SNCB

Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

I/VI

Leçons 1 à 11

1984

TABLE DE MATIERES

COURS 1260 - ENGINS DE TRACTION DIESEL

	Leçon
Introduction: But du cours	
CHAPITRE I - GENERALITES.	1
A. Définitions générales	
1. Qu'est-ce qu'un véhicule diesel ?	
2. Qu'est-ce qu'un engin de traction diesel ?	
B. Organes principaux des engins de traction diesel.	
I. La caisse.	
a) La disposition de la caisse	
b) La forme de la caisse	
c) Les organes de roulement	
d) Le poids par essieu	
II. Le moteur diesel	
a) Les caractéristiques techniques	
b) Les particularités constructives	
III. L'équipement et les organes auxiliaires du moteur diesel	
a) L'air de combustion	
b) Gas de combustion	
c) L'installation de combustible du moteur	
d) L'installation de refroidissement	
e) L'installation de graissage	
f) L'installation de préchauffage du moteur	
g) La méthode de lancement du moteur	
IV. La transmission	
a) Les transmissions mécaniques	
b) Les transmissions hydrauliques	
c) Les transmissions électriques	
C. Classification des engins de traction diesel	2
I. Les locomotives diesel-de route	
a) Généralités	
b) Classification des locomotives de ligne de la S.N.C.B. suivant:	
1. La puissance du moteur	

Leçon

2. La construction du moteur
3. La transmission
4. Poids de la locomotive
5. L'effort de traction
6. Remarques

II. Les locomotives diesel de manoeuvre

a) Généralités
b) Classification des locomotives de la S.N.C.B.

1. La puissance du moteur
2. La construction du moteur
3. La transmission
4. Poids de la locomotive
5. L'effort de traction

III. Les autorails 3

a) Généralités
b) Classification des autorails suivant leur "aptitude"

1. La puissance du moteur
2. La capacité de transport (construction de la caisse)
3. La possibilité d'accouplement
4. La réversibilité
5. Rayon d'action

c) Les caractéristiques techniques des autorails.

1. Le moteur
2. Placement du moteur
3. La transmission

d) Les propriétés constructives des autorails

1. Des organes de roulement
2. Le poids
3. Le poids par essieu
4. Les dimensions
5. La distance entre pivots de bogies
6. L'empattement

e) Les autorails des Chemins de fer belges 4

1. Classification suivant leur composition et leur poids par caisse
2. Classification suivant leur puissance spécifique
3. Classification suivant leur vitesse maximum et leur aptitude
4. Classification suivant les possibilités d'accouplement

Leçon

5. Classification suivant la nature de leur transmission
6. Classification suivant le montage de leur motorisation
7. Classification suivant la tare par mètre de longueur de caisse

CHAPITRE II. - LA PRODUCTION DE L'EFFORT DE TRACTION D'UN ENGIN DIESEL 5

A. Introduction: Quelques définitions générales de mécanique

1. Etat de repos d'une masse
2. Force
3. Travail
4. Puissance

B. Puissance effective et couple moteur développés par le moteur diesel

C. Le couple et la puissance d'entraînement d'une roue motrice d'un engin diesel

D. La production d'un couple d'entraînement et la puissance d'entraînement sur les roues motrices d'un engin diesel

1. Entraînement par ponts d'essieux

a) multiplication du couple
b) multiplication de vitesse

Remarque: couple de réaction d'un pont d'essieu

2. Entraînement au moyen d'un essieu auxiliaire et de bielles d'accouplement
3. Entraînement par moteurs de traction électriques

E. La production de l'effort de traction sur une roue motrice 6

1. Poids adhérent d'une roue motrice
2. Coefficient d'adhérence et effort d'adhérence d'une roue motrice
3. Effort de traction
4. Effort de traction maximum - Coefficient d'adhérence
5. Détermination de l'effort de traction d'un engin diesel à partir de la puissance du moteur. - Vitesse maximum

	Leçon	art.
F. Détermination de la vitesse maximum et de la puissance d'accélération d'un engin diesel pour une charge donnée	7	
I. Résistance à l'avancement d'un engin diesel et du train remorque		
a. Définitions		48
b. Origine de la résistance à l'avancement d'un véhicule ferroviaire		49-63
II. Equilibre entre l'effort de traction d'un engin diesel et la résistance totale à l'avancement du train		64-65
III. Représentation graphique des caractéristiques principales d'un engin diesel		66
CHAPITRE III.	8	
A. Introduction		
I. La représentation graphique du couple moteur et de la puissance d'un moteur diesel par rapport à sa vitesse de rotation		1
II. La représentation graphique du couple d'entraînement d'un engin diesel par rapport à la vitesse de l'engin pour une puissance moteur donnée		2
III. But de la transmission d'un engin diesel		3-8
IV. Sortes de transmissions		9-12
B. Accouplements entre organes de la transmission		
I. Généralités		13-14
II. L'accouplement fixe		15
III. L'accouplement élastique		
a. L'accouplement élastique à plateaux		16-17
b. L'accouplement élastique à anneau		18-21
c. L'arbre d'accouplement élastique		22
d. L'accouplement élastique direct (Holset)		23
e. L'entraînement par courroies		24
IV. Les accouplements angulaires	9	25
a. Cardan à croisillon		26
b. Cardan à bague		27
c. Propriétés de l'accouplement à cardan		28
d. L'arbre à cardan		29-31

	Leçon	art.
V. Les accouplements mobiles		32
a. L'accouplement à griffes		33
b. Application		34
VI. L'accouplement à friction		
a. Principe: L'accouplement à friction conique		35
b. L'accouplement à disques		36-38
c. L'embrayage mécanique "Brossel"		
1. Principe de fonctionnement		39-40
2. Remarques importantes - Sécurité de fonctionnement		41-44
d. L'embrayage à disques "Twin Disc"		45
VII. L'accouplement hydraulique	10	
a. Définitions générales		46-52
b. Les accouplements hydrodynamiques (et coupleurs)		
1. Composition		53-55
2. Principe de fonctionnement		56-60
3. Discussion		61-62
4. Conclusions		63-64
5. Détermination du glissement dans un accouplement hydrodynamique		65-68
6. Rendement		69-71
7. Représentation graphique du couple pouvant être transmis par un accouplement hydrodynamique		72-74
8. Application de l'accouplement hydrodynamique		75-77
c. L'accouplement hydrostatique	11	
1. Principe de base		78-79
2. Installation hydrostatique avec une pompe à éléments multiples		80
3. Accouplements hydrostatiques: système "Thoma"		
a. Organes composant		81
b. Fonctionnement		82
c. Puissance et rendement		83-87
4. Application de l'accouplement hydrostatique à la S.N.C.B.		88
C. L'inverseur.	12	
I. But de l'inverseur		89
II. Principes de fonctionnement		
a. Principe du nombre pair ou impair d'engrenages		90-92

	Leçon	art.
b. Principe des engrenages coniques		93
c. Principe de changement d'essieux accouplés		94
III. Remarques importantes		95-101
D. Le différentiel		
I. But		102
II. Principe de fonctionnement		103-107
III. Application		108
E. La roue libre		109
F. L'entraînement des essieux		
I. Généralités		110
II. Ponts d'essieux		111
a. Ponts d'essieux à engrenages coniques		112
b. Ponts d'essieux à roue et vis sans fin		113
c. Remarque		114
III. Entraînement par faux essieu et bielles		115-121
CHAPITRE IV - ETUDE DES TRANSFORMATEURS DE COUPLE MECANIQUES ET HYDRAULIQUES	13	
Introduction		1-6
A. Le transformateur de couple mécanique ou boîte de vitesse		7
I. Principe de fonctionnement de la boîte de vitesse		8-11
II. Principe de construction d'une boîte de vitesse		12-15
III. Diagrammes caractéristiques d'une transmission mécanique		16
a) La vitesse de rotation du moteur en fonction de la vitesse de l'engin		17-19
b) Le diagramme du couple sur l'arbre d'entrée et de sortie de la boîte de vitesse en fonction de la vitesse de l'engin		20
c) La diagramme du couple d'entraînement en fonction de la vitesse du véhicule		21

	Leçon	art.
IV. Diagrammes caractéristiques des autorails "Brossel" t. 554		22
a) Détermination du diagramme de la vitesse du véhicule en fonction de la vitesse de rotation du moteur		23-25
b) Détermination des diagrammes du couple		26-27
V. Espèces de boîtes de vitesse	14	28
a) Les boîtes de vitesse non synchronisées		29-30
b) Les boîtes de vitesse semi-synchronisées		31-33
c) Les boîtes de vitesse synchronisées		34
1) Avec accouplements à griffes synchronisés		35
2) Avec embrayages individuels		36
VI. La boîte de vitesse "Brossel"		
a) Généralités		37-38
b) Commande		39
c) Sécurités de la boîte de vitesse		40-42
VII. La boîte de vitesse Winterthur		
a) Généralités		43
b) Principe de fonctionnement		44-47
c) Pompes à huile		48
d) Robinet distributeur		49
e) Commande		50
B. Le transformateur de couple hydraulique.	15	
I. Introduction à l'étude des transformateurs de couple hydrauliques: énergie d'une masse fluide en mouvement		51-58
II. Organes constitutifs d'un transformateur hydraulique		59-61
III. Principe de fonctionnement du transformateur de couple hydraulique		
a) Principe de base		62
b) La pompe centrifuge		63-64
c) La transformation du couple réalisée par le transformateur de couple hydraulique		65
1) La roue turbine ne tourne pas		66-71
2) La turbine possède une certaine vitesse de rotation (n 2 t/min)		72-74
d) Résumé des propriétés des transformateurs de couple hydrauliques		75-78

8.

	Léçon	art.
IV. Sortes de transformateurs de couple hydrauliques	16	79-82
V. Etude des caractéristiques des transformateurs de couple hydrauliques		83
a) Le couple primaire absorbé par le transformateur de couple		84-89
b) Le couple secondaire fourni par le transformateur de couple		90
c) Multiplication du couple		91-92
d) Le couple de réaction		93
e) Le rendement		94-100
VI. Moyens d'élargir la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique	17	
a) Généralités		101-102
b) Méthodes utilisées pour adapter la transmission hydraulique aux grandes vitesses de l'engin		103
c) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique par la construction particulière de son transformateur de couple		104-106
d) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique en ajoutant au transformateur de couple un accouplement à disques		107-109
e) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique en ajoutant au transformateur de couple, un accouplement hydraulique		110-113
f) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique par la juxtaposition de deux ou plusieurs transformateurs de couple		114
1) Voith type T 45 MZ		115
2) Voith type 216 ~~PS~~		116
g) Ajoute d'une boîte de vitesse mécanique au transformateur de couple (Mekydro)		117-118
VII. Signification des courbes caractéristiques d'une transmission hydraulique	18	119
a) Les caractéristiques des transformateurs de couple à 3 étages Twin-Disc de la série 11.500		120-125
b) Les caractéristiques de la turbo-transmission Voith L 37 Z		126-139

	Leçon	art.
VIII. Méthodes pour la mise en service ou hors service des transformateurs de couple ou des coupleurs d'une transmission hydraulique		140
a) Par remplissage ou vidange des transformateurs de couple ou coupleurs		141-146
b) Par isolement du transformateur de couple par rapport au moteur diesel et au véhicule par une installation combinée: accouplement à disques - roue libre		147
IX. Etude de la transmission hydraulique SEM type GTC 4 (K 104 et K 114) montée sur les autorails t. 602-603-630	19	
a) Généralités		148-149
b) Commande de la transmission		150-154
c) Refroidissement et filtration de l'huile de la transmission		155
X. La transmission hydraulique "Twin-Disc"		
a) Généralités		156-157
b) Transmissions CF (locotracteurs)		158-162
c) " DF (AR t. 605)		163-164
d) " DFFR (AR t. 604)		165-166
e) Les circuits fluides des transmissions "Twin Disc"		167
XI. La transmission Voith - L. 37 montée sur les locomotives de manoeuvres-hydrauliques	20	
a) Généralités		168
b) Composition générale		169
c) Commande et distribution		170-178
d) Influence primaire		179
e) Entraînement du compresseur d'air		180
f) Refroidissement		181
g) Graissage		182
h) Huile à utiliser		183
i) Sécurité		184
j) Remplissage partiel		185-187
k) Sécurité contre la survitesse		188
XII. La turbo-transmission Voith - L 216		189-201
XIII. " " " L 217		202

	Leçon	
CHAPITRE V - ETUDE DES TRANSMISSIONS ELECTRIQUES.	21	
I. Généralités		1-3
II. Moteurs de traction		
A. Type de moteur employé		4
B. Sens de marche de l'engin		5-8
C. Contacteurs de puissance		9
D. Couplage des moteurs de traction - Réglage de la vitesse		10-13
E. Couple développé par le moteur de traction		14-15
F. Les caractéristiques d'un moteur de traction		16-20
G. Les courbes caractéristiques d'un moteur de traction pour un engin diesel électrique		21
III. Génératrice	22	
A. Caractéristique externe - Généralités		22
B. Caractéristique externe d'une génératrice de transmission		23-25
C. Adaptation de la puissance de la génératrice au régime de puissance choisi pour le moteur diesel		26
D. Réglage de la génératrice pour l'obtention d'une caractéristique externe à puissance constante		27
E. Les caractéristiques de la génératrice		28-37
IV. Etude générale des différents systèmes de transmission électrique		
A. Les systèmes à réglage électrique pur. Principe		38
1) Les systèmes à influence extérieure de l'excitation de la génératrice		39
a) Le système Ward-Léonard non automatique		40
b) Le système " " automatique		41
2) Systèmes avec génératrice à auto-réglage		42
a) Génératrices à auto-réglage et à vitesse de rotation variable		43
b) Génératrices à auto-réglage et vitesse d'entraînement constante		44
3) Système avec excitatrice pilote		45

	Leçon	art.
B. Les systèmes à réglage effectué par le régulateur du moteur diesel		46-47
V. Parties constitutives principales d'une transmission électrique d'un engin diesel électrique		48
VI. Etude détaillée de la transmission électrique "licence Westinghouse"	23	
A. Constitution de principe		49.
1) La génératrice principale		
a) Description succincte		50
b) Caractéristiques (SNCB)		51
2) Les moteurs de traction		
a) Description succincte		52
b) Couplage		53
c) Propriétés des moteurs (SNCB)		54
3) L'excitatrice		55
B. Principe de fonctionnement		
1. Le circuit de puissance		56
2. Réalisation de la caractéristique externe à puissance constante de la génératrice principale		57-62
3. Discussion de la caractéristique externe de la génératrice principale d'une transmission Westinghouse		
a) Introduction		63-69
b) Représentation de la caractéristique externe		70
c) Variation du courant de charge et de la tension aux bornes de la génératrice principale en fonction de la vitesse de la locomotive		71-80
C. Calcul de l'effort de traction en fonction de la vitesse de l'engin à partir de la caractéristique à puissance constante de la génératrice principale	24	81-83
D. Calcul de l'effort de traction à partir des caractéristiques des moteurs de traction		84
E. Influence de la tension et du degré de shuntage sur la courbe à puissance constante et sur la courbe d'effort de traction		

	Leçon	art.
1. Influence de la puissance de la génératrice et du diamètre des roues		85
2. Influence du degré de shuntage et de la tension sur les conditions de marche de la locomotive		86-88
3. Influence d'une tension de shuntage trop grande sur la forme de la courbe de l'effort de traction		89
4. Amortissement du shuntage		90-91
F. Elimination des résistances de shuntage des inducteurs des moteurs de traction lorsque la vitesse de la locomotive diminue		92
G. Propriétés de la transmission "Westinghouse" des locomotives t. 200		93
H. Propriétés de la transmission électrique des locomotives t. 210		94
I. Propriétés de la transmission électrique Westinghouse des locomotives t. 270		95-96
VII. Etude détaillée de la transmission électrique système "EMD"	25	
A. Composition de la transmission "EMD"		97
1. La génératrice		98
2. Les moteurs de traction		99-100
3. Rhéostat de champ		101
B. Réalisation de la caractéristique à puissance constante de la génératrice EMD		
1. Caractéristiques externes de la génératrice EMD		102
2. Réalisation de la courbe à puissance constante		103
a) Raccordement des moteurs de traction en série parallèle		104
b) Changement de couplage		105
c) Shuntage des moteurs de traction		106
3. Conclusion générale		107
4. Remarques		108-109
C. Détermination de la courbe d'effort de traction en fonction de la vitesse de l'engin	26	110-117
D. Les caractéristiques des locomotives T. 205		118
E. Les caractéristiques " " t.212		119

	Leçon	art.
VIII. Les dispositifs des engins diesel-électriques utilisés pour réaliser la transition et le shuntage des moteurs de traction		
A. Généralités		120
1. Les contacteurs qui exécutent le changement de couplage ou le shuntage		121
2. Les relais ou appareils qui commandent, en temps opportun, la transition ou le shuntage et ensuite les contrôlent		122
B. Le changement de couplage des moteurs de traction		123
1. Passage de série-parallèle à parallèle		124-126
2. La rétrotransition de parallèle à série-parallèle		127
C. Le shuntage		128-130
D. La transition et le shuntage des moteurs de traction des locomotives EMD t. 202, 203, 204	27	131-140
E. La transition et le shuntage sur les locomotives EMD t. 205		141-147
F. Le shuntage des moteurs de traction des locomotives EMD t. 212		148
G. Le shuntage des moteurs de traction des locomotives "Westinghouse" t.200	28	149-154
H. Le shuntage des moteurs de traction des locomotives "Westinghouse" t.210		155
I. Shuntage des moteurs de traction au moyen de contacts commandés par un servo-moteur (t.201)		156-158
IX, Les installations d'un engin diesel-électrique pour le changement du sens de marche		
A. Principe		159
B. Inversion des inducteurs des moteurs de traction au moyen de contacteurs (HLDE t. 205-212)		160-163

		Leçon	art.
	Inversion du sens de marche au moyen de tambours à contacts		164
	1. Système appliqué aux loc. t. 202-203-204		165-167
	2. Système appliqué aux loc. t. 200-201-210		168
X.	Les dispositifs de protection des transmissions électriques	29	
	A. Considérations générales		169-172
	B. Le relais de terre		173-176
	C. Le relais anti-flash		177-178
	D. Le relais d'anti-patinage		179-184
	E. Le relais à courant maximum (CLR)		185-188
	F. Protection du personnel contre les dangers de la haute tension		189
XI.	Le frein rhéostatique	30	
	A. Définition et principe		190-191
	B. Application du frein rhéostatique		192-193
	C. Définition et réglage de la grandeur de l'effort de freinage		
	1. Définition de l'effort de freinage		194-195
	2. Réglage de l'effort de freinage		196
	3. Limitation de l'effort de freinage		197-204
	D. Les circuits de commande du frein rhéostatique		
	1. Le sélecteur		205
	2. La 1ère position de freinage de la poignée du sélecteur		206-210
	3. La 2e position de freinage de la poignée du sélecteur		211
	4. Réglage de l'effort de freinage		212-214
	E. Les circuits de commande du frein rhéostatique sur les locomotives t. 205		215-216
XII.	La transmission électrique "ACEC" à régulation électronique (régulation transistorisée)	31	
	A. Introduction		
	1. Principe général de fonctionnement d'un régulateur		217
	2. Composition générale d'un régulateur		218

	Leçon	art.
3. Classification des régulateurs suivant la source de l'énergie de réglage		219-226
4. Le régulateur électronique à régulation simple ou multiple - Schéma en blocs		227-228
5. Avantages de la régulation électronique		229-232
B. Application, but et composition de principe de l'installation de régulation électronique sur les engins de traction diesel-électriques de la S.N.C.B.		233-245
C. L'équipement des locomotives 210.201 à 210.215		246-250
D. La composition de principe de l'installation de régulation des locomotives transistoriées t. 210		251-253
E. Généralités sur les signaux et les circuits		
1. Indication des signaux de réglage dans le schéma en blocs		254
2. Les générateurs de fonction		255-257
F. L'étude détaillée des générateurs de fonction et leurs signaux	32	
1. La source d'alimentation de l'installation de régulation		258
2. Le générateur de fonction du débit d'injection		259
3. Le générateur de fonction de la vitesse du moteur		260-262
4. Le générateur de fonction de la pression de remplissage		263
5. Les générateurs de fonction du courant de charge et du courant d'excitation de la génératrice		264-267
6. Le générateur de fonction pour le shuntage des moteurs de traction		268-269
G. Etude détaillée du circuit de limitation pour le moteur diesel		270-276
H. Etude détaillée du circuit de régulation de la puissance de la génératrice		277-284
I. Réalisation de la régulation du courant d'excitation de la génératrice		
1. Généralités		285-287

	Leçon	art.
2. L'amplificateur magnétique dans sa fonction de régulateur de champ		288-289
3. L'amplificateur magnétique comme amplificateur		300
J. L'amplificateur magnétique ACEC		301-305
K. Le circuit de puissance des locomotives t. 210 à transmission transistorisée		306
L. Les circuits de commande des locomotives t. 210 à transmission transistorisée		307
CHAPITRE VI. - LES INSTALLATIONS ELECTRIQUES BASSE TENSION DES ENGINS DIESEL	33	
A. Généralités		1-2
B. La batterie d'accumulateurs		
1. Nature des batteries utilisées sur les engins diesel		3-7
2. Caractéristiques des batteries utilisées sur les engins diesel		8
a) La tension nominale		9-10
b) La capacité		11-16
3. Placement de la batterie sur un engin		17
C. La dynamo ou génératrice de charge		18-19
D. Le conjoncteur-disjoncteur automatique		20-25
E. Le régulateur de tension		
I. Généralités		
1. Propriétés de la génératrice shunt		26
2. " de la batterie		27
3. Charge de la batterie		28
1ère méthode : La tension aux bornes est maintenue constante		29
2e méthode: L'intensité de charge est maintenue constante		30
3e méthode: L'intensité de charge diminue par paliers au fur et à mesure que la charge se poursuit		31-32
4. Méthodes de charge appliquées sur les engins de traction diesel		33-34

	Leçon	art.
II. Principe de fonctionnement d'un régulateur de tension		
1. Réglage de la tension		35-37
2. Limitation du courant		38
3. Principe de fonctionnement du régulateur de tension		39-41
F. Etude détaillée des régulateurs de tension utilisés sur les engins diesel de la S.N.C.B.	34	
I. Régulateurs pour circuits de charge à tension constante et limitation de débit		
1. Le régulateur de tension Scintilla		42-44
2. Le régulateur Bosch t. RS/WA		45
II. Régulateurs pour circuits de charge à intensité constante		
1. Le régulateur de tension EVR		46-52
2. Le régulateur Brown-Boveri t. GS		53
III. Régulateurs pour circuits de charge à tension constante		
1. Le régulateur de tension "Westinghouse" ACEC		54-59
2. L'installation de charge Regohm - EMD		60-62
3. L'installation de charge Regohm t. 212 - 205		63-64
4. L'installation de charge - transistorisée des locomotives diesel-électriques t. 210	35	65-70
G. Les installations d'éclairage des engins diesel		
I. Eclairage à incandescence		71-72
II. L'éclairage à fluorescence		
1. Les appareils d'éclairage fluorescents à courant continu		73-74
2. L'armoire d'éclairage "ACEC"		75-76
CHAPITRE VII. - CABINES DE CONDUITE, INSTALLATIONS POUR LA CONDUITE, LA PROTECTION ET LE CONTROLE	36	
A. Génératrices		1-2
B. Dispositifs pour la commande à distance de la motorisation		
1. Définition générale		3
2. Sortes de commandes à distance		4

	Leçon	art.
3. La commande à distance mécanique		5-6
4. Commande à distance pneumatique		7-16
5. La commande à distance électro-pneumatique		17-26
6. La commande à distance électrique		27
7. La commande à distance électro-magnétique		28
8. La commande à distance électro-hydraulique		29
9. La commande à distance électro-oléo-pneumatique		30
C. Etude détaillée des dispositifs de conduite pneumatiques		
I. Application de la conduite pneumatique sur les engins diesel de la S.N.C.B.		31
II. Constitution de principe d'un dispositif de conduite pneumatique		32
III. Le dispositif de réglage de la vitesse de la locomotive		33
1. Le mano-détendeur ou soupape de réglage fin		
a) Principe de fonctionnement		34-35
b) Réglage de l'enfoncement de la tige de pression		36-40
2. Le servomoteur à combustible		41-44
IV. La commande des organes de la transmission		
1. La transmission hydraulique	37	45-46
2. Inverseur et changeur de gammes		47-48
V. Verrouillage du dispositif de conduite		49-51
VI. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 250		52
1. Robinet de distribution "Westinghouse ef 138"		53
a) La soupape de distribution 936 F/4		54
b) Le carter du mécanisme de commande		55
2. Le palpeur		56-60
3. L'arbre de commande		61-64
4. Explication du dispositif de conduite		65-69
VII. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 232		70-74
VIII. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 260		75-83
IX. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives D.E. à transmission "Westinghouse"		84-87

	Leçon	art.
D. Les dispositifs de protection et de contrôle des engins diesel	38	
I. Généralités		
1. Dispositifs non automatiques		88-92
2. Dispositifs automatiques		93-94
II. Nature et but des dispositifs de protection et de contrôle des engins diesel		
1. Le moteur diesel		95-96
2. La transmission		97-99
3. Le véhicule		100
III. Protection du moteur diesel contre la surchauffe		101
1. Appareils de contrôle		102-106
2. Appareils de protection		107-114
IV. Protection du moteur diesel contre un manque d'eau dans le circuit de refroidissement		115-118
V. Protection du moteur diesel contre une pression insuffisante de l'huile de graissage		119-124
VI. Protection du moteur diesel contre une température trop élevée de l'huile de graissage		125-127
VII. Protection du moteur contre la survitesse		128-133
VIII. Contrôle de la pression d'admission de l'air de combustion		134
IX. Contrôle de la pression du combustible		135
X. Etude de quelques dispositifs de protection "type"	39	136
1) Protection au moyen d'une électrovalve à air et à combustible centrale		137
2) Protection au moyen d'un relais de protection central		138
3) Protection par un dispositif d'arrêt, alimenté par la pompe d'alimentation en combustible		139
4) Protection par armoire "Teddington"		140-143
5) Protection par le régulateur hydraulique		144
Remarque: la soupape de survitesse "Voith"		145
XI. Le dispositif de veille automatique		
E. Les dispositifs utilisés sur les engins diesel pour lancer le moteur diesel		146-147

	Leçon	art.
I. Conditions à remplir pour lancer le moteur diesel		148-149
II. Méthode de lancement		
1. La méthode électrique		150
2. La méthode pneumatique		151
III. Le lancement du moteur diesel par la *génératrice* principale de la transmission électrique		
1. Systèmes		152-153
2. Conditions générales		154
3. Réalisation		
a) Engins diesel à transm. EMD t. 202 - 203 - 204 - 205 - 212		155
b) Engins diesel à transm. Westinghouse t. 200 - 210		156-157
c) Les locomotives t. 201		158
IV. Les moteurs électriques de démarrage	40	
1. Généralités		159
2. Propriétés particulières		160-161
3. Sortes de moteurs de lancement		162-164
4. Les démarreurs à axe coulissant "Scintilla"		165-175
5. Les démarreurs à axe coulissant "Bosch type AL/FTB		176-187
6. Les démarreurs "Bendix" à pignon coulissant		188
7. Les démarreurs "Delco-Remy - principe Dyer" à pignon coulissant		189-191
8. Le démarreur "Bosch type B" à induit coulissant		192-195
V. Le lancement pneumatique		
1. Principe général		196
2. Constitution de principe de l'installation pneumatique		197
3. Systèmes de lancement		
a) "ABC"		198-200
b) "SEM"		201
c) "Cockerill"		202
CHAPITRE VIII. - LA PRODUCTION D'AIR COMPRIME SUR LES ENGINS DIESEL	41	
A. Généralités		1-3
B. Constitution des installations de production d'air comprimé		4
C. Compresseurs		
I. Nature des compresseurs		5

	Leçon	art.
II. Sens de rotation		6
III. Nombre d'étages		7
IV. Le nombre de cylindres et leur montage		8-11
V. Propriétés constructives du compresseur-pistons - cylindres - vilebrequins - bielles-soupapes - refroidissement - graissage-débit et puissance - entraînement - pertes de pression		12-33
D. Installation de production d'air comprimé		34
I. Filtre à air		35-37
II. Appareil antigel		38
III. Le réfrigérant		39
IV. Le séparateur d'huile		40
V. La soupape de sécurité		41
VI. Soupape de retenue		42
VII. Les régulateurs de pression des compresseurs à marche continue		43-50
VIII. Régulateurs de pression pour compresseurs à marche intermittente		51
CHAPITRE IX. - LES INSTALLATIONS DE COMMANDE A DISTANCE DES PORTES D'AUTORAILS	42	
A. Généralités		1-4
B. Le système Etalbo d'origine		5-8
C. Le système Etalbo amélioré		9-12
D. Le système "Kieckert"		13-28
E. Le système "Jaspar"		29-32
CHAPITRE X. - INSTALLATIONS DES ENGINS DIESEL POUR LE PRECHAUFFAGE DU MOTEUR DIESEL ET LE CHAUFFAGE DU MATERIEL A VOYAGEURS	43	
A. Etude générale des dispositifs de combustion *avec brûleur à gasoil*		
I. Introduction		1-3
II. Principe général de fonctionnement d'un dispositif de chauffe avec brûleurs à gasoil		4
III. Classification des dispositifs de chauffe, avec brûleur à gasoil, suivant leur puissance calorifique		5-8

	Leçon	art.
IV. Classification des dispositifs de chauffe, avec brûleur à gasoil, suivant le nombre de régimes de marche		9-10
V. Classification des dispositifs de chauffe, avec brûleur à gasoil, suivant la façon dont le combustible et l'air sont fournis		
1. Les brûleurs à coupelle ou à diffuseur rotatif		11-12
2. Les brûleurs à haute pression		13-16
3. Brûleurs à émulsion ou brûleurs à basse pression		17
4. Brûleurs à vaporisation		18
VI. Classification des installations de chauffe au gasoil suivant la façon dont le combustible est enflammé		19-20
VII. Conditions à remplir pour obtenir une bonne combustion		21-24
VIII. Indices d'une bonne combustion		25-31
IX. La commande et la *protection* du brûleur		32-42
B. Chaudières de préchauffage avec brûleur "Westinghouse"	44	43-58
C. Chaudières de chauffage "Webasto"		59-65
D. Chaudières de préchauffage "Vapor - B 70 ou W 120		66-73
E. Tableau de dépannage		74-76
F. Le générateur de vapeur "Vapor Clarkson"	45	
I. But		77
II. Capacité de chauffage		78
III. Description générale		79
a) La chaudière de chauffage		80
b) Le brûleur à gasoil		81-85
IV. Réglage du régime de marche		86-87
V. L'installation d'arrivée et de réglage du débit d'eau au générateur		88
VI. L'installation de distribution de la vapeur		89-91
VII. L'installation d'alimentation en gasoil du brûleur et de réglage de la puissance		92-96
VIII. Schéma électrique		77-108

	Leçon	art.
IX. La mise en service		109-113
X. Etude détaillée des appareils d'alimentation, de commande et de protection des générateurs de vapeur "Vapor Clarkson"	46	
a) Alimentation en eau et réglage		
1) L'adoucisseur d'eau		114
2) La pompe à eau		115-117
3) La soupape de réglage de la pression		118
4) Régulateur de débit		119-120
b) L'installation de combustible		
1) Le servo-régulateur du combustible		121-129
2) Le pulvérisateur ou atomiseur		130
3) Le régulateur de pression d'air		131
4) Régulateur de pression du combustible		132
5) L'interrupteur à pression d'air		133
6) La pompe à combustible		134
7) Filtre à combustible		135
c) L'installation d'allumage		
1) Le moteur-convertisseur ou commutatrice		136
2) Le transformateur d'allumage		137
3) Les bougies		138
d) Le circuit de vapeur		
1) Echangeurs de chaleur		139
2) Purgeur des serpentins		140
3) Séparateur de vapeur		141
4) Purgeur du séparateur		142
5) Soupapes de sûreté		143
6) La vanne de fermeture à commande à distance		144
7) Condenseur à clapet		145-149
8) Condenseur thermostatique		150
e) Les appareils de protection		
1) Le thermostat de cheminée		151
2) Limiteur de température		152-154
XI. Mesures à prendre en période de gel	47	155-157
XII. Tableau de dépannage		158
G. Les installations de chauffage et de ventilation des engins diesel		159
I. Le chauffage et la ventilation des cabines de conduite des locomotives diesel		
a. Chauffage		160-164
b. Ventilation		165-167

	Leçon	art.
II. Le chauffage et la ventilation des autorails		
a) Chauffage		168-170
b) Ventilation		171-172
CHAPITRE XI. - ORGANES DE ROULEMENT, SYSTEMES DE SUSPENSION ET BOGIES DES ENGINS DE TRACTION DIESEL	48	
A. Organes de roulement		
1. Roues - Trains de roues		1-2-3
2. Poids par essieu		4
B. Systèmes de suspension		
1. Suspension fixe		5-6
2. Suspension articulée		7-13
C. Boîtes d'essieux		14
1. Les boîtes extérieures		15-19
2. Les boîtes intérieures		20
Remarques: 1. Etanchéité des boîtes d'essieux		21
2. Travaux d'entretien		22
D. Engins diesel à suspension fixe	49	23
I. Conditions auxquelles doit répondre la suspension		24-26
II. Conditions à remplir pour que la suspension soit déterminée statiquement		27-30
III. Etude de la suspension en 3 points		31
a) Condition d'équilibre		32
b) Condition de stabilité		33
c) Répartition de la charge		34-37
IV. Etude de la suspension en 4 points		38-39
a) La suspension en 4 points d'un engin diesel à 2 essieux		40-47
b) La suspension en 4 points des véhicules à 3 essieux		48
c) La suspension en 4 points d'une locomotive à 4 essieux		49-50
V. Réalisation de la suspension en 4 points		51-53
VI. Equerrage du châssis		54-59
E. Engins diesel à suspension articulée(Bogies)	50	
I. Généralités		60-63
II. Ressorts de suspension		64
a) Ressorts à lames		65
b) Ressorts hélicoïdaux		66

	Leçon	art.
III. Charge d'un châssis de bogie		67-71
IV. Equerrage du châssis de bogie		72-73
V. Principes de construction des bogies pour engins diesel		74-79
VI. Conditions de construction		80-85
VII. Accroissement de la stabilité de roulement d'un bogie		
a) Jeu entre les organes à mouvement relatif		86-88
1. Guidage des boîtes d'essieux - système Alsthom		89-91
2. Guidage des boîtes d'essieux - système Schlieren		92
b) Systèmes de suspension		93-94
c) Appui de la caisse sur les bogies		95-97
d) Les dispositifs de rappel d'un bogie		98-105
e) L'amortissement des mouvements de balancement et de galop des bogies		106-107
VIII. Bogies des engins de traction diesel de la S.N.C.B.		
a) Autorails		108-113
b) Locomotives		114-121

SOCIETE NATIONALE
DES CHEMINS DE FER BELGES

ENSEIGNEMENT PROFESSIONNEL

COURS 1260

ENGINS DE TRACTION DIESEL

S.N.C.B.

Enseignement Professionnel — Leçon 1

COURS 1260.

ENGINS DE TRACTION DIESEL

Introduction.

1. But du cours : "Engins de traction diesel".

Le but de ce cours est l'étude théorique et générale des organes principaux des engins de traction diesel ramenée à leurs principes de base.

Pour l'étude détaillée de l'équipement des engins de traction diesel en service à la S.N.C.B., nous vous renvoyons aux livrets descriptifs du conducteur.

Chapitre I.

Généralités.

A. Définitions générales.

2. 1. Qu'est-ce qu'un véhicule diesel ?

Un véhicule diesel, considéré en général, est un véhicule dont l'effort d'entraînement est produit par un moteur diesel.

3. 2. Qu'est-ce qu'un engin de traction diesel ?

Un engin de traction diesel est un véhicule ferroviaire entraîné par un moteur diesel et servant au transport de voyageurs ou à la remorque de trains de voyageurs ou de marchandises.

B. Organes principaux des engins de traction diesel.

4. Les engins de traction diesel sont composés des organes principaux suivants :

- la caisse avec les organes de roulement, de traction et de choc, et de frein.
- la motorisation constituée du moteur diesel avec son équipement et ses organes auxiliaires et de la transmission qui transmet la puissance du moteur diesel aux essieux de l'engin.

I. La caisse.

5. La disposition et la forme de la caisse déterminent la catégorie et le type dans lequel on peut classer un engin diesel.

Comme caractéristiques principales de la caisse, il faut considérer:

6. a) La disposition de la caisse.

Suivant que la caisse est conçue pour la remorque de véhicules ferroviaires ou pour le transport direct de voyageurs, on classe les engins de traction diesel en

(1) locomotives diesel
(2) autorails.

7. b) La forme de la caisse.

On distingue:

1) La forme symétrique dans laquelle le véhicule est équipé, aux deux extrémités, d'une cabine de conduite identique permettant de conduire l'engin, dans les mêmes conditions, quel que soit le sens de marche.

2) La forme non symétrique dans laquelle l'engin n'est équipé que d'une seule cabine de conduite soit à une des extrémités soit au centre du véhicule. Dans ce dernier cas, la cabine est généralement surélevée pour rendre possible la conduite dans les deux sens de marche.

8. c) Les organes de roulement.

La caisse peut être portée soit par deux bogies à chacun deux ou trois essieux, soit par des essieux séparés. Des boîtes à rouleaux assurent la liaison des essieux avec le châssis du bogie ou de la caisse.

Les essieux peuvent se classer en:

- essieux moteurs qui sont entraînés directement ou indirectement par le moteur diesel;
- essieux porteurs qui servent uniquement à porter le bogie ou la caisse;
- essieux accouplés qui sont réunis par des bielles d'accouplement.

9. Dans les engins supportés par essieux séparés, le

type d'engins est déterminé par une lettre majuscule dont le rang alphabétique indique le nombre d'essieux moteurs. Cette lettre majuscule peut être éventuellement précédée ou suivie par une lettre minuscule dont le rang indique le nombre d'essieux porteurs et la position par rapport à la lettre majuscule indique la position des essieux porteurs par rapport aux essieux moteurs.

Ex.: une locomotive "type D" comporte 4 essieux moteurs tandis qu'une locomotive "a C a" comporte trois essieux moteurs précédés et suivis d'un essieu porteur.

Il existe à la S.N.C.B. des locomotives diesel de manoeuvre du type B (2 essieux moteurs accouplés), de type C (3 essieux moteurs accouplés) et de type D (4 essieux moteurs accouplés).

10. Si la caisse est supportée par bogies, leur nombre est indiqué par le même nombre de lettres majuscules; le rang alphabétique de ces lettres indique respectivement le nombre d'essieux que chaque bogie comporte.

On distingue, à la S.N.C.B., les locomotives type "BB" équipées de 2 bogies avec deux essieux et les locomotives type "CC" à 2 bogies de trois essieux.

11. d) Le poids par essieu. (masse par essieu moteur)

Pour un engin de traction diesel, l'effort exercé par ses essieux moteurs sur les rails est très important. En effet cet effort détermine comme nous l'expliquerons en détail au chapitre II, l'effort de traction maximum pouvant être développé au démarrage.

Ainsi pour qu'un engin de traction diesel soit apte à la remorque de trains lourds, son poids par essieu doit être élevé, c'est-à-dire une grande masse par essieu moteur.

II. Le moteur diesel.

12. L'aptitude d'un moteur diesel pour l'entraînement d'un engin de traction diesel a été examinée en détail dans le cours 1213 (Titre I - Chapitre VII).

Nous résumons cependant ci-après les caractéristiques particulières et les propriétés qui déterminent cette aptitude.

On distingue:

(a) les caractéristiques techniques du moteur diesel dé-
(terminées par sa puissance, sa vitesse de rotation et
(son couple moteur maximum.
(
(b) les propriétés constructives du moteur déterminées par
(son encombrement, (hauteur, largeur et longueur) et sa
(masse

a) Les caractéristiques techniques du moteur diesel.

13. La puissance, la vitesse de rotation et le couple maximum développés par le moteur diesel déterminent en ordre principal les caractéristiques techniques et l'aptitude d'un engin diesel.

En effet, plus grande est la puissance du moteur diesel, plus grande est la puissance transmise aux essieux moteurs et plus grande est la puissance que peut développer l'engin. Le rapport existant entre la puissance du moteur diesel et celle du véhicule est expliqué au chapitre II.

La puissance effective développée au volant du moteur diesel peut être exprimée par la formule de base suivante:

$$P = \omega . c = \frac{2T6\ n}{60} . C = 0,10472\ C.n$$

c : couple moteur exprimé en Nm
n : vitesse de rotation du moteur en t/min.
P : puissance exprimée en Watts.
w : vitesse angulaire en radians/sec

14. Cette puissance peut être réglée par :

1) le réglage du couple moteur au moyen d'un régulateur de débit
2) le réglage de la vitesse du moteur au moyen d'un régulateur de vitesse.

Le fonctionnement et le but de ces deux sortes de régulateurs sont expliqués dans le cours 1213.

15. On appelle "puissance de traction" du moteur diesel la puissance réellement utilisée pour l'entraînement de l'engin. La "puissance de traction" est par conséquent égale à la puissance effective diminuée de la puissance absorbée par les auxiliaires de l'engin (compresseurs, ventilateurs de refroidissement, pompes à combustible, pompes à eau, dynamos de charge batterie, etc.). Ainsi qu'on le montre au chapitre II, cette puissance de traction détermine le régime de vitesse de l'engin pour un effort de traction donné, l'effort de traction maximum à un régime de vitesse donné ainsi que l'effort d'accélération de l'engin et du train remorqué.

16. Un facteur très important de la puissance est la "vitesse de rotation" du moteur.

Ainsi on distingue les moteurs rapides, les moteurs lents et les moteurs à vitesse moyenne.

17. Les moteurs rapides ont généralement un faible masse spécifique (kg/Kw) et un faible encombrement de sorte qu'ils sont adoptés sur les engins de traction diesel où le poids et l'encombrement du moteur ont unegrande importance à cause de l'espace limité pour le placement. C'est le cas, en particulier, pour les autorails (3 à 8 kg/kw).

Les moteurs rapides exigent par contre beaucoup d'entretien à cause de leur construction légère et donc délicate et sont plus exposés à des avaries de toutes sortes que les moteurs lents. Ils se caractérisent donc par une durée de vie beaucoup plus courte que les moteurs lents.

18. Les moteurs lents et à vitesse moyenne sont de construction plus lourde et sont donc moins sujets à avaries que les moteurs rapides. Ils demandent aussi moins d'entretien.

Les moteurs lourds dont la masse spécifique peut atteindre de 10 à 35 kg/KW sont adoptés, à cause de leur masse et encombrement élevés, uniquement pour des engins de traction où on dispose d'un emplacement suffisant et où une masse par essieu élevée est exigée.

b) Les particularités constructives du moteur, c'est-à-dire son encombrement et sa masse :.

19. On appelle encombrement du moteur, l'espace qu'il occupe c.à.d. sa longueur totale, sa largeur et sa hauteur sans tenir compte de ses auxiliaires.

Il est compréhensible que les dimensions principales d'un moteur sont déterminées principalement par :

20 1) le nombre de cylindres ainsi que l'alésage et la course de chaque cylindre.

2) la vitesse de rotation du moteur.

21. Elle détermine, avec le nombre de cylindres, l'alésage, la course et la pression moyenne, la puissance du moteur.

L'influence de la vitesse sur l'encombrement du moteur a déjà été indiquée ci-dessus.

Les petits moteurs légers à haute puissance sont généra-

lement caractérisés par une pression moyenne élevée, et par conséquent une usure rapide, une durée de vie plus limitée, des frais d'entretien relativement plus grands.

3) La disposition des cylindres en "ligne" ou en "V".

22. Les moteurs en V sont plus courts et donc plus larges que les moteurs en ligne à nombre de cylindres et puissance identiques. Ils conviennent donc le mieux pour des engins de traction relativement courts. Les moteurs en ligne sont mieux adaptés pour des engins où on dispose d'une place suffisante en longueur plutôt qu'en largeur.

Dans certains cas, les moteurs en V seront aussi préférés aux moteurs en ligne à cause de leur hauteur plus petite.

4) Le montage des cylindres.

23. Dans les moteurs en ligne, les cylindres peuvent être placés verticalement ou horizontalement.

Les moteurs horizontaux sont surtout utilisés sur les engins dont le moteur doit être placé dans un bogie ou dans un châssis sous la caisse, comme c'est le cas pour les autorails.

5) Le principe de fonctionnement du moteur.

24. La puissance spécifique (puissance effective par tonne de masse ou par unité de volume) d'un moteur 2 temps est de 40 à 60 % supérieure à celle d'un moteur à 4 temps non suralimenté. Les moteurs à 2 temps seront donc préférés pour des engins de traction où la masse et l'encombrement doivent être limités autant que possible. C'est le cas, en particulier, pour les locomotives de grande puissance; à cause du très grand encombrement d'un moteur normal à 4 temps et à vitesse moyenne, elles auraient des dimensions beaucoup trop grandes.

Lorsque le moteur doit être placé sous le plancher de la caisse, un moteur rapide à 2 temps, ayant des dimensions plus limitées qu'un moteur à 4 temps de même puissance pour une même vitesse de rotation, sera de préférence utilisé.

6) L'alimentation du moteur à 4 temps.

25. La puissance spécifique du moteur à 4 temps peut cependant être augmentée par la "suralimentation". Les moteurs suralimentés trouvent donc une large application pour les engins de traction diesel à grande puissance mais de dimensions et masse limités..

Ainsi par ex. un moteur en ligne à 8 cylindres développe seulement la même puissance qu'un moteur à 6 cylindres suralimenté dont les cylindres ont la même dimension. Cela signifie par conséquent un accroissement de longueur d'environ 25 %.

III. L'équipement et les organes auxiliaires du moteur diesel.

26. Ceux-ci ont aussi une grande influence sur la forme, les dimensions et l'aptitude d'un engin de traction diesel.

En particulier, il faut prendre en considération :

27. a) L'amenée de l'air de combustion au moteur.

Sont importants : l'endroit où l'air de combustion est aspiré (sur le toit, dans les parois latérales, sous la caisse), les filtres à air (nature et nombre) et l'installation éventuelle de suralimentation (suralimentation ordinaire ou haute suralimentation).

28. b) L'évacuation des gaz de combustion.

Les gaz de combustion s'échappent par le conduit d'évacuation via un silencieux ou éventuellement au travers de la turbo-soufflante. La liaison du moteur ou de la turbo à la cheminée doit être élastique ou télescopique lorsque le moteur ou la turbo ne sont pas placés, comme le conduit d'évacuation, sur le châssis du véhicule mais sont placés sur un châssis suspendu élastiquement au châssis de la caisse ou dans un bogie.

29. c) L'installation de combustible du moteur.

C'est surtout l'encombrement du réservoir à combustible qui est important. Un réservoir encombrant est désavantageux à cause du grand espace qu'il occupe mais avantageux à cause du grand rayon d'action qu'il donne à l'engin. Par là, il faut entendre le parcours total que l'engin peut effectuer avec le contenu du réservoir à combustible.

Le rayon d'action de l'engin diesel sera donc aussi déterminé par :

- la consommation moyenne et la charge moyenne du moteur.
- la consommation moyenne et l'utilisation moyenne d'autres installations utilisant du combustible telles que les chaudières de préchauffage et de chauffage avec brûleur à gasoil.

30. d) L'installation de refroidissement du moteur diesel.

La nature de l'installation de refroidissement (air ou eau), le système de refroidissement lui-même (avec thermostat, avec thermorelais), le refroidissement des radiateurs (refroidissement naturel, refroidissement par ventilateurs entraînés par le moteur lui-même ou par des systèmes d'accouplement particuliers) ont une importance.

L'encombrement du système de refroidissement et la puissance éventuelle absorbée par les ventilateurs de refroidissement sont en rapport avec la puissance développée par le moteur diesel.

31. e) L'installation de graissage du moteur.

L'installation dépend de l'encombrement des filtres et aussi du genre de sous-carter du moteur (carter rempli d'huile ou carter sec). Les moteurs lourds doivent généralement être "prégraissés" avant leur lancement.

32. f) L'installation de préchauffage du moteur.

Certains moteurs (à injection directe) doivent être préchauffés avant le lancement. Le préchauffage du circuit de refroidissement peut se faire au moyen d'une chaudière avec brûleurs à gasoil (Webasto, Vapor heater, Westinghouse) ou à l'aide de résistances électriques alimentées par un générateur à courant continu ou alternatif entrainé par un groupe auxiliaire (engins de traction diesel étrangers).

33. g) La méthode de lancement du moteur.

Le moteur diesel peut être démarré électriquement ou pneumatiquement. La méthode électrique trouve généralement son application lorsque l'engin est équipé, pour l'une ou l'autre raison, d'une batterie de capacité suffisante pour alimenter les moteurs électriques de lancement.

Si ce n'est pas le cas et s'il y a suffisamment de place, on choisit pour les moteurs lourds le lancement pneumatique.

Cette méthode impose la présence sur le véhicule d'un compresseur et de bonbonnes à haute pression d'air.

IV. La transmission.

34. Elle a pour but de transmettre la puissance, développée par le moteur diesel, sous une forme appropriée aux essieux moteurs du véhicule.

On distingue :

35. a) Les transmissions mécaniques (fig. 1) composées principalement de :

1) un accouplement mécanique ou hydraulique entre le volant du moteur et la boîte de vitesse.
2) une boîte de vitesse mécanique;
3) un inverseur incorporé dans la boîte de vitesse ou dans les ponts d'essieu.
4) Les ponts d'essieu, pour l'entraînement des essieux moteurs.
5) Les différents arbres élastiques ou à cardans entre les divers organes de la transmission.

36. b) Les transmissions hydrauliques (fig. 1) constituées principalement de :

1) un transformateur de couple hydraulique.
2) un inverseur mécanique compris dans le transformateur de couple ou dans les ponts d'essieu ou constituant un organe séparé.
3) éventuellement un réducteur mécanique (appelé changeur de gamme) permettant de placer le véhicule sur grande vitesse et petit effort de traction ou sur petite vitesse et grand effort de traction (régime voyageurs ou marchandises).
4) éventuellement les ponts d'essieu à moins que les essieux moteurs accouplés ne soient entraînés directement par un faux essieu muni de manivelles sortant du transformateur de couple ou du réducteur.
5) les arbres de liaison (élastiques ou cardans) entre les divers organes de la transmission.

37. c) Les transmissions électriques (fig. 2).

constituées de :

1) une génératrice principale qui présente comme caractéristique externe une courbe de puissance constante ($E \times I = Cte$).

Cette caractéristique externe à puissance constante est obtenue :
soit par : - la génératrice principale prévue avec un système d'excitation particulier
soit par : - la génératrice principale équipée d'une excitation indépendante alimentée par une génératrice d'excitation particulière.

2) une génératrice d'excitation particulière éventuelle.

3) les moteurs de traction, à suspension par le nez, placés sur les essieux moteurs.

Annexe 1

Principe de la motorisation d'un engin diesel avec transmission mécanique ou hydraulique

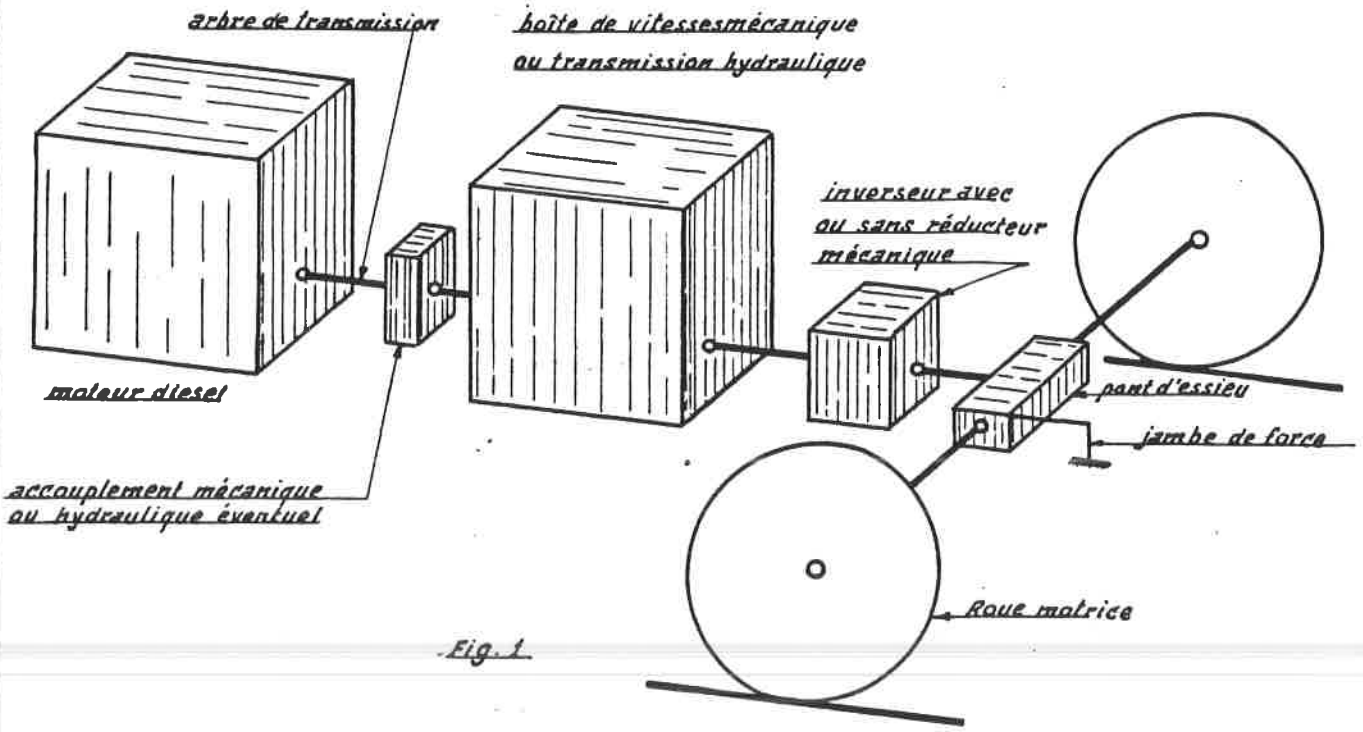


Fig. 1

Principe de la motorisation d'un engin diesel avec transmission électrique

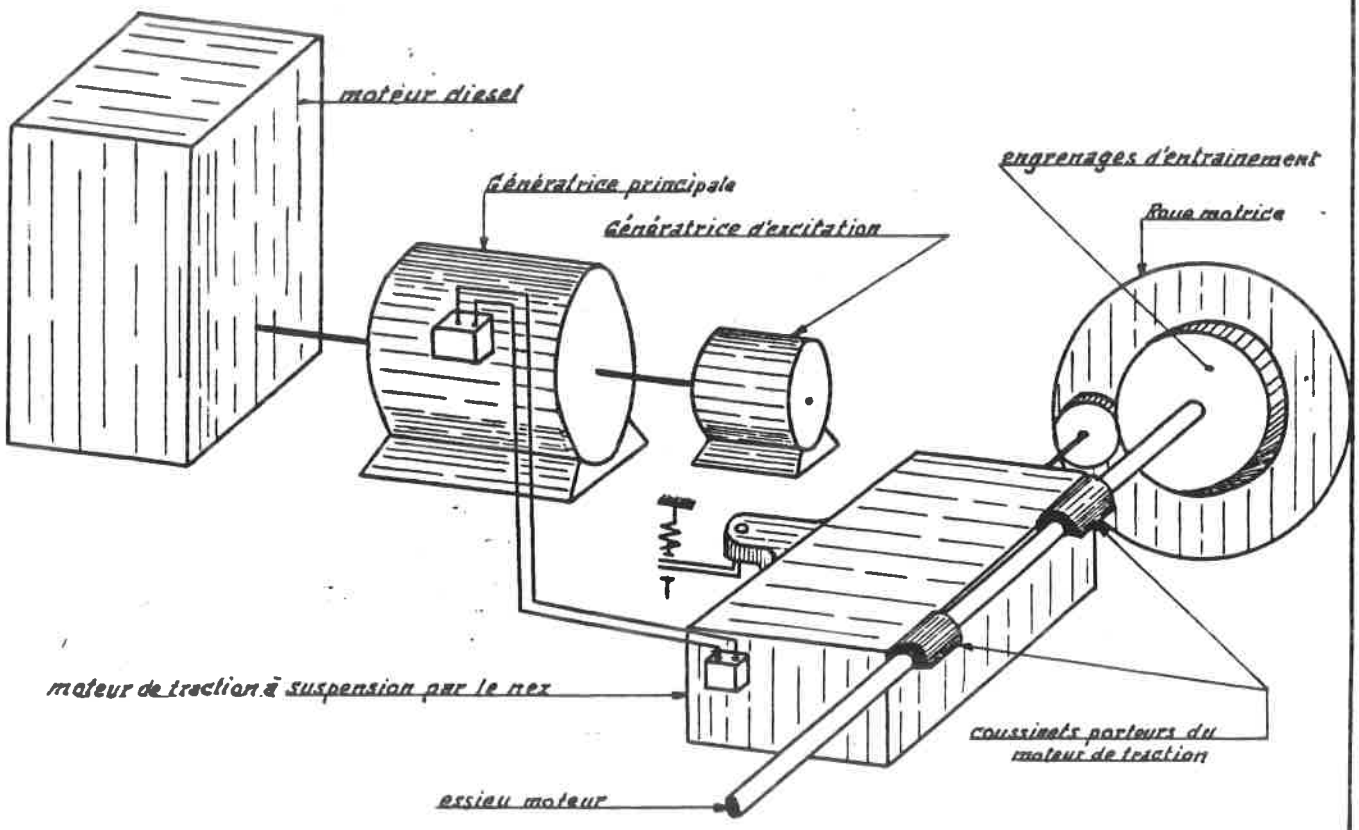


Fig. 2

C. 1260
1er L

S.N.C.B.

Enseignement Professionnel — Leçon 2

COURS 1260

(Suite Chapitre I - Généralités)

C. Classification des engins de traction diesel

1. Les engins de traction de la S.N.C.B. peuvent être classés en trois catégories :

   1) locomotives diesel de ligne
   2) locomotives diesel de manoeuvre et locotracteurs
   3) autorails

   Il faut noter qu'il existe à la S.N.C.B. divers types d'engins particuliers utilisés pour l'entretien de la voie ou des caténaires; ceux-ci ne sont pas traités dans ce cours.

I. Les locomotives diesel de ligne

2. Les locomotives diesel de ligne de la S.N.C.B. sont conçues pour la remorque de trains de voyageurs aussi bien que de trains de marchandises.

3. Il s'agit de locomotives à bogies "BB" ou "CC" dont la caisse est symétrique c'est-à-dire qu'elles comportent une cabine de conduite à chaque extrémité.

4. Elles sont toutes équipées d'une transmission électrique comportant 4 ou 6 moteurs de traction selon qu'il s'agisse d'une locomotive "BB" ou "CC". Comme la vitesse maximale de toutes les locomotives est de 120 km/h, les moteurs de traction sont tous du type à suspension par le nez.

5. Les moteurs diesel sont soit des moteurs 4 temps à 8 cylindres en ligne soit des moteurs 2 temps à 12 ou 16 cylindres en V.

   Quelques locomotives ont été remotorisées avec des moteurs 4 temps à 6 cylindres à haute suralimentation.

   Les annexes de cette 2ème leçon donnent les caractéristiques principales des locomotives de ligne S.N.C.B.

Remarque

L'industrie belge ne fabrique pas de transmission hydraulique. C'est une des raisons pour lesquelles les locomotives diesel de ligne de la S.N.C.B. sont toutes à transmission électrique. Par contre, en Allemagne par exemple, on trouve la situation inverse.

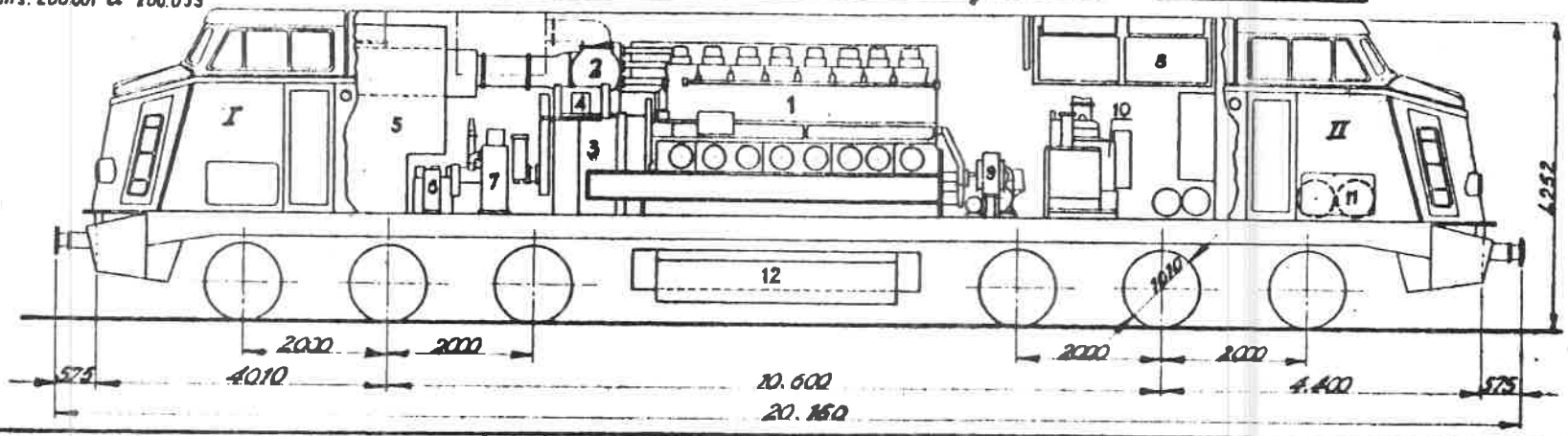
Il faut noter que deux séries de 6 et une série de 3 locomotives prototypes à transmission hydraulique de grande puissance ont été construites. Une série de 6 a été retirée du service en 1983, les deux autres séries ont été retirées du service de route et affectées à des services lourds de manoeuvres dans le port d'Anvers.

AEB | 1981 | 1983

Anciennement
type 200
nrs: 200.001 à 200.093

Locomotive Diesel-électrique série 51

Annexe 1



1 Moteur Diesel
2 Turbo-soufflante
3 Génératrice principale
4 Groupe auxiliaire
5 Armoire appar.ge électrique
6 Soufflante refroidiss.t mot. trac. bogie av.
7 Compresseur
8 Groupe refroidissement Behr
9 Soufft.e refroidisst mot. trac. bogie arr.
10 Chaudière
11 Réservoirs principaux
12 Réservoir à gasoil

Généralités

Effectif à la construction:		93
Type: Standard ORE classe G. mod J.		CC
Masse:		
-globale en ordre de marche	5101 à 5153 tonnes	119
	5154 à 5193 "	113,2
Approvisionnements		
-gasoil	l	4000
-huile de graissage	l	750
-eau de chauffage du train	l	3000
-eau de réfrigération du Diesel	l	900
-sable	kg	640
Masse max. par essieu	5101 à 5153 tonnes	19.500
	5154 à 5193 "	18.866
Puissance (fiche UIC. 622.0)	kW	1145
Effort de traction continu	kN	149
Effort max. au démarrage	kN	272
Vitesse max.	km/h	120
Rayon min. de courbe	m	90
Diamètre des roues	mm	1010

Partie caisse

Constructeur: Cockerill-Ougrée à Seraing
Date de construction: 1961/62/63.
Numérotation: 5101 à 5193
Freinage: frein automatique Oerlikon à 2 régimes de freinage: voyageurs et marchandises, avec robinet de mécanicien type FV4 et distributeur L6Tr combiné avec un frein direct, robinet type FD1. Le compresseur Gardner-Denver WXO, commandé par accouplement électrique, alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 1000 l. 2 freins à main à vis agissant chacun sur un bogie. Un frein d'anti-patinage.
Dispositif de commande: réglage de la puissance par commande pneumatique du régulateur Woodward UG8 du Diesel. Appareils de commande dans chaque P.C. avec dispositif de veille automatique.
Installation de chauffage: générateur de vapeur OK 4015 de la "Vapor International Corp."
Production de vapeur: 750 kg/h; pression: 14 bar
— Pression de la vapeur, dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

Moteur Diesel

Constructeur: Cockerill-Ougrée à Seraing
Type de fabrication: Cockerill-Baldwin 608A
Mode de fonctionnement: 4 temps, suralim. par turbo-soufflante type Brown-Boveri
Mode d'injection: directe
Réglage de la puissance: par réglage de la vitesse
Démarrage du moteur: par la génératrice ppale

Puissance nominale	kW	1435
Vitesse de rotation	tr/min	650
Cylindres: nombre		8
Cylindres: disposition		en ligne
Cylindres: alésage	mm	324
Cylindres: course	mm	368
Masse globale:	ton	17,848
Pression d'injection	bar	243
Pression moy.	bar	10,38
Vitesse moy. du piston	m/s	8,54
Couple maximum	daNm	2106

Transmission

Constructeurs: GP 607: A.C.E.C./SEM
MT DN 441: A.C.E.C. sous licence Westinghouse
Mode de fonctionnement: une génératrice ppale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 6 moteurs de traction couplés en permanence en parallèle.

L'excitation de la génératrice ppale est fournie par le groupe excitatrice-génératrice auxiliaire à 6 pôles (entraîné par courroies à partir de la génératrice ppale)

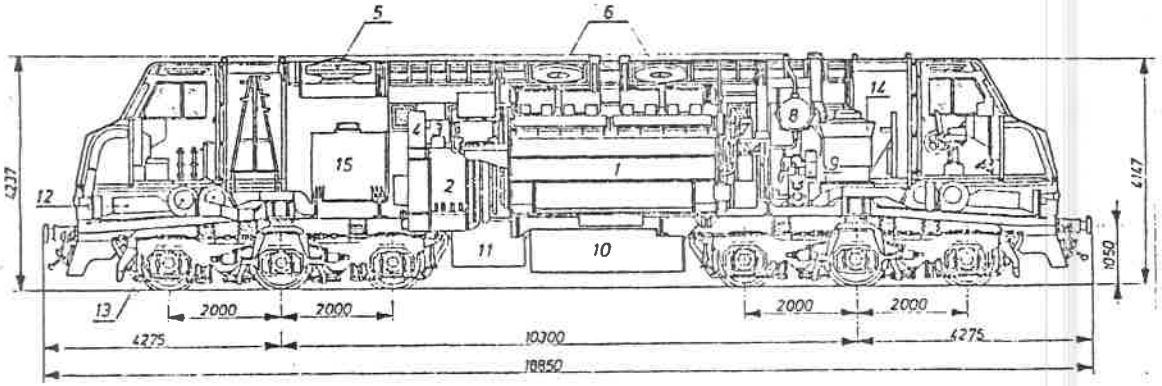
Mode d'attaque des essieux
Les 6 moteurs de traction, suspendus par le nez, sont logés dans les bogies et actionnent chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits
Les 6 essieux de la locomotive sont des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages 59/18

C.1260
2e L
1/6/80

ancienennement série 202 nr. 202.001 tot 202.013 | nouvelle série 52 nr. 5201 à 5213

Locomotive Diesel-electrique de ligne série 52

Annexe 2



1. Moteur Diesel
2. Génératrice principale
3. Génératrice auxiliaire
4. Ventilateur de la génératrice principale
5. Ventilateur du frein dynamique
6. Ventilateurs de refroidissement du Diesel
7. Régulateur charge et l'échangeur eau-huile
8. Réservoir à eau du Diesel
9. Compresseur
10. Réservoir à gasoil
11. Réservoirs principaux à air comprimé
12. Elément d'absorption de choc
13. Ventilateurs des moteurs de traction
14. Chaudière de chauffage
15. Réservoir à eau pour chaudière

Généralités

Effectif : 52 à la construction		13
Type :		CC
Masse :		
globale en ordre de marche	tonnes	108
approvisionnement :		
-gasoil	l.	3500
	kg.	2975
-huile de graissage	l.	750
	kg.	670
-eau de réfrigeration du Diesel	kg.	800
-eau pour le chauffage du train	kg	2500
Masse maximum par essieu :	tonnes	18
Puissance : disponible pour la traction (fiche UIC 622.0)	kW	1035
Effort traction continu :	kN	158
Effort maximum au démarrage :	kN	245
Vitesse maximum :	km/h	120
Rayon minimum de courbe :		90 m
Diamètre des roues :	mm	1010

Partie caisse

Constructeur : S.A. Anglo-Franco-Belge à la Croyère

Date de construction : 1955

Freinage : frein automatique Oerlikon avec robinet type FV3 et distributeur LST1 combiné avec un frein direct Oerlikon avec robinet FD1. La locomotive est également pourvue du freinage rhéostatique.

Le compresseur Gardner & Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 1000 L.

Dispositif de commande : réglage de la puissance par commande électrique du regulateur de vitesse Woodward PG. Le levier d'accélération comporte 8 positions de marche.

Appareils de commande dans chaque poste de conduite avec dispositif de veille automatique.

Installation de chauffage : générateur de vapeur O.K. 4616 de la Vapor International Corpora - tion (USA). Production de vapeur 780 kg/h

Pression : 14 bar. Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

Poids frein : G = 83 t. P = 89 t.

Adaptation : En 1979 la locomotive est equipée avec une cabine flottante construite à FAZ.

Moteur Diesel

Constructeur : General Motors (Electromotive U.S.A.)

Type de fabrication : 567 C

Mode de fonctionnement : 2 temps

Mode d'injection : direct

Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse.

Démarrage du moteur : par la génératrice principale.

Puissance nominale :		kW	1265
Vitesse de rotation :		tr/min	835
Cilindres :	nombre		16
	disposition		en V
	alésage	mm	216
	course	mm	254
Masse globale :		tonnes	15,400
Pression d'injection :		PSI	1200
		bar	84
Pression moyenne effective :		bar	6,4
Vitesse moyenne du piston :		m/s	7,1
Couple maximum :		daNm	1446

Transmission

Constructeurs :

Génératrice D12 : Electromotive U.S.A.

Moteurs de traction D19 : Smit à Slikkerveer en Hollande.

Mode de foncionnement : une génératrice principale entrainée par le moteur Diesel alimente les 6 moteurs de traction selon 3 modes de couplage (serie - parallèle, parallèle et shuntage).

La génératrice est à excitation combinée avec régulateur de charge insérée dans le circuit d'excitation indépendant et comporte un alternateur triphasé qui alimente les moteurs des ventilateurs de refroidissement du Diesel et des moteurs de traction.

Mode d'attaque des essieux : 6 moteurs de traction suspendus par le nez logés dans les bogies et actionnant chacun un essieu par un couple d'engrenages droits avec un rapport 61/16

Les 6 essieux de la locomotive sont donc des essieux moteurs.

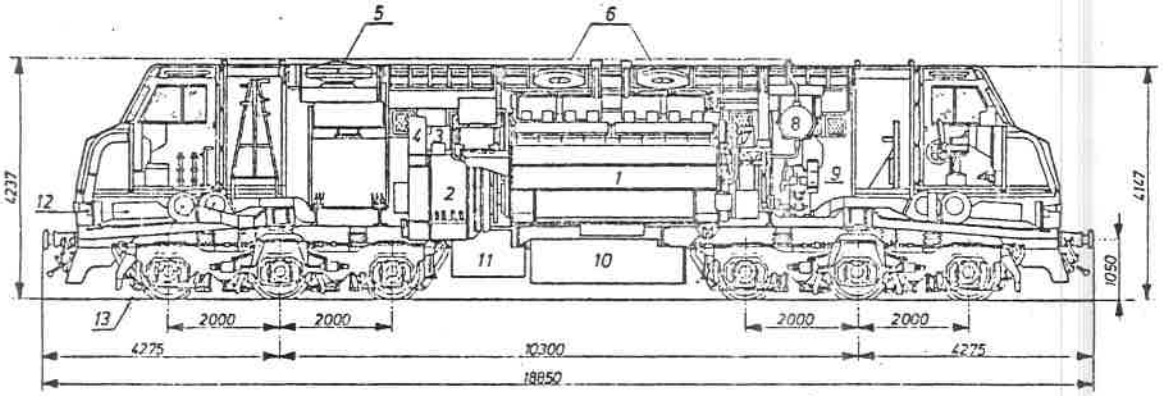
C 1260
2e L.

01-03-83

anciennement série 203 | nouvelle série 53
nr. 203.001 à 203.019 | nr. 5301 à 5319

Locomotive Diesel - électrique de ligne série 53

Annexe 3



1. Moteur Diesel
2. Génératrice principale
3. Génératrice auxiliaire
4. Ventilateur de la génératrice principale
5. Ventilateur du frein dynamique
6. Ventilateurs de refroidissement du Diesel
7. Régulateur charge et l'échangeur eau-huile
8. Réservoir à eau du Diesel
9. Compresseur
10. Réservoir à gasoil
11. Réservoirs principaux à air comprimé
12. Elément d'absorption de choc
13. Ventilateurs des moteurs de traction

Généralités

Effectif : 53 à la construction		19
Type :		CC
Masse :		
globale en ordre de marche	tonnes	106,6
approvisionnement :		
-gasoil	l.	3500
	kg.	2975
-huile de graissage	l.	750
	kg.	670
-eau de réfrigeration du Diesel	kg	800
Masse maximum par essieu :	tonnes	17,8
Puissance : disponible pour la traction (fiche UIC 622.0)	kW	1035
Effort traction continu :	kN	158
Effort maximum au démarrage :	kN	245
Vitesse maximum :	km/h	120
Rayon minimum de courbe :		90 m
Diamètre des roues :	mm	1010

Partie caisse

Constructeur : S.A. Anglo-Franco-Belge à la Croyère

Date de construction : 1955

Freinage : frein automatique Oerlikon avec robinet type FV3 et distributeur LST1 combiné avec un frein direct Oerlikon avec robinet FD1. La locomotive est également pourvue du freinage rheostatique.
Le compresseur Gardner & Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 1000 L.

Dispositif de commande : réglage de la puissance par commande électrique du régulateur de vitesse Woodward PG. Le levier d'accélération comporte 8 positions de marche.
Appareils de commande dans chaque poste de conduite avec dispositif de veille automatique.

Poids frein : G = 83 t.
P = 89 t.

Adaptation : En 1979 la locomotive est équipée avec une cabine flottante construite à FAZ.

Moteur Diesel

Constructeur : General Motors (Electromotive U.S.A.)

Type de fabrication : 567 C

Mode de fonctionnement : 2 temps

Mode d'injection : direct

Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse.

Démarrage du moteur : par la génératrice principale.

Puissance nominale :	kW	1265
Vitesse de rotation :	tr/min	835
Cilindres : nombre		16
Cilindres : disposition		en V
Cilindres : alésage	mm	216
Cilindres : course	mm	254
Masse globale :	tonnes	15,400
Pression d'injection :	PSI	1200
	bar	84
Pression moyenne effective :	bar	6,4
Vitesse moyenne du piston :	m/s	7,1
Couple maximum :	daNm	1446

Transmission

Constructeurs :
Génératrice D 12 : Electromotive U.S.A.
Moteurs de traction D 19 : Smit à Slikkerveer en Hollande.

Mode de fonctionnement : une génératrice principale entraînée par le moteur Diesel alimente les 6 moteurs de traction selon 3 modes de couplage (serie-parallèle, parallèle et shuntage).
La génératrice est à excitation combinée avec régulateur de charge insérée dans le circuit d'excitation indépendant et comporte un alternateur triphasé qui alimente les moteurs des ventilateurs de refroidissement du Diesel et des moteurs de traction.

Mode d'attaque des essieux : 6 moteurs de traction suspendus par le nez logés dans les bogies et actionnant chacun un essieu par un couple d'engrenages droits avec un rapport 61/16
Les 6 essieux de la locomotive sont donc des essieux moteurs.

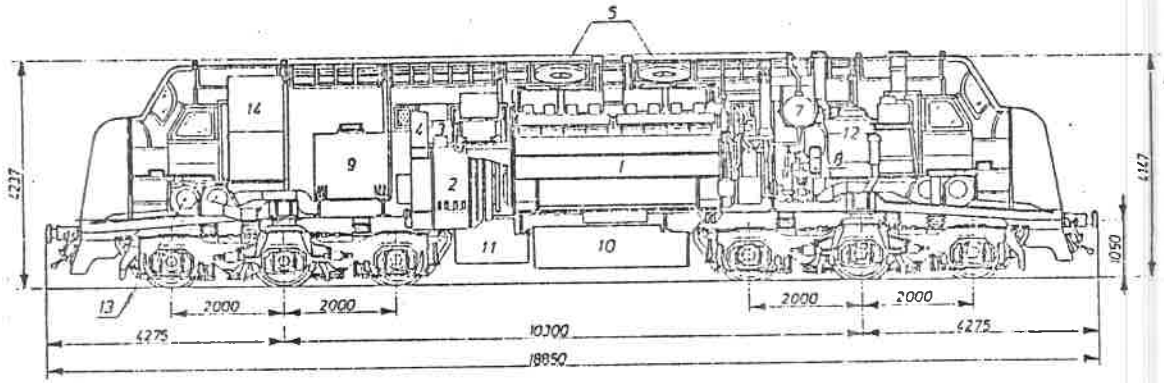
C 1260
2e L

01-03-83

anciennement série 204 nr. 204.001 tot 204.008 | nouvelle série 54 nr. 5401 tot 5408

Locomotive Diesel-électrique de ligne série 54

Annexe 4



1. Moteur Diesel
2. Génératrice principale
3. Génératrice auxiliaire
4. Ventilateur de la génératrice principale
5. Ventilateurs de refroidissement du Diesel
6. Régulateur charge et l'échangeur eau-huile
7. Réservoir à eau du Diesel
8. Compresseur
9. Réservoir à eau pour chaudière
10. Réservoir à gasoil
11. Réservoirs principaux à air comprimé
12. Chaudière de chauffage
13. Ventilateurs des moteurs de traction
14. Armoire électrique

Généralités

Effectif : 54 à la construction		8
Type :		CC
Masse :		
globale en ordre de marche	tonnes	108
approvisionnement :		
- gasoil	l.	3500
	kg.	2975
- huile de graissage	l.	750
	kg.	670
- eau de réfrigeration du Diesel	kg	800
- eau pour le chauffage du train	kg	3900
Masse maximum par essieu	tonnes	18
Puissance : disponible pour la traction (fiche UIC 622.0)	kW	1035
Effort traction continu :	kN	123
Effort maximum au démarrage :	kN	245
Vitesse maximum :	km/h	120
Rayon minimum de courbe :		90 m
Diamètre des roues :	mm	1010

Partie caisse

Constructeur : S.A. Anglo-Franco-Belge à la Croyère

Date de construction : 1955. Les locomotives 5401 à 5404 en 1957

Freinage : frein automatique Oerlikon avec robinet type FV3 et distributeur LST 1 combiné avec un frein direct Oerlikon avec robinet Fd 1

Dispositif de commande : réglage de la puissance par commande électrique du régulateur de vitesse Woodward PG. Le levier d'accélération comporte 8 positions de marche. Appareils de commande dans chaque poste de conduite avec dispositif de veille automatique. Le compresseur Gardner & Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 1000 L.

Installation de chauffage : générateur de vapeur O.K. 4616 de la Vapor International Corporation (USA). Production de vapeur : 780 kg/h Pression : 14 bar. Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

Poids frein : G = 83 t.
P = 89 t.

Moteur Diesel

Constructeur : General Motors (Electromotive U.S.A)

Type de fabrication : 567 C

Mode de fonctionnement : 2 temps

Mode d'injection : direct

Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse.

Démarrage du moteur : par la génératrice principale.

Puissance nominale :		kW	1265
Vitesse de rotation :		tr/min	835
Cilindres :	nombre		16
	disposition		en V
	alésage	mm	216
	course	mm	254
Masse globale :		tonnes	15,400
Pression d'injection :		PSI	1200
		bar	84
Pression moyenne effective :		bar	6,4
Vitesse moyenne du piston :		m/s	7,1
Couple maximum :		daNm	1446

Transmission

Constructeurs :
Génératrice D 12 : Electromotive U.S.A.
Moteurs de traction D 19 : Smit à Slikkerveer en Hollande.

Mode de fonctionnement : une génératrice principale entraînée par le moteur Diesel alimente les 6 moteurs de traction selon 3 modes de couplage (serie-parallèle, parallèle et shuntage).

La génératrice est à excitation combinée avec régulateur de charge insérée dans le circuit d'excitation independant et comporte un alternateur triphase qui alimente les moteurs des ventilateurs de refroidissement du Diesel et des moteurs de traction.

Mode d'attaque des essieux : 6 moteurs de traction suspendus par le nez logés dans les bogies et actionnant chacun un essieu par un couple d'engrenages droits avec un rapport 61/16.

Les 6 essieux de la locomotive sont donc des essieux moteurs.

C. 1260
2e L.

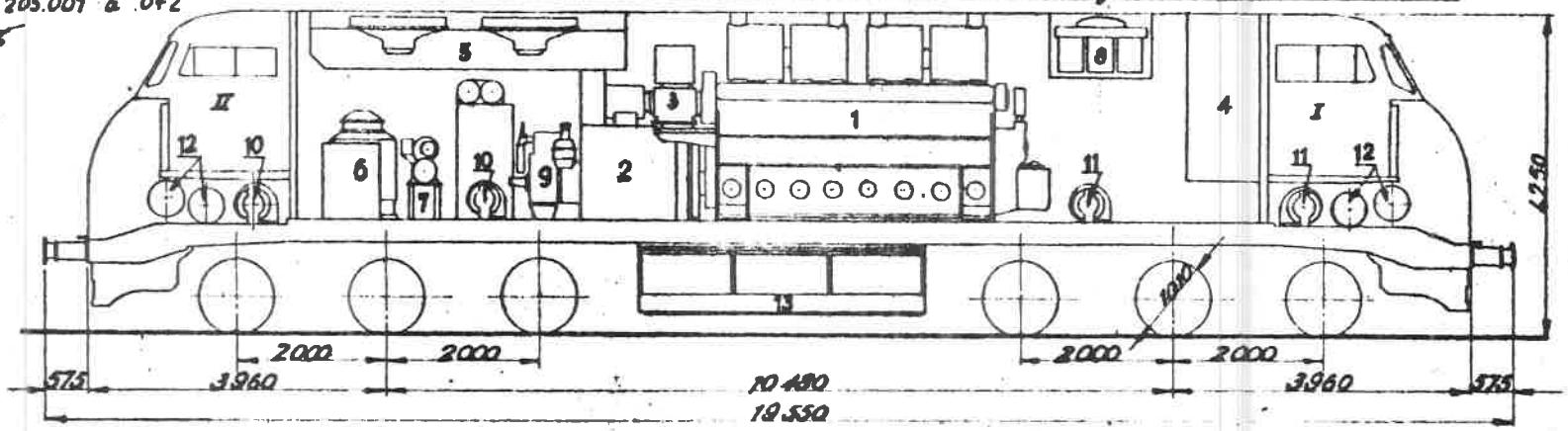
01-03-83

Nbre 28-9:41
HLO 1981

Ancienneement
type 205
nrs: 205.001 à .042
5616

Locomotive Diesel-électrique série 55

Annexe 5



1 Moteur Diesel
2 Génératrice ppale + alternateur.
3 Groupe auxiliaire
4 Armoire électrique
5 Groupe de refroidissement
6 Chaudière (pas sur NL transf.)
7 Réchauffeur d'eau
8 Frein rhéostatique
9 Compresseur
10 Soufflante p/ refroidt mot. tract. AV
11 Soufflante p/ refroidt mot. tract. AR
12 Réservoirs ppaux
13 Réservoir à gasoil.

Généralités

Effectif à la construction:		42
Type: Standard ORE. classe 6. mod. I		C-C
Masse:		
-global en ordre de marche:	tonnes	110
Approvisionnements		
-gasoil	l	4.000
-huile de graissage	l	750
-eau pour chauffage du train	l	3.000
-eau de réfrigération du Diesel	l	800
-sable	kg	640
Masse max. par essieu	tonnes	18,330
Puissance (fiche ufc 622.0):	kW	1175
Effort de traction continu	kN	168
Effort max. au démarrage	kN	272
Vitesse max. avec roues usées	km/h	120
Rayon min. de courbe	m	90
Diamètre des roues	mm	1010

Installation de chauffage des locos transformés: Alternateur 325 kVA avec redresseur NT ACEC fournit 3000V tension continue. Nominal: 300 kW. *

Partie caisse

Constructeur: S.A. La Brugeoise et Nivelles à Nivelles
Date de construction: 1961/62
Numérotation 5501 à 5542
Freinage: Frein automatique type Oerlikon à 2 régimes de freinage: voyageurs et marchandises; avec robinet type FVA et 2 distributeurs LST6 combiné avec un frein direct Oerlikon, robinet type FD1. Le compresseur Gardner-Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 4 réservoirs d'une capacité totale de 1000 l. Un frein à main à vis placé dans chaque poste de conduite et agissant chacun sur un bogie. Frein rhéostatique.
Dispositif de commande: réglage de la puissance par commande électrique du régulateur de vitesse Woodward P.G. du Diesel. Appareils de commande dans chaque poste de conduite avec dispositif de veille automatique.
Installation de chauffage: générateur de vapeur OK 4016 de la "Vapor International Corp". Production de vapeur: 780 kg/h pression: 14 bar. —— Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar. *

Moteur Diesel

Constructeur: General Motors (USA)
Type de fabrication: 16-567 C
Mode de fonctionnement: 2 temps, balayage par soufflante méc. type Roots
Mode d'injection: directe
Réglage de la puissance: par réglage de la vitesse
Démarrage du moteur: par la génératrice principale

Puissance nominale		kW	1435
Vitesse de rotation		tr/min	835
Cylindres	nombre		16
	disposition		en V
	alésage	mm	216
	course	mm	254
Masse globale		tonnes	15,400
Pression d'injection		psi	1200
		bar	84
Pression moyenne		bar	7,06
Vitesse moy. du piston		m/s	7,06
Couple max.		daNm	1643,2

Transmission

Constructeurs: G.P. D22 et M.T. B29 : ACEC/SEM licence G.M.
Mode de fonctionnement
Une génératrice ppale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 6 moteurs de traction (1 couplage série-parallèle, 1 couplage parallèle et 1 cran de shuntage)
L'excitation de la génératrice ppale est fournie par une génératrice auxil.

Mode d'attaque des essieux.
Les 6 moteurs de traction, suspendus par le nez, sont logés dans les bogies et actionnent chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits.
Les 6 essieux de la locomotive sont des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages 59/18

C.1260
2e L.
1/6/1a

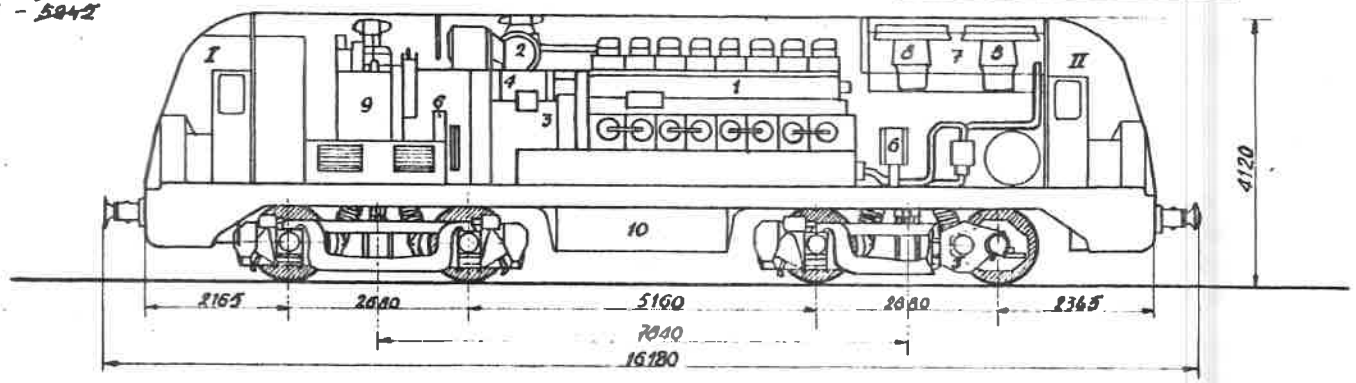
Modification:2-

Anciennement
type 201
nrs: 201.001 à 201.055
5901 - 5934
5901 - 5942

Nbre	28-9-57	1-1-50
HLD	1981	1983

Locomotive Diesel-électrique.
de ligne série 59

Annexe 6



1. Moteur Diesel.
2. Turbo groupe de suralimentation.
3. Génératrice principale.
4. Groupe auxiliaire.
5. Moteurs de traction.
6. Ventilateurs des moteurs de traction.
7. Radiateurs.
8. Ventilateurs
9. Chaudière.
10. Réservoir à gasoil.

Généralités.

Effectif à la construction:		55
Type:		B-B
Masse:		
globale en ordre de marche		
- service marchandises:	tonnes	84
- service voyageurs:	"	87,2
approvisionnements:		
- gasoil:	l.	4000
	kg.	3400
- huile de graissage:	l.	750
	kg.	670
- Eau pour le chauffage du train:	Kg.	3000
- Eau de réfrigération du Diesel	Kg	900
Sable:	kg	400
Masse maximum par essieu	tonnes	21,8
Puissance: (suivant les données de la fiche UIC-622.0)	kW	1050
Effort de traction continu:	kN	167
Effort maximum au démarrage:	kN	186
Vitesse maximum:	km/h	120
Rayon minimum de courbe:	m.	75
Diamètre des roues:	mm.	1110

Numerotation: 5901 à 5955

Partie Caisse.

Constructeur: Cockerill, Baume et Marpent, A.M.N.
Date de construction: 1955.
Freinage: Frein automatique Oerlikon avec un robinet type F.V.3 et distributeur L.S.T.1 combiné avec un frein direct Oerlikon avec robinet Fd.1. - *
Dispositif de commande: réglage de la puissance par commande pneumatique du régulateur de vitesse Woodward U.g.8. du Diesel.
Appareils de commande dans chaque poste de conduite avec dispositif de veille automatique.
Installation de chauffage: générateur de vapeur O.K. 4616 de la Vapor International Corporation (U.S.A.)
Production de vapeur: 780 kg./h
Pression: 14 bar.
" ——— " Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

* Le compresseur Lebrun, entraîné par courroies, alimente 1 reservoir de 1000 l. 1 Frein à main par PC agissant sur 1 roue/essieu du bogie adjacent

Moteur Diesel.

Constructeur: S.A. John Cockerill à Seraing sous licence Baldwin.
Type de fabrication: 608 A.
Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté (moteur muni d'une turbo-soufflante de suralimentation Brown-Boveri).
Mode d'injection: direct.
Réglage de la puissance: par réglage de la vitesse.
Démarrage du moteur: par la génératrice principale.

Puissance nominale:	kW	1280
Vitesse de rotation:	tr/min	625
Cylindres: nombre		8
Cylindres: disposition		Vert. en ligne
Cylindres: alésage	mm	324
Cylindres: course	mm	394
Masse globale	tonnes	17,236
Pression d'injection	bar	280
Pression moyenne effective:	bar	9,85
Vitesse moyenne du piston:	m/s	8,28
Couple maximum:	daNm	1961

Transmission.

Constructeur: GP 471 B2 - MT. 370 DEZ = ACEC (lic. Westinghouse)
Mode de fonctionnement: une génératrice principale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 4 moteurs de traction en couplage série parallèle. 2 crans de shuntage sont prévus. L'excitation de la génératrice principale est fournie par une excitatrice à 6 pôles (entraînée par courroies à partir du moteur Diesel)
Mode d'attaque des essieux: 4 moteurs de traction suspendus par le nez, logés dans les bogies et actionnant chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits.
Les 4 essieux de la locomotive sont donc des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages: 59/18

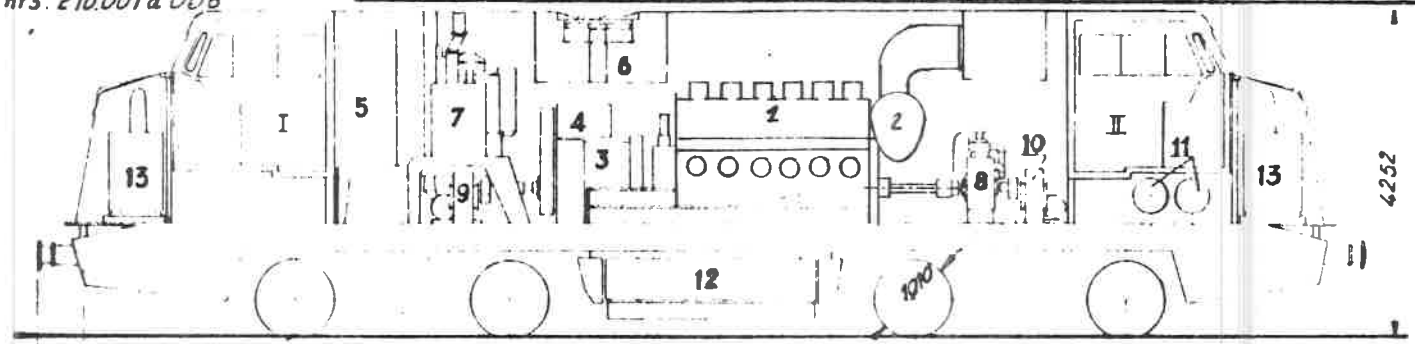
C 1260 .
2e L.
28-9-81
~~1/6/80~~

Modification: 1-

Anciennement
type 210 - 1e serie
nrs: 210.001 à 006

Locomotive Diesel-électrique série 60 - 1e Tranche

HLD 6001 à 6004 et 6006
(Transformée avec moteur 6TR 240CO.)



1 Moteur Diesel
2 Turbo-soufflante
3 Génératrice principale
4 Groupe auxiliaire
5 Armoire électrique
6 Groupe de refroidissement
7 Chaudière
8 Compresseur
9 Soufflante refroidiss.t des mot.s de traction bog. AV.
10 Soufflante refroidiss.t des mot.s de traction bog. AR
11 Réservoirs principaux
12 Réservoir à gasoil
13 Réservoirs d'eau

Généralités

Effectif à la construction		5
Type		B-B
Masse globale en ordre de marche (X)		
(1) 6001 à 6004	tonnes	84
(2) 6005		
Approvisionnements :		
-gasoil	l	2400
-huile de graissage	l	590
-eau de chauffage du train	l	2500
-eau de réfrigération du diesel	l	850
-sable	kg	400
Masse max. par essieu	(1)/tonnes (2)	21
Puissance (suivt fiche UIC. 6220) :	kW	840
Effort de traction continu	kN	108
Effort max. au démarrage	kN	196
Vitesse max.	km/h	120
Rayon min. de courbe	m	90
Diamètre des roues	mm	1010

(X) locomotive munie des deux tiers de ses approvisionnements

Partie caisse

Constructeur : Cockerill-Ougrée à Seraing
Date de construction : 1961/62
Numérotation : 6001 à 6006 (6083)
Freinage : frein automatique Oerlikon à 2 régimes de freinage : voyageurs et marchandises, avec robinet de mécanicien type FV4 et distributeur LST1 combiné avec un frein direct Oerlikon, robinet de mécn type FD1. Le compresseur du type Gardner-Denver WXE, commandé par accouplt élastique, alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 1000 l. Un frein à main à vis placé dans chaque PC et agissant chacun sur un bogie. Un frein d'anti-patinage.
Dispositif de commande : réglage de la puissance par commde pneumatique du régulateur de vitesse Woodward V68 du Diesel. Appareils de commande dans chaque P.C. avec dispositif de veille automatique.
Installation de chauffage : générateur de vapeur OK 4616 de la "Vapor International Corp."
Production de vapeur : 780 kg/h, pression : 14 bar.
——— Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

Moteur Diesel

Constructeur : Cockerill

Type de fabrication : 6TR 240CO
Mode de fonctionnement : 4 temps, suralimenté par turbo-souff. Brown Boveri
Mode d'injection : directe
Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse
Démarrage du moteur : par la génératrice principale

Puissance nominale :		kW	1030
Vitesse de rotation		tr/min	1000
Cylindres	nombre		6
	disposition		en ligne
	alésage	mm	241,3
	course	mm	304,8
Masse globale		tonnes	8,5
Pression d'injection		bar	280
Pression moy.		bar	15
Vitesse moy. du piston		m/s	10,16
Couple max.		daNm	383,26

Transmission

Constructeurs : GP 606 : A.C.E.C/SEM
MT. DN 661 : A.C.E.C

Mode de fonctionnement
une génératrice principale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 4 moteurs de traction couplés en permanence en parallèle

L'excitation de la génératrice ppale est fournie par le groupe excitatrice-génératrice auxiliaire à 6 pôles (entraînée par courroies à partir de la génératrice principale)
Mode d'attaque des essieux
Les 4 moteurs de traction, suspendus par le nez, sont logés dans les bogies et actionnent chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits
Les 4 essieux de la locomotives sont des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages : 59/18

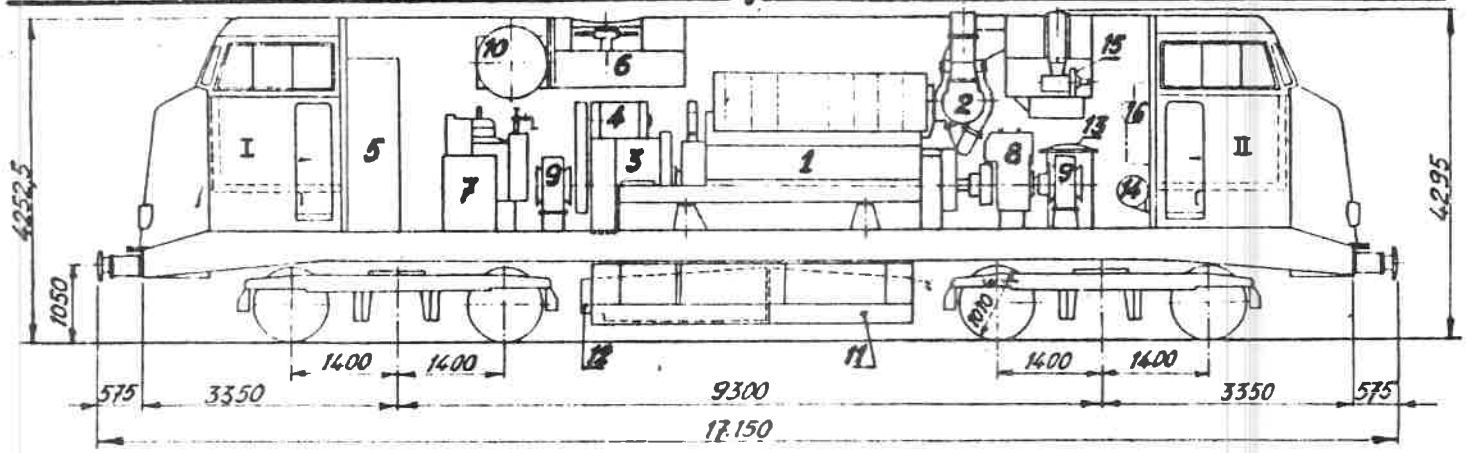
29/3/83
28/9/81
1/6/80

C.1260
2e L.

Nbre 1-1 ~~94~~
HLO 1983 Modification: 2-

Annexe 8

Locomotive Diesel-électrique série 60-61 2e et 3e série



1 Moteur Diesel
2 Turbo-soufflante
3 Génératrice principale
4 Groupe génératrice auxiliaire
5 Armoire appar.gs électrique
6 Groupe de refroidissement
7 Chaudière
8 Compresseur
9 Ventilateur des moteurs de traction
10 Réservoir principal d'air
11 Réservoir à gasoil
12 Réservoir d'eau
13 Filtre à huile
14 Réfrigérant d'huile du moteur
15 Réchauffeur
16 Appareillage pneumatique

Généralités

Effectif : à la construction		100
Type :		B-B
Masse : globale en ordre de marche	tonnes	78
Approvisionnements :		
- gasoil	l.	3000
- huile de graissage	l.	480
- eau p.r chauffage du train	l.	3000
- eau de réfrigération du diesel	l.	850
- sable	kg.	640
Masse max. par essieu : tonnes		19,5
Puissance : du moteur :	kW	1030
(suiv.t fiche uic. 622.0) :	kW	840
Effort de traction continu :	kN	108
Effort max. au démarrage :	kN	196
Vitesse max.	km/h.	120
Rayon min. de courbe :	m.	90
Rayon min. de courbe dans le plan vertic. :	m.	300
Diamètres des roues :	mm.	1010

Anciennement

type 210 2e et 3e série
nrs: 210.007 à 210.091
210.201 à 210.215

* Avec bandages mi-usés

Partie caisse

Constructeur : (caisse : ABR.) (châssis FAR) Cockerill-Ougrée
Date de construction : 1963/64 - 65/66
Numérotation : 6007 - 6056 / 6057 - 6091 / 6101 - 6115
Freinage : Frein automatique Oerlikon. à 2 régimes de freinage : voyageurs et marchandises, avec robinet de mécanicien type F.V.4 et distributeur L3T.1, combiné avec un frein direct "Oerlikon, robinet de mécan. type Fd1. Compresseur Gardner-Denver, type WXE, entraîné par accoupl.t élastique, alimente un réservoir d'une capacité de 1000 l.
Un frein à main à vis, placé dans chaque P.C. et agissant chacun sur un bogie
Un frein d'anti-patinage
Disposition de commande : réglage de la puissance par comm.de pneumat. du régulateur de vitesse "Woodward" UG8 du diesel. Appareils de commande dans chaque P.C. avec dispositif de veille automatique.
Installation de chauffage : générateur de vapeur OK-4616 de la "Vapor International Corp. Ltd".
Production de vapeur : 780 kg/h ; pression 14 bar - Pression de la vapeur dans la conduite de chauff. réglable jusque 6 bar.

Moteur Diesel

Constructeur : Cockerill-Ougrée sous licence : Baldwin-Lima-Hamilton
Type de fabrication : TH B. 95 SA.
Mode de fonctionnement : 4 temps, suralimenté par turbo-soufflante Brown-Boveri
Mode d'injection : directe
Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse
Démarrage du moteur : par la génératrice principale

Puissance nominale :	kW	1030
Vitesse de rotation (nom.)	tr/min	1000
Cylindres : nombre		8
Cylindres : disposition		en ligne
Cylindres : alésage	mm.	241,3
Cylindres : course	mm.	304,8
Masse globale	tonnes	12
Pression d'injection :	bar	275
Pression moyenne :	bar	11,4
Vitesse moy. du piston :	m/s	10,16
Couple max.	daNm	983

Transmission

Constructeur : G.P. 9333 : ACEC/SEM
M.T. DH 441 - ACEC
Mode de fonctionnement : Une génératrice principale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 4 moteurs de traction couplés en permanence en parallèle.

L'excitation de la génératrice princip. est fournie par le groupe excitatrice-génératrice auxiliaire à 6 pôles (entraînée par courroies à partir de la génératrice principale)
Mode d'attaque des essieux : Les 4 moteurs de traction, suspendus par le nez, sont logés dans les bogies et actionnent chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits. Les 4 essieux de la locomotive sont des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages : 59/18

Locos : 6101 à 6115 (6108, 6113)
Excitation par alternateur et régulation électronique.

28/9/81
~~4/6/80~~

C. 1260
2e L

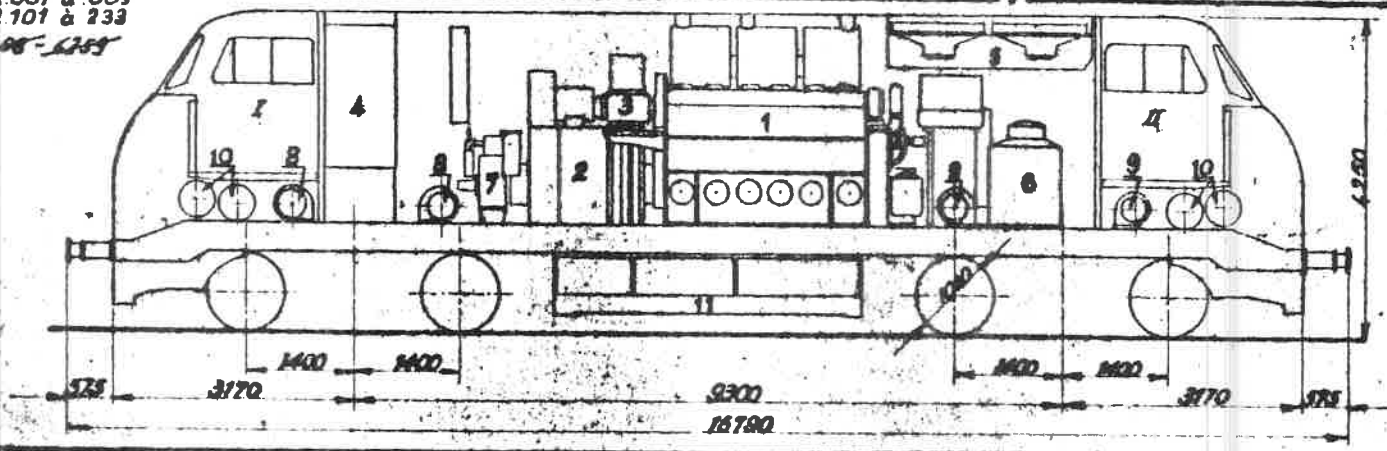
(6) 377250-8-76 (2000) 4

Nbre 28-9 | 1-1 | 133
HLD 1981 1984 | 1983 | Modification: 3-

Ancienneté
type 212
nrs: 212.001 à .003
212.101 à 233
6201-6239

Locomotive Diesel-électrique série 62-63

Annexe 9



1 Moteur Diesel
2 Génératrice ppale
3 Groupe auxiliaire
4 Armoire électrique
5 Groupe de refroidissement
6 Chaudière
7 Compresseur
8 Soufflantes pr refroidt mot. tract. AV
9 Soufflantes pr refroidt mot. tract. AR
10 Réservoirs pp eux
11 Réservoir à gasoil.

Série	62¹		62²	62³	62⁴	62⁵
N°	6201	6391	6204	6239	6279	6283
	6203	6393	6238	6278	6290	6333

Généralités

Effectif: à la construction:		238
Type		BB
Masse: globale en ordre de marche (1)		
6391 à 6393 (bog. Flexicoil)	tonnes	78
6201 à 6339 (bog. B.N.)	"	80
Approvisionnements		
- gasoil	l.	3000
- huile de graissage	l	625
- eau pour chauffage du train	l	3000
- eau de réfrigération du Diesel	l	700
- sable	kg	400
Masse max. par essieu		
- avec bogies Flexicoil	tonnes	19,5
- avec bogies BN	"	20
Puissance: suivt fiche uic. 622.0: kW		855
à l'entrée de la générat^rice ppale: kW		975
Effort de traction continu	kN	108
Effort max. au démarrage	kN	212
Vitesse maximum	km/h	120
Rayon minimum de courbe	m	90
Diamètre des roues	mm	1000

Loco 6215: équip. de chauff. transformée
Alternateur 325 kVA avec redresseur HT
ACEC fournit 3000V CC-Nomin. 300 kW.

Partie caisse

Constructeur: S.A. La Brugeoise et Nivelles à Nivelles.

Année de construction et numérotation:
1961: 6391 à 6393 (bog. Flexicoil)
" : 6201 à 6203 (bog. B.N.)
62/63/64: 6204 à 6278 " "
66: 6279 à 6333

Freins: 1 frein automatique type Oerlikon à 2 régimes de freinage: voyageurs et marchandises avec robinet type FV4 et distributeur LST1 combiné avec un frein direct Oerlikon, robinet type FD1. Le compresseur Gardner-Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 4 réservoirs d'une capacité totale de 1000 l.
1 frein à main à vis placé dans chaque poste de conduite, agissant chacun sur un bogie.

Dispositif de commande: réglage de la puissance par commande électrique du régulateur de vitesse Woodward PG du Diesel. Appareils de commande dans chaque PC avec dispositif de veille automatique.

Installation de chauffage: générateur de vapeur Ott 4576 de la "Vapor International Corp."
Production de vapeur: 750 kg/h; pression: 10 bar.
Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage, réglable jusque 6 bar.

Moteur Diesel

Constructeur: General Motors USA
Type de fabrication: 12-567 C
Mode de fonctionnement: 2 temps, balayage par soufflante méc. type Roots
Mode d'injection: directe
Réglage de la puissance: par réglage de la vitesse
Démarrage du moteur: par la génératrice principale

Puissance nominale		kW	1050
Vitesse de rotation		t/min	835
Cylindres	nombre		12
	disposition		en V
	alésage	mm	216
	course	mm	254
Masse globale:		tonnes	14,7
Pression d'injection:		psi	1200
		bar	84
Pression moy.		bar	6,87
Vitesse moy. du piston		m/s	7,06
Couple max.		da Nm	1190,5

Transmission

Constructeurs:
Gen. ppal: D22 de General Motors (USA)
Mot. de tract.: DN 44.1 des ACEC.

Mode de fonctionnement: Une génératrice ppale, entraînée par le moteur Diesel, alimente les 4 mot. de tract. couplés en permanence en parall.
L'excitation de la génératrice ppale est fournie par une génératrice auxiliaire.

Mode d'attaque des essieux:
Les 4 moteurs de traction, suspendus par le nez, sont logés dans les bogies et entraînent chacun un essieu par une paire d'engrenages droits.
Les 4 essieux de la locomotive sont des essieux moteurs.
Rapport d'engrenages: 58/19.

1/2/83
13/11/80

C. 1260
2e L

(a) 22.32.21.01(00)

S.N.C.B.

Enseignement Professionnel — Leçon 3

COURS 1260

Suite C. Classification des engins de traction diesel

II. Les locomotives de manoeuvres

Les locomotives diesel de manoeuvre peuvent se subdiviser en :

- locotracteurs

  Ce sont des engins à 2 essieux, de petite puissance, utilisés dans les gares ou les ateliers pour la manoeuvre d'un nombre limité de voitures ou de wagons.

- les locomotives de manoeuvre proprement dites

  Ce sont des engins du type "C" ou "D" ou "BB" utilisés pour la formation des trains de voyageurs ou de marchandises dans les gares de triage. On les utilise aussi pour remorquer des trains de marchandises entre gares rapprochées ou entre les différents faisceaux de triage d'une même gare. Enfin, on les utilise aussi souvent pour assurer la desserte des raccordés privés des cours à marchandises.

  D'une façon générale, les locomotives de manoeuvres ont une seule cabine de conduite comportant deux emplacements de desserte.

  Cette cabine est située à une extrémité de la locomotive sur les engins de construction plus ancienne. Pour améliorer la visibilité, la cabine de conduite a été placée plus ou moins au centre et surélevée sur les locomotives de construction plus récente.

  Les locomotives de manoeuvres sont toutes à transmission hydraulique à l'exception d'une série de 6 engins à transmission électrique.

  La transmission hydraulique a été choisie en raison du prix d'achat nettement inférieur et parce qu'elle permet une vitesse de régime continu plus basse que celle que l'on pourrait avoir avec une transmission électrique.

Ces engins ayant une vitesse maximale peu élevée (max. 60 km/h) la S.N.C.B. s'en est tenue pour ces locomotives, à un châssis rigide sans bogie et à un entraînement des essieux par bielles. (sauf les 6 locos à transmission électrique qui sont à bogies). Ce système est peu coûteux, simple d'entretien et robuste.

Il nécessite un inverseur-réducteur mécanique avec faux-essieu.

Sur les locomotives de manoeuvres plus anciennes, le type de transmission hydraulique choisi a imposé un réducteur à deux gammes (deux vitesses max. et deux efforts de traction différents).

Les locomotives diesel de manoeuvres sont à 3 essieux. Vingt engins ont été construits avec 4 essieux, ce qui rend plus difficule la circulation en courbe. Leur avantage était la masse plus grande permettant un effort de traction supérieur. Ils sont retirés progressivement du service et remplacés par les locomotives de ligne à transmission hydraulique reconverties en locomotives de manoeuvres.

Les annexes donnent les caractéristiques principales des locomotives diesel de manoeuvre de la S.N.C.B.

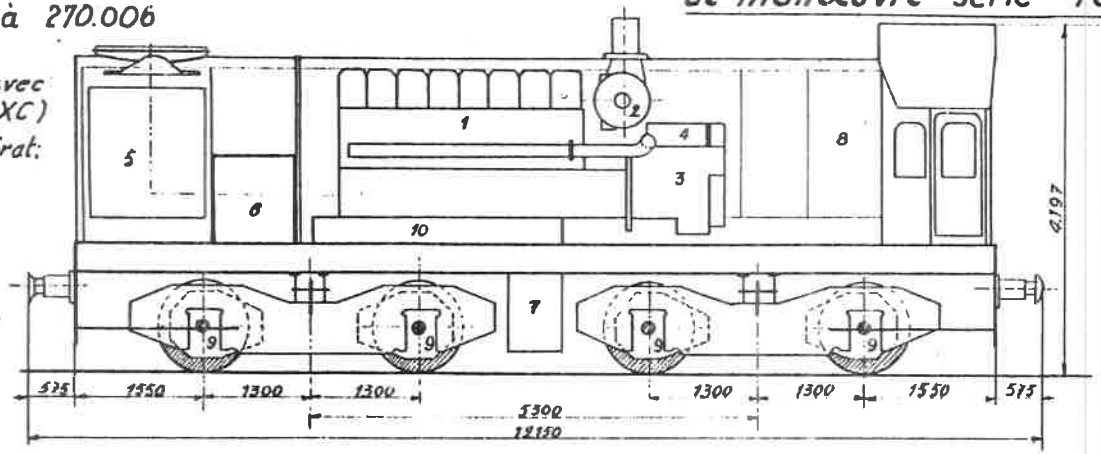
A noter que pour les besoins de notre réseau, une puissance supérieure à 550 Kw ne paraît généralement pas nécessaire.

Modification : 5-

Anciennement
type: 270
nos: 270.003 à 270.006
(HL 7001-02
transformé avec
MD. ABC-6DXC)
Nouvelle numméral:
7003 à 7006

Locomotive Diesel - électrique de manœuvre série 70.

Annexe 1



1. Moteur Diesel.
2. Turbine de suralimentation
3. Génératrice principale
4. Groupe auxiliaire.
5. Radiateurs
6. Réservoir à huile du moteur.
7. Réservoir de gasoil.
8. Cabine appareillage
9. Moteurs de traction.
10. Caisse accus.

Généralités

Effectif : à la construction.	84
Type :	B-B
Masse :	
globale en ordre de marche: tonnes	84,64
approvisionnements :	
- gasoil : . . . . . l.	3500
- huile de graissage moteur Diesel: . l.	440
- Eau de réfrigération du Diesel: . . l.	400
Puissance: moteur Diesel: . kW	515
Puissance: disponible pour la traction (suivant fiche UIC - 622.0) kW	420
Effort maximum au démarrage: kN	196
Effort de traction en régime continu : kN	151
Vitesse maximum: . . . . km/h.	60
Rayon minimum de courbe: . . m.	75
Diamètre des roues: . . . mm.	1070
Numérotation: 7003 à 7006	

Poids frein : G 59 t.
P 76 t.

Partie Caisse.

Constructeur: Baume et Marpent à Morlanwelz.
Date de construction: 1954.
Freinage: Frein direct Oerlikon et frein automatique Westinghouse.
Dispositif de commande: la locomotive est muni de double commande dans le poste de conduite avec dispositif veille automatique

Moteur Diesel.

Constructeur: Anglo-Belgian Cy. à Gand.
Type de fabrication: 8 DUS.
Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté (Moteur muni d'une turbo-soufflante de suralimentation Brown-Boveri)
Mode d'injection: direct
Réglage de la puissance: par réglage de la vitesse.
Démarrage du moteur: par la génératrice principale.

Puissance nominale: . . . . kW		515
Vitesse de rotation: . . . . tr/min		650
Cylindres	nombre	8
	disposition	vertic. en ligne
	alésage . . . . mm.	242
	course mm.	320
Masse globale: . . . . . tonnes		10,200
Pression d'injection . . . bar		200
Pression moyenne effective: bar		8,25
Vitesse moyenne du piston m/s		6,9
Couple maximum . . . daNm		755

Transmission.

Constructeur: A.C.E.C. sous licence Westinghouse.
Mode de fonctionnement: une génératrice principale 480 F entraînée par le moteur Diesel alimente les 4 moteurs de traction en couplage série parallèle. Un cran de shuntage est prévu. L'excitation de la génératrice principale est fournie par une excitatrice à 6 pôles.
Mode d'attaque des essieux: 4 moteurs de traction CF 362 D suspendus par le nez, logés dans les bogies et actionnant chacun 1 essieu par une paire d'engrenages droits (rapport : 14/68).
Les 4 essieux de la locomotive sont donc des essieux moteurs.

1-2-83
~~13-9-13~~

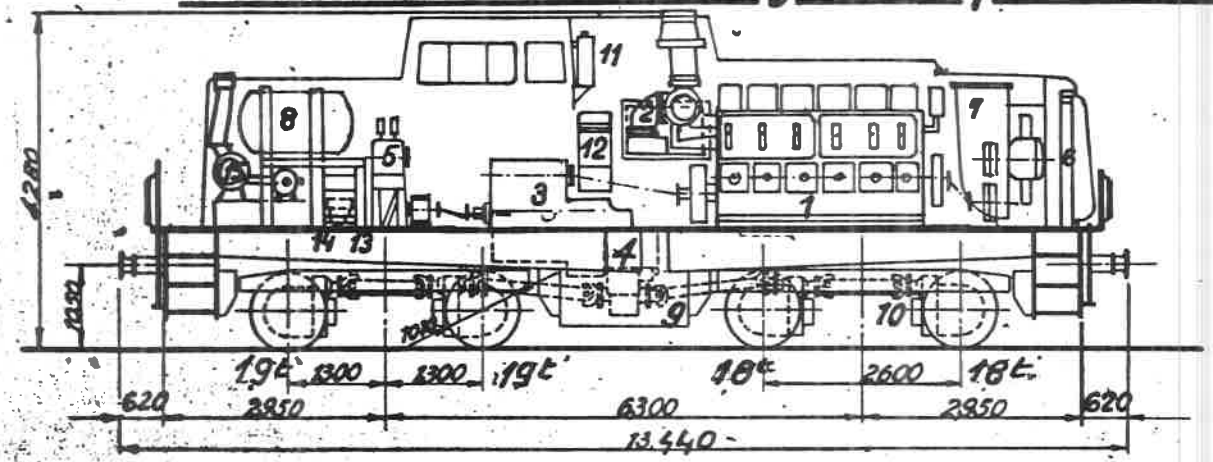
C 1260
3e L

Locomotive Diesel-hydraulique série 71 (ex 66)

Ancienne mat. — Annexe 2

type 222
nrs: 222.001 à 003

Nouveaux nos.
Série 71 ex 66
7101 à 7103.



1 Moteur Diesel
2 Turbo-soufflante
3 Boite hydraulique
4 Inverseur-réducteur
5 Compresseur
6 Radiateur
7 Ventilateur
8 Réservoir ppal
9 Réservoir à gasoil
10 Pont d'essieux
11 Vase d'expansion
12 Montage de l'échangeur
13 Pompe de prégraissage
14 Réservoir d'huile
15 Préchauffage et pompe

Généralités

Effectif à la construction		3
Type		B-B
Masse:		
- globale en ordre de marche: tonnes		74
- Approvisionnements		
- gasoil	l	3.000
- huile de graissage Mot. D	l	300
- huile de graissage Transm.	l	200
- eau pr chauffage du train		
- eau de refroidiss.t du Diesel	l	300
- sable	kg	640
Charge max. par essieu	tonnes	19
Puissance disponible (tube ac. calorif.)	kW	562
Effort de traction continu		
- voyageurs	kN	113
- marchandises	kN	186
Effort au démarrage (μ=0,35)	kN	197
Vitesse max.		
- voyageurs	km/h	80
- marchandises	km/h	50
Rayon min. de courbe	m	75
Rayon min. de courbe pour le gal. voie	m	250
Diamètre des roues	mm	1010

Partie caisse

Constructeur: Ateliers Belges Réunis à Formilleureux.

Année de construction: 1962

Transformation: FAZ 1980.

Freinage:

Frein autom. type Oerlikon à 2 régimes de freinage: voyageurs et marchandises, avec robinet de mécanicien type FV8 et distributeur LST1, combiné avec un frein direct Oerlikon, robinet de mécanicien type FD1

Un compresseur type Westinghouse 2A2 V8, commandé par arbre à cardans, alimente un réservoir d'une capacité de 200 l.

Un frein à main à vis placé dans le poste de conduite agit sur un bogie

Dispositif de commande

Cde pneumatique avec dispositif de V.A.

Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélér.n, laquelle alimente le servo-moteur du Diesel, le cyl. de soupape de reinyl. de la turbo-transmission et les cyl. de com.de d'inversion et du changt de gammes.

Le volant peut occuper 5 positions

Moteur Diesel

Constructeur: ABC.

Type de fabrication: 6DXC-100-750A.

Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté avec turbo-compresseur.

Mode d'injection: par chambre de turbulence

Réglage de la puissance: par throttle control

Démarrage du moteur: par démarreur électrique Bosch type TB(R) 72V-18Kw

Puissance nom.		kW	662
Vitesse de rotation		tr/min	750
Cylindres	nombre		6
	disposition		ligne
	alésage	mm	242
	course	mm	320
Masse globale		tonnes	9,2
Pression d'injection		bar	205
Pression moy. effect.		bar	12,27
Vitesse moy. du piston		m/s	8
Couple max.		daNm	847.

Transmission

Constructeurs: transmission Voith L 217 - inverseur-réducteur SWV construit par Cockerill, Ougrée sous licence Mylius

Mode de fonctionnement:

La transmission hydro-dynamique, entièrement automatique, L 217 est une combinaison de 3 circuits hydrauliques à savoir 2 transformateurs de couple et un coupleur hydrodynamique. L'inverseur-réducteur est accolé à la transmission et possède 2 gammes de vitesse.

Mode d'attaque des essieux

Entraînés par ponts d'essieux Mylius V20 construits par Cockerill-Ougrée sous licence Mylius; ils sont reliés entre-eux par arbres à cardans.

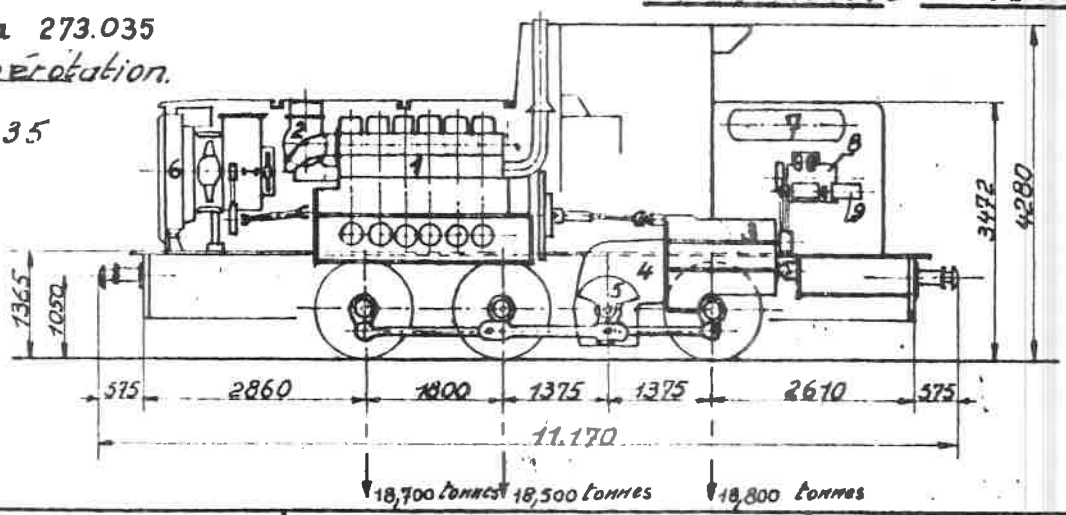
8-9-81
~~30-4-81~~
~~25-9-79~~

C 1260
3e L

Annexe 3

Anciennement
type 273
nos: 273.001 à 273.035
Nouvelle numérotation.
série 73 IV
nos 7301 à 7335

Locomotive Diesel-hydraulique série 73 1/1ère tranche



1 Moteur Diesel.
2 Turbine de suralimentation.
3 Turbo-transmission Voith.
4 Inverseur Cockerill.
5 Manivelle avec faux-essieu.
6 Groupe de refroidissement Voith.
7 Réservoirs principaux.
8 Compresseur.
9 Génératrices.

Généralités

Effectif : à la construction		35
Type :		C
Masse :		
- Globale en ordre de marche : tonnes		56
Approvisionnements :		
- Gasoil	l	3000
- Huile graissage moteur Diesel	l	500
- " " transmission	l	220
- " " auxiliaires	l	200
- Eau réfrigération mot. Diesel	l	650
- Sable	kg	480
Puissance :		
Moteur Diesel	kW	550
Disponible (fiche UIC-622.0) :	kW	450
Effort max. au démarrage :	kN	211
Vitesse max. : regime ligne	km/h	60
regime manoeuvre		30
Rayon min. de courbe :	m	75
Diamètre des roues :	mm	1262
Poids frein : G : 56 t		
P : 57 t		

Partie caisse

Constructeur : s.a. B.N. n° 7301 à 7325
s.a. ABR. n° 7326 à 7335

Année de construction : 1965 - 66

Numérotation : de 7301 à 7335

Freinage : Frein direct et frein automat. du type Oerlikon, avec distributeur L3T-1 et robinets de mecanicien type Fd1 et FV4. Le compresseur est du type Westinghouse 242 VBZ entrainé par courroies. Il alimente deux réservoirs d'une capacité de 500 l.

Dispositif de commande :

Double commande pneumatique dans la cabine avec dispositif de veille automatique. Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération, laquelle alimente le servo-moteur d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission

Le volant d'accélération peut occuper 5 positions.

Moteur Diesel

Constructeur : s.a Cockerill-Ougrée à Seraing

Type de fabrication : moteur 6 cylindres TH695SA

Mode de fonctionnement : 4 temps suralim. moteur muni d'une turbo-soufflante Brown-Boveri

Mode d'injection : direct.

Réglage de la puissance : par réglage de l'injection.

Démarrage du moteur : par un démarreur électrique type Bosch AL/FTB/18/12

Puissance nominale :	kW	550
Vitesse de rotation max. :	tr/min	950
Vitesse de ralenti :	tr/min	475
Cylindres : nombre		6
disposition		Vert. en ligne
alésage	mm	241,3
course	mm	304,8
Masse globale :	tonnes	8,950
Pression d'injection :	bar	280
Pression moy. effect. :	bar	8,46
Vitesse moy. du piston :	m/s	9,65
Couple à la vitesse max. du moteur :	daNm	620

Transmission

Constructeurs : Voith (Heidenheim-Allemagne) Cockerill-Ougrée à Seraing

Type : Turbo-transmission Voith L 217 U. Inverseur Cockerill à gamme unique.

Mode de fonctionnement :

La turbo-transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide de deux convertisseurs de couple et un coupleur hydraulique.

L'inverseur Cockerill comporte :
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 1 train d'engrenages droits constituant la gamme unique de 60 km/h.
- 1 train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux :

L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

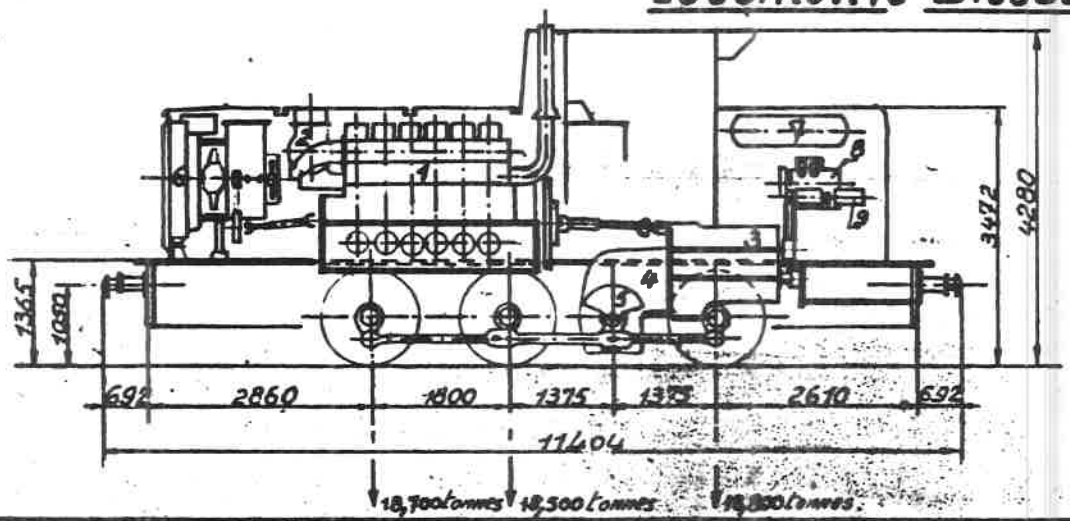
C. 1260.
3e L
14-9-79

260054

Annexe 4

Numérotation:
série 73 (2)
7336 - 7375

Locomotive Diesel-hydraulique série 73 (2ème tranche / 3ème tranche)



1 Moteur Diesel.
2 Turbine de suralimentation.
3 Turbo-transmission Voith.
4 Inverseur Cockerill.
5 Manivelle avec faux-essieu.
6 Groupe de refroidissement Voith.
7 Réservoirs principaux.
8 Compresseur.
9 Génératrices

Généralités

Effectif : à la construction		40
Type :		C
Masse :		
- Globale en ordre de marche	tonnes	56
Approvisionnements :		
- Gasoil	l	3000
- Huile graissage moteur Diesel	l	500
- " " transmission	l	220
- " " auxiliaires	l	200
- Eau réfrigération mot. Diesel	l	650
- Sable	kg	225
Puissance :		
Moteur Diesel	kW	550
Disponible (fiche UIC-622.0) :	kW	450
Effort max. au démarrage :	kN	211
Vitesse max. régime ligne	km/h	60
régime manœuvre		30
Rayon min. de courbe :	m	75
Diamètre des roues :	mm	1262

Poids frein : G: 56 t
P: 57 t

Partie caisse

Constructeur : s.a. B.N. n° 7336 à 7375

Année de construction : 1973 - 1974

Numérotation : de 7336 à 7375

Freinage : Frein direct et frein automat. du type Oerlikon, avec distributeur LST-1 et robinets de mécanicien type F61 et FV4. Le compresseur est du type Westinghouse 242 VBZ entraîné par courroies. Il alimente deux réservoirs d'une capacité de 500 l.

Dispositif de commande : Double commande pneumatique dans la cabine avec dispositif de veille automatique. Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération, laquelle alimente le servo-moteur d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission

Le volant d'accélération peut occuper 5 positions.

Moteur Diesel

Constructeur : s.a. Cockerill-Ougrée à Seraing

Type de fabrication : moteur 6 cylindres 6T 240 CO

Mode de fonctionnement : 4 temps suralim. moteur muni d'une turbo-soufflante Brown-Boveri

Mode d'injection : direct.

Réglage de la puissance : par réglage de l'injection.

Démarrage du moteur : par un démarreur électrique type Bosch AL/FTB/1872

Puissance nominale :	kW	550
Vitesse de rotation max. :	tr/min	950
Vitesse de ralenti :	tr/min	475
Cylindres nombre		6. Vert. en ligne
Cylindres disposition		
Cylindres alésage	mm	241,3
Cylindres course	mm	304,8
Masse globale :	tonnes	8,950
Pression d'injection :	bar	280
Pression moy. effect.	bar	8,46
Vitesse moy. du piston :	m/s	9,65
Couple à la vitesse max. du moteur :	daNm	628

Transmission

Constructeurs : Voith (Heidenheim-Allemagne) Cockerill-Ougrée à Seraing

Type : Turbo-transmission Voith L 217 U. Inverseur Cockerill à gamme unique.

Mode de fonctionnement : La turbo-transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide de deux convertisseurs de couple et un coupleur hydraulique.

L'inverseur Cockerill comporte :
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 1 train d'engrenages droits constituant la gamme unique de 60 km/h.
- 1 train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux : L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

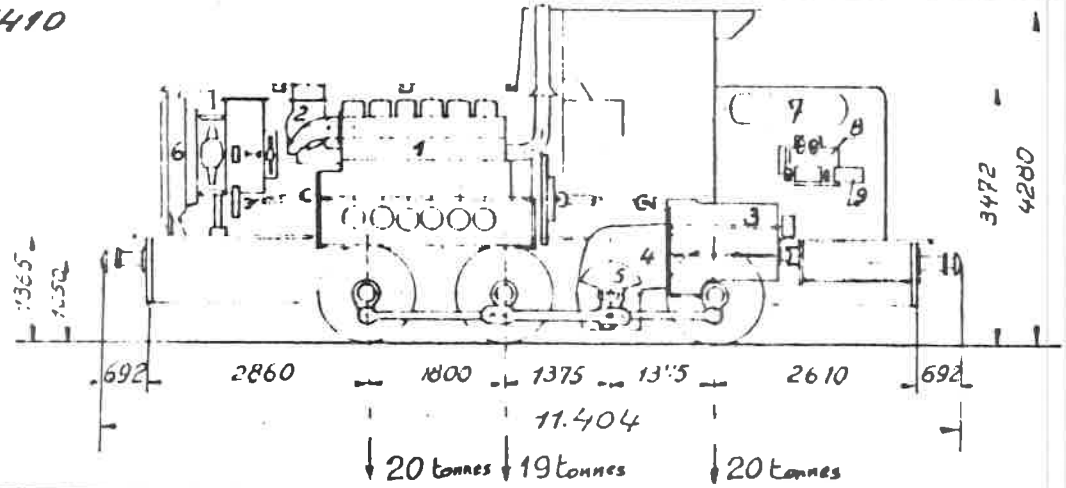
14/9/79

C 1260
3e L.

Numérotation
série 74
N° 7401 à 7410

Locomotive Diesel-hydraulique série 74

Annexe 5



1 Moteur Diesel.
2 Turbine de suralimentation.
3 Turbo-transmission Voith.
4 Inverseur Cockerill
5 Manivelle avec faux-essieu.
6 Groupe de refroidissement Voith.
7 Réservoirs principaux.
8 Compresseur.
9 Génératrices

Généralités

Effectif : à la construction		10
Type		C
Masse :		
- Globale en ordre de marche	tonnes	59
Approvisionnements :		
- Gasoil	l	3000
- Huile graissage moteur Diesel	l	500
- " " transmission	l	220
- " " auxiliaires	l	200
- Eau refrigération mot Diesel	l	650
- Sable	kg	480
Puissance :		
Moteur Diesel	kW	550
Disponible fiche UIC-622 01	kW	450
Effort max au démarrage	kN	196
Vitesse max regime ligne	km/h	60
regime manoeuvre		30
Rayon min de courbe	m	75
Diamètre des roues :	mm	1262

Poids frein : G 56 t
P 57 t.

Partie caisse

Constructeur : S.A. BN-CFC

Année de construction : 1977
Numérotation : 7401-7410
Freinage : frein direct et frein automat du type Oerlikon, avec distributeur LST 1 et robinets de mecanicien type Fd1 et FV4 le compresseur est du type Westinghouse 342 VBZ entraîné par courroies. Il alimente deux réservoirs d'une capacité de 500 l

Dispositif de commande :
Double commande pneumatique dans la cabine avec dispositif de veille automatique le volant d'acceleration agit sur une soupape d'acceleration laquelle alimente le servo moteur d'acceleration du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission

le volant d'acceleration peut occuper 5 positions.
Equipement double traction : commande à distance électrique.

Moteur Diesel

Constructeur : A.B.C.
Type de fabrication : moteur 6 cylind.

Mode de fonctionnement : 4 temps suralim moteur muni d'une turbo soufflante Brown Boveri VTR 200
Mode d'injection : direct
Réglage de la puissance : par reglage de l'injection
Démarrage du moteur : par un démarreur electrique type Bosch AL FTB 22/3

Puissance nominale :	kW	550
Vitesse de rotation max. :	tr/min	750
Vitesse de ralenti :	tr/min	400
Cylindres : nombre		6
disposition		vert en ligne
alésage	mm	242
course	mm	320
Masse globale :	tonnes	9,200
Pression d'injection :	bar	205
Pression moy. effect.	bar	10,23
Vitesse moy. du piston :	m/s	8
Couple à la vitesse max. du moteur :	daNm	702

Transmission

Constructeurs : Voith, Heidenheim Allemagne
Cockerill-Ougrée à Seraing
Type : Turbo-transmission Voith L 217 U
Inverseur Cockerill à gamme unique.

Mode de fonctionnement :
La turbo transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide de deux convertisseurs de couple et un coupleur hydraulique.
L'inverseur Cockerill comporte :
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur
- 1 train d'engrenages droits constituant la gamme unique de 60 km/h
- 1 train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux :
L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

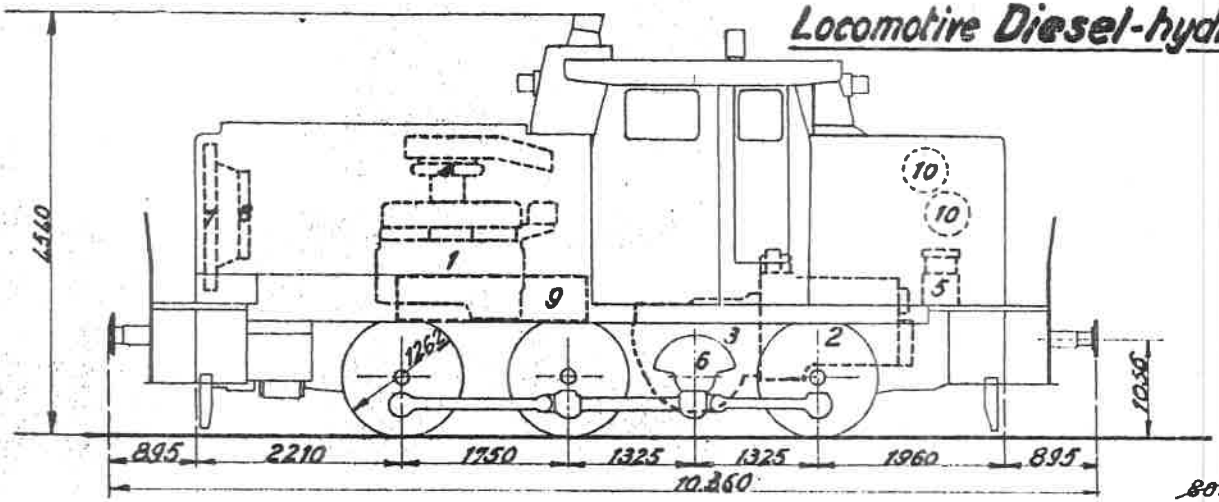
C. 1260
3e L.

1/6/80

Nbre HLM | 12-9-68 / 1979

Annexe 6

Locomotive Diesel-hydraulique de manoeuvre série 80



1-Moteur Diesel
2 Boite hydraul. Voith
3 Inverseur-réducteur
4 Turbo-soufflante
5 Compresseurs
6 Manivelle avec faux-essieu
7 Radiateurs
8 Ventilateur
9 Réservoir à gasoil
10 Réservoir pp aux

Nouvelle numérotation — Ancienne numérotation

Série 80 — type 260

8019 N° 8001 à 8068. — nrs: 260.001 à 260.069

Généralités

Effectif: à la costruction:		69
Type : classe C, mod. A1 de l'ORE		C
Masse:		
- globale en ordre de marche	tonnes	52,1
- approvisionnements		
- gasoil { 8001 à 8042	l.	1500
- gasoil { 8043 à 8069	l.	2280
- sable	kg	300
- huile de graissage moteur	l	80
- huile de graissage transmission	l	255
- tuyauteries et échangr de chaleur	l	48
- eau de réfrigération du Diesel	l	350
Puissance { moteur Diesel	kW	480
Puissance { disponible (suivant fiche UIC.622.0) :	kW	395
Effort max. au démarrage		
- régime "manoeuvres"	kN	173
- régime " ligne "	kN	127
Vitesse max. avant et arrière		
- régime "manoeuvres"	km/h	30
- régime " ligne "	km/h	60
Vitesse max. de remorquage de la loco.		
- en 2e gamme avec bielles	km/h	75
- en 1e gamme sans bielles	km/h	35
Rayon min. de courbe	m	75
Rayon min. courbe dans plan vertical	m	200
Diamètre des roues	mm	1262

Poids frein: P: 33 t.

Partie caisse

Constructeurs : B.N. à Nivelles et A.B.R. à Familleureux

B.N. Nivelles 8001 à 21 et 43 à 69

A.B.R. Familleureux 8022 à 8042

Année de construction : 1960/61 - 8001 à 8042; 1963 - 8043 à 8069

Freinage

Frein direct type Oerlikon avec robinet de mécanicien type FD1

Frein automatique type Oerlikon avec robinet de mécanicien FV3 et distributeur LST1

Les 2 compresseurs entraînés par courroies sont du type ; Knorr VV100/100 à 2 étages sur les loc. 8001 à 8042 Gardner ADK à 2 étages sur les loc. 8043 à 8069 Ils alimentent 1 réservoir d'une capacité de 750 l.

Frein d'main à vis agissant sur 1 essieu

Equipement SIFA

Appareil de sécurité remplaçant le dispositif de veille automatique.

L'appareil comprend un B.B.C. de sécurité et un B.B.C d'Installation auxiliaire.

Moteur Diesel

Constructeur : Maybach - Motorenbau G.m.b.H. Friedrichshaffen

Type : Maybach G.T.O. 6A suralimenté par turbo-soufflante Maybach

Mode de fonctionnement : simple à 4 temps

Mode d'injection : directe et mécanique

Réglage de la puissance : par régulateur R31f agissant sur la vitesse et le débit

Démarrage du moteur : par démarreur Bosch DTG 15/24 CRL

Puissance nominale	kW	480
Vitesse de rotation	tr/min	1400
Cylindres - nombre		12
Cylindres - disposition		en V à 60°
Cylindres - alésage	mm	160
Cylindres - course	mm	200
Préchauffage par appareil "Webasto"		
Masse globale	tonnes	3,800
Pression d'injection	bar	200
Pression moy. eff.	bar	8,65
Vitesse moy. du piston	m/s	9,333
Couple à la vitesse max. du moteur	daNm	326

Transmission

Constructeur : Voith (Heidenheim - Allem.)

Type : L 37 z Ub à 3 étages, avec transformateur de couple et 2 coupleurs.

Genre : 1 convertisseur de couple hydraul. et 2 coupleurs hydrauliques

Mode de fonctionnement :

La turbo-transmission Voith à 3 étages de vitesses réalisée à l'aide d'un transformateur de couple et de 2 coupleurs.

L'inverseur-réducteur Gmeinder comporte :
- un inverseur de sens de marche pour marche avant et arrière
- un changeur de gammes pour régime de manoeuvres et régime de route

Mode d'attaque des essieux :

L'embiellage comporte 2 manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

En plus l'essieu médian peut se déplacer de 2 x 30 mm

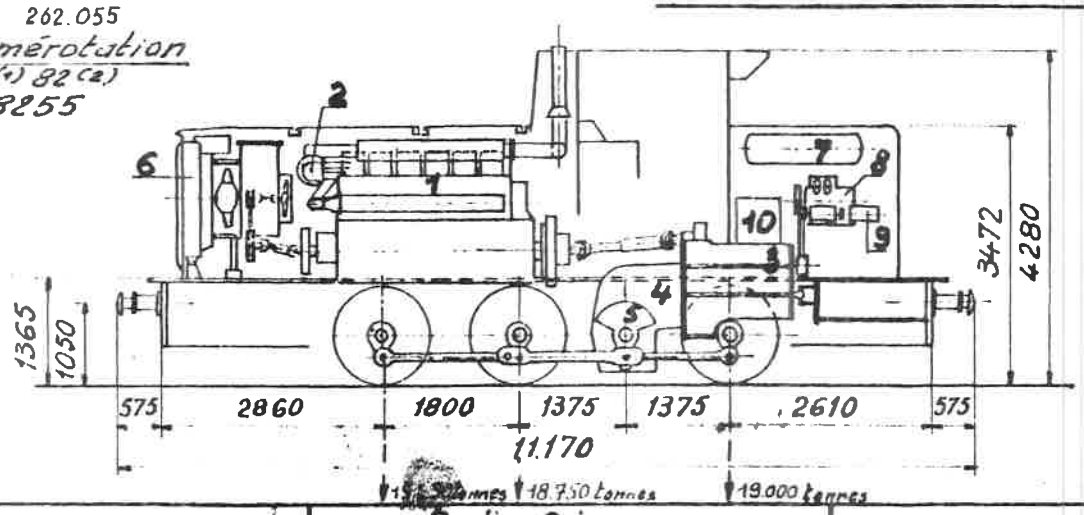
14-9-79

C 1260
3e L

Annexe 7

Locomotive Diesel-hydraulique série 82 (1ère et 2ème tr.)

Anciennement pour 1ère tronche (1)
type 262
nos: 262.001 à 262.055
Nouvelle numérotation
Série 82 (1) 82 (2)
N° 8201 - 8255



1 Moteur Diesel.
2 Turbine de suralimentation.
3 Turbo-transmission Voith.
4 Inverseur Cockerill.
5 Manivelle avec faux-essieu.
6 Groupe de refroidissement Voith.
7 Réservoirs principaux.
8 Compresseur.
9 Génératrices.
10 Réservoir auxiliaire d'huile.

Généralités

Effectif: à la construction		75
Type:		C
Masse:		
- Globale en ordre de marche: tonnes		57 (1) 59 (2)
Approvisionnements:		
- Gasoil	l	3000
- Huile graissage moteur Diesel	l	360
- " " transmission	l	220
- " " auxiliaires	l	50
- Eau réfrigération moteur Diesel	l	575
- Sable	kg	480 (1) 225 (2)
Puissance:		
Moteur Diesel	kW	480
Disponible (fiche UIC-622.0):	kW	395
Effort max. au démarrage:	kN	191
Vitesse max.: régime ligne	km/h	60
régime manoeuvre		30
Rayon min. de courbe:	m	75
Diamètre des roues:	mm	1262

Poids frein: G: 56 t
P 57 t

Partie Caisse

Constructeur: Année de construction

S.A. ABR	8201-8240	1965/1966 (1)
	8246-8255	1965/1966 (1)
S.A. BN	8241-8245	1965/1968 (1)
	8256-8275	1973 (2)

Numérotation: de 8201 à 8275
Freinage: frein direct et frein autom. du type Oerlikon, avec distributeur LST.1 et robinets de mecanicien type Fd1 et FV4. Le compresseur est du type Westinghouse 242 VBZ entraîné par courroies. Il alimente deux réservoirs d'une capacité de 500 l.
Dispositif de commande: Double commande pneumatique dans la cabine avec dispositif de veille automatique. Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération, laquelle alimente le servo-moteur d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission
Equipement: double traction: HL 82/2° fr. avec commande à distance électrique. (HLD 8260 à 8270)

Moteur Diesel

Constructeur: Anglo-Belgian Company-Gand
Type de fabrication: moteur 6 cylindres 6 DX.S.
Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté, moteur muni d'une turbo-soufflante Brown-Boveri.
Mode d'injection: direct
Réglage de la puissance: par réglage de l'injection.
Démarrage du moteur: par un démarreur électrique type Bosch AL/FTB/18/72.

Puissance nominale:	kW	480
Vitesse de rotation max.:	tr/min.	750
Vitesse de ralenti:	tr/min.	400
Cylindres: nombre		6
disposition		Vert. en ligne
alesage	mm	242
course	mm	320
Masse globale	tonnes	8,550
Pression d'injection:	bar	220
Pression moy. effect.:	bar	8,82
Vitesse moy. du piston:	m/s	8
Couple à la vitesse max. du moteur:	daNm	608

Transmission

Constructeurs: Voith (Heidenheim-Allemagne) Cockerill-Ougrée à Seraing.
Type: - Turbo-transmission Voith L 217 U
- Inverseur Cockerill à gamme unique

Mode de fonctionnement:
La turbo-transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide de deux convertisseurs de couple et un coupleur hydraulique.
L'inverseur Cockerill comporte:
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 1 train d'engrenages droits constituant la gamme unique de 60 km/h
- 1 train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux:
L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

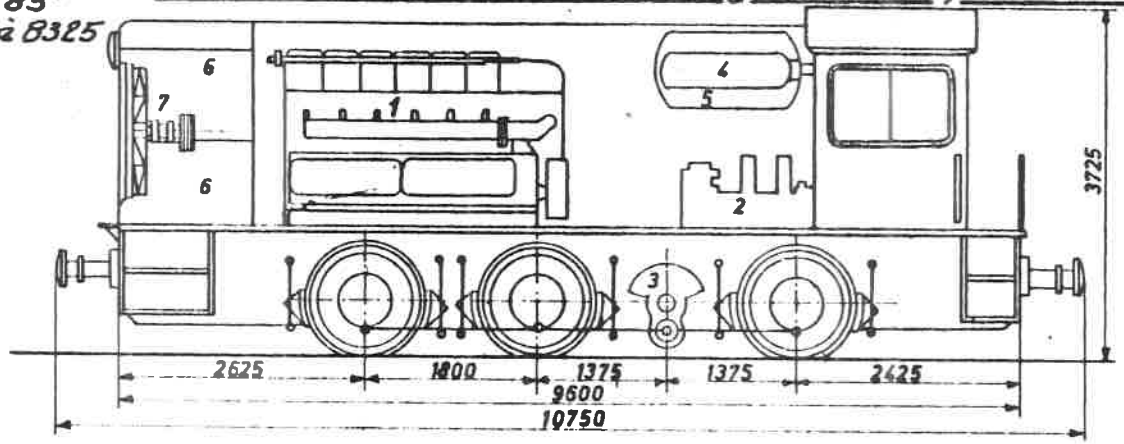
14/9/79

C. 1260
3e L

Numérotation
série 83
N° 8301 à 8325

Locomotive Diesel-hydraulique de manœuvre série 83.

Annexe 8



1. Moteur Diesel.
2. Boîte hydraulique Voith.
3. Manivelle avec faux-essieu.
4. Bonbonnes d'air de lancement.
5. Réservoir principal.
6. Radiateurs.
7. Ventilateur.

Généralités.

Effectif: bij constructie		25
Type:		C
Masse:		
– globale en ordre de marche:	tonnes	57
– approvisionnements:		
– gasoil:	l.	3000
– huile de graissage moteur Diesel:	l.	500
– huile de graissage transmission:	l.	220
– huile de graissage auxiliaires:	l.	225
– eau de réfrigération du Diesel:	l.	400
Puissance moteur Diesel:	kW	405
Puissance disponible (suivant fiche UIC-622.0):	kW	330
Effort maximum au démarrage:		
régime "manœuvre":	kN	157
régime "ligne":	kN	147
Vitesse max. régime "manœuvre":	Km/h.	30
Vitesse max. régime "ligne":	Km/h.	50
Rayon minimum de courbe:	m.	75
Diamètre des roues:	mm	1262

Numérotation: 8301 à 8325.

Anciennement

type 253
nrs: 253.001 à 253.025

Poids frein: 59 t

Partie Caisse.

Constructeur: S.A. Cockerill-Ougrée à Seraing (Liège).
Année de construction: 1956
Freinage: frein direct et frein automat. du type Oerlikon, avec distributeur LST1 et robinets de mécanicien respectivement du type FD1 et FV3.
Le compresseur est du type Arpic HS 96 entraîné par courroies. Il alimente un réservoir d'une capacité de 800 l.
Dispositif de commande: double commande pneumatique dans le poste de conduite, avec dispositif de veille automatique.
Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération laquelle alimente le servo-moteur d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission et les cylindres de commande d'inversion et du changement de gammes.
Le volant d'accélération peut occuper 4 positions

* Sera remplacé systématiquement par Westinghouse 242 VBZ

Moteur Diesel.

Constructeur: S.A. Cockerill (Ougrée) (Lic. Hamilton) – 695 S.A.
Mode de fonctionnement: 4 temps
Mode d'injection: direct
Réglage de la puissance: par réglage de l'injection.
Démarrage du moteur: pneumatique* à l'aide de 2 bonbonnes à 30 bar, alimentées au moyen d'un compress. Nova 21 NS.

Puissance nominale:	kW	405
Vitesse de rotation max:	tr/min.	950
Vitesse de ralenti:	tr/min.	450
Cylindres: nombre		6
Cylindres: disposition		Verticale en ligne
Cylindres: alésage	mm.	241
Cylindres: course	mm.	305
Masse globale	tonnes	8,700
Pression d'injection		250
Pression moyenne effective		6,2
Vitesse moyenne du piston	m/s	9,6
Couple à la vitesse maximum du moteur	daNm	407

Transmission.

Constructeurs: Turbo-transmission Type Voith L 37 U.
Inverseur-réducteur Cockerill
Mode de fonctionnement: La turbo-transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide d'un convertisseur de couple et de deux coupleurs hydrauliques.
L'inverseur Cockerill comporte:
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 2 trains d'engrenages droits constituant le changeur de gammes de vitesse (33 et 50 Km/h.)
- un train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux. L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur-réducteur et 6 bielles

1/6/80

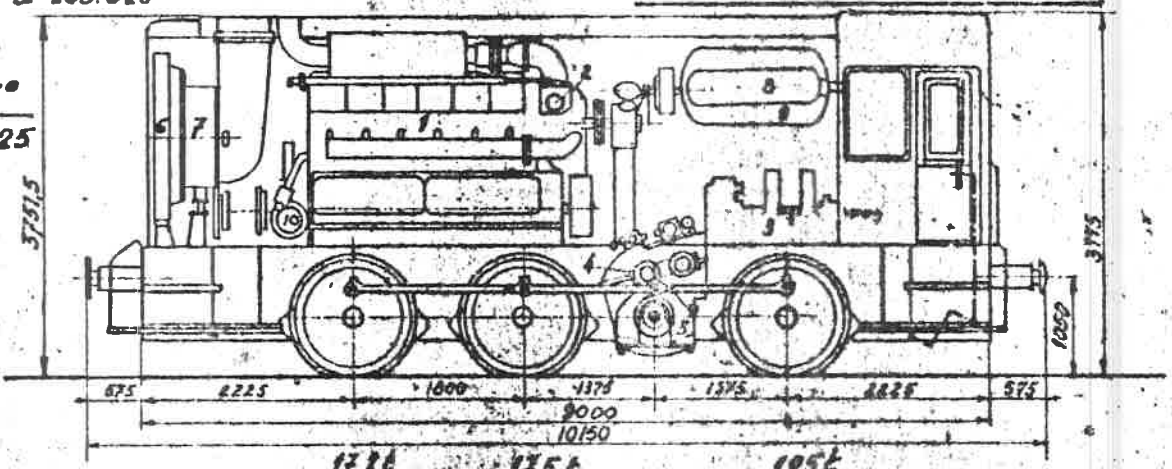
C.1260
3e L

Ancienmement
type 250
ure: 250.001 à 250.025

Nouveau N°
8401 à 8425

Locomotive Diesel-hydraulique
de manœuvre, série 84-

Annexe 9



1 Moteur Diesel.
2 Turbine de suralimentation
3 Boîte hydraulique Voith.
4 Inverseur-réducteur Mylius.
5 Manivelle avec faux essieu.
6 Radiateurs, { Voith
7 Ventilateur. { Voith
8 Bonbonnes d'air [illegible]ement.
9 Réservoir principal.
10 Pompe d'eau.

Généralités.

Effectif : à la construction		23
Type :		C
Masse :		
- globale en ordre de marche : tonnes		56,2
- approvisionnements :		
- gasoil :	l	3000
- huile de graissage moteur Diesel :	l.	360
- huile de graissage transmission :	l.	220
- huile de graissage auxiliaires :	l.	50
- eau de réfrigération du Diesel :	l.	575
Puissance : moteur Diesel :	kW	405
Puissance : disponible (suivant fiche UIC. 642.0) :	kW	330
Effort maximum au démarrage :		
régime "manœuvre"	kN	157
régime "ligne"	kN	147
Vitesse maximum : régime "manœuvre"	Km/h.	30
Vitesse maximum : régime "ligne"	Km/h.	50
Rayon minimum de courbe :	m.	75
Diamètre des roues :	mm.	1262

Numérotation : 8401 à 8425

Poids frein : P : 59 t

Partie Caisse

Constructeur : Baume et Marpent à Marchienne-au-Pont.
Année de construction : 1955 / 56.
Freinage : frein direct et frein automatique du type Oerlikon, avec distributeur LST1 et robinets de mécanicien respectivement du type Fd1 et FV3.
Le compresseur est du type Arpic H396 entraîné par courroies. Il alimente un réservoir d'une capacité de 800 l.
Dispositif de commande : double commande pneumatique dans le poste de conduite avec dispositif de veille automatique.
Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération laquelle alimente le servo-moteur d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission et les cylindres de commande d'inversion et du changement de gammes.
Le volant d'accélération peut occuper 4 positions.

* Sera remplacé systématiquement par Westinghouse 1 242 V8Z.

Moteur Diesel.

Constructeur : Anglo-Belgian Company.
Type de fabrication : 6 DUS
Mode de fonctionnement : 4 temps suralimenté (moteur muni d'une turbo-soufflante Brown-Boveri).
Mode d'injection : direct.
Réglage de la puissance : par réglage de l'injection.
Démarrage du moteur : pneumatique à l'aide de 2 bonbonnes à 30 Bar, alimentées au moyen d'un compresseur Nova 2 NS.

Puissance nominale :	kW	405
Vitesse de rotation max. :	tr/min.	800
Vitesse de ralenti :	tr/min.	400
Cylindres : nombre		6
Cylindres : disposition		Vertic. en ligne
Cylindres : alésage	mm	242
Cylindres : course	mm.	320
Masse globale	tonnes	9
Pression d'injection :	bar	250
Pression moyenne effective :	bar	6,25
Vitesse moyenne au piston :	m/s	7,25
Couple à la vitesse maximum du moteur :	daNm	368

Transmission.

Constructeurs : Turbo-transmission type Voith L 37 U.
Inverseur-réducteur Mylius type 5W8,37.
Mode de fonctionnement : La turbo-transmission Voith à trois étages de vitesse, réalisés à l'aide d'un convertisseur de couple et de deux coupleurs hydrauliques.
L'inverseur-réducteur Mylius comporte :
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 2 trains d'engrenages droits constituant le changeur de gammes de vitesse (33 et 60 Km/h.)
- un train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux : L'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur-réducteur et 8 bielles.

13/11/80

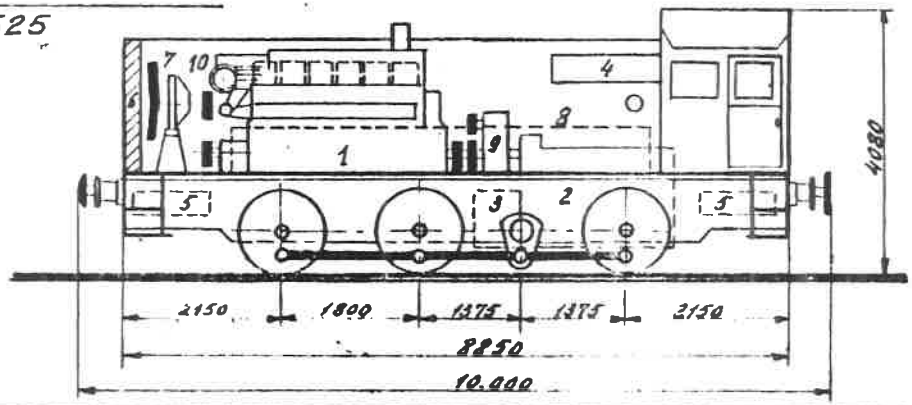
C 1260
3e

Ancienneement:
type 252
nrs: 252.001 à 252.025
Nouvelle numérotation.
8501 à 8525

Locomotive Diesel-hydraulique de manoeuvre sèrie 85

(transformé avec moteur ABC-6DXS)

Annexe 10



1. Moteur Diesel
2. Boîte hydraulique type Voith L37U.
3. Manivelle avec faux-essieu
4. Bonbonnes d'air de lancement.
5. Réservoir principal
6. Radiateurs
7. Ventilateur.
8. Réservoir à gasoil
9. Compresseur Westinghouse 242 VBZ.
10. Turbine de suralimentation.

Généralités

Effectif: à la construction	25
Type:	C
Masse:	
-globale en ordre de marche: tonnes	57,3
-approvisionnement:	
-gasoil: ..... l.	3000
-huile de graissage mot. Diesel l.	330
-huile de graissage transm. ... l.	220
-huile de graissage auxil. ... l.	100
-eau de réfrigération du Diesel l.	300
Puissance (moteur Diesel ..... kW	405
Puissance disponible (suivant)	
Puissance fiche VIC-622.0): .. kW	330
Effort-maxim. au démarrage:	
- régime "manœuvre": ... kN	157
- régime "ligne" ..... kN	147
Vitesse maximum:	
- régime "manœuvre" km/h.	30
- régime "ligne" km/h.	50
Rayon minimum de courbe: ... m.	75
Diamètre des roues ..... mm.	1262

Poids frein: P: 59 t

Partie-caisse

Constructeur: loco 8501 à 8525
S.A. Forges Usines & Fonderies d'Haine St Pierre.

Année de construction: 1956/57

Freinage: frein direct et frein automat. du type Oerlikon avec distributeur LST1 et robinets de mécanicien respectivement des types FD1 et FV3. Le compresseur est du type West. 242 VBZ 96 entraîné par courroies. Il alimente un réservoir d'une capacité de 800 l.

Dispositif de commande: double commande pneumatique dans le poste de conduite avec dispositif de veille aut. Les volants d'accélération agissent sur une soupape d'accélération du Diesel, le cylindre de la soupape de remplissage de la turbo-transmission et les cylindres de commande d'inversion et du changement de gammes. Le volant d'accélération peut occuper 4 position.

Moteur Diesel

Constructeur: ABC Gand.
Type de fabrication: 6DX3
Mode de fonctionnement: 4 temps Suralimenté
Mode d'injection: direct.
Réglage de la puissance: par réglage de l'injection.
Démarrage du moteur: pneumatique à l'aide de 2 bonbonnes à 30 bar alimentées au moyen d'un compresseur Nova 21 NS.

Puissance nominale:	kW	405
Vitesse de rotation max. ...	tr/min.	680
Vitesse de ralenti:	tr/min.	400
Cylindres: nombre:		6
Cylindres: disposition:		Verticaux ligne
Cylindres: alésage:	mm.	242
Cylindres: course:	mm.	320
Masse globale:	tonnes	9550
Pression d'injection:	bar	225
Pression moyenne effective: .	bar	8,25
Vitesse moyenne du pision: .	m/s	7,25
Couple à la vitesse maximum du moteur:	daNm	569

Transmission

Constructeur: Turbo-transmission type Voith L37U.
Inverseur-réducteur SEM type B122
Mode de fonctionnement: La turbo-transmission Voith à 3 étages de vitesse, réalisés à l'aide d'un convertisseur de couple et de deux coupleurs hydrauliques.
L'inverseur-réducteur SEM comporte:
- un dispositif de renversement du sens de marche ou inverseur.
- 2 trains d'engrenages droits constituant le changeur de gammes de vitesse. (33 et 50 km/h.)
- un train d'engrenages droits pour la commande du faux-essieu.

Mode d'attaque des essieux: l'embiellage comporte deux manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur-réducteur et 6 bielles.

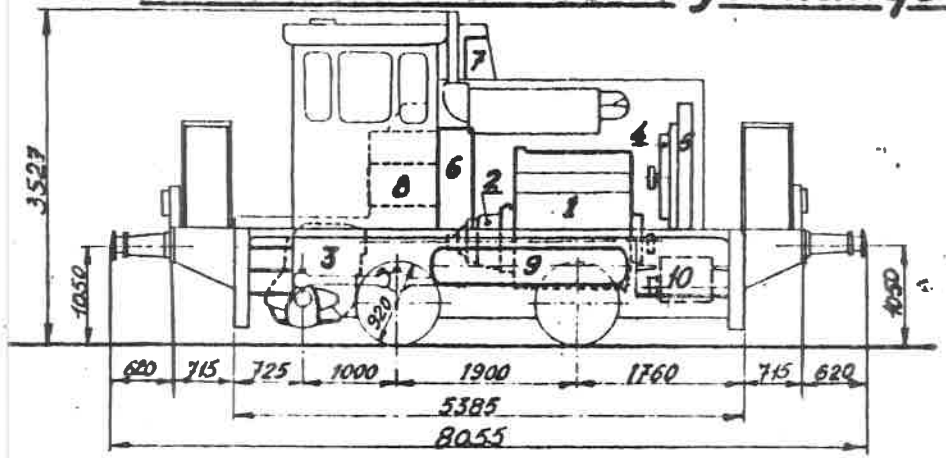
17-9-79

C. 1260
3e L.

Locomotive Diesel-hydraulique série 91 (01-10) (11-60) (Transformée)

Annexe 11

Anciennement
91 (11-60) type 230 - 2e série nrs: 230.101 à 230.150
91 (01-10) : série 90.01 à 90.10 Type 230 - 1e série nrs 230.001 à 230010



HLM 91¹ : 9101 - 9110
91² : 9111 - 9160

Généralités

Effectif: à la construction		60
Type:		B
Massa:		
Globale en ordre de marche: tonnes		35
Approvisionnements:		
- gasoil:	l.	360
- huile de graissage moteur:	l.	
- huile de graissage transmis.	l.	36
- eau de réfrigération	l.	170
- sable	kg.	100
Puissance: - moteur Diesel	kW	245
- disponible (suiv. fiche UIC-622.0)	kW	220
Effort max. au démarrage: à 30 %	kN	98
Effort de traction continu:		
- en 1e gamme:	kN	96
- en 2e gamme:	kN	46.
Vitesse maximum:		
en 1e gamme - serv. de ligne	km/h	—
- serv. man.	km/h	20
en 2e gamme - serv. de ligne	km/h	35
- serv. man.	km/h	40
Rayon min. de courbe	m	25
Diamètre des roues	mm	920

Partie caisse

Constructeur: Cockerill - ougrée
nos 91.01 - 91.10
ABR: nos 91.11 - 91.35 // Nivelles nos 91.36 - 91.60
Année de constn 1961, 63, 64, transformée
Numérotation: 91.01 - 91.60
Freinage:
Frein direct type "Oerlikon" combiné avec un inverseur ABV1, robinet de mécanicien type Fd1r.
Un compresseur type "Westinghouse" W 242 V.B.Z. commandé par le moteur Diesel, alimente 3 réservoirs d'une capacité totale de 600 l.
Un frein d'main, commandé par volant, agissant sur une roue de chaque essieu.

Dispositif de commande:
Double commande pneumatique dans le poste de conduite avec dispositif de veille automatique

Poids frein: P 30t.

Moteur Diesel

Constructeur: General Motor USA
Type de fabrication: 12 V 71 N
Mode de fonctionnement: 2 temps, moteur à rinçage: alimentation d'air mécanique type: "Blower"
Mode d'injection: Direct
Réglage de la puissance: par réglage de l'injection
Démarrage du moteur: par démarr. électr. "Delco-Remy" Type 230/Mot. 1109979/24V-1/Rotation CW

Puissance nominale:		kW	245
Vitesse de rotation:		t/min	1800
Cylindres	nombre		12
	disposition		V
	alésage	mm.	108
	course	mm.	127
Masse globale:		tonnes	4540
Pression d'injection:		bar	—
Pression moy. effective:		bar	6,00
Vitesse moy. du piston:		m/s	7,62
Couple max.:		daNm	
Circuit refroidissement pression		bar	0,5

Transmission

Constructeur: "Esco-Power"
Type: Convert.r de couple Twin-Disc avec roue libre, type 11500 HS 390

Genre: Un convertisseur de couple et un inverseur - réducteur

Mode de fonctionnement: un embrayage à commande pneumatique relie le moteur à l'arbre primaire du convertisseur de couple à 3 étages. L'arbre secondaire est en liaison avec l'inverseur - réducteur qui comporte:
- un dispositif d'inversion de sens de marche.
- 2 trains d'engrenages droits constituant le changeur de gammes de vitesse (21 - 40 km/h.)
- un train d'engrenages droits pour commande du faux - essieu

Mode d'attaque des essieux:
L'embiellage comporte 2 manivelles sur le faux - essieu et 4 bielles
Les 2 essieux sont des essieux moteurs.

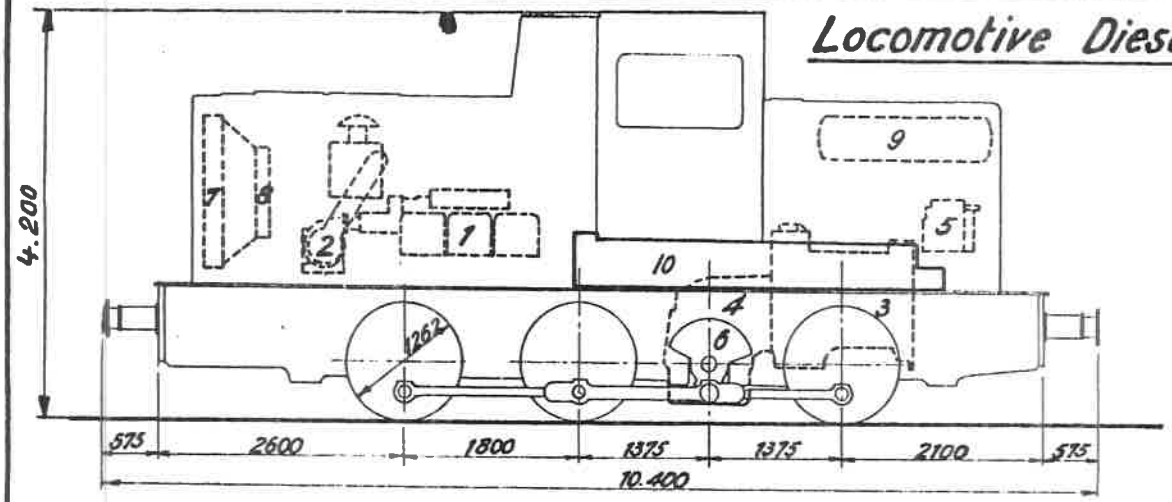
C. 1260
3e L

19/9/79

(Bl. 62.1165, 7.64 (2m))

Locomotive Diesel-hydraulique série 92 - moteur SEM

Annexe 12



1 Moteur Diesel
2 Turbo-soufflante
3 Boite hydraulique
4 Inverseur-réducteur
5 Compresseurs
6 Manivelle avec faux-essieu
7 Radiateur
8 Ventilateur
9 Réservoirs pp aux
10 Réservoir à gasoil

Nouvelle numérotation
série 92
n° 9201 à 9225

Anciennement
type 232
nrs: 232.001 à 232.025

Généralités

Effectif : à la construction			25
Type :			C
Masse :			
- globale en ordre de marche :		tonnes	50,55
- approvisionnements			
- gasoil		l	2400
- sable		kg	450
- huile de graissage moteur		l	85
- huile de graissage transmission		l	255
- eau de réfrigération		l	200
Puissance	moteur Diesel	kW	255
	disponible (suivant fiche UIC-622.0) :	kW	210
Effort max. au démarrage			
- régime "manoeuvres"		kN	147
- régime " ligne "		kN	92
Vitesse maximum			
- régime " manoeuvres "		km/h	25
- régime " ligne "		km/h	45
Rayon minimum de courbe		m	75
Diamètre des roues		mm	1262
Largeur		m.	3.081.

Poids frein : P. 51 t.

Partie caisse

Constructeur : B.N. à Nivelles
9201 à 9225
Année de construction : 1960
Freinage :
Frein direct type Oerlikon avec robinet de mécanicien type FD1
Frein automatique type Oerlikon avec distributeur LST1, robinet de mécanicien type FV3
Le compresseur est du type Westinghouse 242 VBZ commandé par courroies, il alimente 2 réservoirs d'une capacité totale de 800 l.
Frein à main à vis agissant sur 2 essieux
Dispositif de commande :
Double commande pneumatique dans le poste de conduite avec dispositif d'homme-mort. Les volants d'accélération agissent sur une soupape d'accélération laquelle alimente le servo-moteur d'accélér. du diesel, le cylindre de soupape de remplissage de la turbo-transmission et les cylindres de commande d'inversion et du changement de gammes.
Le volant d'accélération peut occuper 5 positions

Moteur Diesel

Constructeur : SEM Gand.
Type : SEM 6K 113 HS suralimenté par turbo-soufflante Brown-Boveri
Mode de fonctionnement : simple à 4 temps.
Mode d'injection : directe
Réglage de la puissance : pneumatique par régulateur Trottle Control
Démarrage du moteur : par démarreur Bosch

Puissance nominale		kW	255
Vitesse de rotation		tr/min	1300
Cylindres	nombre		6
	disposition		hor. en ligne
	alésage	mm	175
	course	mm	240
Masse globale :		tonnes	3,500
Pression d'injection		bar	200
Pression moy. eff.		bar	6,65
Vitesse moy. du piston		m/s	10,4
Couple à la vitesse max. du moteur		daNm	189

Transmission

Constructeur : Voith (Heidenheim-Allem.)
Type : Voith L 37 U (f. 253)
Inverseur-réducteur Cockerill
Genre : 1 convertisseur de couple hydraul. et 2 coupleurs hydrauliques
Mode de fonctionnement :
La turbo-transmission Voith à 3 étages de vitesses réalisée à l'aide d'un transformateur de couple et de 2 coupleurs.
L'inverseur-réducteur Cockerill comporte :
- un inverseur de sens de marche pour marche avant et arrière.
- un changeur de gammes pour régime de manoeuvres et régime de route.

Mode d'attaque des essieux.
L'embiellage comporte 2 manivelles sur le faux-essieu de l'inverseur et 6 bielles.

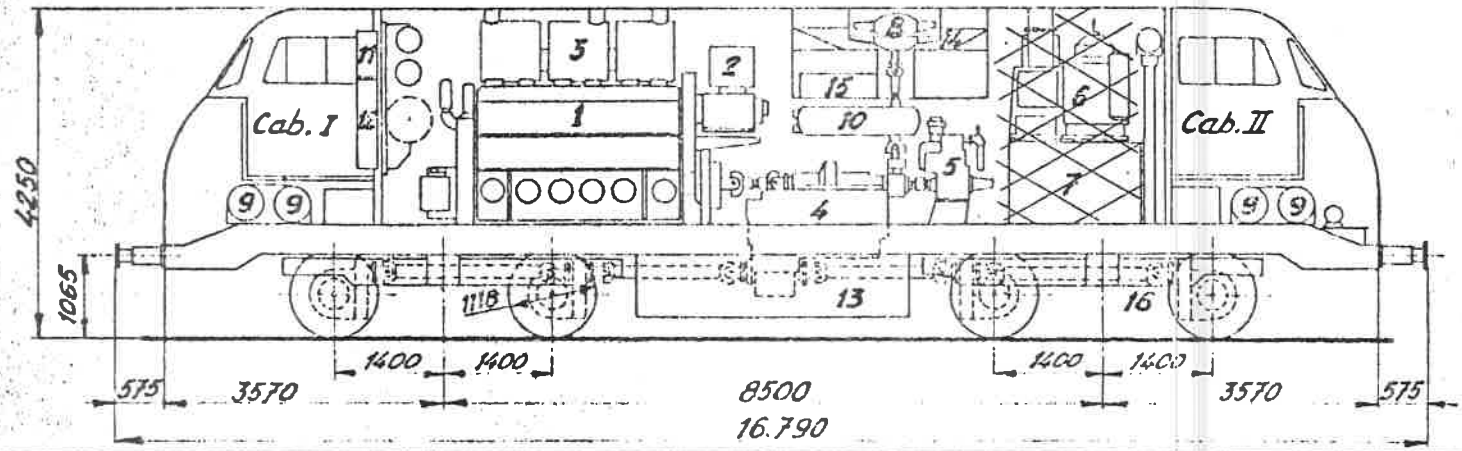
19-9-79

C 1260
3e L

S.(Spécifications) N. 1955 F. 8 (2)

Locomotive Diesel-hydraulique série ~~65~~ 75

Annexe 13



1 Moteur Diesel
2 Filtre d'aspiration
3 Silencieux
4 Turbo transmission
5 Compresseur
6 ~~Chaudière~~
7 ~~Réservoir à eau~~ } Enlevée
8 Ventilateur
9 Réservoirs d'air
10 Echangeurs huile turbo
11 Armoire électrique
12 Armoire vestiaire
13 Reservoir à gasoil.
14 Radiateurs
15 Vase d'expansion
16 Pont d'essieux

Généralités

Effectif : à la construction		6
Type		B-B
Masse : globale en ordre de marche	tonnes	79
Approvisionnements		
- gasoil	l.	3000
- huile de graissage MD	l.	625
- huile de graissage transm.	l.	220
- eau p/ chauffage du train	l.	3000
- eau de réfrigération du diesel	l.	700
- sable	kg.	400
Masse max. par essieu	tonnes	19,750
Puissance disponible (fiche UIC 622.0)	kW	860
Effort de traction continu		
- voyageurs	kN	113
- marchandises	kN	167
Effort au démarrage ($\mu = 0{,}25$)	kN	191
Vitesse maximum		
- voyageurs	km/h	120
- marchandises	km/h	82
Rayon min. de courbe	m.	90
Rayon min. de courbe dans le plan vertical	m.	300
Diamètre des roues	mm.	1118

Anciennement

type 213
nrs: 213.001 a 213.006

Partie caisse

Constructeur: S.A. La Brugeoise et Nivelles à Nivelles

Année de construction 1965

Numérotation 6501 à 6506

Freinage: Frein automatique type Oerlikon à 2 régimes de freinage: voyageurs et marchandises avec robinet type FV4 et distributeur LST1 combiné avec un frein direct Oerlikon, robinet type FD1. Le compress. Gardner-Denver WXO, commandé par accouplement élastique, alimente 4 réservoirs d'une capacité totale de 1000l
1 frein à main à vis placé dans chaque cabine et agissant chacun sur un bogie

Dispositif de commande : Commande pneumatique avec dispositif de V.A. Le volant d'accélération agit sur une soupape d'accélération, laquelle alimente un cylindre à 8 positions de marque Westinghouse qui commande par l'intermédiaire d'une tringlerie, les arbres de contrôle d'injection, et et le cylindre de soupape de remplissage de la turbo-transmission

~~Installation de chauffage: Chaudière~~ Vapor-Clarkson type OK 4616 de la Vapor International Corp. L.t.d.
Production de vapeur: 700 kg/h; pression 14 bar ~~Pression de la vapeur dans la conduite de chauffage réglable jusqu'à 6 bar~~

Moteur Diesel

Constructeur : General motors USA
Type de fabrication : 12-567D-1
Mode de fonctionnement: 2 temps
Balayage par soufflante mécan. type Roots
Mode d'injection : direct
Réglage de la puissance : par réglage de la vitesse
Demarrage du moteur : à l'aide de 2 démarreurs électriques 6M de 11 kW

Puissance nominale	kW	1075
Vitesse de rotation	tr/min.	835
Cylindres nombre		12
Cylindres disposition		en V
Cylindres alésage		216
Cylindres course		254
Masse globale	tonnes	11,700
Pression d'injection	psi	1200
Pression d'injection	bar	84
Pression moyenne	bar	6,87
Vitesse moy. du piston	m/s	7,06
Couple max.	daNm	1226

Transmission

Constructeur : Voith

Mode de fonctionnement: transmission hydro-dynamique entièrement automatique type L 216 rsb. Trois étages de vitesse combinant 2 transformateurs de couple et un coupleur hydro-dynamique et comportant, dans une partie mécanique incorporée, un inverseur réducteur à 2 gammes

Mode d'attaque des essieux : Entraînés par ponts d'essieux V20 (Mylius construits par C.O.) les essieux sont reliés entre-eux par arbres à cardans ; le pont d'essieux intér. étant lui-même relié à l'arbre de sortie de l'inverseur-réducteur incorporé à la turbo-transmission

01-03-83

C.1260
3e L

S.N.C.B.

Enseignement Professionnel — Leçon 4

COURS 1260

Suite C. Classification des engins de traction diesel

III. Les autorails

Les autorails sont des engins de traction diesel dont la caisse est conçue principalement pour le transport de voyageurs.

Il a existé à la S.N.C.B. de nombreux types d'autorails dont certains n'ont été construits qu'en un ou deux exemplaires. La modernisation du réseau, l'électrification, la conception des rames réversibles ont permis de les éliminer progressivement.

Au 1er janvier 1984, il ne reste en service "voyageurs" que 5 types d'autorails. Ceux-ci sont adaptés au service omnibus à vitesse moyenne peu élevée.

Il s'agit d'autorails simples (une caisse) à l'exception des 7 autorails série 40 composés d'une voiture motrice et de deux voitures à voyageurs.

Les autorails 43 sont accouplables entre eux, de même que les autorails séries 44 et 45. Ils peuvent aussi être accouplés à des remorques mais la conduite est impossible à partir d'une remorque.

Les autorails simples ne comportent pas de compartiment de 1ère classe.

Le ou les moteurs diesel sont placés sous la caisse, soit dans un bogie, soit sur un châssis indépendant suspendu à la caisse. Il en est de même des principaux auxiliaires et de la transmission.

Afin d'obtenir une masse et un encombrement limités, les moteurs diesel sont des moteurs rapides.

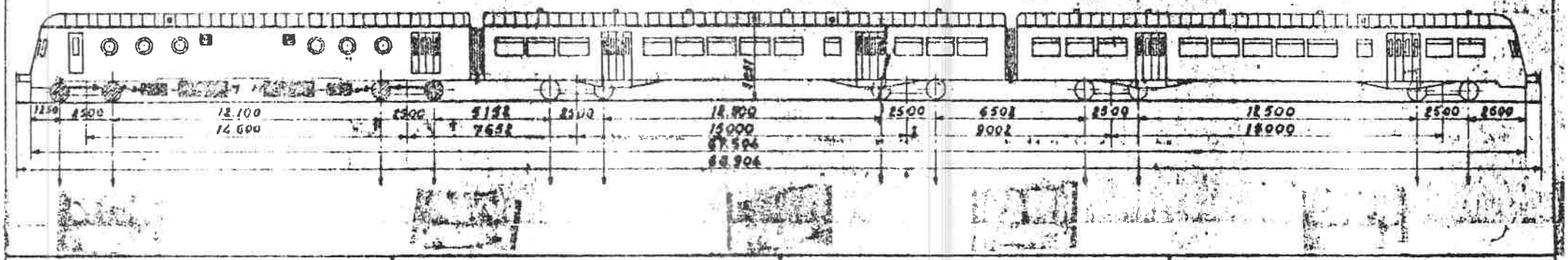
Tous les autorails restant en service en 1984, sont équipés d'une transmission hydraulique et l'entraînement se fait par ponts d'essieux.

Les annexes donnent les caractéristiques principales des autorails.

Anciennement
type 630
nrs: 630.01 à 630.07

Annexe 1

Autorail SERIE 40
Diesel-hydraulique triple



Généralités

Effectif: à la construction		7
Masse:		
à vide en ordre de marche: tonnes		103,5
globale en charge:	"	127,9
décomposition de la masse globale	tare: "	101,-
	approvis.: "	2,5
	voyageurs: "	21,9
	bagages: "	2,5
Puissance: moteurs	motrice (fiche 622.0): kW	530
	spécifique: kW/t	4,56
Vitesse maximum:	Km/h.	100
Rayon minimum de courbe:	m.	125
Rayon d'action:	Km.	1400
Capacité des réservoirs d'gasoil:	l.	2400
Diamètre des roues: motrice: mm.		1010
Diamètre des roues: remorques: mm.		920

Numérotation: 4001 à 4007.

Partie Voiture

Constructeur: A.C. Malines.
Date de construction: 1957: 4001
1961: 4002 à 4007
Capacité:

	1ère cl.	2ème cl.	Total	Max. tolérée
Places "assis"	24	190	214	-
Places "debout"	-	60	60	-
Total	24	250	274	-

Freinage: frein automatique Oerlikon à pression variable avec robinet et distributeur Oerlikon combiné avec un frein automatique d'alarme. Freinage par sabots en fonte sur bandages.
Chauffage:
- la motrice: par l'eau de refroidissement du moteur.
- les 2 voitures: à eau chaude par brûleur à gasoil Westinghouse.

Ventilation:
- motrice: par ventilateurs "Schepens" placés dans la toiture.
- remorques: Les W.C. par ventilateurs "Schepens"; les compartiments voyageurs par extracteurs placés aux baies des fenêtres.

Moteur Diesel

Constructeur: S.E.M. à Gand. 2 Moteurs
Type de fabrication: 6K 103 HS.
Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté (moteur muni d'une turbo-soufflante de suralimentation Brown-Boveri).
Mode d'injection: mécanique.
Mode de régulation: par réglage de l'injection.
Mode de lancement: par démarreur électrique

Puissance nominale: par moteur: kW		295
Vitesse de rotation nominale: tr/min.		1350
Cylindres: nombre		6
Cylindres: disposition	en ligne inclinées sur l'horizontale	
Cylindres: alésage: mm.		175
Cylindres: course: mm.		240
Masse globale: Tonnes		1500
Pression d'injection: bar		150
Pression moyenne effective: bar		7,72
Vitesse moyenne du piston: m/s		10,8
Couple maximum: daNm		208

Suspension du moteur: moteur avec groupe radiateur-ventilateur dans un faux châssis suspendu au châssis de la caisse.

Transmission

Constructeur: S.E.M. à Gand.
Type de fabrication: G.T.C.4.
Mode de fonctionnement: boîte de vitesse hydro-dynamique à 2 étages (trans-formateur de couple et 1 coupleur hydraulique).
Mode d'accouplement au moteur: direct; la tranmission est suspendue au châssis de la caisse.
Inverseur de marche: engrenages cylindriques toujours en prise se trouvant dans le carter de la transmission hydraulique.
Mode d'attaque des essieux moteurs: par arbres à cardan et engrenages coniques sur essieux.
Commande à distance: électro-pneumatique.

19/9/79

C.1260
4e L

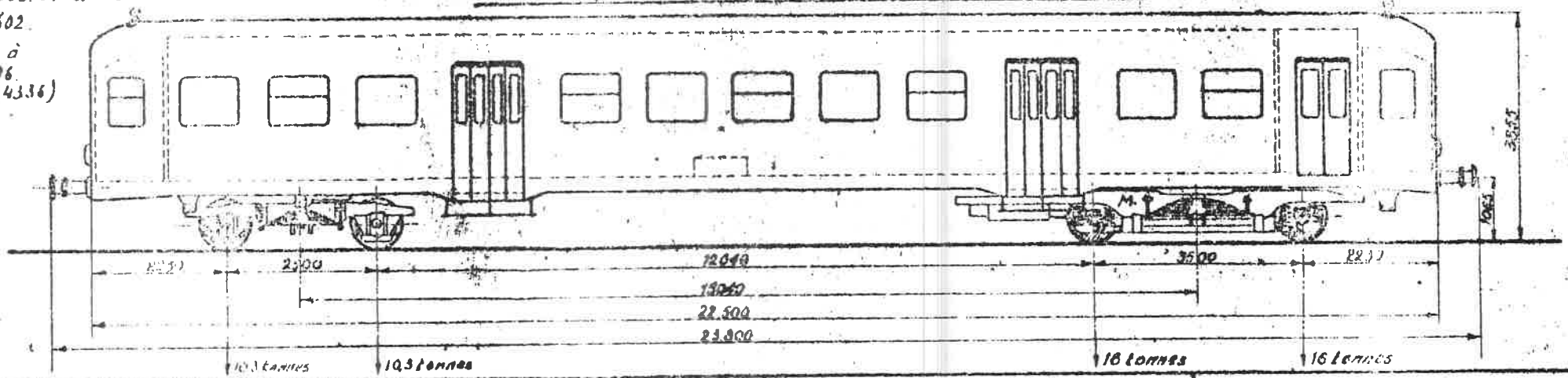
Note 1-1 54
AR 1.2.63

Annexe 2

Ancien numéro
type 603
nos: 603.01 à 603.30
type 602
602.01 à 602.06
(4331 à 4336)

Autorail série 43

Diesel-hydraulique, simple à bogies et accouplable



Généralités.

Effectif: 1ère cl. sans supplément . . 36

Masse:
à vide en ordre de marche: . . tonnes 40,5
globale en charge: . . . . . " 52,7

décomposition de la masse globale:
tare: . . . " 39,3
approvis: . . " 1,2
voyageurs: . " 11,2
bagages: . . " 1,-

Puissance motrice (fiche UIC 522 g): kW 265

Puissance spécifique:
AR seul . . kW/t 5,66
AR+rem. 732: " 4,04
AR+rem. 734: " 3,67

Vitesse maximum: . . . . km/h. 90
Rayon minimum de courbe: . . m. 126
Rayon d'action: . . . . km. 810
Capacité des réservoirs à gasoil: . . l. 900
Diamètre des roues: . . . mm. 850

Numérotation: 4301 à 4336.

Partie Voiture.

Constructeur: Ateliers Métallurgiques de et à Nivelles.
Date de construction: 1954/55.
Capacité:

	1re cl.	2e cl.	Tot.	Vestibulé
Places "assis"	–	99	99	99
Places "debout"	–	40	40	40
Total	–	139	139*	139

* ou 99 places "assis" + 19 strapontins soit au total 118 places "assis".

Freinage: frein automatique Oerlikon à pression variable avec robinet et distributeur Oerlikon, combiné avec un frein automatique d'alarme. Freinage par sabots en fonte sur bandages.

Chauffage: par l'eau de refroidissement du moteur ou par brûleur à gasoil système Westinghouse.

Ventilation: par gaine centrale dans la toiture.

Moteur Diesel.

Constructeur: SEM. à Gand.
Type de fabrication: 6K 103 HS.
Mode de fonctionnement: 4 temps suralimenté (moteur muni d'une turbo-soufflante de suralimentation Brown-Boveri).
Mode d'injection: mécanique.
Mode de régulation: par réglage de l'injection.
Mode de lancement: par démarreur électrique.

Puissance nominale:	kW	295
Vitesse de rotation nominale:	tr/min.	1330
Cylindres: nombre:		6
disposition: . .		en ligne, inclinés sur l'horizontale
alésage:	mm.	175
course:	mm.	240
Masse globale:	tonnes	3,500
Pression d'injection: . . .	bar	150
Pression moyenne effective: . .	bar	7,12
Vitesse moyenne du piston: . .	m/s	10,8
Couple maximum:	daNm	808

Suspension du moteur: dans un bogie.

Transmission.

Constructeur: SLM à Gand.
Type de fabrication: G.T.C.4.
Mode de fonctionnement: boîte de vitesse hydro-dynamique à 2 étages (1 transformateur de couple et 1 coupleur hydraulique).
Mode d'accouplement au moteur: direct.
Inverseur de marche: engrenages cylindriques toujours en prise se trouvant dans le carter de la transmission hydraulique.
Mode d'attaque des essieux moteurs: par arbres à cardan et engrenages coniques sur [illegible].
Commande à distance: électro-pneumatique.

C 1260
4e L

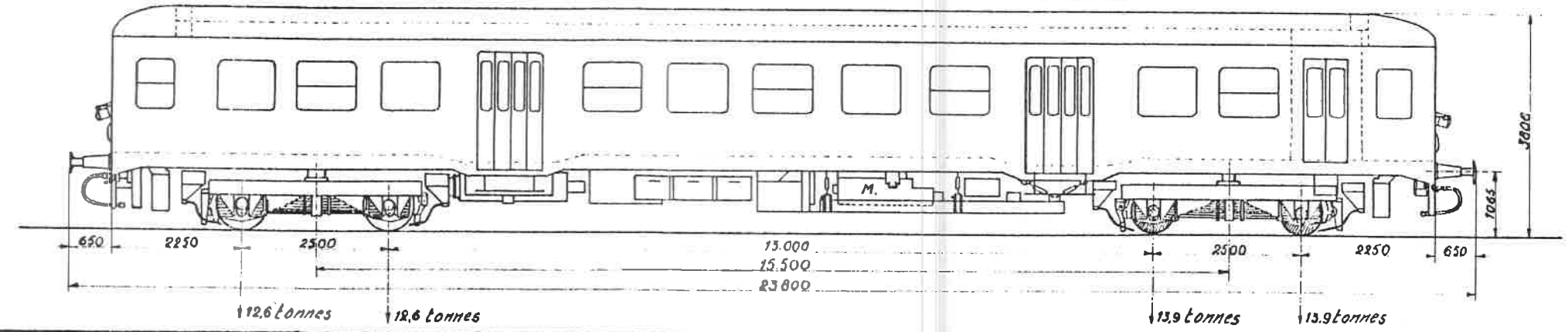
19/9/79

Anciennement
type 604
nrs: 604.01 tot 604.10

Autorail série 44.

Diesel hydro. mécanique, simple à bogies et accouplable.

Annexe 3



Généralités.

Effectif: à la construction.			10
Masse:			
à vide en ordre de marche: .		tonnes	43
globale en charge: . . .		"	54,4
décomposition de la masse globale	tare . .	"	41
	approvis. .	"	1,2
	voyageurs .	"	11,2
	bagages .	"	1
Puissance motrice (fiche UIC. 622.0):		kW.	236
Puissance spécifique:	AR. seul: .	kW/T.	4,5
	AR+rem.t.734:	kW/T	3,05
Vitesse maximum:		km/h.	90
Rayon minimum de courbe: . .		m.	125
Rayon d'action:		km.	700
Capacité des réservoirs à gasoil:		l.	700
Diamètre des roues: . . .		mm.	920

Numerotation: 4401 à 4410

Partie Voiture.

Constructeur: Ateliers Germain à Monceau.
Date de construction: 1954 modernisé par l'AC de FM en 1975-1978
Capacité:

	1ᵉ cl.	2ᵉ cl.
Places "assis." (1)	–	99
Places "debout"	–	40
Total	–	139

(1) 93 places "assis" + 6 strapontins soit au total 99 places "assis".

Freinage: frein automatique Oerlikon à pression variable avec robinet et distributeur Oerlikon, combiné avec un frein automatique d'alarme. Freinage par sabots en fonte sur bandages.
Chauffage: autonome à eau chaude par brûleur à gasoil Westinghouse.
Ventilation: Aspirateurs Schepens et fenêtres basculantes

Moteur Diesel.

Nombre de moteurs: 2
Constructeur: General Motors Détroit
Type de fabrication: 6 cil. - 71 N industriel
Mode de fonctionnement: 2 temps.
Mode d'injection: mécanique.
Mode de régulation: par réglage du débit d'injection
Mode de lancement: par démarreur élect. 24V.

Puissance nominale:	par moteur	KW.	131
Vitesse de rotation:	nominale	t/min	1800
	provisoire	t/min	2150
Cylindres:	nombre		6
	disposition . . .		vert. en ligne
	alésage . . .	mm.	108
	course . . .	mm	127
Masse globale: par moteur . .		kg	750
Pression d'injection: à pleine charge		bar	1200
Pression moyenne effective: .		bar	5,79
Vitesse moyenne du piston: .		m/s	7,62
Couple maximum: . . .		daNm	77,5

Suspension du moteur: dans un châssis, suspendu au châssis de la caisse.

Transmission.

Nombre: 2
Constructeur. Voith - Heidenheim
Type de fabrication: boite DIWA type 506-U+S-380

Principe de fonctionnement: Transmission hydromécanique avec différentiel, transformateur de couple, prise directe. Inversion du sens de marche par disques d'embrayage.
Couplage au moteur: au moyen d'un limiteur de couple
Commande des essieux: Les deux moteurs entraînent une boite à engrenages dont l'arbre de sortie commande un différentiel qui commande deux ponts d'essieux.
Ponts d'essieux à couples coniques
Commande à distance:
Transmission: électro-magnétique
Moteur: électro-pneumatique

1.9.79

C 1260
4e L

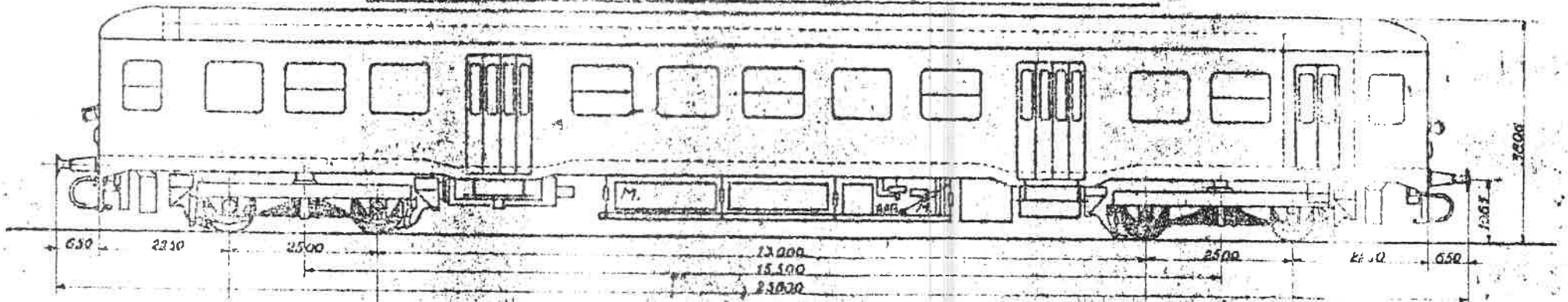
Anciennement

Type 30 ...
Nos: 605.01 à 605.10

Autorail série 45

Diesel hydro-mécanique, simple à bogies et accouplable.

Annexe 4



Nos 4501 à 4510. 13,3 tonnes 13,8 tonnes 13,8 tonnes 13,3 tonnes

Généralités.

Effectif : à la construction			10
Masse:			
à vide en ordre de marche : . tonnes			42
globale en charge . . .		"	54,2
décomposition de la masse globale	tare . .	"	40,8
	approvis .	"	1,2
	voyageurs :	"	11,2
	bagages :	"	1,-
Puissance motrice (fiche UIC-622.0) (2 moteurs)		kW	236
Puissance spécifique :	AR seul : .	kW/t	4,5
	AR rem. t 754 :	kW/t	3,05
Vitesse maximum :		km/h	80
Rayon minimum de courbe : . .		m.	125
Rayon d'action :		km.	700
Capacité des réservoirs à gasoil : .		L	700
Diamètre des roues : . . .		mm.	920
Numérotation : 4501 à 4510			

Partie Voiture.

Constructeur : Ateliers Germain à Monceau
Date de construction : 1955 modernisé par l'AC de l'M. période 74-78
Capacité : .

	1re cl.	2e cl.
Places "assis" (1)	—	99
Places "debout"	—	40
Total	—	139

(1) 93 places "assis" + 6 "strapontins" soit au total 99 places "assis".

Freinage : Frein automatique Oerlikon à pression variable avec robinet et distributeur Oerlikon, combiné avec un frein automatique d'alarme Freinage par sabots en fonte sur bandages.
Chauffage : autonome à eau chaude par brûleur à gasoil Westinghouse.
Ventilation : fenêtres basculantes et aspirateurs Schepens.

Moteur Diesel. Nombre : 2

Constructeur : General Motors ; Detroit.
Type de fabrication : 6 cyl. - 4 T H industriel.
Mode de fonctionnement : 2 temps
Mode d'injection : mécanique directe
Mode de régulation : par réglage de l'injection
Mode de lancement : par démarreur électrique 24 V

Par moteur

Puissance nominale en service intermittent : (1800 tr/min)		kW	137
Vitesse de rotation : tr/min.	nominale		1800
	temporaire		2100
Cylindres : nombre :			6
disposition			Vee en ligne
alésage : (4"1/2)		mm.	108
course : (5")		mm.	127
Masse globale :		kg.	950
Pression d'injection :		bar	1200
Pression moyenne effective :		bar.	5,79
Vitesse moyenne du piston :		m/s	7,62
Couple maximum : (1300 tr/min)		daNm	73,5

Suspension des moteurs : dans un châssis suspendu au châssis de la caisse.

Transmission.

Nombre : 2
Constructeur : Voith - Heidenheim
Type de fabrication : Diwabus
Type 506-UIS-380
Mode de fonctionnement : transmission hydro-mécanique comportant un différentiel, un transformateur de couple, une prise directe inverseur de sens de marche par crabots embrayage.
Mode d'accouplement au moteur : au moyen d'un limiteur de couple
Mode d'attaque des essieux moteurs : Chaque moteur commande un pont d'essieux au moyen d'un arbre à cardan
Pont d'essieux : à couples coniques
Commande à distance : Transmission : Electro-magnétique
Moteur : Electro-pneumatique

C 1260
4e L.

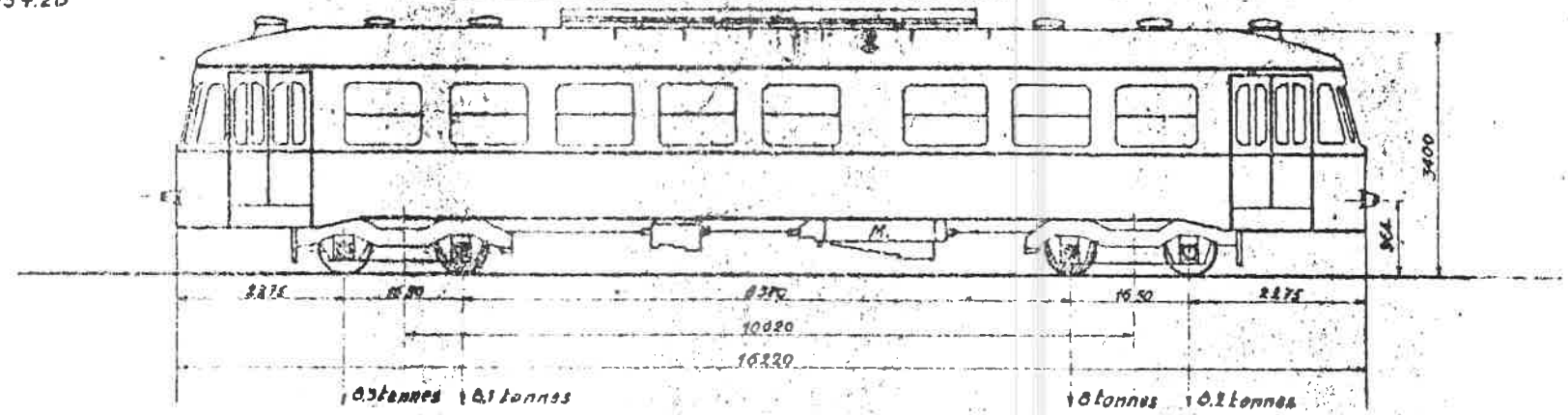
Anciennement
type 554
nrs: 554.01 à 554.20

Autorail série 46

Diesel hydro-mécanique simple à bogies.

Après modification moteur GM 6 TN

Annexe 5



Nos 4601 à 4620

Généralités

Effectif: à la construction		20
Masse:		
à vide en ordre de marche:	tonnes	24,1
globale en charge	"	32,6
décomposition de la masse globale: tare	"	23,5
approvis	"	0,6
voyageurs	"	8,5
bagages	"	1,-
Puissance: fiche UIC 622.0	kW	118
spécifique	kW/t	3,75
Vitesse maximum:	Km/h.	80
Rayon minimum de courbe	m	75
Rayon d'action:	Km.	550
Capacité des réservoirs à gasoil:	l.	320
Diamètre des roues:	mm	700
Numérotation: 4601 à 4620		

Partie Voiture

Constructeur: Usines Rogheno à Malines.
Date de construction: 1952.
Capacité:
Compartiment bagages accessible aux voyageurs.

	1 cl.	2 cl.	Tot.	Max. toléré
Places "assis"	-	71	71	71
Places "debout"	-	35	35	55
Total	-	106	106	126

Compartiment bagages non accessible aux voyageurs.

Places "assis" *	-	68	68	66
Places "debout"	-	40	40	40
Total	-	108	108	106

Freinage: frein direct Westinghouse à pression constante avec robinet de mécanicien W.S. plus frein automatique de secours. Freinage par sabots en fonte sur bandages
Chauffage par brûleur à gasoil système Westinghouse
Ventilation: les compartiments par aspirateurs "Schepens", dans la toiture et le W.C. par ventilateur "Torpédo".

Moteur Diesel

Constructeur GENERAL-MOTORS-DETROIT
Type de fabrication: 6 cylindres 71N
Mode de fonctionnement: 2 temps
Mode d'injection: directe
Mode de régulation: par réglage du débit de l'injection
Mode de lancement: par démarreur électrique 24 V

Puissance nominale:		kW	131
Vitesse de rotation:	tr/mn.	nom.	1800
		compor.	2150
Cylindres:	nombre		6
	disposition		vert. en ligne.
	alésage	mm	108
	course	mm	127
Poids global:		kg	750
Pression d'injection: (maximum)		bar	1200
Pression moyenne effective:		bar	5,79
Vitesse moyenne du piston:		m/s	7,62
Couple maximum: (1300 Tr/min)		daNm	76

Suspension du moteur: dans un faux châssis qui est suspendu au châssis de la caisse au moyen de supports élastiques.

Transmission

Constructeur: Voith - Heidenheim
Type de fabrication: Diwabus type 501.JS380
Mode de fonctionnement: transmission mécanique - hydrodynamique, à 2 gammes de vitesse 0,85 et 1,39; raccordée directement sur le moteur par accouplement à friction
Inverseur de marche: à pignons baladeurs HVRTH - münchen avec le différentiel incorporé
Attaque des essieux moteurs: par arbres à cardans et 2 paires d'essieux Brossel, couronne en bronze et vis sans fin en acier, DAVID [illegible] WN
Commande à distance
- Moteur et transmission: pneumatique
- Invers. de sens [illegible] électro-pneumatique.

C.1260
4e L

12/9/79

* Les places "assis" ne comprennent pas 7 strapontins.

S.N.C.B.

Enseignement Professionnel — Leçon 5

COURS 1260

CHAPITRE II

La production de l'effort de traction d'un engin diesel

A. Introduction

Quelques définitions générales de mécanique

1. Etat de repos d'une masse

Une masse se trouve à l'état de repos aussi longtemps qu'elle n'est soumise à aucune accélération.

2. Force

- Une masse, sous l'action d'une force, subit une accélération pouvant être positive (mouvement accéléré) ou négative (mouvement retardé).

  Elle est exprimée mathématiquement comme suit :

$$F = m.\ a$$

  F : la force (en Newton)
  La force à considérer est la résultante des forces extérieures agissant sur la masse.

  m : grandeur de la masse (en kg)

  a : accélération due à la force (en m/sec^2).

- Inversément, une accélération donne toujours naissance à une force de réaction qui peut être exprimée comme suit :

$$F = -\ m\ .\ a$$

- Une force peut être représentée par un vecteur ayant une origine, une direction, un sens et une longueur, donnant à une certaine échelle la grandeur de la force.

3. Travail

On appelle travail, le produit de la force par la projection, sur la direction de la force, du chemin parcouru par la masse.

Le travail effectué par la force représentée à la fig. 1 et qui se déplace d'une distance "a" est égal à

$$\boxed{T = F \cdot d \cdot \cos \alpha}$$ exprimé en Joules

Cela n'est vrai que si la force garde une valeur constante pendant son déplacement. Si la force change en grandeur, le travail total est égal à la somme des travaux développés pendant les différents stades où la force reste constante.

De même, si la direction de la force varie pendant le déplacement de la masse, le travail total produit par la force est égal à la somme des travaux produits pendant les différents stades où la direction de la force reste inchangée.

4. Puissance

On appelle puissance, le travail développé par unité de temps.

Mathématiquement, la puissance est exprimée par $P = \frac{T}{t}$

P : puissance (en $\frac{\text{Joule}}{\text{sec}}$ ou Watt)

T : travail (en Joule)

t : temps (en sec)

Si le travail fourni par unité de temps est variable, la valeur de la puissance trouvée ci-dessus est la puissance moyenne.

Si la masse se déplace dans la direction de la force, nous pouvons aussi écrire que

$$P = \frac{T}{t} = \frac{F.d}{t} = F.\frac{d}{t}$$

Comme le rapport du déplacement sur le temps est égal à la vitesse, on a aussi :

$$\boxed{P = F \cdot v}$$

P : puissance (en Watt)

F : la force (en Newton)

v : la vitesse de la masse (en m/sec).

Exprimée en KW, cela donne : $P = \frac{F \cdot v}{1.000}$ KW

Comme la vitesse est fréquemment exprimée en km/h, il faut convertir celle-ci en

$$\frac{m}{sec} \Rightarrow \frac{Vm}{sec} = \frac{V\ km/h \times 1000}{3 \cdot 600} = \frac{V\ km/h}{3,6}$$

B. Puissance effective et couple moteur développés par le moteur diesel

On a démontré dans le cours 1213 que la puissance effective développée par le moteur diesel est égal à

$$\boxed{Pe = \omega \cdot C}$$

ou $Pe = \frac{2\pi n}{60} \cdot C$

$Pe = \frac{2\pi n}{60} \cdot F \cdot R$

Pe : puissance effective en Watt

C : couple moyen développé au volant du moteur diesel (en Nm)

ω : vitesse angulaire en radians/sec

n : vitesse de rotation en F/min

F : force tangentielle moyenne au volant et R : rayon de volant (fig. 2).

Comme la force F et donc le couple moteur C dépendant de la quantité de combustible brûlé par cycle dans chaque cylindre, la puissance effective ne peut donc être réglée que par le réglage du débit d'injection du moteur.

En effet, comme on l'a expliqué en détail dans le cours 1213, ce réglage qui se fait par le réglage du débit des pompes d'injection peut être effectué de 2 façons :

1) on règle le débit des pompes d'injection à la valeur choisie, au moyen d'un régulateur de débit. A chaque débit d'injection choisi correspond un couple moteur bien déterminé. La vitesse du moteur diesel prend une valeur telle qu'il y a équilibre entre le couple développé par le moteur et le couple absorbé par la charge;

2) on règle la vitesse du moteur à une valeur choisie, au moyen d'un régulateur de vitesse. Pour chaque vitesse choisie, le régulateur règle le débit des pompes d'injection à une valeur telle que le couple moteur correspondant est en équilibre avec le couple de la charge.

C. Le couple et la puissance d'entraînement d'une roue motrice d'un engin diesel

On appelle couple d'entraînement d'une roue motrice d'engin diesel le produit de la force tangentielle à la périphérie de la roue par le rayon de la roue.

Si la force tangentielle est égale à F1 N (fig. 3) et le rayon R_1 m, le couple d'entraînement est

$$C_1 = F_1 \cdot R_1 \quad \text{Nm}$$

Une roue motrice ayant une vitesse de rotation de n_1 t/min développe une puissance

$$P_1 = \frac{2\,\pi\,n1}{60} \cdot C_1 \quad \text{Watt}$$

Remarque

Si l'engin diesel possède au total K roues motrices (par conséquent $\frac{K}{2}$ essieux moteurs) la puissance d'entraînement totale développée par l'engin est égale à :

$$P_1 = \frac{2\,\pi\,n1}{60} \cdot C_1 \cdot K$$

et le couple d'entraînement total est égal à :

$$C_1 = F_1 \cdot R_1 \cdot K$$

Pour la facilité, on supposera, dans la suite des explications, que l'entièreté du couple d'entraînement et de la puissance sont exercés par une seule roue motrice. Les résultats obtenus doivent simplement être divisés par le nombre de roues motrices si l'on veut déterminer le couple d'entraînement et la puissance par roue motrice.

D. La production du couple d'entraînement et la puissance d'entraînement sur les roues motrices d'un engin diesel

Le couple et la puissance d'entraînement des roues motrices d'un engin diesel provient du couple moteur et de la puissance effectifs développés par le moteur diesel et reportés par la transmission aux roues motrices.

Suivant la nature de la transmission, il existe différentes méthodes d'entraînement des roues motrices.

On a en particulier :

1) Entraînement par ponts d'essieux

Cette méthode d'entraînement est d'application sur les engins diesel équipés d'une transmission mécanique ou hydraulique.

Comme représenté schématiquement à la fig. 4, le moteur diesel transmet sa puissance à la transmission mécanique ou hydraulique qui reporte, à son tour, cette puissance au pont d'essieu; dans celui-ci, l'essieu-moteur est entraîné par un système d'engrenages.

Chaque transmission de puissance, que ce soit par une boîte de transmission ou par un pont d'essieu, se fait toujours avec certaines pertes. Si r est le rendement total (en %) de la transmission de l'engin diesel, on a à chaque instant,

$$\frac{C_1 \cdot n_1}{C \cdot n} = r$$

Dans cette formule,

$C_1 \cdot n_1$ = puissance d'entraînement

$C \cdot n$ = puissance moteur

r = rendement

Si r' et r" sont les rendements respectifs de la boîte de transmission et du pont d'essieu, les puissances à la sortie de la transmission et sur les roues motrices sont respectivement :

$$P' = P \cdot r' = r' \cdot \frac{2\pi n}{60} \cdot C \quad \text{Watt}$$

$$P_1 = P' \cdot r'' = r' \cdot r'' \cdot \frac{2\pi n}{60} \cdot C \quad \text{Watt}$$

On appelle :

a) multiplication du couple de l'ensemble des organes de transmission de l'engin diesel, le nombre "q" qui donne le rapport entre le couple d'entraînement total de l'engin et le couple moteur développé par le moteur diesel

Donc $\boxed{q = \frac{C_1}{C}}$

b) multiplication de vitesse de l'ensemble des organes de transmission, le nombre "s" donne le rapport entre la vitesse de rotation des roues motrices et la vitesse de rotation du moteur.

Par conséquent :

$$s = \frac{n_1}{n}$$

d'où

$$q \cdot s = \frac{C_1}{C} \cdot \frac{n_1}{n} = \frac{P_1}{P} = \frac{r \cdot P}{P}$$

donc $\boxed{q \cdot s = r}$

Cela signifie que le produit de la multiplication du couple par la multiplication de vitesse est toujours égal au rendement total de l'ensemble des organes de transmission de l'engin

On peut parler de même de multiplication du couple dans la boîte de transmission ($q' = \frac{C'}{C}$) et dans le pont d'essieu ($q'' = \frac{C1}{C'}$) ainsi que de multiplication de vitesse de la boîte ($s' = \frac{n'}{n}$) et dans le pont d'essieu ($s'' = \frac{n1}{n'}$).

Inversément, la démultiplication de vitesse est $\frac{1}{s}$.

Remarque importante - Couple de réaction d'un pont d'essieu

Comme les engrenages du pont d'essieu transmettent un couple toujours égal au couple d'entraînement de l'engin diesel, le carter du pont d'essieu est soumis constamment à un couple de réaction égal en grandeur au couple d'entraînement mais dirigé en sens opposé.

Pour cette raison, le carter d'un pont d'essieu doit être relié solidement au châssis de l'engin ou du bogie. Cette liaison se fait au moyen d'une "jambe de force".

2) Entraînement au moyen d'un faux essieu et de bielles d'accouplement

Cette méthode est appliquée sur les engins diesel équipés d'une transmission mécanique ou hydraulique.

Dans ce système, représenté à la fig. 5, le moteur diesel transmet sa puissance à une boîte de transmission mécanique ou hydraulique munie d'un arbre auxiliaire. Celui-ci entraîne directement les roues motrices au moyen de bielles d'accouplement.

Comme pour l'entraînement par ponts d'essieux, la puissance d'entraînement P_1 peut s'exprimer par rapport à la puissance du moteur par $P_1 = P. r$; (r est le rendement de l'ensemble des organes de transmission).

De même, les définitions pour la multiplication du couple et la démultiplication de vitesse restent applicables.

3) Entraînement par moteurs de traction électriques

Dans la transmission électrique, (représentée schématiquement à la fig. 6), l'essieu-moteur est entraîné au moyen d'engrenages, attaqués eux-mêmes par un moteur électrique alimenté par une génératrice accouplée directement au moteur diesel.

Dans la transmission électrique aussi, la puissance d'entraînement P_1 est égale à la puissance du moteur diesel multipliée par le rendement total r, de la génératrice et des moteurs de traction réunis.

$$\text{Donc} \quad P_1 = P . \ ^{r}$$

On peut aussi dans la transmission électrique parler, dans un certain sens, d'une multiplication du couple et d'une démultiplication de vitesse.

Ces deux facteurs gardent la même signification que dans les systèmes expliqués ci-dessus.

Les moteurs de traction employés jusqu'à présent, dans les engins de traction diesel sont des moteurs à excitation série. D'un côté, ils s'appuient par des paliers lisses sur l'essieu et sont reliés d'autre part au châssis du bogie par un appui élastique. Cette suspension est appelée "suspension par le nez". (fig. 7).

Cette barre de réaction reprend le couple exercé sur le carter du moteur, couple qui est égal et opposé à celui exercé sur l'induit.

L'entraînement de l'essieu par le moteur de traction se fait par l'intermédiaire de 2 engrenages droits. (Voir principe fig. 6).

Si le rapport de transmission et le rendement de ces engrenages sont respectivement égaux à "m" et "r'", la puissance des moteurs de traction "P_{tr}" est déterminée par

$P_{tr} = \frac{P_1}{r'}$ ou bien la puissance d'entraînement est donnée par

$$\boxed{P_1 = P_{tr} \cdot r'}$$

C_{tr} étant le couple développé par les moteurs de traction, le couple d'entraînement de l'engin peut être exprimé par :

$$\boxed{C_1 = C_{tr} \cdot r' \cdot m}$$

et la vitesse de rotation des roues, n_{tr} étant la vitesse de rotation des moteurs de traction par :

$$n_1 = \frac{n_{tr}}{m}$$

La multiplication du couple devient donc

$$\boxed{q = \frac{C_1}{C} = \frac{C_{tr} \cdot r' \cdot m}{C}}$$

La multiplication de vitesse est

$$\boxed{s = \frac{n_1}{n} = \frac{n_{tr}}{m.n}}$$

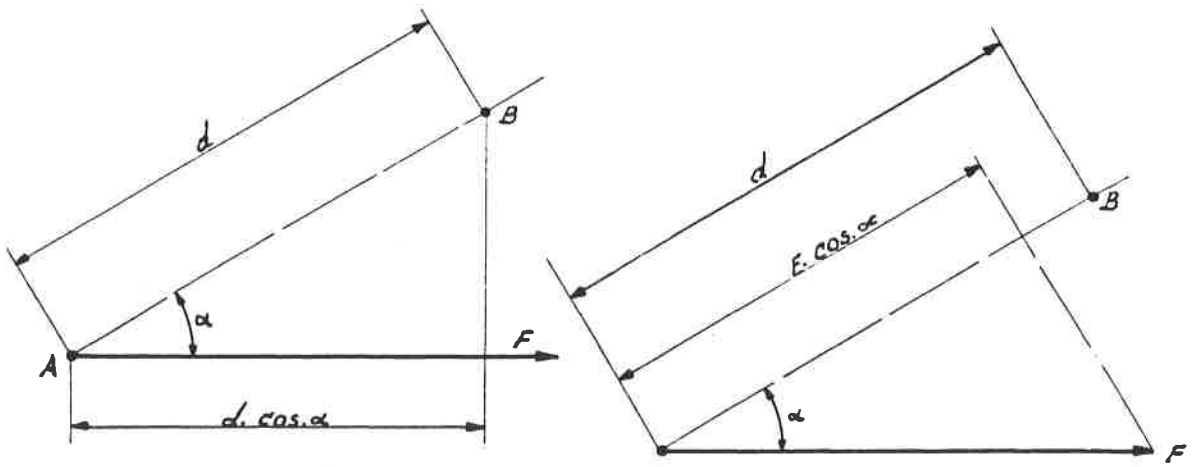


Fig. 1

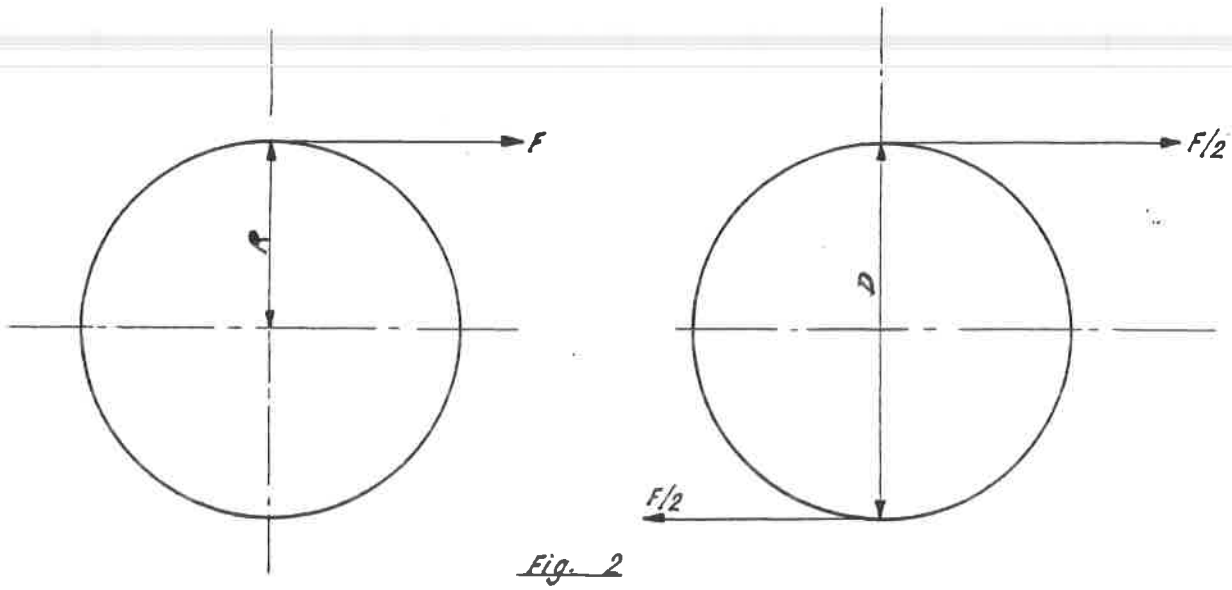
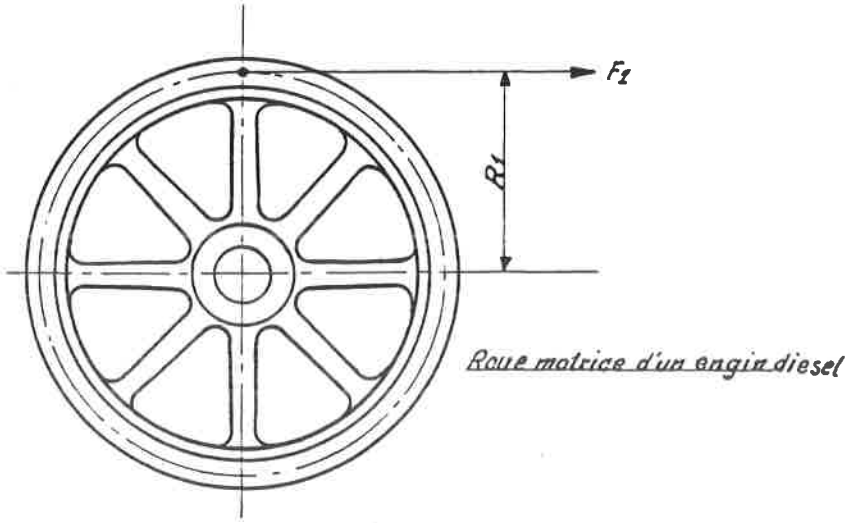


Fig. 2



Roue motrice d'un engin diesel

Fig. 3

Annexe 2

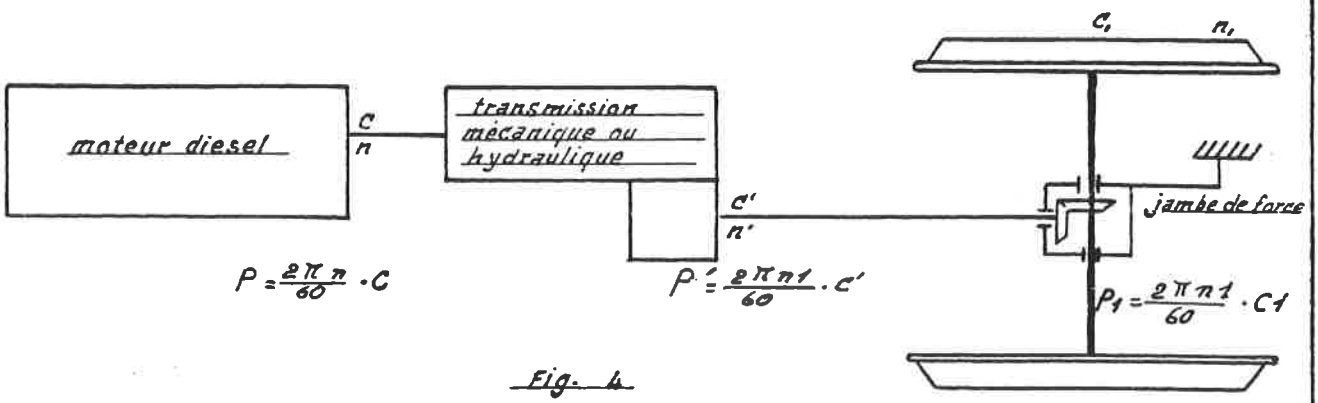


Fig. 4

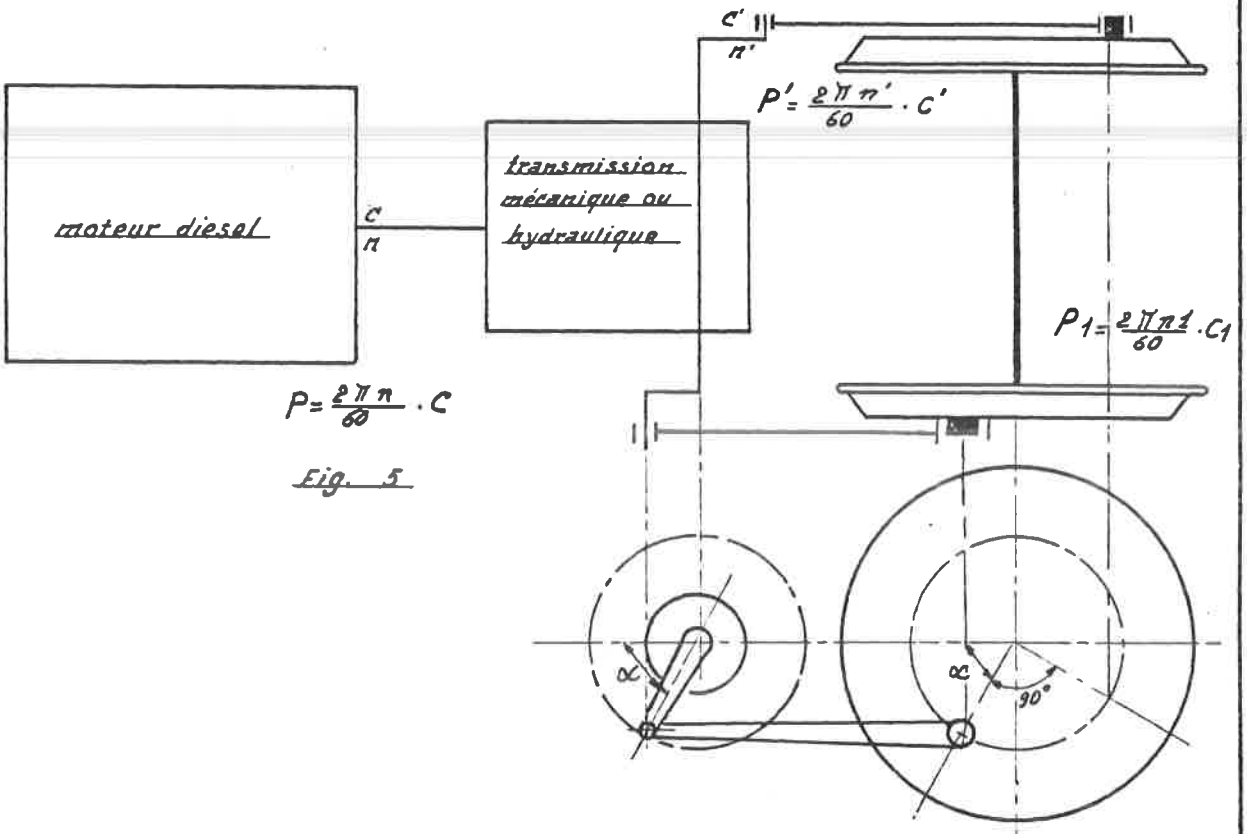


Fig. 5

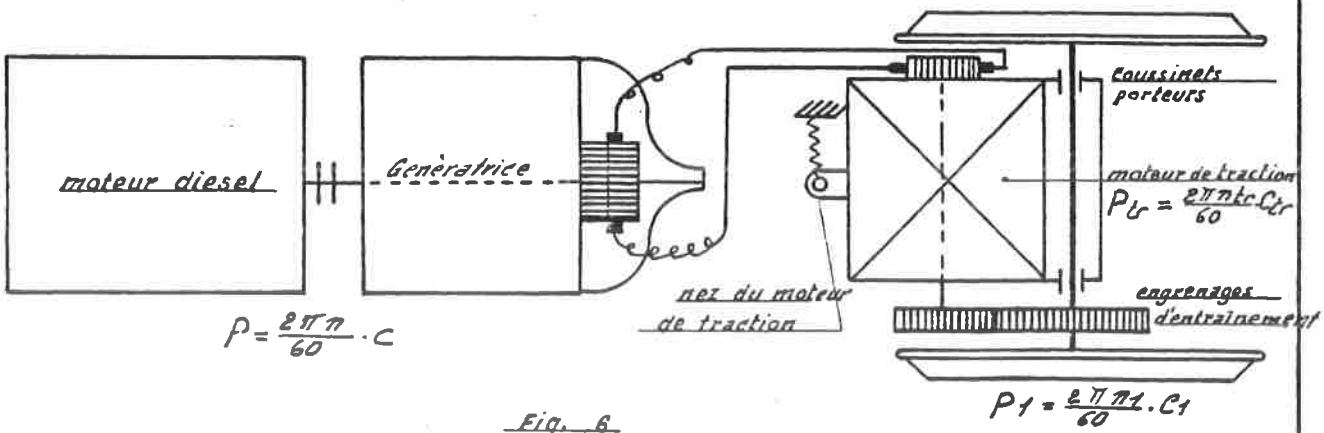


Fig. 6

Principe d'un moteur de traction avec suspension par le nez

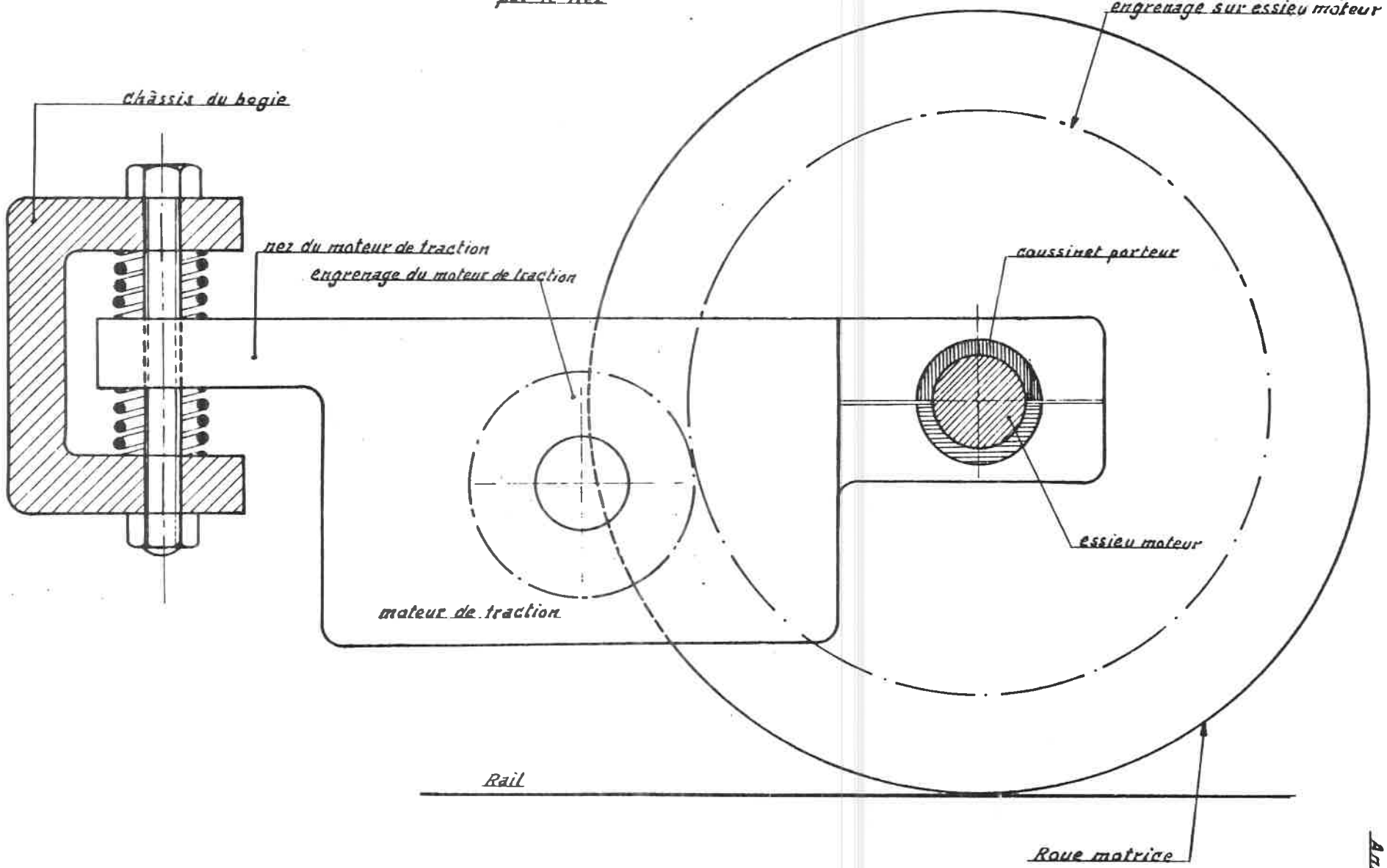


Fig. 7

Annexe 3

C. 1260
5me 7

S.N.C.B. 6e LECON

Enseignement Professionnel

COURS 1260

Suite Chap. II - LA PRODUCTION DE L'EFFORT DE TRACTION D'UN ENGIN DIESEL.

E. La production de l'effort de traction sur une roue motrice.

1. Réactions au couple moteur.

Nous n'envisageons ici que le cas classique d'un engin où la traction est réalisée en prenant appui sur le rail par adhérence.
Le couple fourni par le moteur diesel et transformé par la transmission est finalement appliqué à l'essieu (fig.1).
Il naît un couple résistant, égal et opposé au couple moteur et qui est dû aux réactions des pièces en contact avec l'essieu : les rails sur lesquels roule l'essieu, les boîtes d'essieu qui transmettent le poids de l'engin et la résistance du train.
Les réactions horizontales sont représentées par 2 forces égales et opposées et qui sont, l'une la réaction du rail sur la roue, et l'autre la résistance du train appliquée aux boîtes d'essieu.
Les forces opposées à ces réactions sont représentées à la fig1 : l'une appliquée au centre de l'axe, tend à faire avancer le véhicule et l'autre appliquée au point de contact de la roue sur le rail tend à faire reculer le rail. Celui-ci étant rigidement fixé au sol, l'engin tend à avancer à condition que la force appliquée au contact ne fasse pas glisser la roue sous le rail (patinage). La force au contact roue-rail, égale et opposée à l'effort de traction, est

$$F = \frac{C}{R}$$ R = rayon de la roue

2. Adhérence.

La mécanique nous apprend que, lorsque 2 surfaces sont appliquées l'une contre l'autre avec une force de Q Newtons (fig.2), il faut appliquer une force F tangentielle = Q X f pour faire glisser les surfaces l'une par rapport à l'autre.
Le coefficient "f" est appelé coefficient de frottement.
Il dépend notamment de la nature et de l'état des surfaces.
En ce qui concerne le cas particulier de la traction sur rail, ce coefficient "f" est appelé coefficient d'adhérence.
La surface de contact entre la roue et rail est un petit rectangle (déformation des surfaces en contact par suite de l'élasticité) (fig.3). La pression au contact peut être très élevée (jusque 90 daN/mm2); les surfaces pénètrent donc légèrement l'une dans l'autre et les attractions moléculaires sont élevées. Le coefficient d'adhérence avec un rail propre et sec peut atteindre 33%. Toutefois, la présence de corps étrangers entre les deux surfaces, fait tomber l'adhérence.

Les valeurs suivantes peuvent être adoptées :

Etat du rail	Valeurs de f en %
Sec et propre	33
Humide	26
Mouillé (pluie)	23
Graisseux	21-16
Recouvert de poussière de charbon	16
Savonneux	16-10

3. Variation du coefficient d'adhérence avec la vitesse.

On constate que lorsqu'un engin de traction se déplace, le coefficient d'adhérence diminue et ce d'autant plus que la vitesse augmente.
Ce phénomène est dû :

- aux variations de charge sur les roues dues aux mouvements et inégalités de la voie;
- aux efforts latéraux, ainsi qu'à de légères différences de diamètres de roues d'un même essieu qui peuvent provoquer des glissements élémentaires longitudinaux ou transversaux et entraîner un glissement pur;
- à la surface de contact (fig.3), une partie de cette surface est soumise d'abord à une compression croissante puis décroissante.

Il en résulte des variations de dimension qui provoquent des mimi-glissements.
La diminution de l'adhérence en fonction de la vitesse peut s'exprimer par la formule :

$$f = \frac{f_o}{1 + 0{,}01\,V}$$

f_o = coefficient d'adhérence pour une vitesse nulle
V = vitesse de l'engin en km/h
Cette formule est représentée graphiquement à la fig. 4.

4. Poids adhérent - Effort de traction maximum.

Le poids adhérent d'un engin moteur est la fraction du poids total qui est supportée par les essieux moteurs.
En ce qui concerne les locomotives de la S.N.C.B., elles sont toutes à adhérence totale. Par contre, sur les autorails, il y a des essieux moteurs et des essieux porteurs.
Pour rappel, le poids de l'engin est la somme des forces verticales avec lesquelles les roues sont appliquées contre les rails. Ce poids Q est égal à la masse de l'engin multipliée par l'accélération due à la pesanteur.

$$Q \text{ Newtons} = M \text{ kg} \times g \text{ m/sec}^2$$

Si Q1 est la charge verticale d'une roue, l'effort de traction maximum que peut transmettre cette roue est égal à
$F1 = Q1 \times f$.
Le coefficient d'adhérence étant supposé le même pour toutes les roues, l'effort maximum que l'engin peut transmettre est égal à $F = \Sigma (Q1 \times f) = Q \times f$

Au démarrage, l'effort maximum est égal à

$$F = Q \times f_o$$

A une vitesse déterminée, cet effort est égal à

$$F = Q \times \frac{f_o}{1 + 0{,}01\ V}$$

Il s'agit ici de l'effort maxi dû à l'adhérence. L'effort maximum résultant du couple maximum pouvant être appliqué aux essieux peut éventuellement être inférieur à cette valeur.

5. Patinage.

Si l'effort à la jante dépasse l'effort max. d'adhérence $Q \times f$, la roue patine. Le coefficient d'adhérence f est remplacé par un coefficient de frottement de surfaces glissantes φ qui est beaucoup plus faible. La force qui s'oppose à la rotation de la roue est donc très inférieure à l'effort moteur et l'essieu s'emballe ce qui peut être dangereux pour les organes en rotation.
Cette situation peut être due, soit à un coefficient d'adhérence trop faible (pluie, verglas, feuilles ....), soit à une diminution de la charge Q (mouvements de la suspension, bogies et de la caisse).
Sur les locomotives diesel, les mesures appliquées pour diminuer le risque de patinage sont le sablage et l'application légère des blocs de frein contre les roues (frein antipatinage).
A noter que le système d'entraînement des roues utilisé sur les locomotives de manoeuvres limite la tendance au patinage (augmentation de l'inertie par liaison des roues par bielles d'accouplement). Pour le reste, les mesures destinées à enrayer le patinage quand il se produit seront étudiées dans la suite du cours.

6. Déduction de l'effort de traction d'un engin diesel à partir de la puissance de son moteur - Vitesse maximale.

On a démontré dans la leçon précédente que la puissance d'entraînement (P1) d'un engin diesel peut être déduite de la puissance (P) du moteur diesel (de laquelle on a retiré la puissance nécessaire pour les auxilaires)

$$P1 = P \cdot r$$

r est le rendement total des organes de la transmission.

On a aussi démontré que la puissance d'une masse, soumise à une force F Newtons et qui se déplace à une vitesse de v km/h, dans la direction de la force, est déterminée par

$$Pl = F \times \frac{V}{3,6} \text{ watts}$$

De même, la puissance à la jante d'un engin diesel, qui se séplace à une vitesse de v km/h et qui développe un effort de traction de F N, est donnée par

$$Pl = F \times \frac{V}{3,6} \text{ watts}$$

Il s'ensuit que $F.v = 3,6 \times P \times r$

Cette relation peut être interprétée des deux façons suivantes :

a) Pour une puissance donnée du moteur P, le produit de l'effort de traction développé par l'engin "F" (en N) par sa vitesse v (en km/h) est égal à la puissance du moteur "P" en Watts multipliée par 3,6 fois le rendement total "r" de la transmission.

b) La variation de l'effort de traction "F" (en N) de l'engin de traction diesel en fonction de sa vitesse v (en km/h) peut être représentée graphiquement par une hyperbole équilatère déterminée par la puissance développée par le moteur diesel.
L'exemple pratique ci-dessous démontre l'exactitude de cette théorie.
Supposons une locomotive diesel de ligne, dont le moteur développe une puissance de traction de 1200 kw.
Si le rendement total de la transmission, calculé de la sortie du moteur diesel jusqu'à la jante des roues motrices, est de 75%, la puissance développée par l'engin diesel est égale à :

$$F.v = 3,6 \times 0,75 \times 1200.10^3 = 3.240.000 \text{ Watts}$$

L'expression $F.v = 3.240.000$ nous permet de calculer, pour chaque vitesse de l'engin (en km/h), l'effort de traction correspondant.

En effet : $F = \frac{3.240.000}{v}$ Newtons ou $F = \frac{324.000}{v}$ da N

En remplaçant, dans cette formule, v par les valeurs respectives, on obtient le tableau suivant :

v (km/h)	$F = \frac{324\ 000}{v}$ en da N
10	$\frac{324\ 000}{10} = 32\ 400$
20	$\frac{324\ 000}{20} = 16\ 200$
30	$\frac{324\ 000}{30} = 10\ 800$
40	$\frac{324\ 000}{40} = 8\ 100$
50	$\frac{324\ 000}{50} = 6\ 480$
75	$\frac{324\ 000}{75} = 4\ 320$
100	$\frac{324\ 000}{100} = 3\ 240$
120	$\frac{324\ 000}{120} = 2\ 700$

Les données du tableau sont représentées graphiquement à la figure 5.

Les vitesses sont représentées à l'échelle de 0,5 mm par km/h et les efforts de traction à l'échelle de 0,25 cm par 1000 da N.

Remarques.

a) Le rendement de la transmission en pratique n'est pas constant ainsi qu'on le verra dans la suite du cours. De même, la puissance des moteurs diesel peut aussi varier quelque peu. C'est pourquoi la courbe réelle s'écarte quelque peu d'une hyperbole équilatère.

b) Il ess clair que la courbe représentant l'effort de traction en fonction de la vitesse de l'engin sera située plus haut ou plus bas, suivant que la puissance choisie du moteur diesel est plus élevée ou plus basse.

c) Si la puissance du moteur diesel peut être fixée à des valeurs P', P", P''',.... il correspond à chaque puissance une courbe différente qui représente l'effort de traction de l'engin en fonction de sa vitesse (fig.6).
On voit clairement sur cette figure que, pour une même vitesse de l'engin vo km/h, les efforts de traction sont respectivement :

F' lorsque la puissance du moteur est P' kw
F" lorsque la puissance du moteur est P" kw
F''' lorsque la puissance du moteur est P''' kw

Conclusion.

Pour une même vitesse de l'engin, l'effort de traction crôît quand la puissance du moteur augmente.

d) Représentons à la fig.7 les courbes correspondant à des puissances de moteur P', P", P''', nous voyons que, pour un effort de traction Fo, nous obtenons une vitesse croissante v', v" ou v''' suivant que la puissance du moteur est plus élevée.

Conclusion.

Pour un même effort de traction, la vitesse de l'engin croît dans la mesure où la puissance développée par le moteur diesel est plus élevée.

e) Limitation de l'effort de traction du démarrage à cause de l'effort d'adhérence limité.

Nous avons vu ci-dessus que l'effort de traction maximum doit, à chaque instant, rester limité à l'effort d'adhérence Q.f.
Cette condition est très importante lors du démarrage de l'engin; comme il ressort de l'exemple pratique ci-dessus, sous une certaine vitesse de l'engin et à partir d'une puissance moteur déterminée, l'effort de traction prend des valeurs très élevées.
Considérons le cas limite de la mise en mouvement à partir de l'arrêt. Dans ce cas, v = 0,
On déduit de la valeur trouvée ci-dessus pour F, égale à $3{,}6 \frac{P.r}{v}$ que lors du démarrage de l'engin l'effort de traction est infini, quelle que soit la puissance moteur (une fraction avec dénominateur nul).

Par conséquent, au démarrage de l'engin, la puissance du moteur doit être théoriquement nulle et cette puissance ne peut être accrue progressivment que dans la mesure où l'effort de traction résultant reste inférieur à l'effort d'adhérence F = Q.f.

La fig. 8 représente les hyperbole équilatères pour des puissance successives Po, P', P", P''', P'''',.....

Représentons par Fa = Q.f, l'effort d'adhérence qui diminue dans la mesure où la vitesse de l'engin augmente.
Nous voyons que le moteur ne peut fournir une puissance de Po, P', P", P''', P'''', qu'à partir des vitesses respectives vo, v', v", v''', v'''',.....

Au-dessous de ces vitesses, les forces tangentielles respectives sur les roues motrices dépasseraient leur valeur maximale admissible.

Les roues motrices pivotent et l'effort de traction est ramené immédiatement pratiquement à zéro. Dans ce cas, des dégradations graves aux différents organes de la transmission, dues aux chocs, peuvent se produire.

Comment un engin diesel peut-il être mis en mouvement alors que la puissance moteur est théoriquement nulle?

Pour mettre un engin en mouvement, il faut, en effet, un effort de traction. Cet effort de traction résulte du couple d'entraînement exercé sur les roues motrices. Le couple d'entraînement est en rapport avec le couple moteur du diesel (multiplication de couple).

D'autre part, un moteur diesel ne sait pas développer de couple au-dessous d'une certaine vitesse maximale d'allumage. Par conséquent, lors du démarrage de l'engin, le moteur diesel doit, en pratique, réellement développer une certaine puissance.

Il en sera ainsi du rôle de la "transmission" de démarrer l'engin diesel avec un couple d'entraînement, c.à.d. effort de traction aussi élevé que possible et en même temps de ramener à zéro la puissance nécessairement développée par le moteur diesel.

L'effort de traction au démarrage d'un engin diesel ne peut donc être déduit de la puissance développée à cet instant par le moteur, mais uniquement du couple moteur (c) existant à ce moment et de la multiplication du couple dans la transmission.

En effet, si la multiplication du couple dans la transmission est, au démarrage, égale à a, le couple d'entraînement sur les roues motrices est C1 = a.C.

On déduit du par.1 que l'effort de traction F est égal, à chaque instant, à $\frac{C1}{R1}$, à la condition que l'effort d'adhérence ne soit pas dépassé (R1 est le rayon des roues motrices).

L'effort de traction est donc aussi donné par :

$$F.R1 = a.C$$

Il s'ensuit que l'effort de traction (Fa) au démarrage est égal à

$$Fa = \frac{a.C}{R1}$$

f) Limitation de la vitesse maximale de l'engin diesel.

La vitesse maximale de chaque engin diesel est limitée, par sa construction, à une certaine valeur maximum v max.

La fig. 8 montre qu'à cette vitesse maximale correspond un effort de traction, déterminé par la puissance moteur choisie (à la fig. 8, ces efforts de traction sont respectivement Fo, F', F", F''' et F'''' correspondant aux puissances moteur Po, P', P", P''' et P'''').

g) En annexe, vous trouverez les courbes de l'effort en fonction de la vitesse de différentes locomotives diesel de la S.N.C.B. (courbes tracées pour le couple max. du moteur diesel).

7. Exercices.

a) Le couple fourni par le moteur diesel d'une locomotive à l'entrée de la transmission d'une locomotive est 21 500 Nm La multiplication totale du couple dans la transmission est 1,5. Les roues ont un diamètre de 1 m.
Quelle est la valeur de l'effort total à la jante ?

Réponse

C total aux essieux = 21 500 X 1,5 = 32 250 Nm

Effort total à la jante = $\frac{32\ 250}{0,5}$ = 64 500 Newtons

b) Une locomotive de manoeuvres a une masse de 80 tonnes. Compte tenu du couple max. du moteur diesel et de la multiplication du couple dans la transmission, l'effort max. à la jante pour une vitesse nulle est 220 000 N
Quelle doit être au moins la valeur du coefficient d'adhérence pour que la locomotive puisse développer l'effort max. au démarrage sans patinage ?

Réponse

- Poids adhérent de la locomotive Q = 80 000 X 9,81 = 784 800 N

- $f_{min} = \frac{F\ démarrage}{Q} = \frac{220\ 000}{784\ 000} = 0,28$

c) Une locomotive a une masse de 80 tonnes. Quel est l'effort max. à la jante par temps de pluie aux vitesses de 10, 50 et 100 km/h ?

Réponse

f_o = 0,23 ; Poids adhérent Q = 80 000 X 9,81 = 784 000 N

- A 10 km/h : F max. = 784 000 X $\frac{0,23}{1+0,1}$ = 163 927 N

- A 50 km/h : F max = 784 000 X $\frac{0,23}{1+0,5}$ = 120 213 N

- A 100 km/h : F max = 784 000 X $\frac{0,23}{1+1}$ = 90 160 N

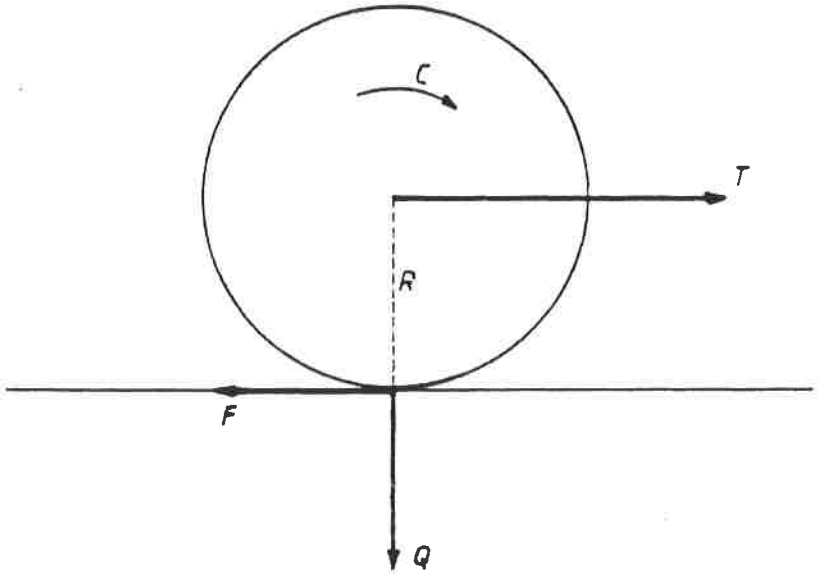


Fig. 1

$F = Q \times f$

f : coéfficient de frottement

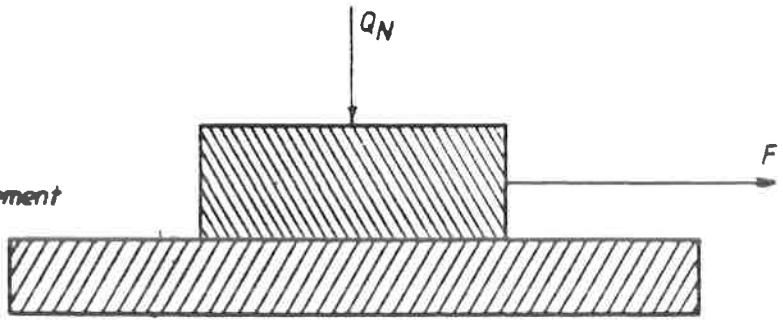


Fig. 2

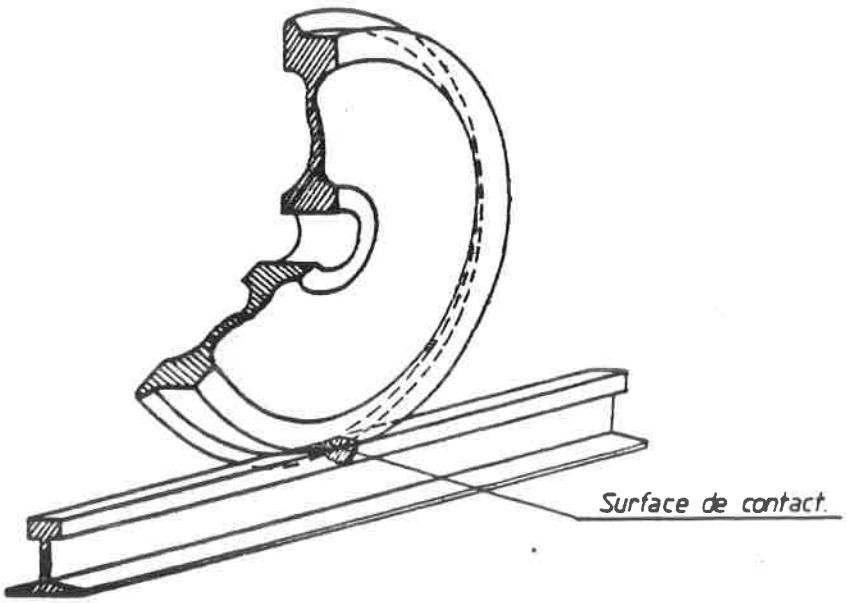


Fig. 3

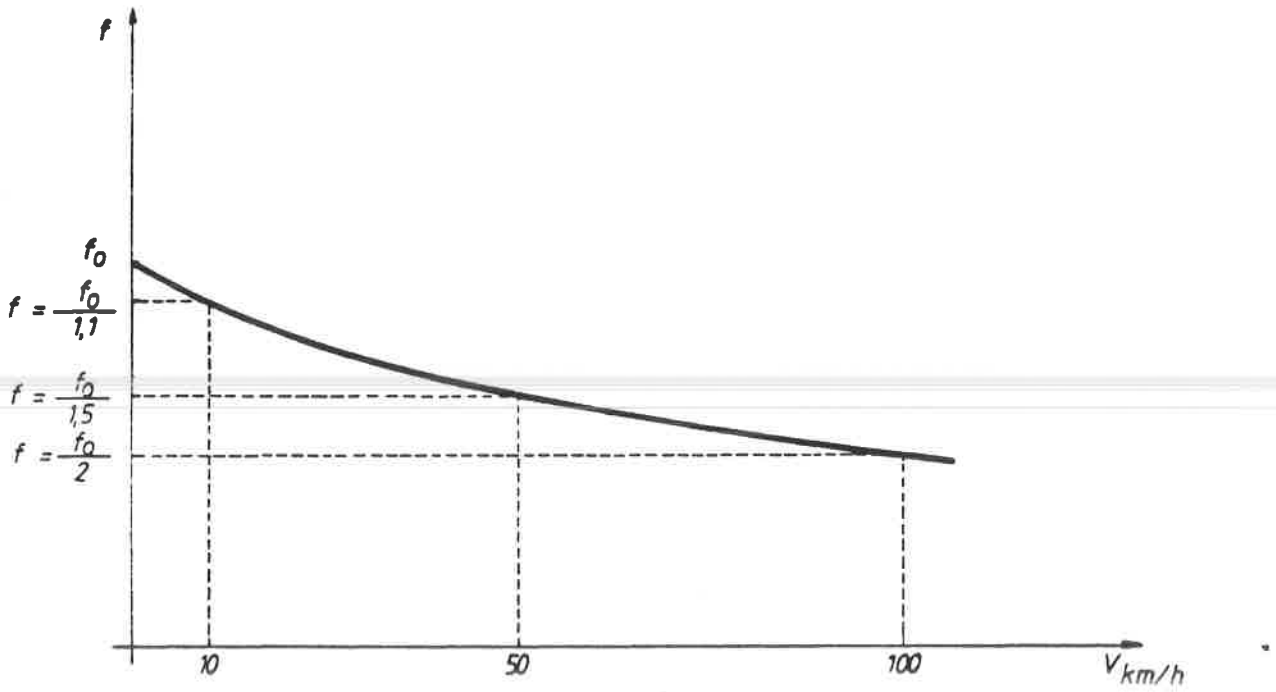


Fig. 4

Annexe 3

Représentation graphique de l'effort de traction d'une locomotive diesel de ligne par rapport à sa vitesse pour une puissance moteur de 1800 kw et un rendement total de la transmission de 75 %

Echelles

v = 0,5 mm / km/h

F = 0,25 cm / 1000 daN

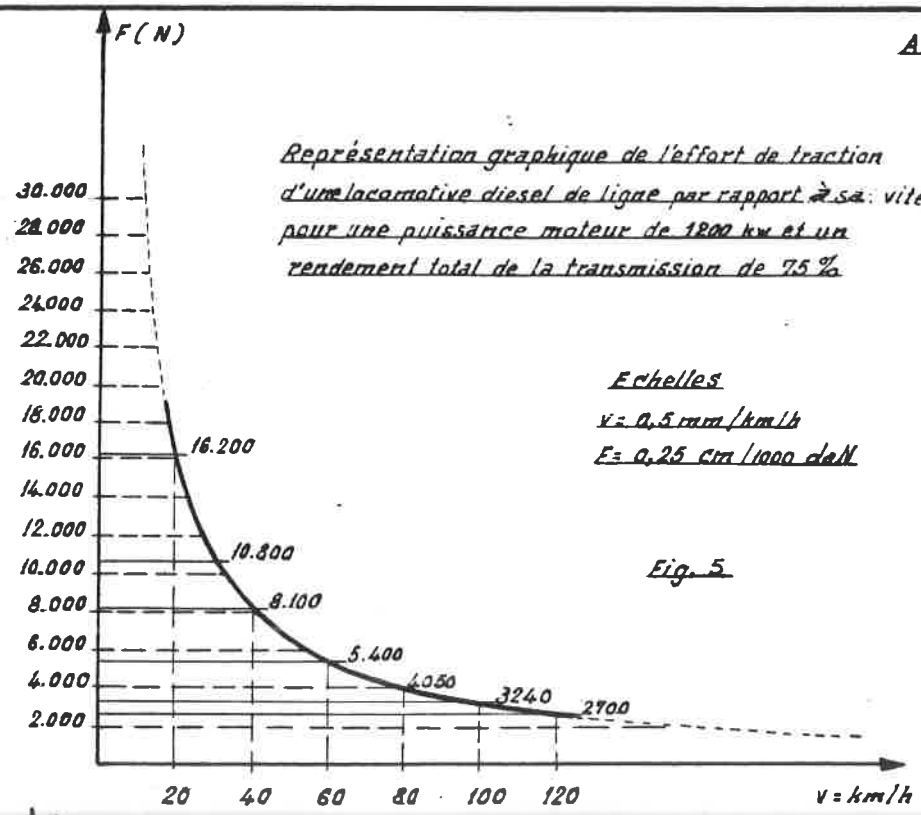


Fig. 5

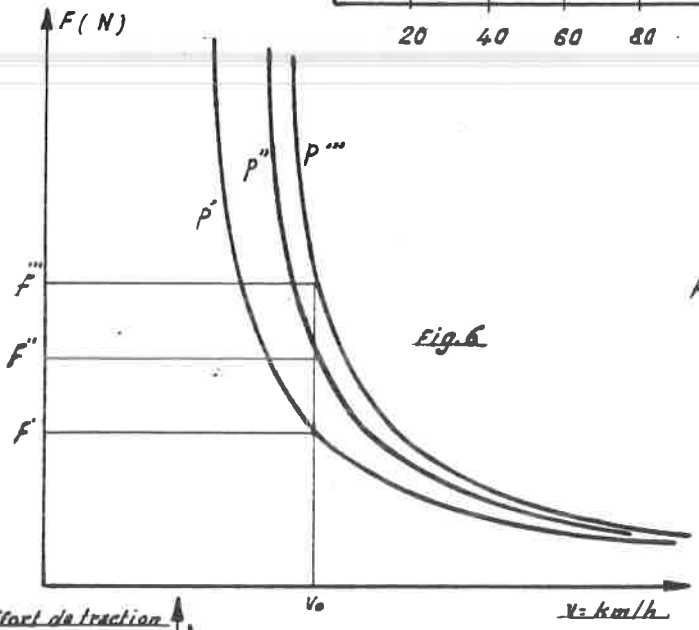


Fig. 6

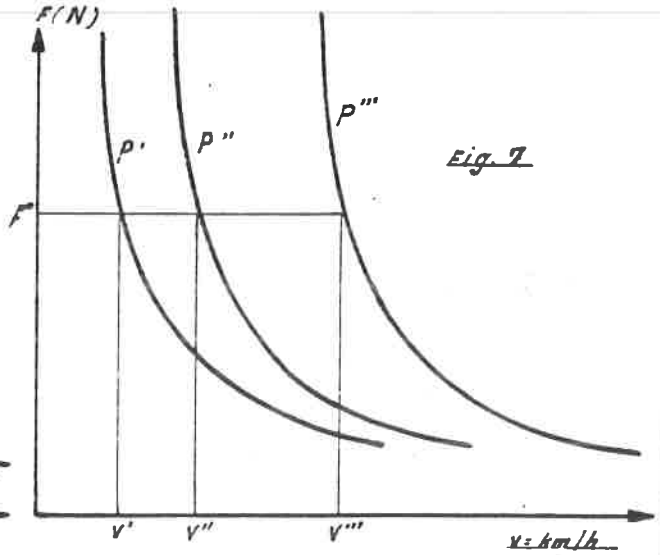


Fig. 7

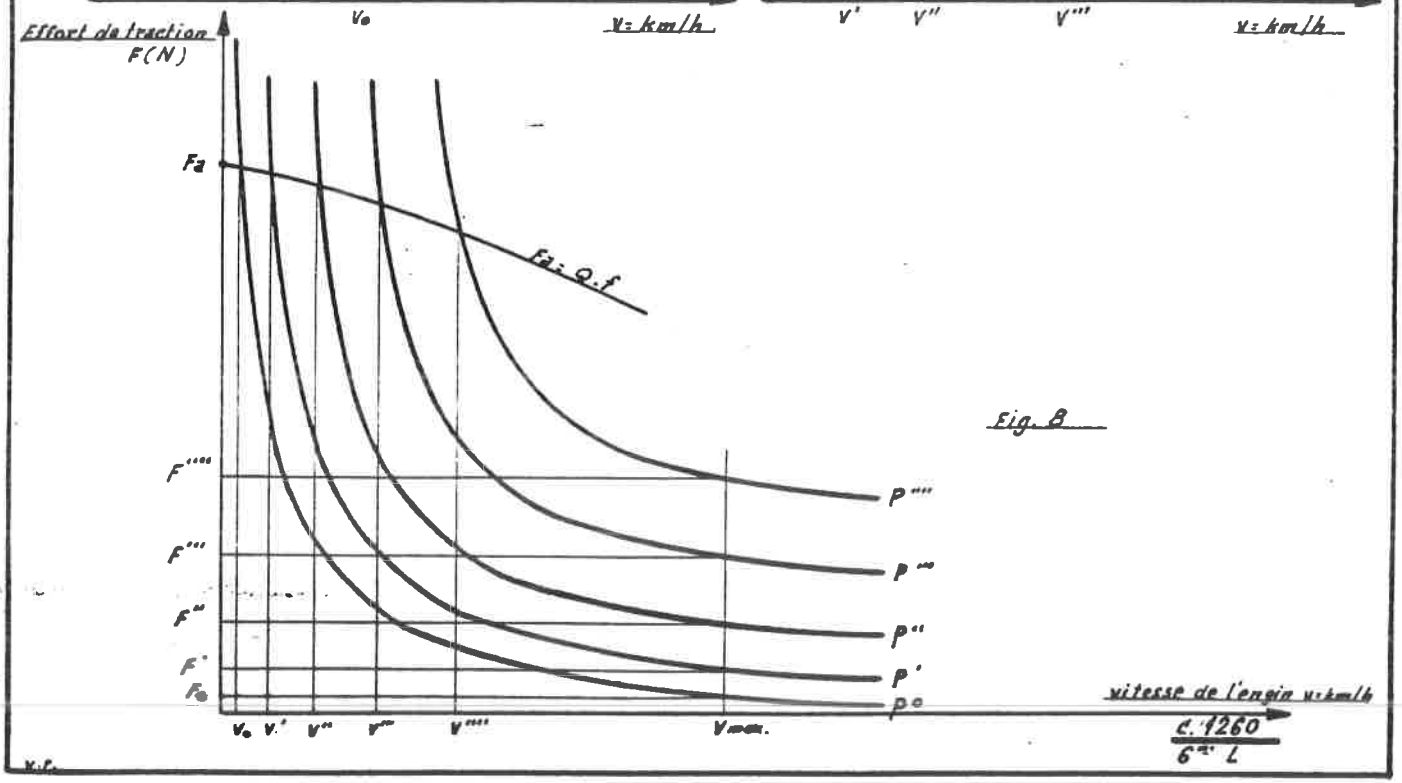


Fig. 8

C. 1260
6e L

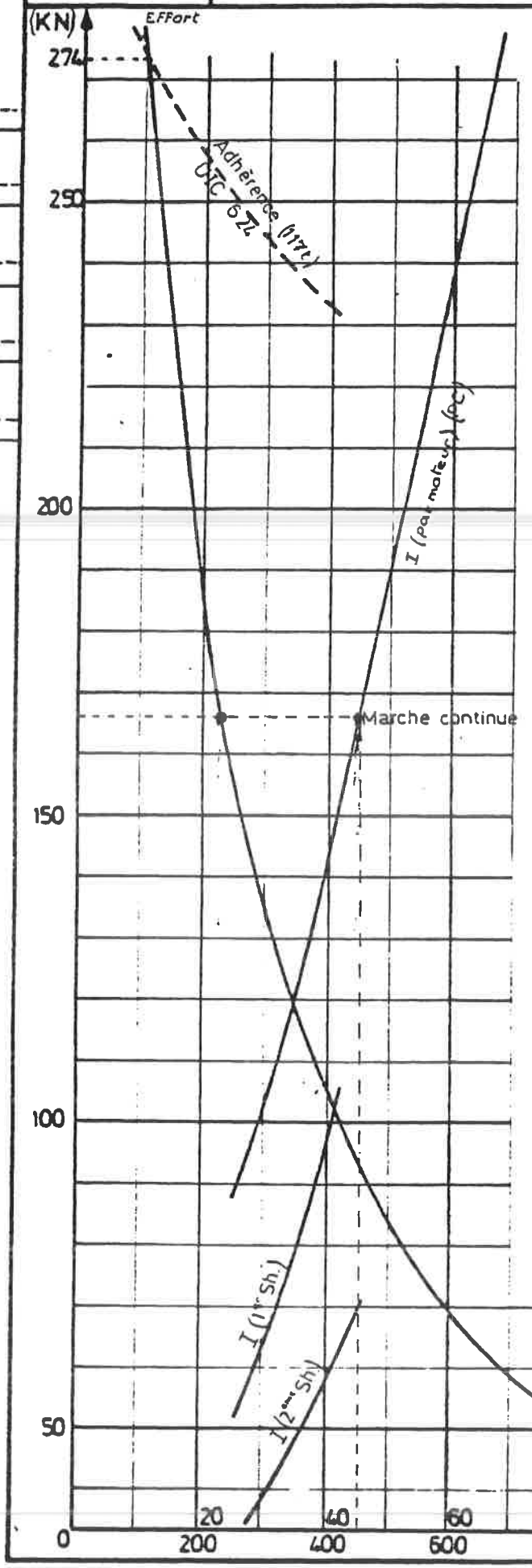
B M 24-21

HL 51

COURBES D'EFFORT DE TRACTION

~~6.10.01.02~~ ~~M 44 - 81~~

Annexe 4



Moteur diesel Type Baldwin-Cockerill 608 A

Puissance nominale : 1435 Kw

Vitesse : 650 t/min.

Puissance (UIC 622-0): 1177 KW

Transmission électrique

GP : ACEC-Westinghouse GP 120/37

MT : 6 pièce DN 44/1 - Inom.=450 A

Rapport des engrenages : 63/16

Masse totale: 1° tr: 117 t.
2° tr: 113,2 t.

Diamètre des roues : 1010 mm

Vitesse min. 22 Km/h
max. 120 Km/h
Shuntage 1° 45 Km/h (45%)
2° 75 Km/h (70%)

Régimes

t(min)	I(A)	V(Km/h)
1	700	8,5
3	635	12
10	500	19
20	475	20,5

C 1260
6e L

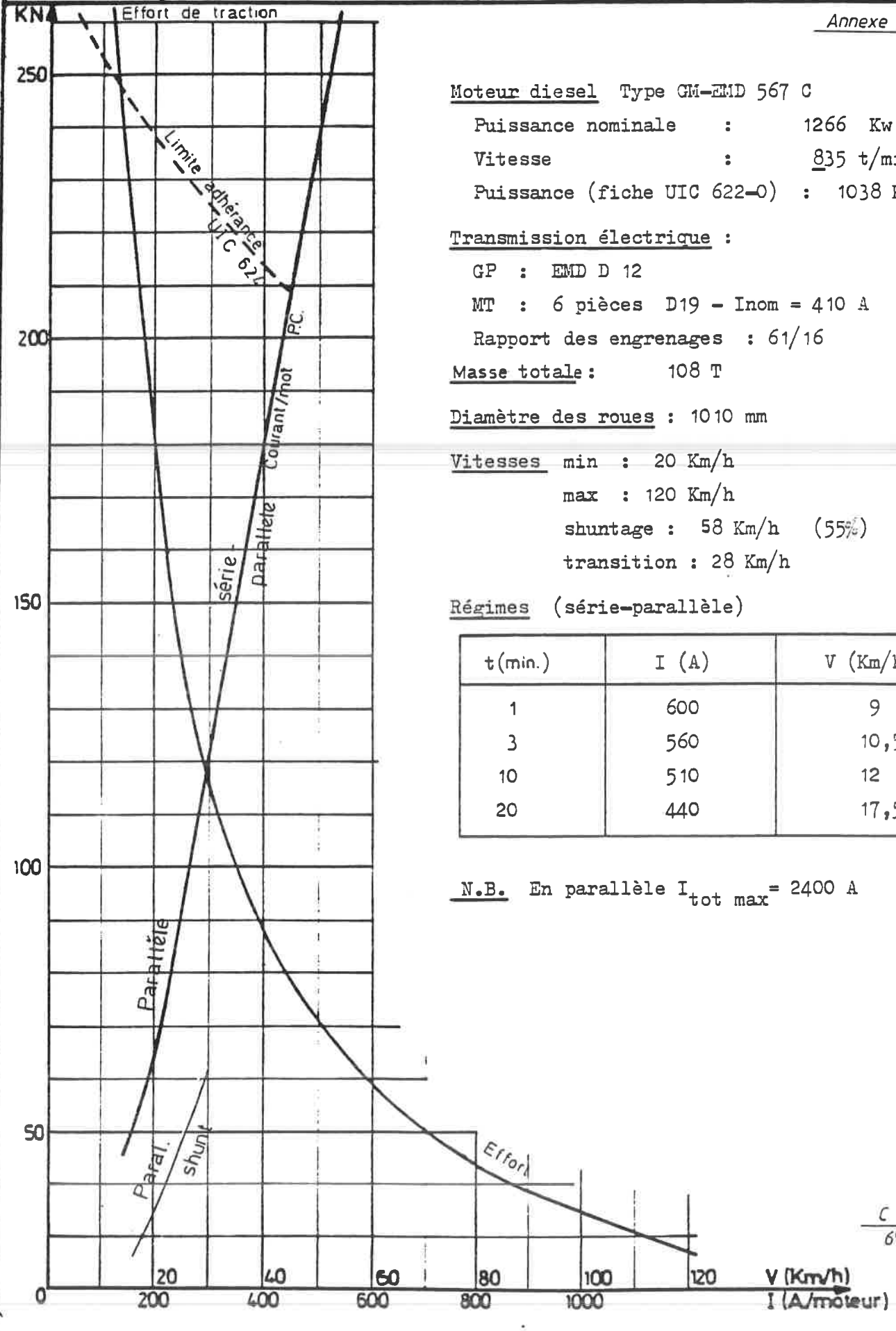
B M 24-21

HL 52-53-54

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~ ~~M 44-81~~

Annexe 5



Moteur diesel Type GM-EMD 567 C

Puissance nominale : 1266 Kw

Vitesse : 835 t/min

Puissance (fiche UIC 622-0) : 1038 Kw

Transmission électrique :

GP : EMD D 12

MT : 6 pièces D19 - Inom = 410 A

Rapport des engrenages : 61/16

Masse totale : 108 T

Diamètre des roues : 1010 mm

Vitesses min : 20 Km/h

max : 120 Km/h

shuntage : 58 Km/h (55%)

transition : 28 Km/h

Régimes (série-parallèle)

t(min.)	I (A)	V (Km/h)
1	600	9
3	560	10,5
10	510	12
20	440	17,5

N.B. En parallèle $I_{tot\ max}$ = 2400 A

C 1260
6e L.

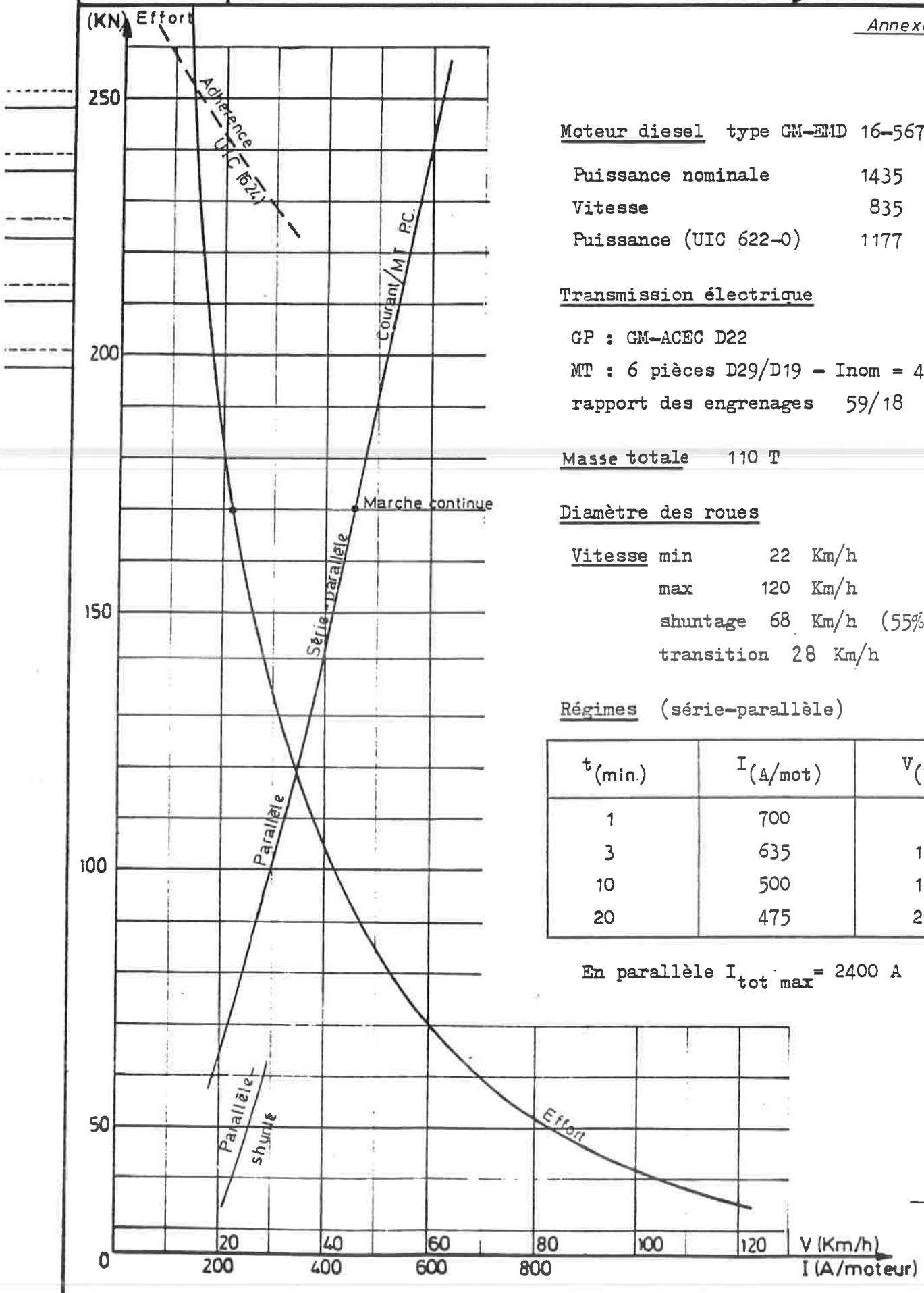
B M 24-21

HL 55

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

6.10.01.02 ~~M 44 - 81~~

Annexe 6



Moteur diesel type GM-EMD 16-567C

Puissance nominale	1435	Kw
Vitesse	835	t/min
Puissance (UIC 622-0)	1177	Kw

Transmission électrique

GP : GM-ACEC D22

MT : 6 pièces D29/D19 - Inom = 450 A

rapport des engrenages 59/18

Masse totale 110 T

Diamètre des roues

Vitesse min 22 Km/h

max 120 Km/h

shuntage 68 Km/h (55%)

transition 28 Km/h

Régimes (série-parallèle)

t (min.)	I (A/mot)	V (Km/h)
1	700	8,5
3	635	12
10	500	19
20	475	20,5

En parallèle $I_{tot\ max}$ = 2400 A

C 1260
6e L.

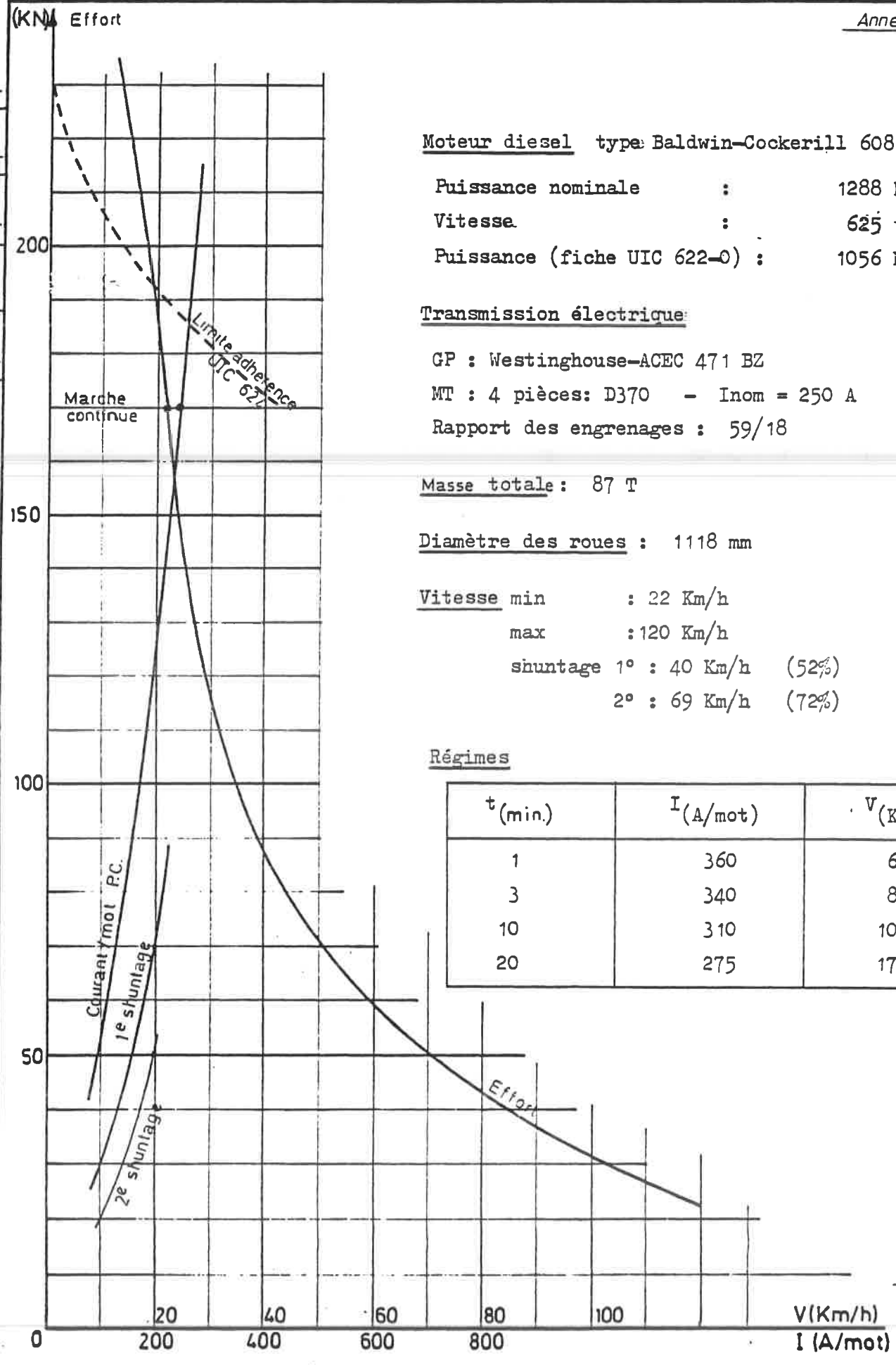
B M 24-21

HL 59

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

B 10.01.02 M 44-81

Annexe 7



Moteur diesel type Baldwin-Cockerill 608 A

Puissance nominale	:	1288 Kw
Vitesse	:	625 t/min
Puissance (fiche UIC 622-0)	:	1056 Kw

Transmission électrique

GP : Westinghouse-ACEC 471 BZ

MT : 4 pièces: D370 - Inom = 250 A

Rapport des engrenages : 59/18

Masse totale : 87 T

Diamètre des roues : 1118 mm

Vitesse min : 22 Km/h

max : 120 Km/h

shuntage 1° : 40 Km/h (52%)

2° : 69 Km/h (72%)

Régimes

t (min.)	I (A/mot)	V (Km/h)
1	360	6
3	340	8
10	310	10
20	275	17

C 1260
6e L.

B M 24-21

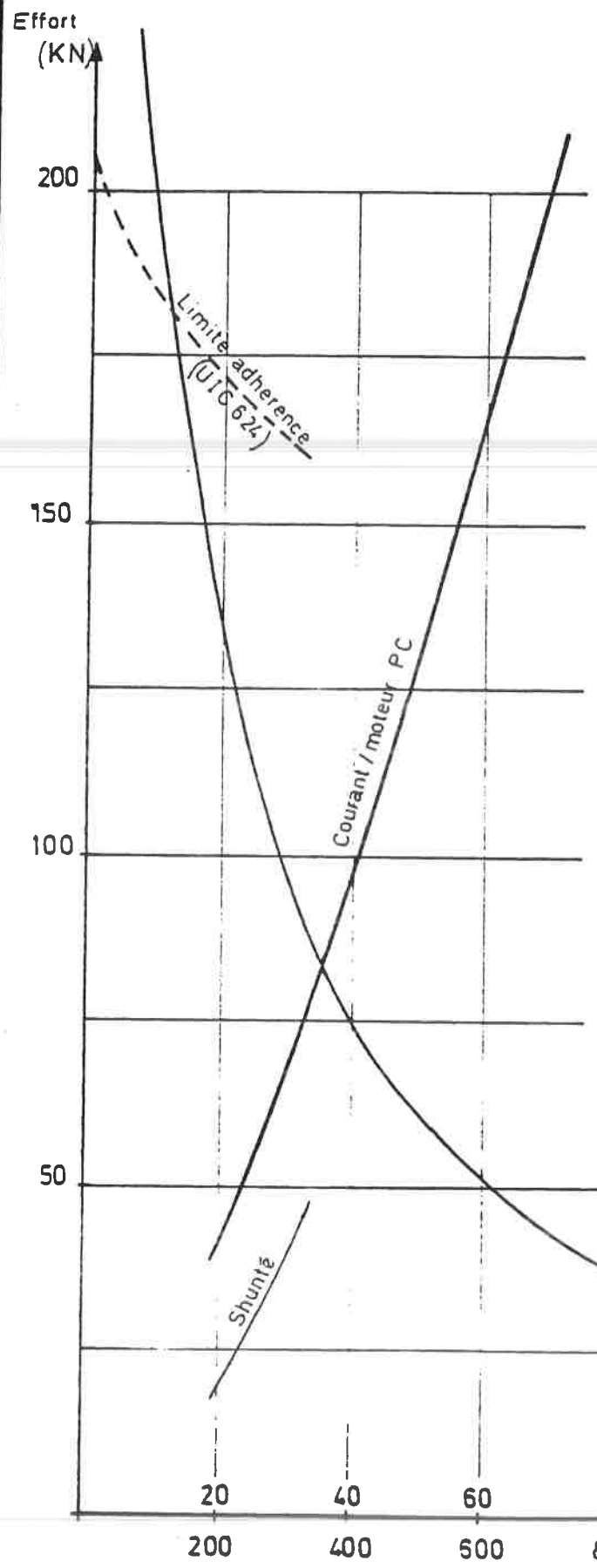
HL 62 - 63

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~

~~M 44-81~~

Annexe 8



Moteur diesel : GM-EMD 12-567C

Puissance nominale	1049 Kw
Vitesse	835 t/min
Puissance (UIC 622-0)	860 Kw

Transmission électrique

GP : GM 22 D ou GM-ACEC

MT : 4 piéces D29 - Inom. = 450 A

DN 44/1- Inom. = 450 A

Rapport des engrenages	59/18
Masse totale:	78 T
Diamètre des roues	1010 mm

Vitesse min 26,5 Km/h

max 120 Km/h

shuntage 68 Km/h (55°/o)

Régimes

t (min.)	I (A)	V (KM/h)
1	700	10
3	635	13
10	500	20
20	475	22

C 1260
6e L

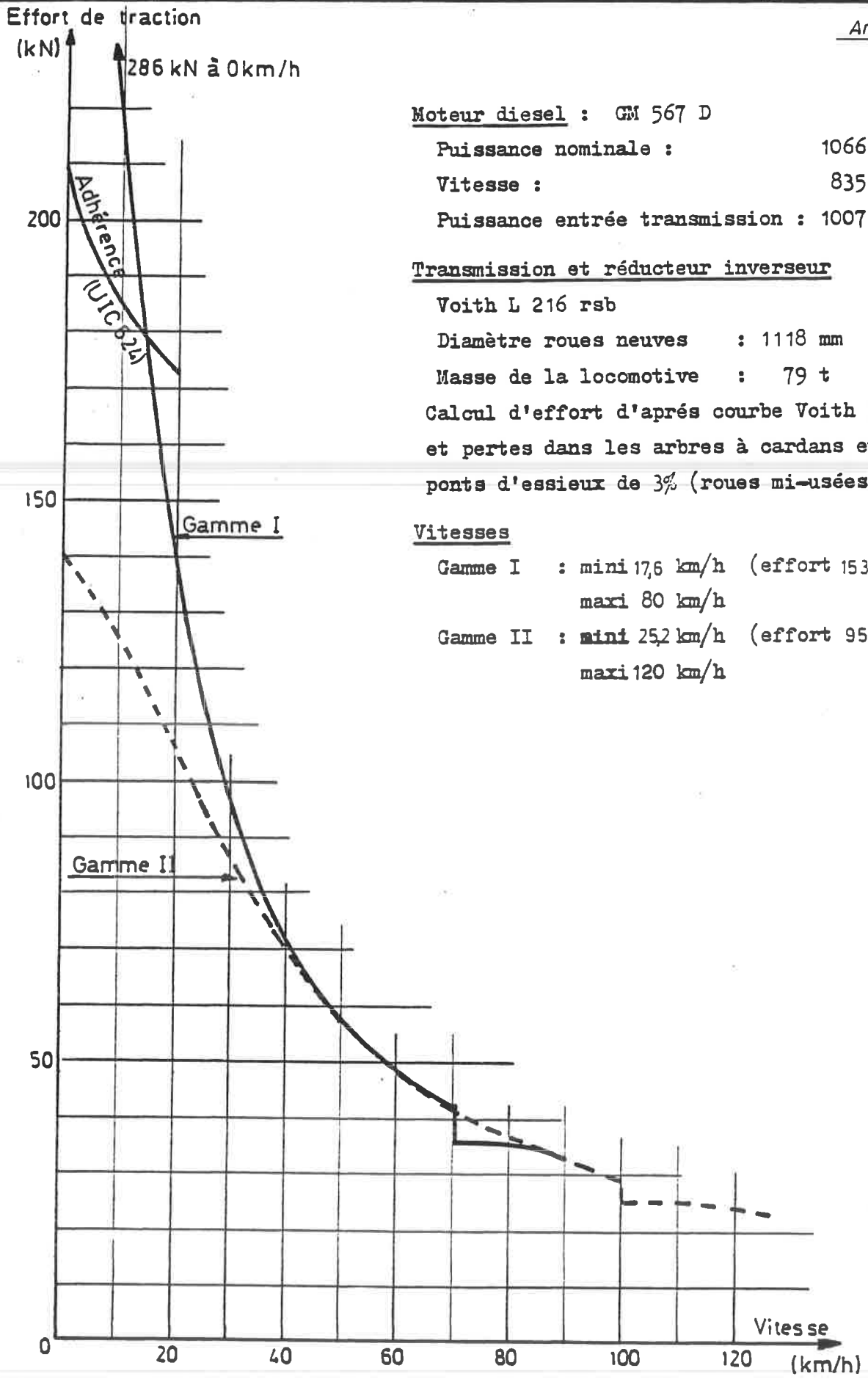
B M 24-21

HL 75

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~
~~M 44 - 81~~

Annexe 9



Moteur diesel : GM 567 D

Puissance nominale : 1066 kW

Vitesse : 835 tr/min

Puissance entrée transmission : 1007 kw

Transmission et réducteur inverseur

Voith L 216 rsb

Diamètre roues neuves : 1118 mm

Masse de la locomotive : 79 t

Calcul d'effort d'aprés courbe Voith 3.202-657 et pertes dans les arbres à cardans et les ponts d'essieux de 3% (roues mi-usées).

Vitesses

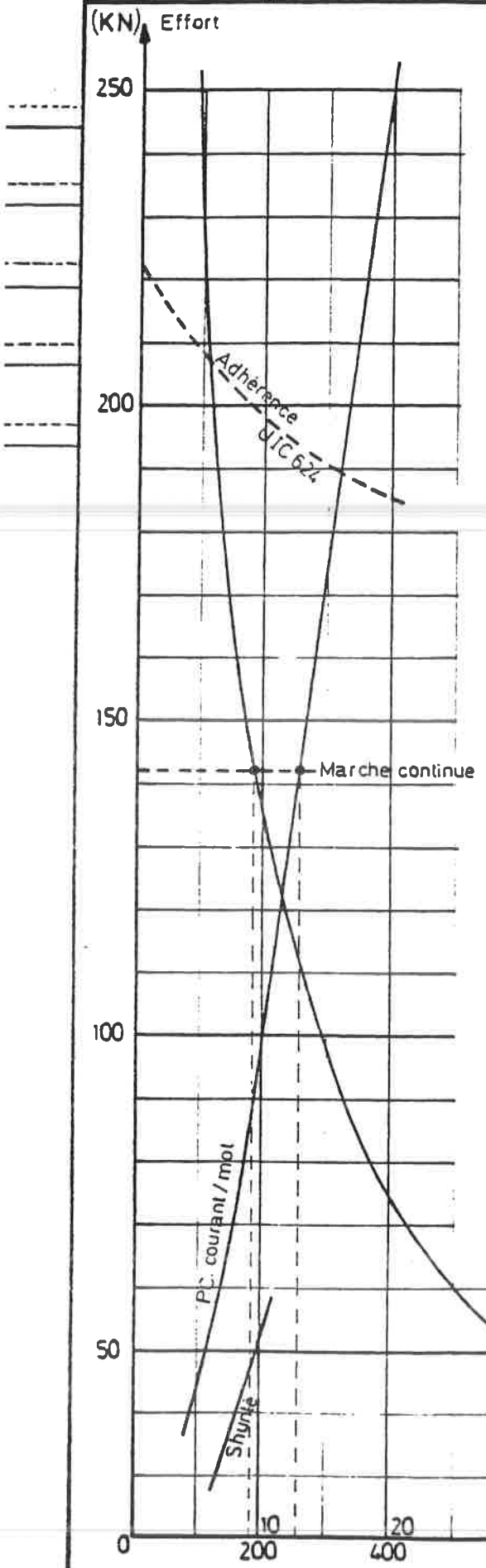
Gamme I : mini 17,6 km/h (effort 153 kN)
maxi 80 km/h

Gamme II : mini 25,2 km/h (effort 95 kN)
maxi 120 km/h

C 1260
6e L

B M 24-21	HL 70 COURBES D'EFFORT DE TRACTION.	6.10.01.02 M 44 - 81

Annexe 10



Moteur diesel: Type ABC 8 DUS

Puissance nominale	:	515 Kw
Vitesse	:	650 t/min.
Puissance (UIC 622-0)	:	422 Kw

Transmission électrique:

GP : Westinghouse - ACEC 480 D.

MT : 4 pièces CF 362 D - $I_{nom.}$ = 260 A.

Rapport des engrenages 68/14

Masse totale : 84 T

Diamètre des roues : 1070 mm

Vitesse min. 9 Km/h
max 50 Km/h
shuntage 28 Km/h (55 %)

Régimes

$t_{(sec)}$	$I_{(A)}$	$V_{(Km/h)}$
3	400	5
10	290	7,5
20	280	8
40	270	8,5

C 1260
6e L

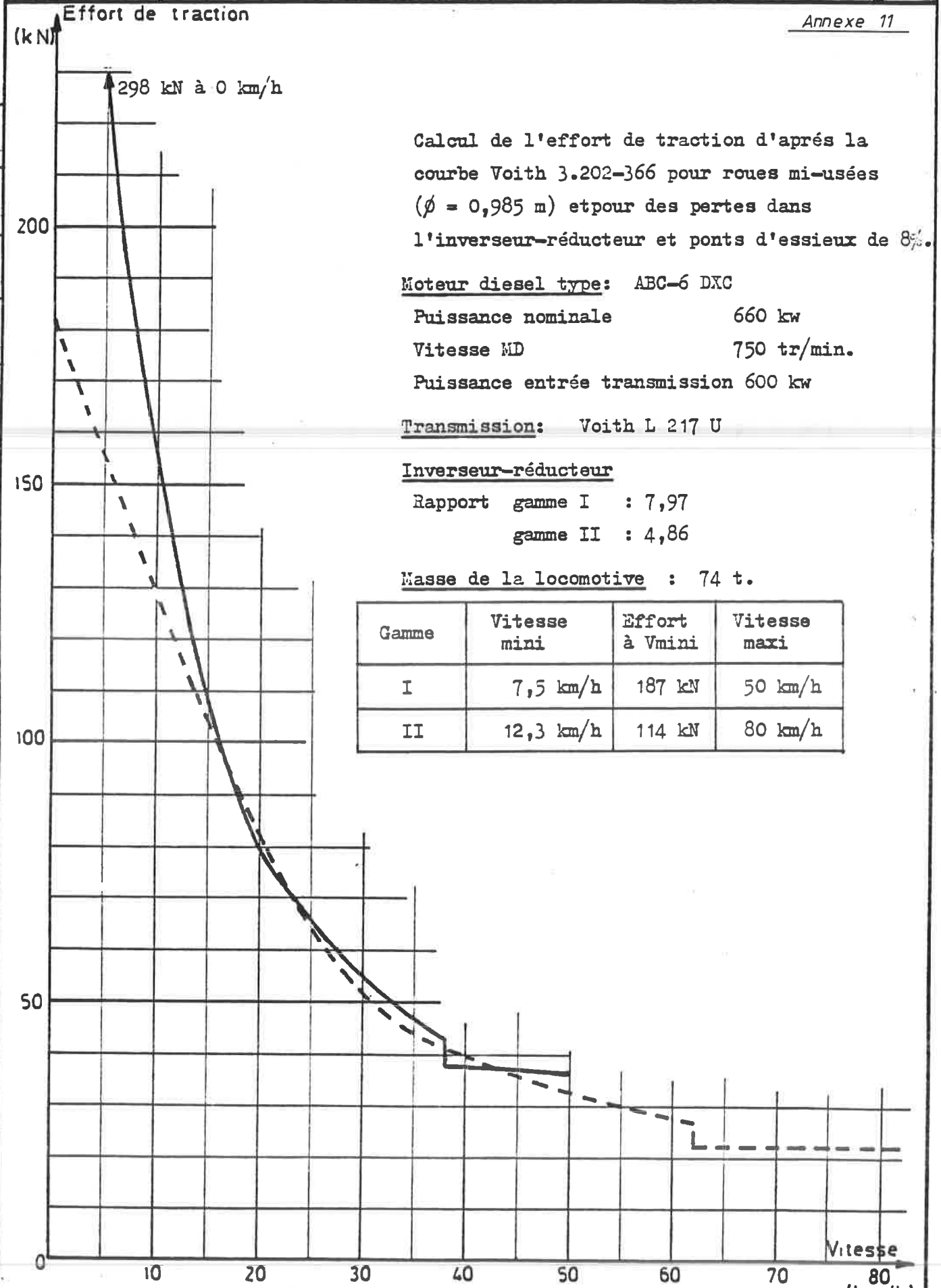
B M 24-21

HL 71

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~
~~M 44-81~~

Annexe 11



Calcul de l'effort de traction d'aprés la courbe Voith 3.202-366 pour roues mi-usées (ϕ = 0,985 m) etpour des pertes dans l'inverseur-réducteur et ponts d'essieux de 8%.

Moteur diesel type: ABC-6 DXC

Puissance nominale	660 kw
Vitesse MD	750 tr/min.
Puissance entrée transmission	600 kw

Transmission: Voith L 217 U

Inverseur-réducteur

Rapport	gamme I	: 7,97
	gamme II	: 4,86

Masse de la locomotive : 74 t.

Gamme	Vitesse mini	Effort à Vmini	Vitesse maxi
I	7,5 km/h	187 kN	50 km/h
II	12,3 km/h	114 kN	80 km/h

C 1260/6e L

B M 24-21

HL 73-74

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

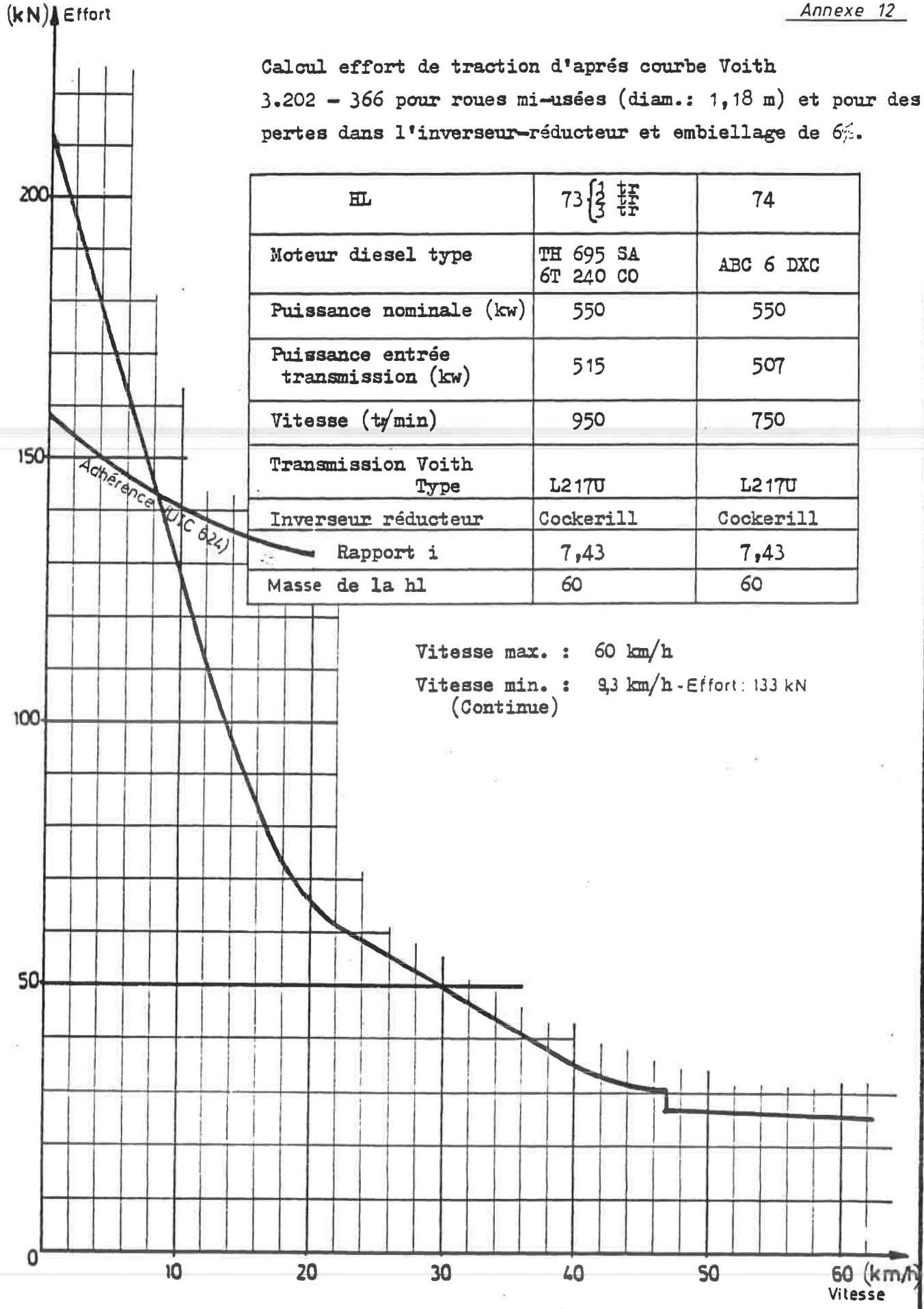
6.10.01.02

M 44-81

Annexe 12

Calcul effort de traction d'aprés courbe Voith 3.202 - 366 pour roues mi-usées (diam.: 1,18 m) et pour des pertes dans l'inverseur-réducteur et embiellage de 6%.

HL	73 { 1 tr / 2 tr / 3 tr	74
Moteur diesel type	TH 695 SA 6T 240 CO	ABC 6 DXC
Puissance nominale (kw)	550	550
Puissance entrée transmission (kw)	515	507
Vitesse (t/min)	950	750
Transmission Voith Type	L217U	L217U
Inverseur réducteur	Cockerill	Cockerill
Rapport i	7,43	7,43
Masse de la hl	60	60



Vitesse max. : 60 km/h

Vitesse min. : 9,3 km/h - Effort : 133 kN (Continue)

B M 24-21

H L 80

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~
~~M 44 - 81~~

Annexe 13

Calcul effort de traction d'aprés la courbe Voith GP 12768 pour roues mi-usées (diam. =1,18 m) et pour des pertes dans l'inverseur-réducteur et embiellage de 8%.

Moteur diesel: type Maylach GTO6A

Puissance nominale 478 kw

Vitesse 1400 t/min

Puissance entrée transmission 440 kw

Transmission: Voith type L 37 Zub

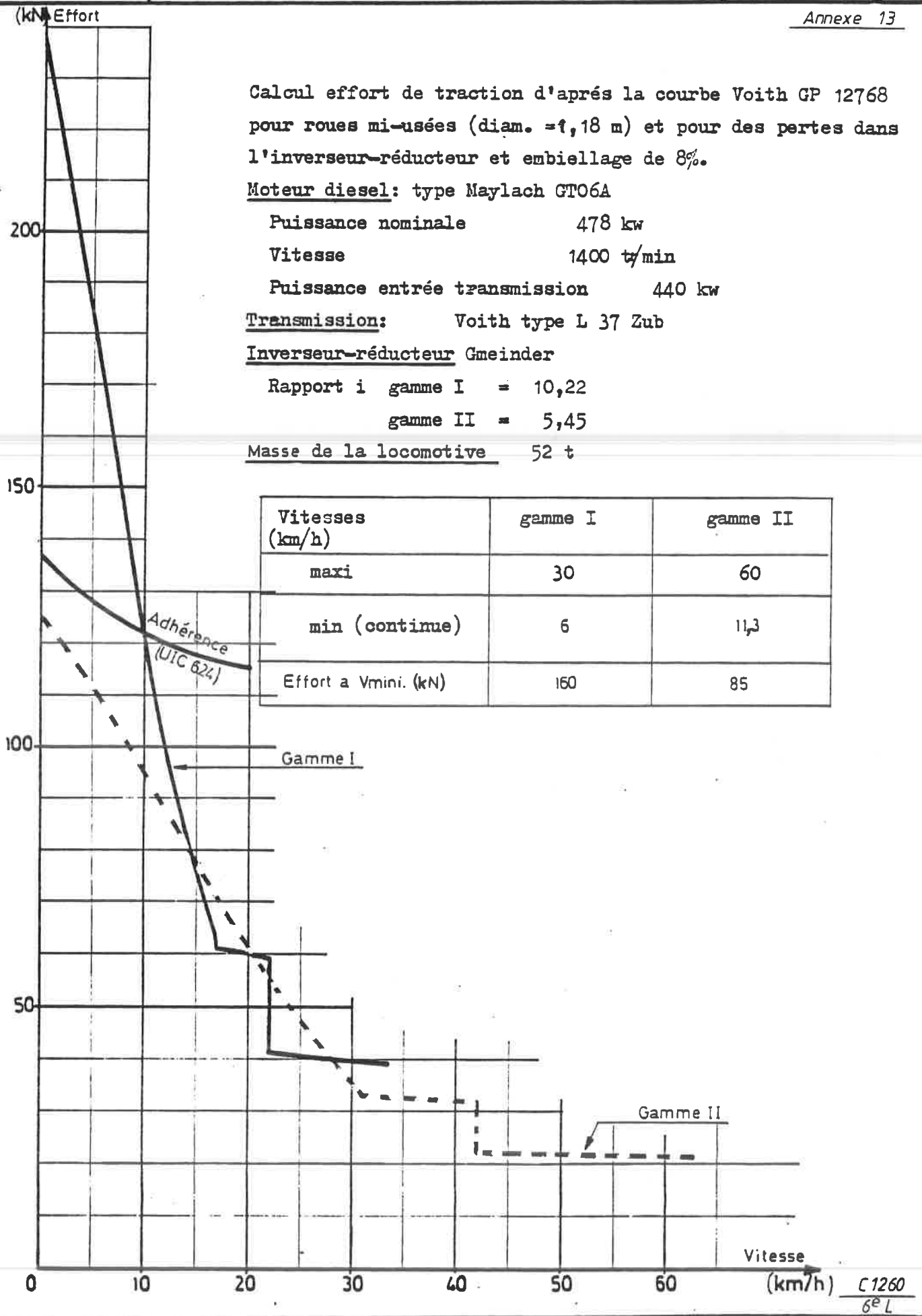
Inverseur-réducteur Gmeinder

Rapport i gamme I = 10,22

gamme II = 5,45

Masse de la locomotive 52 t

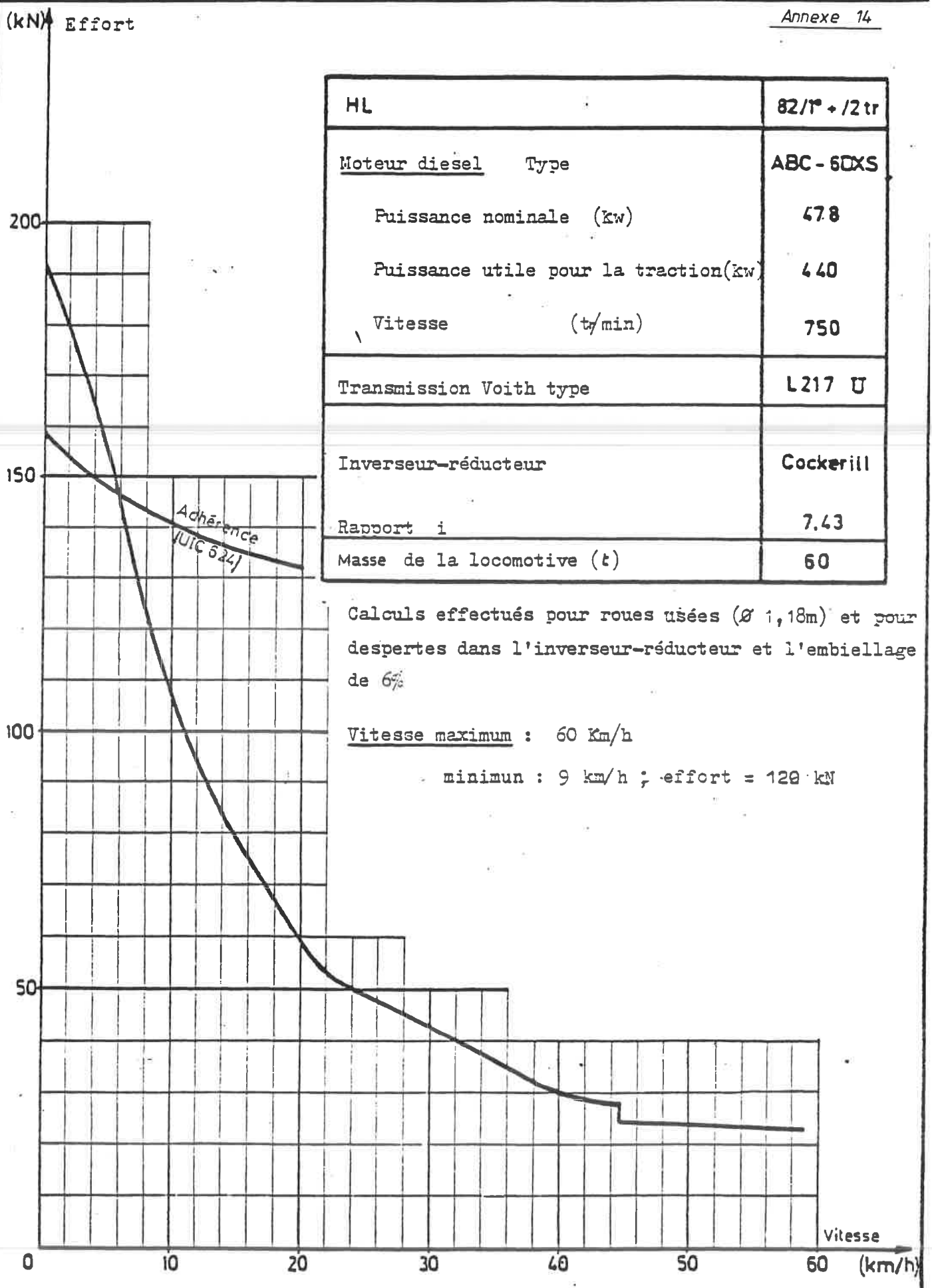
Vitesses (km/h)	gamme I	gamme II
maxi	30	60
min (continue)	6	11,3
Effort a Vmini. (kN)	160	85



C 1260
6e L

B M 24-21	HL 82 COURBES D'EFFORT DE TRACTION.	~~6.10.01.02~~ ~~M 44 - 81~~

Annexe 14



HL	82/1ᵉ + /2 tr
Moteur diesel Type	ABC - 6DXS
Puissance nominale (Kw)	478
Puissance utile pour la traction (Kw)	440
Vitesse (t/min)	750
Transmission Voith type	L217 U
Inverseur-réducteur	Cockerill
Rapport i	7.43
Masse de la locomotive (t)	60

Calculs effectués pour roues usées (Ø 1,18m) et pour despertes dans l'inverseur-réducteur et l'embiellage de 6%

Vitesse maximum : 60 Km/h

minimun : 9 km/h ; effort = 120 kN

C 1260 / 6ᵉ L

HL 83-84-85

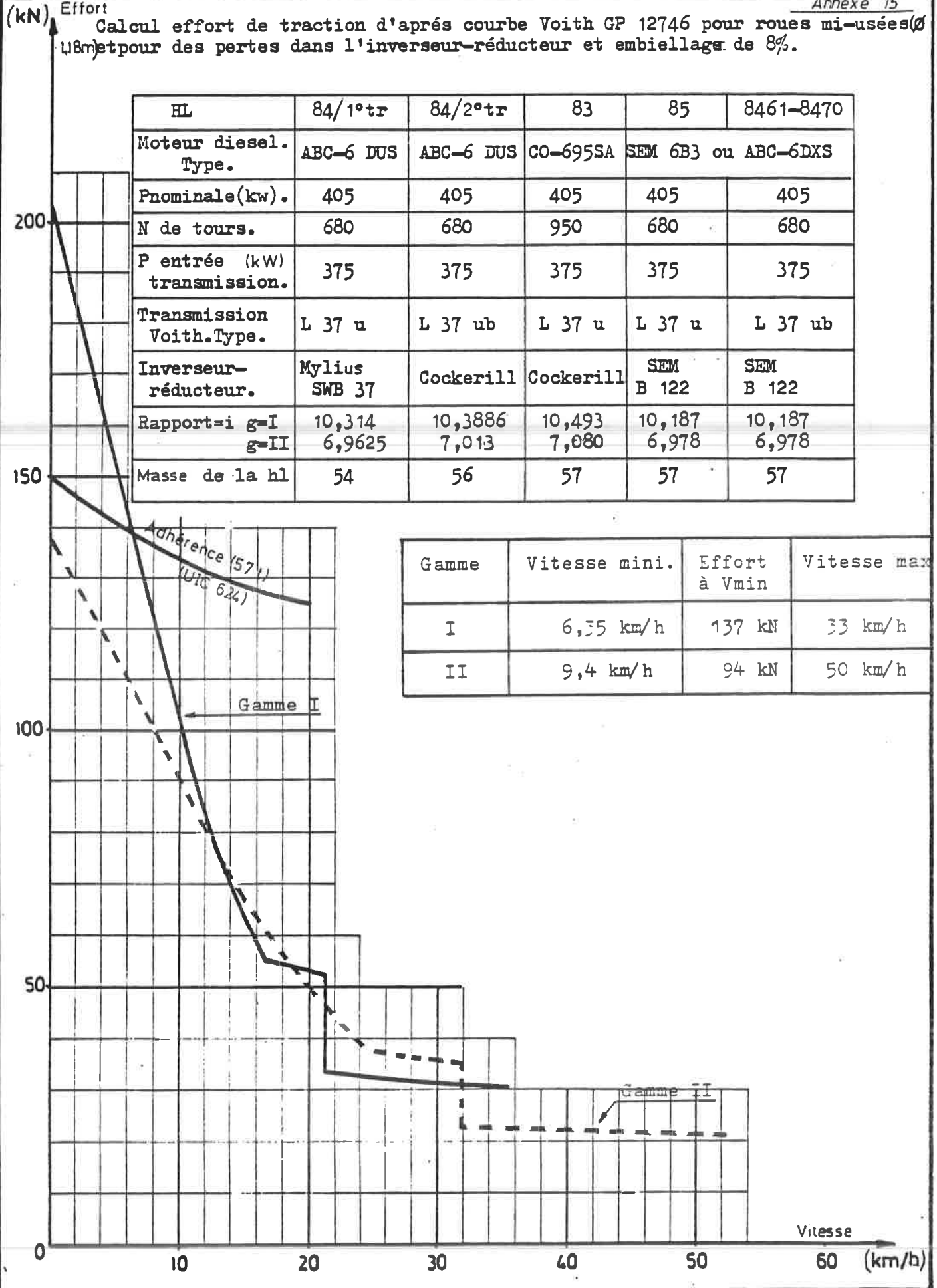
COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~ ~~M 44 - 81~~

Annexe 15

Calcul effort de traction d'aprés courbe Voith GP 12746 pour roues mi-usées(Ø 1,18m)etpour des pertes dans l'inverseur-réducteur et embiellage de 8%.

HL	84/1°tr	84/2°tr	83	85	8461-8470
Moteur diesel. Type.	ABC-6 DUS	ABC-6 DUS	CO-695SA	SEM 6B3 ou ABC-6DXS	
Pnominale(kw).	405	405	405	405	405
N de tours.	680	680	950	680	680
P entrée (kW) transmission.	375	375	375	375	375
Transmission Voith.Type.	L 37 u	L 37 ub	L 37 u	L 37 u	L 37 ub
Inverseur-réducteur.	Mylius SWB 37	Cockerill	Cockerill	SEM B 122	SEM B 122
Rapport=i g=I g=II	10,314 6,9625	10,3886 7,013	10,493 7,080	10,187 6,978	10,187 6,978
Masse de la hl	54	56	57	57	57



Gamme	Vitesse mini.	Effort à Vmin	Vitesse max
I	6,35 km/h	137 kN	33 km/h
II	9,4 km/h	94 kN	50 km/h

B M 24-21

HL 91

COURBES D'EFFORT DE TRACTION.

~~6.10.01.02~~ ~~M 44 - 81~~

Annexe 16

Moteur diesel: GM 12 V 71 N.

Puissance nominale	246 kw
Nombre de tours	1800 t/min.
Puissance entrée transmission	220 kw

Transmission : Twin Disc Type : CO 11569 TC - 1MS 390

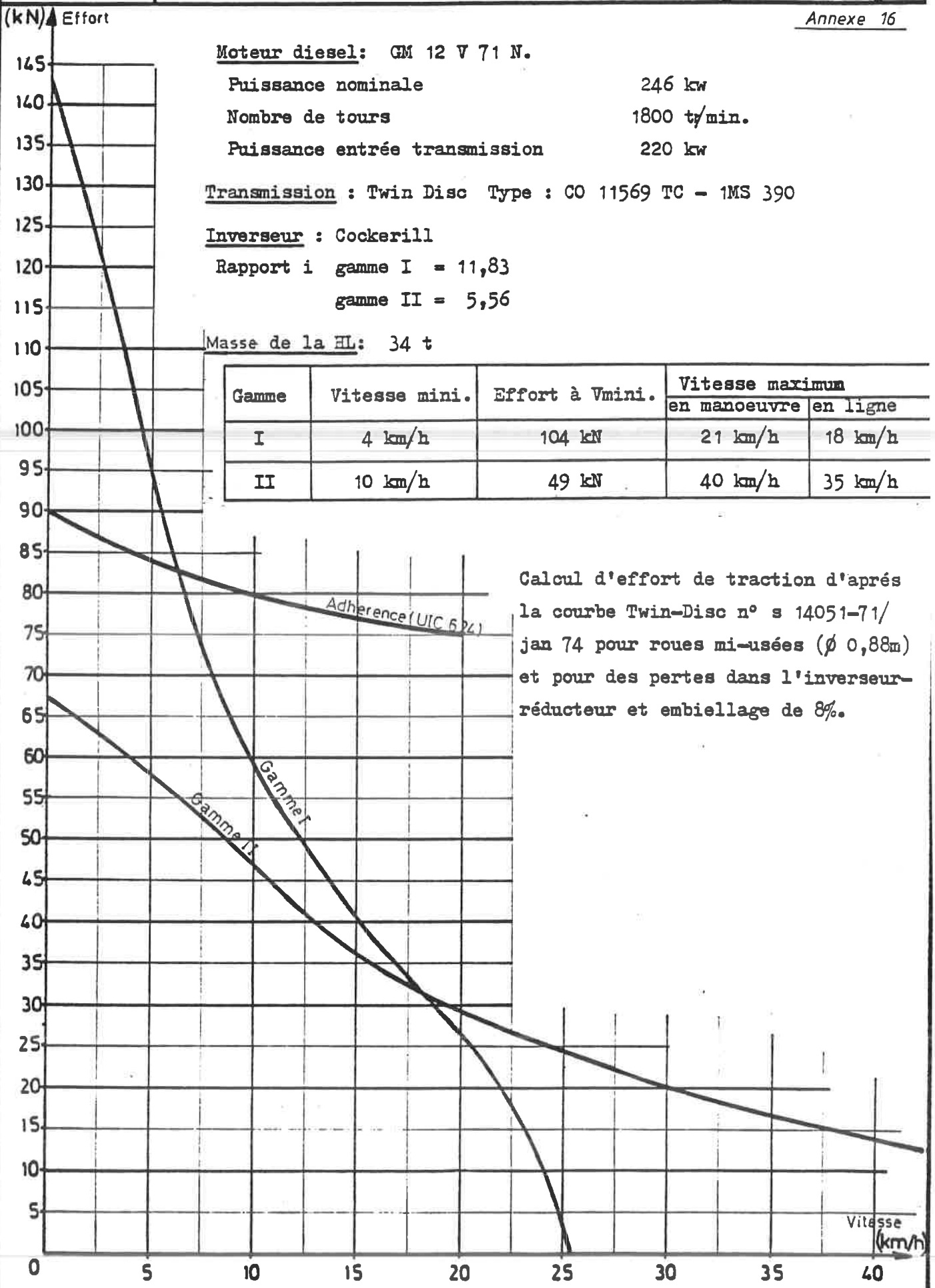
Inverseur : Cockerill

Rapport i gamme I = 11,83

gamme II = 5,56

Masse de la HL: 34 t

Gamme	Vitesse mini.	Effort à Vmini.	Vitesse maximum	
			en manoeuvre	en ligne
I	4 km/h	104 kN	21 km/h	18 km/h
II	10 km/h	49 kN	40 km/h	35 km/h



Calcul d'effort de traction d'aprés la courbe Twin-Disc n° s 14051-71/ jan 74 pour roues mi-usées (ø 0,88m) et pour des pertes dans l'inverseur-réducteur et embiellage de 8%.

S.N.C.B. 7 ème leçon.

Enseignement Professionnel.

COURS 1260

suite chapitre II.

La production de l'effort de traction d'un engin diesel.

F. Détermination de la vitesse maximale et de l'accélération d'un engin diesel pour une charge donnée.

I. Résistance à l'avancement d'un engin diesel et du train remorqué.

a) Définitions.

On appelle, en général, "résistance à l'avancement" d'un véhicule ferroviaire, la force nécessaire pour déplacer l'engin sur rails.

S'il s'agit d'un véhicule remorqué par un engin de traction, on parle plus précisément de "résistance de remorque" qui est l'effort de traction à exercer par l'engin de traction sur le véhicule remorqué pour déplacer celui-ci.

Un engin de traction possède aussi une certaine résistance à l'avancement appelée dans ce cas "résistance propre à l'avancement".

Donc, la résistance à l'avancement d'un train, composé d'un ou plusieurs engins de traction et de plusieurs véhicules remorqués, est égale à la somme des résistances de remorque des véhicules remorqués et des résistances propres à l'avancement des engins de traction.

L'effort à la jante, diminué de la résistance propre de la locomotive, représente l'effort au crochet de traction.

b) Origine de la résistance à l'avancement d'un véhicule ferroviaire.

La résistance totale à l'avancement (Rt) d'un véhicule ferroviaire résulte de la somme des résistances partielles suivantes, que le véhicule rencontre dans son déplacement.

1. Résistance à l'avancement proprement dite.

Elle représente l'effort à exercer pour déplacer le véhicule

sur une voie de niveau et en alignement droit.

1.1. Pour une locomotive diesel, cette résistance s'exprime par la formule

$$R_L = 0{,}65\,Q + 13n + 0{,}01\,Q \cdot V + 0{,}03\,V^2$$

R_L : résistance de la locomotive exprimée en daN

Q : masse de la locomotive en tonnes

n : nombre total d'essieux

V : vitesse de l'engin en Km/h

Les deux premiers termes représentent la résistance à vitesse nulle, c'est-à-dire la résistance au démarrage. En pratique, la valeur réelle est un peu supérieure à celle obtenue par la formule.

Le troisième terme, proportionnel à la vitesse, représente l'ensemble des résistances dues au roulement des roues sur les rails, au frottement des bourrelets des roues contre les rails, aux chocs dans la voie, ...

Le quatrième terme représente la résistance de l'air et est proportionnelle au carré de la vitesse. Cette résistance dépend évidemment de la surface frontale du véhicule et de sa forme aérodynamique. La Fig. 1 donne graphiquement la résistance pour une locomotive de 114 t. et une de 84 t.

1.2. Pour le matériel remorqué, cette résistance est calculée au moyen de formules donnant la résistance spécifique c'est-à-dire la résistance par tonne de masse remorquée. Les formules employées à la S.N.C.B. sont les suivantes :

1.2.1. matériels voyageurs à bogies (tare moyenne par véhicule au moins égale à 37 tonnes)

$$r_1 = 1{,}5 + \frac{V^2}{4500}$$

r_1 : résistance spécifique en daN/tonne

V : vitesse du train en Km/h

1.2.2. - matériel messageries

$$r_2 : 1{,}5 + \frac{V^2}{2000}$$

- matériel marchandises : selon le type de composition, on adopte l'une des trois formules suivantes :

  - trains de marchandises courants, composés de véhicules de toutes catégories diversement chargés (charge moyenne par essieu : 10 tonnes)

    $$r_3 = 1{,}5 + \frac{V^2}{1600}$$

  - trains complets, formés soit de tombereaux ordinaires chargés, soit de matériel spécialisé à grande capacité (charge moyenne par essieu : 18 tonnes)

    $$r_4 = 1{,}2 + \frac{V^2}{4000}$$

  - trains composés de wagons vides (charge moyenne par essieu : 5 tonnes)

    $$r_5 = 2{,}5 + \frac{V^2}{1000}$$

La résistance spécifique est proportionnellement plus élevée pour du matériel vide que pour du matériel chargé, de même pour du matériel divers que pour du matériel homogène.

Les formules ci-dessus sont explicitées graphiquement à la Fig. 2

2. Résistance due aux rampes.

Quand un véhicule ferroviaire se trouve sur une rampe, la force pesanteur F_p (Newtons) se décompose en un effort F ' perpendiculaire au rail et un effort F" parallèle au rail (Fig. 3).

Cet effort F " s'ajoute à la résistance à l'avancement.

$$F'' = F_p \cdot \sin\alpha$$

$$\sin\alpha = \frac{BC}{AB} = \frac{x \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}$$

Donc pour une masse de 1 tonne, l'effort résistant supplémentaire dû à une rampe de x $\frac{mm}{m}$ (ou x °/oo) est égal à

$$R_r = 1.000 \text{ (kg)} \times 9{,}81 \times \frac{x}{1000} \text{ Newtons}$$

Quand le véhicule circule dans le sens de la pente, la composante F " s'ajoute évidemment à l'effort de traction.

3. Résistance due aux courbes.

Dans une courbe, le frottement des boudins des roues contre les rails augmente. Il en résulte une résistance à l'avancement supplémentaire, d'autant plus grande que le rayon de la courbe est faible.

Cette résistance supplémentaire est calculée suivant la formule

$$R_c = \frac{750 \cdot Q}{r}$$

R_c = résistance supplémentaire en daN

Q = masse en tonnes

r = rayon de courbure en m

II. Equilibre entre l'effort de traction d'un engin de traction et la résistance totale à l'avancement du train.

Dans la leçon précédente, nous avons montré que l'effort à la jante exercé à chaque instant par un engin de traction diesel peut être exprimé comme suit :

$$F = \frac{P \cdot r}{V}$$

où F = effort à la jante de l'engin de traction en N

r = rendement global de tous les organes de transmissions entre le moteur diesel et les roues motrices.

P = puissance effective (disponible pour la traction) du moteur diesel.

v = la vitesse de l'engin.

Si le train de masse totale M kg (locomotive comprise) possède à l'instant considéré une accélération de a m/sec^2, cette accélération nécessite une force égale à

$$F_a = M \cdot a \quad \text{(Newtons)}$$

Il faut aussi tenir compte de l'accélération des masses tournantes (essieux, roues, induits de moteurs de traction...).

Pour en tenir compte, on multiplie l'effort nécessaire pour l'accélération linéaire par un coefficient (1,15 pour locomotive diesel; 1,06 pour voitures et wagons)

Si, à ce même instant, le train a une résistance totale à l'avancement R_t (locomotive comprise), l'effort à la jante sera en équilibre avec la somme de la force d'accélération et de la

résistance totale à l'avancement.

A chaque instant, on a

$$F = R_t + F_\alpha$$

Représentons sur un même diagramme et à la même échelle (Fig. 4) l'effort à la jante de l'engin diesel et la résistance à l'avancement du train en fonction de la vitesse du train. On peut déduire du diagramme les données suivantes :

a) L'effort de traction au démarrage.

Il est déterminé par l'effort maximum d'adhérence de l'engin diesel (voir leçon précédente) et est représenté par la ligne $\overline{OB}$.

b) La résistance à l'avancement du train au démarrage.

Elle peut être calculée comme on l'a expliqué plus haut et est représentée par la ligne $\overline{OA}$.

c) La force d'accélération du train au démarrage.

Elle est égale - voir ci-dessus - à la différence entre l'effort de traction de l'engin de traction et la résistance totale à l'avancement du train. Elle est représentée par conséquent par le segment de droite AB.

d) A la vitesse du train VE l'effort de traction de l'engin de traction est toujours déterminé par l'effort d'adhérence maximum. A cet instant la force d'accélération du train est représentée par la ligne $\overline{FC}$.

e) A la vitesse du train VH, l'effort de traction de l'engin de traction est déterminé par la puissance effective du moteur.

La résistance totale à l'avancement du train est représentée par la droite I H et la force d'accélération par HG.

f) A la vitesse du train VD la courbe de l'effort de traction coupe la courbe de résistance à l'avancement au point D.

Cela signifie qu'il s'établit un équilibre entre l'effort de traction de l'engin de traction et la résistance totale à l'avancement du train.

La force d'accélération est nulle et le train a atteint son régime de vitesse VD

C'est aussi la vitesse maximale qui peut être atteinte pour la puissance moteur choisie et la charge donnée.

III. Représentation graphique des caractéristiques principales d'un engin diesel.

Si la puissance du moteur d'un engin de traction diesel peut être réglée aux régimes suivants P1, P2, P3, P4, P5..., il correspond à chaque puissance une courbe d'effort de traction F1, F2, F3, F4, F5... telles que représentées à la Fig. 5

Représentons aussi sur le même diagramme différentes courbes de résistance R1, R2, R3, R4 ...

On peut déduire de la figure obtenue les caractéristiques principales suivantes de l'engin de traction diesel.

a) L'effort de traction maximum au démarrage.

Il est indépendant de la puissance moteur choisie à cause de sa limitation par l'effort d'adhérence max. (ou par l'intensité max. dans la génératrice principale et les moteurs de traction)

b) La vitesse maximale pour une charge donnée.

Pour la courbe de résistance R1, la vitesse maximale du train est V1, V2 ... V5 suivant que la puissance moteur choisie est P1 .. P5.

Si la résistance totale à l'avancement augmente (par ex. en rampe) de telle façon qu'elle soit représentée par la courbe R2, il correspond à chaque puissance moteur P1 ... P5 une nouvelle vitesse maximale du train V''_1, V''_2 ... V''_5.

c) Si la courbe de résistance a une allure descendante telle que représentée par R_5 (par ex. sur une forte pente), il peut arriver qu'elle ne coupe en aucun point une des courbes de traction F_1 ... F_5 au-dessous de la vitesse maximale autorisée pour l'engin.

La puissance moteur devra par conséquent être coupée et le train freiné, sinon on atteindrait des vitesses élevées inadmissibles.

d) Pour une puissance moteur donnée P_5 et une charge R_1 les forces d'accélération résultantes du train sont déterminées par la surface hachurée.

Cela signifie que cette force d'accélération est maximale au démarrage, et diminue progressivement dans la mesure où la vitesse de régime du train est approchée.

Elle est finalement nulle lorsque le régime de vitesse est atteint.

IV. Exemple pratique.

Données : Quelle doit être la puissance du moteur diesel équipant une locomotive diesel-électrique, capable des performances suivantes :

- remorquer sur une rampe de 6‰ un train de marchandises homogène de 400 tonnes, composé de wagons de forte capacité, à la vitesse de 72 km/h et disposer d'une réserve de puissance permettant encore une accélération de 0,01 m/sec^2.

La locomotive BB est supposée avoir une masse de 80 tonnes et le rendement global de la transmission être à cette vitesse de 80%.

Les auxiliaires absorbent 10% de la puissance du moteur diesel.

Solution :

a) A la vitesse de 72 km/h, la résistance à l'avancement de la locomotive est R_L = (0,65 x 80) + (13 x 4) + (0,01 x 80 x 72) + (0,03 x 72^2) = 317,12 daN = 3171 Newtons.

La résistance spécifique de la rame remorquée est $r_4 = 1,2 + \frac{72^2}{4000}$ = 2,496 daN/tonne

La résistance de la rame est donc 2,496 x 400 = 998,4 daN = 9984 Newtons.

b) Sur la rampe de 6‰, la résistance supplémentaire du train est (400.000 + 80.000) x 9,81 x $\frac{6}{1000}$ = 28.253 Newtons.

c) Pour avoir une accélération de 0,01 m/sec^2, il faut disposer d'un effort d'accélération

Fa = (400.000 x 1,06 x 0,01) + (80.000 x 1,15 x 0,01) = 4.240 + 920 = 5160 Newtons.

d) L'effort total à la jante de la locomotive doit donc être $F = 3.171 + 9.984 + 28.253 + 5.160$

$= 46.568$ Newtons.

La puissance aux essieux sera donc

$$P = 46.568 \times \frac{72}{3,6} = 931.360 \text{ Watts}$$

A l'entrée de la transmission, la puissance sera

$$\frac{931.360}{0,8} = 1.164.200 \text{ Watts}$$

Compte tenu de la puissance absorbée par les auxiliaires, le moteur diesel devra avoir une puissance

$$P = \frac{1.164.200}{0,9} = 1.293.555 \text{ Watts}$$

$$= 1.294 \text{ Kilowatts.}$$

Spiros

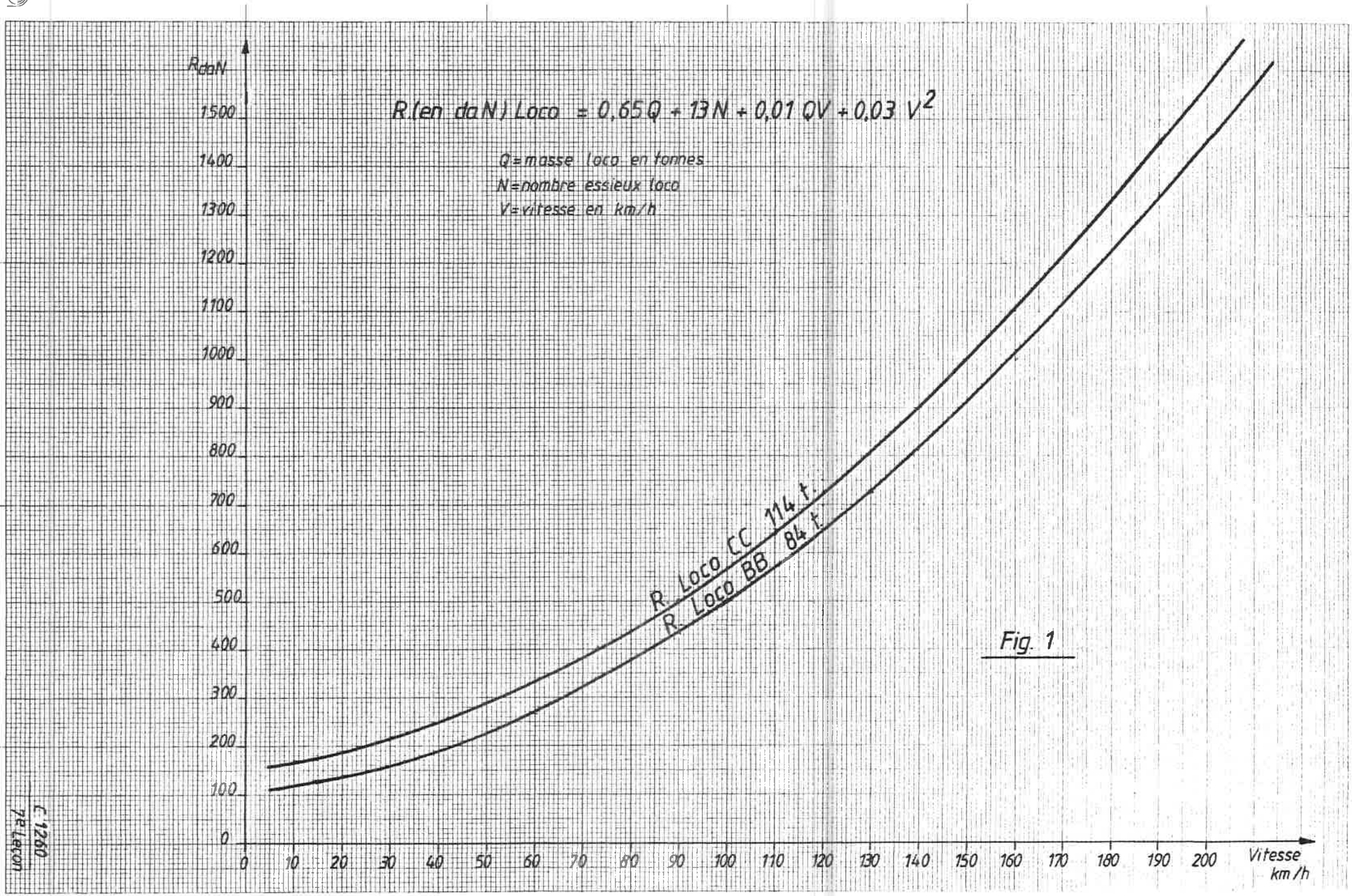

R daN
1500
1400
1300
1200
1100
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
0
R (en daN) Loco = 0,65 Q + 13 N + 0,01 QV + 0,03 V²
Q = masse loco en tonnes
N = nombre essieux loco
V = vitesse en km/h
R. Loco CC 114 t.
R. Loco BB 84 t.
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
150
160
170
180
190
200
Vitesse km/h

Fig. 1

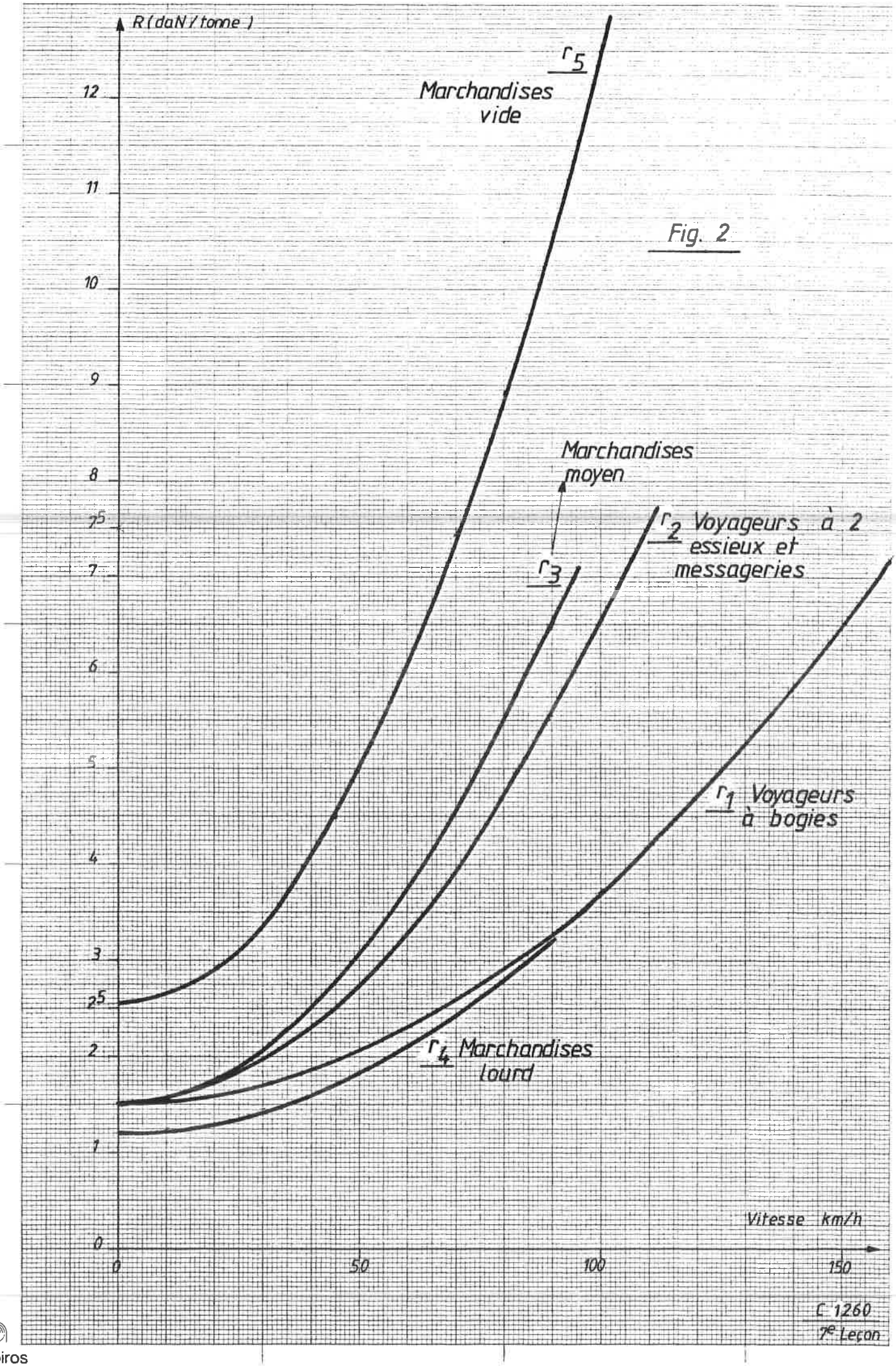


Fig. 2

C 1260
7e Leçon

Spiros

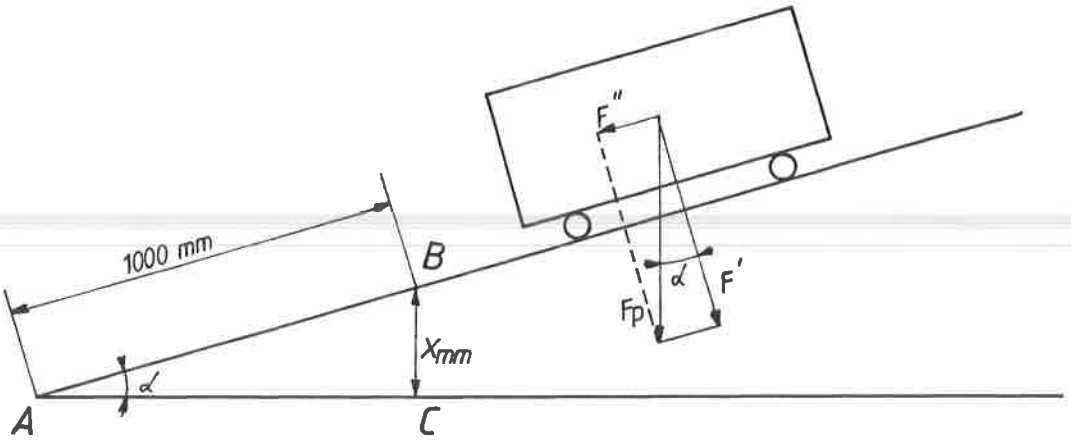


Fig. 3

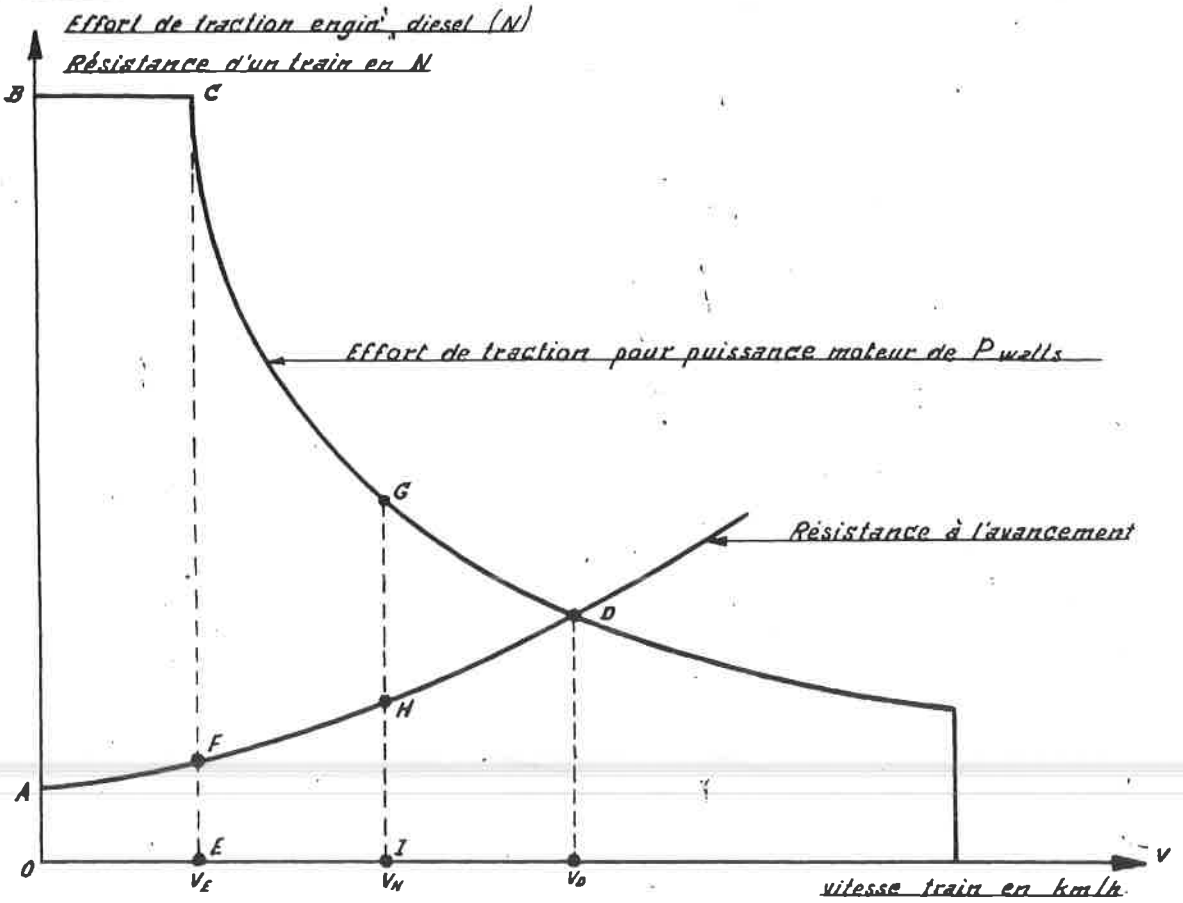


Fig. 4

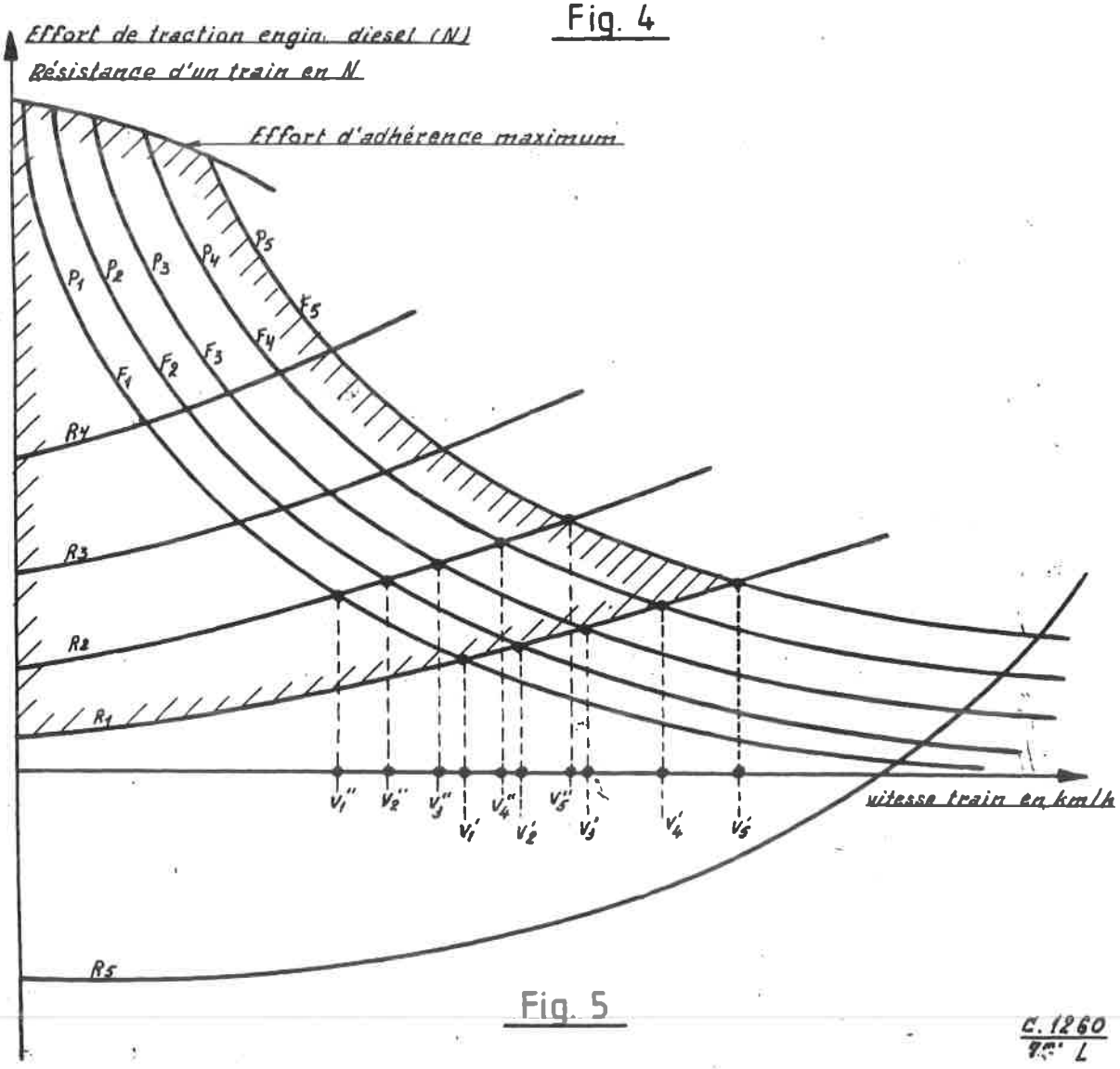


Fig. 5

C. 1260
9.m. L

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel 8e Leçon

Cours 1260
Chapitre III.

Systèmes d'accouplement entre organes de la transmission

A. Introduction.

Sur les engins de traction, les organes de la motrisation qui produisent la puissance motrice ou la transmettent aux roues après transformation ou adaptation, ou qui entraînent des organes auxiliaires, sont reliés entre eux par des dispositifs d'accouplement.
Ces dispositifs n'ont pas seulement pour but de transmettre une puissance mais ils doivent aussi compenser toutes les imperfections dans le montage des organes à relier entre eux.
Ils doivent satisfaire aux conditions suivantes :

1) La transmission sans chocs du couple moteur.

Doivent être amortis, les chocs provenant de :

- la mise en service ou hors service, ou l'inversion de certains organes
- un changement de régime de fonctionnement du moteur, des organes de transmission ou de l'engin
- des couples de charge discontinus (par ex. compresseurs)
- des forces d'inertie dues à des variations de vitesse (par ex. le rotor d'une génératrice).

2) L'amortissement des vibrations produites dans les différents organes de la motorisation de façon à éviter tout phénomène de résonance.

3) Etre adaptés à la position des organes à accoupler en ce qui concerne :

- leur écartement mutuel
- la variation possible de cet écartement (par ex. à cause de la suspension élastique des organes)
- le montage réciproque des organes à relier.

Avant de traiter des différents systèmes d'accouplement, nous rappellerons d'abord quelques principes élémentaires pour l'alignement d'arbres à accoupler.

B. Principes d'alignement des organes à accoupler.

1. Possibilités de montage des arbres.

Deux arbres à accoupler peuvent être :

a) en alignement droit : les deux axes forment la ligne d'intersection de deux plans;

b) dans un même plan et être parallèles. Les deux axes forment les lignes d'intersection d'un plan avec 2 plans parallèles;

c) dans un même plan sans être parallèles. Les deux axes forment les ligne d'intersection d'un plan avec 2 plans non parallèles;

d) dans des plans différents, c-à-d ne pas avoir de point commun : les deux axes sont formés par les lignes d'intersection de deux plans quelconques avec deux autres plans quelconques.

Le problème de l'accouplement de deux arbres consiste donc à déterminer par comparaisons et mesures leur position respective dans le but d'adapter cette position aux prescriptions de montage d'un système donné d'accouplement. Pour ce, on fait usage d'équerres, lattes, compas, pieds à coulisse, micromètres, comparateurs, jauges d'épaisseur.

2. Principes d'alignement.

Les principes d'alignement ainsi que les différentes méthodes de mesure sont exposés en détail dans le cours 1221.
Nous exposerons néanmoins quelques méthodes en traitant de différents systèmes d'accouplement, à savoir

-l'alignement droit de 2 arbres (par ex. l'accouplement du moteur Diesel et de la transmission ou du compresseur)

-l'alignement parallèle de 2 arbres (par ex. la transmission par courroies).

C. L'accouplement fixe (fig. 1)

Les accouplements fixes sont appliqués exclusivement pour la liaison de deux organes alignés parfaitement l'un par rapport à l'autre et qui doivent rester constamment réunis.

Les accouplements fixes, consistant en principe en un arbre fixe ou plateau, sont rarement employés sur les engins de traction Diesel, même pas en cas d'alignement parfait des organes, à cause de la transmission non amortie et illimitée des vibrations et des chocs qui surviennent lors des variations de régime.

D. L'accouplement élastique.

I. Caractéristiques.

Les accouplements élastiques sont utilisés pour la liaison d'appareils dont les axes ne se trouvent pas exactement dans le prolongement l'un de l'autre et qui ne fonctionnent pas complètement sans chocs ni vibrations.

Ils sont très répandus sur les engins de traction Diesel. Un accouplement élastique est caractérisé :

a) par le couple maximum que l'accouplement peut transmettre à une vitesse de rotation déterminée. Ce couple maximum atteint plusieurs fois le couple théorique à transmettre pour tenir compte des irrégularités du couple provoquées aussi bien par la machine menante que par la machine menée.

b) par les écarts autorisés dans l'alignement des arbres menants et menés. Ces défauts d'alignement sont absorbés par l'élément élastique de l'accouplement et par conséquent les écarts autorisés dépendent du type de matière utilisée.

II. Types.

Suivant leur construction, on distingue :

a) l'accouplement élastique à plateaux (fig. 2).

Les boulons d'accouplement sont fixés dans l'un des plateaux, tandis que le mouvement est transmis au second plateau par des anneaux en cuir ou en caoutchouc. Les chocs et les vibrations sont considérablement amortis par le jeu existant entre les anneaux et les alésages du second plateau.

b) l'accouplement élastique à anneau.

L'acccouplement élastique à anneau, dans lequel le plateau est remplacé par un anneau élastique, peut prendre les formes particulières suivantes :

- l'accouplement à anneau à disques d'acier tel que représenté à la fig. 3

- l'accouplement "Hardy" (fig. 4)

L'accouplement Hardy appliqué aussi bien pour transmettre de grandes que de petites puissances est composé en principe de :

- 2 étoiles (4) et (6) à 3 ou 4 branches. Les branches de la 1ère étoile sont décalées de 60 ou 45° par rapport aux branches de la deuxième.

- un disque élastique (8) monté entre les deux étoiles. Ce disque est en tissu caoutchouc ou en caoutchouc pur.

- les boulons (b1) et (b2) relient séparément chaque étoile au disque élastique. La fig. 4 représente les détails de cet accouplement :

  (1) boulons
  (2) écrous
  (3) bague intermédiaire
  (4) rondelle
  (5) disque élastique
  (6) pièces de serrage du disque élastique
  (7) branches de l'étoile.

- l'accouplement "Pirelli" (fig. 5).

  L'anneau élastique est un anneau en caoutchouc dur ou tendre suivant le cas (fig. 5) placé également entre les branches de 2 étoiles.

  L'accouplement "Pirelli" est très appliqué pour l'entraînement de petits appareils tels que dynamos, compresseurs, ventilateurs...

Les accouplements élastiques à anneau et à plateaux ont l'inconvénient que les axes des appareils à réunir doivent être autant que possible dans le prolongement l'un de l'autre. S'il est impossible de garantir un alignement précis, il faut employer des arbres d'accouplement élastiques.

c) L'arbre d'accouplement élastique.

L'arbre d'accouplement élastique consiste, en principe, en un arbre avec 2 accouplements élastiques à anneau aussi éloignés que possible l'un de l'autre. La fig. 4 représente un arbre d'accouplement élastique avec 2 accouplements "Hardy".

En général, la longueur d'un arbre d'accouplement élastique doit pouvoir varier. C'est certainement le cas lorsque la distance entre les appareils à relier varie pendant leur fonctionnement, par exemple lorsque les appareils sont montés élastiquement sur un même châssis ou sur des châssis différents. On obtient cette longueur variable en prévoyant une partie télescopique dans l'arbre.

d) L'accouplement élastique direct (par ex. accouplement Holset)
Certains appareils peuvent être accouplés directement sans arbre intermédiaire. Les accouplements directs doivent être le plus souvent très élastiques.

La fig. 6 représente un accouplement "Holset" comme exemple d'accouplement élastique direct.

Un accouplement "Holset" comprend les 5 parties essentielles suivantes :

1. Un plateau A, calé sur le bout d'arbre menant

2. Une bague extérieure B pourvue de nervures intérieures C et fixée au plateau A par des boulons D.

3. Un plateau intérieur E, calé sur le bout d'arbre mené et pourvu à sa périphérie de nervures F.

4. Les blocs en caoutchouc G logés entre les rainures C et F.

5. Un couvercle de fermeture H.

Les blocs en caoutchouc amortissent fortement la transmission des vibrations et des chocs.

L'accouplement "Holset" ou des accouplements similaires trouvent une large application sur les locomotives Diesel de ligne et de manoeuvre.

III. Alignement.

Comme exemple d'alignement de machines reliées par accouplement élastique, nous prendrons le cas des locomotives série 51 :
entraînement du compresseur via la génératrice principale et un accouplement élastique (fig. 7).
Le compresseur est placé sur ses appuis (sans l'accouplement élastique) avec interposition de tôles d'épaisseur.
Avant le montage de l'accouplement, en mesure la largeur libre A et on contrôle le parallélisme des faces extérieures de ses deux flasques. Après montage de l'accouplement, on place deux comparateurs C1 et C2 (fig.7).
On contrôle la déformation axiale de l'accouplement élastique en mesurant la cote A réelle entre les flasques de la génératrice principale et du compresseur (différence max. 1 mm en plus ou en moins par rapport à la largeur libre).

En virant le compresseur et en lisant les indications du comparateur C1, on détermine l'écart radial entre l'axe du compresseur et celui de la génératrice principale. Cet écart peut atteindre 0,25 mm max. Le comparateur C2 donne le parallélisme des flasques du compresseur et de la génératrice (écart angulaire)(max. 0,25 mm.).
Ces écarts sont corrigés en déplaçant le compresseur et en modifiant les épaisseurs entre l'assise du compresseur et ses appuis.

E. La transmission par courroies.

L'accouplement le plus élastique et le plus amortisseur de vibrations est l'accouplement par courroies.
L'entraînement par courroies est assez largement répandu sur les engins Diesel pour l'entraînement de compresseurs, dynamos et ventilateurs.
La courroie la plus employée est la courroie en V (fig.8)
Une courroie en V est caractérisée par les dimensions de sa section trapézoïdale et sa longueur. Elles déterminent la puissance max. que la courroie en V peut transmettre à une vitesse linéaire déterminée.
La section de la courroie est déterminée par (fig. 8) : la largeur réelle B, la hauteur réelle H, la largeur Bw de la fibre neutre (aussi appelée largeur primitive) et l'angle au sommet X.
La fibre neutre est celle qui pendant le fonctionnement ne varie pas de longueur, c'est-à-dire qui n'est soumise à aucune compression ni traction.
Les dimensions, de même que la longueur, de la courroie en V peuvent être normalisées ou pas. Les courroies normalisées employées à la SNCB sont conformes soit à la norme DIN 2215 (courroies ordinaires) soit à la norme DIN 7753 (courroies étroites). Les tableaux fig. 9 donnent les différents types de courroies normalisées.
Les courroies suivant DIN 7753 (courroies étroites) supportent des couples et des vitesses linéaires supérieures à celles des courroies ordinaires.
Suivant la puissance à transmettre, les dimensions de poulies et la vitesse linéaire des courroies, on devra utiliser une ou plusieurs courroies d'un profil déterminé. Pour éviter une charge inégale sur les différentes courroies, attribuable à des différences dans les longueurs, on approvisionne les courroies par jeux complets (ou set).
Exemple : entraînement de la génératrice auxiliaire - excitatrice sur les hl série 51 par 4 courroies profil 22 (profil normal) longueur 4100 mm.
- si les courroies sont approvisionnées à la pièce, la tolérance sur la longueur atteint + 1 %, soit ici ± 41 mm.
- par jeu, la tolérance est de ± 0,25 % ou ± 10,25 mm.

Le glissement de la (les) courroie(s) est empêché par le réglage de la tension de courroie soit au moyen d'un tendeur de courroie, soit en déplaçant l'appareil entraîné par rapport à l'appareil entraîneur.

La tension de courroie ne doit cependant jamais dépasser une certaine valeur maximum. Cela conduirait en effet à la dégradation, par surcharge, du palier d'extrémité de l'arbre mené ou de l'arbre menant.

L'entraînement par courroie n'est évidemment applicable que lorsque les axes des appareils à accoupler sont parallèles entre eux.

Un parallélisme insuffisant entraîne une usure anormale des courroies et des frottements et des vibrations dans les arbres accouplés. C'est aussi le cas lorsque les rainures des deux poulies ne sont pas dans le prolongement les unes des autres. (fig. 10).

Il faut aussi que les courroies en V utilisées, s'appliquent parfaitement dans les rainures des poulies (fig. 11)

L'alignement des poulies, et donc aussi des axes, peut être vérifié en utilisant une règle. En déplaçant angulairement la règle, celle-ci doit toujours effleurer la partie extérieure des deux poulies (fig. 12).

En cas d'accessibilité insuffisante, on peut placer une bague intercalaire avec la règle de référence et vérifier le parallélisme de la deuxième poulie avec la règle (fig.13). L'alignement de deux poulies inégales peut aussi être vérifié au moyen d'une règle de référence, avec contrôle de la distance entre les gorges et la règle de référence.

Annexe 1.

Arbre fixe ou accouplement fixe

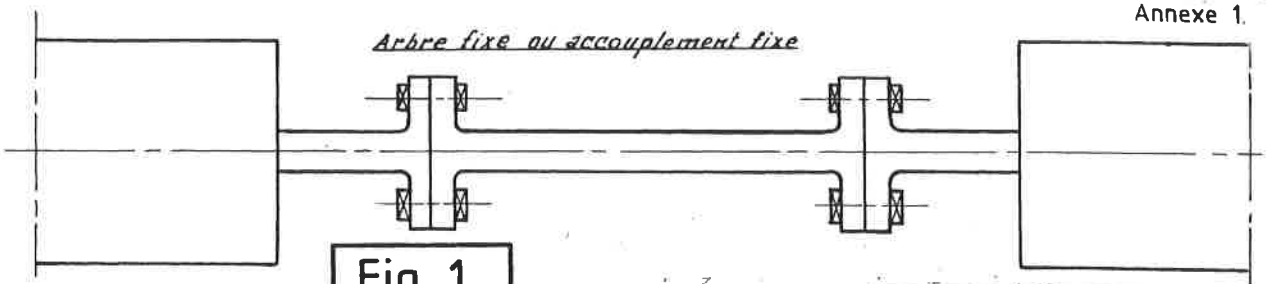


Fig. 1

Accouplement élastique à plateaux

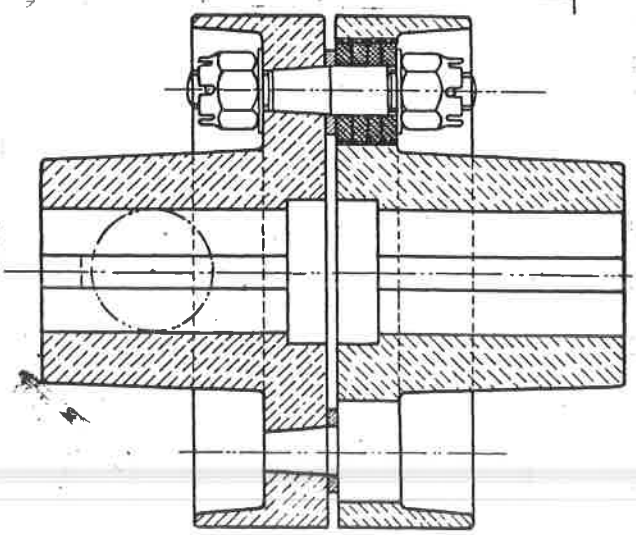
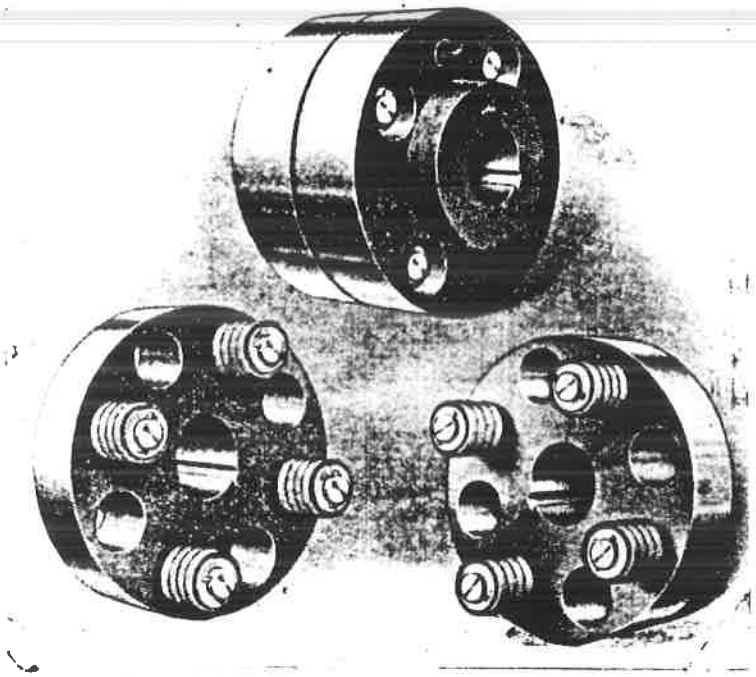


Fig. 2



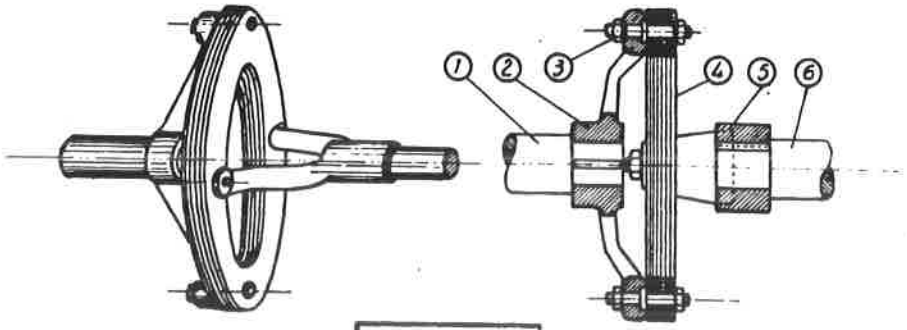


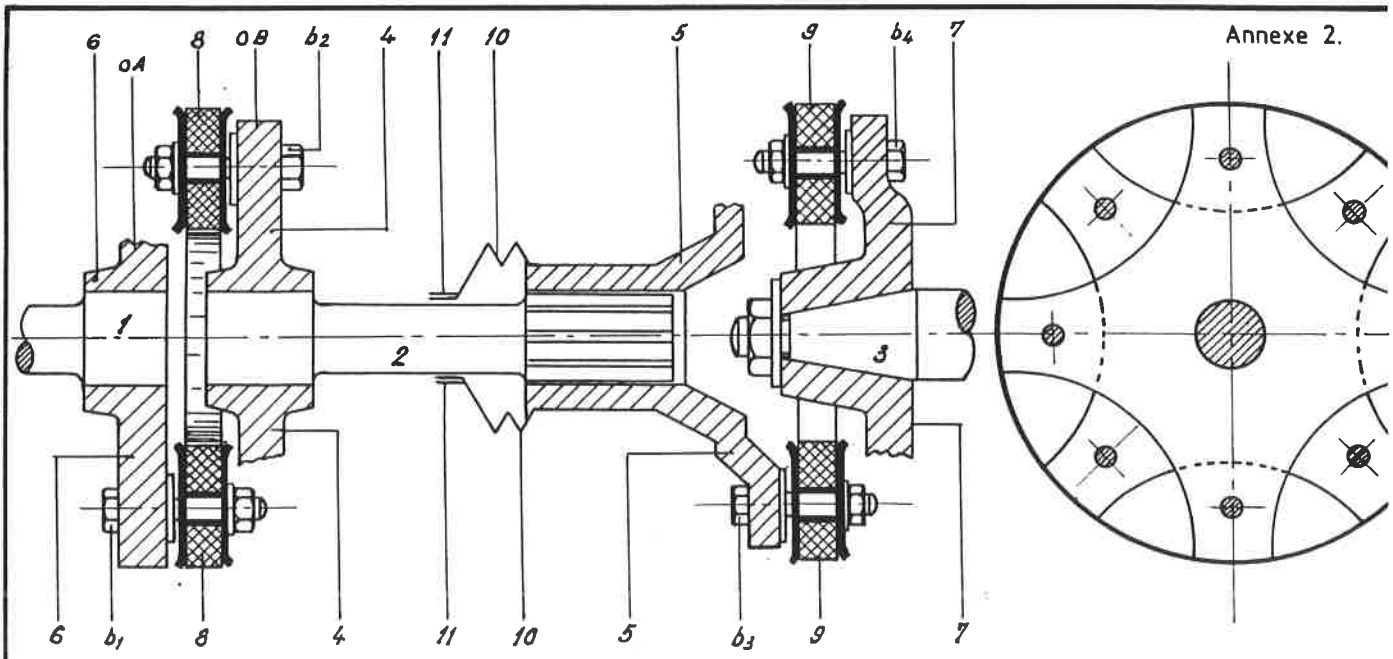
Fig. 3

1. bout d'arbre .
2. fourche .
3. boulons .
4. bagues élastiques, alternativement feuilles en acier et en caoutchouc
5. deuxième fourche .
6. deuxième bout d'arbre .

C. 1260
8 m/L

V.P.

Annexe 2.



Accouplement "Hardy"

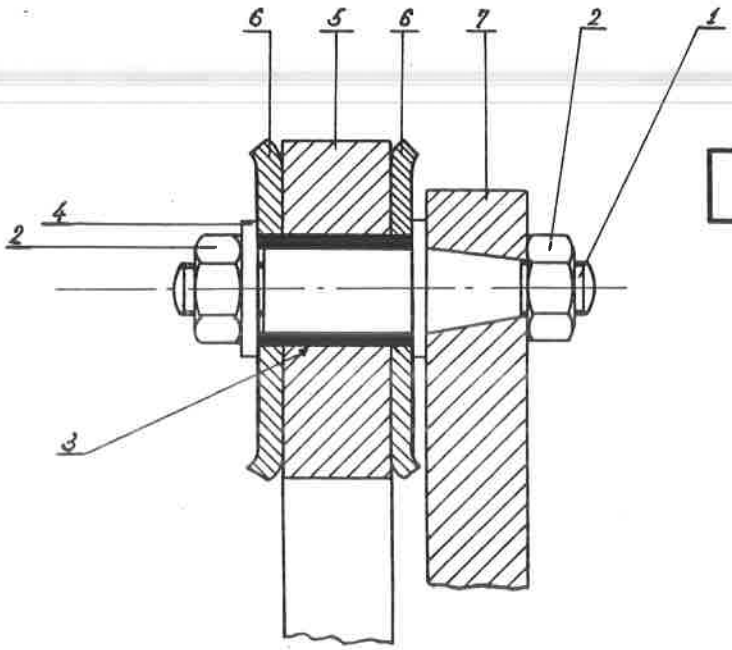
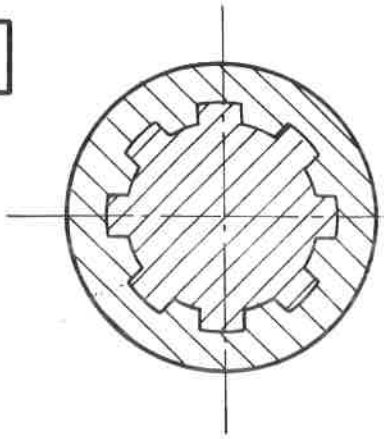


Fig. 4



Accouplement "Pirelli"

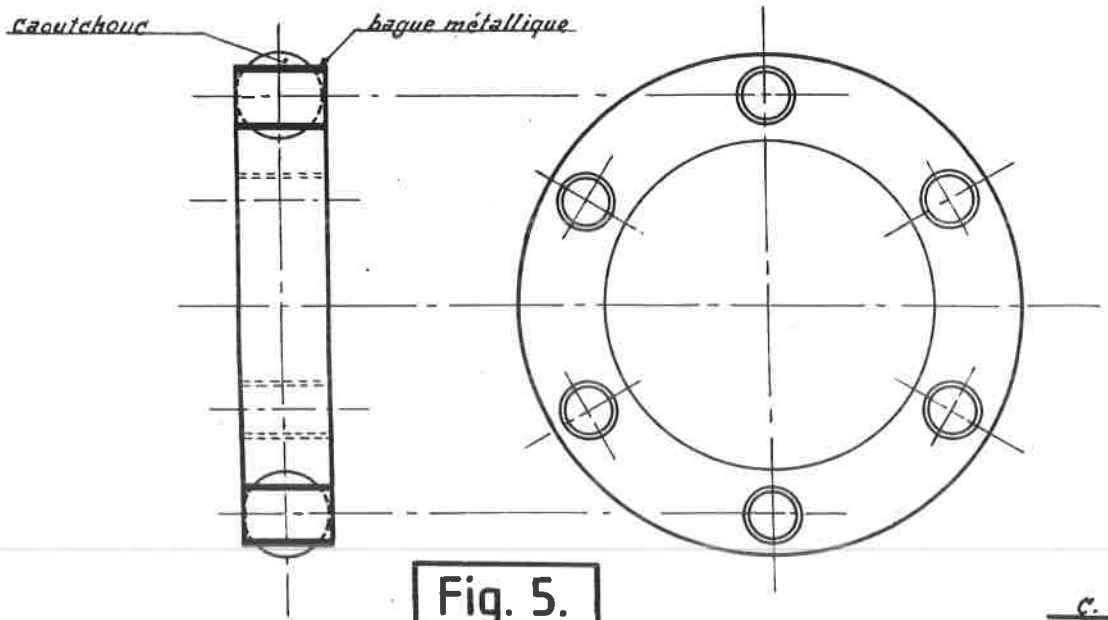


Fig. 5.

C. 1260
8me L

Accouplement "Holset"

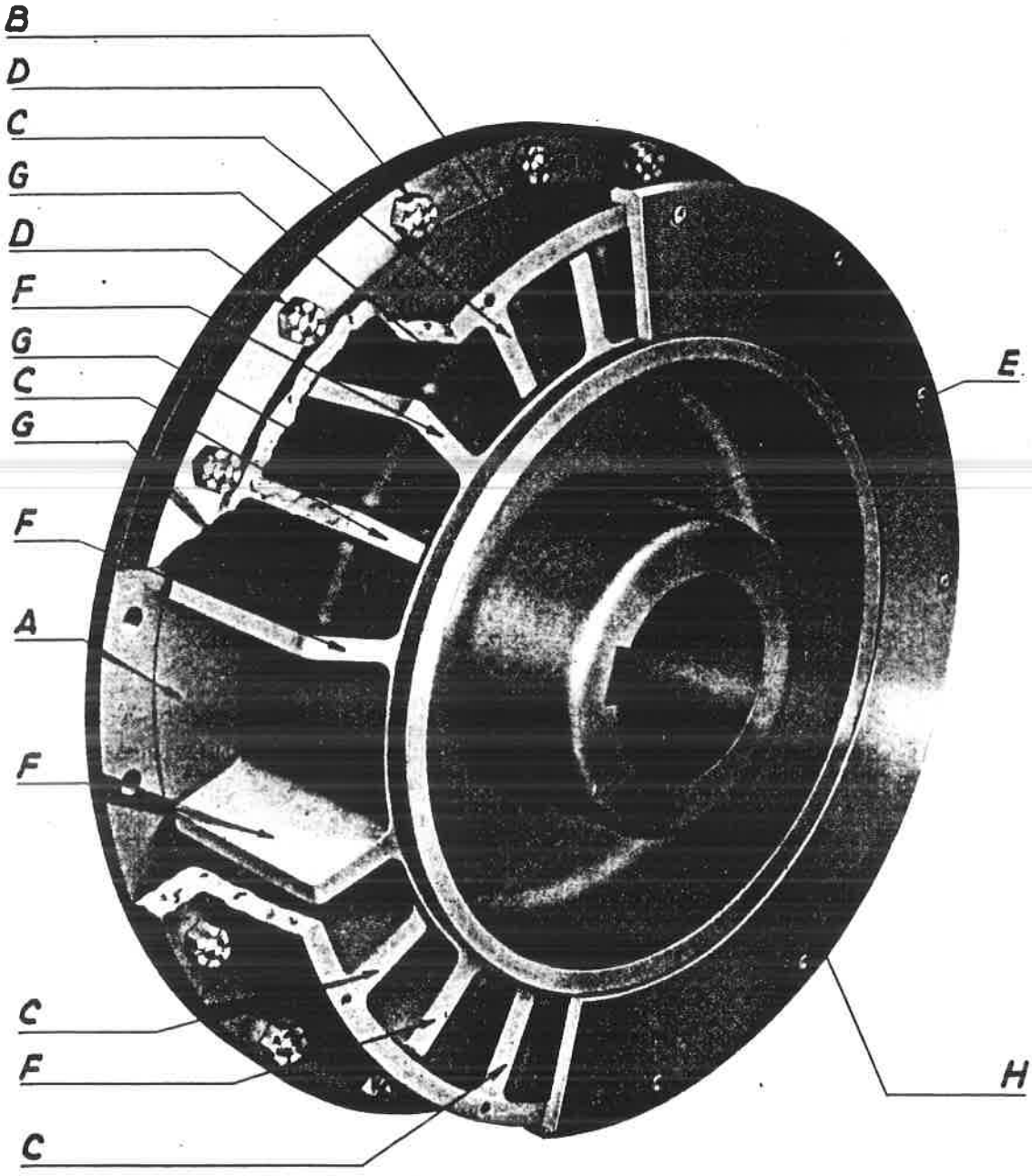
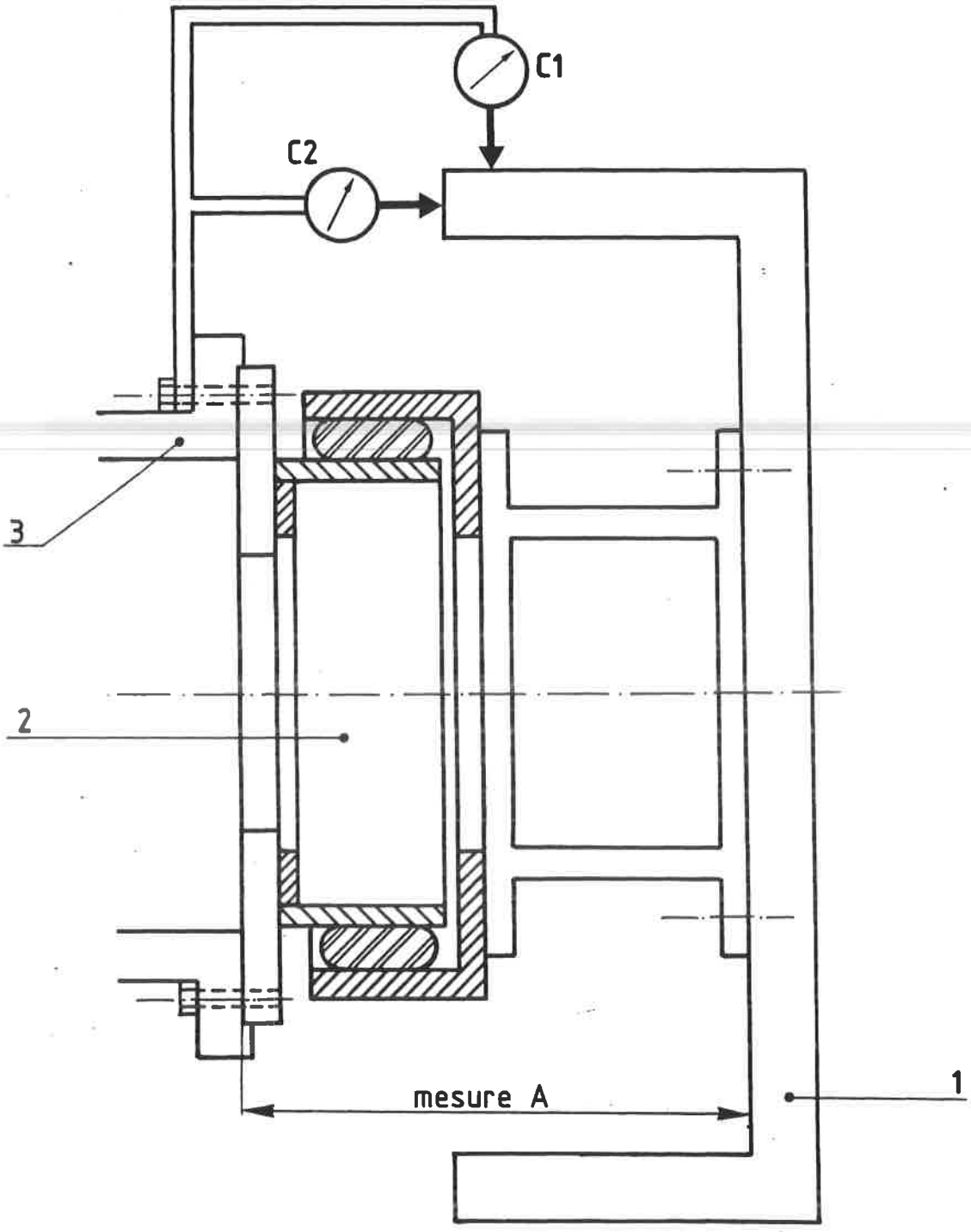


Fig. 6.

C.1260
8me L

Vue (après montage).



1. Volant du compresseur.

2. Accouplement.

3. Entretoise sur GP.

HL 51: Accouplement avec compresseur.

Fig. 7

C.1260.
8ème L.

Longeur de la circonférence extérieure = La.

Longeur de la fibre neutre = Lw.

Longeur de la circonférence intérieure = Li.

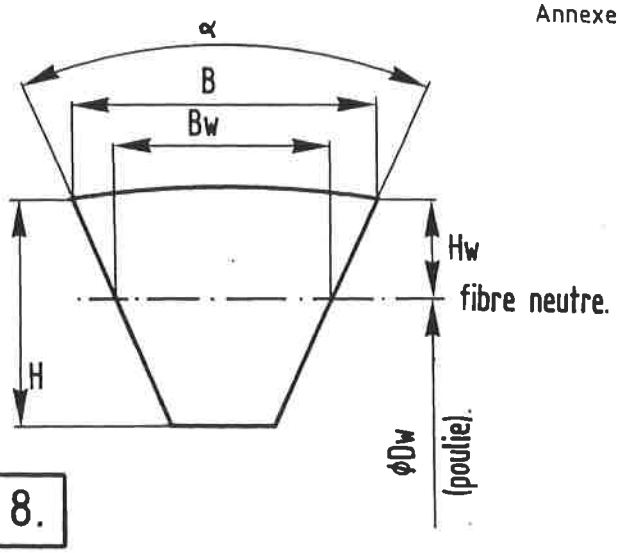


Fig. 8.

Courroies normales. - DIN 2215.							
Dénomination ISO.	Z	A	B		C		D
Cotes - BxH (mm).	10x6	13x8	17x11	20x12,5	22x14	25x16	32x19
Dénom. commerç. du profil.	10	13	17	20	22	25	32
Angle α =40° ± 1° Indication de longeur = Li (longeur intérieure).							

Fig. 9a.

Courroies étroites - DIN 7753.					
Dénomination ISO.	SPZ	SPA	SPB	SPC	S19
Cotes - BxH (mm).	9,7x8	12,7x10	16,3x13	22x18	18,6x15
Profil (mesure Bw).	8,5	11	14	19	16
Angle α = 40° ± 1°. Indication de longeur = Lw (suivant la fibre neutre).					

Fig. 9b.

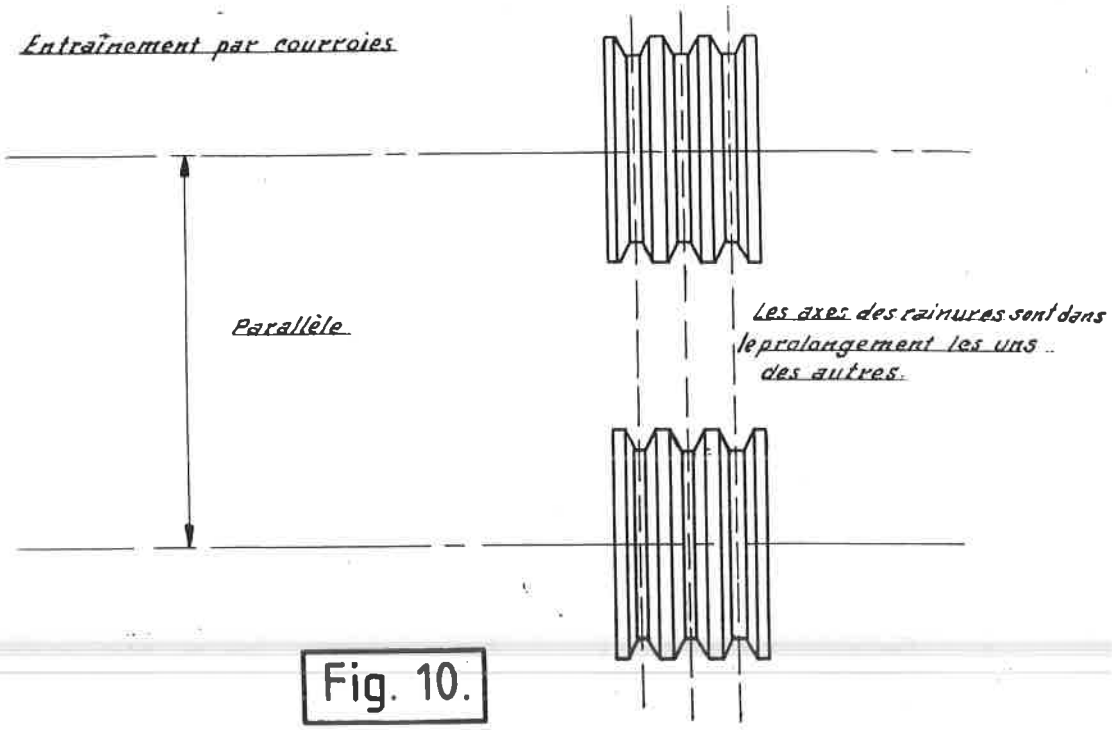


Fig. 10.

