SOCIETE NATIONALE DES CHEMINS DE FER BELGES.

Enseignement professionnel.

lère leçon. 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 pour le transport de voyageurs ou pour 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 reporte la puissance du moteur diesel aux essieux de l'engin.

Imp. Fortyne. 216392. 9.65 (200)

I. La caisse.

5. La disposition et la forme de la caisse déterminent la sorte 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'un poste de conduite identique ce qui permet 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'un seul poste 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 au moyen de boîtes à rouleaux guidées par les 2 longerons de la caisse.

Les essieux peuvent se classer en :

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

9. Dans les engins supportés par des 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 aurait 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 couplés), de type C (3 essieux moteurs couplés) et de type D (4 essieux moteurs couplés).

10. Si la caisse est supportée par des 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 à chacun deux essieux et les locomotives type "CC" à 2 bogies de trois essieux.

11. d) Le poids par essieu.

L'effort exercé par les essieux moteurs sur le rail est très important pour un engin de traction diesel. Cet effort détermine en effet, ainsi que nous le montrerons en détail au chapitre II, l'effort de traction maximum qui peut être développé au démarrage.

La condition pour qu'un engin de traction diesel soit apte à la remorque de trains lourds consiste par conséquent en un poids, par essieu élevé.

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 déterminées 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 son poids.

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 explicité dans le chapitre II.

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

$$N_{eff} = \frac{C.n}{716,2} \quad CV$$

C : couple moteur
n : vitesse de rotation du moteur.

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 partie utile 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.

Annexe 1

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

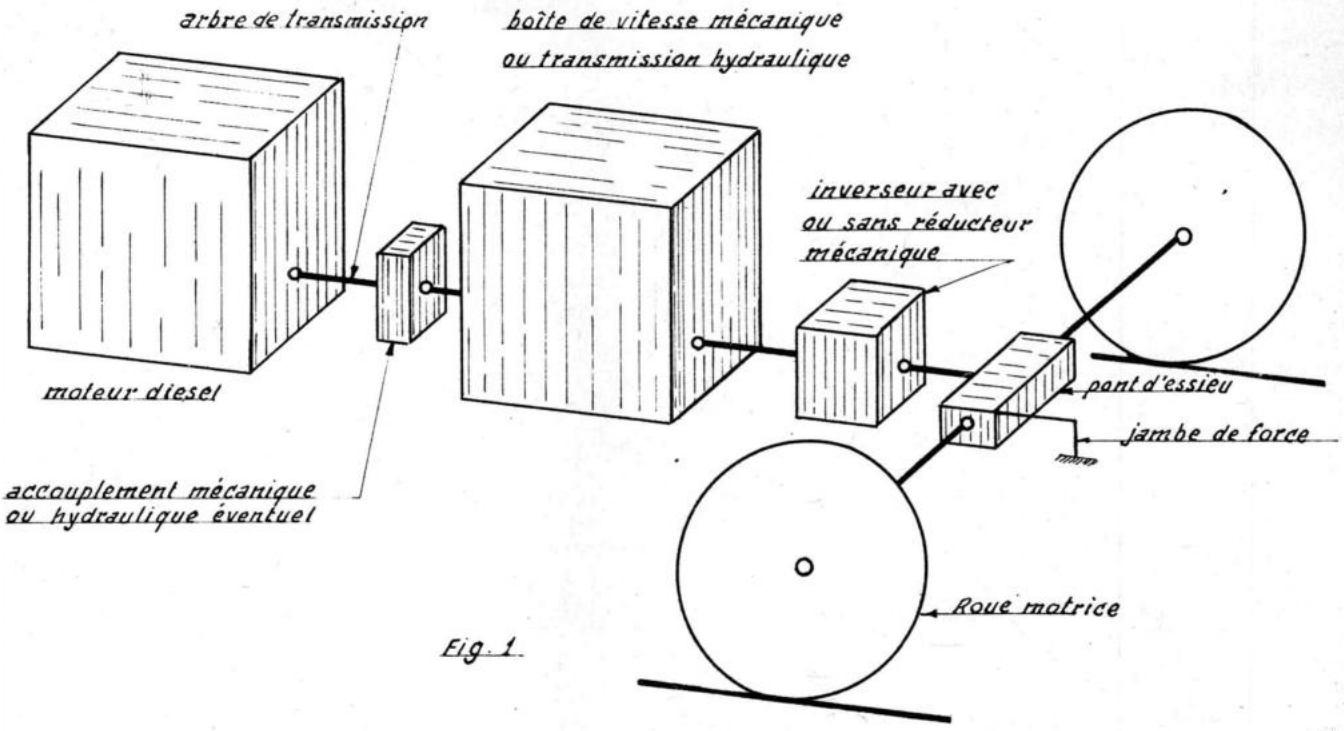


Fig. 1

Principe de motorisation d'un engin diesel avec transmission électrique

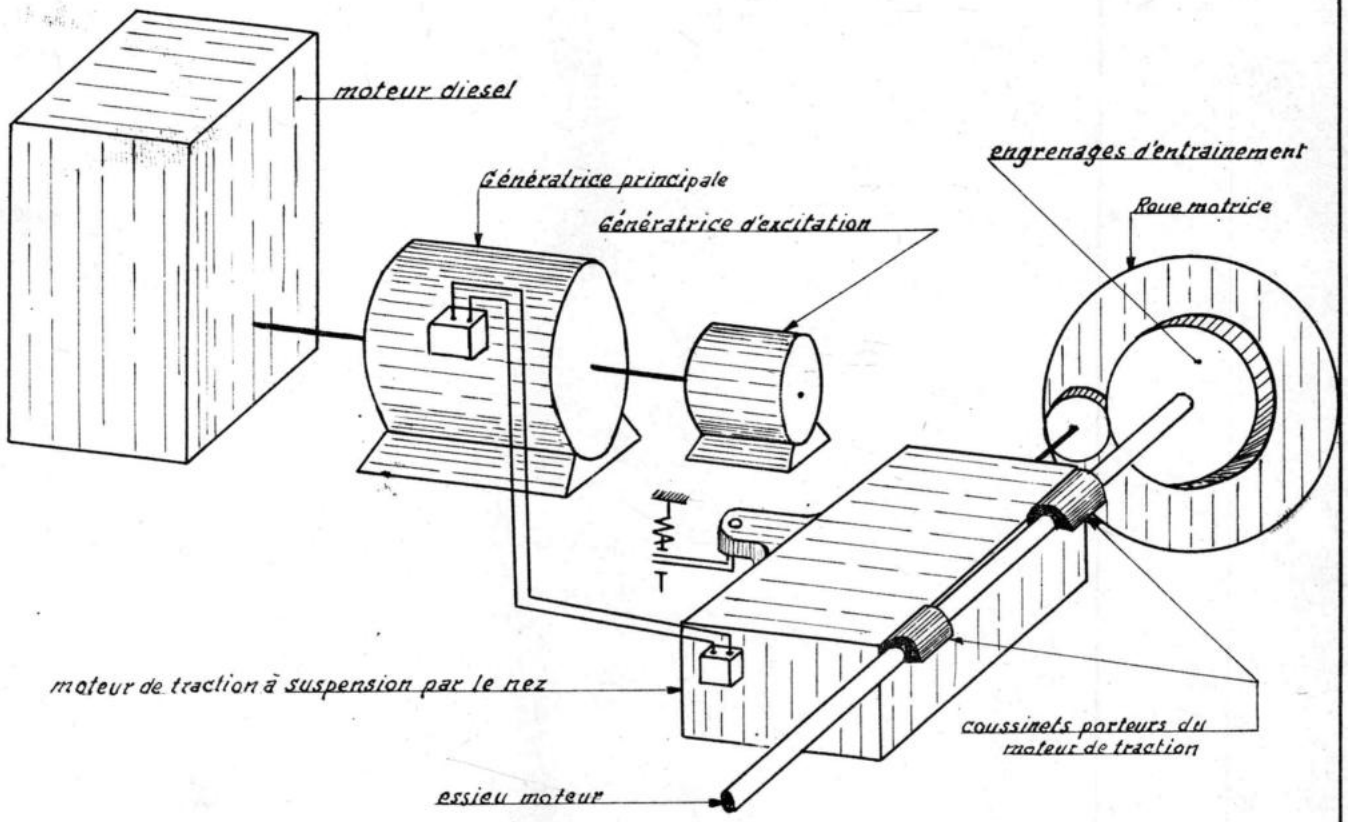


Fig. 2

Lion Roanne 248392. 9.65 (200)

C. 1260
1 es L

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

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

17. Les moteurs rapides ont généralement un poids spécifique faible (kg/CV) 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 une grande importance à cause de l'espace limité pour le placement. C'est le cas, en particulier, pour les autorails (3 à 6 kg/CV).

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 le poids spécifique peut atteindre de 8 à 25 kg/CV sont adoptés, à cause de leur poids et encombrement élevés, uniquement pour des engins de traction où on dispose d'un emplacement suffisant et où un poids par essieu élevé est exigé.

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

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

Il est clair 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 caractérisées par une pression moyenne élevée, et par conséquent une usure rapide, une durée de vie plus petite, 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 égal et même puissance. 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 mais pas 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 appliqués sur les engins dont le moteur doit être placé dans un bogie ou sur 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 poids ou par unité de volume) d'un moteur 2 temps est de 40 à 60 % supérieureà celle d'un moteur à 4 temps non suralimenté. Les moteurs à 2 temps seront donc préférés pour des engins de traction où le poids et l'encombrement d'un moteur 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.

Cela peut être aussi le cas pour les moteurs placés sous le plancher de la caisse où un moteur rapide à 2 temps a des dimensions beaucoup plus petites qu'un moteur à 4 temps de même puissance et même vitesse de rotation.

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 poids 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.

Elle se fait par le conduit d'évacuation via un silencieux ou au travers de la turbo de remplissage éventuelle. 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 de la sorte 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) ne doivent pas être préchauffés avant le lancement. Le préchauffage du circuit de refroidissement peut se faire au moyen d'une chaudière avec brûleurs à gasoil (Wybasto, Vapor heater, Westinghouse) ou à l'aide de résistances électriques alimentées par un générateur à courant continu ou alternatif couplé à un groupe auxiliaire (autorails TEE des Chemins de fer néerlandais et suisses).

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.

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

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 <u>transmissions mécaniques</u> (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 compris dans la boîte de vitesse ou dans les ponts d'essieu.
4) Les ponts d'essieux pour l'entraînement des essieux moteurs.
5) les différents arbres élastiques ou à cardan entre les divers organes de la transmission.

36. b) Les <u>transmissions hydrauliques</u> (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'essieux à moins que les essieux moteurs couplés 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) <u>Les transmissions électriques</u> (fig. 2).

constituées de :

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

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

2) une <u>génératrice d'excitation</u> particulière éventuelle.
3) les moteurs de traction à suspension par le nez placés sur les essieux moteurs.

C. Classification des engins de traction diesel.

38. Les engins de traction diesel peuvent être classés dans les catégories principales suivantes :

1) Locomotives Diesel de route
2) Locomotives Diesel de manoeuvre
3) Autorails.

I. Les locomotives diesel de route.

a) Généralités.

39. Les locomotives diesel de route sont des engins de traction de puissance relativement grande (SNCB : de 900 à 2100 CV - Autres pays : jusque 4000 CV) adaptés pour la remorque à grande vitesse de trains de voyageurs ou la remorque à plus faible vitesse de trains de marchandises lourds.

40. La caisse est presque toujours de construction symétrique et est portée par deux bogies "BB" ou "CC".

Afin d'obtenir un effort de traction aussi grand que possible lors du démarrage du train, un poids assez élevé par essieu est nécessaire, de 18 à 22 tonnes par essieu.

41. Exception faite pour les locomotives de construction allemande, les locomotives diesel de route sont presque toujours équipées d'une transmission électrique comportant 4 ou 6 moteurs de traction suivant qu'il s'agit d'une locomotive du type "BB" ou "CC". Les locomotives de ligne allemandes sont généralement équipées de transmissions hydrauliques.

42. Des études récentes effectuées en Amérique montrent cependant que les transmissions électriques sont techniquement et économiquement plus avantageuses dès que la puissance de la locomotive dépasse 1400 CV.

Les locomotives de ligne sont presque toujours équipées d'un moteur diesel vertical tournant à des vitesses de 600 à 1000 t/mi et fonctionnant, suivant le cas, selon le principe à 2 temps ou à 4 temps.

Il faut cependant encore faire exception des locomotives allemandes qui sont le plus souvent équipées de 2 moteurs verticaux tournant à 1500 t/min et qui entraînent chacun leur propre transmission.

Van Rotryve. 248321. 9. 65 (200)

Les moteurs à 4 temps des locomotives de ligne sont presque toujours suralimentés ou même à haute suralimentation en raison de la puissance spécifique élevée exigée.

Les cylindres des moteurs peuvent être montés en "V" ou en "ligne".

Le (les) moteurs est (sont) reliés au châssis de la locomotive soit au moyen d'amortisseurs de vibrations spéciaux, soit directement.

44. Le toit de la caisse au-dessus du moteur est enlevable pour rendre possible l'enlèvement éventuel ou le remplacement du moteur ou d'organes lourds de l'engin et faciliter les travaux d'entretien et de réparation.

b) Classification des locomotives de ligne de la SNCB.

1) Suivant la puissance du moteur.

45. Fin 1966, la SNCB possédera environ 486 locomotives diesel de ligne, toutes équipées de bogies. Suivant le nombre d'essieux moteurs par bogies ces locomotives peuvent être classées en 2 grands types, le type "BB" ou "CC".

46. D'autre part les locomotives peuvent être classées, suivant la puissance du moteur, en 3 grandes classes:

la classe 0 : dont la puissance du moteur est comprise entre 1750 et 2150 CV .
la classe 1 : avec une puissance du moteur d'environ 1400 CV.
la classe 2 : avec un moteur de puissance environ 950 CV.

Donc les types de locomotives diesel belges sont indiqués par un nombre caractéristique consistant en 3 chiffres: le premier chiffre "2" indique qu'il s'agit d'une locomotive diesel (le chiffre 1 est utilisé pour les locomotives électriques); le 2e chiffre donne la classe de puissance et le 3e chiffre un numéro de succession dans la classe de puissance.

On peut donc classer les locomotives belges comme suit :

Classification des locomotives de route suivant la puissance du moteur.

Types de locomotives (nbre caractéristique)		Effectifs classes			Représentation
		950 CV	1400 CV	1750 à 2150 CV	
2.0.0.	CC			93	fig. 3+3bis
2.0.1	BB			54	fig. 4+4bis
2.0.2) 2.0.3) 2.0.4)	CC			40	fig. 5+5bis
2.0.5	CC			42	fig. 6+6bis
2.1.0	BB		106		fig. 7+8+7bis
2.1.1	BB		6		fig. 10+10bis
2.1.2	BB		136		fig. 9+9bis
2.1.3	BB		6		fig. 11
2.2.2		3			fig. 12+12bis
Totaux par classe		3	254	229	
Total général			486		

47. 2) Suivant la construction du moteur.

Suivant la construction du moteur, les locomotives de ligne de la SNCB peuvent être rangées comme suit :

Classification des locomotives de route suivant la construction du moteur.

Types de locomotives		Construction du moteur			
Caractéristiques du moteur	Principe de fonctionnement	2 temps	4 temps		
	Constructeur	G.M.C. (General Motor Corporation)	Cockerill lic.Baldwin	Cockerill lic.Hamilton	ACEC lic. MAN
	Vitesse	835 t/min	625 t/min	1000 t/min	1500 t/min
	Montage des cylindres	V	ligne	ligne	V
	Alésage	216 mm	324 mm	241,5 mm	180 mm
	Course	254 mm	394 mm	304,8 mm	210mm
	Nombre de cylindres	16 12	8	8	12
200 201			608 A 608 A		
202 203 204 205		567 C " " "			
210 211				TH 895 SA TH 895 SA	
212 213		567 D 567 D			
222					L12V18/21 + MA

Remarque :

Les moteurs "GMC" sont fixés directement sur le châssis de la locomotive par boulons sans plaques ressorts intermédiaires. Aux moteurs Cockerill, il y a des plaques d'appui en caoutchouc armé.

3) Suivant la nature et le constructeur de la transmission.

48. Les locomotives de ligne de la SNCB peuvent être classées, suivant la nature de leur transmission, en

(- locomotives de ligne à transmission électrique
(- locomotives de ligne à transmission hydraulique

Cela ressort du tableau ci-après :

Classification des locomotives de ligne suivant leur transmission.

GP : génératrice principale
MT : moteur de traction
T : transformateur de couple
C : coupleur hydraulique

Type de locomotives	Transmission électrique		Transmission hydraulique	Nombre de moteurs de traction ou de ponts d'essieu
	Système EMD (Electromotive) (division-Détroit)	Système ACEC lic. Westinghouse	Système Voith	
200		SEM - ACEC GP : t.607 MT: t.DN 441		6
201		GP : t.471BZ MT: t.370DEZ		4
202) 203) 204)	GM - Smit GP : t.D12 MT : t.D19			6
205	SEM- ACEC lic. GM GP : D12 MT : D29			6
210		SEM - ACEC GP : t. 606 MT :t.DN 441		4
212	SEM - ACEC lic. GM GP : t. D12 MT : t.DN441			4

211			L 216-r S(2 T + 1 C) (inverseur incorporé)	4
213			L 216-r Sb(2 T + 1 C) (inverseur incorporé)	4
222			L 217 (2 T + 1 C) + inverseur Cockerill-lic.Mylius	

4) Classification des locomotives de ligne suivant leur poids.

49. En se basant sur leur poids, les locomotives de ligne peuvent se classer en 2 catégories :

a) Les locomotives lourdes dont le poids dépasse 100 T. Ce sont les locomotives t. 200 - 202 - 203 - 204 - 205

b) Les locomotives légères dont le poids est inférieur ou égal à 85 T.
Les autres types de locomotives de ligne sont à ranger dans cette catégorie.

5) Classification des locomotives de ligne suivant leur effort de traction.

50. Suivant l'effort de traction qu'elles peuvent développer au démarrage, les locomotives peuvent se diviser en :

a) locomotives avec un effort de traction de 25 à 27 tonnes. Ce sont toutes les locomotives lourdes de ligne.

b) locomotives avec un effort de traction compris entre 18 et 20 tonnes. Ce sont les locomotives légères.

L'effort de traction continu atteint respectivement 17 tonnes pour les locomotives lourdes et 11 tonnes pour les légères.

Les locomotives à transmission hydraulique possèdent cependant un "changeur de gammes" qui permet de porter l'effort de traction continu pour la remorque des trains de marchandises à 17 tonnes.

6) Remarques.

51 a) Forme de la caisse.

Toutes les locomotives de ligne belges ont une forme symétrique avec 2 cabines de conduite excepté les locomotives t. 222 qui ne possèdent qu'une seule cabine mais à double poste de conduite.

Van Autryve. 248392. 9. 65 (200)

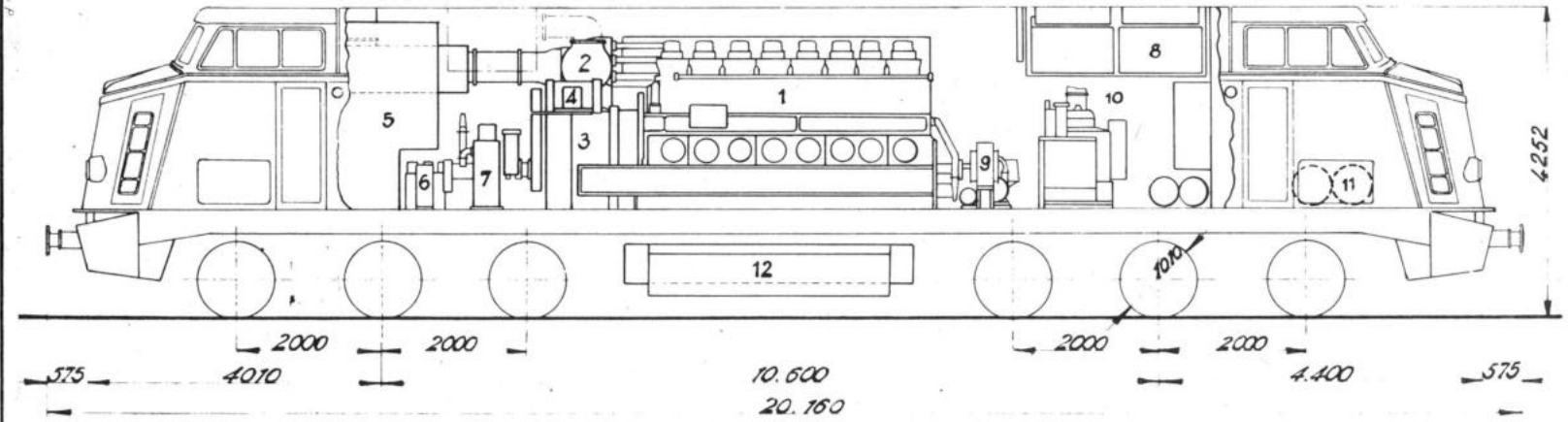
LOCOMOTIVES DE ROUTE

T = transformateur de couple
C = Couplage hydraulique
V = Voyageurs
M = marchandises
G.P. = Génératrice principale

Annexe 2

	GENERALITES						CARACTERISTIQUES					MOTEUR DIESEL								TRANSMISSION					CAISSE	
type	Effectif	type	Nombre des postes de conduite	Poids global en ordre de marche ton	Longueur totale m	Approvisionnement réservoir gasoil l	Effort maximum au démarrage ton	Effort de traction continu ton	Vitesse maximum km/h	Rayon minimum de courbe m.	Diamètre des roues mm	Constructeur	type	Puissance Moteur Nominale Ch	Puissance Moteur pour traction Ch	Nombre tours par minute	Couple moteur max. à vitesse de rotation maximum kgm	Poids ton	Démarrage	Marque	type	Mode de fonctionnem.	Inverseur de marche	Mode d'attaque des essieux	Constructeur	Année de mise en service
200	93	CC	2	117	20,15	4000	27,75	16,9	120	90	1010	cockerill	Baldw. 608A	1950	1750	650	2150	17,85	G.P.	A.C.E.C Westinghouse	G.P+ 6 mot. traction	–	6 m.ot. traction	Cockerill	61/62/63
201	54	BB	2	84	16,18	4000	20	17	120	75	1118	cockerill	Baldw 608A	1750	1600	625	2000	17,3	G.P.	A.C.E.C westingh	G.P+ 4 mot. traction	–	4 mot. traction	Cockerill	55
202	13						25	16,1	120	90	1010	G.M.C	567C	1720	1600	835	1475	15,4	G.P.	Electro-motive division	G.P+ 6	–	6	Anglo-Franco	55
203	19																			(E.M.D.)	mot. traction		mot. traction	Belge	57
204	8	CC	2	108	18,85	3500		12,5	140					1900	1750		1620								
205	42	CC	2	110	19,55	4000	27,75	17,25	120	90	1010	G.M.C.	567C	1950	1800	835	1672	15,4	G.P.	E.M.D. A.C.E.C. S.E.M.	G.P+ 6 mot traction	–	6 mot. traction	Brug. et Nivelles	61/62
	6	BB	2	84,5	17,34	2400	20	11	120	90	1010	cockerill	TH 895	1400	1300	1000	1002	12	G.P.	A.C.E.C.	G.P+ 4	–	4		61/62 63/64
210	100	BB	2	78	17,15	3000	20	11	120	90	1010	Hamilton	SA	1400	1300	1000	1002			westingh.	mot. traction		mot. traction	Cockerill	65/66
211	6	BB	2	82	17,5	3000	20,5	11,5 / 17	120 / 82	90	1118	cockerill Hamilton	TH 895 SA	1400	1280	1000	1002	12		Voith L 216rs	2T + 1C	Voith 2 gammes V + M	4 ponts d'essieux Cockerill Mylius	ABR Familleureux	62
212	41 40 55	BB	2	81	16,8	3000	21,6	11	120	90	1010	G.M.C.	567 D	1425	1325	835	1222	11,7	G.P.	E.M.D A.C.E.C.	G.P+ 4 mot. traction	–	4 mot. traction	Brug.et Nivelles	61/62/63 64/65 65/66
213	6	BB	2	76	16,8	3000	20,5	11,5 / 17	120 / 82	75	1118	G.M.C.	567 D	1425	1300	835	1222	12,1		Voith L 216 rsb	2T + 1C	Voith 2 gammes V + M	4 ponts d'essieux Cockerill Mylius	Brug. et Nivelles	64/65
222	3	BB	1	72	13,35	3000	18	12,5 / 21	80 / 50	75	1010	A.C.E.C. M.A.N.	L12V 18.21 M.A	950	900	1500	453	4,35		voith L 217	2T + 1C	Cockerill	4 ponts d'essieux Cockerill Mylius	ABR Familleureux	62

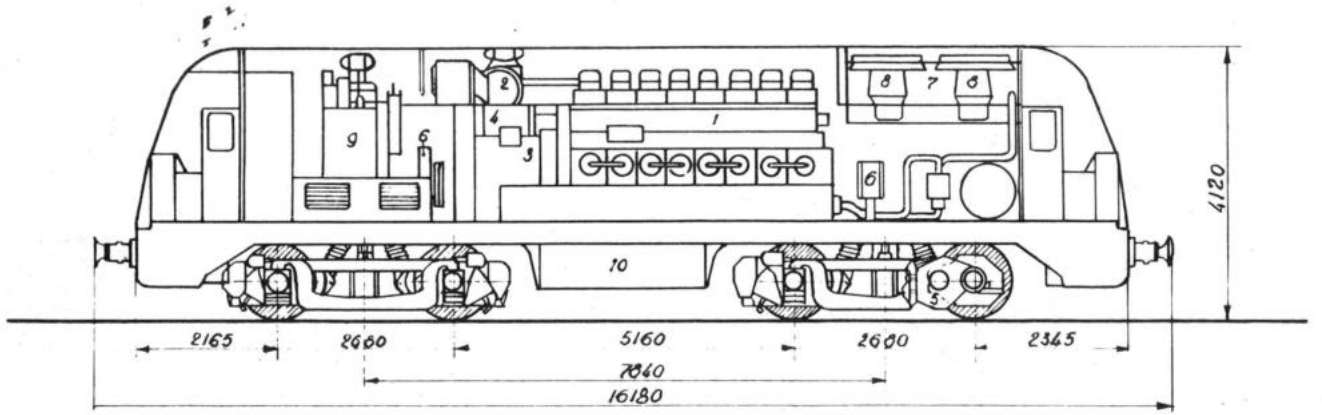
C. 12/60 2-7



1 moteur diesel
2 turbo-soufflante
3 génératrice principale
4 groupe auxiliaire
5 armoire appar.gle électrique
6 soufflante refroidiss.t mot. tract. bogie av
7 compresseur
8 Groupe refroidissement Behr
9 Souffl.te refroidiss.t mot. tract. bogie arr.e
10 Chaudière
11 Réservoirs principaux.
12 Réservoir à gasoil

Locomotive t. 200

Fig. 3



1 Moteur diesel
2 Turbo groupe de suralimentt.
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

Locomotive t. 201

Fig. 4

Locomotive t. 202-3-4

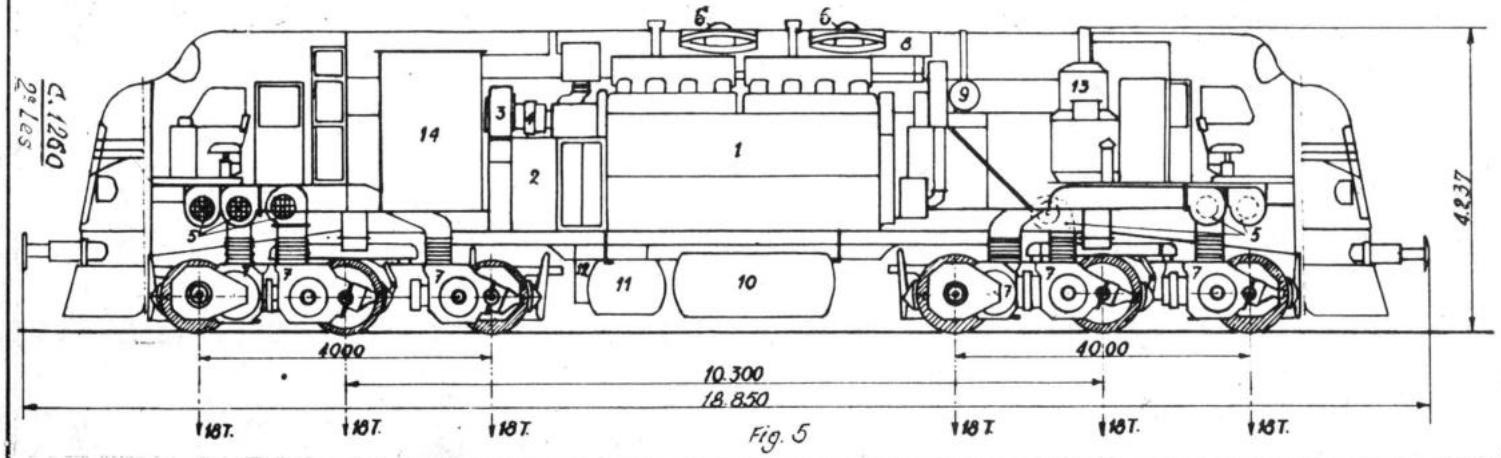


Fig. 5

1. Moteur diesel
2. Génératrice principale et alternateur
3. Ventilateur de la génératrice
4. Génératrice auxiliaire
5. Ventilateurs des moteurs de traction
6. Ventilateurs de refroidissement du moteur diesel
7. Moteurs de traction
8. Radiateurs
9. Réservoir à eau du diesel
10. Réservoir à gasoil
11. Réservoirs principaux à air comprimé
12. Batterie d'accumulateurs
13. Chaudière de préchauffage
14. Réservoir à eau pour chaudière

Annexe 3

Cl. 1260
2e Les

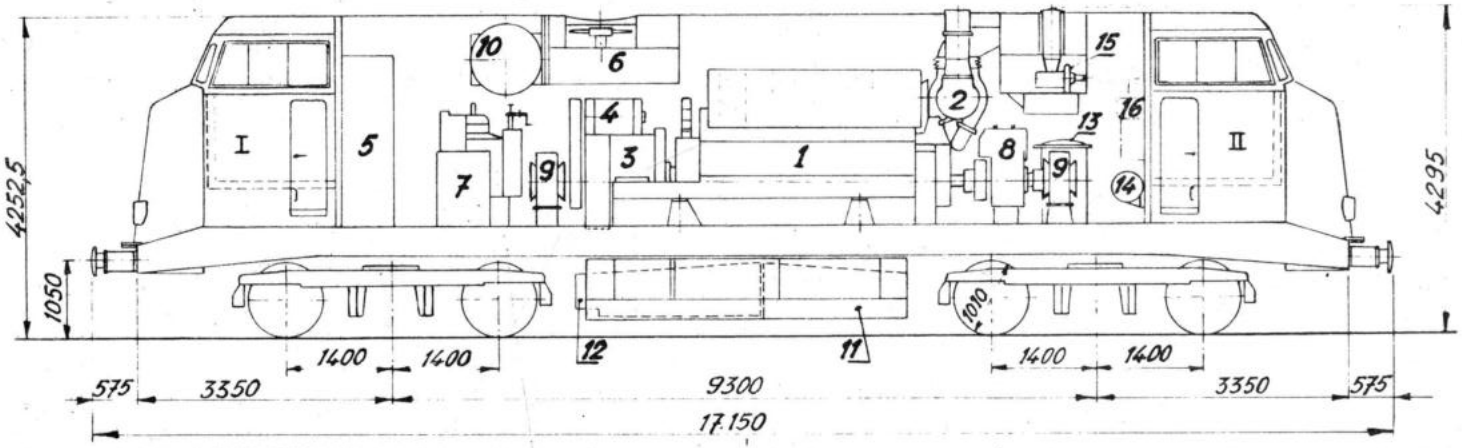


Fig. 8

1 Moteur diesel
2 Turbo-soufflante
3 Génératrice principale
4 Groupe génératrice principale
5 Armoire appar.ge électrique
6 Groupe de refroidissement
7 Chaudière
8 Compresseur
9 Ventilateur de 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

Locomotive t. 210 2e série

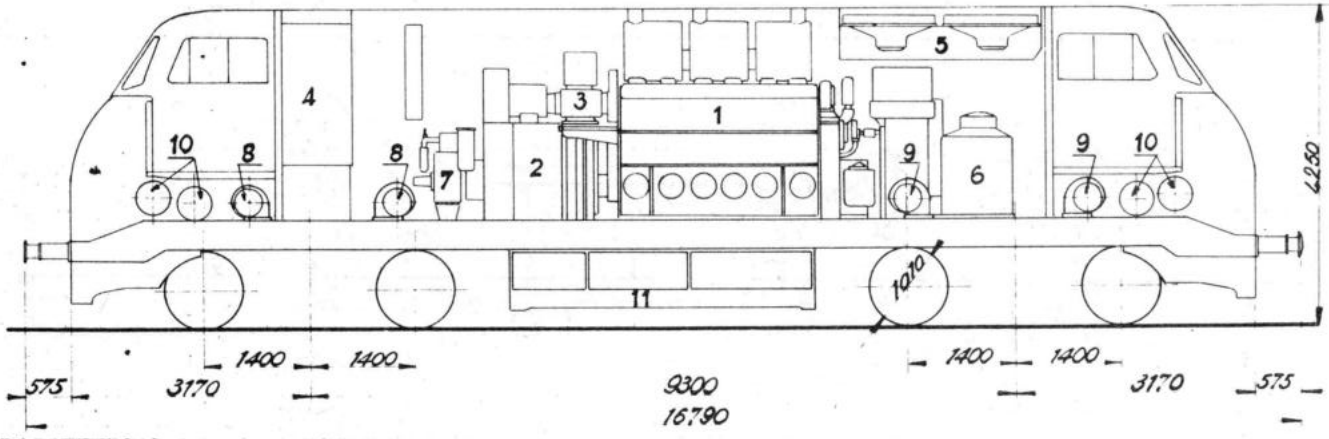


Fig. 9

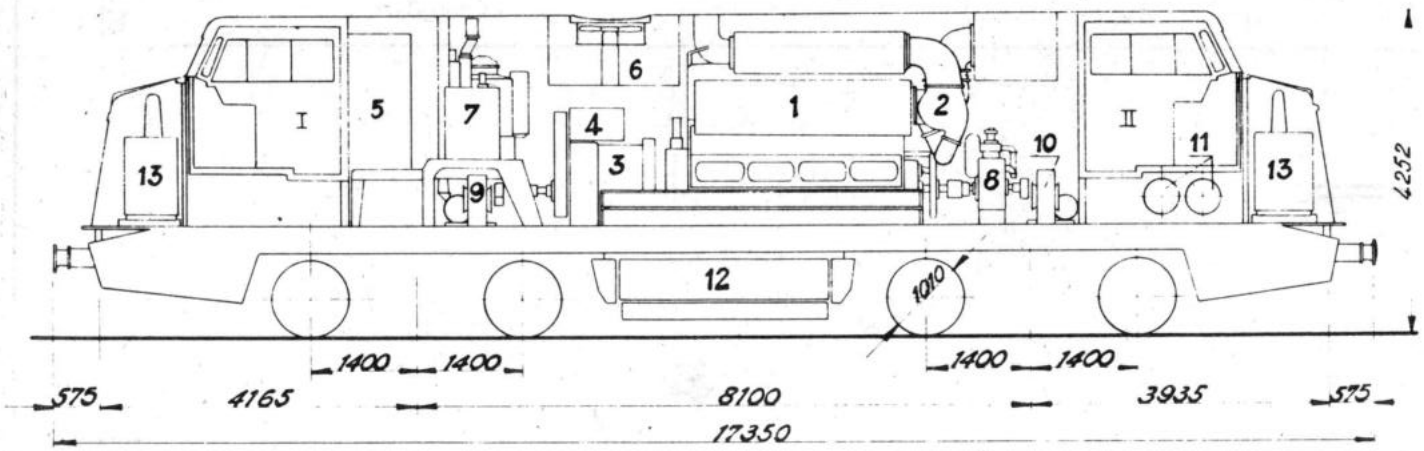
1 Moteur diesel
2 Génératrice principale
3 Groupe auxiliaire
4 Armoire électrique
5 Groupe de refroidissement
6 Chaudière
7 Compresseur
8 soufflantes pour refroidissement mot. tract. A.V.
9 soufflantes pour refroidissement mot. tract. AR
10 Réservoirs principaux.
11 Réservoir à gasoil