Montage d'une courroie en "V"

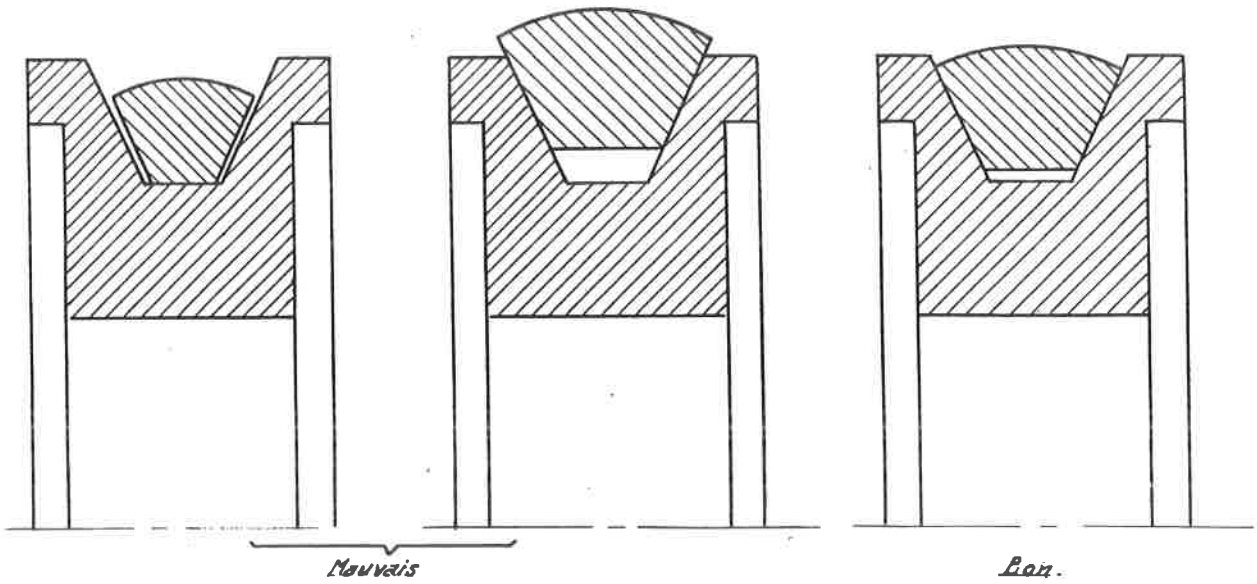


Fig. 11.

V.e.

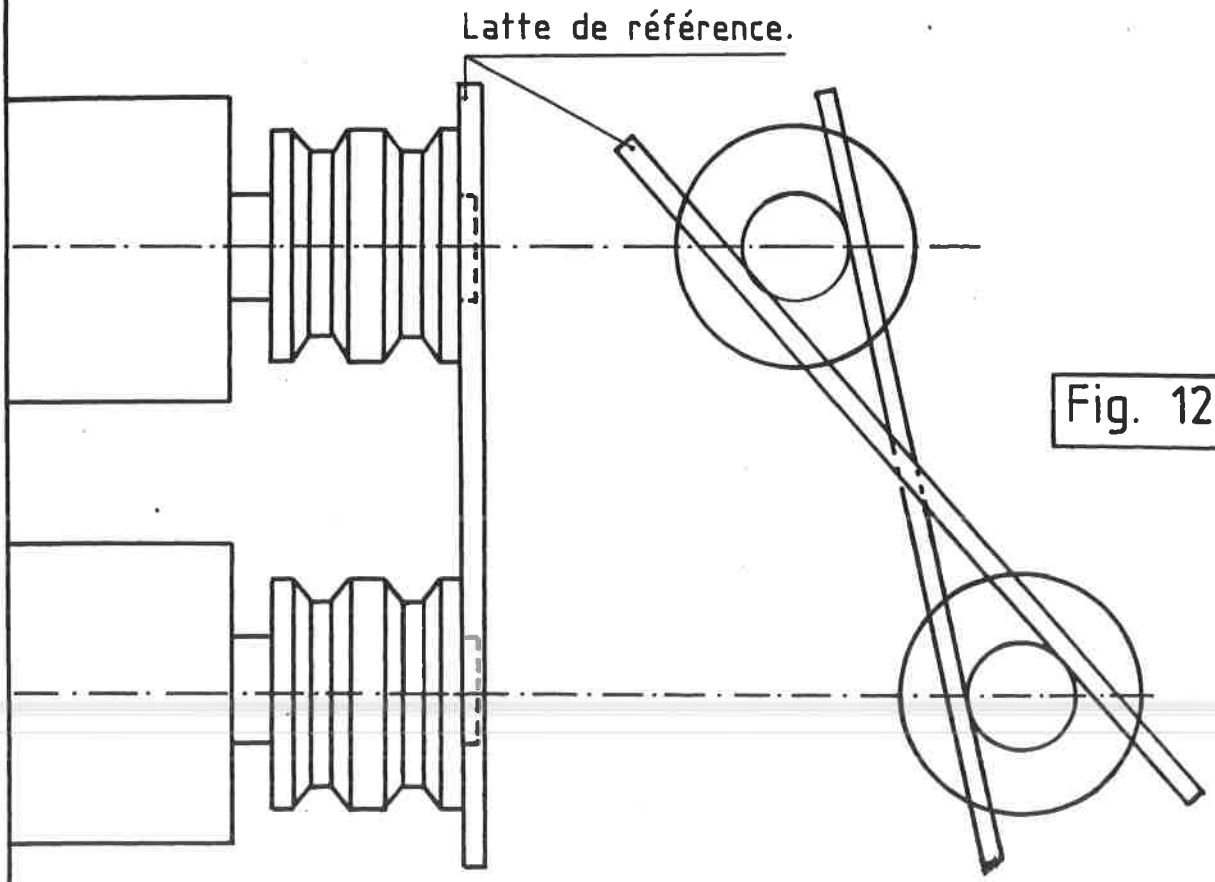


Fig. 12

Positions différentes de la latte de référence.

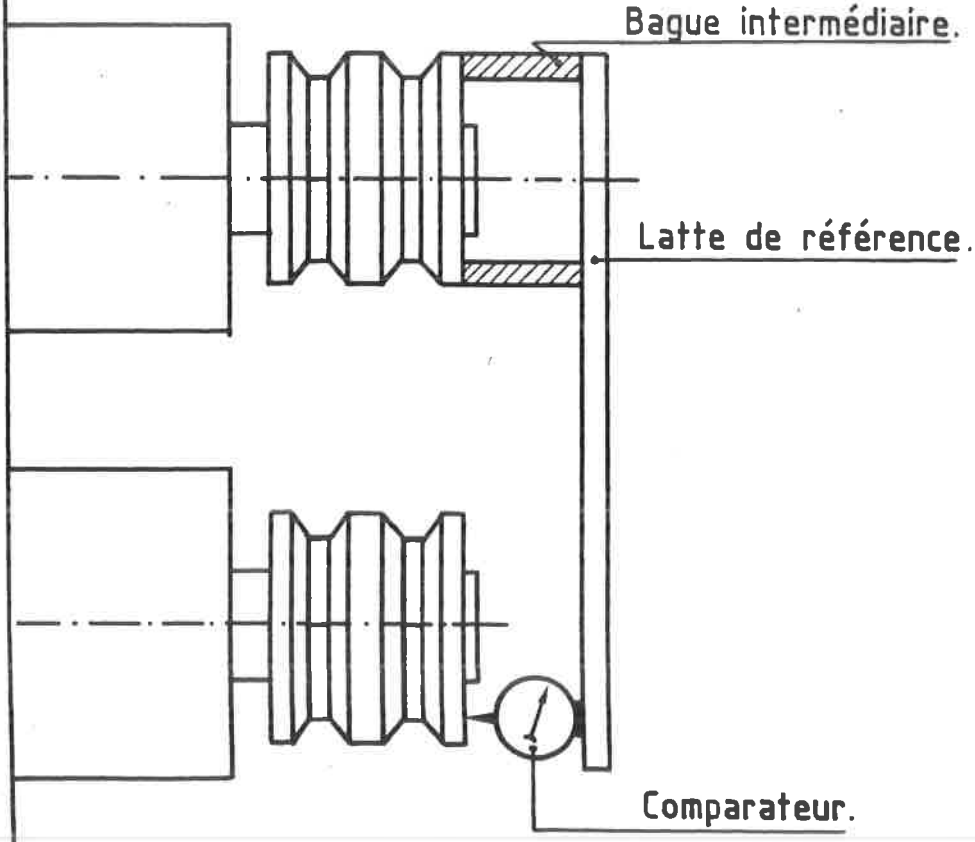


Fig. 13

1967

IV. - Les accouplements angulaires.

25. Il faut citer, comme accouplement angulaire d'utilisation étendue engins de traction diesel, l'accouplement à cardan.

Un accouplement à cardan (fig. 81) permet d'entraîner un arbre (a) par un arbre (b), ces deux arbres formant un certain angle (α) entre eux. Cet angle peut même varier pendant la rotation sans cependant dépasser une valeur maximale.

Cet angle maximum (α) est déterminé principalement par la construction de l'accouplement. Si cet angle est dépassé, des tensions naissent dans l'accouplement et provoquent des bris.

L'accouplement à cardan peut se présenter sous la forme de

- un accouplement à croisillon.
- un accouplement à bague.

a) Cardan à croisillon.

26. Il se compose en principe, comme l'indique la fig. 81, des pièces suivantes :

1) les fourches fixées sur les bouts d'arbres à accoupler Elles sont disposées à angle droit.

2) le croisillon ou pièce médiane reliant les deux fourches. Il est muni de 4 tourillons s'engageant dans les coussinets que portent les fourches.

Ces coussinets peuvent être lisses ou constitués par des roulements à aiguilles.

Les accouplements à cardan modernes utilisés sur les automobiles et les autorails possèdent pratiquement toujours des roulements à aiguilles.

Les accouplements à cardan à croisillon avec roulements (fig. 82) ont un meilleur rendement (moins de pertes par frottement) et exigent moins d'entretien que les cardans avec paliers lisses. Cependant, ils résistent moins bien aux chocs.

b) Cardan à bague.

27. L'accouplement à cardan à bague, qui convient mieux pour transmettre de grands efforts et des mouvements par chocs, se compose principalement de (fig. 83):

1) les fourches (1) et (7) fixées respectivement sur les arbres (a) et (b).

2) les demi-bagues (4) et (5) assurant la liaison des 4 tourillons des fourches.

Les demi-bagues sont assemblées entre-elles par boulons Les fourches sont montées de façon que les axes des tourillons soient perpendiculaires entre eux. Les tourillons tournent dans des coussinets en bronze. (fig:84)

Les accouplements à cardan montés précédemment sur les autorails t. 608 et 620 étaient de ce type. Aujourd'hui, ils sont cependant remplacés par des cardans à croisillon.

c) Propriétés de l'accouplement à cardan.

28. Lorsque l'arbre commandant (a) a une vitesse uniforme, la vitesse de rotation de l'arbre entraîné (b) est variable. Cela signifie que, bien que les deux arbres effectuent un mêm nombre de tours par minute, la vitesse angulaire instantanée du 2e n'est pas toujours égale à celle du 1er arbre. Le mouvement de l'arbre entraîné est d'autant plus irrégulier que l'angle (α) par rapport à l'arbre commandant est grand.

d) L'arbre à cardan.

29. Pour remédier à l'inconvénient de l'accouplement à cardan simple, le mouvement est généralement transmis au moyen d'arbres composés par un tube creux et deux cardans C_1 et C_2. (fig. 85). Un télescope rend l'arbre à cardan réglable en longueur. Les deux cardans éliminent toute irrégularité dans la transmission du mouvement à condition que les deux accouplements soient montés avec le même angle c'est-à-dire que les axes de l'arbre commandant et entraîné soient parallèles entre eux ou se coupent sur la perpendiculaire au milieu de l'arbre intermédiaire.

Il faut en outre que les deux fourches soient situées dans le même plan. Si ces conditions ne sont pas réalisées il naît des vibrations dues aux forces centrifuges, agissant sur les masses en rotation des croisillons et des fourches.

Une condition essentielle pour éviter les vibrations est aussi l'équilibrage statique et dynamique complet des arbres à cardan avant leur montage, (l'A.C. Malines possède une machine à équilibrer) et la suppression en temps opportun du jeu dans les paliers de croisillon.

Un arbre à cardans insuffisamment équilibré possède une vitesse critique; lorsqu'il tourne à cette vitesse, l'arbre est soumis à des déformations non controlables et non calculables pouvant amener le bris de l'arbre à cardans lui-même et des organes accouplés.

Application.

30. On emploie les arbres à cardans pour accoupler 2 organes dont les axes ne sont pas dans le même alignement ou lorsque la position relative de ces axes peut varier ou lorsque la distance entre organes est trop grande.

31. Sur les engins dont les ponts d'essieux sont reliés à la transmission par arbres à cardans, il est nécessaire que les axes des ponts d'essieux et de la transmission soient sensiblement parallèles.

Si cette condition n'est pas réalisée le mouvement uniforme de l'arbre de sortie de la transmission est transformé en mouvement non uniforme au pont d'essieu. Le mouvement d'un pont d'essieu est nécessairement toujours uniforme (roulement des roues sur les rails) de sorte que, par le pont d'essieu, il s'exercera des réactions sur l'arbre à cardans; ces réactions provoqueront à brève échéance le bris de l'arbre à cardans. Le mouvement d'un arbre à cardans ne peut en effet être simultanément uniforme et non uniforme.

Un exemple typique est donné par les autorails t. 553 et 554 dans lesquels l'entraînement des ponts d'essieu se fait par trois arbres à cardans successifs suspendus à 2 paliers supports. -fig. 86). Les axes de la boîte de vitesse et des deux supports doivent être dans le même alignement aussi bien dans le plan horizontal que vertical. On transmet ainsi à l'arbre à cardans relié au pont d'essieu, un mouvement uniforme, évitant l'arrachement des supports ou les bris des arbres à cardans.

V. - Les accouplements mobiles.

32. Lorsque l'accouplement entre 2 organes doit être réalisé ou interrompu, on fait usage d'accouplements mobiles. La forme la plus simple est l'accouplement à griffes.

a) L'accouplement à griffes. (fig. 87).

33. L'accouplement à griffes se compose en principe de 2 bagues calées chacune sur une extrémité des arbres à accoupler.

Les bagues sont pourvues latéralement de dents et de creux, les dents de l'une s'engageant dans les creux de l'autre. Il faut cependant garder un certain jeu longitudinal entre les 2 bagues pour permettre la libre dilatation des arbres.

L'accouplement ne peut être réalisé ou interrompu qu'à l'arrêt des deux arbres. Le désaccouplement en marche exigerait un grand effort à cause des forces de frottement élevées entre les faces latérales des dents.
Si des désaccouplements doivent s'effectuer pendant la marche, les faces latérales des dents doivent être usinées avec une certaine inclinaison. (fig. 87bis)

L'angle α ne doit toutefois pas dépasser 5 à 10° pour éviter des débrayages intempestifs.

Les dents des accouplements représentés dans les figures 88 et 89, [illegible] sont droites ou faiblement inclinées (5 à 10°) d'un côté, et fortement inclinées sur l'autre face.

b) Application.

34. Les accouplements à griffes sont très répandus dans les boîtes de vitesse semi-synchronisées et les inverseurs à engrenages toujours en prise. (fig. 90). Ils sont alors constitués par un manchon pourvu intérieurement de rainures et nervures et coulissant sur un arbre canelé. Les extrémités de ce manchon portent des dents qui peuvent s'engager dans les creux d'une bague placée dans l'engrenage à embrayer, ce dernier étant monté librement sur l'arbre. Le manchon peut être déplacé de gauche à droite ou inversement, au moyen d'une fourche. Les branches de cette fourche s'engagent dans une rainure creusée à la périphérie du manchon.

La forme des dents et des creux varie suivant le constructeur. Elle est toujours conçue pour faciliter l'embrayage et empêcher le débrayage intempestif. L'accouplement doit cependant toujours être réalisé à l'arrêt ou lorsque les deux arbres à accoupler tournent en synchronisme.

VI. - L'accouplement à friction.

a) Principe : l'accouplement à friction conique.

35. La forme la plus simple de l'accouplement à friction est l'accouplement à friction conique. Il est composé de deux plateaux à surfaces coniques s'appliquant l'un dans l'autre. Comme le plateau entraîné coulisse sur son arbre, il peut être pressé contre le plateau d'entraînement ou en être écarté. La conicité des deux surfaces est normalement de 10 à 15°.

Une conicité inférieure à 15° rendrait le débrayage difficile et une conicité plus grande que 15° amènerait des débrayages intempestifs.

Ce dispositif a été utilisé en automobile pour accoupler le moteur à la transmission. Aujourd'hui, on emploie exclusivement des embrayages à disques ou à plateaux comme c'est le cas pour certains types d'autorails.

b) L'accouplement à disques.

36. Dans les véhicules routiers à transmission mécanique et les autorails "Brossel", l'accouplement entre le volant du moteur et la boîte de vitesse est réalisé au moyen d'un accouplement à disques.

Celui-ci doit satisfaire aux conditions suivantes:

1) l'accouplement doit être progressif c'est-à-dire que le glissement doit diminuer *progressivement jusqu'à l'embrayage parfait.*
Ce fonctionnement progressif est appelé "souplesse" de l'embrayage.

2) il doit être sûr c'est-à-dire qu'il ne peut glisser lorsque l'embrayage est terminé.

3) il ne peut exercer de poussée latérale sur les arbres accouplés.

4) le dispositif doit avoir une faible inertie pour que l'arbre débrayé ne continue pas trop longtemps à tourner.

La réalisation de ces conditions a provoqué le remplacement de l'accouplement par l'accouplement à disques.
conique

37. Comme l'indique la fig. 91, l'embrayage à disque se compose en principe d'un disque D fixé sur un manchon. Ce manchon peut coulisser sur l'arbre de transmission C mais en est solidaire au point de vue rotation. En embrayant, le disque D est pincé entre la surface lisse A du volant et une couronne B. Celle-ci, reliée aux manchons F et E, et la bague R fixée au volant tournent constamment avec lui.

Un ressort V, s'appuyant directement sur le carter du volant, pousse le manchon F et l'extrémité des leviers L vers la gauche.

Par la rotation de ces leviers autour de leur point d'appui O, le disque D est poussé avec force par la couronne B contre la surface lisse du volant. Au débrayage, la pédale P est enfoncée et le manchon F se déplace vers la droite. Les leviers L *ne pressent* plus sur le disque D, *celui-ci* est libéré et l'arbre C cesse de tourner.

Parfois, le ressort central est remplacé par une série de petits ressorts répartis uniformément et disposés près de la bague R. Ils appuient directement sur la couronne B. Le plus souvent, le disque est garni de matière anti-friction (ferodo).

Remarque.

38. Au lieu d'un seul disque, l'embrayage peut en comporter plusieurs. (fig. 92). En principe, un tel accouplement à disques consiste en un tambour A, fixé au volant, dans lequel glissent des disques métalliques.

Les disques pairs sont pourvus à leur périphérie d'échancrures dans lesquelles s'engagent les canelures R dont le tambour est muni intérieurement. Ces disques peuvent se déplacer dans l'axe du tambour mais tournent toujours avec lui. Les disques impairs ont leur alésage garni d'échancrures dans lesquelles s'engagent les canelures du manchon B. En comprimant les disques, l'arbre C est accouplé au moteur.

c) L'embrayage mécanique "Brossel".

1) Principe de fonctionnement.

39. Comme on le voit aux fig. 93, 94 et 95, l'embrayage mécanique Brossel, fixé directement au volant V du moteur, est composé de:

- deux disques en acier (1) recouverts d'une matière à grand coëfficient de frottement (Ferodo). Ces disques sont fixés aux manchons (2) par des rivets.

  Ces manchons pouvent se déplacer longitudinalement sur l'arbre (3) mais tournent toujours avec lui.

- l'arbre canelé (3) qui entraîne la boîte de vitesse, soit directement, soit au moyen d'un arbre à cardans.

- le plateau intermédiaire (5) et le plateau de pression (4) en fonte.

  Ces deux plateaux tournent toujours avec le volant grâce aux nervures prévues à leur périphérie. Ces nervures coulissent dans des rainures de la surface intérieure du volant.

  Ces deux plateaux sont donc solidaires du volant mais peuvent toutefois se déplacer l'un par rapport à l'autre et par rapport au volant d'une certaine distance dans le sens longitudinal.

  De petits ressorts sont placés à la périphérie entre volant et plateaux. Au débrayage, ils éloignent autant que possible ces plateaux l'un de l'autre.

- Les trois doigts de pression (8) poussent normalement les deux plateaux (4) et (5) et les disques d'embrayage (1) contre le volant de sorte que le volant et les disques forment un tout.

  La puissance du moteur est ainsi transmise directement à l'arbre de sortie de l'embrayage via les disques d'embrayage.

  Les doigts de pression tournent chacun autour d'un point de rotation "0" fixé au couvercle du volant. Ils tournent donc avec le volant et ne se déplacent jamais par rapport au plateau de pression (4).

40. L'effort exercé par les doigts de pression provient d'un ressort central (R) appelé ressort d'embrayage. Le ressort (R) s'appuie d'une part sur le volant et d'autre part pousse la bague de débrayage par un palier à billes. A la bague de débrayage sont fixées les ergots qui tirent les doigts de pression (culbuteurs)

Pour débrayer, il suffit de pousser sur la bague de débrayage (6) en comprimant le ressort central (2). Les ergots (7) poussent alors sur les doigts de pression au lieu de tirer. Les plateaux en fonte et les disques d'embrayage ne sont plus pressés contre le volant mais sont écartés les uns des autres par les ressorts périphériques.

Le débrayage, obtenu par l'enfoncement de la bague de débrayage, se fait au moyen d'une fourche reliée, par un système de tringles, aux pédales d'embrayage des postes de conduite.

2) Remarques importantes relatives à la sécurité de fonctionnement de l'embrayage mécanique "Brossel".

41. a Pour que l'embrayage offre des garanties suffisantes contre le glissement, quel que soit le couple moteur à transmettre, il faut que les conditions suivantes soient satisfaites:

1 Les disques garnis de "ferrodo" et les plateaux intermédiaires en fonte doivent être tout à fait propres. Des traces d'huile ou de graisse diminuent le coëfficient de frottement.

2 La poussée du ressort central sur les doigts de pression doit être suffisamment grande. Un ressort d'embrayage détendu est une cause d'un patinage des disques. La puissance perdue par le glissement se transforme en chaleur et les disques d'embrayage brûlent.

3 On obtient aussi le glissement des disques, lorsque, en position repos des pédales, la fourche appuie constamment contre le palier butée de la bague de débrayage.

Il résulte de ceci que le jeu entre fourche et butée doit être, en position repos des pédales, de 3 à 4 mm; ce jeu doit être contrôlé régulièrement et éventuellement réglé. Cela signifie aussi que le débrayage ne commence que lorsque la pédale de débrayage est enfoncée d'environ 30 mm ce qui correspond à une course morte d'environ 1/4 de la course totale de la pédale. (fig. 96-97-98)

4 Un embrayage insuffisant, provoquant la destruction des disques, peut être aussi la conséquence de:

- pression constante du pied sur la pédale pendant la marche de l'engin.
- le bris des disques d'embrayage en acier (le plus souvent à la hauteur de leur fixation sur le manchon par rivets).

42. b) Le débrayage, après enfoncement complet de la pédale, doit être complètement réalisé.

Ce sera le cas lorsque:

1 Les petits ressorts périphériques sont en bon état. Avec des ressorts cassés, les disques restent en contact de sorte qu'il y a un frottement et un développement de chaleur constants.

2 Les disques en acier ne sont pas déformés et sont montés bien perpendiculaires à l'axe (3) (fixation des disques sur leur manchon).

3 Il n'existe entre l'axe et les manchons aucun grippage qui empêcherait le coulissement normal des manchons.

4 La bague de débrayage peut être enfoncée complètement. Par conséquent, le jeu entre fourche et butée ne peut pas être trop grand (course morte de la pédale trop grande) et la bague de débrayage ne peut venir contre le carter de l'embrayage. Le jeu entre la bague et le carter doit être 19 mm aux engins ES et 22 mm aux autorails t. 553 et 554.

5 L'axe de l'embrayage est parfaitement dans l'alignement du vilebrequin; si cette condition n'est pas réalisée, les disques d'embrayage pressent obliquement contre le volant, se déforment et cassent.

43. c) Un fonctionnement irrégulier de l'embrayage peut aussi provenir d'un graissage insuffisant des ergots de débrayage.

Il faut aussi régulièrement mettre un peu de graisse entre la fourche et la butée.

44. d) Après le débrayage, l'arbre de sortie ne doit pas continuer à tourner. L'arrêt de cet arbre est obtenu au moyen d'un petit bloc de frein garni de ferrodo qui appuie sur le disque dès que la pédale de débrayage est enfoncée.

e) L'embrayage à disques "Twin Disc".

45. Les embrayages à disques montés dans les transmissions hydrauliques "Twin Disc" peuvent être commandés soit mécaniquement, soit hydrauliquement.

Ces accouplements seront étudiés en même temps que le transformateur de couple hydraulique "Twin Disc" (chapitre IV

Accouplement à cardan (à croisillon) principe

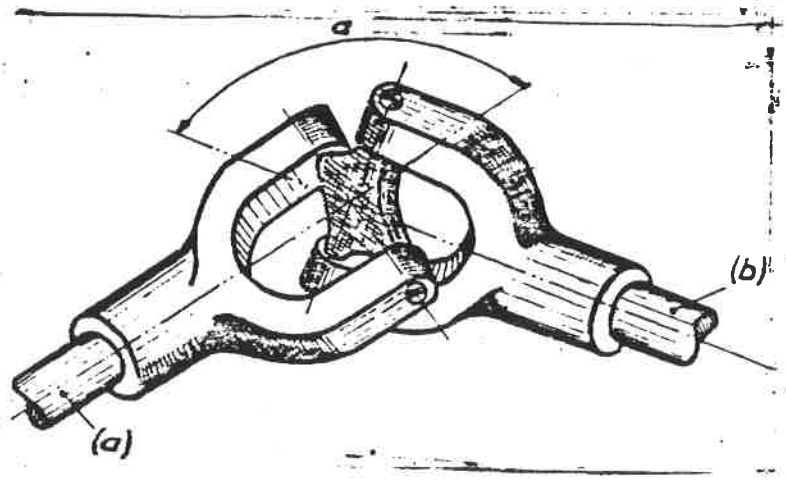


Fig. 81

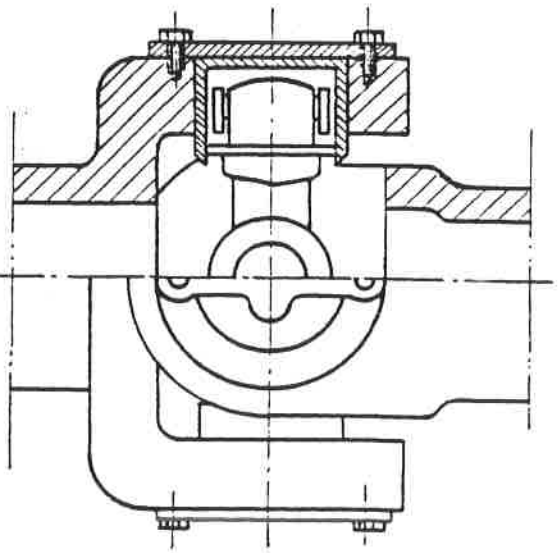


Fig. 82

Cardan à bague

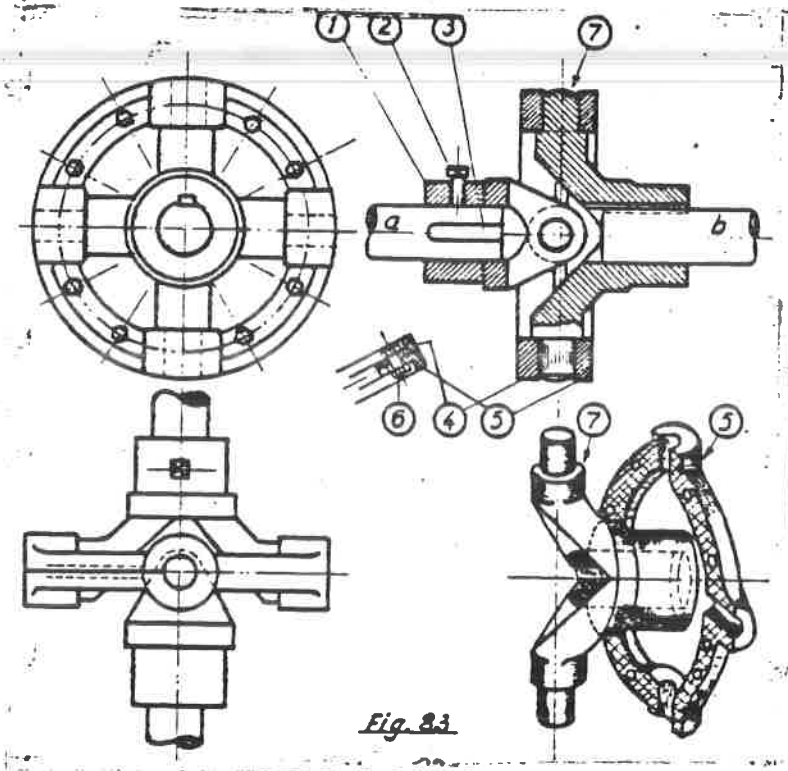


Fig. 83

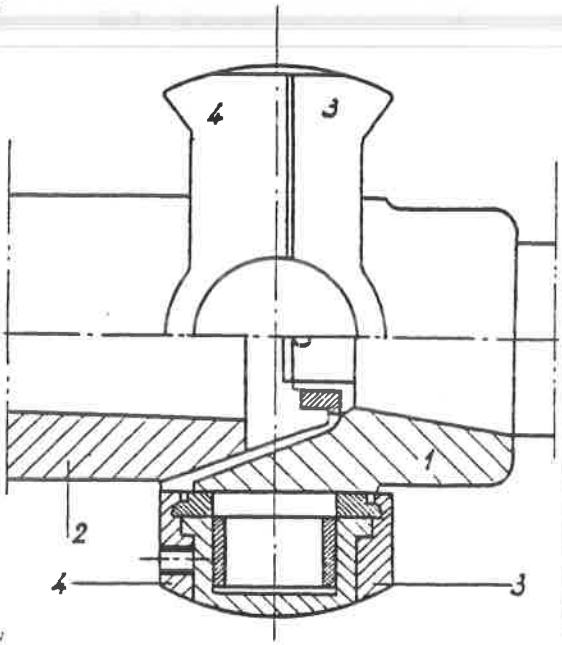


Fig. 84

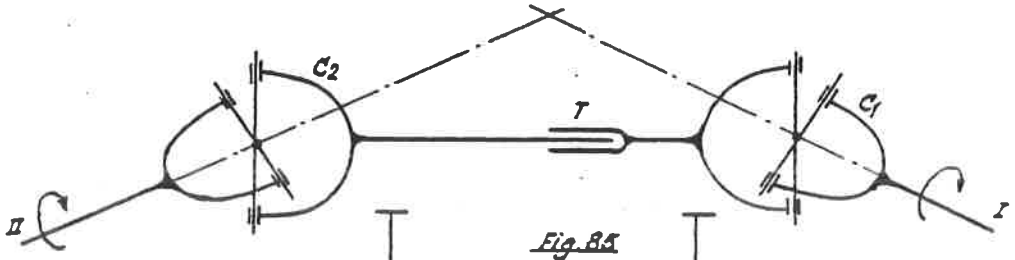


Fig. 85

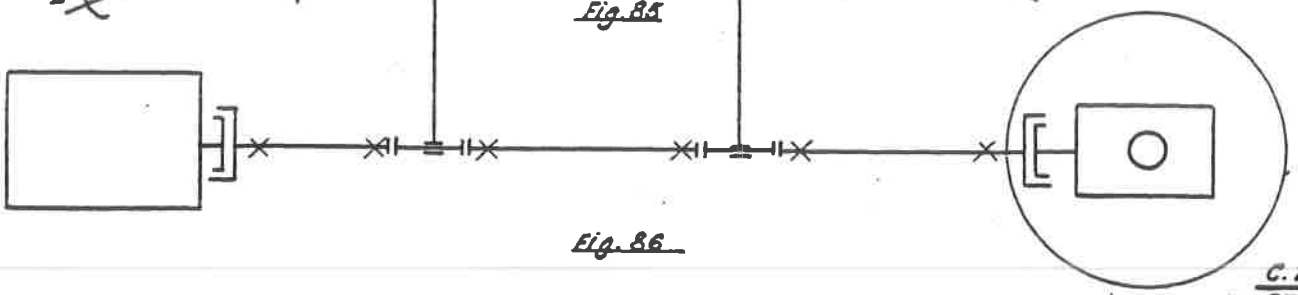


Fig. 86

C. 1260
9 = L

Annexe 51

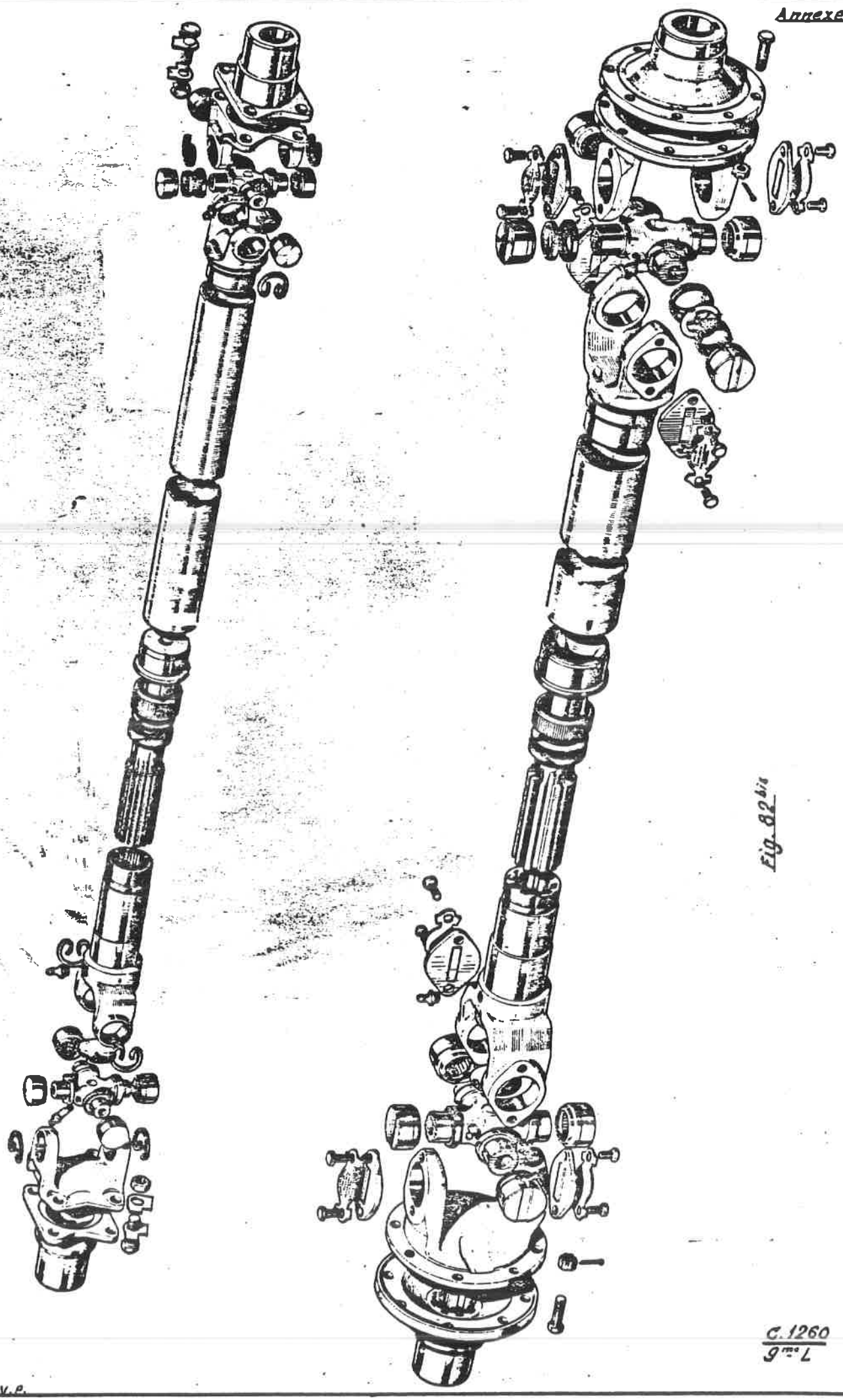


Fig. 82 bis

C. 1260
9me L

V.P.

Accouplements à griffes

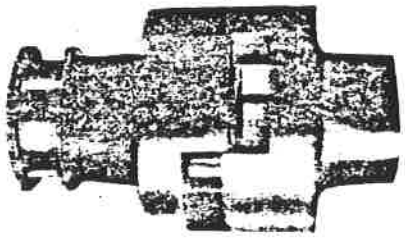


Fig. 87

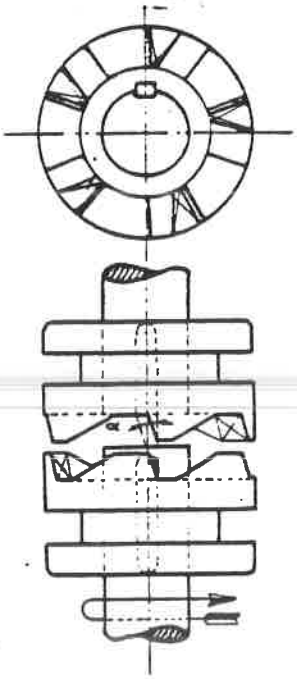


Fig. 89

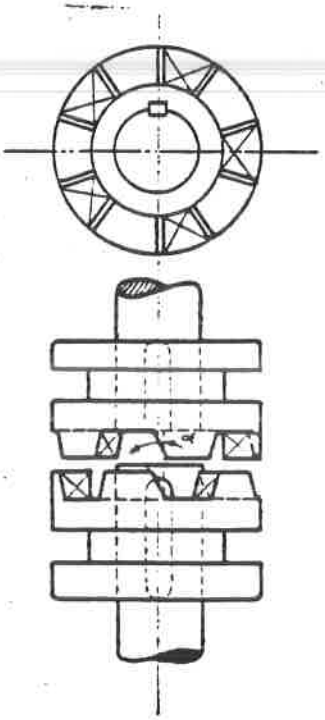


Fig. 87 bis

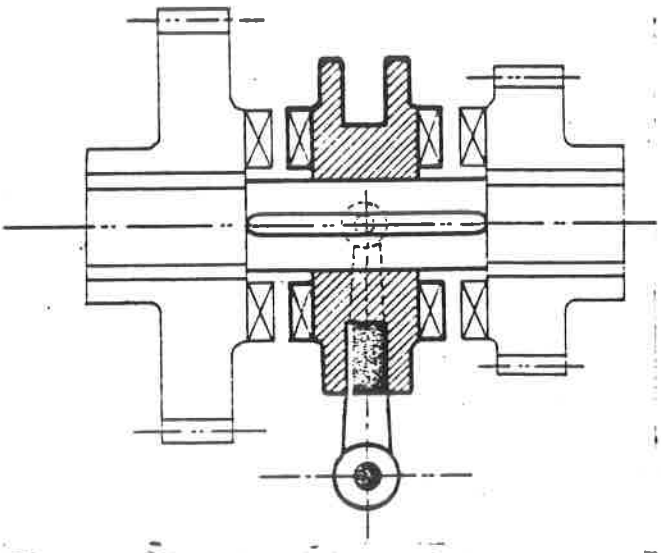


Fig. 90



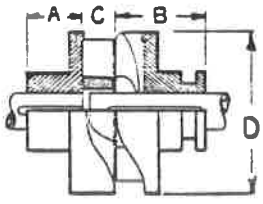


Fig. 88

C. 1260
g^m L

Accouplements à friction

Annexe 55

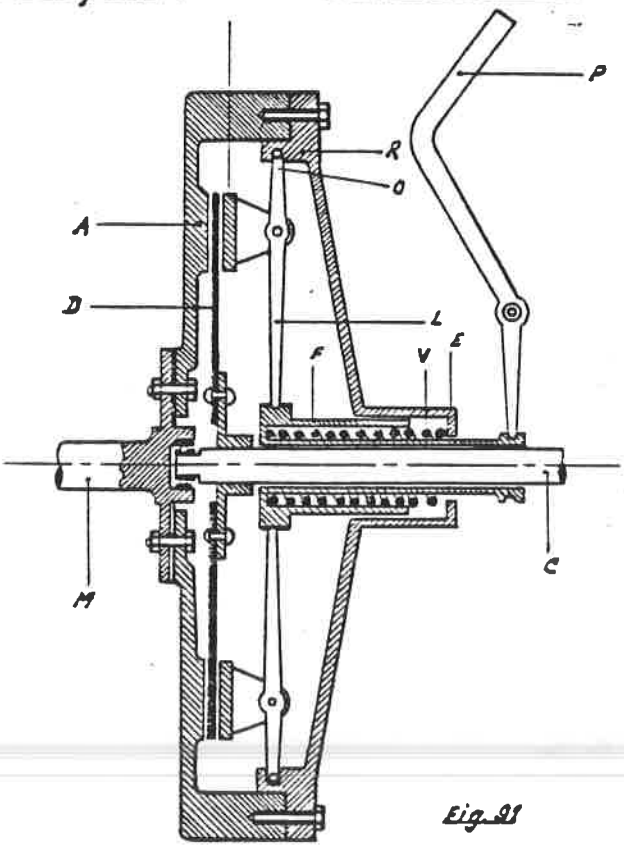


Fig. 91

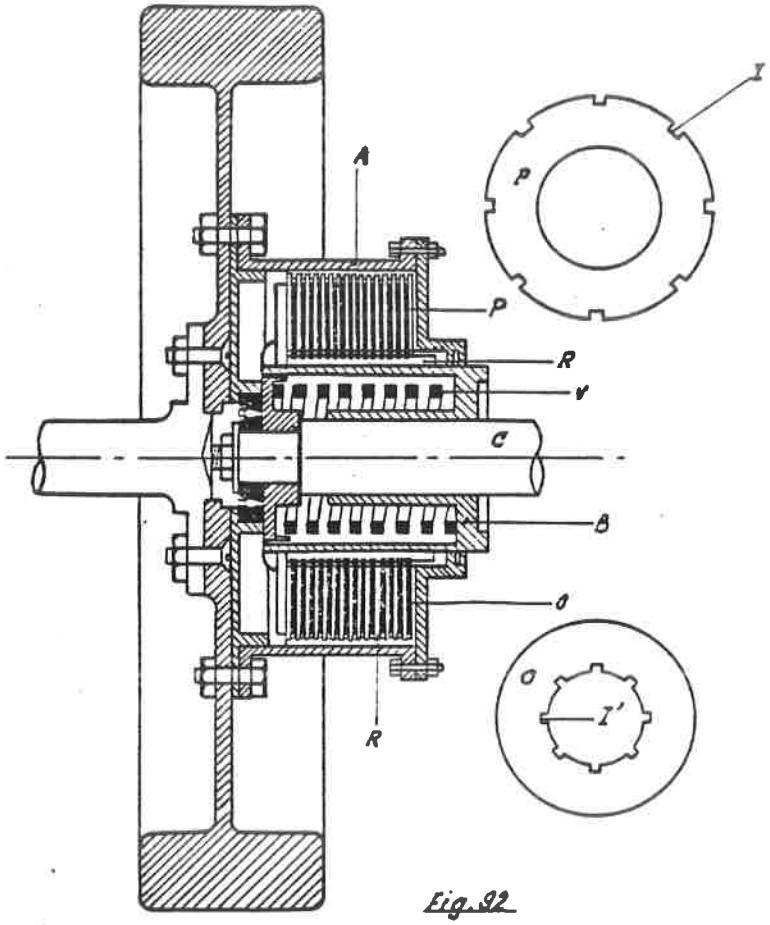


Fig. 92

C. 1260
9-7-L

Embrayage (Art. 553 et 554) principe

Annexe 56

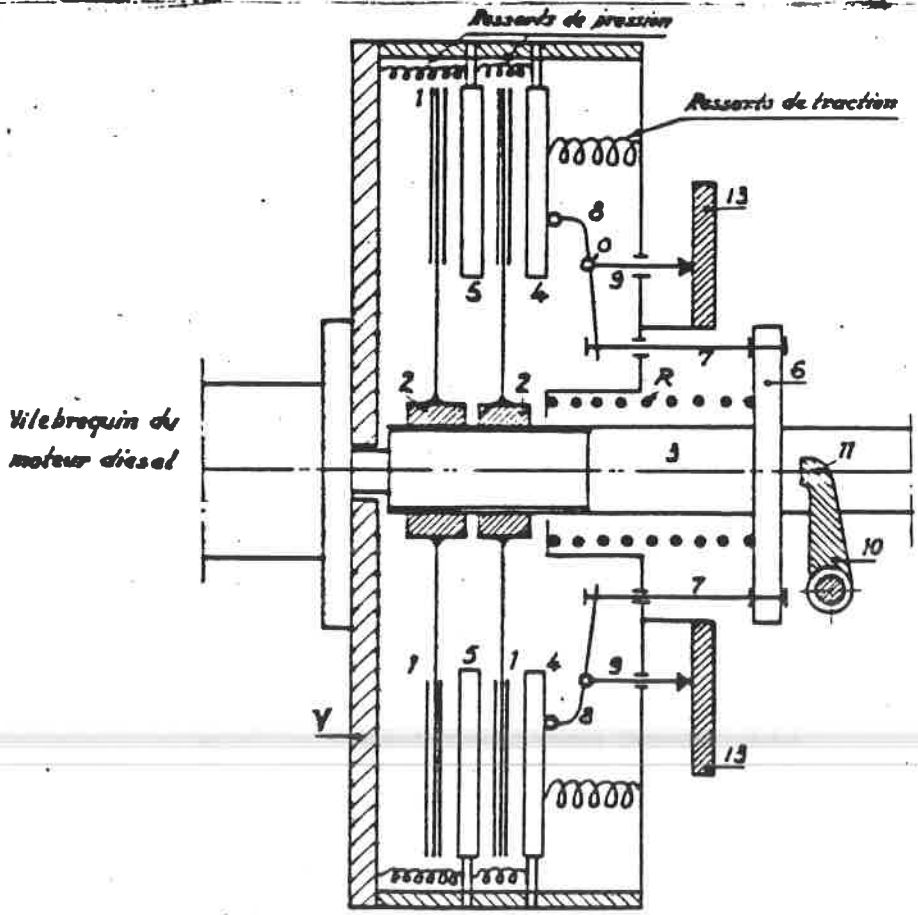


Fig. 93

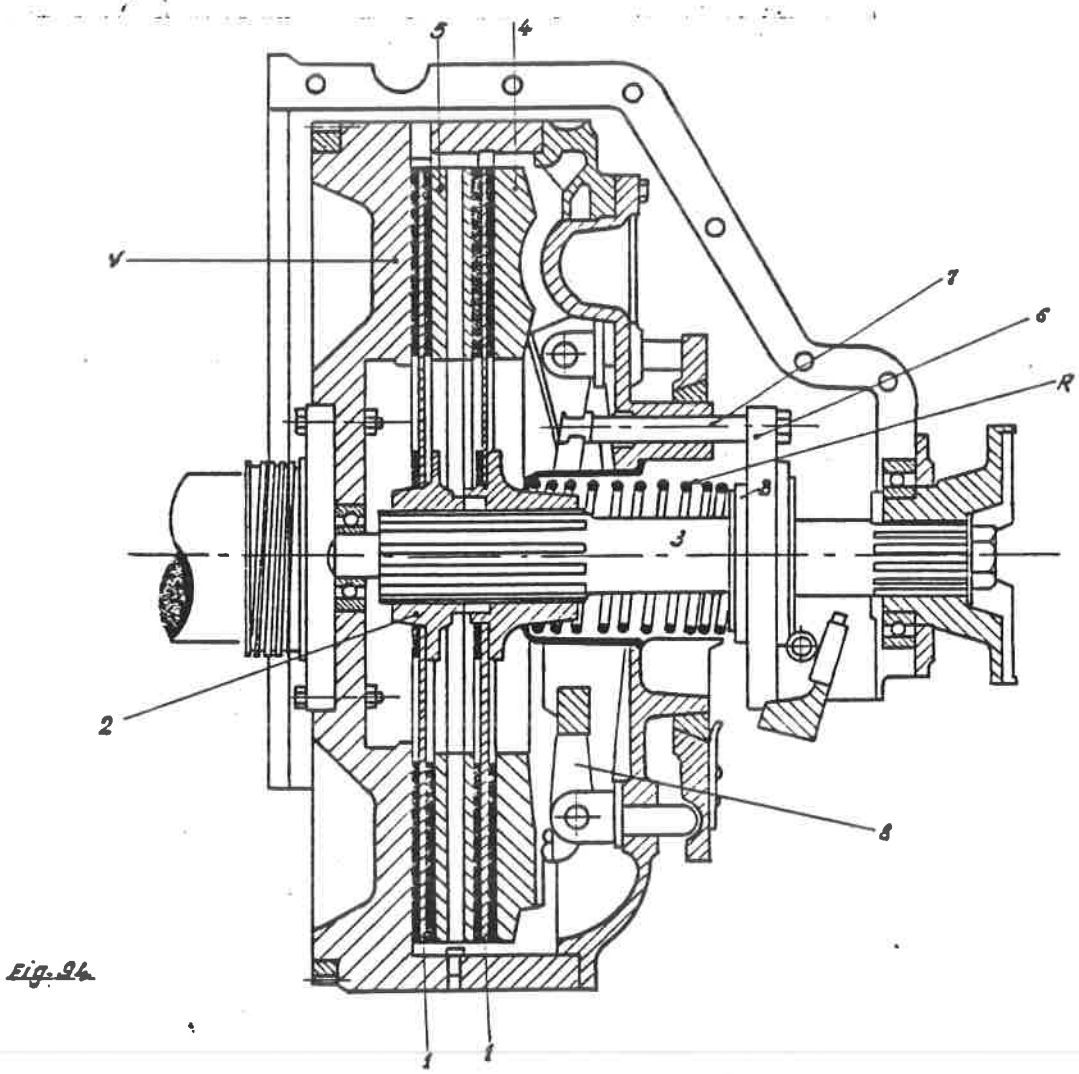


Fig. 94

C. 1260
9me L

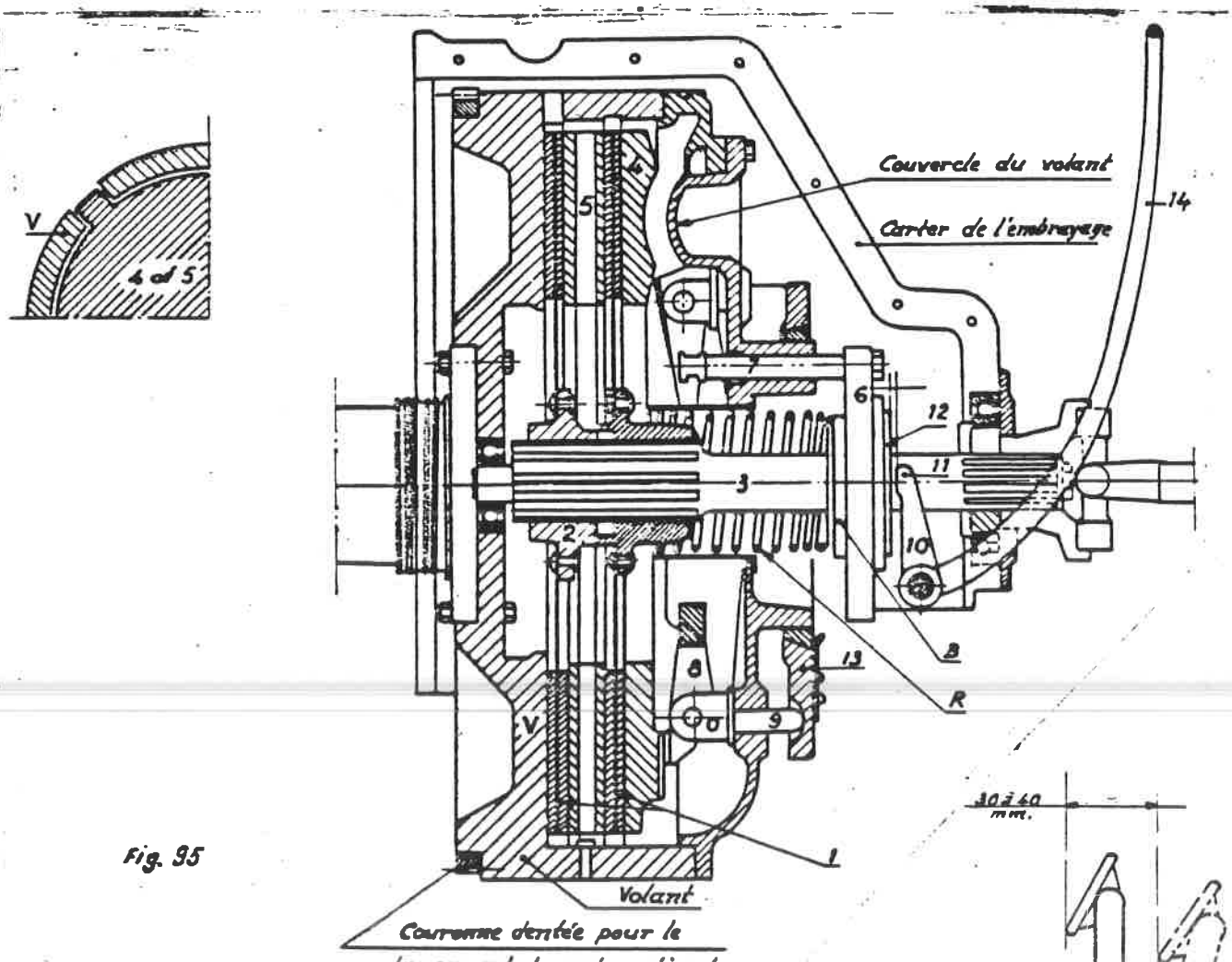

V
4 et 5
Couvercle du volant
Carter de l'embrayage
14
12
11
10
13
B
R
1
Volant
Couronne dentée pour le lancement du moteur diesel

Fig. 95

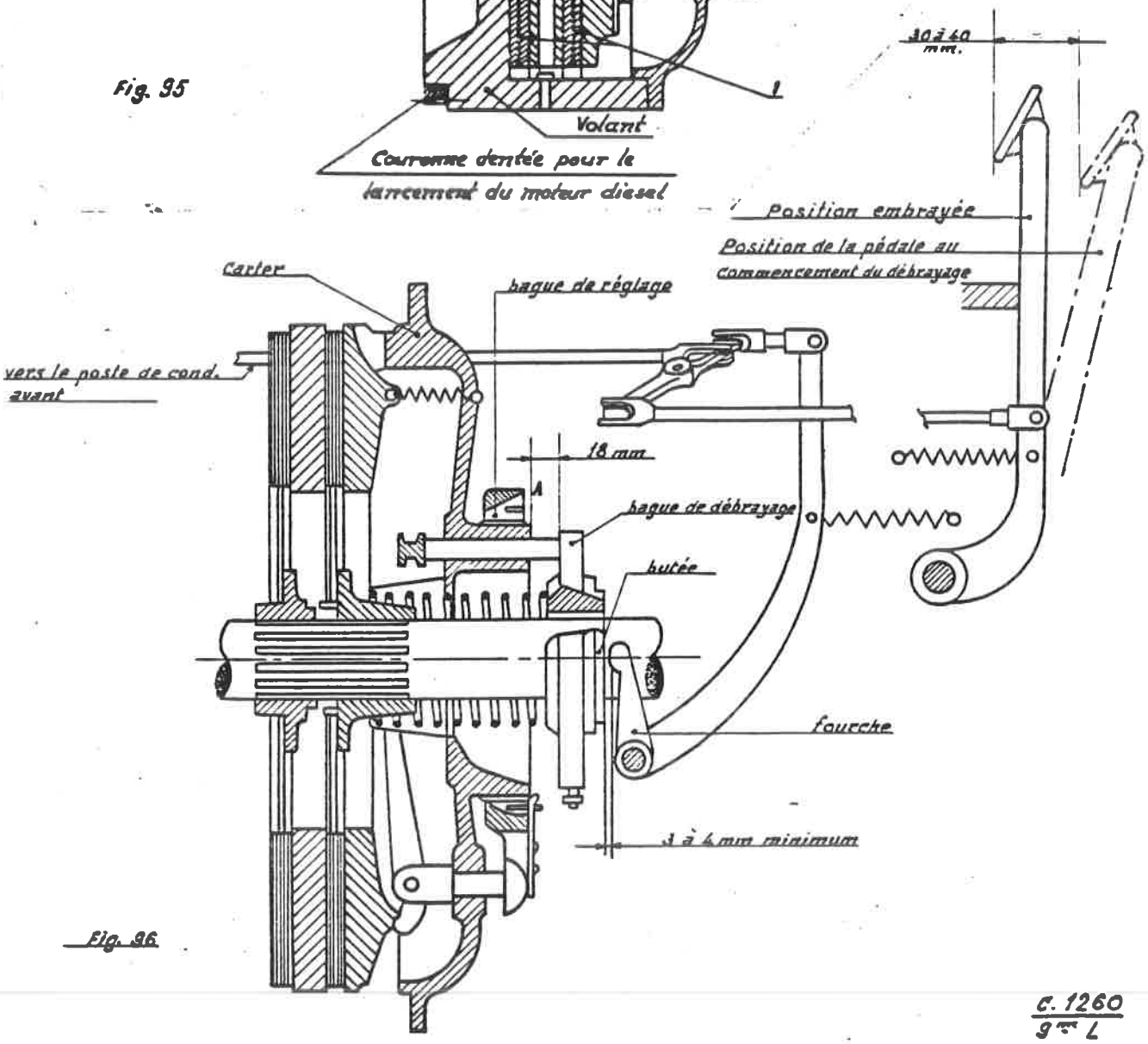

30 à 40 mm.
Position embrayée
Position de la pédale au commencement du débrayage
Carter
bague de réglage
vers le poste de cond. avant
18 mm
bague de débrayage
butée
fourche
3 à 4 mm minimum

Fig. 96

Embrayage autorails t. 553 et 554.

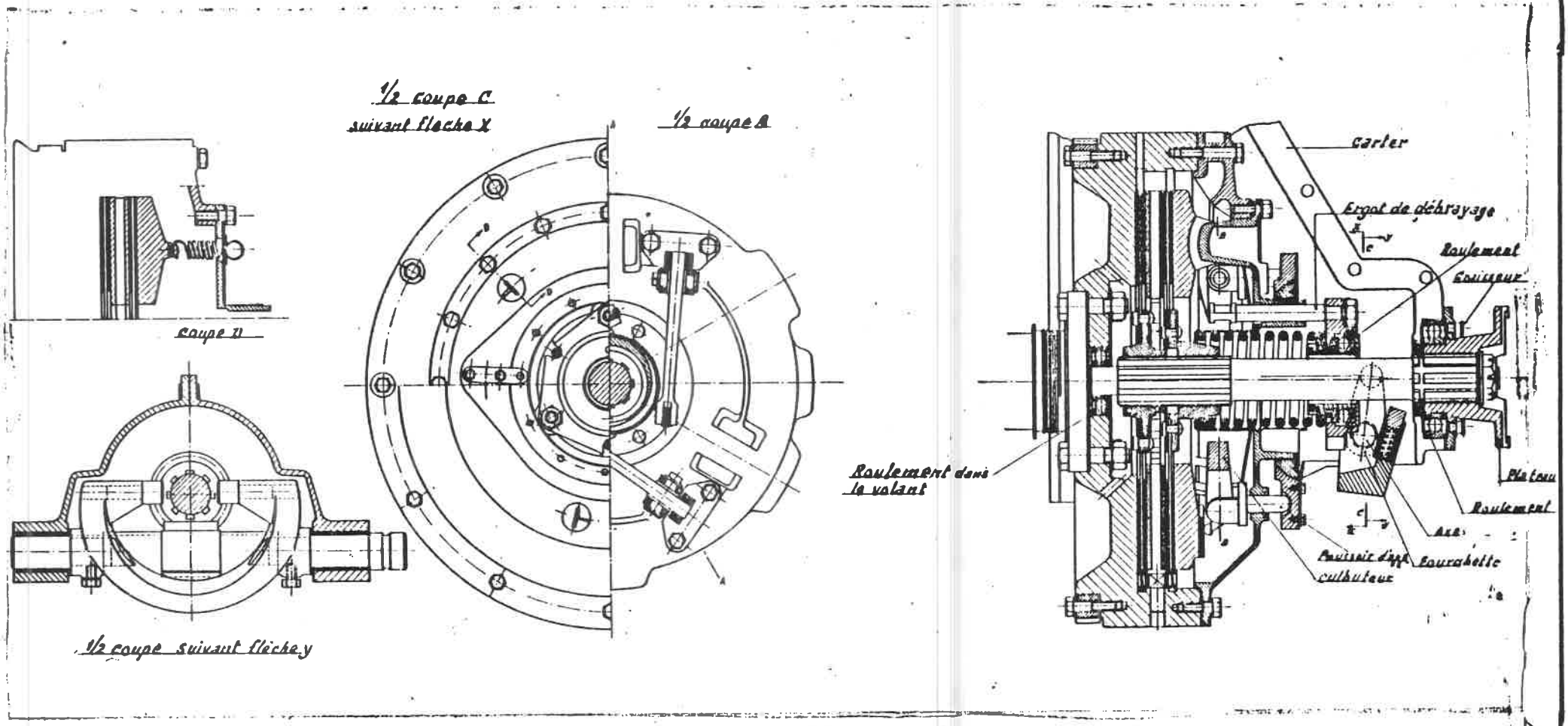


Fig. 97.

Annexe 58

C. 1260
7me 6

Commande de l'embrayage A.R.t. 553-554.

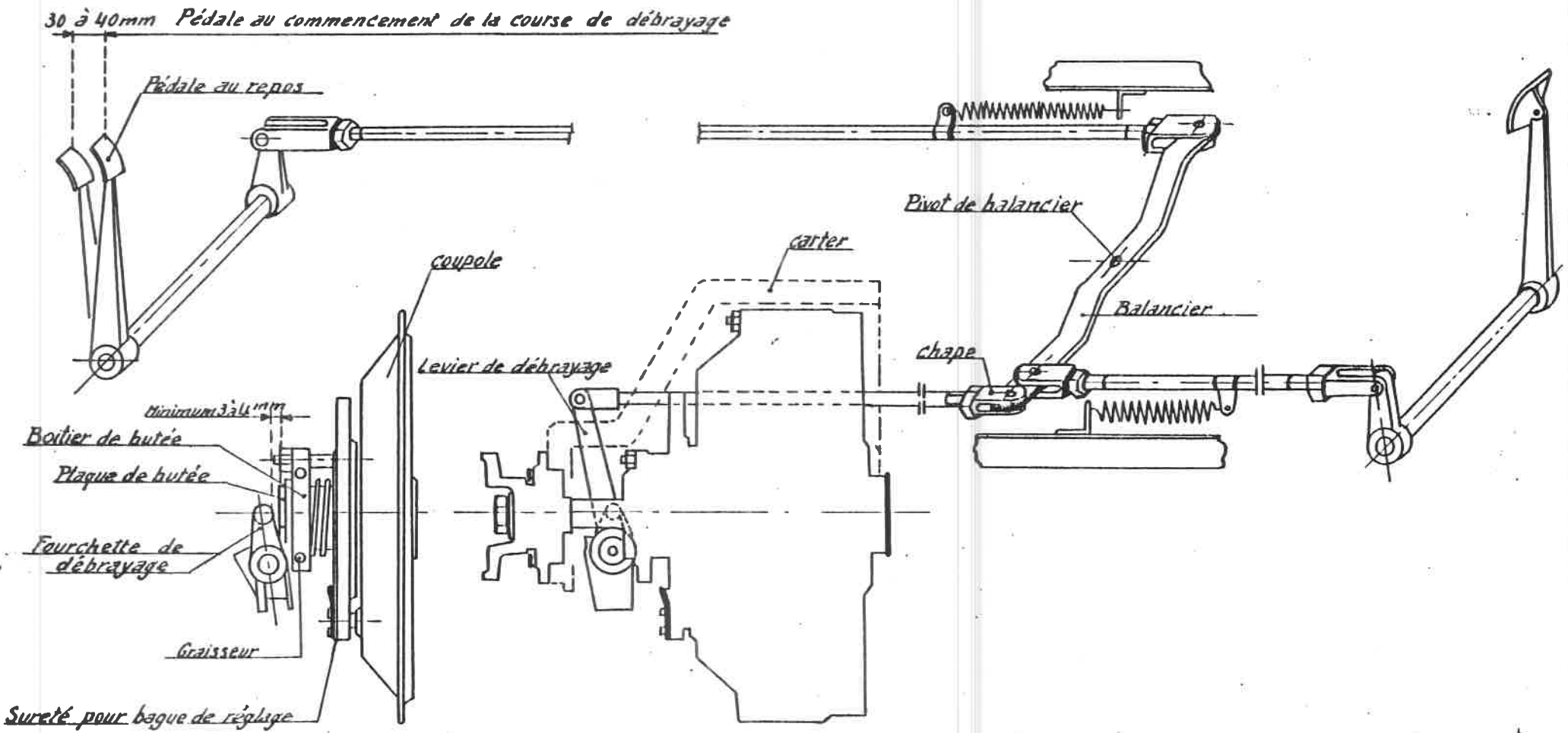


Fig: 98

Annexe 59

C.1260 9.7.

10e leçon.

VII. L'accouplement hydraulique.

a) Définitions générales.

46 Un accouplement hydraulique est un appareil qui permet de transmettre un couple ou une puissance mécanique entre 2 arbres ou organes par l'intermédiaire d'un "fluide".

47 Suivant la façon dont le fluide intervient dans la transmission du couple ou de la puissance, on peut distinguer les acoouplements hydrauliques en 2 groupes principaux:

48 1) les accouplements hydrodynamiques: on fait usage des forces d'inertie résultant d'une variation de vitesse d'un fluide en mouvement (Force = masse x accélération).

49 L'accouplement hydrodynamique trouve de nombreuses applications:

- comme organe de liaison parfaitement élastique entre un moteur et sa charge (p. ex. ventilateur, pompe, boîte de vitesse mécanique, ...);

50 - comme "coupleur" pouvant être mis en service et hors service dans une transmission hydraulique pour la marche en prise directe du véhicule après élimination du transformateur de couple.
La mise en service et hors service du coupleur se fait généralement par remplissage et vidange du coupleur.

51 2) les accouplements hydrostatiques: dans ce cas, on fait usage pour transmettre la puissance, de la pression statique d'un fluide (Effort = pression x surface du piston).

Ces accouplements sont largement utilisés aux engins de traction diesel pour l'entraînement des ventilateurs de refroidissement du moteur diesel.

b) Les accouplements hydrodynamiques (et coupleurs).

52 1) Composition d'un accouplement hydrodynamique (et coupleur).

L'accouplement hydrodynamique ou coupleur se compose en principe de deux roues à aubes:

- la roue primaire entraînée par le moteur et fixée sur l'arbre de commande (ou l'arbre d'entrée ou l'arbre primaire) de l'accouplement.
Comme cette roue primaire donne à son fluide une certaine accélération, onl'appelle généralement "roue pompe";
- la roue secondaire fixée sur l'arbre secondaire (ou l'arbre de sortie) de l'accouplement et qui entraîne la charge de l'accouplement.

Cette roue secondaire est appelée "roue-turbine", à cause de sa fonction. Le fluide passant par cette roue est en effet freiné dans cette roue (accélération négative).

53 Les aubes, plates et droites, des deux roues sont montées radialement. Cela est indiqué clairement aux fig. 99 et 100 qui représentent respectivement un coupleur "Voith" et un accouplement "Sinclair".

54 La fig. 101, qui représente l'accouplement "Sinclair", montre que les deux roues sont montées l'une à côté de l'autre dans un carter fermé. Celui-ci est rempli jusqu'à une certaine hauteur, d'un fluide (environ 2/3 de la hauteur totale).

Un bouchon de remplissage "b" est prévu dans le carter et permet de maintenir le niveau du fluide à une hauteur suffisante.

Le coupleur Voith peut être rempli et vidé par une pompe d'alimentation et un distributeur.

55 On utilise généralement comme fluide une huile très légère (SAE 10), résistant bien aux hautes températures (oxydation lente) et ne formant pas de mousse (additives à base de silicium).

2) Principe de fonctionnement. (fig. 104 + 105).

56 La roue pompe étant entraînée à une vitesse angulaire w_1, son huile est soumise à un mouvement de rotation. (Fig 102 + 103) Il naît une force centrifuge P_p sur la masse d'huile (M), qui est ainsi poussée vers la périphérie de la roue.
Si rg est le rayon moyen de rotation, l'effort centrifuge est $P_p = Mw_1^2 \cdot rg$.

A la périphérie de la roue pompe, il naît une pression de refoulement pouvant exprimée par $H_p = \frac{w_1^2 r_2^2 - w_1 w_2 r_1^2}{g}$

Si la roue-turbine tourne à une vitesse angulaire W2, dans celle-ci, il naît une force centrifuge $Pt = M.w_2^2.r_g$, dont il résulte une pression de refoulement

$$H_t = \frac{w_1 w_2 r_2^2 - w_2^2 r_1^2}{g}$$

Nous obtenons donc deux forces ou pressions opposées P_p et P_t ou H_p et H_t de façon à ce que l'huile refoulée par la roue pompe tend à pénétrer dans la roue turbine tandis que la contre-pression dans cette dernière tend à s'y opposer.

Ainsi, l'huile circulera entre la roue pompe et la roue turbine et inversément avec une vitesse dépendant de la différence entre les deux pressions, donc de $H_p - H_t$.

La différence $\Delta P = P_p - P_t$ est appelée "force hydro-motrice" et $\Delta H = H_p - H_t$ la pression hydro-motrice".

57 a) Les deux roues tournent à la même vitesse ($W_1=W_2$).

La force hydro-motrice est nulle ($P_p = P_t$) de sorte qu'il n'ya aucune circulation d'huile entre la roue pompe et la roue turbine. L'huile se trouve au repos dans les deux roues, c-à-d qu'elle n'est soumise à aucune accélération ni décélération.
Dans cette circonstance, l'accouplement ne transmettra aucune puissance ni couple.

58 b) La roue trubine tourne dans le même sens que la roue pompe, mais à une vitesse inférieure (fig. 104).

Par la force hydro-motrice positive, l'huile circulera entre la roue pompe et la roue turbine, et inversément.
l'huile est donc soumise à un double mouvement

1. Un mouvement de rotation dans le même sens que la rotation des roues de l'accouplement.
2. Un mouvement circulaire, de sorte que l'huile circule constamment de la roue pompe vers la roue turbine par l'extérieur et de la roue turbine vers la roue pompe par l'intérieur.

59 Une masse (fig. 103), soumise à un mouvement de rotation d'une vitesse angulaire "w" possède à chaque instant une vitesse tangentielle égale à

$$\boxed{v = w.\ r. = \frac{2\pi n}{60} \cdot r.}$$

r est le rayon du mouvement de rotation de la masse et n est la vitesse de rotation.

On appelle moment de vitesse l'expression: v.r et moment d'impulsion: $m.vr. = m.wr^2$.

Par son mouvement de rotation, l'huile est soumise aux vitesses tangentielles suivantes:

v_{sp} = la vitesse tangentielle de l'huile à la sortie de la roue pompe.

v_{et} = la vitesse tangentielle de l'huile à l'entrée de la roue turbine.

$\boxed{v_{sp} = v_{et}}$ (vitesses tangentielles dans un même point)

v_{st} = la vitesse tangentielle de l'huile à la sortie de la roue turbine.

v_{ep} = la vitesse tangentielle de l'huile au moment de son retour dans la roue pompe.

$\boxed{v_{st} = v_{ep}}$ (vitesses tangentielles dans un même point)

w_1 et w_2 sont les vitesses angulaires respectives de la roue pompe et de la roue turbine , et n_1 et n_2 les vitesses de rotation, correspondantes.

Il en suit que

$$v_{sp} = v_{et} = w_1 \cdot r_2 = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot r_2$$

$$v_{st} = v_{ep} = w_2 \cdot r_1 = \frac{2\pi n_2}{60} \cdot r_1$$

Nous remarquons que:

- dans la roue pompe: la vitesse tangentielle initiale $v_{ep} = w_2 \, r_1$ augmente jusqu'une valeur finale $v_{sp} = w_1 \cdot r_2$

- dans la roue turbine: la vitesse tangentielle initiale $v_{et} = w_1 \cdot r_2$ diminue jusqu'une vitesse finale $v_{ep} = w_2 \cdot r_1$

Lorsque l'huile, après son retour à la roue pompe passerait librement par celle-ci, c-à-d sans être influencée par les aubes de la roue pompe, sa vitesse tangentielle à la sortie de la roue pompe serait:

$$v'_{sp} = v_{ep} \cdot \frac{r_1}{r_2}$$

En effet, d'après "la loi de l'écoulement libre", son moment de vitesse resterait constante.

Cela veut dire que pour un passage libre: $\boxed{v.r = C^{te}}$

61 En réalité, suite à l'action des aubes de la roue pompe, l'huile subit une augmentation de vitesse égale à

$$v''_{sp} = v_{sp} - v'_{sp} = v_{sp} - v_{ep} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot$$

et un effort (F_p = masse x accélération)

$$F_p = \frac{M \cdot \left(v_{sp} - v_{ep} \cdot \frac{r_1}{r_2}\right)}{t} = \frac{Q.d}{g} \left(v_{sp} - v_{ep} \cdot \frac{r_1}{r_2}\right)$$

(d = poids spécifique de l'huile et Q = le débit de l'huile)

Le couple C_p absorbé par la roue pompe est donc:

$$\boxed{C_p = r_2 \cdot F_p = \frac{Q.d}{g}(v_{sp} \cdot r_2 - v_{ep} \cdot r_1)}$$

62 Lorsque l'huile qui pénètre dans la roue turbine traverserait librement celle-ci, d'après la loi de l'écoulement libre, sa vitesse tangentielle finale à la sortie de la roue turbine serait

$$v'_{st} = v_{et} \cdot \frac{r_2}{r_1} = v_{sp} \frac{r_2}{r_1} \cdot$$

La vitesse finale étant en réalité limitée à v_{sp} indique un freinage de l'huile dans la roue turbine de

$$v'_{st} - v_{st} = v_{et} \frac{r_2}{r_1} - v_{st}$$

Le couple exercé par l'huile sur la roue turbine est donc:

$$\boxed{C_t = \frac{Q.d}{g} (v_{et} \cdot r_2 - v_{st} \cdot r_1)}$$

Etant donné que $v_{et} = v_{sp}$ et $v_{st} = v_{ep}$, il faut que:

$$\boxed{C_p = C_t}$$

Remarque: l'expression C_p ou $C_t = \frac{Q.d}{g} (v_{sp} \cdot r_2 - v_{ep} \cdot r_1)$ est appelée la formule de "EULER".

Cette formule peut également être exprimée de la façon suivante:

$$\boxed{C_p = C_t = \frac{2\pi}{60.g} .Q.d (n_1 r_2^2 - n_2 \cdot r_1^2)}$$

ou $C_p = C_t = \frac{Q.d}{g} (w_1 r_2^2 - w_2 r_1^2)$

3. Glissement.

63 On appelle "glissement dans l'accouplement hydro-dynamique" le rapport exprimé en pourcentage:

$$\boxed{s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\ \%} \quad \text{ou} \quad \boxed{s = (1 - \frac{n_2}{n_1}) 100\ \%}$$

Le glissement peut également être exprimé par

$$s = \frac{w_1 - w_2}{w_1} \cdot 100 = (1 - \frac{w_2}{w_1}) \cdot 100.$$

L'influence du glissement sur le couple transmissible par l'accouplement ou coupleur est clairement indiquée par la formule de Euler exprimée en fonction du glissement:

$$C = \frac{Q.d}{g} \cdot w_1 \left[r_2^2 - r_1^2 \ (1 - \frac{s}{100})\right]$$

ou

$$C = \frac{2\pi\, Q.d}{g} n_1 \left[r_2^2 - r_1^2 \ (1 - \frac{s}{100})\right]$$

4. Discussion: Caractéristiques générales d'un accouplement hydraulique ou d'un coupleur.

64

a) Il n'existe aucune transformation du couple transmis. En effet, nous obtenons, en toutes circonstances: $C_p = C_t$.

b) La vitesse de commande (n_1) restant constante, le glissement augmente linéairement avec la charge de l'accouplement (augmentation du couple transmis).

c) Lorsque la vitesse secondaire est nulle ($n2 = 0$), c-à-d pour un glissement de 100 %, le couple transmis atteint sa valeur maximale.

$$C_{max} = \frac{2\pi Q.d}{60.g} n_1 \cdot r_2^2 = \frac{Qd}{g} w_1 \cdot r_2^2$$

d) Lorsque les deux roues tournent au synchronisme, c-à-d lorsque le glissement "s" est nul, plus aucun couple ne peut être transmis. En effet, la force hydromotrice est nulle ainsi que le débit d'huile Q.

65

e) Pour un glissement "s" déterminé, le couple transmissible augmente avec le carré de la vitesse d'entraînement n_1.

$$\boxed{C = f(n_1^2)}$$

En effet, d'après la formule de Euler, le couple transmissible est

$$C = \frac{2\pi Q.d}{60.g} \cdot n_1 \left[r_2^2 - r_1^2 \left(1 - \frac{s}{100}\right) \right]$$

s étant constant, ce couple peut être exprimé par

$$\boxed{C = k.Q.n_1}$$

Q étant la quantité d'huile passant par unité de temps par la roue pompe et par la roue turbine peut être exprimée par: $Q = F.v$.

F = section du courant d'huile (fig. 104)

v = la vitesse moyenne de l'huile lors de sa circulation par les deux roues (dans la section F).

Cela est vrai dans la supposition, comme il est réellement le cas:

- que la circulation de l'huile est turbulente;
- que l'huile traverse une courbe (la roue turbine);
- que le système hydraulique soit en équilibre, c-à-d que la différence de pression soit continuellement en équilibre avec les pertes de charges dans la roue turbine.

La loi de "BORDA" est ainsi d'application:

$$H_p - H_t = \frac{v2}{2g}$$

Il en suit que le débit Q étant égal à Fv, peut être exprimé sous la forme $Q = F\sqrt{2g\,(H_p - H_t)}$.

$$\Delta H = H_p - H_t = \frac{w_1^2 \cdot w_2^2 - w_1\, w_2\, r_1^2}{g} - \frac{w_1\, w_2\, r_2^2 - w_2^2\, r_1^2}{g}$$

$$\text{donc } \Delta H = \frac{w_1^2\, r_2^2 - w_1\, w_2\, (r_2^2 + r_1^2) + w_2^2\, r_1^2}{g}$$

En remplaçant w_2 par $w_1(1 - \frac{s}{100})$, nous obtenons que:

$$\Delta H = \frac{s.\, w_1^2}{100\, g}\left[r_2^2 - r_1^2\,(1 - \frac{s}{100})\right] = k.w_1^2 = K.n_1^2$$

Il en résulte: $Q = F\sqrt{K.n_1^2} = k.n_1$, c-à-d le débit est déterminé par la vitesse de rotation de la roue pompe.

C étant égal à $F\sqrt{k.\Delta H}$, il en suit que

$$C = k.n_1.\, n_1 = kn_1^2$$

$$\text{donc } \boxed{C = f\,(n_1^2)}$$

66 f) Pour un <u>glissement (s) déterminé</u> et une vitesse d'<u>entraînement (n_1) déterminée</u>, le couple transmissible varie avec la cinquième puissance du diamètre extérieur D de l'accouplement ou du coupleur, c-à-d

$$\boxed{C = f\,(D^5)}$$

En effet, nous venons de démontrer que pour un glissement s déterminé $Q = K.n_1$.

Cela veut dire que le débit d'huile circulant par les deux roues d'un <u>certain</u> accouplement ou coupleur prendra une valeur constante dépendant de la vitesse d'entraînement n_1.

Il est évident que pour une même vitesse n_1, cette valeur constante sera déterminée par le <u>volume</u> d'huile présente dans l'accouplement ou dans le coupleur, c-à-d par D^3.

Ceci transmis dans l'expression de Euler nous donne:

$$C = k.Q\left[r_2^2 - r_1^2\,(1 - \frac{s}{100})\right] = k.Q^2D^2$$
$$* \; k.D^3.D^2 = k.Q^5.$$

Il en résulte que $\boxed{C = f\,(D^5)}$

67 g) Lorsque le glissement (s) est négatif (n_2 dépasse n_1), aussi le couple transmis sera négatif. En effet, le sens de la force hydro-motrice est inversé et par conséquent, aussi la fonction des deux roues.

Il s'ensuit qu'un engin moteur entraîné par un accouplement ou coupleur hydraulique peut être freiné par le moteur sous condition que l'arbre de sortie de l'accouplement ou du coupleur ne soit pourvue d'une roue libre.

68 Remarque.

L'accouplement hydro-dynamique trouve parfois d'application pour le freinage des trains de marchandises, sur de longues pentes (Amérique); notamment en laissant débiter une roue pompe entraînée par l'engin à freiner dans une roue turbine, calée.

5. La puissance d'un accouplement hydrodynamique.

69 De nos discussions précédentes, il résulte que le couple transmissible peut être exprimé par:

$$\boxed{C = k.\ n_1^2.D^5}$$

La puissance correspondante est donc:

$$\boxed{P = k.\ n_1^3.D^5}$$

70 Signification de "k".

Nous appelons "k" la puissance exprimée en CV et absorbée par un acoouplement ou coupleur hydrodynamique d'une composition et forme similaire, d'un diamètre extérieur de 1 m, et entraîné à une vitesse de rotation de 100 t/min pour un glissement bien déterminé.

Il s'ensuit que $P = k.\ (\frac{n1}{100})^3\ .\ D^5$ CV

$$C = 7{,}162\ k.\ (\frac{n_1}{100})^2\ .\ D^5 \qquad \text{mkg.}$$

"k" est une constante déterminée par le glissement envisagé (k augmente avec le glissement) par la conception et la réalisation de la construction (forme, dimensions, surfaces des aubes), ainsi que par le poids spécifique et la viscosité cinétique de l'huile (classe SAE 10).

"k" est donc très difficile à déterminer de façon à ce que le calcul de la puissance par les formules de base données ne mènera qu'à des résultats approximatifs.

Les caractéristiques réelles d'un accouplement ou coupleur hydro-dynamique ne peuvent être fixées que par des essais après construction.

6. Le rendement d'un accouplement ou coupleur hydro-dynamique.

71 Le rendement est donné par le rapport $r = \frac{C_t \cdot n_2}{C_p \cdot n_1}$

C_t étant égal à C_p, le rendement est exprimé par

$$\boxed{r = \frac{n_2}{n_1} = \frac{w_2}{w_1}}$$

Le rendement peut également être formulé en fonction du glissement:

$$\boxed{r = 100 - \frac{s}{100}}$$

Le glissement est ainsi une indication directe de la perte de puissance que se transforme en chaleur menant à l'échauffement de l'huile de l'acoouplement ou du coupleur.

Il s'ensuit que l'huile des accouplements ou coupleurs de grande puissance ou dont la charge et le glissement sont très variables, doit être refroidie.

Cela peut se faire en laissant l'huile circuler par un circuit de refroidissement. Dans ce cas, l'accouplement ou coupleur doit continuellement être alimenté par une pompe de circulation (les coupleurs des transmissions hydrauliques sont pourvus de trous de fuite, permettant le remplacement de l'huile lors du fonctionnement).

Les accouplements ou coupleurs hydro-dynamiques sont toujours calculée à ce qu'en régime normal et continu, le glissement reste limité entre 2,5 et 5 %.

Cela est d'une très grande importance pour les accouplements dont l'huile ne peut être refroidie que par des ailettes à l'extérieur du carter.

La température de l'huile doit normalement se limiter à 90° C.

7. Représentation graphique du couple transmissible par un accouplement hydro-dynamique ou coupleur.

72 Le couple transmissible par un accouplement ou coupleur étant proportionnel à la 2e puissance de la vitesse primaire et au glissement, peut être représenté graphiquement en fonction de la vitesse secondaire n_2 comme il a été fait pour un certain coupleur Voith, à la figure 106.

Dans ce graphique, on porte en ordonnées le couple pouvant être absorbé (en kgm) par la roue pompe et en abscisses la vitesse n_2 de la roue turbine par rapport à la vitesse nominale n_1.

La courbe (1) donne le couple C transmis lorsque le coupleur en question est entraîné à sa vitesse nominale n_1.

Le couple transmis est de ± 675 kgm lorsque $n_2 = 0$ (point A), 600 kgm lorsque $n_2/n_1 = 0,3$ (point B), 425 kgm lorsque $\frac{n_2}{n_1} = 0,8$ (point C) et 0 kgm lorsque $\frac{n_2}{n_1} = 1$ (point D).

De même la courbe (2) donne le couple transmis lorsque la vitesse d'entraînement du coupleur n'_1 est égale à 80 % de la vitesse nominale n_1.

On voit dans ce cas que C max = 415 kgm lorsque $n_2 = 0$ (point E) et que $C = 0$ pour $n_2 = n'_1 = 0,8\ n_1$ (point F).

De la même façon, les courbes (3), (4) et (5) donnent les couples transmis pour des vitesses primaires respectivement égales à 60, 40 et 20 % de la vitesse nominale n_1.

Les courbes au-dessous des abscisses (en pointillés) donnent les couples de freinage lorsque n2 est supérieure à la vitesse d'entraînement.

Le prolongement des courbes du couple, à gauche des ordonnées, représente les couples absorbés lorsque n_2 est négative c-à-d, lorsqu'elle tourne en sens inverse de la roue pompe.

73 Cette représentation graphique permet pour n'importe quelle vitesse d'entraînement (n_1), la détermination facile de la charge maximum autorisée pour que le glissement reste limité à une certaine valeur maximum (p.ex. 3 %).

a) La vitesse d'entraînement est égale à la vitesse nominale n_1.
Le couple transmis est donné par la courbe (1).
Pour un glissement de 3 %, $\frac{n_2}{n_1} = 0,97$.
Cela détermine le point G sur la courbe (1), qui correspond à un couple continu normal égal à ± 140 kgm.

74 b) La vitesse d'entraînement est égale à 60 % de la vitesse nominale n_1. Le couple transmis est donné par la courbe (3). Avec un glissement de 3 %, $\frac{n''_2}{n''_1} = 0{,}97$.

Or $n''_1 = 0{,}6\ n_1$ d'où $\frac{n''_2}{0{,}6 n_1} = 0{,}97$ ou $n''_2 = 0{,}97 \times 0{,}6\ n_1 = 0{,}582\ n_1$ soit 58,2 % de n_1.

Cela détermine le point H qui correspond à ± 50 kgm sur la courbe (3).

Remarques.

75 1) On pouvait également déterminer ce couple par le calcul. En effet, si le couple normal est 140 kgm à la vitesse nominale, le couple à une autre vitesse sera proportionnel au carré du rapport entre ces deux vitesses.

Donc, dans le cas susmentionné $\frac{Cn_1}{C.0{,}6\ n_1} = \frac{(n_1)^2}{(0{,}6\ n_1)^2} =$

$$\frac{1}{0{,}36}$$

$Cn_1 = 140$ kgm donc $C\ 0{,}6\ n_1 = 0{,}36 \times 140$

$= \underline{50{,}4 \text{ kgm}}$

76 2) On voit à la fig 106 bis que le rendement peut aussi être représenté graphiquement sur le diagramme du couple.

La courbe de rendement est une ligne droite qui montre que le rendement est nul lorsque $\frac{n_2}{n_1} = 0$, et égal à 1 lorsque $\frac{n_2}{n_1} = 1$.

77 3) La fig. 106 ter donne la représentation graphique du couple transmis par rapport au glissement. La courbe (1) donne le couple en fonction de la vitesse d'entraînement n_1 lorsque le glissement est 100 %. La courbe (3) donne le couple moteur pour un degré d'injection déterminé. Ainsi, avec un glissement de 100 %, le moteur prend une vitesse égale à n t/min (le couple moteur développé est égal à C1 kgm). Lorsque le glissement est S% (courbe 2), et le degré d'injection du moteur ne change pas, le couple absorbé sera C2 pour une vitesse de rotation de N_B tr/min.

Si la vitesse N_B tr/min correspond à la vitesse maximale autorisée, à partir de cet instant, le régulateur intervient et diminue le couple moteur (courbe 4) et la vitesse moteur est limitée à n max.

Coupleur hydraulique "Voith"

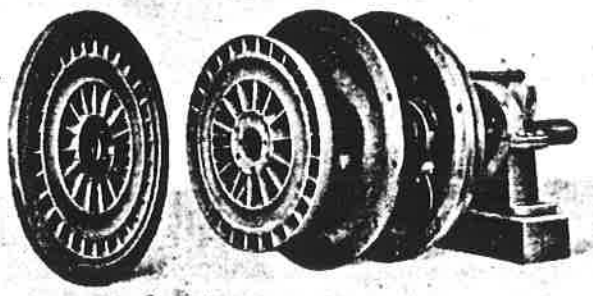


Fig. 99

Accouplement hydraulique "Sinclair"

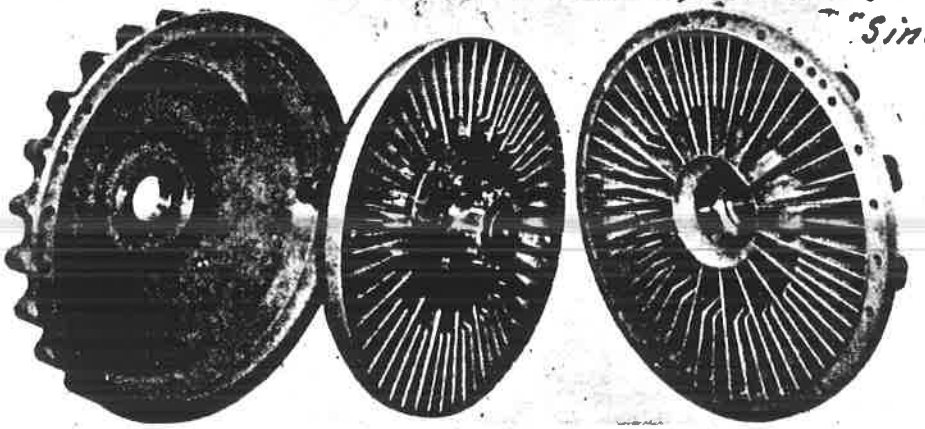


Fig. 100

Accouplement hydraulique Sinclair (vue en coupe)

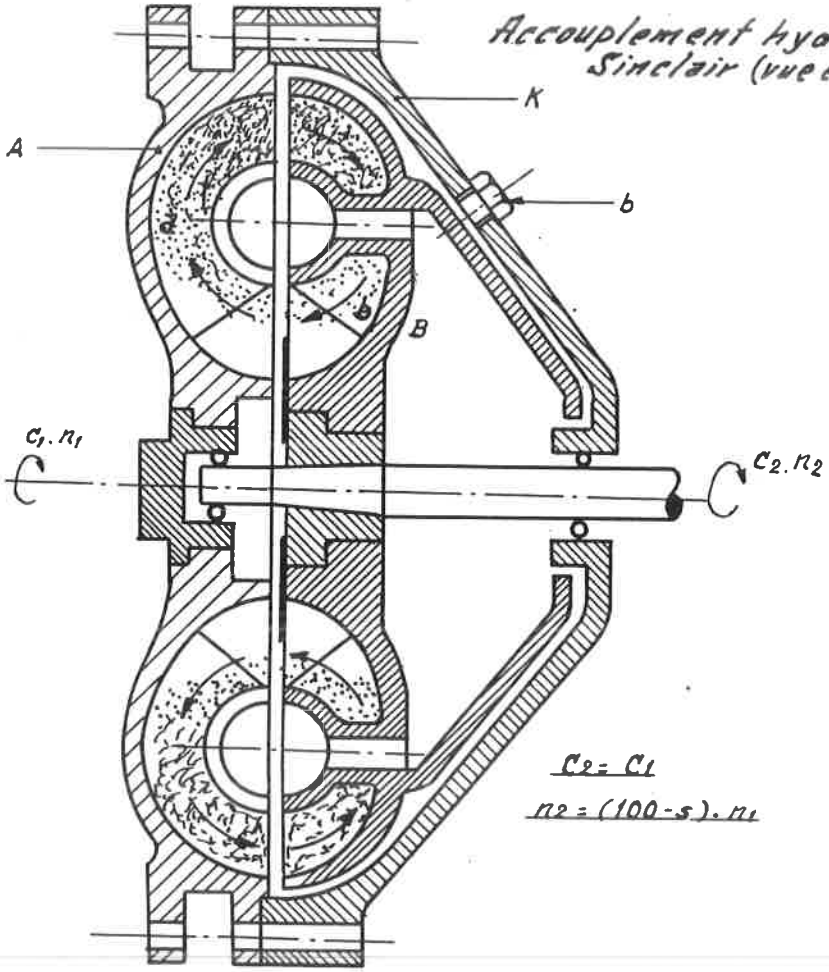
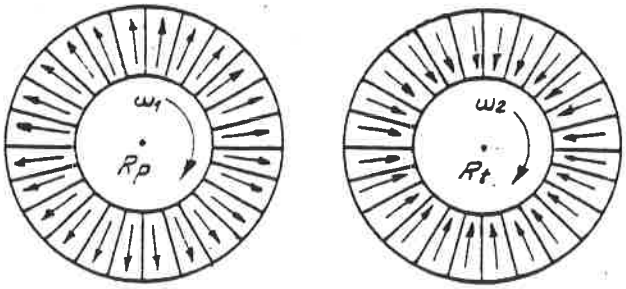


Fig. 101

$C_2 = C_1$

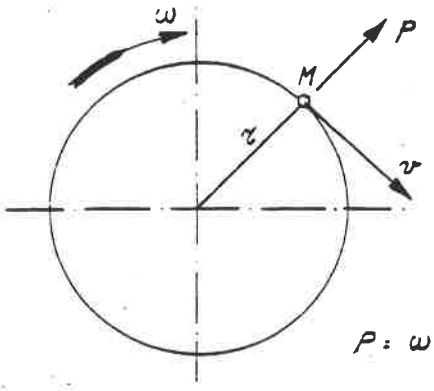
$n_2 = (100 - s) . n_1$



Roue pompe

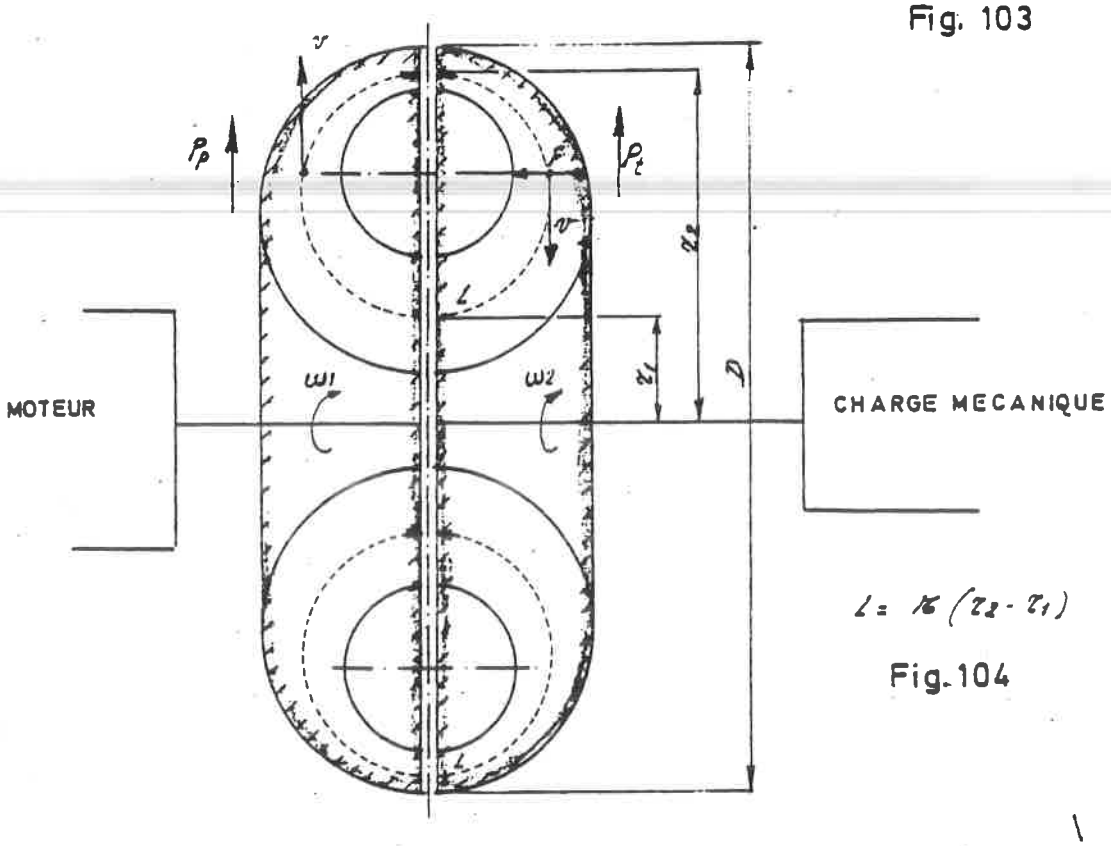
Roue turbine

Fig.102



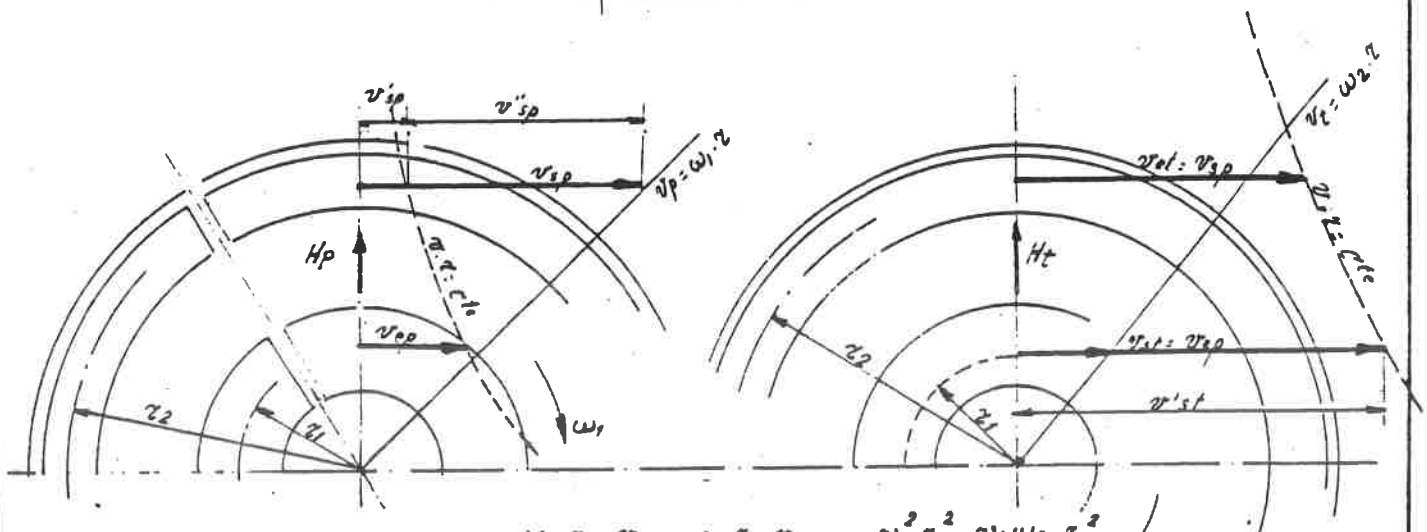
Moment de vitesse = v x r

Fig. 103



$L = K (r_2 - r_1)$

Fig.104



$v_{sp} = v_{et} = \omega_1 \cdot r_2$

$v_{st} = v_{ep} = \omega_2 \cdot r_1$

$$H_p = \frac{\omega_1 . r_2 \; v_{sp} - \omega_1 . r_1 . v_{ep}}{g} = \frac{\omega_1^2 r_2^2 - \omega_1 \omega_2 . r_1^2}{g}$$

$$H_t = \frac{\omega_2 r_2 . v_{rt} - \omega_2 r_1 v_{ut}}{g} = \frac{\omega_1 \omega_2 r_2^2 - \omega_2^2 . r_1^2}{g}$$

$\frac{C.\,1260}{10^{mc}\,L}$

Fig.105

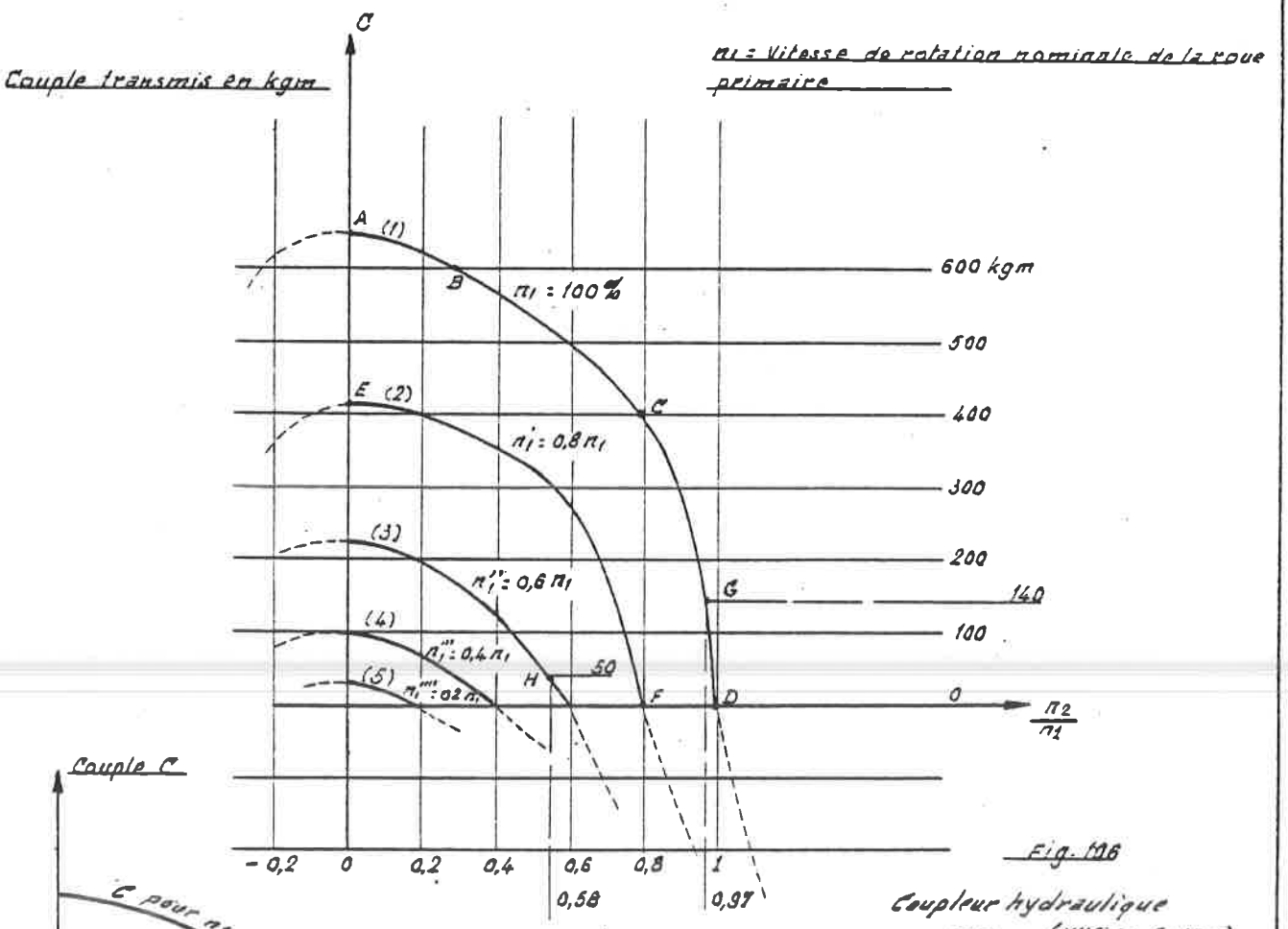


Fig. 106

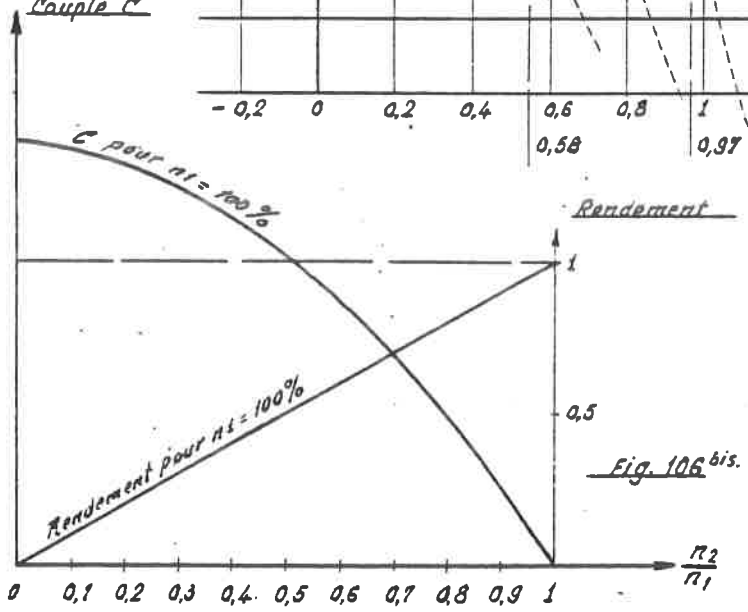
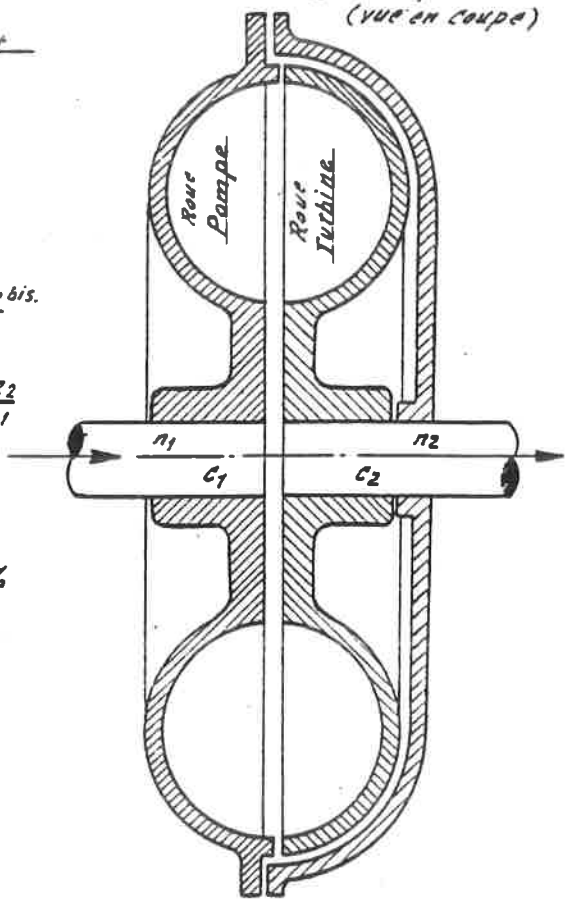


Fig. 106 bis.

Coupleur hydraulique (vue en coupe)



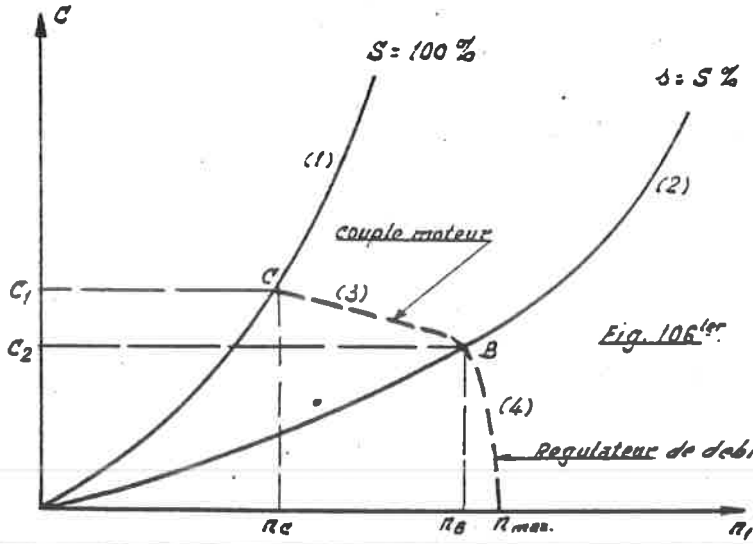


Fig. 106 ter

Suite Chapitre III - TRANSMISSIONS.

B. Accouplements entre organes de la transmission.

c) L'accouplement hydrostatique.

1. Principe de base.

78. Dans l'accouplement hydrostatique, on utilise, pour transmettre la puissance, la pression statique d'un fluide.

Un exemple d'accouplement hydro-statique, ramené à sa forme la plus simple, est représenté à la fig. 107/a. Il consiste en une pompe à piston A et un récepteur B, appelé "moteur".

Si la pompe à piston est soumise à une force F, il naît dans le cylindre de la pompe une pression $p = \frac{F}{\pi.\frac{d^2}{4}}$ kg/cm2

Dans le cylindre du moteur "B", relié au cylindre de la pompe "A ", il naît une pression $p' = p.\frac{r}{100}$ si r % est le rendement de l'installation.

Le piston B est donc poussé par une force $F' = \frac{\pi.d'^2}{4}.\ p'$

Si le piston "A" se déplace d'une longueur "a", le travail absorbé par la pompe est égal à $F.a = \frac{\pi.d^2}{4}.p.a.$ kgm.

En se déplaçant d'une longueur "a' ", le piston moteur B développe un travail égal à $\frac{\pi.d^2}{4}.\ p'.a'.$

En supposant que le rendement de l'installation est r %, on a :

$$\frac{\frac{\pi.d'^2}{4}.p'.a'}{\frac{\pi.d^2}{4}.p.a.} = \frac{r}{100} = \frac{p'}{p}$$

Il s'ensuit que $\boxed{a'.d'^2 = a.d^2}$

Si les deux cylindres ont le même diamètre "d", le déplacement des deux pistons est aussi le même.

Considérons le travail absorbé par unité de temps, c'est-à-dire la puissance absorbée par la pompe. Cette puissance est $\frac{\pi.d^2}{4}.p.\frac{a}{t}$ kgm/sec.

Or, $\frac{16.d^2.a}{4\ t}$ est le débit q de la pompe. Sa puissance W est donc

$$\boxed{W = q.p}$$ (en kgcm/sec. si q est exprimé en cm3/sec. et p en kg/cm2).

79. Conclusion.

La puissance transmise par l'installation est proportionnelle

1. au débit q de la pompe ;
2. à la pression p de la pompe.

2. Installation hydrostatique avec une pompe à éléments multiples.

80. Les installations hydrostatiques telles que celle représentée à la fig. 107/a ont un vaste domaine d'application dans les appareils de levage hydrauliques mais ne servent pas à transmettre une puissance continue au sens strict du terme. En effet, la fig. 107/b montre qu'il n'y a une pression positive sur le piston A que pendant un demi-tour de sa manivelle d'entraînement. La transmission d'une puissance continue exige une installation avec au minimum deux pistons-pompe et deux pistons-moteur. Le principe est représenté à la fig. 107/c.

Pour le sens de rotation indiqué pendant le mouvement EFG de la manivelle de la pompe, la puissance est transmise par les pistons B et C et pendant le mouvement GHE, par les pistons A et D.

On peut placer, sur l'axe du moteur et de la pompe, des soupapes de distribution (fig. 107 /d et 107/e) reliées entre elles.

Ces soupapes mettent en communication, successivement, les cylindres B et C ou A et D pendant la phase de travail ou les relient, pendant la phase à vide, au réservoir à huile E.

3. Accouplements hydrostatiques : système "Thoma".

a) Organes composant l'accouplement hydrostatique système "Thoma".

81. L'accouplement hydrostatique, système "Thoma" comprend un groupe pompe relié par tuyauterie à un récepteur, appelé "moteur".

Pompe et moteur sont de construction analogue (fig. 108/a). Les fig. 108/b et 108/c représentent 2 coupes de la pompe ou du moteur de l'accouplement hydrostatique "Mannesmann-Meer" système "Thoma". Comme l'indiquent ces coupes, pompe et moteur se composent de :

- un bâti en fonte "Ph" ;
- un corps de pompe composé d'une calotte "Ka" et du boîtier cônique "Bh" lequel est appelé, avec ses organes internes, "poire", à cause de sa forme ;
- un bloc cylindre en bronze "Z" dans lequel sont répartis régulièrement sept alésages contenant les pistons "Ko" en acier nitruré ;
- ces derniers sont reliés, par des tiges de piston "S" au plateau de transmission "T" monobloc avec l'arbre de transmission "Tw". Les surfaces d'appui des tiges de piston dans le plateau de transmission "T" et dans les pistons "Ko" sont sphériques ;

Dans la calotte est logée la rotule "W" contenant le palier radial "R1" et le palier axial "A" de l'arbre de transmission.

La rotule "W" peut se mouvoir librement dans la calotte.

Le palier extérieur "R2" de l'arbre de transmission est monté dans le bâti "Ph" de la pompe.

La poire tout entière peut pivoter autour de l'axe C-D à l'aide de deux tourillons appartenant à la calotte et reposant dans les paliers "L1" et "L2". La calotte est munie, dans ce but, d'une rainure qui permet sa rotation par rapport à l'arbre de transmission "Tw".

Le cône "Sk" portant la surface de distribution "Sp" de forme sphérique est fixé fermement au boîtier "Bh" de la poire.

Le bloc-cylindre "Z" appuie contre la surface de distribution et est guidé par la tige centrale "M", elle-même centrée dans le cône de distribution et maintenue par une articulation sphérique dans le centre du plateau de transmission.

b) Fonctionnement de l'accouplement hydrostatique "Thoma".

82. On peut représenter schématiquement l'accouplement hydrostatique comme aux fig. 108/d et 108/e.

En entraînant l'arbre de transmission à une certaine vitesse (par moteur diesel, moteur électrique, ...) par l'intermédiaire d'un accouplement élastique, le plateau "T" et le bloc cylindre "Z" tournent à la même vitesse. Le bloc cylindre est en effet entraîné par les tiges de piston "S" très robustes et les plongeurs "Ko".

Aussi longtemps que l'arbre de transmission et l'axe du bloc cylindre sont dans le même alignement, les plongeurs ne se déplacent pas dans leur cylindre pendant le mouvement du bloc cylindre (fig. 108/d).

Si nous disposons la poire pour que son axe fasse un angle " φ " avec l'arbre de transmission "Tw" (fig. 108/e), les plongeurs effectuent un mouvement de va-et-vient dans leur cylindre pendant la rotation du bloc cylindre.

La course "s" effectuée par les plongeurs dépend de la grandeur de l'angle " φ ".

En effet, $\boxed{s = 2\ r \sin \varphi}$ lorsque r est la distance entre les axes des cylindres et l'axe du bloc cylindre.

L'angle de rotation " φ " du bloc cylindre autour de son axe C- D est toujours limité à 25°. Il s'ensuit que les débits minimum et maximum sont :

$\varphi = 0°$ $\quad s = o$ débit de la pompe 0

$\varphi = 25°$ $\quad s = 2\ r \sin 25°$
$= 2 \times 0{,}42262 \times r$ (débit de la pompe maximum
$= 0{,}84524\ r$

Si le débit de la pompe n'est pas nul, l'huile est envoyée sous pression vers le moteur via un tourillon de pivotement creux et est ramenée à la pompe par le second tourillon.

Les pivots par lesquels l'huile est envoyée sous pression ou ramenée sont inversés lorsque l'on renverse l'angle de pivotement " φ " de la poire par rapport à l'arbre de transmission (c'est-à-dire lorsque " φ " est dirigé vers le haut au lieu de vers le bas).

Cela signifie par conséquent que le sens de rotation du moteur peut être inversé, tout en gardant le même sens de rotation de la pompe et cela, simplement en inversant l'angle φ .

4. Puissance et rendement d'un accouplement hydrostatique.

a) Puissance.

$\frac{83}{1}$ La puissance transmise par une transmission hydrostatique s'exprime par :

$$\boxed{W = Q.P}$$

W est la puissance en Kgcm/sec,

Q est le débit en cm3/sec et P est la pression statique en Kg/cm2

Exprimant P et Q respectivement en Kg/cm2 et l/m, la puissance W en CV s'exprime par :

$$W = \frac{Q.P}{450} \quad CV.$$

83/2 b) Le couple absorbé par la pompe ou développé par le moteur hydrostatique.

Exprimant par :

q : la cylindrée en dm3 de la pompe ou du moteur hydrostatique

C : le couple absorbé par la pompe ou développé par le moteur

P : la pression hydrostatique en kg/cm2.

Le travail développé par tour est en l'exprimant :

- en fonction du couple : $2 \pi C$ kgm
- en fonction de la cylindrée et de la pression : 1000 q.P Kgcm ou 10 q.P Kgm.

Il en résulte que : $10\ q.P = 2 \pi C$ kgm

d'où : $C = \frac{10.q\ P}{2 \pi}$ kgm.

ou $$C = 1{,}59\ q.P \quad kgm$$

Etant donné que q = l.S (course x section des plongeurs) et que l = 2.r sin φ le couple peut être exprimé par :

$C = 1{,}59W\ \ 2.r.S.P \sin \varphi \quad = 3{,}18.r.S.P \sin \varphi$.

$$C = k.P \sin \varphi \quad kgm$$

Lorsque l'angle de rotation φ des organes constitutifs est constant, le couple transmis est : C = k.P kgm.

Le facteur k étant la cylindrée de la pompe ou du moteur peut être appelé la constante caractéristique ou la constante de construction de l'organe considéré.

L'angle φ étant variable, k . sin φ représente la cylindrée momentanée.

83/3 c) Discussion.

1) Le couple transmissible par une pompe ou moteur hydrostatique d'une cylindrée déterminée dépend seulement de la pression P au sein de son volume d'huile.

Cela signifie que dans une transmission hydrostatique déterminée, la pression P se fixe d'après le couple à transmettre, c.à.d. d'après le couple résistant.

83/4 2) Théoriquement, rien ne limite la valeur de la pression P en cas d'une augmentation continue de la charge. Il s'ensuit que la pompe doit êtreprotégée contre toute surcharge. Cette protection s'effectue au moyen d'un limiteur de pression qui, dès que la pression dépasse certaine valeur maximum autorisée P max, court-circuite la pompe en mettant sa conduite de refoulement en communication avec sa conduite d'alimentation.

Lorsque l'angle de rotation de la pompe ou du moteur est réglable entre $-\varphi$ max et $+\varphi$ max) le couple maximum transmissible est égal à :

$$C \text{ max} = k. P \text{ max } \sin \varphi \text{ max}.$$

83/5 3) Pour la transmission d'un couple déterminé, préférence peut être donnée à une pression élevée avec des appareils de volume réduit ou à une pression limitée avec des appareils plus volumineux.

Le choix sera principalement influencé par le genre du système et par la puissance à transmettre.
Des pressions élevées (500 bars et plus) ne sont d'application que pour des transmissions hydrostatiques d'un niveau de puissance supérieur (100 à 1000 CV pour la commande des grues, élévateurs, tracteurs, locotracteurs et locomotives...)

En effet, pour ces niveaux de puissance élevés, les pompes et moteurs à basse pression prennent de telles dimensions que leur application pour des transmissions perd tout intérêt par comparaison avec d'autres systèmes de transmission.

Par contre, pour des accouplements hydrostatiques ordinaires d'un niveau de puissance réduit et dont de ce fait, le volume des organes constitutifs est faible, préférence sera donnée à des pressions moins élevées (125 à 200 bars pour des puissances de 12 à 50 CV).

83/6 Les pressions élevées présentent d'ailleurs plusieurs inconvénients :

- Construction plus difficile des organes constitutifs
- Charge mécanique élevée des pistons et embiellages de la pompe et des moteurs d'où une durée de vie relativement limitée et une sécurité de fonctionnement décroissant au fur et à mesure que la pression augmente.

- Augmentation du danger de créer, dans certaines circonstances, des phénomènes de cavitation menant à la destruction rapide des blocs cylindres.
- Réduction du rendement total du système par la compressibilité de l'huile (3,5 % à 500 bars) ainsi que par l'augmentation des fuites d'huile. Il en résulte une température d'huile plus élevée avec, dans certains cas, la nécessité de refroidir cette huile.
- Naissance des vibrations dues aux chocs sollicitant les pistons, au moment de leur mise en action et de leur décharge d'où danger des phénomènes de résonance à certaines vitesses critiques.

4. Multiplication de vitesse ou du couple.

83/7 - Multiplication de la vitesse.

Le débit Q1 de la pompe est égal à $Q_1 = 2\, r_1\, S_1\, n_1 \sin \varphi_1$ lorsqu'elle est entraînée à une vitesse de rotation de n_1 t/min.

La vitesse de rotation, du moteur étant n_2 t/min. son débit s'exprime par : $Q_2 = 2.r_2\, S_2\, n_2 \sin \varphi_2$

k 1 et k 2 étant les cylindrées maximales et respectives nous obtenons :

$Q_1 = k\,1\; n\,1 \sin \varphi\, 1$ et $W\,1 = k\,1\; n\,1\; P\,1 \sin \varphi 1$

$Q_2 = k\,2\; n\,2 \sin \varphi\, 2$ $W\,2 = k\,2\; n\,2\; P\,2 \sin \varphi 2$

Il en résulte :

$$n\,2 = n1 \frac{k\,1 \sin \varphi 1\; Q\,2}{k\,2 \sin \varphi 2\; Q\,1} \quad \text{ou} \quad \frac{n\,2}{n\,1} = \frac{k.1 \sin \varphi 1\; Q\,2}{k\,2 \sin \varphi 2\; Q\,1}$$

La vitesse de rotation secondaire n 2 est donc fixée par :

a) La vitesse de rotation primaire n 1

b) Le rapport entre les cylindrées momentanées k 1 et k 2 de la pompe et du moteur

c) Le rapport entre les débits Q 2 et Q 1 du moteur et de la pompe.

On appelle $\frac{n\,2}{n\,1}$ la multiplication de vitesse du système.

Ce rapport peut être supérieur ou inférieur ou égal à 1.

La multiplication de vitesse peut être réglée par :

- le réglage des cylindrées momentanées pour autant que l'angle de rotation φ de la pompe, ou du moteur ou de tous les deux soit variable.
- l'incorporation d'un régulateur de débit entre la pompe et son moteur.

Lorsque les cylindrées de la pompe et de son moteur sont identiques et lorsque la pompe n'est pas court-circuitée par un régulateur de débit ni par un limiteur de pression, le débit Q 2 sera par approximation égal au débit Q 1 et n 2 sera par approximation égal à n 1 (approximation à cause des fuites d'huile).

- Multiplication de couple.

83/8. Le couple primaire (pompe) et le couple secondaire (moteur) étant respectivement exprimés par $C_1 = k_1 P_1 \sin \varphi_1$ et $C_2 = k_2 P_2 \sin \varphi_2$,

la multiplication du couple du système est donnée par le rapport

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{k_2 P_2 \sin \varphi_2}{k_1 P_1 \sin \varphi_1}$$

Négligeant les pertes de charges dans la tuyauterie entre pompe et moteur (ordre de grandeur 0,5 %) P 1 est par approximation égale à P 2 et

$$\boxed{\frac{C_2}{C_1} = \frac{k_2 \sin \varphi_2}{k_1 \sin \varphi_1}}$$

5. Relation entre la pression et le débit.

83/9. Comme déjà démontré, la pression dans un système hydrostatique sera seulement fixée par le couple résistant appliqué à son moteur.

Cependant, en réalité, ce couple est fixé par la courbe caractéristique "Couple - vitesse de rotation" de l'appareil mécanique commandé par ce moteur.

Cela veut dire qu'il existera entre le couple résistant et sa vitesse de rotation certaine relation pouvant être exprimée comme suit :

$$C = f\left(n \frac{x}{2}\right) \text{ ou } P = f\left(n \frac{x}{2}\right)$$

n 2 étant à son tour déterminé par le débit Q 2 il existera également une relation entre la pression et le débit pouvant être exprimée par : $P = f\left(Q \frac{x}{2}\right)$.

Exemples :

83/10. L'accouplement hydrostatique "Behr" pour la commande d'un ventilateur de refroidissement.

Le couple absorbé par un ventilateur s'exprime par :

$$C = K. n_2^2$$

Il en résulte que dans le système hydrostatique

$$P 1 = P 2 = K. n_2^2$$

Q 2 étant fixé par n 2, nous obtenons que la pression $P = K. Q_2^2$.

La puissance du moteur hydrostatique est : $W 2 = K 2 n_2^3$

La puissance développée par la pompe est : W 1 = K 1 n 1 P 2

puisque n2 dépend de n1 , nous pouvons écrire :

$$W 1 = K 1 n 1 P 2 = K. n 1 n_2^2 = K. n_2^3$$

La puissance W absorbée par la pompe est ainsi fonction de la troisième puissance de la vitesse de rotation secondaire : n 2.

Lorsque Q 2 = Q 1 (fonctionnement en régime) la puissance W 1 de la pompe, est fixée à $K n_1^3$.

Pour obtenir une vitesse secondaire n 2 plus éleyée, il faut donc augmenter la pression en fonction de (n_2^2) et augmenter le débit en fonction de (n 2).

Par conséquent, un régulateur de débit (Réglage de $\frac{Q 2}{Q 1}$) incorporé dans le circuit influencera également la pression dans le système.

Autrement dit, pour une position déterminée du régulateur de débit ($\frac{Q 2}{Q 1} = C^{te}$), la pression P e t la vitesse secondaire n 2 seront fixées par la vitesse primaire n 1.

83. 11 b) Dans un système hydrostatique appliqué comme transformateur de couple, la puissance transmise peut être réglée à une valeur constante par l'incorporation dans le circuit d'un régulateur "pression - débit" maintenant le produit Q.P constant. (De nouveau une certaine relation entre le débit et la pression).

Dans ce cas ; un faible débit c.à.d. une faible vitesse secondaire n 2 correspondra à une pression élevée P 2 donc à un couple secondaire C 2 élevé (ou un grand effort de traction quand le système entraîne un véhicule).

Une telle transmission se caractérise par une courbe de puissance constante permettant d'utiliser continuellement la puissance maximum du moteur diesel à n'importe quelle vitesse du véhicule.

6) Alimentation de plusieurs moteurs par la même pompe.

84. Lorsque dans un système hydrostatique, la pompe alimente plusieurs moteurs, l'équilibre entre les puissances est à exprimer comme suit :

$r.\ W\,1 = W\,2 + W\,3 + W\,4 + \ldots\ldots\ldots$ (r = rendement)

d'où

$r\ k\,1.n\,1.P\,1.\sin \varphi 1 = k\,2.n\,2.P\,2.\sin \varphi 2 + k\,3.n\,3.P\,3 \sin \varphi 3 + k\,4.n\,4.P\,4.\sin \varphi 4 + \ldots\ldots$

Les pertes de charge étant minimes, elles peuvent être négligées et nous obtenons que :

$P\,1 = P\,2 = P\,3 = P\,4 = P5 + \ldots\ldots$

Lorsque les moteurs ont une cylindrée identique à celle de la pompe, la vitesse secondaire est à exprimer comme suit :

$$n\,2 = \frac{r.\ n\,1}{x}$$ (x = le nombre de moteurs alimentés par la pompe).

Dans le cas où un des moteurs alimentés par une pompe unique doit développer une puissance et une vitesse de rotation constante et indépendante de la valeur de la vitesse primaire n 1, cela peut se réaliser par le pontage du moteur en question par un limiteur de pression. Seulement les vitesses de sortie des moteurs non pontées varieront d'après les variations de la vitesse primaire n 1.

7) Rendement.

85/1. Le rendement d'une transmission hydrostatique est déterminé par les pertes suivantes :

85/2. a) Les pertes de frottements mécaniques.

Ces pertes sont inférieures à 1,5 % de la puissance maximum; elles sont pratiquement constantes quelle que soit la puissance transmise.

85/3. b) Les pertes de charge dues à la vitesse de circulation dans les tuyauteries.

En l'absence de vitesses de circulation importantes et de phénomènes de turbulence dans le circuit, les pertes de charge se limitent généralement de 0,5 à 1 %.

Des phénomènes de turbulence sont souvent dus au mauvais choix des dimensions de la pompe, des moteurs ou de la tuyauterie. Ces phénomènes n'augmentent non seulement les pertes de charge considérablement mais peuvent également produire une cavitation rapide par laquelle les blocs-cylindres se creusent et des particules métalliques se désagrègent provoquant des grippages c.à.d. la destruction totale de la pompe.

85/4. c) Les pertes d'huile dans la pompe et les moteurs.

Ces pertes, nécessaires pour des raisons de graissage, dépendent de la pression et de l'état des pistons et cylindres.

Ces pertes se limitent en régime normal à 2,5 % pour 500 bars. Dans certaines circonstances, elles peuvent s'élever à 8 % et au-delà. (p.ex. le cas d'une pompe complètement pontée par son régulateur de débit : Q 2 étant égal à 0, le rendement global sera nul).

85/5. d) Pertes dues à la compressibilité volumétrique de l'huile.

Ces pertes dépendant principalement de la qualité de l'huile ainsi que de la pression de fonctionnement.

Elles doivent se limiter à 3,5 % pour 500 bars.

85/6. e) Pertes dues à la pression d'opposition dans les organes constitutifs.

La pression d'opposition est celle lue en sortie d'échappement des moteurs. Elle doit être basse puisqu'elle en s'opposant à la pression utile, abaisse le rendement du système.

85/7. Cette pression d'opposition est souvent bien différente de celle lue sur le bloc de gavage de la pompe. Cette pression de gavage (remplissage de la pompe) est d'une très grande importance.

D'abord, lorsqu'elle est trop élevée, elle abaisse le rendement sensiblement. D'un autre côté, elle doit être suffisante non seulement pour compenser les pertes ainsi que les volumes d'huile de renouvellement mais en premier lieu pour éviter des chocs trop brutaux à la mise en action et à la décharge des cylindres ce que provoquerait de la chaleur, du bruit et des risques pour la destruction rapide des pistons et embiellages.

Ordre de grandeur des pertes dues au gavage et aux pressions d'opposition : 1 à 3 %.

85/8. Conclusion :

En régime normal, le rendement total d'un accouplement hydrostatique s'élève à ± 93 %.

Le rendement d'une transmission hydrostatique se limite généralement à ± 83 % à pleine charge et à ± 65 % pour ¼ de la charge maximum.

Les pertes de puissance se transfèrent en chaleur de façon à ce qu'à partir d'un certain niveau de puissance, le refroidissement de l'huile sera nécessaire.

Pour des systèmes de puissance limitée, les tuyaux de liaison suffisent en pratique pour évacuer la chaleur produite sous condition que la longueur de ces tuyaux soit suffisante.

8) L'huile.

86/1. Dans un système hydrostatique, on ne peut utiliser que des huiles d'origine minérale, de très bonne qualité de graissage, exempt de traces d'eau, d'acides et de goudron. Les huiles prescrites par les constructeurs sont en général des huiles détergentes afin d'éviter leur vieillissement trop rapide.

Leur viscosité sera de 5 à 6° Engler à 50°C.. Leur compressibilité volumétrique sera aussi basse que possible, surtout lorsqu'il s'agit d'un système à pression élevée (600 bars).

L'installation doit être réalisée de façon à ce qu'elle soit facile à désaérer. Le moindre trace de bulles d'air abaisse très sensiblement le rendement.

9) Vibrations.

86/2. Chaque cylindre d'une pompe ou moteur hydrostatique donne une pulsation.

La fréquence de vibration d'une pompe ou moteur peut être exprimée par :

$$f = \frac{\text{nombre de cylindres x n t/min.}}{60}$$

Des phénomènes de résonance sont à éviter, surtout lorsque la pompe est directement accouplée au moteur diesel! L'entraînement de la pompe se fera de préférence par un accouplement élastique (p. ex. des courroies).

5. Application du système hydrostatique.

87/1. a) Systèmes de montage - Circuits :

2 systèmes de montage fondamentaux sont à distinguer :

- en circuit ouvert
- en circuit fermé

87/2. b) Circuit ouvert (fig. 100/a).

Ce circuit est d'application pour des pompes et moteurs à cylindrée fixe ou variable d'une puissance limitée. La pompe aspire dans un réservoir et débite dans un ou plusieurs moteurs d'où la totalité de l'huile retourne vers le réservoir;

l'inversion éventuelle du sens de marche est obtenue par l'action d'un distributeur.

Comme déjà expliqué, il y a lieu que la pression de gavage ne descend au dessous d'une certaine valeur minimum.

Le remplissage sous pression de la pompe s'effectue soit par un réservoir sous pression, soit par un injecteur incorporé dans un réservoir à pression atmosphérique, soit par une pompe d'alimentation (pompe centrifuge ou à engrenages).

c) Circuit fermé (fig. 109).

87. 3 En pratique, l'application du montage de la pompe et moteur en circuit fermé, c.à.d. de façon à ce que le refoulement de la pompe soit raccordé à l'aspiration du moteur et inversément, sans détournement par un réservoir, se limite exclusivement aux transmissions.

Dans ce cas, la cylindrée de la *pompe est* toujours variable.

Le moteur peut être à cylindrée fixe ou variable.

L'installation est complétée par :

- un réservoir pour la récupération des huiles de fuite de la pompe et du moteur ainsi que par un distributeur pilote ayant pour rôle de vérifier la quantité et la température de l'huile dans le circuit.
- une pompe d'alimentation dont le rôle est de renvoyer l'huile arrivant dans le réservoir à la conduite de basse pression. Le distributeur pilote règle cette quantité d'huile.

d) L'accouplement hydrostatique "BEHR" utilisé aux engins de traction diesel pour la commande des ventilateurs de refroidissement.

88. 1 L'accouplement hydrostatique est composé d'une pompe à cylindrée fixe qui alimente par un circuit ouvert un ou plusieurs moteurs dont la cylindrée fixe peut être identique à celle de la pompe ou différente de celle-ci. (fig. 108 a, 108 b, 110 b).

Le circuit ouvert est représenté schématiquement dans la fig. 110 a.

La puissance transmise est réglée par un régulateur de débit (3) ayant pour but d'adapter la puissance développée par les ventilateurs à la température de l'eau de refroidissement du moteur diesel.

Comme déjà indiqué, ce régulateur de débit influence en même temps la pression du système.

88/2 Le régulateur de débit, représenté en coupe à la fig. 110 c dispose d'un élément thermostatique "8" monté dans le circuit de l'eau dont la température est à vérifier.

D'après la température de l'eau, la face supérieure de cet élément s'appuie contre la face inférieure d'un piston distributeur qui prend certaine position d'équilibre. Cette position règle le passage direct entre la conduite de refoulement de la pompe (raccordée à l'entrée A) et sa conduite d'aspiration (raccordée à la sortie B).

De cette manière, le degré de pontage de la pompe ,par le régulateur est fixé par la température du moteur diesel. Ce pontage est complètement éliminé dès que le moteur atteint sa température de fonctionnement normale. (p. ex. 75 ou 80°C).

88.3 L'entrée C et la sortie D permettent l'alimentation d'un servo-moteur éventuel pour la commande de l'ouverture des volets des radiateurs.

Aussi longtemps que la température du moteur est insuffisante, ce servo-moteur est alimenté et les volets-radiateur sont fermés.

Ces volets s'ouvrent lorsque l'alimentation de leur(s) servo-moteur(s) est coupée.

88.4 Le réservoir à huile est représenté à la figure 110 d. Ce réservoir doit être monté à proximité de la pompe et à certaine hauteur par rapport à celle-ci.

Les niveaux d'huile maximum et minimum sont déterminés, par un clapet de niveau.

L'huile refoulée par les moteurs arrive dans la partie supérieure du réservoir d'où elle se dirige par un filtre magnétique et un tuyau central (3) vers l'injecteur (5) se trouvant dans le fond du réservoir. Dans cet injecteur, l'huile est d'abord soumise à une accélération qui après, dans le cône divergent, se transforme en pression.

L'injecteur est monté verticalement afin de permettre le désaérage du circuit immédiatement après la mise en service du système.

Un bouchon fileté sur la conduite de refoulement de la pompe permet un désaérage total et facile.

Principe du fonctionnement d'un accouplement hydro-statique

Annexe 63

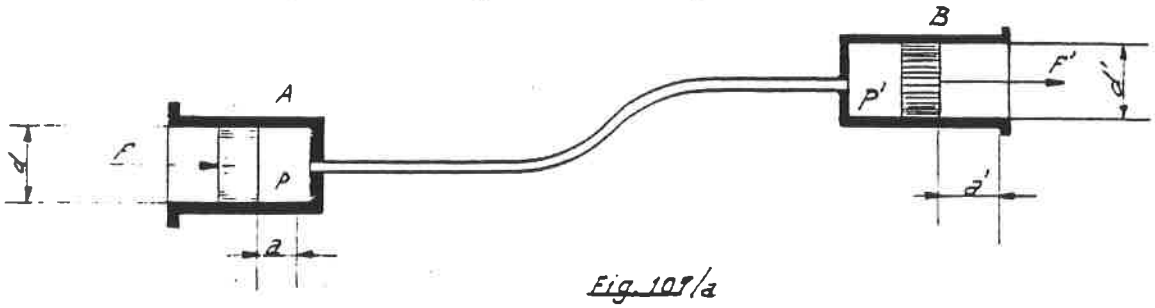


Fig. 107/a

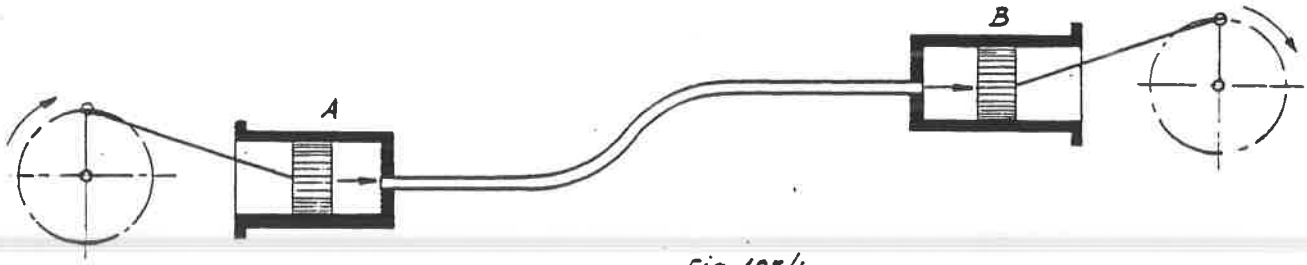


Fig. 107/b

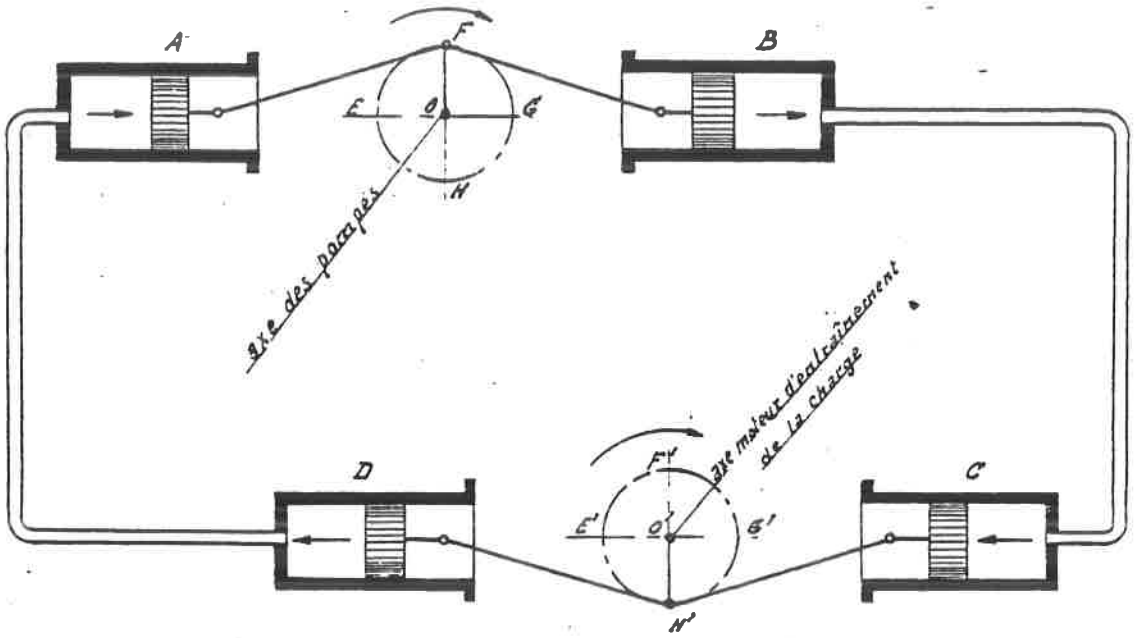


Fig. 107/c

C. 1260
11me L

Annexe 64

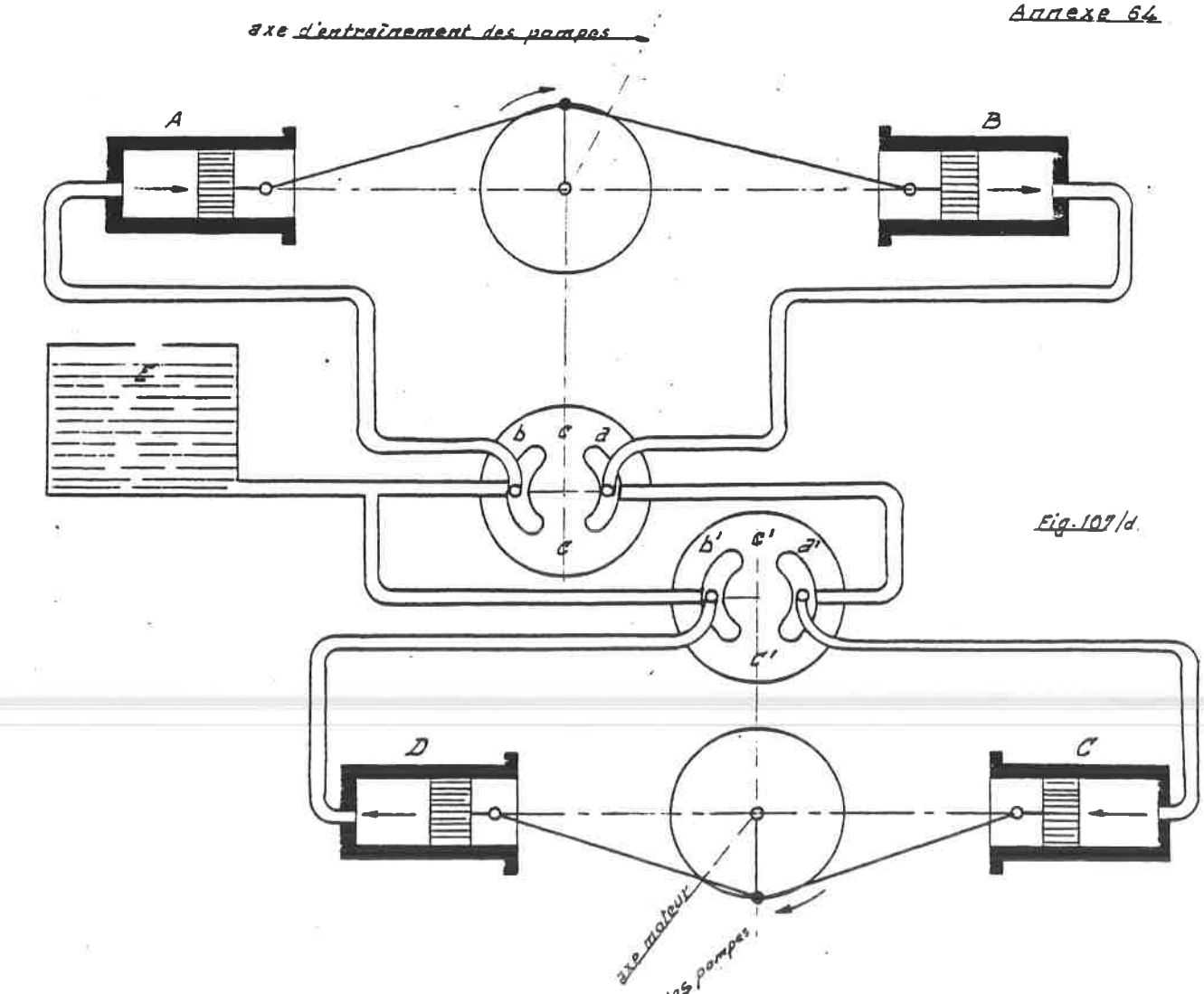


Fig. 107/d

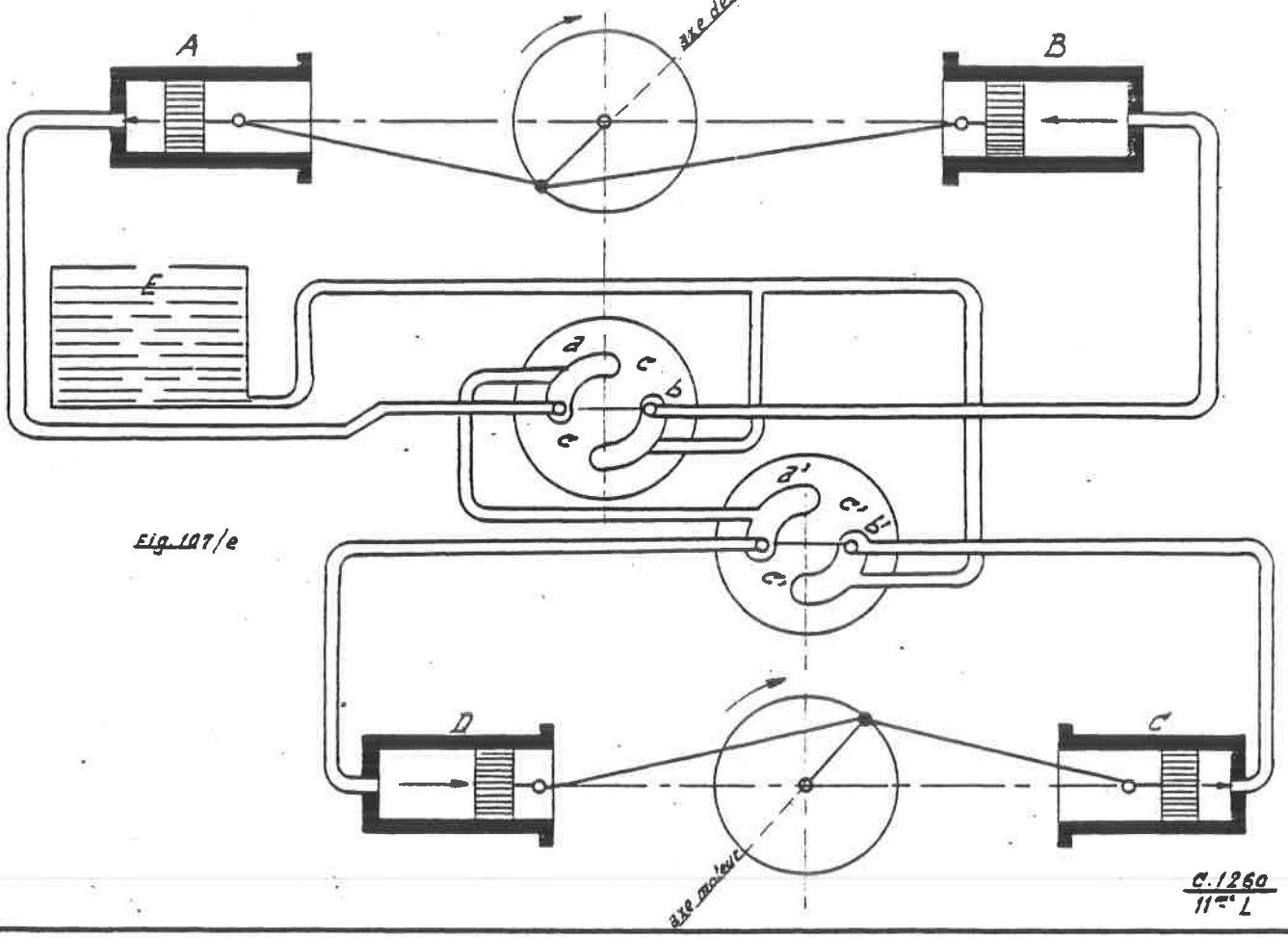
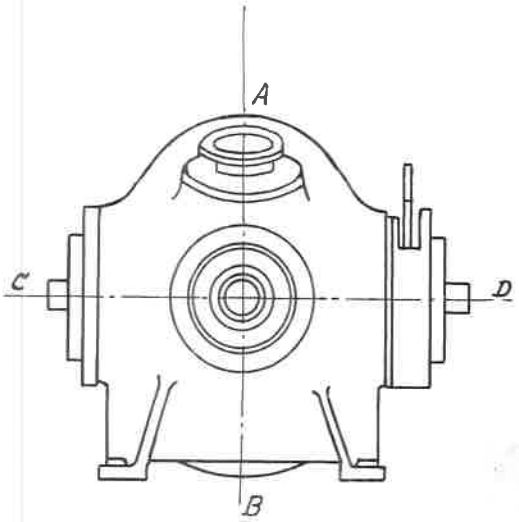
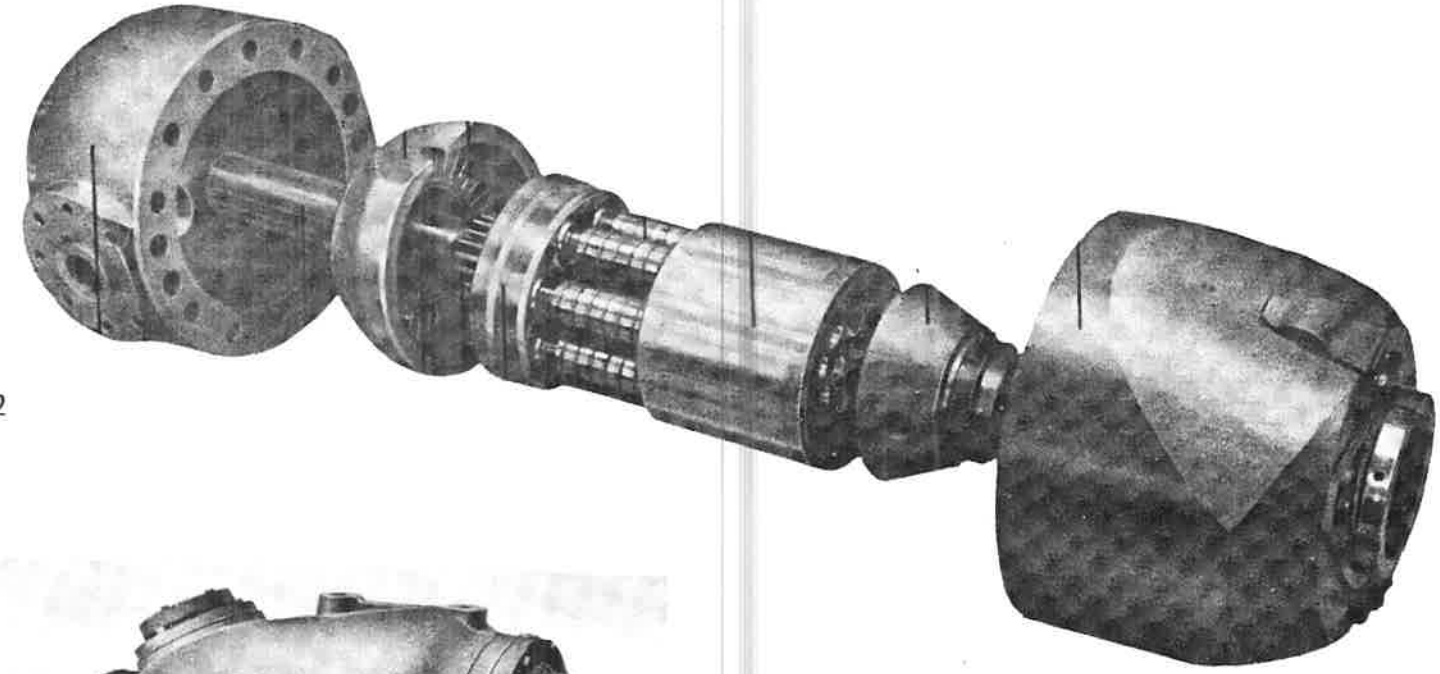


Fig. 107/e

C. 1260
11ème L

Accouplement hydro-statique (système "Thoma"





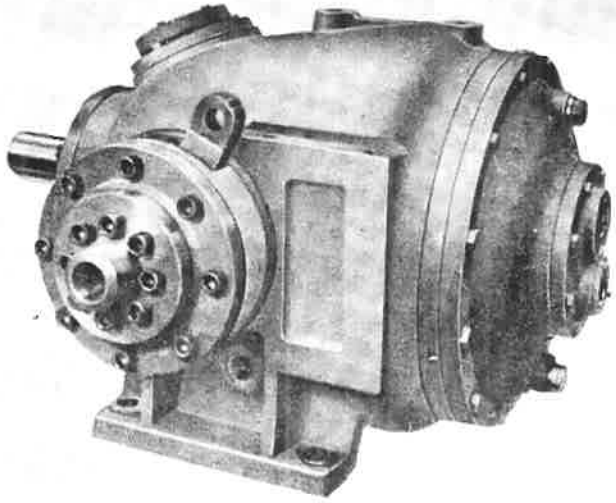


Fig. 108/a

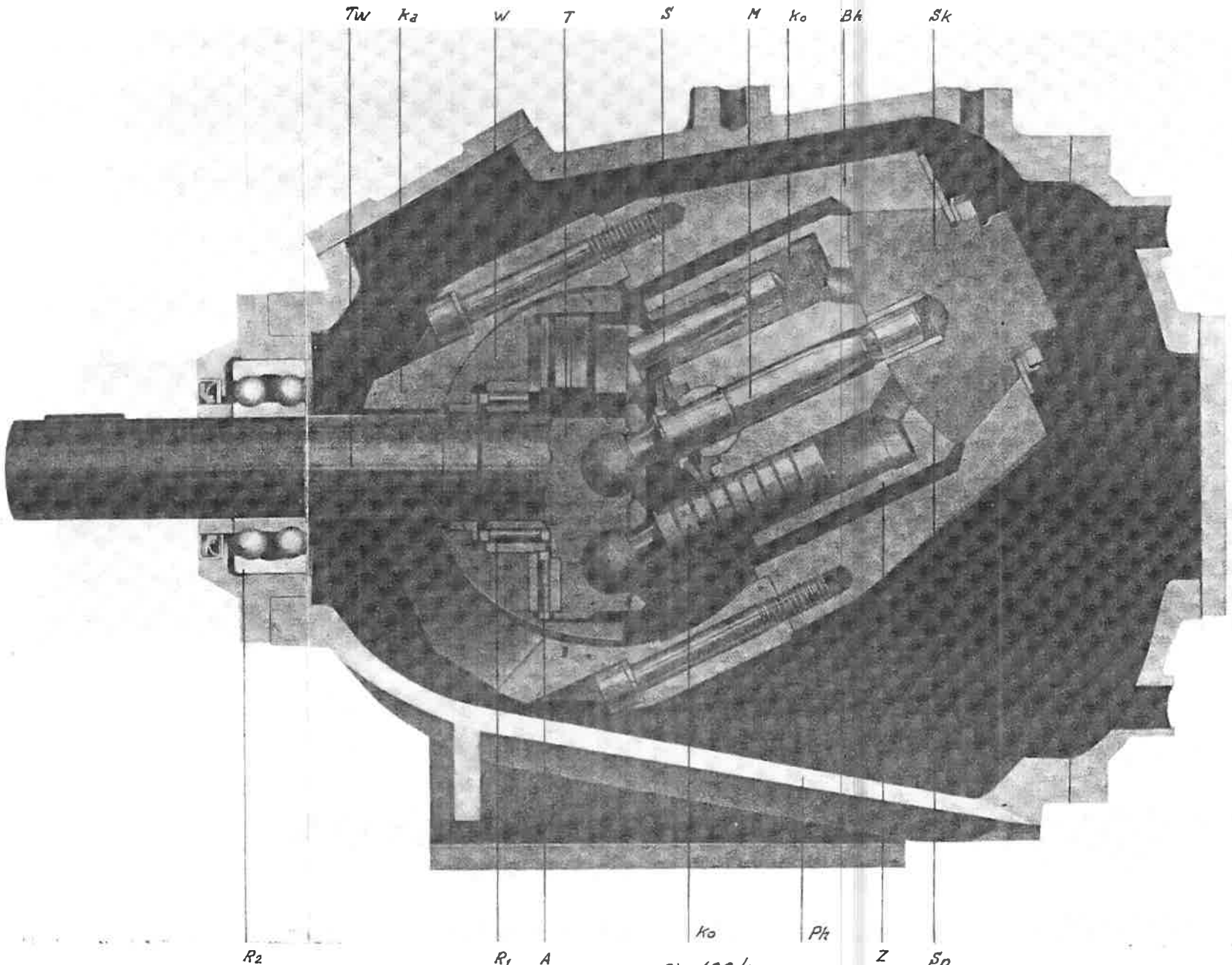
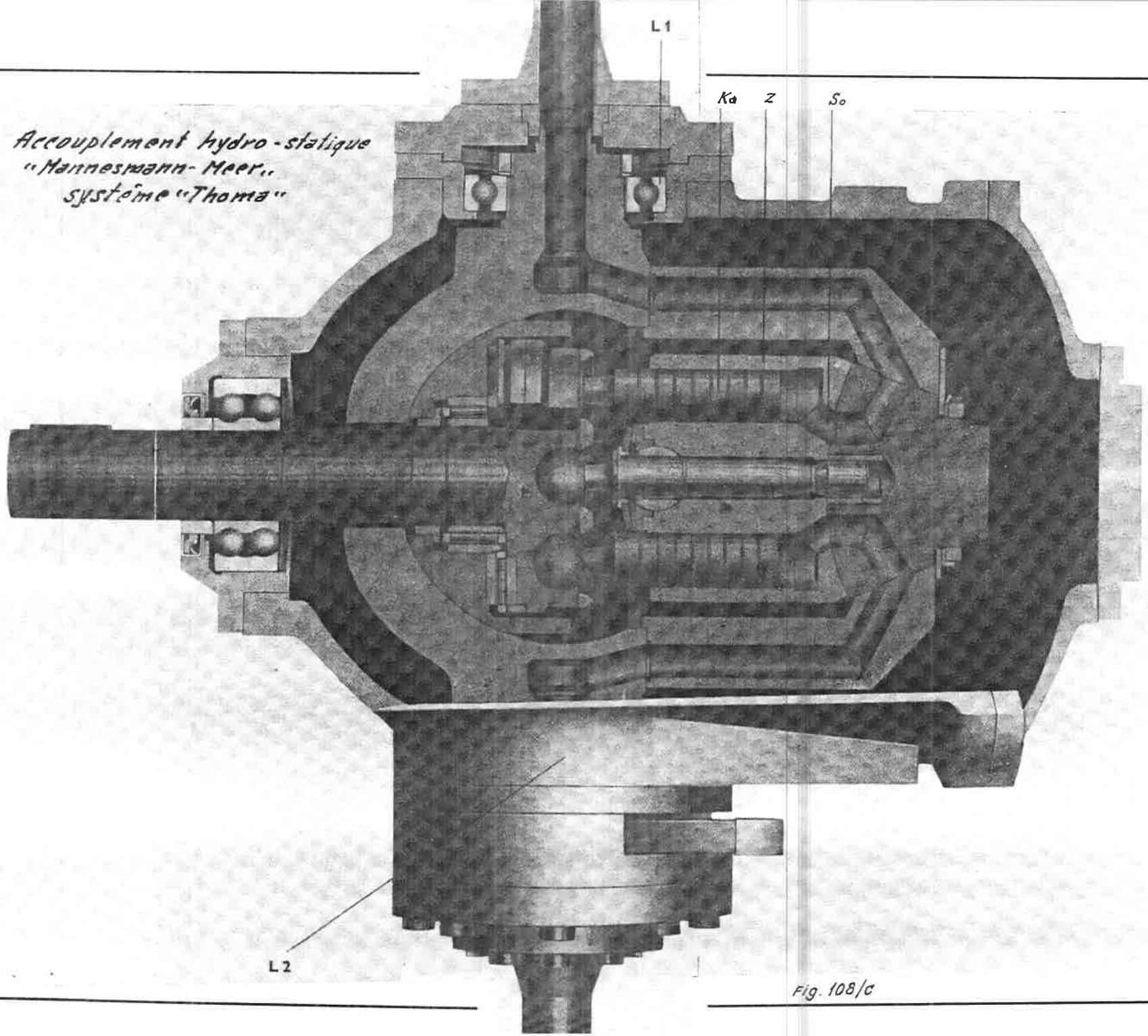


Fig. 108/b

Coupe A-B

Accouplement hydro-statique
"Mannesmann-Meer"
système "Thoma"



Coupe C-D

Fig. 108/c

Annexe 67

c. 1260
11.7.

Accouplement hydro-statique "système Thoma"

Pompe au point zéro

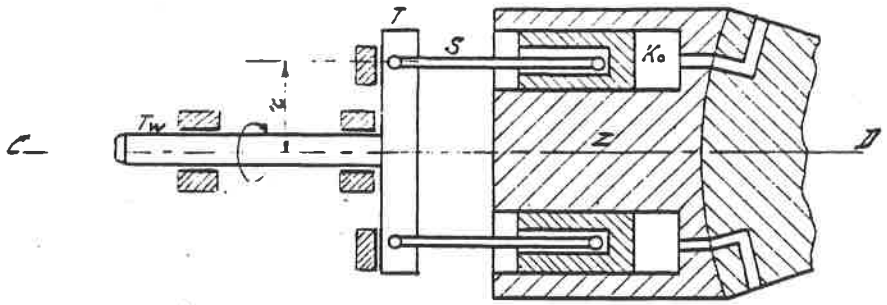


Fig. 108/d

Pompe inclinée

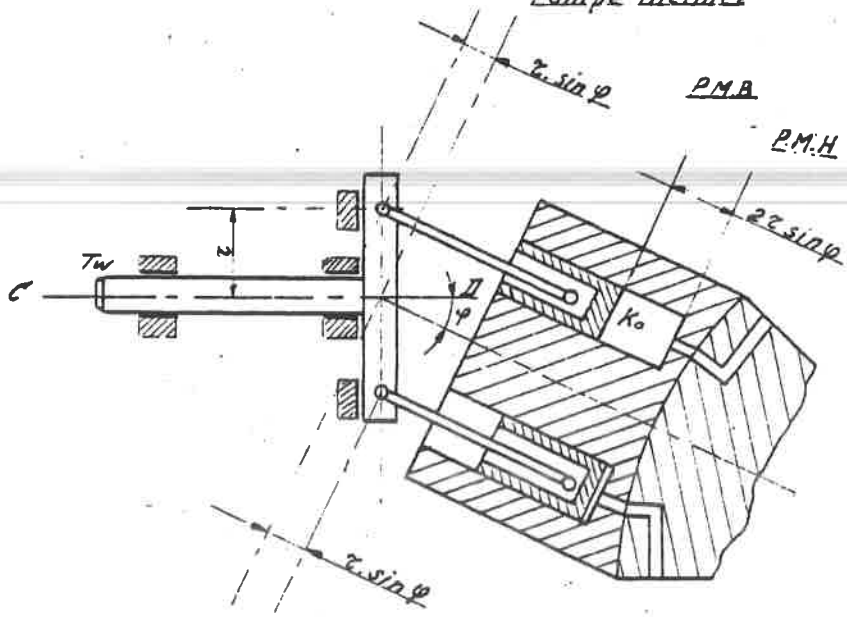


Fig. 108/e

Plateau de distribution

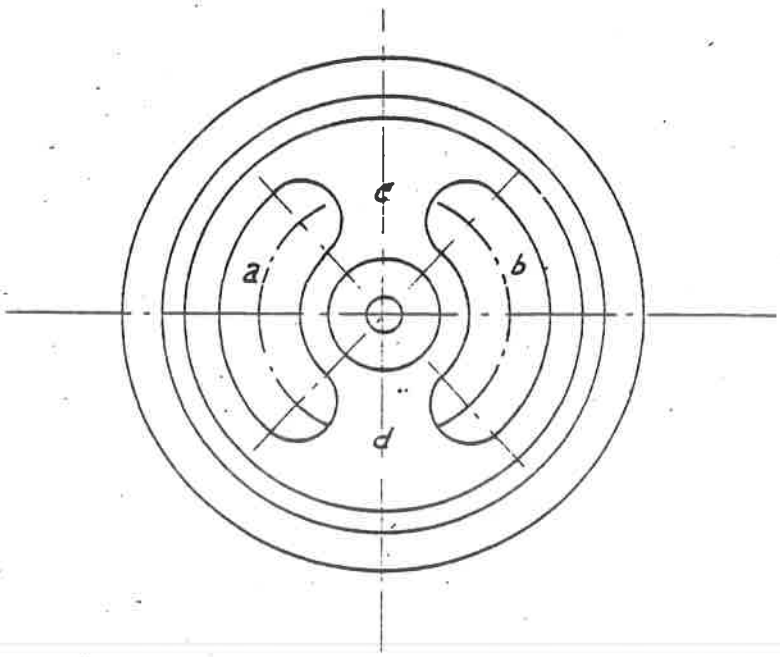


Fig. 108/f

Principe d'une transmission hydrostatique avec circuit fermé

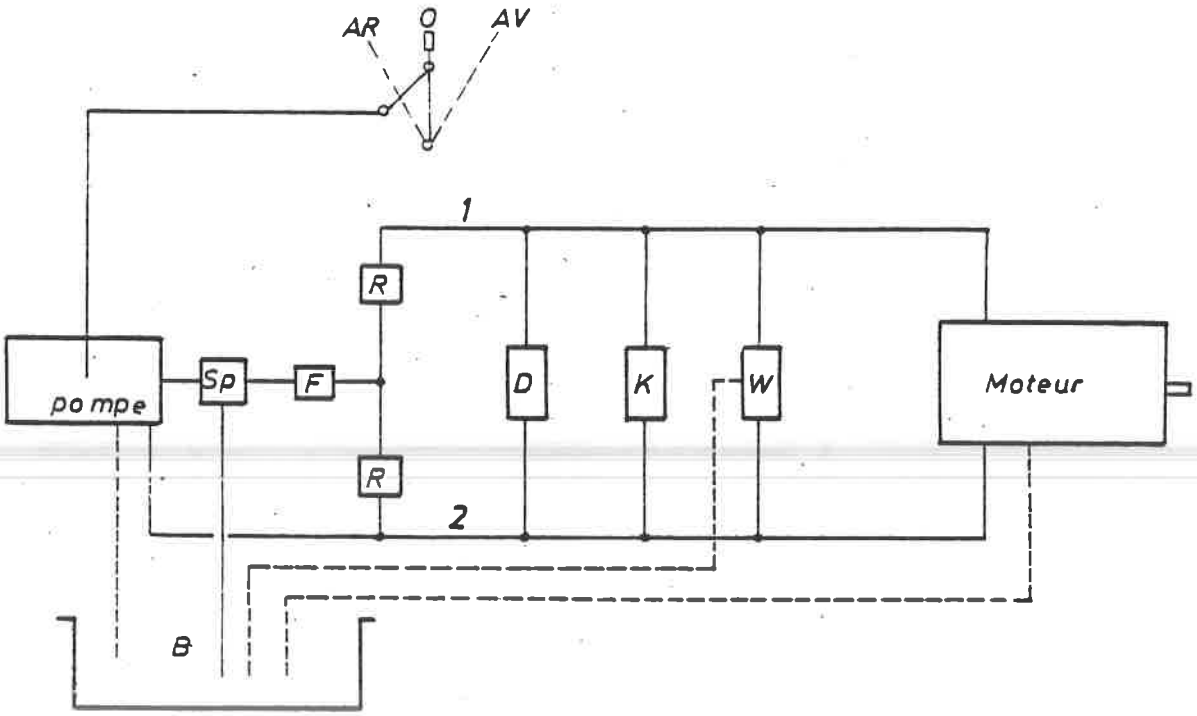


Fig. 109

Sp. Pompe de compensation

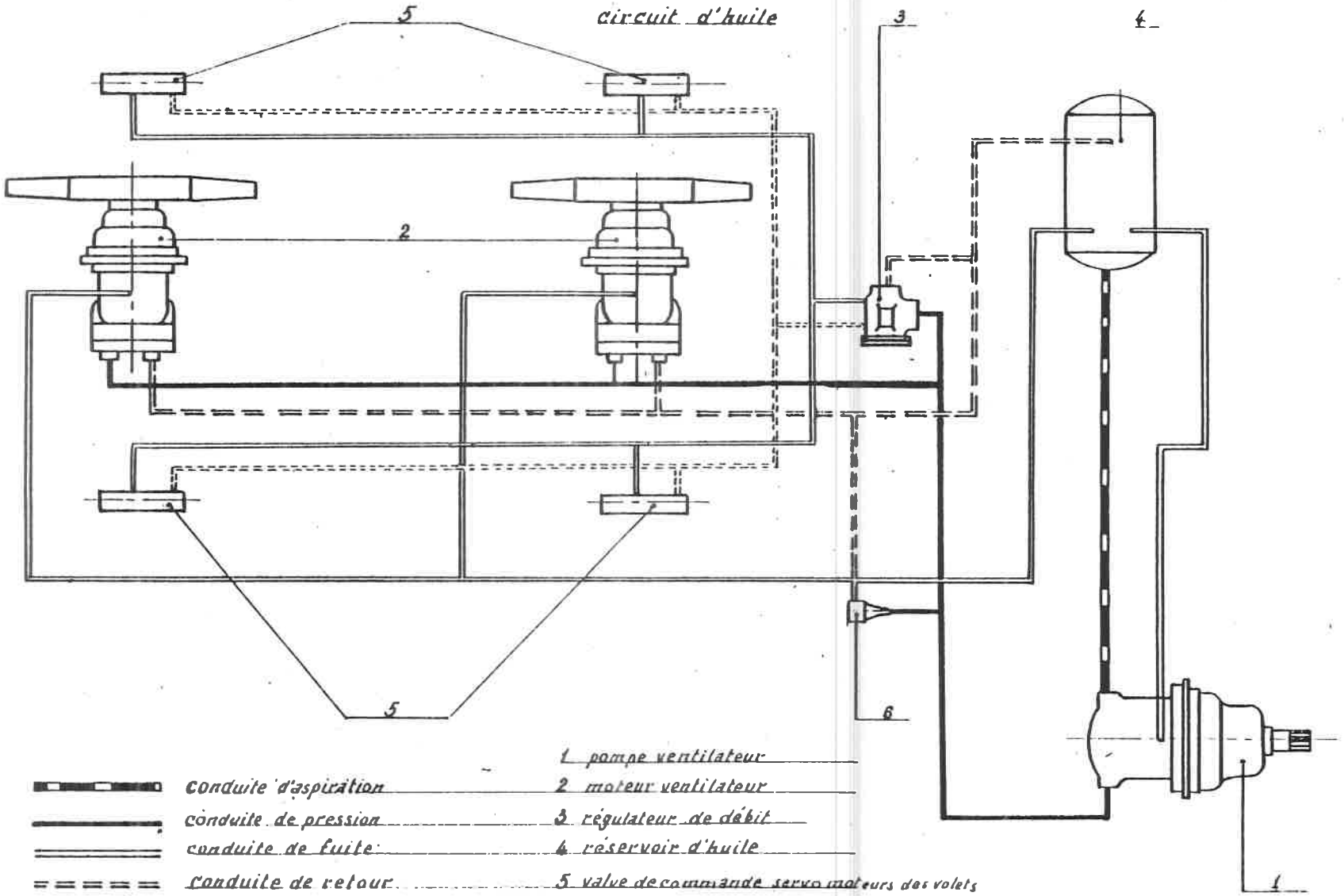
F. Filtre

R. Système de clapets de refoulements

D Clapet de surpression

K. Clapet de court-circuitage de la pompe (remorquage d'un vehicule)

1-2 Conduite de refoulement ou de retour d'après la position de la pompe sur avant ou sur arrière



Conduite d'aspiration	1 pompe ventilateur
conduite de pression	2 moteur ventilateur
conduite de fuite	3 régulateur de débit
Conduite de retour	4 réservoir d'huile
Conduite d'alimentation des servo moteurs des volets	5 valve de commande servo moteurs des volets
	6 soupape de surpression

Fig. 110 a

Commande des ventilateurs de refroidissement par un accouplement hydro-statique "Behr"
(Réglage de la puissance par réglage du débit)

Annexe 70

C. 1960
Tome I

Coupe d'une pompe hydro-statique "Behr"

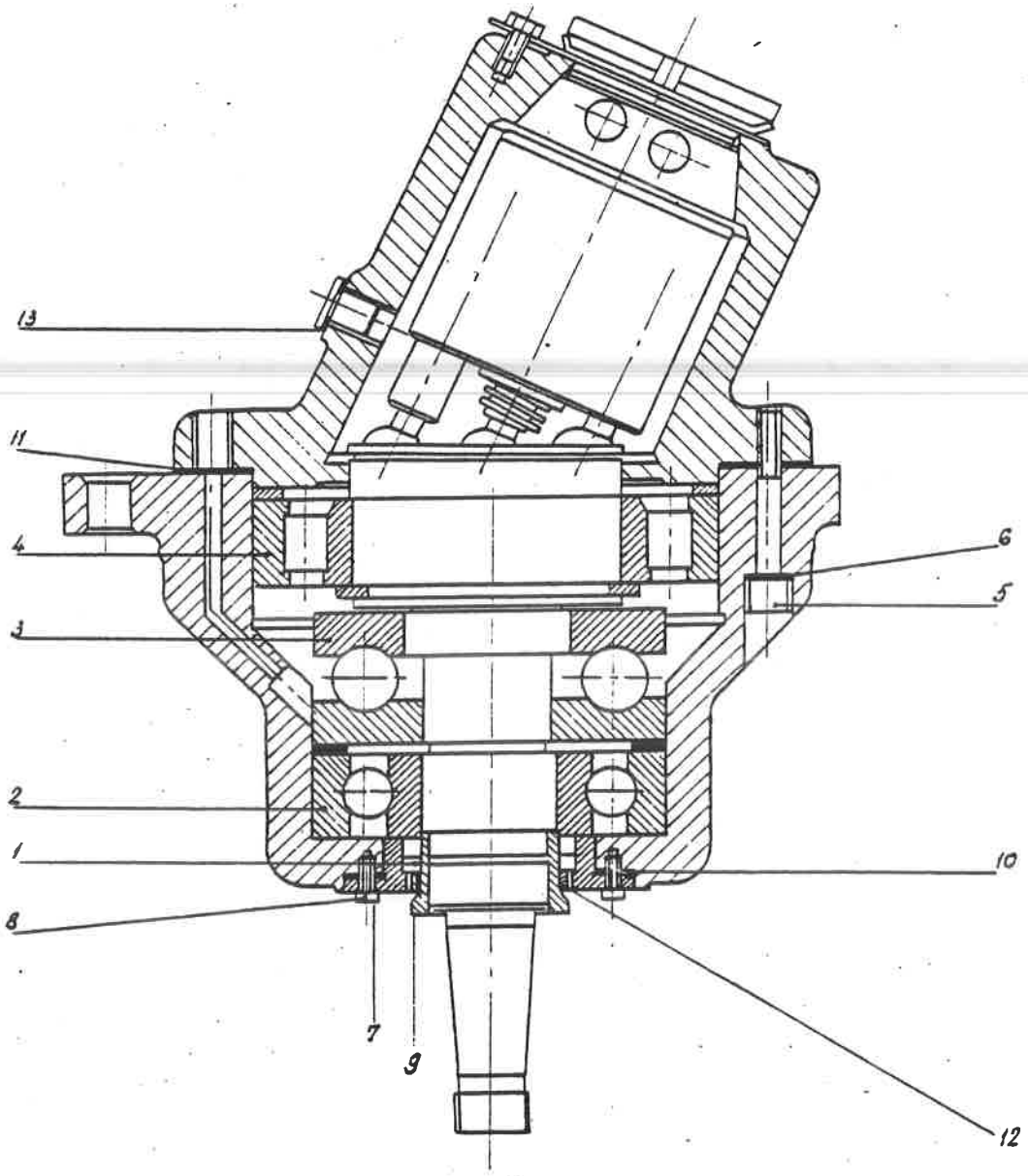


Fig. 110 b

Régulateur de ventilateur "BEHR"

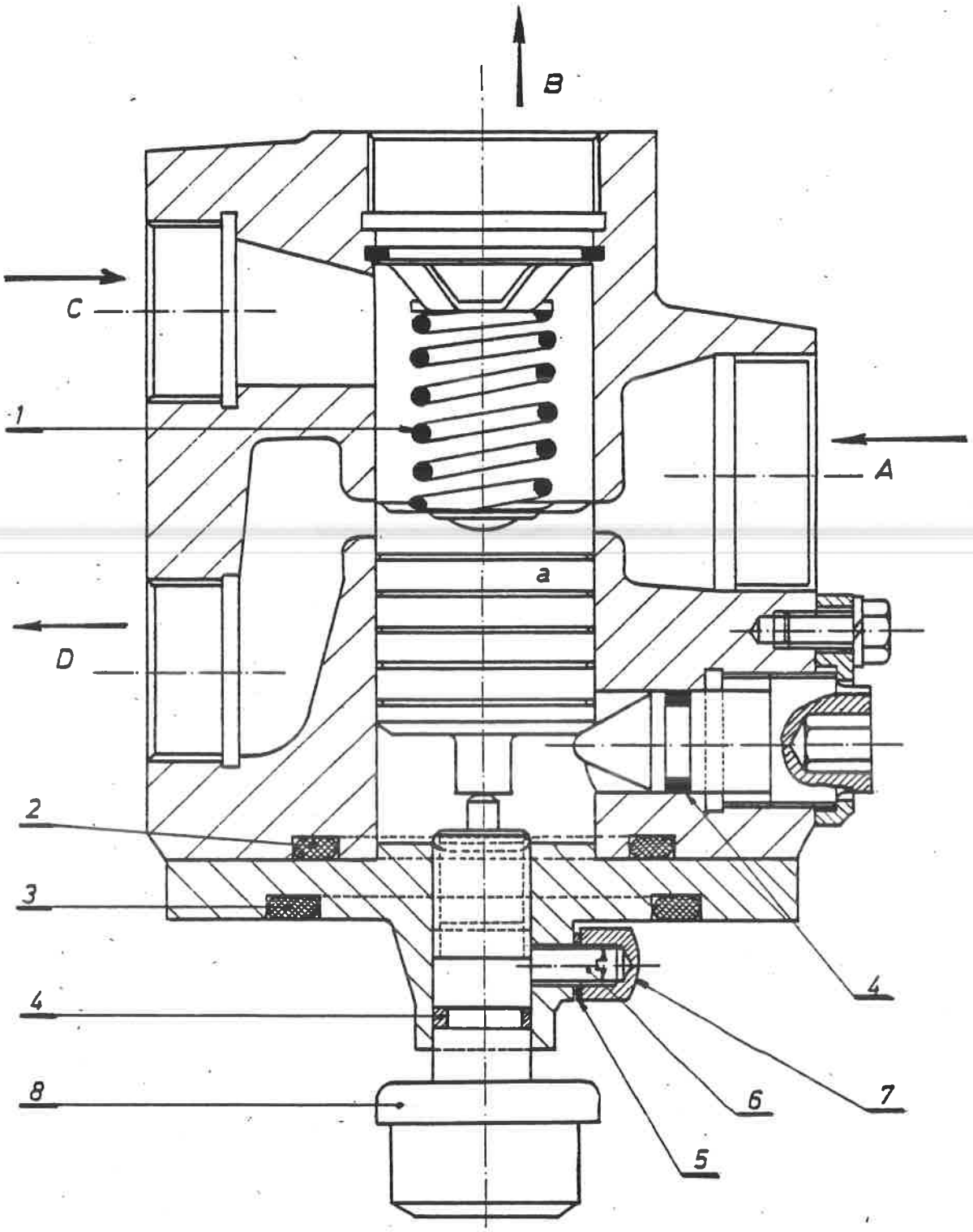
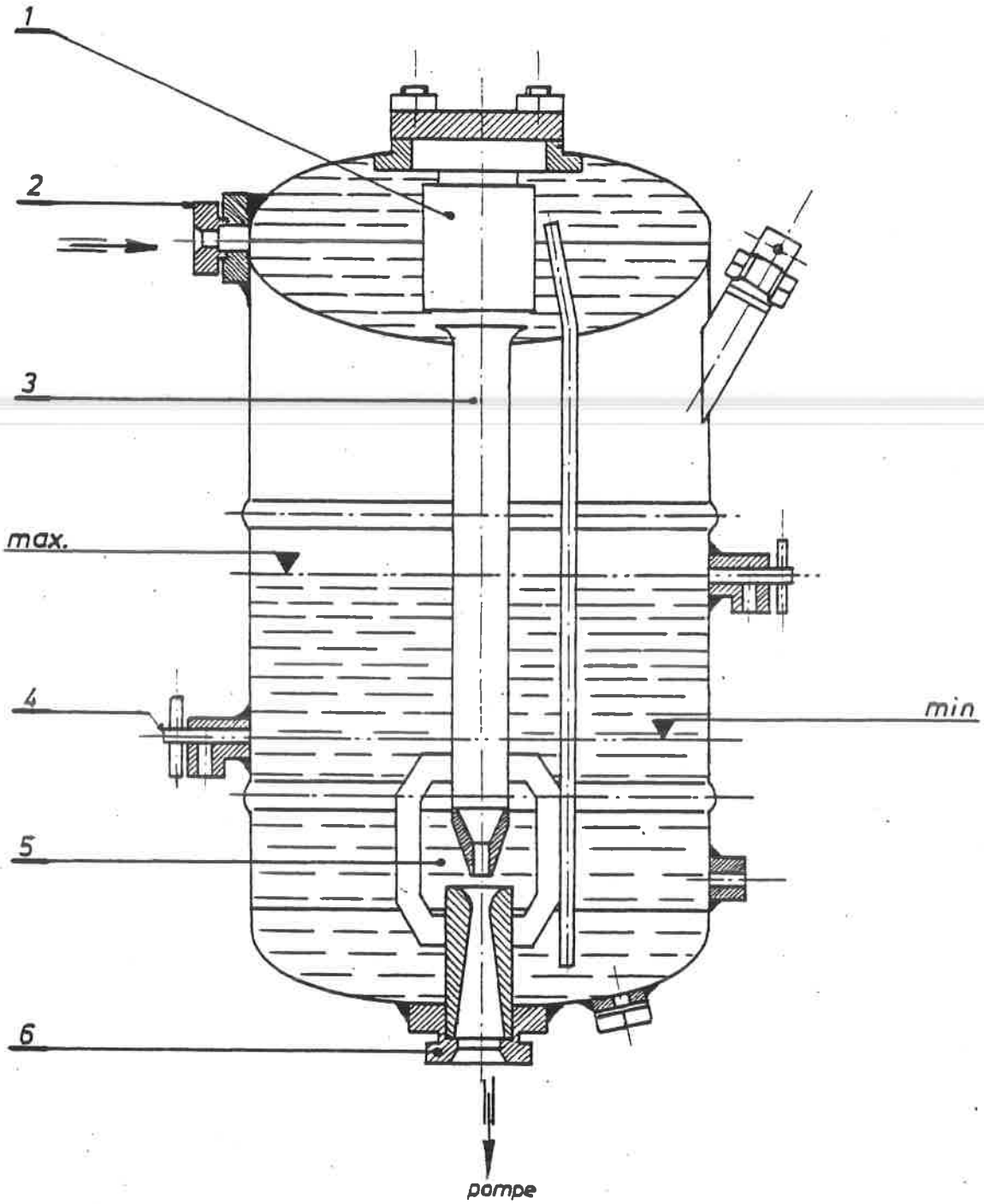


Fig. 110/c

1. Ressort
2. Anneau
3. Anneau
4. Anneau joint
5. Anneau joint
6. Cheville filetée
7. Ecrou à chapeau
8. Elément de travail

Réservoir d'huile "BEHR"



1 Filtre magnetique
2 Recuperation
3 Tuyaux
4 Soupape de decharge
5 Injecteur
6 Tubulure d aspiration

Fig.110 / d

SNCB
Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

II/VI

Leçons 12 à 22

12e leçon. 1967.

Suite CHAPITRE III - TRANSMISSIONS.

I. But de l'inverseur.

89. L'inverseur est l'organe qui, par une combinaison d'engrenages, permet de changer le sens de marche de l'engin diesel en gardant le même sens de rotation du moteur.

Le sens de rotation des moteurs diesel de traction ferroviaire n'est, en effet, pas réversible, comme c'est le cas pour certains moteurs de navires.

L'inverseur peut être soit un organe séparé (comme sur la plupart des locomotives de manoeuvre) soit incorporé dans le pont d'essieu, ( ) soit incorporé dans le même carter que le transformateur de couple (boîte de vitesses mécanique ou transmission hydraulique).

II. Principes de fonctionnement.

Le fonctionnement de l'inverseur peut être basé sur un des 3 principes suivants:

90. a) Principe du nombre pair ou impair d'engrenages.

Le principe, représenté à la fig. 111, consiste dans le fait que le sens de rotation des roues motrices change suivant qu'elles sont entraînées par un nombre pair ou impair d'engrenages.

91. 1. Les engrenages peuvent coulisser l'un par rapport à l'autre.

C'est le cas, par ex. de l'inverseur incorporé à la boîte de vitesses mécanique "Brossel". Le principe de cet inverseur est donné aux fig. 112 (AR t. 551-ES) et 113 (AR t. 553-554). L'inversion du mouvement est obtenue en déplaçant de leur point neutre les pignons 4 ou 5 (fig. 112) ou les pignons 6 ou 7 (fig. 113).

Les pignons coulissants sont munis d'une collerette avec une rainure dans laquelle s'engage une fourche. Les deux fourches sont fixées chacune sur une tringle montée dans le dessus du carter (fig. 114). Les deux tringles sont protégées contre un déplacement intempestif par un verrouillage.

92. 2. Les engrenages sont toujours en prise.

C'est le cas par ex. de l'inverseur incorporé dans la boîte de vitesses mécanique Winterthur, ainsi que dans les transmissions hydrauliques SEM (AR t. 602-603-630) et Voith (hld t. 211 et 213).

On voit à la fig. 115, que les deux séries de pignons se terminent chacune par un pignon qui tourne librement sur l'arbre de sortie de la transmission. Ces deux pignons libres sont pourvus latéralement de griffes. Un manchon d'accouplement est monté sur l'arbre de sortie rainuré, entre les deux pignons. On peut donc ainsi réunir, au choix, un des deux pignons à l'arbre de sortie.

Ces inverseurs sont généralement commandés par un servo-moteur à air comprimé à deux positions; l'alimentation en air est commandée des cabines de conduite au moyen de 2 électrovalves. Un verrouillage empêche l'inversion intempestive du sens de marche (fig. 116).

b) Principe des engrenages coniques.

93. Deux engrenages coniques, attaqués par un pignon unique, tournent en sens inverse. Suivant que la traction est assurée par l'un ou l'autre de ces engrenages, on obtient l'un ou l'autre sens de marche (fig. 116).

Généralement, les deux engrenages coniques tournent librement sur l'arbre de sortie dont ils peuvent être rendus solidaires par un manchon d'accouplement (baladeur). Ce principe est appliqué dans l'inverseur Twin-Disc des autorails t. 604 (fig. 118) ainsi que dans les inverseurs-réducteurs Mylius, Cockerill et SEM placés sur les locomotives de manoeuvre. L'inverseur-réducteur Mylius des locomotives t. 250 est représenté à la fig. 119.

c) Principe de changement d'essieux accouplés.

94. Ce principe est appliqué dans l'inverseur UMH monté dans les autorails t. 605. L'inversion du sens de marche y est obtenue en reliant les essieux moteurs du 1er et du 2e bogie respectivement tour à tour aux moteurs I ou II (fig. 120).

III. Remarques importantes.

95. a) On ne peut, avec aucun inverseur mécanique, changer de sens de marche tant que le véhicule n'est pas à l'arrêt complet. L'inversion se fait en effet, soit par le déplacement relatif de pignons, soit par le déplacement d'un baladeur portant des accouplements à griffes. Dans les deux cas, une inversion intempestive entraîne la dégradation des pignons ou des griffes.

96. b) Il arrive souvent, qu'après l'arrêt du véhicule, obtenu par le freinage des roues, la grande pression sur les flancs des dents ou des griffes empêche la manoeuvre de l'inverseur.

Dans ce cas, un léger déplacement de l'engin permet généralement la manoeuvre aisée de l'inverseur.

97. c) Lorsqu'un inverseur mécanique, monté sur un engin diesel à transmission hydraulique, est dans sa position neutre, il ne peut être remis dans un sens de marche que si le moteur est à l'arrêt. Sinon, dès que le moteur tourne, l'arbre de sortie du transformateur de couple est entraîné à une certaine vitesse par l'air présent dans ce transformateur. Dans cette circonstance, le placement de l'inverseur dans un sens de marche provoquera le glissement des griffes les unes sur les autres et causera des avaries graves. Si pour certaines raisons, le moteur doit quand même être lancé lorsque l'inverseur se trouve dans sa position neutre, cet inverseur ne peut être placé dans un sens de marche qu'après avoir arrêté le moteur et s'être assuré que la transmission hydraulique est bien arrêtée.

98. d) Si un engin Diesel équipé d'un inverseur mécanique ne sait plus se déplacer par ses propres moyens et doit être remorqué sur une assez longue distance, il faut d'abord placer l'inverseur au point neutre et l'y verrouiller (graissage - résistance provenant de l'entraînement de l'inverseur et du transformateur de couple par les roues motrices).

Ce verrouillage est nécessaire pour éviter que, par les vibrations ou d'autres causes, le baladeur d'accouplement ne se déplace intempestivement et que ses griffes en venant en contact avec celles des roues dentées ne subissent des dégradations.

Si l'inverseur ne sait pas être mis au neutre ou s'il est avarié, il faut démonter la liaison avec les roues motrices (bielles d'accouplement ou arbres à cardans).

99. e) Généralement, un verrouillage empêche le changement intempestif du sens de marche pendant le mouvement de l'engin (par ex. en cas d'une interruption brusque de la pression d'air dans le servo-moteur de commande).

Lors de l'exécution des travaux d'entretien, l'efficacité et la sûreté de fonctionnement de ce verrouillage doivent être vérifiés. Ce verrouillage consiste, en général, en une bille pressée par un ressort dans un logement de la surface intérieure du baladeur ou dans la tige de liaison des deux pistons du servo-moteur à air comprimé pour la commande de l'inverseur (fig. 121).

100. Sur les locomotives diesel de manoeuvre, un appareil particulier (appelé "palpeur") empêche en plus la commande du servo-moteur d'inversion tant que la locomotive est en mouvement.

101. Sur les autorails t. 602, 603 et 630, le déplacement inopportun et intempestif de l'inverseur est empêché par un verrouillage de la tige de commande extérieure du baladeur. L'inverseur ne peut être manoeuvré qu'après avoir déverrouillé la tige de commande par un servo-moteur alimenté en air comprimé.

D. Le différentiel.

I. But.

102. Le différentiel est un système de compensation qui permet d'entraîner avec le même arbre de transmission, deux ou plusieurs essieux moteurs tournant à des vitesses différentes.

Les différentiels sont généralisés en automobiles parce que, en courbe, les roues motrices tournent à des vitesses différentes. Il en est de même lorsque les diamètres sont différents.

Le différentiel est appliqué aussi sur les autorails dans lesquels un seul arbre de transmission entraîne deux essieux moteurs susceptibles de tourner à des vitesses différentes (circulation en courbe, diamètre de roues différents d'un essieu à l'autre).

Le différentiel permet d'éviter, dans une certaine mesure, le patinage des roues, patinage nuisible non seulement pour la conservation des bandages mais aussi pour les ponts d'essieux et autres organes de la transmission.

II. Principe de fonctionnement.

103. Un différentiel se compose principalement de (voir fig. 122):

- deux roues dentées planétaires (1) et (2) reliées chacune à un essieu moteur (autorails) ou à une roue motrice (automobiles);
- deux, quatre ou six pignons satellites dont deux seulement (3 et 4) sont représentés à la fig.

Les satellites tournent sur les tourillons d'un croisillon, lui-même maintenu dans des paliers du carter (fig. 123).

- le carter du différentiel (7) entraîné au moyen de la roue dentée (10) et d'un engrenage intermédiaire éventuel (11) par l'arbre de transmission (12).

Si le carter tourne, il entraîne avec lui les pignons satellites.

Il existe maintenant deux possibilités:

104. - les résistances offertes à la rotation des arbres (5) et (6) sont égales. Les satellites engrenant avec les 2 planétaires trouvent la même résistance à leur rotation aux points A et B (fig. 124). Ils ne tournent donc pas sur leur axe.

Tout se passe comme si les planétaires et les satellites formaient un bloc massif. Les planétaires et donc les arbres de sortie du différentiel, tournent à la même vitesse que la roue dentée (10).

105. - Le couple résistant sur l'arbre (6) est inférieur à celui de l'arbre (5). Les satellites rencontrent donc une résistance plus petite en A qu'en B. Ils tournent avec le carter mais subissent une réaction de la part des planétaires, ce qui fait que ces satellites tournent aussi sur leur axe.

Les planétaires ne tournent donc plus à la même vitesse car les satellites reportent une partie de la vitesse du planétaire (2) sur le planétaire (1).

106. Appelons n_1 et n_2 les vitesses angulaires respectives des planétaires (1) et (2). La somme de ces deux vitesses est nécessairement toujours égale au double de la vitesse (n) de la roue d'entraînement (10) (fig. 124).

On a donc: $\boxed{n_1 + n_2 = 2\,n.}$

Appelons C_1 le couple résistant agissant sur l'arbre (6) et C_2 celui agissant sur l'arbre (5). Il faut pour satisfaire l'équilibre que

$$C_1\, n_1 = C_2\, n_2$$

Il s'ensuit donc que $\boxed{\frac{C_1}{C_2} = \frac{n_2}{n_1}}$

Les vitesses des deux arbres sont donc en raison inverse des couples résistants agissant sur ces arbres.

107. Cas particuliers.

1. $C_1 = C_2$ donc aussi $n_1 = n_2 = n$. C'est la première hypothèse ci-dessus.

2. $C_1 = 0$ donc $n_2 = 0$ et $n_1 = 2\,n$.

Lorsque le couple résistant agissant sur un planétaire est nul, ce planétaire tourne à une vitesse double de la vitesse d'entraînement.

Cela signifie que lorsqu'une voiture automobile (à un seul essieu moteur) ne rencontre pas de résistance à la rotation de l'une des roues motrices, cette voiture ne sait pas être mise en mouvement.

De même, sur un autorail avec deux arbres à cardans entraîné par le même différentiel, si l'un de ces arbres à cardans vient à se rompre, l'autorail ne sait plus développer aucune traction bien que l'entraînement d'un essieu soit encore en bon état.

III. Application.

108. Sur les voitures automobiles, le différentiel est généralement combiné avec le pont d'essieu.

Aussi les autorails t. 553, 554, 604 et 630, dans lesquels une seule transmission entraîne deux essieux moteurs, sont équipés d'un différentiel.

Sur les autorails t. 553 et 554, le différentiel est incorporé à la boîte de vitesse, dans les autorails t. 604 et 630, il est monté dans un des ponts d'essieux (voir parag. F - Ponts d'essieux).

Il est évident que, lorsque deux essieux moteurs sont entraînés par une seule transmission sans différentiel, les diamètres des roues ne peuvent varier d'une à l'autre que dans des limites très étroites. C'est le cas notamment des locomotives diesel de route t. 211, 213 et 222.

E. La roue libre.

109. Ce dispositif, généralisé sur les bicyclettes, supprime spontanément la liaison entre le moteur et la transmission ou entre la transmission et les roues motrices lorsque, pour l'une ou l'autre raison, la transmission ou le moteur sont entraînés par les roues motrices.

La roue libre est rarement utilisée sur les automobiles car on supprime alors le grand avantage du frein moteur.

La roue libre est aussi rarement utilisée sur le matériel de traction diesel à cause des difficultés de construction pour des fortes puissances.

A la S.N.C.B., il n'y a que les autorails t. 604 et 605 qui portent une roue libre dans le transformateur de couple hydraulique Twin-Disc (voir chap. IV - Transformateurs de couple).

Ce dispositif est assez bien utilisé sur les démarreurs électriques pour éviter que ceux-ci ne soient entraînés à grande vitesse lorsque le moteur diesel démarre.

Le principe de la roue libre est représenté à la fig. 125

F. L'entraînement des essieux.

I. Généralités.

110. Dans les leçons précédentes nous avons vu que les roues motrices des engins de traction diesel équipés d'une transmission mécanique ou hydraulique peuvent être entraînés par ponts d'essieux ou par bielles d'accouplement.

L'entraînement par ponts d'essieux est généralement appliqué sur les engins diesel à bogies. Pour le matériel diesel de la SNCB, il s'agit donc des autorails et des locomotives de ligne hydrauliques t. 211, 213 et 222.

L'entraînement par faux-essieu et bielles d'accouplement n'est appliqué [illegible] que sur les locomotives diesel de manoeuvre sans bogies.

II. Ponts d'essieux.

111. Comme l'arbre de transmission est généralement perpendiculaire à l'essieu moteur de l'engin, les ponts d'essieux peuvent être basés sur les principes suivants:

112. a) ponts d'essieux à engrenages coniques.

Le principe est représenté aux fig. 126. et 127

Les ponts d'essieux des engins diesel suivants sont construits selon ce principe:

- les autorails: t. 608 et 620: fig. 128 et 129.
  t. 602 et 603: fig. 130
  t. 605 : fig. 132

  t. 630 (avec différentiel incorporé): fig. 131
  t. 604 (avec différentiel incorporé): fig. 133
- les locomotives de ligne hydrauliques: t. 211 - 213 - 222 (ponts d'essieux Mylius).

113. b) ponts d'essieux à roue et vis sans fin.

Le principe est représenté schématiquement à la fig. 137.

Les ponts d'essieux des autorails Brossel sont construits suivant ce principe (fig. 138-139).

114. c) Remarque: jambe de force (fig. 140 et 141).

La jambe de force par laquelle le carter du pont d'essieu est relié au châssis du bogie a un rôle important à remplir.

En effet, l'arbre de transmission qui entraîne le pont d'essieu subit un couple de réaction, opposé au couple d'entraînement, qui tend à faire tourner le carter. C'est ce que doit empêcher la jambe de force.

Des jeux trop grands dans la liaison de la jambe de force au châssis de bogie ou au carter du pont d'essieu se manifestent, lors du démarrage de l'engin, par des chocs bruyants. Si ces jeux dépassent une certaine valeur (par ex. boulons lâchés), l'arbre de transmission est soumis à des flexions qui peuvent provoquer sa rupture.

Si la jambe de force est fixée par charnières au châssis du bogie ou au carter du pont d'essieu, celles-ci doivent être graissées régulièrement. Très souvent, les liaisons de la jambe de force sont, dans une certaine mesure, rendues élastiques par l'interposition de silentblocs ou d'anneaux en caoutchouc. Dans ce cas, le graissage est interdit.

Toutes les fixations par boulons doivent être garanties contre le desserrage par vibrations.

III. Entraînement par faux essieu et bielles.

115. Le principe de ce système est représenté à la fig. 142.

Le faux essieu est le plus souvent l'arbre de sortie de l'inverseur. Il est pourvu aux deux extrémités d'une masse munie d'une manivelle.

Les deux manivelles sont dacalées de 90° l'une par rapport à l'autre pour éviter que les deux jeux de bielles soient en même temps au point mort.

Ces manivelles sont reliées par bielles aux boutons de manivelles des roues motrices de la locomotive (fig. 145 et 146).

116. Comme les distances respectives entre les roues motrices et les manivelles du faux essieu sont invariables, celui-ci est supporté par les deux longerons du châssis de la locomotive.

Il faut remarquer que l'axe du faux essieu doit être rigoureusement parallèle aux axes des essieux, que le rayon des manivelles du faux essieu et des roues doit être égal et que le faux essieu et les essieux moteurs doivent être perpendiculaires à l'axe de la locomotive.

117. Les bielles ont généralement une section en I et sont exécutées en acier mi-dur. Elles doivent résister non seulement aux efforts à transmettre mais aussi aux forces d'inertie créées par leur mouvement.

118. Normalement, les bielles d'accouplement ne peuvent pas être exécutées en une pièce, mais sont munies d'une charnière horizontale (axe horizontal). Les roues couplées ne sont, en effet, pratiquement jamais à la même hauteur à cause des inégalités de la voie. Sans charnières horizontales, les bielles seraient soumises à des flexions dangereuses qui pourraient provoquer leur bris.

119. Les bielles d'accouplement pouvant subir un grand déplacement latéral, du fait que les roues ne circulent pas toujours dans le même plan, il est quelquefois nécessaire de prévoir des charnières verticales. Ce n'est cependant pas le cas dans les locomotives diesel de manoeuvre car les bielles sont toujours montées sur leur bouton de manivelle avec un jeu latéral relativement grand.

120. Les bielles sont généralement montées avec des bagues en une pièce. Dans les locomotives lourdes, ce montage se fait au moyen de coussinets en bronze en 2 pièces avec un coin de réglage.

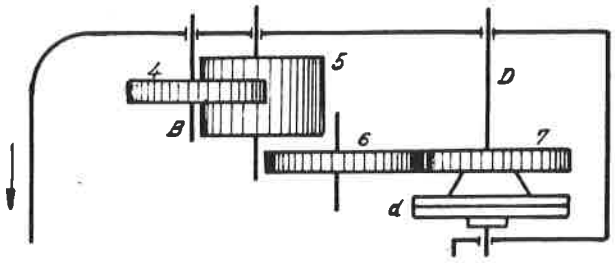
Les coussinets sont presque toujours graissés par des graisseurs à épinglette monté sur chaque tête de bielle.

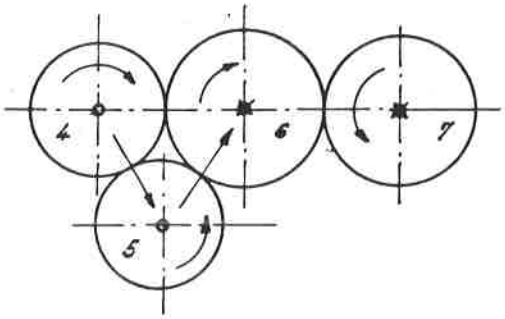
121. Il faut encore remarquer que le faux essieu peut être placé soit entre les essieux de la locomotive soit en dehors de ceux-ci (fig. 143 et 144) suivant la disposition des différents organes sur le châssis de la locomotive.

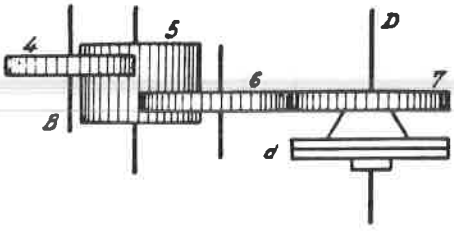
Inverseur basé sur le principe du nombre pair ou impair d'engrenages. (à pignons coulissants)

Annexe 71

Position neutre







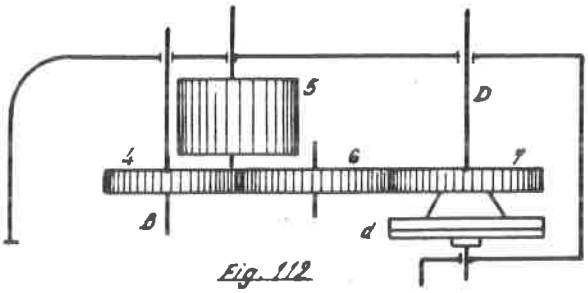
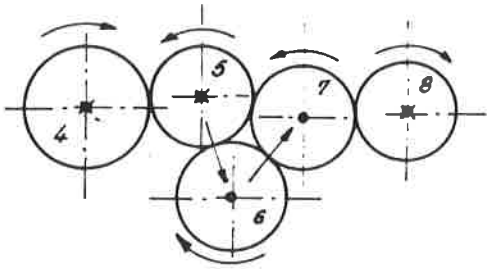
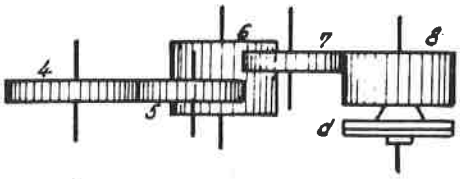
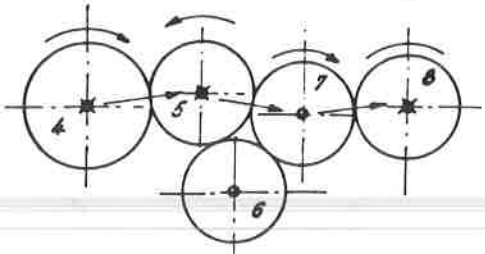
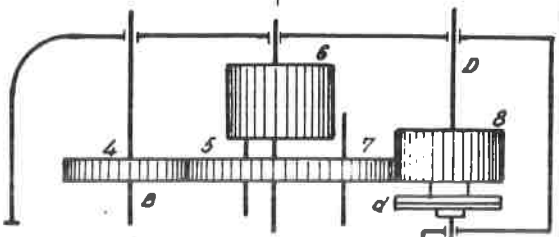


Fig. 112









Position neutre

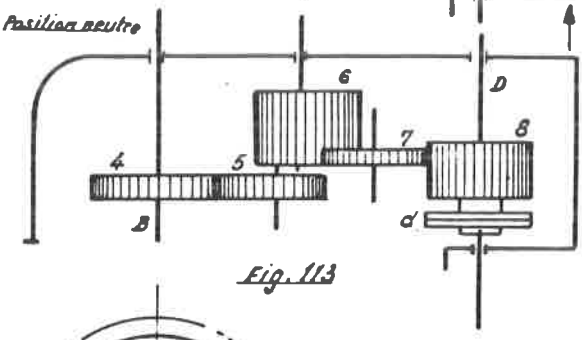


Fig. 113

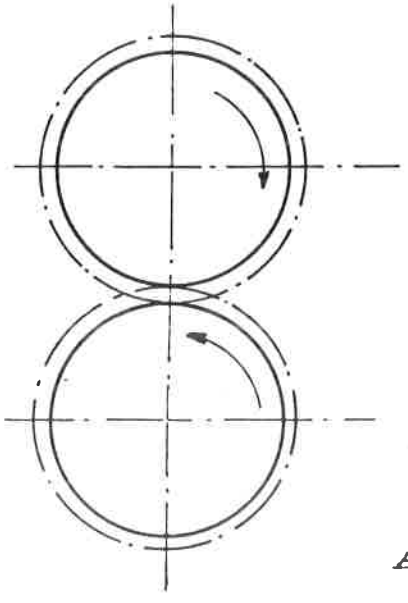
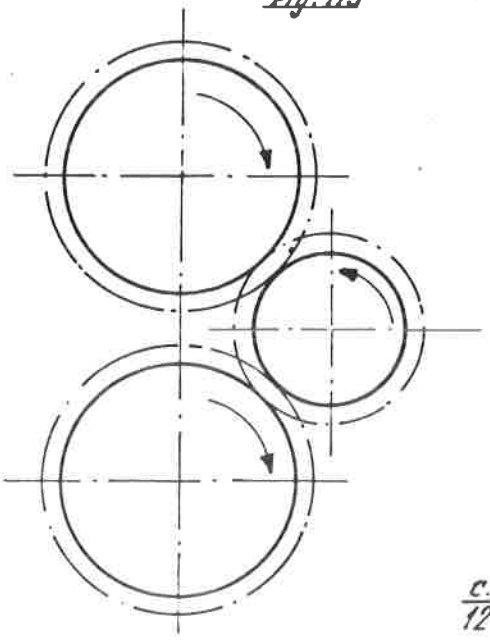


Fig. 111



C. 1260
12 m. L

Inverseur basé sur le principe du nombre pair ou impair d'engrenages toujours en prise

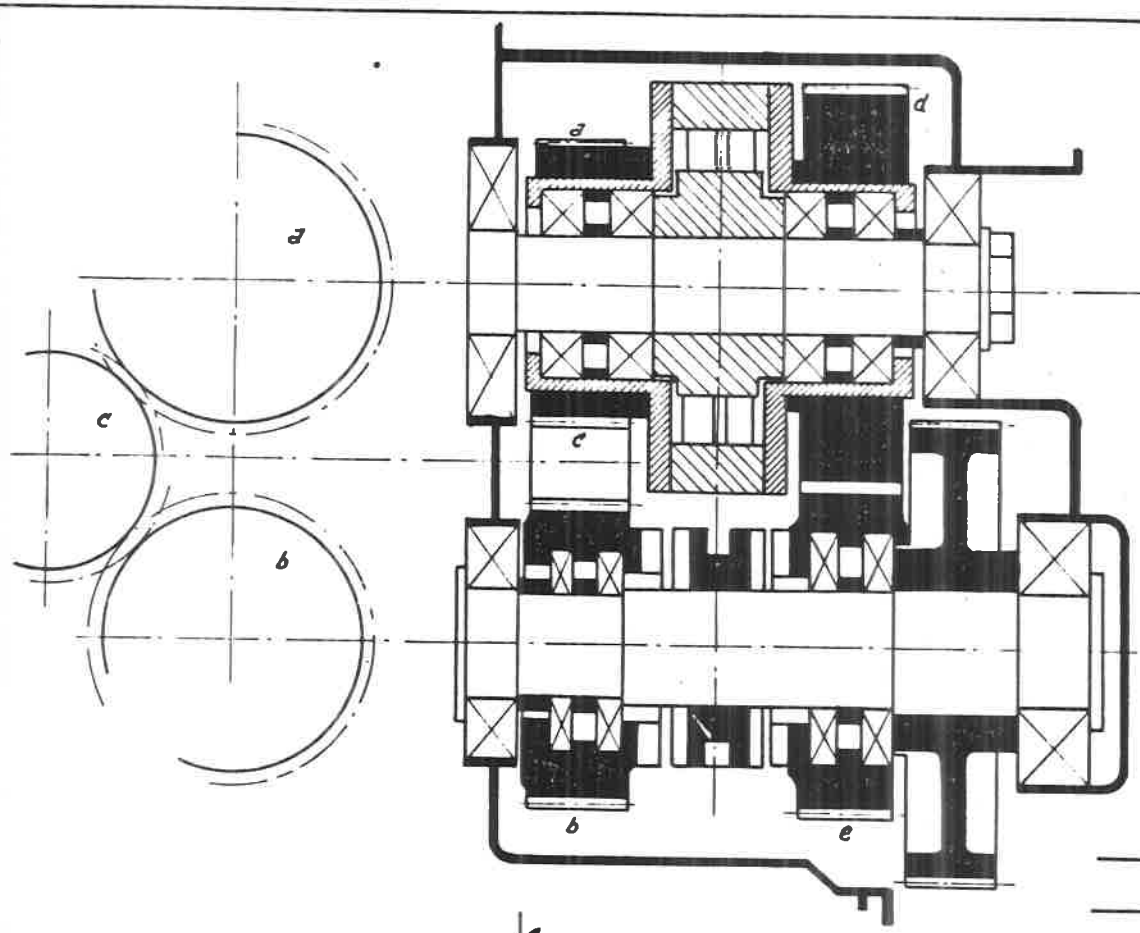


Fig. 115

Inverseur à engrenages coniques.

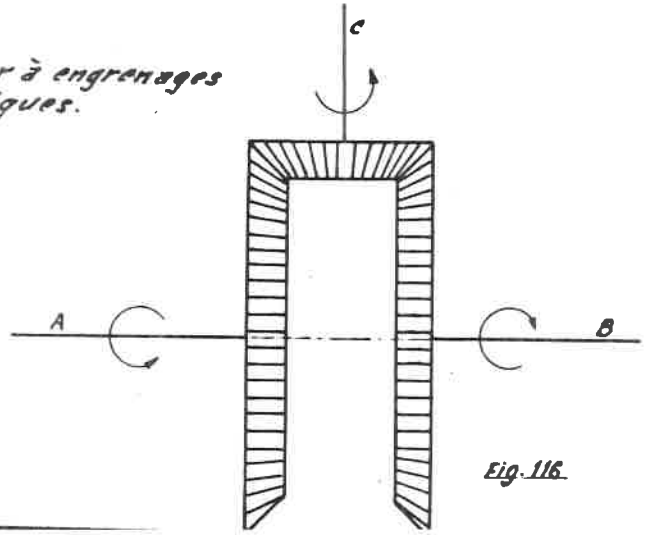


Fig. 116

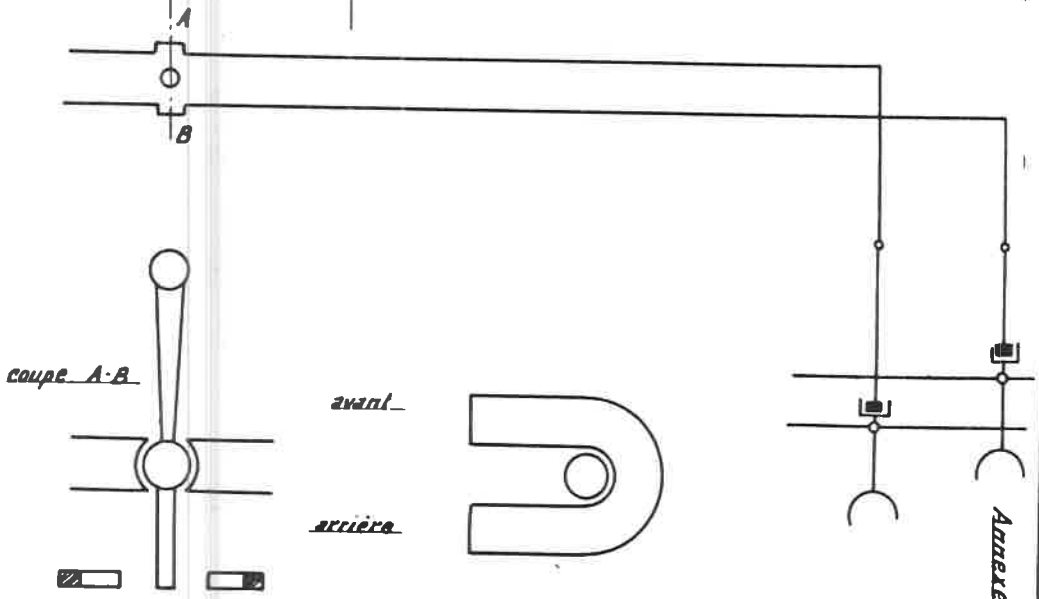


Fig. 114

Annexe

C 1260 12 mm 7

Inverseur "Voith"

(Monté dans les ponts d'essieux des anciens autorails t. 670)

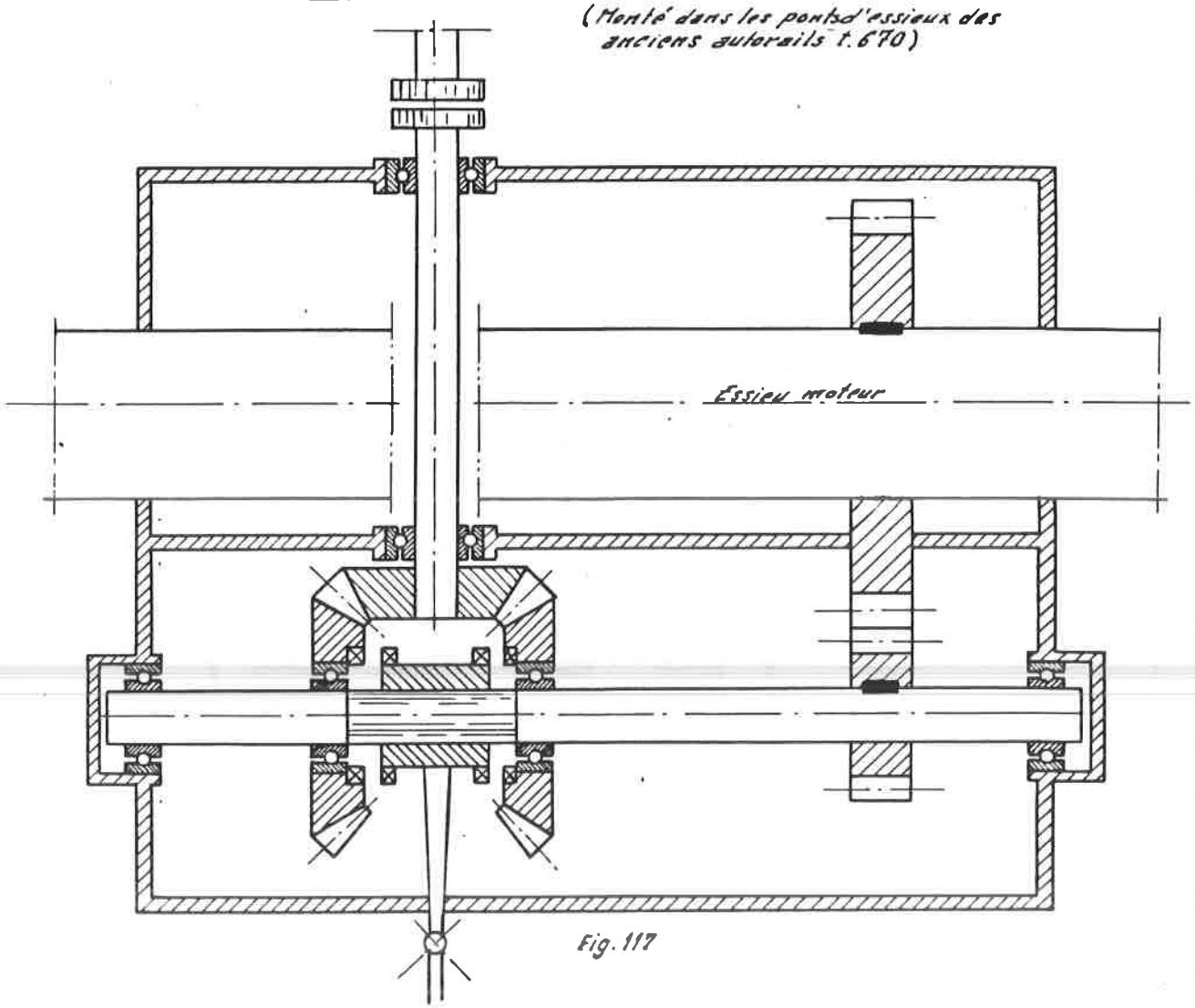


Fig. 117

Inverseur "Twin Disc" t. 604

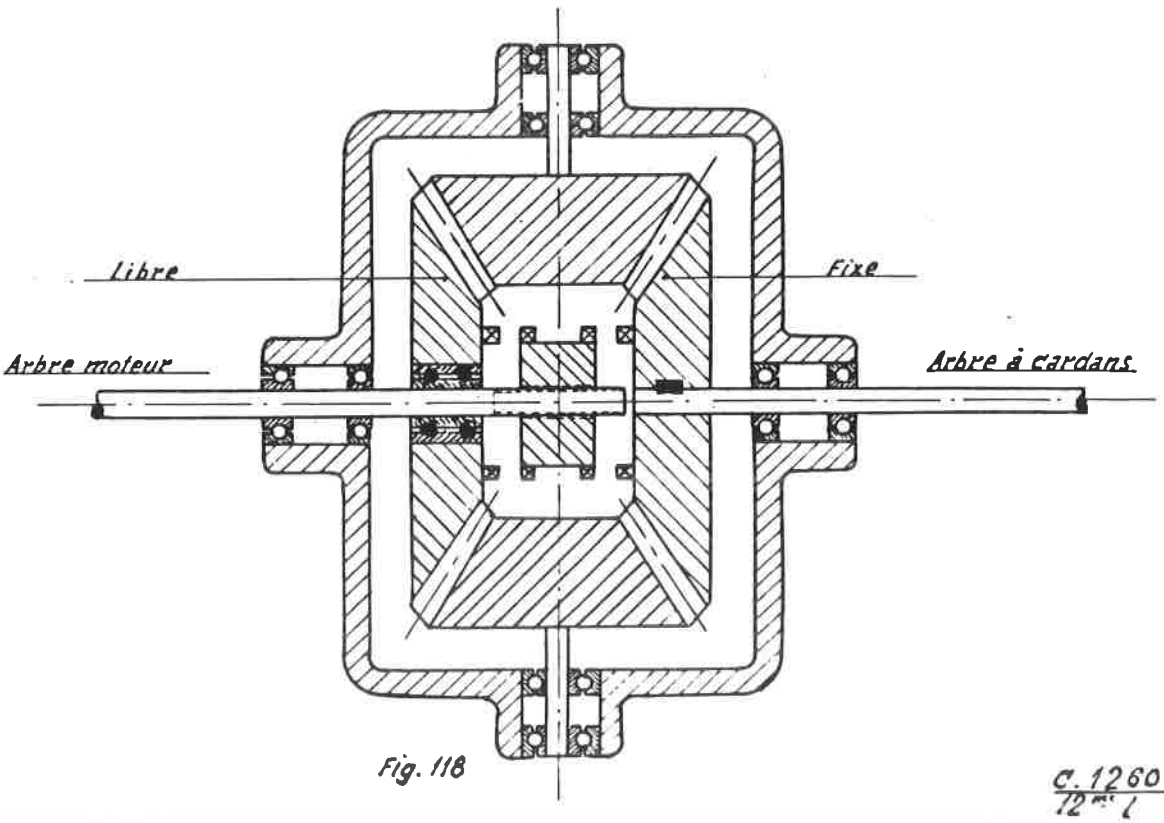
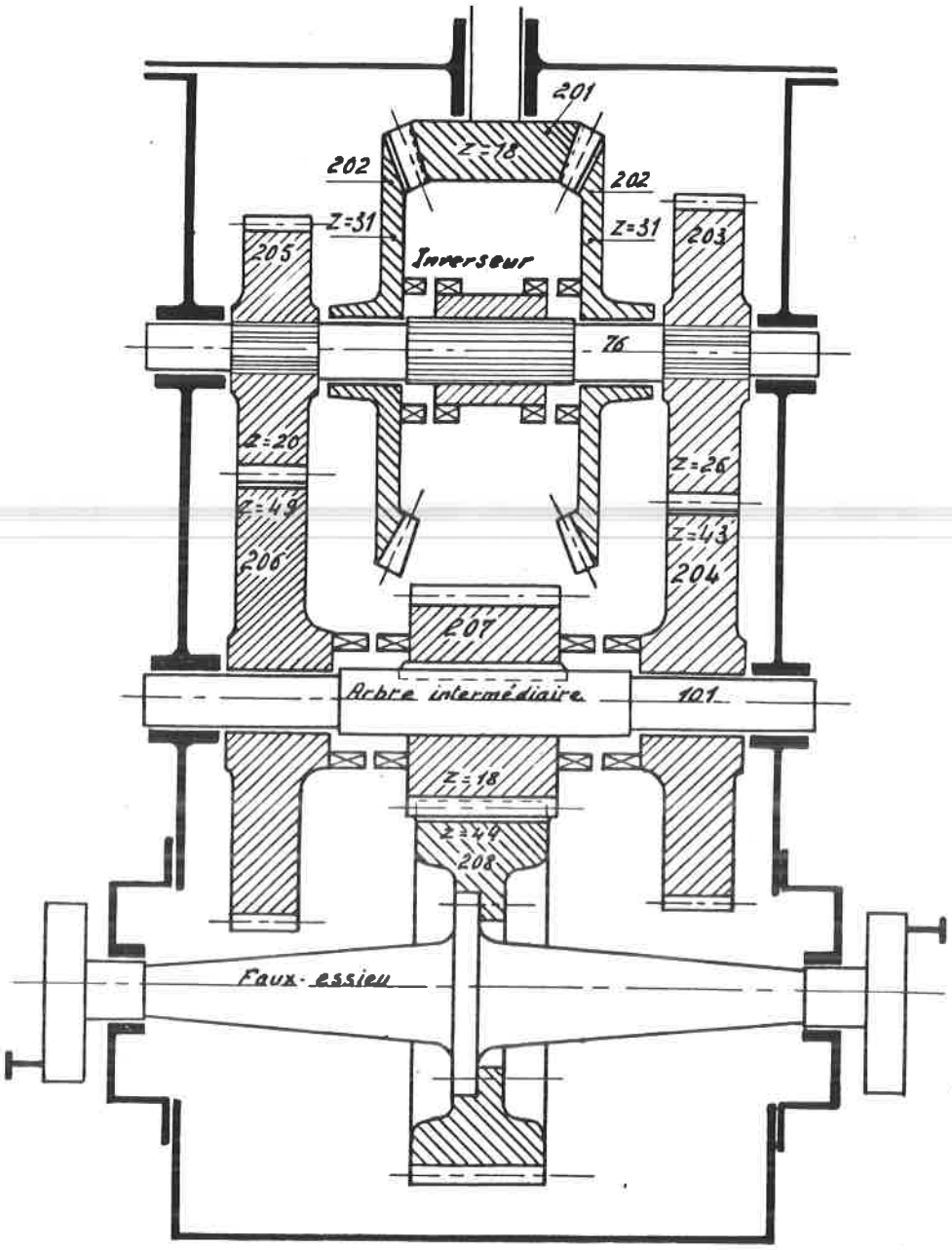


Fig. 118

VP



l'inverseur-réducteur Mylius S.W.B. 37 HL t 250

Fig. 119

Disposition des organes principaux de la motorisation A.R.I 605

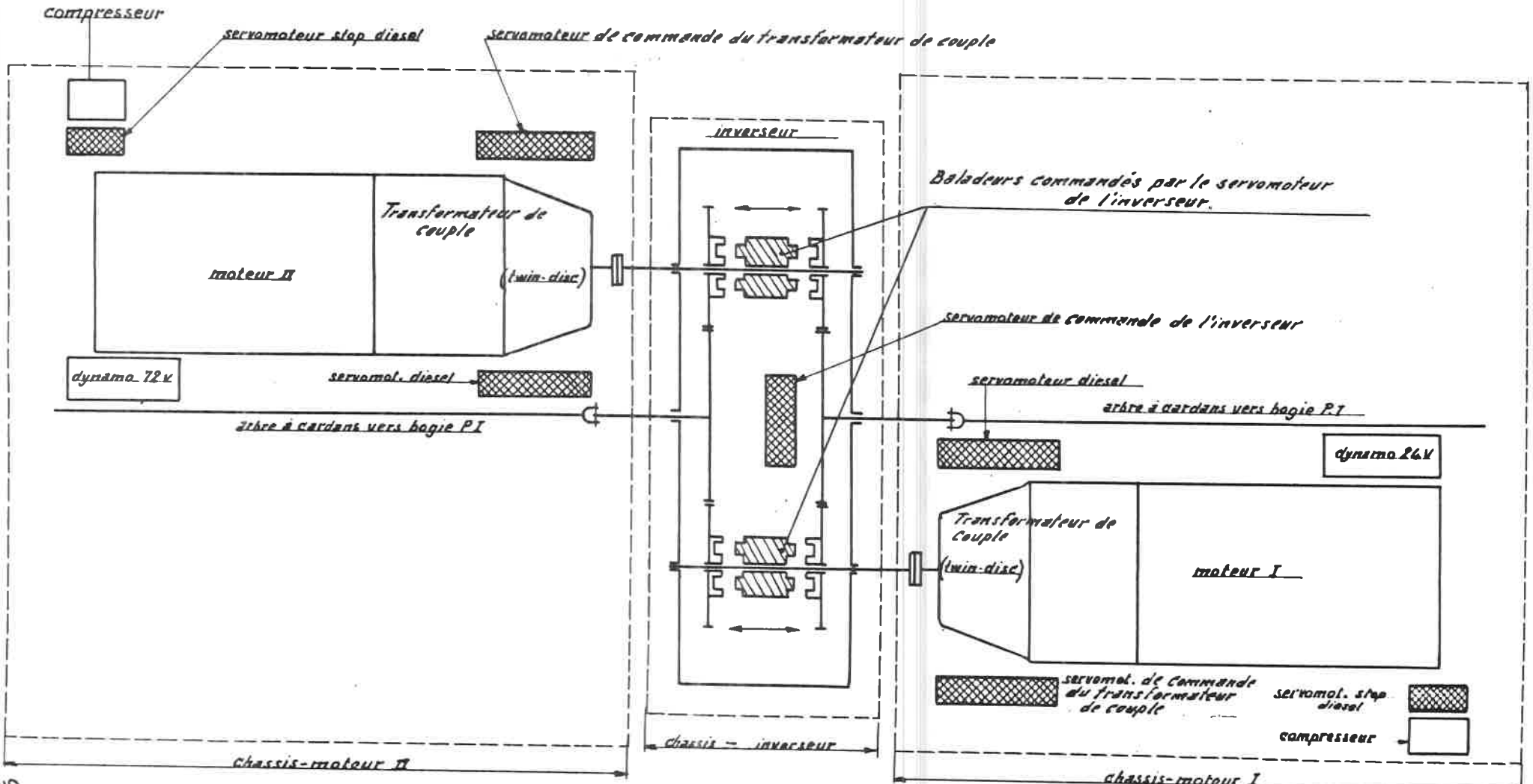


Fig. 120

Verrouillage du servomoteur de commande de l'inverseur "Mylius" Annexe 76
(locomotives de manœuvre)

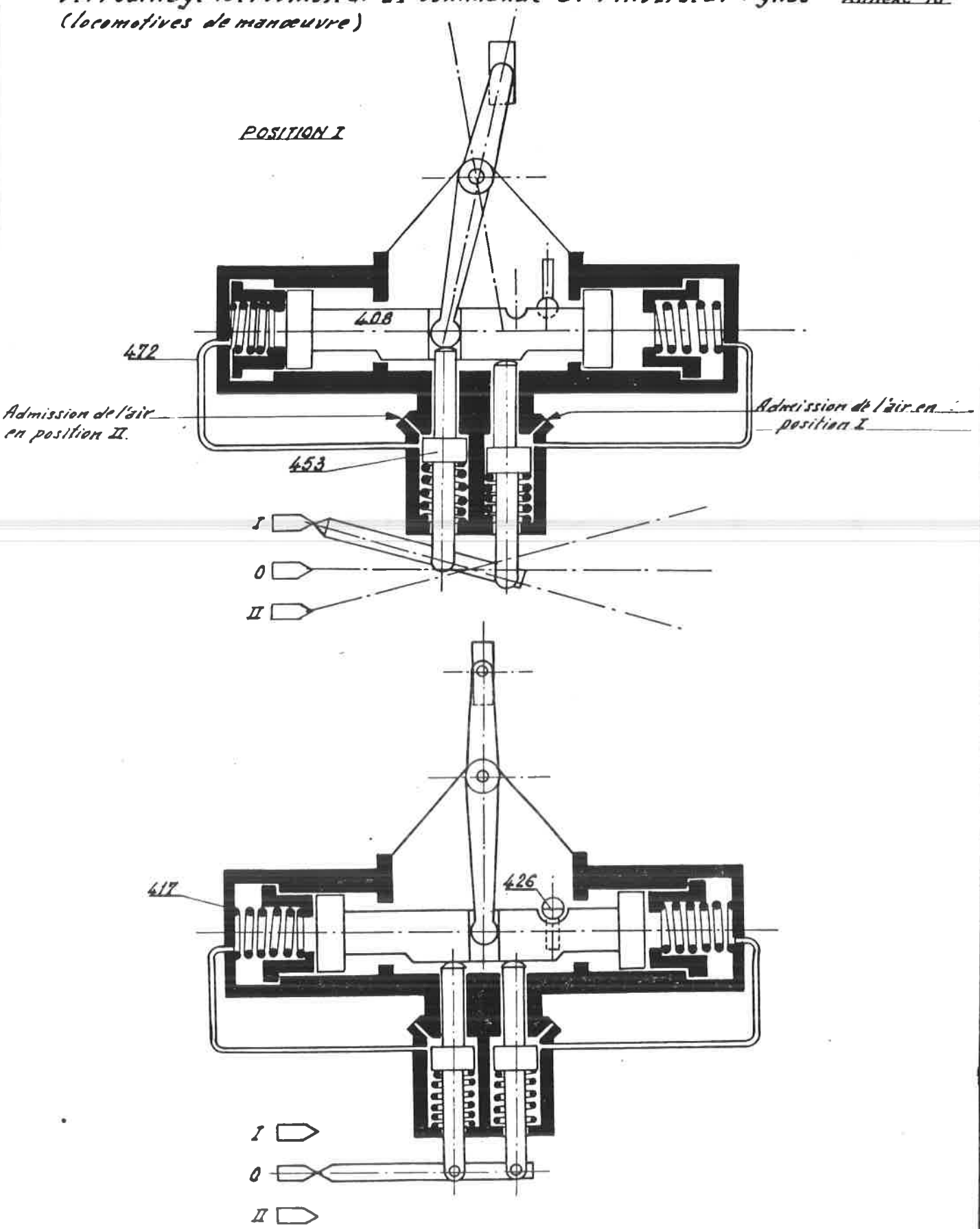


Fig. 121

C. 1260
12 mc L

Différentiel principe de fonctionnement

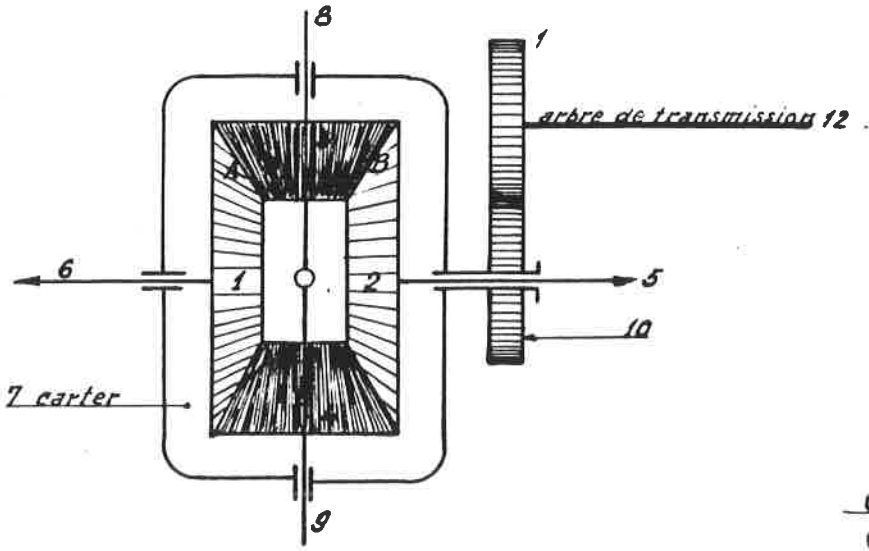


Fig. 122

Roue Libre (principe de fonctionnement)

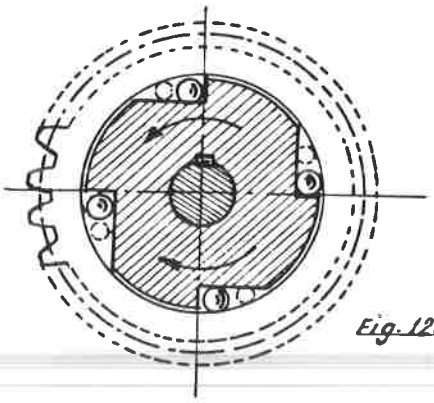
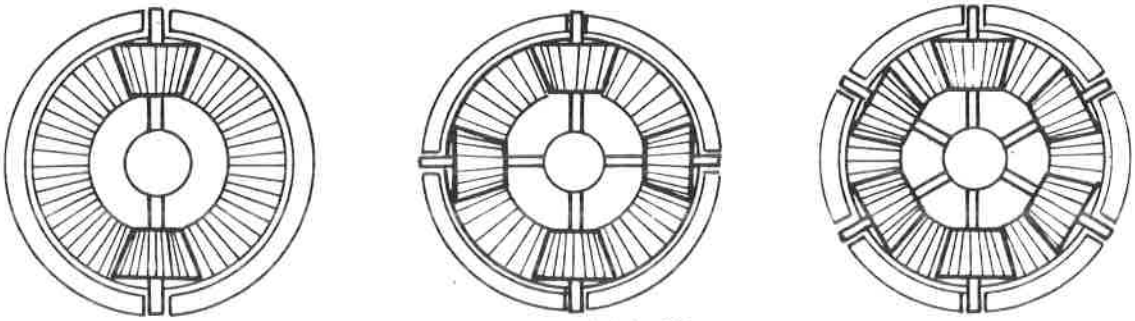


Fig. 125



cas de 2 satellites — cas de 4 satellites — cas de 6 satellites

Fig. 123

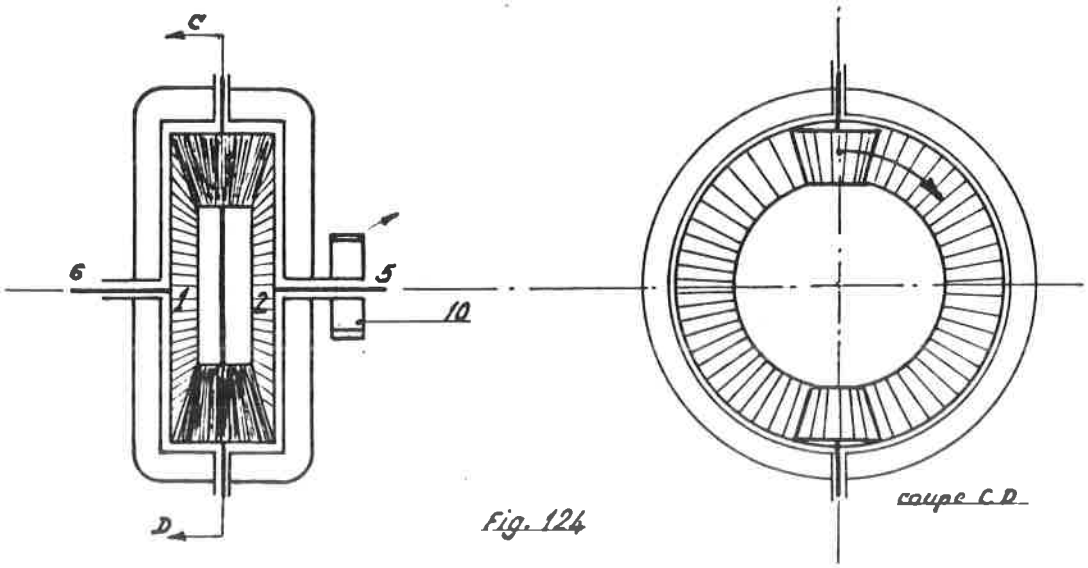


Fig. 124

V.P

Pont d'essieu AR - t. - 620

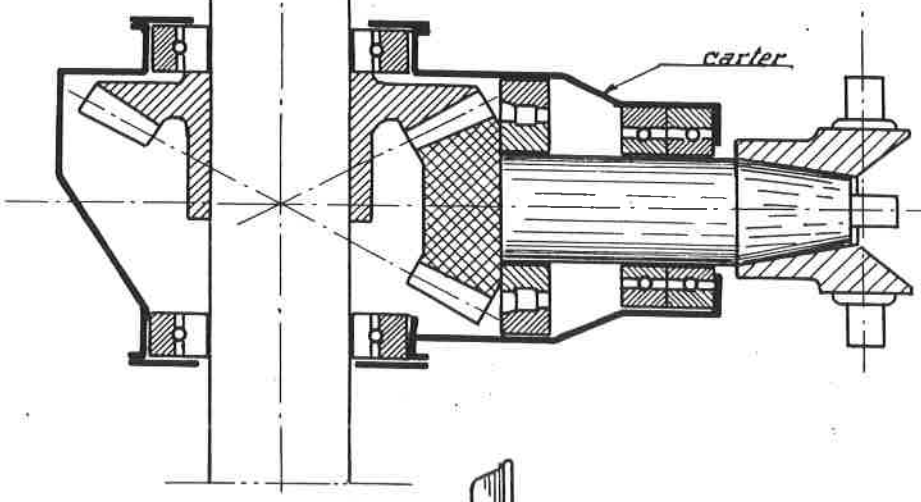


Fig. 128

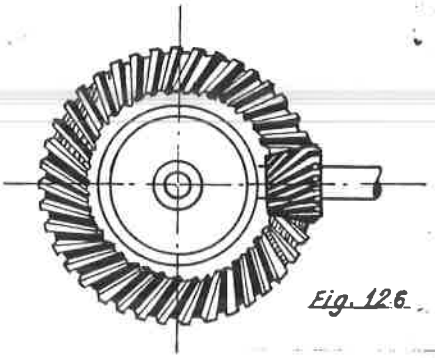


Fig. 126

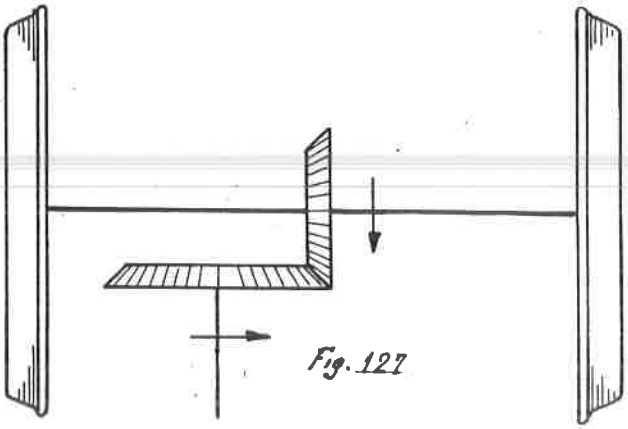


Fig. 127

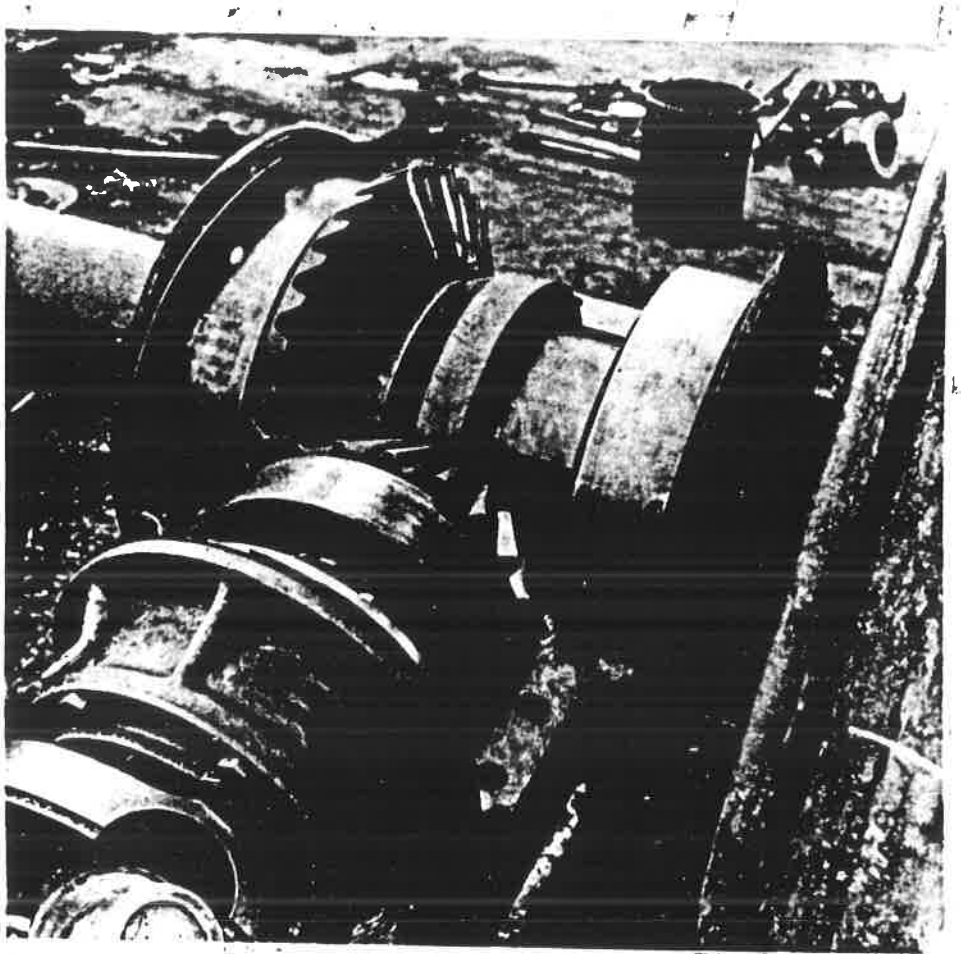


Fig. 129

Pont d'essieu t. 603

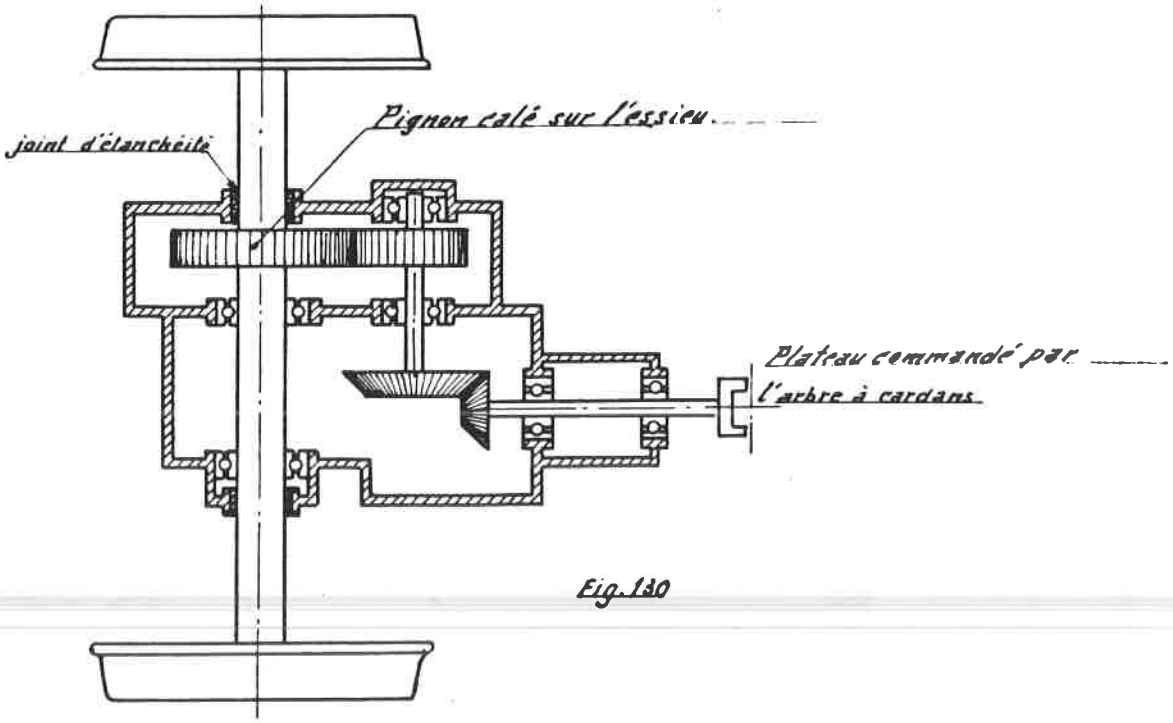


Fig. 130

AR. t. 630.

Pont d'essieu avec différentiel

Pont d'essieu sans différentiel

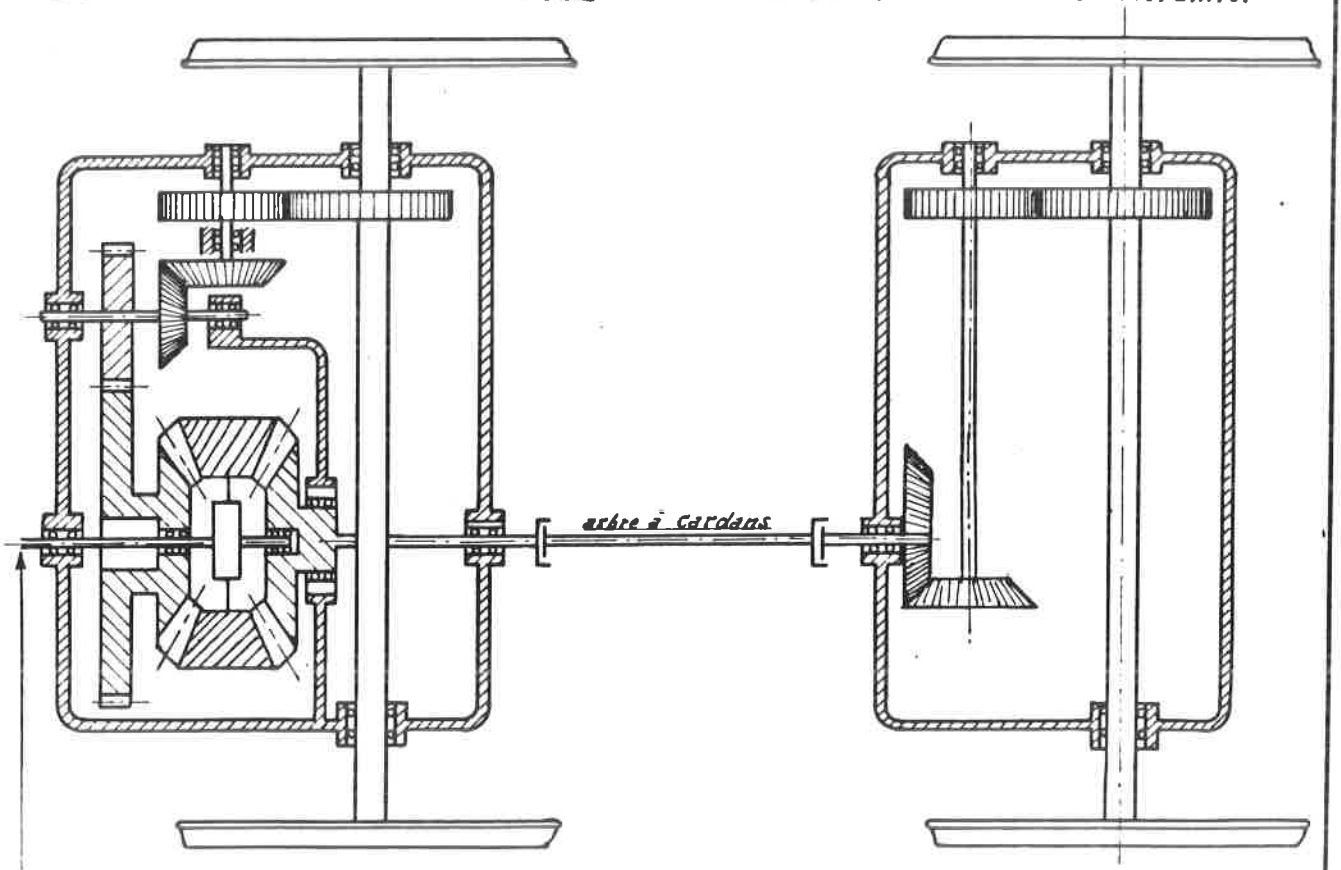


Fig. 131

V.P.

AR. t. 604.

Pont d'essieu . t. 605

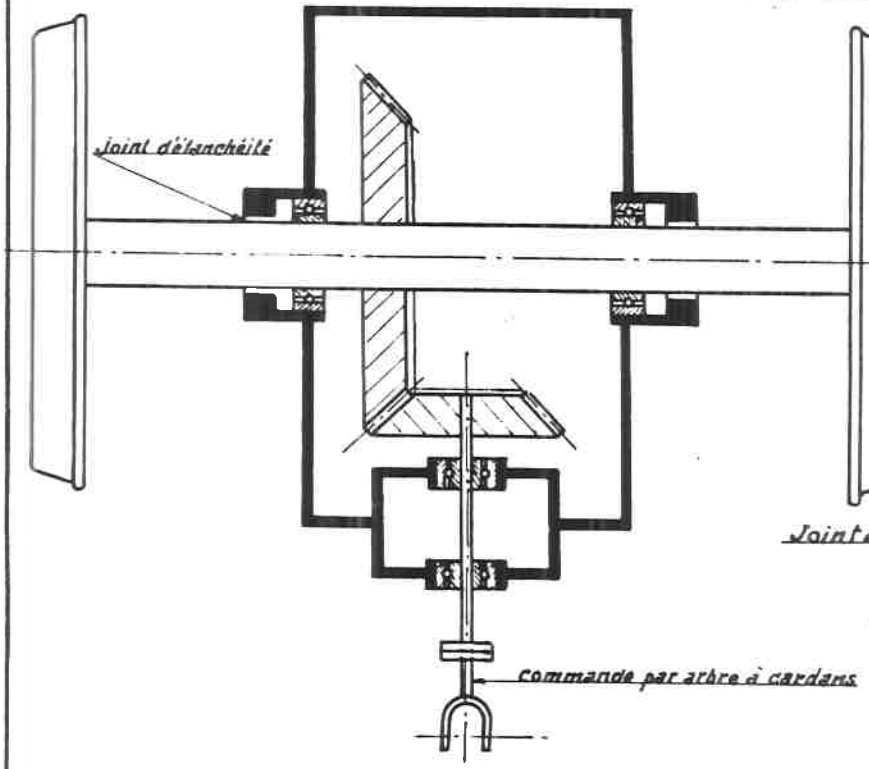
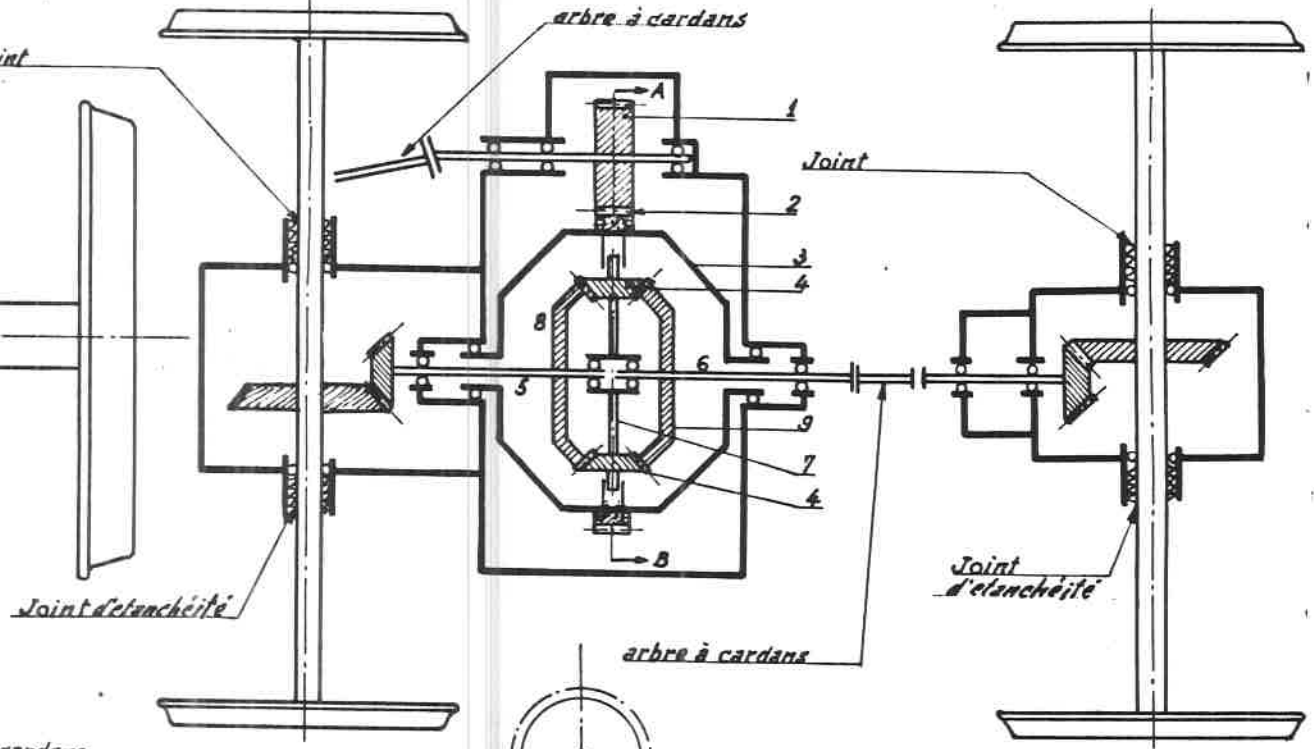


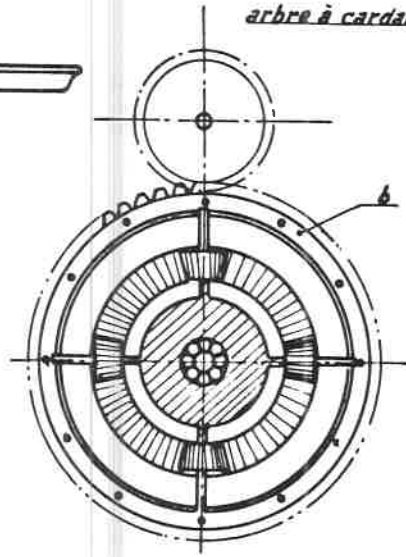
Fig. 132

Pont d'essieu avec différentiel



Pont d'essieu sans différentiel

Fig. 133



Coupe A B

C. 1260
12.5.7

Annexe 80

Ponts d'essieux Cockerill-Mylius
(HLDH. t. 211-213-222)

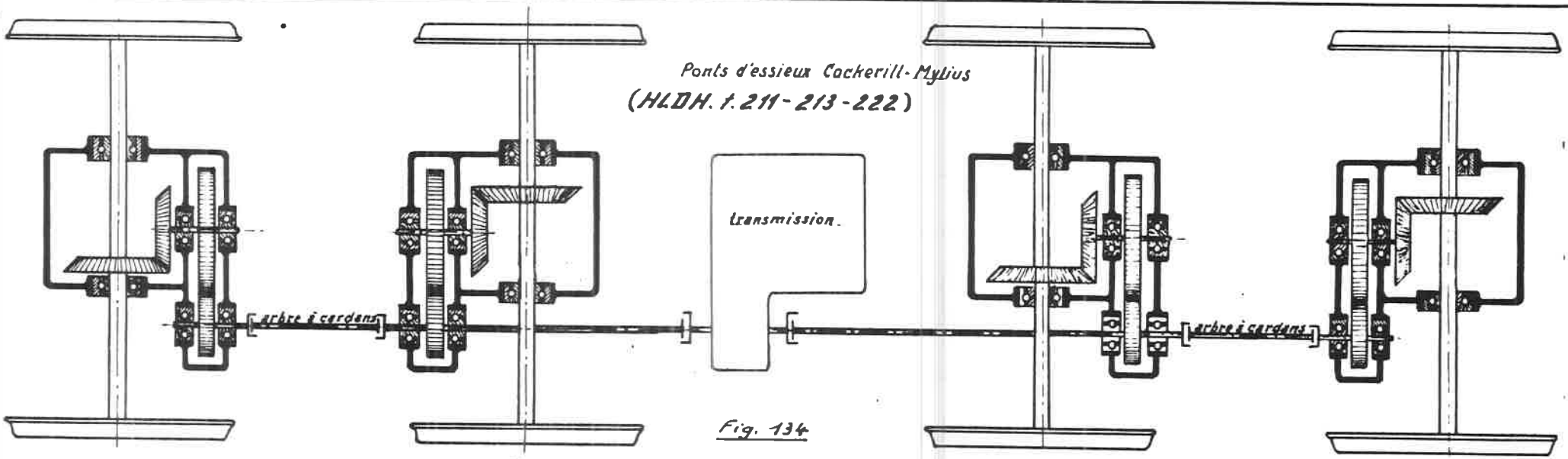


Fig. 134

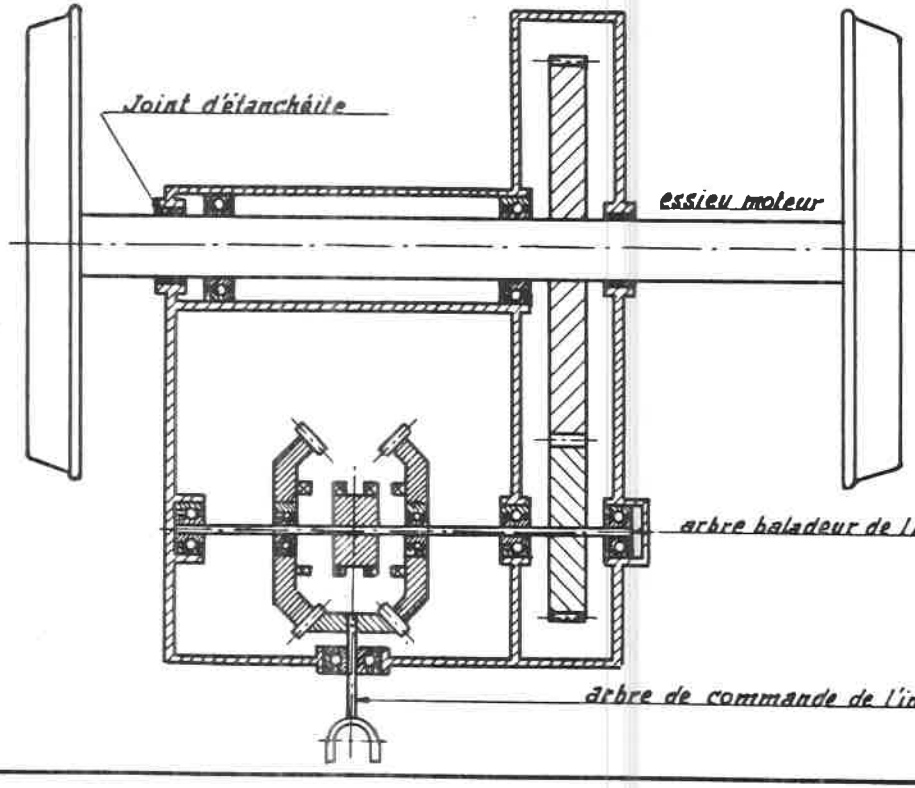


Fig. 135
(Anciens autorails t. 670)

C. 1960
12 pc. 7

Annexe 61

DISPOSITION D'UNE MOTORISATION DANS LE BOGIE

(d'application sur les anciens AR.f.670)

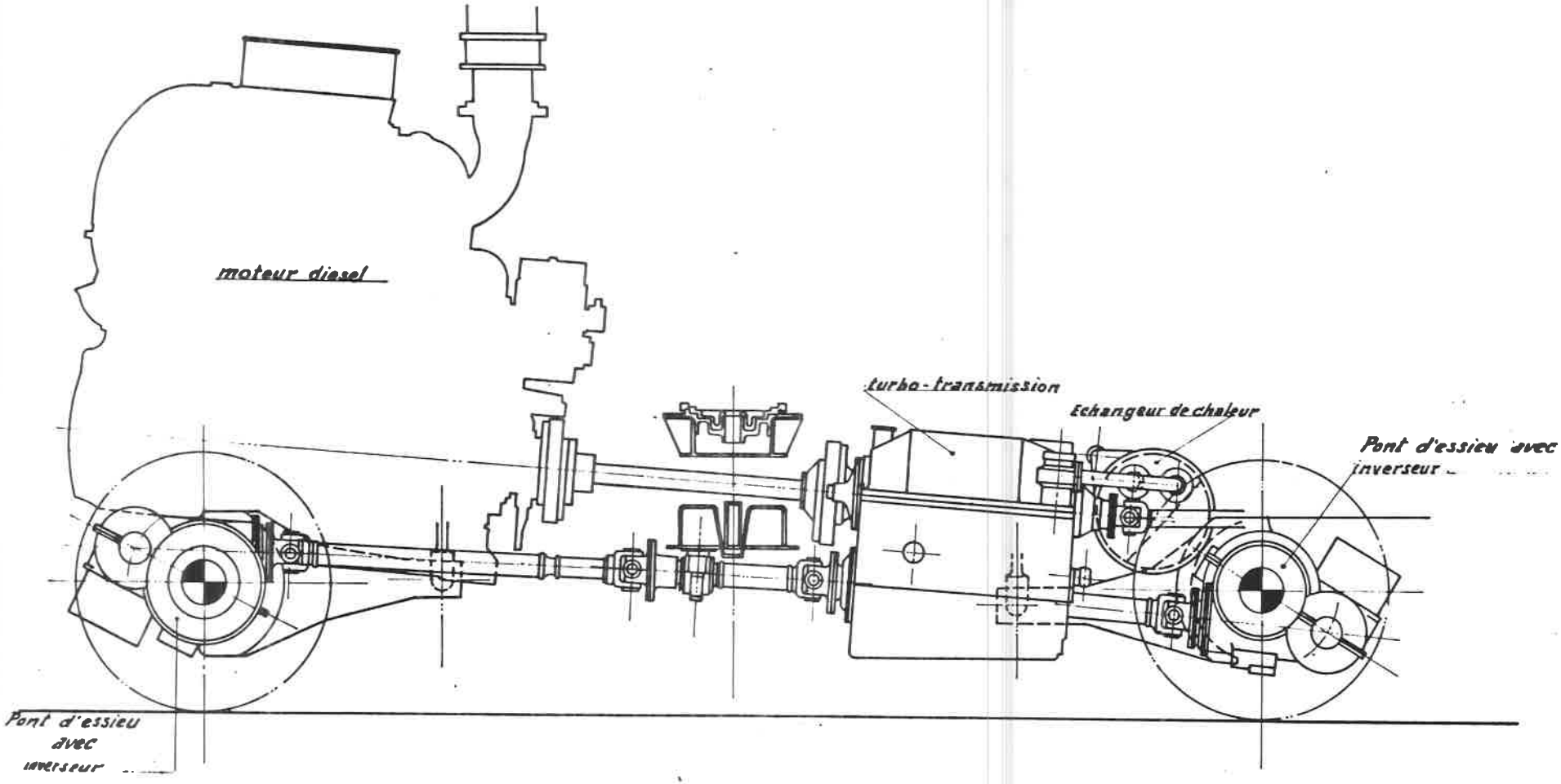


Fig. 136

C.1260
12-7

Annexe 82

Pont d'essieu "Brossel"

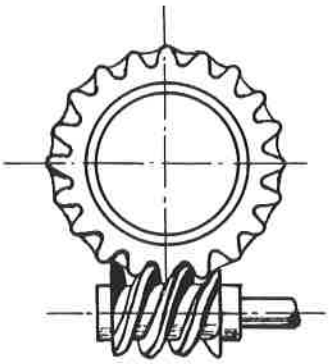


Fig. 137

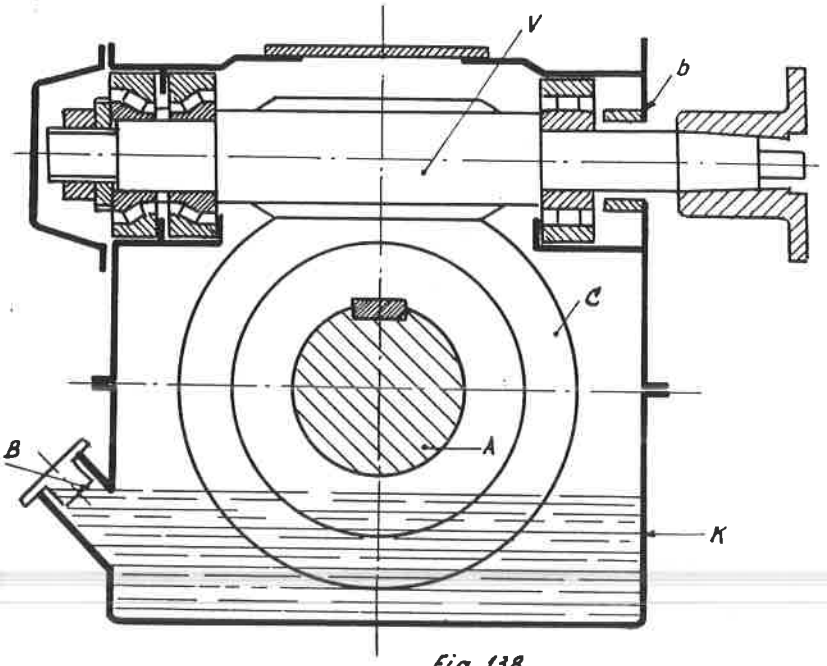


Fig. 138

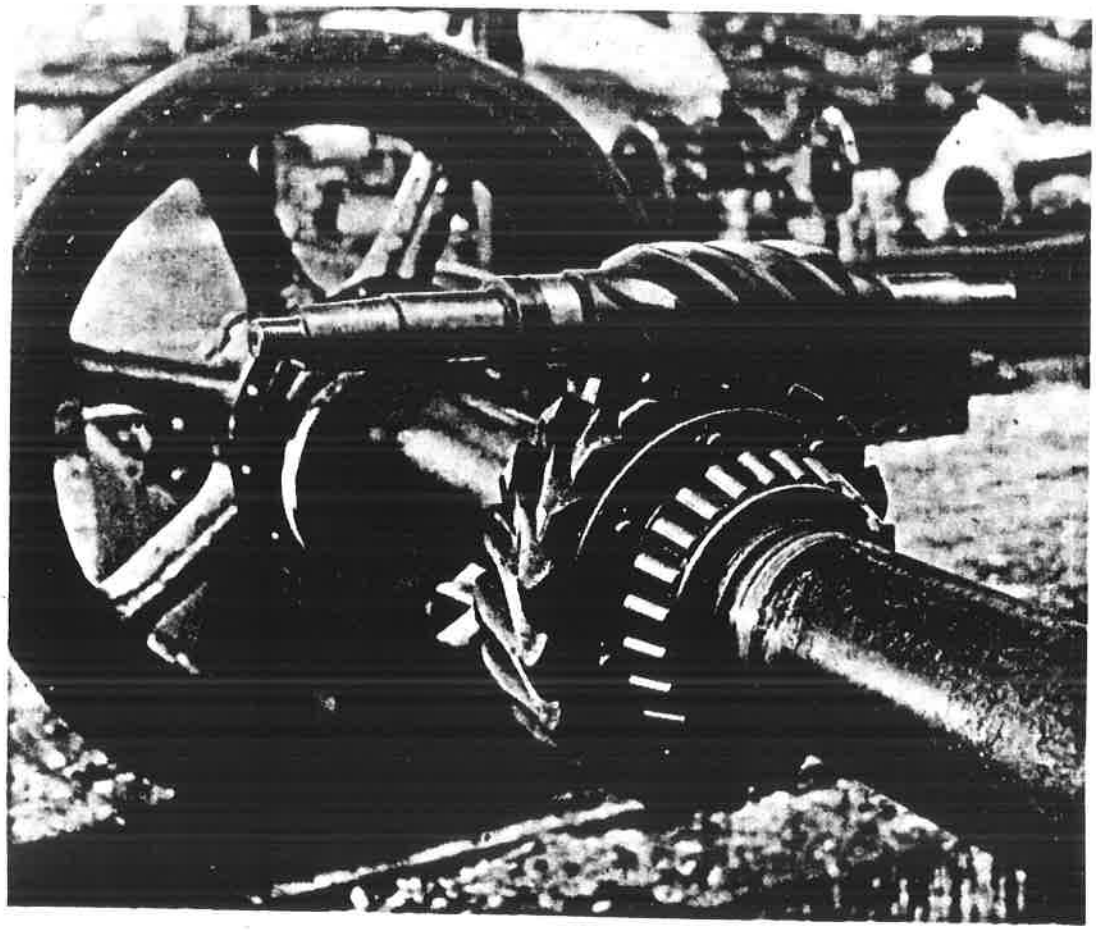


Fig. 139

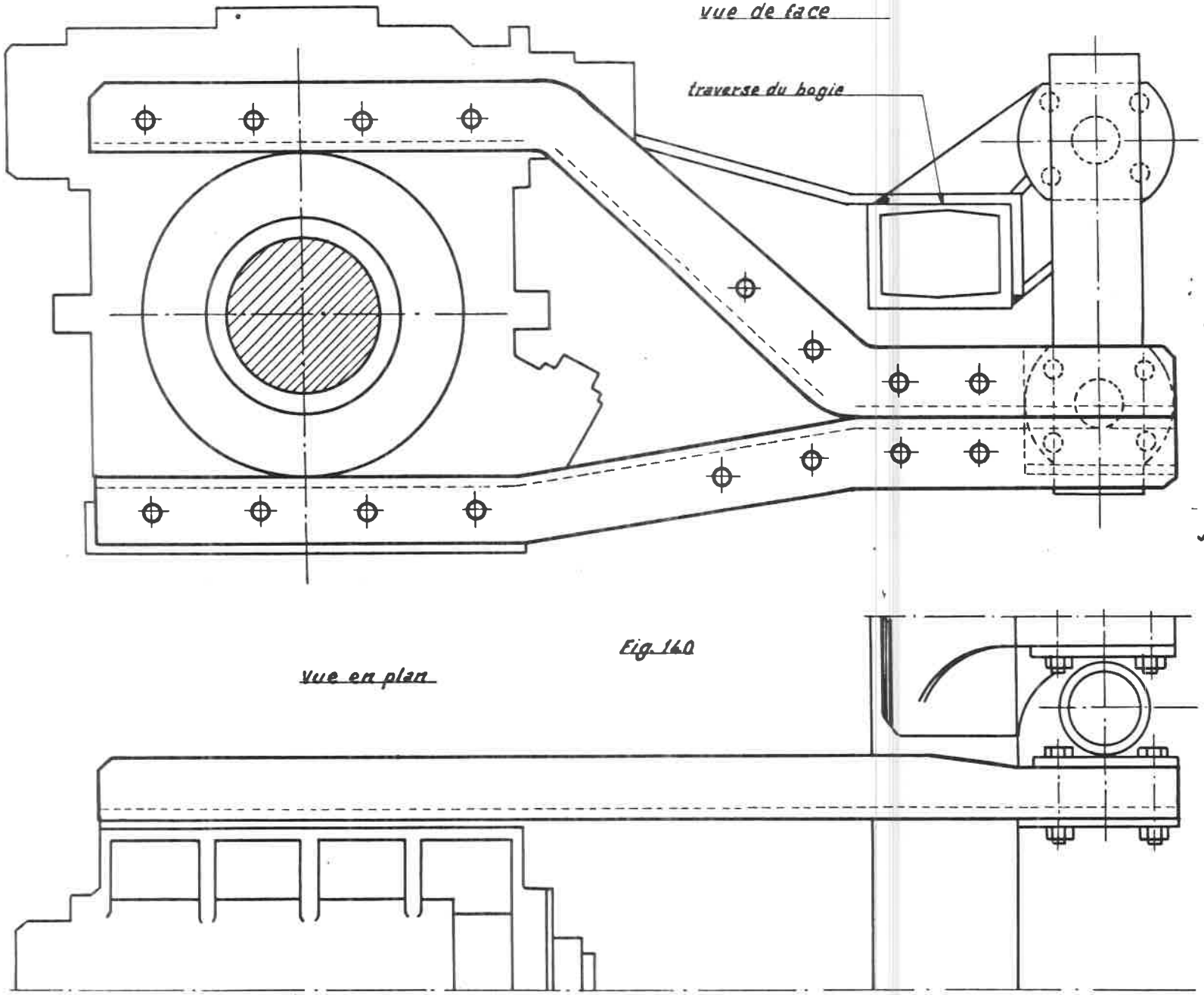
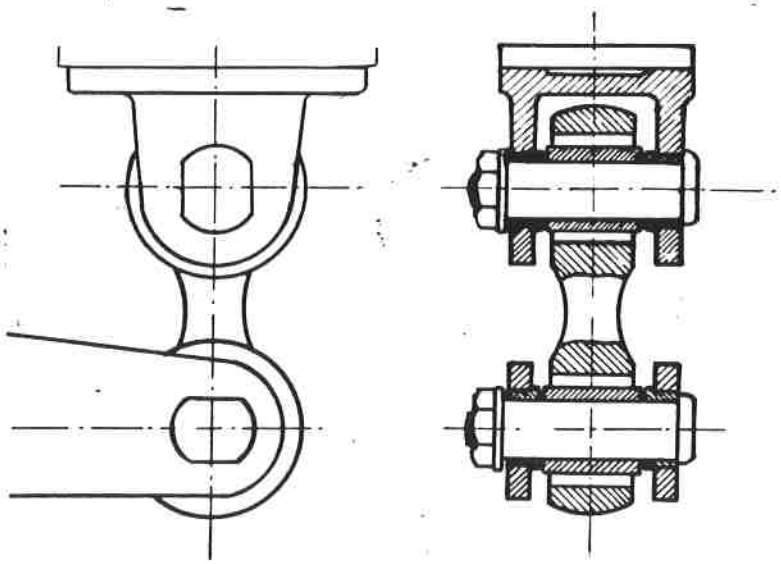


Fig. 160

Représentation d'une jambe de force (AR. 1. 554)

C. 1260
12-7

Annexe 84



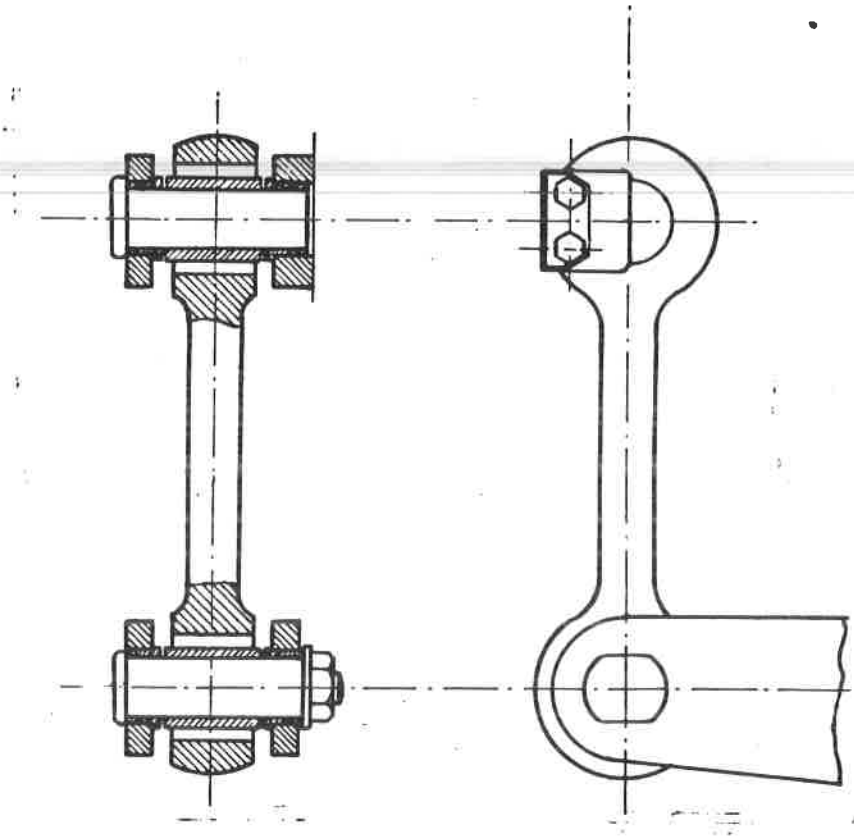


Fig. 141

Locomotive à 3 essieux moteurs (2eux= essieu et bielles)

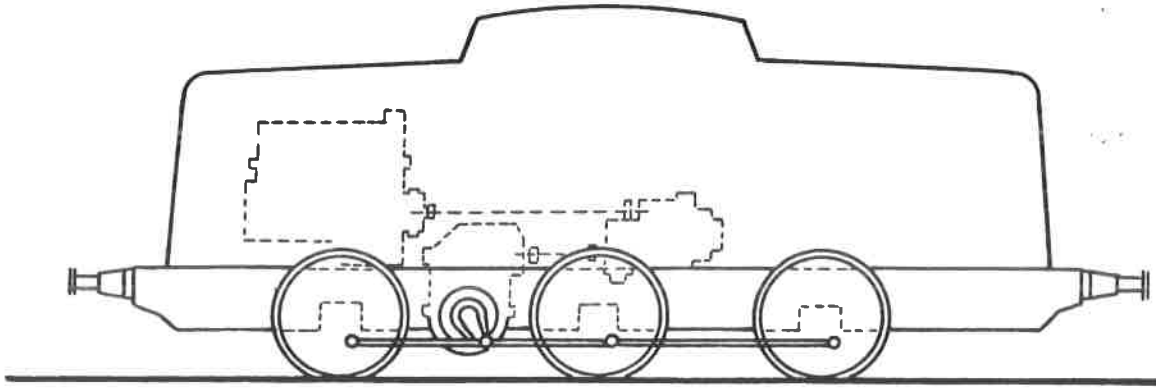


Fig. 142

Commande des essieux HL t. 250

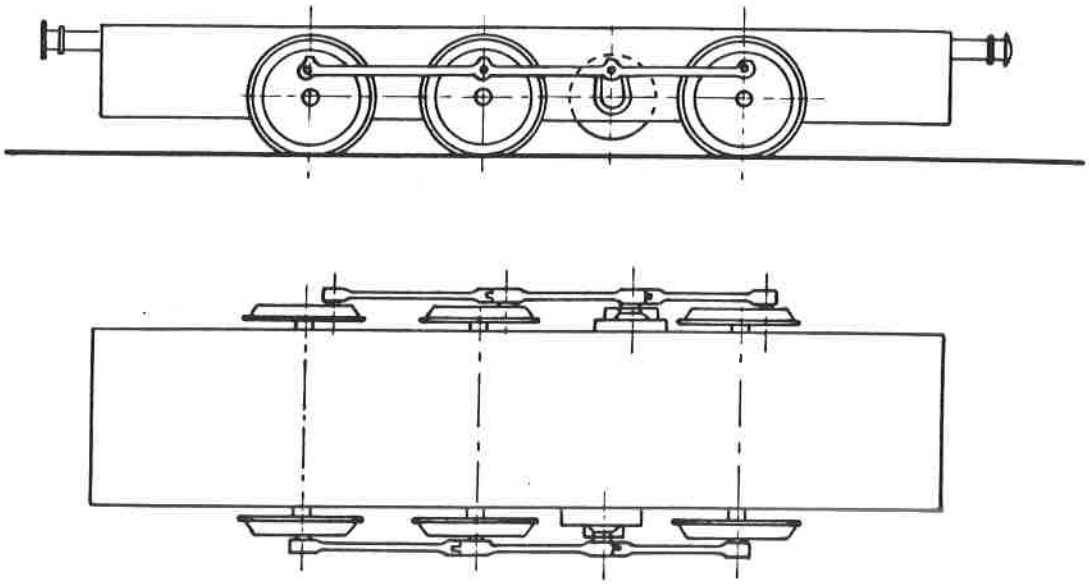


Fig. 143

Commande des essieux HL t. 272

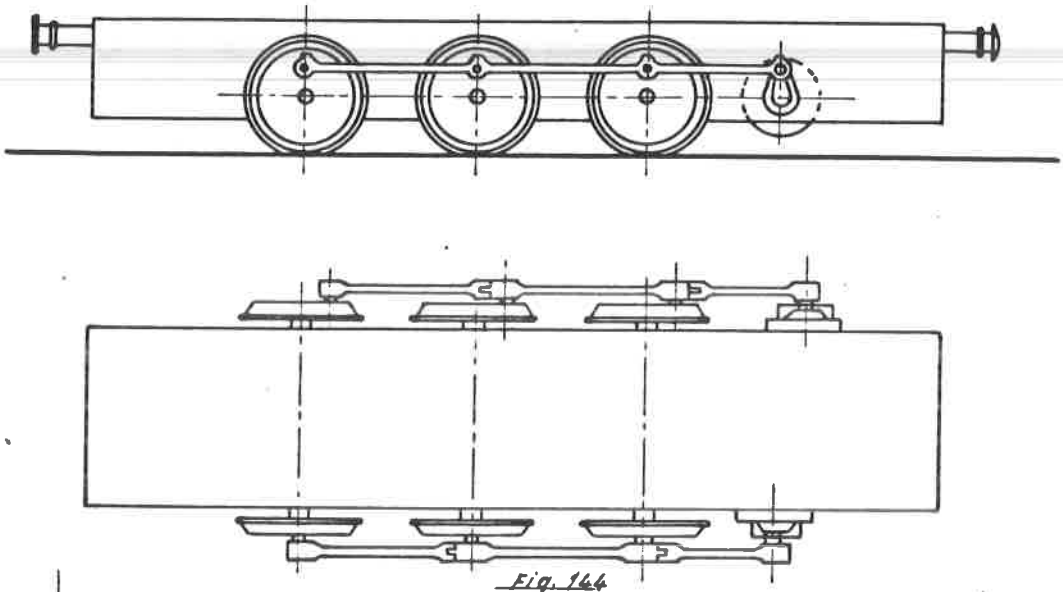


Fig. 144

Bielle d'accouplement pour 2 essieux.

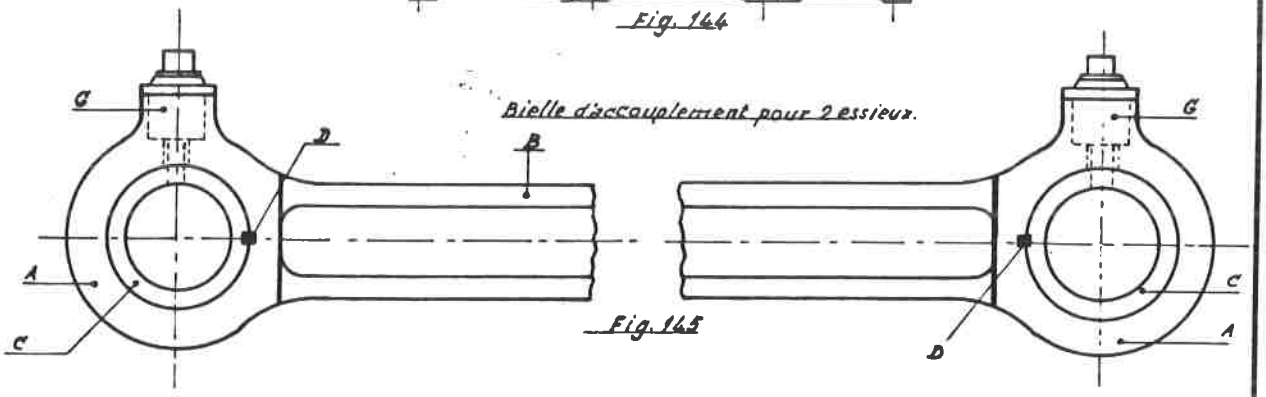


Fig. 145

Bielle d'accouplement pour 3 essieux.

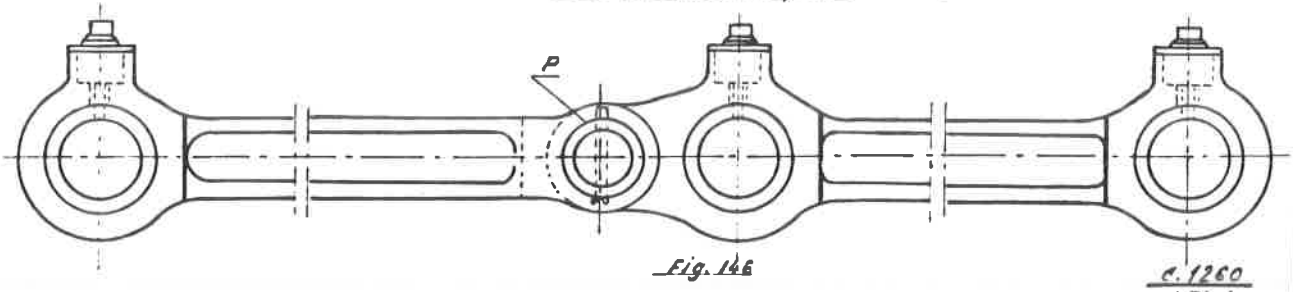


Fig. 146

CHAPITRE IV.

ETUDE DES TRANSFORMATEURS MECANIQUES ET CINE-HYDRAULIQUES.

Introduction : Le but d'un transformateur de couple en en général.

1. Le transformateur de couple est l'organe qui, aux engins de traction sert (fig. 147) :

- à transformer la puissance produite par le moteur diesel de telle façon qu'elle soit adaptée à l'entraînement des roues motrices c.à.d. que le couple agissant sur ces roues diminue au fur et à mesure que la vitesse de l'engin augmente. Cette transformation est nécessaire car, à débit d'injection constant, le couple développé par le moteur diesel varie peu avec sa vitesse de rotation;
- à pouvoir utiliser à n'importe quel instant, la totalité de la puissance effective du moteur diesel c.à.d. à obtenir pour l'engin une courbe caractéristique d'effort de traction dont l'allure approche celle d'une hyperbole équilatère;
- à limiter l'effort de traction lors du démarrage de l'engin à la valeur autorisée par l'adhésion;
- à découpler le moteur diesel des roues motrices de l'engin.

A. Le transformateur de couple mécanique ou "boîte de vitesses".

2. Un transformateur de couple mécanique ou "boîte de vitesses" est constitué en principe par un certain nombre de paires d'engrenages à rapports de transmission différents pouvant transmettre la puissance de traction à tour de rôle et au moment opportun.

Le nombre de paires d'engrenages dépend de la puissance à transmettre ainsi que de l'allure de la courbe de traction à réaliser.

Pour des petites puissances, ce nombre se limite à 2 ou 3, pour des voitures routières ou des autorails à 3 ou 4, pour des autorails lourds, camions, autobus et voitures de course à 5 ou plus.

Aussi le changeur de gamme à deux vitesses dont certaines locomotives à transmission hydraulique sont équipées pour l'adaptation de leur vitesse maximum au service à effectuer est finalement à considérer comme une boîte de vitesses à 2 gammes.

I. Principe de base d'une boîte de vitesses.

3. Lorsque deux arbres sont reliés par deux engrenages, leurs vitesses de rotation n1 et n2 sont en raison inverse des diamètres primitifs D1 et D2 ou des nombres de dents N1 et N2 de ces engrenages.

2.

$$n2 = n1 \cdot \frac{D1}{D2} = n1 \frac{N1}{N2}$$ fig. 148

Si la transmission de puissance se fait sans pertes :

C1 n1 = C2 n2 ou

$$C2 = C1 \cdot \frac{N2}{N1} = C1 \frac{D2}{D1}$$

II. Principe de composition d'une boîte de vitesses.

4. Comme représenté schématiquement à la figure 149, une boîte de vitesse est composée en principe :

- d'un arbre d'entrée A, appelé "arbre primaire" sur lequel est calée une roue dentée "a";
- d'un arbre intermédiaire B, sur lequel sont calés les engrenages a', b', c' et d' et qui est continuellement entraîné par l'arbre primaire;
- d'un arbre de sortie "C" ou "arbre secondaire" sur lequel peuvent coulisser les roues dentées b, c et d de manière à venir engrener respectivement mais non simultanément avec les roues dentées b', c' et d'.

L'engrenage "b" étant pourvu d'un accouplement à griffes permettant l'accouplement direct de l'arbre secondaire C et l'arbre primaire A, la fig. 149 représente une boîte à 4 gammes de vitesses.

Indiquons par les lettres a, b, c.../... le nombre de dents des engrenages et par nA et CA la vitesse de rotation et le couple de l'arbre primaire A. En cas d'engrènement des engrenages c - c' la vitesse de rotation et le couple de l'arbre secondaire C seront donnés par :

$$nc = nA \cdot \frac{a}{a'} \cdot \frac{c'}{c} \quad \text{et} \quad C_c = C_A \cdot \frac{a'}{a} \cdot \frac{c}{c'}$$

La multiplication de vitesse est exprimée par

$$x = \frac{nc}{nA} = \frac{a}{a'} \cdot \frac{c'}{c}$$

La multiplication du couple est donnée par

$$m = \frac{Cc}{CA} = \frac{a'}{a} \cdot \frac{c}{c'} = \frac{1}{x}$$

En prise directe : $n_c = n_A$ et $C_c = C_A$ ou $x = m = 1$

Normalement $x < 1$ et $m < 1$ sauf en dernière gamme à laquelle $x = 1$ et $m = 1$ (c.à.d. $n_A = n_C$ et $C_C = C_A$

A certaines boîtes en dernière gamme : $m < 1$ et $x > 1$.

Cette vitesse surmultipliée est appelée "over-drive".

III. Diagrammes caractéristiques d'une transmission mécanique.

5. Ces diagrammes sont :

- La représentation de la vitesse du véhicule en fonction de la vitesse de rotation de son moteur diesel $V = f(n)$.
- La représentation des multiplications de couple en fonction de la vitesse du véhicule $m = f(V)$.
- La représentation du couple d'entraînement ou de l'effort de traction en fonction de la vitesse de l'engin

$C_e = f(V)$ ou $T = f(V)$

a) Représentation de la vitesse de l'engin en fonction de la vitesse de rotation de son moteur ($V = f(n)$).

6. La représentation graphique de $V = f(n)$ est une ligne droite OZ lorsque V est porté en abscisse et n en ordonnée (voir fig. 150).

Lorsque :

n = vitesse de rotation du moteur
D = diamètre des roues
K = la multiplication de vitesse globale de l'ensemble des organes de transmission (égale au produit des multiplications de vitesse des organes constitutifs de la transmission).
K1 = la multiplication de vitesse globale de l'ensemble des organes de transmission entre la boîte de vitesses et les roues motrices.
x = la multiplication de vitesse de la boîte de vitesses pour certaine gamme :

$$x = \frac{K}{K1}$$

V = vitesse de l'engin.

On obtient à chaque instant :

$$V = \frac{60\ \pi\ D}{1000}\ K.\ n \quad km/h$$

ou $V = 0{,}1884.D.K.n = 0{,}1884\ D.\ K1\ x.n$

7. b) Représentation du couple secondaire de la boîte de vitesses en fonction de la vitesse de l'engin.

$$C_2 = f\ (V)$$

C1 étant le couple primaire, le couple secondaire C2 sera à n'importe quel instant

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{1}{x}$$

Tant que le débit d'injection du moteur n'est pas modifié, ni la gamme enclenchée de la boîte, théoriquement les deux couples ne varient pas avec la vitesse de l'engin.

Néanmoins, en réalité un moteur diesel fonctionnant à certain débit d'injection constant, développe un couple qui en certaine mesure, change avec sa vitesse de rotation. Cette dernière déterminant la vitesse du véhicule, la forme des représentations graphiques de C1 et de C2 prendra la même allure que la courbe caractéristique du couple moteur (fig. 151).

8. c) La représentation du couple d'entraînement ou de l'effort de traction en fonction de la vitesse du véhicule.

Le couple d'entraînement étant exprimé par $C_e = C2 \cdot \frac{1}{K1} = C1 \cdot \frac{1}{K}$ et l'effort de traction par $T = \frac{Ce}{D/2}$ les deux représentations graphiques auront une allure identique à celle de la courbe représentant le couple secondaire C2 en fonction de la vitesse de l'engin.

IV. Les courbes caractéristiques d'un engin équipé avec une transmission mécanique.

9. Pour faciliter la compréhension des diagrammes caractéristiques exposés ci-dessus, ceux-ci seront discutés pour un engin diesel dont le diamètre des roues motrices est de 700 mm et dont les rapports de transmission des organes constitutifs de la transmission ont les valeurs suivantes : pont d'essieu 6/19, inverseur : 23/22, différentiel pour la commande des deux ponts d'essieux 1/1.

La boîte de vitesses présente 4 multiplications de vitesse ayant les valeurs suivantes :

$x = 0,234 - 0,448 - 0,641 - 1.$

La vitesse de rotation au ralenti du moteur est de 350 tr/min. Au débit d'injection maximum (couple moteur = 70 kgm) la vitesse de rotation du moteur doit se limiter entre 1000 et 1800 tr/min.

a) Détermination du diagramme de la vitesse du véhicule en fonction de la vitesse de rotation du moteur $V = f(n)$.

10. Le rapport de transmission (K1) entre la boîte de vitesse et les roues est $K1 = \frac{23}{22} \times \frac{1}{1} \times \frac{6}{19} = 0,33.$

La circonférence d'une roue motrice étant égale à $0,7 \times 3,1416 = 2,20$ m, la vitesse de l'autorail exprimée en fonction de la vitesse de rotation n et de la multiplication de vitesse totale K est à chaque instant :

$$V \text{ km/h} = (2,2 \times 60) \frac{n}{1000} \cdot K = 0,132\ n.K$$

11. Les données nécessaires à l'établissement du diagramme de la vitesse de l'engin en fonction de la vitesse de rotation du moteur sont résumées dans le tableau suivant :

Gamme de vitesse enclenchée	Rapport de transmission de la boîte de vitesses "K1"	Rapport de transmission total K = x . K1	Vitesse max. du véhicule pour n = 1800 tr/m V km/h = 0,132 x.n.K1 = 0,132 . n . K	Représentation graphique dans le diagramme fig. 152
1	0,234	0,234x0,33 = 0,07722	1800x0,132x0,07722=18,38	ligne OA
2	0,448	0,448x0,33 = 0,14784	1800x0,132x0,14784=35,13	ligne OB
3	0,641	0,641x0,33 = 0,21153	1800x0,132x0,21153=50,26	ligne OC
4	1	1 x 0,33 = 0,33	1800x0,132x 0,33 = 78,4	ligne OD

12. Signification du diagramme de vitesse (fig. 152).

La ligne $\overline{OA}$ indique que, au démarrage de l'engin, la boîte de vitesse étant dans la première gamme, la vitesse de l'engin augmente progressivement de 0 à 18,4 km/h lorsque la vitesse de rotation du moteur passe de 350 tr/min à 1800 tr/min.

Au démarrage de l'engin (entre 0 et 4 km/h), le glissement de l'embrayage empêche que la vitesse de rotation du moteur diminue au-dessous de la vitesse d'allumage (350 tr/min) (segment 0 A 1).

Lorsque le moteur atteint 1800 tr/min, il faut enclencher la 2e vitesse.

A cet instant, la vitesse de rotation du moteur diminue jusqu'environ 800 tr/min. (Point A' sur la ligne OB). La vitesse du moteur remonte à nouveau à sa valeur maximum, ce qui correspond à une vitesse du véhicule d'environ 35 km/h. On passe alors à la 3e vitesse. La vitesse du moteur descend à environ 1200 tr/min pour augmenter ensuite progressivement jusque 1800 tr/min, ce qui correspond à une vitesse de l'autorail d'environ 50 km/h.

La 4e vitesse permet d'amener le véhicule à sa vitesse maximum, soit 78 km/h.

b) Détermination des diagrammes du couple (fig. 153).

13. On peut établir le tableau suivant de la même manière que le tableau relatif aux vitesses.

Il faut cependant tenir compte que par suite du différentiel le couple sur chaque essieu moteur est la moitié du couple d'entraînement total (Ce).

Gamme de vitesse enclenchée	Couple primaire maximum C1 (kgm)	Couple secondaire maximum C_2 de la boîte de vitesses $C2 = \frac{C1}{X}$ (kgm)	Couple d'entraînement total aux roues $C_e = \frac{C1}{K}$ (kgm)	Effort de traction de l'engin $C_e : \frac{0,7}{2}$
1	70	70 : 0,234 = 298,9	70 : 0,07722 = 896,7	2560
2	70	70 : 0,448 = 156,1	70 : 0,14784 = 468,3	1340
3	70	70 : 0,641 = 109,2	70 : 0,21153 = 327,6	936
4	70	70 : 1 = 70	70 : 0,33 = 210	600

La figure 153 représente simultanément en fonction de la vitesse du véhicule.

1. L'évolution du couple primaire C_1 de la boîte de boîte de vitesses.

2. L'évolution du couple secondaire (C_2) de la boîte de vitesses.
3. L'évolution du couple d'entraînement (C_e) aux roues motrices.
4. L'évolution de l'effort de traction de l'engin.

Conclusions.

14. 1. La courbe de traction d'un engin à transmission mécanique a une forme en escalier.

En reliant les sommets A, B, C et D par une ligne continue, nous retrouvons l'hyperbole équilatère, car en chacun de ces points de sommet le moteur développe sa puissance maximum.

15. 2. Au démarrage du véhicule, la transmission mécanique ne permet pas l'utilisation maximale de la puissance du moteur.

Pour une même puissance motrice, la puissance de démarrage moyenne peut être augmentée par l'augmentation du nombre de gammes de la boîte.

En effet, plus que le nombre de gammes de la boîte augmente, de plus la courbe de traction approche la courbe de puissance constante.

16. 3. Dans l'exemple donné, lors du passage de la 1re à la 2e gamme, la vitesse de rotation du moteur descend au-dessous de la valeur minimum autorisée.

La surcharge du moteur se produisant à ce moment, ne peut être évitée que par la diminution du débit d'injection lors du passage, ce qui provoque une perte de puissance considérable.

A la boîte de vitesse étudiée, il manque donc une gamme de vitesse.

Ces inconvénients, propres à beaucoup de boîtes de vitesses, sont généralement tolérés afin de limiter le prix de réalisation de la boîte.

V. Déduction de la composition idéale d'une boîte de vitesses des vitesses de rotation maximum et minimum du moteur diesel.

17. Dans l'exemple étudié ci-dessus, l'effort de traction du véhicule à transmission mécanique fut déduite d'une certaine composition donnée pour la boîte de vitesses.

Comme c'est pratiquement toujours le cas à l'étude des nouvelles constructions, la composition idéale de la boîte de vitesses peut à son tour être déduite des vitesses de rotation imposées pour le moteur diesel choisi.

Supposons un moteur diesel dont au régime de débit d'injection maximum les vitesses de rotation suivantes sont à respecter :

- Vitesse de rotation minimum : 1200 tr/min.
- Vitesse de rotation maximum en régime continu : 1800 tr/min.
- Vitesse de rotation maximum autorisée en régime intermittent : 2000 tr/min.
- Vitesse de rotation au ralenti : 650 tr/min.

1. Détermination de la composition idéale de la boîte de vitesses.

18. La supposition que l'engin doit pouvoir développer en palier une vitesse continue de 120 km/h, permet de tracer dans les deux figures 154 et 155 la ligne caractéristique V = f (n) pour la gamme la plus élevée de la boîte (ligne O A dont A correspond avec 120 km/h pour 1800 tr/min. au moteur).

Le point B indique la vitesse du véhicule correspondant à la vitesse de rotation minimum du moteur (1200 tr/min.).

Ce point B correspond également avec la vitesse maximum du véhicule lorsque l'avant-dernière gamme de la boîte est enclenchée.

Cela permet de tracer la ligne O C dont le Point D est de nouveau déterminé par la vitesse minimum du moteur.

Cette méthode permet de déterminer la composition idéale de la boîte de vitesses.

A la figure 154 les vitesses de passage sont déterminées en supposant que la vitesse de rotation de 1800 tr/min. pour le moteur diesel ne peut être dépassée. La figure 155 admet que cette vitesse de rotation soit poussée temporairement à 2000 tr/min.

L'avantage d'un tel moteur sort immédiatement de la comparaison des deux figures (une gamme de vitesse en moins).

De la caractéristique V = f (n) les facteurs de multiplication de vitesse sont facilement à déduire.

2. Détermination des multiplications de vitesse.

19. A chaque instant : $V = 0{,}1884\ D.K.n$

d'où il résulte : $K = \frac{V}{0{,}1884\ D\ .\ n}$

En supposant que D = 1 m. nous obtenons par l'application de la courbe caractéristique de la fig. 155 :

- En prise directe : $K = K1 = \frac{120}{0{,}1884 \times 1 \times 1800} = 0{,}353$

- En première gamme : $K = \frac{16}{0{,}1884 \times 1 \times 2000} = 0{,}0422$

La multiplication de vitesse de la boîte en première gamme est donc :

$$x = \frac{0{,}0422}{0{,}353} = 0{,}119.$$

Cela correspond avec une multiplication de couple de $\frac{1}{0{,}119} = 8{,}45$.

Toutes les multiplications de vitesse et de couple de la boîte sont à calculer de la même manière.

Les résultats sont donnés dans le tableau suivant :

Vitesse enclenchée	1	2	3	4	5
Multiplication de vitesse entre boîte de vitesses et roues (K1)	0,353	0,353	0,353	0,353	0,353
Multiplication du couple entre boîte de vitesses et roues	2,83	2,83	2,83	2,83	2,83
Multiplication de vitesse de toute la transmission (K)	90422	0,073	0,127	0,209	0,353
Multiplication de couple de toute la transmission	23,6	13,7	7,9	4,78	2,83
Multiplication de vitesse de la boîte de vitesses	0,119	0,206	0,358	0,59	1
Multiplication de couple de la boîte de vitesses	8,45	4,85	2,8	1,69	1

Remarque.

Pour des raisons de simplification de la construction, en pratique les gammes 1 et 2 seront remplacées par une seule dont le rapport de transmission sera la moyenne des rapports des deux gammes à remplacer. Il en résultera l'inconvénient que lors du passage à la deuxième vitesse le moteur dépassera sa vitesse minimum autorisée.

3. Calcul de la puissance.

20. Supposons comme poids total du véhicule : 50 tonnes (autorail) et comme résistance au roulement en palier et à 120 km/h : 900 kg.

La puissance de traction utile aux roues est alors :

$$P = \frac{T.V.}{270} \text{ CV} = \frac{900 \times 120}{270} = 400 \text{ CV}$$

Admettons pour une transmission mécanique un rendement global de 90 %, la puissance de traction utile au volant du moteur sera de : $\frac{400}{0,9} = 445$ CV.

En supposant que la puissance de traction est de 90 % de la puissance nominale et effective du moteur, celle-ci s'élèvera à $\frac{445}{0,9} = 495$ cv. soit approximatif 500 cv.

4. Détermination de la courbe de traction.

21. Dans le cas de notre exemple, le couple de traction utile au moteur est de

$$C = \frac{716,2 \times 445}{1800} = 175 \text{ kgm.}$$

Supposons qu'à2000 tr/min le couple moteur se limite à 160 kgm, l'effort de traction sera en première gamme de la boîte :

$$T = \frac{2\,C \,.\, m \,.\, r}{D} = \frac{2 \times 160 \times 23,6 \times 0,9}{1} = 6800 \text{ kg}$$

(Effort maximum admis par l'adhésion : 50 x 250 = 12 500 kg)

Les différents efforts de traction réalisés par la transmission seront successivement :

6800 kg - 3950 kg - 2270 kg - 1360 kg - 898 kg.

Pour un couple moteur de 175 kgm ces efforts sont successivement :

7450 kg - 4300 kg - 2480 kg - 1505 kg -989 kg.

Ces résultats sont représentés graphiquement à la figure 156.

V. Espèces de boîtes de vitesses.

22. Les boîtes de vitesses peuvent se ranger dans trois catégories :

- Les boîtes de vitesses non synchronisées;
- Les boîtes de vitesses semi-synchronisées;
- Les boîtes de vitesses synchronisées.

a) Les boîtes de vitesses non synchronisées.

23. Dans ces boîtes de vitesses, les différentes gammes sont obtenues par le déplacement de pignons coulissant sur l'arbre secondaire qui est cannelé (fig. 15). Ces pignons sont prolongés latéralement par un manchon dans lequel est pratiqué une rainure circulaire recevant les deux branches de la fourche de commande.

Ces boîtes de vitesses dont l'application se limite à des motorisations d'ancienne conception et peu coûteuses, présentent les inconvénients suivants :

1. Les engrenages doivent avoir une denture droite, ce qui donne un fonctionnement bruyant;
2. La commande doit se faire par un levier commandé à la main et des tringles de transmission. Le principe est représenté à la fig. 155 pour une boîte de vitesses à 4 étages.

La commande exige une grande adresse surtout lorsqu'il s'agit de passer d'une vitesse supérieure à une vitesse inférieure, à cause de la synchronisation à réaliser entre les vitesses de rotation des pignons à engrener (usure rapide des bouts des dents - Avaries aux pignons).

3. Un embrayage entre le moteur et la boîte de vitesses: doit permettre l'isolement de la boîte de vitesses avant de passer d'une gamme à l'autre.

4. Ces boîtes de vitesses ne conviennent pas pour de grandes puissances. L'effort nécessaire pour engrener ou séparer les pignons est parfois très grand.

b) Les boîtes de vitesses semi-synchronisées.

24. Dans ces boîtes de vitesses, les pignons de l'arbre secondaire engrènent constamment avec ceux de l'arbre intermédiaire (fig. 159).

Les pignons de l'arbre secondaire tournent librement sur leur arbre avec lequel ils peuvent être solidarisés, à tour de rôle par des accouplements à griffes.

Les manchons de ces accouplements sont munis d'une rainure circulaire extérieure dans laquelle s'engagent les branches de la fourche de commande.

Ce type de boîtes de vitesse est utilisé pour des motorisations peu coûteuses d'une puissance limitée.

Elles prennent l'avantage de pouvoir utiliser des engrenages à denture oblique ou hélicoïdale, d'où un fonctionnement plus silencieux.

Le crabotage et le décrabotage d'un accouplement à griffes exige un effort moins fort qu'avec des engrenages.

Toutefois un embrage est encore nécessaire pour séparer la boîte de vitesses du moteur avant de changer de gamme.

La commande se fait pratiquement toujours au moyen d'un levier à manoeuvrer à la main et de tringles de commande.

Dans certaines boîtes peu coûteuses et de faible puissance, la première gamme et parfois même la 2e gamme sont exécutées au moyen d'engrenages coulissants et il n'y a que celles pour les vitesses élevées qui sont exécutées au moyen d'accouplements à griffes.

c) Les boîtes de vitesses synchronisées.

25. Dans ces boîtes de vitesses, les pignons à craboter sont équipés d'un accouplement complètement synchronisé.

Suivant la nature de cet accouplement, on distingue :

26. 1. Les boîtes de vitesses avec accouplements à griffes synchronisées.

La boîte de vitesses est construite de la même façon que la boîte semi-synchronisées mais les manchons d'accouplement sont remplacés par une sorte d'ambrayage à cône dont le but est d'amener les pièces tournantes à des vitesses voisines avant de réaliser leur liaison (fig. 160).

Cette disposition facilite et assouplit la commande de la boîte de vitesses.

Un embrayage est encore nécessaire pour séparer la boîte de vitesses du moteur avant de la manoeuvrer.!

De telles boîtes de vitesses sont utilisées sur les automobiles de catégorie moyenne. Dans les automobiles de catégorie supérieure, l'embrage mécanique est parfois remplacé par un accouplement hydraulique.

2. Boîtes de vitesses avec embrayages individuels (fig. 161).

27. Ces boîtes de vitesses ne sont utilisées que pour de grandes puissances.

Elles consistent en principe en un arbre primaire sur lequel sont fixées un certain nombre de roues dentées et un arbre secondaire portant le même nombre de roues dentées constamment en prise avec celles de l'arbre primaire.

Chaque roue dentée de l'arbre secondaire peut être rendue solidaire de cet arbre par un embrayage individuel monté à l'intérieur ou à l'extérieur de la roue dentée (ex. boîte de vitesse Winterthur) (fig. 162) ou par un système électromagnétique (ex. boîtes de vitesses Cotal).

Dans ce cas, il n'est plus nécessaire de prévoir un embrayage mécanique entre le moteur et la boîte. Toutefois, pour une raison de souplesse de la transmission, on prévoit presque toujours un accouplement hydraulique entre le moteur et la boîte de vitesses.

Le grand avantage de ces boîtes de vitesses consiste dans le fait qu'elles peuvent être commandées à distance par servo-moteurs électriques, électro-pneumatiques ou pneumatiques ou que la commande peut être automatisée.

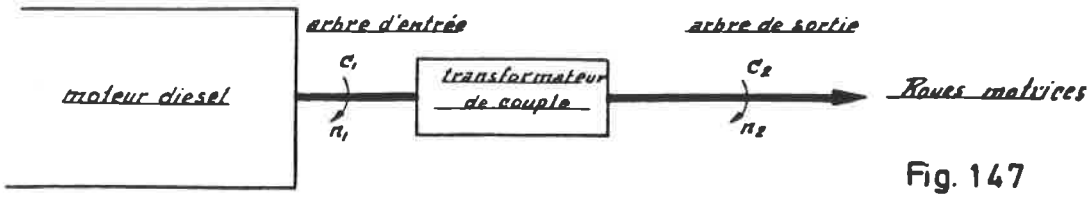


Fig. 147

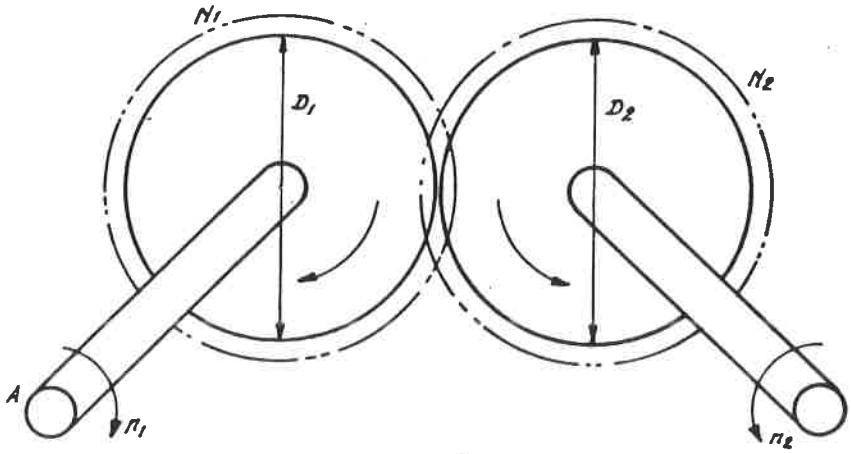


Fig. 148

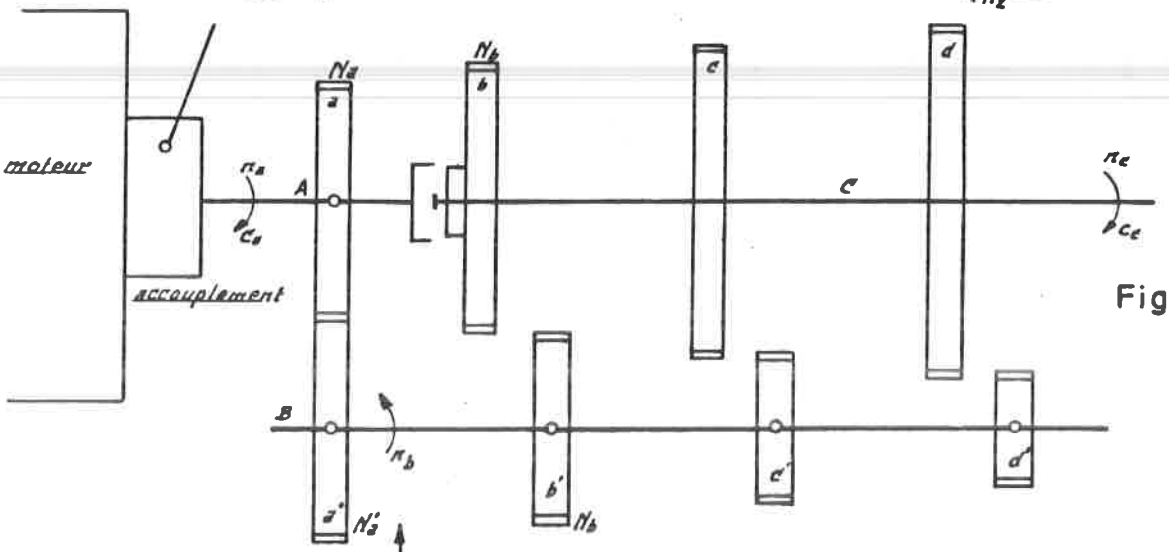


Fig. 149

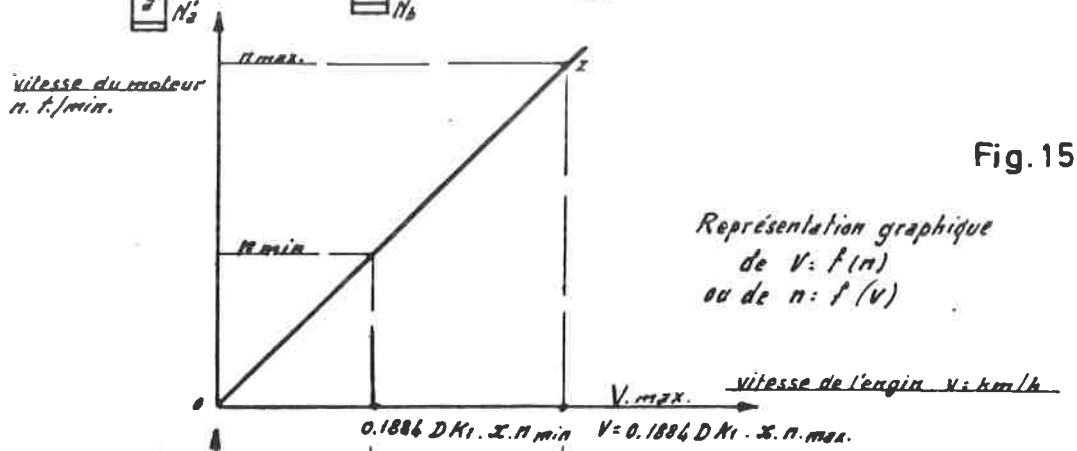


Fig. 150

Représentation graphique de $V = f(n)$ ou de $n = f(V)$

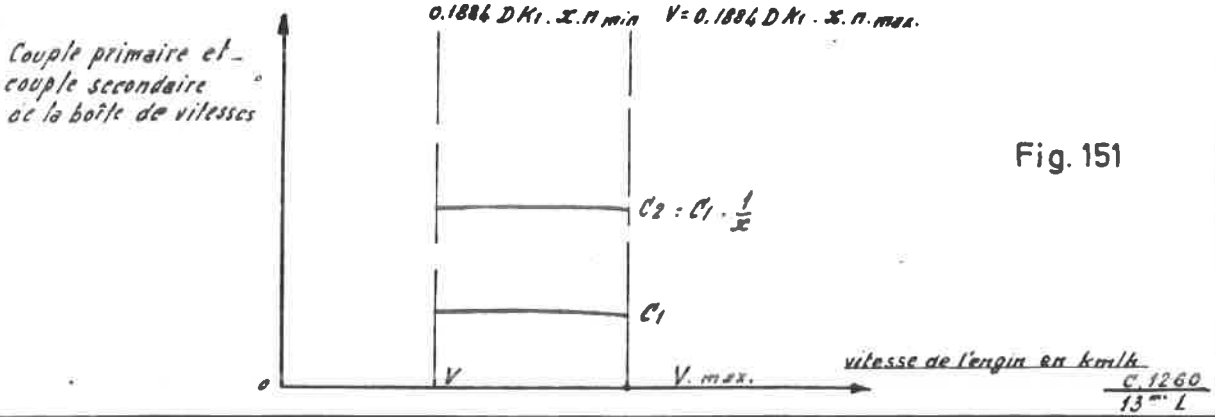


Fig. 151

Annexe 88

Diagramme de vitesse d'une transmission mécan.

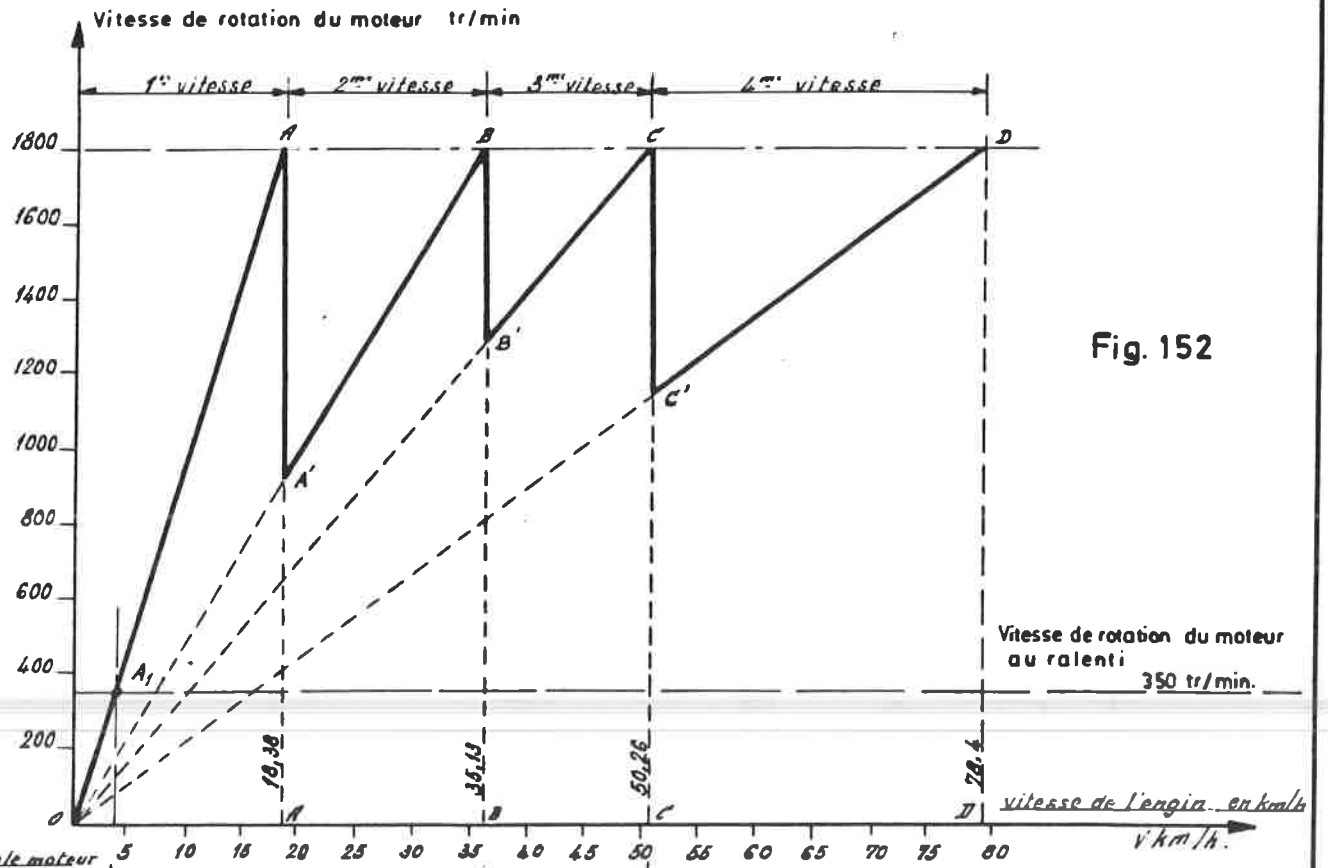


Fig. 152

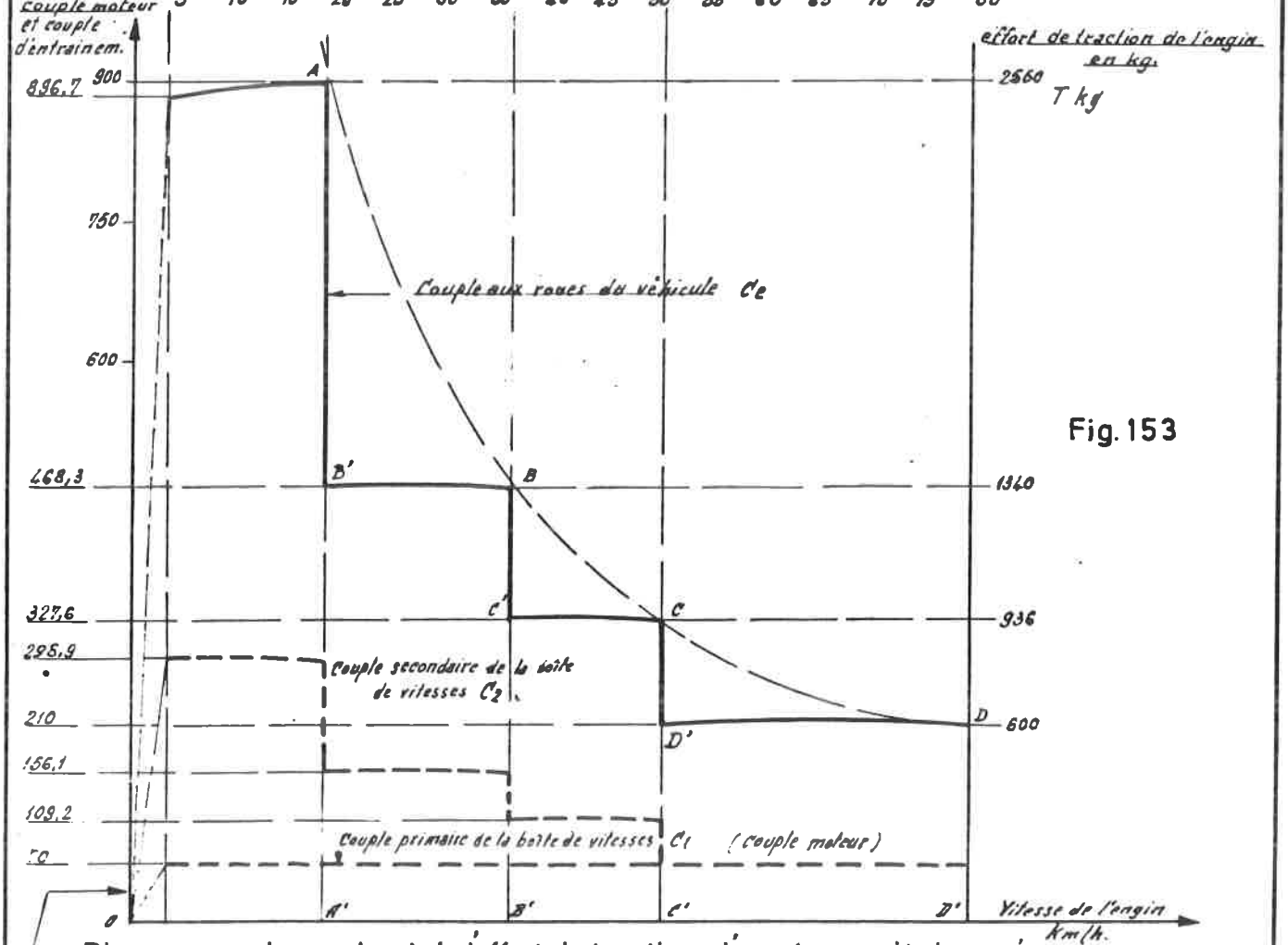


Fig. 153

Diagramme du couple et de l'effort de traction d'une transmission mécanique

Patinage des disques de l'embrayage

C. 1260
13 L

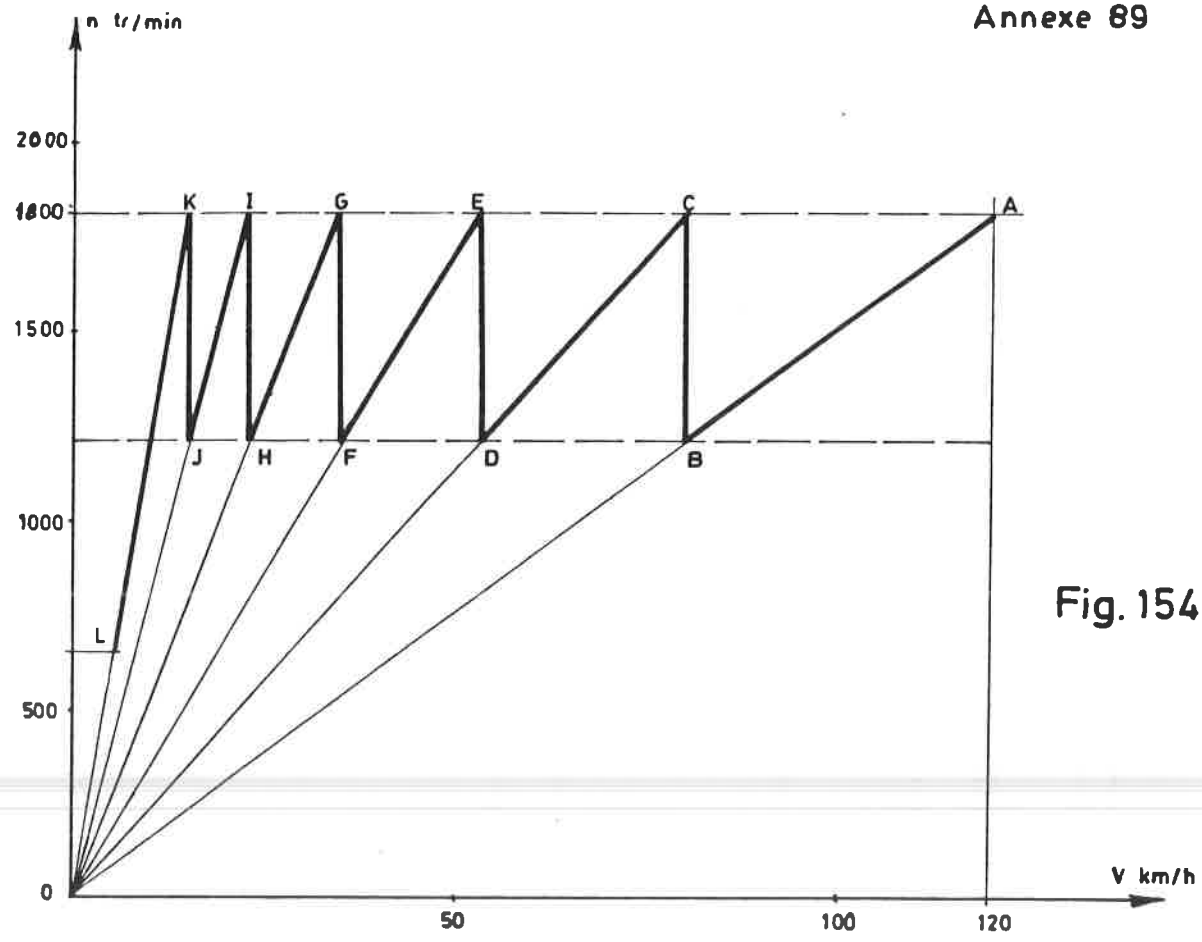


Fig. 154

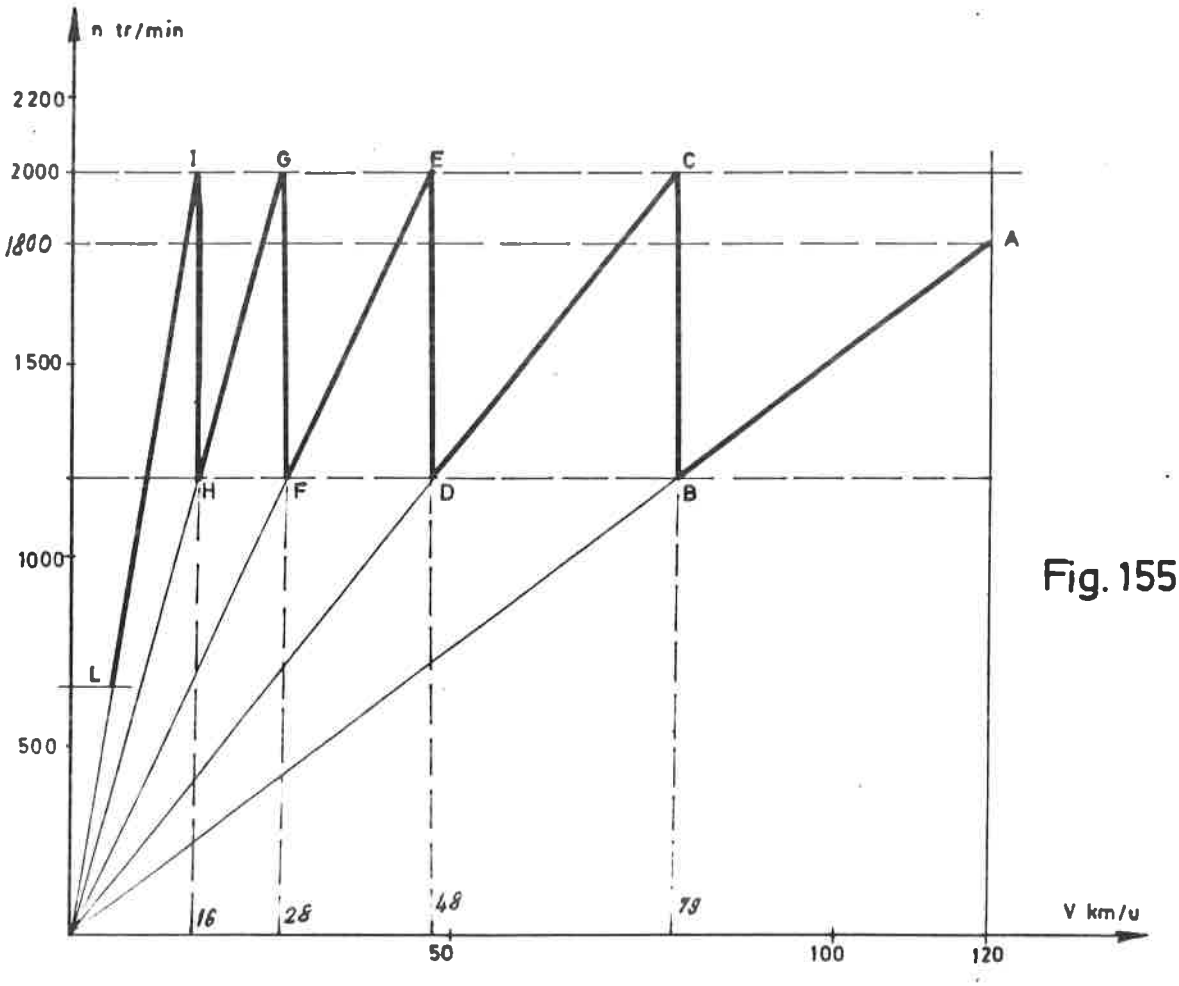


Fig. 155

C. 12 60
13ème leçon

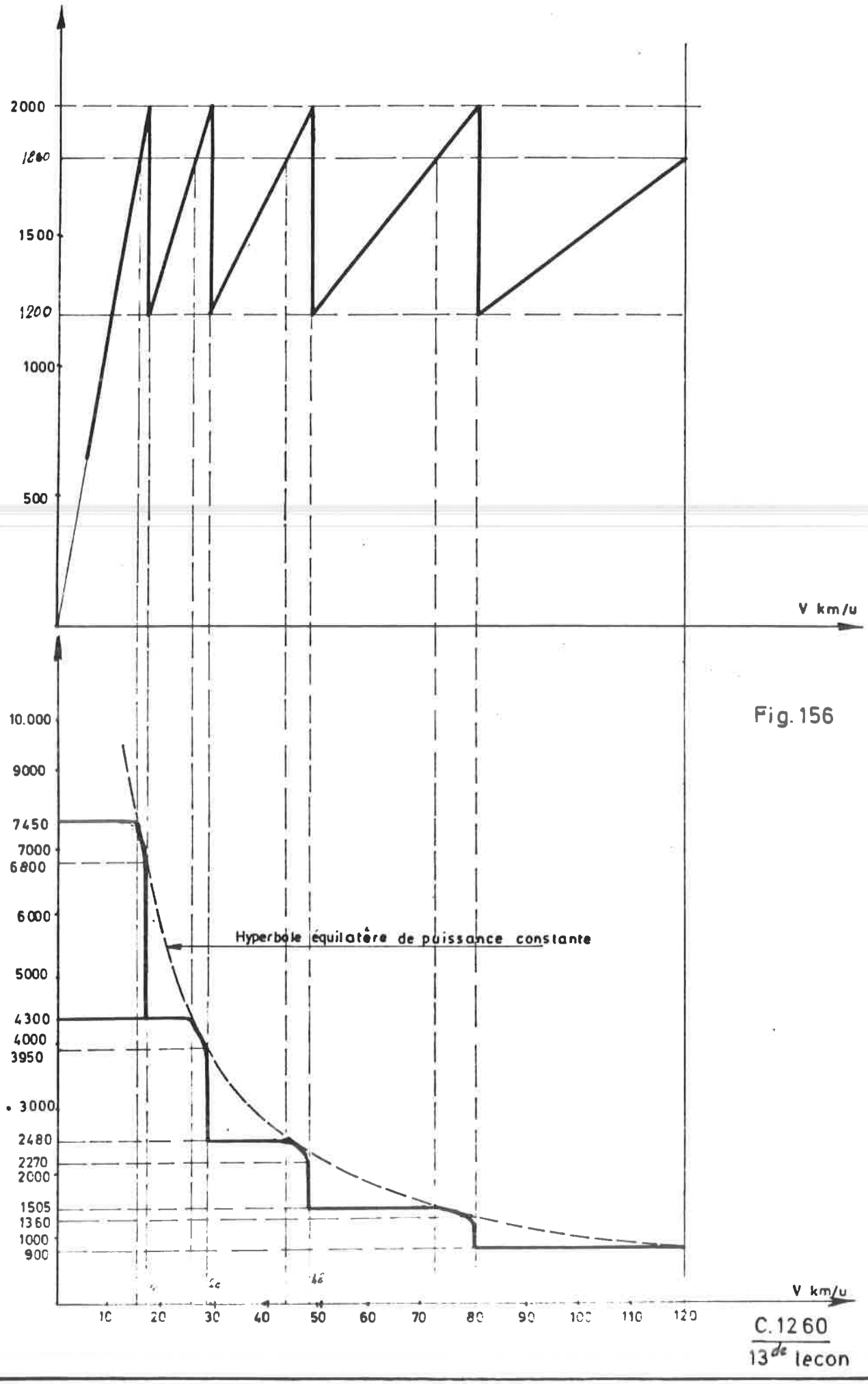


Fig. 156

C.12 60
13de lecon

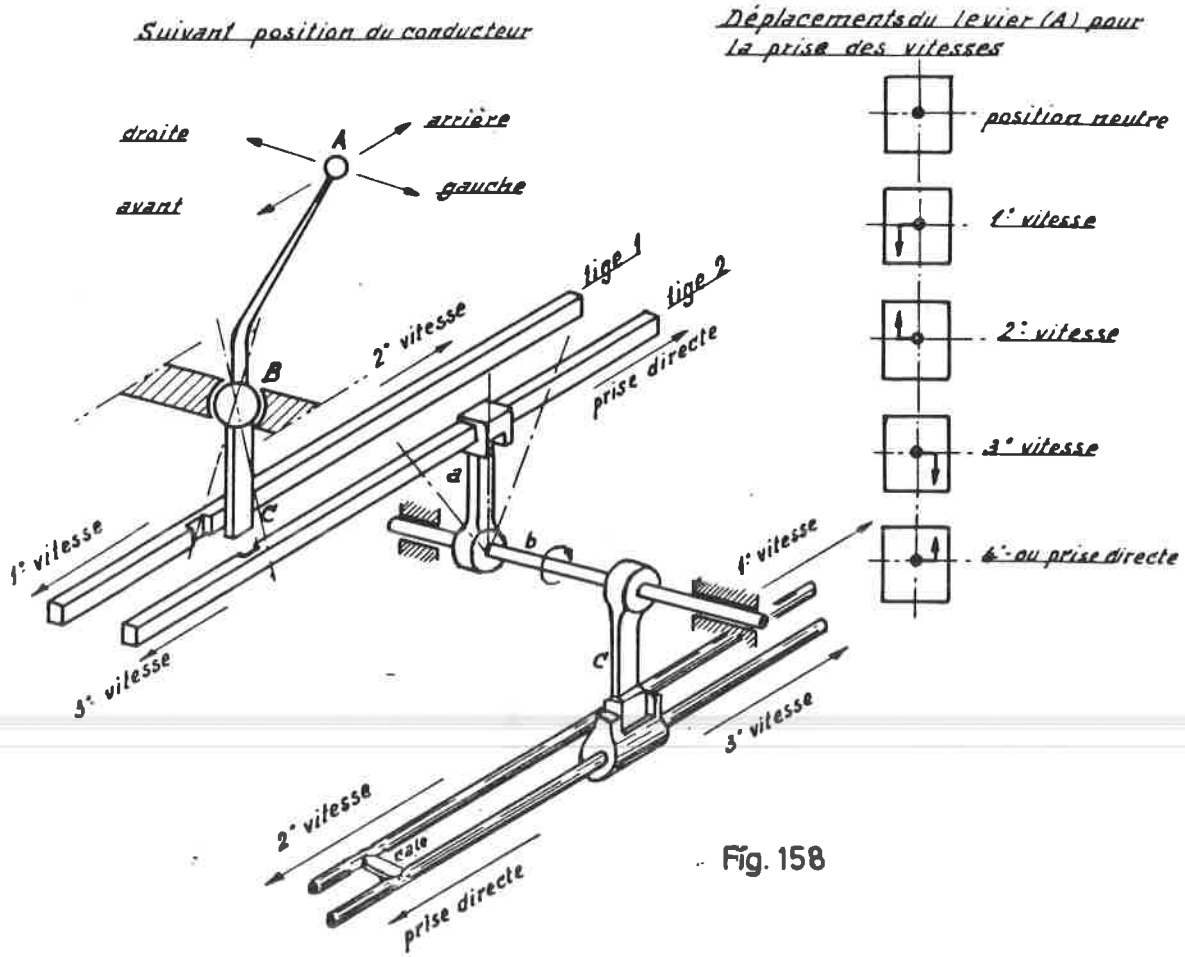


Fig. 158

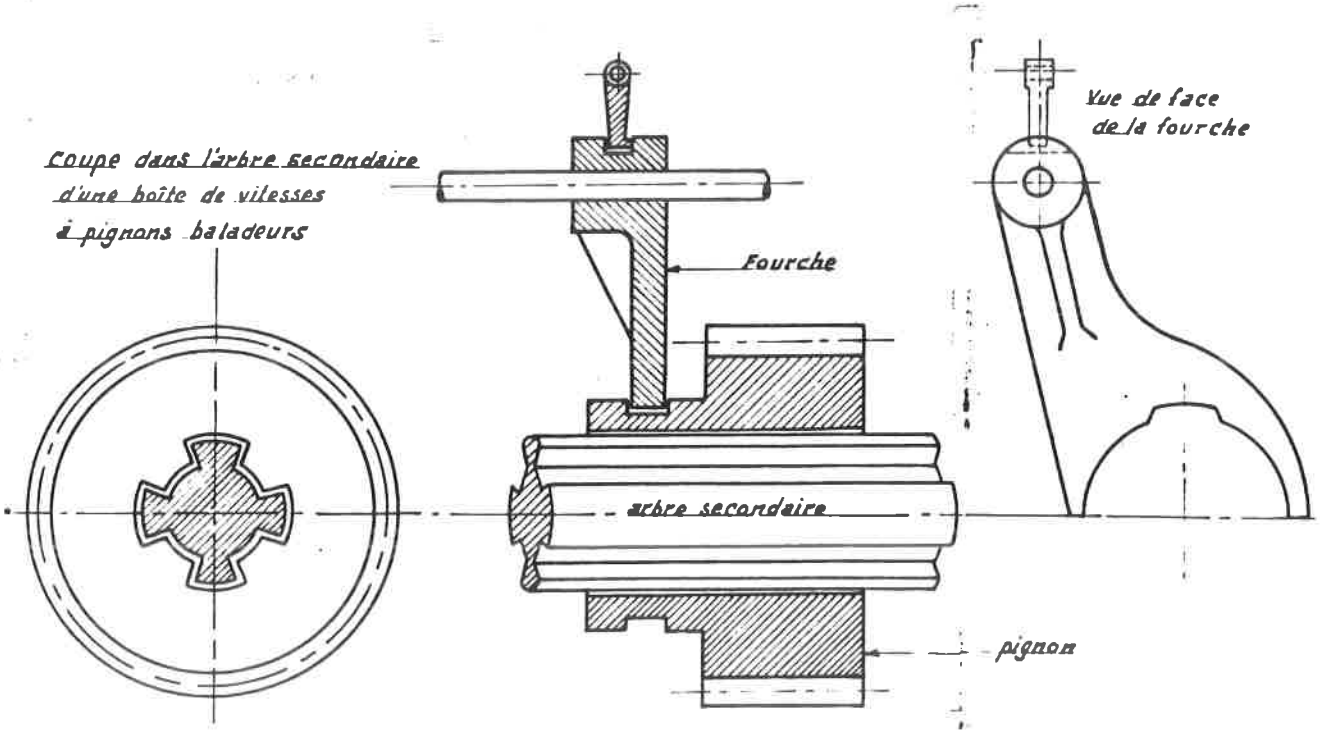


Fig. 157

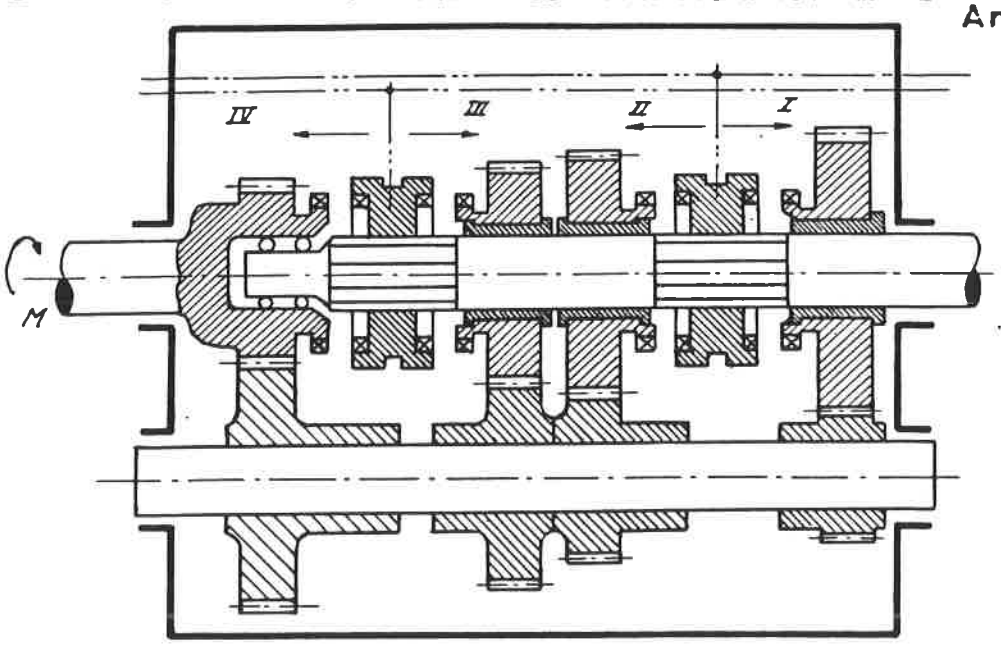


Fig. 159

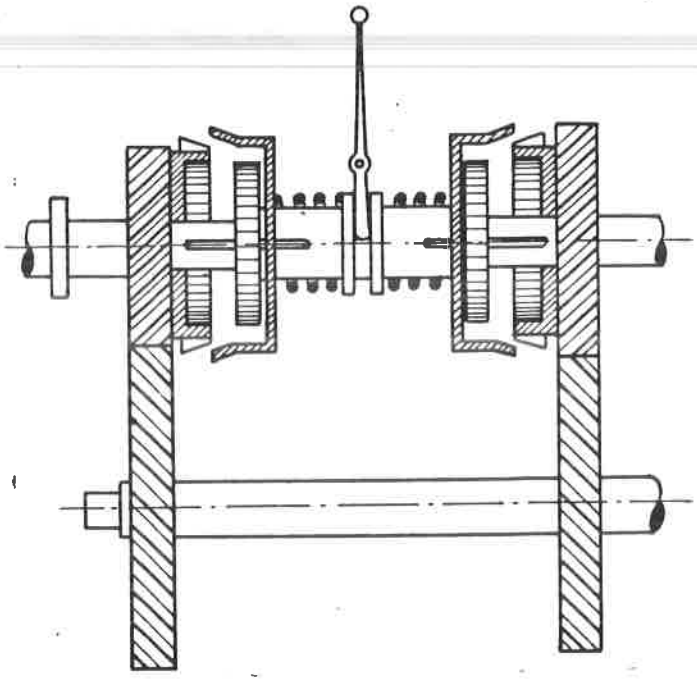


Fig. 160

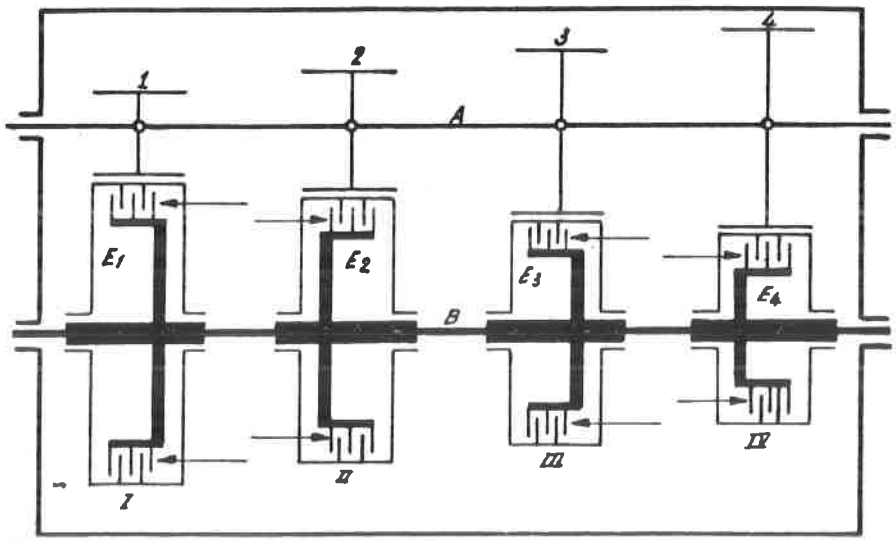
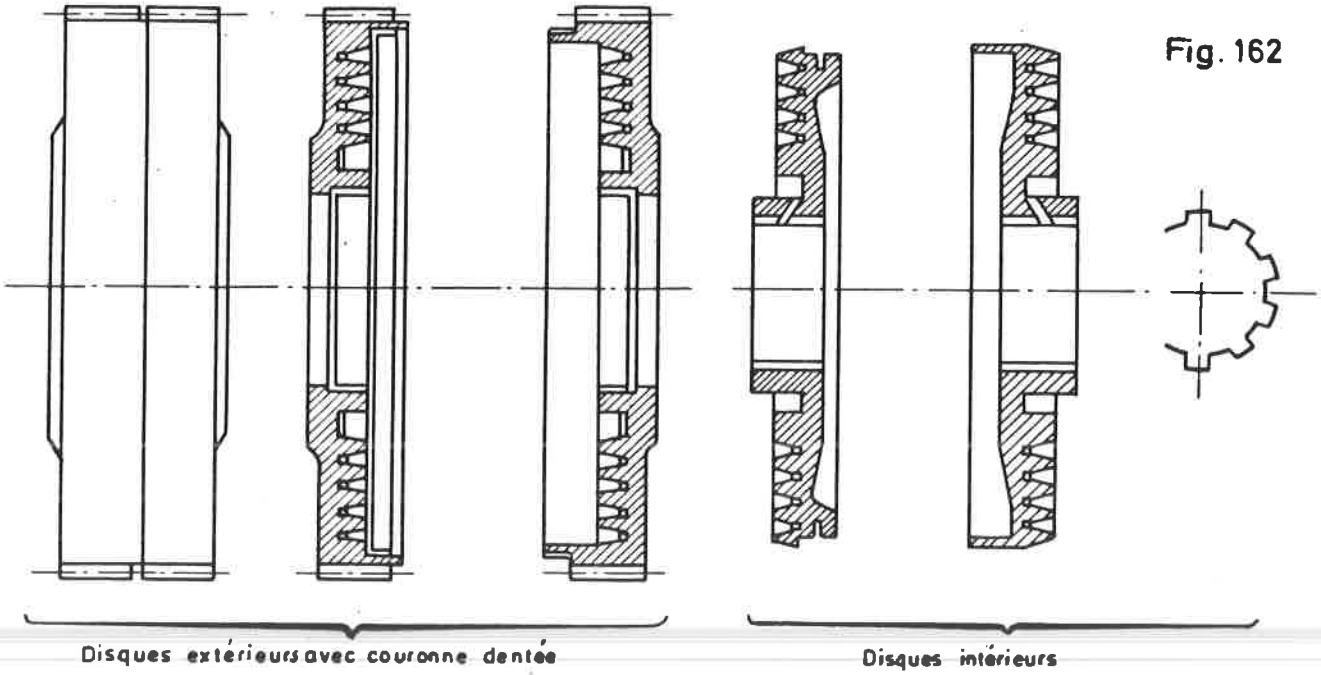


Fig. 161

Boite de vitesse Winterthur

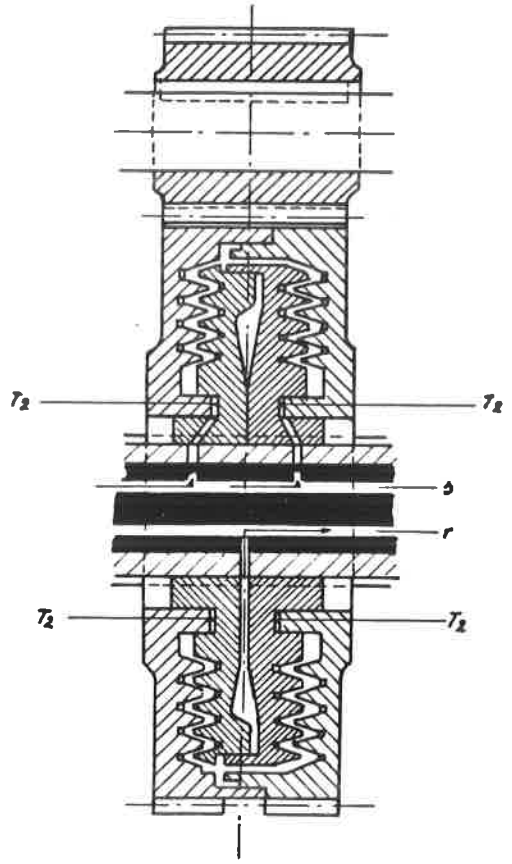
Embrayages individuels commandés par pression d'huile

Fig. 162

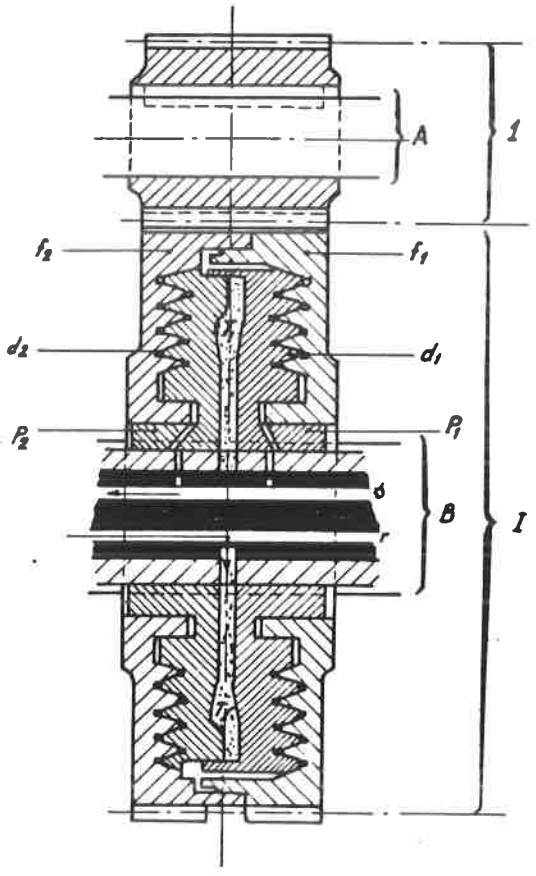


Disques extérieurs avec couronne dentée

Disques intérieurs



Engrenage débrayé



Engrenage embrayé

C. 1260
13me leçon

Cours 1260 - 14e leçon - pages 4 et 5 (Erratum)

Le texte "Par la loi de conservation . . . " jusque fin de l'article 39 est à remplacer par le texte suivant:

39. La puissance cinétique d'un filet fluide avec vitesse v et débit Q est exprimée par:

$$\frac{Qd}{2g} \cdot v^2 = \frac{Qd}{2g} (v''^2 + v'^2).$$

Lors de la translation de la surface, la puissance cinétique du filet fluide varie de la valeur suivante:

$$\frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2) = \frac{Qd}{2g} \left[(v''^2_1 - v''^2_0) + (v'^2_1 - v'^2_0)\right] \qquad (1).$$

Puisque $W'' = v'' - U$, on obtient que $W''^2 = v''^2 - 2v''U + U^2$.

L'expression (1) peut donc être écrite sous la forme suivante:

$$\frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2) = \frac{Qd}{2g} \left[(W''^2_1 - W''^2_0) + 2 (v''_1 U_1 - v''_0 U_0) - (U_1^2 - U_0^2) + (v'^2_1 - v'^2_0).\right]$$

$W''^2 + v'^2$ étant égal à W^2 on obtient :

$$\frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2) = \frac{Qd}{2g} (W_1^2 - W_0^2) + \frac{Qd}{g} (v''_1 U_1 - v''_0 U_0) - \frac{Qd}{2g} (U_1^2 - U_0^2).$$

Conclusion.

Lorsque la vitesse de translation U de la surface n'est pas constante, la variation de la puissance cinétique du filet fluide donne lieu à:

1) Une variation de la puissance mécanique de la surface:
$\frac{Qd}{g} (v''_1 U_1 - v''_0 U_0)$.

2) Une variation de la puissance de poussée statique due à la vitesse relative du filet fluide sur la surface. La poussée statique étant composée d'une composante normale et d'une composante tangentielle, la puissance de poussée statique peut être exprimée par
$\frac{Qd}{2g} (W_1^2 - W_0^2) = \frac{Qd}{2g} \left[(W''^2_1 - W''^2_0) + (v'^2_1 - v'^2_0).\right]$
Cette puissance se transforme en chaleur.

3) La puissance absorbée par l'accélération de la surface
$\frac{Qd}{2g} (U_1^2 - U_0^2)$.

Lorsque la vitesse de translation U de la surface est constante, la variation de la puissance cinétique du filet fluide peut être exprimée par:

$$\boxed{\frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2) = \frac{Qd}{2g} (W_1^2 - W_0^2) + \frac{Qd}{g} U (v''_1 - v''_0).}$$

La loi de la conservation de l'énergie appliquée sur une surface influencée par un filet fluide d'une vitesse v peut être exprimée par:

$$\frac{Qd}{g} U (v''_1 - v''_0) = \frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2) - \frac{Qd}{2g} (W_1^2 - W_0^2).$$

Dans cette expression:

$\frac{Qd}{g} U (v''_1 - v''_0)$ = la puissance mécanique

$\frac{Qd}{2g} (v_1^2 - v_0^2)$ = la variation de la puissance cinétique du filet fluide

$\frac{Qd}{2g} (W_1^2 - W_0^2)$ = la variation de la puissance de poussée statique sur la surface.

suite Chapitre IV.

Etude des transformateurs de couple mécaniques et hydrauliques.

B. Le transformateur de couple hydraulique.

I. Principes généraux de la cinématique et de la dynamique, applicables au transformateur de couple hydraulique.

a) Vitesse absolue et relative d'un filet fluide par rapport à une surface en mouvement.

27. La vitesse absolue "v" d'un filet fluide est la vitesse que ce fluide possède dans l'espace.

Si ce filet fluide rencontre avec une vitesse absolue v une surface qui elle-même possède une vitesse absolue U, le filet fluide possède, par rapport à cette surface, une vitesse relative W représentée par le vecteur W dans le diagramme des vitesses V, U, W (fig. 163).

Si l'angle d'incidence "a" du filet fluide sur la surface varie de 0 à 180°, la vitesse relative varie respectivement de $W_4 = v - U$ à $W_o = v + U$ (fig. 163).

b) Quantité de mouvement absolue "mv" d'une masse fluide.

28. Une masse fluide "m" animée d'une vitesse absolue "v" possède une quantité de mouvement absolue déterminée par le produit mv exprimé en kg sec. La quantité de mouvement détermine la possibilité d'exercer une certaine force F pendant un certain temps t. Cela peut être exprimé par

$$mv = Ft$$

Chaque force est la cause ou la conséquence de l'accélération d'une masse et est exprimée par $F = \pm m \frac{v_1 - v_o}{t}$ (accélération uniforme).

Si $v_o = 0$, $F t = \pm m v$ (quantité de mouvement absolue)

Si v_o est différent de 0, $F = \pm \left(\frac{mv_1 - mv_o}{t} \right)$ et ainsi

$F t = \pm (m v_1 - m v_o)$.

29. Cela signifie que la variation de la quantité de mouvement d'une masse fluide en mouvement est toujours la cause ou la conséquence de l'action d'une force pendant un certain temps.

Soit : Q = le débit du fluide en l/sec
d = le poids spécifique du fluide en kg/l.
g = l'accélération terrestre en m/sec 2
v_1 et v_o les vitesse absolues initiale et finale de la masse fluide.

Ainsi la force développée ou subie par le filet fluide, et dans sa direction, est

$$F = \frac{Qd}{g} (v_1 - v_o) \text{ kg}$$

30. c) Puissance vive d'une masse fluide en mouvement.

Une masse fluide m, ayant une vitesse absolue v, possède une puissance vive déterminée par le produit $\frac{mv^2}{2}$ exprimé en kgm. C'est la quantité de travail que possède la masse fluide ou l'énergie cinétique accumulée dans la masse fluide

Si cette masse subit une augmentation ou une diminution de vitesse, le travail nécessaire ou résultant est

$$T = m\left(\frac{v_1^2 - v_o^2}{2}\right)$$

En effet $F = \frac{m}{t} (v_1 - v_o)$ kg.

Le travail est donné par T = F.v.t.

Dans cette expression, v est la vitesse moyenne du fluide $\frac{v_1 + v_o}{2}$ quand l'accélération est uniforme.

Donc, $T = \frac{m}{t} . (v_1 - v_o) . \left(\frac{v_1 + v_o}{2}\right) . t = \frac{m (v_1^2 - v_o^2)}{2}$

La puissance d'un filet fluide peut donc être exprimée par

$$P = \frac{Q.d}{2g} (v_1^2 - v_o^2) \quad \text{kgm/sec}$$

d) Force exercée par un filet fluide sur une surface.

31. Considérons le cas général représenté à la fig. 164.

A est une surface se déplaçant parallèlement à elle-même et qui, après un certain temps, occupe la position A'.

Nous supposons le mouvement uniformément accéléré. V_o et V_1 sont les vitesses absolues du filet fluide rencontrant la surface, respectivement dans ses positions A et A'.
Vo et V1 sont les vitesses initiale et finale de la surface

Les vitesses v_o et v_1 peuvent se décomposer en :

- les composantes normales ou perpendiculaires à la surface, v_o'' et v_1''
- les composantes tangentielles v'_o et v'_1.

32. Les triangles des vitesses nous indiquent que le fluide possède par rapport à la surface en A une vitesse W_o et par rapport à la surface en A' une vitesse relative W_1.

Par rapport à la surface, le fluide possède en A une quantité de mouvement $(m.W_o)$ et en A' une quantité de mouvement $(m\ W_1)$.

33. En A, le fluide possède une composante résultante normale à la surface égale à $(v''_o - U_o)$ et une composante tangentielle égale à v'_o.

En A', ces composantes sont respectivement $(v''_1 - U_1)$ et v'_1.

Par conséquent, il existe sur la surface une poussée normale égale à

$$F_n = \frac{Q\ d}{g}\left[(v''_1 - U_1) - (v''_o - U_o)\right] = \frac{Q\ d}{g}\left[(v''_1 - v''_o) + (U_o - U_1)\right]$$

et une force dirigée tangentiellement égale à $F_t = \frac{Q.d}{g}.(v'_1 - v'_o)$

Si U_1 n'est pas égale à U_o, la poussée normale est augmentée ou diminuée de la force nécessaire pour réaliser l'accélération ou le freinage du fluide en même temps que de la surface.

34. Considérons néanmoins que la surface se déplace à vitesse constante et donc que $U_1 = U_o$. Dans ce cas, la poussée normale effective sur la surface est :

$$\boxed{F_n = \frac{Q\ d}{g}(v''_1 - v''_o)}$$

et la force tangentielle :

$$\boxed{F_t = \frac{Q\ d}{g}(v'_1 - v'_o)}$$

35. 1) La poussée normale $\boxed{F_n = \frac{Q\ d}{g}(v''_1 - v''_o)}$

Elle est indépendante de la vitesse de la surface et est déterminée uniquement par la différence entre les composantes normales des vitesses absolues du fluide.

Si $v''_o > v''_1$: dans ce cas Fn est la poussée exercée par la masse fluide sur la surface et qui entretient le mouvement de la surface.

F est négative c'est-à-dire qu'une certaine quantité de mouvement est transformée en poussée. (principe d'une turbine).

Si $v''_o < v_1$: F_n est la poussée exercée par la surface sur la masse fluide de façon à augmenter sa quantité de mouvement.

F est positive c'est-à-dire que la poussée est transformée en quantité de mouvement du fluide (principe d'une pompe).

Si $v''_o = v''_1$, il n'y a pas de poussée exercée sur la surface ni sur la masse fluide.

36. 2) La force tangentielle $\boxed{F_t = \frac{Q\,d}{g}\,(v'_1 - v'_o)}$

Elle pousse le fluide le long de la surface et sert à vaincre les forces de frottement entre le fluide et la surface et entre les couches du fluide (viscosité cinétique) ainsi qu'à vaincre les pertes par turbulence.

Cette poussée conduit à une perte de puissance $\frac{Q\,d}{2\,g}\,(v'^2_1 - v'^2_o)$ qui se transforme en chaleur.

Remarque :

37. La poussée effective exercée par un filet fluide sur une surface ou reçue de celle-ci, peut aussi être exprimée en fonction des angles d'incidence "a_o" et "a_1" par rapport à la surface.

$$\boxed{F = \frac{Q\,d}{g}\,(v_1 \sin a_1 - v_o \sin a_o)}$$

e) Transformation de l'énergie cinétique d'un filet fluide.

38. Quand la surface est en A, la masse fluide possède une énergie cinétique $\frac{1}{2}\,m\,v_o^2$ et en A', une énergie cinétique $\frac{1}{2}\,m\,v_1^2$.

Pendant la translation de A en A', l'énergie cinétique de la masse fluide est augmentée ou diminuée de la valeur $\frac{1}{2}\,m\,(v_1^2 - v_o^2)$ ce qui entraîne l'absorption ou la production d'un travail.

Pendant la translation de A vers A', il a existé une poussée sur la surface $F_n = \frac{Q.d}{g}\,(v_1'' - v''_o)$. Cette force a produit un travail égale à $F_n.\,U.t = \frac{Q.d}{g}\,.\,U.t\,(v''_1 - v''_o)$ (quand la vitesse de la surface est supposée constante).

Par la loi de la conservation de l'énergie, on obtient, compte tenu de F_n et F_t :

$$\frac{Q\,d}{g}\frac{(v'_1 + v'_o)}{2}(v'_1 - v'_o)t + \frac{Q.d}{g}.U.t\,(v''_1 - v''_o) = \frac{1}{2}\,m\,.$$

$$(v_1^2 - v_o^2)$$

39. La puissance développée est donc :

$$\frac{Q.d}{g}\,.\,U\,(V''_1 - v''_o) = \frac{Q.d}{2\,g}(v_1^2 - v_o^2) - \frac{Q\,d}{2\,g}(v_1'^2 - v_o'^2)$$

ou $$\frac{Q.d}{g}.\,U\,(v''_1 - v''_o) = \frac{Q.d}{2\,g}\,(v''_1{}^2 - v_o''^2)$$

Dans ces formules,

$\frac{Q\,d}{g}.\,U.(v''_1 - v''_o)$ est la puissance mécanique absorbée ou fournie par la surface suivant que v''_1 est supérieure ou inférieure à $v''o$

$\frac{Q\,d}{2\,g}\,(v''_1{}^2 - v''_o{}^2)$ est l'énergie cinétique du fluide transformée en puissance mécanique de poussée.

$\frac{Q.d}{2\,g}\,(v'_1{}^2 - v'^2_o)$ est l'énergie cinétique du fluide transformée en puissance de poussée statique qui se transforme finalement en chaleur.

f) Force exercée par un filet fluide sur une roue à aubes.

40. Les figures 165 et 166 représentent une roue à aubes dont une seule aube est dessinée. La masse fluide qui pénètre en A possède une vitesse absolue v_o. Cette masse quitte l'aube en B avec une vitesse absolue v_1.

La roue à aubes tourne à une vitesse angulaire W de sorte que la vitesse tangentielle en A est égale à $U_o = W.r_o$ et en B vaut $U_1 = W.r_1$.

Par rapport à l'aube, le fluide possède en A une vitesse relative W_o et en B une vitesse relative W_1.

41. Il est impossible de calculer avec précision l'écoulement réel d'un fluide dans une roue à aubes. Ce qui peut être calculé par contre est une circulation unidimensionnelle idéalisée. Les résultats d'un écoulement idéalisé s'écartent sans doute assez fort des résultats réels mais ils permettent de déterminer les facteurs qui influencent la circulation réelle.

L'étude d'une circulation unidimensionnelle suppose un rotor avec un nombre infini d'aubes inclinées vers l'arrière, infiniment courtes, dans lesquelles il n'y a pas de pertes par frottement et dirigées de telle façon que les vitesses relatives en chaque point sont tangentes aux aubes.

42. Les vitesses absolues d'entrée et de sortie de la masse fluide v_o et v_1 peuvent être décomposées en composantes tangentielles (dirigées tangentiellement au mouvement de rotation) v''_o et v''_1 et en composantes radiales (dirigées perpendiculairement au mouvement de rotation) v'_o et v'_1.

Si le fluide circule le long des aubes sans qu'il ne s'exerce aucune poussée ni forces de frottement contre ces aubes, la vitesse tangentielle de sortie sera

$$v''_2 = \frac{v''_o \cdot r_o}{r_1} \quad \text{(fig. 166)}$$

Comme le fluide quitte la roue avec une vitesse tangentielle réelle v''_1, le fluide a subi, pendant son écoulement, une accélération $\frac{v''_1 - v''_2}{t}$ ce qui correspond à :

43. - une force tangentielle $F = \frac{m}{t}(v''_1 - v''_2) = \frac{m}{t}\left(v''_1 - v''_o \cdot \frac{r_o}{r_1}\right)$

$$= \frac{m}{t \cdot r_1}(v''_1 r_1 - v''_o r_o) =$$

$$\frac{Q\ d}{g \cdot r_1}(v''_1\ r_1 - v''_o\ r_o)$$

44. - un couple $C = F \cdot r_1$ ce qui nous donne la formule d'Euler

$$\boxed{C = \frac{Q\ d}{g}(v''_1\ r_1 - v_o''\ r_o)}$$

45. - une puissance mécanique absorbée ou développée ($P = C.W$) par la roue à aubes

$$P = \frac{Q\ d}{g}(v''_1 \cdot W.r_1 - v''_o.W.r_o)$$

ou

$$\boxed{P = \frac{Q\ d}{g}(v''_1\ U_1 - v''_o\ U_o)}$$

46. Suivant la règle du cosinus , on a (fig. 165).

$$W_1^2 = v_1^2 + U_1^2 - 2\ U_1 \cdot v_1 \cdot \cos a_1 = v_1^2 + U_1^2 - 2\ U_1\ v''_1$$

$$W_o^2 = v_o^2 + U_o^2 - 2\ U_o \cdot v_o \cdot \cos a_o = v_o^2 + U_o^2 - 2\ U_o v''_o$$

On a donc : $v''_1 = \frac{v_1^2 + U_1^2 - W_1^2}{2\ U_1}$

$$v''_o = \frac{v_o^2 + U_o^2 - W_o^2}{2\ U_o}$$

En portant ces valeurs dans l'expression de la puissance, on peut exprimer cette dernière comme suit :

$$P = \frac{Q.d}{2\,g}\left[(v_1^2 - v_o^2) + (U_1^2 - U_o^2) + (W_o^2 - W_1^2)\right]$$

Comme nous supposons un système unidimensionnel d'aubes infiniment courtes, $v'_1 = v'_o$ et nous pouvons exprimer la puissance comme suit :

$$P = \frac{Q.d}{2\,g}\left[(v''^2_1 - v''^2_o) + (U_1^2 - U_o^2) + (W_o^2 - W_1^2)\right]$$

$\frac{P}{Q.d}$ est l'augmentation ou la diminution de poussée totale dans la roue, et est composée comme suit :

47. 1) $\frac{1}{2\,g}(v''^2_1 - v''^2_o)$: c'est la variation d'énergie cinétique qui est la conséquence directe ou la cause de la poussée exercée par les aubes ou exercée sur les aubes suivant qu'il s'agit d'une roue pompe ou d'une roue turbine.

2) $\frac{1}{2\,g}(U_1^2 - U_o^2)$: c'est la modification de la pression statique par la force centrifuge.

3) $\frac{1}{2g}(W_o^2 - W_1^2)$: c'est la diminution de poussée statique sur les aubes par la variation de la vitesse relative de la masse fluide par rapport aux aubes.

48. Si l'angle d'incidence $a_o = 90°$, on dit qu'il n'y a pas de prérotation et la formule d'Euler devient :

$$P = \frac{Q.d}{g} \cdot v''_1 \cdot U_1$$

49. On appelle $\frac{v''_1}{U_1}$ le facteur de glissement.

Le facteur de glissement $s = \frac{v''_1}{U_1}$ est un nombre sans dimensions et peut être exprimé par :

$$\frac{v''_1}{U_1} = \frac{v_1}{U_1}\cos a_1 = \frac{\sin b_1 \cdot \cos a_1}{\sin (a_1 + b_1)} = \frac{\sin b_1 \cos a_1}{\sin a_1 \cos b_1 + \cos a_1 \sin b_1}$$

$$s = \frac{tg\ b_1}{tg\ a_1 + tg\ b_1}$$

Ce facteur de glissement, déterminé uniquement par la forme et l'inclinaison des aubes, est de grande importance parce qu'il détermine l'aptitude d'une roue à aubes à obtenir des résultats déterminés.

50. On appelle degré de réaction "K" le rapport :

$$K = \frac{\text{augmentation de poussée dans la roue}}{\text{augmentation totale de poussée dans la roue}} = \frac{(U_1^2 - U_o^2) + (W_o^2 - W_1^2)}{(U_1^2 - U_o^2) + (W_o^2 - W_1^2) + (v_1''^2 - v_o''^2)}$$

Le degré de réaction K détermine dans quelle mesure l'énergie cinétique du fluide est transformée en poussée utile.

51. Pour les roues à aubes des pompes statiques et ventilateurs où des pressions de sorties élevées sont exigées, $(v''^2_1 - v_o''^2)$ doit rester petit et K doit par conséquent être aussi grand que possible.

52. Pour les roues des transformateurs de couple hydrodynamiques qui doivent développer des couples d'entraînement élevés pour de basses vitesses de l'engin, K et les pressions statiques doivent être aussi faibles que possible et $(v''^2_1 - v''^2_o)$ aussi grand que possible.

53. Pour les roues à aubes des transformateurs de couple hydrodynamiques qui ne doivent développer que des couples de démarrage limités; K doit avoir une valeur plus grande que dans le cas précédent.

54. Ceci peut être montré en faisant la simplification suivante qui amène à une certaine relation entre le facteur de glissement s et le taux de réaction k.

Nous supposons que $a_o = \frac{\pi}{2}$ (pas de prérotation) de sorte que $v_o'' = o$ et $W_o 2 = v_o^2 + U_o^2$

Nous supposons aussi, ce qui est pratiquement toujours le cas, que $v'_o = v'_1$

$$\text{Ainsi } K = \frac{U_1^2 + v_o^2 - W_1^2}{2\, U_1 \cdot v''_1}$$

$$\text{ou } K = \frac{U_1^2 - (U_1 - v''_1)^2}{2\, U_1 \cdot v''_1} = 1 - \frac{s}{2}$$

55. Par conséquent, par approximation $\boxed{K = 1 - \frac{s}{2}}$

1) $s = o$ et $k = 1$ et donc $v''_1{}^2 - v''_o{}^2 = 0$

Ceci est le cas pour une roue à aubes d'une machine élévatrice de pression (ventilateurs statiques et pompes).

Les aubes sont très inclinées vers l'arrière.

2) $0 < s < 1$ et $1 > k > 0,5$

Les aubes sont d'autant moins inclinées vers l'arrière - ou se rapprochent d'autant plus de la direction radiale - que k approche la valeur 0,5.

Applications : roues pompe et de réaction des transformateurs de couple avec grands couples de démarrage.

3) $1 < s < 2$ ou $0,5 > k > 0$

Les aubes sont d'autant plus inclinées vers l'avant que la valeur k approche de 0. La roue fournit donc exclusivement de l'énergie cinétique (pompe) ou transforme toute l'énergie cinétique en poussée (turbine).

Application : Roue pompe des transformateurs de couple avec couple de démarrage petit.

Roue de réaction des transformateurs de couple avec grand couple de démarrage.

II. Parties constitutives d'un transformateur de couple hydrodynamique.

Un transformateur de couple hydrodynamique est constitué principalement des parties suivantes (fig. 167, 168, 169).

56. a) La roue pompe centrifuge P fixée sur l'arbre d'entrée entraîné par le moteur diesel (arbre primaire)

Par rapport au sens de rotation, les aubes sont dirigées dans une certaine mesure ou bien vers l'avant (couple de démarrage limité) ou bien vers l'arrière (couple de démarrage élevé).

Dans la roue pompe l'énergie mécanique fournie par le moteur diesel est transformée en partie en énergie cinétique et en partie en énergie de pression. La portion d'énergie cinétique est d'autant plus importante que le couple de démarrage doit être petit.

57. b) La roue turbine T fixée sur l'arbre de sortie du transformateur (arbre secondaire).

Les aubes sont en général d'autant plus inclinées vers l'arrière que le couple de démarrage est petit.

58. c) La roue de réaction R équipée d'une couronne d'aubages qui doit être immobile.

Si la roue de réaction avec ses aubes forme un tout avec le carter du transformateur, la roue de réaction est aussi appelée roue statorique.

Les aubes sont dans une certaine mesure inclinées vers l'avant dans les transformateurs à couple de démarrage élevé (grand couple de réaction), dirigées radialement ou inclinées vers l'arrière dans les transformateurs à couple de démarrage moyen ou faible (faible couple de réaction et faibles contre-pressions de sorte que la roue pompe fournit une énergie cinétique plus grande).

La roue de réaction placée entre la turbine et la pompe a pour but d'ajouter au fluide en circulation un couple de réaction qui, suivant les circonstances de marche, peut être positif ou négatif.

Les roues pompe, turbine et de réaction, sont montées dans un carter.

La roue de réaction peut faire partie du carter; c'est le cas dans les transformateurs de couple à carter immobile. Cependant, dans beaucoup de transformateurs de couple, la roue pompe fait partie du carter de sorte que le carter tourne avec la pompe (transformateur de couple à carter tournant). La roue de réaction est néanmoins toujours fixée de façon à ce qu'elle soit immobile.