Locomotive t. 212

C. 1260
2e Leçon

Annexe 5

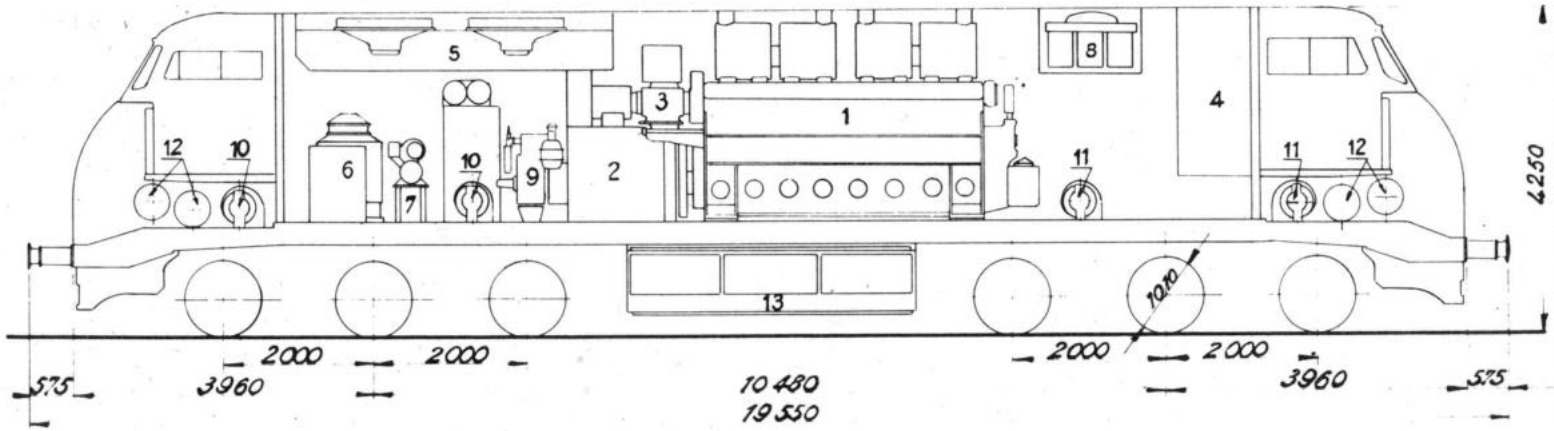
Locomotive t. 210 1ère Série



1 Moteur diesel
2 Turbo soufflante
3 Génératrice principale
4 Groupe auxiliaire
5 Armoire electrique
6 Groupe de refroidissement
7 Chaudiere
8 Compresseur
9 Soufflante refroid. des mot. tract. bog. AV
10 Soufflante refroid. des mot. tract. bog. AR
11 Reservoirs principaux
12 Reservoir à gasoil
13 Reservoirs d'eau

Fig. 7

Locomotive t. 205

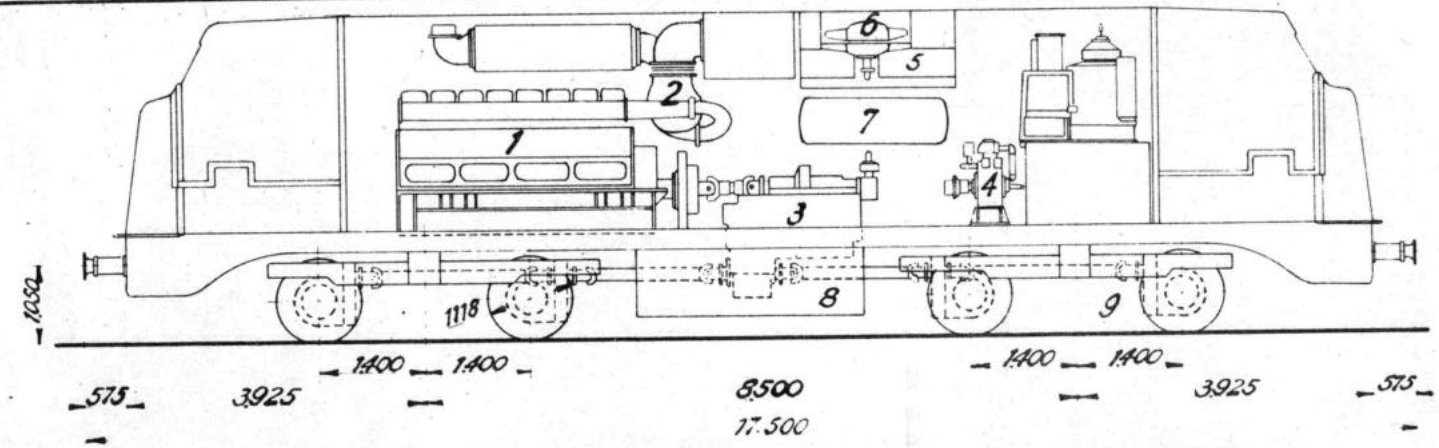


1 Moteur diesel
2 Génératrice principale
3 Groupe auxiliaire
4 Armoire électrique
5 Groupe de refroidissement
6 Chaudière
7 Réchauffeur d'eau
8 Frein rhéostatique
9 Compresseur
10 Soufflantes pt refroidissemt mot. traction A
11 Soufflantes pt refroidissemt mot. traction AR
12 Réservoirs principaux.
13 Réservoir à gasoil

Fig. 6

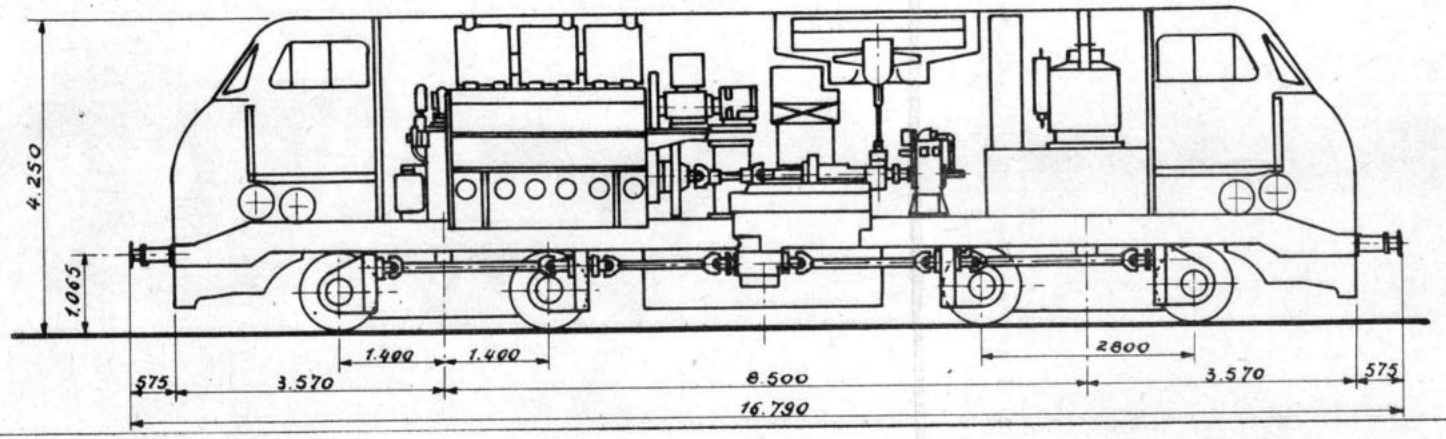
C. 1260
2e Les

Annexe 4

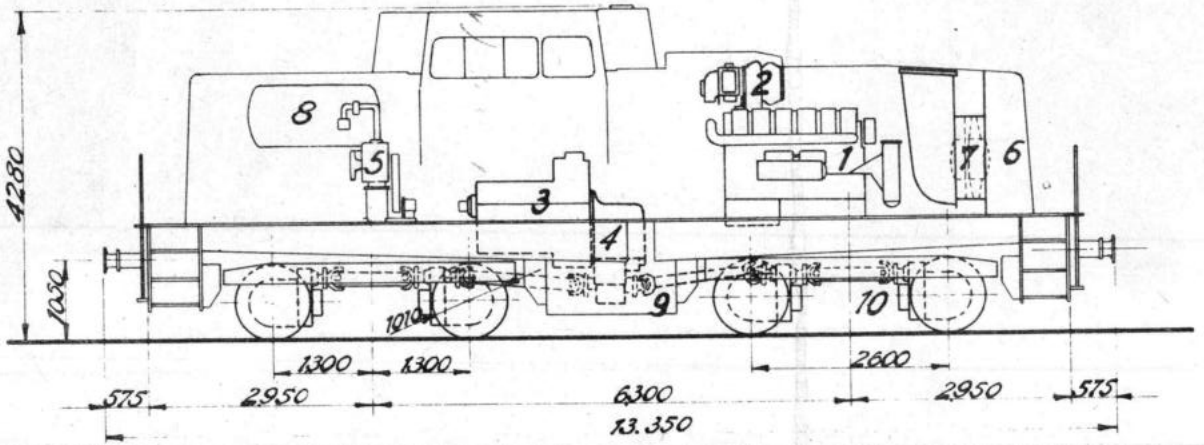


1 Moteur diesel
2 Turbo-soufflante
3 Boite hydraulique avec inverseur-réducteur
4 Compresseur
5 Radiateur
6 Ventilateur
7 Réservoirs principaux
8 Réservoir à gasoil
9 Pont d'essieux.

Locomotive t. 211
Fig. 10



Locomotive t. 213
Fig. 11



Locomotive t. 222

1 Moteur diesel
2 Turbo-soufflante
3 Boite hydraulique
4 Inverseur-réducteur
5 Compresseur
6 Radiateur
7 Ventilateur
8 Réservoir principal
9 Réservoir à gasoil
10 Pont d'essieux

Fig. 12

C. 1260
2e Leçon

Annexe 6

Fig. 3 bis

Annexe 7





Fig. 4 bis

V.P.

C. 1260
2me L





Fig. 6 bis

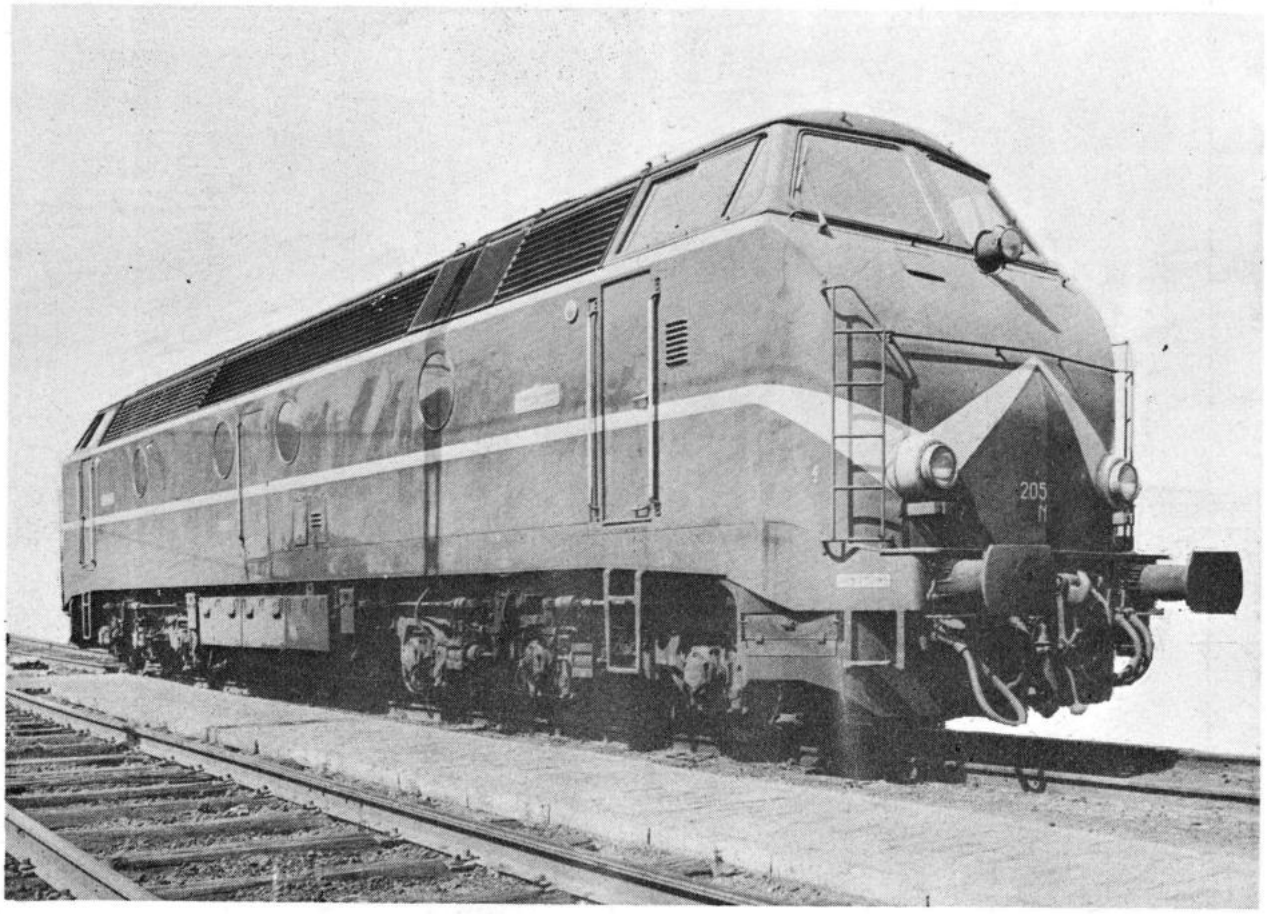




Fig. 7 bis

Fig 10 bis



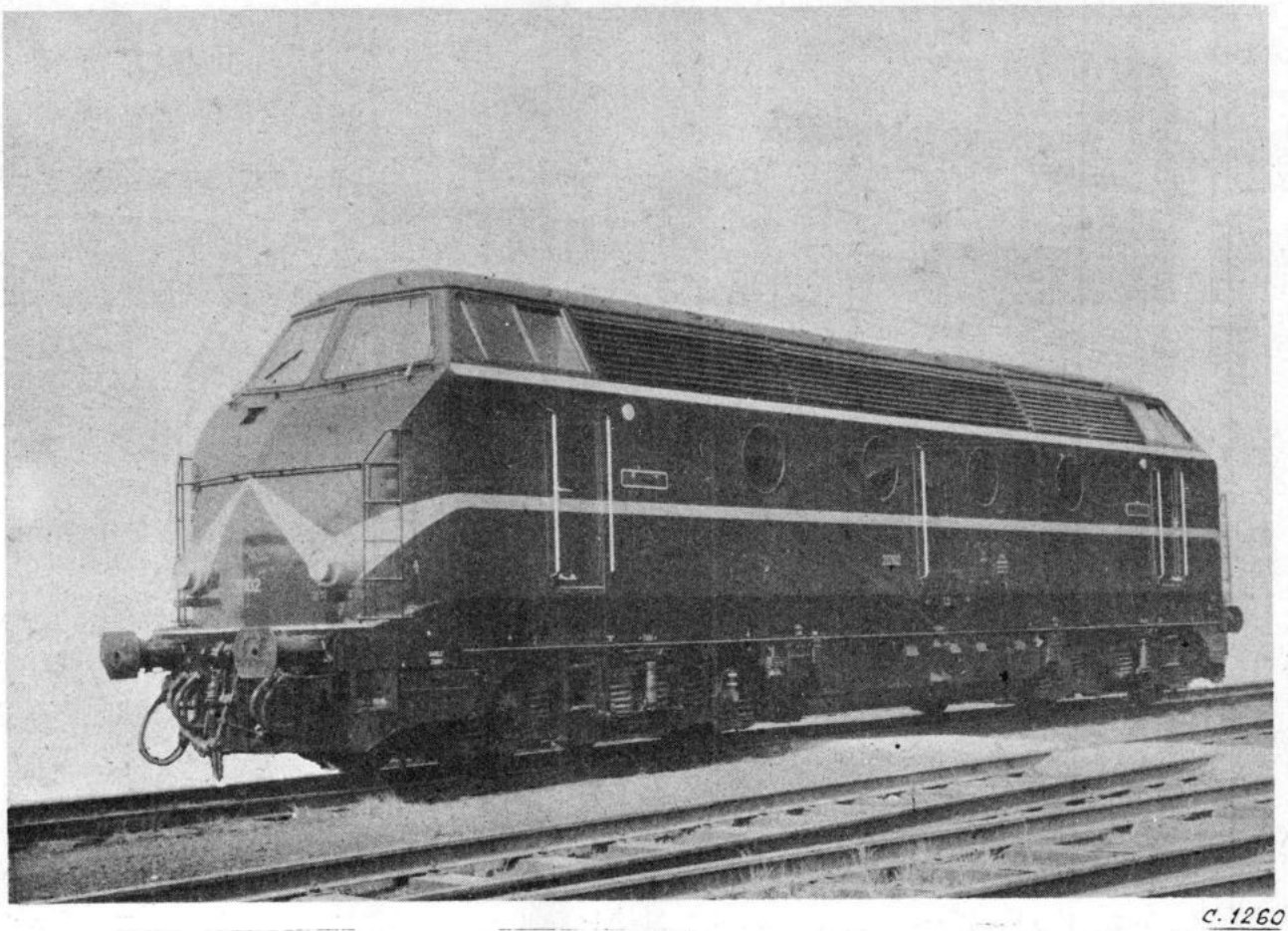


Fig. 9 bis

C. 1260
Z L

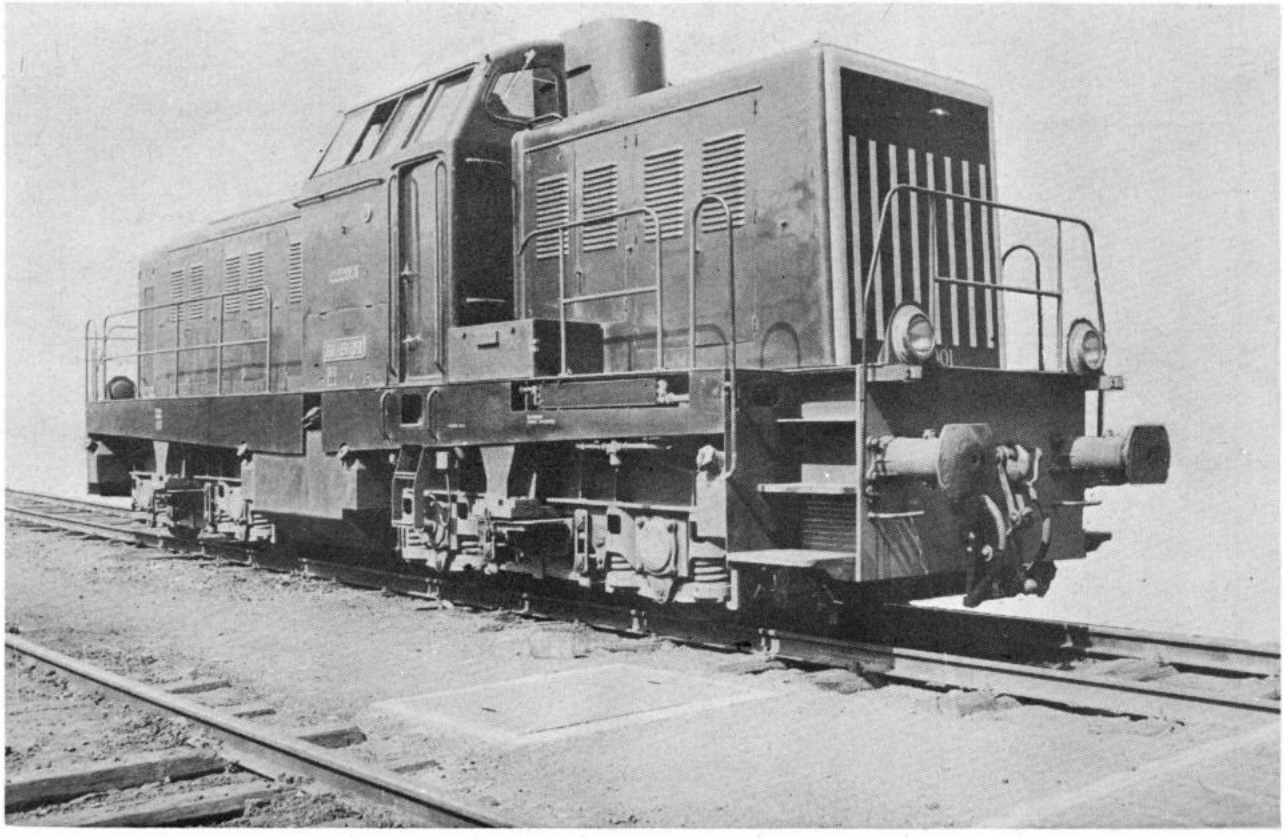


Fig. 12 bis.

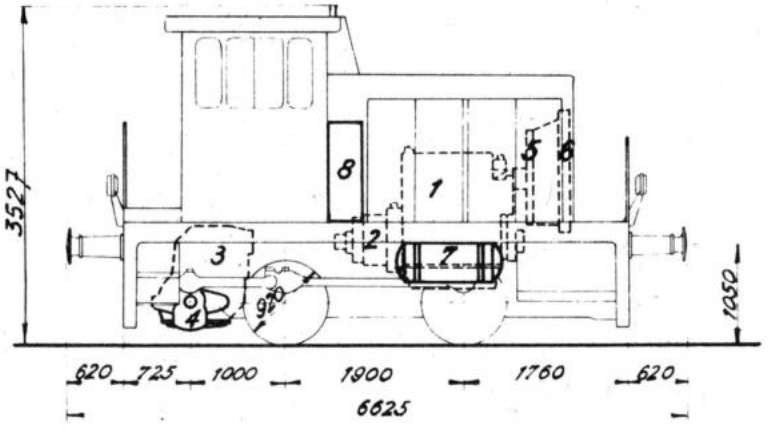
V.P.

LOCOMOTIVES DE MANOEUVRES.

T : transformat. de couple
C : Couplage hydraulique
CP : Général. principale

Annexe 12

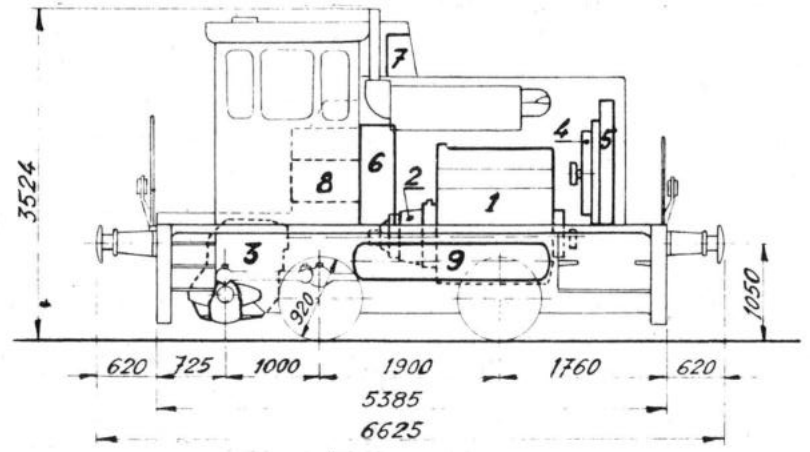
Type	GENERALITES						CARACTERISTIQUES							MOTEUR DIESEL								TRANSMISSION					CAISSE	
	Effectif prévu pour fin 1966	Type	Poids global en ordre de marche	Longueur totale	Approvisionnement réservoir gasoil	Nombre des postes de conduite	Effort maximum au démarrage	Effort de traction continu		Vitesse maximum		Rayon minimum de courbe	Diamètre des roues	Constructeur	Type	Puiss. du moteur P.K		Nombre t/m.	Couple mot. max. à vit. de rotation maximum	Poids	Mode fonctionnem.	Marque	Transformateur de couple		Inverseur de marche	Mode d'attaque des roues	Constructeur	Année de mise en service
								1re vit.	2e vit	1re vit	2e vit					Nominale	pour traction						Type	Mode fonctionn.				
230	10	B	35,4				9,9	7,25	3,4	21	45	25	920	cockerill	4 175 CO	245	230	1850	94,84	2050		Twin Disc	CF 10049 TC	1 transformat. de couple hydraul.	Cockerill	Faux-essieu	cocker. ABR	1961
	50		33,8	6,625	400	1	10,7	8,7	4,06	18	35				6 175 CO	280	259	1700	122	3100	Bosch						Nivelles	63/64
231	1	C	39,3	9,2	350	1	9,5	-	-	30	60	90	1080	Deutz	-	360	330	600	430	8500	air	Oerenstein Cramp ton	voith	2T+1C	Deutz	Faux-essieu mot. tract. + Faux-essieu	Deutz	38
	2	C	52	9,54	2400	1	13	-	-	32	-	65	1300	Armstrong	6LT D22	350	320	875	287	4085	G.P			Electrique	-		Armstr.	35
232	25	C	50,5	10,4	2400	1	15/9,4	-	-	28	45	75	1262	S.E.M.	6K 113HS	350	300	1300	192,7	3500	Bosch	Voith	L37ub	2T+1C	Cockerill	Faux-essieu	B.N.Niv.	1960
250	25	C	54,2	10,15	3000	1	16/15	-	-	33	50	75	1262	A.B.C.	6 DUS	550	510	680	580	9000	air	Voith	L37ub	1T+2C	Mylius	Faux-essieu	Baume Marpent	55/56
	35																											
252	35	C	58,5	10,-	3000	1	16/15	-	-	33	50	75	1262	S.E.M.	6B3	550	510	680	580	14000	air	Voith	L37u	1T+2C	SEM/B122	Faux-essieu	Baume Marpent	56/57
253	25	C	57	10,75	3000	1	16/15	-	-	33	50	75	1262	cockerill	Hamilton 6355A	550	510	950	415	8700	air	Voith	L37u	1T+2C	cockerill	Faux-essieu	cockerill	56
260	42	C	52	10,36	1500	1	17,6/12,9	-	-	30	60	100	1250	Maybach	GT06A	650	600	1400	332	3800	Bosch	Voith	L37zub	1T+2C	Gmeinder	Faux-essieu	B.N.Niv. A.B.R.	60
	27																											
261	3	C	55,4	10,45	3000	1	17,85/10	-	-	30	60	80	1262	cockerill	12V 175 CO	675	625	1800	268	3900	Bosch	Voith	L37zu	1T+2C	Cockerill	Faux-essieu	cockerill	61/62
262	55																											
270	6	BB	83	12,15	3500	1	20	15,4	-	50	-	75	1070	A.B.C	8 DUS	700	650	650	770	10200	G.P	ACEC	4 mot. électr. de traction				B.M.	1954
271	5	D	82,5	11,54	3900	1	23,1	-	-	50		80	1262	S.E.M.	6B3S	750	700	680	790	14500	air	ACEC	L21ZA	2T+1C	Mylius	Faux-essieu	B.M.	56/57
272	15	D	80	12,08	4000	1	22/19,8	-	-	33	50	80	1262	S.E.M.	6B3S	750	700	680	790	14500	air	ACEC	L37z	1T+2C	Mylius	Faux-essieu	B.N.Niv	56
273	35	D																										C.1260 2e L



Locomotive t. 230 1ᵉ serie

1 Moteur diesel
2 Convertisseur de couple
3 Inverseur - réducteur
4 Manivelle avec faux-essieu
5 Ventilateur
6 Radiateur
7 Réservoir à air
8 Réservoir à gasoil

Fig. 13



Locomotive t. 230. 2ᵉ série

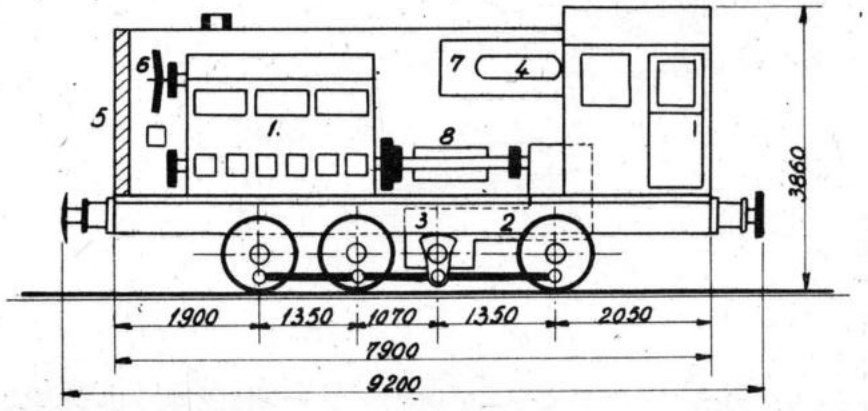
1 Moteur diesel
2 Convertisseur de couple
3 Inverseur - réducteur
4 Ventilateur
5 Radiateur
6 Réservoirs à gasoil
7 Vase d'expansion
8 Batteries
9 Réservoirs à air

Fig. 14

Annexe 13

C. 1260
2ᵐᵉ L.

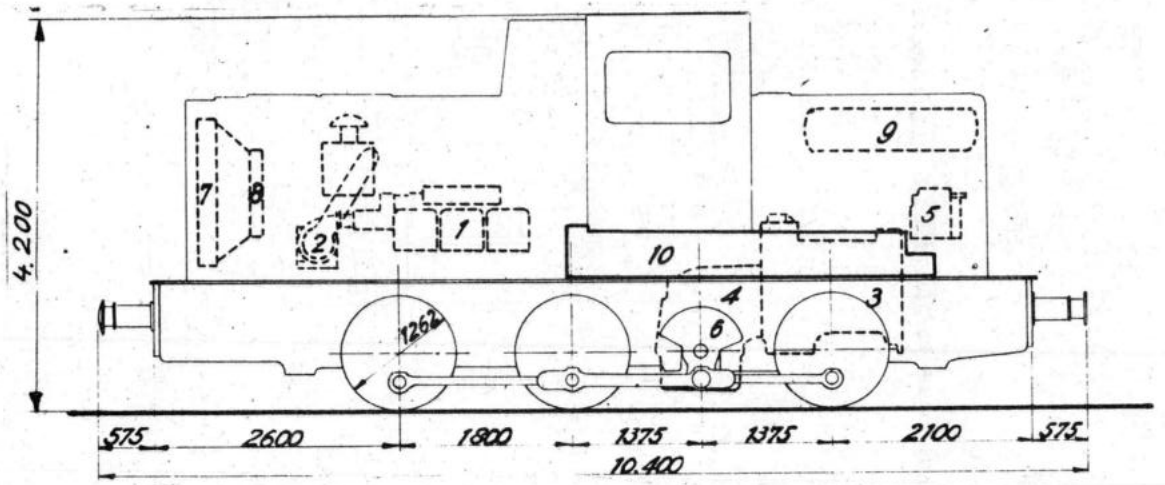
V.P.



Locomotive t. 231.0

1 Moteur diesel
2 Boîte hydraulique type Voith
3 Manivelle avec faux-essieu
4 Bonbonne d'air de lancement
5 Radiateurs
6 Ventilateur
7 Réservoir à gasoil
8 Compresseur knorr-Bremse V.V. 100/100

Fig. 15



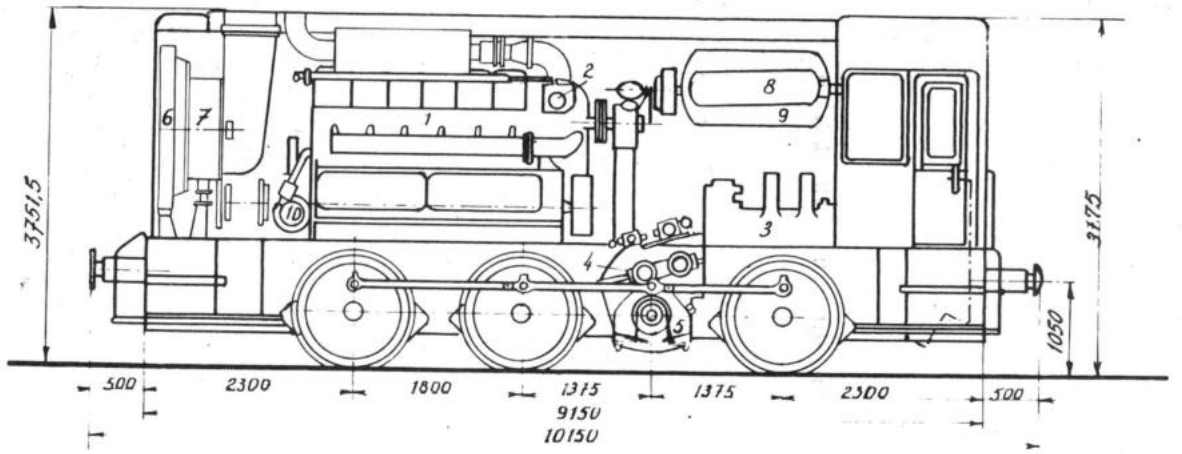
Locomotive t. 232 moteur S.E.M.