---

v > u

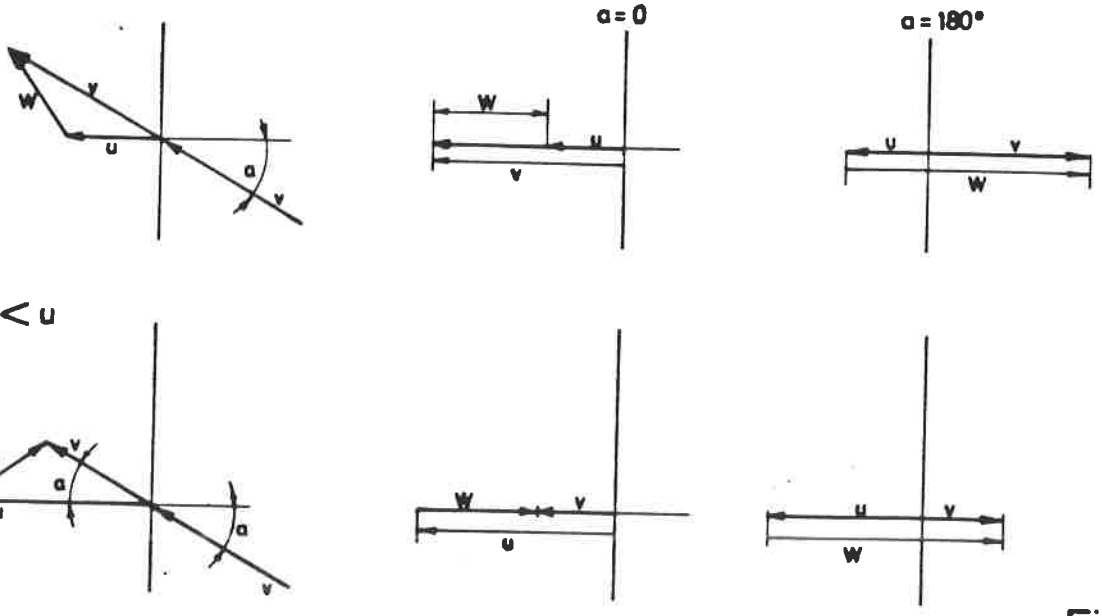
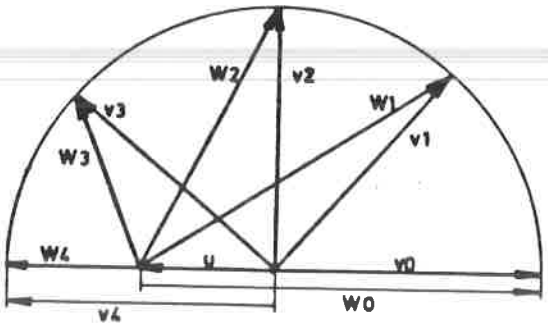


Fig.163



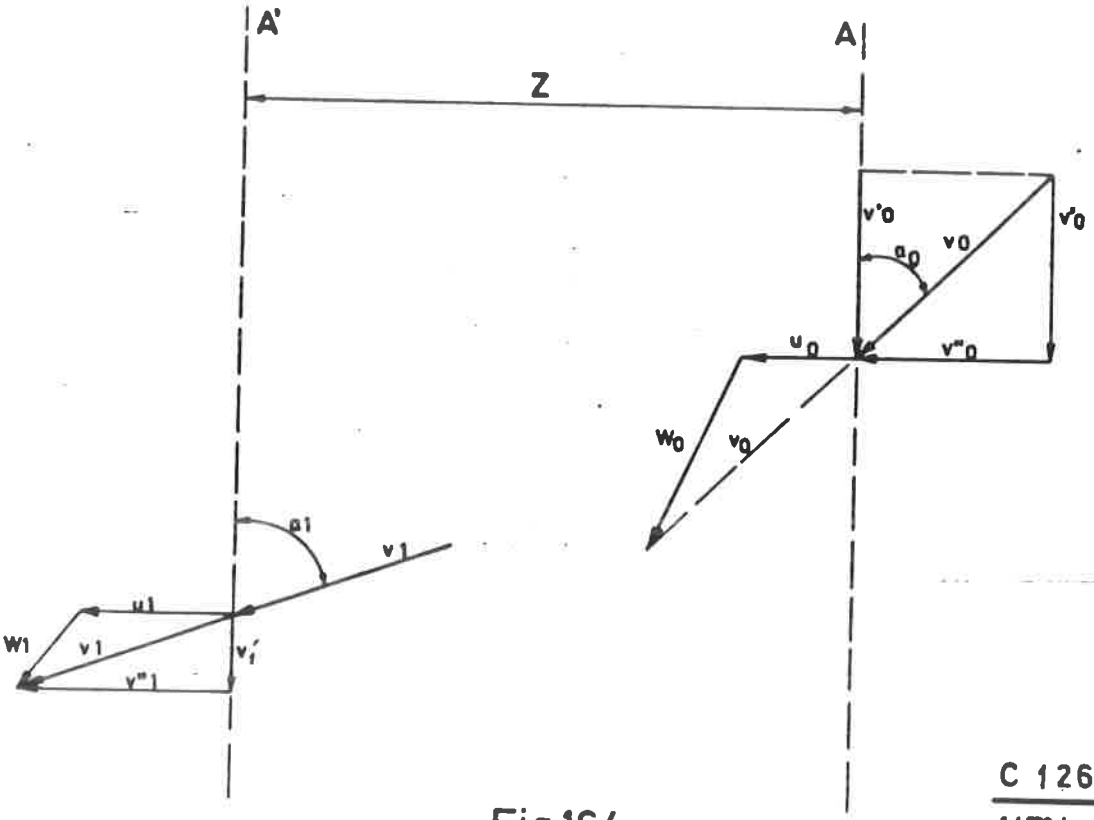


Fig.164

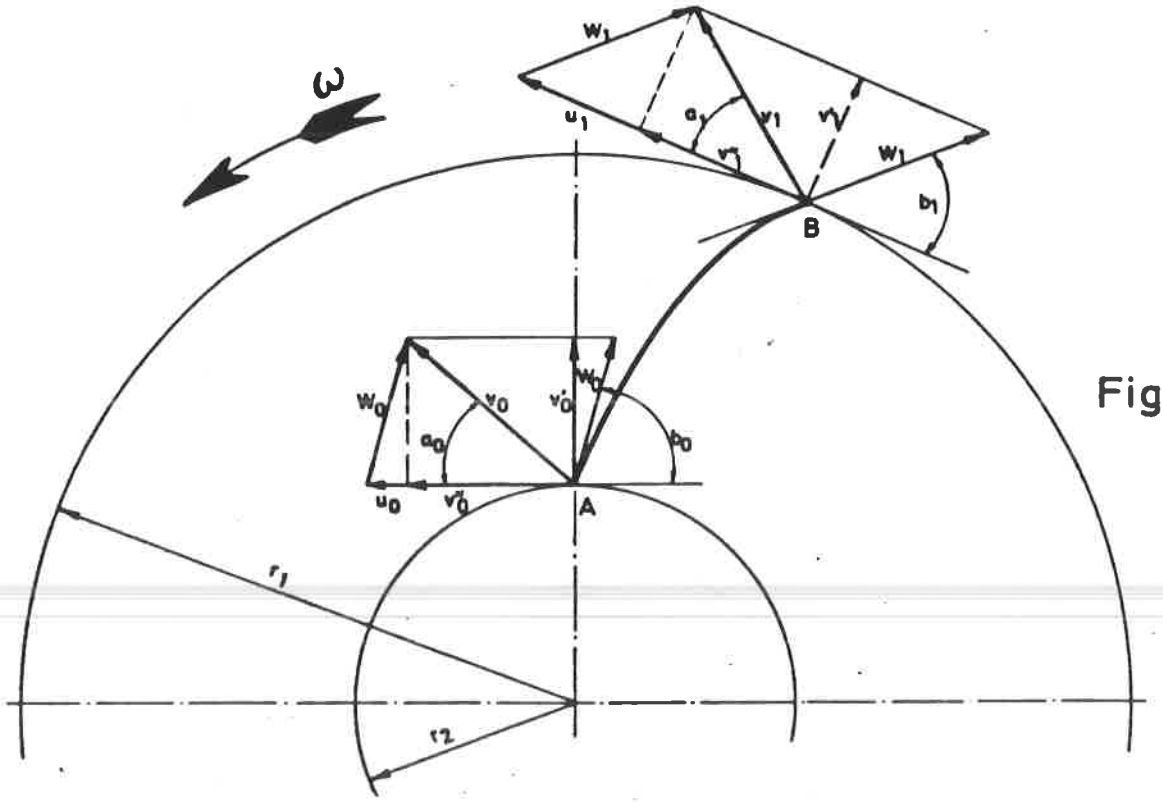
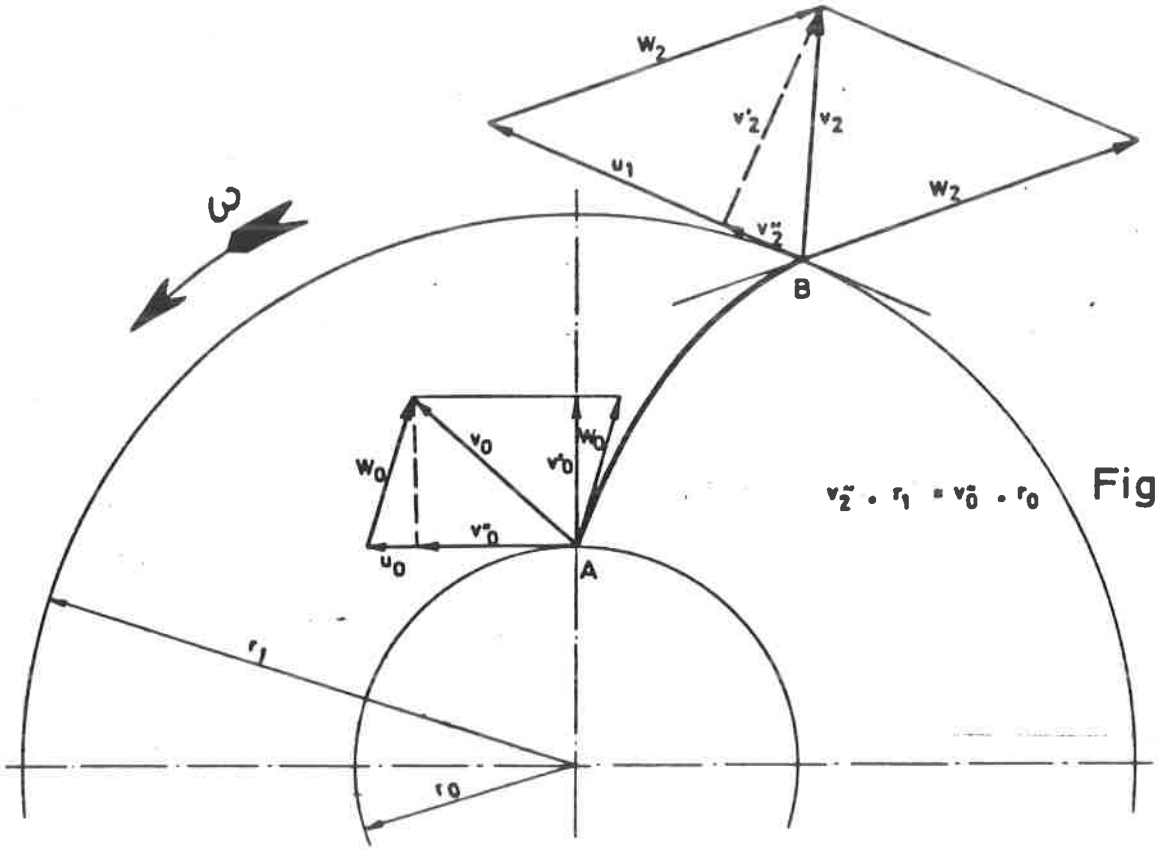


Fig.165



$v''_2 \cdot r_1 = v''_0 \cdot r_0$

Fig.166

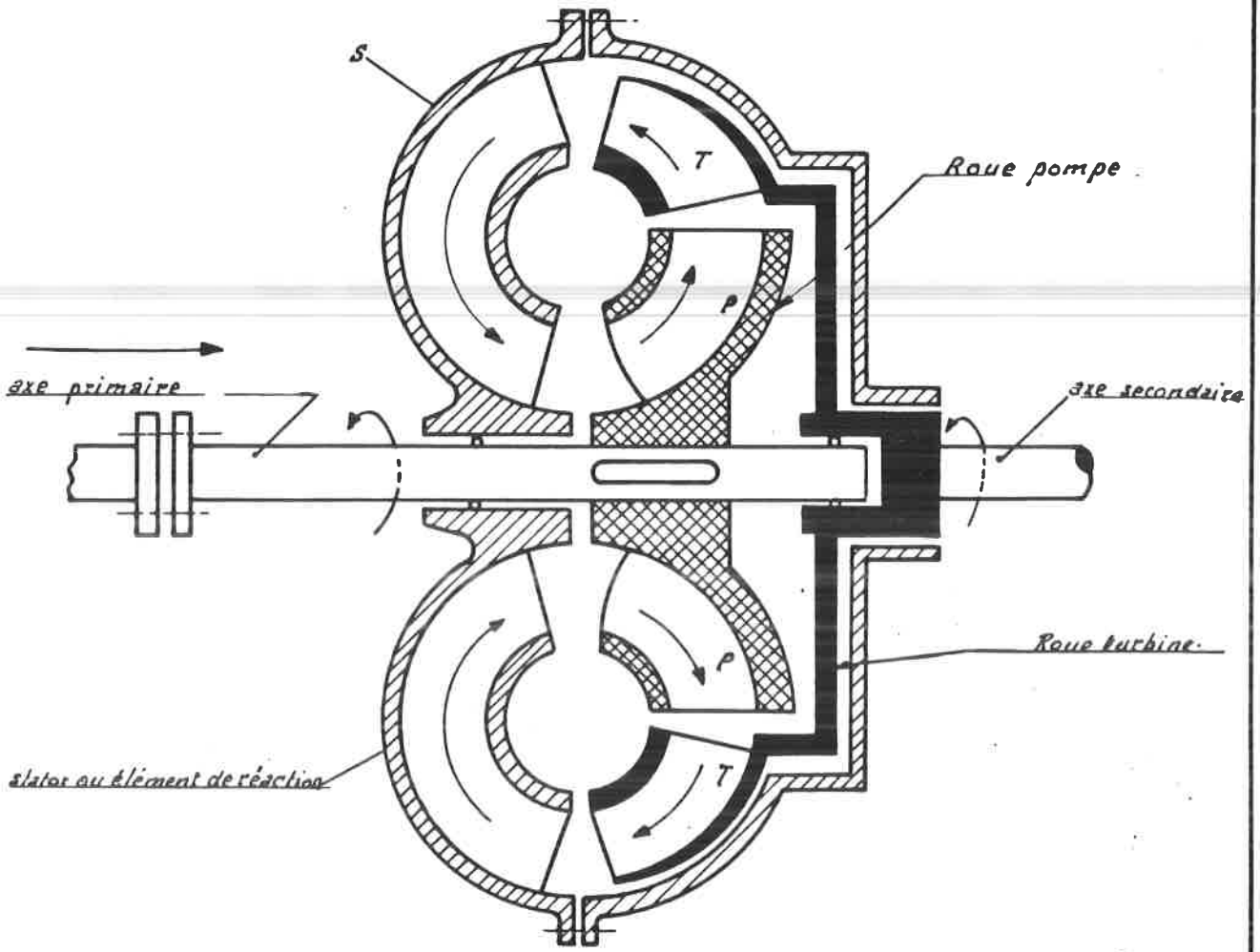
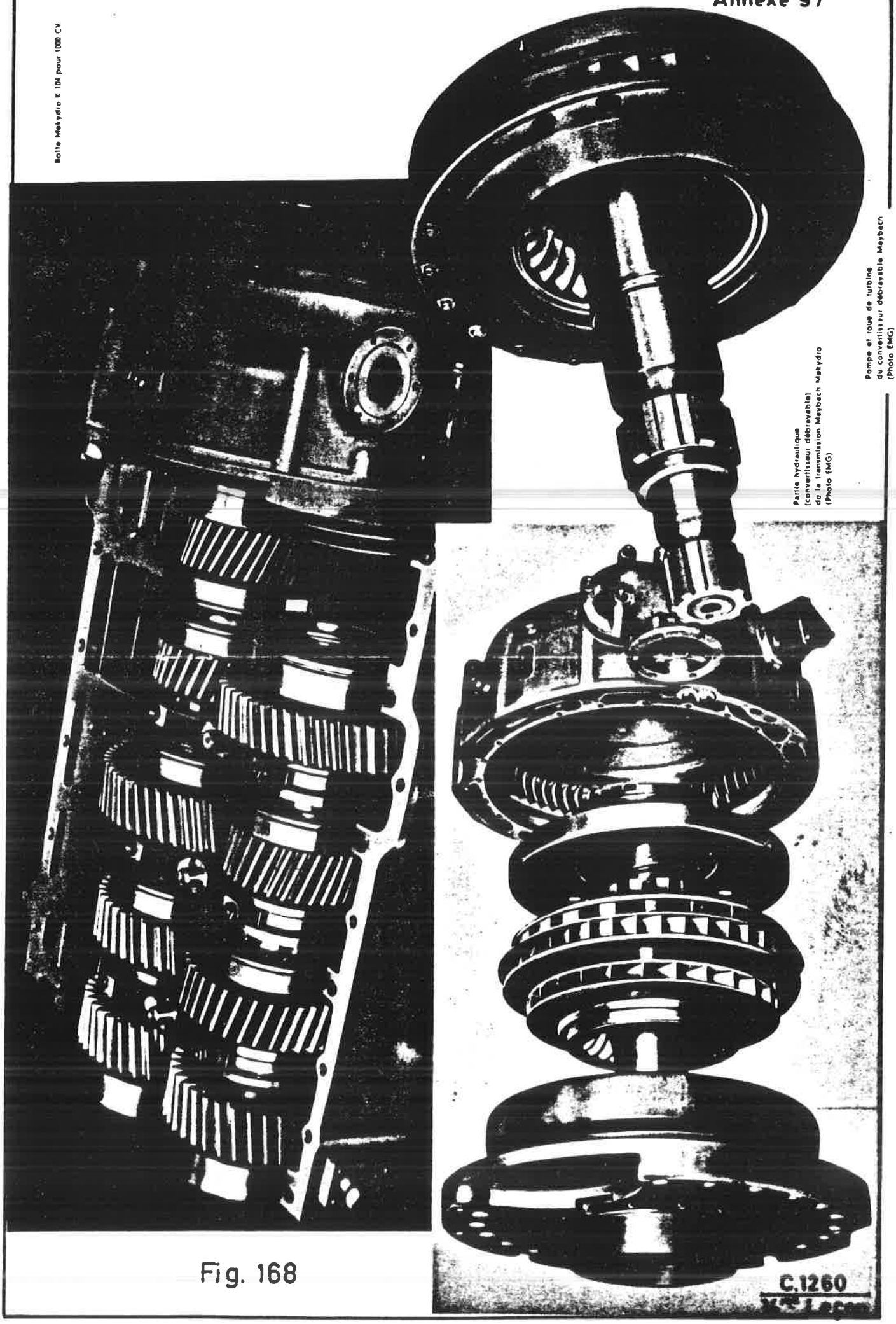

S
T
Roue pompe
P
axe primaire
axe secondaire
Roue turbine
P
stator ou élément de réaction
T

Fig. 167



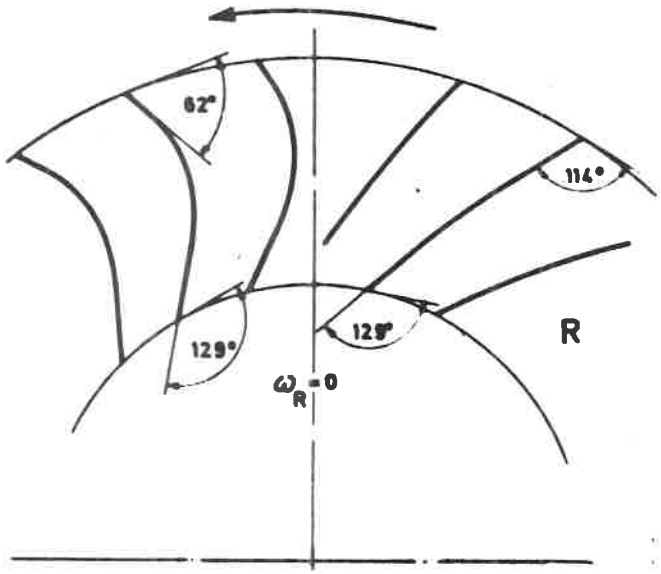
Boîte Metydro K 184 pour 1000 CV

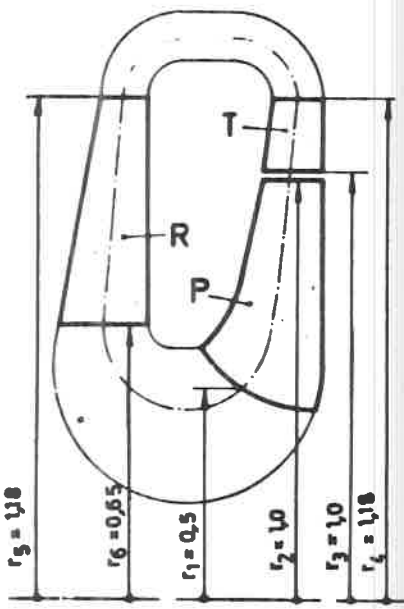
Partie hydraulique (convertisseur débrayable) de la transmission Maybach Metydro (Photo EMG)

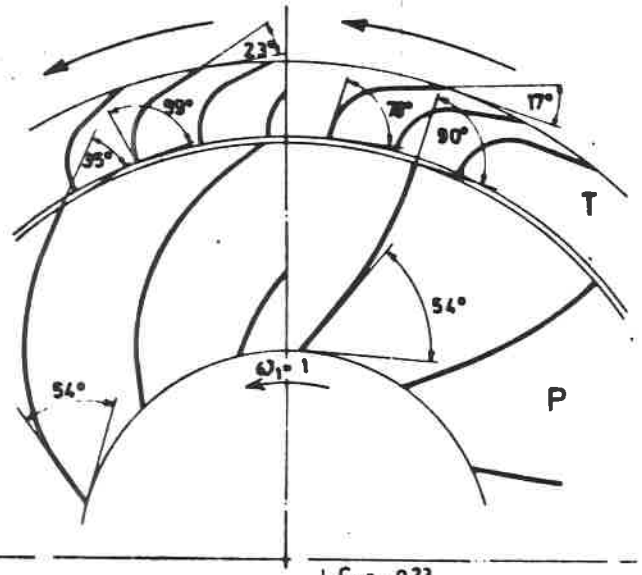
Pompe et roue de turbine du convertisseur débrayable Maybach (Photo EMG)

C.1260

Fig. 168







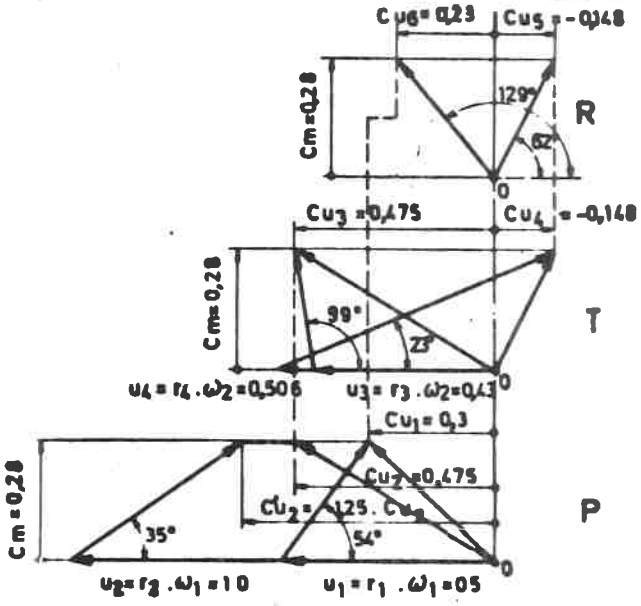
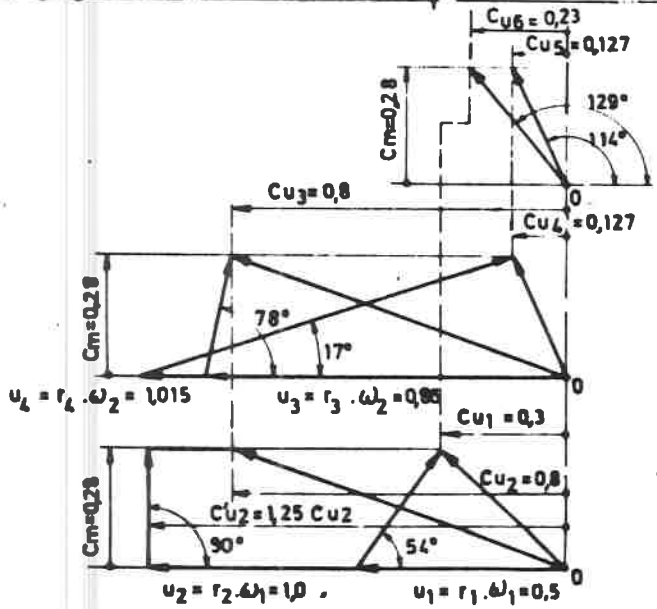


Fig. 169



C 1260
14e Leçon

Le transformateur de couple hydraulique.

III. Principe de fonctionnement du transformateur de couple hydraulique.

59. L'écoulement du fluide au travers du transformateur de couple est représenté à la fig. 170.

Les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie des aubes des différentes roues sont représentés à la fig. 171.

Indiquons les vecteurs vitesse à l'entrée de la pompe par les lettres pi, à la sortie de la roue pompe par pu, à la sortie de la roue turbine par tu, à l'entrée de la roue de réaction par si et à la sortie de la roue de réaction par su.

Ainsi par exemple:

Upi = la vitesse circonférentielle à l'entrée de la roue pompe;

vpi = la vitesse absolue du fluide à la circonférence intérieure de la roue pompe;

Wpi = la vitesse relative du fluide par rapport à l'aube à la circonférence intérieure de la roue pompe;

rpi = le rayon intérieur de la pompe.

60. Les couples exercés par le fluide sur les trois roues peuvent être exprimés suivant la formule Euler

1) Couple sur la roue pompe:

$$Cp = \frac{Qd}{g} (rpu.v'pu - rpi.v'pi)$$

2) Couple sur la roue turbine

$$Ct = \frac{Qd}{g} (rtu.v'tu - rti.v'ti)$$

3) Couple sur la roue de réaction:

$$Cs = \frac{Qd}{g} (rsu.v'su - rsi.v'si).$$

61. Nous pouvons supposer que:

- il n'y a pas de fuite pendant la circulation du fluide au travers du transformateur, c'est-à-dire que les débits dans les trois roues sont identiques.

- La loi de la circulation libre est applicable aux passages entre les différentes roues (il n'y a pas d'aubes entre la pompe et la turbine, ...)

Ainsi, par approximation $rpu.v'pu = rti.v'ti$
$rtu.v'tu = rsi.v'si$
$rsu.v'su = rpi.v'pi$

62. La composition algébrique des 3 couples conduit à la condition d'équilibre, ce qui donne:

$$Cp + Ct + Cs = 0$$

Cette condition d'équilibre, applicable à chaque transformateur de couple, peut être exprimée comme suit:

Dans un transformateur de couple, la somme algébrique des couples agissant sur les roues qui le constituent, est toujours égal à zéro.

Comme Ct est toujours négatif par rapport à Cp, nous pouvons écrire en tenant compte du signe effectif de Cs:

$$Ct = Cp + Cs$$

Cs est positif lorsque le fluide frappe les aubes de réaction vers l'avant et négatif lorsque le fluide est dirigé vers l'arrière sur ces aubes.

IV. Etude théorique des propriétés d'un transformateur de couple hydrodynamique.

63. a) Multiplication du couple.

On appelle "multiplication du couple", le rapport

$$m = \frac{Ct}{Cp}$$

La multiplication du couple peut aussi être exprimée par

$$m = \frac{Cp \pm Cs}{Cp} = 1 \pm \frac{Cs}{Cp}$$

Le double signe $\pm$ signifie que le couple dans la roue de réaction est positif ou négatif suivant la direction avec laquelle le fluide frappe les courbes de réaction, et par conséquent aussi suivant la vitesse de rotation de la roue turbine.

64. La multiplication du couple est donc:

$$m = \frac{rtu \cdot \sqrt{tu} - rti \cdot \sqrt{ti}}{rpu \cdot \sqrt{pu} - rpi \cdot \sqrt{pi}}$$

65. La multiplication du couple peut aussi être exprimée sous la forme suivante:

$$m = \frac{\frac{rtu \cdot \sqrt{tu}}{rpu \cdot Upu} - \frac{rti \cdot \sqrt{ti}}{rpu \cdot Upu}}{\frac{rpu \cdot \sqrt{pu}}{rpu \cdot Upu} - \frac{rpi \cdot \sqrt{pi}}{rpu \cdot Upu}}$$

Cette forme d'expression présente l'avantage, pour le calcul d'un transformateur de couple, de pouvoir exprimer tous les éléments en fonction de rpu . Upu dont la valeur est prise comme unité (rpu . Upu est considéré égal à 1).

66. b) Relation théorique entre la multiplication du couple m et la vitesse de rotation Wt de la roue turbine (m = f (Wt)).

La multiplication du couple n'est pas constante, mais varie très fort avec la vitesse de rotation Wt de la roue turbine. Il n'est pas possible d'exprimer par une formule la relation entre la multiplication du couple et la vitesse de la roue turbine. Mais cette relation peut être établie théoriquement pour une machine idéale c'est-à-dire pour un transformateur de couple composé d'éléments dans lesquels toute l'énergie est transformée en puissance vive.

Cela suppose une roue pompe et une roue turbine avec un nombre infini d'aubes infiniment courtes et dirigées de telle façon que les vitesses relatives en chaque point soient tangentes aux aubes. De plus, il n'y a pas de pertes par frottement (fig. 170).

1) La roue pompe.

67. La roue pompe entraînée par le moteur diesel absorbe un couple Cp et une puissance Pp = Cp.Wp pour une vitesse de rotation

$$n_p = \frac{60.W_p}{2\pi}$$

Si l'huile à l'arrivée dans la pompe possède une vitesse perpendiculaire aux aubes v'_{pi}, cette vitesse, par la libre circulation dans la roue, devient à la périphérie extérieure $v'_{pi} \cdot \frac{r_{pi}}{r_{pu}}$.

Si la vitesse réelle de l'huile à la périphérie extérieure est v'_{pu}, l'énergie cinétique de l'huile est augmentée de la valeur

$$\frac{m}{2}\left(v''^2_{pu} - v''^2_{pi} \cdot \frac{r^2_{pi}}{r^2_{pu}}\right) = \frac{m}{2r^2_{pu}}\left(v''^2_{pu} \cdot r^2_{pu} - v''^2_{pi} \cdot r^2_{pi}\right) .$$

Cela permet d'exprimer une puissance par :

$$P_p = \frac{Q_d}{2g\,r^2_{pu}}\left(v''^2_{pu} \cdot r^2_{pu} - v''^2_{pi} \cdot r^2_{pi}\right)$$

Dans une roue pompe supposée idéale, on a alors :

$$P_p = C_p \cdot W_p = \frac{Q_d}{2g\,r^2_{pu}}\left(v''^2_{pu} \cdot r^2_{pu} - v''^2_{pi} \cdot r^2_{pi}\right)$$

Remplaçons Cp par sa valeur exprimée par la formule d'Euler:

$\frac{Qd}{g}$ (rpu.v'pu - rpi.v'pi) et on obtient l'égalité.

$$\frac{Qd}{g} (rpu.v'pu - rpi.v'pi)\, Wp = \frac{Qd}{2g\, r^2pu} (v'pu^2.rpu^2 - v'pi^2.rpi^2)$$

On tire de cette égalité:

$$2\, Wp\, .\, r^2pu = v'pu.rpu + v'pi\, .\, rpi$$

Comme v'pi.rpi est théoriquement égal à $2\, Wp.r^2pu$ - v'pu.rpu, on peut exprimer le couple théorique comme suit:

$$\boxed{Cp = \frac{2Qd}{g} (v'pu.rpu - Wp.r^2pu)}$$

2) <u>La roue turbine</u>.

68. Un raisonnement analogue pour la roue turbine conduit à l'égalité théorique:

$$\frac{Qd}{g}\ Wt\ (rtu\ v'tu - rti\ v'ti) = \frac{Qd}{2gr^2tu} (v'tu^2\ rtu^2 - v'ti^2\ rti^2)$$

d'où il ressort que

$$v'tu\ rtu + v'ti\ rti = 2\ Wt\ r^2tu$$

$$v'tu\ rtu = 2\ Wt\ r^2tu - v'ti\ rti$$

$$\boxed{Ct = \frac{2Qd}{g} (Wt\ r^2tu - v'ti\ rti}$$

69. Nous pouvons donc exprimer les multiplications du couple dans un transformateur idéal sous la forme

$$m = \frac{Ct}{Cp} = \frac{Wt\ r^2tu - v'ti\ rti}{v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu}$$

Comme par approximation $v'ti.rti = v'pu.rpu$ et $rti = rpu$

on a $$m = \frac{Wt\ r^2tu - v'pu\ rpu}{v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu} = -\frac{Wt\ r^2tu - v'pu\ rpu}{Wp\ r^2pu - v'pu\ rpu}$$

Cette expression donne la relation entre la multiplication du couple et la vitesse de rotation de la roue turbine Wt dans un <u>transformateur</u> où la <u>circulation</u> de l'huile est <u>idéale</u>.

De cette expression, on peut déduire:

70. 2.1. Si Wt = 0 (roue turbine à l'arrêt), la multiplication de couple m0 correspondant est:

$$m0 = \frac{v'pu\ rpu}{Wp\ r2pu - v'pu\ rpu} = \frac{1}{\frac{Wp.r\ pu}{v'pu} - 1}$$

$$\boxed{m0 = \frac{1}{\frac{Upu}{v'pu} - 1}}$$

Conclusions.

71. 1) Pour une même valeur de Wp et donc de Upu (vitesse de rotation de la roue pompe constante), la multiplication maximum du couple m ne dépend que de v'pu, donc de la direction suivant laquelle le filet fluide entre dans la roue turbine.

Il y a réellement multiplication de couple lorsque m0 > 1, c'est-à-dire lorsque

$$\frac{Upu}{v'pu} < 2 \quad \text{ou} \quad v'pu > \frac{Upu}{2}$$

Si v'pu = Upu, m0 est infiniment grand.

Le rapport $\frac{Upu}{v'pu}$ se rapproche d'autant plus de 1 - ce qui fait augmenter d'autant plus m0 - que les aubes de la roue pompe sont inclinées vers l'arrière. On voit donc la très grande influence qu'a la direction des aubes de la roue pompe sur la valeur maximum m0 de la multiplication du couple dans le transformateur.

72. 2) Comme Upu et v'pu sont tous deux fonction de la vitesse angulaire Wp, m0 est théoriquement et pratiquement indépendant de Wp.
Cela signifie que dans un transformateur de couple donnée, à n'importe quelle vitesse de rotation Wp, on a toujours la même valeur maximum de multiplication du couple et que cette valeur est déterminée par la construction du transformateur.

73. 2.2 La multiplication du couple est égale à 1 quand Cp = Ct ou quand $Wt\ r^2tu - v'pu\ rtu = v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu$

ou théoriquement quand:

$$\boxed{Wt = \frac{2\ v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu}{r^2tu}}$$

74. 2.3 La multiplication du couple = 0 quand Ct = 0 ou

$Wt\ r^2tu = v'pu\ rpu$

ou quand $\boxed{Wt = \frac{v'pu\ rpu}{r^2tu}}$

Cela est représenté graphiquement à la fig. 172.

75. On appelle cette représentation graphique, la caractéristique de multiplication du couple du transformateur de couple.

La multiplication du couple est maximum quand Wt = 0 et diminue suivant une courbe plus ou moins incurvée pour prendre une valeur théorique 1 lorsque

$$Wt = \frac{2 v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu}{r^2tu}$$

et la valeur 0 lorsque $Wt = \frac{v'pu\ rpu}{r^2tu}$

Si Wt devient supérieur à Wp (par ex. roue turbine entraînée par le véhicule) la multiplication de couple devient négative c'est-à-dire qu'il y a freinage.

76. c) Le rendement et la zone d'utilisation du transformateur de couple.

On appelle rendement d'un transformateur de couple, le rapport

$$\boxed{r = \frac{Wt\ Ct}{Wp\ Cp}}$$

Le rendement est nul lorsque Wt = 0 et lorsque Ct = 0.

Le rendement dépend donc de Ct et de Wt et peut être exprimé comme suit:

$$\boxed{r = \frac{Wt\ (rtu\ v'tu - rti\ v'ti}{Wp\ (rpu\ v'pu - rpi\ v'pi}}$$

77. Pour un transformateur à circulation unidimensionnelle idéale, cela devient:

$$r = \frac{Wt\ (Wt\ r^2tu - v'pu\ rpu)}{Wp\ (-Wp\ r^2pu + v'pu\ rpu)}$$

r atteint sa valeur maximum quand $\frac{dr}{d\ (Wt)} = 0$, c'est-à-dire quand

$$\frac{d\ (W^2t\ r^2tu - Wt\ v'pu\ rpu)}{dWt} = 0 \text{ donc si}$$

$$2\ Wt\ r^2tu = v'pu\ rpu$$

c'est-à-dire quand $\boxed{Wt = \frac{v'pu\ rpu}{2\ r^2\ tu}}$

78. Le rendement peut être représenté graphiquement comme à la fig. 172. Le rendement est nul quand Wt = 0 et quand Ct = 0 et atteint sa valeur maximum quand Wt = 1/2 W't (W't est la vitesse de rotation de la roue turbine pour laquelle le couple de la turbine = 0).

Zone d'utilisation du transformateur de couple.

79. On voit à la fig. 173, que cette zone est celle qui est située entre Wt_1 et Wt_2 et pour laquelle le rendement dépasse constamment une certaine valeur minimum autorisée. Cela signifie que la zone de 0 à Wt_1 doit être franchie aussi rapidement que possible et que la vitesse de la roue turbine doit être limitée à Wt_2.

Le rendement minimum autorisé est déterminé par les possibilités de refroidissement du fluide du transformateur.
Le rendement maximum que l'on peut atteindre par contre dépend de la *nature* du transformateur de couple.

Si l'on remplace, dans l'expression théorique du rendement

$$r = \frac{Wt\ (Wt\ r^2tu - v'pu\ rpu)}{Wp\ (v'pu\ rpu - Wp\ r^2pu)}$$

La valeur Wt par $\frac{v'pu\ rpu}{2\ r^2tu}$

on obtient

$$r_{max} = \frac{1}{4} \cdot \frac{r^2pu}{r^2tu} \cdot \frac{1}{\frac{Upu}{v'pu}\left(1 - \frac{Upu}{v'pu}\right)}$$

ou $\boxed{r_{max} = \frac{1}{4} \cdot \frac{r^2pu}{r^2tu} \cdot \frac{m0^2}{m0+1}}$

V. Caractéristiques réelles du transformateur de couple hydrodynamique.

1. Multiplication du couple, transformateurs de démarrage et de marche.

80. De l'étude théorique qui précède pour une machine idéale, on peut tirer des conclusions générales pour le transformateur hydrodynamique.

81.1a. La multiplication du couple m dépend à chaque instant de la vitesse de rotation de la turbine et peut être représentée par une ligne plus ou mains incurvée.
m atteint sa valeur maximum quand Wt = 0. A ce moment, le couple de réaction est le plus grand. Ce couple de réaction Cs est nul quand m = 1. Si m = 0, Cs = - Cp (toute l'énergie est perdue dans la roue de réaction).

82.1b. Si la multiplication du couple est représentée en fonction de Wt, la courbe reste la même pour n'importe quelle valeur Wp de Wp.
La multiplication maximum du couple est, en effet, pratiquement indépendante de Wp.

83.1c. La multiplication de couple maximum est déterminée par la construction du transformateur, c'est-à-dire par la direction des aubes des 3 roues.

Du point de vue construction, on distingue:

84.1c1. Transformateurs de démarrage pour lesquels m0 = 9 à 6 et le rendement maximum correspond à $\frac{Wt}{Wp}$ = 0,30 à 0,45. (r_{max} = 0,78 à 0,81).

Tant dans la roue pompe que dans la roue turbine, les aubes sont fort incurvées vers l'arrière et dans la roue de réaction autant vers l'avant.

Les poussées statiques sont élevées et la quantité d'énergie transformée en énergie cinétique est très limitée (environ 20 %).

Ce sont en quelque sorte des machines avec un rendement maximum pour une faible vitesse de sortie et avec une zone d'utilisation limitée.

Application: locomotives de ligne, machines excavatrices lourdes, . . .

85.1c2. Transformateurs lents pour lesquels m0 = 6 à 5 et le rendement maximum est atteint lorsque $\frac{Wt}{Wp}$ = 0,45 à 0,65 (r_{max} = 0,81 à 0,83).

Les aubes des roues pompe et turbine sont encore fort inclinées vers l'arrière mais dans une moindre mesure que dans le cas précédent, et les aubes de la roue de réaction vers l'avant.

Les poussées statiques sont encore importantes bien que l'énergie transformée en énergie cinétique atteint un ordre de grandeur de 30 à 35 %.

Application: locomotives de manoeuvre lourdes - autorails.

86.1c3. Les transformateurs synchrones (transformateurs de marche) pour lesquels m0 = 4 à 3 et le rendement maximum correspond à $\frac{Wt}{Wp}$ = 0,8 à 1 (r_{max} = 0,83 à 0,87).

La quantité d'énergie transformée en énergie cinétique est de l'ordre de 40 à 50 % et donc les poussées statiques sont encore importantes.

Les aubes de la roue pompe sont encore un peu inclinées vers l'arrière, celles de la roue turbine sont encore très inclinées vers l'arrière.

Les aubes de réaction sont radiales ou faiblement inclinées vers l'arrière.

Application: locomotives de ligne et autorails.

87. 1.c.4 Transformateurs de marche rapides .

$$m_o = 2 \text{ à } 1,2$$

Rendement maximum pour $\frac{W_t}{W_p} = 1,6$ à 2 - rmax. = 0,87 à 0,92

Poussées statiques moins importantes (40 à 30 %)
Ces transformateurs approchent dans une certaine mesure la machine théorique que l'on a étudiée.

Les aubes des roues turbine et de réaction sont dirigées vers l'arrière, celles de la roue pompe vers l'avant.

Très large zone d'utilisation.

Application : Locomotives de ligne, autorails et véhicules routiers.

2. La caractéristique du couple

88. On appelle caractéristique du couple d'un transformateur la représentation graphique de C_t en fonction de W_t ou de n_2

$$W_t = \frac{2\pi . n_2}{60}$$

La caractéristique du couple a donc une forme analogue à la courbe de la multiplication du couple

$$m = f(W_t)$$

$C_t = m.C_p$, m étant indépendant de la vitesse primaire W_p et C_p dépendant de cette vitesse. Il correspond donc une caractéristique du couple à chaque valeur de W_p.

Pour avoir une caractéristique du couple indépendante de W_p, on la représente généralement en fonction de

$$\frac{W_t}{W_p} \text{ ou mieux en fonction de } \frac{n_2}{n_1}$$

89. La fig. 174 donne la caractéristique de multiplication du couple d'un transformateur de démarrage "VOITH" et la fig.175 celle d'un transformateur de marche.

Pour les 2 transformateurs , les propriétés constructives des aubes sont représentées à la fig. 169 (14e leçon).

3. Puissance et couple d'un transformateur de couple .

90. Le couple absorbé par un transformateur de couple ainsi que la puissance absorbée sont toujours le couple et la puissance absorbés par la roue pompe

$$\text{Donc } C_p = \frac{Q_d}{g} \left(r_{pu} \cdot v''_{pu} - r_{pi} \cdot v''_{pi} \right)$$

$$P_p = Wp \cdot C_p = W_p \cdot \frac{Q_d}{g} \left(r_{pu} \cdot v''_{pu} - r_{pi} \cdot v''_{pi} \right)$$

Comme:

- Q est fonction de W_p et donc de n_p ;
- Q dépend de la quantité d'huile dans le transformateur donc de D^3 (D est le diamètre extérieur du transformateur) ;
- v''_{pu} est fonction de r_{pu} et de W_p ou n_p ;
- r_{pu} est fonction de D.

91. On peut donc établir l'expression du couple C_p absorbé par le transformateur comme suit:

$$C_p = f(n_p) \cdot f(D^3) \cdot f(r_{pu}^2) \cdot f(n_p)$$

$$\text{ou } \boxed{C_p = K \cdot n_p^2 \cdot D^5}$$

92. De la même manière, on obtient la puissance absorbée

$$\boxed{P_p = K \cdot n_p^3 \cdot D^5}$$

93. K est appelé facteur de charge spécifique. Ce facteur dépend de la construction et de la forme des aubes des éléments constitutifs du transformateur et varie dans une certaine mesure avec m ou avec $\frac{n_2}{n_1}$

94. K est la charge absorbée par un transformateur fictif , de construction identique au transformateur examiné, et qui a un diamètre de 1 m. et est entraîné à une vitesse de rotation n_p = 1000 tr/min.

95. La relation entre K et $\frac{n_2}{n_1}$ est donnée aux fig. 174 et 175 pour les 2 types de transformateurs envisagés.

96. Il ressort des expressions ci-dessous que le couple et la puissance absorbés par un transformateur sont théoriquement indépendants de la charge sur l'arbre de sortie

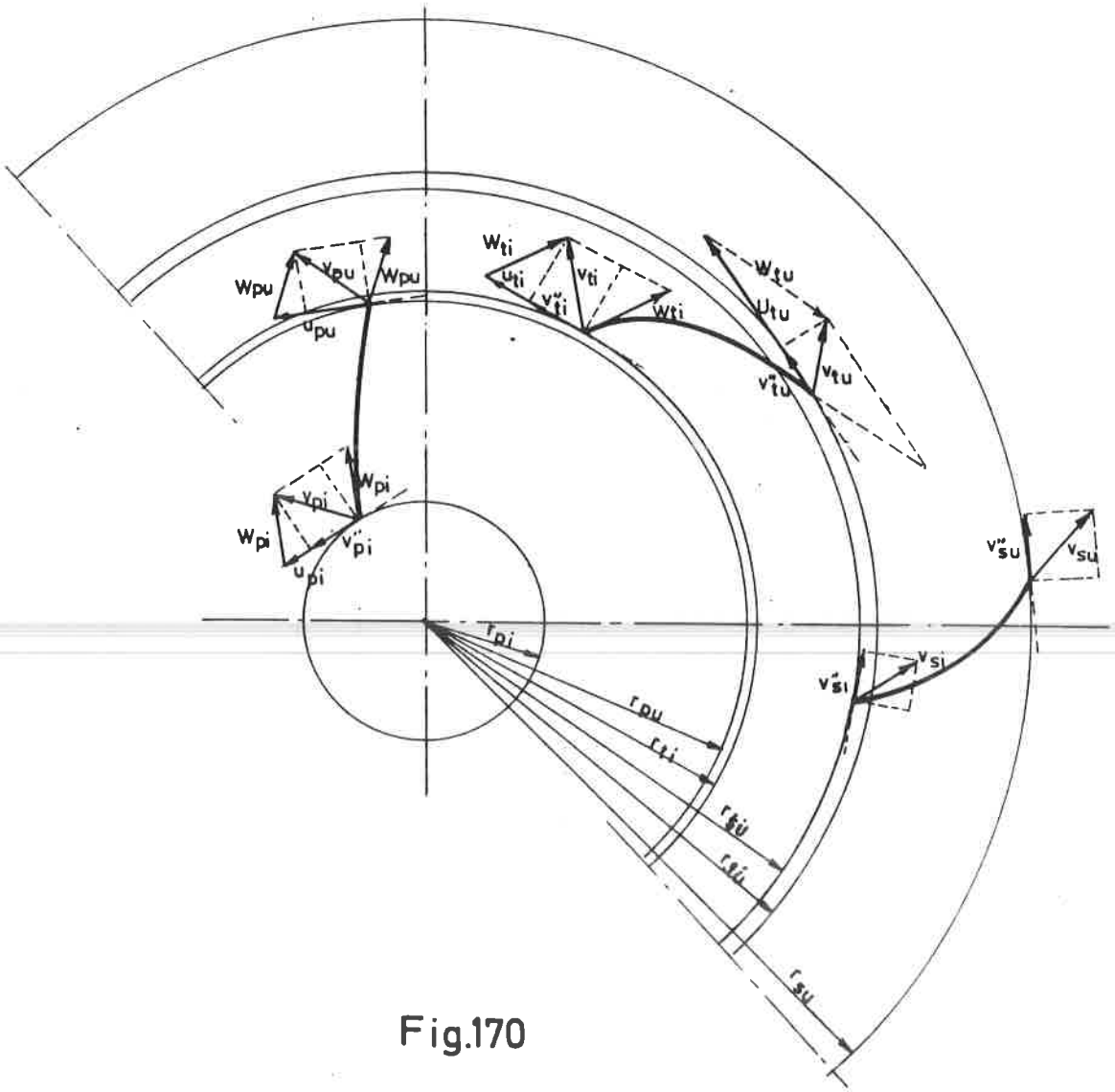
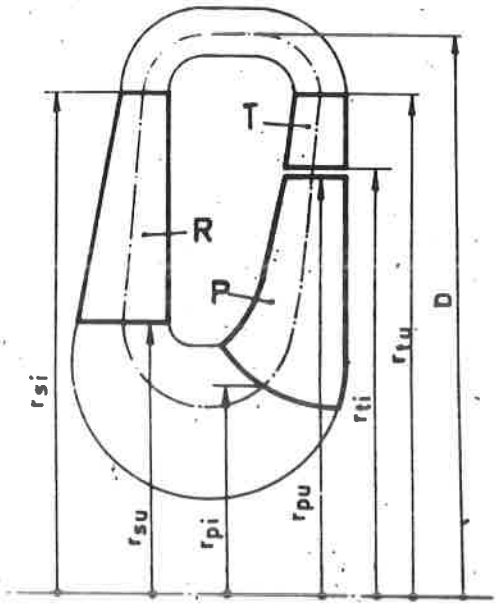


Fig.170



C 1260
15e Leçon

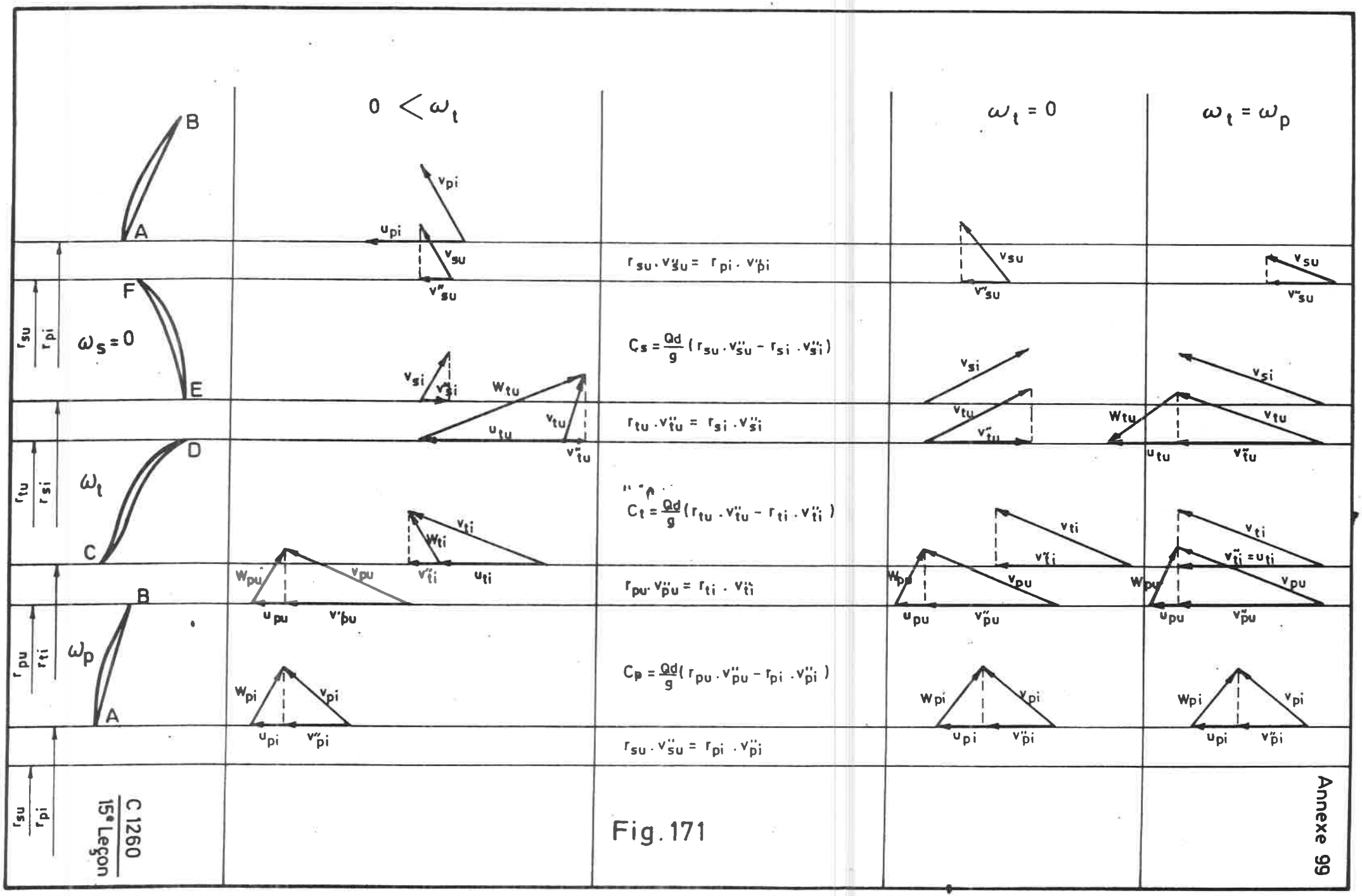


Fig. 171

C 1260 — 15e Leçon

Annexe 99

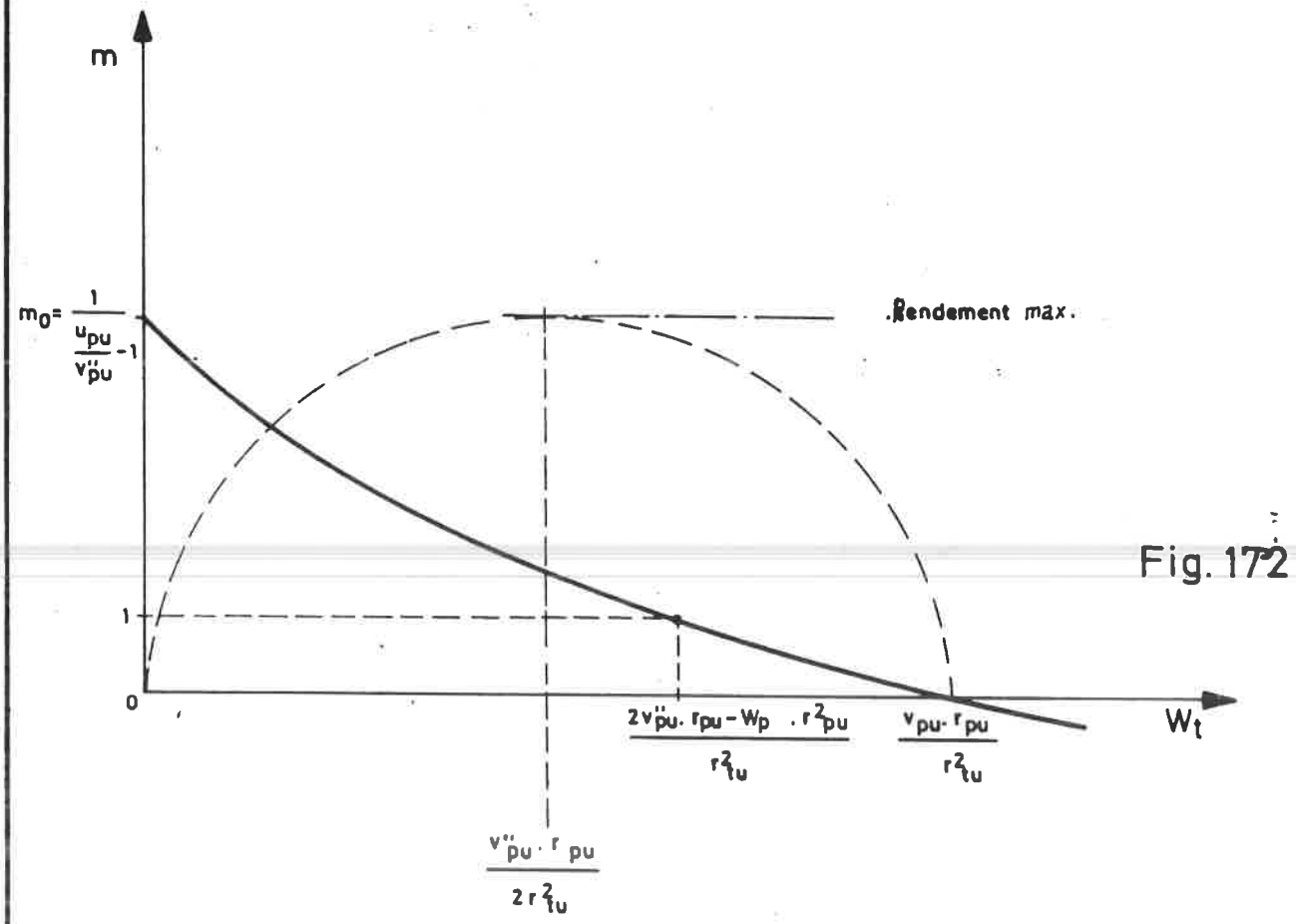


Fig. 172

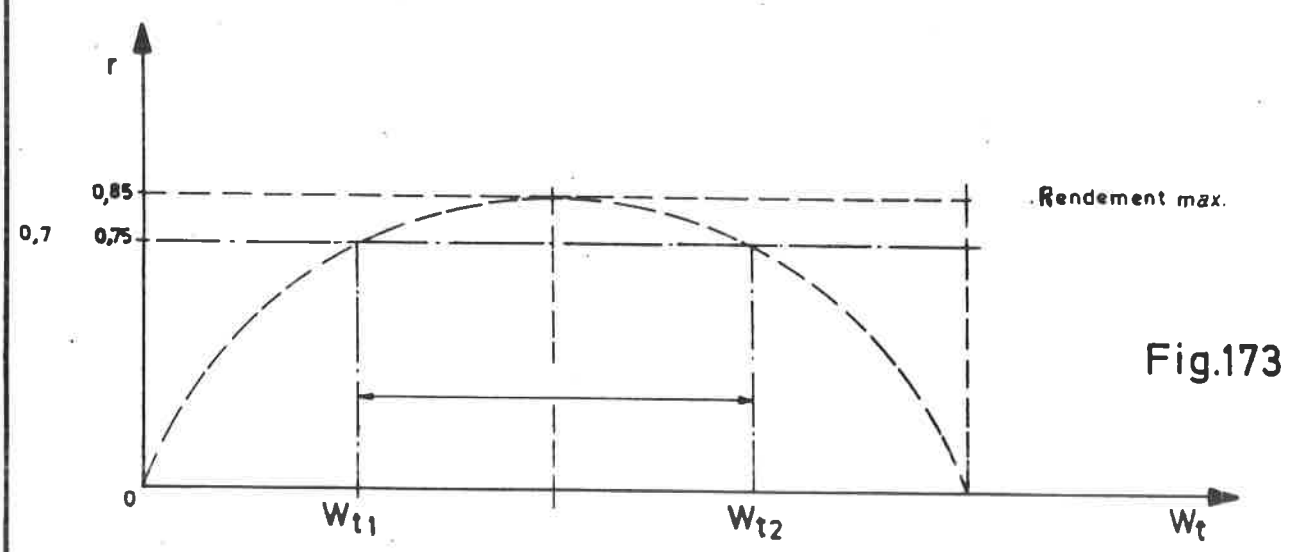


Fig.173

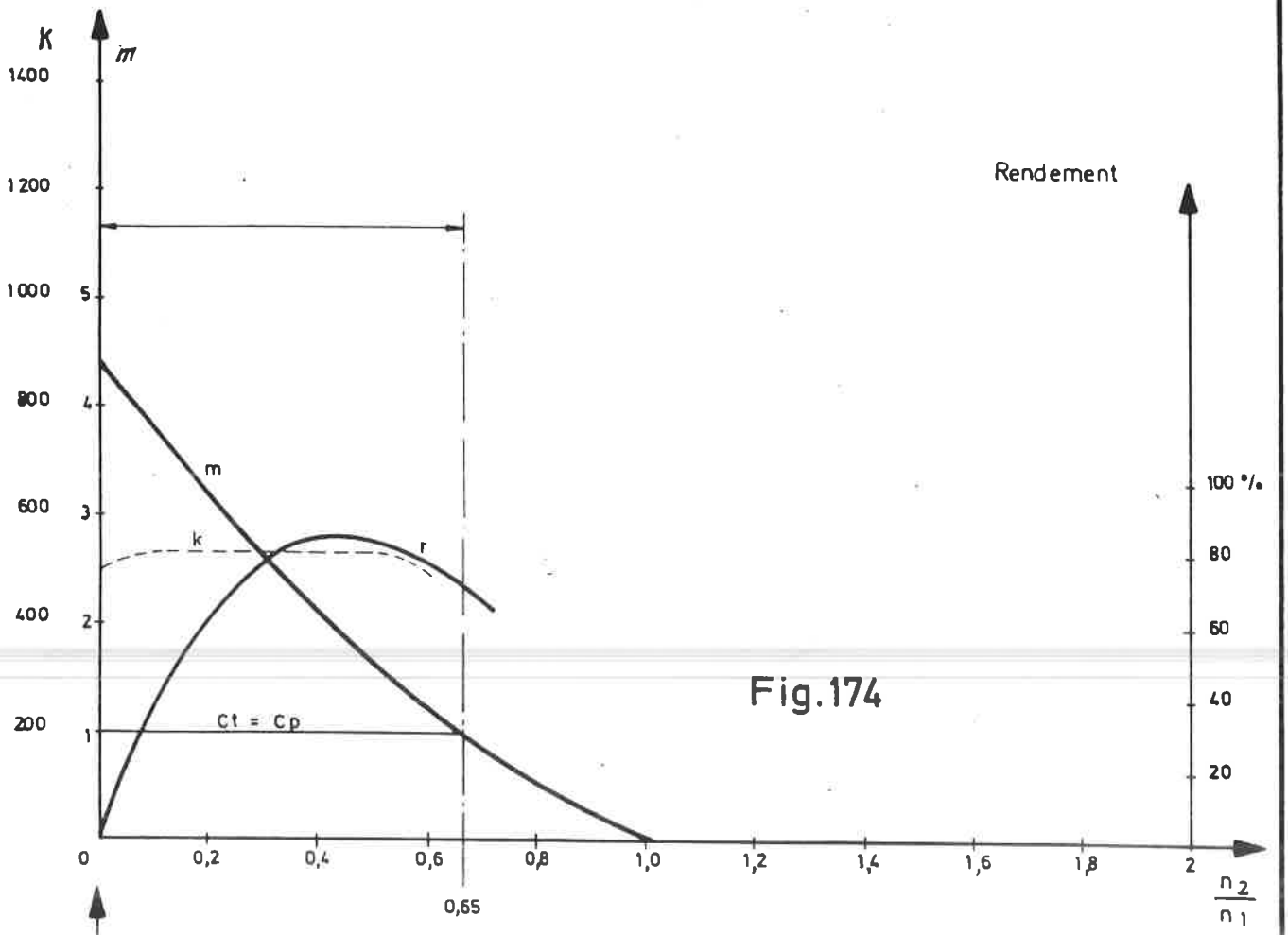


Fig.174

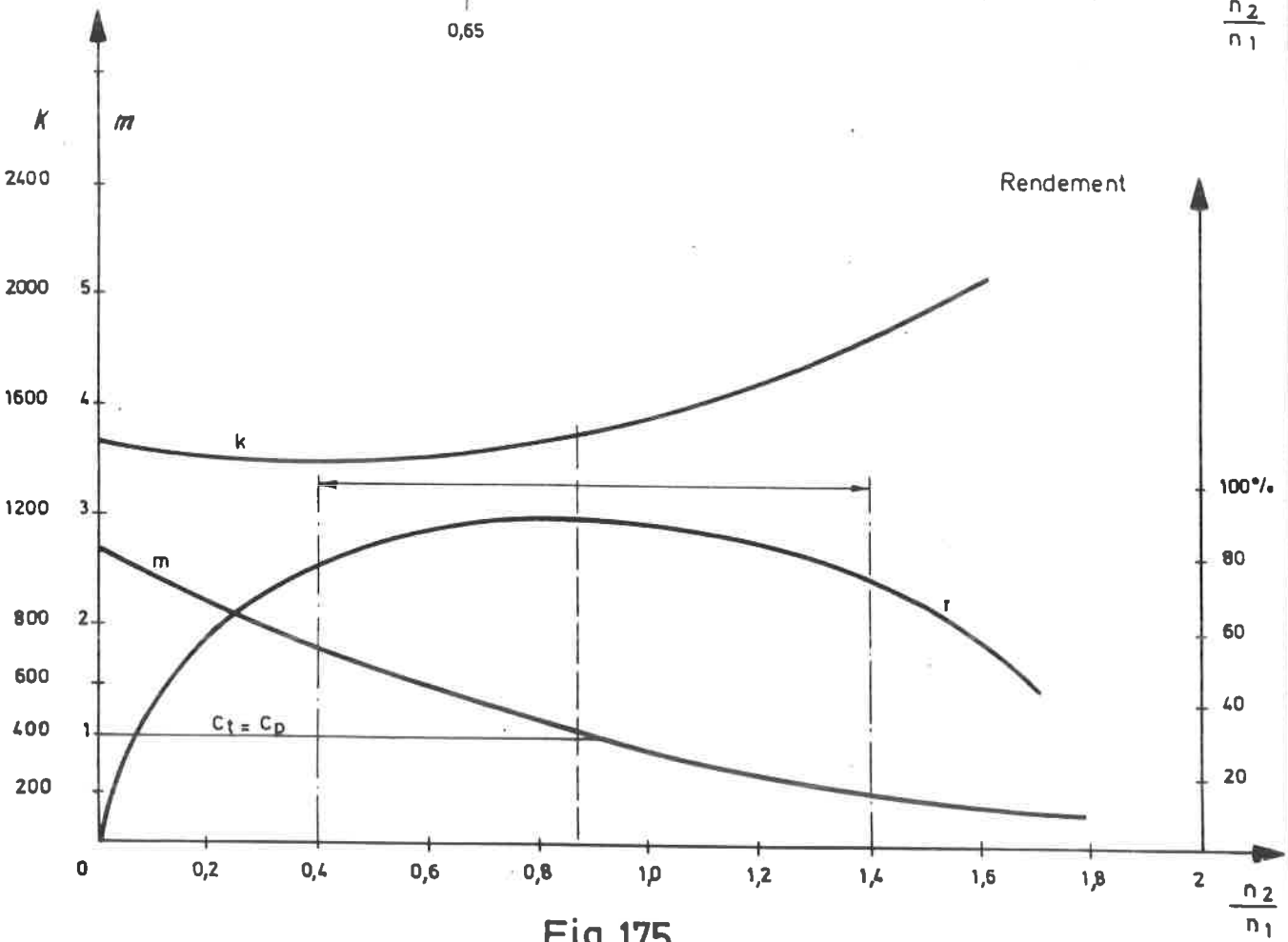


Fig.175

C 1260

15ma Leçon

suite B - Le transformateur de couple hydrodynamique.

VI. Etablissement de la caractéristique de l'effort de traction d'un engin de traction diesel hydraulique à partir de la caractéristique de la multiplication du couple de son transformateur de couple.

97. - Pour un engin de traction équipé d'un transformateur de couple hydrodynamique, on peut facilement établir les caractéristiques du couple $C_p = f(\frac{n_2}{n_1})$ du transformateur à partir de la caractéristique de la multiplication du couple $m = f(\frac{n_2}{n_1})$. De cette caractéristique du couple on peut déduire l'effort de traction de l'engin $F = f(V)$ pour n'importe quelle vitesse de rotation ou débit d'injection du moteur diesel.

Un exemple numérique et pratique va permettre d'expliciter cela.

98. Supposons une locomotive diesel équipée d'un transformateur de couple qui pour une vitesse déterminée de l'engin peut être remplacé par un système de prise directe, ainsi qu'on l'exposera dans les leçons suivantes.

Nous fixons les données de base ci-après :

- puissance absorbée par le transformateur de couple pour une vitesse de rotation du moteur diesel de 1 000 t/min : 500 CV
- la caractéristique de la multiplication du couple $m = f(\frac{n\,2}{n\,1})$ du transformateur est représentée à la fig. 176.
- la multiplication du couple dans les organes de transmission entre le transformateur de couple et les roues est 6.
- diamètre des roues : 1,20 M.

Question : La caractéristique de l'effort de traction de la locomotive diesel pour les vitesses de rotation 1 000 t/min, 750 t/min, 500 t/min.

Discussion :

99. 1. La caractéristique de multiplication du couple "m" (fig. 176) étant représentée en fonction de $\frac{n\,2}{n\,1}$ est applicable pour n'importe quelle vitesse de rotation du moteur diesel.

100 2) Si la multiplication du couple "m" est représentée en fonction de $\frac{n_2}{n'_1}$, n'_1 étant la vitesse maximum du moteur (1.000 t/min.), la caractéristique n'est plus la même pour les trois vitesses de rotation mais descend d'autant plus vite que la vitesse de rotation est petite (fig. 177).

En effet : à la fig. 176, une multiplication de couple m = 2,6 correspond à un rapport de vitesse de rotation $\frac{n\ 2}{n\ 1} = 0,3$. Si le moteur tourne à 750 t/min., cela donne une vitesse secondaire n 2 = 0,3 x 750 = 225 t/min.

A la fig. 177, cette vitesse de rotation secondaire de 225 t/min. correspond à un rapport $\frac{n\ 2}{n'1} = \frac{225}{1.000} = 0,225$.

D'une façon générale, ceci peut s'exprimer par :

$$\frac{n_2}{n'_1} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_1}{n'_1}$$

L'application de cette formule générale donne le tableau suivant, qui permet de déduire la fig. 177 de la fig. 176.

101.

m	Vitesse de rotation du moteur diesel		
	1.000 tr/min	750 tr/min.	500 tr/min
4,4	$\frac{n_2}{1.000} = 0$	$\frac{n_2}{750} = 0$	$\frac{n_2}{500} = 0$
		$\frac{n_2}{1.000} = 0$	$\frac{n_2}{1.000} = 0$
2,6	$\frac{n_2}{1.000} = 0,3$	$\frac{n_2}{750} = 0.3$	$\frac{n_2}{500} = 0,3$
		$\frac{n_2}{1.000} = 0,3 \times 0.75 = 0,225$	$\frac{n_2}{1.000} = 0,3 \times 0.5 = 0,15$
1	$\frac{n_2}{1.000} = 0,65$	$\frac{n_2}{750} = 0,65$	$\frac{n_2}{500} = 0,65$
		$\frac{n_2}{1000} = 0,65 \times 0.75 = 0,4875$	$\frac{n_2}{1.000} = 0,65 \times 0,5 = 0.325$
0	$\frac{n_2}{1.000} = 1,02$	$\frac{n_2}{750} = 1,02$	$\frac{n_2}{500} = 1,02$
		$\frac{n_2}{1.000} = 1.02 \times 0.75 = 0,765$	$\frac{n_2}{1.000} = 1,02 \times 0,5 = 0,51$

102 3) Quand la puissance absorbée par le transformateur est connue pour une certaine vitesse primaire (500 CV à 1.000 tr/min), on peut déterminer le couple primaire C p pour n'importe quelle vitesse primaire à l'aide des formules

$$P = \frac{C_p}{716} \text{ CV} \quad \text{et} \quad C_p = k n_1^2 \text{ Kgm}$$

- Quand le couple primaire est connu, on peut pour chaque valeur de multiplication du couple m, calculer le couple secondaire du transformateur : $C_t = m\ Cp$

103 Calcul des couples primaires du transformateur.

$$\text{pour } n_1 = 1.000 \text{ tr/min } C_p = \frac{P.\ 716}{n_1} = \frac{500 \times 716}{1.000} = 358 \text{ kgm}$$

$$\text{pour } n_1 = 750 \text{ tr/min } C'_p = C_p \left(\frac{750}{1000}\right)^2 = 358 \times \frac{9}{16} = 201 \text{ kgm}$$

$$\text{pour } n_1 = 500 \text{ tr/min } C''_p = C_p \left(\frac{500}{1000}\right)^2 = 358 \times \frac{1}{4} = 89{,}5 \text{ kgm}$$

104 Calcul de la caractéristique du couple secondaire en fonction de la vitesse de rotation secondaire n_2.

Elle ressort directement de l'expression $C_t = m C_p$ et est donnée, pour les 3 vitesses du moteur diesel, numériquement dans le tableau suivant et graphiquement à la fig. 173. Dans cette figure, les couples secondaires sont aussi représentés après mise en service de la prise directe.

105 Calcul de la caractéristique du couple secondaire en fonction de la vitesse secondaire n_2.

Vitesse du moteur diesel tr./min	m	Cp (Kgm)	$C_t = m.C_p$ (Kgm)	$\frac{n_1}{n_2}$	n_2 tr/min.
	0	358	0	1,02	1.020
	1	358	358	0,65	650
000	2,6	358	960	0,3	300
	4,4	358	1580	0	0
	0	201	0	1,02	765
750	1	201	201	0,65	486
	2,6	201	523	0,3	225
	4,4	201	885	0	0
	0	89,5	0	1,02	510
00	1	89,5	89,5	0,65	325
	2,6	89,5	232	0,3	150
	4,4	89,5	393	0	0

4) Détermination des caractéristiques de l'effort de traction en fonction de la vitesse de l'engin.

106 De la caractéristique du couple $C_t = f(n_2)$ représentée à la fig. 178, on peut déduire immédiatement la caractéristique de l'effort de traction $F = f(v)$.

En effet, pour un rendement de 95 % des organes de transmission situés entre le transformateur et les roues, on obtient le couple d'entraînement de ces roues :

$$\text{Ce} = C_t \times \text{rendement} \times \text{rapport de transmission}$$

Dans notre exemple pratique, cela donne :

$$\text{Ce} = 0{,}95 \times 6 \times C_t = 5{,}7\ C_t$$

L'effort de traction est donné par $F = \dfrac{\text{Ce}}{\text{rayon des roues}}$

d'où $F = \dfrac{5{,}7\ C_t}{0{,}6} = 9{,}5\ C_t$

107 D'autre part, il y a un rapport entre la vitesse de l'engin V et la vitesse de rotation n_2 du secondaire du transformateur de couple.

$$V = \frac{60 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot D}{1000 \times \text{rapport de transmission}}$$

Dans notre exemple, $V = \dfrac{60 \cdot \pi \cdot D \cdot n_2}{1000 \times 6} = 0{,}03768\ n_2$

108 Pour chaque vitesse du moteur diesel, on peut donc calculer les efforts de traction en fonction de la vitesse de l'engin.

Ces efforts de traction sont indiqués dans le tableau ci-après. Dans ce tableau, R indique les circonstances de marche pour une vitesse maximum de l'engin et en prise directe.

Les résultats de ces calculs sont représentés graphiquement à la fig. 179.

Vitesse du moteur diesel n_1 tr./min.	m	Cp kgm.	$C_t = m.Cp$ kgm	$\frac{n_2}{n_1} = x$	$n_2 = x \times n_1$ tr/min	Effort de traction $F = 9,5.Ct$ kg	Vitesse de l'engin $V = 0,03768.n_2$ km/h
1 000	4,4	358	1.580	0	0	15.000	0
	2,6	"	960	0,3	300	9.250	11,3
	1	"	368	0,65	650	3.410	24,4
	0	"	0	1,02	1.020	0	38,4
	R	"	358	1	1.000	3.410	37,6 (max)
750	4,4	201	885	0	0	8 400	0
	2,6	"	523	0,3	225	4 960	8,5
	1	"	201	0,65	486	1 910	18,3
	0	"	0	1,02	765	0	28,9
	R	"	201	1	750	1 910	28,3 (max.)
500	4,4	89,5	393	0	0	3 730	0
	2,6	"	232	0,3	150	2 200	5,6
	1	"	89,5	0,65	325	850	12,2
	0	"	0	1,02	510	0	19,1
	R	"	89,5	1	500	850	18,8 (max)

109 Remarque :

Sur la figure 179, on a porté aussi, pour les 3 cas, l'évolution de la vitesse de rotation n_1 du moteur en fonction de la vitesse de l'engin V.

Aussi longtemps que le transformateur de couple est en service, la vitesse du moteur reste constante, soit par fixation d'un débit d'injection constant : $Cp = k.n_1^2$ (régulateur de débit) soit par fixation de la vitesse du moteur à une valeur constante (régulateur de vitesse). Après passage en prise directe, la vitesse du moteur varie linéairement avec la vitesse de l'engin.

VII. Classification des transformateurs de couple suivant leurs caractéristiques de construction.

110 Les transformateurs de couple hydrodynamiques peuvent se classer non seulement suivant la direction et la forme des aubes de leurs constituants c'est-à-dire suivant leur caractéristique de multiplication du coupe (transformateurs de démarrage et de marche) mais aussi suivant leurs propriétés constructives.

1. Le nombre d'étages.

Suivant le nombre de roues turbine et de réaction présentes dans le transformateur, on distingue :

111 1.1 Les transformateurs à un étage composés seulement d'une seule roue pompe, turbine et de réaction. C'est la forme la plus courante des transformateurs de démarrage et aussi de marche.

112 1.2 Les transformateurs à 3 étages composés d'une seule roue pompe et de trois roues turbines reliées entre elles et de 2 ou 3 roues de réaction (Twin Disc : 2 roues de réaction)
Voith Mekydro : 3 roues de réaction)

2. La nature de leur carter.

Suivant que le carter du transformateur peut tourner ou pas, on distingue :

113. 2.1 les transformateurs de couple à carter fixe. La roue de réaction est reliée rigidement au carter et est appelée parfois roue statorique.

114 2.2 Les transformateurs de couple à carter tournant. Soit la roue turbine, soit la roue pompe fait partie du carter tandis que la roue de réaction est toujours maintenue fixe.

C'est le cas le plus fréquent pour les transformateurs de couple des véhicules routiers.

115 3. Le sens de circulation de l'huile au travers de la roue de réaction par rapport à l'axe horizontal.

Cette circulation peut être parallèle ou perpendiculaire à l'axe horizontal du transformateur.

Le classement des transformateurs de couple suivant leurs propriétés constructives est résumé dans le tableau qui suit.

116.

Type de base	a	b	c	d	e
Nombre d'étages	1	1	1	1	3
Nature du carter	tournant avec roue pompe	tournant avec roue pompe	tournant avec roue pompe	fixe	fixe
Sens d'écoulement dans le stator	horizontal	vertical en l'éloignement de l'axe	vertical vers l'axe	vertical vers l'axe	horizontal et vertical vers l'axe
Exemples	allison clark national and Borg Warner Transformateur de marche et de démarrage Voith	Twin Disc type 1	Twin Disc type 6	Transformateur de démarrage Voith Twin Disc type 4 sem-Acec	Twin Disc (2 roues de réaction) Voith Mekydro (3 roues de réaction
fig	180	181	182	183	184

4. *l'aptitude* des transformateurs de couple.

117 Chacun des types de transformateurs repris dans ce tableau est caractérisé par les propriétés suivantes :

- le couple primaire absorbé Cp et la puissance primaire Pp pour une vitesse de rotation primaire n_p déterminée.
- le couple secondaire fourni Ct et la puissance secondaire Pt
- le rendement $\frac{Pt}{Pp}$

L'ensemble de ces caractéristiques détermine l'aptitude du transformateur de couple à réaliser des performances déterminées.

118. Dans les études ci-dessus sur la production et la grandeur relative du couple secondaire, on a montré que le

cycle primaire est indépendant de la charge du secondaire. En effet, dans les expressions $Cp = K \cdot n_p^2 D^5$ les facteurs N_t et C_r n'interviennent pas; on peut donc supposer que Cp reste constant aussi longtemps que np et K sont invariables.

Toutefois, il ressort des fig. 174 et 175 (15e leçon) que le facteur de charge "K" n'a pas une valeur absolument constante mais qu'il varie plus ou moins, suivant le type de transformateur, en fonction de $\frac{n2}{n1}$.

119. Pour un transformateur de démarrage "Voith" du type "d", l'évolution du couple primaire en fonction de $\frac{n\,2}{n\,1}$ est représenté à la fig. 185 et pour un transformateur de marche Voith du type d, à la fig. 186.

Le transformateur de démarrage provoque une légère décharge du moteur pendant la phase de démarrage et une légère surcharge dans la zone d'utilisation, tandis que l'inverse se produit dans le transformateur de marche.

Le rapport entre les valeurs idéales et réelles de Cp peut être

$$\frac{Cpi}{Cpr} = 0{,}95 \text{ à } 1{,}05$$

120. En ce qui concerne les transformations de couple du type a, b, c et e, la caractéristique réelle du couple primaire s'écarte parfois dans une large mesure de la forme théorique représentée par une ligne horizontale.

Nous pouvons déduire des caractéristiques du couple primaire qu'un grand nombre de types de transformateurs possèdent une caractéristique "couple primaire" qui se rapproche de celle d'un accouplement hydraulique (fig. 187 - 188 - 189 - 190).

Ces transformateurs sont appelés le plus souvent transformateurs de marche.

121. La caractéristique du couple primaire est de la plus haute importance pour déterminer le type de régulation qui doit équiper le moteur diesel pour qu'il convienne pour l'entraînement du transformateur de couple.

122. La variation du couple primaire du transformateur en fonction de sa vitesse de rotation primaire n_1, avec turbine à l'arrêt (donc pour $\frac{n_2}{n_1} = 0$) est aussi importante.

Pour les transformateurs du type "d", il s'agit pratiquement d'une quadratique puisque $Cp = K\, n_1^2 \quad D^5$ avec K gardant la même valeur pour $\frac{n_2}{n_1} = 0$

Pour les autres types de transformateurs, cette courbe a le plus souvent une forme moins quadratique.

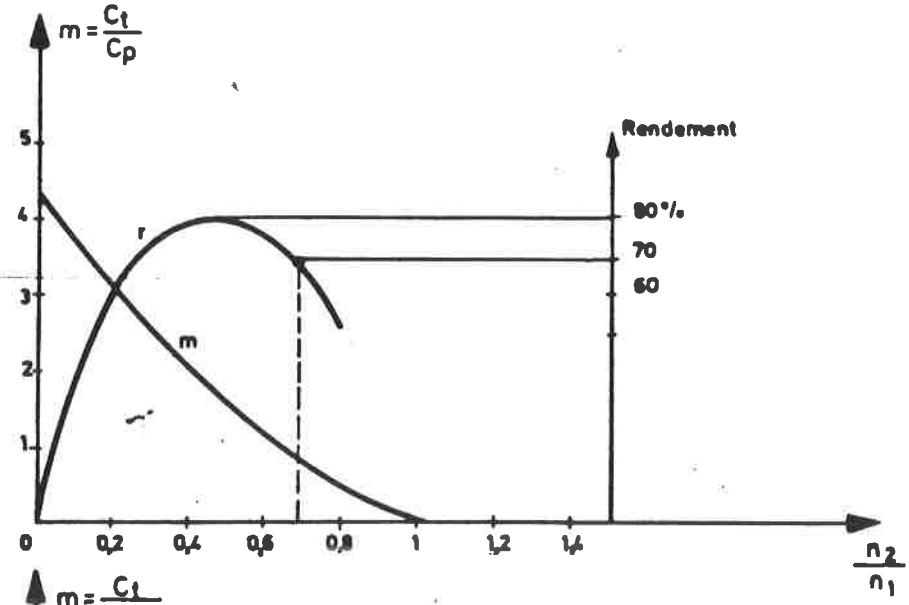
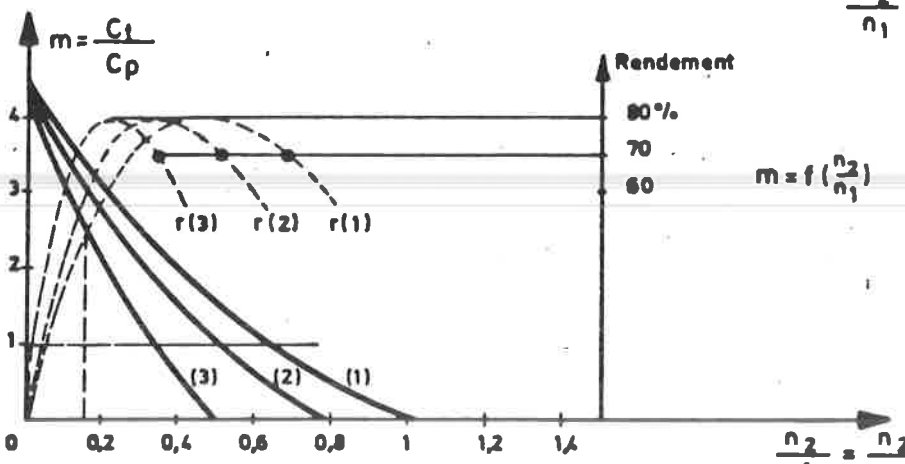


Fig.176

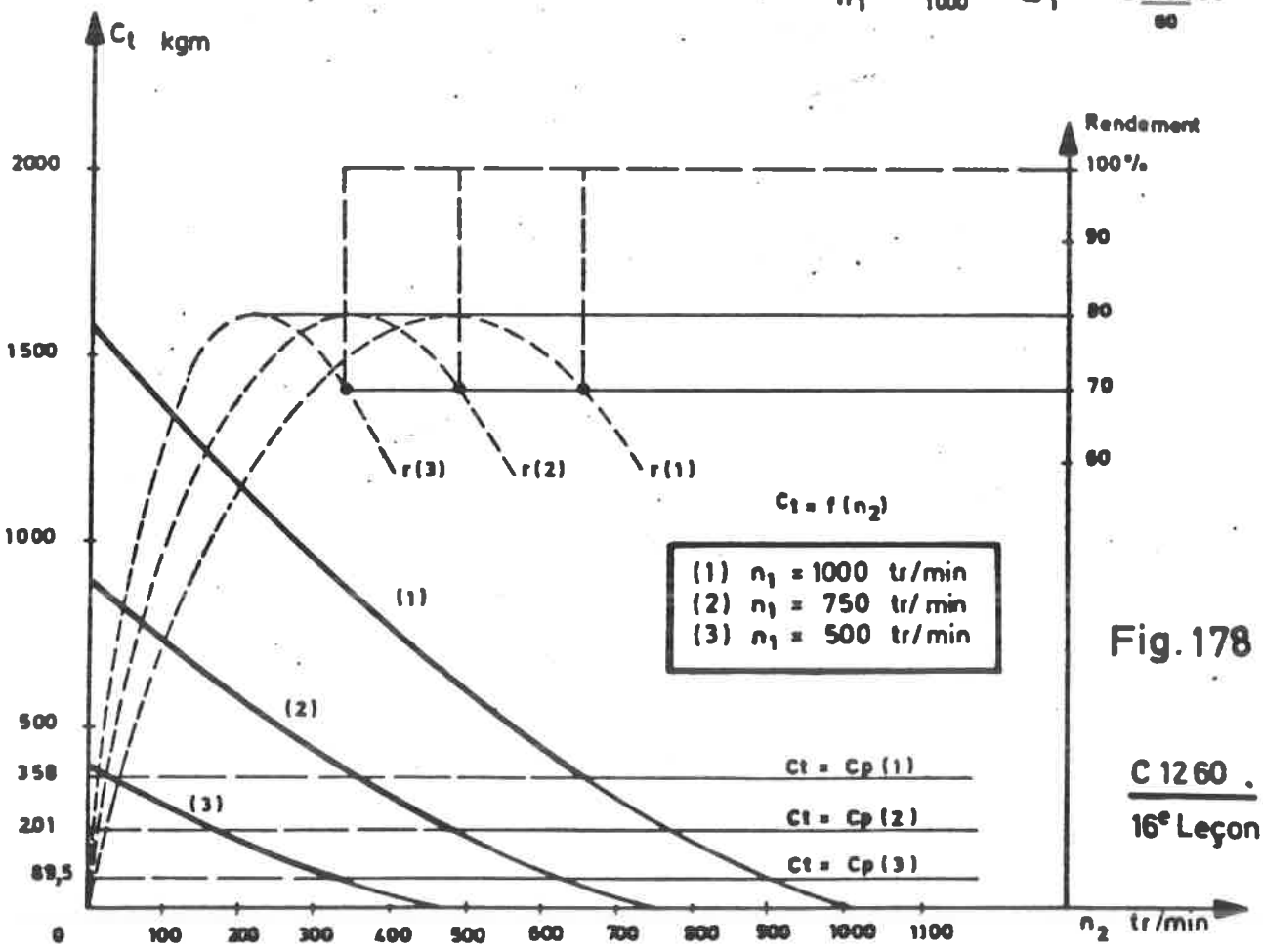


$m = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right)$ $\quad n'_1 = 1000$ tr/min

(1) $n_1 = 1000$ tr/min
(2) $n_1 = 750$ tr/min
(3) $n_1 = 500$ tr/min

Fig.177

$\frac{n_2}{n'_1} = \frac{n_2}{1000}$ $\quad \frac{\omega_2}{\omega'_1} = \frac{\omega_2}{\frac{2\pi \cdot 1000}{60}}$

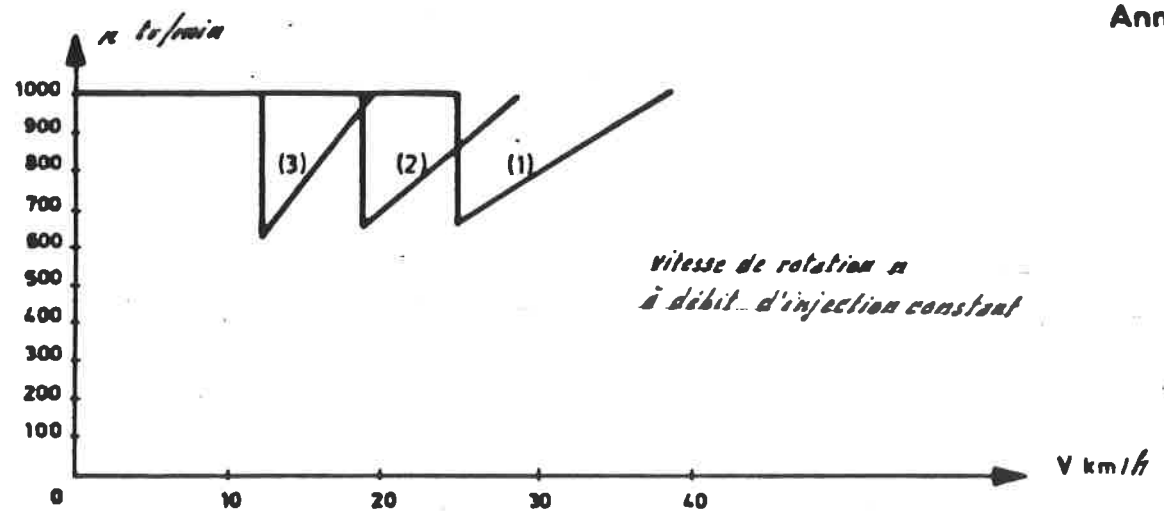


$C_t = f(n_2)$

(1) $n_1 = 1000$ tr/min
(2) $n_1 = 750$ tr/min
(3) $n_1 = 500$ tr/min

Fig.178

C 12 60 .
16e Leçon


n tr/min
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
0
10
20
30
40
V km/h
(3)
(2)
(1)
Vitesse de rotation n
à débit d'injection constant

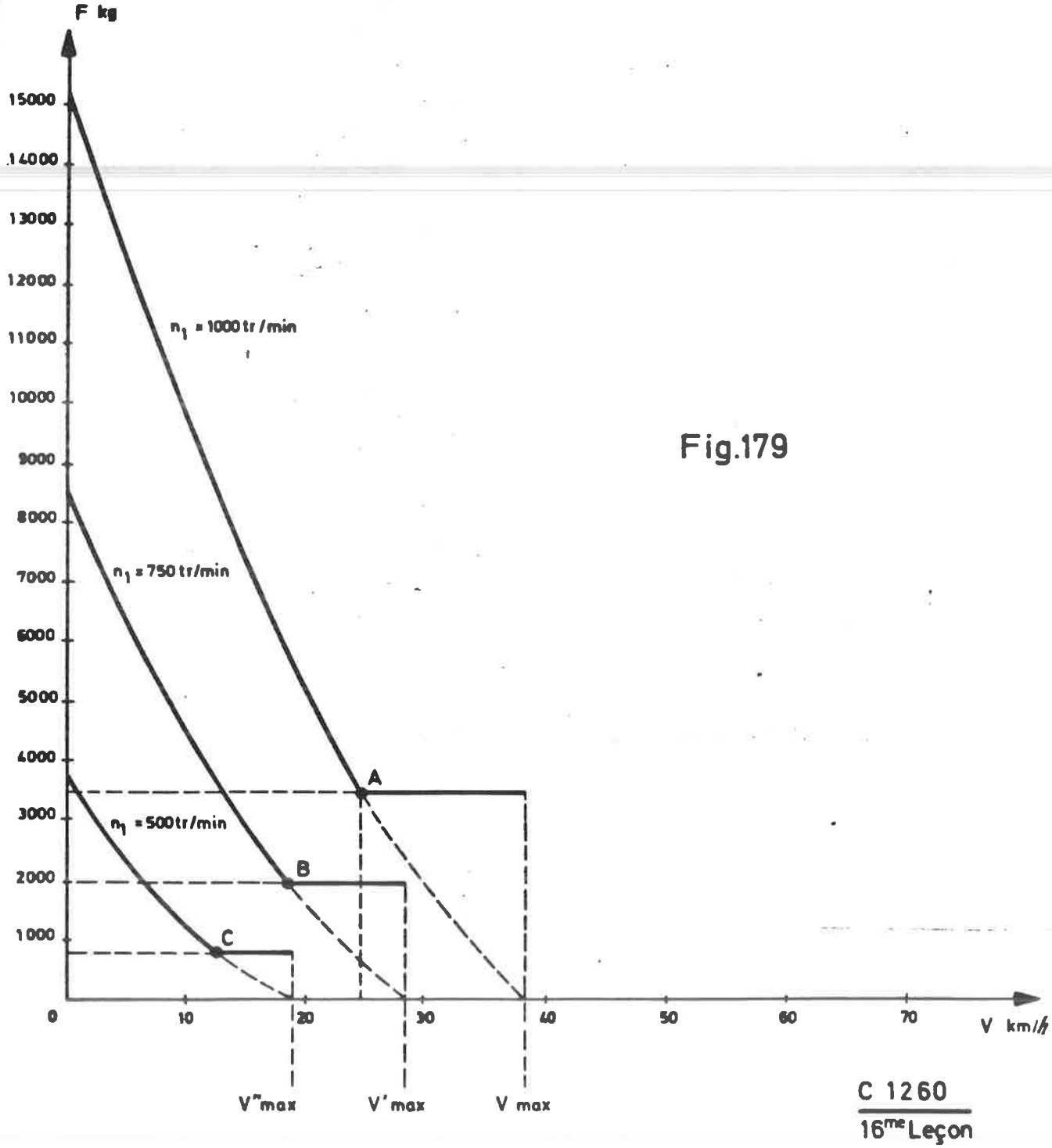

F kg
15000
14000
13000
12000
11000
10000
9000
8000
7000
6000
5000
4000
3000
2000
1000
0
10
20
30
40
50
60
70
V km/h
n1 = 1000 tr/min
n1 = 750 tr/min
n1 = 500 tr/min
A
B
C
V"max
V'max
V max

Fig.179

Transformateurs de couple - type de base

type a

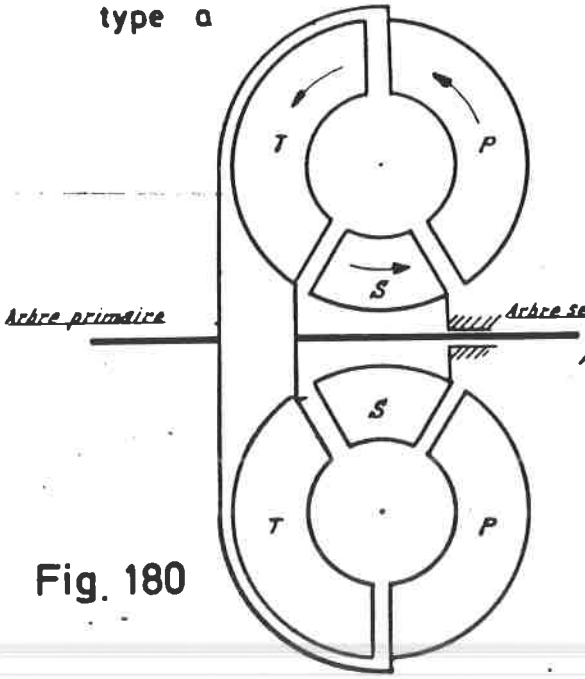


Fig. 180

type b

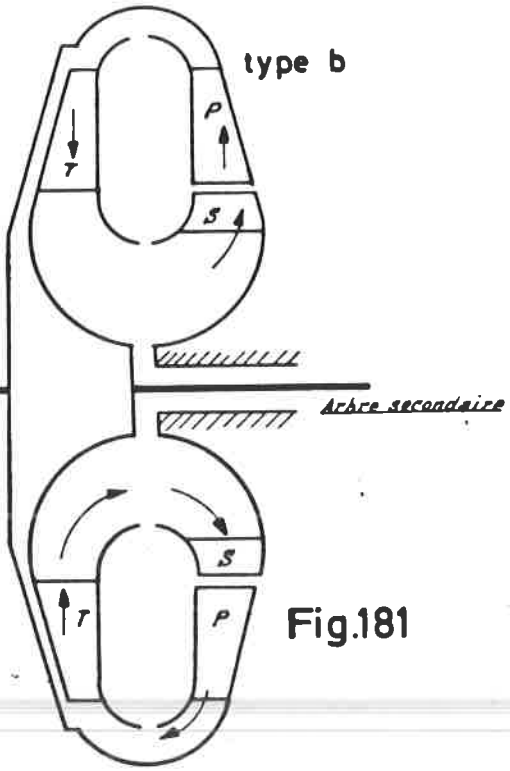


Fig.181

type c

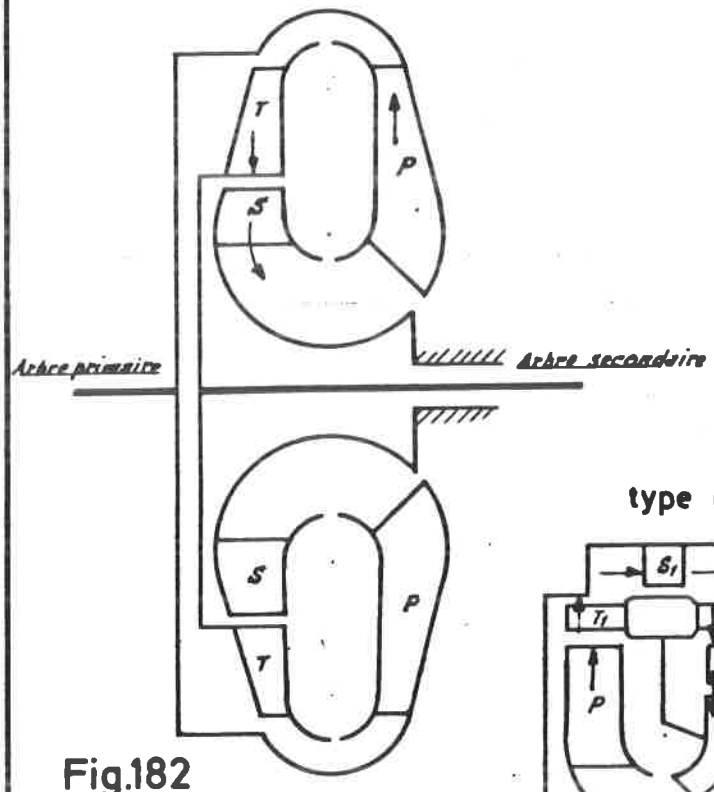


Fig.182

type d

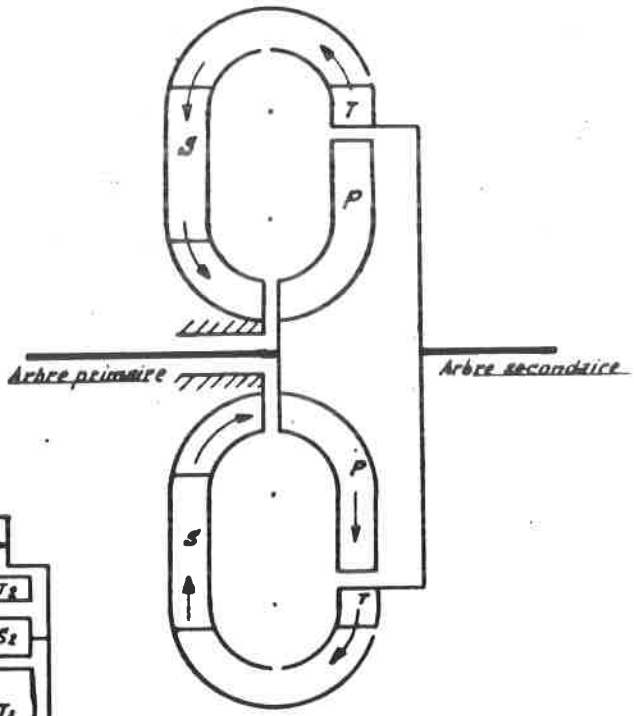


Fig.183

type e

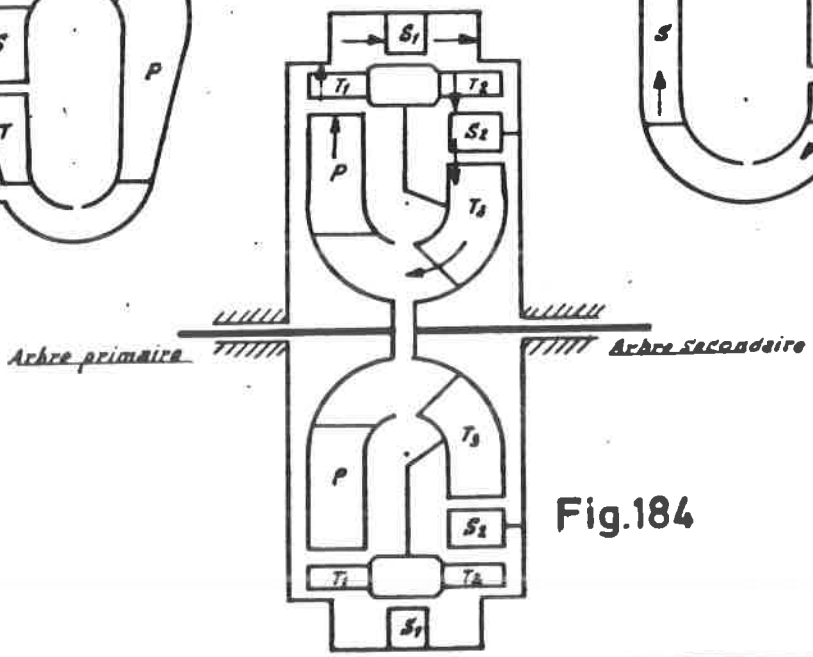


Fig.184

C. 1260
16 = L

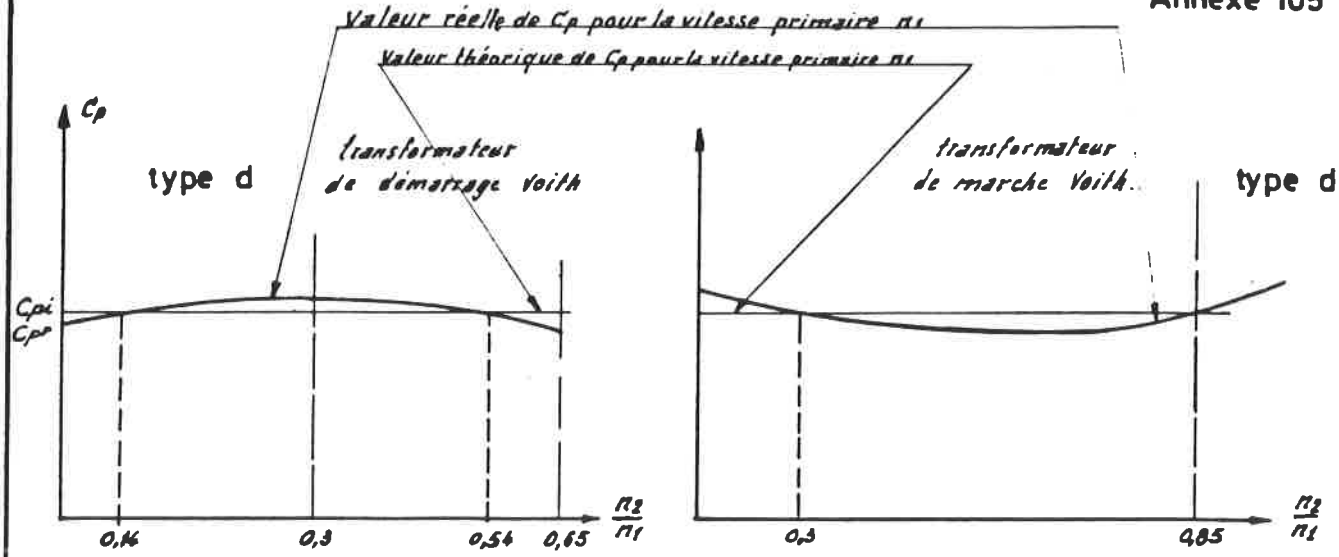


Fig.185

Fig.186

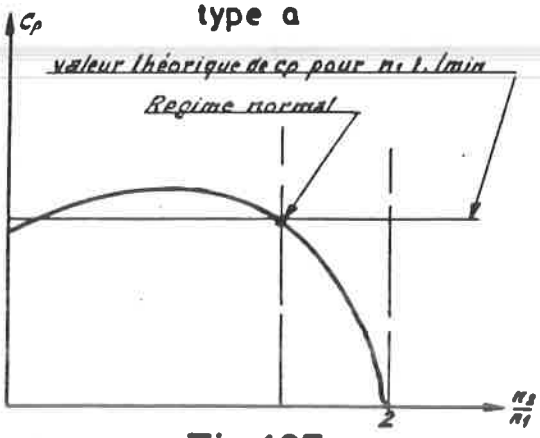


Fig.187

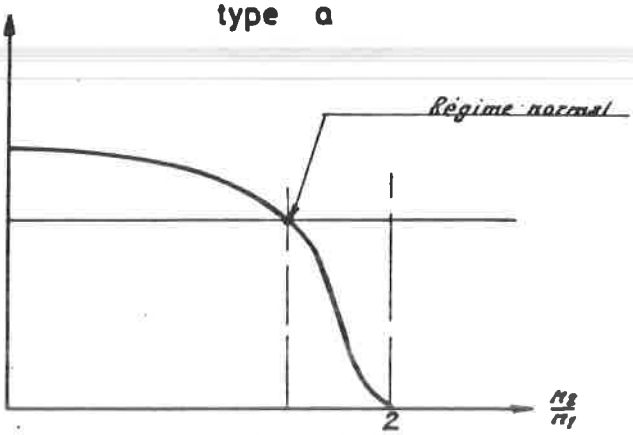


Fig.188

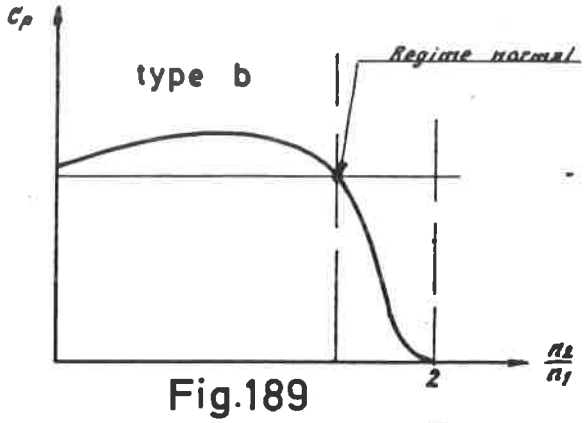


Fig.189

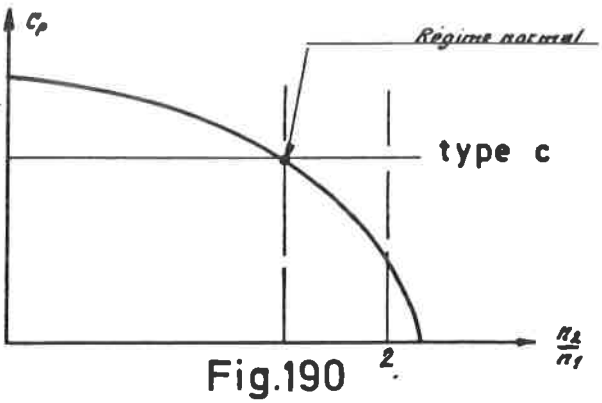


Fig.190

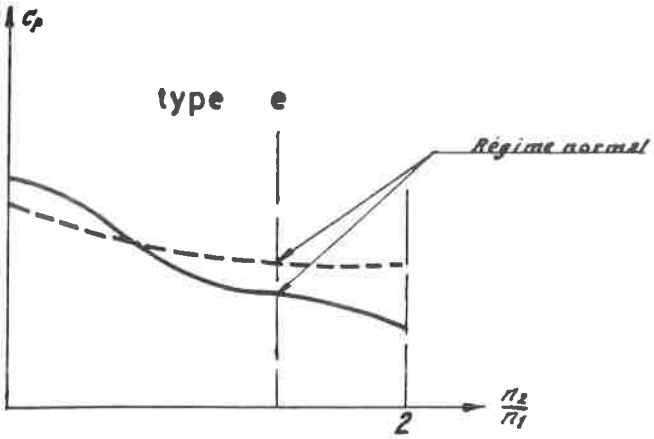


Fig.191

B (suite) TRANSFORMATEURS DE COUPLE HYDRAULIQUES.

VIII. Transmissions hydrauliques.

a) Zone d'utilisation normale du transformateur de couple hydrodynamique.

123. Par la forme de la caractéristique du rendement, la zone normale d'utilisation d'un transformateur de couple hydrodynamique est limitée aux valeurs extrêmes du rapport des vitesses $\frac{n2}{n1}$ pour lesquelles l'installation de refroidissement qui doit équiper chaque transformateur de couple peut encore assurer le refroidissement de l'huile de façon suffisante.

124. En effet, en dehors de ces valeurs critiques du rapport $\frac{n2}{n1}$, c'est-à-dire en dehors de la zone normale d'utilisation, le rendement descend en dessous d'un certain minimum autorisé (70 à 75 %). D'autre part, la valeur critique la plus élevée du rapport correspond à une multiplication de couple environ égale à 1 et à partir de cette vitesse la puissance de traction à la sortie du transformateur diminue très vite.

Ainsi la valeur critique de $\frac{n2}{n1}$ détermine pratiquement aussi la vitesse maximum que peut atteindre l'engin.

125. La vitesse maximum possible de l'engin diminue quand :

- la vitesse de rotation du moteur diesel décroît
- le transformateur de couple engendre une multiplication plus grande du couple avec turbine à l'arrêt.

Dans l'exemple numérique de la 16e leçon, la vitesse maximum de l'engin avec le transformateur de couple en service et pour la vitesse de rotation maximum du moteur diesel est limitée à 24 km/h.

126. Pour qu'un transformateur de couple hydraulique convienne pour la transmission, sous une forme appropriée, de la puissance de traction entre moteur et essieux, des mesures particulières doivent être prises pour élargir sa zone d'utilisation, ou bien le transformateur doit être combiné avec d'autres systèmes de transmission qui le relaye au moment voulu. Le transformateur de couple fait ainsi partie d'un tout appelé "transmission hydraulique" et dont les caractéristiques de fonctionnement doivent être adaptées à celles de l'engin.

127. Une transmission hydraulique peut être composée de :

- un seul transformateur de couple avec une zone d'utilisation appropriée.

- un transformateur de couple combiné avec un ou plusieurs systèmes de transmission de sorte que le tout obtient des propriétés adaptées à la nature du véhicule ou de l'appareil à entraîner.

b) Transformateurs de couple avec zone d'utilisation appropriée.

1. Transformateurs de marche et de démarrage.

128. Pour les véhicules ou les machines qui exigent un grand couple de démarrage avec une vitesse de sortie maximum limitée, un seul transformateur de démarrage suffit généralement (locotracteurs, machines excavatrices, grues...).

Si un couple de démarrage plus petit est demandé avec une vitesse maximum de l'engin plus élevée quoique encore limitée, un seul transformateur de marche ou synchrone suffit le plus souvent. Plus petite doit être la multiplication du couple avec turbine à l'arrêt, plus plate est la courbe de rendement de sorte que le rendement minimum autorisé de 70 à 75 % est atteint pour un rapport de vitesse $\frac{n2}{n1} = 0,8$ à $1,2$.

Si en plus, un tel transformateur est calculé pour des vitesses d'entraînement élevées (2000 à 3000 tr/min), le rapport critique $\frac{n2}{n1}$ peut correspondre à une vitesse de l'engin relativement grande.

2. Transformateurs à plusieurs étages.

129. Vu leur diamètre limité et leur vitesse d'entraînement élevée, les transformateurs à plusieurs étages sont utilisés le plus souvent pour transmettre des puissances et des couples de démarrage relativement élevés sur les engins où l'on ne dispose pas de suffisamment d'espace pour placer un transformateur normal.

Ces transformateurs possèdent 3 roues turbine solidaires l'une de l'autre et deux ou trois roues de réaction, de sorte que l'huile mise en mouvement par la pompe traverse successivement :

- 1e roue turbine - 1 roue de réaction - 2e roue turbine - 2e roue de réaction - 3e roue turbine - éventuellement 3e roue de réaction - pompe.

130. Le facteur de charge absorbée K d'un transformateur à plusieurs étages est maximum lorsque les roues turbine sont à l'arrêt et diminue dans la mesure où $\frac{n2}{n1}$ augmente. Sa représentation graphique a donc une forme analogue à celle de la caractéristique de multiplication du couple.

131. La transmission Twin-Disc des locotracteurs série 91 est un exemple typique des transformateurs à plusieurs étages.

Cette transmission est représentée à la fig. 192 et ses parties constitutives aux figures 193 (roue pompe), 194 (3 roues turbine) et 195 (carter immobile avec ses 2 roues de réaction).

Le transformateur suivi du système d'entraînement de la locomotive est représenté schématiquement à la fig. 196. Les figures 197 et 198 montrent le transformateur en coupe. La figure 199 schématise l'accouplement à disques monté dans le carter de la transmission et qui permet de découpler le transformateur du moteur diesel.

Une roue libre empêche l'entraînement de la roue turbine par le véhicule.

Le transformateur est constamment rempli d'huile qui circule au moyen d'une pompe au travers d'un radiateur de refroidissement (fig. 200).

Un changeur de gammes à 2 étages, combiné à un inverseur, permet de disposer la locomotive pour les 2 sens de marche et pour 2 régimes de vitesses. Cet inverseur réducteur ne peut être manoeuvré qu'à l'arrêt du véhicule.

3. Exécutions spéciales.

132. Une méthode largement appliquée sur les véhicules routiers pour élargir la zone d'utilisation des transformateurs de couple consiste à monter leurs roues de réaction sur une roue libre. (Dynaflow, Powerglide...)

Quand l'huile frappe les aubes de réaction en sens opposé (c'est-à-dire dès que le rapport critique des vitesses $\frac{n2}{n1}$ est dépassé), la roue de réaction tourne avec la turbine; le transformateur travaille alors comme un coupleur hydraulique et son rendement augmente considérablement.

133. Sur d'autres transformateurs, les aubes de réaction peuvent pivoter quand le rapport critique $\frac{n2}{n1}$ est atteint de sorte que l'huile sortant de la turbine circule librement entre les aubes de réaction; le transformateur travaille comme un coupleur hydraulique.

Le pivotement des aubes de réaction est commandé par un régulateur ou un servo-moteur alimenté par une pompe à huile entraînée par l'arbre secondaire.

c) Transmissions hydrauliques composées.

134. On peut ajouter au transformateur de couple d'autres systèmes de transmission pour obtenir des caractéristiques de marche adaptées.

135. On trouve des transmissions hydrauliques composées de :

- un transformateur de démarrage avec une boîte de vitesses.
- un transformateur de démarrage avec un accouplement à disques.
- un transformateur de démarrage avec un ou plusieurs coupleurs hydrauliques.
- un transformateur de démarrage avec un ou plusieurs transformateurs de marche.

d) Influence primaire.

136. La figure 179 (16e leçon) montre, pour l'exemple numérique choisi, que la valeur critique du rapport $\frac{n2}{n1}$ pour laquelle Cp = Ct est atteint pour une vitesse de l'engin de 24,4 km/h (point A) pour n1 = 1000 tr/min, de 18,3 km/h (point B) pour n1 = 750 tr/min et de 12,2 km/h (point C) pour n1 = 500 tr/min.

On peut donc conclure que le transformateur de couple doit être éliminé d'autant plus vite que la vitesse de rotation choisie pour le moteur diesel est faible.

En effet, supposons que l'élimination du transformateur de couple se fasse à une vitesse constante de 24,4 km/h, comme c'était le cas pour les premières transmissions hydrauliques. Si le moteur tourne alors à 750 tr/min (puissance partielle), dans notre exemple l'effort de traction diminuerait progressivement jusque 800 kg pour monter brusquement à + 2000 kg lors du passage en prise directe. La courbe d'effort de traction est donc discontinue ce qui provoque des chocs dans le mécanisme d'entraînement et des réactions dans les organes de traction de la locomotive et des véhicules

Dans ce même exemple, ce serait encore davantage le cas si le moteur tournait à 500 tr/min.

137. Dans les transmissions non automatiques, l'élimination du transformateur est commandée par le conducteur de la locomotive.

Dans les transmissions automatiques, cette élimination est commandée généralement par un *regulateur* centrifuge.

L'anticipation de l'élimination du transformateur suivant la puissance du moteur diesel a lieu, dans les transmissions automatiques modernes, en agissant sur le ressort du régulateur centrifuge qui doit commander l'élimination.

138. C'est ce que l'on appelle "influence primaire".

Le principe de la réalisation est représenté schématiquement à la fig. 201. Un servo-moteur, alimenté en parallèle avec le servo-moteur à combustible du moteur diesel, comprime le ressort du régulateur centrifuge de la transmission.

Plus la puissance du moteur est grande (déplacement plus grand du servo-moteur à combustible), plus le servo-moteur d'influence primaire comprime le ressort du régulateur centrifuge, ce qui retarde son intervention.

L'influence primaire doit cependant être limitée, dans des circonstances déterminées, pour éviter que le moteur diesel ne descende en dessous de sa vitesse de ralenti pendant la transition (diminution de la vitesse du moteur pendant la transition).

e) La transmission hydraulique composée d'un transformateur de couple et d'un système de transmission directe.

139. La transmission directe, après élimination du transformateur, peut se faire soit par accouplement à disques, ou soit par un ou plusieurs coupleurs hydrauliques.

1) Transmission directe par un accouplement à disques.

140. Ces transmissions sont généralement équipées de deux accouplements à disque : un pour mettre en service ou hors service le transformateur, et un pour la prise directe.

Les deux accouplements peuvent être commandés soit mécaniquement, soit hydrauliquement. La commande peut être automatique (régulateur centrifuge sur l'arbre secondaire avec préréglage de la tension du ressort suivant la vitesse de rotation de l'arbre primaire) ou non automatique.

141. Un inconvénient du système réside dans la synchronisation de la vitesse de rotation du moteur diesel et de la vitesse de l'engin, lors du passage en prise directe, pour limiter à 5 % le glissement entre les disques de l'accouplement (échauffement des disques).

142. Comme exemple d'un transformateur de couple entraîné par accouplement à disques, nous pouvons citer la transmission Twin-Disc.

La fig. 202 représente une transmission Twin-Disc de la série 10.000, puissance 170 ch avec commande mécanique de l'accouplement à disques.

Le servo-moteur pneumatique de commande de l'accouplement peut prendre 3 positions : marche en transformateur de couple - position neutre - prise directe.

La transmission Twin-Disc de la série 11.500 (340 ch) a 2 séries de plaques annulaires et concentriques qui peuvent être comprimées séparément à l'intervention de servo-moteurs hydrauliques (fig. 203 et 204).

Le servo-moteur dont on coupe l'alimentation en huile se vide automatiquement par des soupapes à action rapide. La répartition de l'huile vers les deux séries de disques se fait par un distributeur avec valves électro-magnétiques alimentées par un commutateur.

2) Transmission directe au moyen d'un ou plusieurs coupleurs hydrauliques.

143. Beaucoup de transmissions de locomotives hydrauliques de ligne, de manoeuvres, d'autorails et même de véhicules automobiles sont composées d'un transformateur de couple et d'un ou plusieurs coupleurs hydrauliques.

Une pompe centrifuge assure, au moment opportun, le remplissage des organes constituant la transmission, grâce à un distributeur et éventuellement un prédistributeur.

144. La vidange se fait par des soupapes de vidange pneumatiques ou électromagnétiques ou par des soupapes de vidange rapide placées dans le carter du coupleur.

Par rapport aux transmissions avec accouplements à disques, elles offrent divers avantages : tout d'abord, la transmission du mouvement dans un coupleur hydraulique est tout à fait élastique. A la mise en service du coupleur, les vitesses du moteur diesel et de l'engin ne doivent pas être synchronisées étant donné le glissement important autorisé temporairement.

Un coupleur hydraulique est plus simple de construction et moins sujet à usure et avaries qu'un accouplement à disques d'autant plus que les roues turbine du transformateur et du coupleur peuvent être montées sur le même arbre. Leurs roues pompes peuvent aussi être reliées entre elles.

145. Un autre avantage est que la transmission peut être équipée d'un dispositif de remplissage partiel. Si pour la vitesse minimum d'entraînement de la roue pompe la puissance absorbée et le couple développé sont encore trop grands pour la charge de la locomotive, cette puissance et ce couple peuvent être limités en remplissant partiellement d'huile le transformateur.

146. Un avantage très important de la combinaison transformateur-coupleur(s) hydraulique(s) apparaît clairement sur la fig. 205 qui compare graphiquement les conditions de marche de 3 sortes de transmission, en supposant qu'on arrive au même résultat final :

- un transformateur de marche avec une large zone d'utilisation (3)
- un transformateur de marche avec un seul coupleur (2)
- un transformateur de démarrage avec 2 coupleurs hydrauliques (1).

147. L'effort de traction moyen et le rendement de la transmission composée d'un transformateur de démarrage et de 2 coupleurs (courbe 1) sont nettement plus élevés que dans les 2 autres (2 et 1).

148. Par contre, la transmission avec coupleur hydraulique, de même que celle avec accouplement à disques, présente le grand inconvénient de réduire très fort la vitesse de rotation du moteur diesel au moment de l'enclenchement de la prise directe.

Le moteur est ainsi surchargé (développement d'un grand couple à basse vitesse - dépassement de la limite de fumée).

Le double coupleur (courbe 3) est à préférer au coupleur simple étant donné que la diminution de vitesse est plus faible.

149. Un certain inconvénient des coupleurs hydrauliques est leur glissement en marche normale (3 à 5 %). Il s'ensuit des pertes de puissances qui ne se produisent pas dans les accouplements à disques.

150. Dans la transmission avec accouplements à disques, à cause de la synchronisation nécessaire, le moteur est équipé de préférence d'un régulateur de vitesse.

Dans une transmission avec coupleurs hydrauliques, la préférence est donnée au régulateur de débit. Celui-ci offre l'avantage de pouvoir régler plus facilement la vitesse de l'engin.



Fig.194

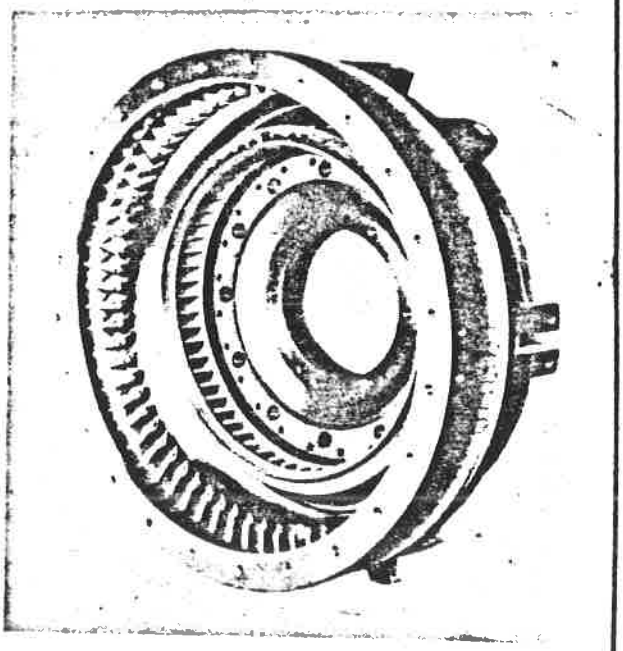


Fig. 195

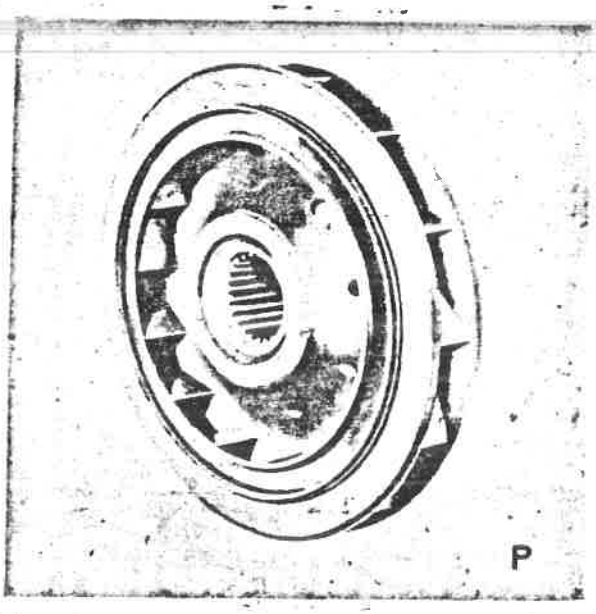


Fig.193

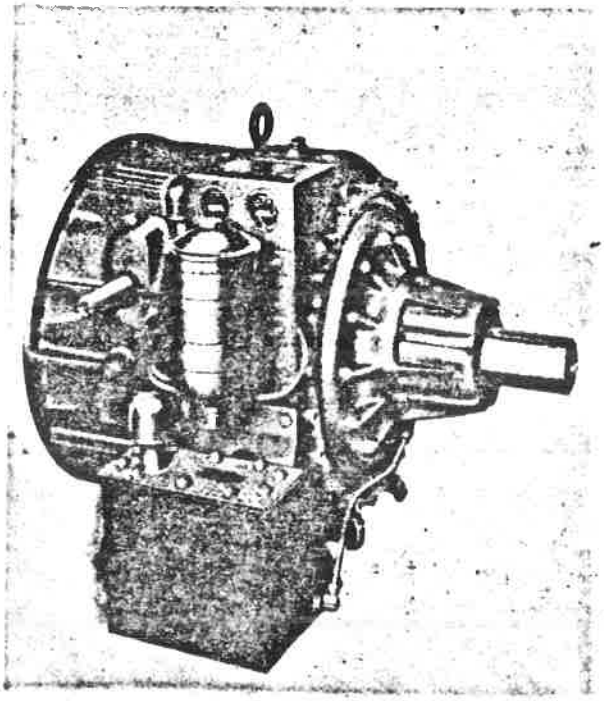


Fig.192

Locotracteur - Représentation schématique de la motorisation

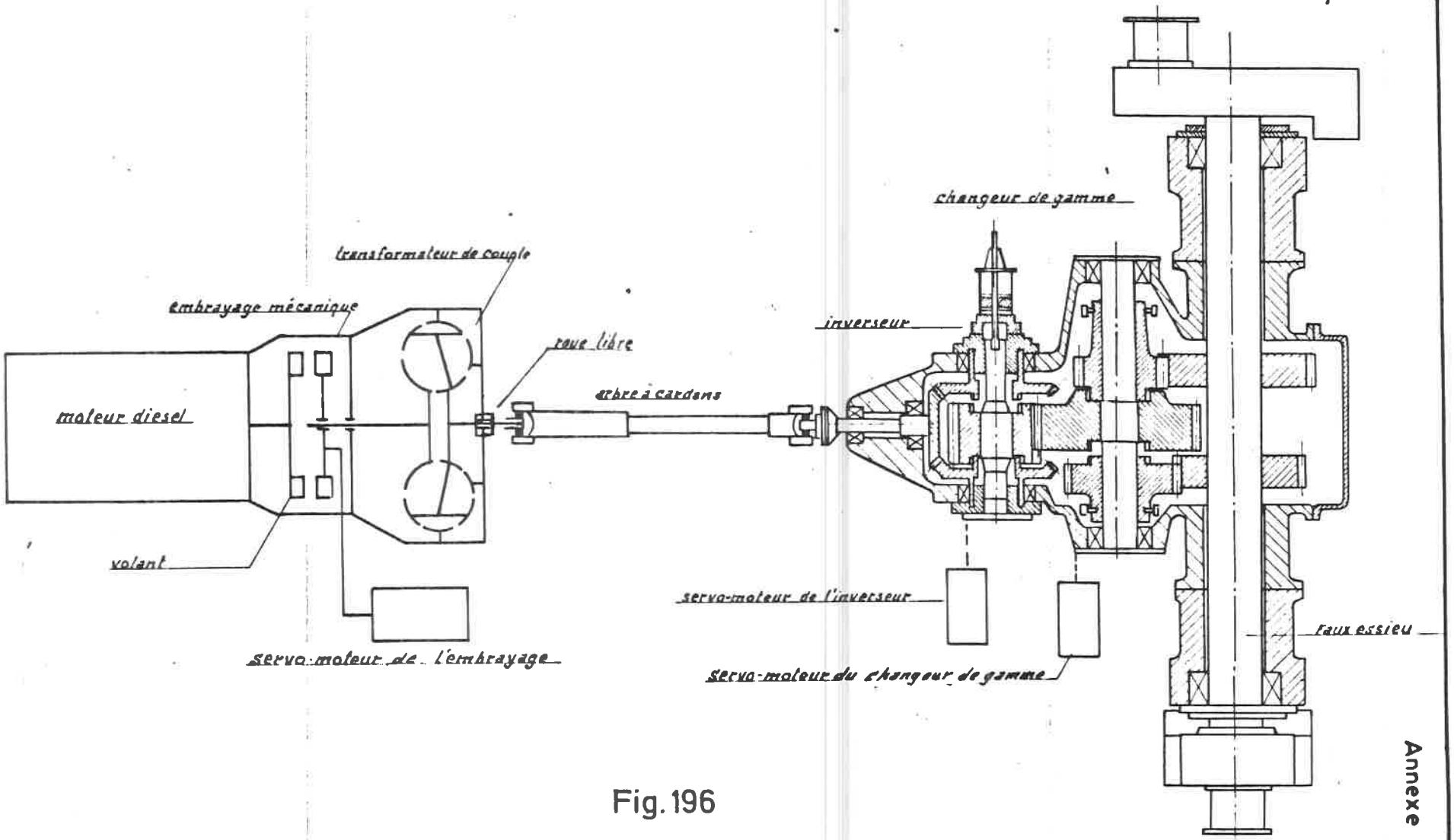


Fig. 196

Annexe 107

C. 1260
17 mm 7

Représentation schématique d'un transformateur Twin-Disc

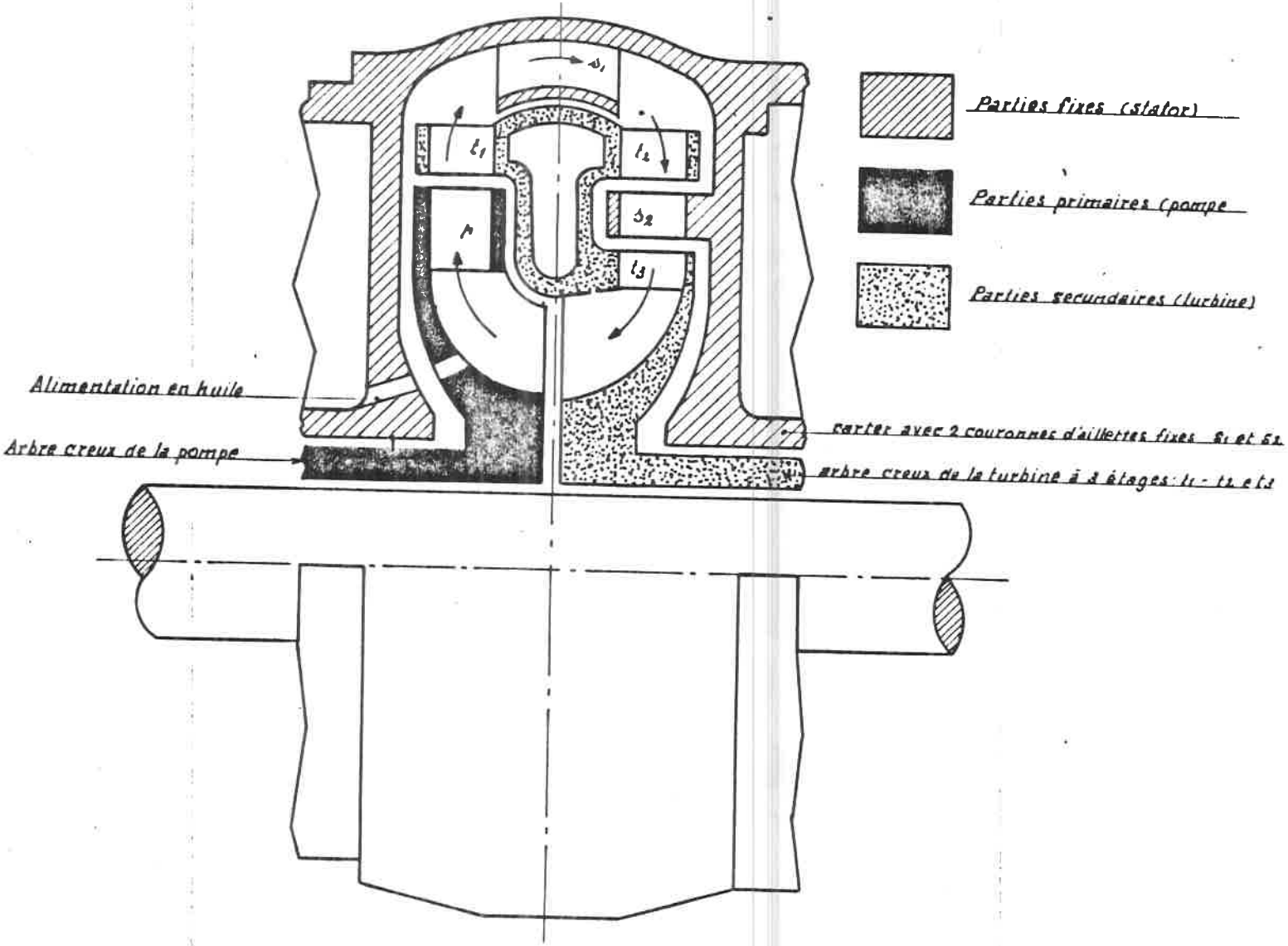


Fig. 197

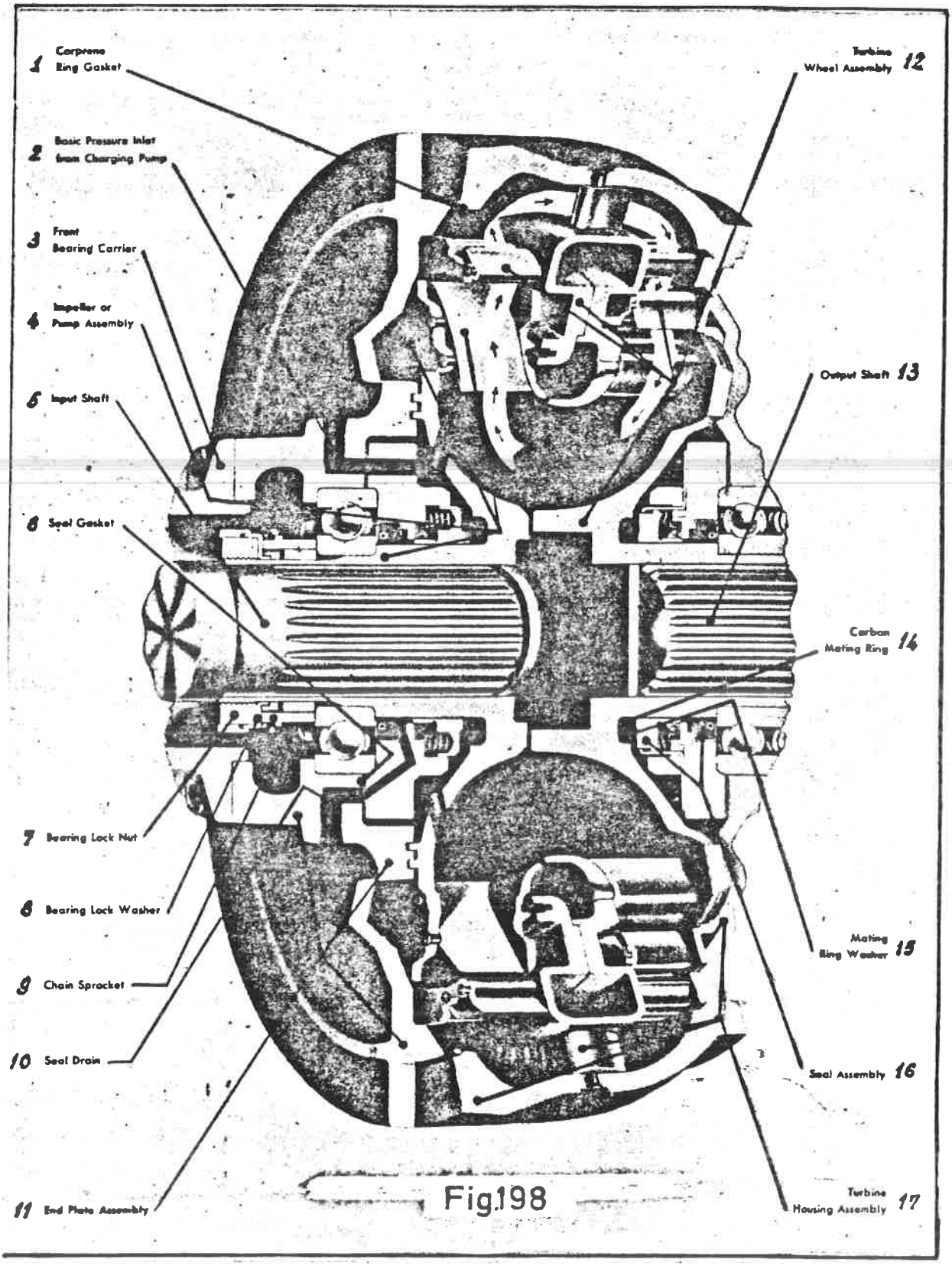


Fig.198

1: Joint de carter
2: Admission d'huile
3: Logement de roulem.
4: Roue pompe
5: Arbre d'entrée
6: Joint
7: écrou de blocage p[t] roulem.
8: Tôle de sécurité
9: Entretoise
10: Conduite des fuites
11: Couvercle de carter
12: Roue turbine
13: Arbre de sortie
14: Bague d'étanchéité en carbone
15: Rondelle de serrage
16: Joint d'étanchéité
17: Carcasse

C. 1260
17 mai L

Embrayage à disques "Over Center" de la transmission CF. des loco-tracteurs

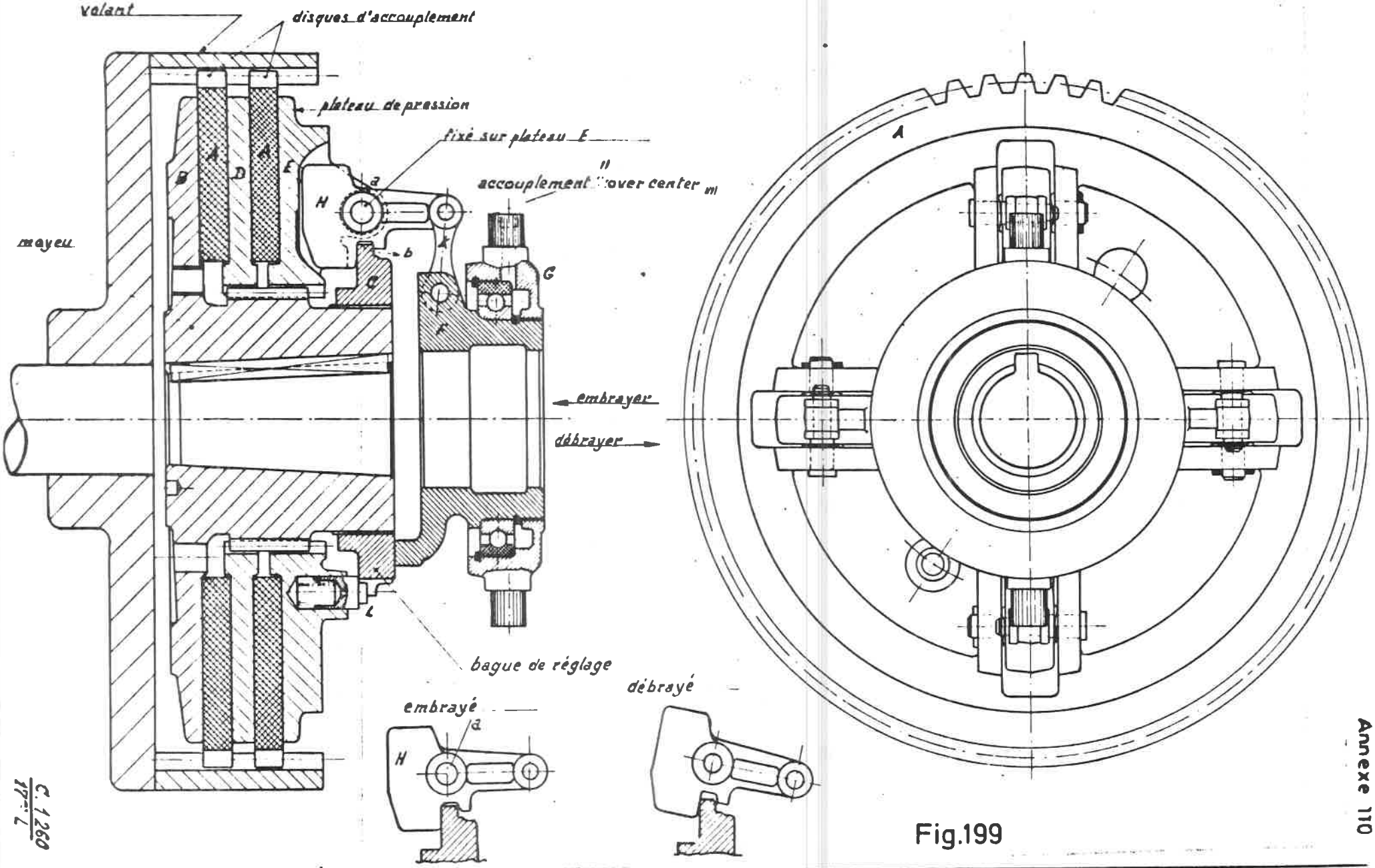


Fig.199

C. 1260
17-7

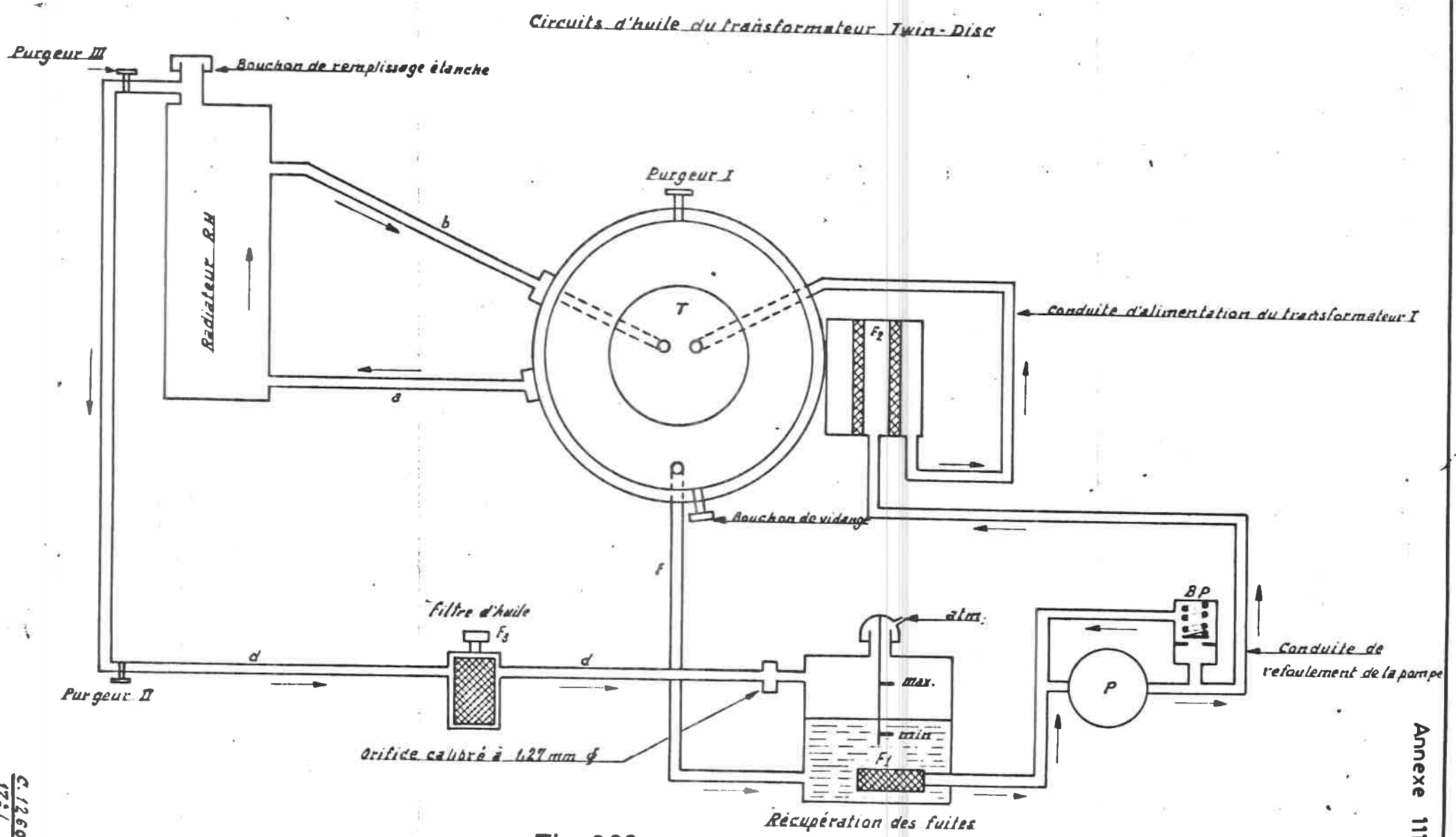


Fig. 200

Annexe 111

C. 1269 17.7

Principe de l'influence primaire

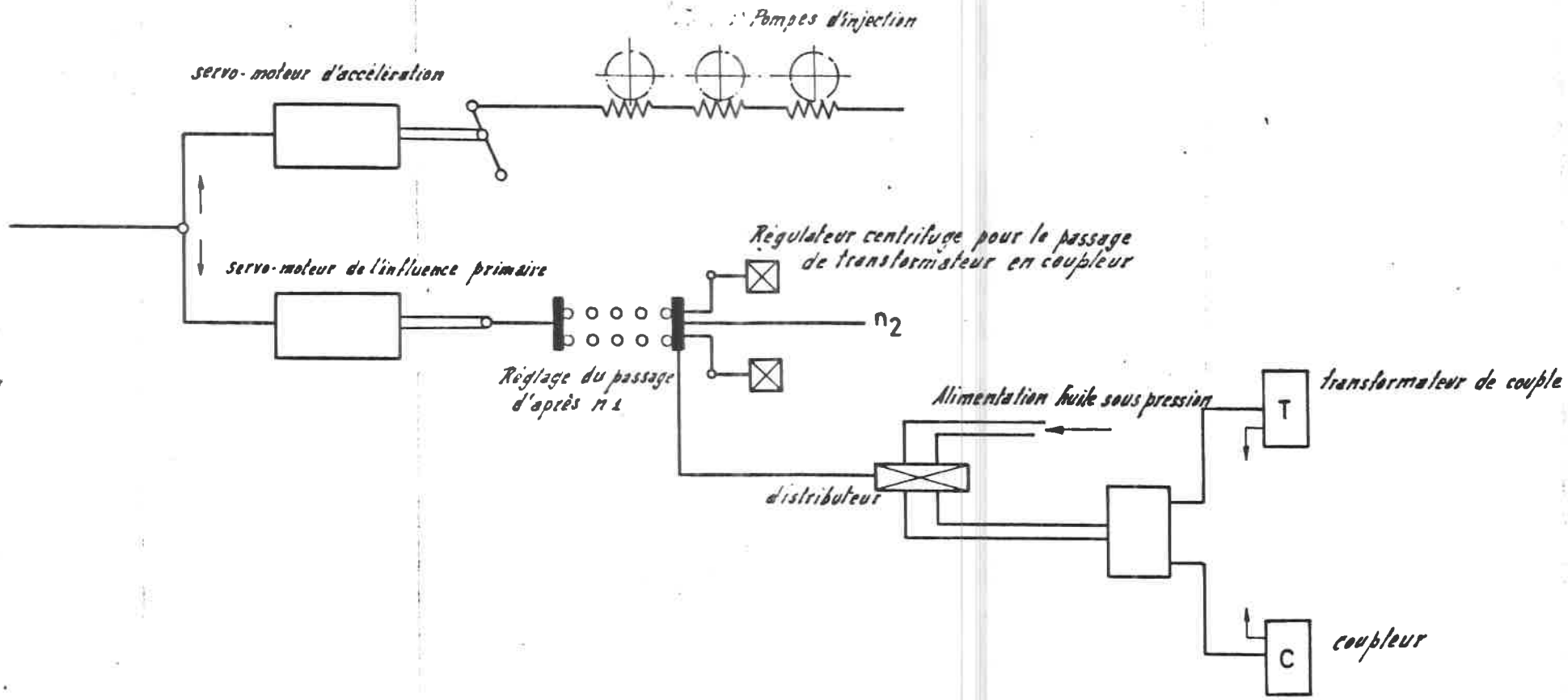
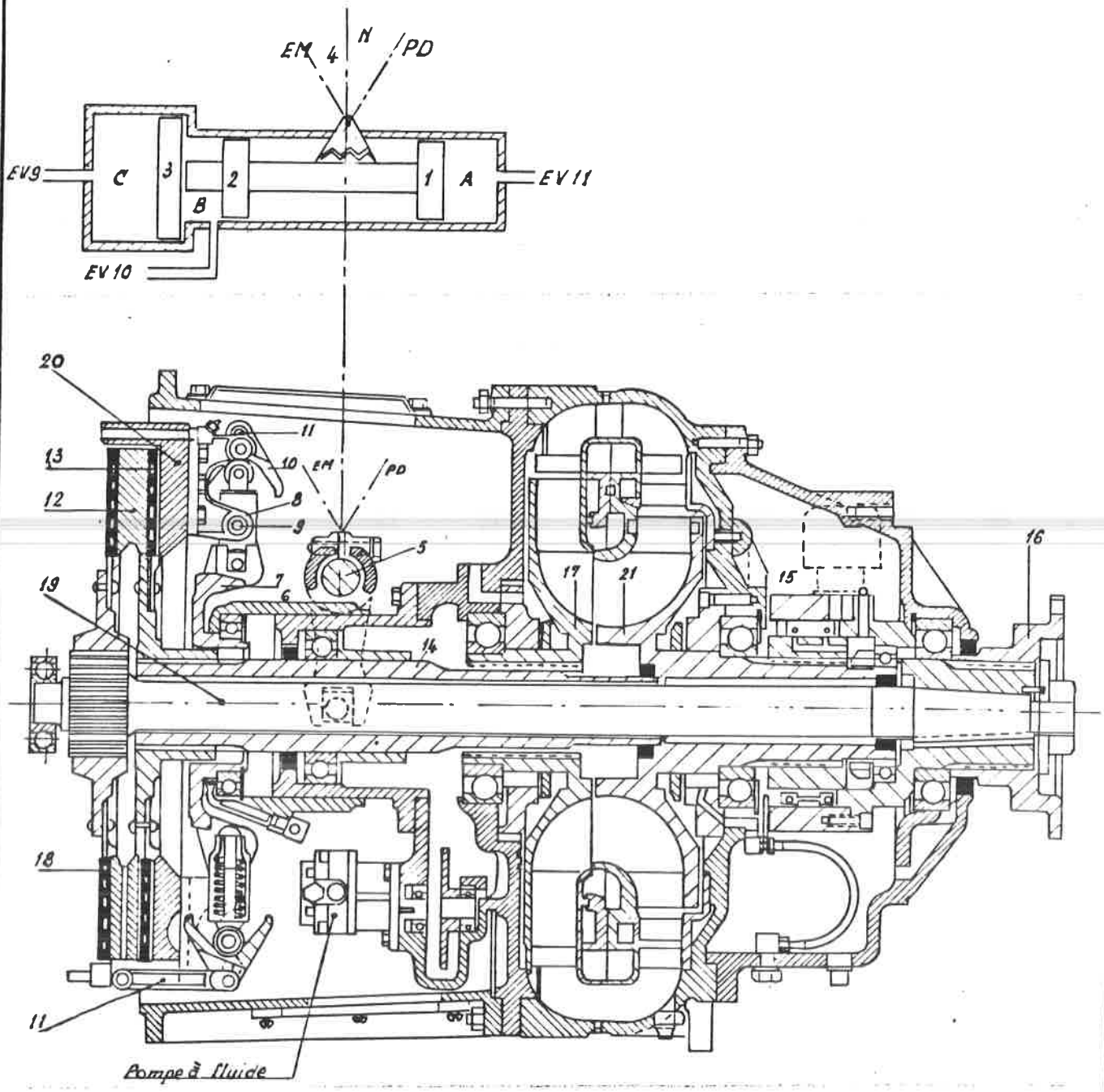


Fig. 201

Transmission Twin-Disc 170 cv série 10.000



1-2 : petit piston du servo-moteur
3 : grand piston du servo-moteur
4 : levier de commande
5 : arbre de commande
6 : busulure
7 : busulure
8 : culbuteur
9 : axe du culbuteur
10 : culbuteur
11 : tringle de disque intermédiaire
12 : disque intermédiaire
13 : disque d'accouplem.t transform. de couple
14 : arbre creux
15 : roue libre
16 : plateau d'entrainement
17 : roue pompe
18 : disque d'acc. pour P.D.
19 : arbre de prise direct
20 : volant
21 : roue turbine

Fig.202

C.1260
17 m L

Transmission Twin Disc 340 cv. série 11.500

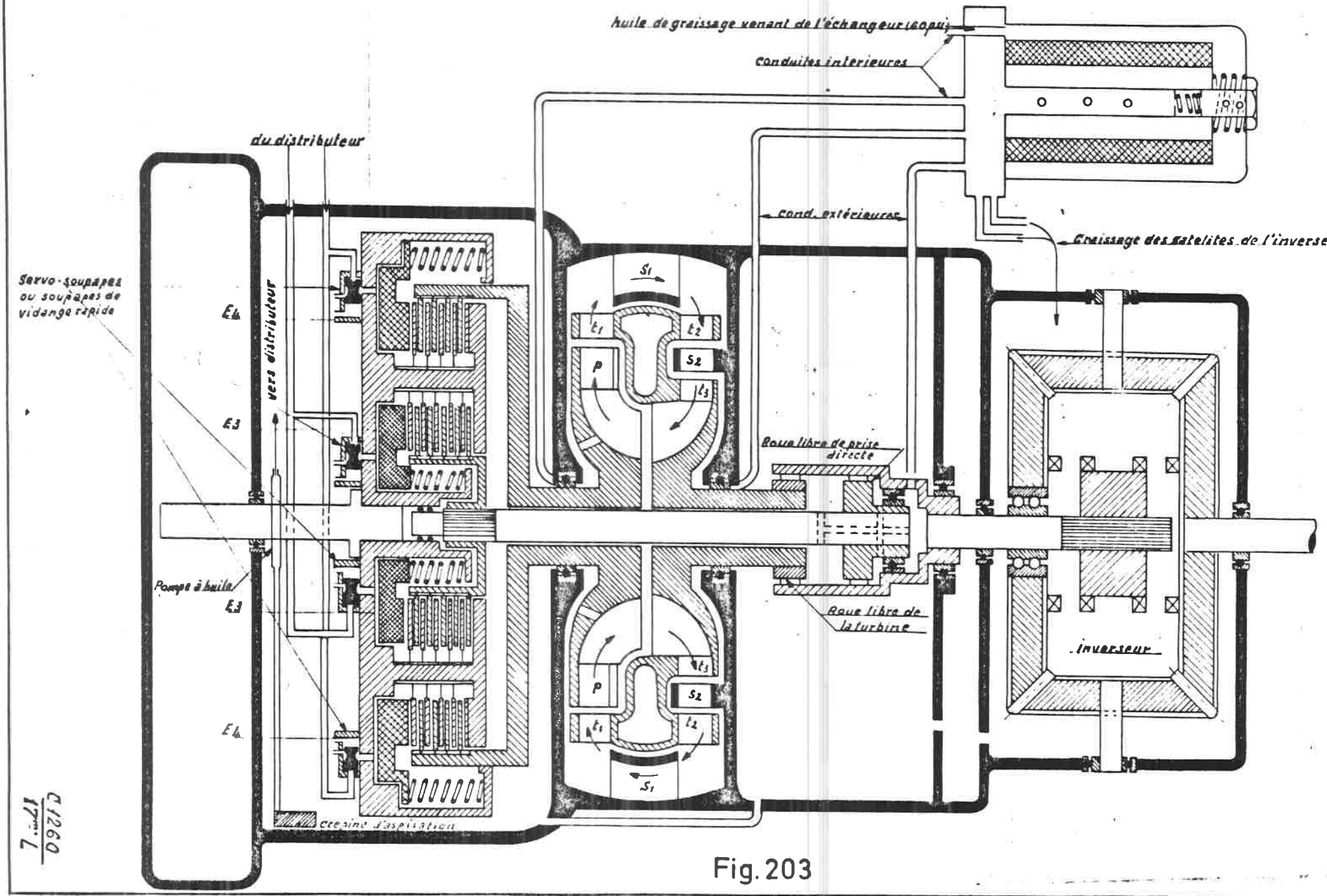


Fig. 203

CT 1260 Ch. 7

Annexe 114

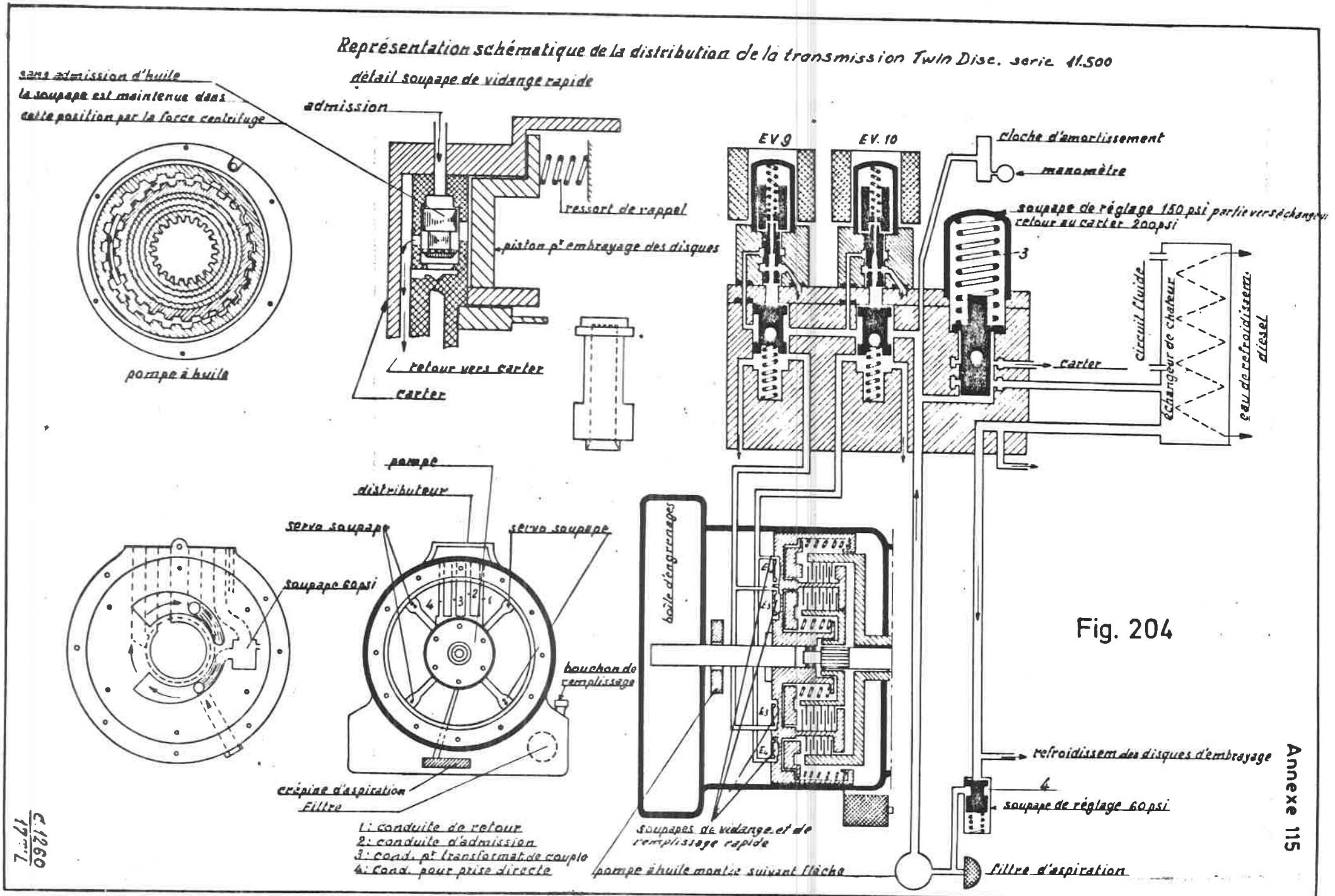


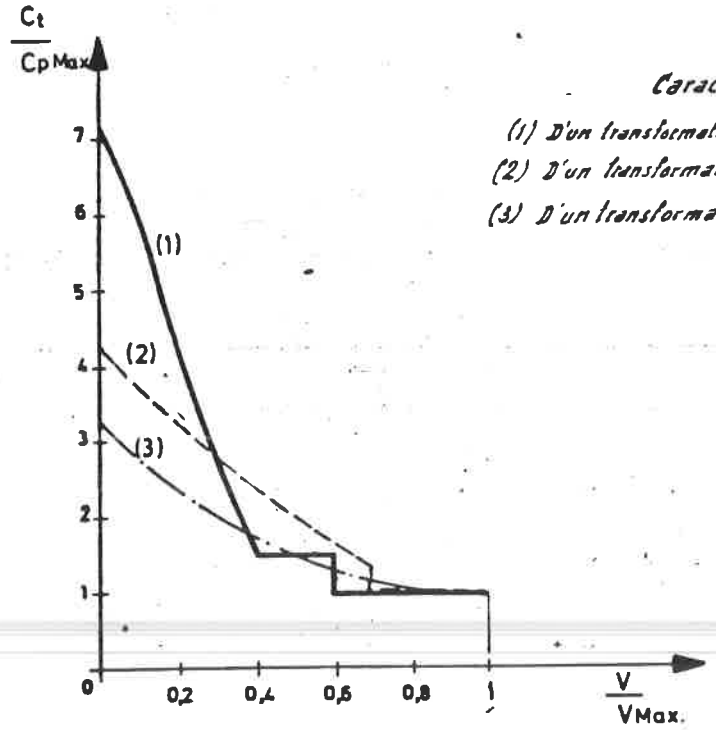
Fig. 204

Annexe 115

c.1260
17.7.

Caractéristiques

(1) D'un transformateur de couple avec 2 accouplements directs
(2) D'un transformateur de couple avec 1 accouplement direct
(3) D'un transformateur de couple à large zone d'utilisation



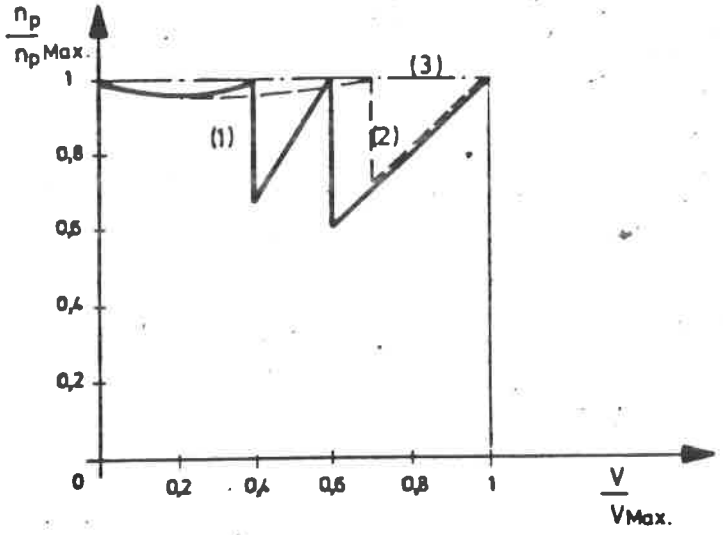
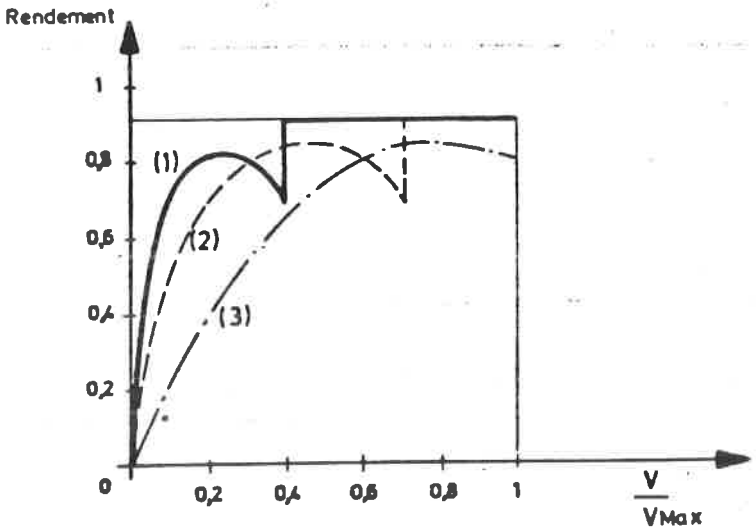


Fig. 205



C.1260
17e L

18e leçon.

IX. La transmission hydraulique SEM type GTC-4.

151. Cette transmission équipe les autorails série 40 et 43. Elle absorbe une puissance de 360 CV pour une vitesse d'entraînement de 1350 t/min.
Cette transmission, représentée schématiquement à la fig. 206, est composée d'un transformateur et d'un coupleur. Un coupleur supplémentaire Cv sert à entraîner les ventilateurs de refroidissement du moteur Diesel et de la transmission.
L'inverseur de sens de marche est incorporé dans le carter de la transmission.

152. Le transformateur et le coupleur sont remplis au moment voulu par une pompe centrifuge entraînée par l'arbre primaire. Un distributeur DS (fig. 207) dont le piston P se déplace vers la droite ou la gauche suivant qu'il est soumis à l'action de l'air comprimé, envoie l'huile vers le transformateur ou le coupleur. L'huile arrive au distributeur en passant par la soupape de traction ST dès qu'on admet de l'air comprimé au-dessus du piston P de cette soupape de traction.

153. Après élimination, le transformateur est vidé par la soupape de vidange rapide (SVAT) par suite de la coupure de l'arrivée d'air sous le piston P de SVAT.

154. La vidange du coupleur hydraulique, après élimination, se fait par plusieurs soupapes de vidange automatiques incorporées dans son carter (fig. 209). Le principe de fonctionnement d'une telle soupape automatique repose sur le fait qu'en fonctionnement normal du coupleur, le disque est pressé sur son siège par une force résultante P1-P2 quand:
P1 la force agissant à la partie supérieure du disque et résultant de la pression de l'huile d'alimentation
P2 la force centrifuge de l'huile agissant vers l'extérieur sur la partie centrale du disque.

Le disque soupape de chaque soupape de vidange automatique installée sur le coupleur se soulève par la force centrifuge quand l'arrivée d'huile sous pression au-dessus du disque est interrompue (P1 = 0).

155. La commande de la transmission peut se résumer comme suit (fig. 207 et 208).
Un tambour à contacts, placé dans la cabine de conduite, permet au conducteur d'enclencher la traction par l'alimentation de 2 électro-valves EVT1 et EVT2.
Les deux électro-valves étant alimentées, la soupape de traction ST laisse passer l'huile vers le distributeur DS et vers le transformateur. La soupape de vidange SVAT est fermée.

Dans la position suivante du tambour, l'alimentation de l'électro-valve est coupée, ce qui fait que le coupleur est alimenté tandis que la soupape SVAT, maintenant ouverte, laisse échapper l'huile du transformateur.
Si l'alimentation de EVT1 est aussi interrompue, la soupape ST coupe toute arrivée d'huile au coupleur, la pression agissant au-dessus des soupapes de vidange tombe à zéro et les soupapes s'ouvrent ce qui vide le coupleur.

156. Une partie de l'huile fournie par la pompe d'alimentation passe par le filtre FSD et le réfrigérant REH.
Un relais thermostatique placé dans le circuit de refroidissement du moteur règle l'alimentation du servo-moteur VOPV qui commande l'alimentation du coupleur CV pour l'entraînement des ventilateurs de refroidissement.

157. Les caractéristiques de cette transmission sont représentées à la fig. 210.

X. La transmission Voith L 37.

158. Cette transmission, répandue sur les locomotives de manoeuvre de la SNCB, consiste en principe en:
- 1 transformateur de démarrage;
- 2 coupleurs hydrauliques C1 et C2 identiques en forme et dimensions mais reliés à l'arbre de sortie de la transmission par des séries d'engrenages à rapport différent.

Suivant la façon dont l'arbre primaire et secondaire sont montés par rapport au carter, leurs caractéristiques constructives et le fait qu'elles sont utilisées ou pas sur les locomotives de la "Deutsche Bundesbahn", les transmissions de la SNCB portent les numéros: L 37 U b - L 37 Z U b - L 37 Z.
La transmission L 37 Z U b équipant les locomotives de la série 80 est représentée aux fig. 211 - 212 - 213 - 214 - 215 et 216.
Nous voyons que les 3 roues pompes sont montées sur le même arbre primaire 4. Les roues turbines du transformateur et du 1er coupleur sont aussi reliées entre elles.

a) Commande et distribution.

159. La pompe centrifuge "19" entraînée par l'arbre primaire (4) (pompe de remplissage ou pompe d'alimentation) remplit le transformateur D et les coupleurs C1 et C2 par le distributeur principal D et le distributeur auxiliaire E.

160. La vidange du transformateur T se fait par le distributeur principal D et celle des coupleurs par trois soupapes de vidange automatique montées dans leur carter (fig. 209).

161. Le transformateur et les coupleurs possèdent des orifices de fuite (respectivement 27 et 41) permettant, pendant leur fonctionnement, un renouvellement limité de l'huile.

L'huile chaude qui retombe ainsi dans le carter est refroidie dans un radiateur de refroidissement.

162. La pression d'huile nécessaire pour faire fonctionner les distributeurs D et E est fournie par la pompe de distribution "52" à engrenages entraînée par l'arbre d'entrée de la transmission et alimentée elle-même par la pompe de remplissage 19 via la conduite 30 et le filtre à raclette 47. La soupape de by-pass 48 règle la pression de la pompe de distribution entre 8 et 12 kg/cm2.

Lorsque le moteur diesel est à l'arrêt (arbres d'entrée et primaire non entraînés) toutes les conduites d'huile sont vides. Les distributeurs sont en position neutre (représentée aux fig. 212 et 213).

Dès que le moteur tourne au ralenti, la pression des pompes de remplissage et de distribution est suffisante pour la commande des circuits d'huile de la transmission.

163. Au-dessus de la transmission est montée la soupape de remplissage (74).

Les possibilités suivantes peuvent se présenter:

1. Il n'y a pas d'admission d'air sous le piston de la soupape de remplissage.

   Comme l'indiquent les fig. 212 et 213, le tiroir de la soupape de remplissage interrompt la liaison entre la pompe de distribution (52) et le distributeur principal D. La traction de l'engin est coupée vu que ni le transformateur de couple, ni les coupleurs ne peuvent être remplis.

2. Il y a admission d'air sous pression sous le piston de la soupape de remplissage (fig. 214).

   Cela signifie qu'on dispose l'engin en régime traction. Le tiroir de la soupape de remplissage 74 étant soulevé, la pompe de distribution envoie de l'huile sous pression au-dessus du distributeur principal D.

   Les plongeurs de distribution 33 et 33a sont poussés vers le bas, et par le déplacement du tiroir du distributeur 21, la pompe 19 remplit le transformateur de couple.

b) Verrouillage automatique de l'inverseur.

164. Aussi longtemps qu'on n'est pas en traction, le tiroir 21 du distributeur soulève, via le plongeur 33a, la tige 80 de la soupape de verrouillage 79 de l'inverseur, de sorte que la pression d'air est admise librement dans les servomoteurs de l'inverseur.

Dès qu'on est en traction, la soupape 79, par la descente du distributeur, ferme toute arrivée d'air aux servo-moteurs de l'inverseur de sorte que ceux-ci sont verrouillés dans la position de marche choisie.

c) Le passage de transformateur T en coupleur C1 ou de coupleur C1 en coupleur C2.

165. Le passage de transformateur T en coupleur C1, et par la suite en coupleur C2 se fait entièrement automatiquement à l'intervention du régulateur 36 entraîné par l'arbre secondaire (détermine n2).
Le tiroir du régulateur "36" peut prendre trois positions:

1. la position représentée aux fig. 213 et 214;
2. la position indiquée à la fig. 215.

   Le transformateur T se vide par le distributeur principal D tandis que le coupleur C1 est rempli via le distributeur principal D et le distributeur auxiliaire E;
3. la position prise à la fig. 216.

Le coupleur C1 se vide par les soupapes de vidange rapide et le coupleur C2 se remplit par le distributeur principal D et le distributeur auxiliaire E.

d) Influence primaire.

166. Comme le montre la fig. 212, le régulateur de la turbo-transmission se compose de deux masses centrifuges 36 tenues en équilibre par la tension du ressort 63.
L'adaptation de la tension du ressort 63 du régulateur à la charge du moteur (influence primaire) se fait par l'intermédiaire du cylindre de réglage 61 relié à la conduite pneumatique du servo-moteur de réglage de la puissance moteur.

Le cylindre de réglage 61 donne, par son levier 62, au ressort 59 une précontrainte telle que la vitesse de transition donne toujours une courbe d'effort de traction aussi continue que possible.

La précontrainte du ressort 59 détermine en effet aussi la tension du ressort 13 à cause du levier 60 qui s'appuie d'une part, sur le ressort 13 et d'autre part, sur le ressort 59.

La vitesse de passage du premier au second coupleur est déterminée principalement par le ressort 63 et n'est modifiée que dans une très faible mesure par l'influence primaire. Dans des circonstances déterminées, avancer la vitesse de passage au second coupleur pourrait avoir comme conséquence de faire tomber la vitesse du moteur au-dessous de sa valeur de ralenti.

e) Entraînement du compresseur d'air.

167. La transmission L 37 Zub est équipée d'un coupleur particulier 64 pour l'entraînement par courroies des compresseurs d'air.

Dès que le moteur Diesel est lancé, ce coupleur est rempli par la pompe de remplissage 19 et le compresseur est entraîné à condition que la soupape 70 de réglage de la pres-

sion d'air reliée au réservoir principal, n'empêche pas l'alimentation du coupleur.

L'ouverture de fuite 72 assure un renouvellement continu de l'huile dans le coupleur pendant son fonctionnement.

Si la pression d'air dans le réservoir principal atteint 9 kg/cm2, la soupape de réglage 70 interrompt l'alimentation en huile du coupleur. Comme le coupleur se vide par l'ouverture 72, les compresseurs s'arrêtent.

Si la pression dans le réservoir principal descend au-dessous de 7,5 kg/cm2, le coupleur est à nouveau rempli. La soupape 70 règle donc la pression d'air dans le réservoir principal entre ses deux limites.

169. Le coupleur est calculé, ainsi que le rapport de transmission des poulies, pour que les compresseurs atteignent leur vitesse maximum à 62 % de la vitesse maximum du moteur; ceci pour avoir encore un débit dans les compresseurs suffisant lorsque le moteur tourne au ralenti.

170. La soupape de réglage 68 augmente automatiquement le glissement dans le coupleur dès que la vitesse de rotation du moteur est supérieure à 62 % de sa valeur maximum. La vitesse d'entraînement des compresseurs est ainsi limitée à sa valeur maximum autorisée.

La soupape de sécurité 69 vide le coupleur dès que la vitesse du compresseur dépasse sa valeur maximum autorisée.

Remarque. Toutes les transmissions des locomotives Diesel de manoeuvre ne sont pas équipées d'un coupleur pour l'entraînement des compresseurs.

f) Le refroidissement de la transmission.

171. L'huile de la transmission, dont la température maximale doit rester entre 80 et 100° C, est refroidie constamment par dérivation d'une partie de l'huile refoulée par la pompe de remplissage 19 dans le réfrigérant 28-29.

172. La quantité d'huile dérivée doit être réglée par l'ouverture calibrée dans la conduite 28, pour que, en cas de fonctionnement à pleine charge, le refroidissement soit encore suffisant.

Si la quantité d'huile dérivée vers le réfrigérant est trop grande (orifice calibré 28 trop grand), le débit de la pompe de remplissage 19 vers les circuits est trop petit de sorte que pendant les transitions, les circuits se remplissent trop lentement.

g) Graissage des organes de la transmission.

173. Les engrenages et les roulements de la transmission sont graissés sous pression par les conduites 49 alimentées par la pompe de remplissage 19 avec interposition d'un filtre à raclette 47. Ce filtre doit être manoeuvré régulièrement pour obtenir un bon graissage et un bon remplissage de la pompe de distribution 52.

Si la locomotive est remorquée avec moteur à l'arrêt, le graissage est assuré par la pompe 57 entraînée par l'arbre de sortie de la transmission.

Les soupapes de non-retour 57a permettent le fonctionnement de la pompe dans les deux sens de marche. L'étranglement "Thoma" 19a' présentant différentes résistances suivant le sens de passage permet d'éviter que la pression de la pompe de graissage secondaire 57 ne soit perdue dans la pompe de remplissage 19.

h) Huile à utiliser.

174. La transmission doit être remplie avec de l'huile minérale ayant une viscosité de 8° E à 50° C (SAE 10), une courbe de viscosité plate et de bonnes propriétés lubrifiantes. L'huile doit avoir de bonnes propriétés anti-mousse et une résistance suffisante au vieillissement à 100° C.

L'huile ne peut pas être corrosive pour le fer, l'acier, la fonte douce et dure, le sélénium.

175. Après les 10 à 50 premières heures de marche de la transmission, (après travaux de réparation), l'huile doit être vidée et filtrée. Cette opération sera renouvelée tous les 3 mois.

i) Sécurité de la transmission pendant la remorque comme véhicule.

176. Il est dangereux de dépasser la vitesse maximale autorisée pour les organes secondaires, de graves dégradations pouvant se produire (forces centrifuges sur les aubes). Ces survitesses peuvent être atteintes lorsque la locomotive est remorquée comme véhicule. Dans ce dernier cas, il est nécessaire de placer le manchon d'accouplement de l'inverseur dans sa position neutre et l'y verrouiller; cette opération ne peut se faire que manuellement.

177. Si l'inverseur a été placé en position neutre, le moteur ne pourra être lancé qu'après avoir remis l'inverseur dans une position de marche. Si cette condition n'est pas respectée, après lancement du moteur, par suite de la présence d'air dans les coupleurs, les organes secondaires de la transmission sont entraînés à une certaine vitesse et quand on voudra engager l'inverseur, il se produira des avaries aux crabotages.

j) Remplissage partiel du transformateur de couple.

178. Normalement, dans les turbo-transmissions, le distributeur principal D ne peut prendre que les 2 positions suivantes:

- la position pour la vidange complète du transformateur de couple;
- la position pour le remplissage complet du transformateur.

La firme Voith a équipé certains types de ses turbo-transmissions d'un dispositif de remplissage partiel appelé aussi distributeur de manoeuvre.

179. Ce dispositif permet, en remplissant partiellement le transformateur:

- de faire développer par la transmission, à sa vitesse d'entraînement minimum, une puissance plus faible que celle qui correspond normalement à cette vitesse. Cela facilite le réglage de la vitesse d'une locomotive pas ou peu chargée;

180. - dans des circonstances déterminées, pendant que les freins sont encore serrés (par ex. devant un signal incertain ou pendant les manoeuvres), le transformateur de couple de démarrage peut être rempli partiellement et la locomotive démarrera doucement dès que les freins seront lâchés sans accroissement de la vitesse du moteur;

181. - les mouvements de manoeuvre se font de façon beaucoup plus douce;

182. - le moteur est épargné puisque son dégré d'injection à basse vitesse de rotatinn reste limité.

183. Le "dispositif de remplissage partiel" consiste en un servo-moteur 80 bis monté au-dessus du distributeur principal D, ce qui permet de donner à celui-ci une position intermédiaire dans laquelle le transformateur de démarrage n'est rempli que partiellement.

Lorsque le volant de commande est placé sur "remplissage partiel", l'air comprimé, agissant sur le piston 80, pousse le piston du distributeur principal d'une certaine distance vers le bas.

Cette distance est déterminée par le constructeur pour que la turbo-transmission développe un certain effort de traction sur son arbre de sortie (pour les locomotives série 80: 500 kg). Cet effort de traction peut être adapté aux caractéristiques de la locomotive (poids, vitesse maximum, puissance moteur et vitesse de rotation.

La soupape de verrouillage pour empêcher de tractionner tant que l'inverseur n'est pas dans une position de marche, se trouve dans ce cas au-dessus du couvercle du distributeur principal. Dans les transmissions ordinaires, la soupape est fixée sur le dessous du couvercle.

k) Sécurité contre la survitesse pendant la marche normale.

184. Du fait de la présence du changeur de gammes qui permet d'atteindre 2 régimes de vitesse, il existe, dans les pentes, un danger d'entraînement en survitesse des organes secondaires de la turbo-transmission.

Il est donc nécessaire, lorsque la survitesse est atteinte, de freiner automatiquement la locomotive. Cela se réalise par les organes de protection contre la survitesse 81 - 82 + 83 (fig. 212).

Le levier 60, entre le régulateur centrifuge et le ressort d'influence primaire (59), tire vers l'arrière la soupape de survitesse 81 bis dès qu'une survitesse de 15 % est atteinte. Le plongeur (82) est poussé vers le bas et la conduite du frein automatique est mise à l'atmosphère et la locomotive est freinée. Le pivot (83) empêche la remontée du plongeur (82) de sorte que le frein de la locomotive ne peut être lâché qu'après enfoncement du bouton de déverrouillage (84). Cette manoeuvre n'est possible qu'après enlèvement du couvercle (85) normalement plombé. Le déplombage indique incontestablement une survitesse de la locomotive.

Le levier (86) permet de tester l'appareil de sécurité contre la survitesse. En déplaçant ce levier, on obtient l'ouverture de la soupape (81 bis) d'où un serrage automatique des freins de la locomotive.

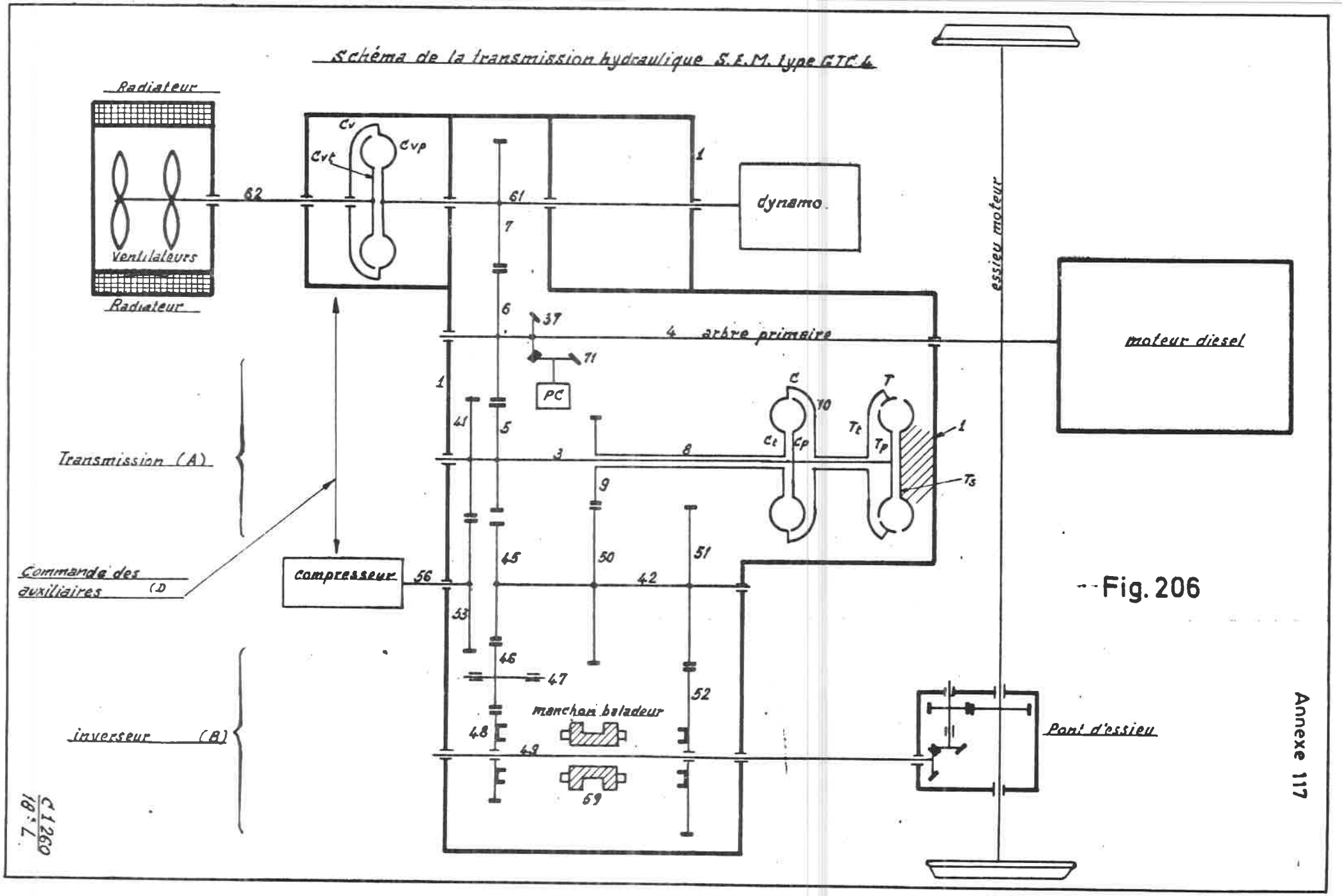


Fig. 206

Annexe 117

C1260
18 : 7

Schéma de la distribution d'huile de la transmission SEM type CIC4 et circuits pneumatiques

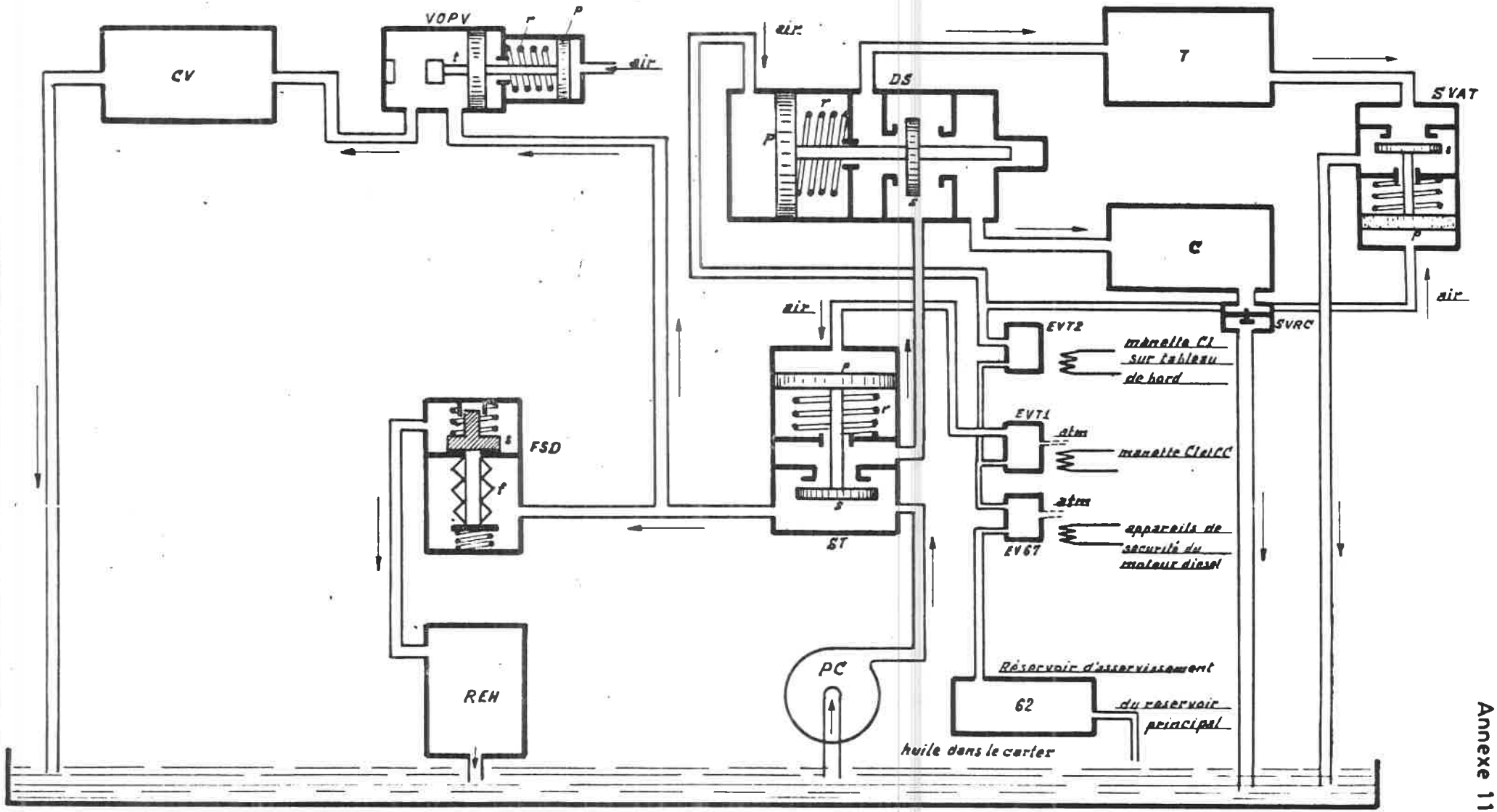
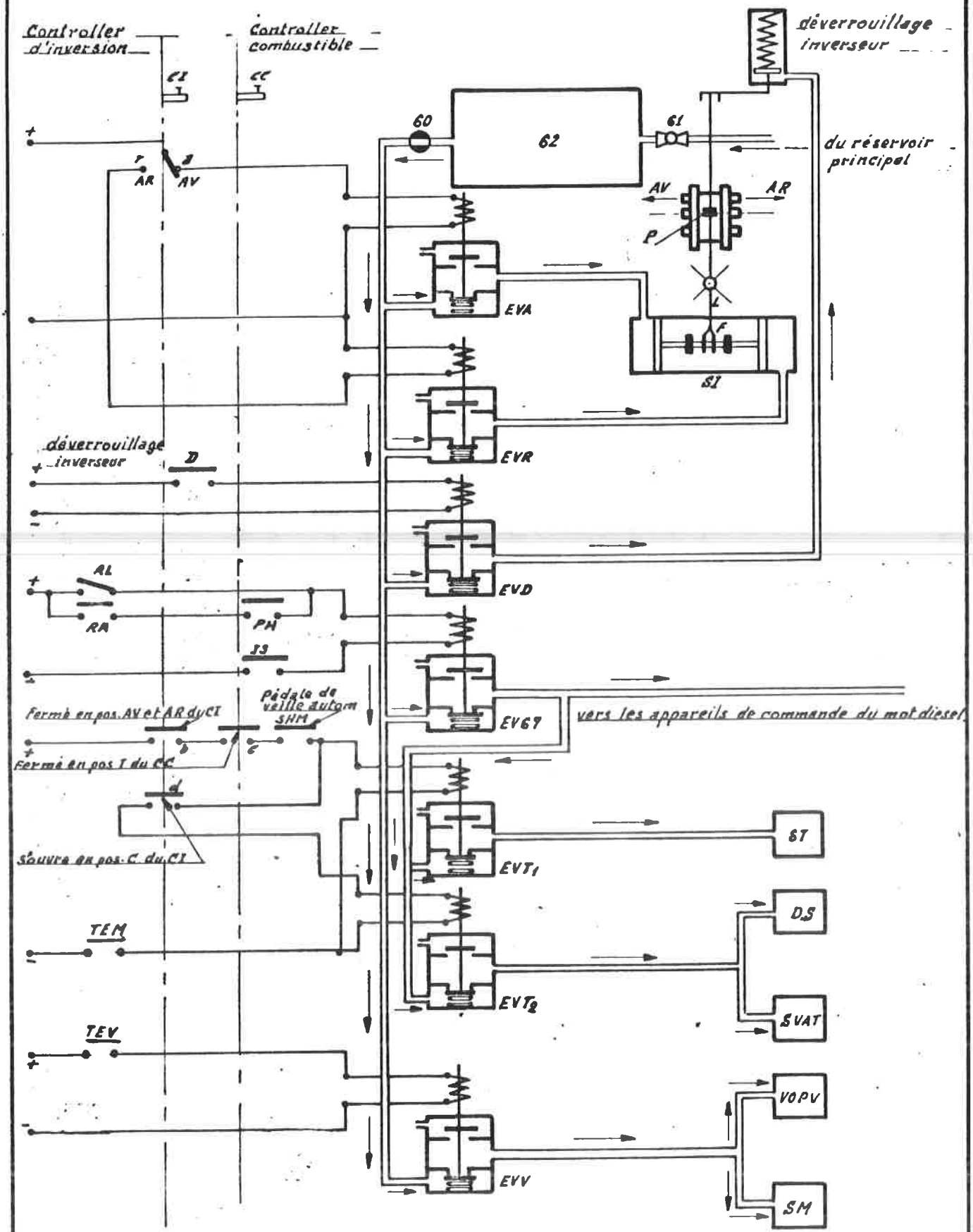


Fig.207

Annexe 118

C.12690
18-7



Schema électrique de la commande de la transmission S.E.M.T. G.T.C.4

Fig. 208

C. 1260
18 : L

soupape de vidange automatique

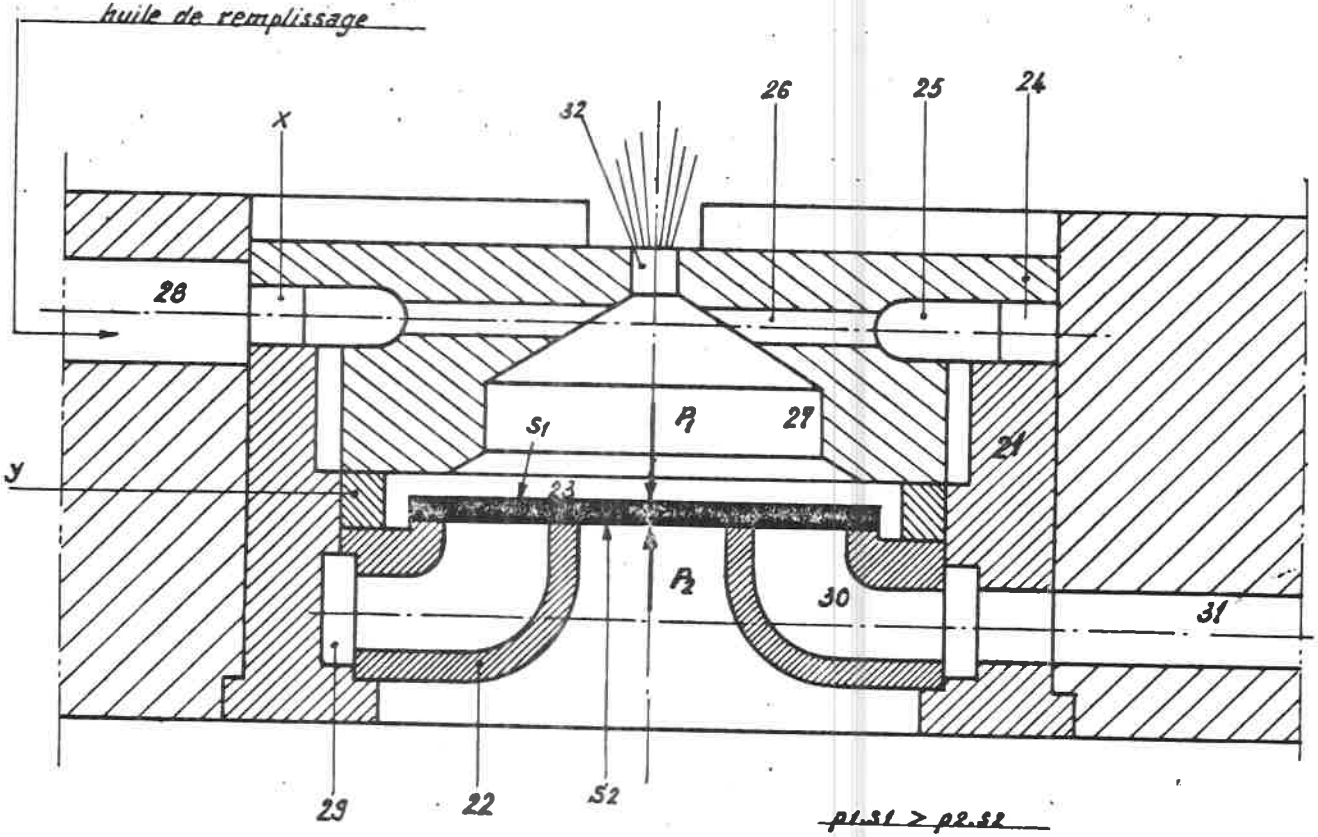


Fig.209

C.1269
10.7

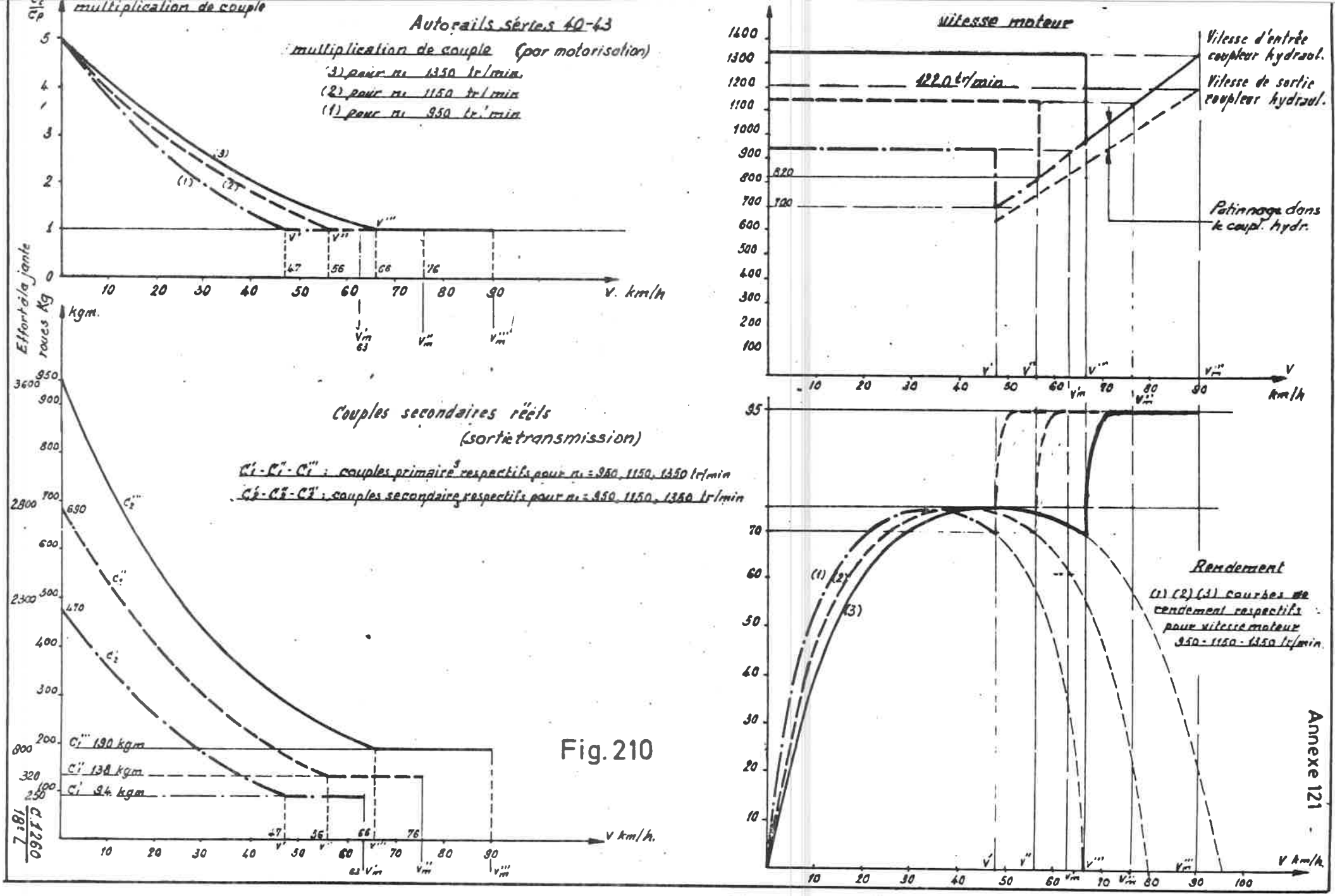
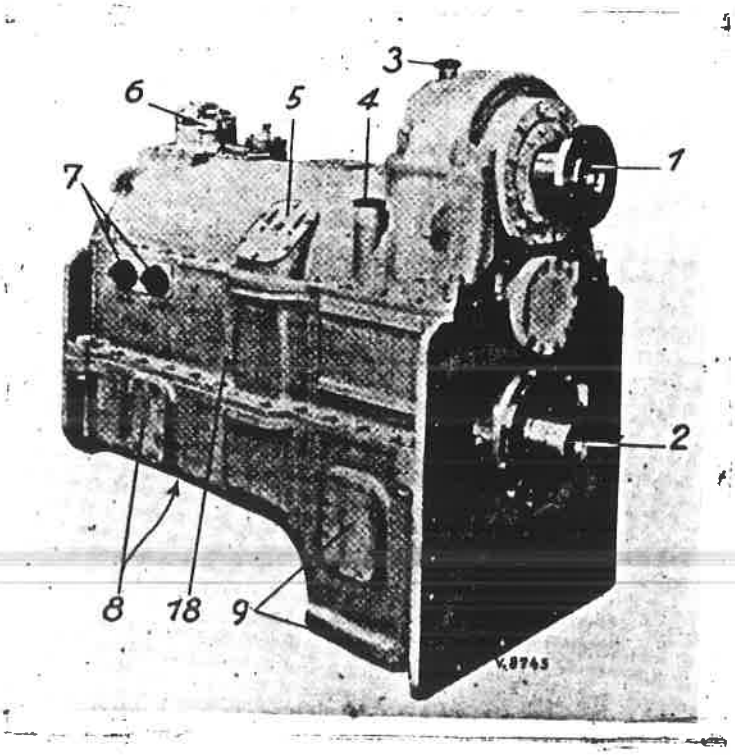


Fig. 210

Annexe 121

Turbo-transmission Voith type L 37 zu b



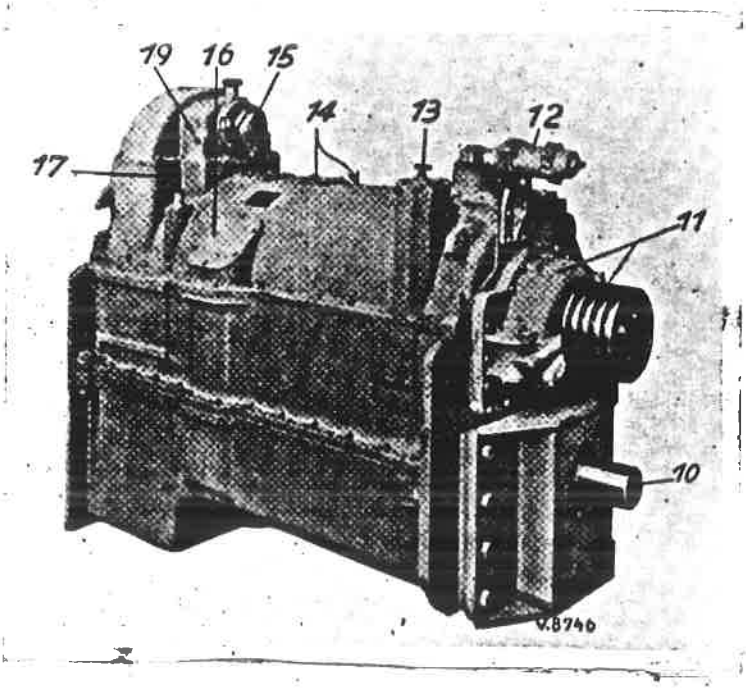


Fig. 211

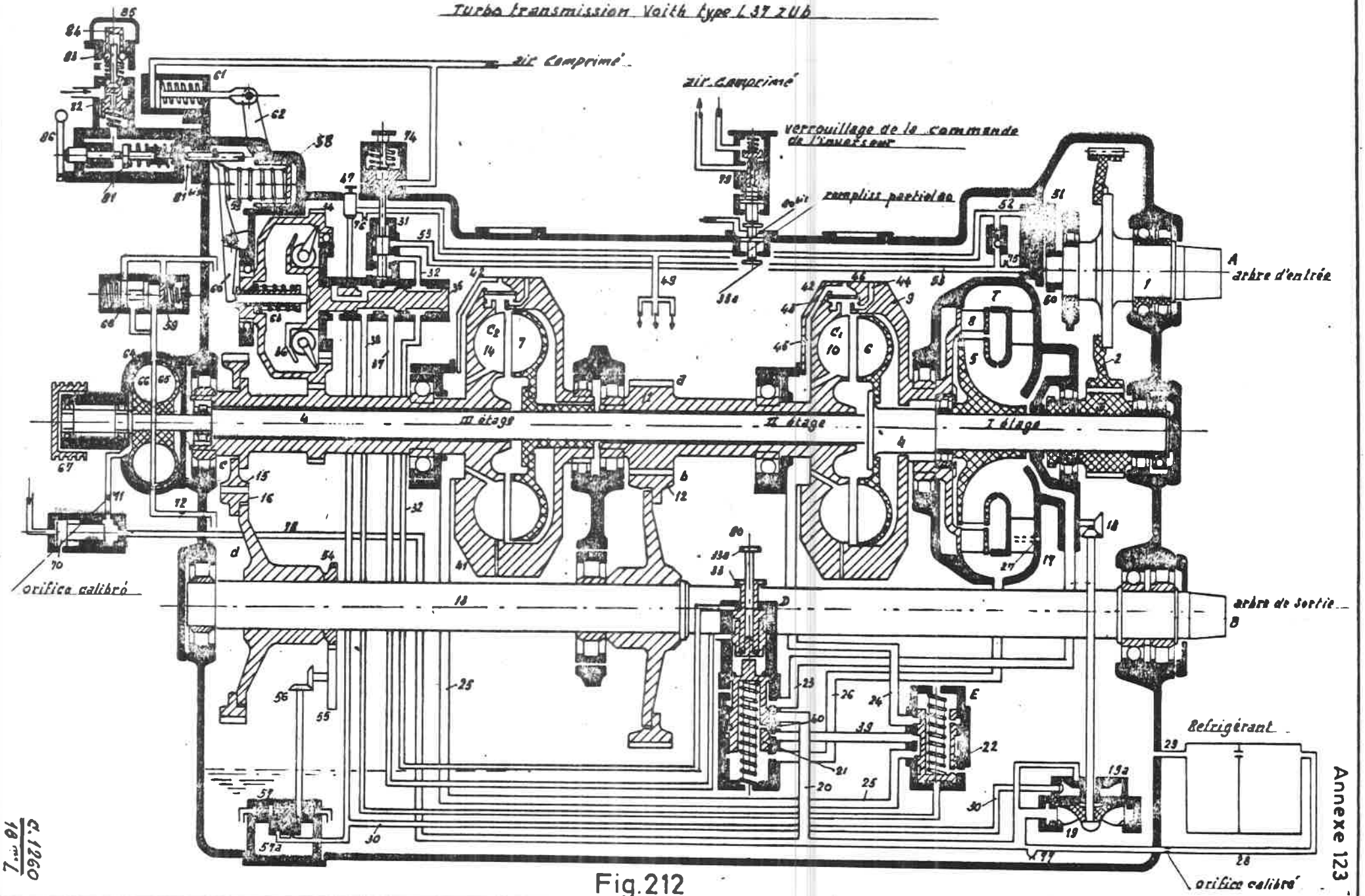

Turbo transmission Voith type L 37 zUb
air Comprimé
air Comprimé
verrouillage de la commande de l'inverseur
remplissage partiel
A
arbre d'entrée
B
arbre de sortie
III étage
II étage
I étage
orifice calibré
Refrigérant
orifice calibré
Annexe 123
7 ème
19 Oct 1960

Fig.212

Turbo-transmission Voith type L 37 zub

marche à vide

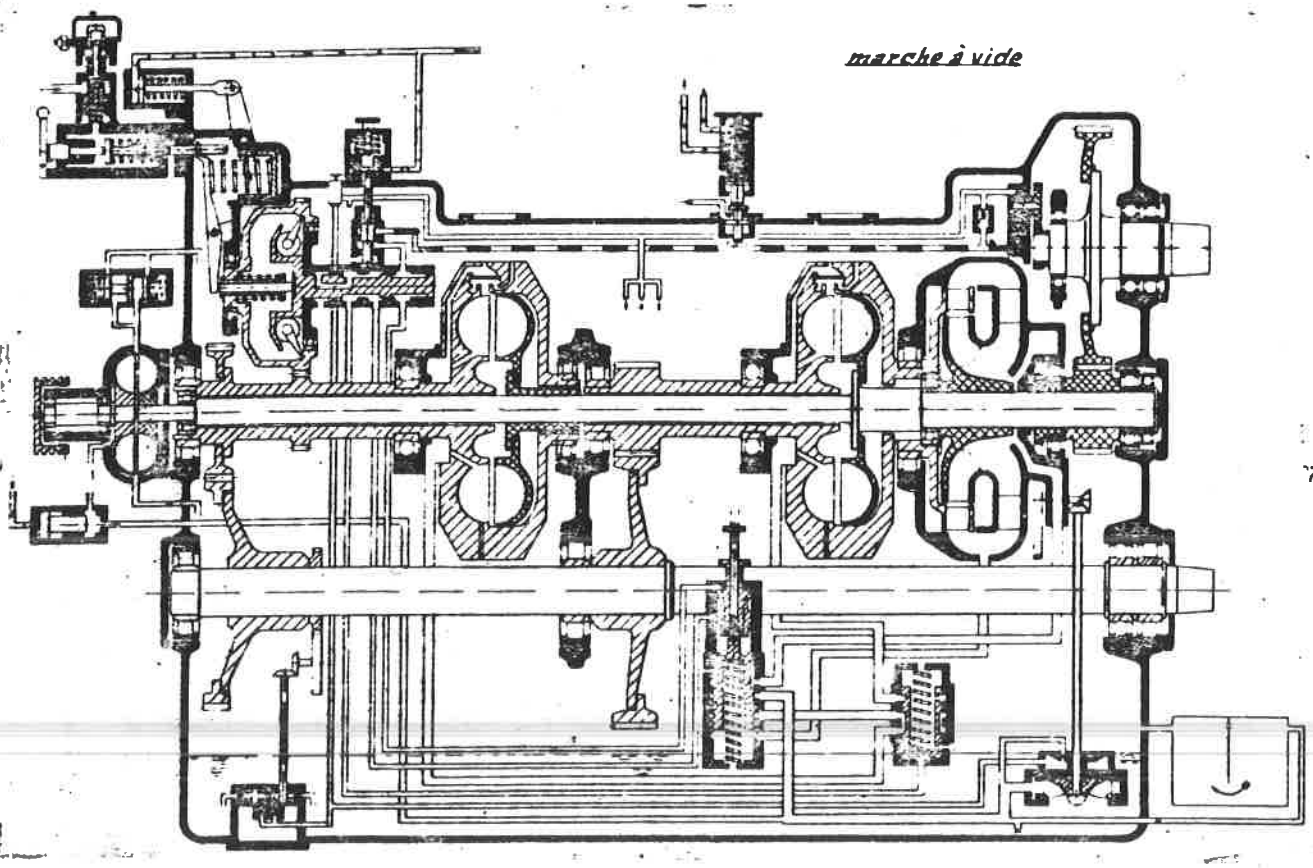


Fig.213

1re Etage

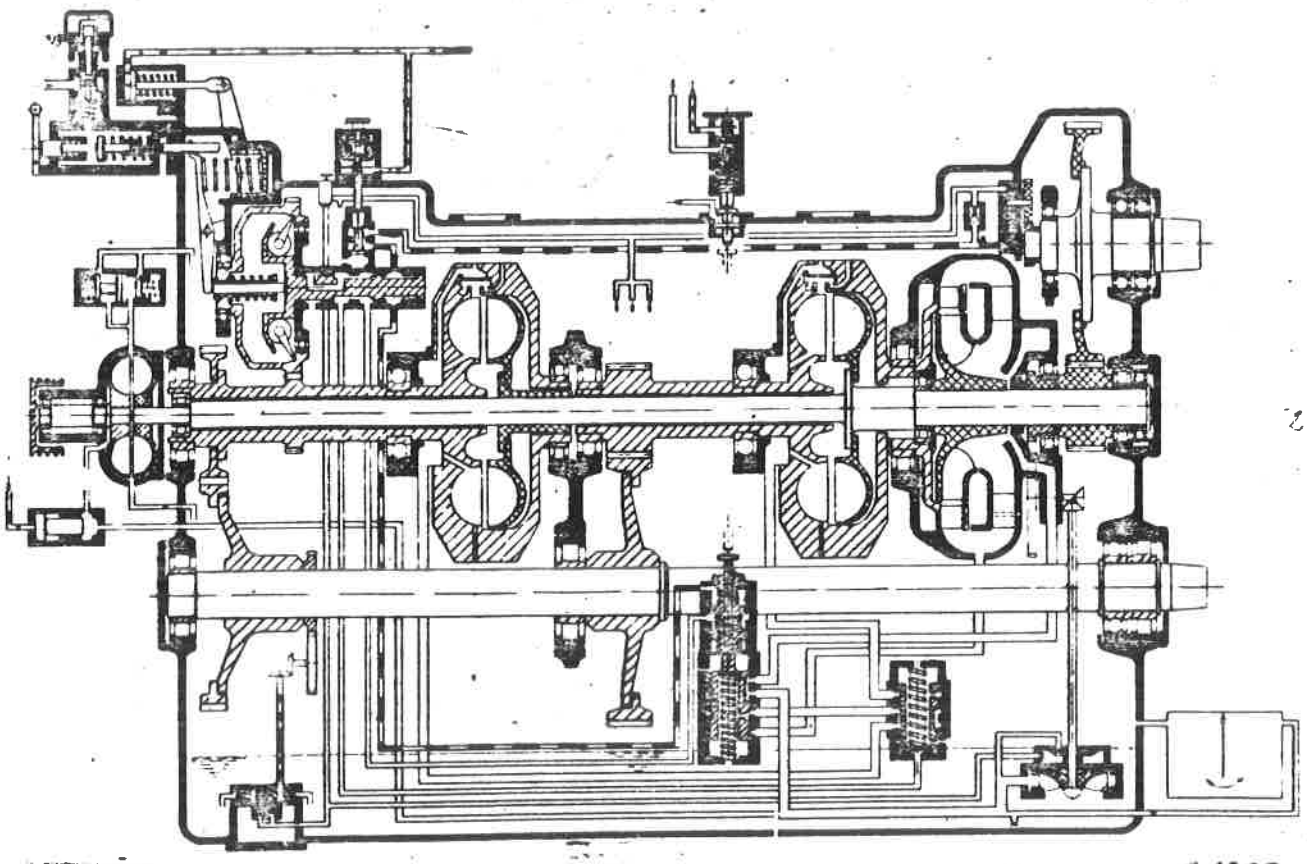


Fig. 214

C.1250
18e L

Turbo-transmission Voith type L 37zub

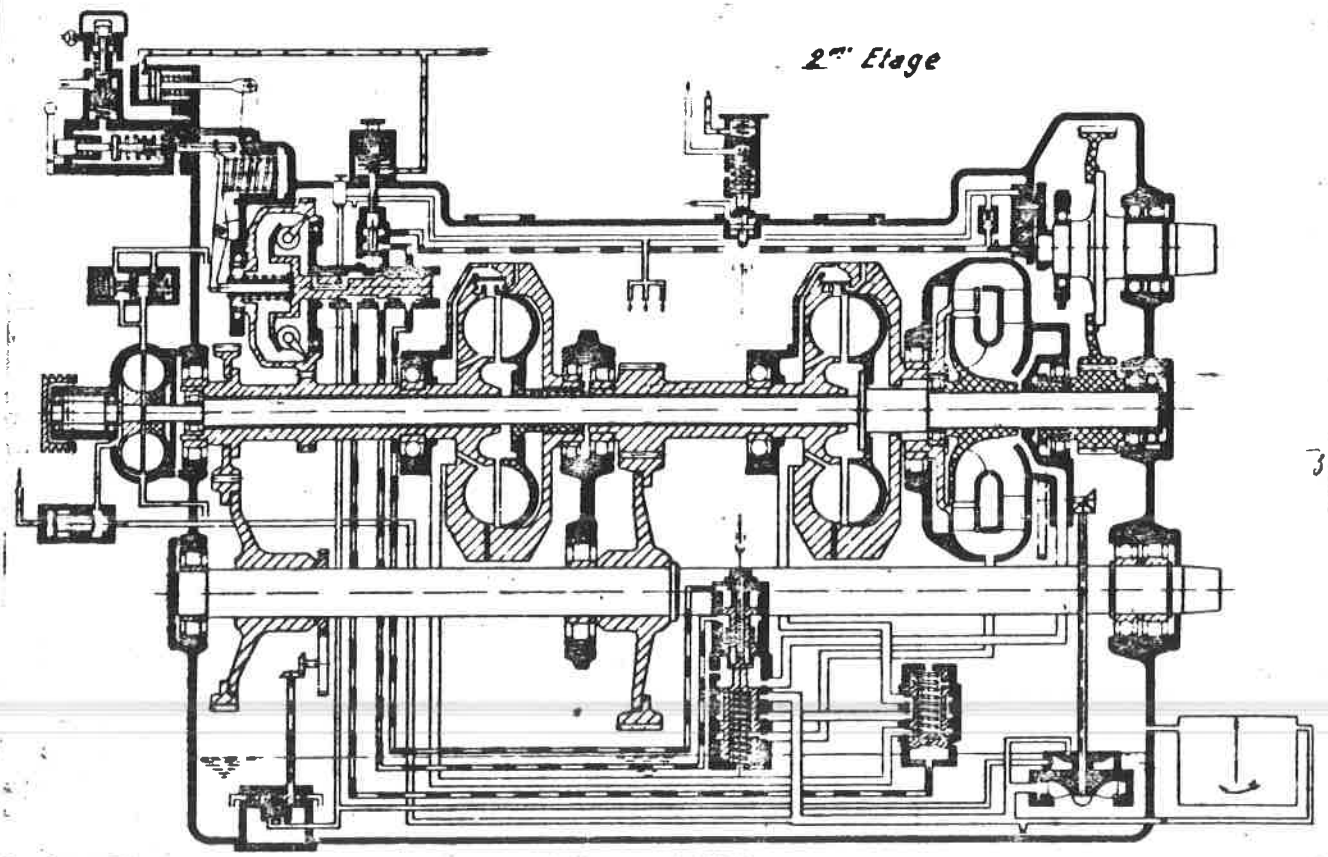


Fig. 215

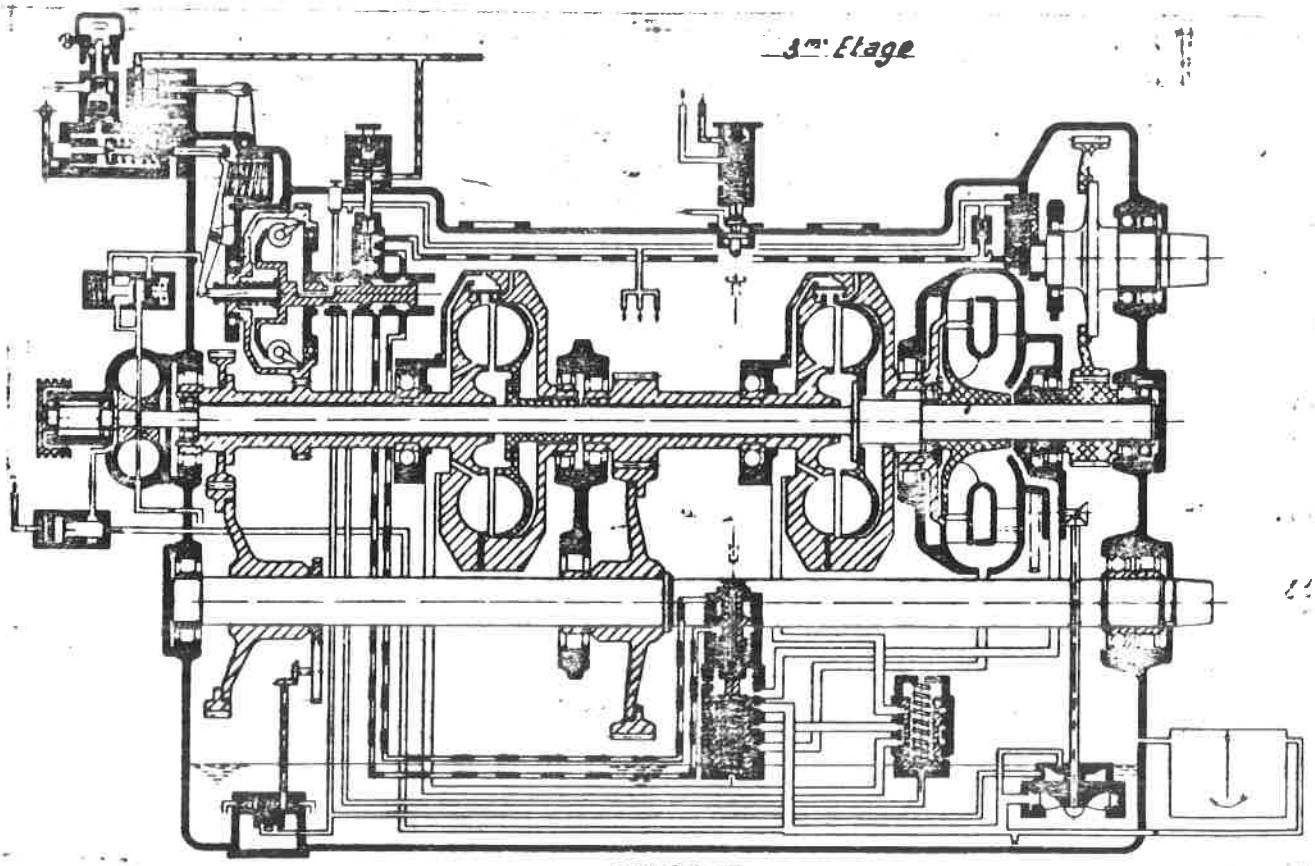


Fig. 216

C. 1260
18 me L

(Suite transformateurs de couple hydrauliques).

XI. La transmission Voith-Diwabus.

a) Description générale.

185. La transmission Voith-Diwabus est constituée en principe d'un transformateur de marche combiné avec une transmission directe. Elle n'existe que pour des puissances jusque 200 ch et est très répandue sur les autobus et les petites locomotives.

186. A la SNCB, cette transmission accouplée à un moteur diesel 2 temps 6 cylindres GM type 71 N (180 ch à 1800 t/m) est généralisée sur les autorails : série 44, 45 et 46 ainsi que sur certains autorails de dépannage ES et tracteurs V.

187. La caractéristique spécifique du Diwabus est son différentiel (fig. 217) dont le 1er engrenage planétaire P1 est entraîné par le moteur diesel, le 2e planétaire P2 entraîne l'arbre central de transmission directe "b", tandis que le carter est relié à la roue pompe P du transformateur de couple.

Ce dernier a un coefficient de multiplication du couple assez faible ($m = 2{,}3$ pour $\frac{n2}{n1} = 0$) et une très large zone d'utilisation ($C_t = 0$ pour $\frac{n2}{n1} = 2$) (voir fig. 219).

188. L'arbre central de transmission, auquel est reliée aussi la roue turbine T du transformateur par l'intermédiaire de la roue libre "f", entraîne l'arbre de sortie de la transmission en passant par un inverseur et une boîte de vitesses dont les engrenages ne peuvent être déplacés qu'à l'arrêt complet du véhicule. Ce n'est pas à proprement parler une boîte de vitesses mais plutôt une sorte de changeur de gammes permettant d'adopter la vitesse maximum de l'engin à l'effort de traction à développer (marche normale ou montagne).

b) Propriétés du différentiel (fig. 217).

189. Pour le différentiel, on a approximativement les rapports d'engrenages suivants:

$$\frac{S_1}{P_1} = \frac{1}{2} \quad \text{et} \quad \frac{S_2}{P_2} = 1 \qquad \text{(fig. 222)}$$

Soit les vitesses de rotation:

n : vitesse d'entraînement du 1er planétaire (vitesse de rotation du moteur diesel)

n1: vitesse de rotation du carter du différentiel (roue pompe du transformateur)

n2: vitesse de rotation du 2e planétaire (arbre central).

La 1ère loi du différentiel donne:

$$n_1 + n_2 = 2\,n$$

Cela est représenté graphiquement à la fig. 218.

Chaque vitesse du moteur choisie peut en effet être représentée par une ligne droite "n" qui relie le point 2n sur l'axe des ordonnées au point 2n sur l'axe des abscisses.

Pour le point D choisi sur la ligne n = 1550,

$n = 1550$ t/min
$n_1 = 2400$ t/min
$n_2 = 750$ t/min

190. Soit d'autre part:

C = couple moteur absorbé par P1
C_1 = couple absorbé par la roue pompe du transformateur
C_2 = couple transmis directement à l'arbre central (par P_2)
C_2t = le couple total absorbé et transmis par l'arbre central de la transmission
m = multiplication du couple dans le transformateur à l'instant considéré

La 2e loi du différentiel nous donne:

$$C_1 = C_2 = \frac{C}{2}$$

191. Le couple total C_2t transmis par l'arbre central "b" est donc: $C_2t = C_2 + mC_1$

ou

$$C_2t = \frac{C}{2}(1 + m)$$

c) Propriétés de la transmission.

192. La vitesse de rotation du moteur diesel GM t. 71 N, doit pour le débit d'injection maximum, être comprise entre 1200 et 1800 t/min en fonctionnement continu. Temporairement, cette vitesse peut être portée à 2150 t/min.

Pour simplifier le raisonnement, nous supposerons que le couple moteur reste constant dans toute la zone d'utilisation. Des lois données ci-dessous pour le différentiel, on peut déduire;

193. 1. Le couple C_1 absorbé par le transformateur de couple, étant la moitié du couple moteur, est aussi constant;

194. 2. Pour un coefficient de charge K constant, la vitesse d'entraînement nl de la roue pompe est constante, c.à.d. indépendante de la vitesse de rotation de l'arbre central. (En effet: $C_1 = \frac{C}{2} = K\, n_1^2\, D^5$)

195. 3. Comme dans l'expression $n_1 + n_2 = 2\,n$ la valeur de n_1 est à peu près constante et que la valeur de n2 augmente avec la vitesse de l'engin, la vitesse de rotation du moteur doit aussi croître avec la vitesse de l'engin;

196. 4. Le transformateur de couple doit être adapté au moteur c.à.d. que le couple absorbé par le transformateur ne peut pas dépasser la moitié du couple moteur maximum, à la vitesse minimum du moteur (1200 t/min);

197. 5. Avec le véhicule à l'arrêt ($n_2 = 0$), la vitesse de rotation de la pompe $n_1 = 2n$ et son couple absorbé C_1 doit être égale à $\frac{Cmax}{2}$, Cmax étant le couple maximum du moteur pour la vitesse de rotation minimum nmin.
Il s'ensuit donc:

$$Cmax = 2\,K\,(2nmin)^2 D^5$$

Comme nmin = 1200 t/min

$$Cmax = 2\,K\,(2400)^2 D^5$$

198. Cette expression permet de déduire le diamètre D du transformateur en connaissant le couple maximum que le moteur diesel, auquel est accouplée la transmission, peut développer.

199. Il s'ensuit également que pour une valeur constante de K, la pompe du transformateur doit être entraînée à vitesse constante, égale à la vitesse minimum autorisée du moteur pour le couple de charge donné.

200. La relation entre n_1 et n_2 est donnée sur la représentation graphique de $n_2 = f(n_1)$ (fig. 218) par la ligne horizontale AB. Elle montre que lorsque la vitesse du moteur croît progressivement de 1200 t/min à 2150 t/min, la vitesse de rotation de l'arbre de la transmission augmente progressivement de 0 à 1900 t/min.

201. Toutefois, la valeur de K n'est pas constante (K = 1200 pour $\frac{n2}{n1} = 0$; K = 1500 pour $0,8 < \frac{n2}{n1} < 1,5$ et K = 1700 pour $\frac{n2}{n1} = 2$). De même, la caractéristique du couple du moteur diesel a une forme incurvée. La courbe de n1 par rapport à n2 varie en réalité suivant la ligne AC et la vitesse n1 diminue dans une certaine mesure quand la vitesse n2 augmente.

202. Donc en réalité, le couple et la puissance absorbés par le transformateur diminuent aussi quand la vitesse de l'engin augmente.

Quand la vitesse du moteur atteint sa valeur maximum de 2150 t/min, il y correspond les vitesses ci-après:

roue pompe: n1 = 1800 t/m
arbre central: n2 = 2500 t/m

203. Le moteur diesel, à l'intervention de son régulateur, ne peut toutefois dépasser la vitesse de 2150 t/min (débit d'injection limité). Quand la vitesse de l'engin augmente encore, la caractéristique n2 = f (n1) suit la ligne de n = 2150 jusqu'à un certain point E, appelé point de transition. A ce moment, la pompe à huile entraînée par l'arbre de transmission (pression proportionnelle à la vitesse de rotation) remplit un servo-moteur hydraulique qui actionne un frein et bloque le carter du différentiel.

La vitesse de l'engin, pour laquelle le carter du différentiel est bloqué, peut être réglée en agissant sur une soupape de pression d'huile montée sur la pompe.

Après freinage du carter du différentiel, n1 tombe à zéro et n2 devient égal à 2n. La vitesse de rotation du moteur tombe à $\frac{n'2}{2}$ ($\pm$ 1250 à 1350 t/min), n'2 étant la vitesse de rotation de l'arbre de transmission à l'instant de l'élimination du transformateur de couple.

Il est clair qu'à partir de là, les engrenages du différentiel remplissent la fonction d'une boîte d'engrenages multiplicateurs de vitesse.

204. La vitesse de l'engin pour laquelle on passe en prise directe doit toujours être choisie de telle façon, qu'au moment de la transition, la vitesse du moteur diesel ne descende pas en dessous de la vitesse minimum autorisée.

Si la transition se fait au point C, cela correspond au rapport $\frac{n'2}{n1} = \frac{2500}{1800} = 1,37$ ce qui correspond à un rendement de 75 % du transformateur de couple.

205. La courbe de l'effort de traction de l'engin dépend aussi du rapport des engrenages situés entre l'arbre de transmission et l'arbre de sortie ainsi que du rapport de transmission des organes situés après (inverseur, différentiel, ponts d'essieux).

206. Les engrenages de sortie sont montés comme une couronne avec denture intérieure et engrenages tournant à l'intérieur et qui sont engagés par blocage de la couronne au moyen d'un frein. Dans les autorails série 46, l'action du frein a lieu au moyen d'un servo-moteur pneumatique; dans les autorails série 44 et 45, au moyen d'un servo-moteur hydraulique alimenté par un distributeur avec soupapes électromagnétiques.

d) Pompes à huile.

207. Dans la transmission Diwabus sont montées 3 pompes à huile:

lère pompe: entraînée par l'arbre primaire - pression proportionnelle à n1.
but: - alimentation du transformateur de couple
- blocage du carter du différentiel et des engrenages de sortie;
- graissage des roulements et des engrenages de la transmission.

2e pompe: entraînée par l'arbre central.
but: déplacer le tiroir qui coupe ou autorise l'arrivée d'huile au servo-moteur de blocage du carter du différentiel.
Pression proportionnelle à n2.
Une vis de réglage permet de régler cette pression.

3e pompe: entraînée par l'arbre de sortie.
but: graissage des organes de la transmission lorsque l'engin est remorqué avec moteur hors service.

210. L'huile de la transmission circule en permanence du transformateur vers le carter en passant par un filtre et un réfrigérant.

211. Remarques.

1. Les caractéristiques d'une transmission "Diwabus" sont reprises, aux fig. 219, 220, 221 et 222;
2. Comme on l'a déjà indiqué, l'établissement de la traction se fait en agissant sur le frein à bande de la série d'engrenages choisie dans la boîte de vitesse ou inverseur de sens de marche, qui relie l'arbre central de la transmission à l'arbre de sortie.
La mise en service ou l'élimination de ces engrenages ne peut se faire qu'à l'arrêt complet de l'engin. Aussi est-il souhaitable de ne pas couper la traction pendant les arrêts de courte durée (± 10 min).
La puissance absorbée à ce moment par le transformateur de couple est telle que cela ne peut entraîner de surchauffe de la transmission.
En effet: les conditions de marche sont les suivantes:

n2 = 0 (engin à l'arrêt)
n = 600 t/min (vitesse de ralenti du moteur)

Lorsque le moteur diesel, développe une vitesse de rotation de 1200 t/min, la roue pompe tourne à 2400 t/min et elle absorbe, avec véhicule à l'arrêt, un couple de 62 kgm (couple moteur maximum à 1200 t/min) et une puissance de 104 ch (fig. 220).

Véhicule à l'arrêt et moteur au ralenti (600 t/m), la roue pompe du transformateur tourne à 1200 t/min et elle absorbe un couple et une puissance égales à:

$$c1 = 62 \times \left(\frac{1200}{2400}\right)^2 = 15{,}5 \text{ kgm}$$

$$P1 = 104 \times \left(\frac{1200}{2400}\right)^2 = 13 \text{ ch}$$

XII. Transmissions hydrauliques composées de plusieurs transformateurs à caractéristiques différentes.

213. Comme on l'a déjà indiqué à plusieurs reprises, les transmissions hydrauliques composées d'un transformateur de couple et de un ou plusieurs coupleurs ou d'un système de prise directe, présentent le grand inconvénient que la vitesse du moteur diesel diminue sensiblement lors de la transition.
(dépassement de la limite de fumée du moteur diesel).

Ces surcharges, qui se produisent régulièrement, peuvent conduire à une mise hors service prématurée.

214. Pour pallier cet inconvénient, certains constructeurs donnent la préférence à des transmissions composées de plusieurs transformateurs de couple.

Parfois les transformateurs ont des caractéristiques constructives différentes (fig. 223), parfois ils sont identiques mais reliés à l'arbre de sortie par des rapports d'engrenages différents (fig. 224).

On voit à la fig. 223 que de telles transmissions offrent l'avantage de ne jamais réduire la vitesse du moteur diesel.

215. Certaines transmissions (par ex. autorails rapides) possèdent 4 transformateurs de couple, à savoir 2 transformateurs de démarrage identiques travaillant en parallèle suivis de 2 transformateurs de marche identiques, en service l'un après l'autre et avec des rapports d'engrenages différents.

216. La fig. 225 représente schématiquement la transmission hydraulique "Voith L 216 rs" composée d'un transformateur de démarrage, d'un transformateur de marche et d'un coupleur ainsi que d'une boîte de vitesses à 2 gammes. Cette transmission (puissance 1260 ch) équipe les locomotives de ligne série 64 et 65.

Les courbes de traction correspondantes de la locomotive série 64 sont représentées à la fig. 226.

XIII. La transmission hydraulique composée d'une boîte de vitesses mécanique combinée à un transformateur de couple hydraulique.

217. Pendant l'accroissement de la vitesse d'un engin équipé d'une boîte de vitesses mécanique, la puissance du moteur ne peut être utilisée que partiellement (fig. 227). A chaque changement de série d'engrenages, la vitesse du moteur diminue et la courbe de l'effort de traction a une forme en escalier. La puissance utilisée du moteur diesel augmente en même temps que le nombre d'étages de vitesse.

218. Si l'on veut optimaliser l'utilisation de la puissance du moteur, on peut soit équiper la boîte de vitesses d'un grand nombre d'étages, ce qui entraîne une construction compliquée et coûteuse, ou bien on peut ajouter à la boîte de vitesse un transformateur de couple. La courbe de l'effort de traction a l'allure représentée à la fig. 227 et se rapproche de l'hyperbole à puissance constante.

La fig. 228 représente schématiquement la boîte MEKYDRO appliquée sur beaucoup d'autorails rapides à l'étranger.

Diwabus - Voith

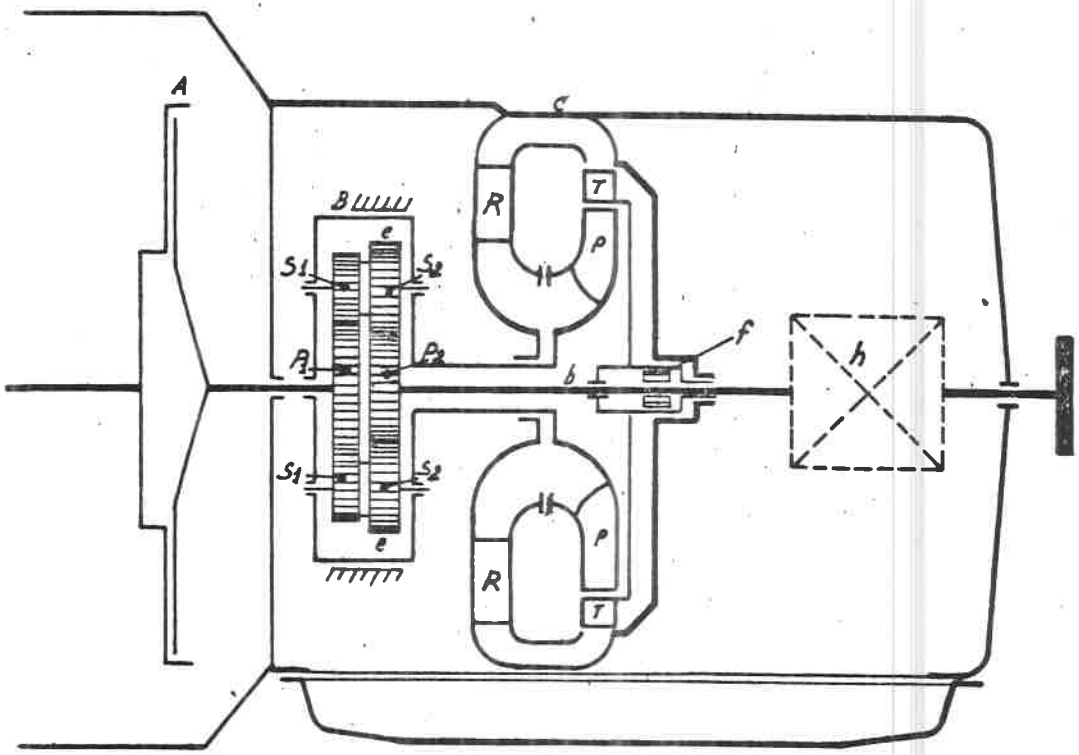


Fig. 217

S1 et S2 : pignons satelites
P1 et P2 : pignons planétaires
f : roue libre
h : gammes de vitesse ou inverseur sens de marche (embrayé par bandes de serrage ou disques d'accouplement)
B : bande de serrage pour caler [illegible] du différentiel.

c. 1260
19.07.7

Représentation graphique de $\frac{n2}{n1}$ quand n1+n2=2n

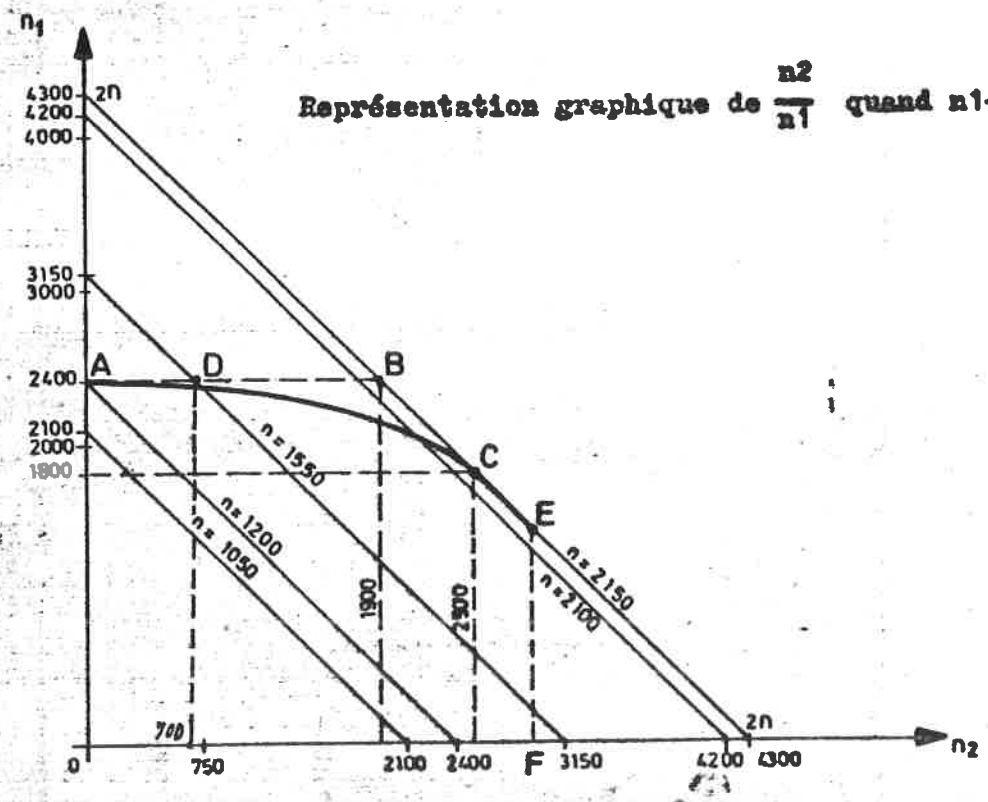


Fig.218

Transformateur de couplage Voith "Diwabus"

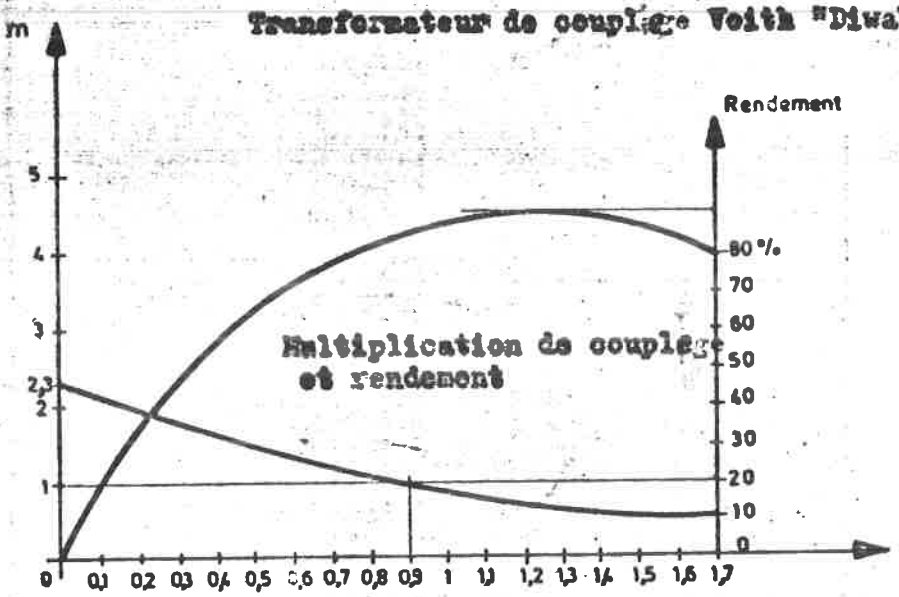


Fig.219

Puissance absorbée par transmission

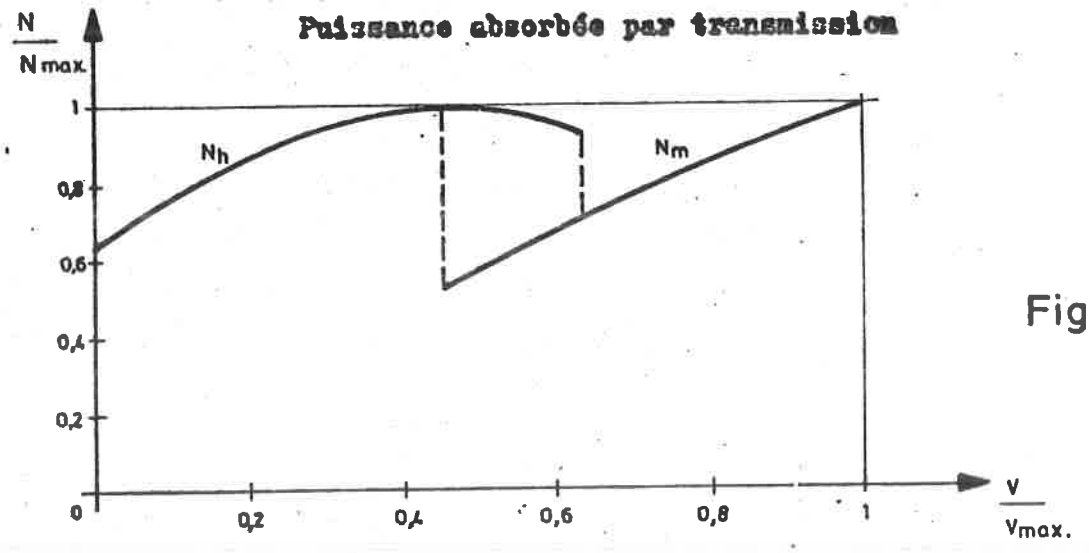
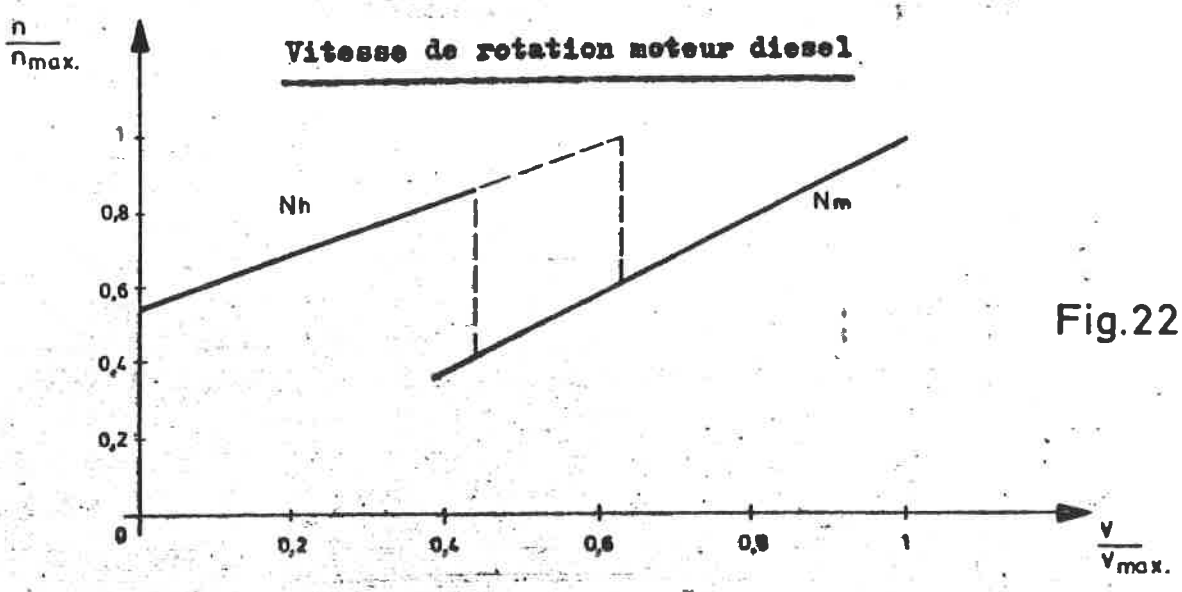


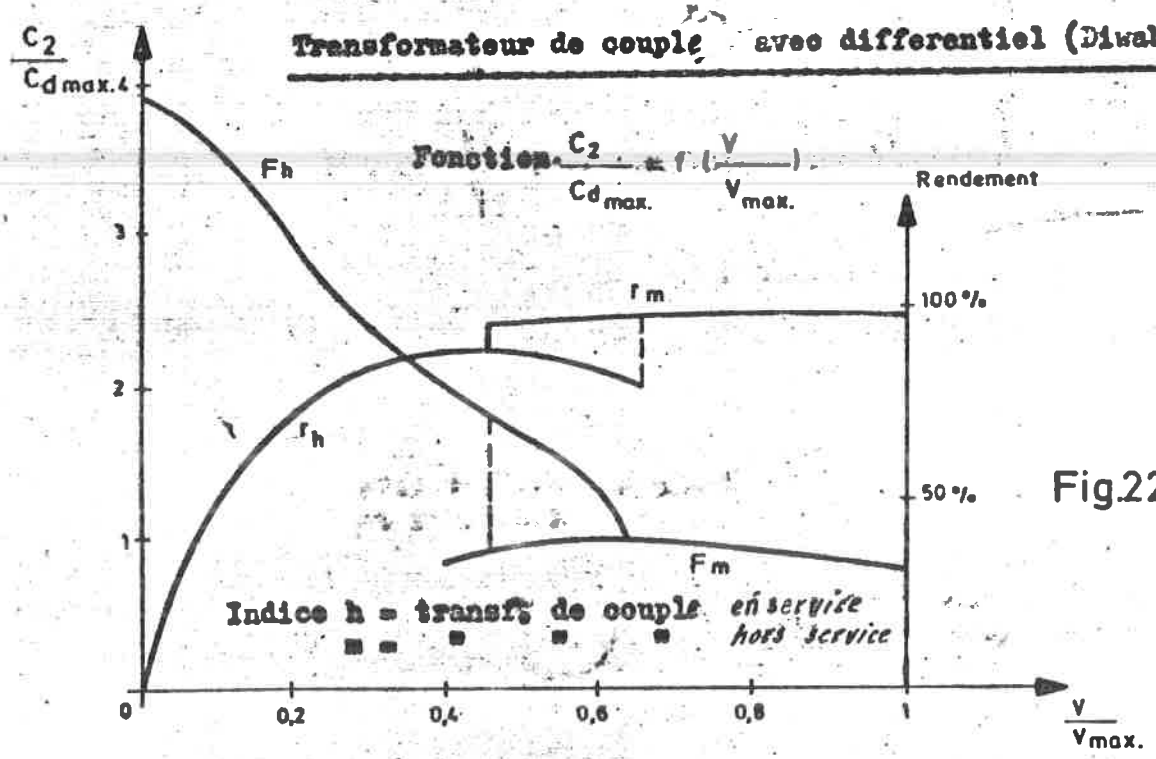
Fig.220

C 1260
19e L



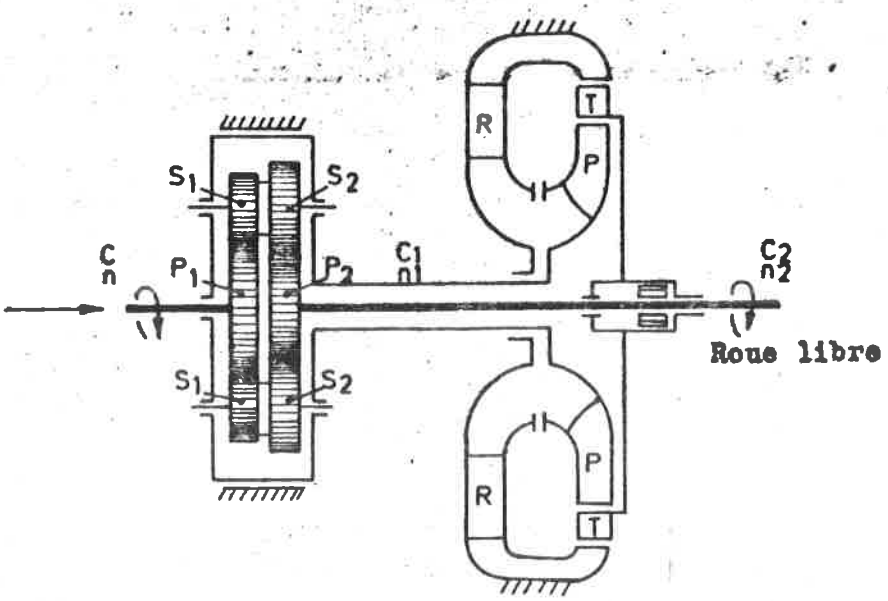
Vitesse de rotation moteur diesel

Fig.221



Transformateur de couple avec differentiel (Diwabus)

Fig.222



C 1260
19e L

COMBINAISON DE 3 TRANSFORMATEURS

(1) Transformateur de démarrage
(2) 1er transformateur de marche
(3) 2ème " " "

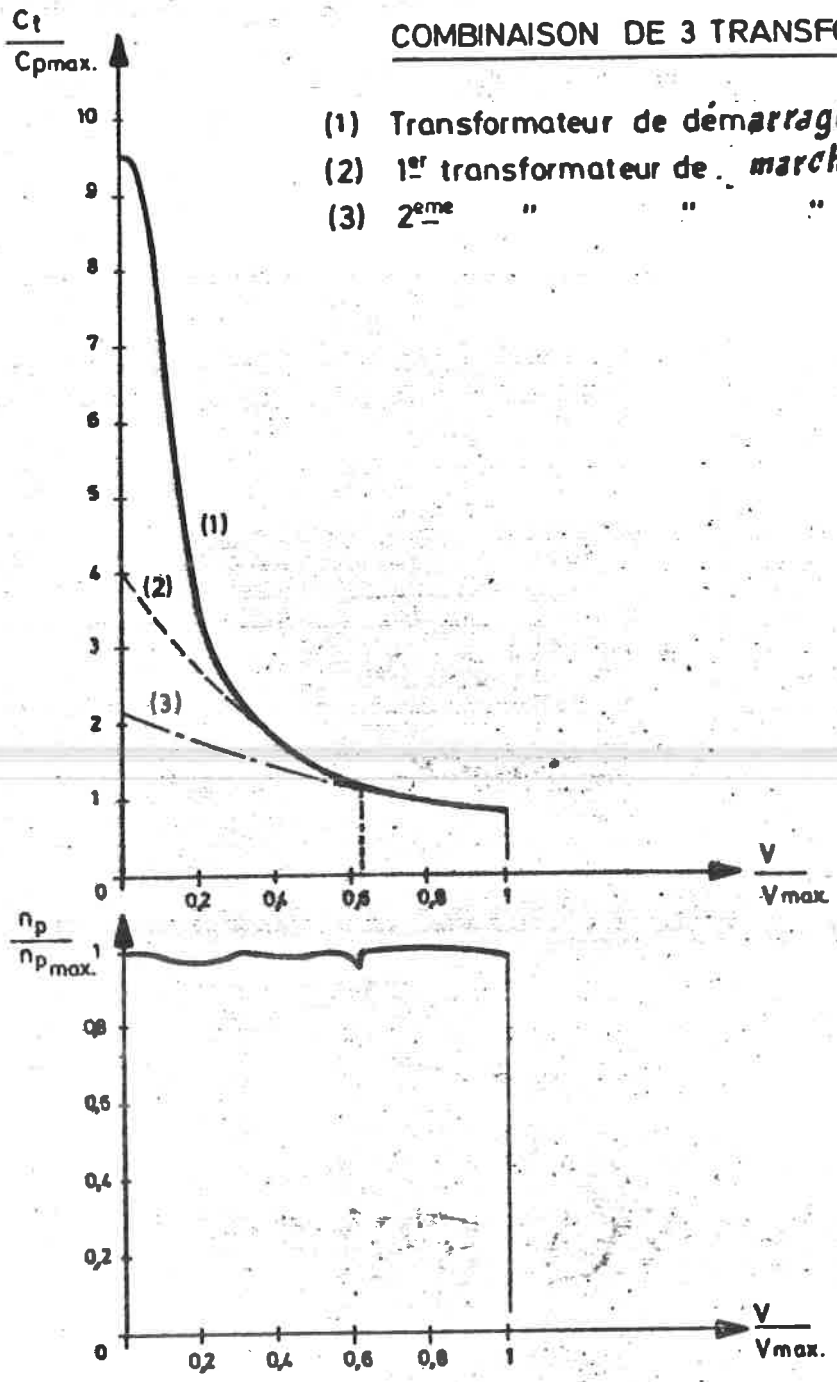
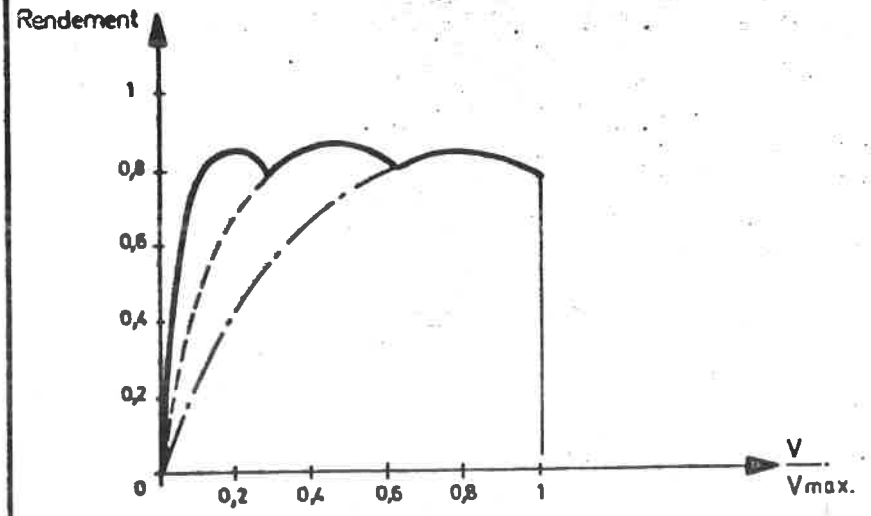
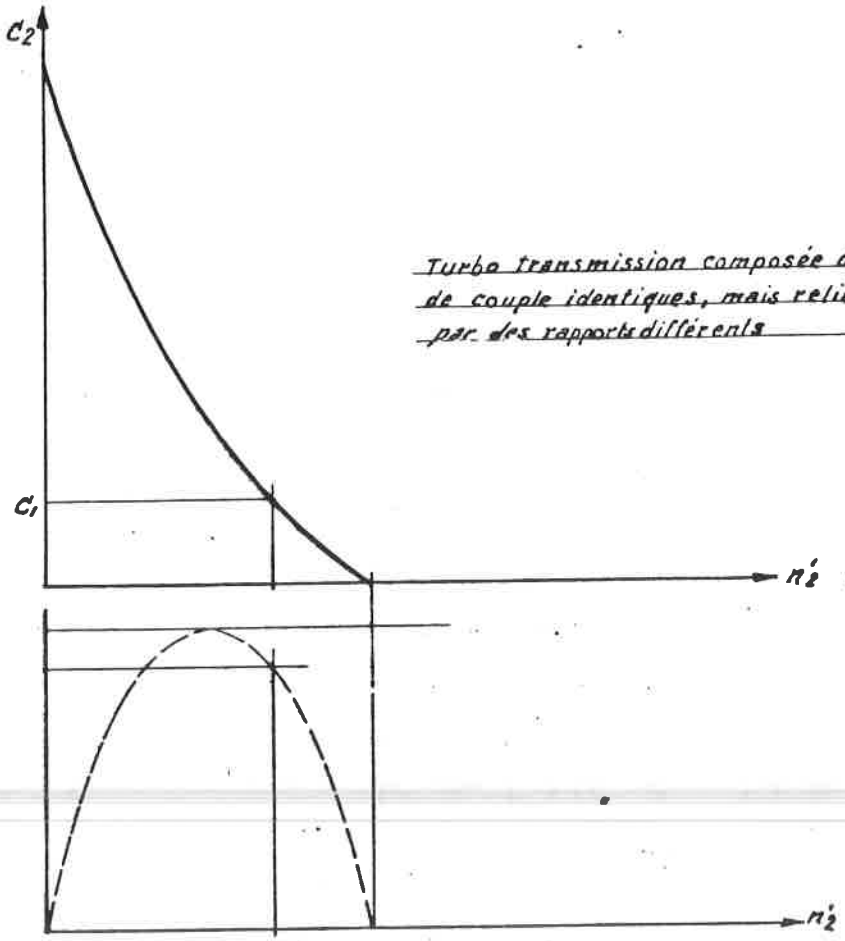


Fig.223





Turbo transmission composée de 3 transformateurs de couple identiques, mais reliés à l'arbre de sortie par des rapports différents

Caractéristique de chaque transformateur de couple

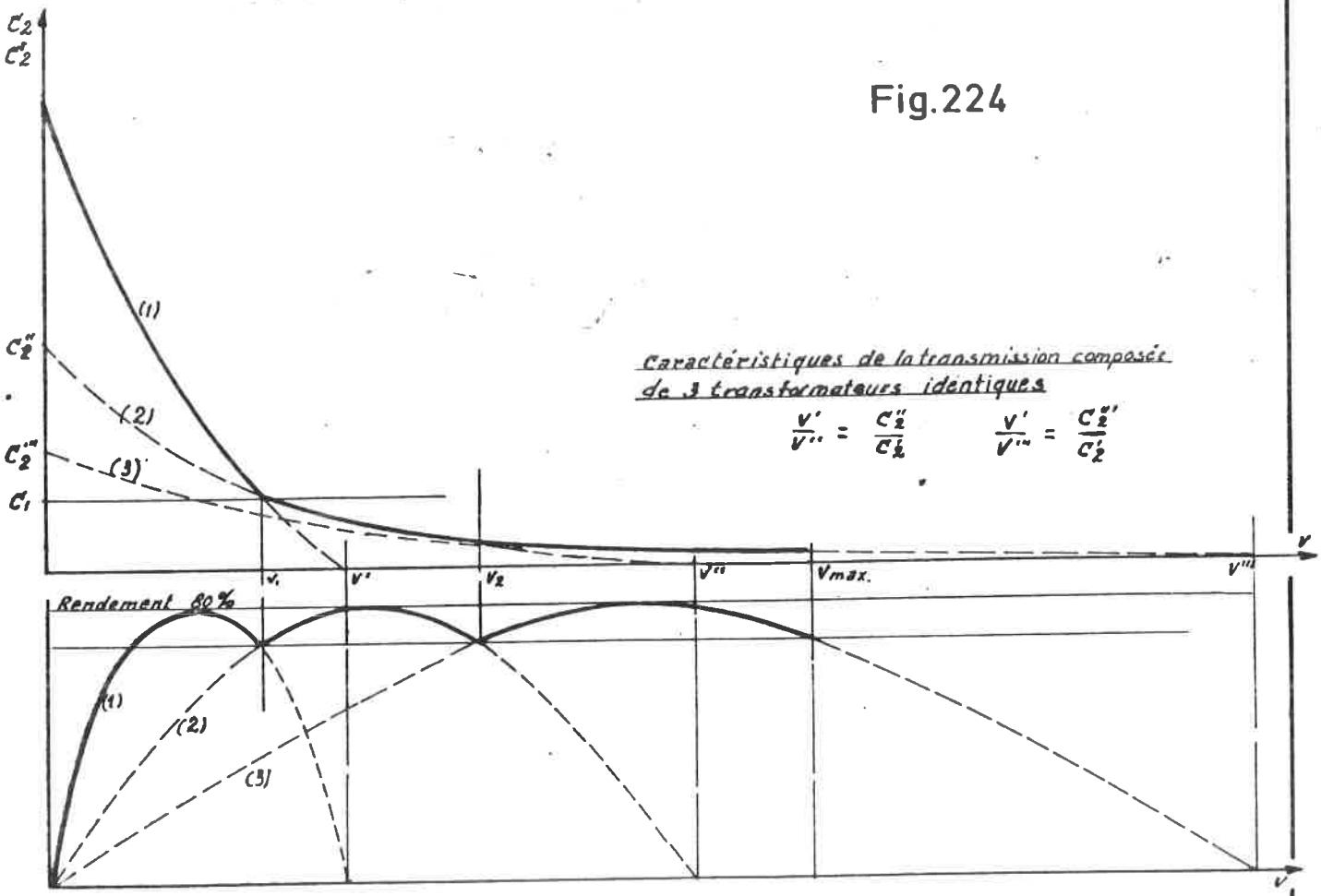


Fig.224

Caractéristiques de la transmission composée de 3 transformateurs identiques

$$\frac{v'}{v''} = \frac{C''_2}{C'_2} \qquad \frac{v'}{v'''} = \frac{C''_2}{C'_2}$$

Voith type 216 (HLDh série 64-65)

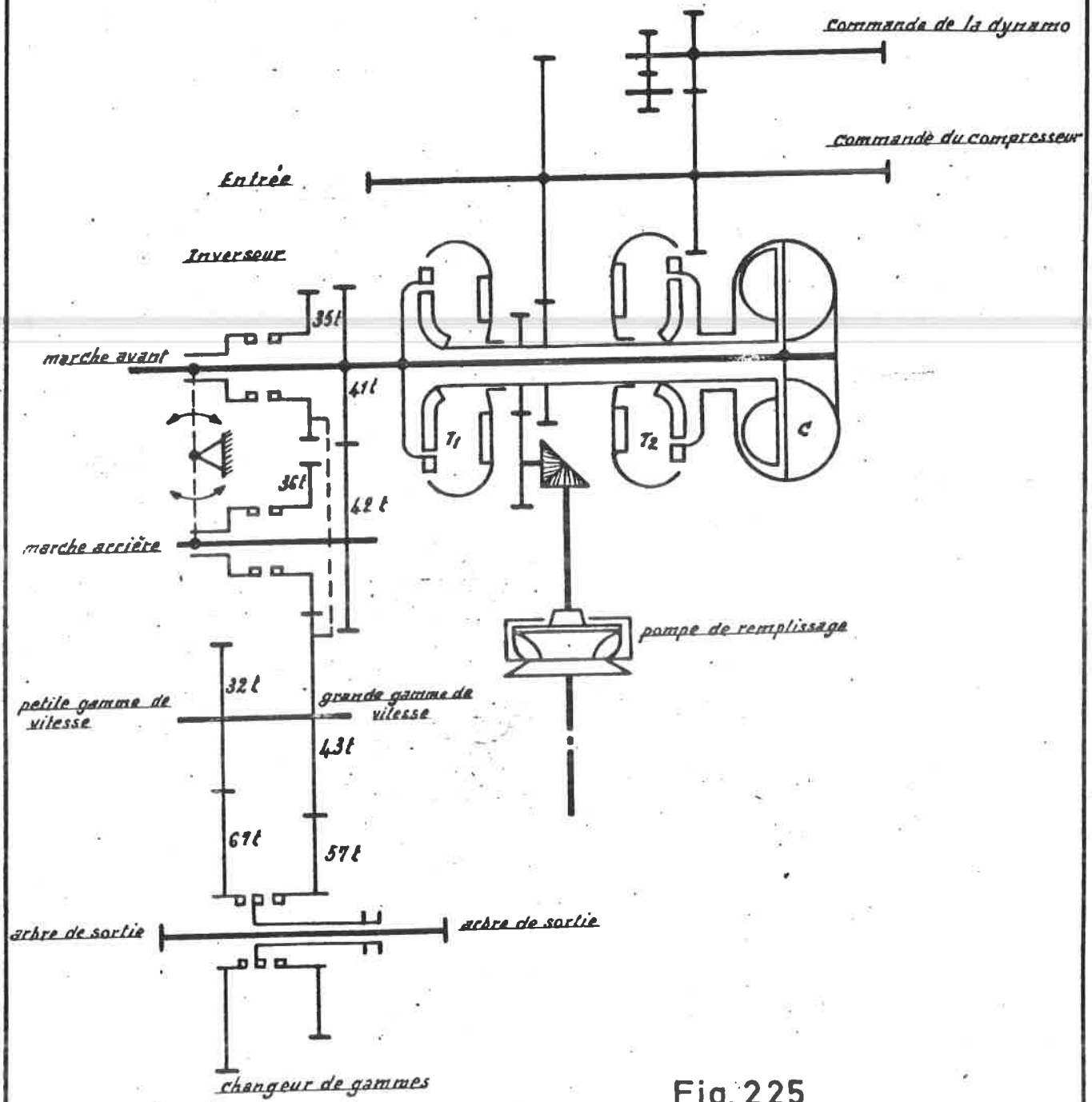
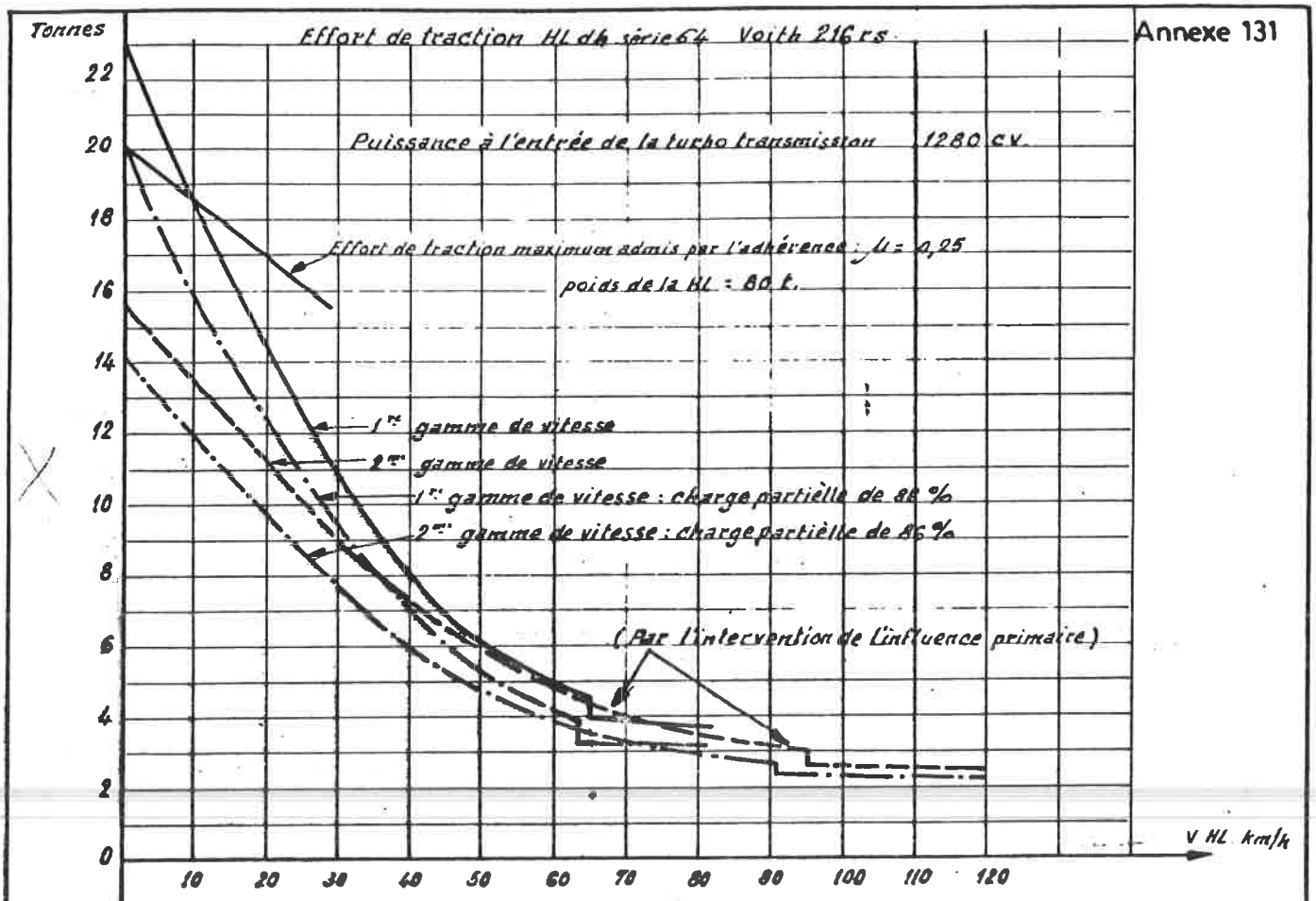


Fig. 225

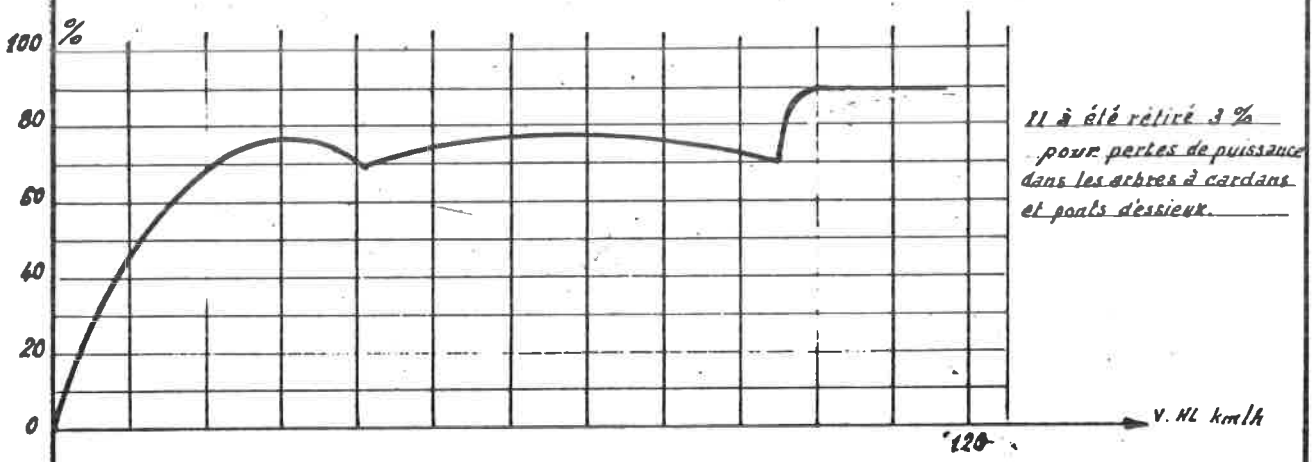
C. 1260
19 L

Annexe 131



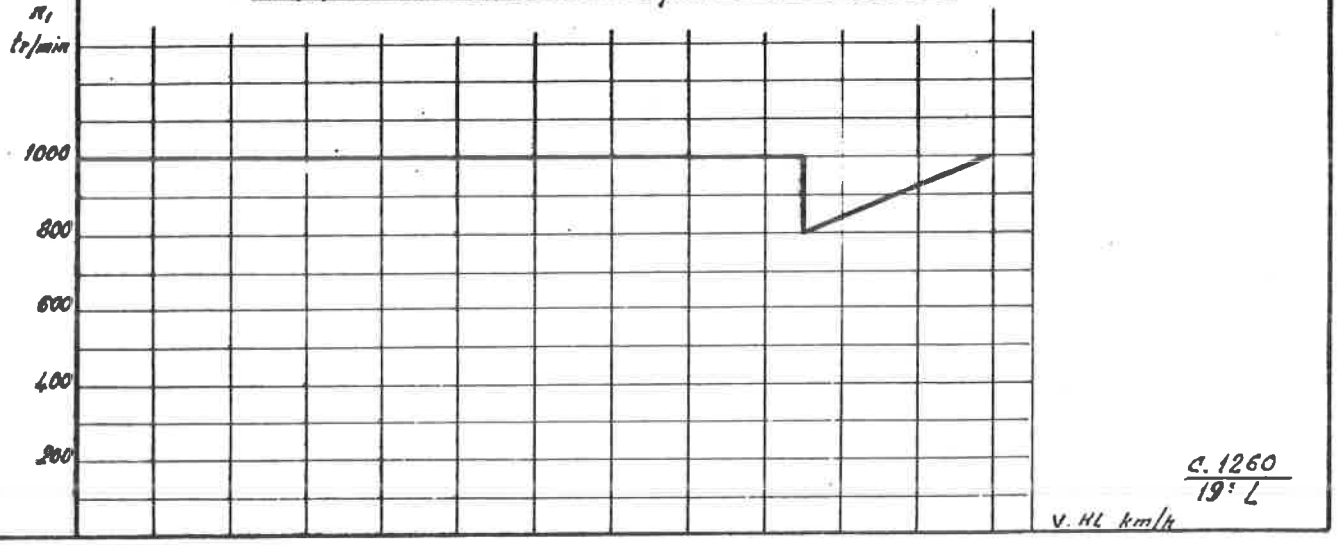
Courbe de rendement pour charge maximum et 1re gamme de vitesse

Fig.226

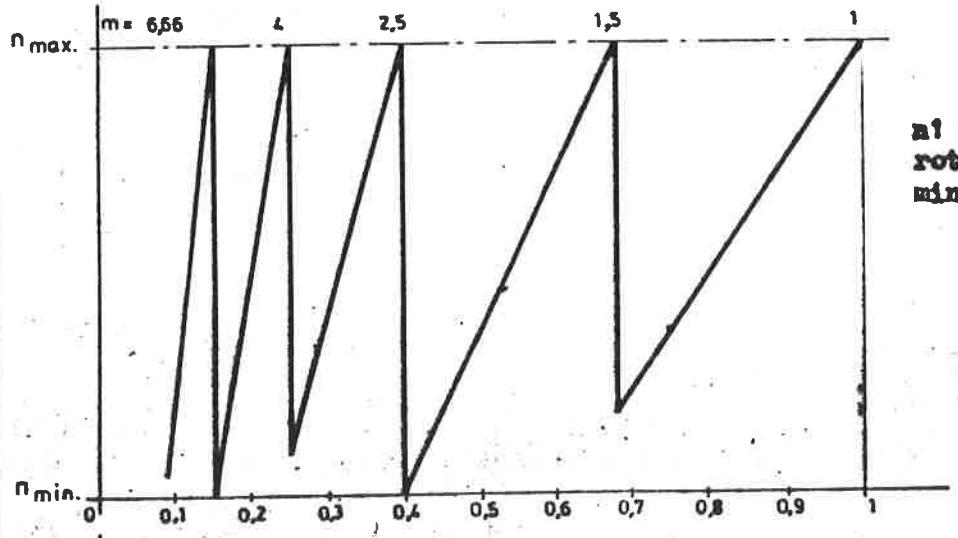


Il a été retiré 3 % pour pertes de puissance dans les arbres à cardans et ponts d'essieux.

Vitesse de rotation du moteur pour la locomotive série 64



C. 1260
19e L



n1 et n2 : vitesse de rotation maximale et minimale du moteur diesel

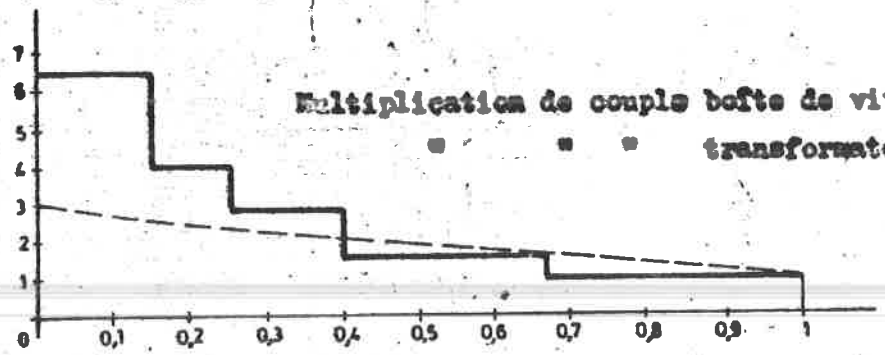
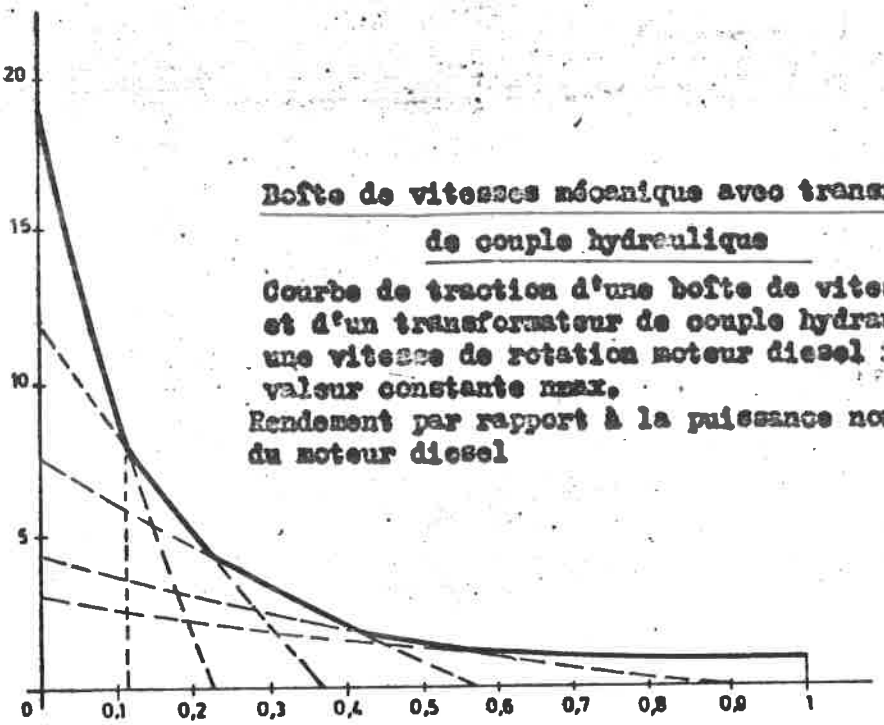
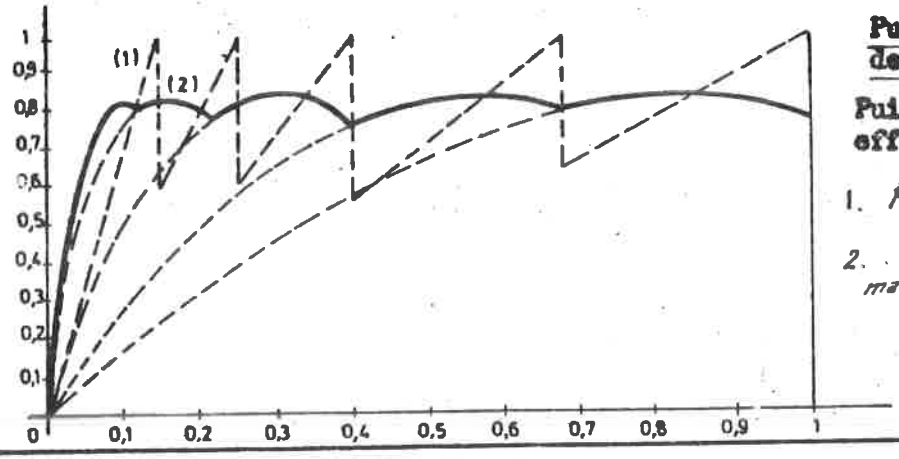


Fig. 227



Boîte de vitesses mécanique avec transformateur de couple hydraulique

Courbe de traction d'une boîte de vitesses mécan. et d'un transformateur de couple hydraulique (pour une vitesse de rotation moteur diesel n égale à la valeur constante nmax.
Rendement par rapport à la puissance nominale et effective du moteur diesel



Puissance à la sortie de la transmission

Puissance nominale effective du mot. diesel

1. *Pour transmission mécanique*
2. *" " avec transformateur de couple hydraulique*

C 1260

19e L

Transmission Mekydro

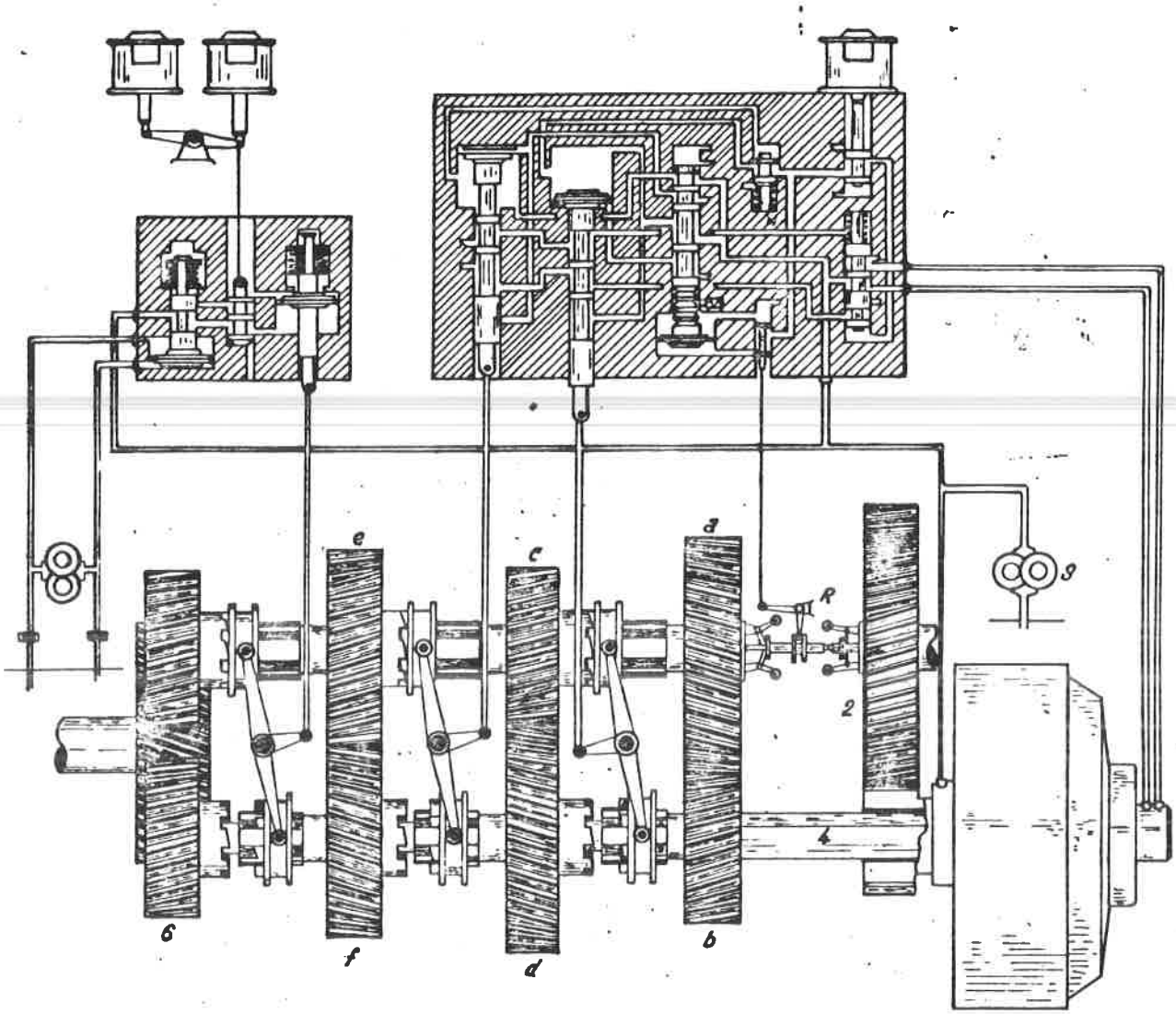


Fig.228

h. Signification des courbes caractéristiques d'une transmission hydraulique.

219. Il est important de pouvoir analyser les courbes caractéristiques données par les constructeurs pour leurs transformateurs de couple hydrauliques. A titre d'exemple, nous examinerons successivement :

a) Les caractéristiques d'un transformateur de couple à 3 étages Twin-Disc de la série 11.500.

b) Les caractéristiques d'un transformateur de couple à un étage Voith type L 37 Z (locomotives de manoeuvres séries 80 - 84.)

a) Les caractéristiques des transformateurs de couple à 3 étages Twin-Disc de la série 11.500.

Elles sont représentées aux figures 229 et 230.

220. 1) Les caractéristiques représentées à la fig. 229.

La figure 229 représente pour la transmission "Twin-Disc - série 11.500" :

- Le couple primaire "Cp" absorbé en fonction de sa vitesse d'entraînement "n1"
- La vitesse de rotation de l'arbre de sortie "n2" en fonction de son couple primaire "Cp" pour une vitesse d'entraînement donnée "n1".
- La zone normale d'utilisation pour une vitesse primaire donnée "n1".

Le couple primaire est représenté sur la figure en pieds-livre (lb-ft) (échelle : 1 mm = 10 lb-ft) et en kgm (échelle : 1 mm = 1,38 kgm).

Ces deux unités sont liées par le rapport suivant :

$$1 \text{ lb-ft} = 0{,}138 \text{ kgm}$$

Les lignes plus ou moins plates déterminent pour plusieurs vitesses d'entraînement, le couple primaire absorbé par le transformateur en fonction de la vitesse de rotation "n2" de l'arbre de sortie.

Prenons, par exemple, la ligne correspondant à la vitesse d'entraînement de 1600 tr/min. Le point C indique que pour n1 = 1600 tr/min., le transformateur absorbe un couple de $\pm$ 870 lb-ft soit environ 120 kgm lorsque n2 = 800 tr/min. ,c'est-à-dire pour $\frac{n2}{n1} = \frac{800}{1600} = 0{,}5$.

De même pour n1 = 1600 tr/min. et n2 = 1350 tr/min., c'est-à-dire pour $\frac{n2}{n1}$ = 0,84, le couple primaire absorbé est 800 lb-ft ou 110,8 kgm (point B).

Les courbes raides EA et DB déterminent les rapports de vitesses $\frac{n2}{n1}$ pour lesquels le rendement du transformateur est égal à 0,7.

Cela signifie que, aussi bien à gauche de la courbe EA qu'à droite de la courbe DB , le rendement est inférieur à 0,7. Pour une vitesse primaire de 1600 tr/min., la zone d'utilisation du transformateur est limitée à la ligne AB entre les points A et B.

La zone d'utilisation du transformateur s'élargit au fur et à mesure que sa vitesse primaire "n1" augmente.

1re application.

221. Un moteur diesel dont la vitesse de rotation vaut 1500 tr/min. entraîne un transformateur de couple Twin Disc de la série 11.500.

Déterminer la puissance que le moteur doit pouvoir développer, ainsi que la zone normale d'utilisation du transformateur de couple.

Réponse.

Lorsque n1 = 1500 tr/min,

Le couple primaire, pour un rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$ = 0 prend une valeur de 1280 lb-ft soit 177 kgm.

La puissance du moteur vaut donc :

$$\frac{Cn}{716} = \frac{177 \times 1500}{716} = 370 \text{ cv}$$

La zone normale d'utilisation du transformateur est limitée par les valeurs suivantes de $\frac{n2}{n1}$

$$\frac{360}{1500} \leqslant \frac{n2}{n1} \leqslant \frac{1270}{1500}$$

soit $0,14 \leqslant \frac{n2}{n1} \leqslant 0,847$.

2e application.

222. Un moteur diesel d'une puissance nominale de 127 ch et dont la vitesse de rotation nominale vaut 1270 tr/min. entraîne un transformateur de couple "Twin-Disc" de la sé-

rie 11.500. Quels sont les éléments à prendre en considération pour mettre le véhicule en mouvement ?

Réponse.

Le couple moteur maximal que le moteur peut développer vaut :

$$C = \frac{N \times 716}{n} \text{ kgm} = \frac{127 \times 716}{1270} = 71{,}6 \text{ kgm soit}$$

$$\frac{71{,}6}{0{,}138} = 519 \text{ lb-ft}$$

Il est représenté à la fig. 227 par la ligne FGHI(le couple moteur d'un moteur diesel est pratiquement indépendant de sa vitesse).

Il ressort de la figure que, pendant le démarrage de l'engin, la vitesse du moteur doit rester limitée à 950 tr/min. afin d'éviter la surcharge du moteur (point F).

Lorsque l'arbre desortie atteint une vitesse de rotation de 140 tr/min. (point F1), la vitesse du moteur peut être portée à 1000 tr/min. Pour une vitesse de rotation de l'arbre de sortie de 300 tr/min. (point F2), la vitesse du moteur peut passer à 1100 tr/min. Pour n2 = 500 tr/min (point F3), la vitesse du moteur peut être portée à 1200 tr/min. et pour n2 = 1080 tr/min. (point H), elle peut atteindre à 1270 TR/min. (La puissance du moteur en ce point atteint 127 cv).

La zone d'utilisation du transformateur de couple se limite aux points G et H, c'est-à-dire entre les vitesses du moteur de 1070 (point G) et 1270 tr/min.(point H).

$$\text{En G} : \frac{n2}{n1} = \frac{250}{1070} = 0{,}233$$

$$\text{En H} : \frac{n2}{n1} = \frac{1070}{1270} = 0{,}845$$

Remarque : De la figure 229, il peut être déduit que, lors du démarrage du véhicule, la vitesse du moteur augmente progressivement de 950 à 1270 tr/min.

Le moteur étant équipé d'un régulateur de débit maintient son couple constant et égal à 71,6 kgm.

2) Les caractéristiques représentées à la fig. 230.

223. La figure 230 représente :

- Le couple secondaire (Ct) en fonction de la vitesse secondaire n2 et cela pour les vitesses primaires successives n1 de 600,700, 800, ... 2200 Tr/min.

- Par les courbes (3) et (4) : Le couple secondaire (Ct) et la puissance secondaire N2 lorsque la vitesse du moteur augmente progressivement de 950 tr/min. à 1270 tr/min. (ou lorsque le couple moteur reste constant et égal à 71,6 kgm comme démontré à la 2e application.

3e application.

224. Le transformateur de couple est entraîné à 1500 tr/min par un moteur diesel.

Déterminer le couple secondaire Ct et la puissance N2 pour les rapports de vitesses successifs $\frac{n2}{n1}$ = 0,- - 0,1 - 0,2 - .... jusque 1.

Quelle doit être la puissance du moteur diesel ?

Réponse.

n1 = 1500 tr/min.

$\frac{n2}{n1}$ =	n2 =	Ct (à déduire de la fig.228)		Cp (à déduire de la fig.227)		N1 = $\frac{Cp.n1}{716}$ cv	N2 = $\frac{Ct.n2}{716}$ cv	Rendement $\frac{N2}{N1}$
		en lb-ft	en kgm	en lb-ft	en kgm			
0	0	5520	762	1280	177	$\frac{177 \times 1500}{716} = 370$	$\frac{762 \times 0}{716} = 0$	0
0,2	300	3580	466	1080	149	$\frac{149 \times 1500}{716} = 312$	$\frac{466 \times 300}{716} = 198$	$\frac{198}{312} = 0,63$
0,4	600	1650	228	825	114	$\frac{114 \times 1500}{716} = 238$	$\frac{228 \times 600}{716} = 191$	$\frac{191}{238} = 0,80$
0,6	900	1000	138	740	102	$\frac{102 \times 1500}{716} = 213$	$\frac{138 \times 900}{716} = 173$	$\frac{173}{213} = 0,81$
0,8	1200	660	91	710	97	$\frac{97 \times 1500}{716} = 202$	$\frac{91 \times 1200}{716} = 153$	$\frac{153}{202} = 0,76$
1,0	1500	340	47	700	96	$\frac{96 \times 1500}{716} = 200$	$\frac{47 \times 1500}{716} = 98$	$\frac{98}{200} = 0,49$

La zone normale d'utilisation se trouve entre les points A et B qui sont les points de rencontre des courbes correspondant à un rendement de 70 % et de la courbe correspondant à 1500 tr/min.

En A, n2 = 360 et $\frac{n2}{n1} = \frac{360}{1500} = 0,24$

En B, n2 = 1270 et $\frac{n2}{n1} = \frac{1270}{1500} = 0,845$

La puissance secondaire, à vitesse primaire constante n1 = 1500 tr/min., est représentée en fonction de la vitesse secondaire n2 par la courbe (1).

La courbe de rendement, pour n1 = 1500 tr/min., est représentée par la courbe (2).

On a besoin d'un moteur d'une puissance de 370 ch.

L'évolution de la puissance développée par le moteur n'est pas représentée dans le diagramme.

4e application.

225. Le transformateur de couple est entraîné par un moteur diesel d'une puissance nominale de 127 cv dont la vitesse de rotation nominale vaut 1270 tr/min.

Déterminez la courbe du couple secondaire C't et de la puissance secondaire N'2 en supposant que la vitesse du moteur passe de 950 à 1270 tr/min.

Le couple primaire (Cp) est supposé constant et égal à 71,6 kgm.

Réponse.

On peut calculer les valeurs du couple et de la puissance secondaires comme ci-dessus, au moyen des figures 229 et 230 pour chaque rapport de vitesses $\frac{n2}{n1}$. Elles sont représentées graphiquement aux courbes (3) et (4). (Pour le calcul : voir annexe 124 bis).

La zone normale d'utilisation se trouve entre les points C et D.

En C : n2 = 250 tr/min et $\frac{n2}{n1} = \frac{250}{1070} = 0,233$

En D : n2 = 1070 tr/min et $\frac{n2}{n1} = \frac{1070}{1270} = 0,845$

b) Les caractéristiques de la turbo-transmission Voith L 37 Z.

226. La firme Voith représente les caractéristiques de ses transmissions hydrauliques pour locomotives comme à la figure 231.

Les symboles particuliers utilisés sont définis ci-après :

1) Puissance primaire idéale Nei.

227. C'est la puissance nette maximale absorbée par le transformateur de couple lorsque le moteur diesel développe sa puissance maximale "Nm" et tourne à sa vitesse maximale "nm".

La puissance primaire idéale Nei est aussi égale à la puissance maximale "Nm" développée par le moteur diesel à sa vitesse maximale "nm", diminuée de la puissance absorbée par les auxiliaires de la locomotive (dynamo-compresseurs), c'est-à-dire la puissance de traction maximale développée par le moteur diesel.

2) La puissance primaire instantanée Ne.

228. On appelle puissance primaire instantanée Ne d'un transformateur de couple, la puissance qu'il absorbe à un instant considéré.

3) La vitesse primaire idéale nei.

229. C'est la vitesse à laquelle l'arbre primaire du transformateur de couple doit être entraîné pour qu'il développe sa puissance primaire idéale (en général la vitesse maximale du moteur).

4) La vitesse primaire instantanée ne.

230. C'est la vitesse d'entraînement du transformateur de couple à un instant bien déterminé (en général égale à la vitesse moteur à cet instant).

5) La vitesse maximale de l'engin Vx.

231. C'est la vitesse maximale que l'engin peut atteindre sur une voie de niveau et en alignement droit.

6) La vitesse instantanée de l'engin V.

232. C'est la vitesse réelle de l'engin à l'instant considéré.

7) L'effort de traction idéal de l'engin Zi.

233. C'est l'effort de traction calculé par l'expression : $Zi \text{ (en kg)} = \frac{Nei.270}{Vx}$ en supposant que la transmission complète, transformateur de couple compris, a un rendement de 100 %.

8) L'effort de traction réel de l'engin Z.

234. C'est l'effort de traction réel à un instant déterminé, déduit de la puissance obtenue à l'arbre secondaire de la transmission.

C'est par conséquent aussi l'effort de traction de l'engin, en supposant que tous les organes entre la transmission et les roues motrices aient un rendement de 100 %.

235. La figure 229 représente graphiquement, les rapports suivants :

a) $(\frac{ne}{nei} \cdot 100$ et $(\frac{Ne}{Nei}) \cdot 100$

1) $\frac{ne}{nei} \cdot 100 = 100$ % signifie que le couple primaire "Cp", absorbé par la transmission, est égal au couple de traction maximum "c" développé par le moteur diesel.

Le moteur diesel tourne à une vitesse correspondante à la vitesse d'entraînement idéale de la transmission.

Comme celui-ci peut développer son couple maximal à sa vitesse de rotation maximale (nei), on a aussi :
Ne = Nei et $\frac{Ne}{Nei} \cdot 100 = 100$ %

2) $\frac{ne}{nei} \cdot 100 < 100$ % indique une chute de vitesse du moteur due au fait que la transmission, pour une vitesse d'entraînement nei tr/min, absorbe un couple "Cp" supérieur au couple maximal de traction disponible. Le moteur est donc surchargé par sa transmission.

L'équilibre dynamique ne peut être rétabli que par une diminution de la vitesse d'entraînement de la transmission, jusqu'à ce que son couple primaire soit à nouveau égal au couple de traction maximal du moteur.

Le couple maximum que peut développer un moteur diesel est presque indépendant de sa vitesse. Dans un transformateur de couple hydraulique, Cp est proportionnel au carré de la vitesse d'entraînement.

Comme le moteur développe son couple maximal à vitesse inférieure, on a aussi Ne < Nei ou $\frac{Ne}{Nei} \cdot 100 < 100$ %

3) $\frac{ne}{nei} \cdot 100 > 100$ % signifie que la transmission, pour une vitesse d'entraînement de nei tr/min., absorbe un couple "Cp" inférieur au couple de traction disponible. Le moteur est donc déchargé, de sorte que sa vitesse tend à croître jusqu'à ce que l'équilibre dynamique existe à nouveau entre le couple moteur et le couple primaire de la transmission.

L'accroissement de vitesse du moteur est cependant limité, par le régulateur, à sa vitesse nominale de telle sorte qu'il développe un couple inférieur à son couple maximal.

Donc, dans ce cas : $\frac{Ne}{Nei}$. 100 100 %

On peut donc conclure en général :

1) Quand $\frac{ne}{nei}$. 100 = 100 %, on a aussi $\frac{Ne}{Nei}$. 100 = 100 % et la puissance moteur maximale est complètement utilisée ;

2) Quand $\frac{ne}{nei}$. 100 < 100 %, le moteur, bien qu'étant surchargé, ne peut pas développer sa puissance maximale.

La diminution de $\frac{ne}{nei}$. 100 au-dessous d'une certaine valeur (75 %) peut même présenter un certain danger pour le moteur (grippage des pistons).

3) Quand $\frac{ne}{nei}$. 100 > 100 %, le moteur est déchargé et ne peut donc développer sa puissance maximale.

236. b) $(\frac{Z}{Zi}.100)$.

Ce rapport donne, dans une certaine mesure, la <u>multiplication</u> de couple réalisée par la transmission.

Cela découle directement de la définition de Zi = $\frac{Nei.270}{Vx}$ qui est l'effort de traction pour la vitesse maximale de l'engin et une transmission directe de la puissance moteur (transmission dont le rendement est supposé égal à 1).

237. c) <u>La courbe de rendement</u>.

C'est la courbe OADE dont le tronçon AD indique la zone normale d'utilisation du transformateur de couple, tandis que la ligne ADE donne la zone normale d'utilisation de la transmission.

<u>Discussion de la figure 231</u>.

238. Au démarrage d'un engin diesel équipé d'une transmission "Voith L 37 Z", composée d'un transformateur de couple et de 2 coupleurs, nous obtenons une multiplication du couple égale à 5,5 qui tombe rapidement, quand la vitesse de l'engin augmente, à 1,4 lorsque $\frac{V}{Vx}$ = 0,51 instant où le premier coupleur est mis en service.

La multiplication du couple reste pratiquement constante pendant tout le temps où le premier coupleur est en service. La valeur moyenne est 1,38.

A partir du rapport de vitesses $\frac{V}{Vx} = 0,67$, le 2e coupleur est mis en service. La multiplication moyenne du couple est alors 0,93.

Au démarrage de l'engin, le moteur diesel est légèrement déchargé pour être légèrement surchargé lorsque le rapport de vitesses $\frac{V}{Vx} = 0,3$.

Le moteur est fort surchargé à la mise en service du premier coupleur et l'est davantage au passage en second coupleur.

Le rendement maximal du transformateur atteint 83 %, celui du 1r coupleur 91 % et celui du 2e coupleur 90 % .

Tous les chiffres donnés intéressent uniquement l'arbre de sortie de la transmission.

Application :

239. Calculer l'effort de traction maximal d'une locomotive de manoeuvres équipée d'une transmission "Voith type L 37 Z" dont la vitesse maximale est de 60 km/h. La puissance de traction maximale est de 500 cv.

Réponse.

$$Zi = \frac{Nei.270}{Vx} = \frac{500 \times 270}{60} = 2\,250 \text{ kg}$$

L'effort de traction maximal, au démarrage, est :

5,4 x 2 250 kg = 12 150 kg.

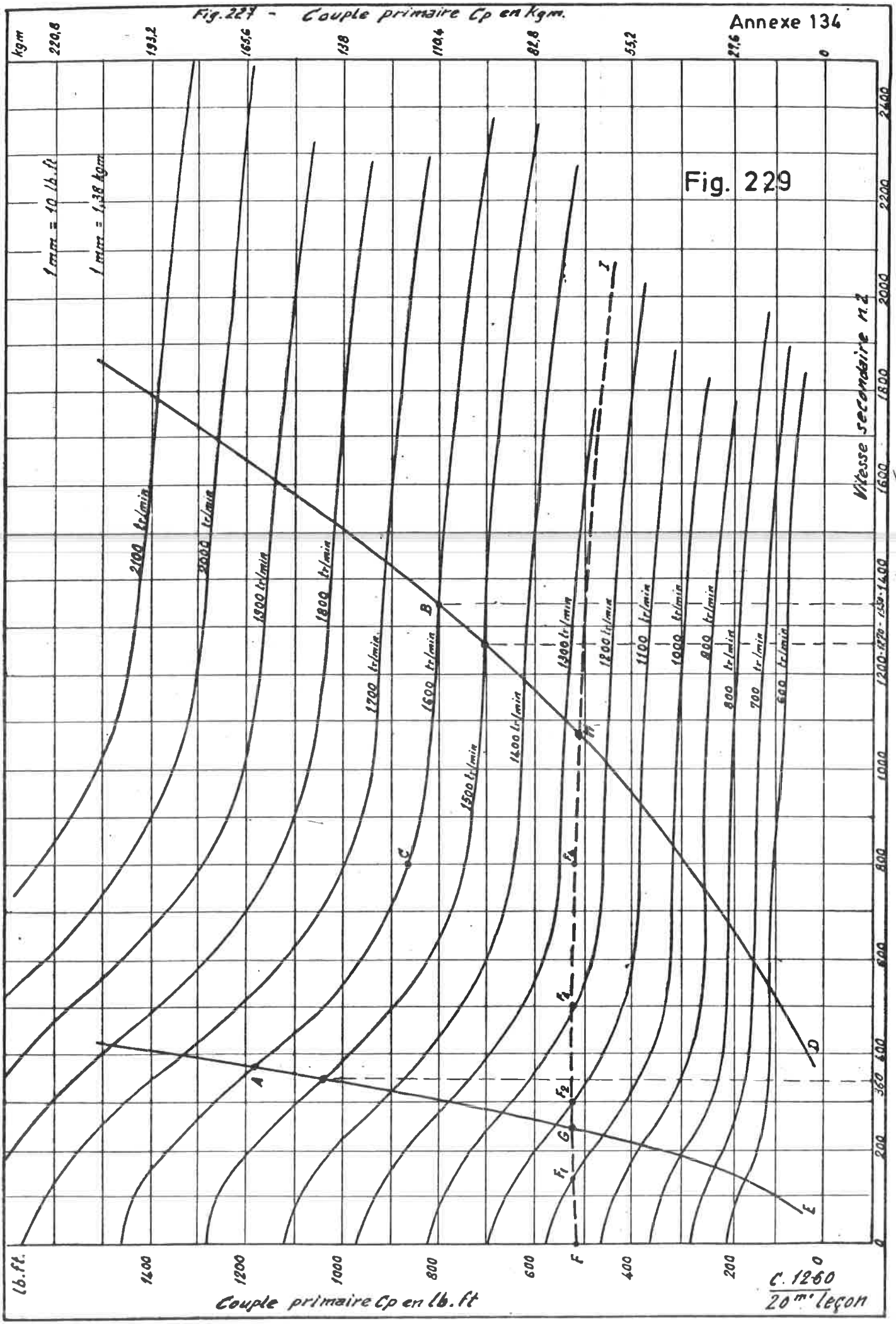
L'effort de traction maximal, en 1r coupleur, est :

2 250 kg x 1,38 = 3 114 kg.

L'effort de traction moyen, en 2e coupleur, est :

2 250 kg x 0,93 = 2 083 kg.

Fig. 227 - Couple primaire Cp en kgm.



C. 1260
20me leçon

Annexe 135

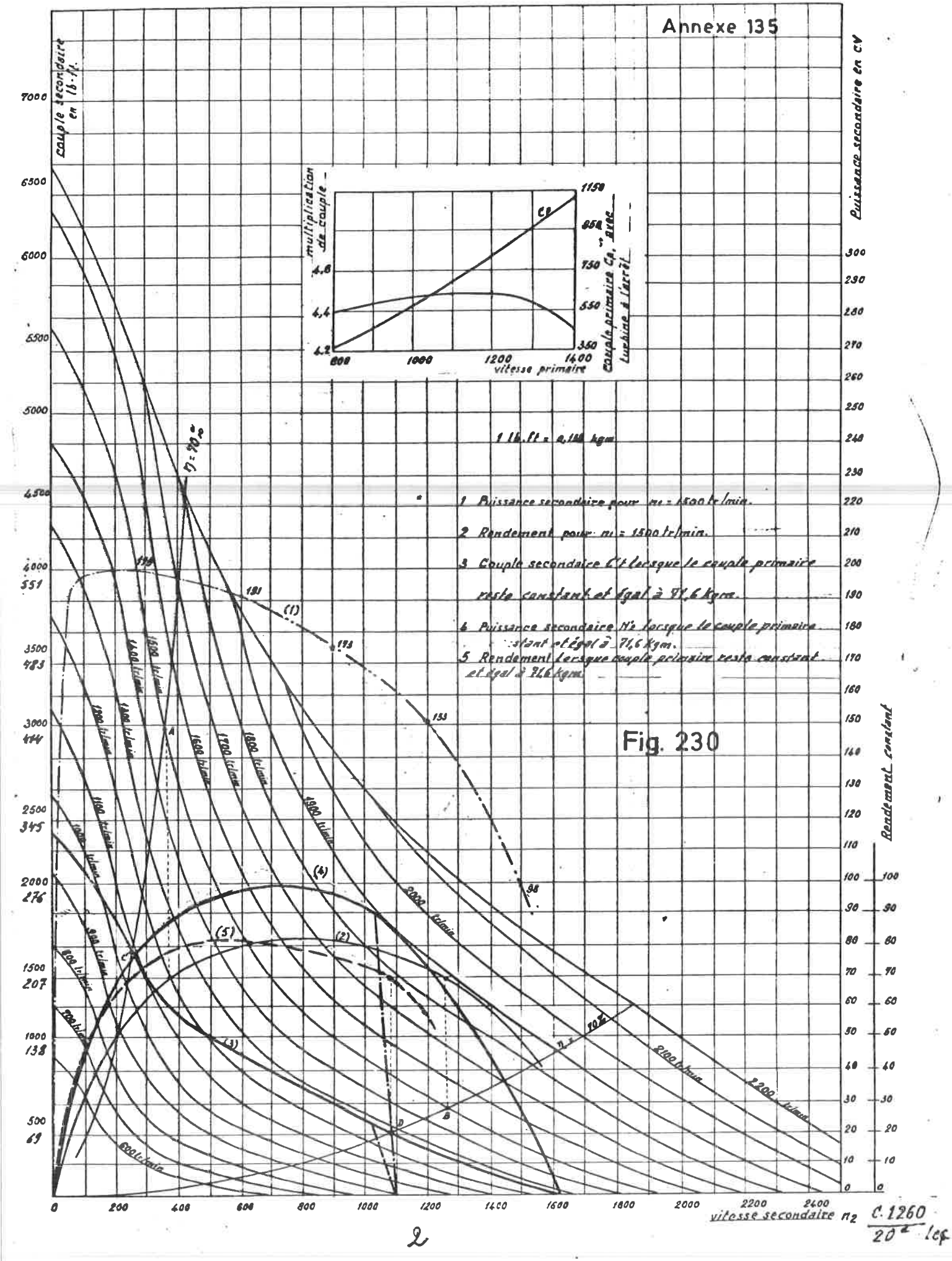


Fig. 230

C. 1260
20^2 lcs

2

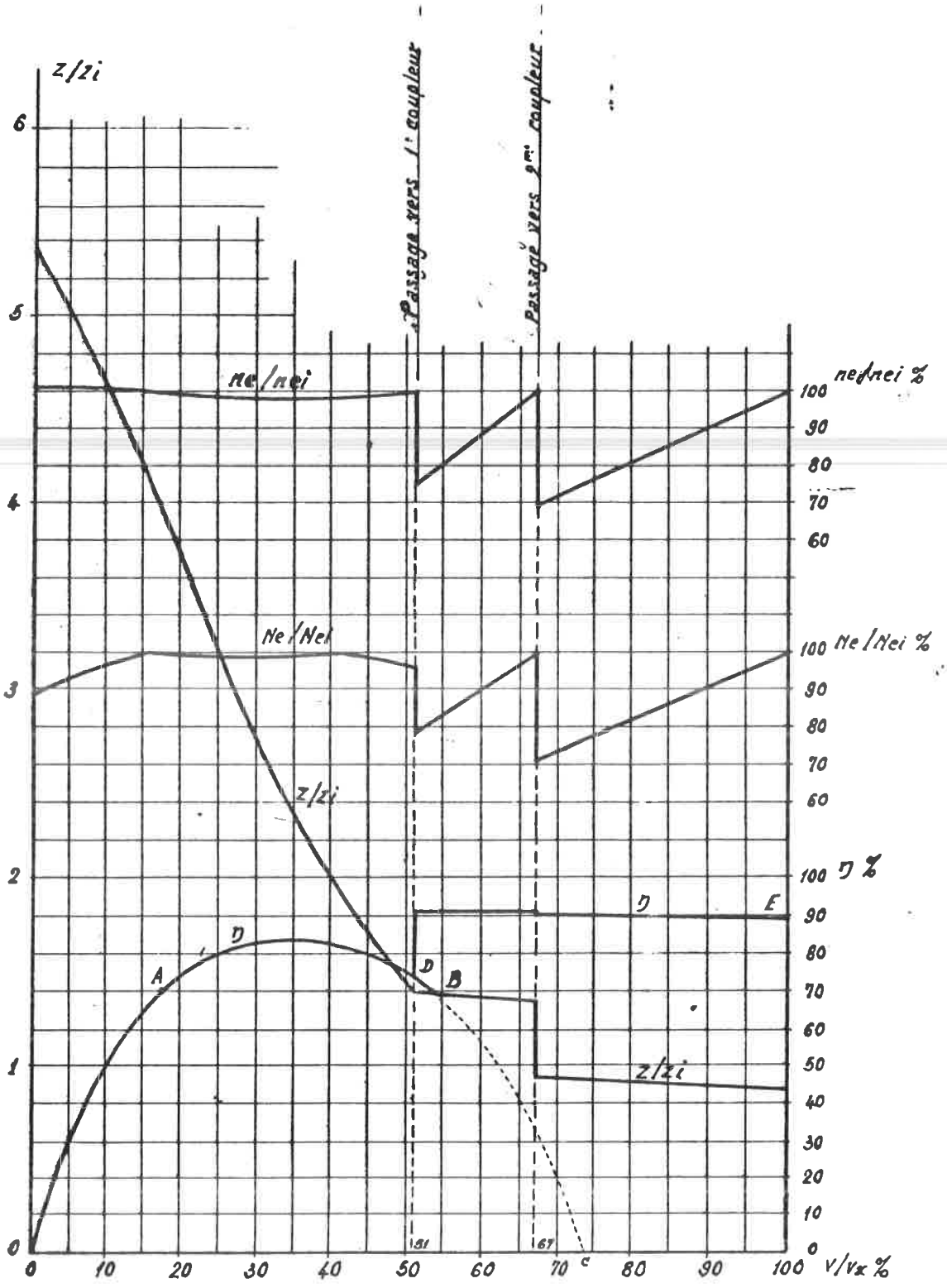


Fig. 231

C. 1260
20me leçon

/CP

21e leçon. 1977.

CHAPITRE V

ETUDE DE LA TRANSMISSION ELECTRIQUE D'APPLICATION AUX ENGINS DE TRACTION DIESEL.

I. Principes généraux.

A. Principe de base (fig. 260).

1. La transmission électrique consiste en principe en un certain nombre de moteurs de traction (dans la plupart des cas 4 ou 6), accouplés aux essieux de l'engin et alimentés par une source de courant qui est entraînée par le moteur diesel à une vitesse de rotation constante.

2. Un système de réglage ou de pilotage permet à chaque instant l'utilisation maximale de la puissance de traction effective développée par le moteur diesel à la vitesse de rotation choisie.

3. En effet, à chaque vitesse de rotation n du moteur diesel correspond un certain couple de charge maximum autorisé "Ce" et par conséquence une puissance motrice effective maximale de

$$Pe = 1,03\ Ce \cdot n \text{ Watt.}$$

10 % de cette puissance servant aux services auxiliaires de l'engin de traction, à chaque vitesse de rotation n correspond une puissance utile de traction pouvant être exprimée par

$$P_t = 0,9 \times 1,03\ Ce \cdot n = 0,925\ Ce \cdot n \text{ Watt.}$$

4. Le système de réglage ou de pilotage a pour but de faire absorber par la source de courant à n'importe quelle vitesse de rotation n du moteur diesel et couple moteur maximum "Ce" y correspondant, une puissance constante de 0,925 Ce . n. Watt.

5. Cela signifie que la courbe caractéristique externe de la source de courant (Représentation graphique de la tension U à ses bornes en fonction du courant débité I et à une vitesse de rotation constante), doit avoir la forme d'une hyperbole équilatère.

Evidemment, la puissance U . I de la source de courant doit constamment être égale à (0,925 Ce . n . r) Watt, r représentant le rendement de la source de courant.

6. Bien que sur les engins de traction diesel on utilise uniquement des moteurs de traction à courant continu, la source de courant peut être une génératrice à courant alternatif avec système de redressement du courant.

Néanmoins dans les deux cas nous appelerons la source de oourant "génératrice".

B. Schéma de principe.

7. Le schéma de principe de la transmission électrique est représenté à la figure 261.
Les moteurs de traction (dans le schéma limités à 2) peuvent être raccordés à la génératrice au moyen de contacteurs électro-pneumatiques ou électro-magnétiques $P_1 - P_2$.
Dans certains cas le couplage des moteurs de traction peut être modifié.

8. Les commutateurs inverseurs "AA1 et AA2" consistent souvent en un tambour avec des pièces de contact en cuivre sur lesquelles appuient des doigts de contact. Ils permettent d'inverser le sens de rotation des moteurs de traction par l'inversion du sens du courant dans leurs enroulements d'excitation.

Aux locomotives de construction plus récente cette inversion de sens du courant se réalise au moyen de contacteurs à commande électro-magnétique.

Les contacteurs M1 et M2, dans la plupart des cas électro-magnétiques, permettent le shuntage des enroulements d'excitation des moteurs de traction au moyen d'une ou de plusieurs résistances.

C. Relations entre la puissance mécanique (P) du moteur diesel, la puissance électrique (UI) de la génératrice et la puissance motrice (Pm) de l'engin.

9. Lors de la transmission de la puissance développée par le moteur diesel aux essieux-moteurs, cette puissance subit une double transformation:

1ère transformation: dans la génératrice:

10. Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique $U . I = 7{,}36\ P . r_g$. W.

Dans cette expression, U, I et rg représentent respectivement la tension aux bornes, le courant débité et le rendement (exprimé en pourcent) de la génératrice.

11. 2ème transformation: dans les moteurs de traction:

Transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique

$$736 \cdot \frac{F.V}{270} = \frac{U \cdot I \cdot r_t}{100} \text{ Watt.}$$

D'où il résulte $\boxed{F V = 0{,}0037\ U \cdot I \cdot r_t}$

Dans cette expression F et V représentent respectivement l'effort de traction et la vitesse de l'engin et r_t le rendement (exprimé en pourcent) des moteurs de traction.

12. La puissance motrice mécanique Pm peut également être exprimée par: $Pm = 0{,}0736\ P \cdot rg \cdot rt$ Watt.

Les rendements rg et rt ayant dans des circonstances normales des valeurs de ± 93%, le rendement global d'une transmission électrique se limite à cause de la double transformation de l'énergie à ± 86%.

Exemple pratique:

13. Une locomotive diesel électrique pesant 80 tonnes, et équipée d'un moteur diesel d'une puissance effective de 1.000 kW dont 10 % sont absorbés par les organes auxiliaires, remorque un train ayant un poids de 420 tonnes et une résistance de roulement de 4 kg/tonne.
Calculez la vitesse maximale pouvant être atteinte par la locomotive, le rendement global de la transmission étant de 70 %.
Déterminez également le courant débité par la génératrice pour un rendement rg = 90 % et une tension à ses bornes de U = 900 V.

Réponse:

- Puissance effective utile du moteur diesel:
  1.000 x 0,9 = 900 kW.
- Puissance de traction effective de la locomotive:
  Pm = 900 x 0,7 = 630 kW.
- Résistance au roulement à la vitesse maximale:
  F = (420 + 80) x 4 = 2.000 kg.

De l'expression $\frac{F.V}{270} \cdot 736 = Pm$ il résulte

$$V = \frac{Pm \cdot 270}{736\ F}.$$

A la vitesse maximale, l'effort de traction est égal à la résistance au roulement (plus d'accélération) d'où il résulte comme vitesse maximale:

$$V_{max} = \frac{630.000 \times 270}{736 \times 2.000} = 116 \text{ km/h.}$$

4. L'énergie électrique fournie par la génératrice est de: 900 x 0,9 = 810 kW.

Courant débité par la génératrice: $\frac{810.000}{900}$ = 900 A.

II. Etude théorique des moteurs de traction.

A. Type de moteurs de traction. Accouplement aux essieux.

14. Les moteurs de traction utilisés sur les engins diesel-électriques sont généralement des moteurs-série en raison de leur fort couple de démarrage et du réglage facile de leur vitesse de rotation.

Dans la plupart des cas ce sont des moteurs à suspension par le nez, accouplés directement à leur essieu par des engrenages (fig. 262).

Dans certains cas spéciaux (engins de dépannage ES 200), les moteurs de traction sont fixés sur le châssis de la motorisation et les essieux sont entraînés au moyen d'un système d'arbres à cardans et pont d'essieu.

En général le changement de sens de rotation d'un moteur de traction est obtenu par l'inversion du sens du courant dans ses enroulements d'excitation:

- câblage plus facile à réaliser;
- utilisation de commutateurs d'inversion à isolation relativement faible.

Exemple pratique:

15. Supposons un moteur de traction dont la résistance des enroulements d'induit et d'excitation est de Ri = Re = 0,02 Ohm et qui, immédiatement après son raccordement à la génératrice dont la puissance est suffisamment limitée, est parcouru par le courant maximum autorisé de 750 A pour une tension à ses bornes de 30 V.

Nous supposons également que lors du démarrage le courant garde cette valeur maximale tandis que la puissance de traction augmente progressivement à mesure que la vitesse de l'engin augmente pour atteindre sa valeur maximale à la vitesse de 12 km/h à partir de laquelle la puissance de traction reste constante.
Ainsi nous obtenons successivement comme vitesse de l'engin, tensions d'alimentation et courant de traction les valeurs suivantes:

12 km/h	330 V	750 A
100 km/h	900 V	274 A.

A 0 km/h la tension aux bornes du commutateur-inverseur est de U_o = 0,02 x 750 A = 15 V.

A 12 km/h cette tension est encore toujours de 15 V. A la vitesse de 100 km/h la tension prend la valeur de 274 x 0,02 = 5,48 V.

Si le commutateur-inverseur avait été inséré dans les enroulements d'induit, la tension à ses bornes aurait augmenté progressivement de 0,02 x 750 A = 15 V à U_2 = 330 - 15 V = 315 V et à u_3 = 900 - 5,48 = 894,52 V.

C. Caractéristiques principales d'un moteur série à courant continu.

16. ### C.1. Généralités.

Les propriétés caractéristiques d'un moteur série à courant continu résultent des expressions de principe suivantes (fig. 263):

$$\begin{cases} I = \dfrac{U - E}{R} \\ E = k \cdot n \cdot \Phi \\ C = K I \cdot \Phi \end{cases}$$

Dans ces expressions:

U = tension d'alimentation aux bornes du moteur.

E = la force contre électro-motrice développée dans le moteur.

n = la vitesse de rotation du moteur de traction.

k et K = des constantes de construction.

I et I_m = les courants respectifs dans l'induit et l'excitation.
Pour des enroulements d'excitation non shuntés: Im = I.

Φ = champ magnétique pouvant être formulé par:
$\Phi = a \cdot Im$ (fig. 264).

Dans cette expression le facteur "a" dépend de l'état de magnétisation dans les pôles et peut être déduit de la courbe de magnétisation du moteur de traction (déduit de la courbe - caractéristique $\mu = \frac{B}{H}$)
Cette courbe peut approximativement être divisée en 3 parties.

17. **1ère partie: 0 A - Aucune ou très légère saturation des pôles.**

Le champ Φ varie approximativement en fonction directe du courant de magnétisation et peut être exprimé par $\boxed{\Phi = a \cdot Im}$.

6.

2ème partie AB - Saturation importante qui augmente rapidement à mesure que le courant d'excitation augmente.

Ø peut être exprimé par: $\boxed{Ø = b \cdot Im - d}$.

3ème partie BZ - Saturation totale des pôles.

Ø atteint une certaine valeur qui n'augmente plus lorsque le courant d'excitation augmente encore et qui peut être exprimé par $\boxed{Ø = K}$.

Les propriétés principales d'un moteur-série sont facilement déduites des relations existantes entre le courant d'excitation Im et le champ magnétique Ø lorsque ces relations sont connues.

La courbe la plus importante est la caractéristique du couple en fonction du courant.

C.2. Caractéristique du couple en fonction du courant.

18. En général, le couple peut être formulé par $C = K \cdot I Ø$. D'après le degré de saturation dans ses pôles, le couple d'un moteur de traction peut être exprimé comme suit:

- pôles non saturés : $C = K \cdot I^2$
- pôles partiellement saturés : $C = K \cdot I^2 - K'I$
- pôles totalement saturés : $C = K \cdot I$

19. Pour des inducteurs shuntés, le courant d'excitation peut être exprimé par $Im = (1 - \frac{m}{100})\ I$.

"m" est le taux de shuntage comme il sera expliqué plus loin.

Le couple moteur d'un moteur de traction dont l'inducteur est shunté de m % peut être exprimé par:

- pôles non saturés $C = K\ (1 - \frac{m}{100})\ I^2$
- pôles partiellement saturés $C = K\ (1 - \frac{m}{100})\ I^2 - K'I$
- pôles totalement saturés $C = K \cdot I$.

La relation entre le couple C d'un moteur de traction et son courant I est représenté graphiquement à la figure 265 et cela pour un moteur à excitation non shuntée ainsi que pour un moteur à excitation shuntée.

20. Dans les 2 cas la courbe caractéristique est approximativement composée de 3 parties:

- la partie OA (ou OA'): forme parabolique aussi longtemps qu'il n'y a pas de saturation;

- la partie AB (ou AB'): forme s'éloignant de plus en plus de la forme parabolique à mesure que la saturation augmente;
- la partie BZ (ou B'Z): forme rectiligne.

Conclusion: lorsque "m" augmente, la courbe caractéristique C = f(I) aura une allure plus plate. En effet, plus "m" augmente, plus la saturation sera retardée.

C.3. La courbe caractéristique du couple en fonction de la vitesse de rotation lorsque la tension d'alimentation reste constante.

21. En général, le courant d'un moteur série peut être exprimé par $I = \frac{U - E}{R} = \frac{U - k \cdot n \cdot \Phi}{R}$ d'où il résulte que ce courant I diminue lorsque la vitesse de rotation du moteur augmente. La relation entre I et n dépendra de nouveau de Ø c-à-d de la saturation des pôles ainsi que du taux de shuntage.

Le courant I est maximum lorsque n = 0 (pas de force contre-électro motrice). I étant élevé, les pôles sont totalement saturés et le couple C = K . I pouvant être exprimé par $C = k \frac{U - k1 \cdot n}{R}$ diminue progressivement à mesure que n augmente.

Lorsque la vitesse de rotation est élevée, le courant moteur est faible c-à-d qu'à partie d'une certaine vitesse de rotation il n'y a plus de saturation.

Dans ce cas le couple peut être exprimé par

$$C = K \left(1 - \frac{m}{100}\right) \left[\frac{U}{R + k \left(1 - \frac{m}{100}\right) \cdot n}\right]^2$$

22. Le dénominateur $(R + k(1 - \frac{m}{100})\ n)$ est appelé "la résistance interne apparente du moteur de traction".

Cette résistance apparente augmente lorsque n augmente et aussi lorsque le taux de shuntage diminue (m moins élevé).

A partir d'une certaine vitesse de rotation le couple moteur C diminue proportionnellement au carré de n.

Conclusion: En-dessous d'une certaine vitesse, un moteur-série alimenté par une tension constante, présente une courbe caractéristique C = f(n) de forme rectiligne tandis qu'au-delà de cette vitesse la courbe approchera de plus en plus la forme parabolique à mesure que la vitesse augmente, comme représenté à la figure 266.

Influence du taux de shuntage m sur le couple C.

23. Supposons U et n constants. Lorsque m augmente, dans l'expression de C le numérateur diminue progressivement. Le dénominateur par contre diminuant avec le carré de m, la fraction augmente.

Il en résulte que pour une vitesse de rotation et une tension d'alimentation identiques, le couple C augmentera lorsque le taux de shuntage augmente et que pour un même taux de shuntage le couple augmentera lorsque la tension aux bornes augmente.

C.4. Courbe caractéristique C = f(n), la puissance restant constante.

24. Lorsque la puissance absorbée par le moteur de traction reste constante, comme c'est normalement le cas pour une transmission électrique, le couple moteur peut être exprimé par

$$C = \frac{U \cdot I}{1{,}027\, n}$$

Dans cette expression U.I est une constante. Dans ce cas le couple moteur diminue à mesure que n augmente et cela indépendamment du taux de shuntage et du courant.

25. Comme il sera démontré plus loin pour les transmissions électriques avec génératrice à courant continu, à un certain moment la puissance transmise aux moteurs de traction diminue à cause de la saturation des pôles de la génératrice (à partir d'une certaine valeur de U).

Dans cette phase, le couple de traction diminue de plus en plus vite à mesure que la puissance diminue.

26. Conclusion: La courbe caractéristique d'un moteur de traction à puissance constante prend la forme d'une hyperbole équilatère comme représenté à la figure 267. Le shuntage de ses enroulements d'excitation n'influence pas la courbe.

C.5. Le réglage de la vitesse de rotation d'un moteur série.

27. De l'expression $I = \frac{U - k n \Phi}{R}$ il résulte que

$$\boxed{n = \frac{U - I R}{k \Phi}}$$

d'où

$$\boxed{n = \frac{W - I^2 R}{k \cdot I \Phi}}$$

Ces expressions indiquent que pour un courant I identique la vitesse de rotation n d'un moteur série est réglable par:

- le réglage de sa tension aux bornes U;
- le réglage de la puissance W;
- le réglage du champ magnétique ø.

Discussion.

a) Par réglage de la tension aux bornes.

28. La vitesse d'un moteur de traction reste constante à partir du moment où son couple moteur entre en équilibre avec son couple résistant. C'est ce qu'on appelle la vitesse de régime.
De la même manière, la vitesse d'un engin de traction atteint une certaine vitesse de régime constante dès que le couple total développé par ses moteurs de traction est en équilibre avec le couple résistant de l'engin.

Dès que l'équilibre entre les deux couples est rompu, selon le cas un effort d'accélération ou de freinage est créé.

Représentons dans la figure 268 le couple résultant C développé par les moteurs de traction en fonction de leur vitesse de rotation (ou vitesse de l'engin V) et cela pour les tensions d'alimentation constantes respectives U_1, U_2 et U_3. Au couple de traction C' déterminé correspondent les vitesses de l'engin successives V'1, V'2 et V'3.
Si la courbe x représente le couple résistant de l'engin, à cette courbe correspondent les vitesses de régime successives V1, V2 et V3.

29. Lorsque les moteurs de traction sont alimentés par une tension constante, comme c'est le cas pour les engins de traction électrique, (ligne caténaire), leur tension aux bornes est réglable soit par le changement de leur couplage (passage de série en série-parallèle et ensuite en parallèle) ou par des résistances en série ou par les deux en même temps.
A cause de la perte d'énergie considérable se produisant dans les résistances en série cette méthode de réglage n'est d'application que pour la limitation du courant lors du démarrage de la locomotive.

La puissance absorbée par un moteur de traction augmente lorsque sa tension d'alimentation augmente.

b) Par réglage de la puissance.

30. A la figure 267, le couple résistant de l'engin est représenté par la courbe x. Dans ce cas, un couple de traction déterminé C' correspondra aux vitesses respectives V'1 et V'2. Les vitesses de régime de l'engin sont respectivement: V1 et V2.

Lorsque le régime de puissance de la génératrice d'alimentation peut être fixé à plusieurs valeurs différentes (p.ex. par le réglage de sa vitesse d'entraînement ou par le réglage de son champ magnétique), pour chaque régime de puissance constante choisie $W = U.I$, la vitesse de rotation des moteurs de traction peut être exprimée par $n = \frac{U I}{1,027\ C}$.

Le produit U . I étant constant, U augmentera lorsque I diminue et inversément.

Pour un couple résistant C déterminé, la vitesse de l'engin augmentera à mesure que la puissance de traction augmente.

31. Dans ce cas l'application des résistances en série pour limiter le courant de démarrage des moteurs de traction est exclue, la puissance de la génératrice d'alimentation pouvant être à tout moment limitée de façon telle que le courant dans les moteurs de traction reste limité à sa valeur autorisée.

32. Remarque:

A certains engins de traction diesel, le couplage des moteurs de traction peut être modifié (après démarrage en série-parallèle, passage en parallèle).

Comme la figure 269 l'indique lors du changement du couplage le courant dans chaque moteur ne change pas tandis que l'intensité du courant débité par la génératrice est doublée et la tension à ses bornes est diminuée de moitié.

A cause du régime de puissance constante de la génératrice, ni la tension aux bornes ni le courant de chaque moteur de traction ne changent.

Cela n'est pas le cas pour des moteurs de traction alimentés par une source à tension constante. A chaque changement de couplage la tension aux bornes est doublée. De ce fait la puissance totale augmente puisque avec la tension le courant augmente aussi.

c) Par le réglage du champ magnétique.

33. Le champ magnétique d'un moteur de traction est réglable par le shuntage de ses inducteurs. Cette méthode de réglage est d'application:

- aux engins de traction électrique (à tension d'alimentation constante) dès que, après élimination de toutes les résistances en série la vitesse de régime est atteinte;
- aux engins diesel à transmission électrique (à puissance constante), dès que la génératrice atteint sa tension maximale (déterminée par la saturation de ses pôles principaux).

34. 1. Moteurs de traction à tension d'alimentation constante U.

Par le shuntage des inducteurs d'un moteur de traction ayant atteint sa vitesse de régime, son champ magnétique est affaibli, sa force contre-électro motrice diminue, son courant et par conséquent aussi son couple augmentent.

L'équilibre entre le couple moteur et le couple résistant étant rompu, le moteur accélère jusqu'à ce qu'il atteigne une nouvelle vitesse de régime.
Cela est représenté graphiquement à la figure 270.
Celle-ci représente la courbe C = f(n) d'un moteur de traction alimenté par une tension constante et dont le taux de shuntage peut être porté successivement aux valeurs croissantes: m1, m2, m3.
Lorsque "x" représente la courbe de la résistance, les vitesses de régime correspondant aux différents taux de shuntage sont successivement: V1, V2 ...
La courbe de traction finalement obtenue a une forme discontinue et montante à partir d'un certain moment avec la vitesse de l'engin.

2. Moteur de traction à puissance constante.

35. Comme on l'a déjà montré, le shuntage des inducteurs d'un moteur de traction à puissance constante n'influence ni sa vitesse de rotation ni son couple.

Le diagramme de traction prend la forme d'une hyperbole équilatère, uniquement déterminée par la puissance imposée.

La figure 271 représente deux courbes de traction correspondant aux puissances respectives W1 et W2.
Supposons le régime de puissance W1. Lorsque la génératrice atteint sa tension maximale au point A1 (début de saturation dans ses pôles principaux), à partir de ce point A1 la puissance de traction diminuera très vite (courbe A1 A'1).

Par le shuntage des moteurs de traction en A1, le courant dans ces moteurs augmente tandis que la tension aux bornes diminue de façon à ce que la puissance totale de la génératrice ne change pas.

L'effort de traction F diminue suivant la courbe de puissance W1 jusqu'au moment où la tension aux bornes de la génératrice atteint de nouveau sa valeur maximale. Supposons que cela se passe au point B1.
Lorsque à ce point B1 les moteurs de traction ne sont pas shuntés pour la deuxième fois, la nouvelle vitesse de régime sera atteinte au point D1. En shuntant au point B1 les moteurs de traction pour la deuxième fois, la nouvelle vitesse de régime sera atteinte en D'1.

C.6. Shuntage des moteurs de traction (Discussion).

a) Taux de shuntage.

36. On appelle "taux de shuntage" la partie du courant d'excitation de chaque moteur de traction, exprimée en %, qui est dérivée par la résistance de shuntage.

Si comme à la figure 263, le courant passant par l'induit est égal à I et le courant dérivé par la résistance shunt Is, le taux de shuntage est par définition:

$$m\ \% = \frac{Is}{I} \cdot 100 = \frac{Is}{Is + Im} \cdot 100 = \frac{I - Im}{I} \cdot 100.$$

Après le shuntage, le courant magnétisant est ramené à: $Im = (1 - \frac{m}{100})\ I.$

Le taux de shuntage de 0 % correspond au plein champ magnétique.

En général, le taux de shuntage doit rester limité à 70 % environ car pour un taux de shuntage plus élevé, des difficultés de commutation se présenteraient.

b) Crans de shuntage - Amortissement du shuntage.

37. On appelle "nombre de crans de shuntage", le nombre de résistances pouvant être mises successivement en parallèle avec les inducteurs.

Il est évident que l'équipement de l'engin sera d'autant plus compliqué et coûteux que le nombre de crans de shuntage est élevé (un plus grand nombre de contacteurs à installer et à commander).
On s'efforce toujours de réduire ce nombre à un minimum.

Néanmoins, lors de la réalisation du shuntage, des réactions nuisibles se produisent dans la génératrice et les moteurs de traction à cause du changement de leur

régime de fonctionnement (changement de la tension et du courant donnant lieu à la naissance de surtensions et surintensités).

On appelle "shuntage amorti", un shuntage pour lequel les réactions restent limitées.

L'amortissement des shuntages n'est possible qu'en répartissant le taux de shuntage total sur un grand nombre de crans.

Le choix de ce nombre dépendra principalement des propriétés de commutation de la génératrice et des moteurs de traction c-à-d de leurs propriétés de construction.

Des shuntages insuffisamment amortis mènent inévitablement à des difficultés de commutation (coups de feu = flash).

c) Tension de shuntage.

38. On appelle "tension de shuntage" la tension de la génératrice à laquelle le shuntage a lieu.

Lorsque le shuntage est effectué avec retardement c-à-d après saturation importante des pôles de la génératrice, le shuntage est précédé d'une décharge partielle de la génératrice.
Dans ce cas la courbe de traction présente une discontinuité qui sera d'autant plus grande que la tension de shuntage augmente.

Comme expliqué plus loin, les pôles de la génératrice se saturent d'autant plus vite à mesure que la puissance de régime imposée est plus basse.
Par conséquent, il sera avantageux d'adapter la tension de shuntage au régime de puissance imposé.

d) Vitesse de shuntage.

39. On appelle vitesse de shuntage, la vitesse de l'engin à laquelle les moteurs de traction sont shuntés. Il résulte de la figure 271 que la vitesse de shuntage doit diminuer d'une certaine valeur quand le régime de puissance choisi est plus bas.

40. Néanmoins, afin de simplifier l'équipement de l'engin, certains constructeurs préfèrent effectuer le shuntage à des vitesses constantes de l'engin. Afin d'éviter à des régimes de puissance basse une courbe de traction discontinue, il sera préférable de choisir comme vitesse de shuntage celle correspondant au régime de la puissance la plus faible.

Dans ce cas, aux régimes de puissance élevée, les shuntages s'effectueront trop tôt (A'1 et B'1) avec l'inconvénient que lors du démarrage de l'engin les courants moyens de la génératrice et des moteurs de traction seront plus élevés mais avec l'avantage d'obtenir une courbe de traction continue.

e) Pilotage ou commande du shuntage des moteurs de traction aux engins de traction diesel.

41. Le shuntage des moteurs de traction s'effectue au moyen des contacteurs à commande électro-pneumatique ou électro magnétique insérant les résistances shunt au moment opportun et dans l'ordre prévu.

En principe, pour une locomotive à vitesse croissante, le shuntage doit s'effectuer au moment où la génératrice atteint la tension pour laquelle ses pôles commencent à se saturer.

A vitesse décroissante, le shuntage doit être éliminé au moment où l'intensité du courant dans la génératrice atteint la valeur maximum admise.

Ainsi le shuntage sera de préférence réalisé par des "relais de tension" et éliminé par des relais de courant.

42. Puisque pour une puissance constante, le courant et la tension sont en rapport inverse, l'élimination du shuntage peut aussi être commandée par un relais de tension.

En équipant en plus le relais d'enclenchement de contacts auxiliaires permettant le réglage de ses tensions d'enclenchement et de déclenchement par l'insertion ou par l'élimination de résistances en série, dans certains cas un seul relais de tension peut suffire pour la commande aussi bien de la réalisation que de l'élimination du shuntage

43. Pour l'adaptation de la tension de shuntage au régime de puissance imposé dans les systèmes de transmission plus perfectionnés, le relais de tension pour l'enclenchement du shuntage peut être complété avec des bobines de courant.

44. Comme déjà dit, la réalisation et l'élimination du shuntage peuvent également être commandées par les appareils d'indication de la vitesse de la locomotive.

f) L'influence de la température sur le taux de shuntage.

45. Puisque la température des résistances shunt augmente après leur mise en service, le taux de shuntage diminuera à mesure que la température des résistances

insérées sera plus élevée (1 à 2 %).
Pour des taux de shuntage très élevés, cela peut influencer défavorablement le courant et la tension de la génératrice.

D. Propriétés caractéristiques d'un moteur de traction.

46. Un moteur de traction se caractérise principalement par:

1) Son courant continu maximum.

C'est l'intensité maximale de courant en régime continu pour laquelle le développement de chaleur dans ses enroulements d'induit et d'excitation est encore en équilibre avec le refroidissement de ces enroulements.

47. 2) Sa puissance continue.

C'est la puissance déterminée par le produit de l'intensité maximale en régime continu et la tension aux bornes correspondant à cette intensité maximale.

48. 3) Sa vitesse de rotation continue minimale.

C'est la vitesse de rotation correspondante à l'intensité maximale admise en régime continu.
Cette vitesse de rotation minimale détermine la vitesse minimale admise pour l'engin en régime continu (Pour une locomotive diesel - électrique de ligne: ± 25 km/h).

49. 4) Le rendement de ses moteurs de traction.

C'est le rapport: $\frac{\text{puissance à la sortie}}{\text{puissance à l'entrée}}$.

Ce rendement varie normalement de 88 % (à la vitesse continue minimale) à 93 % environ (vitesse maximale de l'engin).
Au-dessous de la vitesse continue minimale le rendement baisse à mesureque la vitesse de l'engin diminue.
En effet, le rendement dépend des pertes "Joule" dans les enroulements du moteur qui sont proportionnelles au carré du courant.

50. 5) Le rapport de démultiplication de vitesse des pignons d'entraînement de l'essieu-moteur.
Ce rapport "q" détermine le couple de traction transmis à l'essieu et sa vitesse de rotation.

6) Le refroidissement.

51. Les moteurs de traction doivent être refroidis continuellement et cela d'autant plus que leur puissance développée augmente et que leurs dimensions d'encombrement sont plus limitées.

Le refroidissement s'effectue généralement au moyen de ventilateurs soit incorporés dans le moteur de traction (autoventilation) soit constituant un organe séparé et entraîné par le moteur diesel, ou par des moteurs électriques (ventilation forcée). La ventilation forcée par des ventilateurs autonomes offrent beaucoup d'avantages:

- le refroidissement est indépendant de la vitesse de rotation du moteur de traction. Le courant absorbé par le moteur est d'ailleurs maximum à basse vitesse;
- l'air de refroidissement pouvant être aspiré à un endroit protégé, les moteurs de traction peuvent être protégés contre pluie et neige.

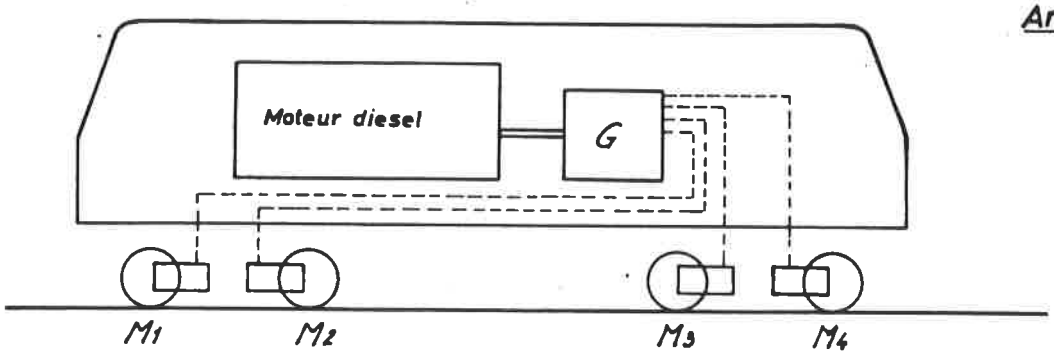


Fig. 260

G=sourse de courant (génerat. ou altern avec redress.)
M1-M2-M3-M4 - Moteurs de traction
– – – – – – – Circuits électriques

Schéma de principe de deux moteurs de traction T1 et T2 raccordés en parall. avec une source de courant G avec invers. de sens de marche et avec des résist. shunt

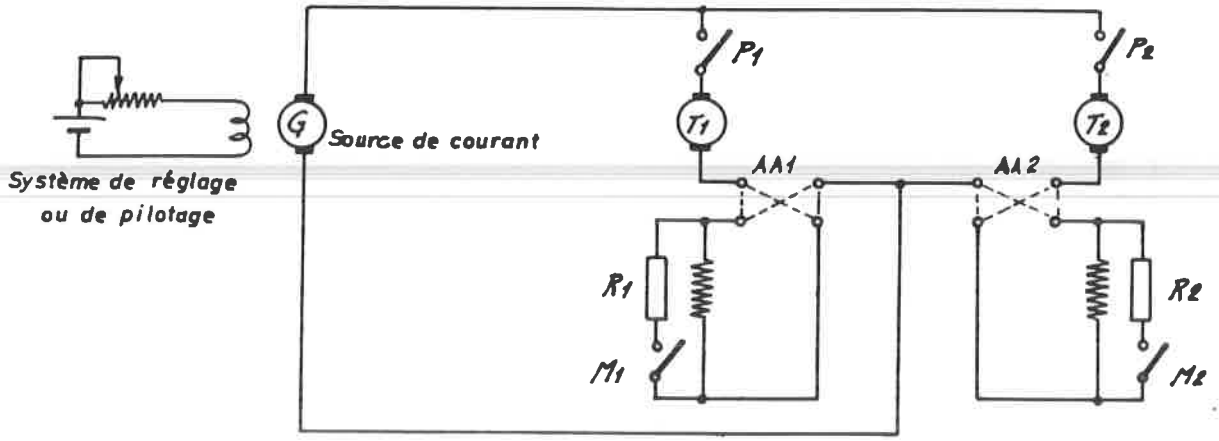


Fig. 261

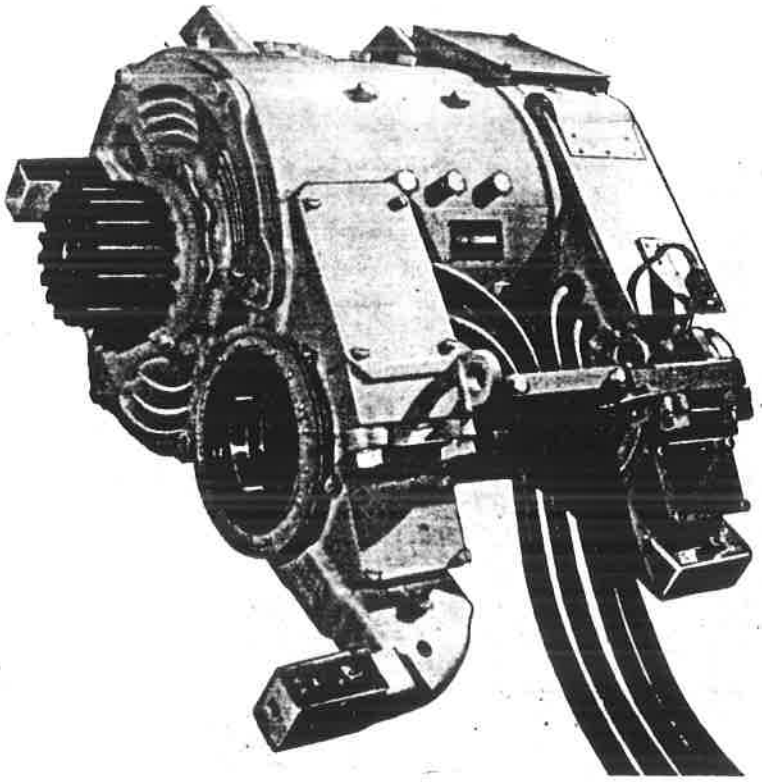


Fig. 262

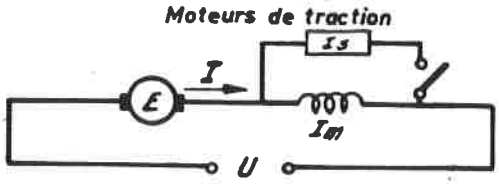


Fig. 263

Courbe de magnétisation du moteur de traction

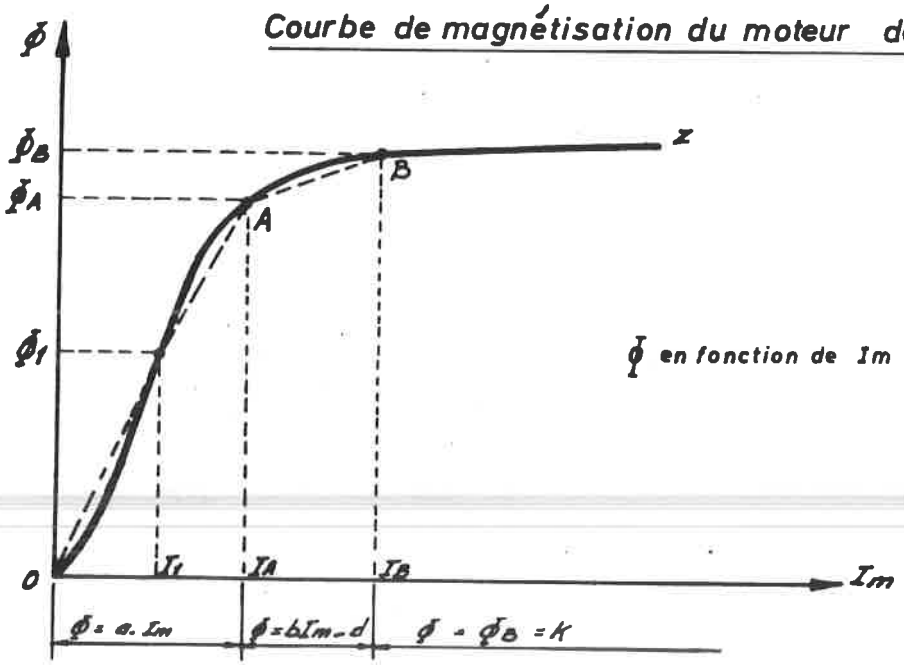
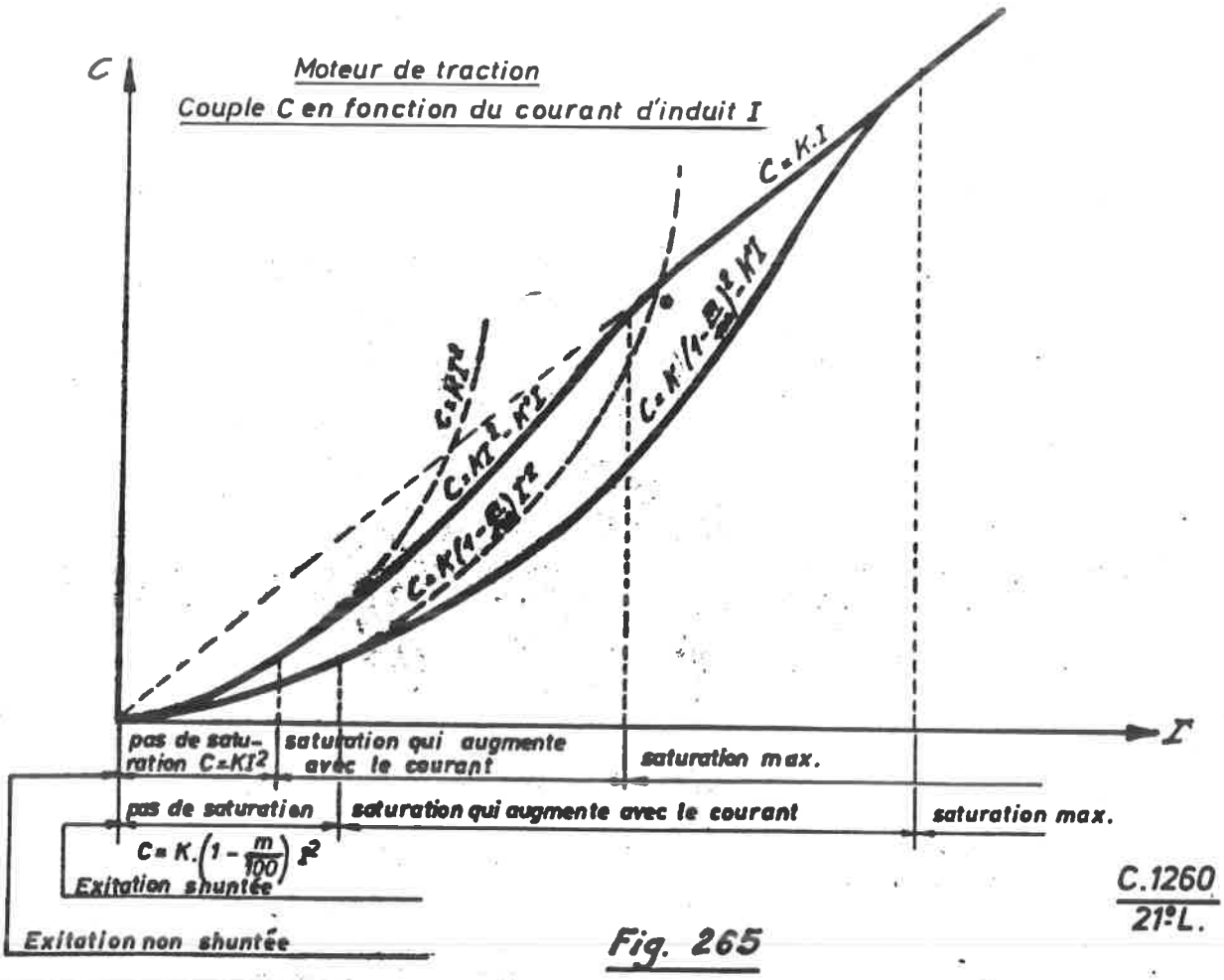
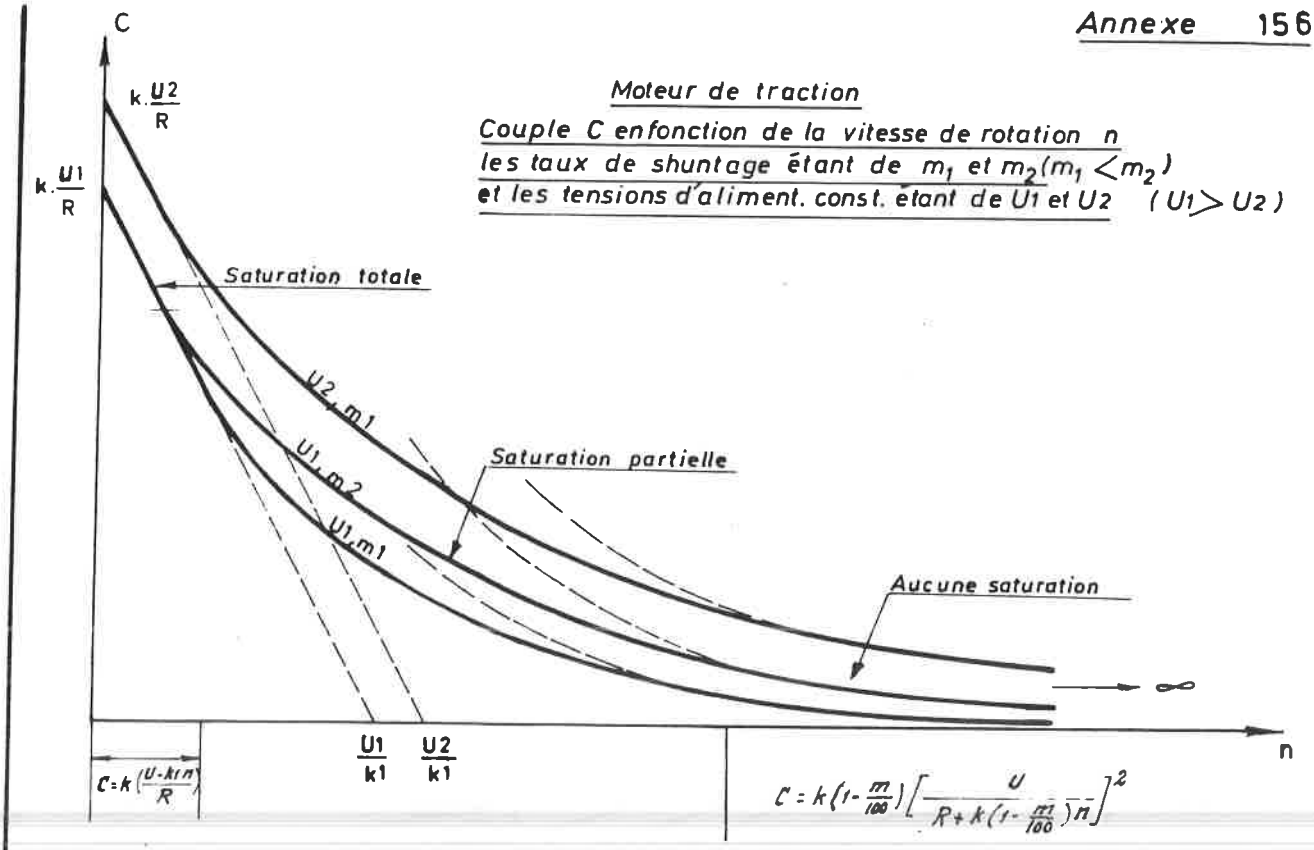


Fig. 264



C.1260
21ºL.

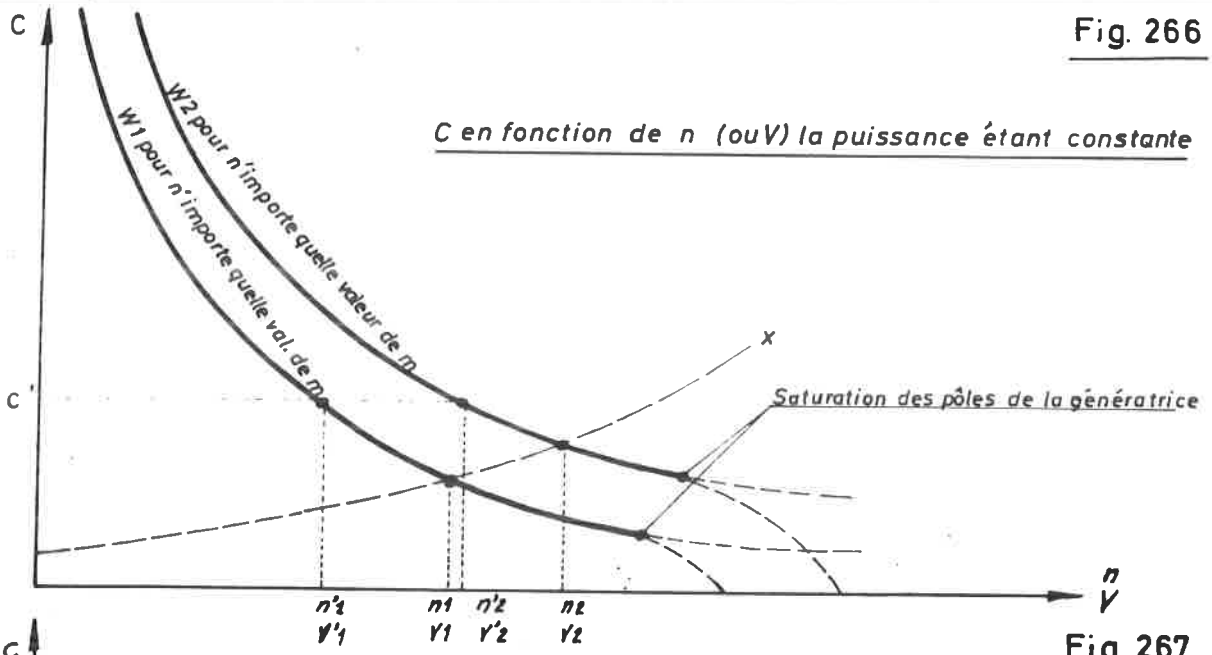
Fig. 265



Moteur de traction

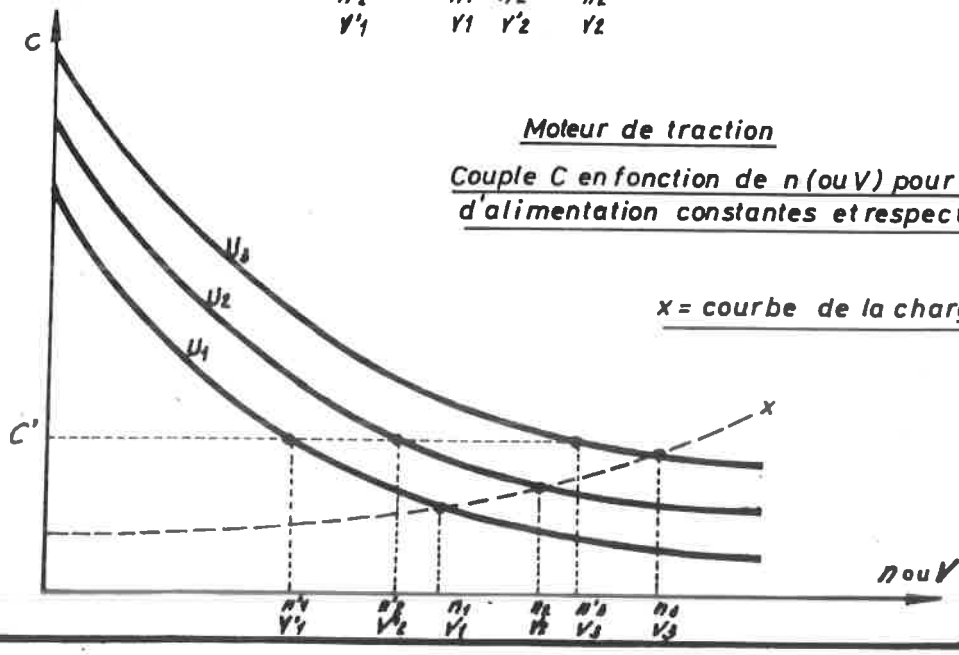
Couple C en fonction de la vitesse de rotation n les taux de shuntage étant de m_1 et m_2 ($m_1 < m_2$) et les tensions d'aliment. const. étant de U1 et U2 ($U_1 > U_2$)

Fig. 266



C en fonction de n (ou V) la puissance étant constante

Fig. 267



Moteur de traction

Couple C en fonction de n (ou V) pour les tensions d'alimentation constantes et respectives U1, U2 et U3

x = courbe de la charge

C.1260
21e L.

Fig. 268

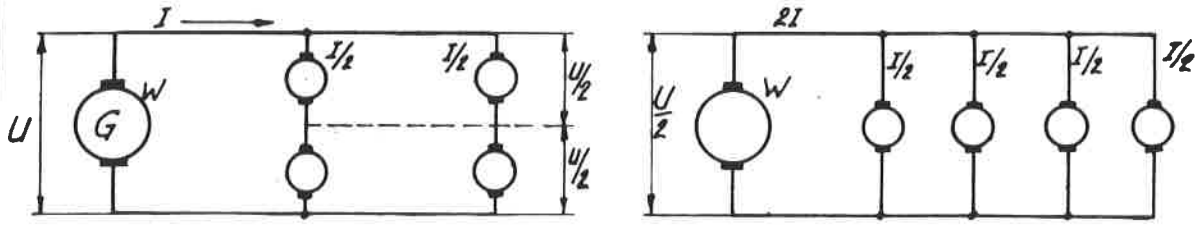
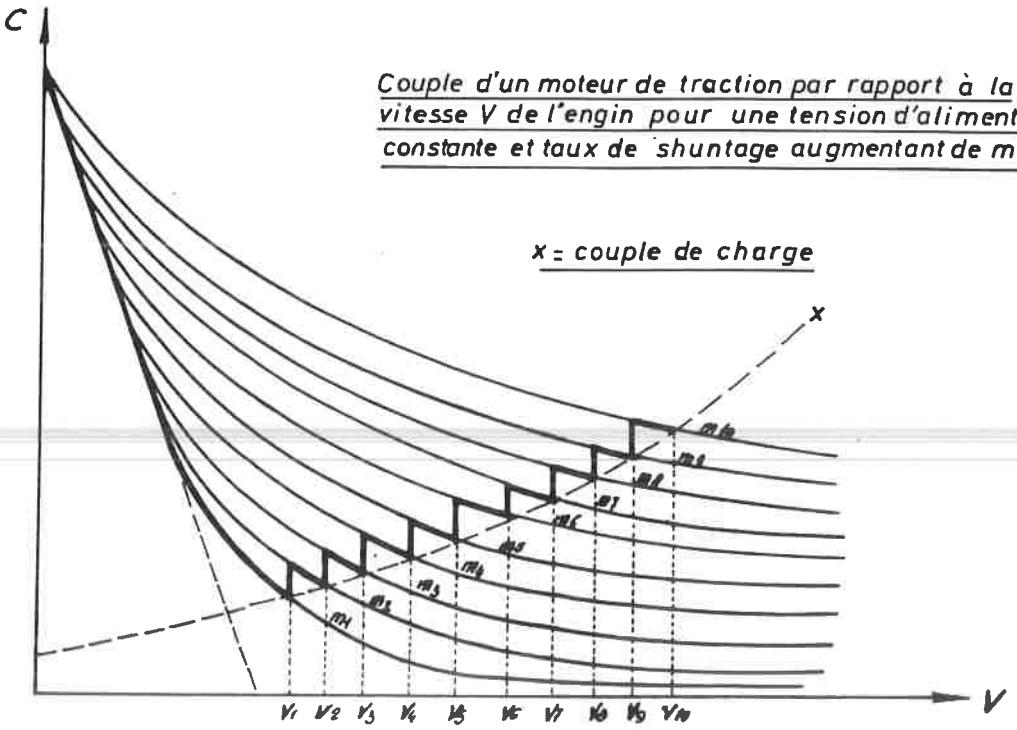


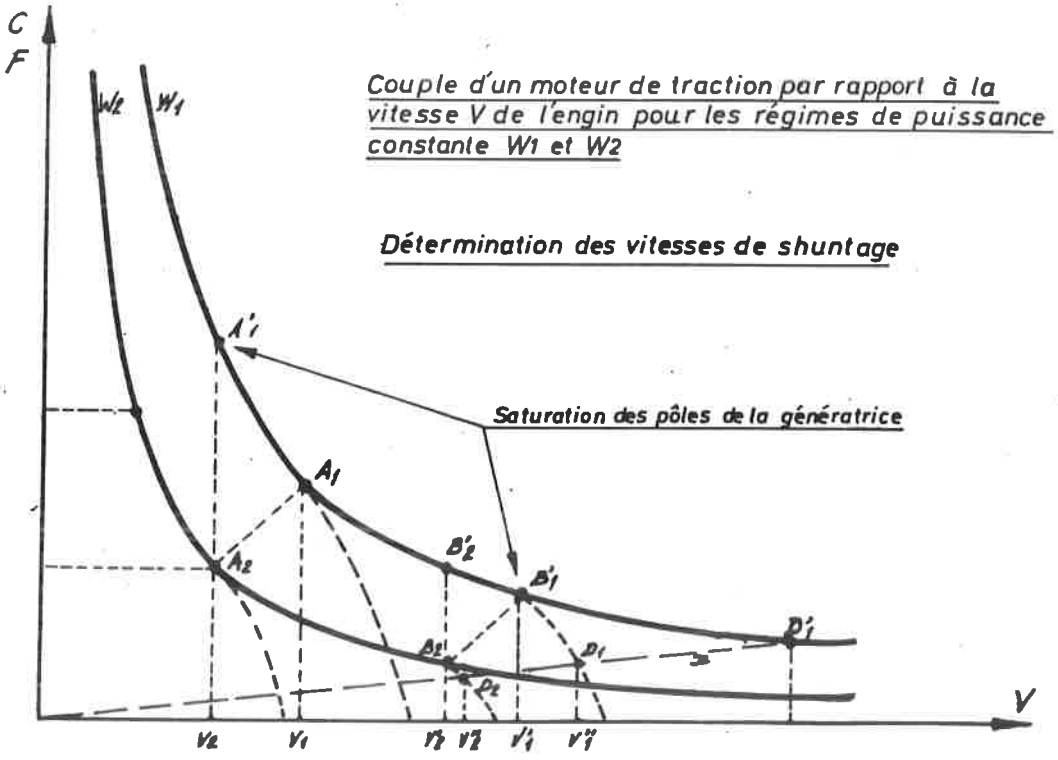
Fig. 269



Couple d'un moteur de traction par rapport à la vitesse V de l'engin pour une tension d'alimentation U constante et taux de shuntage augmentant de m_1 à m_{10}

x = couple de charge

Fig. 270



Couple d'un moteur de traction par rapport à la vitesse V de l'engin pour les régimes de puissance constante W1 et W2

Détermination des vitesses de shuntage

Saturation des pôles de la génératrice

Fig. 271

C.1260
21e L

22ème leçon.

III. Déduction des caractéristiques principales d'un engin de traction à partir des caractéristiques de base de ses organes de transmission.

52. A. Définitions.

Nous entendons par caractéristiques principales d'un engin de traction :

- La caractéristique de l'effort de traction par rapport à la vitesse de l'engin (caractéristique : F.V)
- La caractéristique de l'effort de traction en fonction du courant débité par la génératrice (caractéristique F.I.)
- La caractéristique de la tension ou du courant de la génératrice en fonction de la vitesse de l'engin (courbes I.V. et U.V.).

53. Les caractéristiques de base des organes de transmission sont :

- la caractéristique de puissance $U.I$ de la génératrice.
- la caractéristique du couple par rapport au courant des moteurs de traction (caractéristique C.I.).

L'étude est effectuée en se basant sur l'exemple numérique suivant :

Données de base :

54. 1. Nous supposons une génératrice développant dans sa zone d'utilisation normale une puissance constante de 1 000 kW et dont la caractéristique externe UI pour une certaine vitesse d'entraînement est représentée aux figures 272/a et 272/b. (hyperbole équilatère ABC). Dès qu'une certaine saturation se produit dans les pôles de la génératrice (point A), sa puissance diminue à mesure que son courant débité baisse (la tension U n'augmente plus proportionnellement avec la diminution du courant comme c'est le cas pendant la phase ABC)

$U.I$ étant 1 000 kW, à chaque valeur de I correspond une valeur de U qui est facile à déterminer. A chaque courant i dans les moteurs de traction correspond également une tension aux bornes u bien déterminée.

Nous supposons que les moteurs de traction peuvent être couplés en série-parallèle et en parallèle.

55. Relation entre les courants et les tensions de la génératrice et des moteurs de traction.

U.I = 1 000 kW (fig. 272/a et 272/b).

tat des pôles de a génératrice	I Amp	U volt	Moteurs couplés en série-parallèle		Moteurs couplés en parallèle		Puissance électrique U.I. (kW)
			i	u	i	u	
aturation écroissante	1000	850	500	425	250	850	850
----------	1300	770	650	385	325	770	1000
lus de satu- ation	2000	500	1000	250	500	500	1000
	4000	250	2000	125	1000	250	1000
	8000	125	4000	62,5	2000	125	1000
	10000	100	5000	50	2500	100	1000

56. Lorsque l'intensité du courant maximum autorisée dans la génératrice est limitée à 2400 A ou 3000 A soit dans les moteurs de traction à 600 ou 750 A, la partie BC de la courbe caractéristique UI (fig. 272/a) n'est d'aucune utilité. Ainsi l'intensité du courant sera de préférence représentée à une échelle plus grande de façon à ce que la courbe de puissance constante prenne la forme représentée à la fig. 272/b.

2. Moteurs de traction.

57. Nous supposons que les 4 moteurs de traction dont le couplage peut être modifié, ont un seul cran de shuntage de 50 %.

Pour le type de moteur de traction choisi (type DN 441 ou D 29) les courbes caractéristiques donnant le couple moteur développé en fonction du courant, avant et après shuntage (m = 50 %), sont représentées à la figure 273. (Ces courbes dépendent principalement des propriétés de construction des moteurs).

Pendant la phase de fonctionnement considérée, la saturation dans les pôles des moteurs étant très importante, ces courbes auront approximativement la forme d'une ligne droite.

58. Les roues motrices ont un diamètre de 1 m et le rapport des engrenages entre les essieux et leur moteur de traction est de : $q = \frac{59}{18} = 3,28.$

B. Calcul du couple de traction total et de l'effort de traction de l'engin en fonction de l'intensité du courant débité par la génératrice.

59. Appelons "c" le couple moteur développé à un moment donné par chaque moteur de traction et "i" son courant.

Le couple-moteur total "C" développé par les K moteurs de traction ensemble s'exprime par

$$C = K.c. \quad \text{mkg}$$

60. Tenant compte du rapport des engrenages de transmission "q" le couple moteur total transmis aux roues est de :

$$C_m = K.c.q \quad \text{mkg}$$

61. Les roues motrices ayant un diamètre "2 R" l'effort de traction de l'engin s'exprime par :

$$F = \frac{K.c.q}{R} \quad \text{kg}$$

62. Les moteurs de traction étant couplés en série-parallèle, le courant débité par la génératrice s'élève à

$$I = \frac{K}{2}. \; i$$

i étant le courant dans chaque moteur de traction.

Dès que les moteurs passent en parallèle, le courant de la génératrice devient :

$$I = K. \; i$$

63. Ces expressions générales permettent de déduire la courbe de l'effort de traction (F) en fonction de l'intensité (I) du courant débité par la génératrice en partant des courbes caractéristiques qui représentent le couple par rapport au courant (fig. 273).

La variation de l'effort de traction (F) de l'engin en fonction du courant (I) de la génératrice est représenté numériquement dans le tableau suivant et graphiquement à la figure 274.

Pour autant que l'échelle soit adaptée, les courbes données dans la figure 274 représentent également le couple moteur global et le couple de traction de l'engin en fonction du courant débité par la génératrice.

Nombre de moteurs de traction : 4
Rapport de transmission : q = 3,28

64.

Couplage des moteurs de traction	Déduction de la fig. 273 i Amp	Déduction de la fig. 273 c mkg	Courant génératrice I Amp.	Couple de traction C = K.c = 4.c	Couple moteur C_d = K.c.q = 13,12c mkg	Effort de traction $= \frac{K.c.q}{R} = \frac{Cd}{0,5}$ kg
Série-parallèle	600	750	1 200	3 000	9 880	19 750
Avant shuntage	400	430	800	1 720	5 650	11 300
$I = \frac{K}{2}.i.$	275	235	550	940	3 090	6 180
	220	160	440	640	2 100	4 200
Parallèle	600	750	2 400	3 000	9 880	19 720
Avant shuntage	400	430	1 600	1 720	5 650	11 300
I = K.i.	275	235	1 100	940	3 090	6 180
	220	160	880	640	2 100	4 200
Parallèle	400	225	1 600	900	2 960	5 920
Après shuntage m = 50 %	300	160	1 200	640	2 100	4 200
I = K.i.	225	110	900	440	1 445	2 890
	150	60	600	240	790	1 580

C. Calcul de la courbe de traction de l'engin en fonction de la vitesse de l'engin.

65. La puissance U.I = W transmise par la génératrice aux moteurs de traction est représentée graphiquement à la figure 272/b.

La puissance transmise par les moteurs de traction aux essieux-moteurs de l'engin s'exprime par

$$P_m = U.I.r$$

Le rendement "r" d'un moteur de traction varie généralement de 0,85 à 0,92, son courant diminuant de 750 A à 300 A (fig. 275).

En pratique, pendant toute la durée de son fonctionnement, le rendement d'un moteur de traction peut être considéré comme ayant une valeur constante de 90 %.

66. La puissance de traction d'un engin peut être formulée par $P = 2{,}72\ F.V.$ Watt.

Cela nous permet d'écrire l'équation d'équilibre suivante :

$$U.I.r = 2{,}72\ F.V.$$

De celle-ci se déduit l'effort de traction par rapport à la vitesse de l'engin :

$$F = \frac{U.I.r}{2{,}72\ V}$$

Aussi longtemps que U, I et r ont une valeur constante, le calcul de F = f (V) n'est pas difficile.

Comme c'est généralement le cas dans la pratique, I et r ne sont pas des constantes ce qui complique en quelque sorte l'expression de F en fonction de V.

La méthode à suivre dans ce cas est donnée dans le tableau suivant :

67. Calcul de la courbe représentant l'effort de traction d'un engin de traction en fonction de sa vitesse.

plage des moteurs de traction	F(fig 274) en kg	I de la génératrice (fig 274) Amp	U fig 272/b volt	i (par moteur de traction)	r moteur de traction	$V=\frac{U.I.r}{2{,}72F}$ Km/h
rie-parallèle	26 000	1 500	670	750	0,86	12,2
ein champ	19 760	1 200	815	600	0,895	18
rallèle	19 760	2 400	407,5	600	0,895	18
ein champ	11 300	1 600	660	400	0,9	31
	6 180	1 100	855	275	0,92	52
	4 200	880	910	220	0,94	66
rallèle	5 920	1 600	660	400	0,90	62
unté de 50 %	4 200	1 200	815	300	0,92	78
	2 890	900	900	225	0,94	97
	1 580	600	935	150	0,94	122

68. Les résultats de ce tableau peuvent être représentés par un graphique comme il a été fait à la figure 276.

Conclusion : La courbe représentant l'effort de traction de l'engin est composée des 3 parties suivantes :

La partie ABC : fonctionnement des moteurs de traction en Série - parallèle

- la partie BDE : le fonctionnement en parallèle à plein champ
- la partie DGH : fonctionnement en parallèle shunté (m = 50 %).

Lorsque, aux points B ou D, les moteurs de traction ne changent pas de couplage ou ne sontpas shuntés , à partir de ces points l'effort de traction diminue très rapidement (affaiblissement de la puissance de la génératrice à cause de la saturation de ses pôles).

69. Ainsi, les points B et D indiquent les vitesses de l'engin auxquelles le changement du couplage ou le shuntage des moteurs de traction sont à effectuer afin d'éviter la discontinuité de la courbe de traction.

70. Le changement de couplage et le shuntage étant effectués au moment opportun, les 3 courbes de traction se rejoignent de façon à ce que la courbe résultante prenne approximativement la forme d'une hyperbole équilatère. (Approximativement à cause de la valeur variable du rendement).

Remarques :

71. 1) La courbe représentée à la fig. 276 donne également, avec adaptation de l'échelle, le couple moteur global ou le couple de traction de l'engin en fonction de la vitesse de l'engin.

72. 2) En indiquant également sur la figure 276, l'effort de traction admis par l'adhérence on peut déduire directement de cette figure la vitesse minimale de l'engin à partir de laquelle la puissance maximale peut être appliquée.

Pour des rails secs(f = 0,3) cette vitesse minimale est de ± 15 km/h et pour des rails humides (f = 0,24) : ± 18 km/h.

D. Variation du courant et de la tension de la génératrice en fonction de la vitesse de l'engin.

73. Des figures 274 et 276, chaque fois l'effort de traction de l'engin étant donné en ordonnées, on peut déduire la variation du courant et de la tension de la génératrice en fonction de la vitesse de l'engin.

Cette déduction est plus facile lorsque les deux figures 274 et 276 sont réunies dans une seule figure 277. En ordonnées est porté l'effort de traction de l'engin, en abscisse une fois le courant I débité par la génératrice et l'autre fois la vitesse V de l'engin.

74. 1. Lorsque le courant de chaque moteur de traction atteint sa valeur maximale admise de 750 A, le courant débité par la génératrice en cas de couplage en série-parallèle est de 1 500 A.

Cela correspond à un effort de traction de 26 000 kg (point X sur la courbe F.I. : série-parallèle) et à la vitesse de l'engin de 12,2 km/h (point X' sur la courbe F.V.).

75. 2. L'effort de traction devant être limité à 23.600 kg pour des raisons d'adhérence (point a' sur courbe FV la puissance de traction maximale ne peut être appliquée qu'à partir de 15 km/h tandis que le courant de démarrage débité par la génératrice doit se limiter à 1 380 A (point A)

76. 3. Lorsque la vitesse de la locomotive augmente, le courant débité par sa génératrice diminue de 1 500 A (ou 1 380 A) à 1 200 A (point B) atteint à la vitesse de l'engin de 18 km/h (point b').

La tension aux bornes de la génératrice correspondant au courant débité de 1 200 A est de 815 V;

Lorsqu'à cette tension, c.à.d. au point B, les pôles de la génératrice entrent en saturation, on change le couplage des moteurs de traction (passage de série parallèle en parallèle).

77. Le point de régime B (1 200 A - 815 V) se déplace vers le point C (2 400 A - 407,5 V) situé sur la courbe "couplage en parallèle et plein champ" et correspondant encore toujours à la vitesse de l'engin de 18 km/h.

78. 4. A mesure que la vitesse de la locomotive augmente, le courant débité par la génératrice diminue de 2 400 A (point C) à 1 200 A (point D) ou de nouveau les pôles de la génératrice atteignent la saturation. A ce moment, la vitesse de l'engin est de 60 km/h (point d' sur courbe F.V.).

Par le shuntage des inducteurs des moteurs de traction le point de régime D se déplace vers E (1 420 A) situé sur la courbe : fonctionnement en parallèle et shuntage de 50 %).

79. 5. Après shuntage des moteurs de traction le courant de la génératrice diminue de 1 420 A à 1 200 A (point H) atteint à la vitesse de 74 km/h (point h').

80. A partir de cette vitesse la saturation dans les pôles de la génératrice augmente. Par ce phénomène, à partir du point h', la courbe de traction h'f' se situera au dessous de la courbe théorique h'M de puissance constante.

Au point F le courant débité par la génératrice diminue à 680 A correspondant à la vitesse de 120 km/h (point f').

Un courant de moins de 650 A provoquerait l'échauffement des pôles de la génératrice.

81. 6. Lorsque le courant maximum autorisé en régime continu dans les moteurs de traction est de 400 A, le courant maximum I pouvant être débité par la génératrice en régime continu est de 1 600 A ce qui est indiqué par le point K correspondant à la vitesse de l'engin de 29 km/h (point h')

A puissance maximale, la vitesse minimale en régime continu de l'engin est ainsi de 29 km/h.

Conclusion :

82. La variation du courant de la génératrice en fonction de la vitesse de l'engin est représentée indirectement par la courbe :

X - (A) - B - C - D - E - F.

Le rapport direct entre I et V ou entre U et V est représenté à la figure 278.

Dans cette figure, la courbe U.I de la génératrice est de nouveau représentée avec indication des différents points de changement du couplage ou du shuntage des moteurs de traction

A , B, C, D, E et F.

Annexe 158

Courbe caractéristique de la génératrice pour U x I = 1000 k W

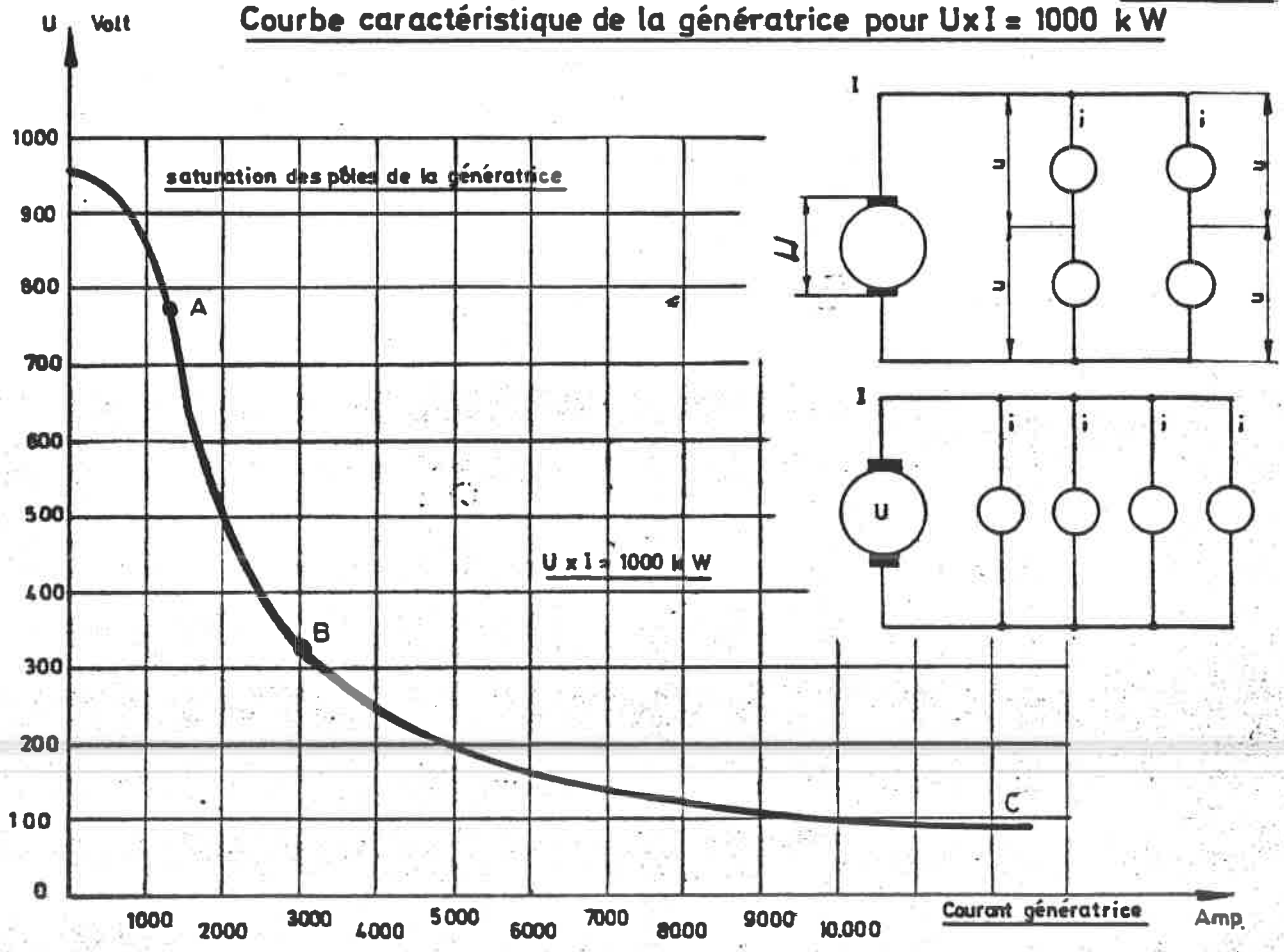


Fig. 272/a

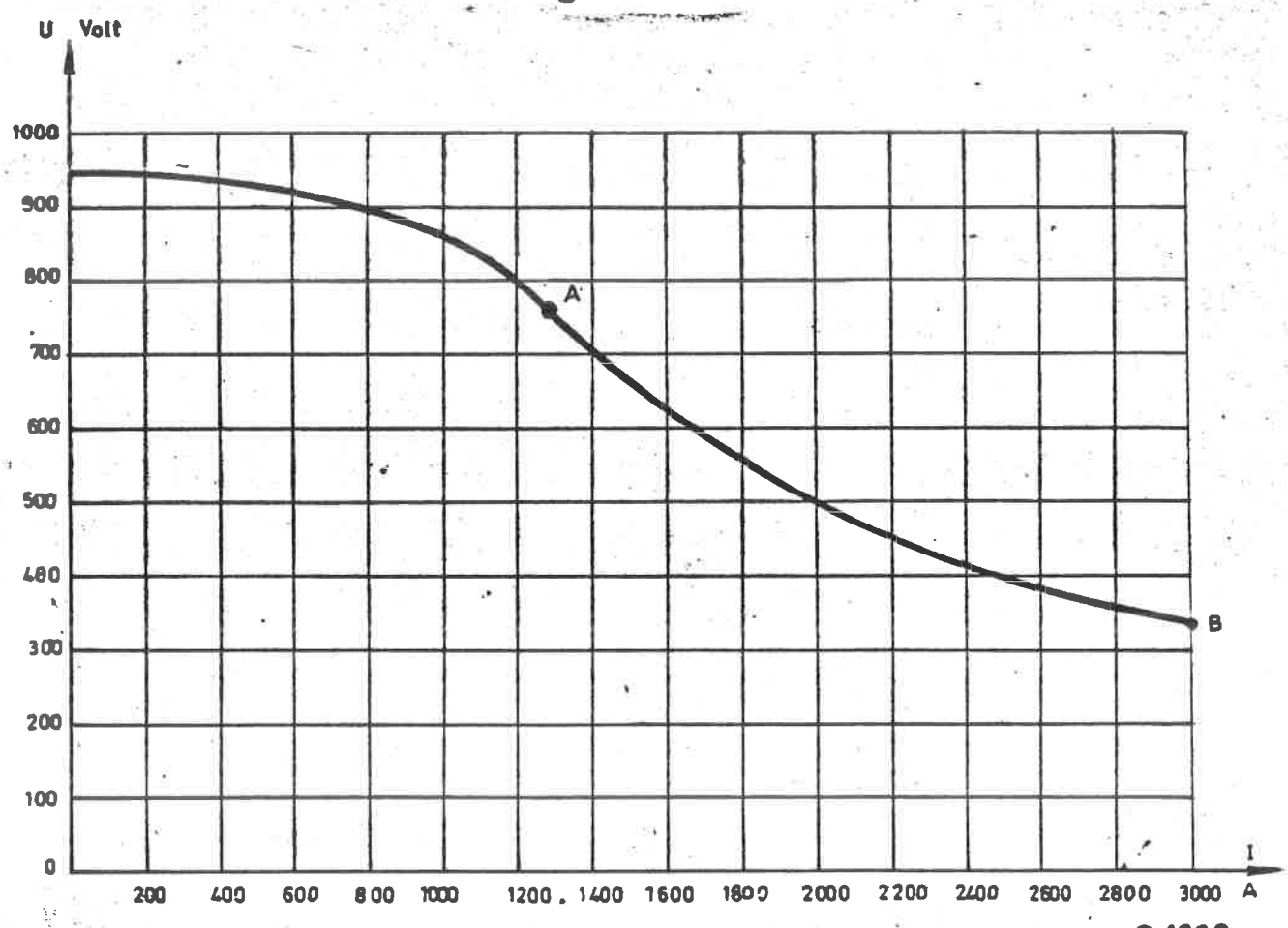


Fig. 272/b

C.1260
22e L.