1 moteur diesel
2 turbo-soufflante
3 boîte hydraulique
4 inverseur-réducteur
5 Compresseurs
6 manivelle avec faux-essieu
7 Radiateur
8 ventilateur
9 Réservoirs principaux
10 Réservoir à gasoil

Fig. 16

C. 1260
2me Leçon

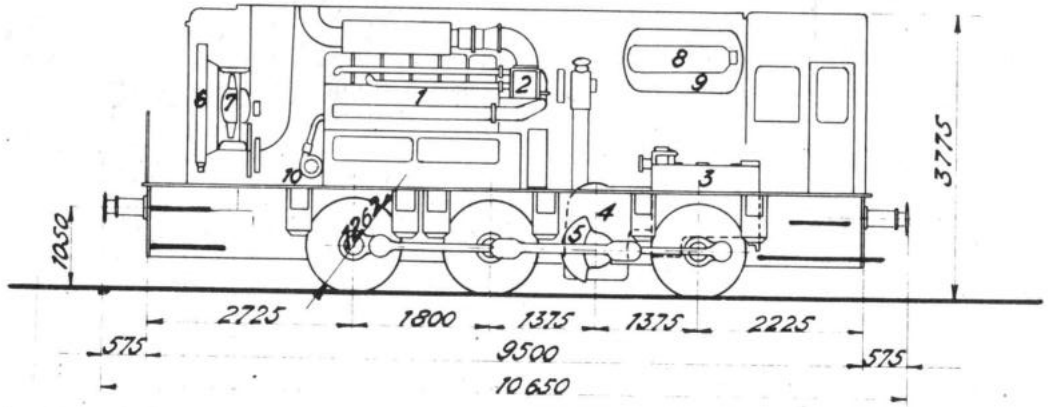
Annexe n° 14



Locomotive t. 250 n° 250.001 à 025

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 de lancement
9 Réservoir principal
10 Pompe à eau

Fig. 17



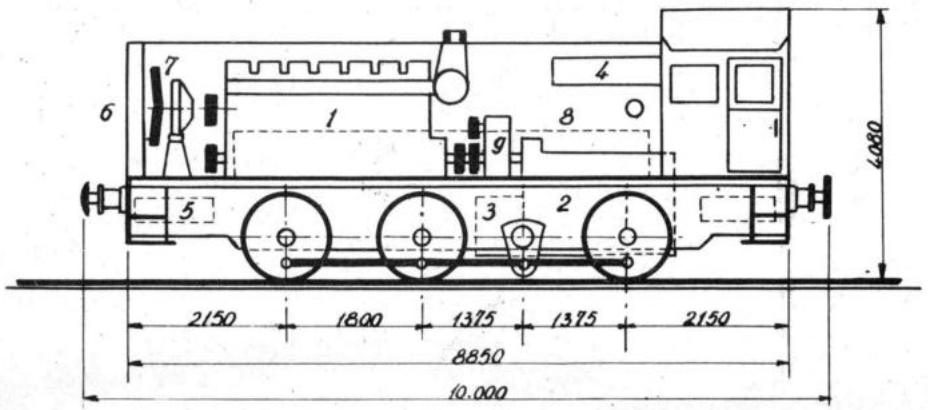
Locomotive t. 250 2me série

1 moteur diesel
2 turbine de suralimentation
3 boîte hydraulique Voith
4 inverseur-réducteur Cockerill
5 manivelle avec faux-essieu
6 Radiateur
7 ventilateur
8 bonbonnes de lancement
9 Réservoir principal
10 Pompe à eau

Fig. 18

C. 1290
2me 10001

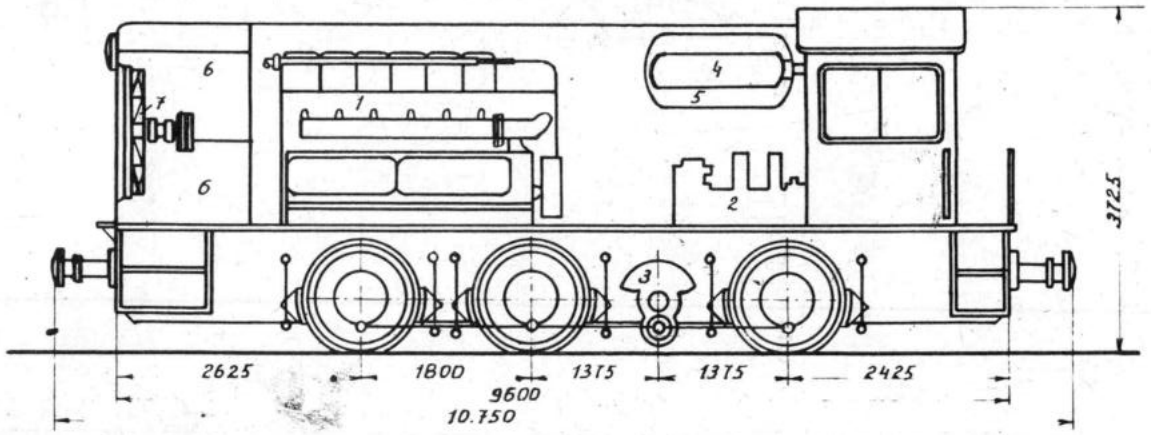
Annexe 15



Locomotief t. 252

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 Arpic HS. 96

Fig. 19



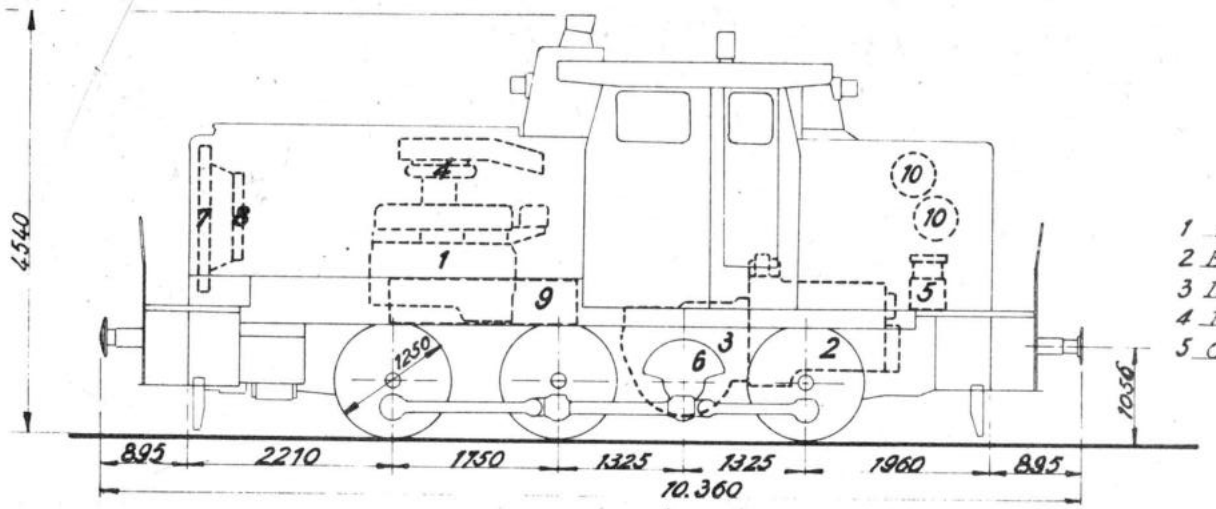
Locomotive t. 253

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

Fig. 20

C. 12/60
2me Leçon

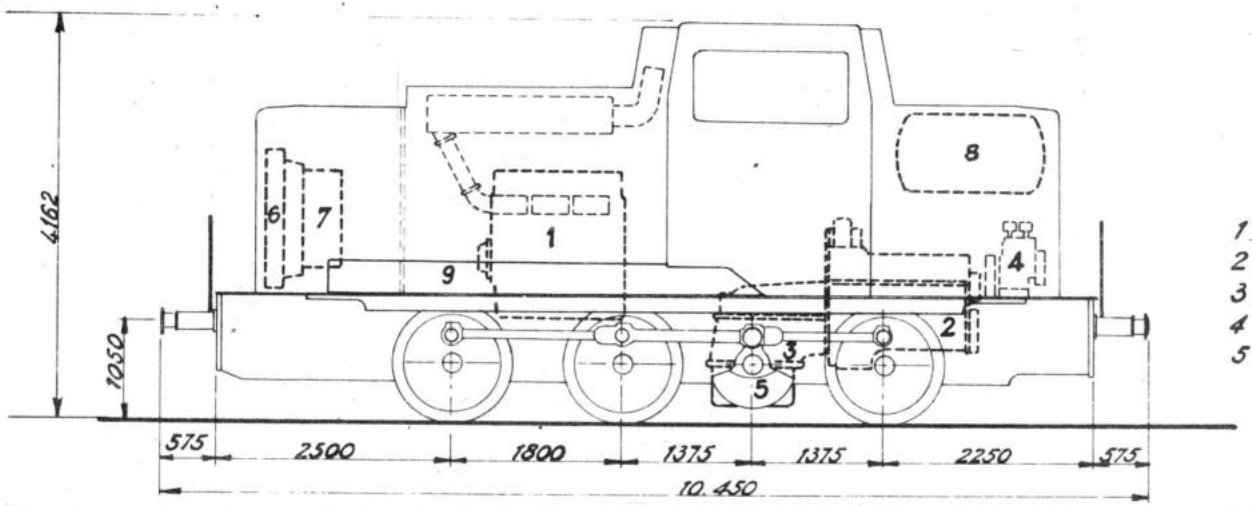
Annexe 16



Locomotive 260

1 moteur diesel
2 Boîte hydraulique Voith
3 Inverseur-réducteur
4 Turbo-soufflante
5 Compresseurs
6 Manivelle avec faux-essieu
7 Radiateurs
8 Ventilateur
9 Réservoir à gasoil
10 Réservoir principal

Fig. 21



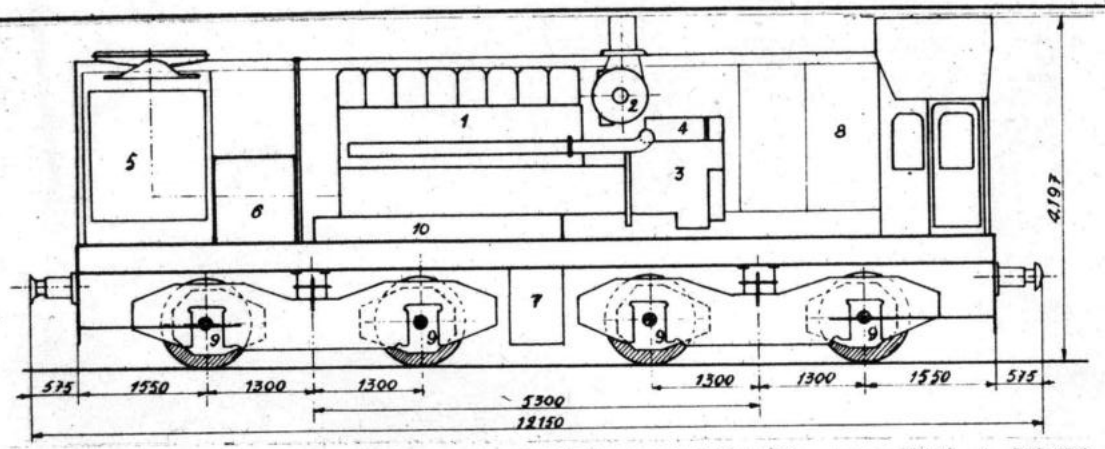
Locomotive 261

1 Moteur diesel
2 Boîte hydraulique
3 Inverseur-réducteur
4 Compresseur
5 Manivelle avec faux-essieu
6 Radiateur
7 Ventilateur
8 Réservoir principal
9 Réservoir à gasoil

Fig. 22

C. 1260 2ème Leçon

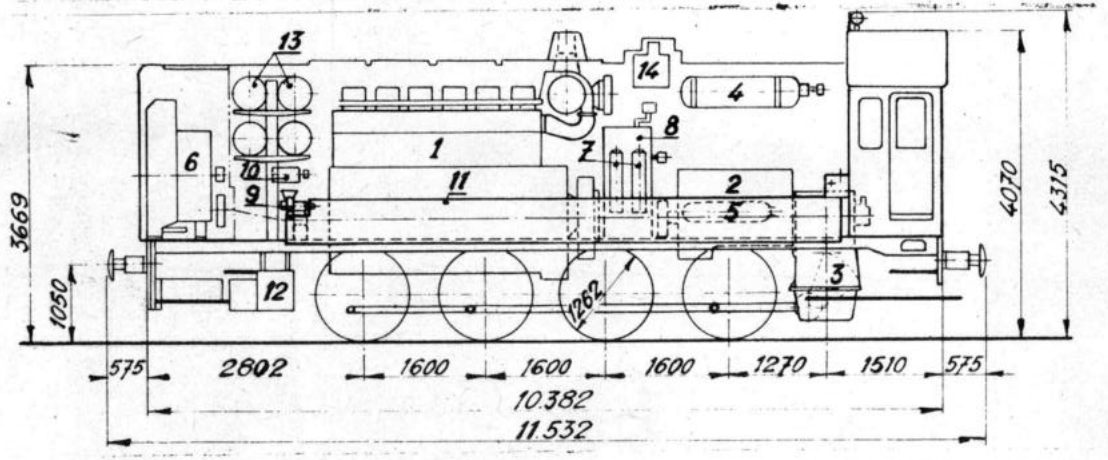
Annexe 17



1. moteur diesel
2. turbine de suralimentation
3. génératrice principale
4. groupe auxiliare
5. Radiateurs
6. Réservoir à huile du moteur
7. Réservoir de gasoil
8. Cabine appareillage
9. moteurs de traction
10. caisse accus

Locomotive t. 270

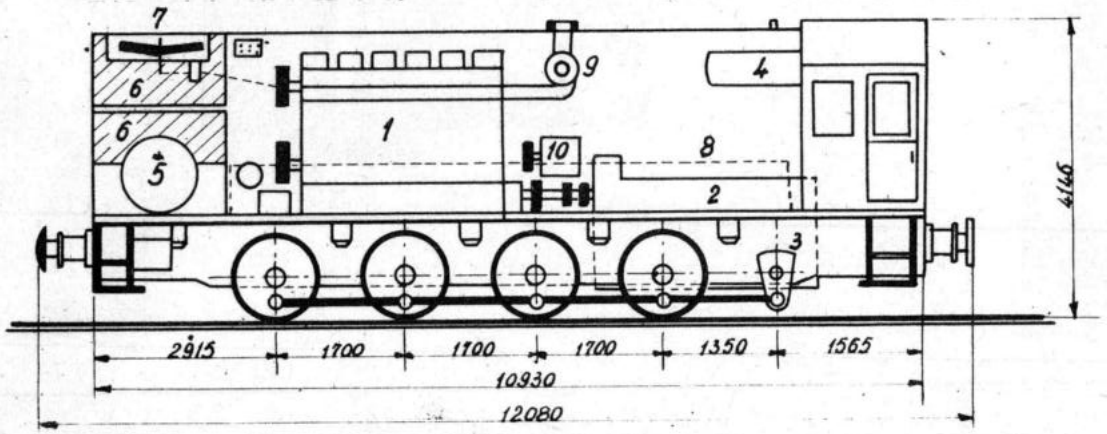
Fig 23



1 moteur S.E.M. 6 B 3S
2 turbo-transmission Voith
3 inverseur-réducteur Mylius
4 bouteilles de lancement
5 echangeur de chaleur
6 groupe de refroidissement
7 filtre à huile
8 compresseur
9 pompe à eau
10 dynamo
11 Réservoirs à gasoil
12 batteries
13 Réservoirs principaux
14 Vase d'expansion

Locomotive t. 271

Fig. 24



1. moteur diesel
2. boîte hydraulique type voith L37z
3. manivelle avec faux-essieu
4. bonbonnes d'air de lancement
5. Réservoir principal
6. Radiateurs
7. ventilateur
8. Réservoir à gasoil
9. turbo-soufflante
10. compresseur Lebrun AL6

Locomotive t. 272

Fig. 25

C. 1260 / 2ème T.

Annexe 18

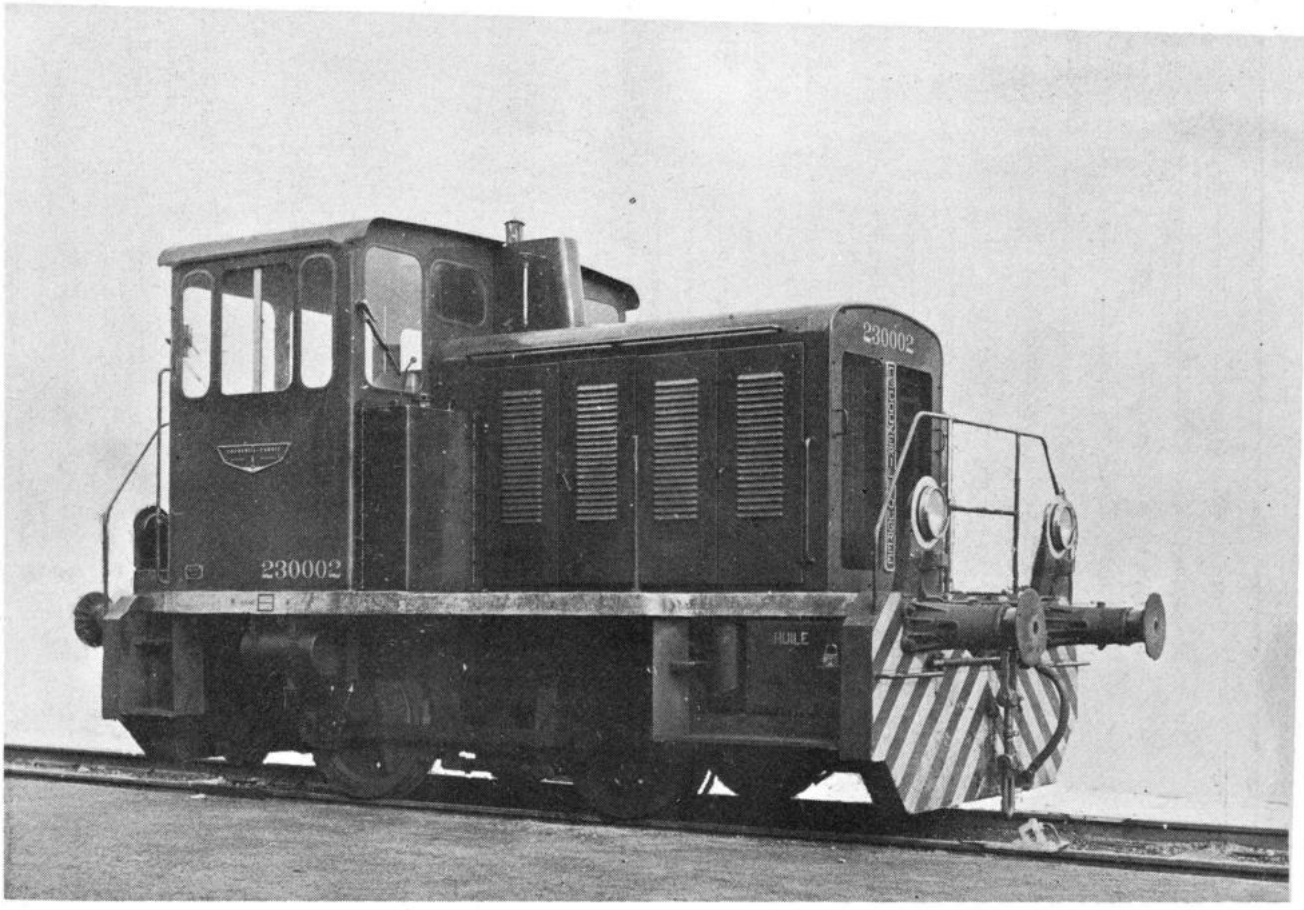


Fig. 13 bis

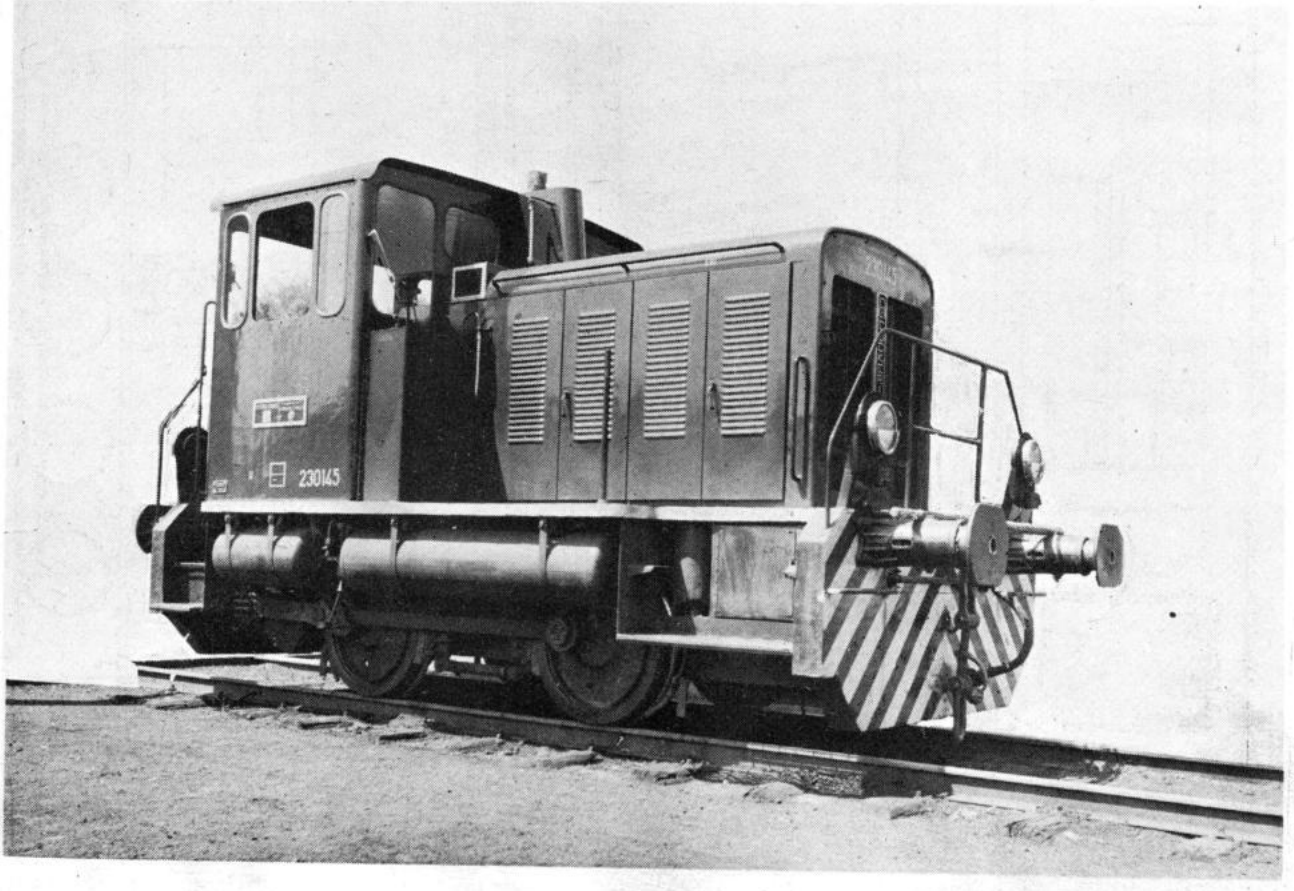


Fig. 14 bis

C.1260
2me L

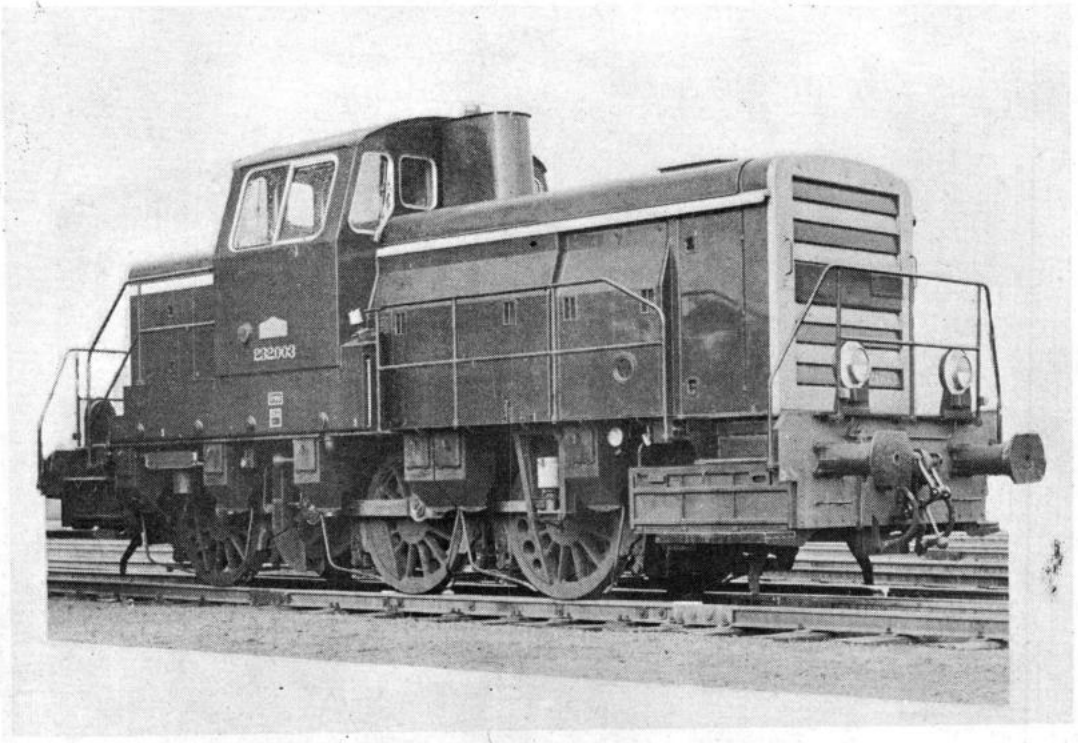


Fig. 16 bis

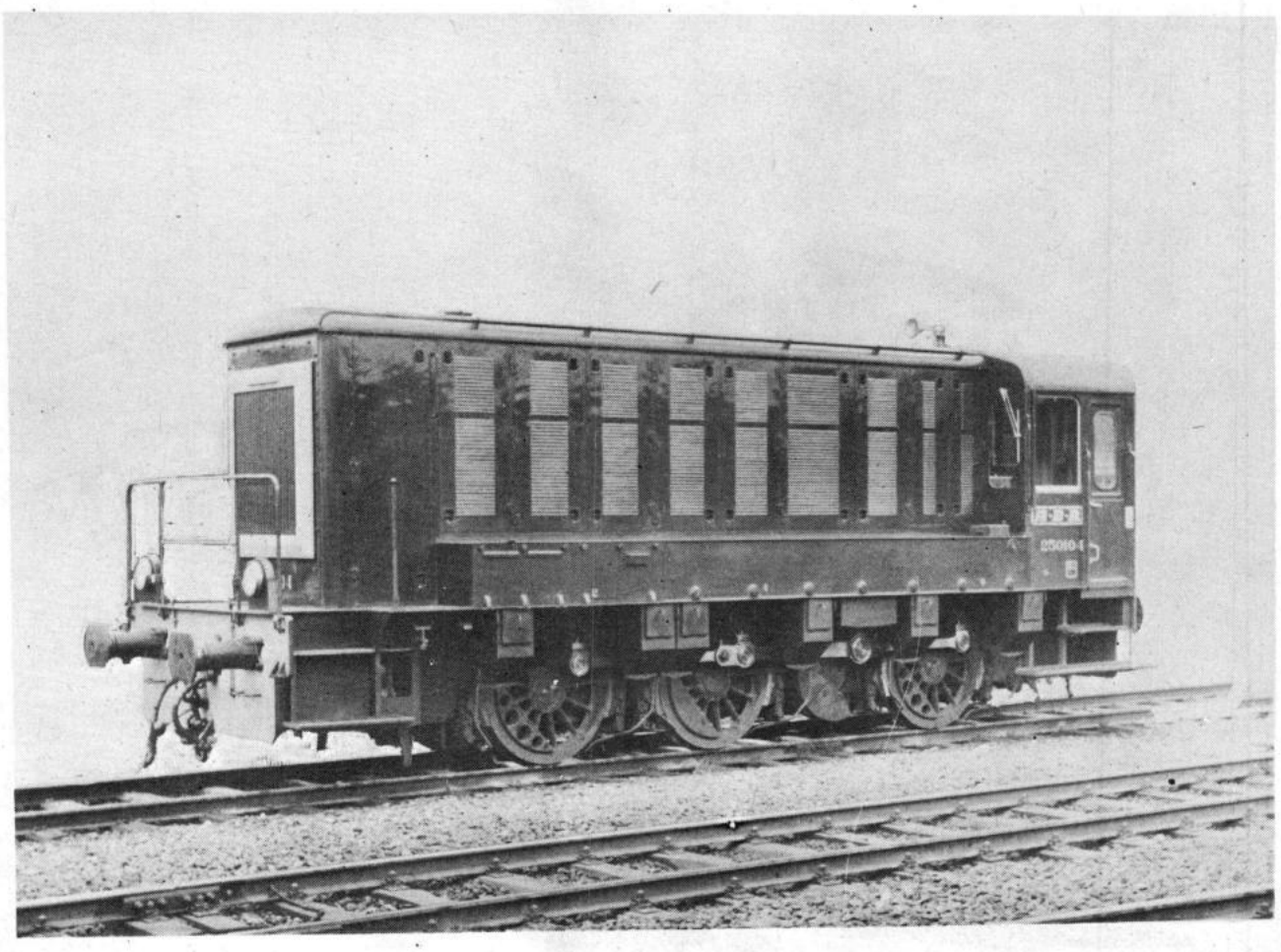


Fig. 18 bis

C. 1260
2me L

V.P.

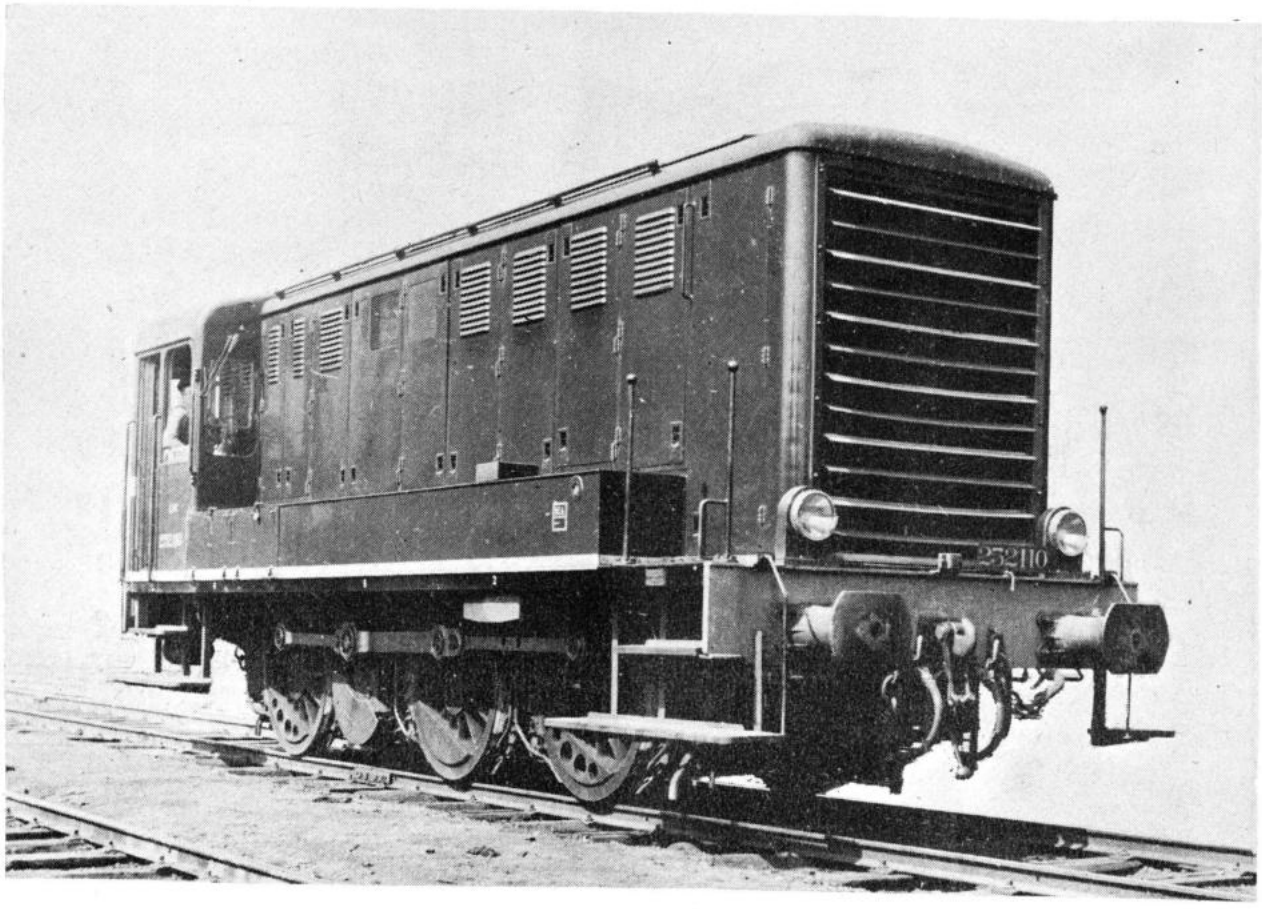


Fig. 19 bis

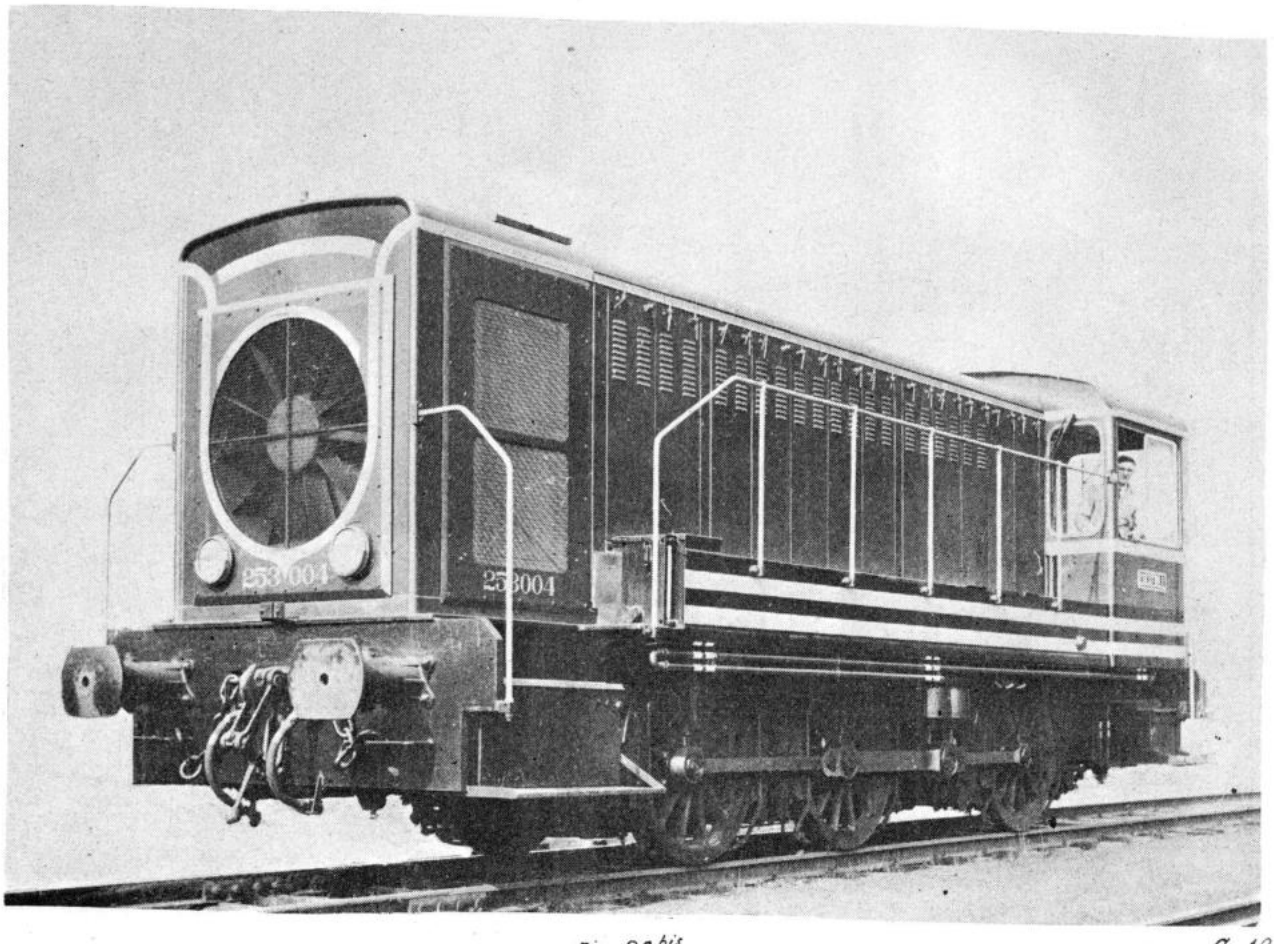


Fig. 20 bis

V.P.

C. 1260
2. L

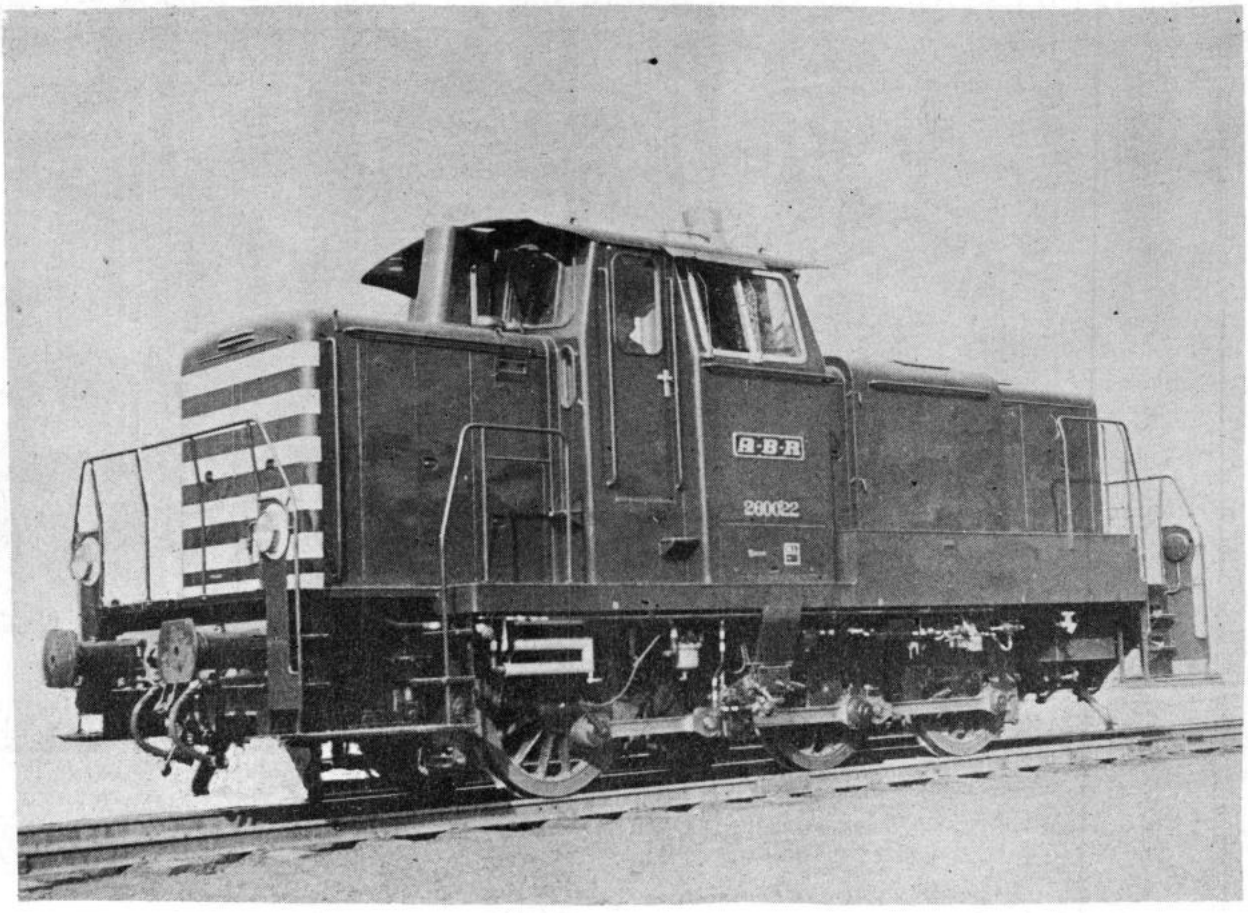


Fig. 21 bis

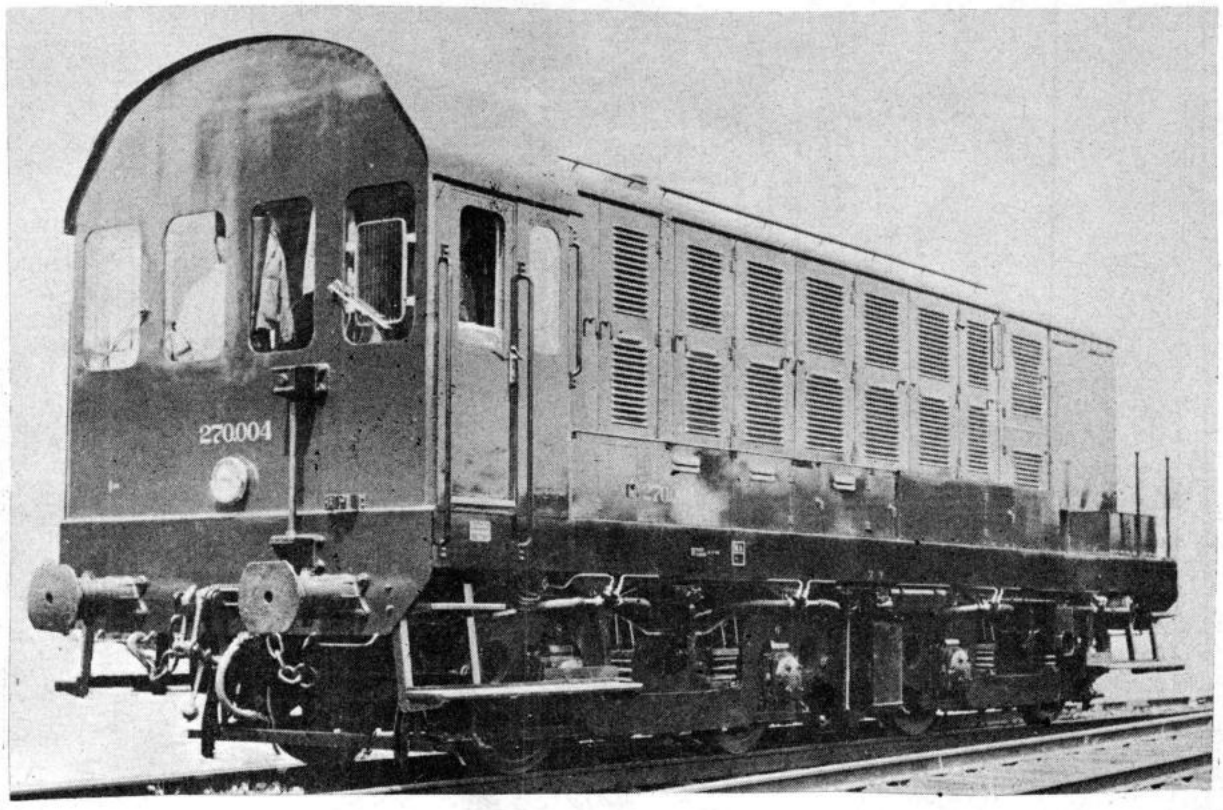


Fig. 23 bis

C.1260
2me L

V.P.

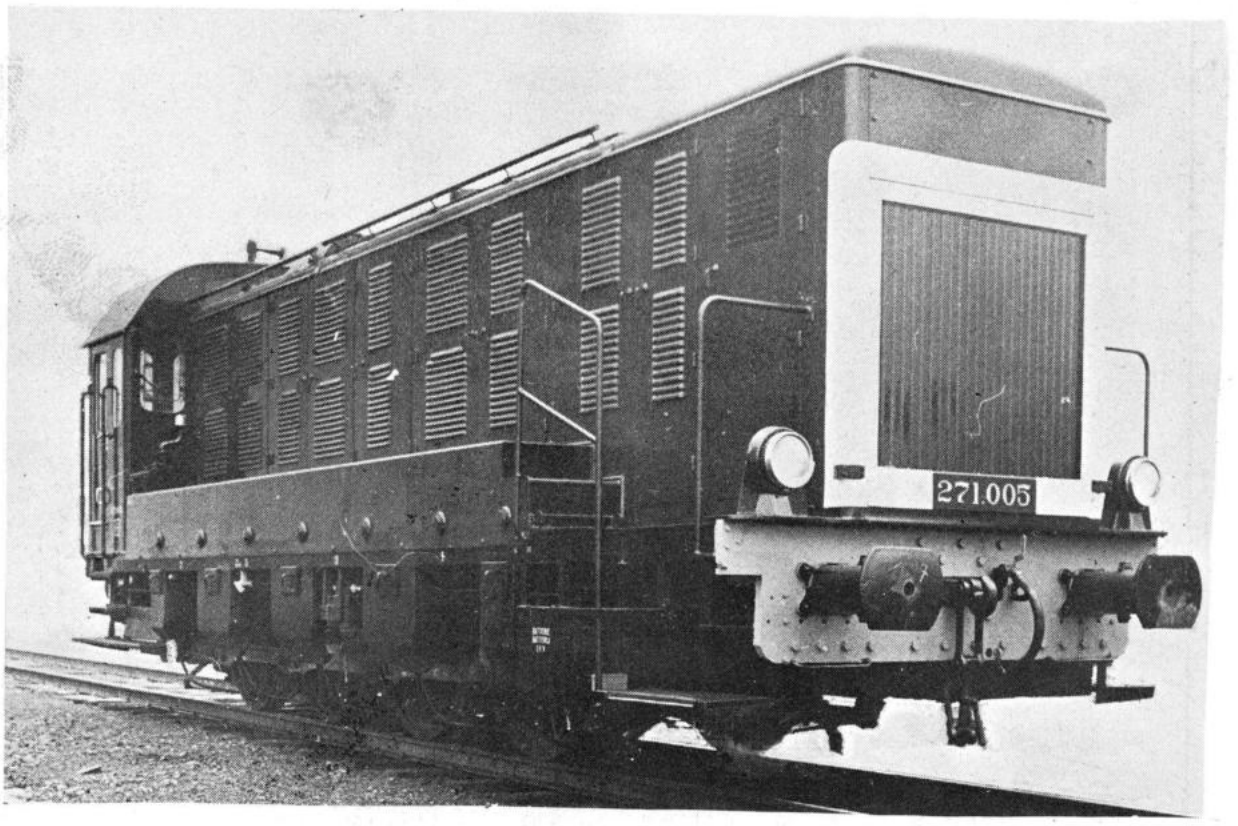


Fig : 24 bis



Fig : 25 bis.

58. Les locomotives diesel de manoeuvre sont généralement, à quelques exceptions près, équipées d'essieux couplés par bielles. Ces essieux sont pratiquement toujours entraînés (excepté pour quelques types de locomotive) par une transmission hydraulique avec un inverseur non incorporé et un changeur de gammes qui permet d'utiliser la locomotive à deux régimes de vitesse et de traction.

59. Anciennement , on équipait généralement les locomotives de manoeuvre de moteurs lourds, lents, verticaux, non suralimentés et fonctionnant, selon la construction, suivant le principe à 2 temps ou 4 temps.

On trouve maintenant pour l'entraînement des locomotives diesel de manoeuvre - et cela principalement sous l'influence allemande-également des moteurs rapides.

Les moteurs - en V ou en ligne - sont toujours fixés sur le châssis de la locomotive au moyen d'amortisseurs de vibrations.

Le moteur et la transmission et accessoires sont entourés d'une caisse en tôle d'acier démontable entièrement ou partiellement.

b) Classification des locomotives diesel de manoeuvre de la SNCB.

60. 1) Suivant la puissance du moteur.

Fin 1966, la SNCB possédera environ 396 locomotives diesel de manoeuvre dont 1 type seulement (t. 270) est équipé de bogies et d'une transmission électrique.

Tous les autres types de locomotives sont entraînés par essieux couplés dont le nombre permet de diviser les locomotives en types "B", "C" ou "D".

61 D'autre part, les locomotives de manoeuvre peuvent être rangées en quatre grandes classes suivant la puissance du moteur :

la classe 3 : la puissance du moteur est comprise entre 250 et 350 CV.
la classe 5 : avec une puissance du moteur de 500 à 600 CV.
la classe 6 : d'une puissance de 600 à 700 CV.
la classe 7 : d'une puissance de 700 à 800 CV.

Les locomotives de manoeuvre belges sont donc caractérisées par un nombre de 3 chiffres. Le premier chiffre "2" indique qu'il s'agit d'une locomotive diesel, le 2e chiffre détermine la classe de puissance, et le 3e chiffre un numéro de succession dans la classe de puissance considérée.

On peut donc classer les locomotives de manoeuvre comme suit :

Classification des locomotives diesel de manoeuvre suivant la puissance du moteur. -

Type de locomotive (nombre caractéristique)	Type d'engin	Effectif					Représentation
		Loco-tracteurs	Classe de puissances				
			350 CV	550 CV	650 CV	700/750 CV	
230	B	60					fig.13+14 13bis 14bis
231	C		3				fig. 15
232	C		25				fig. 16+16bis
250	C			60			fig.17+18 +18bis
252	C			35			fig. 19+19bis
253	C			25			fig. 20+20bis
260	C				69		fig. 21+21bis
261	C				3		fig. 22
262	C				55		
270	BB					6	fig. 23+23bis
271	D					5	fig. 24+24bis
272	D					15	fig. 25+25bis
273	D					35	
Totaux par classe		60	28	120	127	69	
Total général		396					

2) Suivant la construction du moteur.

62. La classification des locomotives diesel de manoeuvre suivant la construction de leur moteur ressort du tableau ci-après :

Classification des locomotives diesel de manoeuvre suivant la construction de leur moteur.

Construction du moteur													
Principe de fonctionnement	4 temps												
Régime de vitesse	Rapides					Lents							
Constructeur	Cockerill-Ougrée			May-bach	SEM	Cockerill Hamilton	Anglo-Belgian C° (ABC)		SEM		Deutz	Arm-strong	
Type moteur	4.175. CO	6.175. CO	12V.175. CO	GT06A	6 K-113HS	695-SA	6DUS	8DUS	6B3	6B3 S		6 LT-D 22	
Vitesse t/min	1850	1700	1800	1400	1300	950	680	650	680	680	600	875	
Disposition des cyl.	ligne	ligne	V	V	horiz. ligne	ligne	ligne	ligne	ligne	ligne	ligne	ligne	
Alésage en mm	175	175	175	160	175	241	242	242	280	270	240	220	
Course en mm	175	175	175	200	240	305	320	320	360	360	360	280	
Nbre de Cyl.	4	6	12	12	6	6	6	8	6	6	6	6	
Types de locomotives	230 (1ère série)	230 (2e série)	261	260	232	253	250	270	252	271 272	231-01	231 101-102	

3) Suivant la nature et le constructeur de la transmission.

63. Ainsi qu'il ressort du tableau ci-après, les locomotives de manoeuvre peuvent être classées, suivant la nature de leur transmission , en :

- locomotives de manoeuvres à transmission électrique.
- locomotives de manoeuvres à transmission hydraulique.

Excepté pour les locotracteurs, toutes les transmissions hydrauliques sont exécutées par la firme "Voith".

La transmission hydraulique des locotracteurs est de construction américaine et est fabriquée par la firme "Twin-Disc".

Classification des locomotives suivant leur transmission.

T : transformateur de couple.
C : coupleur.

Type de locomotive	Transm. électrique		Transmission hydraulique		
	CRAMPTON PARKINSON	ACEC lic. Westinghouse	Twin-Disc	Voith	Entraînement de la locomotive
231 (101+102)	X				Moteur de traction avec faux-essieu + 3 essieux couplés
270		GP:t.480 F MT:CF362 D			4 moteurs de traction
230			CF10049 TC ou t.11.500 (2e série) inverseur Cockerill		Faux-essieu + 2 essieux couplés
231				OERENSTEIN(1T+2C) Inverseur incorporé	Faux-essieu + 3 essieux couplés
232				L37Ub (1T + 2C)Inverseur Cockerill	id.
250				L37Ub (1 T +2C)Inverseur Mylius ou Cockerill(2e + 3e série)	id.
252				L37Ub (1T + 2C)Inverseur SEM/B 122	id.
253				L37Ub (1T + 2C)Inverseur Cockerill lic. Mylius	id.
260				L37Zub(1T + 2C)Inverseur GMEIDER	id.
261				L37 ZU(1T + 2C)Inverseur Cockerill	id.

262					
271				L217 A (2T + 1C) Inverseur Mylius	4 essieux couplés
272				L37 Z (1T + 2C) Inverseur Mylius	"
273					

4) Classification des locomotives diesel de manoeuvre suivant leur poids.

64. En tenant compte du poids, les locomotives de manoeuvres peuvent se ranger dans 3 catégories :

a) La série de locotracteurs : poids entre 35 et 40 tonnes.
b) Les locomotives mi-lourdes : poids compris entre 50 et 60 tonnes.
c) Les locomotives lourdes : poids de 80 à 85 tonnes.

5) Classification des locomotives diesel de manoeuvre suivant leur effort de traction.

65. L'effort de traction au démarrage est de l'ordre de grandeur ci-après :

a) effort de traction de 9 à 10 tonnes : les locotracteurs.
b) effort de traction de 13 à 18 tonnes : les locomotives de manoeuvre mi-lourdes.
c) effort de traction de 20 à 24 tonnes : les locomotives de manoeuvre lourdes.

Les valeurs sont valables pour la locomotive en service de manoeuvre pur. Si la locomotive est équipée d'un changeur de gammes - ce qui est le cas le plus fréquent - l'effort de traction diminue sensiblement lorsque le changeur de gammes est placé sur régime de ligne.

La vitesse maximum de la locomotive dans le régime de manoeuvre atteint généralement 30 km/h environ (sauf les locomotives t. 270 et 271 qui peuvent atteindre une vitesse max. de 50 km/h) contre 50 à 60 km/h en régime de ligne (voir tableau à l'annexe 7).

3e leçon.

III. LES AUTORAILS.

A.) Généralités.

66. Les autorails sont des engins de traction diesel réservés exclusivement au transport de voyageurs. Cela entraîne que ces engins peuvent être aussi pourvus d'un compartiment bagages pour le transport rapide de marchandises de poids et d'encombrement limités.

Suivant que l'on considère les autorails du point de vue "aptitude pour l'exécution de services déterminés", "équipement technique" ou "construction" ils peuvent se classer selon leur aptitude, leurs caractéristiques techniques, et leurs propriétés constructives.

B.) Classification des autorails suivant leur "aptitude".

Les propriétés qui déterminent l'aptitude d'un autorail, sont :

67. 1) La puissance du moteur diesel.

La puissance du moteur diesel - qui est égale au produit de sa vitesse de rotation par son couple-détermine, comme cela sera montré en détail au chapitre suivant, avec la transmission :

a) la vitesse maximum de l'engin.

b) la force d'accélération de l'engin dans l'intervalle entre le démarrage et l'instant où la vitesse maximum est atteinte.

Elles déterminent le temps nécessaire pour effectuer un parcours déterminé, c'est-à-dire la vitesse moyenne à laquelle l'engin peut se déplacer.

68. Les autorails peuvent donc se classer comme suit :

a) autorails adaptés au trafic omnibus. Ces autorails doivent développer un grand effort d'accélération après le démarrage mais ont une vitesse maximum limitée.

b) autorails adaptés pour le trafic semi-direct. L'effort d'accélération est plus petit mais la vitesse maximum est plus élevée que pour les autorails pour trafic omnibus.

c) autorails adaptés au trafic rapide sur les lignes principales. L'effort d'accélération est limité mais la vitesse maximum est élevée.

Van Rotterpr. 248351. 9.65(200)

52. b) Vitesse maximum.

Exception faite pour les locomotives t. 222, toutes les locomotives de ligne peuvent développer une vitesse maximum de 120 km/h. Pour la remorque des trains de marchandises, la vitesse maximum des locomotives à transmission hydraulique t. 211 et 213 est limitée à 80 km/h au moyen du changeur de gamme (augmentation de l'effort de traction continu).

La vitesse max. des locomotives t. 222 atteint 80 km/h en régime voyageurs et 50 km/h en régime marchandises.

53. c) Le tableau de l'annexe 2 résume les caractéristiques techniques et constructives des locomotives de ligne belges.

II. Les locomotives diesel de manoeuvre.

a) Généralités.

Les locomotives diesel de manoeuvre peuvent, d'une façon générale, se subdiviser en :

54. 1) les locotracteurs : ce sont des engins de traction du type "B", de petite puissance, utilisés dans les gares ou les ateliers pour la manoeuvre d'un nombre limité de voitures ou de wagons.

55. 2) les locomotives diesel de manoeuvre : ce sont des engins de traction du type "C" ou "D" ou "BB" , de puissance moyenne; on les emploie pour la formation des trains de voyageurs ou de marchandises dans les gares de triage, les ateliers ou les installations portuaires; mais on les utilise aussi pour remorquer des trains de marchandises lourds entre des gares rapprochées ou entre les différents faisceaux de triage d'une même gare.

56. Un poids par essieu élevé est nécessaire pour pouvoir développer un effort de traction suffisant pour le triage des trains de marchandises lourds à la bosse dans les gares de formation.

57. La caisse n'est généralement pas de construction symétrique ; une seule cabine de conduite se trouve soit à l'extrémité soit dans le milieu de la locomotive.

Cependant, la cabine de conduite unique, qui, pour des raisons de visibilité est le plus souvent surélevée, possède 2 postes de conduite ce qui permet au conducteur de se trouver à droite et à gauche suivant les circonstances.

d) autorails adaptés pour trafic ultra-rapide sur les lignes internationales.
La force d'accélération après le démarrage et la vitesse maximum sont élevées.

Il va de soi que la puissance exigée pour le moteur est d'autant plus grande que, pour un engin de poids déterminé, l'effort d'accélération et la vitesse maximum sont plus élevées.

D'autre part, pour une même accélération et même vitesse maximum, la puissance doit croître avec le poids de l'engin.

69. Pour cette raison, la puissance d'un autorail n'est pas tant indiquée par la puissance effective de son (ses) moteur mais bien par la puissance moteur par tonne de poids de l'engin chargé. Cela s'appelle la puissance spécifique de l'autorail. Plus la puissance spécifique est élevée, plus grande est la vitesse moyenne de l'engin et meilleure est son aptitude pour monter les rampes.

En prenant en considération la puissance spécifique, les autorails peuvent donc se diviser en :

a) autorails à puissance spécifique élevée.
(de 8 à 10 ch/tonne).

Ce sont des autorails qui peuvent développer une grande force d'accélération ou une grande vitesse maximum ou les deux.

En général, ces autorails sont adaptés pour le trafic omnibus rapide ou les trains directs rapides.

b) autorails à puissance spécifique moyenne.
(de 6 à 8 ch/tonne).

Ce sont des autorails à vitesse maximum limitée adaptés pour le trafic omnibus rapide ou le trafic semi-direct.

Avec une vitesse maximum élevée, ces autorails ne sont pas le plus souvent adaptés au service omnibus.

c) autorails à petite puissance spécifique.
(de 4 à 6 ch/tonne).

Avec une basse vitesse maximum, ces engins sont adaptés pour le trafic omnibus moins rapide tandis qu'avec une vitesse maximum élevée, ils ne conviennent que pour le trafic direct sur longues distances où la perte de temps au démarrage est de moindre importance.

70. 2) La capacité de transport. (construction de la caisse).

Par capacité de transport, on entend le nombre de voyageurs pouvant être transportés, c'est-à-dire le nombre de places assises et debout.

Ce nombre dépend principalement du nombre de voitures dont est composé l'autorail.

71. Suivant le nombre de voitures, on distingue les autorails simples et les autorails multiples.

Un autorail simple n'est constitué que d'une seule caisse tandis qu'un autorail multiple est composé de plusieurs voitures différentes et séparées, qu'on ne peut normalement pas dissocier et qui sont reliées entre elles par des accouplements spéciaux.

Elles sont reliées par des passerelles et des soufflets et sont conduites par un seul conducteur.

Les extrémités voisines de deux caisses qui se suivent peuvent s'appuyer sur le même bogie commun.

Parmi les autorails multiples, on distingue les autorails doubles (2 voitures), triples (3 voitures), quadruples.... à 7 voitures.

72. Un autorail multiple ne doit pas être confondu avec un train d'autorails, lequel est composé soit d'un autorail ou tracteur et d'une ou plusieurs remorques ou voitures interchangeables, soit de plusieurs autorails accouplés, avec ou sans remorques, et conduits par un seul ou plusieurs conducteurs. Il est à remarquer cependant qu'un train composé d'un tracteur normalement toujours accouplé aux mêmes voitures ou remorques et dont la dernière comporte une cabine de conduite complète, sera pratiquement toujours considéré comme autorail multiple. On peut prendre comme exemple les autorails belges t. 630 et les autorails suisses et néerlandais T.E.E. *(Annexe 24)*

73. 3) La possibilité d'accouplement.

Du point de vue exploitation, il est très important de savoir si un autorail est accouplable ou non. On distingue ainsi :

a) les autorails non accouplables. Ce sont des autorails qui ne peuvent pas être réunis en train ni accouplés à des remorques. Ces autorails ne sont munis que d'un accouplement de secours qui permet, lorsque l'autorail ne sait plus se déplacer par lui-même, de le remorquer avec un autre engin de traction. La remorque d'un autorail non accouplable est soumise à une réglementation particulière.

74. b) les autorails accouplables.

Pour que des autorails soient accouplables entre eux, ils doivent nécessairement satisfaire aux conditions suivantes :

a) l'accouplement doit se faire au moyen d'organes de traction et de choc normaux.

b) leurs installations pneumatiques doivent permettre, par leur accouplement, de freiner tous les véhicules accouplés à partir de la même cabine de conduite.

c) leurs motorisations doivent pouvoir être commandées en même temps de la même cabine de conduite. Il faut pour cela que les motorisations soient de construction et de composition analogues et possèdent les mêmes caractéristiques.

Les autorails accouplables peuvent éventuellement être utilisés aussi pour la remorque d'un nombre limité de voitures ou wagons, bien que pour l'exécution normale du service on ne fait usage que de remorques appropriées. Il n'y a que celles-ci qui permettent, à cause de leur installation électrique particulière, de former des trains d'autorails composés de 2 autorails entre lesquels il y a une ou plusieurs remorques.

75. 4) La réversibilité des autorails.

Les autorails simples et multiples ont généralement une construction de caisse symétrique de sorte que, à cause de la cabine de conduite présente à chaque extrémité, ils peuvent rouler dans les deux sens. Ils sont donc toujours réversibles de mouvement.

Toutefois, les trains d'autorails ne sont réversibles que lorsque l'extrémité de la dernière voiture comporte une cabine de conduite complète d'où il est possible de commander les motorisations de tous les autorails accouplés et de freiner tous les véhicules.

76. 5) Rayon d'action.

On appelle rayon d'action de l'autorail, la distance qu'il peut parcourir avec la quantité de combustible que peut contenir son réservoir à combustible.

Si l'autorail est équipé d'une installation de chauffage alimentée en gasoil, il faut tenir compte de l'emploi de cette installation dans la détermination du rayon d'action. Pendant la période hivernale, le rayon d'action diminue donc sensiblement par rapport à celui de la période estivale.

C.) Les caractéristiques techniques des autorails.

77. 1) Le moteur diesel.

Le type de moteur doit être approprié à l'endroit de placement du moteur et de l'espace disponible pour cela. Cet espace étant toujours très limité, on emploie généralement dans les autorails des moteurs rapides à puissance spécifique élevée. Sont surtout d'application des moteurs 2 temps et aussi à 4 temps dont les cylindres sont disposés horizontalement en ligne ou en V.

On emploie très souvent, au lieu d'un seul moteur volumineux, deux moteurs de petites dimensions.

On distingue donc les autorails en :

- autorails à simple motorisation.
- autorails à double motorisation.

78. 2) Placement du moteur diesel.

Le moteur diesel peut être placé :

a) sur le chassis de la caisse même le moteur étant suspendu partiellement sous la caisse et dépassant partiellement le plancher de la caisse. Dans ce cas, le moteur est recouvert d'un couvercle enlevable placé généralement sous une banquette. Cette méthode présente le désavantage que, nonobstant l'emploi d'amortisseurs de vibrations ou silentblocs pour fixer le moteur au chassis, une partie importante des vibrations du moteur sont transmises au véhicule.

Aussi cette méthode n'est plus employée que pour de petits moteurs, sans vibrations, sur des véhicules à but secondaire (autorails de dépannage).

79. b) sur un chassis de suspension lui-même suspendu au chassis de la caisse au moyen de barres ou appuis élastiques. Si le moteur dépasse partiellement au-dessus du plancher de la voiture, l'espace moteur est protégé par un couvercle situé généralement sous une banquette.

Le moteur peut aussi être placé complètement sous la caisse.

Dans ces autorails, le plancher est remarquablement situé plus haut que dans un véhicule ferroviaire normal, ce qui complique la montée et la descente des voyageurs.

Néanmoins, il semble que cette méthode soit de plus en plus employée par les constructeurs d'autorails modernes des réseaux étrangers. (Italie, Angleterre, Amérique...).

Le rehaussement du plancher de la caisse est alors limité par l'emploi de moteurs rapides horizontaux.

80. c) <u>sur le chassis de la caisse dans une salle de machines</u>.

Cette méthode offre l'avantage que le moteur est protégé contre la poussière et l'eau et est complètement accessible. Un inconvénient réside dans les vibrations transmises au chassis de la caisse. Ces vibrations sont réduites autant que possible en montant le moteur sur appuis très élastiques et ensuite en n'employant que des moteurs ayant un fonctionnement très correct et dont toutes les parties sont soigneusement équilibrées.

Ce système est surtout d'application dans les autorails multiples entraînés par moteurs de 1000 ch. et plus. Afin de limiter autant que possible l'espace occupé par la salle des machines, on emploie principalement des moteurs en V. à 2 temps ou 4 temps suralimentés.

81. d) <u>Dans le bogie</u>.

- Le moteur, relié élastiquement au chassis du bogie, est <u>logé entre les longerons du bogie.</u> Cela n'est possible qu'avec des moteurs horizontaux. Ce système offre <u>l'avantage</u> que le moteur est logé complètement sous le plancher de la caisse ce qui signifie un gros gain d'espace disponible dans l'autorail.

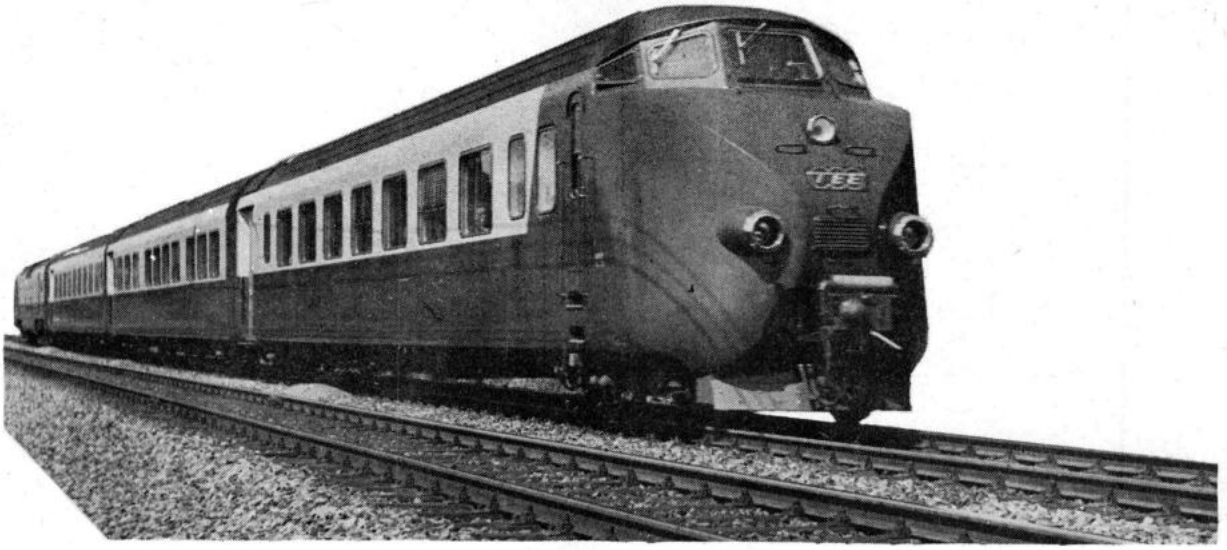
Par contre, il a les grands inconvénients que le moteur et ses organes auxiliaires sont exposés constamment à la poussière, l'eau et la neige et sont difficilement accessibles pour exécuter les travaux d'entretien et de réparation. Ceux-ci doivent toujours être exécutés dans des conditions difficiles.