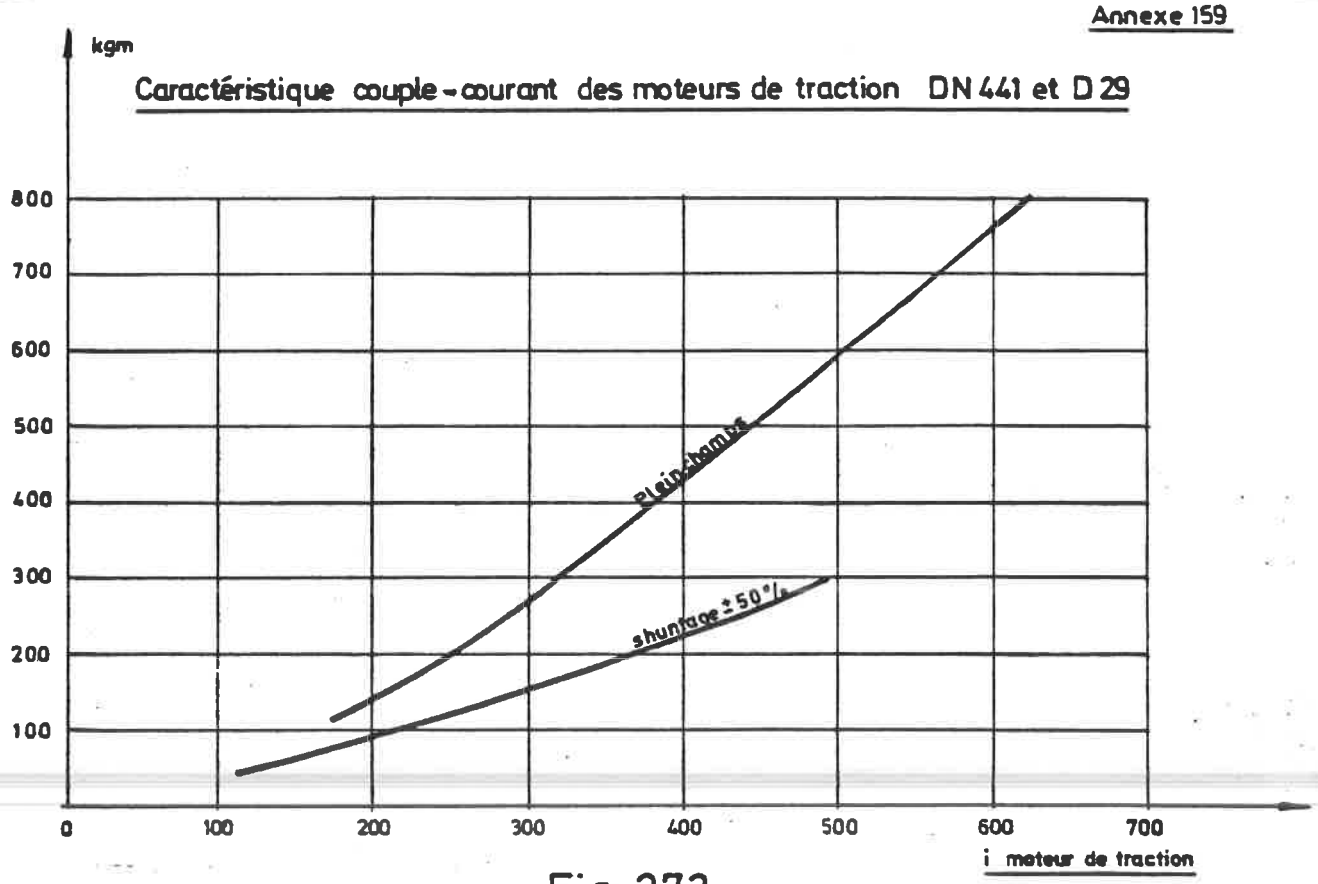


Fig. 273

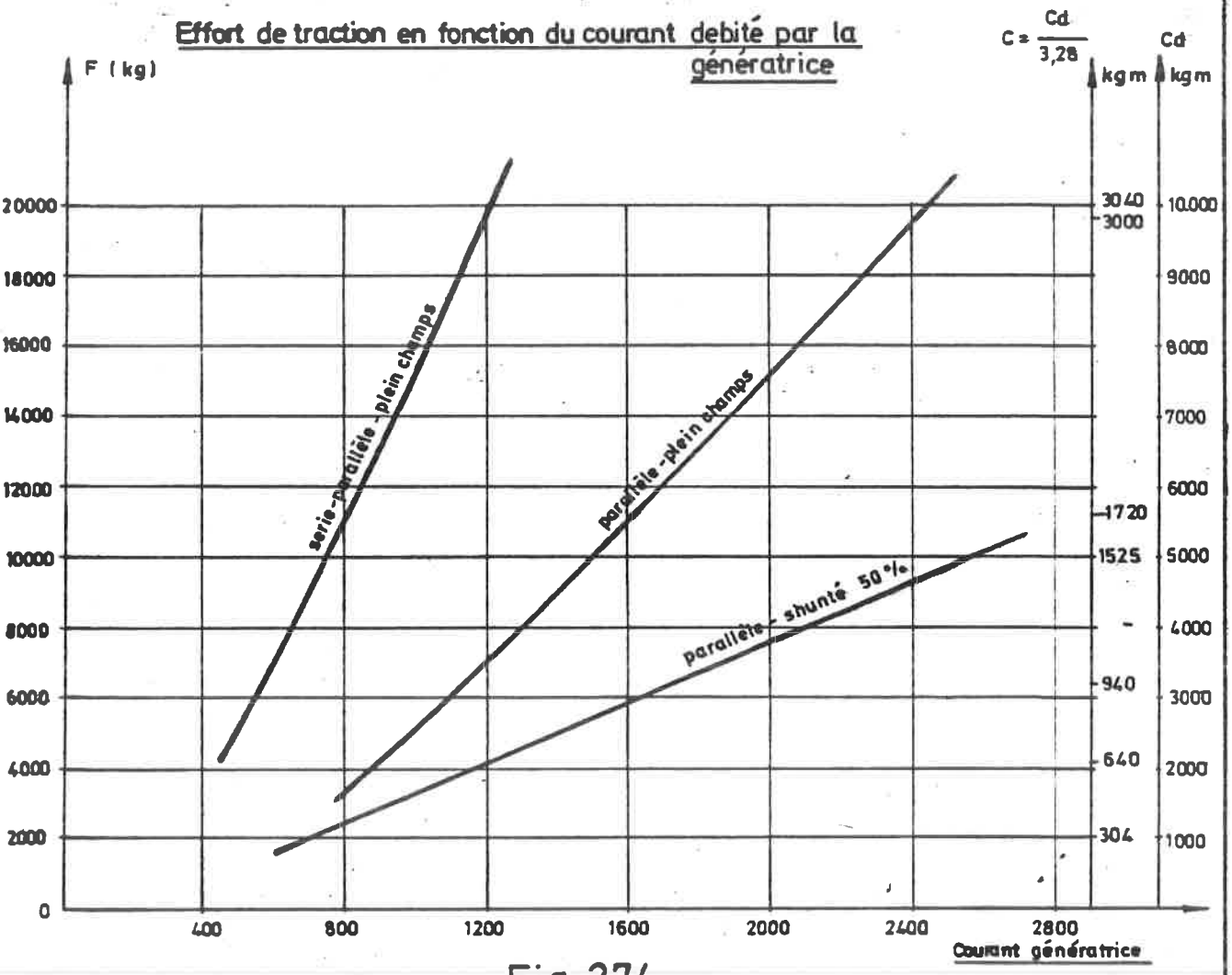


Fig. 274

C. 1260
22 ° L

Rendement du moteur de traction

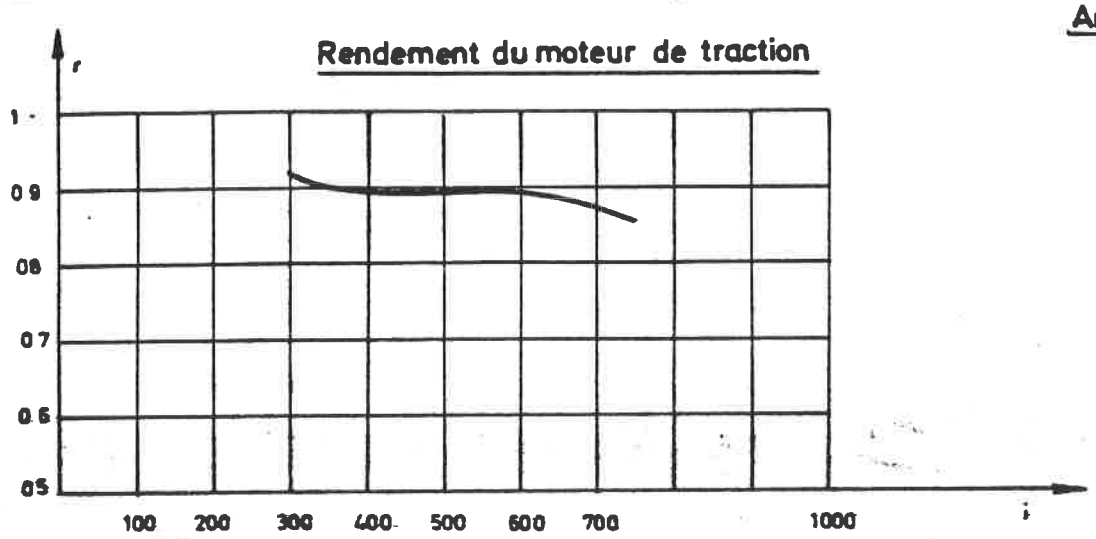


Fig. 275

Courbe représentant l'effort de traction d'un engin diesel pour une puissance à la génératrice de U x I = 1000 kW

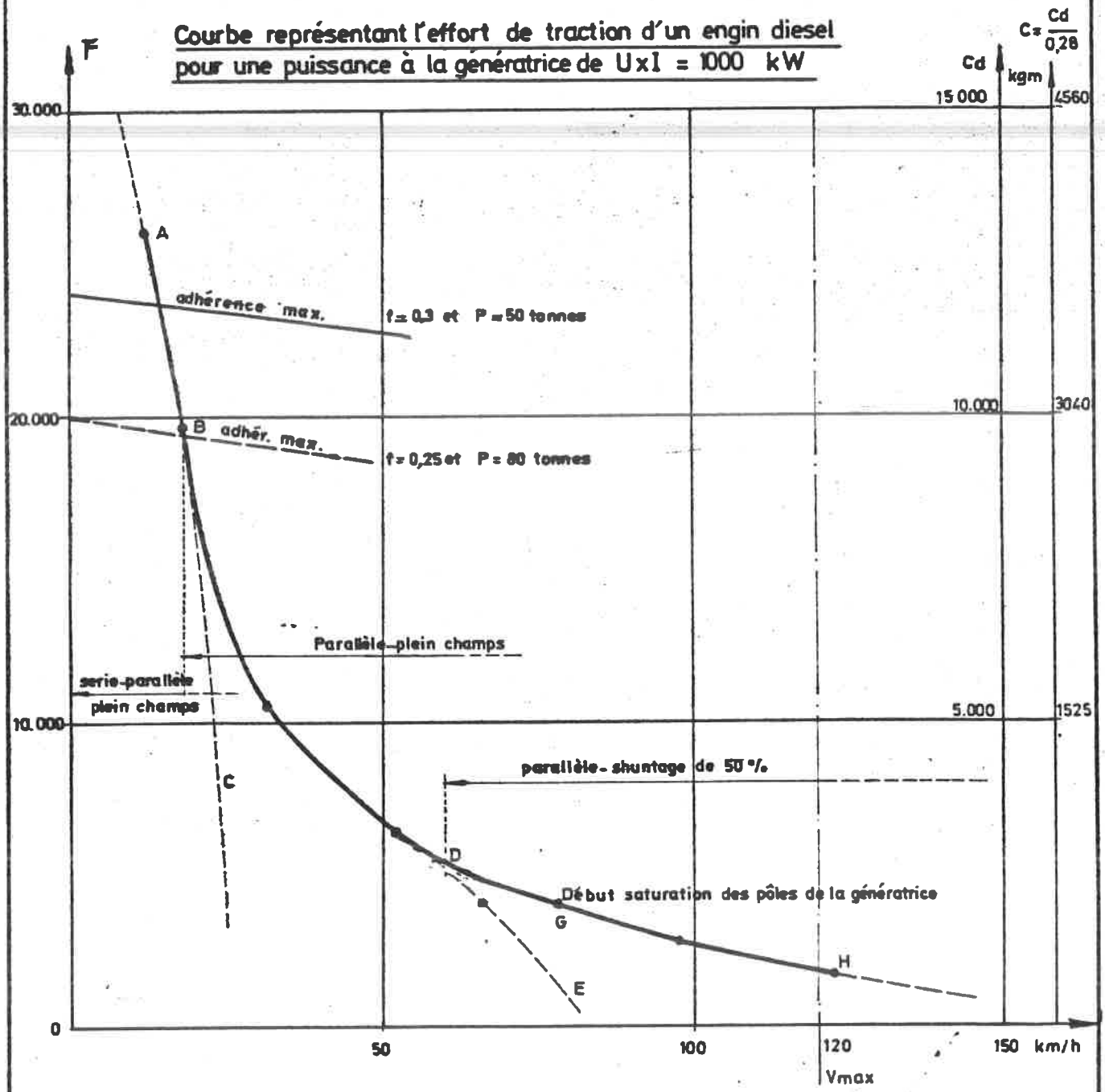


Fig. 276

C.1260
22e L.

Caractéristiques

- effort de traction = f (vitesse de l'engin)
- effort de traction = f (courant debité par la génératrice)
- courant debité par la génératrice = f (vitesse de l'engin)

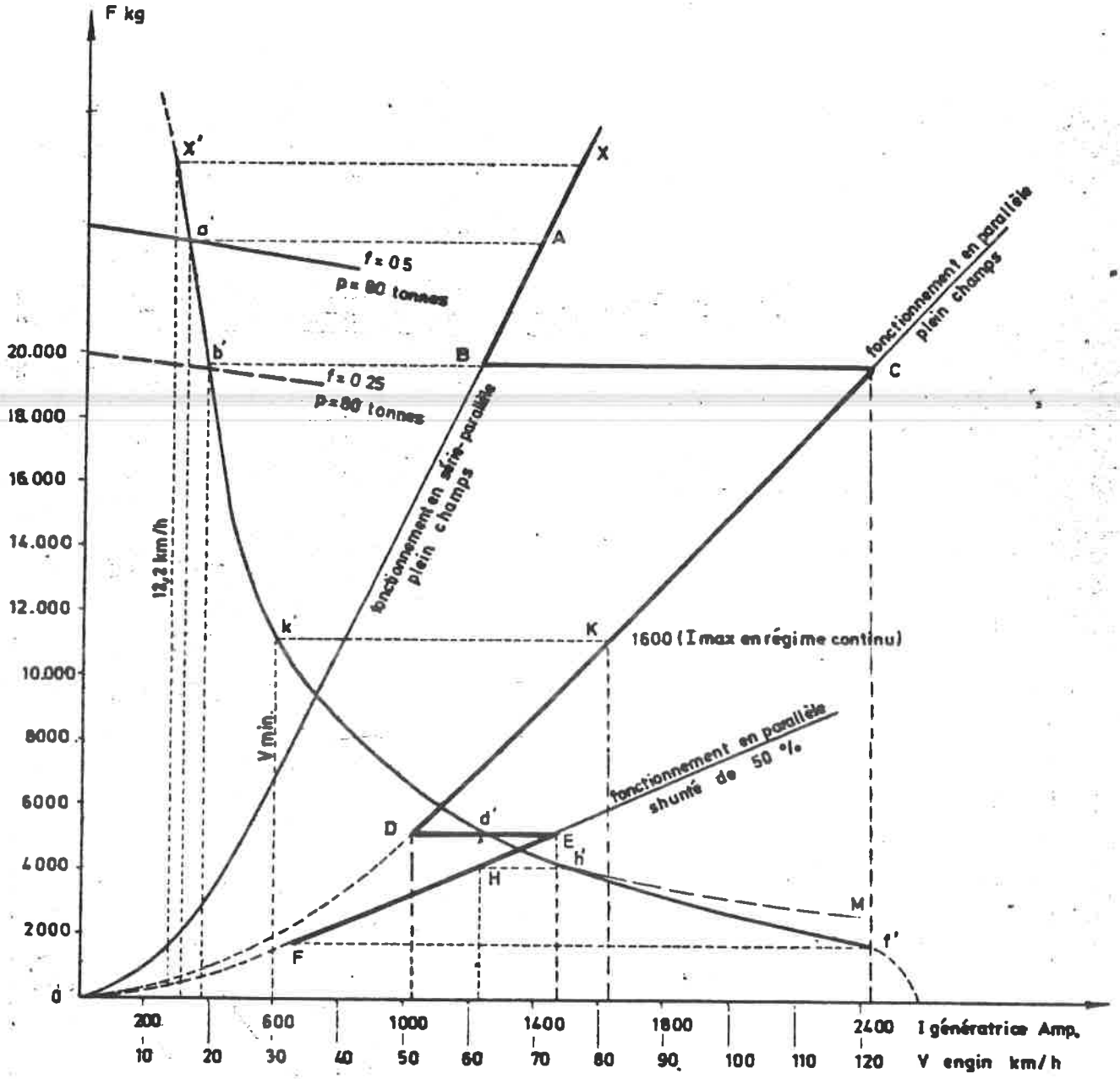
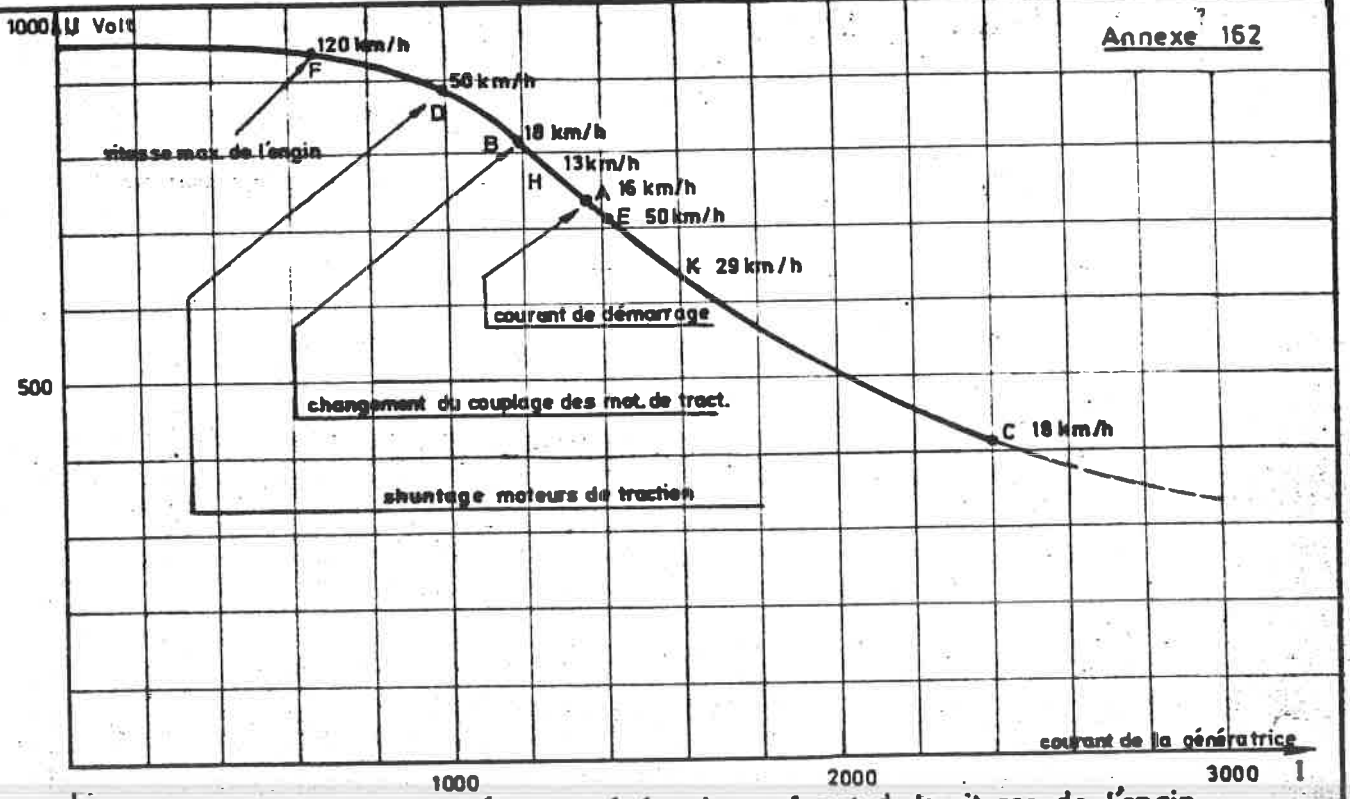


Fig. 277

Annexe 162



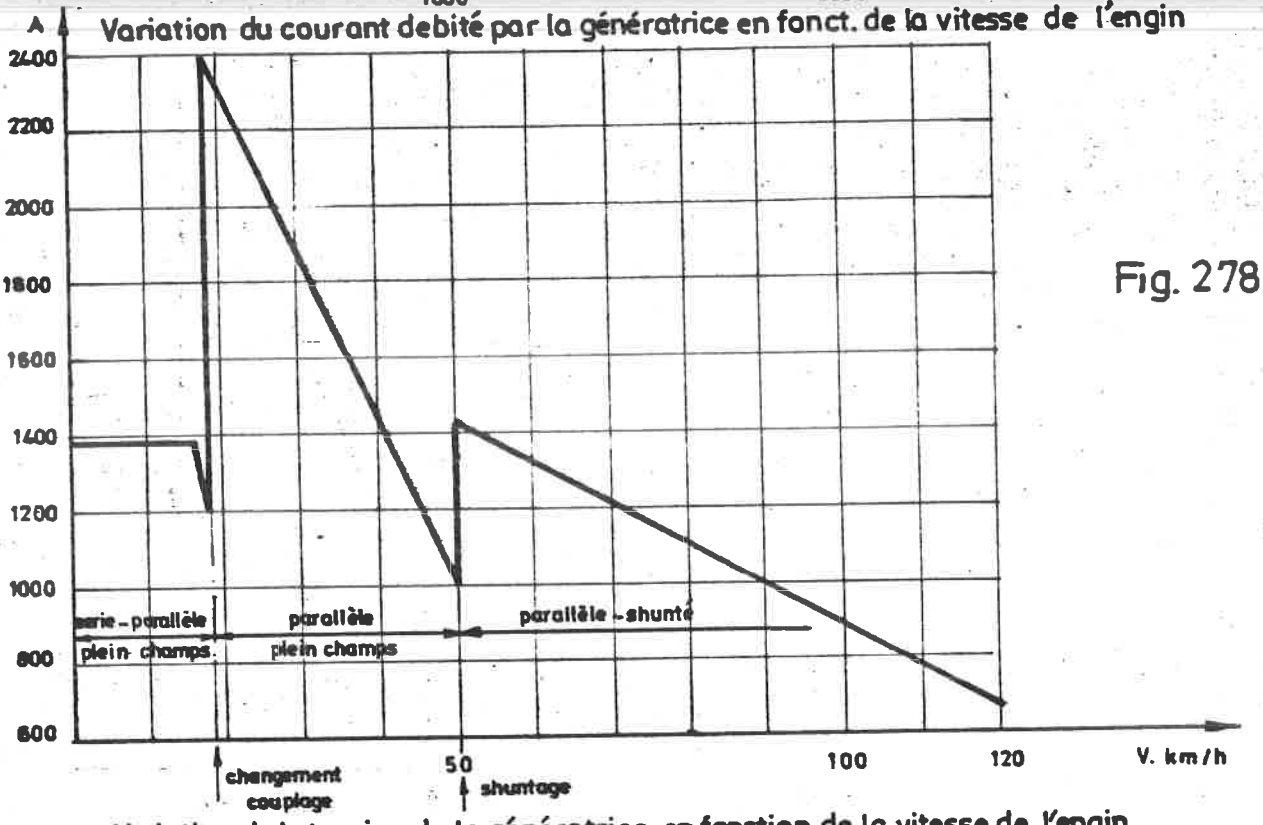
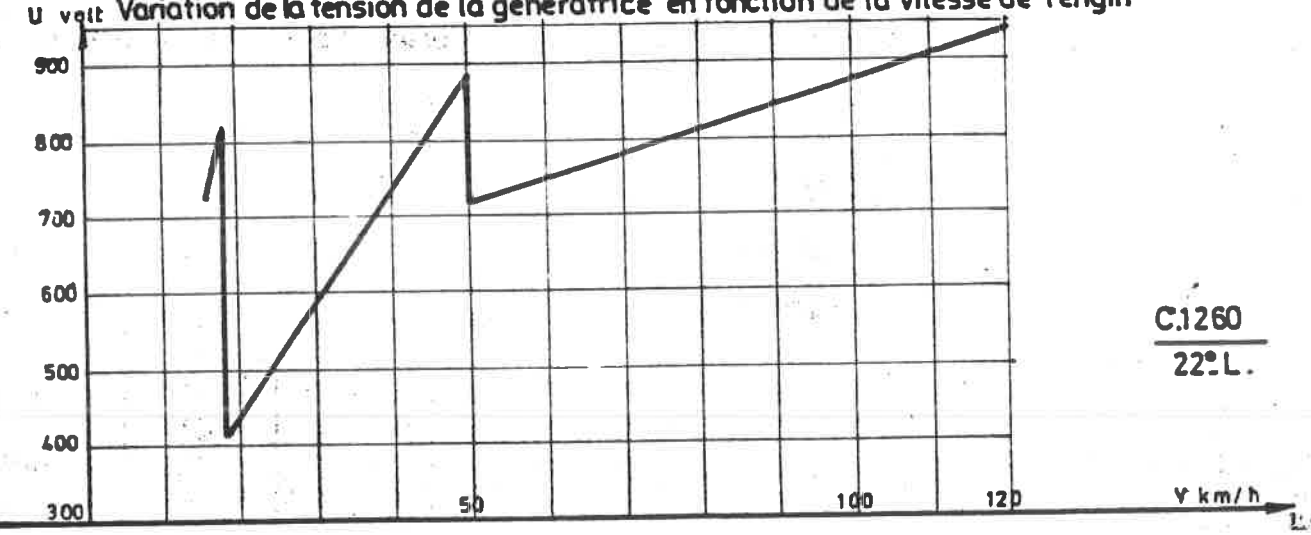


Fig. 278



C.1260
22e L.

SNCB
Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

III/VI

Leçons 23 à 32

IV. LA GENERATRICE D'UNE TRANSMISSION ELECTRIQUE.

A. Définitions générales - Types de génératrices et leur caractéristique externe.

83 Rappelons-nous que la caractéristique externe d'une génératrice fonctionnant à vitesse rotative constante est la représentation graphique de la tension U à ses bornes en fonction de son courant débité I pour, suivant le type de génératrice, une intensité constante de son courant d'excitation ou une résistance constante de son circuit d'excitation.

La forme de cette caractéristique dépend du genre de génératrice.

On distingue :

1. La génératrice à excitation indépendante.

84 La force électromotrice peut être exprimée par $E = k.n \Phi$.
Dans cette expression, l'intensité i_m du courant d'excitation ainsi que la vitesse de rotation n restant constantes, E reste constant.

A cause des chutes de tension dans les enroulements d'induit (résistance ohmique et réaction d'induit) qui augmentent avec le courant débité, la tension U à ses bornes diminue à mesure que le courant débité augmente (fig. 279).

2. Génératrice à excitation shunt.

85 Aussi longtemps qu'il n'y a pas de saturation des pôles, Φ varie proportionnellement avec le courant d'excitation i_m.
Pour une vitesse d'entraînement constante la force électromotrice peut être exprimée par $E = K.i_m$

Lorsque i_m reste constant (par l'intermédiaire du régulateur de champ R_v), U diminue à mesure que le courant de charge I augmente à cause des chutes de tension dans l'induit qui augmentent avec I.

La caractéristique externe prend la forme représentée à la fig. 280/a.
$(r_m + r_v)$ étant la résistance du circuit d'excitation, le courant i_m dans ce circuit s'exprime par : $i_m = \frac{U}{r_m + r_v}$.

Puisque U diminue lorsque le courant de charge I augmente, le courant d'excitation diminue aussi et la caractéristique externe prend la forme de la figure 280/b.

3. Génératrice à excitation serie.

86 Suivant le degré de saturation dans les pôles, la valeur de ϕ varie dans une certaine mesure avec le courant de charge I.

Pour une vitesse d'entraînement n constante la force électromotrice E s'exprime par : $E = K. I.$
La caractéristique externe prend la forme représentée à la figure 281.

4. Génératrice à excitation compound.

87 Suivant l'importance de l'excitation serie par rapport à l'excitation shunt, une génératrice à excitation compound peut avoir une caractéristique externe plane (courbe 1), montante (courbe 2 - génératrice à caractéristique serie) ou descendante (courbe 3 - génératrice à caractéristique shunt) (fig. 282).

5. Génératrice à excitation anti-compound.

88 L'excitation serie étant inversée par rapport à l'excitation shunt, la tension aux bornes U baisse rapidement lorsque le courant débité I augmente.

B. Propriétés caractéristiques de la génératrice d'une transmission diesel-électrique.

1. Caractéristique externe à puissance constante.

89 Comme déjà démontré, la génératrice d'une transmission diesel-électrique doit permettre à chaque instant l'utilisation maximale de la puissance de traction effective développée par le moteur diesel.

90 L'équilibre devant exister continuellement entre le moteur diesel et la génératrice s'exprimera ainsi par :
$P.r = U.I.$

Dans cette expression :

P = la puissance développée par le moteur diesel en watt

r = le rendement de la génératrice

U et I = la tension aux bornes de la génératrice et son courant débité.

Aussi longtemps que le moteur diesel fonctionne à un régime de puissance constante, le produit U.I aura aussi une valeur constante.

91 En conclusion, la caractéristique externe de la génératrice d'un engin diesel-électrique doit avoir la forme d'une hyperbole équilatère (voir figure 272/b de la 22ème leçon).

La caractéristique externe UI = Cte est généralement appelée "caractéristique externe à puissance constante".

2. Propriété de principe de la génératrice.

92 La puissance du moteur diesel (P = 1,027 C.n watt) varie d'après le réglage de son débit d'injection (donc de C). Il en résulte qu'à chaque débit d'injection choisi, il doit correspondre pour le moteur diesel une vitesse de rotation n pour laquelle le moteur et la génératrice sont en équilibre.

Cet équilibre s'exprime par :

$$U.I = 1,027\ r.\ C.\ n.\ \text{watt}.$$

93 Nous savons également que le couple développé par un moteur diesel pour un débit d'injection déterminé, est approximativement constant et indépendant de sa vitesse de rotation.

Néanmoins, pour éviter la surcharge du moteur (afin de garantir une bonne combustion et éviter des fumées noires), à chaque vitesse de rotation correspond un débit d'injection maximum autorisé et par conséquence aussi un couple maximum Cm autorisé.

94 Afin de pouvoir utiliser pour chaque vitesse de rotation choisie, la puissance maximale autorisée du moteur diesel, la génératrice doit satisfaire à la condition suivante

$$U.I = 1,027\ r.\ Cm.\ n\ \text{watt}.$$

95 Cela signifie que pour n'importe quelle vitesse de rotation n du moteur diesel, il doit exister pour la génératrice une caractéristique externe à puissance constante ne provoquant ni la surcharge ni la décharge du moteur diesel (fig 284).

3. Réglage du régime de puissance du moteur diesel.

96 Comme expliqué dans le cours "1213 - Moteurs diesel", la puissance d'un moteur diesel peut être réglée soit :

a) par le réglage de son débit d'injection.

La vitesse de rotation du moteur prend la valeur pour laquelle son couple moteur reste en équilibre avec son couple de charge. La puissance développée dépend de la vitesse de rotation.

b) par le réglage de sa vitesse de rotation.

Le régulateur de vitesse adapte le débit d'injection de façon telle que, pour la vitesse de rotation choisie, le couple moteur soit en équilibre avec le couple de charge.

97 De la propriété de base d'une génératrice à puissance constante, il résulte que le réglage du régime de puissance du moteur diesel qui l'entraîne se fera de préférence au moyen d'un régulateur de vitesse variable.

Un tel régulateur permet le choix de la valeur de la vitesse de rotation du moteur diesel et de la rendre constante.

4. Caractéristiques générales d'une génératrice de transmission.

La génératrice d'une transmission diesel-électrique se caractérise par :

98 a) Sa vitesse d'entraînement maximale autorisée.

La génératrice, étant dans la plupart des cas, accouplée directement au vilebrequin du moteur diesel (son induit joue le rôle de volant), sa vitesse de rotation maximale autorisée doit au moins être égale à celle du moteur diesel.

Cela est également vrai quand (comme c'est le cas pour des petites puissances) la génératrice est accouplée au moteur au moyen d'un accouplement élastique ou d'un arbre à cardans.

b) La tension U aux bornes.

99 A cause de la caractéristique externe à puissance constante, on entend par tension U aux bornes d'une génératrice de transmission, sa tension maximale autorisée.

Cette tension est limitée par les phénomènes de saturation se produisant à partir d'une certaine tension dans ses pôles.

En effet, nous savons qu'approximativement :

$$U = k.\ n.\ \Phi = k.\ n.\ i_m.$$

Dans cette expression i_m indique l'intensité du courant d'excitation de la génératrice. Le produit U.I étant constant, la tension U et par conséquence l'intensité i_m doivent augmenter à mesure que le courant débité diminue.

100 A cause des dimensions de construction réduites d'une génératrice de transmission, à partir d'une certaine intensité i_m la saturation se manifestera inévitablement dans ses pôles.

La saturation entraînant une production de chaleur, la tension maximale admise en régime continu doit être limitée par le taux de saturation pour lequel le refroidissement de la génératrice est encore suffisant.

101 Au dessus de la tension critique U à laquelle la saturation commence à se produire, la puissance développée par la génératrice diminue d'autant plus vite à mesure que son courant débité baisse. La saturation des pôles de la génératrice entraîne la décharge du moteur diesel, c.à.d. la réduction accélérée de la puissance motrice ainsi que de l'effort de traction de l'engin.

Nous avons déjà démontré que la zone d'utilisation d'une génératrice qui est limitée par la saturation de ses pôles, peut être étendue par le changement du couplage et par le shuntage de ses moteurs de traction.

102 c) La manière par laquelle se réalise la caractéristique externe à puissance constante de la génératrice.

De cette manière dépendra, comme expliqué plus bas, le nombre et le type de ses inducteurs.

103 d) Le système de régulation permettant le réglage du régime de puissance de la génératrice.

104 e) Les méthodes appliquées pour remédier aux phénomènes de commutation néfastes (des enroulements de compensation, des pôles auxiliaires...).

105 f) Le nombre de porte-balais et balais.

106 g) Le rendement de la génératrice.

Aux régimes de puissance normaux ce rendement a un ordre de grandeur de 93 %.

107 h) Le refroidissement de la génératrice.

La puissance développée par une génératrice étant proportionnelle à sa vitesse de rotation, les génératrices sont presque généralement refroidies par des ventilateurs incorporés.

V. REALISATION DE LA CARACTERISTIQUE EXTERNE A PUISSANCE CONSTANTE.

108 Aucune génératrice à courant continu du type normal (à excitation serie, shunt, compound ou anticompound) ne présente une caractéristique externe de la forme d'une hyperbole-équilatère. Ainsi une génératrice de transmission devra toujours être équipée d'enroulements d'excitation spéciaux et d'un système de pilotage qui ensemble réalisent automatiquement la caractéristique externe à puissance constante.

109 Suivant la manière dont cette caractéristique est réalisée on distingue les systèmes de transmission suivants :

- les systèmes à réglage électrique;
- les systèmes à réglage mécanique;
- les systèmes à réglage électronique ou à régulation transistorisée.

A. Les systèmes de transmissions à réglage électrique.

110 Principe général.

La caractéristique à puissance constante résulte directement du système d'excitation composé dans lequel les intensités des courants d'excitation sont réglées par des organes-régulateurs indépendants du moteur diesel.

Les systèmes à réglage électrique peuvent être rangés en 3 grandes classes :

1. Les systèmes à influence extérieure de l'excitation de la génératrice.

111 Un rhéostat de champ règle automatiquement le courant d'excitation en raison inverse du courant de charge.

La génératrice peut être équipée d'une excitation indépendante ou shunt.

Les systèmes suivants sont basés sur ce principe :

1. a. Le système WARD-LEONARD non automatique (fig. 285).

112 Un rhéostat de champ à manoeuvre manuelle permet le réglage du courant d'excitation en rapport inverse du courant débité par la génératrice.

1. b. Le système WARD-LEONARD automatique (fig. 286).

113 Le rhéostat de champ R est manoeuvré automatiquement par un relais de puissance sous le contrôle du courant I et de la tension U de la génératrice.

Ces deux systèmes ne sont appliqués sur les engins de traction diesel.

2. Systèmes avec génératrice à auto-réglage.

114 Dans ces systèmes, le rhéostat de champ inséré dans le circuit de l'excitation sert uniquement pour l'adaptation de la puissance constante de la génératrice au régime choisi pour le moteur diesel.

Par contre, la caractéristique de puissance constante résulte directement des propriétés électriques de la génératrice.

On distingue les deux types suivants :

a) La génératrice à auto réglage et à vitesse de rotation variable.

115 A chaque vitesse de rotation n1, n2, n3... de la génératrice à excitation anti-compound, il correspond une caractéristique externe spécifique et descendante comme représentée à la figure 287.

La courbe A B C D E F représente la caractéristique idéale de puissance constante qui correspond à un certain débit d'injection constant imposé au moteur diesel.

Le moteur diesel étant équipé d'un régulateur de débit et à cause de l'équilibre à maintenir entre le couple moteur et le couple résistant du moteur diesel, en cas de réduction du courant de charge de la génératrice, la vitesse de rotation du moteur diesel prendra successivement les valeurs de régime suivantes : n1 (point F), n2 (point E), n3 (points D et C), n2 (point B), n1 (point A).

Afin d'obtenir une baisse de tension sensible pour une légère chute de vitesse, la génératrice doit fonctionner dans une zone non saturée ce qui exige des génératrices de construction lourde et encombrante.

Ce système n'est pas d'application sur les engins de traction à puissance élevée.

b) Système avec génératrice pilote (fig. 288).

116 Ce système, appliqué auparavant à certains autorails triples (types 653 et 655) et construits par la firme ACEC sous licence " JEUMONT" était en principe composé d'une génératrice principale dont l'excitation indépendante était alimentée par une génératrice auxiliaire. Cette dernière était entraînée directement par un essieu de l'engin et appelée pour cette raison "excitation pilote".

Cette génératrice pilote disposait de deux enroulements d'excitation, une excitation indépendante alimentée par la batterie et une excitation serie parcourue par le courant débité. Ainsi la tension de la génératrice pilote et donc aussi le courant d'excitation de la génératrice principale augmentait à mesure que la vitesse de l'engin augmentait.

Automatiquement la tension de la génératrice principale était basse au démarrage de l'engin (limitation du courant de démarrage) et augmentait progressivement avec la vitesse de l'engin.

Pour que le démarrage de l'engin soit possible, la génératrice principale était équipée, en plus, d'une excitation de démarrage à alimentation indépendante.

2. c) Génératrice à auto-réglage et à vitesse de rotation constante.

117 Ce système a été la base des transmission "JEM-GECO" et ensuite des transmission "ACEC-WESTINGHOUSE" actuellement très utilisées à la S.N.C.B.

Il est en principe composé d'une génératrice principale entraînée par le moteur diesel, génératrice qui dispose des 3 enroulements d'excitation suivants (fig. 289) :

118 1) Une excitation indépendante alimentée par une source de courant auxiliaire (batterie ou génératrice de charge batterie) avec un courant i_m qui produit un flux magnétique $\not{\Phi}$ 1.

La force électromotrice engendrée dans la génératrice $E1 = K\ n\ \overline{\phi 1}$ est indépendante de l'intensité du courant débité par celle-ci (fig. 290 - représentation de E1 en fonction de I).

119 2) Une excitation "shunt" parcourue par un courant i_{m2} créant un flux $\overline{\phi}\ 2$, r_2 étant la résistance de l'enroulement d'excitation et U la tension aux bornes de la génératrice, i_{m2} peut être exprimé par $i_{m2} = \frac{U}{r_2}$.

La f.é.m. E_2 engendrée par l'excitation shunt s'exprime par $E_2 = K.\ n.\ \overline{\phi}\ 2 = K.\ n.\ \frac{U}{r_2}$.

On peut aussi exprimer $E_2.I = K'\ n\ W = cte.$

Théoriquement E_2 tendrait vers l'infini quant l'intensité I de la génératrice approcherait de 0 ($E_2.I$ = constante forme une hyperbole équilatère).

120 Les enroulements d'excitation indépendante et shunt ainsi que la section des pôles sont calculés de façon telle qu'il se produit de la saturation et E_2 reste limitée à une certaine valeur.

La force électromotrice créée par le flux $\overline{\phi 2}$ prend la forme indiquée à la fig. 290 (hyperbolique tant qu'il n'y a pas de saturation dans les pôles).

121 3) Une excitation "COMPOUND DISCORDANT" parcourue par le courant I débité par la génératrice dans un sens tel que le flux $\overline{\phi 3}$ créé est opposé aux flux $\overline{\phi 1}$ et $\overline{\phi 2}$.

Le flux négatif $\overline{\phi 3}$ augmentant avec le courant de charge I, la f.é.m. négative engendrée par ce flux augmentera avec I comme représentée à la figure 290.

122 Le flux magnétique résultant s'exprime par
$\overline{\phi} = \overline{\phi 1} + \overline{\phi 2} - \overline{\phi 3}$ et la force électro-motrice par :
$E = E_1 + E_2 - E_3$
u étant la chute de tension se produisant dans les enroulements d'induit (pertes cuivre et réaction d'induit), la tension U aux bornes de la génératrice s'exprime par :

$$U = E_1 + E_2 - E_3 - u$$

La composition de la tension U aux bornes est représentée graphiquement à la figure 291.

Pour une certaine intensité I' du courant de charge on obtient :

$$U' = E'_1 + E'_2 - E'_3 - u'.$$

La caractéristique externe réelle de la génératrice est représentée par la courbe A' B C D E' F.

Discussion:

123 Caractéristiques de puissance réelle et idéales de la génératrice.

La caractéristique externe de forme idéale $(U.I = C^{te})$ correspondant à la puissance P du moteur diesel et $W = P.r_g$ est représentée par la courbe hyperbolique A B C D F: nous constatons que la caractéristique de puissance réelle diffère de la courbe de forme idéale.

124 Dans les zones où la caractéristique réelle dépasse la forme idéale, le moteur diesel est surchargé par sa transmission. Dans les zones où la courbe de forme idéale dépasse la courbe réelle, le moteur diesel est déchargé par sa transmission.

Le moteur diesel étant équipé d'un régulateur de vitesse comme c'est normalement le cas pour des transmissions électriques, ce régulateur diminuera le débit d'injection dans les zones de décharge et l'augmentera dans les zones de surcharge.

Cette augmentation, par contre, n'est possible que pour autant que le débit maximum autorisé ne soit pas dépassé. Dans ce cas, la caractéristique de puissance définitive ou réelle de la génératrice est représentée par la courbe A' B C' D E' F.

125 Lorsque le débit d'injection ne peut être augmenté (c.à.d. lorsque aux points B et D le débit d'injection atteint sa valeur maximale autorisée, le moteur diesel est surchargé par sa transmission et sa vitesse de rotation diminue.

La caractéristique externe réelle de la génératrice est représentée par la courbe A' B C D E' F.

Toute surcharge du moteur diesel par sa transmission étant très néfaste, elle doit être évitée par un système de protection qui vérifie le déplacement de la crémaillère des pompes d'injection et qui diminue la puissance de la

génératrice en insérant une résistance LR dans le circuit de son excitation indépendante dès que le débit d'injection maximum autorisé est dépassé (l'excitation indépendante est la plus importante). Dans ce cas aussi la caractéristique réelle est représentée par la courbe A' B C D E' F.

126 - Double but du régulateur de charge LR.

Le régulateur de charges LR, dont la valeur est réglée par le système de protection, a un double rôle à remplir :

127 a) Eviter la surcharge du moteur diesel par sa génératrice soit que :

- la surcharge résulte des propriétés électriques de la génératrice (par la forme réelle de sa caractéristique externe, le changement de la température de régime de la génératrice et de ses organes constitutifs, des changements de vitesse de rotation éventuellement autorisés par le régulateur ...).

- la surcharge résulte du moteur diesel même (manque de puissance par une mauvaise carburation dans un ou plusieurs cilindres, manque de combustible ou d'air de combustion, usure, mauvais état d'un ou de plusieurs injecteurs).

b) L'adaptation de la puissance de la génératrice au régime de puissance choisi pour le moteur diesel.

128 Lorsque le moteur diesel fonctionne en régime de puissance partielle (par la réduction de sa vitesse de rotation), la puissance de la génératrice doit être adaptée à cette puissance partielle.

Cela se réalise par le réglage du régulateur de champ LR au moyen d'un servo-moteur qui à son tour est influencé par le servo-moteur de réglage de la vitesse de rotation du moteur diesel. Cela signifie que le régulateur de champ LR doit être accouplé soit mécaniquement soit pneumatiquement soit de n'importe quelle autre façon avec le servo-moteur d'accélération du moteur diesel.

Puisqu'il n'est pas possible que le moteur diesel fonctionnant en régime de puissance partielle soit surchargé par sa transmission, à chaque régime de puissance partielle correspondra par la génératrice une caractéristique externe de forme A' B C' D E' F.

Cette courbe est représentée à la fiche 292.

La figure 293 donne une représentation schématique du double rôle à remplir par le rhéostat de champ LR.

- Saturation des pôles de la génératrice.

129 A cause du flux discordant $\bar{\phi}3$, la saturation des pôles de la génératrice se manifeste dès que l'intensité du courant de charge de la génératrice diminue au dessous d'une certaivaleur, c.à.d. lorsque la tension aux bornes de la génératrice dépasse une certaine valeur maximale.

Sur la caractéristique de puissance (fig. 291) le commencement de la saturation est clairement indiqué par le point ou la courbe réelle dévie de la courbe idéale dans un sens tel que le moteur diesel commence à être déchargé par sa transmission (point D).

De la figure 292 résulte que les points critiques D des différentes courbes de puissance partielle sont situés sur la droite oblique D1 D3.

Cela indique que la saturation commence à une tension d'autant plus basse que le régime de puissance choisi diminue.

Cela confirme la conclusion de notre discussion des moteurs de traction qui disait que le shuntage des moteurs de traction doit s'effectuer à une tension de la génératrice d'autant plus basse que la vitesse de rotation du moteur diesel diminue.

130 Le déplacement du point critique de saturation à gauche et en bas à mesure que la puissance diminue résulte directement de l'expression

$$E = k.\ n\ (\bar{\phi}1 + \bar{\phi}2 - \bar{\phi}3).$$

En effet, la saturation se produit toujours au même flux résultant

$$\bar{\phi} = (\bar{\phi}1 + \bar{\phi}2 - \bar{\phi}3).$$

Puisque $\bar{\phi}1$ diminue avec n (réglage de LR), la saturation des pôles ne peut être obtenue que pour un flux $\bar{\phi}3$ plus faible c.à.d. un courant de charge moins grand.

131 Au moment où la saturation débute, nous pouvons écrire :

$$E = k.\ n\ (\bar{\phi}1 + \bar{\phi}2 - \bar{\phi}3) = k.\ n\ \bar{\phi}.$$

Le flux de saturation $\bar{\phi}$ ayant une valeur constante et indépendante de la vitesse de rotation du moteur, la force é.m. correspondant à ce flux $\bar{\phi}$ sera d'autant plus basse que n diminue, c.à.d. d'autant plus que la puissance partielle est faible.

2. d. Génératrices à auto-réglage avec génératrice d'excitation et vitesse d'entraînement constante.

132 Ce système appliqué par "ACEC-WESTINGHOUSE" est déduit du système avec génératrice à auto-réglage et à vitesse d'entraînement constante. Il est en principe composé d'une génératrice principale dont l'excitation indépendante est alimentée par une génératrice d'excitation également entraînée par le moteur diesel et qui fonctionne comme génératrice à auto-réglage.

133 Comme représenté à la figure 294, la génératrice excitatrice est équipée des 3 systèmes d'excitation spécifiques pour la réalisation d'une courbe externe à puissance constante.

134 Cette combinaison présente l'avantage de pouvoir réduire fortement les dimensions de la génératrice principale. En effet, à partir de certaines puissances, l'encombrement d'une génératrice à auto-réglage serait tel que son montage sur un engin de traction causerait des difficultés.

A cause de sa puissance limitée (180 à 200 kW) l'encombrement d'une génératrice excitatrice à 3 systèmes d'excitation reste limité même lorsque ses pôles sont calculés assez grands pour que la saturation soit exclue.

Nous savons que la tension aux bornes de la génératrice d'excitation peut être exprimée par

$$u = k.\ n.\ (\bar{\Phi}1 + \bar{\Phi}2 - \bar{\Phi}3).$$

En négligeant les chutes de tension dans l'induit de la génératrice d'excitation, la tension de la génératrice principale peut être formulée par

$$U = k.\ n.\ \bar{\Phi}_g = K.\ n.\ \frac{u}{rm}$$

$$\text{d'où : } U = K'\ n.\ u$$

Cela veut dire que, pour autant qu'il ne se produise pas de saturation dans les pôles de la génératrice principale, sa tension varie proportionnellement à la tension de la génératrice d'excitation.

Lorsque la tension u de la génératrice d'excitation varie suivant une hyperbole avec le courant de charge I de la génératrice principale, la fonction U.I de cette dernière prendra également la forme d'une hyperbole équilatère.

Afin de limiter, la tension U de la génératrice principale, la section de ses pôles est calculée de façon telle que la saturation se produise dès que la tension aux bornes de la génératrice d'excitation dépasse une certaine valeur (et par conséquence aussi i_m). Vu que $U = K. n. \frac{u}{rm}$ et que la saturation se produit à certaine valeur constante de u, le point critique de saturation des différents régimes de puissance descendra aussi avec n c.à.d. à mesure que la puissance du moteur diesel diminue.

Remarques :

135 1. Une génératrice principale avec génératrice d'excitation doit en tout cas être protégée contre des courants de court-circuit. En effet en cas de courts-circuits entre les balais de la génératrice principale (p. ex. coups de feu à son collecteur ou au collecteur d'un moteur de traction), le flux discordant $\emptyset 3$ approche sa valeur nulle d'où élévation de la tension de la génératrice d'excitation à des valeurs très importantes (u n'est plus limité par I).

Par l'augmentation de son courant d'excitation, le courant de court-circuit dans l'induit de la génératrice principale augmente également.

La protection de la génératrice principale contre l'effet des courts-circuits s'effectue généralement par un relais de courant maximum dont le solénoïde est inséré dans son circuit d'excitation et qui coupe les circuits d'excitation indépendante et shunt de la génératrice excitatrice.

136 2. Le réostat de charge LR remplit le même double rôle que dans le système d'une génératrice à auto-réglage et à vitesse de rotation constante.

Génératrice à excitation indépendante

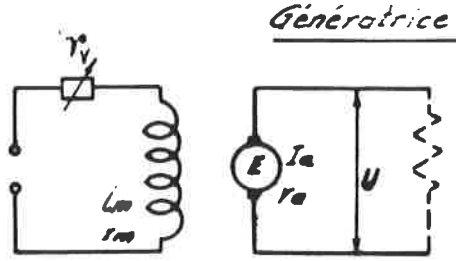
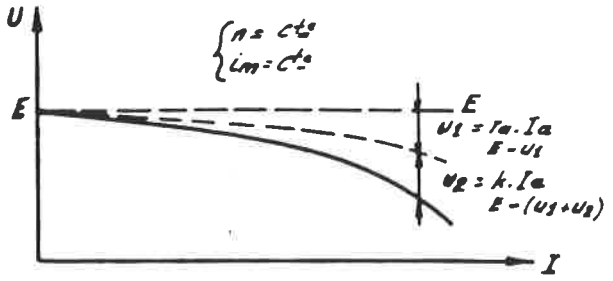
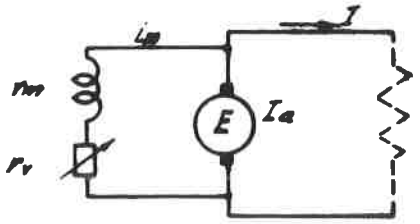


Fig: 279

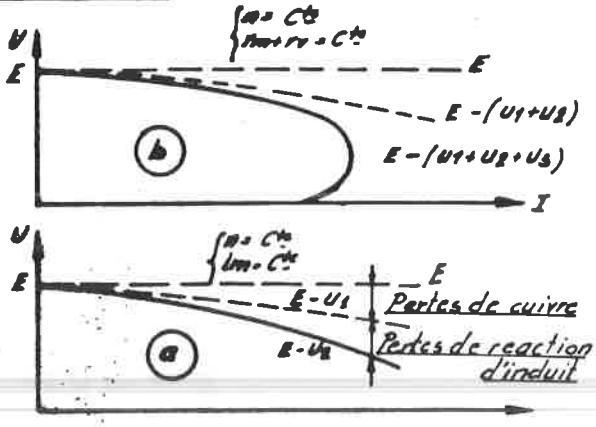


Génératrice à excitation SHUNT



- U_1 = Pertes de cuivre
- U_2 = Pertes de réaction d'induit
- U_3 = Baisse de la f.e.m à cause de la diminution de i_m

Fig: 280



Génératrice à excitation serie

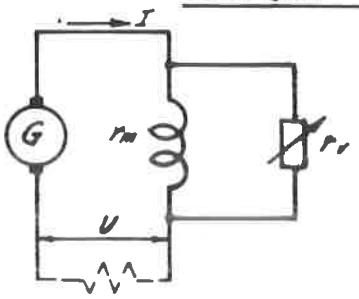
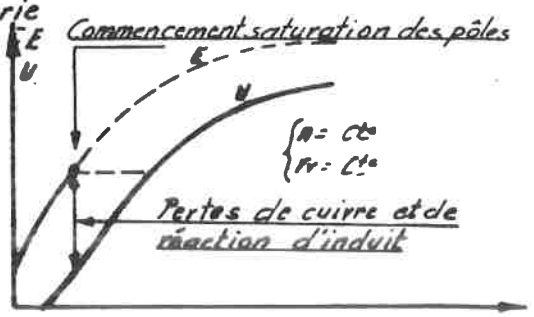


Fig: 281



Génératrice à excitation compound

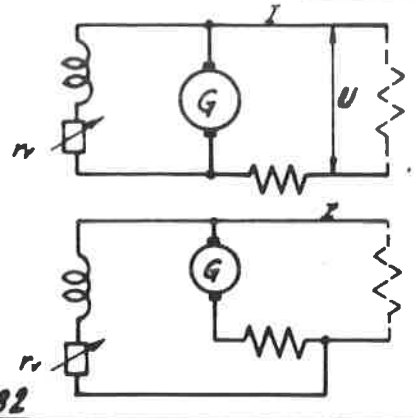
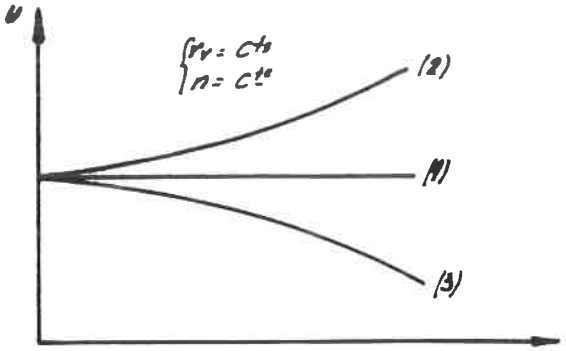


Fig: 282



Caractéristique externe d'une génératrice anti-compound

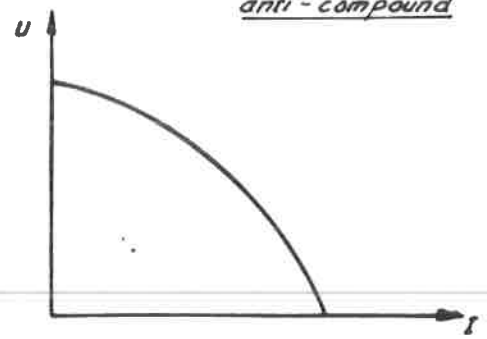


Fig: 283

Caractéristiques externe d'une génératrice de transmission électrique pour plusieurs régimes de puissance.

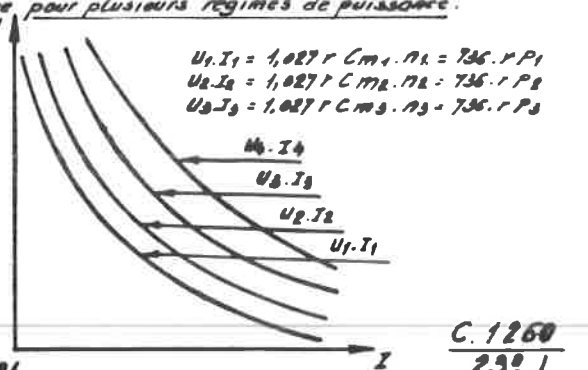


Fig: 284

Système Ward-Leonard non automatique

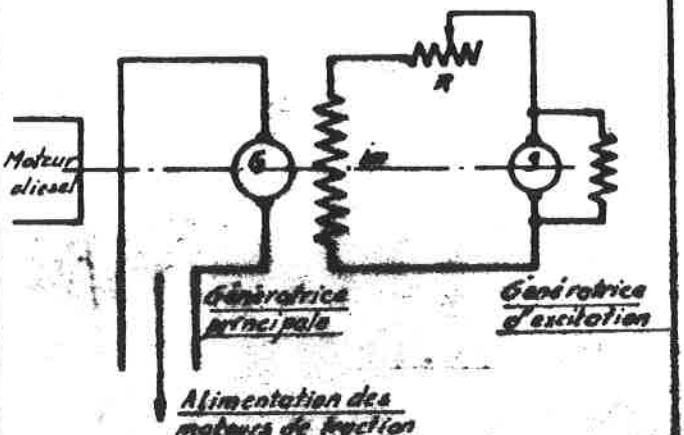


Fig.: 285

Système Ward-Leonard automatique (Brown-Boveri)

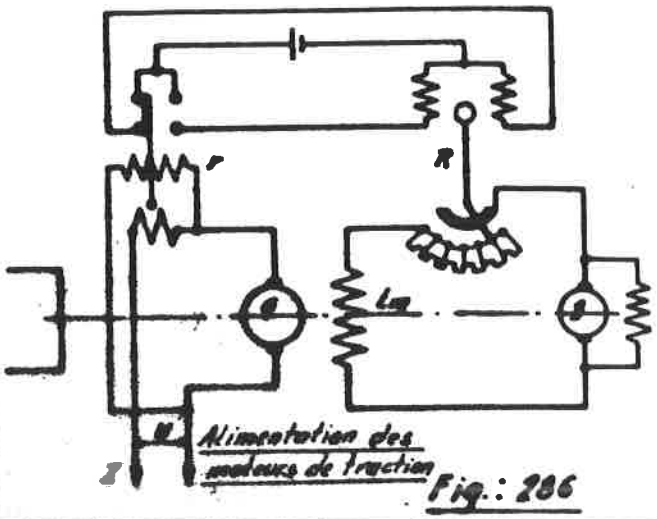


Fig.: 286

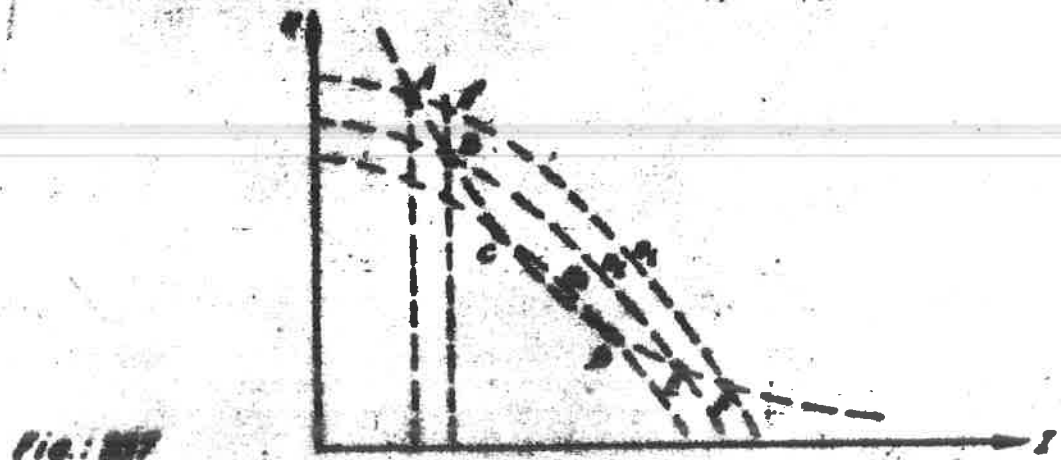


Fig.: 287

Système ACEC - JEUMONT

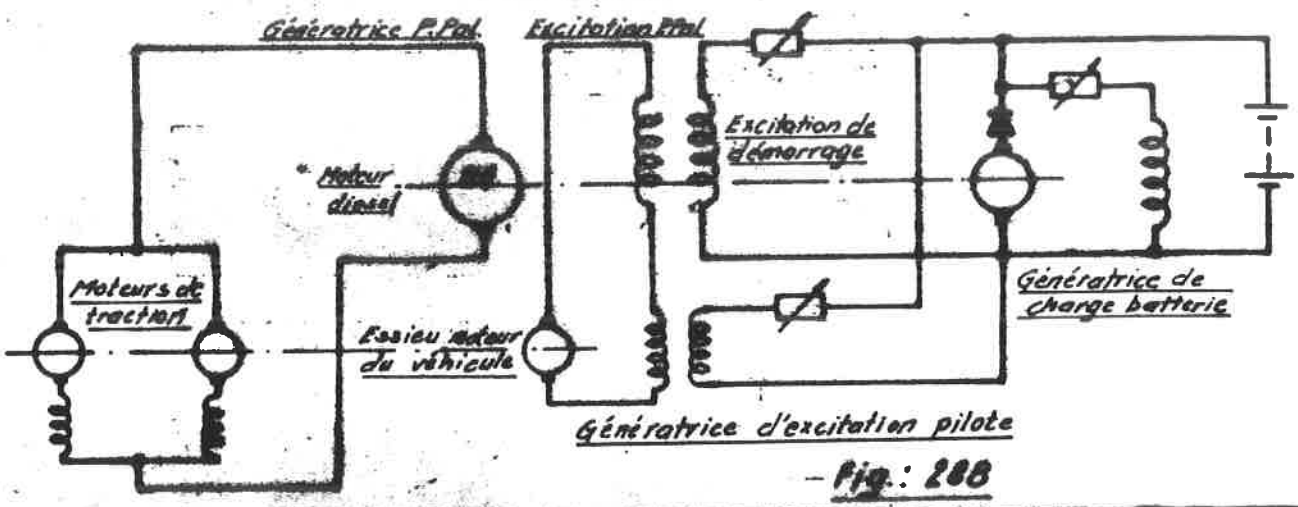


Fig.: 288

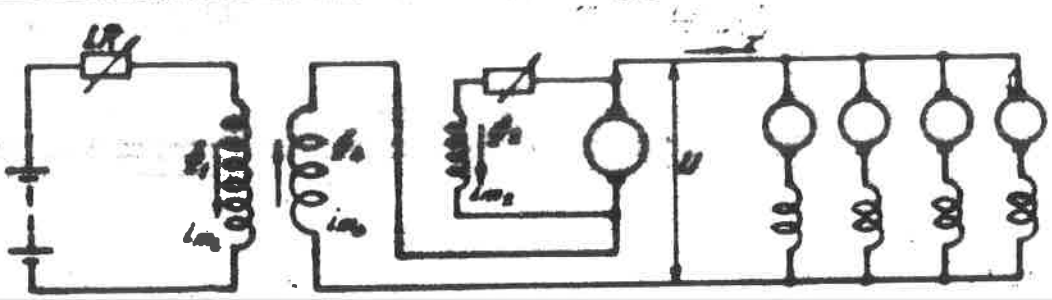


Fig.: 289

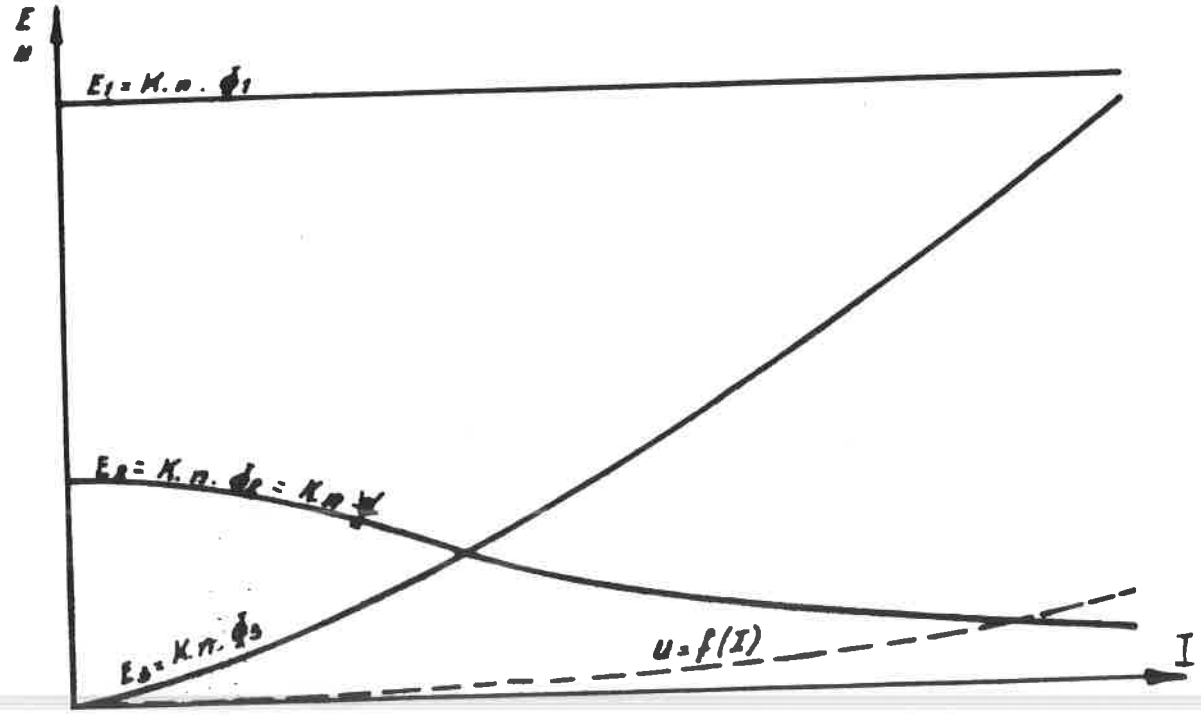


Fig.: 290

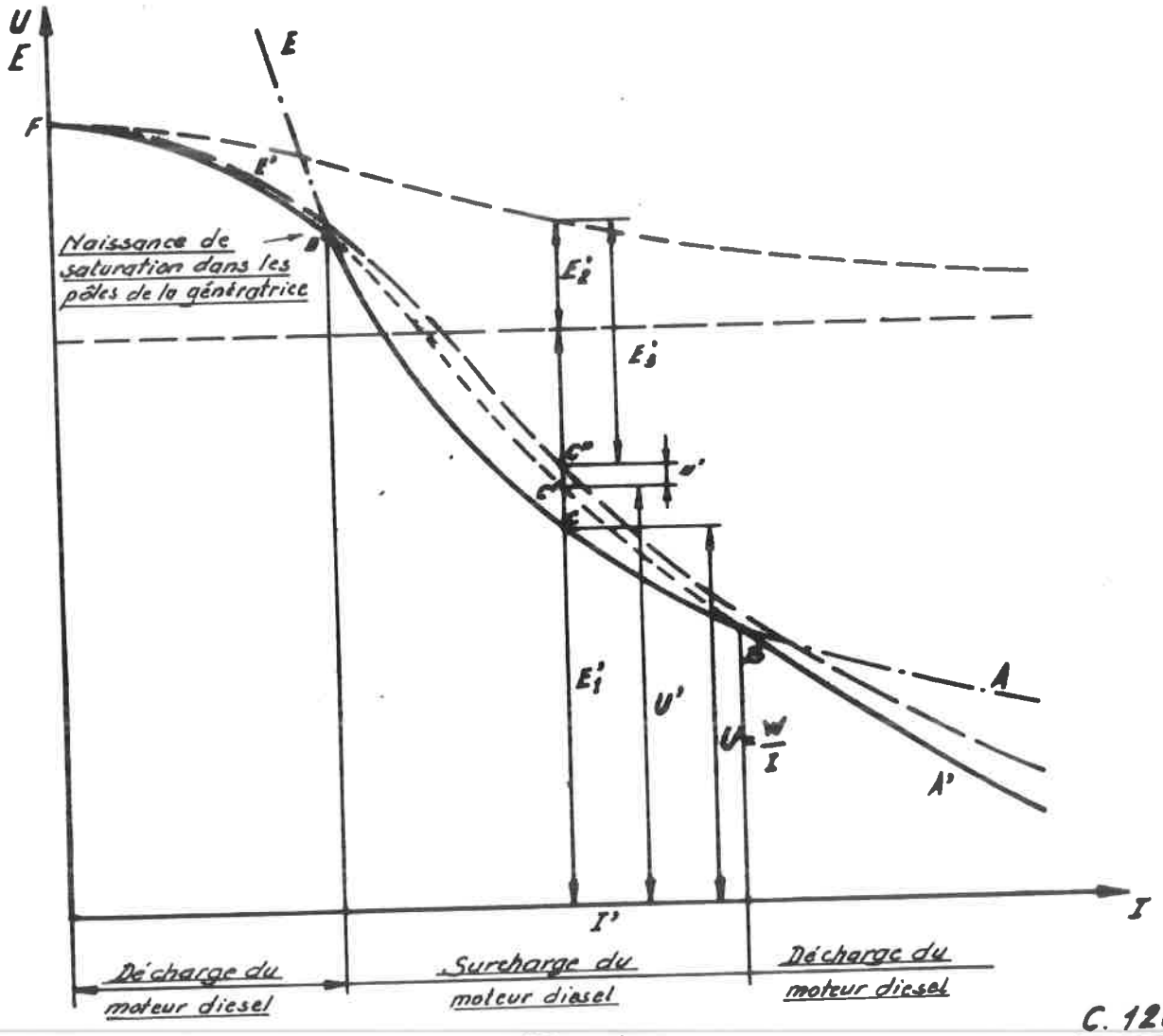
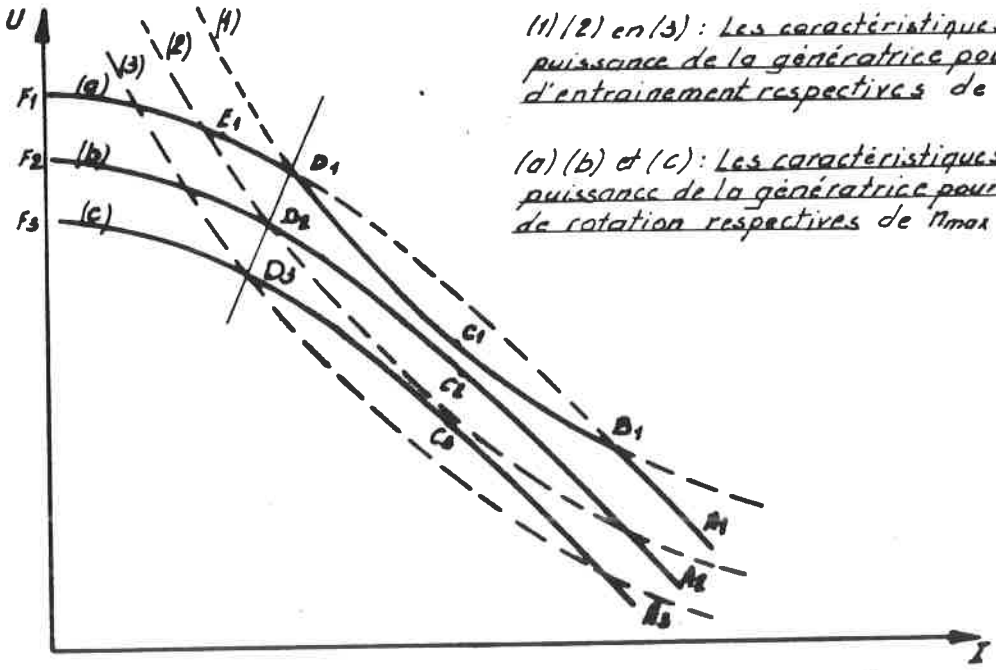


Fig.: 291

C. 1260
23e L



(1) (2) en (3) : Les caractéristiques idéales de puissance de la génératrice pour les vitesses d'entrainement respectives de n_{max}, n_2 et n_3.

(a) (b) et (c) : Les caractéristiques réelles de puissance de la génératrice pour les vitesses de rotation respectives de n_{max}, n_2 et n_3.

Fig.: 292

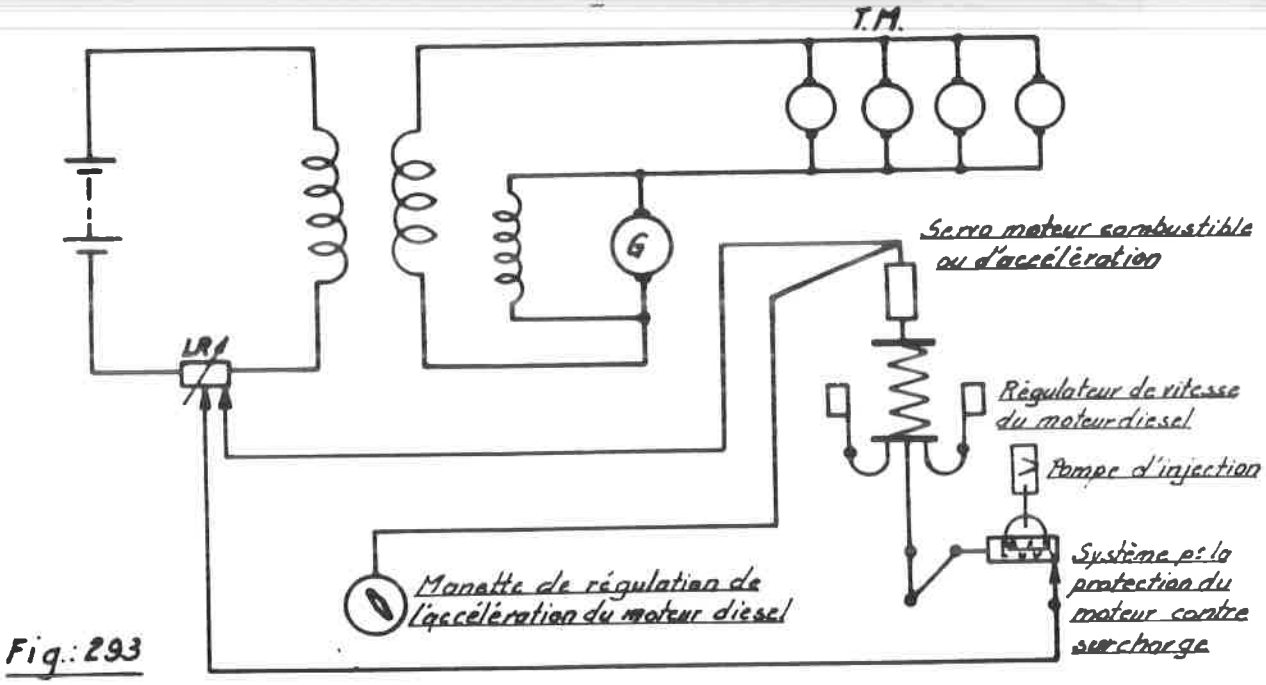


Fig.: 293

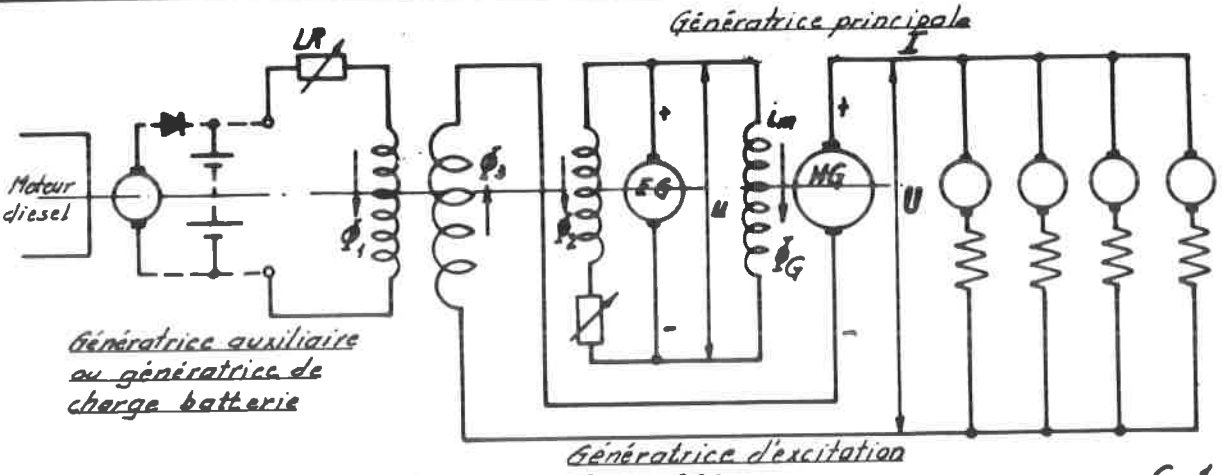


Fig.: 294

B. SYSTEME A REGLAGE MECANIQUE.

138. Ce système, sur lequel est basée la transmission EMD, est composé comme représenté à la figure 295, d'une génératrice anti-compound équipée des 3 champs d'excitation suivants:

139. - le champ de l'excitation indépendante $\emptyset$ 1 (champ batterie) alimentée par une source de courant à tension constante et réglable par un rhéostat de champ LR; le champ de l'excitation shunt $\emptyset$ 2 avec régulateur de champ R (réglage de mise au point de la génératrice) et le champ de l'excitation série $\emptyset$ 3, opposé aux champs $\emptyset$ 1 et $\emptyset$ 2 et proportionnel au courant I débité par la génératrice.

140. Le caractère typique de cette transmission consiste dans le couplage du rhéostat de champ LR au régulateur du moteur diesel.

Ce régulateur spécial, généralement appelé "régulateur de puissance" a comme double rôle à remplir:

1. De maintenir constante la vitesse de rotation imposée au moteur diesel (choix du régime de puissance);
2. De régler la puissance de la génératrice de transmission au moyen du rhéostat de champ LR de façon à ce que le débit d'injection du moteur diesel reste limité entre deux valeurs extrêmes bien déterminées.
   Cela veut dire qu'en cas de surcharge du moteur diesel (dépassement du débit d'injection maximum autorisé), par l'augmentation de la résistance LR (c.à.d. diminution de la puissance de la génératrice), le moteur sera déchargé.

En cas de décharge du moteur diesel par sa génératrice (c.à.d. à partir du moment où son débit d'injection devient plus bas qu'un certain débit minimum) par la diminution de la résistance LR, la puissance de la génératrice sera adaptée à la puissance de traction nominale du moteur diesel.

Aux transmissions E.M.D. d'application à certains engins de traction de la SNCB, le régulateur de puissance est un régulateur Woodward du type P.G. (fig. 296).

Principe de fonctionnement.

141. Les dimensions des pôles de la génératrice sont tellement réduites que dans ceux-ci la saturation se produit en dessous d'un certain courant minimum I débité par la GP.

La caractéristique externe de la génératrice a la forme représentée à la fig. 297 (génératrice anti-compound).

142. De l'expression $E = kn (\emptyset 1 + \emptyset 2 - \emptyset 3)$ il résulte que:

- Lorsque la valeur r de la résistance LR reste constante, à chaque vitesse de rotation n1, n2 ..... il correspond une autre caractéristique externe (fig. 297);
- Lorsque la vitesse de rotation n reste constante, à chaque valeur ro, r1 .... de la résistance LR, il correspond une autre caractéristique externe (fig. 298).

143. Supposons que dans la fig. 298, pour une certaine vitesse de rotation constante n, soient représentées les caractéristiques externes de la génératrice correspondant aux résistances de champ respectives de ro, r1, r2 .....

Au point de régime C le courant débité par la génératrice est de Io, la tension de Uo et la résistance de champ de ro. Après une certaine augmentation de la vitesse de l'engin, le courant débité sera réduit à I'o tandis que la tension sera augmentée à U'o.

Néanmoins, par la forme de la caractéristique externe, U monte plus vite que I ne diminue. Cela signifie que la puissance de la génératrice augmente de façon à ce que, pour des raisons d'équilibre, le régulateur du moteur diesel doit augmenter entre-temps le débit d'injection jusqu'à ce que au point c' le débit maximum autorisé soit obtenu.

Au point C', le moteur diesel commence à être surchargé par sa transmission. Afin d'éviter cette surcharge, le régulateur doit augmenter la valeur de la résistance LR insérée à r1.

Cela amène la décharge du moteur de telle façon que le point de régime C' se déplace vers le point C1 caractérisé par:

- le courant débité I1 et tension U1;
- un débit d'injection réduit déterminé par les nouvelles valeurs de I1 et de U1 ainsi que par (r1 - ro).

A mesure que la vitesse de l'engin augmente, la génératrice parcourt sa caractéristique r1 jusqu'à ce que au point C'1 le moteur soit de nouveau surchargé. Le régulateur intervient de nouveau pour décharger le moteur en augmentant la valeur de la résistance de champ à r2.

Cela continue jusqu'au point de régime d8 à partir duquel, à cause de la forme aplatie de la caractéristique externe, l'augmentation de la vitesse de l'engin amène la décharge du moteur diesel (au-delà de d8 la tension U augmente moins vite que le courant I ne diminue).

Afin d'éviter la décharge du moteur diesel, à partir du point d8, le régulateur LR doit être éliminé de pas en pas.

144 En raccordant les points de régime C, C', C1, C'1, C2 ....., D,... d'2, d1, d'1 .... successivement parcourus, nous obtenons la caractéristique externe réelle de la génératrice.

Cette caractéristique a une forme en escalier dont la valeur moyenne détermine l'hyperbole équilatère.

145. Les points successifs c', c'1, c'2 .... d'2, d'1 sont des points de régime correspondants au régime d'injection maximum autorisé pour le moteur diesel.

Les points c1, c2 ..... d2, d1 sont des points de régime caractérisés par un certain débit d'injection minimum.

La discontinuité de la caractéristique externe réelle est d'autant plus amortie à mesure que:

- La différence entre le débit maximum et le débit minimum est plus limitée, c.à.d. les variations de puissance du moteur diesel sont plus amorties;
- Le nombre d'étages de la résistance LR augmente c.à.d. la valeur des éléments de résistance successivement insérés (r1 - ro), (r2-r1) ... est plus petite;

146. Au-delà du point B où la saturation des pôles de la génératrice commence à se produire et où la résistance LR est complètement éliminée, le moteur diesel est progressivement déchargé par sa génératrice et le débit d'injection progressivement diminué par le régulateur à mesure que la vitesse de l'engin continue à augmenter.

Pour des raisons de refroidissement de la génératrice sa tension maximale (point G) ne peut dépasser une certaine valeur critique.

C. SYSTEMES A PILOTAGE ELECTRONIQUE.

1. Définitions générales d'introduction - Régulateurs.

147. L'âme de tout système de régulation ou de pilotage consiste en un régulateur dont le but et la tâche sont à résumer comme suit:

Un régulateur doit mesurer la grandeur à contrôler ou à régler et limiter son écart par rapport à sa valeur idéale ou de référence entre 2 valeurs limites admissibles.

148. En principe, un régulateur doit être composé de (voir aussi le cours 1213 - 24e leçon - régulateurs pour moteurs diesel):

- Un "système de mesure" qui mesure la grandeur à contrôler et qui détermine ainsi directement son écart par rapport à sa valeur idéale ou de référence;
- Un organe correcteur ou régulateur qui limite les écarts mesurés par le système de mesure de telle sorte que la grandeur à contrôler tende vers sa valeur idéale;
- Un organe amplificateur qui amplifie les renseignements transmis à l'organe correcteur par le système de mesure.

149. D'après la source de l'énergie de leur organe correcteur ou de réglage, les régulateurs peuvent être distingués comme suit:

a) Les régulateurs à action directe.

Le système de mesure fournit lui-même l'énergie permettant à l'organe correcteur d'effectuer les réglages prévus.

Cette énergie étant le plus souvent de nature mécanique, ces régulateurs sont généralement appelés régulateurs mécaniques.

b) Les régulateurs à action indirecte.

L'organe de mesure influence un système hydraulique ou électrique qui fournit à l'organe correcteur son énergie de réglage.

Ce sont les régulateurs hydrauliques et électriques.

2. La régulateur électronique - Principe général.

150. Le régulateur électronique est un régulateur électrique de correction particulière.

Dans un régulateur électronique, les grandeurs à contrôler sont généralement mesurées sous forme de grandeurs électriques qui sont à comparer avec des valeurs de référence électriques.

Les écarts signalés sous la forme de variations ou d'impulsions sont appelés "signaux".

Ces signaux sont transmis après amplification au système de réglage électrique.

3. Générateurs de fonction.

151. On appelle "générateur de fonction" tout système de mesure qui transforme en variation ou impulsion électrique la grandeur physique à contrôler (p. ex. vitesse angulaire, vitesse de rotation, pression, débit, intensité de courant, tension, ...).

152. On distingue des générateurs de fonction à tension et des générateurs de fonction à courant/que les variations ou impulsions se présentent sous la forme de variations ou d'impulsions de tension ou de courant.

153. Chaque générateur de fonction à tension comprend en particulier:

a) Un appareil de mesure fournissant à chaque instant une tension proportionnelle à la grandeur physique à contrôler.

Cet appareil de mesure peut:

- créer lui-même la tension (p. ex. un alternateur tachymétrique) ou
- transformer la tension fournie par une autre source de tension.

Le plus souvent, la tension fournie par l'appareil de mesure varie linéairement avec la grandeur mesurée, bien entendu, dans les conditions normales d'utilisation du générateur de fonction (p. ex. au dessous de la limite de saturation).

154. b) Un circuit adaptateur qui adapte le diagramme de tension obtenu aux conditions posées par l'utilisation. Cette adaptation est toujours nécessaire étant donné que les appareils de mesure utilisés comme générateur de fonction sont en général des appareils standard dont les caractéristiques ne correspondent pas exactement aux exigences posées.

155. Le circuit adaptateur consiste généralement en:

- des diviseurs de tension (ponts de résistances ou potentiomètres);
- un "seuil" ou "stop" étant un potentiel éventuellement ajouté au signal obtenu et provenant généralement de la source d'alimentation de l'installation de régulation électronique;
  (Dans ce cas le signal mesuré est ajouté à un potentiel "step";
- des redresseurs le plus souvent constitués de diodes;
- des circuits d'écrêtement consistant généralement en diodes et en condensateurs et ayant pour but d'éliminer certains courants ou de bloquer certaines tensions.

4. Diagramme d'un signal.

156. Chaque signal peut être représenté sous forme de diagramme dans lequel:

- suivant l'axe X est représentée la grandeur mesurée;
- suivant l'axe Y, est donnée la variation ou impulsion de tension. correspondante.

Une telle variation ou impulsion peut avoir une valeur positive ou négative.

5. Amplifications électroniques.

157. Ce sont des circuits particuliers composés de transistors, de diodes, de condensateurs et de résistances.

De là, résulte la dénomination générale "système de régulation transistorisé".

158. Les amplificateurs électroniques peuvent se diviser en

- amplificateurs de tension: pour l'amplification des signaux de tension;
- amplificateurs de courant: pour l'amplification des signaux de courant ou pour la transformation des signaux de tension en signaux de courant.

Remarque:

Dans les explications qui suivent on ne s'est pas étendu sur les principes de fonctionnement des amplificateurs. Cela se fait dans la leçon facultative n° 29.

Comme il est habituel dans les schémas électriques, l'amplificateur transistorisé est représenté par un triangle.

6. Le schéma en blocs d'une installation de régulation électronique simple.

159. Le schéma en blocs est la représentation graphique de principe du cycle de réglage d'un système de régulation.

C'est ainsi que la fig. 299 représente le schéma en blocs d'une installation de régulation ou de pilotage simple.

Dans ce schéma un système de mesure électrique envoie un signal vers l'amplificateur électronique où ce signal est comparé avec un signal de référence.

Le signal résultant est dirigé après amplification vers l'organe correcteur.

7. Schéma en blocs d'un système de réglage multiple.

160. Un tel système de réglage multiple est représenté à la fig. 300. Il s'agit d'une installation composée de 2 appareils accouplés pour lesquels certaines liaisons doivent exister entre leurs différentes grandeurs physiques.

Ainsi nous obtenons 2 circuits de réglage qui sont appelés "circuits de sommation" et qui par leurs influences mutuelles réalisent et contrôlent les liaisons citées.

L'exemple pratique suivant d'un moteur diesel (1er appareil) accouplé à sa génératrice de transmission (2e appareil) éclaircira les principes exposés.

8. Schéma en blocs d'une installation de régulation transistorisée d'un moteur diesel avec génératrice.

a) But de l'installation de régulation. (fig. 301/a, b et c).

161. L'installation de régulation transistorisée d'un groupe moteur diesel-génératrice a pour double but:

- D'adapter la puissance absorbée par la génératrice à la puissance développée par le moteur diesel avec protection de la génératrice contre des tensions et des courants trop élevés;
- De protéger le moteur diesel contre des surcharges.

162. A cause de son double but, l'installation de régulation dispose de 2 circuits de sommation notamment:

ler circuit: le circuit de sommation de la puissance;
2e " : le circuit de sommation de limitation.

b) Le réglage de la puissance de la génératrice (ler circuit de sommation).

163. La génératrice possédant une excitation indépendante, sa caractéristique externe U = f (I) a une forme légèrement descendante à cause des chutes de tension dans son induit.

- Pour un régime de vitesse constante (n), il correspond à chaque courant d'excitation (im) une caractéristique externe différente (fig. 302).
- D'autre part, pour un courant d'excitation constante (im), il correspond à chaque vitesse de rotation (n) une caractéristique externe différente (fig. 305).

164. Supposons, comme c'est ici le cas, que le moteur diesel fonctionne à une vitesse de rotation constante de n t/min.

A cette vitesse de rotation, correspond un certain débit d'injection maximum autorisé ou couple moteur C et puissance W = 1,028. n.C Watt

La fig. 304 représente, pour la vitesse de rotation n, les caractéristiques externes de la génératrice correspondant aux courants d'excitation successifs de iml, im2, ...

Dessinons ensuite dans le même diagramme la caractéristique de puissance UI = 1,028 nC.

Cela nous permet de conclure que l'équilibre moteur diesel-génératrice ne peut être réalisé que par le réglage continuel de l'intensité du courant d'excitation de la génératrice d'après son courant débité.

Le rôle du circuit de sommation de puissance consistera dans le réglage continuel du courant d'excitation de la génératrice en fonction inverse de son courant de charge.

165. L'intervention du circuit de sommation de puissance doit être considérée comme suit:

1ère hypothèse: La génératrice absorbe la puissance indiquée par le point de régime G situé en dessous de la caractéristique d'équipuissance U.I.

La caractéristique U I descend proportionnellement de façon à ce qu'elle passe par le point de régime G (courbe 1).

L'équilibre entre le moteur diesel et la génératrice est réalisé.

2e hypothèse: La puissance absorbée par la génératrice correspond au point de régime H situé au-dessus de la caractéristique U.I.

Le moteur diesel étant surchargé, son régulateur de vitesse tente d'augmenter son débit d'injection. Au moment où le débit d'injection maximum autorisé est atteint, le circuit de sommation de puissance doit diminuer l'intensité du courant d'excitation de la génératrice dans une mesure telle (de im5 à im7) que le point de régime H soit poussé vers le bas jusqu'à ce qu'il se trouve sur la caractéristique U I correspondant au débit d'injection maximum autorisé.

L'équilibre entre le moteur diesel et la génératrice est ainsi de nouveau réalisé.

c) La protection de la génératrice.

166. La génératrice doit être protégée contre:

- Une tension aux bornes trop élevée (coup de feu au collecteur, température trop élevée à cause de la saturation de ses pôles).
- Des courants de charge trop élevés (lors du démarrage de l'engin ou par la mise hors service imprévue d'un ou de plusieurs moteurs de traction).

La protection de la génératrice doit également être assurée par le circuit de sommation de puissance et celà par la limitation de la caractéristique U I à la courbe composée: D C E F (fig. 304 et 305).

d) Protection contre la surcharge du moteur diesel.

167. Le débit d'injection maximum autorisé du moteur diesel dépendra:

- de sa vitesse de rotation imposée;
- de la pression de la turbine de suralimentation.

Par conséquent, le circuit de sommation de limitation de la puissance sera en principe composé d'un appareil qui constamment contrôle et compare le débit d'injection avec le débit maximum autorisé par les circonstances de service du moteur diesel.

Dès que la surcharge du moteur diesel se présente, la puissance de sa génératrice doit être réduite.

Aussi longtemps que le débit d'injection ne dépasse pas sa valeur maximale autorisée, le circuit de sommation de limitation ne peut intervenir.

9. Schéma en blocs d'une installation de régulation pour un groupe moteur diesel-génératrice d'un engin de traction diesel.

Un schéma en blocs satisfaisant aux principes énoncés ci-dessus, est représenté à la fig. 301/a.

168. a) Moteur diesel.

Celui-ci est équipé de 3 générateurs de fonction ayant pour but de mesurer et de traduire sous forme de signaux de tension les trois grandeurs physiques suivantes:

- son débit d'injection: signal positif;
- sa vitesse de rotation: signal négatif;
- la pression de suralimentation: signal négatif.

Ces 3 signaux, transmis à l'amplificateur PID2 produisent un signal résultant qui peut être positif ou négatif.

- Un signal résultant positif indique que le débit d'injection est trop élevé (surcharge du moteur) pour les circonstances de fonctionnement données.

Dans l'amplificateur PID2 le signal résultant positif est ensuite transformé en un signal négatif amplifié qui est transmis au circuit de sommation de puissance (amplificateur PID1) afin de limiter la puissance de la génératrice.

- Tout signal résultant négatif indiquant que le moteur diesel n'est pas surchargé, sera bloqué par l'amplificateur PID2. Dans ce cas, le circuit de réglage de la puissance ne doit pas être influencé.

Le circuit de sommation pour la limitation de la puissance est représenté à la fig. 301/b.

b) La génératrice.

169. La génératrice est équipée aussi de 3 générateurs de fonction composant ensemble le circuit de sommation de puissance qui est représenté à la fig. 301/c.

Leurs grandeurs physiques sont aussi traduites en signaux de tension:

- la vitesse de rotation (n) de la génératrice: signal positif: $e1 = f(n)$;
- la tension U aux bornes de la génératrice: signal négatif: $e2 = f(U)$;
- le courant débité par la génératrice: signal négatif: $e3 = f(I)$.

170. La tension U variant proportionnellement avec le courant d'excitation im (aussi longtemps qu'il n'y a pas de saturation), cette tension U est en général mesurée par un générateur de fonction qui mesure le courant d'excitation im.

Nous obtenons ainsi que $e2 = f(U) = f(im)$.

171. A chaque vitesse de rotation (n) il correspond une tension U maximale autorisée et par conséquent aussi une intensité maximale autorisée du courant d'excitation. Celle-ci doit donc continuellement être adaptée à la vitesse de rotation. Cela se réalise par le signal positif e1 qui, à cause des caractéristiques particulières du générateur de fonction n, peut être considéré comme signal de référence.

Le signal positif e1 aura ainsi comme tâche de régler le rhéostat de champ LR à la valeur minimale correspondant à la valeur de n.

172. Dans l'amplificateur PID1, le signal e2 est comparé avec le signal de référence de sorte que le signal résultant (e1 - e2) forme le signal de base pour la correction éventuelle de im (limitation).

Lorsque (e1 - e2) est nul ou positif, la valeur maximale autorisée pour im n'est pas dépassée et il n'y a pas de corrections à effectuer. Tout signal positif est bloqué.

Lorsque (e1-e2) est négatif, e2 est trop élevé et im doit être limité.

Tout signal résultant négatif (e1-e2) sera, après amplification, transmis à l'organe correcteur pour effectuer l'augmentation du rhéostat de champ LR.

Le signal résultant négatif (e1-e2) détermine ainsi la position en hauteur de la courbe de puissance.

173. La tension U ou le courant d'excitation im sont d'autant plus à limiter à mesure que le courant débit I augmente (Ui = Cu).

Un signal négatif e5 proportionnel à I doit ainsi être ajouté à e2 pour comparaison avec la valeur de e1 de sorte qu'à la fin, la résistance LR sera déterminée par (e1 - e2 - e5) au lieu de (e1 - e2).

Le signal résultant (e1 - e2 - e5) étant en général négatif déterminera ainsi la caractéristique d'équipuissance de la génératrice dans des circonstances de fonctionnement idéales pour le moteur diesel.

Cette courbe idéale doit à la fin être limitée:

- d'après les circonstances de fonctionnement réelles du moteur diesel par le signal e3 négatif éventuellement transmis par le circuit de sommation de limitation;
- dès que la tension U ou le courant d'excitation im dépasse une certaine valeur maximale autorisée par un signal négatif e4;

- dès que le courant débité I atteint sa valeur maximale autorisée (ensemble avec e5);
- lors du shuntage des moteurs de traction par un signal négatif transmis par le générateur de fonction dont le dispositif de commande du shuntage est équipé.

Le nombre de facteurs de limitation peut ainsi s'étendre de manière illimitée p. ex. pour réduire la puissance à la mise hors service imprévue d'un ou de plusieurs moteurs de traction, ou en cas de pivotage ou de glissement d'un train de roues, ...).

10. Avantages de la régulation électronique.

175. - Du paragraphe précédant il résulte que les possibilités de régulation offertes par une installation électronique sont très grandes en comparaison avec celles offertes par un régulateur mécanique, hydraulique ou électrique ordinaire;
- Une installation électronique est aussi beaucoup plus précise étant donné que chaque fonction de régulation peut être exprimée avec une grande précision;
- La régulation électronique est beaucoup plus rapide puisqu'il n'y a pas d'efforts de frottement ou d'inertie à vaincre;
- Une installation de régulation électronique a généralement un encombrement très limité.

11. L'amplificateur magnétique.

176. L'enroulement d'excitation indépendante d'une génératrice (ou alternateur avec système redresseur) est généralement alimenté par un alternateur à courant alternatif par l'intermédiaire d'un amplificateur magnétique (AM 1) et redresseur comme représenté aux fig. 306 et 307.

177. Un amplificateur magnétique peut être considéré comme une espèce de rhéostat de champ variable sans contacts.

En effet, l'amplificateur magnétique est en principe une impédance Z qui peut être réglée au moyen d'un courant pilote.

Cela simplifie sensiblement l'équipement de régulation électronique de la génératrice, son signal de tension résultant e7 (fig. 301/c) pouvant être transformé en un signal de courant qui peut être utilisé comme courant pilote d'un amplificateur magnétique inséré dans le circuit de l'excitation de la génératrice.

178. L'amplificateur magnétique n'offre pas seulement l'avantage de n'avoir aucun contact mécanique, mais également d'amplifier les signaux lui transmis par les générateurs de fonction.

En effet, un courant pilote d'un ordre de grandeur de quelques dixièmes de milliampères peut faire varier le courant d'excitation de 0 à 100 Amp ou plus.

a) L'amplificateur magnétique dans sa fonction de rhéostat de champ.

179. L'amplificateur magnétique est en principe composé d'un noyau magnétique fabriqué en tôles d'acier au nickel spécialement traité thermiquement et dont les caractéristiques m-H et B-H ont la forme approchée des fig. 308 et 309 (m = le coefficient de perméabilité de la matière du noyau, H = l'intensité du champ et B = l'induction dans le noyau de sorte que B = mH).

Dans la fig. 309 la valeur de m correspondant à chaque valeur de H et B peut être exprimée par $m = tg\ a = \frac{B}{H}$.

La bobine de l'amplificateur est parcourue par le courant d'excitation de la génératrice qui, à tout instant, peut être exprimé par:

$$im = \frac{E}{(R+Rm)^2 + \omega^2 L^2}$$

Dans cette expression:

E = la tension effective de l'alternateur.

(R + Rm) = la résistance ohmique totale R du circuit d'excitation (constant)

$\omega = \frac{2\pi f}{60}$. Le facteur f étant la fréquence de la tension alternative de l'alternateur

L = le coefficient self de la bobine de l'amplificateur magnétique pouvant être exprimé par

$$L = \frac{0,4\pi . m . n^2 S}{l}$$

m = coefficient de perméabilité du noyau
n = le nombre de spires
S = la section de la bobine
l = la longueur de la bobine

Simplifié, L peut être exprimé par $L = K.m = K.tga$

Ainsi, nous obtenons $im = \frac{E}{R^2 = \omega^2 . K^2 . tg^2\ a}$

On appelle $Z = \sqrt{R^2 + \omega^2 . K^2\ tg^2 a}$ l'impédance du circuit.

Par conséquent, l'impédance Z d'un amplificateur magnétique résultera directement de m=tga tandis que le courant d'excitation im de la génératrice variera en proportion inverse avec l'impédance Z.

180. De la fig. 309 il résulte:

- Lorsque $0 \leq H \leq Ho$ la valeur de tga est très grande ($tg \frac{\pi}{2} = \infty$). Par conséquent, Z est grand et im est minime (tend vers zéro);
- Lorsque $Ho \leq H \leq Hl$ tga et Z diminuent très vite et im augmente rapidement;
- Lorsque $H > Hl$, tga et Z diminuent moins vite de façon à ce que im augmente moins rapidement.

Cela permet de conclure qu'il existe un rapport inverse et non constant entre le courant d'excitation et la grandeur de m = tg a ce qui veut dire que l'intensité du courant d'excitation peut être réglée par le réglage de m.

b) L'amplificateur magnétique dans sa fonction d'amplificateur.

181. Afin d'augmenter dans l'amplificateur magnétique la sensibilité du réglage de son coefficient de perméabilité, son noyau dispose d'une 2e bobine parcourue par un courant d'intensité constante I, d'une 3e bobine parcourue par le courant de pilotage is transmis par le système de régulation ou de pilotage ainsi que d'une 4e bobine parcourue par un courant inverse au courant d'excitation (-im) (voir fig. 310).

La 4e bobine a pour but de rendre la régulation de la perméabilité du noyau magnétique, complètement indépendante du courant d'excitation im lui-même.

La valeur momentanée du champ résultant de la 2e et 3e bobine s'élève à: $H = K (n_1 I + n2.is)$.

Dans cette expression $n_1 I$ et $N2is$ sont le nombre d'ampères-tours respectif des deux bobines.

Lorsque is = o nous obtenons comme intensité de champ $Ho = K.n_1 I$.

Dans cette expression I a été choisi pour que le coefficient de perméabilité atteigne sa valeur maximale mo représentée par le point A dans la caractéristique "mH" de la fig. 310.

D'un autre côté, la valeur de champ s'exprime par $Hl = K (n_1 I + n2.is\ max)$ au moment où son courant pilote atteint sa valeur maximale is max.

Le coefficient de perméabilité ml correspondant à cette intensité Hl doit encore être situé sur la partie raide de la caractéristique "mH" nommée (p. ex. point B de la fig. 310).

A cause de la raideur de la partie AB utilisée de la courbe "mH", une légère modification de is provoquera un changement sensible et important de "m" et par conséquent également de l'impédance Z de la 1ère bobine. Cela explique la fonction amplificatrice de l'amplificateur magnétique.

Schéma de principe du système de transmission électrique à réglage mécanique

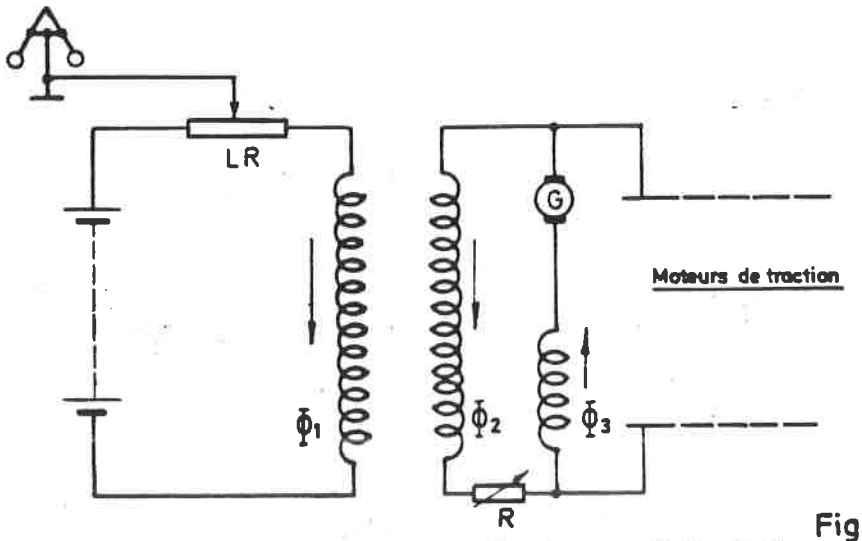


Fig. 295

Diminution du courant d'excitation

Augmentation du courant d'excitation

Le tiroir du distributeur est soulevé à l'instant ou le débit maximum d'injection est atteint (surcharge du moteur)

Le tiroir du distributeur est poussé en bas à l'instant ou le débit d'injection atteint certaine valeur minimale (décharge du mot.)

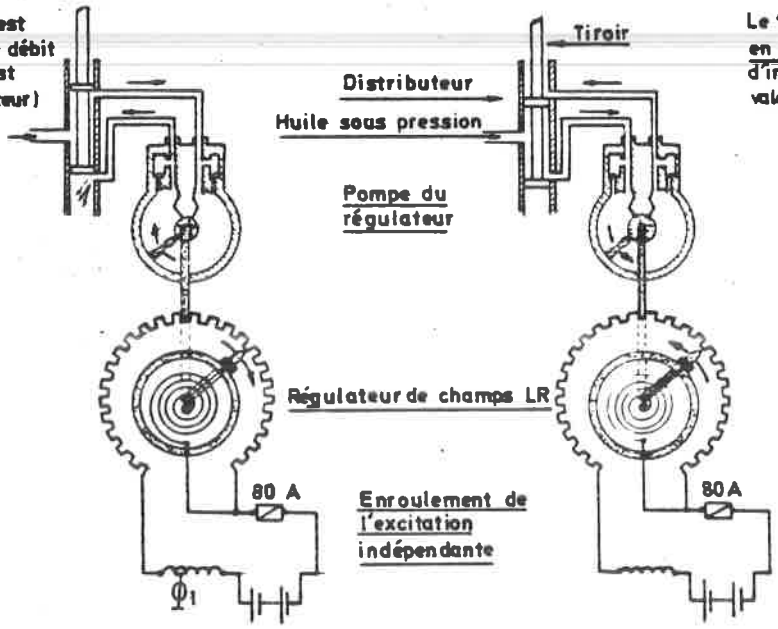
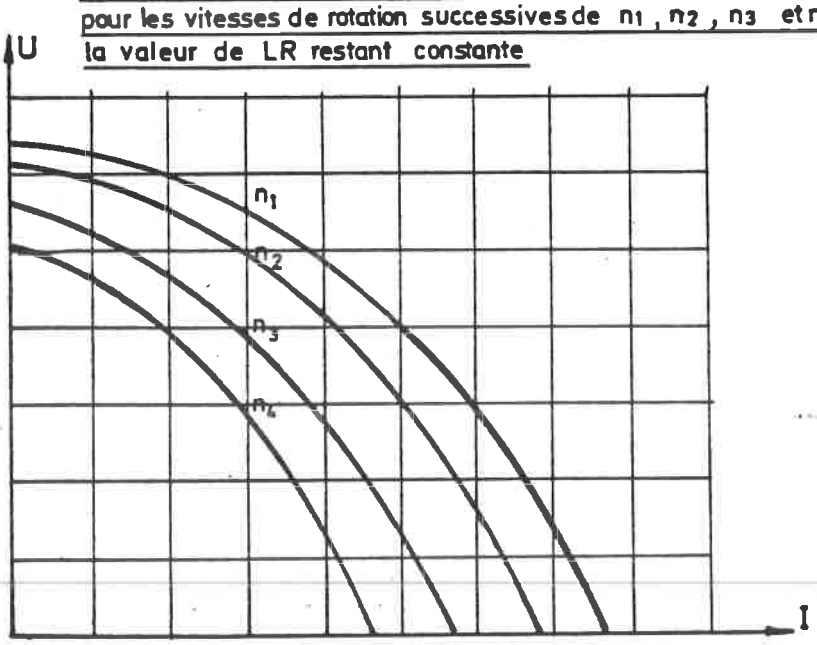


Fig. 296

Caractéristique externe d'une génératrice E M D pour les vitesses de rotation successives de n_1, n_2, n_3 et n_4 la valeur de LR restant constante



C.1260
24° L.

Fig. 297

Réalisation de la courbe de puissance constante pour génératrice à réglage mécanique

(Pas sur échelle)

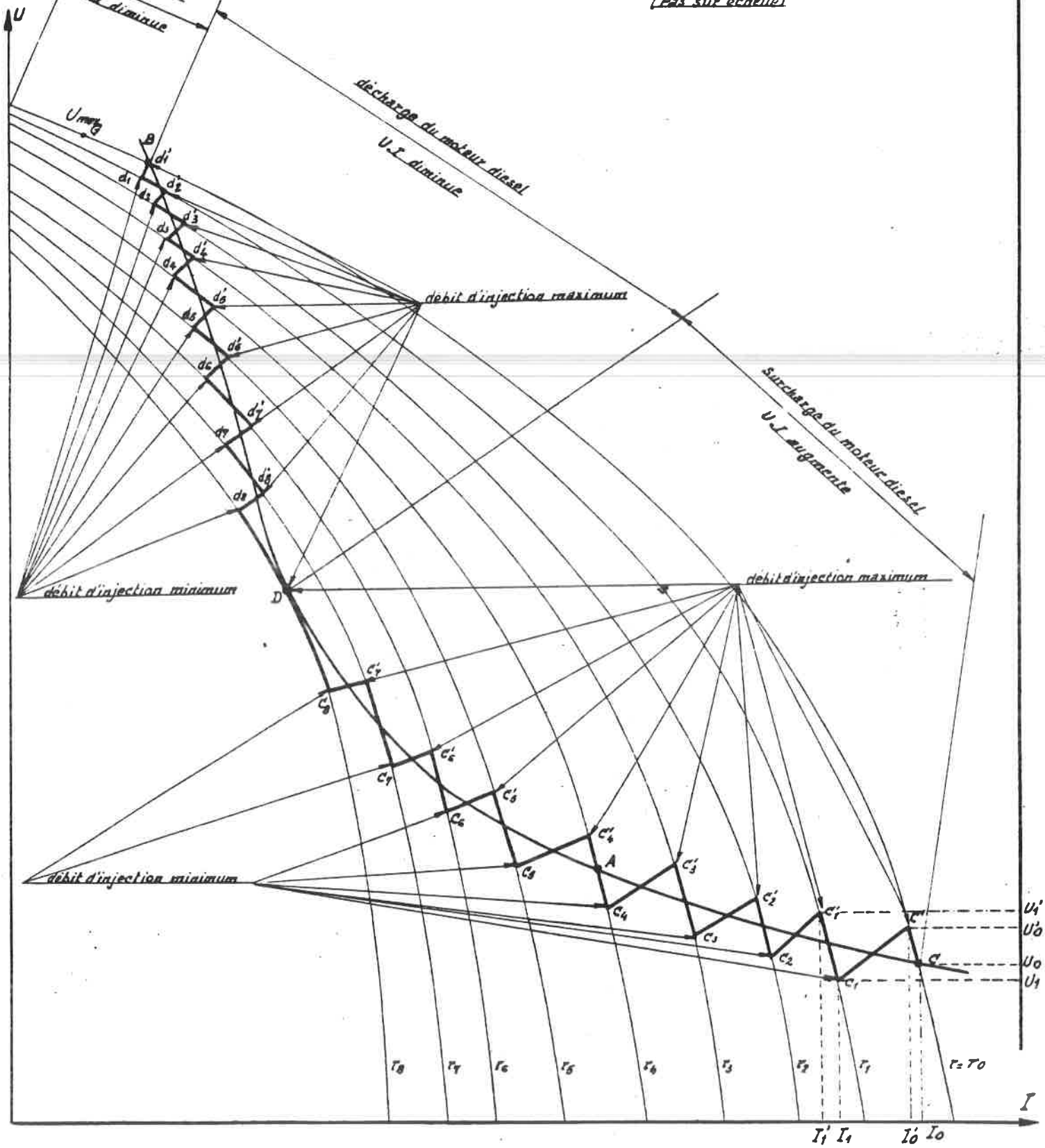


Fig. 298

Schéma en blocs d'un régulateur électronique à régulation simple

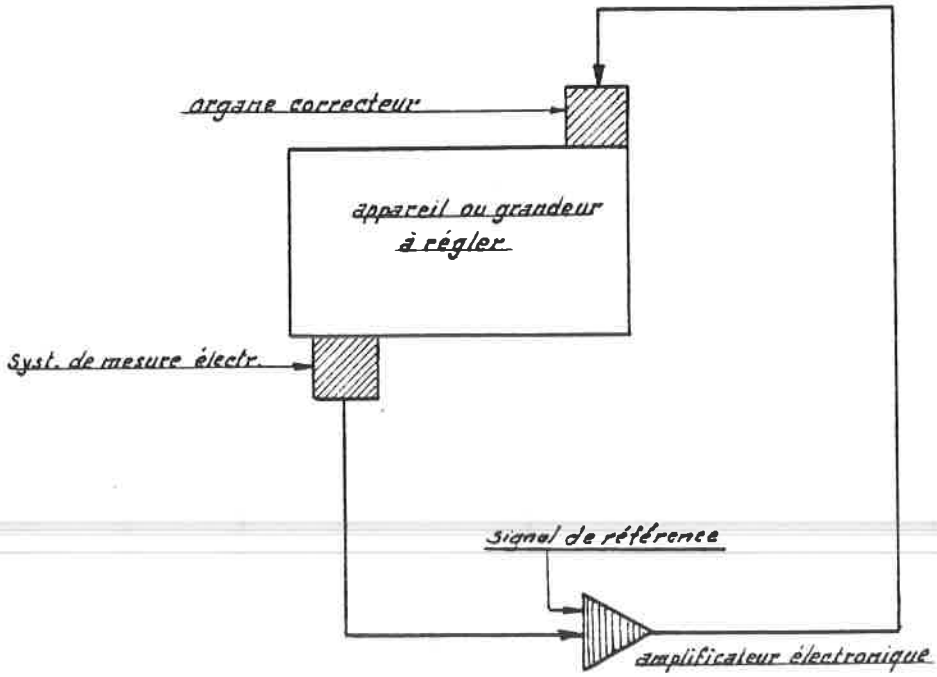


Fig. 299

Schéma en blocs d'une régulateur électronique à régulation multiple

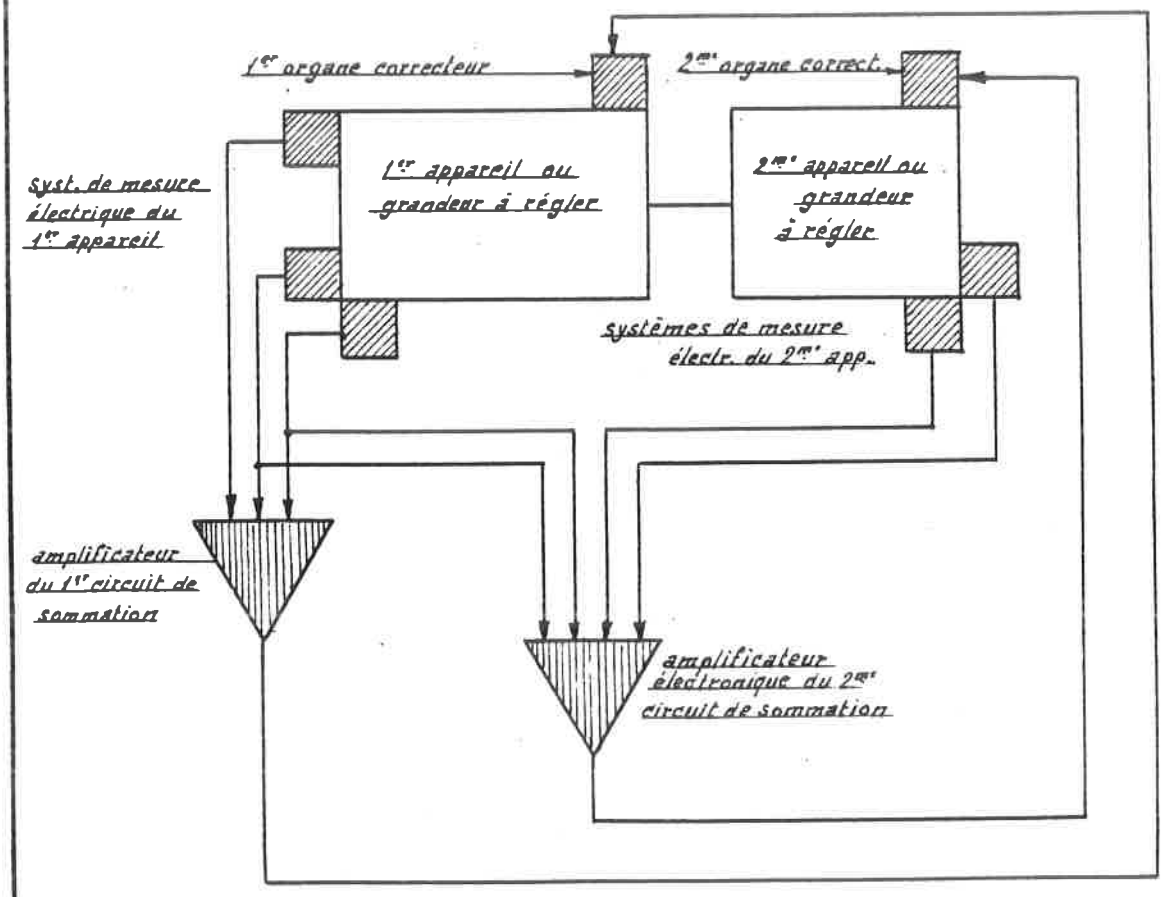


Fig. 300

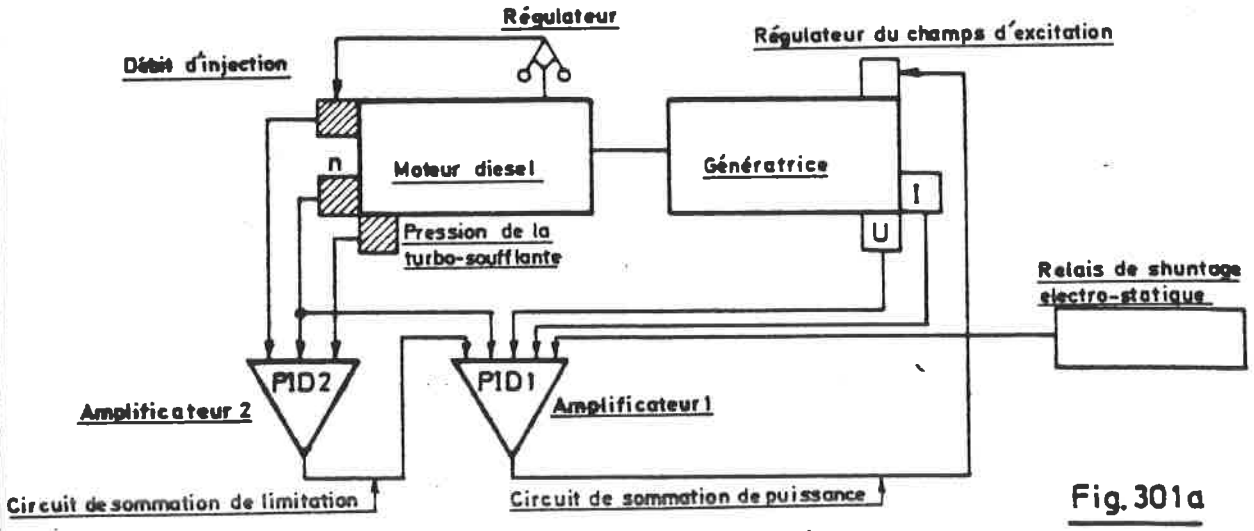


Fig. 301a

Circuit de sommation de limitation du moteur diesel

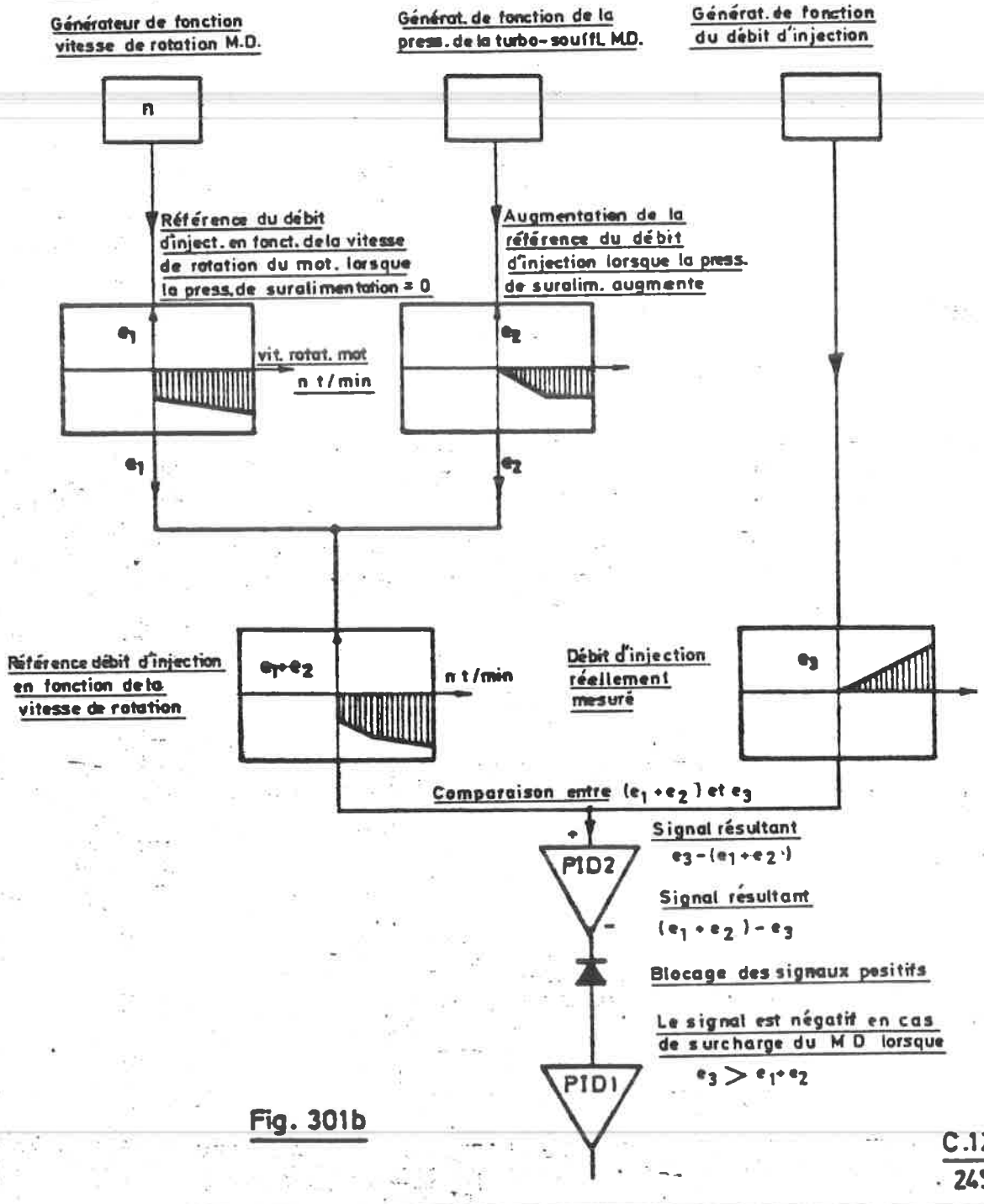


Fig. 301b

Circuit de sommation de puissance de la génératrice

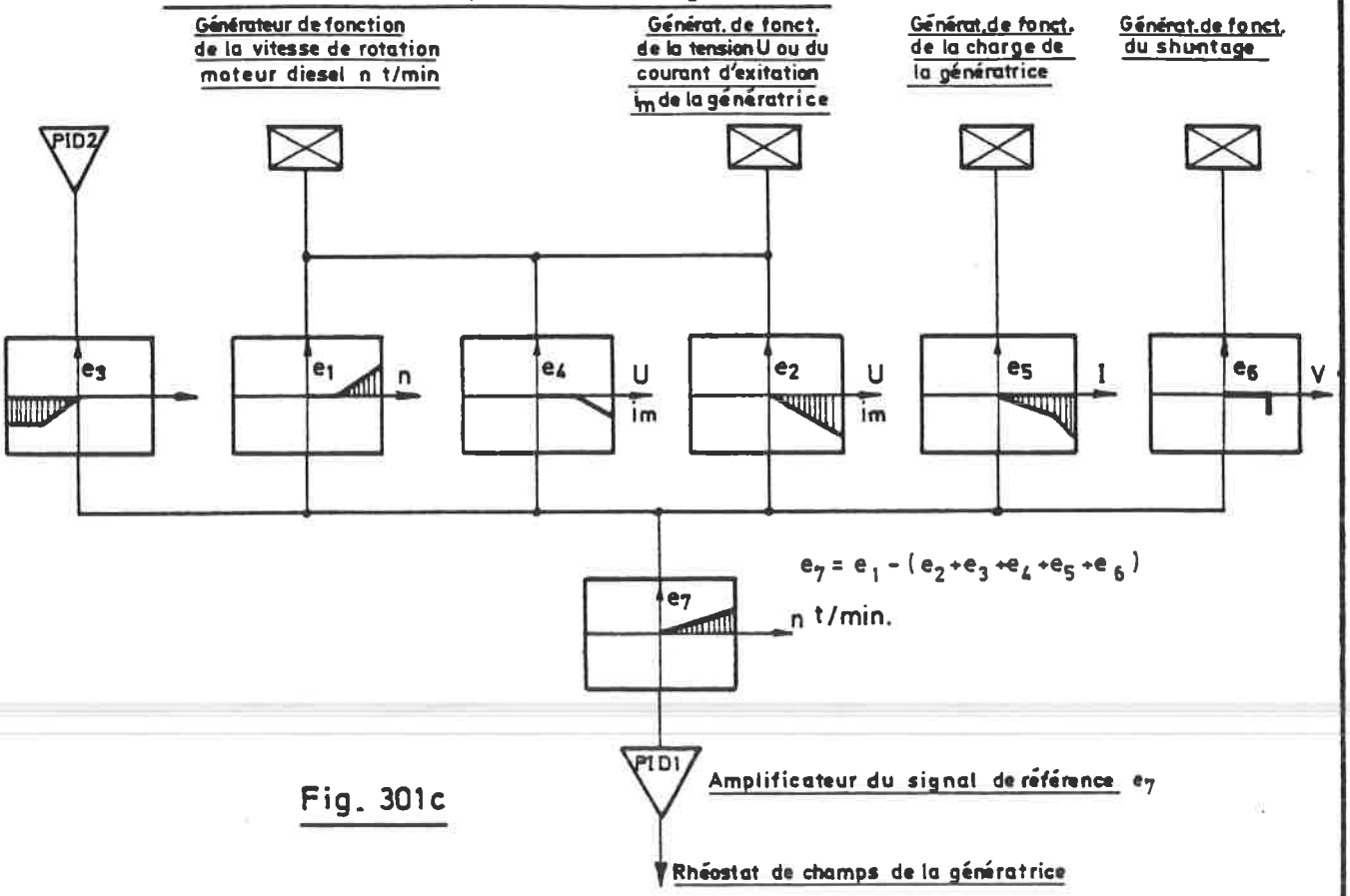


Fig. 301c

Signaux :

e_1 : Signal de référence pour i_m proportionnel à la vitesse de rotation du moteur diesel . Détermine le courant d'excitation maximum d'après la vitesse de rotation.

e_2 : Signal déterminant la valeur réelle de i_m.

$(e_1 - e_2)$: Signal résultant déterminant U (ou i_m) en fonction de la vitesse de rotation du M.D. dans des circonstances idéales et sans que la génératrice soit chargée ($U = k.n.\Phi$)

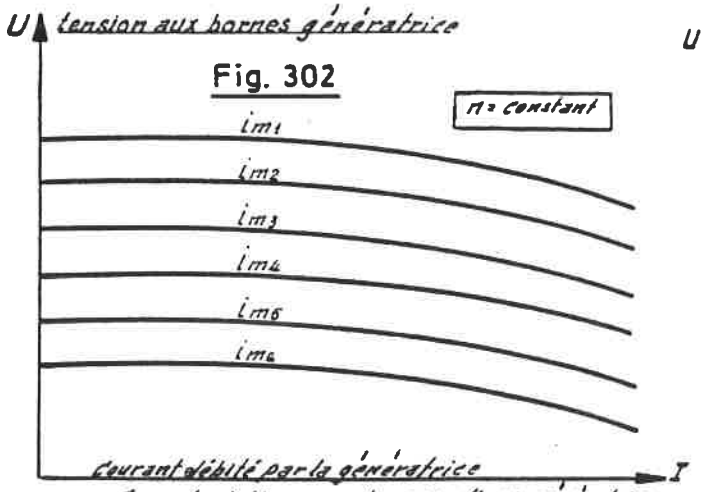
e_3 : Signal limitant U (ou i_m) d'après les circonstances de fonction.du M.D.

e_4 : Signal limitant U (ou i_m) à certaine valeur maximale autorisée.

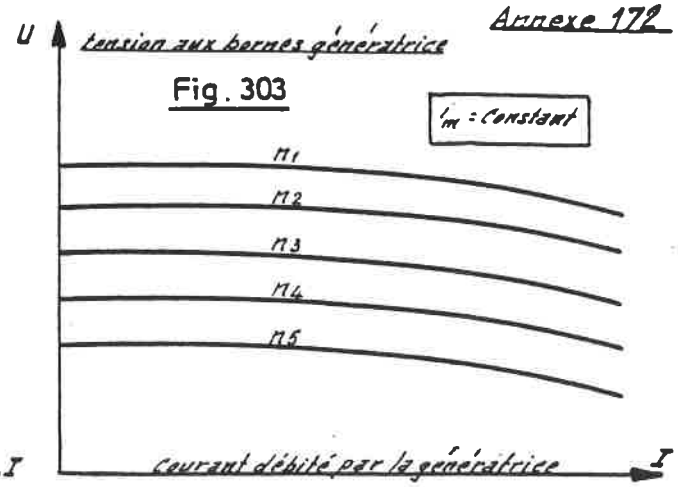
e_5 : Signal limitant U (ou i_m) d'après le courant I débité par la génératrice. (Réalisation de la courbe d'équipuissance), ainsi que pour la limitation du courant I .

e_6 : Signal limitant U (ou i_m) lors du shuntage des moteurs de traction.

e_7 : Valeur de référence de la tension U aux bornes de la génératrice (ou i_m) , d'après les conditions de fonctionnement de la génératrice et limitée par les coditions de fonctionnement du moteur diesel.



Caractéristiques externes d'une génératrice à excitation indépendante : vitesse d'entraînement est constante et le courant d'excitation est réglable.



caractéristiques externes d'une génératrice à excitation indépendante ; courant d'excitation constant et vitesse d'entraînement réglable

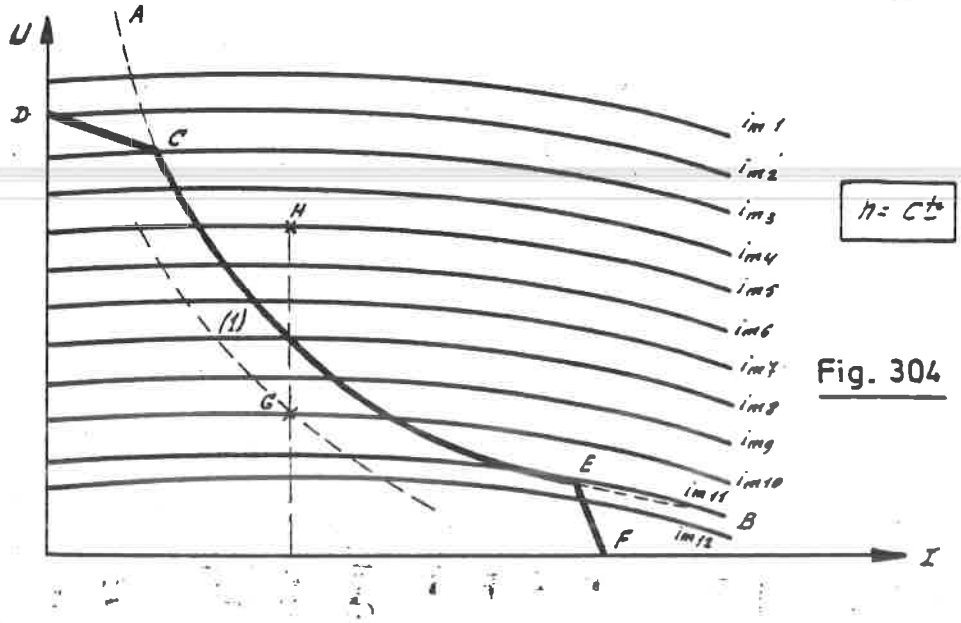


Fig. 304

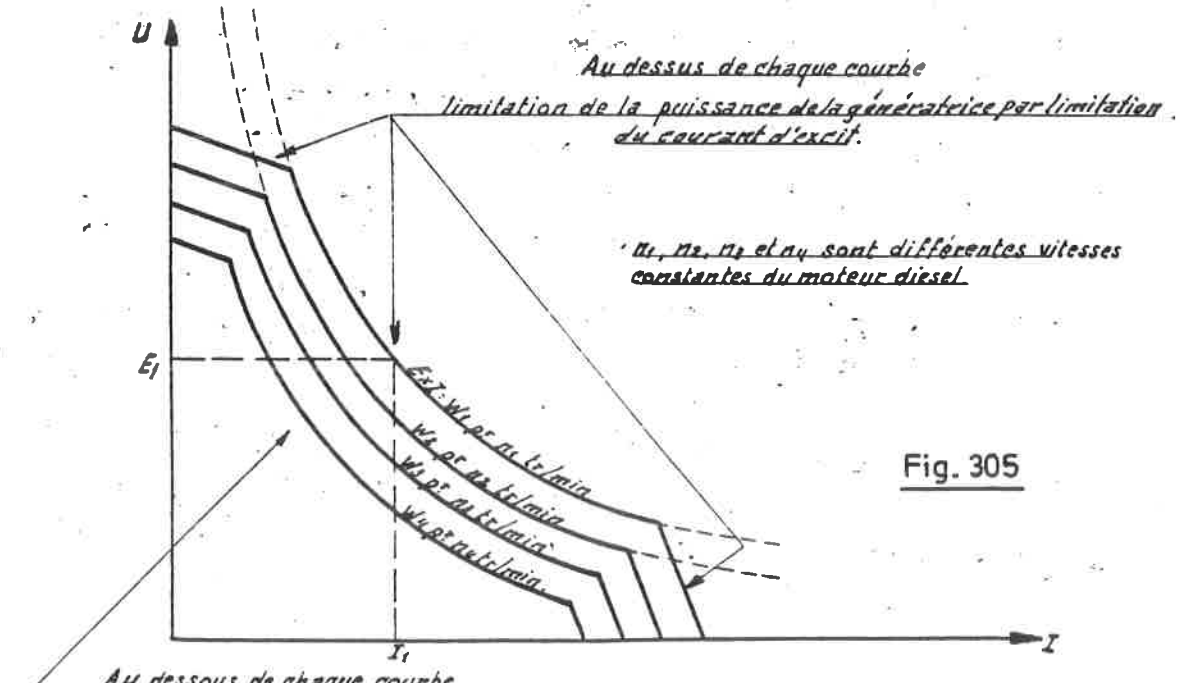


Fig. 305

Au dessous de chaque courbe réglage de la puissance du moteur par le régulateur du moteur

Schema en blocs du réglage électronique d'une transmission électrique

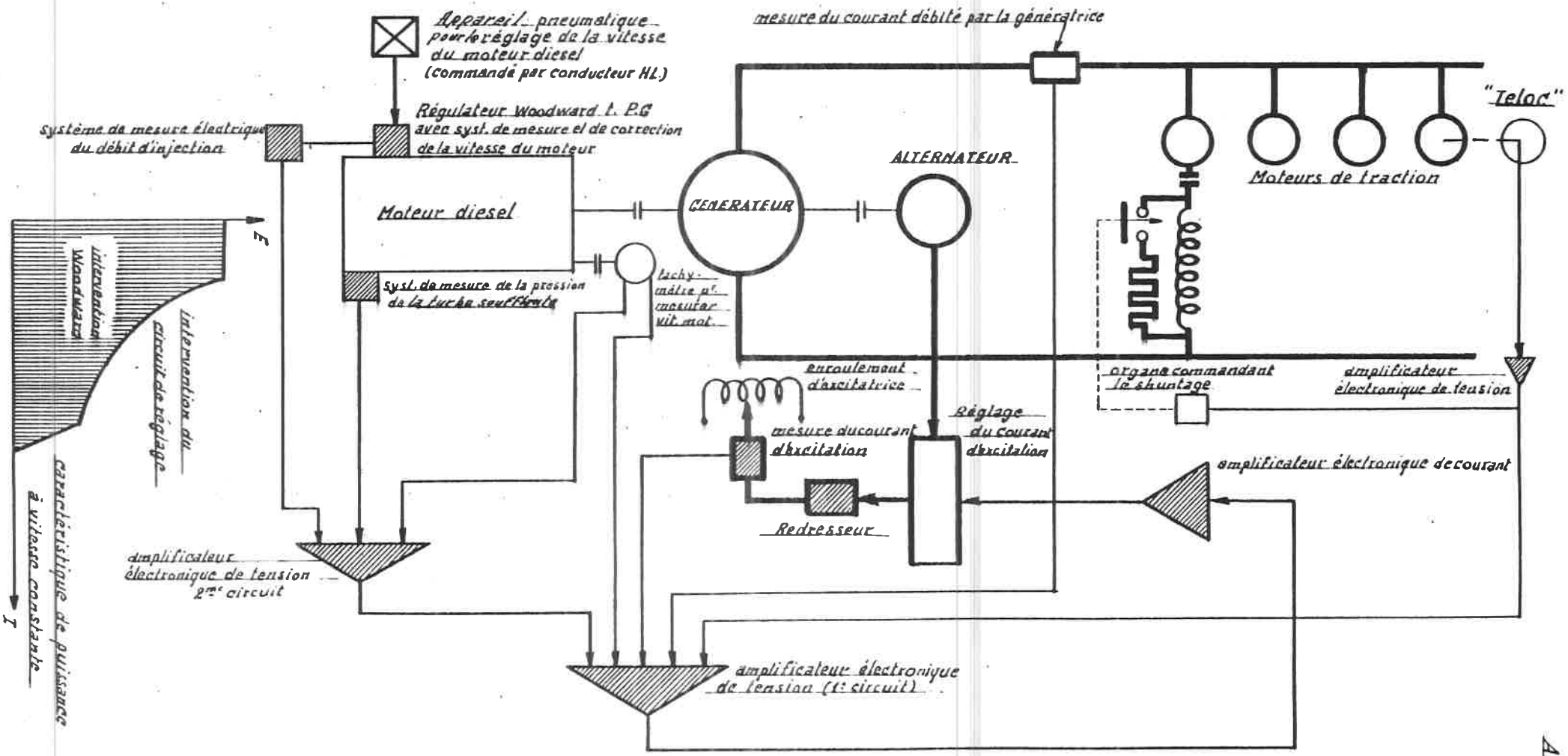


Fig. 306

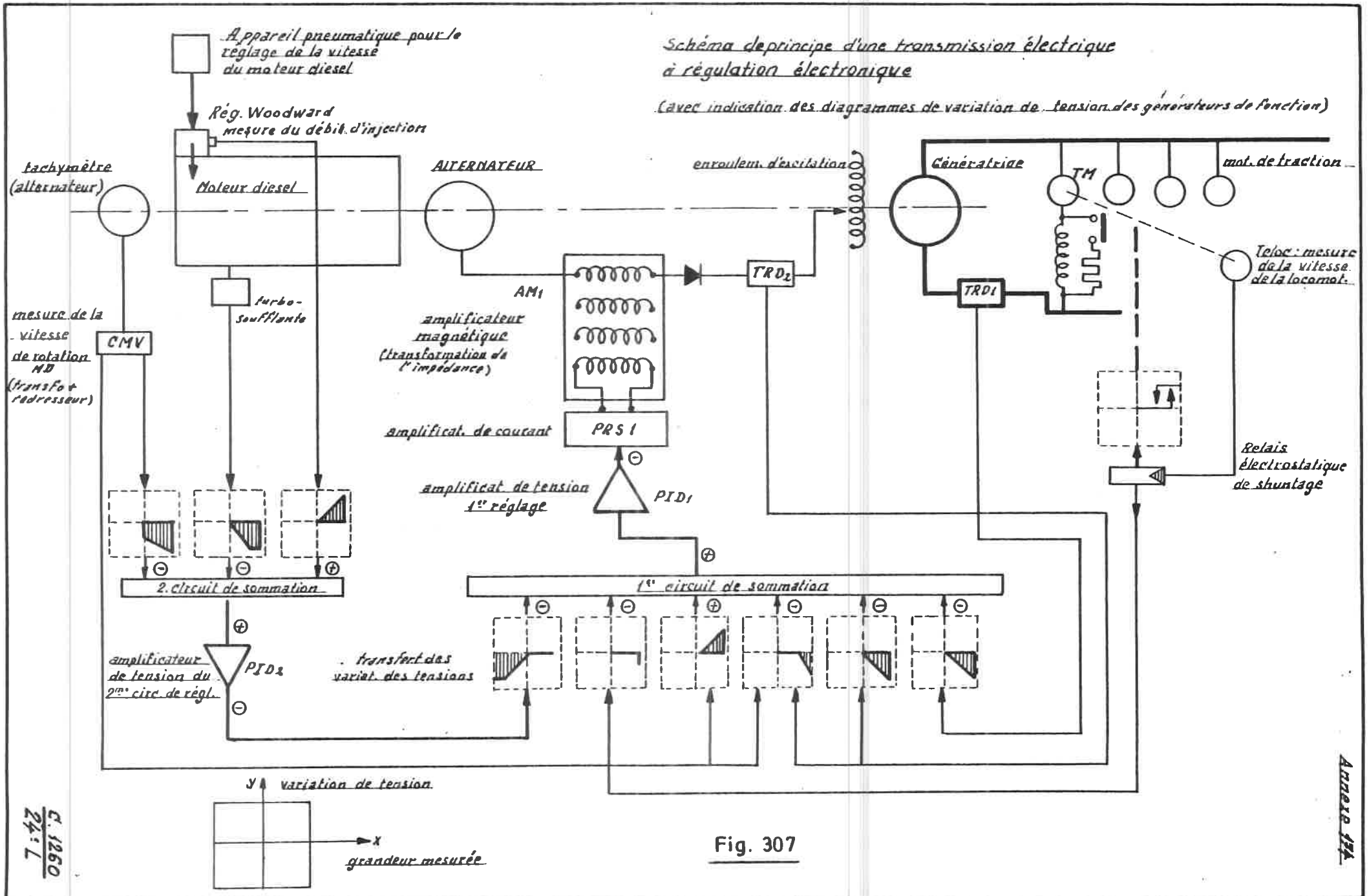


Fig. 307

C. 1260 24.7

Annexe 174

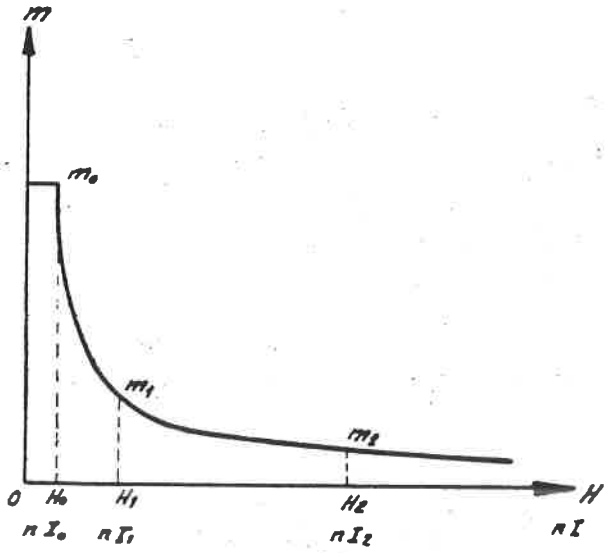


Fig. 308

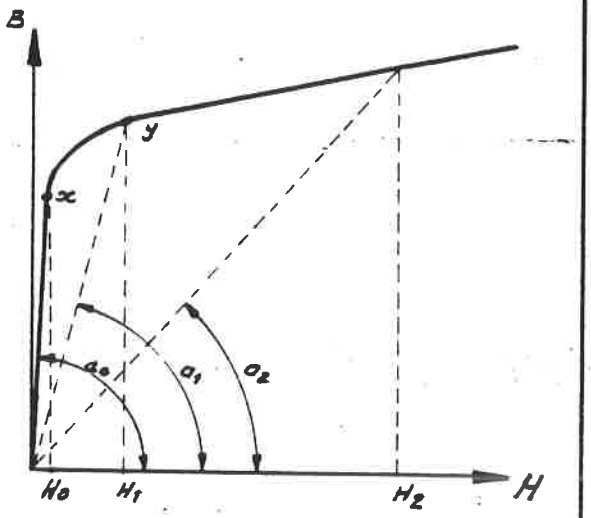


Fig. 309

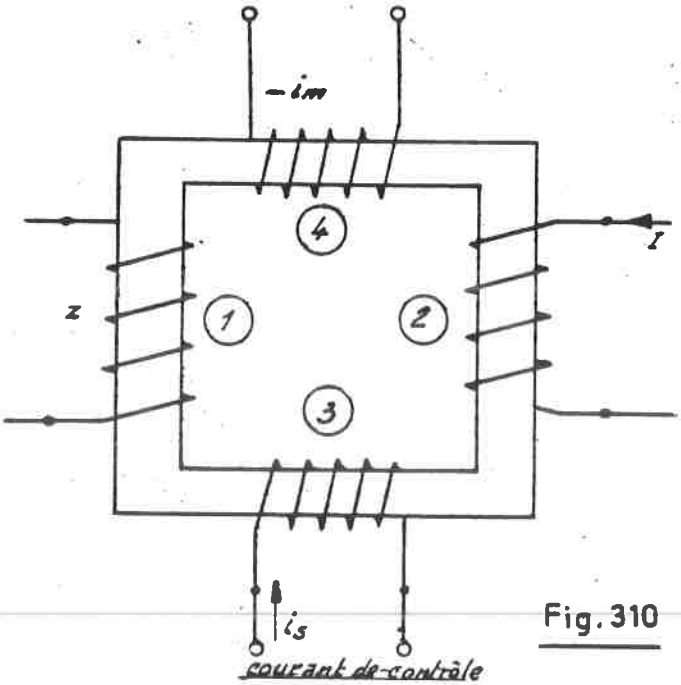
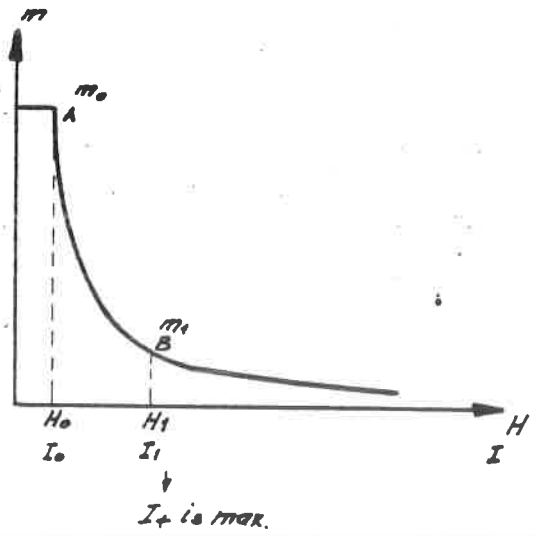


Fig. 310



VI. La protection de la génératrice et des moteurs de traction sur les engins de traction diesel - électriques.

182. Non seulement les prix d'achat des génératrices et moteurs de traction des engins de traction diesel sont très élevés, mais également les coûts de réparation en cas d'avarie.

Par conséquent, ces organes doivent être protégés contre toute avarie de n'importe quel genre.

183. Les dispositifs de protection utilisés sur les engins de traction diesel ont comme double but :

- d'éviter la naissance des circonstances de fonctionnement anormales pouvant occasionner des avaries aux génératrices et aux moteurs de traction,
- de limiter les conséquences d'une circonstance anormale qui, éventuellement, pourrait se présenter.

184. En général, une génératrice peut s'avarier par suite de phénomènes de commutation, par des tensions et intensités trop élevées, par des surcharges et des manques de refroidissement.

Les moteurs de traction peuvent s'avarier par des phénomènes de commutation, par l'introduction d'eau ou de neige, par des survitesses, des surcharges et des manques de refroidissement.

A. Les phénomènes de commutation.

185. On appelle " commutation " l'inversion de la f.e.m.et par conséquent aussi du courant dans les enroulements d'induit raccordés aux lames de collecteur en contact avec les balais.

Chaque balai constitue finalement un contact glissant qui, à cause de sa largeur court-circuite un certain nombre de lames minces du collecteur et par conséquent court-circuite également un certain nombre d'enroulements d'induit.

De ce double aspect, il résulte que, lors de la commutation dans les enroulements en question, des tensions induites très importantes sont créées pouvant donner lieu à la naissance d'étincelles plus ou moins intensives aux balais.

Des étincelles de commutation intensives ionisent l'air entourant le collecteur. Par cette ionisation, un arc peut se former directement entre les balais, ce qu'on appelle "coup de feu" ou "flash".

Un "coup de feu" entraîne dans une certaine mesure la destruction du collecteur et des portes balais.

Aux génératrices avec excitatrice un coup de feu peut également entraîner la destruction des enroulements d'induit (Le champ discordant est affaibli ou annulé).

186. L'intensité des étincelles de commutation augmente à mesure que la tension entre les lames du collecteur augmente, que le nombre de lames court-circuitées par les balais est plus grand, que la densité du courant dans la surface de contact entre balais et collecteur est plus élevée et que la vitesse circonférencielle du collecteur est plus grande.

187. La naissance d'étincelles de commutation est également influencée par la pression des balais ainsi que par la qualité et la dureté du carbone des balais.

Des étincelles intensives peuvent également être dues à l'état de la surface du collecteur (surface sale, collecteur ovalisé ou conique, mauvais état des entre-lames) ainsi qu'à des vibrations dans les balais (jeu trop important des balais dans les porte-balais, hauteur libre entre les porte-balais et la surface du collecteur trop grande , manque d'équilibrage dynamique de l'induit, des roulements usés ...).

L'intensité des étincelles de commutation augmente à mesure que les balais sont plus éloignés de la zone neutre du champ magnétique.

Nous savons d'ailleurs, que par l'existence d'une réaction d'induit, cette zone neutre se déplace d'un angle proportionnel à l'intensité du courant dans l'induit. A une génératrice, la zone neutre se déplace dans le sens de rotation de l'induit, aux moteurs de traction dans le sens opposé (fig. 311).

Aux moteurs de traction dont le sens de rotation peut être inversé, la zone neutre doit maintenir sa position symétrique par rapport aux pôles magnétiques.

Les phénomènes de commutation néfastes ne peuvent être limités que par certaines précautions constructives et certaines mesures de réparation et d'entretien.

1. Précautions constructives.

188. Afin de rendre la zone neutre indépendante du courant d'induit, les génératrices et moteurs de traction sont généralement équipés de pôles auxiliaires aussi appelés "pôles de commutation".

Le nombre de pôles auxiliaires est égal au nombre de pôles principaux.

Les bobines des pôles de commutation sont toujours couplées en série avec les enroulements d'induit.

Elles sont bobinées de façon à ce que la polarité des pôles dépende du sens de rotation et du type de machine (fig. 311).

(Considérant le sens de rotation, à une génératrice un pôle auxiliaire nord suit un pôle principal nord. Aux moteurs de traction, un pôle auxiliaire sud suit le pôle principal nord).

Certaines génératrices sont en plus pourvues d'enroulements de compensation. Ce sont des enroulements série apportés soit sur les pôles principaux soit dans la carcasse.

Ces enroulements de compensation sont couplés de façon à ce que leur champ ait la même direction que le champ principal (fig. 311). Ainsi la déformation du champ original est limitée dans une certaine mesure d'où diminution de l'angle de déplacement de la zone neutre.

Dans certains cas, des tiges pointues sont montées près du collecteur et dirigées vers sa surface. En cas de coup de feu, ces tiges dirigent l'arc vers la masse en protégeant ainsi dans une certaine mesure le collecteur et les porte-balais de la destruction.

Un relais "anti-masse" coupe ensuite, comme il sera expliqué ci-dessous, les champs d'excitation de la génératrice.

Autres mesures constructives pouvant être prises :

- une réalisation soignée du collecteur
- la limitation de la tension aux bornes de la génératrice
- l'utilisation des balais de bonne qualité
- l'adaptation de la pression des balais
- pour ce qui concerne les moteurs de traction, la limitation du shuntage des enroulements d'excitation.

2. Mesures de réparation et d'entretien.

189. Ces mesures comprennent principalement le nettoyage régulier du collecteur, le remplacement en temps opportun des balais usés, le réglage éventuel de la pression des balais ainsi que la vérification du jeu entre les balais et leur guide.

Il y a lieu de remédier à toutes les causes pouvant occasionner des vibrations dans les balais (rectification du collecteur, remplacement des roulements ...).

Les relais anti-masse (GR) et anti-flash (SR).

190. Le relais anti-masse (GR) aussi appelé "relais de terre" a pour but de limiter les conséquences de tout contact entre un conducteur à haute tension alimenté par la génératrice et la masse, quelle qu'en soit la cause.

Le relais a comme fonction :

- de couper l'alimentation du circuit d'excitation indépendante de la génératrice
- de ramener le moteur diesel à son régime de ralenti
- de faire fonctionner un système d'alarme.

Ainsi le relais de terre protège en premier lieu la génératrice contre des coups de feu à son propre collecteur ainsi qu'au collecteur d'un ou de plusieurs moteurs de traction.

Le système de protection "anti-masse" est en principe composé de :

- le relais anti-masse GR dont la bobine est raccordée entre un point équi-potentiel formé dans le circuit haute tension et la masse. Dans certains cas , un contacteur magnéto-thermique empêche l'alimentation prolongée du relais.
- un ou plusieurs relais auxiliaires à basse tension pour la réalisation des opérations de protection.

Pour ce qui concerne l'équipement de nos locomotives diesel, nous distinguons les réalisations suivantes :

a) Aux locomotives avec génératrice à auto-régulation (système Westinghouse).

191. Le système de protection (représenté en principe à la figure 312), comprend le relais de terre "GR" raccordé entre le point A et la masse par l'intermédiaire d'un contacteur magnéto-thermique.

Le point A est formé par deux résistances de valeur inégale WGR 1 et WGR 2 (grandeur respective : 3200 et 1600 ohms).

Dès que l'intensité du courant dans le relais GR atteint une certaine valeur, son contact GR 1 se ferme et le relais auxiliaire GRR est court-circuité.

En régime normal, le relais GRR est constamment alimenté et ses 4 contacts GRR 1 - 2 - 3 et 4 sont ouverts.

Dès que le relais GRR est court-circuité ses 4 contacts s'inversent réalisant son verrouillage, (contact de maintien 1), l'allumage des lampes de signalisation (contact 1) l'alimentation du relais d'alarme ALR (contact 3) et la coupure du champ d'excitation principal BF (contact 4 avec relais de coupure EF).

192. Lors d'un court-circuit direct et accidentel entre les balais de la génératrice, la tension aux bornes de l'excitatrice peut atteindre des valeurs trop élevées, son champ discordant (DF) tendant vers zéro.

Par l'augmentation du courant d'excitation de la génératrice principale qui en résulte, l'intensité de courant de court-circuit dans son induit augmente.

Afin d'y remédier, dans certains cas (p. ex. dans le cas d'une excitatrice de grande puissance), la protection anti-masse sera complétée par un relais "anti-flash" composé d'une bobine (SR) insérée dans le circuit d'excitation de la génératrice et dont le contact (SR 1) est relié en parallèle avec le contact GR 1 du relais de terre GR.

Un tel relais "anti-flash" a la même fonction que le relais de terre GR.

b) Aux locomotives avec génératrice à régulation mécanique (transmission EMD).

193. Le système de protection, schématisé à la figure 313, est composé d'un relais de terre GR raccordé entre la masse et le point équi-potentiel de haute tension E formé par l'excitation shunt de la génératrice et par la résistance R.

Le relais GR coupe les relais BF, SF et ER qui à leur tour, coupent ou affaiblissent les champs d'excitation de la génératrice, alimentent des signaux d'alarme et ramènent le moteur diesel à son régime de ralenti.

Le relais GR est pourvu d'un dispositif de verrouillage (DV) qui ne peut être éliminé qu'en actionnant le contacteur de déverrouillage.

A cause du genre de génératrice, un relais anti-flash ne peut être justifié. (La tension aux bornes de la génératrice diminue immédiatement après l'intervention du relais de terre. En cas de coup de feu, le champ différentiel augmente aussitôt.

B. Protection de la génératrice contre les surcharges.

194. Une surcharge peut résulter d'une tension trop élevée aux bornes ou d'un courant d'induit intense d'une trop grande durée.

1. Tension trop élevée.

195. Par la forme de sa courbe caractéristique de puissance et la limitation de sa tension par la saturation de ses pôles, au-delà d'un certain courant d'excitation, la génératrice ne doit généralement pas être protégée contre des tensions trop élevées. (un relais de tension max. existe sur les locomotives 55).

2. Courants de charge élevés - Relais de courant maximum.

196. La génératrice doit être protégée contre des courants trop intenses et non accidentels par la limitation de sa puissance (p. ex. lors du démarrage de la locomotive).

Le système de protection non automatique consiste dans la mise à la disposition du conducteur d'un ampèremètre indiquant le courant débité par la génératrice et permettant à ce conducteur le réglage de la vitesse de rotation du moteur diesel de façon telle que le courant maximum autorisé ne soit pas dépassé.

En général, comme déjà remarqué à plusieurs reprises, la puissance maximale du moteur diesel n'est d'application qu'à partir d'une certaine vitesse minimale de la locomotive (± 12 Km/h).

197. Le relais de terre ainsi que le relais éventuel "anti-flash" assurent la protection de la génératrice contre des surcharges accidentelles dues à des contacts entre des contacteurs à haute tension et la masse.

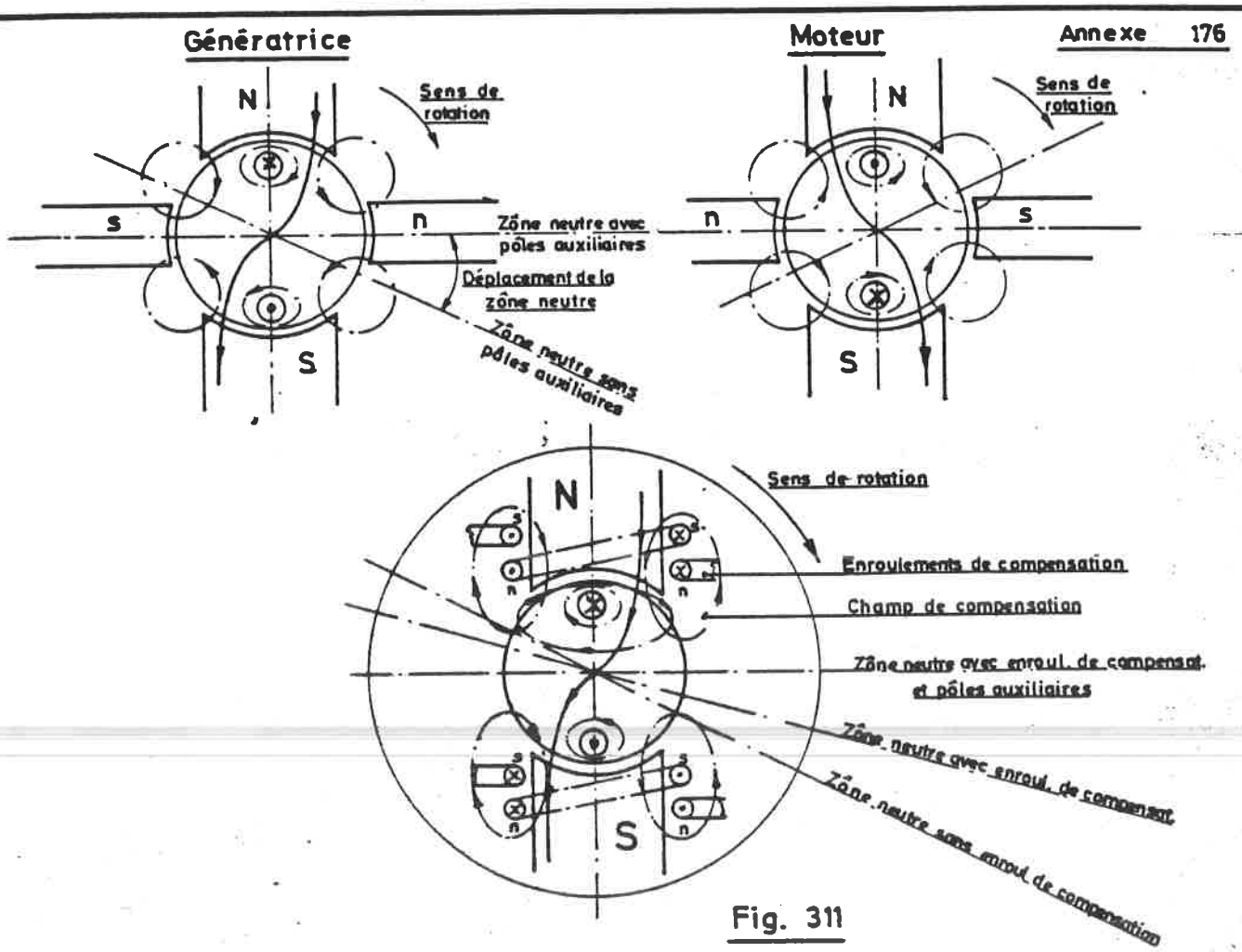
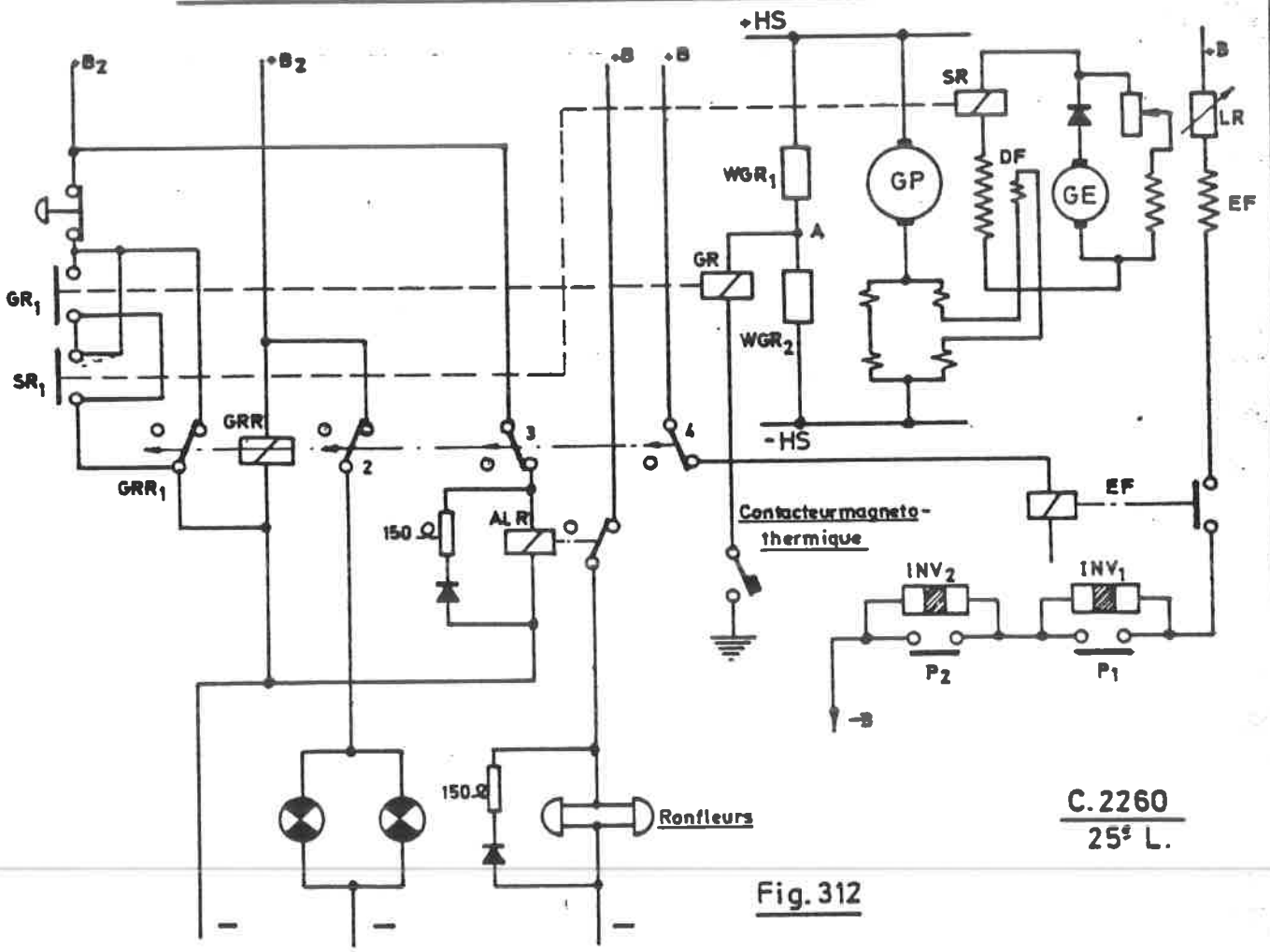


Fig. 311

Protection de la transmission contre masses et court-circuits



C.2260
25e L.

Fig. 312

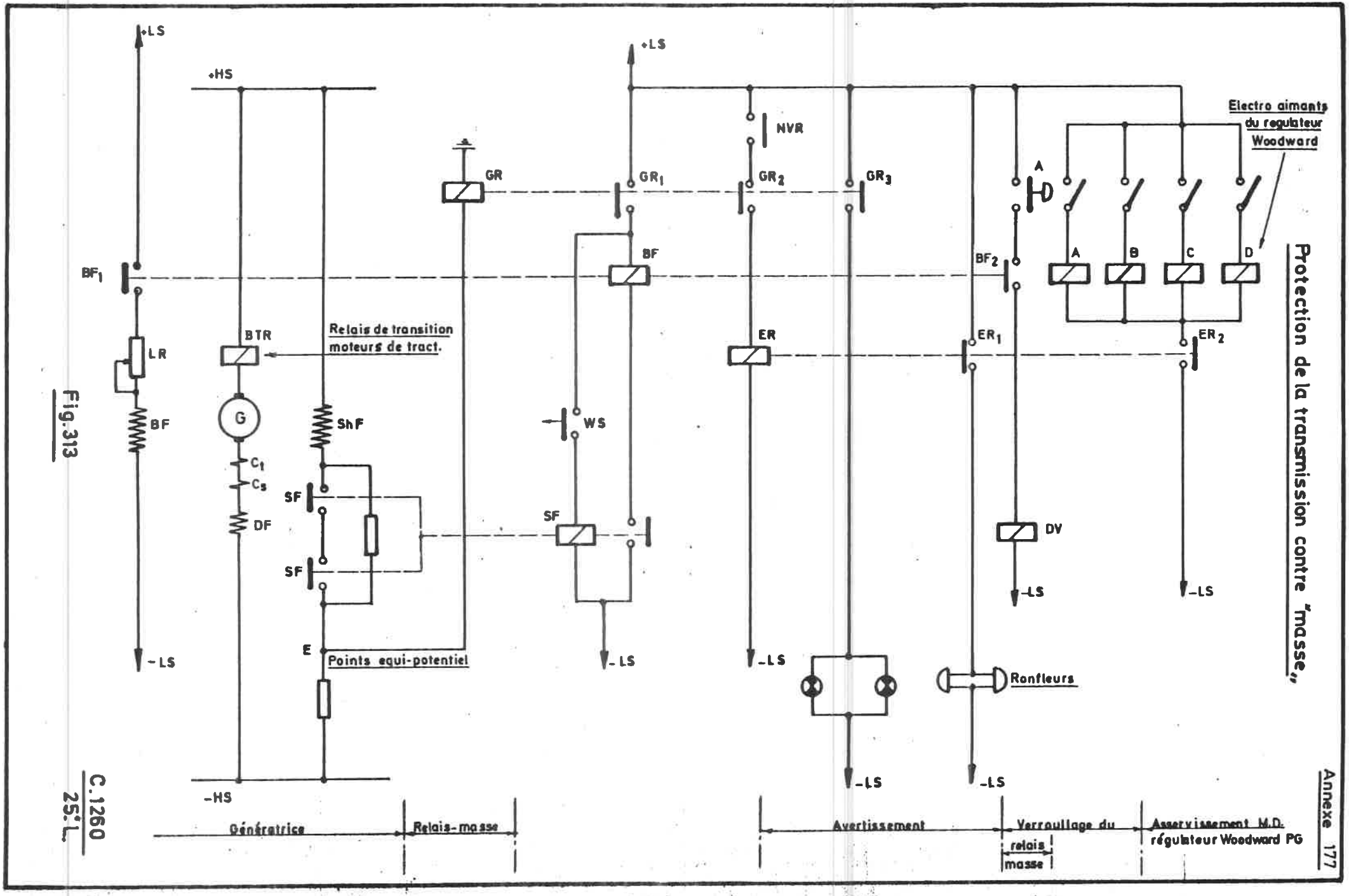


Fig.313

C.1260
25.L.

Annexe 177

C. LA PROTECTION DES MOTEURS DE TRACTION CONTRE LES SURCHARGES.

198. La quantité de chaleur dissipée dans un moteur de traction et qui est proportionnelle à l'intensité et à la durée de passage du courant, doit être limitée à la quantité pouvant être évacuée par le système de refroidissement du moteur. Si ce n'est plus le cas, le moteur de traction est surchargé.

Par conséquent : le carré du courant maximum autorisé est fonction inverse de la durée de maintien de ce courant.

199. Il y a lieu de faire distinction entre :

- le courant maximum autorisé lors du démarrage de la locomotive.

  L'intensité de ce courant est déterminée par les propriétés constructives des moteurs de traction et de la génératrice et doit être limitée par le conducteur de la locomotive en limitant la vitesse de rotation du moteur diesel et la puissance de la génératrice.

- le courant maximum autorisé en régime continu.

  Puisque l'intensité du courant de traction diminue lorsque la vitesse de l'engin augmente, le courant maximal autorisé en régime continu correspondra finalement à une certaine vitesse minimale en régime continu de l'engin.
  Pour une locomotive diesel dont la vitesse maximale est de 120 km/h, la vitesse minimale en régime continu est généralement comprise entre 20 et 25 km/h.

- des courants de court-circuit accidentels.

  Les circonstances accidentelles suivantes peuvent occasionner de graves avaries aux moteurs de traction par des courants d'induit trop grands.

200. 1) Le déplacement ou la remorque d'un engin de traction diesel électrique dans le sens opposé à celui fixé par l'inverseur (fig. 314).

Supposons deux moteurs de traction continuellement couplés en en parallèle. Après coupure de leur alimentation, il existe dans leur pôles un magnétisme rémanent m_1 et m_2 fixé par le sens de marche précédent.

En déplaçant ou remorquant ensuite l'engin dans le sens correspondant à la position de son inverseur, dans les 2 moteurs de traction des forces e.m. e_1 et e_2 sont induites avec un sens tel que le courant résultant détruit le magnétisme rémanent dans les deux moteurs (fig. 314/a et 314/d).

Le courant résultant dans le circuit des deux moteurs sera donc zéro.

201. Cela n'est pas le cas en déplaçant l'engin dans le sens opposé à celui de l'inverseur (fig. 314/b et 314/c).

Les f.e.m. ont alors un sens tel que le magnétisme rémanent est renforcé. Il en résulte des courants de court-circuit de très grande intensité.

Même à des vitesses basses de l'engin (5 km/h) ce courant de court-circuit peut atteindre des valeurs de plusieurs milliers d'ampères.

202. De la même façon, sur un engin de traction en mouvement, les deux moteurs couplés en parallèle seront avariés gravement en changeant la position de l'inverseur avant l'arrêt total de l'engin même lorsque la traction a été coupée préalablement (passage de la fig. 314/a à la fig. 314/c).

Cette grave fausse manoeuvre, se produisant le plus souvent lors des services de manoeuvres, va toujours de pair avec l'avarie grave (brulure des contacts) des contacteurs d'inversion du sens de marche.

2. Le changement de la position de l'inverseur de sens de marche pendant la marche de l'engin.

- Par l'inversion du sens de marche d'un engin en mouvement, même après avoir coupé la traction, les moteurs de traction couplés en parallèle seront gravement avariés comme expliqué ci-dessus.

- L'inversion de la position de l'inverseur du sens de marche d'un engin de traction en mouvement et sans coupure préalable de la traction occasionnerait d'abord une surcharge de courte durée des moteurs de traction et ensuite une surcharge continue de la génératrice.

  En effet, lors du changement de la position de l'inverseur, dans les moteurs de traction il se produirait un très grand effort de freinage provoquant le blocage des roues. Les moteurs de traction bloqués court-circuitent la génératrice.

  Conséquences :

  - Des avaries à la génératrice (enroulements d'induit, collecteur brûlé, balais,...).

  - Des avaries aux moteurs de traction

  - Contacteurs d'inversion du sens de marche brûlés.

205. L'exemple numérique suivant explique clairement l'évolution des phénomènes.

Supposons une génératrice qui, à une certaine vitesse de la locomotive, alimente 4 moteurs de traction sous une tension U = 500 V avec un courant de 500 A (fig. 315).

La puissance de la génératrice est de 1.000 kW.

Lorsque la résistance interne de chaque moteur est de 0,1 ohm, le courant dans chaque moteur peut être exprimé par :

$$i = \frac{U - e}{R}$$

La force contre électro-motrice dans chaque moteur est de :

$$e = U - i.R = 500 - (500 \times 0{,}1) = 450 \text{ V.}$$

En changeant à cet instant la position de l'inverseur, le courant débité dans chaque moteur est de :

$$i_1 = \frac{U_1 + e_1}{R}$$

Nous supposons que les pôles des moteurs de traction sont saturés pour un courant d'excitation de 750 A et que pour la vitesse de l'engin supposée, la force e.m. induite est de 475 V.

Dans ce cas nous obtenons :

$$i_1 = \frac{U_1 + 475}{R} \quad \text{d'où } i_1 R = U_1 + 475$$

Suite à la puissance constante de la génératrice nous pouvons également écrire que :

$$i_1.U_1 = \frac{1000}{4} = 250 \text{ kW.}$$

Approximativement : $0{,}1\, i_1 = \frac{250.000}{i_1} + 475$

d'où il résulte :

$$0{,}1\, i_1^2 - 475\, i - 250.000 = 0$$

Au moment de l'inversion du sens de marche le courant $i_1 = 5.250$ A tandis que le courant total débité par la génératrice aura un ordre de grandeur de 21.000 Amp.

Après blocage des roues i_1 aurait une valeur de $\pm$ 1600 A et le courant débité par la génératrice de $\pm$ 6400 A.

Dans le cas où chaque moteur de traction aurait une résistance interne de 0,05 ohm, les courants de charge respectifs auraient des ordres de grandeur de 10.000 et de 40.000 Amp.

Conclusions.

206. a) Des avaries graves à des moteurs de traction couplés constamment en parallèle peuvent être occasionnées par le déplacement de l'engin sans avoir placé la manette de l'inverseur dans la position correspondant au sens du déplacement.

b) Des avaries graves à des moteurs de traction couplés constamment en parallèle et se présentant en même temps que des avaries graves aux contacteurs de sens de marche sont généralement la conséquence d'une inversion du sens de marche après coupure de la traction sans que l'engin soit totalement arrêté.

c) Des avaries à la génératrice ainsi qu'aux moteurs de traction et aux contacteurs d'inversion du sens de marche sont généralement dûes à l'inversion du sens de marche pendant la marche de la locomotive et sans coupure préalable de la traction. Dans ce cas les bandages des roues présenteront des plats par leur glissement sur les rails.

207. De telles avaries sont à éviter par les mesures suivantes :

- Le verrouillage de la manette d'inversion afin d'éviter toute inversion prématurée.

- Insérer dans le circuit des moteurs de traction constamment couplés en parallèle des sectionneurs permettant d'isoler les moteurs entre-eux au moment de la remorque de l'engin par un autre.

Remarque : L'inversion prématurée de l'inverseur du sens de marche peut être évitée par un "relais de vitesse nulle" (relais R.V.N.).

Ce relais est composé d'un dispositif de détection monté sur un essieu ou un moteur de traction, traduisant tout mouvement de l'engin par un signal de tension qui, par l'intervention d'un amplificateur électronique, réalise le verrouillage du tambour ou des contacteurs d'inversion aussi longtemps que l'engin n'est pas à l'arrêt total (réalisé aux autorails de dépannage ES 200).

3) Elimination prématurée d'un moteur de traction ou d'un groupe de moteurs de traction (relais d'intensité maximale CLR).

208. La puissance développée par un moteur de traction peut être représentée sous la forme :

$$p = 1{,}023\ C.n.\ Watt$$

La vitesse de rotation n étant fixée par la vitesse V de l'engin et son couple par l'intensité I de son courant d'induit (les pôles étant saturés) nous pouvons exprimer p par :

$$p = k.V.I.$$

Si on a K moteurs de traction et après adaptation au rendement de la constante k, la puissance P de la génératrice peut être exprimée par :

$$P = k.K.V.I.$$

Le courant par moteur de traction est de :

$$I = \frac{P}{k.K.V.}$$

Lorsque, pour une même puissance P développée par la génératrice, le nombre de moteurs de traction K est brusquement porté à la valeur K_1 nous obtenons comme intensité du courant par moteur de traction :

$$I_1 = \frac{P}{k.K_1.V.}$$

Vu que : $I_1\ k\ K_1\ V = I.k.K.V$, il résulte que $K.I = K_1\ I_1$ ou que :

$$I_1 = \frac{K\ I}{K_1}$$

209. Cette conclusion ressort également de la fig. 316 où sont représentées :

- la caractéristique de l'effort de traction F = f (V) lorsque la puissance de la génératrice est de :

$$P = \frac{2{,}7\ FV}{r}$$

- les caractéristiques F = f (I) pour 1, 2, 3 et 4 moteurs de traction en service (les caractéristiques respectives 1, 2, 3 et 4).

A la vitesse V, les 4 moteurs de traction prennent ensemble un courant I_4.

Lorsqu'à cette vitesse V deux moteurs sont brusquement éliminés, les moteurs restant en service prendront ensemble à cause de la puissance constante de la génératrice un courant de $I_2 = 2\ I_4$.

L'élimination brusque d'un ou de plusieurs moteurs de traction lors de la marche de l'engin peut donc faire augmenter à une valeur non-admissible, l'intensité du courant absorbé par les moteurs restant en service. Cela ne peut être évité que par la diminution proportionnelle de la puissance de la génératrice à l'instant de l'élimination des moteurs de traction.

Les cas suivants peuvent se présenter :

- L'élimination accidentelle d'un moteur de traction (bris d'un câble, contacteur de puissance défectueux, ...).

210. A tous les engins de traction, les moteurs de traction sont protégés contre toutes conséquences néfastes d'une élimination brusque par des relais "anti-patinage" qui, comme il sera expliqué plus loin, au moment de leur intervention coupent la traction (la puissance développée par la génératrice est ramenée à zéro).

211. - <u>L'élimination non-accidentelle d'un ou de plusieurs moteurs ou groupes de moteurs de traction</u>.

Dans certains cas (fig. 317/a et b) les contacteurs de traction sont équipés de contacts auxiliaires qui limitent la puissance de la génératrice à l'instant où les contacteurs s'ouvrent en limitant l'intensité dans l'enroulement d'excitation indépendante.

Lorsque les contacteurs de traction ne sont pas pourvus de tels contacts auxiliaires, la limitation de la puissance de la génératrice est obtenue par un sectionneur de champ S (fig. 317/c et d).

Certains équipements sont complétés par un relais d'intensité maximale "CLR" qui, après élimination d'un groupe de moteurs de traction, limite la puissance de la génératrice (locos séries 62 et 55).

212. Comme représenté à la fig. 318, le relais CLR est composé d'un noyau de forme U portant les bobines suivantes :

- la <u>bobine haute tension "LM"</u> reliée aux bornes de la génératrice par une résistance;

- la <u>bobine basse tension "JK"</u> dans laquelle l'intensité varie suivant la position du controller de puissance (accélérateur) et dont le flux renforce celui de la bobine haute tension "LM";

- la bobine courant QR parcourue par le courant d'induit de la génératrice;

- la bobine basse tension "NP" alimentée ou non suivant la position du controller de puissance et dont le flux renforce celui de la bobine courant "QR".

Les flux "LM-JK" et "QR-NP" sont de sens opposé.

Si tous les moteurs de traction sont en service, le relais CLR est court-circuité (interrupteur TCOS ouvert éliminant ORS et court-circuitant CLR).

Si un groupe de moteurs de traction doit être isolé TCOS sera manoeuvré et les relais d'anti-patinage des moteurs en question seront éliminés. Les contacts auxiliaires de TCOS (1 et 2) limitent le champ BF (fig. 317/d).

Le relais CLR affaiblit le champ indépendant BF de la génératrice dès que l'intensité du courant débité par la génératrice dépasse l'intensité maximale admise pour les moteurs restés en service, en excitant ORS qui ramène la résistance LR à sa valeur maximale.

D. Protection des moteurs de traction contre la survitesse (relais anti-patinage ou relais "Wheel-Slip").

213. La vitesse d'un moteur série non chargé augmente jusqu'à une valeur non limitée. On dit que le moteur "entre en survitesse".

Un moteur de traction se décharge à l'instant où la force d'adhérence de ses roues motrices est insuffisante (patinage des roues).

La survitesse fait casser les sertissages des enroulements d'induit sous l'effet des forces centrifuges sur ces enroulements. Ceux-ci n'étant plus fixés, sortent de l'induit entraînant le blocage brusque de celui-ci et de son essieu moteur.

Les moteurs de traction doivent être protégés contre ces avaries graves par des relais "anti-patinage" qui évitent toute survitesse.

Le relais d'anti-patinage peut être "un relais de tension" ou "un relais de courant" .

1) Relais de tension.

214. Ce système est seulement d'application pour des moteurs de traction couplés en série parallèle.

Aussi longtemps que 2 moteurs identiques et couplés en série développent la même vitesse de rotation, le point (a) entre les deux moteurs prendra le même potentiel que le point de liaison (b) entre les deux résistances identiques et insérées entre le positif et le négatif haute tension (voir fig. 319).

En cas de vitesse de rotation différente, la tension aux bornes du moteur à vitesse supérieure dépassera la tension du moteur le plus lent.

En effet : le courant dans les deux moteurs étant constamment identique, nous pouvons exprimer son intensité I par :

$$I = \frac{u_1 - k.\, n_1 \cdot \phi_1}{R_1} = \frac{u_2 - k.\, n_2 \cdot \phi_2}{R_2}$$

Supposons que les moteurs aient des caractéristiques identiques. Dans ce cas : $R_1 = R_2$

$$k_1 \phi_1 = k_2 \phi_2$$ (courant d'excitation identique)

Aussi : $u_1 - Kn_1 = u_2 - Kn_2$

d'où résulte que : $(u_1 - u_2) = K (n_1 - n_2)$

Lorsque $n_1 = n_2$ on obtient que $u_1 = u_2$

$n_1 > n_2$ " " " $u_1 > u_2$

Par conséquent, entre les points a et b il se produit une différence de tension qui augmente à mesure que la différence entre les vitesses de rotation augmente.

Entre les points (a) et (b) un relais de tension "WS" est inséré qui dès que la différence entre leurs potentiels dépasse une certaine valeur :

- ramène la puissance de la génératrice à zéro par la coupure de son courant d'excitation indépendante;
- ramène le moteur diesel au ralenti;
- alimente le dispositif d'alarme.

215. L'intervention du relais d'anti-patinage n'est pas nécessairement due au patinage d'un des essieux mais peut être aussi la conséquence d'une trop grande différence de diamètre entre les roues des essieux entraînés par les deux moteurs.

Remarques.

216. a) Le relais d'anti-patinage peut aussi être raccordé comme représenté à la fig. 320 pour des moteurs constamment couplés en série-parallèle ou à la fig. 321 pour des moteurs constamment couplés en parallèle.

217. b) Afin d'éviter des interventions prématurées du relais d'anti-patinage dues à des tensions induites par des effets de commutation dans les moteurs de traction, une bobine-self L est insérée en série avec le relais WS (fig. 322).

218. c) Le pont des résistances R_{10} - R_{11} de la fig. 321 évite la mise hors service du relais WS par l'interruption accidentelle d'un de ces fils d'alimentation.

219. d) Les résistances R_2 et R_3 de la fig. 322 ont pour but de rendre la sensibilité du relais WS (enclenchement à $\pm$ 1 V) indépendante du shuntage de l'excitation des moteurs de traction.

Les contacts FSR_1 et FSR_2 s'inversent dès que les moteurs sont shuntés.

Par les résistances R_1, R_2 et R_3 la tension d'enclenchement de relais WS se stabilise à 15 V $\pm$ 1 V.

2) Relais courant.

220. Des relais d'anti-patinage "courant" ne sont d'application que pour des moteurs de traction couplés en parallèle.

Ce relais est composé de deux bobines courant dont les champs sont opposés.

La première bobine est insérée dans le circuit du 1er moteur de traction, la deuxième dans le circuit du 2e moteur (fig. 323).

Aussi longtemps que les deux moteurs développent une vitesse de rotation égale, l'intensité de leur courant aura la même valeur et le champ résultant des deux bobines sera nul.

En cas de vitesse de rotation différente, le champ résultant dans l'armature du relais prendra une certaine valeur de façon à ce que le relais ramène la puissance de la génératrice à zéro (coupure de ses excitations) et alimente un dispositif d'alarme.

221. Les relais d'anti-patinage "courant" offrent les avantages suivants :

- Ils permettent la comparaison permanente des courants dans tous les moteurs de traction ainsi que dans les groupes formés par les moteurs de traction (fig. 324 et 325).

- D'intervenir à chaque élimination accidentelle d'un moteur de traction ou groupe de moteurs de traction.

  La marche avec un moteur de traction ou un groupe de moteurs de traction isolé n'est possible qu'après avoir court-circuité le relais d'anti-patinage correspondant.

E. Protection du personnel contre les dangers de la haute tension (contacts de portes).

222. Les portes des armoires dans lesquelles sont montés les appareils haute tension sont généralement munies de contacts qui empêchent l'alimentation des appareils à haute tension dès qu'une porte s'ouvre.

Comme le montre le schéma de principe de la fig. 319, les contacts de portes DS1, DS2 coupent généralement l'excitation indépendante et parfois aussi l'excitation shunt de la génératrice (transmission EMD).

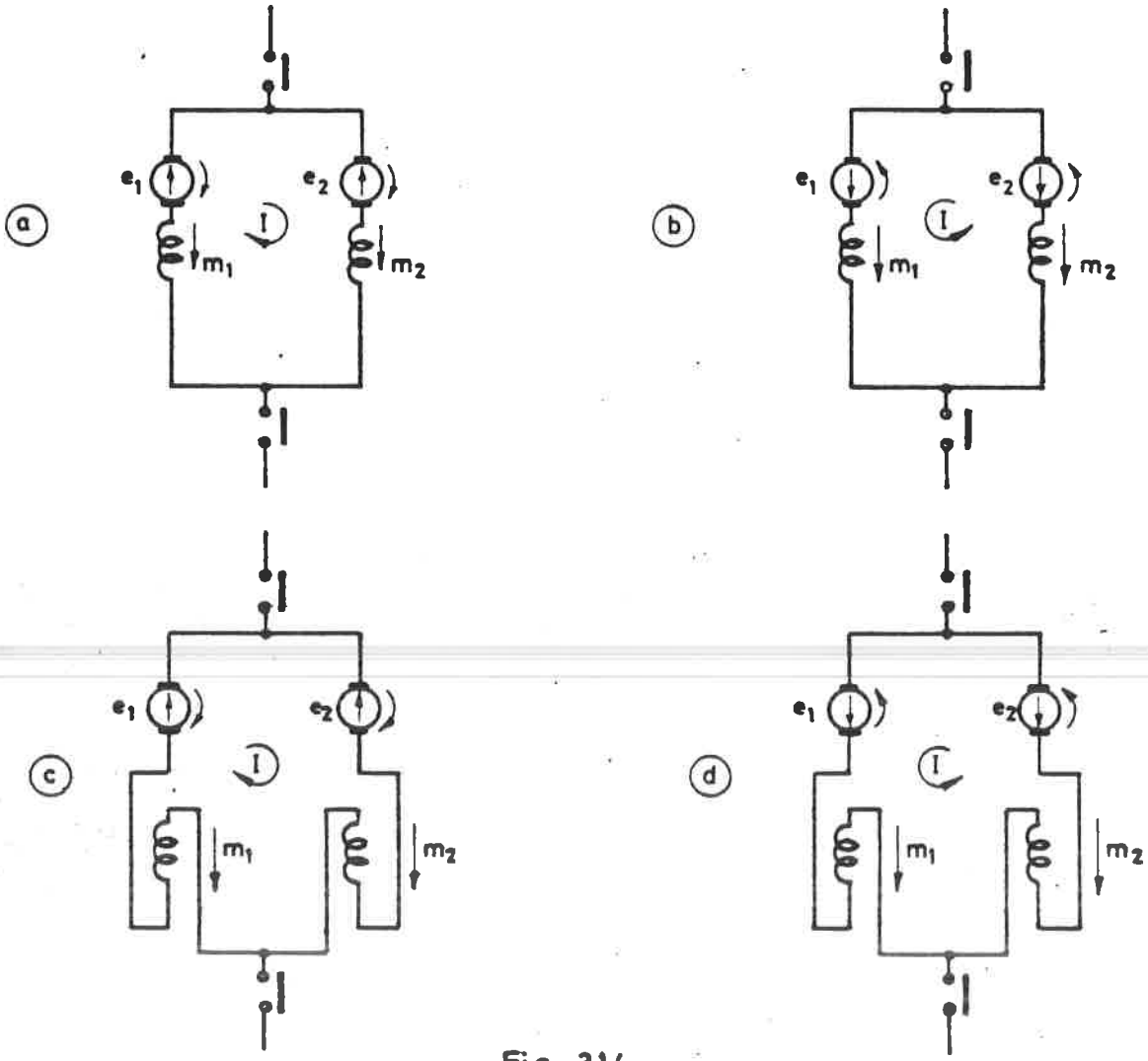


Fig. 314

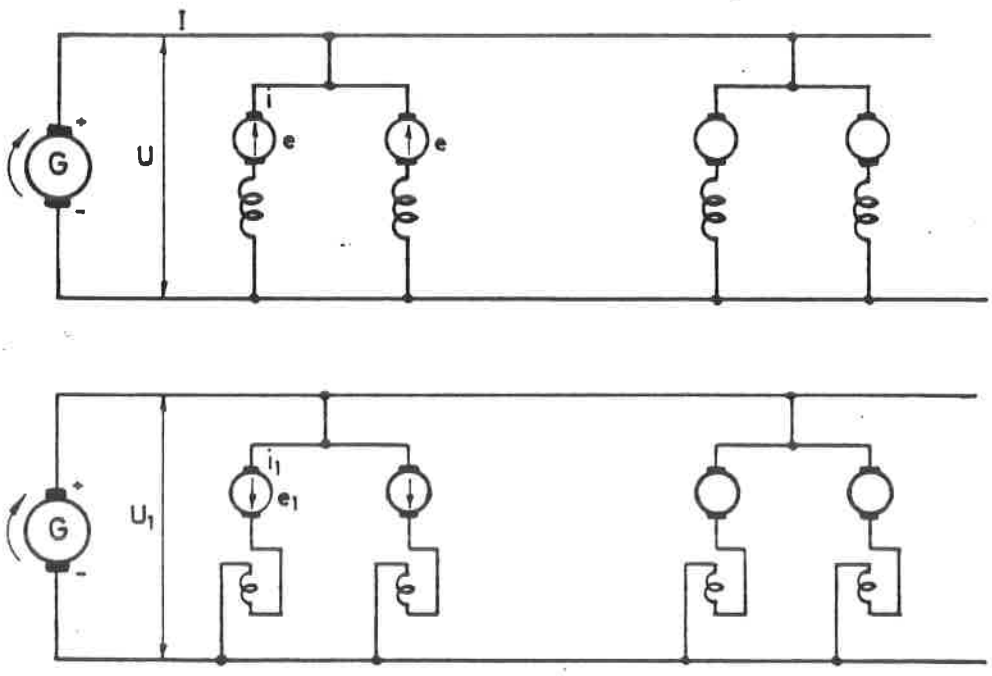


Fig. 315

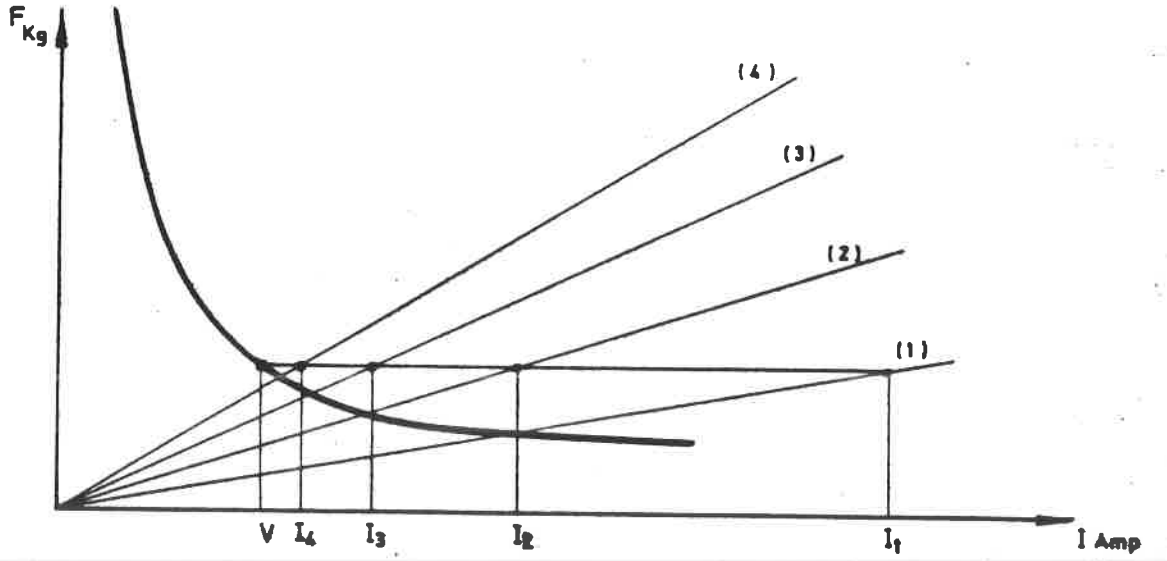


Fig. 316

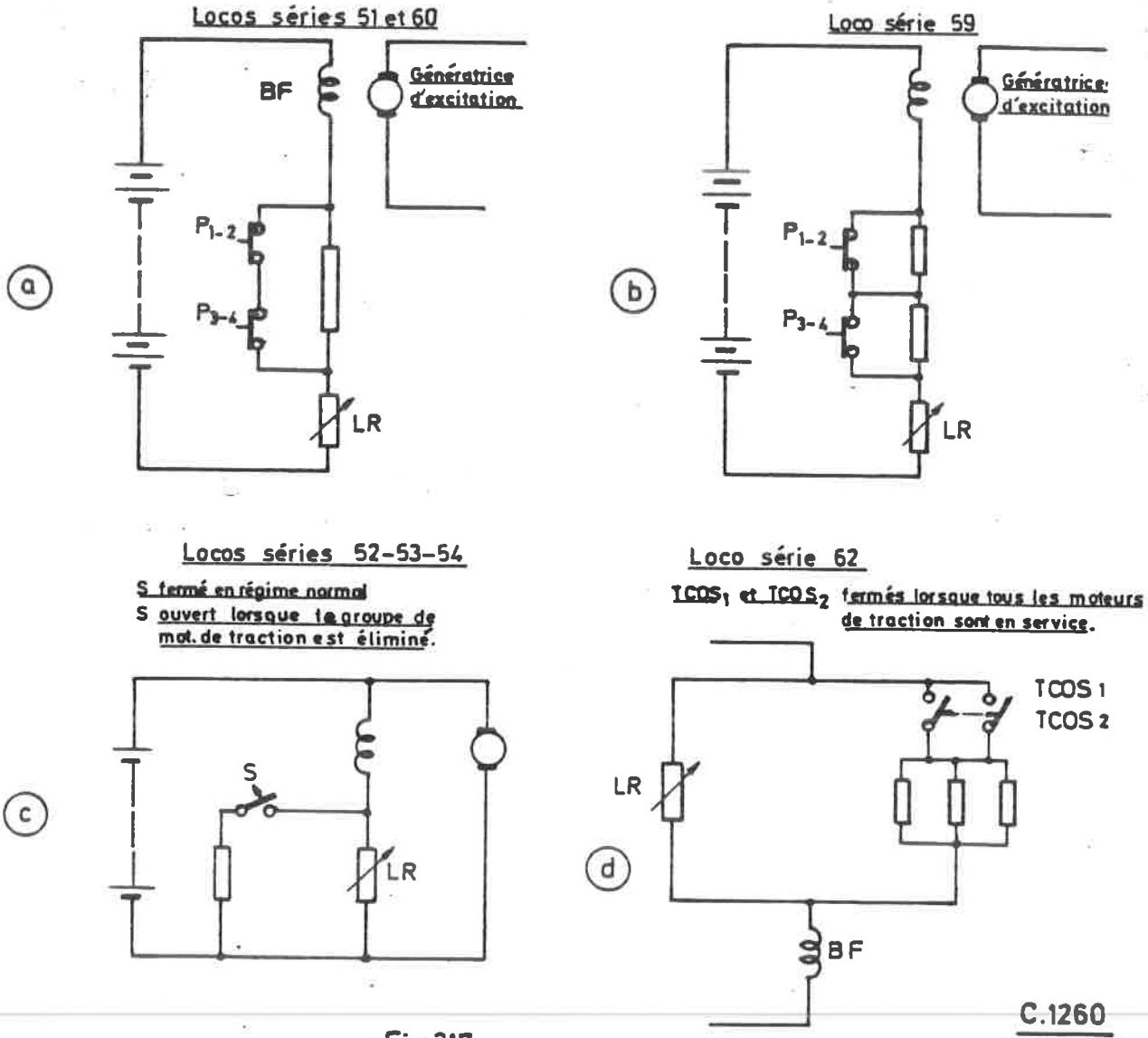
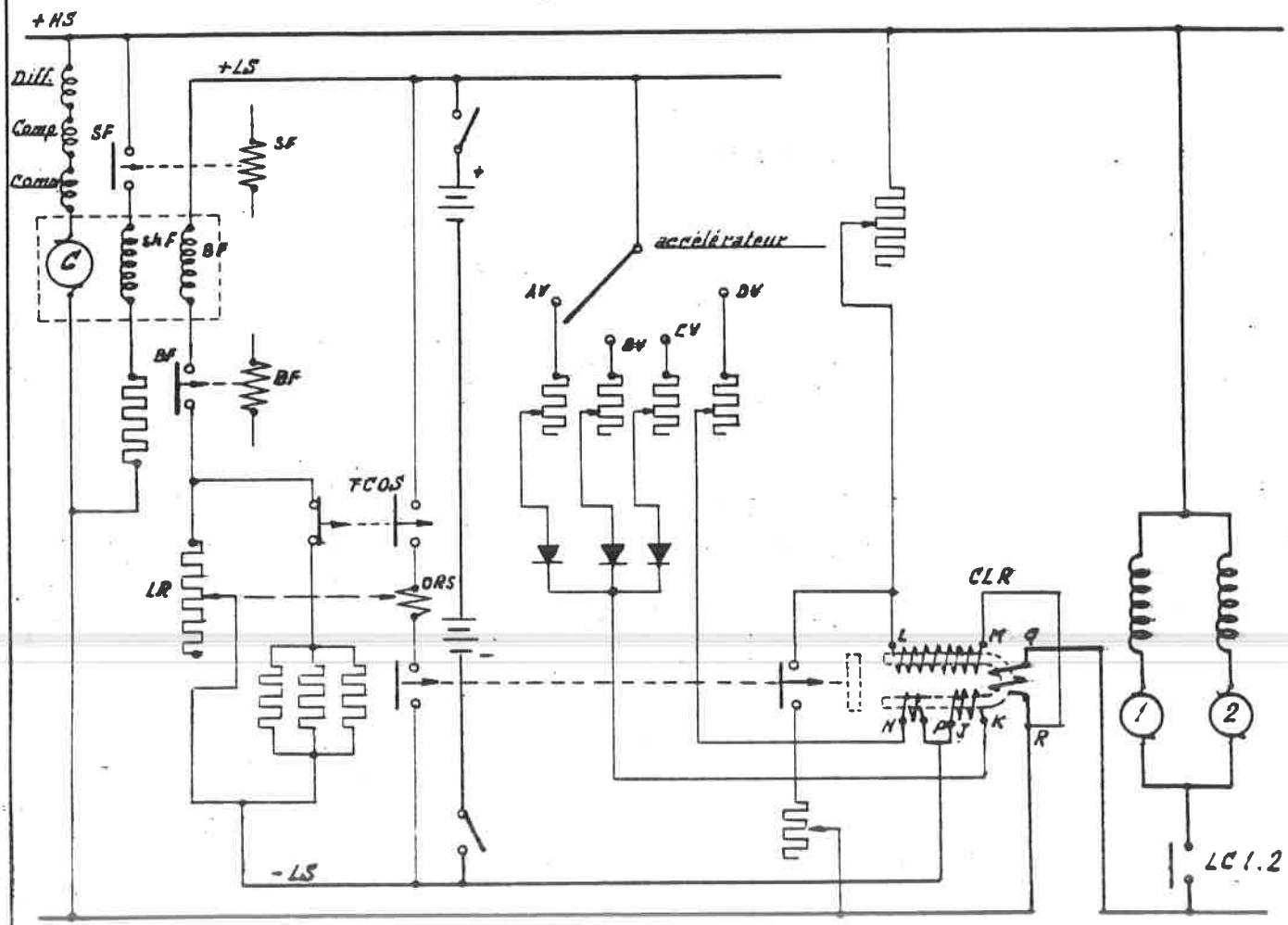


Fig.317

Principe relais max. CLR



Valeurs d'enclenchement CLR (HL séries 55-62)

Position accélérateur	Excitation des électro's	Excitation des bobines CLR	Puissance kw		Intensité max (Amp)
			minimale	maximale	
1	-	LM - QR	31.5	50	750
2	A	LM - QR - KJ	62	130	887
3	C	LM - QR - KJ	61	214	977
4	A + C	LM - QR - KJ	80	261	1090
5	B+C+D	LM - QR - KJ - NP	132	340	1225
6	A+B+C+D	LM - QR - KJ - NP	200	385	1325
7	B+C	LM - QR - KJ	200	485	1480
8	A+B+C	LM - QR - KJ	200	550	1570

Fig. 318

Principe de protection contre le patinage des roues par un relais de tension

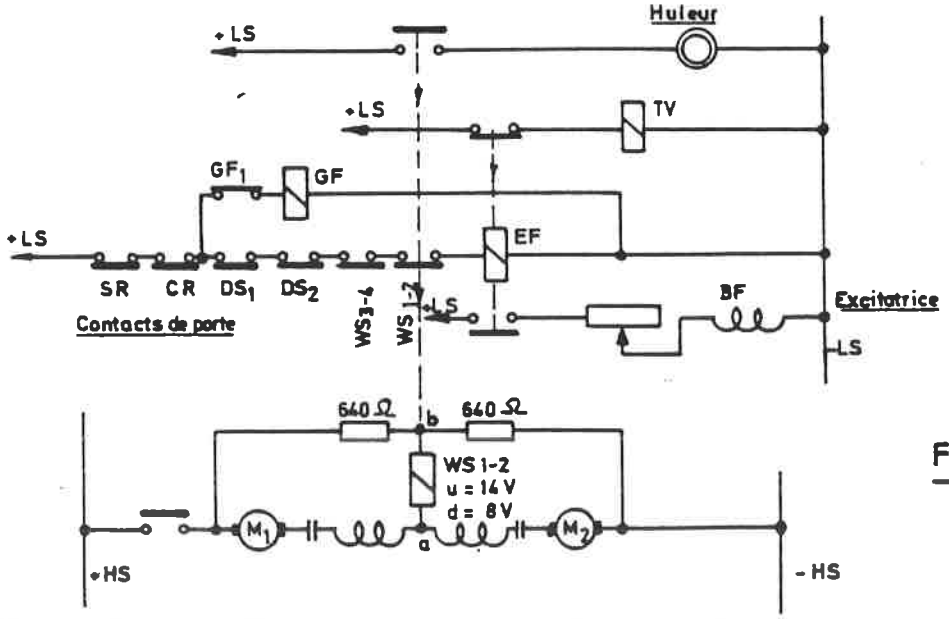


Fig. 319

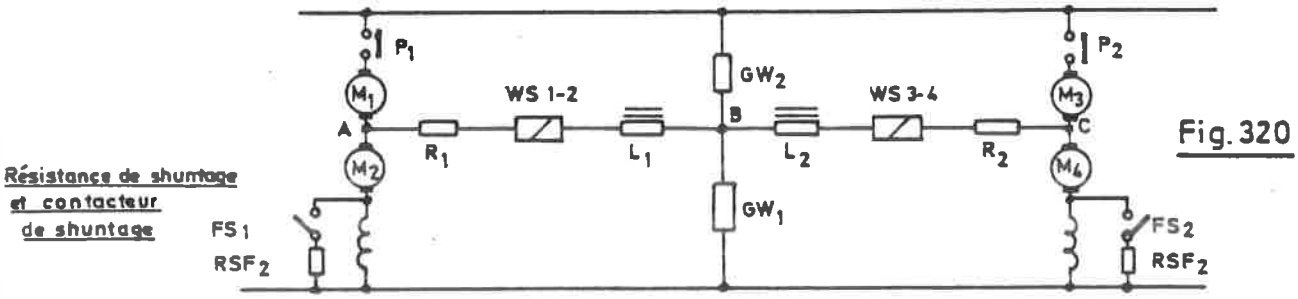


Fig. 320

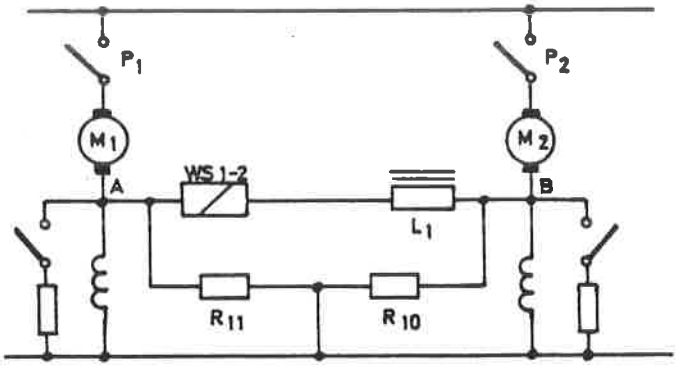


Fig. 321

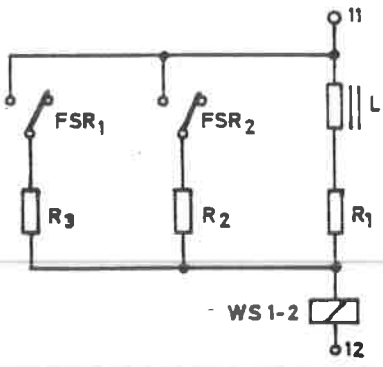
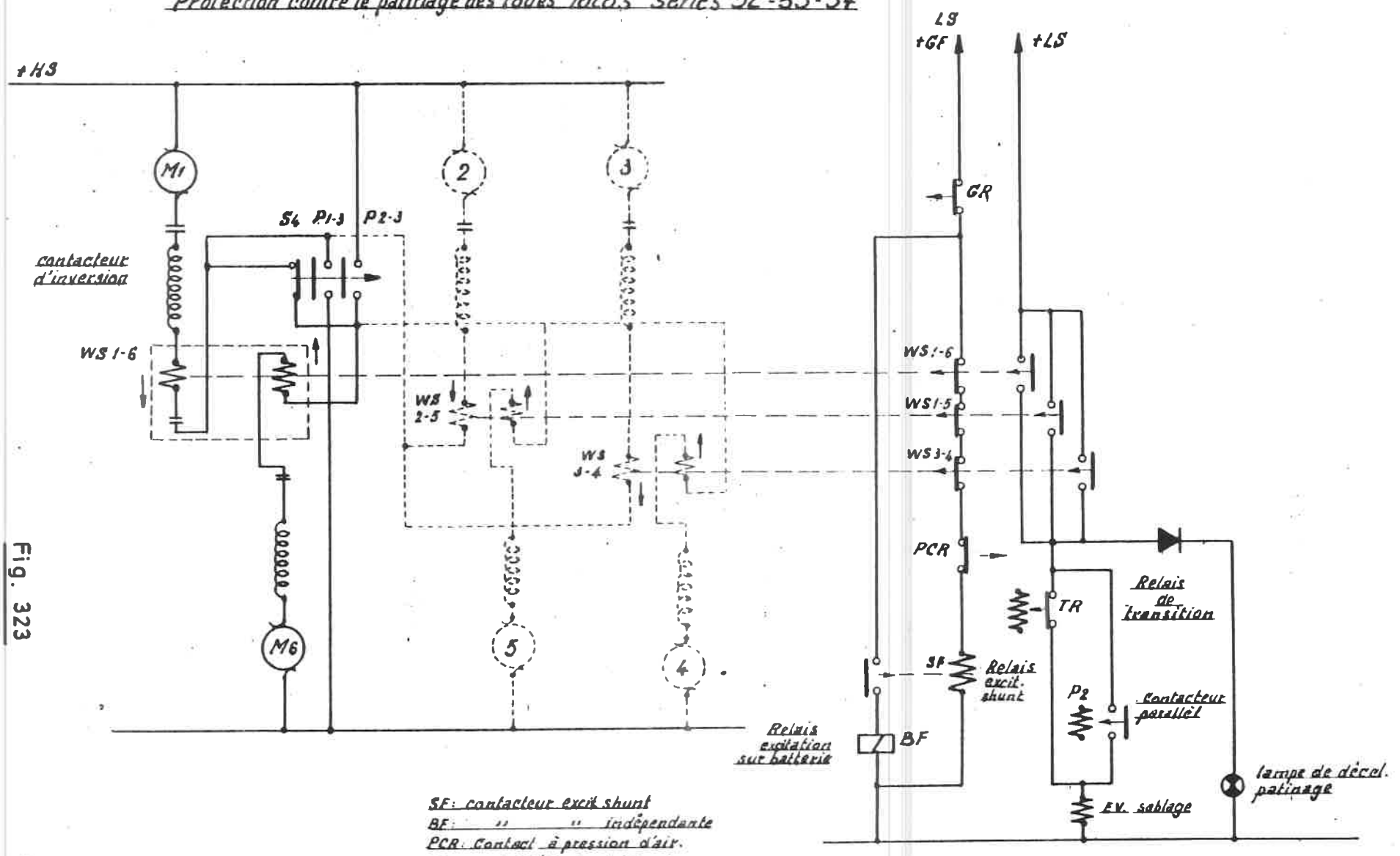


Fig. 322

Protection contre le patinage des roues locos séries 52-53-54



SF: contacteur excit shunt
BF: " " indépendante
PCR: Contact à pression d'air.
(s'ouvre à 3,6 bar: cond. autom)

Fig. 323

Annexe 182

C.1260
26.7

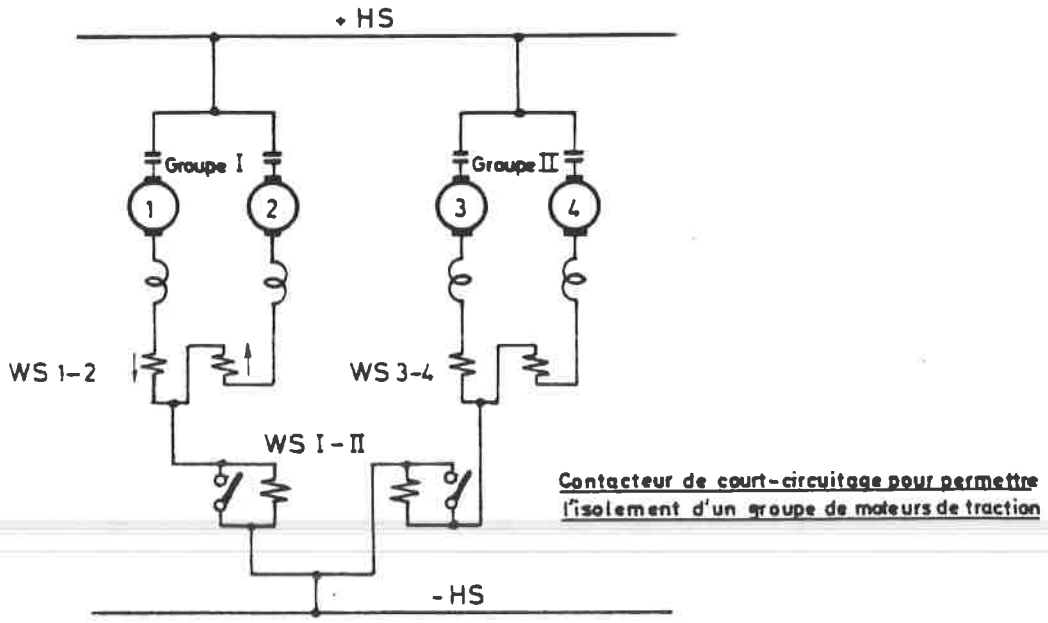


Fig. 324

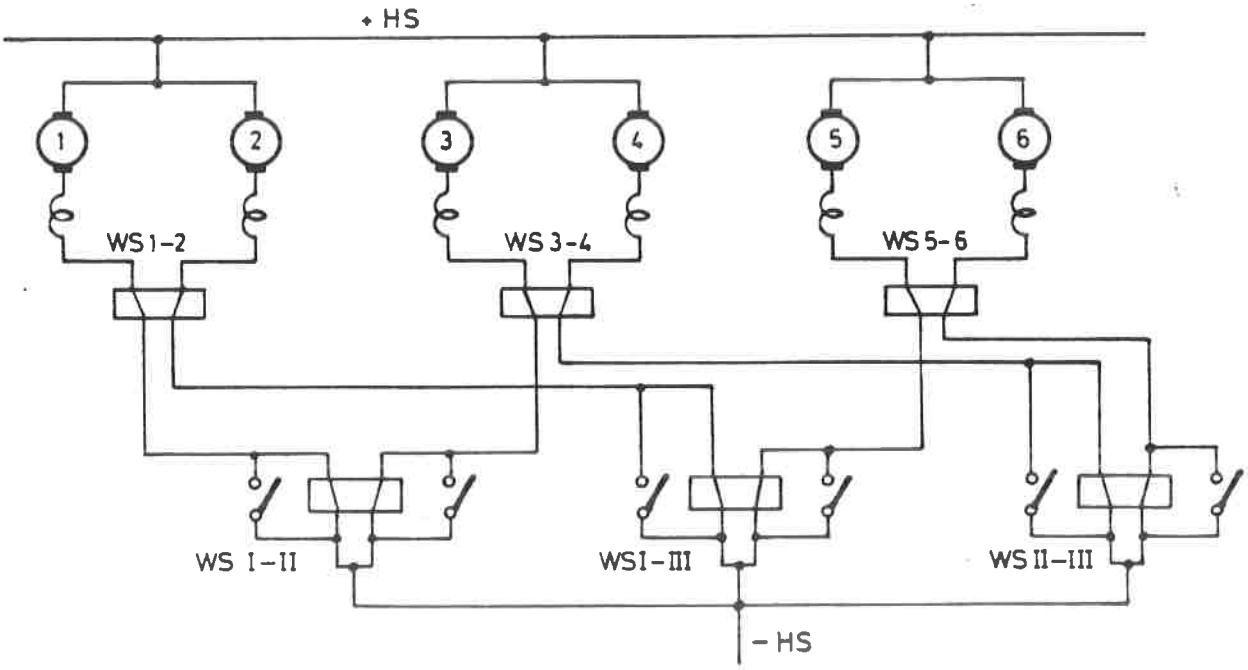


Fig. 325

VII. Description générale de la transmission "WESTINGHOUSE - ACEC" des locomotives S.N.C.B. séries 51 - 59 - 60 - 70.

A. Génératrice principale et génératrice excitatrice.

223. La transmission "WESTINGHOUSE - ACEC" d'application aux locomotives diesel-électriques SNCB séries 51 - 59 - 60 - 70 est basée sur le principe de la génératrice à auto-régulation. Elle est principalement constituée d'une génératrice principale accouplée directement au moteur diesel et d'une génératrice d'excitation (excitatrice)

Les caractéristiques des génératrices principales, équipant les locomotives diesel-électriques citées ci-dessus, sont résumées dans le tableau 1 de l'annexe 184.

224. La génératrice principale est refroidie par un ventilateur incorporé; l'air aspiré du côté collecteur s'échappe par les canaux de ventilation dont le stator est pourvu.

225. Le rendement de la génératrice principale a un ordre de grandeur de 93 % pour tous les régimes de puissance d'utilisation normale.

226. L'excitatrice fait partie d'une génératrice combinée qui est placée sur la génératrice principale et dont l'arbre est entraîné par l'arbre de la génératrice principale au moyen de courroies en V (fig. 326).

La génératrice combinée est constituée de deux génératrices, à savoir la génératrice d'excitation et la génératrice de charge batterie, celle-ci étant du type shunt à 4 pôles principaux et 4 pôles auxiliaires.

Les induits des deux génératrices sont fixés sur un arbre commun et leurs enroulements d'excitation sont logés dans la carcasse commune.

227. Comme schématisé à la figure 327, l'excitatrice possède :

- 4 pôles principaux portant les enroulements d'excitation indépendante;
- 2 pôles de section réduite portant les enroulements d'excitation shunt ainsi que les enroulements d'excitation anti-compound (appelés ensemble champ différentiel).

228. Le groupe excitatrice-génératrice de charge batterie est le même sur les 4 séries de locomotives. Il est par conséquent interchangeable.

Caractéristiques des deux génératrices :

- génératrice-excitatrice (en régime continu)
  2 400 t/min - 77 V - 119 A;
- génératrice de charge batterie
  1 200 à 2 400 t/min - ± 72 V - 160 A.

229. La tension aux bornes de la génératrice de charge batterie est maintenue constante par un système de régulation électronique "ACEC - SEL 011 - Carte de régulation A1".
La conception de cette carte est expliquée dans les leçons traitant des installations basse tension des engins de traction diesel.

B. Moteurs de traction.

230. Les moteurs de traction, du type à suspension par le nez, sont accouplés à leur essieu moteur au moyen de deux roues dentées dont le rapport de démultiplication est de 1/3,28 (aux locomotives série 70 ce rapport est de 1/4,857). Leur nombre, caractéristiques et couplage sont résumés dans le tableau 2 de l'annexe 184 bis.

231. Sur tous les engins de traction diesel, les moteurs de traction peuvent être isolés mutuellement afin d'éviter des courants dangereux de court-circuitage interne lors de la remorque de l'engin diesel comme véhicule ou lors des parcours avec un groupe de moteurs de traction isolé.

L'isolement réciproque des moteurs de traction se réalise soit par la mise en position neutre du tambour d'inversion (locos s. 51 et 60 - 1ère tranche), soit par l'ouverture manuelle de sectionneurs à couteaux montés dans l'armoire électrique (locos s. 60).

Aux locomotives de la série 59, les 2 groupes de 2 moteurs de traction couplés en série peuvent être isolés réciproquement par leur contacteur de traction principal P.

232. L'inversion du sens de rotation des moteurs de traction se fait par l'inversion du couplage de leurs inducteurs.
A cette fin, ces inducteurs sont reliés, comme il est expliqué plus loin, à un ou plusieurs tambours à contacts avec servo-moteur.

233 Les moteurs de traction sont refroidis par des ventilateurs entraînés par le moteur diesel au moyen de courroies en V.

234. Aux locomotives séries 59 et 70, les ventilateurs de refroidissement du moteur diesel sont commandés par des moteurs électriques alimentés par la génératrice principale.

C. Réglage de la puissance.

235. A l'origine, le réglage de la puissance de la génératrice principale était réalisé au moyen d'un rhéostat de champ LR inséré dans l'excitation principale (l'excitation indépendante) de l'excitatrice (fig. 328).
Ce rhéostat de champ avait comme double rôle :

1. d'adapter la puissance de la génératrice principale au régime de fonctionnement (vitesse de rotation) choisi pour le moteur diesel :

   la résistance LR était réglée par un servo-moteur pneumatique commandé par la manette d'accélération du moteur diesel;

2. d'éviter la surcharge du moteur diesel due soit à la transmission elle-même (caractéristiques électriques ne correspondant pas toujours aux caractéristiques idéales), soit au moteur diesel (manque de puissance pour n'importe quelle raison).

A cette fin, la résistance LR pouvait également être influencée par un servo-moteur à pression d'huile alimenté par une valve pilote à l'instant où le débit d'injection maximum autorisé était dépassé.

236. A l'occasion de la première réparation à l'A.C. Salzinnes des locomotives à transmission Westinghouse, le système de réglage de la puissance par un rhéostat de champ LR est remplacé par le système électronique ACEC - SEL 010.

Dans ce système, le rhéostat LR à réglage mécanique est remplacé par une carte de régulation B1 dont le transistor terminal Q1 coupe le courant dans les enroulements d'excitation indépendante de l'excitatrice avec une fréquence qui dépend des circonstances de fonctionnement (fig. 329).

Cette fréquence détermine la valeur moyenne du courant dans l'excitation principale de l'excitatrice et par conséquent aussi la puissance de base de la génératrice principale.

D. Carte de régulation électronique B1.

237. Le double rôle à remplir par la carte électronique B1 est identique à celui du rhéostat de champ d'origine LR, à savoir :

1. l'adaptation de la puissance de la génératrice principale au régime de puissance choisi pour le moteur diesel (vitesse de rotation);

2. d'éviter la surcharge du moteur diesel par n'importe quelle cause.

   Cela se réalise en limitant le débit d'injection maximum autorisé d'après les conditions de fonctionnement du moteur diesel et de la transmission.

238. La carte électronique B1 exige différentes tensions d'alimentation constantes (0 V, + 11,2 V, + 22,4 V).

Pour cela, le réglage de la tension aux bornes de la génératrice de charge batterie doit aussi se réaliser électroniquement (carte A1 - voir leçons sur les batteries et la charge des batteries).

Les cartes électroniques B1 et A1 sont principalement composées d'amplificateurs et d'intégrateurs dont les principes de fonctionnement sont détaillés dans la leçon facultative n° 29.

Nous nous limitons ici à la description générale de la fonction et du principe de fonctionnement de la carte B1.

239. Description sommaire de la carte de régulation électronique B1.

Le schéma en blocs de la carte B1 est représenté à la figure 330.

La carte B1 est composée des étages respectifs suivants :

1er étage : La création des signaux de mesure pour la traduction des conditions de fonctionnement du moteur diesel.
(Alimentation et charge).

240. Cet étage a pour but d'éviter la surcharge du moteur dans n'importe quelle condition de fonctionnement.

241. Nous distinguons les signaux de mesure suivants :

a) Les signaux du débit d'injection: sur le servo-moteur à combustible sont montés 3 contacts :

- le contact 70 % : normalement ouvert mais fermé lorsque le débit d'injection dépasse 70 % du débit nominal;
- le contact 100 % : normalement fermé mais s'ouvrant lorsque le débit d'injection atteint sa valeur nominale;
- le contact 105 % : normalement ouvert mais se fermant dès que le moteur diesel passe en surcharge;

b) Les signaux de mesure de la pression de la turbo-soufflante.

242. Un contact s'inverse au moment où la pression de la turbo-soufflante atteint sa valeur nominale (0,3 bar effectif).

c) Les signaux de mesure de la charge de la génératrice principale.

243.
- Chaque contacteur P1 et P2 des groupes de moteurs de traction est équipé d'un contact auxiliaire normalement ouvert qui se ferme à l'instant où le contacteur s'ouvre.
- L'intervention des relais "anti-patinage" se traduit aussi par un signal.

d) Les signaux de mesure de la vitesse de rotation du moteur diesel.

244. La vitesse de rotation du moteur diesel est déterminée par la mesure du courant d'excitation de la génératrice de charge batterie.

2ème étage : Elaboration du signal-pilote c-à-d de la consigne.

245. Les signaux de mesure du 1er étage sont amenés à l'intégrateur Q6 qui les compare avec un signal de référence constant élaborant ainsi un signal-pilote résultant dont le rôle est :

- en cas de conditions de fonctionnement normales et de pression de suralimentation normale : de limiter le débit d'injection à 100 % de sa valeur nominale par l'adaptation de la puissance de la génératrice à sa vitesse de rotation;
- en cas de pression de suralimentation insuffisante : de limiter le débit d'injection à 70 % de sa valeur nominale;
- en cas d'élimination d'un groupe de moteurs de traction : de limiter la puissance développée par la génératrice;

- à l'instant de l'intervention d'un relais d'anti-patinage : de ramener la puissance de traction à sa valeur minimale.

246. 3ème étage : Mesure de la puissance de la génératrice principale.

La puissance développée par la génératrice principale est déterminée par la mesure de l'intensité du courant dans les enroulements d'excitation indépendante de l'excitatrice. Le signal obtenu est dirigé vers l'amplificateur Q7 où il est comparé à un signal de référence constant. Ainsi à la sortie de Q7 se forme l'image de la puissance réelle de la génératrice principale.

247. 4ème étage : Comparaison du signal-pilote avec l'image de la puissance réelle de la génératrice.

Le signal-pilote délivré par Q6 et le signal d'image de la puissance de la génératrice délivré par Q7 sont amenés au comparateur Q5 où ils sont comparés.

Le signal de correction ainsi créé est dirigé vers le transistor T inséré dans l'excitation principale de l'excitatrice.

Le transistor règle la valeur moyenne du courant dans cette excitation principale pour que le signal d'image réel s'adapte au signal-pilote c-à-d que la puissance de la génératrice s'adapte à celle du moteur diesel.

248. Lorsque le moteur diesel est déchargé par la génératrice, le régulateur du moteur diminue le débit d'injection à une valeur inférieure à 100 %. Un signal correcteur est créé qui augmente la puissance de la génératrice jusqu'à ce que, pour un débit d'injection de 100 %, la génératrice entre en équilibre avec le moteur diesel.

249. Lorsque le moteur diesel est surchargé par sa transmission, un signal correcteur est créé qui diminue la puissance développée par la génératrice jusqu'à ce que le débit d'injection soit ramené à sa valeur nominale de 100 %. En cas de pression de suralimentation insuffisante, cette valeur est limitée à 70 %.

E. Shuntage des moteurs de traction (panneau PW 2).

1. Réalisation du shuntage.

250. La mise en- et hors service des résistances de shuntage des inducteurs des moteurs de traction s'effectue au moyen de contacteurs électro-magnétiques.

A l'origine ces contacteurs étaient pilotés par un relais de tension dont les tensions d'enclenchement et de déclenchement étaient différentes.

Aux locomotives modifiées, les contacteurs de shuntage sont pilotés électroniquement par un panneau de shuntage PW 2 sous l'influence des signaux qui lui sont fournis par l'appareil-indicateur de vitesse de la locomotive (appareil Teloc).

251. Les vitesses de locomotive auxquelles les moteurs de traction sont shuntés sont résumées au tableau suivant :

Locomotive série	Vitesse de la locomotive à laquelle ses moteurs de traction sont shuntés	
	1er shuntage	2ème shuntage
51	45 km/h	75 km/h
59	37,5	65
60	63	-
70	28	-
52 - 53 - 54 (EMD)	58	± 5 %

2. Principe de fonctionnement du panneau de shuntage PW 2.

252. Nous nous limitons provisoirement à la description générale du fonctionnement de ce panneau dont le schéma en blocs est représenté à la figure 331.
(Pour la description détaillée voir la leçon n° 29).

Le transmetteur "Teloc" délivre au panneau de shuntage PW 2 un signal triphasé dont la fréquence varie en fonction de la vitesse de la locomotive.

A l'entrée du panneau PW 2 le signal Teloc est filtré c-à-d débarrassé de tous les harmoniques pouvant occasionner des surtensions dangereuses.

253. Le signal triphasé sinusoïdal ainsi obtenu est dirigé vers 3 résistances disposées en étoile (transistor) où il est décomposé en ses 3 signaux sinusoïdaux de base.

Ensuite, ces signaux de base sont transmis à 3 amplificateurs opérationnels Q1, Q2 et Q3 où ils sont transformés en 3 signaux carrés (onde carrée), chacun ayant une longueur d'onde 3 x.

254. Ces trois signaux carrés sont ensuite dirigés vers un dérivateur Q4 où ils sont d'abord transformés en 3 séries d'impulsions de tension alternative d'une longueur d'onde de "x".

Mises ensemble, les 3 séries d'impulsion forment une série d'impulsions positives dont la longueur d'onde x est directement proportionnelle à la vitesse de la locomotive.

255. La série d'impulsions est dirigée vers le monostable (Q5) où elle est transformée en un signal carré à longueur d'onde x.

256. Le signal de tension carré est ensuite dirigé vers l'intégrateur Q6 où il est transformé en un signal de tension qui est une fonction linéaire de lavitesse de la locomotive.

257. Le signal de tension e est transmis à deux comparateurs Q7 et Q8 où il est respectivement comparé aux signaux de référence e 1 et e 2, ces deux signaux étant la traduction des vitesses de shuntage de la locomotive.

Dès que $e = e$ 1, le comparateur Q7 transmet au transistor T7 un signal de base par lequel il se débloque c-à-d laisse passer le courant d'excitation du relais de shuntage FSR1 (Réalisation du 1er cran de shuntage).

Dès que $e = e$ 2, le relais de shuntage FSR2 est alimenté à son tour par l'intermédiaire de Q8 et T8 (Réalisation du 2ème cran de shuntage).

Les deux relais de shuntage FSR1 et FSR2 appartiennent au panneau PW 3.

F. La réalisation du shuntage des moteurs de traction et la protection de ces moteurs contre des survitesses et le patinage des roues.

1. Le panneau pilote PW 3.

258. Le panneau pilote PW 3 est conçu pour réaliser les deux fonctions importantes :

- la réalisation du shuntage des moteurs de traction par l'alimentation des contacteurs électro-magnétiques par ses relais de shuntage FSR1 et FSR2 pilotés par le panneau PW 2;
- la détection des pivotages (patinages) des roues motrices et la protection des moteurs de traction contre les survitesses.

Le schéma électrique du panneau PW 3 est représenté à la figure 332.

Ce panneau qui sera généralisé sur toutes les locomotives à transmission Westinghouse - ACEC est composé de :

a) 3 relais d'anti-patinage ACEC type B.

259. Une bobine self L1 et résistance R1 protègeant chaque relais contre les surtensions provoquées dans les moteurs de traction par les extra-courants de rupture résultant de leur commutation.

Les résistances régulatrices de pontage R2, R3 (fig. 334/a) permettent le réglage de la tension d'enclenchement du relais WS à une valeur constante indépendante du shuntage (15 V ± 1 V).

Aux locomotives série 59 seulement 2 des 3 relais WS sont utilisés (fig. 333).

Les ponts de résistances R10, R11, ...empêchent le déclenchement du relais d'anti-patinage WS par des mauvaises connections accidentelles ou autres au relais lui-même (fig. 334/b).
En effet, en cas d'une mauvaise connection en A ou B le relais est alimenté par les résistances R10 ou R11.

b) Le relais de protection général WSR.

260. Le relais WSR, alimenté et excité dès l'intervention d'un des 3 relais WS, enclenche le circuit de limitation de la charge et de la puissance (relais SOR, carte de régulation B1, lampes-témoins) et ramène le moteur diesel à sa vitesse de ralenti.

c) Les relais de shuntage FSR1 et FSR2.

261. Les relais de shuntage FSR1 et FSR2 sont alimentés par les transistors T7 et T8 du panneau de shuntage PW 2.

Ces relais sont raccordés à une source de tension de 75 V par l'intermédiaire des résistances-série R20 et R21. Ainsi leur tension d'alimentation est réduite à 48 V.
Les contacts des deux relais alimentent les contacteurs de shuntage (SH1 et SH2).

Remarque : Tous les relais sont pontés par une diode de protection avec résistance en série pour absorber les tensions d'induction de rupture.

2. Le raccordement des moteurs de traction et du panneau PW 3 aux locomotives séries 51 et 59.

Ces raccordements sont représentés aux figures 335 et 336.

262. a) Relais d'antipatinage.

- Désexcitation de l'électrovalve TV qui ramène le moteur diesel au ralenti (borne 19).
- Limitation de la puissance (borne 17-alimentation borne 6 de la carte de régulation B1).
- Alimentation relais SOR qui commande les électrovalves de sablage FSV et RSV.
- Alimentation lampe-témoin WSL (borne 18).

b) Shuntage des moteurs de traction.

263. Un interrupteur IESH permet d'isoler le dispositif de shuntage.

Vitesses de shuntage : voir tableau ci-avant.

Le nombre de contacteurs de shuntage pour l'ensemble de tous les moteurs de traction est réduit à 2 : contacteurs SH1 (borne 5) et SH2 (borne 6).
Il est possible d'isoler chacun des deux groupes de moteurs de traction.

3. Le raccordement des moteurs de traction et du panneau PW 3 aux locomotives séries 60 et 61.

Schéma électrique : fig. 337.

264. a) Relais d'antipatinage.

Raccordement et fonctionnement comme aux locomotives séries 51 et 59.

265. b) Shuntage des moteurs de traction.

Un interrupteur IESH permet d'isoler les résistances de shuntage.
Il n'y a qu'un seul relais de shuntage KSHS disposant de 4 contacts de shuntage.

Vitesse d'enclenchement : 63 km/h.

4. Raccordement des moteurs de traction et du panneau PW 3 aux locomotives série 70.

Schéma : fig. 338.

a) Relais d'antipatinage.

266. - Lampe WSL (borne 18).
- Limitation de la puissance (borne 17 - borne 5 de la carte B1).
- Désexcitation TV (ralenti diesel).

b) Shuntage des moteurs de traction.

267. Un interrupteur IESH permet d'isoler les résistances de shuntage.

Vitesse de shuntage : 38 km/h.

Annexe 184

Caractéristiques des génératrices principales WESTINGHOUSE - ACEC des locomotives de ligne diesel-électriques SNCB séries 51 - 59 - 60 - 70.

Caractéristiques de la génératrice principale	séries			
	51	59	60	70
type	SEM - ACEC t. 607	ACEC t. GT 471 BZ	SEM - ACEC t. 606	ACEC GT 480 F
Nombre de pôles principaux	10	12	8	6
Nombre de pôles de commutation	10	12	8	6
Puissance continue maximale (kW)	1 380	1 160	936	686
Courant de charge maximum (Amp) en régime continu	2 700	2 150	1 800	1 040
Tension aux bornes minimale en régime continu (V)	511	540	520	660
Vitesse de rotation maximale (t/min)	650	625	1 000	650
Tension aux bornes minimale à la vitesse de rotation maximale (Volt)	300	305	300	260
Courant de charge maximum autorisé au démarrage de l'engin (A)	4 200	3 600	2 800	2 400
Tension aux bornes maximale autorisée à la vitesse maximale de l'engin (V)	785	830	978	850
Courant de charge correspondant à la tension maximale (Amp)	1 782	1 220	920	400

Annexe 184 bis

Caractéristiques des moteurs de traction équipant les locomotives de la SNCB séries 51 - 59 - 60 - 70.

Caractéristiques des moteurs de traction	séries			
	51	59	60	70
type	DN 44/1 ACEC	370 DEZ SEM-ACEC	DN 44/1 SEM-ACEC	CF 362 D ACEC
Nombre de pôles	4	6	4	4
Nombre de pôles auxiliaires	4	6	4	4
Nombre de porte-balais	4	6	4	4
Puissance en régime continu (CV) (kW)	275 200	330 245	275 200	150 110
Vitesse de rotation minimale en régime continu t/min	450	330	450	205
Courant maximum en régime continu (A)	450	1 020	450	520
Tension d'alimentation minimale en régime continu (V)	500	270	500	200
Courant maximum autorisé au démarrage de l'engin (A)	700	1 800	700	600
Rapport de démultiplication (m)	1/3,28	1/3,28	1/3,28	1/4,857
Diamètre roues (moitié usée)	970	1 080	970	1 070
Nombre de moteurs de traction	6	4	4	4
Couplage des moteurs	parallèle	série parallèle	parallèle	série parallèle
Vitesse minimale de la locomotive en régime continu $\frac{60 \times n_{min} \times 3,14 \times D}{1\,000 \times m}$ km/h	3_2	4_2	1_1	1_1
Nombre de crans de shuntage à l'origine après modification	3_2	4_2	1_1	1_1
Taux de shuntage (après modification	45 % et 70 %	52 % et 72 %	60 %	55 %

Cours 1260
27e leçon

GENERATRICE PRINCIPALE "WESTINGHOUSE-ACEC", AVEC GENERAT. D'EXCIT.

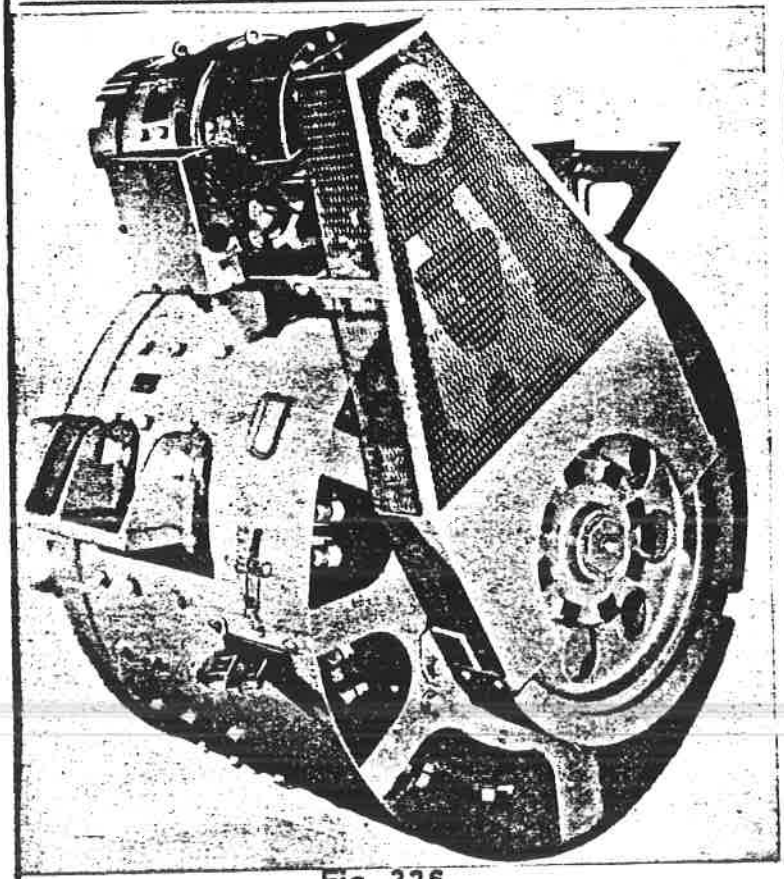


Fig. 326

Schéma génératrice d'excitation

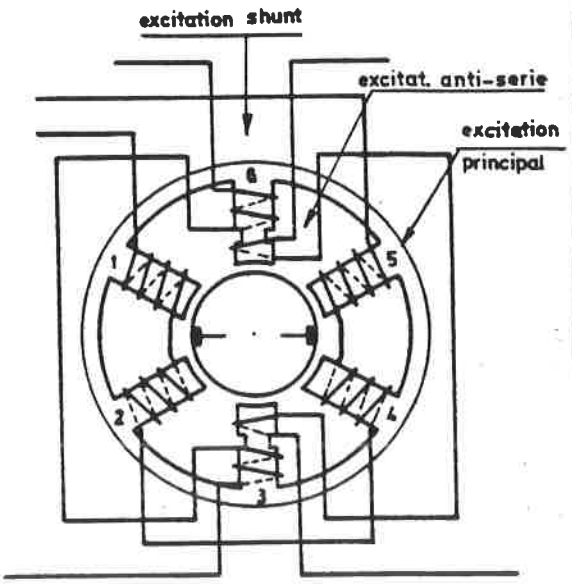


Fig. 327

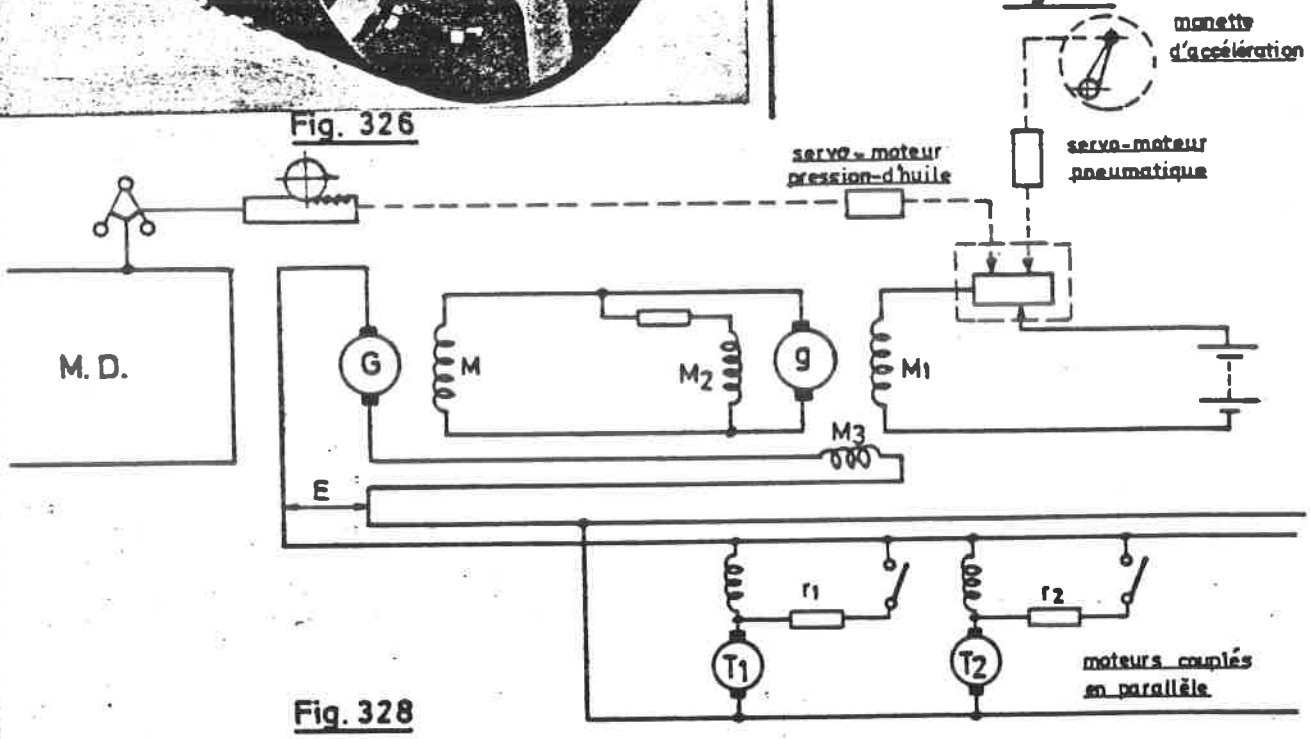


Fig. 328

Principe de régulation de l'intensite du courant dans l'excitation indépendante par moyen d'un panneau de régulation électronique B1

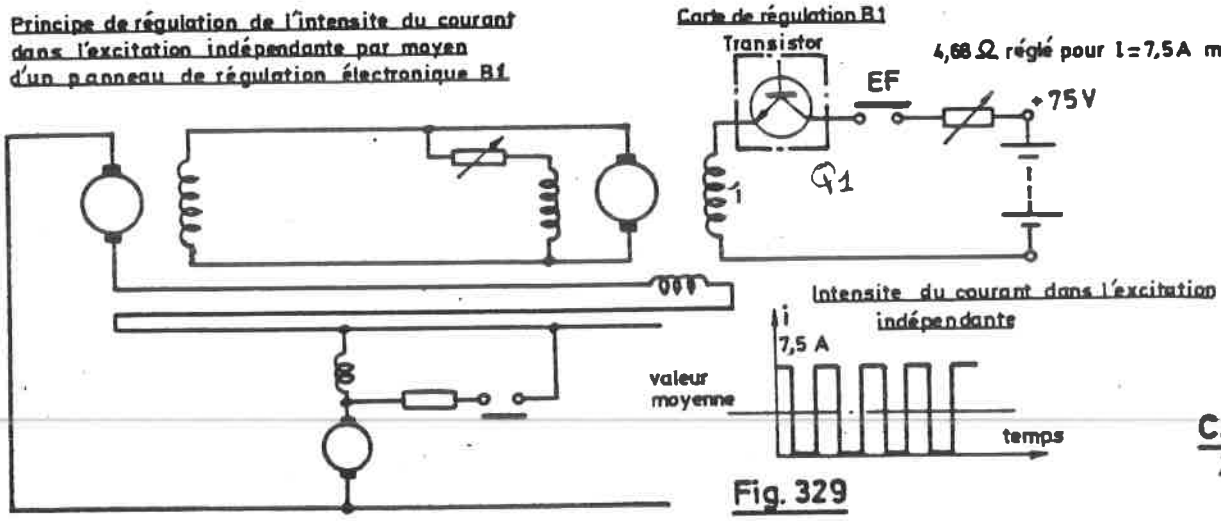


Fig. 329

Schéma en blocs de la régulation électronique de la puissance de la génératrice principale aux locomotives séries 51-59 -60- 70.

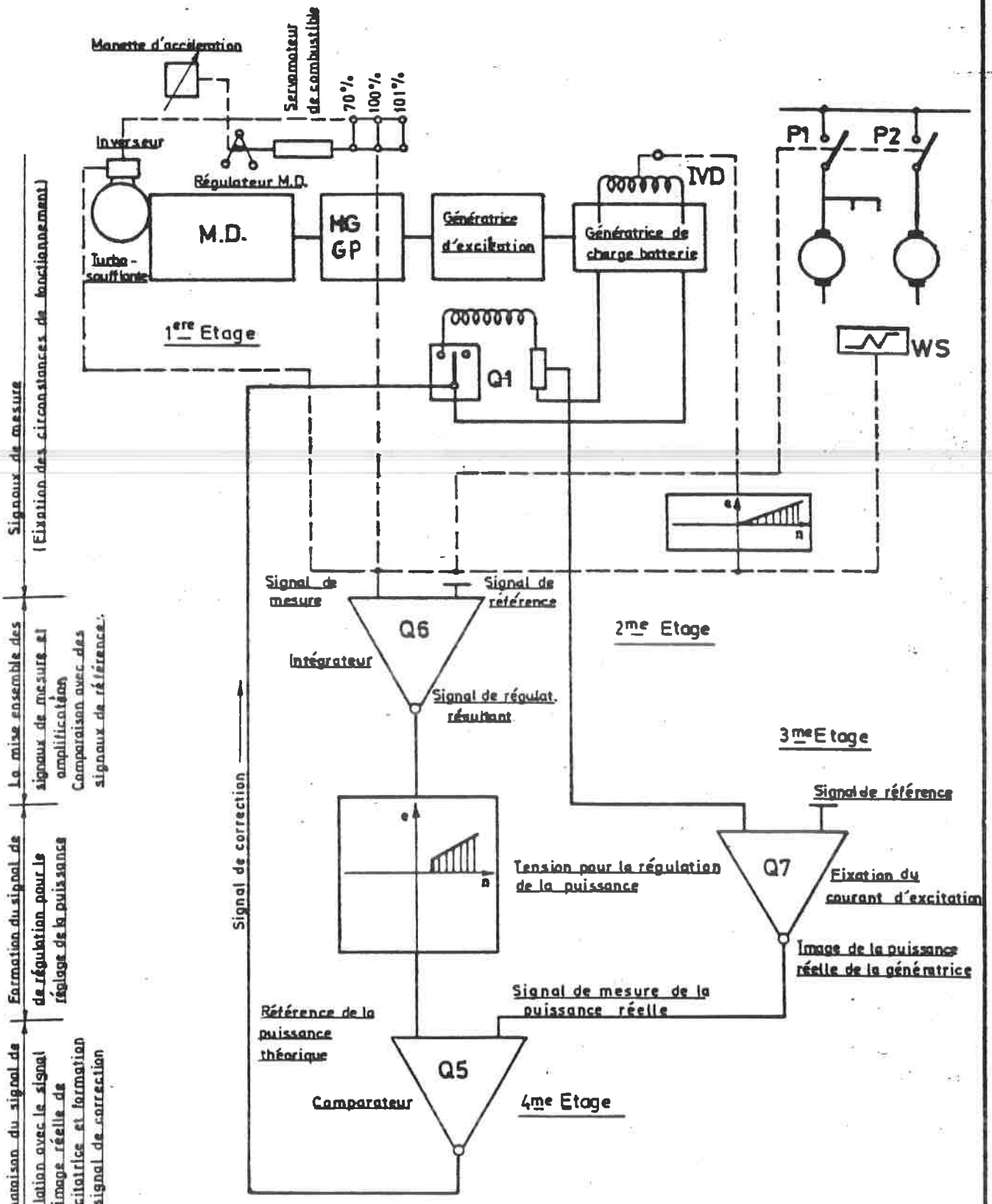


Fig. 330

Schéma en blocs du panneau de shuntage PW2

aux locomotives diesel électriques
séries 51, 52, 53, 54, 59, 60 et 70

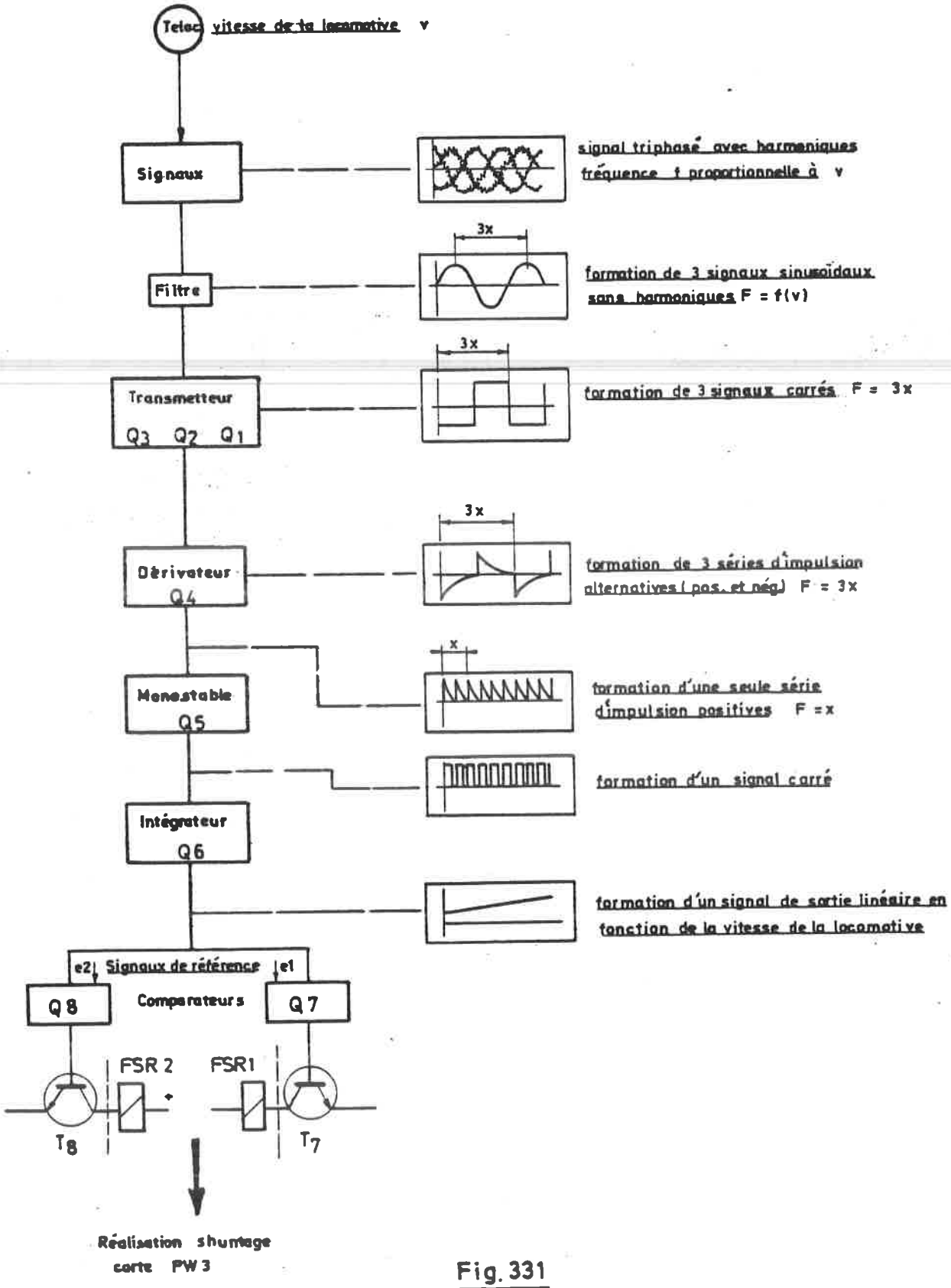
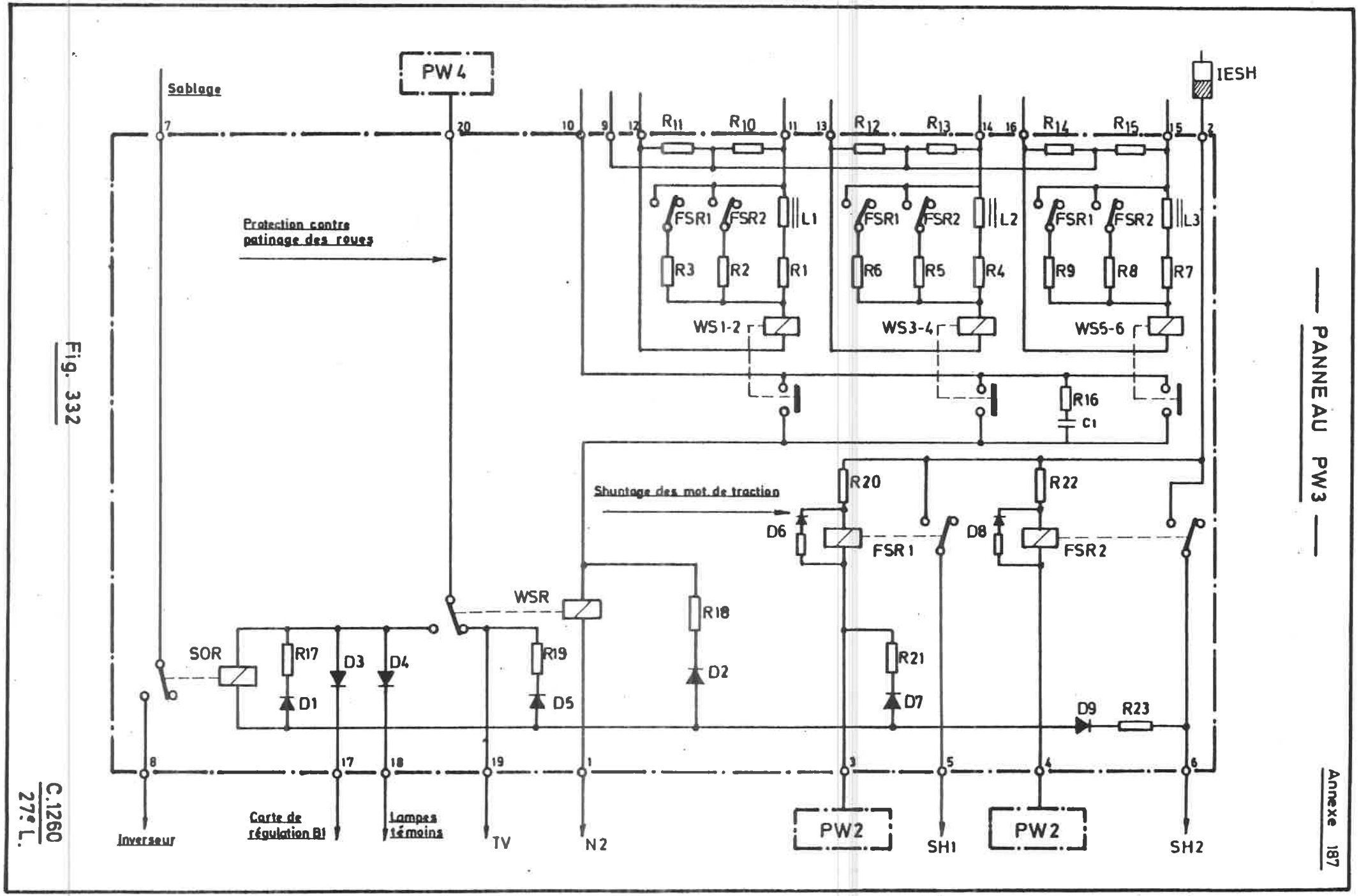


Fig. 331


PW4
Sablage
IESH
Protection contre patinage des roues
R11
R10
R12
R13
R14
R15
FSR1
FSR2
L1
L2
L3
R3
R2
R1
R6
R5
R4
R9
R8
R7
WS1-2
WS3-4
WS5-6
R16
C1
Shuntage des mot. de traction
R20
R22
D6
D8
FSR1
FSR2
WSR
R18
SOR
R17
D3
D4
R19
D2
R21
D1
D5
D7
D9
R23
Inverseur
Carte de régulation BI
Lampes témoins
TV
N2
PW2
SH1
PW2
SH2
PANNEAU PW3
Annexe 187
Fig. 332
C.1260
27.L.

MOTEURS DE TRACTION séries 59 et 70

SHUNTAGE ET PROTECTION D'ANTI-PATINAGE

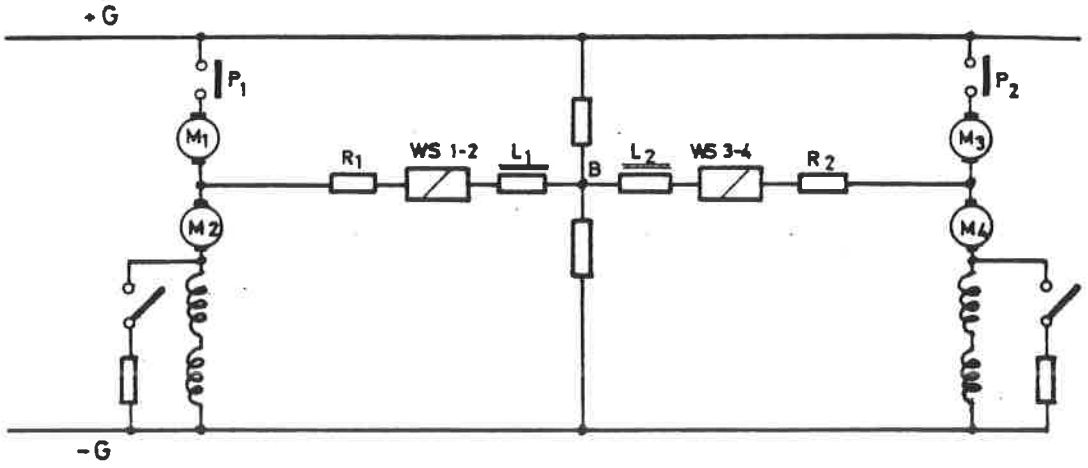


Fig. 333

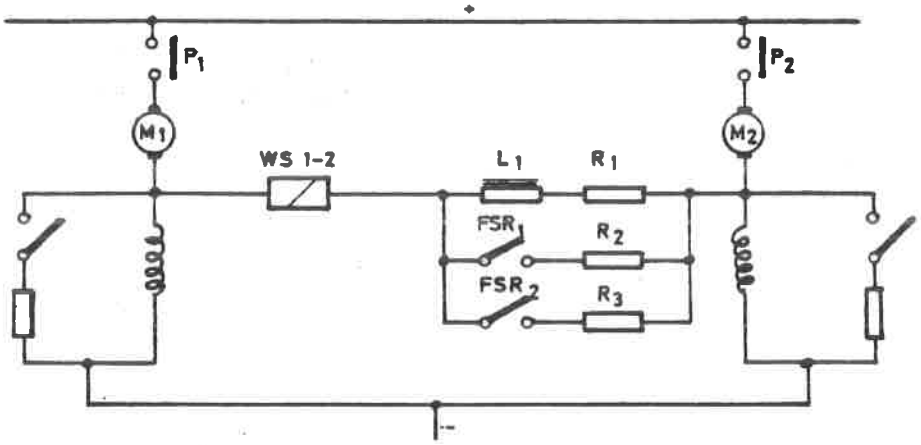


Fig. 334 a.

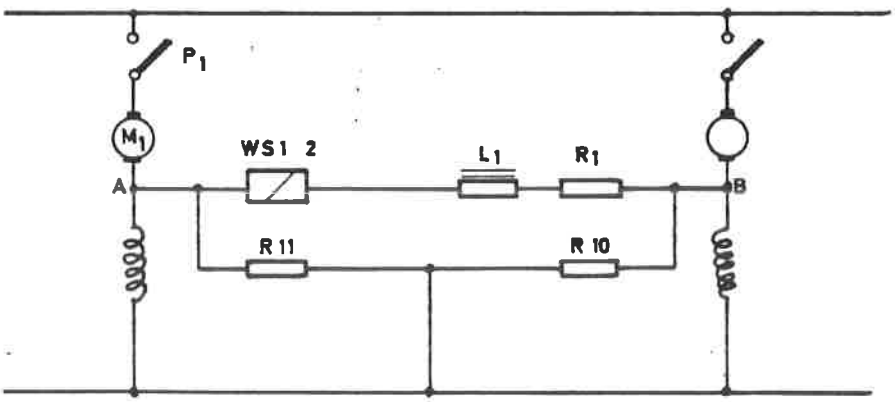


Fig. 334 b.

LOCOMOTIVES série 59

COUPLAGE DES MOTEURS DE TRACTION ET PANNEAU PW 3

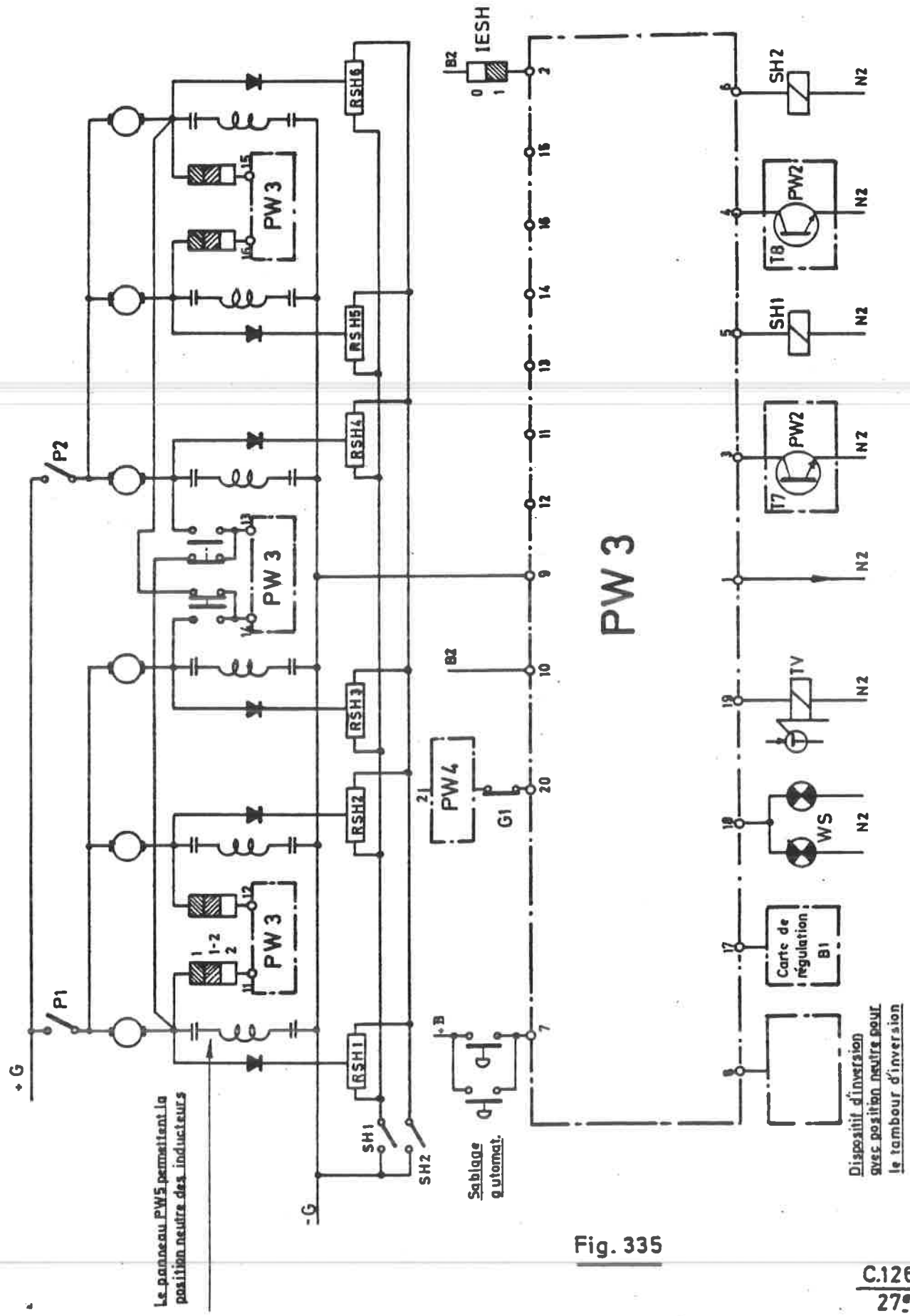


Fig. 335

C.1260
27e L.

— LOCOMOTIVES série 59 —

COUPLAGE DES MOTEURS DE TRACTION ET PANNEAU PW3

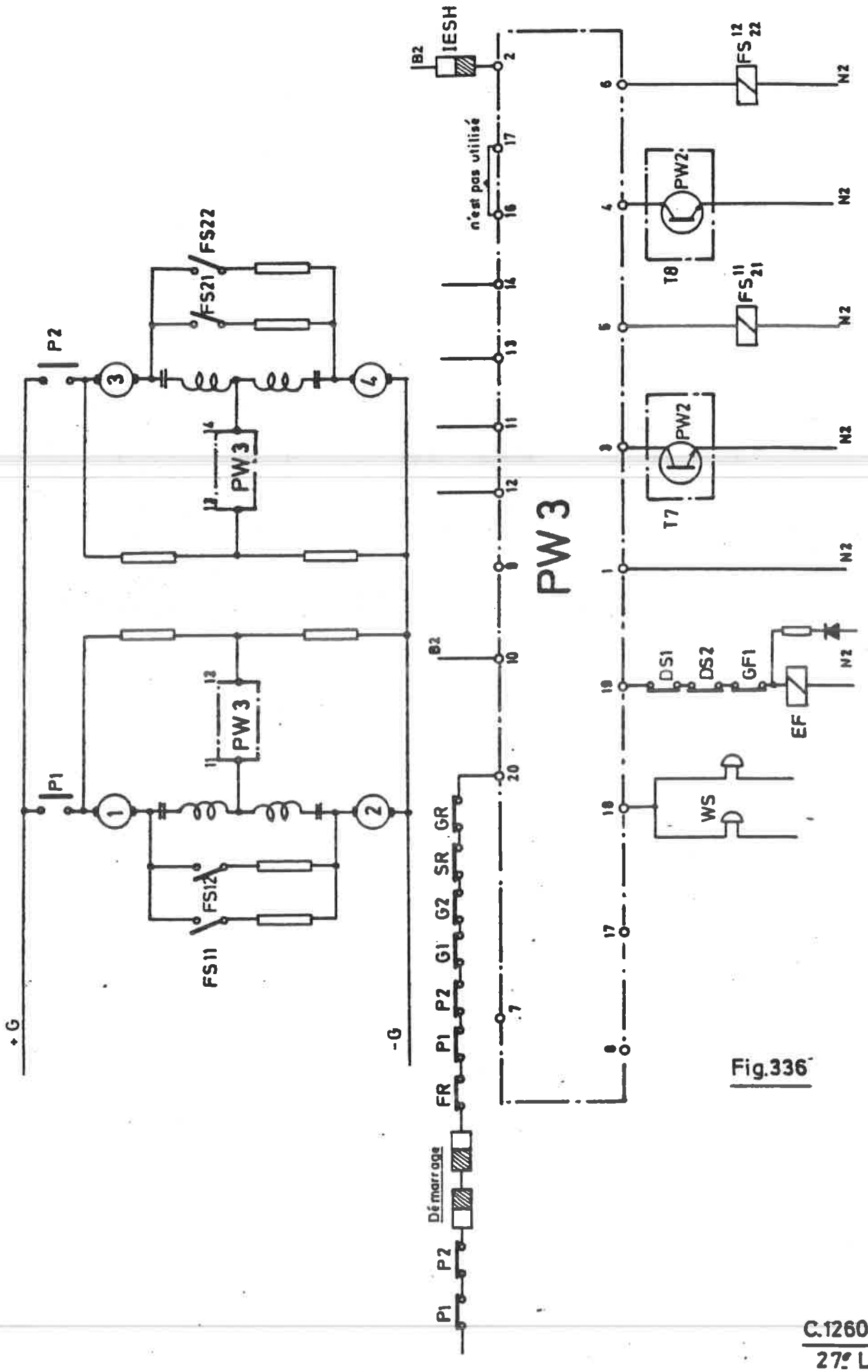


Fig.336

LOCOMOTIVES série 60

COUPLAGE DES MOTEURS DE TRACTION ET PANNEAU PW3

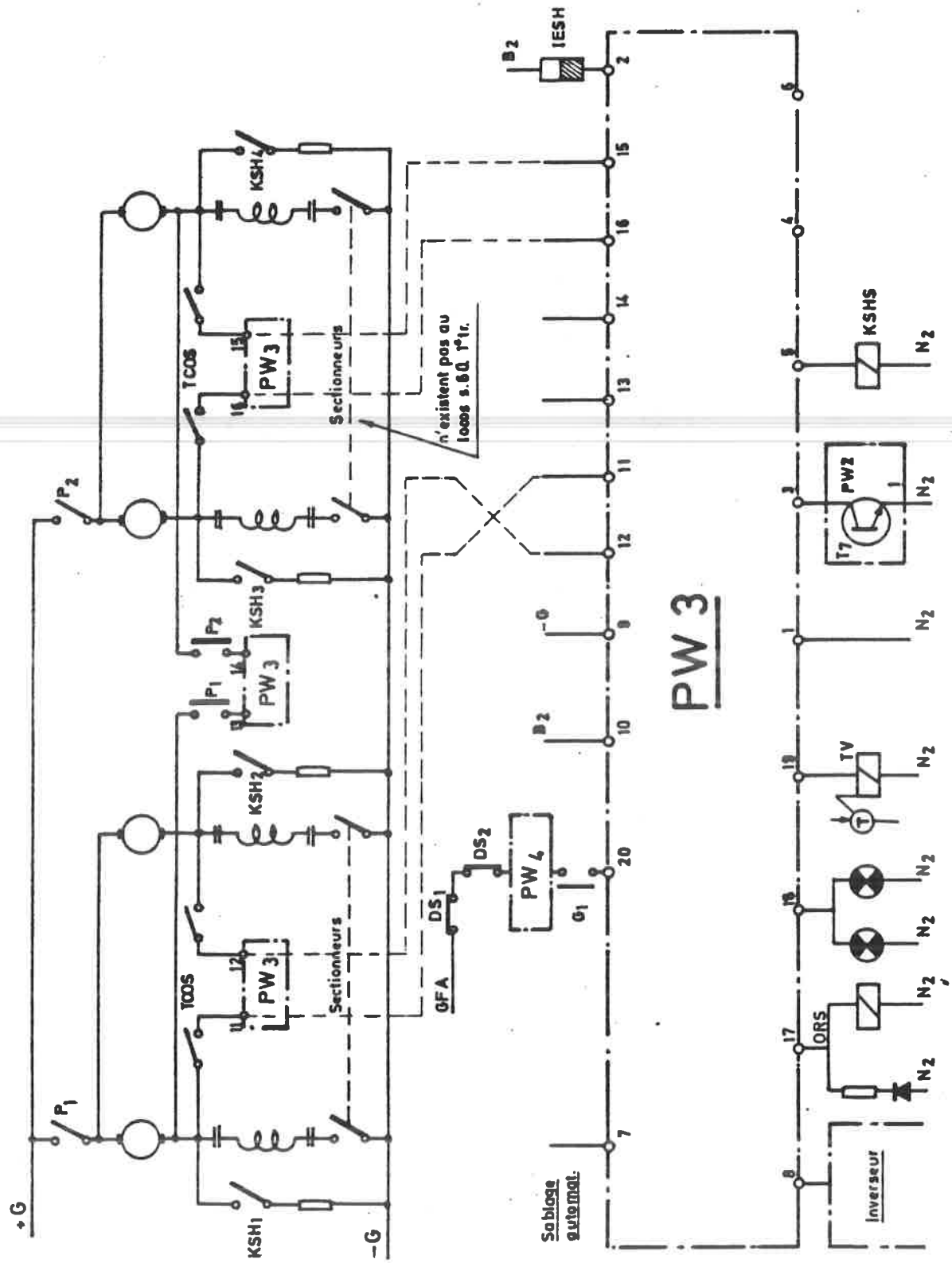


Fig.337

LOCOMOTIVES série 70

COUPLAGE MOTEURS DE TRACTIONS ET PANNEAU PW3

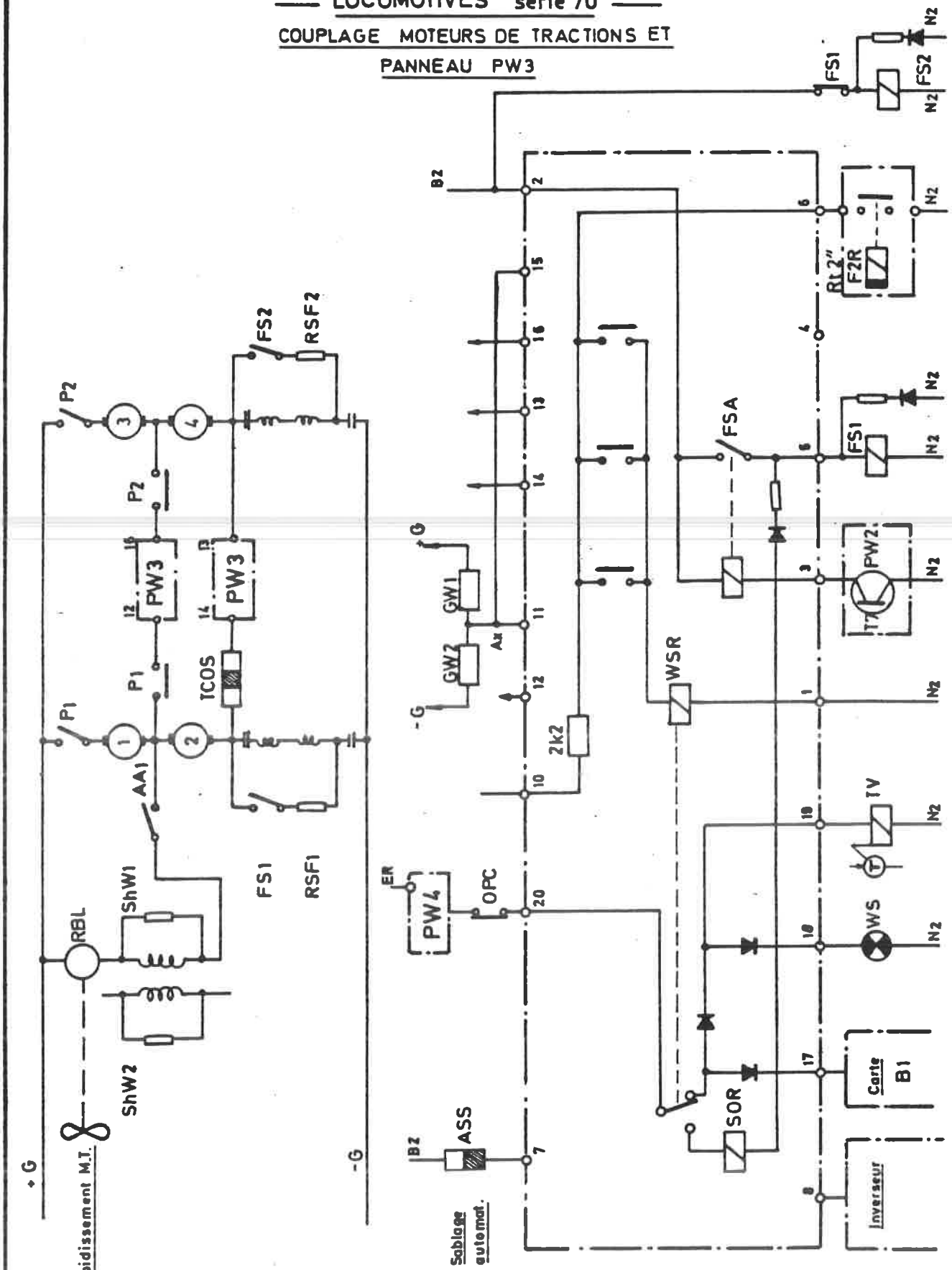


Fig. 338

C.1260
27 L.

G. Le panneau PW 4 (appareillage de protection).

1. But du panneau PW 4.

269. Le panneau PW 4, dont le schéma électrique est représenté à la figure 339, est destiné :

a) à la protection des circuits haute tension contre des masses éventuelles;

b) à empêcher la mise en traction de l'engin aussi longtemps que la pression d'air dans la conduite générale du frein automatique est insuffisante;

c) à couper la traction et à ramener le moteur diesel au ralenti à chaque chute de pression importante dans la conduite générale du frein automatique;

d) à annoncer certaines anomalies de fonctionnement au moyen d'un système d'alarme (masse H.T, pression d'huile insuf. moteur diesel, température trop élevée de l'eau de refroidissement du moteur diesel, ...).

2. Le relais de décel des masses "GR" et le relais de protection "GRR".

270. L'excitation du relais de protection "GRR" est coupée à l'instant où le relais anti-masse "GR" est alimenté, c-à-d dès qu'une masse se produit sur un des circuits haute tension.

Cela entraîne :

- l'alimentation de la lampe-témoin GRL;
- l'enclenchement du relais d'alarme ALR;
- la coupure de la traction avec limitation de la puissance de la génératrice par la désexcitation du contacteur EF (bornes 16 - 14).

3. Le relais d'alarme ALR.

271. Ce relais est excité lorsque :

a) une masse se produit sur un conducteur haute tension (intervention de GR et de GRR);

b) la pression d'huile dans le moteur diesel est insuffisante :
- contact OPS : locos s. 70 - fig. 341;
- contact LOS : locos 51 - 60 - fig. 340;

c) la température de l'eau de refroidissement du moteur diesel est trop élevée :
- contact ETS aux locos série 70 et 60 - 1ère tranche;
- contact THD " " " 60 - 2e et 3e tranches.

4. Le relais PK.

272. Ce relais doit être alimenté dès qu'une forte chute de pression se produit dans la conduite du frein automatique (freinage, rupture d'attelage, frein d'urgence...), avec le but de :

- couper temporairement l'alimentation de l'électrovalve TV afin de ramener le moteur diesel au ralenti;
- couper la traction (couper l'alimentation de EF).

Comme indiqué à la figure 339, le relais PK est alimenté par le contact PK3 qui ne se ferme qu'à l'instant où la pression d'air dans la conduite du frein automatique est suffisante.

273. a) Supposons la manette d'accélération dans sa position "ralenti".
L'électrovalve TV est alimentée via B2, borne 3, contact PK, borne 2, TV.
Le relais de traction EF est alimenté via B2, TH1 (fermé), borne 16, contact GRR, borne 14, EF.

274. b) Lorsque la manette d'accélération se trouve dans une certaine position de puissance, le contact TH2 est fermé et TH1 est ouvert.
La pression dans la conduite de frein automatique étant suffisante, PK sera alimenté via B2, TH2 (fermé) PKS, borne 1, PK, N2.
L'électrovalve TV et le relais de traction EF sont alimentés via B2, borne 3, le contact PK inversé, borne 4, borne 16, GRR, borne 14, contact WSR du PW3, TV et EF.

Lorsqu'il se produit une chute de pression importante dans la conduite de frein automatique (rupture d'attelage, freinage, freinage d'urgence, fuite d'air importante...), le contact PK3 coupe en s'ouvrant l'alimentation de PK dont le contact s'inverse. De ce fait EF et TV ne sont plus excités.

Néanmoins, après l'inversion de PKS, l'électrovalve TV est de nouveau excitée via B2 et les bornes 3 et 2. Cela permet de nouveau l'accélération du moteur afin d'activer la production de l'air comprimé.

H. L'inversion du sens de marche des locomotives à transmission Westinghouse - ACEC (s. 51, 59, 60, 70).

1. Tambour à contacts pour l'inversion du sens de marche.

275. Lorsque le nombre de moteurs de traction est limité à 4, les inducteurs des moteurs de traction sont connectés sur un tambour à contacts unique comme représenté à la figure 342.
Aux locomotives série 51, les inducteurs des 6 moteurs de traction sont répartis sur 2 tambours (1 tambour par groupe de 3 moteurs).

276. Le tambour-inverseur du sens de marche des locomotives séries 59 - 60 (2e - 3e tranches) et 70 est commandé par un servo-moteur à double piston alimenté par les électrovalves FOR et REV. Le tambour ne peut être mis dans sa position neutre que manuellement.

Les moteurs de traction ne peuvent être isolés réciproquement qu'au moyen de sectionneurs.

277. Aux locomotives des séries 51 et 60 - 1ère tranche, le servo-moteur de chaque tambour à 2 trous d'évacuation supplémentaires avec des électrovalves NV1 et NV11 (fig. 343). Cette disposition permet la mise en position neutre du servo-moteur du tambour c-à-d d'isoler les moteurs de traction au moyen du tambour-inverseur du sens de marche.

278. Les locomotives 51 et 60 (1ère tranche) sont équipées d'un panneau PW5 (fig. 345) ayant comme fonction :

- d'inverser l'alimentation des inducteurs des moteurs de traction (sens de marche) et de couper pendant cette manoeuvre les contacteurs de traction P1 et P2;
- la mise en position neutre des tambours-inverseurs dès que le moteur diesel est arrêté ou lorsqu'un des deux bogies doit être isolé.

279. Aux autres séries de locomotives, pendant la manoeuvre du changement de sens de marche, les contacteurs de traction sont coupés par un relais qui est alimenté par des contacts auxiliaires dont le tambour d'inversion est équipé (fig. 344).

L'isolement des moteurs de traction après l'arrêt du moteur diesel ou dans le cas où un des deux bogies doit être isolé, ne peut se faire que manuellement au moyen des sectionneurs insérés dans les circuits des inducteurs.

2. L'inversion du sens de rotation des moteurs de traction.

280. a) Locomotives sans panneau PW 5 (séries 59, 60 - 2e + 3e tranches, 70).

Comme la figure 344 le montre, aux locos s. 60, le sens de marche est déterminé par la position "FOR" ou "REV" de la manette d'inversion.

Lors de la manoeuvre du tambour-inverseur, ses contacts auxiliaires coupent l'excitation principale (EF) et l'excitation shunt (GF) de la génératrice ainsi que les contacteurs de puissance P1-2 et P3-4.

281. b) Locomotives avec panneau PW 5.

Le panneau PW 5 (fig. 345) est composé de 2 relais NR1 et NR2, tous les deux excités dès que le contacteur de traction EGSW est fermé et que les contacteurs TCOS se trouvent en position "12" - (Les positions 1 et 2 correspondent à la mise hors service d'un des 2 bogies).

Lorsque, par exemple, la manette d'inversion occupe la position "FO", l'alimentation des électrovalves FV1 et FV2 se réalise via les contacts inversés de NR1 et NR2.
Le servo-moteur met le tambour d'inversion dans sa position FO provoquant la fermeture de ses contacts REV1 et REV2.
Il en résulte l'alimentation des contacteurs de puissance P1 et P2 via les circuits : B2, REV1, NR1, P1
B2, REV2, NR2, P2.

L'isolement d'un bogie aux locomotives équipées d'un panneau PW 5 (fig. 345).

282. Lorsqu'un bogie, pour une raison quelconque, doit être isolé, il faut :

- ouvrir le contacteur de puissance P du groupe de moteurs de traction en question;
- mettre le tambour-inverseur dans sa position neutre.

Le contacteur de puissance P en question s'ouvre en mettant l'interrupteur TCOS dans sa position correspondante 2 ou 1. Ainsi NR1 ou NR2 n'est plus excité et P1 ou P2 n'est plus alimenté.
A cause du relais NR1 ou NR2 non excité, le servo-moteur de changement de marche prend sa position neutre, ses 4 électrovalves étant alimentées. Ainsi l'interrupteur REV occupe la position neutre d'où résulte la non-excitation du contacteur de puissance P correspondant.

I. Les courbes caractéristiques des locomotives à transmission WESTINGHOUSE - ACEC.

1. Les locomotives série 51.

283. La puissance effective développée par le moteur est de 1 440 kW ce qui correspond à une puissance de traction utile de 1 440 x 0,9 = 1 280 kW.

Le saturation dans les pôles de la génératrice principale se produit à partir d'une tension aux bornes de 750 V.

La tension maximale de la génératrice est de 900 V (lorsque I = 0).

284. a) Détermination de la caractéristique UI de la génératrice principale.

(La puissance de traction développée par le moteur diesel étant de 1 280 kW) - fig. 346.

Courant I débité Amp.	Rendement de la génératrice	Tension aux bornes $U = \frac{1\,280 \times r}{I}$ Volt	Puissance de traction de la génératrice $W = \frac{U \cdot I}{1\,000}$ kW
4 200	0,84	256	1 070
3 600	0,988	316	1 140
2 700	0,925	437	1 180
2 100	0,941	572	1 200
1 755	0,95	693	1 220
1 630	0,955	750	1 220
0	-	900	0

285. b) Calcul de la courbe de traction TV.

$T = \frac{367 \cdot W}{V} \cdot r$

W = puissance de la génératrice en kW.
r = le rendement des moteurs de traction.

Acceptons comme valeur moyenne pour r = 0,9.

Alors $\boxed{T = \frac{930\ W}{V}}$

Le calcul de la courbe de traction TV est donné dans le tableau suivant et représenté graphiquement à la figure 347.

V km/h	W (kW)	$T = \frac{330\ W}{V}$ kg
12	1 070	29 500
20	1 180	19 200
40	1 220	9 900
80	1 220	4 950
120	1 080	2 970

286. Variation du courant de la génératrice en fonction de la vitesse de la locomotive.

La variation du courant résulte des caractéristiques constructives des moteurs de traction pour les taux de shuntage de 0 %, 45 % et 70 % (représentées à la fig. 347).

Les shuntages s'effectuent à 45 et à 75 km/h.
De la figure 347 il peut être déduit que la puissance maximale n'est utilisable qu'au-delà de la vitesse de 12 km/h.

2. Locomotives série 59.

287. - Puissance effective du moteur diesel à 625 t/min = 1 290 kW

- Puissance de traction utile du moteur diesel = 1 290 x 0,9 = 1 160 kW

- Lorsque le rendement de la génératrice est de 95 %, la puissance à la sortie de la génératrice est de 1 100 kW.

288. a) Calcul de la courbe - Caractéristique U I.

(approximatif vu que le rendement de la génératrice est considéré comme étant constant).

I Amp.	$U = \frac{W\ .\ 1\ 000}{I}$ volt
3 000	316
2 500	440
2 000	550
1 500	735
1 375	800
0	920

La saturation dans les pôles de la génératrice commence à se manifester à partir de 800 V.

289. b) Calcul de la courbe de traction TV (approximatif).

Nous supposons que le rendement des moteurs de traction est constant et égal à 0,9.

Dans ce cas $T = \frac{330 \times 1\,100}{V} = \frac{363\,000}{V}$

V km/h	$T = \frac{363\,000}{V}$ kg
12	30 300
20	18 120
40	9 060
80	4 530
120	3 030

fig. 349.

290. c) Caractéristique : courant en fonction de la vitesse de la locomotive.

Cette caractéristique résulte des caractéristiques du couple des moteurs de traction pour les taux de shuntage de 0 %, 52 % et 72 %.

Les vitesses de shuntage sont respectivement : 97,5 et 65 km/h.

3. Locomotives série 60.

291. Puissance effective du moteur diesel : 1 070 kW à 1 000 t/min.

Puissance de traction du moteur diesel : 960 kW.
Puissance à la sortie de la génératrice (rendement considéré comme étant constant et égal à 93 %) : 900 kW.

292. a) Courbe U I.

Est approximativement donnée par la fig. 350 et le tableau suivant.

W = 900 kW.

I Amp.	$U = \frac{900\,000}{I}$ volt
22 600	345
2 000	450
1 600	560
1 200	750
900	1 000

fig. 351.

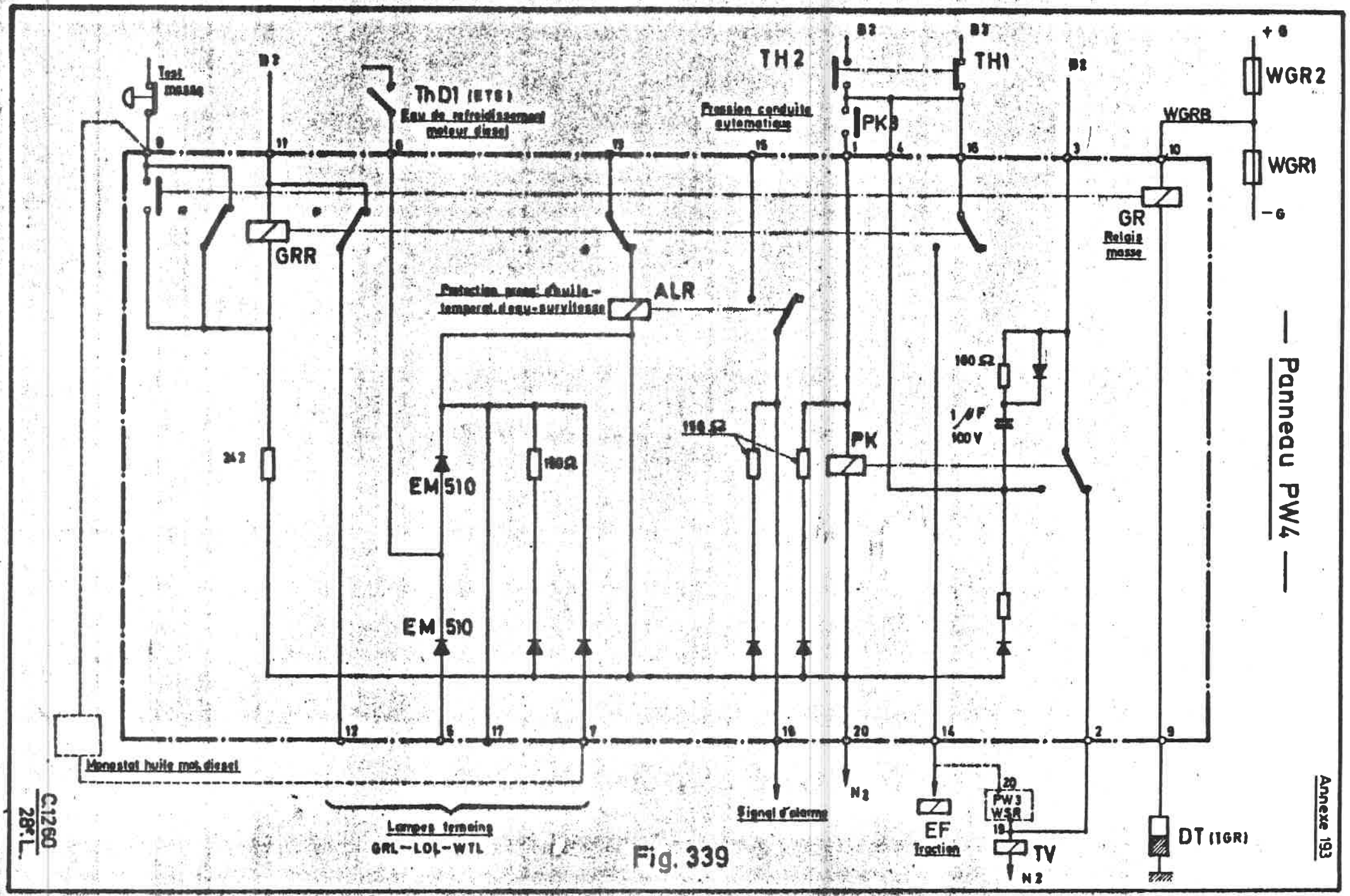

Test masse
B2
ThD1 (ETS)
Eau de refroidissement moteur diesel
TH2
B2
TH1
B2
+ G
WGR2
WGRB
WGR1
- G
Pression conduite automatique
PKB
GR
Relais masse
GRR
Protection press. d'huile - temperat. d'eau - survitesse
ALR
160 Ω
1 µF 100 V
PK
EM 510
EM 510
Manostat huile mot. diesel
Lampes temoins
GRL - LOL - WTL
Signal d'alarme
N2
EF
Traction
PW3
W58
TV
N2
DT (1GR)
— Panneau PW4 —
C1260
28.L.
Annexe 193

Fig. 339

Couplage panneau PW 4

Locos séries 51 - 60

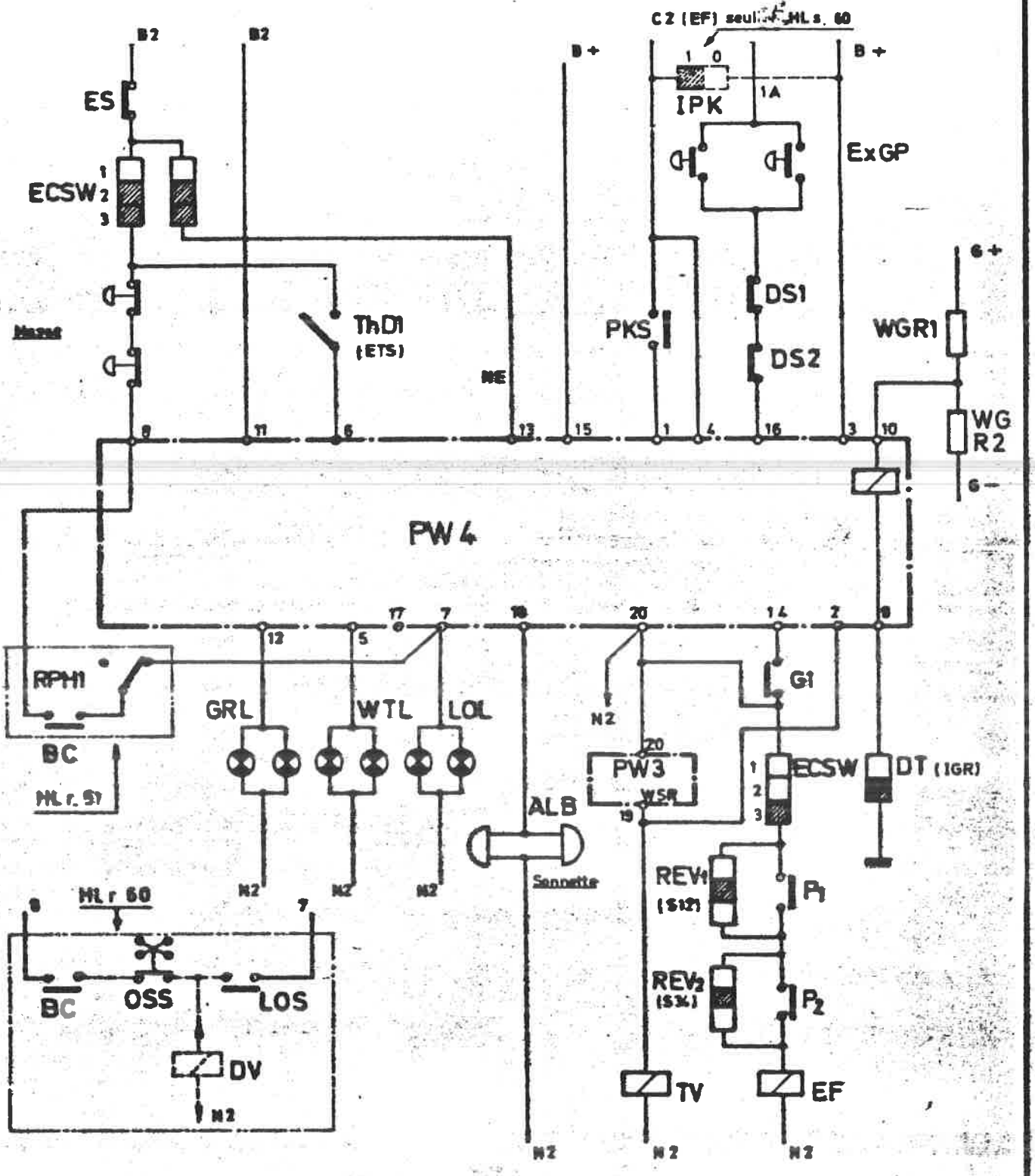


Fig. 340

LOS RPH1 : Contrôle pression d'huile moteur diesel.

ThD1 ETS : Température de l'eau de refroidissement moteur

Couplage panneau PW4 HL s. 70

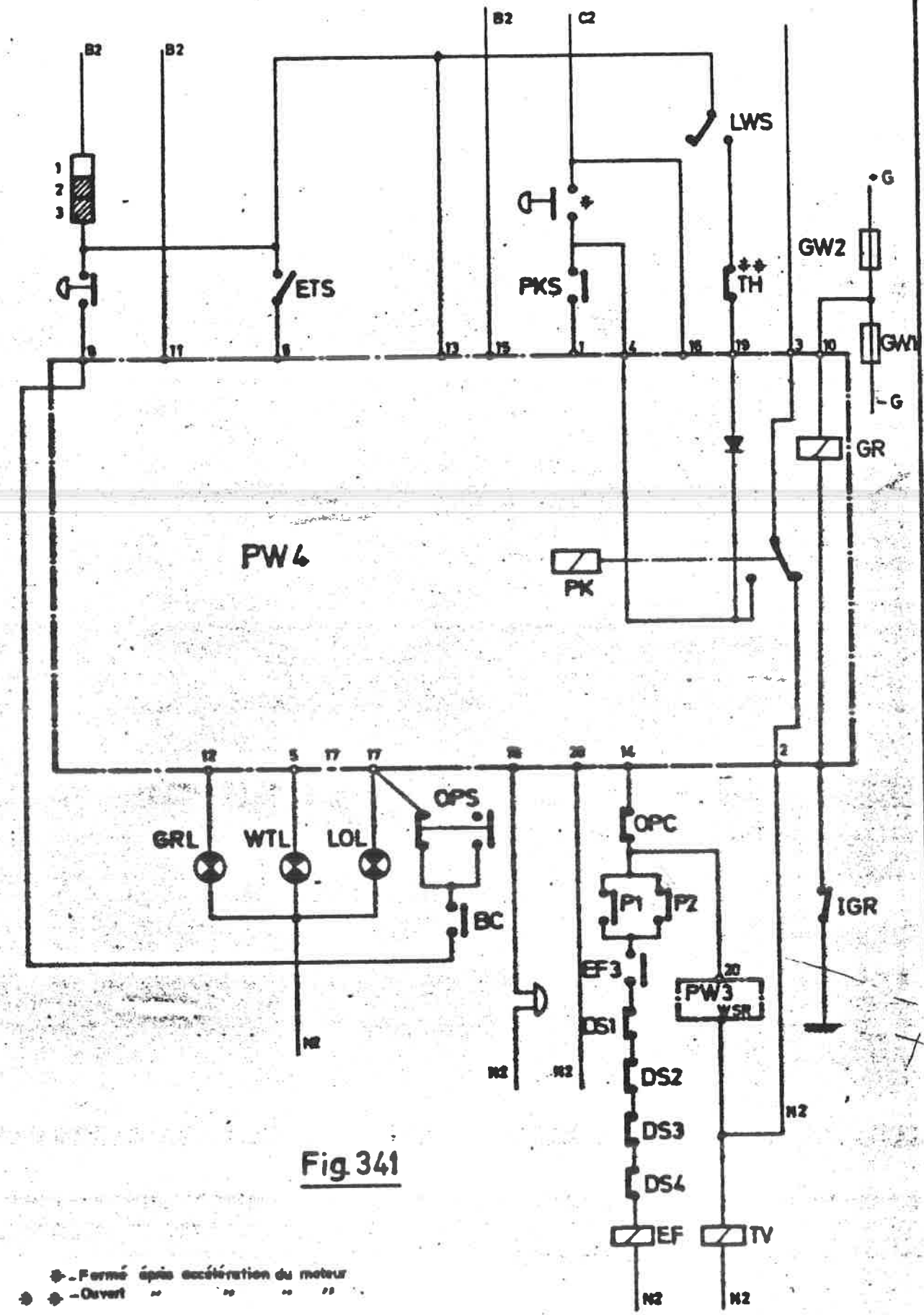


Fig. 341

⊕ - Fermé après accélération du moteur
⊕ - Ouvert " " " "

OPS = Contrôle pression d'huile
ETS = Eau de refroidissement moteur diesel

C.1 260
28e L.

293. b) Calcul de la courbe de traction TV.

Rendement des moteurs de traction = 0,9.

Dans ce cas $T = \frac{330 \times 900}{V} = \frac{296\ 000}{V}$.

V km/h	$T = \frac{296\ 000}{V}$
12	24 600
20	14 800
40	7 400
80	3 700
120	2 460

fig. 351

294. c) Courbe : Courant - Vitesse de la locomotive.

Cette courbe résulte des courbes caractéristiques du couple des moteurs de traction pour les taux de shuntage de 0 et de 60 %.
La vitesse de shuntage est de 64 km/h.

4. Locomotives série 70.

295. Puissance de traction du moteur diesel : 480 kW.

Puissance de traction à la sortie de la génératrice : 480 x 0,9 = 420 kW.

Vitesse de shuntage : 28 km/h.
Taux de shuntage : 55 %.

Le rendement des moteurs de traction étant considéré constant et égal à la valeur de 0,9, la puissance de traction aux roues est en moyenne 430 x 0,9 = 388 kW.

L'effort de traction est de $T = \frac{330 \times 430}{V} = \frac{142\ 000.}{V}$

Les courbes caractéristiques sont données par les tableaux suivants ainsi que les figures 352 et 353.

W = 430 kW

I	$U = \frac{430\ 000}{I}$ volt
1 500	286
1 250	344
1 000	430
750	575
500	860

V km/h	$T = \frac{142\ 000}{V}$
5	28 400 kg
10	14 200
20	7 100
50	2 840

Tambour d'inversion

Locos séries 51-59 et 60

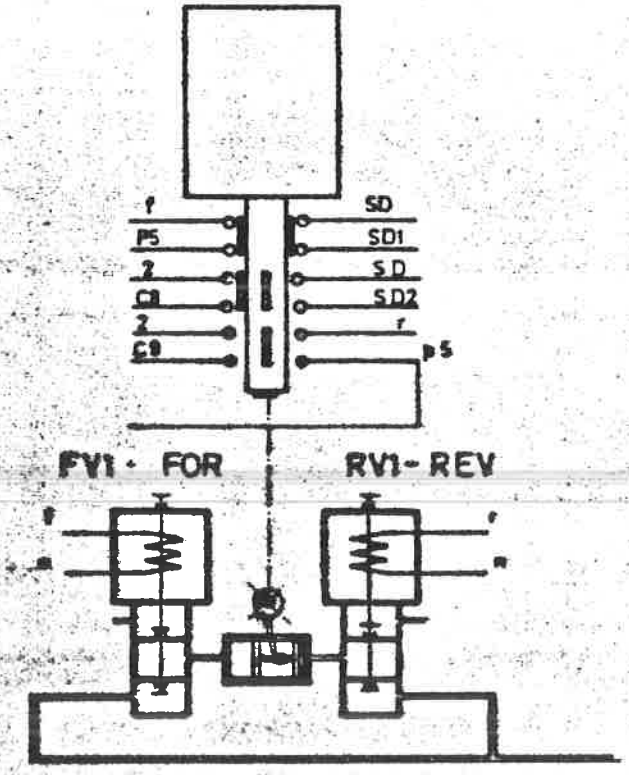


Fig. 342

Servo-moteur du tambour d'inversion

Locos séries 51 et 60 1ère fourniture

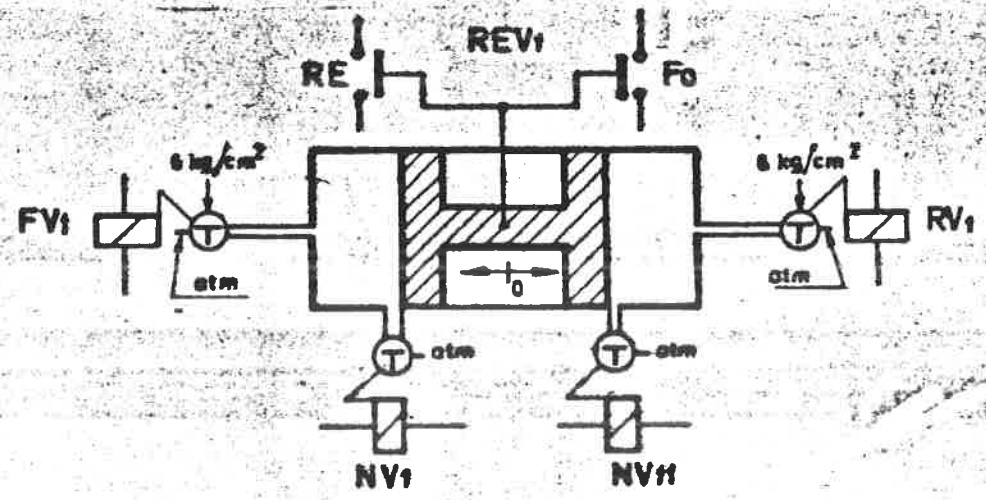


Fig. 343

Schéma d'asservissement de l'inverseur

Locos séries 60 (2me+3me fourniture)

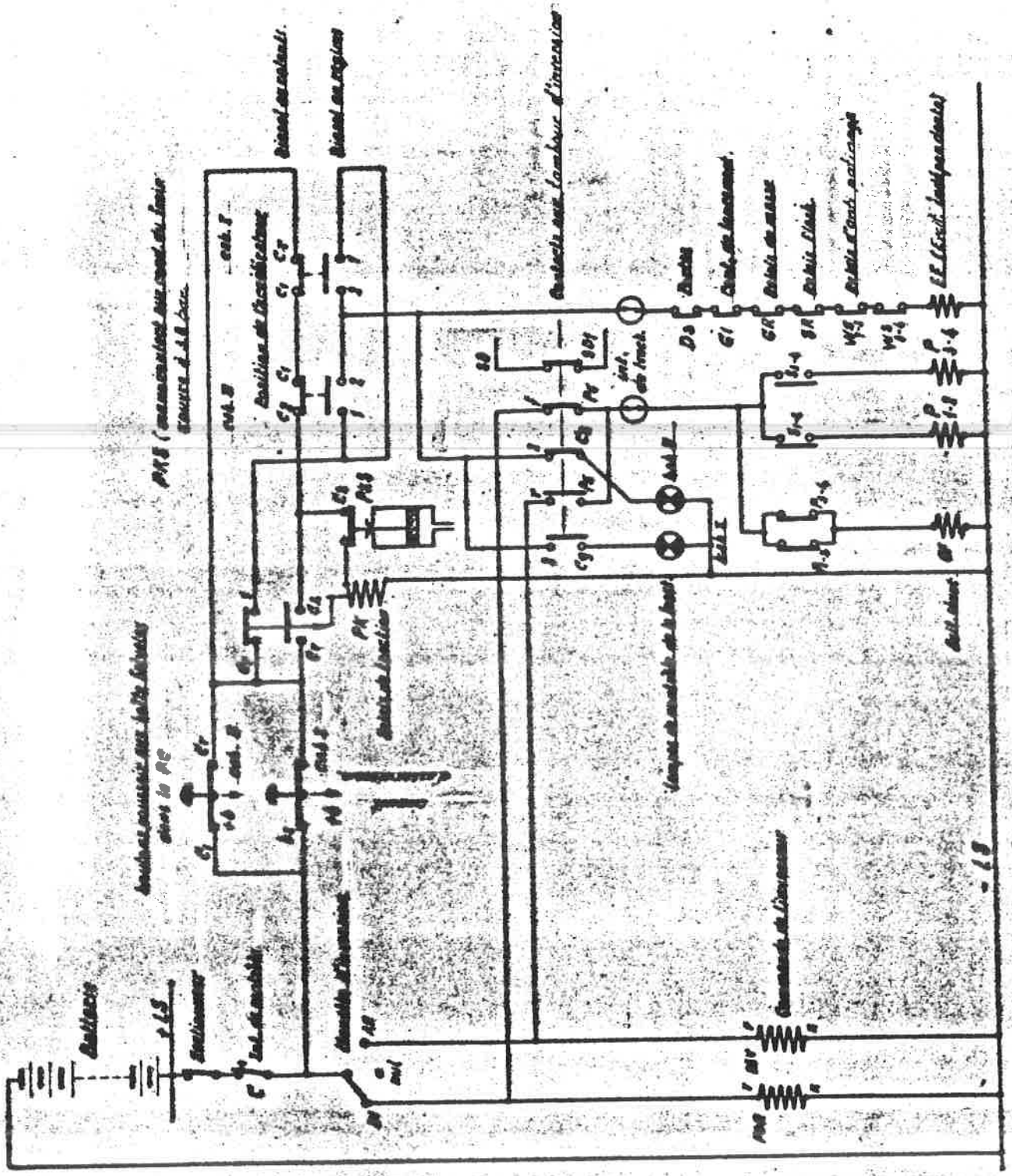
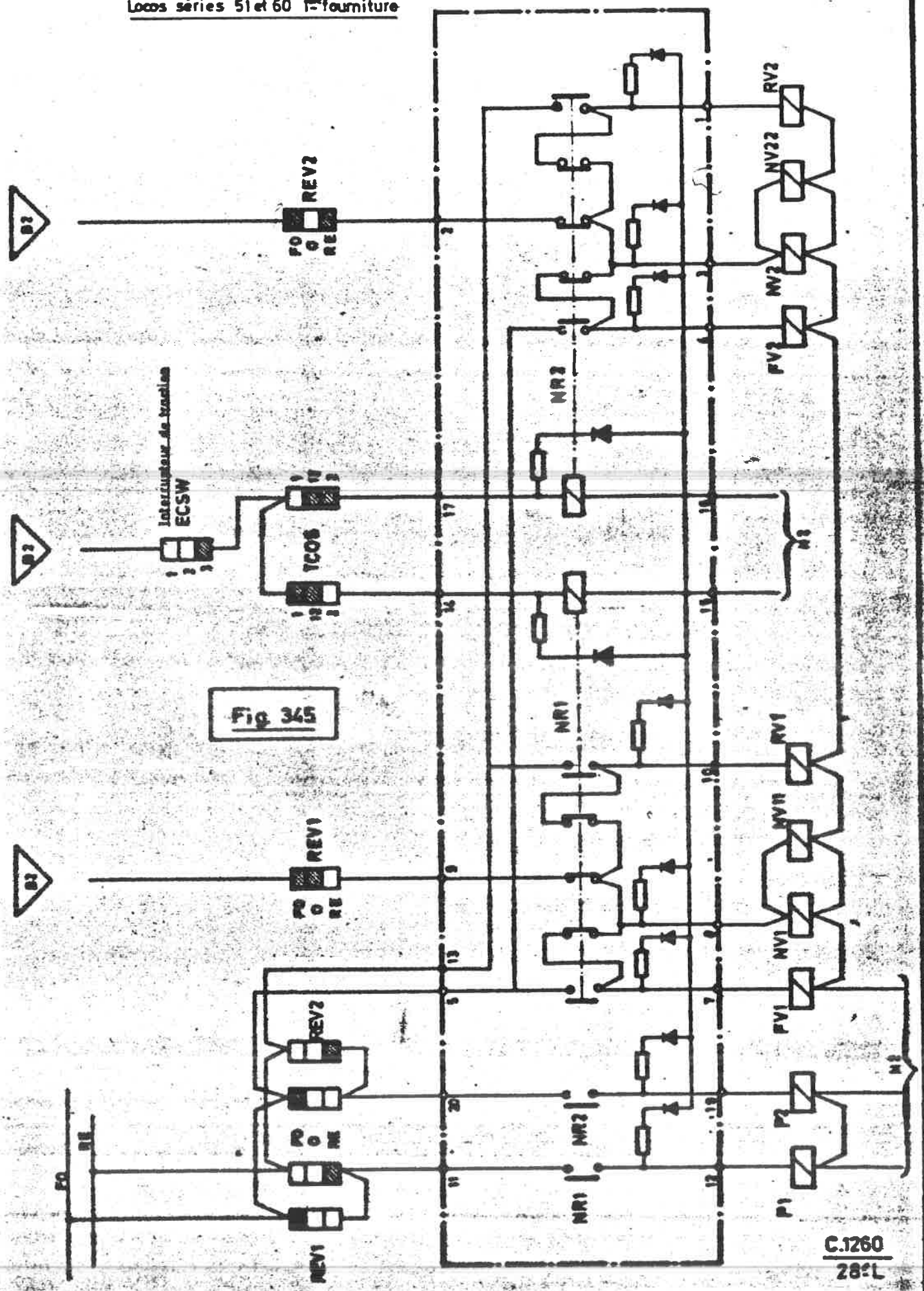


Fig. 344

Circuits imprimés PW5

Locos séries 51 et 60 1ère fourniture



Caractéristique U I HL s.51

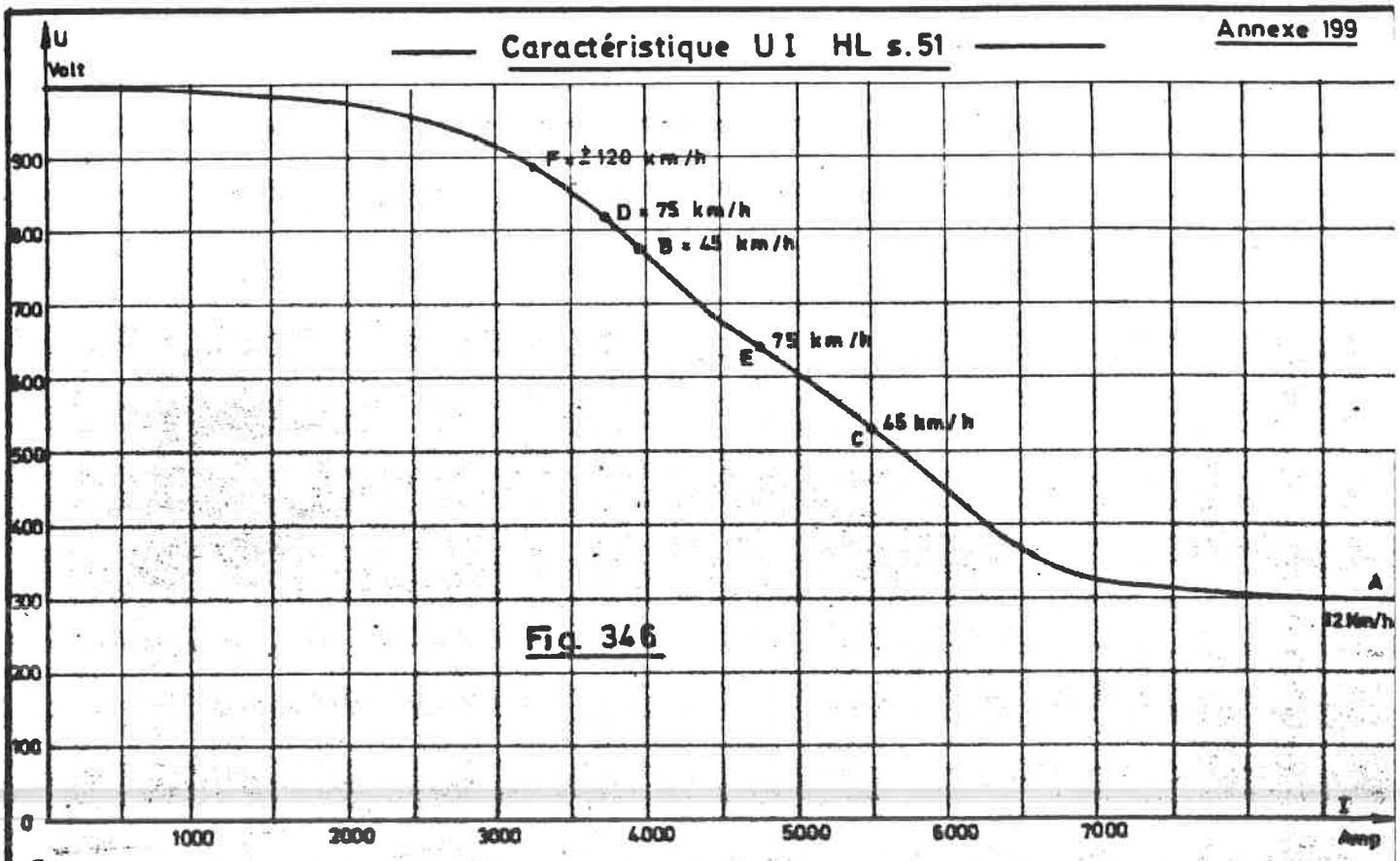
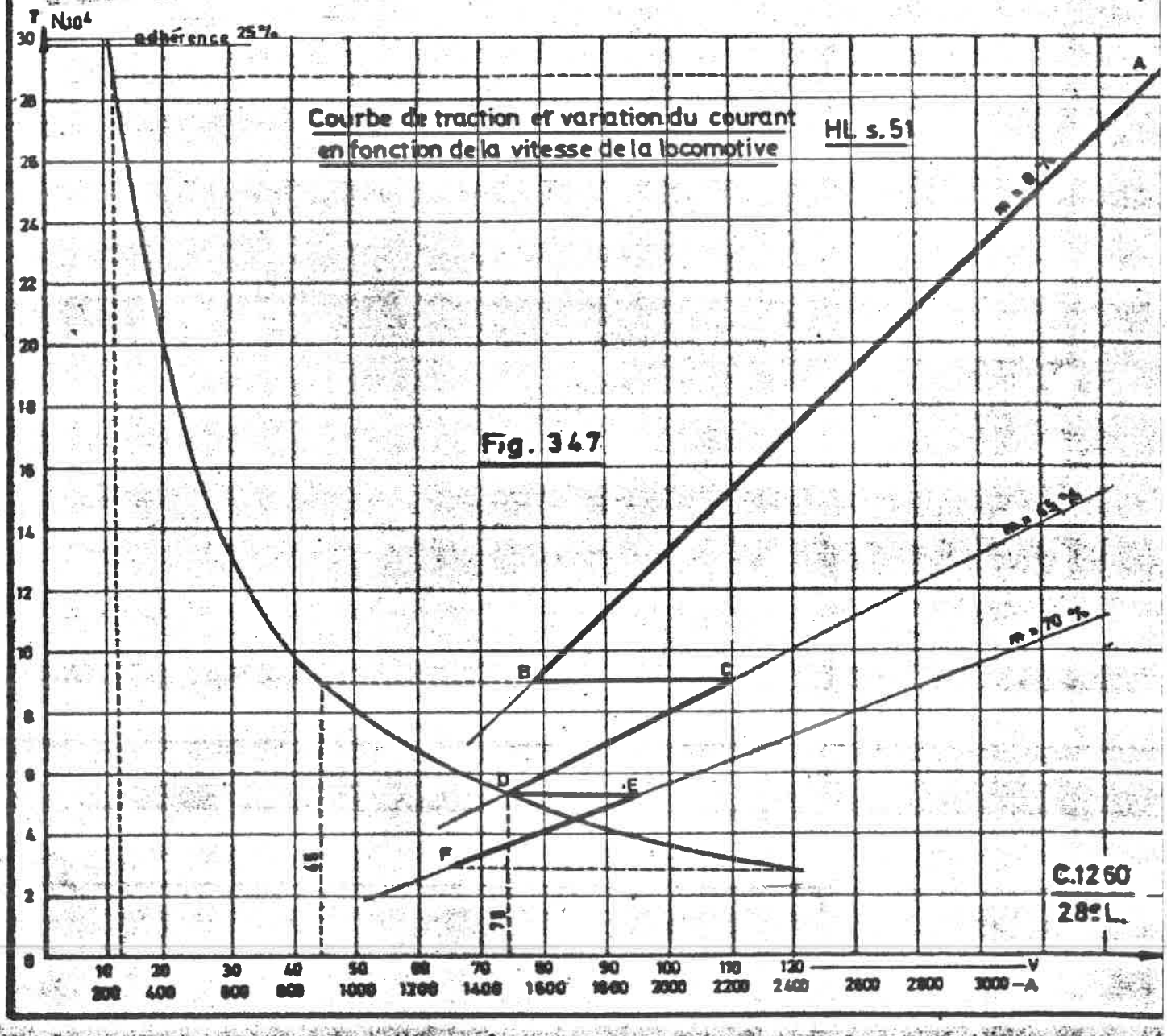


Fig. 346



Courbe de traction et variation du courant en fonction de la vitesse de la locomotive HL s.51

Fig. 347

Caractéristique UI (approximative) HL s. 59

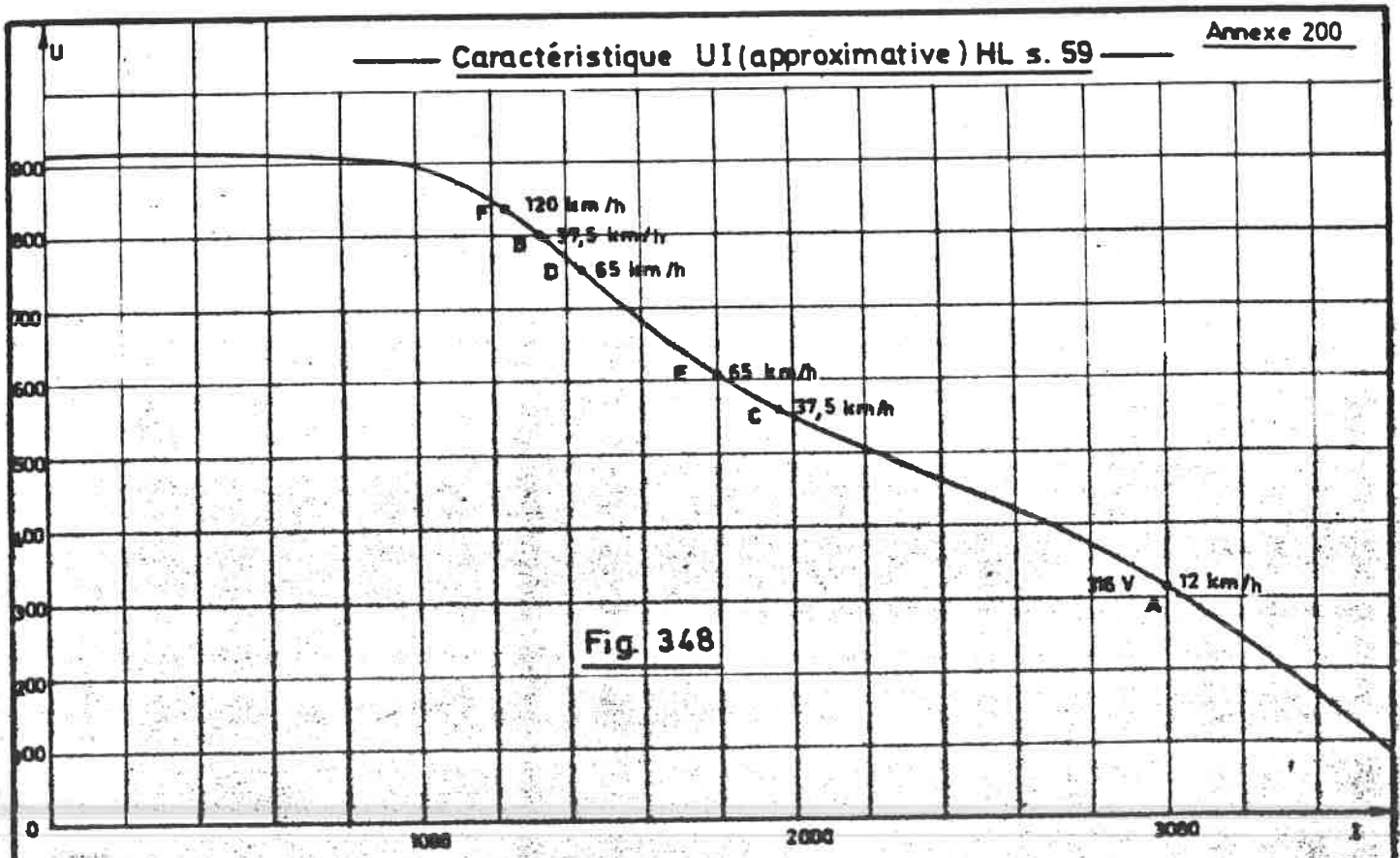


Fig. 348

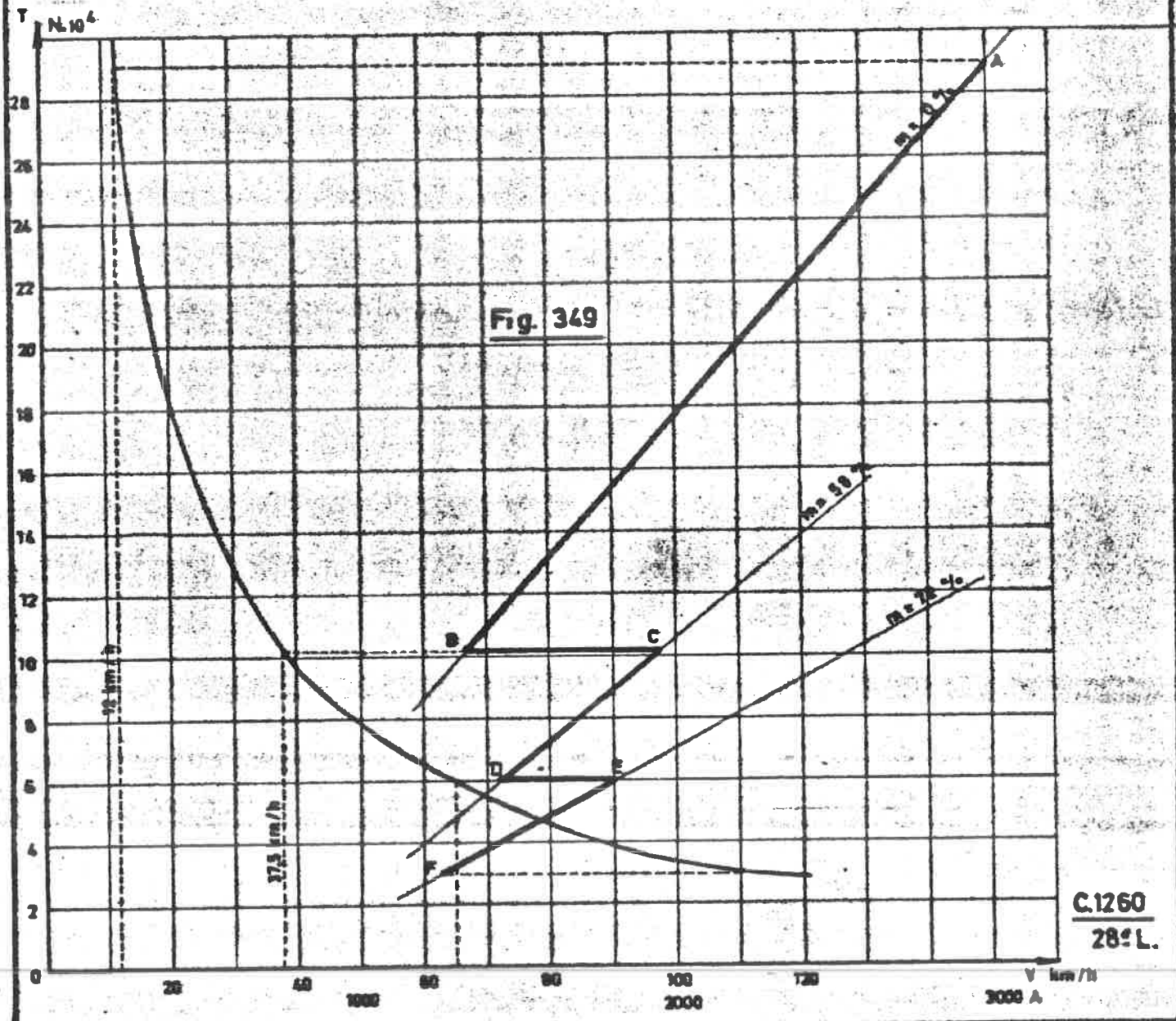


Fig. 349

C.1260
28e L.

Caractéristique U I (approximative) HL s.60

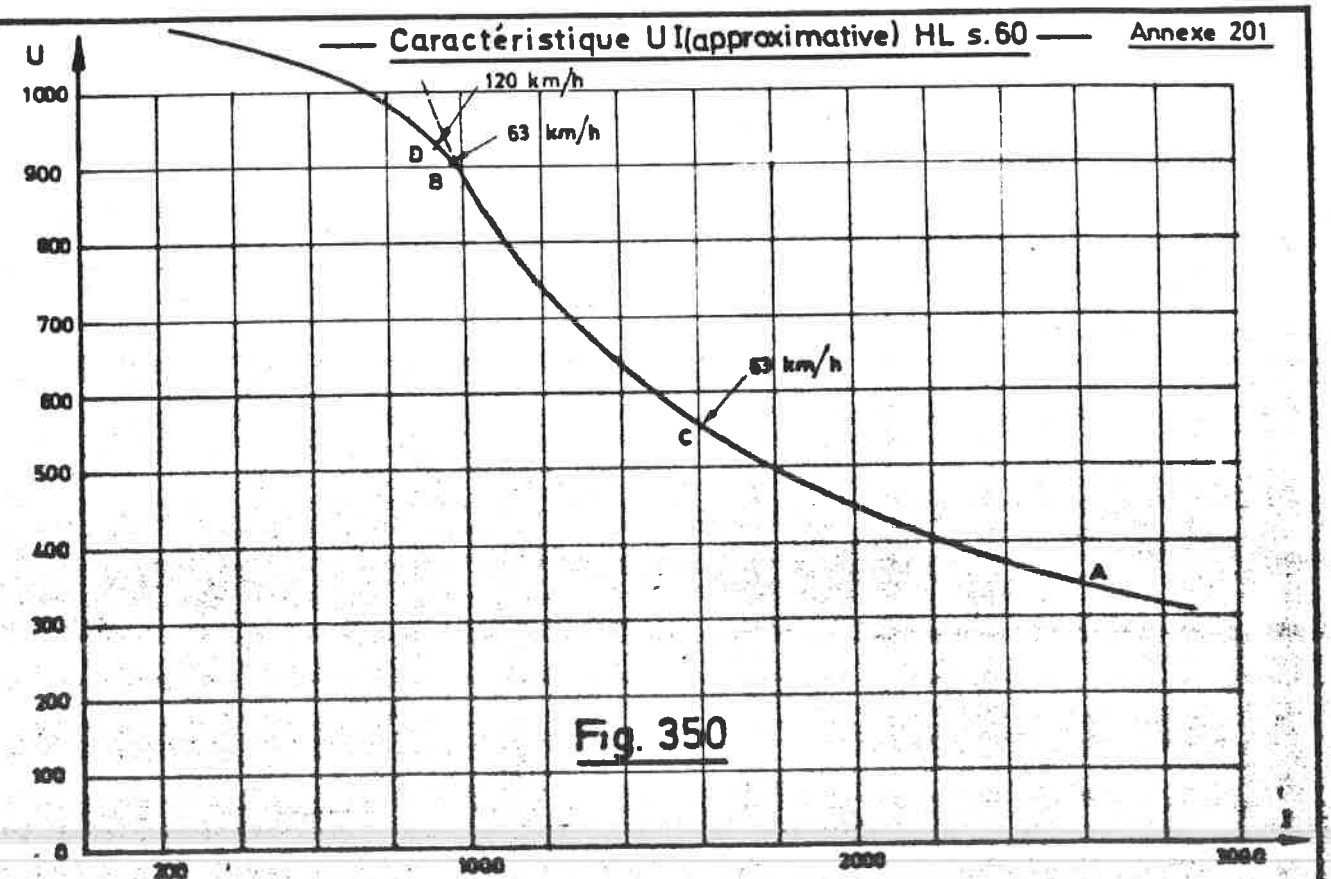


Fig. 350

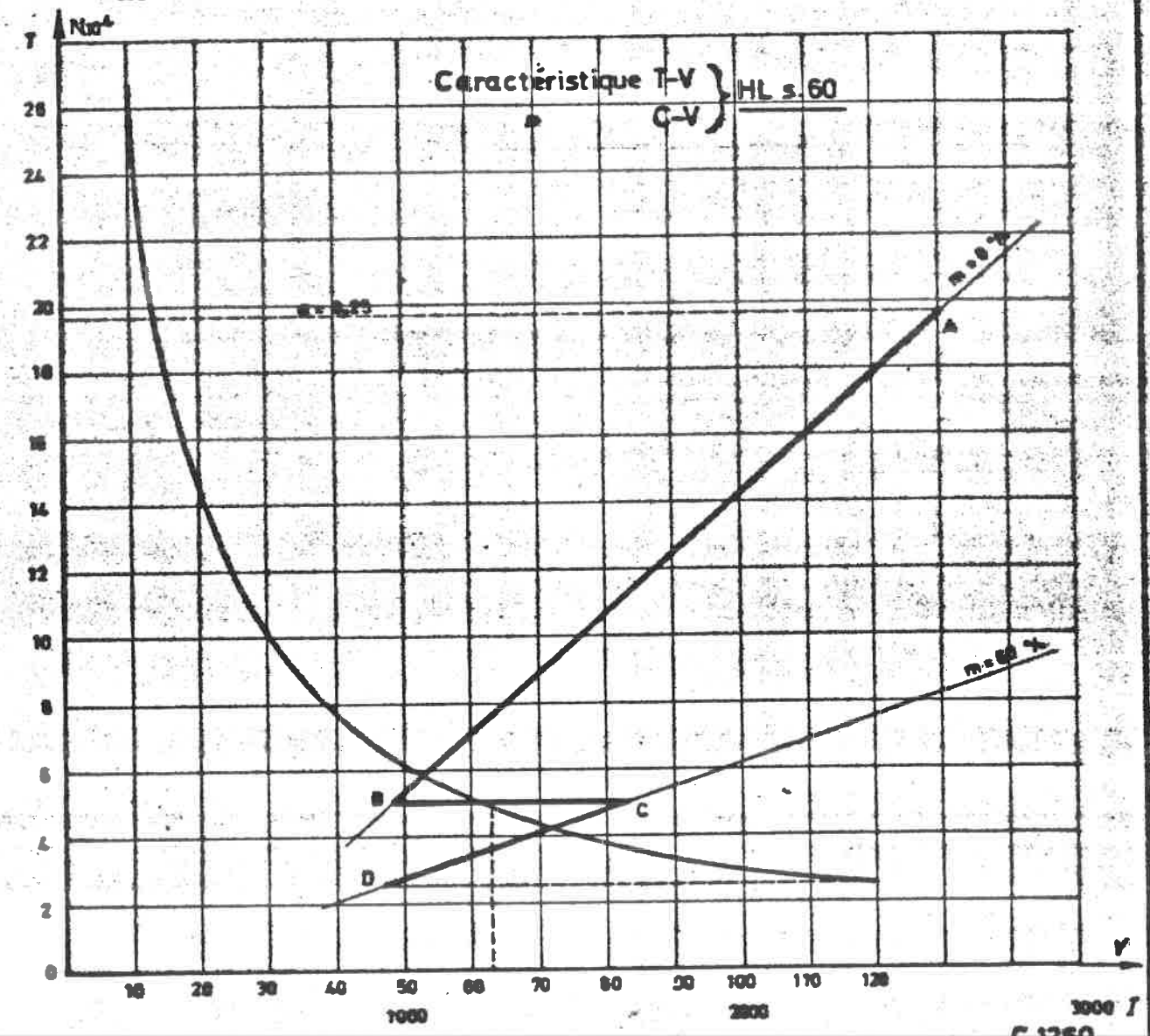


Fig. 351

C.1260
28 L

Caractéristique UI HL s.70

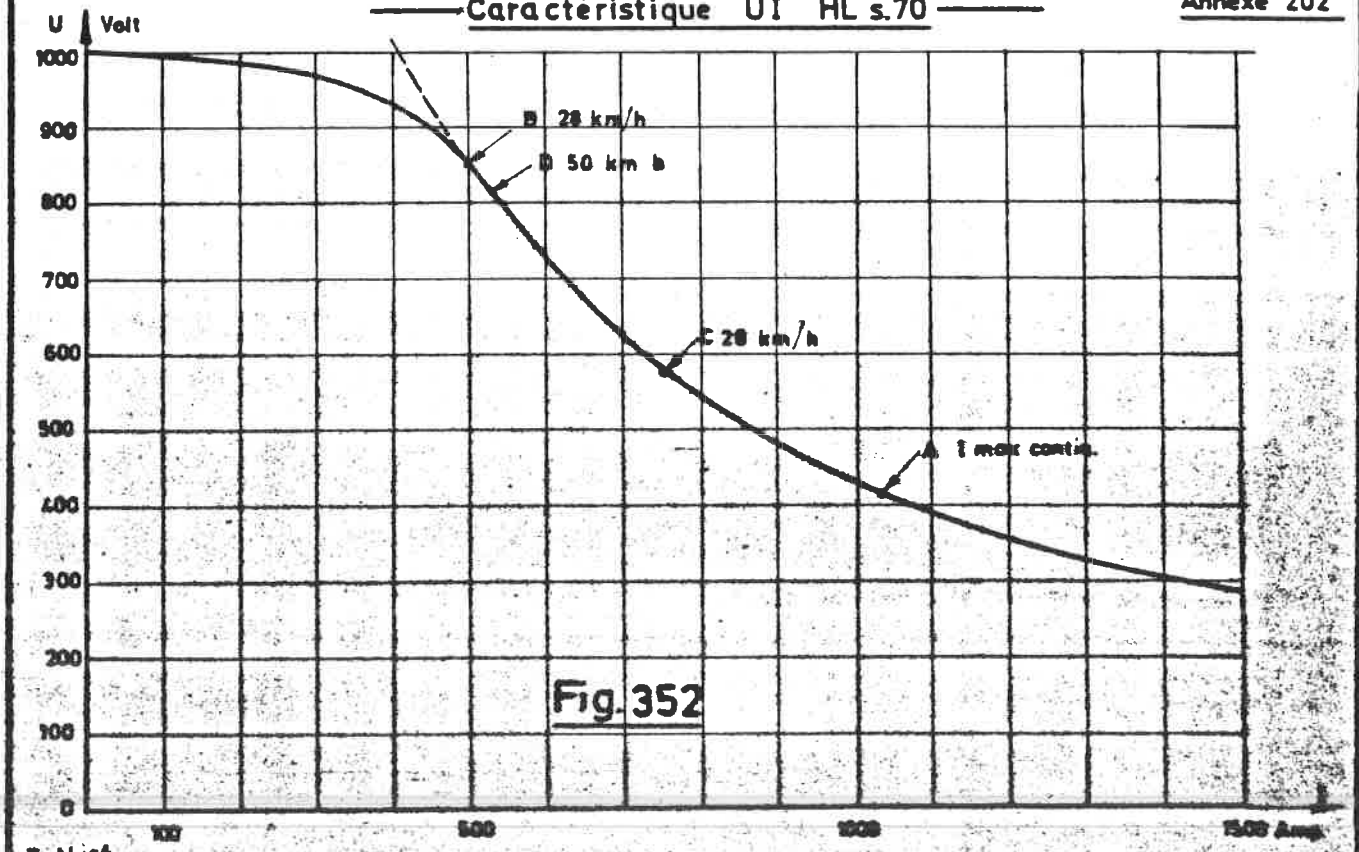


Fig. 352

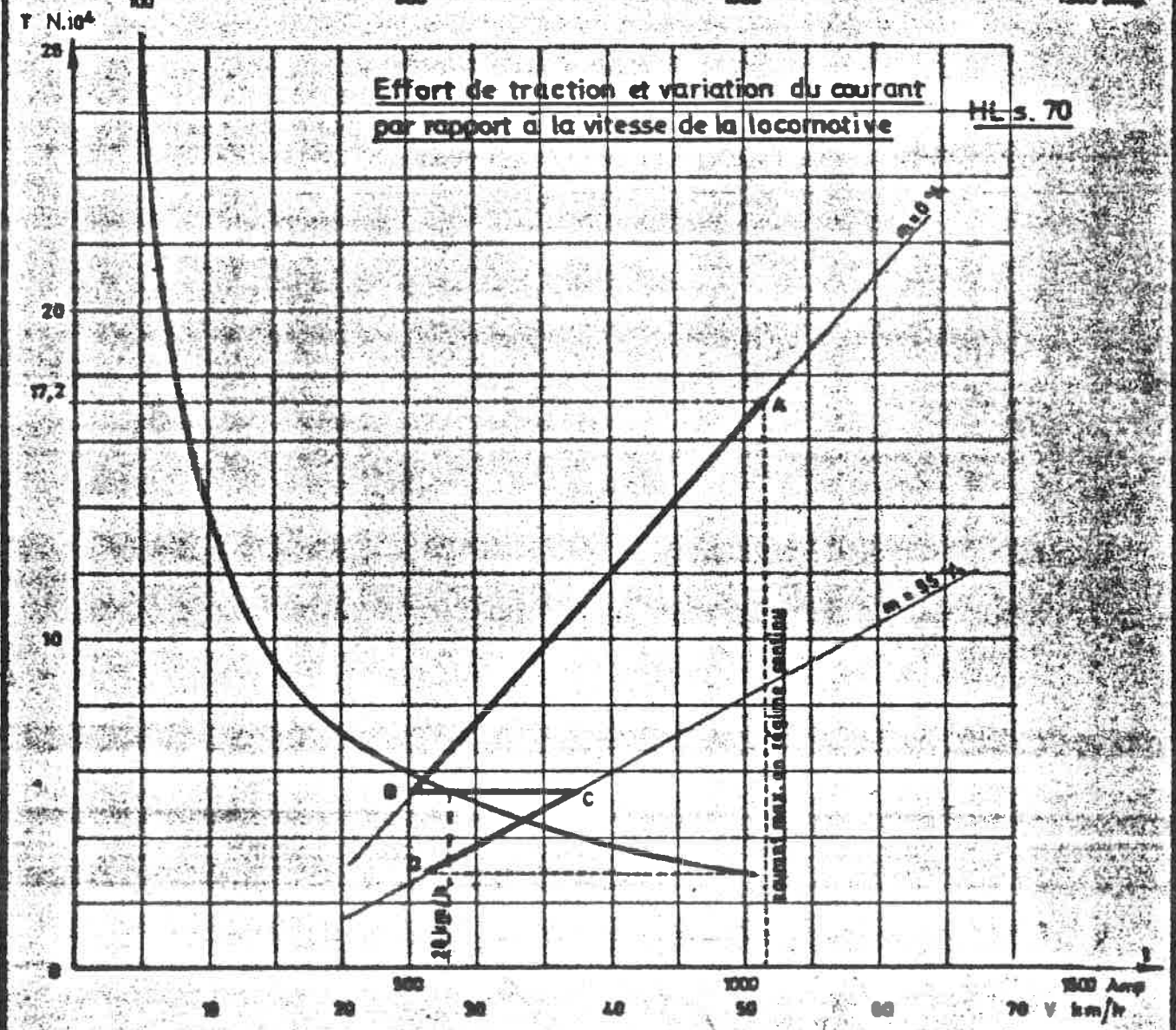


Fig. 353

X. LES DISPOSITIFS DE PROTECTION DES TRANSMISSIONS ELECTRIQUES.

A. Considérations générales.

169. Les génératrices et moteurs de traction des transmissions électriques sont des organes très coûteux qu'il faut protéger contre des dégradations. En général, les génératrices peuvent être avariées par suite d'une intensité débitée trop grande ou d'une tension trop élevée. Une intensité trop grande conduit à brûler les enroulements tandis qu'une tension trop élevée est la cause de percements des enroulements (courts-circuits ou mises à la masse) ou d'une mauvaise commutation (coups de feu au collecteur).

Les moteurs de traction, en général, seront détruits par une vitesse de rotation trop grande, de sorte que les sertissages des enroulements d'induit cassent sous l'effet des forces centrifuges sur les enroulements, ainsi que par le maintien d'une intensité trop grande pendant un temps trop long, c'est-à-dire en dépassant la puissance continue maximale du moteur de traction. Ce danger se présente lorsque, pour certaines raisons, la vitesse de la locomotive reste trop longtemps inférieure à la vitesse minimale continue, le moteur développant cependant sa puissance maximale.

170. Les dispositifs de protection utilisés sur les locomotives diesel-électriques seront donc :

1) la protection des génératrices contre une intensité trop grande par des fusibles, des relais à maxima, des relais d'anti-courtcircuitage, des relais anti-masse et des contacts qui empêchent la fermeture des circuits de traction tant que les moteurs ne sont pas raccordés pour un sens de marche donné.

La protection des génératrices contre des tensions aux bornes trop élevées n'est pas nécessaire dans les transmissions électriques à cause de la forme et de la caractéristique de puissance et de la limitation de la tension par la saturation des pôles.

171 2) la protection des moteurs de traction contre la survitesse. Un moteur de traction prend une vitesse de rotation trop élevée lorsque son couple tombe en-dessous d'une valeur minimale. Pour une locomotive, ce sera le cas lorsque l'effort d'adhérence à la jante est trop petit et que les roues glissent.

Une survitesse des moteurs de traction est empêchée par des relais anti-patinage.

3) la protection des moteurs de traction contre une surcharge. Normalement, cette protection n'est pas automatique. Elle
172. se fait au moyen d'ampèremètres montés dans les postes de conduite et qui permettent au conducteur de choisir le régime de puissance de façon à limiter la charge des moteurs de traction au maximum autorisé. Cette protection peut être aussi automatique en employant un relais à courant maximal. En général, cette protection n'interviendra que quand une partie des moteurs de traction seront éliminés.

Nous étudierons successivement les différents dispositifs de protection utilisés sur les locomotives diesel-électriques de la S.N.C.B.

B. Le relais de terre.

173. Le relais de terre ou "anti-masse", appelé aussi "relais GR", (ground relais) a pour but de couper l'excitation et la charge des génératrices et de ramener le moteur diesel au ralenti dès qu'un conducteur haute tension vient en contact avec la masse du véhicule. (formation d'une masse ou terre).

174. Normalement un relais anti-masse possède 2 bobines :

1) une bobine haute tension raccordée au moyen d'un interrupteur thermique, entre un point équipotentiel de l'installation haute tension et la masse de l'engin.

2) une bobine de maintien basse tension qui maintient enclenché le relais de terre après coupure de la bobine haute tension par l'interrupteur thermique. La coupure de la bobine haute tension par l'interrupteur thermique est nécessaire pour éviter qu'elle ne brûle après un certain temps.

Il existe 2 systèmes de liaison de la bobine haute tension à l'installation haute tension :

1) par formation d'un point équipotentiel haute tension au moyen de 2 résistances égales.
Ce système est appliqué aux locomotives Westinghouse t. 200 - 201 et 210.

2) par formation d'un point équipotentiel dans le circuit d'excitation shunt de la génératrice. Ce système est appliqué aux locomotives EMD t. 202 - 203 - 204 - 205 - 212.

175. Le système de protection des locomotives Westinghouse t. 200 - 201 et 210 est représenté à la fig. 330.

Comme le montre cette figure, le relais de terre GR coupe le circuit d'excitation de la génératrice principale (con-

tacteur GF) et le circuit d'excitation indépendante de l'excitation (contacteur EF). De plus, il ferme le circuit d'une sonnerie et d'une lampe témoin placées dans les postes de conduite.

Par l'alimentation de l'électro-valve inverse TV, l'arrivée d'air au servo-moteur du régulateur Woodward du moteur diesel est coupée, ce qui ramène le moteur diesel au ralenti.

176. Sur les locomotives EMD (fig. 331), le relais de terre, qui ne possède ici qu'une bobine haute tension, coupe l'excitation indépendante (BF) et shunt (contacteur SF) de la génératrice ainsi que le circuit d'alimentation des solénoïdes du régulateur Woodward du moteur diesel. Le relais GR ferme en même temps le circuit d'une sonnerie et d'une lampe-témoin.

Sur les locomotives t. 202 - 203 - 204, le relais GR se verrouille mécaniquement de sorte qu'il faut le déclencher à la main, après levée du dérangement, pour pouvoir rétablir la traction. Sur les locomotives t. 205 et 212, ce déverrouillage se fait électriquement au moyen du bouton-poussoir A. Le contact, BF empêche le déverrouillage tant que le contacteur BF est fermé, c'est-à-dire tant que le dérangement n'est pas levé.

C. Le relais anti-flash.

177. Le relais anti-flash (relais SR) n'est monté que sur les locomotives à transmission Westinghouse (t. 200 - 201 - 210). Il remplit en réalité la même fonction que le relais de terre.*(fig.330)*

Son but particulier consiste à couper le circuit de traction, décharger la génératrice et ramener le moteur diesel au ralenti lorsque un coup de feu se produit au collecteur de la génératrice principale ou d'un moteur de traction.

178. En effet, en cas de coup de feu à un de ces collecteurs, il existe séparément ou simultanément.

1) un courant de court-circuit entre les lames du collecteur. Ceci produit un court-circuitage de l'induit de la génératrice principale et fait augmenter l'excitation différentielle. La tension aux bornes de l'excitatrice et donc le courant d'excitation de la génératrice principale augmentent sensiblement.

Le relais anti-flash qui est de construction analogue au relais de terre (bobine haute tension et bobine de maintien basse tension) est réglé pour une intensité de 250 A.

La bobine tension étant dans le circuit d'excitation de la génératrice principale, le circuit de traction est coupé et le moteur diesel ramené au ralenti dès que le courant d'excitation de la génératrice principale atteint 250 A (le courant d'excitation normal n'est à charge maximale que 120 A).

2) Un courant de court-circuit entre le collecteur et les porte-balais.
Le relais de terre intervient. Comme lors d'un coup de feu , il y a toujours pratiquement une mise à la terre, le relais de terre suffit de sorte que le relais anti-flash n'est pas monté sur tous les engins diesel électriques.

D. Le relais d'anti-patinage.

179

Le but du relais d'antipatinage est d'empêcher la survitesse des moteurs de traction, en diminuant à l'instant de leur décharge la tension aux bornes de la génératrice principale et en faisant fonctionner l'installation de sablage.

La protection contre le patinage des essieux moteurs peut être réalisée de deux manières soit au moyen de relais de tension ou de relais de courant.

180 1) La protection contre le patinage des roues motrices au moyen de relais de tension.

Ce système d'application aux locomotives t. 201 (transmission Westinghouse) s'appuie sur le principe que, deux moteurs de traction étant en série, la chute de tension dans chaque moteur dépend de leur vitesse de rotation respective. Si les deux moteurs tournent à la même vitesse, ce qui est normalement le cas, la chute de tension dans les 2 moteurs est la même et le point de liaison (a) entre les deux moteurs est un point équipotentiel par rapport au point de liaison (b) entre les deux résistances (fig.332). Si un des moteurs tourne plus vite, par ex. lors du patinage de ses roues, il existe une différence de tension entre les points (a) et (b) d'autant plus grande que la différence de vitesse de rotation des deux moteurs est grande.

En raccordant la bobine d'un relais à faible tension d'enclenchement entre les deux points, l'excitation de la génératrice principale peut être interrompue dès que la différence de tension dépasse une certaine valeur. Ce système n'est applicable que lorsque les moteurs de traction sont couplés constamment en série-parallèle, sans transition.

181. Comme le montre la fig. 332, le fonctionnement du relais d'antipatinage des locomotives t. 201 a pour conséquence :

a) la coupure de l'excitation indépendante de l'excitatrice (coupure de EF) ;

b) l'excitation de l'électro-valve TV de sorte que l'arrivée d'air au servo-moteur du régulateur Woodward est empêchée et que le moteur diesel revient au ralenti ;

c) le fonctionnement de l'installation de sablage est commandé ici uniquement manuellement.

182. Remarque : L'intervention de relais d'antipatinage n'est pas nécessairement due au patinage d'un des essieux mais peut être aussi la conséquence d'une trop grande différence de diamètre entre les roues entraînées par les deux moteurs.

2) La protection contre le patinage au moyen de relais de courant.

183. Ce système est appliqué sur toutes les autres locomotives diesel-électriques (t. 200-2-3-4-5-10-12) où les moteurs de traction changent de couplage ou sont couplés constamment en parallèle.

Un relais de courant possède 2 bobines courant dont la 1ère est en série avec un moteur de traction et la 2e parcourue en sens oppasé par le courant du 2e moteur.

Si les deux moteurs de traction tournent à la même vitesse, les courants absorbés par les deux moteurs sont égaux et le champ résultant des deux bobines courant est nul.

Dès qu'un déséquilibre existe entre les deux courants (courant d'enclenchement : 185 A, courant de déclenchement 84 A), le relais s'enclenche avec comme conséquence :

a) coupure de l'excitation indépendante de la génératrice (dans les locomotives t. 202-3-4- et 5 coupure aussi de l'excitation shunt) ;

b) alimentation de l'électro-valve de sablage ;

c) allumage d'une lampe témoin (t. 202-3-4-5-12) ou alimentation d'un buzzer (t. 200-210) ;

d) mise au ralenti du moteur diesel (uniquement sur les locomotives à transmission Westinghouse).

La fig. 333 représente ce système appliqué aux locomotives t. 202 - 3 - 4.

184. Remarque : Ces relais de courant protègent les moteurs de traction non seulement contre une survitesse due au patinage des roues mais aussi contre une surcharge lorsqu'un des moteurs est hors service par suite de circonstances imprévues (par ex. rupture du câble d'alimentation).

La fig. 334 montre qu'il est aussi possible de protéger les groupes de moteurs séparément contre une surcharge. Il va de soi que dans ce cas, la marche avec un groupe de moteurs isolé n'est possible qu'en court-circuitant le relais de courant correspondant.

E. Le relais à courant maximal (CLR).

185. Le relais à courant maximal a généralement pour but de protéger les moteurs de traction contre des intensités trop élevées. Normalement, les ampèremètres des postes de conduite donnent une indication permanente au conducteur. Il appartient à celui-ci de régler la puissance du moteur pour que les intensités maximales ne soient pas dépassées.

Donc, dans un certain sens, il n'est pas nécessaire de prévoir un relais à courant maximal pour la protection automatique des moteurs de traction.

Cela résulte aussi dans une certaine mesure de la limitation de puissance de la génératrice. A cause de la caractéristique à puissance constante, l'intensité absorbée normalement par les moteurs de traction est toujours limitée à des valeurs déterminées. Ceci n'est par exemple pas le cas pour des moteurs de traction alimentés par une source de courant à tension constante (lignes caténaires).

Ce n'est cependant plus le cas dans une transmission électrique lorsque brusquement des moteurs de traction sont mis hors service (par ex. par le bris d'un câble d'alimentation). Dans ce cas, le courant de charge de la génératrice principale diminue brusquement ce qui fait que sa tension aux bornes et aussi le courant dans les moteurs de traction restants augmentent proportionnellement. Ainsi la surcharge des moteurs de traction devient possible pour autant qu'entre-temps, par la brusque augmentation de la tension, ni le relais anti-flash ni le relais d'anti-patinage ne soit pas intervenu. Dans certains cas, il est donc souhaitable de prévoir un relais à courant maximal.

186. Aucune transmission Westinghouse n'est équipée d'un relais à courant maximal; les moteurs de traction y sont protégés contre des surcharges par suite d'une mise hors service brusque d'un ou plusieurs moteurs de traction grâce aux relais d'anti-patinage et anti-flash.

Les moteurs de traction sont parfois protégés non seulement 2 à 2 par des relais d'antipatinage mais aussi, comme pour les locomotives t. 212, par desrelais d'antipatinage entre les groupes.

Les locomotives EMD sont, par contre, équipées d'un relais à courant maximal.

187. 1) Les locomotives t. 202 - 203 - 204.

Comme on l'a montré dans l'explication de la transition, le relais BTR remplit, tant que les moteurs sont couplés en parallèle, le rôle d'un relais à courant maximal, mais uniquement pour la protection de la génératrice.

S'il se produit un coup de feu dans les moteurs de traction ou dans la génératrice même, le courant de court-circuit atteindra des valeurs inadmissibles ce qui est empêché par le relais BTR en coupant les excitations de la génératrice avant que les moteurs reviennent en série-parallèle.

La protection contre une surcharge des moteurs restant en service, après la coupure brusque de certains moteurs est réalisée par les relais d'antipatinage. La marche avec isolement d'un ou plusieurs moteurs est impossible dans cette locomotive.

188. 2) Les locomotives t. 212 et 205.

Dans ces locomotives, est placé un relais deprotection à courant maximum particulier, "CLR". Il n'intervient qu'après isolement d'un groupe de moteurs de traction.

Le relais CLR possède :

a) une bobine hautentension "L-M" reliée avec une résistance aux bornes de la génératrice.

b) une bobine basse tension "J-K" dans laquelle l'intensité varie suivant la position du controller de puissance (accélérateur) et dont le flux renforce celui de la bobine haute tension "L-M".

c) une bobine courant "Q-R" parcourue par le courant d'induit de la génératrice.

d) une bobine basse tension "N-P" alimentée ou non suivant la position du controller de puissance et dont le flux renforce celui de la bobine courant "Q-R".

Les flux "L-M - J-K" et "QR - NP" sont de sens opposé.

Cette combinaison modifie le courant d'enclenchement du relais "CLR" suivant la position du controller de puissance.

Si tous les moteurs de traction sont en service, le relais CLR n'a aucune influence vu que le circuit d' "ORS" est coupé par l'interrupteur "TCOS".

Si un groupe de moteurs est isolé, le relais d'anti-patinage placé entre les groupes est court-circuité (pas représenté sur le schéma de la fig. 335) et l'interrupteur TCOS fermé.

Si, pour chaque cran de puissance, on dépasse l'intensité maximale correspondante, le relais ORS est excité ce qui ramène l'excitation batterie à son minimum.

F. Protection du personnel contre les dangers de la haute tension (contacts de portes).

189. Pour empêcher que le personnel ne vienne en contact avec les installations haute tension, les armoires dans lesquelles se trouvent des appareils haute tension sont généralement munies de contacts de portes. Ils empêchent l'ouverture des portes de l'armoire tant que les appareils sont alimentés en haute tension. Comme le montrent les schémas de principe des figures 330 et 331, les contacts de portes coupent généralement l'excitation indépendante de l'excitatrice (transmission Westinghouse) ou l'excitation shunt de la génératrice (transmission EMD). Dans ce dernier cas, la coupure de l'excitation shunt a aussi comme conséquence la coupure de l'excitation indépendante.

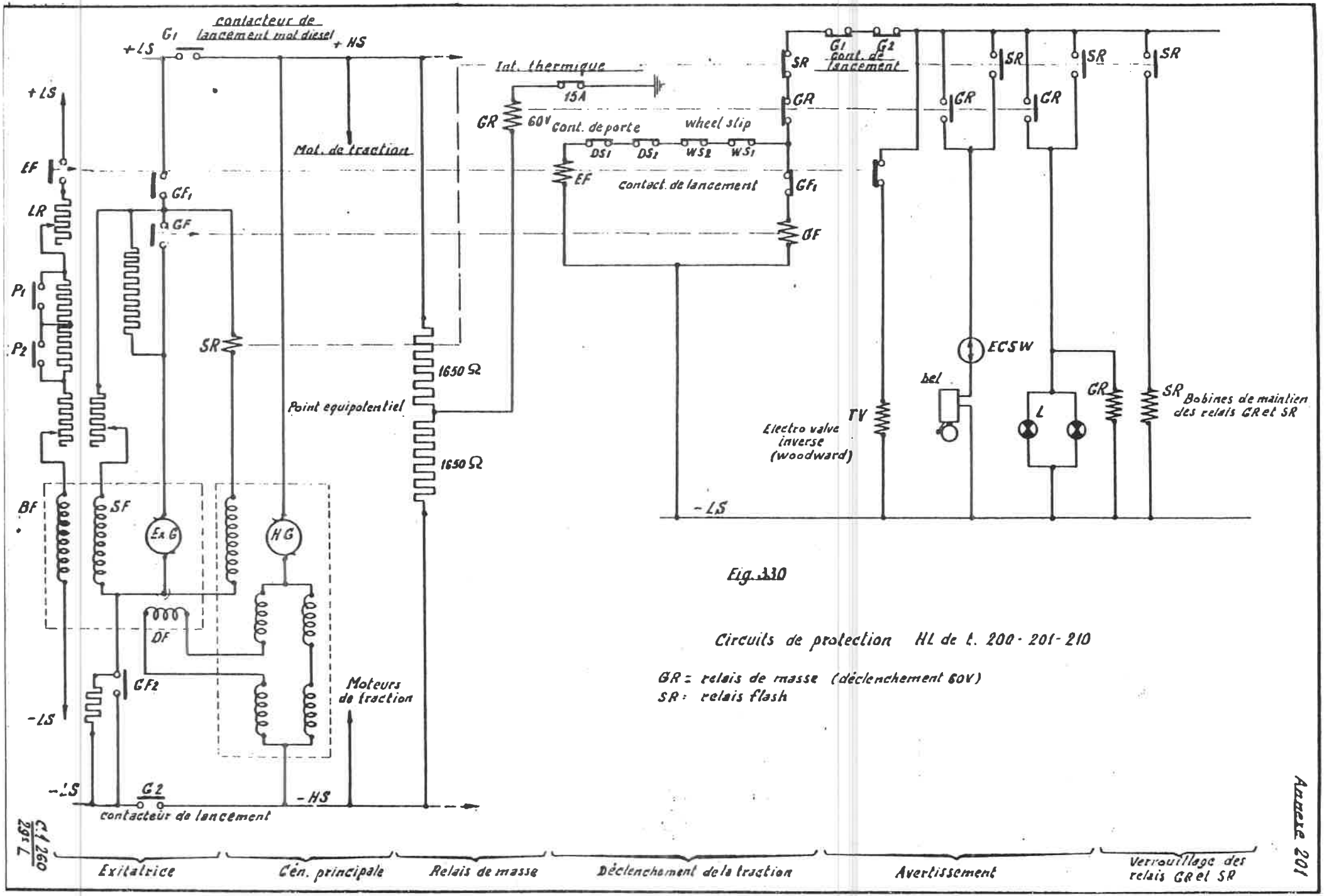


Fig. 330

Circuits de protection HL de t. 200 - 201 - 210

GR = relais de masse (déclenchement 60V)
SR = relais flash

C.I. 260 295 7

Annexe 201

Hl de t. 202 · 203 · 204 · 205 · 212

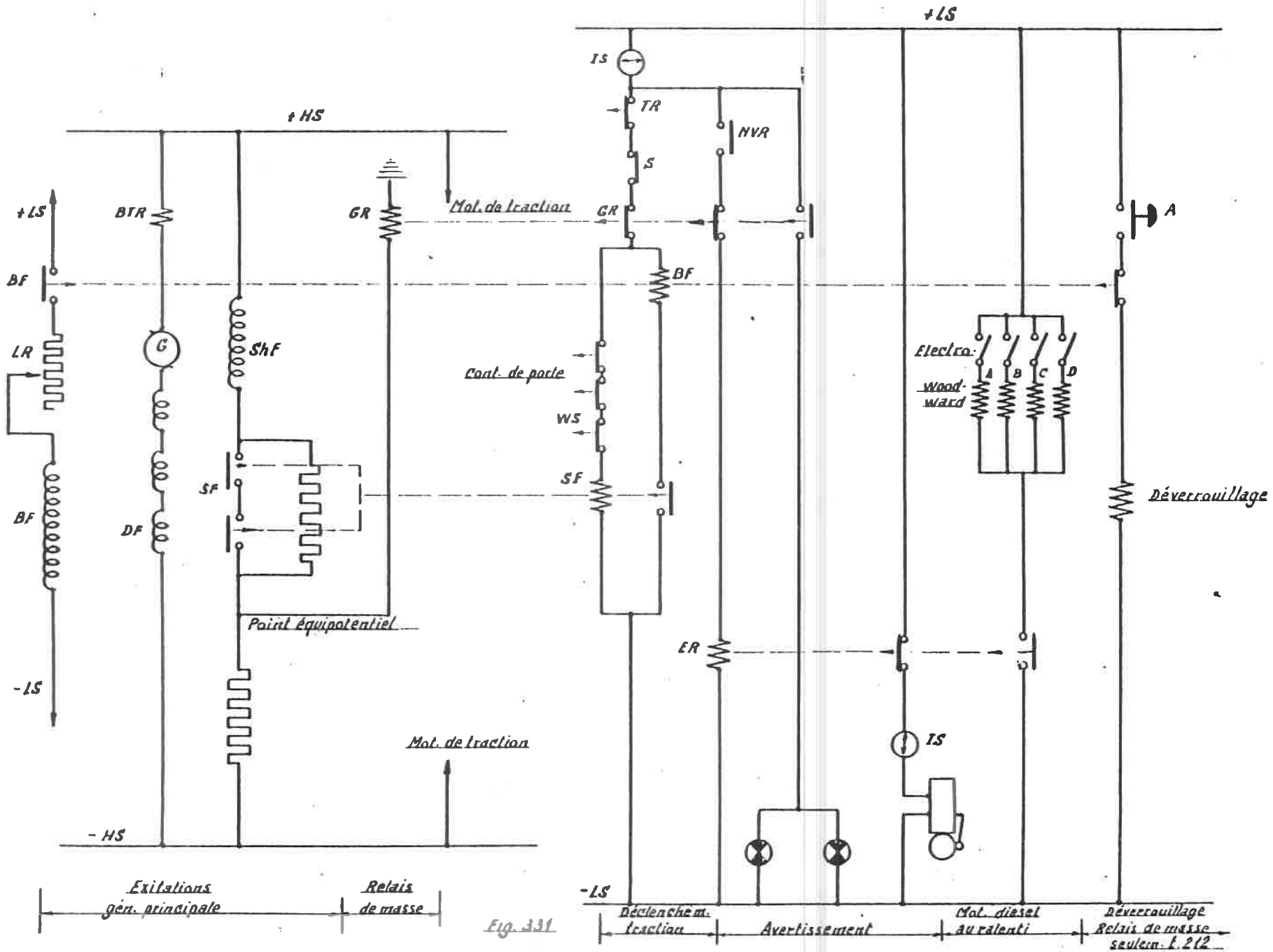


Fig. 331

Principe de protection contre le patinage des roues par un relais de tension HL 201

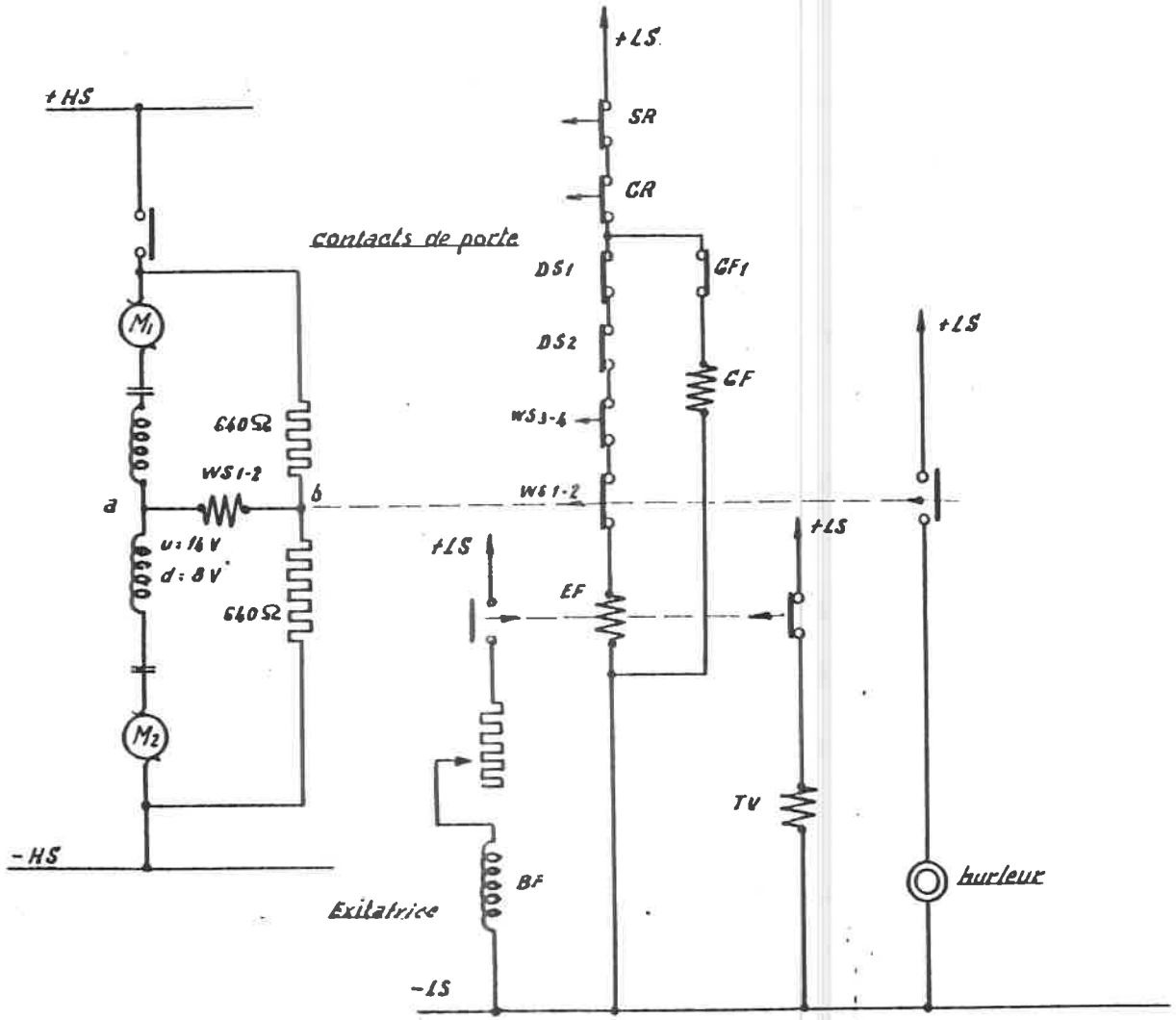
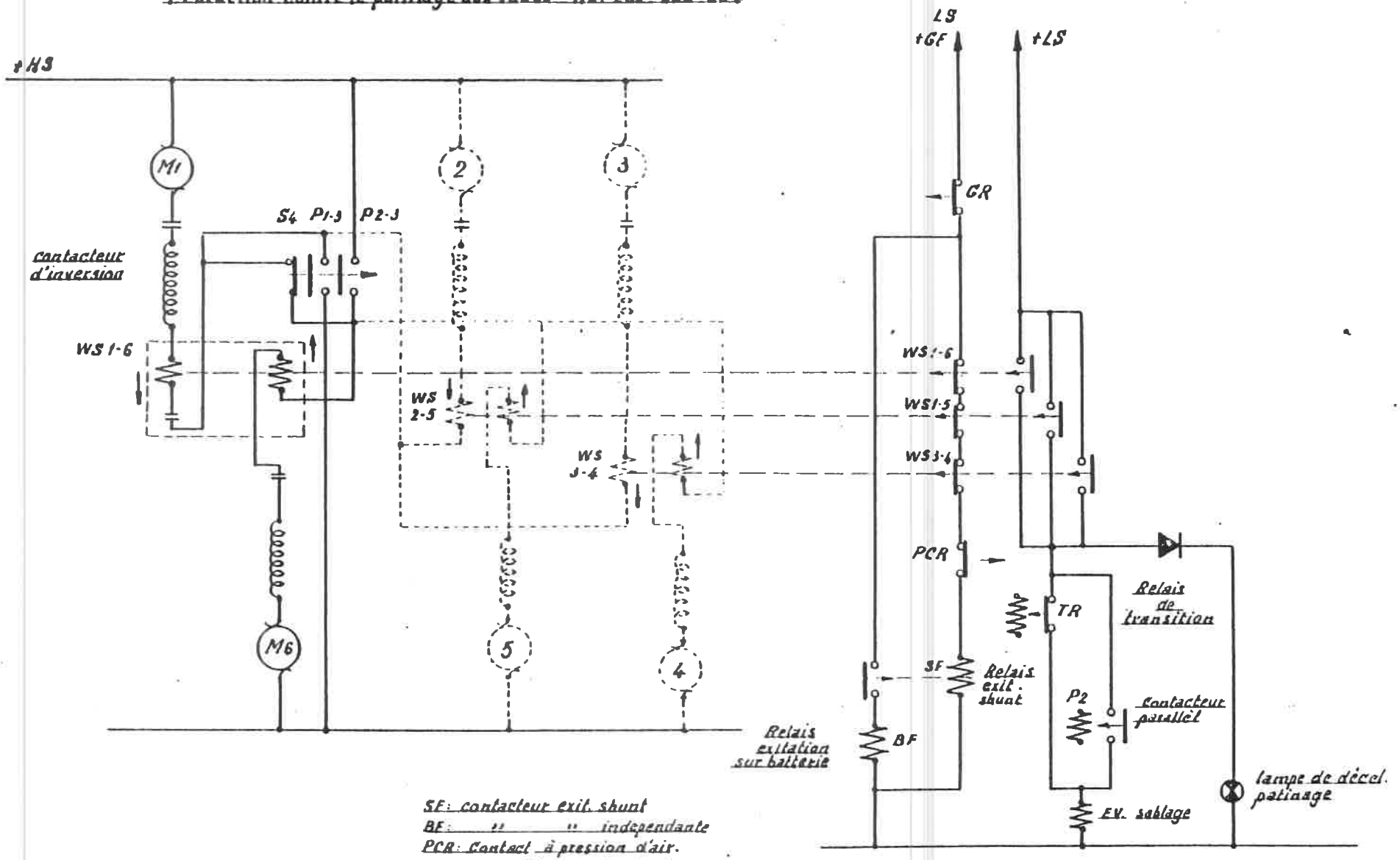


Fig. 332

Annexe 203

Protection contre le patinage des roues HL. 202-203-204



SF: contacteur exit. shunt
BF: " " indépendante
PCR: Contact à pression d'air.
(s'ouvre à 3,6 kg : cond. aulain)

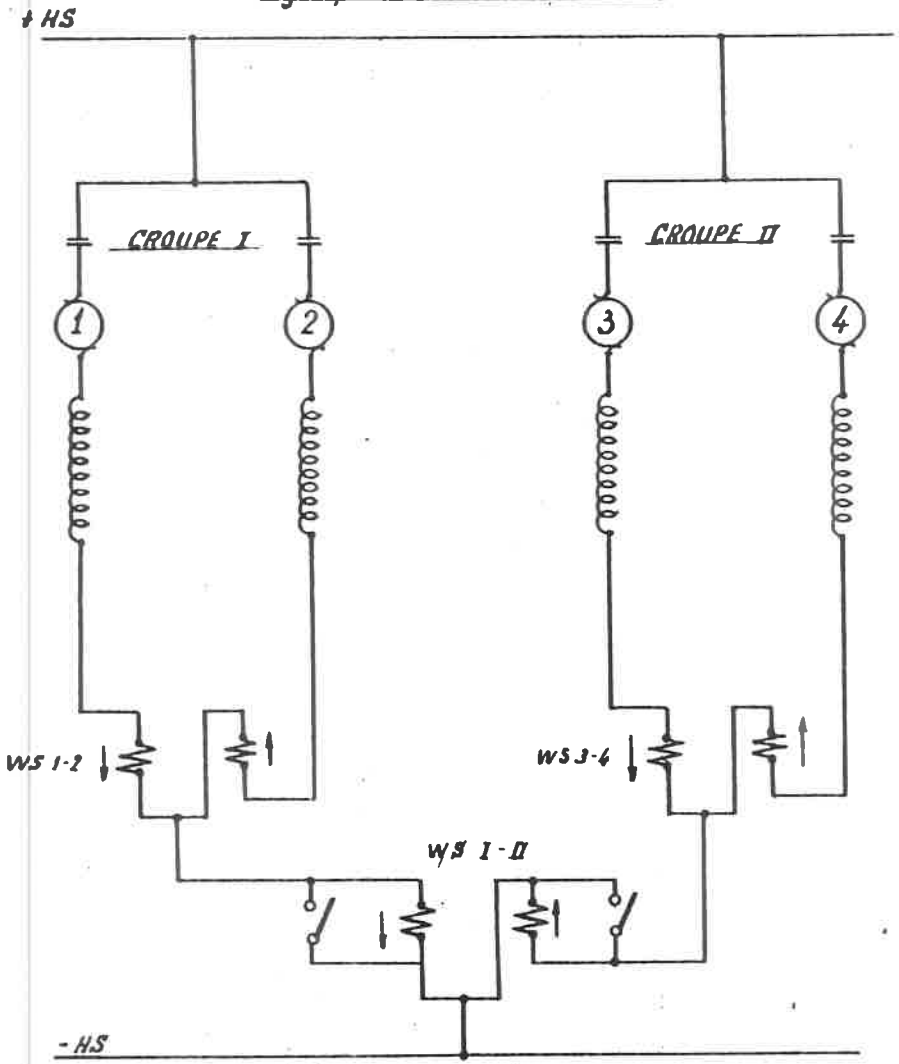
Fig. 333

Annexe 204

C1260
29.7

Protection contre le patinage des roues

2 groupes de 2 moteurs de traction



3 groupes de 2 moteurs de traction

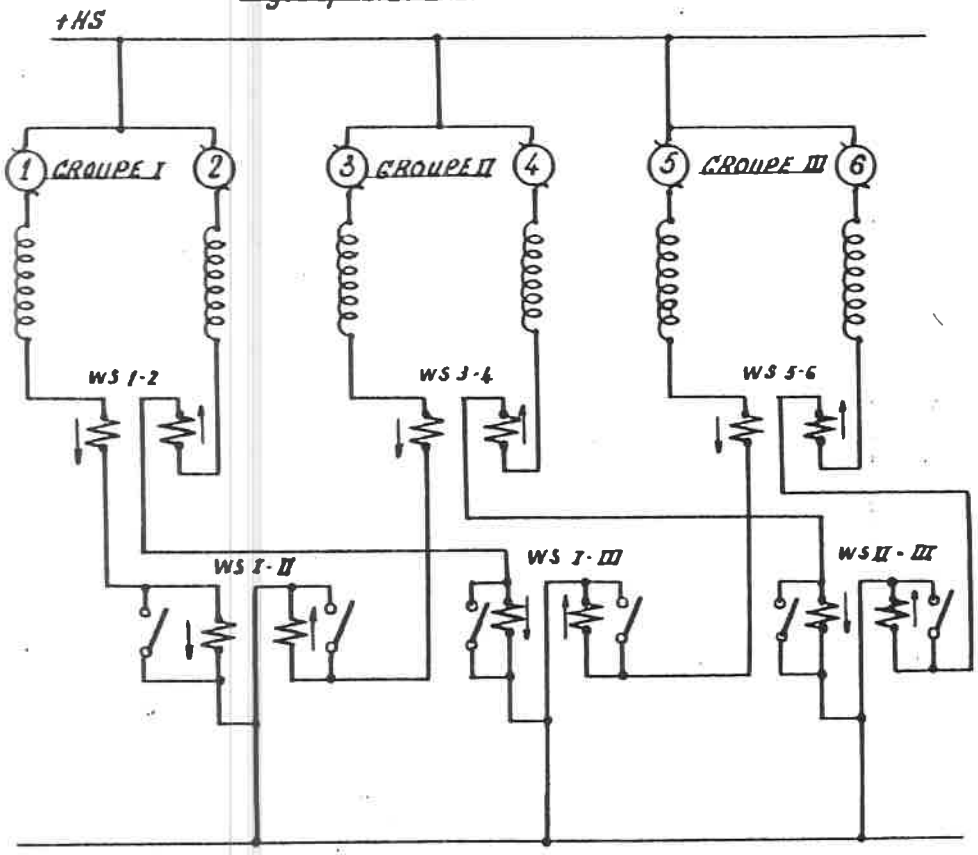
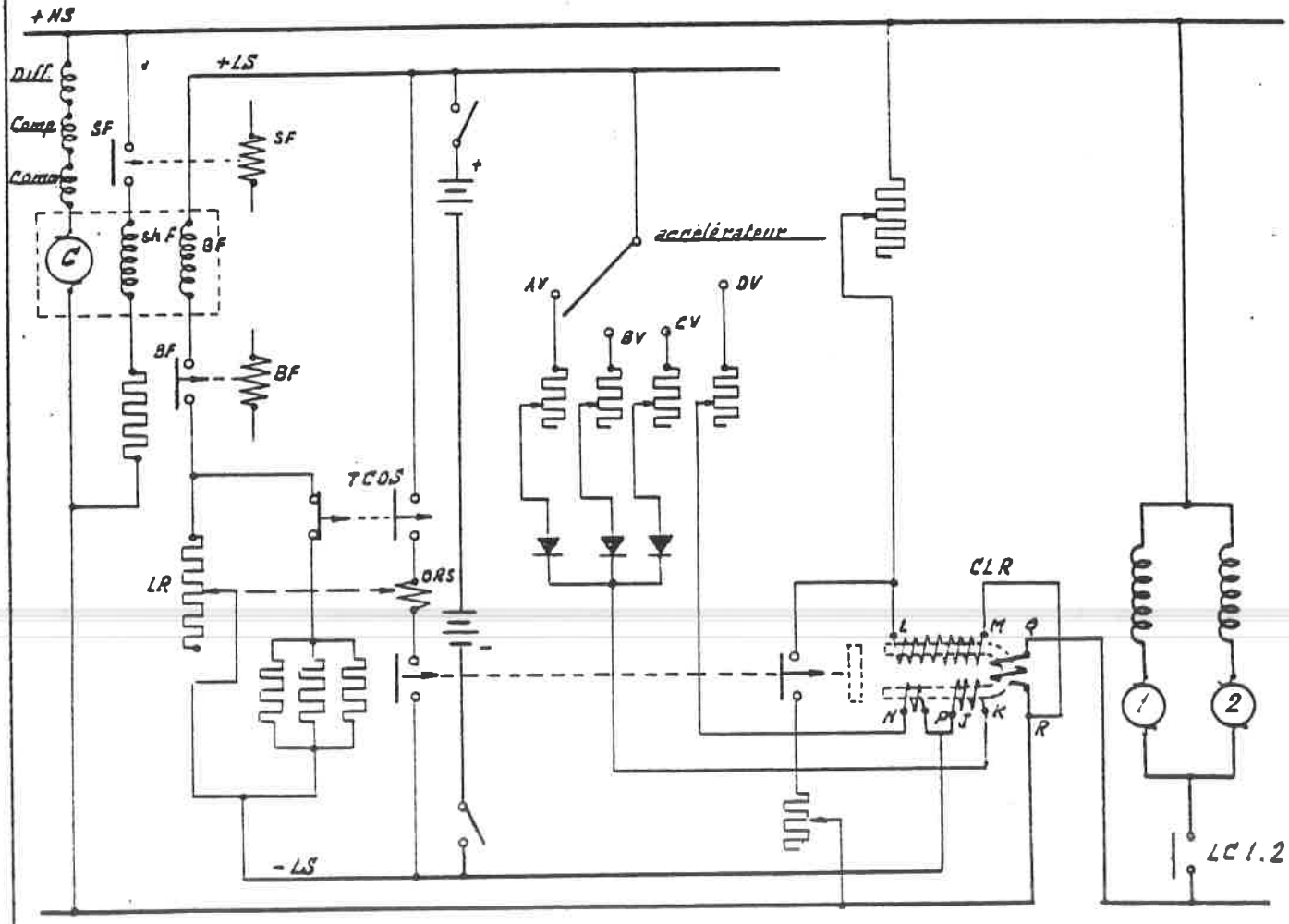


Fig. 334

Principe relais max. CLR



Valeurs d'enclenchement CLR HI 205-212

Position accélérateur	Excitation des électro's	Excitation des bobines CLR	Puissance kw		Intensité max (Amp)
			minimale	maximale	
1	-	LM - QR	31.5	50	750
2	A	LM - QR - KJ	62	130	887
3	C	LM - QR - KJ	61	214	977
4	A + C	LM - QR - KJ	80	261	1090
5	B+C+D	LM - QR - KJ - NP	132	340	1225
6	A+B+C+D	LM - QR - KJ - NP	200	385	1325
7	B+C	LM - QR - KJ	200	485	1480
8	A+B+C	LM - QR - KJ	200	550	1570

Fig. 335

C 1260
30e leçon

Edition 1978.

VIII - Description sommaire de la transmission Westinghoude-ACEC à régulation transistorisée des locomotives SNCB, série 61.

A. Description générale.

1. Moteur diesel.

Les locomotives de la série 61 sont équipées d'un moteur diesel 8 cylindres à 4 temps "Hamilton-Cockerill" avec suralimentation, d'une puissance effective de 1000 kW à 1000 t/min. Vitesse de ralenti à vide : 475 t/min.

Régulateur : Woodward type PG modifié en régulateur de vitesse (LR supprimé) servant en même temps comme appareil de protection contre le manque de pression d'huile.

2. Génératrice.

Le moteur diesel est accouplé à une génératrice à courant continu "ACEC type 92-33" équipée de pôles auxiliaires et d'enroulements de compensation.

Son enroulement d'excitation indépendante est alimenté au travers de redresseurs par une des phases d'un alternateur bi-monophasé. La génératrice fournit, à une vitesse de rotation de 1000 t/min, une puissance de 900 kW soit 500 V x 1800 A ou 1000 V x 900 A.

3. L'alternateur d'excitation.

L'alternateur bi-monophasé "ACEC-AVA-3043 VI" possède deux phases en quadrature (décalées entre elles de 90°). Sa construction simple (pas de collecteur), présente l'avantage important d'exiger peu d'entretien.

La première phase alimente, au travers d'un groupe de redresseurs et d'un amplificateur magnétique, l'enroulement d'excitation de la génératrice.

La 2e phase alimente, au travers de redresseurs et d'un amplificateur magnétique, les circuits d'asservissement de la locomotive et de recharge de la batterie (les dispositifs de charge batterie seront étudiés dans les leçons 34 et 35).

L'alternateur est entraîné par le moteur diesel au moyen de courroies "V" avec une multiplication de vitesse de 3/1. Son enroulement d'excitation est alimenté sous une tension continue constante de 75 V. L'intensité d'excitation atteint à la température de marche 16 A et à froid 20 A.

Le point de fonctionnement normal de l'alternateur se trouve dans la zone de saturation comme le montre la caractéristique à vide représentée à la fig. 357.

A 1000 t/min du moteur diesel, l'excitation de la génératrice est alimentée sous une tension de 90 V avec une intensité de 133 Amp, soit une puissance de 12 kVA sous une fréquence de 150 Hz.

331 4. Moteurs de traction.

Les 4 moteurs de traction ACEC type DN 441 sont raccordés constamment en parallèle. Ils sont shuntés à l'intervention d'un relais statique relié entre 2 phases du récepteur Téloc pour l'indication de la vitesse de la locomotive.

332 5. Dispositif pour la marche non automatique.

Un interrupteur "IMS" permet au conducteur, en cas de dérangement dans l'installation de régulation électronique, de conduire la locomotive par le réglage de la vitesse du moteur diesel. Dans ce cas, le conducteur doit veiller lui-même, au vu des ampèremètres des postes de conduite, à ce que l'intensité maximale ne soit pas dépassée. Une lampe rouge "contact OLS" dans les deux cabines de conduite s'allume lorsque le débit d'injection maximal autorisé est dépassé.

B. La composition de principe de l'installation de régulation des locomotives transistorisées, série 61.

333 Le schéma de base en blocs de l'installation de régulation.

Le schéma de base est représenté aux figures 358/1 et 358/2.

Le principe de ce schéma est déjà expliqué à la 24e leçon.

Un 1er amplificateur (2e circuit) reçoit les signaux de tension en fonction du déplacement du régulateur Woodward (débit d'injection), de la pression de la turbo de suralimentation et de la vitesse de rotation du moteur diesel. Les signaux de tension transmis par cet amplificateur alimentent un 2e amplificateur de tension (1er circuit). Celui-ci reçoit en même temps les signaux de tension en fonction des courants d'excitation et de charge de la génératrice ainsi que de la vitesse de la locomotive (Téloc).

Le signal de sortie de ce 2e amplificateur alimente un amplificateur de courant, lequel pilote l'amplificateur magnétique inséré dans le circuit d'excitation de la génératrice.

334 Le système de mesure de la vitesse de rotation des moteurs de traction commande les contacteurs de shuntage de façon à ce que le shuntage des moteurs de traction s'effectue en fonction de la vitesse de la locomotive.

C. L'étude détaillée des générateurs de fonction et leurs signaux.

35 1. La source d'alimentation de l'installation de régulation.

Cette source d'alimentation consiste (fig. 359/1) en une résistance, raccordée à la batterie avec une prise médiane appelée "point zéro", et dont les extrémités possèdent respectivement par rapport à ce point zéro un potentiel de - 24 V et + 24 V.

Dans l'étude des tensions fournies par les générateurs de fonction, ces tensions seront toujours données par rapport au point zéro de l'alimentation.

36 2. Le générateur de fonction du débit d'injection.

Le système de mesure du débit d'injection consiste en un appareil "Selsyn" monté sur le régulateur Woodward (fig. 359/2). Le stator de cet appareil possède trois enroulements décalés entre eux de 120° et le rotor porte un seul enroulement. Les enroulements statoriques, alimentés par un oscillateur monophasé à 90 V et 400 Hz, induisent dans le rotor une tension alternative dont la valeur effective dépend de la position du rotor par rapport au stator. Le rotor est relié par tringles au système de réglage du Woodward. Ainsi, la tension E du rotor est directement proportionnelle et linéaire, au débit d'injection tant que la rotation du rotor ne dépasse pas 40° (fig. 359/2).

La tension alternative du rotor est transformée et redressée de sorte qu'une tension continue, proportionnelle au débit d'injection, est fournie à l'amplificateur PID 2.

Le pont relié au groupe de diodes limite le signal, pour le débit d'injection maximal (à puissance maximale) à 30 V ($e = E \times \frac{R'}{R}$).

Le potentiomètre est raccordé à la masse de façon telle que le signal soit constamment positif.

37 3. Le générateur de fonction de la vitesse de rotation du moteur.

La vitesse de rotation du moteur est mesurée par un alternateur synchrone triphasé à aimant permanent, sa tension aux bornes est proportionnelle à sa vitesse de rotation.

Le rotor triphasé alimente, comme le montre la fig. 359/3 un transformateur TF1 dont les enroulements secondaires sont doublés et les tensions de sortie sont redressées (transformateur et redresseurs forment ensemble le bloc CMV).

Le 1er groupe redresseur envoie son signal à l'amplificateur PID1 du circuit de puissance (1er circuit de régulation) et le 2e groupe à l'amplificateur PID2 du circuit de limitation (2e circuit de régulation).

338 Le circuit adaptateur du 1er groupe consiste en un potentiomètre qui ajoute un seuil négatif e' = 3,6 V au signal du bloc CMV.

Ceci ressort clairement de la fig. 359/4 représentant le schéma équivalent.

La ligne (1) qui représente la tension fournie par le bloc CMV est déplacée parallèlement à elle-même sur une distance e' = 3,6 V (ligne 2).

Toute tension négative est bloquée par les redresseurs et la tension reste nulle jusqu'au point A et ensuite suit la ligne (2). Les tensions positives sont transmises à l'amplificateur PID1 via un potentiomètre qui limite le signal e_1 à 18,8 V lorsque la vitesse de rotation du moteur est de 1000 t/min ($e_1 = e. \frac{R_1}{R}$) (ligne 3).

La résistance intermédiaire de 7,5 Ω et la résistance de 100 Ω en parallèle et le condensateur de 250 µF ont pour but de temporiser le signal transmis à l'amplificateur, en cas de variations brusques et rapides de la vitesse de rotation du moteur diesel (temporisation : 0,125 sec). Ceci évite des variations brutales de l'effort de traction.

339 Le circuit adaptateur du 2e circuit du bloc CMV consiste en un potentiomètre qui ajoute à la tension négative e" du bloc CMV, un seuil négatif e' = 5,7 V. D'après le schéma équivalent de ce circuit représenté à la fig. 359/5, nous constatons immédiatement que, si e" est la tension du bloc CMV, le point A possède, par rapport au point B, un potentiel négatif égal à $e_1 = e". \frac{R'}{R}$.

Si B est relié directement à la masse, e_1 est le signal négatif transmis à l'amplificateur.

B est en réalité relié à un potentiel négatif - e' = - 5,7 V, le potentiel de A par rapport au point zéro est $e = -(e_1 + e') = - (e_1 + 5,7\ V)$ (ligne 3).

Pour une vitesse de rotation de 1000 t/min du moteur diesel, e" = 51,3 V ; e_1 = 5,8 V et le signal e = - (5,8 + 5,7) = - 11,5 V.

Ce signal résultant est transmis à l'amplificateur P1 D2 via une résistance série de 68 KΩ afin de limiter sa valeur maximale.

340 4. Le générateur de fonction de la pression de remplissage.

Le générateur de fonction qui mesure la pression de la turbo-soufflante consiste en un transformateur différentiel dont le noyau est déplacé par la pression de la turbo-soufflante fig. 359/6 et dont l'enroulement primaire est alimenté par une tension alternative

de 12 V, 400 Hz. Les tensions secondaires du transformateur sont opposées et varient linéairement avec le déplacement du noyau, c. à d. avec la pression de l'air. Lorsqu'une des tensions diminue, l'autre augmente. Les tensions alternatives des deux secondaires sont réunies après redressement. La tension continue résultante ($e'' = \Sigma e_1$) est reliée à un potentiomètre dont la borne positive est raccordée au point 0 de l'alimentation. La borne reliée à l'amplificateur PID2 reçoit donc toujours un potentiel négatif.

A cause de la diode et de la résistance en série, le signal transmis au PID2 est limité à $-24\ V \times \frac{R'_1}{R_1}\ V$ (2,54 V à 480 mm Hg). Le diagramme du signal a l'allure représentée à la fig. 359/6.

541 5. Les générateurs de fonction du courant de charge et du courant d'excitation de la génératrice.

Les courants de charge et d'excitation de la génératrice sont mesurés au moyen de transducteurs de mesure. Ces appareils comprennent un oscillateur (6 kHz), un modulateur synchrone, un démodulateur, 2 transformateurs et doivent être raccordés à une source à 24 V.

542 a) Comme le montre la fig. 359/7, le courant de charge I de la génératrice est déterminé par la mesure, au moyen du transducteur TRD1, de la chute de tension dans une partie des enroulements de compensation (couplés en série avec l'induit). Comme la résistance de ces enroulements croît avec leur échauffement, une résistance R 27 doit permettre une compensation de température. La composante alternative fournie par le transducteur de mesure est éliminée par le condensateur de filtrage C 6-1.

Le signal transmis à l'amplificateur PID1 est normalement - 15 V pour une intensité de 3000 A.

543 b) Le courant d'excitation i est mesuré (fig. 359/8) en déterminant la chute de tension dans une résistance de 0,02 ohms (R 25) en série avec le circuit d'excitation.

Si le courant d'excitation est de 100 A, et la multiplication de 5 dans le TRD2, la tension de sortie du transducteur de mesure est 10 V (0,02 x 100 x 5 = 10 V).

544 c) La tension de la génératrice ne peut dépasser une certaine valeur maximale fixée par sa vitesse de rotation. Cette limitation est obtenue en comparant les tensions fournies par le bloc CMV (signal de référence) et par le transducteur TRD2. Si la différence entre les deux tensions dépasse une valeur fixée, il y a lieu de limiter le signal à l'entrée du PID1.

Le transducteur TRD2 envoie, en réalité, 2 signaux à l'amplificateur PID1.

- Un premier signal négatif, comme représenté à la fig. 352/8 pour le réglage du courant d'excitation de la génératrice. Le contact auxiliaire P1-4 dans le circuit d'adaptation limite ce signal lorsque le moteur diesel tourne au ralenti;

- Un 2e signal négatif (signal de limitation) obtenu par la combinaison du premier signal négatif et du signal positif du 1er circuit du bloc CMV. Dans ce but, les 2 signaux sont transmis, comme le montre schématiquement la fig. 359/9 à l'amplificateur, via un redresseur et une résistance de 20 K Ω . Tant que le signal résultant est positif, il est bloqué par le redresseur et le coud'excitation n'est pas limité. Quand la tension du TRD2 dépasse celle dubloc CMV, en valeur absolue, un signal négatif est envoyé au PID1 et la courant d'excitation est affaibli.

345 6. Le générateur de fonction pour le shuntage des moteurs de traction.

Lorsque la vitesse de la locomotive augmente, la tension de la génératrice croît tandis que le courant de charge diminue. Dès que la locomotive atteint la vitesse de 63 km/h, par comparaison avec un signal de référence, un relais à bascule fonctionne et commande les contacteurs de shuntage des inducteurs des moteurs de traction. Le point de fonctionnement "C" (935 V) de la caractéristique externe de la génératrice se déplace vers le point D. Ce point correspond à une tension plus faible (675 V) et un courant de charge supérieur (fig. 359/10). Le shuntage amenant un dérangement important dans le circuit de puissance, les mesures nécessaires doivent être prises pour éviter une surcharge de la génératrice et du moteur diesel.

Cette condition est obtenue en affaiblissant temporairement, à l'instant du shuntage, le signal positif transmis à l'amplificateur PID1 ce qui entraîne la limitation de la puissance de la génératrice. La réalisation est représentée schématiquement à la fig. 359/11.

346 A l'instant où le relais statique de shuntage alimente le relais de shuntage FSE1, celui-ci ferme, non seulement les contacts pour l'alimentation des contacteurs de shuntage KSh11 et KSh21, mais aussi un contact pour l'alimentation du condensateur C9-1. En même temps, le contact reliant ce condensateur à la résistance de 220 K Ω est ouvert.

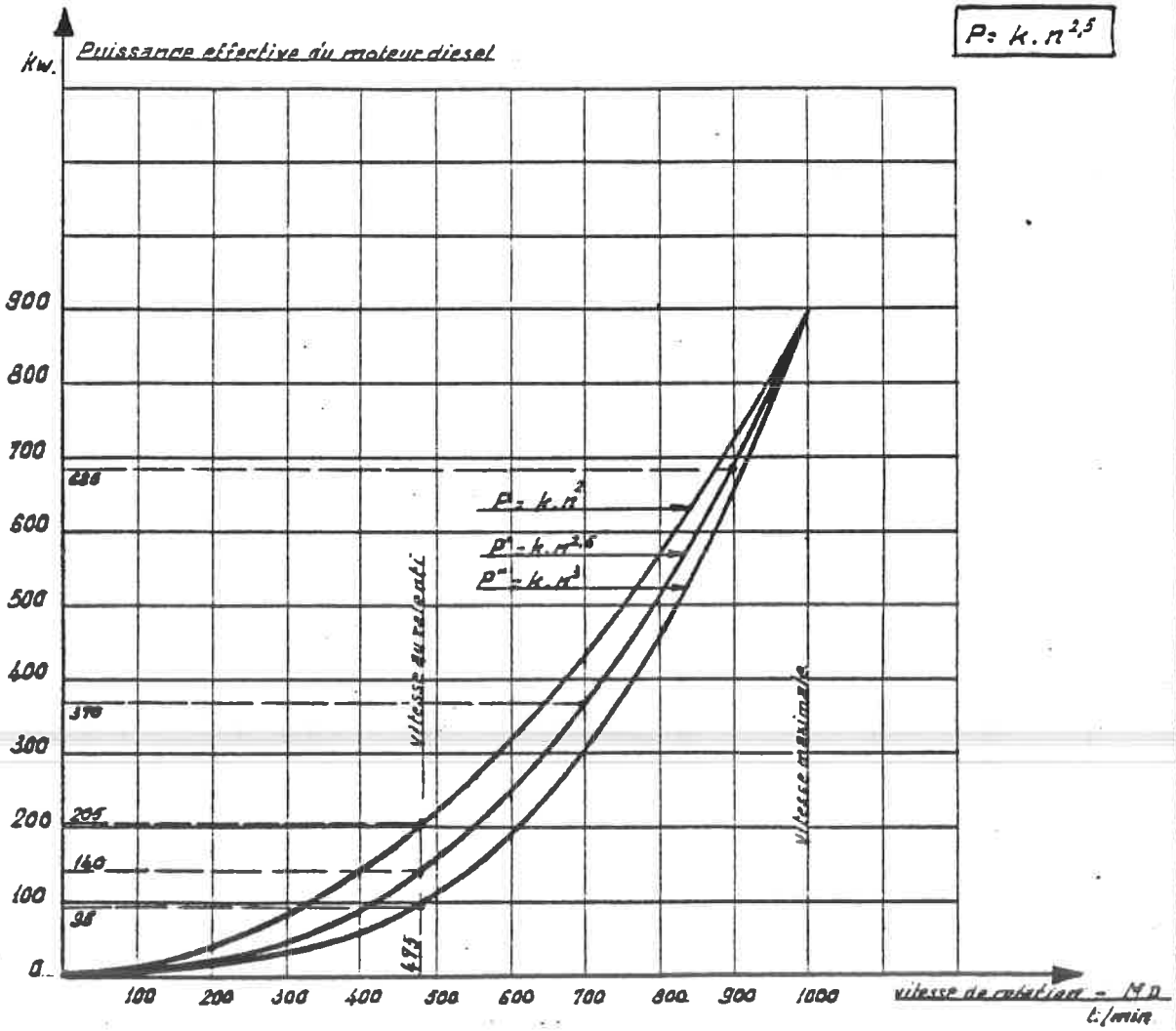
Le condensateur, ainsi relié à la ligne d'alimentation du PID1, diminue temporairement, pendant son temps de charge, le signal du PID1. Le circuit de puissance est ainsi déchargé; le shuntage se fait à une tension plus faible de la génératrice et sans surintensités.

Remarque : Le circuit de puissance et le circuit de shuntage sont représentés aux figures 359/12-13-14-15 et 16.

Puissance maximale en fonction de la vitesse du M.D

Annexe 211

$P = k.n^{2,5}$



Alternateur A.C.E.C. AVA 3043 ZZ. Courbe à vide

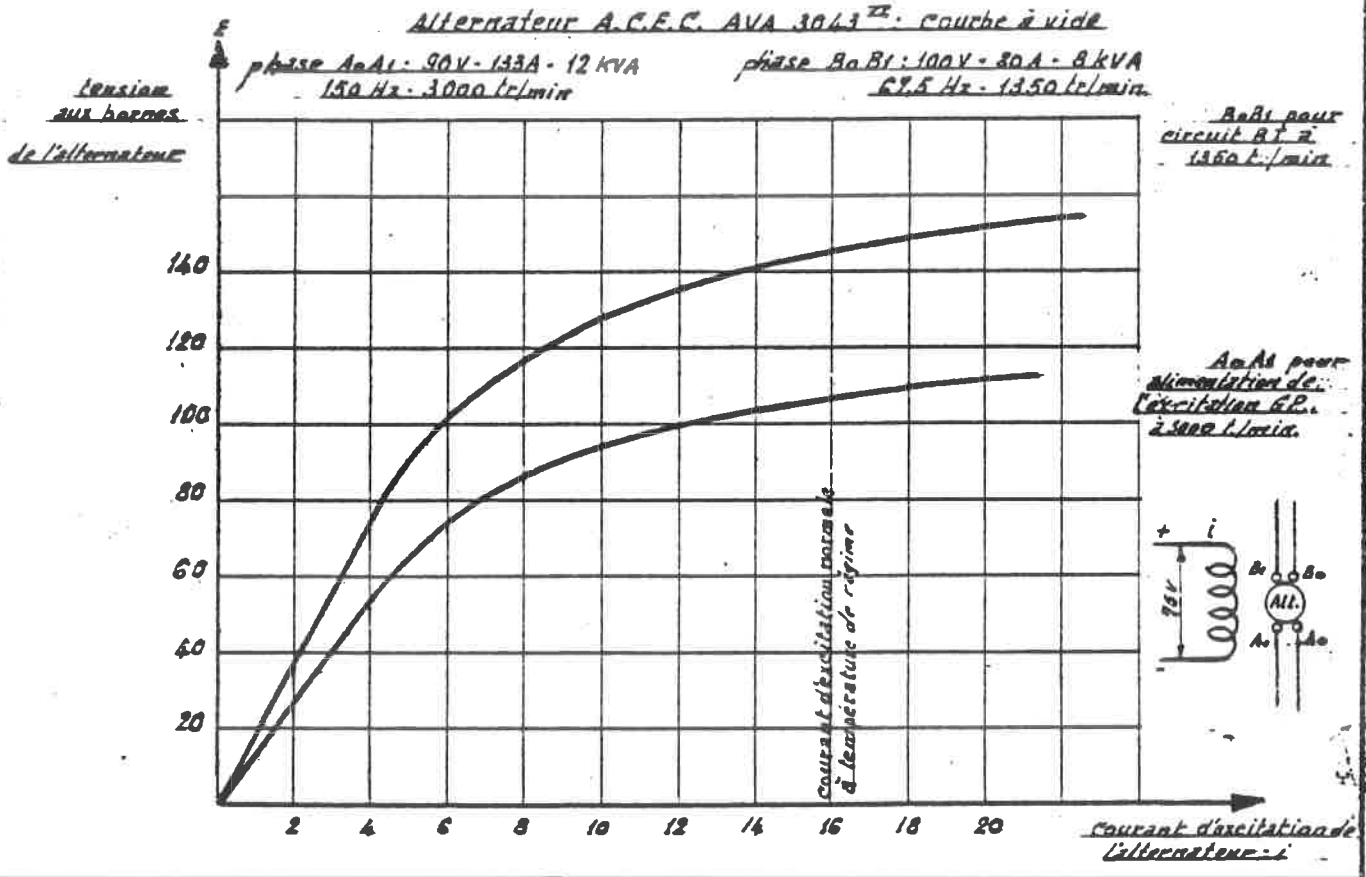


Fig. 357

C.1260
30e L

Schéma en blocs du réglage électronique des locomotives série 61

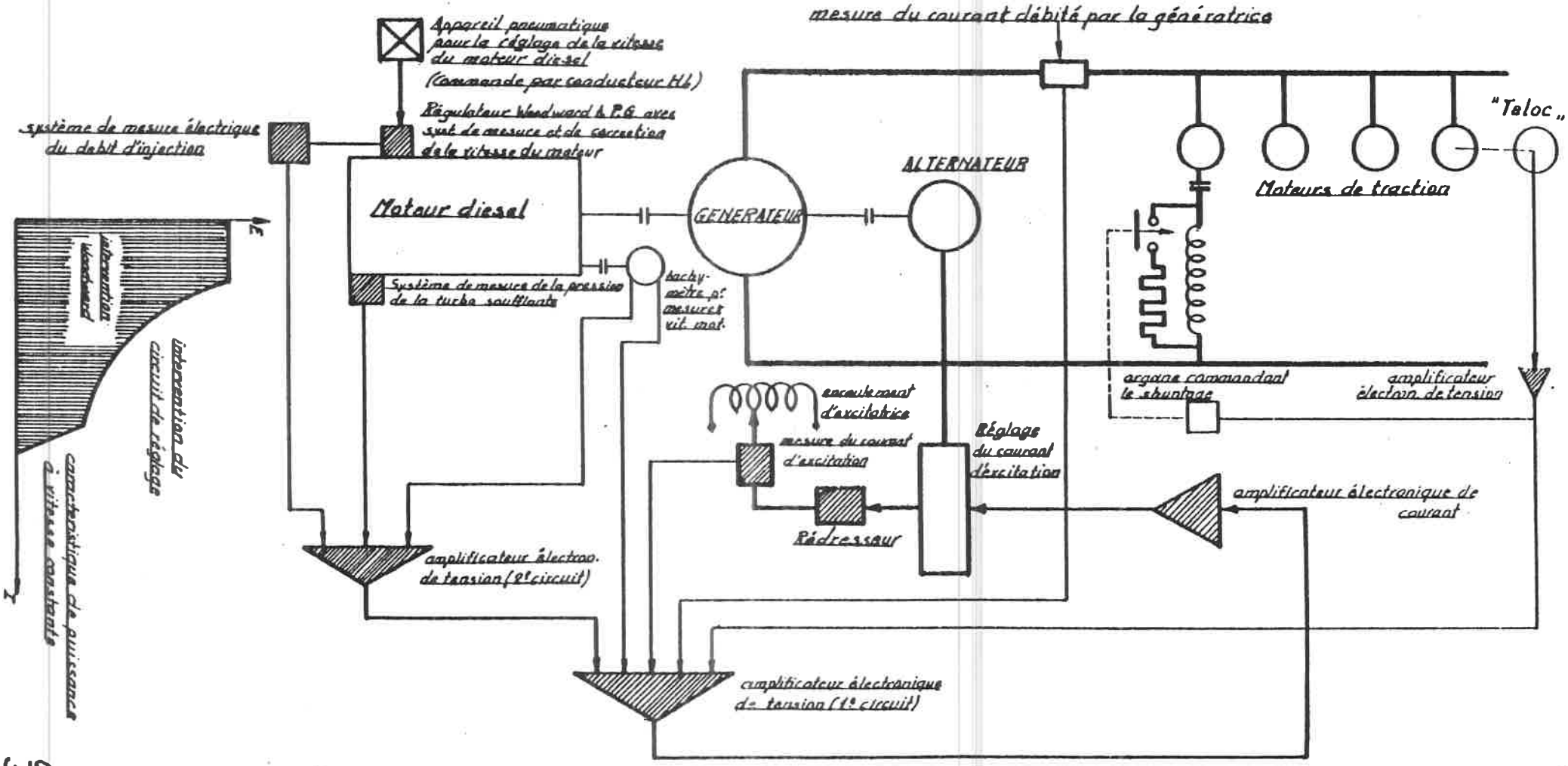


Fig. 358/1

C.1260
30.5.L

Annexe 2124

Schéma de principe de la régulation électronique des locomotives série 61

(avec indication des diagrammes de variation de tension des generateurs de fonction)

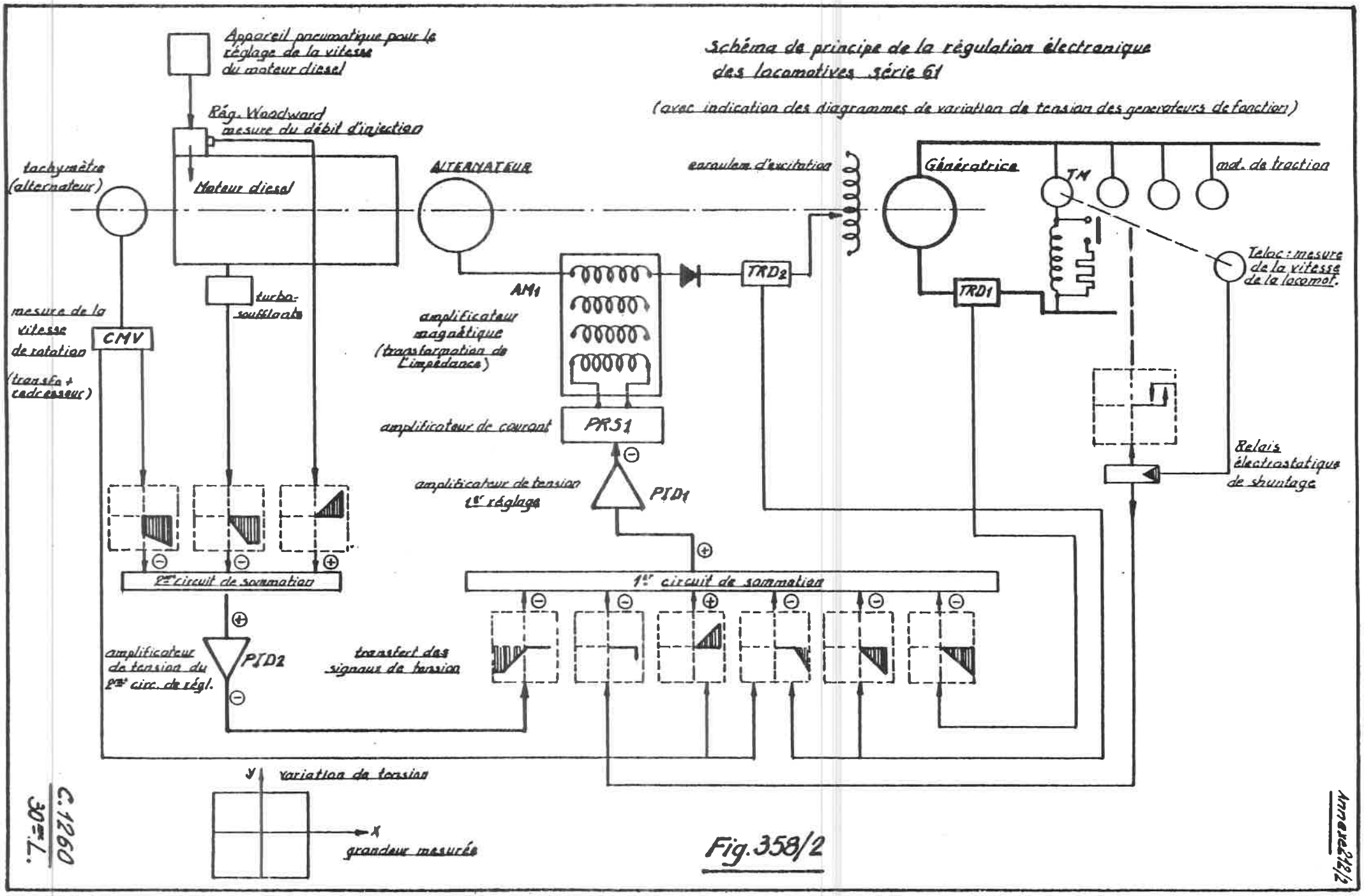


Fig. 358/2

C. 1260
30-7.

Annexe 212/2

Source d'alimentation de l'installation de régulation

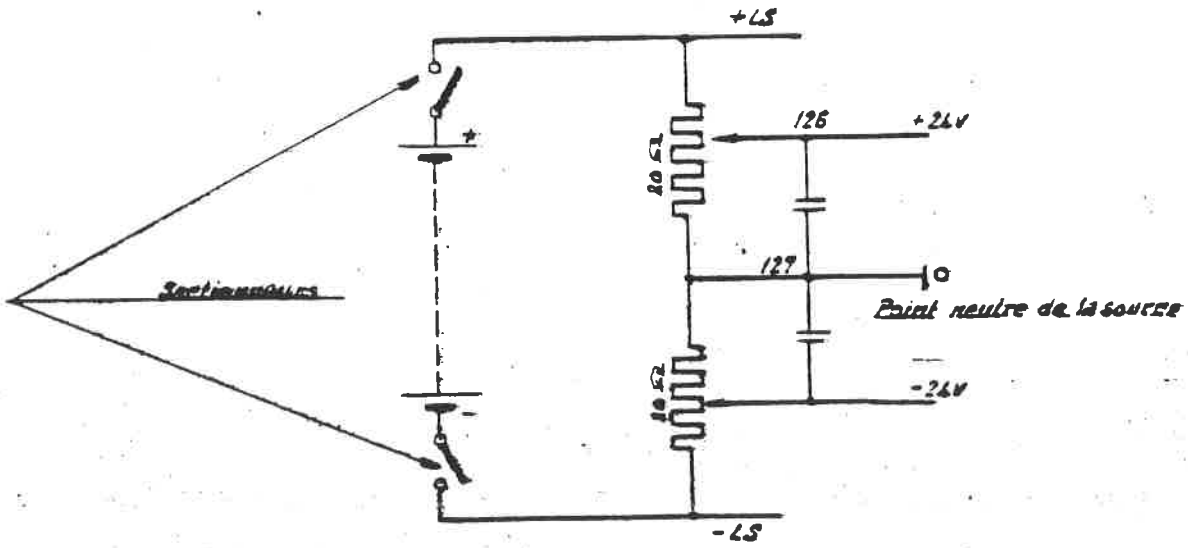
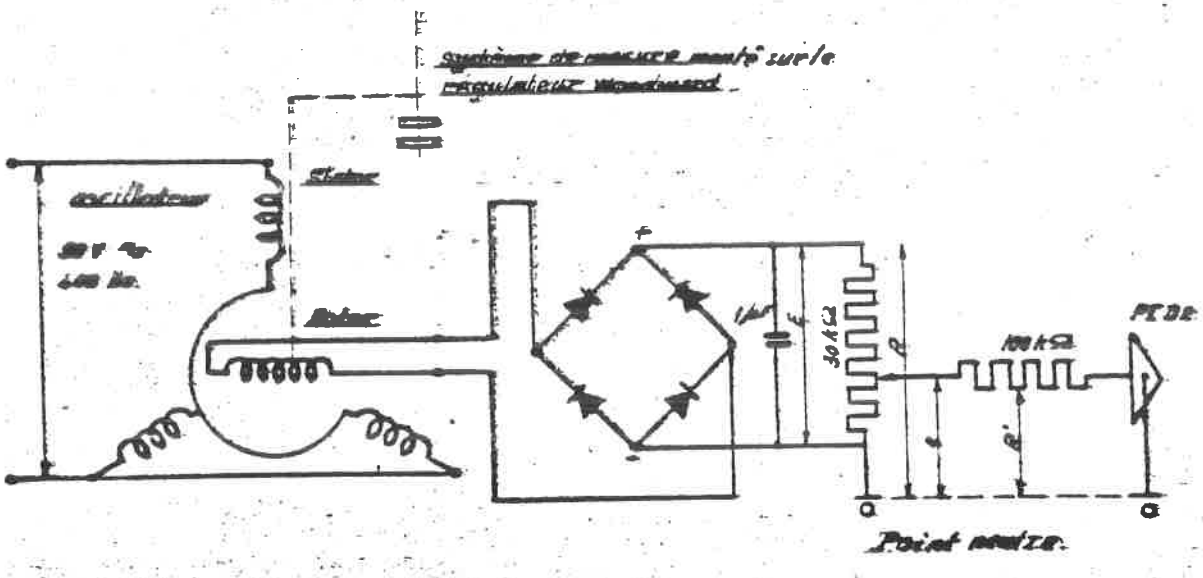


Fig. 359/1

Mesure du débit d'injection



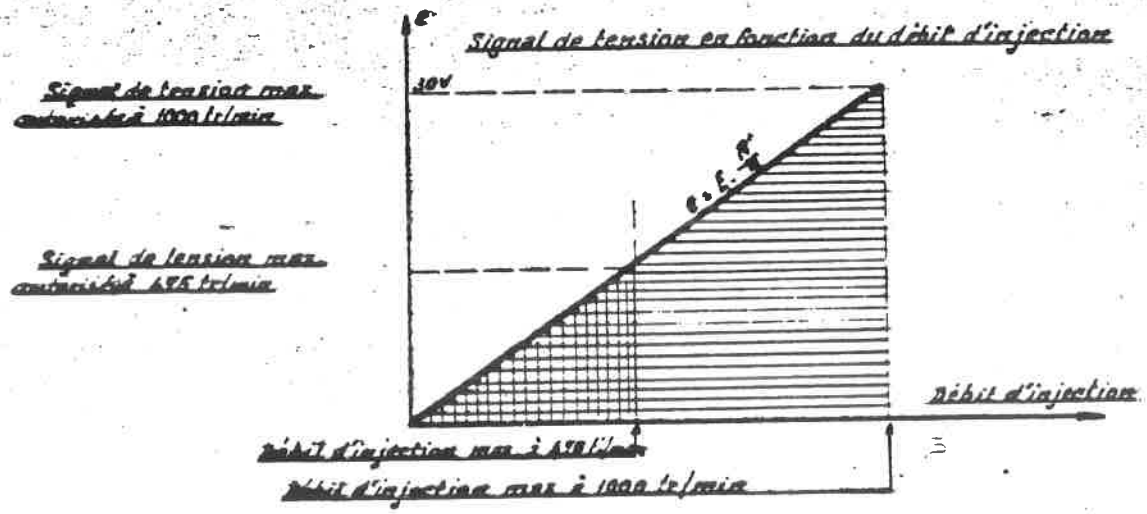


Fig. 359/2

Fig. 359/3

Annexe 212/4

C.1950
30.7

Schéma équivalent du circuit adapteur du 1er groupe de CMV

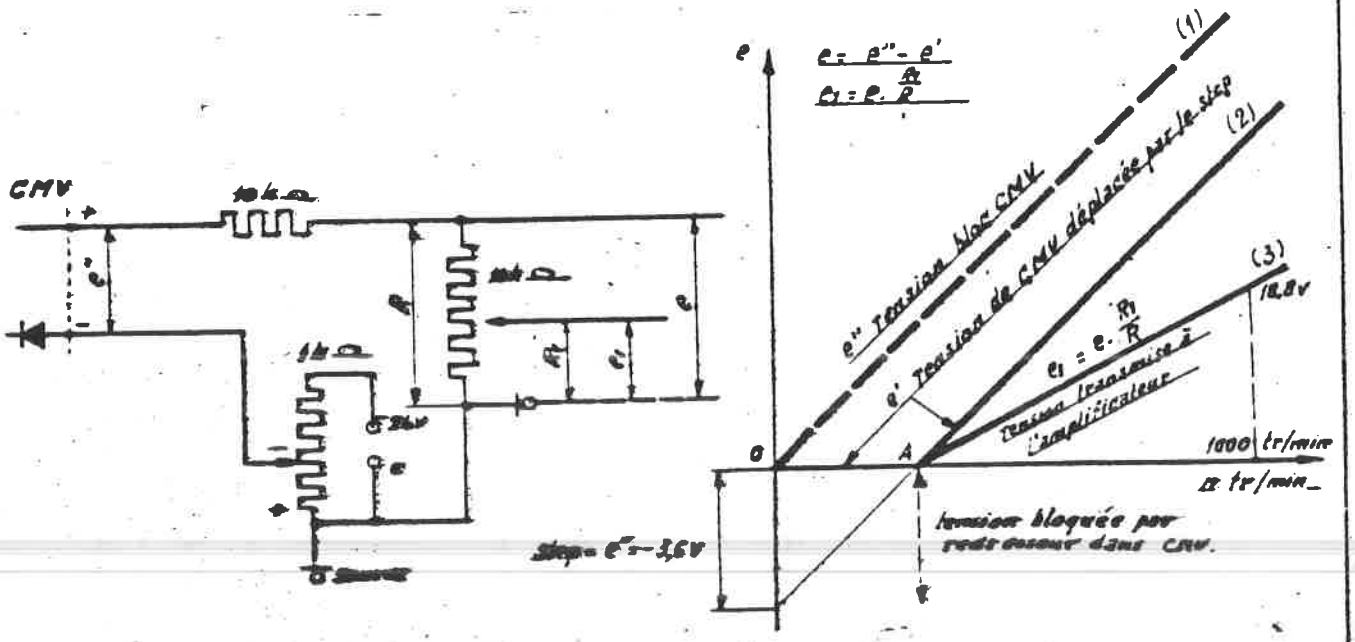


Fig. 359/4

Schéma équivalent du circuit adapteur du 2ème groupe du CMV

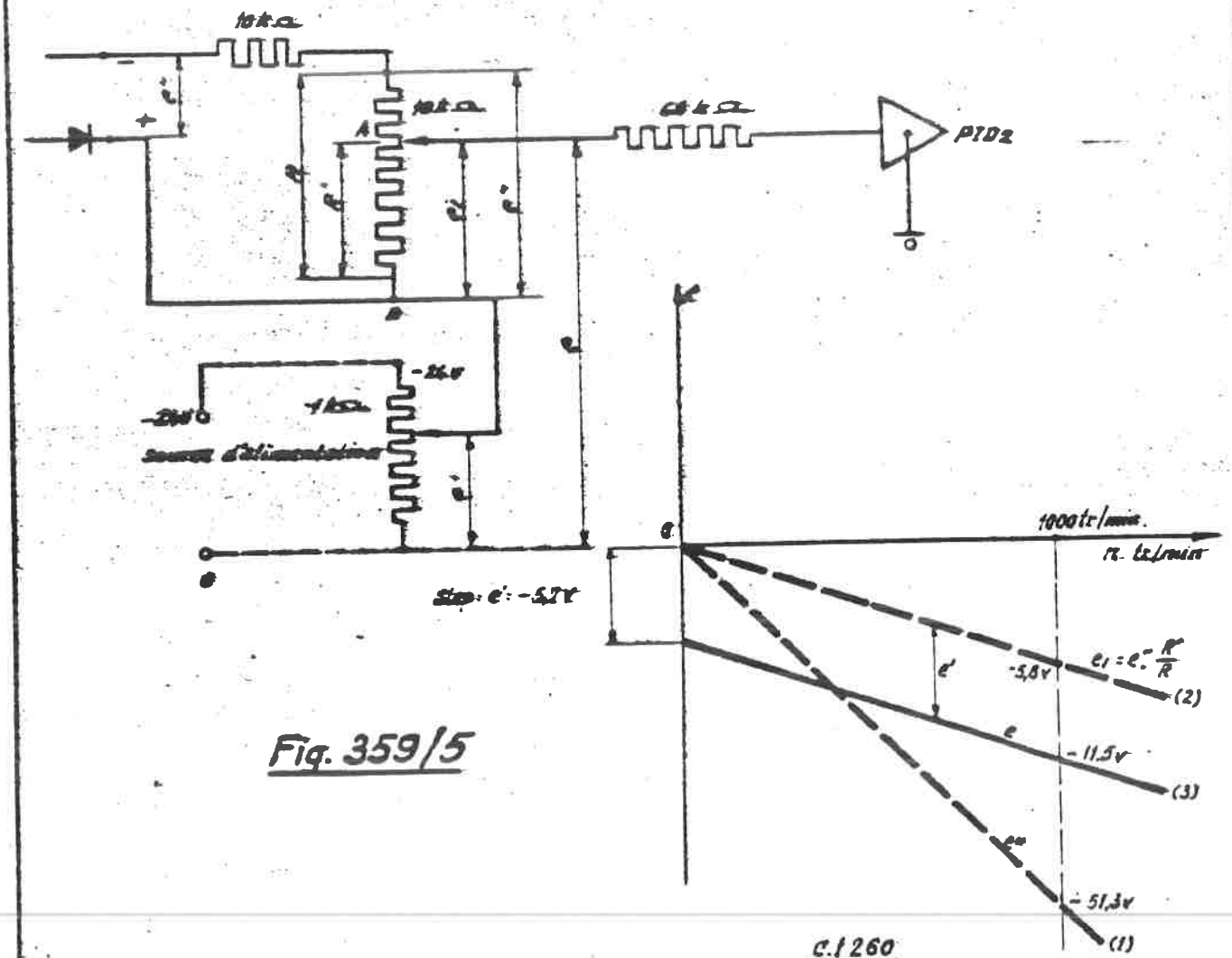


Fig. 359/5

Mesure de la pression de remplissage

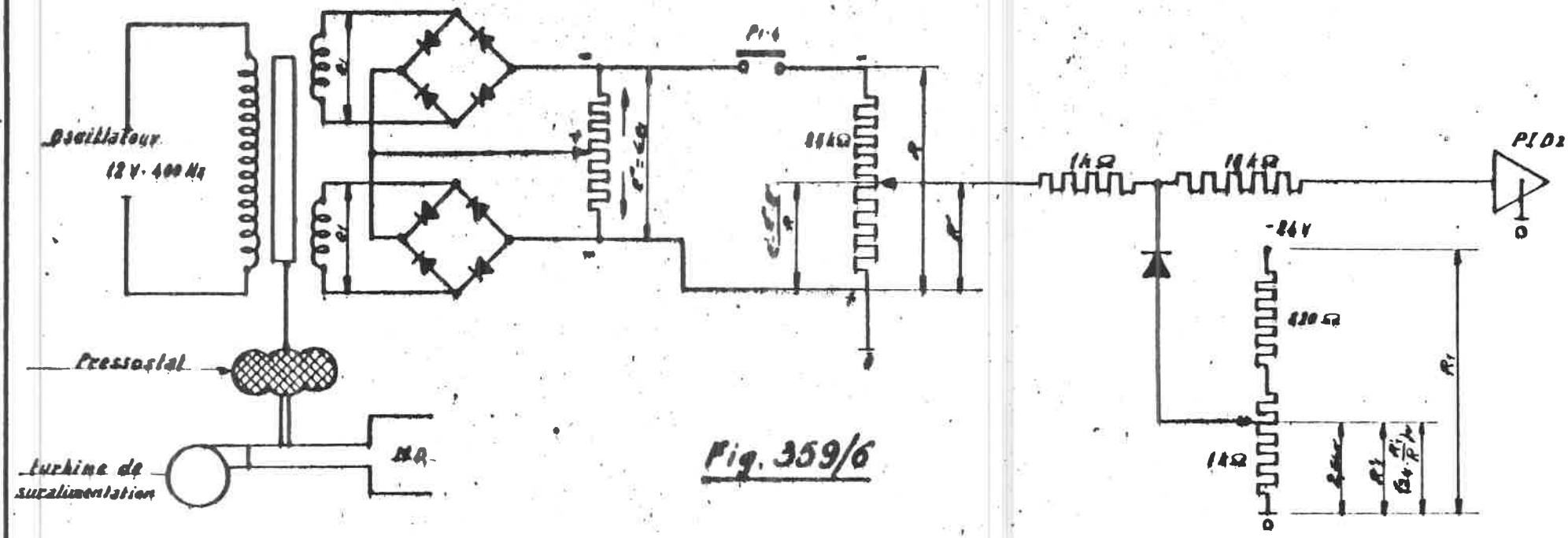
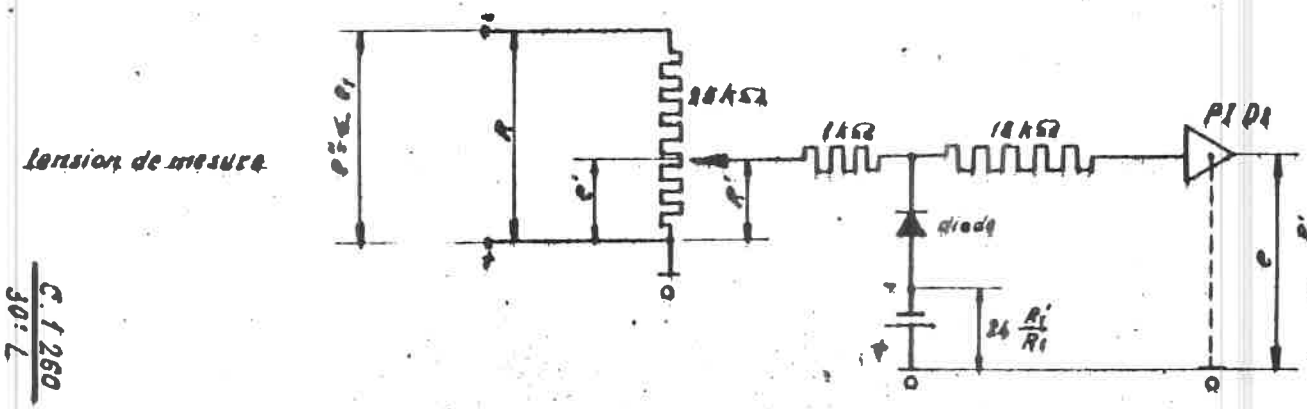
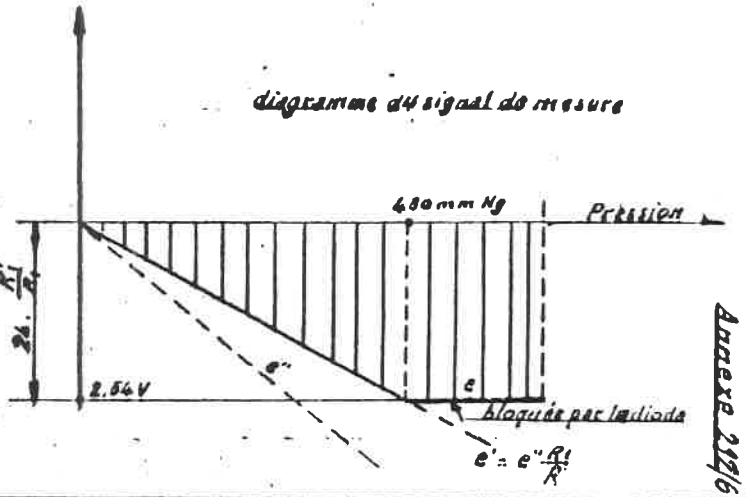


Fig. 359/6

Schéma équivalent du circuit adapteur



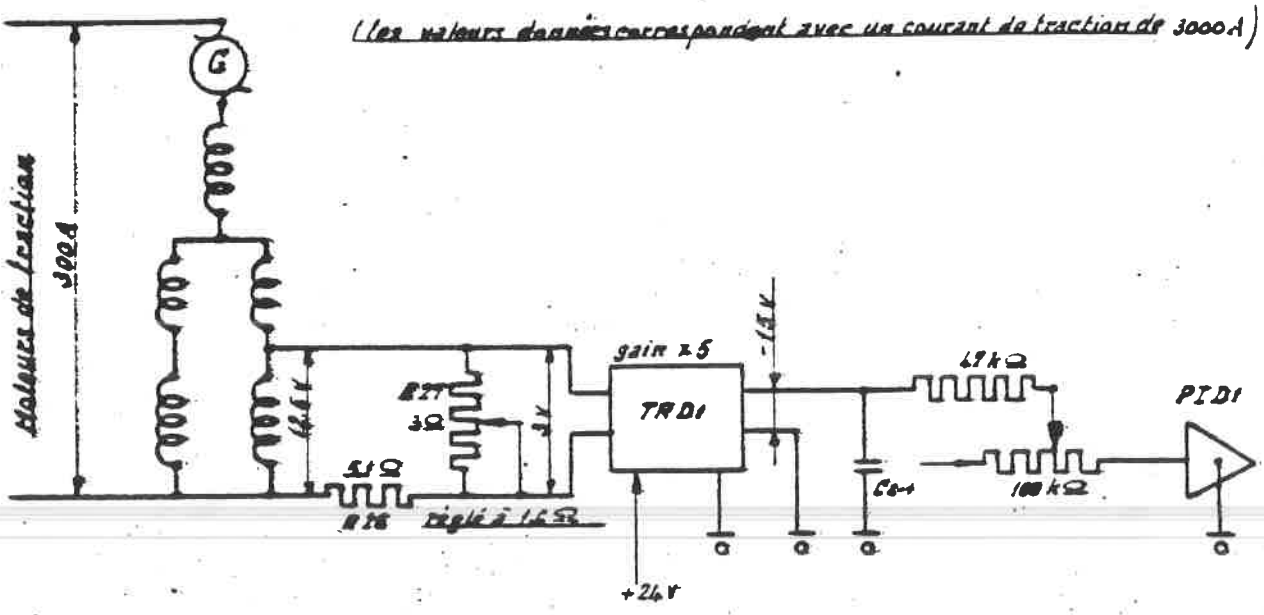


C. 1 260
30.7

Annexe 2119/6

Générateur de fonction pour mesurer le courant débité par la génératrice principale

(les valeurs données correspondent avec un courant de traction de 3000 A)



Signal de tension en rapport avec la valeur du courant débité par la G.P.

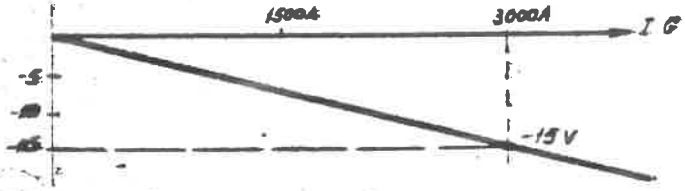
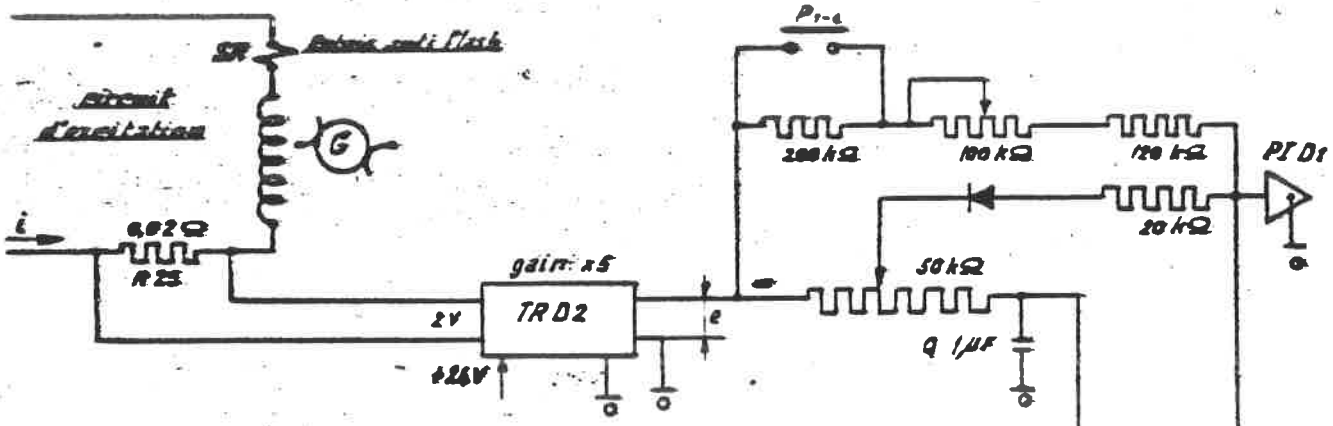


Fig. 359/7

Circuit du générateur de fonction du courant d'excitation



Pour i = 100 A alors e = 10 V [0,02 Ω x 100 A x 5 (gain) = 10 V]

Signal de tension en rapport avec la valeur du courant d'excitation

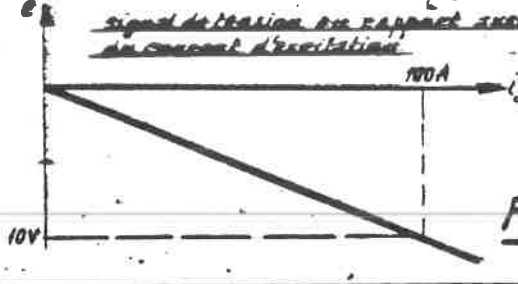
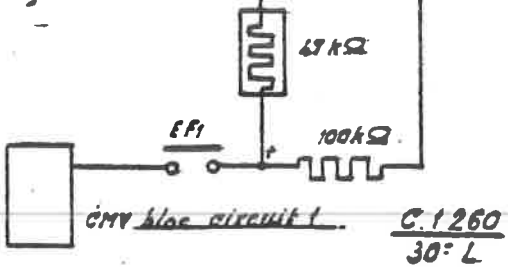
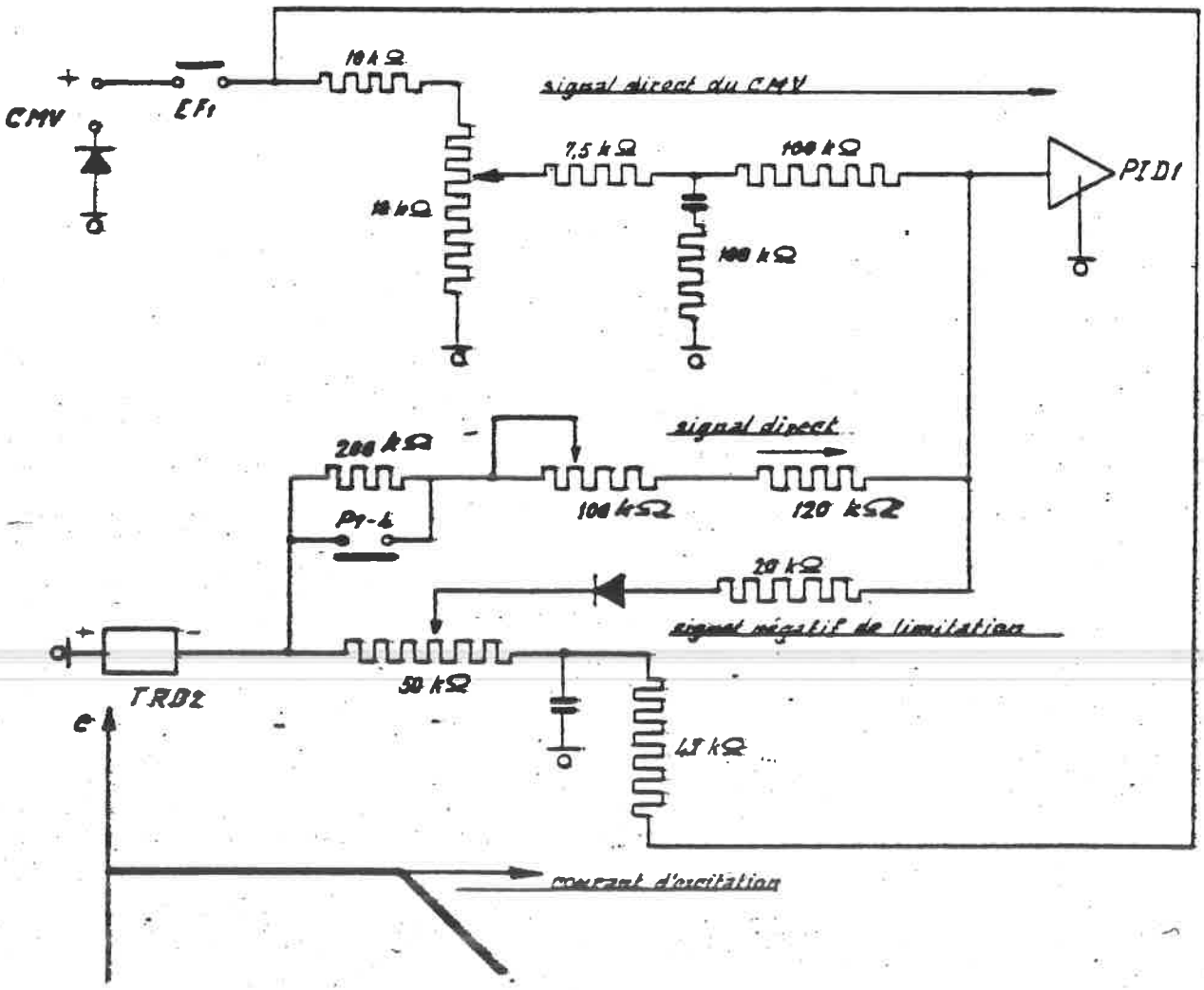


Fig. 359/8



Connection entre les circuits adapteurs du bloc CMV (1° groupe) et le circuit transducteur TRD2 (comparaison des 2 signaux)

Annexe 2N/8



Signal en fonction de la limitation exigée du courant d'excitation

Schéma équivalent

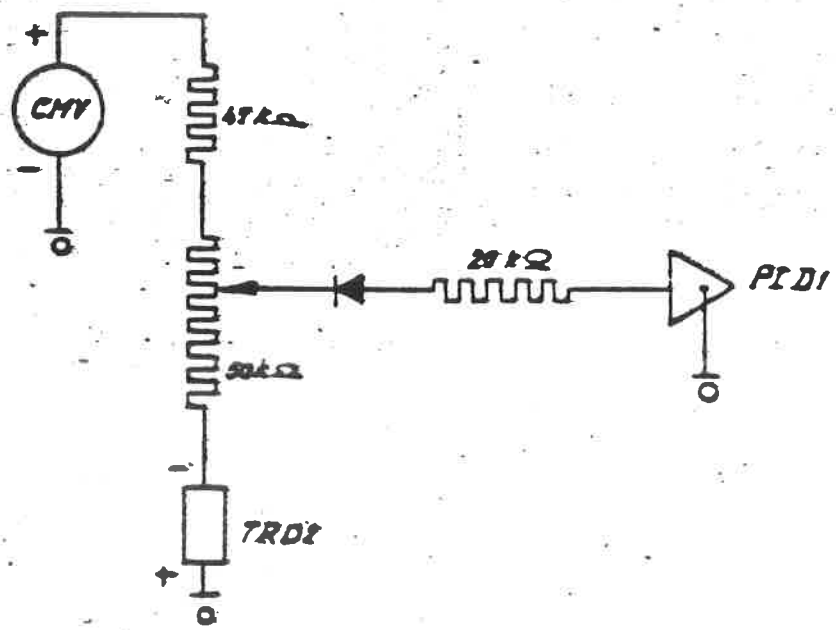
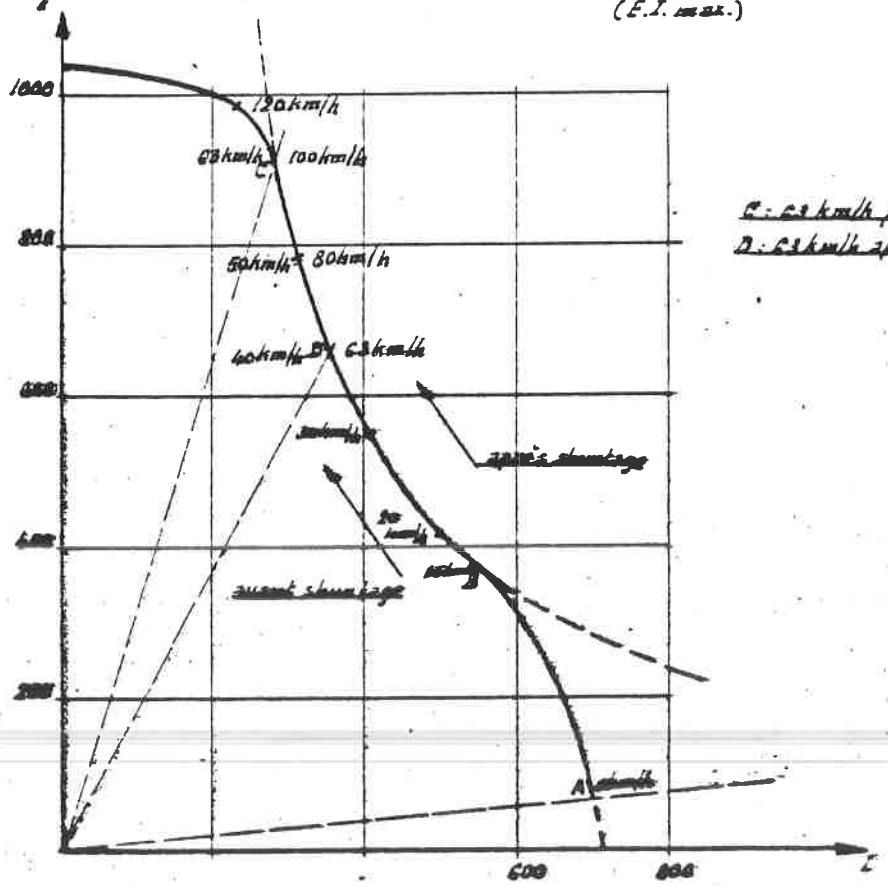


Fig. 359/9

C. 1260
30° L

Caractéristique externe de la génératrice principale
(E.I. max.)



C : 63 km/h plein champ
D : 63 km/h après shuntage

Fig. 359/10

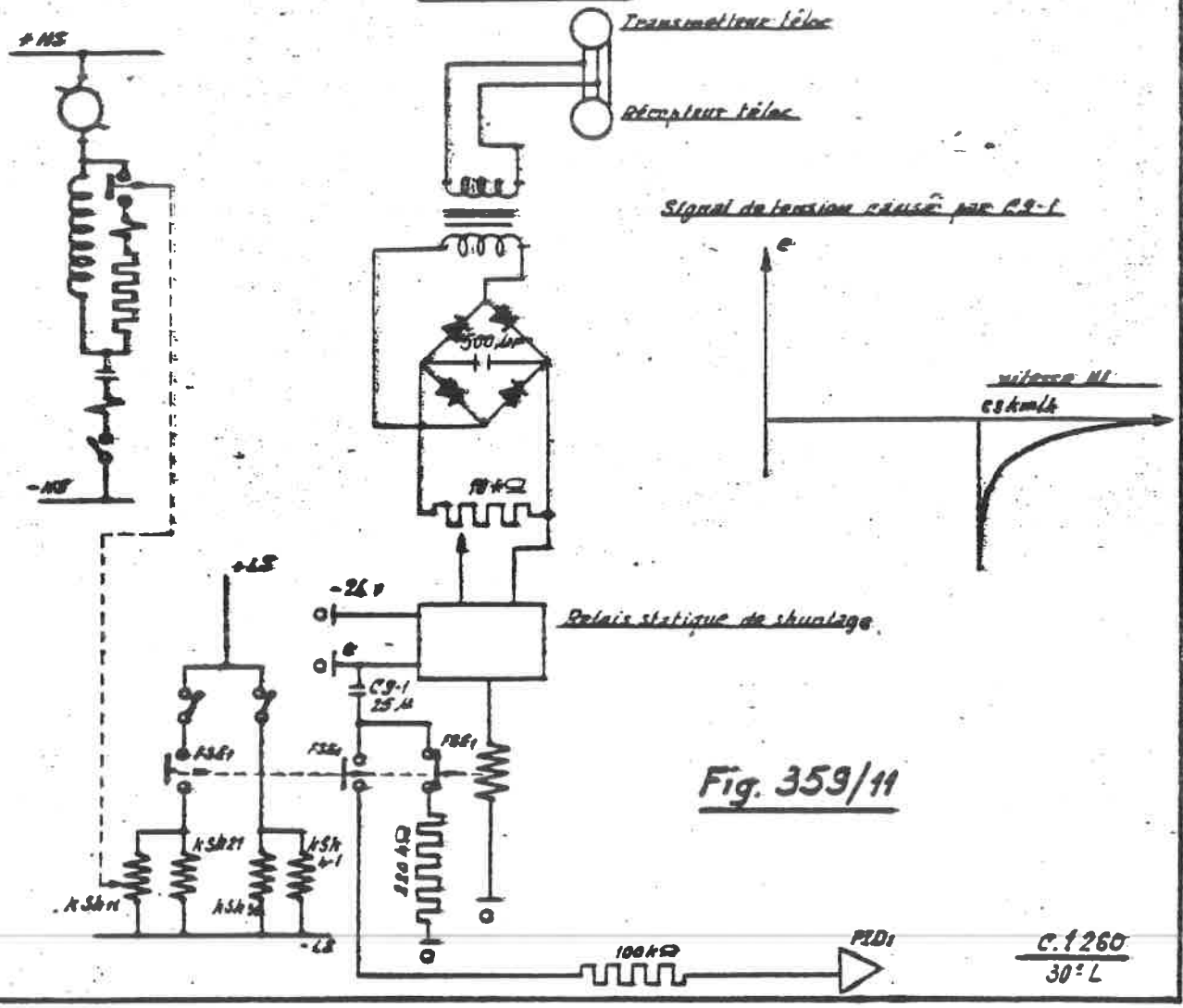


Fig. 359/11

Circuit de limitation de la puissance du moteur diesel

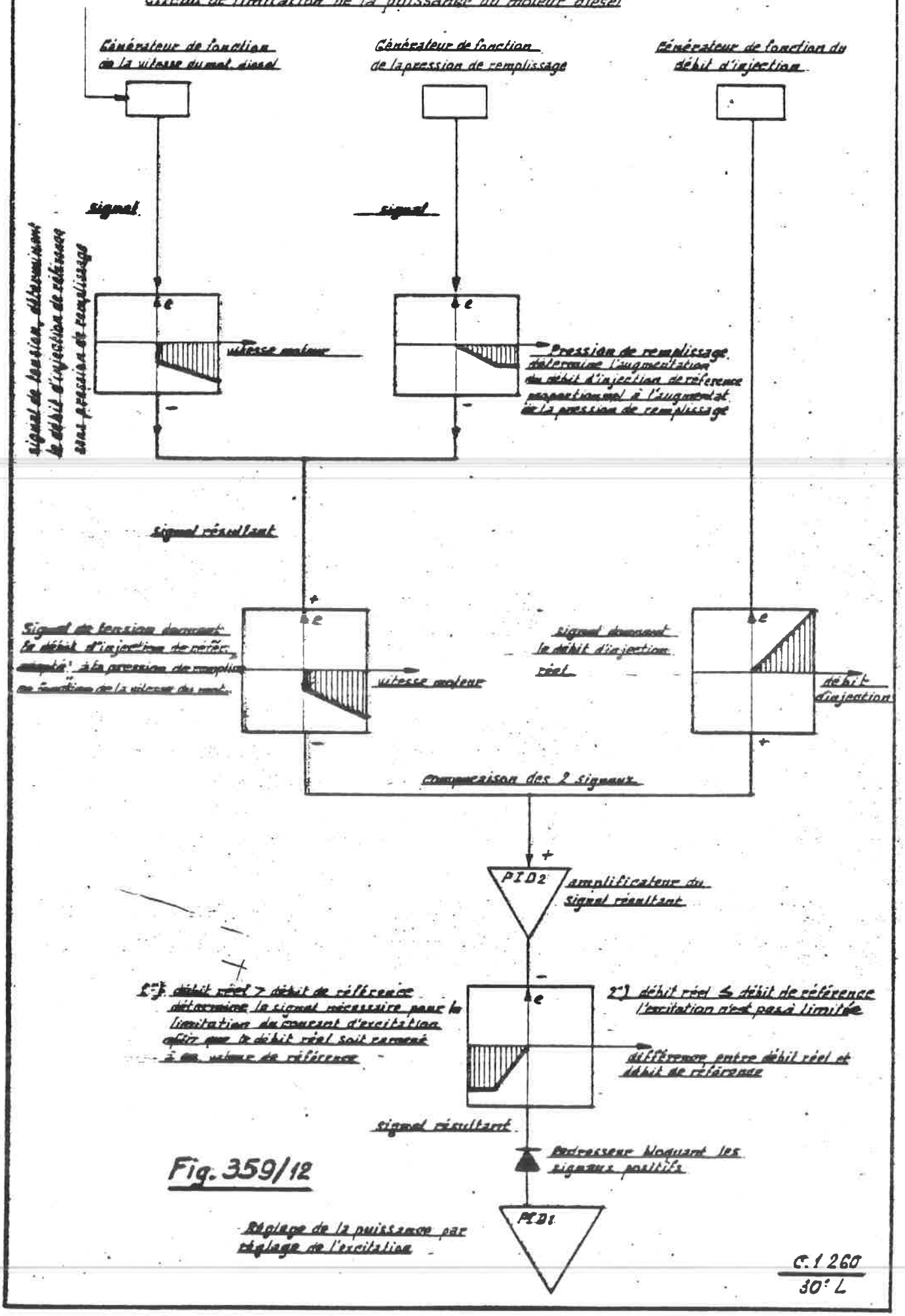
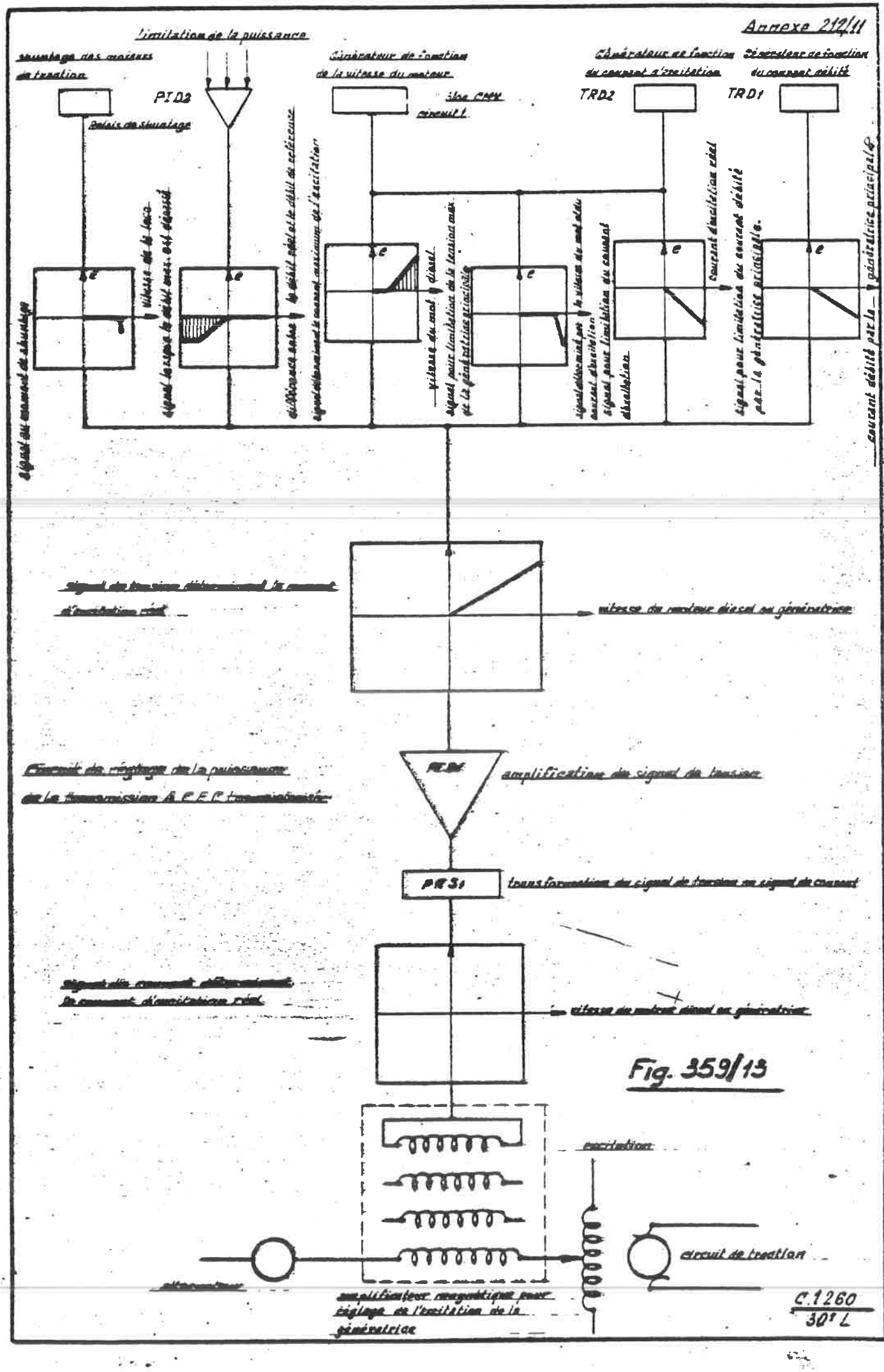


Fig. 359/12


limitation de la puissance
shuntage des moteurs de traction
PID3
Relais de shuntage
Générateur de fonction de la vitesse du moteur
Générateur de fonction du courant d'excitation
TRD2
Générateur de fonction du courant délité
TRD1
signal au courant de shuntage
vitesse du moteur diesel
signal pour limitation de la traction max de la génératrice principale
courant d'excitation réel
courant délité par la génératrice principale
vitesse du moteur diesel ou génératrice
amplification du signal de tension
transformation du signal de tension en signal de courant
Fig. 359/13
excitation
circuit de traction
C.1260
30e L

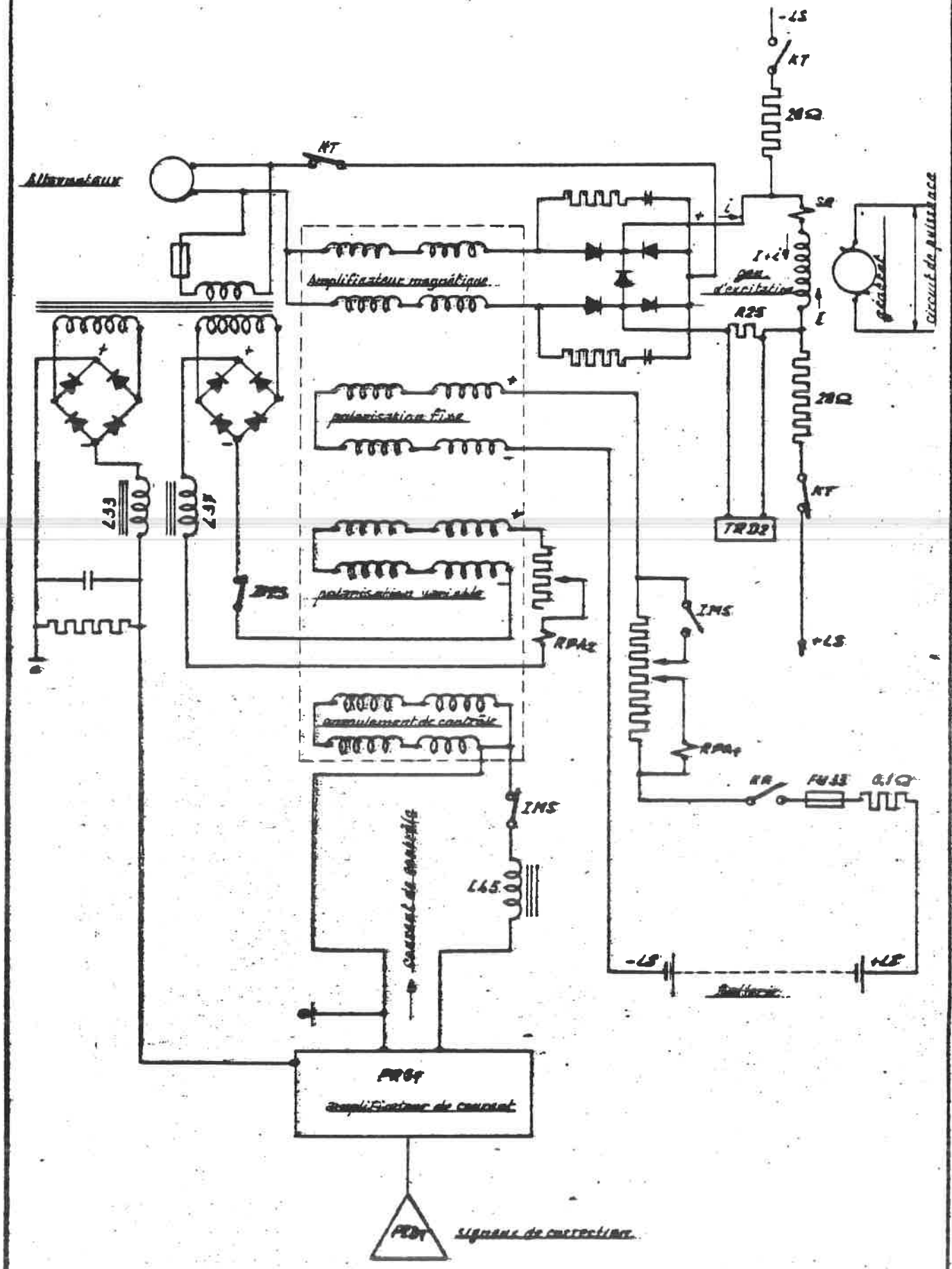

-LS
KT
20Ω
KT
Alternateur
Amplificateur magnétique
Bob. d'excitation
KR
R25
circuit de puissance
génératrice
20Ω
KT
TRD2
polarisation fixe
polarisation variable
L43
L47
IMS
RPA2
IMS
+LS
enroulement de contrôle
RPA1
KR
FU33
0,1
IMS
L45
Courant de modèle
-LS
+LS
Batterie
PRG1
Amplificateur de courant
PRD1
signaux de correction

Fig. 359/14

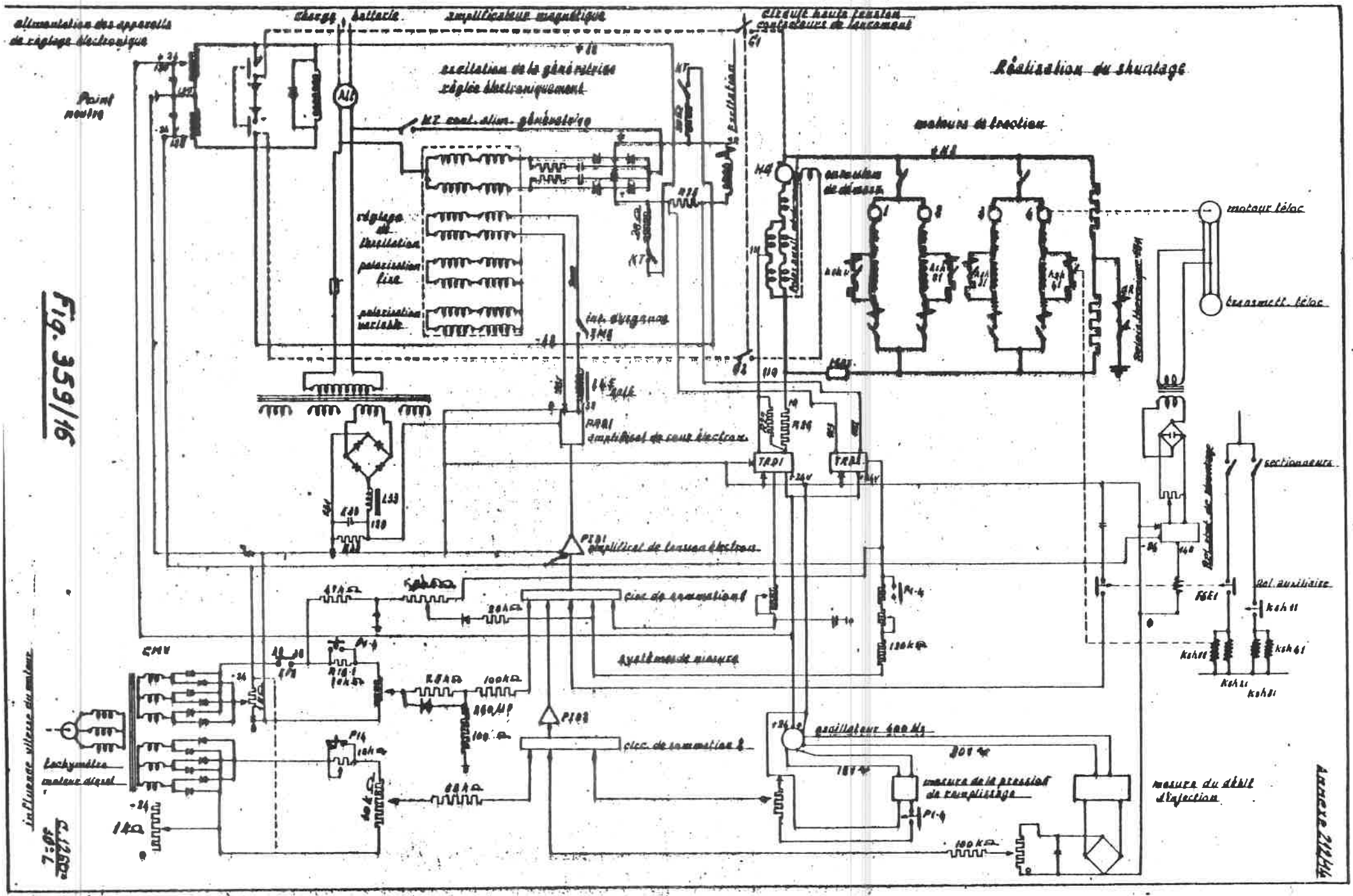
Annexe 210/13

Fig. 359/15

C 1260
30E7

contacteurs de puissance
Relais d'excitation de la génératrice
excitatrice
Bob. d'inversion marche
Relais thermique mot. diesel
Eclairage
Sch. de contrôle du contacteur de puissance
circuit de contrôle
Sucharge de mot. diesel

-LS
-A4
-B1
-B2
-B3
-B4
-B5
-B6
-B7
-B8
-B9
-B10
-B11
-B12
-B13
-B14
-B15
-B16
-B17
-B18
-B19
-B20
-B21
-B22
-B23
-B24
-B25
-B26
-B27
-B28
-B29
-B30
-B31
-B32
-B33
-B34
-B35
-B36
-B37
-B38
-B39
-B40
-B41
-B42
-B43
-B44
-B45
-B46
-B47
-B48
-B49
-B50
-B51
-B52
-B53
-B54
-B55
-B56
-B57
-B58
-B59
-B60
-B61
-B62
-B63
-B64
-B65
-B66
-B67
-B68
-B69
-B70
-B71
-B72
-B73
-B74
-B75
-B76
-B77
-B78
-B79
-B80
-B81
-B82
-B83
-B84
-B85
-B86
-B87
-B88
-B89
-B90
-B91
-B92
-B93
-B94
-B95
-B96
-B97
-B98
-B99
-B100
-B101
-B102
-B103
-B104
-B105
-B106
-B107
-B108
-B109
-B110
-B111
-B112
-B113
-B114
-B115
-B116
-B117
-B118
-B119
-B120
-B121
-B122
-B123
-B124
-B125
-B126
-B127
-B128
-B129
-B130
-B131
-B132
-B133
-B134
-B135
-B136
-B137
-B138
-B139
-B140
-B141
-B142
-B143
-B144
-B145
-B146
-B147
-B148
-B149
-B150
-B151
-B152
-B153
-B154
-B155
-B156
-B157
-B158
-B159
-B160
-B161
-B162
-B163
-B164
-B165
-B166
-B167
-B168
-B169
-B170
-B171
-B172
-B173
-B174
-B175
-B176
-B177
-B178
-B179
-B180
-B181
-B182
-B183
-B184
-B185
-B186
-B187
-B188
-B189
-B190
-B191
-B192
-B193
-B194
-B195
-B196
-B197
-B198
-B199
-B200
-B201
-B202
-B203
-B204
-B205
-B206
-B207
-B208
-B209
-B210
-B211
-B212
-B213
-B214
-B215
-B216
-B217
-B218
-B219
-B220
-B221
-B222
-B223
-B224
-B225
-B226
-B227
-B228
-B229
-B230
-B231
-B232
-B233
-B234
-B235
-B236
-B237
-B238
-B239
-B240
-B241
-B242
-B243
-B244
-B245
-B246
-B247
-B248
-B249
-B250
-B251
-B252
-B253
-B254
-B255
-B256
-B257
-B258
-B259
-B260
-B261
-B262
-B263
-B264
-B265
-B266
-B267
-B268
-B269
-B270
-B271
-B272
-B273
-B274
-B275
-B276
-B277
-B278
-B279
-B280
-B281
-B282
-B283
-B284
-B285
-B286
-B287
-B288
-B289
-B290
-B291
-B292
-B293
-B294
-B295
-B296
-B297
-B298
-B299
-B300
-B301
-B302
-B303
-B304
-B305
-B306
-B307
-B308
-B309
-B310
-B311
-B312
-B313
-B314
-B315
-B316
-B317
-B318
-B319
-B320
-B321
-B322
-B323
-B324
-B325
-B326
-B327
-B328
-B329
-B330
-B331
-B332
-B333
-B334
-B335
-B336
-B337
-B338
-B339
-B340
-B341
-B342
-B343
-B344
-B345
-B346
-B347
-B348
-B349
-B350
-B351
-B352
-B353
-B354
-B355
-B356
-B357
-B358
-B359
-B360
-B361
-B362
-B363
-B364
-B365
-B366
-B367
-B368
-B369
-B370
-B371
-B372
-B373
-B374
-B375
-B376
-B377
-B378
-B379
-B380
-B381
-B382
-B383
-B384
-B385
-B386
-B387
-B388
-B389
-B390
-B391
-B392
-B393
-B394
-B395
-B396
-B397
-B398
-B399
-B400
-B401
-B402
-B403
-B404
-B405
-B406
-B407
-B408
-B409
-B410
-B411
-B412
-B413
-B414
-B415
-B416
-B417
-B418
-B419
-B420
-B421
-B422
-B423
-B424
-B425
-B426
-B427
-B428
-B429
-B430
-B431
-B432
-B433
-B434
-B435
-B436
-B437
-B438
-B439
-B440
-B441
-B442
-B443
-B444
-B445
-B446
-B447
-B448
-B449
-B450
-B451
-B452
-B453
-B454
-B455
-B456
-B457
-B458
-B459
-B460
-B461
-B462
-B463
-B464
-B465
-B466
-B467
-B468
-B469
-B470
-B471
-B472
-B473
-B474
-B475
-B476
-B477
-B478
-B479
-B480
-B481
-B482
-B483
-B484
-B485
-B486
-B487
-B488
-B489
-B490
-B491
-B492
-B493
-B494
-B495
-B496
-B497
-B498
-B499
-B500
-B501
-B502
-B503
-B504
-B505
-B506
-B507
-B508
-B509
-B510
-B511
-B512
-B513
-B514
-B515
-B516
-B517
-B518
-B519
-B520
-B521
-B522
-B523
-B524
-B525
-B526
-B527
-B528
-B529
-B530
-B531
-B532
-B533
-B534
-B535
-B536
-B537
-B538
-B539
-B540
-B541
-B542
-B543
-B544
-B545
-B546
-B547
-B548
-B549
-B550
-B551
-B552
-B553
-B554
-B555
-B556
-B557
-B558
-B559
-B560
-B561
-B562
-B563
-B564
-B565
-B566
-B567
-B568
-B569
-B570
-B571
-B572
-B573
-B574
-B575
-B576
-B577
-B578
-B579
-B580
-B581
-B582
-B583
-B584
-B585
-B586
-B587
-B588
-B589
-B590
-B591
-B592
-B593
-B594
-B595
-B596
-B597
-B598
-B599
-B600
-B601
-B602
-B603
-B604
-B605
-B606
-B607
-B608
-B609
-B610
-B611
-B612
-B613
-B614
-B615
-B616
-B617
-B618
-B619
-B620
-B621
-B622
-B623
-B624
-B625
-B626
-B627
-B628
-B629
-B630
-B631
-B632
-B633
-B634
-B635
-B636
-B637
-B638
-B639
-B640
-B641
-B642
-B643
-B644
-B645
-B646
-B647
-B648
-B649
-B650
-B651
-B652
-B653
-B654
-B655
-B656
-B657
-B658
-B659
-B660
-B661
-B662
-B663
-B664
-B665
-B666
-B667
-B668
-B669
-B670
-B671
-B672
-B673
-B674
-B675
-B676
-B677
-B678
-B679
-B680
-B681
-B682
-B683
-B684
-B685
-B686
-B687
-B688
-B689
-B690
-B691
-B692
-B693
-B694
-B695
-B696
-B697
-B698
-B699
-B700
-B701
-B702
-B703
-B704
-B705
-B706
-B707
-B708
-B709
-B710
-B711
-B712
-B713
-B714
-B715
-B716
-B717
-B718
-B719
-B720
-B721
-B722
-B723
-B724
-B725
-B726
-B727
-B728
-B729
-B730
-B731
-B732
-B733
-B734
-B735
-B736
-B737
-B738
-B739
-B740
-B741
-B742
-B743
-B744
-B745
-B746
-B747
-B748
-B749
-B750
-B751
-B752
-B753
-B754
-B755
-B756
-B757
-B758
-B759
-B760
-B761
-B762
-B763
-B764
-B765
-B766
-B767
-B768
-B769
-B770
-B771
-B772
-B773
-B774
-B775
-B776
-B777
-B778
-B779
-B780
-B781
-B782
-B783
-B784
-B785
-B786
-B787
-B788
-B789
-B790
-B791
-B792
-B793
-B794
-B795
-B796
-B797
-B798
-B799
-B800
-B801
-B802
-B803
-B804
-B805
-B806
-B807
-B808
-B809
-B810
-B811
-B812
-B813
-B814
-B815
-B816
-B817
-B818
-B819
-B820
-B821
-B822
-B823
-B824
-B825
-B826
-B827
-B828
-B829
-B830
-B831
-B832
-B833
-B834
-B835
-B836
-B837
-B838
-B839
-B840
-B841
-B842
-B843
-B844
-B845
-B846
-B847
-B848
-B849
-B850
-B851
-B852
-B853
-B854
-B855
-B856
-B857
-B858
-B859
-B860
-B861
-B862
-B863
-B864
-B865
-B866
-B867
-B868
-B869
-B870
-B871
-B872
-B873
-B874
-B875
-B876
-B877
-B878
-B879
-B880
-B881
-B882
-B883
-B884
-B885
-B886
-B887
-B888
-B889
-B890
-B891
-B892
-B893
-B894
-B895
-B896
-B897
-B898
-B899
-B900
-B901
-B902
-B903
-B904
-B905
-B906
-B907
-B908
-B909
-B910
-B911
-B912
-B913
-B914
-B915
-B916
-B917
-B918
-B919
-B920
-B921
-B922
-B923
-B924
-B925
-B926
-B927
-B928
-B929
-B930
-B931
-B932
-B933
-B934
-B935
-B936
-B937
-B938
-B939
-B940
-B941
-B942
-B943
-B944
-B945
-B946
-B947
-B948
-B949
-B950
-B951
-B952
-B953
-B954
-B955
-B956
-B957
-B958
-B959
-B960
-B961
-B962
-B963
-B964
-B965
-B966
-B967
-B968
-B969
-B970
-B971
-B972
-B973
-B974
-B975
-B976
-B977
-B978
-B979
-B980
-B981
-B982
-B983
-B984
-B985
-B986
-B987
-B988
-B989
-B990
-B991
-B992
-B993
-B994
-B995
-B996
-B997
-B998
-B999
-B1000


alimentation des appareils de réglage électronique
charge batterie
amplificateur magnétique
circuit haute tension contacteurs de lancement
Point neutre
excitation de la génératrice réglée électroniquement
Réalisation du shuntage
moteurs de traction
réglage de l'excitation
polarisation fixe
polarisation variable
moteur téloc
transmett. téloc
section neurs
Rel auxiliaire
circ de commutation 1
circ de commutation 2
système de mesure
oscillateur 400 Hz
mesure de la pression de remplissage
mesure du débit d'injection
tachymètre moteur diesel
influence vitesse du moteur
Fig. 359/76
Annexe 211/44
7:68

IX. Etude de la transmission électrique "EMD" (Electric Motive Division) des locomotives SNCB séries 52 - 53 - 54 - 55 et 62.

A. Composition de base de la transmission "EMD".

347. La transmission électrique "EMD" dont les locomotives SNCB séries 52 - 53 - 54 - 55 et 62 sont équipées, est basée sur le principe du "réglage effectué par le régulateur du moteur diesel". Elle est composée principalement, comme représenté à la figure 360, de :

- la génératrice G à caractéristique anti-compound;
- un certain nombre de moteurs de traction (4 ou 6);
- un rhéostat de champ "LR" commandé par le régulateur de puissance "Woodward type PG" équipant le moteur diesel. Son but est d'adapter la puissance de la génératrice à celle du moteur diesel dès que son débit d'injection dépasse ses deux limites autorisées.

1. La génératrice G.

348. La génératrice G, directement accouplée au moteur diesel (vitesse de rotation maximale 835 t/min) possède 3 enroulements d'excitation répartis sur 12 pôles principaux, à savoir :

- un enroulement d'excitation indépendante réparti sur 6 pôles principaux et alimentés par la batterie ou par la génératrice de charge batterie du véhicule;
- l'enroulement d'excitation shunt réparti sur 6 pôles principaux;
- un enroulement d'excitation série discordant réparti sur les 12 pôles principaux.

En plus de ces 3 enroulements d'excitation, la génératrice dispose encore d'un certain nombre d'enroulements auxiliaires couplés en série avec les enroulements de l'excitation différentielle.

Nous distinguons :

- un enroulement de commutation réparti sur les 12 pôles auxiliaires;
- un enroulement de compensation réparti sur les 12 pôles principaux;
- un enroulement d'excitation de lancement qui ne sert qu'au lancement du moteur diesel (la génératrice est utilisée temporairement comme moteur série).

La résistance réglable R insérée dans l'excitation "shunt" permet la correction de la puissance de base de la génératrice.
La résistance shunt R' protège les enroulements d'excitation shunt contre des tensions d'induction élevées produites à chaque coupure du circuit de puissance de la génératrice.

Les génératrices EMD du type D 12 (aux locos 52, 53, 54) et du type D 22 (locos 55, 62) sont d'une construction identique et possèdent des propriétés analogues. La tension à leurs bornes varie entre 250 V et 1 150 V.

La tension à partir de laquelle la saturation de leurs pôles commence à se manifester est de 940 volt environ.

Leur rendement atteint 75 % - 86 % - 92,5 % - 96 % et 94 % pour les courants de charge respectifs de 200, 400, 800, 1 600 et 2 400 Amp.

Le courant maximum autorisé et la tension aux bornes correspondante en cas de fonctionnement continu est de 2 400 A et 490 Volt.

Le courant d'induit débité se répartit entre 12 porte-balais, portant chacun 5 balais.

Le stator de la génératrice est en plus équipé d'un enroulement à courant alternatif triphasé permettant l'alimentation des moteurs asynchrones pour la commande des ventilateurs de refroidissement de la génératrice et des moteurs de traction.

2. Moteurs de traction.

349. Les moteurs de traction, 4 ou 6 suivant le type de locomotive, sont du type série avec suspension par le nez. L'enroulement série est réparti sur 4 pôles principaux. Le courant est amené à l'induit par 4 porte-balais portant chacun 2 ou 3 balais suivant le type de moteur et dont la pression sur le collecteur est donnée par des ressorts en spirale à tension réglable.

Les moteurs de traction sont couplés soit en parallèle (locos s. 62) soit en série-parallèle à basse vitesse de la locomotive pour être couplés en parallèle à vitesse plus élevée (locos série 52, 53, 54 et 55).

Les propriétés des moteurs de traction sont résumées au tableau suivant :

Caractéristiques des moteurs de traction	séries de locomotives			
	52 - 53 - 54	55	62	
Type de moteur (constructeur et type)	Smit-slikkeveer t. D 19	EMD-ACEC D 29	EMD-ACEC DN 441 D 29	ACEC DN 441
Nombre de pôles principaux	4	4	4	4
Nombre de pôles auxiliaires	4	4	4	4
Nombre de porte-balais	4	4	4	4
Nombre de balais par porte-balais	2	2	2	2
Puissance continue (kW) vitesse t/m intensité amp. tension volts	188 440 400 470	232 450 450 516	232 450 450 516	225 450 450 500
Rapport de démultiplication	16/61 (1/3,82)	18/59 (1/3,28)	18/59 (1/3,28)	18/59 (1/3,28)
Diamètre des roues neuves à mi-usure	1 010 970	1 010 970	1 010 970	1 010 970
Nombre de moteurs de traction	6	6	4	4
Couplage des moteurs de traction	série-parallèle + transition	série-parallèle + transition	Parallèle	
Vitesse minimale de la locomotive résultant du régime de puissance continue $\frac{60 \times \text{nombre de tours} \times 3{,}14 \times \text{diamètre}}{1000 \times \text{démultiplication}} = \text{km/h}$	21	26	24	25
Shuntage -nombre de crans -taux -vitesse de shuntage en km/h Vitesse de transition pour les moteurs de traction (de série-parallèle à parallèle) en km/h	1 (x) ± 50 % 58 21	1 ± 50 % 68 26	1 ± 50 % 68 -	1 ± 50 % 68 -

(x) Après modification en AC le nombre de crans est porté à 2.

3. Le rhéostat de champ LR.

351. Il est composé, comme représenté schématiquement aux figures 361 et 362, d'un certain nombre de résistances raccordées à un collecteur avec balais de contact qui se déplace par l'intervention d'un servo-moteur hydraulique piloté par le régulateur Woodward.

B. La caractéristique externe "UI" de la génératrice aux locomotives séries 52, 53 et 54.

1. La caractéristique UI.

352. La puissance maximale de la génératrice est de 1 125 kW et l'intensité du courant de démarrage maximum autorisée est de 2 100 A ce qui correspond à une tension aux bornes de 1 125 : 2 100 = 536 volt.

Ce courant de démarrage (0 km/h) et la tension correspondante sont représentés par le point A de la figure 363, celle-ci représentant la caractéristique externe de la génératrice pour les valeurs successives de la résistance du rhéostat : r_0, r_1, r_2 .... r_8 et pour le moteur diesel fonctionnant à sa vitesse de rotation maximale (835 t/min).

Pour des raisons de facilité, nous supposons que la résistance du rhéostat de champ ne prend que 9 valeurs.

Lorsque la vitesse de la locomotive augmente, le point de régime UI se déplace successivement de la caractéristique r_4 (point A) aux caractéristiques r_5, r_6, r_7 et r_8. (La valeur de la résistance du rhéostat de champ augmente progressivement par l'intervention du régulateur Woodward).

Au-delà du point D (1 620 A - 696 V), la valeur de la résistance du rhéostat diminue progressivement jusqu'à ce que, à la vitesse de 21 km/h, la tension de saturation U = 940 V soit atteinte c-à-d l'intensité du courant débité par la génératrice soit tombée à 1 200 A (Point de régime B sur la caractéristique r_0).

Le couplage des moteurs de traction passe de "série-parallèle" à "parallèle".

Lors de ce changement de couplage, l'intensité du courant de la génératrice s'élève à 2 400 A tandis que sa tension diminue à 470 V (point C sur la caractéristique r_0).

Lorsque la vitesse de la locomotive continue à augmenter, la valeur de la résistance LR sera d'abord progressivement augmentée et après réduite jusqu'à ce que la vitesse de 58 km/h soit atteinte (de nouveau correspondant au point de régime B).

Les moteurs de traction sont shuntés (m = 50 %), entraînant l'augmentation de l'intensité du courant de la génératrice à 1 620 A et la diminution de la tension à 695 V.

La vitesse maximale de 120 km/h de la locomotive correspond au point F qui est situé dans la zone de saturation (I = 930 A et U = 1 000 V).

2. Courbe de traction des locomotives et variation de l'intensité du courant débité par la génératrice.

353. La figure 364 représente l'effort de traction déduit de :

$$F = \frac{0,8 \times 1\,175 \times 270}{V \times 0,736} = \frac{345\,600}{V} \text{ kg.}$$

Dans cette expression :

1 175 = la puissance de traction effective du moteur diesel en kW.

0,8 = le rendement total moyen de l'ensemble de la génératrice et des moteurs de traction.

Ainsi aux vitesses de locomotive successives de 10, 20, 40, 60, 80, 100 et 120 km/h correspondant les efforts de traction suivants : 34 560, 17 280, 8 640, 5 760, 4 320, 3 450, 2 880 et 2 370 kg.

Le poids de la locomotive étant de 108 tonnes, les coefficients d'adhérence de 33 % et de 25 % limitent l'effort de traction maximum aux valeurs respectives de 108 000 x 0,33 = 35 640 kg et 108 000 x 0,25 = 27 000 kg.

La figure 364 représente également les courbes caractéristiques "couple - vitesse" des moteurs de traction couplés en série-parallèle, en parallèle sans shuntage et en parallèle avec shuntage de 50 %.

Les courbes permettent la représentation de l'intensité du courant de la génératrice en fonction de la vitesse de la locomotive (fig. 364).

Le shuntage ayant lieu à la vitesse constante de 58 km/h (commandé par le panneau transistorisé PW2 comme aux locomotives à transmission Westinghouse), la variation de l'intensité du courant lors de l'augmentation de la vitesse de la locomotive est égale à celle lors de la diminution de la vitesse.

Remarques.

354. 1. En régime continu l'intensité de courant maximale autorisée dans les moteurs de traction doit être limitée à 400 A. Cela correspond avec un effort de traction maximum autorisé en régime continu de ± 15,6 tonnes et une vitesse de locomotive minimale de 21 km/h.

355. 2. Le taux de shuntage des moteurs de traction doit, à cause de leur commutation, être limité à 50 %. En réalité, en service ce taux change légèrement d'après la température des moteurs de traction et des résistances de shuntage.

L'effort de traction étant aussi influencé dans une certaine mesure par l'épaisseur des bandages des roues, les valeurs données pour les tensions et intensités de courant sont des valeurs moyennes.

356. 3. Le sélecteur du controller d'accélération se trouvant aux postes de conduite permet les régimes de marche suivants :

- Fonctionnement série-parallèle : Les moteurs de traction restent constamment couplés en série-parallèle. Motif : Empêcher des pompages en parcourant des fortes rampes à une vitesse limitée de 20 à 22 km/h.
- La marche normale.
- La marche en parallèle : Les moteurs de traction démarrent en parallèle et restent constamment en parallèle. Ce régime est conseillé pour la remorque des trains légers lorsque l'intensité du courant de démarrage se limite à 2 400 A. Dans ce cas, un relais de courant maximum protège la génératrice contre la surcharge en limitant le courant d'excitation.

357. 4. Lors de la transition des moteurs de traction, la puissance de la génératrice est limitée par l'interruption de son excitation ce qui présente un double inconvénient :

- des réactions dans la rame remorquée surtout dangereuses pour de longs trains de marchandises;
- la décharge de courte durée du moteur diesel ayant comme conséquence son accélération brusque (à cause de l'inertie du mécanisme de son régulateur).

C. Les courbes caractéristiques des locomotives à transmission EMD séries 55 et 62.

1. Les locomotives de la série 55.

358. Le moteur diesel développe une puissance effective de 1 450 kW et une puissance de traction de 1 310 kW.

Supposons le rendement de la transmission électrique constant et égal à 0,8. Dans ce cas, la puissance de traction effective aux roues est de : 1 310 x 0,8 = 1 040 kW.

La puissance à la sortie de la génératrice est de 1 310 x 0,9 = 1 175 kW.

La tension aux bornes de la génératrice (type D 22) peut varier de 250 V à 1 150 V.

Cela permet de dessiner la courbe UI (fig.365). La courbe de l'effort de traction (fig. 366) peut être déduite de l'expression :

$$F = \frac{1\,040 \times 270}{V \times 0{,}736} = \frac{390\,000}{V} \text{ kg.}$$

Sur la même figure, on trouve aussi les variations de la tension et de l'intensité du courant en fonction de la vitesse de l'engin.

2. Les caractéristiques des locomotives série 62.

359. La puissance effective développée par le moteur diesel est de 1 000 kW et sa puissance de traction : 900 kW.

La puissance de traction utile de la locomotive est de 730 kW (le rendement global de la transmission est supposé constant et égal à 0,81).

La puissance aux bornes de la génératrice est de 810 kW.

La courbe UI correspondante est représentée à la figure 367.

La courbe de l'effort de traction résulte directement de

$$\frac{730 \times 270}{0{,}736 \times V} = \frac{286\,200}{V} \text{ kg.}$$

Les variations de la tension et du courant en fonction de la vitesse de l'engin peuvent aussi être représentées sur la même figure.

D. L'équipement de transition et de shuntage des moteurs de traction.

1. Locomotives séries 52 - 53 - 54.

360. A l'origine, la transition et le shuntage des moteurs de traction aux vitesses de locomotive respectives de 21 km/h et de 58 km/h étaient commandés par un relais de tension FTR dont la tension d'enclenchement constante était réglée à 960 V et la tension de déclenchement à 560 V (voir schéma fig. 369).

Après la grande réparation de la locomotive, la transition des moteurs de traction sera encore toujours commandée par le même relais de tension FTR.

Le shuntage, par contre, sera effectué par un panneau transistorisé PW2 piloté par l'appareil enregistreur de vitesse "Teloc" de la locomotive. En même temps le nombre de crans de shuntage sera porté à 2.

L'application d'un panneau de shuntage PW2 nécessite peu de modifications au schéma représenté à la figure 369. (La modification est représentée en lignes pointillées).

Dans ce schéma FTR indique le relais de la transition c-à-d le relais qui réalise les transitions et le shuntage lorsque la vitesse de la locomotive augmente.

Le relais BTR(Back transition relais) est le relais de courant qui commande la rétro-transition et le déshuntage des moteurs pour une vitesse décroissante de l'engin.

Le relais BTR possède deux bobines afin d'éviter le pompage lors des changements de régime de fonctionnement. (Une des bobines dispose d'un relais temporisé TDB réglé à 2 ou 3 minutes).

361. Dans le schéma 369 deux circuits principaux sont à distinguer :

a) Le circuit haute tension comprenant la génératrice et les moteurs de traction qui, d'après les contacteurs S4, P1-3 et P2-3 sont comptés en série-parallèle ou en parallèle.
Les enroulements d'excitation BF et SFne sont alimentés qu'après fermeture des contacteurs respectifs SF2 et BF2.

b) Le circuit d'asservissement basse tension.

Le relais TR ayant pour but d'effectuer le changement de couplage des moteurs de traction est piloté par le relais de transition FTR et contrôlé par le relais de rétro-transition BTR. (Enclenchement à 2 250 A, ce qui correspond à 460 V).

Le commutateur TS permet le fonctionnement continuel des moteurs de traction en série-parallèle ou en parallèle.

Les interlocks REV 1 et REV 2 ne permettent la traction qu'après avoir placé les inverseurs du sens de marche dans une certaine position de marche (seulement aux locos série 54).

ORS est l'électro-valve pour la mise en service de toute la résistance de champ LR. (Limitation de la puissance de la génératrice).

2. Les locomotives série 55.

362. Le schéma électrique du système de transition et de shuntage des moteurs de traction est donné à la figure 370.

a) Tous les moteurs de traction disposent de contacteurs propres P1, P2, P3, P4, P5, P6, S1-4, S2-5 et S3-6. (S fermé et P ouvert pour le fonctionnement en série-parallèle, S ouvert et P fermé pour la marche en parallèle).

b) La transition et le shuntage des moteurs de traction s'effectuent à une tension et une intensité de courant qui diminuent à mesure que la puissance de la génératrice diminue.

C'est ainsi que le relais "PTR", ayant pour but de piloter la transition, est équipé d'une bobine courant PTR-a et de 3 bobines tension couplées en série : PTR-b, PTR-c et PTR-d.

Le relais de shuntage FSR est également équipé de deux bobines tension couplées en série : FSRb et FSRc, d'une bobine courant FSRa et d'une bobine basse tension FSRd.
Cette dernière n'est alimentée qu'aussi longtemps que le relais de couplage TR est fermé.

363. c) La transition des moteurs de traction (fig. 370).

La transition des moteurs de traction se fait en 2 phases :

1e phase :

L'affaiblissement du champ par l'excitation de l'électrovalve ORS du Woodward et coupure de SF et BF. Ceci se produit après l'enclenchement des deux relais PTR et FSR.

Par la fermeture de PTR-2, le relais temporisé LRD est alimenté et aussi TR. Après enclenchement du relais "TR", FSR déclenche (alimentation de FSR et par suite de l'excitation du relais SFR par LRD3 et après 1 seconde par SFR-4).

Après déclenchement de FSR, TR reste alimenté par son contact TR5. Le contact TR8 coupe SF et BF.

L'ouverture de TR-11 reste sans effet aussi longtemps que FSR est enclenché (par FSR-3).

2e phase : La transition des moteurs de traction.

364. L'affaiblissement du champ provoque une chute brusque de la tension de la génératrice de sorte que le relais FSR déclenche après alimentation de sa bobine FSR-d (TR-6 et SFR-3 fermés). FSR-3 coupe l'alimentation du contacteur S1-4 de sorte que S1-4 s'ouvre et que S'1-4 se ferme. Les contacteurs P1 et P4 sont ainsi alimentés.

Le contact P1-3, en s'ouvrant, fait déclencher le contacteur S2-5 et fait enclencher les contacteurs P2 et P5.

De même, le contact P5-3 coupe le contacteur S3-6 et enclenche les contacteurs P3 et P6.

Les différents contacteurs S et P sont donc ouverts et fermés successivement.

La fermeture du contact P3-3 alimente à nouveau SF et BF. Le contact P3-2 coupe l'alimentation de SFR ce qui désexcite ORS. Le champ de la génératrice reprend sa valeur normale. La bobine FSR-d est déconnectée; la tension d'enclenchement du relais FSR reprend sa valeur primitive.

d) Shuntage des moteurs de traction.

365. Les moteurs de traction sont shuntés dès que la tension de la génératrice atteint à nouveau une valeur suffisante pour enclencher le relais FSR.

L'alimentation de LRD fait exciter ORS ce qui affaiblit le champ de la génératrice. (Les excitations ne sont pas coupées comme pour la transition).

Ensuite, avec un retard de 1 sec, les contacteurs de shuntage FS1 et FS2 sont alimentés via le contact LRD4. Après 1 sec, le contact LRD3 s'ouvre et le champ de la génératrice reprend sa valeur normale.

La fermeture du contact FSR1 diminue la tension de déclenchement du relais FSR lequel reste enclenché aussi longtemps que les moteurs doivent rester shuntés.

Remarque : le shuntage des moteurs de traction est impossible tant qu'ils ne sont pas couplés en série-parallèle (à cause des interlocks de P5-2 et P6-2).

e) Le déshuntage des moteurs de traction.

366. Les résistances de shuntage sont déconnectées lorsque le relais FSR déclenche par suite d'une augmentation de l'intensité au-delà d'une certaine valeur. Le relais LRD déclenche aussi et par suite les contacteurs FS1 et FS2.

f) La rétrotransition.

367. La rétrotransition se produit lorsque, après le déshuntage, la tension de la génératrice tombe au-dessous de la tension de déclenchement du relais PTR. L'alimentation du relais TR est coupée ce qui coupe l'alimentation des contacteurs P4 (ouverture TR-10) et le contacteur S1-4 est alimenté (fermeture P1-3 et FSR-3).

L'ouverture de P1-2 coupe P2 et P5. Par la fermeture de P2-3 et P5-3, S2-5 et S3-6 sont à nouveau alimentés et P3 et P6 déclenchent.

L'ouverture de TR-9 coupe les excitations de la génératrice SF et BF. Celles-ci sont à nouveau alimentées par la fermeture de TR-8, S1-4, S2-5 et S3-6.

368. Remarques.

- Sur le schéma, les condensateurs qui pontent les divers interlocks ne sont pas représentés. Ces condensateurs sont placés pour empêcher la dégradation des contacts.

- Les relais FSR et PTR ont les tensions d'enclenchement et de déclenchement suivantes, pour un courant nul.

PTR (1. PTR 1 ouvert : tension d'enclenchement : 415 V.
(2. PTR 1 fermé : tension de déclenchement : 80 V.

FSR 1. (FSR1 ouvert (tension de déclenchement : 375 V.
(FSRd non alimentée

2. (FSR1 fermé (tension de déclenchement : 480 V.
(FSRd alimentée

3. (FSR1 fermé (tension de déclenchement : 115 V.
(FSRd non alimentée

En résumé, nous obtenons pour les différents régimes de marche les positions suivantes des relais de transition et de shuntage.

Fonctionnement	PTR	FSR	TR	LRD	SFR
Série-parallèle	décl.	décl.	décl.	décl.	décl.
A l'instant de la transition	encl.	encl.	encl.	encl.	encl.
Parallèle sans shuntage	encl.	décl.	encl.	décl.	décl.
A l'instant du shuntage	encl.	encl.	encl.	encl.	décl.
Après le shuntage	encl.	encl.	encl.	encl.	décl.

3. Le shuntage des moteurs de traction des locomotives série 62 (fig. 371).

369. Les inducteurs sont shuntés par les contacteurs "FS" alimentés via le relais temporisé FSD. Ce dernier est alimenté après la fermeture du contact FSR-2 du relais de shuntage FSR.

Ce relais de shuntage FSR possède 2 bobines tension dont le champ est affaibli par une bobine, parcourue par le courant de traction. Cela signifie que la tension de shuntage diminue en même temps que la puissance développée par la génératrice.

A cause du contact FSR1 et des résistances en série, la tension de déclenchement est sensiblement inférieure à sa tension d'enclenchement. La tension de déclenchement de FSR dépend aussi du régime de puissance de la génératrice.

Le relais FSD dont le contact "3" s'ouvre avec un retard de 2 sec excite temporairement l'électrovalve ORS du régulateur Woodward, réduisant ainsi l'excitation de la génératrice pendant le shuntage (le LR est complètement inséré).

Le relais CLR, comprenant 1 bobine courant, 1 bobine haute tension et 2 bobines basse tension, protège les moteurs de traction contre une surcharge lorsqu'un groupe de moteurs est éliminé pour une raison quelconque.

E. Le changement du sens de marche.

1. Les locomotives série 54.

370. Ces locomotives disposent de 2 tambours d'inversion du sens de marche, 1 par groupe de 3 moteurs (M1, M2, M3 - M4, M5, M6).

Comme le montre schématiquement la figure 372/1 pour un seul tambour, sa rotation est obtenue par 2 servo-moteurs dont les pistons sont reliés entre eux par une tringle avec crémaillère.

L'arrivée d'air aux deux servo-moteurs est réglée par les électrovalves FOR, REV et RCV et les soupapes de retenue F et G.

Il ressort du schéma de la figure 373 que le circuit de traction n'est fermé (P1 et P2 alimentés) que lorsque un sens de rotation des moteurs est établi (contacts auxiliaires FOR^1, FOR^2, REV1, REV2 tous montés sur le tambour d'inversion.) Cela est nécessaire puisque l'inverseur du sens de marche peut être placé dans sa position neutre.

Le commutateur IS coupe l'alimentation du tambour d'inversion (relais RR) lors du lancement du moteur diesel.

L'interruption des contacts du relais RR permet la remorque de la locomotive comme véhicule (IS coupé).

2. Les locomotives séries 52 - 53.

371. L'équipement de ces locomotives est identique à celui des locomotives série 54 avec cette différence que les électrovalves RCV et les relais RR et ARR manquent. Leurs tambours d'inversion ne peuvent être mis dans leur position neutre que manuellement.

3. Les locomotives des séries 55 et 62.

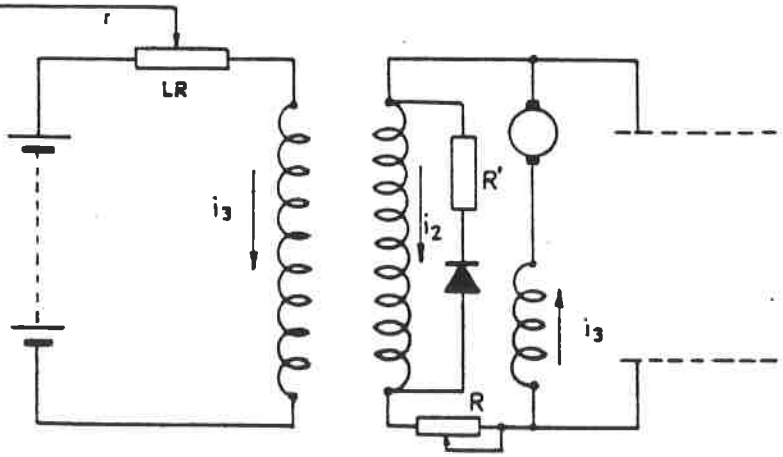
L'inversion du sens de marche est obtenue au moyen des contacteurs qui permettent d'inverser le courant dans les inducteurs des moteurs de traction (figures 374 et 375).

Un certain nombre de contacts de contrôle verrouillent ces contacteurs de façon à ce qu'il soit impossible d'obtenir pour les moteurs de traction un sens de rotation différent.

Woodward
PG

Moteur diesel

Bobinage des inducteurs principaux du générateur EMD



Caractéristique externe d'une génératrice EMD

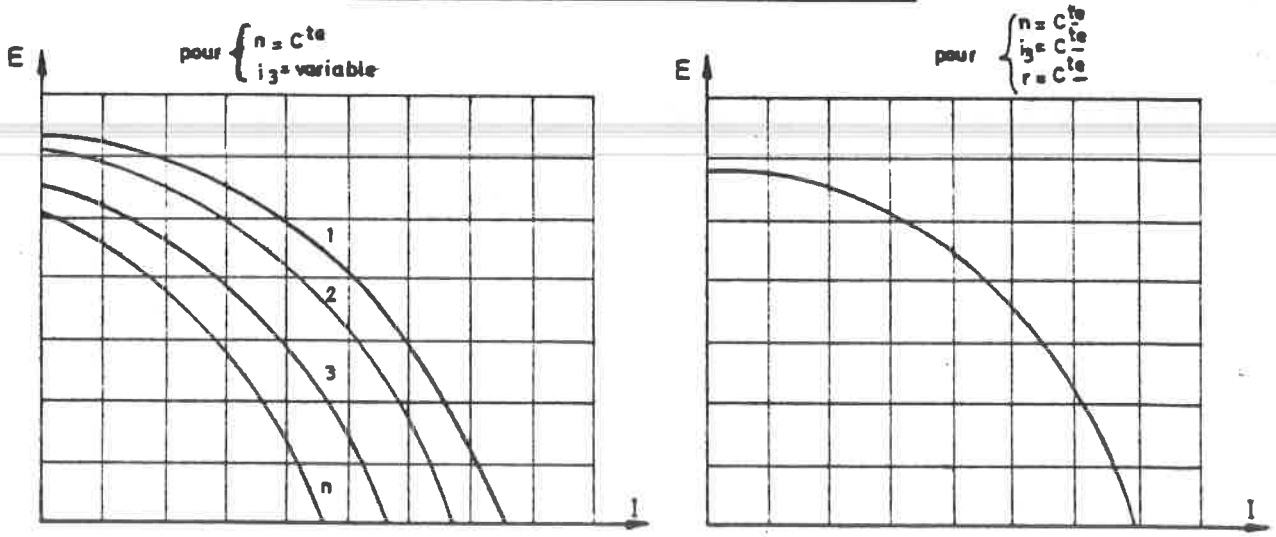


Fig. 360

Diminution du courant d'excitation

Augmentation du courant d'excitation

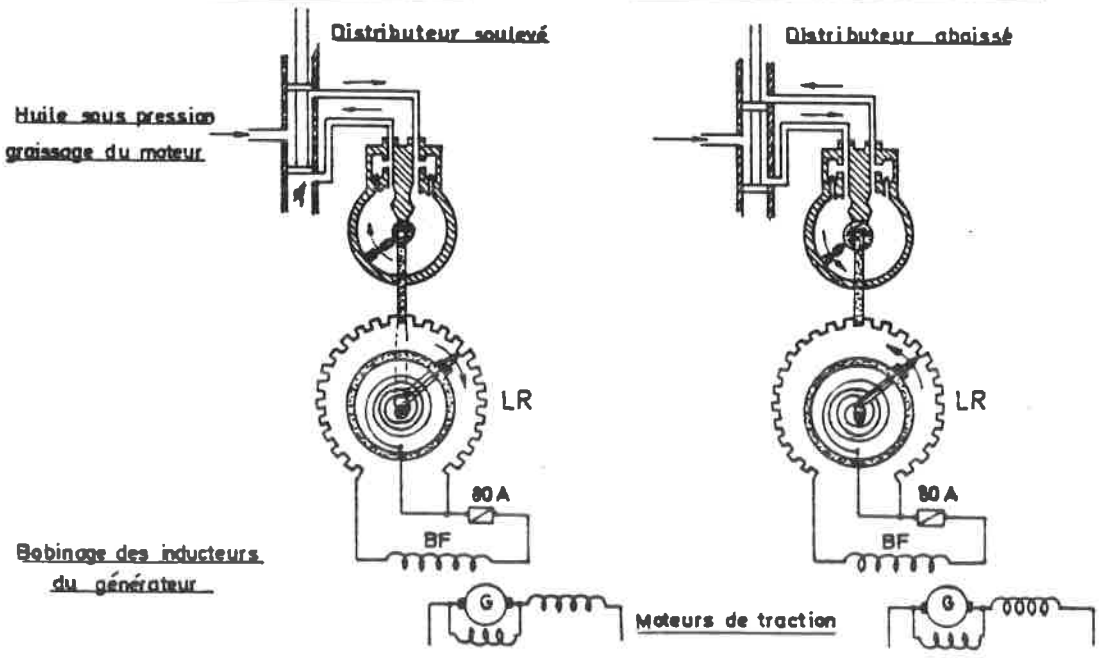


Fig. 361

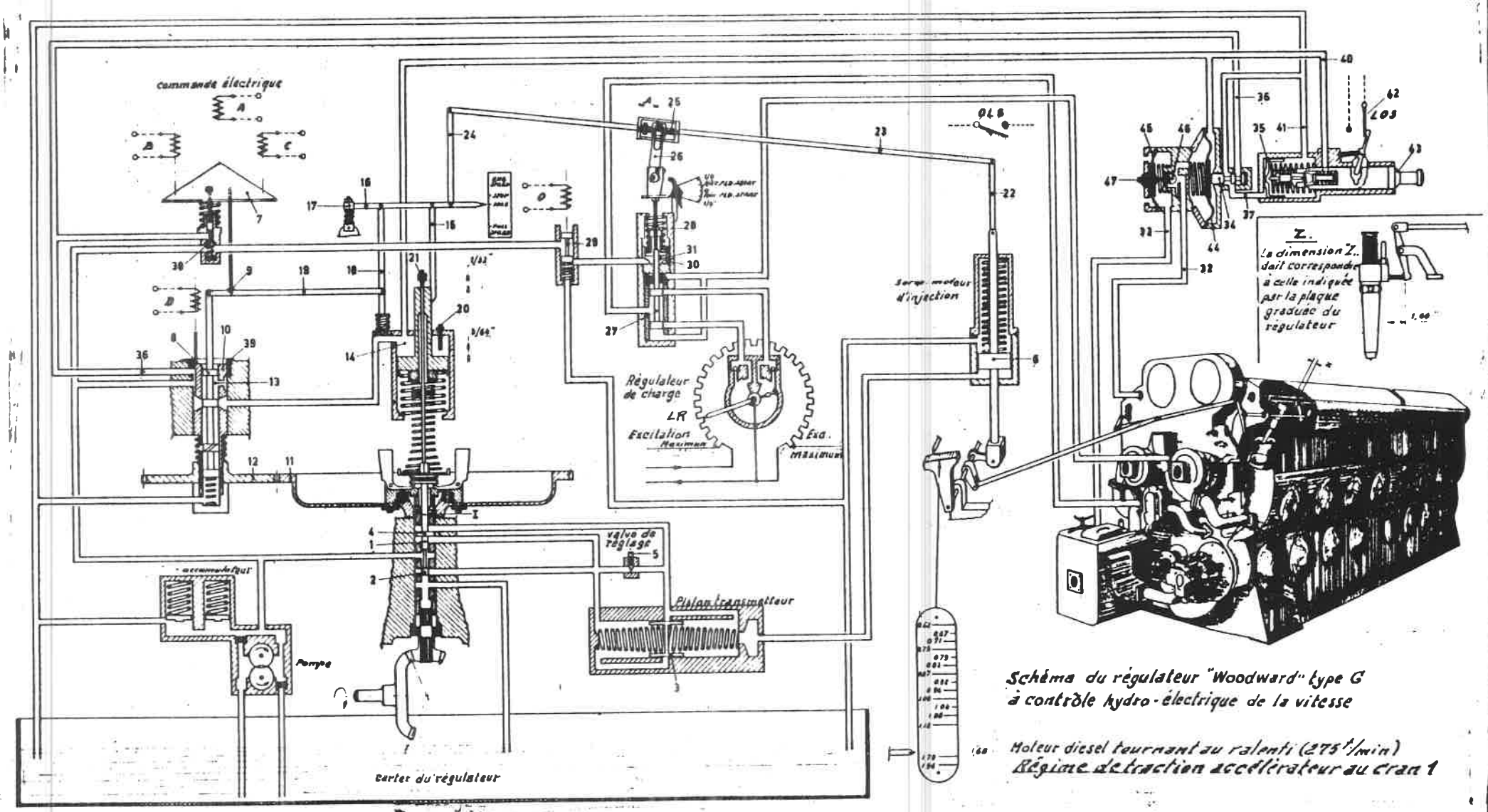


Fig.362

Annexe 24.

C.1180 3.17.

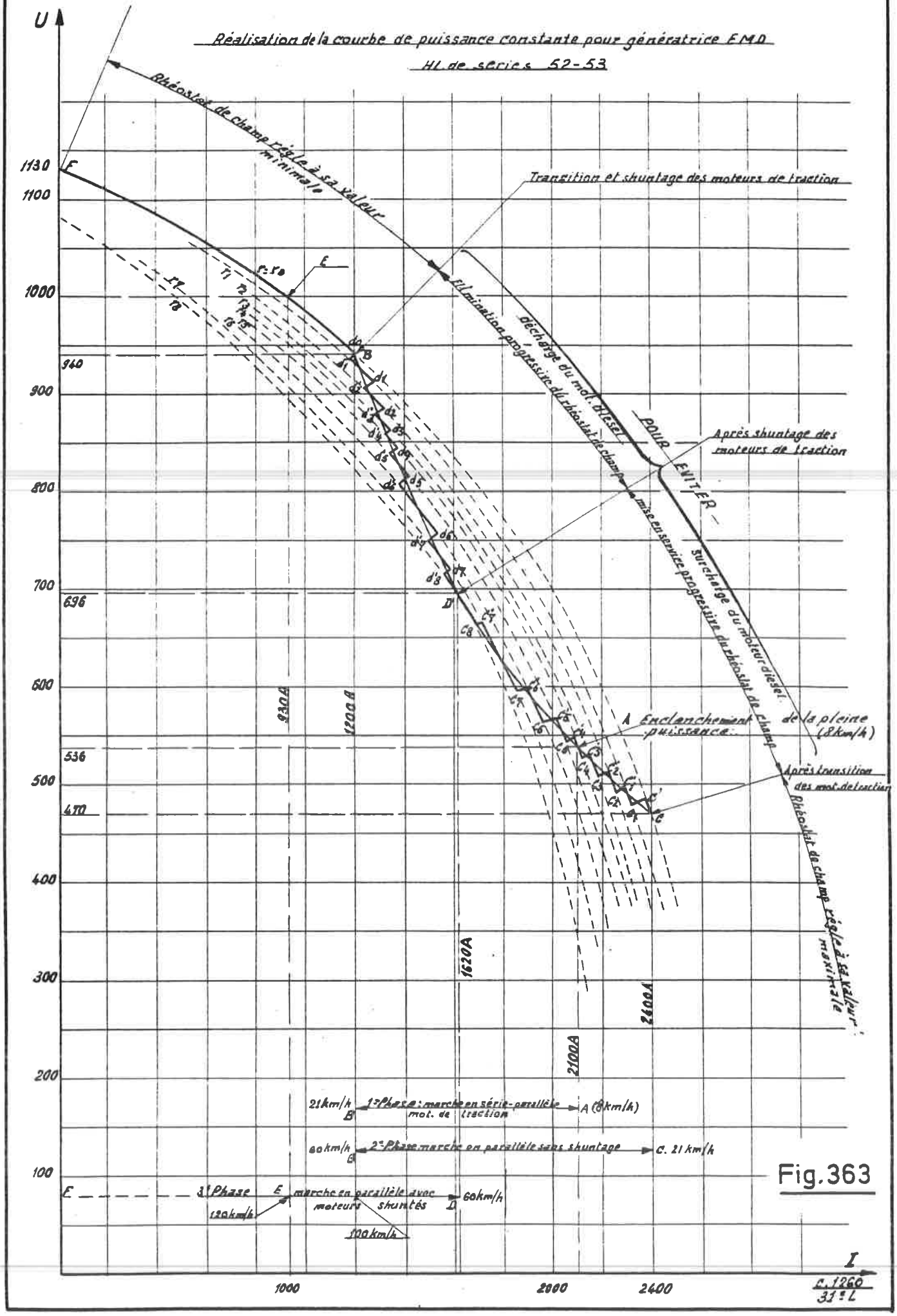

U
Réalisation de la courbe de puissance constante pour génératrice EMD HL de séries 52-53
Rhéostat de champ réglé à sa valeur minimale
Transition et shuntage des moteurs de traction
Elimination progressive du rhéostat de champ
Déchargé du mot. diesel
POUR EVITER
Après shuntage des moteurs de traction
mise en service progressive du rhéostat de champ
surcharge du moteur diesel
Enclenchement de la pleine puissance (8km/h)
Après transition des mot. de traction
Rhéostat de champ réglé à sa valeur maximale
1130
1100
1000
940
900
800
700
696
600
536
500
470
400
300
200
100
1620A
2100A
21km/h B 1ère Phase : marche en série-parallèle mot. de traction A (8km/h)
60km/h B 2ème Phase marche en parallèle sans shuntage C. 21 km/h
E 3ème Phase 120km/h E marche en parallèle avec moteurs shuntés D 60km/h
100km/h
1000
2000
2400
I
C. 1260
31 t L

Fig.363

HL. de. séries 52-53-54

Variation du courant en fonction de l'effort de traction pour :

Vitesse croissante et

décroissante de la locomotive

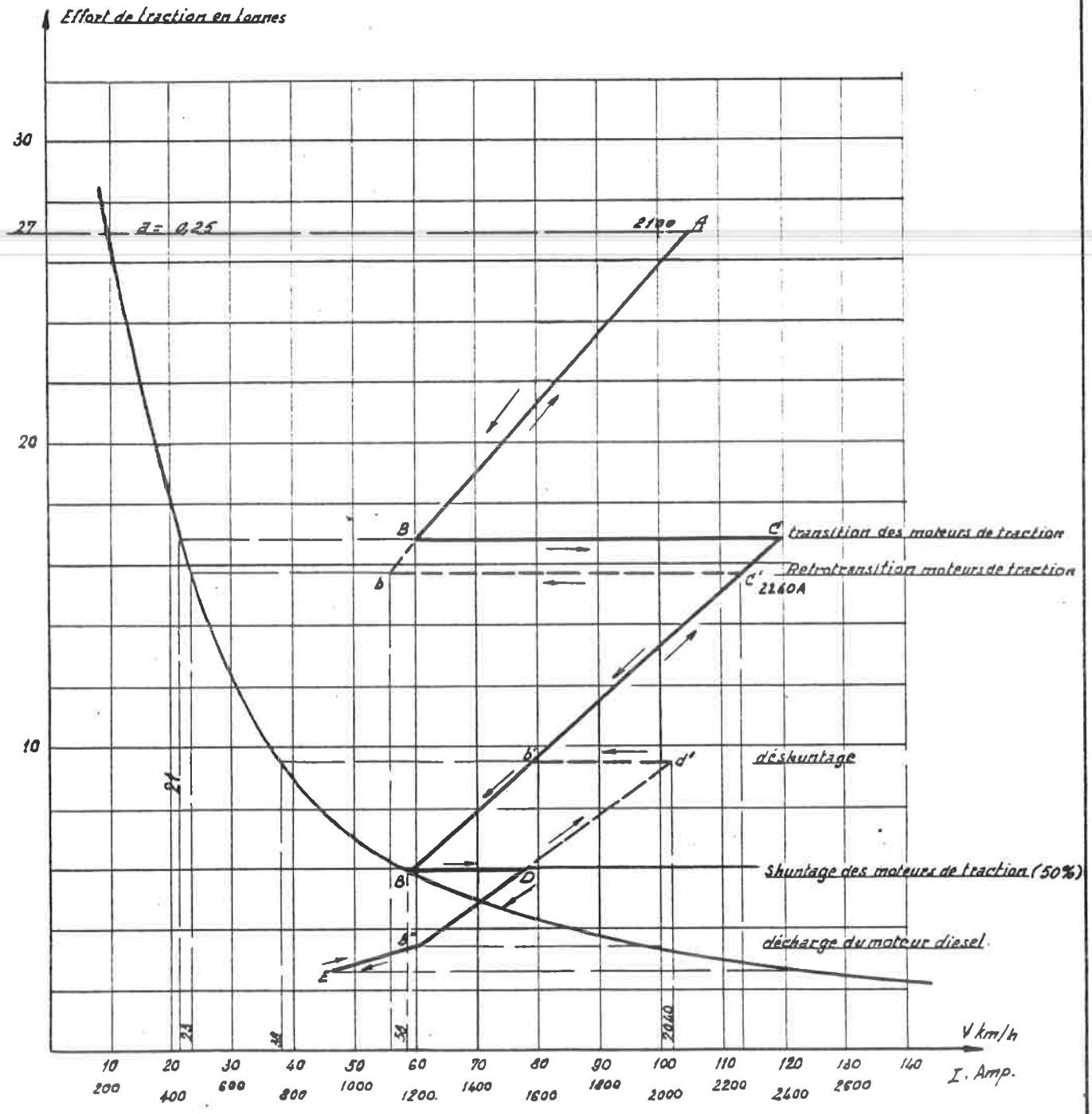


Fig. 364

C. 1260
31.7.L

Annexe 217

HL. de. serie 55

Caractéristique U = f I

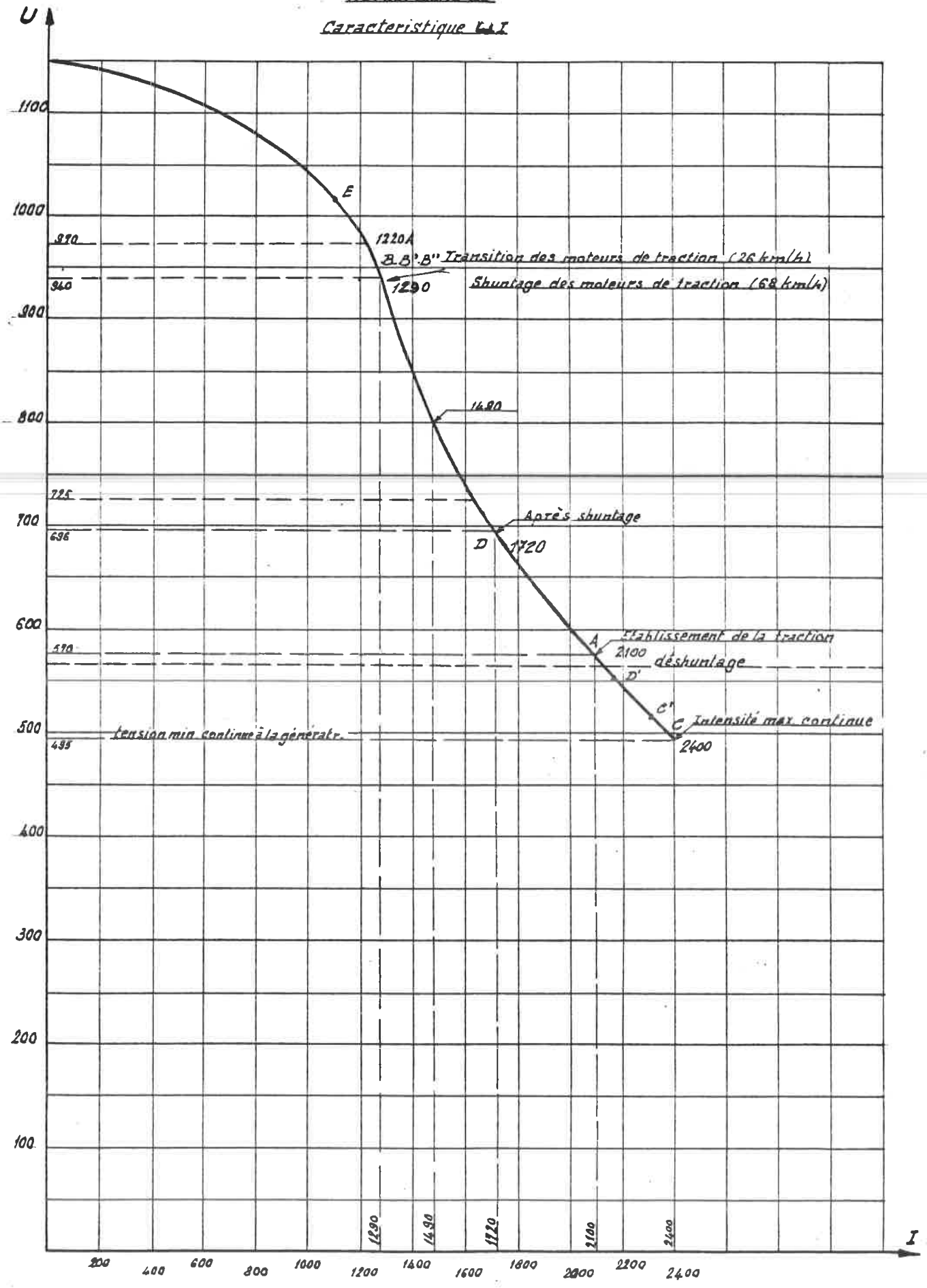
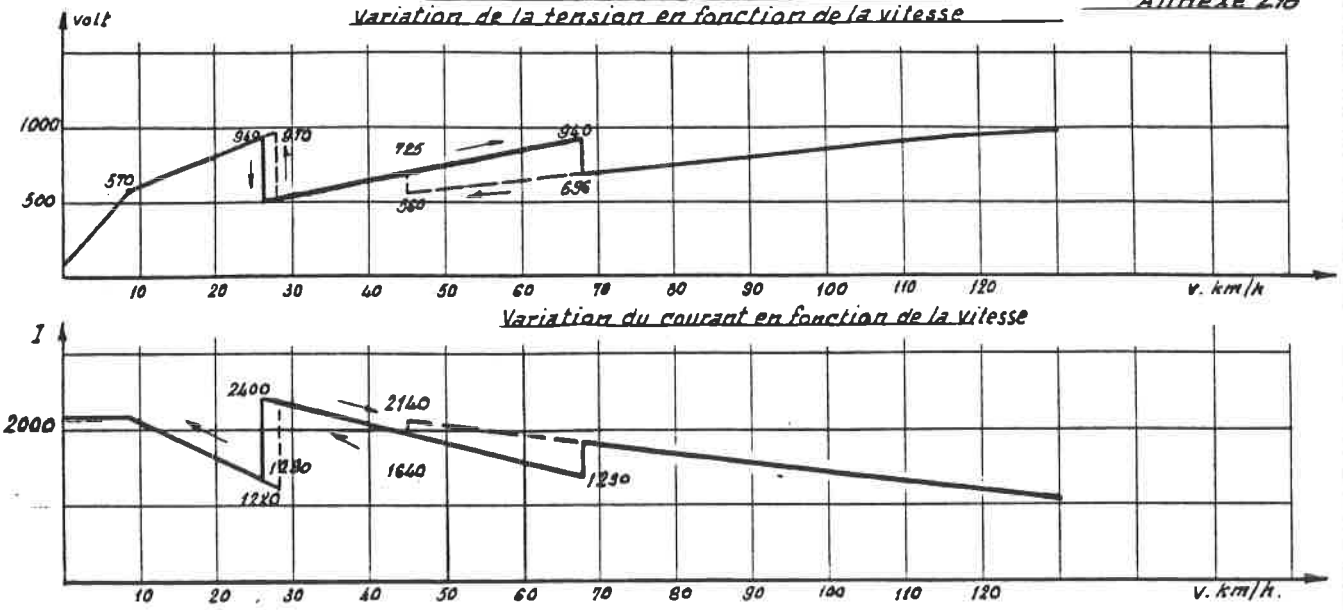


Fig. 365

C.1260
31 : L

HL de serie 55

Annexe 218



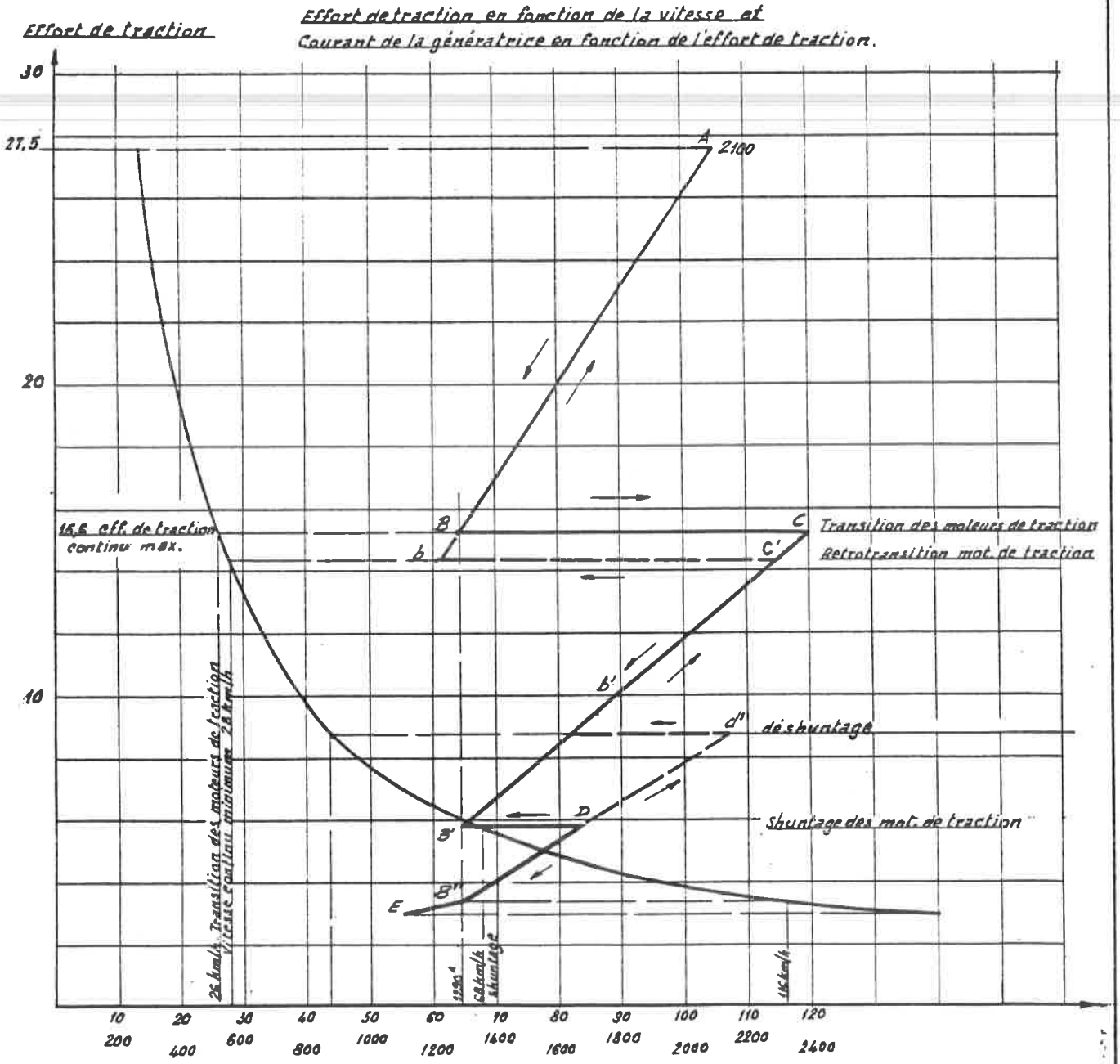


Fig. 366

C. 1260
31 L.

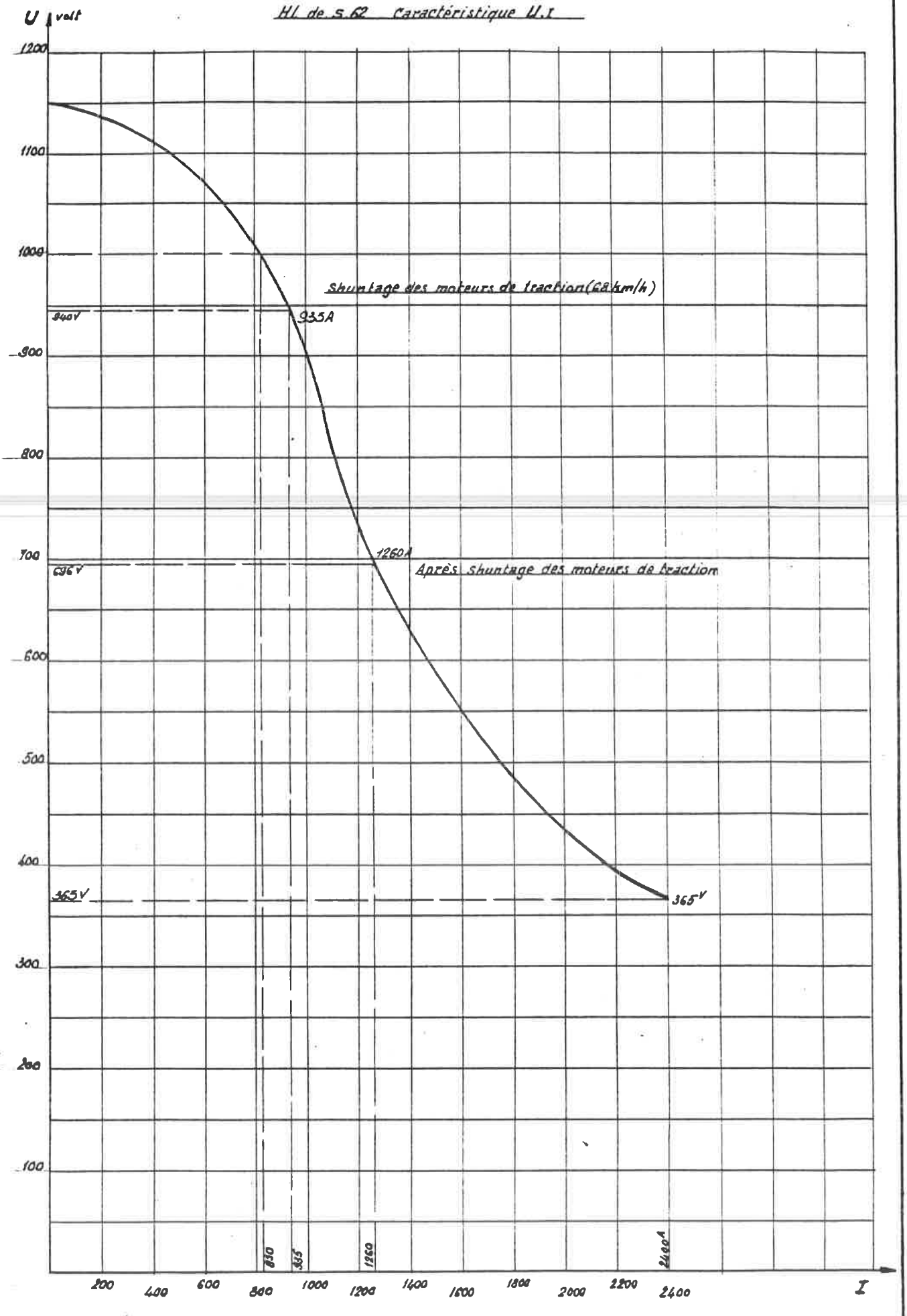
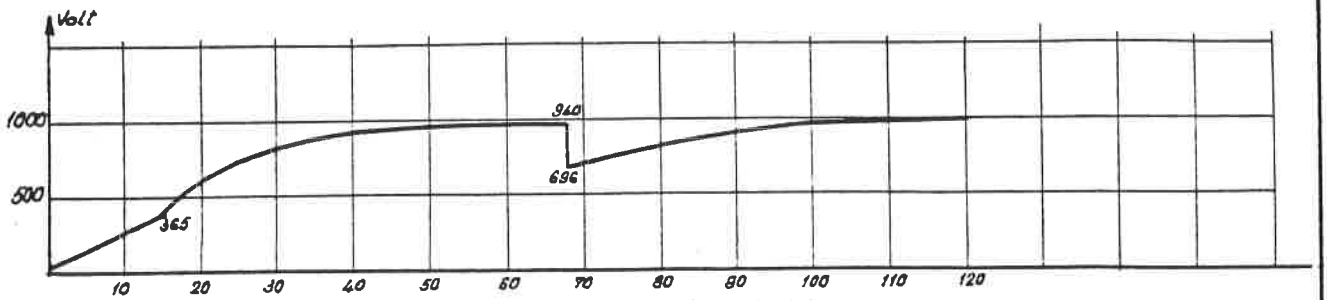


Fig.367

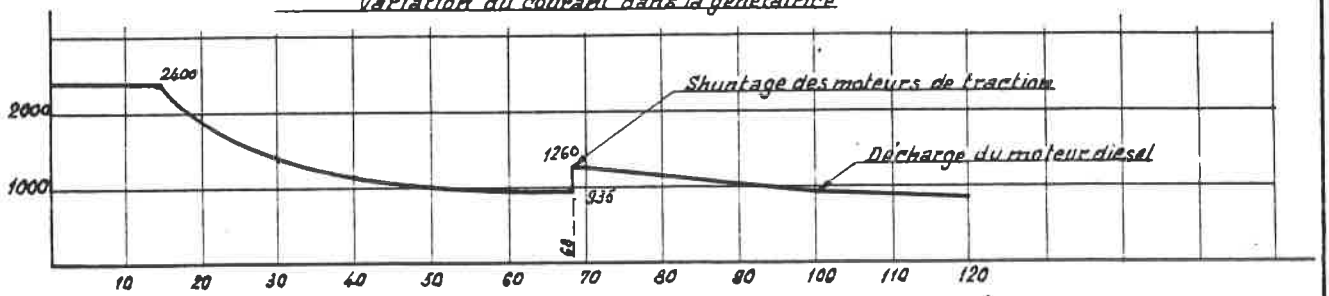
C.1260
31 ème L.

Annexe 220

Variation de la tension à la génératrice HL de série 62



Variation du courant dans la génératrice



Effort de traction en fonction de la vitesse de la locomotive
Courant de la génératrice en fonction de l'effort de traction

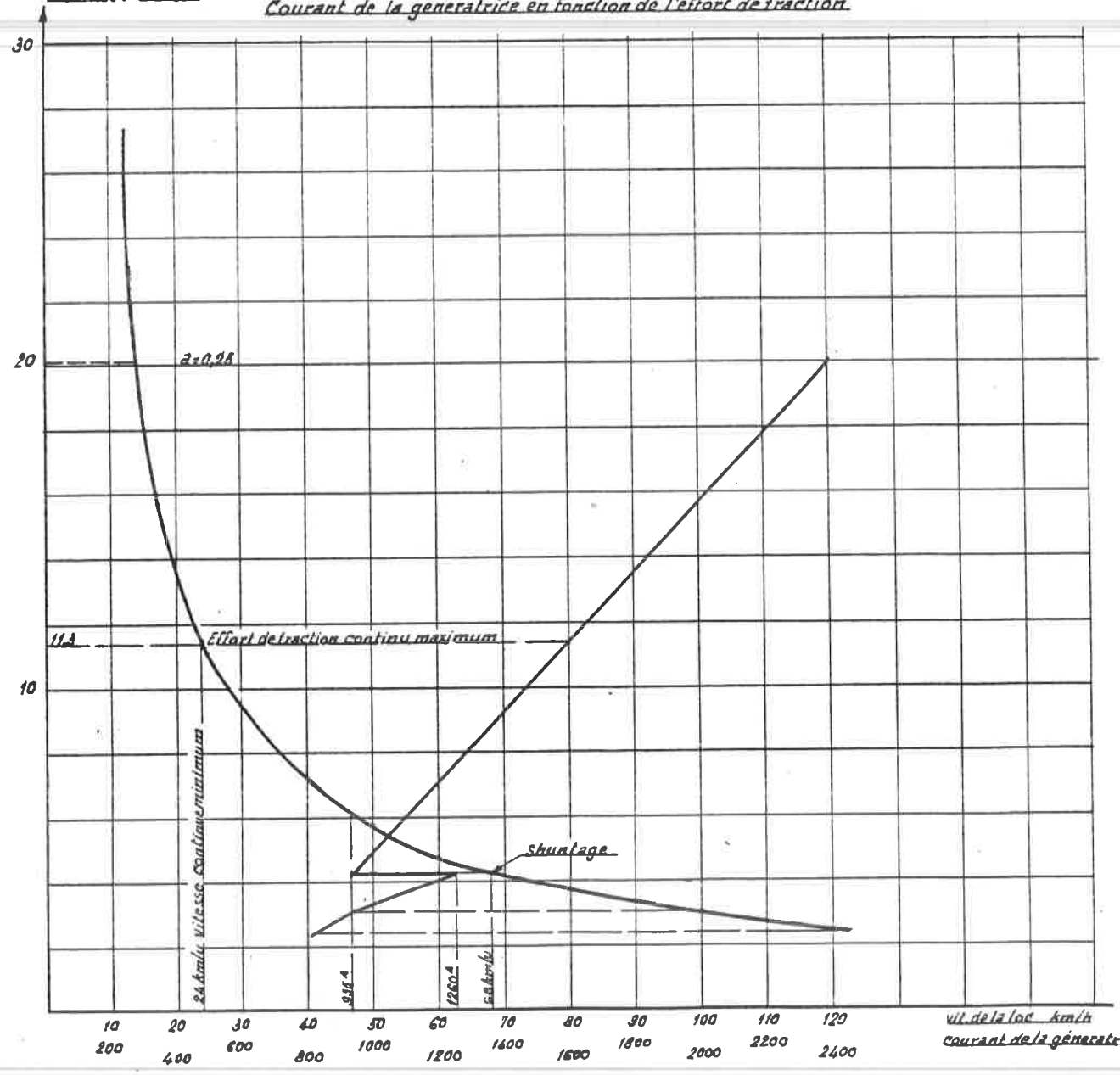
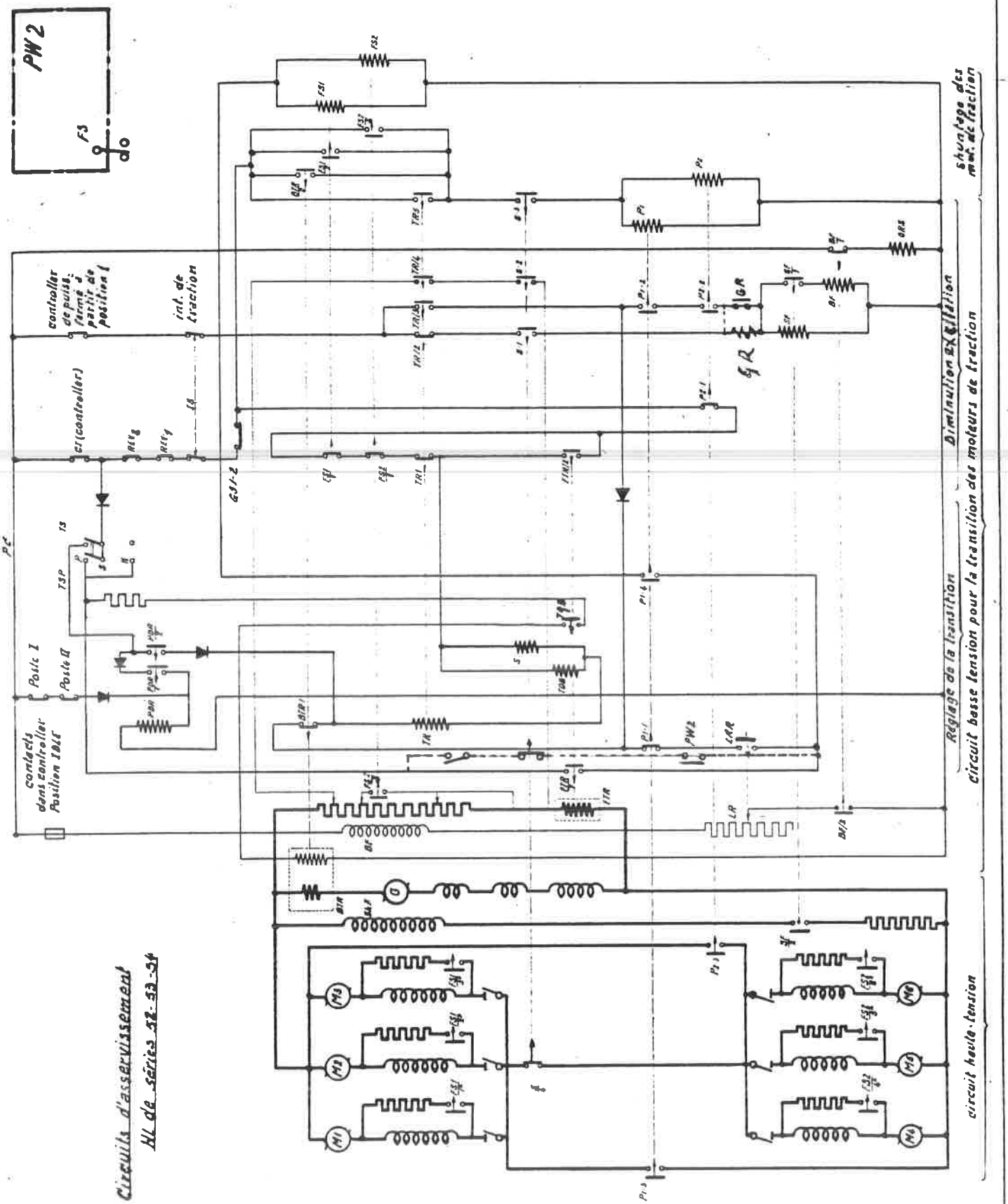


Fig.368

C.1260
31 F L

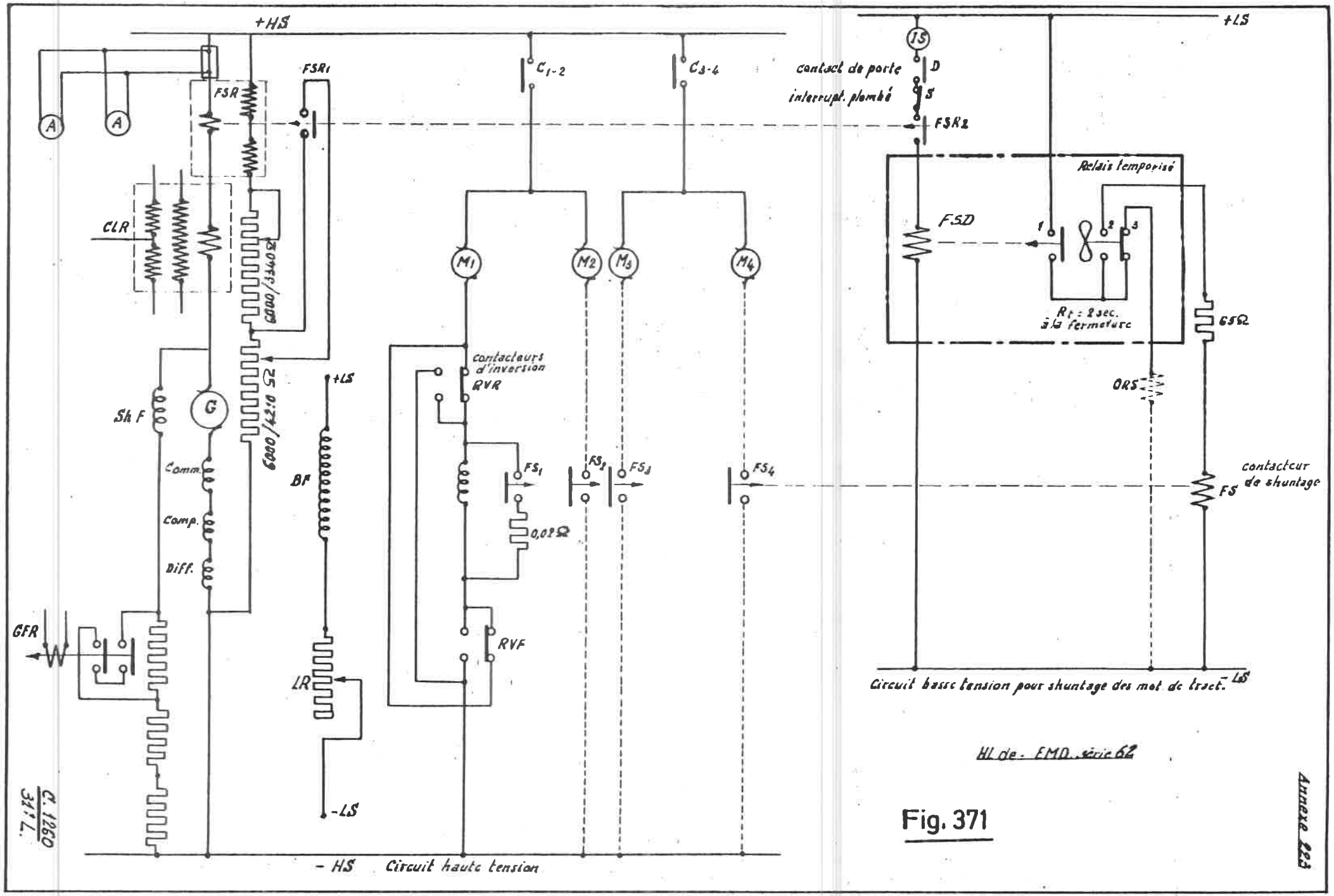


Circuits d'asservissement
HL de séries 32-53-54

Fig.369

Transition et shuntage des moteurs de traction

ML de série 54



HI de - EMD. série 62

Fig. 371

C. 1260
3.1.7.

Annexe 223

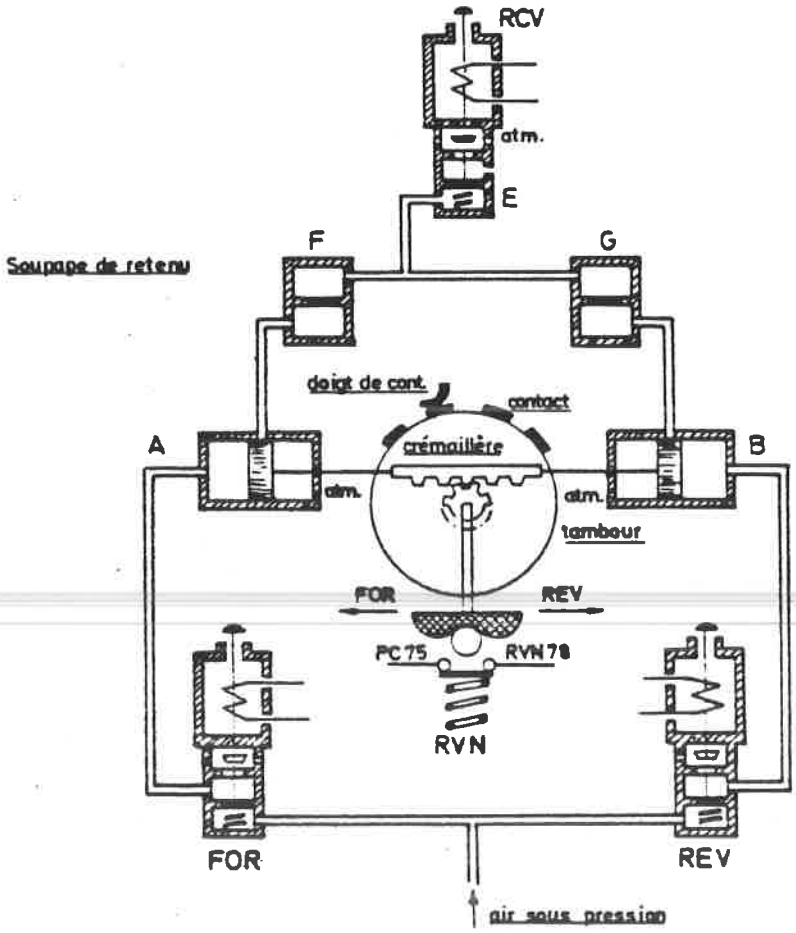


Fig.372/1

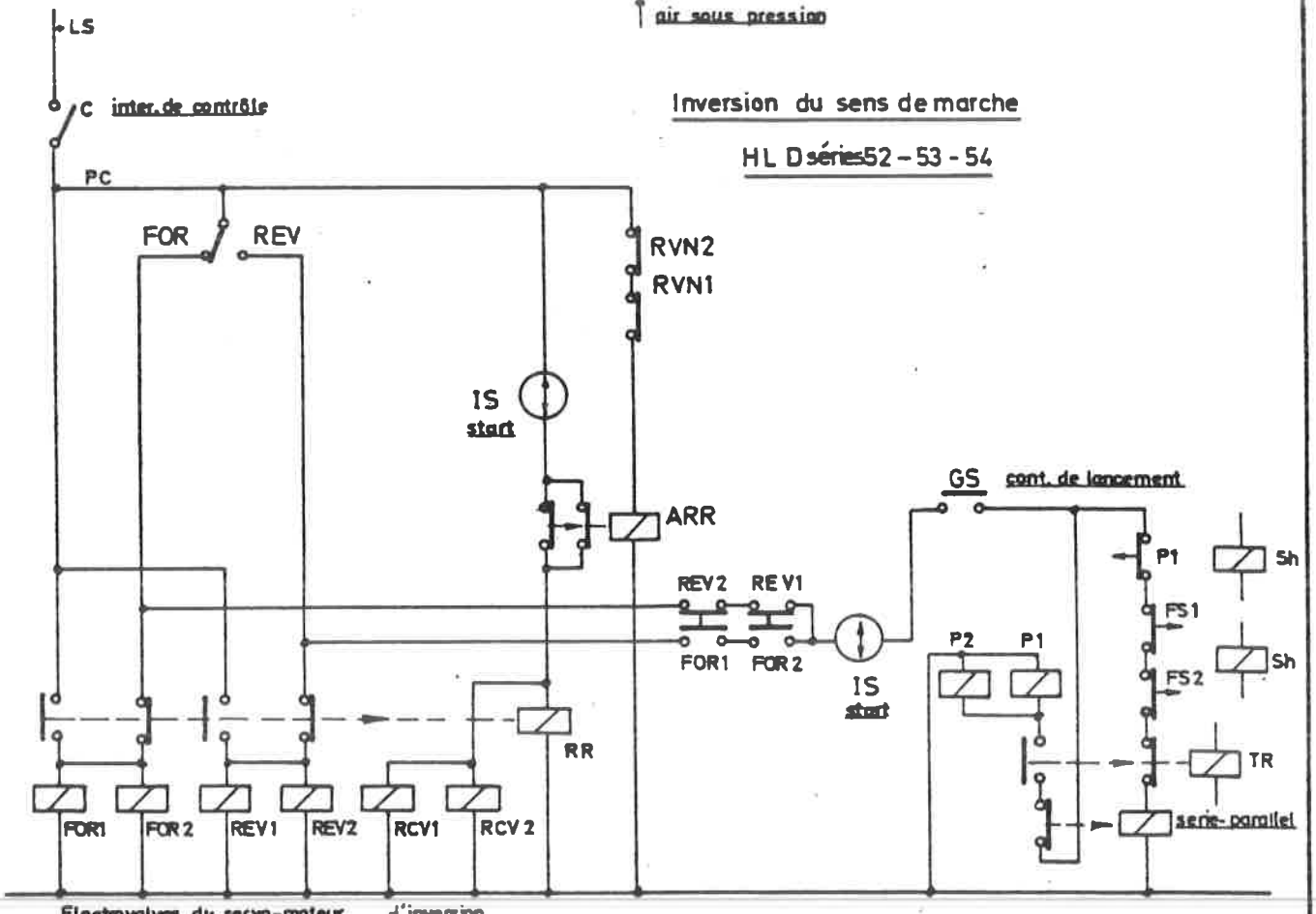


Fig. 372/2

C.1260
31e L.

HL de série 62

Enclenchement circuit de traction

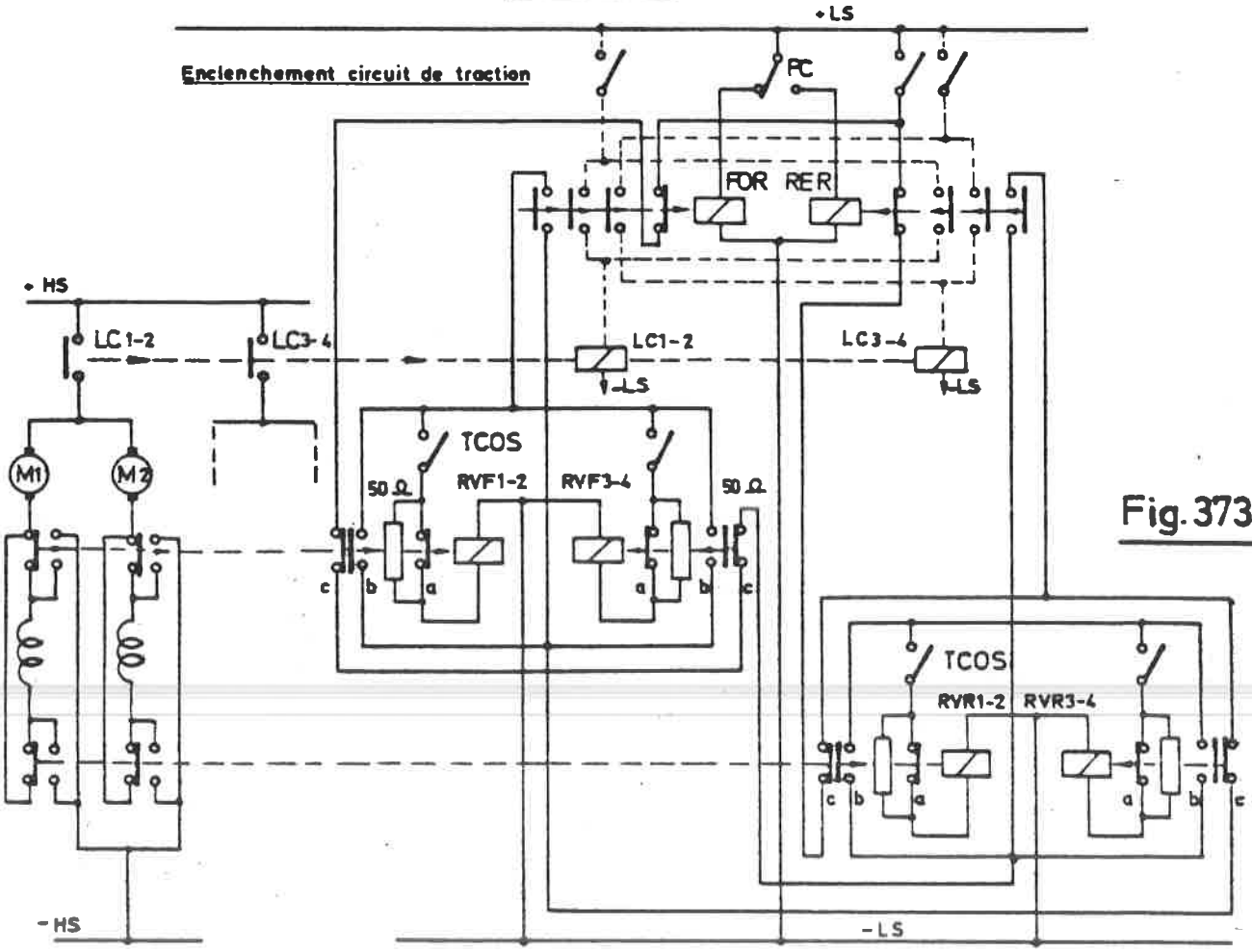


Fig. 373

HLde série 55

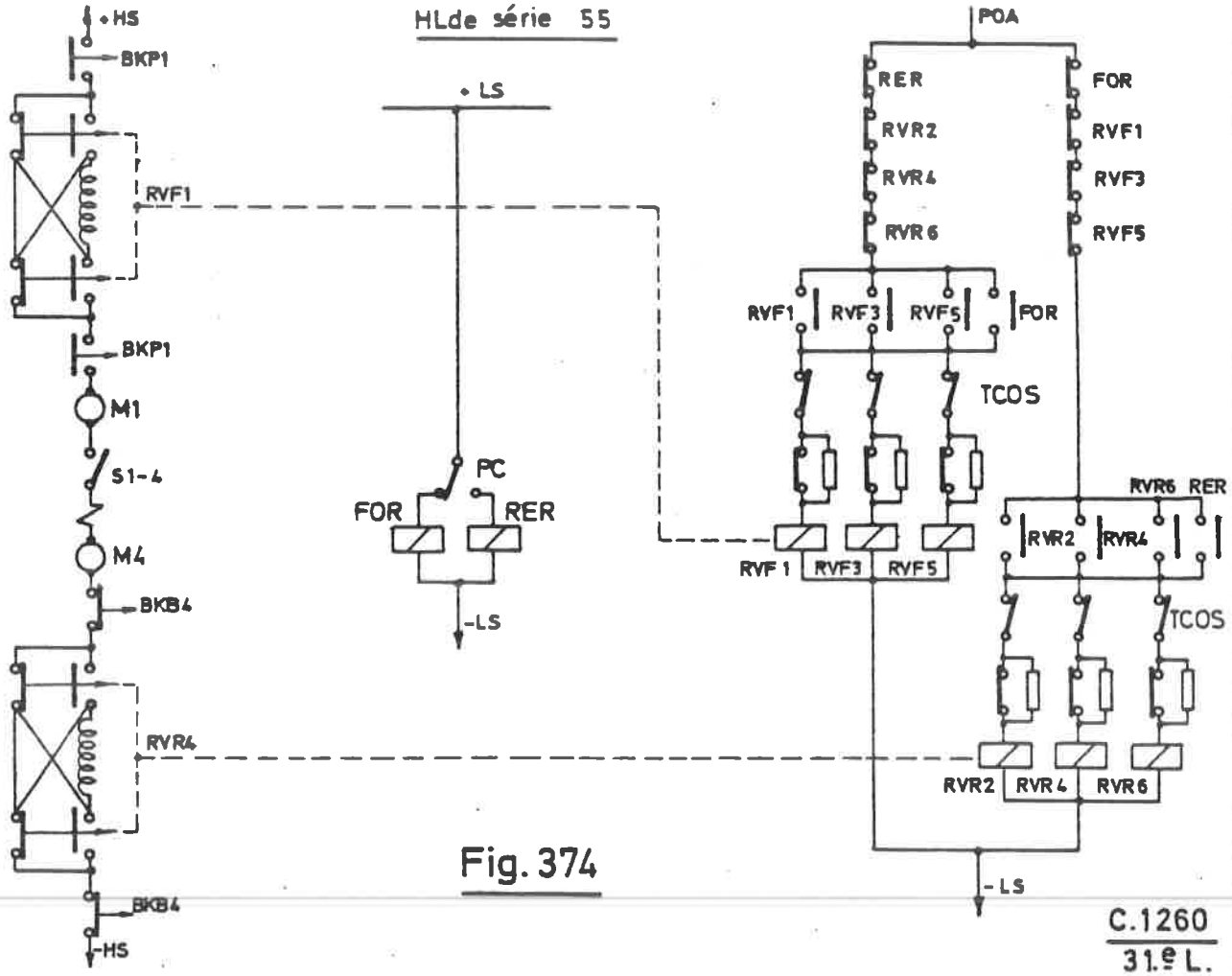


Fig. 374

X. LE FREIN RHEOSTATIQUE.

A. Définitions et principes.

373. Une locomotive diesel électrique à "frein rhéostatique" aussi appelée "à frein électro-dynamique" est une locomotive pouvant être freinée au moyen de ses moteurs detraction.

374. Les moteurs de traction ont par conséquence deux régimes de fonctionnement :

1) Le régime normal ou de traction (fig. 375/a et 376/a).

Les moteurs de traction raccordés normalement à la génératrice entraînent la locomotive.

2) Le régime de freinage (fig. 375/b et 376/b).

Les moteurs de traction entraînés par les essieux de la locomotive sont déconnectés de la génératrice et fonctionnent comme des génératrices à excitation indépendante qui débitent sur des résistances appelées "résistances de freinage".

En régime de freinage les moteurs de traction seront dorénavant appelés "génératrices de freinage" afin de les distinguer clairement de la génératrice de transmission.

Pendant le freinage rhéostatique l'énergie cinétique de la locomotive en mouvement et de son train est transformée en énergie électrique et ensuite en énergie calorifique dans les"résistances de freinage".

Ces résistances sont refroidies par des ventilateurs entraînés par un moteur électrique alimenté par une des génératrices de freinage.

Pendant le régime de freinage, les enroulements d'excitation des génératrices de freinage sont tous raccordés en série à la génératrice de transmission.

B. Application du frein rhéostatique.

375. Le frein rhéostatique est particulièrement utile et efficace pour des locomotives diesel électriques destinées à la remorque des trains de marchandises lourds sur des lignes accidentées.

En effet, le frein rhéostatique permet des freinages de longues durées sans usage du frein pneumatique lequel présenterait dans certaines circonstances des inconvénients importants

(épuisement après des freinages de longue durée, usure des blocs de frein pouvant provoquer le bris de ces blocs ou des incendies par des particules incandescentes, chos et réactions entre l.- wagons pouvant occasionner des ruptures d'attelage, ...).

C'est ainsi que des locomotives à transmission électrique "EMD" de la S.N.C.B. notamment les séries 52, 53 et 55 ont été équipées d'un frein rhéostatique.

Aux locomotives, les induits des 6 génératrices freinage sont groupés 2 par 2 en série (fig. 376/b - 377 -) et débitent dans des groupes de résistances R1 à R3 refroid. par un ventilateur.

Le moteur d'entraînement du ventilateur de refroidissement est alimenté par une dérivation de courant du groupe R1.

376. Le changement des connexions permettant le passage du "régime de traction" en "régime de freinage" s'effectue au moyen d'appareils analogues à ceux utilisés pour changer le sens de marche.

Aux locomotives séries 52 et 53, ce changement est réalisé au moyen de tambours appelés "Cam Switches" commandés par des servo-moteurs pneumatiques alimentés par les électrovalves BKT-M pour l'établissement du régime de traction et les électrovalves BKT-B pour l'établissement du régime de freinage.

Aux locomotives série 55 le passage en régime de freinage se fait au moyen de contacteurs.

C. Calcul et réglage de la valeur de l'effort de freinage.

1. Vérification de l'effort de freinage.

377. La puissance de freinage W des K génératrices de freinage est à chaque instant :

$$W = \frac{K.e.I}{r} \text{ Watt}$$

Puisque dans cette expression r indique le rendement des génératrices de freinage, la puissance de freinage augmente lorsque le rendement r diminue.

La puissance de freinage peut être exprimée en fonction du courant de freinage I ou en fonction de la force électromotrice "e" produite dans l'induit des génératrices de freinage (la résistance de l'induit est négligée).

a) Expression de l'effort de freinage par rapport au courant de freinage I.

378. La puissance de freinage électrique est à exprimer par :

$$W = \frac{K.e.I}{r} \text{ Watt}$$

Vu que e : IR la puissance peut également être exprimée par:

$$W = \frac{K.R.I^2}{r} \text{ Watt}$$

Aux locomotives séries 52, 53, 55 nous notons les valeurs suivantes :

r = 0,83 K = 6 R = 1,52 Ohm

d'où il résulte que la puissance de freinage peut être exprimée par :

$$W = 11.I^2 \text{ Watt}$$

379. La puissance de freinage mécanique peut à son tour être exprimée par :

$$P = \frac{F.V}{270} 736 \text{ Watt} = 2,72 \text{ F.V. Watt}$$

F = l'effort de freinage sur la locomotive en kg.

V = la vitesse du train en km/h.

Pour des raisons d'équilibre, il faut que :

$$11.I^2 = 2,72 \text{ F.V.}$$

L'effort de freinage produit par les génératrices de freinage est par conséquence :

$$F = \frac{4\ I^2}{V} \quad \text{ou} \quad F = \frac{(2\ I)^2}{V}$$

Conclusion : L'effort de freinage est à chaque instant proportionnel au carré du couble de l'intensité de courant dans les résistances de freinage et inversément proportionnel à la vitesse du train.

Autrement dit, à chaque intensité de courant constante I, correspond un effort de freinage F qui est inversément proportionnel à la vitesse V du train.

Cela peut être représenté, comme à la figure 378/a, par des hyperboles équilatères déterminées par le courant de freinage I.

b) Expression de l'effort de freinage par rapport à la force électro-motrice "e" produite dans les génératrices de freinage.

380. Puisque $I = \frac{e}{R}$, la puissance de freinage peut être formulée par:

$$W = \frac{k.\ e^2}{r.\ R} \quad \text{Watt}$$

La force électro-motrice dans une génératrice peut être exprimée par : $e = k.n.i_m$ lorsque :

k = une constante

n = la vitesse de rotation de la génératrice qui dans notre cas est proportionnelle à la vitesse "V" du train

i_m = le courant d'excitation dans les enroulements des génératrices de freinage qui est aussi le courant débité par la génératrice de transmission.

Ainsi la puissance de freinage est exprimée par :

$$W = k.V^2.\ i^2_m$$

Cette puissance pouvant également être exprimée par $P = 2{,}72\ FV$ nous obtenons pour des raisons d'équilibre que $FV = K.\ V^2\ i^2_m$ d'où il résulte

$$\boxed{F = K.\ V.\ i^2_m}$$

Conclusion : A chaque valeur constante i_m du courant dans les enroulements d'excitation des génératrices de freinage (étant aussi le courant débité par la génératrice de transmission), correspond un effort de freinage F qui est proportionnel à la vitesse du train V. Cela peut être représenté graphiquement comme à la figure 378/b.

2. Caractéristique de l'effort de freinage maximum.

381. Comme il a été démontré ci-dessus l'effort de freinage peut être exprimé par les deux expressions suivantes :

$$\boxed{F = \frac{4\ I^2}{V}} \qquad \text{et} \qquad \boxed{F = K.V.i^2_m}$$

Cela indique que la valeur de l'effort de freinage peut être réglée par deux moyens notamment par le règlage de i_m ou par le règlage de I.

Cependant ces deux grandeurs sont réciproquement porportionnelles.

En effet, des deux expressions il peut être déduit que :

$$I = k.V.i_m$$

- Pour des raisons techniques limitées en grandeur.

Comme le courant I est limité par les possibilités de refroidissement des génératrices de freinage (aux locomotives série 52, 53 et 55 limité à 300 A), le courant i_m est limité par les possibilités de refroidissement de la génératrice de transmission.

Cette dernière étant entraînée, pendant le régime de freinage, à une vitesse de rotation constante (435 t/min. le solénoïde CV du Woodward étant alimenté), son courant débité i_m est règlagle par le règlage du courant d'excitation dans les enroulements d'excitation principaux BF au moyen d'un rhéostat de champ (LR).

382. Le courant i_m débité par la génératrice de transmission étant réglé au moyen de son rhéostat de champ à sa valeur maximale admise i_m, le courant de freinage I atteindra à son tour sa valeur maximale admise à une certaine vitesse critique V du train.

Aux locomotives séries 52, 53 et 55 cette vitesse critique

$V = \frac{I_{max}}{k.i_{m\ max}}$ est environ 30 km/h.

Au courant de freinage maximum de 300 A il correspond pour chaque génératrice de freinage une tension aux bornes de 300 x 1,52 = 456 V.

383. Dans la figure 378/c, l'effort de freinage maximum des locomotives citées est représenté par le point A, correspondant au courant de freinage maximum de 300 A et à la vitesse critique de 30 km/h.

Ce point A doit être situé sur l'hyperbole

$$FV = 4.\ I^2_m = 4 \times (300)^2 = 360.000$$

384. Le point A est aussi le point critique de la caractéristique représentant l'effort de freinage maximum par rapport à la vitesse du train.

D'ailleurs :

a) Lorsque le courant débité par la génératrice de transmission étant réglé à sa valeur maximale $i_{m\ max.}$, l'effort de freinage maximum peut être exprimé à chaque instant par l'ex-

pression :

$$F_{max} = k.\ V.\ i_m^{\ 2}{}_{max.} = KV$$

Cette expression peut être représentée par la ligne droite OA comme à la figure 378/c.

Au point A, c. à d. à la vitesse de ± 30 km/h le courant de freinage I atteint sa valeur maximale admise de 300 A.

385. b) Puisque $I = k.V.i_m$, au-dessus de la vitesse critique de 30 km/h il y a lieu, pour ne pas dépasser le courant de freinage maximum, de limiter le courant i_m débité par la génératrice de transmission et cela d'autant plus que la vitesse V du train est plus grande.

Au-delà du point critique A l'effort de freinage maximum est obtenu par le réglage du courant (i_m) débité par la génératrice de transmission de façon à ce que le courant de freinage (I) se maintienne continuellement à la valeur maximale admise.

Pour les locomotives citées, l'effort de freinage maximum est de :

$$F_{max} = \frac{4 \times (300)^2}{V} = \frac{360.000}{V} \text{ kg}$$

L'effort de freinage maximum est par conséquence représenté par l'hyperbole équilatère CAB correspondante dans notre cas à l'expression :

$$F_{max.}\ V = 360.000$$

386. Conclusion.

La caractéristique représentant l'effort de freinage $F_{max.}$ est représentée par la courbe OAB dont la première partie BA (hyperbole équilatère) est déterminée par le courant de freinage maximum I obtenu en augmentant le courant i_m débité par la génératrice de transmission au fur et à mesure que la vitesse V du train diminue et la 2e partie AO (forme rectiligne) déterminée par le courant maximum (i_m max.) pouvant être débité par la génératrice de transmission pendant que le courant de freinage I diminue progressivement avec la vitesse du train.

3. Réglage de l'effort de freinage - REG-OHM.

387. Au-dessus de la vitesse de 30 km/h, la puissance développée par la génératrice de transmission doit être limitée afin d'éviter la surcharge des génératrices de freinage.

Cela est le but du système de réglage "REGOHM" dont les locomotives sont équipées.

En-dessous de la vitesse de 30 km/h, la puissance maximale de la génératrice de transmission est fixée par le courant maximum toléré dans son excitation indépendante BF qui est en service.

Au-dessus de 30 km/h, c. à d. à partir du moment où la tension aux bornes de chaque génératrice de freinage dépasse 456 V, le regohm (DBR) alimente l'enroulement shunt SF de la génératrice de transmission.

Le courant dans celui-ci a alors un sens tel que son champ magnétique est contraire au champ de l'excitation indépendante BF (fig. 379/b).

388. La bobine regohm étant raccordée aux bornes d'une des génératrices de freinage sa force d'attraction augmentera proportionnellement à sa tension d'alimentation.

Par conséquent le champ résultant des deux champs BF et SF diminue lorsque la vitesse du train augmente comme représenté à la figure 378/d.

Au moment même de la mise en service du frein rhéostatique à une vitesse élevée (p.ex. 90 km/h), l'intensité de freinage peut atteindre des valeurs très élevées.

Néanmoins, par l'intervention du regohm, cette intensité est ramenée dans un intervalle de quelques secondes à la valeur maximale admise de 300 A.

389. Si malgré l'intervention du regohm, la tension des génératrices de freinage dépasse la valeur de 540 V (p. ex. par un enclenchement trop brutal) un relais "BWR" allume une lampe témoin au tableau de bord de toutes les locomotives éventuellement accouplées. En plus, dans certains cas (série 55) le solénoïde ORS est excité, insérant ainsi la valeur totale du régulateur de champ LR (limitation de la puissance de la génératrice de transmission).

390. Remarques.

a) Par la forme hyperbolique de la lère partie de la caractéristique FV le frein rhéostatique sera pratiquement sans effet à des vitesse élevées de l'engin (au-dessus de 90 km/h).

L'enclenchement du frein rhéostatique à des vitesses au-delà de 90 km/h est d'ailleurs à déconseiller à cause des phénomènes de commutation dangereux qui se produiraient dans les génératrices de freinage.

391 b) Le glissement des roues par un effort de freinage trop grand est évité par les relais d'antipatinage qui à l'instant de leur intervention ramènent l'excitation de la génératrice de transmission à sa valeur maximale (alimentation ORS - insertion de toute la résistance du régulateur de champ LR).

Seuls des relais d'antipatinage à bobines-tension peuvent être d'application.

D. Les circuits de commande du frein rhéostatique.

392 1. Le sélecteur.

Toutes les locomotives à transmission "EMD" possèdent un tambour appelé aussi "sélecteur" dont la poignée de commande peut prendre 4 positions :

- une position nulle (off) dans laquelle la traction est coupée.
- trois positions de traction 1, 2 et 3 permettant de fonctionner avec les moteurs de traction en serie (S), avec transition automatique (N) ou en parallèle (P).

Aux locomotives s. 52 et 53 avec frein rhéostatique, la poignée du sélecteur possède en plus 2 positions de freinage dont la première assure la préparation du freinage et la deuxième sert pour l'exécution du freinage et le réglage de l'effort de freinage au moyen du rhéostat de freinage R (réglage de la valeur de im).

Si l'intensité de freinage dépasse sa valeur maximale de 300 A, il est inutile de vouloir augmenter encore le courant d'excitation de la génératrice de transmission puisque l'influence croissante du "Regohm" limitera constamment l'intensité de freinage à 300 Amp.

Aux locomotives série 55, le sélecteur ne prend qu'une position de freinage qui sert à la fois pour la préparation et pour l'exécution du freinage.

2. Les circuits de commande des locomotives 52 et 53.

Circuits haute tension : fig. 376/a et 376/b.
Circuits basse tension : fig. 379/a et 379/b.
Circuits de commande : fig. 380/a.

a) Première position de freinage de la poignée du sélecteur.

393 Cette position sert pour la préparation du freinage rhéostatique par l'alimentation:

- du relais de préparation du freinage ADB.

  A condition que le DOC (frein d'urgence) et PVS (contrôle de la pression dans la conduite de frein automatique) soient alimentés (frein pneumatique hors service), l'alimentation du solénoïde CV est préparée pour porter la vitesse de rotation du moteur diesel à 435 t/min.

- du relais de freinage BR.

  réalise l'alimentation directe de l'enroulement indépendant BF. (Les contacts GF et SF ouverts la traction étant coupée) BR est fermé.

- des électrovalves BKT1 - B et BKT2 - B qui font tourner le tambour "Cam-Switch" pour passage des moteurs de traction du régime traction en régime de freinage (passage de la figure 377 à la figure 378).

Par l'alimentation du relais de freinage BR, les contacteurs de puissance P1 et P2 restent définitivement coupés et les contacteurs S temporairement.

En effet, les contacts glissants du tambour de couplage comme du tambour d'inversion ne peuvent pas ouvrir ni fermer des circuits en charge.

Seulement après rotation du tambour du Cam-Switch le contacteur S est à nouveau alimenté. Un contact auxiliaire du contacteur S interrompt l'alimentation de P1 et P2 pendant toute la durée de freinage.

Remarque : A cause de son verrouillage mécanique, le sélecteur ne peut être placé en position de freinage tant que le controller de puissance n'occupe pas sa position neutre. Ce verrouillage empêche également pendant le freinage de placer le controller de puissance sur un des crans de puissance.

En position neutre du controller de puissance, les électrovalves BKT1 M et BKT2 M ainsi que le relais GF sont coupés.

Par la coupure de l'alimentation du relais GF (à cause de la coupure de la traction) les bobines série des relais d'antipatinage sont éliminées et leurs bobines de tension raccordées. Par l'alimentation du solénoïde ORS le régulateur de champ LR est totalement inséré.

b) Deuxième position de freinage du sélecteur.

394 Comme le relais ADB est alimenté (déjà en 1ère position) et ses contacts auxiliaires fermés, en 2ème position de freinage du sélecteur, le relais SFT est alimenté (par conducteur B4) ce qui coupe l'excitation shunt de la génératrice de transmission et alimente le solénoîde CV du régulateur Woodward (la vitesse de rotation du moteur diesel est portée à 435 t/min.).

c) Réglage de l'effort de freinage.

395 Le régulateur de champ "LR" est commandé par un servo-moteur réglé par le relais "ORS".

En cas de coupure de l'alimentation de ORS le régulateur LR est complètement éliminé et le champ BF est maximal. Pendant le régime de freinage le relais ORS est alimenté par la fermeture du contact vibrant du relais LRP.

Comme représenté à la figure 379/A, ce relais LRP est inséré entre le contact mobile du régulateur LR et le contact mobile du régulateur de freinage dont la position est fixée par le sélecteur dans sa 2ème position de freinage.

Le relais LRP a une armature qui porte un contact inverseur et qui se déplace vers la gauche ou vers la droite suivant le sens du courant dans sa bobine dès que la tension aux bornes de celle-ci dépasse 0,5 Volt. Ainsi, quand le potentiel de sa borne X est supérieur à celui de la borne Y (différence minimale 0,5 V) le contact du relais LRP ferme le circuit ORS insérant la résistance LR. Le champ BF diminue.

Si, par contre, le potentiel X est inférieur au potentiel Y, le contact LRP coupe le circuit de ORS diminuant ainsi la valeur de la résistance LR. Le champ BF augmente.

En changeant la position du sélecteur, le régulateur de freinage peut être réglé et par conséquence aussi le potentiel de Y par rapport au potentiel X. Ainsi :

Y = 75 V lorsque le rhéostat de freinage est éliminé et
0 V lorsqu'il est inséré.

X = 75 V lorsque le régulateur de champ LR est éliminé et
0 V lorsqu'il est inséré
(ORS alimenté ou non alimenté).

Il s'en suit que lorsque le rhéostat de freinage augmente, le potentiel X dépasse le potentiel Y. Par la fermeture du contact "LRP" la bobine ORS est alimentée et le rhéostat LR est inséré. Quand, à son tour, le potentiel Y dépasse le potentiel X, ce qui coupe de nouveau l'alimentation du relais "ORS". Le rhéostat de champ est de nouveau éliminé. Ainsi le contact d'inversion LRP vibrera pendant toute la durée du freinage avec une fréquence telle que la valeur moyenne de la résistance LR soit égale à la valeur du rhéostat de freinage fixée par la position du sélecteur.

Cela veut dire que l'intensité du champ BF et par conséquence le courant d'excitation des génératrices de freinage est réglée directement par la position du sélecteur.

396 Si l'effort de freinage devient trop grand il faut distinguer:

1. Une des roues motrices glisse ce qui a pour conséquence:

- l'intervention du relais d'antipatinage avec coupure de SF et la fermeture du contact auxiliaire du relais ORS du régulateur Woodward. Le champ de la génératrice de transmission est très affaibli. L'effort de freinage diminue.

- l'allumage d'une lampe témoin dans les postes de conduite.

2. Le courant de freinage est supérieur à 300 A.

Le Regohm intervient et l'excitation shunt est mise en service. L'effort de freinage diminue.

3. La tension aux bornes des moteurs de traction dépasse 540 V.

Le relais BWR s'enclenche et allume une lampe dans les postes de conduite.

d) Les circuits de commande du frein rhéostatique aux locomotives série 55.

397 Ces circuits sont représentés à la figure 380/b (frein en service. Conçus d'après les mêmes principes qu'aux locomotives 52 et 53, ils se distinguent par les particularités suivantes:

1. Le passage du régime de traction au régime de freinage se fait par les contacteurs BKP1 - BKB4 - BKB2.5 - BKP 2.3 - BKP 5.6 et non pas par des tambours "Cam Switch".

   En régime de freinage, seuls les contacteurs BKB 2.5 - BKB 4 sont alimentés.

2. Pour passer du régime de traction au régime de freinage il faut :

a) placer le controller de puissance dans sa position pour laquelle le moteur diesel fonctionne au ralenti.

- par la coupure des relais SF, BF et GFR l'alimentation des excitations shunt et indépendante de la génératrice de transmission est coupée.

- par l'alimentation du solénoïde ORS, le régulateur de champ LR prend sa valeur maximale.

b) placer le sélecteur en position neutre d'où résulte la coupure du relais FOR et par conséquence l'ouverture de tous les contacteurs de puissance "P".

c) après un temps de 5", placer le sélecteur dans son unique position de freinage

- par l'alimentation du relais BR, les moteurs de traction sont shuntés temporairement pour diminuer les chocs de courant lors de l'établissement du régime de freinage (Pas aux HL s. 52 et 54).

- Les contacteurs BKB 2.5 et BKB 4 sont alimentés. Les contacteurs BKP 1, BKP 2.3 et BKP 5.6 ne sont pas alimentés.

- Le relais "FOR" est à nouveau alimenté ce qui fait enclencher tous les contacteurs série "S".

- Le circuit des génératrices de freinage se ferme par l'alimentation du contacteur BK.

d) Placer la poignée de puissance sur freinage (position B 9).

- La vitesse de rotation du moteur diesel est portée à 435 t/min.
- Les contacteurs BF et SF sont alimentés ce qui provoque la coupure de FS 1 et FS 2 et l'élimination des résistances de shuntage des génératrices de freinage.

- Pendant le freinage, le courant d'excitation de la génératrice de transmission (BF) est limité à 12.5 A par interposition d'une résistance de 4.8 Ω (BKP 2.3 s'ouvre, BF se ferme).

  Tant que BF n'est pas alimenté, le regohm (DBR) ne peut pas influencer l'excitation shunt de la génératrice de transmission (BF ouvert; nécessaire pour éviter les conséquences du magnétisme rémanent).

  Par l'alimentation de BF, le regohm est raccordé à l'enroulement shunt. Le regohm (DBR)fonctionne de la même façon qu'aux locomotives s. 52 et 54).

- ORS est coupé ce qui élimine la résistance LR.

  Par opposition à ce qui se passait pour les locomotives s. 52 et 53, le relais BWR n'allume pas seulement une lampe témoin à son internvention (tension aux bornes de génératrices de freinage supérieure à 540 V) mais excite aussi le solénoïde ORS ce qui diminue l'excitation de la génératrice de transmission et par conséquence, la force électro-motrice produite dans les génératrices de freinage.

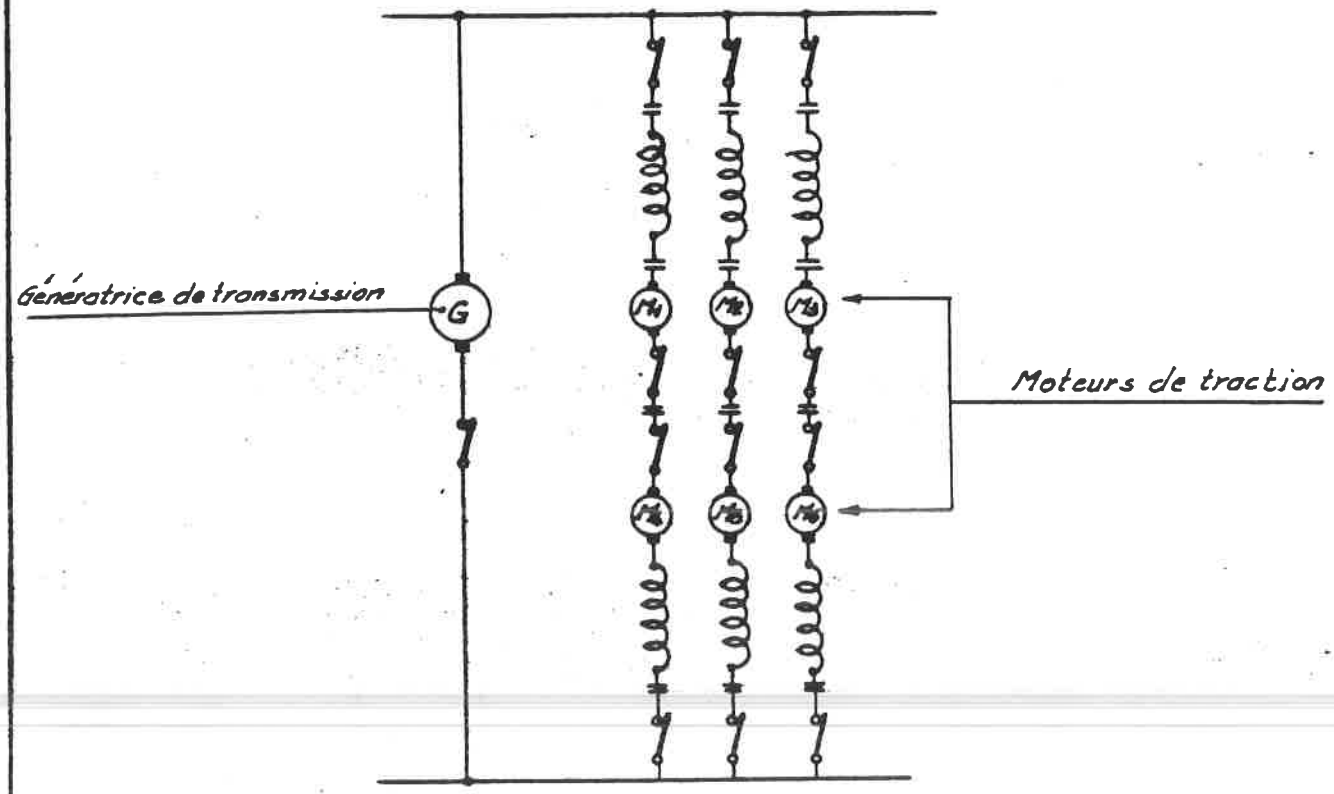


Fig.: 375a

1. Traction

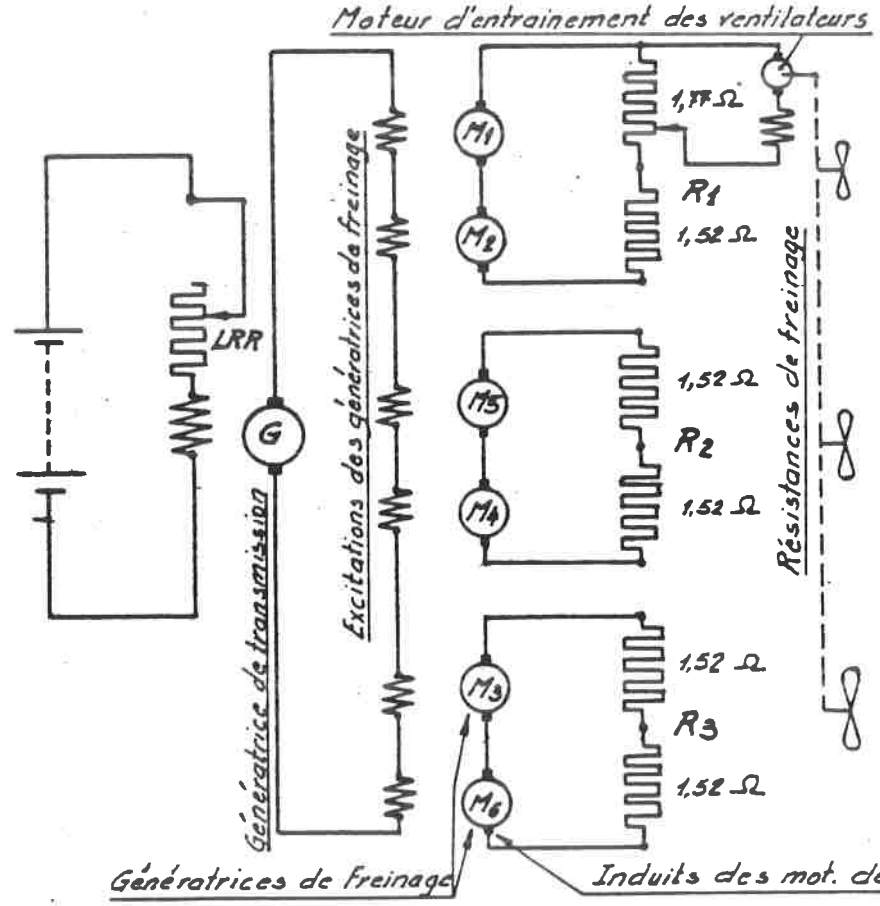


Fig.: 375b

2. Freinage

Annexe 227/1

Moteurs de traction en regime de traction

HL de. t. 52 - 53

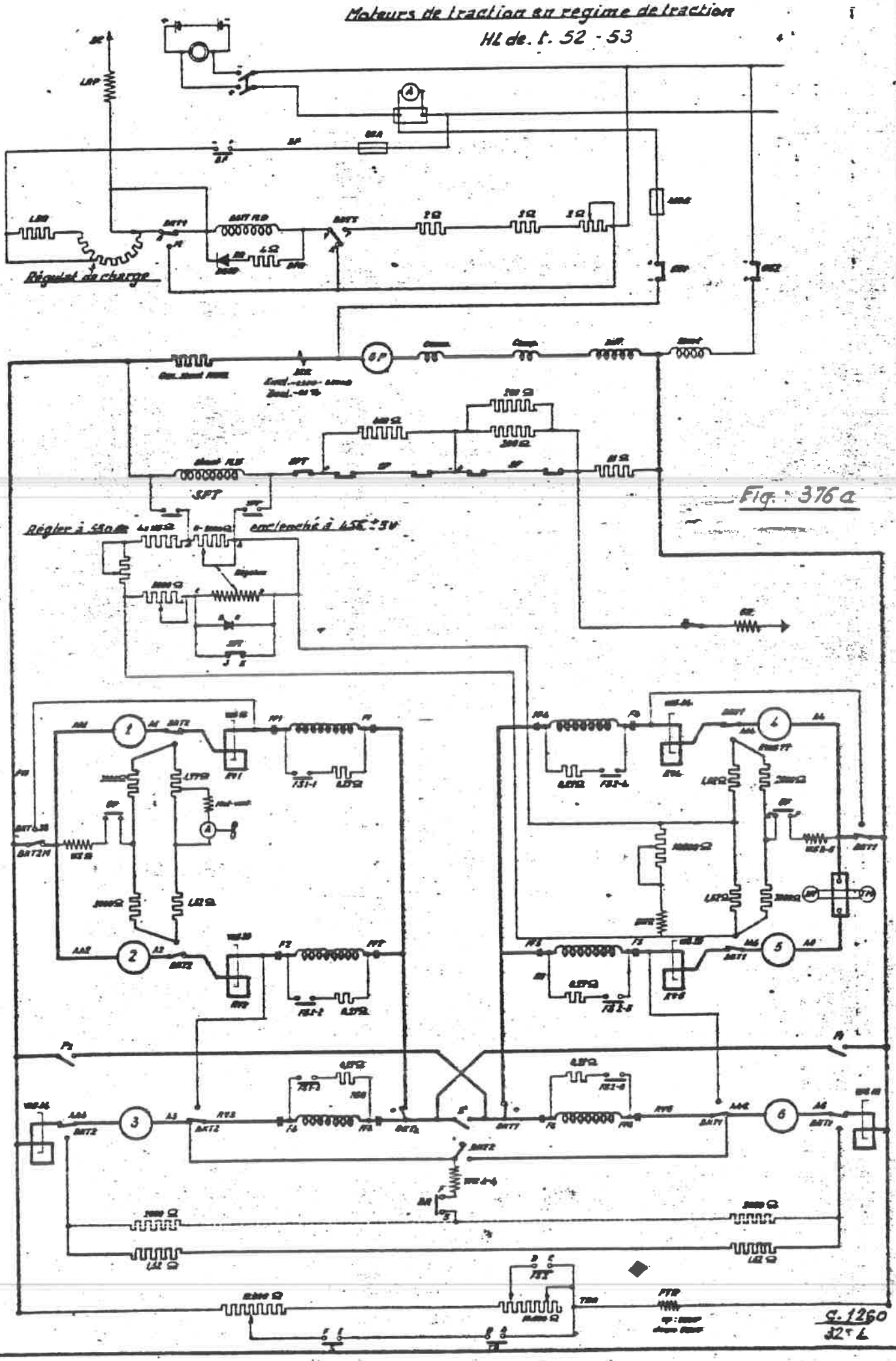


Fig. 376 a

C. 1260
32 T L

Moteurs de traction en régime de freinage
(Génératrices de Freinage)

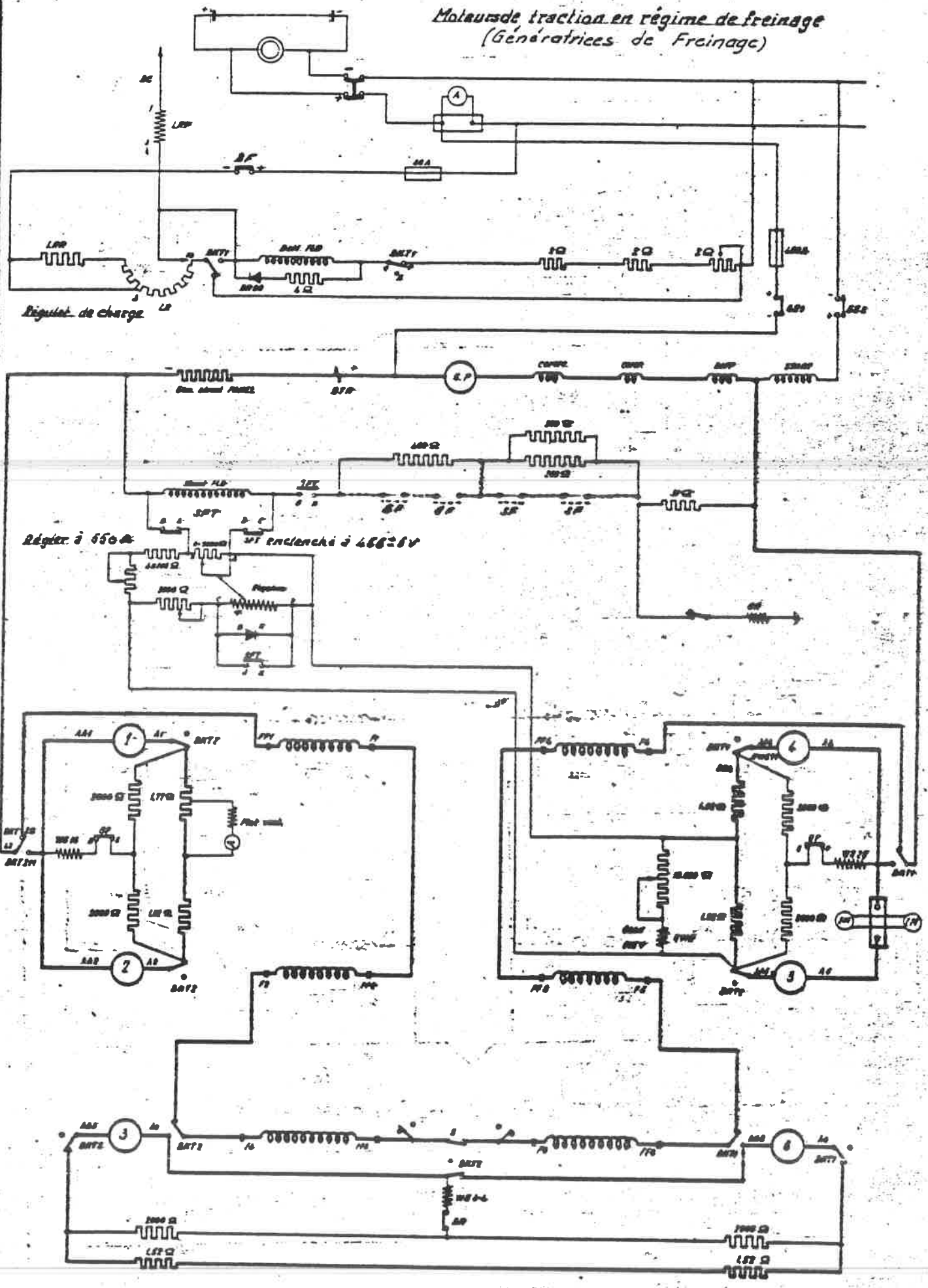


Fig.: 376 b

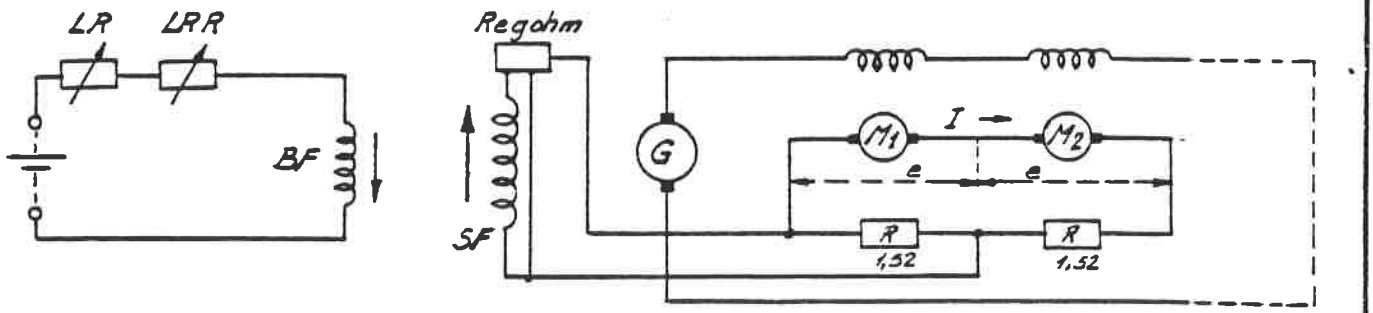


Fig. : 377

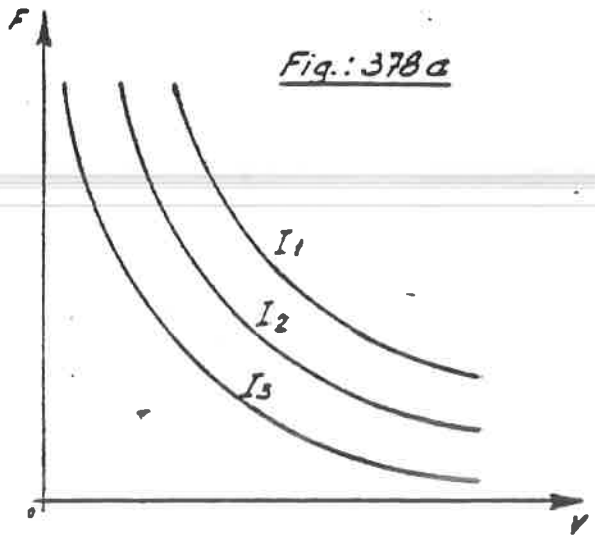


Fig. : 378 a

Représentation de l'effort de freinage par rapport à la vitesse de la locomotive pour les intensités de freinage successives $I_1, I_2, I_3, \ldots\ldots$

$[FV = (2I)^2]$

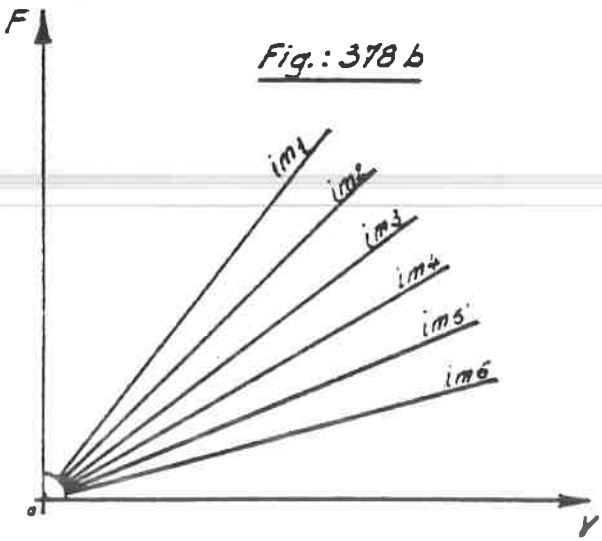


Fig. : 378 b

Représentation de l'effort de freinage par rapport à la vitesse du train pour les courants d'excitation successifs $im_1, im_2, \ldots\ldots$

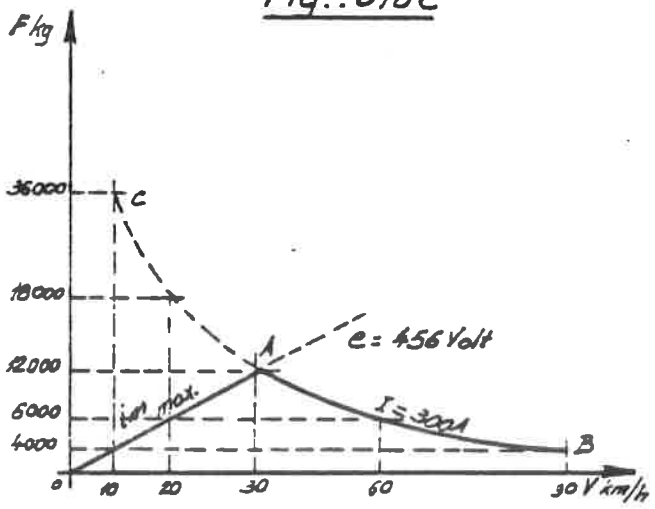


Fig. : 378 c

OA : Représentation $F = K.V.(i_m^2)_{max.}$

BC : Représentation $F = \frac{4I_m^2}{V} = \frac{4 \times (300)^2}{V} = \frac{360.000}{V}$ kg

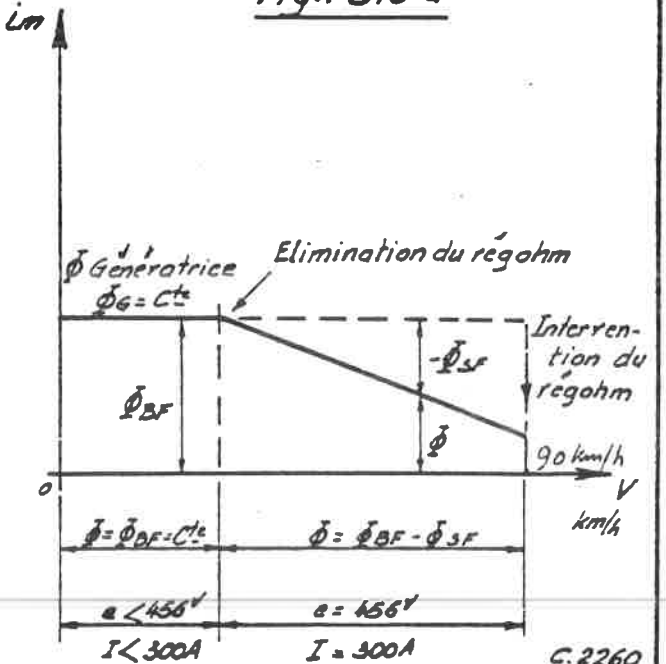


Fig. : 378 d

Reglage de l'effort du freinage par le réglage du courant débité par la génératrice de transmission

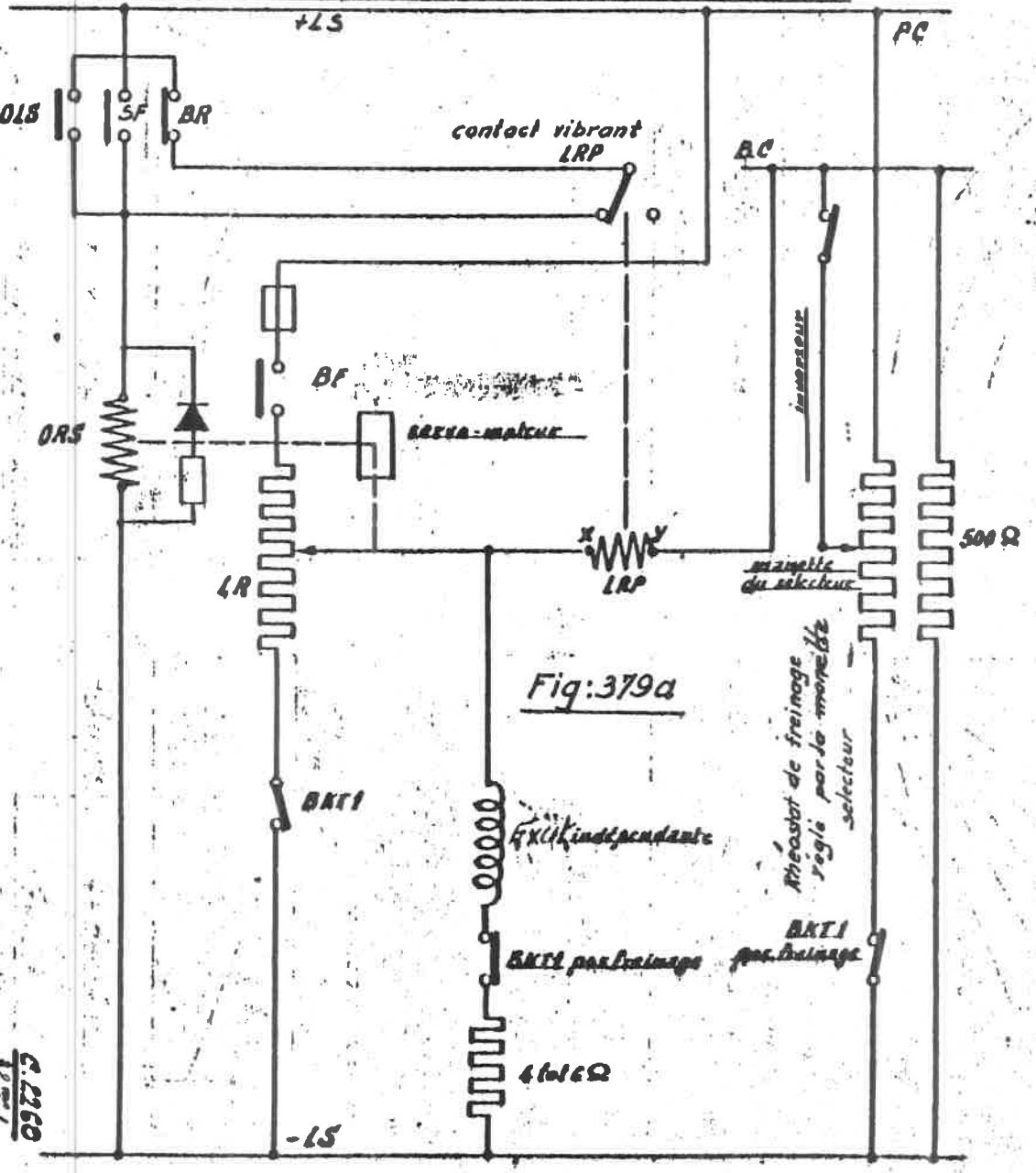


Fig:379a

Limitation de la puissance de la génératrice de transmission par le régohm

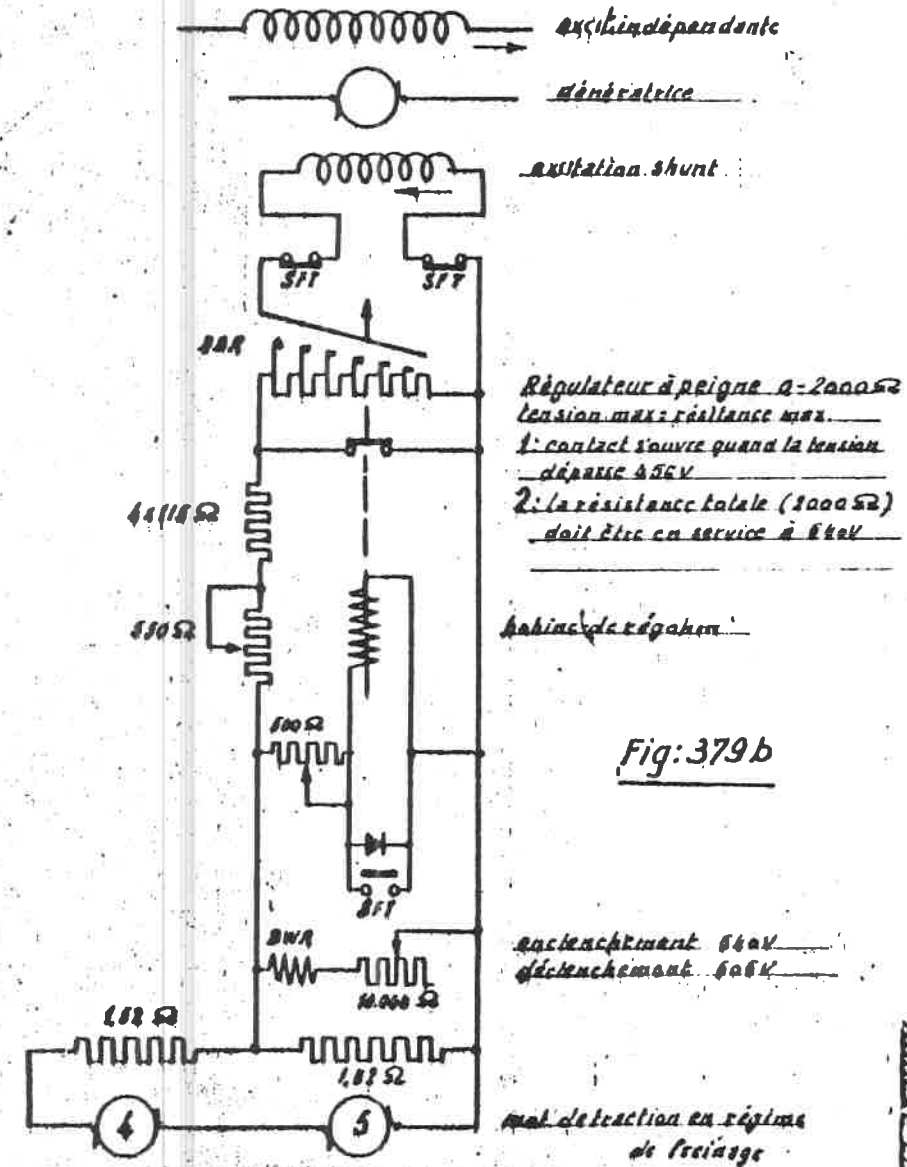


Fig:379b

sectionneur batterie

int. de contrôle

int. thermique

ML de L. 52-53

Circuits d'asservissement du frein rhéostatique

Inverseur

selecteur 4

Controller de puissance

2T" controller

Fig: 380 a

Annexe 230

S 2260
32-7

C 2260
Fig: 3806

Relais de shuntage

contrôler de puissance

inverseur

Relais de freinage

élimination exc. shunt

Lampes lum. cont. de park.

cont. exc. radicaux.

cont. exc. shunt

Relais subd.

Inverseur

cont. de freinage

cont. parallèle

cont. série

cont. pt. shuntage circuit frein.

Ampère 251

Frein rhéostatique sur M 06 P. 55 (Rhin en service)

SNCB
Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

IV/VI

Leçons 33 à 40

CHAPITRE VI.

LES INSTALLATIONS ELECTRIQUES BASSE TENSION DES ENGINS DIESEL.

A. Généralités.

1. Par installations basse tension des engins diesel on entend les batteries d'accumulateurs avec leur dispositif de charge et les circuits alimentés par ces batteries :

- l'installation électrique de lancement du moteur diesel
- les dispositifs électriques de contrôle, de commande et de protection du moteur diesel et des organes de la transmission
- les phares et les installations d'éclairage
- les installations électriques de ventilation et de chauffage
- le dispositif de veille automatique
- l'installation pour la commande automatique des portes (autorails)
- les circuits de commande d'installations de chauffage alimentées au gasoil
- éventuellement, l'alimentation d'installations radio.

B. Batteries d'accumulateurs des engins de traction diesel.

2. On trouve, sur les engins de traction diesel, des batteries au plomb et des batteries alcalines.

Ci-dessous un bref rappel du principe de fonctionnement des deux sortes de batteries.

1. Accumulateurs au plomb.

Electrolyte : acide sulfurique dilué.

Anode : à l'état chargé : peroxyde de plomb (brun)

Cathode : à l'état chargé : plomb (gris).

Pendant la décharge, il se forme sur les deux électrodes du sulfate de plomb (blanc). Pendant la charge, le sulfate de plomb se décompose de sorte que la teinte blanche des deux électrodes disparaît et l'anode redevient brune et la cathode redevient grise.

Après un temps prolongé sans utilisation ou constamment une charge insuffisante ou une décharge régulièrement poussée trop loin, le sulfate de plomb se fixe sur les plaques.

La batterie devient impuissante par sulfatation.

2. Batteries alcalines.

Electrolyte : hydroxyde de potassium dilué (KOH) ou potasse caustique.

Les électrodes consistent en plaques d'acier perforées et nickelées entre lesquelles se trouve la masse active qui diffère suivant la sorte de batterie:

2.a. Batteries ferro-nickel (NIFE et Tudor).

A l'état chargé la masse active de l'anode est du nickel pur et la cathode est du peroxyde de fer ou de l'hydroxyde de fer. Pendant la décharge, ces masses actives se transforment respectivement en hydroxyde de nickel ou oxyde de nickel et en hydroxyde de fer ou oxyde de fer.

A la cathode on ajoute de l'hydroxyde de cadmium comme catalyseur. (accélération des réactions chimiques).

2.b. Batteries cadmium-nickel (SAFTA).

A l'état déchargé, la masse active de l'anode est de l'hydroxyde de nickel et la cathode de l'hydroxyde de cadmium.

C. Caractéristiques techniques d'une batterie d'accumulateurs.

1. Force électro-motrice. - Tension aux bornes - Résistance interne.

3. La force électro-motrice E de la batterie dépend du type de batterie, de son état de charge, du nombre d'éléments, de la température de l'électrolyte.

Ainsi la force électromotrice E atteint :

- pour une batterie au plomb bien chargée : + 2,05 V/élément
- " " " " " déchargée : ± 1,8 V/élément
- " " " alcaline bien chargée : ± 1,3 V/élément
- " " " " déchargée : ± 1,1 V/élément

Soit Eb : la tension aux bornes de la batterie

Ri : la résistance interne de cette batterie.

I : le courant débité par la batterie.

$$Eb = E - Ri \cdot I$$

4. La résistance interne Ri d'une batterie dépend en particulier de :

- la composition, la nature et la construction de la batterie (surface et épaisseur des plaques, nature de la masse active, grandeur des intervalles, nombre d'éléments couplés en série...)
- la nature et la température de l'électrolyte
- l'état de charge de la batterie.

Généralement dans les mêmes conditions de température et dimensions, la résistance interne des batteries au plomb est plus petite que celle des batteries alcalines et ceci pour les raisons suivantes :

- l'acide sulfurique dilué est un meilleur conducteur que l'hydroxyde de potassium.
- le bioxyde de plomb, lequel doit être rangé dans les semi-conducteurs, est un meilleur conducteur que l'oxyde de fer, de nickel ou de cadmium.

La forme poreuse des électrodes de plomb influence aussi dans une certaine mesure la résistance interne.

Comme le sulfate de plomb n'est pas conducteur, la résistance interne d'une batterie au plomb augmente quand la décharge se poursuit. La résistance interne d'une batterie déchargée est jusqu'à 3 fois plus élevée que celle d'une batterie chargée.

La résistance interne d'une batterie alcaline augmente aussi quand la décharge se poursuit.

Suivant la nature des batteries, l'ordre de grandeur de la résistance interne peut varier de 0,1 ohm/élément (batterie au plomb pour radio) à 0,001 ohm/élément (batteries à buts mixtes) et à 0,0001 ohm/élément (batteries de démarrage pures).

2. La capacité.

2.1. Définition.

5. On appelle "capacité" C d'une batterie complètement chargée, le produit d'un courant de décharge constant I

par le temps t pendant lequel ce courant peut être fourni par la batterie avant que sa tension aux bornes n'atteigne sa valeur minimum pour laquelle la batterie peut être considérée comme totalement déchargée.

$$C = I.t$$

La capacité d'une batterie n'a pas une grandeur constante car elle dépend de facteurs et conditions variables :

- la méthode de charge de la batterie
- la température de l'électrolyte
- la tension aux bornes finale admise
- l'intensité du courant de décharge.

Aussi la notion de "capacité" n'a de signification que pour autant que les conditions dans lesquelles la batterie travaille soient bien définies.

2.2. La capacité nominale.

6. Suivant les définitions internationales, on appelle la capacité nominale "C" d'une batterie, la quantité d'électricité en ampères-heures (Ah), garantie par le constructeur, que cette batterie à l'état neuf et en parfait état peut fournir pendant un temps bien déterminé t après une charge complète (5 h pour les batteries alcalines et 20 h pour les batteries au plomb) sous un courant de décharge constant $I = \frac{C}{t}$ ($\frac{C}{5}$ ou $\frac{C}{20}$ suivant la sorte de batterie) et une température de départ de l'électrolyte fixée (20°C pour batterie alcaline et 27° pour batterie au plomb) sans que la tension aux bornes finale dépasse une certaine limite (1,1 V/élément pour batterie alcaline et 1,75 V/élément pour batterie au plomb).

2.3. Capacité effective et capacité ORE.

7. On appelle capacité effective, la quantité d'électricité fournie par la batterie, se trouvant dans un état de charge donné, sous un courant constant de décharge différent de $\frac{C}{5}$ ou $\frac{C}{20}$ jusqu'à ce qu'une tension finale différente de 1,1 V/él. ou 1,75 V/él. soit atteinte et pour des températures différentes de 20° ou 27° C.

La capacité effective n'a par conséquent de signification que si l'on donne les conditions de fonctionnement de la batterie.

Suivant les définitions ORE, la capacité est la quantité d'électricité que la batterie, après une charge préalable complète, peut fournir sous un courant constant I : 0,2 C_5 Amp., pour une température de l'électrolyte de 25°C jusqu'à ce qu'on atteigne une tension aux bornes moyenne de 1,1 V/él. (alcaline) ou 1,7 V/él. (plomb) ou, si cela se produit plus tôt, jusqu'à ce que la tension d'un des éléments constituant la batterie tombe en-dessous de 1 V (alcaline) ou 1,5 V (plomb).

2.4. Batterie complètement chargée.

8. Suivant les définitions ORE, une batterie doit être considérée comme complètement chargée :

- batterie alcaline : quand la batterie, chargée sous l'intensité prescrite par le constructeur, a absorbé une quantité d'électricité égale à 150 % de la capacité nominale C 5 à condition que la batterie ait été au préalable déchargée sous un courant de 0,2 C 5 Amp jusqu'à une tension moyenne de 1,1 V/élément.

- batterie au plomb : quand, après charge sous l'intensité prescrite par le constructeur, la tension aux bornes et la densité de l'électrolyte compte tenu des variations de température, restent constantes pendant 2 heures.

Dans les deux cas, la température de l'électrolyte doit rester comprise entre 20° et 30° C.

2.5. Liaison entre la capacité effective et le courant de décharge.

9. Le tableau ci-après montre que, pour une même température de l'électrolyte, la capacité effective dépend très fort de l'intensité du courant de décharge.

Température initiale : 25°C

Sorte de batterie	Courant de décharge I	Capacité effective Ah	Tension finale V/élément
Prestolite t. 1.115	0,05 C 20 = ± 10 A	220	1,7
	0,2 C 20 = ± 40 A	150	
	3 C 20 = 660 A	10	
SAFTA GPX 1000	0,2 C 5 = 20 A	105	1,1
	2 C 5 = 200 A	95	
	5 C 5 = 500 A	75	
NIFE 2 R-220	0,05 C 20 = 11 A	220	1,1
	0,5 C 20 = 110 A	182	
	1 C 20 = 220 A	140	
	2 C 20 = 440 A	17	

2.6. Liaison entre la capacité effective et la température de l'électrolyte.

10. La liaison entre la capacité et la température de l'électrolyte peut être exprimée comme suit pour les batteries au plomb, si l'on prend comme température de base 25° C.

$$C_{(25)} = \frac{C\,(t)}{1 + 0{,}01\,(t - 25)}$$

La capacité des batteries alcalines ne décroît pas linéairement avec la température comme pour les batteries au plomb, mais reste pratiquement constante pour tomber brusquement à zéro à une certaine température (appelée température critique). Cette température critique dépend de l'intensité du courant de décharge. Pour la batterie Edison et d'autres batteries à électrodes en fer, cette température critique se situe dans le voisinage de ± 2°C pour un courant de décharge d'environ 0,2 C 5. Pour des courants plus grands, cette température est plus élevée.

Une batterie alcaline perd donc normalement sa capacité aux environs de ± 2° C.

Ceci n'a rien à voir avec la propriété d'une batterie de fournir des intensités élevées de courte durée. A la température la plus basse, une batterie alcaline peut fournir des à-coups de courant élevés, par lesquels l'électrolyte se réchauffe rapidement au-dessus de la température critique.

3. La puissance d'une batterie.

11. On appelle puissance d'une batterie l'expression :

$$W = Eb.I = (E - R_1 I) I$$

En raison de la puissance, la tension aux bornes correspondant à un certain courant I ne peut pas descendre en dessous d'une certaine valeur minimum.

La puissance maximale d'une batterie ne correspond jamais au courant maximum. En effet, par court-circuitage le courant est maximum et la tension aux bornes est nulle donc aussi la puissance.

La tension aux bornes minimum autorisée, Eb min, dépend de l'utilisation de la batterie.

Pour l'éclairage, Eb min = $\pm$ 0,95 E et pour des moteurs de démarrage, Eb min = $\pm$ 0,5 E.

La puissance dépend fort de la capacité de la batterie et de la température de l'électrolyte. Ceci ressort du tableau ci-après qui indique, pour des batteries d'automobiles "Bosch" à l'état demi-chargées, l'intensité du courant de décharge pour laquelle la tension aux bornes tombe à 1 V/élément.

Intensité du courant de décharge qui fait tomber la tension aux bornes à 1 V/él.

Capacité (Ah)	Température électrolyte						
	+20°C	+10°C	0°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C
56	534	484	421	355	318	281	240
112	898	818	727	657	635	517	455
180	1078	993	900	793	740	682	620

Pour des batteries chargées aux 3/4, ces valeurs de courant doivent être multipliées par 1,17 et pour des batteries complètement chargées par 1,28.

4. L'intensité de charge et de décharge maximum autorisée.

12. Si la capacité d'une batterie dépend principalement de la masse active totale répartie sur les électrodes, de même les intensités maxima de charge et décharge sont déterminées par la surface de ces électrodes. L'intensité par surface unitaire des électrodes est en effet toujours limitée en grandeur et en temps.

4.1. Intensité maximum de charge.

13. Si l'intensité de charge maximum autorisée par le constructeur est dépassée, soit en grandeur soit en temps (surcharge) l'énergie électrique superflue se transforme en chaleur d'où échauffement et déformation des électrodes avec effritement de la masse active c'est-à-dire dégradation irréparable de la batterie.

L'intensité de charge doit par conséquent toujours être limitée pour que :

- l'énergie électrique fournie se transforme en permanence et complètement en énergie chimique
- la température de l'électrolyte reste limitée (± 40°C)

Généralement une batterie déchargée peut absorber un courant de charge plus élevé qu'à la fin du cycle de charge.

4.2. Intensité maximum de décharge.

14. L'intensité maximum du courant que la batterie peut fournir dépend de la nature de la batterie, de la surface totale de ses électrodes, de sa résistance interne, de son état de charge et de la température de l'électrolyte.

L'intensité maximum qu'une batterie peut fournir sera déterminée principalement par la durée de cette décharge.

Suivant la répartition de la masse active sur un grand nombre ou un petit nombre d'électrodes avec respectivement de plus petites ou plus grandes surfaces de travail, on peut répartir les batteries comme suit :

4.2.1. Batteries de lancement.

15. - Caractéristiques : La masse active est répartie sur un grand nombre de plaques poreuses, très minces avec des intervalles petits. Bien qu'elles supportent de grandes intensités, ces batteries sont très sensibles à la surcharge à cause de la quantité limitée d'électrolyte. L'intensité de fin de charge doit être limitée à environ 0,01 C.

- possibilités :
  - fourniture d'à-coups de courant élevés d'une certaine durée pendant un certain temps dépendant de l'intervalle entre les à-coups et de la durée de chaque à-coup.

- fourniture d'un courant de décharge élevé pendant un temps qui automatiquement sera limité à cause de la diminution de capacité dans la mesure où le courant est plus élevé.

Ces batteries sont en particulier destinées à l'alimentation de démarreurs de grande puissance mais conviennent moins pour des décharges qui sont poussées régulièrement assez loin.

Elles sont de préférence maintenues à l'état chargé.

Exemples.

- Les batteries SAFTA GPX 850 et GPX 1000

Leur capacité respective C_5 pour t = 25°C est respectivement 85 et 100 Ah.

Courant de décharge continu autorisé : 10 C_5 (850 et 1000 Amp.)

A-coups de courant autorisés : 20 C_5 pendant $\pm$ 6 s avec des intervalles de 20 à 40 s.

- Les batteries au plomb PRESTOLITE HEAVY DUTY type 1 115.

Nombre de plaques : 29 par élément

Capacité C_{20} = 220 Ah.

Courant de décharge continu maximum à 20°C.

pendant 3 min. : 3 C 20 ($\pm$ 650 Amp)

pendant 8 à 15 s avec des intervalles de 20 à 40 s : 5 C 20 à 6 C 20.

4.2.2. Batteries mixtes.

16. A cause de la répartition de la masse active sur un nombre limité de plaques relativement épaisses, ces batteries supportent des à-coups de courant de 2 à 3 C 5 (batteries ferro-nickel ou cadmium) ou de 1 à 2 C 20 (batteries au plomb standard à 15 plaques) et des courants de décharge continus d'environ 1. C 20 Amp.

Ces batteries sont utilisées pour l'alimentation de démarreurs à puissance limitée ainsi que pour alimenter des circuits avec des courants limités.

Leur résistance interne est sensiblement plus élevée que celle des batteries de lancement.

10.

4.2.3. Batteries d'éclairage ou de forte capacité.

17. La masse active est répartie sur un petit nombre de plaques épaisses de sorte que ces batteries ne conviennent que pour fournir des courants en régime continu de 0,2 C 20 à 0,5 C 20.

Ces batteries sont moins sensibles à des recharges poussées trop loin.

D. Choix du type de batterie pour l'équipement d'un engin de traction diesel.

18. 1. Historique : Batteries au plomb - Batteries alcalines.

Avant 1954, les engins de traction diesel étaient équipés généralement de batteries au plomb de construction spéciale (plaques épaisses de grandes dimensions).

Après 1954, les locomotives de ligne et de manoeuvres ont été équipées de batteries alcalines à cause des avantages suivants :

- durée de vie plus grande (8 à 12 ans contre 2 à 3 ans pour les batteries au plomb)
- sensibilité moins grande aux surcharges, court-circuits, et décharge complète.
- pas de sulfatation pendant les immobilisations prolongées.
- pas de manipulations d'acide sulfurique.

Toutefois à partir de 1964, le prix du cadmium et des éléments constitutifs des batteries alcalines a augmenté dans une telle mesure que le prix d'achat a dépassé 10 fois le prix d'achat d'une batterie au plomb standard avec les mêmes caractéristiques d'utilisation.

Cet aspect financier est la raison principale pour laquelle, à partir de 1965, les batteries alcalines hors service ont été remplacées par des batteries au plomb.

Les batteries au plomb standard présentent les avantages suivants :

- prix d'achat beaucoup plus bas (10 fois) et délai de livraison plus court (5 fois).
- les batteries au plomb chargées sèches peuvent être stockées pendant longtemps sans travaux d'entretien, dans un magasin ordinaire. Elles peuvent être mises en service immédiatement après remplissage bien qu' une charge préalable est conseillée pendant environ 2 heures sous une intensité égale à 0,2 à 0,3 C 20 Amp (suppression de la légère sulfatation résultant du stockage)

- les batteries au plomb ont une force électromotrice de 2 V/élément contre 1,3 V/él. pour les batteries alcalines.

Etant donné le nombre d'éléments plus petits et la construction plus légère, les batteries au plomb standards sont moins lourdes et moins encombrantes que les batteries alcalines avec les mêmes caractéristiques de fonctionnement.

- Les batteries ferro-nickel exigent, pour le maintien de leur capacité et de leur puissance, un renouvellement de l'électrolyte tous les deux ans, précédé d'un nettoyage approfondi. Le prix de revient de cette opération équivaut au prix d'achat d'une nouvelle batterie au plomb.

Pendant la période 68-74, la pratique a montré que, pour les engins diesel, les coûts annuels d'exploitation pour les différents types de batterie sont dans les rapports donnés au tableau ci-après, pour les durées de vie moyenne en tenant compte :

- des prix d'achat de 1968
- des intérêts d'investissement fixés à 6 %
- des frais d'entretien éventuels tous les deux ans.

Type de batteries	Durée de vie moyenne prise en considération	Coûts d'exploitation annuels relatifs
Batteries ferro-nickel	14 ans	100
Batteries cadmium-nickel	8 ans	100
Batteries au plomb	1 an	60
"	1,5 an	40
"	2 ans	25

2. Tension aux bornes nominale.

19. Sur les engins de traction diesel, différentes tensions aux bornes sont appliquées :

- locomotives de ligne diesel électriques 64 V
- locomotives de ligne et de manoeuvre hydrauliques avec démarreur électrique du moteur diesel 72 V
- locomotives de manoeuvres avec lancement pneumatique du moteur diesel 24 V

12.

- autorails série 40-43 — 72 V
- autorails 44 - 45 - 46
  (motorisation — 24 V
  (éclairage — 72 V

Une tension aux bornes élevée offre l'avantage d'intensités plus faibles pour une même puissance. Comme l'intensité autorisée dépend de la capacité, celle-ci peut donc être limitée à des valeurs industrielles.

Une basse tension (24 V) entraîne des capacités importantes. D'autre part les démarreurs basse tension (24 V) sont très encombrants à partir d'une certaine puissance (18 ch et plus). On y remédie le plus souvent en répartissant les puissances de démarrage sur 2 démarreurs, ce qui rend l'installation de lancement beaucoup plus compliquée.

Dans beaucoup de cas, on ne tient pas compte de cet inconvénient à cause du prix d'achat sensiblement moins élevé d'un démarreur basse tension par rapport à un démarreur à tension plus haute.

A l'étranger, la tension aux bornes nominale est presque généralement limitée aux valeurs standards 24 ou 36 V.

20. Remarque importante : Couplage en série d'éléments d'accumulateurs.

Une batterie est constituée d'un certain nombre d'éléments en série.

Pour des raisons de conservation, ce couplage ne peut se faire que si tous les éléments ont approximativement le même état de charge.

Si non, après un certain temps les éléments les plus chargés seront détériorés par surcharge.

3. La puissance de la batterie.

21. L'aptitude d'une batterie à alimenter les démarreurs électriques est déterminée par sa puissance en cas d'intensités élevées.

En réalité, le lancement d'un moteur diesel se fait en deux phases :

3.1. L'accouplement du démarreur au moteur diesel.

22. Immédiatement après l'accouplement du démarreur au moteur diesel, le couple doit être suffisamment grand,

pour "libérer le moteur".

La batterie doit par conséquent être en état de fournir une intensité suffisante pour développer ce couple. La puissance développée par la batterie est approximativement nulle. (La batterie est pratiquement court-circuitée étant donné la faible résistance du démarreur).

3.2. L'accélération du moteur diesel jusqu'à sa vitesse d'allumage minimum.

23. Dans la mesure où le moteur accélère, l'intensité I diminue et la batterie voit sa tension aux bornes augmenter.

La puissance à développer par le démarreur pour amener le moteur à sa vitesse d'allumage est donnée par :

$C_s \cdot n_s \cdot \frac{736}{716,2}$ Watts :

C_s est le couple résistant du moteur diesel à sa vitesse minimum d'allumage n_s.

La puissance à développer par la batterie est :

$E_b \cdot I = C_s \cdot n_s \frac{736}{716,2} \cdot \frac{1}{r}$ watt.

(r : rendement du démarreur).

Comme le démarreur est un moteur série avec pôles saturés, par approximation $C_s = K \cdot I$

D'où $E_b = K \cdot n_s$ ce qui signifie que la vitesse de rotation du démarreur est déterminée principalement par la tension aux bornes de la batterie pour l'intensité de démarrage I exigée.

Etant donné que :

- l'intensité de court-circuit d'une batterie dépend de sa capacité, température et résistance interne.
- la puissance de la batterie pour une intensité I et une température données dépend aussi de sa capacité.

L'aptitude d'une batterie à alimenter une installation de démarrage est déterminée principalement par sa capacité et sa résistance interne.

24. D'après "Bosch", pour qu'une batterie convienne pour alimenter un démarreur, cette batterie doit, à l'état demi-chargé, en fournissant l'intensité normale de démarrage avoir une puissance telle que sa tension aux bornes ne tombe pas en dessous de 1 V/élément pour une batterie au plomb et 0,7 V/él. pour une batterie alcaline.

Cette condition doit être satisfaite pour la température minimum du moteur diesel et de la batterie pour laquelle le lancement peut avoir lieu. Cette température est très importante étant donné que quand la température descend, le couple résistant du moteur augmente tandis que la puissance de la batterie diminue.

4. L'intensité de démarrage à froid.

25. Suivant un accord international entre les fabricants d'accumulateurs, les batteries ne sont pas caractérisées uniquement par leur capacité (C_5 ou C_{20}) mais aussi par leur intensité de démarrage à froid.

Cette intensité est la valeur minimum constante du courant que la batterie peut fournir à une température de -18°C pendant 180 secondes sans que sa tension aux bornes descende en dessous d'une certaine valeur (1 volt/él. pour les batteries au Pb, 0,7 V/él. pour les batteries alcalines).

Après une décharge de 30 secondes, la tension aux bornes ne peut pas tomber en dessous de 1,4 V/él. (Pb) ou 1 V/él. (alcalines).

L'intensité de démarrage à froid détermine principalement l'aptitude de la batterie d'alimenter un démarreur avec une puissance élevée, même en cas de basse température.

5. La capacité.

26. Le calcul de la capacité d'une batterie pour un engin diesel déterminé ne doit pas s'appuyer uniquement sur l'intensité minimum de court-circuit et la puissance nécessaire au lancement du moteur diesel dans des circonstances défavorables mais aussi tenir compte de la puissance des installations électriques à alimenter pendant que le moteur diesel est arrêté.

Si cette puissance est importante, des batteries de grande capacité auront la préférence. Normalement alors, ainsi que cela se fait souvent aussi à l'étranger, 2 batteries de capacité industrielle sont mises en parallèle.

27. La mise en parallèle de 2 batteries n'offre pas d'inconvénients si le couplage en parallèle se fait par blocs (par 6 V. pour les batteries au plomb) et les 2 batteries sont toujours chargées en parallèle.

Il n'en serait pas de même si les deux batteries étaient chargées indépendamment avant leur mise en parallèle. L'état de charge pratiquement toujours différent peut donner naissance à des courants très importants.

6. Dimensions et poids.

28. Les batteries sont généralement placées dans des coffres suspendus en dessous de la caisse ou dans des coffres logés dans la paroi latérale de l'engin.

Ces coffres doivent être très bien ventilés et particulièrement avec des batteries au plomb, être protégés contre la corrosion par les vapeurs acides.

Les batteries au plomb sont nettement moins encombrantes et lourdes que les batteries ferro-nickel de même capacité et aussi en général que les batteries cadmium-nickel.

E. Méthodes de charge.

29. 1. Caractéristiques de charge.

Une batterie d'accumulateurs, avec une force électro-motrice interne E et une résistance interne Ri, reliée à une source de courant avec une tension aux bornes Eb, est chargée avec une intensité

$$U = \frac{Eb - E}{Ri}$$

aussi longtemps que E est inférieure à Eb.

La force électromotrice d'une batterie croît dans la mesure où la charge se poursuit pour atteindre une certaine valeur finale lorsque la batterie est complètement chargée.

La variation de E en fonction de la durée de charge est représentée par la caractéristique de charge dont des exemples sont donnés aux fig. 381 (batterie au plomb) et 382 (batterie SAFTA).

Des deux figures, on déduit que la caractéristique de charge est influencée par:

- l'intensité de charge qui détermine la durée de la charge ainsi que la force électromotrice finale (fig. 382);
- la température de l'électrolyte pendant la charge (fig. 381).

Plus élevée est la température, plus basse est la force électromotrice finale.

Une force électromotrice finale élevée n'est pas avantageuse car la force électromotrice naissant pendant la charge a un caractère instable. En effet, quelle que soit sa valeur finale, immédiatement après interruption de la charge, la force électromotrice E prend une valeur stable de 2,05 V/élément pour une batterie au plomb complètement chargée et 1,3 V/élément pour une batterie alcaline chargée.

D'autre part, on peut déduire de la comparaison des courbes représentées à la fig. 382 pour des intensités de charge constantes $\frac{C}{2}$, $\frac{C}{5}$, $\frac{C}{10}$, $\frac{C}{20}$ que le rendement est le plus grand pour l'intensité de charge la plus faible et donc pour la force électromotrice finale la plus basse.

2. Méthodes de charge.

De $I = \frac{Eb - E}{Ri}$ on peut déduire que la charge d'une batterie peut se faire:

30. a) Avec une intensité de charge constante I.

Ceci exige une adaptation constante de la tension aux bornes Eb étant donné que E et Ri augmentent au fur et à mesure que la charge se poursuit.

Une faible intensité I offre l'avantage d'une densité de courant réduite et par conséquent un dégagement de chaleur limité dans la batterie d'où un rendement plus élevé.

Une intensité de charge I élevée entraîne une durée de recharge plus courte mais doit toujours être limitée à la quantité d'électricité qui peut être transformée chimiquement par unité de temps.

Une intensité de recharge trop élevée entraîne la détérioration de la batterie par ébullition de l'électrolyte, effritement de la masse active des plaques, déformations et brûlure des plaques.

Des mesures doivent toujours être prises pour limiter l'intensité à environ 0,01 C dès que la batterie approche sa charge complète.

Cela se fait généralement en limitant la tension de charge à une certaine valeur maximum Eb max. Quand E approche la valeur Eb max, Eb-E diminue et par conséquent aussi I.

Des intensités de fin de charge trop élevées conduisent vite à l'inutilisation de la batterie.

b) Avec une tension de charge constante Eb.

31. L'intensité de charge est la plus élevée au début de la recharge et diminue à mesure que la recharge se poursuit.

La caractéristique de charge qui en résulte peut être considérée comme étant composée de parties infiniment petites de caractéristiques successives à courant constant $\frac{C}{2}$, $\frac{C}{2}$ - di,.. $\frac{C}{3}$,..... $\frac{C}{4}$, ... $\frac{C}{5}$, ...x $\frac{C}{20}$, ... $\frac{C}{25}$, ... (fig. 382). Eb doit être fixée de telle façon que l'intensité de fin de charge reste limitée à la valeur minimum autorisée (ordre de grandeur: 0,01 C).

Donc pour les batteries qui sont soumises à un régime de recharge constant, comme c'est le cas sur nos engins, la tension de charge Eb.doit être limitée à 2,3 à 2,38 V/élément pour les batteries au plomb et 1,35 V/élément pour les batteries de lancement cadmium-nickel et 1,45 V/élément pour les batteries ferro-nickel.

L'intensité de début de recharge peut prendre une valeur très grande en cas de charge à tension Eb constante; elle doit cependant être limitée à une valeur maximum autorisée.

Cette limitation peut se faire:

- en limitant E_b tant que l'intensité maximum autorisée est dépassée. On parle alors de charge sous tension constante avec limitation de débit;
- en employant des résistances de limitation dont l'ordre de grandeur varie de 0,01 à 0,03 ohms.

Cette méthode est utilisée lorsque la source de courant doit, pour d'autres raisons, avoir une tension aux bornes strictement constante.

F. Constitution de principe d'une installation de charge sur les engins diesel.

1. Principe général.

32. L'installation pour la charge des batteries d'accumulateurs sur les engins diesel est constituée d'une source de courant, entraînée par le moteur diesel, avec un régulateur de tension approprié, raccordée à la batterie au moyen d'un dispositif empêchant l'inversion du courant entre la source et la batterie.

2. Source de courant.

33. Sur les locomotives diesel de ligne, la source de courant est généralement une génératrice à courant continu du type shunt ou compund et dont la tension est maintenue constante à cause de la transmission électrique (alimentation des enroulements d'excitation indépendante de la génératrice).

Les batteries sont par conséquent chargées suivant le régime "à tension à bornes constante avec résistance de limitation".

34. Sur les locomotives de ligne et de manoeuvres hydrauliques, ainsi que sur les autorails, les batteries étaient à l'origine chargées par des génératrices à courant continu à tension aux bornes constante mais limitée par un régulateur de débit.

Depuis 1970, ces génératrices à courant continu sont remplacées progressivement par des alternateurs triphasés avec redresseurs incorporés et à régulateur de tension statique.

La charge par alternateurs peut se faire à tension constante et limitation de débit ou à intensité constante avec limitation de tension.

Les alternateurs avec leur régulateur de tension statique sont avantageux par leur prix d'achat plus bas et par le fait qu'ils n'exigent pas de travaux d'entretien particuliers comme c'est le cas pour les génératrices à courant continu avec leurs régulateurs vibrants.

3. Système de blocage.

35. Une batterie ne peut être raccordée à la source de courant de charge que par un dispositif qui empêche l'inversion du courant entre la batterie et la source de charge dès que E devient supérieure à Eb (fig. 383).

Un système généralisé avec les génératrices à courant continu consistait en un conjoncteur-disjoncteur automatique avec comme but: (fig. 384):

- Le raccordement de la génératrice à la batterie dès que sa tension aux bornes Eb est suffisamment élevée (bobine tension A);
- L'interruption de la liaison entre batterie et génératrice dès que le sens du courant s'inverse (bobine B dont le champ renforce normalement celui de la bobine A. En cas d'inversion du courant, les deux champs s'affaiblissent mutuellement et le ressort D ouvre le circuit).

Le conjoncteur-disjoncteur automatique consiste donc en un relais tension minimale - inversion de courant.

Inconvénients:

- brûlure des contacts qui sont à vérifier régulièrement et parfois à remplacer. Le phénomène est retardé par l'emploi de contacts en argent ou platine;
- il faut un certain courant inverse pour provoquer l'ouverture du circuit.

36. Depuis le développement et l'application élargie de la technique des semi-conducteurs et l'arrivée dans le marché de diodes de grande puissance, les conjoncteurs-disjoncteurs sont de plus en plus remplacés par des diodes (fig. 385).

Les diodes offrent l'avantage de ne pas exiger d'entretien mais elles présendent l'inconvénient d'être sensibles aux surtensions qui peuvent se créer quand les circuits raccordés au groupe génératrice-batterie sont fortement inductifs.

Si la batterie peut être isolée du générateur par un sectionneur, en raison des surtensions susmentionnées, ce sectionneur ne peut être ouvert tant que le moteur diesel n'est pas arrêté (fig. 386).

C'est le cas en particulier pour les alternateurs dont les diodes de sortie jouent le rôle de système de blocage (fig. 387).

4. Régulateurs de tension.

a) But du régulateur de tension.

37.

Les générateurs de charge des engins diesel ne servent pas uniquement à la recharge de la batterie mais aussi pour alimenter des circuits auxiliaires de l'engin pour lesquels la tension d'alimentation doit rester constante dans une certaine mesure (portes, éclairage, commande et protection de la motorisation, chauffage...).

Les génératrices de charge sont généralement des génératrices shunt dont:

- pour une valeur donnée du régulateur de champ, la tension aux bornes varie suivant la vitesse d'entraînement n et le courant débité I (fig. 388/a);
- pour une vitesse de rotation n et un courant débité I donné, la tension aux bornes dépend du courant d'excitation im et par conséquent de la valeur du rhéostat de champ en série avec l'enroulement d'excitation (fig. 388/b);
- pour une résistance de champ donnée et une vitesse de rotation constante n, la tension aux bornes diminue quand le courant débité augmente (fig. 388/c).

Comme sur un engin diesel, la vitesse d'entraînement et la charge de la génératrice varient constamment, le but multiple du régulateur de tension est:

a) maintenir constante la tension aux bornes de la génératrice pour n'importe quelle vitesse d'entraînement;

b) limiter la tension aux bornes entre 2 valeurs limites indépendamment de la charge totale de la génératrice;

c) adapter éventuellement la tension de la génératrice à l'état de charge de la batterie ou aux exigences des circuits auxiliaires à alimenter.

Par ex.:

- pour l'éclairage, les variations de tension ne peuvent dépasser 5 %,
- sur les locomotives diesel-électriques, la tension doit rester constante pour alimenter l'excitation indépendante de la génératrice de traction.

b) Principe de fonctionnement d'un régulateur de tension à contacts vibrants et types de régulateurs.

38. En principe, un tel régulateur consiste en un rhéostat de champ en série avec l'enroulement d'excitation de la génératrice (fig. 389).

Le réglage du courant d'excitation est généralement obtenu en court-circuitant totalement ou partiellement les résistances du rhéostat au moyen de contacts vibrants. La fréquence de vibration dépend des conditions de marche de la génératrice. A basse vitesse de rotation, pratiquement toutes les résistances restent court-circuitées sans vibrations des contacts de court-circuitage.

Le réglage du rhéostat de champ se fait automatiquement grâce à des électro-aimants portant des bobines tension ou shunt (réglage de la tension) et éventuellement des bobines courant ou série (limitation du débit).

39.

Suivant leur fonction, on peut classer les régulateurs comme suit:

- régulateurs de tension pour tension constante et limitation de débit (par ex. régulateur Bosch t. RS/WA);
- régulateurs de tension à intensité de charge constante et limitation de tension ou limitation de débit (par ex. régulateur EVR);
- régulateurs à tension constante (régulateurs Westinghouse et régulateurs Regohm - EMD).

G. Etude détaillée de quelques régulateurs de tension particuliers pour génératrices à courant continu.

1. Le régulateur de tension Bosch RS/WA.

40.

Ce régulateur peut servir d'exemple comme régulateur de tension "à tension de charge constante et limitation de débit" (fig. 390).

Il comprend:

- le conjoncteur-disjoncteur automatique CD avec le contact a, la bobine tension 2 et la bobine courant de retour 1;
- le limiteur de tension avec son contact vibrant "C" qui raccorde ou élimine une résistance R1 (150 ohms) dans le circuit d'excitation avec une fréquence déterminée par l'intensité dans la bobine tension "S", laquelle dépend de la vitesse d'entraînement (R2 + R3 = 3 ohms).

La bobine courant éventuelle "6" a pour but de diminuer la tension de la dynamo dans la mesure où le courant augmente.

La bobine "4" est une bobine de compensation insérée lors de la marche en parallèle de 2 génératrices identiques.

- le limiteur de courant avec son contact "b" et sa bobine courant "3".

2. Le régulateur de tension EVR.

41.

Ce régulateur est l'exemple typique du régulateur à "intensité constante et limitation de tension".

Il comprend (fig. 391):

- un conjoncteur-disjoncteur automatique CD avec une bobine tension C1, une bobine courant C2, le contact C3 et le ressort C4.

La résistance R2 permet de régler la tension d'enclenchement (suivant la nature et la composition de la batterie).

Le contact C5 s'ouvre quand C3 se ferme et augmente alors la valeur de la résistance R2; la sensibilité à l'inversion de courant est ainsi augmentée.

- le régulateur de tension RT.

Le rhéostat "à peigne" consiste en une série de résistances qui peuvent être successivement court-circuitées par le levier c4, suivant la force d'attraction de l'électro-aimant avec la bobine r1 et le ressort r10.

La vibration de l'armature r3 est empêchée par un "dash-pot" r11.

Le courant qui traverse r1 dépend de la valeur des résistances r12 et r13 fixée par le limiteur de tension RA.

- Le limiteur de tension RA (ou régulateur auxiliaire de débit) avec un contact vibrant dont la fréquence dépend du courant au travers:

- de la bobine tension S3 déterminé par la vitesse de rotation de la génératrice;
- de la bobine courant S1.

Ainsi pour une batterie déchargée, la tension de la génératrice est minimale et l'intensité de charge constante. Pendant le cycle de charge, la tension reste dans un certain sens constante et l'intensité diminue dans une certaine mesure.

3. Le régulateur de tension "Westinghouse-ACEC". (fig. 392)

42. Application: locomotives diesel de ligne série 51-59-60-70.

But: garantir une tension aux bornes constante de la génératrice de charge, indépendante de sa vitesse de rotation et de sa charge.

Il comprend:

1. une diode D en remplacement du conjoncteur-disjoncteur précédant;
2. le régulateur de tension VR.

Il consiste en un bras mobile (1) avec ressort antagoniste (2). Ce bras porte une bobine tension VM qui est repoussée par la bobine tension fixe VS avec une force proportionnelle au nombre d'ampères-tours des deux bobines et par conséquent dépendant aussi de la tension aux bornes de la génératrice.

Le bras mobile porte aussi les contacts pour mettre en service suivant le cas les résistances R2 et R3.

Le bras (1), suivant l'équilibre et la force de répulsion électromagnétique et la force de réaction du ressort (2), peut prendre différentes positions:

- tension de la génératrice trop basse:

- la force de réaction du ressort (2) l'emporte;
- les contacts DN fermés et la résistance R1 est shuntée au maximum.

- tension de la génératrice suffisante.

Les contacts DN vibrent avec une fréquence qui diminue quant la tension de la génératrice augmente (vitesse de rotation croissante).

Plus petite est la fréquence, moins longtemps est shuntée la résistance R1.

-tension de la génératrice maximale (vitesse d'entraînement max.)

Les contacts CE se ferment avec une fréquence qui diminue dans la mesure où la tension de la génératrice croît encore.

Remarques:

- les contacts DN et CE ne savent jamais vibrer ensemble;
- la résistance réglable R4 permet de régler la valeur moyenne de la tension;
- des condensateurs empêchent la brûlure des contacts D, N, C, E;
- quand les contacts DN et CE sont ouverts, la résistance de 300 Ω est en parallèle avec les bobines VS et VM et la vibration des contacts est anticipée et la fréquence de vibration est indépendante de l'écartement des bobines. Sinon, le régulateur aurait une caractéristique différente en cas de vitesse croissante ou de vitesse décroissante de la génératrice.

La résistance R5 protège le batterie contre une intensité trop grande.

4. Le régulateur de tension Regohm-EMD (fig. 393).

43. Application: locomotives diesel de ligne série 52-53-54-55-62.

But: obtenir une tension aux bornes de la génératrice constante, indépendamment de la charge.

Composition:

- une diode D en remplacement du conjoncteur-disjoncteur;
- le régulateur de tension VR.

Il consiste principalement en un certain nombre de résistances en service ou éliminées par une armature portant des contacts de frottement. La position de cette armature est déterminée par la bobine fixe S. Un "dash-pot" empêche un mouvement instable de l'armature. Les résistances en série avec la bobine tension permettent d'adapter la tension aux bornes de la génératrice à la nature et au type de batterie.

5. Le régulateur de tension électronique ACEC-S.E.L. 011.

44. a) Généralités.

Sur les locomotives diesel de ligne, les régulateurs de tension électromagnétiques classiques sont remplacés progressivement par le régulateur de tension électronique ACEC-S.E.L. 011. Ce dernier permet de fixer la tension à une valeur de base comprise entre 68,2 et 78,4 V.

Le schéma électrique de la génératrice avec son régulateur est représenté à la fig. 394.

R = ± 3,4 Ω est une résistance dont la valeur est réglée pour que l'intensité maximale du courant d'excitation de la génératrice de charge soit égale à 7,5 Amp.

De même que les contacts vibrants d'un contacteur électromagnétique éliminent ou court-circuitent les résistances de champ avec une fréquence dépendant de la vitesse d'entraînement de la génératrice, ici le régulateur électronique interrompt le circuit d'excitation avec une fréquence qui dépend aussi de la vitesse d'entraînement de la génératrice (fig. 395/f).

b) Le régulateur électronique.

45. Le schéma est représenté à la fig. 395/a et comprend les circuits de base suivants:

- le circuit d'alimentation (fig. 395/b);
- le circuit de comparaison comprenant le système de mesure avec l'amplification (fig. 395/c et d);
- le circuit de puissance ou de correction (fig. 395/e);
- le circuit de limitation de débit de la génératrice (fig. 395/g).

b.1. Le circuit d'alimentation (fig. 395/b).

46. Le circuit représenté à la figure des diodes Zéner VR3, VR4, VR5 et VR6, des condensateurs C8 et C7 et de la résistance R21 (470 Ω) donne à partir de la borne négative de la batterie, les potentiels suivants: 0 - 11,2 V - 22,4 V - 64 V.

b.2. Le circuit de comparaison avec le système de mesure et l'amplificateur (fig. 395/e) - Tension de référence.

47. A l'entrée de l'amplificateur Q4, deux tensions à comparer:

b.2.a) La tension de référence e2 à la borne 2 de Q4 doit être égale à 6,2 V tant que la génératrice n'est pas surchargée. Comme on le montre plus loin, en cas de surcharge de la génératrice, la tension de référence est influencée par le limiteur de débit de façon à faire diminuer la tension de la génératrice.

On voit à la fig. 395/c que la tension de référence de 6,2 V est obtenue à partir du potentiel + 22,4 V en passant par la résistance R15 (2,2 k ohm) et la diode Zéner VR2 (6,2 V) avec le condensateur C6.

48. b.2.b) La tension e3 dépendant de la tension de la génératrice et fournie par un pont de résistance R12, R13 et R14-C5. R12 est une résistance réglable qui permet de régler la valeur de base de la tension de la génératrice suivant les conditions de marche (par ex. suivant la nature de la batterie à charger) (fig. 395/d).

b.2.c) L'amplificateur Q4.

49. La tension e3 est comparée à la tension de référence e2.

Les résultats de cette comparaison sont bloqués ou amplifiés par Q4 (fig. 395/e).

lère possibilité: e3 est inférieure à e2 (tension de la génératrice trop faible;

L'amplificateur donne au point 6 un potentiel égal à 0.

2e possibilité: e3 est supérieure à e2 (tension de la génératrice trop élevée).

L'amplificateur met le point 6 à un potentiel tendant vers + 22,4 V.

b.3. Le circuit de puissance ou de correction.

50. Il est représenté en principe à la fig. 395/e. Il consiste principalement en un transistor Q1 qui autorise ou bloque l'alimentation de l'enroulement d'excitation.

lère possibilité: tension de la génératrice trop faible.

Le potentiel du point 6 de Q4 est o volt ainsi que la base du transistor Q3. Celui-ci est bloqué et le potentiel de F est à 64 V.

Par conséquent Q2 et Q1 sont passants et rm est alimenté.

La tension de la génératrice ,augmente et nous obtenons la

2e possibilité: tension de la génératrice trop élevée.

Le potentiel Q4/6 tend vers 22,4 volts. A cause de la diode Zéner VR2 (tension de passage: 5,6 V), la base de Q3 reçoit une tension positive, Q3 conduit et F est mis au potentiel 0.

Par conséquent Q2 et Q1 sont bloqués et l'alimentation de l'enroulement d'excitation rm est interrompue. La tension de la génératrice diminue. Nous revenons alors au 1er cas et le cycle reprend.

51.

Conclusion: l'excitation de la génératrice est interrompue périodiquement avec une fréquence dépendant de la vitesse de rotation de la génératrice. A chaque fréquence correspond un courant d'excitation moyen im tel que représenté à la fig. 395/f. Pour une même vitesse de rotation, ce courant d'excitation moyen im est plus grand si la tension de base de la génératrice est plus élevée (réglage de R12) et croît dans la mesure où la charge augmente (pertes cuivre et réaction d'induit plus grandes).

Pour . une même charge et même tension de base (R12), im augmente quand la vitesse de rotation diminue.

b.4. La limitation de débit de la génératrice.

52.

Le circuit de principe est représenté à la fig. 395/g.

La différence de potentiel aux bornes de l'enroulement auxiliaire r'm de la génératrice est transmise à l'émetteur du transistor Q5 via le potentiomètre R2, la résistance R11 et le condensateur C5. La base du transistor Q5 est à 0 volt. Q5 est bloqué. Quand l'intensité débitée par la génératrice dépasse la valeur maximale autorisée, l'émetteur de Q5 devient assez négatif et Q5 conduit. La tension de référence e2 diminue. e3 devient supérieure à e2 et le circuit d'excitation est interrompu.

Caractéristique de charge d'une batt. au plomb pour $I = \frac{C}{20}$ et pour différentes temp. d'électrolite

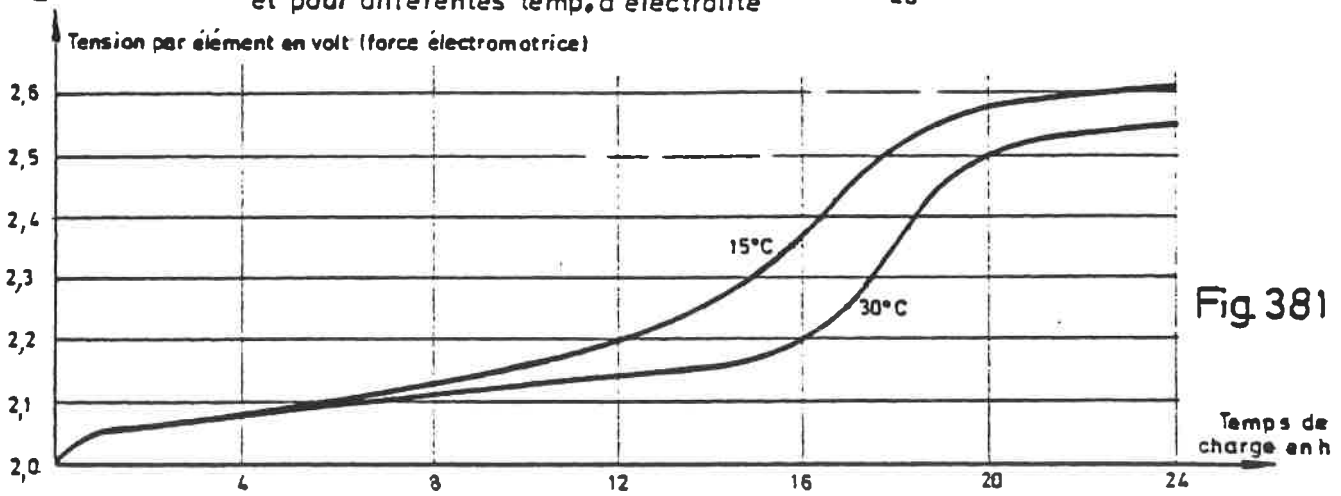


Fig. 381

Caractéristique de charge pour une batt. SAFTA type GP pour différentes intensités de charge

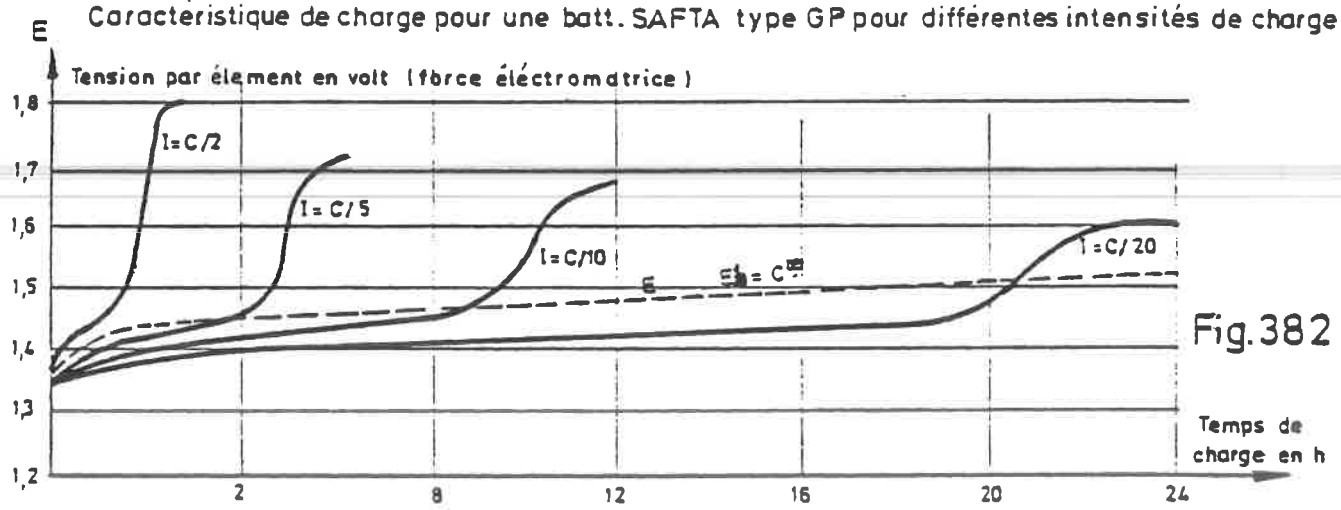


Fig. 382

Principe du conjoncteur-disjoncteur

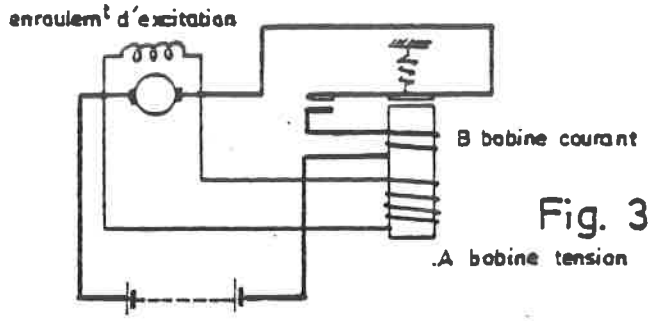


Fig. 384

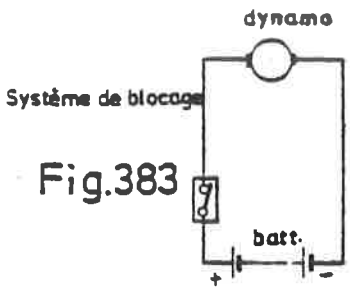


Fig. 383

Generatrice de charge avec diodes

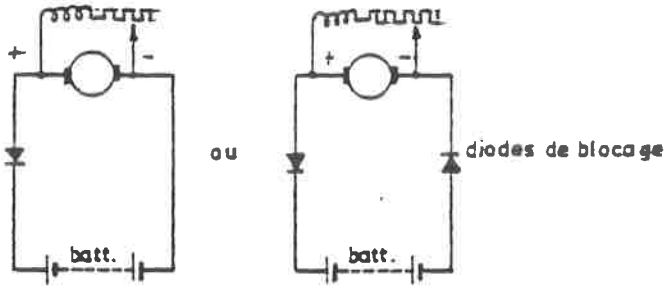


Fig. 385

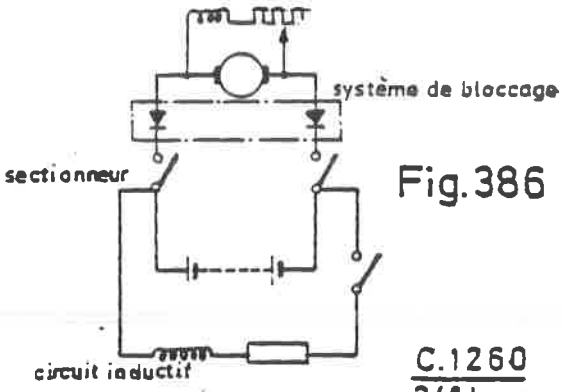


Fig. 386

Principe alternateur avec diodes de sortie

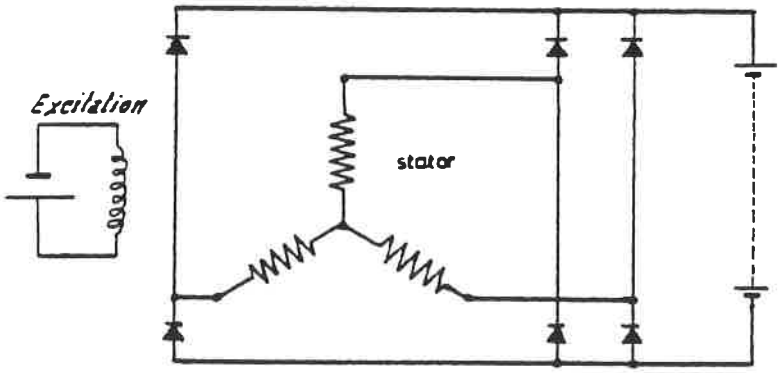


Fig. 387

Caractéristique de charge d'une génerat. shunt

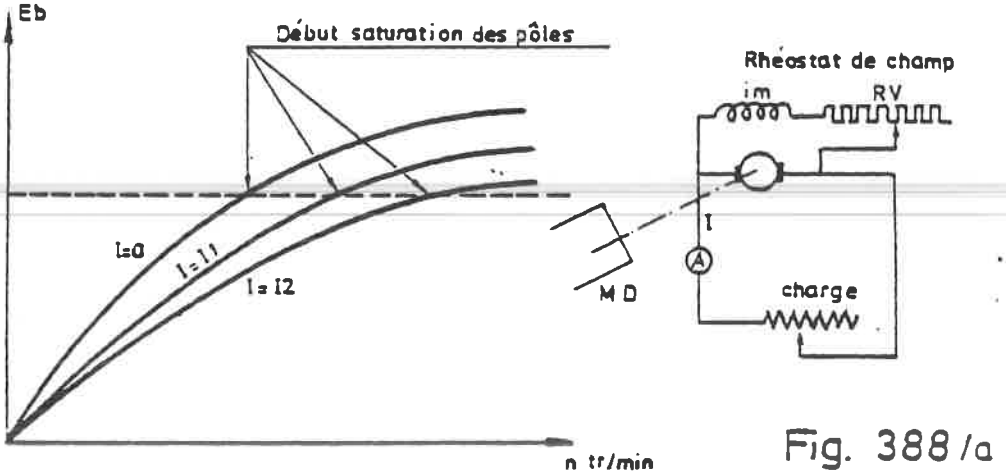


Fig. 388/a

Eb = f(n) quand RV = C^te et intensité de charge respectivement égale à 0, I1 et I2

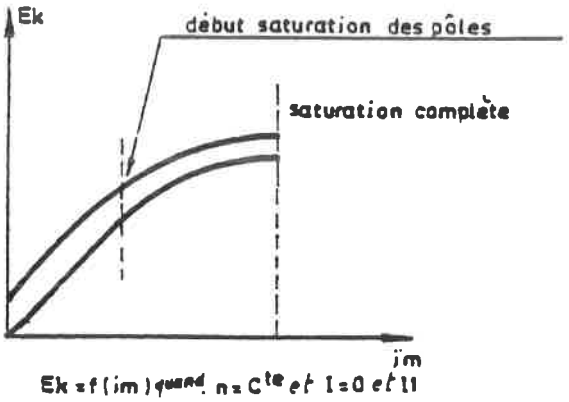


Fig. 388/b

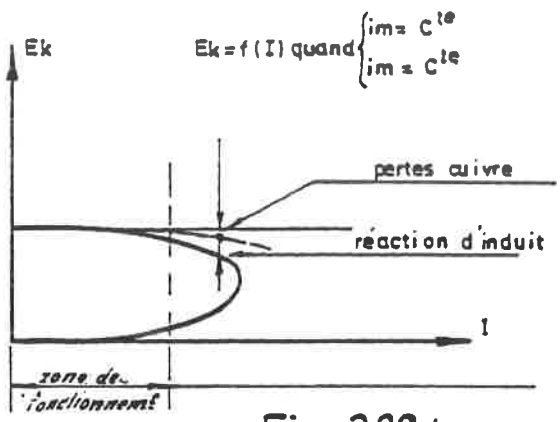


Fig. 388/c

Principe du régulateur de tension

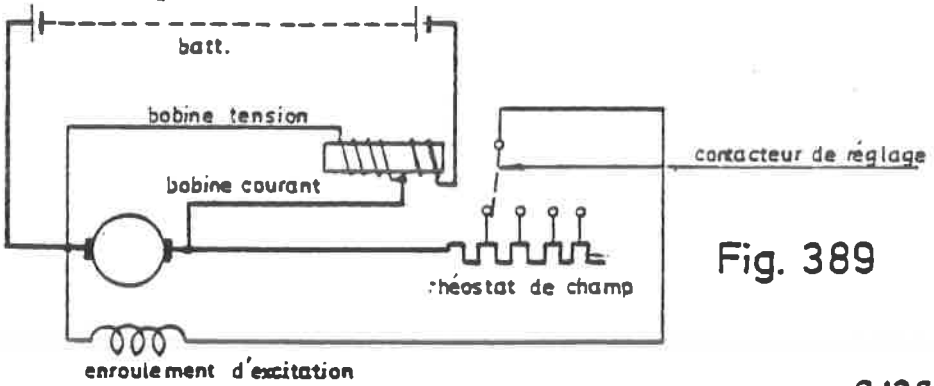
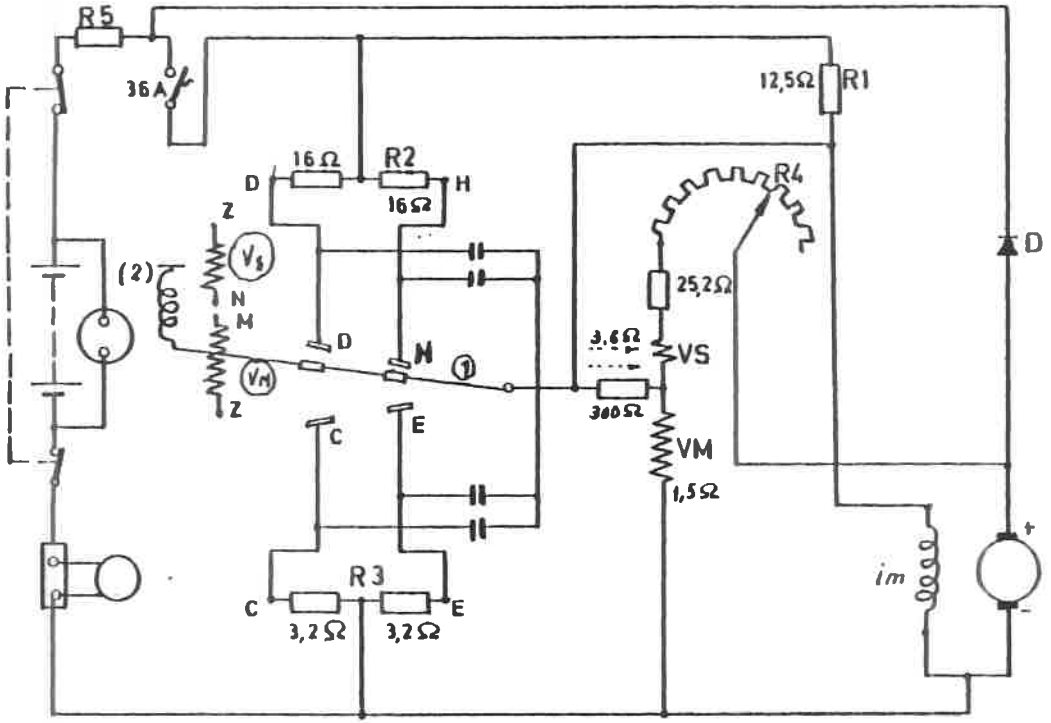
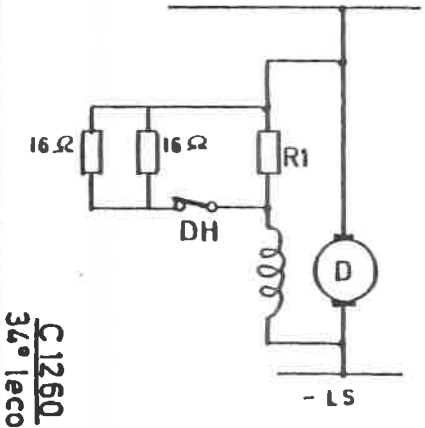


Fig. 389

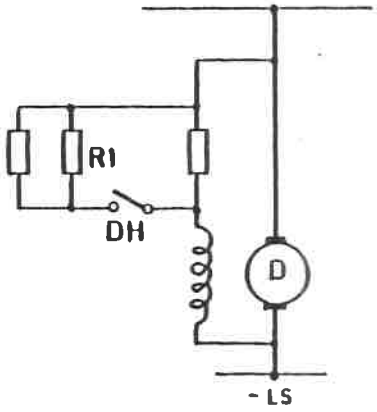
Régulateur de tension (VR) avec diode de blocage Westinghouse - ACEC



Bras en position 0 (pos. sup)



Bras en position intermédiaire



Bras en position inférieure

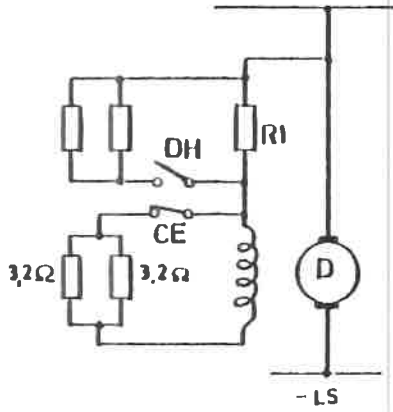


Fig. 392

C.1260
34e leçon

Régulateur Bosch type / RS WA

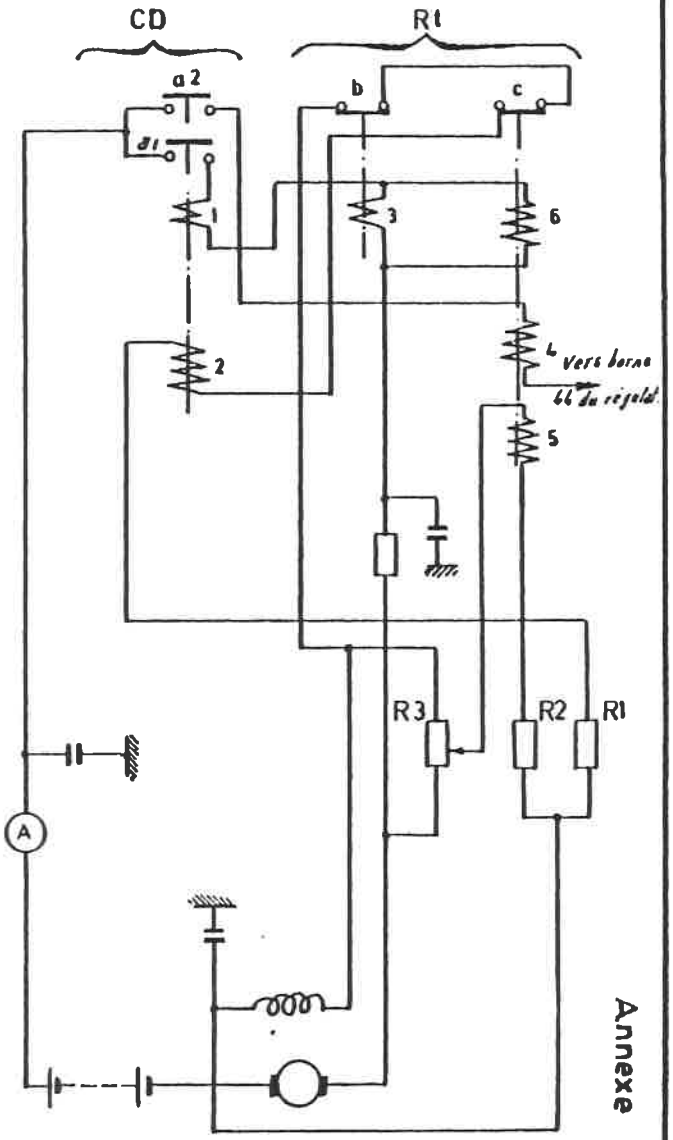
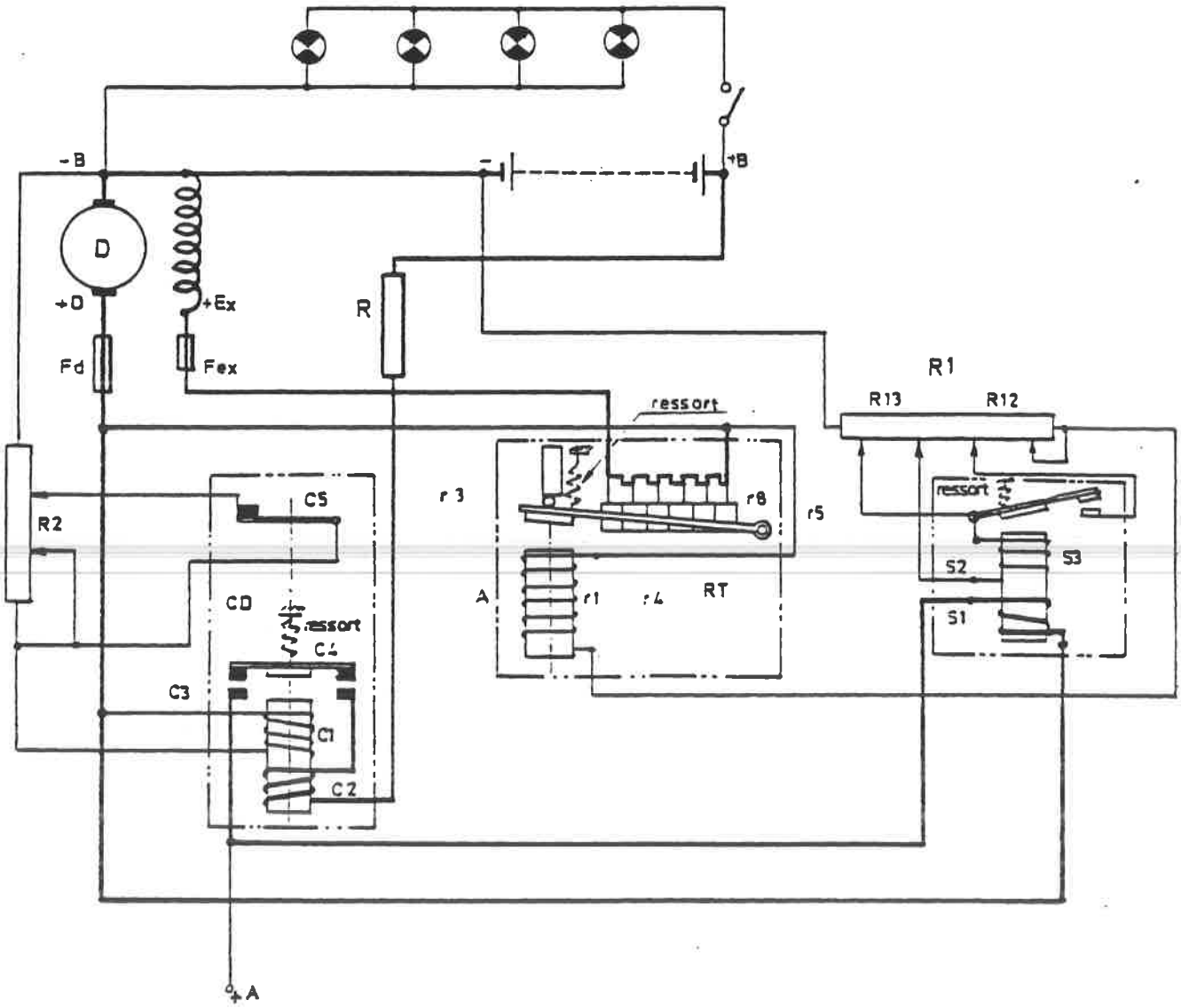
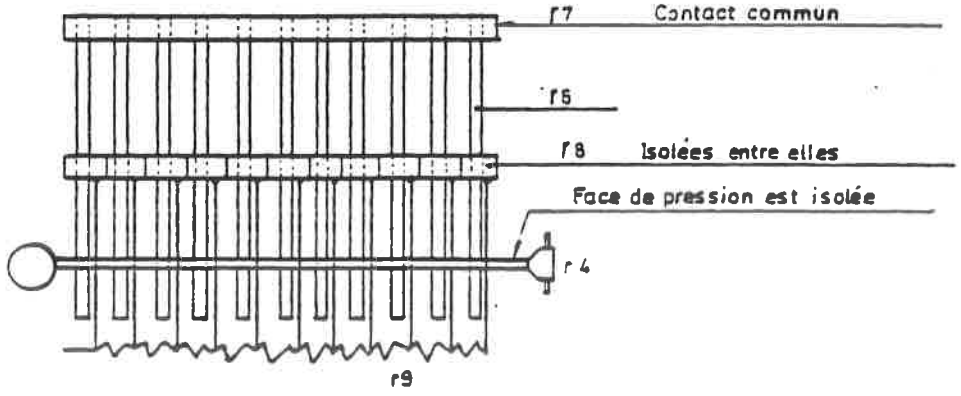


Fig. 390

Annexe 234

Schéma du régulateur de tension E V R





r 6 dents du peignée
r 7 dos du peigne
r 8 pièces de contact

Fig. 391

C. 1260
34° leçon

Schéma d'une génératrice de cour.cont. à réglage électronique

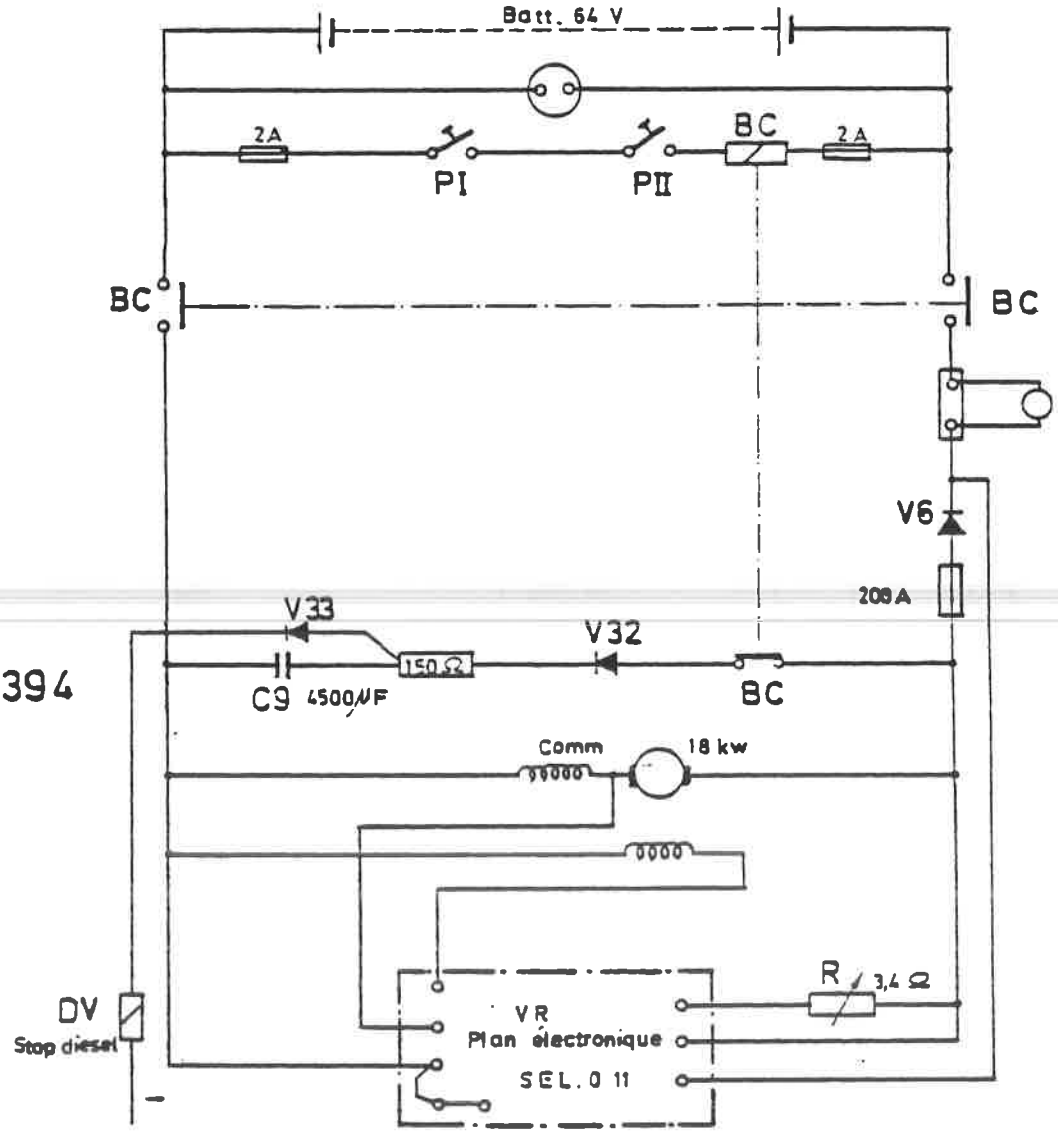


Fig. 394

Régulateur de tension Regohm EMD

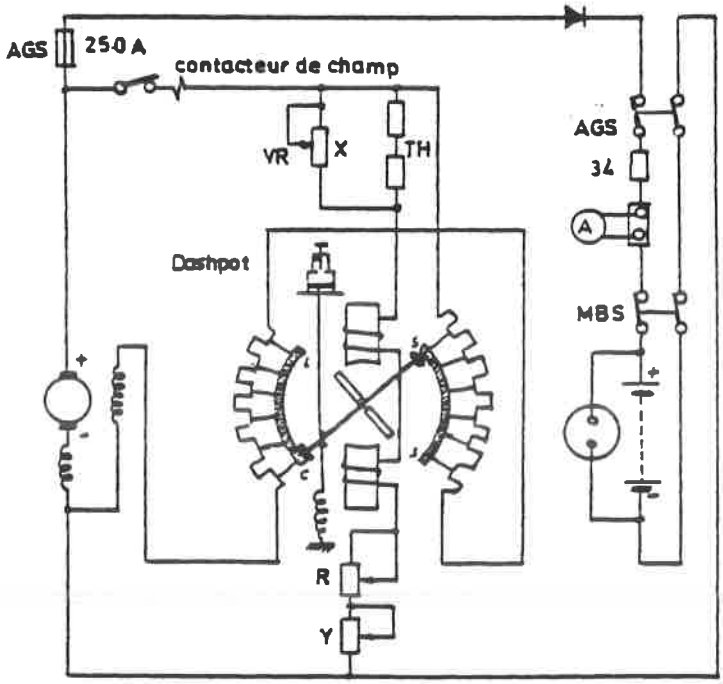


Fig. 393

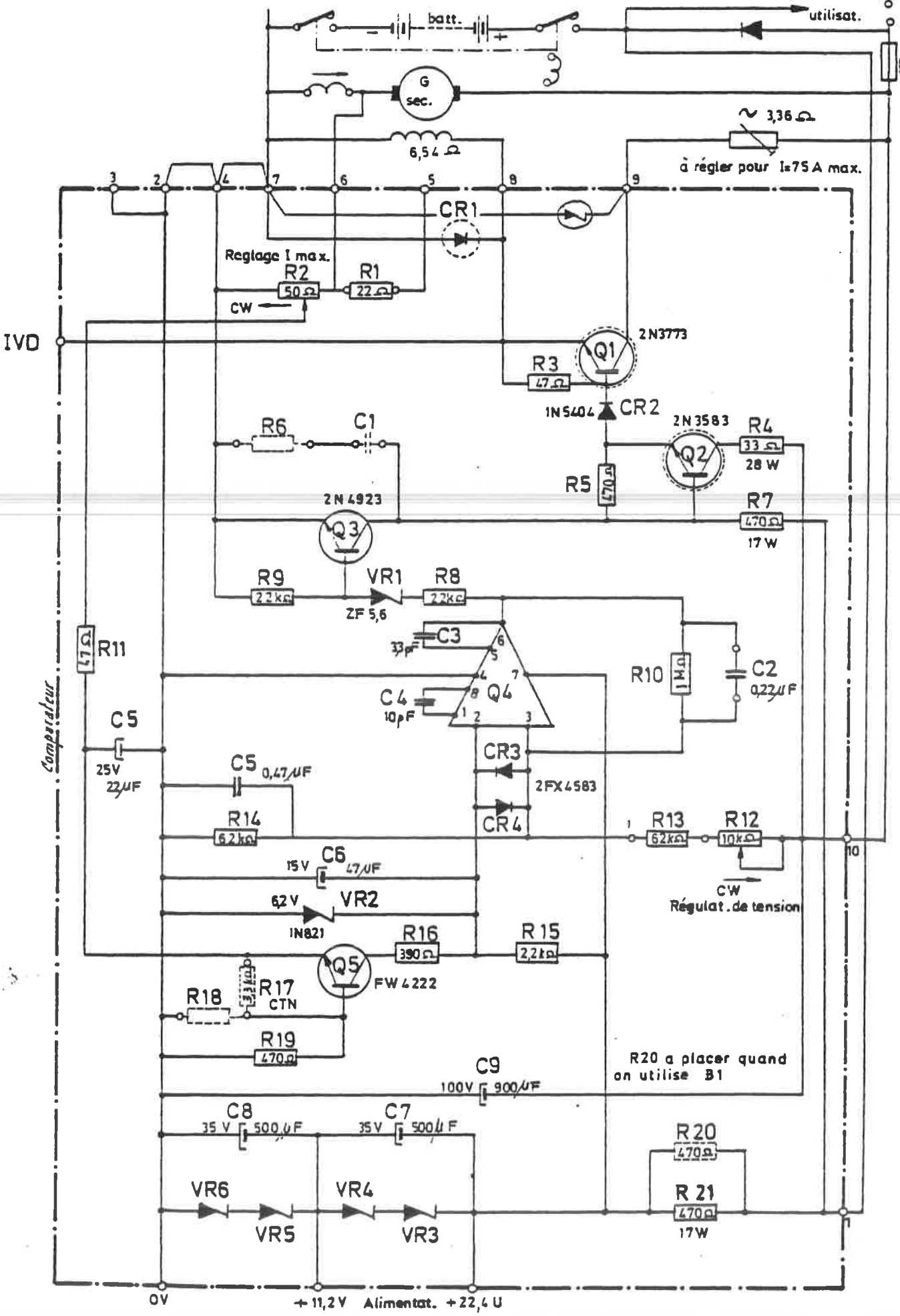


Fig. 395/a

C. 1260
34° leçon

Alimentation du régulateur électronique

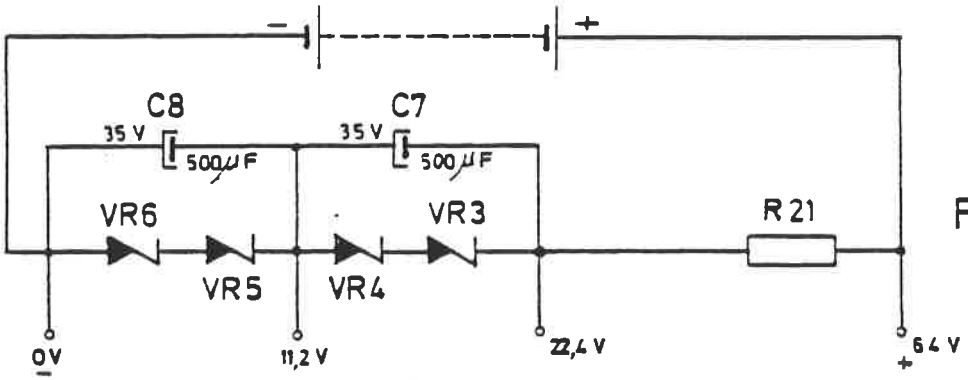


Fig. 395/b

Excitation de tension de référence

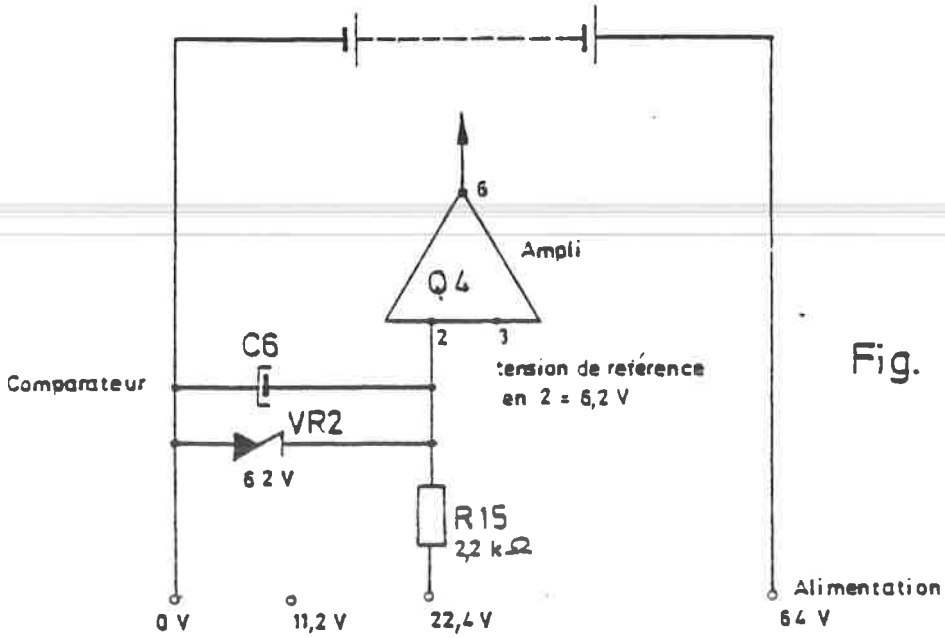


Fig. 395/c

Système de mesure avec amplificateur

Contrôle de la tension de la génératrice

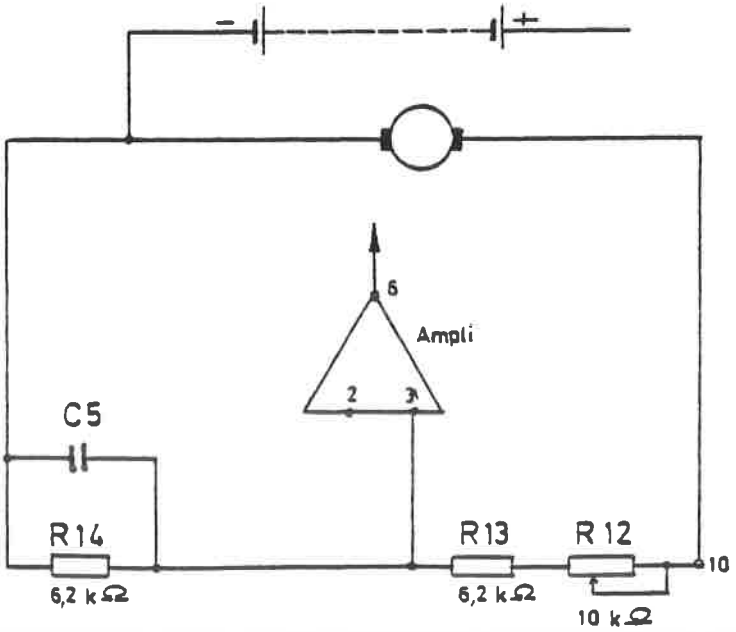
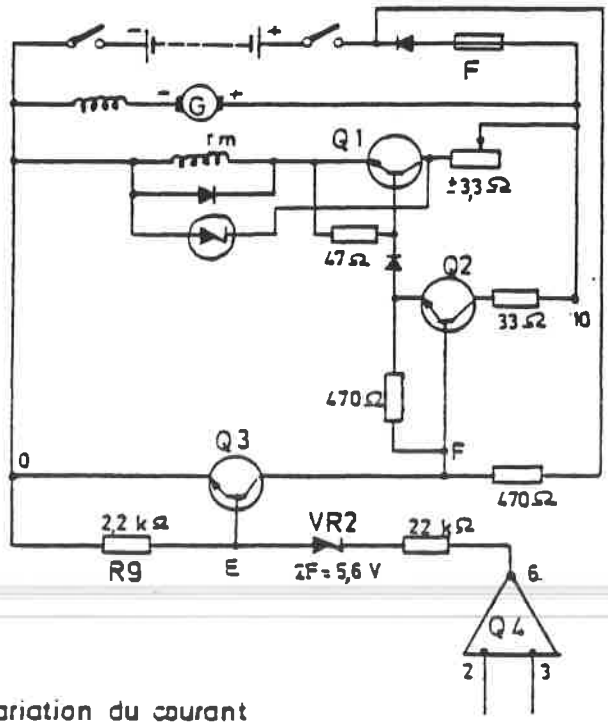


Fig. 395/d

fixation de la tension aux bornes de la génératrice à une certaine valeur de fase

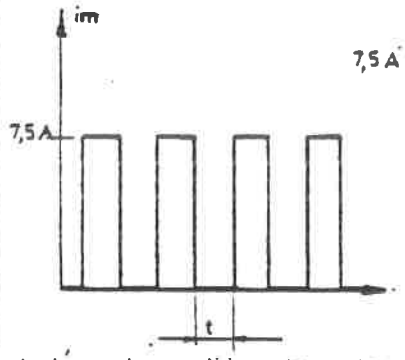
Réglage du courant d'excitation (circuit de correction)



Diff. potent. entre bcls	Potentiel B	Potentiel E	Q_3	Potentiel F	Q_2	Q_1	Enroulem. d'excitation
e3 > e2	22,4 V	> 5,6 V		0	bloqué		non alimenté
e3 ≤ e2	0 V	0 V		64 V	libre		alimenté I = 7,5 A

Fig. 395/e

Variation du courant d'excitation



t dépend des conditions de marche (vitesse de rotation et charge)

Courant d'excitation moyen

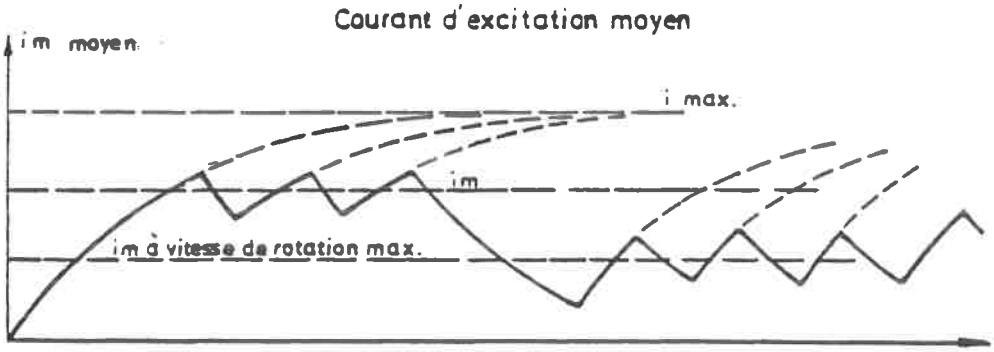


Fig. 395/f

Circuit de limitation de débit de la génératrice

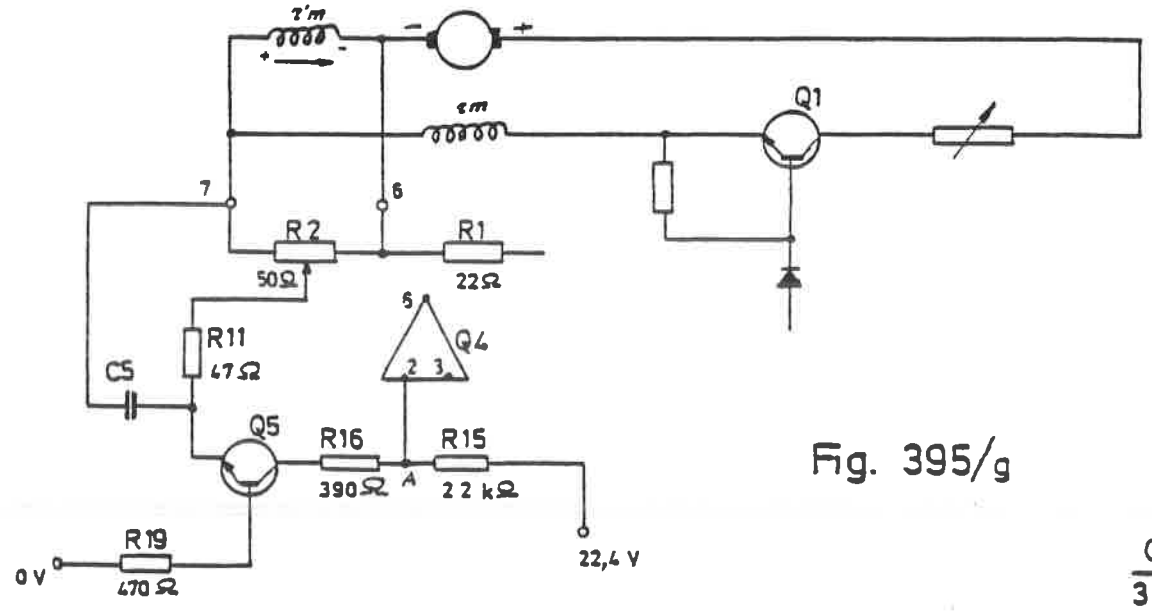


Fig. 395/g

H. ALTERNATEURS.

1. Généralités - Types d'alternateurs.

53. Les alternateurs consistent en principe en un stator sur lequel un ou plusieurs enroulements sont bobinés et un rotor qui par sa constitution sert à faire varier le flux magnétique traversant les enroulements statoriques.

Suivant le nombre d'enroulements alternatifs dans le stator, on distingue les alternateurs monophasés, biphasés et triphasés.

Suivant la façon dont on fait varier le champ magnétique, on distingue les types d'alternateurs suivants :

54. a) Alternateurs à champ magnétique tournant.

Dans ces alternateurs, appelés hétéropolaires, le champ magnétique est créé par le rotor. On distingue :

a.1) Le rotor à aimants permanents.

La force électromotrice variant pratiquement de façon linéaire avec la vitesse de rotation, ce type d'alternateur hétéropolaire, sans balai est appliqué en particulier comme mesureur de vitesse.
Exemple : Les appareils de mesure de vitesse "Smith" appliqués sur beaucoup d'engins de traction diesel.

a.2) Le rotor avec enroulement d'excitation et bagues.

On peut ranger dans cette catégorie les alternateurs "CAV" et "Bosch" utilisés sur beaucoup d'engins diesel pour la charge batterie.

Ces alternateurs sont constitués en principe de :(fig. 396/a et b)

- un rotor de forme particulière (fig. 396/c) sur lequel est bobiné l'enroulement d'excitation. Cet enroulement est raccordé à la batterie au moyen de bagues et de balais.
- un stator avec ses 3 enroulements alternatifs (décalés de 120°).
- des diodes au silicium sur refroidisseurs, fixées dans le couvercle de fermeture de l'alternateur.

b) Alternateurs à champ magnétique ondulant.

55. Ces alternateurs sont aussi appelés "alternateurs homopolaires" ou "statodynes" ou "alternateurs Brushless".

- un rotor rainuré sans aucun enroulement.
- un stator qui porte non seulement les 3 enroulements alternatifs mais aussi les enroulements d'excitation à courant

continu.

Le rotor tournant fait varier le champ magnétique au travers des 3 enroulements alternatifs.

- le courant alternatif triphasé est redressé dans des diodes au silicium montées sur des refroidisseurs dans la boîte à bornes de l'alternateur.

2. Avantages et inconvénients des alternateurs.

56. Les alternateurs présentent le grand avantage de n'exiger que très peu de travaux d'entretien. Ces travaux se limitent au graissage éventuel des paliers du rotor après un temps de fonctionnement de ± 1 000 h. et au remplacement de ces roulements après ± 8 000 h. (2 à 3 ans) ainsi qu'au remplacement périodique des balais (après ± 4 000 h) et éventuellement des bagues (après ± 8 000 h.). Ce dernier travail n'existe pas sur les statodynes qui n'ont pas de balais.

L'inconvénient des balais des alternateurs hétéropolaires ne pèse toutefois pas vis-à-vis du prix d'achat nettement plus élevé des statodynes qui ne sont pas réalisés pour des petites puissances telles que celles utilisées sur les autorails et les locomotives de manoeuvre.

A cause de leur généralisation sur les véhicules routiers, les alternateurs hétéropolaires sont aussi moins chers que les génératrices à courant continu de la même classe de puissance.

Les statodynes trouvent une large application à l'étranger, particulièrement en France, non seulement sur des voitures remorquées mais aussi sur certaines locomotives diesel de ligne où l'alternateur, en plus du circuit de charge batterie, alimente aussi des circuits d'excitation de la génératrice de traction.

La statodyne a, par son principe de construction, l'avantage de permettre de loger dans un seul stator, et avec un seul rotor, plusieurs enroulements alternatifs indépendants l'un de l'autre et qui peuvent alimenter des circuits totalement différents.

3. Protection des alternateurs contre les surtensions.

57. A cause de leurs diodes, les alternateurs ont l'inconvénient d'être sensibles aux surtensions qui peuvent se produire dans les circuits inductifs qu'ils alimentent (électrovalves, moteurs électriques pour l'entraînement de pompes à combustible, pompes de graissage ---). Ces surtensions peuvent atteindre de 1500 à 2000 V (valeurs expérimentales).

Aussi les alternateurs sont toujours protégés contre les surtensions. Cela peut se faire :

-en pontant toutes les utilisations inductives par une résistance de court-circuitage avec diode, comme représenté à la fig. 398.

-en n'interrompant pas le circuit de l'alternateur aussi longtemps qu'il est entraîné.

- en ne faisant pas de mesure d'isolement au moyen d'appareils "Megger" tant que l'alternateur n'est pas déconnecté. Ceci vaut aussi pour tous les circuits dans lesquels sont placées des diodes.

-parfois des circuits de protection sont incorporés dans l'alternateur pour l'éliminer dès qu'une surtension apparaît. L'alternateur ne peut être remis sous tension qu'après l'arrêt.

4. Le réglage de la tension de l'alternateur.

58. Rappelons d'abord quelques principes de base :

- la fréquence de la tension alternative dépend de la vitesse de rotation et du nombre de pôles.
- la tension aux bornes effective dépend de la valeur moyenne du champ magnétique et de la vitesse de rotation.

Ces données de base conduisent aux méthodes suivantes pour le réglage du régime de marche.

a) Régime à tension constante.

59. La tension aux bornes redressée est maintenue constante par l'intervention d'un régulateur de tension statique, indépendamment de la vitesse de rotation et de la charge.

C'est le cas pour l'alternateur CAV - type AC 7 (24 V) ainsi que pour les alternateurs Bosch 24 V et 72 V.

Le régulateur de tension statique est constitué en principe d'une diode zéner qui influence le potentiel de la base d'une série de transistors. Le dernier de ceux-ci agit comme une sorte d'interrupteur à contacts vibrants dans le circuit d'excitation avec une fréquence dépendant de la vitesse de rotation et de la charge de l'alternateur.

60. La tension aux bornes de régime de l'alternateur peut être soit réglée à une valeur constante (régulateur Bosch) ou bien cette tension de régime peut être adaptée aux circonstances de marche ou saisonnières (régulateur CAV qui peut être placé sur "LOW" - "MED" ou "HIGH" - respectivement 27,5 V, 28 V et 28,5V).

61. Les régulateurs de tension Bosch sont équipés d'un limiteur de débit; le régulateur CAV (type 404) (24 V) n'a pas de limiteur de débit car l'alternateur, de par sa construction, réalise une auto-limitation du débit.

62. L'alternateur CAV - AC 7, du type hermétique, appliqué sur les engins de traction diesel est équipé d'un interrupteur thermique qui , en coupant périodiquement l'excitation, limite le débit de façon à ce que la température de l'alternateur reste limitée. Ainsi, le débit d'un alternateur de ce type dépend de la température ambiante. Cela ressort clairement de la fig. 399 qui représente les débit de l'alternateur AC 7 en fonction de la vitesse de rotation, avant et après intervention de l'interrupteur thermique (débit maximum et débit minimum).

Quant la vitesse de rotation est suffisante (supérieure à 3 000 t/min) le débit de l'alternateur CAV - AC 7 est pratiquement compris entre 39 et 58 A. Pour une température ambiante de 20° C, le débit est 47 A.

Les alternateurs CAV ventilés ne possèdent pas cet interrupteur thermique.

63. Le schéma électrique du régulateur de tension CAV type 440, représenté à la fig. 400, est donné à la fig. 401/b. La diode zéner Z 1 contrôle la tension aux bornes de l'alternateur et influence le potentiel de la base des transistors T 1, T 2 et T 3 de telle sorte que T 3 intervient comme contact vibrant. En réglant la durée de raccordement de l'enroulement d'excitation, il adapte la valeur moyenne du champ magnétique aux conditions de marche.

b) Régime de fonctionnement à débit constant.

64. C'est le cas des alternateurs CAV - type 203 - 72 V dont la tension aux bornes varie avec la force électromotrice de la batterie de telle sorte que le débit de l'alternateur reste constant et égal à 25 A, 35 A ou 45 A suivant le type d'alternateur. Un limiteur de tension dans le régulateur protège la batterie contre la surcharge.

Le régulateur de tension est le même que le régulateur CAV 440 de l'alternateur hétéropolaire 24 V mais est raccordé à l'alternateur 72 V au moyen d'un transformateur.

Ici, la diode zénerZ1 ne contrôle pas la tension de l'enroulement secondaire du transformateur, mais la tension aux bornes d'une résistance ohmique parcourue par le courant de l'alternateur.

I. L'INSTALLATION DE CHARGE DES LOCOMOTIVES DIESEL-ELECTRIQUES TRANSISTORISEES SERIE 61.

65. Comme on l'a montré à la 31e leçon, les locomotives diesel-électriques à pilotage électronique de la transmission sont équipées d'un alternateur bi-monophasé homopolaire ACEC-AVA. La 1re phase sert à alimenter l'enroulement d'excitation de la génératrice de traction et la 2e phase alimente le circuit de charge batterie et les circuits basse tension de la locomotive

sous une tension continue constante de 75 V, indépendante de la vitesse de rotation et de la charge.

66. Le schéma blocs de la fig. 402 et le schéma électrique de la fig. 403 montrent que le réglage de la tension est obtenu par un amplificateur magnétique, sous l'influence d'un courant de contrôle transmis par l'amplificateur de courant PRS 3. Ce dernier transforme en signaux de courant les signaux de tension transmis et amplifiés par l'amplificateur de tension PID 3.

L'amplificateur de tension PID 3 amplifie le signal résultant obtenu par la comparaison d'un signal de référence fourni par un stabilisateur et 2 signaux de correction fournis par 2 générateurs de fonction.

Le signal résultant obtenu peut être positif ou négatif suivant que la tension réelle du circuit de charge est inférieure ou supérieure à sa valeur de référence.

67. 1) Le stabilisateur (fig. 403).

C'est un appareillage à transistors raccordé à la source d'alimentation (- 24, 0, + 24 V) de l'installation électronique et qui fournit une tension constante de 12 V à son circuit adaptateur. Ce dernier, consistant en une résistance potentiométrique formée par R 14/3, P 1/3 et R 15/3 permet de régler le signal de référence transmis au PID 3 entre + 6,7 et + 8,1 V.

Ces signaux de référence correspondent à une tension constante d'alimentation de la batterie de 75 $\pm$ 1 volt.

68. 2) Les générateurs de fonction.

a) Le générateur de fonction TRD 3 mesure à chaque instant la valeur réelle de la tension d'alimentation de la batterie et fournit un signal négatif proportionnel à la tension mesurée (voir schéma fig. 402).

Si ce signal équilibre le signal de référence du stabilisateur, le signal résultant fourni au PID 3 est nul et le courant de contrôle de l'amplificateur magnétique est nul (Il n'y a pas de corrections à effectuer puisque la tension de l'alternateur atteint 75 V).

La tension que le générateur de fonction TRD 3 doit donner pour que son signal équilibre le signal de référence est déterminée par la valeur du signal de référence même et par les résistances R 5/3 - R 4/3, R 13/3 et R 12/3 (fig. 404/a).

Cet équilibre est représenté à la fig. 404/c pour un signal de référence de 7,4 V.

La tension d'équilibre du TRD 3 est 9,6 V ($7{,}4 \times \frac{220+12}{120+62}$).

Chaque variation de la tension d'alimentation de la batterie, provoquée soit par l'état de charge de la batterie, soit par une variation de vitesse de l'alternateur, influence le signal fourni par le TRD 3.

Suivant que la tension du TRD 3 est inférieure, égale ou supérieure à 9,6 V (pour un signal de référence de 9,6 V), le courant de contrôle transmis à l'amplificateur magnétique sera positif, nul ou négatif et ainsi la tension d'alimentation de la batterie peut augmenter, rester inchangée ou diminuer.

Cela ressort clairement du diagramme de la fig. 404/c.

En effet, quand le signal du TRD 3 est 9,6 volts, le potentiel résultant en A est nul et il n'y a pas de signal correcteur transmis au PID 3. La fig. représente aussi les signaux de correction pour 2 valeurs du signal de TRD 3 s'écartant de la valeur de 9,6 V.

69. b) Le générateur de fonction TRD 4.

Le signal tension, fourni par ce générateur de fonction à son circuit adaptateur (fig. 404/b) est proportionnel au courant de charge de l'alternateur.

Comme ce courant de charge ne peut pas dépasser une certaine valeur, TRD 4 doit intervenir comme limiteur dès que cela se produit.

Nous voyons à la fig. 404/b comment le circuit adaptateur est composé. Entre les bornes + 12 et - 12 V du stabilisateur sont raccordées 4 résistances en série (R 6/3 - R 7/3 - R 10/3 et R 11/3).

Les points A et B sont équipotentiels par rapport au point zéro lorsqu'aucun courant ne circule dans le potentiomètre P 2/3. TRD 4 fournit cependant toujours une tension proportionnelle au courant de charge de l'alternateur. Par conséquent, un certain courant circule dans P 2/3 et C prend un potentiel négatif et un déséquilibre existe dans le diviseur de tension.

Le potentiel A , à l'origine + 3,75 V, tend vers une valeur nulle. Tant que le potentiel de A est positif ou nul , aucun courant ne circule dans la diode CR 1/3.

Si la charge de l'alternateur dépasse une certaine valeur, TRD 4 dépasse aussi la valeur pour laquelle C prend un potentiel négatif et la diode laisse passer le courant.

La tension de stabilisateur est ainsi presque entièrement déviée dans le circuit à plus faible résistance, et la tension de l'alternateur diminue.

70. Conclusion.

Le stabilisateur avec le générateur de fonction TRD 3 donnent, en marche normale, une tension constante à l'alternateur.

Si la charge de l'alternateur dépasse sa valeur maximale autorisée, TRD 4 limite alors la tension de l'alternateur.

J. LES INSTALLATIONS D'ECLAIRAGE DES ENGINS DIESEL.

I. Eclairage à incandescence et phares.

71. Les locomotives de route et de manoeuvre, sont généralement éclairés au moyen de lampes à incandescence allumées par des interrupteurs ordinaires montés soit aux tableaux de bord, soit sur un tableau spécial (autorails) soit près des lampes mêmes.

Les circuits d'éclairage sont protégés par fusibles.

72. Quand la tension de la dynamo varie suivant l'état de charge de la batterie, on est parfois obligé d'installer un régulateur de tension dans le circuit d'éclairage.

Celui-ci consiste, dans sa forme la plus simple, en une résistance qui est court-circuitée par un contacteur C tant que le conjoncteur-disjoncteur est ouvert, c'est-à-dire tant que les lampes sont raccordées directement à la batterie (fig.405/a).

Les phares de tous les engins de traction diesel sont, d'une façon générale, équipés de lampes "code - route" alimentées sous une tension de 28 V. Quand la tension d'alimentation atteint 72 V ou plus, elle doit être ramenée à 28 V au moyen d'une résistance avec un stabilisateur (fig. 405/b). Ce stabilisateur consiste en une diode zéner (puissance 100 W) avec refroidisseur qui influence le potentiel de base d'un transistor. Tant que les deux lampes sont en bon état, leur tension d'alimentation est limitée à 28 V et la diode Zéner et le transistor sont bloqués. Quand une des lampe est brûlée, la chute de tension dans la résistance diminue et la tension d'alimentation de la lampe restante augmente. La diode Zéner et le transistor conduisent et ramènent la chute de tension dans la résistance à sa valeur normale.

Des appareils de clignotement standards permettent de faire clignoter les phares (filament route).

2. L'éclairage à fluorescence.

a) Tubes d'éclairage fluorescents à courant continu.

Ce sont des tubes remplis de vapeur de mercure avec des électrodes chaudes.

L'allumage se fait comme représenté à la fig. 406/a en fermant temporairement (2 à 3 sec.) le contact A pour le préchauffage de la cathode A et l'ionisation du gaz. Immédiatement après l'ouverture du contact A, un courant circule entre les deux électrodes. La lampe s'allume.

Pour éteindre la lampe, il suffit d'ouvrir le contact D.

74. Un tube présente la propriété d'avoir une résistance interne qui diminue au fur et à mesure que le gaz est plus ionisé. Les résistances en série R doivent donc empêcher que

1) Après l'allumage du tube, ne naissent des intensités très élevées qui détruiraient le tube ;
2) Pendant la phase de chauffage, l'intensité dans la cathode incandescente ne dépasse une valeur maximale déterminée.

75. b) <u>L'armoire d'éclairage "ACEC"</u>.

Les tubes d'éclairage sont généralement répartis, sur les autorails, en deux circuits raccordés à une armoire d'éclairage ACEC.

La 1re série est raccordée directement à l'armoire, la deuxième l'est par l'intermédiaire d'un interrupteur E, placé dans le compartiment bagages, et qui permet d'éliminer cette 2e série.

L'armoire d'éclairage (fig. 406/b) possède un relais temporisé C, 2 relais a et b, un contact d'allumage A et un contact d'extinction D.

L'interrupteur "F" monté dans les cabines de conduite permet aussi d'allumer les lampes.

Normalement, l'allumage se fait en appuyant quelques secondes sur le bouton A. Le relais b, ainsi alimenté, alimente à son tour le relais a et le relais temporisé C (interrupteur F ouvert).

Les cathodes sont raccordées à la batterie tant que le relais a est alimenté, c'est-à-dire tant que le relais C garde ses contacts fermés.

Après 3 à 4 secondes, le relais temporisé C coupe l'alimentation du relais et les lampes s'allument. Les lampes restent allumées tant que le relais b reste enclenché, c'est-à-dire tant que le bouton D n'est pas enfoncé.

Si l'interrupteur E a été fermé préalablement, les deux séries de lampes sont allumées en même temps par l'armoire (bouton poussoir A).

Si l'interrupteur E est ouvert, il n'y a que la 1re série de lampes qui s'allume.

L'allumage de la 2e série, par la fermeture de E après que la 1re série est allumée, est impossible.

76. Remarque.

En dehors des résistances en série avec chaque lampe, il n'existe dans cette installation d'éclairage aucun régulateur de tension. Les tubes fluorescents supportent des variations de tension importantes (60 à 105 volts) sans influence marquable sur leur intensité lumineuse.

Si la tension d'alimentation tombe au-dessous de 60 V, le tube s'éteint.

Alternateur a flux alterné

Alternateur hétéopolaire

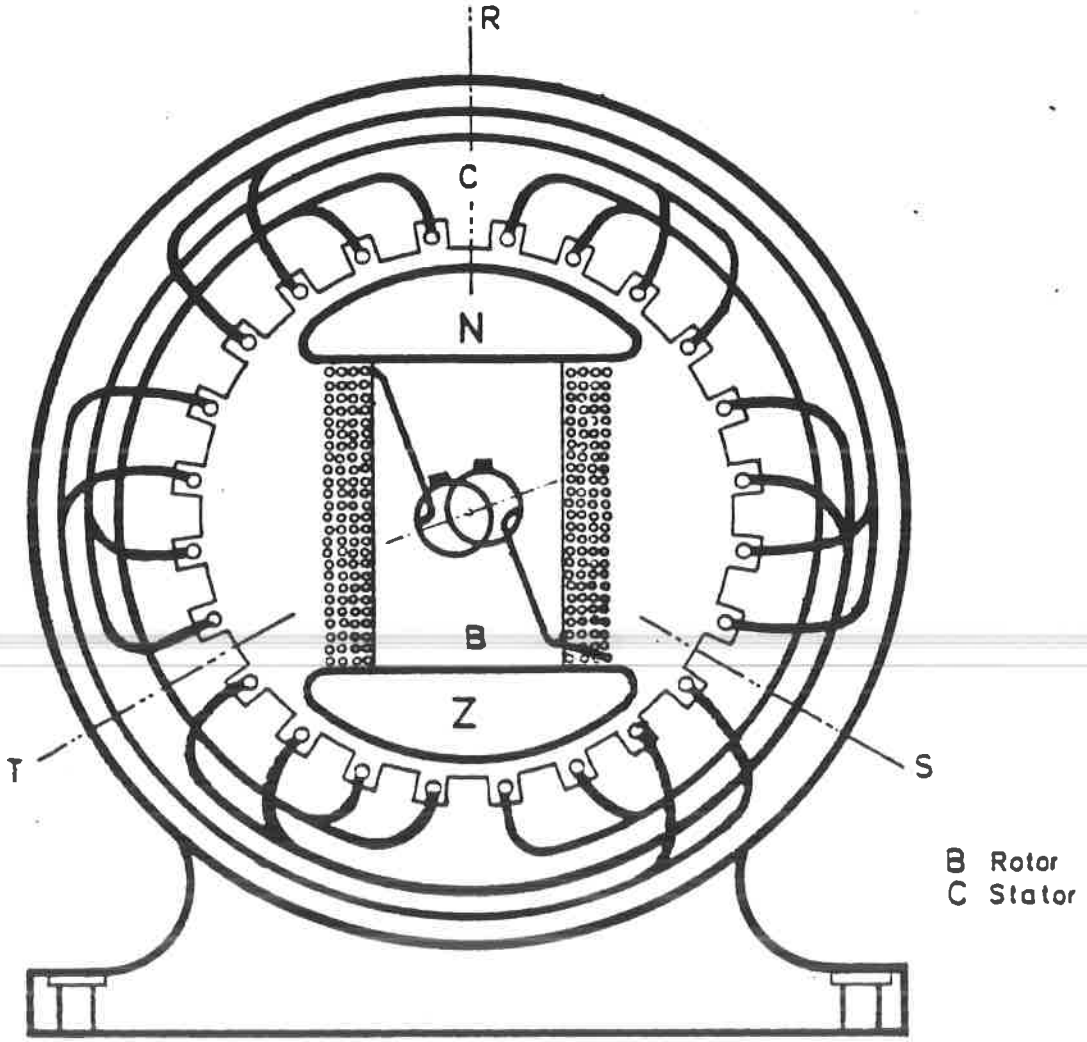


Fig. 396/a

Rotor d'un alternateur à flux alterné

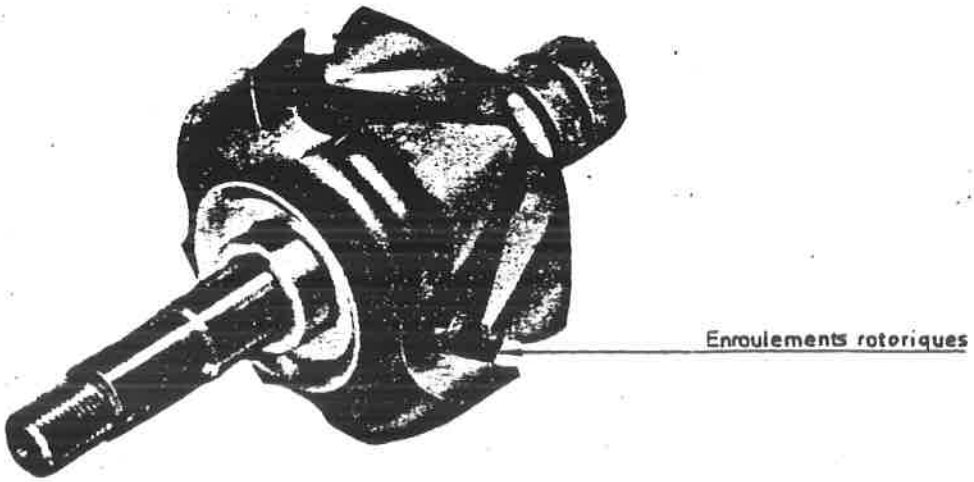


Fig. 396/c

C.1260
35e leçon

Alternateur type AC 5

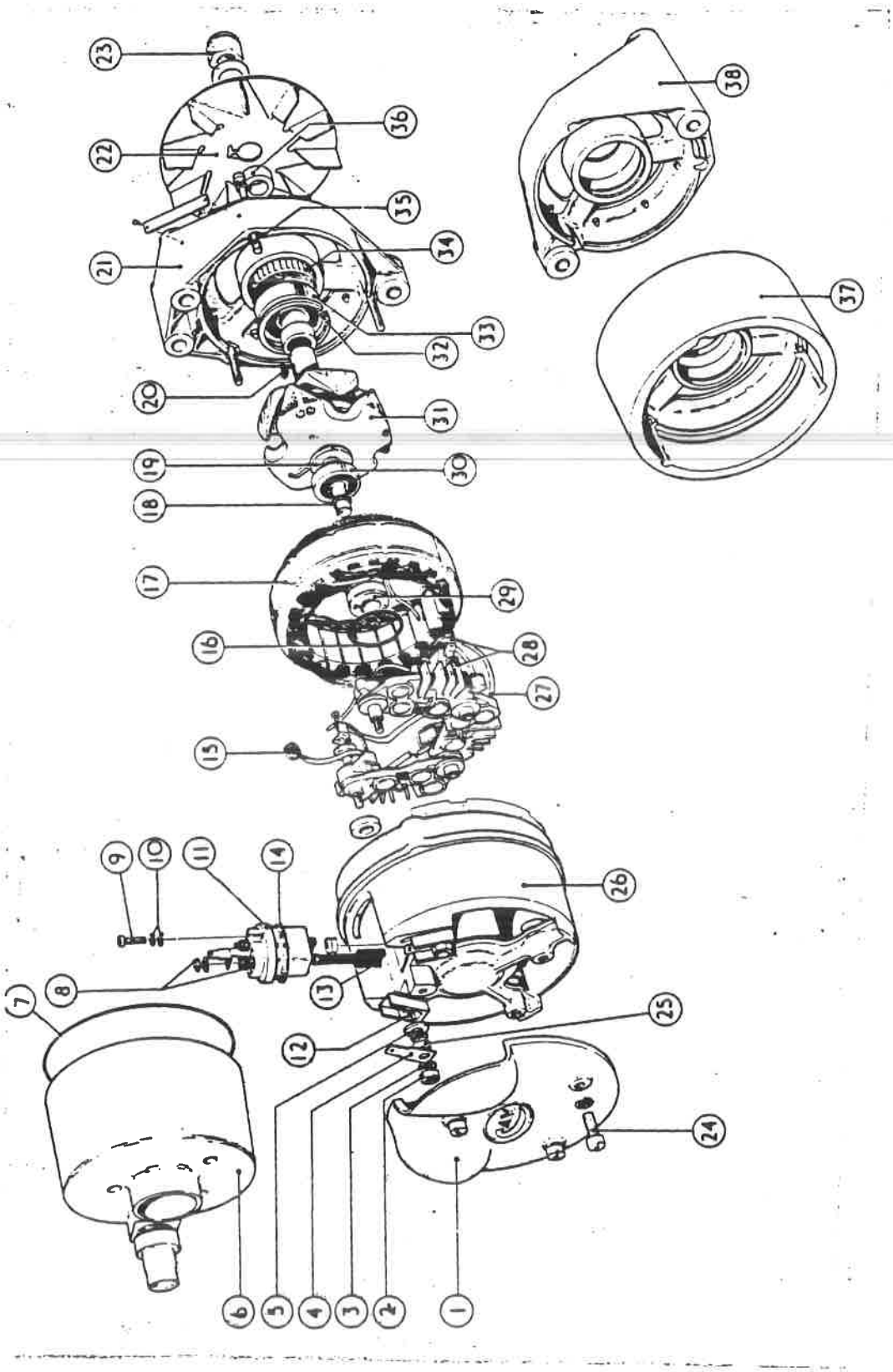
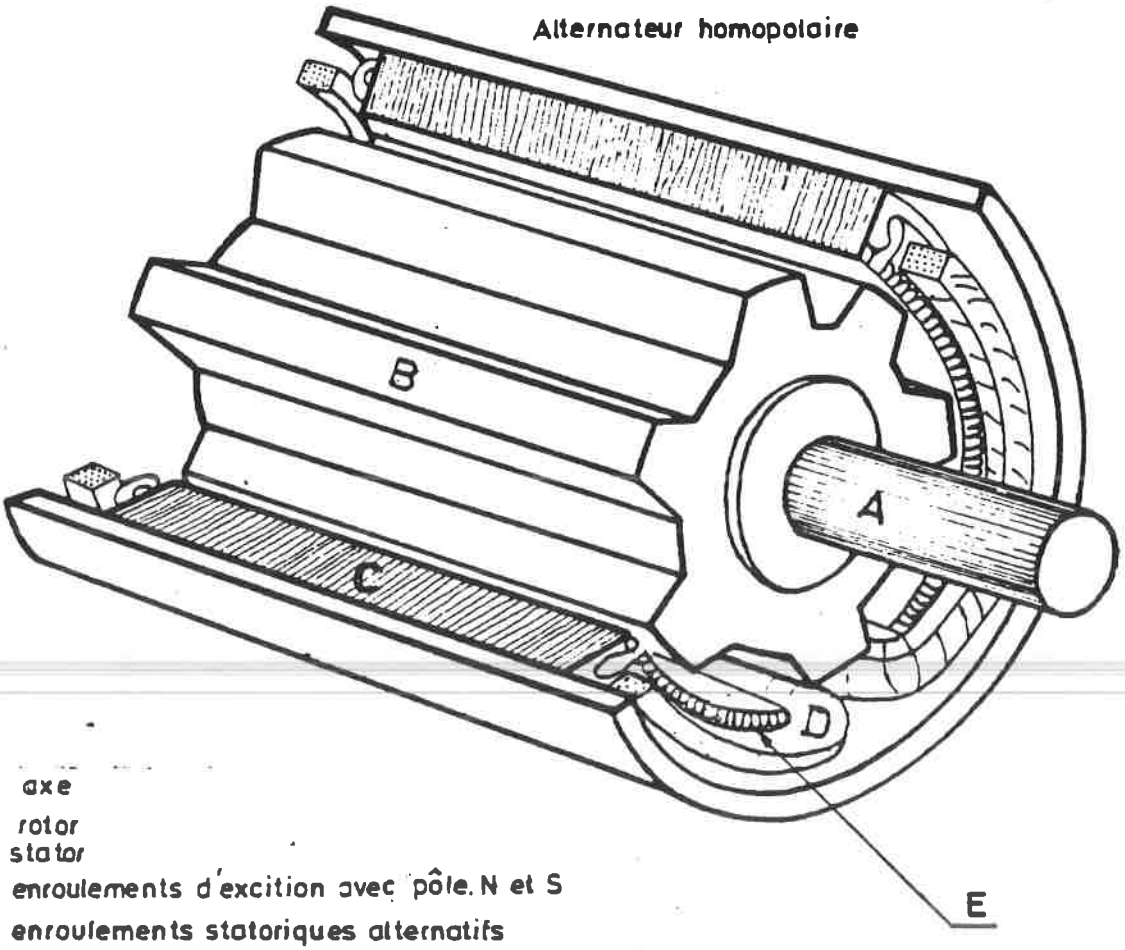


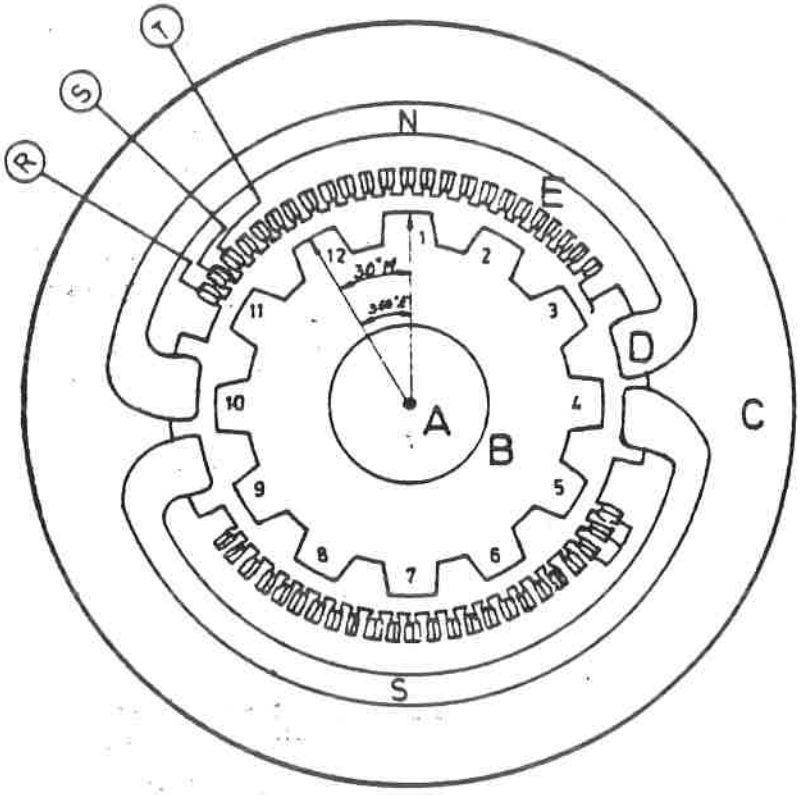
Fig. 396 / b

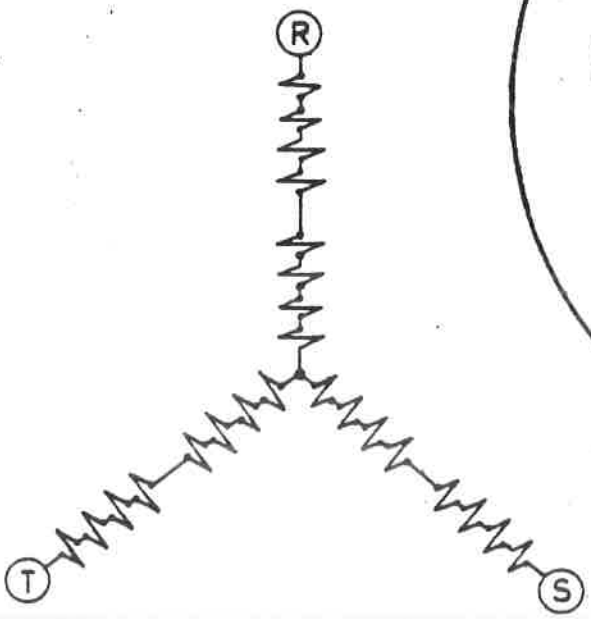
Alternateur homopolaire



A = axe
B = rotor
C = stator
D = enroulements d'excition avec pôle. N et S
E = enroulements statoriques alternatifs

Fig. 397





$$F = \frac{N.P}{60}$$

P = nombre des dents du rotor

C. 1260
35 ª les

Débit de l'alternateur CAV - AC7

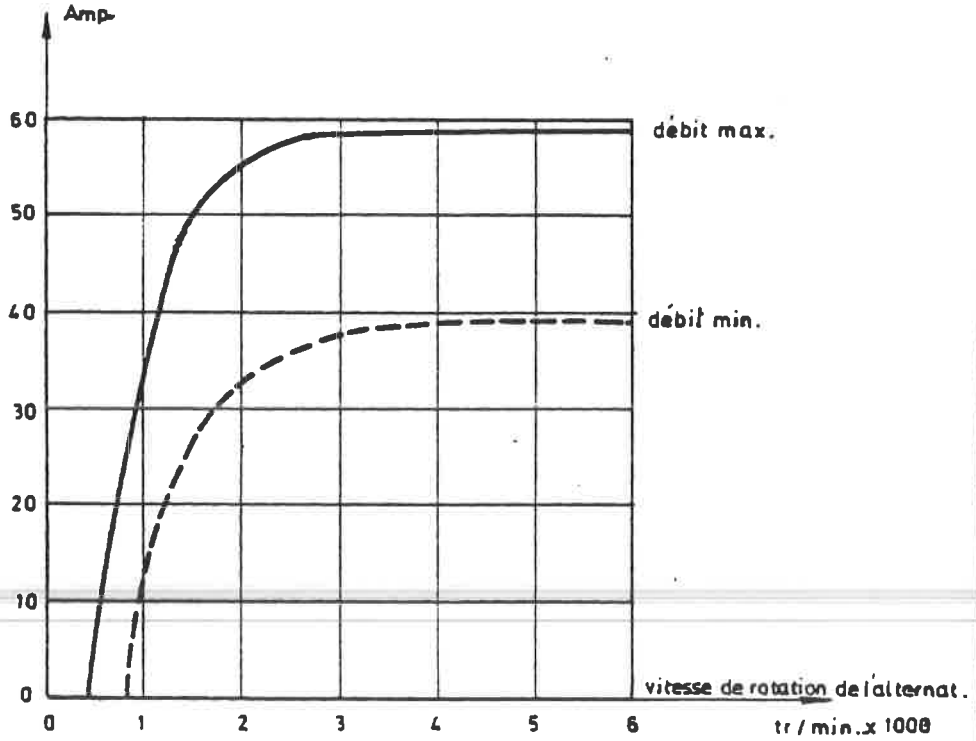


Fig. 399

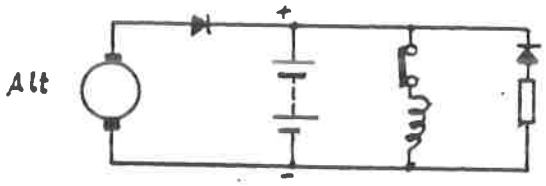


Fig. 398

Regulateur CAV-440 pour alternat. C.A.V

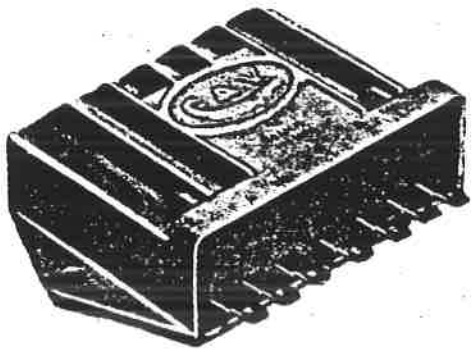


Fig. 400

Schema du circuit de l'alternateur AC 7
24 V. avec regulateur de tension

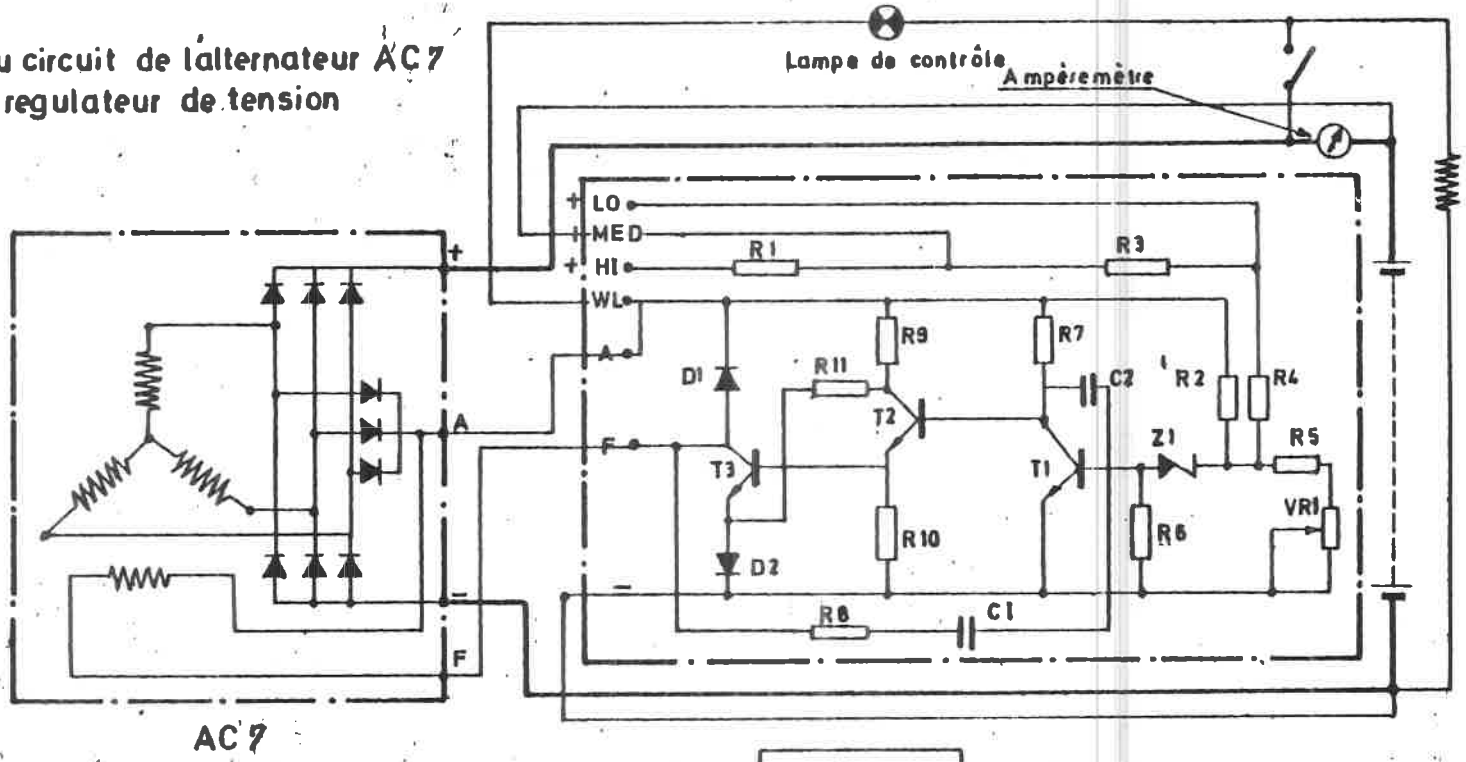


Fig. 401/b

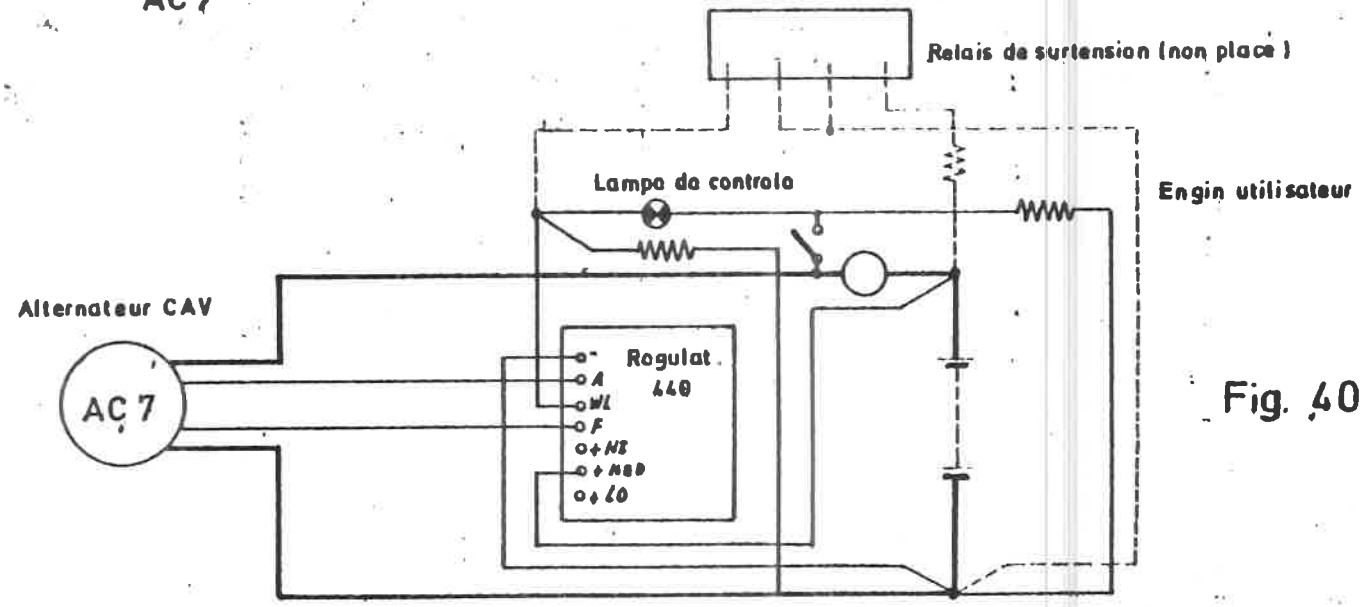


Fig. 401/a

C. 1260
35e leçon.

Annexe 244

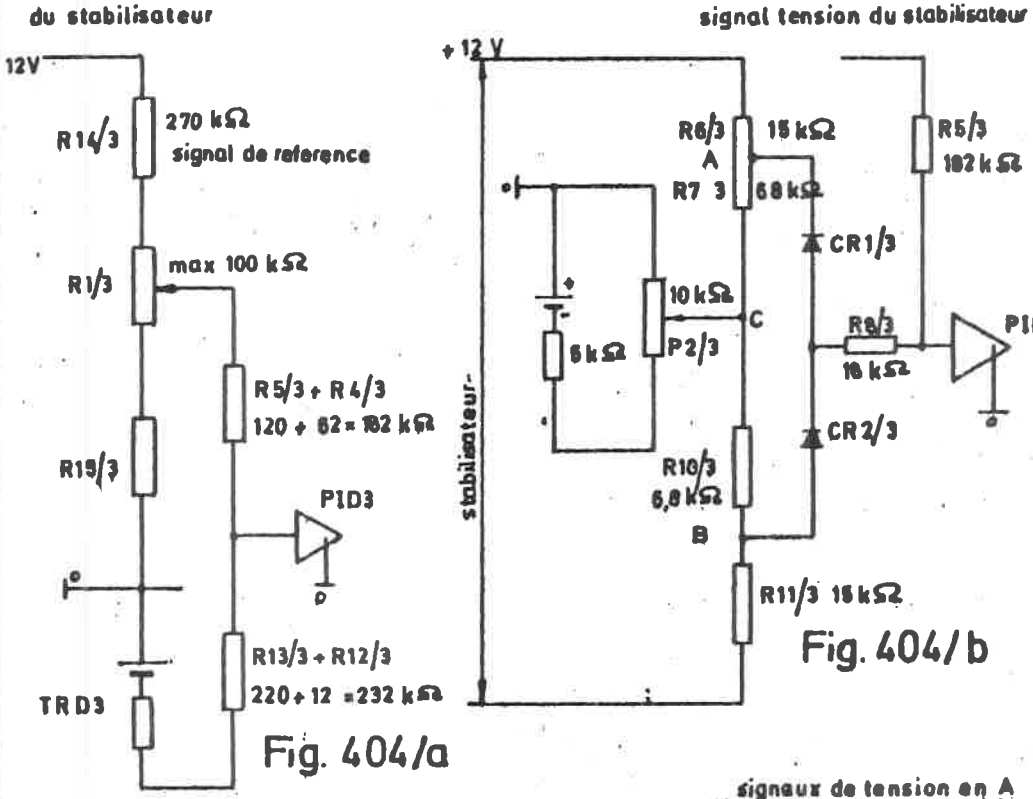


Fig. 404/a

Fig. 404/b

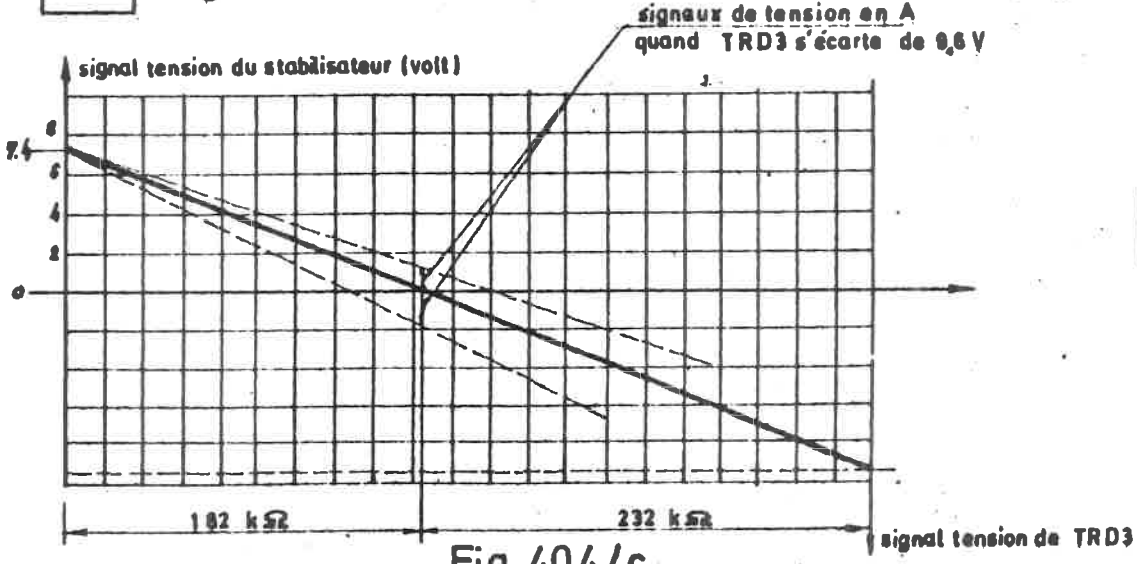


Fig. 404/c

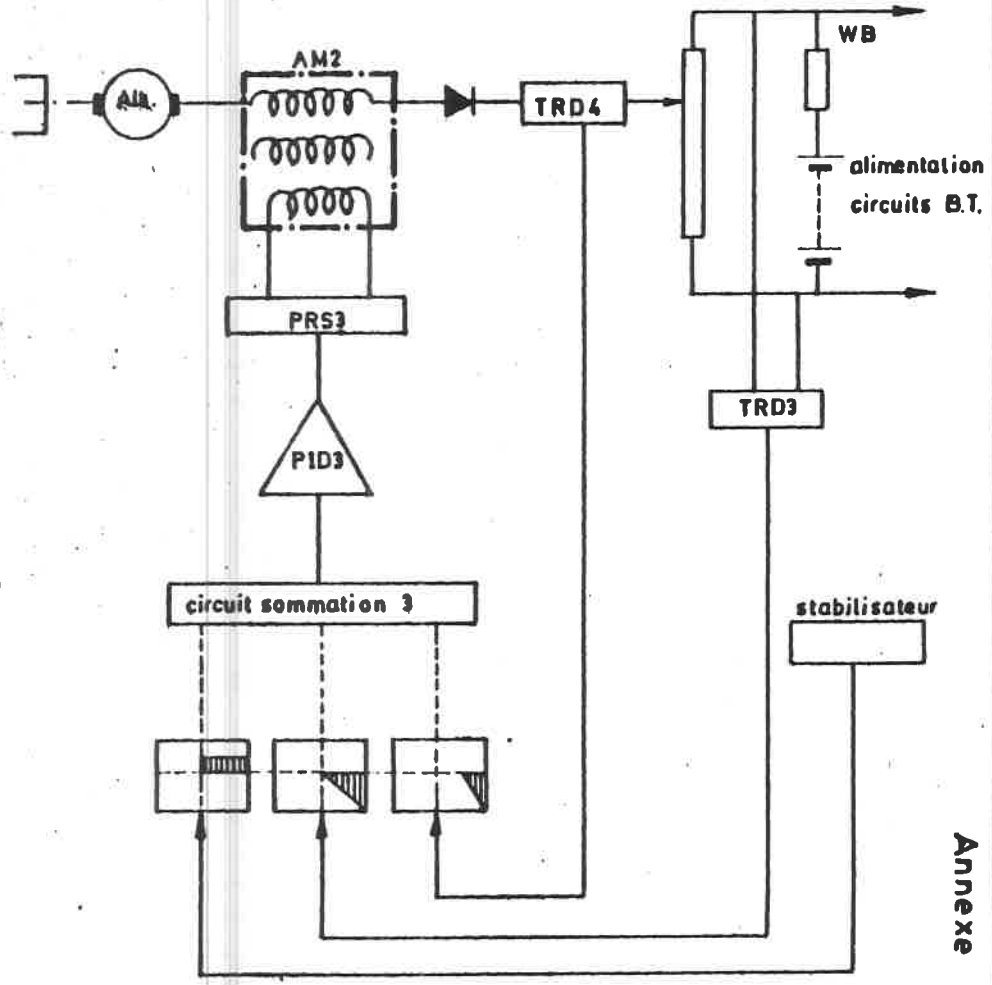


Fig. 402

C. 1260
35e leçon

Annexe 245

Regulation charge batterie

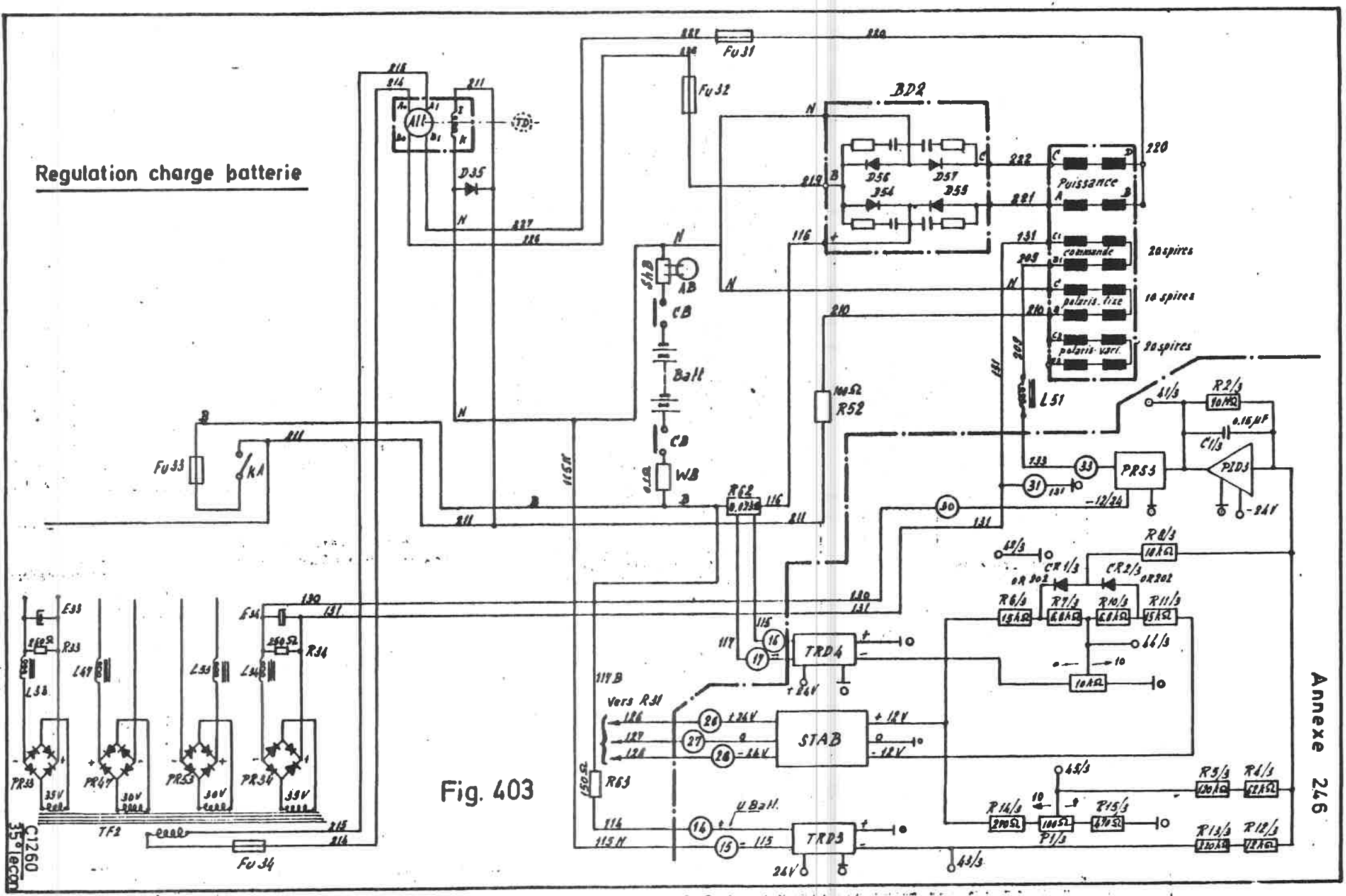
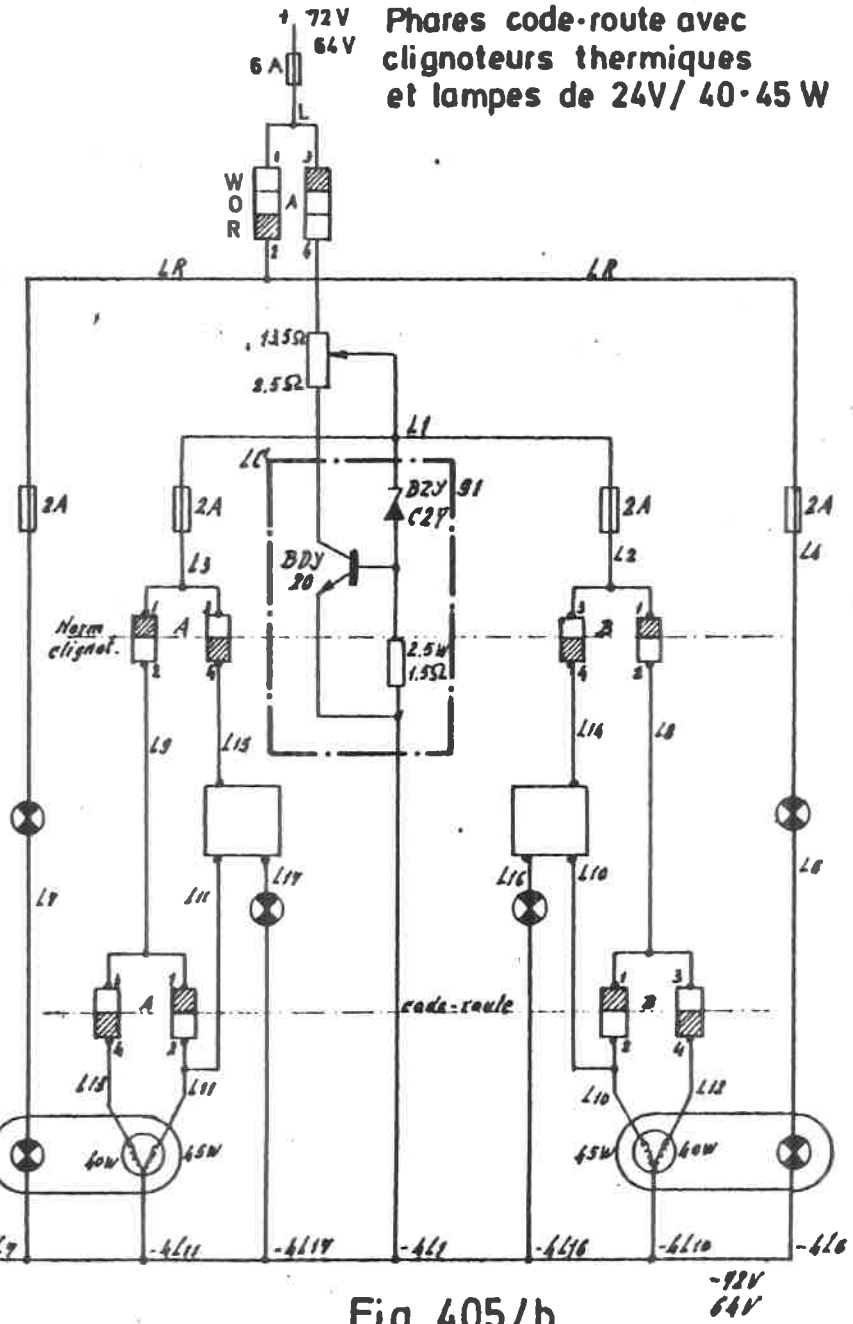


Fig. 403



Phares code-route avec clignoteurs thermiques et lampes de 24V/ 40-45 W

Fig. 405/b

Circuit d'éclairage par lampes à incadescence

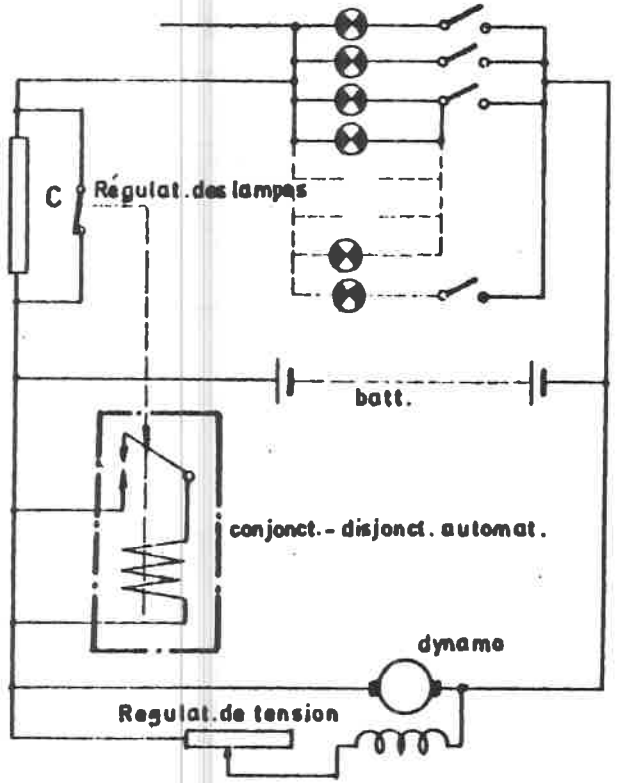


Fig. 405/a

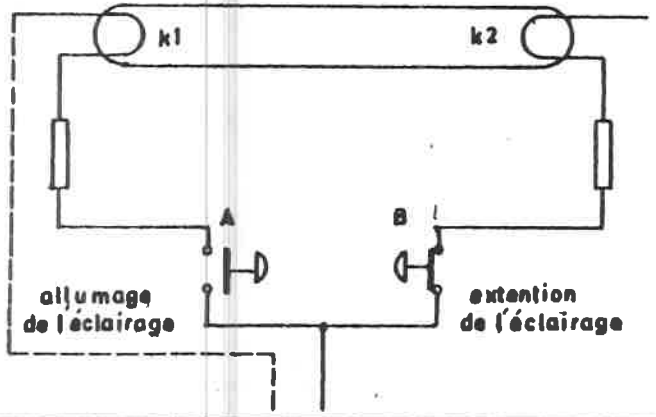


Fig. 406/a

C.1260
35e lecon

Annexe 247

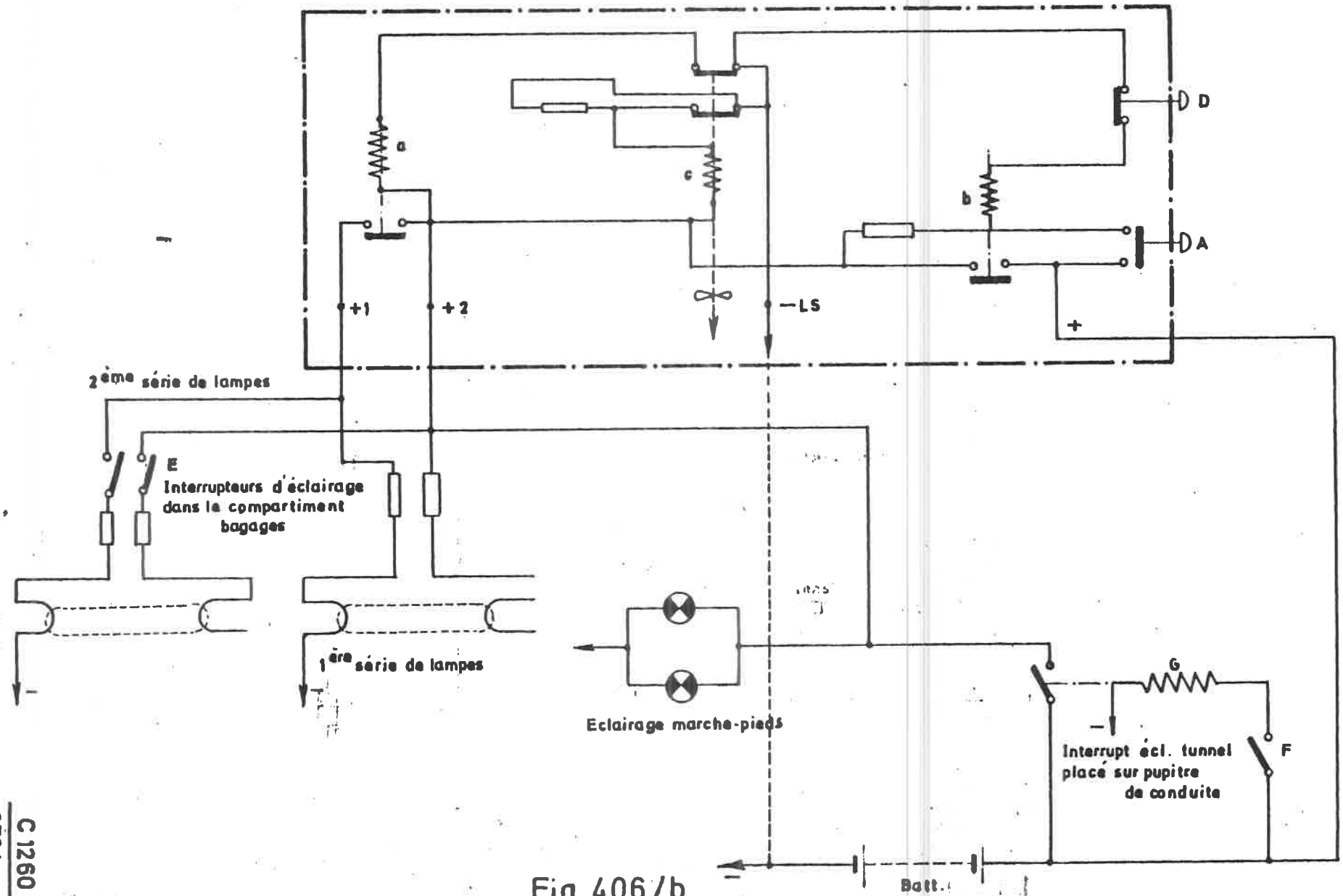

a
c
b
D
D
A
+1
+2
−LS
+
2ème série de lampes
E
Interrupteurs d'éclairage
dans le compartiment
bagages
1ère série de lampes
Eclairage marche-pieds
G
Interrupt écl. tunnel
placé sur pupitre
de conduite
F
Batt.

Fig. 406/b

36e leçon. 1967.

CHAPITRE VII - Cabines de conduite, installations d'asservissement, de protection et de contrôle.

A. Généralités.

1. Dans les chapitres précédents; nous avons appelé "motorisation d'un engin diesel" l'ensemble formé par les organes nécessaires pour l'entraînement des essieux.

Ces organes n'étant pas à la portée du conducteur, il faut qu'à partir des cabines de conduite ils puissent être enclenchés ou déclenchés, réglés, contrôlés, protégés contre des dégradations dues soit aux erreurs de conduite, soit au graissage ou refroidissement insuffisant, survitesse, etc...

2. Chaque cabine de conduite doit donc nécessairement être équipée des appareils suivants :

1. Les appareils nécessaires pour la commande à distance des organes de la motorisation :

a) Le moteur diesel : réglage de sa puissance soit par le réglage de son débit d'injection (régulateur de débit), soit par le réglage de sa vitesse (régulateur de vitesse);

b) La transmission : enclenchement, transition, coupure de la transmission suivant les circonstances de marche;

c) Inverseur de sens de marche : enclenchement de la transmission dans le sens de marche désiré;

2. Les appareils nécessaires pour le verrouillage de certains organes de la motorisation dans la position de marche choisie;

3. Les appareils nécessaires et les lampes-témoins pour le contrôle des conditions de marche des organes de la motorisation;

4. Les appareils nécessaires pour le contrôle de la vitesse de l'engin;

5. Les appareils nécessaires pour le freinage de l'engin et éventuellement du train remorqué.

Nous n'étudierons pas ces derniers appareils, cette étude faisant l'objet du cours spécialisé sur le freinage des trains.

2.

B. Dispositifs pour la commande à distance de la motorisation.

1. Définition générale.

3. Par "dispositifs pour la commande à distance" ou "dispositifs de conduite", nous entendons : tous les appareils et toutes les liaisons mécaniques, pneumatiques ou électriques qui, par le réglage de la puissance des organes de la motorisation, permettent à partir d'une ou plusieurs cabines de conduite, de régler l'effort de traction et la vitesse de l'engin diesel et d'inverser son sens de marche.

2. Sortes de commandes à distance.

4. Les dispositifs de commande à distance peuvent être :

- mécaniques,
- pneumatiques,
- électro-pneumatiques,
- électriques,
- électro-magnétiques,
- électro-hydrauliques,
- électro-oléo-pneumatiques (électro-hydrauliques-pneumatiques).

3. La commande mécanique à distance.

5. Les appareils de commande, dans les cabines de conduite, sont reliés par tringles, leviers, fils ou câbles aux organes de la motorisation à régler ou à modifier.

6. La commande à distance mécanique est réservée aux engins de traction diesel de faible puissance et courts, tels que les autorails Brossel t. 553-554 et les véhicules de dépannage ES.

La fig. 407 montre que, dans ces engins, les "pédales de gaz" sont reliées par tringles et leviers au régulateur de débit du moteur diesel.

L'embrayage mécanique est commandé par les pédales d'embrayage auxquelles il est relié par tringles.

La boîte de vitesses et son inverseur sont commandés par des tringles reliées aux leviers des postes de conduite.

La prise simultanée de 2 gammes de vitesses ou de sens de marche est empêchée par un verrouillage (voir 14e leçon, fig. 408 et 409). Un système de sécurité, constitué d'un ressort et d'un cliquet, empêche le dégagement intempestif d'un rapport d'engrenages.

4. Commande à distance pneumatique.

7. Les organes de la motorisation sont pourvus de servo-moteurs de commande pneumatique alimentés par des soupapes de réglage de la pression d'air montées dans les cabines de conduite.

Les servo-moteurs, constitués en principe d'un cylindre et d'un piston, peuvent être classés dans une des catégories ci-après.

a) Servo-moteurs à pression d'air constante.

8. Ces servo-moteurs peuvent se diviser en :

1. Servo-moteurs à 2 positions et alimentation unique (fig. 410.)

En admettant l'air comprimé dans le cylindre, le piston se déplace en comprimant le ressort.

9. Le dispositif de commande du servo-moteur consiste en un robinet à 3 voies permettant l'alimentation et la mise à l'atmosphère du cylindre. Dès que le cylindre est en communication avec l'atmosphère, le piston est repoussé par son ressort.

10. Ces servo-moteurs sont généralement employés pour la manoeuvre d'organes de la motorisation, tels que :

- Contacteurs de puissance pneumatiques des transmissions électriques;
- Soupape de remplissage des transmissions hydrauliques;
- Système de verrouillage des boîtes de vitesses mécaniques.

Généralement, l'organe commandé est mis hors service par la coupure de l'alimentation du servo-moteur.

2. Servo-moteurs à 2 positions et double alimentation (fig. 411).

11. L'air comprimé est admis, suivant la position désirée sur la face droite ou gauche du piston. Une soupape de réglage permet d'admettre l'air comprimé alternativement sur une des deux faces du piston, l'autre étant à l'atmosphère.

12. Ces servo-moteurs ayant l'inconvénient d'avoir une position instable quand l'alimentation en air comprimé est coupée, ne seront utilisés que pour la manoeuvre d'organes qui peuvent être verrouillés en fin de course.

4.

Exemples :

- Changeurs de gammes à 2 positions (régime de ligne et de manoeuvre);
- Inverseur mécanique (transmissions mécaniques et hydrauliques);
- Inverseurs électriques (transmissions électriques).

3. Servo-moteurs à 2 positions de marche et 1 position neutre.

13. Dans ces servo-moteurs, à double alimentation, les deux faces du piston sont poussées par un ressort. Quand on coupe l'alimentation en air comprimé, le piston reprend toujours sa position médiane.

Le robinet de commande permet d'admettre l'air comprimé sur l'une ou l'autre face du piston, l'autre face étant mise en communication avec l'atmosphère.