- Le moteur est placé sur un chassis auxiliaire suspendu élastiquement au chassis du bogie. On emploie alors des moteurs en ligne ou en V. qui dépassent du plancher de la caisse dans un espace ouvert appelé également salle de machines.

Dans ce cas aussi, le moteur est exposé constamment à la poussière et à l'eau mais est plus facilement accessible pour exécuter les travaux d'entretien, réglages et réparations.

Les bogies dans lesquels sont placés les moteurs et parfois aussi la transmission, sont très lourds et de construction compliquée.

Dans la construction des autorails modernes, ce système, qui était très répandu avant la guerre, est de plus en plus abandonné.



SUISSE



ALLEMAGNE



FRANCE

C.1260
3me L

Van Muyden. 248321. 9.65 (200)

VP.

3). La transmission.

82. Les autorails non accouplables de petite puissance construits avant la guerre étaient pratiquement toujours équipés d'une transmission mécanique. Celle-ci consiste en une boîte de vitesse non synchronisée à 4 ou 5 vitesses et un inverseur qui transmettent la puissance du moteur aux roues motrices au moyen d'arbres à cardans et ponts d'essieux.

83. Les autorails modernes accouplables et non accouplables sont aujourd'hui généralement équipés d'une transmission hydraulique qui entraîne aussi les roues motrices au moyen d'arbres à cardans et ponts d'essieux (Angleterre-Allemagne - Italie - Amérique - Belgique).

84. Certains autorails construits avant la guerre et certains autorails multiples étrangers lourds et rapides sont cependant équipés d'une transmission électrique. Ici les roues sont entraînées par moteurs de traction alimentés par une génératrice accouplée directement au moteur diesel.

Les boîtes de transmission mécanique et hydraulique peuvent être, comme le moteur, suspendues directement au chassis de la caisse de l'autorail, ou placées sur un chassis auxiliaire suspendu au chassis de la caisse, ou être placées avec le moteur dans le bogie. La suspension directe d'une boîte de transmission mécanique ou hydraulique au chassis de la caisse est moins gênante que pour le moteur diesel car elle est pratiquement sans vibrations.

Pour les autorails accouplables, une transmission hydraulique ou électrique ou mécanique complètement synchronisée est nécessaire à cause de l'asservissement électro-pneumatique de la commande à distance à partir d'un seul poste de conduite.

Pour les plus petits autorails, la transmission mécanique a l'avantage d'avoir un rendement beaucoup plus grand que les transmissions hydrauliques. A cause de leur prix d'achat, les transmissions électriques sont réservées aux autorails multiples lourds et rapides.

D). Les propriétés constructives des autorails.

On peut voir ici :

85. 1) La nature des organes de roulement.

Les petits autorails simples pour lignes secondaires sont parfois, comme c'est le cas à l'étranger, portés par 2 essieux. Les autorails de dépannage du service E.S. sont des véhicules à 2 essieux.

Cependant aujourd'hui, les caisses d'autorails sont pratiquement toujours portées par bogies.

Dans les autorails multiples, chaque caisse peut être portée par 2 bogies ou bien les extrémités de 2 caisses voisines peuvent s'appuyer sur un seul bogie, appelé "bogie commun".

86. On distingue dans les autorails, les sortes de bogies suivantes :

a) Les bogies moteurs : ce sont des bogies dont un ou les 2 essieux sont équipés d'un pont d'essieu, c'est-à-dire sont des essieux moteurs.

On distibgue ici :

- les bogies moteurs qui portent un moteur diesel
- les bogies moteurs qui ne portent pas de moteur diesel.

b) Les bogies de traction : ce sont des bogies dont un ou les 2 essieux sont porteurs d'un moteur électrique de traction. On ne trouve ces bogies que dans les autorails à transmission électrique.

c) Les bogies porteurs : ce sont des bogies dont aucun essieu n'est moteur. On distingue :

- les bogies porteurs ordinaires
- les bogies porteurs communs.

d) Les bogies générateurs : ce sont des bogies qui sont porteurs d'un groupe électrogène (moteur diesel avec génératrice). On ne trouve aussi ces bogies que dans les autorails à transmission électrique.

2) Le poids.

87. Le poids d'un autorail, qui indique la nature de la construction (construction lourde, mi-lourde ou légère) est habituellement exprimé en tonnes.

On distingue :

88. a) Le poids global qui contient :

(- la tare ou poids à vide
(- le poids de l'approvisionnement (combustible,
(eau, huile...)
(- le poids de la charge

Les deux premiers réunis déterminent le poids en ordre de marche.

89.

b) Le poids par mètre de longueur de caisse.

C'est le poids en ordre de marche divisé par la longueur de la caisse du véhicule.

Suivant ce poids, on distingue :

- la construction très légère : moins de 1.000 kg/m.

Applicable aux autorails pour services omnibus accélérés sur des lignes secondaires avec une vitesse max. de 80 km/h.

- la construction légère : de 1.000 à 1.500 kg/m.

Applicable aux autorails pour services omnibus sur des lignes secondaires avec une vitesse max. de 80 km/h.

- la construction mi-lourde : de 1.500 à 2.000 kg/m.

Applicable pour services semi-directs sur les lignes principales.

- la construction lourde : plus de 2000 kg/m.

Applicable pour le trafic rapide et les trains de luxe.

c) Le poids par place assise offerte.

90. C'est le poids en ordre de marche divisé par le nombre de places assises offertes.

Ce poids donne aussi, comme le poids par m. de longueur de caisse, une idée de la construction et de la confortabilité.

D'autre part, ce poids a aussi une signification économique très importante.

On distingue ainsi :

- pour la construction très légère : 160 à 200 kg/place assise.

- pour la construction légère : 200 à 300 kg/place assise.

- pour la construction mi-lourde : 300 à 450 kg/place assise.

- pour la construction lourde : plus de 450 kg/place assise.

3). Le poids par essieu.

91. Comme c'est généralement le cas pour tout le matériel à voyageurs, le poids maximum par essieu est aussi limité, pour les autorails, à 18 tonnes, aussi bien pour les essieux moteurs que pour les essieux porteurs.

Par cette limitation, la force d'accélération maximum après le démarrage est aussi limitée comme on le montrera au chapître suivant.

4). Les dimensions.

92. La longueur totale d'un autorail est limitée généralement à :

- 12 m. pour les autorails simples à 2 essieux.
- 16 à 24 m. pour les autorails simples à bogies.
- 45 m. pour les autorails doubles.
- 60 m. pour les autorails triples.

La largeur totale est normalement de l'ordre de 3 m.

La hauteur totale au-dessus des voies est normalement limitée à 4 m.

5) La distance entre pivots de bogies.

93. Elle est variable suivant la longueur de la caisse et peut varier de 10 à 18 m.

6) L'empattement.

94. On distingue :

- l'empattement des bogies c'est-à-dire la distance entre les pivots des 2 bogies.
- l'empattement total des caisses de l'autorail c'est-à-dire la distance entre les 2 essieux extrêmes de chaque caisse de l'autorail.

553 Brossel
554 "
602 Jeu
3
7
5 GM
630 Jeu

Suite III. - LES AUTORAILS.

e) Les autorails des Chemins de fer Belges.

1. Classification des autorails suivant leur composition et leur poids par caisse.

95. Hormis les autorails de dépannage, l'effectif total des autorails en service sur le réseau belge atteignait au 1.10.64, 137 unités. Comme indiqué au tableau ci-après, les autorails peuvent être subdivisés en:

- Autorails légers dont la tare par caisse est inférieure à 35 tonnes;
- Autorails lourds dont la tare par caisse est supérieure à 35 tonnes.

Les autorails légers sont tous des engins simples tandis que les autorails lourds peuvent être des autorails simples, doubles ou triples. Pour distinguer les autorails, chaque type est caractérisé par un nombre composé de 3 chiffres, le premier chiffre indique s'il s'agit d'un autorail léger (chiffre 5) ou d'un autorail lourd (chiffre 6) ou d'une remorque (chiffre 7).

Dans la série des autorails lourds, le 2d chiffre donne la composition ou la classe de l'autorail, "o" signifie en effet simple, "2" double, "3" composé d'un tracteur et 2 remorques. Le chiffre "5" est employé pour les autorails triples à transmission électrique et le chiffre "7" pour les autorails triples à transmission hydraulique.

Le 3e chiffre est un numéro de succession dans la classe considérée. On arrive ainsi au tableau suivant:

Type d'autorail	Légers	Lourds			Remorques		Poids total (en ordre de marche)	Poids moyen par caisse	Représentation
Composition	Simple	Simple	Double	Triple	Sur 2 essieux	Sur 2 bogies	(tonnes)	(tonnes)	Fig.
t.553(x)	30						23	23	26
554	20						24	24	27+bis
602		6					41	41	28+bis
603		30					41	41	28ter
604		10					41	41	29
605		10					42	42	29+bis
608		6					46	46	30+bis

Van Hetgen. 248332. 9. 65 (200)

620			10				94	47	31
630				7			104	44 /29/30	32+bis
654				2			138	46	33
655				1			135	45	35
670				5			139	46,3	34+bis
732					20				
734						10			
Totaux:	50	62	10	15	20	10			
		137			30				

(x) Remarque. Les autorails t. 553 sont déstandardisés, c'est-à-dire qu'ils seront retirés du service aussitôt que la possibilité s'en présentera et cela, dans un délai restreint.

2. Classification des autorails suivant la puissance du moteur et leur puissance spécifique.

96. Le tableau suivant indique par type d'autorail, le nombre de moteurs, la puissance par moteur et la puissance spécifique.

Type d'autorail	Equipement moteur					Puissance spécifique		
	Type de moteur diesel	Placement du moteur	Nombre de moteurs	Puissance nominale par moteur (ch)	Puissance totale de l'autorail (ch)	Par tonne de poids (charge comprise)	Par place assise offerte (ch/pl)	Par m. de longueur de caisse (ch/m)
553	Brossel 8D 120B	à la caisse	1	166	166	5,2	2,2	10
554	"	sur châssis fixé à la caisse	1	166	166	5,2	2,35	10
602 603	SEM 6K 103 HS	dans le bogie	1	400	400	7,6	4	16,7
604)) 605)	GM t.71-12.103 GM. t 71-6057 C	sur châssis suspendu à la caisse	2	178	356	6,75	3,6	15,3
608	Carels 8K 73B	dans le bo-	1	370	370	6,6	5,8	15,5
620	Carels 8K 73 B	dans le bogie	2	370	740	6,7	5,5	17,2

630	SEM 6K 143 HS	sur châssis suspendu à la caisse du tracteur	2	400	800	6,25	3,73	11,6
654	Carels 8K 73 A	dans le bogie	2	365	730	4,6	3,17	12,2
655	Maybach GTO 56	dans le bogie	2	410	820	5,8	3,56	13,7
670	Maybach GTO 6	dans le bogie	2	600	1200	7,6	5,35	20

On peut déduire de ce tableau qu'aucun autorail belge n'a une puissance spécifique élevée ni par place assise, ni par tonne, ni par mètre de longueur.

Les autorails belges ont pratiquement tous une puissance spécifique comprise entre 6 et 8 ch/tonne de poids total. Il faut faire exception toutefois pour les autorails triples à transmission électrique t. 654 et 655 dont la puissance spécifique est réellement basse.

On déduit de la puissance spécifique par place assise offerte que les autorails légers t. 554 sont les plus économiques.

3. Classification des autorails suivant leur vitesse maximum et aptitude.

97. L'aptitude des autorails données dans le tableau suivant s'appuie exclusivement sur la puissance d'accélération de l'autorail en voie de niveau et la vitesse maximum de l'engin. Ensemble, elles déterminent en effet la vitesse moyenne de l'engin sur une distance déterminée.

Type d'autorail	Vitesse max. de l'engin en km/h	Aptitude					
		Trafic omnibus		Trafic semi-direct		Trafic direct	
		Vitesse moyenne élevée	Vitesse moyenne basse	Vitesse moyenne élevée	Vitesse moyenne basse	Vitesse moyenne élevée	Vitesse moyenne basse
553	66		x				
554	80		x		x		
602) 603)	90		x		x		
604) 605)	80		x		x		
608	100		x		x		
620	120		x	x		x	
630	100		x		x		x
654	120				x	x	
655	120				x	x	
670	100		x	x		x	

Conclusion.

Il ressort de ce tableau qu'aucun autorail belge n'est adapté pour le trafic omnibus à vitesse moyenne élevée. Cela pouvait déjà être déduit de leur puissance spécifique par tonne relativement basse. Dans les autorails à puissance spécifique relativement haute, la force d'accélération après le démarrage reste cependant limitée à cause du faible poids adhérent (voir tableau sous n° 5: nombre de ponts d'essieux par motorisation).

Donc pratiquement, lors du démarrage de n'importe quel type d'autorail, la puissance maximum du moteur ne peut jamais être développée. Cela est montré en particulier au chapitre suivant.

4. Classification des autorails suivant les possibilités d'accouplement.

98. Seuls les autorails t. 602-603-604 et 605 sont accouplables. Il est cependant entendu que cette possibilité d'accouplement se limite aux autorails équipés d'une même sorte de motorisation.

Donc les autorails t. 602 et 603 ne sont accouplables qu'entre eux de même que pour les autorails t. 604 et 605. Ces 4 types d'autorails sont cependant tous accouplables à des remorques t. 732 ou t. 734 comme indiqué au tableau ci-dessous.

AR: autorail
REM: remorque t. 732 ou 734

Type d'autorail	Accouplable avec autorails type	Composition possible du train	Remarque
602	(602 (603	AR + AR AR + REM	non réversible
603	(602 (603	AR + AR + REM AR + AR + REM + REM	non réversible non réversible
604	(604 (605	AR + REM + AR AR + REM + REM + AR	
605	604 605		

Remarques.

1. Les autorails t. 602-603-604 et 605 peuvent toutefois remorquer un wagon de marchandises d'un poids maximum de 20 tonnes;

2. Les autorails t. 630 ne sont pas accouplables au sens propre du terme; néanmoins, ils sont équipés d'organes de choc et de traction et d'une conduite de frein.

Ces autorails sont "jumelables", c'est-à-dire que 2 autorails peuvent assurer des services ensemble mais desservis alors par deux conducteurs.

Une installation de signalisation rend possible la conduite des 2 autorails jumelés par les 2 conducteurs même lorsqu'une ou 2 remorques sont intercalées entre les 2 autorails.

De la même façon, les autorails t. 630 sont aussi jumelables - donc pas accouplables - avec les autorails t. 602 et 603 mais pas avec les t. 604 et 605. Les autorails t. 602, 603 et 630 sont en effet équipés d'une motorisation analogue, ce qui n'est pas le cas pour les autorails t. 604 et 605.

Les autorails t. 630 peuvent aussi remorquer un wagon de marchandises séparé d'un poids max. de 20 tonnes.

5. Classification des autorails suivant la nature et leur transmission.

99. Les autorails belges peuvent être subdivisés, suivant la nature de leur transmission, en:

- autorails à transmission mécanique;
- autorails à transmission hydraulique;
- autorails à transmission électrique.

Les caractéristiques particulières de ces transmissions sont données dans le tableau ci-après:

T = transformateur de couple
C = coupleur
K = accouplement direct

Type d'autorail	Nombre de transmions par autorail	Transmission mécanique			Transmission hydraulique			Transmission électrique		
		Marque	Nombre de vitesses	Nombre de ponts d'essieu par transmission	Marque	Composition	Nombre de ponts d'ess. par trans.	Marque	Type de génér. princ.	Nombre de moteurs de traction par transmis.
553	1	Brossel	4	2						
554	1	"	4	2						
608	1	Winterthur	5	1						
620	2	"	5	1						
602(	1				SEM GTC4 (K 104)	1T+1C				
603(										
604	1				Twin-Disc	1T+1K	2			
605	2				" 11500-DFFR 10000 CF	1T+1K	1			
630	2				SEM GTC4 (K 114)	1T+1C	2			
670	2				Voith T45/ MZ	2T/2T	2			
654	2							SEM-GECO	GECO	2
655	2							ACEC-Jeumont	Jeumont	2

6. Classification des autorails suivant le montage de leur motorisation.

100. a) Moteur diesel fixé directement sur le châssis de l'autorail.

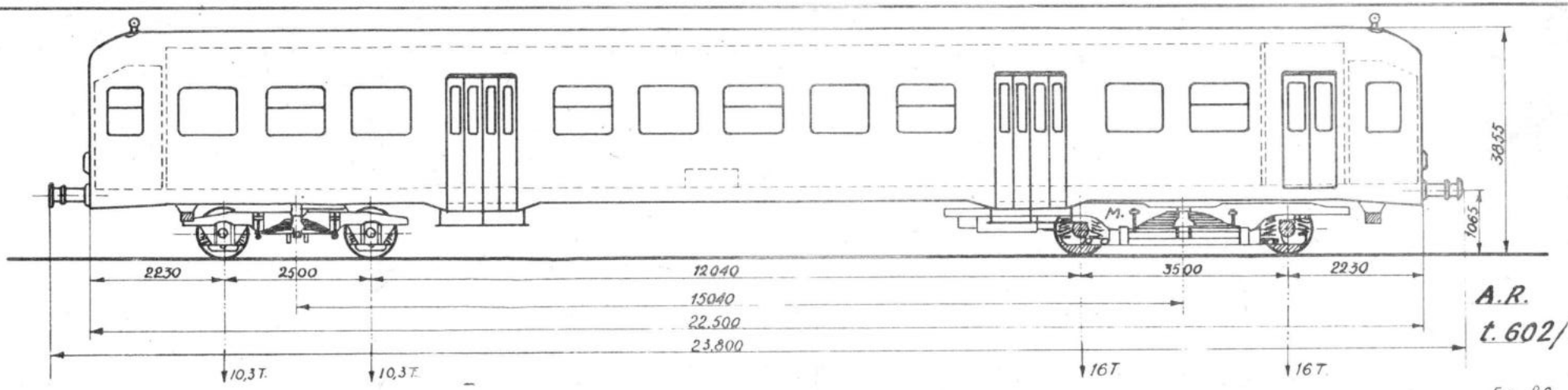
Cette méthode a été appliquée à l'origine aux autorails T. 553 dans lesquels le moteur vertical à 8 cylindres et 4 temps était fixé sur les longerons au milieu de l'autorail à l'aide de blocs élastiques (silent-blocs). Par la suite, à cause des vibrations nombreuses transmises par le moteur au châssis de la caisse, ces silent-blocs furent remplacés par des barres de suspension élastiques. Celles-ci permettaient, dans une certaine mesure, l'amortissement des vibrations, en comparaison avec la suspension originale.

AUTORAILS

type	GENERALITES								CARACTERISTIQUES						MOTEUR DIESEL									TRANSMISSION							CAISSE	
	Effectif	Simple = 1/ double = 2/ triple = 3/ type	Accouplable = C Non accouplable = NC	Poids total (ton) à vide	Poids total (ton) global en charge	Longueur total m.	Rayon d'action km	Capacité des rés. à gasoil l.	Diamètre des roues mm	Places assis 1ère cl.	Places assis 2ème cl.	Places debout 1ère cl.	Places debout 2ème cl.	Bagages ton.	Rayon min. de courbe m	Vitesse maximum km/h	Constructeur	Type	Nombre moteurs	Suspension dans un bogie : B dans un faux châssis : R sur la caisse : C du moteur	Puissance motrice nominal par moteur ch.	Vitesse de rotation maximum tr/min	Poids du moteur kg	Couple moteur maximum mkg	Mode de lancement : D	Type de transmission	Marque	Mode de fonctionnement	Couplage entre moteur et transmission	Inverseur de marche Genre	Inverseur de marche Marque	Nombre ponts d'essieux	Constructeur	Année de construction
553	30	1/	N.C	23	33	16,4	500	225	700	-	77	-	43	-	80	66	Brossel	8D.120 B	1	C	166	1800	1175	75	D	méc.	Brossel	4 vitesses	Embrayage méc.	incorporé dans boîte de vitesses		2	Brossel Haine-St-Pierre	42
554	20	1/	N.C	24	33	16,7	550	240	700	-	71	-	35	-	75	80	Brossel	8D.120 D	1	R	166	1800	1175	75	D	méc.	Brossel	4 vitesses	Embrayage méc.	incorporé dans boîte de vitesses		2	Bogheo Malines	52
602	6	1/	C	41	53	23,8	900	975	850	29	50	-	20	4	125	90	S.E.M.	6K103 HS	1	B	400	1350	3500	212	D	hydr.	S.E.M. G.T.C.4 K104	1T+1C	-	incorporé dans transmission		1	At. métal. Nivelles	55
603	30	1/					500	550		-	99	-	40	1																			
604	10	1/	C	42	53	23,8	1000	600	920	-	99	-	40	1	125	80	G.M.	Twin 6 71 6051C	1	R	356	1800	3000	14.1	D	hydr.	Twin-Disc	1T + prise directe	-	Twin-Disc		2	Ste-Marie Monceau	54
605	10	1/			54														2		178		1350	71						UMH		2		
608	6	1/	N.C	46	56	23,8	1000	800	1010	10	54	10	50	0,5	75	100	Carels	8K73B	1	B	370	1330	4050	220	D	méc	Winterthur	5 vitesses	Acc. hydraul. Sinclair	incorporé dans boîte de vitesses		1	FUF	39
620	10	2/	N.C	94	110	43	1200	1600	1010	24	110	15	47	1	125	120	Carels	8K73B	2	B	370	1330	4050	220	D	méc	Winterthur	5 vitesses	Acc. hydraul. Sinclair	incorporé dans boîte de vitesses		2	BM Hodenwelz	39
630	7	3/	C	104	128	68,9	1400	2400	1010 920	24	190	-	60	2,5	125	100	S.E.M.	6K113 HS	2	B	400	1350	3500	212	D	hydr. S.E.M.	G.T.C.4 K114	1T+1C	-	incorporé dans transmission		4	A.C. Malines	57/60
654	2	3/	N.C	138	159	59,9	1200	1800	1010	26	204	8	34	1	125	120	Carels	8K73A	2	B	365	1330	4000	215	G.P	électr. S.E.M.	Geco	G.P + 2 mot. de traction				4 mot. de traction	BM Hodenwelz	36
655	1	3/	N.C	135	156	59,9	1200	1800	1010	26	204	8	34	1	125	120	Maybach	GT056	2	B	410	1400	2100	210	G.P	électr. A.C.E.C	Jeumont	G.P + 2 mot. de traction				4 mot. de traction	BM Hodenwelz	36
670	5	3/	N.C	139	159	59,4	1200	1800	1010 970 Roue mot	32	191	10	30	1	125	100	Maybach	GTO 5	2	B	600	1400	3250	365	D	hydr. Voith	L46 MZ	2 transform. de démarr. 2 transform. de ligne				incorporé dans pont-essieu Voith	Brugeoise Bruges	39

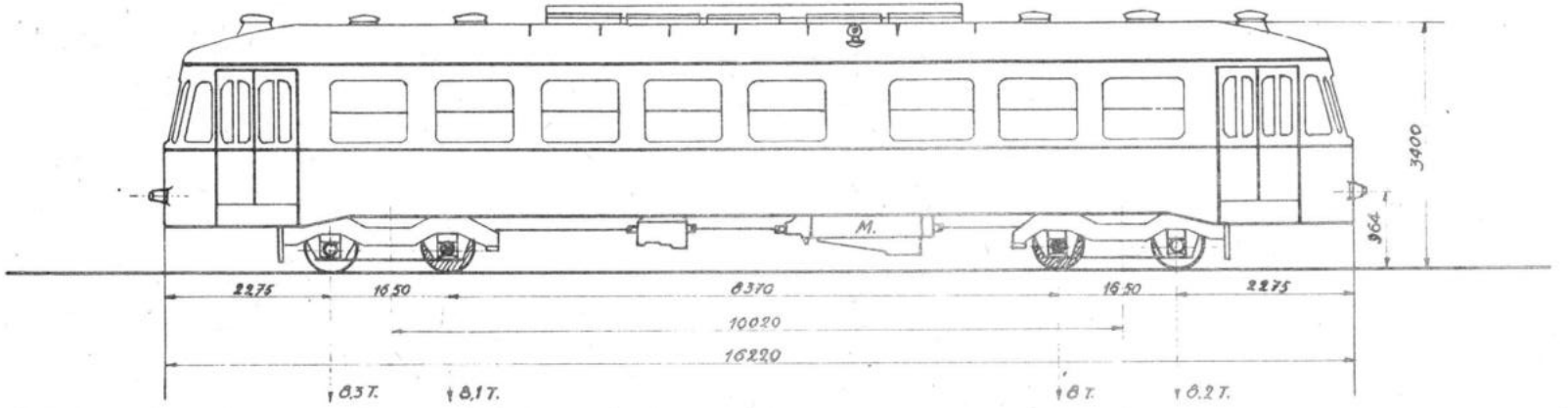
Van Rottyse. 248352. 9. 65(200)

C 1260
4e l.



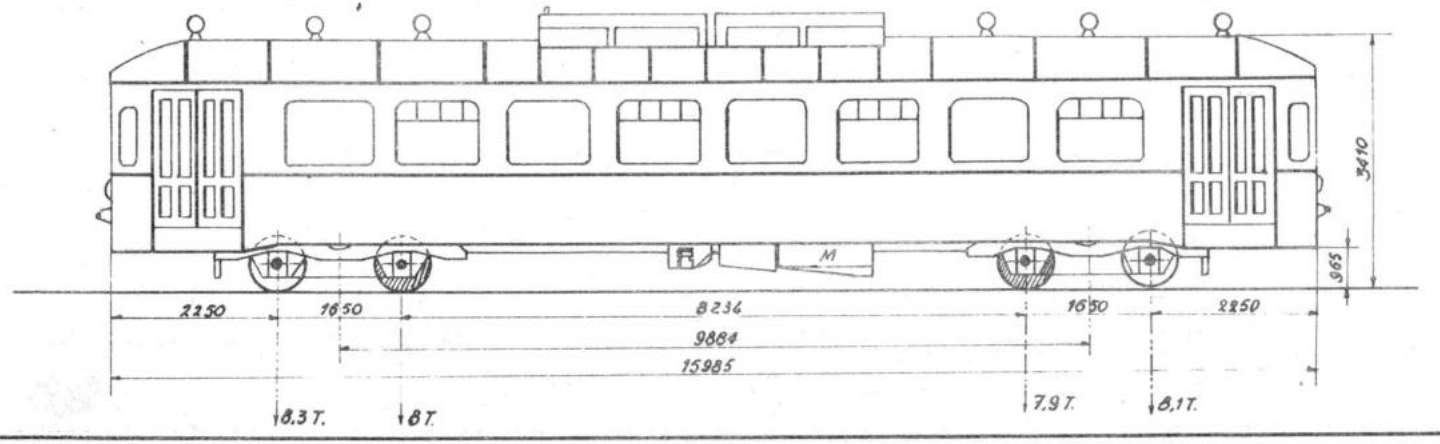
A.R.
t. 602/3

Fig. 28



A.R. t. 554

Fig. 27



A.R. t. 553

Fig. 26

Annexe 26

C. 1260
4 mai 7

A.R. t. 620

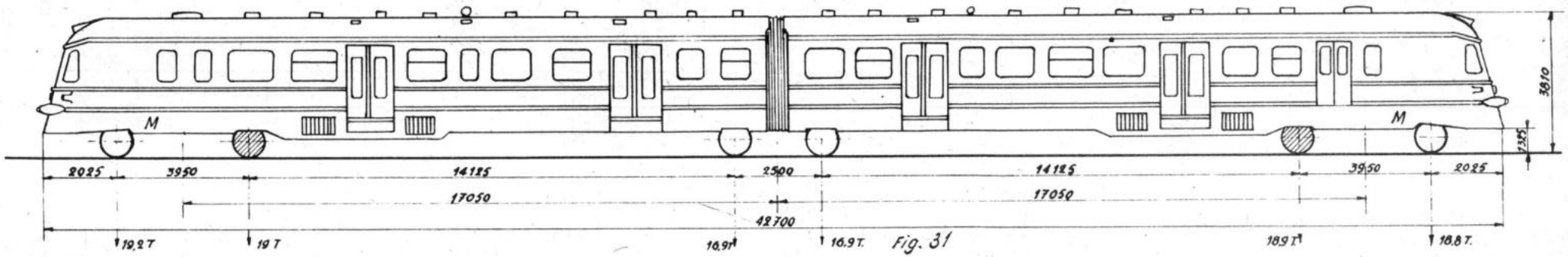


Fig. 31

A.R. t. 608

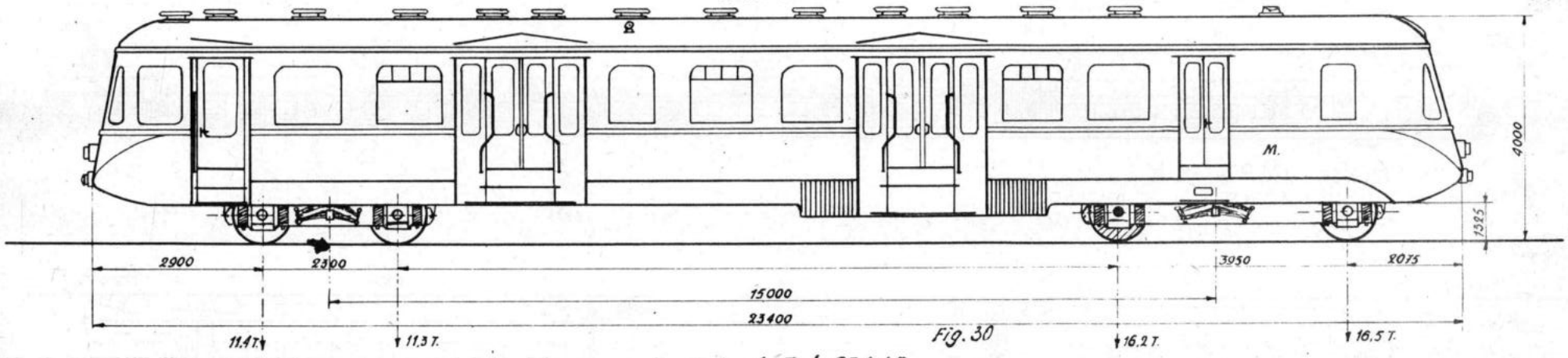


Fig. 30

A.R. t. 604/5

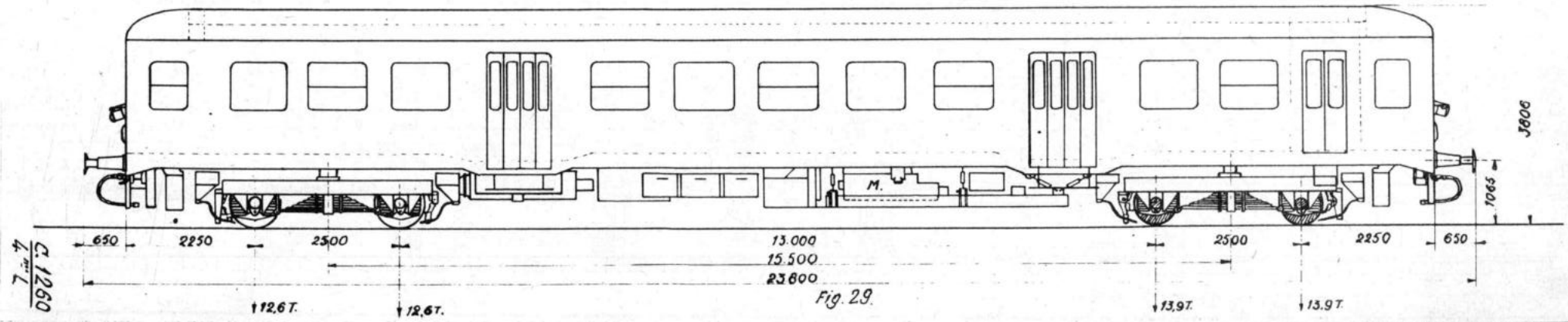
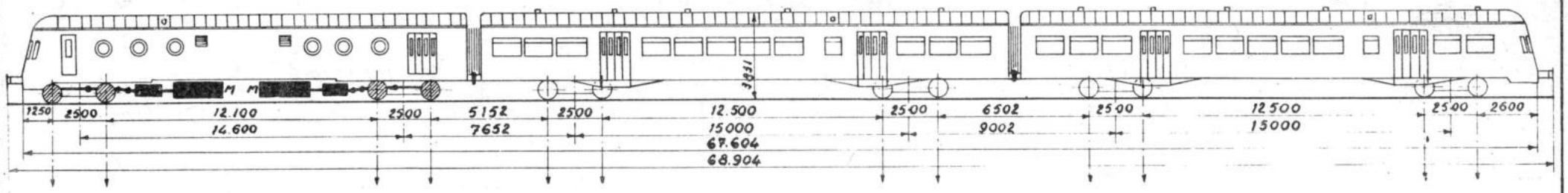