Ces servo-moteurs, parfois équipés de 2 pistons reliés par une tige (fig. 412), sont généralement employés pour la commande d'organes dont les 2 positions de marche peuvent être éliminées.

Exemple : commande d'un inverseur qui doit pouvoir être placé en position neutre.

4. Servo-moteurs à piston différentiel.

14. Le piston différentiel est constitué de plusieurs pistons à diamètre différent. Le déplacement total de la tige du piston est déterminé à chaque instant par le nombre de pistons sur lesquels on admet l'air comprimé (ex. fig. 413 : servo-moteur à 3 pistons et 4 positions).

Le servo-moteur ne peut prendre qu'un nombre limité de positions bien déterminées.

Le robinet de commande est conçu pour permettre l'alimentation des diverses positions du servo-moteur.

Les servo-moteurs à piston différentiel ou à plusieurs pistons sont utilisés pour la commande d'organes à plusieurs positions de marche.

Exemple : Commande du régulateur d'un moteur diesel à un nombre de positions limité. S'il s'agit d'un régulateur de débit, à chaque position correspond un débit d'injection déterminé. S'il s'agit d'un régulateur de vitesse, à chaque position correspond une vitesse de rotation déterminée.

(La fig. 413 représente le servo-moteur à combustible des moteurs GM sur les autorails t. 604 et 605).

b) Servo-moteurs à pression d'air réglable.

15. La position du piston du servo-moteur est déterminé à chaque instant par l'équilibre des forces agissant sur le piston, forces exercées d'une part par un ressort et d'autre part par la pression de l'air comprimé d'alimentation (fig. 414).

Ces servo-moteurs sont alimentés par une soupape qui permet le réglage continu de la pression de l'air d'asservissement.

Ces servo-moteurs sont utilisés pour la commande d'organes nécessitant un réglage continu.

Exemple : le réglage continu d'un régulateur de débit ou de vitesse d'un moteur diesel.

16. Conclusion : La commande à distance pneumatique est très utilisée sur les engins de traction diesel hydraulique ou électrique, en raison de sa simplicité et de la sûreté de ses appareils.

Ainsi, toutes les locomotives de manoeuvre de la S.N.C.B. et toutes les locomotives diesel-électriques à transmission Westinghouse sont équipées, totalement ou partiellement, d'une installation d'asservissement pneumatique.

5. La commande à distance électro-pneumatique.

a) Servo-moteurs.

17. Les organes de la motorisation sont munis de servo-moteurs pneumatiques, alimentés par électrovalves. Celles-ci sont raccordées à l'installation basse tension de l'engin au moyen d'interrupteurs ou de tambours (controllers) montés dans les cabines de conduite.

On ne peut utiliser que des servo-moteurs à pression constante conçus comme les servo-moteurs pour la commande à distance pneumatique.

18. Pour la commande d'un organe à 2 positions, un servo-moteur à 2 positions suffit avec une alimentation simple par une électrovalve à double effet (fig. 410 + 419).

19. La fig. 415 représente l'alimentation, au moyen de 2 électrovalves à double effet, d'un servo-moteur à 3 positions.

20. La fig. 416 représente le servo-moteur à combustible "Westinghouse type 712 B3" à 16 positions. Il est utilisé sur les locomotives t. 213 pour le réglage du régulateur Woodward. Cinq électrovalves sont nécessaires pour alimenter ce servo-moteur.

21. Un type particulier de servo-moteur est représenté à la fig. 417. Il s'agit du servo-moteur à combustible SEM utilisé sur les moteurs SEM 6K - 103 HS des autorails t. 602, 603 et 630. Il peut prendre 5 positions et est alimenté par 3 électrovalves EV9, EV10 et EV 67.

Ce servo-moteur comprend 3 cylindres avec les pistons a, b, et c dont les tiges appuient contre les rouleaux fixés aux leviers 1 et 2 (attention au rôle du ressort VI).

Le levier 1 tourne autour du même axe "o" que le levier de commande (3) qui agit sur les pompes d'injection du moteur.

Si aucune électrovalve n'est alimentée, le levier 3 prend sa position zéro (arrêt du moteur, comme à la fig. 417).

Si l'électrovalve EV 67 est seule alimentée, le piston b est enfoncé et le levier 1 tourne autour de son axe 0. Par la poussée sur le rouleau r, le levier 3 est amené dans sa position R (moteur au ralenti).

Si les électrovalves EV 67 et EV 10 sont alimentées simultanément, le piston C est aussi enfoncé et par le pivotement du levier 2, le levier 3 est amené en 1ère position de puissance.

Si EV 67 et EV 9 sont alimentées simultanément, le levier 3 est amené en 2e position de puissance. Le plus grand déplacement du levier (3) est obtenu par l'alimentation simultanée des 3 électrovalves.

Une came, commandée par câble, permet de faire pivoter le levier 1 et d'amener le levier 3 en position R, lorsqu'on ne dispose pas d'air comprimé pour alimenter l'électrovalve 67 (démarrage du moteur).

Remarque : En réalité, le levier 3 est constitué de 2 leviers montés sur le même axe.

b) Electrovalves.

22. Les électrovalves sont des soupapes commandées par un électro-aimant. Suivant leur montage, on distingue :

23. a) Electrovalves directes à simple effet (fig. 418) : la soupape unique est fermée tant que la bobine n'est pas alimentée. Ces électrovalves servent pour établir ou pour supprimer la liaison pneumatique entre 2 organes.

24. b) Electrovalves directes à double effet (fig. 419). Les 2 soupapes reliées entre elles permettent, dès que la bobine est alimentée, de relier 2 organes.

Si l'alimentation de la bobine est coupée, cette liaison est interrompue et un des organes est mis à l'atmosphère.

Ces électrovalves sont utilisées pour alimenter des servo-moteurs qui, après coupure de l'alimentation de la bobine, doivent être mis à l'atmosphère.

25. c) Electrovalves inverses : elles réalisent la liaison entre 2 organes aussi longtemps que la bobine n'est pas alimentée. Si la bobine est alimentée, la liaison est interrompue. Les électrovalves inverses peuvent être aussi à simple ou à double effet.

Les électrovalves peuvent être exécutées avec ou sans ressort antagoniste.

26. Un inconvénient de la commande électro-pneumatique est qu'elle n'est pas adaptée pour des réglages continus. Par contre, elle offre l'avantage que les conduites pneumatiques qui donnent parfois lieu à des dérangements, sont réduites au minimum et que les soupapes de réglage des cabines de conduite sont remplacées par des tambours plus simples et moins coûteux.

Comme la commande est transmise par des fils facilement accouplables, la commande à distance électropneumatique convient particulièrement bien pour les engins de traction diesel accouplables, ainsi que pour les engins à double motorisation, à plusieurs caisses ou avec des cabines éloignées entre elles ou éloignées de la motorisation.

6. La commande à distance électrique.

27. Les organes de la motorisation sont munis de servo-moteurs électriques alimentés au moyen d'interrupteurs ou tambours disposés dans les cabines de conduite.

Ces servo-moteurs sont généralement des moteurs shunt dont le sens de rotation peut être inversé et dont le nombre de rotations est réglé par un arbre à cames et des contacts.

L'inconvénient de la commande à distance électrique réside dans la difficulté de réaliser un réglage continu.

Les appareils avec arbres à cames et contacts pour l'obtention de plusieurs étages de réglage sont coûteux.

Aussi, la commande à distance électrique est rarement utilisée sur les engins diesel pour la raison que ceux-ci disposent tous d'un équipement pneumatique (frein...).

La commande électrique est appliquée sur les locomotives t. 201 pour le shuntage des moteurs de traction.

7. La commande à distance électromagnétique.

28. Les organes de la motorisation sont équipés d'électro-aimants, alimentés par des interrupteurs ou tambours situés dans les cabines de conduite. Ce système, à cause de sa simplicité et de sa sécurité, est avantageusement utilisé pour la commande des contacteurs des circuits haute ou basse tension ou des distributeurs.

Sur les engins à transmission électrique, les contacteurs de puissance, de transition, d'inversion et de shuntage sont généralement à commande électromagnétique. La soupape de remplissage de certaines transmissions hydrauliques est aussi commandée par un électro-aimant.

Cette commande ne convient cependant pas pour des réglages continus. Aussi, est-elle rarement utilisée pour le réglage de la puissance du moteur diesel. Seul le régulateur Woodward type PG utilisé sur les locomotives à transmission EMD est commandé par 4 électro-aimants (voir cours 1213, 27e leçon).

8. La commande à distance électro-hydraulique.

29. Ce système de commande est comparable au système de commande électro-pneumatique avec cette différence que les électrovalves contrôlent directement les mouvements d'un fluide (alimentation ou vidange) vers les servo-moteurs ou les circuits à commander.

Ce système est quelquefois utilisé pour l'alimentation directe de transformateurs de couple ou de coupleurs hydrauliques entraînant des ventilateurs de refroidissement, d'embrayages à disques commandés par pression d'huile (ex. Twin Disc t. 604).

9. La commande à distance électro-oléo-pneumatique.

30. Dans ce système de commande, les servo-moteurs ou les circuits hydrauliques sont alimentés indirectement au moyen d'électrovalves. Les électrovalves alimentent des soupapes hydropneumatiques ou relais qui, à leur tour, admettent l'huile.

Ces installations sont quelquefois utilisées pour l'alimentation de transformateurs de couple ou de coupleurs entraînant des ventilateurs de refroidissement, pour l'ouverture des ventelles des radiateurs, pour la transition des transmissions électriques, etc.....

C. Etude détaillée des dispositifs de conduite pneumatiques.

I. Application de la conduite pneumatique sur les engins diesel de la S.N.C.B.

31. Les tableaux des annexes 262 à 264, qui donnent la nomenclature des dispositifs de conduite utilisés sur les engins diesel de la SNCB, montrent que, à la SNCB, la conduite pneumatique est d'utilisation générale sur les locomotives de manoeuvre et partielle sur les locomotives de ligne hydrauliques t. 211 et 222 ainsi que sur toutes les locomotives diesel-électriques à transmission "Westinghouse".

Il est impossible d'étudier ici en détail les dispositifs de conduite de tous les types de locomotives. Ce n'est d'ailleurs pas nécessaire, tous les dispositifs de conduite pneumatiques étant constitués en principe des mêmes organes.

II. Constitution de principe d'un dispositif de conduite pneumatique.

32. Un dispositif de conduite pneumatique comprend, en principe, les parties principales suivantes :

1. Le dispositif pour le réglage de la vitesse de la locomotive par le réglage de la puissance du moteur;
2. Le dispositif pour la commande des organes de la transmission;
3. Le dispositif de verrouillage de certains organes pour éviter des fausses manoeuvres ou des déplacements intempestifs.

L'installation de conduite pneumatique est généralement alimentée par un réservoir à air comprimé d'environ 25 l, lequel est alimenté à son tour par le réservoir principal (8 kg/cm2) en passant par un détendeur à 5 kg/cm2.

III. Le dispositif de réglage de la vitesse de la locomotive.

33. La vitesse de la locomotive est réglée par le réglage de la puissance du moteur diesel.

Sur les locomotives hydrauliques, la puissance du moteur diesel est pratiquement toujours réglée par le réglage du débit d'injection (régulateur de débit) tandis que sur les locomotives diesel-électriques, cette puissance est réglée par le réglage de la vitesse du moteur (régulateur de vitesse).

Le servo-moteur pour le réglage du débit de l'injection ou de la vitesse du moteur est appelé "servo-moteur d'accélération" ou "servo-moteur à combustible". Il est alimenté par une soupape de réglage, appelée mano-détendeur ou soupape de réglage fin.

1. Le mano-détendeur ou soupape de réglage fin.

a) Principe de fonctionnement.

34. La fig. 423 représente le mano-détendeur "Westinghouse type 149-F" qui peut être considéré comme la soupape de réglage fin type utilisée sur la plupart de nos engins diesel.

La soupape de réglage fin est constituée d'une soupape d'admission (3) et d'une soupape d'échappement (10) reliées entre elles par la tige de soupape (5). Un bouton de pression (1) monté au-dessus du corps de soupape permet, par le réglage de son enfoncement, de régler la pression d'air fournie au servo-moteur à combustible.

En effet, ce bouton permet de pousser vers le bas le siège (13) de la soupape d'admission, tandis que le ressort (15) ramène ce siège dans sa position originale quand le bouton n'est pas enfoncé.

Le ressort (2) appuie la soupape d'admission sur son siège.

Le siège (7) de la soupape d'échappement (10) est solidaire de la membrane (6).

La chambre située au-dessous de la membrane, est soumise à la pression atmosphérique, tandis que dans la chambre située au-dessus de cette membrane la pression est identique à celle régnant dans les chambres (11) et (12).

La membrane est poussée vers le haut par le ressort (9) dont la tension est réglable par la vis (8).

La soupape est alimentée par l'ouverture (14).

L'air comprimé détendu à la pression désirée quitte la soupape par l'ouverture (4). Ces ouvertures sont munies d'un filtre.

35. La soupape de réglage fin est représentée à la fig. 423 en position "repos".

La soupape d'admission repose alors sur son siège (13) et la soupape d'échappement est ouverte, de sorte que la chambre (12) est mise à l'atmosphère.

En enfonçant le bouton (1), la soupape d'admission descend en même temps que son siège jusqu'à ce que la soupape d'échappement (10) repose sur son siège.

Le siège (13) continuant à descendre, la soupape d'admission (3) s'ouvre, de sorte que l'air comprimé pénètre dans les chambres (12) et (11).

Quand la pression au-dessus de la membrane est suffisante pour vaincre la poussée du ressort (9), le siège de soupape (7) descend avec la membrane et les soupapes d'admission et d'échappement jusqu'à ce que la soupape (3) se ferme. Le système est alors en équilibre.

En relâchant le bouton (1), le siège de soupape (13) remonte sous l'influence du ressort (15) en entraînant les 2 soupapes. La soupape d'échappement s'ouvre donc jusqu'à ce que la pression dans la chambre (11) soit tombée suffisamment pour que le ressort (9) repousse la membrane et le siège (7). Lorsqu'un nouvel équilibre est atteint, la soupape d'échappement se referme.

La vis (8) doit être réglée avec le bouton (1) complètement enfoncé. La pression fournie par la soupape doit alors être maximum (5 kg/cm2) et le moteur diesel doit développer sa puissance maximum.

L'appellation "soupape de réglage fin" est due à la possibilité de régler la pression d'air, au moyen du bouton (1) avec une précision de 0,2 kg/cm2.

b) Réglage de l'enfoncement de la tige de pression.

36. Sur les locomotives diesel de manoeuvre équipées d'une seule cabine, à poste de conduite dédoublé, l'enfoncement se fait généralement au moyen d'un excentrique ou d'une came montée sur un arbre de commande. Ce dernier est solidaire d'un levier ou d'un volant de conduite.

Les 2 volants permettant au conducteur de conduire la locomotive, quel que soit le côté de la cabine qu'il occupe.

37. La soupape de réglage fin peut être incorporée dans un robinet de distribution commandé par l'arbre de commande, comme sur les locomotives t. 250, 253, 271, 272, 273, 260, 261, 262. Ce robinet permet d'enclencher ou de couper les organes de la transmission, à l'instant voulu et de les verrouiller.

38. La soupape de réglage fin peut être aussi un appareil indépendant (fig. 424) réglé directement par l'excentrique ou la came de l'arbre de commande, comme sur les locomotives t. 230, 232, 222, 270 (soupape Westinghouse type 117 - V3 - 03).

39. Sur les locomotives diesel de ligne (t. 200, 201, 210, 211), la soupape de réglage fin est incorporée dans un robinet de distribution commandé par le manipulateur.

Ces robinets de distribution seront étudiés en détail dans la leçon suivante.

40. Remarque.

La puissance du moteur SEM, des locomotives t. 252 n'est pas réglée au moyen d'un servo-moteur pneumatique mais au moyen d'un câble relié à l'arbre de commande.

2. Le servo-moteur à combustible.

41. Les servo-moteurs à combustible peuvent se classer dans 2 types principaux, à savoir les servo-moteurs sans dispositif d'arrêt et les servo-moteurs avec dispositif d'arrêt.

42. La fig. 425 représente schématiquement le servo-moteur à combustible "Westinghouse 362 B/02" utilisé sur les locomotives t. 250.

Celui-ci est constitué d'une membrane "A" qui se déforme sous l'action de l'air comprimé. Le ressort B est comprimé et le déplacement de la tige C fait tourner le levier de sortie F autour du point fixe E.

Le servo-moteur "Westinghouse 728 B3-07" est basé sur le même principe de fonctionnement (fig. 426).

43. Le moteur diesel, équipé d'un tel servo-moteur, tourne au ralenti, tant que l'air comprimé n'est pas admis sur la membrane A.

Pour pouvoir arrêter le moteur, il est nécessaire d'ajouter un robinet, commandé électriquement ou mécaniquement, qui permet de couper l'arrivée de combustible au moteur. Ou bien il faut placer, entre le régulateur et les crémaillères des pompes d'injection une pièce de liaison qui permet de ramener le débit d'injection à zéro par l'alimentation d'un servo-moteur d'arrêt.

44. Le système le plus simple est constitué par un servo-moteur dont le point de rotation E se déplace, comme c'est le cas pour le servo-moteur "Westinghouse t. 708/B/3" représenté à la fig. 427.

Ce servo-moteur comprend 2 parties, le servo-moteur à combustible proprement dit "A" et le servo-moteur d'arrêt "B". Tant que ce dernier n'est pas alimenté, le point de rotation E est fixe et le débit d'injection augmente proportionnellement à la pression d'air dans le servo-moteur "A".

Pour arrêter le moteur, il suffit, après vidange du servo-moteur "A" à alimenter le servo-moteur "B". Le point de rotation F prend la position de ralenti et par le déplacement du point E, l'extrémité du levier "9" se déplace d'une certaine longueur vers la gauche, ramenant ainsi les crémaillères de pompes d'injection sur "débit nul".

Si aucun des 2 servo-moteurs n'est alimenté, les 2 pistons A et B prennent, à cause des ressorts 4 et 20, la position représentée à la fig. 427. Cette position détermine la vitesse de ralenti.

Si l'air comprimé est admis dans la chambre 29bis, il trouve un passage libre vers la chambre A aussi longtemps que la pression dans la chambre 24bis reste nulle.

Si la chambre 24bis est aussi alimentée, le piston B se déplace. La soupape 28 s'applique sur son siège et coupe l'alimentation de A, en même temps, la soupape 28 ouvre le canal du piston B et la chambre A est mise en communication avec l'atmosphère via la chambre 21bis.

Suivant position du conducteur

Commande mecanique de la boite de vitesse "Brossel"

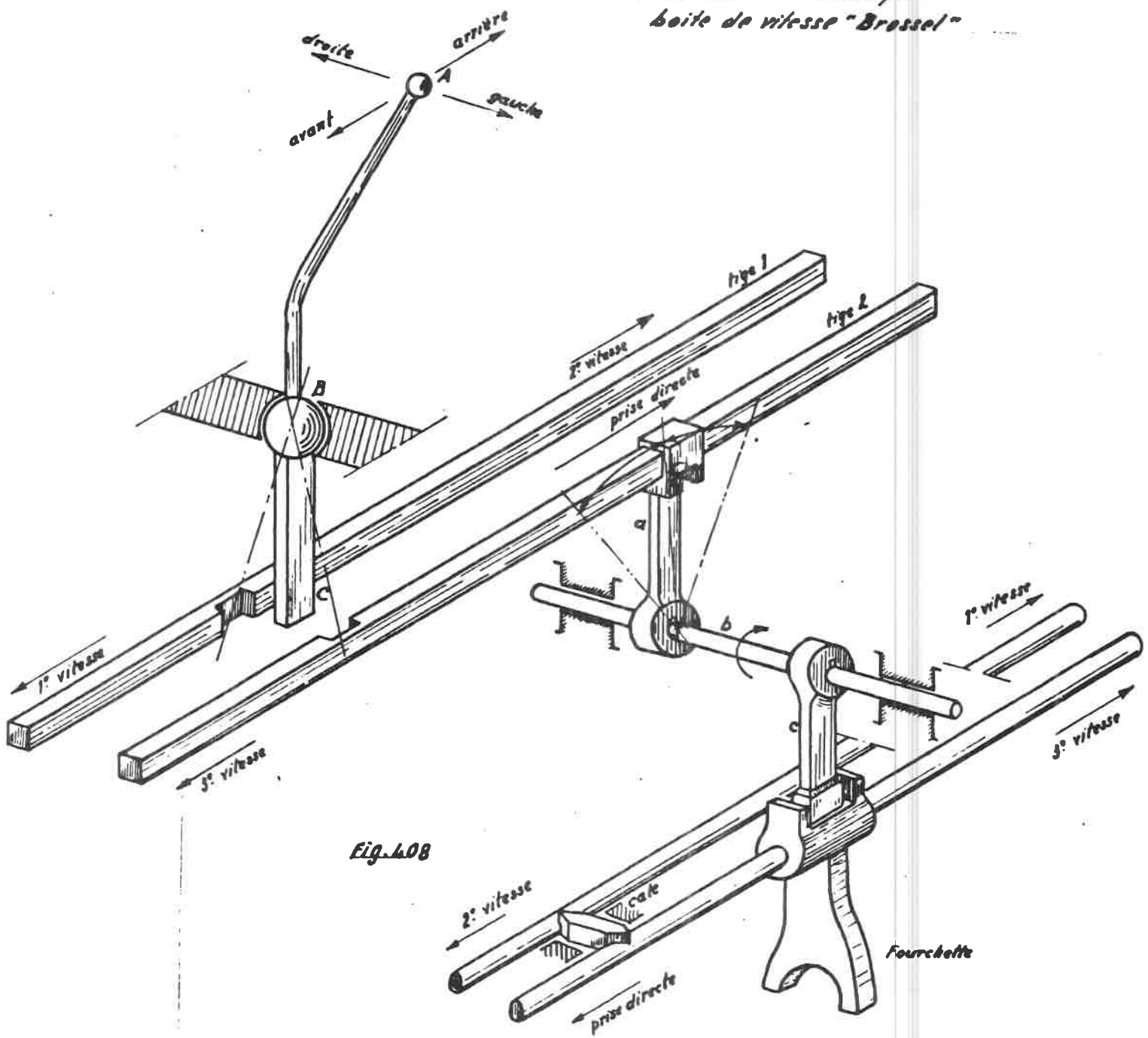
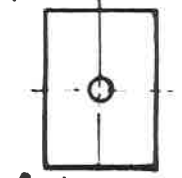
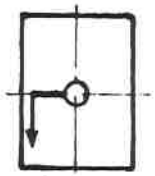


Fig. 408

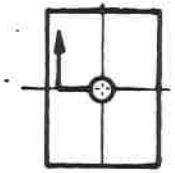
prise des vitesses



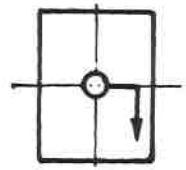
Position neutre



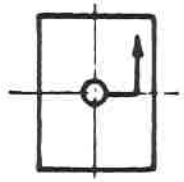
a - 1e vitesse



b - 2e vitesse



c - 3e vitesse



d - 4e ou prise directe

C.1260
56.7

Annexe 250

Verrouillage de la commande mécanique des boites de vitesses "Brossel"

Annexe 251

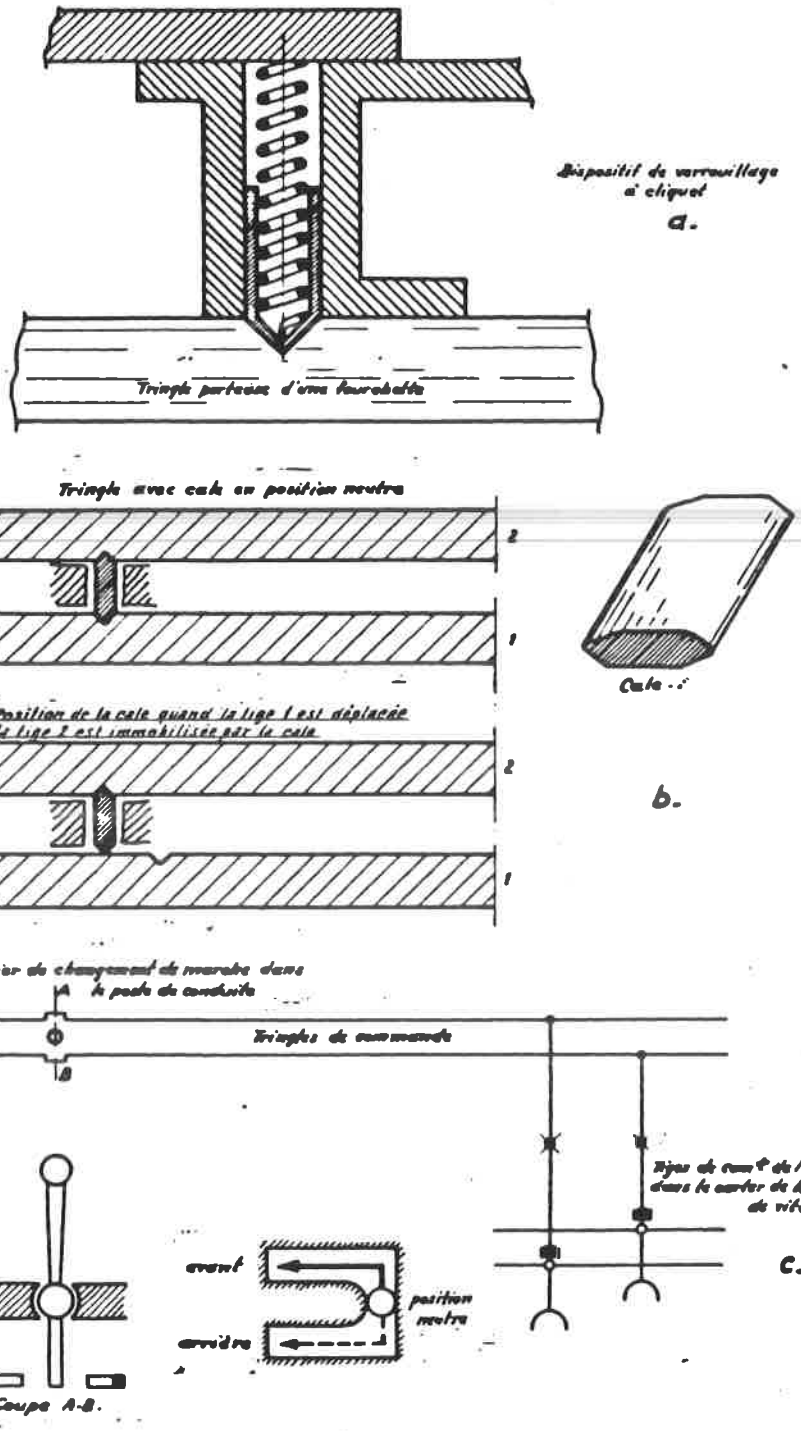
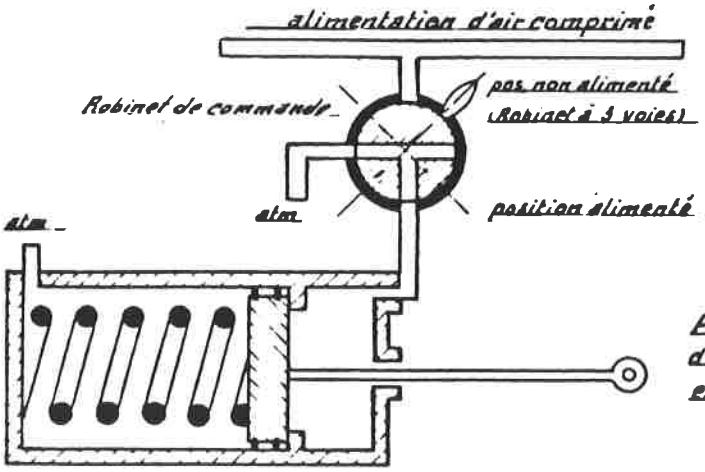
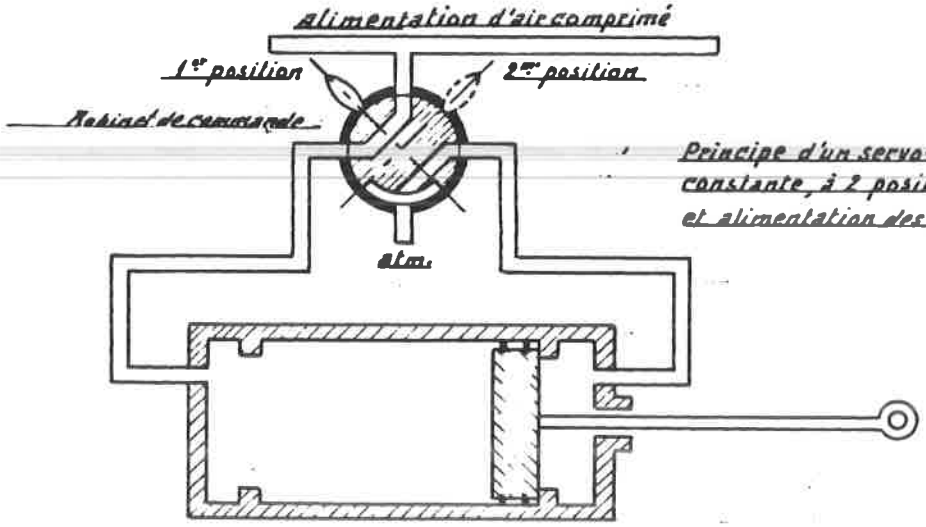


Fig. 409



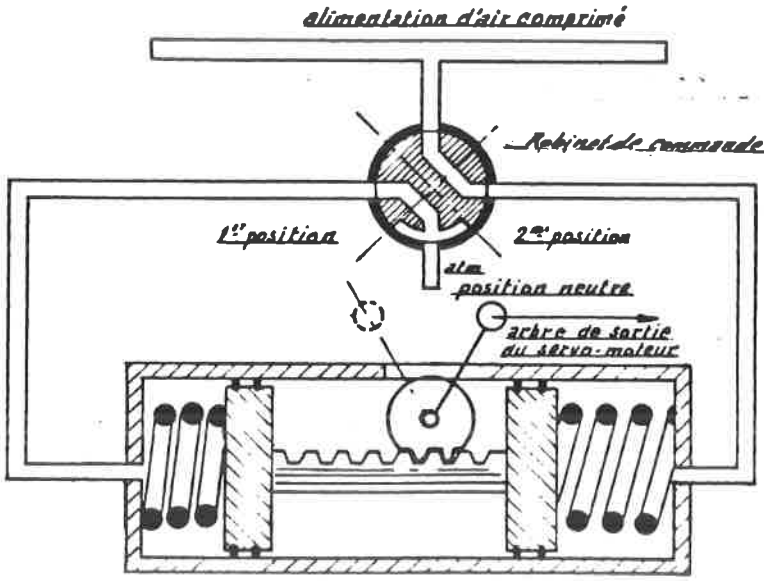
Principe d'un servo-moteur à pression d'air constante, à 2 positions et alimentation d'un seul côté

Fig. 410



Principe d'un servo-moteur à pression constante, à 2 positions et alimentation des deux côtés

Fig. 411



Principe d'un servo-moteur à press. constante, 2 positions de marche et 1 position neutre

Fig. 412

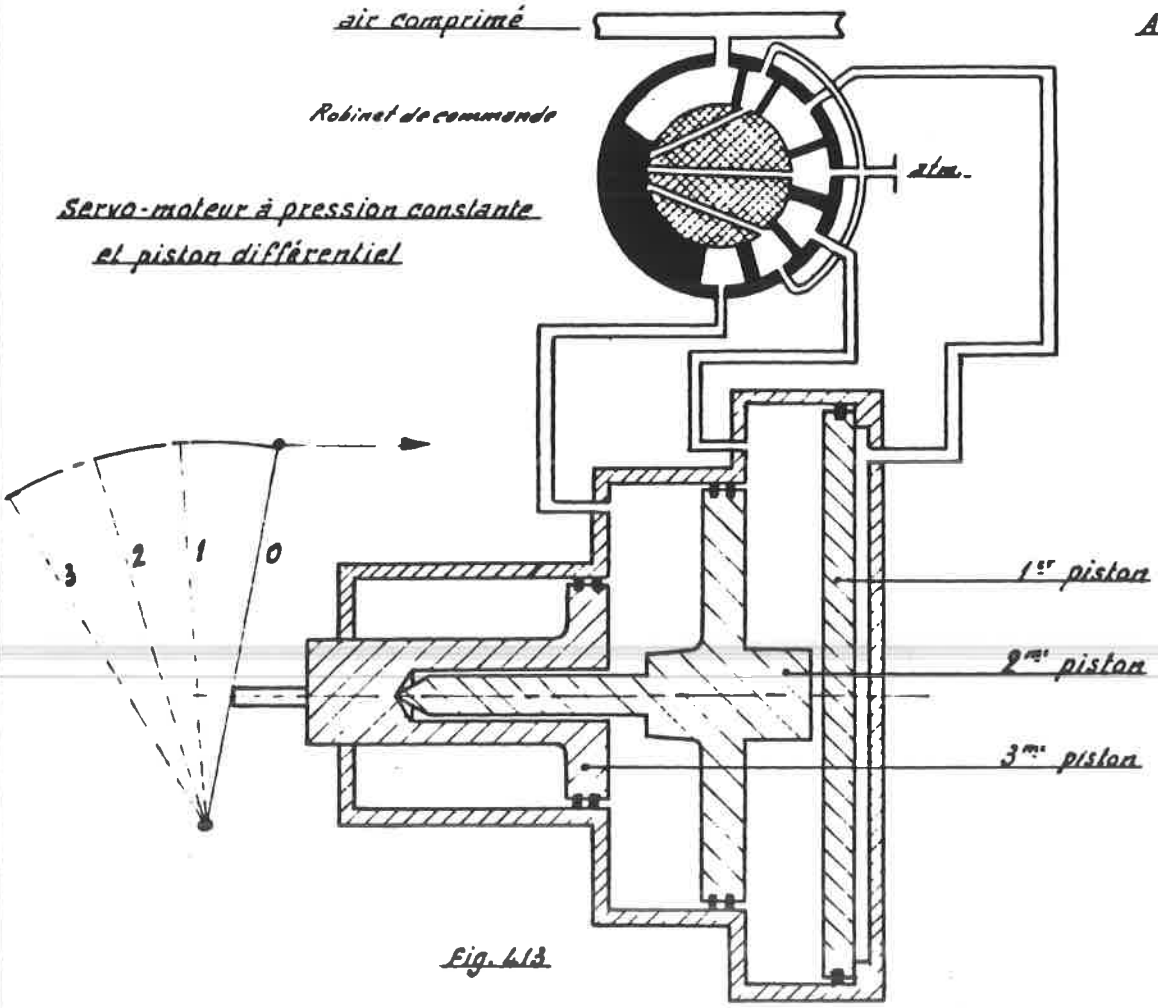


Fig. 413

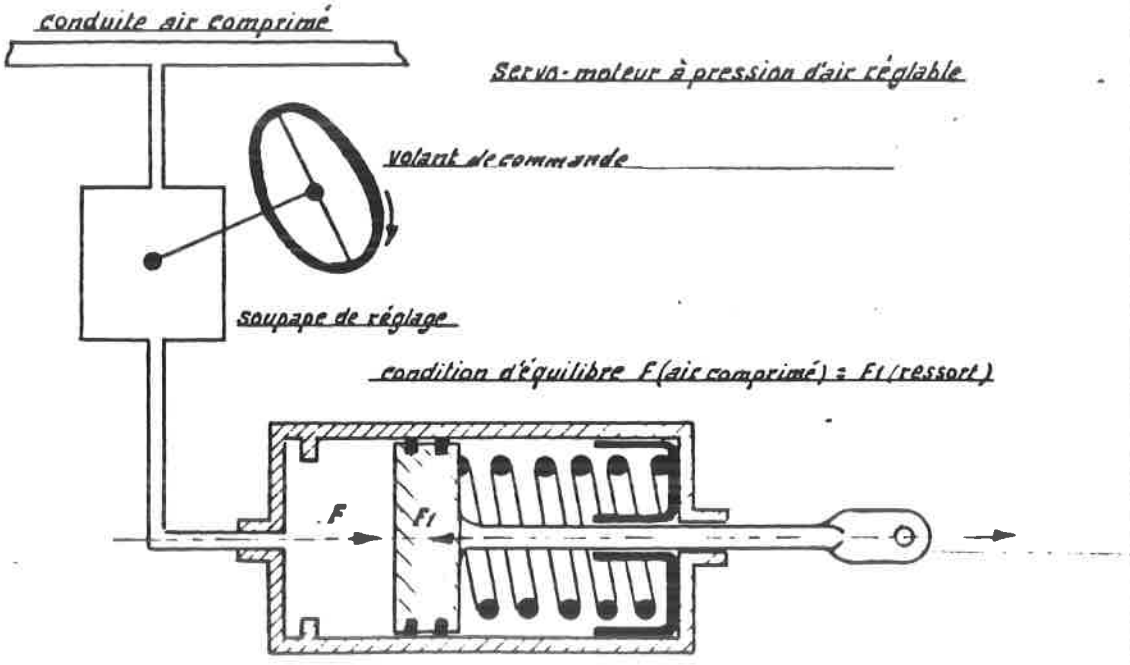


Fig. 414

Principe de commande à distance électro-pneumatique

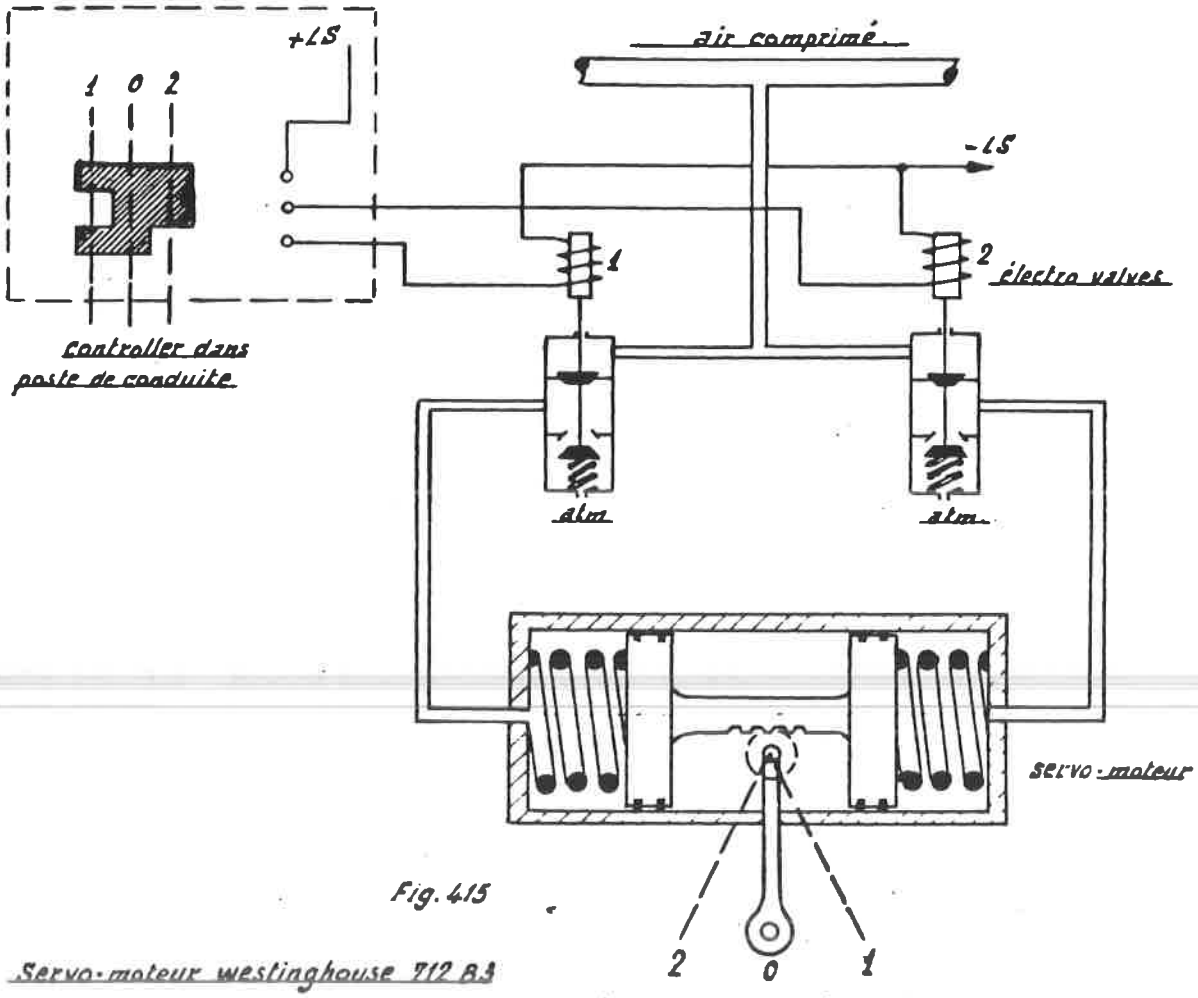


Fig. 415

Servo-moteur westinghouse 712 B3

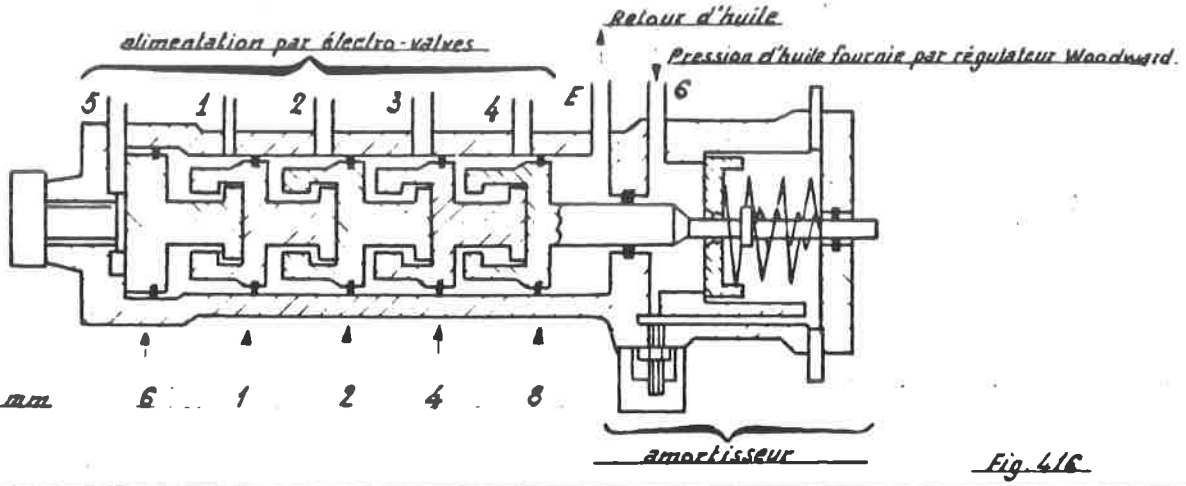


Fig. 416

Electro valves	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
5	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
1	-	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+
2	-	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+
3	-	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+
4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+

\+ électro valve alimentée / - non alimentée

1) : Si une électro-valve est remplacée par un orifice de mise à l'atmosphère, tous les positions avec alimentation par cette électro valve sont supprimées.

2) : le déplacement total de la tige du piston est égal à la somme algébrique des déplacements de chaque piston.

P.E : EV5 alimenté ; déplacement = 6 mm

EV5 + EV3 alimenté ; déplacement : 6 + 4 = 10 mm

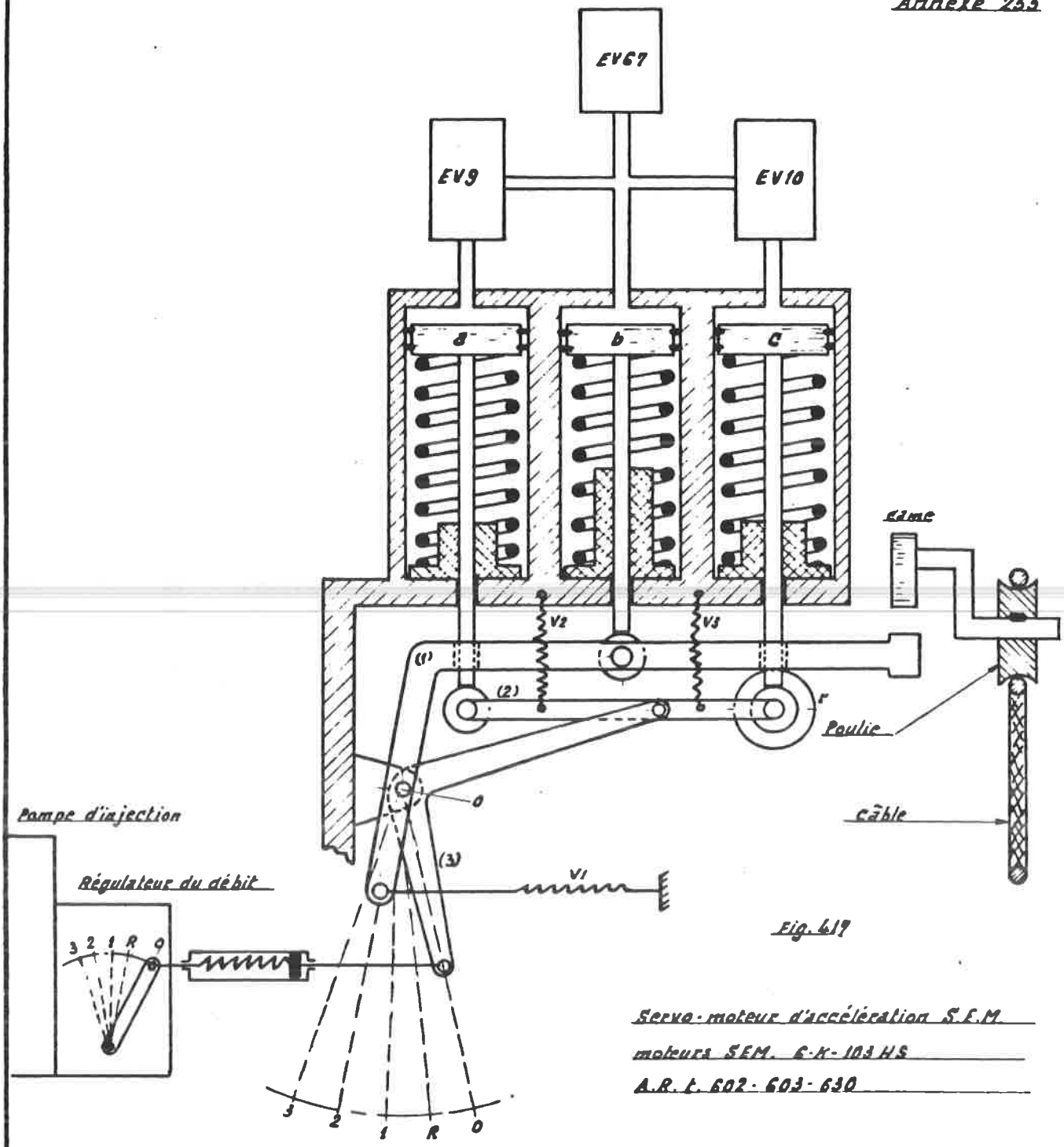


Fig. 619

Servo-moteur d'accélération S.E.M.
moteurs S.E.M. 6-K-103 HS
A.R.t. 602-603-630

Position de marche du levier de commande d'injection	Alimentation des électro-valves
Arrêt moteur	néant
Position 0	EV67.
Position 1	EV67 + EV10
Position 2	EV67 + EV9
Position 3	EV67 + EV9 + EV10

Electro-valves directes

à simple effet

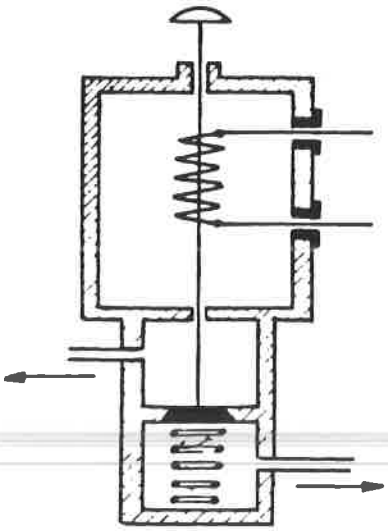


Fig. 418

à double effet

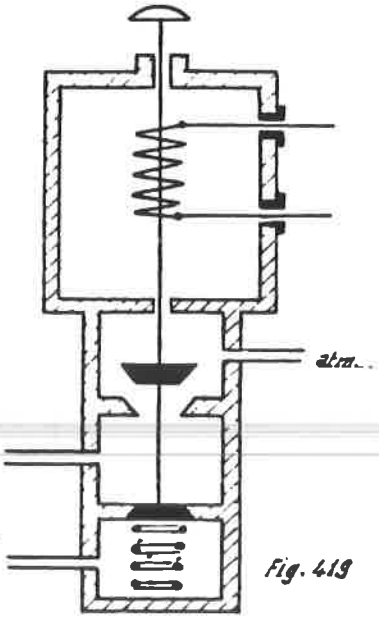


Fig. 419

Electro-valves indirectes

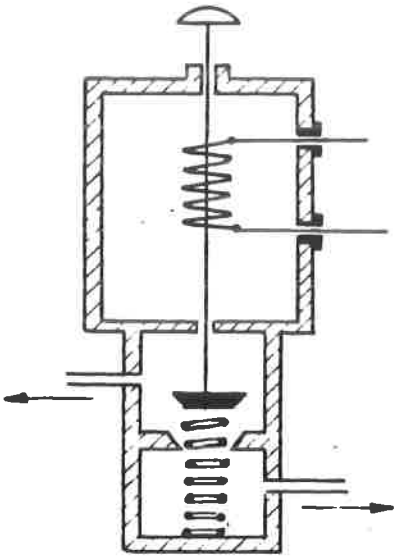


Fig. 420

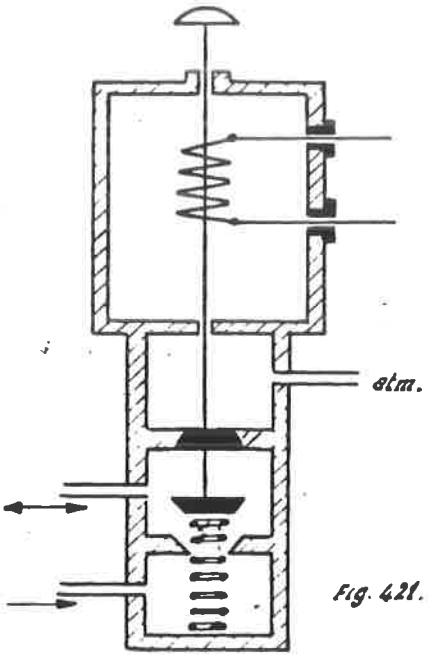


Fig. 421.

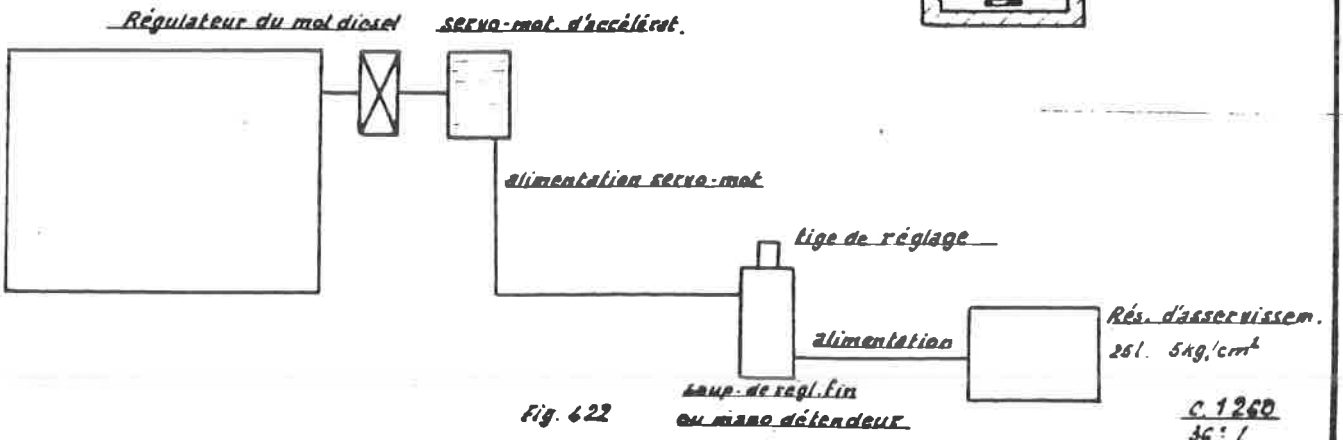


Fig. 422

C 1260
36 : L

Soupape de réglage fin 149 E

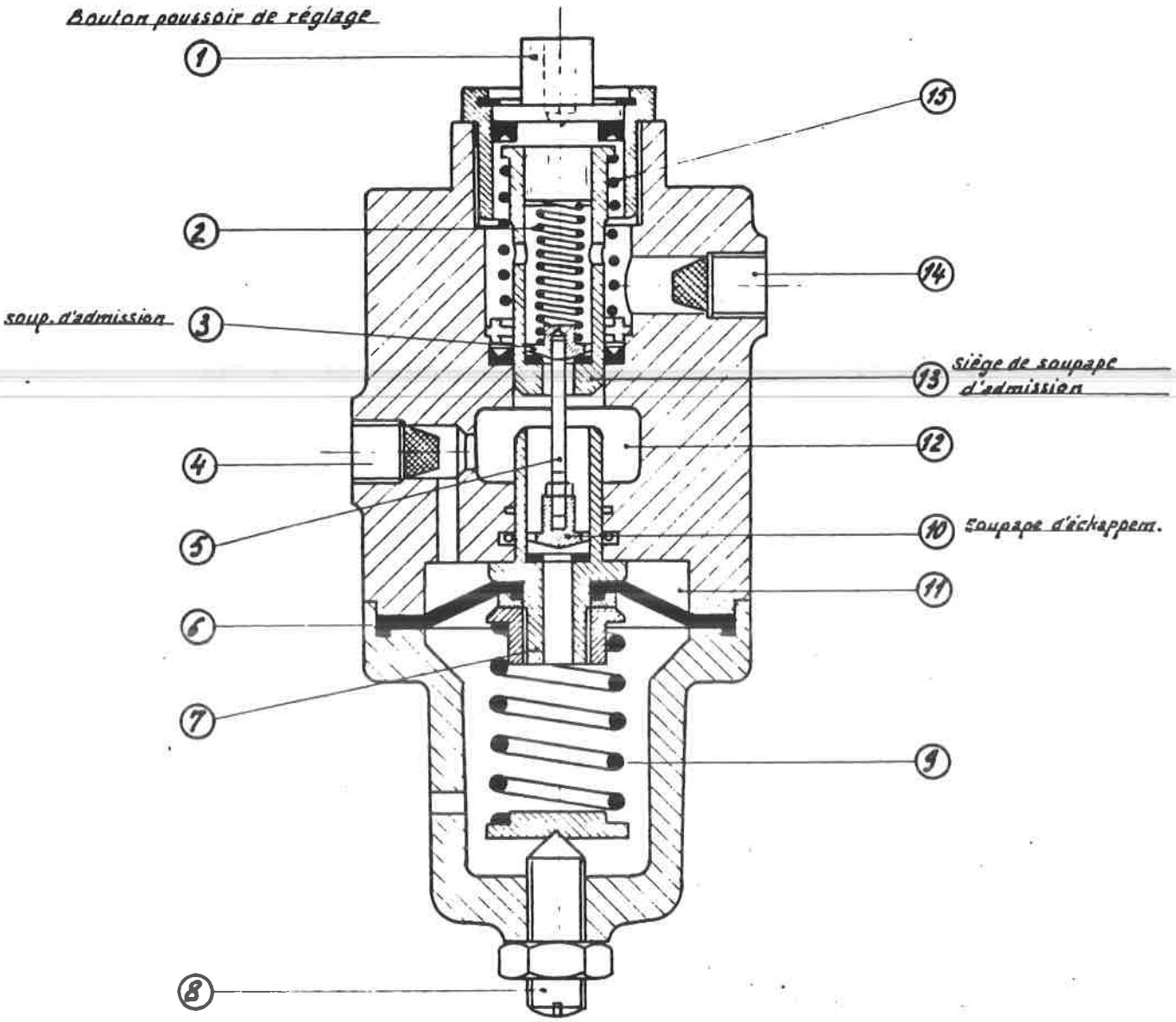
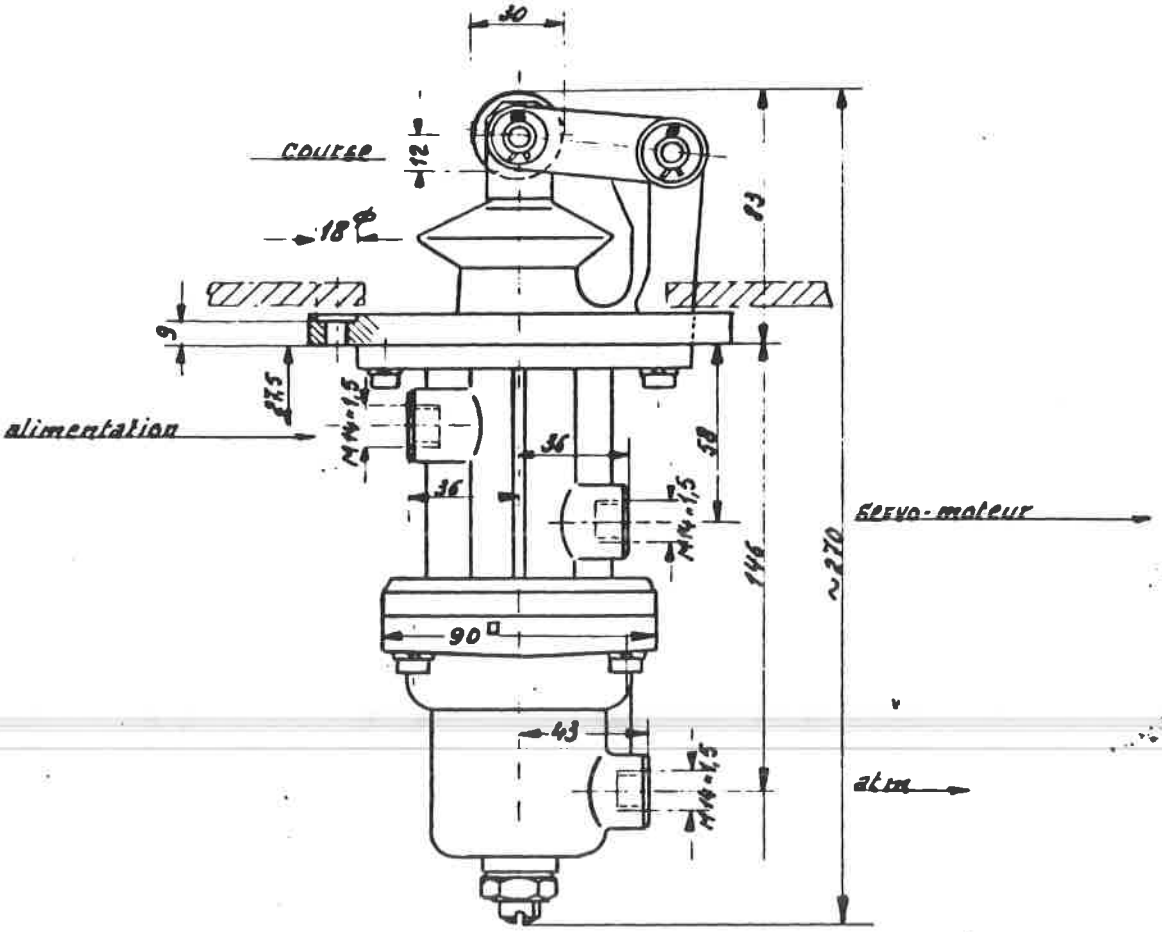


Fig. 423



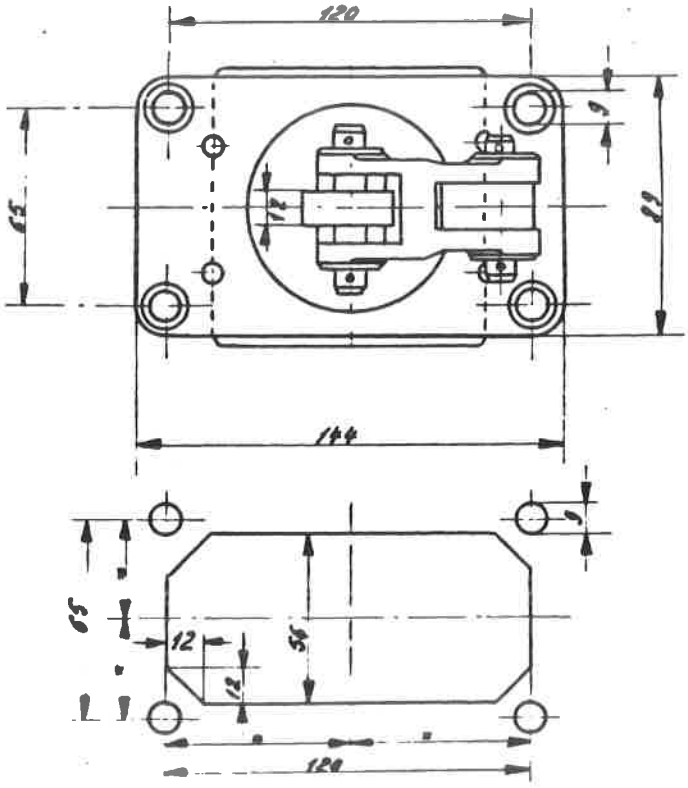
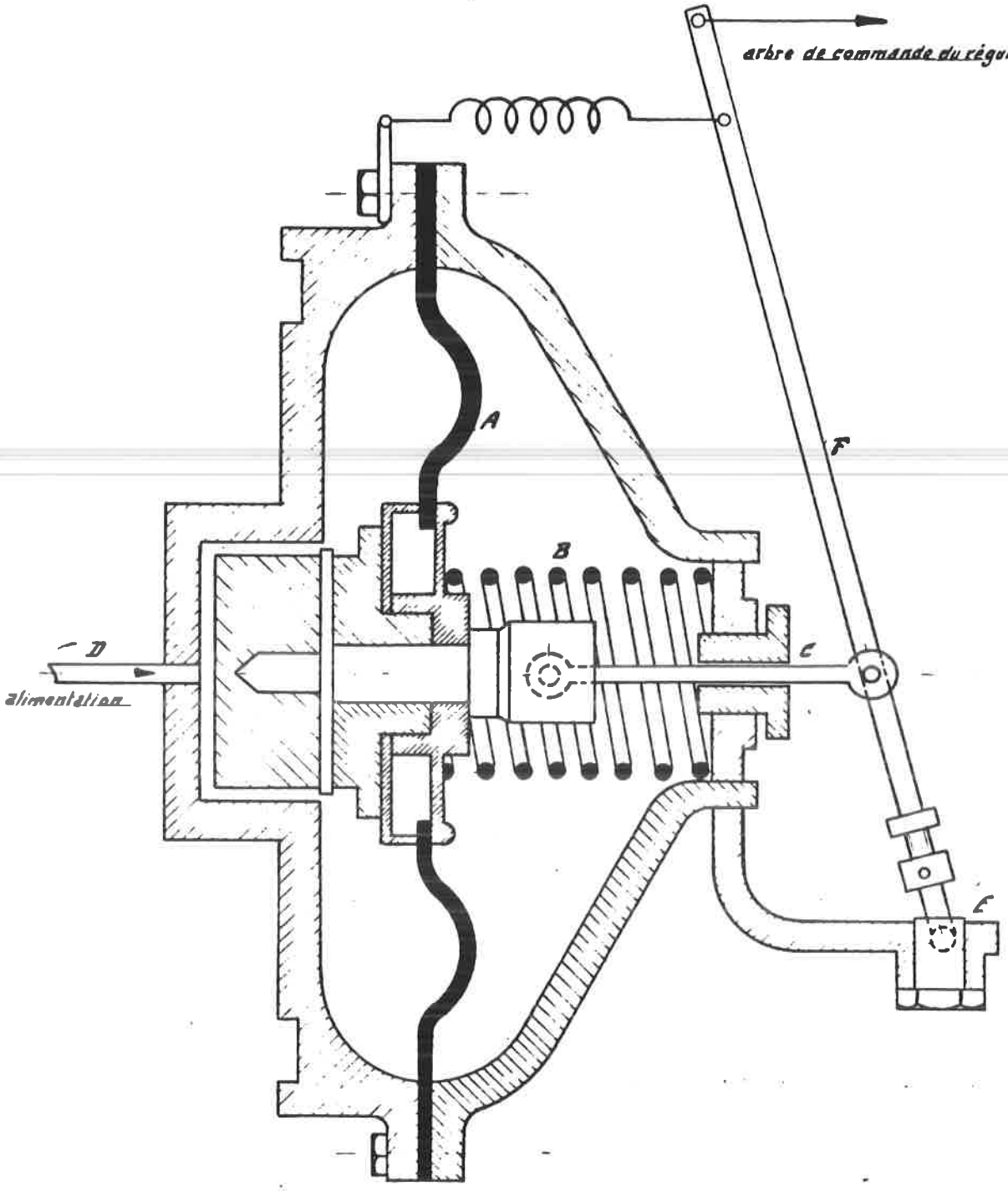


Fig. 424

Soupape de réglage fin westinghouse U12 V3-03



Servo-moteur de combustible 362 B/02 HI dh. t 250

Fig. 425

Servo-moteur Westinghouse 728 B3-07

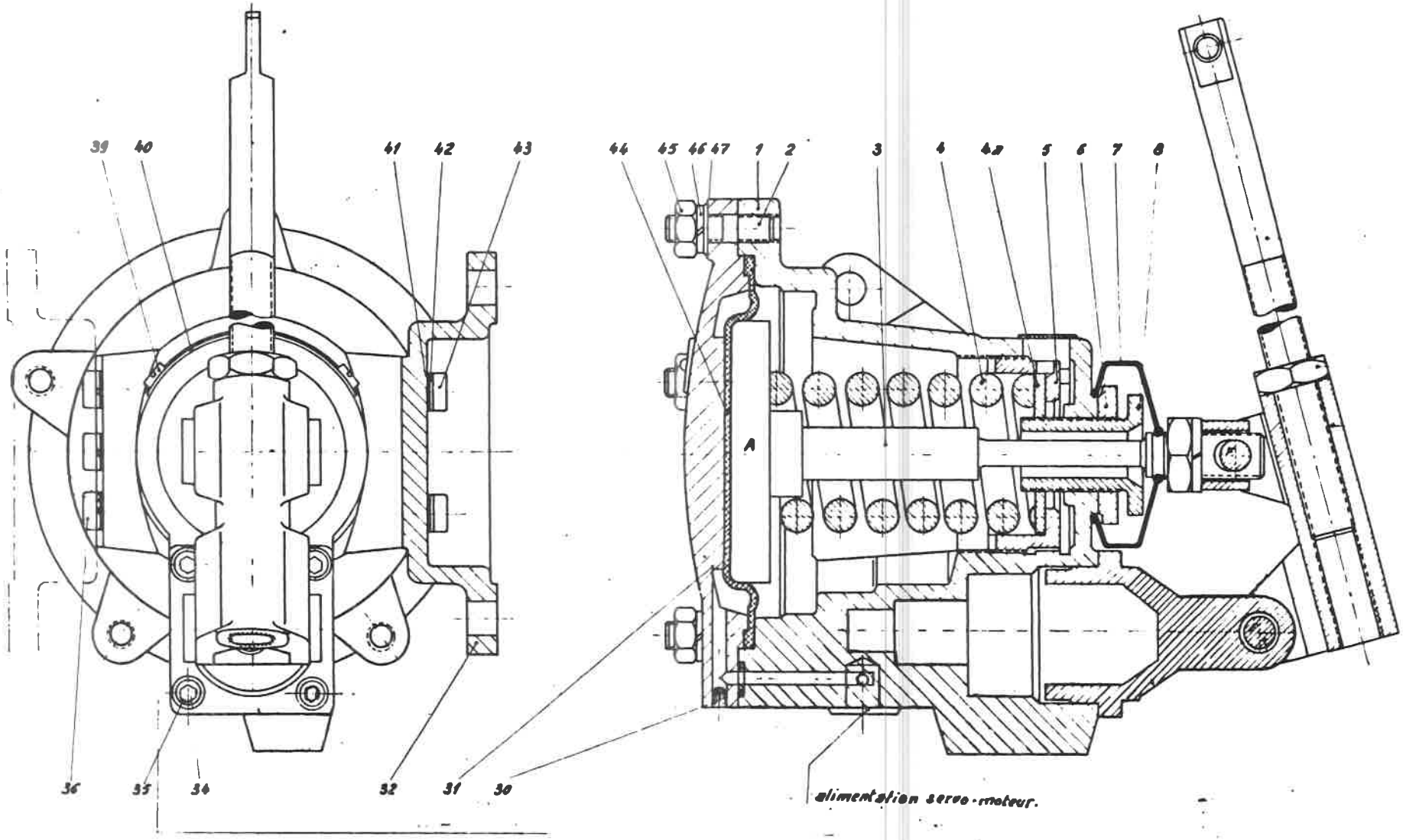


Fig. 426

Servo-moteur Westinghouse 708 B3

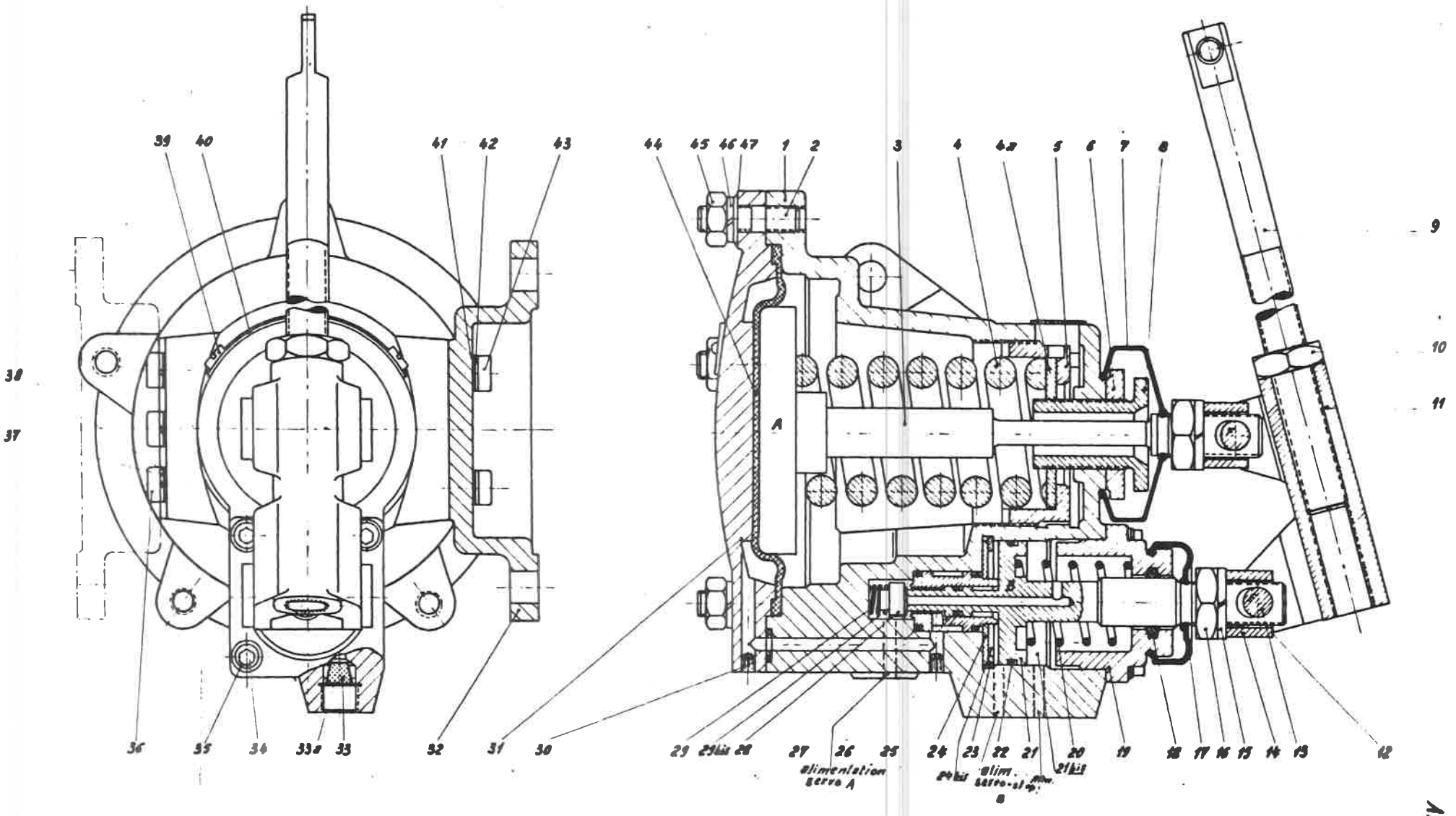


Fig. 427.

Annexe 262

RECAPITULATION DES COMMANDES A DISTANCE DES HL. DE _____

Engin : type	Commande du moteur diesel				Commande mot. de traction			
	Genre	Soupape de réglage	servo-moteur à combustible	positions de marche	transition	inversion de marche	shuntage	contacteurs de puissance
200	Pneumatique	Distributeur Westinghouse SRDL-2 avec soupape de réglage fin type H.	W.A.B.C.O	Réglage continu	néant	électro-pneumatique	contacteurs électro-magnétiques	électro-pneumatique
201	Pneumatique	Distribut. Westingh. SRDL-2 avec soup. de réglage fin type H	W.A.B.C.O	Réglage continu	néant	électro-pneumatique	contacteurs électro-magnétiques	électro-pneumatique
210	Pneumatique	Distribut. Westingh. SRD-2A avec soup. de réglage fin type H.	W.A.B.C.O	Réglage Continu	néant	électro-pneumatique	Contacteurs électro-magnétiques	électro-pneumatique
270	Pneumatique	Soup. de réglage fin commandée par cames sur l'axe de commande	W.A.B.C.O	Réglage continu	néant	électro-pneumatique	Contacteurs électro-magnétiques	électro-pneumatique
202	Electro-magnétique	controller	4 électro-aimants dans le régulateur Woodward PG	8 crans	contacteurs électro-magnétiques	électro pneumatique	contacteurs électro-magnétiques	électro-magnétique
203	Electro-magnétique	controller	4 électro-aimants dans le régulateur Woodward PG	8 crans	contacteurs électro-magnétiques	électro pneumatique	contacteurs électro-magnétiques	électro magnétique
204	Electro-magnétique	controller	4 électro-aimants dans le régulateur Woodward PG	8 crans	contacteurs électro-magnétiques	électro pneumatique	contacteurs électro-magnétiques	électro magnétique
205	Electro-magnétique	controller	4 électro-aimants dans le régulateur Woodward PG	8 crans	contacteurs électro-magnétiques	contacteurs électro-magnétiques	contacteurs électro magnétiques	électro magnétique
212	Electro magnétique	controller	4 électro-aimants dans le régulateur Woodward PG	8 crans	néant	contacteurs électro-magnétiques	contacteurs électro-magnétiques	électro magnétique

C.1280 7.56

RECAPITULATION DES COMMANDES A DISTANCE DES AUTORAILS

Annexe 263

Type d'engin	Commande moteur diesel			Commande transmission		Inverseur	
	Genre	Réglage puissance moteur	Positions de marche	Genre	Mise en traction et changem. de vitesse	Commande	Verrouillage
551 (ES) 553 554	mécanique	pédale	réglage continu	mécanique	levier 6 positions avec pédale de débrayage	mécanique, levier 3 positions	mécanique par cales et ressorts
602 603 630	électro-pneumat.	controller	servo-moteur S.E.M. 6 positions	électro-pneumatique	servo-moteur S.E.M. soupape de traction	électro-pneumatique	par verrou à commande électro-pneumat.
604 605	électro-pneumat.	controller	servo-moteur 6 positions	électro-magnét. électro-pneumat.	3 positions 3 positions	électro-pneumat.	par pivots avec ressorts
620	électro-pneumat.	controller	servo-moteur S.E.M. 7 positions	électro-oléo pneumatique	7 positions	électro-pneumat.	par pivots avec ressorts

C. 1160 36:7

Annexe 264

RECAPITULATION DES COMMANDES A DISTANCE DES LOCOMOTIVES HL DRH

Engin type	Commande moteur diesel				Commande transmission			
	Genre	Type soupape de réglage	Servo-moteur combustible	positions de marche	soup. de remplis.	influence primaire	inverseur	verrouillage
250 1	Pneumatique	Westinghouse ef 138	westinghouse 362 B/02	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique et Electro-pneumat.
2	Pneumatique	Westinghouse 138 f 118	708 B3-67	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
253	Pneumatique	Westinghouse 138 E03	492 B-00	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
271	Pneumatique	westinghouse 138 F18	727 B 3/00	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
272	Pneumatique	westinghouse 138 F18	362 dB	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
273	Pneumatique	westinghouse 138 F18	728 B3/07	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
230	Pneumatique	westinghouse 117 Y.B-03	westinghouse 708/B3/67	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
232	Pneumatique	westinghouse 143 F30	westinghouse 705/B3/51	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
252	Mécanique	Par câble agissant directement sur le regulateur	Néant	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
260	Pneumatique	Westinghouse 156 V3 monté dans le distributeur principal Commandé par le volant de commande	Membrane dans régulateur Maybach	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
261	Pneumatique	Westinghouse 156 V3 monté dans le distributeur principal commandé par le volant de commande	713 B3-01	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
262	Pneumatique	Westinghouse 138 F-18	728 B1-07	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
211	Pneumatique	Distributeur Westinghouse Soup. de régl. fin 117-V3-03	WABCO	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
222	Pneumatique	Distribut. Westingh... soup. de régl. fin 117-V3-03 commandé par le volant de commande	708 B3-58	Réglage continu	Pneumatique	Pneumatique Réglage continu	Pneumatique	
213	Electro-pneumatique			8 Positions	Electro pneumatique	Electro-pneum. 8 positions		

Suite CHAPITRE VII. - c) Etude détaillée des dispositifs d'asservissement pneumatique.

IV. La commande des organes de la transmission.

1. La transmission hydraulique.

45. La manoeuvre de la soupape de remplissage de la transmission se fait par un servo-moteur pneumatique à 2 positions. Celui-ci est alimenté, soit par une soupape réductrice commandée par une came montée sur l'arbre de commande, soit par la soupape de réglage fin incorporée dans un robinet de distribution avec soupape rotative basée sur le principe du robinet "Westinghouse t. 138 ef".

Dans ce dernier cas, la soupape de remplissage, à cause de la pression variable donnée par la soupape de réglage fin, ne peut être enclenchée qu'à partir d'une certaine pression minimum (par ex. 1,1 kg/cm2 sur les hlde t. 250).

46. La transition automatique de la transmission (de transformateur de démarrage en 1er et 2e coupleur), commandée par un régulateur centrifuge monté dans la transmission, doit être avancée quand la charge du moteur diminue. Cette manoeuvre s'effectue par le "servo-moteur d'influence primaire" lequel, étant raccordé à la conduite d'alimentation du servo-moteur à combustible, est alimenté à la même pression que celui-ci.

2. Inverseur et changeur de gammes.

47. L'inverseur et le changeur de gammes sont commandés par des servo-moteurs à pression d'air constante (à 2 ou 3 positions) alimentés par des robinets distributeurs avec levier de commande.

Ces leviers de commande sont normalement verrouillés dans leurs différentes positions de marche. Leur manoeuvre n'est possible qu'après alimentation du servo-moteur de déverrouillage. Un appareil spécial, appelé "palpeur", rend cette alimentation impossible tant que la locomotive est en mouvement.

48. De même, le déplacement intempestif de l'inverseur ou du changeur de gammes est empêché par des cames montées sur l'arbre de commande ou par des valves rotatives commandées par cet arbre.

V. Verrouillage du dispositif de conduite.

49. L'arbre ou le levier de conduite doit être verrouillé de triple façon pour que:

1. Il soit impossible d'amener le levier dans sa position de *traction* (*marche en puissance* du moteur Diesel et *mise en traction* de la transmission) tant que les manchons d'accouplement de l'inverseur et du changeur de gammes ne sont pas engagés complètement.

Ce verrouillage est souvent électropneumatique. Des contacts fin de course des manchons d'accouplement sont placés en série avec la bobine d'une électrovalve. Ce n'est que quand cette électrovalve est alimentée que l'arbre ou le levier de conduite est déverrouillé par son servo-moteur.

50. 2. Le levier de conduite ne doit pas permettre la manoeuvre de l'inverseur ou du changeur de gammes tant que la locomotive est en mouvement. Ce verrouillage est généralement réalisé grâce au palpeur;

51. 3. Le levier de conduite ne doit pas pouvoir prendre la position d'élimination de la veille automatique tant que la locomotive est en mouvement. Ceci est aussi empêché par le palpeur.

On appelle dispositif de veille automatique, l'installation qui fait fonctionner le frein d'urgence de la machine et coupe la traction dès que le conducteur se trouve dans l'impossibilité physique de conduire son engin.

Nous allons expliquer ces verrouillages par l'étude du dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 250 (1ère série).

VI. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 250.

52. Le dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 250 (1ère série) peut être considéré comme le type de dispositif de conduite duquel on peut déduire le principe de tous les autres dispositifs de même nature. Ce dispositif, représenté schématiquement à la fig. 428, comporte un arbre de commande avec robinet de distribution "Westinghouse ef 138".

1. Robinet de distribution "Westinghouse ef 138".

53. Le robinet de distribution comprend:

a) une soupape de réglage fin 149/F que nous avons déjà examinée;
b) une soupape de distribution 936 F/4;
c) un carter avec mécanisme de commande.

a) La soupape de distribution 936 F/4.

54. La soupape de distribution comprend une valve rotative "8" munie de canaux, comme le montre les coupes AB de la fig. 429, correspondant à diverses positions de la soupape.

Le siège possède des forages a, b, c et d reliés aux différentes conduites d'air.

a = alimente le servo-moteur de la soupape de remplissage de la transmission

b = alimente les servo-moteurs de verrouillage de l'inverseur et du changeur de gammes. Tant que les servo-moteurs ne sont pas alimentés, l'inverseur et le changeur de gammes ne peuvent être manoeuvrés (position 00, I à II de l'arbre de commande)

c = relié à l'atmosphère

d = alimente les servo-moteurs de commande de l'inverseur et du changeur de gammes. Tant que ces servo-moteurs ne sont pas alimentés, l'inverseur est verrouillé par des ressorts.

Les forages sont munis de filtres. La soupape de distribution est alimentée par la conduite 4.

La soupape est actionnée par l'arbre d'accélération au moyen d'engrenages coniques. Le pignon 1 est fixé sur la tige de la soupape rotative. A la partie inférieure, cette tige de soupape porte une fourche 10 dont l'évidement contient le ressort 3. Ce ressort appuie la soupape rotative 8 sur son siège 7. La fourche entraîne la soupape. Dans la partie supérieure de la soupape, s'engagent deux sabots qui sont repoussés vers l'extérieur par deux ressorts horizontaux. L'un des sabots porte un grand rouleau 9 qui fixe les différentes positions de la soupape en s'engageant dans les entailles pratiquées dans le corps de soupape. Le petit rouleau 5 fait équilibre avec le grand, afin qu'aucun effort latéral n'agisse sur la soupape.

Le rouleau 5 se déplace dans une rainure latérale creusée dans le corps de soupape.

La valve rotative peut être graissée, à l'aide d'huile fluide, par le petit trou 11.

b) Le carter du mécanisme de commande (fig. 430).

55. Le mécanisme de commande est constitué de 2 pignons coniques. Le pignon d'entraînement 2 est fixé sur l'arbre "3" relié par une chaîne ou une crémaillère à l'arbre de commande.

Le pignon 1 entraine la valve rotative du distributeur.

Un excentrique monté sur l'arbre 3 règle, suivant sa position, l'enfoncement du bouton de la soupape de réglage fin.

Les soupapes de distribution et de réglage fin sont fixées par boulons au carter du mécanisme de commande.

Un couvercle, à la base du carter, permet de visiter le mécanisme et de le graisser.

2. Le palpeur (fig. 431).

56. a) But du palpeur.

Un palpeur a pour but d'empêcher, tant que l'engin se déplace, le déverrouillage de l'arbre de commande, inverseur, changeur de gammes, etc.... en rendant impossible l'alimentation des servo-moteurs de déverrouillage.

Pour cela, le verrouillage doit donc être positif, c'est-à-dire que le dispositif ne peut être déverrouillé que par l'alimentation des servo-moteurs avec de l'air comprimé. Tant que cette alimentation n'est pas réelle, le dispositif reste verrouillé.

b) Principe de fonctionnement.

57. La fig. 431 représente schématiquement un palpeur "Westinghouse type 125 a S".

La palpeur est composé en principe d'un piston 2 qui peut être enfoncé par une pression de 1 kg/cm2.

Le piston 2 porte une béquille 5 avec articulation. Quand le piston n'est soumis à aucune pression, il existe un jeu d'environ 1 mm au-dessus de l'arbre dont le mouvement doit être contrôlé (par exemple, l'arbre intermédiaire de l'inverseur).

Le piston 2 est poussé vers le haut par le ressort 3 tandis que la tige du piston et sa béquille 5 sont maintenus en alignement par le ressort 6.

Si une pression supérieure à 1 kg/cm2 est admise au dessus du piston et que l'arbre à contrôler ne tourne pas, le piston descend au maximum de 1 mm.

58. Si l'arbre 1 tourne, la béquille 5 qui appuie sur l'arbre est entraînée par frottement et le piston 2, poussé par la pression d'air, descend suffisamment pour relier la conduite d'alimentation A avec l'ouverture à l'atmosphère E.

Si la pression dans la conduite d'alimentation A tombe au-dessous de 1 kg/cm2, le piston reprend sa position originale.

Ainsi, tant que l'arbre 1 tourne, l'alimentation des servo-moteurs de déverrouillage est impossible par la limitation de la pression dans leur conduite d'alimentation.

Un petit graisseur est prévu sur le corps du palpeur pour lubrifier le piston et l'articulation.

Remarques.

59. 1. *Différents types de palpeurs sont en service à la S.N.C.B.*

La fig. 432 représente le palpeur "Westinghouse type 253 S3" (hldr t.260) qui possède 2 pistons, le piston "2" et le piston intérieur "6".

Si un bouton de déverrouillage est enfoncé, l'air est admis au-dessus du piston 2, lequel descend avec le piston intérieur 6. Si l'arbre à contrôler 9 ne tourne pas, le piston intérieur 6 se déplace de 1 mm seulement puisque la tige 7 appuie contre l'arbre.

La soupape 3 est ouverte et en même temps le canal dans le piston intérieur est fermé. L'air comprimé est admis aux servo-moteurs de déverrouillage.

Si l'arbre 9 tourne, le déplacement du piston intérieur est tel que la soupape 3 reste fermée et les servo-moteurs de déverrouillage *étant* reliés à l'atmosphère ne sont pas alimentés.

60. 2. Si, pendant que l'engin se déplace, il faut empêcher l'alimentation de 2 servo-moteurs de déverrouillage indépendants, il faut utiliser soit 2 palpeurs simples, soit un palpeur double.

Un palpeur double comprend un carter dans lequel sont montés 2 palpeurs simples diamétralement opposés.

3. L'arbre de commande.

L'arbre de commande peut, sur les locomotives t·250, prendre les positions suivantes:

61. a) La position 00: le déplacement angulaire de l'arbre est nul. Le moteur tourne au ralenti et le dispositif de veille automatique est éliminé. L'inverseur et le changeur de gammes ne savent pas être déplacés, *leurs servo-moteurs étant verrouillés.*

62. b) La position 0: l'arbre est tourné de 45°. Le moteur tourne au ralenti. Si la locomotive est à l'arrêt, l'inverseur et le changeur de gammes peuvent être manoeuvrés. Le dispositif de veille automatique est en service.

63. c) La position I: l'arbre est tourné de 90°. L'arbre ne sait être placé dans cette position qu'après accouplement complet des manchons de l'inverseur et du changeur de gammes.

L'inverseur est verrouillé. La soupape de remplissage de la transmission est enfoncée. Le moteur tourne au ralenti.

64. d) La position de réglage continu entre I et II.

L'arbre peut tourner de 90 à 135° de façon continue.

Quand la rotation augmente, le débit d'injection est accru et donc aussi la vitesse ou l'effort de traction de la locomotive.

4. Explication du dispositif de conduite. (Fig:428)

a) Réglage de la puissance du moteur - Enclenchement
65. de la transmission.

Le servo-moteur d'accélération "18" et le servo-moteur de la soupape de remplissage "13" sont alimentés par le robinet de distribution via les relais de pression 10 et 17. Ceux-ci coupent automatiquement la traction et ramènent le moteur au ralenti quand le freinage d'urgence de la locomotive intervient.

Le robinet d'isolement 12 permet de séparer le moteur de la transmission pendant les travaux d'entretien, de réparation, d'essais.

b) Commande et verrouillage de l'inverseur et du changeur de gammes.

66. Le servo-moteur d'inversion "6" est alimenté par le robinet de distribution et le levier 2; le servo-moteur du changeur de gammes "4" par le robinet de distribution et le levier 3.

Les deux leviers étant verrouillés dans leurs positions de marche, l'inverseur et le changeur de gammes ne peuvent être manoeuvrés qu'après alimentation des servo-moteurs de déverrouillage via la double valve d'arrêt 14, en enfonçant un des boutons 15 ou 16.

L'alimentation des servo-moteurs de déverrouillage est empêchée par le palpeur 1 tant que la locomotive est en mouvement et par le robinet de distribution tant que l'arbre de commande est en position 00.

c) Manoeuvre et verrouillage de l'arbre de commande.

67. L'arbre de commande est verrouillé de deux façons:

1. L'électrovalve 9 empêche l'alimentation du servo-moteur de déverrouillage 5 de l'arbre de commande pour qu'il ne puisse être placé en position I tant que les manchons d'accouplement de l'inverseur et du changeur de gammes n'ont pas pris leur position définitive;

68. 2. Le pivot de verrouillage 7 qui détermine le déverrouillage par le palpeur empêche de remettre l'arbre de commande en position 00 tant que la locomotive se déplace.

d) Le dispositif de veille automatique.

69. Ce dispositif est alimenté via la soupape 21 actionnée par une came fixée sur l'arbre de commande.

Tant que l'arbre de commande est en position 00, l'alimentation est empêchée par la soupape 21.

A partir de la position 0, la soupape 21 est ouverte et le réservoir 24 est alimenté par la valve de temporisation 20 dès qu'une des pédales est enfoncée dans la cabine de conduite.

Quand le réservoir 24 est rempli, la pression est suffisante pour fermer la soupape de vidange rapide 26 de la conduite générale.

En lâchant les deux pédales, l'air du réservoir 24 s'échappe par le sifflet 19.

La soupape de vidange rapide 26 s'ouvre et le frein s'applique tandis que les relais 10 et 17 coupent la traction.

Par le réglage de la valve de temporisation 20, le temps compris entre le lâchage des pédales et l'application du frein peut être réglé de 6" à 8".

VII. Dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 232 (fig. 433).

70. Ce dispositif peut être considéré comme le type de *dispositif* sans robinet de distribution central, c'est-à-dire à commande directe, par l'arbre de commande, de la soupape de réglage fin modèle "Westinghouse *143 F30*".

L'arbre de commande possède aussi 5 positions caractéristiques.

71. a) Position 00.

- Le servo-moteur d'accélération S.M.A. est mis à l'atmosphère. Le moteur tourne au ralenti;
- Les servo-moteurs de la soupape de remplissage et de l'influence primaire de la transmission ne sont pas alimentés de sorte que la transmission est éliminée;
- Le dispositif de veille automatique est hors service.

72. b) Position 0.

- La soupape VHM met en service le dispositif de veille automatique;
- le moteur tourne au ralenti;
- La transmission reste coupée;
- Les boutons de déverrouillage "BDV" sont alimentés par le réservoir de contrôle par l'ouverture de la soupape de déverrouillage VD.

Pour autant que la locomotive ne se déplace pas, le palpeur TV permet, par l'enfoncement d'un des boutons BDV, l'alimentation des servo-moteurs de verrouillage BIV (inverseur), BCG (changeur de gammes) et BHM (arbre de commande).

Le relais de pression SV empêche toutefois l'alimentation de ces servo-moteurs tant que la transmission est en service (SV alimenté par la soupape de transmission VT).

73. c) Position S.

- Le dispositif de veille automatique est en service;
- L'alimentation des servo-moteurs de déverrouillage de l'inverseur et du changeur de gammes est impossible à cause de la soupape VD qui est fermée (l'arbre de commande reste déverrouillé puisque le pivot de verrouillage est soulevé et frotte sur la came).

La soupape VT étant levée, la transmission est remplie partiellement par suite de l'alimentation du servo-moteur de remplissage partiel.

La soupape de réglage fin VA étant encore fermée, la locomotive démarre avec le moteur au ralenti et la transmission partiellement remplie.

Remarque: Les soupapes VT et VA sont alimentées via une série d'électrovalves de sécurité EVS, EV 67 et EVD dont le but sera expliqué brièvement dans les leçons suivantes.

74. d) Les positions de réglage continu entre I et II.

- Le dispositif de veille automatique est en service;
- L'inverseur et le changeur de gammes sont verrouillés (VD fermée);
- La soupape VT reste ouverte et le servo-moteur de remplissage partiel de la transmission est alimenté constamment à une pression de 6 kg/cm2;
- La pression de la soupape de réglage fin VA est réglable entre 1,1 kg/cm2 (position 1) et 6 kg/cm2 (position II).

Le servo-moteur à combustible étant réglé pour une pression minimum de 1,5 kg/cm2, la vitesse du moteur augmente dès que cette pression est dépassée.

Le servo-moteur de la soupape de remplissage de la transmission est alimenté en parallèle avec le servo-moteur à combustible.

Le servo-moteur d'influence primaire est alimenté par la soupape de réglage fin. La transition de la transmission est ainsi retardée quand la charge de la locomotive augmente.

Remarque: Des contacts montés sur les manchons d'accouplement de l'inverseur et du changeur de gammes sont placés dans le circuit des électrovalves de sécurité. Ainsi, l'alimentation de la soupape de réglage fin VA et de la soupape VT, c.à.d. l'établissement de la traction, est impossible tant que les manchons d'accouplement ne sont pas *parfaitement engrènés*.

VIII. Le dispositif de conduite pneumatique des locomotives t. 260 (fig. 434).

75. La caractéristique de ce dispositif allemand réside dans le robinet de distribution central qui comprend, en plus de la soupape de réglage fin, une série de cames de verrouillage.

Il faut d'abord remarquer que le servo-moteur d'accélération du régulateur de débit Maybach type R 32 f comprend une membrane avec piston comme décrit dans le cours 1213 - 25e leçon.

Le robinet de distribution 10 est réglé par 2 arbres: l'arbre de commande 13 avec 2 volants et l'arbre 12 avec 2 leviers.

76. Le robinet de distribution 10 remplit un rôle multiple:

- Réglage de la puissance (débit d'injection) du moteur diesel, par l'alimentation du servo-moteur d'accélération 19 à partir de la soupape de réglage fin incorporée dans le robinet de distribution. Cette soupape est réglée par le levier 80 et la came 81 fixée sur l'arbre de commande;
- L'enclenchement et la coupure de la transmission par l'alimentation, à partir de la soupape de réglage fin, de la soupape de remplissage 23 et du servo-moteur 24 d'influence primaire;
- La commande de l'inverseur: alimentation du servo-moteur 28 de l'inverseur par l'intermédiaire de la valve rotative 54 incorporée dans le robinet de distribution et fixée sur l'arbre 12;
- Le verrouillage des arbres 13 et 12 par les différentes cames et galets du robinet de distribution.

77. Le dispositif de conduite complet peut être éliminé par la clef de verrouillage 53 montée sur le robinet de distribution général.

Cette clef peut prendre 2 positions "AUS" et "EIN".

Ce n'est que dans la position AUS que la clef peut être introduite ou retirée de son logement 63. Pour mettre en service le dispositif de conduite, il faut enfoncer la clef en comprimant le ressort 64 et ensuite en la tournant sur la position EIN. De ce fait, la partie conique 65 glisse sur son axe et ouvre la soupape 61. Ainsi, l'alimentation (par la liaison 9) de l'électrovalve 16 placée dans la conduite d'air du servo-moteur d'accélération 19, de la soupape de remplissage 13 et du servo-moteur d'influence primaire 24 est possible. En même temps, l'arbre de commande 13 est déverrouillé par le déplacement du verrou 66.

Positions de l'arbre de commande 13 et de l'arbre d'inversion 12.

Les volants peuvent être placés dans les positions suivantes:

78. - position A: le dispositif de conduite est éliminé. Si la clef de verrouillage est sur "AUS", l'arbre de commande est verrouillé par son verrou 66 et l'alimentation des servo-moteurs de traction (moteur diesel,et transmission) est impossible (soupape 61),

Si la clef est sur "EIN", l'arbre de commande est déverrouillé et peut être placé en position 0.

79. - Position 0: l'arbre 12 déverrouille le levier de sens de marche 52 (le disque 71 a tourné par rapport au disque 75). En plaçant le levier de sens de marche dans une certaine position, la partie annulaire 72 s'engage dans une rainure 73 ou 74 du disque 75. L'arbre de sens de marche est ainsi verrouillé à condition que le levier soit en position extrême.

De même, la soupape de verrouillage 179 empêche la rotation de l'arbre de commande 13 vers la position de marche I tant que le manchon de l'inverseur n'est pas parfaitement accouplé.

En effet, pour déverrouiller l'arbre de commande, la soupape 179 doit comprimer le ressort, ce qui exige une pression minimum de 5,5 kg/cm2. Il faut pour cela que l'air comprimé arrive à la conduite 8 en passant par le robinet 178 monté sur le servo-moteur d'inversion 28; or, il faut que ce servo-moteur soit dans une de ses positions "fin de course" pour que le robinet 178 soit ouvert.

Ce déverrouillage exige aussi une pression minimum de 5,5 kg/cm2 dans le réservoir de commande 33.

80. - Position I (remplissage partiel de la transmission · le moteur diesel tournant au ralenti)

La came 216 montée sur l'arbre de commande ferme le contact 210 alimentant ainsi l'électrovalve 41 et par suite le servo-moteur 45 de remplissage partiel. (Le contact 217 etant fermé lorsque le robinet 21 est ouvert.)

Le servo-moteur d'accélération n'est pas alimenté de sorte que le moteur diesel tourne au ralenti.

81. - Position II.

La soupape de réglage fin fournit une pression de 1,5 kg/cm2 aux servo-moteurs d'accélération, soupape de remplissage et influence primaire.

Comme le ressort du servo-moteur d'accélération est réglé pour une tension de 1,5 kg/cm2, le moteur diesel [illegible] continue de tourner au ralenti. La locomotive démarre donc avec le moteur diesel au ralenti.

Pour que la locomotive démarre il faut donc [illegible] la locomotive démarre par conséquent on.

a) L'alimentation de l'électrovalve 16 dans le circuit de protection du moteur et de la transmission;
b) Le placement sur traction du robinet "21". Ce robinet possède un levier qui peut être placé sur "AUS" ou "EIN".

Sur "AUS" le contact 217 est coupé, [illegible] le remplissage partiel et par suite l'alimentation de la soupape de remplissage sont impossibles.

Sur "EIN", suivant la position de l'arbre de commande, la transmission est établie en remplissage partiel ou total.

82. - Position III: effort de traction maximum.

Entre les positions II et III de l'arbre de commande, la pression fournie par la soupape de réglage fin monte progressivement de 1,5 à 5,5 kg/cm2.

Le réservoir de temporisation et la soupape 17 empêchent un accroissement brusque de la pression dans le servo-moteur d'accélération. Ainsi, la montée en pression de 1,5 à 5,5 kg/cm2 ne se fait qu'après un délai de 7 sec.

Le manomètre 20 mesure à chaque instant la pression effective dans le servo-moteur d'accélération.

83. Remarque: Commande de l'inverseur.

Le palpeur 26 empêche le changement du sens de marche tant que la locomotive se déplace ou que la transmission est remplie.

La soupape "29", montée sur le servo-moteur d'inversion, ne permet de déplacer le levier 21, à cause du verrouillage 189, que lorsqu'il y a une pression d'au moins 4 kg/cm2 au-dessous de son piston. Le levier 191, qui tourne autour d'un point fixe, porte 2 tiges creuses.

Si, par ex., le côté droit du levier 191 est soulevé la tige creuse soulève la soupape de fermeture de son siège. L'air venant de la valve rotative "54", via la liaison "4", est admis par la liaison "11" sur la face gauche du piston du servo-moteur 28.

D'autre part, le côté droit du levier 191 descend et la tige creuse met la face droite du piston du servo-moteur 28 à l'atmosphère.

IX. Le dispositif de conduite pneumatique des locomotives diesel-électriques à transmission "Westinghouse".

84. Comparativement aux dispositifs de conduite pneumatique des locomotives de manoeuvre, ceux des locomotives diesel électriques à transmission "Westinghouse" sont beaucoup plus simples. Ils se limitent en effet à l'alimentation d'un servo-moteur "WABCO" monté sur le régulateur Woodward t. UG.

Cette alimentation se fait au moyen d'une soupape de réglage fin montée dans un robinet de distribution central. Les fig. 435 et 436 donnent une représentation claire du dispositif.

La soupape de réglage fin est commandée par un levier. Son alimentation est interrompue par une soupape de distribution qui travaille quand le freinage d'urgence fonctionne sur la locomotive. Le moteur diesel est ainsi ramené automatiquement au ralenti.

85. Sur les engins diesel-électriques, le robinet est toujours combiné avec les tambours nécessaires pour la commande des contacteurs de puissance électro-pneumatiques, et pour le changement de sens de marche. Il y a donc 2 poignées: une première pour le choix du sens de marche et une deuxième pour l'établissement de la traction et le réglage de la puissance du moteur.

La poignée d'inversion verrouille la poignée de puissance tant que les moteurs de traction ne sont pas disposés pour un sens de marche déterminé et la poignée de puissance verrouille la poignée d'inversion tant que le circuit de traction est établi.

Les controllers "Westinghouse type SRDL-2" équipés d'une soupape de distribution du frein d'urgence sont montés sur les locomotives t. 200 et 201. La fig. 437 donne une vue en plan, une coupe verticale et différentes coupes transversales de ce controller.

86. Le controller "Westinghouse type SRD-2A" équipant les locomotives t. 210 ne possède pas cette soupape d'urgence mais sa poignée d'inversion permet aussi le freinage rhéostatique éventuel sur les locomotives qui en sont équipées (fig. 438).

87. En position neutre, la poignée d'inversion peut être enlevée. La poignée de puissance est alors verrouillée en position 0.

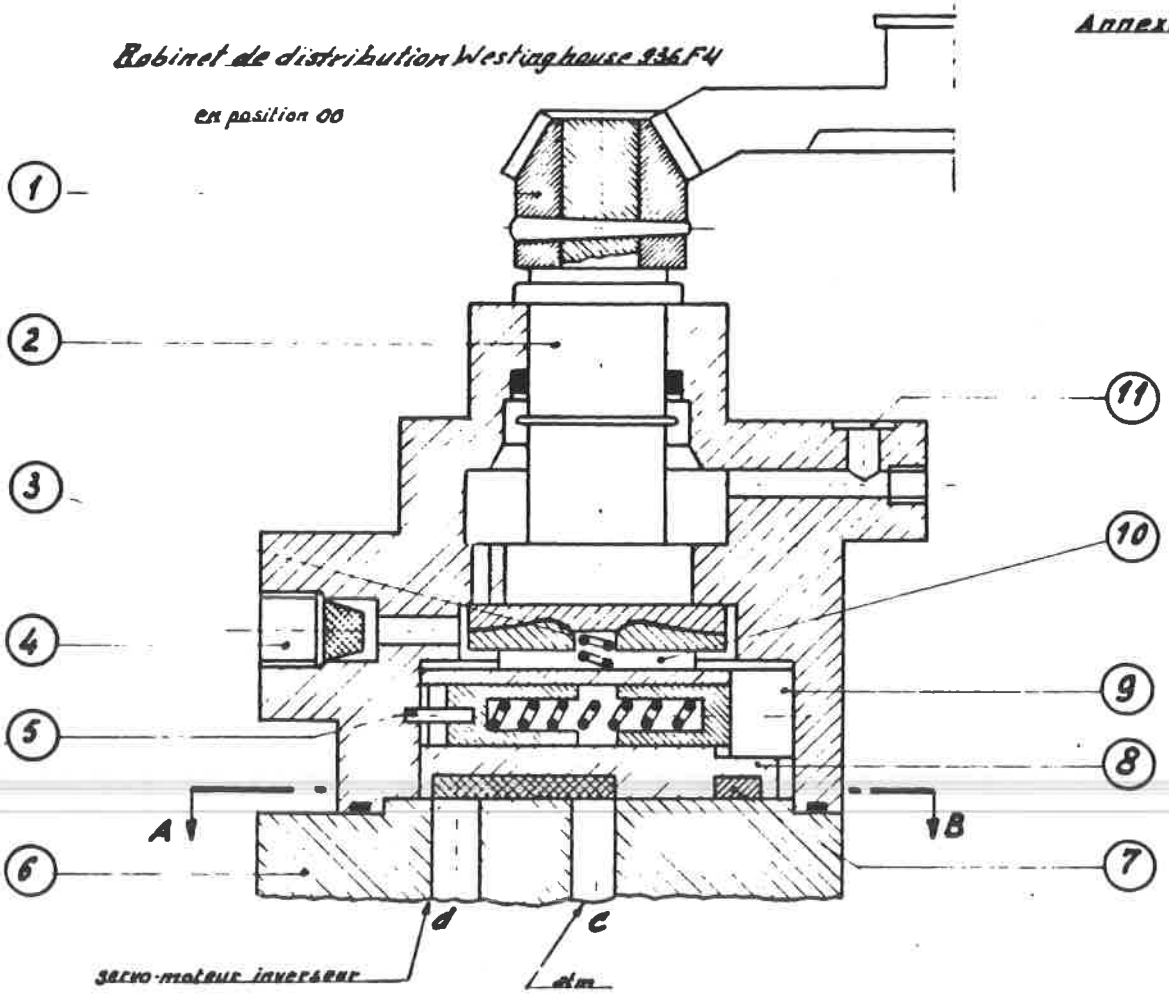
La soupape de verrouillage 153 avec le poussoir 133, empêche l'alimentation du servo-moteur d'accélération tant que la poignée d'inversion est enlevée. (Fig. 437)

En déplaçant la poignée d'inversion, l'arbre creux 28 tourne avec les cames 33, 34 et 35 des contacts d'inversion.

Le déplacement de la poignée de puissance fait tourner l'arbre 7 qui porte les cames de contact 15 (fermeture du circuit de traction par les contacteurs de puissance électro-pneumatiques), 17 (coupure de la puissance du moteur), 18 (non utilisée) et la came 5 pour le réglage de la soupape de réglage fin (type H 130).

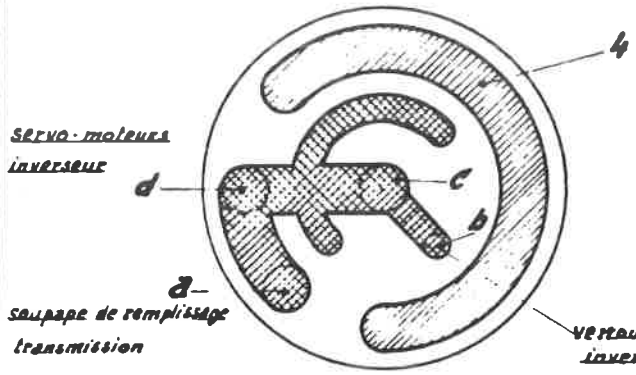
Robinet de distribution Westinghouse 26 F4

en position 00



Coupe A-B

Position 00

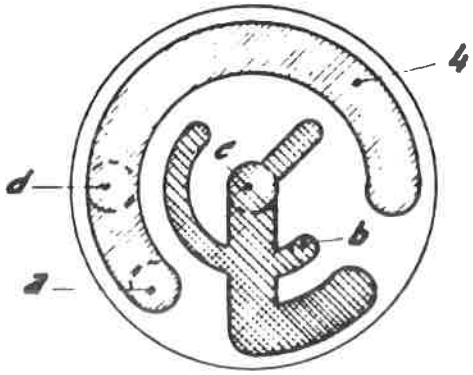


Position 0

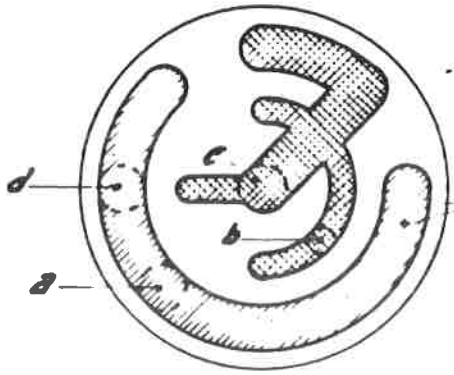


sous pression de 5 kg/cm²

à la pression atmosph.



Position I



Position II

Fig. 429

C. 1260
37e L

Carter du robinet de distribution
Westinghouse 138 eF

Annexe 267

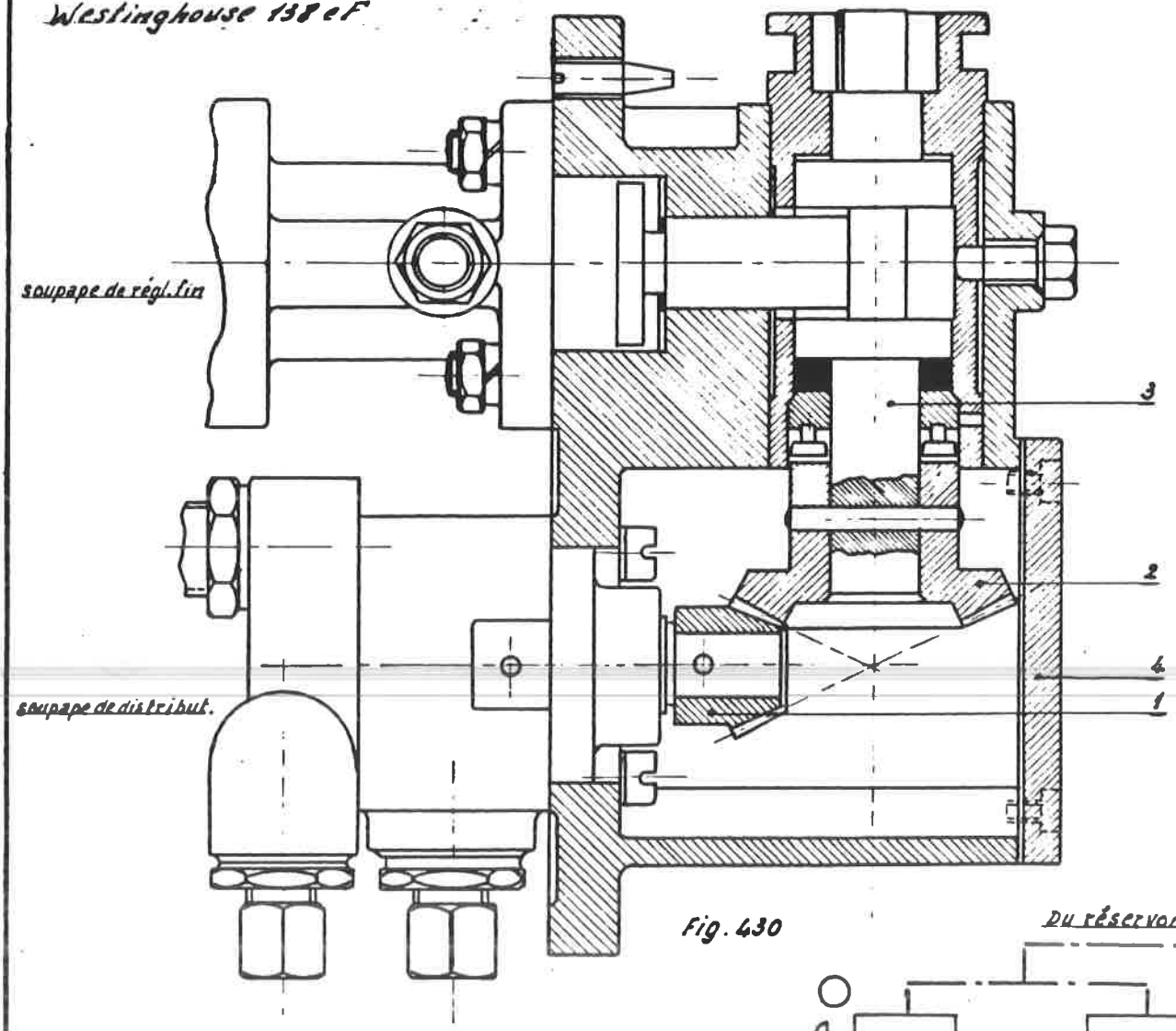


Fig. 430

Palpeur Westinghouse
125 a S

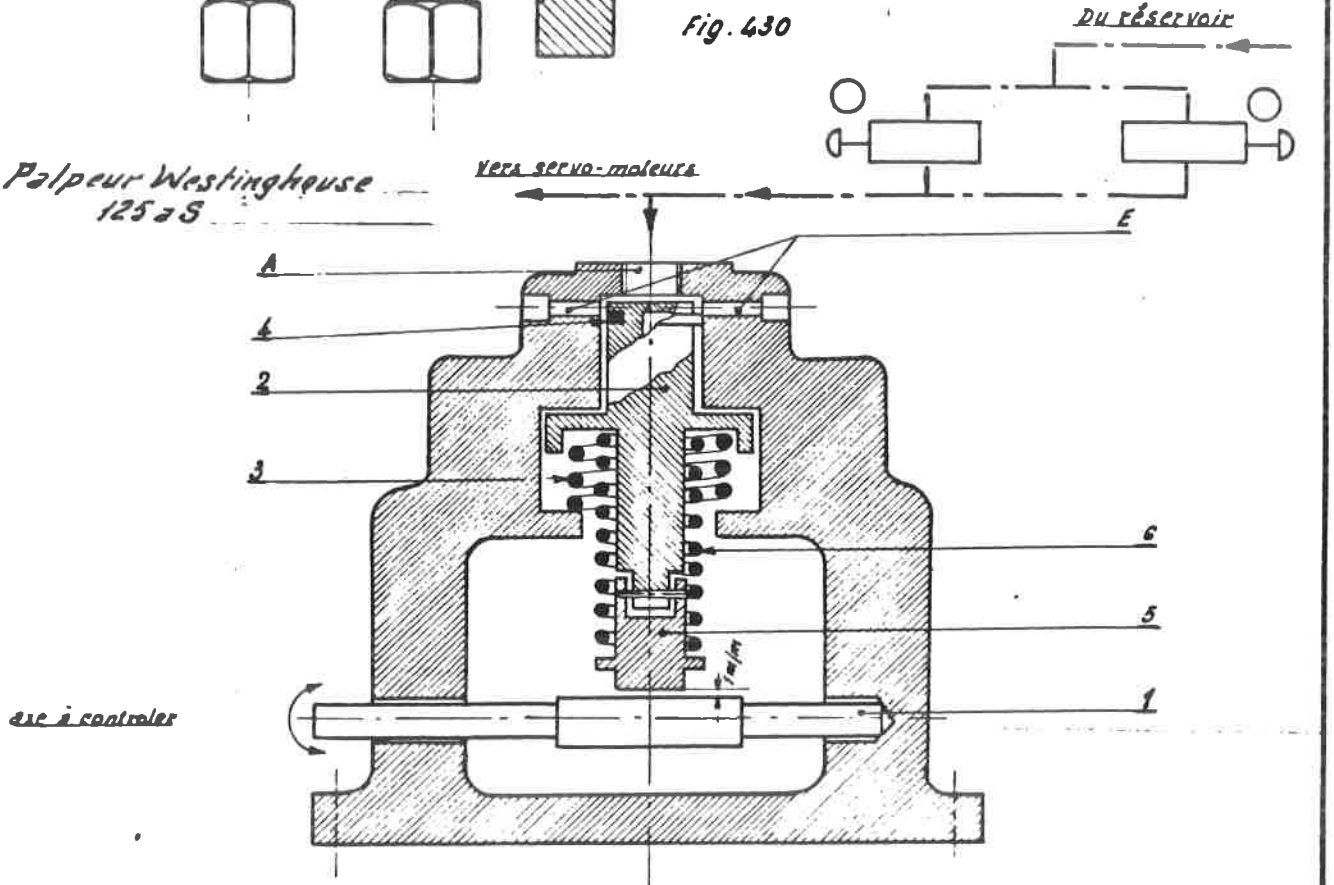


Fig. 431

C 1260
37 : L

Palpeur Westinghouse f. 253 53

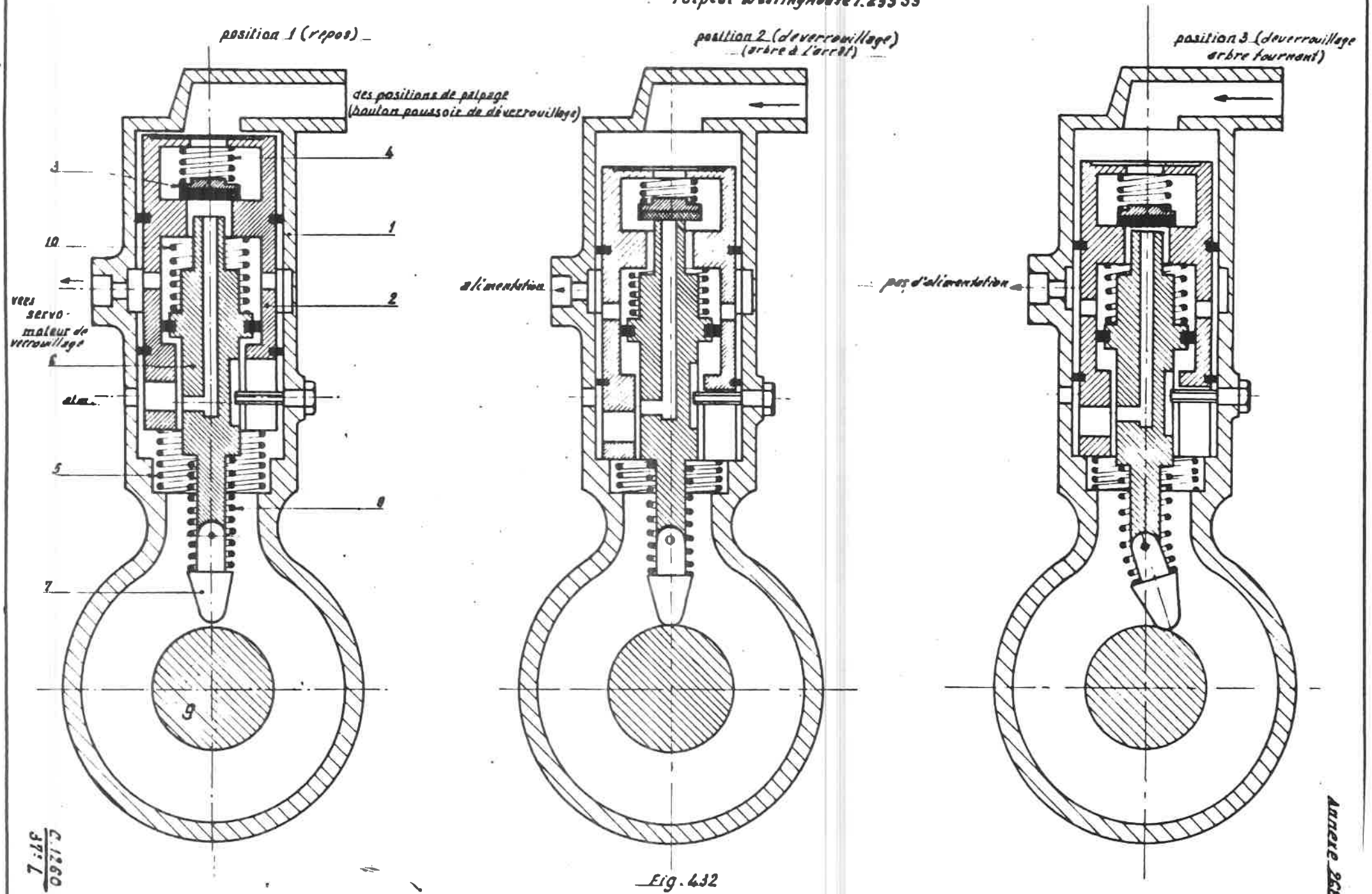


Fig. 432

Annexe 268

Installations d'asservissement et de protection de la motorisation.
HLDR. 1.232.

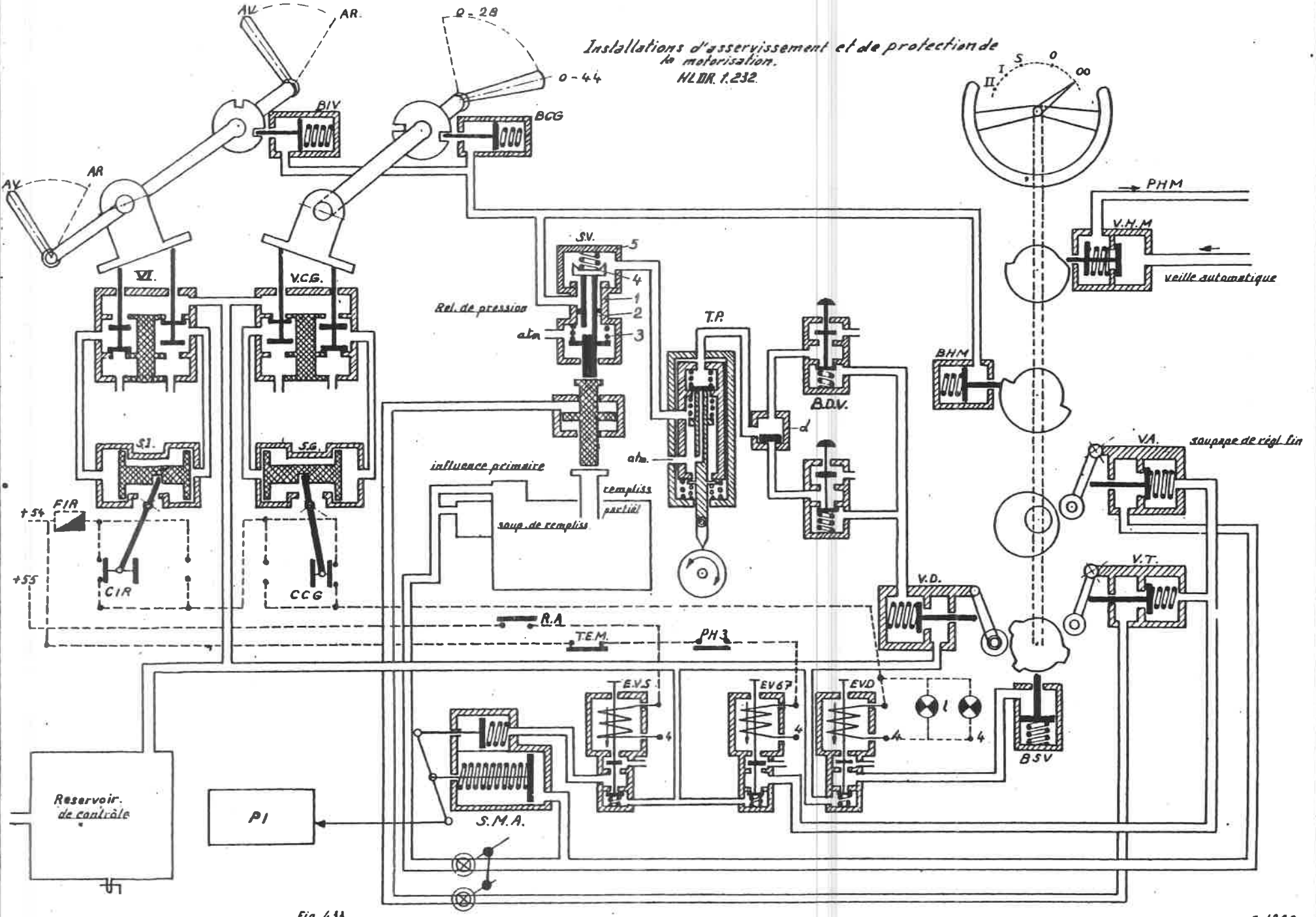


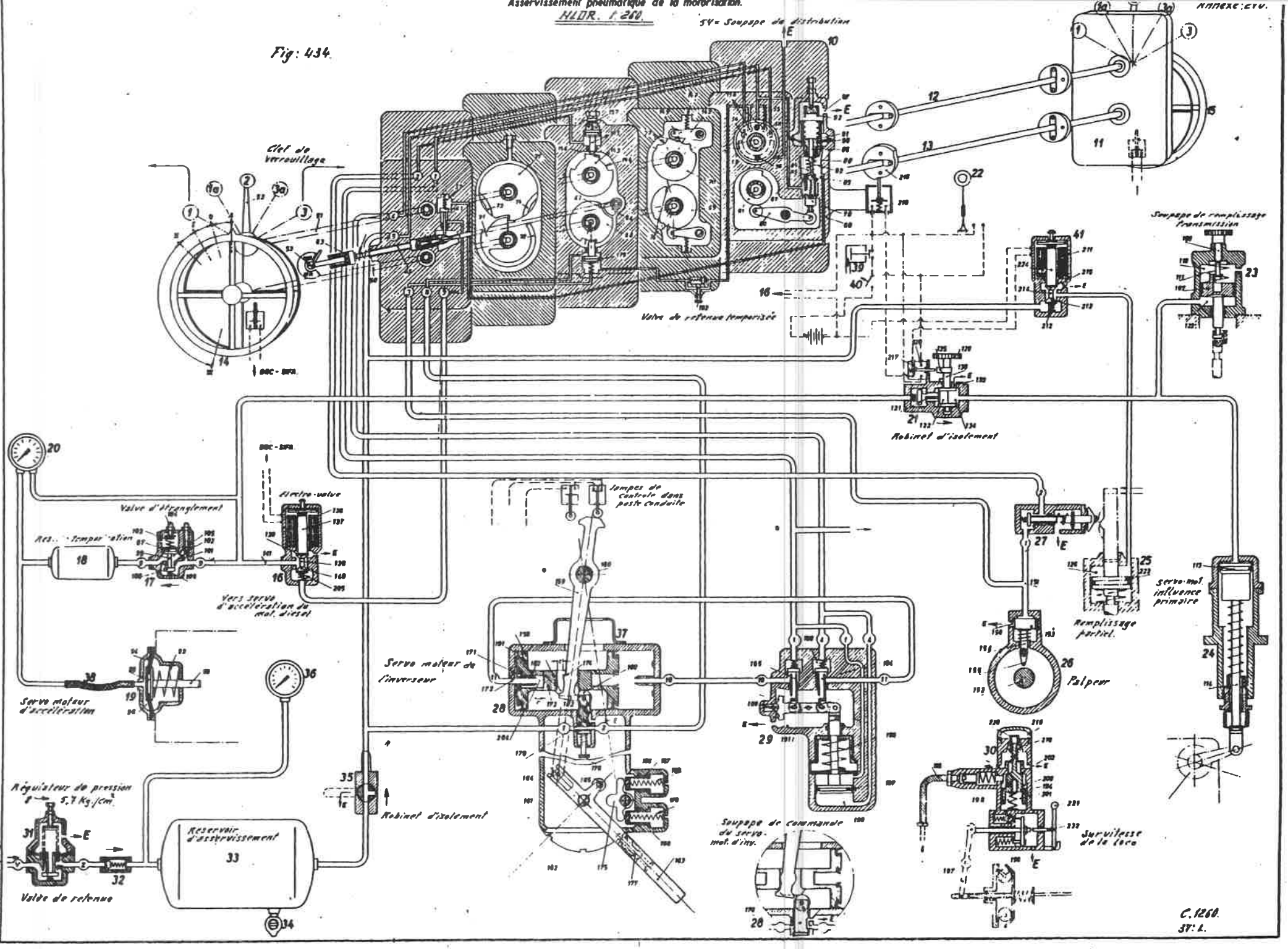
Fig. 433

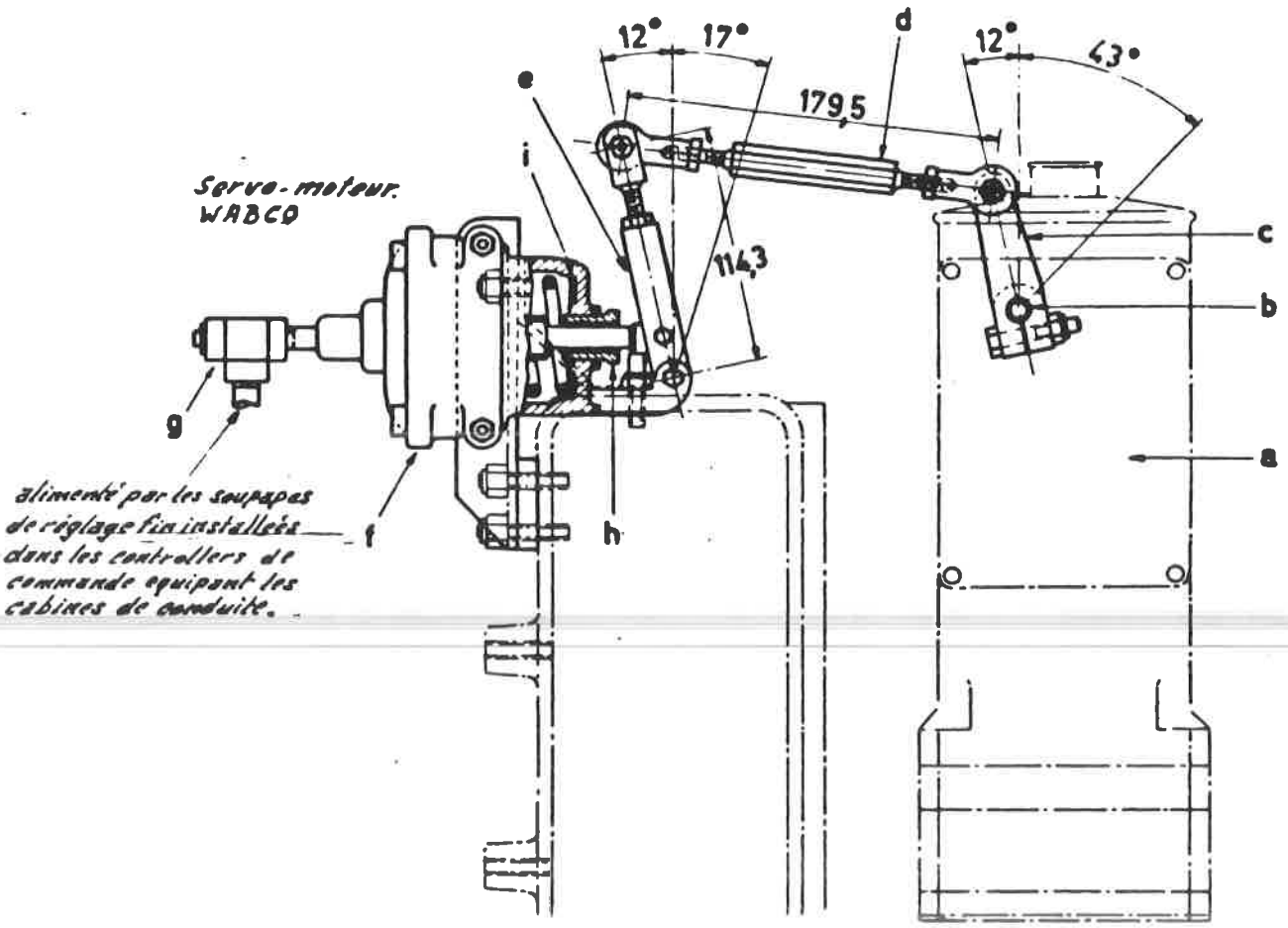
(2) 780351. 9 78 (50)

Asservissement pneumatique de la motorisation.

HLDR. T 260.

Fig: 434





Liaison entre le servo-moteur de combustible et le régulateur du moteur diesel des locomotives t.201.

a. Régulateur de vitesse.
b. Arbre de contrôle de la vitesse.
c. Levier de l'arbre de contrôle de la vitesse.
d. Tringle réglable.
e. Lewier commandé par la servo-commande.
f. Servo-commande pneumatique.
g. Arrivée d'air sous pression et raccord pour manomètre.
h. Ecrou de réglage pour vitesse maximum.
i. Epaisseur de réglage du ressort du diaphragme.

Fig. 435

HLDE. t. 201. Controller S.R.D.L. 2.

pour le réglage du regime de traction de la locomotive.

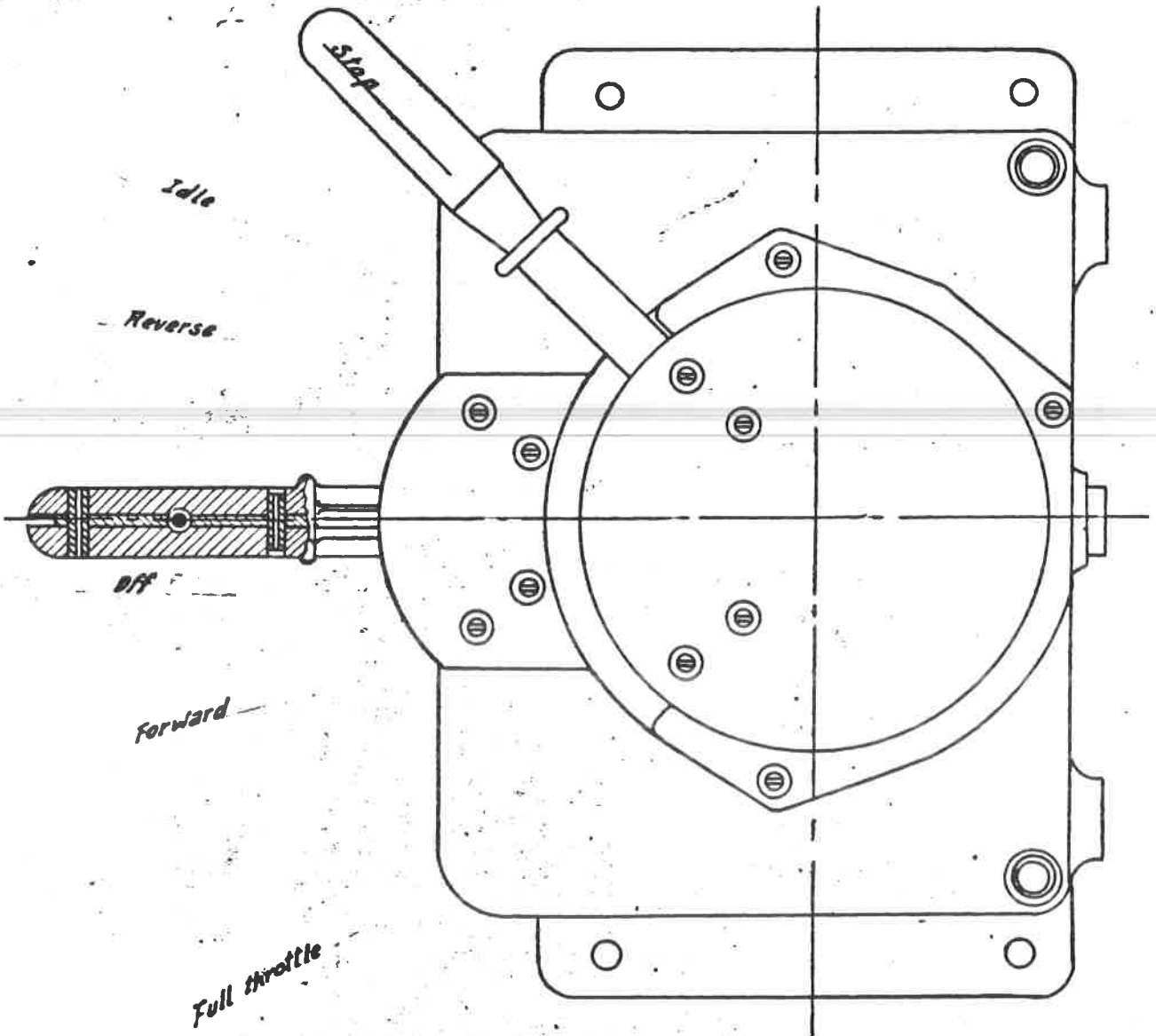


Fig: 437.a.

Annexe: 274.

HLDE. t.201. Controller. S.R.D.L.2.

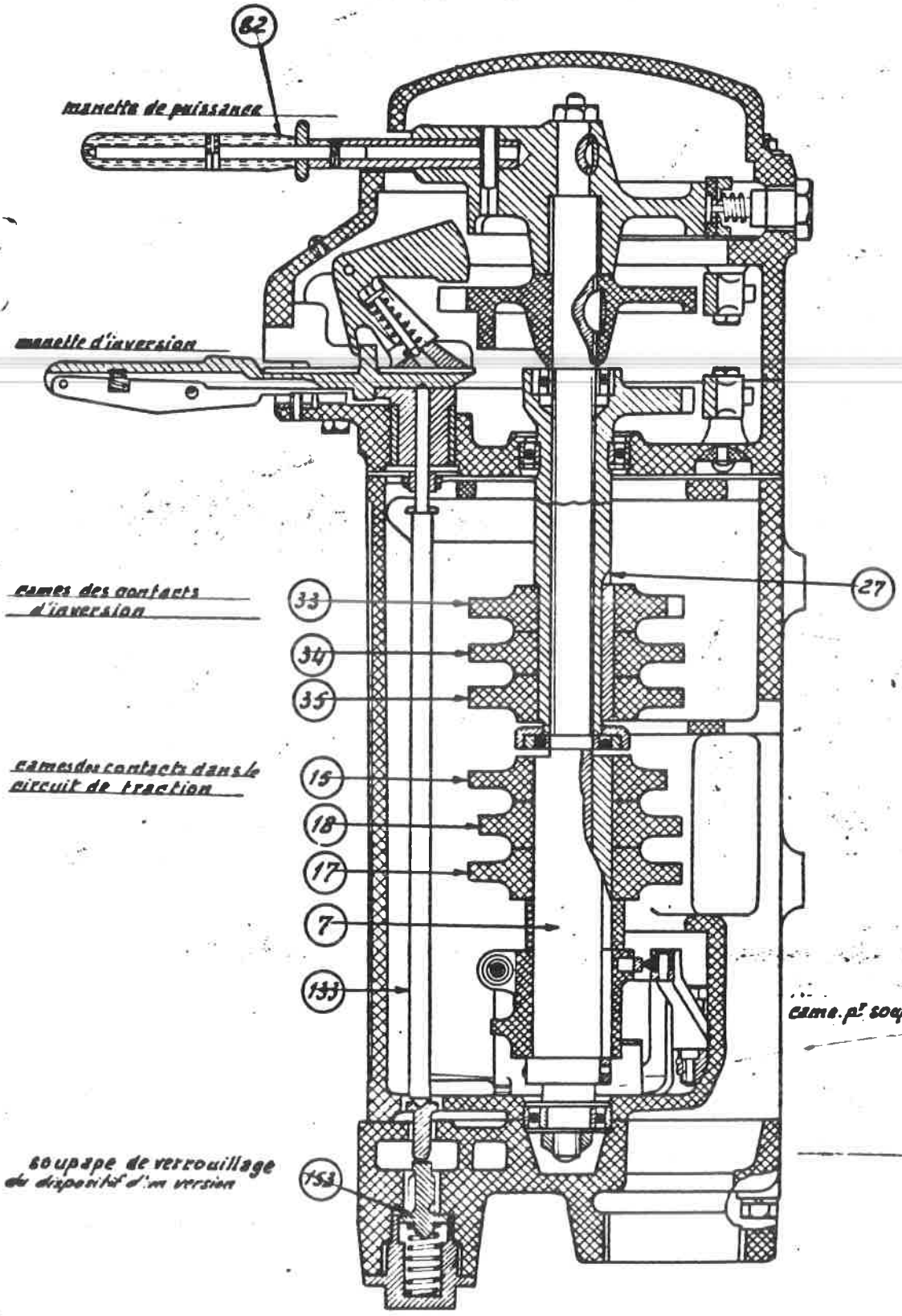
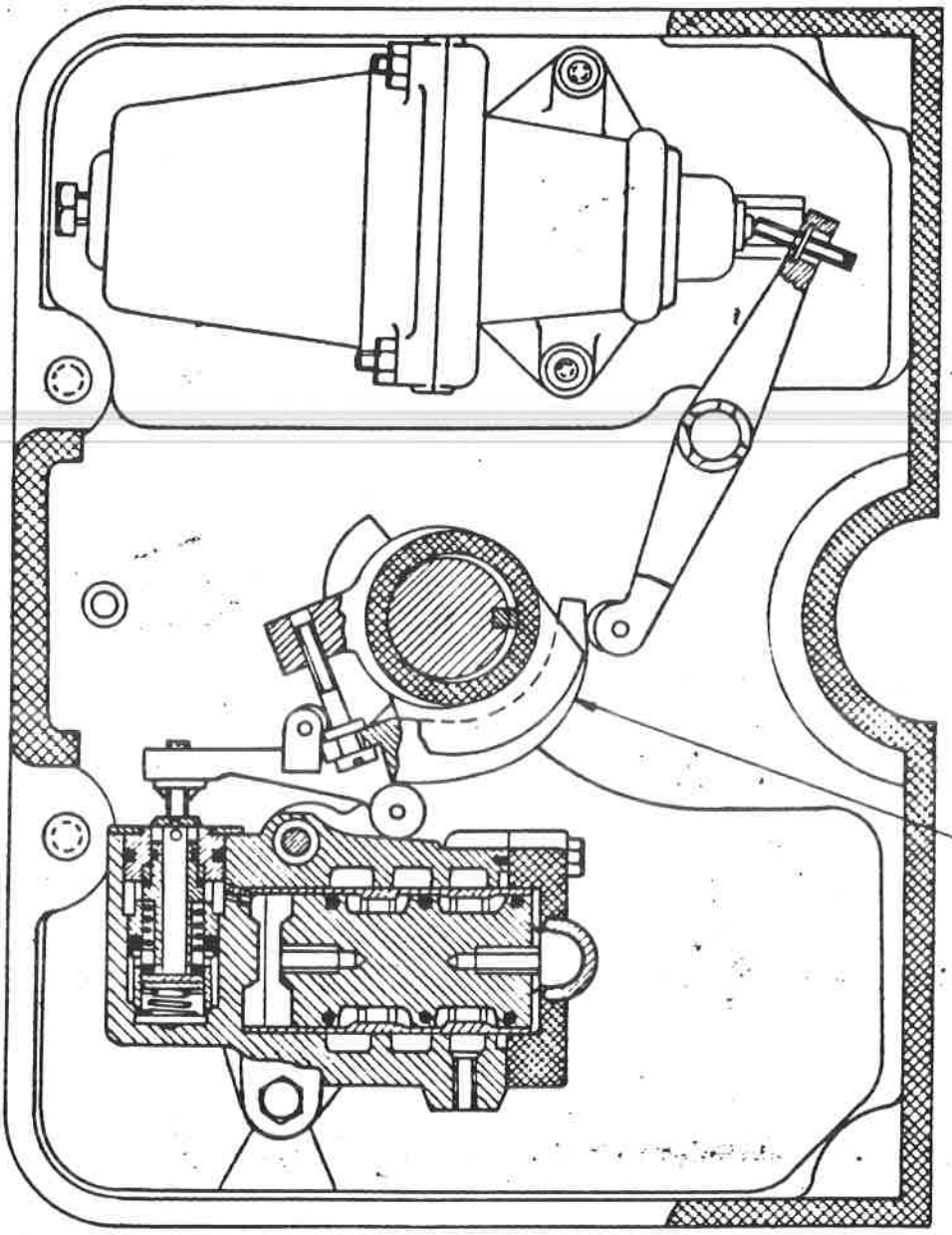


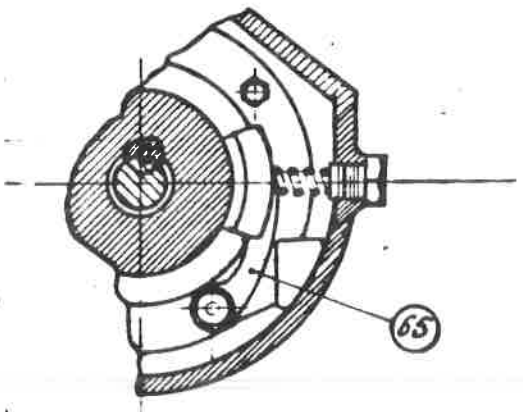
Fig: 437.b.

C.1260.
37: L.

HLDE. t. 201. Controller. S.R.D.L. 2.

Fig: 437c.





(Suite CHAPITRE VII: cabines de conduite, dispositifs de conduite, de protection et de contrôle des engins diesel.

D. Les dispositifs de protection et de contrôle des engins diesel.

I. Généralités.

88. Les dispositifs de protection et de contrôle des engins diesel se divisent comme suit:

1. Dispositifs non automatiques.

Ces dispositifs renseignent, au moyen d'appareils de mesure, de lampes témoins ou d'appareils acoustiques, le conducteur sur l'état de marche du diesel ou des organes de la motorisation ou sur les dérangements éventuels qui pourraient provoquer des avaries.

Les mesures à prendre pour modifier l'état de marche ou pour éviter des avaries sont à prendre par le conducteur lui-même.

89. Des appareils de mesure sont utilisés lorsque, pour juger l'état de marche, des grandeurs mesurables telles que températures, pressions, courants, tensions et vitesses, doivent être contrôlées ou comparées constamment.

Les appareils de mesure utilisés sont de classe industrielle, c.à.d. qu'ils ont une précision de 3 à 10 %.

Une faible précision (10 %) est généralement suffisante. D'ailleurs pour juger l'état de marche, ce ne sont pas tellement les valeurs absolues mais les variations des grandeurs mesurées qui comptent (ex. température du moteur).

Une précision plus grande (3 %) est nécessaire lorsque la valeur absolue de la grandeur mesurée doit être connue (ex. vitesse de l'engin).

90. Les appareils acoustiques servent généralement pour attirer l'attention du conducteur sur un état qui exige son intervention immédiate.

91. Les lampes témoins peuvent se classer en "lampes à indication positive" et "lampes à indication négative".

2.

Les lampes à indication positive sont éteintes pour des états normaux et s'allument pour des états anormaux.

Les lampes à indication négative sont allumées pour des états normaux et éteintes pour des états anormaux.

92. Conclusion.

Un conducteur d'engin diesel peut être renseigné sur des états déterminés soit par des instruments de mesure soit par des lampes témoins.

Les instruments de mesure ont l'avantage de renseigner constamment le conducteur sur la grandeur et la nature de certains changements d'état et la vitesse avec laquelle ils se produisent, laquelle est souvent plus importante, pour juger un état de marche, que la grandeur mesurée elle-même. Les instruments de mesure permettent donc de prendre à temps les mesures nécessaires pour prévenir des états dangereux, par ex. en modifiant les circonstances de marche.

Les lampes témoins, par contre, ne donnent pas d'indication sur un changement d'état, si ce n'est à l'instant où celui-ci devient anormal et dangereux et qu'une intervention urgente du conducteur est nécessaire.

Des lampes témoins permettent donc seulement au conducteur de l'engin d'éviter ou de limiter les conséquences d'un état anormal et non prévenir l'état anormal lui-même, comme c'est souvent le cas plus facilement avec les instruments de mesure.

Généralement, les lampes témoins ne renseignent pas le conducteur sur les causes et la nature d'états anormaux.

2. Dispositifs automatiques.

93. Les dispositifs remédient, automatiquement, sans intervention personnelle du conducteur, à des états anormaux et à leurs conséquences.

Dans les postes de conduite, des lampes témoins, le plus souvent à indication positive, ou des appareils acoustiques renseignent le conducteur sur le dispositif intervenant.

94 Les dispositifs automatiques présentent l'avantage de laisser au conducteur toute son attention pour surveiller la voie ou les signaux. Par contre, ils présentent l'inconvénient de ne remédier qu'aux conséquences d'états anormaux, sans pouvoir prévenir la naissance de ces états.

La protection automatique peut être complétée par des dispositifs de contrôle qui avertissent le conducteur que, si des mesures ne sont pas prises immédiatement, des états anormaux sont à craindre.

II. Nature et but des dispositifs de protection et de contrôle des engins diesel.

1. Le moteur diesel.

95. Les états caractéristiques du moteur diesel sont:

a) La température de l'eau de refroidissement;
b) La pression dans son circuit de graissage;
c) La température de son huile de graissage;
d) Sa vitesse de rotation;
e) La pression de l'air à la sortie de la turbo-soufflante ...,
f) La pression dans l'installation d'alimentation en combustible.

96. Les dispositifs de protection et de contrôle du moteur diesel ont donc pour but de le protéger contre la surchauffe, un graissage insuffisant, des survitesses ainsi que contre un manque d'air de combustion.

2. La transmission.

97. a) Transmissions mécaniques.

Les systèmes de verrouillage qui empêchent la prise simultanée de 2 gammes de vitesse ou de 2 sens de marche, ou qui empêchent le dégagement intempestif de la vitesse ou du sens de marche choisi, ont été étudiés dans les chapitres précédents. Ils ne seront pas répétés ici.

98. b) Transmissions hydrauliques.

Elles doivent être protégées contre une surchauffe ou contre des vitesses trop élevées.

La protection contre la survitesse a été expliquée dans le chapitre relatif aux transmissions hydrauliques.

La protection contre la surchauffe est analogue à celle du moteur diesel.

99. c) Transmissions électriques.

Les différentes protections ont été expliquées dans le chapitre relatif aux transmissions électriques.

3. Le véhicule.

100. Les états de marche à contrôler sont:

- la vitesse de l'engin;
- le dispositif de veille automatique;
- les conditions de freinage déterminées par la pression d'air dans les différentes conduites de frein. Il faut se rapporter pour cela aux cours spéciaux sur le freinage des trains.

III. La protection du moteur diesel contre la surchauffe.

101. On a étudié dans le cours 1213 - "Moteur diesel", différentes méthodes de réglage qui permettent de maintenir la température du circuit de refroidissement entre 2 limites. Les appareils de contrôle doivent contrôler l'efficacité de ce refroidissement tandis que les appareils de protection doivent empêcher les avaries dues à la surchauffe.

1. Appareils de contrôle.

102. Un thermomètre est placé à la sortie du moteur sur le circuit de refroidissement. Ce thermomètre est à lecture directe ou à lecture à distance.

Les thermomètres à lecture directe présentent l'inconvénient d'exiger le déplacement du conducteur pour les consulter. Ces thermomètres sont généralement des thermomètres à mercure.

Les thermomètres à lecture à distance sont assez répandus et peuvent se classer en:

a) Thermomètres à résistance électrique.

103. Leur principe repose sur la propriété fondamentale de l'augmentation de la résistance ohmique d'un métal en fonction de sa température.

L'élément sensible X (fig. 439) consiste généralement en un enroulement en fil nickel très fin enfermé dans un tube. Les variations de résistance de cet élément en fonction de la température sont déterminées avec précision.

L'élément est plongé dans le fluide dont la température est à contrôler. Il est incorporé dans un pont de Wheatstone alimenté à tension constante par un régulateur de tension Re.

Par une graduation appropriée, le galvanomètre G, installé dans la cabine de conduite, permet de lire directement la température du fluide. Les appareils assez précis sont coûteux.

104. Des thermomètres à résistance électrique moins précis consistent en une résistance variable raccordée à la batterie en série avec une résistance fixe. Ces appareils, moins coûteux, sont très utilisés en construction automobile.

105. D'autres thermomètres électriques précis sont constitués par un thermocouple dont le potentiel est proportionnel à la température. Ce potentiel est mesuré par un galvanomètre.

b) Thermomètres à tension de vapeur.

106. Ce sont des thermomètres à distance plus simples et moins coûteux, mais sensiblement moins précis que les thermomètres électriques.

Ils consistent en principe (fig. 44o) en un bulbe plongé dans le fluide à contrôler. Ce bulbe est rempli partiellement d'un liquide volatil. Il est relié par un tube capillaire à un manomètre à basse pression installé dans le poste de conduite. La tension de vapeur dans le bulbe varie, suivant une loi connue et bien déterminée, en fonction de la température. Le manomètre indique donc, grâce à une graduation appropriée, directement la température.

2. Appareils de protection.

107. a) Les dispositifs de protection non automatiques peuvent consister en un dispositif d'alarme composé de lampes témoins à indication positive ou négative ou d'appareils acoustiques.

Le dispositif est alors alimenté par un relais thermique. Celui-ci comprend (fig. 441: relais "Smith") un contact électrique ouvert ou fermé dès que la tension de vapeur dans un bulbe, et donc la température, dépasse une valeur déterminée.

108. D'autres relais thermostatiques, comme le relais Sauter (fig. 442) consistent en un tube et une barre. Les deux possèdent un coefficient de dilatation différent. A partir d'une certaine température, la tige coupe ou ferme un contact électrique.

109. Les relais thermostatiques ont généralement un dispositif de réglage qui permet de faire varier la température d'enclenchement ou de coupure entre certaines limites. La différence entre la température d'enclenchement et de coupure peut varier, suivant l'appareil, entre 2 et 5° C, parfois plus. (Fig. 441 bis relais thermique CECO)

110. Les relais thermostatiques peuvent être aussi utilisés pour alimenter des valves électro-pneumatiques ou hydrauliques ou des relais. Ceux-ci réalisent des accouplements mécaniques, hydrauliques ou électriques pour l'entraînement des ventilateurs de refroidissement ou alimentent des servomoteurs pour l'ouverture des ventelles de rádiateurs, etc..

b) Les dispositifs de protection automatiques. Ils
111. comprennent en principe un relais thermostatique dont le contact électrique coupe ou établit un circuit électrique, à une température déterminée. De ce fait, la traction est coupée et le moteur diesel est, soit arrêté, soit ramené au ralenti. La réalisation du système de protection dépend du dispositif de conduite.

6. Remarques.

112. 1. Les thermomètres ou les relais thermostatiques avec bulbe présentent l'inconvénient que leurs indications sont faussées dès que le bulbe est entouré de bulbes de vapeurs ou d'air.

L'emplacement du plongeur doit être soigneusement choisi. Il ne peut être placé à des endroits où des bulles d'air ou de vapeur se produisent facilement.

Ces thermomètres ou ces relais thermostatiques n'offrent donc aucune protection contre un manque d'eau dans le circuit de refroidissement.

113. 2. Il faut éviter des dégradations du tube capillaire (parfois long) entre bulbe et manomètre. Chaque dégradation (par ex. écrasement) conduit à de fausses indications;

114. 3. Pour les relais thermostatiques, il faut toujours tenir compte des conditions de montage déterminées par le constructeur.

IV. Protection du moteur diesel contre un manque d'eau dans le circuit de refroidissement.

115. Les appareils de protection contre une surchauffe n'interviennent pas, comme on l'a vu ci-dessus, lorsque la surchauffe est due à un manque d'eau.

Aussi, est-il nécessaire de prévoir, dans les installations, coûteuses, des appareils de contrôle qui permettent au conducteur de vérifier le niveau dans le réservoir d'expansion. Il est encore préférable de prévoir sur ce réservoir un appareil de protection qui empêche le lancement du moteur ou qui provoque son arrêt quand le niveau d'eau descend au dessous d'un minimum.

116. Comme appareils de contrôle on peut citer les verres indicateurs, les manomètres basse pression et les robinets tests placés à différentes hauteurs du réservoir.

117. Les appareils de protection automatiques sont souvent constitués d'un flotteur équipé d'un contact électrique qui coupe la traction et arrête le moteur diesel.

Les appareils à flotteur présentent l'inconvénient d'être incertains, après un certain temps, à cause de la rouille, corrosion, dépôt de sels de calcium et magnésium.

118. Ils sont parfois remplacés par des appareils à cellule photo-électrique.

Un rayon lumineux, qui traverse un réservoir suffisamment rempli, est réfracté de sorte qu'il ne frappe pas la cellule photo-électrique.

Si le niveau d'eau est insuffisant, le rayon lumineux atteint la cellule qui commande alors l'arrêt du moteur.

V. La protection du moteur diesel contre une pression insuffisante de l'huile de graissage.

119. On a expliqué dans le cours 1213 comment et pourquoi un moteur diesel subit des dégradations importantes en cas de pression insuffisante de l'huile de graissage.

Les moteurs coûteux et qui ne sont pas surveillés constamment pendant la marche sont équipés d'un dispositif de protection automatique. Celui-ci arrête immédiatement le moteur dès que la pression de l'huile de graissage descend au-dessous d'une valeur minimale.

Dans les autres cas, on se contente parfois d'un dispositif de contrôle et d'alarme . . Les moteurs protégés automatiquement sont généralement aussi équipés . d'un dispositif de contrôle.

120. La pression de l'huile de graissage peut être contrôlée au moyen d'un manomètre basse pression monté sur la conduite de graissage principale. L'échelle va de 0 à 5 kg/cm2.

121. Aux moteurs contrôlés à distance, un manocontact, monté sur cette conduite, allume ou éteint une lampe témoin ou alimente une sonnerie dès que la pression descend au-dessous d'un certain minimum. Ce double dispositif de contrôle existe sur les autorails t. 553-554.

122. Les dispositifs de protection automatiques consistent généralement en une sorte de manocontact, appelé "pressostat", monté sur la conduite principale de graissage. Son contact électrique commande l'arrêt du moteur dès que la pression de l'huile de graissage est insuffisante.

Aux protection automatique doit être éliminée temporairement pendant le lancement du moteur.

123. Aux moteurs équipés d'une installation de prégraissage, un pressostat (ou relais à pression d'huile) empêche le lancement tant que la pression de prégraissage est insuffisante.

124. Remarque: Les moteurs équipés d'un régulateur hydraulique Woodward, Maybach, sont protégés par le régulateur lui-même contre une pression d'huile insuffisante. Ces régulateurs arrêtent en effet le moteur quand la pression de l'huile qui leur est fournie est insuffisante.

VI. La protection du moteur diesel contre une température trop élevée de l'huile de graissage.

125. La température de l'huile de graissage d'un moteur diesel peut être anormalement élevée par suite d'une surcharge du moteur ou d'un refroidissement insuffisant de l'huile. Ce dernier est souvent la conséquence d'un manque d'eau dans le circuit de refroidissement. Ainsi, un dispositif de protection contre une température trop élevée de l'huile protège, dans une certaine mesure, contre un manque d'eau ou contre une surcharge.

126. Parfois, on se limite à un contrôle simple par un thermomètre monté sur le réfrigérant d'huile ou par un relais thermostatique avec lampe témoin ou sonnerie.

127. La protection automatique est réalisée par un relais thermostatique qui coupe la traction et arrête le moteur dès que la température dépasse un certain maximum. Ce relais thermostatique est très souvent combiné avec le pressostat (appareils Penn-Geco-Smith ..).

VII. La protection du moteur contre la survitesse.

128. On a expliqué dans le cours 1213 que les survitesses des moteurs diesel doivent être évitées à cause des graves avaries qu'elles entraînent.

Normalement, la vitesse maximale du moteur diesel est limitée par le régulateur.

En cas de variations brusques de charge, le régulateur ne peut réagir suffisamment vite pour empêcher que la vitesse maximale soit dépassée. Le régulateur n'offre d'autre part aucune protection quand le moteur est entraîné en survitesse par le véhicule (particulièrement avec les transmissions mécaniques qui dans certaines circonstances peuvent fonctionner dans une gamme de vitesses trop petites) ou lorsque le régulateur est calé intérieurement.

Ainsi, les moteurs diesel des engins de traction seront généralement équipés d'un appareil de protection qui arrête automatiquement le moteur quand sa vitesse dépasse de 10 % la valeur nominale.

Les appareils de protection contre la survitesse peuvent se classer en appareils mécaniques et appareils électriques.

129. 1. Les appareils mécaniques sont généralement basés sur le principe du régulateur centrifuge. Ils sont entraînés directement ou indirectement par l'arbre à cames à une vitesse proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur diesel.

La fig. 443 représente le régulateur de survitesse équipant les moteurs Co des locomotives de ligne à transmission Westinghouse.

Au-dessous de la vitesse maximale autorisée du moteur diesel, le ressort "r" maintient la masse M en équilibre. Au-dessus de cette vitesse, la masse, en s'écartant, pousse le levier A. Les crémaillères des pompes d'injection sont ramenées à zéro et le moteur s'arrête.

Après intervention, le dispositif est verrouillé de sorte que le moteur diesel ne sait être relancé qu'après déverrouillage du dispositif.

130. Le régulateur de survitesse des moteurs GMC (locomotives de ligne EMD) représenté à la fig. 444 fonctionne de façon analogue au précédent.

131. Dans certains régulateurs de survitesse mécaniques (par ex. sur les moteurs GM des autorails 604-605), la masse centrifuge en s'écartant actionne un micro-switch dont le contact alimente le circuit d'arrêt du moteur.

2. La protection électrique contre la survitesse consiste en un alternateur, entraîné par le moteur diesel, dont la tension aux bornes varie en fonction de sa vitesse d'entraînement.

132. L'alternateur alimente un ou plusieurs voltmètres (appelés tachymètres) installés dans les postes de conduite et qui sont gradués en t/min.

En plus de ces tachymètres, l'alternateur alimente des relais qui coupent automatiquement la traction et arrêtent le moteur dès que la vitesse de rotation dépasse le maximum autorisé.

133. Le dispositif Smiths (fig. 445) monté sur les autorails t. 602-603-608-620-630 et sur les locomotives t. 222 comprend un alternateur qui alimente le relais de contrôle CR 1 au travers d'un groupe de redresseurs MR 1.

Lorsque la vitesse de rotation maximale du moteur est dépassée, le contact CR I se ferme reliant la bobine RL I au circuit basse tension. Ce relais possède 2 contacts:

- le contact (2), qui commande, par son ouverture, le circuit d'arrêt du moteur;
- le contact (1) qui verrouille le relais RL I de sorte que le moteur ne sait pas être relancé sans enfoncer le bouton de déverrouillage PB 2.

Quand on enfonce le bouton PB 1, le régulateur intervient pour une vitesse plus petite ce qui permet de tester l'installation sans entraîner le moteur diesel au-dessus de sa vitesse maximale.

VIII. Contrôle de la pression d'admission de l'air de combustion.

134. Particulièrement aux moteurs diesel suralimentés de haute puissance et fort chargés, il est souhaitable de contrôler la pression de l'air dans le collecteur d'admission.

Une insuffisance d'air de combustion peut être due à une obstruction des filtres, un mauvais rendement de la turbo-soufflante, un manque d'étanchéité des conduites entre turbo et collecteur d'admission. Elle a toujours une grande influence sur la puissance et la durée de vie du moteur.

Les appareils de contrôle consistent généralement en manomètres basse pression raccordés sur le collecteur d'admission et dont les indications sont stabilisées par un amortisseur. Dans certains cas ces appareils peuvent influencer la charge appliquée au moteur diesel (Ex. Hlde. T.210 à réglage transistorisé) ou le regulateur du m

Des appareils de protection automatiques sont rarement utilisés car il n'y a pas de conséquences graves immédiates à craindre.

IX. Contrôle de la pression du combustible.

135. Sur certains moteurs, la pression du combustible ne peut pas descendre au-dessous d'une certaine valeur, pour des raisons de refroidissement d'injecteurs (par ex. moteurs 2 temps GM et GMC avec injecteurs individuels (voir cours 1213).

Sur la conduite d'arrivée de combustible de ces moteurs, on place parfois un mano-contact qui influence le circuit de protection du moteur.

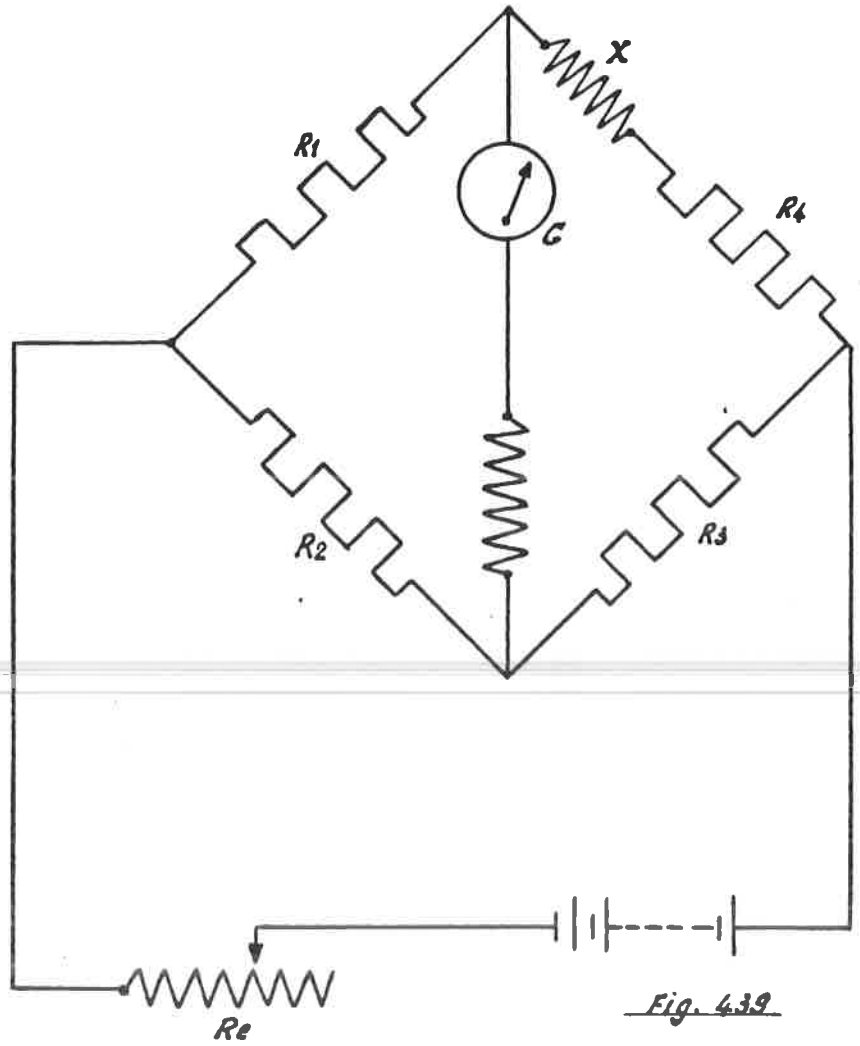


Fig. 439

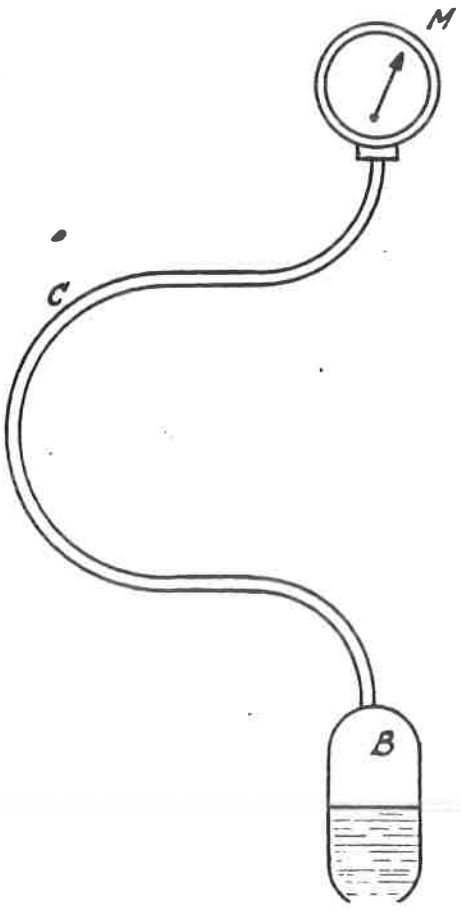


Fig. 440

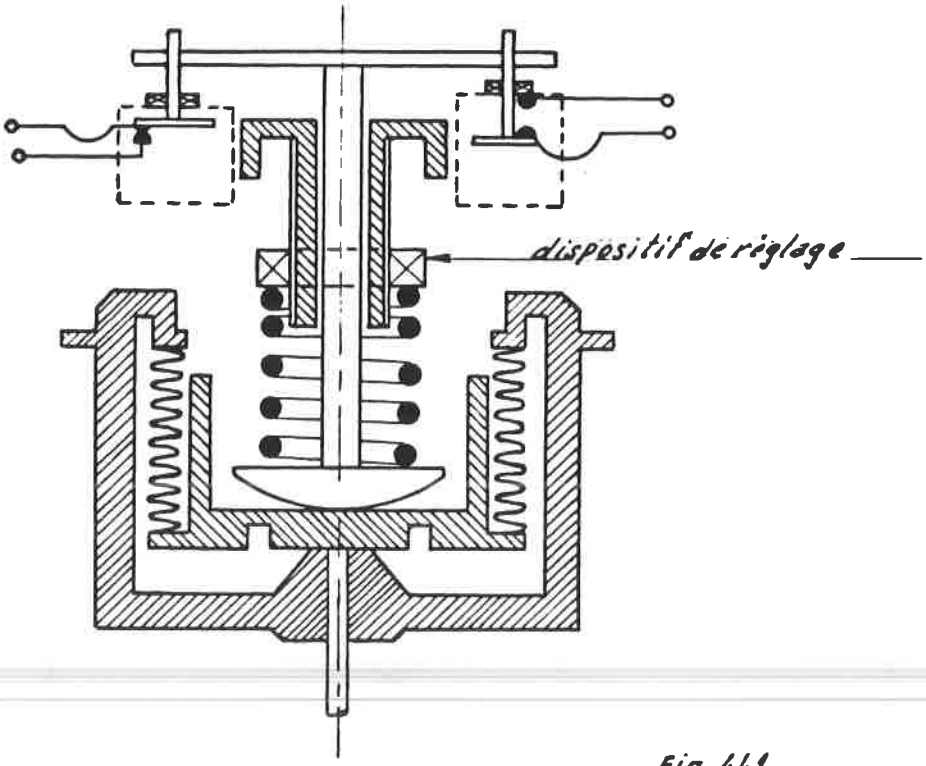
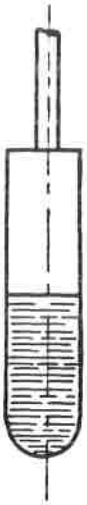


Fig. 441

Principe du relais thermostatique SMITS



Relais thermostatique SAUTER

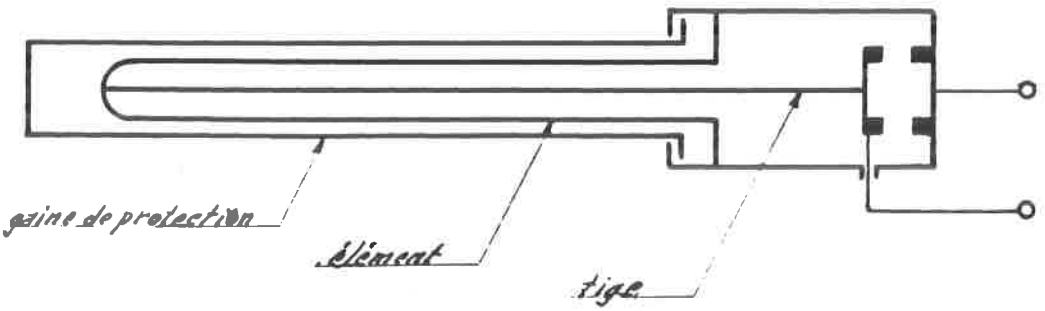


Fig. 442

Relais thermostatique GECO

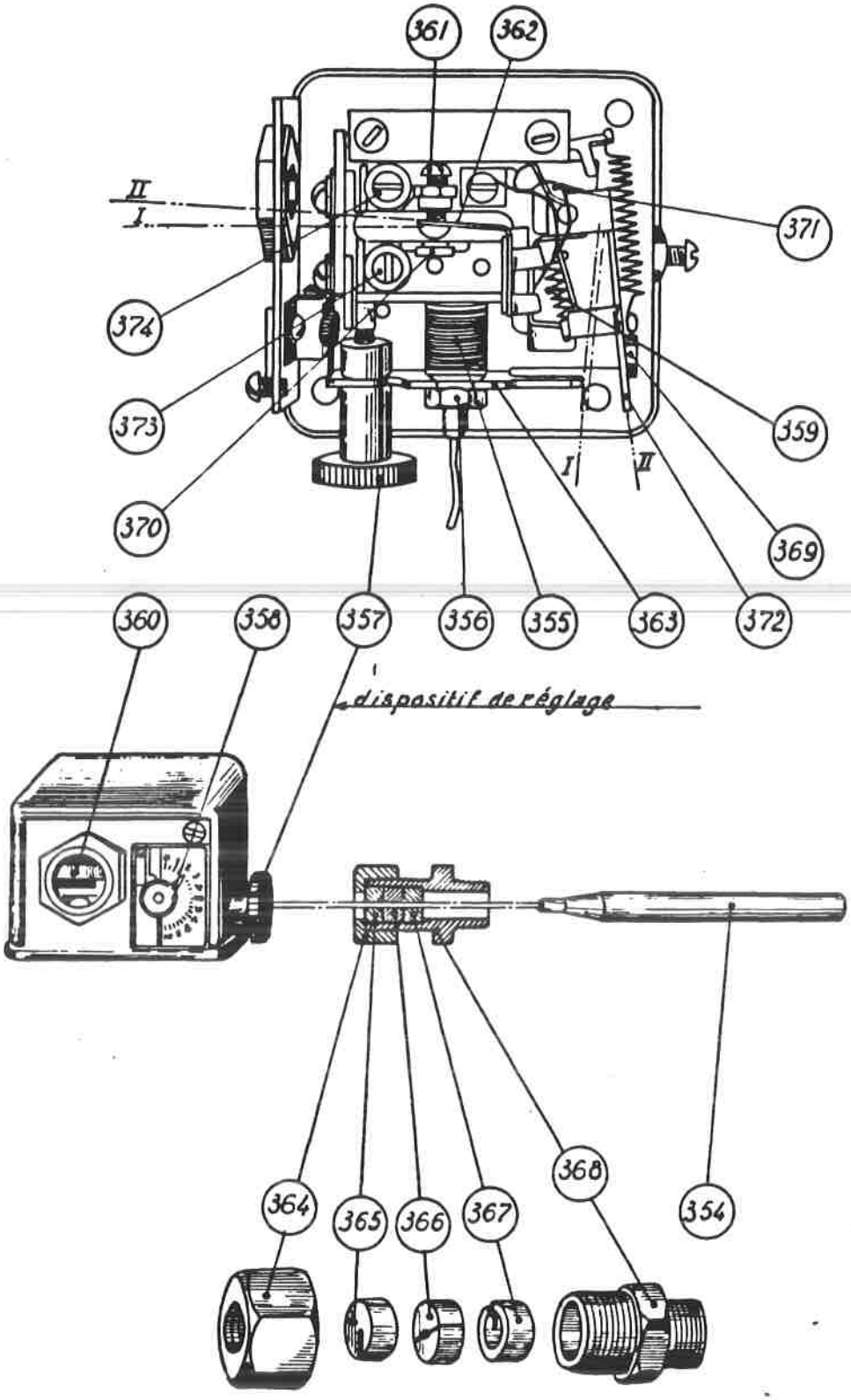
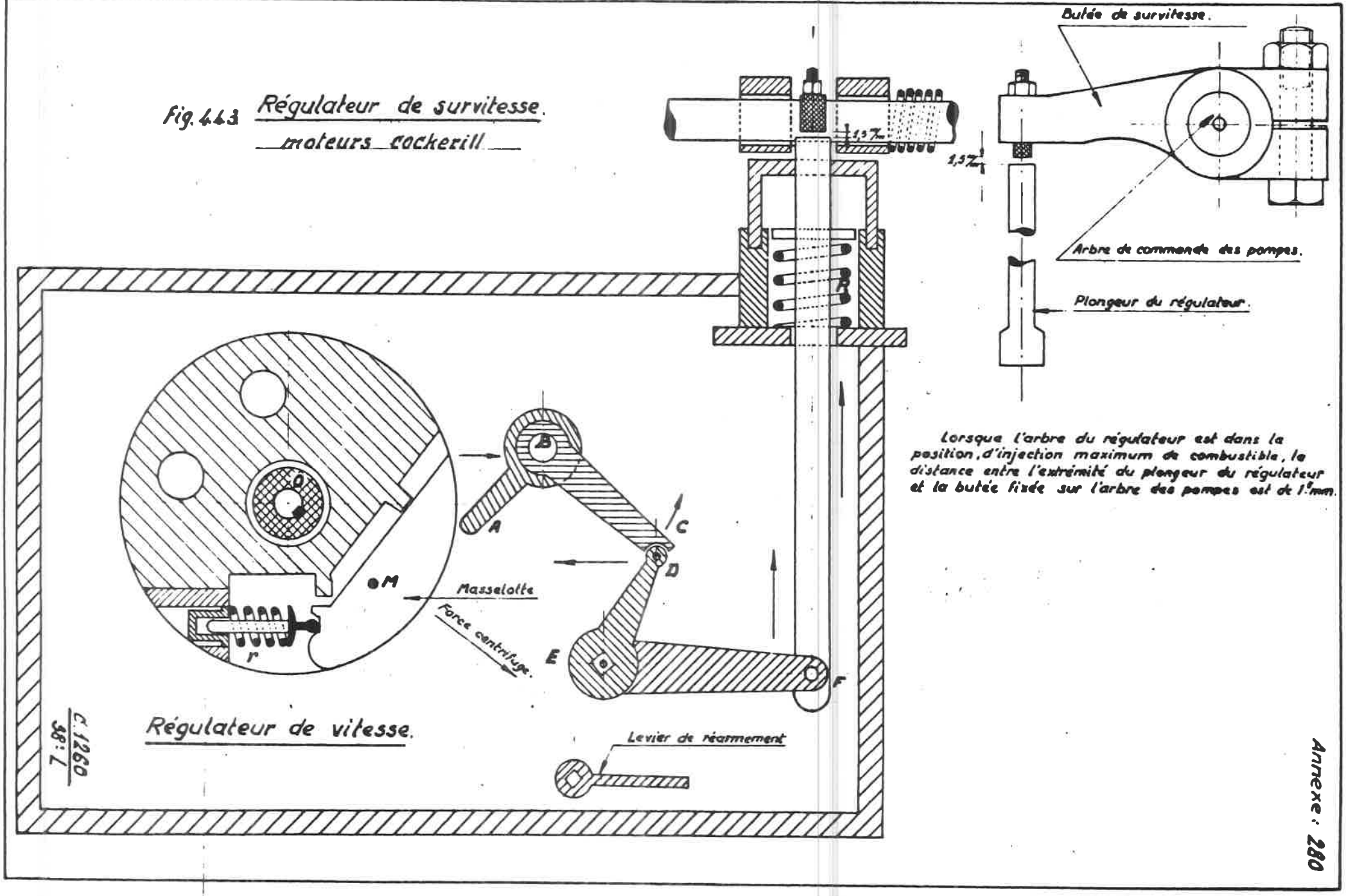


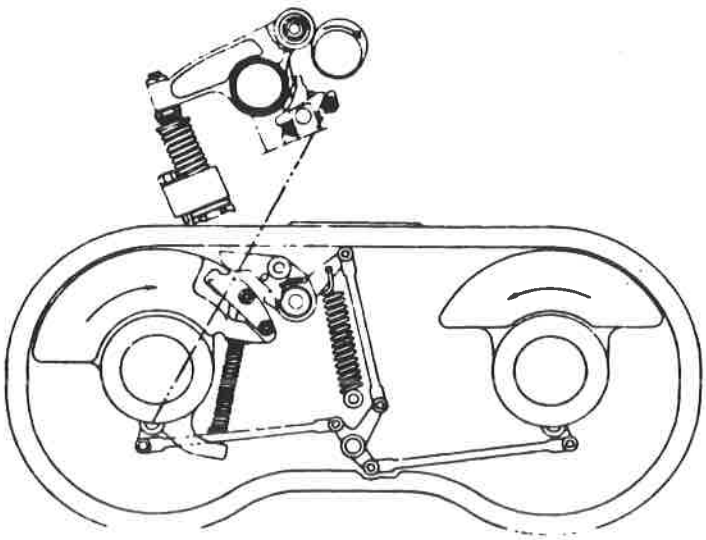
Fig. 441 bis

C.1260
38: L

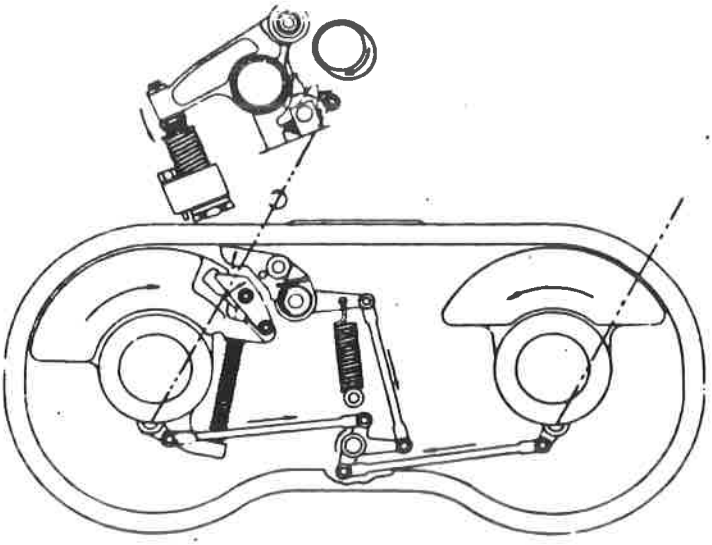
Fig. 443 Régulateur de survitesse. moteurs Cockerill



Régulateur de survitesse moteurs GMC



Position enclenchée.



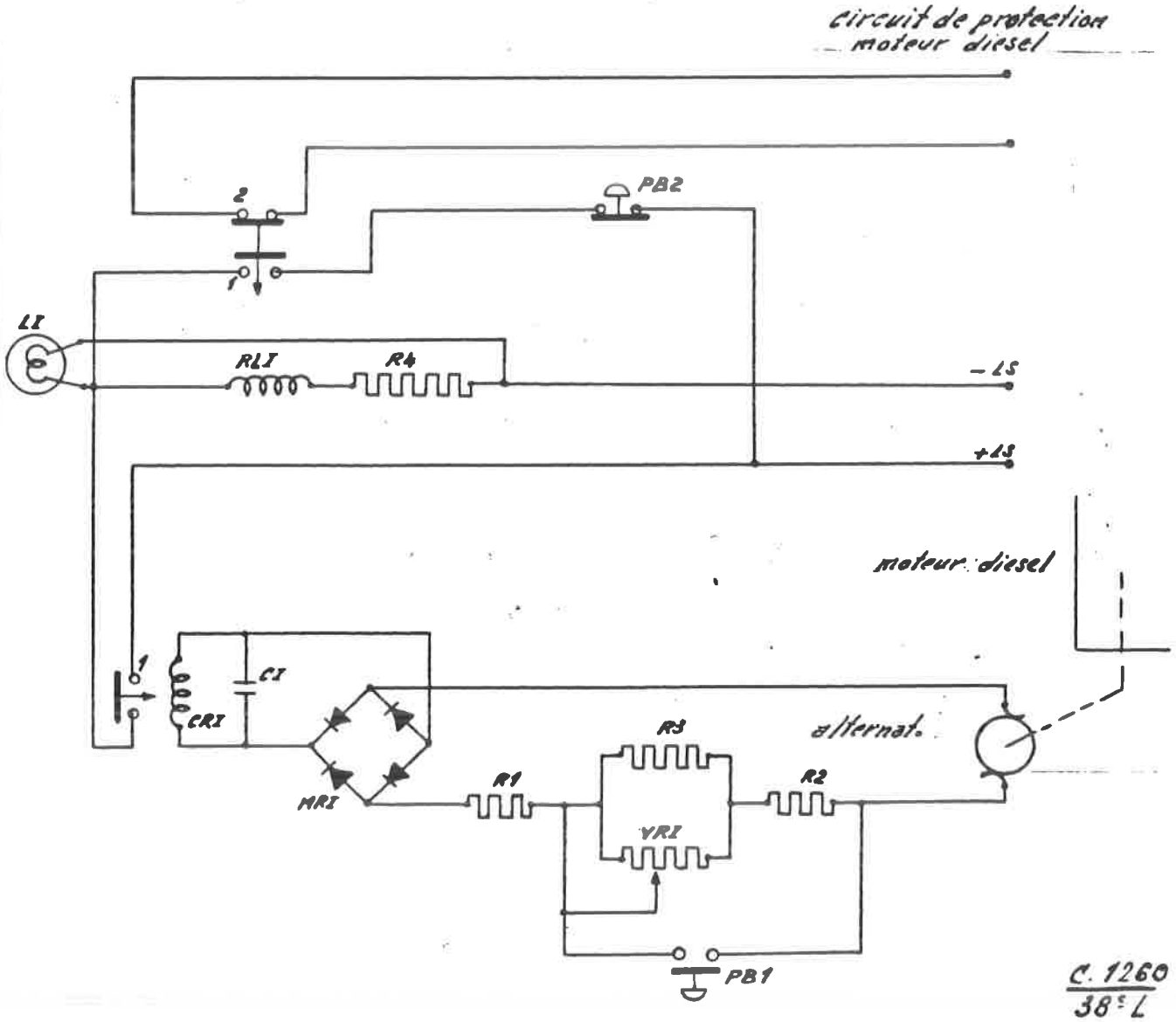
Position déclenchée.

Fig. 444

Dispositif de survitesse SMITHS avec alternateur
et relais calibré AR L 602-3-8-20-30-HL dk L 222

RL I (1) = contact de verrouillage de RL 1
RL I (2) = contact de controle dans circuit de protection
PB 2 : bouton poussoir de déverrouillage
PB 1 : bouton poussoir d'essai vitesse réduite
LS : circuit basse tension 12 ou 24 V.

Fig 445.



C. 1260
38 S L

Suite CHAPITRE VII - Cabines et dispositifs de conduite.

X. Etude de quelques dispositifs de protection "type".

136. - Il est impossible d'étudier en détail tous les dispositifs de protection existant sur les engins diesel de la SNCB.

Nous nous limiterons à 5 dispositifs-type, desquels on peut déduire pratiquement les principes de toutes les autres dispositifs.

1. Protection au moyen d'une électrovalve à air et à combustible

137. Principe (fig. 446).

Les appareils de protection du moteur et de la transmission contrôlent, au moyen d'électrovalves, l'arrivée de combustible au moteur (électrovalve EVG) et l'alimentation en air comprimé des servo-moteurs à combustible et de traction (électrovalve 67).

Cette installation est réalisée en mettant en série, dans le circuit d'alimentation des deux électrovalves branchées en parallele, les contacts de tous les appareils de protection et du relais d'arrêt éventuel (avec bouton-poussoir d'alimentation).

Il faut que les 2 électrovalves soient alimentées pour que le moteur et la transmission puissent fonctionner.

Application: les dispositifs réalisés suivant ce principe existent sur les autorails t. 602-603-608-620-630 et des locomotives diesel de manoeuvres t. 232-252-271-272-222 (tous les engins equipés d'un moteur "CARELS-SEM".

2. Protection au moyen d'un relais de protection central (fig. 447).

Principe.

138. a) Le moteur diesel est arrêté par l'alimentation, au moyen d'une électrovalve, d'un servo-moteur qui ramène à zéro les pompes d'injection.

b) La transmission est éliminée par la coupure, au moyen d'un relais, des circuits électriques alimentant ses appareils de commande électro-magnétiques ou électro-pneumatiques.

Le circuit d'alimentation commun du servo-moteur d'arrêt et du relais de coupure de la transmission est fermé par un relais de protection central. Celui-ci est alimenté dès qu'un des contacts en parallèle des appareils de protection du moteur et de la transmission se ferme.

Application: ce système est réalisé sur les autorails t. 604-605.

3. Protection par un dispositif d'arrêt alimenté par la pompe d'alimentation en combustible.

Principe.

139. La tringle de réglage des crémaillères des pompes d'injection peut être ramenée directement dans sa position débit nul par:

a) le régulateur de survitesse lorsque la vitesse de rotation maximale est dépassée;
b) un servo-moteur hydraulique dès que celui-ci est vidé par l'intervention d'une électrovalve hydraulique SDV. Le servo-moteur est alimenté par la pompe à combustible.

Les contacts des appareils de protection sont placés en série dans le circuit d'alimentation de SDV. Si un de ces contacts s'ouvre, le dispositif d'arrêt fonctionne.

L'électrovalve ou le relais pour la coupure de la traction est raccordé en parallèle avec SDV.

Application: la fig. 448 représente le dispositif de protection des moteurs Cockerill des locomotives t. 201 et t. 200, 211, 253.

4. Protection par armoire Teddington.

Principe (fig. 449).

140. L'armoire Teddington alimente 2 électrovalves, une pour l'arrêt du moteur et une pour ramener le moteur au ralenti.

Le fonctionnement normal du moteur exige l'alimentation des deux électrovalves. La coupure de l'électrovalve d'arrêt ou de ralenti fait, automatiquement et respectivement, arrêter ou revenir au ralenti le moteur.

141. L'armoire Teddington comprend 5 relais:

- relais RL 1: alimenté par un régulateur de survitesse avec micro-switch lorsque la vitesse de rotation maximale est dépassée
- relais RL 2: alimenté lorsque le niveau d'eau dans le vase d'expansion descend au-dessous d'un certain minimum

- relais RL 3: alimenté par le contact pression d'huile quand la pression d'huile est normale
- relais RL 4: alimenté lorsque la température de l'eau de refroidissement atteint 95° C;
- relais RL 5: est un relais d'alarme qui coupe le circuit d'un appareil témoin tant que l'électrovalve de ralenti est alimentée.

Les contacts de ces 5 relais sont raccordés de telle façon que les deux électrovalves (arrêt et ralenti) soient alimentées dans les circonstances normales de fonctionnement du moteur.

Les boutons-poussoirs PB3 et PB4, en série avec les contacts des différents relais, permettent d'arrêter le moteur.

Les relais de survitesse, niveau d'eau et pression d'huile coupent l'alimentation de l'électrovalve d'arrêt et de ce fait arrêtent le moteur et coupent la traction.

Le relais de température RL 4 coupe aussi la traction et ramène le moteur au ralenti.

Une lampe témoin, alimentée par un thermo-contact réglé à 85° C, s'allume dès que la température de l'eau atteint cette valeur anormale.

L'intervention du relais de température RL 4 est indiquée par une lampe témoin PL 2 et l'intervention du relais pression d'huile RL 3 par la lampe PL 3.

Le bouton-poussoir PB2 permet de ponter le contact pression d'huile pendant le lancement du moteur.

Un des contacts du relais de pression d'huile empêche le lancement du moteur tant que la pression d'huile est normale (le moteur tourne déjà à une certaine vitesse).

142. Certains engins, sont équipés d'horloges qui totalisent séparément le nombre d'heures de fonctionnement du moteur et du véhicule.

143. Le dispositif d'alarme fonctionne dès que le niveau de gasoil dans les réservoirs à combustible dépasse un d'un certain maximum. Pour éviter que ce dispositif fonctionne après le remplissage des réservoirs, le contact du niveau de gasoil est isolé par des contacts montés sur les volets de l'installation de remplissage.

Une lampe témoin s'allume quand la pression d'huile dans l'inverseur est insuffisante. Un bouton-poussoir PB5 permet de vérifier l'isolement de l'installation électrique par rapport à la masse de l'engin.

Application: ce système est à la base des dispositifs réalisés sur les locomotives diesel de manoeuvres t. 250-270-262.-273

5. Protection par le régulateur hydraulique - Soupape de survitesse de la transmission hydraulique Voith.

144. Reportons-nous à la fig. 434 de la 37e leçon décrivant le dispositif de conduite pneumatique des locomotives de manoeuvres t. 260. La transmission est protégée contre la survitesse par la soupape 30 de vitesse maximale.

Cette soupape provoque le freinage de l'engin, coupe la traction (l'interrupteur 39 réglé à 3,5 kg/cm2 coupe l'alimentation de l'électrovalve 41 et donc du servo-moteur 25 de la transmission) et remet le moteur au ralenti (coupure de l'électrovalve 16 et de l'alimentation du servo-moteur à combustible).

La protection du moteur diesel contre manque de pression d'huile ... est réalisée par le régulateur hydraulique.

Un relais à pression d'huile est prévu sur la pompe de prégraissage pour empêcher le lancement du moteur tant que la pression de prégraissage est insuffisante.

La protection du moteur contre une surchauffe se fait grâce à un thermo-contact qui coupe l'électro-aimant d'arrêt monté sur le régulateur.

En même temps que le moteur s'arrête, une pompe à eau électrique est mise en service pour maintenir une circulation d'eau avec moteur arrêté.

Le principe de cette installation, représenté à la fig. 450, est appliquée aux locomotives t. 260.

Remarque: La soupape de survitesse "Voith".

145. La soupape de survitesse "Voith" (n° 30) équipe toutes les ... locomotives avec transmission hydraulique "Voith".

Cette soupape de survitesse est représentée à la fig. 451. Dès que la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de la transmission dépasse une certaine valeur, la soupape "194" met à l'atmosphère la conduite du frein automatique. Cette liaison est interrompue tant que la soupape 194 est en position d'équilibre (position représentée à la fig.) Cette position d'équilibre dépend:

- de la tension du ressort 201;
- de la pression règnant dans la chambre 198 (alimentée par la conduite du frein automatique au travers d'un orifice calibré;

- la pression règnant sur la face supérieure de la soupape.

L'équilibre est rompu quand la pression dans la chambre 198 tombe brusquement par suite de l'ouverture de la soupappe 193.

La soupape 193 relie la chambre 198 à l'atmosphère quand la tige de commande C est tirée vers l'arrière par le levier B (jeu A). Ce mouvement se produit quand la vitesse de l'arbre de sortie de la transmission dépasse sa valeur maximale. Le levier B est en effet commandé par un régulateur centrifuge qui commande aussi le tiroir de distribution d'huile dans la transmission.

Un verrouillage "220-218" maintient la soupape de survitesse après son intervention. Le déverrouillage n'est possible qu'après dévissage du capuchon plombé 219).

XI. Le dispositif de veille automatique.

146. Comme on l'a déjà dit, le dispositif de veille automatique a pour but de couper la traction et de freiner l'engin dès que le conducteur est dans l'impossibilité physique de conduire.

Exception faite pour les autorails t. 553 et 554 et pour certaines locomotives diesel de manoeuvre, le système avec "pédale équilibrée" [illegible] SNCB.

Pendant la marche de l'engin, si le conducteur veut éviter le fonctionnement du dispositif de veille, il doit:

- maintenir au pied la pédale dans une position d'équilibre;
- par suite de la présence d'un relais temporisé, enfoncer complètement cette pédale au moins une fois par minute.

Si la pédale est lâchée ou si elle reste en position d'équilibre plus d'une minute, le dispositif de veille fonctionne après un délai de 6".

147. Le dispositif réalisé sur les autorails t. 603 est représenté à la fig. 452. Il comprend essentiellement

- le relais temporisé RTVA alimenté via les contacts correspondant de la pédale de la cabine de conduite occupée;
- L'électrovalve inverse EV-VA alimentée via les contacts 3-4 du relais temporisé et le contact 3 de la pédale en position d'équilibre.

60" après le placement de la pédale en position d'équilibre, le relais temporisé RTVA déclenche; les contacts 3-4 sont coupés et les contacts 1-2 fermés, ce qui actionne les appareils témoins.

La coupure de l'électrovalve EVVA fait appliquer le frein du véhicule avec un retard d'environ 6". Ce délai est dû à un limiteur de temps pneumatique placé sur la conduite d'air.

Le fonctionnement intempestif du dispositif de veille ne peut donc être évité qu'en enfonçant au moins 1 fois par minute la pédale (position 3) et en la replaçant immédiatement après en position d'équilibre (position 2).

Remarque: les annexes 293 à 297 donnent un aperçu des dispositifs de protection utilisés sur les engins diesel de la SNCB.

E. Les dispositifs utilisés sur les engins diesel pour lancer le moteur diesel.

I. Conditions à remplir pour lancer le moteur diesel.

148. Il est nécessaire d'équiper chaque engin d'un dispositif permettant de lancer le moteur diesel dans les conditions déjà exposées dans le cours 1213.

De ces conditions on peut déduire aussi les caractéristiques générales que devront présenter les dispositifs de lancement.

149. Ces conditions sont:

1. Le moteur diesel doit être en bon état.

Si cette condition essentielle n'est pas réalisée:

- ; on n'obtient pas, à la fin de la compression, une quantité d'air nécessaire et une température suffisamment élevée pour enflammer spontanément le combustible;
- ; certaines sécurités du moteur peuvent empêcher le lancement.

2. Une quantité de combustible injecté suffisante.

- Les conduites à combustible doivent être parfaitement desaérées.

L'air est, en effet, tellement compressible que, s'il y a la moindre présence d'air dans les conduites d'injection, le combustible n'est pas fourni au moteur. La pression sur l'aiguille des injecteurs est insuffisante pour la soulever.

- Le servo-moteur à combustible doit permettre un débit suffisant pour lancer le moteur.

3. Le réglage correct de l'avance à l'injection.

- Une trop grande avance à l'injection rend le lancement d'un moteur diesel difficile, sinon impossible.

4. Prégraissage suffisant des moteurs à prégraissage obligatoire et équipés d'un pressostat à pression d'huile. Celui-ci empêche la commande du dispositif de lancement aussi longtemps que la pression minimale de prégraissage n'est pas atteinte.

5. Préchauffage suffisant des moteurs à préchauffage obligatoire et en particulier ceux équipés d'un élément thermostatique qui empêche le lancement tant que la température minimale prescrite n'est pas atteinte.

6. La charge (transmission) du moteur doit être coupée.

7. Le dispositif de lancement doit permettre d'entraîner le moteur diesel à une vitesse supérieure à sa vitesse d'allumage.

C'est la condition principale pour le lancement du moteur.

II. Méthode de lancement.

150. Il existe deux méthodes de lancement:

1° La méthode électrique.

Le moteur diesel est amené à sa vitesse de lancement au moyen d'un moteur électrique alimenté par la batterie de l'engin.

Il faut distinguer 2 systèmes:

a) le système avec moteur de lancement particulier appliqué sur les engins de puissance limitée et non équipés d'une transmission électrique;

b) Le système, appliqué uniquement sur les engins diesel-électriques, qui consiste à utiliser la génératrice accouplée directement au moteur diesel. Celle-ci fonctionne, pour le lancement, en moteur électrique.

151. 2. La méthode pneumatique.

On envoie de l'air comprimé (30 kg/cm2) dans les différents cylindres du moteur, en suivant l'ordre de combustion.

Le moteur diesel tourne alors comme un moteur à air comprimé

III. Le lancement du moteur diesel par la génératrice principale de la transmission électrique.

Ce système est appliqué sur toutes les locomotives diesel électriques de la SNCB.

1. Systèmes.

152. Il faut distinguer 2 systèmes:

a) La génératrice principale est équipée d'un enroulement d'excitation série spécial pour le lancement.

La préférence est généralement donnée à ce système, à cause du très grand couple de démarrage.

... les moteurs diesel lourds, exigent lors du lancement une intensité très élevée (1200 à 1400 A). Les batteries doivent donc pouvoir supporter des intensités très élevées et avoir une résistance interne très faible.

Les enroulements de lancement peuvent être répartis sur tous les pôles principaux ou sur la moitié de ces pôles seulement (hlde t. 270).

153. b) La génératrice principale n'est pas équipée d'un enroulement de lancement spécial. Elle travaille ... en moteur shunt par l'alimentation de son enroulement shunt ou indépendant.

Ce système, qui n'est appliqué ... que sur les génératrices à encombrement limité (limitation du nombre d'enroulements), présente l'inconvénient que les intensités dans les enroulements d'induit et d'excitation n'atteignent pas leur valeur maximale en même temps. Ceci est dû à leur constante de temps différente (2 à 3 sec. de retard dans l'excitation par rapport à l'induit). Pendant les premières

secondes, le flux magnétique reste limité et donc aussi la force électromotrice dans l'induit. Par conséquent, le courant de lancement est très important tandis que le couple n'atteint sa valeur maximale qu'après environ 3 secondes. Il s'ensuit un lancement moins énergique et une charge plus longue de la batterie.

On peut remédier à cet inconvénient en alimentant l'excitation 2 à 3 sec. avant l'induit (hlde t. 201).

2. Conditions générales.

154. Quel que soit le système employé, l'installation de lancement doit toujours satisfaire aux conditions générales suivantes:

a) Des verrouillages électriques doivent empêcher l'enclenchement des contacteurs de puissance (établissement de la traction) aussi longtemps que les contacteurs de lancement sont enclenchés. L'inverse est également vrai pour éviter que le circuit haute tension soit relié au circuit de la batterie ce qui pourrait provoquer des avaries graves.

b) Les appareils de sécurité du moteur, qui arrêtent automatiquement celui-ci, doivent être pontés pendant le lancement;

c) Des dispositifs particuliers doivent empêcher l'enclenchement du système de lancement quand le moteur tourne déjà.

Ces conditions générales, réalisées sur les engins de la SNCB, sont expliquées ci-après.

3. Réalisation.

155. a) Engins diesel à transmission EMD (t. 202-203-204-205 et 212).

Le schéma de principe de l'installation de lancement réalisée sur les locomotives t. 202, 203 et 204 est représenté à la fig. 453.

La génératrice, avec son enroulement série de lancement, est raccordée à la batterie par les contacts G S1 et G S2 du contacteur de lancement GS.

La bobine GS 1-2 de ce contacteur est alimentée, lors de l'enfoncement du bouton "Start" via un contact de l'interrupteur de verrouillage IS.

Ce dernier possède 2 positions "start" et "run".

La position "start" empêche l'établissement du circuit de puissance et la position "run" empêche l'enclenchement du contacteur GS.

Le schéma de l'installation de lancement des locomotives t. 205 et 212 est représenté à la fig. 454. Ici, le contacteur GS possède un 3e contact "GS 3" en série avec les contacteurs de puissance.

b) Engins diesel à transmission "Westinghouse" t. 200 et 210).

156. Le schéma électrique correspondant des locomotives t. 200 est représenté à la fig. 455.

La génératrice, avec son enroulement série de lancement, est raccordée à la batterie par les 2 contacteurs G1 et G2 à condition que:

- le bouton "Start" soit enfoncé;
- les contacts auxiliaires des contacteurs de puissance P1, P2 et P3 soient fermés (ce qui n'est le cas que lorsque ces contacteurs sont déclenchés);
- le contact de contrôle GF soit fermé ce qui indique que le contacteur GF pour l'alimentation de l'excitation de la génératrice principale est déclenché;
- le contact de pression d'huile soit déclenché (pas de pression d'huile = position dessinée);
- le niveau d'eau dans l'installation de refroidissement soit suffisante (contacteur NE).

157. L'installation de lancement des locomotives t. 210 est basée sur le même principe. Mais le bouton de lancement alimente un double circuit:

- le circuit de la pompe de prégraissage;
- le circuit du relais temporisé RT2 qui, après un certain temps, coupe la pompe de prégraissage et enclenche les contacteurs de lancement.

c) Les locomotives diesel de ligne t. 201.

158. Comme le montre le schéma de la fig. 457, les boutons de lancement placés dans les 2 cabines de conduite alimentent l'électrovalve d'amenée de combustible SDV, les contacteurs GF1 et GF2 qui relient à la batterie l'enroulement d'excitation indépendante de la génératrice et le contacteur GF qui coupe l'enroulement d'induit de l'excitatrice.

Le contacteur GF2 étant alimenté ferme son contact auxiliaire en série avec les contacteurs d'induit G1 et G2. Ceux-ci sont alimentés, et raccordent l'induit de la génératrice principale à la batterie, dès que le bouton BP3 est enfoncé. Le moteur de lancement développe alors son couple maximal.

Si la vitesse de rotation est insuffisante, elle peut être augmentée en appuyant sur le bouton BP 2 qui insère la résistance R dans l'enroulement d'excitation.

Le relais PT coupe automatiquement le dispositif de lancement dès que la tension aux bornes de la génératrice, après *lancement* du moteur diesel, atteint 76 volts. Ceci pour prévenir des dégradations de la batterie par surtensions.

-- Protection du moteur
(Système SEM - ARt. 602/603/630)

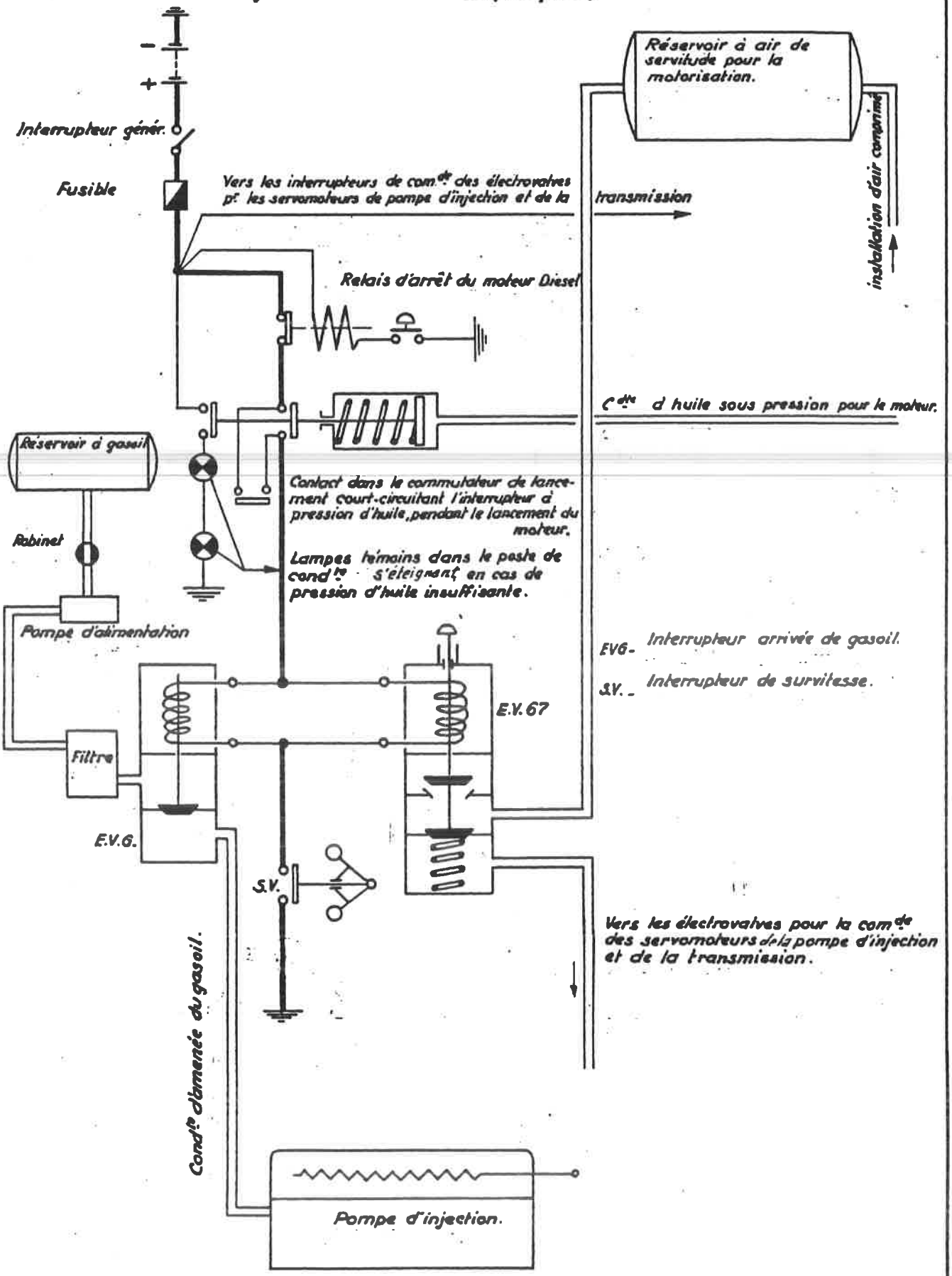
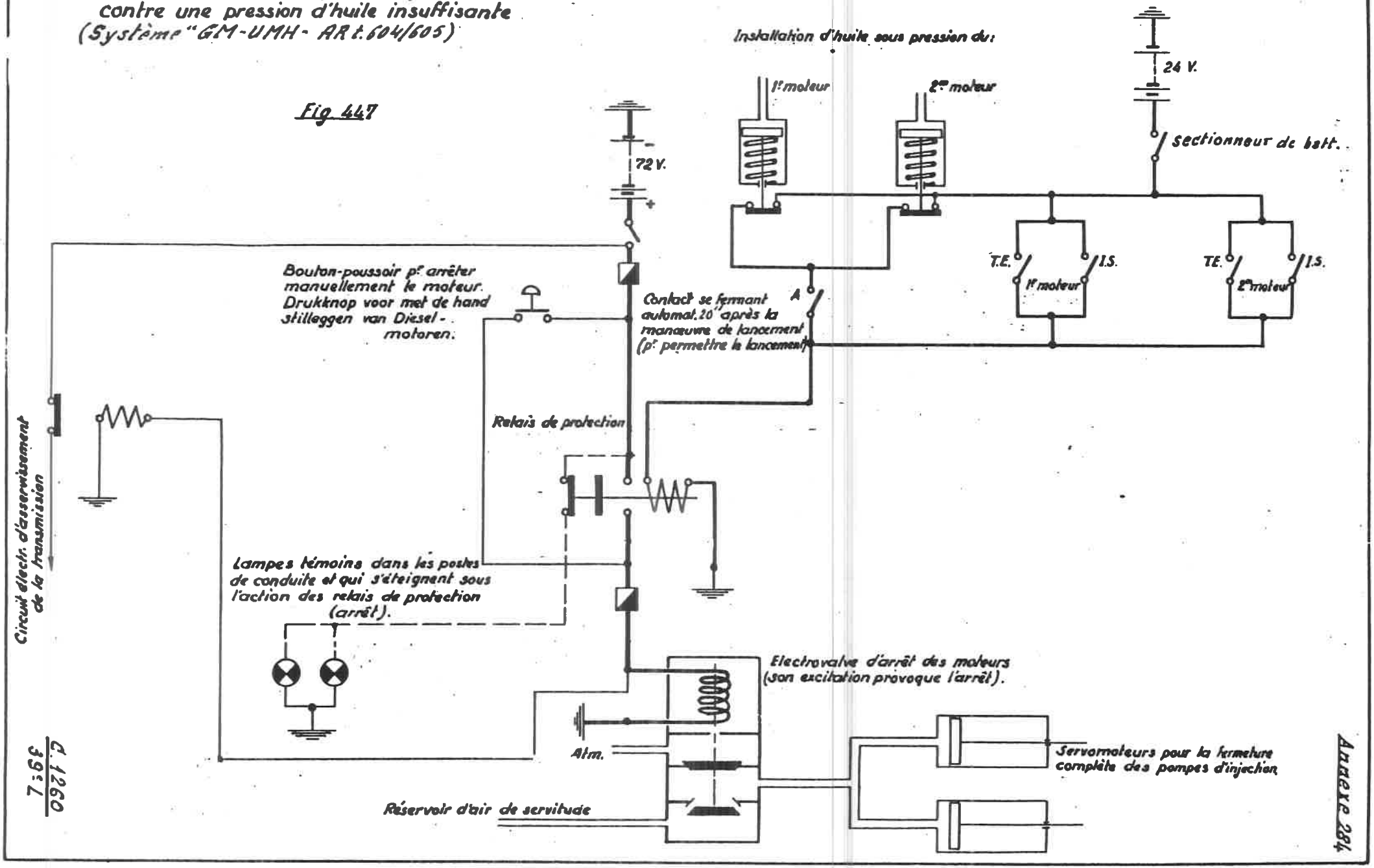


Fig. 446

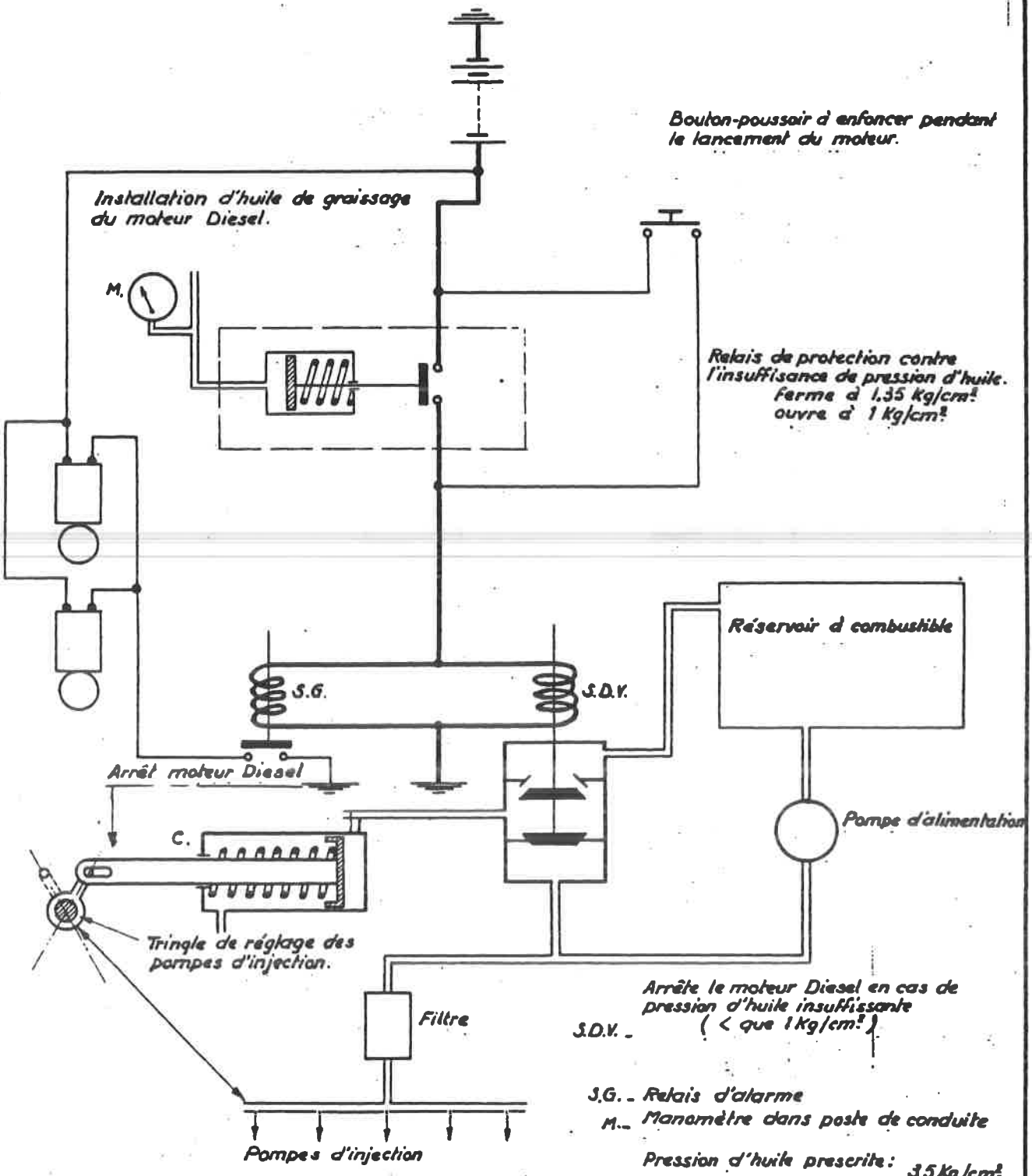
Dispositif U.M.H. - G.M. pour la protection des moteurs contre une pression d'huile insuffisante (Système "GM-UMH - AR t. 604/605)

Fig 447



C 1260 7:39

Annexe 284



Principe: . Aussi longtemps que la pression de combustible est insuffisante dans le cylindre C, la tringle de réglage des pompes d'injection reste en position 0.
. La pression du combustible ne s'établit pas, aussi longtemps qu'il n'y a pas de pression d'huile dans la conduite de graissage.

Dispositif Cockerill pour la protection du moteur contre un manque de pression d'huile. (appliqué sur les locomotives t. 201).

Fig 448

C.1260
39 L

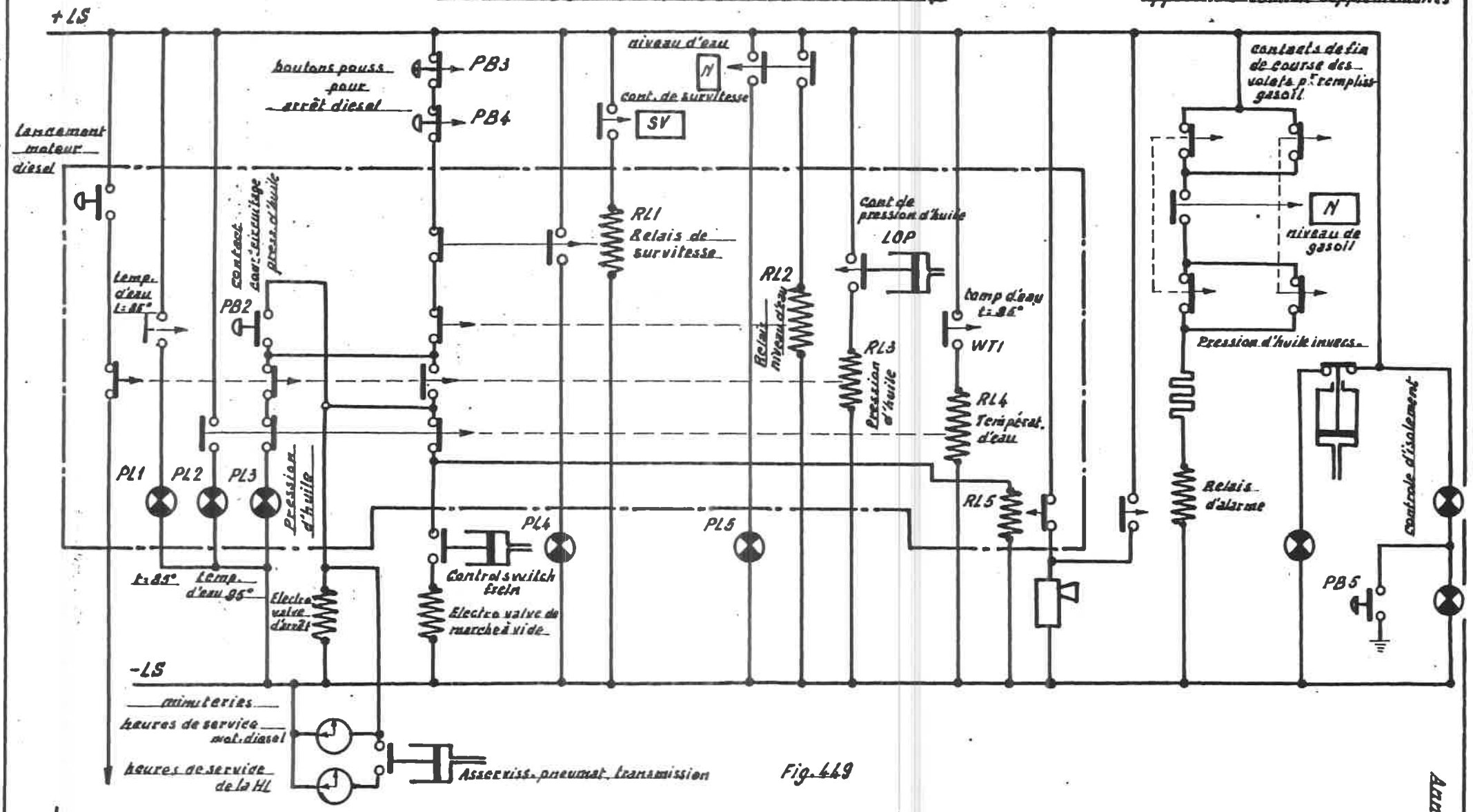


Fig. 449

(Le circuit a été dessiné pour le moteur à l'arrêt et le niveau d'eau suffisant)

Protection du moteur diesel des locomotives t. 260 contre surchauffe

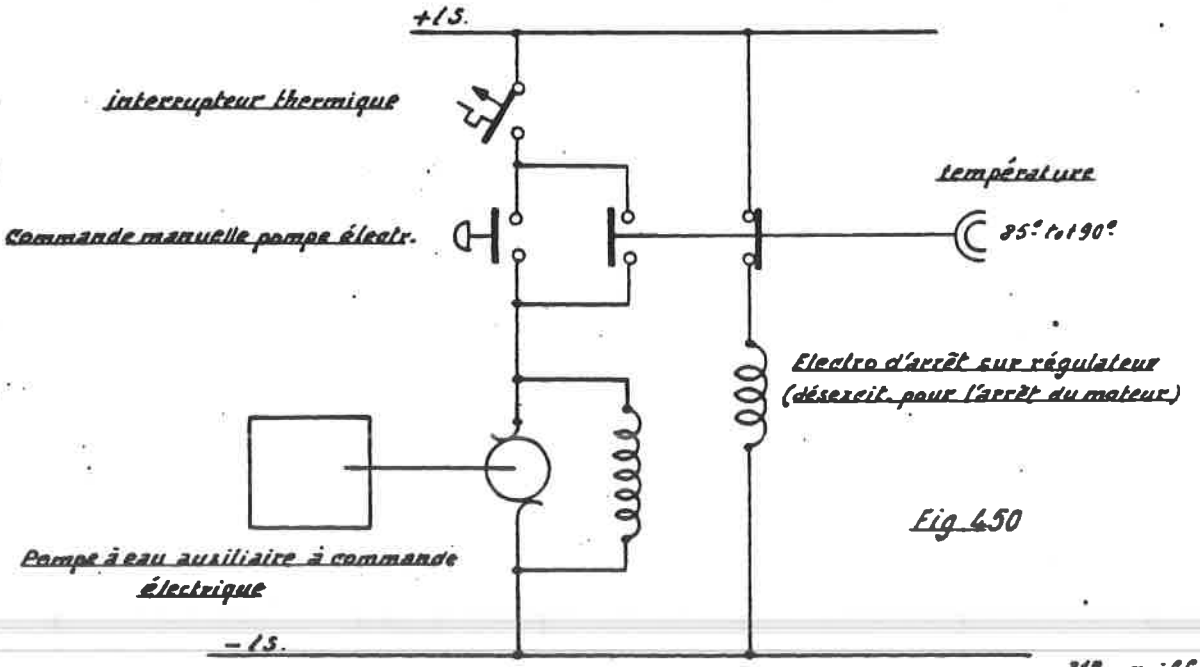


Fig 450

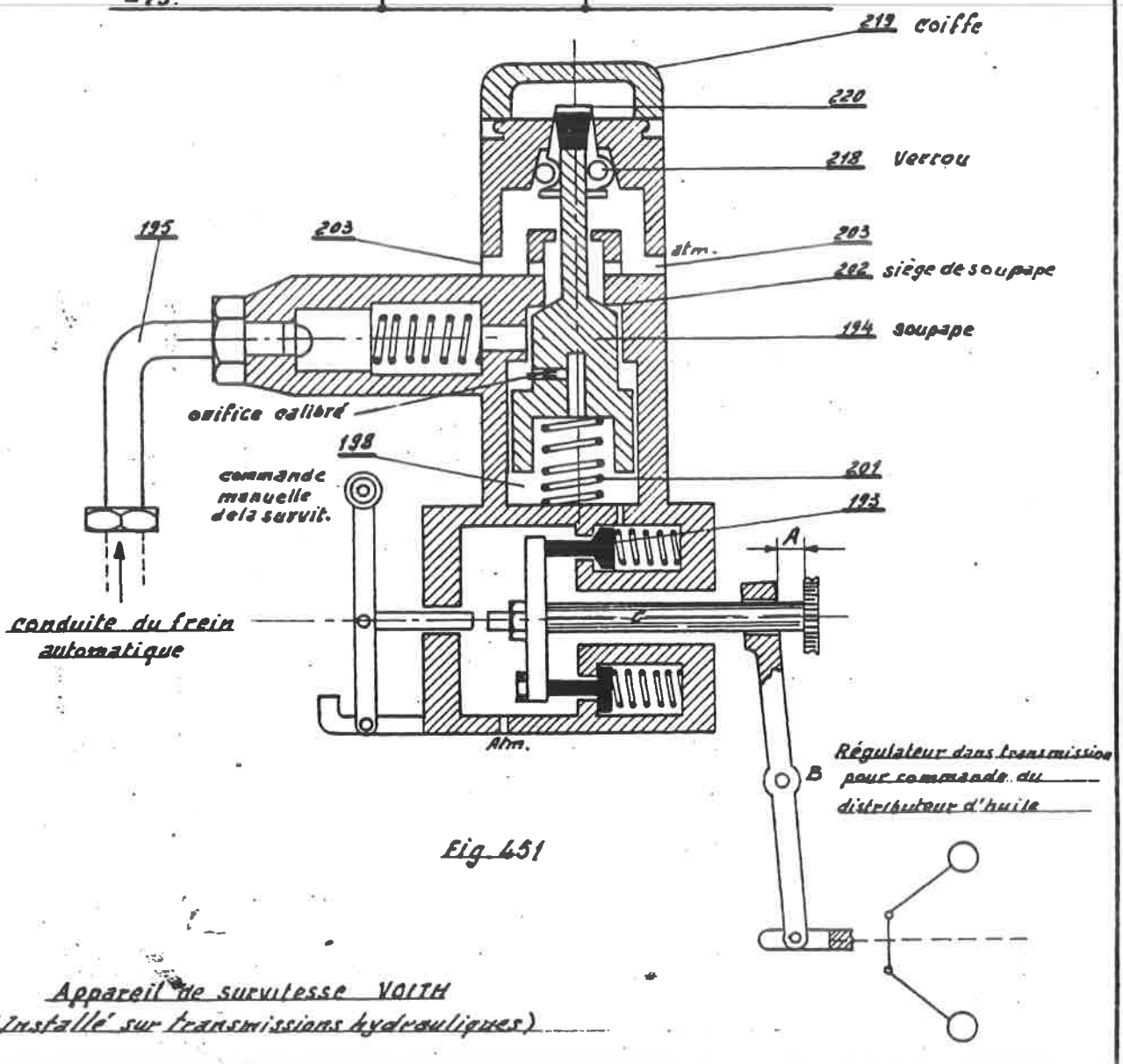
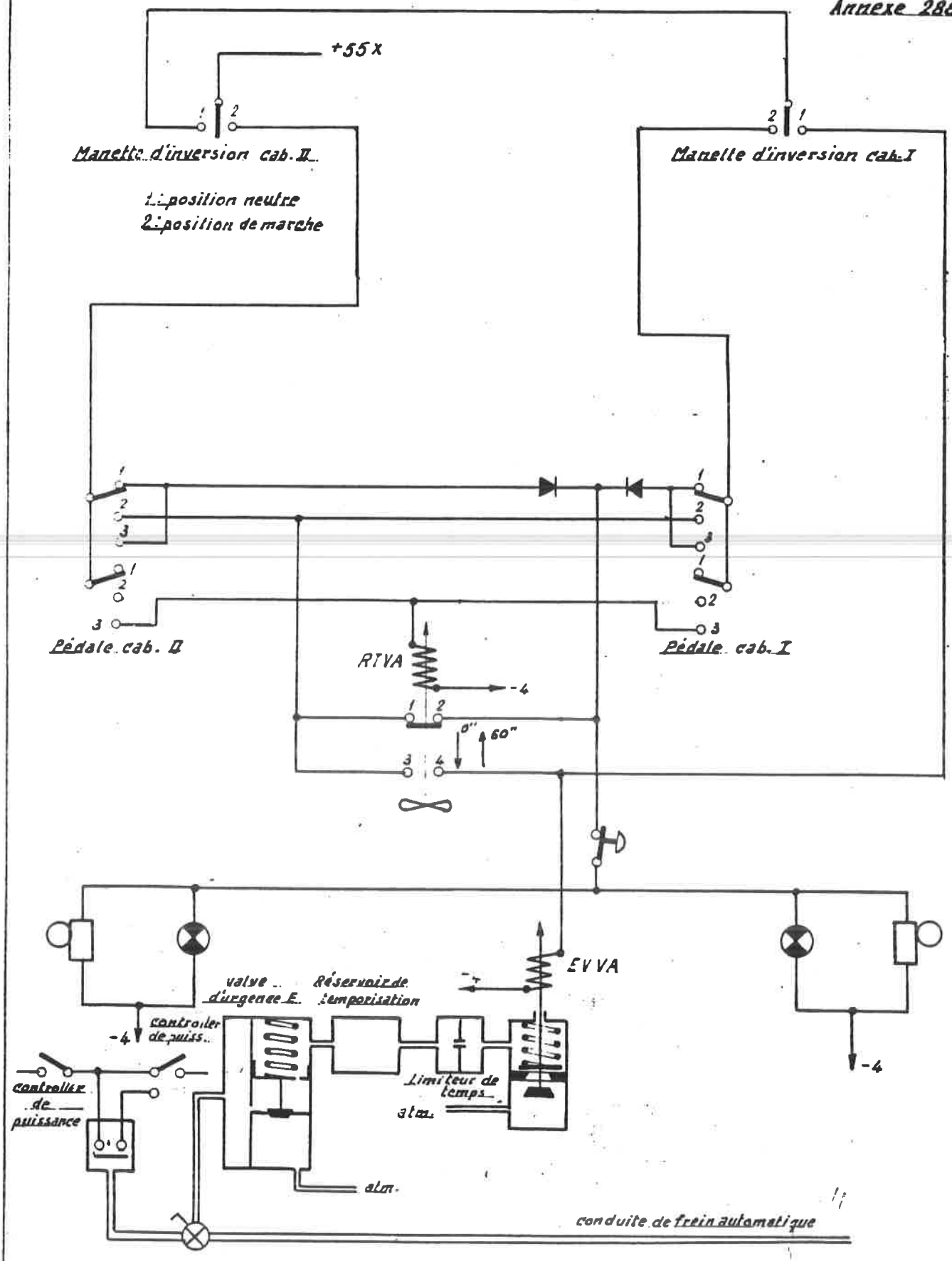


Fig 451

Appareil de survitesse VOITH
(Installé sur transmissions hydrauliques)



Dispositif de veille automatique, système à pédale équilibrée
(réalisé sur AR 1.602 - 603.)
Fig. 452

Circuit de lancement du moteur aux locomotives t. 202.-203-204.

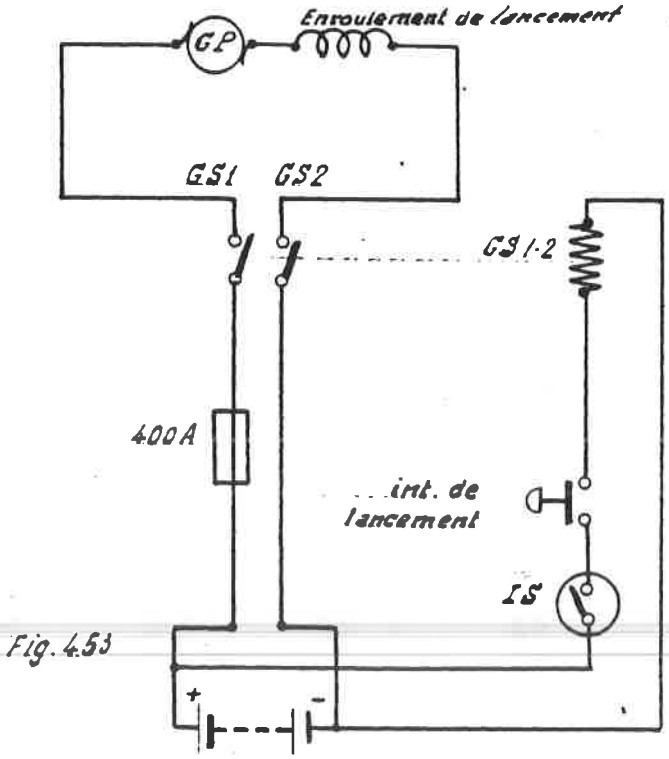
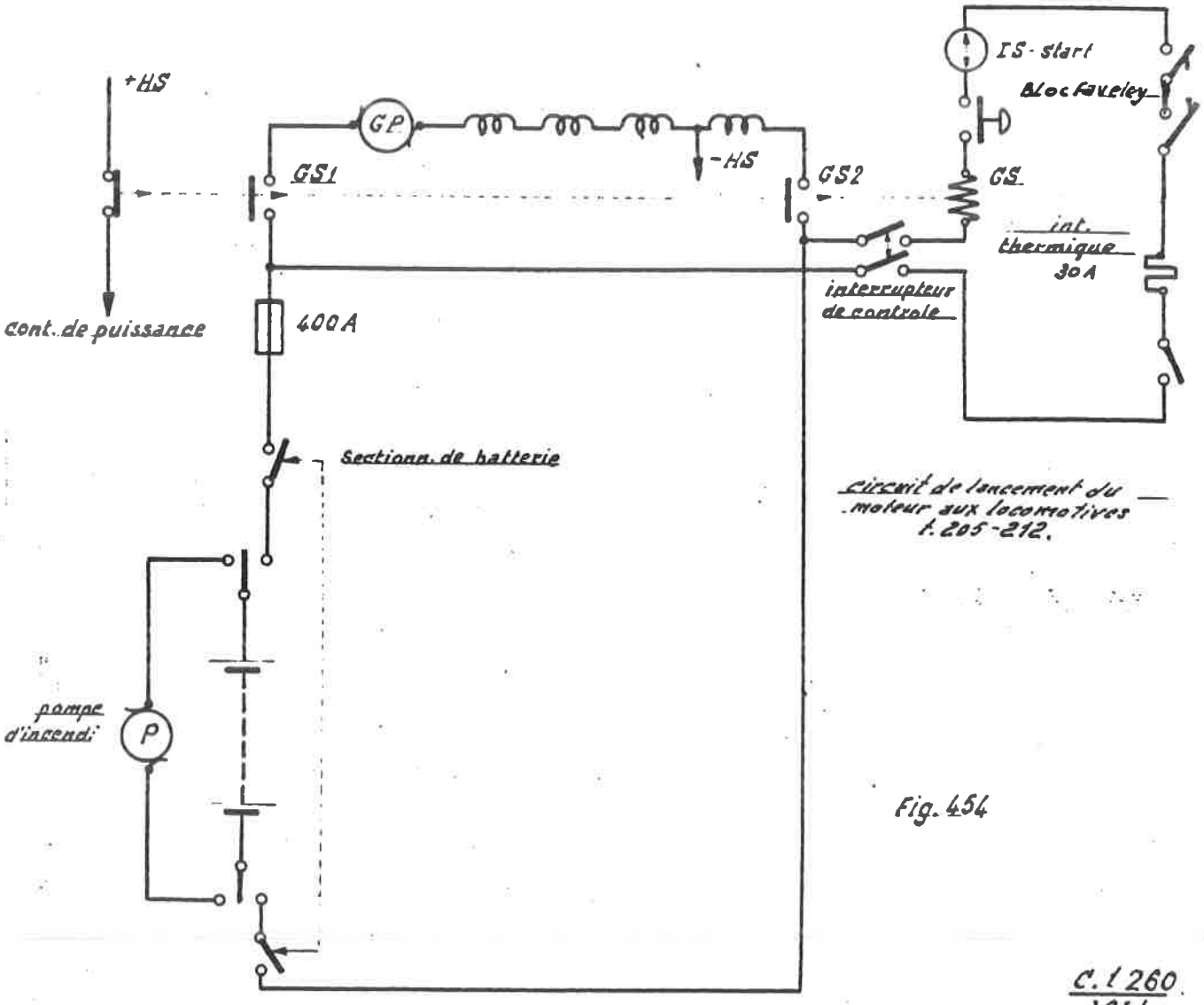


Fig. 453



Circuit de lancement du moteur aux locomotives t. 205-212.

Fig. 454

Circuit de lancement du moteur aux locomotives 1.200

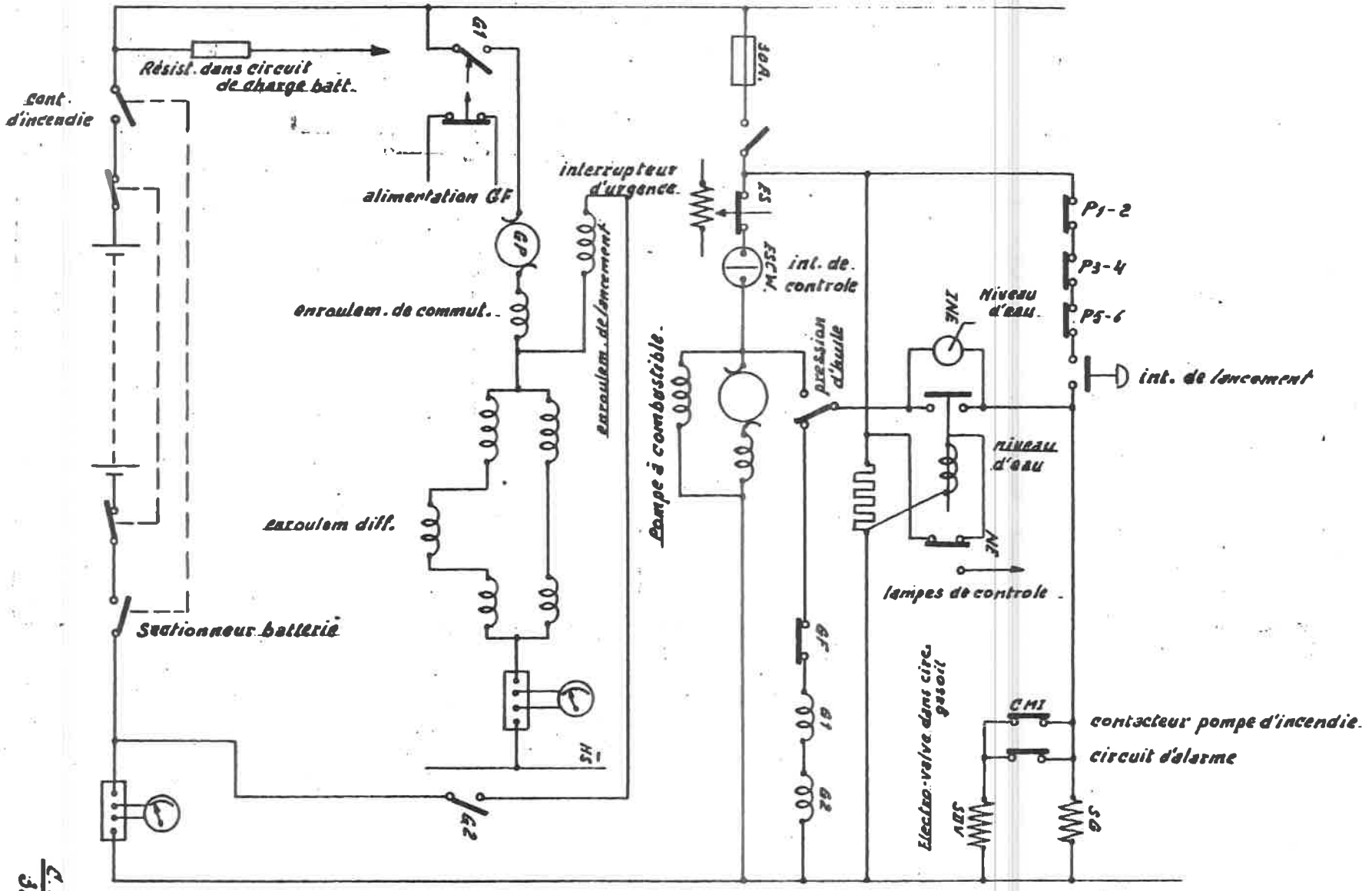
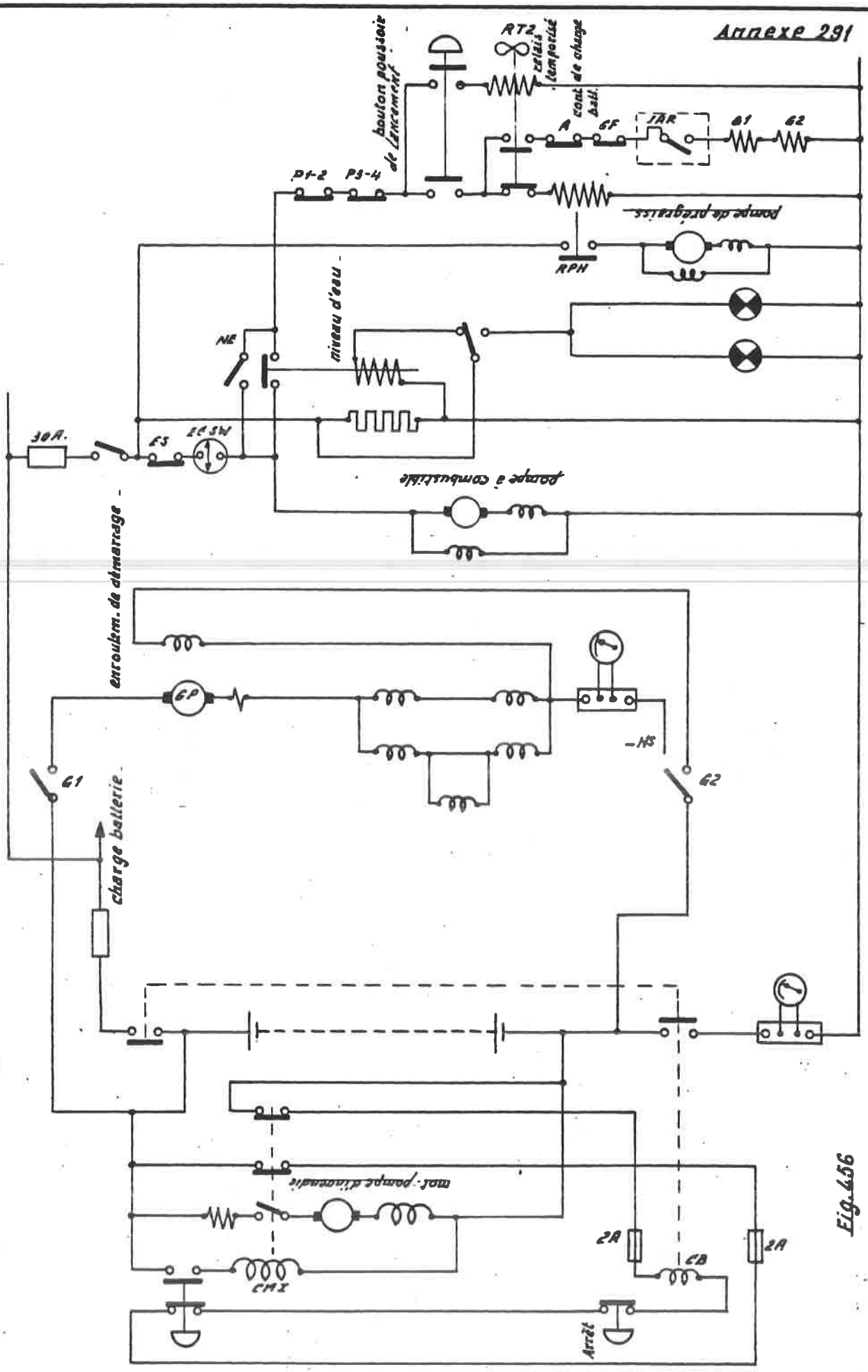


Fig. 455



Circuit de lancement du moteur aux locomotives t. 210.

Fig. 456

Circuit de lancement du moteur aux locomotives T. 201.

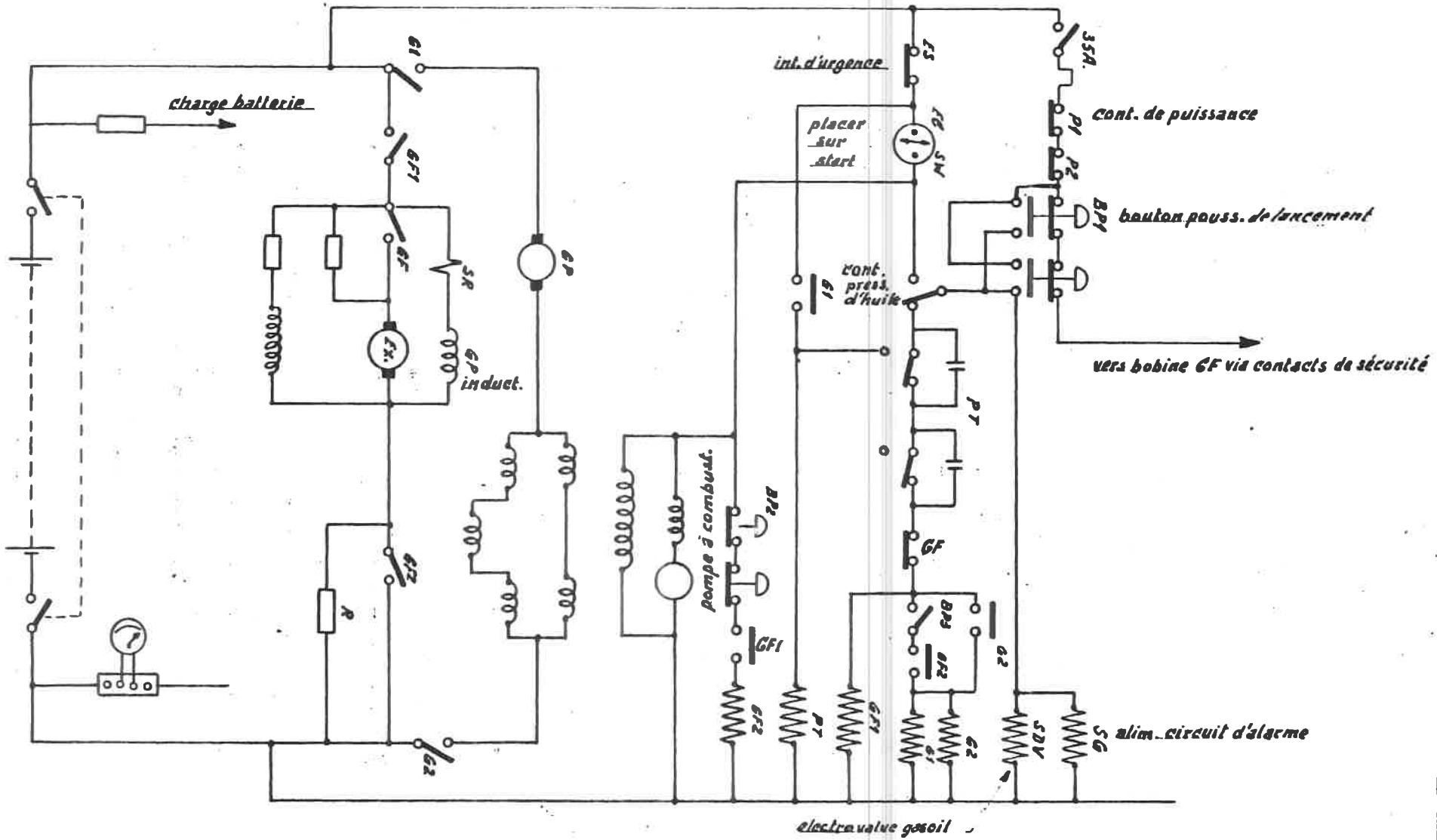


Fig. 457

PT = Relais d'inversion, qui coupe C1 et C2 si lors du lancement, la tension de la génératrice dépasse 76 V.

Annexe 292

C 1260
39:7

LOCOMOTIVES DE LIGNE AVEC MOTEUR COCKERILL

Annexe 293

CATEGORIE	CONTROLE ET PROTECTION	200	201	210	211
DISPOSITIF DE CONDUITE		Pneumatique avec cylindre d'arrêt commandé par la coupure de la pression du combustible		Dispositif d'arrêt est incorporé dans le régulateur "WOODWARD"	comme 200/201
REFROIDISSEMENT DU MOTEUR	Contrôle du niveau d'eau	Verre indicateur			
	Protection automatique contre niveau trop bas	Appareil Teddington avec résist. chauffée - Arrête le moteur - Coupe la traction - Appareil d'alarme - Lampe dans cabine de conduite		Appareil Teddington avec résist. chauffée - Arrête le moteur - Coupe la traction - Appareil d'alarme - Lampe dans cabine de conduite	Appareil Voith à flotteur Lampe : niveau < 680 mm Arrêt moteur Coupure traction Lampe } niveau < 650 mm
	Contrôle température	Thermomètre dans cabine de conduite Possibilité de placer un thermomètre à mercure sur le moteur	Thermomètre (alcool) sur moteur		
	Protection automatique contre surchauffe	Relais thermostatique pour coupure traction - Moteur au ralenti - Signal d'alarme - Lampe témoin dans cabine de conduite			1) : 80 à 90° : lampe témoin dans cab. decond. alimenté par relais thermostatique - coupure traction. 2) : > 90° mot. au ralenti - sign d'alarme - lampe témoin
	Contrôle temp. minimum	—	—	—	—
	Contrôle pression d'eau	Manomètre dans salle des machines	—	—	—
GRAISSAGE DU MOTEUR	Contrôle pression d'huile	Manomètre dans salle des machines	Manomètre dans cabines de conduite	Manomètre dans salle des machines	
	Protection automatique manque de pression	Pression < 1 kg/cm² : arrêt moteur : coupure traction : alarme : lampe Pression < 1,25 kg/cm² : lampe témoin alimenté par pressostat (pas sur t. 201)		Arrêt du moteur par dispositif dans régulateur Woodward	idem comme t. 200
	Protection contre temp.	—	—	—	—
	Prégraissage	—	—	Arrêt automatique de la pompe de prégraissage au moment où les contacteurs de lancement se ferment.	—
AIR D'ALIMENTATION DU MOTEUR	Contrôle de la pression d'air	Manomètre à la sortie de la turbo de complissage		Soupape anéroïde du Woodward limite puissance du moteur d'après la pression de la turbo soufflante	—
VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	Contrôle de la vitesse	—	—	—	Tachymètre dans cabine de conduite
	Protection automatique	Régulateur mécanique arrête le moteur et coupe la traction			
COMBUSTIBLE	Contrôle de la pression	Manomètre dans salle de machines	Manomètre dans cabines de conduite	Manomètre dans salle des machines	
	Protection	Arrêt du moteur par le servo-moteur d'arrêt		id. 200 - 201	idem comme t. 200/201
	Contrôle du niveau de combustible	Verre indicateur	Verre indicateur	Verre indicateur	Verre indicateur
TRANSMISSION	Protection température	—	—	—	t ≥ 120° : lampe t ≥ 140° : coupure traction
	Contrôle pression	—	—	—	—
	Protection automatique contre survitesse			—	Appareil Voith - coupure traction : freinage d'urgence
INCENDIE SUR L'ENGIN	Protection	Arrêt du moteur diesel	coupure de traction	Mise en marche du dispositif d'extinction	

C. 1260
39 t.

LOCOMOTIVES DE LIGNE AVEC MOTEUR G.M.					MOTEUR MAN Annexe 294
CATEGORIE	CONTROLE ET PROTECTION	202 203 206	205 212	213.	222.
DISPOSITIF DE CONDUITE		Electro-magnétique pour la conduite et l'arrêt Régulateur Woodward PG		Electro-pneumat. Electro-aimant d'arrêt dans régulateur Woodward	Electro-pneumat. Electro-aimant d'arrêt sur régulateur
REFROIDISSEMENT DU MOTEUR	Contr. niveau d'eau	verre indicateur			Verre indicateur
	Contr. température de l'eau	Relais thermostatique alimente lampe + sonnerie dans cabine de conduite			Thermomètre dans salle des machines et dans cabine
	Protection automatique contre surchauffe	—	—	—	App. smith - moteur au ralenti - traction coupée - sonnerie + lampes
	Controle température minimum	—	—	—	App. smith empêche le lancement du moteur quand $t < 35°$
	Protection contre niveau insuffisant	—	Appareil à flotteurs : coupe la traction ; arrête le moteur ; alimente sonnerie et lampe dans cabine de conduite		App. voith - arrête moteur et coupe traction - sonnerie - lampe
	Controle pression d'eau	—	—	—	—
GRAISSAGE DU MOTEUR	Controle pression d'huile		Manomètre dans salle des machines		Manomètre sur moteur et dans salle des machines
	Protection automatique contre manque de pression	Arrêt automatique du moteur par Woodward Lampes témoin dans cabines de conduite		Pressostat Détroit : arrêt moteur coupure traction - sonnerie - lampes	Pressostat Smith : arrêt moteur - coupure traction - lampes ($p < 2,4$ kg/cm) alarme
	Aspiration de la pompe	En cas d'aspiration trop forte (filtre obstrué), arrêt moteur, coupure traction lampe + sonnerie (Woodward)		idem par contact de pression Détroit	—
	Protection temp. d'huile	—	—	—	—
	Prégraissage	—	—	—	Pressostat qui empêche le lancement tant que la pression < 1 kg/cm²
AIR D'ALIMENTATION MOTEUR	Controle pression	—	—	—	Manomètre dans poste de conduite
VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	Controle vitesse	—	—	—	Tachymètre dans cabine
	Protection contre survitesse	Arrêt du moteur par régulateur centrifuge agissant sur les culbuteurs des pompes d'injection			Appareil Smith électrique avec relais calibré (arrêt moteur) coupe traction
COMBUSTIBLE	Controle pression	Manomètre dans cabine	—	—	—
	Protection manque pression	—	—	—	—
	Controle niveau	Appareil Desym	Verre indicateur		Verre indicateur
TRANSMISSION	Protection température			$t > 120°$ lampe $t > 130°$ coupure traction	Lampe - sonnerie - coupure traction moteur au ralenti (Honeywell)
	Controle pression				—
	Protection automatique contre survitesse			Coupure traction freinage d'urgence } Appareil Voith	Appareil Voith - coupure traction - freinage d'urgence
INCENDIE SUR ENGIN	Protection	Arrêt du moteur - coupure de la traction - mise en marche du dispositif d'extinction			C.1260 / 39°L

AUTORAILS

Annexe 295

CATEGORIE	CONTROLE ET PROTECTION	553	554	602	603	630	608	620	604	605
DISPOSITIF DE CONDUITE		Mécanique par tringles		Electro-pneumatique avec électro-valves centrales à air et à combustible (EVG et EVCT)					Electropneumatique avec servo-moteur d'arrêt alimenté par un relais central	
REFROIDISSEMENT DU MOTEUR	Contrôle du niveau	Verre indicateur		Robinets test		Verre indicateur			Verre indicateur	
	Contrôle de la température	Thermomètres à tension de vapeur dans les postes de conduite		Thermomètre à tension de vapeur sur le moteur			Thermomètre à mercure sur moteur Lampes témoin coupées par relais thermostatique "GECO"		Thermomètre sur moteur	
	Protection automatique contre la surchauffe	—		Relais thermostatique SAUTER sur 602 - 603 SMITHS sur 630 · Mise au ralenti du moteur · Eteind lampes témoin · Coupure de la traction			—		Relais thermostatique "SAUTER" · Arrêt du moteur · Coupure de la traction · Eteind lampes témoin dans les cabines	
	Contrôle temp. min.	—		—			—		—	
	Contr. de la pression dans le circuit de refroidissem.	—		—			—		—	
GRAISSAGE DU MOTEUR	Contrôle de la pression d'huile	· Manomètre sur moteur · Manocontact sur moteur qui alimente une lampe témoin dans chaque cabine		Manomètre sur moteur					Manomètre près du moteur	
	Protection automat. contre une pression d'huile insuffisante	—		Pressostat et thermostat combinés "PENN" · Coupure de la traction · Arrêt du moteur · Eteind lampes témoin dans les cabines de conduite					Pressostat "G.M" Alimente relais central d'arrêt. Coupe la traction. Eteind lampe dans cab. de conduite	
	Protection automatique contre une température trop élevée	—		Idem					—	
	Prégraissage	—		—			—			
ALIMENTATION EN AIR DU MOTEUR	Contrôle de la pression de remplissage	—		Manomètre dans cabine de cond. du tracteur sur ARG30			—		—	
VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	Contrôle de la vitesse		Alternateur sur moteur Tachymètre dans cabines de conduite	Tachymètre dans cabines de conduite alimentés par alternateur "SMITHS"					Tachymètre dans cabines de cond. alimentés par alternateur "HARTMANN - BRAUN"	
	Protection automatique contre la survitesse	—		Relais calibré alimenté par alternateur "SMITHS" · Arrête le moteur - Coupe la traction - lampe témoin · Lampe sur l'armoire relais					Régulateur mécanique de survitesse "GM". - Arrête le moteur - Coupe la traction.	
PRESSION DU COMBUSTIBLE	-	—		—			—		Pressostat "GM" alimente le relais de protection	
TRANSMISSION	Contrôle de la température	—		—			—		Thermomètre sur le circuit	
	Contrôle de la pression	—		—			Lampe témoin sur le circuit d'huile		Manomètre sur circuit d'huile	

C.1250
1947

CATEGORIE	Controle et protection	230	232	250	252 - 271 - 272
Dispositif de conduite		Pneumatique avec soupape d'arrêt dans tuyau d'alimentation du servo-moteur d'accélération	Pneumat. avec servo-moteur d'arrêt commandé par l'excitation d'une électro-valve	Pneumat. avec électro-aimant d'arrêt sur crémaillères des pompes d'injection	Pneumatique : servo-moteur d'arrêt commandé électro-pneumatiquement.
REFROIDISSEMENT DU MOTEUR	Controle niveau d'eau	Verre indicateur			
	Protection contre niveau insuffisant	Résistance chauffée Arrêt du moteur Coupure traction	—	—	—
	Controle température de l'eau	Lampe témoin dans cabine de cond. (élément thermique)	Thermomètre dans cabine	Thermom. sur mot. et dans cabine	Thermomètre sur moteur
	Protection contre surchauffe	—	Mise au ralenti du moteur par coupure de l'air d'asservissement (EV 67) Appareil SMITHS	Appareil Teddington Arrêt du moteur à 90° C Coupure traction : lamp témoin	Appareil GECO ou SOPAC (93° C) Ralenti du moteur Coupure traction
	Controle temp. minimum	—	—	—	—
	Controle pression d'eau	—	—	—	—
GRAISSAGE DU MOTEUR	Controle pression d'huile	Lampe témoin allumée par pressostat PENN	Manomètre et lampe témoin dans cabine de conduite	Manomètre sur moteur et dans cabine de conduite	Lampe témoin dans cabine de conduite
	Protection automatique contre manque de pression d'huile	Arrêt du moteur par interruption électro-valve dans circuit combustible par Pressostat PENN	Arrêt du moteur par appareil PENN Lampe témoin qui s'éteint	App. Teddington - Arrêt moteur Coupure traction . Allumage lampe témoin dans cab. de cond.	App. Penn. - Arrêt du moteur Allumage lampe témoin
	Aspiration de la pompe à huile	—	—	—	—
	Protection temp. d'huile	—	App. PENN - Arrêt du moteur	—	Thermomètre sur moteur
	Prégraissage	—	—	Teddington - Empêche le lancem. du mot. en cas de manque de pression	—
AIR D'ALIMENTATION MOTEUR	Controle pression	—	—	—	—
VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	Controle vitesse de rotation	Tachymètre dans cabine	Tachymètre dans cabine	Tachymètre dans cabine	Tachym. SMITS dans cab. de cond.
	Protection contre survitesse	—	Régulateur de survitesse mécanique S.E.M.	Teddington - Arrête le moteur coupe la traction (courants Foucauld	Régulateur survitesse mécanique S.E.M.
COMBUSTIBLE	Controle pression	—	—	—	—
	Protection manque pression	—			—
	Controle niveau			—	—
TRANSMISSION	Protection température	Lampe témoin	—	—	—
	Controle pression				
	Protect. autom. survitesse		App. Voith : coupe la traction	App. Voith. Coupe la traction	App. Voith - coupe la traction
INCENDIE SUR ENGIN	Protection	Arrêt du moteur par manette se trouvant à l'extérieur de la cabine	—	—	—
FREIN			Pressostat sur conduite automatique : Coupe la traction en cas de manque de pression.		C. 1260 39. 2

Locomotives diesel de manœuvre (suite

Annexe 291

CATEGORIE	Controle et protection	253	260	261	262 - 273	270
DISPOSITIF DE CONDUITE		Pneumatique - cylindre d'arrêt actionné par coupure pression du combustible	Pneum. électro-aimant d'arrêt sur régulateur hydraulique Maybach	Pneumatique. cylindre d'arrêt actionné par coupure pression de combustible	262: Pneum. Arrêt du mot. par vidange servo-moteur à huile 273: Woodward IMS 8	Woodward UG8
REFROIDISSEMENT DU MOTEUR	Controle niveau d'eau	Verre indicateur	Verre indicateur ou flotteur	Verre indicateur	Verre indicateur	Verre indicateur
	Protection contre niveau insuffisant	—	—	—	Flotteur Voith - Comm. appareil Teddington - Lampe témoin - Arrêt du mot. en cas d'un niv. trop bas	—
	Cont. température d'eau	Thermomètre sur moteur.	Thermomètre sur moteur et dans cabine de conduite	Thermomètre dans cab. de cond.	Thermomètre sur moteur	Thermomètre sur moteur et dans cab. de conduite
	Protection contre surchauffe	App. Détroit ..... 93°C Ralenti moteur - coupe tract.	Arrêt du moteur et mise en service pompe à eau	88°C Lampe témoin 95°C Arrêt du moteur	App. Teddington - 85°C: Lampe témoin - 95°C: Lampe rouge - mot. au ralenti	App. Teddington - 90°C Ralenti mot. - coupe tract. Lampe témoin
	Contr. température min.	—	Empêche la traction aussi longtemps que t < 40°			—
	Contr. pression d'eau	—	—	—		—
GRAISSAGE DU MOTEUR	Contr. pression d'huile	Manom. dans cab. de cond.	Manom. dans cab. de cond.	Manom. dans cab. de cond.	Manomètre sur moteur	Manom. sur moteur et dans cab. de conduite
	Protection automatique contre manque de pression d'huile	Appareil Detroit. Arrêt du moteur - Coupure traction - Lampe témoin	Régulat. hydraulique Maybach - Arrêt du mot. en cas de manque de pression	Arrêt moteur à partir de 0,5 kg/cm²	Appareil Teddington Arrêt du moteur Coupure de la traction	App. Tedd. - Arrêt moteur - Coup. traction. Allume. Lampe témoin. cab. de cond.
	Aspiration de la pompe à huile	—	—	—	—	—
	Protection température d'huile	—	Thermom. dans cab. de cond.	—	Thermom. sur moteur	—
	Prégraissage	—	Pressostat empêchant le lancement du moteur	Pressostat empêchant le lancement du moteur	Teddington. Empêche lancement du mot. en cas de manque de pression	Teddington - Empêche lancement du moteur.
AIR D'ALIMENTATION MOTEUR	Controle pression	—	—	—	—	—
VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	Contr. vitesse de rotation	Tachym. dans cab. de cond.	Tachym. dans cab. de cond. Hartmann et Braun	Tachym. dans cab. de cond.	Tachymètre SMITHS	Tachymètre électrique dans cab. de conduite
	Protection contre survitesse	Régulat. mécan. de servut. coupe la traction Arrêt du moteur	Régulateur hydraulique Maybach	Arrêt du moteur à 1900 t/min coupure pression combust.	Teddington - Arrêt du mot. coup. de la traction Lampe témoin.	Teddington - Arrêt du mot. coupure traction.
COMBUSTIBLE	Controle pression	Manom. dans cab. de cond.	—	—	—	—
	Protection manque de pression	Arrêt du mot. par servo-moteur d'arrêt.	—	Arrêt mot. par coupure pression de combustible	—	—
	Controle niveau	—	—		Signal en cas de remplis. maximum	—
TRANSMISSION	Protection température	—	—	—	—	—
	Controle pression	—	Thermom. dans cab de cond Lampe de cont. s'allume lorsque la presse dépendon de sens de rotation	—	—	—
	Protection autom survitesse	Appareil Voith coupe la traction	Appareil Voith coupe la traction	Appareil Voith coupe la traction	Appareil Voith coupe la traction	
INCENDIE SUR ENGIN	Protection		coupure d'alim. du combust. par robinet d'isolement avec manette			C 1260 391
FREIN						Cont. pneumat. sur cyl. de frein. Coupe traction aussi longtemps que le frein est appliqué

(suite) Les dispositifs pour le lancement du moteur.

IV. Les moteurs électriques de lancement.

1. Généralités.

159. Les moteurs électriques de lancement sont fixés latéralement sur la paroi du bloc moteur. Ce sont des moteurs à excitation compound ou série. Ils sont raccordés à la batterie au moyen de sectionneurs ou de contacteurs spéciaux.-

Nonobstant leur puissance relativement élevée (6 à 18 ch), ils sont généralement petits, de construction compacte et hermétique. Ils se caractérisent donc par une durée de marche très courte. Si cette durée de fonctionnement est dépassée, la détérioration, par surchauffe, des enroulements de l'induit est à craindre.

2. Propriétés particulières.

160. Les moteurs de lancement doivent satisfaire aux conditions suivantes:

a) Ils doivent être accouplés mécaniquement au moteur diesel, à l'instant approprié. Cet accouplement se réalise en engrenant le petit pignon du moteur de lancement avec la couronne dentée du volant du moteur diesel;

Cet accouplement:-doit: -être réalisé à l'instant approprié
-ne peut pas être empêché si 2 dents viennent buter l'une contre l'autre.

De plus, le moteur de lancement ne peut développer sa puissance et sa vitesse maximale que lorsque le engrènement est parfaitement réalisé.

161. b) Le pignon du démarreur doit être découplé automatiquement de la couronne dentée dès que celui-ci démarre.

Le découplement automatique, empêche l'entrainement en survitesse du démarreur et ainsi l'éclatement des enroulements d'induit par la force centrifuge.

3. Sortes de moteurs de lancement.

Suivant la méthode employée pour réaliser l'accouplement entre moteurs de lancement et moteurs diesel, on distingue:

162. - les démarreurs à axe coulissant

On classe ici:

- les démarreurs "Scintilla" utilisés sur les autorails t. 553-554-602-603-608-620;
- les démarreurs "Bosch" type AL/F montés sur les locomotives de manoeuvre t. 270-260 et les locomotives de ligne t. 211 et 222.

163. - les démarreurs à induit coulissant

Ce sont, en particulier, les démarreurs "Bosch type BPD" utilisés sur les locomotives de manoeuvre t. 232 et les autorails t. 630.

164. - les démarreurs à pignon coulissant

On classe ici:

- les démarreurs Bendix;
- les démarreurs Delco - Remy - Dyer utilisés sur les engins équipés de moteurs 2 temps GM et GMC;
- les démarreurs Bosch type C, E et P utilisés sur les véhicules routiers.

4. Les démarreurs à axe coulissant "Scintilla".

a) Description.

165. Le démarreur Scintilla est un moteur à courant continu à 4 ou à 6 pôles et à double enroulement d'excitation (fig. 458).

- Un enroulement d'excitation principal (1) bobiné sur les 3 pôles principaux et raccordé en série avec l'enroulement d'induit;
- Un enroulement d'excitation auxiliaire (2) réparti sur les 3 autres pôles et raccordé soit en série soit en parallèle avec l'enroulement d'induit. Dans ce dernier cas, le moteur fonctionne en moteur compound.

Le pignon de démarrage (4) est fixé sur l'arbre (3) lequel peut coulisser dans l'arbre creux d'induit 3bis (fig. 459).

Le déplacement axial de l'arbre (3) est commandé par le poussoir (7) dès que le noyau (5) est attiré par la bobine de l'électro-aimant (6). Tant que la bobine (6) n'est pas alimentée, l'arbre coulissant est maintenu dans sa position originale par le ressort (8).

Un accouplement à friction (10), une roue libre (9) et manchon (11) protegent le moteur contre toute surcharge pendant l'entraînement du moteur diesel et contre la survitesse dès que le moteur diesel démarre.

b) Phases de fonctionnement.

166. 1ère phase.

L'axe du moteur se déplace en tournant lentement (sens de rotation inverse) et accouple le moteur de lancement au moteur-diesel.

Cette phase est réalisée par l'alimentation de l'enroulement d'excitation auxiliaire (2) et de la bobine (6).

Des que le pignon s'engage dans la couronne, le mouvement de rotation s'arrête par suite de la roue libre (9).

2e phase.

167. Raccordement automatique de l'enroulement d'excitation principal, du démarreur à la batterie.

Dès que l'axe a atteint sa position finale, la pièce de contact (12), fixée au noyau (5), vient toucher la pièce de contact (13). De ce fait, un relais est alimenté qui:

- raccorde l'enroulement d'excitation principal (1);
- coupe l'enroulement d'excitation auxiliaire (2);
- raccorde à la batterie le moteur compound ainsi formé;

3e phase.

168. La séparation automatique du moteur de lancement.

Le moteur de lancement est découplé du moteur diesel, quand celui-ci est démarré, par le ressort antagoniste (8).

c) L'installation de lancement sur les engins diesel.

169. Elle consiste en principe, en: (fig. 460, 462 et 463):

- le moteur de lancement D (24 V ou 72 V);
- le relais de démarrage DR;
- le commutateur manuel C (un dans chaque cabine de conduite);
- les batteries B.

On trouve encore dans ces figures:

Dyn : la génératrice de charge batterie
S : le conjoncteur-disjoncteur automatique.

170. Le commutateur manuel de lancement prend généralement plusieurs positions. Les premières servent alors pour le préchauffage du moteur (Brossel - préchauffage par bougies fig. 461) ou pour le pontage du relais à pression d'huile (moteurs Carels-SEM - fig. 463).

Une clé de contact empêche, tant qu'elle n'est pas placée, la commande du commutateur.

Remarques.

171. 1. Le raccordement de la bobine (6) à la borne positive de la génératrice de charge empêche l'enclenchement du dispositif de lancement tant que le moteur tourne (tension opposée par la génératrice);

172. 2. Sur les autorails t. 554 et sur les moteurs Carels, l'enclenchement du dispositif de lancement se fait au moyen d'un relais dont la bobine est alimentée au travers de la dynamo;

173. 3. Dans les autorails t. 602-603-608 et 620, le moteur diesel ne peut être lancé tant que la poignée de l'inverseur n'est pas en position "traction coupée;"

174. 4. Sur les autorails doubles t. 620, un inverseur permet de raccorder le démarreur sur l'une des 2 batteries de l'engin;

175. 5. Le moteur des autorails t. 602 et 603 peut être aussi arrêté au moyen du commutateur de lancement. En effet, celui-ci possède une position "S" qui coupe l'alimentation des électrovalves EV 67 et EVG. Dans les positions "SS" et "X" du commutateur, les 2 électrovalves de contrôle (EV 67 et EVG) sont raccordées directement à la batterie.
Ce n'est que dans la position "SS" que le relais de lancement est alimenté.

5. Le démarreur à axe coulissant "Bosch type AL/FTB".

a) Description.

176. Le démarreur "Bosch type AL/FTB" possède, comme le montre schématiquement la fig. 464, un arbre d'induit creux (1) dans lequel se déplace l'arbre (2) avec son pignon (3). Cet arbre se déplace dès que l'électro-aimant situé à son extrémité est alimenté.

Sur la partie filetée (5) de l'arbre moteur (2) est monté un écrou de pression (6) portant les disques intérieurs d'un accouplement (7).

Quand l'arbre moteur (2) atteint sa position extrême, il est relié à l'arbre d'induit creux (1) vu la compression de l'accouplement à disques par les rondelles élastiques (8) (fig. 465). et la bague (9).

Pour favoriser l'engrènement du pignon
avec la couronne, pendant son déplacement axial, l'arbre moteur tourne lentement. Cette rotation *provient de* l'alimentation de l'enroulement d'excitation via une résistance (voir 1ère phase de fonctionnement).

La bague de butée (10) limite la poussée sur les rondelles élastiques (8), ce qui protège le démarreur contre une surcharge.

La transmission du couple moteur à la couronne du volant se fait donc via l'arbre d'induit creux, les disques extérieurs de l'accouplement, les disques intérieurs, l'arbre moteur et le pignon.

177. Le démarreur possède un double enroulement d'excitation:

- un enroulement d'excitation principal alimenté pendant la marche normale du démarreur;
- un enroulement de freinage qui, après coupure du moteur, est raccordé en parallèle sur l'induit et le freine.

178. Du côté du collecteur, un double électro-aimant est placé sur l'arbre moteur (fig. 466 + 467):

- l'électro-aimant de commande avec bobine y;
- l'électro-aimant d'enclenchement avec un double enroulement principal Z, dont la 1ère partie est l'enroulement d'enclenchement de l'arbre moteur et la 2e, plus faible, s'oppose à la première.

"x" est une bobine de maintien.

L'arbre moteur se termine par une pièce qui déverrouille un pont de contact quand l'arbre est dans sa position extrême de marche. Ce pont de contact ferme le circuit principal du démarreur.

b) Phases du fonctionnement.

179. 1ère phase: enclenchement de l'interrupteur de lancement.

Par l'alimentation de sa bobine y, l'électro-aimant de commande coupe l'enroulement de freinage et alimente la bobine principale de l'électro-aimant d'enclenchement et le démarreur raccordé en série avec cette bobine.

La bobine de maintien "x" est aussi alimentée.

Conséquence: l'arbre du moteur se déplace en tournant lentement (Z agit en effet comme une résistance en série avec le moteur). L'accouplement à disques est comprimé. Le pignon du démarreur engrène avec la couronne dentée du volant.

180 2e phase. *Après engrènement complet du pignon et de la couronne, le pont de contact ferme le circuit principal du démarreur. La bobine Z de l'électro-aimant d'enclenchement est court-circuitée mais celui-ci ne bouge pas puisque la bobine x est alimentée.*

3e phase.

181. Le moteur diesel, tournant par ses propres moyens, entraîne le pignon en survitesse ce qui sépare l'accouplement à disques.

Dès que le bouton de lancement est lâché, l'alimentation des bobines x et y est coupée et le démarreur est coupé, en même temps que l'enroulement de freinage est raccordé à l'induit.

Remarques.

182. a) Le schéma électrique de la fig. 467 est à la base de l'installation de lancement des locotracteurs t. 230.

183. *Par contre, la fig. 468 représente le circuit de lancement des locomotives diesel de manœuvre t.260. Acause de ses relais de verrouillage et de répétition ce schéma présente certaines sécurités qu'on ne trouve pas dans le schéma de base.*

Le relais de verrouillage "Bosch SSM-120 L-27 Z" empêche l'enclenchement du démarreur tant que le moteur diesel n'est pas complètement arrêté et empêche aussi 2 enclenchements de se suivre immédiatement.

Le relais à répétition Bosch SH-SEW-1-2 agit lorsque l'interrupteur de lancement est fermé et que le pignon du démarreur n'engrène pas avec la couronne parce que leurs dents poussent l'une contre l'autre. Dans ce cas, le relais fait automatiquement revenir l'arbre moteur en arrière puis en avant jusqu'à ce que l'engrènement soit réalisé.

184. Le relais de verrouillage (113) possède 3 relais I, III et IV et un condensateur II.

Si, après enclenchement des sectionneurs batterie et tableaux de bord (respectivement 8 et 16), l'interrupteur de lancement (20) est fermé, on alimente le relais de contrôle (112). La pompe de prégraissage est d'abord alimentée et ensuite le démarreur, celui-ci via le contact à pression d'huile (22) et le relais à répétition.

Les contacts des relais III et I du relais de verrouillage (113) sont en série avec la bobine du relais de contrôle (112).

Pour que ce dernier soit excité, il faut donc que les relais III et I ne soient pas alimentés.

Le relais III est alimenté lorsque la tension de la génératrice de charge atteint une certaine valeur, c.à.d. lorsque la vitesse de rotation du moteur dépasse un certain minimum.

Le démarreur ne peut alors pas être enclenché.

Tant qu'aucun courant ne circule dans la bobine III (moteur diesel arrêté), la bobine I est aussi sans courant (raccordée entre 2 conducteurs positifs du fait que la bobine a du relais IV est alimentée et que ses contacts sont fermés).

Les relais III (alimenté par la génératrice de charge) et VI s'ouvrent simultanément (par l'alimentation de la bobine b en concordance avec la bobine a, le relais III reste enclenché.

Ce relais alimente le condensateur II.

Si la tension de la génératrice descend suffisamment, le relais III se ferme à nouveau le relais IV s'ouvre (bobine b est coupée et le condensateur II se décharge dans la bobine I et la résistance R1. De ce fait, le relais I s'ouvre pendant 2 secondes. Il ne se refermera qu'après décharge du condensateur II et le relais de contrôle (112) ne sera alimenté qu'avec un certain retard. Ceci empêche des enclenchements successifs, à bref intervalle, du démarreur sans que le moteur diesel soit revenu complètement à l'arrêt (empêche la dégradation du pignon du démarreur).

185. Le relais à répétition consiste en un relais d'enclenchement I alimenté via le relais à répétition II.

Le relais d'enclenchement I alimente les bobines x et y du démarreur tant que le relais II n'est pas alimenté. A cause du condensateur, le relais II (2 bobines opposées) ne s'ouvre qu'avec un certain retard. Ce retard est calculé pour que, si le pignon engrène immédiatement avec la couronne, le relais II ne coupe pas l'alimentation de I. Si le pignon n'engrène pas suffisamment vite, I coupera l'alimentation du démarreur tant que le condensateur se déchargera dans la bobine II. Après décharge du condensateur, le relais II permet l'enclenchement du relais I.

186. b) Certains moteurs diesel lourds doivent être lancés au moyen de deux démarreurs raccordés soit en parallèle, soit en série.

Nous citons comme installation type de lancement à 2 démarreurs en parallèle ("Bosch type FTB 18/72") celle réalisée sur les locomotives diesel de ligne t. 211. Elle est représentée à la fig. 469.

187. Les démarreurs Bosch type FTB sont des moteurs série avec un enroulement shunt constamment alimenté, ce qui empêche le moteur de s'emballer quand la charge est coupée.

L'avancement de l'arbre d'induit est commandé par un électro-aimant qui possède 2 bobines, la bobine d'enclenchement (a) et la bobine en opposition (b).

Les 2 boîtiers à relais "Bosch SH/SEW-1-3" et "Bosch SH/5 A.1.72.1" synchronisent l'enclenchement des deux moteurs.

L'installation de lancement est contrôlée par un contact à pression d'huile (400) qui, en s'ouvrant pour une pression de 1 kg/cm2, empêche l'enclenchement de l'installation de lancement tant que le moteur diesel tourne et coupe automatiquement cette installation dès que le moteur démarre.

Supposons le sectionneur batterie (486) fermé. En enfonçant le bouton de lancement (490), nous obtenons, par le contact fermé du relais m, l'alimentation de ses deux bobines en opposition, la charge du condensateur ainsi que l'alimentation du relais n.

Le contact n, en se fermant, alimente la bobine a du moteur I ainsi que la bobine r. Par la fermeture du contact r, la bobine b du moteur I est aussi alimentée. L'arbre du démarreur I se déplace en tournant. Dans sa position finale, le pont de contact de l'arbre I ferme le circuit du relais s et du relais a du moteur II. Le contact s, en se fermant, alimente la bobine b du moteur II de sorte que l'arbre du moteur II se déplace aussi en tournant. Dans sa position finale, cet arbre ferme le contact alimentant les relais (t) et (p). Par l'alimentation simultanée de ces deux relais, les circuits de puissance des deux démarreurs sont fermés en même temps.

Si ceci ne s'est pas produit avant la fin de la charge du condensateur, ce qui indique qu'un des arbres moteurs n'est pas engrené avec le volant, le processus de lancement est interrompu automatiquement par le relais m et reprendra après décharge du condensateur. Le relais m remplit ici le rôle de relais à répétition.

6. Les démarreurs "Bendix" à pignon coulissant.

188. Un dispositif Bendix consiste en principe (fig. 470) en une buselure (f) en acier traité et reliée par un fort ressort (r) à l'arbre du moteur.

Sur la partie filetée à grand pas (f) à l'extérieur de la buselure, est placé le pignon fileté intérieurement.

A l'enclenchement du démarreur, l'accélération de l'induit et de la buselure filetée (f) est supérieure à l'accélération du pignon de sorte que celui-ci se déplace vers l'avant et vient engrener avec la couronne du volant. Le choc est amorti par le ressort r. Quand le moteur diesel tourne, la vitesse du pignon est supérieure à celle de la buselure et le pignon revient automatiquement en arrière.

Ce démarreur, caractérisé par un fonctionnement assez brutal, n'est guère utilisé que sur les véhicules routiers.

7. Le démarreur "Delco-Remy - principe Dyer" à pignon coulissant.

189. Le pignon ne se déplace pas, dans ces démarreurs, par suite de son inertie mais sous la poussée d'un levier provenant d'un électro-aimant situé au-dessus du démarreur (fig. 471).

L'extrémité (a) de l'arbre moteur possède un filet à large pas sur lequel le pignon se déplace en tournant.

Si la bobine S est alimentée, le levier (l) pousse la buselure (m) vers la droite.

Pendant son déplacement, la buselure (m) pousse, à l'intervention du ressort E, l'entraîneur (g) muni intérieurement d'un filet.

Cet entraîneur possède, à sa périphérie, 2 nervures qui coulissent dans les 2 rainures de la partie prolongeant le pignon (p).

Si l'entraîneur (g) est poussé vers la droite par la buselure (m), il tourne sur la vis de l'arbre moteur (en sens inverse du sens normal de rotation).

Le pignon est donc poussé vers la droite en tournant de sorte qu'il peut engrener avec la couronne du volant.

Dans sa position extrême, le pignon doit pousser contre la butée (b) de l'arbre moteur pour que le couple moteur ne soit pas transmis au pignon par l'entraîneur.

Dans sa position extrême, le levier (A) ferme 2 contacts qui raccordent le démarreur à la batterie.

La buselure (m) tourne, à cause du ressort E, avec l'arbre moteur; l'extrémité B du levier (l) se déplace dans la rainure en hélice (f) de la buselure, B étant fixe (bobine S toujours alimentée), la buselure (m) reprend sa position initiale.

L'extrémité B du levier se trouve alors à l'extrémité B' de la rainure en hélice (f).

Quand le moteur diesel tourne par lui-même, le pignon tourne plus vite que l'arbre moteur et il est chassé en arrière en poussant l'entraîneur (g).

Si le bouton de lancement est lâché, le levier (1) reprend sa position initiale. Pendant son déplacement, l'extrémité (B) du levier fait tourner la buselure.

Application.

190. 1. Le schéma de raccordement des démarreurs "Delco-Remy" montés sur les 2 moteurs GM des autorails t. 604 et 605 est représenté à la fig. 472.

Les bobines d'enclenchement sont raccordées à la borne positive de la génératrice de charge, ce qui empêche l'alimentation des démarreurs tant que le moteur diesel tourne à une certaine vitesse.

191. 2. Comme exemple de 2 démarreurs raccordés en série nous citons l'équipement réalisé sur les locomotives de ligne t. 213 (fig. 473).

Les contacts principaux A et B sont en série avec les induits; ainsi le circuit de puissance ne peut être fermé que quand les deux pignons sont engrenés complètement.

Le relais ST, placé dans le circuit de la génératrice de charge, empêche l'alimentation des 2 moteurs tant que la génératrice développe une certaine tension.

Si la charge des deux moteurs n'est pas égale, le relais temporisé d'équilibre arrête le processus de lancement après 1" et le remet en route après 3". (le même rôle que le relais à répétition des installations Bosch.)

Le relais LOR empêche l'alimentation des moteurs tant que le relais à pression d'huile n'est pas déclenché (empêche le lancement avec moteur diesel tournant) et arrête automatiquement le lancement dès que le moteur diesel tourne.

8. Le démarreur "Bosch type B" à induit coulissant.

192. Le démarreur Bosch type B (type BPD) à induit coulissant (fig. 474) comprend 3 enroulements d'excitation: un enroulement principal (1), un enroulement auxiliaire (2) et un enroulement de maintien (3). En position de repos, l'induit est maintenu par le ressort (8) hors de l'axe du champ magnétique.

Le pignon du démarreur est fixé sur une buselure creuse (4) qui se déplace sur l'arbre moteur (5) et auquel elle est reliée par un accouplement à disques comme dans le démarreur à axe coulissant (fig. 475 + 476).

193. Première phase: alimentation des enroulements auxiliaire et de maintien (2 + 3). L'induit se déplace dans sa position normale de marche. A cause du filetage externe de la buselure (4), le pignon se déplace en tournant et l'accouplement à disques est comprimé.

194. Deuxième phase.

Après engrènement complet du pignon et de la couronne du volant, l'arbre moteur déverrouille un pont de contact basculant. Celui-ci raccorde l'enroulement d'excitation principal.

195. Troisième phase.

Quand le moteur diesel démarre, le démarreur est découplé automatiquement du fait que le pignon tourne plus vite que l'arbre moteur.

En effet, le désengrènement du pignon décharge le moteur et par l'affaiblissement du champ magnétique qui en résulte, le ressort (8) repousse l'induit dans sa position de repos.

Un exemple d'un tel circuit de lancement est représenté à la fig. 477. C'est le circuit réalisé sur les autorails t. 630 et les locomotives hydrauliques t. 232.

V. Le lancement pneumatique.

1. Principe général.

196. Chaque culasse du moteur est équipée d'une soupape à air qui peut admettre de l'air comprimé dans le cylindre à l'instant approprié. Un distributeur alimente les soupapes à air du moteur dans le même ordre que l'ordre de combustion du moteur.

L'air comprimé est admis dans chaque cylindre un peu avant le point mort haut du piston.

2. Constitution de principe de l'installation pneumatique.

197. En principe, l'installation pneumatique pour le lancement d'un moteur diesel sur les locomotives diesel de manoeuvre de la SNCB comprend (fig. 478):

- un compresseur d'air Nova (a) à 2 étages entraîné par le moteur diesel au moyen de courroies et qui fournit de l'air comprimé à une pression de 30 kg/cm2;
- un certain nombre de bonbonnes à air comprimé (en général 2 d'une contenance totale de 165 L) qui, en cas de nécessité, peuvent être aussi remplies par une installation auxiliaire;

- la conduite d'alimentation entre compresseur et bonbonnes et qui comporte:

  - un séparateur centrifuge d'eau et d'huile (b) avec bouchon de vidange;
  - un robinet (c) permettant de mettre la conduite de refoulement à l'atmosphère dès que la pression dans les bonbonnes atteint 30 kg/cm2;
  - une soupape de retenue (e) qui empêche l'air de revenir des bonbonnes vers le compresseur;
  - une soupape de sécurité avec sifflet fonctionnant lorsque la pression dans les bonbonnes dépasse 30 kg/cm2.

Le conducteur de locomotive est alors informé qu'il doit ouvrir le robinet mettant le compresseur à l'atmosphère.

- un robinet (f) permettant de raccorder les bonbonnes à une installation auxiliaire;
- le robinet d'isolement général qui permet de raccorder les bonbonnes à l'installation de lancement pneumatique;
- un manomètre sur chaque bonbonne.

3. Systèmes de lancement.

Les installations réalisées sur les locomotives de manoeuvre de la SNCB peuvent se classer en 3 systèmes: le système ABC, le système SEM et le système Cockerill.

198. a) Le système ABC (fig. 478 + 479).

Principe: sur chaque cylindre est placé un distributeur (B) qui est ouvert à l'instant approprié par une came (c) de l'arbre à cames du moteur.

Ce distributeur est relié par une conduite pneumatique à la soupape de lancement (A) sur la culasse. Cette soupape s'ouvre sous l'influence de l'air comprimé.

199. La soupape de lancement (A) comprend une soupape (4) reliée à l'assise du ressort par 2 demi-anneaux coniques.

Tant que l'air comprimé n'est pas envoyé à la soupape (A), la soupape (4) est pressée sur son siège par le ressort (3).

Quand la soupape est ouverte, l'air comprimé pénètre dans le cylindre en passant par les trous du disque (1).

Chaque came C se trouve à côté des cames du cylindre correspondant pour la commande des soupapes d'admission et d'échappement et des pompes d'injection.

200. En ouvrant le robinet général D, l'air comprimé est admis au-dessus de la soupape (1) de tous les distributeurs B du moteur.

La soupape (1) et son cylindre (2) sont pressés vers le bas en comprimant le ressort (4). La soupape reste sur son siège tant que le culbuteur (5) ne la soulève pas. Il ne la soulève que pendant un court instant après que le piston du cylindre correspondant a dépassé le point mort haut.

b) Le système SEM (fig. 480).

201. Chaque culasse du moteur porte une soupape de lancement (A) alimentée par un distributeur central. Ce distributeur doit donc posséder autant de soupapes qu'il n'y a de soupapes de lancement à alimenter. Celles-ci sont alimentées dans le même ordre que l'ordre de combustion du moteur.

Les soupapes du distributeur sont commandées par une came de l'arbre à cames, came qui comprend autant de parties qu'il y a de soupapes.

La soupape de lancement (A) s'ouvre, comme dans le système ABC, sous la poussée de l'air comprimé. Elle possède en plus un bouton qui permet de soulever la soupape et de décompresser le moteur. La soupape peut aussi être graissée par un petit trou dans le bouton-poussoir.

c) Le système Cockerill (fig. 481).

202. Ce dispositif comprend un seul distributeur G comprenant un corps cylindrique dans lequel tourne un disque de distribution entraîné par l'arbre à cames du moteur.

La périphérie du disque de distribution porte une rainure. Ce disque tourne contre un disque fixe qui possède autant de trous qu'il y a de cylindres à raccorder.

Chaque trou est relié, à l'instant approprié aux soupapes de lancement (A) montées sur les culasses.

L'air est envoyé au distributeur via une soupape d'arrêt automatique E appelée aussi soupape pilote.

Par le dévissage de son volant manuel, la soupape d'arrêt E est fermée et le lancement du moteur est impossible.

Pour lancer le moteur, après avoir déverrouillé la soupape E (revissage du volant), il faut tirer vers soi le levier de la soupape de réglage D. Ainsi, la soupape de la valve de réglage D est amenée dans la position dessinée. La liaison entre les bonbonnes et la face supérieure du piston de la soupape d'arrêt (E) est interrompue.

Lorsque la soupape de réglage D est en position "lancement", la conduite est en effet à l'atmosphère et la conduite e est coupée.

La soupape V de la valve pilote E étant soumise à sa partie supérieure à la pression atmosphérique et à sa partie inférieure à une pression de 30 kg/cm2 se déplace vers le haut (position dessinée). L'air passe donc, par la liaison g, vers le distributeur et les soupapes de lancement.

Si le levier de la soupape D est lâché, la soupape E est poussée vers le bas, coupant ainsi l'alimentation du distributeur et le reliant à l'atmosphère.

L'arrivée d'air dans le cylindre est permise par la soupape de lancement A tant que le distributeur lui envoie de l'air comprimé (position dessinée).

Enroulements d'excitation du démarreur "Scintilla"
(principe)

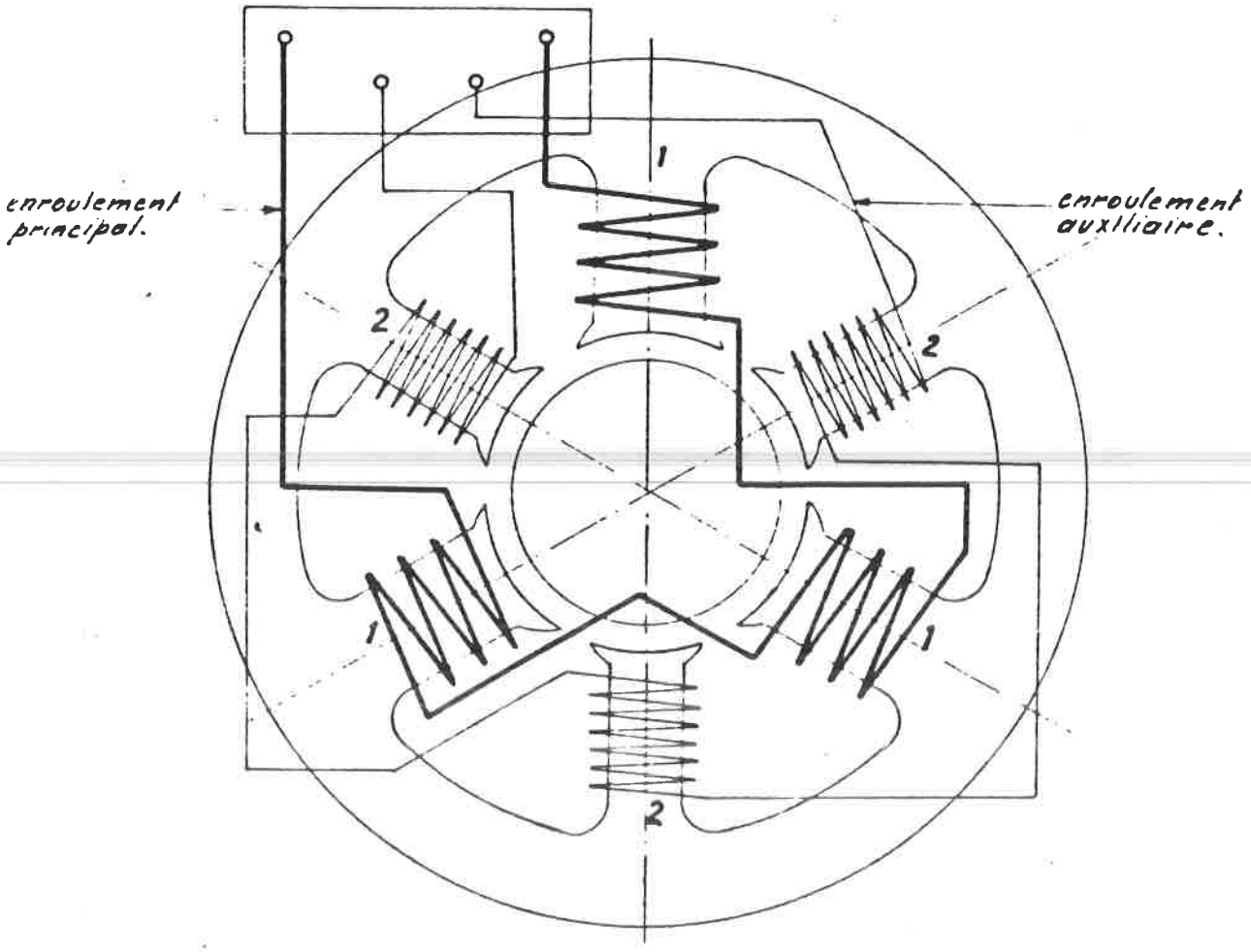


Fig: 458.

Coupe longitudinale du démarreur "Scintilla" (principe)

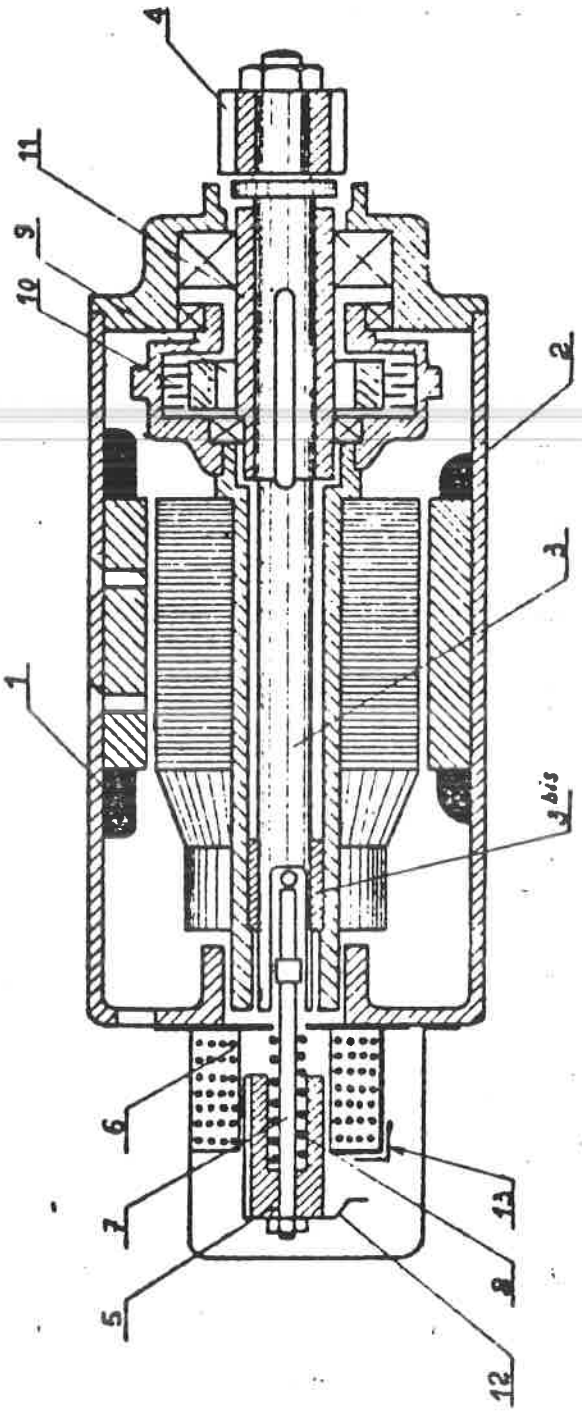


Fig 459

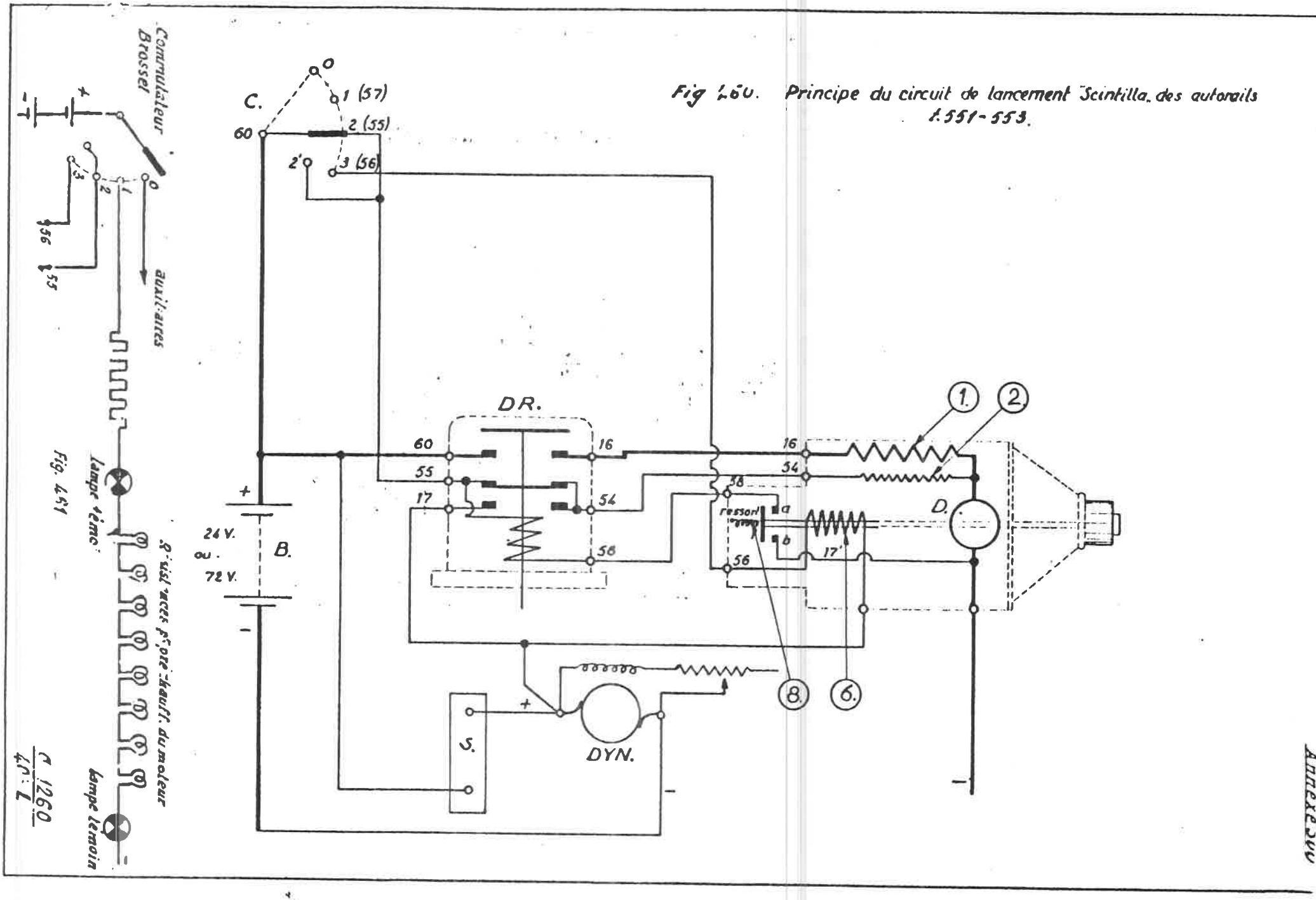


Fig 560. Principe du circuit de lancement Scintilla des autorails A 551-553.

Annexe 200

Circuit de lancement " Scintilla " des autorails L. 554.

Fig : 462.

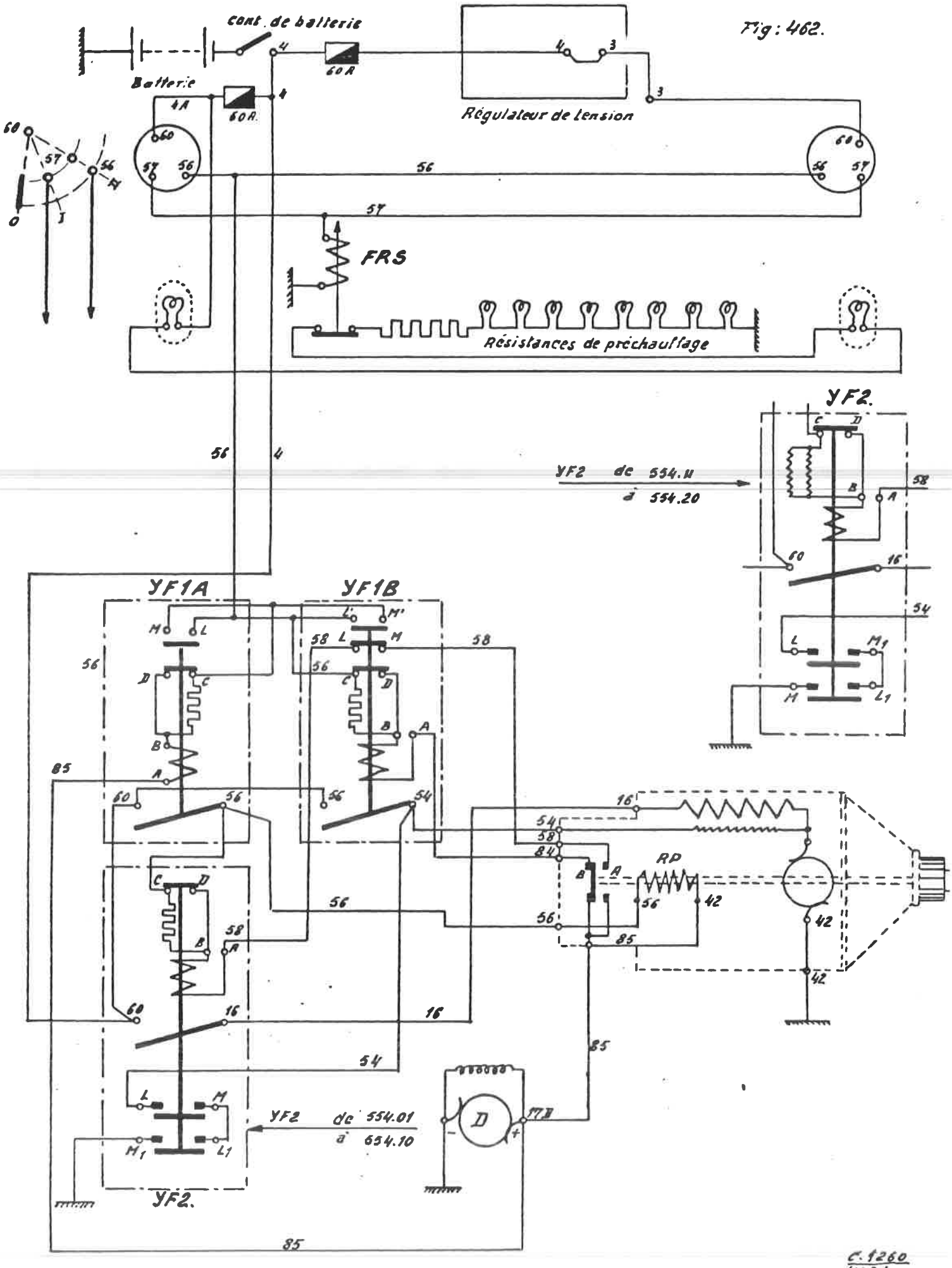
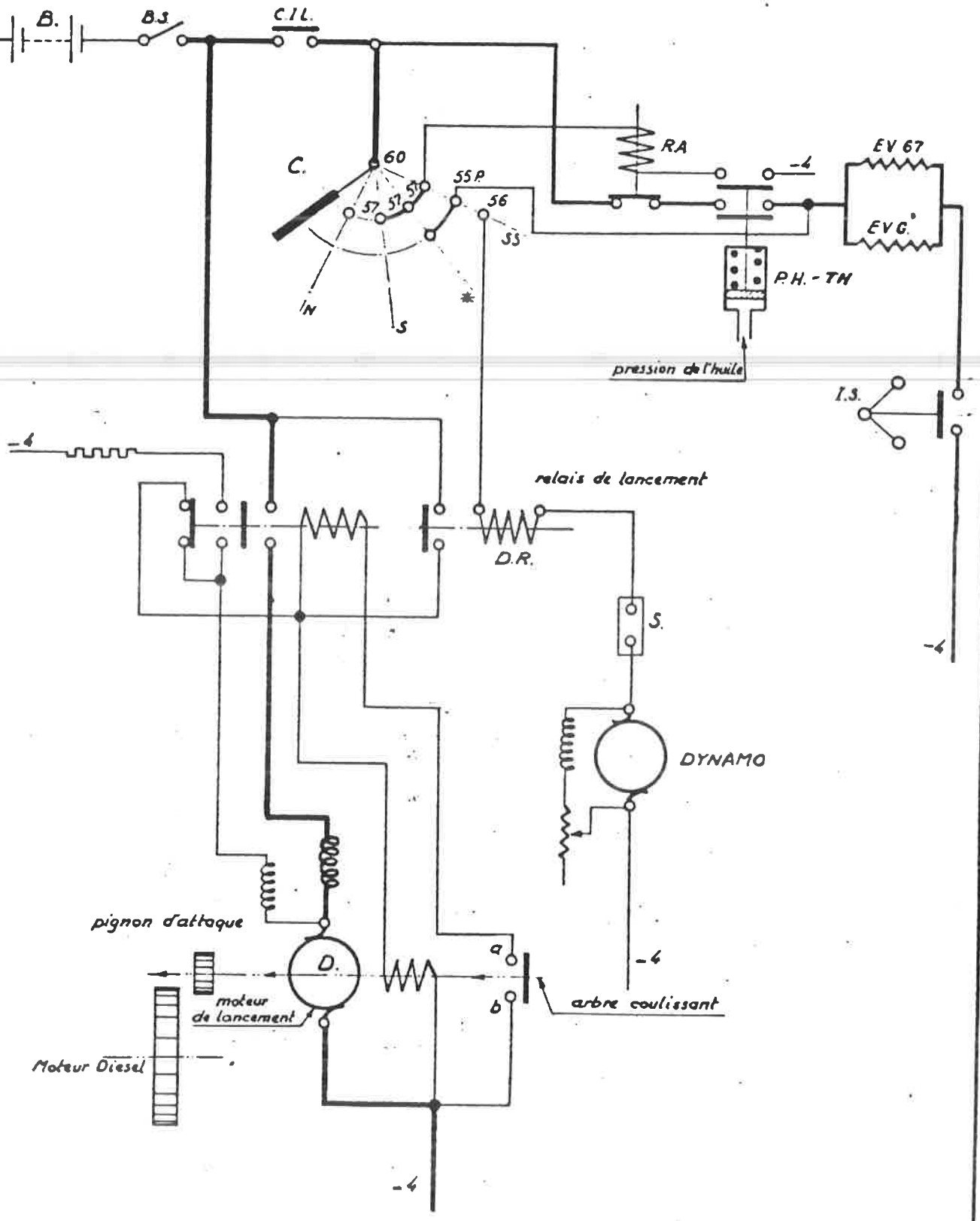


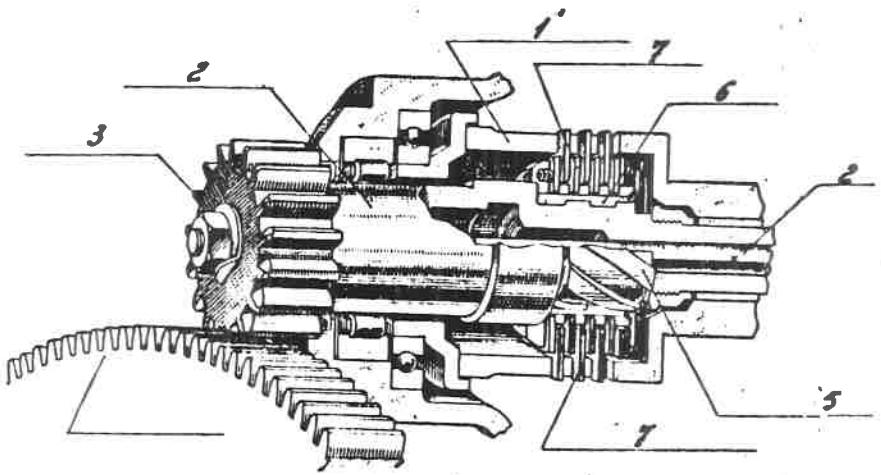
Fig 463 Principe du circuit de lancement "Scintilla" des AR. t 602-603-620

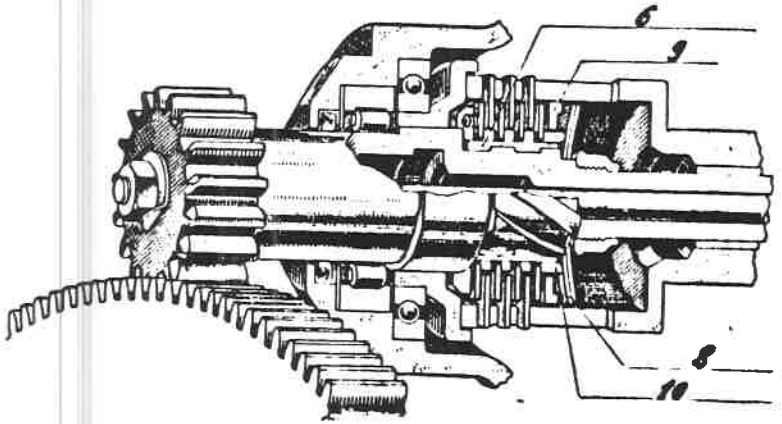


C.I.L. Manipulateur de l'inverseur sur position L.

C. 1260
40 L

Fig:464. Demarreur Bosch type AL/FTB. Fig:465





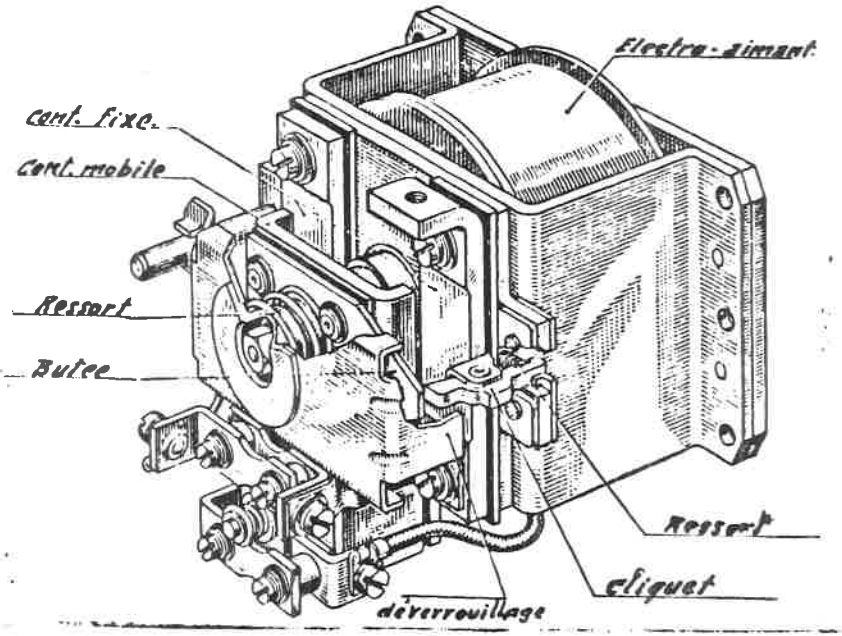


Fig.466

Locotracteurs T.230.

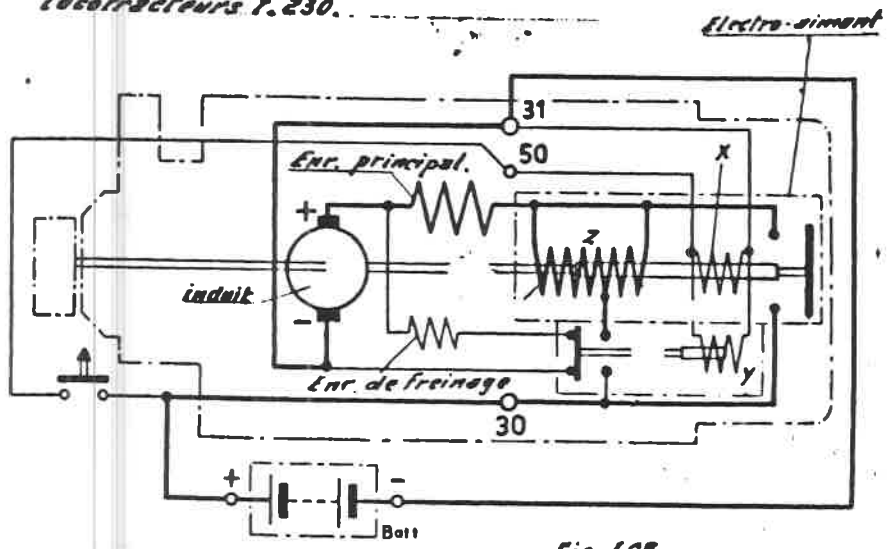
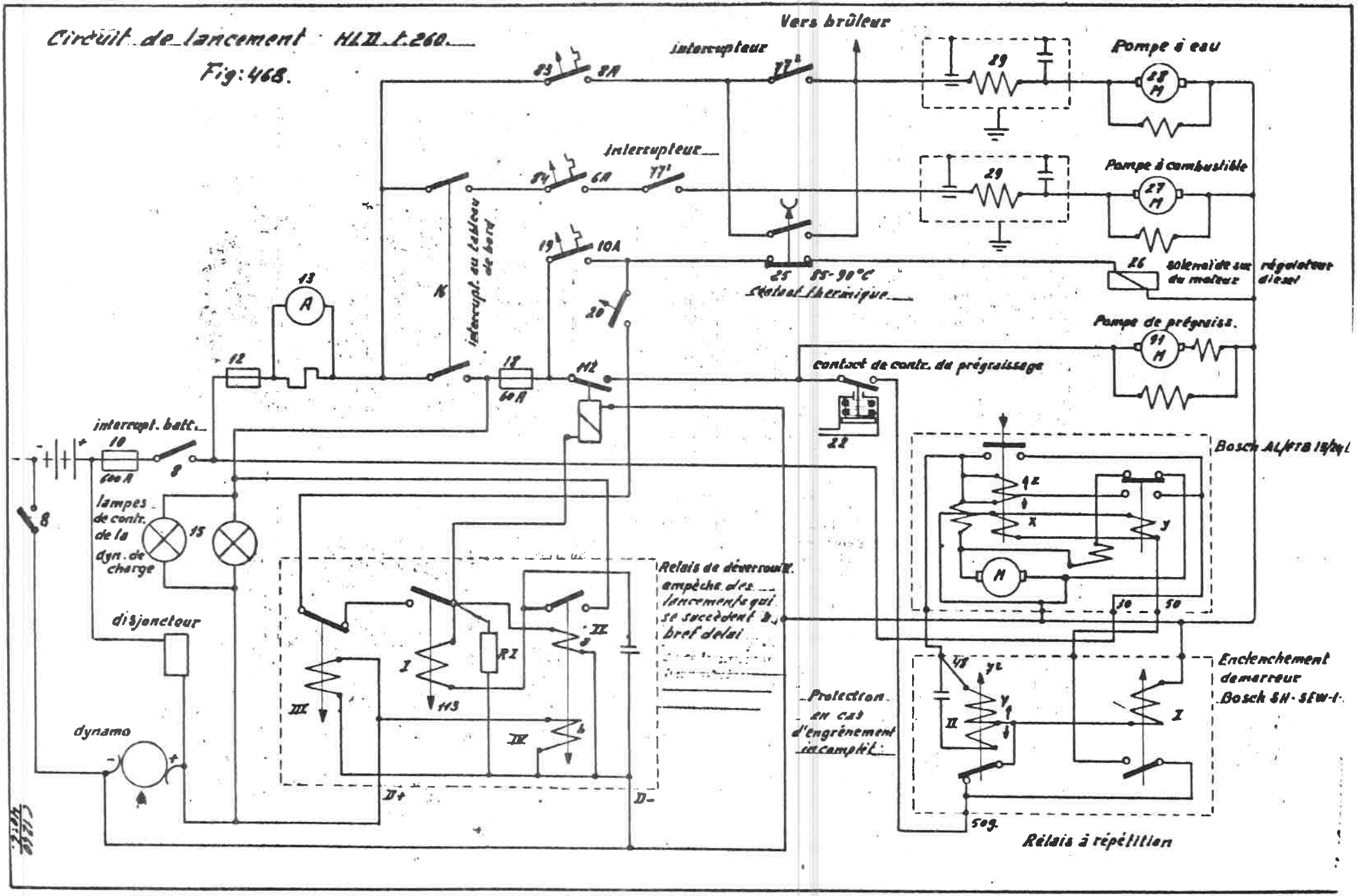


Fig.467

Circuit de lancement HLII L 260

Fig: 468.



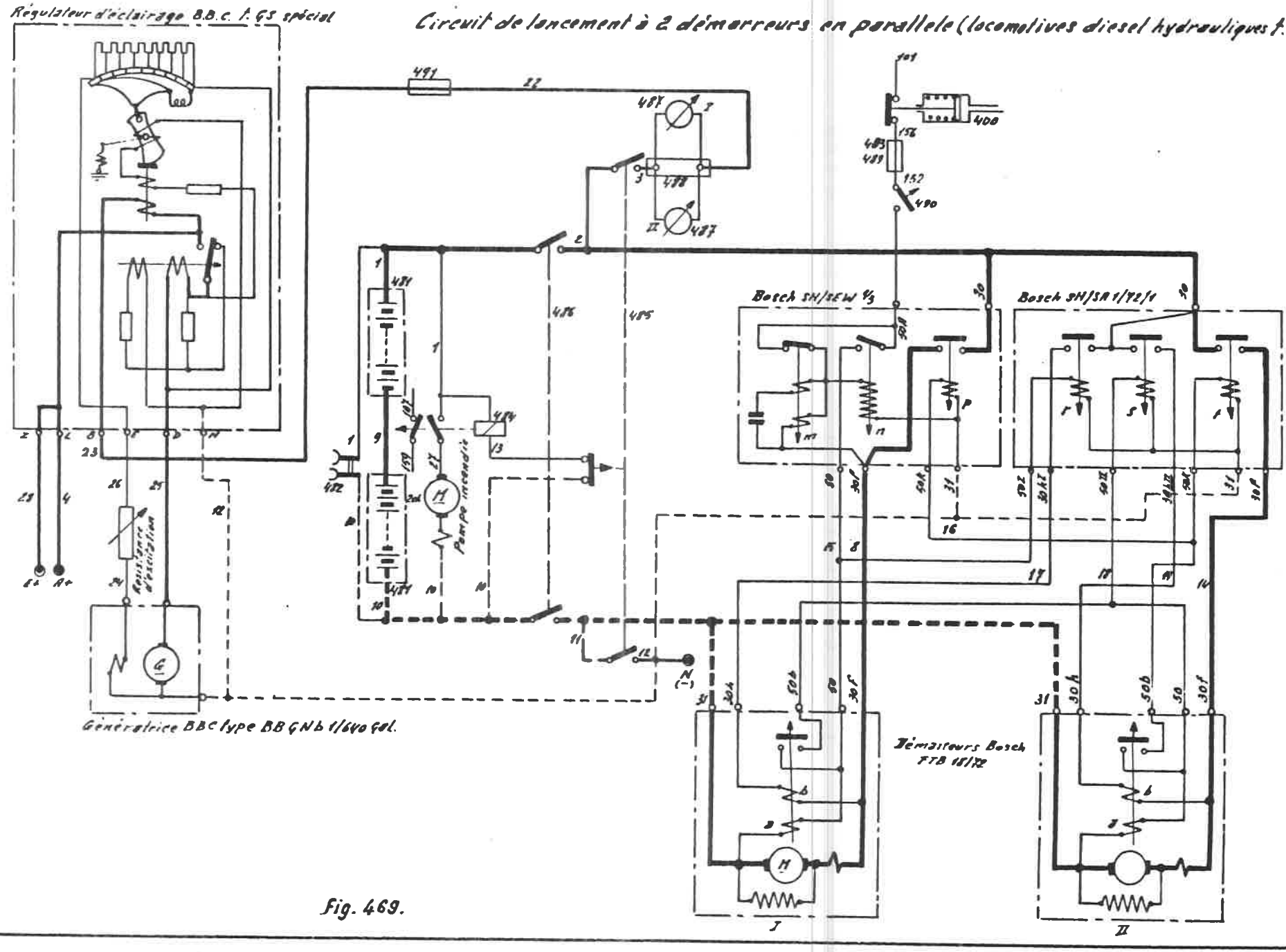

Régulateur d'éclairage B.B.c. t. GS spécial
Circuit de lancement à 2 démarreurs en parallèle (locomotives diesel hydrauliques t. 219.)
Bosch SH/SEW 4/3
Bosch SH/SA 1/72/1
Pompe incendie
Régulateur d'excitation
Génératrice BBC type BB GNb 1/640 tol.
Démarreurs Bosch FTB 18/12

Fig. 469.

Démarreur "Bendix" à pignon coulissant (principe de fonctionnement.

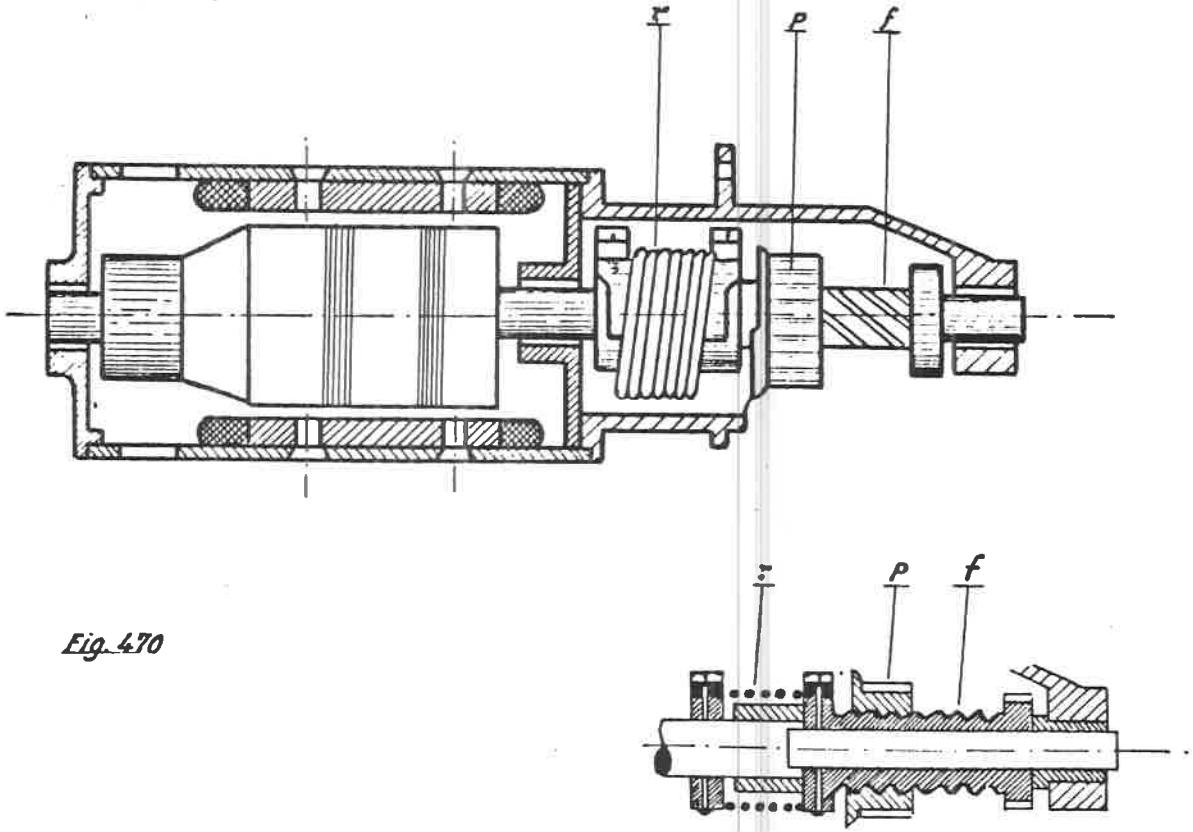
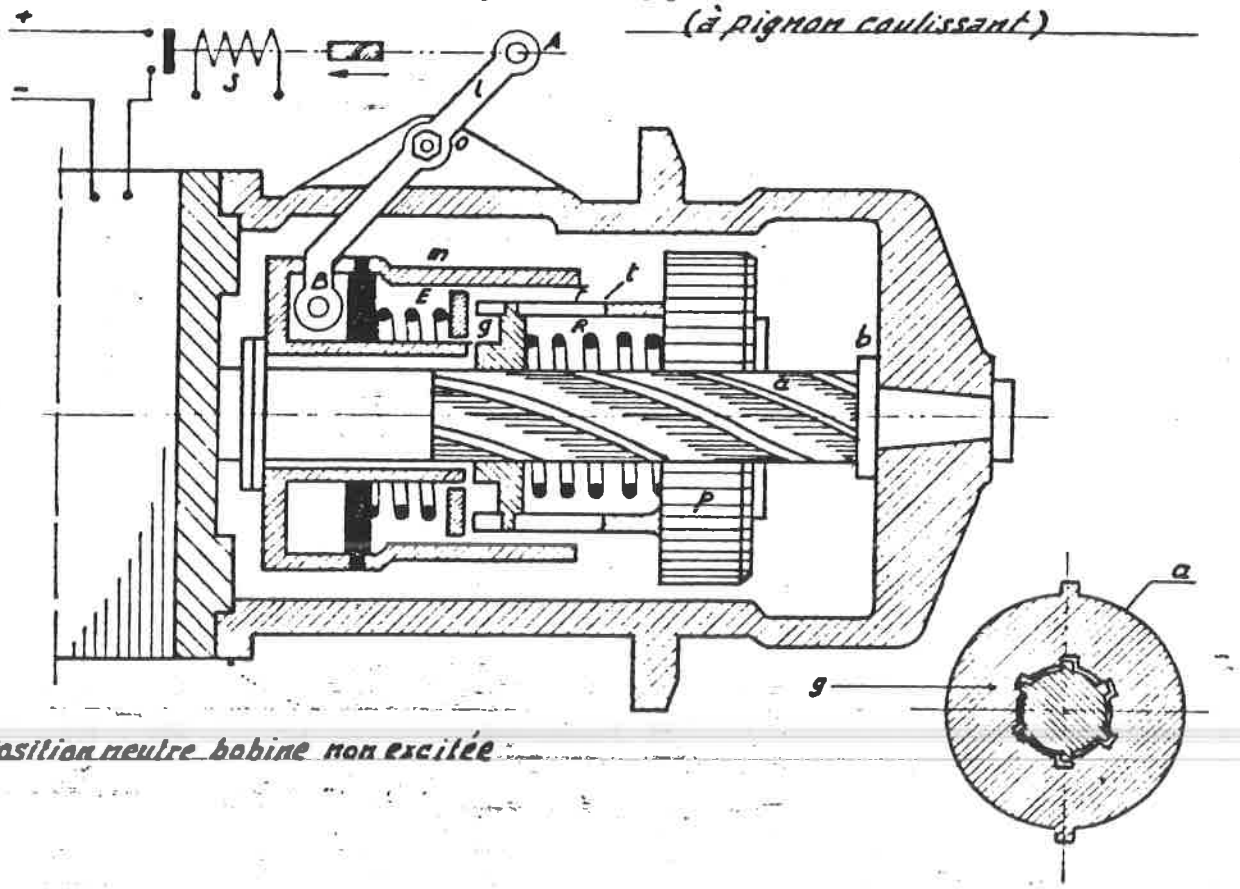


Fig. 470

Demarreur Delco-Remy système Dyer (à pignon coulissant)



Position neutre bobine non excitée

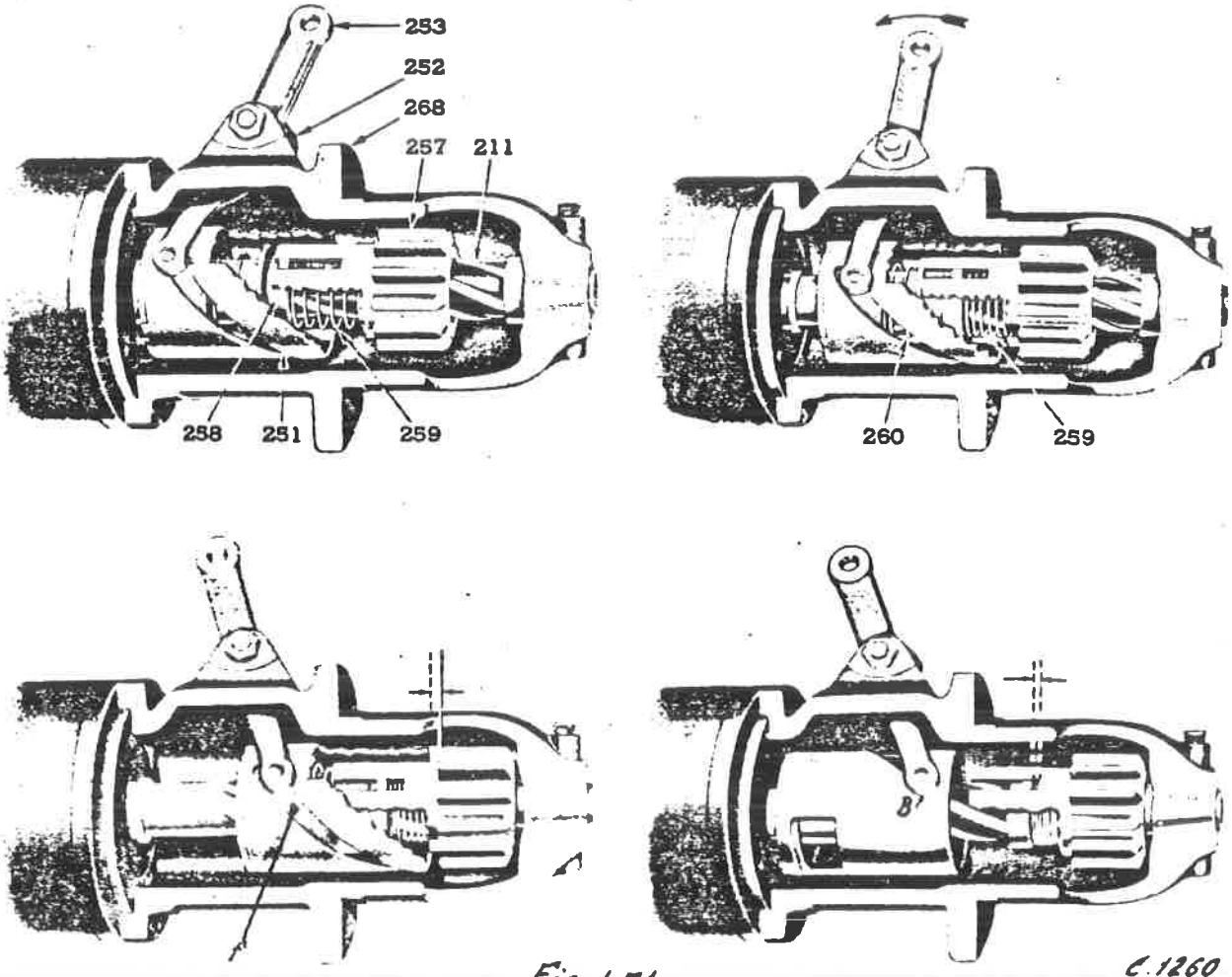
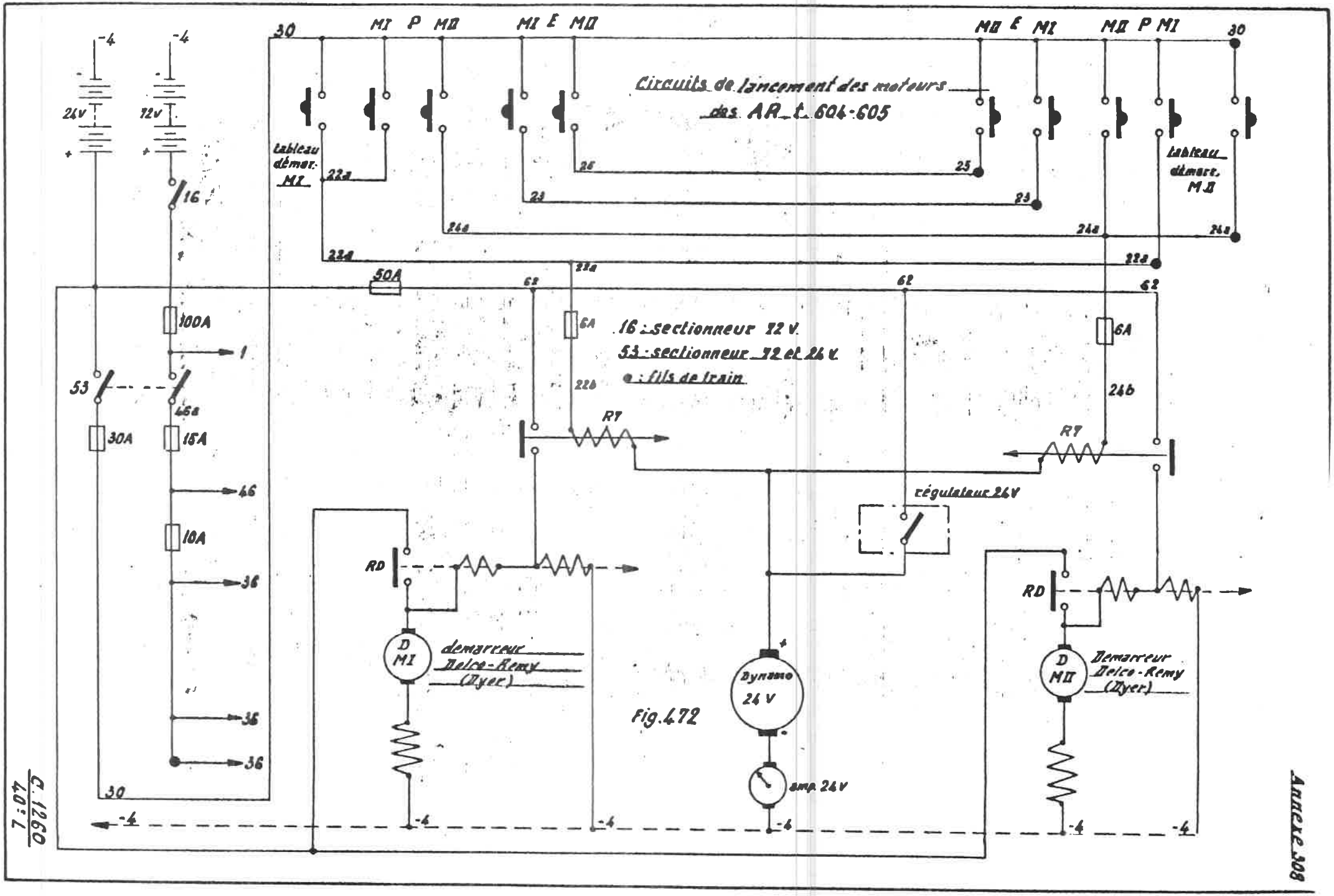


Fig. 471

C.1260
40:L


Circuits de lancement des moteurs
des AR t. 604-605
Tableau démar. MI
Tableau démarr. MII
16 : sectionneur 12 V.
53 : sectionneur 12 et 24 V.
• : fils de train
régulateur 24 V
Dynamo 24 V
amp 24 V
D MI
D MII
démarreur Delco-Remy (Dyer)
Démarreur Delco-Remy (Dyer)
RD
RT
Fig. 472
C. 1260
40 : 7
Annexe 308

Circuit de lancement à 2 démarreurs raccordés en série (locomotives NL dh t213 - démarreurs Delco-Remy-Dyer)

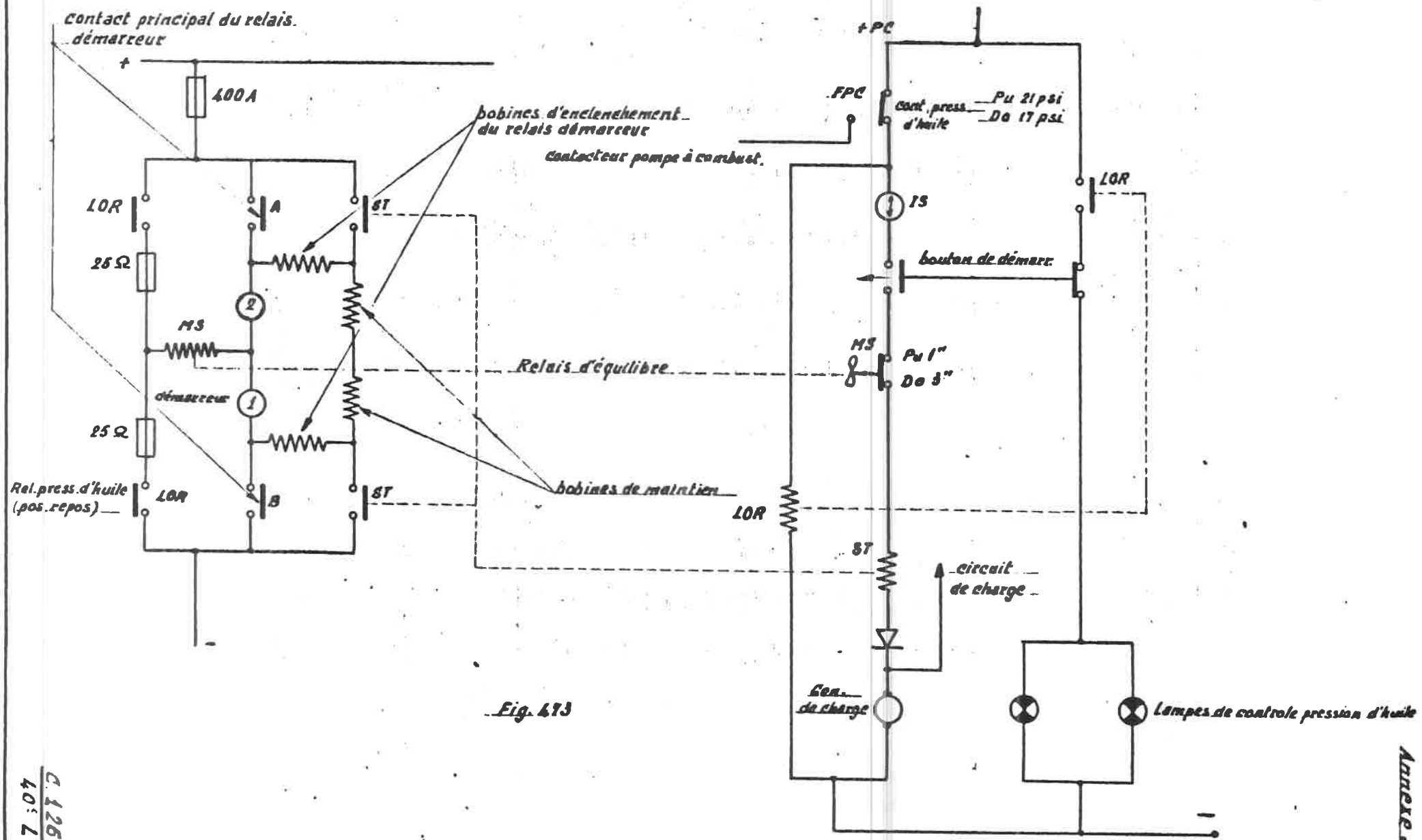


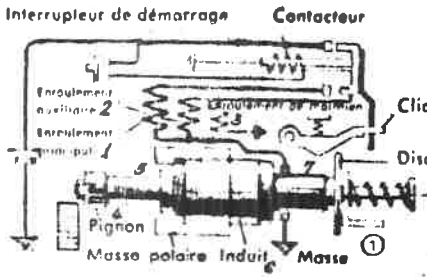
Fig. 473

C. 1260
4 : 7

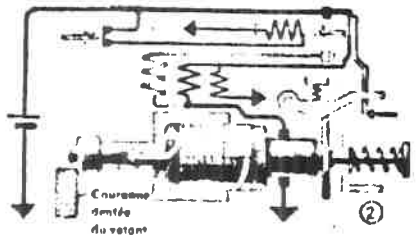
Annexe 809

Démarreur à induit coulissant Bosch

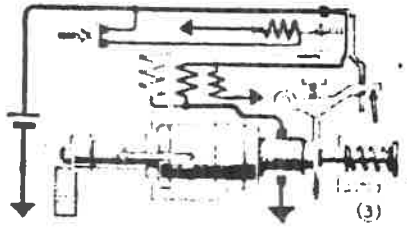
Fig. 474



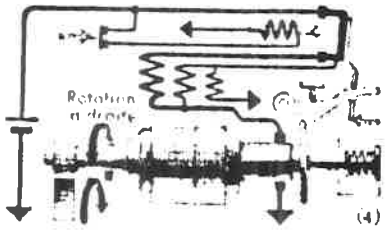
Démarreur sans courant, l'induit est immobile.



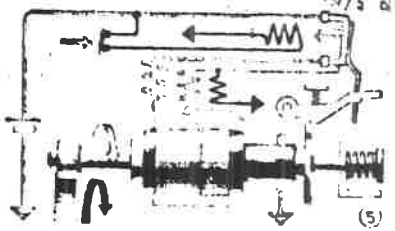
1ère phase de la commande: enroulements auxiliaire et de maintien en circuit. Attraction et rotation lente de l'induit.



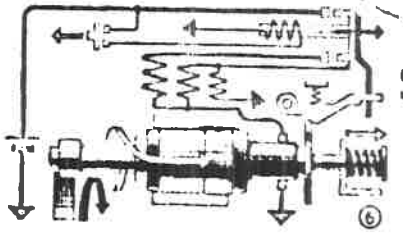
Courant dans les enroulements auxiliaire et de maintien. Le pignon engrène.



2ème phase de la commande: enroulement série en circuit, transmission du couple total. Le moteur est entraîné.



Le moteur est parti, l'induit accélère, le courant diminue dans l'enroulement principal et l'enroulement auxiliaire, l'enroulement de maintien maintient l'induit en prise.



Processus de l'arrêt: Démarreur sans courant, le pignon se dégage de la couronne dentée, le ressort de rappel tire l'induit en position de repos.

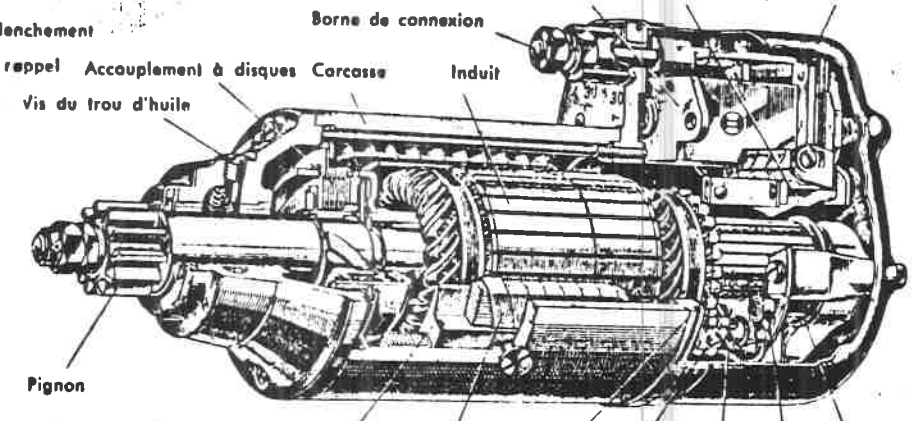
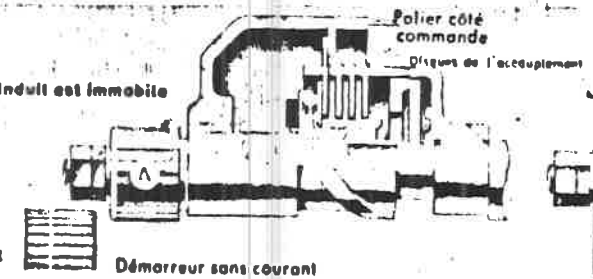


Fig. 475

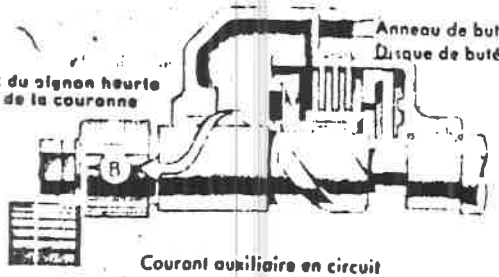
Vue en coupe d'un démarreur à induit coulissant Bosch, pour fixation sur berceau et équipé d'un accouplement à disques



L'induit est immobile

Démarreur sans courant

Aucune pression entre les disques de l'accouplement.

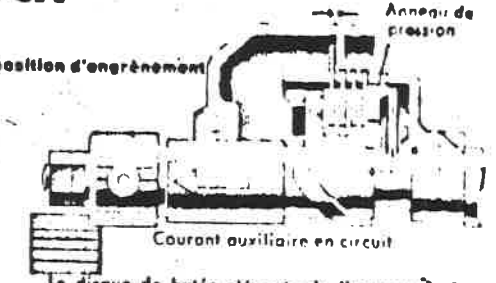


Une dent du pignon heurte une dent de la couronne

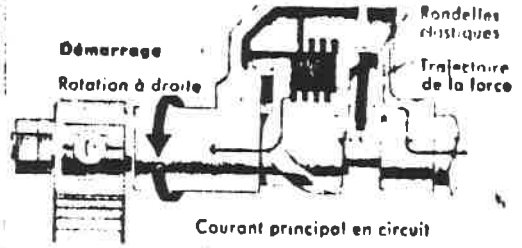
Courant auxiliaire en circuit

Le disque de butée frotte sur l'anneau de butée.

Fig. 476

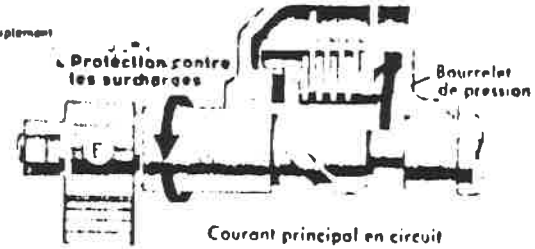


Le disque de butée s'écarte de l'anneau de butée. Les disques de l'accouplement transmettent un couple partiel. Le pignon engrène.



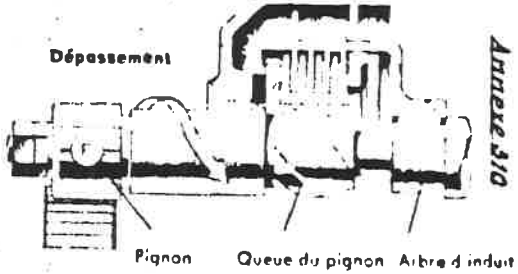
Courant principal en circuit

L'accouplement transmet le couple total. Les rondelles élastiques sont légèrement incurvées.



Courant principal en circuit

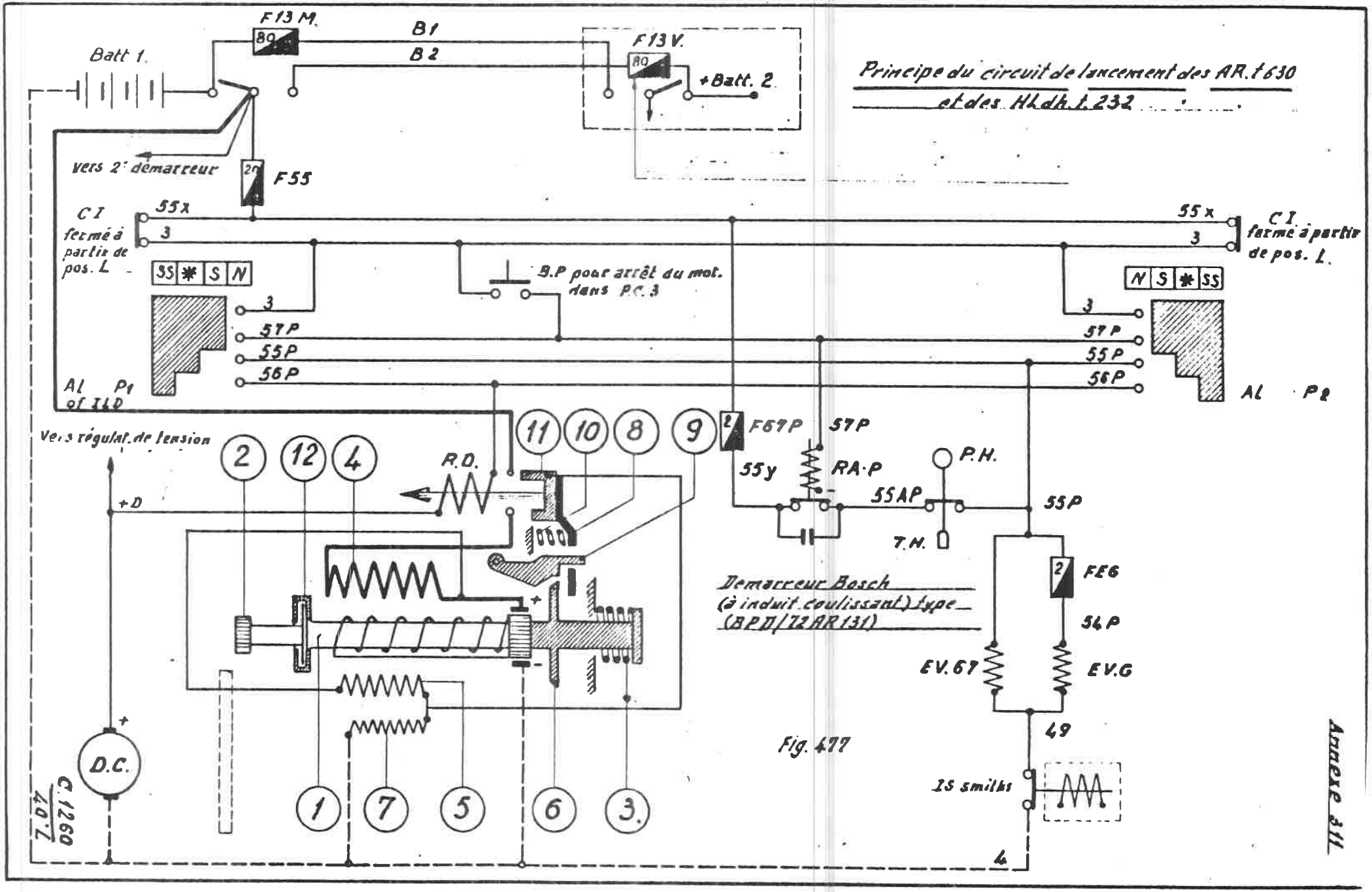
Le bourrelet de pression soulage l'anneau de pression et les disques de l'accouplement; l'accouplement glisse.



Pignon accéléré par le volant. L'accouplement à disques joue le rôle d'une roue libre.

Annexe 310

C.1260
40.1


Principe du circuit de lancement des AR. t 630
et des Hldh. t 232
F13 M.
B1
B2
F13 V.
Batt 1.
+Batt. 2
vers 2e démarreur
F55
CI fermé à partir de pos. L
55x
3
SS * S N
B.P pour arrêt du mot. dans P.C. 3
57P
55P
56P
Al P1 of ILD
CI fermé à partir de pos. L.
N S * SS
Al P2
Vers régulat. de tension
+D
2
12
4
R.D.
11
10
8
9
F67P
57P
55y
RA·P
P.H.
55AP
55P
T.N.
FE6
54P
EV.67
EV.G
49
1S smiths
4
D.C.
1
7
5
6
3.
Démarreur Bosch
(à induit coulissant) type
(BPD/72 AR 131)
Fig. 477
C. 1260
7.67
Annexe III

Principe du lancement du moteur des locomotives hydrauliques.

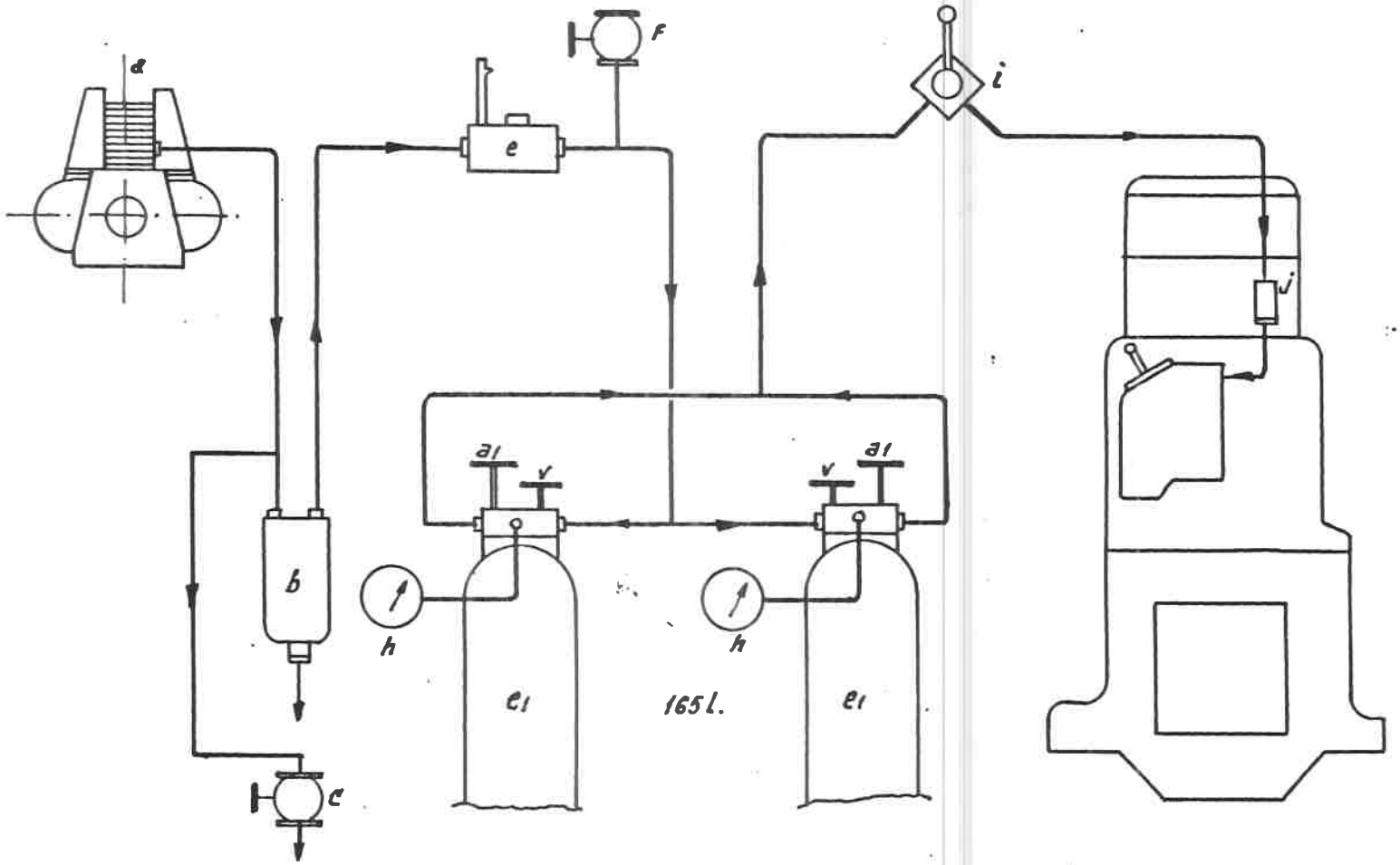


Fig. 478

C. 1260
40 : 7

Annexe : 312

Lancement pneumatique - système ABC.

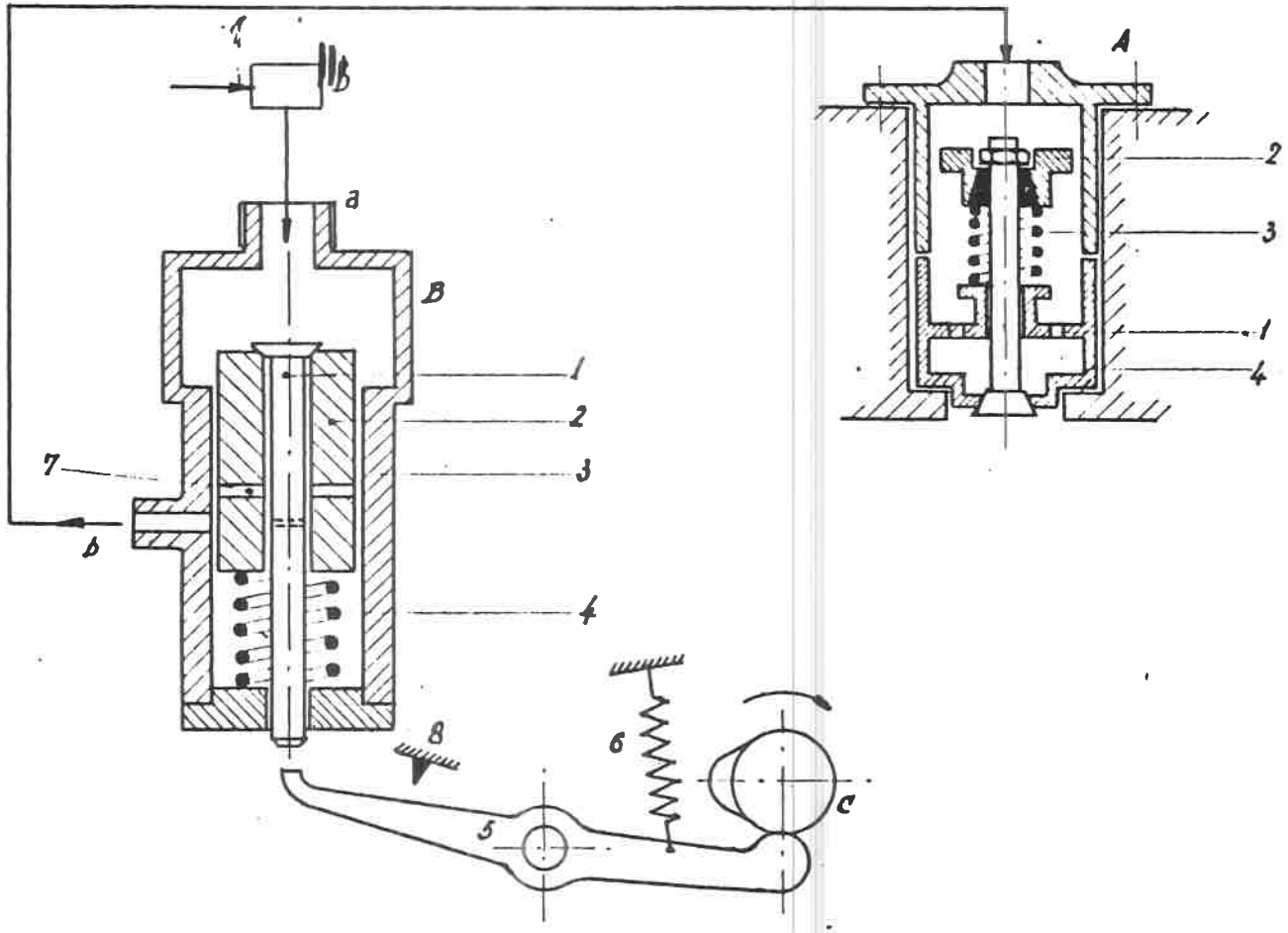


Fig. 479.

Lance-engin pneumatique - système SEM.

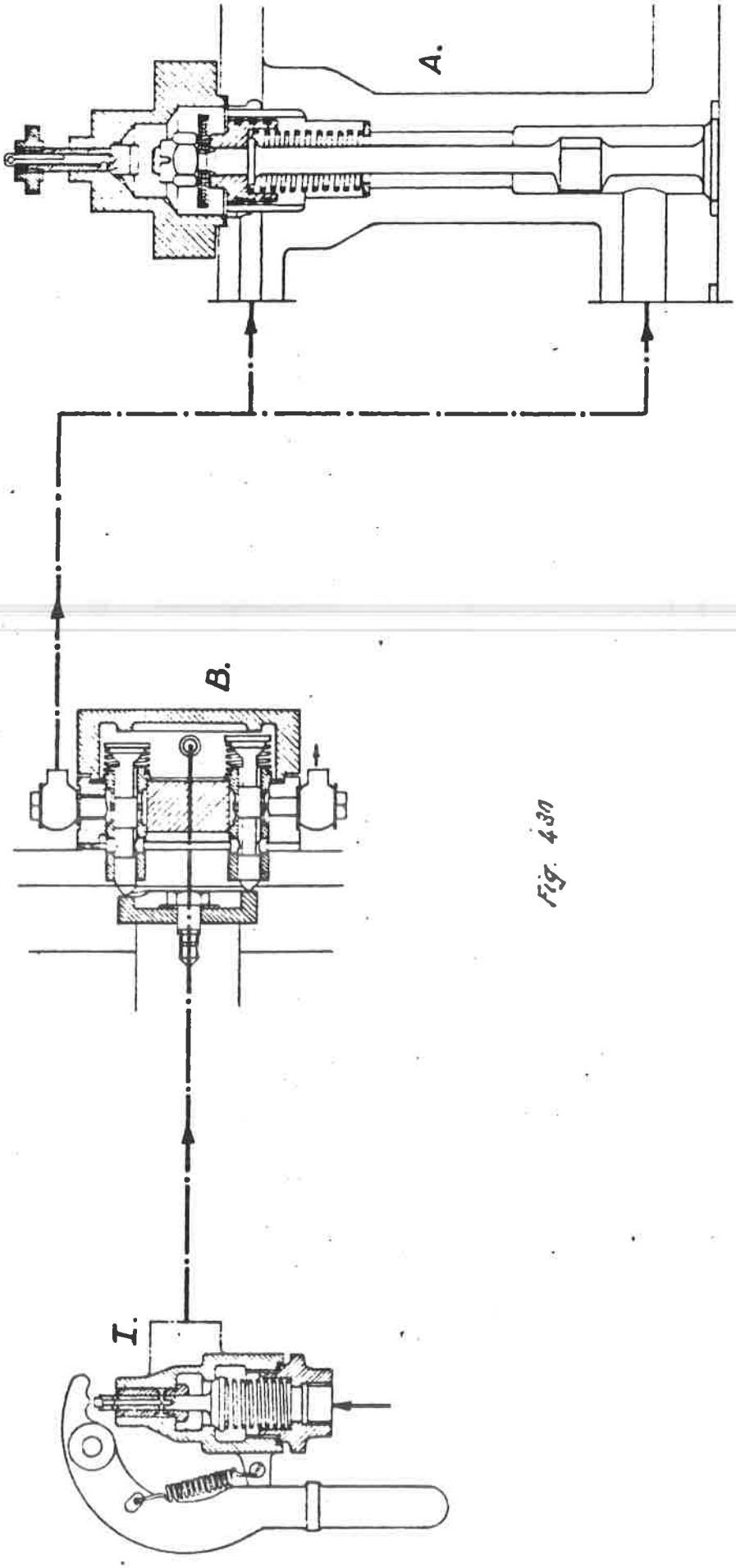


Fig. 430

Lancement pneumatique - système "Cockerill"

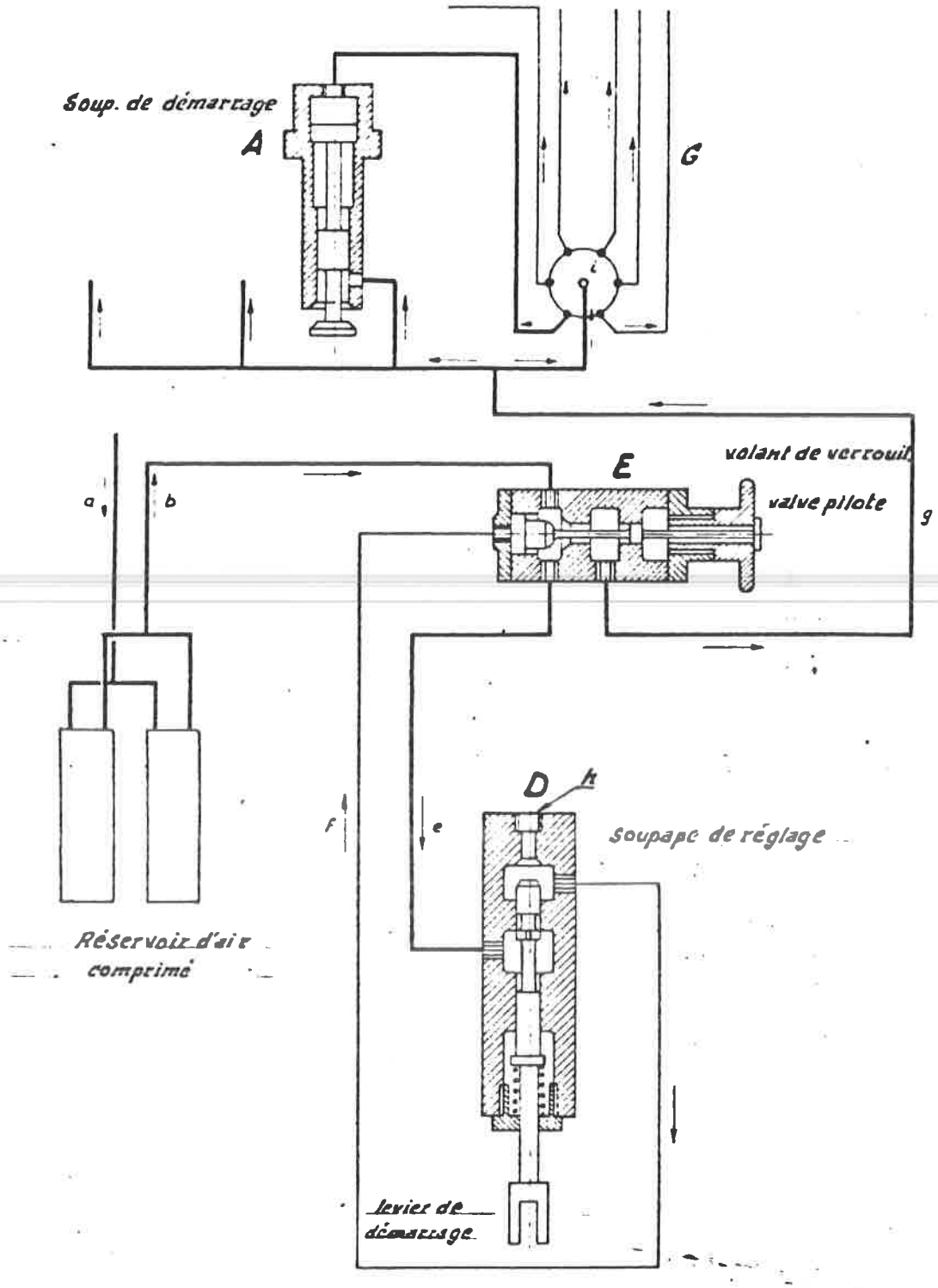


Fig. 481/a

Distributeur du dispositif de lancement - système Cockerill. Annexe 316

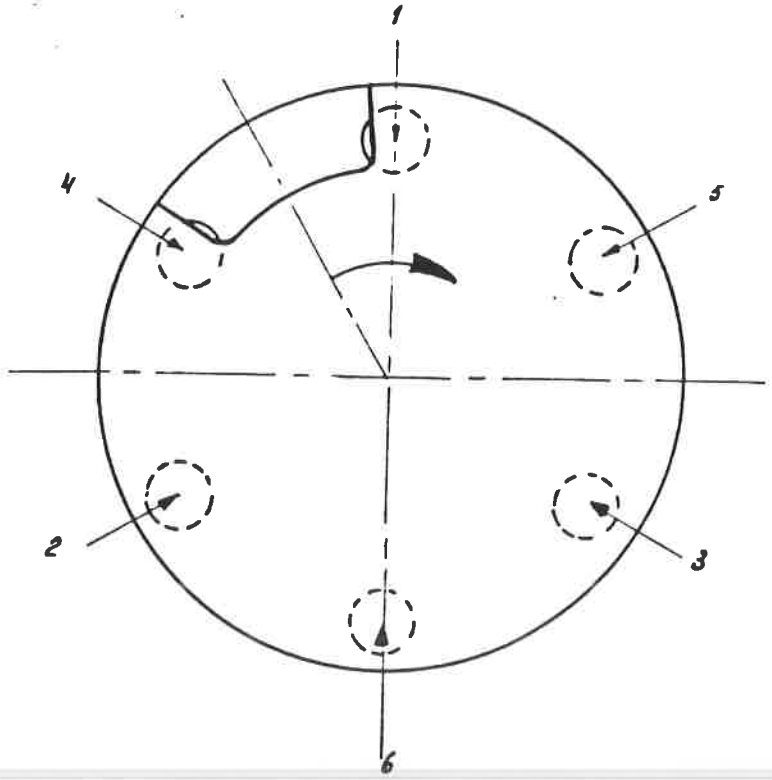


Fig. 481/b

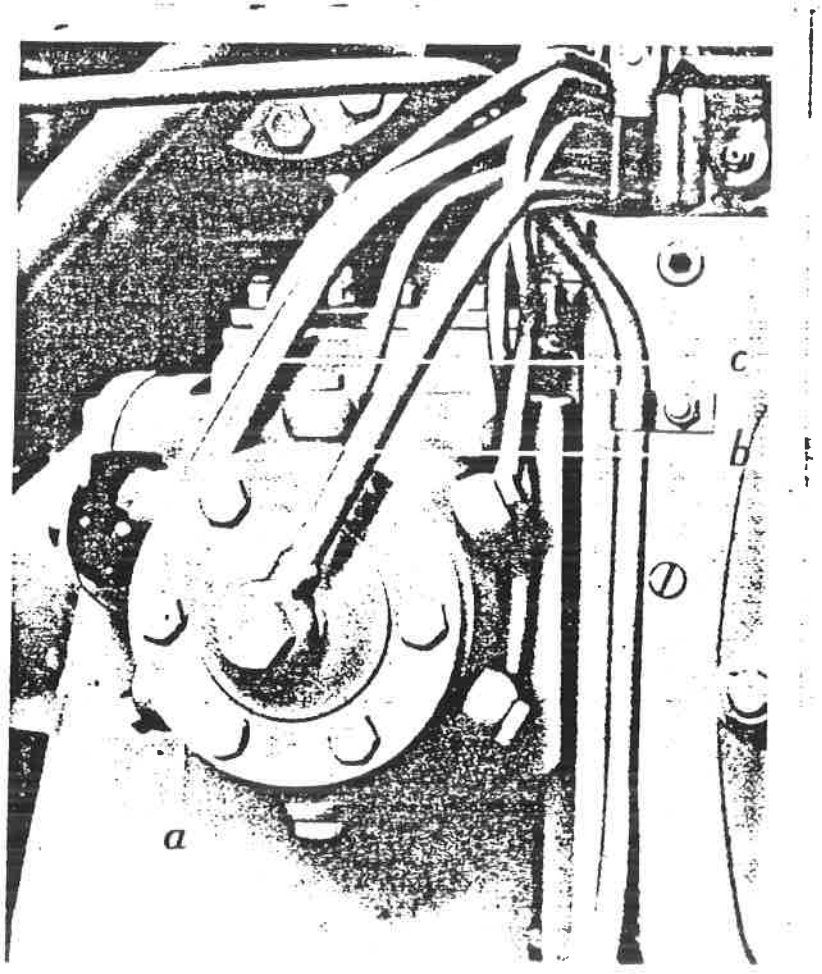


Fig. 481/c

SNCB
Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

V/VI

Leçons 41 à 46

CHAPITRE VIII - La production d'air comprimé sur les engins diesel.

A. Généralités.

1. Tous les engins diesel sont équipés d'une installation d'air basse pression (max. 9 kg/cm2) pour alimenter :

- Les appareils pneumatiques de freinage et de sablage;
- Le dispositif de conduite pneumatique ou électropneumatique;
- Eventuellement, les appareils électropneumatiques pour la commande à distance des portes (uniquement sur les autorails);
- Les trompes et essuie-glaces pneumatiques.

2. Certaines locomotives de manoeuvre possèdent en outre une installation haute pression (30 à 40 kg/cm2) pour le démarrage du moteur diesel.

3. Ce chapitre traite uniquement des dispositifs pour la production de l'air comprimé.

Les appareils utilisateurs ne sont pas examinés ici, soit qu'ils ont été étudiés dans d'autres chapitres, soit qu'ils sont étudiés dans d'autres cours spécialisés, comme par exemple les appareils de frein.

B. Constitution des installations de production d'air comprimé

4. Les installations comprennent, en principe, un ou plusieurs compresseurs qui aspirent l'air à l'atmosphère et le compriment dans un réservoir principal. A ce réservoir, sont raccordés, directement ou indirectement, tous les dispositifs pneumatiques de l'engin.

Des refroidisseurs limitent la température de l'air fourni par le compresseur.

Des régulateurs maintiennent la pression de l'air dans le réservoir principal entre deux limites.

Des appareils de sécurité empêchent la pression de dépasser une certaine valeur maximum dans la conduite de refoulement du compresseur, les réfrigérants et le réservoir principal.

C. Compresseurs.

Les propriétés particulières des compresseurs montés sur les engins diesel peuvent être résumées comme suit :

I. Nature des compresseurs.

5. Sur les engins diesel, on utilise uniquement des compresseurs avec pistons à simple action, cela à cause de leur

grande sécurité de marche, résistance aux chocs, faible consommation d'huile, grande durée de vie, possibilités de refroidissement, insensibilité aux basses températures, encombrement relativement faible, possibilités de montage et d'entraînement et poids relativement faible.

II. Sens de rotation.

6. Sauf les exceptions déterminées par les constructeurs, leur sens de rotation est généralement le sens horlogique.

L'inversion du sens de rotation d'un compresseur peut entraîner sa destruction.

III. Nombre d'étages.

7. Les compresseurs de faible puissance sont généralement à simple étage. Cela signifie que dans chacun de ses cylindres l'air, aspiré à la pression atmosphérique, est comprimé en une fois à la pression finale. Cela présente l'inconvénient que l'air comprimé, à la sortie du compresseur, portée à une température assez élevée peut entraîner la combustion de l'huile de graissage et le durcissement par vulcanisation des conduites en caoutchouc éventuelles entre le compresseur et le réservoir principal.

Les compresseurs de moyenne et grande puissance possèdent le plus souvent 2 ou plusieurs étages de pression. Cela signifie que l'air est d'abord comprimé partiellement dans un cylindre basse pression et, après refroidissement, est introduit dans un ou plusieurs cylindres haute pression pour achever la compression.

IV. Le nombre de cylindres et leur montage.

8. Les compresseurs à simple étage peuvent posséder 1, 2 ou plusieurs cylindres groupés en un seul bloc soit verticalement en ligne, soit en V, soit en ⏚.

La fig. 482 représente le compresseur à simple étage et deux cylindres Westinghouse MPP 400;
Le compresseur "Oerlikon" A800 est représenté à la fig. 483.

9. Les compresseurs à plusieurs étages peuvent comporter 1, 2 ou plusieurs cylindres basse et haute pression, montés le plus souvent en V ou en ⏚, parfois aussi verticalement en ligne.

La fig. 484 représente le compresseur à 2 étages, Knorr-VV 100/100 dont les 2 cylindres basse pression et le cylindre haute pression sont montés verticalement en ligne,

Le compresseur à 2 étages "Arpic-HS 96", avec un cylindre basse et un cylindre haute pression montés en V, est représenté aux figures 485 et 486.

Le compresseur à deux étages "Gardner-Denver t. WXO-8016", dont les 2 cylindres basse pression et le cylindre haute pression sont montés en ↓ , est représenté aux figures 487 et 488.

La fig. 489 représente une coupe du compresseur "Lebrun-LA3".

10. Il existe des exécutions spéciales dans lesquelles les étages basse et haute pression sont réunis dans chaque cylindre. Le piston a alors une forme spéciale. La fig. 490 représente le compresseur haute pression "NOVA" de "Junkers et Ferber à Zurich".

Dans ce compresseur, l'air est aspiré quand le piston descend, au travers du filtre (1) et de la soupape d'admission (14) à la partie supérieure du cylindre basse pression.

Le piston (15), en remontant, comprime l'air dans ce cylindre jusque 5 à 7 kg/cm2. L'air est refoulé au travers de la soupape d'échappement (13) et le tuyau en spirale (10) vers la soupape d'admission (11) de l'étage haute pression. Celui-ci est formé par l'espace annulaire entre le piston et le cylindre. Quand le piston descend, l'air y est comprimé jusque 30 à 40 kg/cm2 et est refoulé au travers de la soupape d'échappement (5) vers les bonbonnes haute pression.

Les vapeurs d'huile qui se forment dans le sous-carter sont aspirés par la conduite de désaérage (17) vers le premier étage pour le graissage de la tête du piston.

11. Remarque.

Pour le montage des cylindres, le nombre d'étages et le nombre de cylindres par étage, des compresseurs en service à la S.N.C.B., se référer au tableau récapitulatif de l'annexe 335

V. Propriétés constructives du compresseur.

12. 1) Pistons.

Les pistons des cylindres basse pression sont généralement coulés en alliage léger.

Ils peuvent avoir 2 à 3 segments de compression tandis que le nombre de segments racleurs n'est généralement que de un.

Les pistons haute pression sont soit en fonte étamée par galvanoplastie, soit en acier coulé.

Ils possèdent 3 ou 4 segments de compression mais 1 seul segment racleur.

13. 2) Cylindres.

Exécutés le plus souvent en fonte perlitique ou en fonte spéciale, l'alésage est rectifié et poli ou honé

14. 3) Vilebrequins.

Dans les compresseurs lourds le vilebrequin est exécuté en acier forgé Cr-Ni (Oerlikon), tandis que dans les compresseurs de faible puissance il est exécuté en acier coulé ou même en fonte nodulaire.

Dans les compresseurs lourds, le vilebrequin est généralement supporté par des roulements à rouleaux coniques; dans les petits compresseurs par des roulements à billes simples ou doubles.

15. 4) Bielles.

Les bielles sont généralement exécutées en acier forgé. les pieds de bielle, sont garnis de coussinets en bronze phosphoreux, les têtes de bielle sont munies de coquilles garnies de métal antifriction (étain + antimoine + cuivre).

16. 5) Soupapes.

Les soupapes sont généralement constituées de disques métalliques et sont appelées pour cette raison "clapets".

Ces clapets sont toujours d'accès facile et sont caractérisés par un très faible encombrement en hauteur (ordre de grandeur : 1,00 mm). Chaque cylindre peut avoir 1, 2 ou même 3 clapets d'admission (3 pour le cylindre basse pression du compresseur Knorr) et 1 ou 2 clapets d'échappement.

La façon dont les clapets et leurs sièges sont montés et fixés diffère d'un compresseur à un autre. Quelques exemples sont donnés dans les détails des figures 483 à 489.

17. Les soupapes d'admission de certains compresseurs (par ex. Arpic - Lebrun) sont munies d'un dispositif spécial qui permet de les maintenir ouvertes lorsque le compresseur doit tourner à vide. (Fig 485 bis et 489)

18. 6) Refroidissement du compresseur et de l'air comprimé.

Le compresseur même peut être refroidi par l'air ou par l'eau.

Sur les engins diesel, le refroidissement par air est généralisé

Il est réalisé en munissant extérieurement les cylindres d'un grand nombre d'ailettes de grande surface.

Le refroidissement de l'air au refoulement du compresseur est nécessaire pour la protection des conduites en caoutchouc entre compresseur et réservoir principal (le durcissement du caoutchouc par vulcanisation commence à 110°C). Il se fait généralement dans des radiateurs refroidis eux-mêmes par l'air.

Dans les compresseurs à plusieurs étages, le refroidissement de l'air, entre les cylindres basse et haute pression, peut se faire en prévoyant des ailettes de refroidissement sur les conduites de liaison ou en faisant passer l'air dans des radiateurs . (fig. 485 - 486 - 487 - 488).

19. 7) Graissage du compresseur.

Le carter constitue le réservoir d'huile. La capacité peut varier, suivant l'encombrement et la puissance du compresseur, de 2 l (Westinghouse MPP 200) à 15 l (Lebrun).

Les organes en mouvement peuvent être graissés par projection. Dans ce cas, l'huile est projetée par une cuillère fixée à la tête de bielle.

Les paliers de bielle des compresseurs de moyenne et haute puissance sont toujours graissés sous pression. On utilise pour cela, soit une pompe à engrenages fixée au vilebrequin, soit une pompe à plongeur avec soupapes à billes et entraînée par un excentrique fixé au vilebrequin. L'huile est alors aspirée au travers d'une crépine. Dans les compresseurs lourds, le circuit d'huile comprend un filtre fin.

La pompe à huile possède toujours une soupape by-pass réglable qui limite la pression de l'huile à la valeur prescrite par le constructeur (2 kg/cm2 à 4 kg/cm2 suivant le type de compresseur).

Les cylindres et les pistons des compresseurs équipés d'une pompe à huile sont aussi graissés par les projections d'huile s'échappant des coussinets de bielles.

Cette condition montre l'importance d'un réglage exact du régulateur de débit.

En effet, un graissage surabondant amène des dépôts charbonneux sur les pistons et les soupapes. Un graissage insuffisant peut être la cause de la fusion des coussinets de bielles, du bris de roulements de vilebrequin et du grippage des pistons dans leurs cylindres.

Une exécution spéciale est réalisée au compresseur "Oerlikon" dans lequel la pompe à huile ne sert que pour le remplissage de cavités dans le carter. Les cuillères fixées aux bielles y puisent l'huile pour le graissage par projection des paliers de bielles et de vilebrequin ainsi que des pistons et des cylindres.

20. Les constructeurs conseillent généralement, pour le graissage des compresseurs, d'utiliser une huile minérale pu de viscosité comprise entre SAE 30 et SAE 40. En cas de très basses températures, la classe de viscosité peut être diminuée.

Certains constructeurs déconseillent l'emploi d'huile détergente.

21. 8) Débit et puissance d'un compresseur.

On appelle "débit d'un compresseur" la quantité d'air exprimée en litres et ramenée à la pression atmosphérique, que le compresseur peut comprimer à la pression voulue, par minute.

Ce débit peut être calculé comme suit :

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L \cdot n \cdot K}{4.000.000} = \text{l/min}$$

D = alésage en mm (du cylindre basse pression dans les compresseurs à plusieurs étages).

L : course en mm (idem)

n : nombre de tours par minute

K : nombre de cylindres (nombre de cylindres basse pression dans les compresseurs à plusieurs étages).

22. Si cette quantité d'air est comprimée à 10 kg/cm2, le volume final, ramené à la même température que l'air aspiré, est 10 fois plus petit. Cela permet, par approximation, de connaître le temps théoriquement nécessaire pour le remplissage d'un réservoir principal de capacité connue.

23. Nous pouvons déduire de la formule ci-dessus que, pour un compresseur donné, le <u>débit est proportionnel à la vitesse de rotation.</u>

24. La <u>puissance</u> du compresseur ne dépend pas seulement de <u>sa vitesse de rotation mais aussi de la pression finale.</u>

En effet : si la pression moyenne effective est p_m kg/cm2, la puissance peut être exprimée comme suit:

$$N = \frac{\pi . D^2 . L . p_m . n . K}{1.800.000.000} \text{ CV} = \frac{D^2 . L . pm . n . K}{573.000.000} \text{ CV}$$

Dans ces formules, l'alésage D et la course L sont donnés en mm et la pression moyenne p_m en kg/mm2.

Cette expression est valable uniquement pour les compresseurs à simple étage. Pour les compresseurs à plusieurs étages, la puissance totale est égale à la somme des puissances absorbées par chaque étage.

25. Si la pression effective finale est p_1 = 8 kg/cm2, la pression moyenne effective est, par approximation, $p_m = \frac{p_1}{3}$

Ainsi, la puissance est, par approximation :

$$N = \frac{D^2 . L . p_1 . n . K}{1.719.000.000} \text{ CV}$$

<u>Exemple</u> : Calculons la puissance du compresseur à simple étage Orlikon dont

D = 90 mm
L = 60 mm
p_1 = 8 kg/cm2
n = 1000 tr/min.
K = 2

Réponse : $N = \frac{90^2 . 60 . 8 . 1000 . 2}{1.719.000.000} = 4,5$ ch.

9) <u>Entraînement du compresseur.</u>

Le compresseur d'un engin diesel peut être :

26. a) <u>Entraîné de façon continue</u> par le moteur diesel ou par un arbre de la transmission hydraulique ou mécanique au moyen, soit de courroies en V, soit par un arbre ou un accouplement élastique. Dans ce cas, un régulateur doit mettre le compresseur en marche à vide dès que la pression de l'air dans le réservoir principal atteint sa valeur maximale.

27. b) Entraîné de façon intermittente par un coupleur hydraulique ou un moteur électrique. Dans ce cas, le compresseur est arrêté, par vidange du coupleur ou par coupure de l'alimentation du moteur électrique, dès que la pression dans le réservoir principal atteint sa valeur maximale.

Dans ce cas aussi, le compresseur est généralement relié à l'organe d'entraînement par un arbre ou un accouplement élastique.

28. Pour éviter les vibrations dans l'engin, le compresseur et son organe d'entraînement doivent être correctement alignés, particulièrement en cas d'emploi d'accouplements élastiques.

En cas d'entraînement par courroies, un montage incorrect du compresseur peut amener l'usure prématurée des courroies ainsi que le bris du vilebrequin du compresseur.

29. Sur les engins équipés de compresseurs lourds, il est conseillé, pendant le lancement du moteur diesel, de faire fonctionner le compresseur à vide, ou mieux de couper son entraînement. On évite ainsi une surcharge inutile des batteries de démarrage.

30. Il est aussi conseillé de ne charger les compresseurs aussi longtemps que leur graissage n'est pas assuré. Cela se fait en ouvrant les robinets de purge des appareils se trouvant sur la conduite de refoulement ou du réservoir principal et en ne fermant ces robinets que quand le compresseur est bien graissé.

10) Pertes de pression.

31. Pour éviter les pertes de pression, la conduite d'aspiration du compresseur doit être courte et aussi droite que possible et avoir une section au moins égale à la section totale des soupapes d'admission. Pour cela, les filtres à air doivent être autant que possible montés directement à l'aspiration.

32. La longueur de la conduite de refoulement doit être limitée en montant le réservoir principal aussi près que possible du compresseur. Il ne faut que des courbes à grand rayon. La section doit être au moins égale à la section totale des soupapes de refoulement.

33. La capacité du réservoir est fixée de préférence à 3 à 4 fois le débit horaire du compresseur à la pression finale.

D. Installation de production d'air comprimé.

34. Comme le montre la fig. de principe 491, l'air est aspiré par le compresseur au travers d'un filtre et d'un appareil antigel et refoulé vers le réservoir principal en passant par un radiateur de refroidissement, un séparateur d'huile et une soupape de retenue.

Un régulateur de pression maintient la pression dans le réservoir principal entre 2 limites.

Une soupape de sécurité, placée sur la conduite de refoulement, protège le compresseur si le régulateur vient à faire défaut ou si la soupape de retenue ne s'ouvre plus normalement.

Entre le compresseur et le réservoir principal, il ne convient pas de placer des robinets d'isolement si ce n'est pour l'emploi de plusieurs compresseurs en parallèle. Dans ce cas, la soupape de sécurité doit être montée entre les robinets d'isolement et les compresseurs.

I. Filtre à air.

35. Le filtre à air doit être adapté au degré de pureté de l'air aspiré, c'est-à-dire à l'emplacement du filtre (sous l'engin ou dans la salle des machines).

36. Les compresseurs de faible puissance sont principalement équipés de filtres secs type "Vokes" (fig. 492) avec une surface de filtrage suffisante pour réduire les pertes de pression au maximum. La périodicité de nettoyage des filtres secs est d'autant plus limitée que l'air est chargé d'impuretés et que la surface de filtrage est petite.

Une obstruction du filtre à air est la cause d'un mauvais rendement et d'une surchauffe du compresseur.

Un manque d'étanchéité de la liaison du filtre à la conduite d'aspiration provoque une usure rapide de tous les organes du compresseur.

37. Les compresseurs lourds sont pratiquement toujours équipés de filtres à bain d'huile (déjà étudiés dans le cours 1213)

II. Appareil antigel (fig. 493).

38. L'air passe dans une chambre (8) à laquelle est traversée par une mèche trempant dans l'alcool. La hauteur libre de la mèche dans la chambre (8) est réglée, en fonction de la température extérieure, par la modification du soulèvement de la buselure (3). Elle détermine la quantité d'alcool absorbée par l'air circulant dans la chambre (8).

Cet alcool se mélange aux vapeurs d'eau présentes dans l'air et empêche ainsi le gel de l'eau condensée dans les installations pneumatiques.

Cet appareil n'est toutefois efficace que pour autant que de l'alcool ait été ajouté à l'eau condensée avant qu'il ne commence à geler. Pour cela, l'appareil doit être rempli d'alcool un certain temps avant la période hivernale.

III. Le réfrigérant (fig. 494).

39. Il consiste généralement en tubulures de cuivre munies d'ailettes.

IV. Le séparateur d'huile (fig. 495).

40. Par son passage dans le séparateur, l'air comprimé est soumis à un mouvement de rotation et les gouttes d'eau et d'huile sont expulsées. Un robinet permet d'évacuer régulièrement l'émulsion eau-huile ainsi formée dans le séparateur.

V. La soupape de sécurité (fig. 496).

41. Cet appareil possède une soupape (3) normalement pressée sur son siège par le ressort (5). On règle la pression maximum dans la conduite de refoulement du compresseur en modifiant la tension du ressort (normalement réglé à 9,5 kg/cm2).

La levée de la soupape (3) coupe la liaison entre les chambres F et C. La levée se fait donc toujours franchement et la soupape reste ouverte jusqu'à ce que la pression dans la conduite de refoulement soit descendue suffisamment (8 kg/cm2).

VI. Soupape de retenue (fig. 497).

42. Elle consiste en une soupape conique pressée sur son siège par la pression d'air. Elle empêche le retour de l'air comprimé du réservoir principal vers le compresseur.

VII. Les régulateurs de pression des compresseurs à marche continue.

43. Les systèmes permettant la marche à vide du compresseur sont à distinguer comme suit :
Par mise en communication avec l'atmosphère de la conduite de refoulement du compresseur (régulateur Westinghouse types N et T);

- Par soulèvement des soupapes d'admission (haute et basse pression) (régulateurs PENN - ARPIC - CCS - Lebrun).

Pour les compresseurs lourds, ce dernier système a la préférence à cause du meilleur refroidissement et la meilleure décharge du compresseur.

a) Régulateur "Westinghouse type N".

44. But : ce régulateur, représenté aux figures 498 et 499, ouvre, quand on dépasse une pression déterminée (9kg/cm2) dans le réservoir principal, une soupape d'échappement placée sur la conduite de refoulement du compresseur (fig. 500).

45. Ce régulateur possède :

1) Un cylindre divisé en 3 chambres A, B et C par les pistons différentiels. La tige de liaison des 2 pistons (10) et (17) porte un tiroir (16) qui relie la chambre F de la soupape de marche à vide soit à l'atmosphère (soupape fermée marche normale du compresseur), soit au réservoir principal (soupape ouverte - marche à vide du compresseur).

2) Une soupape MAXI (5) ouverte par la membrane D dès que la pression dans le réservoir principal dépasse 9kg/cm2.

3) Une soupape MINI (23) ouverte tant que la pression sous la membrane E est inférieure à 7,5 kg/cm2.

46. Si la pression dans le réservoir principal dépasse 9 kg/cm2, la soupape (23) est fermée et la soupape (5) ouverte. La chambre A est donc mise à l'atmosphère de sorte que le piston différentiel (10-17) est poussé vers la gauche; le tiroir (16) relie la chambre F de la soupape de marche à vide au réservoir principal et la soupape s'ouvre.

Dès que la pression dans le réservoir principal descend au dessous de 7,5 kg/cm2, la soupape (23) s'ouvre et la soupape (5) se ferme. La chambre C est mise à l'atmosphère et le piston différentiel, avec son tiroir (16) est poussé vers la droite. La soupape de marche à vide se ferme, la chambre F étant reliée à l'atmosphère.

b) Régulateurs PENN.

47. Ce régulateur consiste, comme le montre la fig. 501, en un pressostat monté sur le réservoir principal. Dès que la pression y dépasse 9 kg/cm2, le pressostat ferme le circuit d'alimentation d'une électrovalve. Celle-ci admet l'air dans un servo-moteur monté sur les têtes de cylindre du compresseur pour maintenir les soupapes d'admission ouvertes.

48. Le régulateur CCS monté sur les compresseurs "Gardner," représenté à la fig. 502, travaille de la même façon que le régulateur PENN.

49. L'ouverture des soupapes d'admission se fait, dans le compresseur Lebrun, au moyen d'une fourchette et dans le compresseur Arpic au moyen d'un détendeur à membrane (fig. 485bis 489).

50. Remarque.

Une exception aux installations de réglage automatique de la pression est constituée par les installations de remplissage des bonbonnes de lancement, avec compresseur NOVA. Sur certaines locomotives diesel de manoeuvre, le compresseur est mis en marche à vide par le conducteur lui-même qui ouvre un robinet mettant à l'atmosphère la conduite de refoulement.

VIII. Régulateurs de pression pour compresseurs à marche intermittente.

51. Dans ce cas, les régulateurs consistent en pressostats fonctionnant comme le régulateur PENN. Dès que la pression maximum est atteinte dans le réservoir principal, ils ferment ou ouvrent un circuit électrique. Le coupleur hydraulique d'entraînement est ainsi vidé ou le moteur électrique est arrêté.

Compresseur "Westinghouse MPP-400"

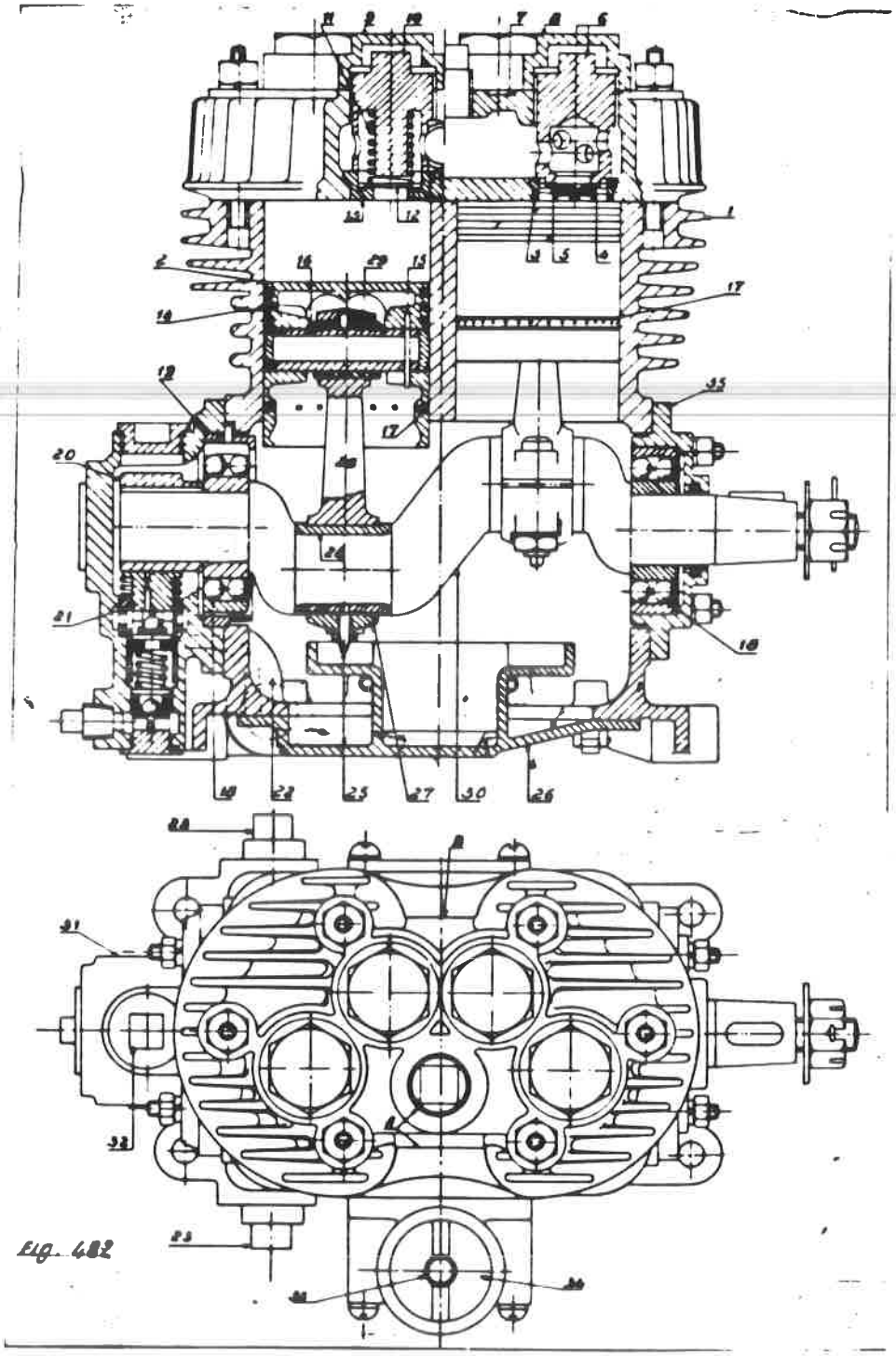
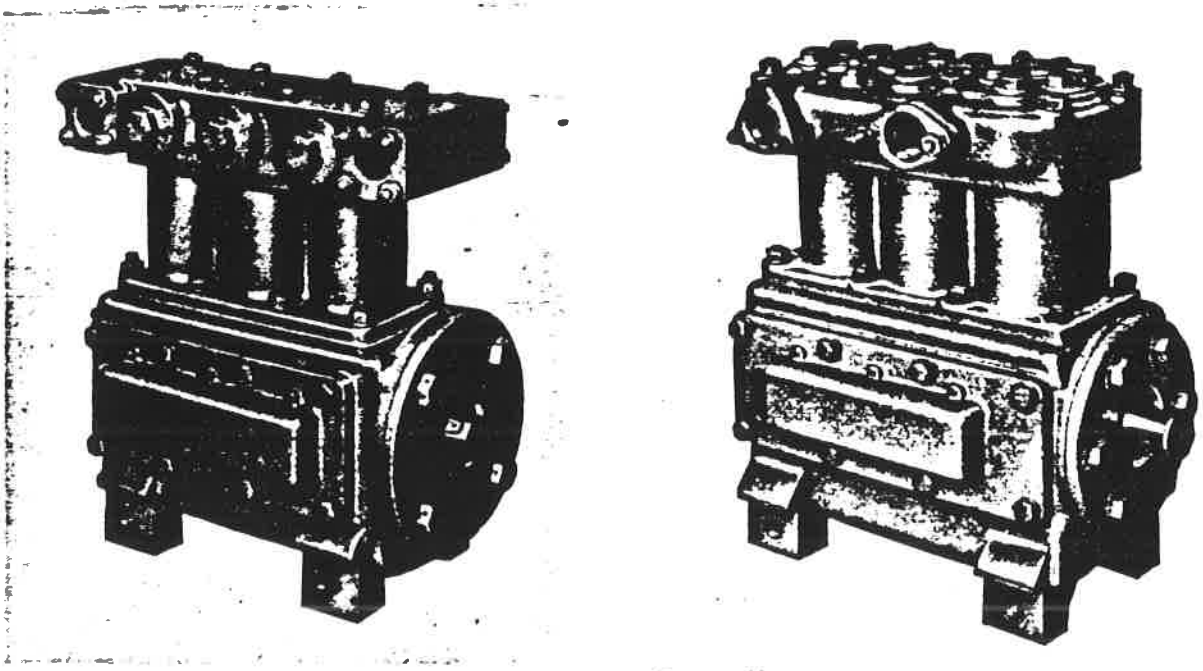
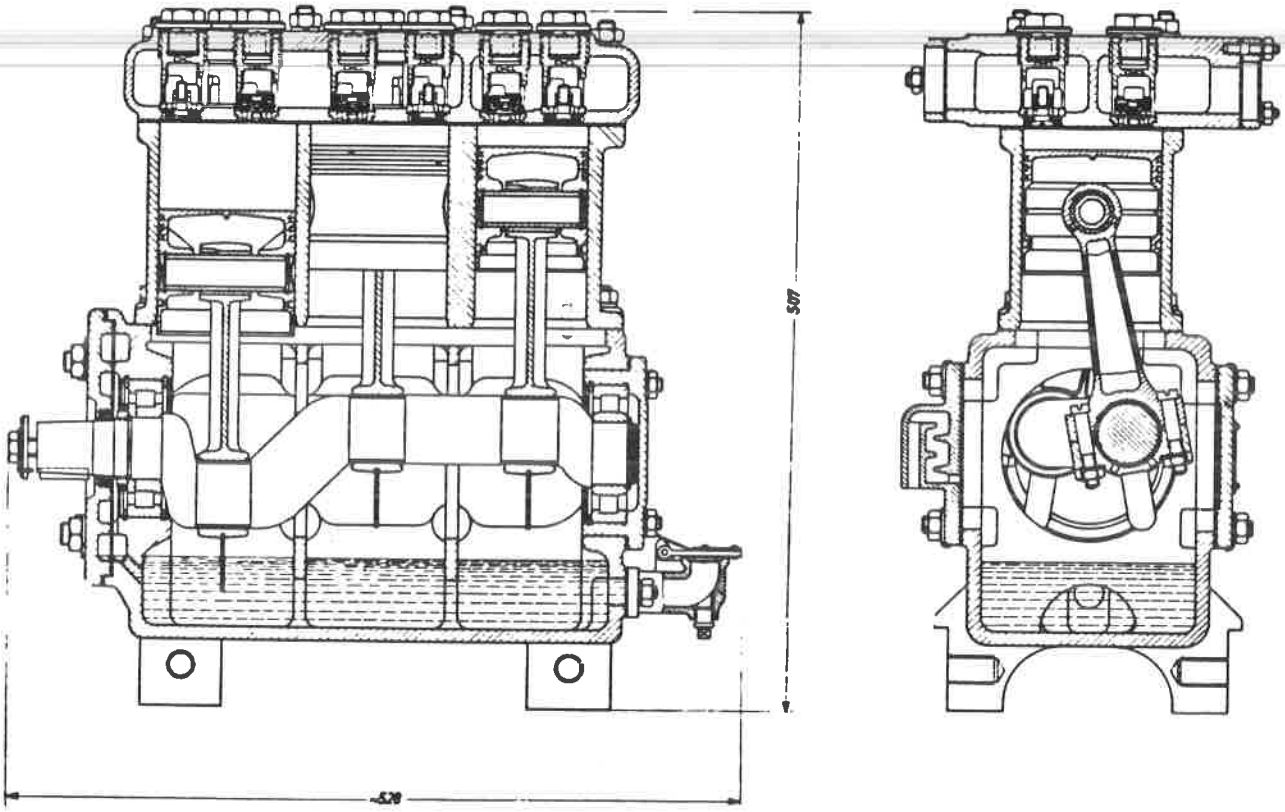


Fig. 482



Compresseur KNORR VV 100/100



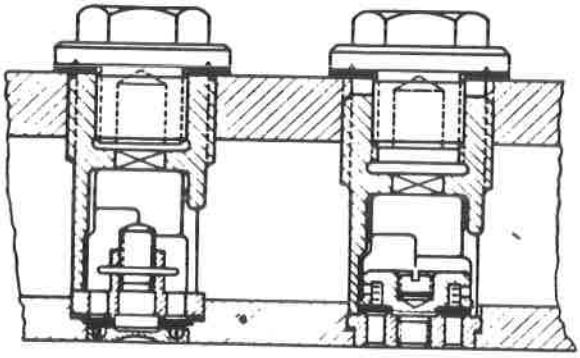


Fig. 484

Détail des clapets.

Compresseur "ARPIC"

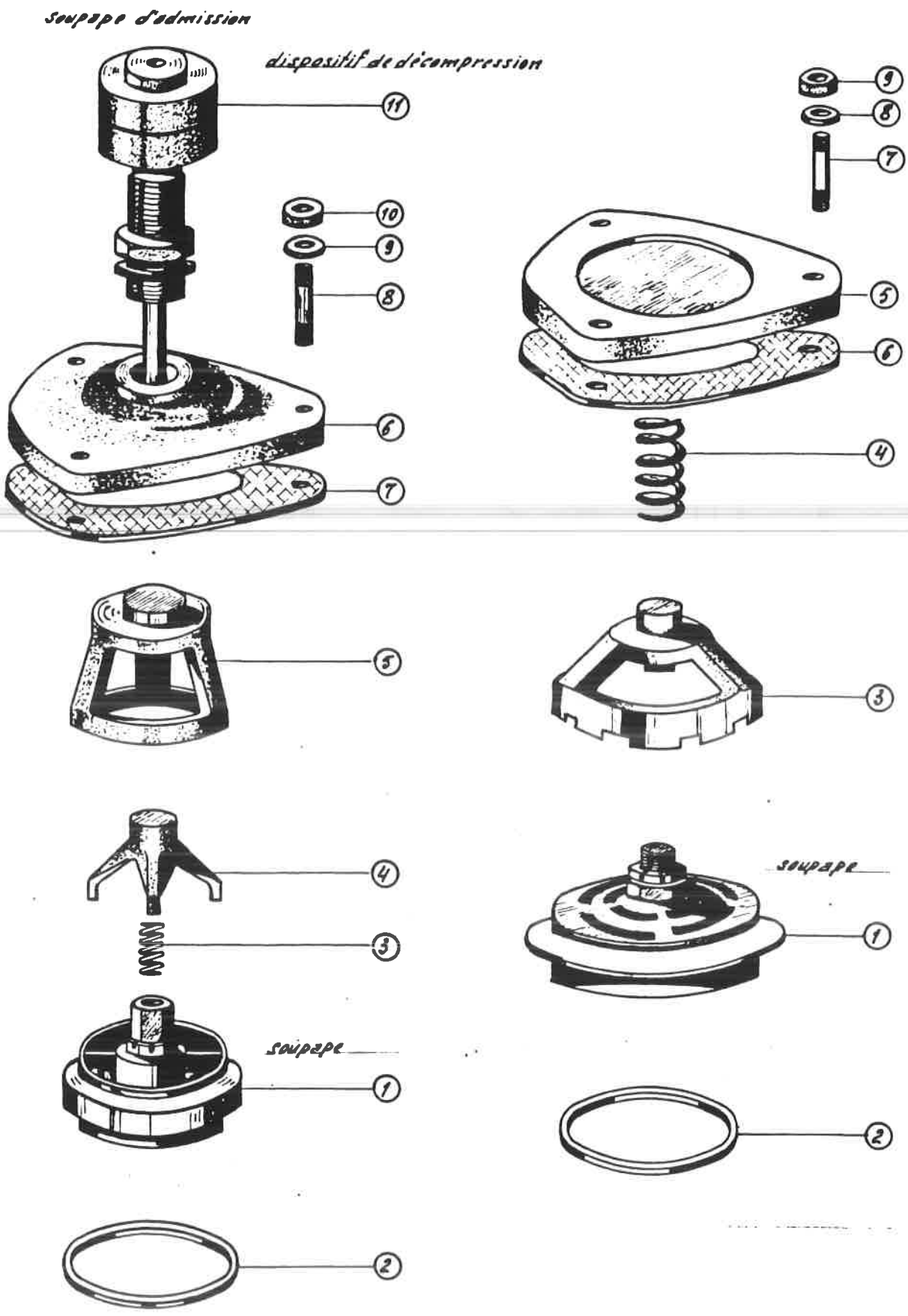
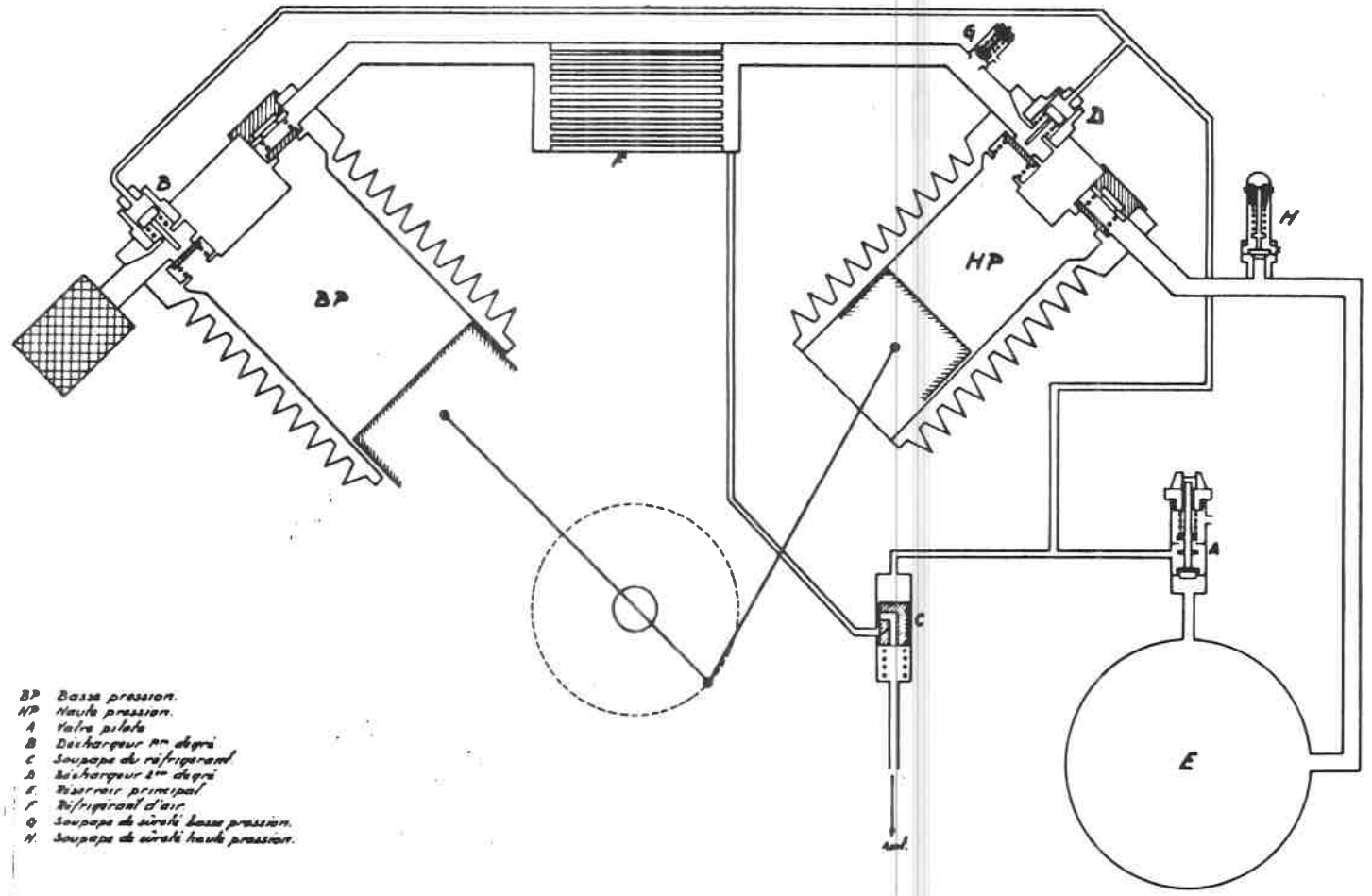


Fig. 485bis

Représentation schématique du compresseur ARPIC-HS-96.



BP Basse pression.
HP Haute pression.
A Valve pilote
B Déchargeur 1er degré
C Soupape du réfrigérant
D Déchargeur 2ème degré
E Réservoir principal
F Réfrigérant d'air
G Soupape de sûreté basse pression.
H Soupape de sûreté haute pression.

Fig. 486

Compresseur GARDNER-DENVER t. WXO-8016

VUE DE FACE

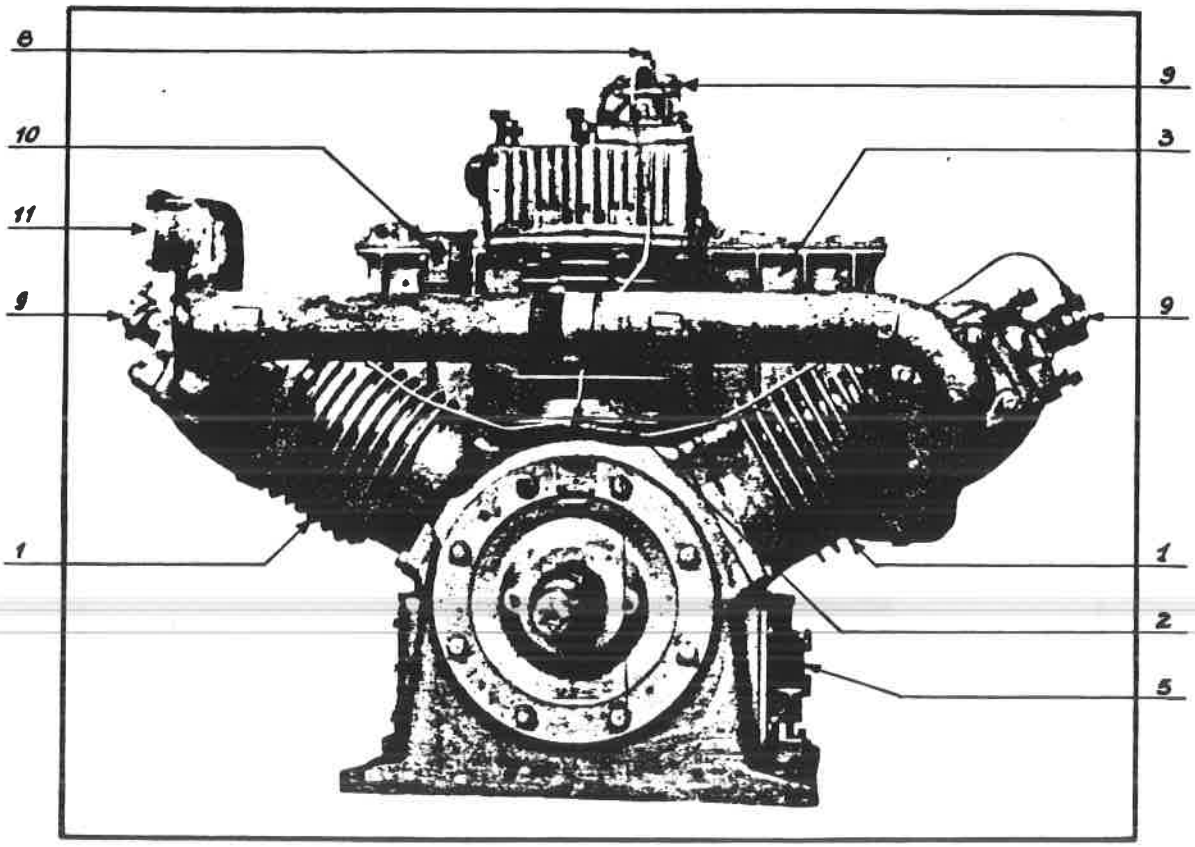


Fig. 487

1 : Cylindres de basse pression
2 : Cylindre de haute pression
3 : Réfrigérant intermédiaire
5 : Indicateur de niveau d'huile
8 : Bouchon de secours
9 : Servo-moteur de marche à vide du compresseur.
10 : Reniflard
11 : Aspiration

Compresseur GARDNER-DENVER t. WXO-8016

VUE DE FACE + VUE SUR REFRIGERANT

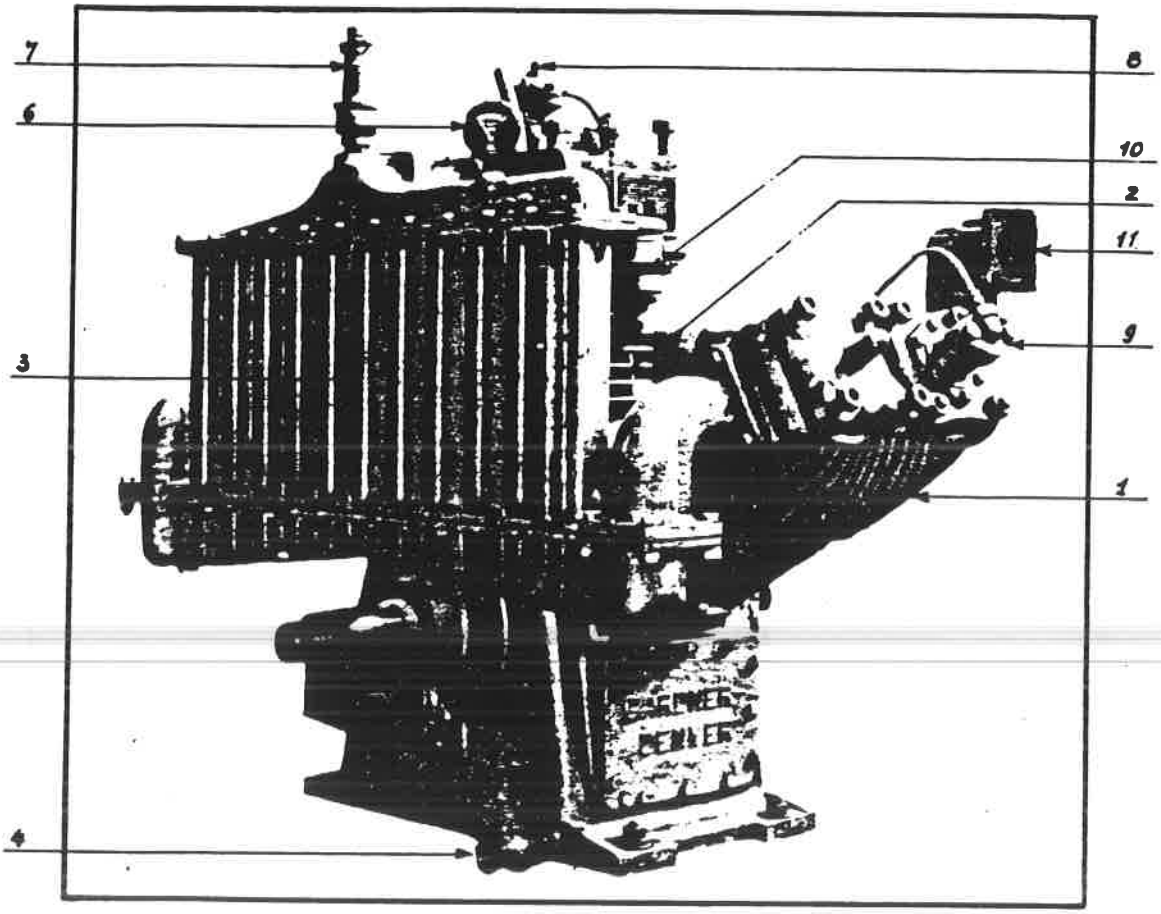


Fig. 488

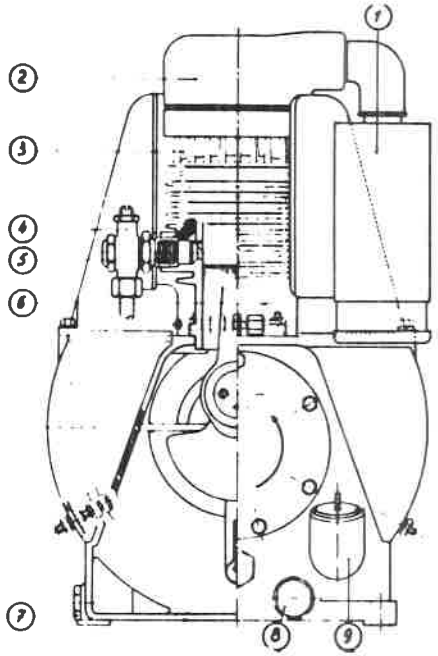
1 : Cylindre de basse pression
2 : Cylindre de haute pression
3 : Réfrigérant intermédiaire
4 : Robinet de vidange
6 : Manomètre basse pression
7 : Soupape de sûreté basse pression
8 : Bouchon de secours
9 : Servo-mot. de marche à vide du compresseur
10 : Reniflard.
11 : Aspiration

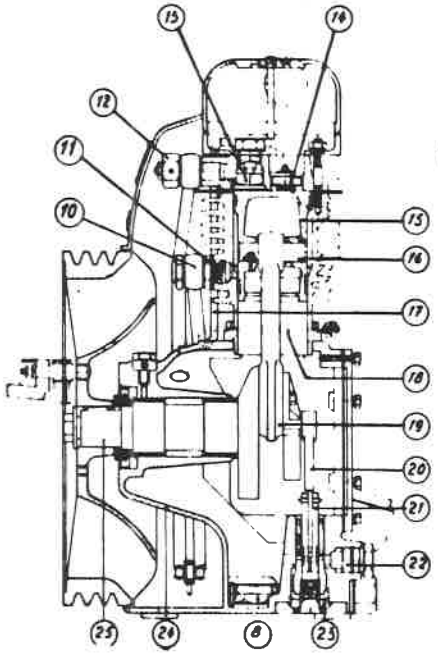
C. 1260
41: L

COMPRESSEUR LEBRUN L.A.J

Fig. 489

Compresseur Nova.





Légende

1. Silencieux avec filtre
2. Clapet d'aspiration
3. Culasse
4. Soupape de sûreté alternée
5. Soupape de sûreté 1er étage
6. Cylindre
7. Bouchon de vidange d'huile
8. Piston d'huile
9. Bouchon de remplissage d'huile
10. Pipe de refoulement
11. Soupape d'refoulement 1er étage
12. Soupape de sûreté 2e étage
13. Soupape de sûreté 1er étage
14. Soupape d'aspiration 2e étage
15. Culasse
16. Axe de piston
17. Couvercle d'aspiration
18. Ressort d'huile
19. Bielle
20. Bielle de la pompe à huile
21. Piston de la pompe à huile
22. Soupape de décharge d'huile
23. Cylindre de la pompe à huile
24. Carter
25. Vilebrequin

Fig. 490

SCHEMA DE PRINCIPE POUR LA PRODUCTION DE L'AIR COMPRIME

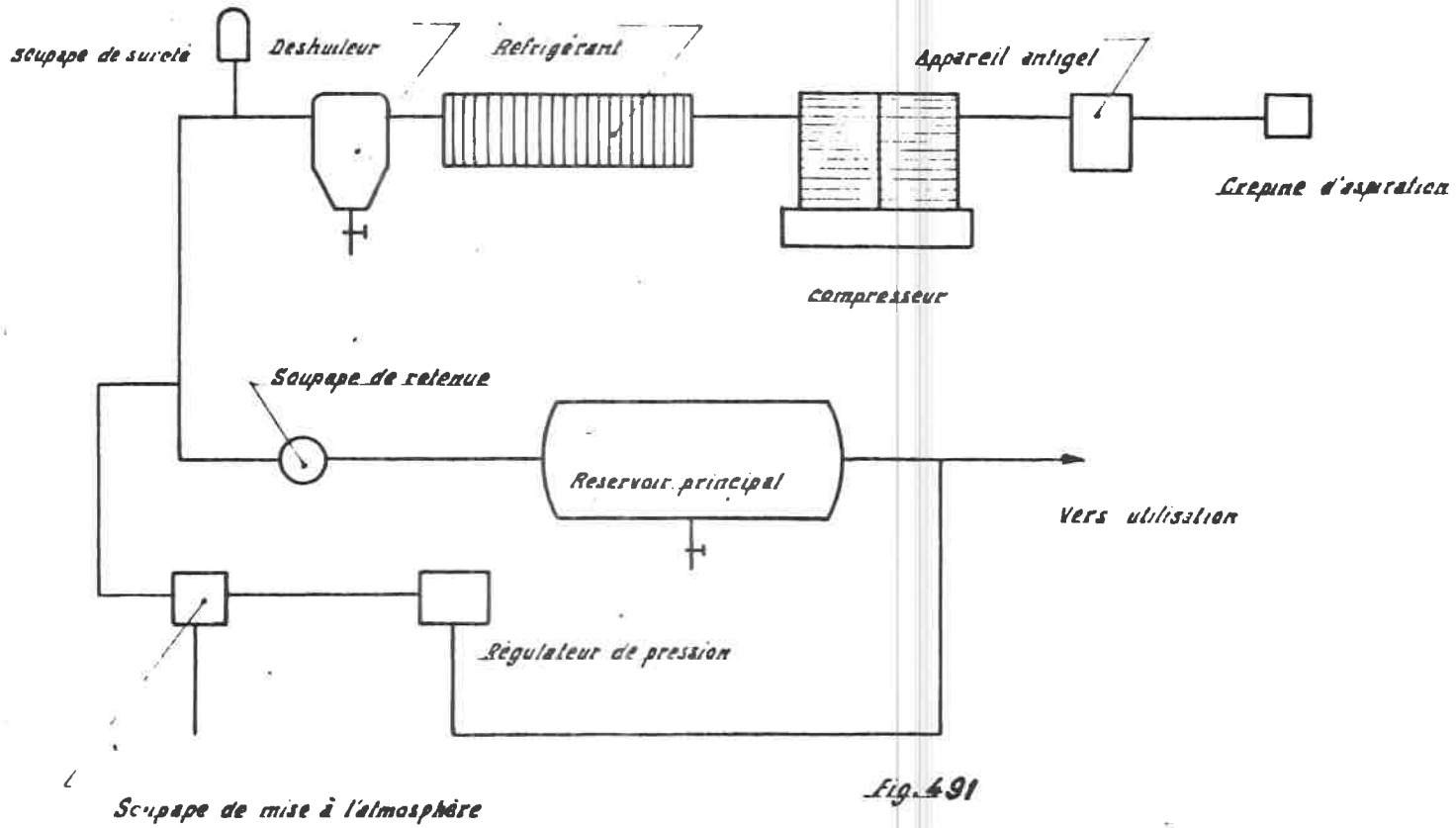


Fig. 491

Filtre à air VOKES

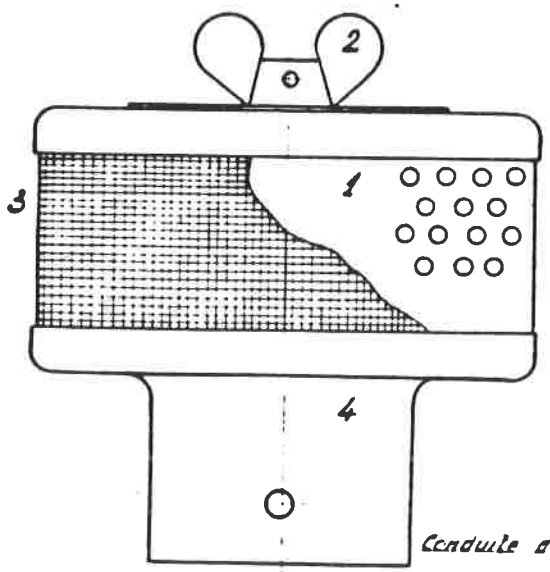


Fig. 492

APPAREIL ANTIGEL

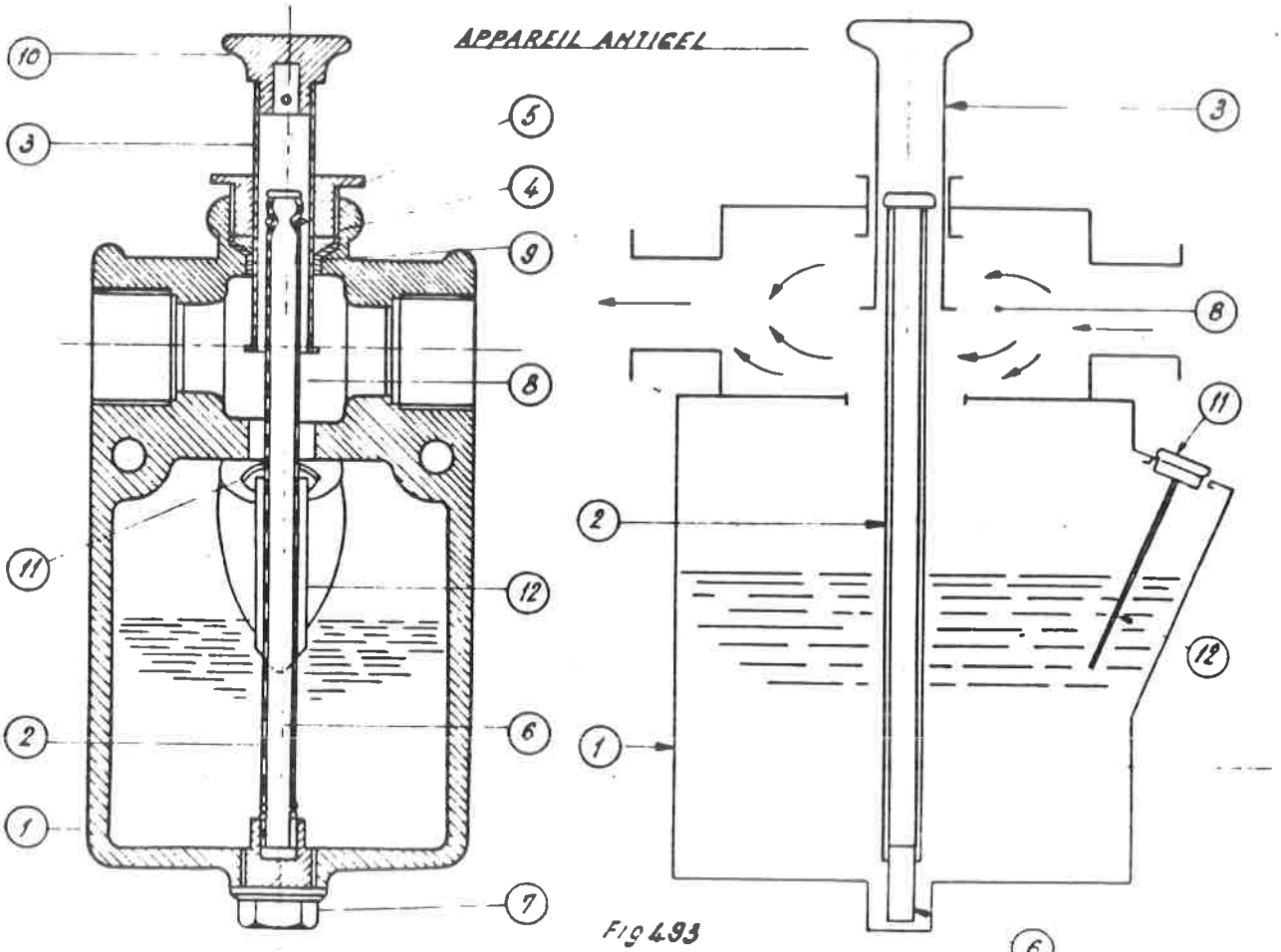


Fig 493

Déshuileur

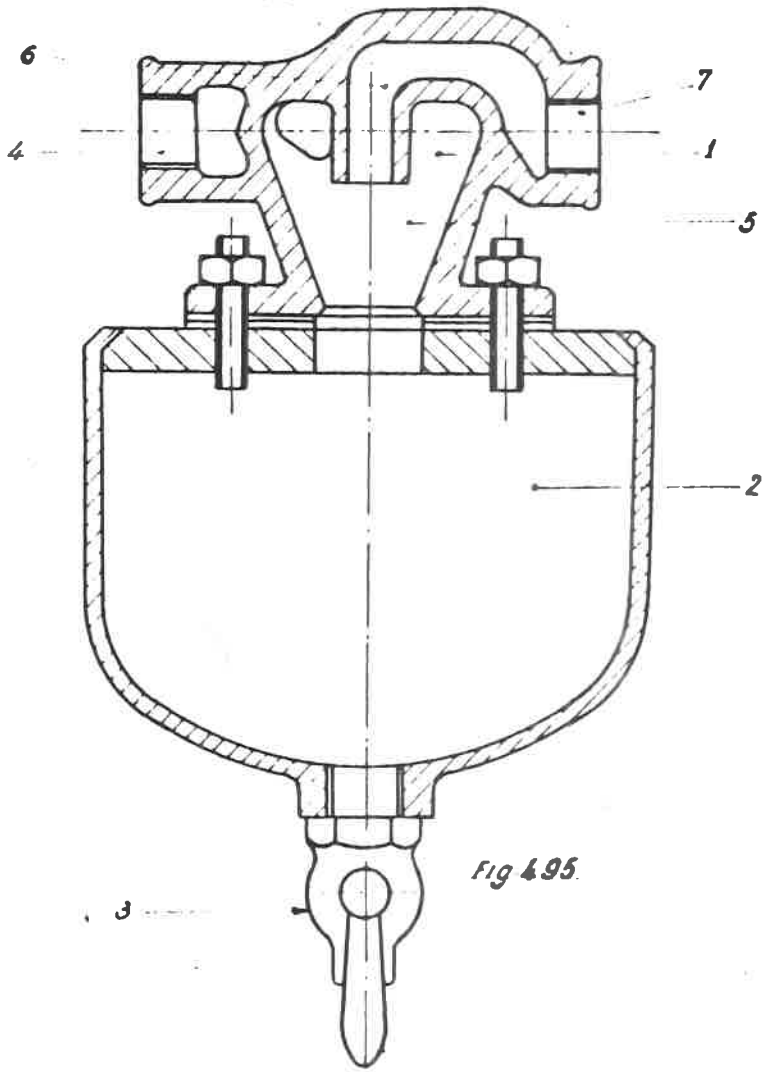


Fig 495.

Refrigérant

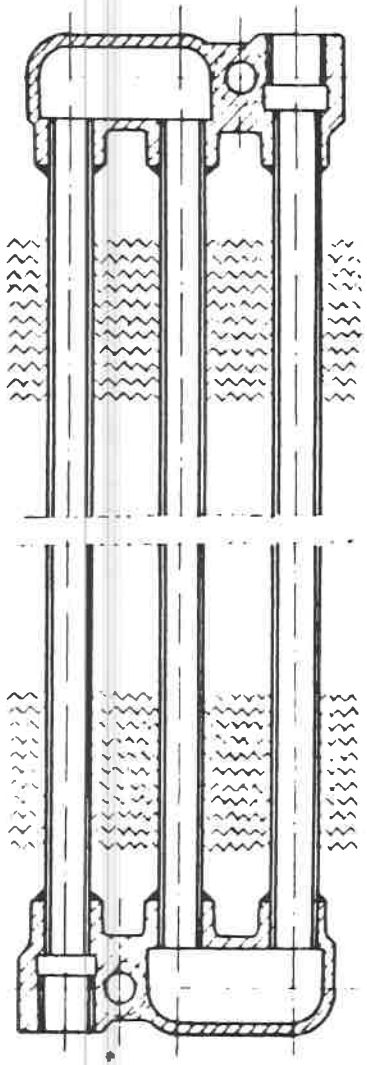


Fig. 496

Annexe 129

C. 1260
4/17

– Soupape de sûreté

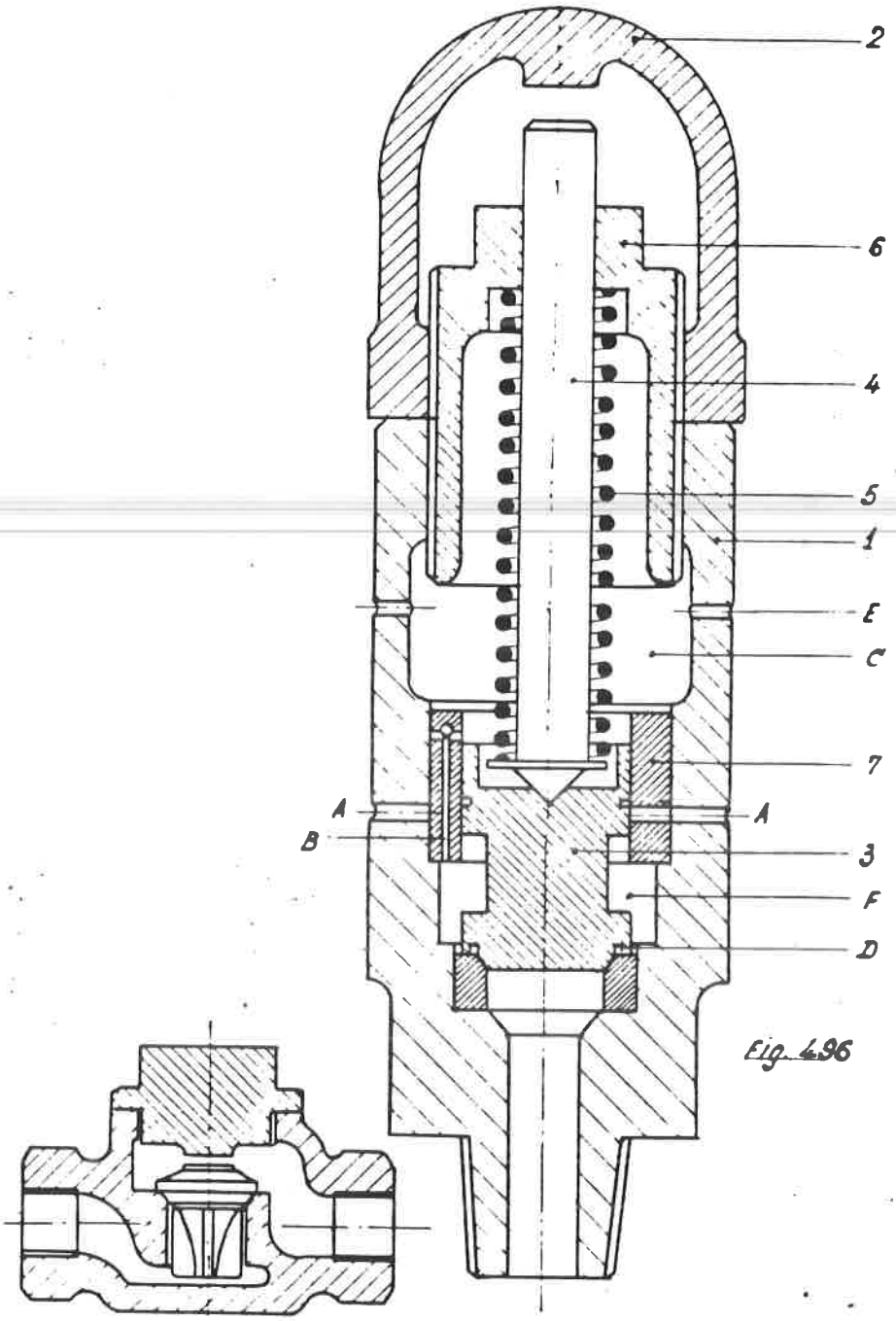


Fig. 496

Fig. 497

Soupape de retenue

Principe du régulateur type N

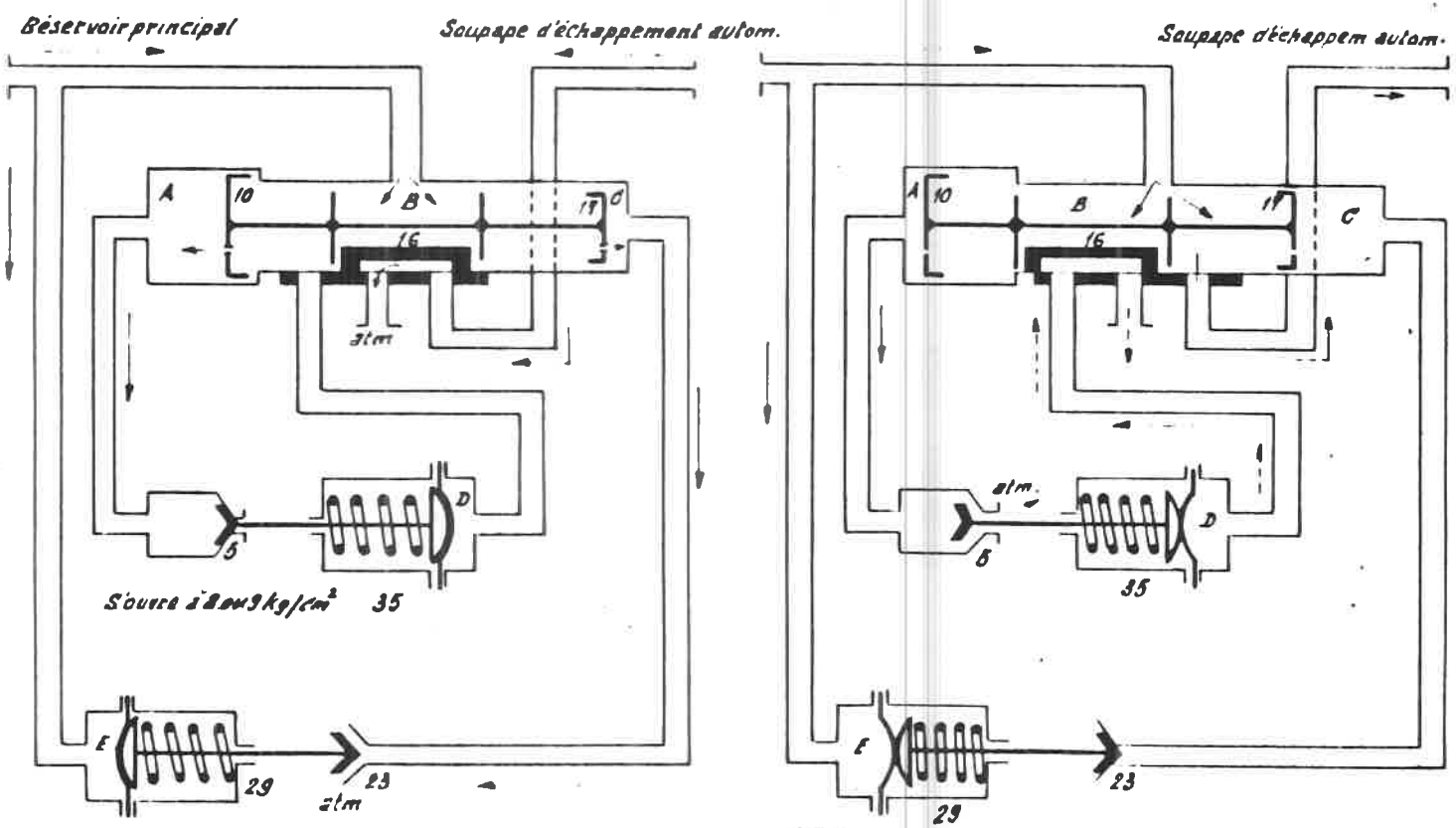


Fig. 498

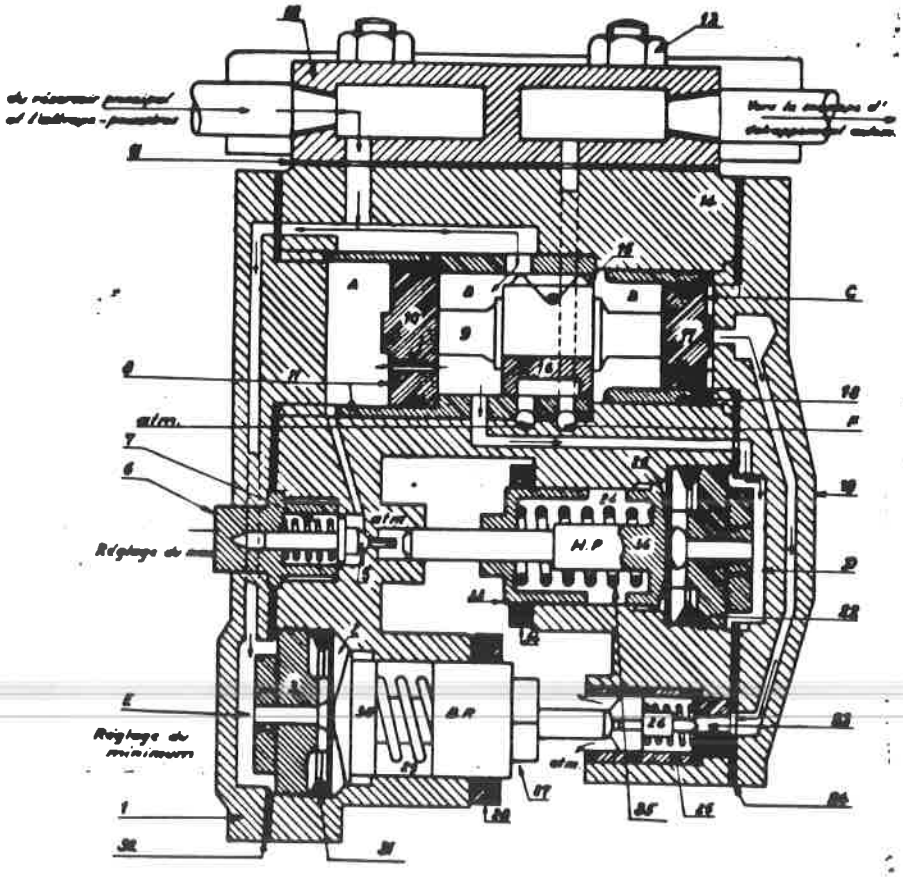
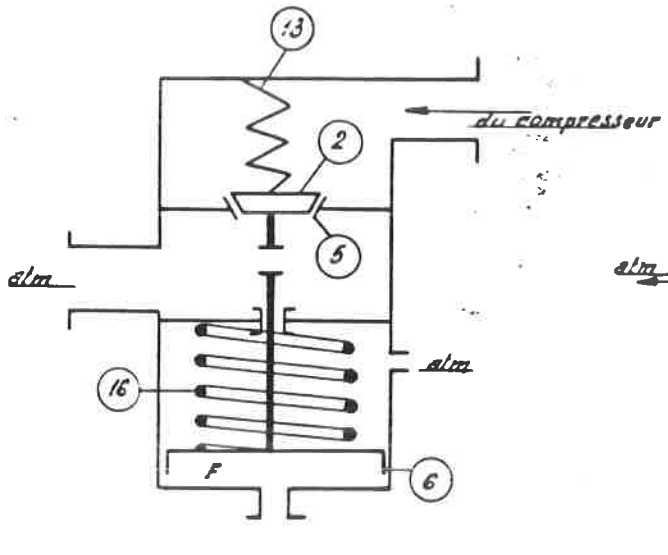


Fig. 499

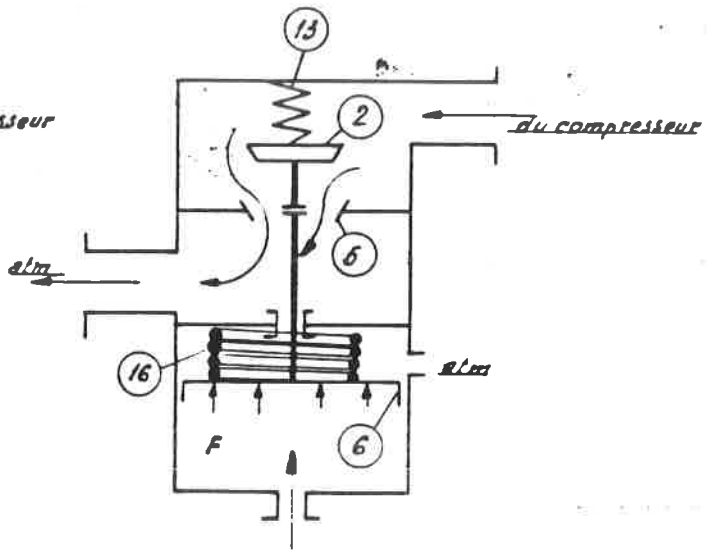
Soupape d'échappement automatique

a



du regulateur N ou I

b



du regulateur N ou T

Fig. 500

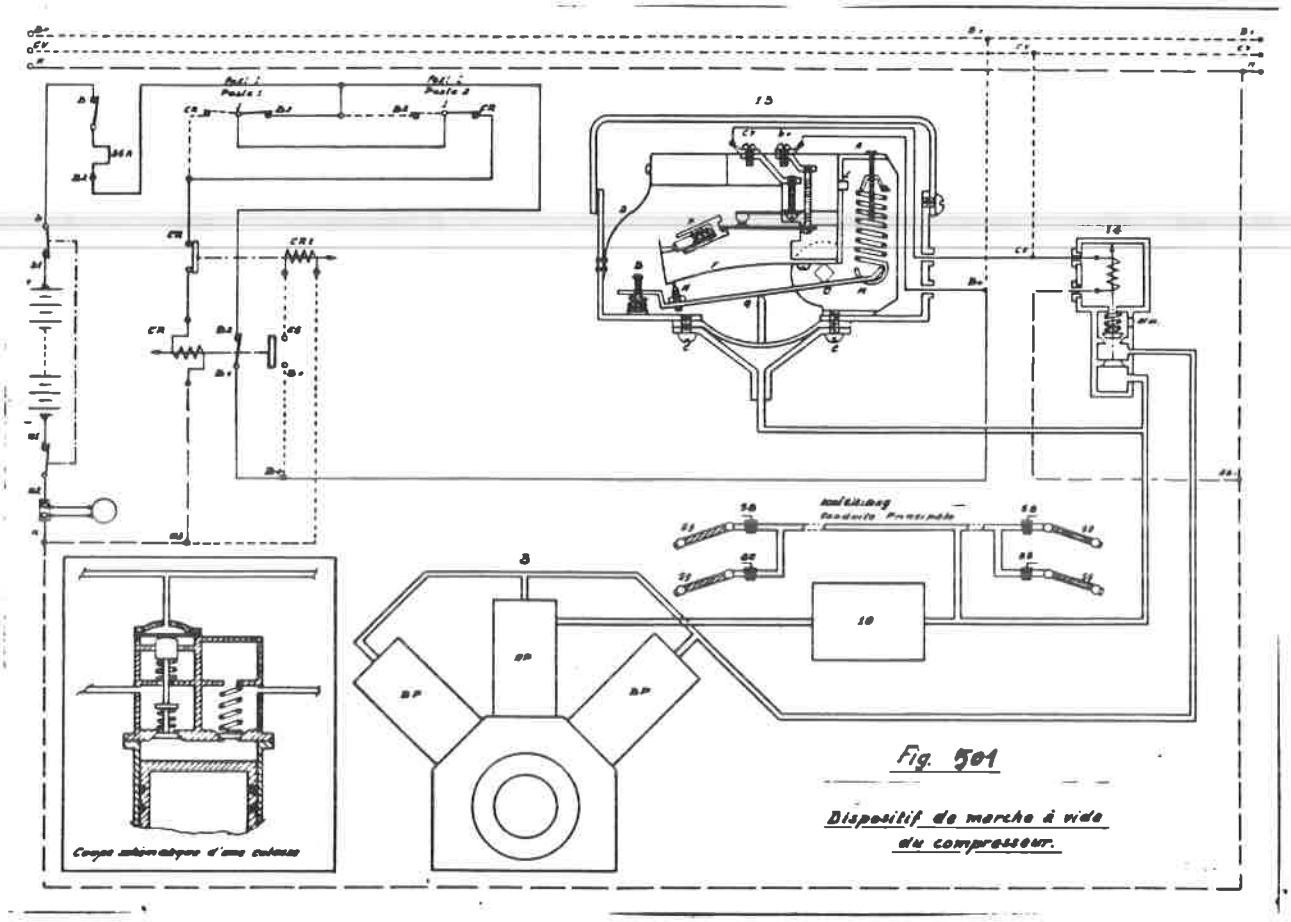
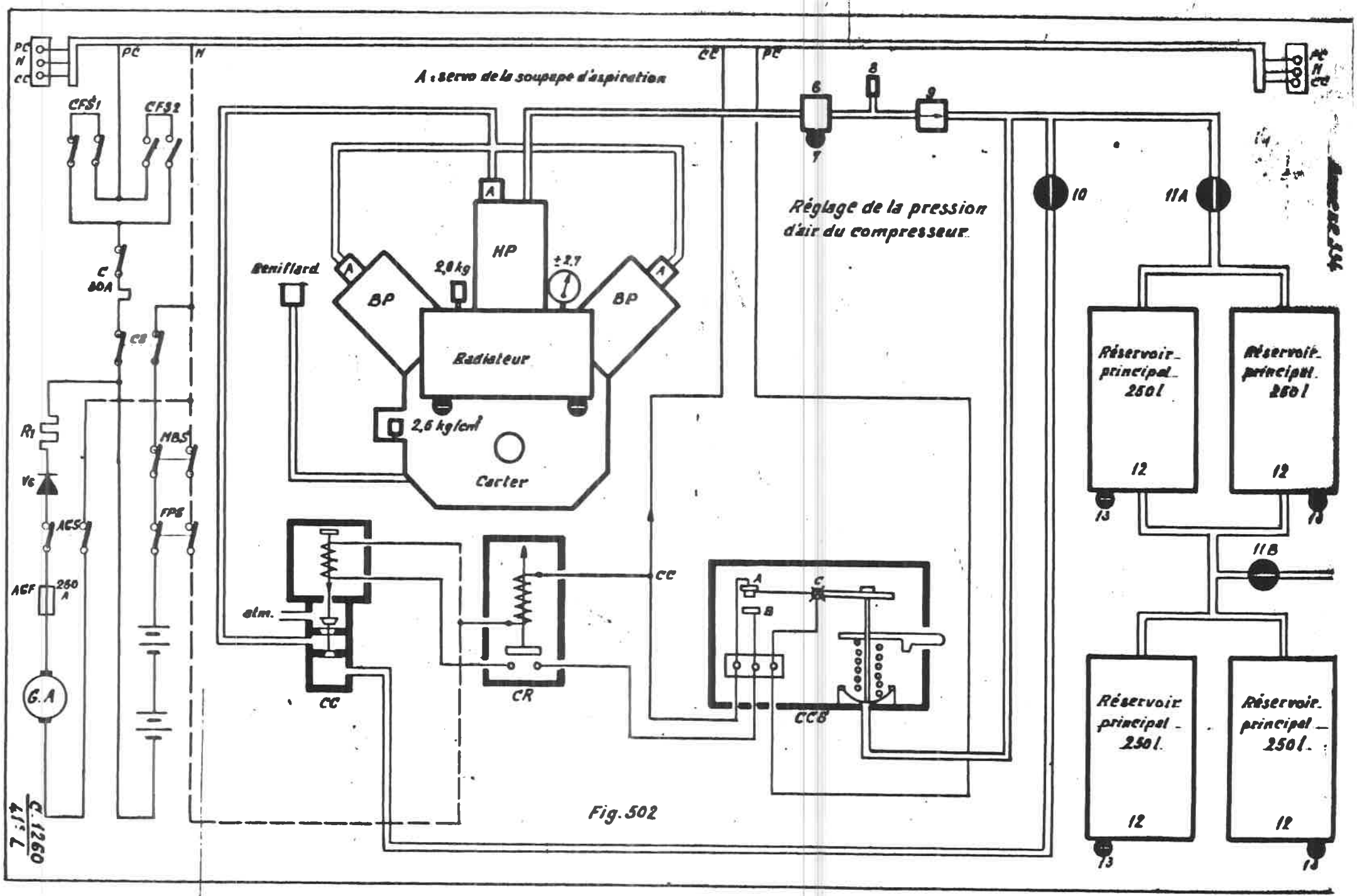


Fig. 501

Dispositif de marche à vide du compresseur.


A : servo de la soupape d'aspiration
Réglage de la pression d'air du compresseur
CFS1
CFS2
C 80A
CS
R1
MBS
Vc
ACS
FPS
ACF 250 A
G.A
Beniflard
BP
2,8 kg
HP
± 2,7
BP
Radiateur
2,6 kg/cm²
Carter
atm.
CC
CR
CCB
Réservoir principal 250 l
12
13
11A
11B
10
Fig. 502
C. 1260 7 1/14

Compresseurs montés sur les engins diesel de la S.N.C.A.

Constructeur	Propriétés constructives: type	Nombre de cylindres	Nombre des cylindres: BP	Nombre des cylindres: HP	Montage des cylindres	Alésage des cyl. mm: BP	Alésage des cyl. mm: HP	Course mm	Pression max. kg/cm²: BP	Pression max. kg/cm²: HP	Graissage	Refroidissement	Puissance: Débit l/min.	Puissance: Vitesse de rotation tr/min.	Puissance: Puissance (c.v.)	Poids kg	Type d'engin	N° par engin	Entraînement	Réglage — puissance max.	Remarques
WESTINGHOUSE	M°P 200	1	-	2	vertical en ligne	-	75	40	-	8	Pompe à piston à graissage par projection	Tubes à ailettes	320	1000	2,4	26	E.S.I. 561 AR.I. 553 + 605	1 1 2	Direct par boîte de vitesses Courroies	Mise au ralenti par mise à l'atmosphère de la conduite de refoulement	Régulateur Westinghouse type N ou T
	MPP 400	1	-	2	vertical en ligne	-	90	50	-	8	Pompe à piston à graissage par projection	Tubes à ailettes	420	1000	4	43	AR.I. 554	1	Direct par boîte de vitesses	idem	Régulateur Westingh. type N
	212 VBZ	2	2	2	V	110	60	85	-	8	Pompe avec régulateur de pression (2,5 kg/cm²)	Tubes à ailettes	1300 1800	1000 1500	14,5 21	105	HL dh. I. 222 HL rdh. I. 251 HL rdh I. 230 1ère série I. 250 - I 232	1 1 1 1	Coupleur de transmission et courroies Courroies	Arrêt compress. par vidange Coupleur Marche à vide par raccordement de la cond. de refoulem. à l'atm	Régulat. Westingh type T et relais pneumatique Régulateur KNORR R 118
CARELS - S.E.M.	K 108	1	-	3	vertical en ligne	-	80	65	-	8	Graissage par projection	Tubes à ailettes	1000	1000	6 à 800 tr/min	50	AR.I. 602-603 AR.I. 630	1 2	Accouplement Holset sur la transmission	Marche à vide par raccordement de la cond. de refoulem à l'atm	Régulat. Westingh. type N
GANZ - CARELS	206057	1	-	3	vertical en ligne	-	80	65	-	8	Graissage par projection	Tubes à ailettes	1000	1000	6 800 tr/min	50	AR.I. 620	2	Direct par boîte à engrenages	Marche à vide par raccordement de la cond. de refoulem. à l'atm	Régulat. Westingh. type N
KNORR	VV 85/95	2	2	1	vertical en ligne	80	68	100		8	Graissage par projection	Tubes à ailettes	950	950			HL drh I 230 (1ère série)	1	Courroies	Marche à vide par raccordement de la cond. de refoulem. à l'atm	Régulateur KNORR R 118 Filtre à bain d'huile
	VV 100/100	2	2	1	vertical en ligne	80	68	100		8	Graissage par projection	Tubes à ailettes	810	1000-1100	7,6	86	HL rdh I 260 (1ère série)	2	Coupleur dans transmission Voith et courroies	Arrêt compress. par vidange Coupleur	Régulateur KNORR R 118
ARPIC	HS 96	2	1	1	V	165,1	98,42	127	1,8 à 2,2	8 à 7,2	Pompe à engrenages by-pass 3-4 kg/cm²	Tubes à ailettes + tubes à ailettes entre BP et HP	2120	1000	14		HL dh I. 260 252 - 253	1	Courroies	Ouverture des soupapes d'admission BP et HP	Régulateur ARPIC
OERLIKON	A 800	1	-	2	vertical en ligne		90	60		8	Graissage par projection Huile fourni par pompe à engrenages à l'extrémité du vilebrequin	Tubes à ailettes	420	1000 max. 1100	4,6	60	AR.I. 606 et 608	1	Direct par boîte de vitesse	Mise à l'atmosphère de la conduite de refoulement	Régulateur Westinghouse type N
LEBRUN	LA 6	2	4	2	↓	95	70	90		10 max à 1 cant	Pompe à huile à engrenages avec soupape by-pass	Tubes à ailettes	1500	750 max 1800 tr/min			HL de I. 201 HL drh. I. 270 HL dh I. 211-212	1	courroies	Ouverture des soupapes d'admis. BP et HP	Régulateur PEN Régulat. LEBRUN RDA 10
	LA 3	3	2	1	↓	180	165	125		10	Pompe à plongeur avec soupape by-pass réglée à 2,5 kg/cm²	Tubes à ailettes Refroidis entre BP et HP	4000	1000	50		HL dh. I. 211	1	Coupleur VOITH Disques Holset	Ouverture des soupapes d'admis BP et HP	Régulateur LEBRUN RDA 10
GARDNER - DENVER	WAG-8016	2	2	1	↓	200 7⅞"	146 5¾"	127 5"	3,85	10	Pompe à plongeur avec soupape de réglage à 1,4 kg/cm²	ailettes Réfrigér. intermédiaire en fonte	63,62	870	58		HL de I. 200 202 - 203 - 204 205 - 212 - 213	1	Accouplement élastique	Ouvertures des soupapes d'admission	Régulat. de pression CCS Detroit control corps
	WAE-8039	2	2	1	↓	178 7"	146 5¾"	127 5"	3,68 2,73	10 10	Graissage par projection par le pied de bielle		50,37	870 1000	42 52		HL de I. 210	1	Courroies	Ouvertures des soupapes d'admission	Régulateur CCS
	ADR	2	1	1	vertical en ligne	120,65	63,5	101,6		10 14	graissage par projection	ailettes et poulie ventilateur	900 870	1200 870	14 9,5	95	HL drh I. 260 2ème série	2	courroies	Ouverture des soupapes d'admission	Régulateur KNORR R 118 Filtre à bain d'huile MAN. 1022
NOVA Junkar et Ferher ZURICH	21 NS	2	Les 2 étages réunis en un seul cylindre		vertical en ligne	68 partie supérieure	60 partie inférieure	55		40 6 à N 30 ABC	pompe à huile à plongeurs	Spirale entre BP et HP ailettes	130	1000 1000	3,1 2,9	48,8	HL drh I. 250 252 - 253 - 271 272	1	Courroies	Ouverture d'un robinet sur la conduite de refoulement par le conducteur	— C. 1260 4 l. L

42ème leçon.

CHAPITRE IX.

LES INSTALLATIONS DE COMMANDE A DISTANCE DES PORTES D'AUTORAILS.

A. Généralités.

1. Les autorails "Brossel" (t. 553 - 554), les autorails de construction récente (t. 602 - 603 - 604 - 605 - 630) et les voitures remorques t. 732 et 734 sont équipés d'une commande à distance électro-pneumatique des portières pliantes.

2. Une telle installation consiste en principe en un commutateur qui, en alimentant ou non des électrovalves, permet de régler l'arrivée d'air aux servo-moteurs reliés au mécanisme des portes.

3. Dans les installations modernes, l'ouverture pendant la marche est empêchée en verrouillant les portes après la fermeture automatique. Pour cela, après exécution des opérations nécessaires à l'ouverture des portes, celles-ci ne s'ouvrent réellement qu'après avoir abaissé un levier de déverrouillage.

4. Sur les autorails, on distingue les systèmes de commande ci-après :

a) le système Etalbo d'origine : encore monté uniquement sur les autorails t. 553 et sur les autorails ES t. 551.

b) le système Etalbo amélioré, utilisé sur les autorails t. 554.

c) le système "Kieckert" utilisé sur les autorails t. 602 - 603 - 604 - 605 et les remorques t. 732.

d) le système "Jaspar", monté sur les autorails t. 630 et les remorques t.734.

B. Le système Etalbo d'origine (AR t. 553).

5. Un autorail comprend 4 dispositifs de portes. Chacun comprend 2 portes pliantes D, chacune constituée de 2 moitiés D 1 et D 2. Chaque porte (fig. 503) est suspendue à un montant (7) supporté par 2 paliers et est en plus guidée par un guide en forme de U .

Les deux montants de chaque dispositif sont reliés à un arbre central (A) au moyen d'un levier (6), d'une tringle de commande (5) avec genouillière (b) et un levier (4).

Les deux portes s'ouvrent et se ferment donc toujours en même temps.

Les 2 servo-moteurs (2) montés sous la caisse, commandent simultanément l'arbre central (A) par des leviers (B).

6. L'ouverture des portes se fait en laisant échapper l'air comprimé dans des deux servo-moteurs au moyen d'une électrovalve (E). Celle-ci est alimentée par la fermeture d'un interrupteur au tableau de bord (1).

L'air comprimé provient d'un réservoir particulier dans lequel l'air est détendu à 2 kg/cm2. Des pressions supérieures entraînent la dégradation des servo-moteurs. Un servo-moteur comprend (fig. 504) un cylindre métallique (A), un piston (B) fermé à sa partie inférieure par un soufflet (C) en caoutchouc, et un ressort R entre le piston et le couvercle (E). Ce couvercle est maintenu dans le cylindre par le ressort (5). L'air est admis et évacué par D. La tige de piston est pourvue d'une articulation.

7. Sur chaque tableau de bord, une lampe rouge de contrôle (L) est allumée par le contact (S) tant que les portes sont ouvertes. Des robinets d'isolement (4) permettent d'isoler chaque dispositif de porte.

8. On ne peut verrouiller les portes fermées que par l'enfoncement d'un verrou fixé à la porte (par ex. en cas de défaut de l'installation).

C. Le système Etalbo amélioré (fig. 505).
(autorails t. 554).

9. Au-dessus de chaque dispositif de porte, se trouve une caisse à appareillage. Elle contient un servo-moteur (5) qui, au moyen d'un levier oscillant (8) et des tringles (12), fait tourner les deux montants de porte. Les deux portes s'ouvrent et se ferment donc toujours simultanément.

Le servo-moteur (5) est alimenté par une électrovalve inverse (7) de sorte que les portes se ferment par coupure de l'alimentation de cette électrovalve.

10. Le servo-moteur t. 554 possède un piston différentiel avec un tube coulissant protégé par un soufflet en caoutchouc.

La face gauche A du piston a une surface double de celle de droite B sur laquelle il y a une pression constante de 8 kg/cm2.

Les portes se ferment dès que l'air comprimé (8 kg/cm2) est admis sur la face A du piston (coupure alimentation de l'électrovalve) et s'ouvrent quand cette face A est reliée à l'atmosphère (alimentation de l'électrovalve). L'électrovalve possède un levier permettant de la commander manuellement.

11. Un robinet à 3 voies est placé sur la conduite d'arrivée d'air au servo-moteur. Ce robinet peut être manoeuvré, soit par une poignée (4) se trouvant dans l'armoire à appareillage, soit par une poignée se trouvant sous la caisse (3). Il permet la commande directe du dispositif de porte aussi bien de l'intérieur que de l'extérieur de l'engin.

12. Des lampes témoins rouges- , alimentées via des contacts fin de course (11)), indiquent la position ouverte des portes de l'engin.

D. Le système Kieckert. (AR t. 602 - 603 - 604 - 605 et remorques t. 732).

13. Au-dessus de chaque dispositif de porte, est monté un servo-moteur (2) qui, au moyen d'un levier oscillant (5) et des tringles (3) et (4) ouvre ou ferme simultanément les 2 portes (fig. 506).

14. Les portes sont verrouillées mécaniquement en position fermée par un mécanisme. Elle ne peuvent être déverrouillées que par l'abaissement de la clenche de porte (fig. 507).

15. L'alimentation du servo-moteur est réglée par un distributeur commandé par un électro-aimant. Deux cylindres (6) accélèrent la fermeture des portes. Les portes sont guidées par un rouleau dans un guide de porte.

a) L'électro-aimant (fig. 508 à 511).

16. L'électro-aimant comprend un noyau A en forme de U portant une bobine unique B.

Son armature C, en forme de T, peut osciller autour de l'axe D.

A cause du ressort de retenue E, l'armature ne peut prendre que les positions représentées aux fig. 508 et 510, tant que la bobine n'est pas alimentée.

Si l'armature est en position de la fig. 508, quand la bobine est alimentée, elle prend la position de la fig. 509.

Si l'alimentation est coupée, l'armature ne revient pas dans sa position initiale, mais dans la position de la fig. 510.

Lors de l'alimentation suivante, l'armature prendra la position de la fig. 511 pour revenir en position de la fig. 508 quand l'alimentation sera coupée.

La position de l'armature peut être modifiée, non seulement par l'alimentation de la bobine, mais aussi par l'enfoncement d'un des 2 boutons M et N montés sur l'électro-aimant (fig. 508 et 510).

17. En même temps que l'armature change de position, elle pousse le levier "H" qui peut donc prendre successivement les 2 positions des figures 508 - 510 et 509-510.

Le levier basculant H a donc un double but :

1. Commande de la soupape K du distributeur d'air pour l'alimentation du servo-moteur qui actionne le mécanisme des portes.

2. Commande des contacts O-F pour le réglage de l'alimentation de l'électro-aimant.

b) Les contacts O-F.

18. La fig. 508 montre la position du levier basculant "H" quand les portes sont fermées. La soupape K est poussée vers le bas.

En fermant l'interrupteur S1, l'électro-aimant est alimenté par le contact O du contacteur OF.

L'armature, étant attirée par l'électro-aimant, pousse le levier basculant; le contact O s'ouvre et le contact F se ferme (fig. 509). L'électro-aimant, après alimentation, coupe lui-même cette alimentation. La fermeture de l'interrupteur S 1 donne donc seulement une impulsion de courant qui :

1) par déplacement de la soupape K ouvre ou ferme les portes.
2) place l'armature dans la position voulue pour l'exécution de la manoeuvre suivante.

19. La fig. 510 montre la position de l'armature et du levier basculant quand les portes sont ouvertes. La fermeture de l'interrupteur S 2 (fig. 511) provoque à nouveau une impulsion ce qui fait revenir le levier à la position de la fig. 508 et fait fermer les portes.

Cela signifie que, dans le cas le plus simple, les portes peuvent être successivement ouvertes et fermées au moyen d'interrupteurs simples S1 et S2.

Ce ne peut toutefois être le cas sur les autorails si la commande des portes doit se faire de différents endroits (fermeture par le chef-garde - ouverture par le conducteur).

20. Le contacteur OF a donc aussi comme but de :

1. Permettre l'ouverture simultanée des portes de gauche ou de droite de l'engin au moyen d'un interrupteur de direction placé dans chaque cabine.

2. Empêcher que, au moyen des interrupteurs de direction, les portes puissent être fermées.

3. Permettre la fermeture simultanée de toutes les portes, à partir de n'importe quel interrupteur placé près d'un dispositif de porte.

4. Permettre la fermeture ou l'ouverture de chaque porte séparément au moyen d'un interrupteur placé près de la porte intéressée.

C. Schéma électrique.

21. Les schémas de principe représentés aux figures 512 à 515 montrent clairement comment le schéma électrique a été conçu pour répondre aux 4 conditions ci-dessous.

L'interrupteur combiné placé au-dessus de chaque dispositif de porte permet :

- d'ouvrir ou de fermer la porte au-dessus de laquelle il est placé. Pour ce faire, cet interrupteur doit être tourné dans le sens antihorlogique.

- de fermer les autres portes de l'autorail et des remorques éventuelles. Pour cela, l'interrupteur doit être tourné dans le sens horlogique.

Les portes de gauche ou de droite ne peuvent être ouvertes simultanément qu'au moyen des interrupteurs de direction placés dans les cabines de conduite.

Explication des schémas électriques (ramenés à 2 portes).

fig. 512 : montre le schéma électrique lorsque tous les interrupteurs de porte sont en position neutre et que toutes les portes sont ouvertes.
Les bobines ne sont pas alimentées puisque le fil 8 n'est pas sous tension (contact 1-4 des interrupteurs de porte ouvert).

fig. 513 : représente le schéma électrique lorsque l'interrupteur de la porte de gauche est tourné dans le sens anti-horlogique.
L'électro-aimant de gauche reste alimenté tant que l'interrupteur est fermé. Le contacteur OF n'étant pas dans le circuit, l'alimentation ne se limite pas à une impulsion.
Il n'y a que la porte de gauche qui se ferme puisque l'électro-aimant de droite n'est pas alimenté.

fig.514 : montre le schéma électrique lorsque l'interrupteur de la porte de gauche est tourné dans le sens horlogique.
Toutes les portes se ferment, à l'exception de la porte de gauche.

fig. 515 : représente le schéma électrique lorsque toutes les portes sont fermées et que tous les interrupteurs de porte sont en position neutre.

b) Le distributeur d'air et le servo-moteur (fig. 516).

22. Le distributeur d'air possède une soupape K qui, suivant la position du levier H de l'électro-aimant, relie la chambre supérieure du piston P à la conduite d'air comprimé ou à l'atmosphère.

23. Donc, dès que la soupape K est soulevée de son siège, le piston P descend ainsi que la soupape L; la chambre S du servo-moteur est mise à l'atmosphère.

Comme la chambre Q du servo-moteur est reliée constamment à la conduite d'air comprimé, le piston R se déplace vers la gauche. Les portes s'ouvrent.

24. Dès que le levier H de l'électro-aimant tourne, la soupape K descend et revient sur son siège. La chambre au-dessus du piston P est mise à l'atmosphère.
Le piston P remonte, poussé par le ressort V, et la chambre S du servo-moteur est raccordée par la soupape L à la conduite d'air comprimé. Le piston du servo-moteur se déplace vers la droite et les portes se ferment.

25. La pression dans la chambre Q et les orifices calibrés dans les conduites d'alimentation, garantissent un fonctionnement sans choc du servo-moteur.

26. Les deux cylindres de lancement ajoutés au servo-moteur servent à vaincre le point mort du mécanisme quand les portes sont ouvertes.

27. Un robinet à trois voies permet d'isoler chaque dispositif de porte et de le relier à l'atmosphère.

c) L'installation de contrôle des portes (fig. 517 et 518).

28. Sur chaque tableau de bord de l'autorail, sont installées 2 lampes vertes en parallèle qui s'allument dès que toutes les portes sont fermées.

Ces lampes sont en série avec les ampèremètres placés au-dessus des portes. De cette façon, le chef-garde qui commande les portes peut voir si les lampes témoins sont alimentées.

Le contact d'un relais est en série avec les lampes de sorte que les lampes ne s'allument que quand ce relais est alimenté, c'est-à-dire quand tous les contacts fin de course des portes sont fermés. Chaque contact fin de course des portes peut être pontés par l'enfoncement d'un bouton poussoir.

Les contacts CI de chaque controller d'inversion éliminent les lampes de la cabine de conduite non occupée. Le controller d'inversion fait par conséquent office d'interrupteur de direction.

E. Le système "Jaspar". (AR t. 630 et remorque t. 734).

29. Comme le montre la fig. de principe 519, il y a, au-dessus de chaque dispositif de porte, 2 électrovalves inverses. L'électrovalve PEV_1, alimentée pour la fermeture et l'électrovalve PEW_1, alimentée pour l'ouverture des portes.

Les 2 électrovalves sont de construction identique, sauf que l'électrovalve PEW_1 (ouverture) possède un bouton-poussoir permettant de la placer directement en position d'ouverture.

30. Les deux électrovalves alimentent un distributeur différentiel qui, suivant la position de son différentiel, admet ou non l'air comprimé au servo-moteur de porte.

Sur les autorails t. 630 et les remorques t. 734, les deux pistons du distributeur différentiel ont le même diamètre. De ce fait, il est nécessaire que les électrovalves "fermeture" soient alimentées par les interrupteurs situés au-dessus des portes, tandis que les électrovalves "ouverture" sont alimentées par les interrupteurs situés dans les cabines de conduite (fig. 520).

Sur les voitures ordinaires remorquées, où les portes doivent être aussi bien ouvertes que fermées par le chef-garde au moyen des interrupteurs de porte, les deux pistons ont un diamètre différent.

31. Quand l'électrovalve PEW_1 n'est pas alimentée et que PEV est alimentée, la chambre (a) du cylindre distributeur est raccordée à l'installation d'air comprimé et la chambre (b) est mise à l'atmosphère. Le tiroir est poussé vers la droite mettant la chambre B du servo-moteur à l'atmosphère. Comme l'air comprimé agit toujours sur sa face arrière, le piston est poussé vers la gauche.

Toutes les électrovalves PEV_1 et PEW_1 de toutes les portes étant en parallèle, toutes les portes de l'engin se ferment en même temps à l'exception de celle qui correspond à l'interrupteur manoeuvré. En effet, l'interrupteur de porte est combiné avec un robinet pneumatique à trois voies qui coupe l'arrivée d'air à son propre servo-moteur tant que l'interrupteur est manoeuvré (fig. 519); la porte reste donc ouverte tant que l'interrupteur n'est pas remis en position neutre. Quand cet interrupteur est remis en position neutre, la porte se ferme car le tiroir, par suite de l'alimentation de PEV_1, s'est déplacé en même temps que tous les autres tiroirs.

Si par la suite, l'électrovalve PEV_1 est coupée, la chambre b est mise sous pression, mais comme les 2 pistons ont le même diamètre, le tiroir ne se déplace pas tant que l'électrovalve PEW_1 n'est pas alimentée. Quand celle-ci est alimentée, la chambre (a) est mise à l'atmosphère; le tiroir se déplace vers la gauche et admet l'air comprimé au servo-moteur qui ouvre les portes.

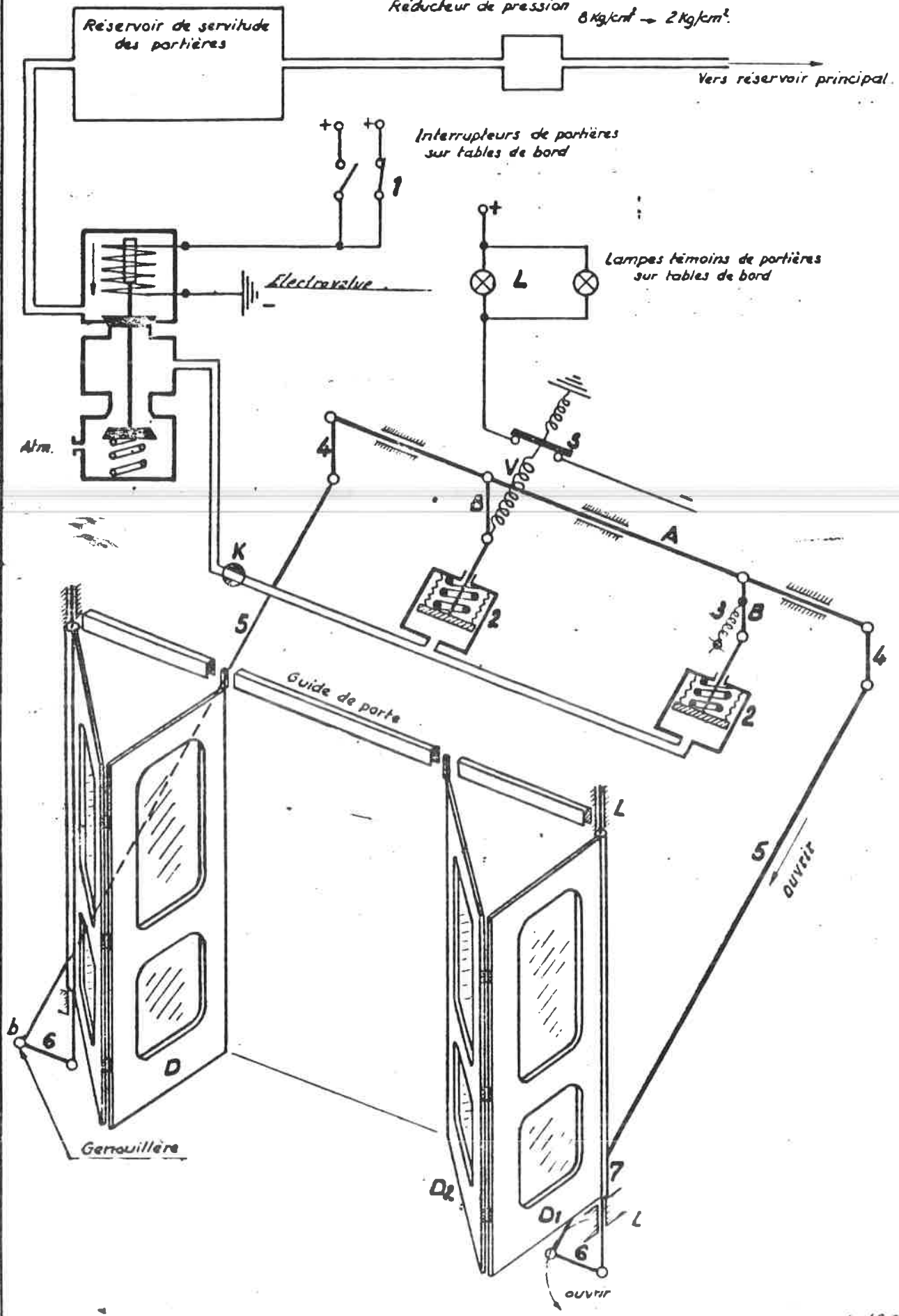
Les 2 électrovalves ouvrent ou ferment les portes lorsqu'elles reçoivent une impulsion de courant. Pendant tout le temps que les portes sont ouvertes ou fermées, aucune des électrovalves n'est alimentée.

32. L'installation de contrôle est constituée des contacts fin de course des portes en série avec un relais de signalisation. Ce relais alimente des lampes témoins dans les cabines de conduite et des ampèremètres au-dessus des portes. L'installation de commande et de contrôle est représentée à la fig. 520. Les lampes de contrôle s'allument quand toutes les portes sont fermées.

Fig 503

Annexe 336

Système Etalbo t. 553



C. 1260
42 S L

Servo-moteur ETALBO
sur les AR t. 553 et engins t. 551 ES

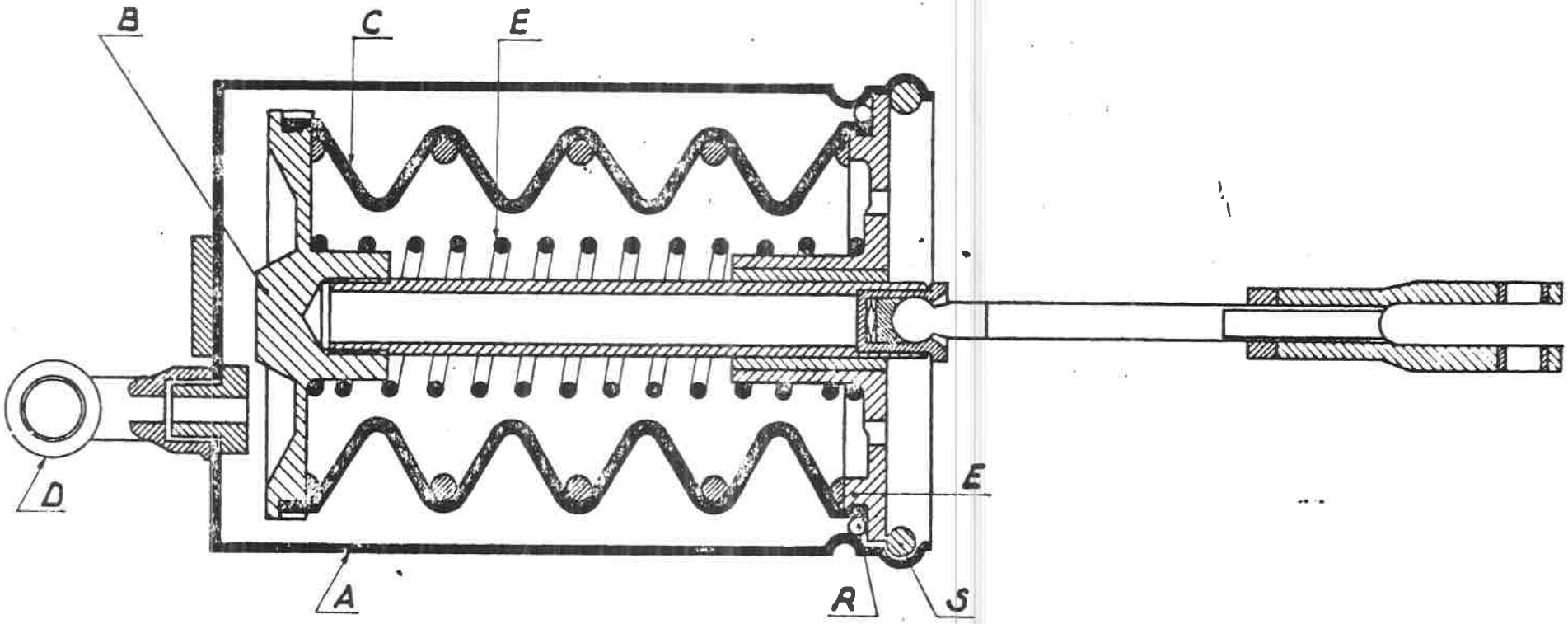


Fig. 504

c/1260
4-2-57

Annexe 337

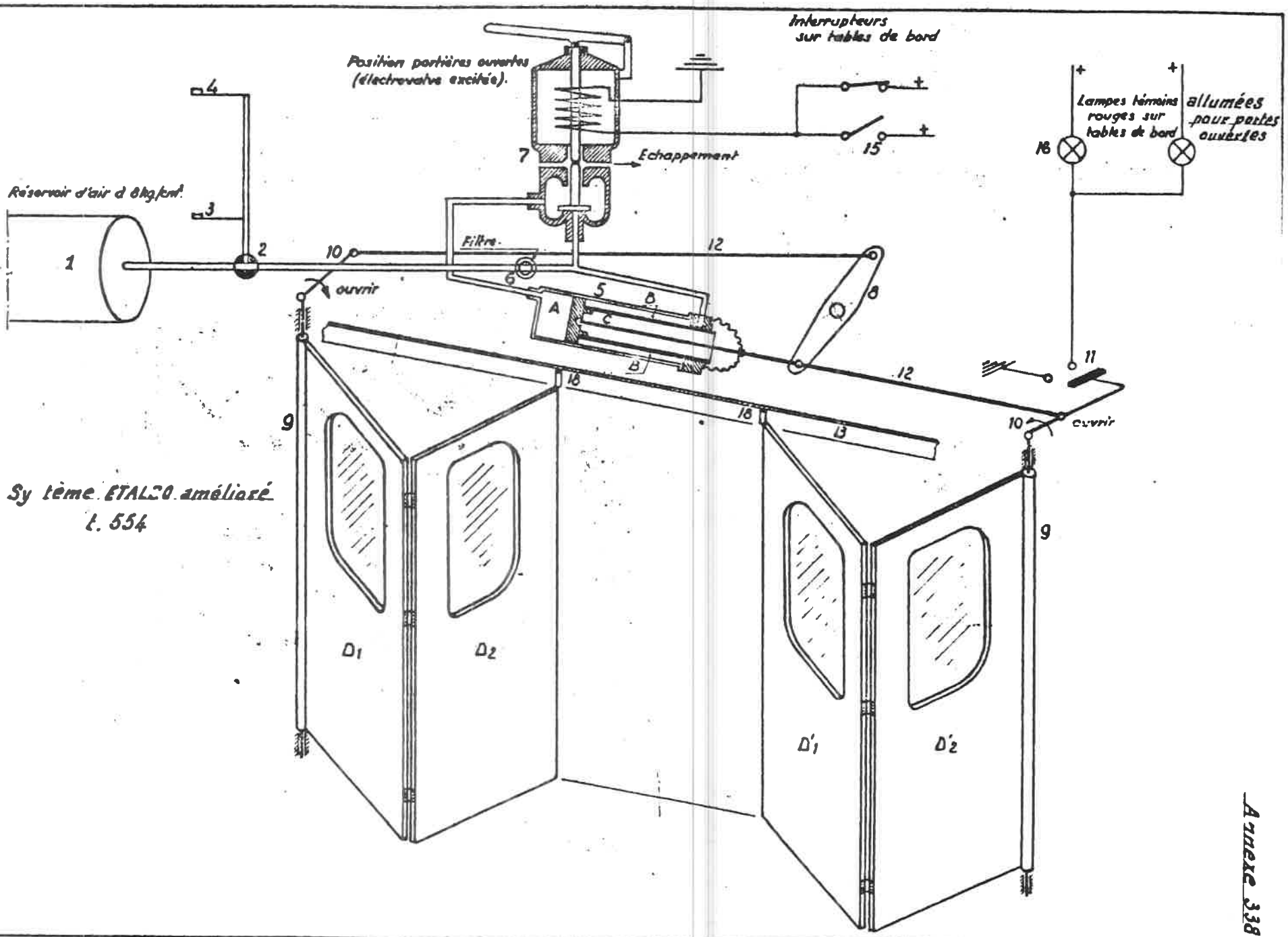


Fig. 505 Système ETALCO amélioré
L. 554

C. 1260.
42-L

Système kieckert

AR.L.602-3-4-5

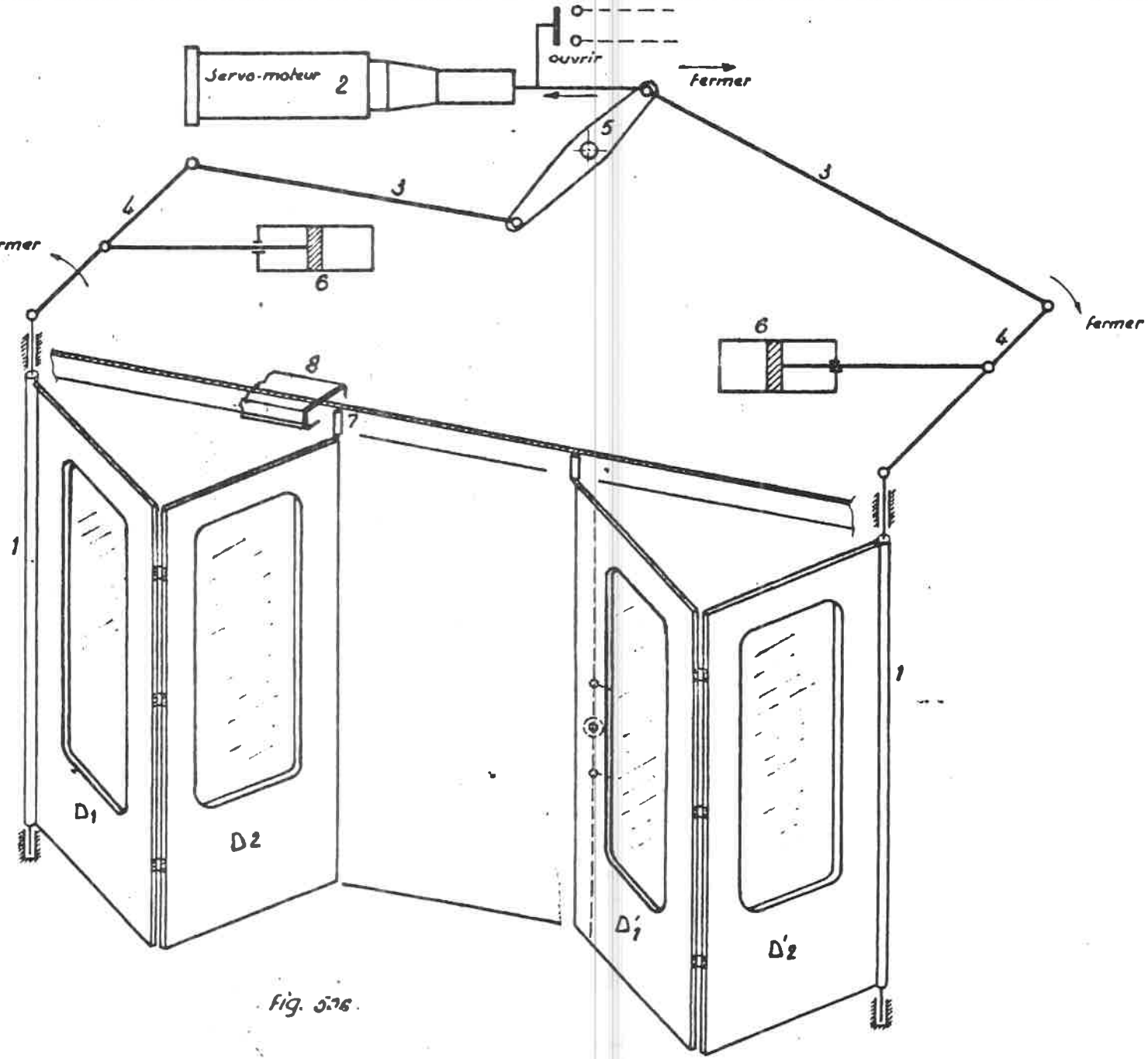


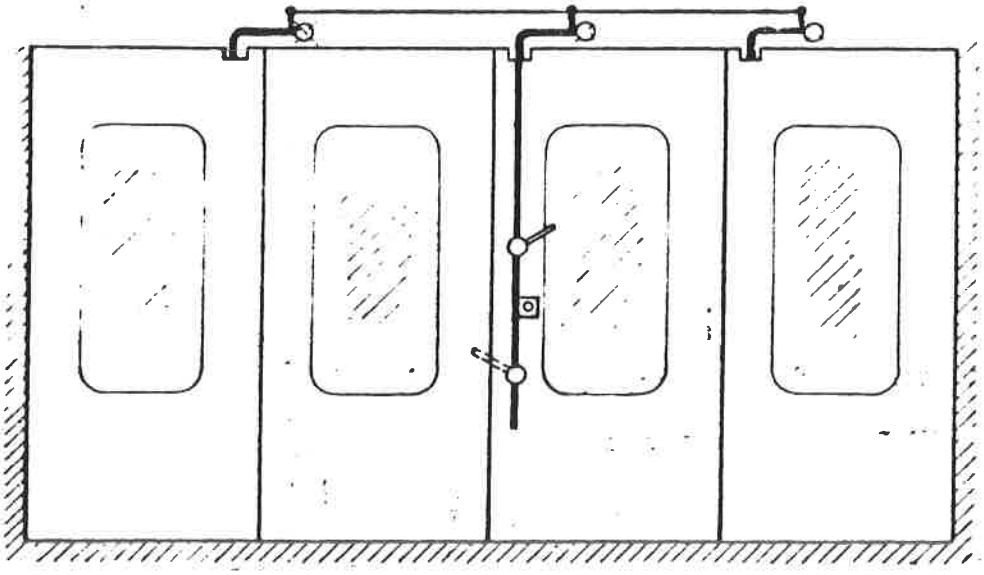
fig. 5.26

C.1266
7-72

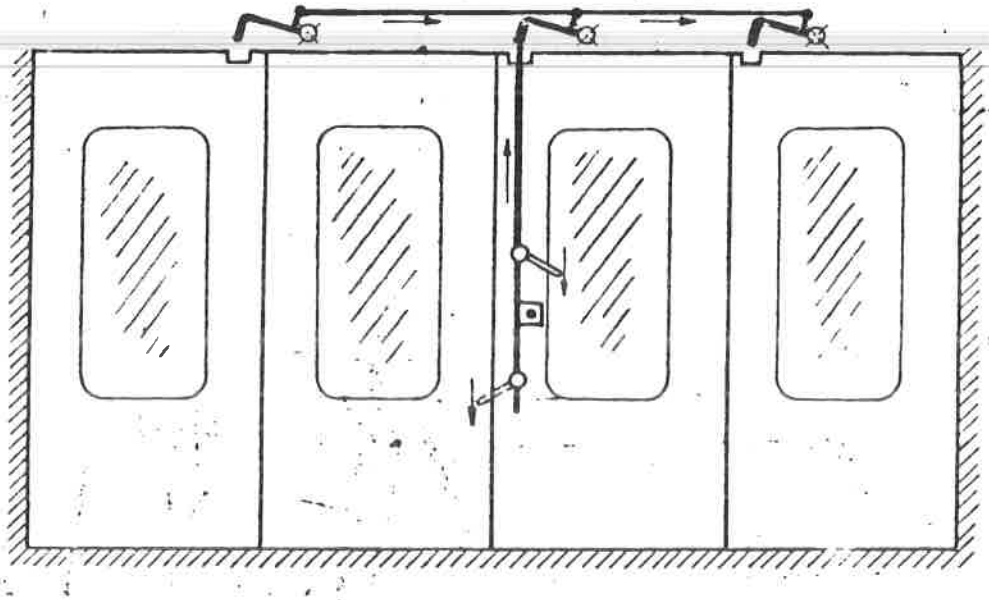
Annexe 339

Annexe 340

1° Les portes sont fermées et verrouillées



2° Les portes sont fermées et déverrouillées



3° Les portes sont ouvertes.

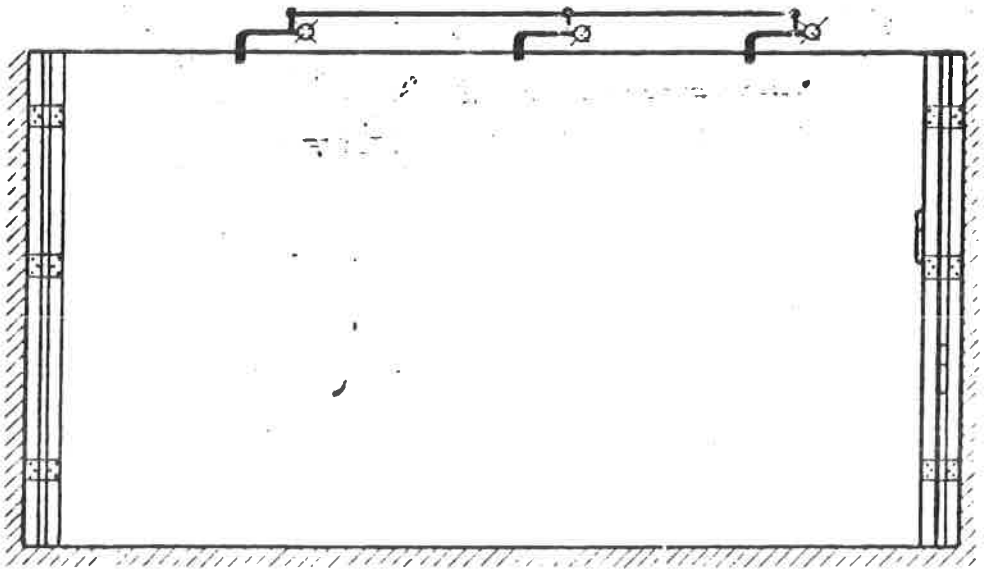
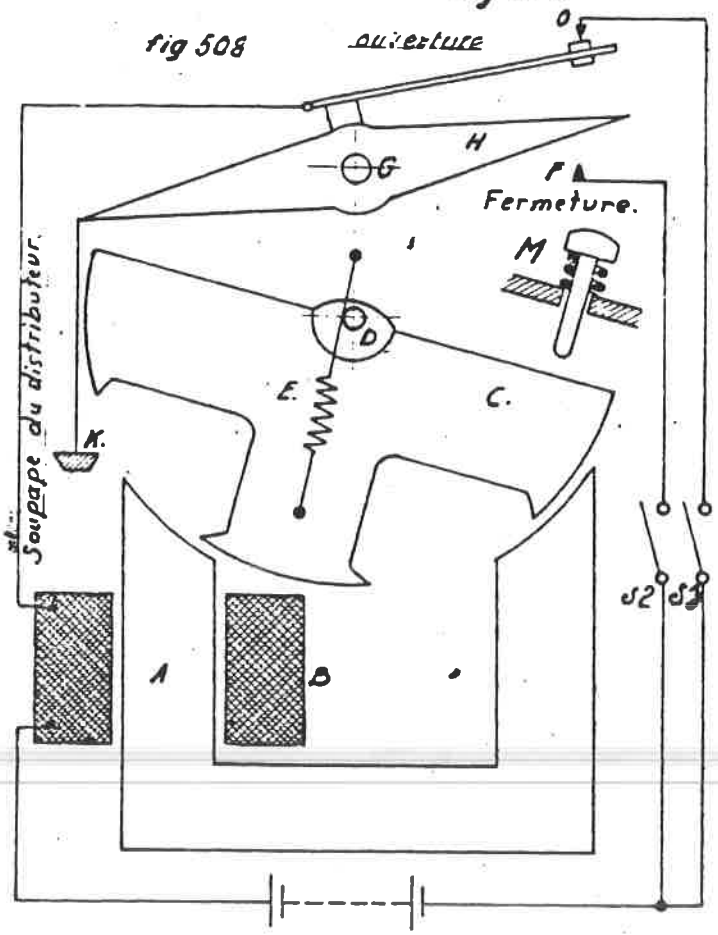


Fig 507

C. 1260
42° L

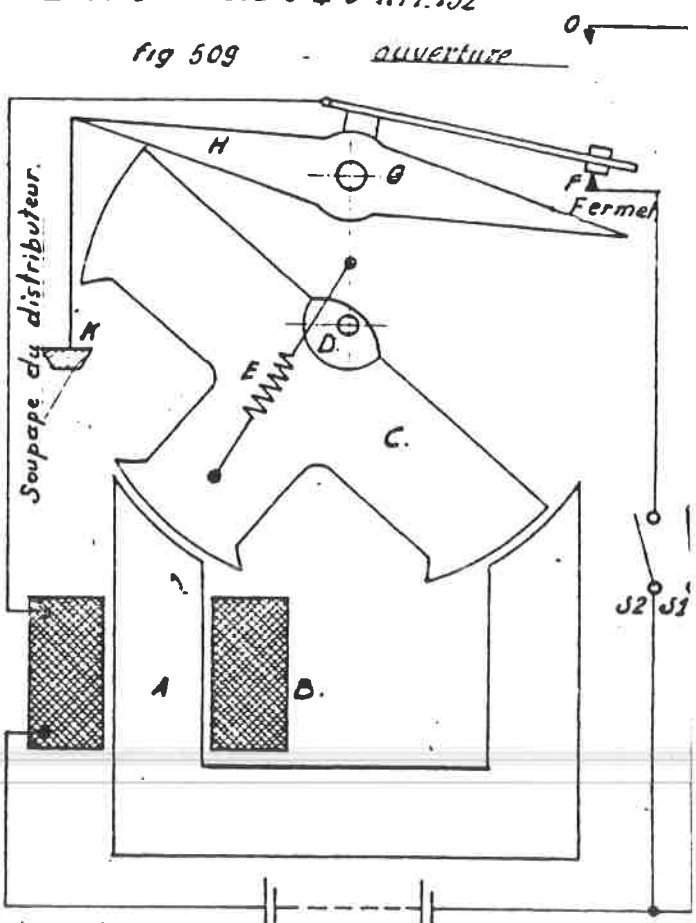
Systeme KIECKERT. MW. 602-3-4-5 RM. 732 Annexe 341

fig 508 ouverture



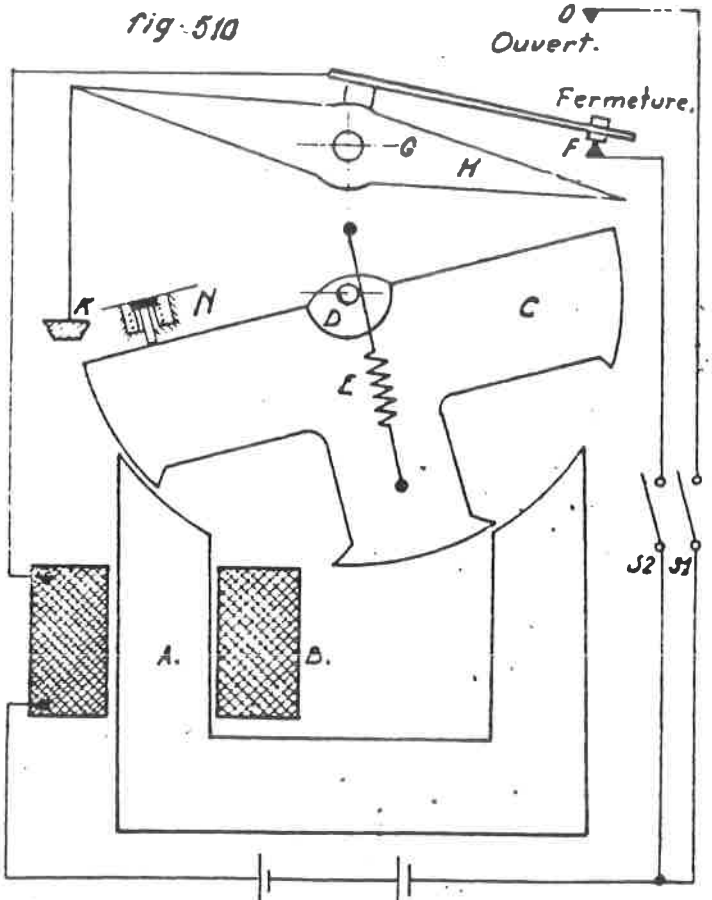
Electro-aimant avec portes fermées

fig 509 - ouverture



Interrupteur S1. fermé. Ouverture des portes. (réalisée par courant d'impulsion) Passage de la position „1„ vers „3„

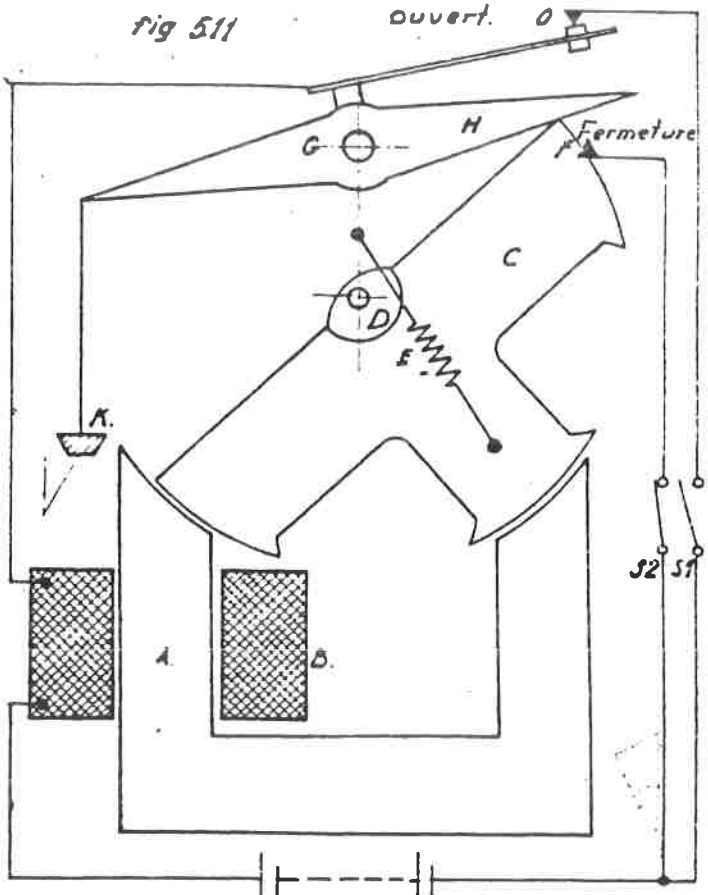
fig 510



Position de l'électro-aimant avec porte ouverte.

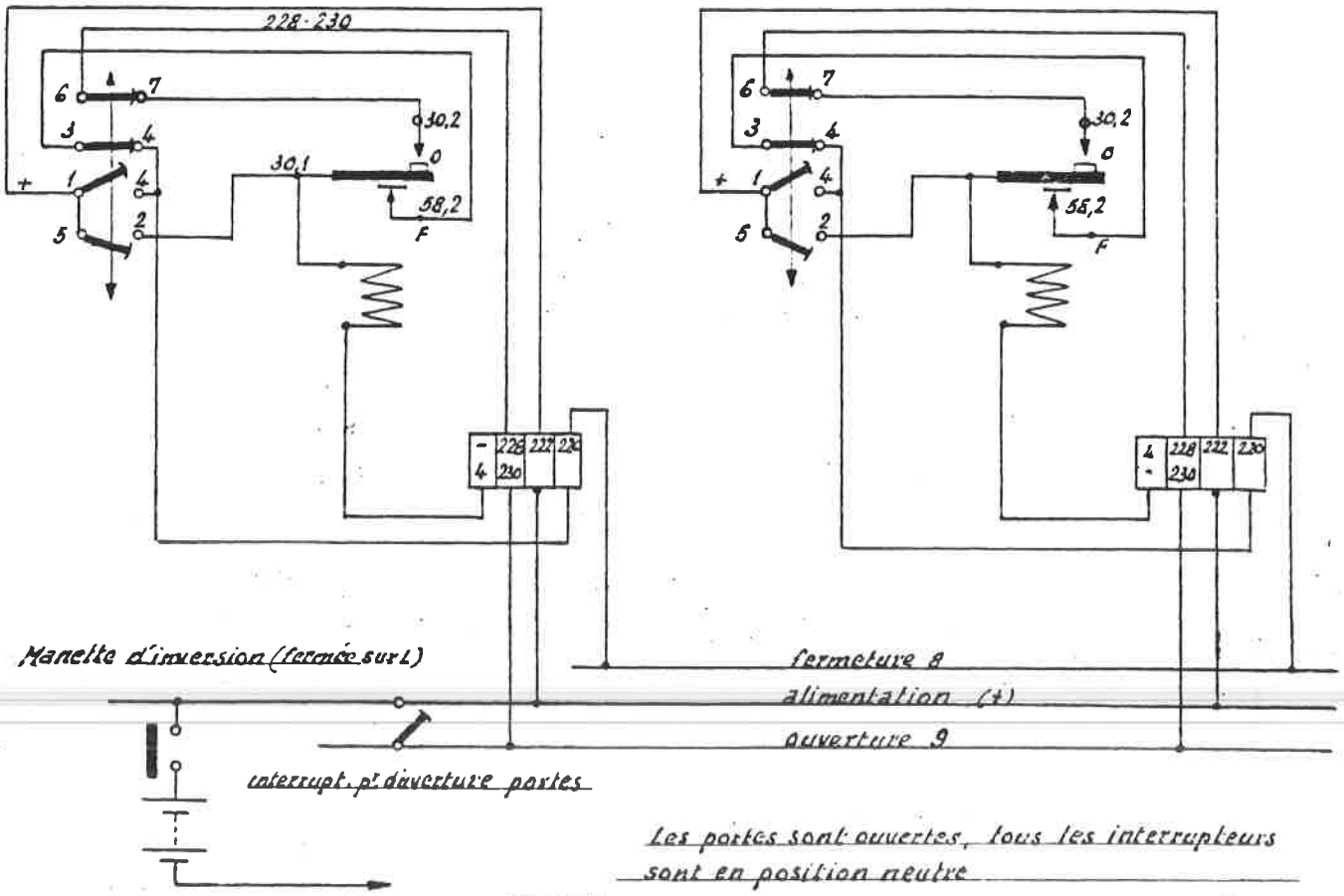
C.1260
42 L

fig 511



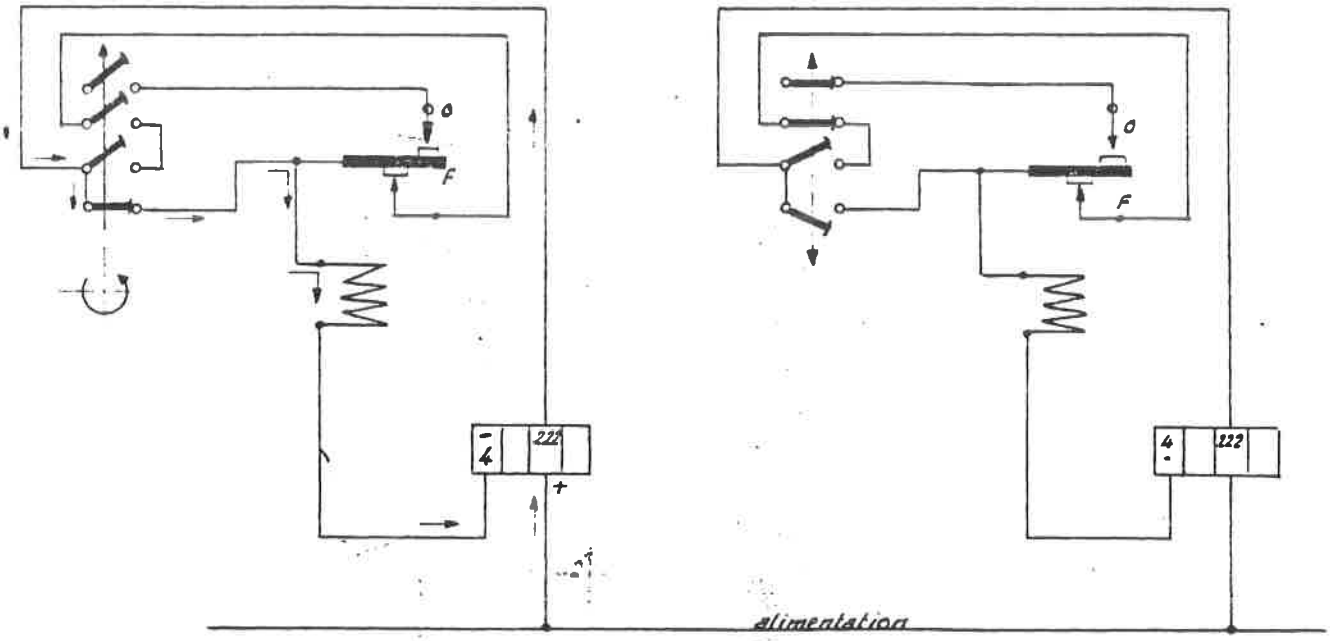
Interrupteur S2. fermé. Fermeture des portes (provoquée par courant d'impulsion). Passage de la position „3„ vers „1„.

Schéma de principe du fonctionnem. des portes Syst. "Kieckert"



Les portes sont ouvertes, tous les interrupteurs sont en position neutre

Fig. 512



1er Cas: Circuit réalisé en tournant l'interrupteur dans le sens contraire des aiguilles d'une montre

Ouverture ou fermeture de la porte où se trouve l'interrupteur (courant ne passe pas par les cont. fet 0)

Les autres portes ne sont pas influencées

Fig. 513

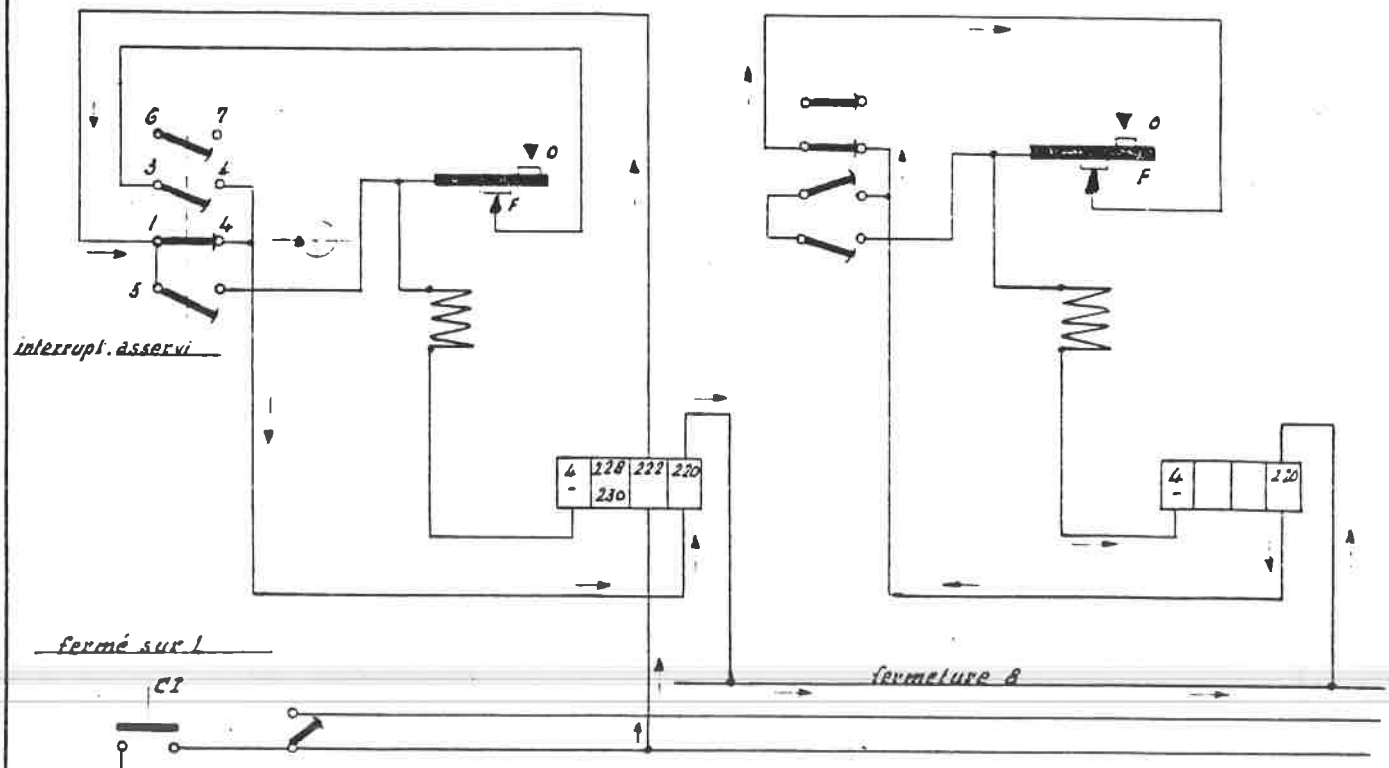
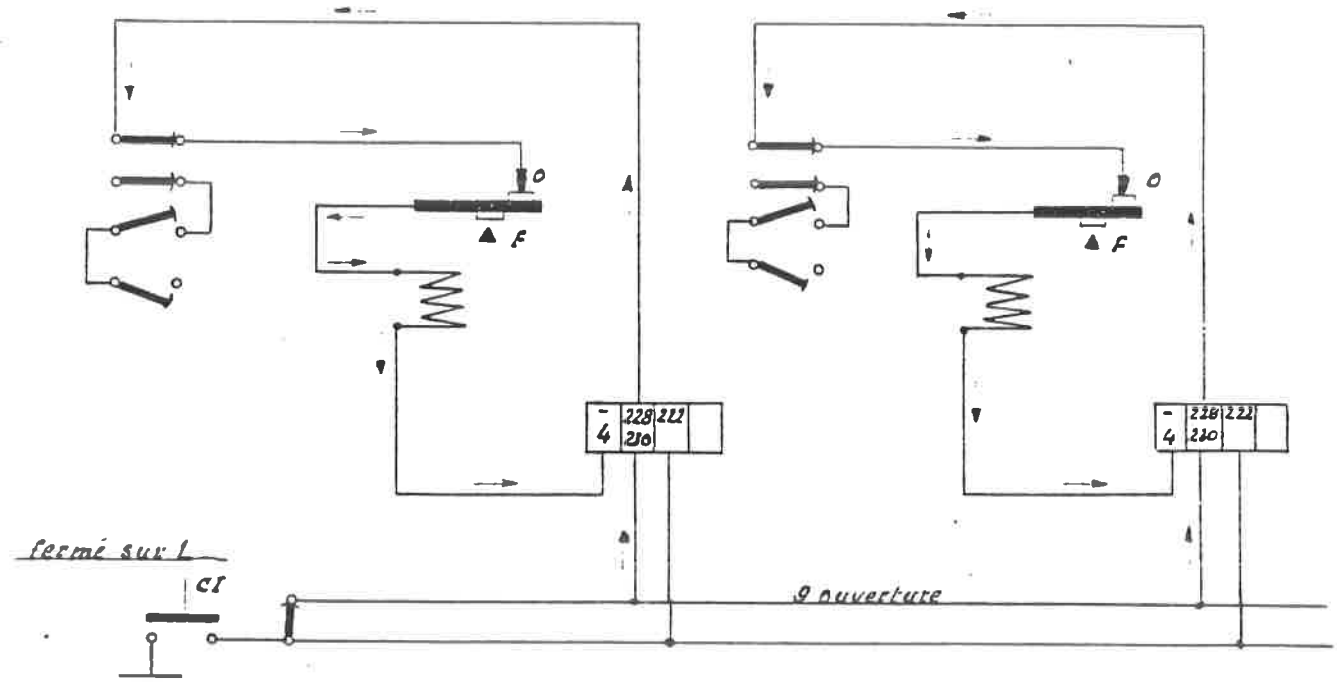


Fig. 514

2ème Cas : Les portes sont ouvertes

Circuit réalisé en tournant l'interrupteur de la porte dans le sens des aiguilles d'une montre fermeture de toutes les portes excepté celle où se trouve l'interrupteur.



3ème Cas : Les portes sont fermées

Circuit pour l'ouverture des portes au moyen de l'interrupteur du tableau de bord

Fig. 515

Commande des portes système Kieckert

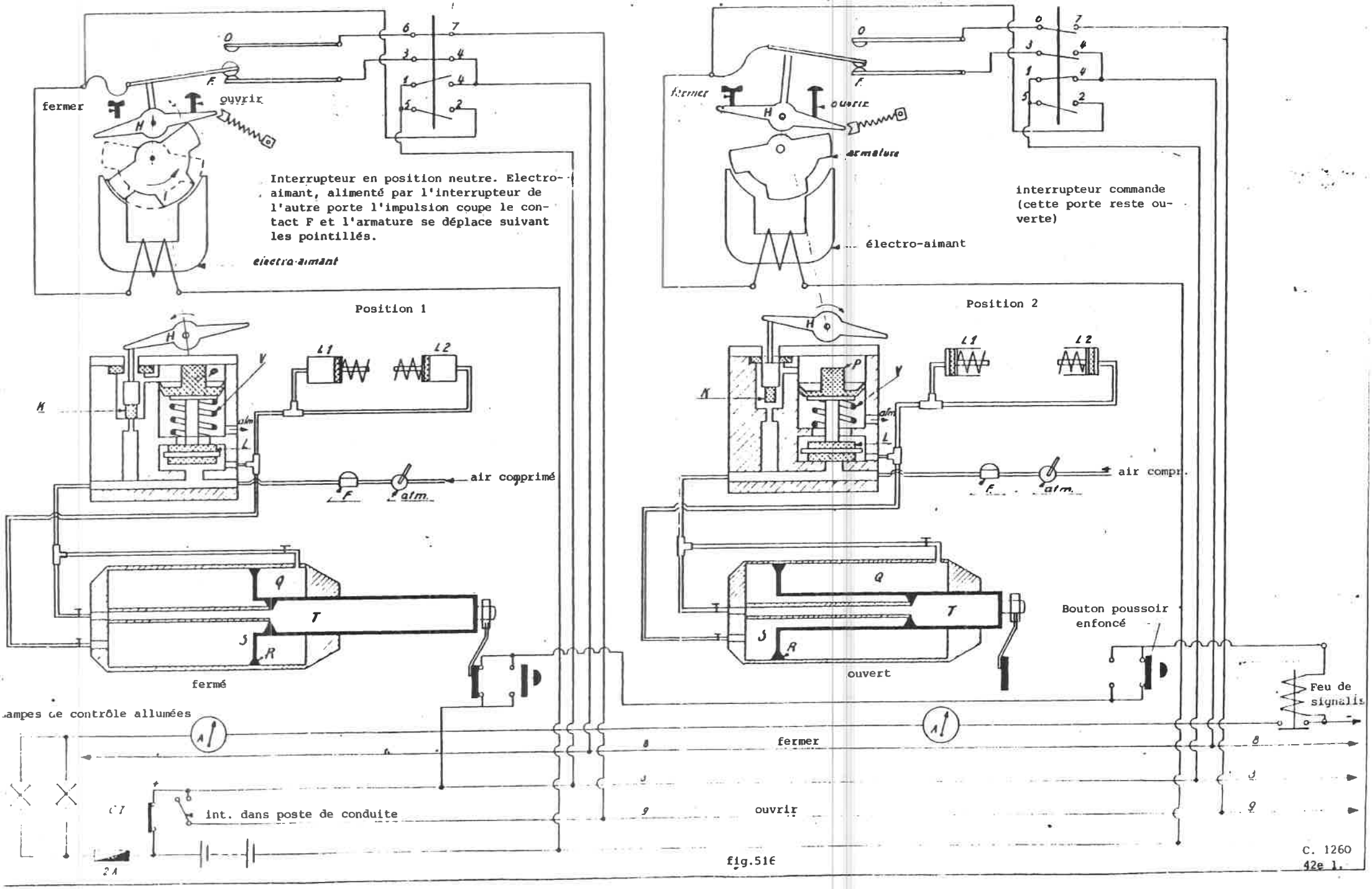
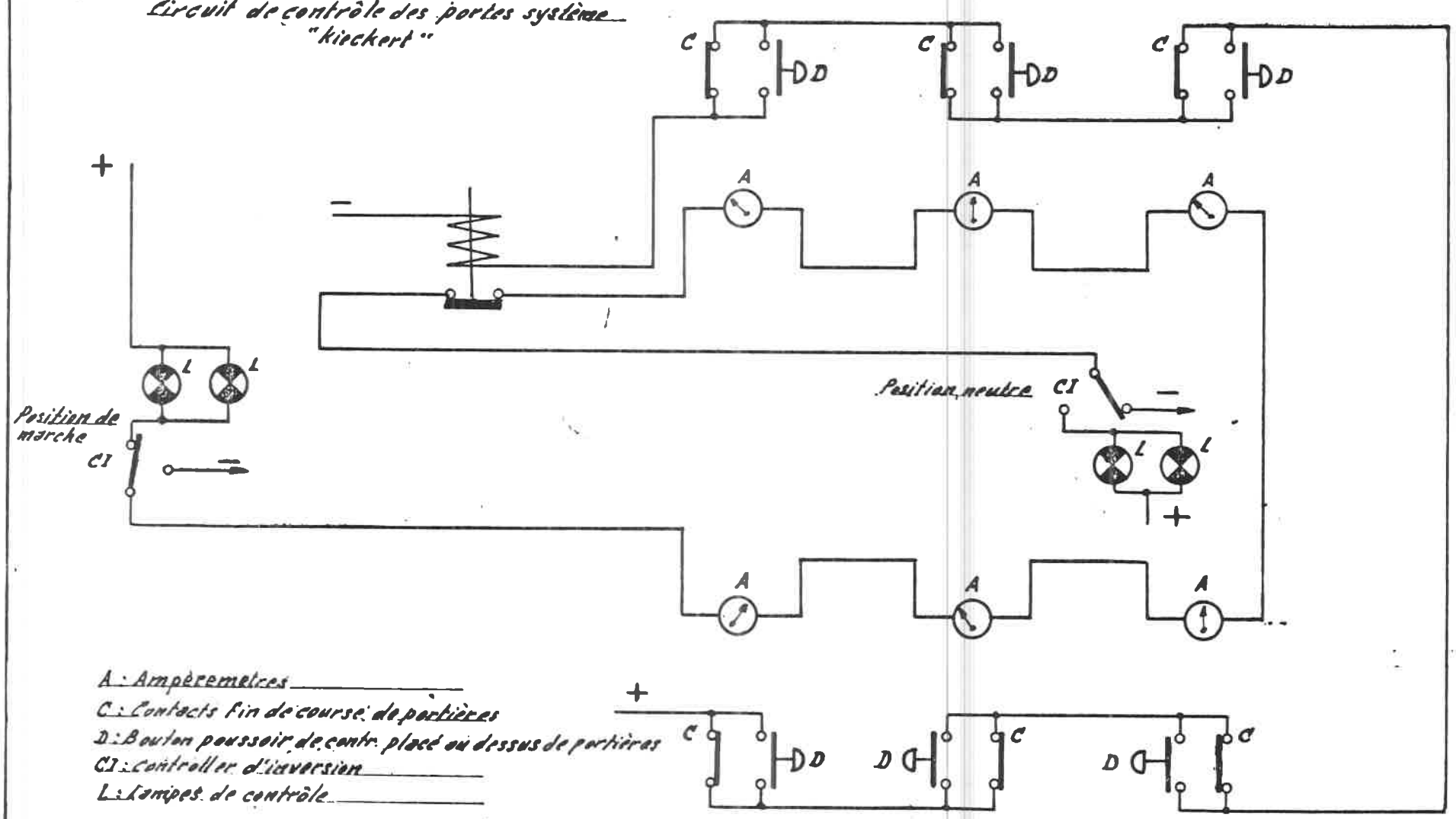


fig.516

Circuit de contrôle des portes système "kieckert"



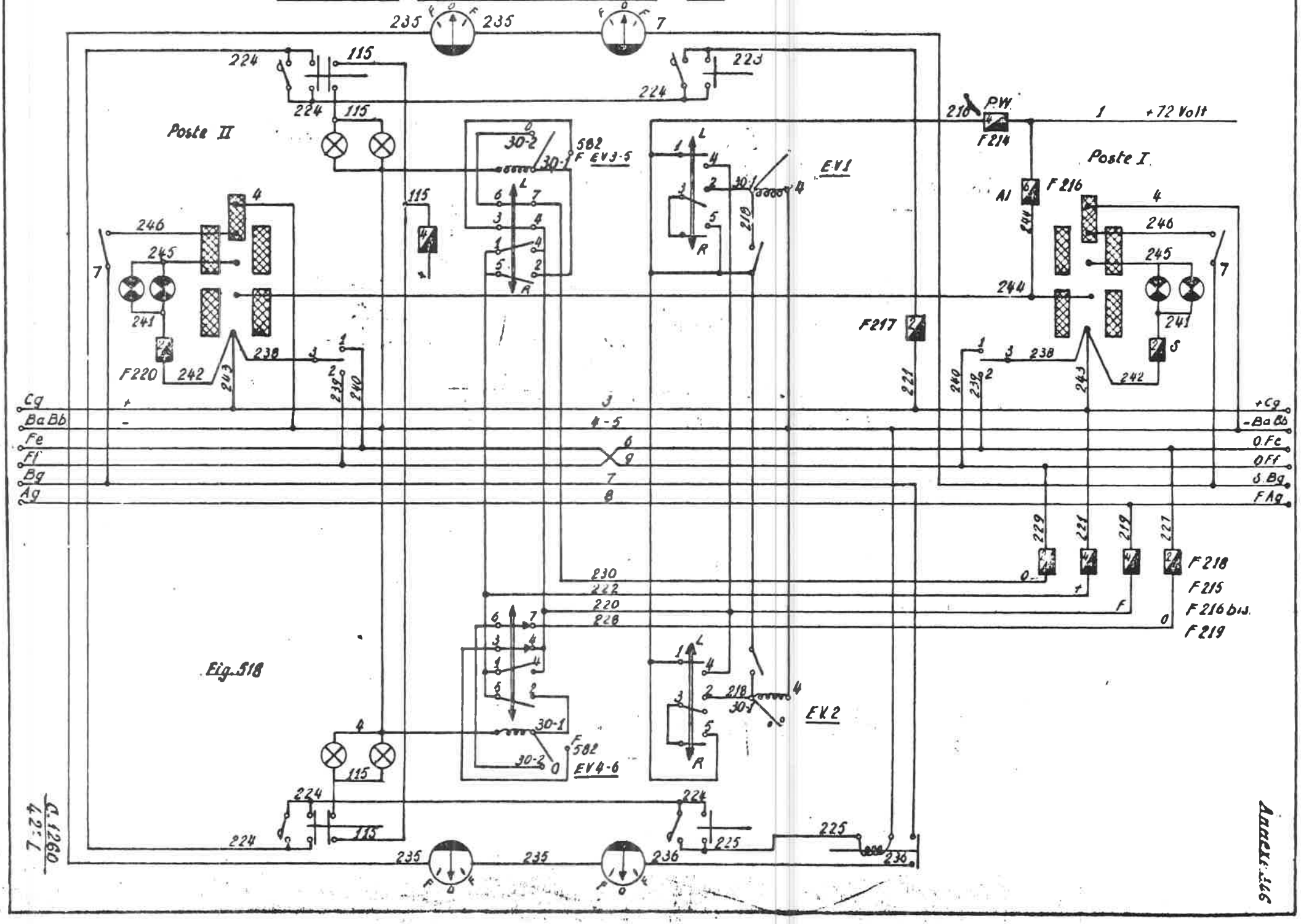
A : Ampèremetres
C : Contacts fin de course de portières
D : Bouton poussoir de contr. placé au dessus de portières
CI : Controller d'inversion
L : Lampes de contrôle

Fig. 517

C. 1260
4.2.7

Annexe 345

Asservissement des portes, système Kieckert



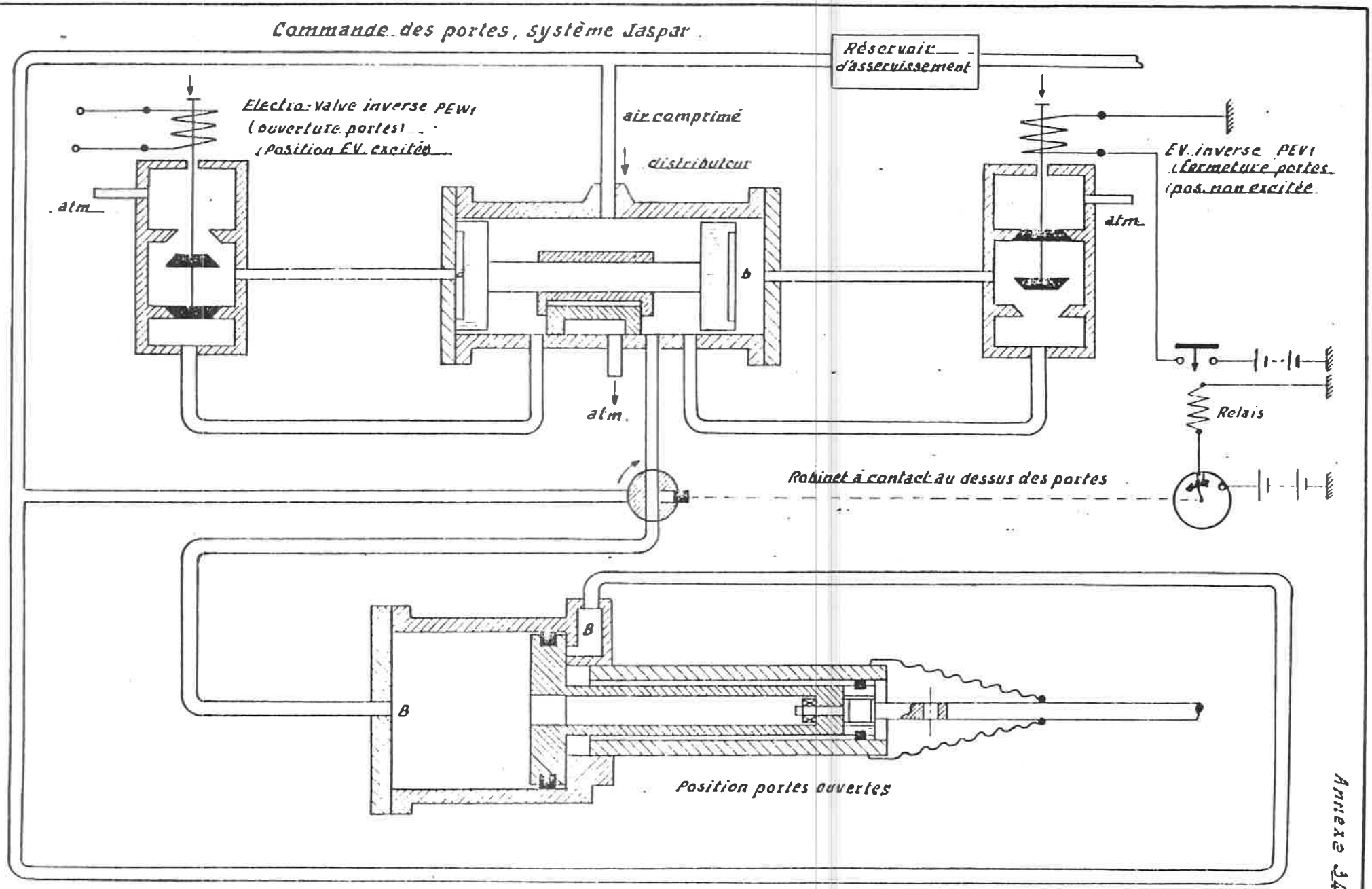

Commande des portes, système Jaspar
Réservoir d'asservissement
Electro-valve inverse PEW1 (ouverture portes) (position EV. excitée
air comprimé
distributeur
EV. inverse PEV1 (fermeture portes (pos. non excitée
atm
atm
atm
b
Relais
Robinet à contact au dessus des portes
B
B
Position portes ouvertes

Fig. 519

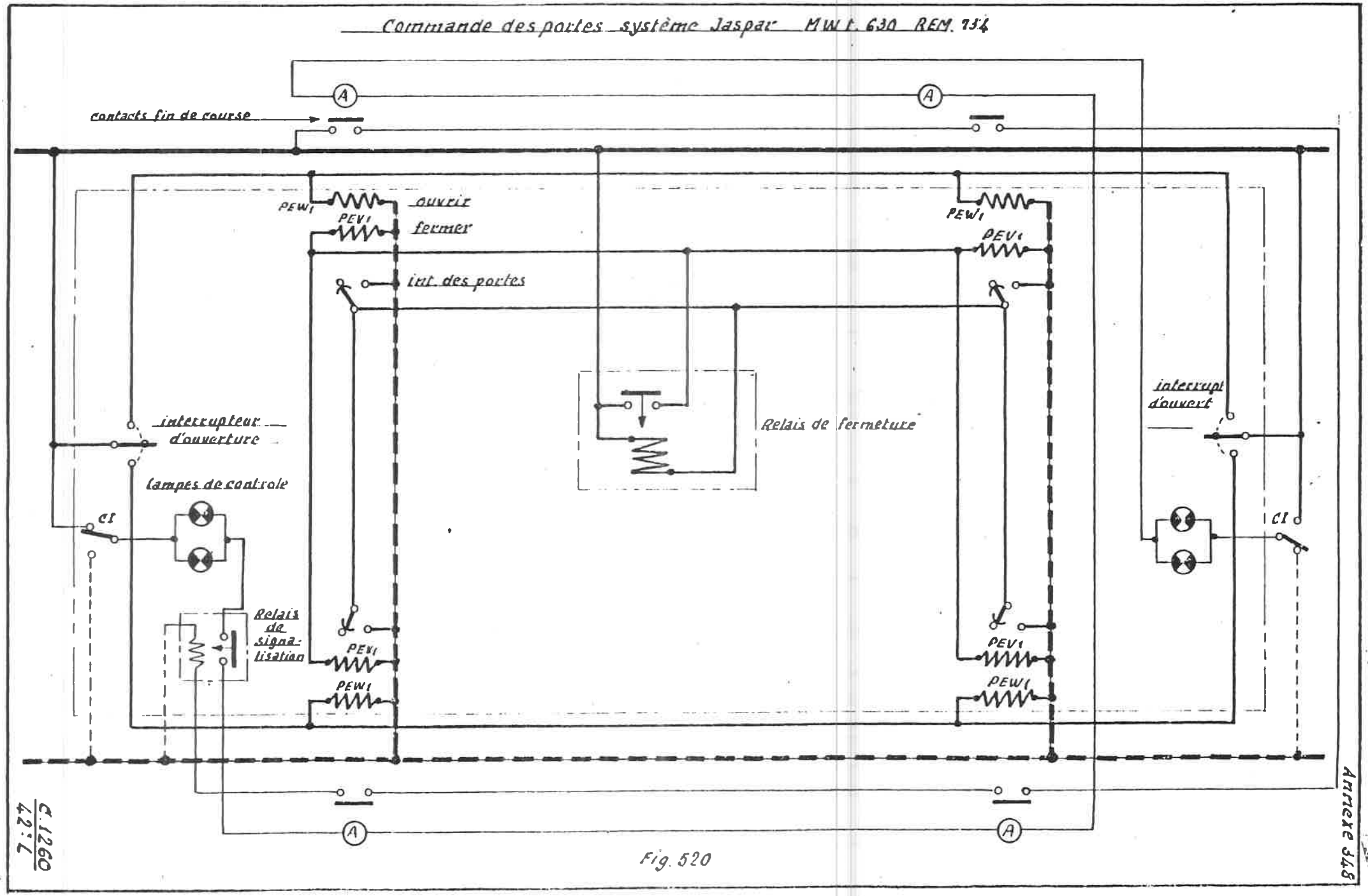

Commande des portes système Jaspar MWt 630 REM. 734
contacts fin de course
A
A
PEW1
PEV1
ouvrir
fermer
int. des portes
PEW1
PEV1
interrupteur d'ouverture
Relais de fermeture
interrupt d'ouvert
lampes de contrôle
CI
CI
Relais de signalisation
PEV1
PEW1
PEV1
PEW1
A
A

Fig. 520

Résumé des dispositifs de commande automatique des portes sur les autorails

Type autorail ou Remorque	Système ouverture des portes	Electro-valves		Servo-moteurs		Montage des servo-moteurs et des électro-valves	Ouverture des portes	fermeture des portes
		Nombre par dispositif de porte	type	Nombre par dispositif de porte	type			
AR 553	Etalbo (ancien modèle)	1	Etalbo	2	Etalbo	sous la caisse	alimentation des électro-valves par interrupteur au tableau de bord	coupure de l'aliment. des électro-valves par interrupteur au tableau de bord
AR 554	Etalbo (nouveau modèle)	1	Etalbo	1	Etalbo	au-dessus des portes	alimentation des électro-valves par interrupteur au tableau de bord	coupure de l'aliment. des électro-valves par interrupteur au tableau de bord
AR 602-603 604-605 Rem. 732	Kieckert	1	Kieckert 4761	1	Kieckert 4758	au-dessus des portes	Comm. électro-valve par interrupteur au tableau de bord + interrupteur au-dessus des portes	interrupteur au-dessus des portes
AR 630 Rem. 734	Jaspar	2 + 1 distributeur	Jaspar PEV1 (ferm.) PEW1 (ouvert) Jaspar IPC1	1	Jaspar PEN	au-dessus des portes	aliment. électro-valve par interrupteur au tableau de bord + interrupteur au-dessus des portes type interrupteur Jaspar 1 PoC	interrupteur au-dessus des portes

C. 1260
42 : 7

Annexe 349

CHAPITRE X.

INSTALLATIONS DES ENGINS DIESEL POUR LE PRECHAUFFAGE DU MOTEUR DIESEL ET LE CHAUFFAGE DU MATERIEL A VOYAGEURS.

A. Etude générale des dispositifs de combustion avec brûleur à gasoil.

I. Introduction.

1. Les engins diesel modernes sont presque tous équipés de chaudières de chauffage ou générateurs, avec brûleur à gasoil. Ces appareils servent pour le préchauffage de l'eau du moteur diesel ou pour le chauffage du matériel voyageurs remorqué.

2. Ces chaudières ou générateurs peuvent se répartir comme suit :

1. Chaudières à eau chaude : utilisées soit pour le préchauffage de l'eau du moteur diesel, soit pour le chauffage au moyen de radiateurs à eau chaude des compartiments voyageurs de l'engin (autorails).

2. Chaudières à air chaud : pour le chauffage des autorails par soufflage d'air chaud.

3. Générateurs de vapeur : utilisés pour le chauffage, au moyen de radiateurs à vapeur, des voitures à voyageurs remorquées.

3. Les types de chaudières, équipées d'un brûleur à gasoil, repris ci-après sont utilisés à la S.N.C.B.

1. Les chaudières "Westinghouse".

Application a) Chaudières à eau chaude : pour le chauffage des autorails t. 554-602-603-604-605-630.

b) Chaudières à air chaud : pour le chauffage des autorails t. 620.

2. Les chaudières "Webasto".

Application : le préchauffage de l'eau du moteur diesel de certaines locomotives de manoeuvre.

3. Les chaudières "Vapor - B 70 ou W 120".

Application : préchauffage de l'eau du moteur diesel de certaines locomotives de ligne (t. 200 - 205-210 - 211 - 212 - 213).

4. Les générateurs de vapeur "Vapor-Clarckson".

Application : chauffage des voitures à voyageurs remorquées par les locomotives diesel de ligne.

II. Principe général de fonctionnement d'un dispositif de chauffe avec brûleur à gasoil.

4. Généralement les dispositifs de chauffe avec brûleur à gasoil fonctionnent suivant le principe de base repris ci-après :

1) l'introduction dans une chambre de combustion, dans un rapport approprié d'une certaine quantité de combustible et d'air de combustion.

2) la pulvérisation du combustible et le mélange du combustible pulvérisé avec l'air de combustion, ceci afin de réaliser les conditions idéales d'une combustion.

3) utiliser au maximum la chaleur produite par la combustion, pour le chauffage de l'eau ou de l'air.

III. Classification des dispositifs de chauffe, avec brûleur à gasoil, suivant leur puissance calorifique.

5. La puissance calorifique N de chaleur est déterminée par la quantité maximale utile que l'installation peut transmettre par heure. Cette quantité de chaleur est donnée en cal/h.

Soit P kg la quantité de combustible qui peut être brûlé par heure, C cal/kg le pouvoir calorifique de ce combustible et r % le rendement de l'installation de chauffe. Dans ce cas ,

$$N : \frac{P.C.r}{100} \quad \text{cal/h}$$

6. On peut en déduire la quantité d'eau Q qui peut être amenée , par heure, par la chaudière d'une température t 1 à une température t 2

$$Q = \frac{N}{t_2 - t_1} \quad \text{litres/h}$$

7. Dans une chaudière à air chaud, la quantité d'air Q qui, par heure, peut passer d'une température t_1 à une température t_2, est :

$$Q = \frac{N}{0,22\ (t_2 - t_1)} \quad \text{kg/h}$$

(la chaleur spécifique est supposée constante et = 0,22)

En volume , ramené à la température finale T_2 ,

$$Q = \frac{N\ (273 + t2\ )}{0,22 \times 1,29\ (273)\ (t2 - t1)} = \boxed{\frac{N\ (273 + t2)}{77,5\ (t2 - t1)}}\ m^3/h.$$

8. Les *brûleurs* en service à la S.N.C.B. ont les puissances *calorifiques suivantes* :

35.000 cal/h : chaudières Westinghouse - grand modèle
25.000 cal/h : chaudières Westinghouse - petit modèle
18.000 cal/h : chaudières Webasto et Vapor
540.000 cal/h : générateurs de vapeur "VAPOR - CLARKSON".

IV. Classification des *chaudières* suivant le nombre de régimes de marche *du brûleur.*

9. Suivant le nombre de régimes de marche, les brûleurs peuvent se classer en :

1. Brûleurs à régime "tout ou rien".

L'équipement électro-mécanique ne permet pas de régler la quantité de combustible (et d'air) fournie au brûleur.

Le brûleur fonctionne toujours avec une alimentation constante en combustible. Il possède donc en réalité un seul régime de marche.

Si la production calorifique de la chaudière doit être diminuée, il faut arrêter complètement, et temporairement, l'arrivée de combustible *de façon à ce que* le brûleur *s'éteint.*

Exemple : la chaudière de chauffage "VAPOR".

2. Brûleurs à régime "tout ou peu".

L'équipement électro-mécanique permet *de régler à 2 valeurs* la quantité de combustible et d'air fournis au brûleur:

a) Alimentation maxi*male* en combustible et en air.
Le brûleur fonctionne à plein régime.

b) Alimentation mini*male* en combustible et en air.
Le brûleur fonctionne en régime partiel.

La production calorifique de la chaudière peut, dans ce cas, être diminuée sans éteindre la flamme *du brûleur.*

Exemples : les brûleurs "WEBASTO" et "WESTINGHOUSE".

V. Classification des chaudières suivant la façon dont le combustible et l'air sont fournis au brûleur.

La façon dont le combustible et l'air sont fournis et mélangés permet de classer les brûleurs comme suit :

1. Les brûleurs à coupelle ou à diffuseur rotatif.

11. Le combustible est amené, soit par gravité (système Westinghouse), soit par une pompe mécanique (système Webasto) dans un diffuseur rotatif ou dans une coupelle conique creuse rotative.

Par la force centrifuge, le combustible est expulsé finement pulvérisé hors de la coupelle (système Webasto) ou du diffuseur (système Westinghouse). Il est emporté par l'air de combustion vers la chambre de combustion (fig. 521 et 522). Cet air est fourni par un ventilateur.

La chambre de combustion est donc alimentée par un mélange combustible-air préalablement formé.

Ce type ce brûleur convient pour le fuel-oil mi-lourd, lourd et même extra-lourd et cela pour des installations de petite, moyenne et grande puissance.

12. Dans ce type de brûleur, le mélange s'enflamme, en général, spontanément par suite de la température élevée régnant dans la chambre de combustion.

Ils présentent l'inconvénient de nécessiter des moyens spéciaux d'allumage.

Ils conviennent donc uniquement pour le régime "tout ou peu".

13. ### 2. Les brûleurs à haute pression.

Le combustible pulvérisé par un injecteur est introduit dans la chambre de combustion (exemple : chaudières VAPOR t. B 70 et W 120). L'injecteur possède généralement des canaux tangentiels dans lesquels le combustible est refoulé par une pompe haute pression à engrenages (7 à 12 kg/cm2) (fig. 523). Le combustible prend dans l'injecteur un mouvement de rotation rapide. L'ouverture de l'injecteur étant très petite, le jet conique de combustible a une très grande vitesse de propagation.

Le mélange "combustible-air" est réalisé par le ventilateur qui souffle l'air autour de l'injecteur via un turbulateur.

14. Le combustible s'enflamme par des étincelles se succédant rapidement entre les 2 électrodes d'une bougie qui est alimentée en haute tension (10 000 à 15 000 Volts) par une magnéto ou une bobine Rumkorf et qui est fixée dans la chambre de combustion. A cause de son dispositif d'allumage, ce type de brûleur est pratiquement toujours utilisé en régime "tout ou rien". Il peut cependant aussi convenir au régime "tout ou peu".

15. Les brûleurs à haute pression ont les propriétés suivantes :

a) A pression constante, la capacité du brûleur est inversement proportionnelle à la viscosité du combustible (la capacité croît dans la mesure où le combustible est plus fluide);

b) A viscosité constante du combustible, la capacité du brûleur est proportionnelle à la racine carrée de la pression de pulvérisation.

16. Remarque.

Dans notre pays, les installations de chauffage central sont généralement équipées de brûleurs à haute pression.

3. Brûleurs à émulsion ou brûleurs à basse pression.

17. Dans ces brûleurs, une émulsion air-combustible (fig. 524, 525, 526) est introduite par un injecteur dans la chambre de combustion. Un ventilateur auxiliaire fournit le complément d'air nécessaire à la combustion.

Les orifices de ces injecteurs sont beaucoup plus larges que ceux des pulvérisateurs à haute pression. Ces brûleurs conviennent pour des chaudières de 10 000 à 30 000 cal. alimentées soit au gasoil, au fuel-oil léger ou au fuel-oil lourd. Dans ce dernier cas, un préchauffage est cependant nécessaire. Les générateurs de vapeur "Vapor-Clarkson" sont équipés d'un brûleur de ce type.

4. Brûleurs à vaporisation.

18. Ils comprennent généralement un pot de vaporisation dans lequel le combustible est vaporisé et mélangé à l'air de combustion. Celui-ci est aspiré naturellement ou est fourni par un ventilateur.

Les brûleurs à vaporisation ne sont pas appliqués sur les engins diesel. (Application presque exclusive aux appareils de chauffage domestiques).

VI. Classification des installations de chauffe au gasoil suivant la façon dont le combustible est allumé.

Suivant la façon dont le combustible est enflammé, les brûleurs se classent comme suit :

1. Brûleurs à allumage spontané du combustible.

19. La condition à remplir pour que le combustible s'enflamme spontanément est une température suffisamment élevée dans la chambre de combustion.

Lors de la mise en marche du brûleur, la chambre de combustion étant froide, l'allumage doit être réalisé par la mise sous tension de résistances. Celles-ci sont mises hors service dès que la température est suffisante dans la chambre de combustion.

L'allumage spontané du combustible est généralement appliqué aux brûleurs à mélange préalable de l'air et du combustible (Westinghouse - Webasto) ainsi qu'aux brûleurs à vaporisation.

20. 2. Les brûleurs à allumage du combustible au moyen d'étincelles électriques.

Ce système est généralement appliqué lorsque le combustible est injecté sous pression dans la chambre de combustion, soit mécaniquement, soit par un pulvérisateur à air, c'est-à-dire aux brûleurs à haute pression ou à émulsion (chaudières Vapeur et générateurs Vapor-Clarkson).

VII. Conditions à remplir pour obtenir une bonne combustion.

Les conditions à remplir pour obtenir une bonne combustion, peuvent se résumer comme suit :

21. a) Un rapport approprié de la quantité d'air de combustion et de combustible.

Rapport théorique : 14 kg d'air pour 1 kg de gasoil.

Pratiquement un excès d'air de 25 à 50 % est nécessaire, de sorte qu'il faut 18 à 22 kg d'air pour 1 kg de combustible.

22. b) Pulvérisation suffisante du combustible.

Une pulvérisation insuffisante augmente le temps nécessaire à la gaséification des gouttes de combustible.

23; c) Une température suffisante dans la chambre de combustion.

C'est une condition indispensable au fonctionnement des brûleurs à allumage spontané du combustible. Si la température descend au-dessous d'une valeur minimale, la flamme peut s'éteindre.

24. d) La combustion du combustible au fur et à mesure qu'il est introduit dans la chambre de combustion.

Ceci est très important pour les brûleurs à allumage par étincelles. Si les étincelles ne sont pas régulières, le combustible ne s'enflamme pas progressivement mais en masse quand une certaine quantité est déjà introduite dans la chambre de combustion. Cette inflammation en masse peut prendre la forme d'une explosion qui peut avoir de graves conséquences.

A la mise en marche d'un brûleur haute tension, le combustible ne peut être introduit qu'après un certain temps (± 30 sec) après les premières étincelles.

A la mise en marche d'un brûleur à allumage spontané, le combustible ne peut être introduit que lorsque les résistances d'allumage sont à température.

Introduire d'abord le mélange air-combustible et ensuite l'allumer, conduit immanquablement à des explosions, retour de flamme, incendie sur le véhicule ou dégradations aux appareils de chauffe.

(Dans les installations de chauffage central : explosion de la chaudière, de la cheminée, ébranlement du bâtiment).

VIII. Indices d'une bonne combustion.

25. Une bonne combustion se caractérise, en particulier, par la forme et la couleur de la flamme.

26. Une flamme normale doit être stable dans sa longueur, un peu molle à son extrémité avoir une couleur orange clair avec, en son milieu, une zone jaune clair (presque blanc).

27. Un trop grand excès d'air (trop d'air ou trop peu de combustible) se caractérise par une flamme très blanche, courte et dure.

28. Un excès d'air trop petit (trop peu d'air ou trop de gasoil) provoque une flamme longue, très effilochée, rouge et fumeuse. Les gaz de combustion sont noirs et la chambre de combustion est encrassée rapidement.

29. Quand le combustible n'est pas bien pulvérisé, la flamme est courte, de couleur irrégulière (sombre, bleu violet à l'entrée, rouge à la sortie).

La température dans la chambre de combustion reste anormalement basse, avec les inconvénients qui en résultent.

30. Lorsque la température est insuffisante dans la chambre de combustion, la flamme est fumeuse, insuffisamment claire et peu stable. Au-dessous d'une certaine température, la flamme peut s'éteindre.

31. DEs explosions dans la chambre de combustion indiquent que les étincelles se sont produites trop tard ou qu'il y a un défaut dans les résistances d'allumage ou que le combustible a été introduit trop tôt (par ex. à cause d'un manque d'étanchéité des soupapes de réglage de l'arrivée).

IX. La commande et la protection du brûleur.

On appelle installation de commande du brûleur, l'ensemble des circuits électriques, avec les interrupteurs et les relais, pour :

32. 1) La mise en marche du brûleur.

Cette mise en marche peut se faire :

automatiquement au moyen d'une minuterie qui remplit le même rôle qu'un commutateur manuel.

33. 2) Faire circuler l'eau ou l'air à chauffer dans la chaudière et l'installation de chauffage.

Cela se fait, soit au moyen d'une pompe à eau ou d'un ventilateur séparés et entraînés par moteur électrique, soit au moyen d'une pompe à eau ou d'un ventilateur incorporés dans le brûleur.

Ce dernier système n'est pas appliqué sur les engins diesel.

34. 3) L'amenée du combustible et de l'air de combustion dans la chambre de combustion.

35. 4) L'allumage du combustible.

- soit allumage spontané : des bougies incandescentes sont nécessaires à la mise en route du brûleur.
- soit allumage par étincelles : une installation haute tension est nécessaire.

5) Protéger l'installation, brûleur et chaudière.

L'installation de protection comprend :

36 a) Un thermostat de température minimale à la cheminée.

Les vapeurs de gasoil mélangées à l'air forment un mélange explosif.

Dès que, pendant la marche normale, la flamme s'éteint pour une raison quelconque (température insuffisante, mauvaise combustion, trop peu d'air de combustion, arrêt de l'étincelle...), toute arrivée de combustible au brûleur doit être coupée.

Cela se fait en plaçant un élément thermostatique dans la cheminée. Cet élément coupe l'arrivée de combustible au brûleur dès que la température à la cheminée descend au-dessous d'un certain minimum, ce qui est pratiquement toujour la conséquence d'une extinction de la flamme ou d'une mauvaise combustion.

Remarques importantes.

37. 1. Si la cheminée n'est pas protégée contre le refroidissement, comme c'est presque toujours le cas sur les engins diesel, il est indispensable, pour éviter l'intervention intempestive du thermostat de température minimale que, l'élément thermostatique soit placé le plus près possible de la sortie de la chaudière.

38. 2. Pour réaliser l'allumage du brûleur, il est nécessair que l'installation de démarrage court-circuite temporairement le thermostat de température minimale pendant toute la phase de démarrage.

Si cette condition n'est pas assurée, l'allumage du brûleur est impossible, l'arrivée de combustible étant coupée

Après allumage du brûleur, le thermostat ne peut être mis en service que lorsque la température des gaz de combustion est suffisamment élevée.

39. 3. Sur certaines installations (en particulier, les installations de chauffage central domestique), le thermostat basse température à la cheminée est généralement remplacé par une cellule photo-électrique qui coupe l'arrivée de combustible dès que la flamme s'éteint. Cette cellule peut être dirigée vers les électrodes (allumage haute tension) pour empêcher l'arrivée de combustible dès que les étincelles ne se produisent plus ou se produisent irrégulièrement.

b) Le thermostat de cheminée à température maximale.

40. L'accroissement anormal de la température des gaz brûlés est l'indice d'un échange de chaleur insuffisant dans la chaudière pouvant résulter d'une circulation d'eau ou d'air insuffisante. Dans ce cas, le brûleur doit aussi être arrêté immédiatement, par l'intervention d'un deuxième thermostat de cheminée (thermostat de cheminée à température maximale).

c) Thermostat de température d'eau maximale.

41. Dans les chaudières à eau chaude, à basse pression, l'eau ne doit pas atteindre sa température d'ébullition. Le brûleur est arrêté dès que la température de l'eau à la sortie de la chaudière dépasse 92 à 95°C, grâce à un thermostat de température maximale placé à la sortie de la chaudière.

d) Thermostat de réglage de la température.

42. Si l'installation sert au chauffage des compartiments voyageurs, des thermostats placés dans ceux-ci règlent le régime du brûleur suivant les températures prescrites.

Ces thermostats de réglage sont généralement appelés "thermostats de compartiments".

Si l'installation sert au préchauffage de l'eau du moteur diesel, des thermostats de réglage sont placés dans le circuit de refroidissement du moteur. Ils règlent le régime du brûleur suivant les nécessités.

Ces thermostats de réglage, bien qu'ils ne soient pas des appareils de sécurité proprement dits, sont cependant généralement classés dans cette catégorie.

Brûleur avec coupelle rotative

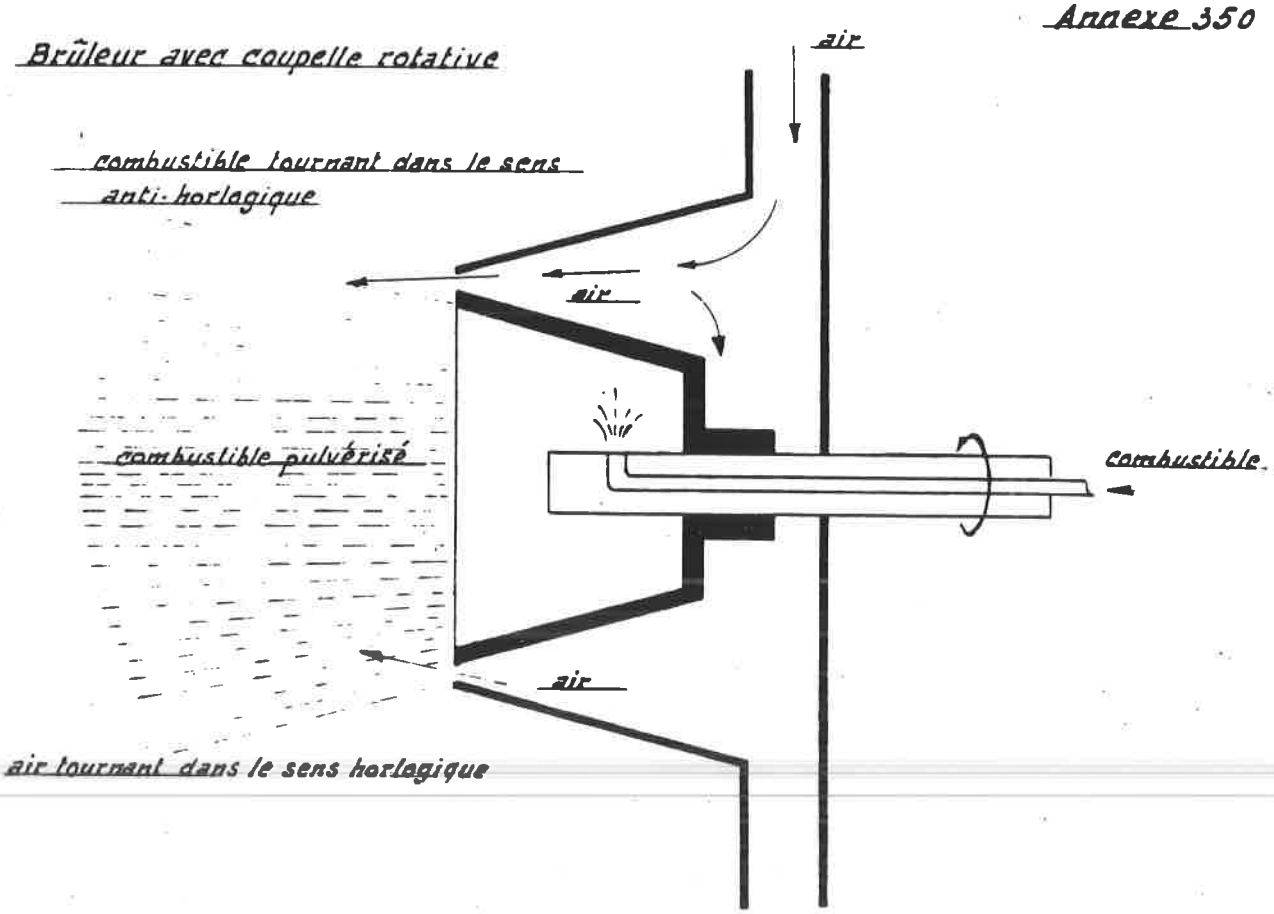


Fig 522

Brûleur avec diffuseur rotatif

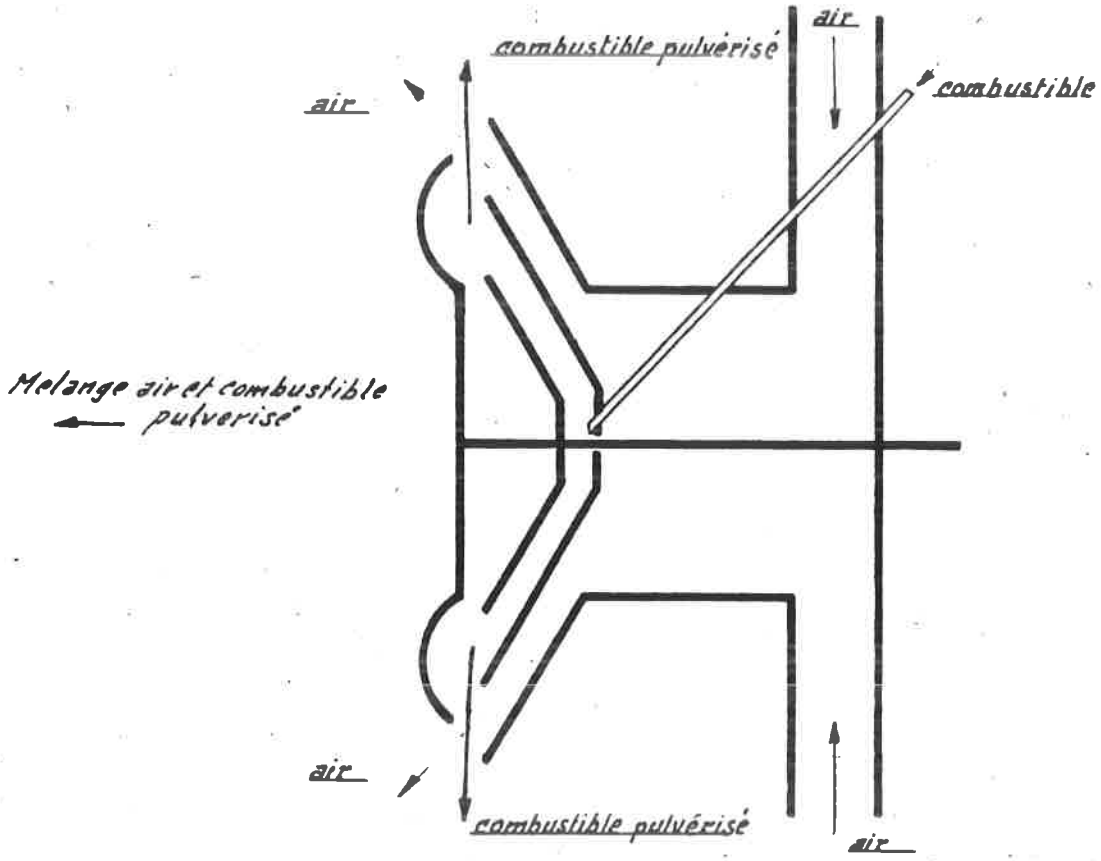


Fig. 521

Injecteur pour brûleur à haute pression (schema de principe)

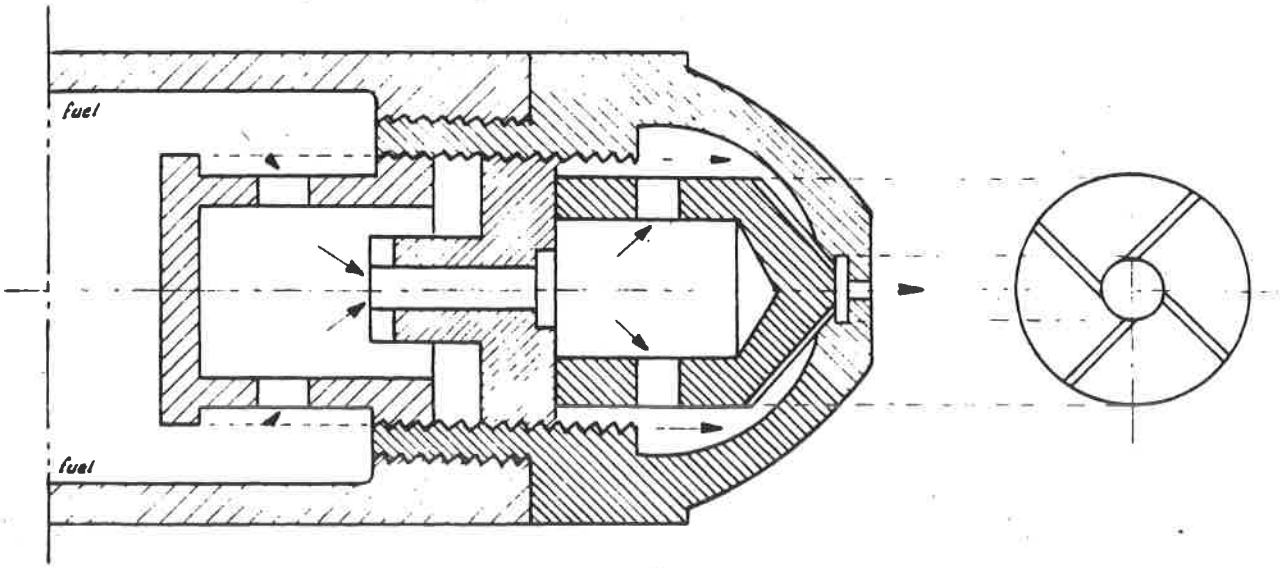


Fig. 528

Flamme normale d'un brûleur à gasoil

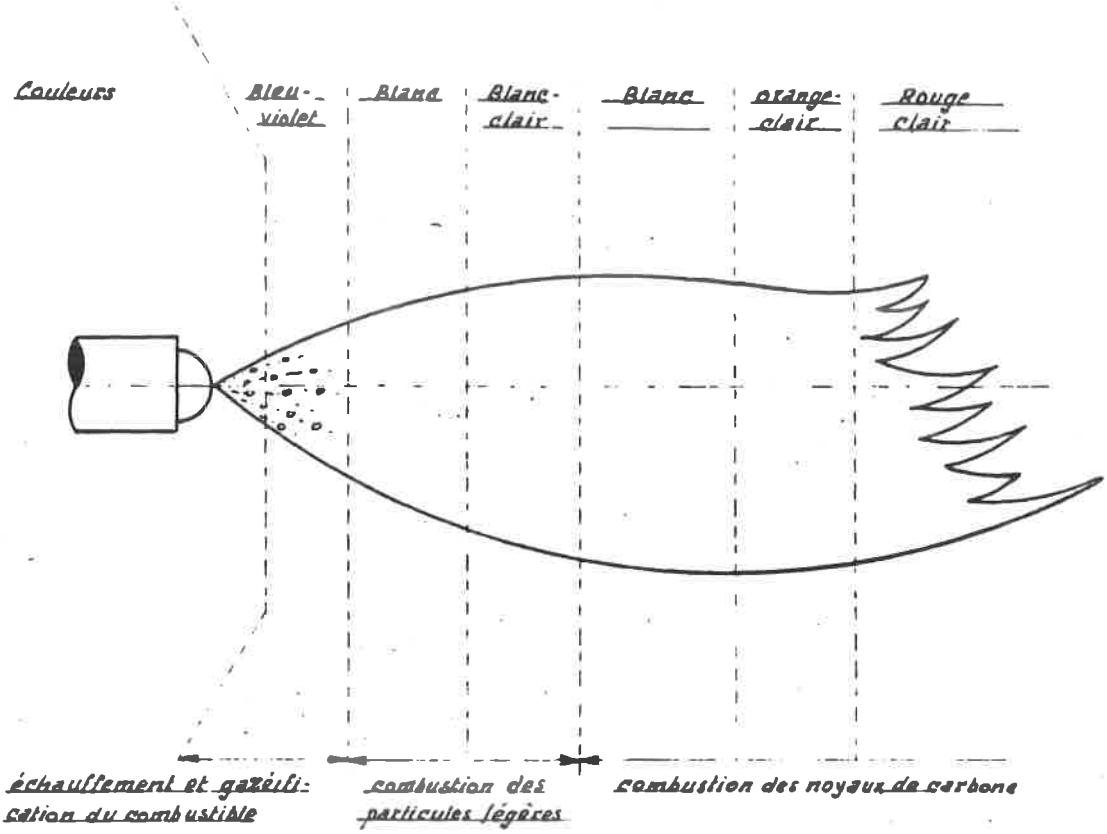
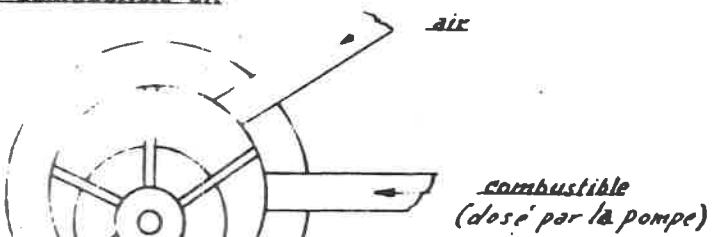


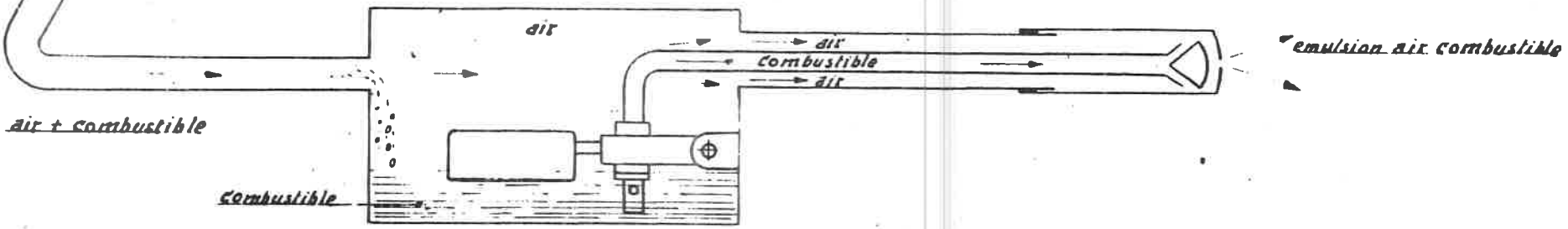
Fig. 527

Pompe combustible-air



Principe du brûleur à émulsion ou brûleur à basse pression

Fig. 524



Injecteurs à pression d'air (Pulvérisateur à émulsion)

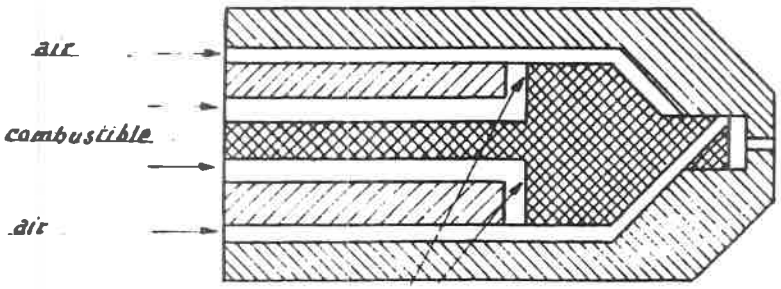


Fig. 525

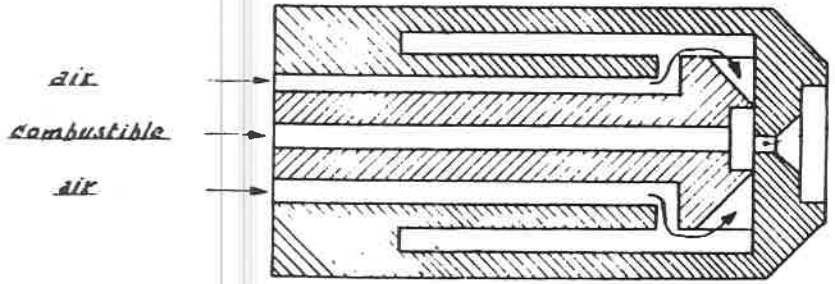


Fig. 526

CHAPITRE X. (suite) - Les installations de préchauffage.

B. Chaudières de préchauffage avec brûleur "Westinghouse"

1. Principe de fonctionnement.

43. Les fig. 528 - 530 - 531 et 532 représentent le brûleur "Westinghouse". Celui-ci se compose principalement d'un moteur électrique "M" (3), sur l'axe duquel sont calés un ventilateur "8" et une coupelle tournante "18". Cette coupelle tournante est composée d'un double disque garni d'ailettes.

Une chambre à niveau constant alimente les 2 électrovalves à gasoil; celles-ci distribuent le combustible à 2 gicleurs qui débitent au-dessus de la coupelle tournante (fig. 528).

Entraîné par le moteur électrique, le ventilateur aspire, au travers du filtre à air, l'air nécessaire à la combustion et au refroidissement du moteur.

Le gasoil, tombant sur la coupelle tournante entraînée à grande vitesse par le moteur électrique, soumis à la force centrifuge est projeté, finement pulvérisé, à la périphérie de la chambre de combustion; la pulvérisation du gasoil est achevée par le violent courant d'air fourni par le ventilateur.

Le mélange intime "air-combustible" ainsi formé, s'enflamme spontanément dès son entrée dans la chambre à combustion portée à haute température.

Les gaz de combustion traversent la chaudière et s'échappent par la cheminée.

44. La chaudière à eau chaude (fig. 528) est constituée de 2 cylindres concentriques. L'eau circule entre ces enveloppes suivant un mouvement giratoire, provoqué par la présence d'une chicane en forme de vis sans fin.

A l'intérieur du cylindre central, un moyeu, garni d'ailettes de forme hélicoïdale (torpille), oblige les gaz chauds à lècher les parois de la chaudière baignées par l'eau (fig. 533).

45. Dans les chaudières à air chaud (fig. 529), les gaz de combustion traversent un faisceau tubulaire, avant de s'échapper par la cheminée.

Dans toutes les chaudières, le sens de circulation de l'eau ou de l'air s'effectue dans le sens opposé à la circulation des gaz chauds.

46. A l'entrée de la chambre de combustion (fig. 532) sont installées 2 spirales d'allumage (résistances électriques) (22), servant à l'allumage du combustible pendant la phase de mise en marche du brûleur.

La figure 534 représente l'installation de chauffage des autorails type 554.

47. 2. Réglage de la distribution du combustible au brûleur.

Une chambre à niveau constant alimente, sous pression constante, 2 électrovalves à gasoil. Ces électrovalves sont raccordées par des tubes de faible diamètre, aux 2 gicleurs qui distribuent le gasoil à la coupelle tournante.

La pression d'alimentation constante résulte de la présence de la chambre à niveau constant (flotteur et pointeau) (fig. 528-530 et 535).

L'alimentation de la chambre à niveau constant s'effectue par le réservoir principal à combustible de l'engin ou par un réservoir auxiliaire.

Le remplissage du réservoir auxiliaire s'effectue, généralement, par la conduite de retour du filtre à combustible et des injecteurs; dans ce cas, une conduite "de trop-plein" ramène le gasoil en excès au réservoir principal.

48. Régimes de fonctionnement.

a) Le brûleur peut fonctionner "à débit partiel" (petit débit); dans ce cas, une seule électrovalve est alimentée. Lorsque le brûleur fonctionne "à débit maximum" (grand débit), les 2 électrovalves sont excitées.

Dans le premier cas, le moteur tourne à faible vitesse (2200 t/min); dans le second cas, le moteur tourne à sa vitesse maximale (2800 t/min).

La quantité d'air de combustion est donc toujours en rapport avec le débit de gasoil.

49. b) Dimension des gicleurs (réglage du débit).

Les gicleurs suivants sont généralement utilisés :

- chaudière de 35.000 cal/heure - débit partiel: 1,3 mm
  - débit secondaire: 1,1 mm
  consommation "à débit maximal" + 4 l/heure
- chaudière de 25.000 cal/heure - débit partiel: 1,1 mm
  - débit secondaire: 0,9 mm

Consommation "à débit maximum" ± 3 l/heure.

3. Installation électrique de sécurité et de réglage.

50. Les schémas électriques des figures 536 à 541 représentent le principe d'une installation à commande manuelle avec commutateur à 4 positions. En cas de commande automatique, une minuterie joue le rôle de ce commutateur manuel.

Légende des abréviations.

I : interrupteur général du chauffage
T.B. : thermostats de température maximale d'eau.

Les deux thermostats de température maximale d'eau "TB" possèdent deux positions (fig. 545) : "F" = froid et "ch" = chaud.

1) Le thermostat de sécurité "TB" : arrête le brûleur dès que la température de l'eau atteint ± 92°C. (réglable)

2) Le thermostat de réglage du débit "TB" fait fonctionner le brûleur à "débit partiel" dès que la température de l'eau atteint 80°C. (réglable).

T.C.H. : thermostat de température minimale de la cheminée
Ce thermostat peut également occuper 2 positions: "F" et "C.H." (fig. 543 et 544).
L'inversion des contacts s'effectue entre 60° et 100°C.

T.O.R.: thermostat de température maximale de la cheminée (fig. 541).

Ce thermostat est réglable entre 100° et 300° C; il est normalement réglé pour fonctionner à 260°C.

T.C.: thermostat de compartiment (fig. 546).
Ce thermostat peut être réglé entre ± 16° C et 25° C.

Le coffret de commande est représenté à la fig. 542.

51. L'électrovalve "de débit partiel" est alimentée en parallèle avec le moteur.

L'électrovalve "de débit additionnel" est alimentée en passant par des contacts du "T.C." et du deuxième thermostat "T.B." réglé à 80°.

Il est à remarquer que les chaudières à eau chaude "Westinghouse" peuvent être également utilisées pour le préchauffage de l'eau de refroidissement des moteurs diesel; dans ce cas, le brûleur fonctionne toujours à grand débit et ne possède pas de "TC". Le brûleur est arrêté dès que l'eau atteint 60° C (action du "TB", dans ce cas réglé à 60° C).

52. Le relais d'intensité (18), ayant sa bobine alimentée en série avec l'induit du moteur, coupe l'alimentation des 2 E.V. dès qu'une interruption intervient dans l'induit du moteur.

53. L'ensemble de l'installation est protégé par le "relais de sécurité" (1) alimenté directement par les thermostats de sécurité T.B., et T.O.R. et de ce fait les contrôle.

54. Le relais de débit partiel, dont la bobine est alimentée en parallèle avec l'E.V. débit additionnel, insère une résistance additionnelle dans le circuit de l'induit du moteur, afin de réduire sa vitesse, dès que le "T.C." ou deuxième" intervient pour couper l'E.V. débit additionnel. Ainsi donc, la quantité d'air de combustion est toujours en rapport avec le débit de gasoil.

55. Le tableau ci-dessous indique la méthode de mise en marche du brûleur.

Positions du commutateur	Durée	Fig	Positions des thermostats .			Circuits en service	Lampes de contrôle éclairées
			T.B.	T.C.H.1	T.C.		
"0"	-	536	F	F	fermé	pompe de circulation "P" tourne	rouge
"1"	quelques secondes	537	F	F	fermé	enclenchement relais de sécurité	rouge
"2"	2 à 3 minutes	538	F	F	fermé	alimentation des spirales d'allumage	rouge
"3"	attendre extinction lampe rouge	539	F	F	fermé	brûleur tourne à débit maximum spirales d'allumage sous tension	verte rouge
"0"	illimitée	540	F	C.H.	fermé	brûleur tourne à débit maximum spirales d'allumage hors service	verte
"0"	-	541	F	C.H.	ouvert	brûleur fonctionne à débit partiel	verte

Installation de protection.

56. a) Si la température atteint "90 à 92° C" (60° C pour les chaudières de préchauffage), le thermostat de température maximale (TB53) prend la position chaud.

Le relais de sécurité déclenche et le brûleur s'arrête. La lampe verte reste allumée jusqu'au moment où le thermostat de cheminée passe de la position "C.H." à la position "F".

Après extinction de la lampe verte, la lampe rouge éclaire.

57. Sur les autorails, en cas de température extérieure trop basse, d'ouvertures rapprochées des portes ou d'ouverture des fenêtres, afin d'empêcher des interventions fréquentes et inopportunes du relais de température maximale (T.B. 53), un 2e relais de température d'eau (T.B.) fait fonctionner le brûleur à "débit partiel" dès que la température de l'eau atteint 80° C.

L'intervention du relais de température maximale se limite, dans ce cas, à la protection de l'installation contre une température trop élevée de l'eau.

58. b) Si après l'allumage, la flamme s'éteint (insuffisance de gasoil ou de la température dans la "bouche à feu" ..), le T.C.H. passe de la position "C.H." à la position "F" et le brûleur s'arrête.

La lampe verte s'éteint et la rouge éclaire.

Remarque.

Le tableau de dépistage des principaux dérangements pouvant survenir aux installations de chauffage Westinghouse est donné au paragraphe E.

C. Chaudières de chauffage "Webasto".

1. Principe de fonctionnement.

59. Les fig. 547-548 et 549 représentent schématiquement le réchauffeur d'eau "Wébasto" qui, en principe, se compose: d'un moteur électrique (2) qui entraîne une pompe à combustible (3), un ventilateur (V-4) et un pulvérisateur de combustible (5).

Le combustible, refoulé par la pompe à combustible (3) dans le pulvérisateur rotatif (5), est soumis à l'action de la force centrifuge et divisé en fines gouttelettes ce qui facilite son mélange intime à l'air de combustion.

Le mélange "air-combustible" ainsi constitué pénètre dans la chambre primaire de combustion (9) où l'allumage est assuré par une *résistance électrique* (8) se trouvant dans la zone de pulvérisation. Après l'allumage, *résistance* est mise hors service et la combustion du mélange *combistible-air* se continue spontanément.

La flamme, après passage dans la chambre de combustion (11), séparée de la chambre primaire (9) par un pare-flamme (10) et les gaz à haute température, viennent en contact avec l'échangeur (12) dont les lamelles transmettent la chaleur à la chambre d'eau (19). Les gaz s'échappent ensuite par la cheminée (14).

Une pompe de circulation d'eau, calée sur l'arbre du moteur électrique, ou constituée d'un groupe séparé, moteur-pompe, accélère la circulation de l'eau. L'intérieur de la chambre d'eau est garnie d'une spirale afin d'augmenter la surface en contact avec les gaz chauds et de donner au courant d'eau un mouvement giratoire.

2. Réglage de la distribution de combustible au brûleur - Régimes de fonctionnement.

60. Les locomotives de manoeuvre sont équipées du réchauffeur "Wébasto" type 180 W.L. d'une puissance calorifique de 18 000 cal/h pour une consommation horaire de 2,7 litres. Lorsque le brûleur fonctionne à puissance réduite, sa puissance calorifique est de 13 000 cal/h.

61. La pompe à combustible, du type "pompe à engrenages", ayant une faible capacité d'aspiration (max. 1 m d'eau), la tuyauterie entre réservoir et pompe doit être parfaitement étanche (éviter l'aspiration d'air).

La distance maximale, entre réservoir et pompe, ne peut dépasser 3 m et la différence de niveau ne peut excéder 0,50 m (*au*-dessous de l'axe de la pompe).

Si le réservoir est placé en charge, la hauteur de gasoil est limitée à 0,30 m quand l'installation n'est pas équipée d'une chambre à niveau constant. Si la hauteur dépasse cette valeur, l'adjonction d'une chambre à niveau constant est obligatoire (fig. 550).

62. Une alimentation défectueuse du brûleur, ayant comme conséquence des difficultés de mise en marche, n'est pas seulement due à un manque d'étanchéité de la conduite d'aspiration (35 - fig. 551) mais peut résulter d'une défectuosité de la conduite de refoulement (36 - fig. 551).

Pour obtenir une bonne combustion, l'agencement de la tuyauterie de refoulement, tel que représenté à la fig. 552, doit être scrupuleusement respecté.

3. Schéma électrique du système de sécurité (fig. 553).

63. La mise en marche du brûleur s'effectue à l'aide d'un commutateur de démarrage qui peut occuper les positions puissance max. (1) ou puissance réduite (1/2), commandant une minuterie.

La mise en marche du brûleur s'effectue automatiquement par l'intervention du relais d'allumage (87). L'arrivée du gasoil à la pompe est contrôlée par une valve magnétique (E.V.G.), tandis que l'installation est protégée par le relais de sécurité (71) contrôlé lui-même par le thermostat de cheminée (TH-CH) et le relais de température max. d'eau (T.H-E).

Le TH-CH arrête le brûleur si la flamme s'éteint pour l'une ou l'autre raison.

Le TH-E arrête également le brûleur dès que la température de l'eau à la sortie de la chaudière dépasse la température max. admissible.

Un second thermostat d'eau (25)(relais de température maximum) alimente le circuit de la pompe de circulation, même si l'interrupteur (77) est ouvert, dès que la température de l'eau atteint 90°.

Mise en marche du brûleur.

a) Opérations préalables.

64. - Fermer successivement: sectionneur batterie (8) et l'interrupteur de mise en marche de la pompe de circulation (77);
- Par l'alimentation de la bobine du relais d'allumage (87), celui-ci ferme son contact.

b) Mise en marche du brûleur.

65. - En plaçant la manette du commutateur de démarrage sur la position "start", on obtient:

- Directement: alimentation de la résistance d'allumage (lampe jaune s'allume) grâce à la fermeture des contacts "1-2".

- Après 30 à 40": automatiquement se ferment les contacts "3-4, "5-6" et 9-10" d'où résulte:

- mise en marche du moteur du brûleur
- alimentation E.V.G.
- allumage du brûleur

- Après inversion des contacts du "TH-Ch" (de "F" sur "C.H."), la bobine du relais de contrôle (71) est excitée; les contacts "8-4" se ferment et la lampe verte s'éclaire.
- Après 2': - les contacts "1-2" s'ouvrent automatiquement, coupant l'alimentation de la résistance d'allumage et de la lampe jaune;
  - les contacts "3-4" s'ouvrent et le brûleur est alimenté par les contacts "3-6" du relais de sécurité (71) sous le contrôle des "T.H.-Ch" et "T.H.-E".

Le commutateur de démarrage est revenu à sa position "1" (pleine puissance).

c) Charge partielle.

En plaçant le commutateur de démarrage sur "½", les contacts "5-6" s'ouvrent et "7-8" se ferment et le moteur du brûleur tourne à vitesse réduite.

Le brûleur fonctionne en puissance partielle.

d) Arrêt du brûleur.

En plaçant l'interrupteur de démarrage sur la position "0", les contacts "5-6" se ferment et "9-10" s'ouvrent. L'E.V.G. est désexcité et le brûleur s'éteint.

Après refroidissement du "T.H.-Ch", ses contacts s'ouvrent et le moteur s'arrête (extinction lampe verte).

Remarque: le paragraphe "E" donne un tableau de dépistage des dérangements pouvant survenir aux brûleurs "Wébasto".

D. Chaudières de préchauffage "Vapor - B 70 au W 120".

1. Principe de fonctionnement (fig. 554 et 555).

66. En principe, le réchauffeur d'eau "Vapor-B.70" se compose d'une chaudière à eau chaude équipée d'une chambre de combustion dans laquelle le gasoil, refoulé au travers d'un pulvérisateur (7 kg/cm2) par la pompe à combustible, est mélangé à l'air de combustion refoulé, à faible pression (0,5 kg/cm2) par le ventilateur. Le mélange ainsi formé est allumé par une étincelle électrique jaillissant constamment entre les électrodes de la bougie d'allumage.

67. Cette chaudière fonctionne suivant un seul régime de marche; la présence d'une bougie à étincelle constante permettant la remise en marche automatique sans préchauffage (cas des brûleurs à combustion spontanée).

68. Le bon échange de chaleur résulte de la présence de 2 enveloppes obligeant les gaz chauds de parcourir un chemin assez long avant leur évacuation; de plus, la chambre d'eau étant garnie de spirales, le courant d'eau a un mouvement giratoire.

Un thermostat de cheminée, combiné avec un relais thermique, arrête le brûleur si la combustion est défectueuse.

69. Le gasoil, aspiré au travers d'un filtre par une pompe à combustible, est refoulé vers le pulvérisateur en passant par un régulateur de pression. Le combustible en excès retourne, par la conduite de retour, au réservoir. La fig. 556 représente le principe de la pompe à combustible et de son régulateur de pression.

La pompe à combustible se compose de 2 séries d'engrenages, les engrenages d'aspiration" D1" et les engrenages de refoulement "D2", ainsi que des chambres E1, E2, E3.

La chambre "E1" est alimentée en combustible par les engrenages d'aspiration"D1"; ces engrenages "D1" aspirent le combustible du réservoir via la conduite d'aspiration "A", le filtre "B" et l'orifice calibré "C". Le combustible sortant sous pression de la chambre "E1" pénètre dans le 2e étage "D2" de la pompe et dans la chambre "E2".

Le combustible en excès dans la chambre "E1" peut retourner au réservoir à combustible via la chambre "E3", le by-pass "j" et le filtre "B".

Le pulvérisateur est raccordé directement à la sortie de la chambre "E2".

La quantité de combustible débitée par le pulvérisateur est réglée par la vis de réglage de la pression "V".

Le combustible en excès retourne également au réservoir via la chambre d'entrée du pulvérisateur et la chambre "E3".

2. Schéma de l'installation électrique.

70. La fig. 557 représente le schéma de l'installation électrique des locomotives diesel hydrauliques type 222.

Dès que les interrupteurs "424" et "434" sont fermés, la pompe de circulation de l'eau tourne et la lampe témoin jaune éclaire.

Le relais "P" contrôle l'installation.

Au repos, les contacts I et VI sont fermés.

Lorsque la bobine du relais "P" est excitée, les contacts I et VI s'ouvrent, tandis que les contacts II, III, IV et V se ferment.

Dès lors, le moteur du brûleur se met en marche et la lampe témoin verte éclaire.

L'alimentation de la bobine du relais "P" est seulement possible quand:

a) l'interrupteur "t" de mise en marche du brûleur est fermé;
b) les contacts du thermostat de réglage "K" sont fermés; cette condition est réalisée seulement lorsque la température de l'eau du circuit de refroidissement est inférieure à 65/75° (réglable);
c) les contacts "1" et "2" de relais thermique "n" sont fermés.

En plus il faut que les contacts du thermostat de cheminée "T.C.H." *soient* ouverts (température supérieure à 250° C) (pendant la mise en marche, le relais thermique, grâce à la temporisation, maintient les contacts "1" et "2" fermés pendant l'allumage du brûleur (T.C.H. fermé).

3. Appareils de sécurité.

71. a) Contrôle de la température maximale de l'eau à la sortie de la chaudière.

Le thermostat "i" ferme ses contacts lorsque la température de l'eau, à la sortie de la chaudière, atteint 90°.

Conséquences: le relais thermique est alimenté et, après la temporisation de 10", ses contacts "1" et "2" s'ouvrent et coupent l'alimentation de la bobine du relais "P".

Le moteur du brûleur s'arrête:

- Extinction lampe verte;
-Eclairage lampe rouge.

72. b) Contrôle de la température minimale dans la cheminée.

Si la combustion est mauvaise ou, si la flamme s'éteint, dès que la température dans la cheminée est inférieure à 250°, le T.C.H. ferme ses contacts.

Conséquences: alimentation du relais thermique qui après 10" ouvre ses contacts "1" et "2"; l'alimentation du relais "P" est coupée.

Le moteur du brûleur s'arrête.

- Extinction lampe verte
- Eclairage lampe rouge

73. c) Contrôle de la température de l'eau dans le circuit de refroidissement.

Au-dessus de 65° à 75° (réglable), le thermostat "K" coupe directement l'alimentation du relais "P".

Le moteur du brûleur s'arrête - extinction lampe verte mais la lampe rouge n'éclaire pas.

4. Remarque.

Le paragraphe E donne le tableau des dérangements pouvant survenir aux brûleurs "Vapor".

E. Résumé général des principaux dérangements pouvant survenir aux divers réchauffeurs.

74. 1. Tableau de dépannage des brûleurs "Westinghouse".

Dérangements	Indices	Causes	Mesures à prendre
1) Le brûleur ne s'allume pas	Remarque : - A cause de la température trop basse dans la "bouche à feu", la combustion est défectueuse lors de la mise en marche, donc: "fumée noire" - S'il n'y a aucun dégagement de fumée noire, cela peut être dû à :	a) Manque de combustible 1) réservoir vide 2) robinet fermé 3) filtre de sortie du réservoir obstrué 4) Filtre secondaire (après flexible) obstrué 5) flotteur calé 6) E.V. non alimentée ou brûlée 7) noyau E.V. calé fermé 8) conduite entre E.V. et régulateurs de débit déformée, obstruée ou brisée 9) régulateurs de débit obstrués 10) obstruction dégazage chambre à niveau constant ou réservoir 11) dégazage insuffisant des tuyaux d'alimentation (après travaux d'entretien) 12) réglage T.B. défectueux 13) Moteur du brûleur ne tourne pas par un défaut dans le circuit électrique.	- Contrôler successivement les différentes causes
		b) Mauvaise qualité du combustible ou présence d'eau	- Purger l'installation gasoil
		c) L'allumage ne se réalise pas (spirales d'allumage coupées)	- Remplacer les spirales
2) Après la mise en marche ou au cours du service, la combustion est anormale	- La fumée noire, émise normalement dès la mise en marche, doit disparaître avec l'élévation de la température de la chambre de combustion; si ce n'est pas le cas, voir causes	1) Filtre d'aspiration partiellement obstrué	- nettoyer
		2) Vitesse du moteur insuffisante	- tension batterie - balais - collecteur - résistance additionnelle - mauvais contacts

		3) Obstruction dans le circuit de passage des gaz (chaudière ou cheminée)	- nettoyer périodiquement
		4) *Gicleurs* non appropriés (trop de combustible)	- remplacer
		5) Température insuffisante dans la chambre de combustion (insuffisance de combustible)	- vérifier état des *gicleurs* et E.V. - eau combustible ou épaississement du gas-oil (grands froids)
3) Extinction après mise en marche ou en cours de service	- La lampe rouge s'éclaire	1) Position inopportune du "T.C.H." sur "F"	- vérifier: - état du "T.C.H." - connexions du "T.C.H." - distance entre "T.C.H." et sortie des gaz de la chaudière (lorsque le "T.C.H." est trop éloigné de la chaudière, la t° des gaz est trop basse pour l'influencer normalement).
		2) La vitesse du moteur *du brûleur* n'est pas réduite en position "débit partiel"	- la flamme est "soufflée"
		3) Orifice du *gicleur* "débit partiel" trop petit ou obstrué	id.
		4) Arrivée du combustible insuffisante	- voir n° 1 "Le brûleur ne *s'allume pas*
		5) Thermostat de cheminée "T.O.R." passé sur "C"	- vérifier: - quantité d'eau dans la chaudière ou le débit du ventilateur d'air pulsé (chaudière à air) - chambre d'eau de la chaudière colmatée (encrassement)
		6) Thermostat "température max. d'eau" (T.B. sur "Ch")	- vérifier: - circulateur d'eau ou son entraînement - tuyauteries de désaérage des radiateurs ou de l'installation - obstruction dans le circuit d'eau

			- vérifier fonctionnement du "T.C."; quand celui-ci intervient tardivement, l'eau de la chaudière atteint une température trop élevée et le T.B. 53 déclenche
		7) Déclenchement du relais *d'intensité*	- Dépister les dérangements dans le circuit, vérifier principalement les balais du moteur
4) Capacité de chauffe de la chaudière déficiente	La température de l'eau ou de l'air est insuffisante	1) Mauvais rendement thermique du brûleur - insuffisance de combustible - insuffisance d'air	- voir n° 2
		2) Brûleur fonctionne constamment ou trop longtemps sur "débit partiel"	- vérifier le réglage du thermostat "T.C." - vérifier l'E.V. "débit additionnel"
		3) Encrassement de la chambre d'eau de la chaudière (intervention "T.B. 53" ou "T.O.R.")	
5) Après mise en marche du brûleur, il se produit des "retour de flamme"	En cas de manque d'étanchéité des soupapes des E.V. ou des conduites à gasoil, les "retour de flamme" éventuels peuvent causer des <u>incendies</u> <u>En conséquence:</u> 1) Supprimer immédiatement les fuites de combustible *2) Maintenir en parfait état de propreté le brûleur et ses alentours*	- Brûleur mal fermé - Les "retours de flamme" trouvent généralement leurs causes dans: 1) Obstruction de la cheminée ou des passages de gaz dans la chaudière *2) Spirales d'allumage à temperat. insuffisante et détonations dues à l'accumulation d'une trop grande masse de combustible* *3) Accumulation de combustible dans la chambre de combustion avant que la température des spirales d'allumage soit suffisante*	- vérifier la fermeture du brûleur; en cas de nécessité, réajuster les *verroux* de fermeture et supprimer le jeu - nettoyages approfondis périodiques surtout après une période de fonctionnement avec mauvaise combustion *- Aérer la chambre de combustion avant la mise en marche du brûleur.*

75. 2. Tableau de dépannage des brûleurs "Webasto".

Dérangements	Causes principales possibles	Causes possibles	Indices particuliers	Mesures à prendre
1. Mise en service impossible ou difficile du brûleur	1. Combustible	1. Réservoir à combustible vide		- Remplir
		2. Orifice de désaérage du bouchon de remplissage obstrué		- Déboucher

		3. Aspiration d'air par la pompe à combustible		- Vérifier et remettre en état les conduites d'aspiration (joints)
		4. Obstruction des conduites d'aspiration ou de refoulement de la pompe		- Toujours bien filtrer le combustible avant le remplissage du réservoir
		5. Impuissance du moteur		- Voir "moteur" n° 1/4
		6. Eau dans le combustible		- Purger régulièrement le réservoir et les conduites
		7. Dérangements E.V.G. ou circuit		- Vérifier
	2. *Resistances d'allumage*	1. Brûlée	- lampe jaune n'éclaire pas	- Remplacer la *resistance d'allumage.*
		2. Fusible thermique (86)	- lampe jaune n'éclaire pas	- Vérifier et remplacement éventuel (contrôler également la lampe)
		3. Batterie déchargée	- lampe jaune éclaire faiblement	
		4. Court-circuit	- lampe jaune brille anormalement	- Remplacer *resistance*
		5. Encrassement	- id.	- Nettoyer avec précaution
	3. Commutateur de démarrage	1. Défectueux		- Remplacer
		2. Connexions lâchées		- Vérifier
	4. Moteur du brûleur ne tourne pas ou pas assez vite	1. Batterie déchargée		
		2. Bobine ou contacts du relais "87"		- Vérifier relais "87"
		3. Collecteur sale		- Nettoyer; éventuellement remettre en état
		4. Balais		- Remplacement éventuel

		5. Inducteurs ou induits		- Contrôler continuité et isolement; si la réparation est impossible remplacer le moteur
		6. Bris roulement	- Bruit anormal	- Vérifier graissage et remise en état - remplacement éventuel
		7. Résistance mécanique		
2. Extinction du brûleur directement après l'allumage	1. T.H-Ch qui n'enclenche pas	- Calé ou défectueux	- lampe verte n'éclaire pas	- Vérifier T.H-Ch - remplacement éventuel
	2. T.H-ese trouve sur "C"	- id.	- id.	- id.
	3. Bobine relais sécurité (71) coupée ou pas alimentée (dérangements dans le circuit)		- id.	- Vérifier relais et son circuit
3. Extinction du brûleur au cours du service	1. Déclenchement du T.H-e	a) Si la température de l'eau atteint 60°, l'arrêt est normal. b) Si cette température n'est pas atteinte, vérifier circulation de l'eau ou de la pompe.		
	2. Dérangements circuit électrique de l'E.V.G. ou du brûleur			
4. Fumée noire et formation anormale de suie	- Combustible non approprié			
	- Insuffisance d'air de combustion	- Conduite d'aspiration déformée ou encrassée		- Vérifier, nettoyer ou réparer
	Mot. tourne trop lentement Dérangem. commutat. de démarr. ou minuterie Cond. de refoulement vers gicleur non conforme.	*Déformation après travaux d'entretien*	*Respecter les directives pour le montage des conduites*	*voir n° 1.4*

76. 3. Tableau de dépannage des brûleurs "Vapor".

Dérangements	Causes principales possibles	Causes	Indices particuliers	Mesures à prendre
1. Mise en marche impossible	- Arrivée gasoil	- Niveau combustible dans réservoir trop bas	- Pas d'échappement à la cheminée	- Vérifier
		- Filtre obstrué		- Nettoyer
		- Robinet fermé		- Contrôler
		- Orifice de désaérage du réservoir		- Déboucher

	- Conduites de gas-oil - Pompe à combustible - Pulvérisateur bouché		- Vérifier - Contrôler la pression - Nettoyer
- Fonctionnement du moteur	- Fusibles - Circuit électrique	- Relais "P" n'enclenche pas; lampe verte n'éclaire pas - Lampe rouge éclaire immédiatement - Relais "P" enclenché mais déclenche après 10" (court allumage de la lampe verte suivi par l'allumage de la lampe rouge)	- Vérifier - Thermostat de réglage "K" - Interrupteur de démarrage "t" - Contacts du relais thermique restent fermés - Thermostat t° max. (i - Thermostat de cheminée (contacts restent fermés)
- Moteur ne tourne pas assez vite	- Contacts relais "P" encrassés - Tension batterie trop faible - Roulements défectueux - Serrages internes		- Vérifier - Vérifier si le moteur tourne librement
- Etincelles d'allumage (à contrôler par la lunette)	- Trop faible		- Contrôler le câblage haute tension - Vérifier les électrodes de la bougie - Encrassement par du carbone - Isolant fissuré - Ecartement: + 3 mm - Etincelles jaillissent sur le cône de pulvérisation - Vérifier les vis platinées de la magnéto: - Nettoyer - Régler l'écartement (0,5 mm).

	- Direction du jet de combustible par rapport à l'étincelle		- Etincelles normales - Bonne pulvérisation (vérifier par lunette)	- Régler la position du pulvérisateur afin que le jet de combustible ne soi dirigé sur les éle trodes, ni sur le cône de stabilisation
2. Allumage retardé du combustible	- Bougie encrassée - Eau dans combustible - Pulvérisateur encrassé		- Explosion	- Nettoyer la bougie et régler les électrodes à 3 mm - Purger le réservoir et la conduite - Nettoyer dans détergent, le cas échéant, remplacer.
3. Fumée noire en marche normale	- Contrôler l'alimentation en gasoil - Contrôler l'alimentation en air			- Régler le débit de gasoil au moyen de la soupape de pression - Vérifier le filtre à air et l'entraînement du ventilateur
4. Fumée blanche en marche normale	- Insuffisance de combustible - Pulvérisateur encrassé			- Régler le débit de gasoil au moyen de la soupape de pression (pression normale 7 kg/cm2) - Nettoyer
5. Mauvais rendement	- Encrassement chaudière - Déréglage du thermostat de réglage		- L'eau n'atteint pas la t° normale - Arrêt du brûleur alors que la t° minimum prévue n'est pas atteinte	- Nettoyer - Refaire le réglage du thermostat

Chaudiere à eau chaude avec bruleur à gasoil "Westinghouse"

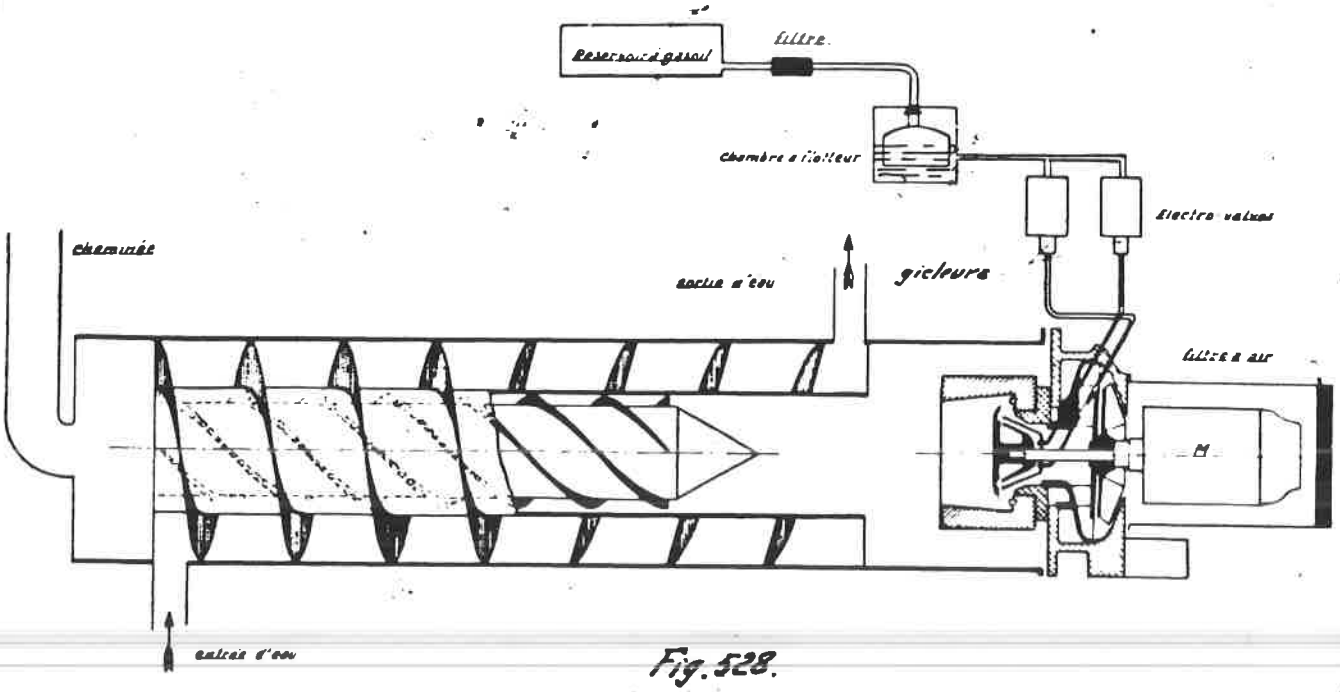


Fig. 528.

Chaudière à air chaud avec brûleur westinghouse

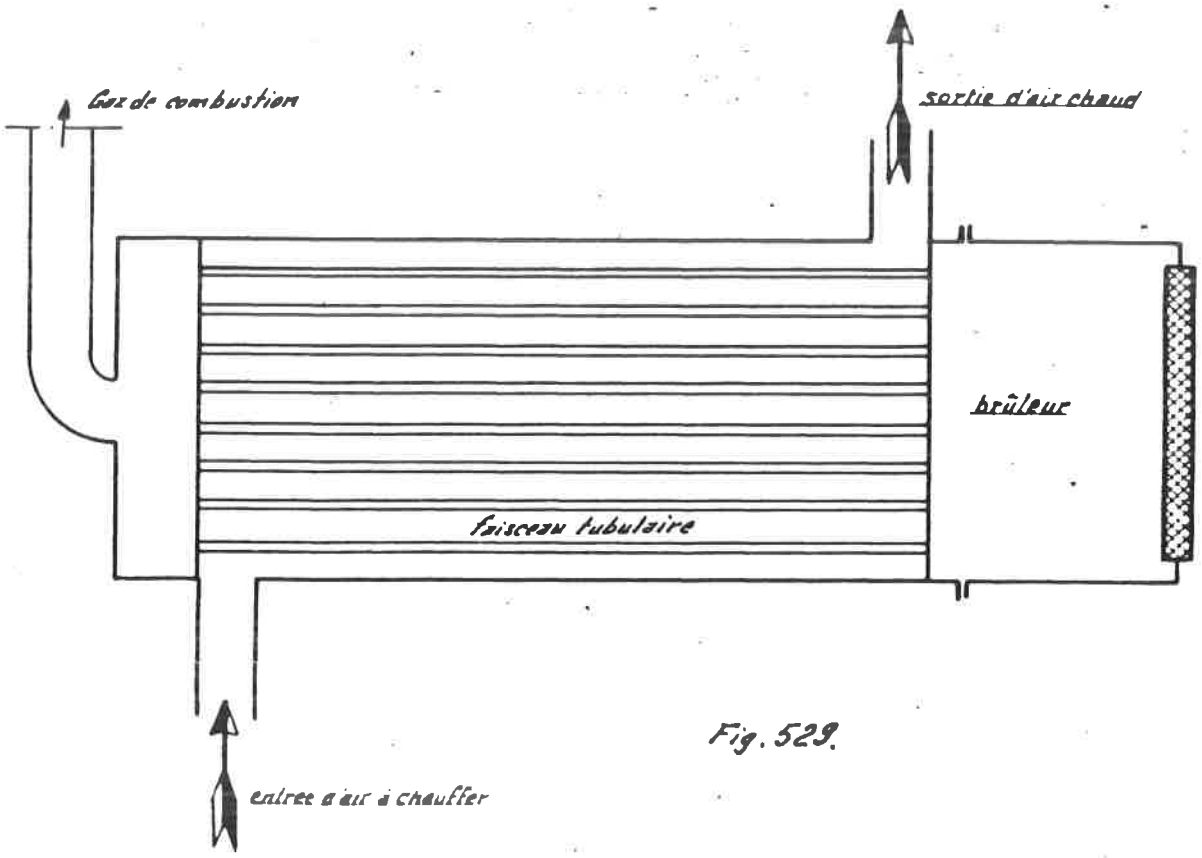


Fig. 529.

Brûleur Westinghouse

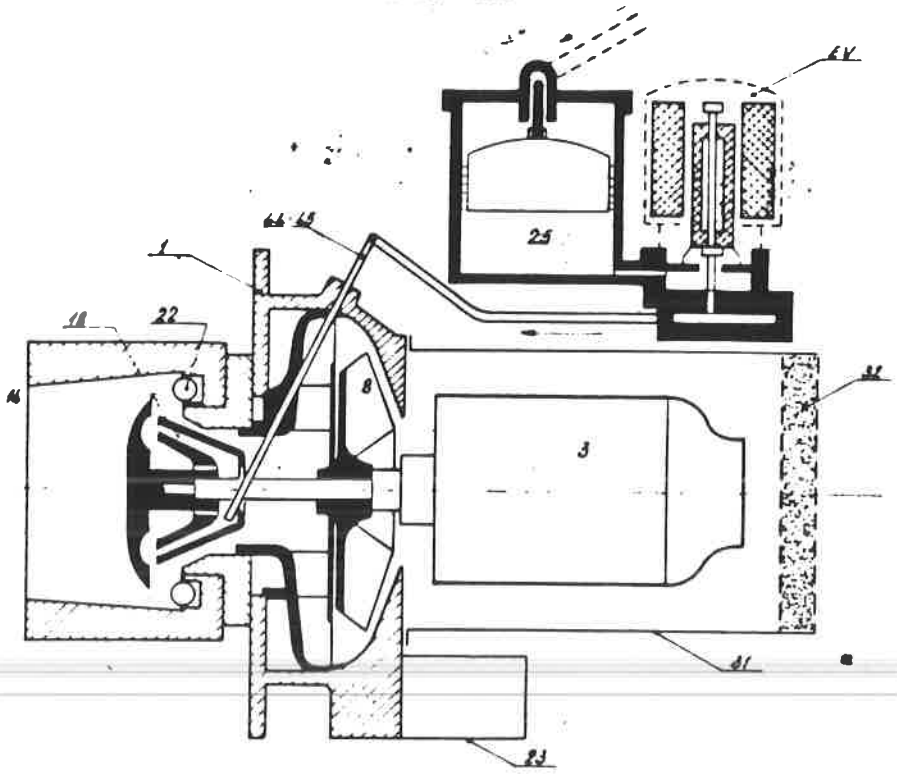


Fig.530

Moteur électrique avec ventilateur et diffuseur

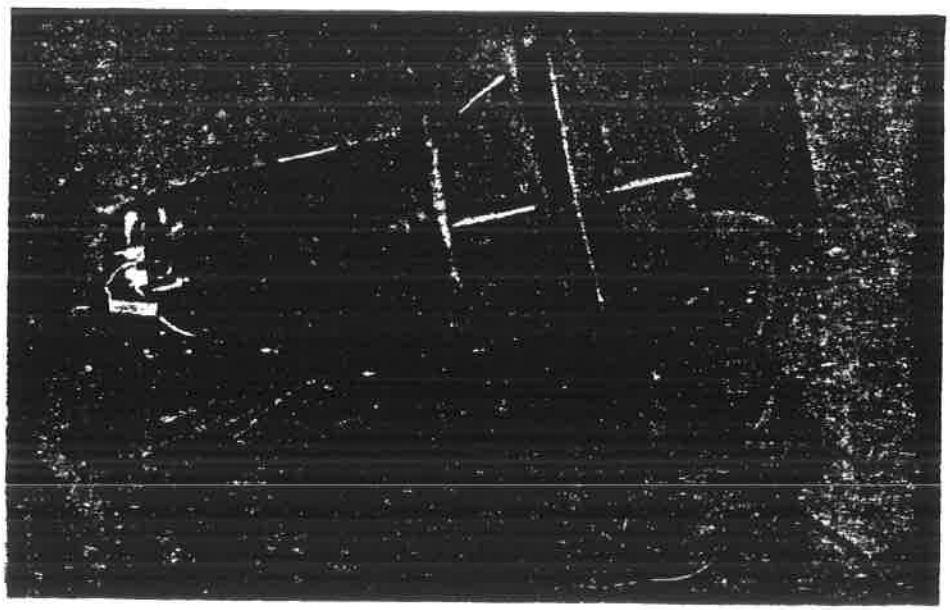
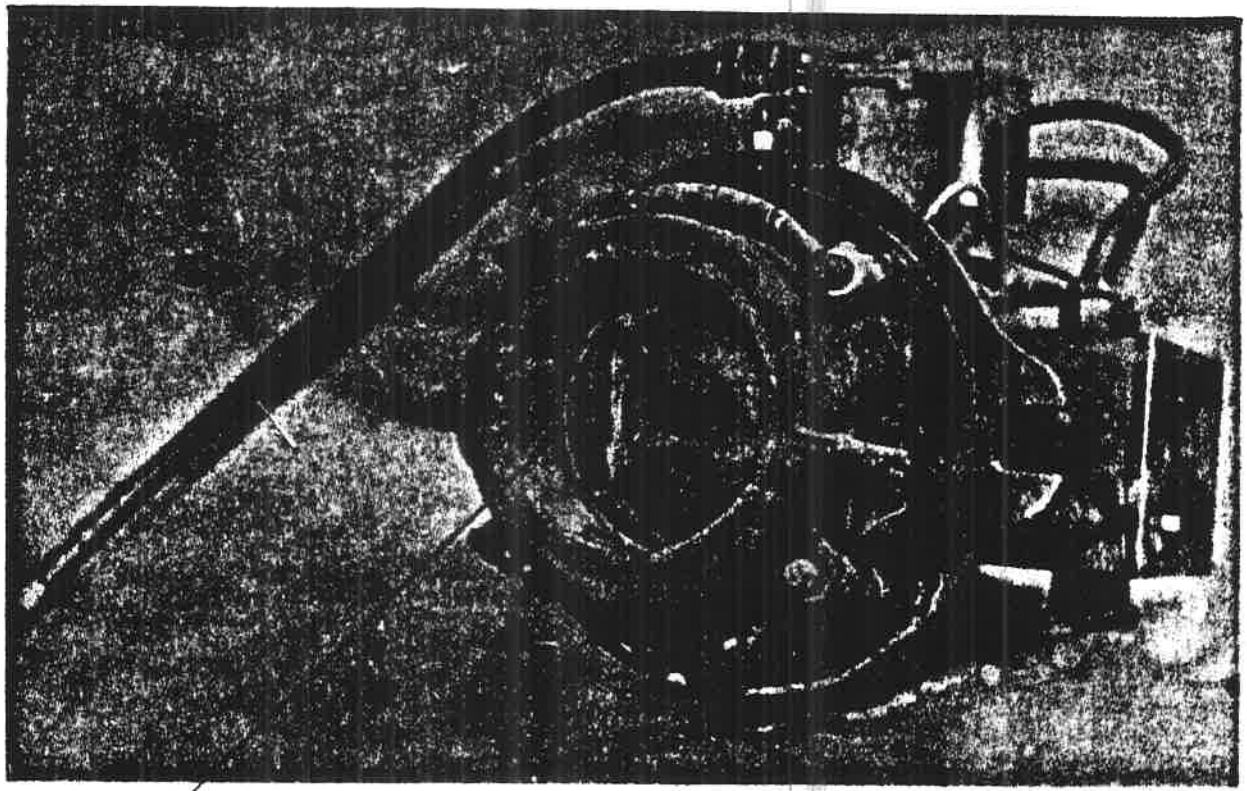


Fig:531.

Brûleur Westinghouse (coté bouche à feu)



Spirale d'allumage

Fig. 532

"Torpille" située à la sortie de la chambre de combustion

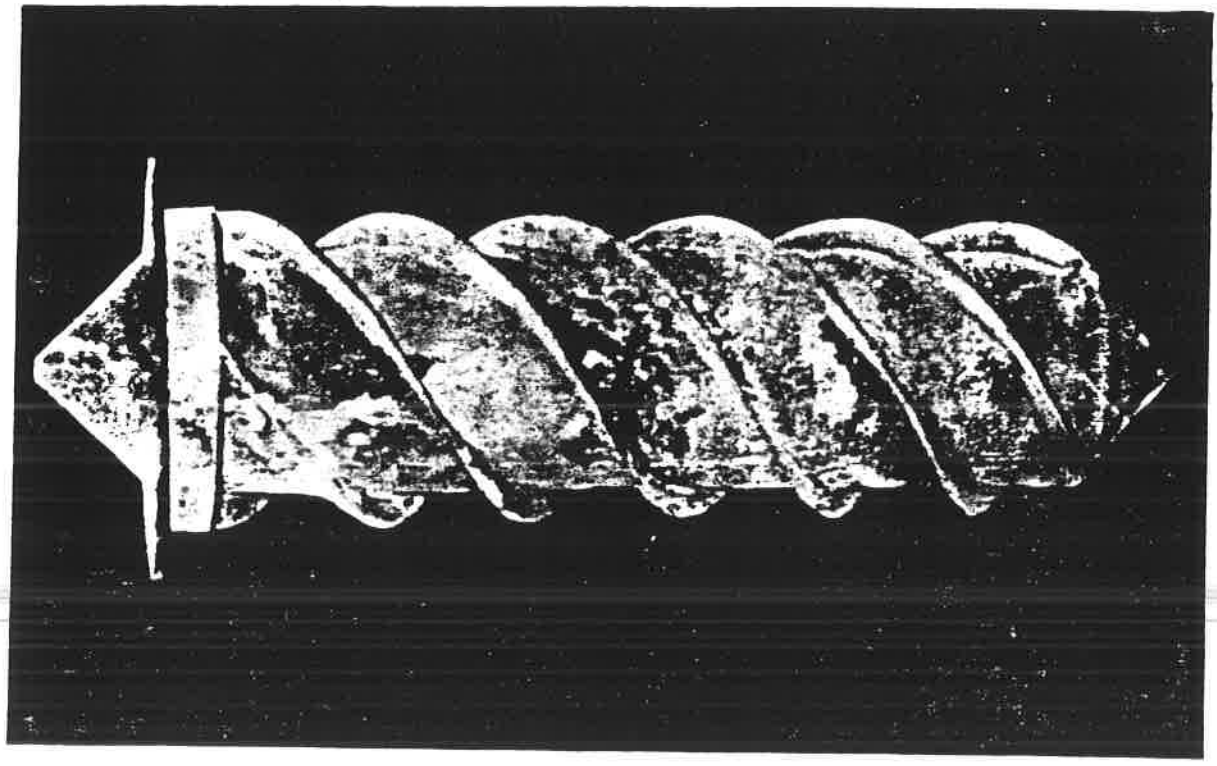


Fig.533

Chaudière de chauffage Westinghouse suspendue sous la caisse de l'AR554

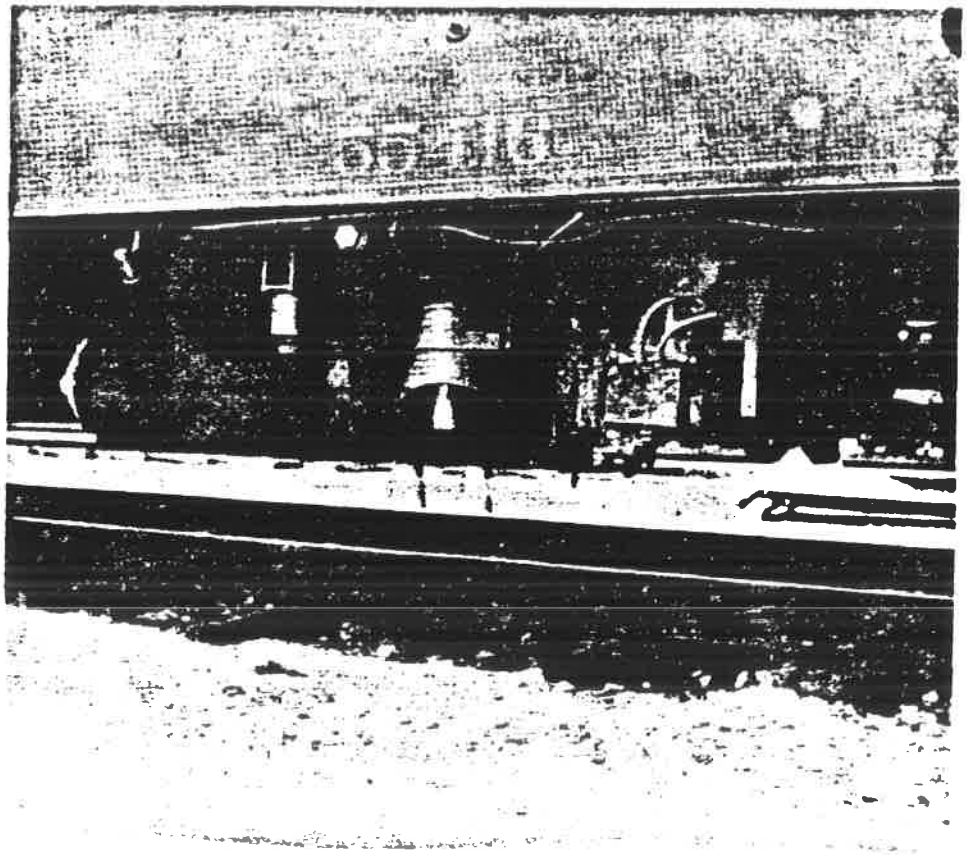


Fig.534

Brûleur Westinghouse

Vue sur filtre à air, electro valves avec chambre à niveau constant, et boîte à bornes.

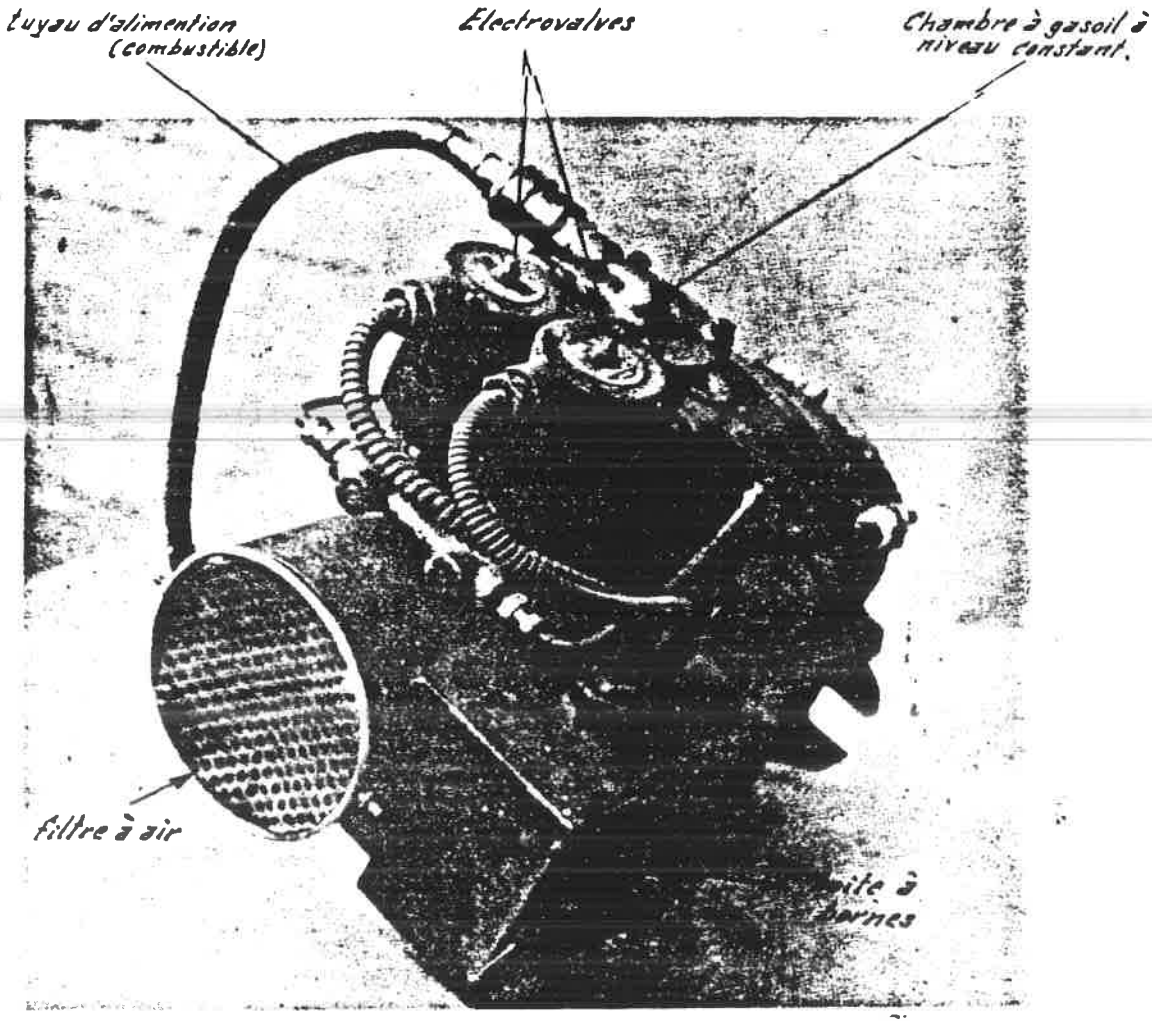


Fig. 535

Chauffage A.B
position D au commutateur
chauffage arrêté
interrupteur principal fermé

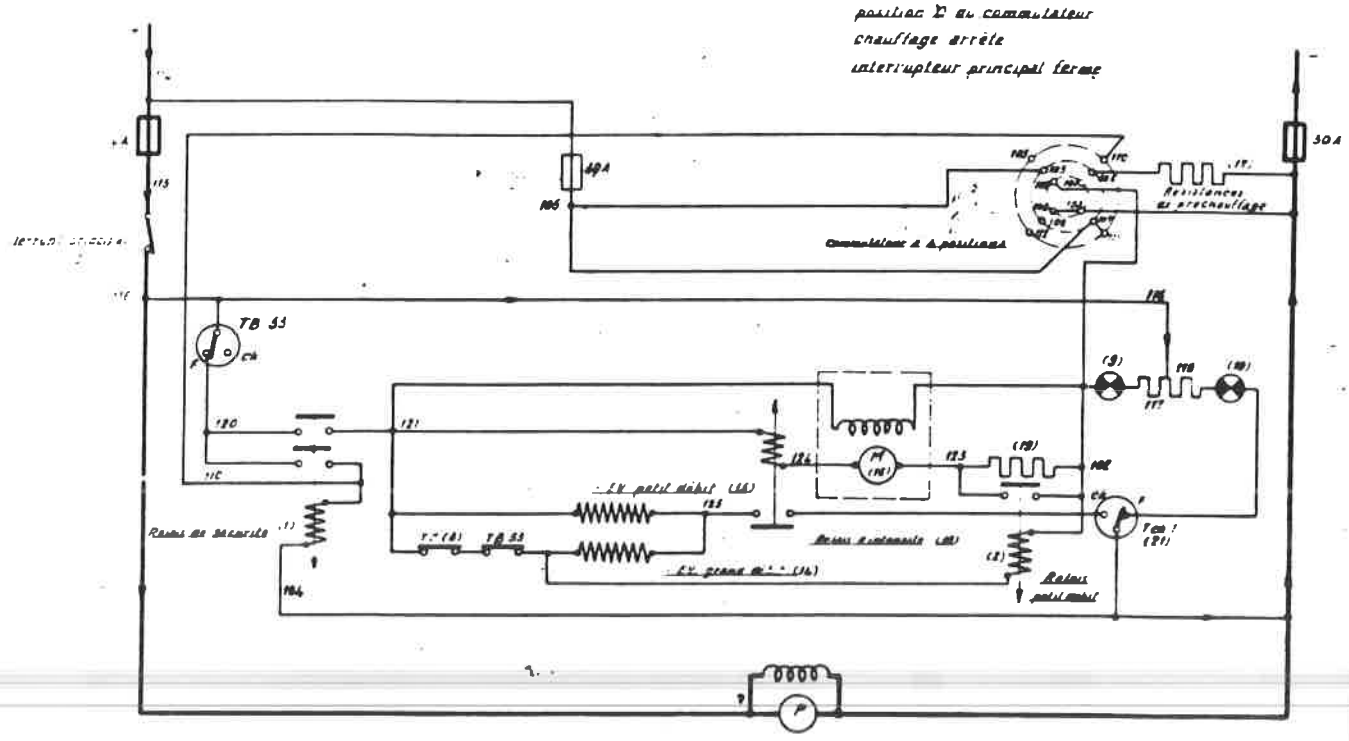


Fig. 536

Chauffage AR
position 1 au commutateur

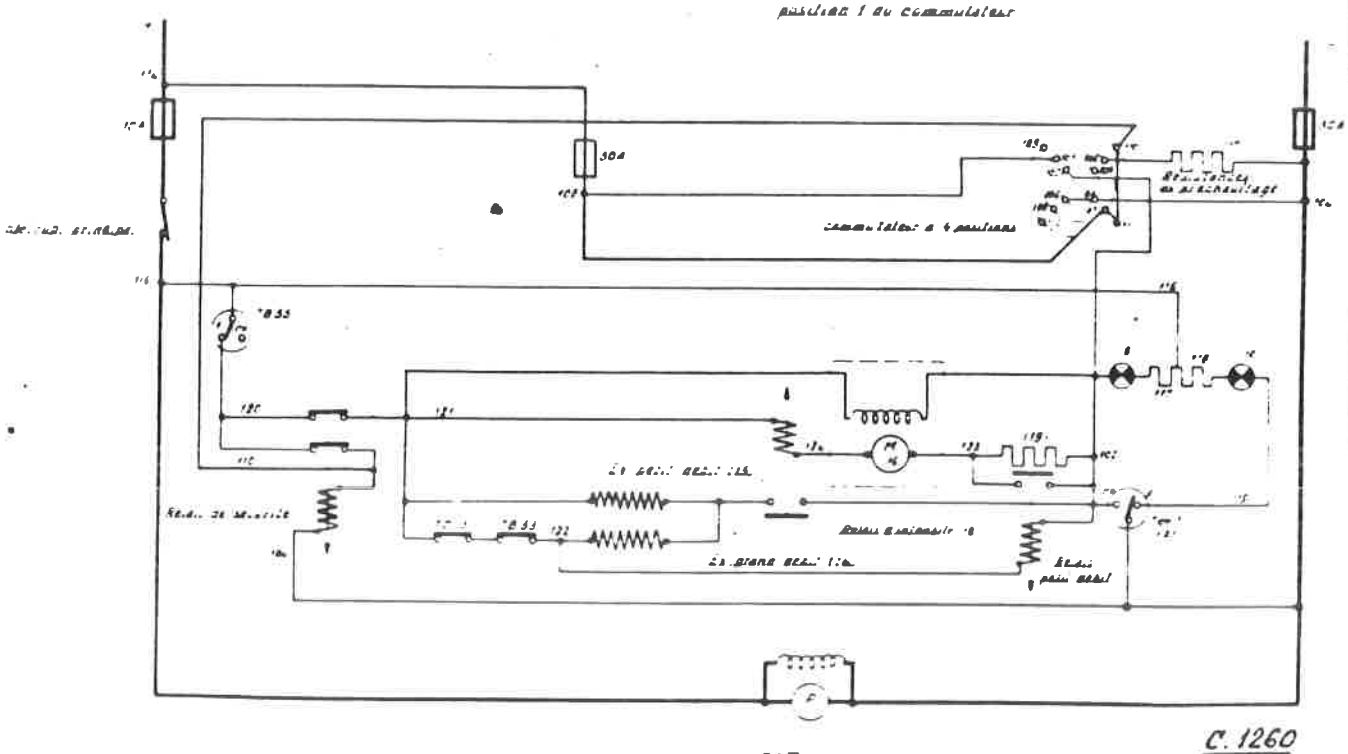


Fig 537

Chauffage A R

position 1 du commutateur

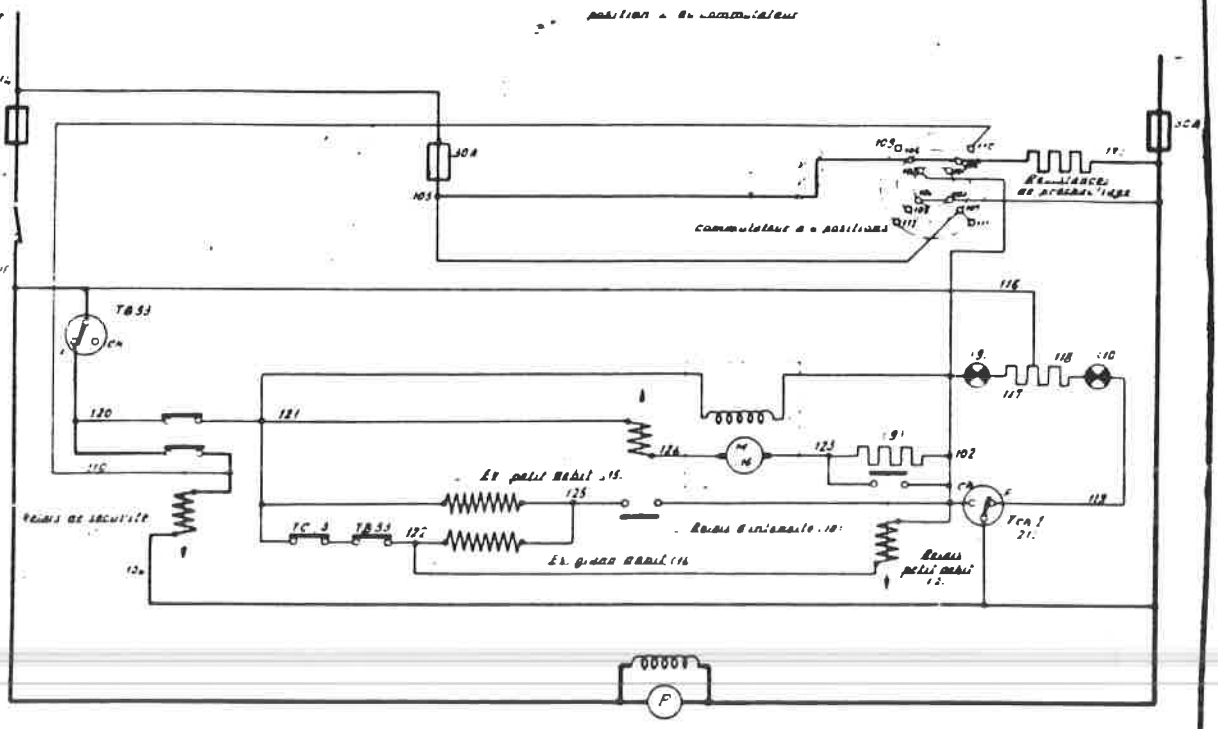


Fig. 538

Chauffage A P

position 1 du commutateur

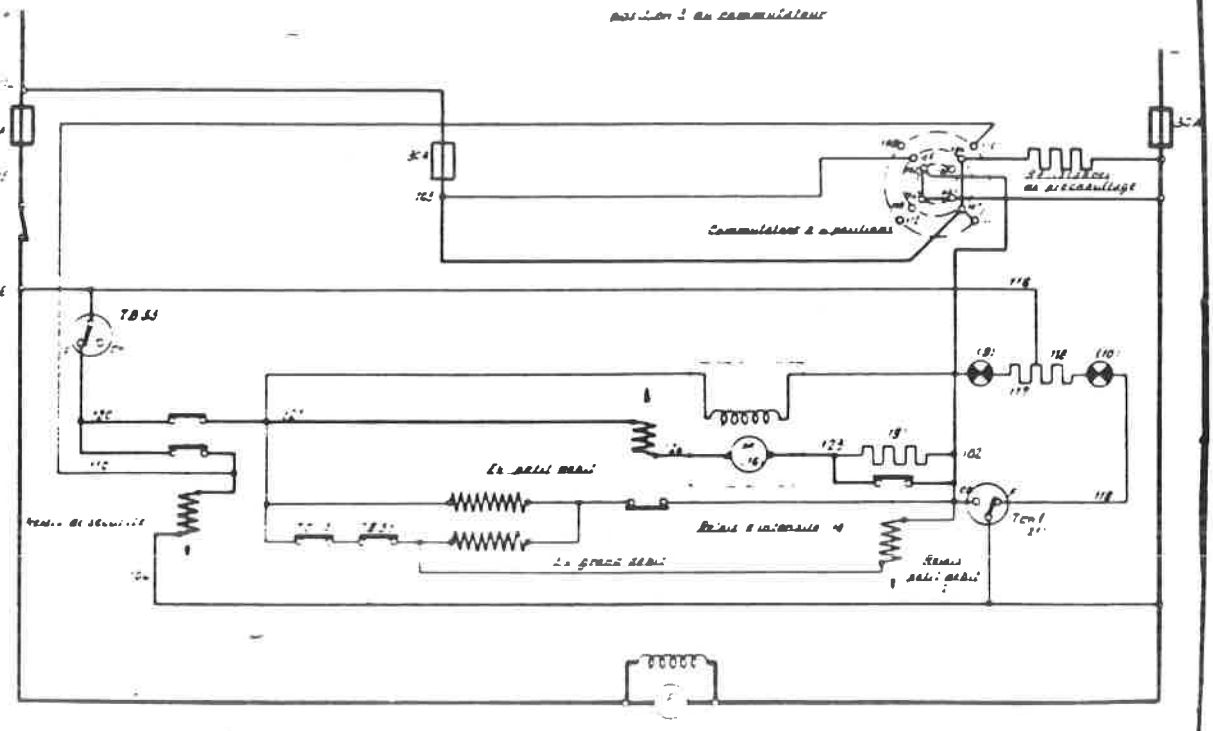


Fig. 539

C. 1260
44 L

Chauffage AR 1 bbo

position 2 du commutateur

Chauffage en service

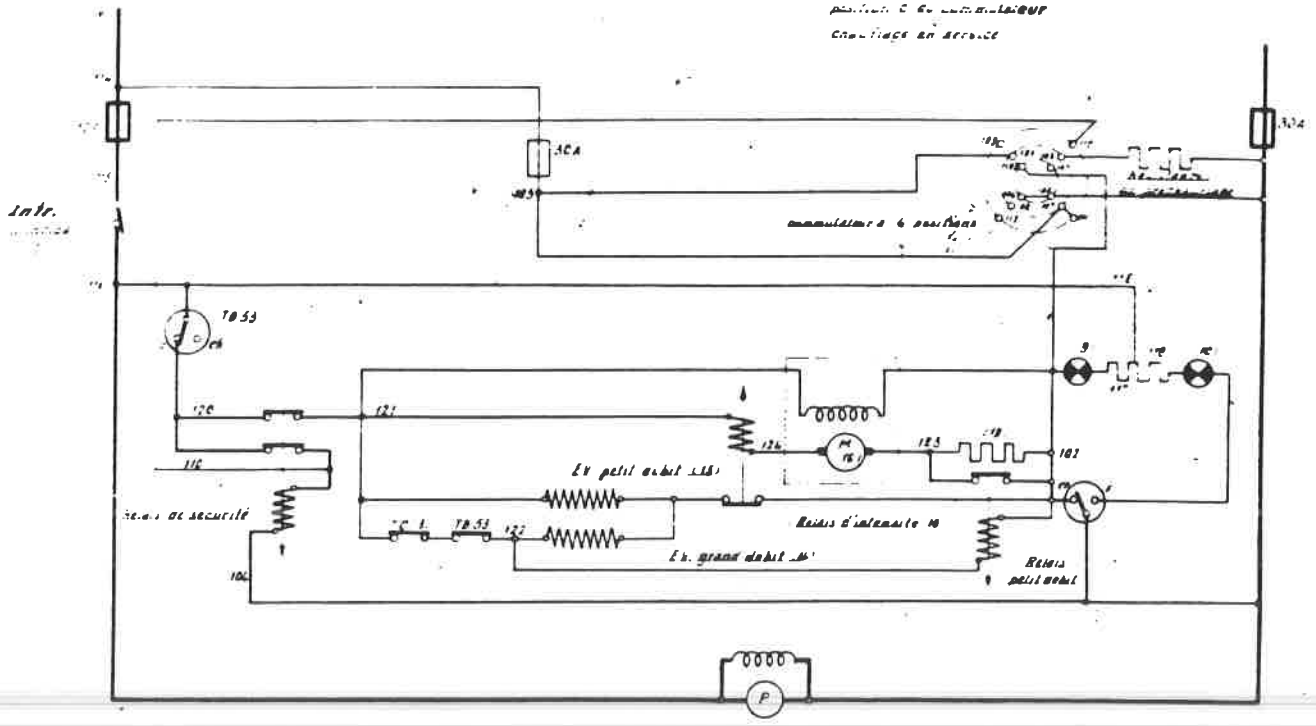


Fig 540

Chauffage AR avec ICR

Chauffage en service

TC déclenché

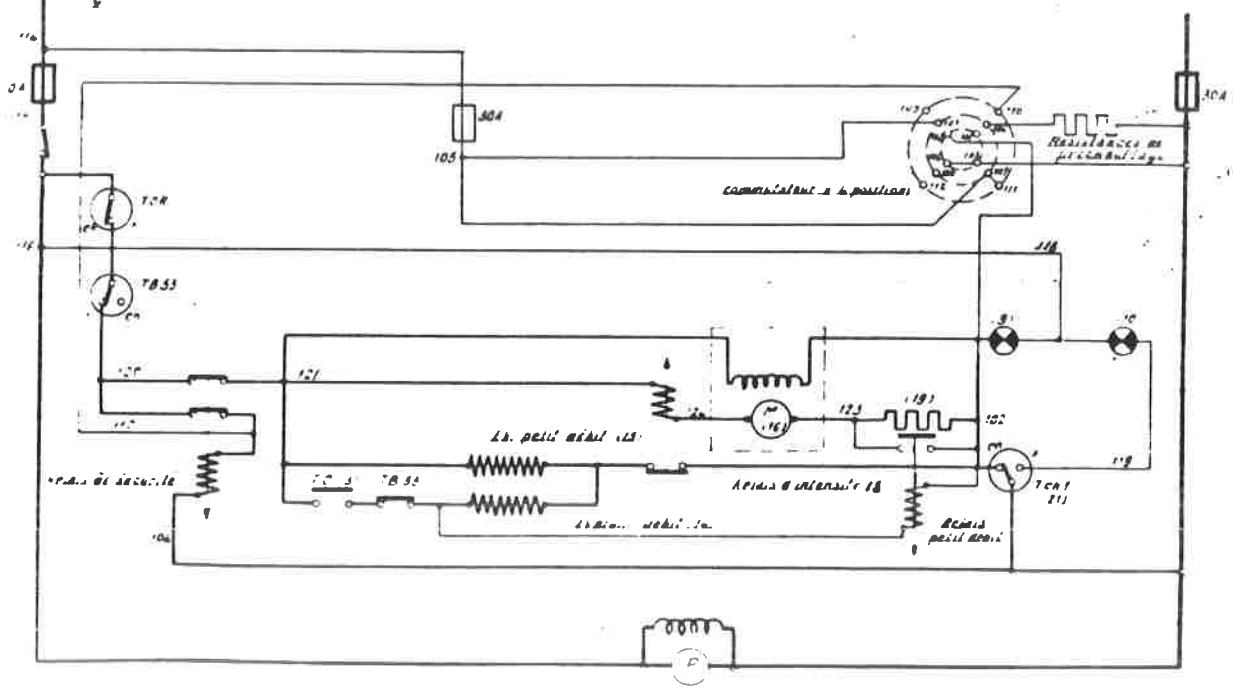


Fig 541

Plaque à bornes du brûleur WESTINGHOUSE

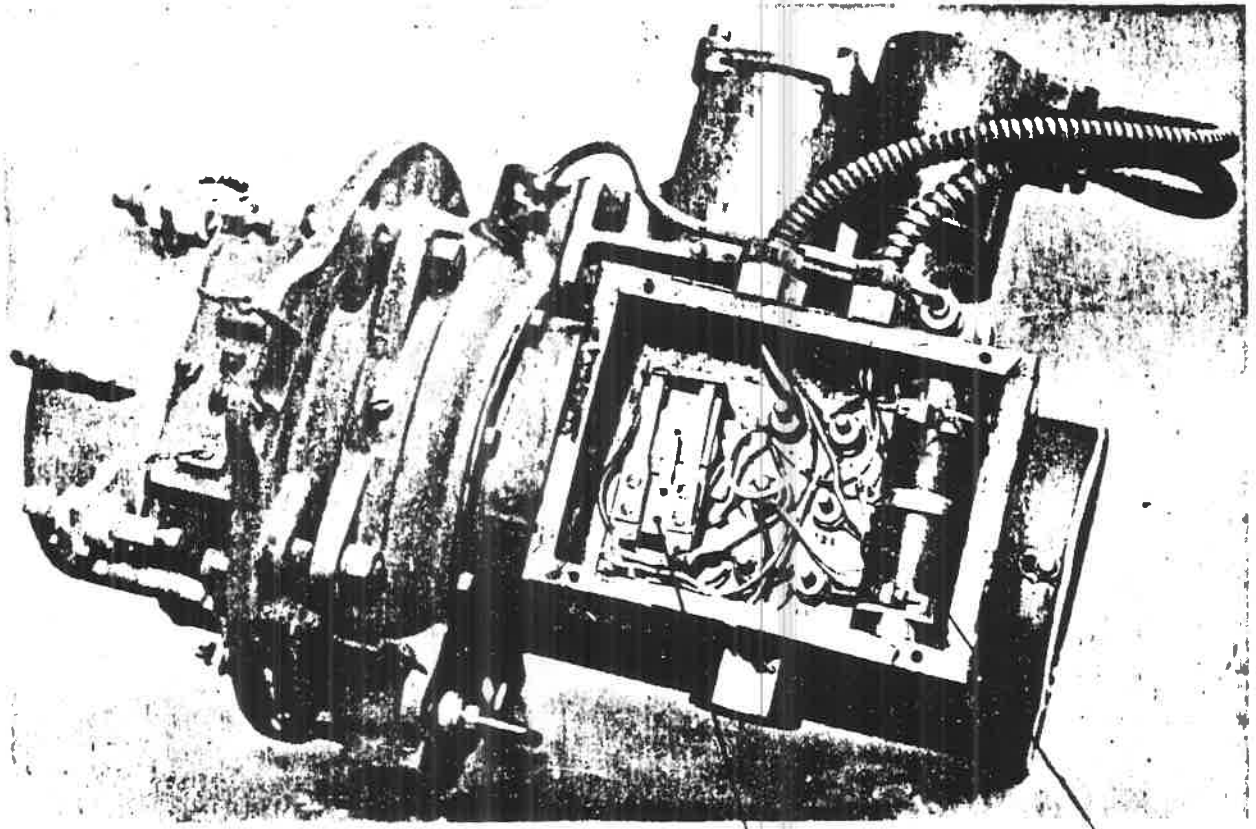


Fig. 542

Disposition du thermostat de cheminée TCH1

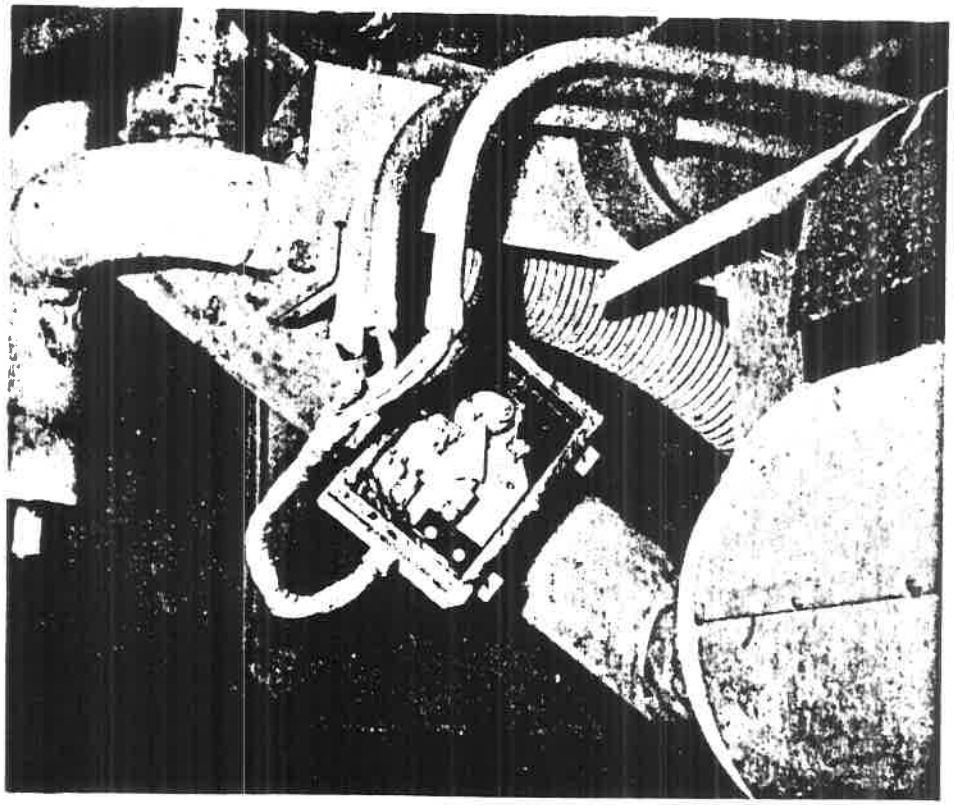


Fig. 543

Thermostat de cheminée TCH1

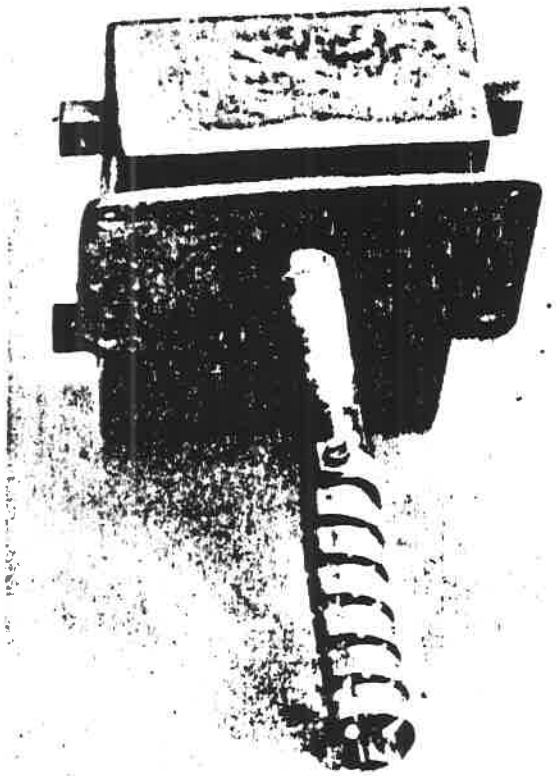


Fig. 544

Annexe 362

C.1260
4.4.1

Thermostat de température d'eau maximale
"Sauter"

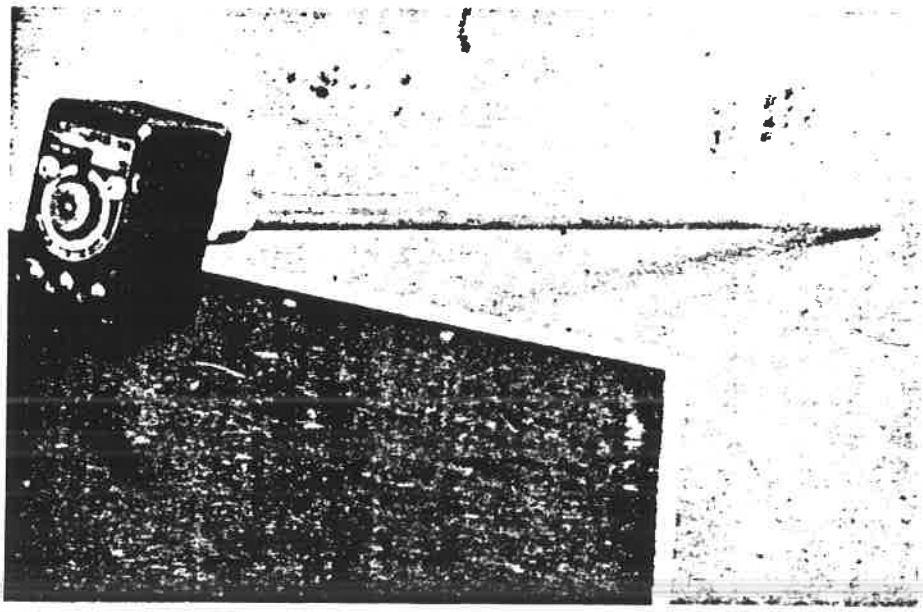


Fig. 545

Thermostat de compartiment

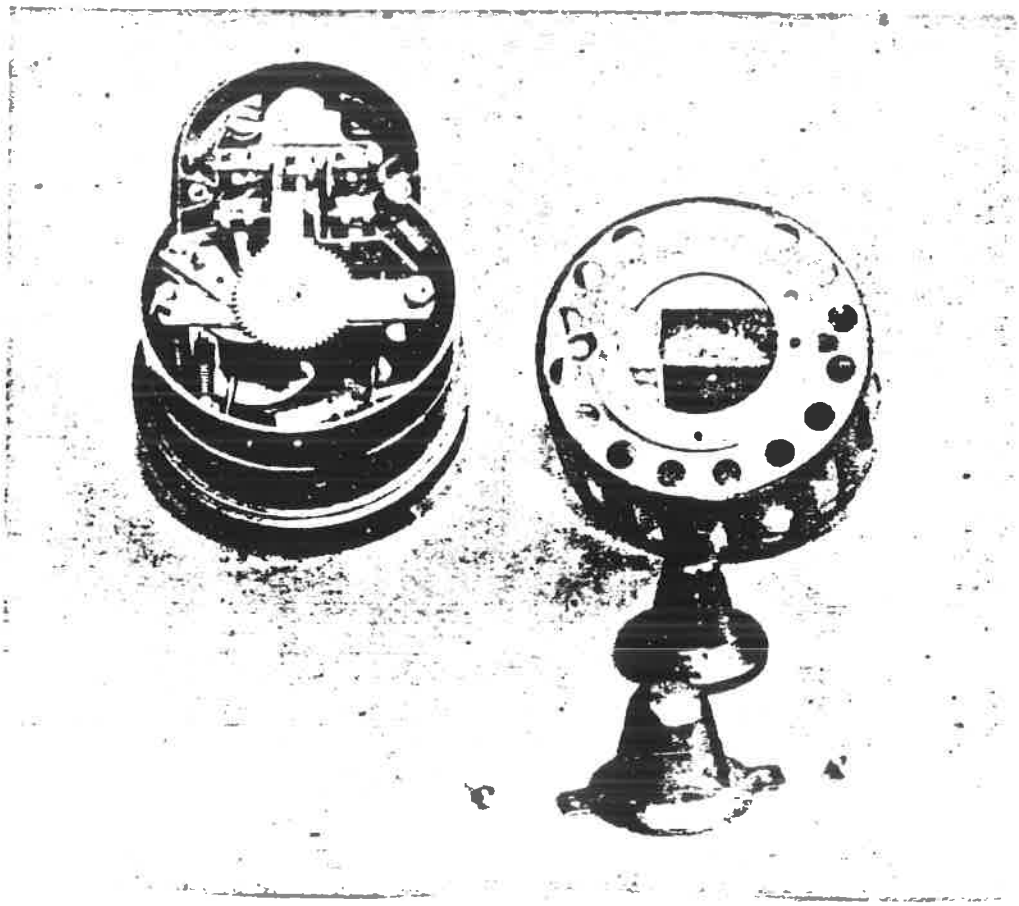


Fig. 546

Chaudière Webasto

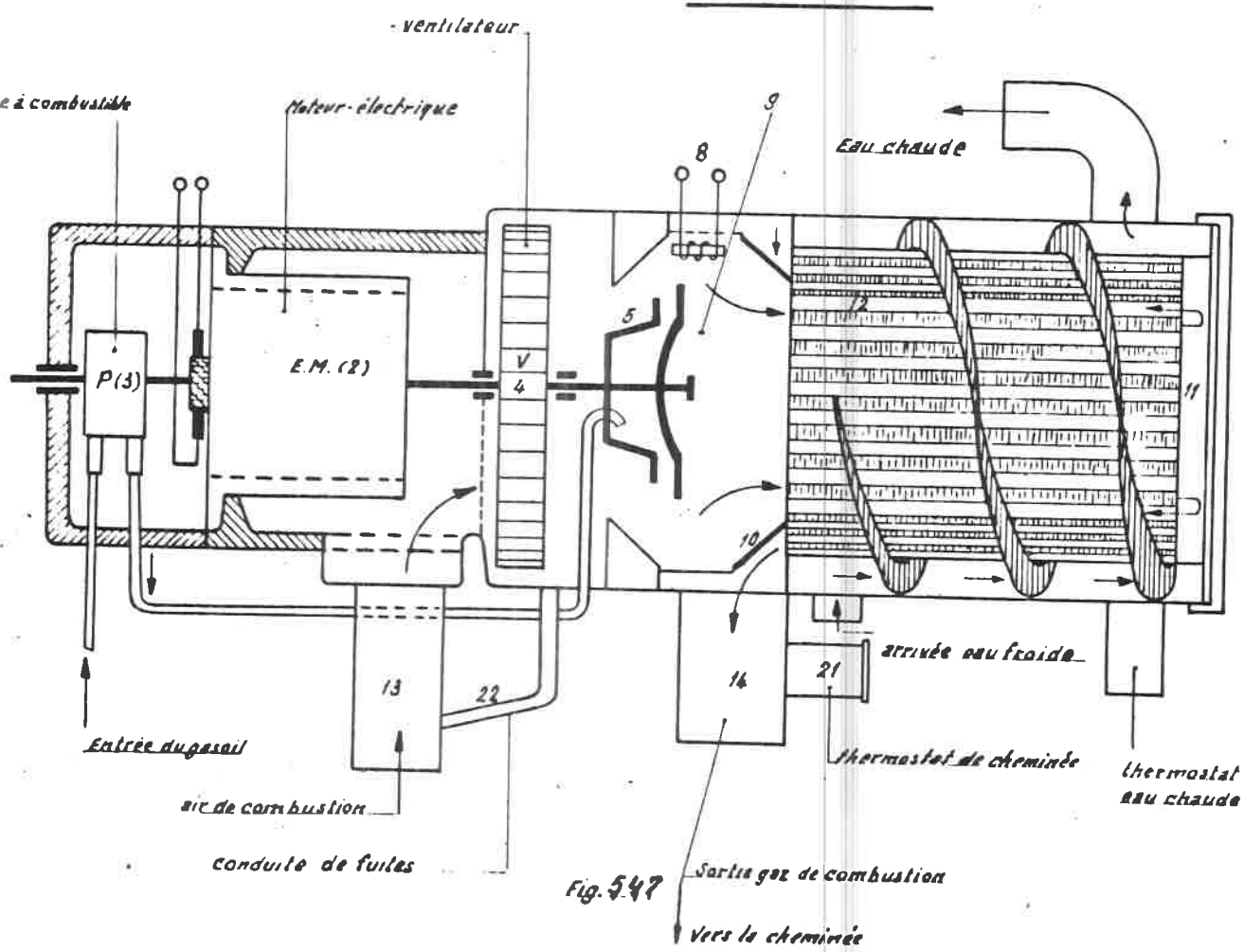


Fig. 547

Réchauffeur Webasto

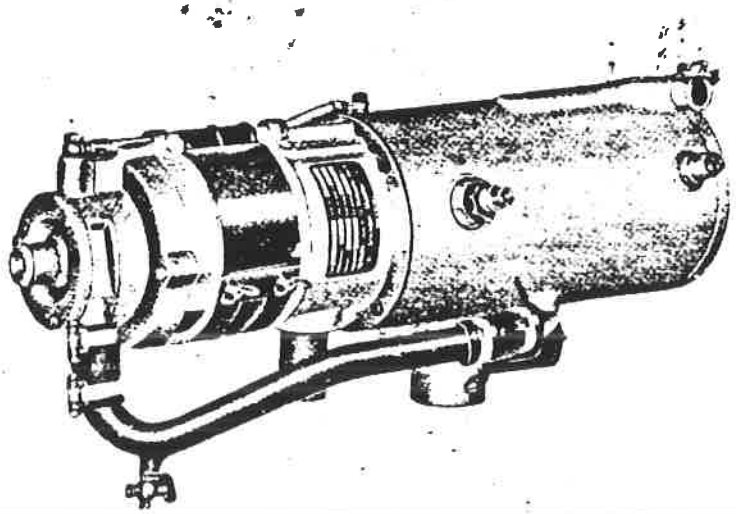
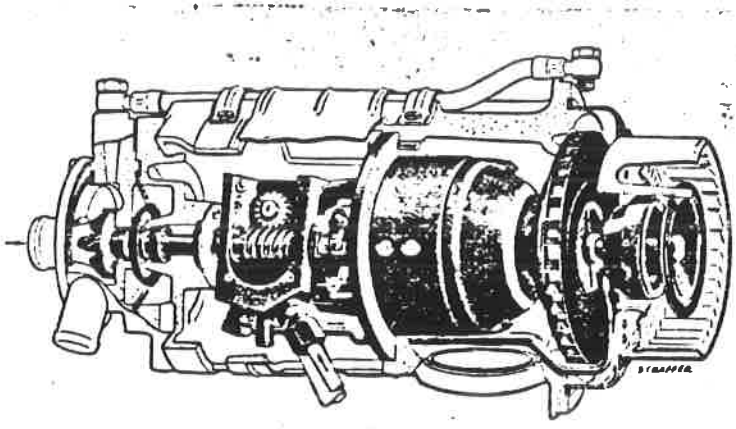


Fig. 548



Partie mécanique de l'ensemble

Fig. 549

Brûleur Webasto

Représentation schématique du circuit de combustible

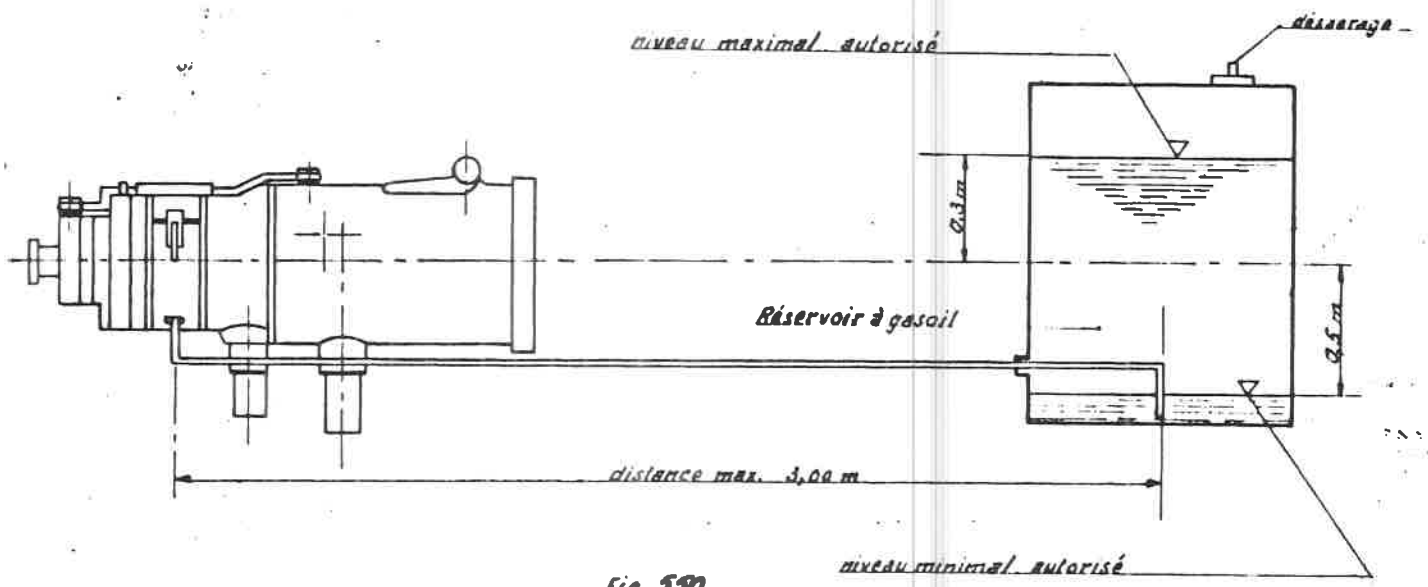


Fig. 550

C. 1260
4.47

Annexe 366

Brûleur Webasto

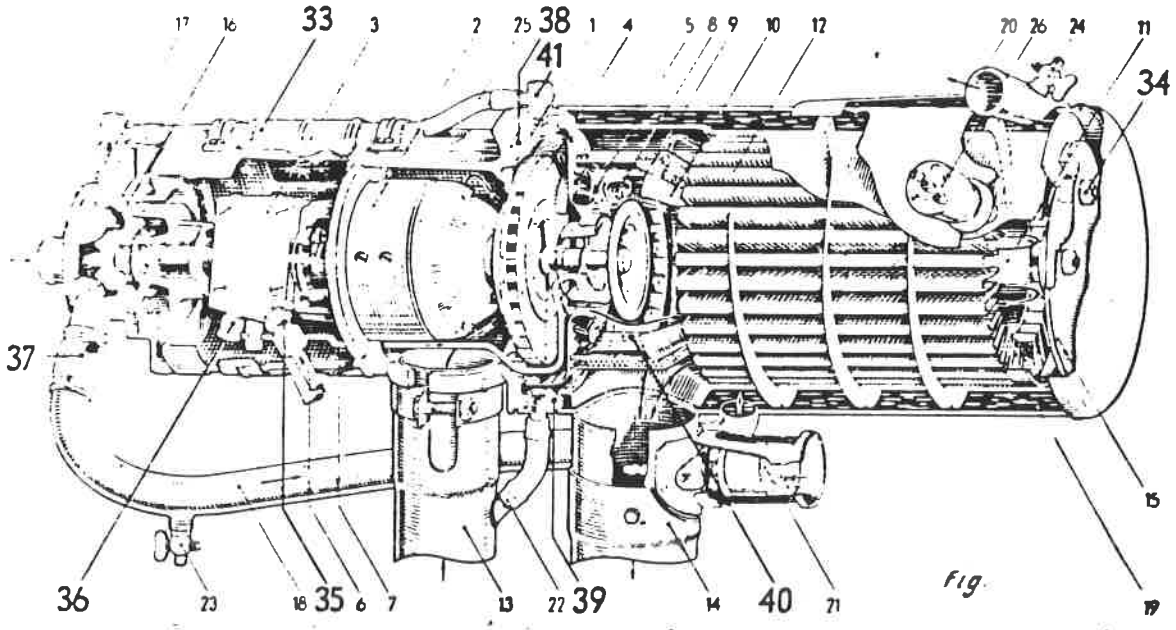


Fig.

LEGENDE

1	Carter en fonte
2	Moteur électrique
3	Pompe à gasoil
4	Turbine d'aspiration d'air de combustion
5	Pulvérisateur de gasoil
6	Tubulure d'aspiration de gasoil
7	Tubulure d'arrivée entre pompe et pulvérisat.
8	Bougie d'allumage
9	Chambre primaire de combustion
10	Bague conique pare-flamme
11	Chambre secondaire de combustion
12	Echangeur à grande surface
13	Entrée d'air de combustion
14	Tubulure d'échappement des gaz brulés
15	Couvercle d'entretien
16	Pompe à eau
17	Tubulure d'aspiration d'eau
18	Tuyau de refoulem. d'eau entre pompe et échang.
19	Chambre d'eau
20	Sortie d'eau chaude
21	Controleur d'incandescence
22	Tubulure d'évacuation du trop-plein de gasoil dans la chambre primaire de combustion
23	Robinet de vidange d'eau
24	Robinet de désaération
26	Thermostat
33	Bande de serrage
34	Ecrou de vis M 8
35	Joint côté aspiration de la pompe à gasoil
36	Joint côté refoulement de la pompe à gasoil
37	Manchon caoutchouc
38	Garniture d'étanchéité vers l'échangeur
39	Bague de fixation vers l'échangeur
40	Paroi
41	Fermeture à vis de la tubulure de désaération

Fig. 551

C. 1260
44 L

Brûleur Webasto

Position idéale de la tubulure dans la pulvérisation pour une combustion impeccable

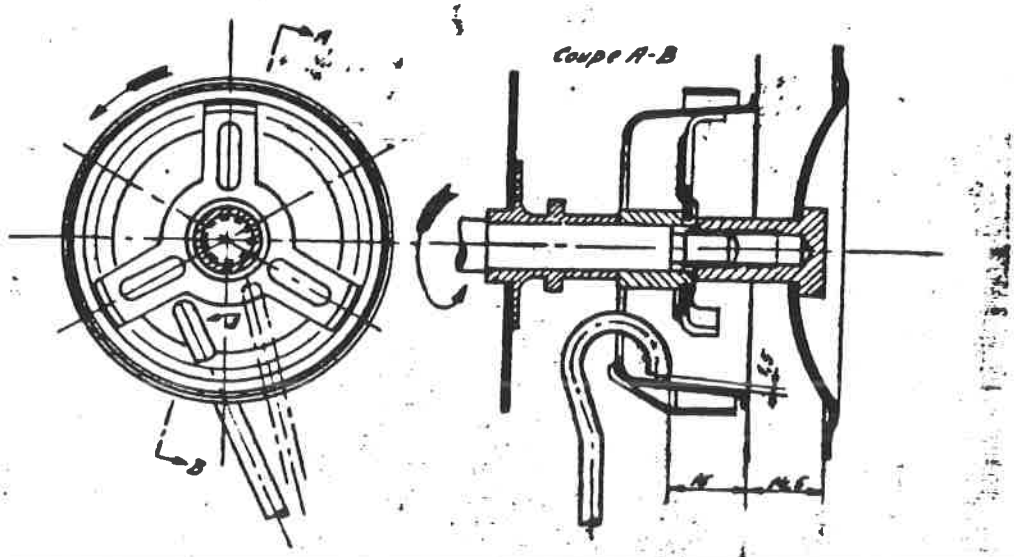


Fig. 552.

Représentation schématique de l'installation électrique "WEBASTO"

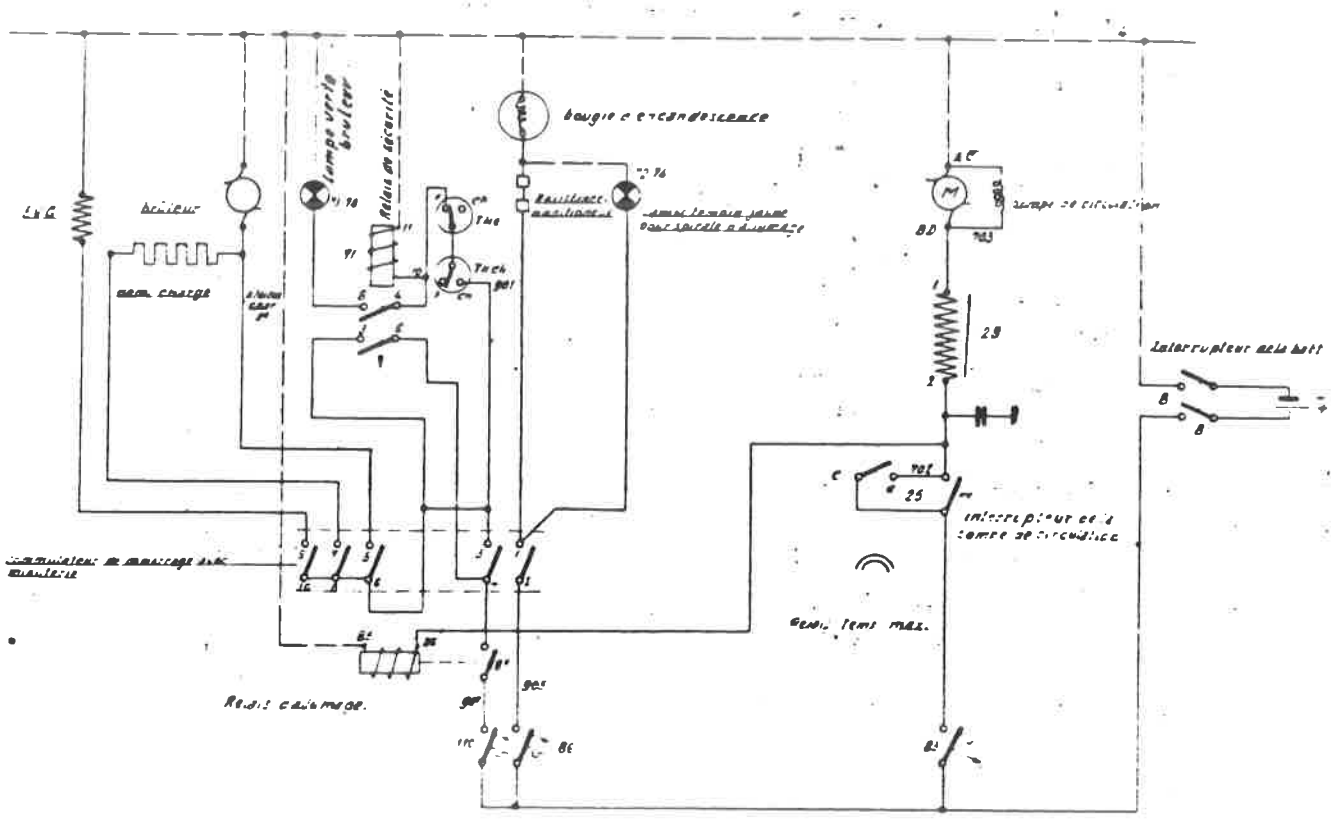


Fig. 553

Chaudière de préchauffage Vapor

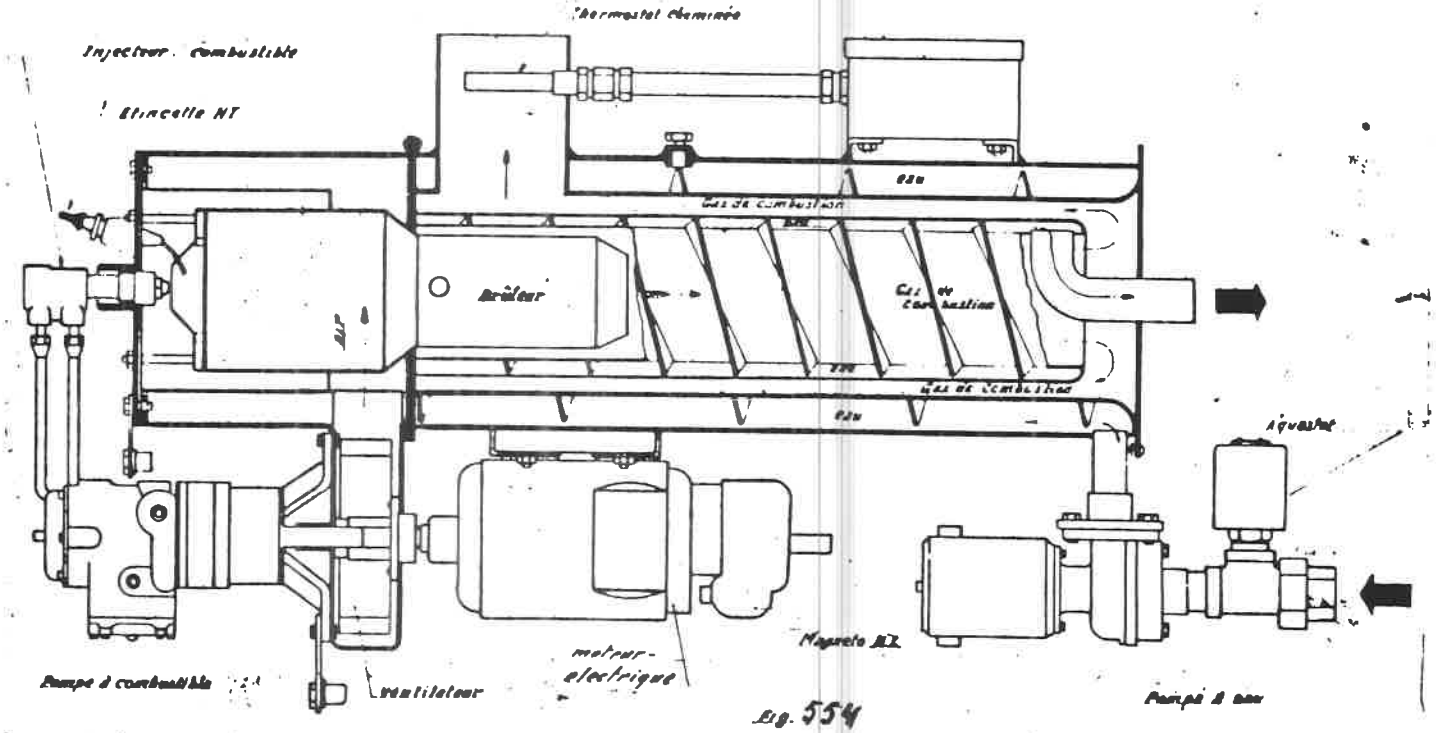


Fig. 554

Chaudière de préchauffage Vapor W.120

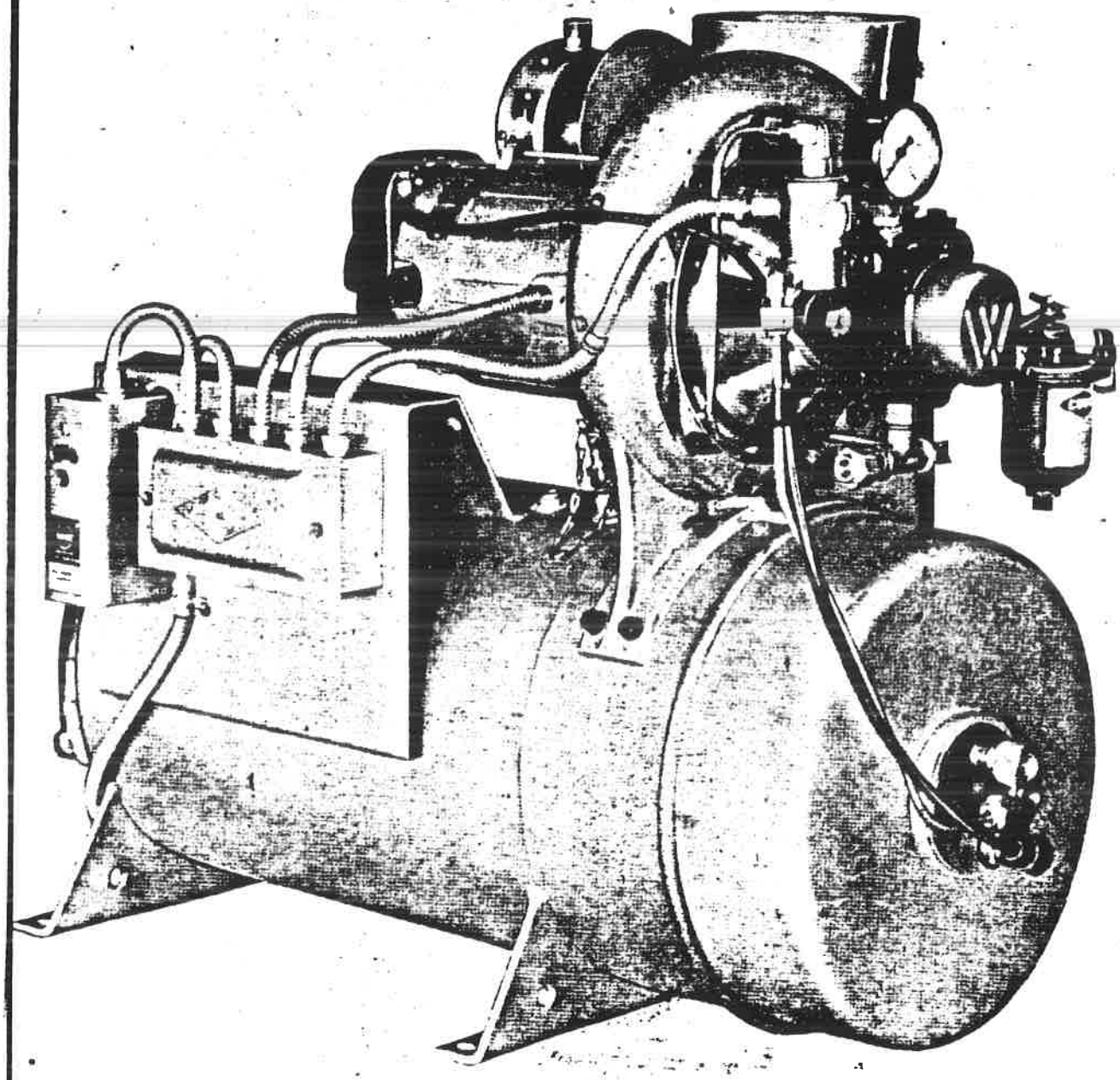


Fig.555

Pompe à combustible du brûleur Vapor

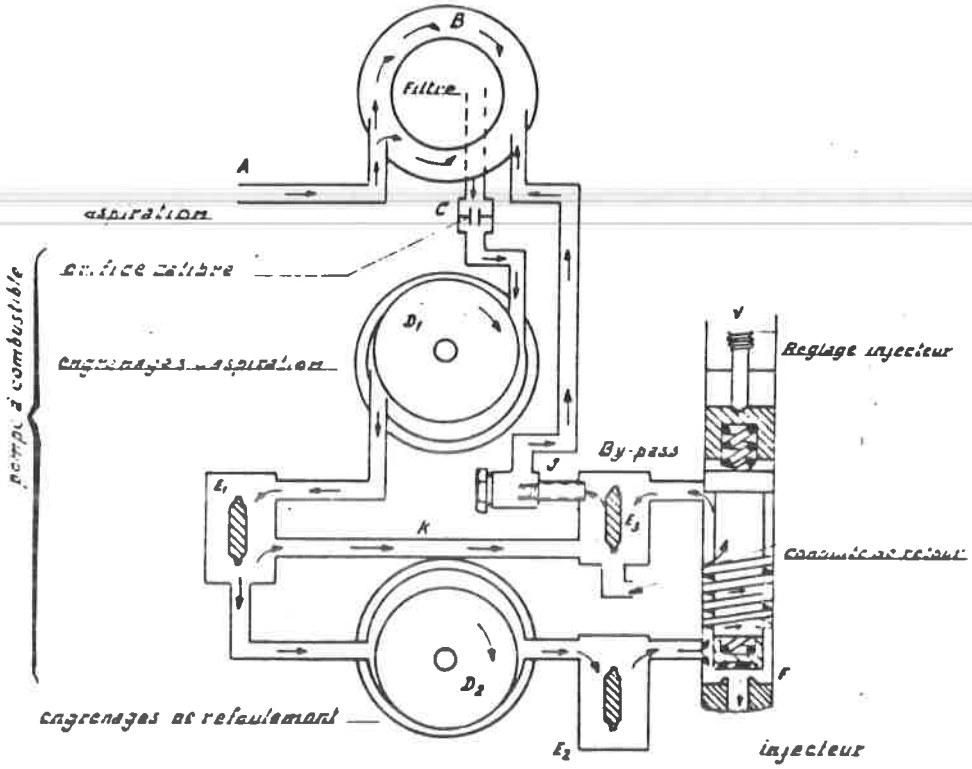


Fig. 556

Représentation schématique de l'installation électrique "Vapor B 70"

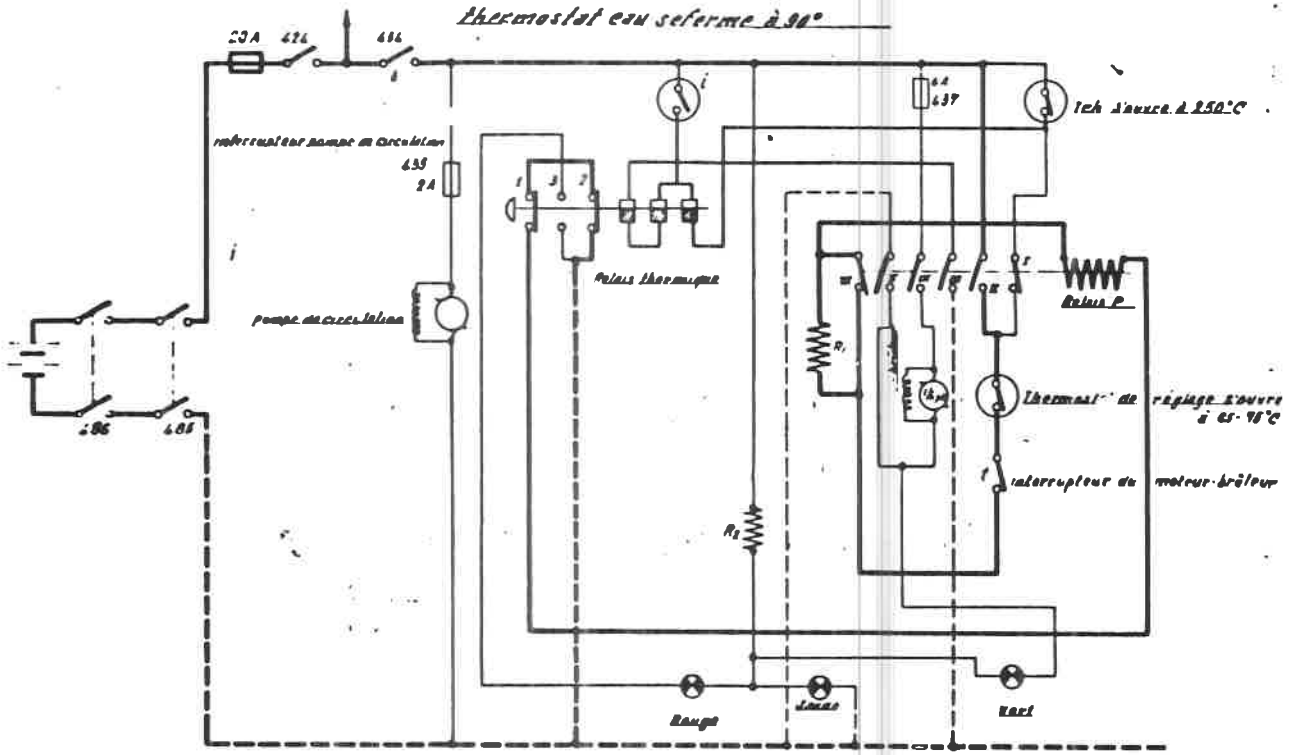


Fig. 557

F. Le générateur de vapeur "VAPOR CLARKSON". (VAPOR INTERNATIONAL CORPORATION - ILLINOIS - U.S.A.)

I. But.

77. Exception faite pour les locomotives types 203 et 222, toutes les locomotives diesel de ligne de la S.N.C.B. sont équipées d'un générateur de vapeur "Vapor-Clarkson" (fig. 558 à 562) dans le but de produire la quantité de vapeur nécessaire au chauffage du matériel à voyageurs.

Ce générateur est généralement installé dans la partie centrale de la salle des machines, au-dessus d'un réservoir à eau d'une capacité de 3000 litres.

II. Capacité de chauffage.

78. La S.N.C.B. utilise le générateur "Vapor Clarkson" type OK-4616 d'une puissance nominale maximale de production de vapeur de 780 kg par heure et cette puissance peut atteindre, en surcharge, 870 kg/heure. La puissance minimale de production de vapeur, en régime continu, varie de 270 à 360 kg/heure.

Bien que la construction de ce générateur permette la production de vapeur sous une pression de 14 kg/cm2, la pression réglementaire utilisée par la S.N.C.B. pour le chauffage se situe entre 4,2 et 6 kg/cm2.

La température de la vapeur, sous une pression de 6 kg/cm2, est de 164°C.

III. Description générale.

79. Le générateur de vapeur "Vapor Clarkson" consiste, en principe, en une chaudière de chauffage dans laquelle l'eau est transformée en vapeur par la chaleur dégagée par un brûleur à basse pression de gasoil.

80. a) La chaudière de chauffage.

Ainsi que représentée aux figures 563 et 564, la chaudière, du type vertical, est composée de serpentins en acier, d'une capacité totale de 54 litres. Durant son passage dans les serpentins, 95 % seulement de l'eau d'alimentation est transformée en vapeur. L'excès d'eau entraîne les dépôts et les boues qui se forment dans les serpentins.

b) Le brûleur à gasoil.

81. Le brûleur "à basse pression" ou "à émulsion" (voir fig. 565) est installé sur la tête de la chaudière et la flamme, verticale, est dirigée vers le bas.

82. Le gasoil, finement pulvérisé, par le pulvérisateur "105" pénètre dans la chambre de combustion via un cône stabilisateur. *(Fig.566)*

La pulvérisation est obtenue en forçant le gasoil, sous une pression d'air de 2,1 kg/cm2 (régime maximal) à travers les orifices du pulvérisateur. L'air est prélevé à l'installation pneumatique de l'engin diesel.

83. Le mélange d'air de combustion primaire et de gasoil est enflammé, à son entrée dans le cône stabilisateur, par 2 bougies à haute tension (12 000 volts).

84. Le mélange turbulent "gasoil - air" de combustion primaire se réalise et s'allume dans le foyer.

. L'air de combustion secondaire fourni par le ventilateur "202" (vitesse de rotation au régime maximum = 2450 à 2500 tr/min.) entre par l'anneau d'air à la base du foyer et complète la combustion qui se prolonge dans tout l'anneau réfractaire.

85. La chambre de combustion proprement dite est garnie d'un manteau réfractaire tandis que le serpentin est coiffé d'un anneau séparateur réfractaire.

Les gaz de la combustion étant dirigés vers le bras atteignent la section de chauffage des serpentins, ils circulent alors latéralement entre les interstices des serpentins et lèchent un serpentin économiseur avant de s'évacuer par la cheminée.

IV. Réglage du régime de marche.

86. Le réglage du régime de marche repose sur les deux principes fondamentaux suivants :

1) La quantité de gasoil pulvérisé est à tout moment proportionnelle à la quantité d'eau utilisée;
2) La quantité d'eau fournie à la chaudière est en rapport avec la quantité de vapeur utilisée.

87. L'asservissement et le réglage du générateur "Vapor Clarkson" peuvent donc se subdiviser de la manière suivante :

a) L'installation d'arrivée d'eau au générateur et l'adaptation du débit d'eau à la production de vapeur;
b) L'installation pour la fourniture de la vapeur aux organes utilisateurs;
c) L'installation d'arrivée de combustible et de réglage de la puissance du générateur;
d) L'installation de sécurité du générateur et les installations auxiliaires.

V. L'installation d'arrivée et de réglage du débit d'eau au générateur.

88. Cette installation est représentée schématiquement à la fig. 567.

La pompe à eau "P" (230), vitesse au régime max. 900 tr/min, aspire l'eau du réservoir "232" via le robinet d'arrêt "21", le clapet de retenue "W" et le réservoir de traitement "234".

Installé en parallèle avec la pompe, le régulateur de by-pass d'eau "111" règle le débit de la pompe à eau en rapport avec la quantité de vapeur utilisée.

En cas de défectuosité éventuelle du régulateur "111", le débit de la pompe à eau peut également être réglé au moyen du by-pass à commande manuelle "8". Ce robinet by-pass doit normalement être fermé.

La soupape de sûreté "112", montée sur le tuyau de refoulement de la pompe, limite la pression de la pompe à 39 kg/cm2; un robinet d'essai "18" permet de contrôler le débit de la pompe à eau.

L'eau d'alimentation de la chaudière, refoulée par la pompe "P" passe par le servomoteur à gasoil "108" qui règle la quantité de gasoil à envoyer à l'atomiseur d'après le débit d'eau.

Le manomètre "229" permet le contrôle de la pression dans la conduite de refoulement.

La soupape de retenue "W" placée en amont de l'échangeur "213" empêche que les produits de nettoyage, utilisés pour le lavage périodique des serpentins, pénètrent dans le servomoteur de débit de gasoil "108". L'eau séparée de la vapeur dans le séparateur de vapeur "221" retourne au réservoir après avoir cédé dans l'échangeur de chaleur "213" une partie de ses calories à l'eau d'alimentation de la chaudière.

Un voyant "218" permet le contrôle du débit d'eau dans la conduite de retour.

Le robinet "2" permet la purge des serpentins.

VI. L'installation de distribution de la vapeur.

89. Cette installation est schématisée à la fig. 568.

En sortant des serpentins, la vapeur va au limiteur de température de vapeur "110" qui réduit automatiquement l'arrivée de gasoil à l'atomiseur quand la température de la vapeur atteint la limite maximale admissible (218° C) - le limiteur de température "110" fonctionne mécaniquement ou électriquement (nouveau type).

Du limiteur de température, la vapeur va au séparateur de vapeur "221" au fond duquel les boues se déposent; ces boues sont éliminées périodiquement grâce au purgeur "12". Par la conduite "15" la vapeur arrive à la conduite de chauffage.

Sur la conduite "15", un branchement, avec robinet d'arrêt "13", permet l'admission de la vapeur au régulateur de by-pass d'eau "111". Un manomètre "212" branché sur la conduite "15" indique la pression dans cette conduite.

Un conduit de faible diamètre, sur lequel sont montées une vanne d'arrêt "10" et une soupape de "non retour W", permet en période de grands froids, de réchauffer l'échangeur de vapeur "213" et d'alimenter le radiateur "217" qui protège la pompe contre le gel.

L'eau séparée de la vapeur dans le séparateur de vapeur "221", va au serpentin de l'échangeur de chaleur "213" et de là retourne au réservoir d'eau.

Purge du séparateurde vapeur "221".

90. La purge du séparateur s'effectue par le purgeur "12" de l'une ou l'autre manière :

1) Au moyen d'une pédale soit :

- en appuyant sur l'extrémité de la pédale, la soupape s'ouvre; dès que l'on cesse la pression, elle se referme;
- en appuyant sur une des oreilles latérales de la pédale, celle-ci bascule et s'accroche à une saillie; la soupape s'ouvre et reste verrouillée en position d'ouverture. Pour la fermeture, appuyer sur l'extrémité de la pédale et lâcher.

2) Automatiquement par un servomoteur à air comprimé actionné par une électro-valve et une minuterie ouvrant régulièrement le purgeur pendant quelques secondes.

Un bouton poussoir placé aux tables de bord permet la purge à volonté.

- L'eau séparée de la vapeur dans le séparateur de vapeur "221", va au serpentin de l'échangeur de chaleur "213" en passant par un clapet séparateur "223" qui arrête la vapeur pouvant venir du séparateur. En sortant de l'échangeur de chaleur, l'eau retourne au réservoir d'eau en passant par le robinet à 3 voies "17", utilisé pour le lavage.

91. Remarque : Chaudières équipées du "Standby" (circulation continue d'eau chaude sans production de vapeur).

Les générateurs équipés du "Standby" peuvent fonctionner "à vide" (par exemple circulation d'eau chaude sans production de vapeur); dans ce cas, le courant d'eau suit le même circuit qu'en marche normale aux exceptions suivantes près :

- La vanne "15" au-dessus du séparateur de vapeur est fermée afin d'empêcher l'entrée de l'eau dans la conduite de chauffage.
- La vanne "56" est ouverte et l'eau chaude retourne au réservoir "232" après avoir passé au travers de la soupape de décharge "121". Cette soupape, réglée à la pression de 1 kg/cm2, maintient cette pression dans le séparateur de vapeur assurant ainsi un léger écoulement d'eau chaude à travers le clapet séparateur "223", l'échangeur "213" et la conduite d'eau de retour.

En marche "Standby", la pompe à eau fonctionne continuellement. L'aquastat "120" contrôle la température de l'eau. *(Fig.567)*

Lorsque celle-ci atteint 62°C, l'aquastat désexcite la valve électromagnétique à gasoil "104", qui coupe l'arrivée du gasoil à l'atomiseur et le feu s'éteint. Lorsque la température de l'eau, qui continue à circuler, retombe à 37°C, l'aquastat réexcite la valve électromagnétique "104" et le feu se rallume.

VII. L'installation d'alimentation en gasoil du brûleur et de réglage de la puissance.

Cette installation d'alimentation en gasoil et de réglage est représentée schématiquement à la fig. 569.

92. La commutatrice "215" entraîne, par courroies trapézoïdales, le ventilateur "202" et la pompe à eau "230" à laquelle est reliée, par un accouplement élastique, la pompe à gasoil "209". Cette pompe aspire le gasoil du réservoir "211", à travers une soupape de retenue "W" et le filtre "206". Le gasoil est refoulé via le filtre "204", le servomoteur "108" qui règle le débit de gasoil proportionnellement à la consommation d'eau du générateur, le limiteur de température "110", l'électro-valve à gasoil "104", dans l'atomiseur "105".

93. A la sortie de la pompe, sur la conduite de refoulement, sont installés un régulateur de pression de gasoil "103", un manomètre "208", le filtre "205". Le régulateur "103" maintient une pression de 10,5 kg/cm2 dans la conduite de refoulement; le gasoil en excès retourne au réservoir.

Le gasoil sous pression, nécessaire au fonctionnement du servomoteur de débit de gasoil "108" arrive à cet appareil, à travers le filtre "205", par une conduite branchée en parallèle sur la conduite allant à l'atomiseur "105".

Les générateurs équipés de "Standby" possèdent une valve électromagnétique à 3 voies "122".

En marche normale : cette électrovalve n'étant pas excitée, le générateur fonctionne comme un générateur non équipé du "standby".

94. En position "Standby", l'E.V. "122" est excitée et empêche le gasoil sous pression de parvenir sous le piston de commande de la valve de débit d'eau du servomoteur "108". De ce fait, ce dernier s'ouvre beaucoup moins que pour le débit d'eau maximale de façon à réduire la quantité de gasoil envoyée à l'atomiseur vu qu'il suffit de réchauffer l'eau et non de la vaporiser.

95. Le limiteur de température "110" diminue ou coupe (selon le type de générateur) l'arrivée de gasoil à l'atomiseur dès que la température de la vapeur, à la sortie du générateur, atteint 218°C.

L'électro-valve à gasoil "104" coupe l'arrivée de gasoil à l'atomiseur dès que le thermostat de réglage "120" intervient.

Le manomètre "207" indique la pression de gasoil dans la conduite allant à l'atomiseur; cette pression ne peut dépasser la pression maximale de régime de 2,1 kg/cm2.

96. Le gasoil va enfin à l'atomiseur "105" qui le pulvérise dans la chambre de combustion. La pulvérisation est obtenue en forçant le gasoil sous pression d'air à travers les orifices d'un ajutage pulvérisateur.

L'air comprimé est prélevé dans le réservoir principal de la locomotive. La vanne "1" étant ouverte, l'air comprimé passe à travers le régulateur de pression d'air "100" qui réduit la pression à 2,1 kg/cm2 avant son entrée dans l'atomiseur "105".

L'interrupteur à manque de pression d'air "101" arrête le générateur si la pression d'air est inférieure à 1,75 kg/cm2.

VIII. Schéma électrique.

97. La fig. 570, représente le schéma électrique qui se divise en 7 circuits principaux :

- Le circuit d'alimentation du moteur (commutatrice "215");
- Le circuit haute tension pour la bougie d'allumage;
- L'installation de protection et de vigilance;
- L'installation d'alarme;
- L'installation de contrôle;
- Le circuit pour le fonctionnement en "standby";
- L'installation pour les essais ou "test".

98. 1er circuit : moteur du générateur (commutatrice "215").

Le moteur compound "DC" avec son rhéostat de champ "j", combiné avec l'alternateur "A.C.", entraîne le ventilateur, la pompe à combustible et la pompe à eau.

Le moteur compound est raccordé en série avec le relais de surcharge "OE" qui, via son interrupteur "VW" et le relais de ligne "L.R.", met le brûleur hors circuit en cas de surcharge du moteur ou de dérangements internes.

99. 2e circuit : haute tension pour la bougie d'allumage.

L'alternateur "AC" entraîné par le moteur compound, alimente le transformateur "T" qui transforme le courant basse tension en courant haute tension pour l'alimentation de la bougie (12 000 V).

100. 3e circuit : l'installation de protection ou de vigilance. (sécurité)

L'alimentation de ce circuit se fait en passant par l'interrupteur "DC" du relais de contrôle "C.R." qui lui-même est alimenté par les doubles contacts "C.D" et "A.B", fermé par le relais pilote "P.R." dès que le moteur est alimenté; ce qui est le cas quand les contacts "A....D" du relais de ligne "L.R" sont fermés.

Les conditions ci-devant supposent que la bobine est normalement alimentée par les différents thermostats de sécurité.

101. 1) Contacts "basse t°" (B.T.) de l'interrupteur de cheminée "109".

- se ferment dès que la température des gaz de combustion atteint 149°C.

Si, pour une cause quelconque à la mise en route du générateur, la combustion ne s'opère pas dans le délai de 43 à 47", au terme duquel les contacts "V" et "W" du relais temporisé "O.R." s'ouvrent, le relais "L.R." déclenchera, puisque, par ailleurs, les contacts "B.T." sont restés ouverts.

Cette disposition constitue une sécurité contre un allumage retardé après injection de gasoil en excès, ce qui pourrait provoquer une explosion.

Si, en période de production de vapeur, le feu s'éteint et ne se rallume plus, la température de la cheminée va tomber au-dessous de 149° provoquant l'ouverture des contacts "B.T." et le déclenchement de "L.R.".

102. 2) Contacts "haute t° (température)" (H.T.) de l'interrupteur de cheminée "109".

- Ces contacts s'ouvrent lorsque la t° (température) des gaz de combustion atteint 482°C.

103. 3) Interrupteur du purgeur des serpentins n° 2.

Cette sécurité liée à la manoeuvre manuelle de la purge des serpentins a pour effet d'empêcher le fonctionnement du générateur en cas d'ouverture, même partielle, du purgeur des serpentins.

104. 4) Relais de surcharge "O.E.".

- En cas de surcharge du moteur, le courant absorbé augmente et le relais coupe ses contacts "V.W.".

105. 4e circuit - Installation d'alarme.

- En cas d'incidents de fonctionnement, le relais d'alarme "A.C.R." s'enclenche. Celui-ci n'étant plus court-circuité est alimenté via le fusible F.A/15, contact 1 de l'interrupteur 102 et bobine du relais de ligne "L.R.". Celui-ci bien qu'encore parcouru par du courant via le relais "A.C.R", déclenche néanmoins, car le courant est tombé nettement au-dessous de la valeur de maintien de "L.R." par suite de la grande résistance de la bobine "A.C.R.".

"A.C.R." ayant fermé ses contacts "A.B" et "C.D", la lampe rouge "L.A." éclaire.

106. 5e circuit - Installation de contrôle.

Celui-ci est constitué d'une électro-valve à gasoil "E.V.G" dont l'alimentation dépend des appareils de contrôle ou de réglage suivants :

1) Le relais de contrôle "C.R.", qui ferme le circuit de vigilance après fermeture du circuit du moteur. (Après fermeture du relais pilote "P.R.").

2) Le relais d'allumage retardé "O.R." (relais temporisé), qui permet la mise en marche du moteur en court-circuitant momentanément le thermostat de cheminée "B.T.".

3) L'aquastat "120" qui, en "standby" coupe l'alimentation de "l'E.V.G." dès que la température de l'eau atteint 62°C (position W) et qui réalimente à nouveau le générateur quand la température de l'eau descend au-dessous de 37°C (position B).

4) Commutateur "108".

Le contact "A" de ce commutateur se ferme pendant que le contact "B" s'ouvre quand le débit de la pompe à eau dans les serpentins atteint une certaine valeur.

S'il n'y a pas de circulation d'eau (donc pas de production de vapeur), le servomoteur de réglage du débit de gasoil "108" inverse la position des contacts de son interrupteur(A ouvert (coupe le gasoil) - B fermé, alimentation du relais temporisé "O.R.")

5) L'interrupteur pneumatique "101".

Cet interrupteur coupe l'alimentation de l'E.V.G., si la pression de l'air d'atomisation descend au-dessous de 1,75 kg/cm2.

6e circuit - Fonctionnement en "standby".

107. S'obtient en alimentant l'électrovalve "122" par la fermeture de l'interrupteur "102/5".

7e circuit - Installation d'essais ou "test".

108. - Constitué d'une lampe placée dans la lunette "218" permettant de contrôler la circulation de l'eau entre le séparateur d'eau "221" et le réservoir.

- Egalement une lampe témoin permettant de tester les fusibles.

IX. La mise en service du générateur "Vapor Clarkson".

109. a) Vérification générale de la position de tous les robinets avant l'allumage du générateur.

Avant la mise en marche du générateur "Vapor Clarkson" la position de tous les robinets doit être vérifiée.

- Toutes les vannes équipées d'une poignée en croix et désignées par des nombres impairs doivent être ouvertes;

- Toutes les vannes équipées d'un volant de manoeuvre rond et désignées par des nombres pairs doivent être fermées.

b) Remplissage de la chaudière (opérations préliminaires).

110. Le générateur ne peut jamais être mis en service sans s'être assuré du remplissage complet en eau de la chaudière. L'absence d'eau peut résulter d'un oubli de remplissage après des travaux d'entretien ou de visite.

1. Fermer l'interrupteur principal "S.W.C.";
2. Vérifier le niveau de l'eau dans le réservoir "232";
3. Eventuellement, mettre le produit désincrustant dans le vase de traitement "234";
4. Vérifier si les vannes suivantes sont ouvertes :

3 - vanne d'arrêt des serpentins,
9 - vanne d'arrêt (eau de retour),
11 - vanne du manomètre sur la conduite de vapeur,
13 - vanne d'admission de vapeur au by-pass d'eau d'alimentation (régulation débit d'eau),
17 - vanne à 3 voies (lavage),
19 - vanne d'arrêt du régulateur de by-pass d'eau,
21 - vanne d'arrêt sur conduite d'eau (aspiration).

5. Vérifier si les vannes suivantes sont fermées :

2 - purgeur des serpentins,
4 - vanne de jauge (sortie séparateur),
6 - vanne d'arrêt (conduite auxiliaire de vapeur au radiateur),
8 - by-pass d'eau à commande manuelle,
10 - vanne d'admission de vapeur au radiateur (ouverte en période de gel),
12 - purgeur du séparateur de vapeur (s'assurer que la pédale n'est pas restée accrochée),
14 - vanne d'admission de la solution de lavage (serpentin intermédiaire),
15 - vanne d'arrêt de vapeur (conduite de chauffage); cette vanne est fermée en période de démarrage ou d'arrêt et ouverte en période de marche normale,
16 - vanne d'admission de la solution de lavage (serpentin extérieur),
18 - vanne d'essai de la pompe à eau,
20 - vidange de la conduite d'aspiration,
22 - vidange du réservoir de traitement,
56 - vanne de retour d'eau au réservoir (en marche "standby").

sans n° - purge du régulateur "100" de pression d'air,
- purge du servomoteur de contrôle gasoil "108" (chambre d'eau),
- purge de l'échangeur de chaleur "213",
- purge du voyant de retour d'eau "218".

6. Vérifier si les boutons de réenclenchement de l'interrupteur de cheminée "109" et de l'interrupteur de surcharge "106" sont enclenchés;
7. Placer le régulateur de by-pass sur la position 6 kg/cm2 afin d'avoir un grand débit lors de la mise en marche;
8. Ouvrir la vanne "1" d'arrivée d'air de pulvérisation et purger le régulateur de pression d'air "100";
9. Placer l'interrupteur de contrôle en position "remplissage" et s'assurer que l'étincelle jaillit entre les électrodes de la bougie.

   - Se ferment donc : les contacts 1 et 5.
   - Etaient et restent fermés : le contact 3 (pont B.T., nécessaire à l'alimentation du "L.R.")et fermeture du circuit d'alimentation du moteur du brûleur.
   - S'ouvrent : les contacts 2 et 4 (E.V.G.).

10. Ouvrir le robinet "4" et le refermer lorsque l'eau s'écoule sans interruption afin d'être absolument certain que les serpentins sont complètement remplis;
11. Placer l'interrupteur de contrôle "102" en position "arrêt" avant d'effectuer l'opération suivante;
12. Purger complètement le séparateur de vapeur en ouvrant le purgeur "12" pendant au moins 30 secondes.

c) L'allumage du brûleur.

111. Opérations à effectuer :

1. Placer l'interrupteur de contrôle "102" sur la position "marche"
   - de cette manière, se ferment : les contacts 1 et 2;
   - s'ouvrent les contacts 3 (après 42 à 43 secondes ouverture des contacts du relais temporisé O.R.);
   - étaient déjà ouverts : les contacts 4 et 5.
2. Purger le séparateur de vapeur "221" en ouvrant le purgeur "12" jusqu'à ce que la pression monte à 3,5 kg/cm2;
3. Placer la poignée du régulateur automatique de by-pass sur la position désirée (ne jamais agir sur la vanne de by-pass manuelle "8" sauf en cas d'avarie au régulateur "111");
4. Dès accouplement de la conduite de vapeur, ouvrir lentement la vanne "15";
5. Purger le séparateur "221" plusieurs fois pendant les premières minutes de fonctionnement (pédale ou bouton de purge sur le tableau de bord).

d) Arrêt du brûleur.

112. Opérations à effectuer :

1. Placer l'interrupteur de contrôle "102" sur la position "Arrêt".

   Conséquences : -ouverture des contacts 1 et 2,
   -fermeture du contact 3 (de ce fait les contacts du relais temporisé O.R. se ferment rendant ainsi l'allumage impossible).

2. Fermer la vanne "15";
3. Fermer la vanne d'air "1";
4. Ouvrir la purge des serpentins "2" jusqu'à ce que la pression soit tombée;
5. Ouvrir la purge "12" du séparateur de vapeur et la fermer après purge complète;
6. Remplir les serpentins comme indiqué en "A" (remplissage);
7. Ouvrir l'interrupteur général du générateur "S.W.C.".

e) Fonctionnement de l'installation en "Standby".

113. 1. Placer le levier du régulateur de by-pass "111" sur la position 6 kg/cm2;
2. Ouvrir la vanne "56" et vérifier si la vanne "15" est fermée;
3. Placer l'interrupteur de contrôle "102" sur la position "standby".

Se ferment : les contacts 1 (mise en marche du brûleur), 4 (action de l'aquastat) et 5 (alimentation de l'E.V. "standby").

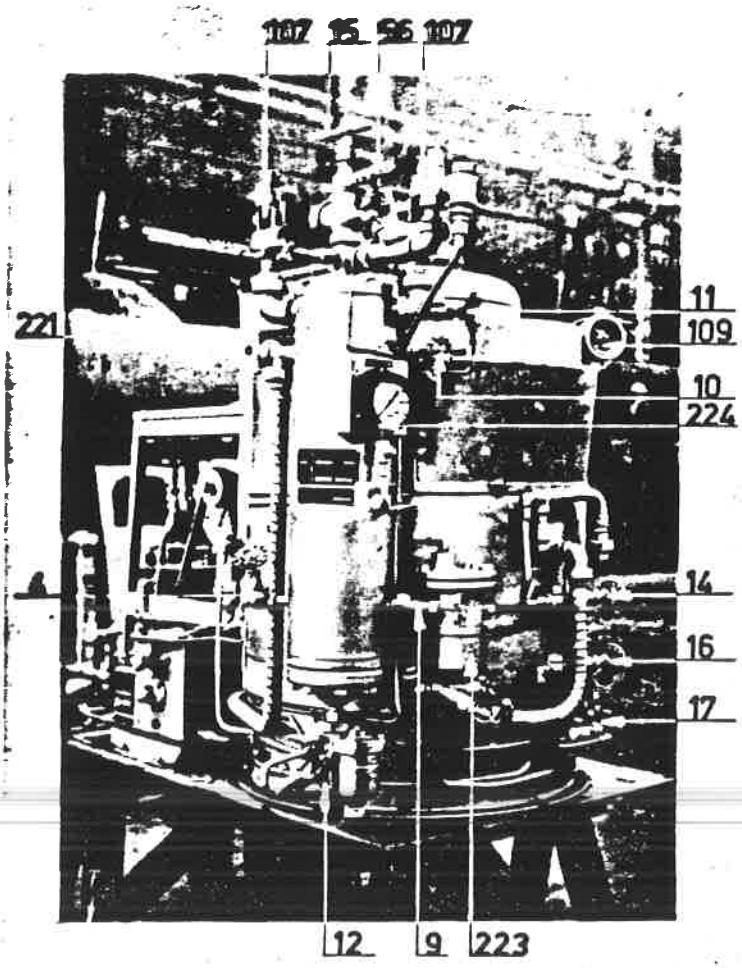


Fig. 558

Générateur de vapeur "VAPOR CLARKSON"

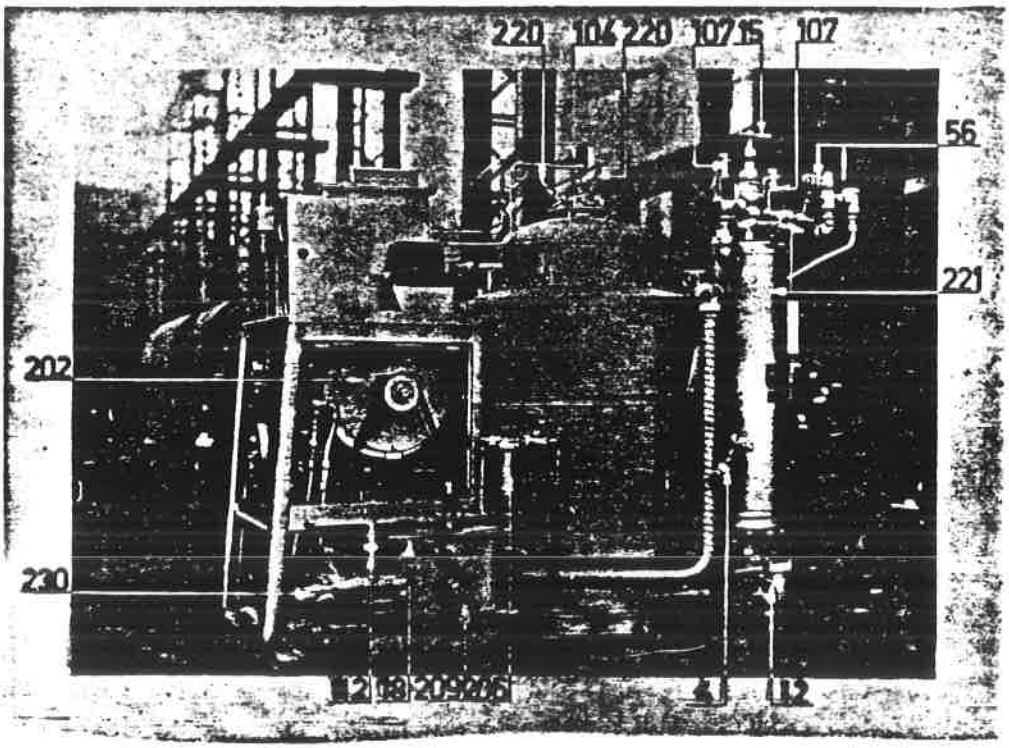


Fig. 559

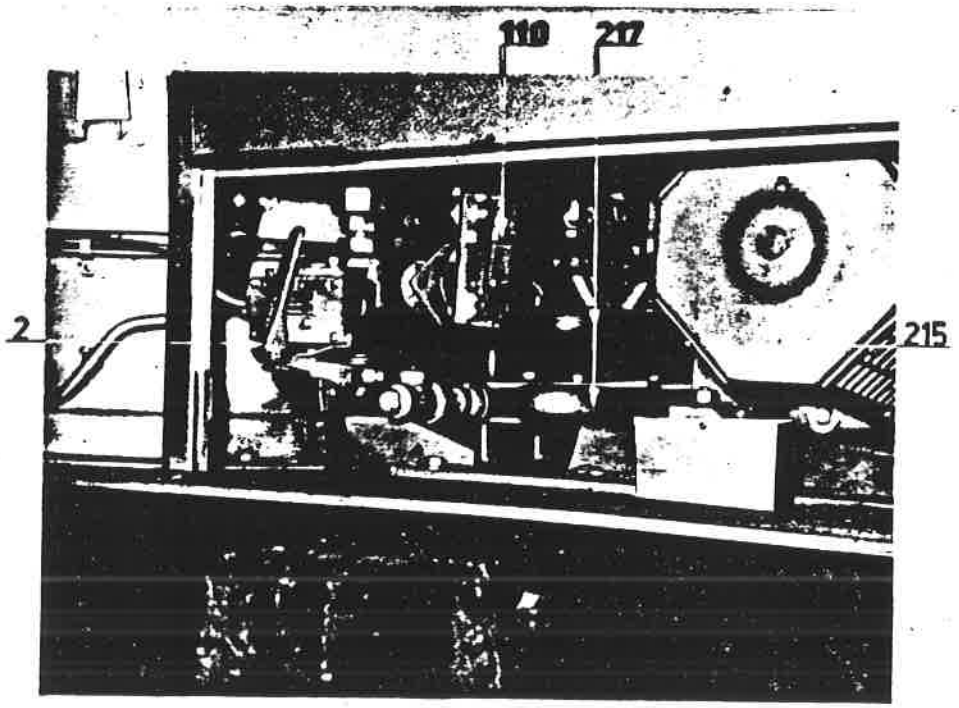


Fig. 560

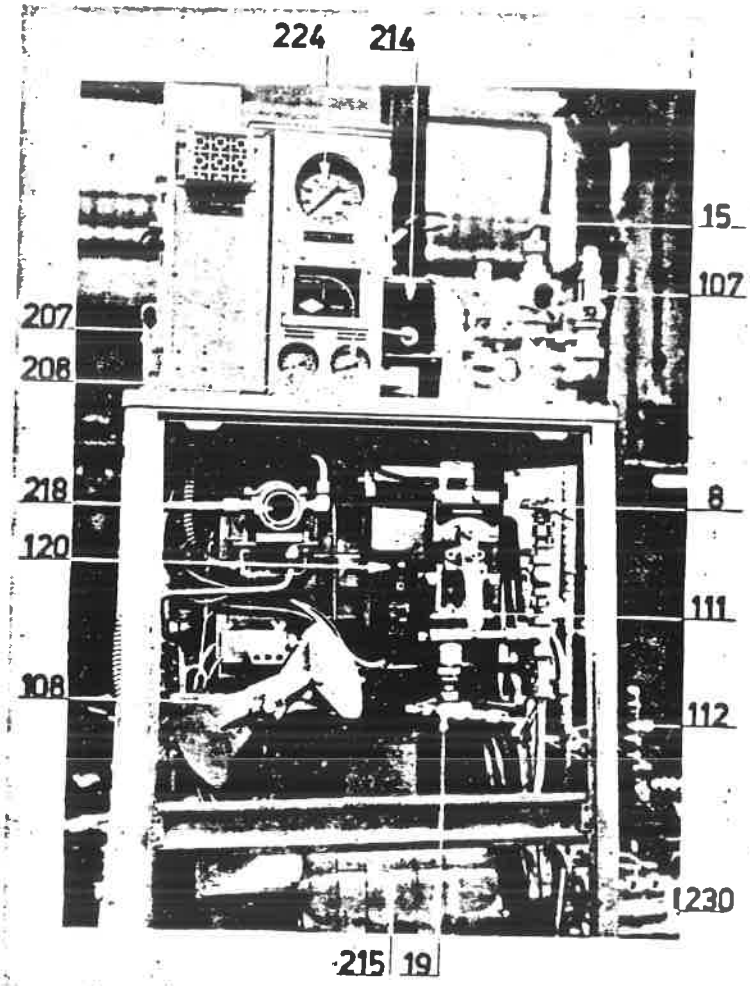


Fig. 561

Générateur de vapeur "VAPOR CLARKSON"

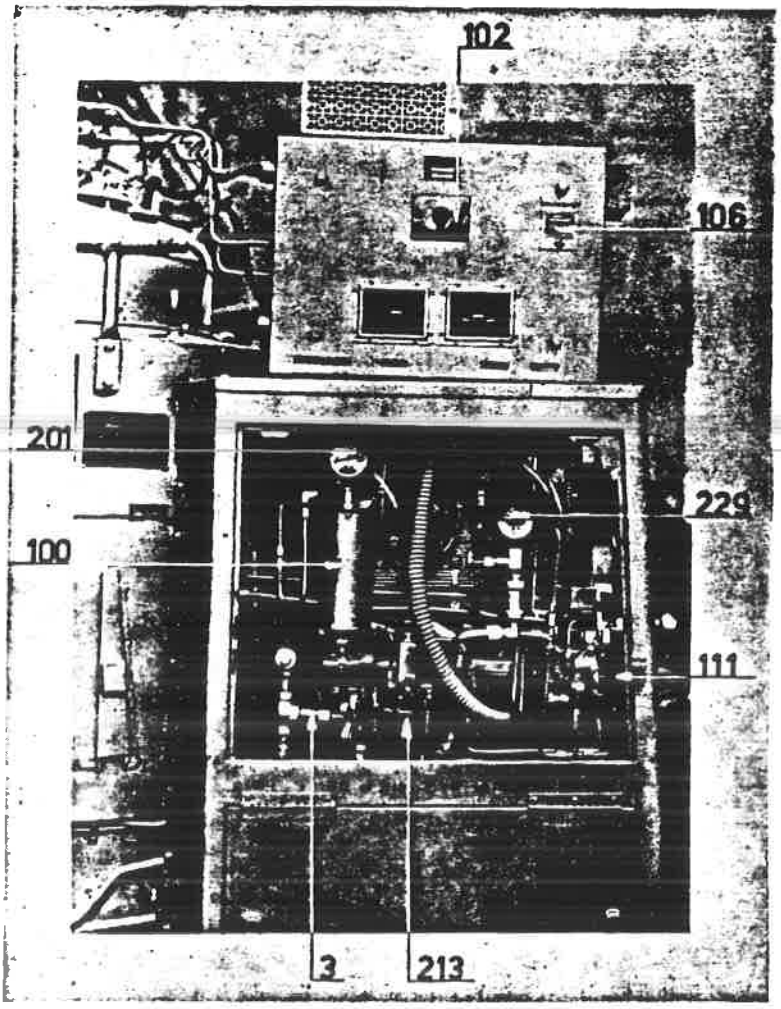


Fig. 562

Armoire d'appareillage

Générateur de vapeur "VAPOR CLARKSON"

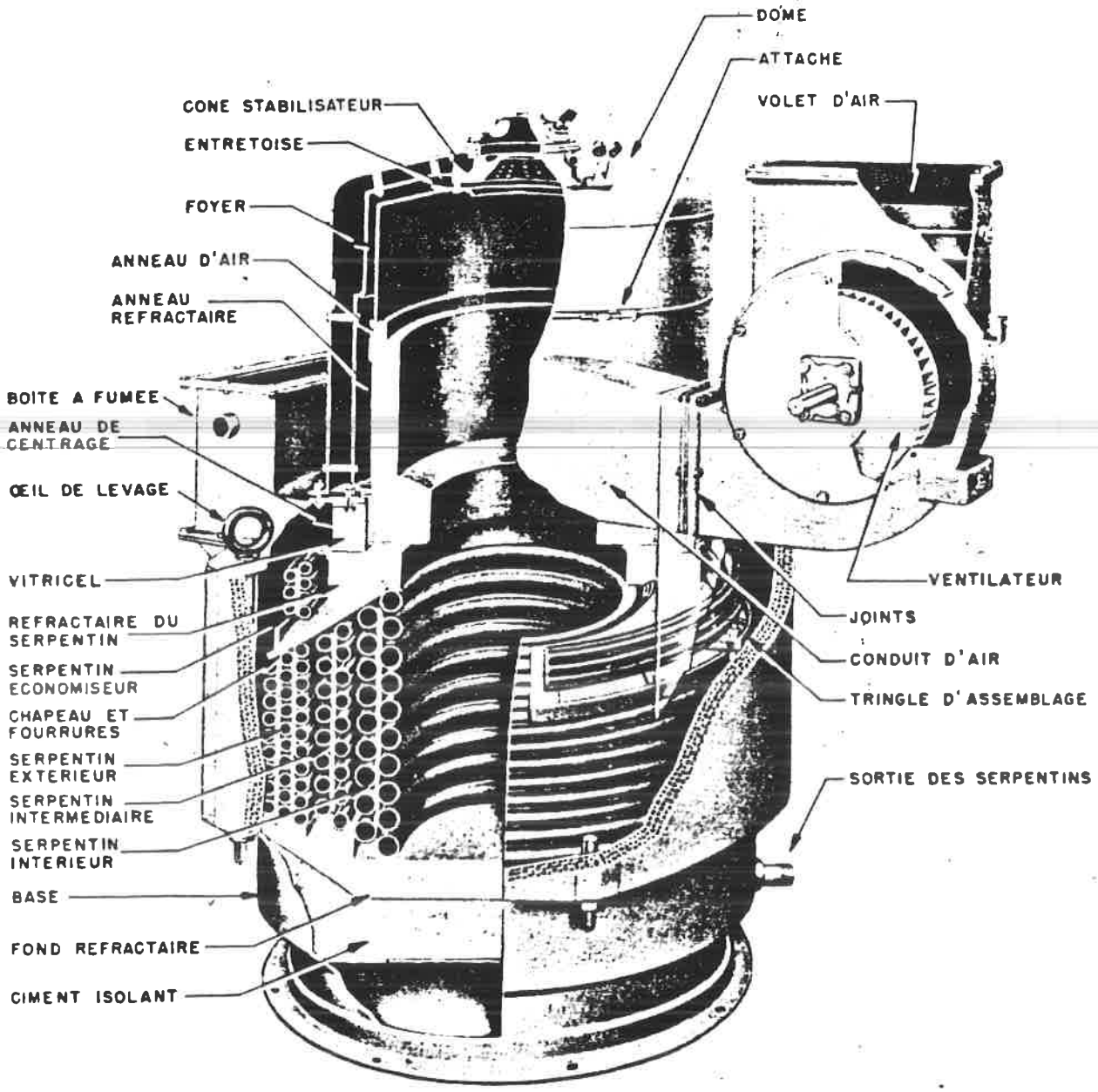


Fig. 561 — Serpentins et ventilateur

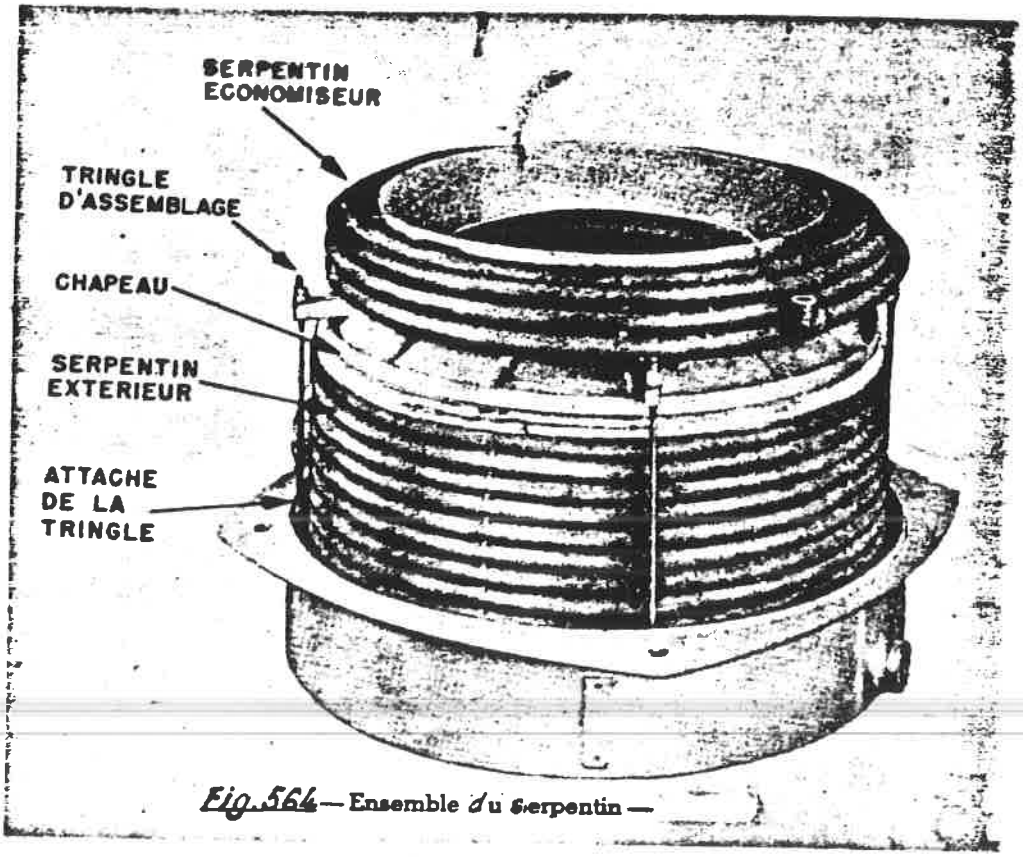
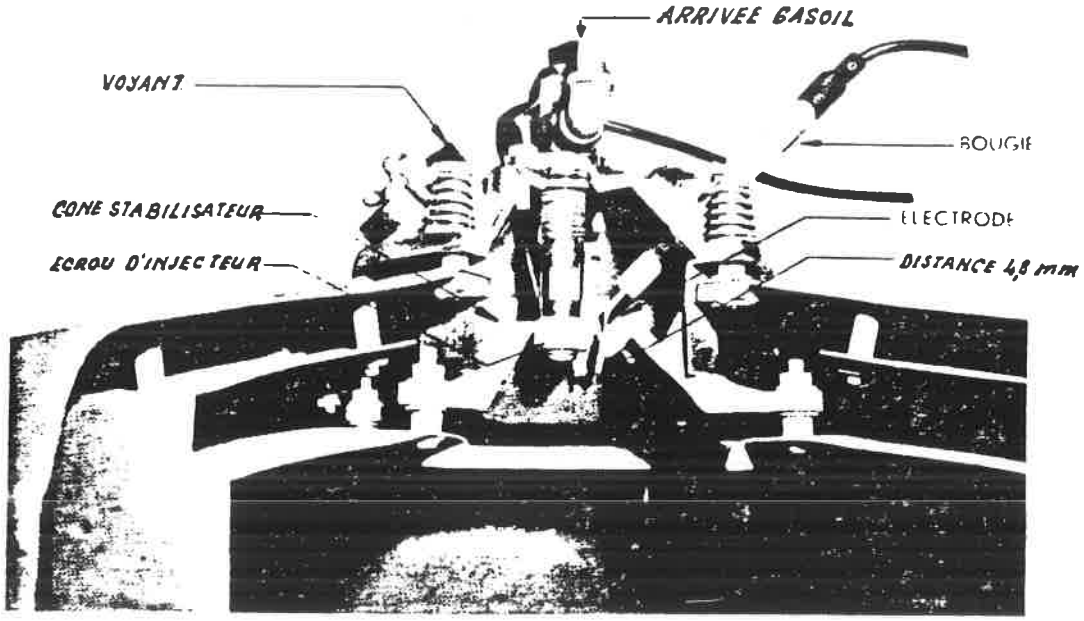


Fig. 564 — Ensemble du serpentin —



Electrodes et injecteur Fig. 565

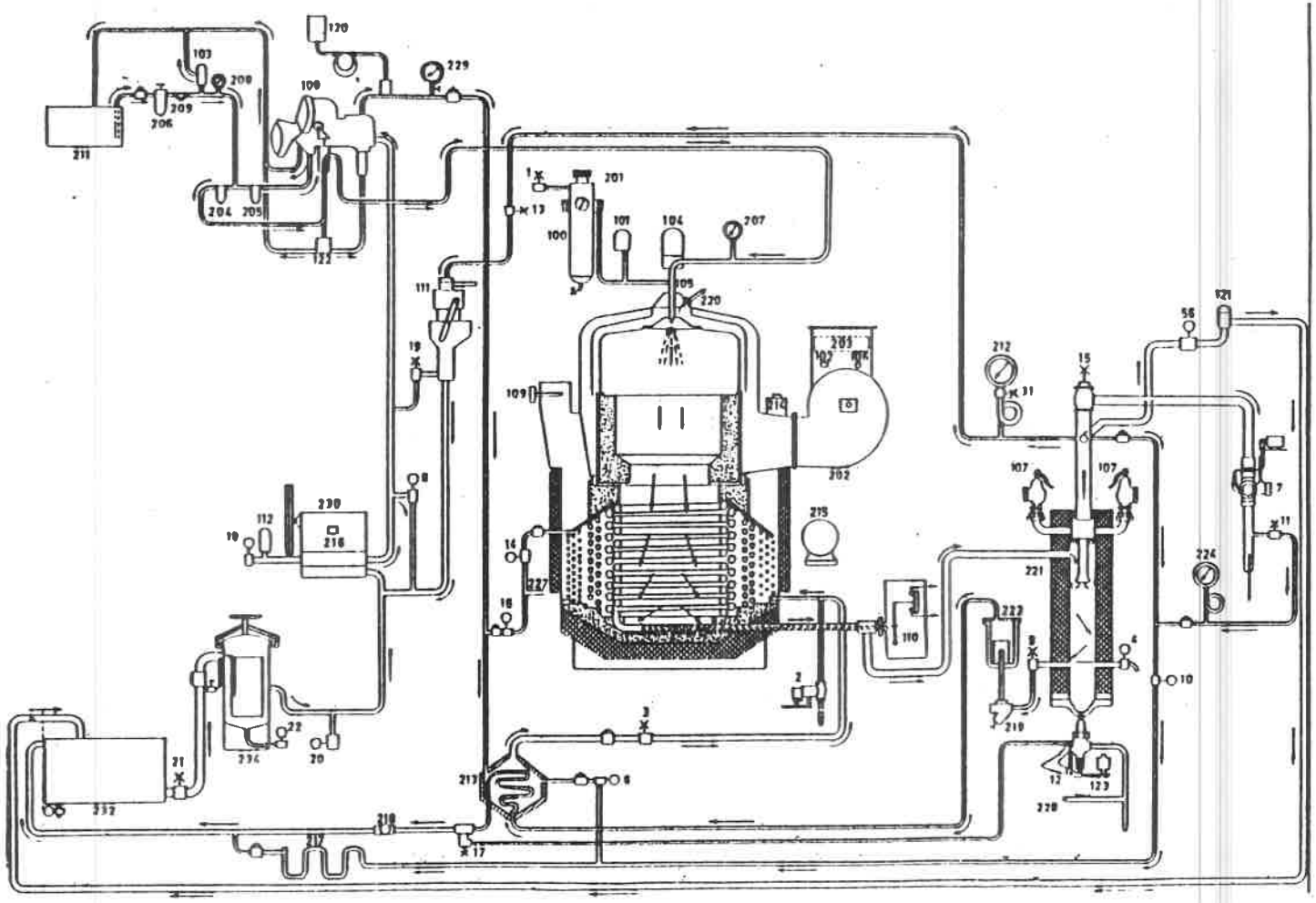


Fig. 566

Schéma des générateurs de vapeur Vapor Clarkson OK 4618.

Robinets, valves et vannes

- Les robinets valves et vannes repérés par des chiffres romains doivent être ouverts quand le générateur est en production normale
- Les robinets valves et vannes repérés par des chiffres pairs doivent être fermés
- La poignée des robinets, valves et vannes normalement ouverts est en croix (T)
- La poignée des robinets, valves et vannes normalement fermés est en volant (T)

- Les robinets valves et vannes ci après doivent être ouverts quand le générateur de vapeur est en production normale

4 Valve d'admission d'air à l'atomiseur
5 Robinet d'arrêt des serpentins
7 Vanne d'arrêt de la conduite de chauffage à commande à distance
9 Robinet d'arrêt d'eau de retour
11 Robinet de manomètre sur la conduite de vapeur
13 Robinet d'admission de vapeur au régulateur du by pass 111 «
15 Robinet d'arrêt de vapeur. Ce robinet est fermé en période de démarrage ou d'arrêt
17 Robinet à trois voies (lavage des serpentins)
19 Robinet d'arrêt du régulateur de by pass d'eau 111
21 Robinet d'arrêt sur la conduite d'aspiration d'eau
31 Robinet d'arrêt de manomètre 113

- Les robinets valves et vannes ci après doivent être fermés quand le générateur de vapeur est en production normale

2 Purgeur des serpentins
6 Robinet de purge (sortie du séparateur de vapeur)
8 Robinet d'arrêt (sortie) sur sortie de vapeur de secours
10 By pass d'eau à commande manuelle
12 Robinet d'admission de vapeur au radiateur 217
14 Purgeur du séparateur de vapeur
16 Robinet d'admission de la solution de lavage (serpentin intermédiaire)
18 Robinet d'admission de la solution de lavage (serpentin extérieur)
20 Robinet d'aspiration de la pompe à eau
22 Robinet de vidange de la conduite d'aspiration
32 Robinet de vidange du réservoir de traitement
34 Robinet de retour d'eau (Standby)

Appareils de commande

100 Régulateur de pression d'air (atomiseur)
101 Interrupteur de contrôle d'air de l'atomiseur
102 Interrupteur de contrôle
103 Régulateur de pression de gasoil
104 Valve de gasoil à commande électromagnétique
105 Atomiseur
106 Bouton de réenclenchement des relais de surcharge du moteur
107 Soupape de (illegible)
108 Servo moteur de débit de gasoil et interrupteur
109 Interrupteur de cheminée
110 Limiteur de température de vapeur
111 Régulateur de by pass d'eau
112 Soupape de sûreté (refoulement d'eau).
120 Aquastat (Standby)
121 Soupape de décharge (Standby)
122 Valve à gasoil à trois voies (Standby)
123 Cylindre à air de commande de purgeur 12

Appareillage

201 Manomètre de pression d'air (atomiseur)
202 Ventilateur
203 Volet d'admission d'air au ventilateur
204 Filtre à gasoil (conduite de refoulement à l'atomiseur)
205 Filtre à gasoil (conduite sous pression au servo moteur)
206 Filtre à gasoil (conduite d'aspiration)
207 Manomètre de pression de gasoil à l'atomiseur
208 Manomètre de pression de gasoil au servo moteur
209 Pompe à gasoil
211 Réservoir à gasoil
213 Manomètre de pression de vapeur au générateur
215 Echangeur de chaleur
216 Transformateur d'allumage
219 Commutateur
216 Bouchon de vidange de la pompe à combustible
217 Radiateur (utilisé par temps froid)
218 Voyant d'eau de retour
219 Vanne (eau de retour)
220 Bougies
221 Séparateur de vapeur
223 Condenseur à clapet
226 Manomètre (pression de vapeur à la conduite de vapeur)
227 Entrée de la solution de lavage
228 Sortie de la solution de lavage
230 Pompe à eau
232 Réservoir à eau
233 Réservoir de traitement

VAPOR CLARKSON

Représentation schématique du circuit d'eau

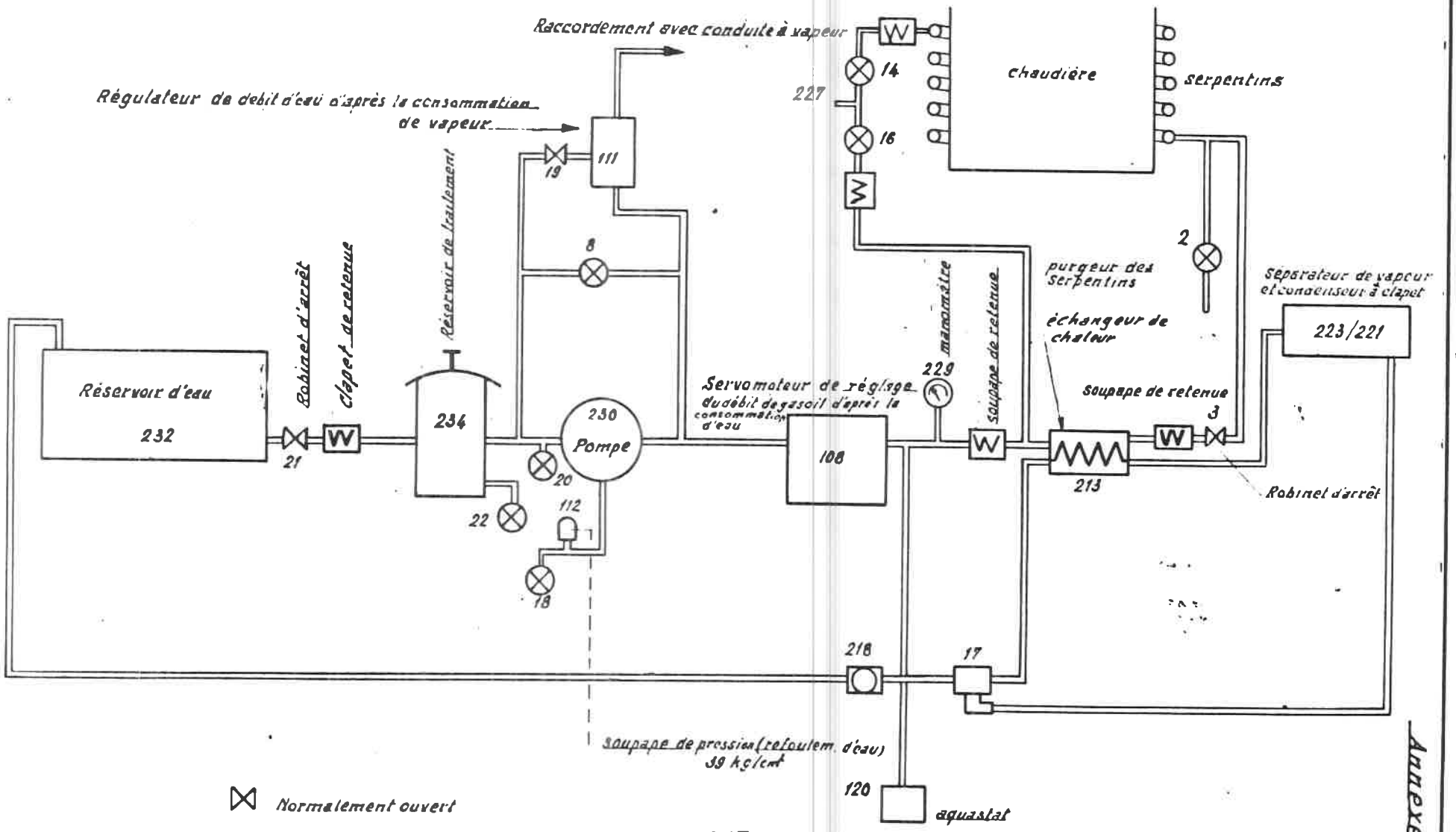


Fig. 567

Annexe 379

C.12690
4.57
7

VAPOR CLARKSON

Représentation schematique du circuit "Vapeur"

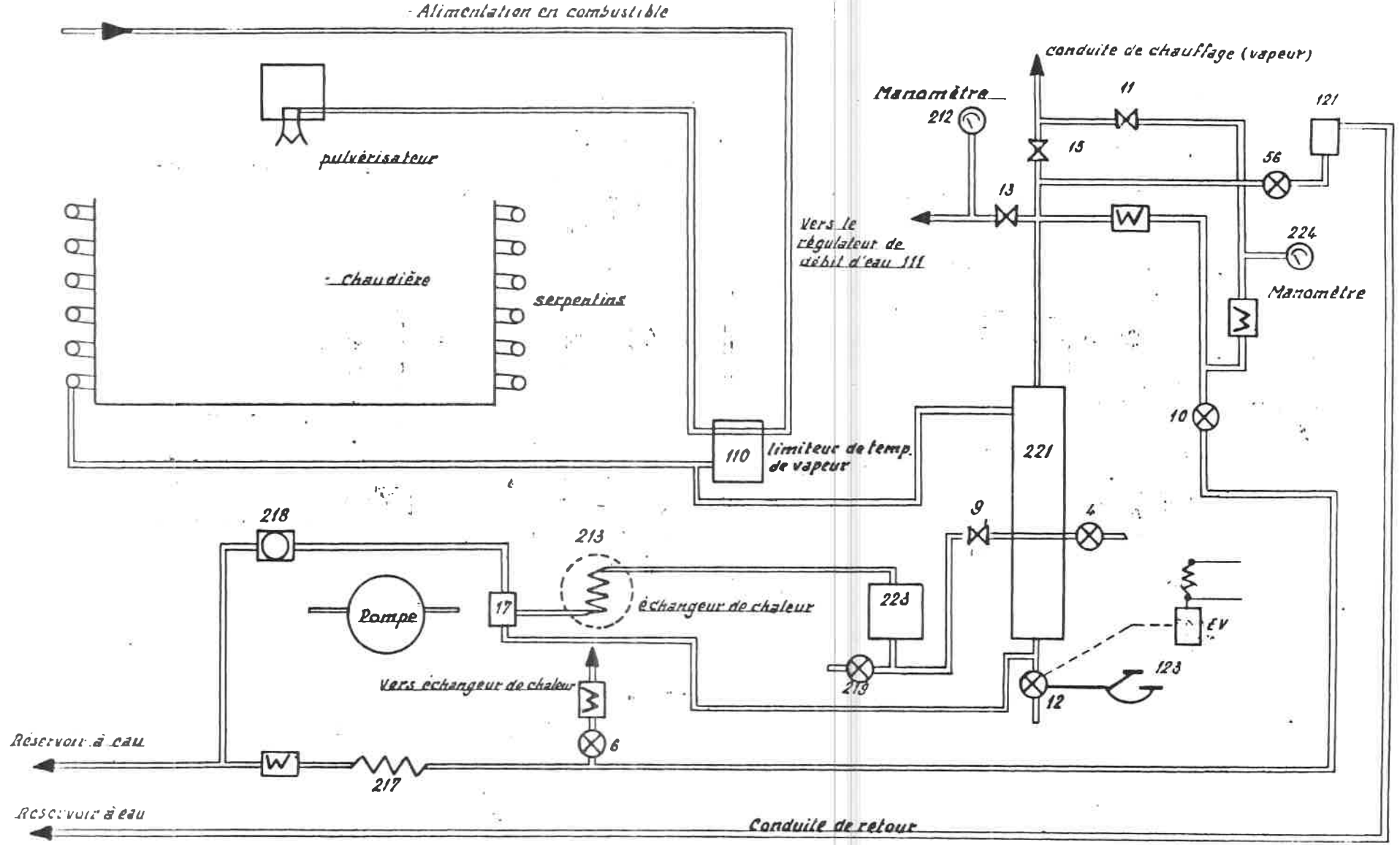


Fig. 568

C. 1260
15-7

Annexe 380

VAPOR CLARKSON

Représentation schématique du circuit de gasoil

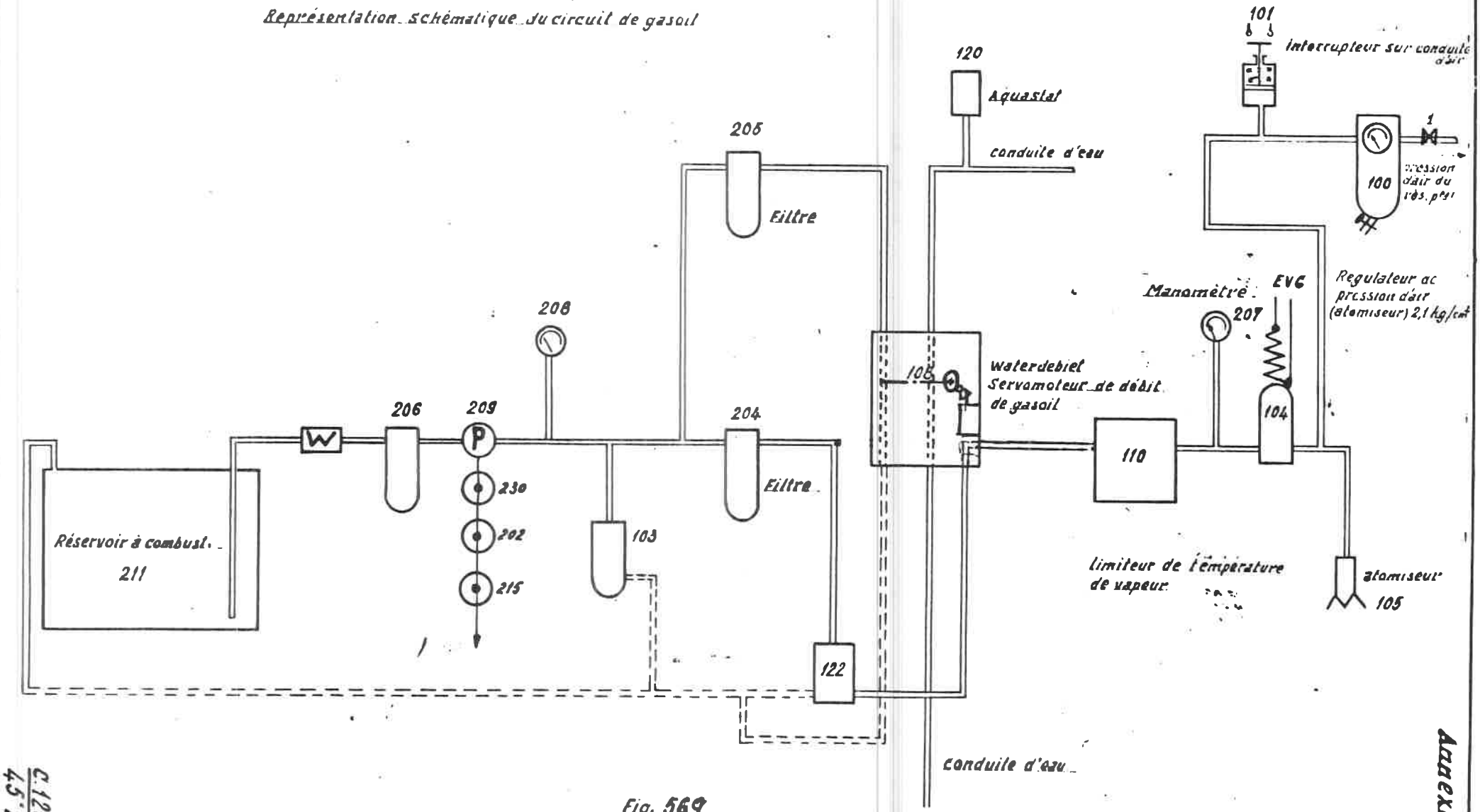
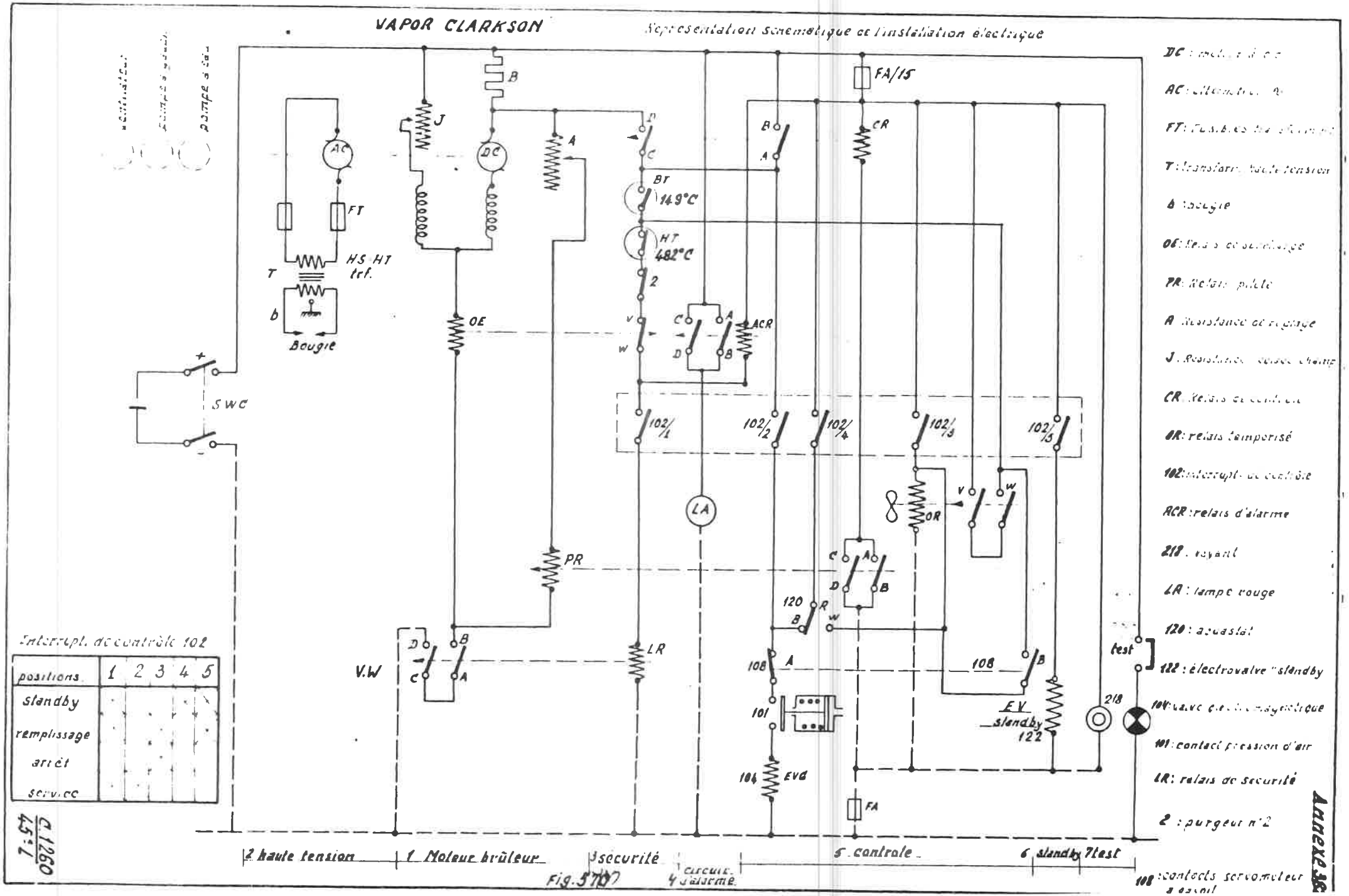


Fig. 569

Annexe 381

VAPOR CLARKSON

Représentation schématique de l'installation électrique



DC : [illegible]

AC : Alternateur

FT : Fusibles de protection

T : transformateur haute tension

b : bougie

OE : Relais de sécurité

PR : Relais pilote

A : Résistance de réglage

J : Résistance [illegible]

CR : Relais de contrôle

OR : relais temporisé

102 : interrupteur de contrôle

ACR : relais d'alarme

218 : voyant

LR : lampe rouge

120 : aquastat

122 : électrovalve "standby"

104 : vanne électromagnétique

101 : contact pression d'air

LR : relais de sécurité

2 : purgeur n°2

108 : contacts servomoteur à essai

Interrupt. de contrôle 102

positions	1	2	3	4	5
standby					
remplissage					
arrêt					
service					

C. 1260
45e 2

Fig. 5707

Annexe 36

Suite: LES GENERATEURS DE VAPEUR "VAPOR CLARKSON".

X. Etude détaillée des appareils spéciaux d'alimentation, de commande et de protection des générateurs de vapeur "Vapor Clarkson".

a) Alimentation en eau et réglage de cette alimentatic (fig. 567 - 45e leçon).

114. 1. L'adoucisseur d'eau (234), fig. 571.

Cet appareil, installé entre le réservoir à eau (232) et la pompe (230), permet le traitement approprié de l'eau d'alimentation du générateur.

En enlevant le couvercle (attention au joint d'étanchéité), on peut y placer les produits chimiques de traitement en quantité appropriée. Ces produits sont placés dans un tamis, lequel est suspendu dans un pot de filtrage.

Une soupape de retenue avec ressort réglable, placée sur la conduite d'alimentation, crée dans l'appareil la dépression nécessaire pour maintenir la pompe en fonctionnement (une certaine étanchéité complète du joint est donc nécessaire). Une quantité d'eau est cependant aspirée par une conduite branchée au-dessous de la soupape de retenue. Cette conduite, avec robinet de dosage, débouche dans le pot de filtrage pour dissoudre les produits chimiques.

115. 2. La pompe à eau "230" (fig. 572 + 573).

La pompe à eau, entraînée par engrenages, est une pompe à pistons à 3 cylindres avec soupapes disques. Chaque piston a, à son extrémité, une garniture à chevrons facilement remplaçable. (fixation par ressort.)

Les cannelures de la garniture doivent être remplies de graisse spéciale, avant le placement de la garniture dans les pistons.

La longueur totale des bielles doit être réglée pour qu'il existe, entre le fond du cylindre et le piston, un jeu compris entre 1,6 et 3,2 mm.

116. Le débit de la pompe doit, dans une certaine mesure, rester constant.

Des variations brusques de débit proviennent d'un manque d'eau, de conduites non étanches à l'air (joint du vase de traitement), de filtres obstrués ou de soupapes de pompe défectueuses.

117. La pression de refoulement de la pompe est limitée à 39 kg/cm2 par une soupape de réglage (112).

Une pression anormale de la pompe est généralement l'indice de serpentins obstrués.

3. La soupape de réglage de la pression "112" (fig. 574).

118. Elle consiste en une soupape pressée sur son siège par un ressort.

La tension du ressort est réglable et doit être ajustée pour que la pression de la pompe ne dépasse pas 39 kg/cm2.

4. Régulateur de débit "111" (fig. 575).

119. Le régulateur de débit adapte le débit de la pompe à la consommation de vapeur. Il comporte une membrane soumise sur sa face supérieure à la pression de la vapeur et sur sa face inférieure à la poussée d'un ressort.
La tension de ce ressort est réglable. Dès que la force exercée par la vapeur est supérieure à celle du ressort, une soupape est enfoncée. Le côté refoulement de la pompe est ainsi relié à l'aspiration et le débit de la pompe est supprimé.

120. Le mécanisme différentiel de retardement, représenté à la figure, est hors service sur nos régulateurs. Ce mécanisme n'est nécessaire que lorsque la pression de vapeur des générateurs atteint 14 kg/cm2, comme c'est le cas en Amérique.

b) L'installation de combustible.

121. 1. Le servo-régulateur de combustible (108). (fig. 576 à 578).

Le servo-régulateur de combustible a pour but d'adapter, à chaque instant, les quantités de combustible et d'air envoyées au brûleur, à la consommation d'eau.

122. Comme chaque régulateur, ce servo-régulateur "108" comprend aussi un système de mesure "A" qui mesure le débit d'eau et des organes correcteurs "B1" et "B2". Ceux-ci consistent en soupapes de réglage placées dans les conduites d'alimentation en combustible et en air. Il y a aussi un amplificateur "C" qui amplifie les impulsions du système de mesure pour les transmettre aux organes correcteurs.

L'amplificateur "C" étant un servo-moteur hydraulique, le régulateur de combustible peut être considéré dans son ensemble comme un régulateur hydraulique (voir figure de principe 577).

123. Le système de mesure "A".

Il comprend une chambre à membrane divisée en deux par un diaphragme. L'eau d'alimentation entre à la partie inférieure de la chambre du diaphragme et soulève ce dernier. L'eau peut alors passer entre le collier du diaphragme et la pointe conique doseuse. La hauteur de levée du diaphragme est, à chaque instant, proportionnelle à la différence des pressions au-dessus et au-dessous de la membrane. Cette différence de pression est due principalement à la perte de charge entre le diaphragme et la pointe doseuse. Cette perte de charge étant directement proportionnelle au débit d'eau, la hauteur de levée de la membrane est, à chaque instant, proportionnelle au débit d'eau et indépendante de la pression de l'eau.

124. Le système de mesure consiste donc en une membrane poussée vers le haut et qui fait tourner un axe freiné par un ressort.

L'angle de rotation est directement proportionnel au débit d'eau.

L'axe du système de mesure "A" est accouplé à l'axe du mécanisme de commande du servo-moteur "C".

Le servo-moteur hydraulique "C" (amplificateur).

125. Il comprend 2 cylindres (a) et(b) dont les pistons sont reliés par un levier commun au mécanisme de commande de l'organe correcteur.

Les deux pistons se déplacent donc toujours dans le même sens.

Cela signifie que, lorsque du gasoil sous pression est admis dans un cylindre, il doit s'échapper de l'autre.

Si le 1er cylindre est raccordé à l'installation sous pression par une valve de distribution, pendant un certain temps, et que le 2e est raccordé pendant le même temps au réservoir, les 2 pistons se déplacent dans le même sens et d'une même longueur. Ce déplacement dépend du temps pendant lequel les 2 cylindres sont raccordés à l'installation.

En effet, quand la valve de distribution ferme à nouveau les deux cylindres, les pressions sur les pistons sont égales de sorte qu'ils ne peuvent plus se déplacer.

Les impulsions de force transmises aux organes correcteurs à chaque changement de position sont constantes pendant toute la durée du changement de position.

126. Le servo-moteur "C" est commandé par une valve de distribution rotative accouplée au système de mesure "A". Le tourillon rainuré tourne dans un arbre creux relié par un levier aux deux pistons. L'arbre creux et le tourillon possèdent des ouvertures ou des rainures dont la position relative est déterminée par la rotation du tourillon par rapport à l'arbre creux ou inversement.

Par suite de la rotation du tourillon par rapport à l'arbre creux, les deux cylindres du servo-moteur peuvent être relies alternativement à la pompe à combustible ou au réservoir.

Quand le tourillon tourne dans un certain sens par rapport à l'arbre creux (commandé par le système de mesure), le combustible est admis dans un cylindre et s'échappe de l'autre. Suivant le sens de rotation du tourillon, donc le sens de déplacement de la membrane (montant ou descendant), l'un ou l'autre cylindre est rempli ou vidé.

Le déplacement des deux pistons fait tourner l'arbre creux d'un angle identique à celui du tourillon, jusqu'à ce que les deux cylindres soient à nouveau fermés.

La position d'équilibre des deux pistons est, à chaque instant, déterminée par l'angle de rotation du tourillon par rapport à sa position neutre, donc de la hauteur de levée de la membrane et donc aussi du débit d'eau.

Cette position d'équilibre est inchangée tant que le débit d'eau ne varie pas.

Les organes correcteurs.

127. Sur l'arbre creux du servo-moteur est fixé un flasque portant deux cames.

La première came commande une soupape de réglage de combustible placée dans la conduite d'alimentation de l'atomiseur.

La deuxième est reliée par tringles à un volet placé sur le conduit de refoulement du ventilateur fournissant l'air secondaire de combustion.

Le profil de la came de commande de la valve doseuse du combustible peut être modifié et adapté par des goujons.

La valve doseuse du combustible.

128. Elle comprend un plongeur, poussé par un ressort, qui se termine par une encoche en forme de V qui se déplace dans un siège annulaire. Un enfoncement plus profond du plongeur dans son siège diminue la section de passage du combustible ce qui diminue le combustible fourni à l'atomiseur.

La position du plongeur est réglée, de telle façon par la came du servo-moteur, que la quantité de combustible qui passe est juste suffisante pour vaporiser l'eau passant dans les serpentins.

Remarque: Pointe doseuse déplaçable.

129. On a dit ci-dessus que la pointe doseuse de la chambre à membrane est fixe(fig. 578). Ce n'est cependant le cas que lorsque le générateur ne possède qu'un régime de marche c'est-à-dire lorsque le débit spécifique du combustible fourni à l'atomiseur est supposé constant.

Par débit spécifique, on entend la quantité de combustible nécessaire par unité de temps pour vaporiser, à la pression voulue, la quantité d'eau fournie pendant ce temps au générateur.

Si le régime de marche du générateur change (modification de la pression), le débit spécifique du combustible doit être adapté ce qui est obtenu par modification de la hauteur de la pointe doseuse.

En effet, si la pointe doseuse descend, pour un débit d'eau donné, la hauteur de levée de la membrane est plus petite et le débit spécifique de combustible diminue.

C'est aussi le cas lorsque le générateur est équipé d'un régime "stand-by". La consommation spécifique de combustible, pendant la marche en stand-by, est beaucoup plus petite que pendant la marche normale parce que l'eau ne doit pas être vaporisée.

Dans ces générateurs, la pointe doseuse du régulateur est abaissée, pendant le régime stand-by, au moyen d'un petit servo-moteur à piston alimenté par une électrovalve.

2. Le pulvérisateur ou atomiseur "105" (fig. 579)

130. Le corps du pulvérisateur à air comprimé comporte intérieurement 2 forages longitudinaux; un forage axial pour l'amenée de l'air de pulvérisation (air primaire de combustionà) et un forage désaxé pour l'amenée du combustible.

La tête de l'atomiseur porte 6 petits trous latéraux.

L'arrivée du combustible au pulvérisateur peut être interrompue par une soupape électro-magnétique "104" fixée au-dessus de l'atomiseur.

Un régulateur de pression d'air "100" et un régulateur de pression du combustible "103" permettent de régler la pression du combustible et de l'air fournis à l'atomiseur.

3. Le régulateur de pression d'air "100" (fig. 580).

131. Il a pour but de régler la pression de l'air fourni à l'atomiseur à 2,5 kg/cm2, de filtrer cet air et de le séparer de l'eau et de l'huile qu'il contient.

L'air comprimé, fourni au régulateur sous une pression d'environ 8 kg/cm2, passe au travers d'un séparateur d'eau et d'huile et d'un élément filtrant. Dans une chambre à membrane, sa pression est réduite à la valeur désirée. Cette valeur est réglable en agissant sur la tension du ressort pressant sur la membrane.

4. Régulateur de pression du combustible (103). (fig. 581).

132. Il comprend une soupape et un ressort à tension réglable.

La tension du ressort doit être réglée pour que la pression du combustible à la sortie du régulateur atteigne 10,5 kg/cm2 quand la production de vapeur est maximale.

5. L'interrupteur à pression d'air (101) (fig. 582)

133. Un interrupteur à pression d'air, en série avec la bobine de l'atomiseur, a pour but d'éteindre le brûleur dès que la pression de l'air primaire de combustion fourni à l'atomiseur descend au-dessous d'une certaine valeur minimale (1,75 kg/cm2). Une vis permet de régler, dans une certaine mesure, cette pression de déclenchement.

6. La pompe à combustible (209) (fig. 583).

134. La pompe à combustible est une petite pompe à engrenages, fixée au bâti de la pompe à eau et entraînée par cette dernière au moyen d'un accouplement élastique. Cette pompe comprend 2 pignons dont le premier est monté excentriquement par rapport au 2e.

Les jeux dans la pompe sont très petits. Dès que ces jeux, par suite d'usure, dépassent une certaine valeur, la pompe ne peut plus fournir la pression prescrite de 10,5 kg/cm2.

7. Filtre à combustible (204 et 206).

135. Les filtres "Skinner" et "Zenith" montés côté refoulement de la pompe à combustible (fig. 584) possèdent un élément filtrant composé de plaquettes comprimées.

L'élément filtrant peut être retiré et nettoyé.

Les filtres "Cuno" ou Purolator" montés côté aspiration de la pompe contiennent un tamis filtrant avec lame racleuse (fig. 585).

c) L'installation d'allumage.

1. Le moteur-convertisseur ou commutatrice (215) (fig. 586)

136. C'est un moteur à courant continu dont la puissance est suffisante pour entraîner les pompes à eau et à combustible ainsi que le ventilateur. En plus, il possède une génératrice à courant alternatif pour l'alimentation du transformateur d'allumage.

Au régime maximal de la chaudière, le moteur doit tourner à 1800 t/min et fournir une tension de 74 volts.

2. Le transformateur d'allumage (214) (fig. 587).

137. L'enroulement primaire de ce transformateur est alimenté par la commutatrice sous une tension de 50 Volts à 60 périodes/sec.

La tension secondaire est de 12 000 V.

Le transformateur est complètement hermétique. Les connexions des câbles sont bien embouties à l'intérieur du boîtier et isolées soigneusement entre elles pour éviter les arcs. Les câbles d'alimentation des bougies sont fixés par broches aux secondaires pour faciliter le débranchement.

3. Les bougies (220) (fig. 588).

138. Deux bougies en porcelaine à électrode unique sont fixées sur le brûleur.

La distance entre les 2 électrodes doit être réglée à 4,8 mm. La rotation des électrodes sous l'effet des vibrations doit être empêchée en sérrant convenablement les contre-écrous.

L'arc doit se produire immédiatement à l'extérieur du cône de stabilisation, entre deux jets de combustible.

d) Le circuit de vapeur.

1. Echangeur de chaleur (213) (fig. 589).

139. Dans cet appareil, l'eau d'alimentation de la chaudière circule autour et d'un serpentin parcouru par l'eau de retour de la chaudière retournant dans le réservoir à eau.

Cette eau chaude de retour devant être refroidie, la chaleur récupérée est réutilisée pour le préchauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière. La température de cette eau, à la sortie de l'échangeur, doit être au moins de 57° C.

Une température insuffisante est l'indice d'un encrassement ou d'une obstruction de l'échangeur.

2. Purgeur des serpentins (2) (fig. 590).

140. Le purgeur des serpentins est constitué d'un disque se déplaçant sur son siège quand on fait tourner l'axe sur lequel il est fixé. Une pédale permet, quand elle est enfoncée, de faire tourner l'axe et d'ouvrir le purgeur.

Le purgeur est muni d'un interrupteur qui, en coupant la commutatrice, arrête le brûleur quand le purgeur est ouvert.

3. Séparateur de vapeur (221) (fig. 591).

141. Le séparateur permet d'extraire l'eau de la vapeur sortant des serpentins (vapeur saturée). La vapeur pénétrant tangentiellement dans le séparateur crée un mouvement tourbillonnaire grâce auquel les particules d'eau sont projetées contre les parois, ruissellent et se déposent. La vapeur sèche quitte l'appareil par l'ouverture centrale de la tête tandis que l'eau retourne au réservoir.

Les dépôts et les boues entraînés par l'eau et la vapeur sont évacués par un purgeur monté au bas du séparateur.

4. Purgeur du séparateur (12) (fig. 592).

142. Ce purgeur est constitué d'une soupape qui peut être soulevée:

- Au pied par une pédale
- par un cylindre à air alimenté par une électrovalve. Cette électrovalve est commandée soit par une minuterie, soit par un interrupteur installé sur les rails de bord.