Fig. 29

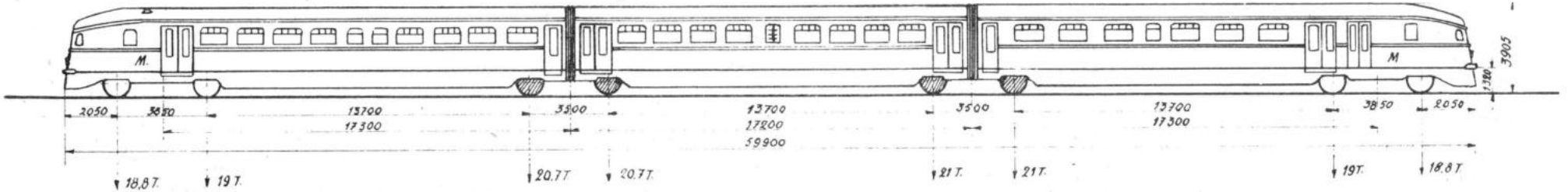
C. 1260
4 ème

Annexe 27

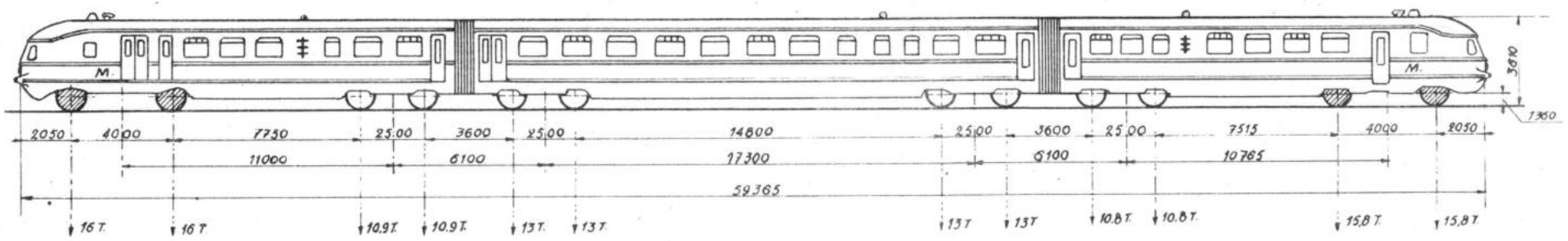
A.R. t. 630 Fig. 32



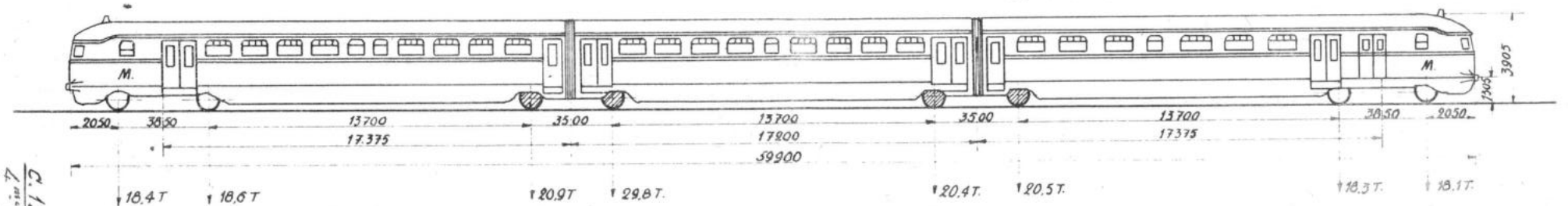
A.R. t 654 Fig. 33



A.R. t. 670 Fig 34



A.R. 655. Fig. 35



C. 1290
4 mis

ANNEXE 25

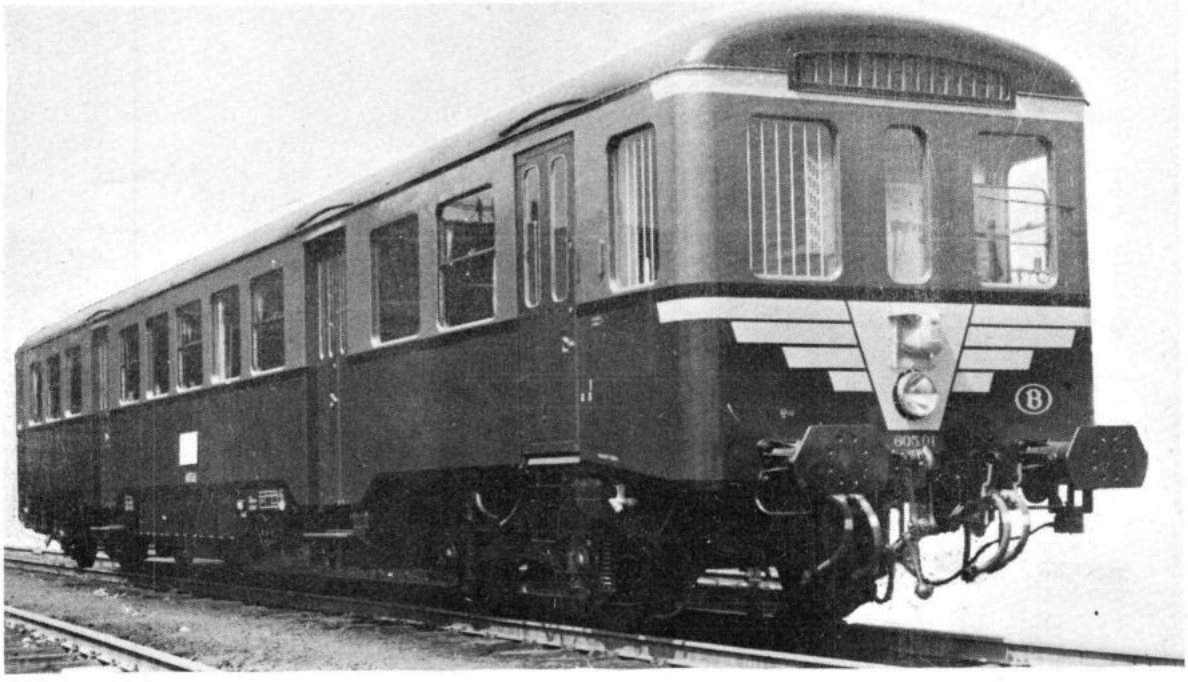


Fig. 29 bis

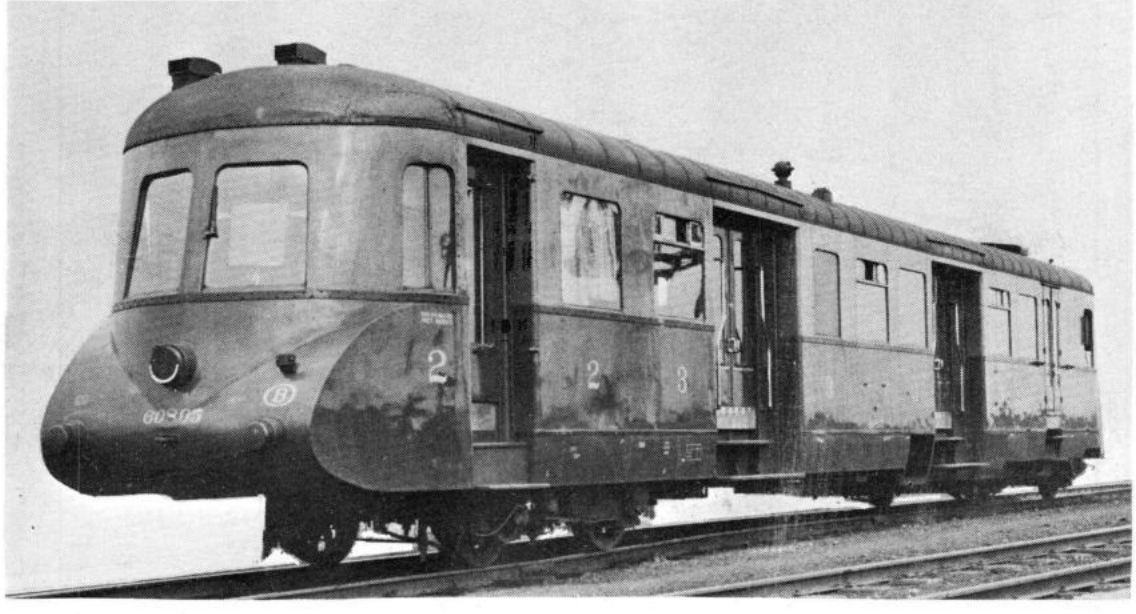


Fig. 30 bis

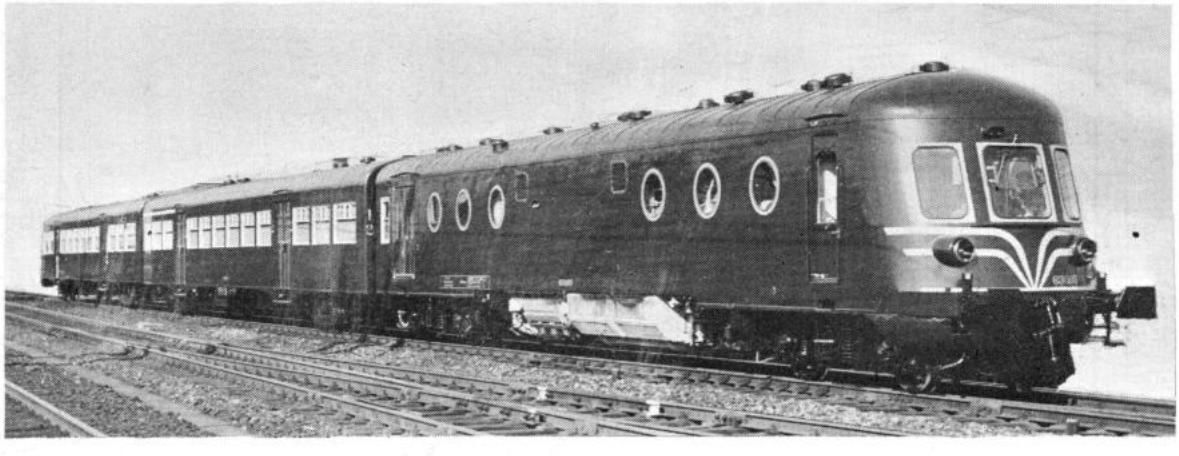


Fig. 32 bis

C. 1260
4ms L

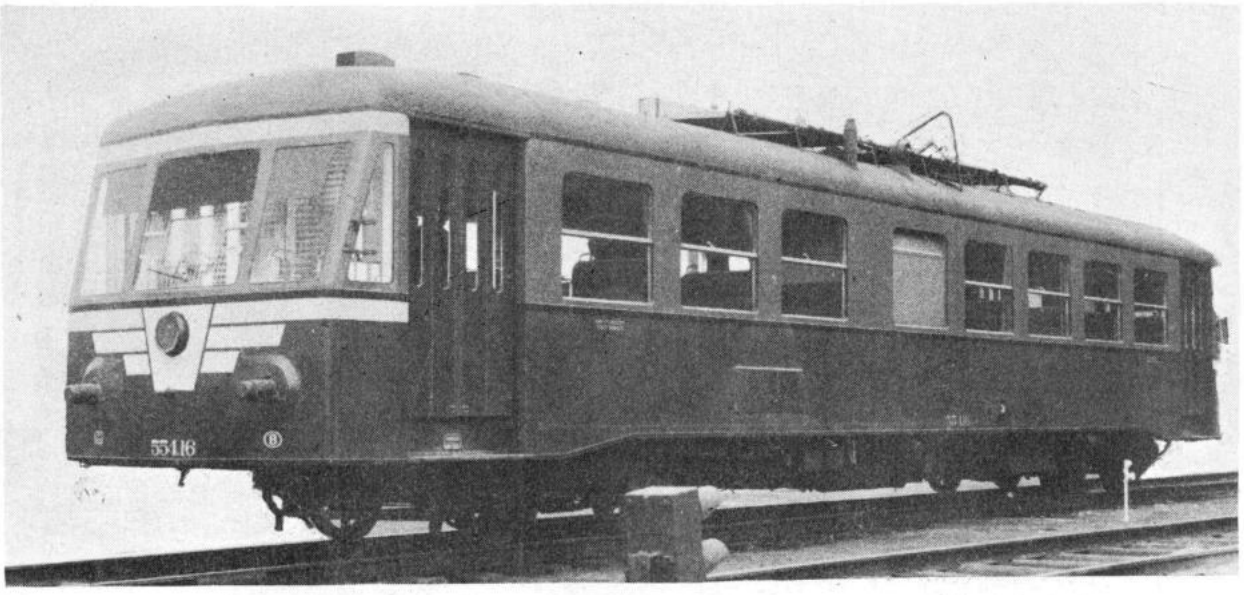


Fig. 27 bis

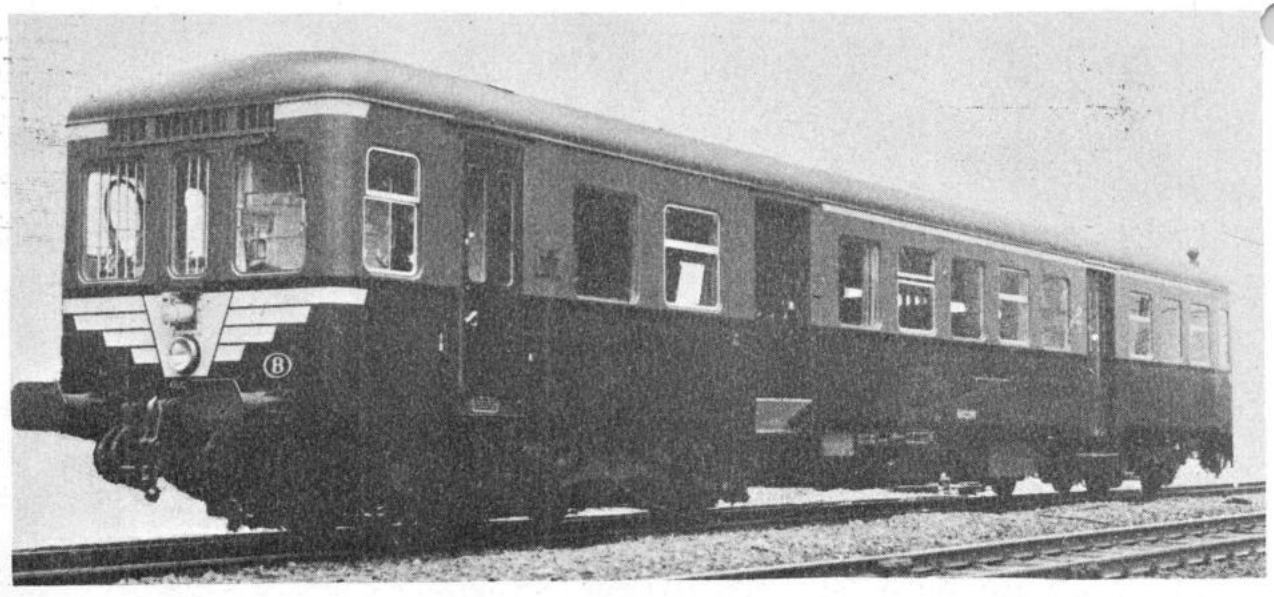


Fig. 28 bis

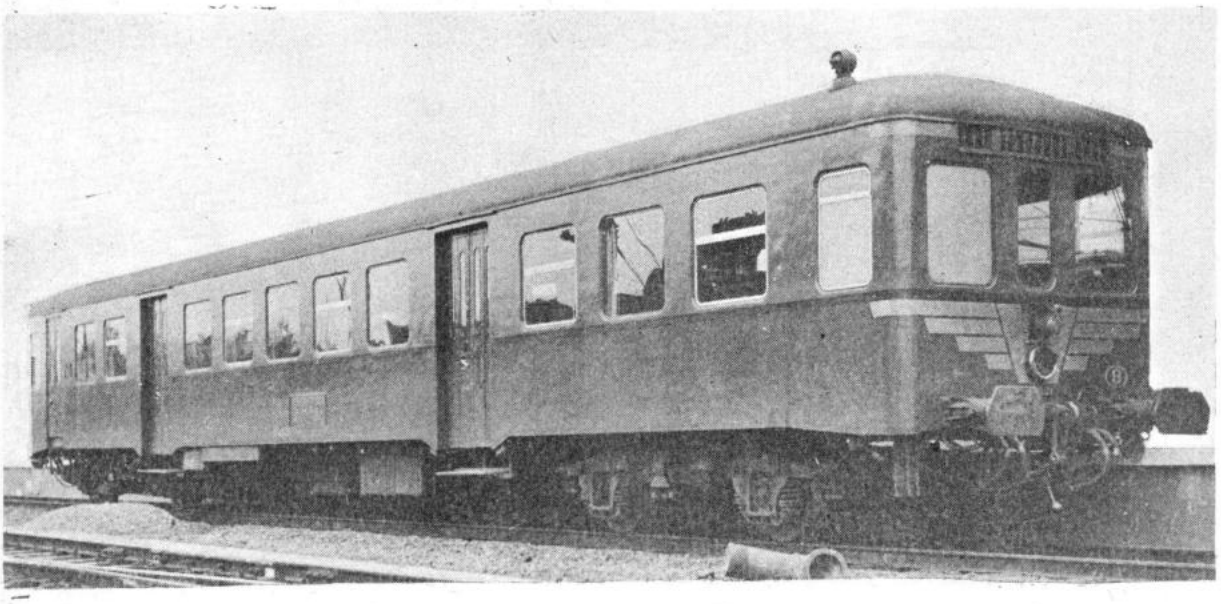
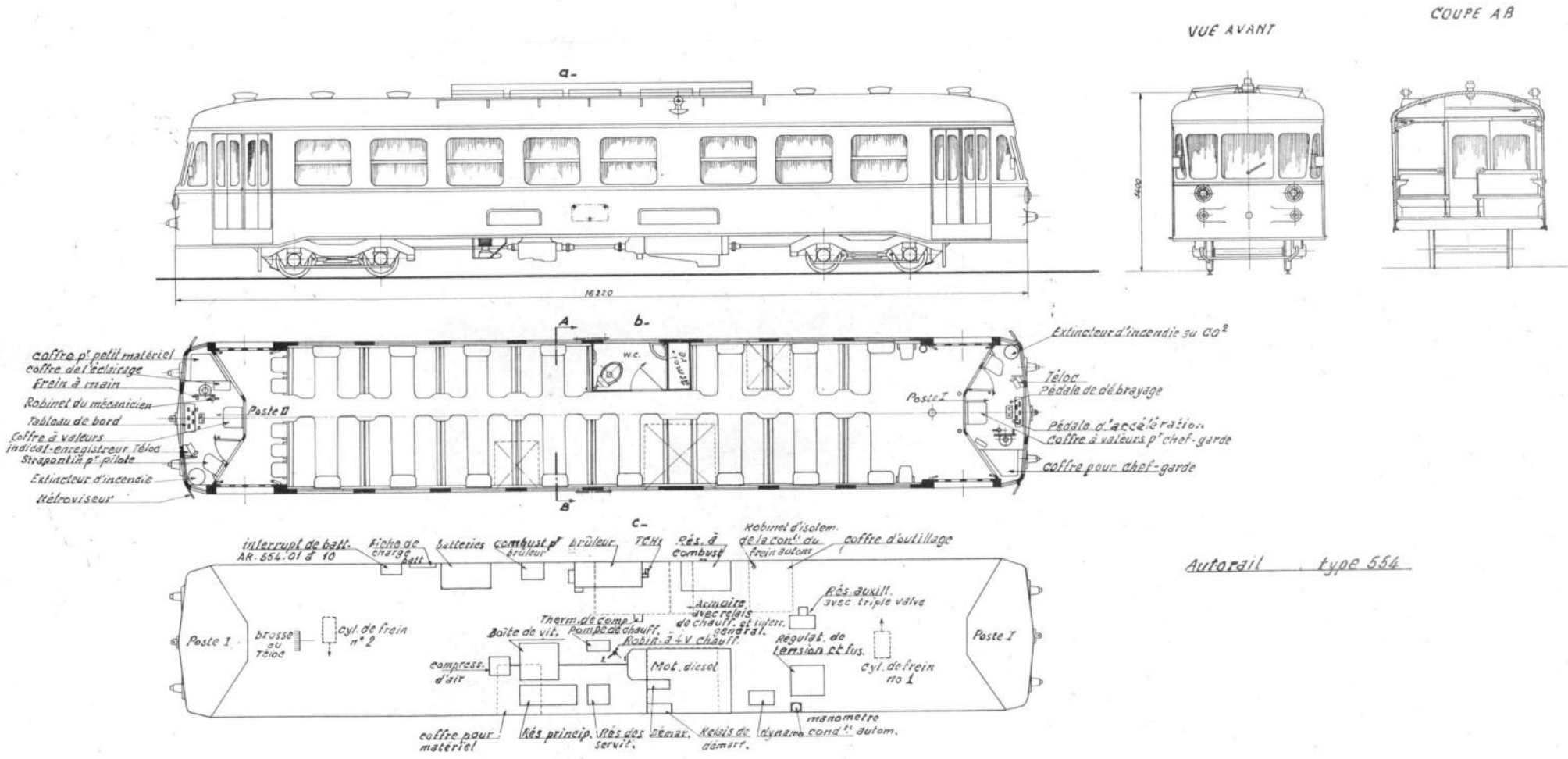


Fig. 28 ter.

V.P



Autorail type 554

Fig. 36

C. 1260
4e Leçon

Annexe 32

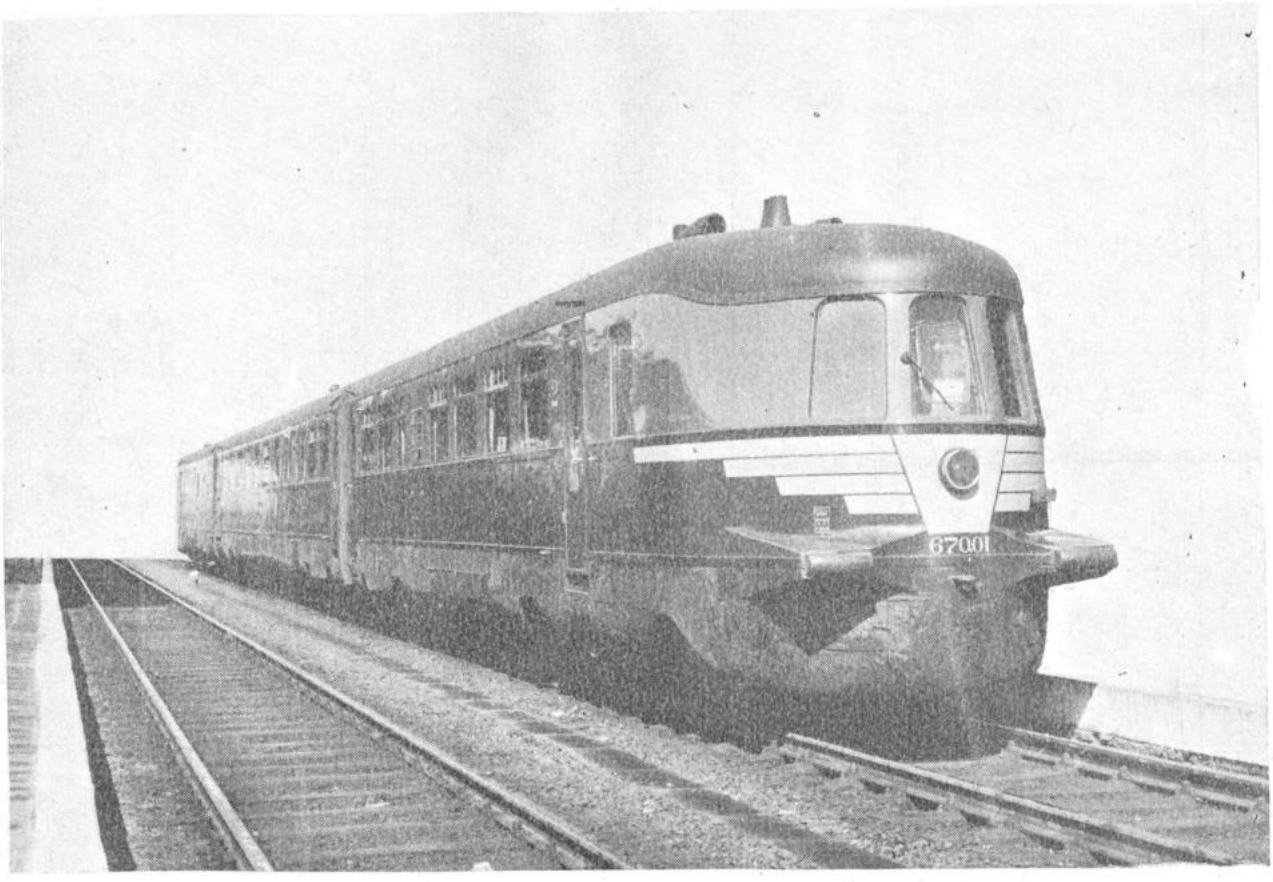
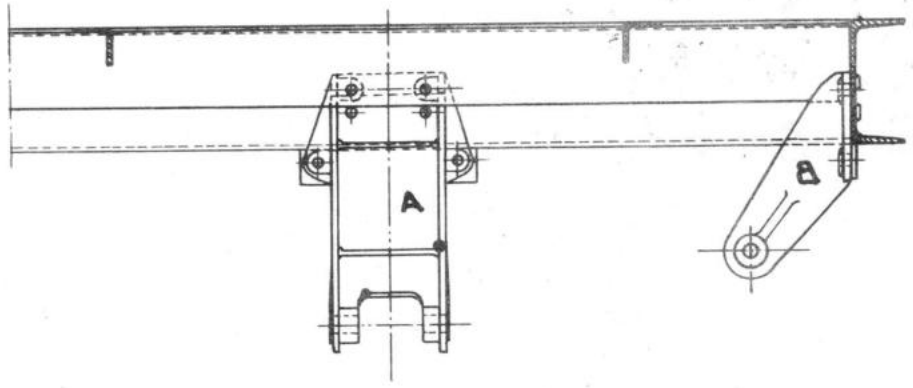
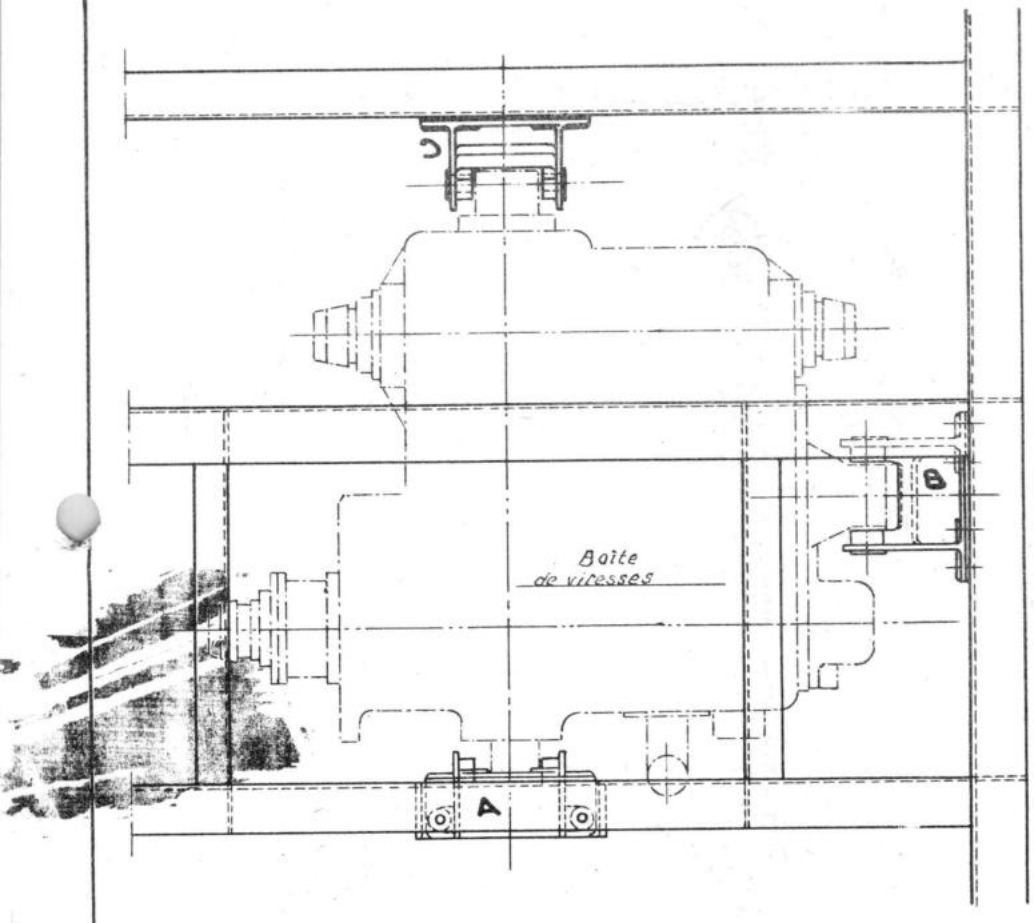


Fig. 34 bis

A.R. type 354

Suspension de la boîte de vitesses





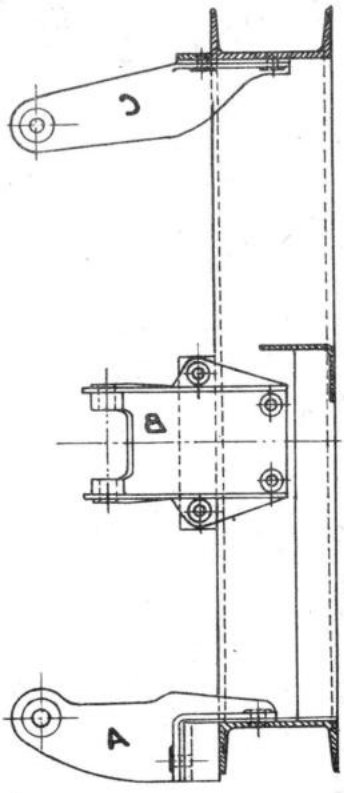


Fig. 38 -

C. 1260
4me L

V.P.

Suspension du moteur sur châssis auxiliaire AR t 554

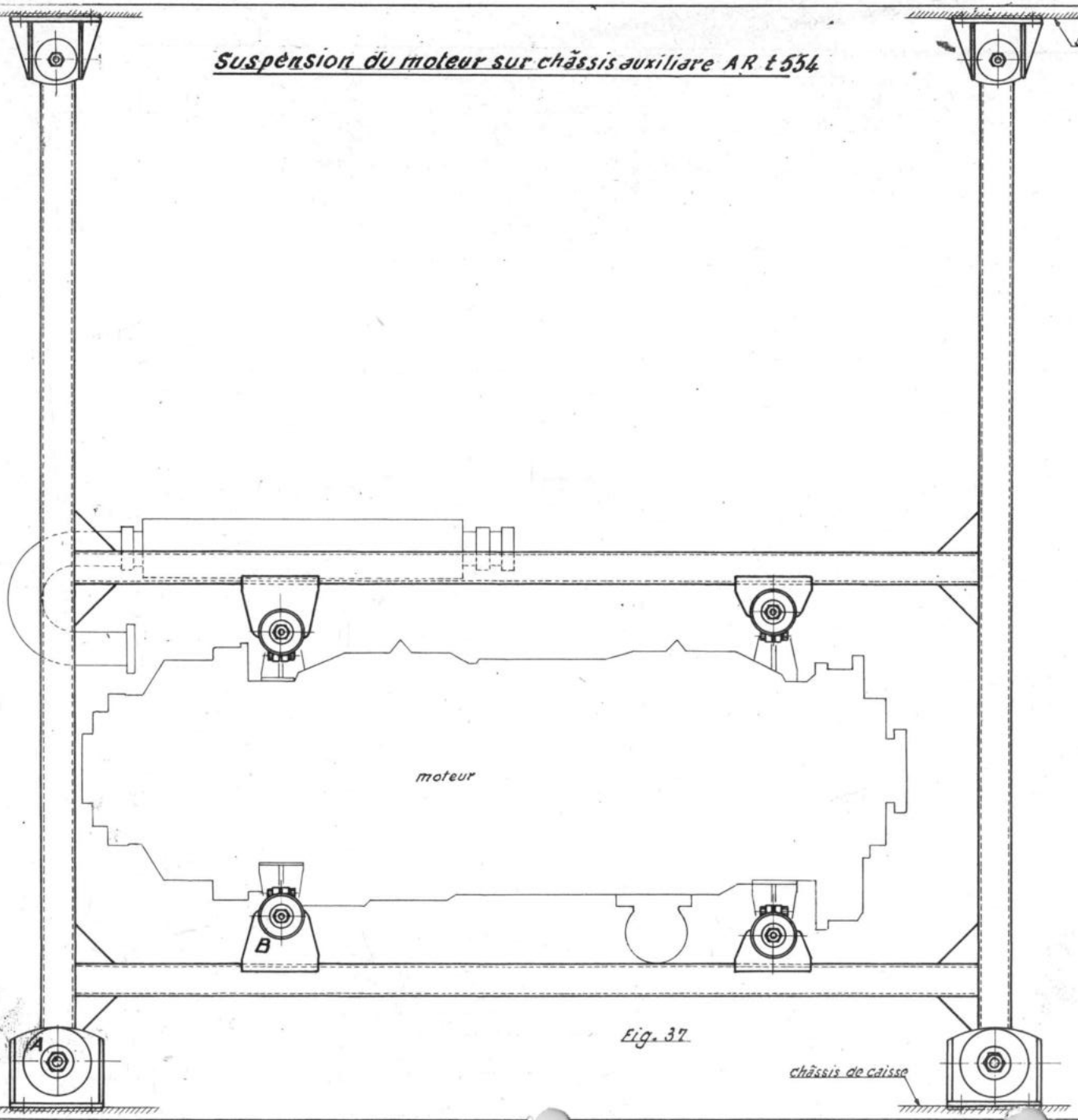
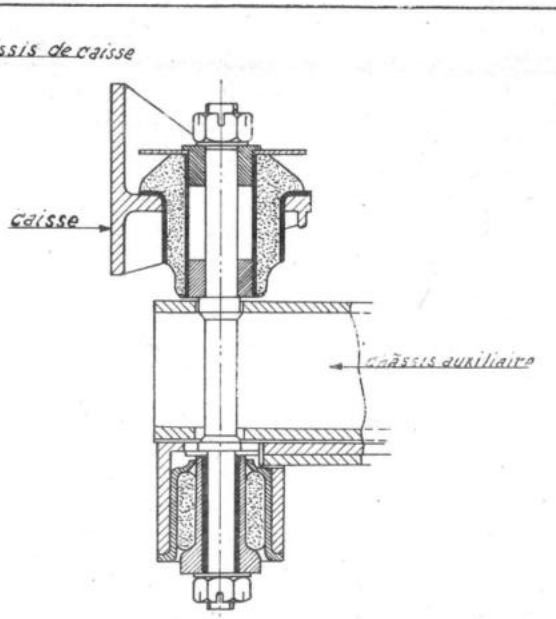
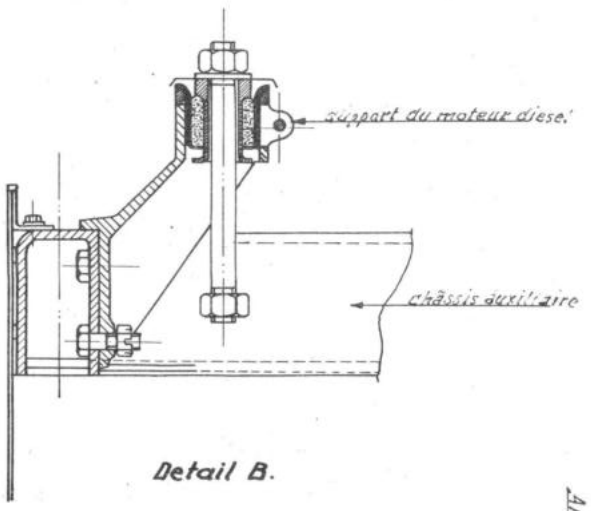


Fig. 37



Detail A.



Detail B.