5. Soupapes de sûreté (107). (fig. 593).

143. Le séparateur de vapeur porte deux soupapes de sûreté qui empêchent la pression de la vapeur de dépasser une valeur limite.

Ces soupapes réglables doivent s'ouvrir pour une pression de 6,65 à 7 kg/cm2. Un levier permet d'essayer les soupapes.

6. La vanne de fermeture à commande à distance (7) (fig. 594).

144. Sur la conduite de vapeur est placée une vanne de fermeture avec commande à distance. Elle est constituée d'une soupape principale qui s'ouvre dès que la vapeur est admise au-dessus de son piston de commande. Cette admission de vapeur se fait par l'ouverture d'une valve pilote, ouverture due à la désexcitation du solénoïde. Dès que le solénoïde est excité, la valve pilote se ferme et la soupape principale est ramenée sur son siège sous l'action de son ressort.

La vanne principale ne peut être fermée qu'à distance. L'ouverture à distance est empêchée par un verrouillage qui ne peut être enlevé que sur la vanne elle-même. L'ouverture de la vanne exige donc l'intervention du conducteur de la locomotive.

7. Condenseur à clapet (223) (fig. 595).

145. Le condenseur est placé sur la conduite d'eau de retour, près du séparateur. Il est constitué d'une cloche située au-dessus de l'arrivée d'eau. Elle est suspendue au levier du clapet qui se ferme dès que la cloche est soulevée par l'action de la vapeur.

Après condensation de cette vapeur, la cloche descend et l'eau s'évacue par le clapet ouvert.

La vitesse avec laquelle la cloche monte et descend, c.a.d. la vitesse avec laquelle le clapet s'ouvre, dépend de la quantité de vapeur qui pénètre dans le condenseur.

S'il y a peu d'eau de condensation, le débit est presque continu.

146. Chaque fois que le clapet s'ouvre, une quantité d'eau retourne au réservoir.

Cette quantité peut être contrôlée dans un voyant (fig. 526) équipé d'un clapet qui s'ouvre à chaque impulsion du condenseur.

En marche normale, ce clapet doit s'ouvrir et se fermer à intervalles réguliers.

147. *Une cadence irrégulière peut être la conséquence de:*

- une obstruction de la conduite d'eau de retour ou d'un de ses appareils. Ceci peut être contrôlé en faisant fonctionner la chaudière pendant quelques minutes en remplissage;
- un débit trop grand de combustible ce qui produit une vapeur sèche et surchauffée.

Cette surchauffe peut entraîner la dégradation des serpentins, des soupapes et doit donc être évitée.

La surchauffe peut être aussi la conséquence de fuites dans la conduite d'eau après le servo-régulateur ou aussi d'un mauvais réglage de ce servo-régulateur.

148. Un retour d'eau trop abondant peut provenir d'une fuite au serpentin de l'échangeur. Le servo-moteur à combustible fournit, dans ce cas, trop de combustible, ce qui peut provoquer aussi une surchauffe.

149. Un retour d'eau trop abondant peut être aussi la conséquence de:

- serpentins encrassés: transmission de chaleur insuffisante;
- étanchéité insuffisante entre le brûleur et la chaudière de sorte que les gaz de combustion repassent directement à la cheminée. La température à la cheminée est alors anormalement *élevée;*
- puissance insuffisante du brûleur (injecteur bouché, pompe à gasoil défectueuse, filtres obstrués, ...).

8. Condenseur thermostatique (222) (fig. 597).

150. Cet appareil, placé à la sortie du serpentin de chauffage de la pompe à eau (217) (pour empêcher le gel en hiver), a pour but de condenser la vapeur utilisée dans le serpentin et d'évacuer l'eau condensée vers le réservoir à eau.

Le condenseur est constitué d'un diaphragme à soufflet qui se dilate contre la tension d'un ressort. La vapeur non condensée dans le serpentin remplit l'appareil, le diaphragme se dilate et la soupape se ferme. Après condensation de cette vapeur, le diaphragme se contracte et ouvre la soupape; l'eau de condensation retourne au réservoir.

e) Les appareils de protection.

151. 1. Le thermostat de cheminée (109) (fig. 598).

Le thermostat de cheminée a deux séries de contact: une première série s'ouvrant à une température de 482° C et une deuxième se fermant à une température de 121° C.

Le thermostat de cheminée protège donc l'installation aussi bien contre une température trop basse que trop élevée à la cheminée.

Pendant l'allumage, les contacts basse température sont pontés pendant 45 sec. par un relais. Si le brûleur n'est pas allumé après ces 45 sec. le thermostat coupe l'installation.

Le thermostat de cheminée comprend en principe une spirale placée dans le conduit d'échappement et fixée à une barre. Quand la température augmente, la spirale se déforme et fait tourner la barre. La barre fait tourner l'axe de l'interrupteur avec ses divers contacts.

L'interrupteur qui se ferme à 482° C se verrouille automatiquement.

Le brûleur ne peut alors être remis en marche qu'après enfoncement du bouton de déverrouillage sur place le thermostat.

2. Limiteur de température (110).

152. Le limiteur de température protège les serpentins contre la surchauffe. Il y a deux types particuliers:

a) Le limiteur de température mécanique - fig. 599.

153. Il comprend un tube de dilatation, une barre de commande, un levier et une valve qui diminue le débit de gasoil dès que la surchauffe commence.

Le tube de dilatation est vissé sur le coude de sortie de vapeur. Il est, pour finir, sur le parcours des gaz chauds et est refroidi intérieurement par la vapeur humide. La barre de commande, en acier à haute teneur de nickel, a un coefficient de dilatation beaucoup plus petit que le tube de dilatation. La barre, soudée à l'extrémité du tube, est reliée à l'autre bout au levier qui commande la valve de réglage.

Quand la température croît, le tube se dilate et la barre, tirée vers l'intérieur, ferme la valve à gasoil.

Dès que la température de la vapeur dépasse la valeur maximale autorisée, le brûleur s'éteint mais la pompe à eau et le ventilateur continuent de fonctionner.

Après refroidissement des serpentins, et donc du tube, la soupape permet à nouveau le passage du combustible et le brûleur se rallume.

b) Le limiteur de température électrique (fig. 600).

154. Il est constitué, en principe, de la même manière que le limiteur mécanique, mais avec cette différence que le levier commande un interrupteur qui arrête le brûleur.

Un verrouillage empêche le réallumage du brûleur. Ce réallumage n'est possible qu'après déverrouillage du limiteur par enfoncement du bouton de réenclenchement.

Annexe 383

Adoucisseur d'eau

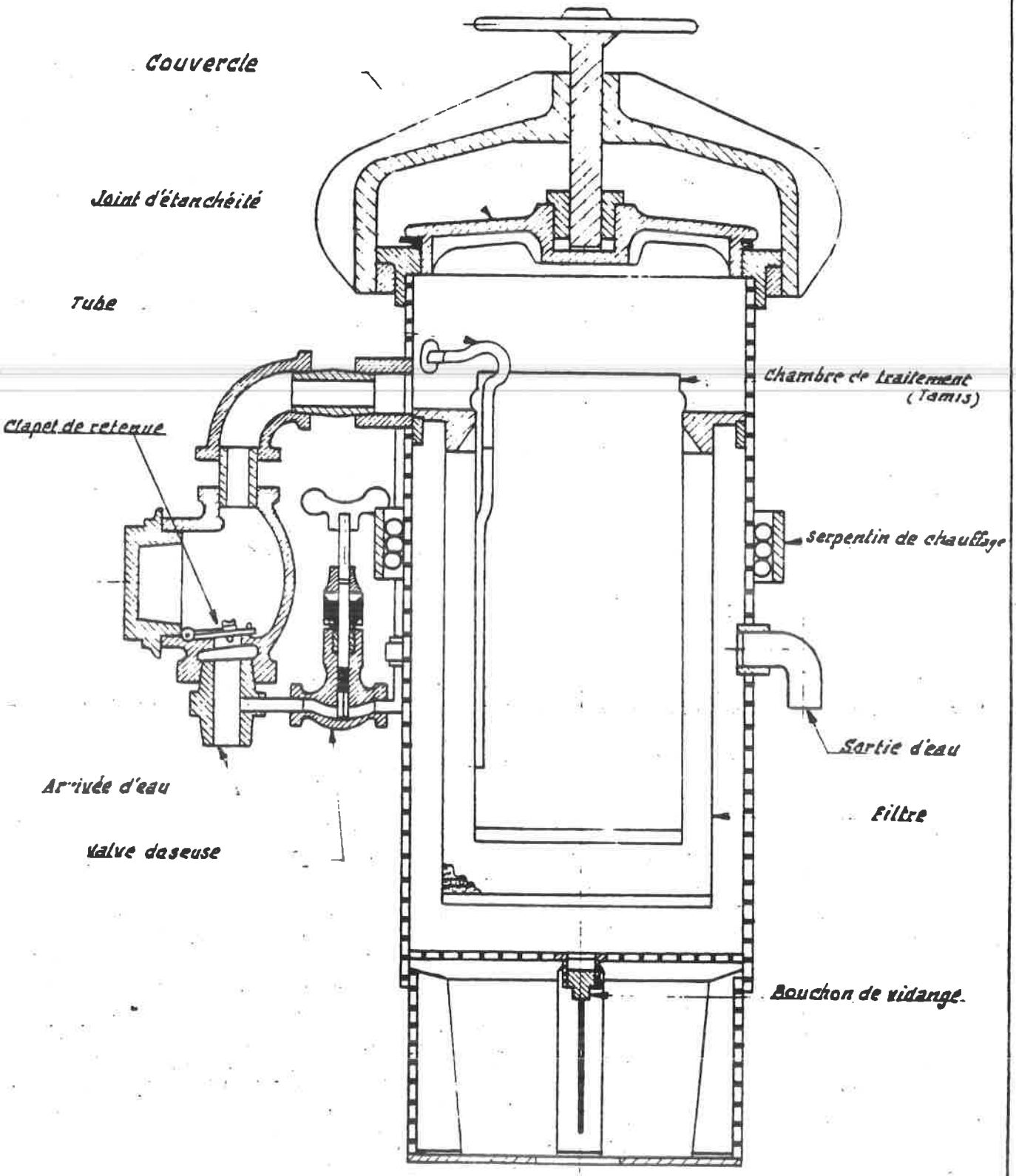


Fig 671

C. 1260
46 : L

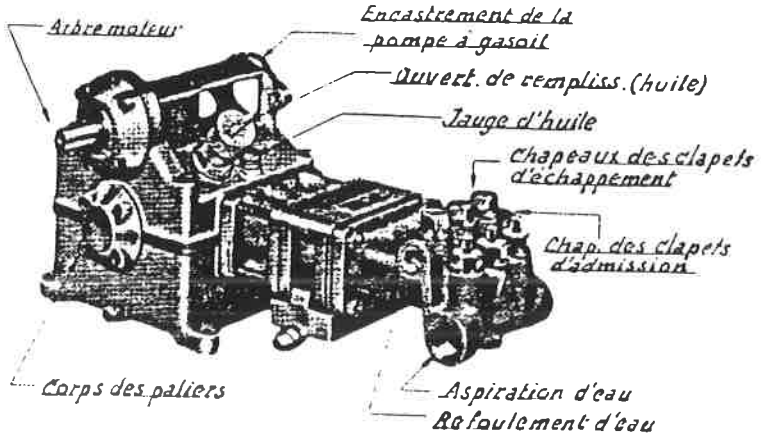


Fig. 572 pompe à eau.

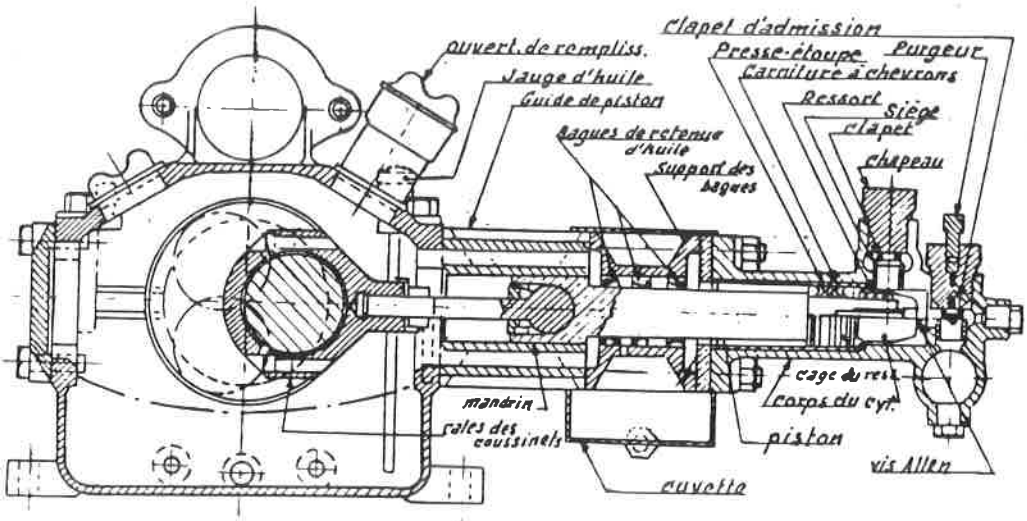


Fig. 573

Soupape de sûreté (circuit d'eau)

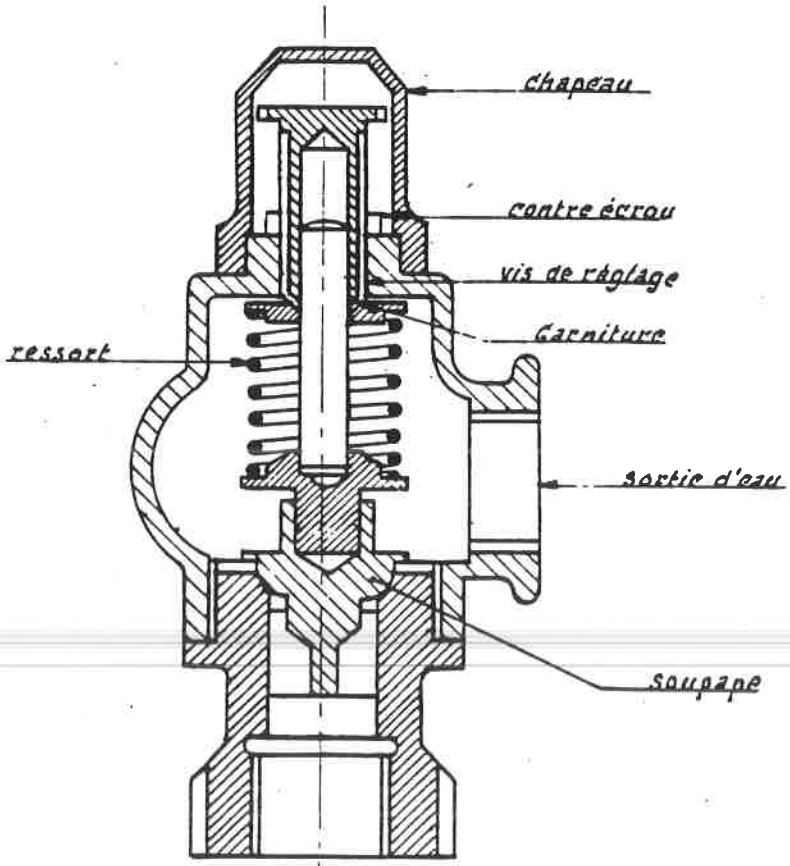
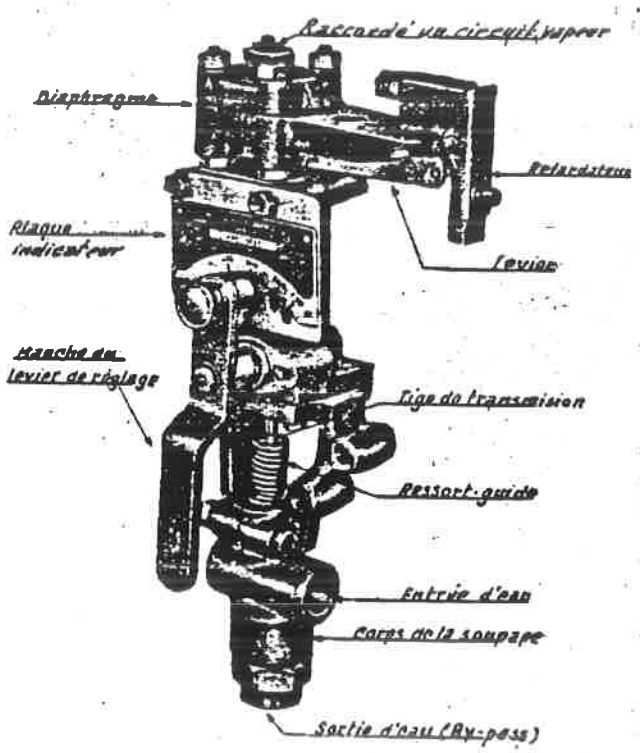
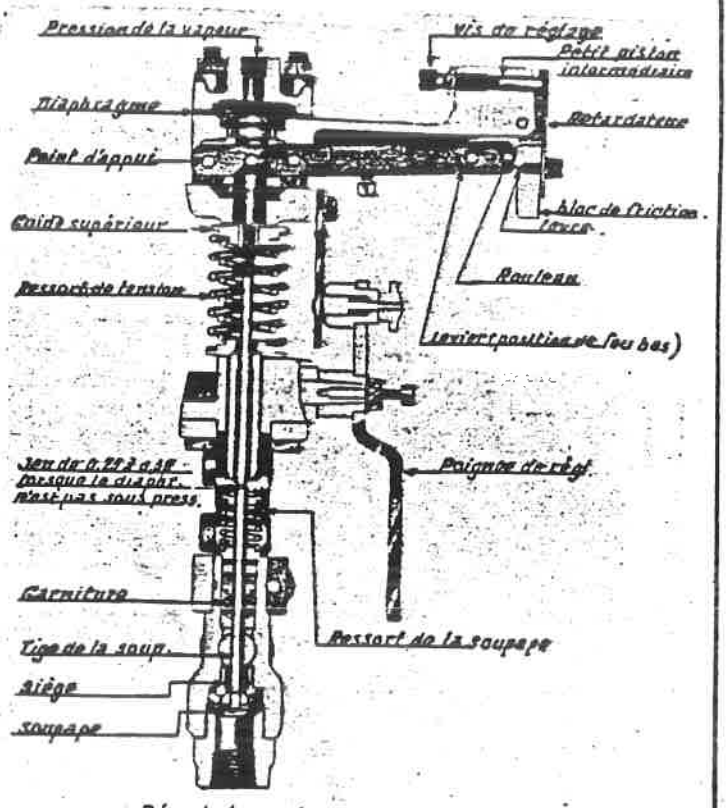


Fig. 374

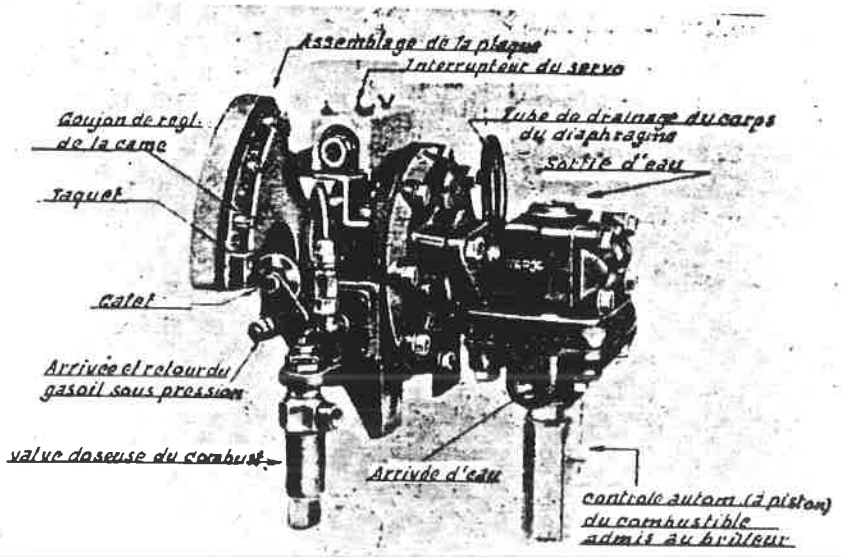


Régulateur de by-pass



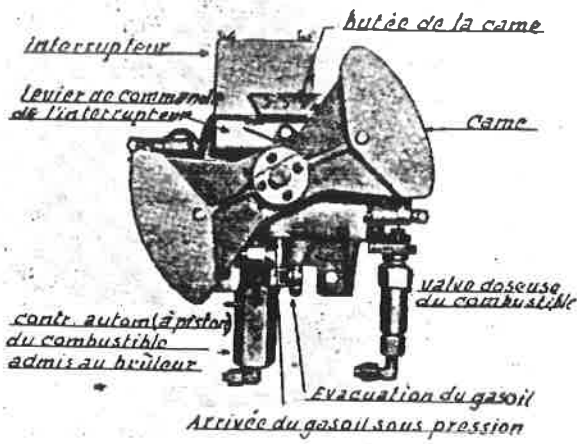
Régulateur du by-pass

Fig. 375



Servo-contrôle du combustible

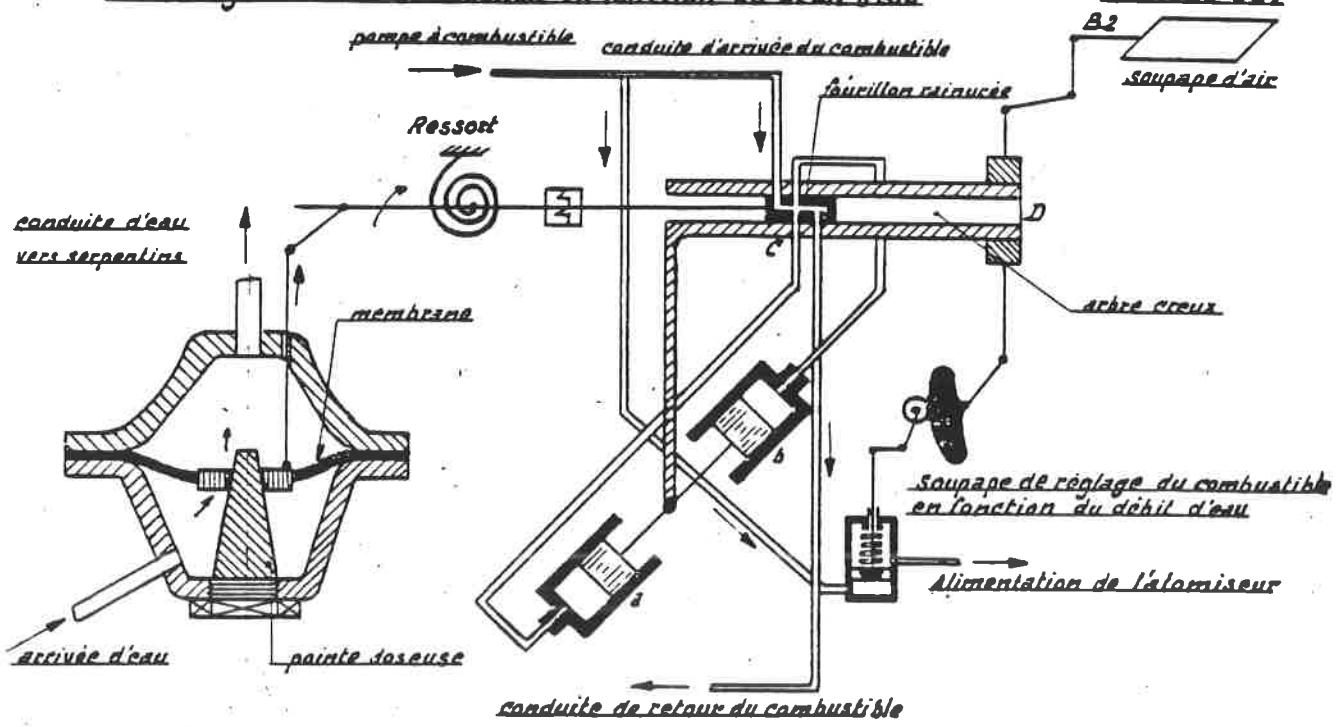
Fig 576



Servo-contrôle. Vue de face

Servo régulateur de combustible en fonction du débit d'eau

Annexe 387



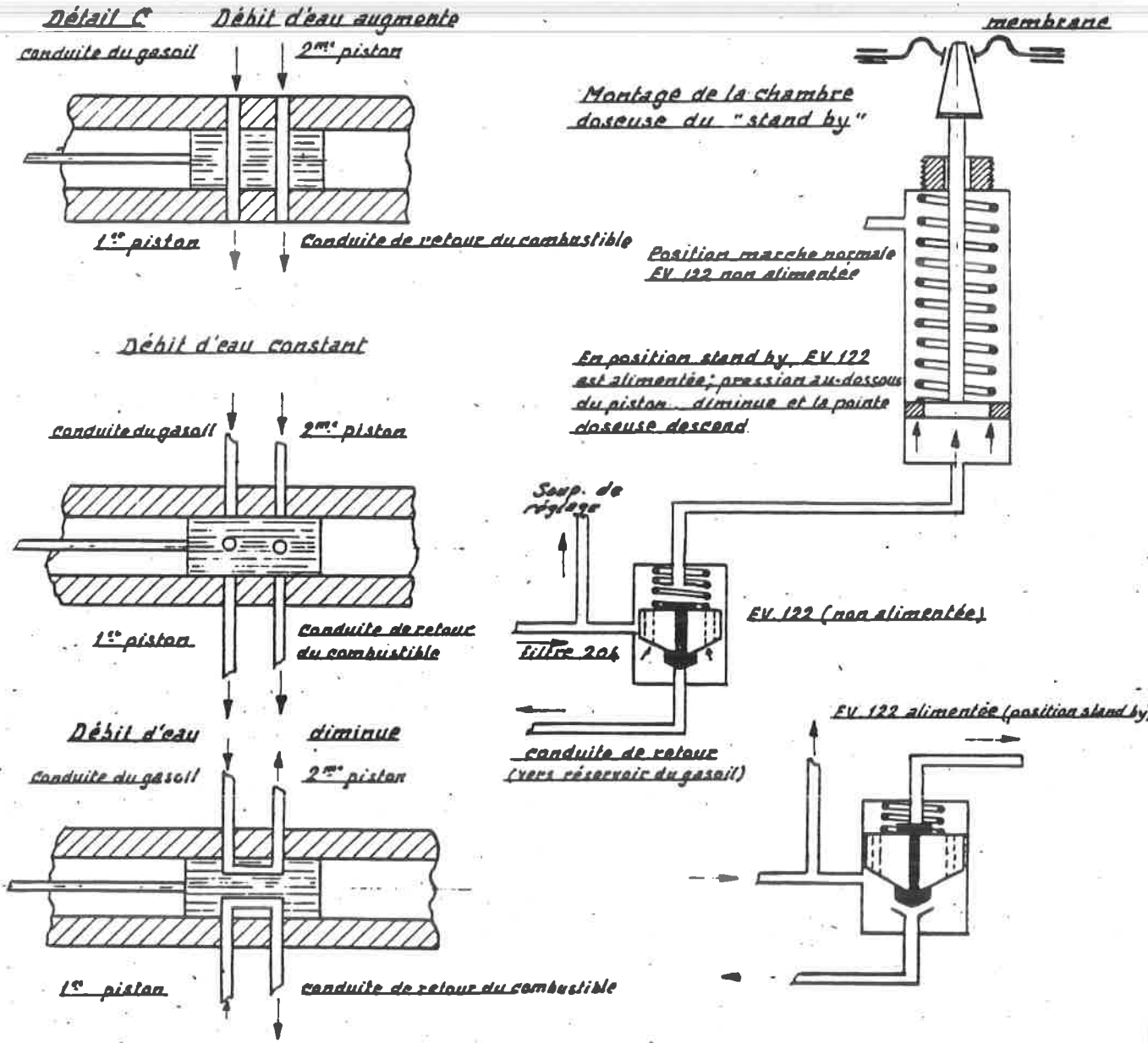


Fig. 577

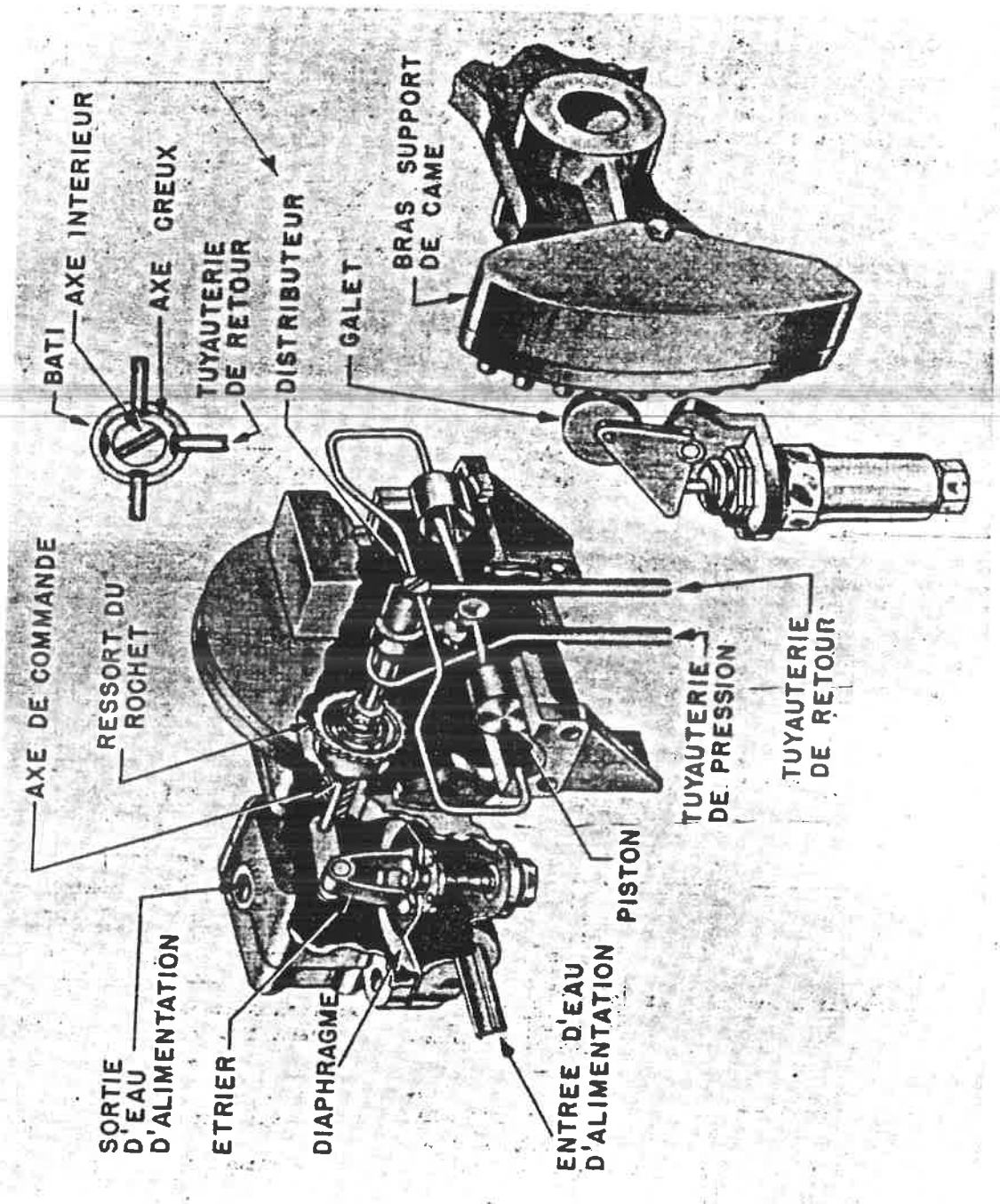
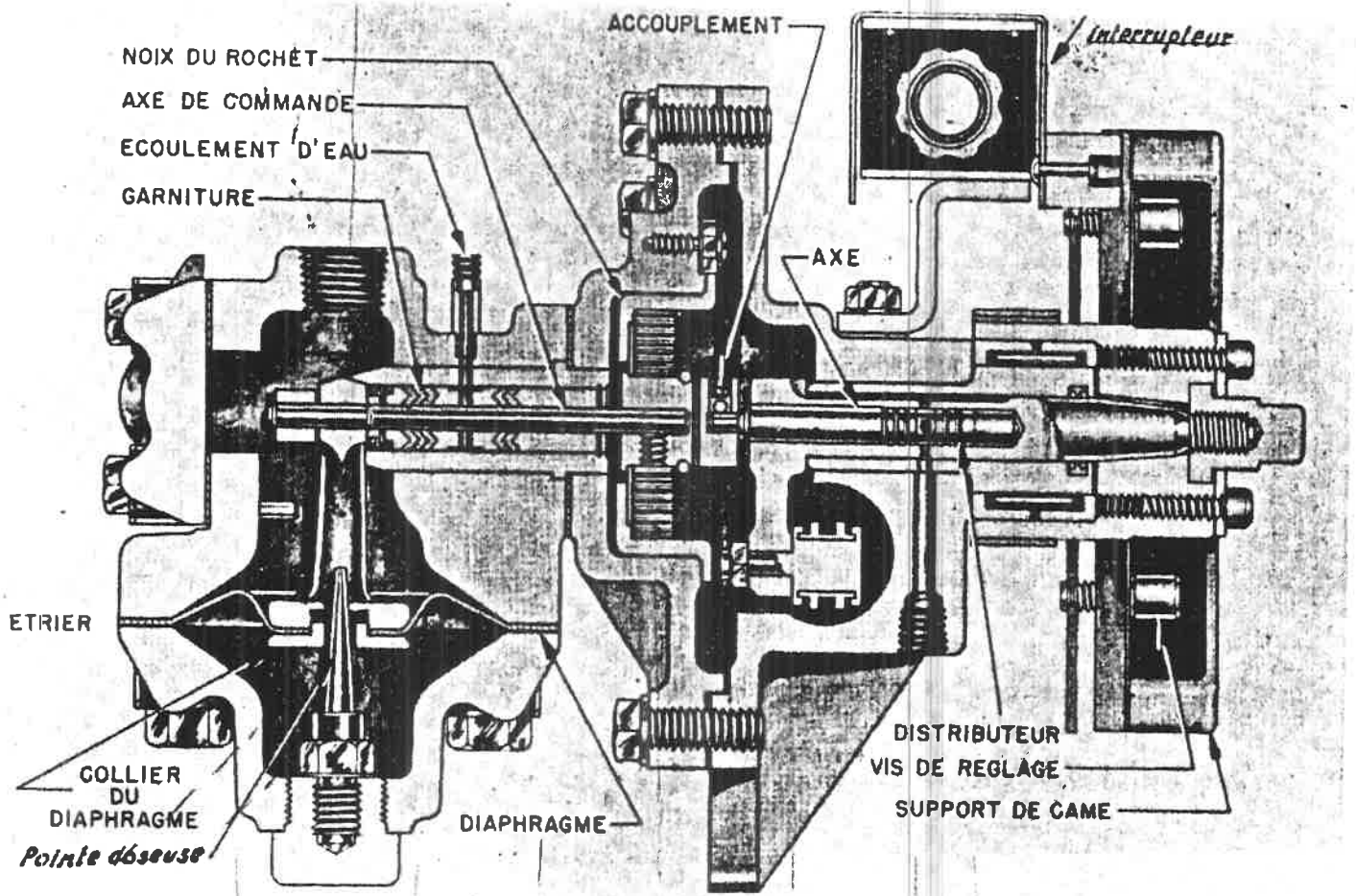

BATI
AXE INTERIEUR
AXE CREUX
TUYAUTERIE DE RETOUR
DISTRIBUTEUR
GALET
BRAS SUPPORT DE CAME
AXE DE COMMANDE
RESSORT DU ROCHET
SORTIE D'EAU D'ALIMENTATION
ETRIER
DIAPHRAGME
ENTREE D'EAU D'ALIMENTATION
PISTON
TUYAUTERIE DE PRESSION
TUYAUTERIE DE RETOUR

Fig. 577 bis

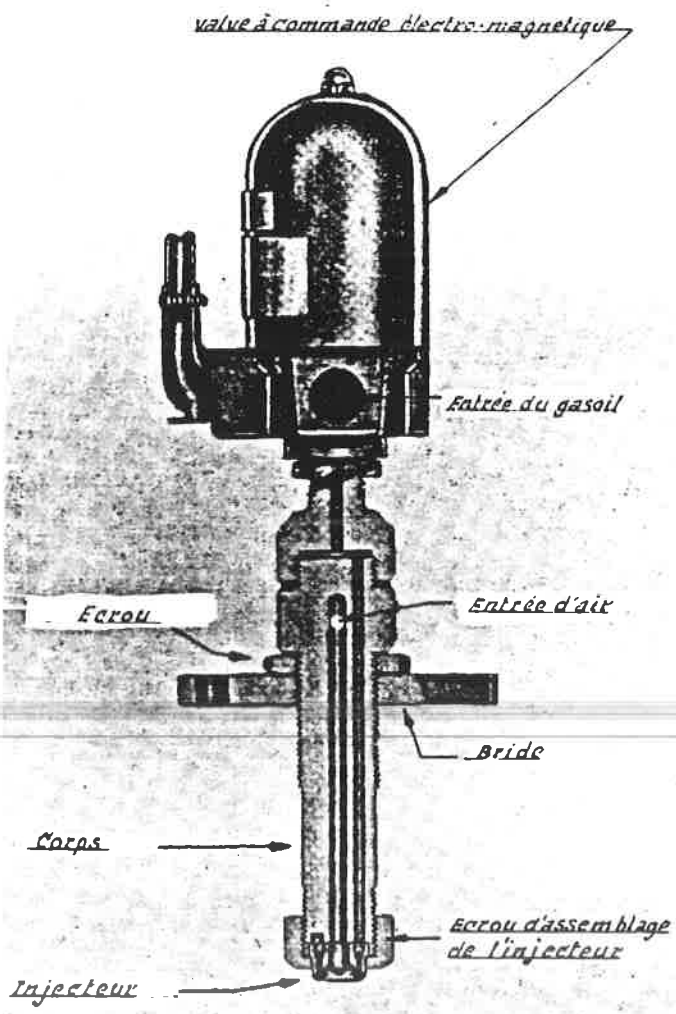


Coupe Du Servo-Moteur

Fig 178

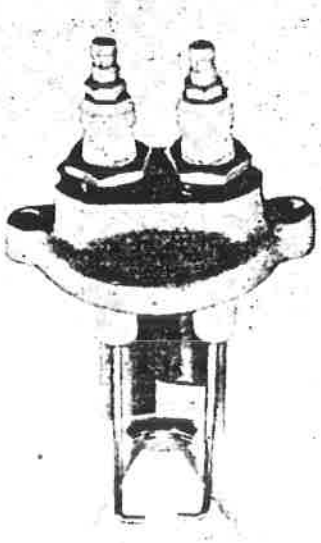
C. 1260
46 : 7

Annexe 189

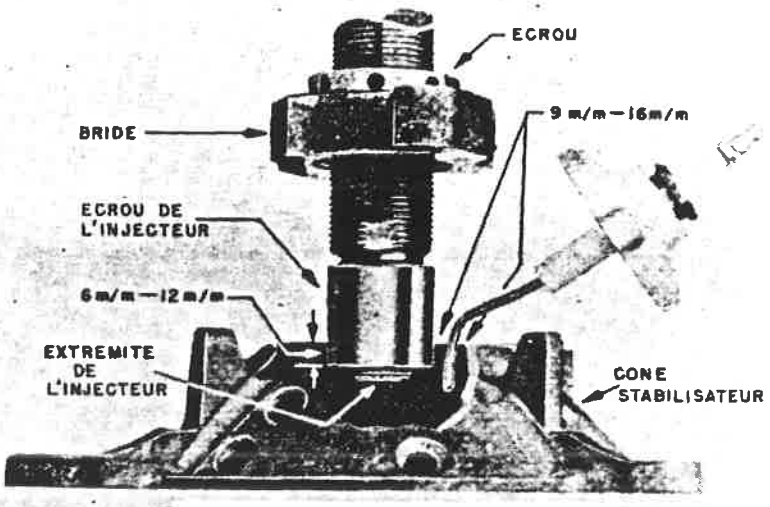


Atomiseur

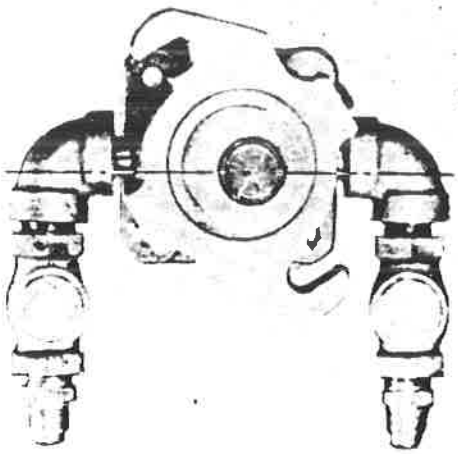
Fig. 579



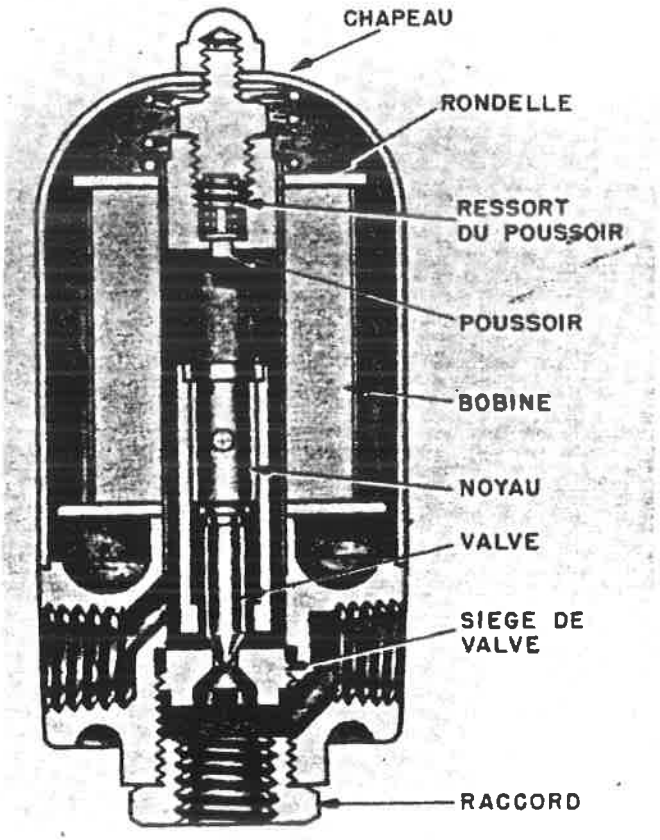
Atomiseur du combustible et bougie d'allumage.



Position de l'injecteur

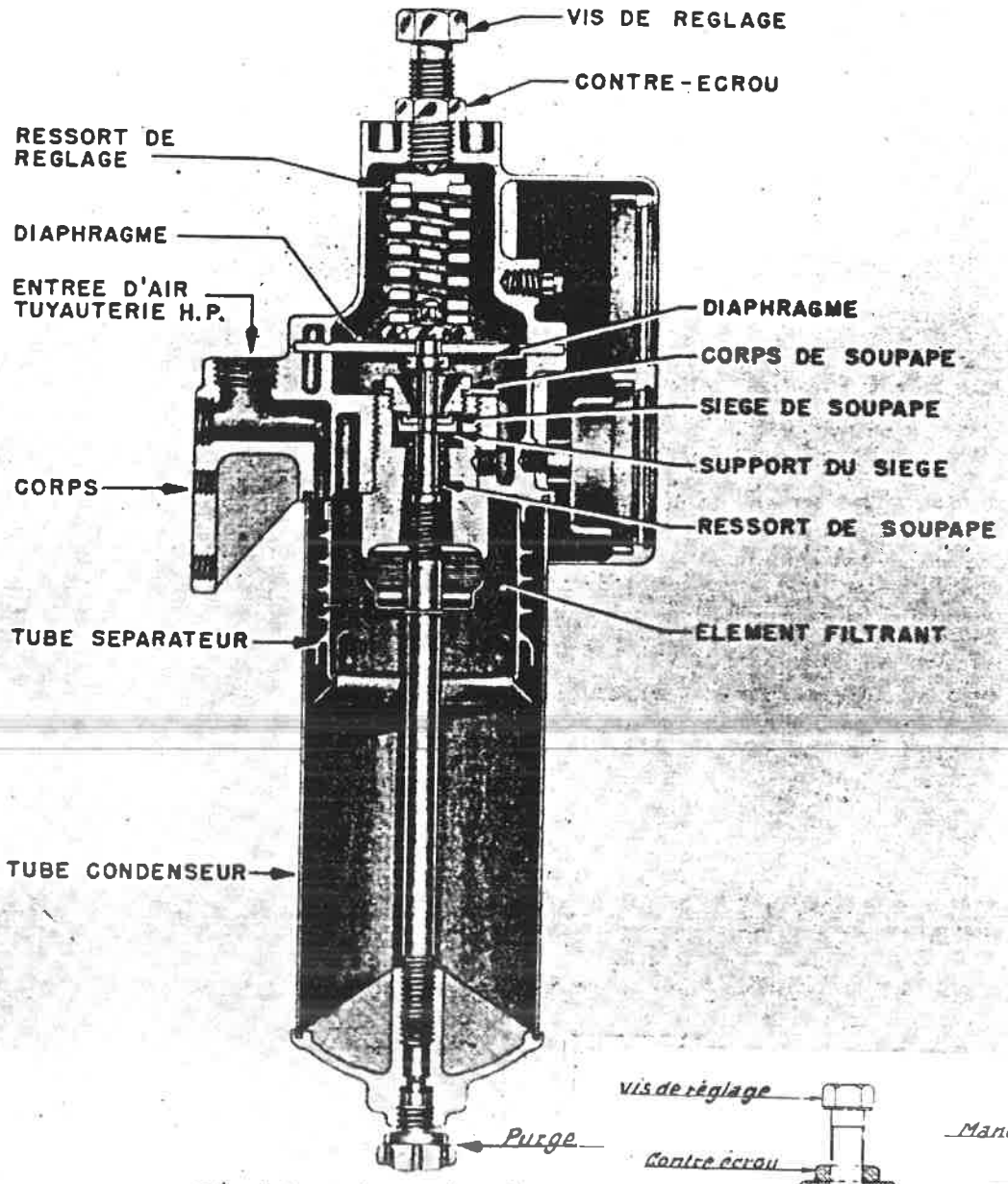


- Position De L'Injecteur

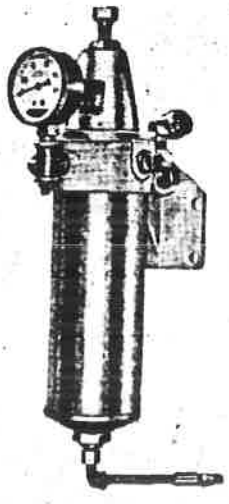


Valve à gasoil à commande électro-magnétique

Fig. 579 (suite)



Régulateur de pression d'air



Régulateur de pression d'air

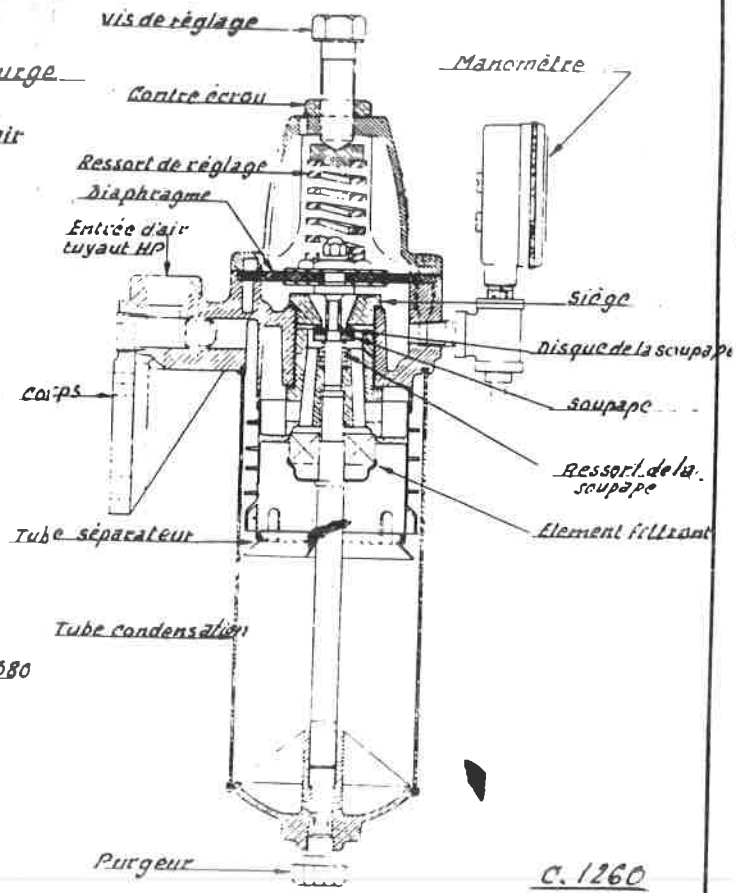
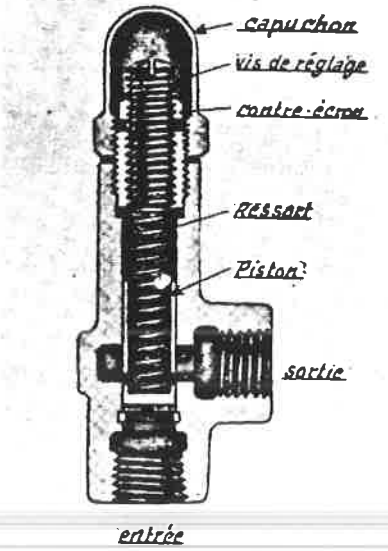
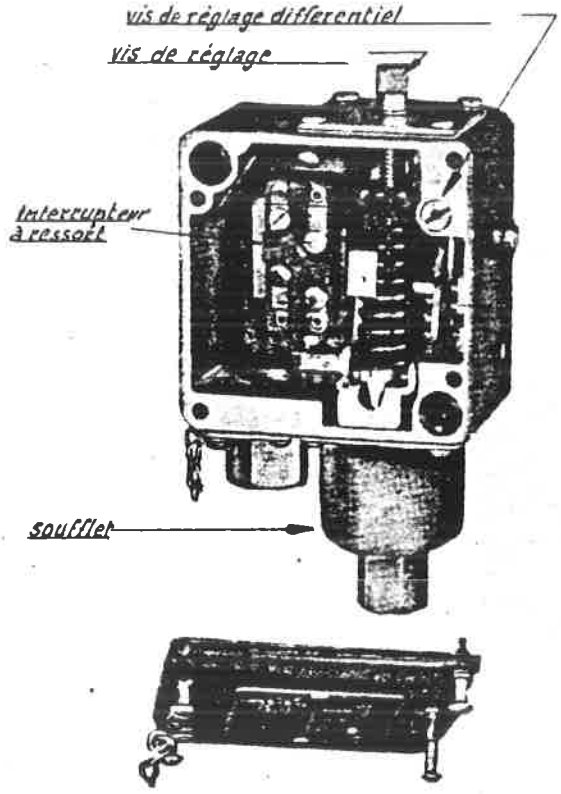


Fig. 380



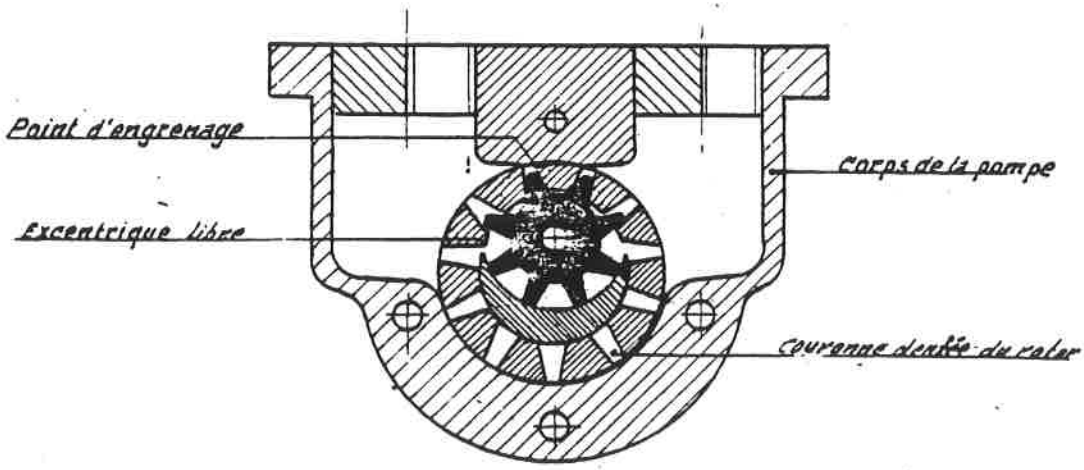
Régulat. de pression de gasoil

Fig. 581



Interrupteur de la cond. d'air de l'atomiseur

Fig. 582



Coupe de la pompe à gasoil

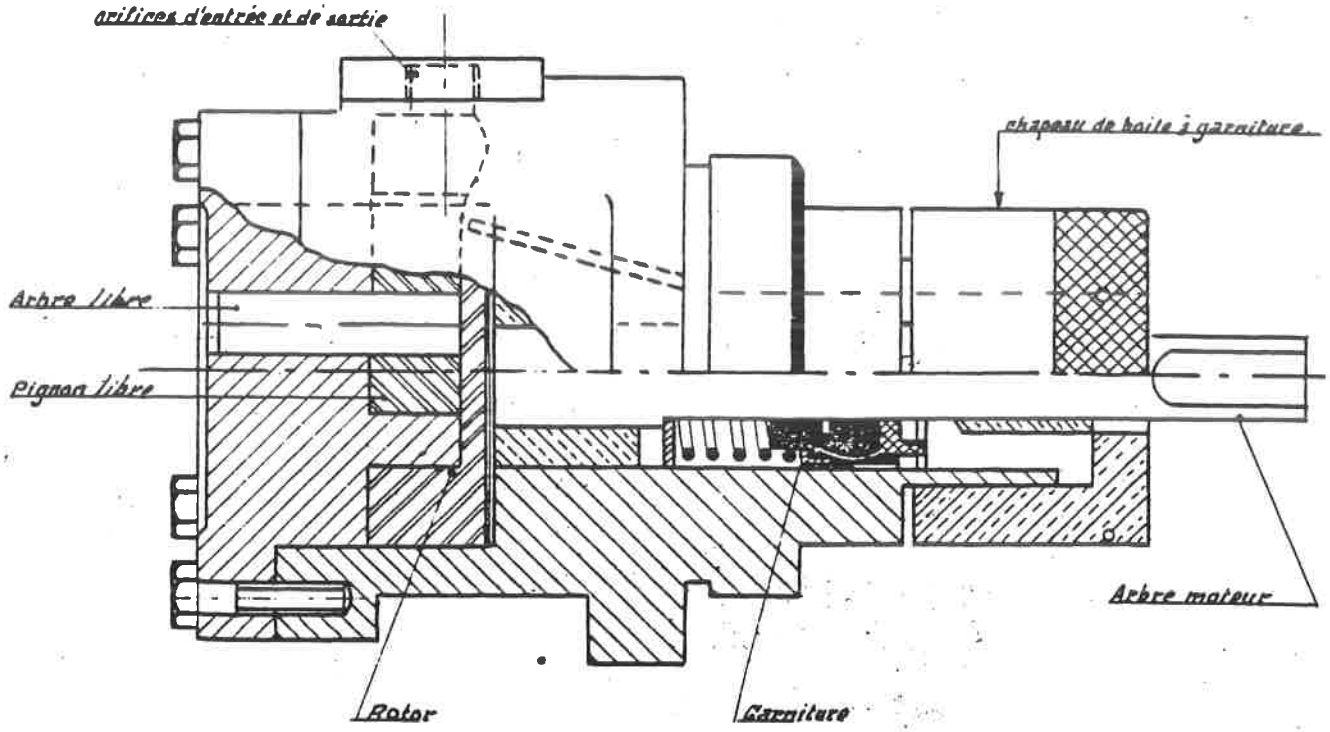
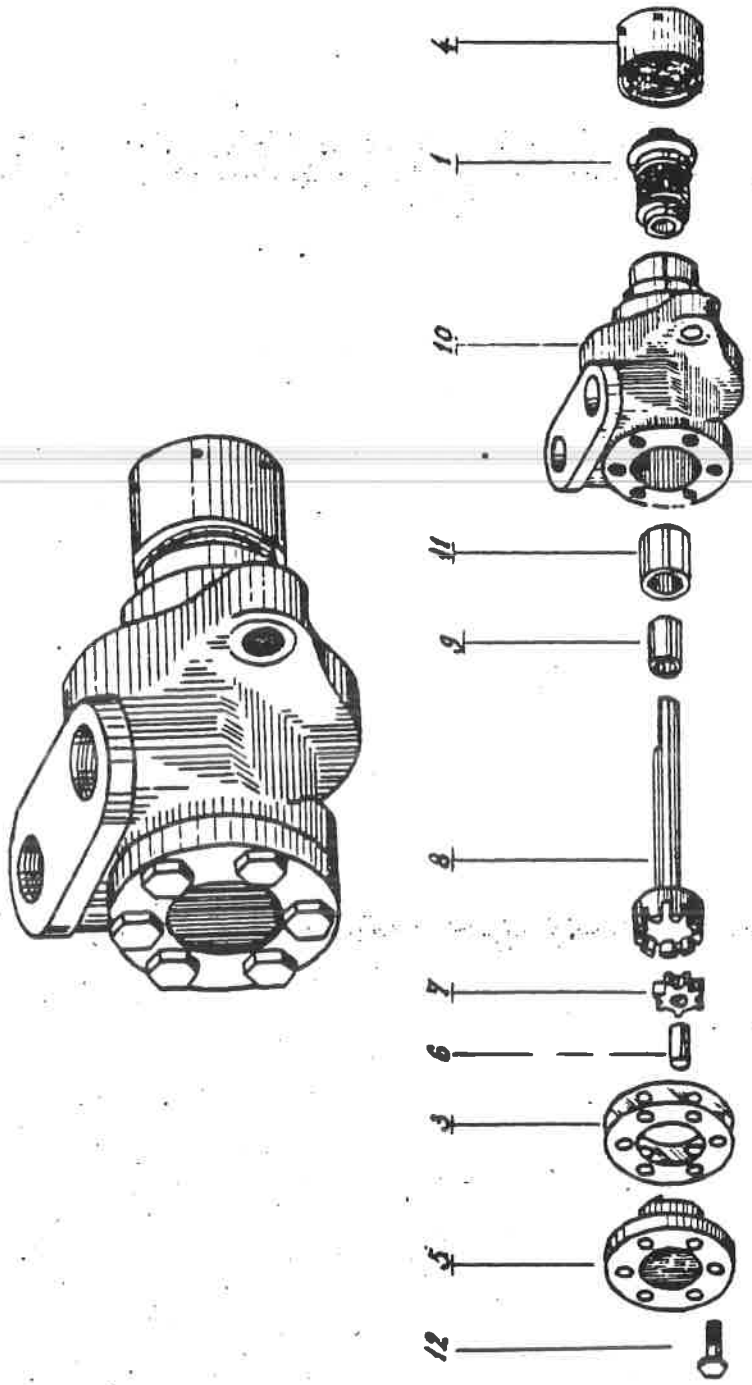
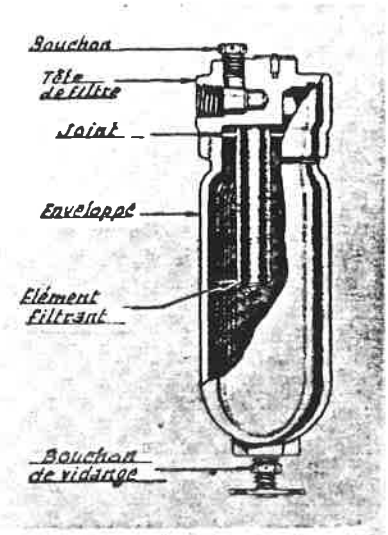


Fig. 388



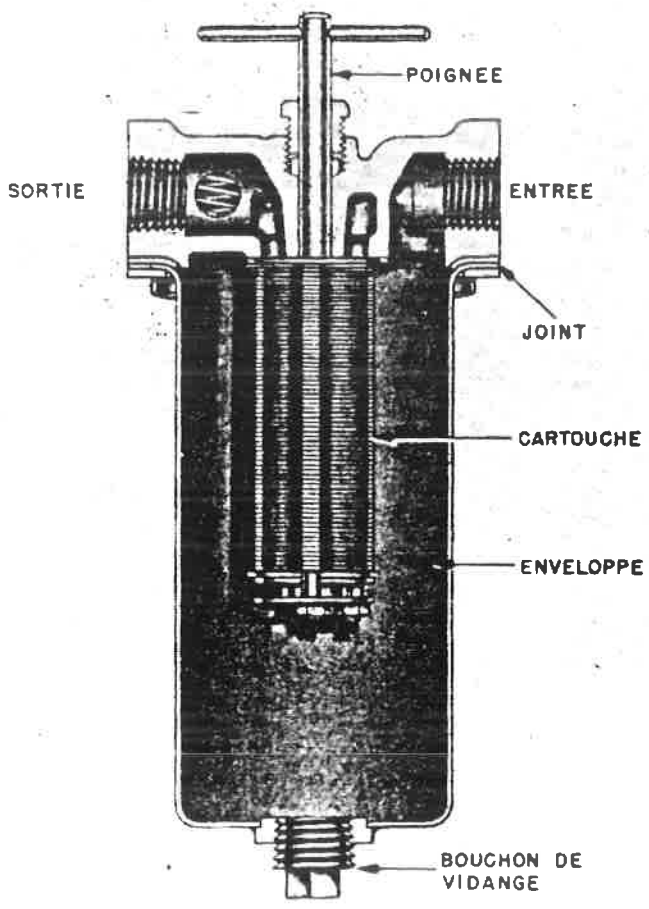
Pompe à combustible

Fig. 583 bis



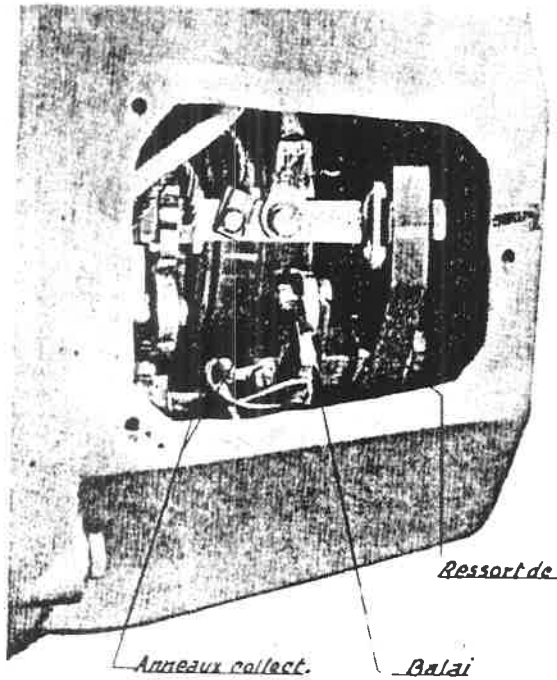
Filtre à gasoil, côté refoulement

Fig. 584



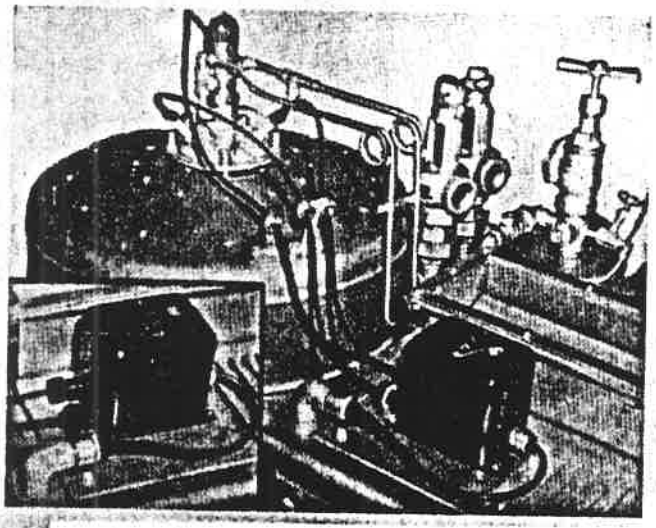
Filtre à gasoil, côté aspiration

Fig. 585



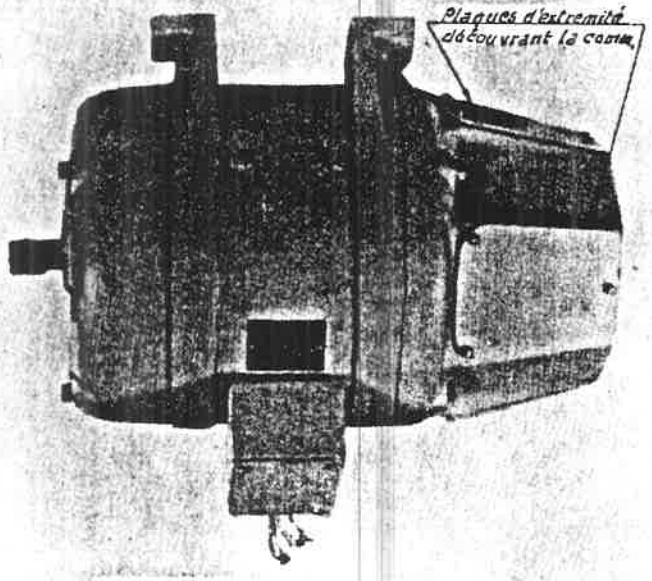
Commutatrice

Fig. 586



Transformat. d'allumage et câblage

Fig. 587



Moteur convertisseur

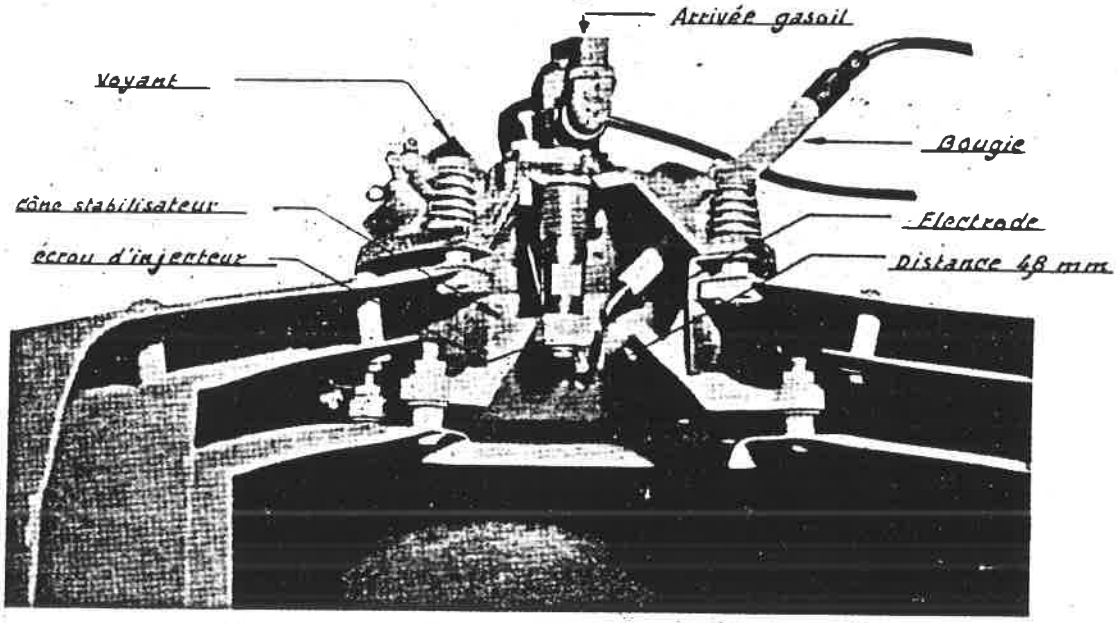
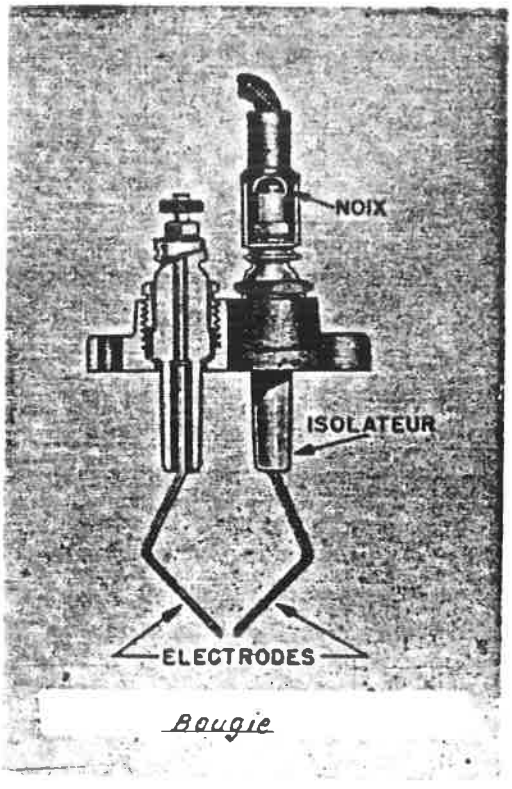
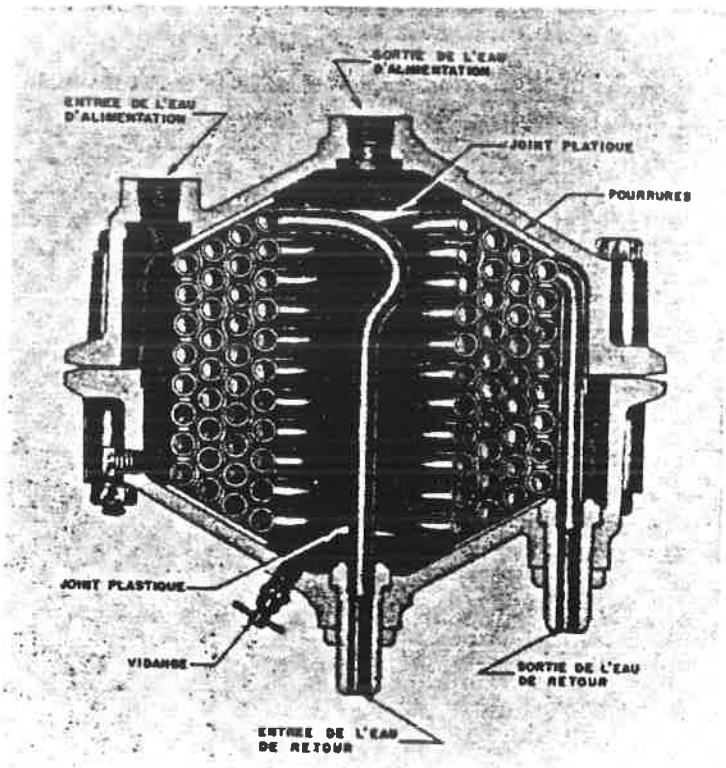


Fig. 588

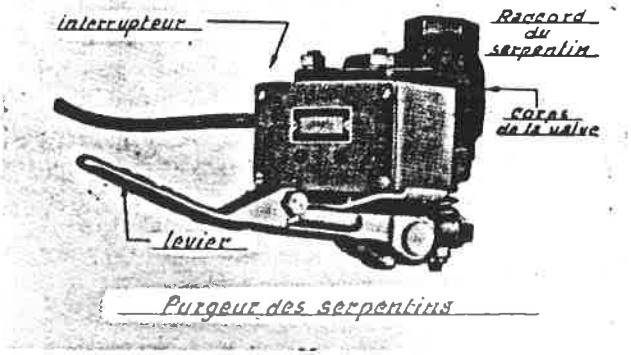


Bougie



Echangeur de chaleur

Fig. 589



Purgeur des serpentins

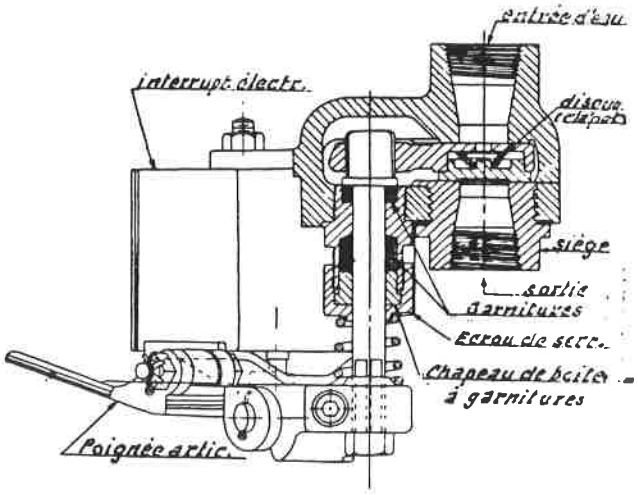
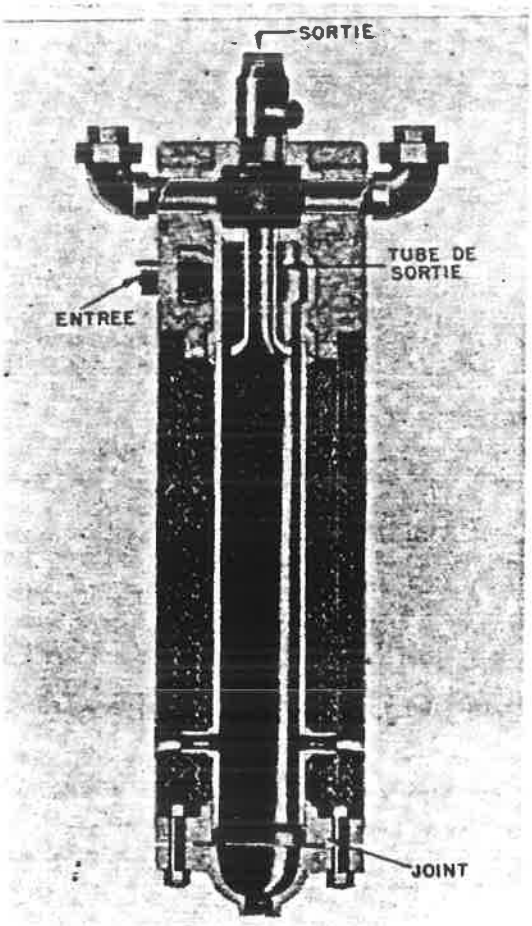
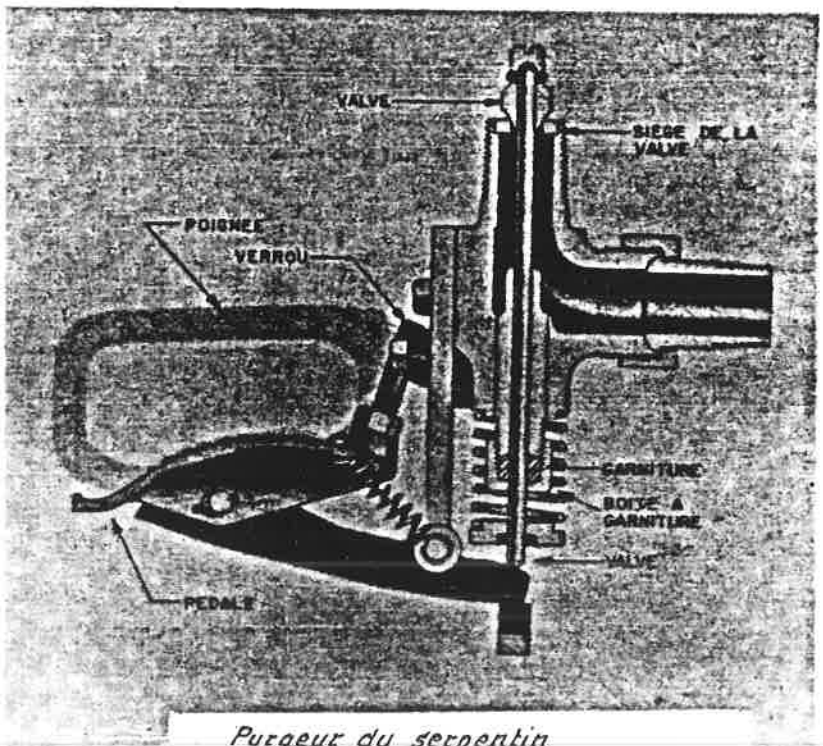


Fig. 590

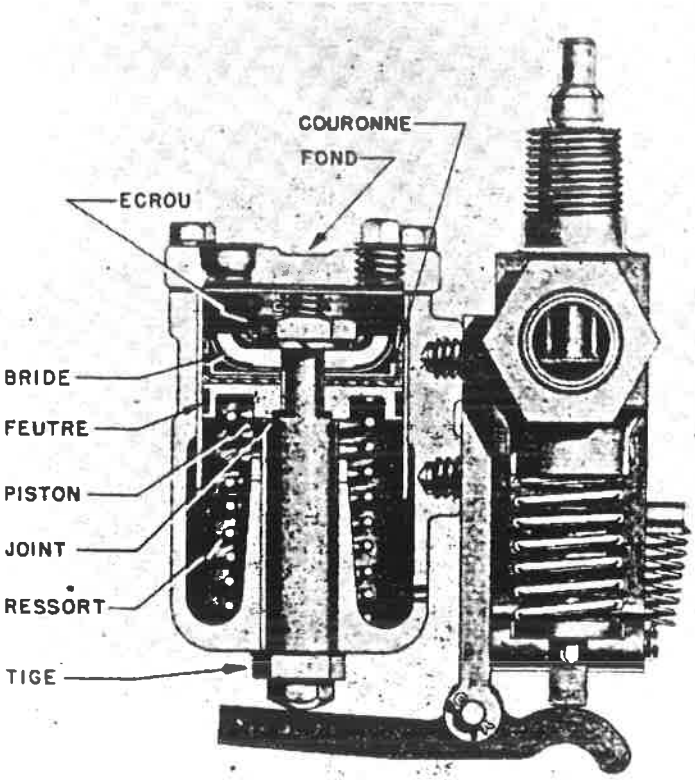


Séparateur de vapeur

Fig. 591

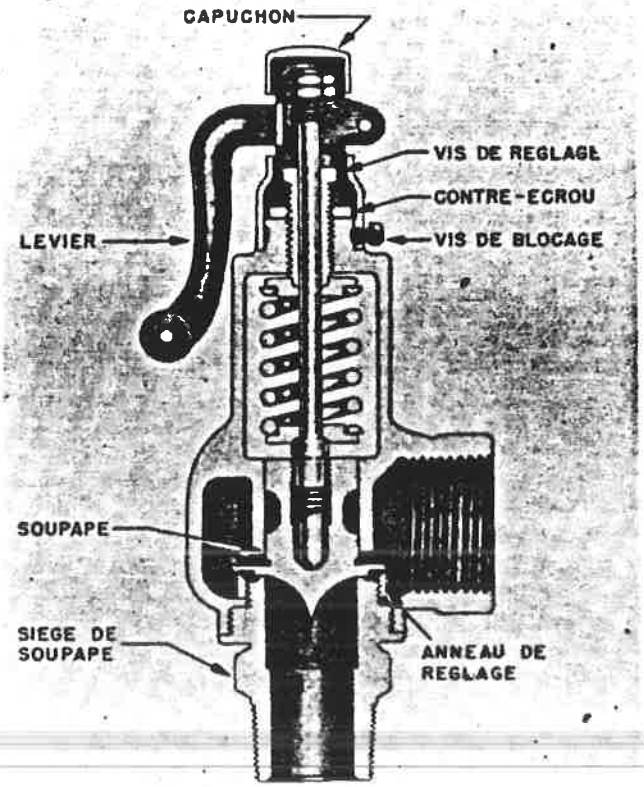


Purgeur du serpentin



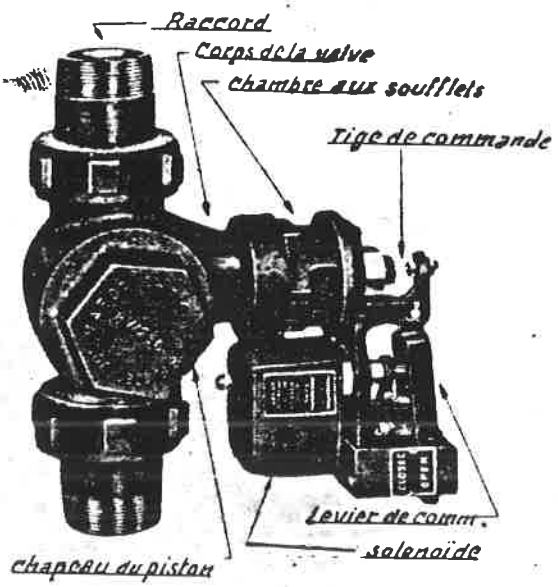
Cylindre à air

Fig. 592



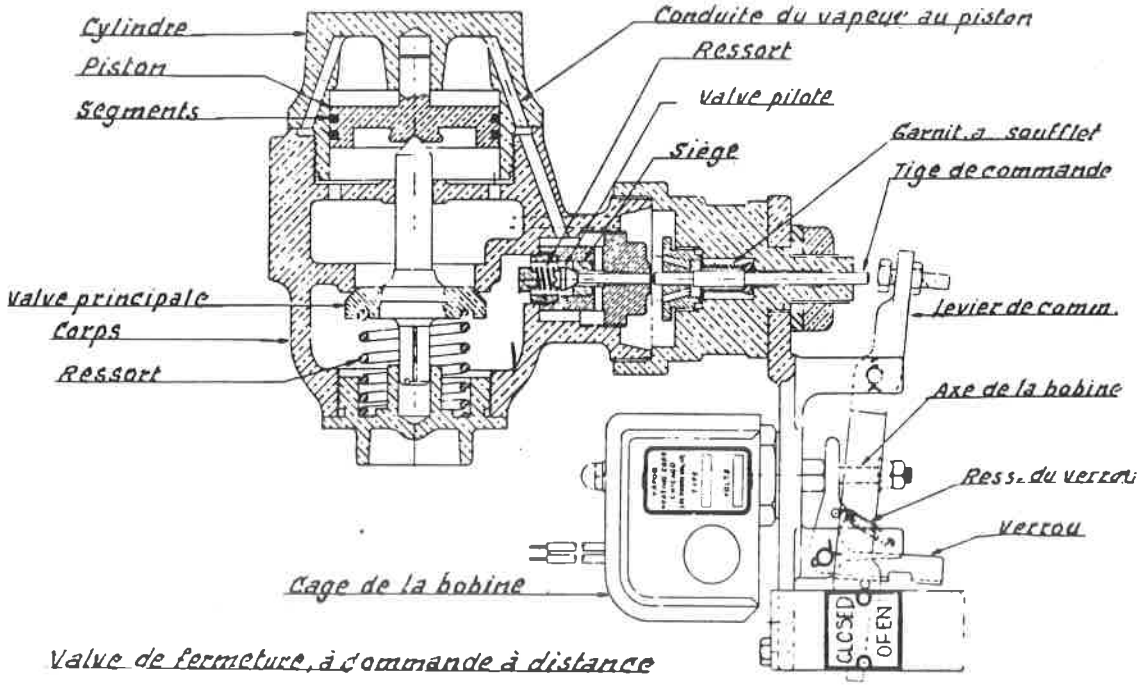
Soupape de sûreté

Fig. 593



Valve de fermet., à commande à distance

Fig. 594



Valve de fermeture, à commande à distance

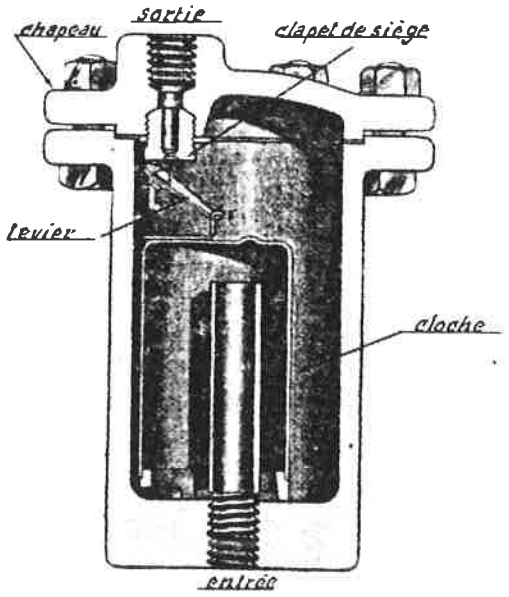


Fig 595

Condenseur à clapet

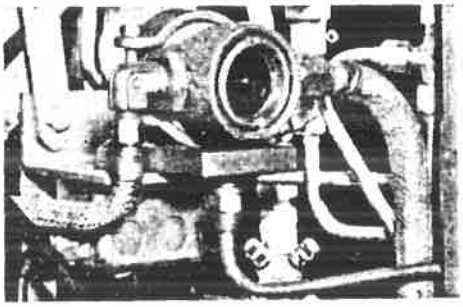


Fig. 596

Voyant

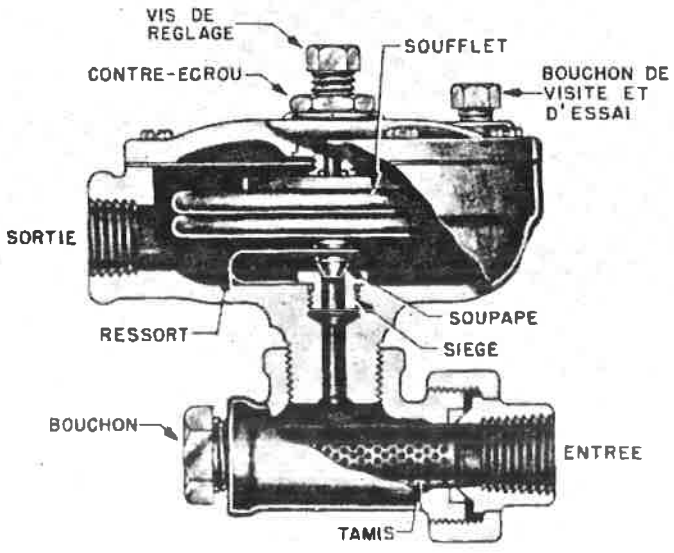
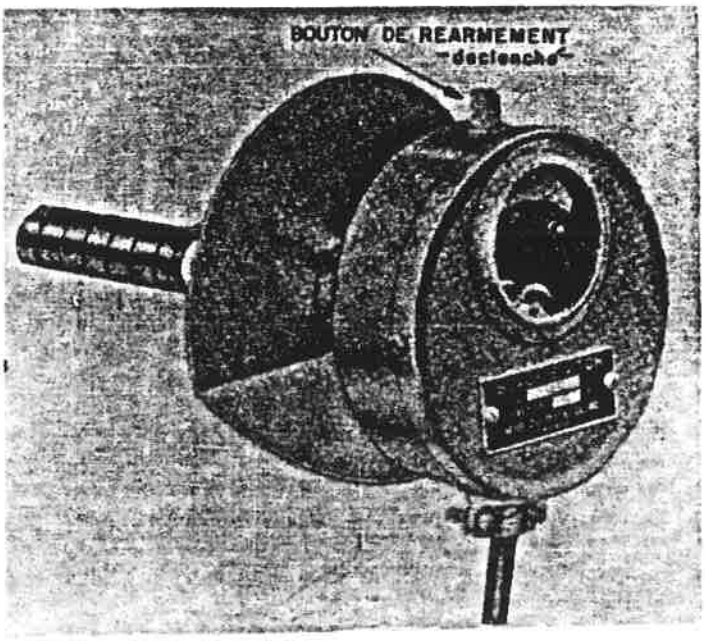


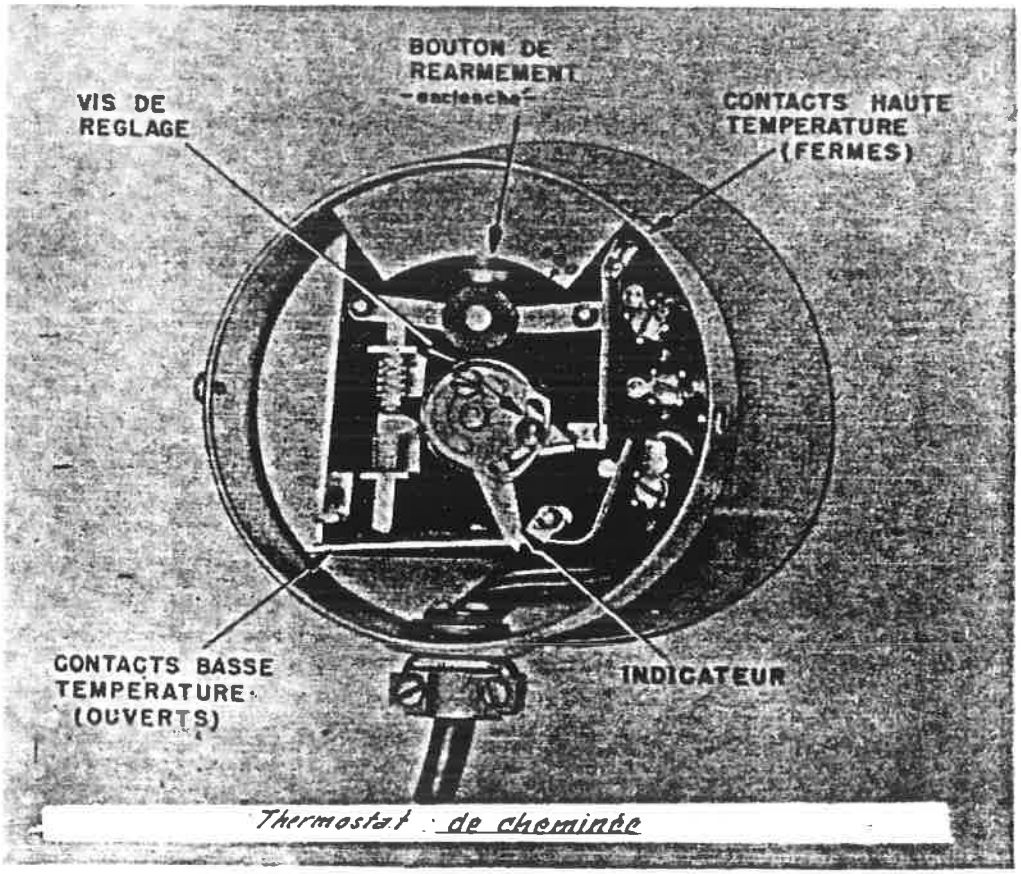
Fig. 597

Condenseur à soupape



Thermostat de cheminée

Fig. 538



Thermostat de cheminée

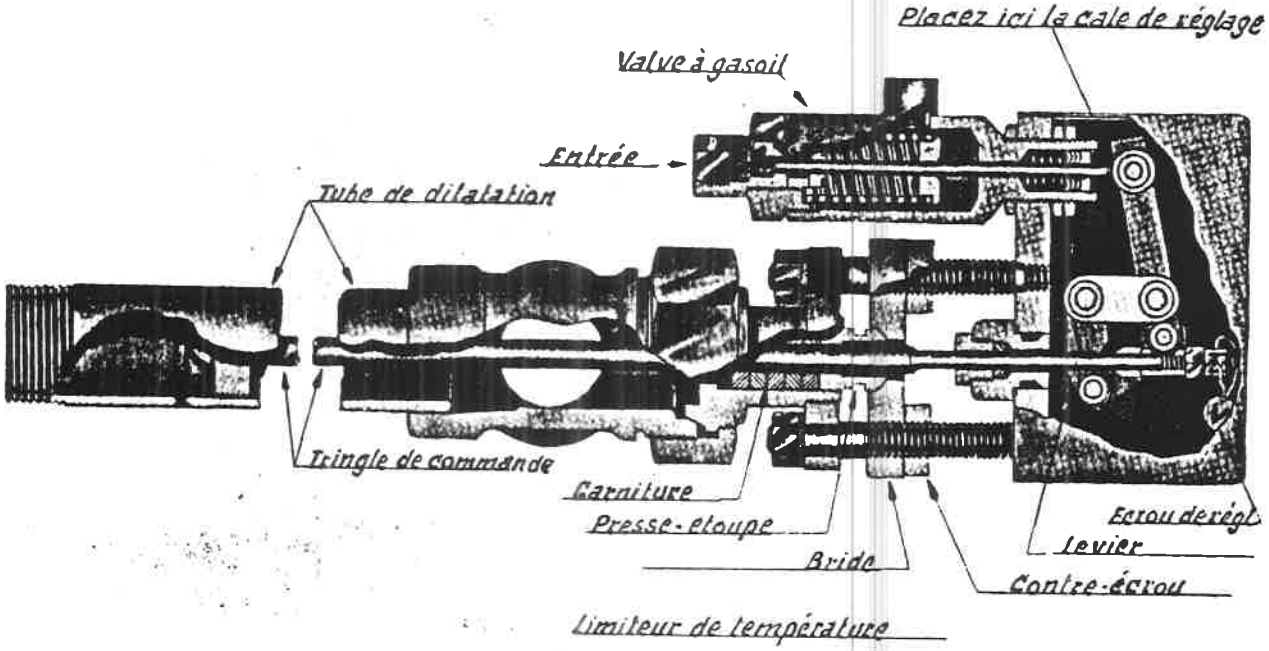
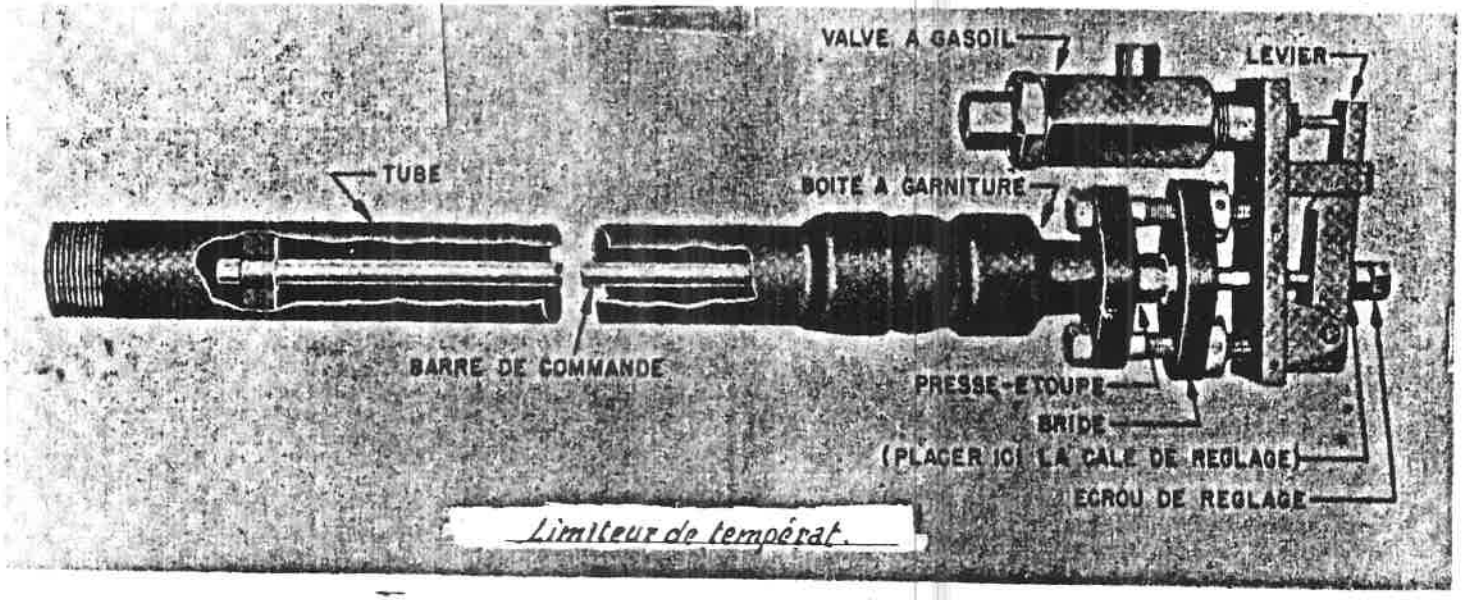
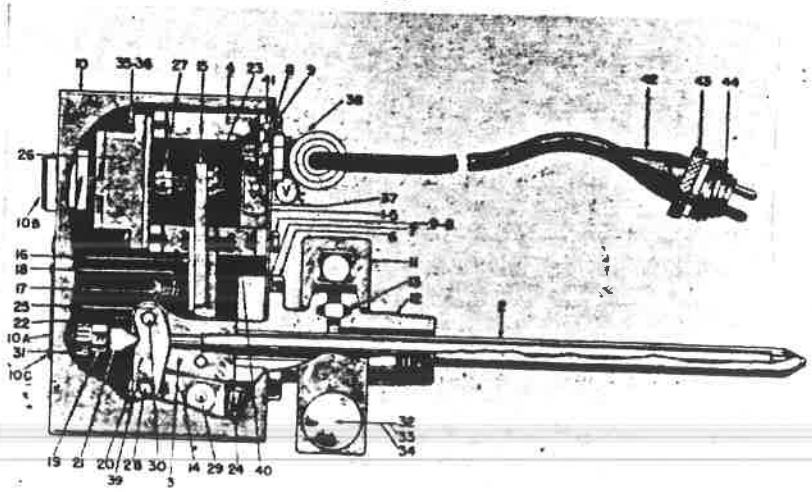
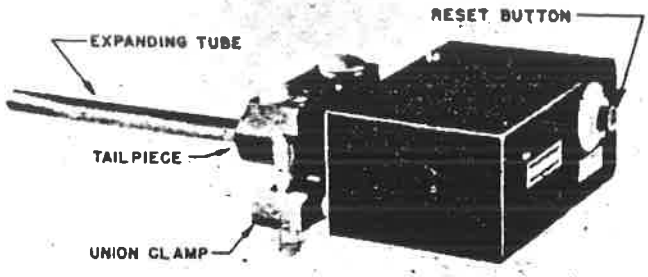

Placez ici la cale de réglage
Valve à gasoil
Entrée
Tube de dilatation
Tringle de commande
Garniture
Presse-étoupe
Bride
Limiteur de température
Ecrou de régl.
Levier
Contre-écrou

Fig. 599


VALVE A GASOIL
LEVIER
TUBE
BOITE A GARNITURE
BARRE DE COMMANDE
PRESSE-ETOUPE
BRIDE
(PLACER ICI LA CALE DE REGLAGE)
ECROU DE REGLAGE
Limiteur de température





Limiteur de température

Fig. 600

SNCB
Enseignement Professionnel

ENGINES DE TRACTION DIESEL

Cours 1260

VI/VI

Leçons 47 à 50

F. Générateur de vapeur "Vapor Clarkson".

XI. Mesures à prendre en période de gel.

155. En période de gel, les mesures particulières suivantes doivent être prises pour éviter des avaries graves à l'installation de chauffage.

156. Si l'installation est équipée pour le régime "Standby", faire fonctionner le générateur sur ce régime.

157. Lorsque la température extérieure descend au-dessous de -5° C et que le générateur ne peut fonctionner en "standby", ou n'est pas en état de fonctionner par suite d'avarie, il y a lieu de prendre d'urgence les mesures suivantes (fig. 601):

1. Vidanger le réservoir d'eau "232";
2. Vidanger le vase de traitement "234".

   - Ouvrir sa vanne de purge "22";
   - démonter le couvercle -
   - Enlever le tamis.

3. Ouvrir: - la vanne de vidange "20" (conduite d'aspiration)
   - le robinet d'essai "18" (pompe à eau)
4. Pompe à eau: - démonter les bouchons et ouvrir les robinets de vidange placés sur l'aspiration et le refoulement
   - faire tourner la pompe, à la main, une dizaine de tours pour assurer la vidange complète;
5. Servo-moteur à gasoil "108" (enlever les bouchons de
   - voyant "218" (purge et ouvrir les vannes
   - échangeur de chaleur "213" (de vidange
   - condenseur "223" (
6. Conduites de vapeur:

   - ouvrir vanne "15" et vanne jauge "4"
   - désassembler les tuyauteries allant aux manomètres "212" et "22'";
   - Idem pour la tuyauterie du régulateur by-pass "111".

7. Echangeur de chaleur: ouvrir le purgeur "12";
8. Serpentins: - ouvrir le purgeur "2"
   - désassembler la tuyauterie d'eau de retour à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur de façon à assurer la vidange complète des serpentins;
   - lâcher les tuyauteries vers manomètres "212" et "224".

9. Régulateur d'air "100":- ouvrir le purgeur.

XII. Tableaux récapitulatif des principaux dérangements pouvant survenir au générateur de vapeur et les mesures à prendre pour y remédier.

158.

Position de l'interrupteur de contrôle	Dérangements	Causes possibles	Vérifications ou essais à effectuer
1. Remplissage	1. Le moteur ne démarre pas et la lampe rouge ne s'allume pas.	1. interrupteur général;	contrôler sa fermeture et ses contacts
		2. fusible	contrôler
		3. interrupteur de contrôle "102"	contrôler ses contacts
		4. relais de ligne "LR"	vérifier la bobine, le circuit et les contacts
	2. Le moteur ne démarre pas et la lampe rouge s'allume	1. relais de surcharge "O.E."	enclencher; éventuellement, vérifier la bobine et les contacts;
		2. interrupteur de cheminée "BT" ou "HT"	réarmer à la main; éventuellement, vérifier;
		3. interrupteur "2" de purge des serpentins	vérifier bobine, circuit électrique vérifier la fermeture; vérifier les contacts
		4. relais de sécurité "L.R."	vérifier bobine, circuit électrique et contacts
	3. Le moteur démarre mais le servomoteur à gasoil "108" ne se déplace pas (disque de réglage ne tourne pas).	1. débit d'eau insuffisant	
		a) A la vanne d'essai "18" le débit d'eau est fort et constant	1. S'assurer que le by-pass d'eau "8" est complètement fermé; 2. Vérifier la pression d'eau. Si cette pression est supérieure à 39 kg/cm2, la cause peut être imputable à: - ouverture insuffisante de la soupape de pression "112" - serpentins entartrés ou obstrués - tuyauteries ou appareils obstrués 3. Vérification du régulateur de débit d'eau "111": - fermer le robinet "19" si le servomoteur à gasoil s'ouvre, il y a lieu de conclure que le régulateur de by-pass fuit. Manoeuvrer ce dernier plusieurs fois à la main

		après ouverture du robinet "19", afin de faire porter la soupape du régulateur. Si on n'y parvient pas, laisser le robinet "19" fermé et régler la marche du générateur au moyen du by-pass manuel "8" (à éviter). 4. vérifier le diaphragme du servomoteur à gasoil, si nécessaire, le remplacer
	b) le débit d'eau de la vanne d'essai "18" est nul ou insuffisant	1. vérifier le niveau du réservoir à eau; 2. vérifier la position de la vanne "21" (sortie du réservoir); doit être ouverte; 3. vérifier la position des vannes de vidange "2o" et "22"; doivent être fermées; 4. si le générateur fonctionne en "stand-by", vérifier la température de l'eau d'alimentation (max. 80°) - vérifier la position de la vanne "10"; doit être fermée; - ajouter de l'eau dans le réservoir pour diminuer sa température. 5. rentrées d'air dans le circuit; - couvercle du réservoir de traitement - bourrages de la pompe à eau - conduite d'alimentation 6. vérifier l'entraînement de la pompe à eau (courroies); 7. vérifier les soupapes de la pompe à eau.
	2. Pression de gasoil insuffisante ou nulle	1. Pression de gasoil au refoulement de la pompe est inférieure à 10,5 kg/cm2. - nettoyer le filtre "206" en tournant la poignée. 2. Pression de refoulement de gasoil trop faible. - mauvais état de la pompe à gasoil - bris du ressort du régulateur de pression de gasoil "103" - fuites importantes aux coupelles des pistons hydrauliques du servo-moteur à gasoil. 3. Pression de refoulement de gasoil nulle. - rentrées d'air dans la conduite d'aspiration de la pompe; - la pompe à gas il n'est pas entraînée (courroies ou accouplement)

2. Marche	1. Le moteur démarre; mais s'arrête après 40 à 60 secondes. La lampe rouge éclaire	L'interrupteur de cheminée "BT" ne s'enclenche pas pas.	1. Vérifier la pulvérisation du combustible a) normale: rechercher les causes dans l'allumage; b) faible cône de pulvérisation. 1. si la pression d'air de pulvérisation est normale (2,1 kg/cm2) vérifier: - pression de gasoil dans la conduite de refoulement: si elle est inférieure à 10,5 kg/cm2, tourner la poignée du filtre; - pression trop faible: - usure pompe à combustible - bris ressort régulateur "103" - fuites coupelles servo-moteur à gasoil - pression nulle: - air dans la conduite d'aspiration - entraînement de la pompe - pression de gasoil à l'atomiseur est égale à la pression de gasoil au refoulement: - valve électromagnétique "104" défectueuse - interrupteur "A" de 108 défectueux - fuites ou obstruction dans la conduite de l'atomiseur - la pression de la pompe étant de 10,5 kg/cm2, la pression à l'atomiseur est nulle. - arrivée gasoil interrompue - intervention du limiteur de température "110" 2. Pression de gasoil, à l'atomiseur, inférieure à 1,5 kg/cm2; vérifier: - position vanne "1"; à ouvrir; - pression d'air, à régler à 2,1 kg/cm2 en agissant sur la vis de réglage du régulateur de pression "100"; - purger le régulateur de pression; - élément filtrant du régulateur; le cas échéant, nettoyer. 3. Vérifier l'allumage: - électrodes de la bougie: - écartement (4,5 mm) - position des 2 électrodes par rapport au jet de gasoil. A régler lors de la mise en place de l'atomiseur - fusible de 15 A placé sur l'alimentation du transformateur - vérifier au moyen du "test-fusibles" - vérifier le câblage "haute tension"

			Remarque importante: cette vérification ne peut être effectuée qu'avec générateur arrêté (interrupteur de contrôle sur "arrêt")
			4. Vérifier le fonctionnement de l'interrupteur de cheminée "BT" en l'enclenchant à la main.
	2. Le générateur s'arrête après avoir fonctionné normalement	1. Contacts de l'interrupteur de cheminée "HT"	- Température des gaz de combustion trop élevée. - dépôts de suie ou entartrement des serpentins - nettoyer extérieurement et intérieurement
		2. Déclenchement du relais de contrôle "CR"	- vérifier les fusibles
		3. Purgeur "2" reste ouvert	- fermer
		4. Intervention du relais de surcharge	- vérifier le relais
	3. Le générateur produit de la vapeur surchauffée	1. Le limiteur de température "110" est défectueux	- vérifier
		2. Le limiteur de température "110" est en bon état	- vérifier s'il n'y a pas de fuites d'eau entre le servo-moteur à gasoil et les serpentins (fuites au purgeur des serpentins "2" ou aux serpentins de l'échangeur - pression de gasoil trop élevée (max. 10,5 kg/cm2) - déréglage du servo-moteur à combustible provoquant un excès de gasoil à l'atomiseur
	4. Le dôme chauffe exagérément	1. Arrivée insuffisante d'air de combustible	- vérifier l'arrivée d'air du ventilateur (volet et son ressort) - obstruction de la conduite d'amenée d'air - tension des courroies du ventilateur (vitesse 2500 t/min)
		2. Dépôts de suie sur les serpentins	- nettoyer la chaudière
	5. Les soupapes de sûreté donnent continuellement	1. Le régulateur de by-pass d'eau "111" n'est plus contrôlé par la pression de vapeur	- vérifier si les vannes "13" et "19" sont ouvertes - mauvais état du diaphragme du régulateur de by-pass "111"

			- obstruction de la conduite entre la vanne "13" et le régulateur (régler le débit d'eau en ouvrant lentement la vanne "8")
3. Standby	1. Le générateur produit de la vapeur et non de l'eau chaude	1. La valve à gasoil dé standby "122" n'est pas excitée (le servo-moteur à gasoil envoie à l'atomiseur la quantité de gasoil correspondante au feu maximum	- vérifier le contact "5" de l'interrupteur de contrôle "102" - vérifier la bobine de la valve à gasoil de standby "122" qui peut être coupée (remplacer ou vérifier le circuit)
		2. La valve à gasoil de standby "122" est bien excitée	- vérifier le contact "R.W." de l'aquastat "120" (le feu doit s'éteindre lorsque la température de l'eau atteint 62° C); - l'élément sensible de l'aquastat est défectueux

G. Les installations de chauffage et de ventilation des engins.

159. Nous terminerons l'étude des appareils de chauffage avec brûleur à gasoil en donnant une vue succincte des systèmes de chauffage et de ventilation appliqués sur les engins de traction diesel.

Il faut distinguer:

1. Les locomotives diesel où le chauffage et la ventilation se limitent aux cabines de conduite;
2. Les autorails où le chauffage et la ventilation s'étendent au véhicule entier.

I. Le chauffage et la ventilation des cabines de conduite des locomotives diesel.

a) Le chauffage des cabines de conduite peut se faire au moyen de:

160. 1. Radiateurs à eau chaude à rayonnement.

Cette méthode est la plus simple et la plus économique parce que les radiateurs peuvent facilement être placés dans le circuit de refroidissement du moteur diesel.

Des robinets permettent d'isoler les radiateurs ou de régler leur capacité de chauffe.

Ce système de chauffage est largement répandu.

2. Radiants électriques.

161. Pour être efficaces, ces appareils doivent avoir une certaine puissance minimale (1 Kw et plus). En raison de la charge importante qu'ils constituent pour les batteries ou les génératrices auxiliaires (basse tension), cette méthode est d'application très limitée. Ces appareils électriques à rayonnement sont uniquement utilisés pour donner un chauffage d'appoint ou comme appareil de dégivrage ou anti-buée pour les vitres.

Des plaques chauffantes électriques sont généralement utilisées pour le chauffage des pieds ou pour le réchauffage des aliments et des boissons.

162. 3. Aérothermes.

Un aérotherme est généralement un appareil de chauffage dans lequel l'air à chauffer est pulsé par un ventilateur électrique. Les éléments de chauffage de l'air peuvent être:

163. - des tubulures à ailettes parcourues par de l'eau chaude, raccordées au circuit de refroidissement du moteur diesel. Ce systeme est très largement répandu. Il est appliqué dans les appareils "Bosch","Aurora" et "Clayton" utilisé sur les locomotives de manoeuvre (fig. 602 et 603).

Ce principe est aussi appliqué sur différents types de locomotives, aux coffres de chauffage "Horkohl-Wolf" ou "Young" (fig. 604). Ces coffres contiennent des radiateurs à eau chaude par lesquels l'air est pulsé par un ventilateur électrique. Suivant la position des volets, cet air peut être de l'air frais aspiré à l'extérieur ou de l'air circulant en circuit fermé dans la cabine.

Des vannes permettent de régler la capacité de chauffe des éléments ou de les isoler.

De plus, le moteur du ventilateur peut souvent tourner à plusieurs vitesses, fixées par un potentiomètre. Le chauffage est donc très réglable.

164.- des résistances électriques en spirale: les aérothermes à résistances électriques sont rarement utilisés, sauf pour des chauffages auxiliaires, à cause de la charge importante qu'ils constituent pour les batteries et la génératrice auxiliaire.

b) La ventilation des cabines de conduite.

On distingue:

165. 1. La ventilation naturelle obtenue par l'ouverture des fenêtres. Cette méthode très simple existe sur la plupart des locomotives diesel de ligne et de manoeuvres. Elle présente des inconvénients en période hivernale, particulièrement sur les locomotives rapides.

166. 2. La ventilation forcée obtenue par des ventilateurs électriques (surpression dans la cabine) ou des aspirateurs (dépression dans la cabine) placés dans le toit. Les ventilateurs ont comme inconvénient de provoquer parfois des courants d'air froid gênants. Par contre, ils ont l'avantage, à cause de la surpression d'empêcher les gaz ou les odeurs désagréables de la salle des machines de s'introduire dans les cabines de conduite.

Les aspirateurs ne provoquent pas de courants d'air froid mais peuvent provoquer l'entrée de gaz ou d'odeurs dans la cabine.

Pour remédier à cet inconvénient, le sens de rotation des appareils placés dans le toit peut être parfois inversé, de sorte que, suivant les circonstances, ils peuvent fonctionner soit en ventilateur, soit en aspirateur.

167. La ventilation forcée peut être aussi obtenue en créant des ouvertures dans la paroi avant dans la cabine. Pendant la marche, de l'air frais s'introduit ainsi dans la cabine. Le plus souvent, cet air est chauffé préalablement par passage dans un coffre de chauffage (fig. 604 + 605).

Des volets permettent de limiter le passage d'air. Suivant le réglage la capacité des éléments de chauffage, la température de l'air entrant peut être modifiée.

II. Le chauffage et la ventilation des autorails.

a) Le chauffage.

Il peut se faire:

168. 1. par des radiateurs à eau chaude à rayonnement, raccordés au circuit de refroidissement du moteur.

L'installation de chauffage peut être isolée du circuit par un robinet à trois voies.

Ce système est appliqué aux autorails t. 553 construits avant la guerre.

Il présente le double inconvénient suivant: d'une part, pendant la période hivernale, la température de l'eau de refroidissement du moteur est généralement trop basse pour chauffer efficacement l'autorail. D'autre part, les radiateurs de chauffage raccordés au circuit de refroidissement provoquent un refroidissement trop intense du moteur.

169. 2. par radiateurs à eau chaude, à rayonnement, raccordés sur une chaudière à eau chaude avec brûleur à gasoil. La circulation est assurée par une pompe électrique.

Cette méthode est généralisée sur les autorails construits après la guerre. Elle a l'avantage de ne pas influencer le refroidissement du moteur. Sur certains types d'autorails (602-603-630-554), l'installation de chauffage peut être raccordée au circuit de refroidissement du moteur par un robinet à 4 voies. En fonctionnement normal, les deux circuits sont cependant séparés.

Le robinet à 4 voies permet, dans certaines circonstances, de préchauffer ou de maintenir à température l'eau du moteur au moyen du brûleur à gasoil; il permet aussi, en cas de défectuosité du brûleur, d'assurer le chauffage de l'autorail au moyen de l'eau de refroidissement du moteur.

170. 3. par soufflage d'air chaud dans les compartiments à voyageurs. Cet air est soufflé par des ventilateurs électriques.

L'air est chauffé, soit dans des coffres équipés de radiateurs à eau chaude parcourus par l'eau du moteur, soit dans une chaudière à air avec brûleur à gasoil.

L'air chaud est réparti dans les compartiments voyageurs par des conduites débouchant sous les banquettes et pouvant être fermées par des volets.

Le système avec coffre de chauffage était d'application sur les autorails triples diesel-électriques t. 653, 654 et 65[illegible]. Ce système présentait de nombreux inconvénients (capacité de chauffe insuffisante, refroidissement exagéré du moteur). Le 2e système, était d'application sur les autorails triples hydrauliques t. 670 et les autorails mécaniques t. 608 et 620, Ce système présentait l'inconvénient que la répartion égale de l'air chaud entre les différents compartiments était pratiquement impossible à réaliser.

Elle se fait:

171. 1. Naturellement:

- par l'ouverture des fenêtres (châssis coulissants).

Cette méthode n'est appliquée que sur les autorails à vitesse maximale peu élevée, construits avant la guerre.

- par des aspirateurs statiques ou torpédos, placés dans le toit et par lesquels l'air vicié est aspiré hors des compartiments de sorte que l'air frais y pénètre par les portes et les fenêtres (système en dépression), ou bien l'air frais est soufflé par des diffuseurs dans le plafond des compartiments (système en surpression) avec évacuation de l'air vicié par les portes et les fenêtres. Des volets permettent de limiter la quantité d'air soufflée au travers des diffuseurs.

Des aspirateurs "Schepens" sont placés sur les autorails t. 608-620 (chauffage par air chaud pulsé) ainsi que sur les autorails t. 553, 554 (chauffage par radiateurs à eau chaude).

L'installation de ventilation des autorails t. 602-603-604 et 605 consiste en un conduit d'air placé suivant l'axe du plafond dont les deux extrémités débouchent dans les parois frontales. Les deux extrémités peuvent être obstruées par un volet. En fermant l'extrémité opposée au sens de marche et en ouvrant celle du côté de la marche, il se produit dans le conduit une surpression qui répartit l'air dans le véhicule par les diffuseurs existant sur le conduit.

172. 2. Forcée au moyen d'aspirateurs électriques qui aspirent l'air vicié dans les compartiments à voyageurs. Ce système était appliqué dans le système Westinghouse (autorails triples diesel-électriques): pendant la période de chauffage, l'air chaud était soufflé au-dessous des banquettes et l'air vicié était évacué par des diffiseurs au plafond.

Inversement, en dehors de la période de chauffage, en manoeuvrant les volets nécessaires, l'air frais était soufflé par les diffuseurs et l'air vicié évacué par les bouches installées sous les banquettes.

Ce système est encore appliqué, dans une certaine mesure, sur certains autorails TEE (~~système~~ installation de climatisation), avec circulation d'air en circuit fermé.

L'air aspiré dans les voitures passe, après filtration, dans un coffre de chauffage ou de refroidissement et est ensuite resoufflé dans les compartiments. Des thermostats et des hydromètres maintiennent constants la température et le degré d'humidité de l'air.

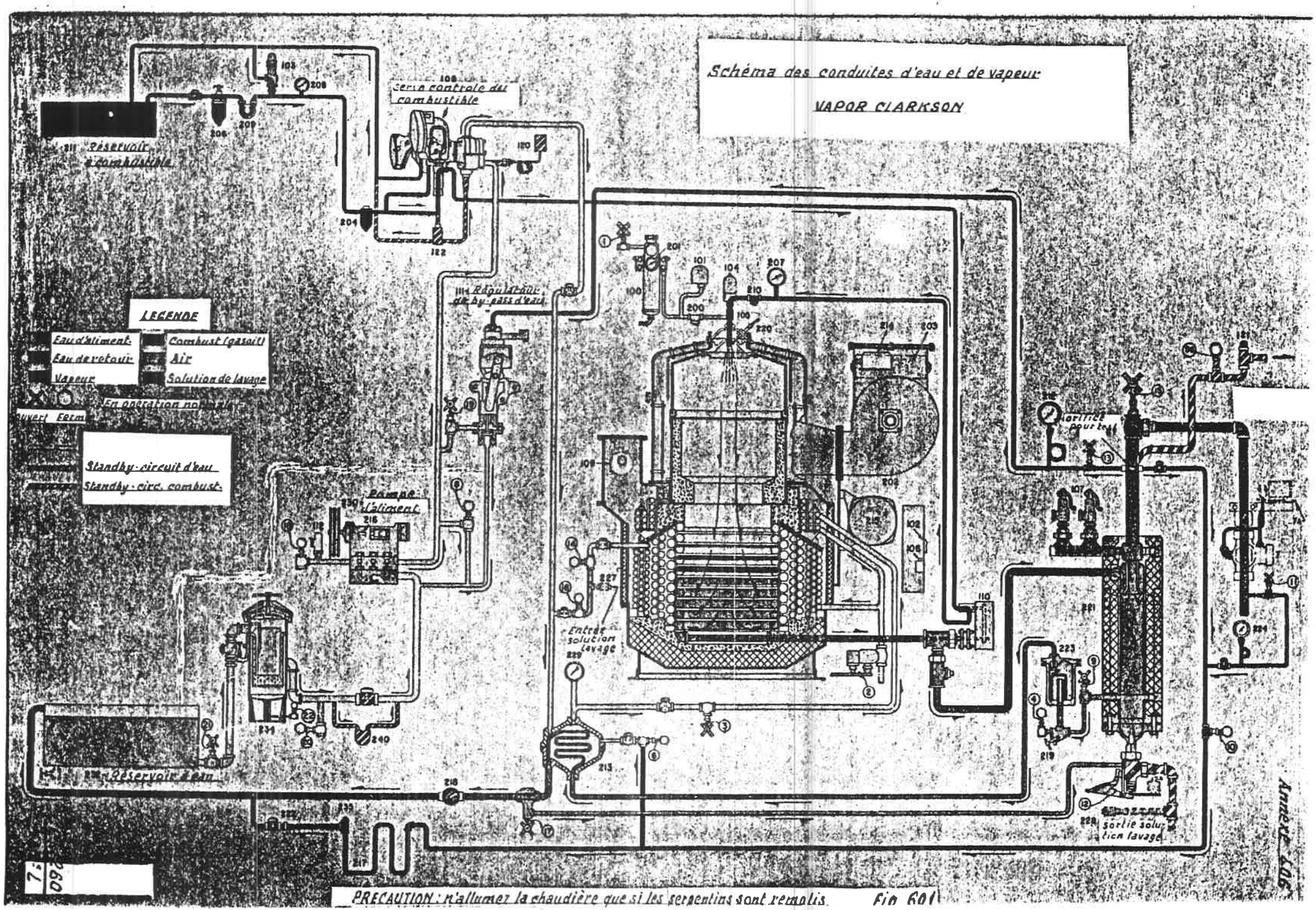
Tableau récapitulatif des différents systèmes de ventilation et de chauffage des postes de conduite des locomotives diesel.

Types de locomotives	Appareils de chauffage principaux (par poste de conduite	Appareil de cha chauffage d'appoint	Ventilation
200 (001 à 053)	3 radiateurs en acier, à eau chaude, avec vanne de réglage, alimenté par le circuit de refroidissement du moteur	-	ventilateur électrique installé dans le nez de la locomotive
(053...)	coffre de chauffage "Hornhohl-Wolf"	-	coffre de chauffage
201	2 aérotherm "Bosch" - air chaud en circuit fermé	-	ouverture fenêtres
202-203-204	id.	résistance électrique (1 kW) chauffe-pieds électrique	id.
205-212-213	Coffre de chauffage "Young-Radiator C°", l'air peut circuler en circuit fermé ou être capté directement à l'extérieur	-	coffre de chauffage
210 (6 h1)	3 radiateurs en acier, à eau chaude	-	ventilateur dans le nez de la locomotive
210 (115 h1)	3 radiateurs en acier, à eau chaude	-	ventilateur
210 (115 h1) 211	Coffre de chauffage "Hornhohl-Wolf"	-	coffre de chauffage
222 232 260	2 aérotherm "Aurora"- S.B. 53 (50 W - 100 V) L'air est capté par des bouches de ventilation	-	aérotherm --- dans les cas autorisés, ventilateur installé dans la toiture

230 261	2 radiateurs, type chauffage central, alimentés par l'eau du moteur	-	fenêtres
250 (001-025) 252 (001-025) 253 272	1 ou 2 aérotherm "Bosch" type W XY/BB. 2420.1 (24 V - 20 W) - 2 m2 2 - 3000 cal/heure à 80° C (circulation de l'air en circuit fermé)	-	fenêtres
252 (026-036) 270 271	1 aérotherm "Clayton" (circulation d'air en circuit fermé)	-	fenêtres
250(026-060) 262 273	1 coffre de chauffage "Hornhohl-Wolf"	-	coffre de chauffage

Tableau récapitulatif des divers systèmes de chauffage et de ventilation des autorails.

Type d'AR	Méthode de chauffage	Système de ventilation
553	Radiateurs à eau chaude alimentés par le circuit de refroidissement du moteur	Aspirateurs "Schepens" et fenêtres
554	Radiateurs à eau chaude alimentés soit (position du robinet à 3 voies): - par chaudière à eau chaude et circulateur "Westinghouse" - par l'eau de refroidissement du moteur	- id.
602-603	id.	Par gaine dans le plafond alimentée par des boubhes ménagées dans les abouts de la caisse et sur la toiture
604-605	Radiateurs à eau chaude alimentés par chaudière à eau chaude et circulateur "Westinghouse" (l'eau de refroidissement du moteur n'intervient pas pour le chauffage de l'AR).	Aspirateurs "Schepens" et fenêtres
630	id.	id.
608-620	Circulation d'air chaud fourni par une chaudière à air chaud "Westinghouse" et pulsé par un ventilateur	L'installation de chauffage, munie d'un inverseur, permet l'envoi d'air frais pulsé dans la voiture.


Schéma des conduites d'eau et de vapeur
VAPOR CLARKSON
LEGENDE
Eau d'aliment.
Eau de retour
Vapeur
Combust (gasoil)
Air
Solution de lavage
En operation normale
ouvert
Standby - circuit d'eau
Standby - circ. combust.
Réservoir à combustible
Réservoir à eau
Pompe d'aliment
Régulateur de by-pass d'eau
Entrée solution lavage
sortie solution lavage
orifice pour test
PRECAUTION : n'allumer la chaudière que si les serpentins sont remplis
Fin 601
Annexe 605

Chaufferette BOSCH

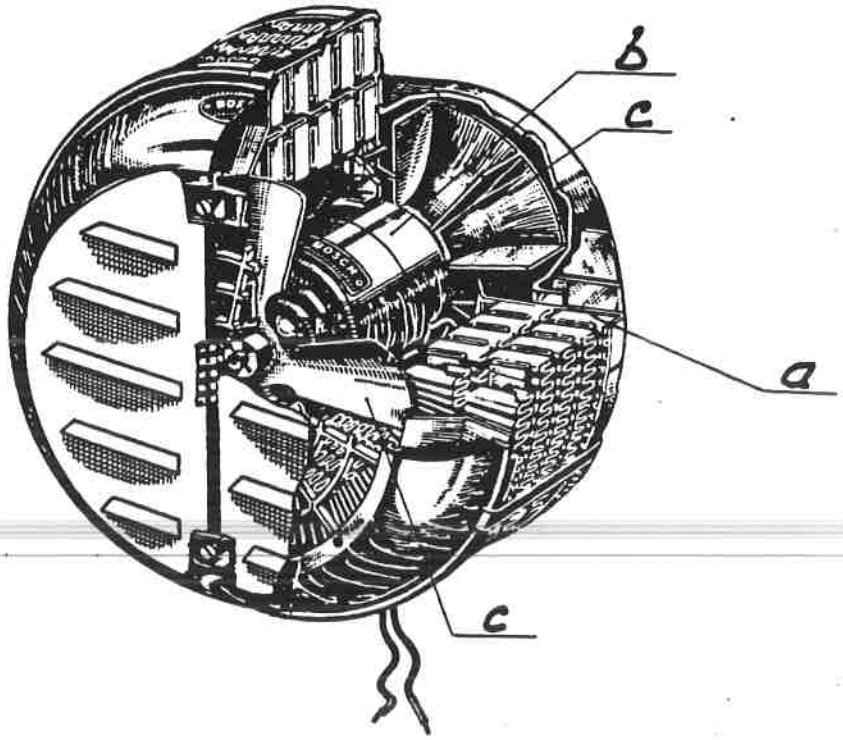


Fig. 603

Chaufferette CLAYTON

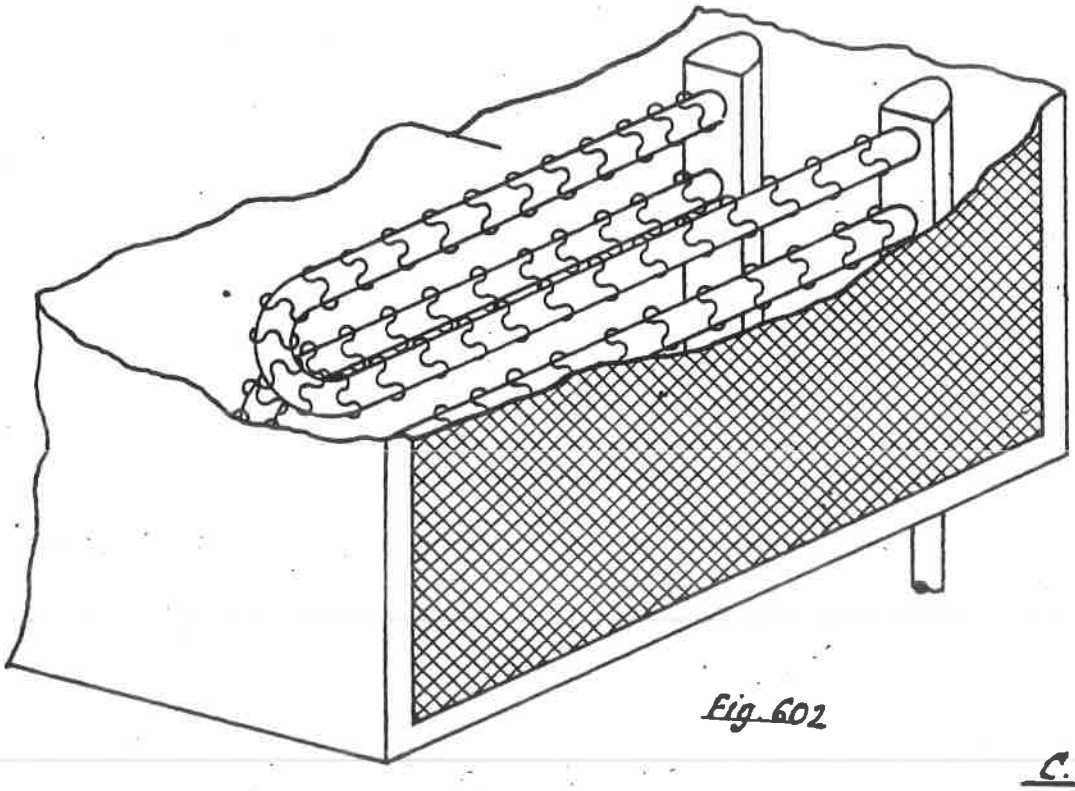
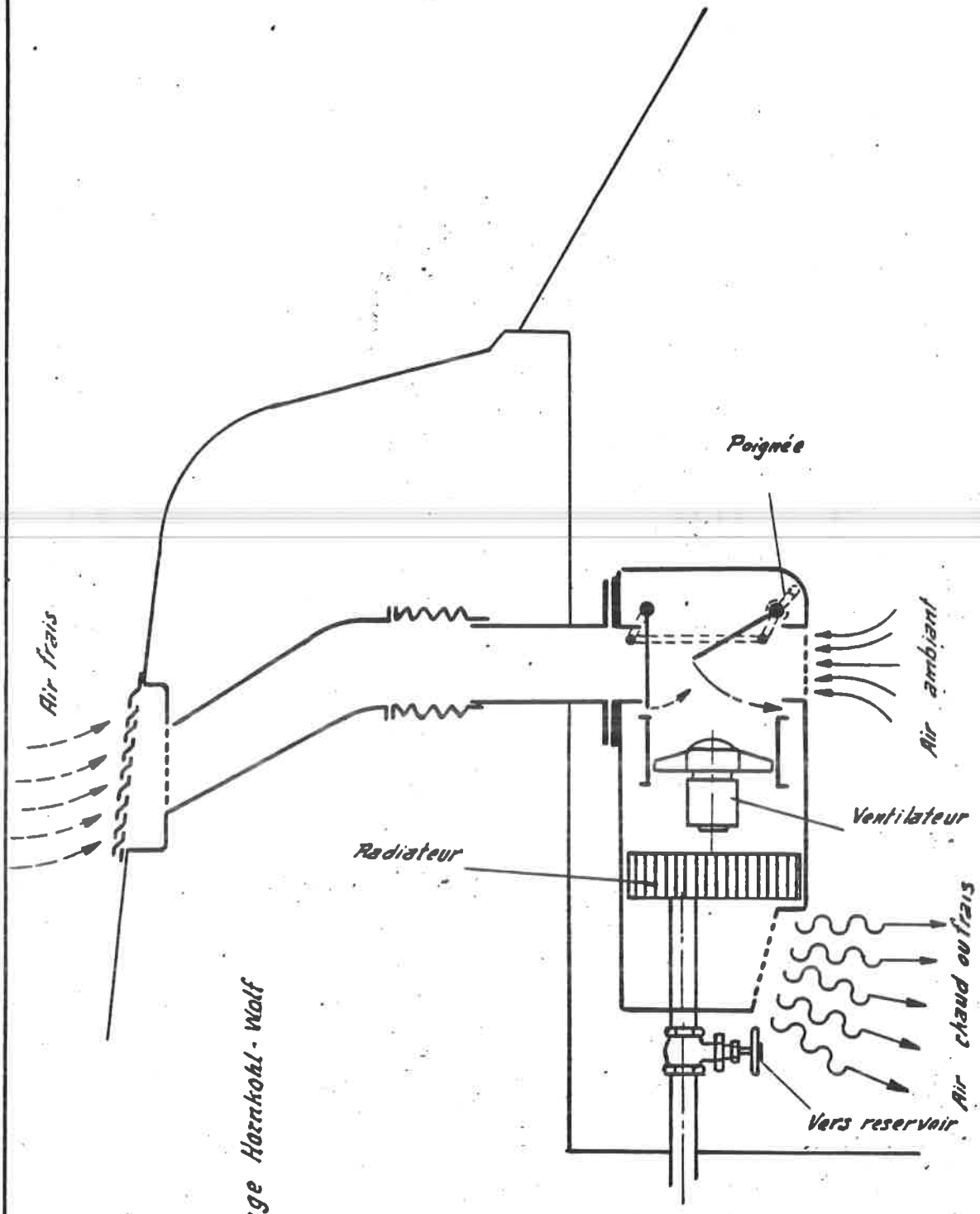


Fig. 602



Coffre de chauffage Hornkohl-Wolf

Fig. 604

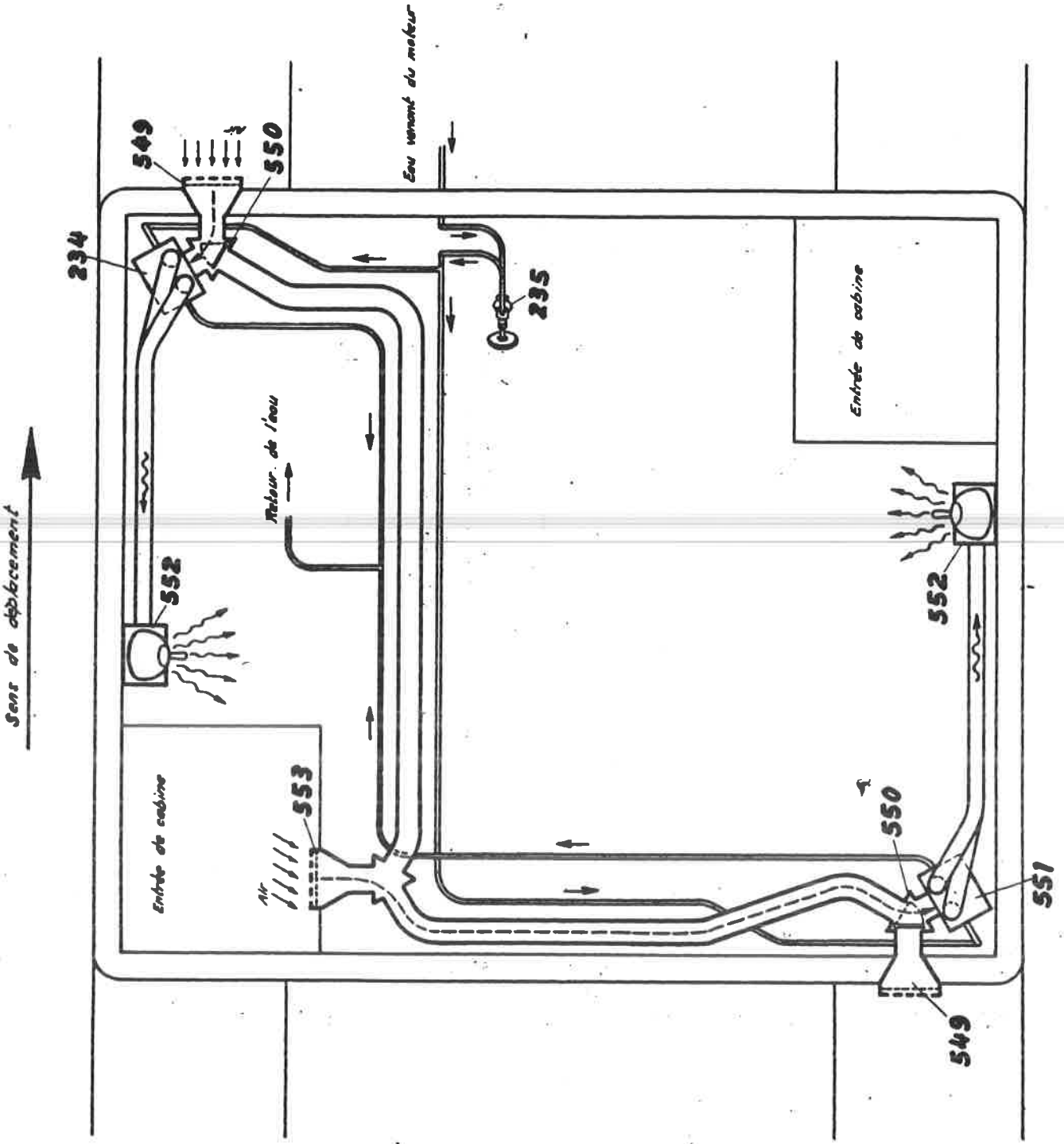


Fig. 605

Chauffage du poste de conduite HL. t 222

234 - 551 : Chaufferette "Aurora SB 53"

CHAPITRE XI. Organes de roulement, systèmes de suspension et bogies des engins de traction diesel.

A. Organes de roulement.

1. Roues - Trains de roues.

1. Sur les engins de traction diesel on utilise uniquement des essieux pleins. Les roues, comme sur tous les autres véhicules ferroviaires sont toujours montées à serrage sur les essieux. Chaque essieu forme avec les 2 roues un ensemble rigide appelé "train de roues".

2. Il existe des roues monobloc et des roues à bandage rapporté.

3. Suivant le genre de transmission, les essieux moteurs sont équipés d'un moteur de traction électrique ou d'un pont d'essieu.

Les roues motrices des locomotives de manoeuvre hydrauliques portent des manetons extérieurs qui permettent l'accouplement par bielles à l'arbre de sortie de la transmission (appelé généralement faux essieu).

Comme on l'a déjà vu dans le chapitre relatif aux transmissions hydrauliques, cet arbre de sortie de la transmission peut être placé soit à l'extrémité du châssis, soit intercalé entre les roues motrices (fig. 607).

2. Poids par essieu.

4. Comme pour tous les véhicules ferroviaires, la charge maximale par essieu est limitée par la résistance de la voie et des ouvrages d'art. Le poids maximal par essieu est limité à 22 tonnes pour les locomotives diesel et à 18 tonnes pour les autorails.

Le poids maximal autorisé pour une locomotive à 4 essieux est donc : 22 x 4 = 88 tonnes.

La pression exercée par la roue sur le rail est, par conséquent, la moitié du poids par essieu.

B. Systèmes de suspension.

5. Comme on l'a déjà vu dans les premières leçons de ce cours, les engins de traction diesel peuvent se classer, en ce qui concerne leur suspension, en :

1) Engins de traction diesel à suspension fixe (fig. 608+609).

6. Le châssis de la caisse est relié aux essieux par les boîtes d'essieu et les ressorts de suspension;

La distance entre les axes des essieux extérieurs, ou entre les points de contact des roues extérieures avec le rail, est appelée empattement.

2) Engins de traction diesel à suspension articulée (fig. 609).

7. La caisse de ces engins repose sur 2 bogies qui, chacun, peuvent être considérés comme un véhicule à suspension fixe mais d'empattement limité.

8. La suspension fixe offre l'avantage d'une construction plus simple et donc moins coûteuse, mais n'est pas applicable pour les engins de grande longueur possédant plus de 4 essieux.

9. En effet, lors de la circulation en courbe, les rails exercent sur les roues, et les boîtes sur le châssis, des réactions d'autant plus grandes que l'empattement du véhicule est plus grand et que la largeur entre les deux rails est plus petite.

10. Pour le matériel à suspension fixe, des mesures spéciales doivent être prises pour faciliter la circulation en courbes :

a) Augmentation de la largeur de la voie sans cependant dépasser une limite maximale (max. 35 mm pour les courbes de faible rayon);

b) Donner une possibilité de déplacement latéral aux essieux, soit par l'emploi de boîtes avec jeu latéral (roulements cylindriques) soit par l'emploi de boîtes sans jeu interne (rouleaux sphériques) mais ayant un certain jeu par rapport aux guides du châssis.

Dans les deux cas, la stabilité de roulement de l'engin en alignement droit est influencée défavorablement.

c) Quand le nombre d'essieux est supérieur à 2, les roues intermédiaires ont généralement des bandages avec profil aminci.

11. A la S.N.C.B., uniquement les locomotives de manoeuvre possèdent une suspension fixe.

Exception faite pour les locomotives types 260 (principes de construction allemande), toutes les locomotives de manoeuvre de la S.N.C.B. sont équipées de roulements sans jeu latéral interne, et le jeu entre les boîtes d'essieux et leurs guides du chassis est faible. Toutefois, les bandages des roues intermédiaires ont un profil aminci (profil 4) en comparaison avec le profil normal des roues extérieures (profil 1) (fig. 610).

Dans les locomotives à 3 essieux t. 260, les roues des 3 essieux couplés ont le même profil (profil normal 1) tandis que les boîtes de l'essieu intermédiaire ont un jeu latéral minimal de 30 mm par rapport aux guides.

12. Les boîtes à rouleaux cylindriques à jeu latéral interne important sont aussi d'application sur les bogies à 3 essieux des locomotives diesel de ligne t. 200, 202, 203, 204 et 205. Ces bogies ont, en effet, un empattement relativement grand et d'autre part, pour des raisons de stabilité de marche des locomotives, le jeu latéral des boîtes par rapport aux guides du châssis est toujours limité.

Pour la même raison, le jeu latéral de la traverse danseuse par rapport au châssis de bogies est généralement limité à 35 à 45 mm.

En ce qui concerne les autorails, où la stabilité de marche est de grande importance, les jeux internes des boîtes et les jeux des boîtes par rapport aux guides sont toujours très faibles.

13. Les tableaux en annexe donnent un aperçu des jeux latéraux prescrits des essieux par rapport au châssis de la caisse ou du bogie sur les engins diesel de la S.N.C.B.

C. Boîtes d'essieux.

14. Sauf pour les autorails t. 620, tous les engins diesel de la S.N.C.B. sont équipés de boîtes à rouleaux.

Elles offrent l'avantage de ne pas demander d'entretien, en service normal. Par le choix du type de roulement, le jeu latéral de l'essieu par rapport au châssis de l'engin peut être adapté aux nécessités.

Suivant que les boîtes sont disposées à l'intérieur ou à l'extérieur des roues, on distingue les catégories suivantes :

1. Les boîtes extérieures.

15. Le corps de boîte est en une pièce, fermé par un couvercle amovible, et ne peut être monté que sur une fusée extérieure aux roues. Le corps de boîte comprend un ou deux roulements.

Deux types de roulements sont principalement utilisés : :

16. a) Roulements à rouleaux cylindriques dont la bague intérieure, à alésage cylindrique, est placée avec un certain serrage sur la fusée.

Sont construites suivant ce principe :

17. - Les boîtes "Hyatt" montées sur les essieux des locomotives t. 202, 203 et 204 (fig. 611).

Ces boîtes ont un jeu latéral interne de 6 à 9 mm. Elles comportent deux rangées de rouleaux avec des cages massives en bronze séparées par une bague intercalaire.

La bague intérieure est placée sur la fusée avec un fort serrage (sa forme spéciale empêche les concentrations de tension à son extrémité). La bague extérieure est placée avec très peu ou pas de serrage dans le corps de la boîte.

Les rouleaux cylindriques ne supportent qu'une charge radiale.

Toute charge latérale sur les rouleaux est empêchée par la présence d'une butée élastique constituée par un cône en caoutchouc placé entre 2 cônes d'acier.

Le cône intérieur est garni d'un coussinet en bronze contre lequel l'essieu peut s'appuyer, et qui limite son déplacement latéral.

18. - Aux boîtes SKF, montées sur les essieux des locomotives t. 200, 205 et 212 (bogie flexicoil) (fig. 612), le déplacement latéral de l'essieu est limité à ± 9 mm par un roulement de butée à billes, sur lequel les poussées latérales sont transmises par une pièce en caoutchouc.

b) Roulements à rouleaux sphériques à double rangée (fig. 613).

19. Ces boîtes, montées sur les locomotives t: 210, 211, 213, 222 et sur les autorails t. 602, 603, ne possèdent pas de jeu axial.

La bague intérieure conique est mise à serrage sur une buselure pressée sur la fusée.

La buselure permet de régler le jeu diamétral du roulement par le réglage de la pression de la bague intérieure sur la buselure.

Ces roulements présentent l'avantage d'éviter l'usure des fusées (sauf si la buselure se lâche et tourne sur la fusée).

2. Les boîtes d'essieux intérieures (fig. 614).

20. Dans ce cas, le corps de la boîte est composé de deux parties assemblées entre elles par boulons. La surface du joint peut être verticale ou horizontale.

Les roulements ont généralement des rouleaux sphériques et un alésage cylindrique serrant sur la surface portante de l'essieu.

Les locomotives diesel de manoeuvre de la S.N.C.B. ont toutes des boîtes intérieures (excepté t. 260). Ces boîtes ne permettent pas de déplacement latéral de l'essieu.

Remarques importantes.

1. Etanchéité des boîtes d'essieux.

21. L'étanchéité est assurée soit par des joints en labyrinthe, soit par des joints en feutre. Aux boîtes extérieures, seul le côté de la roue possède des joints d'étanchéité. L'autre côté est, en effet, complètement fermé par un couvercle fixé par boulons. *(Fig. 613)*

Les boîtes intérieures possèdent des joints d'étanchéit des deux côtés. *(Fig. 614)*

2. Travaux d'entretien.

22. En service normal, les boîtes d'essieux n'exigent que peu ou pas d'entretien.

Cet entretien se limite généralement à vérifier la quantité de graisse présente dans la boîte et le remplissage éventuel.

C'est le cas, en particulier, pour les boîtes intérieures qui sont munies d'un tuyau [illegible] de graissage.

C'est aussi le cas pour les boîtes "Hyatt" graissées à l'huile, où le niveau d'huile doit être vérifié périodiquement (8000 km). L'huile doit être remplacée après 64 000 Km.

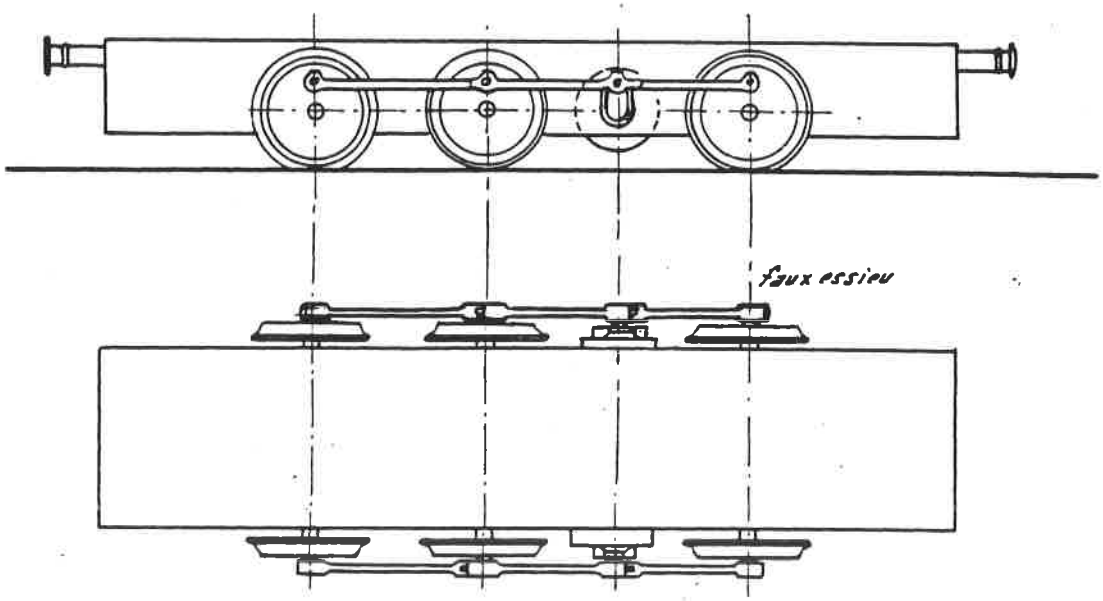
Pour les boîtes extérieures avec graisse, la vérification doit être faite après 100 à 150 000 km.

Il y a lieu de remarquer qu'un remplissage excessif de graisse peut amener un échauffement de la boîte.

Les joints d'étanchéité en feutre doivent, avant leur montage, être trempés dans un bain composé de 2/3 d'huile minérale et de 1/3 de talc .

Annexe 410

Commande des essieux Hl.t. 250



Commande des essieux Hl.t. 272

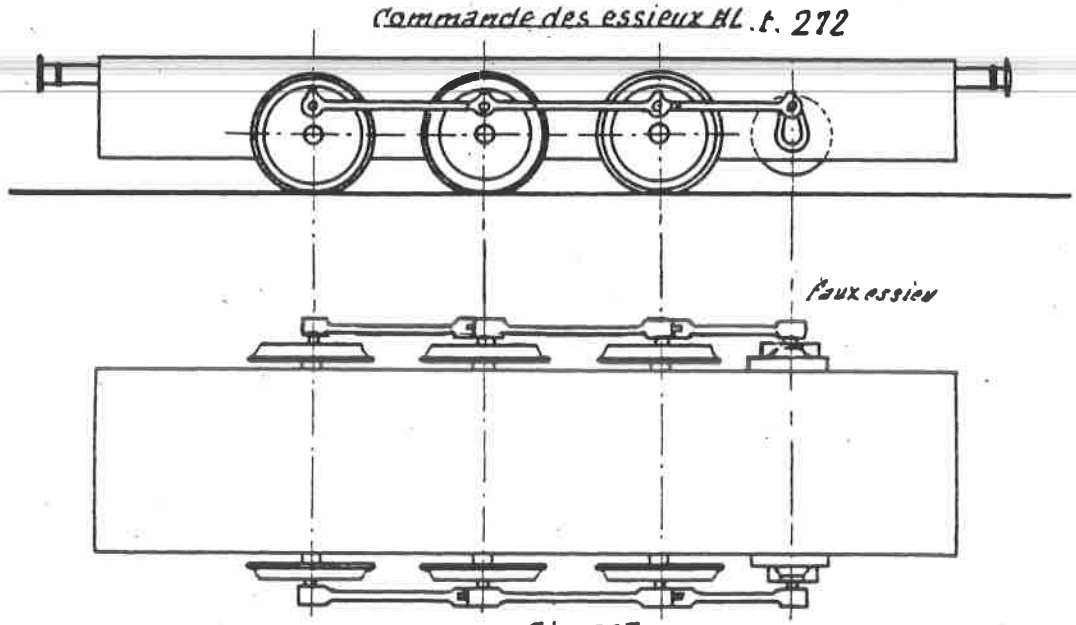


Fig 607

Engin diesel à suspension fixe.

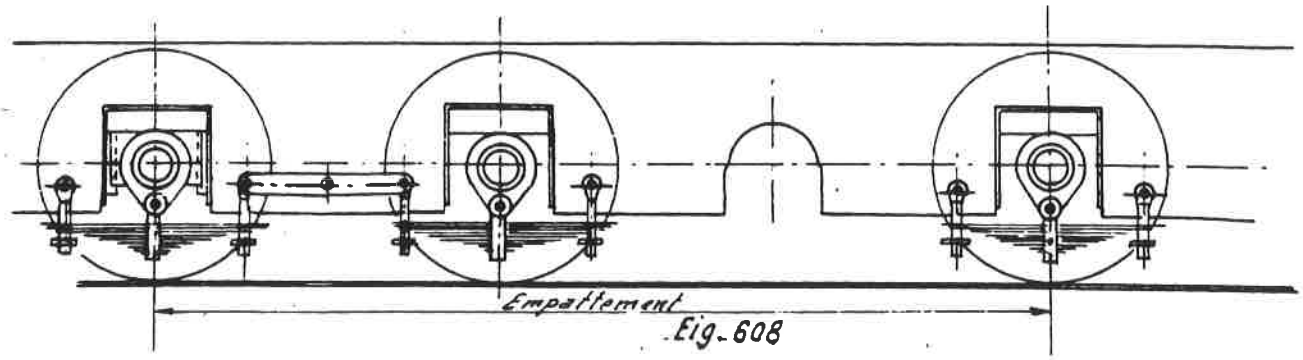
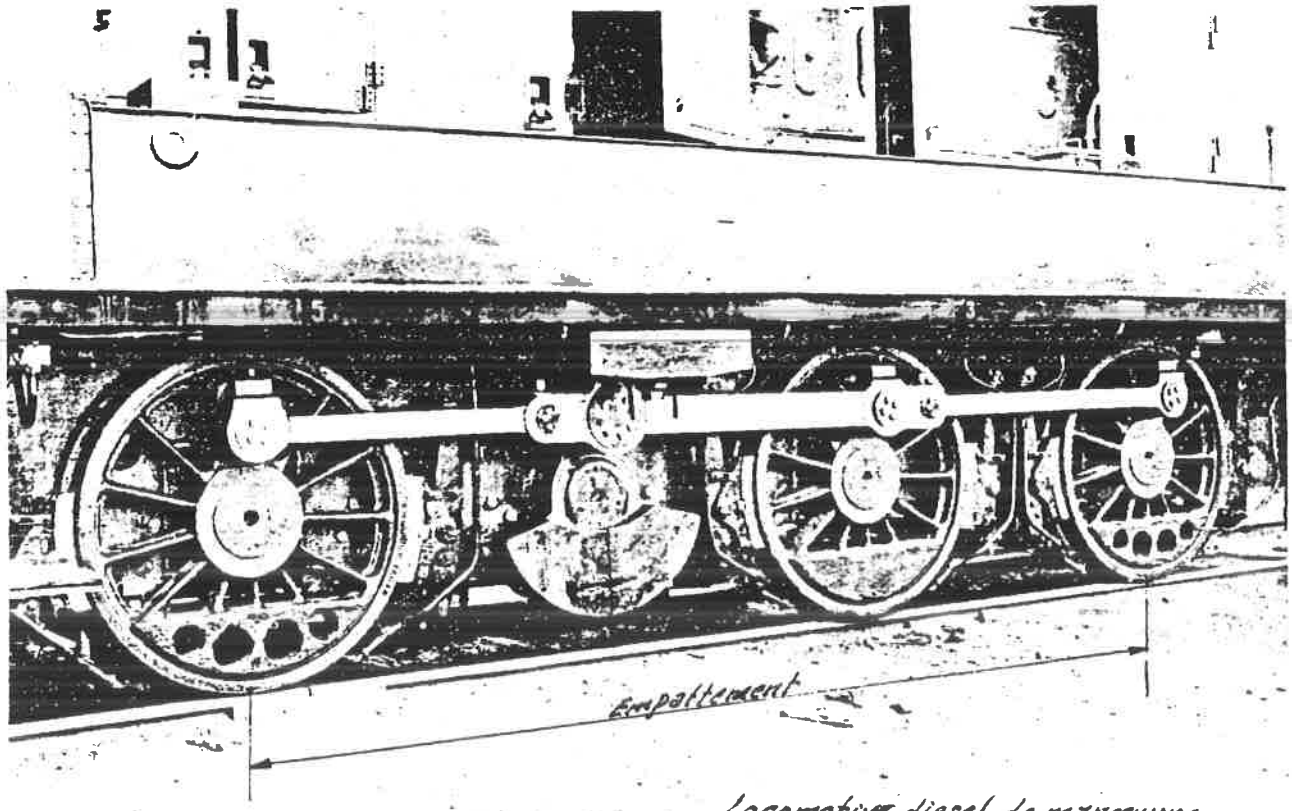


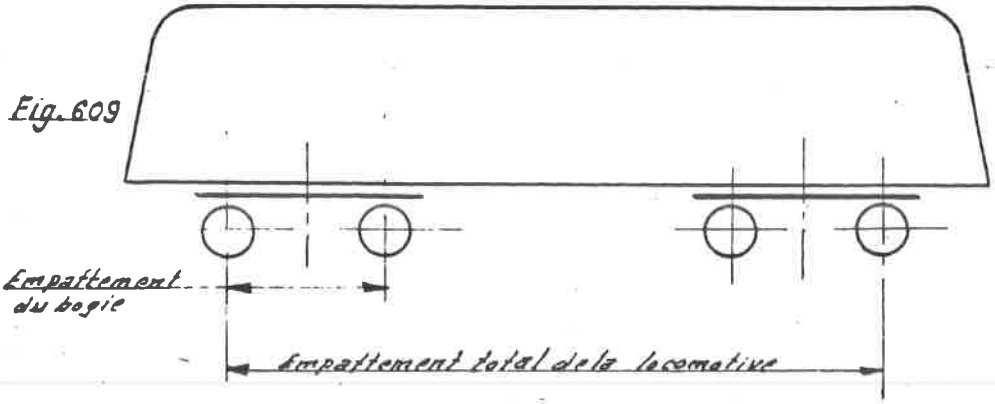
Fig. 608



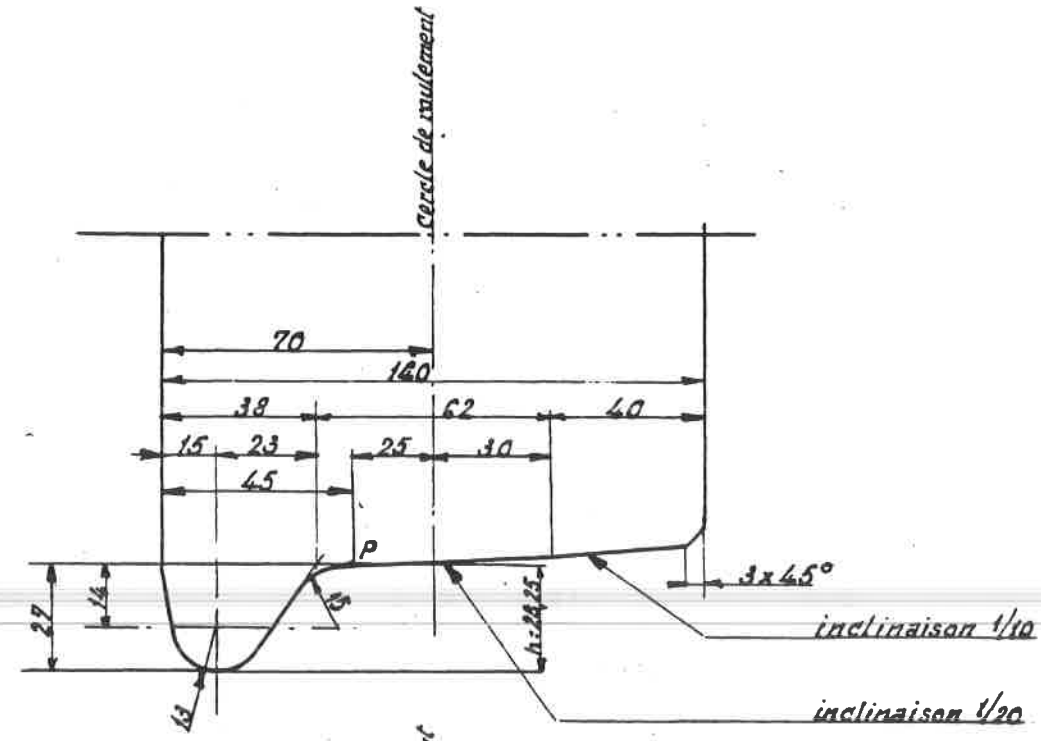
Locomotive diesel de manœuvre (t.250) à suspension fixe

Engin diesel à suspension articulée

Fig. 609



Profil de bandage 1



Profil de bandage 4

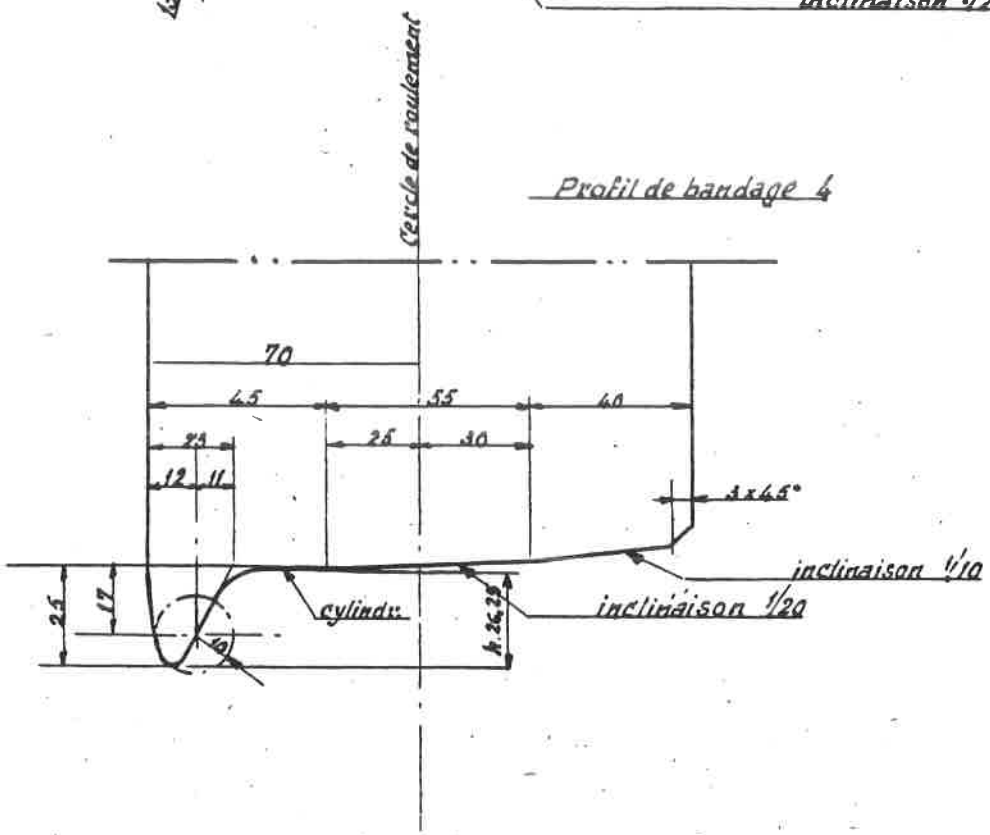


Fig.610

- Boite d'essieu Hyatt (HL.t. 202-203-204)

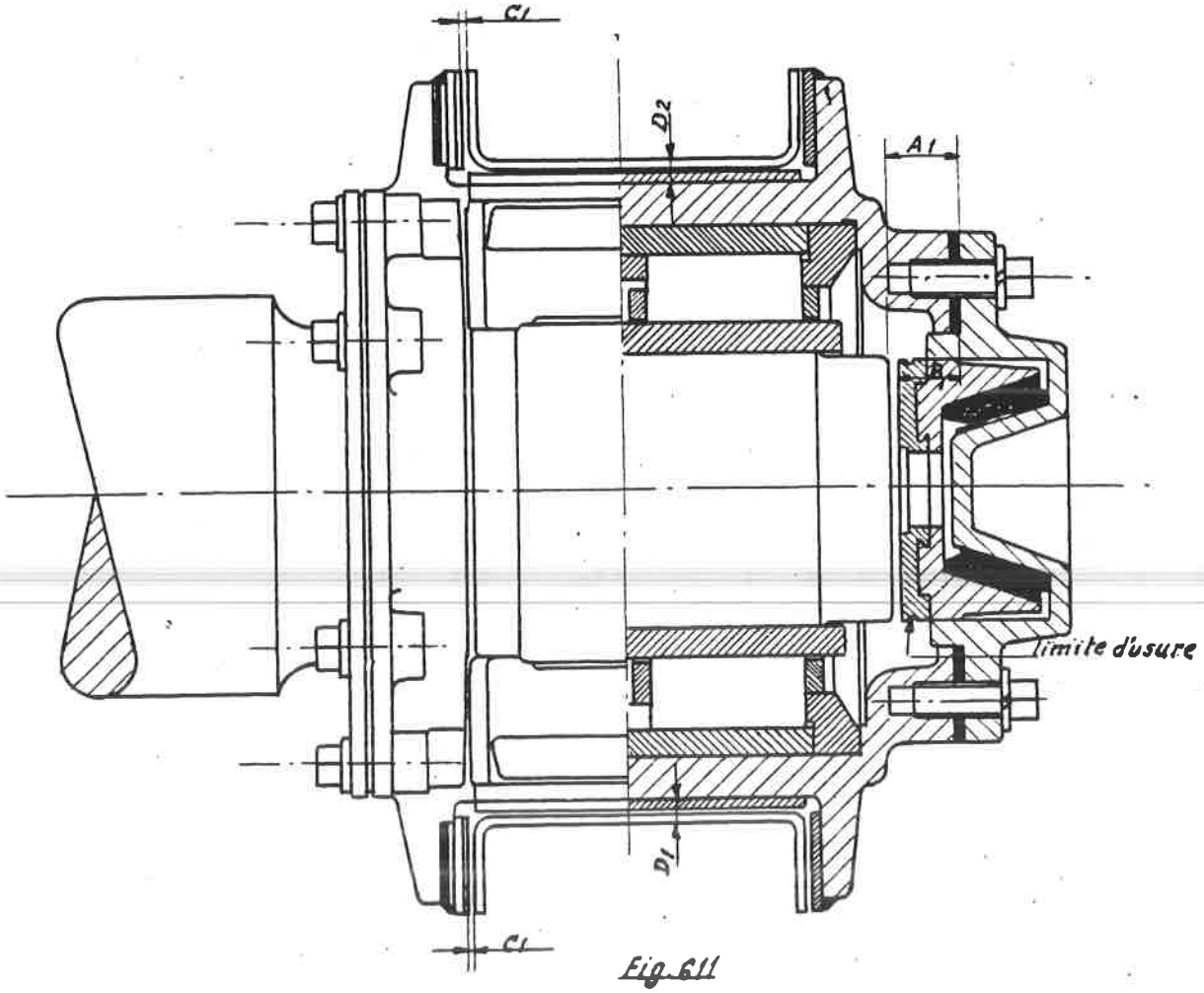


Fig. 611

Boite d'essieu extérieure S.K.F à roulement de butee et tampon en caoutchouc (HL.t 200-205-212)

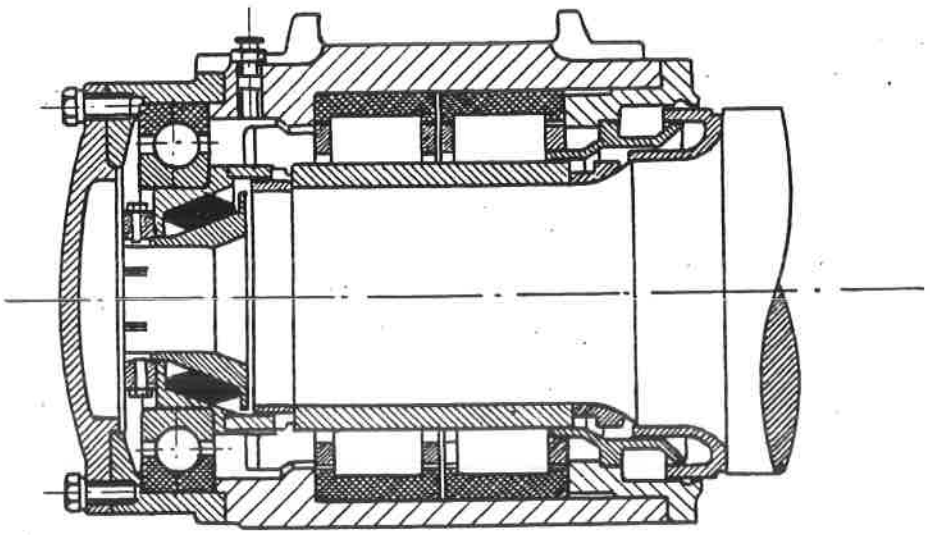


Fig. 612

Roulement à rouleaux sphériques à double rangée
(HLDe t. 210 - 211 - 213 - 222 - ART. 602-603)

Annexe 414

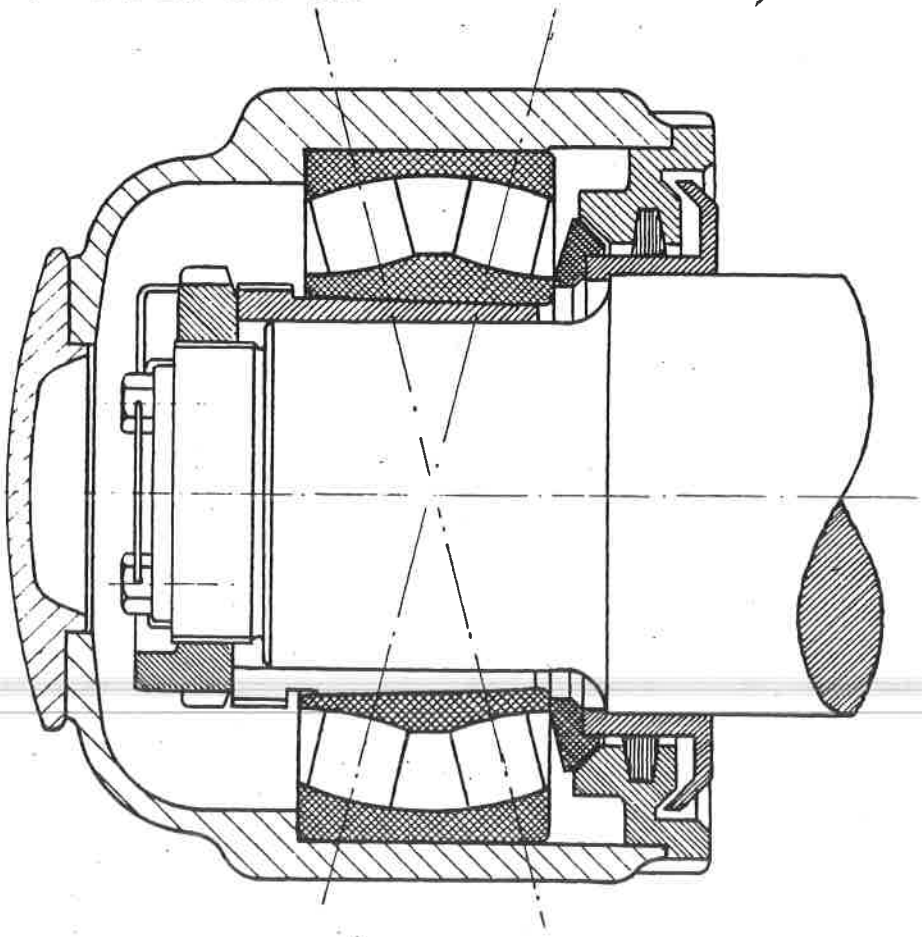


Fig. 613

Boite d'essieux intérieure avec roulement à rouleaux sphériques et joint horizontal
(toutes les locomotives de manœuvre exception faite pour les HL t. 260)

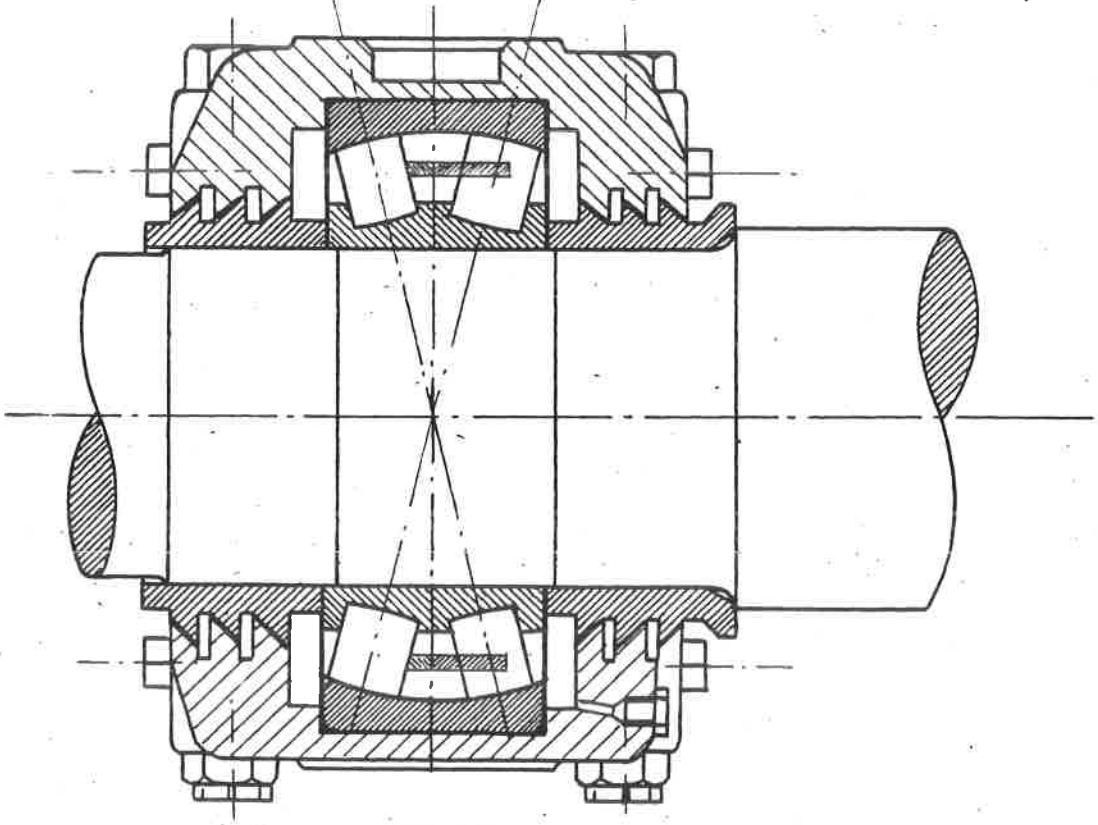


Fig. 614

TABL. RECAPITULATIF DES ORGANES DE ROULEMENT ET DES BOITES D'ESSIEUX DES LOC. DIESEL DE LIGNE

Type d'engin	Nombre d'essieux	Profil de bandage de la roue N°			BOITES D'ESSIEUX						DEPLACEMENT LATERAL DES ESSIEUX (sans usure)				REMARQUES
		1	2	3	Sorte	Guidage	Sorte de roulement	Type	Etanchéité	Graiss.	Essieu dans la boite	Boite dans les guides	Traverse danseuse par rapp. au châssis	Total mm	
201	2	1	1	–	Extérieur en 1 pièce	Plaques guides	2 roulements à 2 rangées de roul. sphérique sur une buselure	SKF 23232 CK/C3REKP	labyrinth	Graisse	–	1mm	47mm	48	
202 203 204	3	1	1	1	Extérieur en 1 pièce	Plaques guides	2 roulements à 1 rangée de roul. cylindriques	HYATT D 86003	labyrinth	Huile SAE 30	8,7	1,5mm	39mm	49,2	
200	3	1	1	1	Extérieur en 1 pièce	Plaques guides	2 roulements à 2 rangées de roul. cylindrique + 1 roulement à billes butée	SKF 233.257	labyrinth	Graisse	8,7	1,5mm	30	40,2	
205	3	1	1	1				SKF 6230 MA/C5					38	48,2	
212	2	1	1	–									35	45,2	Bogies Flexicoil
212	2	1	1	–	Extérieur en 1 pièce	Bielles Alsthom	1 roulement à 2 rangées de roul cylindr.	SKF 23.238	labyrinth	Graisse	–	2mm	45	52	Bogies BN
210 211 213	2	1	1	–	Extérieur en 1 pièce	Pas de plaques guides	1 roulement à 2 rangées de roul. sphérique sur une buselure de pression	SKF 22.330 CK. C3.	Feutre	Graisse	–	0,2mm	35	35,2	
222	2	1	1	–	Extérieur en 1 pièce						–	0,5mm	35	35,5	
270	2	1	1	–	Boites extérieures en 2 parties avec joint horizontal	Plaques guides	1 roulement à 2 rangées de roul. sphérique	SKF I-37606 C3 F	labyrinth	Graisse	–	2mm	1	3	

C.1260 4.67

Annexe 4.15

TABL. RECAPITULATIF DES ORGANES DE ROULEMENT ET DES BOITES DES LOC. DIESEL DE MANOEUVRE

Type Loc.	Profil bandage				BOITES D'ESSIEUX						DEPLACEMENT LATERAL DES ESSIEUX PAR RAPPORT A LA CAISSE				
	1	2	3	4	sorte	Guidage	Sorte de roulement	Type	Etanchéité	Graissage	N° Essieu	Essieu dans boîte	Boîte par rapport au châssis	Total	
232	1	4	1		Intérieur en 2 parties avec joint horizontal	Plaques guides	1 Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux sphériques	S.K.F 240.40c/c3	labyrinth	Graisse	tous les axes	-	1	1	
250	1	4	1												
252	1	4	1												
253	1	4	1												
261	1	4	1												
262	1	4	1												
272	1	4	4	1											
273	1	4	4	1											
230	1	1			Intérieur en 2 parties avec joint horizontal	Plaques guides	1 Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux sphériques	SKF 23132 c/c3	labyrinth	Graisse	tous les axes	-	1	1	
271	1	4	4	1	Intérieur en 2 parties avec joint horizontal	Plaques guides avec cales réglables	1 Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux sphériques	SKF 23148 /c3	labyrinth	Graisse	tous les axes	-	2,5	2,5	
260 C1260 7.84	1	1	1		Intérieur en 2 parties avec joint horizontal.	Plaques guides	1° + 3° essieu 2 Roulements à rouleaux cylindr. et alésage cylindr.	FAG. WFP/c3 ou SKF 313296	Feutre labyrinth	Graisse	1 + 3	-	0,5	0,5	Annexe 4.16
							essieu central 2 Roulements à rouleaux cylindr. et alésage cylindr.	FAG. WWFP/c3 ou SKF 313310	Feutre labyrinth	Graisse	2	0,5	30	30,5	

TABL. RECAPITULATIF DES ORGANES DE ROULEMENT ET DES BOITES D'ESSIEUX DES AUTORAILS

Type d'autorail	Sorte de bogie	Profil bandage	BOITES D'ESSIEUX						DEPLACEMENT LATERAL DES ESSIEUX PAR RAPPORT A LA CAISSE (sans usure)				
			Sorte	Guidage	Sorte de roulement	Type	Etanchéité	Graissage	Essieu dans boîte	Boîte par rapport aux guides	Traverse danseuse par rapport au bâtis	Total	
553 554	Bogie moteur	1	Extérieure en 1 pièce	plaques guides	2 roulements à 2 rangées de rouleaux sphériques avec buselure de press. AH 2318	S.K.F 22318 K ou TIMKEN 758-752	labyrinth	Graisse	–	1	–	1	
602	Bogie moteur	1	Extérieure en 1 pièce avec assise pour ressorts de suspension primaire	Bielles Alsthom	2 roulements à 2 rangées de roul. sphériques avec buselure de pression AH 37906/128	S.K.F 37906/C3R	labyrinth	Graisse	–	5	–	5	
603	Bogie porteur	1		Plaques guides	1 roulement à 2 rangées de roul. sphériques avec buselure de pression. AH 2320	S.K.F 22320 K/C3R	feutre labyrinth	Graisse	–	0,5	–	0,5	
604 605	Bogie moteur + porteur	1	Extérieure en 1 pièce avec assise pour ressorts de suspension primaire	Plaques guides	2 roulem à 2 rangées de rouleaux sphériques avec buselure de press. AH 37602/115	S.K.F I 37602/C3R	labyrinth	Graisse	–	0,5	–	0,5	
620	Bogie moteur	1	Extérieure en 1 pièce avec balancier pour ressorts de suspension primaire	Plaques guides	Coussinets lisses	Isothermos ou Friedmann	plaque	Huile	1 (limite d'usure 9 mm)	0,5	–	1,5 10,5	limite d'usure
	Bogie porteur	1									25	26,5 35,5	limite d'usure
630 C.1260 7.87	Bogie moteur	1	Extérieure en 1 pièce avec balancier pour ressorts de suspension primaire	Plaques guides	2 roulements coniques avec bague intermédiaire BS 71452 x/I	Timken 71750/KT	labyrinth	Graisse	–	0,7	35	35,7	Annexe 417
	Bogie porteur				2 roulem à 2 rangées de rouleaux sphériques avec busel. de pression AH 37602/111	SKF I-37602/C3R	labyrinth	Graisse	–	0,3	25	25,3	

D. Engins diesel à suspension fixe.

23. Le châssis de la caisse de ces engins repose sur 2, 3 ou 4 essieux dont il est solidaire par les boîtes d'essieux et les ressorts.

L'ensemble des liaisons entre les essieux et le châssis est appelé généralement "suspension de l'engin".

Les points d'appui du châssis sur sa suspension sont appelés "points de suspension".

I. Conditions auxquelles doit répondre la suspension dans son ensemble.

Ce sont:

24. a) La suspension doit répartir la charge (poids du châssis avec la caisse et l'équipement) aussi également que possible sur les différentes roues, en n'importe quelle circonstance.

La poussée de chaque roue sur le rail doit être analogue.

b) La suspension doit être "déterminée statiquement".

25. Cela signifie que, à chaque instant et dans toute circonstance, la poussée d'aucune roue ne peut prendre une valeur indéterminée.

En effet, une valeur indéterminée peut, à un instant incalculable, être nulle ou négative ou très grande.

Dans ce dernier cas, la poussée d'une roue peut dépasser son maximum dans une mesure telle que ce soit nuisible pour les voies et le matériel (bris de roues et de ressorts).

Si la poussée d'une roue est nulle ou négative (soulèvement de la roue), des déraillements sont possibles.

c) La suspension doit être stable.

26. La suspension est stable quand le châssis et la caisse ne sont pas influencés par les inégalités ou les irrégularités des voies.

La stabilité exige que le centre de gravité de l'engin soit situé de façon telle que, à aucun instant, il ne puisse y avoir de moments de renversement qui mettraient en danger l'équilibre du véhicule. D'autre part, le centre de gravité doit se trouver aussi bas que possible par rapport au plan formé par les axes des essieux.

II. Conditions à remplir pour que la suspension soit déterminée statiquement.

27. Pour l'examen de ces conditions, nous supposerons comme à la fig. 615, un objet quelconque supporté par "n" points A, B, .. F. Ces points sont supposés, par raison de simplicité, situés dans un même plan horizontal.

L'objet avec sa charge est soumis à la force pesanteur G agissant au centre de gravité Z situé en dehors du plan des points d'appui.

A chaque point d'appui, existe une force de réaction RA, RB, RE... RF.

Représentons toutes les forces dans un systeme de coordonnées à trois dimensions "x y z". Le plan "x y" est le plan horizontal formé par les points d'appui et l'axe z est perpendiculaire à ce plan.

28. L'équilibre de l'objet peut être exprimé par les équations d'équilibre ci-après:

1ere équation d'équilibre.

La somme algébrique de la projection des forces agissantes sur les différents axes de coordonnées doit être nulle.

Comme on a supposé que le plan "x y" était le plan des points d'appui, cette condition est automatiquement satisfaite pour les projections sur les axes x et y (les forces-pesanteur et réactions - sont perpendiculaires au plan x y).

Les projections sur l'axe z donnent:

$$G = R_A + R_B + R_C + R_D + \ldots\ldots\ldots (1)$$

29. 2e et 3e équations d'équilibre.

La somme algébrique des moments de rotation des forces par rapport aux axes x, y et z doit être nulle.

L'axe z étant parallèle aux forces, cette condition est automatiquement remplie pour l'axe "z" (la projection de chaque force sur le plan x y est nulle).

En ce qui concerne l'axe x, cette condition donne:

$$a_1.R_A + b.R_B + c_1.R_C + d_1.R_D + \ldots\ldots = g_1.G \quad (2)$$

Pour l'axe y, cela détermine:

$$a.R_A + b.R_B + c.R_C + d/R_D + \ldots\ldots = g.G \qquad (3)$$

30. Ces conditions d'équilibre nous donnent donc 3 équations à n inconnues. Cela signifie que les réactions ne pourront être calculées, c'est-à-dire ne prendront une valeur déterminée que si le nombre de points d'appui est limité à trois.

S'il y a 4 points d'appui ou davantage, les réactions ne savent plus être calculées de sorte qu'elles restent indéterminées.

Conclusion: seule une suspension en 3 points peut être complètement déterminée statiquement.

III. Etude de la suspension en 3 points.

31. La fig. 616 représente un châssis U V X W suspendu en 3 points A, B et C.

Le poids du châssis et de la caisse avec son équipement est G.

32. a) Conditions d'équilibre.

Si les 3 points d'appui sont situés dans un même plan horizontal, les 3 équations d'équilibre s'écriront:

$$R_A + R_B + R_c = G \qquad (1)$$

$$a'.R_A + b'.R_B = G.m' \qquad (2)$$

$$b".R_B = m".G \qquad (3)$$

On a donc $R_B = \frac{m"}{b"}.G \qquad (4)$

$$R_A = G\left(\frac{m'b" - b'm"}{a'b"}\right) \qquad (5)$$

$$R_C = G\left[\frac{a'(b".m") - (m'b" - b'm")}{a'b"}\right] \qquad (6)$$

33. b) Conditions de stabilité.

La condition pour que la suspension soit stable est que les réactions R_A, R_B et R_C soient toujours supérieures à 0.

Or $R_B = 0$ lorsque $m" = 0$, c'est-à-dire lorsque le centre de gravité est situé dans le plan y z.

$R_A = 0$ lorsque $m'b" - b'm" = 0$

ou $\frac{m'}{m''} = \frac{b'}{b''}$ c'est-à-dire lorsque le centre de gravité est situé dans le plan vertical passant par la ligne C B.

$R_C = 0$ lorsque $a'(b'' - m'') - (m'b'' - b'm'') = 0$ c'est-à-dire lorsque le centre de gravité est situé dans le plan vertical passant par la ligne AB.

Comme aucune réaction ne peut être nulle, <u>la condition de stabilité</u> est que la projection du centre de gravité sur le plan horizontal des points d'appui soit située à l'intérieur du triangle A B C déterminé par les points d'appui A, B et C.

34. c) <u>Répartition de la charge</u>.

Examinons maintenant la position de la projection du point Z dans le plan des points d'appui pour que la charge soit répartie uniformément sur toutes les roues.

35. 1. <u>Véhicules à 2 essieux</u> (fig. 616).

Pour une répartition uniforme de la charge sur les 2 essieux, il faut que:

$R_B = \frac{1}{2} G$

$R_A = R_C = \frac{1}{4} G$

On peut tirer des équations d'équilibre:

1° de l'équation (4)

$$\frac{m''}{b''} = \frac{1}{2}$$

2° de l'équation (5)

$$\frac{m'b'' - b'm''}{a'b''} = \frac{1}{4}$$

3° de l'équation (6)

$$\frac{a'(b'' - m'')}{a'b''} - \frac{(m'b'' - b'm'')}{a'b''} = \frac{1}{4}$$

De l'équalition (4) et (5), on déduit que:

$$\frac{m'(2m'') - b'(m'')}{a'(2m'')} = \frac{1}{4} \text{ ou}$$

$$\frac{2m' - b'}{2a'} = \frac{1}{4}$$

Par conséquent, si B est situé sur l'axe médian du véhicule,

$b' = \frac{1}{2} a'$ de sorte que

$$\frac{2\,m' - \frac{1}{2}\,a'}{2\,a'} = \frac{1}{4} \text{ d'où } \boxed{m' = \frac{1}{2}\,a'}$$

Comme $m' = \frac{1}{2}\,a'$ et $m'' = \frac{1}{2}\,b''$, Z' doit être situé au point médian du triangle formé par les 3 points d'appui A, B et C.

36. 2. Véhicules à 3 essieux (fig. 617).

Pour pouvoir suspendre un véhicule à 3 essieux en 3 points, les points d'appui doivent être répartis comme à la fig. 617.

Il s'ensuit que la charge des deux premiers points d'appui A et C doit être également répartie sur les 2 premiers essieux tandis que le 3e point d'appui B est situé sur le 3e essieu.

La charge est répartie de façon uniforme sur les 3 essieux lorsque

$$R_A = R_B = R_C = \frac{G}{3}$$

L'équation d'équilibre (4) donne:

$$R_B = \frac{m''}{b''}\,.G \text{ d'où } \quad \frac{m''}{b''} = \frac{1}{3}$$

En supposant que le point d'appui B est situé dans l'axe du châssis ($b' = \frac{1}{2}\,a'$), l'équation d'équilibre (5) devient:

$$1/3\ G = G\ \frac{(m'b'' - b''m'')}{a'b''} \quad \text{ou}$$

$$\frac{m'(3\,m'') - \frac{a'}{2}\,.m''}{a'.3m''} = 1/3$$

On déduit que $m' = \frac{a'}{2}$

Des deux conditions $m' = \frac{a'}{2}$

$$m'' = \frac{b''}{3}$$

On conclut que Z' est situé au centre de gravité du triangle formé par les points d'appui A, B et C.

D'autre part, les points d'appui A et C sont nécessairement situés sur l'axe médian entre les 2 premiers essieux. (répartition uniforme de leur charge sur les 2 premiers essieux). Si, en plus, les distances entre les 3 essieux sont égales, on voit parfaitement que le point de projection Z' est situé au-dessus du 2e essieu.

37. Conclusion.

Si un châssis est suspendu en 3 points, la condition pour que la charge soit répartie uniformément sur les différentes roues est:

1. Pour les véhicules à deux essieux: que la projection Z' du centre de gravité sur le plan horizontal formé par les points d'appui soit située au point médian du triangle formé par ces points d'appui;
2. Pour les véhicules à 3 essieux: que la projection Z' du centre de gravité sur le plan horizontal formé par les 3 points d'appui soit située au centre de gravité du triangle formé par ces points d'appui.

Ce centre de gravité est situé au-dessus du 2e essieu si les essieux sont équidistants.

IV. Etude de la suspension en 4 points.

38. Comme on l'a montré ci-avant, une telle suspension n'est pas déterminée statiquement.

La suspension en 4 points ne peut donc jamais être appliquée sur les engins soumis à des forces variables en grandeur, direction et sens telles que la possibilité existe que la poussée de certaines roues sur le rail devienne, à un instant donné, nulle ou négative.

C'était par exemple le cas pour les locomotives à vapeur où le mécanisme d'entraînement lourd pouvait produire de telles forces. Ainsi, les locomotives à vapeur étaient toujours à suspension en 3 points.

39. Ce n'est cependant pas le cas pour les engins diesel dont la force pesanteur résultante ne varie pratiquement pas en grandeur et a un point d'application pratiquement fixe (centre de gravité). Si, de plus, ce centre de gravité est situé sur l'axe médian du véhicule, ce qui est relativement facile à réaliser sur un engin diesel, il n'y a pas d'inconvénient à dédoubler le 3e point d'appui. Ceci donne la suspension en 4 points. Cette suspension étant de construction plus facile, les engins diesel sont toujours suspendus en 4 points.

a) La suspension en 4 points d'un engin diesel à 2 essieux.

40. Il résulte de ce qui précède que les réactions aux quatre points R_A, R_B, R_C et R_D sont toujours égales entre elles de sorte que le centre de gravité de l'engin diesel est situé sur l'axe médian des 4 points d'appui (fig. 618).

La condition d'équilibre donne alors $R_A = R_B = R_C = R_D = \frac{G}{4}$.

41. Cette condition n'est pas satisfaite uniquement lorsque le plan des points d'appui est horizontal mais aussi lorsque ce plan prend une position inclinée.

En effet, la fig. 619 montre que le poids G agissant au centre de gravité peut se décomposer en 2 forces:

42. 1ère force: "G cos.α " qui donne en chaque point d'appui une réaction perpendiculaire aux rails égale à $\frac{G \cos \alpha}{4}$.

43. 2e force: "G sin.α" qui tend à déplacer la caisse sur ses points d'appui.

Ce déplacement est empêché en guidant latéralement les boîtes d'essieux entre des guides fixés au châssis ou en rendant les boîtes solidaires du châssis au moyen de biellles.

Dans le matériel à suspension fixe, les boîtes sont pratiquement toujours placées entre des guides. La force "G sin.α" est donc reprise par ces guides.

Si le plan incliné est obtenu par la circulation sur une pente ou une rampe (fig. 620), la force "G sin.α" s'ajoute algébriquement à l'effort de traction de l'engin ce qui le fait respectivement augmenter ou diminuer.

Pendant les freinages, la force de freinage est respectivement diminuée ou augmentée par cette force.

44. Si le plan incliné est obtenu par une différence de niveau entre les deux rails (par ex. dans les courbes) (fig. 621) cet effort transversal doit être repris par les guides de boîtes (dans la circulation en courbe, la différence de niveau, appelée dévers, doit être calculée pour que la force "G sin.α" soit équilibrée autant que possible par la force centrifuge agissant sur le véhicule).

S'il existe un certain jeu entre les boîtes et leurs guides, la force "G sin.α" provoque des efforts de flexion dans les ressorts.

45. Par les irrégularités de la voie, ces efforts de flexio varient en grandeur et direction de sorte que les réactions entre les boîtes d'essieux et leurs guides sont d'autant plus importantes que le jeu augmente.

46. Le moment de flexion dans les ressorts de suspension ne dépend pas seulement de "G sin.α" mais aussi de la hauteur du centre de gravité. Cette hauteur détermine aussi le moment de flexion dans les corps de roues ou dans les rayons de roues.

Remarque:

47. Pour qu'une irrégularité locale des rails n'ait pas d'influence sur la suspension, les boîtes d'essieux doivent pouvoir se déplacer librement de bas en haut par rapport au châssis. Dans ce cas seulement, les roues se soulèvent en comprimant leurs ressorts sans que le plan formé par les points d'appui quitte l'horizontale.

b) La suspension en 4 points des véhicules à trois essieux.

48. Il résulte de ce qui précède que les réactions respectives aux 4 points d'appui R_A, R_B, R_C et RD doivent satisfaire aux conditions suivantes:

$$R_A = R_C = 2\,R_B = 2\,R_D \quad \text{(fig. 622)}$$

Cette condition n'est satisfaite que lorsque le centre de gravité de l'engin est situé sur la verticale de l'axe médian des 2 essieux extrêmes tandis que l'essieu intermédiaire doit coïncider avec l'axe médian horizontal des 2 essieux extrêmes.

La charge se répartit ainsi uniformément sur les 6 roues et cela, que le plan des 4 points d'appui soit horizontal ou non.

Toutes les remarques faites pour la suspension des véhicules à 2 essieux sont également valables ici.

c) La suspension en 4 points d'une locomotive à 4 essieux (fig. 623).

49. Comme pour la locomotive à 2 essieux, le centre de gravité de l'engin doit être situé sur la médiane des 4 points d'appui qui coïncide ici avec la médiane verticale du plan formé par les 4 essieux.

Quelle que soit la position prise par ce plan, les 4 réactions aux points d'appui sont toujours égales à $\frac{G}{4} \cdot \cos.\alpha$. Les remarques faites pour la suspension des véhicules à 2 essieux sont ici également valables.

Remarque.

50. L'étude faite ci-dessus pour la suspension fixe est valable aussi pour les bogies. Chaque bogie peut, en effet, être considéré comme un véhicule indépendant à suspension fixe.

Aussi, dans les bogies à 2 essieux, ceux-ci doivent être symétriques par rapport au point d'appui de la caisse sur le bogie.

Dans les bogies à 3 essieux, les essieux extrêmes doivent être symétriques par rapport au point d'appui de la caisse sur le bogie et l'essieu intermédiaire doit se trouver sous ce point d'appui.

V. Réalisation de la suspension en 4 points.

51. a) Véhicules à 2 essieux.

La suspension en 4 points est obtenue en laissant reposer le châssis, par l'intermédiaire de ressorts, sur les 4 boîtes des 2 trains de roues (fig. 624).

52. b) Véhicules à 3 essieux.

La suspension en 4 points est obtenue en appuyant le châssis, par des ressorts, sur les 2 boîtes du 3e essieu et au milieu des balanciers qui relient les ressorts des boîtes des 2 premiers essieux. (Fig. 625)

53. c) Véhicules à 4 essieux.

Les ressorts, s'appuyant sur les boîtes des 2 premiers et des 2 derniers essieux, sont reliés par balanciers. Le châssis s'appuie aux points médians des 4 balanciers (fig. 626).

VI. Equerrage du châssis.

a) Conséquences d'un équerrage insuffisant.

54. Un véhicule ferroviaire, dont l'équerrage n'est pas correct ne se déplace pas librement. Les bourrelets de ses roues se coincent entre les rails.

Par les pressions continues et parfois très importantes, entre rails et bourrelets, les appareils de voie et les rails, les roues, les boîtes et les guides de boîtes sont anormalement sollicités et ils sont soumis à une usure anormalement rapide.

Des fissures peuvent se produire dans les parties constitutives du châssis.

55. b) Conditions pour le châssis soit d'équerre.

Un châssis est d'équerre lorsque, par exemple pour un véhicule à 3 essieux, les axes AD, CE et CF (fig. 627) sont, en toute circonstance, parallèles entre eux et tout à fait perpendiculaires à l'axe médian MN du châssis.

56. Si le châssis est bien horizontal et si les points de centre des boîtes sont matérialisés (c.à.d. indiqués sur des planchettes en bois placées entre les guides à la même hauteur), les conditions ci-après doivent être remplies:

- les axes AD, BE et CF doivent être parallèles entre eux et parallèles au plan horizontal;
- les axes AD, BE et CF doivent être perpendiculaires à l'axe médian MN du châssis;
- les distances "m" de chaque point de centre A, B, C, D, E et F à l'axe MN doivent être rigoureusement égales;
- les axes des ouvertures du châssis ou des guides doivent être perpendiculaires au plan horizontal;
- les distances "t" entre l'axe et les bords latéraux doivent être égales.

Dans ces conditions, pendant la marche du véhicule, les essieux gardent leur parallélisme et restent perpendiculaires à l'axe du châssis.

c) Vérification de l'équerrage.

57. La vérification est nécessaire après construction et après toute réparation importante, en particulier après des avaries dues à un déraillement. Cette vérification est un travail tres important qui doit être exécuté avec beaucoup de soin et de précision.

58. Quand le châssis est bien horizontal et que les points de centre sont matérialisés, la vérification consiste dans les verifications suivantes:

1. des distances DC et AF. Elles doivent être égales puisque les diagonales ne sont égales que dans un rectangle.

   Si les 2 distances sont égales, les axes AD et CF sont parallèles et perpendiculaires à l'axe MN.

2. si les lignes DC et AF coupent l'axe médian MN (à matérialiser par une corde) au même point O et si les distances a et b sont égales entre elles, l'axe BE est aussi parallèle aux deux axes AD et CF;
3. vérification du parallélisme des guides de boîtes et leur position perpendiculaire par rapport au plan horizontal de référence.

59. Si des écarts sont constatés, il faut y remédier en déplaçant les points de centre des boîtes en adaptant l'épaisseur des guides de boîtes.

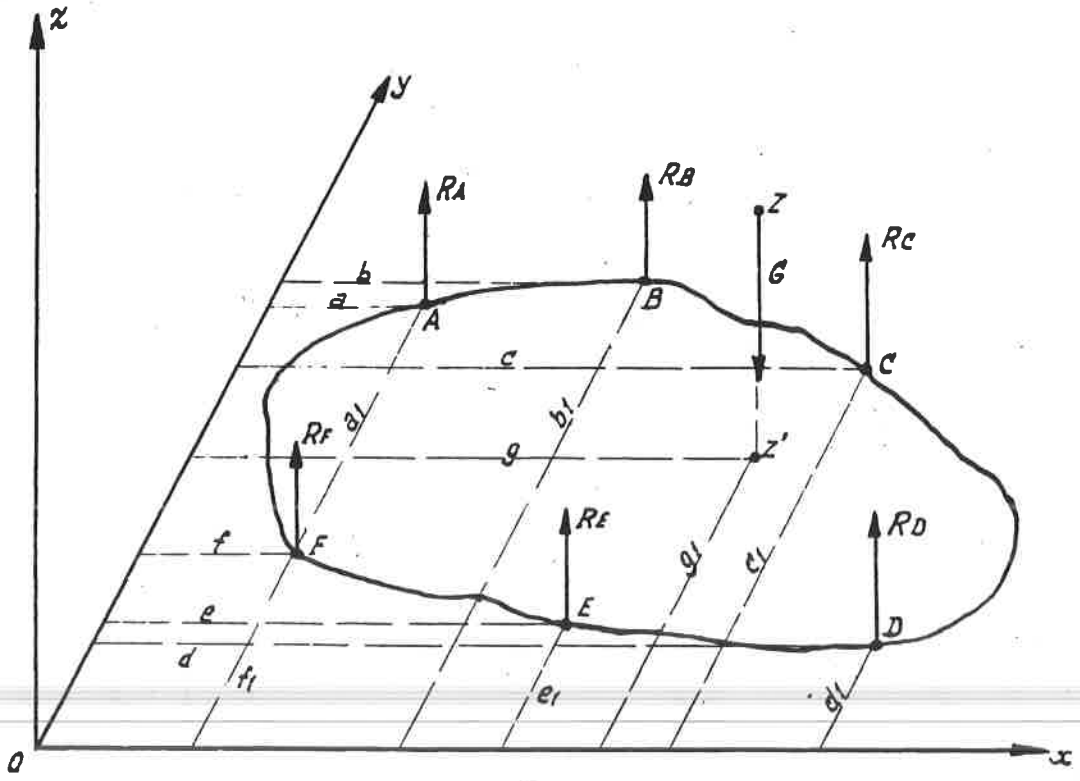


Fig. 615

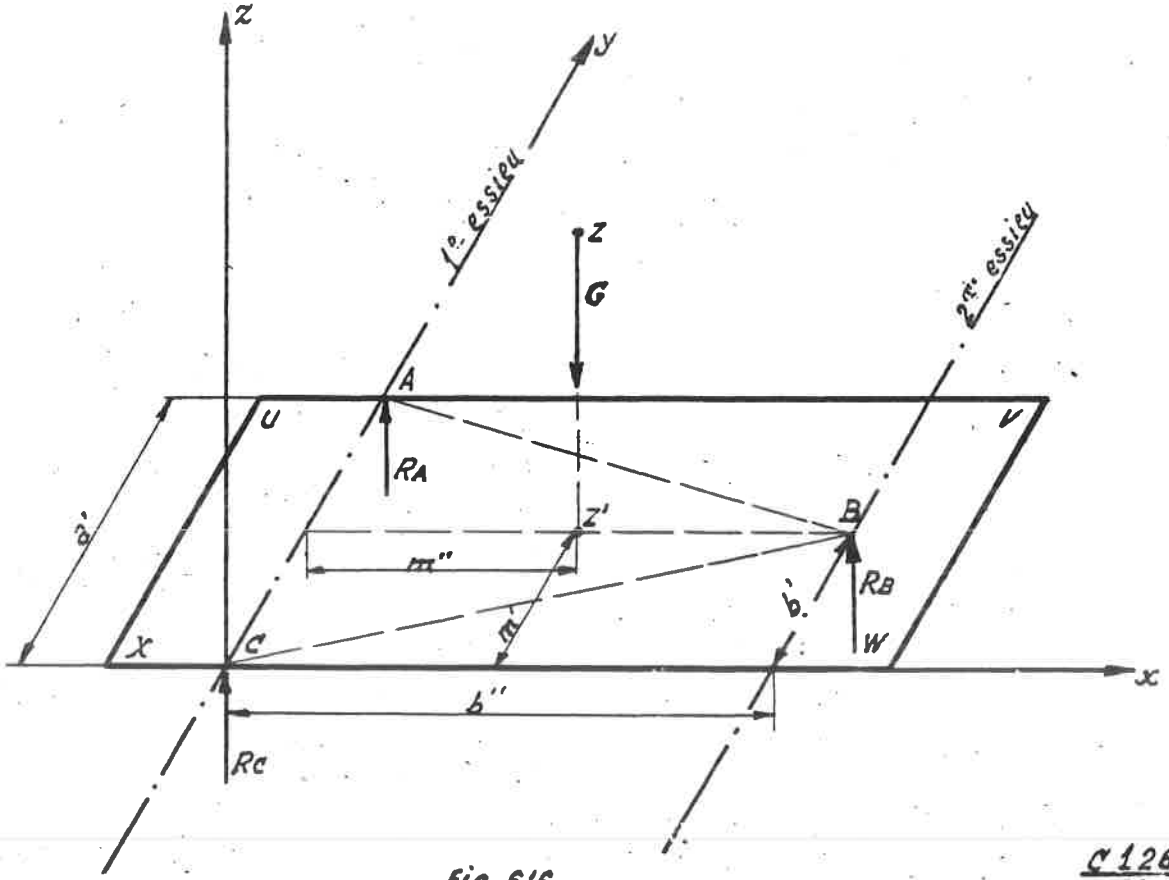


Fig. 616

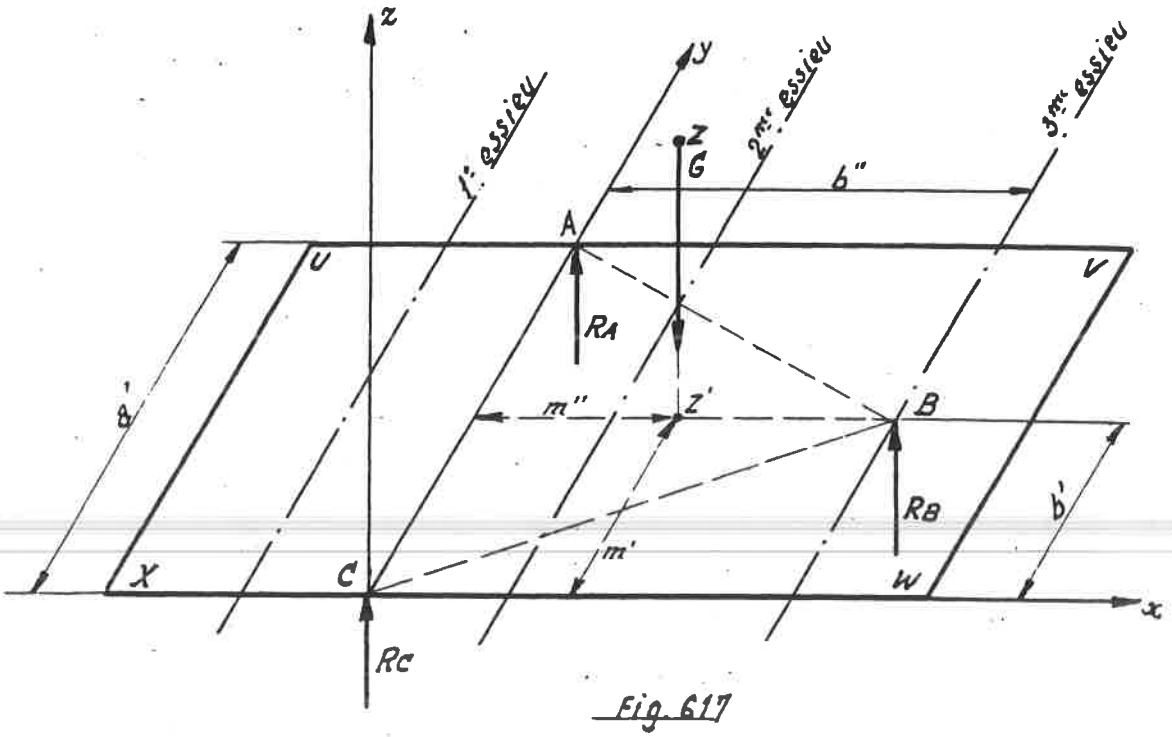


Fig. 617

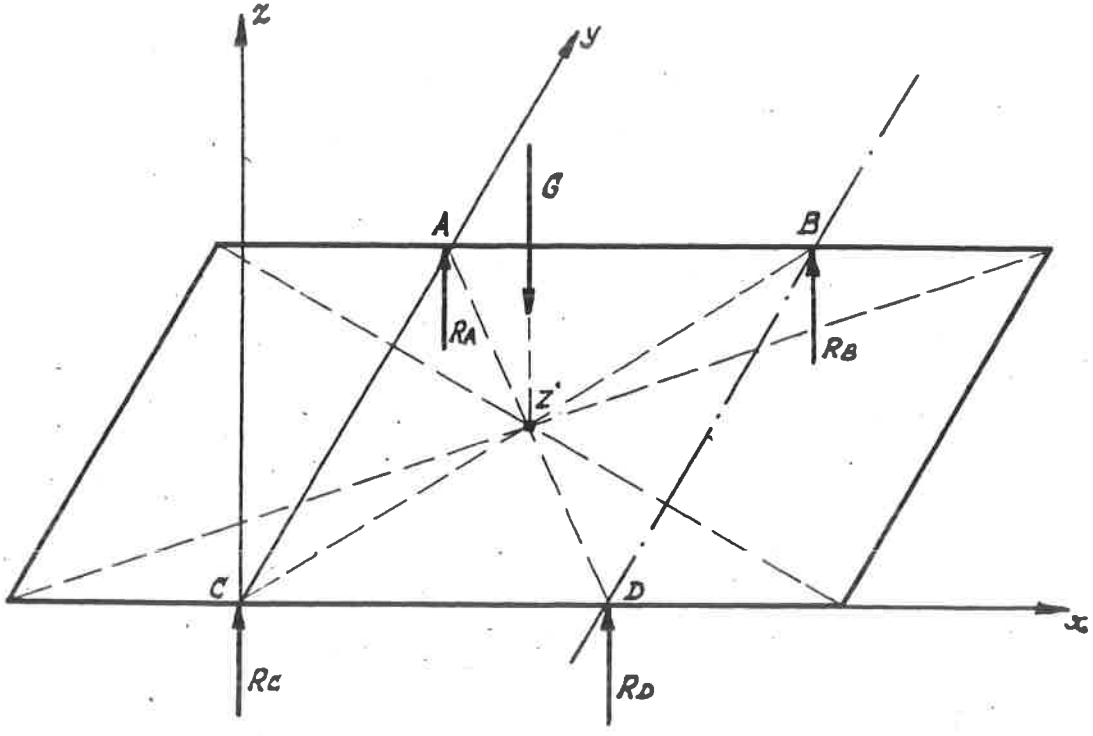


Fig. 618

Annexe 420

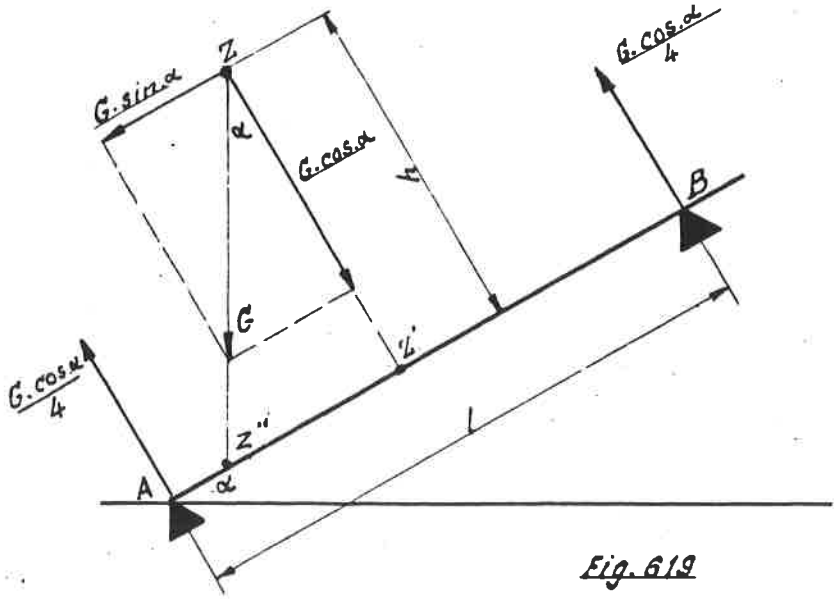
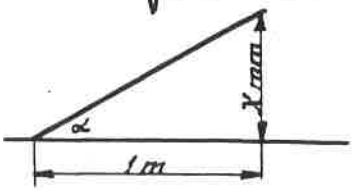


Fig. 619

$$tg.\alpha = \frac{x}{1000}$$

$$\sin.\alpha = \frac{x}{\sqrt{1000^2 + x^2}}$$

$$\cos.\alpha = \frac{1000}{\sqrt{1000^2 + x^2}}$$



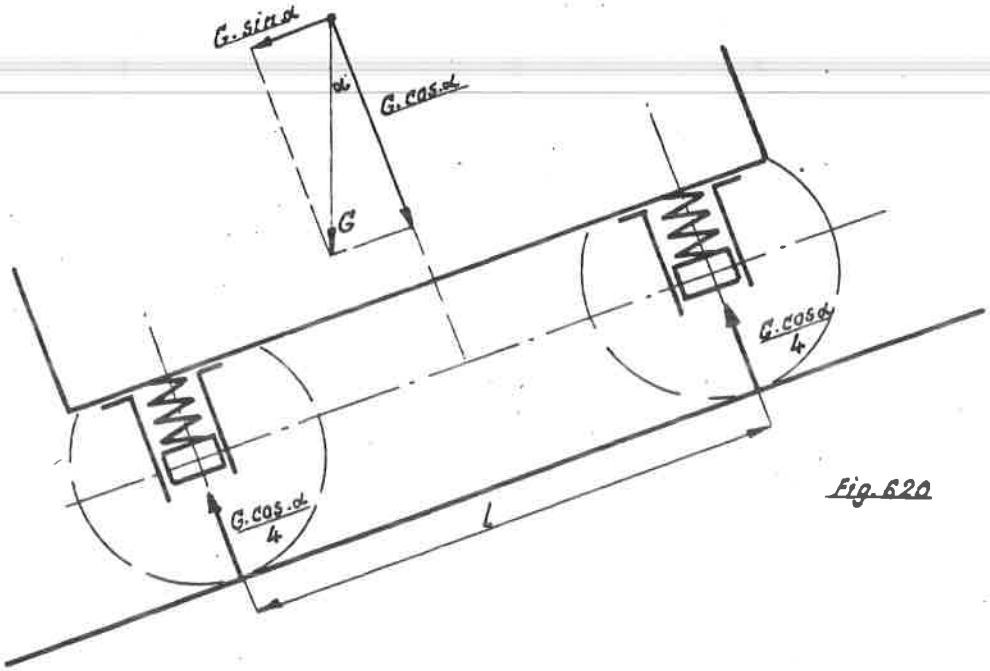


Fig. 620

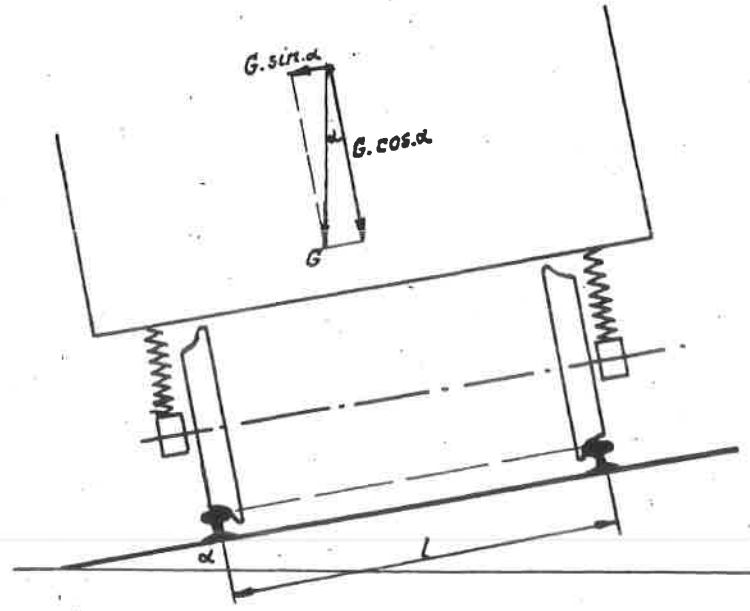


Fig. 621

Points d'appui A B C D

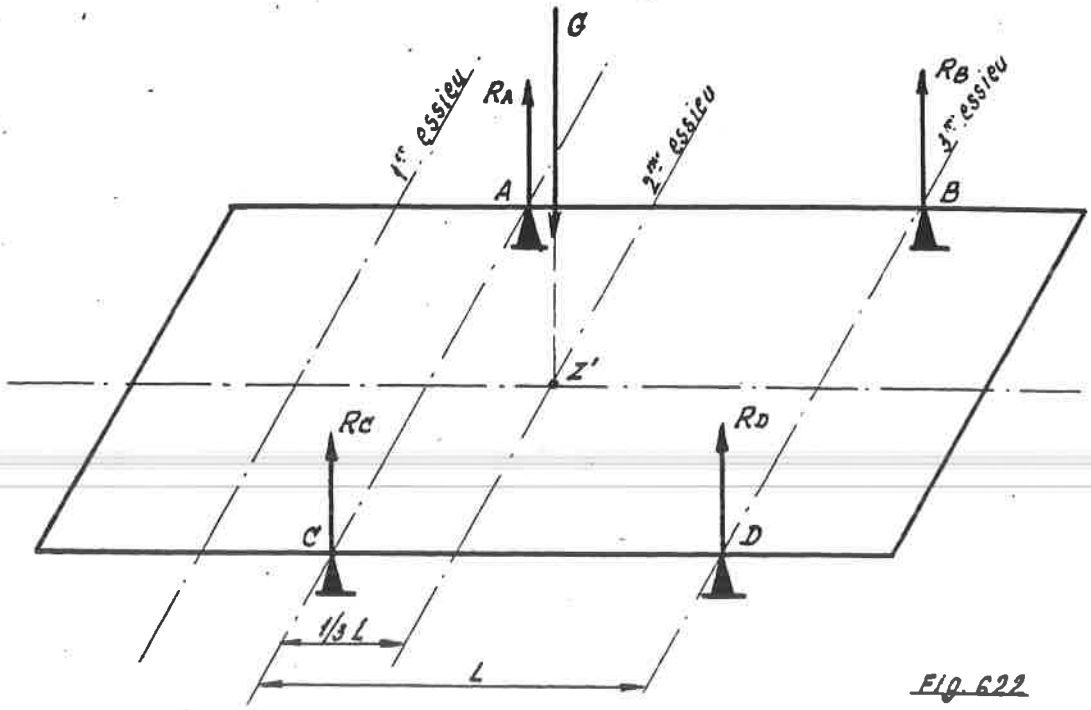


Fig. 622

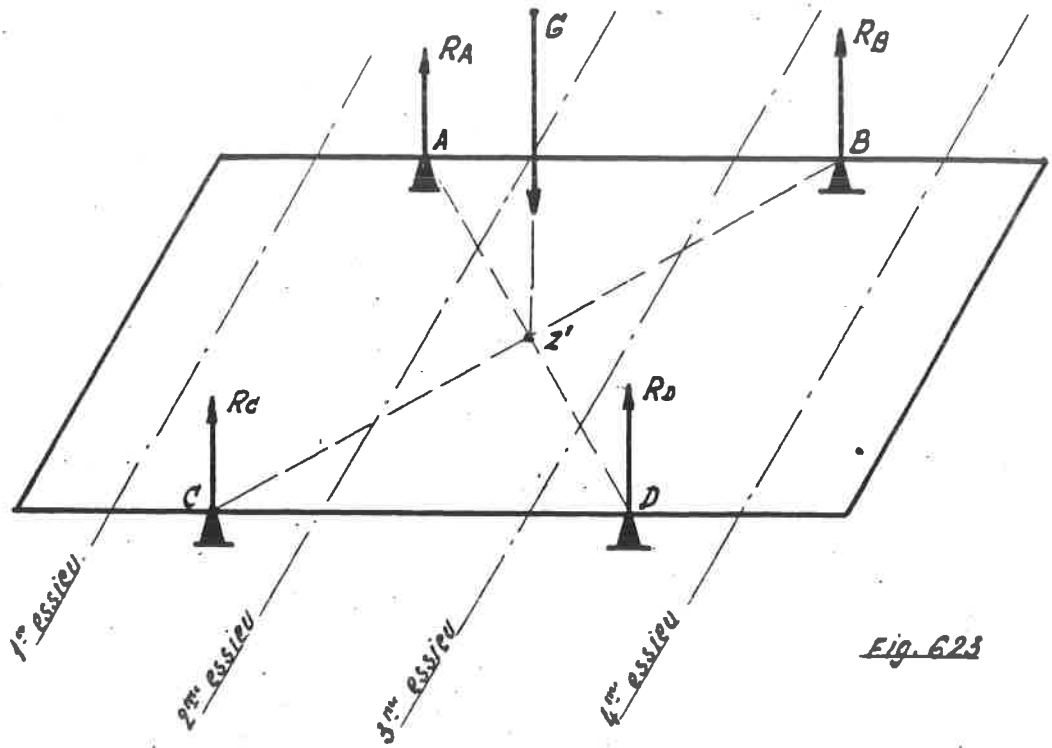


Fig. 623

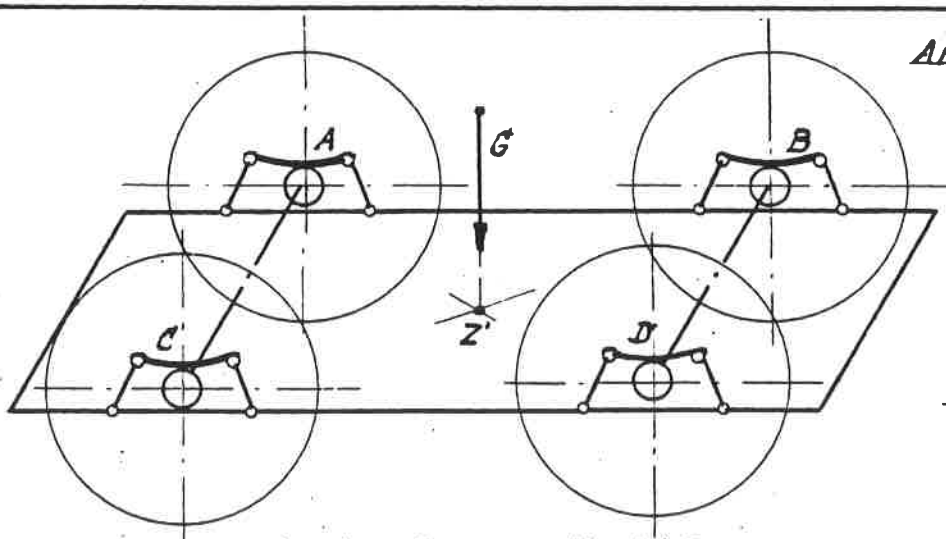


Fig.624

Suspension en 4 points d'un engin diesel à 2 essieux

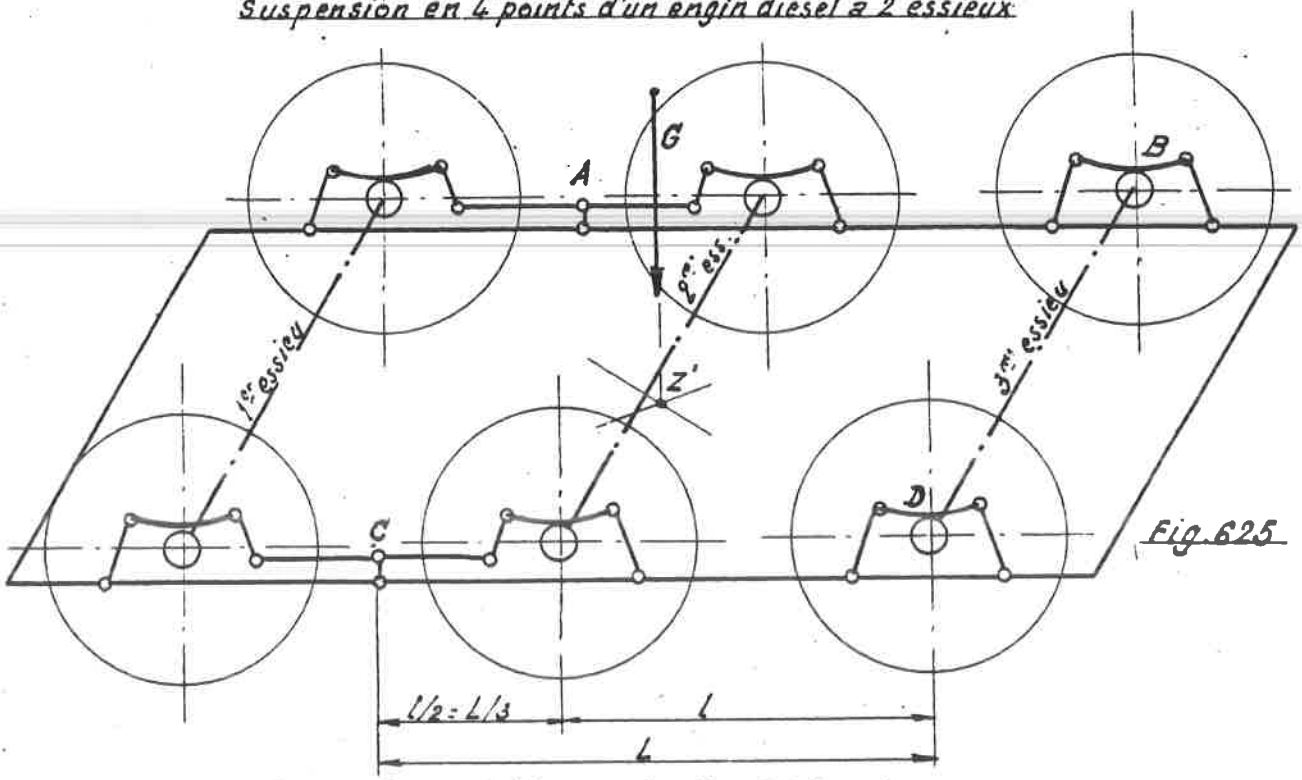


Fig.625

Suspension en 4 points d'un engin diesel à 3 essieux

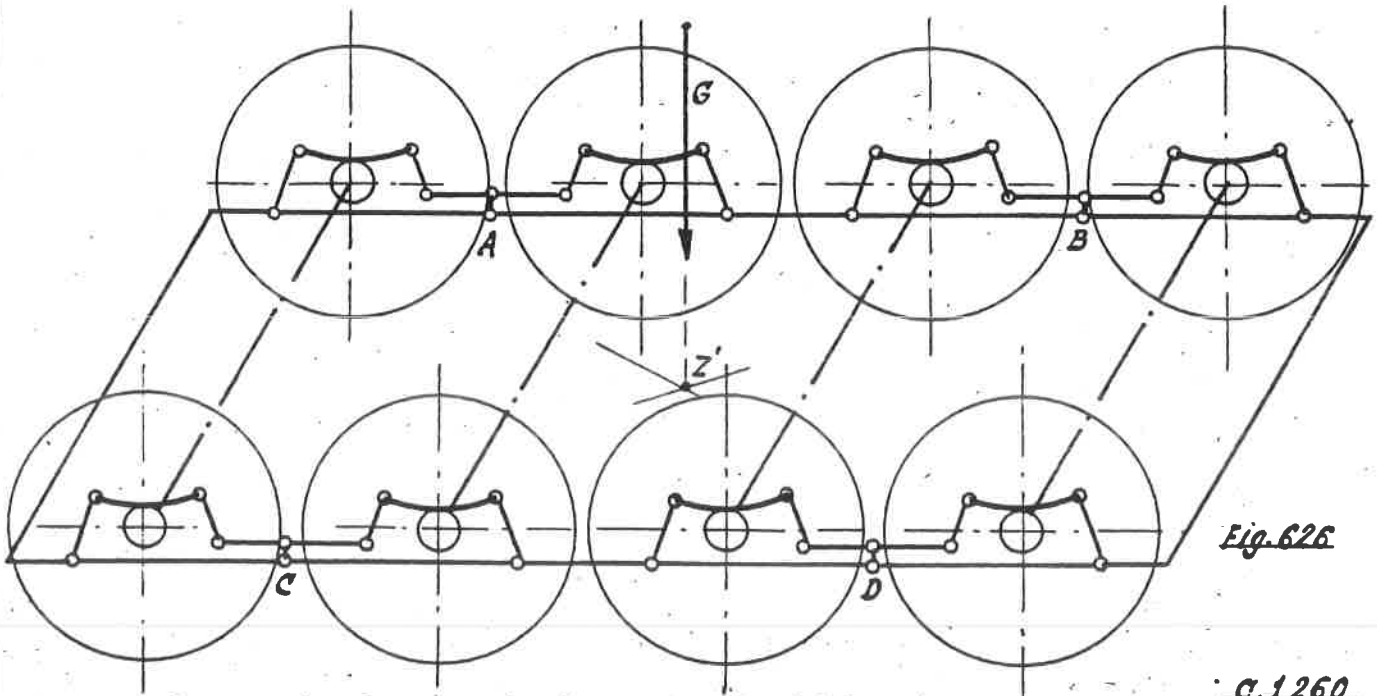


Fig.626

Suspension en 4 points d'un engin diesel à 4 essieux

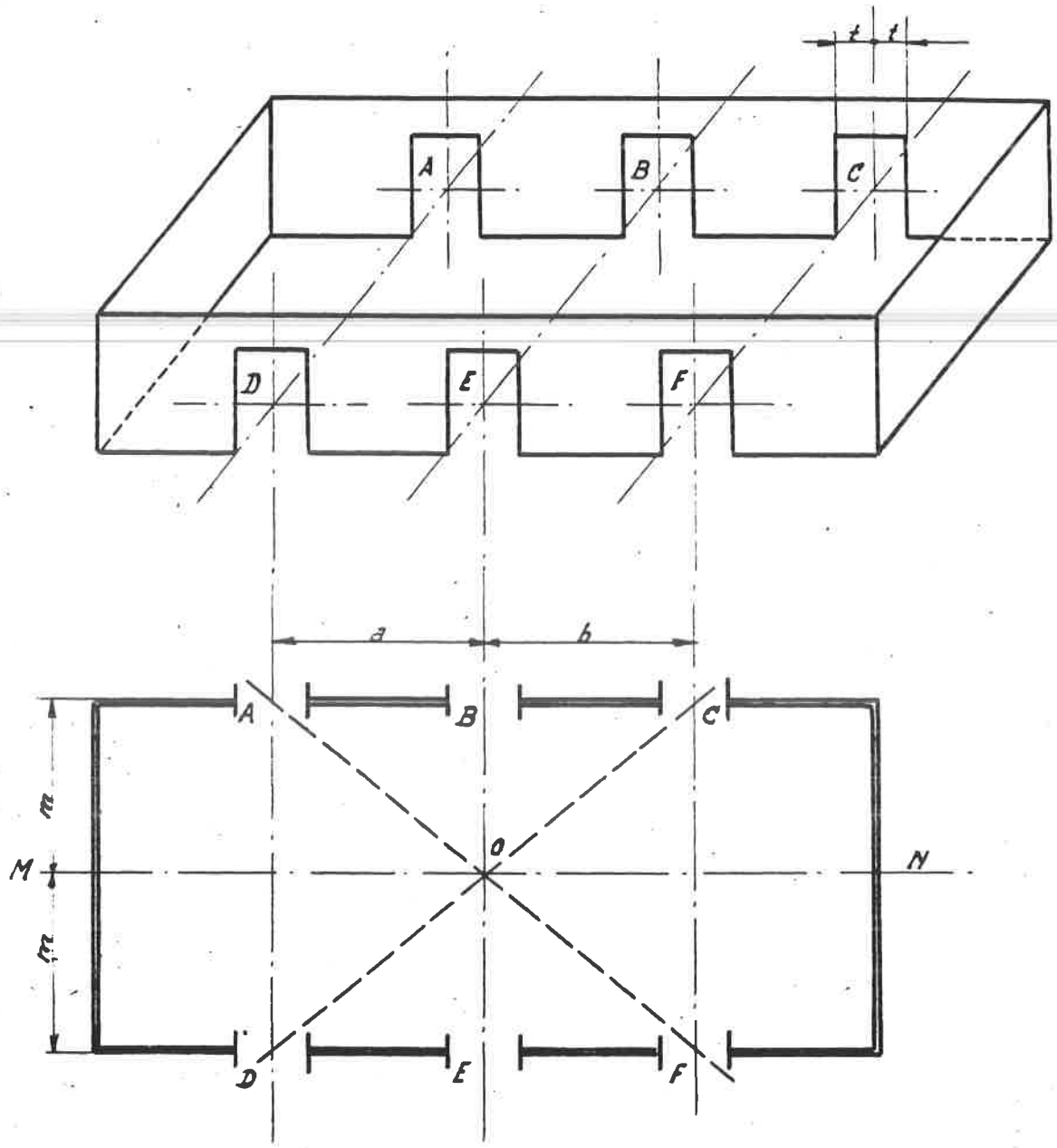


Fig 627

E. Engins diesel à suspension articulée (bogies).

I. Généralités.

60. Comme les bogies de tous les autres véhicules ferroviaires, les bogies des engins diesel comprennent en principe un châssis suspendu par ressorts sur les boîtes d'essieux.

61. Les bogies des engins diesel sont du type "B" (à 2 essieux) ou du type "C" (à 3 essieux).

62. La suspension par ressorts du châssis de bogie sur les boîtes d'essieux est appelée "suspension primaire" par opposition à la "suspension secondaire" qui est la suspension de la caisse de l'engin sur le châssis de bogie.

Sur les bogies du type B, la suspension primaire se fait toujours en 4 points.

Le châssis repose, en effet, toujours sur les 4 boîtes d'essieux par l'intermédiaire soit de ressorts placés directement sur les boîtes, soit de sommiers s'appuyant respectivement sur les boîtes de gauche et de droite (fig. 628). En ce qui concerne les engins diesel de la SNCB, il n'y a que les locomotives BB type 201 et 270 qui ont des bogies de ce dernier type.

Les sommiers s'appuyant sur les boîtes présentent l'inconvénient qu'une plus grande partie de la charge des roues n'est pas amortie. Ils ont, par contre, l'avantage d'une répartition plus régulière de la charge sur les 4 roues.

63. Dans les bogies du type C, le châssis repose pratiquement toujours sur les 6 boîtes d'essieux au moyen de ressorts placés directement sur ces boîtes.

La suspension se fait ainsi en 6 points. Pour que cette suspension soit "déterminée statiquement", la charge verticale du châssis de bogie doit toujours être centrale, c'est-à-dire être réalisée par pivot et crapaudine.

En cas de suspension latérale de la caisse, aux bogies du type C, il faut ramener le nombre de points de suspension à quatre, par des balanciers.

Sur tous les engins diesel CC de la SNCB, l'appui de la caisse sur les bogies se fait par pivots et crapaudines (hlde t. 200-202-203 204-205).

II. Ressorts de suspension.

64. On distingue les ressorts à lames et les ressorts hélicoïdaux ou en spirale.

Les ressorts sont généralement exécutés en acier silico-manganeux, dont la composition est approximativement de 0,45 à 0,55 % C; 1,5 à 1,8 % Si; 0,5 à 0,8 Mn. La tension de rupture varie de 90 à 175 kg/mm2.

Les ressorts de suspension sont réalisés de façon à ce que le bris de l'un d'eux n'entraîne pas de conséquences graves.

Dans ce but, la lame maîtresse des ressorts à lames est généralement doublée et les ressorts hélicoïdaux possèdent deux, voire trois éléments concentriques.

a) Ressorts à lames (fig. 629).

65. Les lames sont nervurées pour empêcher leur déplacement latéral. Elles sont assemblées au moyen d'un étrier de serrage. Celui-ci s'appuie sur la boîte, est suspendu à celle-ci, ou supporte directement la charge (fig. 629).

Les forces de frottement existant entre les lames amortissent automatiquement les oscillations verticales de la charge. Les lames de ressort sont protégées contre la rouille et la poussière par de la graisse graphitée. La rouille et la poussière peuvent notablement modifier les caractéristiques du ressort.

On appelle capacité de flexion du ressort, la variation de la flèche "p" par tonne de charge.

La différence entre la flèche réellement mesurée et la flèche originale, c.-à-d. à l'état chargé et déchargé, est une indication de la fatigue du ressort (affaissement des lames).

b) Ressorts hélicoïdaux (fig. 630).

66. Ils sont généralement exécutés en fil rond; leurs extrémités sont taillées à plat, perpendiculairement à l'axe.

Les ressorts hélicoïdaux n'ont pratiquement pas d'amortissement propre mais ont l'avantage d'une plus grande capacité de flexion.

La différence entre les valeurs réellement mesurées et la valeur originale de "a" (avec ou sans charge) indique la fatigue du ressort. Dans un ressort affaissé, la distance "a" est nulle à partir d'une certaine charge.

III. Charge d'un châssis de bogie.

67. Les châssis de bogie, considérés dans leur ensemble, sont soumis à une triple charge (fig. 631):

- une charge verticale
- une charge horizontale
- une charge transversale

68. a) La charge verticale est la force "V" exercée par la caisse sur le châssis de bogie via la suspension secondaire et reportée ensuite sur les roues via la suspension primaire.

Pour que la suspension primaire soit déterminée statiquement, la résultante verticale V doit agir au centre du rectangle formé par les points d'appui.

69. b) La charge horizontale consiste dans l'effort de traction ou de freinage exercée par les roues et transmis par les guides de boîtes ou les bielles de fixation, le châssis de bogie et la suspension secondaire à la caisse (fig. 631: H1 et H2 représentent les efforts de traction, H3 étant la résistance offerte par les véhicules remorqués).

En effet, dans les engins de traction diesel, l'effort de traction est toujours transmis directement par la caisse (crochets de traction et butoirs sont toujours fixés à la caisse) et jamais par les bogies mêmes comme c'est le cas dans certains engins de traction électrique.

70. c) Les efforts transversaux. Consistent dans les réactions (T) transversales exercées par les boîtes d'essieux sur le châssis de bogie et dues aux poussées et chocs existant entre les bourrelets des roues et les rails.

Pour que ces efforts transversaux restent limités, le châssis de bogie doit être bien "d'équerre".

71. Remarque importante: charge de réaction du châssis de bogie.

Dans la détermination de la charge de chaque partie du châssis de bogie, il faut tenir compte des réactions (R1 et R'1) exercées par les moteurs de traction ou les ponts d'essieux et les appareils de frein sur le châssis de bogie auquel ils sont reliés.

C'est grâce à ces réactions que l'engin se trouve dans la possibilité d'exercer des efforts de traction ou de freinage.

Il faut encore ajouter à ces réactions, les réactions (R2) dues au balancement de la caisse.

IV. Equerrage du châssis de bogie (fig. 632).

72. Le châssis de bogie est "d'équerre" lorsque ses essieux sont parallèles entre eux et perpendiculaires à l'axe longitudinal du bogie.

Les conditions à réaliser peuvent s'exprimer comme suit:

a) Les essieux doivent rester parallèles pour n'importe quelle position verticale prise par les boîtes d'essieux;
b) Les essieux doivent rester perpendiculaires à l'axe longitudinal du bogie;
c) Les centres de boîtes doivent être symétriques par rapport à l'axe du bogie, de sorte que les diagonales AD et BC ont toujours la même longueur (écart maximum: 2 mm);
d) Les déplacements verticaux des boîtes doivent être perpendiculaires au plan horizontal de référence du bogie (écart maximum: 0,2 mm).

Les guides de boîtes doivent être parallèles entre-eux. (tolérance : 0,5 mm.)

73. On appelle "équerrage" d'un châssis de bogie, la vérification de ces conditions et l'exécution éventuelle des améliorations pour la correction du châssis.

Un équerrage défectueux se traduit par une usure anormalement rapide des bourrelets des roues (bourrelets tranchants) et la fissuration des organes constitutifs du bogie.

V. Principes de construction des bogies pour engins diesel.

74. De nombreuses forces essentiellement variables sollicitant les bogies, toutes les éléments de ceux-ci sont soumises à des efforts de flexion et de torsion difficiles à calculer.

75. La forme idéale d'un châssis de bogie est la forme d'un caisson.

Bien qu'il n'y ait pas de règles fixes, un châssis en caisson est généralement constitué [illegible] de longerons longitudinaux et transversaux calculés comme poutres sur appuis et non encastrées.

Du point de vue constructif, les châssis de bogie peuvent être classés comme suit:

76. a) Châssis coulés d'une pièce en acier (châssis monobloc).

Cette méthode de travail conduit à des constructions légères mais n'est d'application que pour des grandes séries à cause du prix d'exécution du modèle de coulée.

Des précautions sont à prendre pour éviter des tensions internes de coulée qui peuvent amener des déformations, ... des fissures ou des déchirures dans les longerons.

Les châssis de bogie des locomotives t. 200 et t. 201 sont en acier coulé (fig. 659 et 652).

77. b) Châssis de bogie à éléments rivés.

Les éléments constitutifs du châssis, généralement des profilés d'acier, peuvent être préusinées de façon très précise, sans crainte de déformation pendant le rivetage.

Ces constructions rivetées sont précises et robustes, mais sont lourdes et très coûteuses.

78. c) Châssis de bogie à éléments soudés.

Les éléments soudés entre eux, sont constituées de profilés laminés ou assemblés par soudure ou de poutres creuses excutées en tôles pliées et soudées.

Cette méthode donne aussi des constructions légères sans qu'il y ait de grands risques de tensions internes dangereuses. Il n'y a pas besoin de modèles de coulée, mais pour une exécution précise, il faut des gabarits de soudage.

Pour des raisons de robustesse, les parties doivent être autant que possible arrondies et il ne peut y avoir de trous dans les parties fortement chargées.

Un exemple typique d'une construction entièrement soudée et constituée de caissons en tôles pliées et soudées est le bogie des autorails t. 602 et 603 (fig. 649).

79. d) Châssis de bogie de construction mixte.

Ce sont des châssis dont certaines parties sont assemblées par rivets et d'autres par soudure.

Cette méthode, appliquée anciennement à la construction des bogies des autorails triples, donnait des constructions lourdes, mais précises et robustes. Elle n'est plus d'application actuellement à cause de son coût.

VI. Conditions de construction.

80. Les conditions, auxquelles doit répondre la construction d'un bogie d'engin diesel, sont résumées ci-après:

81. a) La construction doit être simple.

Plus la construction est simple, moins elle est coûteuse.

Pour de grandes séries, les châssis peu compliqués en acier coulé sont le plus souvent préférés; pour les petites séries on adopte la construction soudée.

82. b) La construction doit garantir un coût d'entretien et de réparation aussi réduit que possible. Ceci exige non seulement une construction simple mais aussi robuste.

Chaque partie doit offrir une résistance suffisante aux charges variables afin, qu'après un certain temps, n'apparaissent pas de fissures, de bris ou de déformations dus à la fatigue.

83. Remarque importante.

Lors de la manutention d'un bogie au moyen d'appareils de levage (par ex. pour le placer sur un wagon de transport), il faut tenir compte, lors du placement des crochets de levage, de la charge normale pour laquelle les parties du châssis sont calculées.

Ainsi, il sera prescrit en général de fixer les crochets de levage aux traverses de tête du bogie, en effet, le déplacement de ces points d'appui vers les extrémités du châssis soumet celui-ci à des tensions de flexion non admissibles (fig. 637). Ce danger existe, en particulier, pour les bogies longs (AR t. 603). Ceci vaut aussi lorsque le bogie est soulevé à l'aide de crics.

84. c) La construction doit être aussi légère que possible.

Cette condition est surtout importante pour les autorails où on tend à avoir une puissance spécifique par place assise aussi élevée que possible.

Des constructions légères sont obtenues en appliquant la construction soudée et en employant des longerons et des traverses creux en tôle d'acier pliée et soudée (exemple typique: AR t. 602-603).

85. d) La construction doit garantir une bonne stabilité de marche.

C'est encore une fois le cas, en particulier, pour les autorails.

La stabilité de marche d'un bogie est surtout influencée par:

- le jeu entre les parties à mouvement relatif;
- la nature de ses systèmes de suspension;
- la forme de l'appui de la caisse sur le bogie;
- la nature des dispositifs de rappel;
- l'amortissement des mouvements de tanguage et de galop.

Nous allons voir en détail les mesures pouvant être prises pour augmenter la stabilité de marche.

VII. Accroissement de la stabilité de marche d'un bogie.

86. a) Jeu entre les organes à mouvement relatif.

Ce jeu est déterminé par la totalité des jeux latéraux et longitudinaux entre les boîtes d'essieux et leurs guides.

87. En cas de jeu insuffisant (grippage des boîtes dans leurs guides), le bogie avec sa charge n'est plus suspendu élastiquement.

Les chocs entre roues et rails sont transmis au châssis de bogie et à la caisse qui, tous deux, sont ainsi soumis à des chocs tres désagréables et nuisibles et à des vibrations de haute fréquence. Inversement, les rails et les appareils de voie sont soumis à des charges anormales. Des jeux insuffisants entre les boîtes d'essieux et leurs guides sont donc nuisibles aussi bien pour l'engin que pour les installations de voie.

88. Des jeux trop grands provoquent des chocs dans le châssis de bogie et dans la caisse à chaque changement de régime de traction ou de freinage ainsi que lors des modifications des efforts latéraux entre rails et roues.

Plus grands sont les jeux entre les boîtes et leurs guides, soit que cela soit prévu à la construction, soit que cela soit dû à l'usure, plus petite est la stabilité de marche du bogie.

On essaye d'y remédier dans les constructions modernes en reliant les boîtes d'essieux au châssis de bogie à l'aide de "bielles Alsthem".

89. 1. Guidage des boîtes d'essieux, système "Alsthom".

Les bielles "Alsthom" sont des bielles articulées, oscillant sur des bagues en caoutchouc ou silentblocs. Un exemple typique du guidage par bielles Alsthom est réalisé sur les autorails t. 603 (fig. 638).

Les bielles "Alsthom" offrent les avantages suivants:

90. - Elles permettent n'importe quel déplacement vertical des boîtes d'essieux par rapport au châssis de bogie sans qu'il doive y avoir de jeu dans le système de guidage ce qui augmente la stabilité dans une large mesure;
- La déformation des silentblocs des articulations limite les
- déplacements latéraux des boîtes d'essieux par rapport au châssis de bogie.

Par la déformation du caoutchouc (le caoutchouc n'est pas compressible), il naît un couple de rappel qui tend, à chaque instant à ramener les boîtes d'essieux dans leur position normale.

91. Aux couples de rappel exercés par les bielles "Alsthom" s'ajoutent encore les forces de rappel naissant dans les ressorts de la suspension primaire dès que ceux-ci sont soumis à flexion.

A cause de leurs forces de rappel, les bielles "Alsthom" trouvent aussi une large application dans les systèmes de suspension secondaire.

2. Guidage des boîtes d'essieux, système "Schlieren".

92. Le système "Schlieren" est représenté à la fig. 639.

Chaque boîte est munie de deux oreilles (1) portant chacune un guide cylindrique (2) avec bague d'appui en caoutchouc (3). Le ressort en spirale (4) supporte le châssis de bogie (5).

Le guidage vertical de la boîte d'essieu est assuré par deux pivots cylindriques, fixés au châssis (6) et munis d'un manchon de guidage (7) avec bourrage d'étanchéité (8). Le guide (2) est rempli d'huile (1,5 l SAE 20/30).

L'anneau d'étanchéité(10) pressé par le ressort (9) empêche l'introduction de poussière.

Un écrou amortisseur (11) percé de trous calibrés amortit les oscillations verticales du châssis de bogie.

Il y a un certain déplacement possible de la boîte dans le sens longitudinal et transversal à cause du jeu "S" existant entre le guide (2) et l'alésage de l'appui correspondant.

Le guidage "Schlieren" est réglable par le placement d'épaisseurs entre les ressorts en spirale et le guide (2). En comparaison avec le guidage "Alsthom," le système "Schlieren" présente l'avantage d'avoir une meilleure flexibilité et une souplesse plus grande.

b) Systèmes de suspension.

93. Précédemment, les bogies des engins de traction diesel n'avaient en général qu'un seul étage de suspension consistant en ressorts à lames s'appuyant directement sur les boîtes d'essieux.

C'était, par exemple, le cas pour les bogies d'origine des autorails t. 553.

Un tel système de suspension ne pouvait être maintenu pour le matériel diesel moderne et certainement pas pour les autorails.

Sur ce matériel, toutes les vibrations de haute fréquence et les chocs transmis des roues à la caisse doivent être amortis. Cela n'est possible qu'avec des suspensions à deux étages consistant en une suspension primaire et une suspension secondaire ayant chacune des propriétés différentes.

94. Dans les constructions modernes, la suspension primaire est généralement réalisée avec des ressorts hélicoïdaux s'appuyant sur les boîtes d'essieux (avec une capacité de flexion totale de + 3,5 mm/tonne) et la suspension secondaire avec des ressorts à lames ou des ressorts hélicoïdaux ayant une capacité de flexion de + 6 mm/tonne (pour les locomotives, respectivement 2 et 4 mm/tonne).

Il faut faire exception pour les bogies des autorails t. 553 et 554 où la suspension primaire consiste en ressorts à lames et la suspension secondaire en appuis "Bata" composés d'anneaux en caoutchouc superposés.

c) Appui de la caisse sur les bogies.

La caisse de l'engin peut être supportée par les bogies de deux façons :

95. 1. Pivot central et crapaudine.

La caisse repose sur ses bogies au moyen d'un pivot central et d'une crapaudine. (Fig. 640)

Dans les anciennes constructions, la crapaudine était incorporée directement dans le châssis de bogie. Il n'y avait donc pas de suspension secondaire.

Dans les constructions modernes, la crapaudine est incorporée dans une traverse danseuse suspendue élastiquement. La suspension de la traverse danseuse forme la suspension secondaire (fig. 656, hors de t. 202/203/204).

Ce principe de construction est généralement appliqué aux bogies type C à suspension primaire en 6 points (détermination statique des réactions d'appui).

96. 2. Appuis latéraux.

La caisse repose sur le châssis de bogie par 2 appuis latéraux. Ces appuis sont fixés soit sur les ressorts de la suspension secondaire (autorails t. 602-603-604-605) soit sur une traverse danseuse suspendue élastiquement (locomotives de ligne t. 210-211-212-222, ...).

Le support de la caisse par appuis latéraux présente l'avantage d'avoir une base d'appui large et de donner de ce fait une suspension plus stable que la suspension par crapaudine.

En plus la stabilité de marche d'un bogie est d'autant meilleure que la base d'appui de la caisse sur le bogie est plus large.

97. Le déplacement latéral de la caisse par rapport au bogie est impossible à cause des pivots de guidage fixés à la caisse et qui coulissent dans des buselures de guidage fixées au centre des châssis de bogies.

Dans certains cas, la caisse est solidaire des traverses danseuses qui sont guidées dans leur mouvement vertical (fig. 641-h1 t. 211) par des pivots fixés soit à la caisse, soit à la traverse danseuse elle-même.

Dans ce système de suspension, les pivots de guidage transmettent les efforts de traction et de freinage du bogie à la caisse, tout comme dans la suspension par pivot et crapaudines.

d) Les dispositifs de rappel d'un bogie.

98. L'angle de rotation maximal des 2 bogies et le déplacement latéral maximal éventuel des essieux déterminent le rayon minimal des courbes que l'engin peut parcourir.

Il faut distinguer:

99. 1. le rayon minimal des courbes pouvant être parcourues sans démontage d'organes.

Ce sont les courbes qui peuvent être parcourues sans que la rotation du bogie soit empêchée par des appareils ou organes fixés à la caisse ou au bogie.

100. le rayon minimal des courbes pouvant être parcourues après enlèvement d'organes.

Ce sont les courbes qui ne peuvent être parcourues qu'après démontage des appareils ou organes de la caisse ou du bogie qui gênent la rotation du bogie par rapport à la caisse.

101. Si les efforts de réaction entre les rails et les roues, qui ont entraîné la rotation des bogies ou le déplacement des essieux, cessent d'exister, les bogies et les essieux doivent reprendre leur position normale. Cela signifie que les systèmes de suspension doivent être conçus de façon à ce qu'il se produise des réactions qui ramènent automatiquement les bogies ou les essieux en position normale dès qu'ils s'écartent de cette position.

102. En ce qui concerne les essieux, on a déjà montré que les boîtes d'essieux guidées par plaques sont rappelées par la flexion de leurs ressorts (dans le ressort lui-même en cas d'emploi de ressorts hélicoïdaux; dans les supports de ressorts en cas d'emploi de ressorts à lames).

103. Aux boîtes guidées par des bielles "Alsthom", il existe un couple de rappel aux articulations des bielles. La déformation subie par chaque silentbloc peut, en effet, se décomposer en 4 déformations élémentaires (fig. 642 + 643).

1. La déformation axiale.

Se produit lors du déplacement transversal de la boîte d'essieu par rapport au châssis de bogie. La force de rappel est relativement petite (pour un déplacement de 0,2 mm, la force est inférieure à 300 kg). On a donc jugé utile de limiter les déplacements transversaux de la boîte par des coupelles sphériques en acier Ni-Cr. dont l'une (1) est fixée sur le support du silent-bloc et l'autre (2) est fixée par points de soudure à la bielle.

2. Déformation radiale.

Provient de la charge normale du silentbloc. Sa capacité, du point de vue charge de l'essieu et traction, est très grande (± 4.000 kg pour une déformation radiale de 0,3 mm).

3. Déformation de torsion.

Prévient du déplacement vertical de la boîte par rapport au châssis de bogie. Une déformation angulaire de 5°, provoque un couple de rappel de 50 kgm par silentbloc.

4. Déformation conique.

Pour une inclinaison de la bielle de 1°, il naît un couple de rappel de 250 kgm.

Cette déformation est obtenue par la forme : des coupelles sphériques (1).

Afin de réaliser en même temps un amortissement rapide des oscillations verticales, le graissage entre les bagues sphériques et la bielle est prescrit.

104. La traverse danseuse repose généralement sur des berceaux ou des ressorts à lames suspendus par bielles obliques au châssis de bogie.

En cas de déplacement latéral du berceau ou du ressort, il se produit des réactions dans les bielles de suspension qui s'opposent à ce déplacement latéral (fig. 644 - effort de rappel total = P.tg. α).

On obtient de grands efforts de rappel lorsque les sommiers ou les ressorts sont suspendus par une série d'étriers avec pivots intermédiaires (fig. 645).

105. L'effort de rappel total agissant sur le châssis de bogie est égal à la somme de toutes les forces de rappel de la suspension primaire et secondaire.

Dans certains cas, des ressorts de rappel spéciaux sont prévus comme par exemple dans les bogies "Flexicoil" des locomotives t. 212 (fig. 668).

e) L'amortissement des mouvements de balancement et de galop des bogies.

106. Les mouvements de galop sont amortis en plaçant le (les) point(s) d'appui de la caisse sur le bogie aussi bas que possible par rapport au plan des essieux.

107. Les mouvements de balancement sont amortis soit par l'emploi de ressorts à lames à amortissement propre, soit en ajoutant aux ressorts hélicoïdaux des amortisseurs mécaniques ou hydrauliques.

Les déplacements des organes en mouvement relatif peuvent être amortis par des plaques de friction, des pièces de liaison en caoutchouc, des bielles "Alsthom", etc...

L'aperçu suivant sur la composition des bogies montre comment cela est réalisé sur les bogies des engins diesel de la SNCB.

VIII. Bogies des engins de traction diesel de la SNCB.

a) Autorails.

108. 1. Appui de la caisse.

Tous les autorails actuellement en service ont des appuis de caisse latéraux (fig. 646-648-649-650).

Exception doit être faite pour le bogie médian des autorails t. 620, qui est équipé d'une crapaudine centrale pour l'appui simultané de 2 caisses. Le pivot de la première voiture porte la crapaudine pour le pivot de la 2e voiture.

109. Sur les bogies des autorails t. 553 et 554, les 2 appuis latéraux fixés directement sur la traverse centrale du châssis de bogie, consistent en cylindres creux coulissant l'un dans l'autre et remplis d'anneaux en caoutchouc séparés par des anneaux en acier (anneaux Bata). Ils portent une surface d'appui en métal.

Le cylindre extérieur est garni intérieurement, tandis que le cylindre intérieur est garni extérieurement, de nervures soudées pour empêcher la rotation relative des 2 cylindres (fig. 646 et (Fig 647).

110. Les bogies (t. 553 et t. 554) n'ont donc pas de traverse danseuse. (Fig.636)

Exception faite pour les bogies des autorails t. 630 et le bogie médian des autorails t. 620, les bogies des autres autorails possèdent une traverse danseuse. Les 2 appuis latéraux sphériques, le plus souvent baignant dans l'huile, reposent sur des ressorts à lames. Ceux-ci sont suspendus aux longerons du châssis au moyen de bielles montées sur silentblocs (fig. 648 + 649). Des bielles "Alsthom" empêchent les déplacements latéraux des ressorts à lames sans toutefois empêcher le mouvement vertical des appuis de caisse.

Les silent blocs montés dans les bielles de suspension amortissent les vibrations haute fréquence et exercent sur le bogie les forces de rappel nécessaires.

111. Sur les autorails t. 630 (fig. 650), chaque châssis de caisse repose sur 2 traverses danseuses qui s'appuient sur 2 doubles ressorts en spirale. Ces ressorts reposent sur des sommiers suspendus par bielles aux longerons des châssis de bogie (bogies du type Schlieren).

Des bielles de réaction, ou des butées, limitent le déplacement latéral de chaque traverse danseuse à 35 mm (bogie moteur) ou 25 mm (bogie porteur des voitures remorquées).

Des amortisseurs relient la traverse danseuse à ses sommiers pour empêcher les mouvements de balancement de la caisse.

La traverse danseuse du bogie médian des autorails t. 620 repose sur des ressorts à lames transversaux, comme anciennement aux bogies "Pensylvania".

2. Suspension primaire.

112. Uniquement aux bogies des autorails t. 553 et 554, le châssis de bogie est suspendu au moyen de ressorts à lames s'appuyant directement sur les 4 boîtes d'essieux (fig. 646).

Aux autres autorails, la suspension primaire consiste toujours en doubles ressorts en spirale, s'appuyant sur des appuis de ressorts faisant partie du carter des boîtes ou de balanciers suspendus aux boîtes (exception faite pour le bogie médian des autorails t. 620 où le châssis de bogie s'appuie par des ressorts hélicoïdaux sur des sommiers reposant directement sur les boîtes d'essieux).

Des butées sur le châssis et les boîtes d'essieux limitent la compression des ressorts hélicoïdaux.

3. Guidage des boîtes d'essieux.

113. Seules les boîtes d'essieux des bogies moteurs t. 602 et 603 sont guidées par bielles "Alsthom" (fig. 649).

b) Locomotives.

1. Suspension primaire.

114. Aux locomotives diesel, le châssis de bogie repose pratiquement toujours directement sur les boîtes d'essieux au moyen de ressorts en spirale (fig. 653 à 659).

Seuls les locomotives t. 270 et 201 où le châssis de bogie repose, par l'intermédiaire de ressorts hélicoïdaux, sur des sommiers supportés directement par les boîtes d'essieux (fig. 651 + 652).

Dans le premier cas, la compression des ressorts est limitée à 20 - 30 mm par des butées fixées aux boîtes d'essieux.

2. Traverses danseuses et appuis de caisse.

115. Seuls, les bogies des locomotives t. 270 n'ont pas de traverse danseuse (fig. 651).

La caisse de la locomotive repose ici directement sur les châssis de bogie au moyen d'un pivot central et d'une crapaudine. Les oscillations de la caisse sont limitées par 2 appuis latéraux ayant normalement un jeu de 5 mm par rapport à la caisse.

Aux autres types de locomotives, la traverse danseuse peut prendre différentes formes et être suspendue de différentes manières.

116. a) La traverse danseuse repose sur des ressorts à lames disposés transversalement et suspendus au moyen de bielles au châssis de bogie (principe Pensylvania).

Ce système n'est appliqué qu'aux locomotives t. 201.

La traverse danseuse est guidée dans son mouvement vertical par des surfaces de frottement qui transmettent aussi les efforts de traction et de freinage, du châssis à la traverse danseuse. Les appuis latéraux à patins, fixés directement à la traverse danseuse supportent la caisse.

Le pivot de la caisse, guidé dans la traverse danseuse, transmet les efforts de traction et de freinage du châssis de bogie à la caisse de l'engin.

Il n'y a pas de dispositif d'amortissement ou de rappel particulier, l'amortissement étant réalisé par les ressorts à lames et le rappel, par les bielles de suspension de ces ressorts.

117. b) La traverse danseuse s'appuie sur un sommier qui repose sur des ressorts à lames disposés longitudinalement et suspendus par bielles au châssis de bogie (principe Winterthur).

Ce système est appliqué aux locomotives t. 210-211-213 et 222 (fig. 653-654-655 et 635).

La caisse repose sur sa traverse danseuse par des appuis latéraux non glissants (les appuis de la caisse sont fixés à ceux de la traverse danseuse par boulons et clavettes tandis que la traverse danseuse même s'appuie sur le sommier au moyen d'appuis latéraux libres, sphériques ou plats).

Des bielles empêchent le déplacement latéral des ressorts à lames.

La traverse danseuse est guidée dans sa rotation par rapport au châssis de bogie par un pivot de guidage central, fixé sur la traverse du châssis de bogie.

Des butées fixées au sommier limitent l'affaissement de la suspension secondaire à environ 20 mm.

c) La traverse danseuse repose sur le châssis de bogie au moyen de ressorts hélicoïdaux.

118. Ce système est appliqué aux bogies type C des locomotives t. 202-203-204 et 205 (fig. 656-664).

Des bielles de liaison limitent les déplacements horizontaux de la traverse dans toutes les directions.

Des butées verticales, avec un jeu normal de 32 mm, limitent la compression des ressorts de la suspension secondaire.

La caisse repose sur la traverse danseuse au moyen d'un pivot et d'une crapaudine.

Les bogies "Flexicoil" des locomotives t. 212 sont aussi basés sur ce principe (fig. 658). Les déplacements verticaux, latéraux et longitudinaux de la traverse danseuse sont limités ici par des butées qui ont un jeu normal respectivement de 36, 35 et 1 mm.

Les butées limitant le déplacement longitudinal sont fixées à la traverse danseuse au moyen de ressorts de rappel.

Des crochets fixés à la traverse danseuse limitent à 5 mm les oscillations de la caisse par rapport à la traverse danseuse.

119. d) La traverse danseuse consiste en 2 parties. D'une part, ces parties oscillent autour d'un sommier qui s'appuie sur les sommiers de ressorts suspendus aux longerons du bogie. D'autre part, elles s'appuient sur 2 doubles ressorts hélicoïdaux supportés par les sommiers cités ci-dessus. Des amortisseurs limitent les oscillations de ces deux parties.

La caisse repose, par des appuis latéraux à glissement, sur les deux parties de la traverse danseuse.

Des butées latérales limitent le déplacement latéral de la caisse à environ 30 mm. Le pivot de la caisse est guidé dans le sommier.

Ce système est appliqué sur les bogies t. BN des locomotives t. 212 (fig. 657).

120. e) La traverse danseuse repose, au moyen de ressorts hélicoïdaux doubles, sur des sommiers suspendus aux longerons du bogie. Des bielles transversales empêchent le déplacement latéral des sommiers (fig. 659) (principe Schlieren).

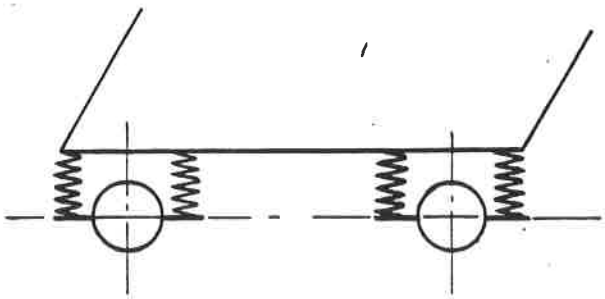
Des butées limitent à environ 30 mm les déplacements longitudinaux et transversaux de la traverse danseuse.

Les oscillations verticales de la traverse danseuse sont amorties.

Ce système est appliqué aux : locomotives t. 200 dont la caisse repose sur la traverse danseuse au moyen d'un pivot et d'une crapaudine. *(Fig. 633)*

121. Remarque. Des amortisseurs sont aussi appliqués à la suspension primaire des bogies des locomotives t. 210-211 et 213. Leurs boîtes d'essieux *ne possèdent pas de guide de boîtes.*

Suspension primaire
Bogie type B



Suspension primaire directe

Suspension primaire par sommiers

HL de t. 270-201

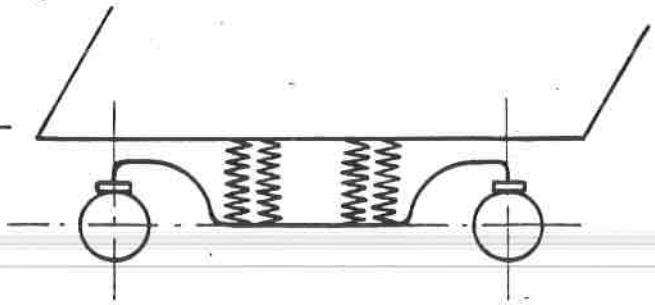
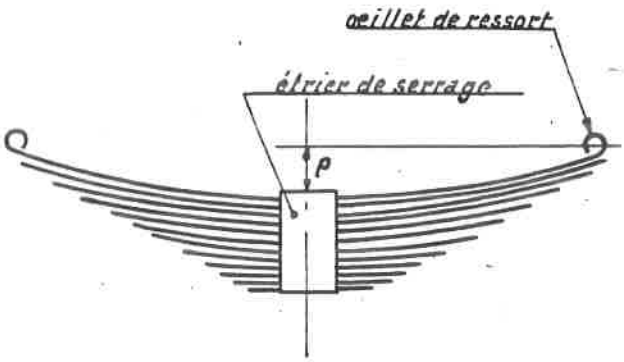


Fig. 628



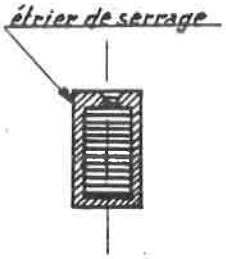
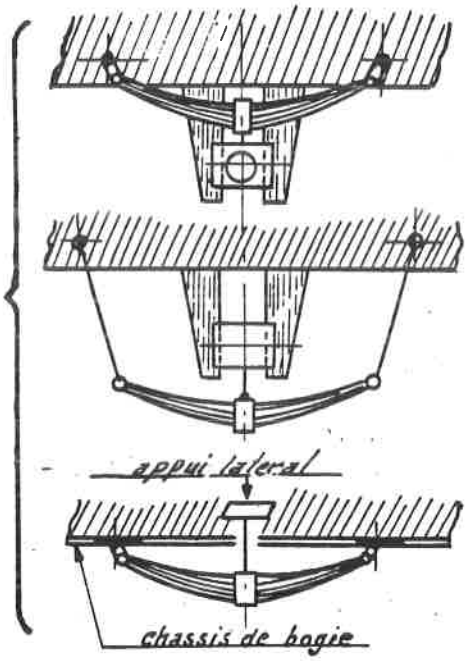


Fig. 629



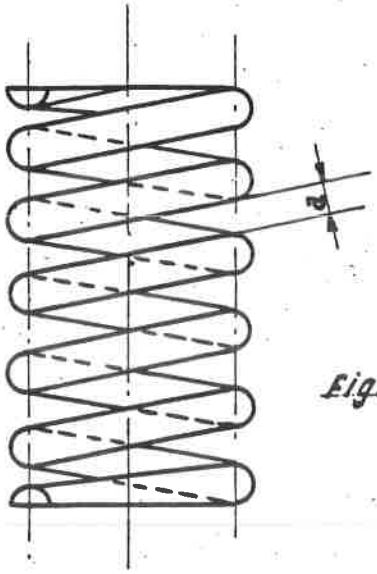


Fig. 630

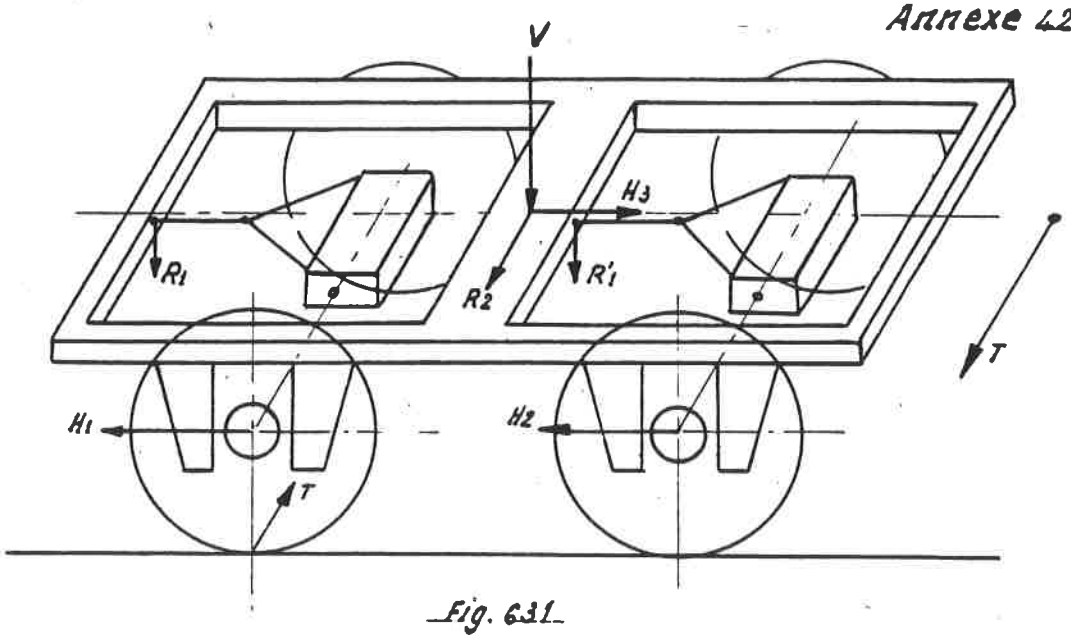


Fig. 631

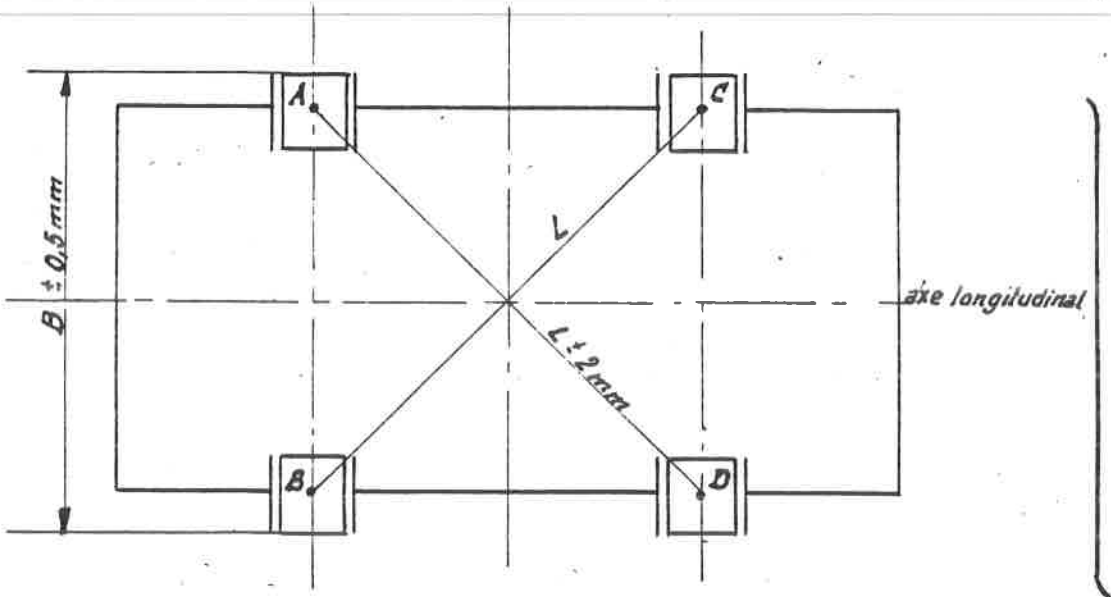
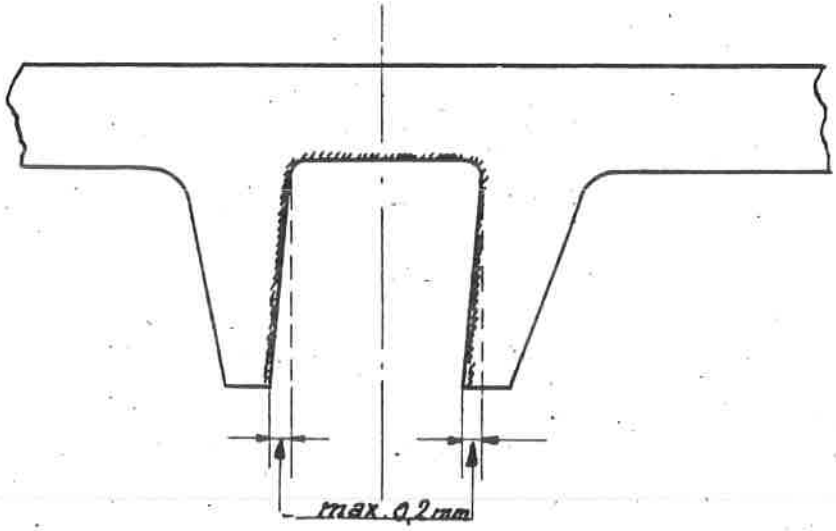


Fig. 632



Bogie t. 200

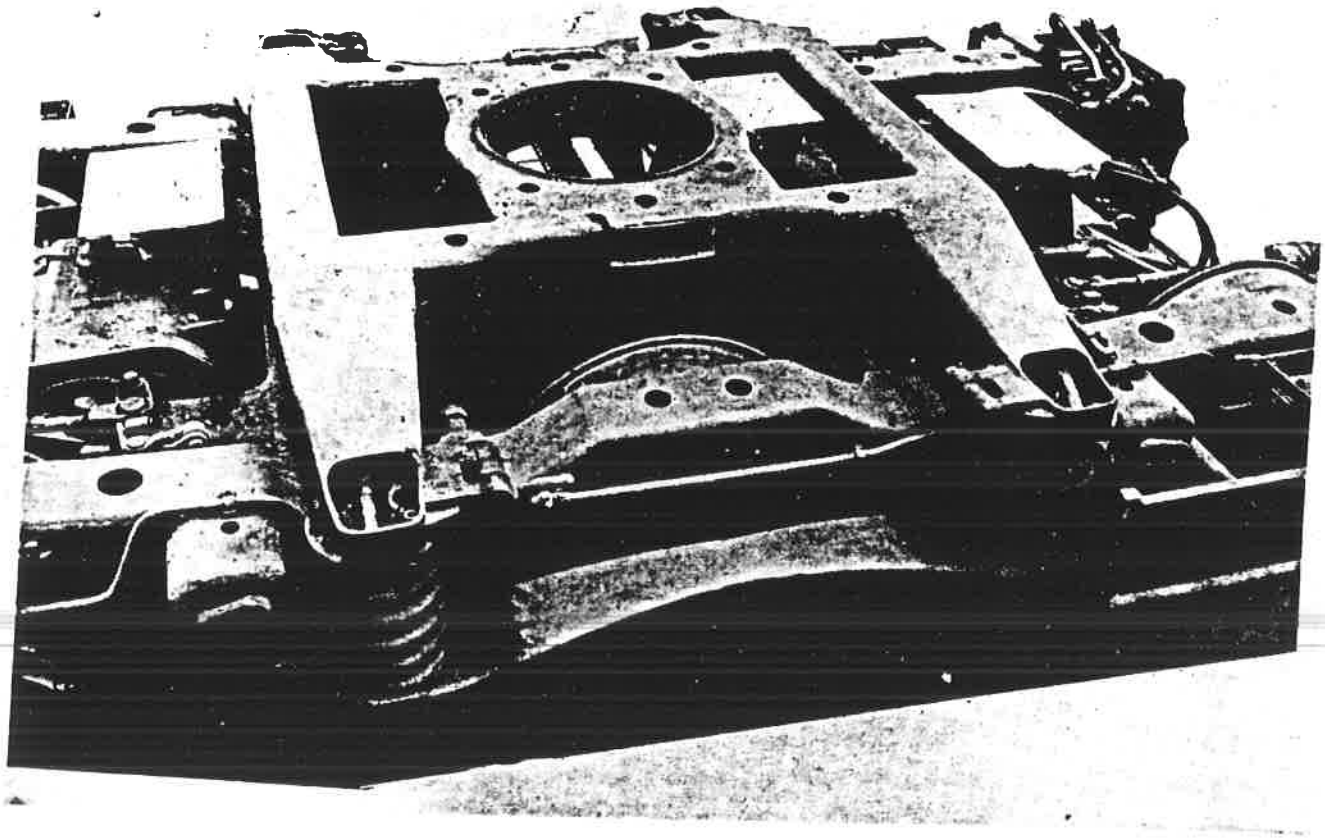


Fig. 633

Bogie t. 202

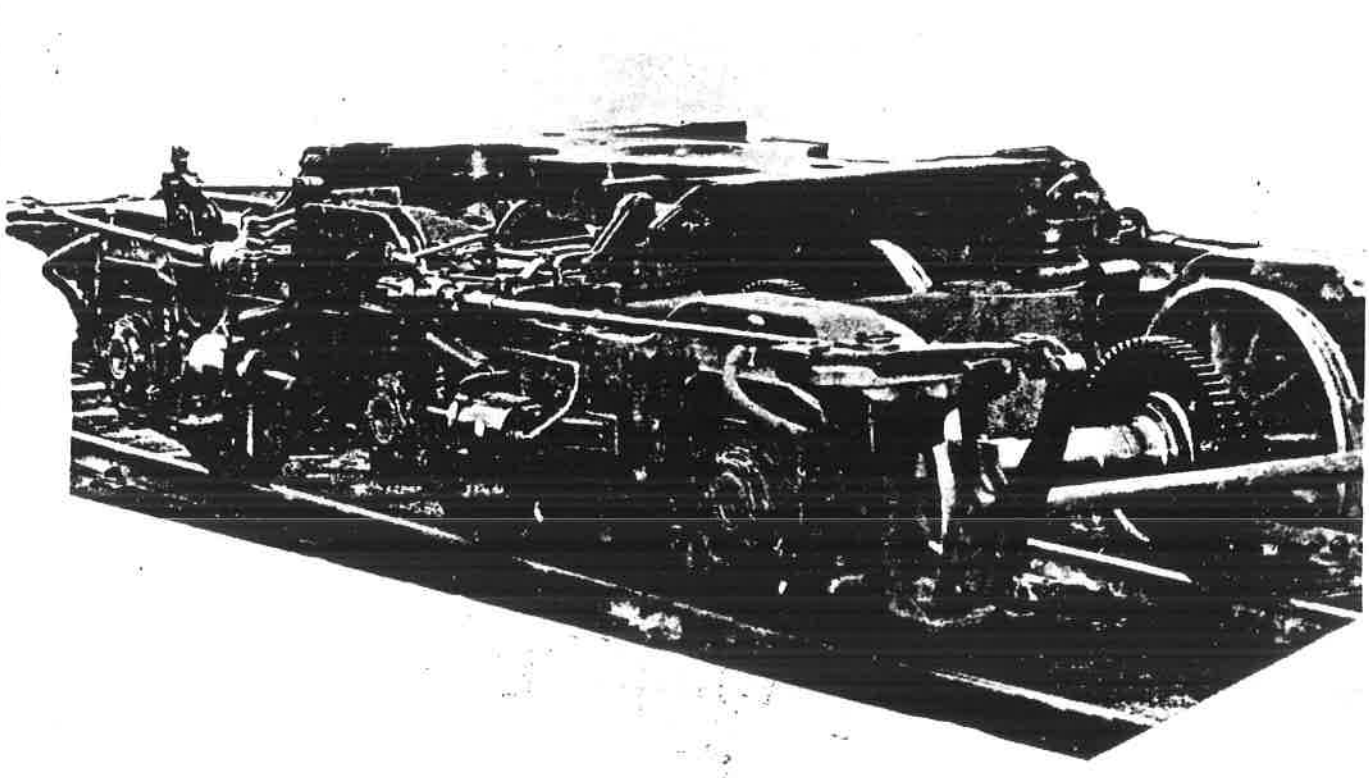


Fig. 634

Bogie t. 211

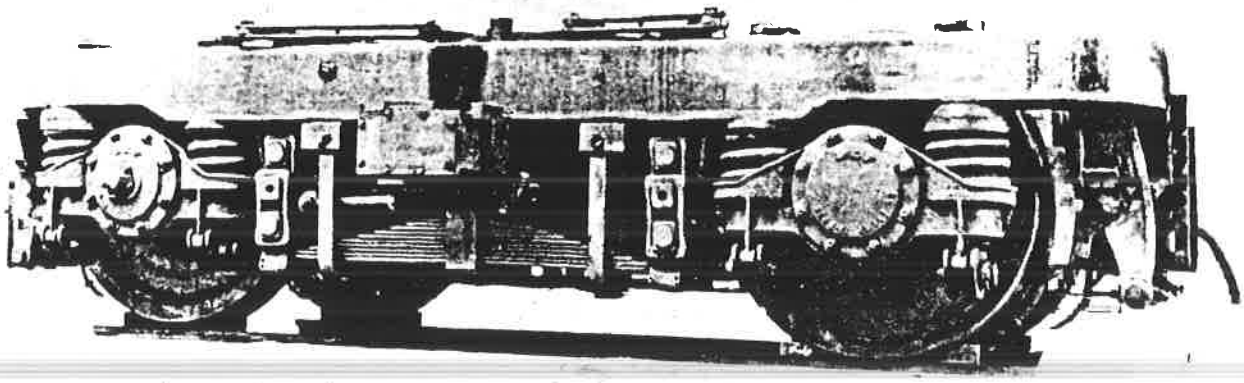


Fig. 635

Bogie t. 554

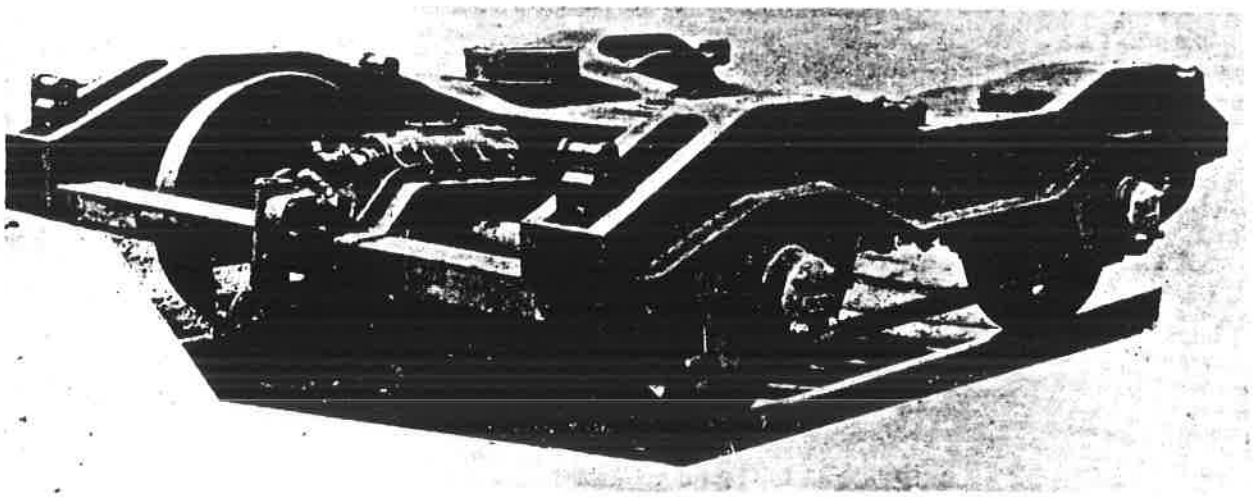
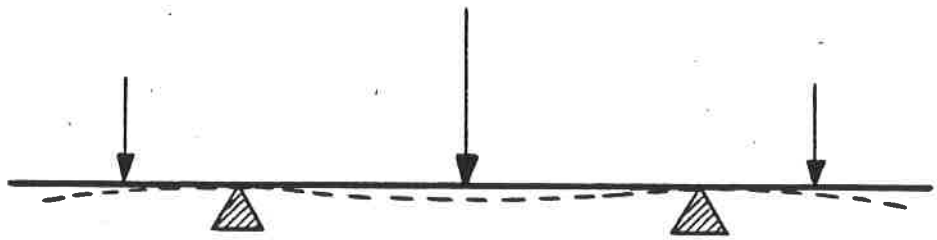


Fig. 636

Flexion du chassis de bogie suspendu dans ses appuis normaux



Flexion non admissible du chassis les crochets de levage etant fixés aux traverses de tête

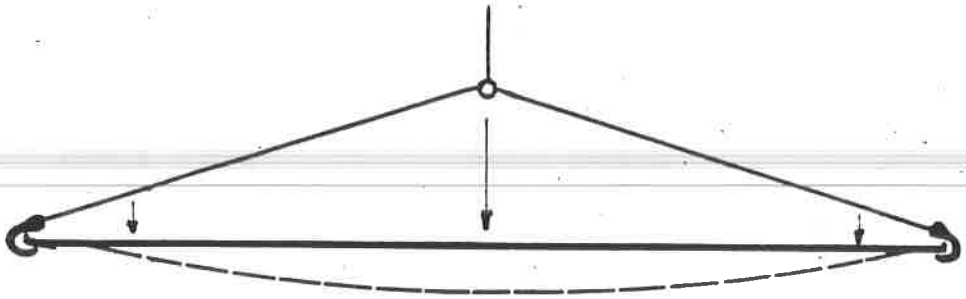


Fig. 637

Suspension primaire "Alsthom"

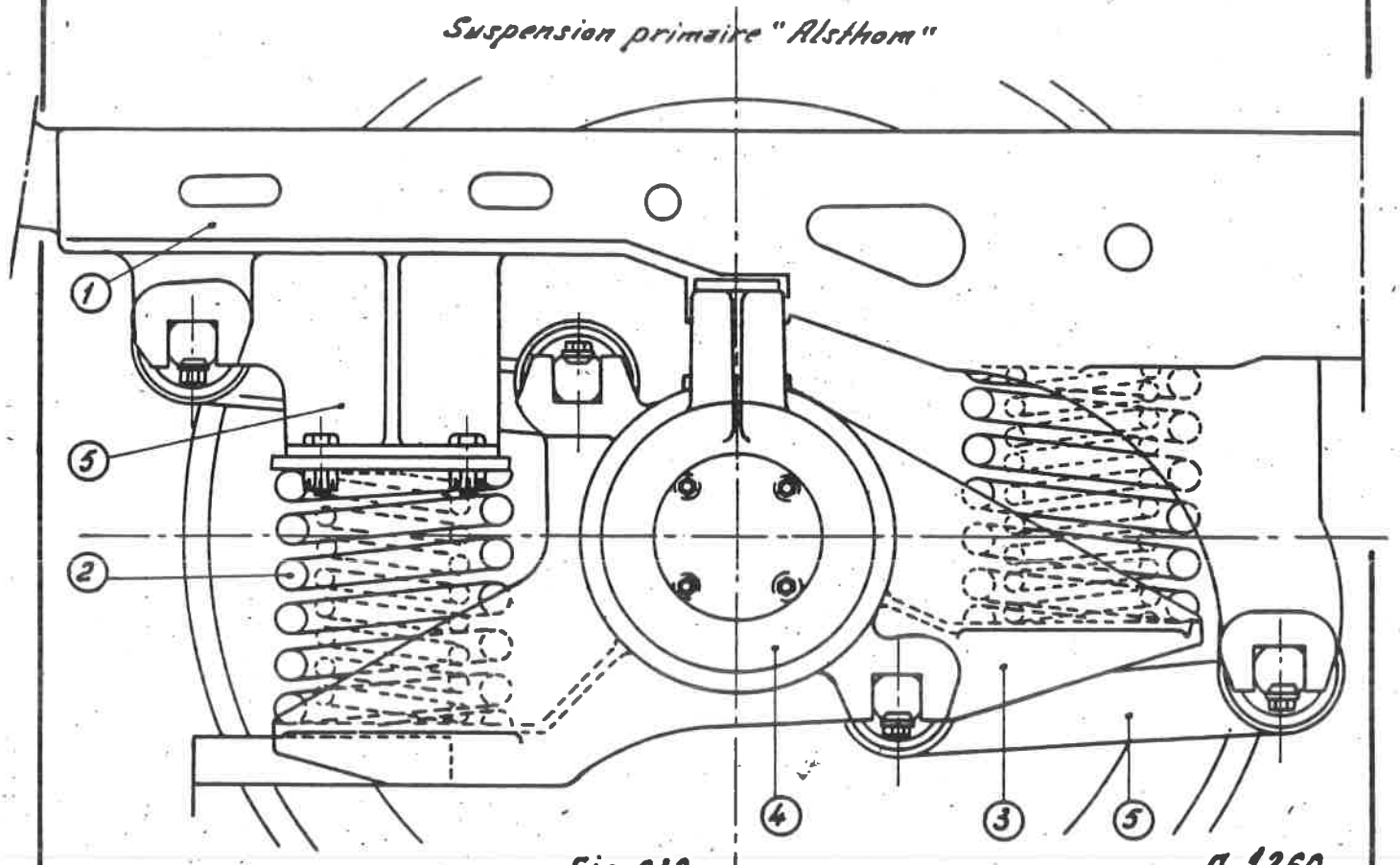


Fig. 638

Suspension primaire "Schlieren"

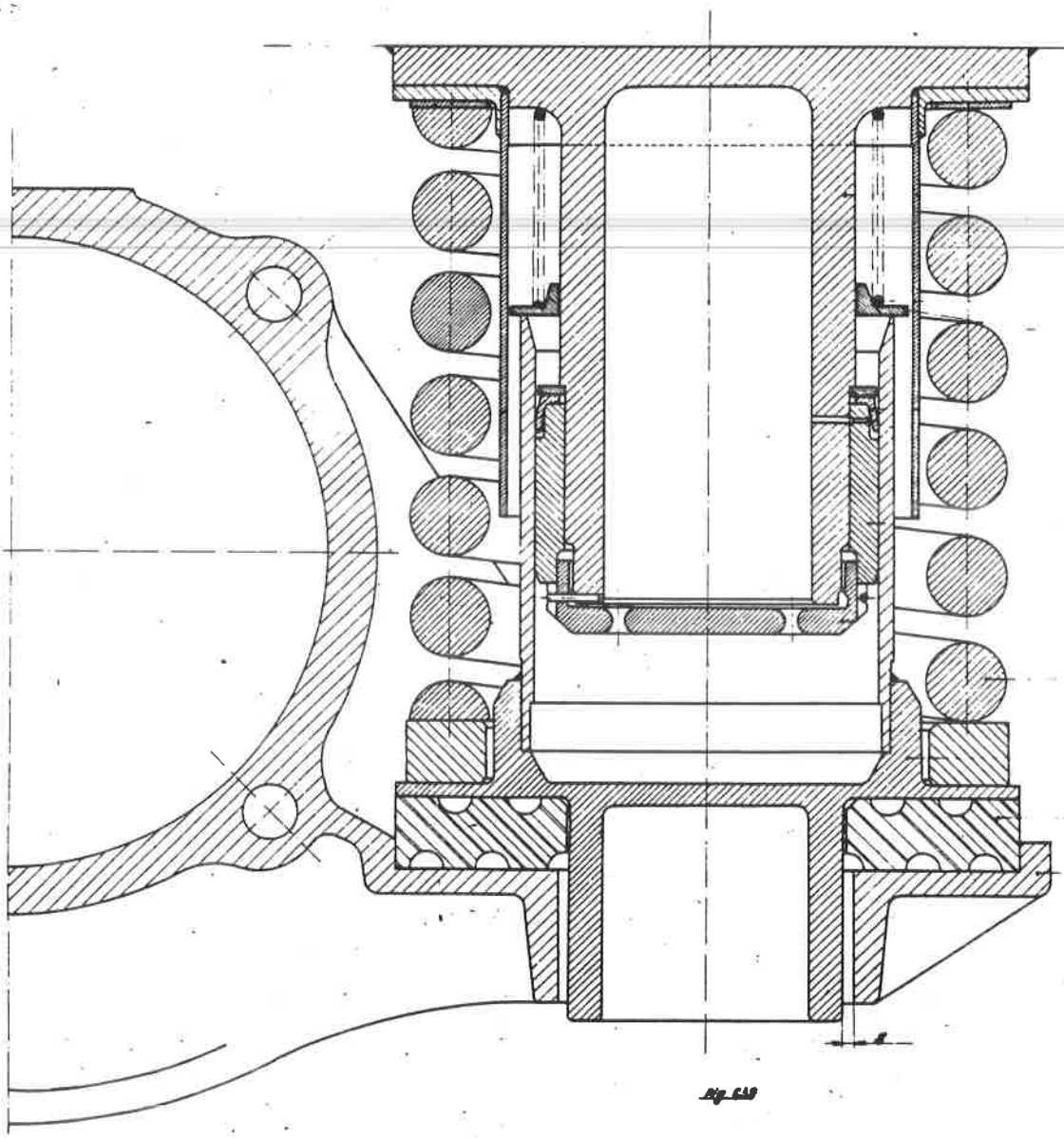


Fig. 639

Pivot et crapaudine de la suspension secondaire des HL.t.202

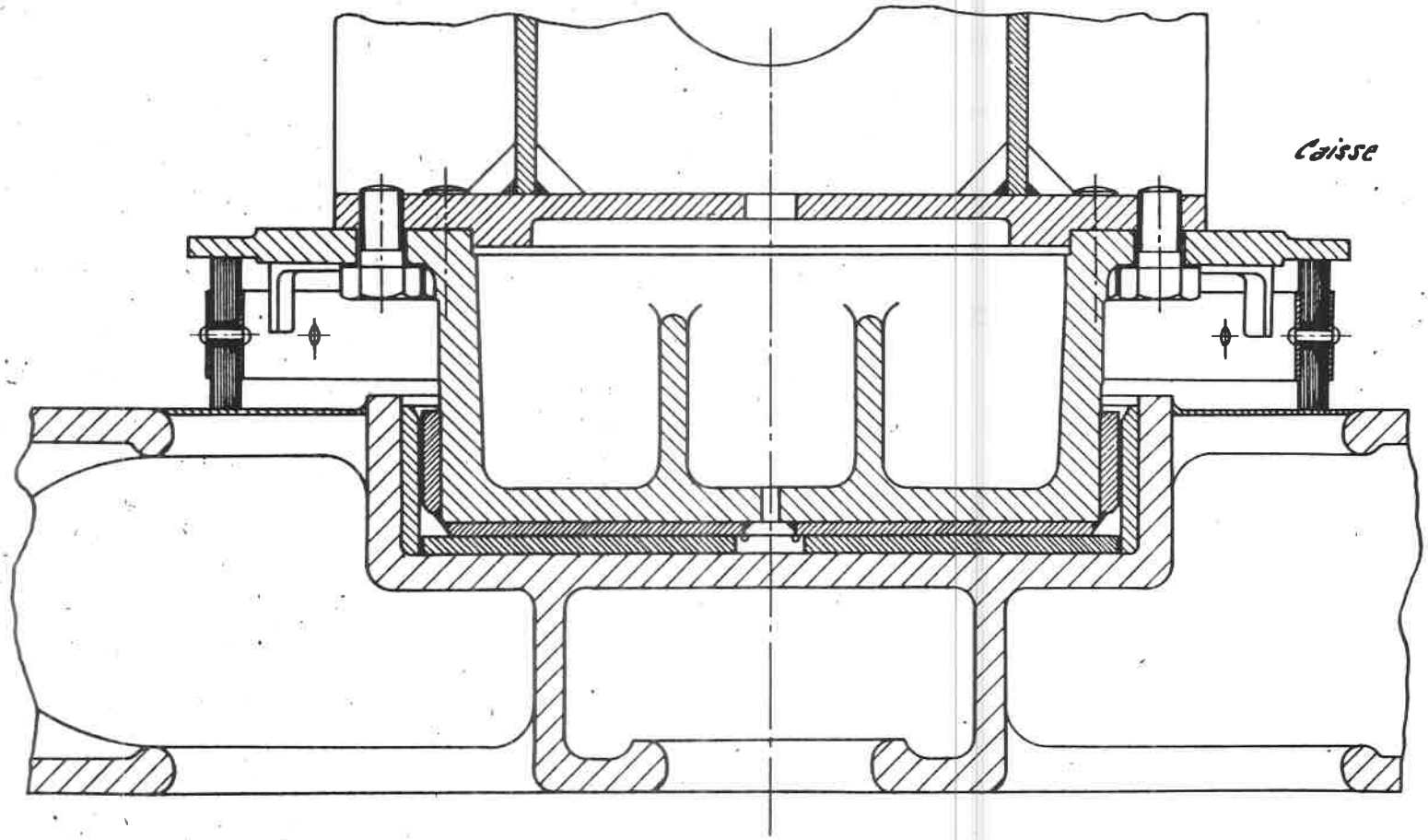


Fig. 640

C. 1260
50 s 7

Annexe 430

Guidage du pivot central

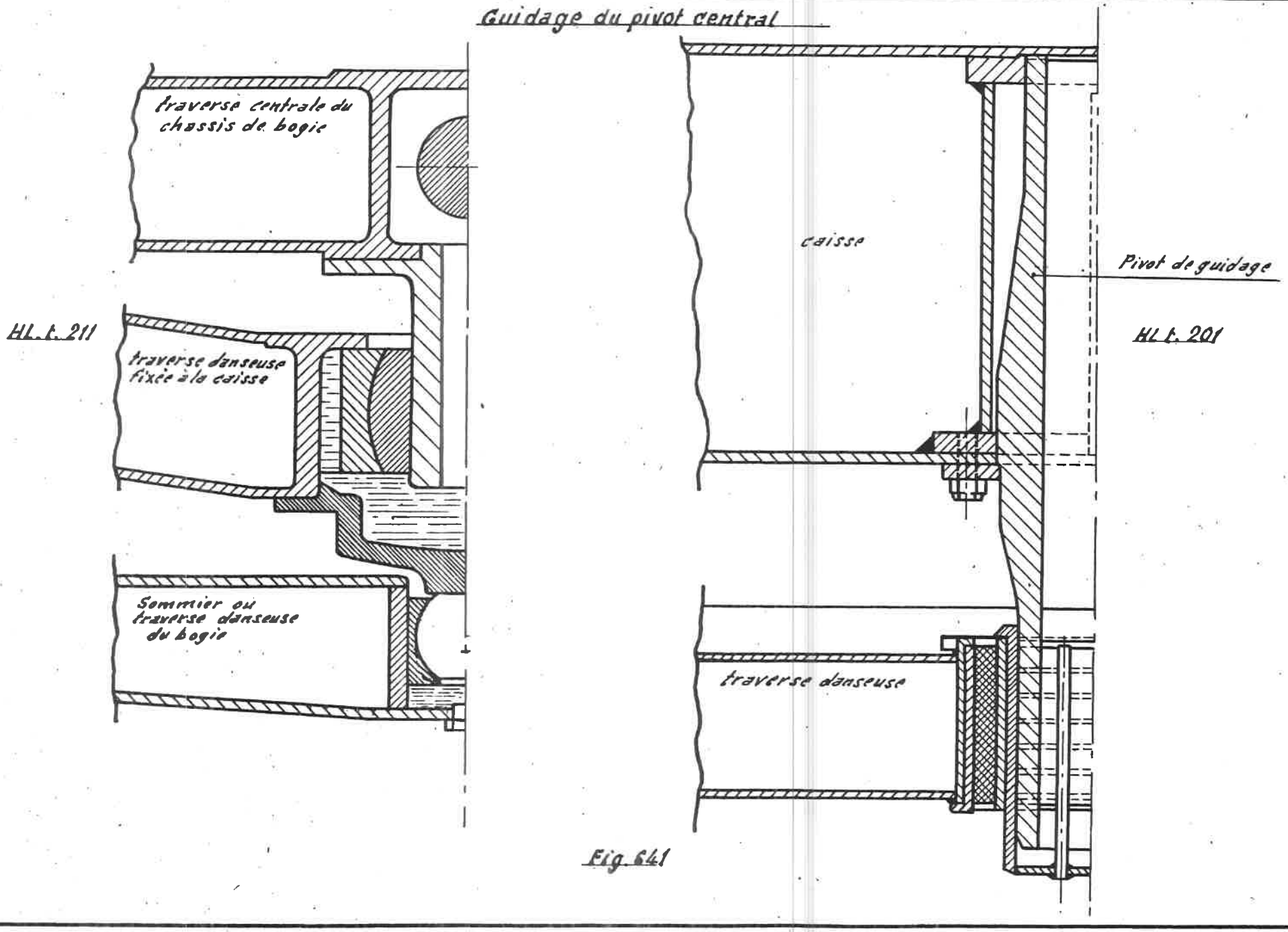


Fig. 641

Annexe 432

Bielle Alsthom

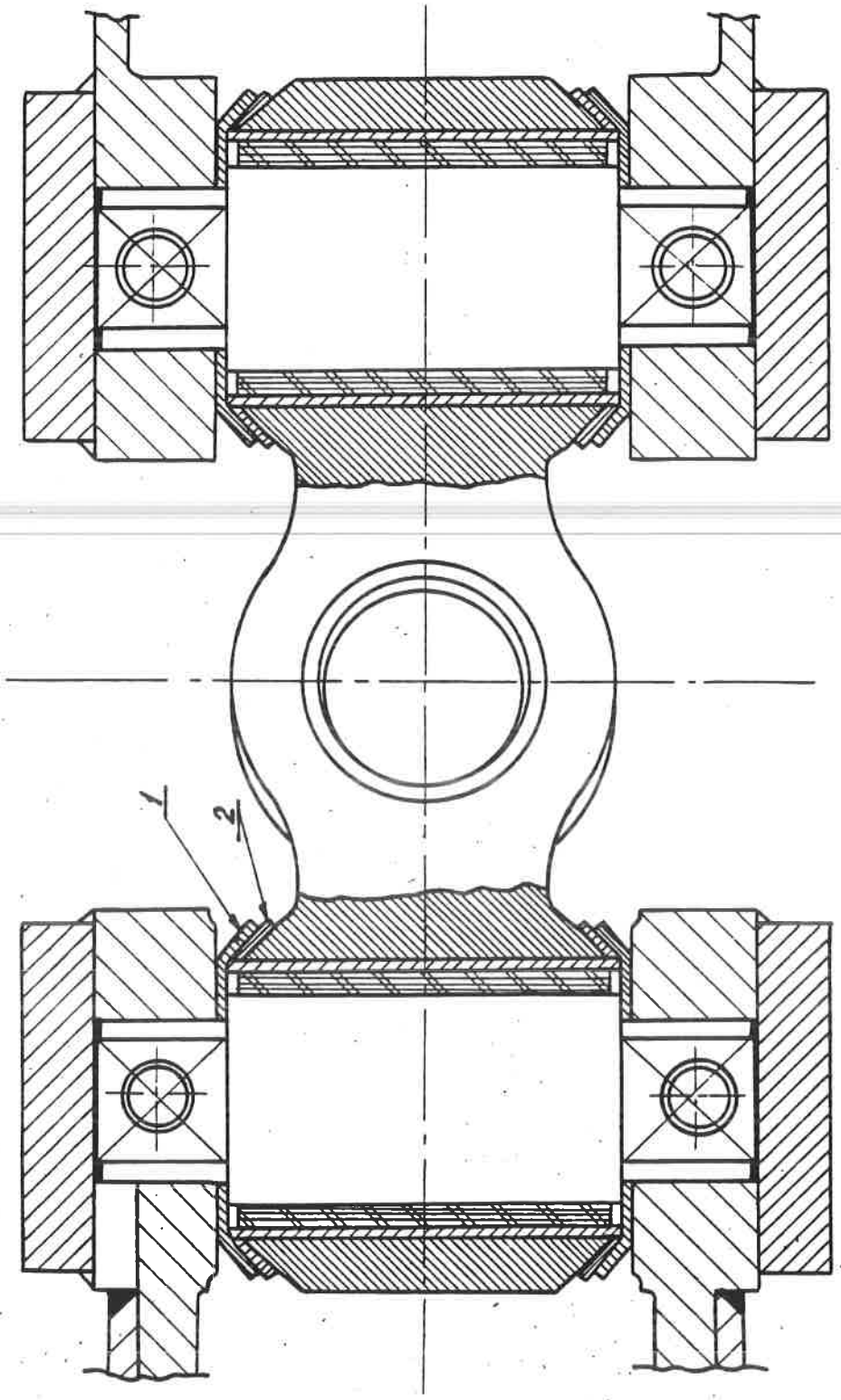
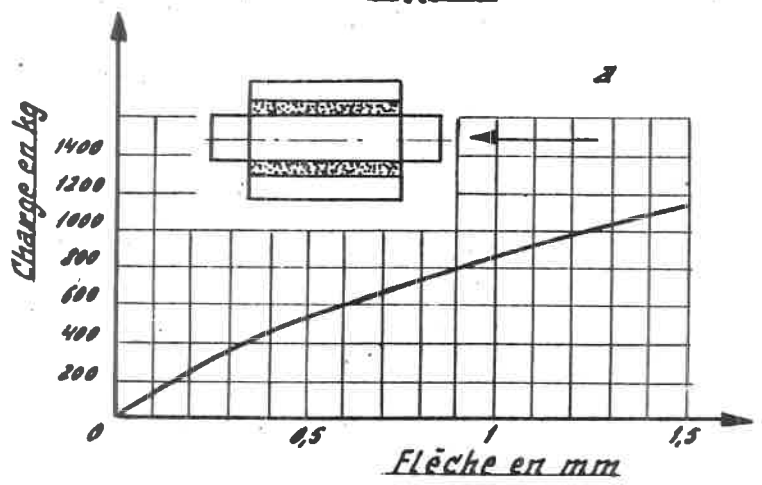


Fig. 642

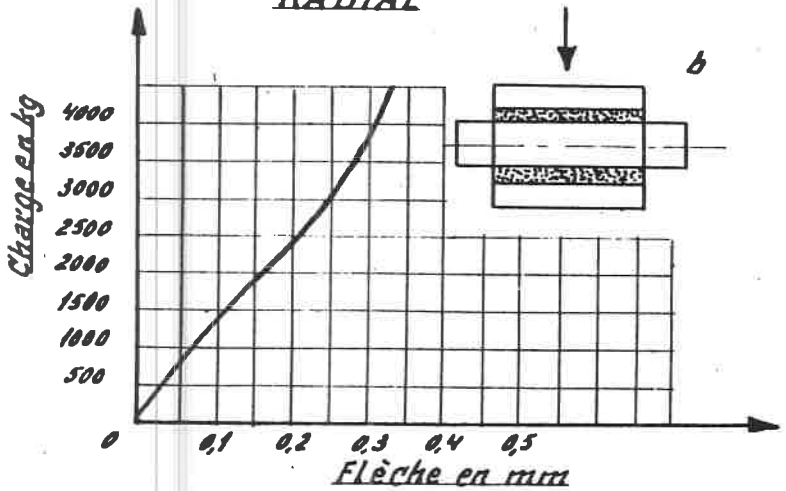
C. 1260
50 ᶜ L

Déformations d'un Silent-bloc

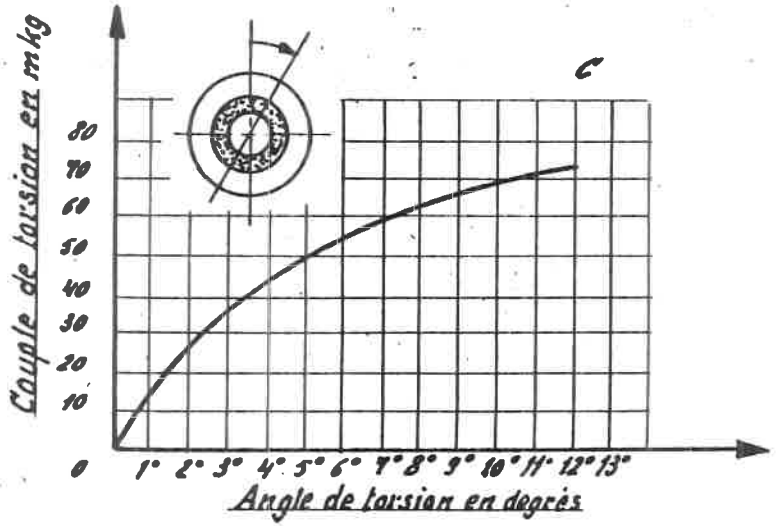
AXIAL



RADIAL



TORSION



CONIQUE

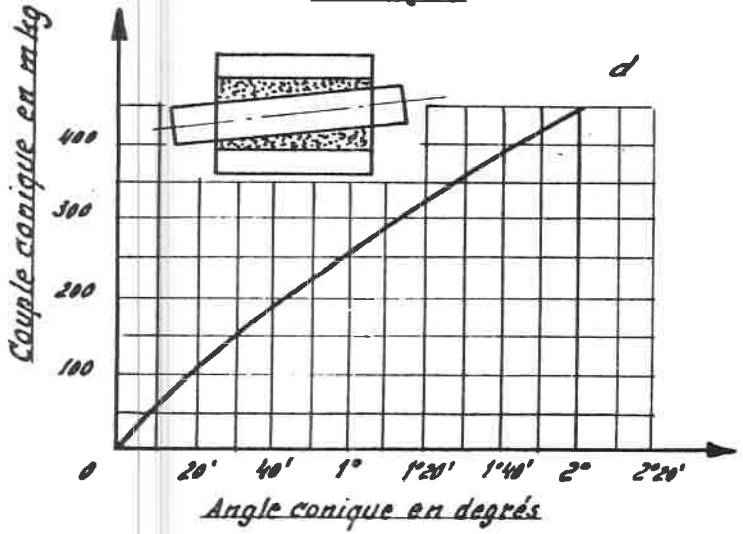


Fig. 643

7 à 30 C.1260

Annexe 433

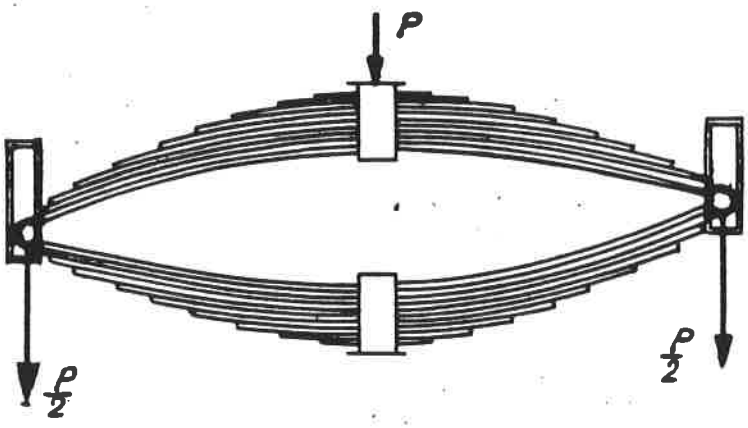
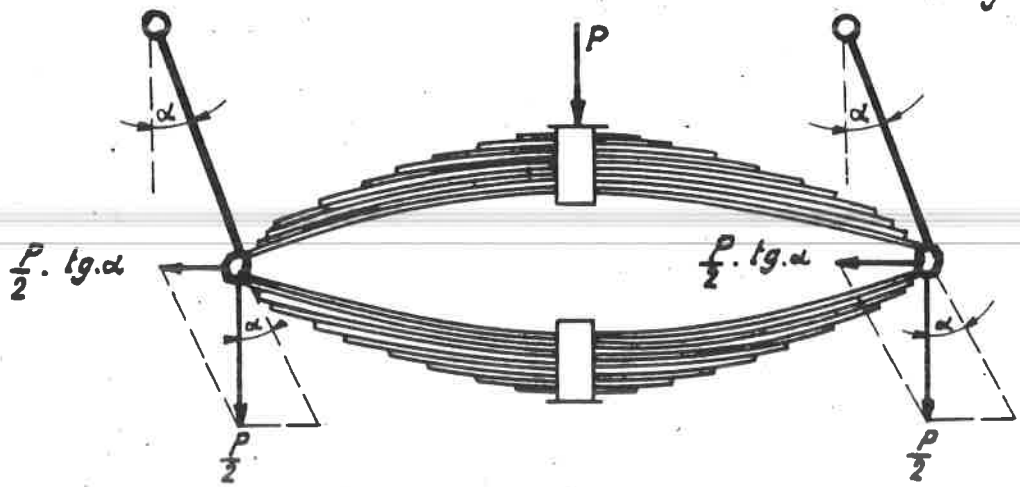


Fig. 644



Suspension par étriers et pivots intermédiaires — Coupe A-B

HL t. 200

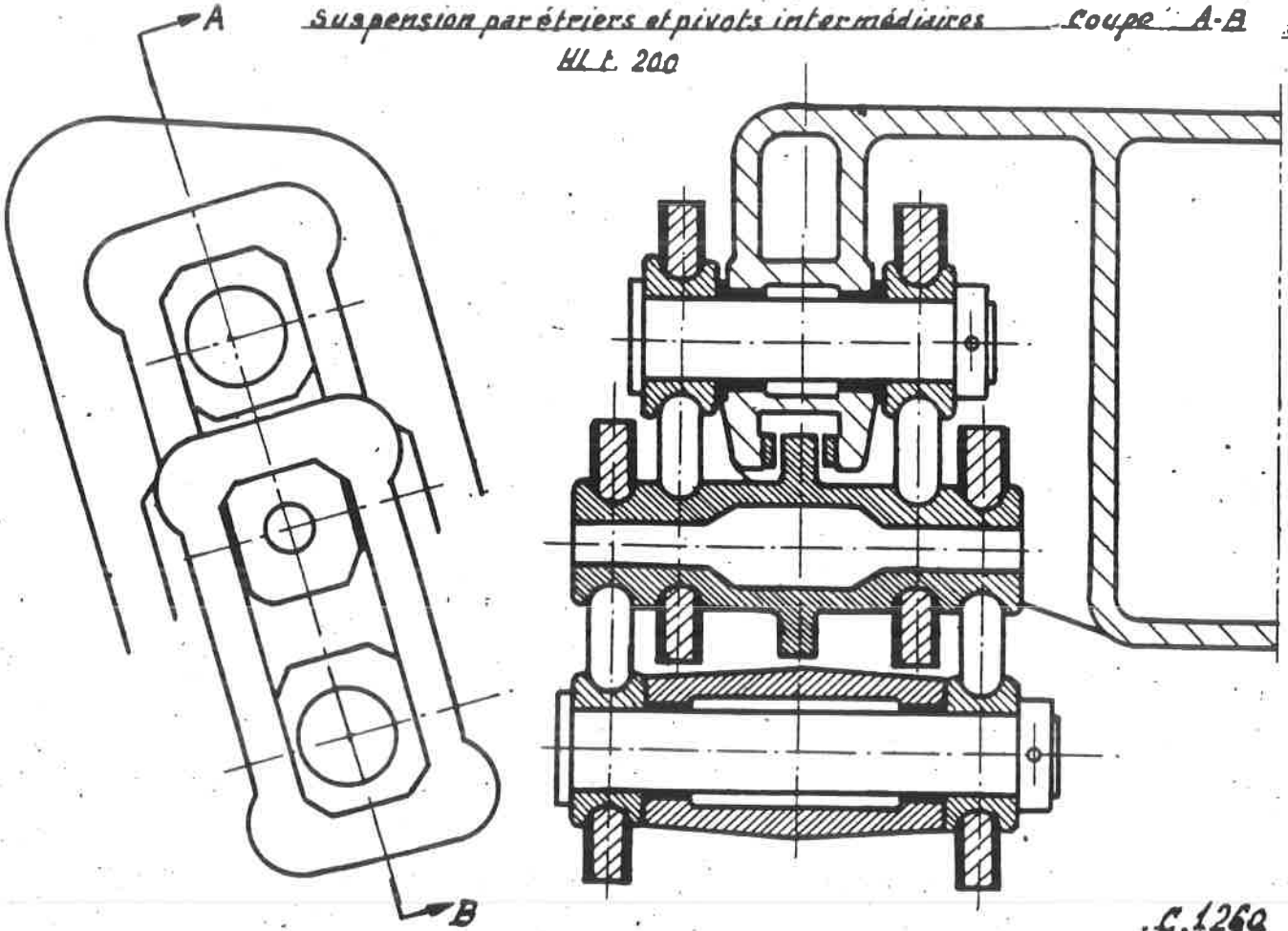


fig. 645

C.1260
50 t.

Représentation schématique d'un bogie AR. I 553-554

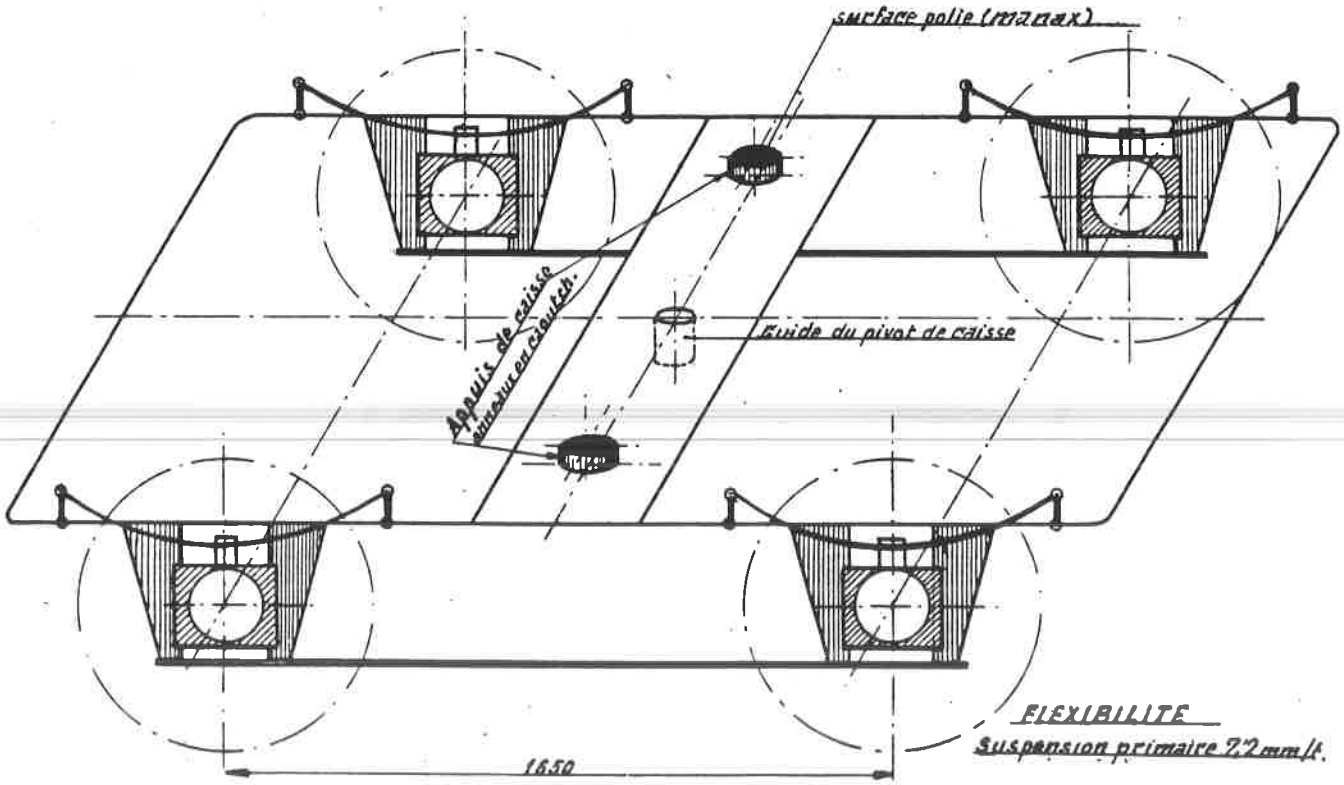


Fig. 646

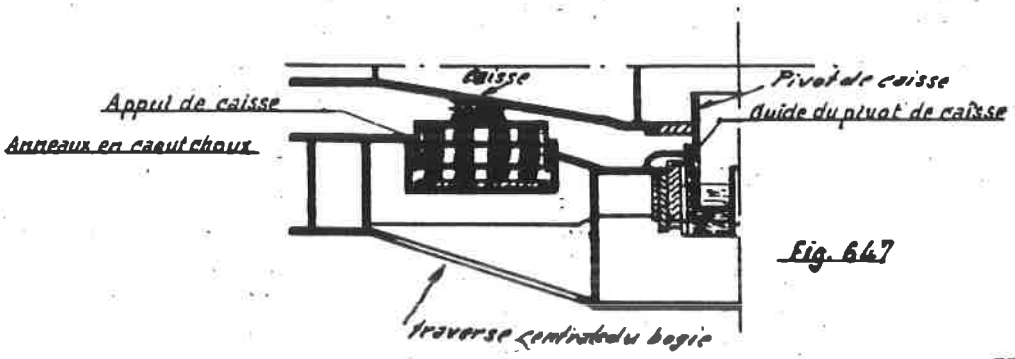
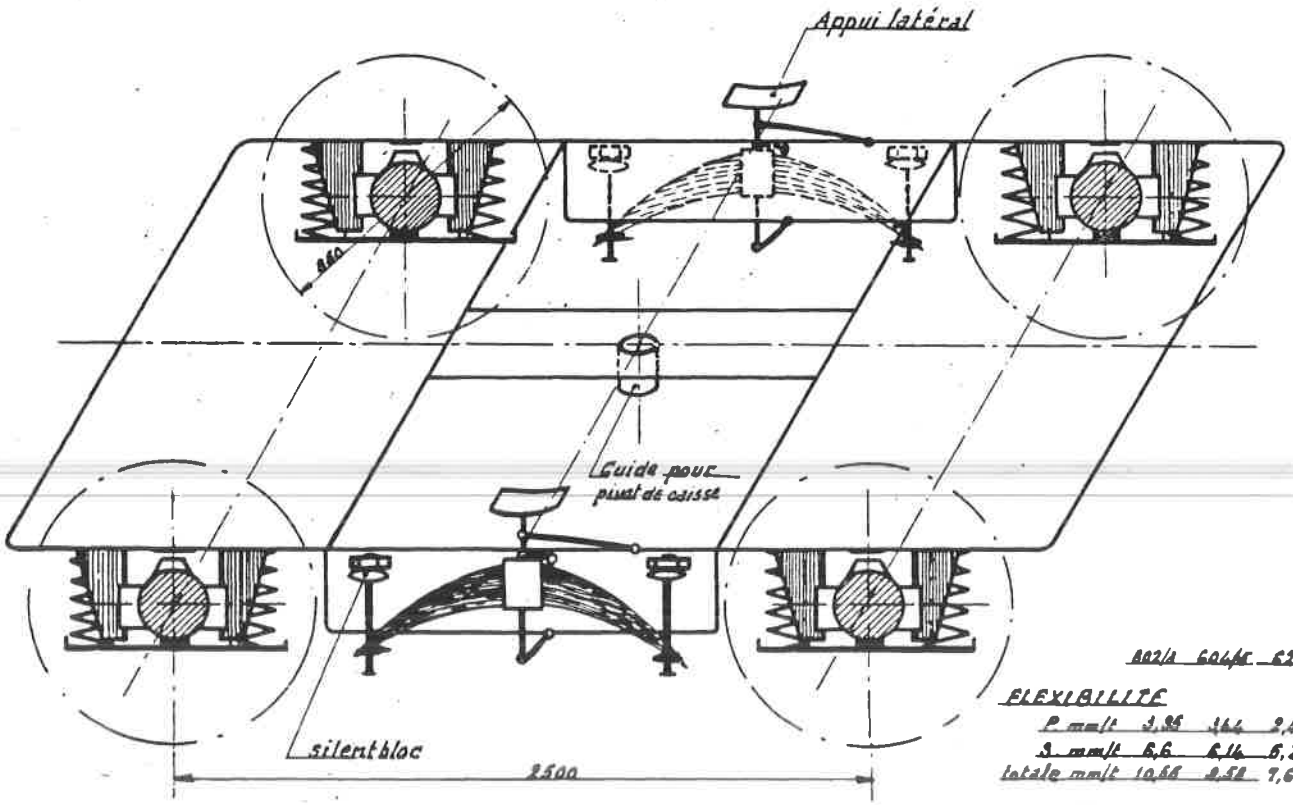


Fig. 647

Représentation schématique d'un bogie porteur AR. t 602 - 603
Bogie moteur et porteur AR. t 604 - 605 / Bogie moteur AR. t 620



	602/3	604/5	620
FLEXIBILITE			
P mm/t	3,85	4,4	2,44
S. mm/t	6,6	6,4	5,2
totale mm/t	10,45	8,52	7,64

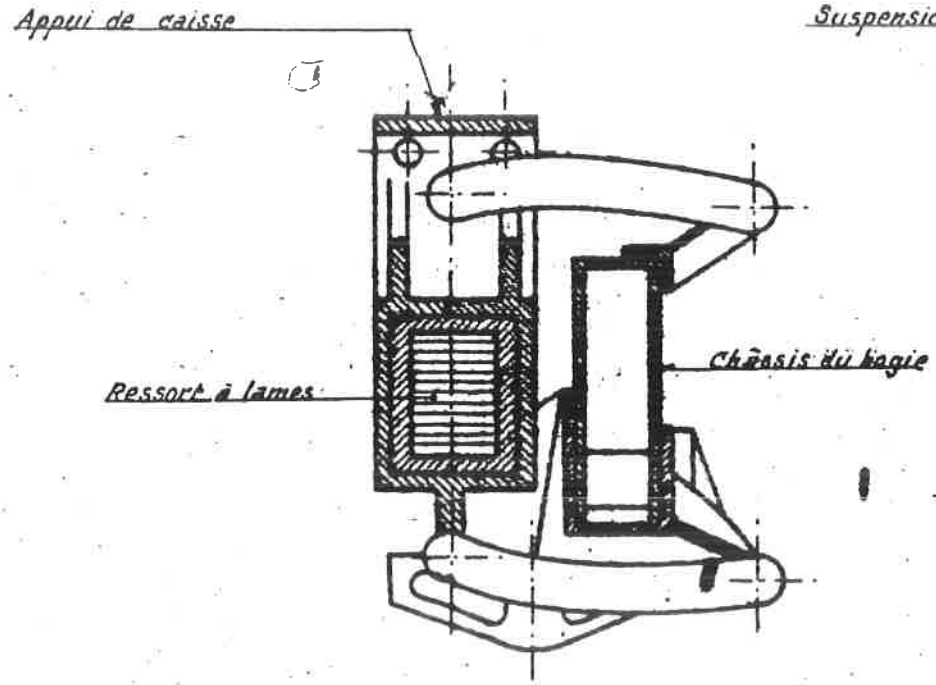
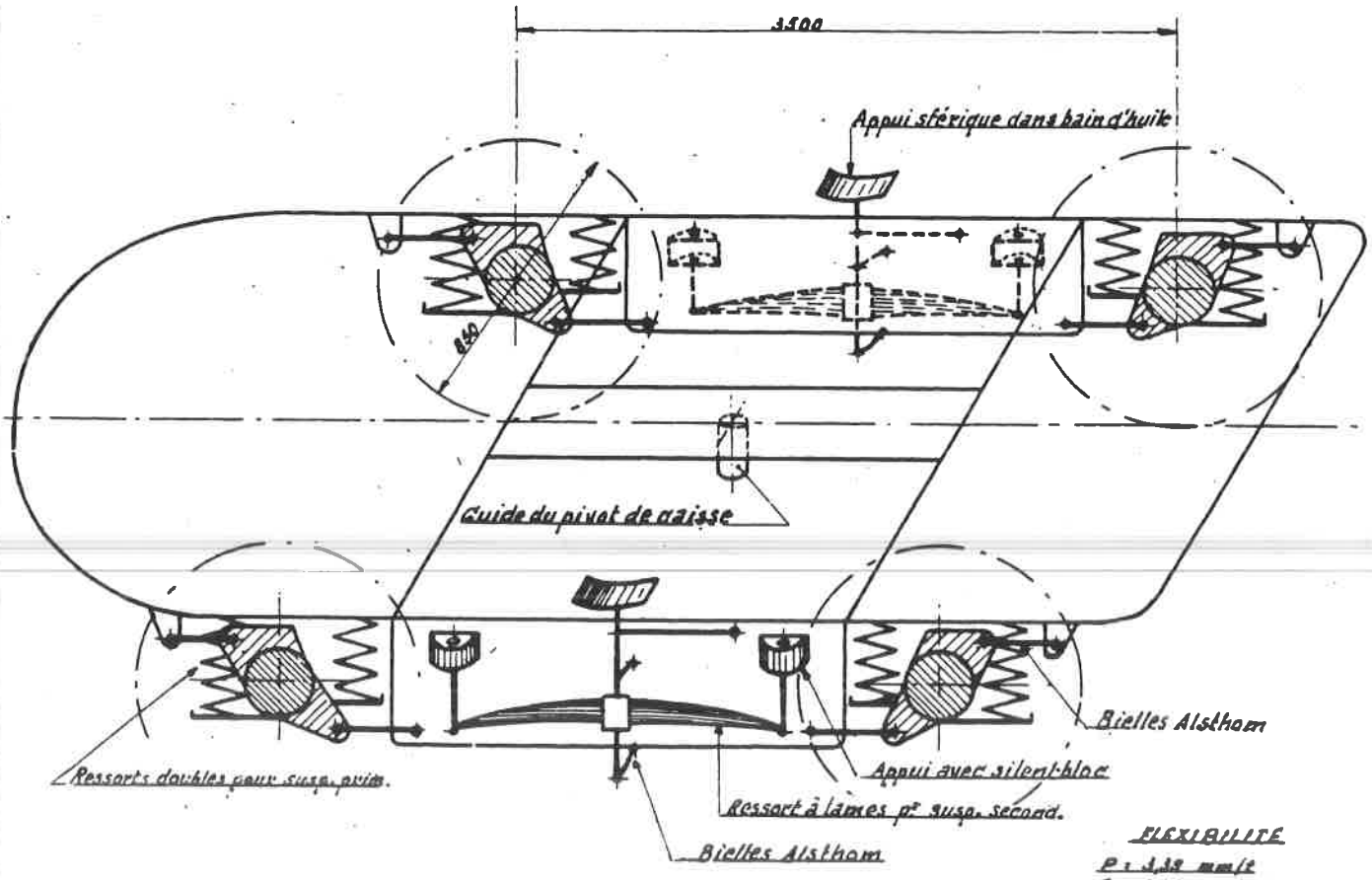


Fig. 648

Représentation schématique d'un bogie moteur AR. t 602-603



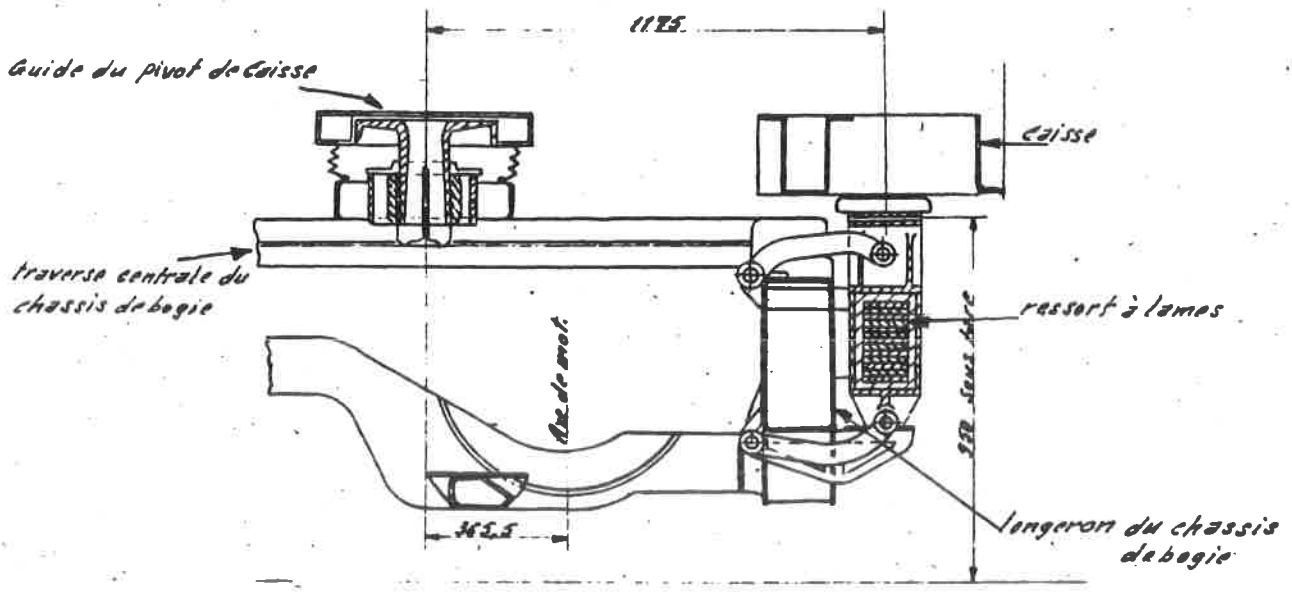
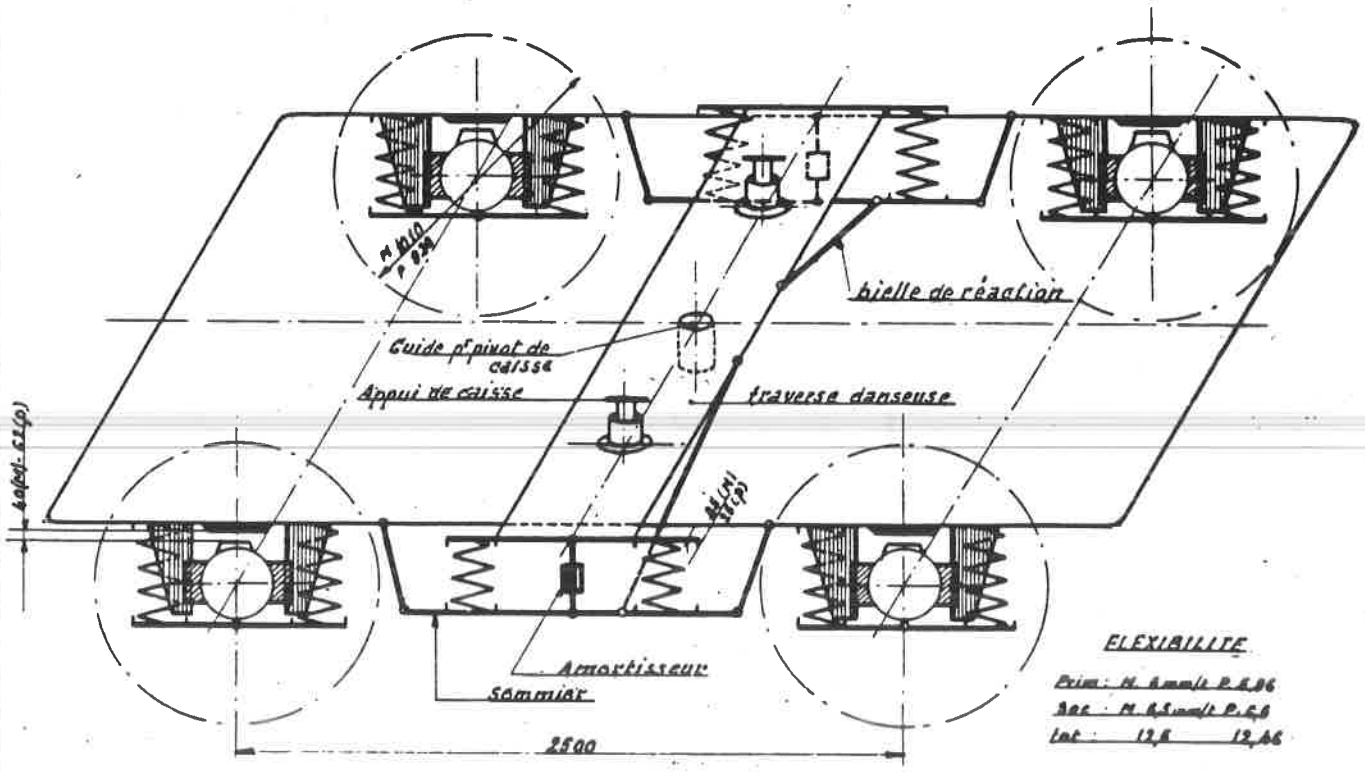


Fig. 649

C. 1260
50 s L

Représentation schématique d'un bogie moteur AR.t 630

bogies porteur (remorques) même principe, mais boîtes d'essieux ne sont pas guidés par appliques.



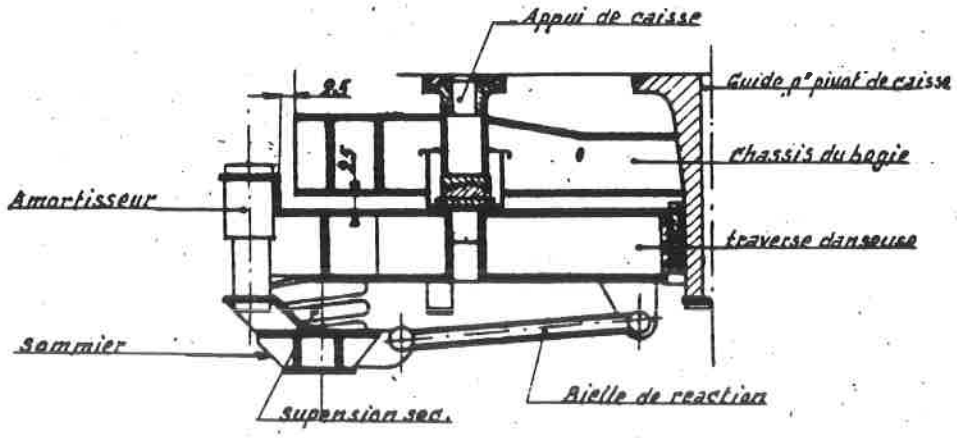
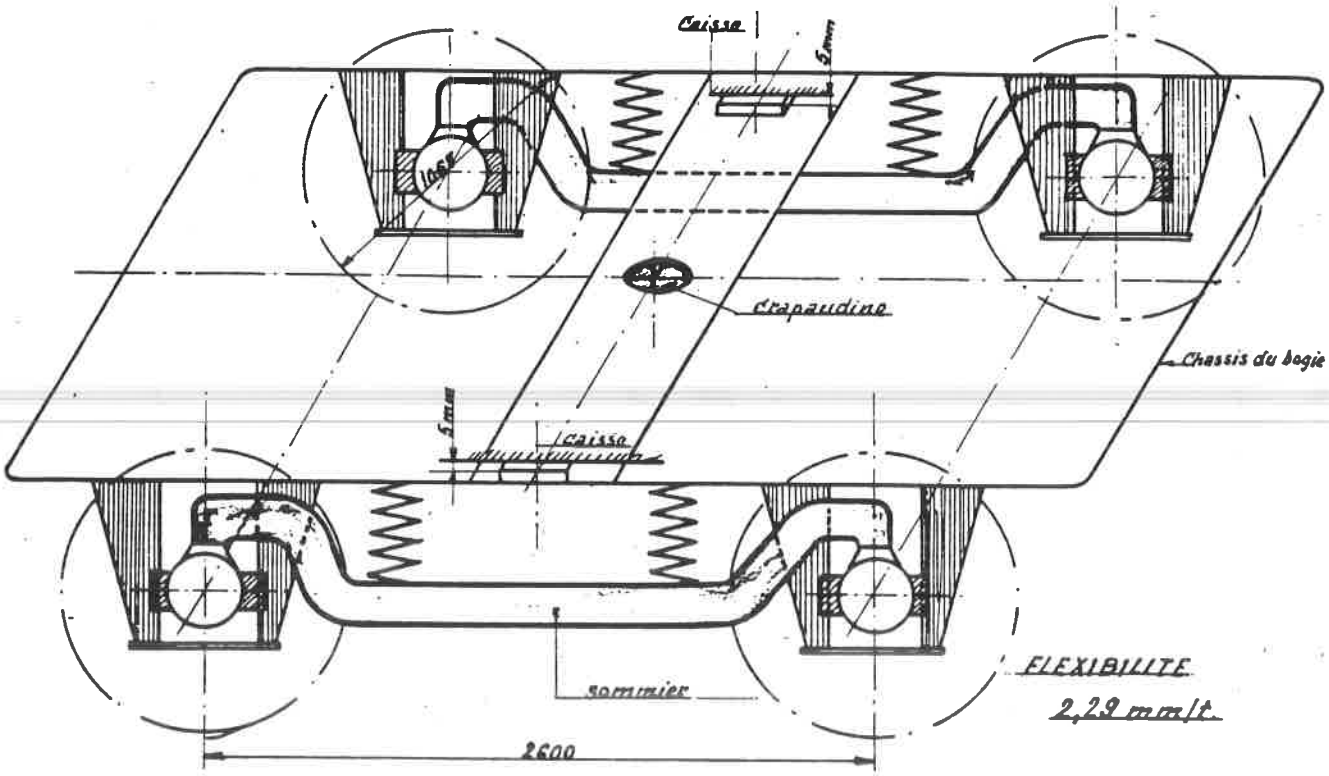


Fig 660

Représentation schématique d'un bogie HL t. 270



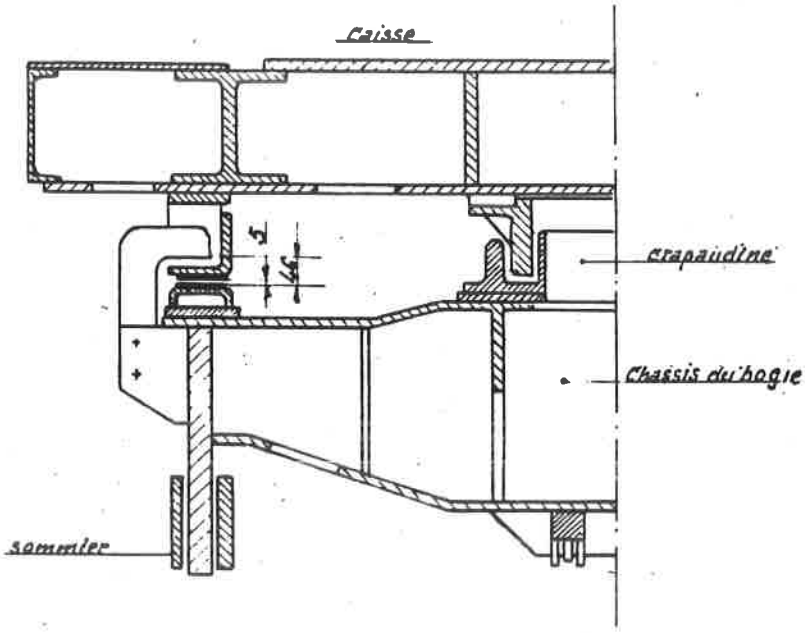
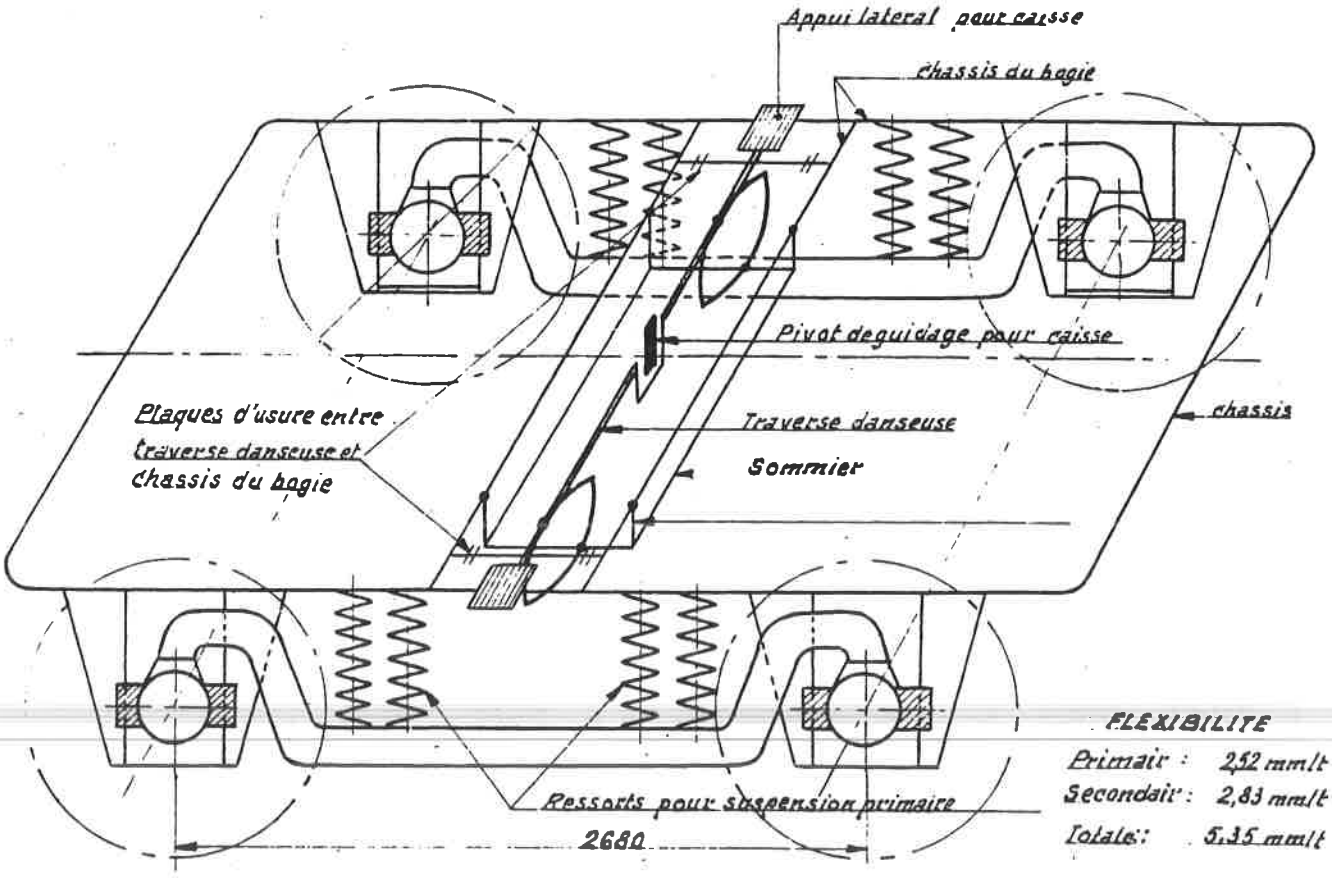


Fig. 651

Representation schématique d'un bogie t. 201

Annexe 440



FLEXIBILITE

Primair : 2,52 mm/t
Secondair : 2,83 mm/t
Totale : 5,35 mm/t

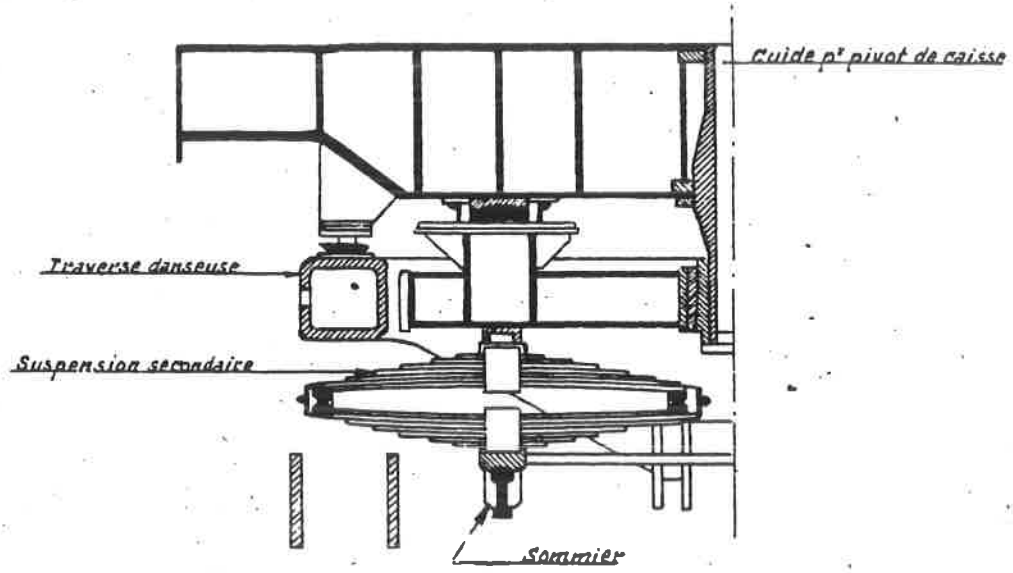
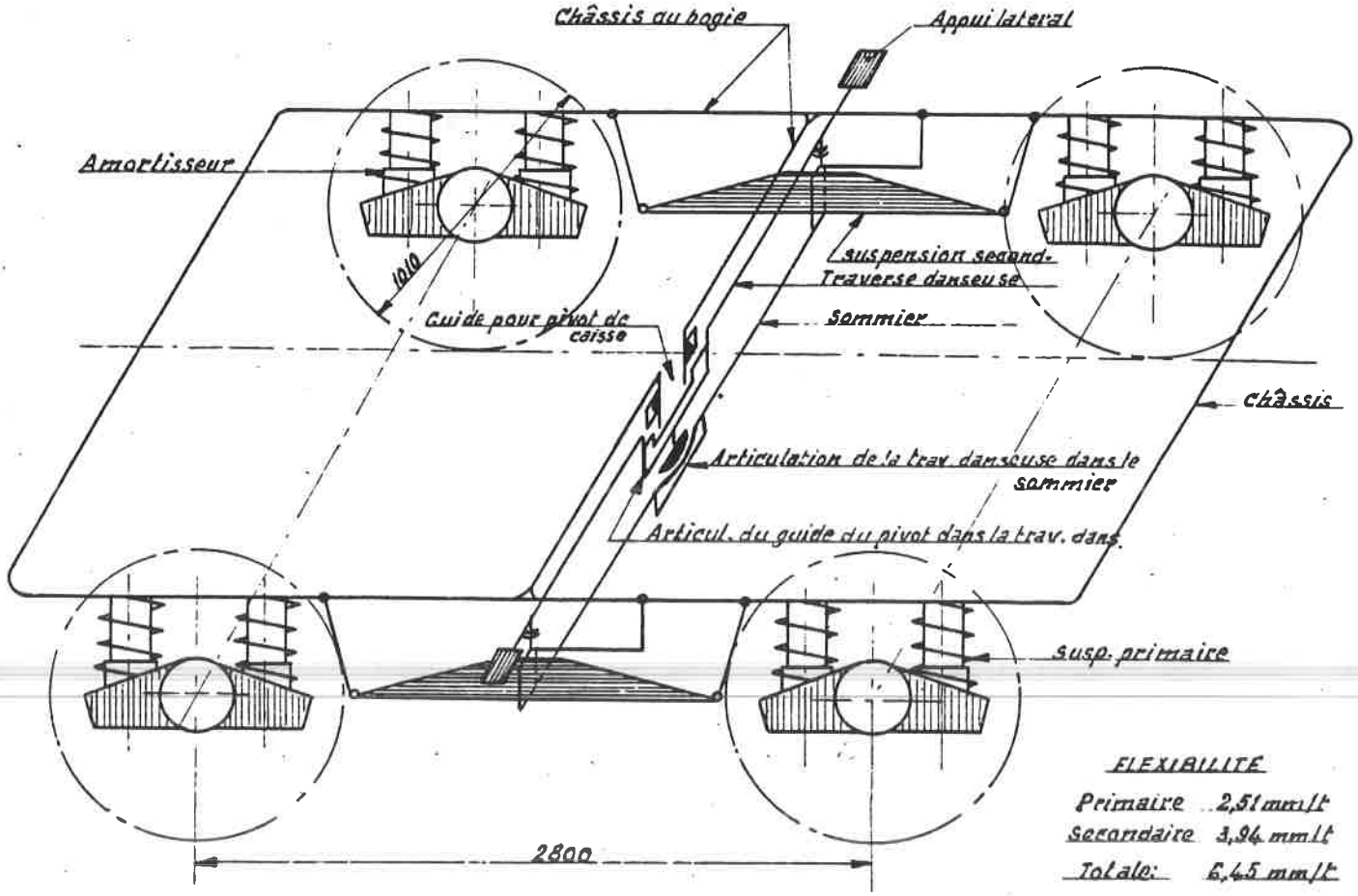


Fig. 652

C. 1260
50^c L

Annexe 441

Representation schématique bogie t.210



FLEXIBILITE

Primaire 2,51 mm/t
Secondaire 3,94 mm/t
Totale: 6,45 mm/t

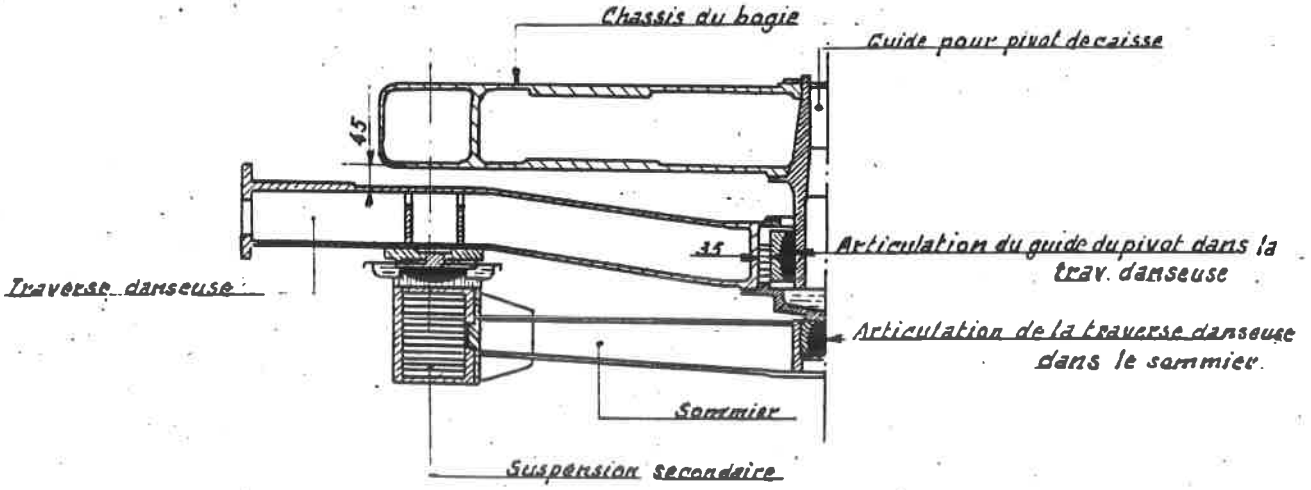
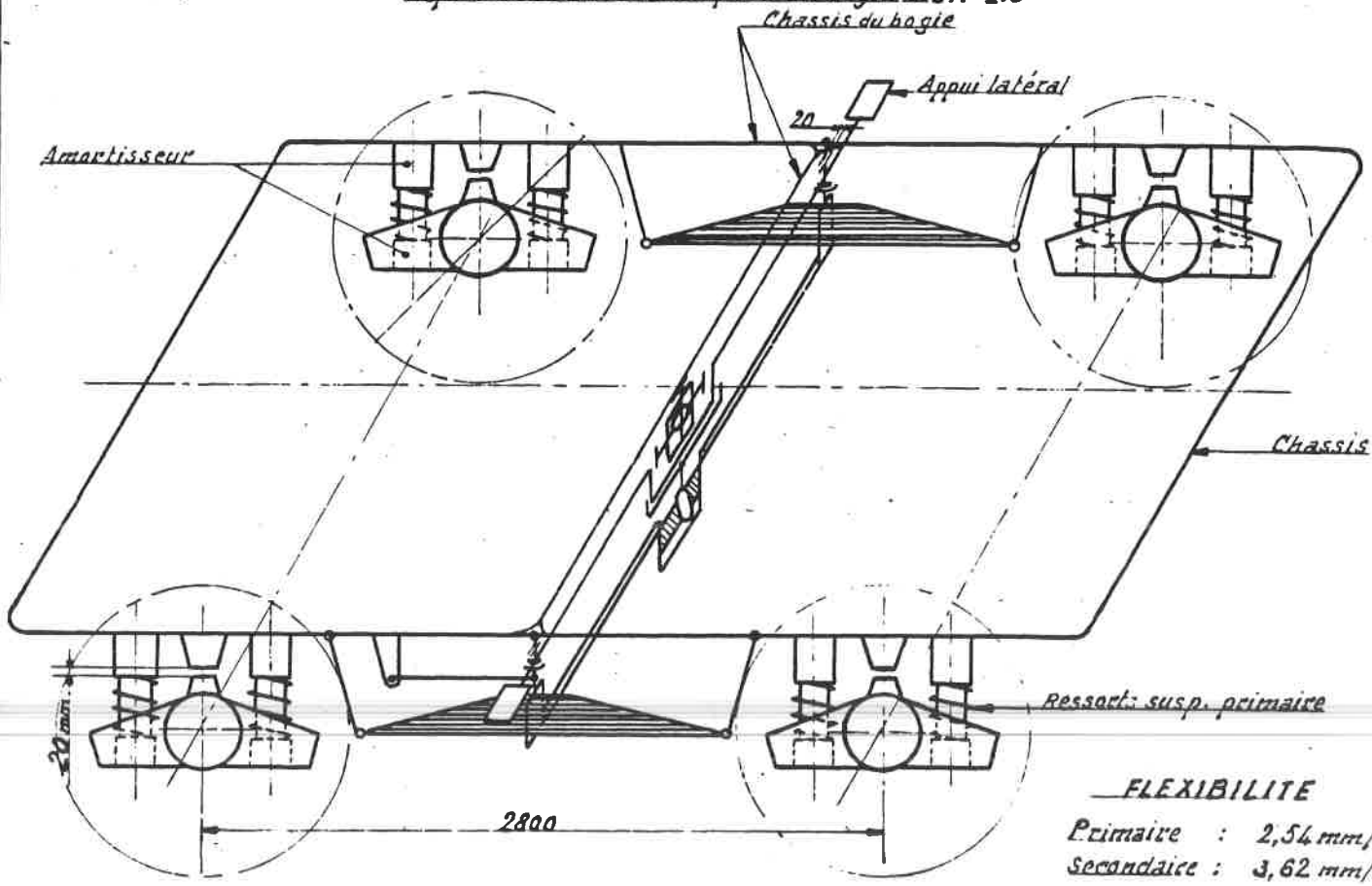


Fig. 653

C. 1260
50 ⁵ L

Représentation schématique d'un bogie t. 211-213



FLEXIBILITE

Primaire	:	2,54 mm/t.
Secondaire	:	3,62 mm/t.
Totale	:	6,16 mm/t.

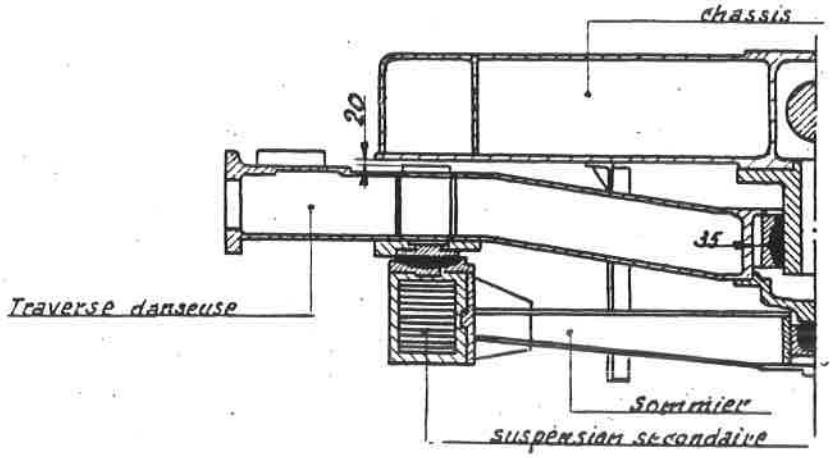
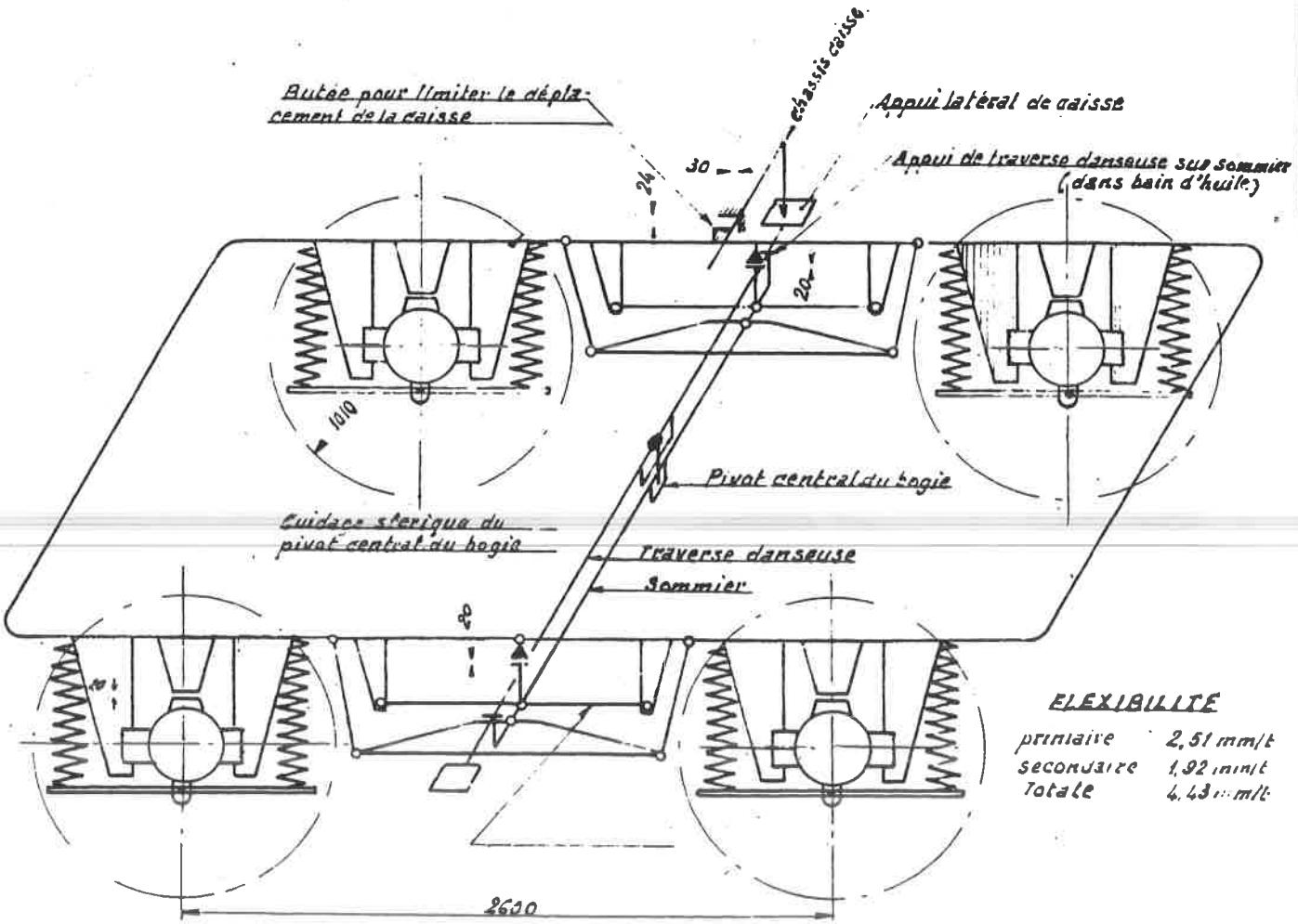


Fig. 654

Annexe 443

Représentation schématique d'un bogie t. 222



ELEXIBILITE

primaire	2,51 mm/t
secondaire	1,92 mm/t
Totale	4,43 mm/t

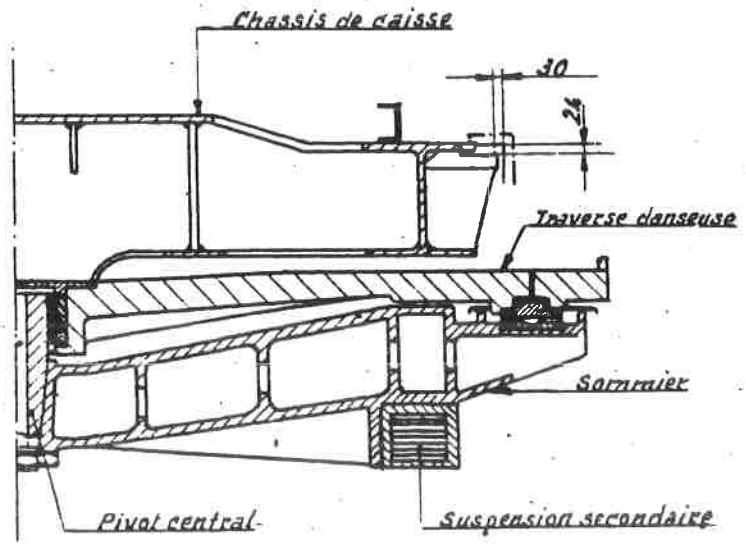


Fig 655

C.1260
50 : L

Représentation schématique d'un bogie t. 202-203-204-205

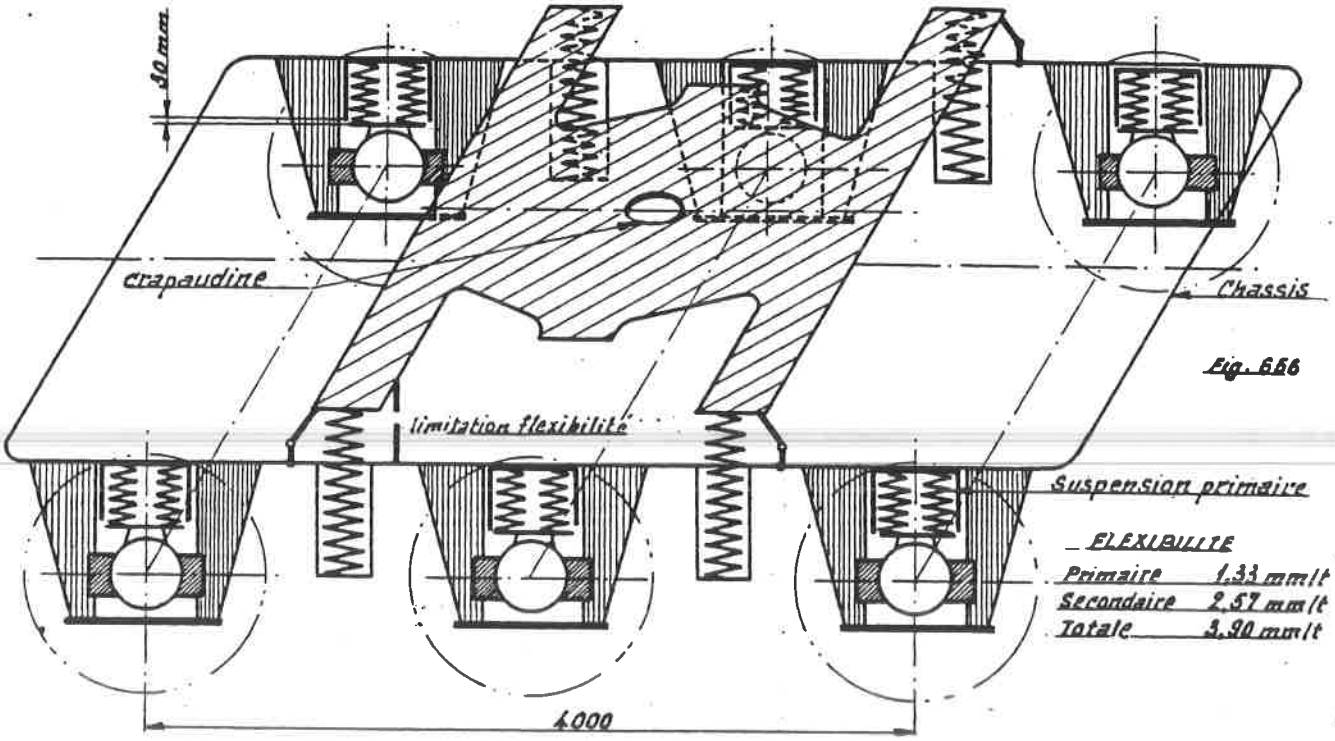


Fig. 656

FLEXIBILITE
Primaire 1,33 mm/t
Secondaire 2,57 mm/t
Totale 3,90 mm/t

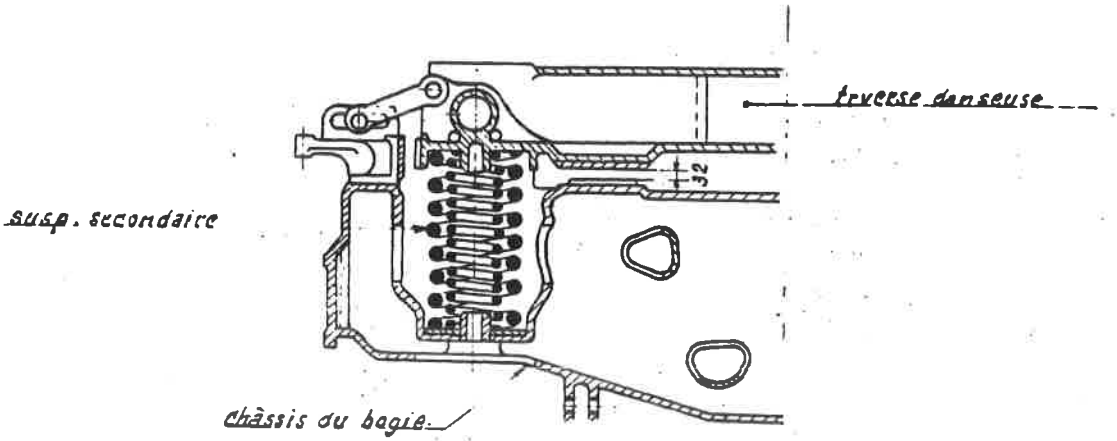


Fig. 656

Représentation schématique d'un bogie T. 212 (type BN)

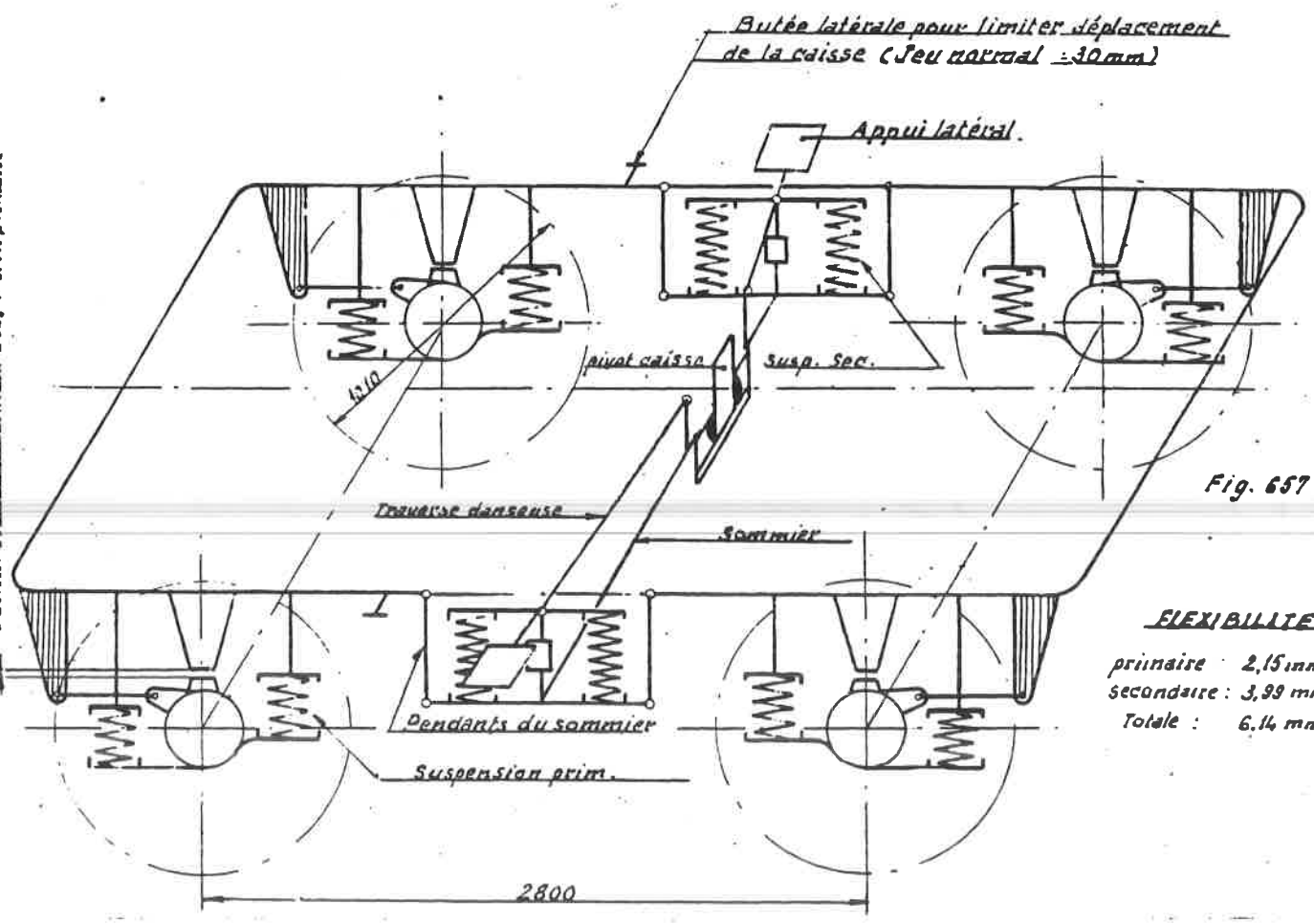


Fig. 657

FLEXIBILITE

primaire : 2,15 mm/t
secondaire : 3,99 mm/t
Totale : 6,14 mm/t

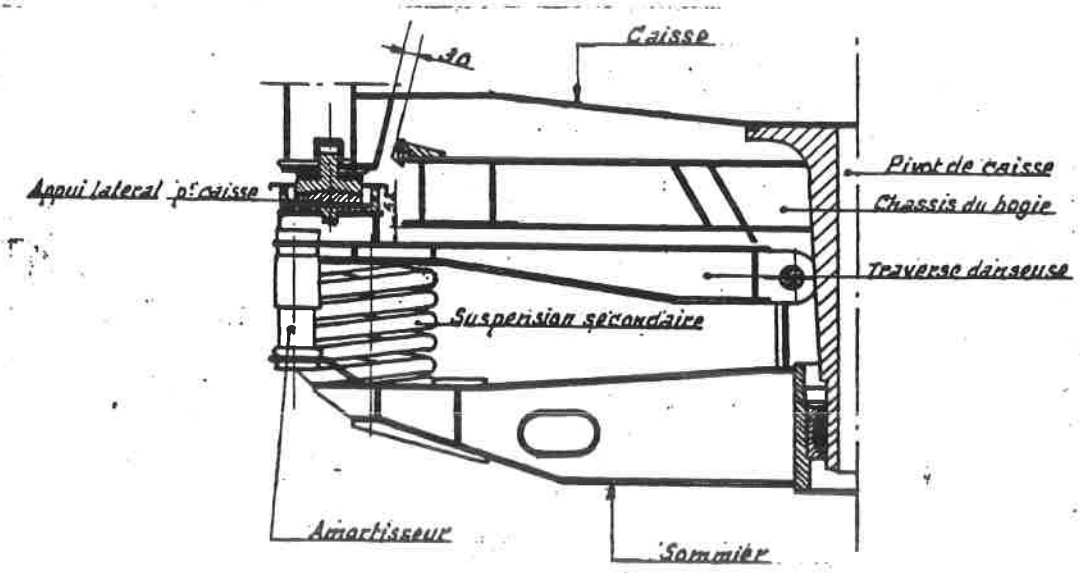
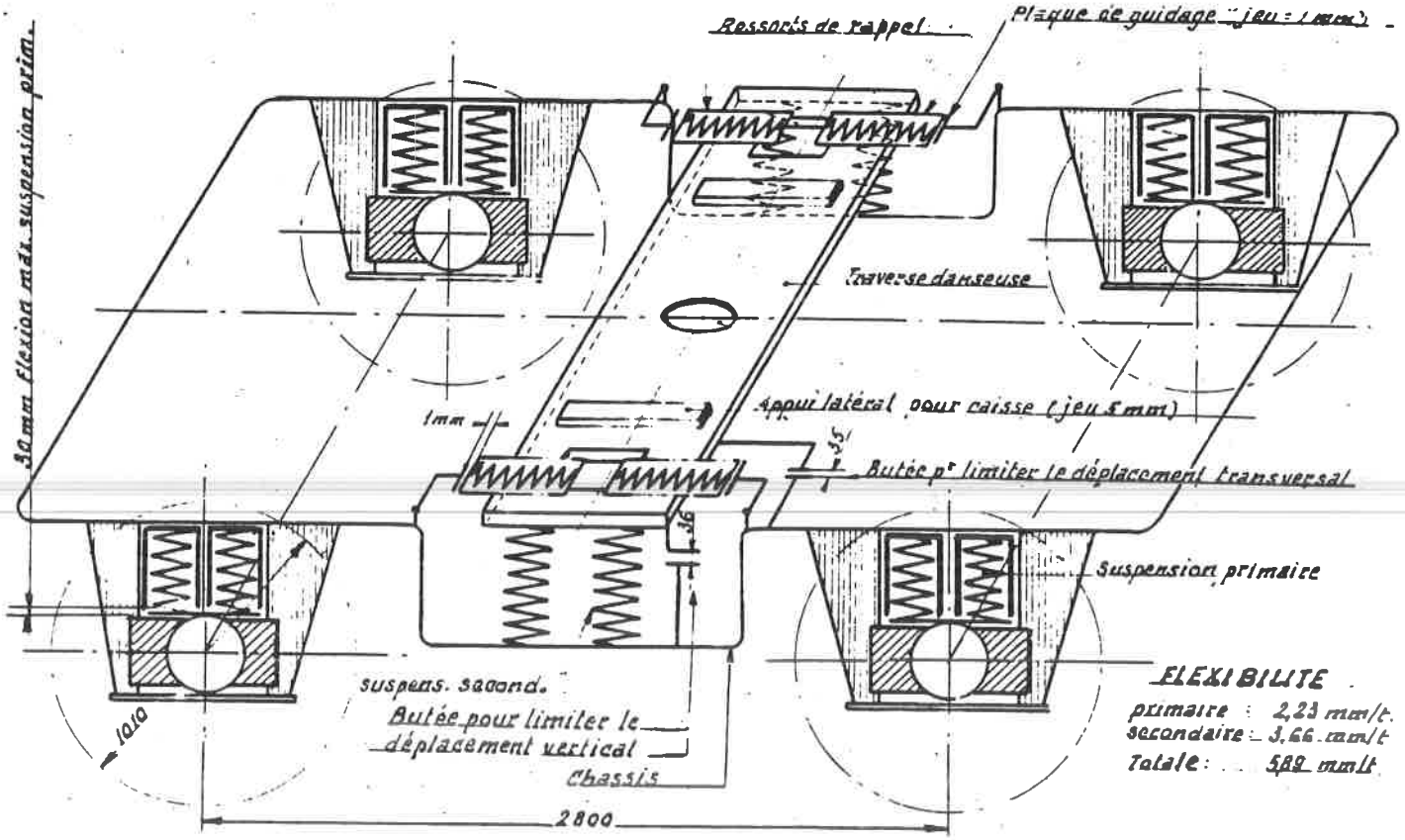


Fig. 657

Représentation schématique d'un bogie L 212 FLEXICOIL



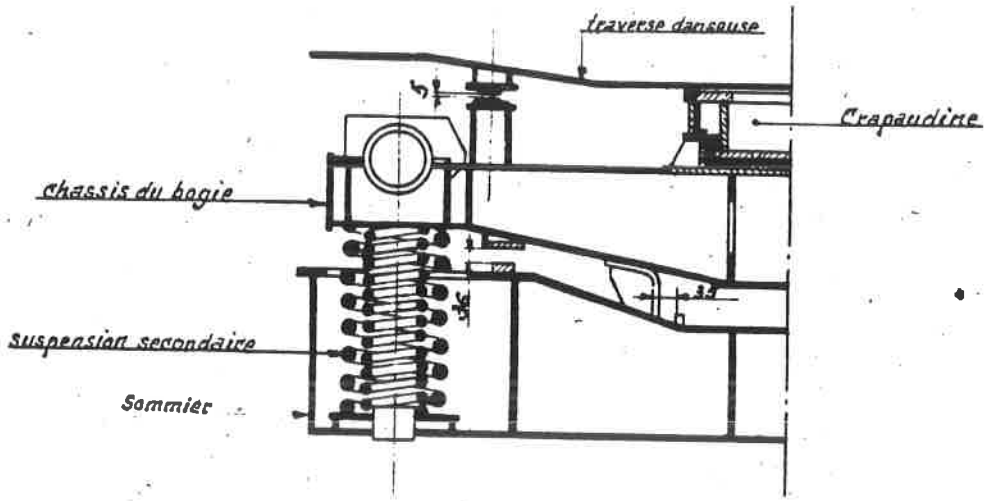


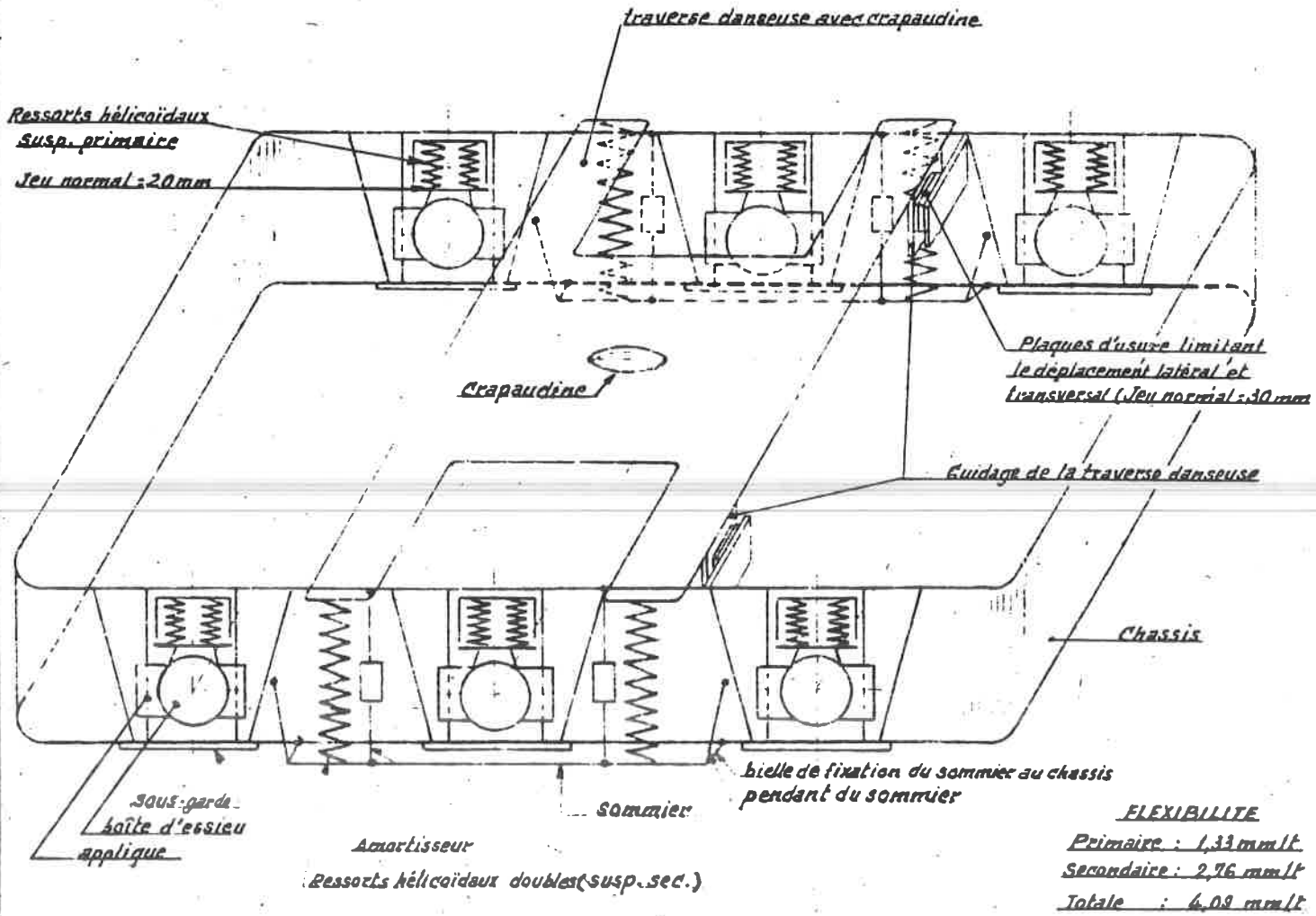
Fig. 658

Annexe 447

Représentation schematique d'un bogie HL t 200

5,845 m.

4 m



FLEXIBILITE

Primaire : 1,33 mm/t
Secondaire : 2,76 mm/t
Totale : 4,09 mm/t

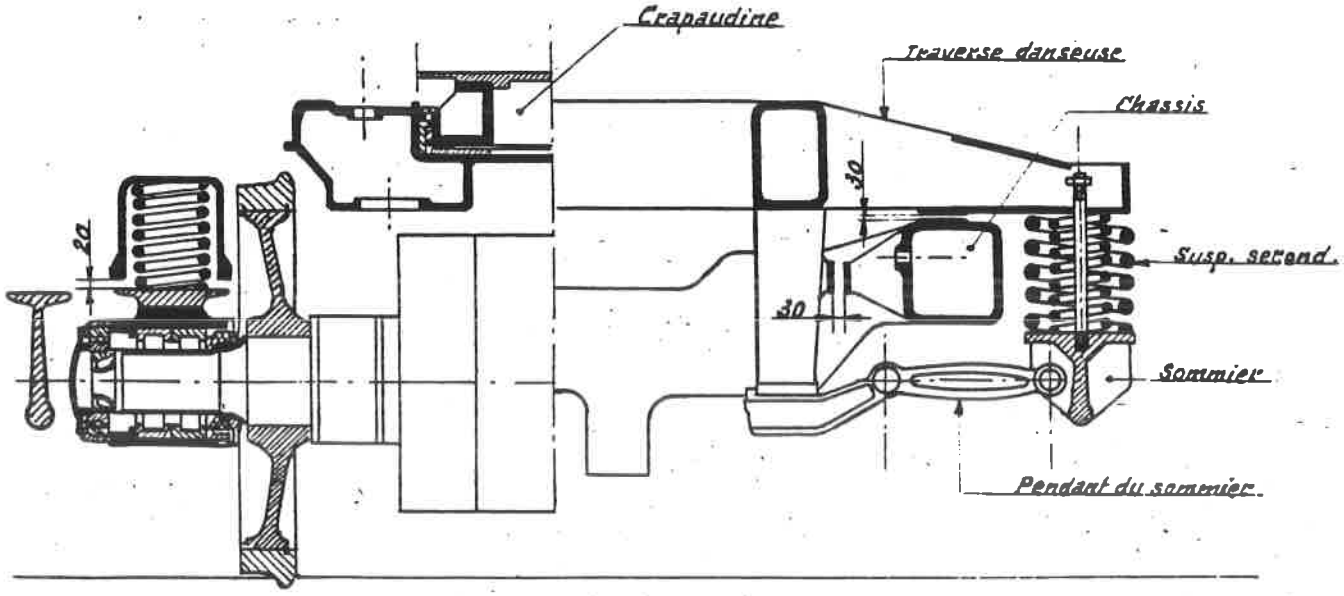


Fig. 659

C. 1250
50 ᵉ L