Annexe 33

C. 1260
7 juin 4

Autorail type 604

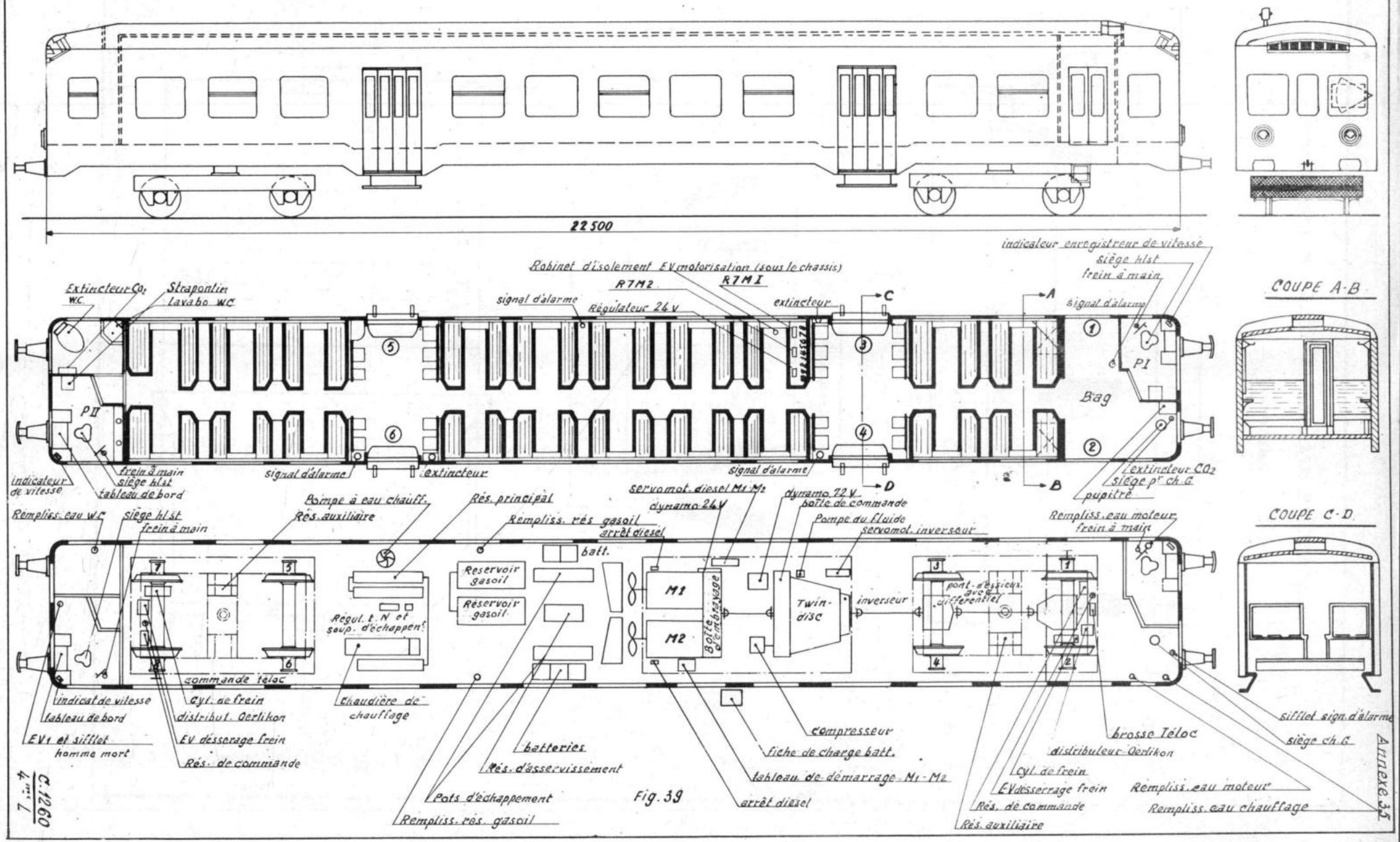


Fig. 39

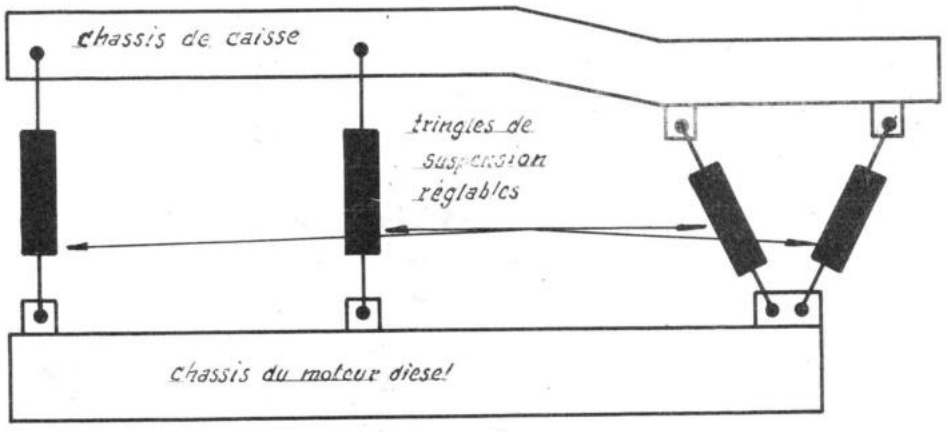
7.4 mm 1 C.1260

Annexe 35

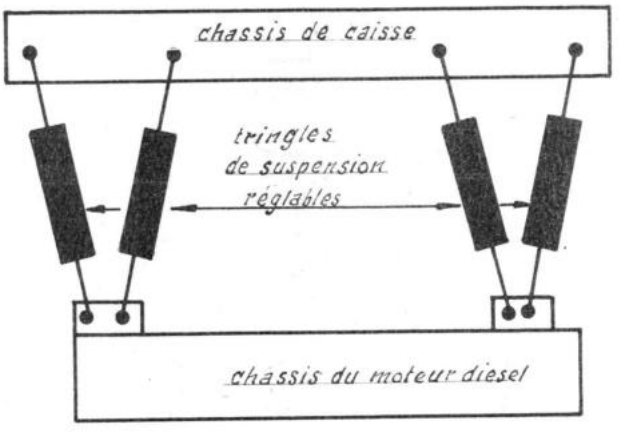
Suspension des chassis de la motorisation

Autorail t. 604

Vue de face



Profile



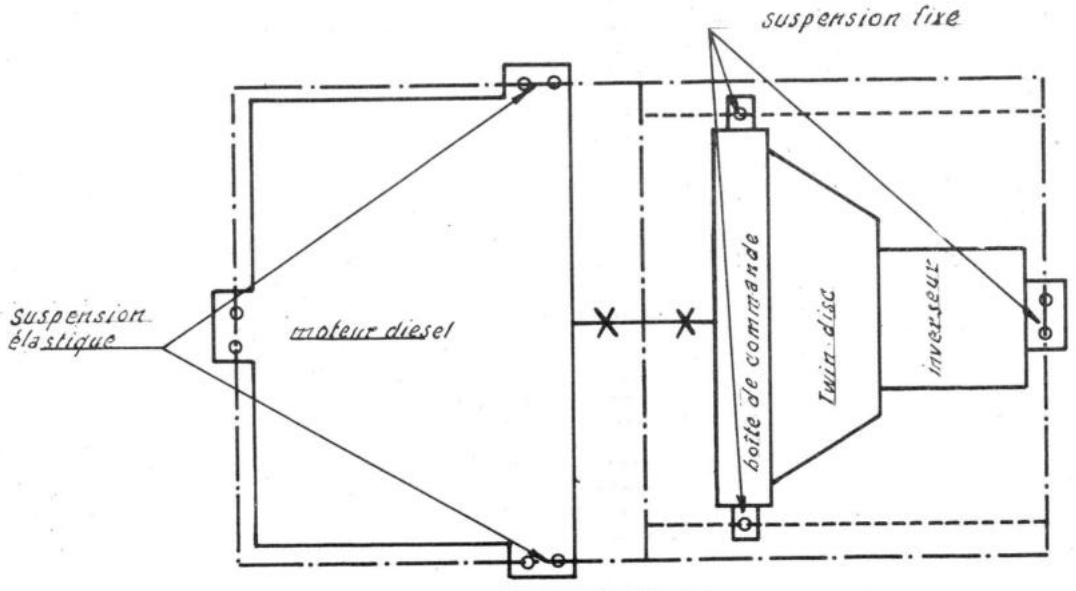
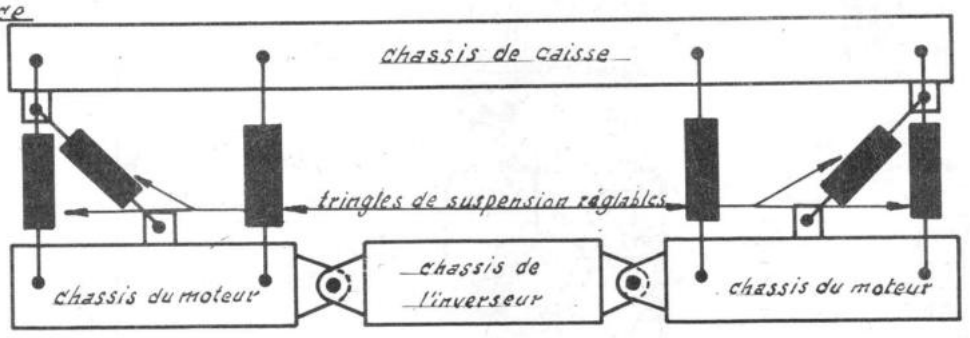


Fig. 40

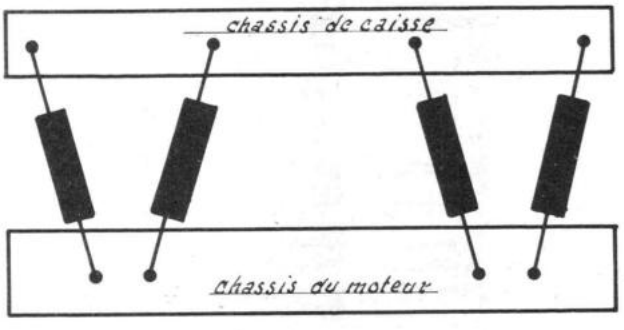
Suspension des chassis de la motorisation

Autorail t. 605

Vue de face



Profile



Suspension élastique

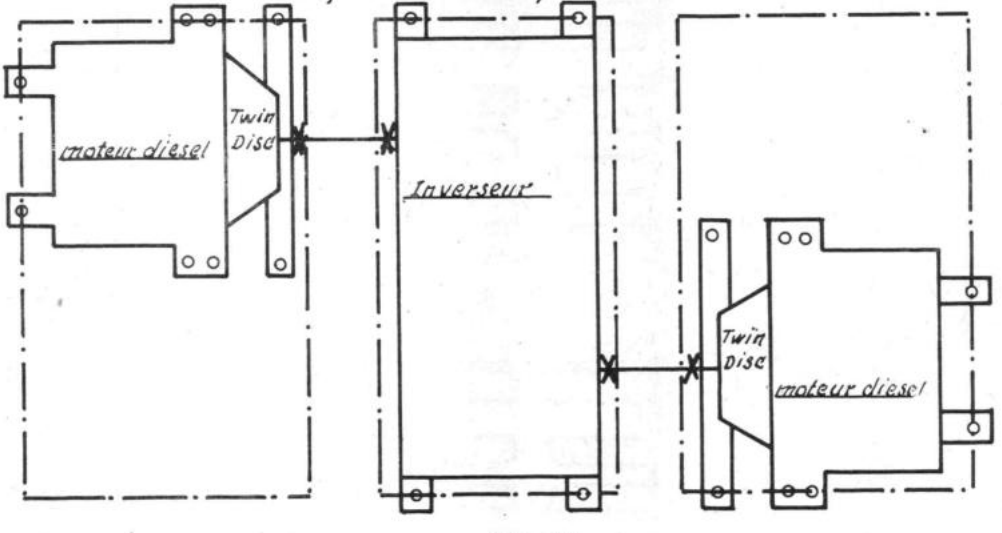


Fig. 42

C.1260
4me L

Autorail type 605

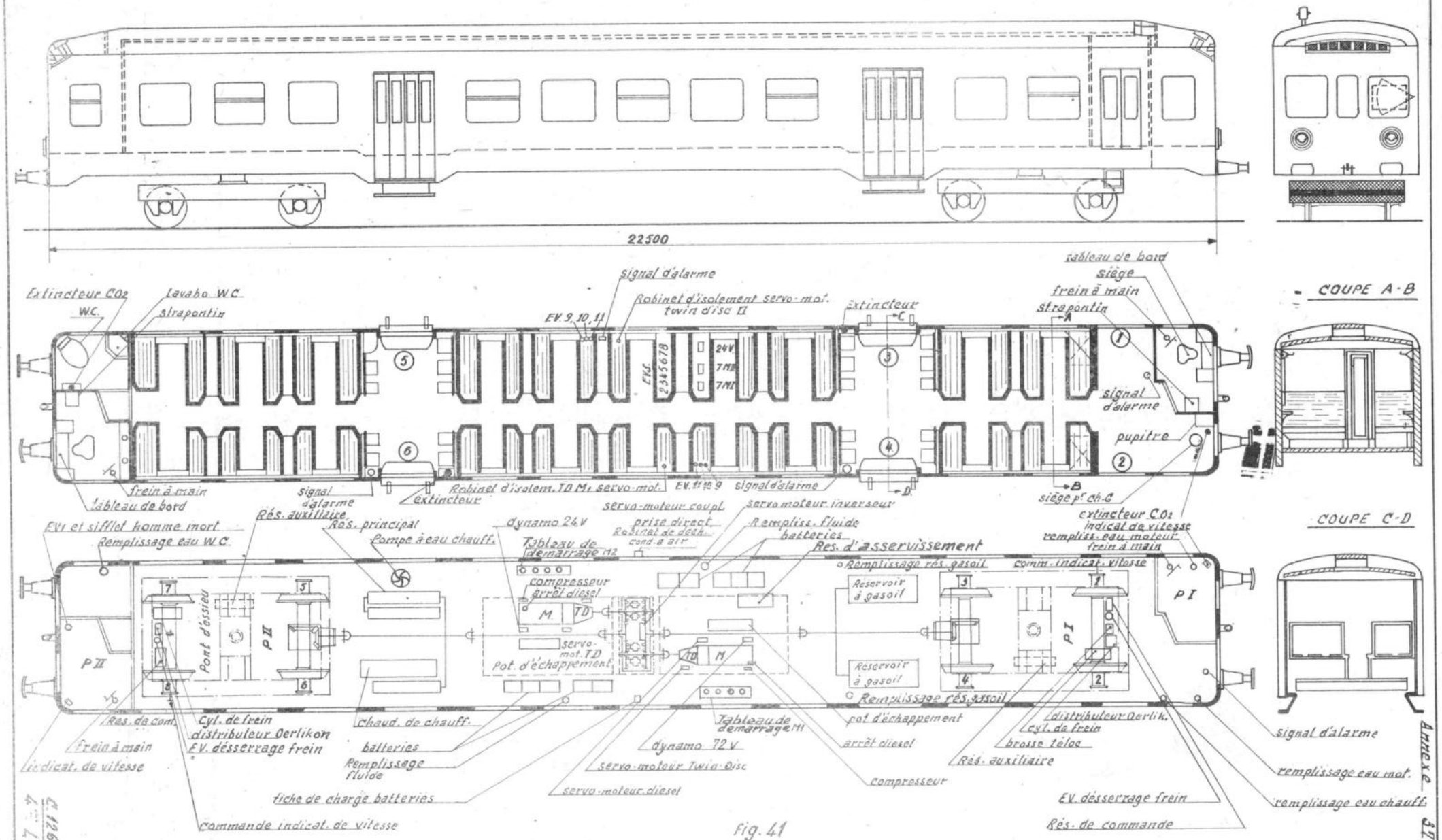
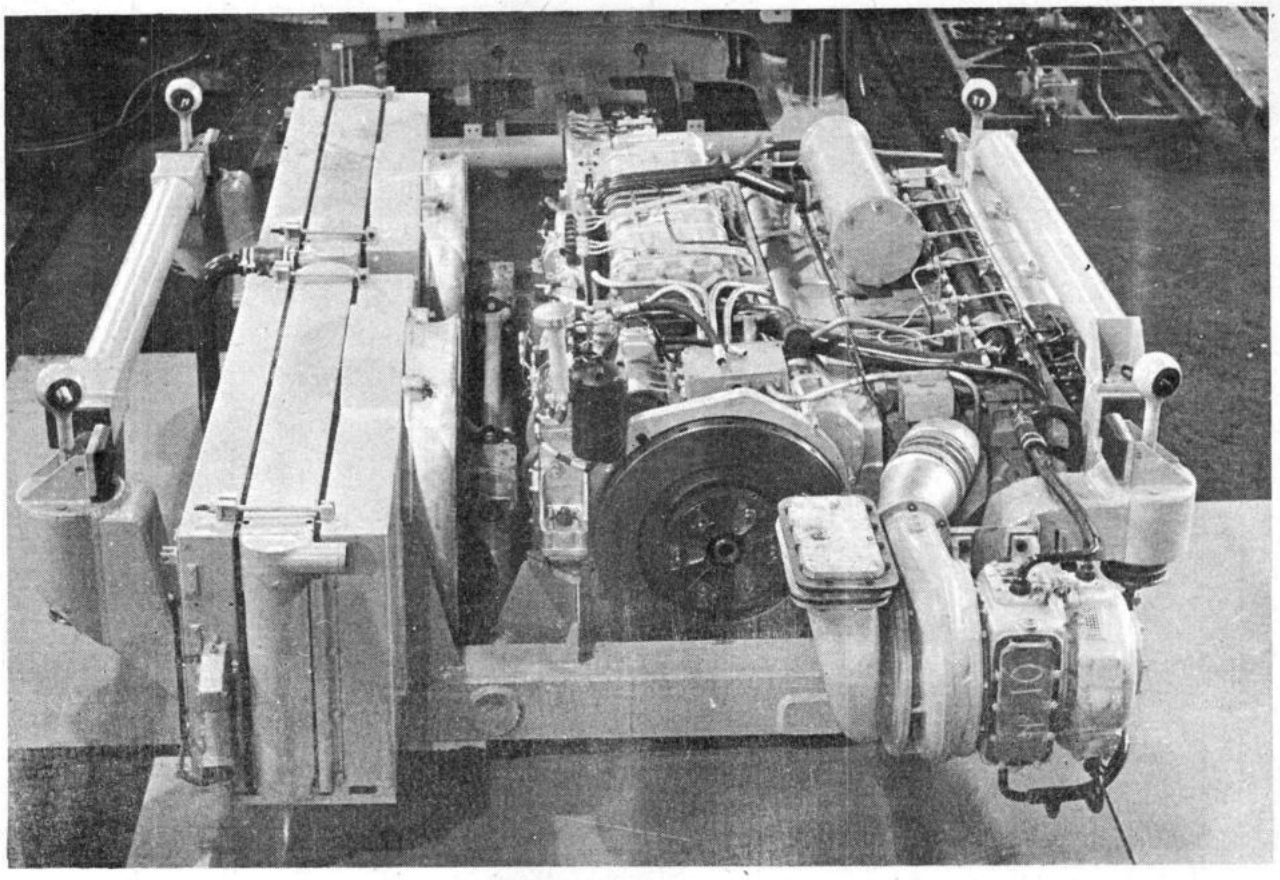


Fig. 41



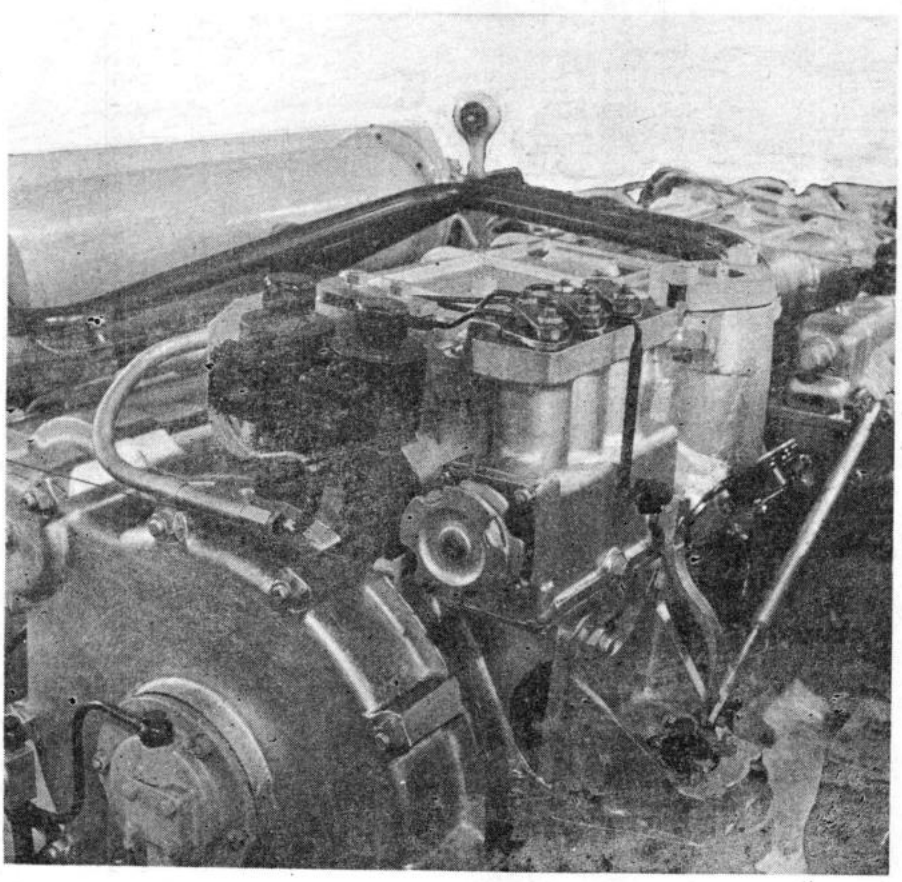


Fig. 43

type 603 (S.E.M.)

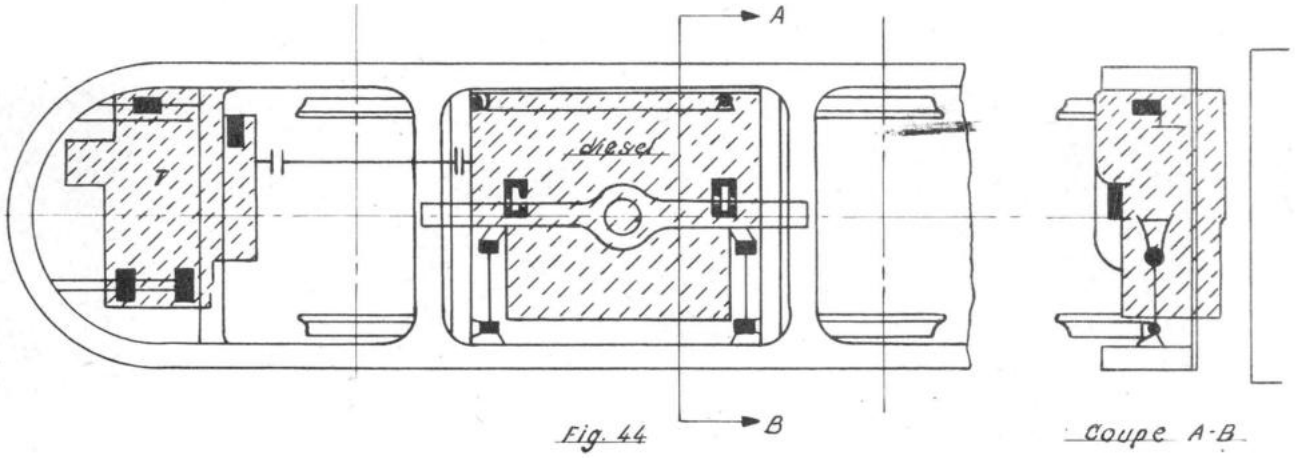


Fig. 44

Coupe A-B

type 608 · 620 (Carels)

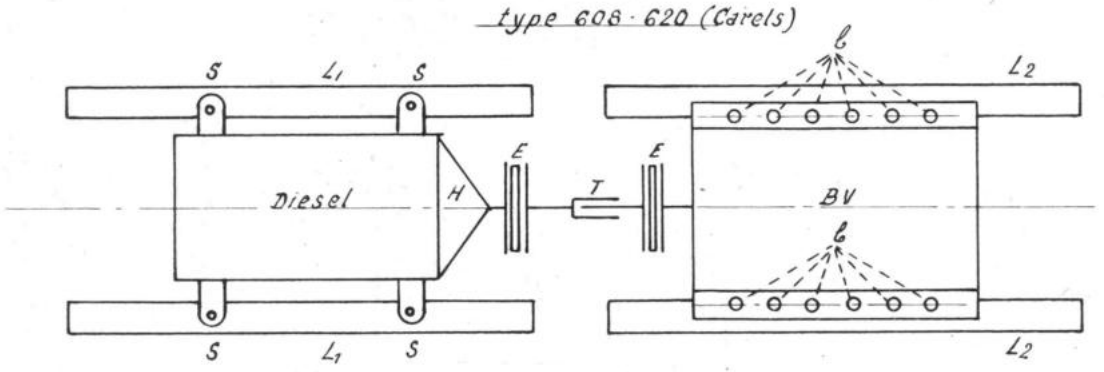


Fig. 45

type 670 (Maybach)

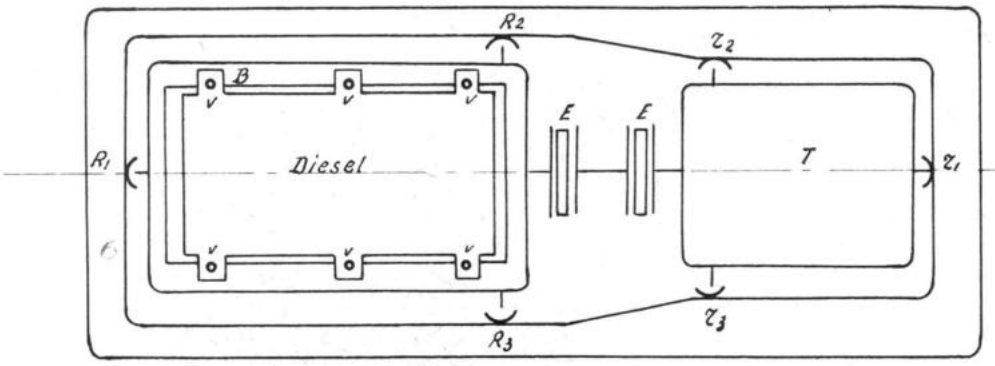


Fig. 46

type 654 (Carels)

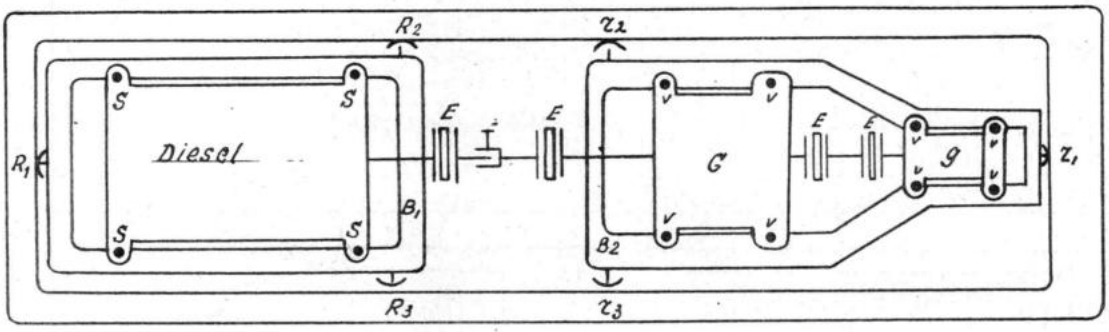


Fig. 47

type 654 (Carels)

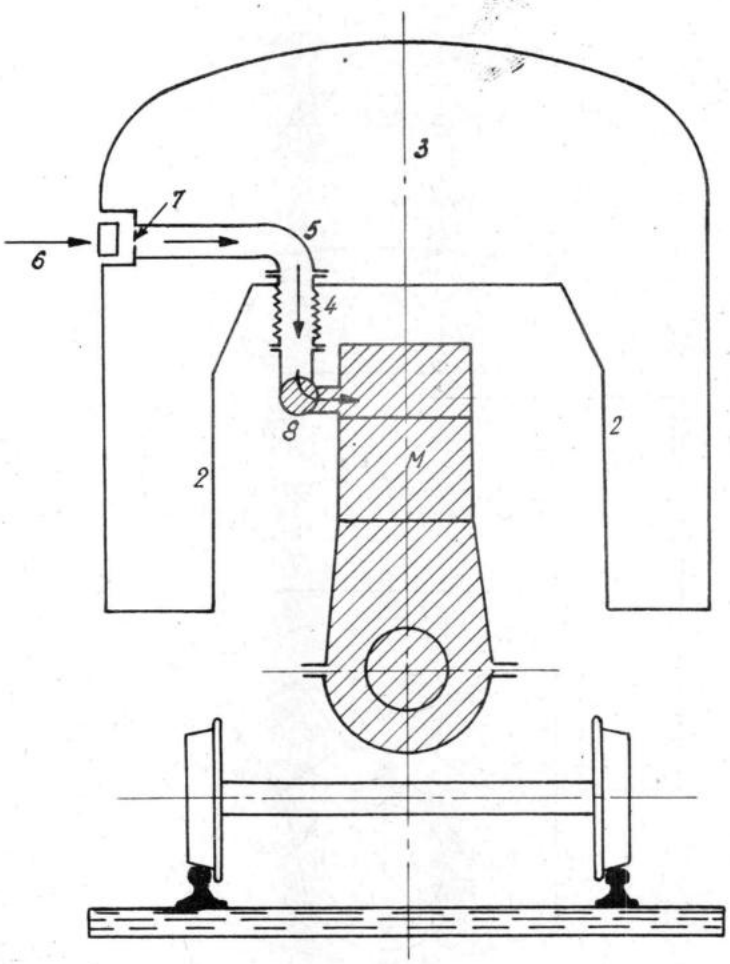


Fig. 48

type 655 (Maybach)

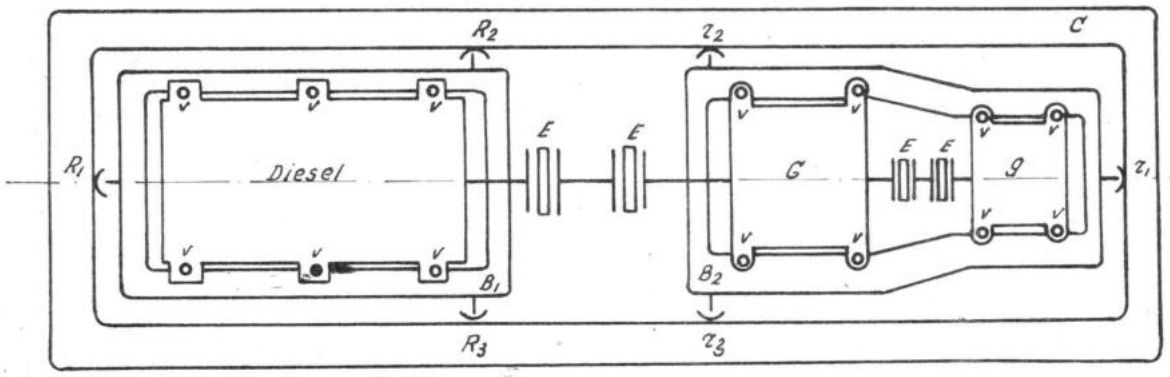


Fig. 49

type 655 (Maybach)

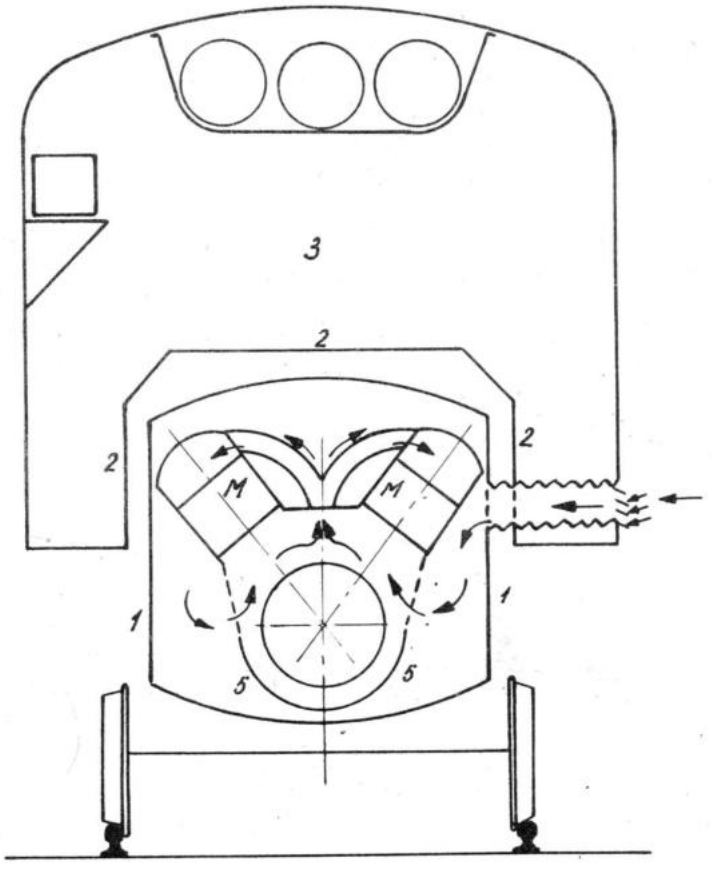


Fig. 50

La moitié du moteur qui dépasse du plancher est couverte d'un couvercle démontable lequel est recouvert par une banquette. L'exécution des travaux d'entretien nécessite l'enlèvement de la banquette et du couvercle du moteur.

La boîte de vitesse mécanique est suspendue aussi au châssis de la caisse au moyen de barres élastiques.

101. b) Le moteur est placé sur un châssis auxiliaire qui est lui-même suspendu au châssis de l'engin soit au moyen de blocs amortisseurs en caoutchouc, soit au moyen de barres de suspension élastiques.

Ce système est d'application sur:

102. 1. Les autorails t. 554. (fig. 36 + 37 + 38).

Le châssis auxiliaire est relié au châssis de la caisse au moyen de blocs amortisseurs, tandis que le moteur est placé sur le châssis auxiliaire à l'intervention de blocs amortisseurs. Ce double amortissement permet de préserver le châssis de l'autorail des vibrations incommodantes.

Ici aussi, la partie du moteur dépassant le plancher est protégée par un couvercle démontable. La boîte de vitesse mécanique est suspendue directement au châssis de la caisse au moyen d'appuis élastiques.

103. 2. Les autorails t. 604 et 605.

Aux autorails t. 604, la motorisation consiste en deux moteurs "GM" 2 temps à 6 cylindres disposés côte à côte et réunis l'un à l'autre par une boîte à engrenages. Un tel moteur double est appelé moteur "Twin". Sur la boîte à engrenages est fixé directement l'unique transformateur de couple hydraulique "Twin Disc" qui forme un bloc avec l'inverseur (fig. 39 + 40).

Cette motorisation est fixée au moyen de blocs amortisseurs sur un châssis auxiliaire, lequel est suspendu au châssis de la caisse par des barres élastiques réglables.

La motorisation est montée entièrement sous le plancher de la caisse. Un nombre nécessaire de trappes sont cependant prévues dans ce plancher pour l'exécution des travaux d'entretien et de réparation à la motorisation (fig. 41 + 42).

Dans les autorails t. 605, la motorisation consiste en 2 groupes composés chacun d'un moteur "GM" 2 temps à 6 cylindres accouplés directement à un transformateur de couple Twin Disc. Les deux groupes sont reliés à un inverseur central.

Les deux groupes moteur-transformateur et l'inverseur sont suspendus chacun sur un châssis séparé au moyen de blocs amortisseurs. Ces 3 châssis sont suspendus chacun au châssis de l'engin par tiges élastiques, réglables en longueur.

Dans les deux cas, on obtient le double amortissement et par le fonctionnement correct des moteurs, une caisse assez exempte de vibrations.

104. 3. Les autorails t. 630.

Dans ces autorails, la motorisation est placée sur un tracteur qui tire deux remorques.

La motorisation consiste en deux moteurs horizontaux SEM 6K 103 HS à 6 cylindres, suralimentés, placés chacun sur un châssis séparé au moyen de blocs amortisseurs. Les deux châssis sont suspendus à la caisse du tracteur par tiges de suspension s'appuyant sur des anneaux en caoutchouc (fig. 43).

Les deux moteurs entraînent chacun une transmission hydraulique suspendue directement aux longerons du châssis du tracteur. Les moteurs et les transmissions sont placés entièrement sous le plancher du tracteur. Des trappes dans ce plancher permettent d'atteindre les moteurs pour l'exécution des travaux nécessaires d'entretien et de réparation.

c) Le moteur est placé dans le bogie.

Applications:

105. 1. Les autorails t. 602 et 603.

Le bogie moteur forme une sorte de lit dans lequel le moteur horizontal SEM 6K 103 HS est placé au moyen d'appuis à ressort fixés au châssis du bogie. La transmission hydraulique est suspendue directement au châssis du bogie (fig. 44).

Si la caisse de l'autorail, à cause de sa suspension élastique sur le bogie, est préservée de façon suffisante contre les vibrations, il faut néanmoins remarquer les inconvénients suivants en ce qui concerne le moteur:

- Le moteur est moins bien protégé contre les chocs résultant des inégalités de la voie et du passage dans les aiguillages;

- Le moteur, qui est placé entièrement sous le plancher de la caisse, est difficilement accessible. L'exécution des travaux d'entretien et de réparation nécessaires n'est possible qu'après enlèvement d'un nombre de trappes du plancher et d'un nombre de banquettes. Les travaux d'une certaine envergure exigent même la levée de l'autorail;
- La liaison du collecteur d'échappement du moteur à la cheminée d'échappement demande certaines précautions de même que la liaison de la turbo de remplissage placée sur le bogie avec les canalisations d'amenée d'air fixées à la caisse.

2. Les autorails t. 608-620 (fig. 45).

106. Le moteur diesel vertical Carels 8K 73 B repose, avec interposition de 4 amortisseurs de vibrations, sur des longerons d'appui solidaires du bogie. Deux des silent-blocs sont conçus pour permettre la dilatation dans le sens longitudinal du carter du moteur.

La boîte de vitesse mécanique "Winterthur" est fixée aux longerons du bogie au moyen de boulons.

3. Les autorails t. 670 (fig. 46).

107. Le moteur à 4 temps "Maybach" à 12 cylindres en V, s'appuie sur un châssis rectangulaire, appelé berceau du moteur. Le berceau est fixé au châssis du bogie au moyen de 3 rotules.

La transmission hydraulique est aussi fixée au châssis du bogie par 3 rotules.

108. 4. Les autorails t. 654 et t. 655 (fig. 47+48+49+50).

Le groupe électrogène constitué d'un moteur diesel Carels t. 8K 73 A (t. 654) ou Maybach GTO 56 (t. 655) accouplé directement à une génératrice principale et génératrice auxiliaire est placé sur 2 berceaux fixés chacun au châssis du bogie par 3 rotules.

Le moteur Maybach est lié à son berceau par 6 vis, tandis que le moteur Carels repose sur son berceau par l'intermédiaire de 4 silent-blocs. Dans les deux cas, génératrice principale et génératrice auxiliaire sont fixées sur le 2e berceau par 4 vis.

7. Classification des autorails belges suivant la tare par mètre de longueur de caisse.

109. En se basant sur la tare par mètre de longueur de caisse, les autorails belges peuvent se diviser en:

1. autorails de construction légère dont le poids par m. de longueur de caisse est inférieur à 1,5 tonne/m. Ce sont les autorails t. 553 (1,4 t/m) et t. 554 (1,46 t/m);

2. autorails de construction mi-lourde d'un poids spécifique de 1,5 à 2 t/m. Ce sont les autorails t. 630 (1,5 t/m), 602-603 (1,71 t/m), 604-605 (1,75 t/m) et 608 (1,93 t/m);

3. autorails de construction lourde: autorails t. 620 (2,13 t/m), 654-655 (2,25 t/m) et 670 (2,32 t/m).

Remarque. Le tableau à l'annexe 14 reprend les caractéristiques particulières des autorails belges.

5e leçon.

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.

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

2. Force.

2. - 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 kg)

m : grandeur de la masse = $\frac{P}{g}$

P : poids (en kg) de la masse

g : accélération terrestre = 9,81 m/sec^2

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

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

$$F = - m.a.$$

4. - 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.

5. 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. 51 et qui se déplace d'une distance d est égal à

$$A = F. d. \cos \alpha$$

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

Van Aelque. 148391. 9.65 (1000)

développés pendant les différents stades où la force reste constante.

Cependant, 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.

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

Mathématiquement, la puissance est exprimée par $N = \frac{A}{t}$

N : puissance (en kgm/sec)

A : travail (en kgm)

t : temps (en sec)

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

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

$$N = \frac{A}{t} = \frac{F.d}{t} = F.\frac{d}{t}$$

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

$$\boxed{N = F.v}$$

N : puissance en kgm/sec

F : la force (en kg)

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

Exprimée en ch, cela donne :

$$\boxed{N = \frac{F.v}{75} \text{ cv.}}$$

dont on peut tirer que :

$$N = \frac{F.v \times 1000}{3.600 \times 75} \text{ cv ou}$$

$$\boxed{N = \frac{F.v}{270} \text{ cv.}}$$

lorsque v est donnée en km/h, F en kg et N en cv.

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

9. On a montré au cours 1213 que la puissance effective développée par le moteur diesel est égale à

$$\boxed{Ne = \frac{C.n}{716,2} \text{ cv.}}$$

Ne = puissance effective en cv

C = le couple moteur moyen développé au volant du moteur (en kgm)

n = vitesse de rotation du moteur en tr/min

Le couple moteur moyen C est égal au produit de la valeur moyenne de la force tangentielle F à la périphérie du volant par le rayon R du volant.

Donc $\boxed{C = F.R = \frac{F}{2}. D}$ (fig. 52)

La force tangentielle F produit, par tour de volant, un travail égal à 2π R.F kgm (le déplacement 2π R est en effet dirigé suivant la force).

Le travail par sec, c'est-à-dire la puissance, est 2π R x F x $\frac{n}{60}$ kgm/sec, (n vitesse de rotation par min).

Exprimée en cv, cela donne $\frac{2\pi \text{ R.F.n}}{60 \text{ x } 75}$ cv

Comme C = F.R, on a :

$$N = \frac{C.n}{716,2} \text{ cv}$$

10. Comme la force F et donc le couple moteur C dépendent de la quantité de combustible brûlée 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 montré 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 :

11. 1) on dispose 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.

12. 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.

Les deux méthodes de réglage s'appuient par conséquent uniquement sur l'équilibre qui doit exister entre le couple développé par le moteur diesel et le couple résistant offert par la charge. Dans la 1ère méthode de réglage, la vitesse du moteur se règle d'après cet équilibre, dans la 2ème méthode c'est le couple moteur c'est-à-dire le débit d'injection.

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

13. 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 Fl kg (fig. 53) et le rayon R_1 m, le couple d'entraînement est

$$C_1 = F_1 . R_1 \quad \text{kgm.}$$

Comme ci-dessus pour le couple moteur, on peut montrer qu'une roue motrice, animée d'une vitesse de rotation n_1 tr/min, développe une puissance.

$$N_1 = \frac{C_1 . n_1}{716,2} \quad \text{cv}$$

Remarque.

14. 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 :

$$N_1 = \frac{C_1 . n_1 . K}{716,2} \quad \text{cv}$$

et le couple d'entraînement total est égal à

$$C_1 = F_1 . R_1 . K$$

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.

15. Le couple et la puissance d'entraînement des roues

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

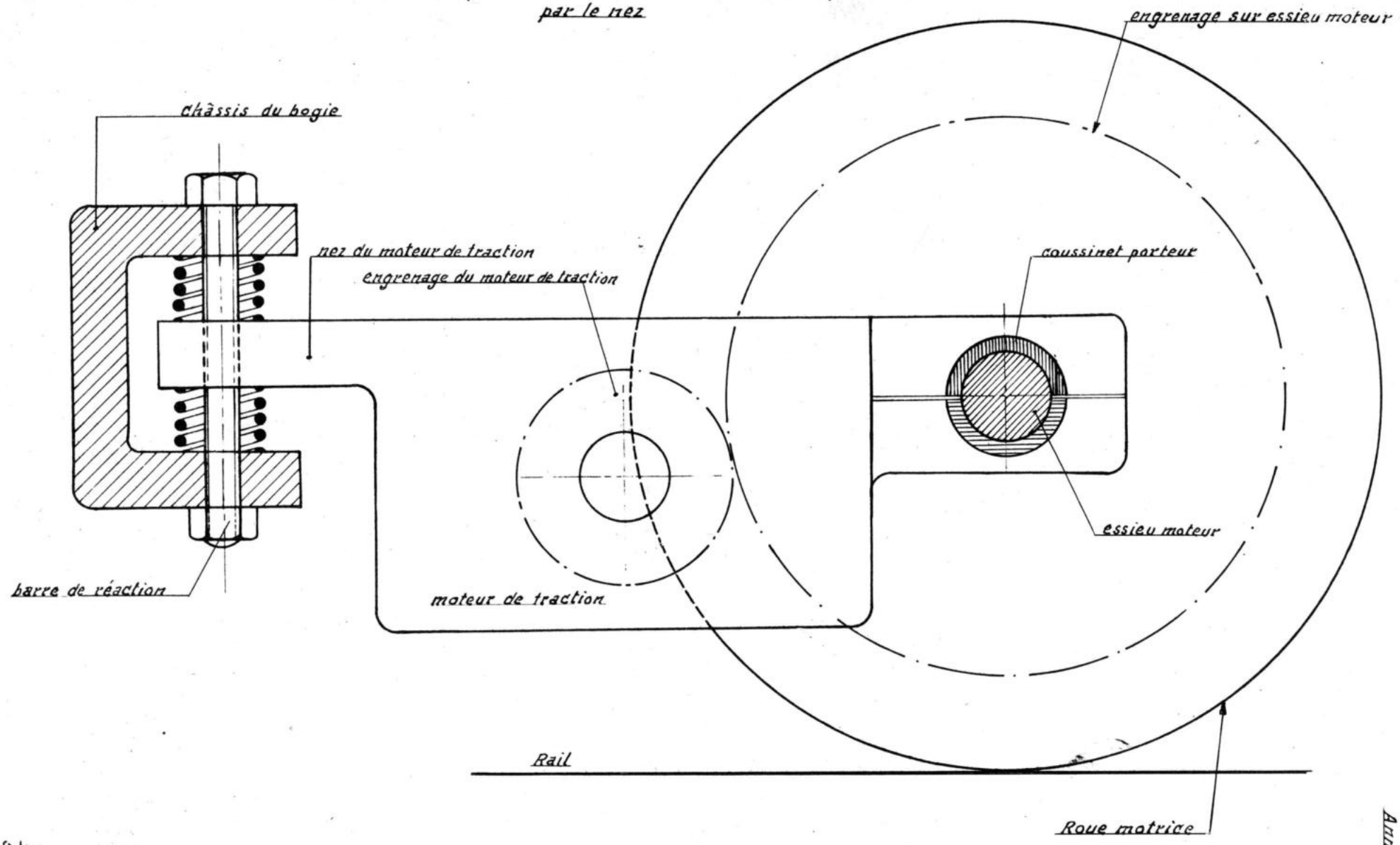


Fig. 57

C. 1260
5ème 7

Annexe 43

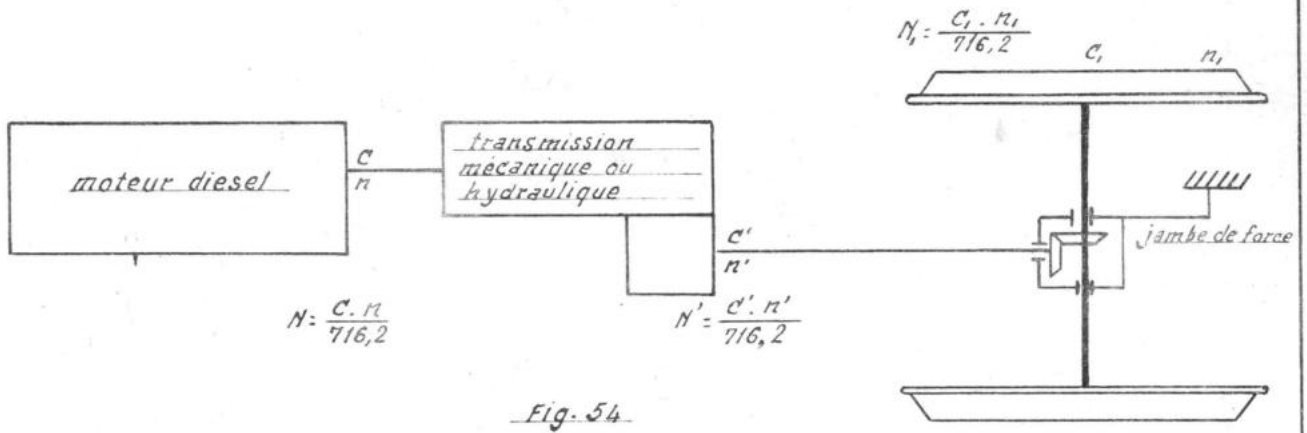


Fig. 54

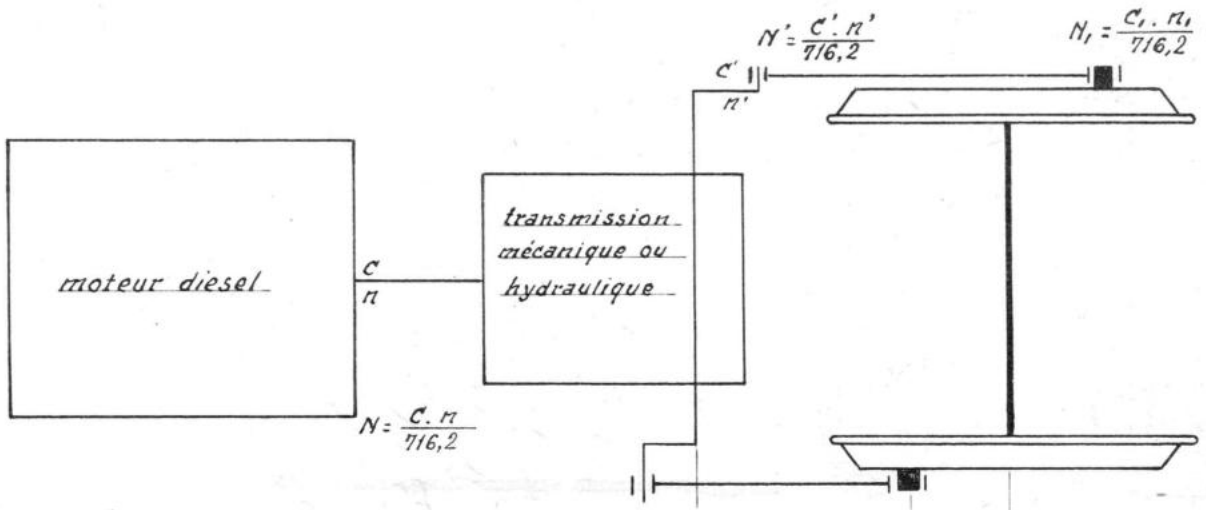


Fig. 55

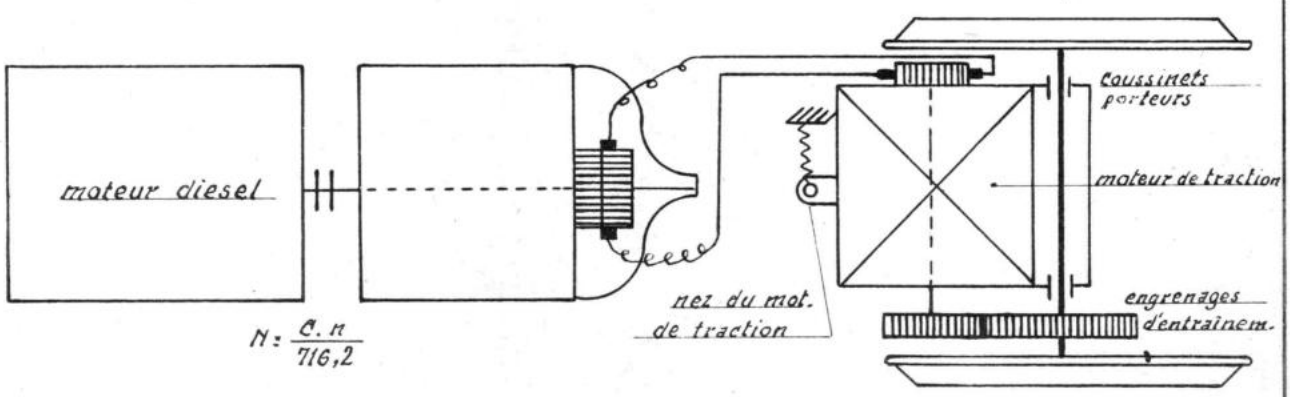


Fig. 56

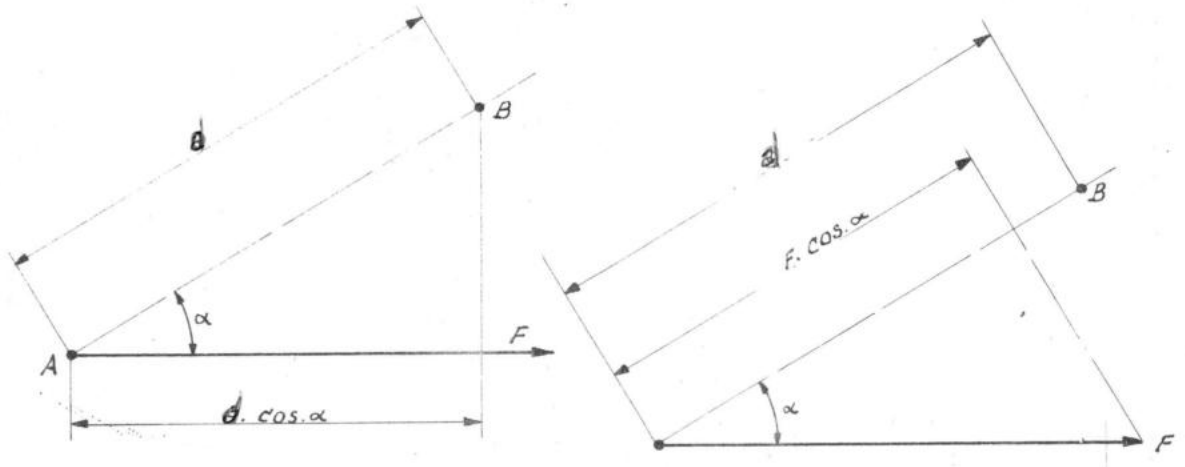


Fig. 51

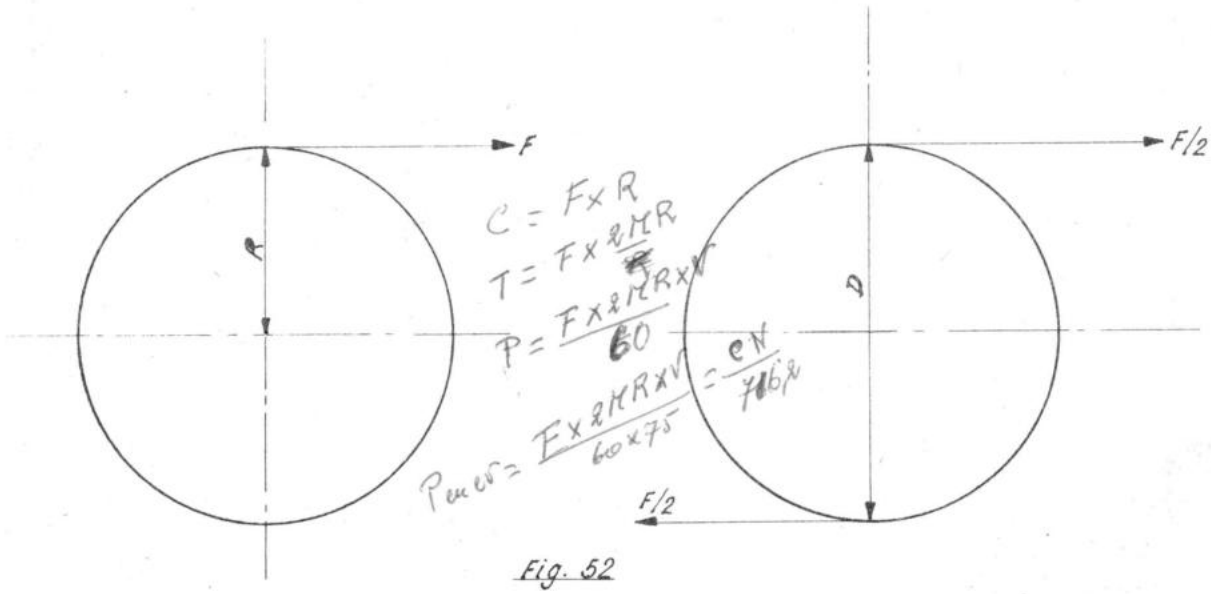
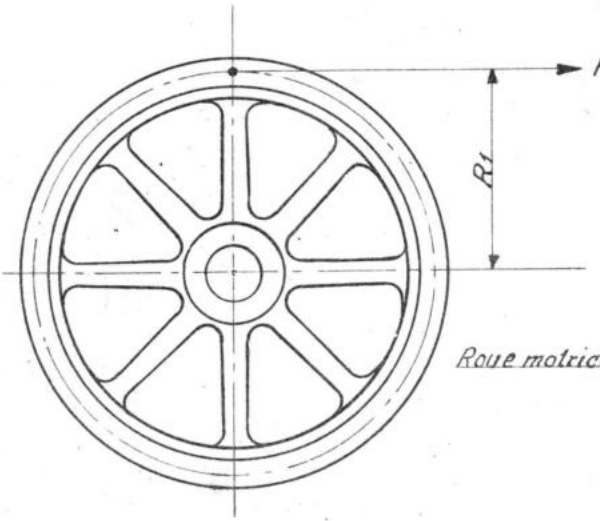


Fig. 52



Roue motrice d'un engin diesel

Fig. 53

Van Nuffelen. 248382. 9. 55 (200)
V. P.

motrices d'un engin diesel provient du couple moteur et de la puissance effectifs développés par le moteur diesel et reportés par la transmission sur les roues motrices. Suivant la nature de la transmission, il existe différentes méthodes pour l'entraînement des roues motrices.

On a en particulier :

1) Entraînement par ponts d'essieux.

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

Comme cela est représenté schématiquement à la fig. 54, le moteur diesel transmet sa puissance à la transmission mécanique ou hydraulique qui reporte, à son tour, cette puissance sur le pont d'essieu; dans celui-ci, l'essieu moteur est entraîné par un système d'engrenages.

17. 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,

$$\frac{C_1 \cdot n_1}{716,2} \text{ cv} = \frac{C.n}{716,2} \times \frac{r}{100} \text{ cv}$$

Donc

$$\boxed{C_1 \cdot n_1 = C.n. \frac{r}{100}}$$

18. 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:

$$N' = \frac{N. r'}{100} = \frac{r'}{100} \cdot \frac{C.n}{716,2} \text{ cv}$$

$$N_1 = N' \cdot \frac{r''}{100} = \frac{r''}{100} \cdot \frac{r'}{100} \cdot \frac{C.n}{716,2} \text{ cv} = \frac{r}{100} \cdot \frac{C.n}{716,2} \text{ cv}$$

On appelle :

19. a) multiplication du couple de toute la 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 $\boxed{q = \frac{C_1}{C}}$

20. b) <u>démultiplication de vitesse</u> de toute la transmission, le nombre "$\frac{1}{s}$" qui donne le rapport entre la vitesse de rotation des roues motrices et la vitesse de rotation du moteur.

Par conséquent : $\frac{1}{s} = \frac{n_1}{n}$

D'où $\frac{q}{s} = \frac{C_1}{C} \cdot \frac{n_1}{n'} = \frac{r}{100} \cdot \frac{C.n}{C.n}$

$$\boxed{\frac{q}{s} = \frac{r}{100}}$$

Cela signifie que le <u>produit de la multiplication du couple par la démultiplication de vitesse est toujours égal au rendement total de toute la transmission de l'engin.</u>

On peut parler de même de multiplication du couple dans la boîte de transmission ($q' = \frac{C'}{C}$) et dans le pont d'essieu ($q'' = \frac{C_1}{C'}$) ainsi que de démultiplication de vitesse dans la boîte ($\frac{1}{s'} = \frac{n'}{n}$) et dans le pont d'essieu ($\frac{s}{s'}, = \frac{n_1}{n'}$)

21. <u>Remarque importante</u> : <u>Couple de réaction d'un pont d'essieu.</u>

Comme les engrenages du pont d'esieu transmettent un couple toujours égal au <u>couple d'entraînement de l'engin diesel,</u> 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. Cela se fait au moyen de ce qu'on appelle une "<u>jambe de force</u>". (fig 1 - lère leçon et fig. 54).

2) <u>Entraînement au moyen d'un essieu auxiliaire et de bielles d'accouplement</u>.

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

Ainsi que cela est représenté à la fig. 55, le moteur diesel transmet ici aussi 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 N_1 peut s'exprimer par rapport à la puissance du moteur par $N_1 = N. \frac{r}{100}$; r est le rendement total de toute la transmission.

Les mêmes définitions pour la multiplication du couple et la démultiplication de vitesse restent applicables.

3) Entraînement par moteurs de traction électriques.

23. Dans la transmission électrique, (représentée schématiquement à la fig. 56), l'essieu moteur est entraîné au moyen d'engrenages, entraînés eux-mêmes par un moteur électrique alimenté par une génératrice accouplée directement au moteur diesel.

Dans la transmission électrique aussi, la puissance d'entraînement N_1 est égale à la puissance du moteur diesel multipliée par le rendement total r, en %, de la génératrice et des moteurs de traction réunis.

Donc $N_1 = N. \frac{r}{100}$

ou $\boxed{C_1. n_1 = C.n. \frac{r}{100}}$

On peut aussi dans la transmission électrique parler, dans un certain sens, de multiplication de couple et de démultiplication de vitesse obtenues.

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

24. Les moteurs de traction employés dans les engins de traction diesel sont généralement des moteurs séries. D'un côté, ils 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. 57).

Cette barre de réaction reprend le couple 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 lourds. (Voir principe fig. 56).

Si le rapport de transmission et le rendement de ces engrenages sont respectivement égaux à "m" et "r'" (en %), la puissance des moteurs de traction "N_{tr}" est déterminée par $N_{tr} = \frac{N_1}{r'/100}$ ou bien la puissance d'entraînement est donnée par $\boxed{N_1 = N_{tr} \frac{r'}{100}}$.

Lorsque C_{tr} est le couple développé par les moteurs de traction, on a

$$C_l = C_{tr} \cdot \frac{r'}{100} \cdot m$$

et la vitesse de rotation des roues, si n_{tr} est la vitesse de rotation des moteurs de traction :

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

La multiplication du couple devient donc

$$q = \frac{C_l}{C} = \frac{C_{tr} \cdot r' \cdot m}{100 \cdot C}$$

La démultiplication de vitesse est

$$\frac{l}{s} = \frac{n_l}{n} = \frac{n_{tr}}{m \cdot n}$$

6e leçon.

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. Poids adhérent d'une roue motrice.

25. Si nous reportons sur une roue, fixée à un axe porteur "0", le couple developpé par le moteur diesel, d'une façon ou d'une autre, cette roue tourne autour de son axe "0". C'est le cas, par exemple, d'une poulie entraînée par une courroie. La force tangentielle à la périphérie de la roue est, dans ce cas, l'effort de traction de la courroie.

Cependant, si la roue repose sur le sol (auto) ou sur un rail (engins de traction diesel), cette roue ne sait pas tourner sans se déplacer, pour autant que la roue ne patine pas par suite d'un chemin trop glissant ou d'un rail trop glissant.

Nous savons par la mécanique que, lorsque 2 surfaces, appuyant l'une sur l'autre, avec une force verticale de Q kg (fig. 58) se déplacent l'une par rapport à l'autre, il naît une force de frottement égale à Q f kg et qui s'oppose au déplacement. "f" est le coefficient de frottement qui dépend uniquement de la nature des surfaces en contact, mais est tout à fait indépendant de leur grandeur.

La roue motrice d'un engin de traction diesel appuie aussi avec une certaine force Q sur sa surface de roulement. Cette force est appelée poids adhérent de la roue motrice.

2. Coefficient d'adhérence et effort d'adhérence d'une roue motrice.

26. Lorsqu'une roue motrice, sous l'influence de son couple d'entraînement, commence à tourner autour de l'axe "0", il naît au point de contact "B" entre roue et rail, une force de frottement $F = Q.f$ kg (fig. 59).

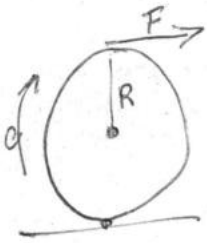
"f" est le coefficient de frottement, appelé ici en particulier "coefficient d'adhérence".

La force de frottement totale $F = Q.f$ kg est appelée effort d'adhérence de la roue motrice ou de l'engin suivant qu'on prend pour Q le poids adhérent d'une roue motrice ou de toutes les roues motrices ensemble.

Van Rotryve. 148392. 9. 65 (200)

L'effort d'adhérence doit empêcher que la surface de la roue ne glisse, ce qui permettrait à la roue, de tourner autour de son axe sans se déplacer. Ce "patinage" de la roue peut toutefois se produire pour un couple d'entraînement donné, lorsque l'effort d'adhérence devient trop petit soit à cause d'un coefficient de frottement trop petit (par ex. par de la glace, humidité, huile ou feuilles sur les rails), soit à cause d'un poids adhérent trop petit (par ex. en déchargeant une roue).

3. Effort de traction.



27. Supposons une roue motrice telle que représentée à la fig. 60 et soumise à un couple d'entraînement C1 = F1.R1 et dont le poids adhérent atteint Q kg.

Il existe donc à la périphérie de la roue 2 forces dirigées en sens opposé, la force d'entraînement F1 et l'effort d'adhérence F.

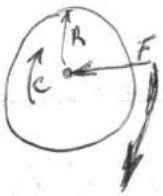
La force d'entraînement, qui donne le moment de rotation F1. R1, tend à faire tourner la roue autour de son axe 0 tandis que, d'autre part, la force F s'oppose à cette rotation.

Au centre de la roue, nous pouvons mettre 2 forces égales et opposées F, sans qu'il ne soit rien changé au système (fig. 61).

Ainsi, lorsque les forces F sont équivalentes à l'effort d'adhérence, la roue est soumise à :

a) Un moment de rotation de la roue autour de son axe 0 et égal à F1.R1;

b) Un couple (F.R1) qui empêche la roue de tourner autour de l'axe 0;



$F = \frac{C}{R}$

c) Une force F dirigée vers l'avant.

On obtient donc comme résultantes :

a) Un couple de rotation (F1.R1 - F.R1) = R1 (F1 - F);

b) Une force "F" dirigée vers l'avant, appelée effort de traction de l'engin diesel.

Discussion.

28. L'effort d'adhérence est une force de frottement qui ne naît qu'à l'instant où la roue commence à "pivoter". Cela signifie que tant que F1 ne dépasse pas la valeur déterminée par "Q.f", l'effort d'adhérence F prend toujours une valeur égale à l'effort d'entraînement F1 de la roue. Donc, aussi longtemps que cette force tangentielle F1 reste inférieure à "Q.f", on a toujours F = F1 et le moment de rotation de la roue autour de son axe 0 est nul.

Cela signifie que la roue roule convenablement sur le rail.

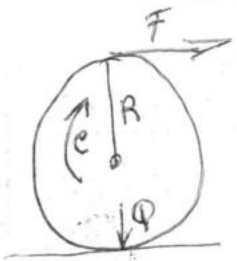
Si la condition ci-devant n'est pas satisfaite, c'est-à-dire, si la force d'entraînement Fl est supérieure à l'effort d'adhérence maximum "Q.f", le moment de rotation Rl (Fl - F) prend une valeur positive; la roue est soumise à un double mouvement, un roulement sur le rail conjugué à une rotation autour de son axe central 0 (patinage).

Conclusion générale.

29. Aussi longtemps que la force tangentielle d'entraînement, sur chaque roue motrice, ne dépasse pas la valeur maximum déterminée par l'effort d'adhérence, un engin diesel développe un effort de traction total égal à la somme de toutes les forces tangentielles d'entraînement sur les roues motrices.

Exemple pratique.

30. Un moteur diesel placé sur une locomotive type CC développe un couple moteur égal à 2150 kgm.



$Q \cdot f = F$

$\frac{C}{R} = Q \cdot f$

Quelle valeur atteint l'effort de traction total si les roues motrices ont un diamètre de 1000 mm? La multiplication du couple est 1,5.

L'effort de traction total est égal à $\frac{2150 \times 1,5}{0,500} =$ 6450 kg. (F)

4. Effort de traction maximum - Coefficient d'adhérence.

31. On déduit de la conclusion qui précède que l'effort de traction maximum, que peut développer un engin diesel, est limité à chaque instant à son effort d'adhérence maximum.

Si l'effort total d'adhérence d'un engin diesel est égal à F = Q.f kg - Q est le poids porté par chaque essieu moteur et f le coefficient d'adhérence à l'instant considéré - l'effort de traction maximum est égal à

$$F_{max.} = Q.f \text{ kg}$$

Q a une valeur constante,

f a une valeur variable suivant l'état du rail et la vitesse de l'engin.

Variation du coefficient d'adhérence.

32. Le coefficient d'adhérence f, pour une vitesse donnée de l'engin égale à v km/h, peut être exprimé comme suit :

$$f_v = fo \cdot \frac{fv}{fo}$$

fo est le coefficient d'adhérence à l'arrêt de l'engin. Les valeurs suivantes peuvent être adoptées :

Etat du rail	Valeur de fo en kg/tonnes
Sec et avec sablage	330
Humide	260
Mouillé (avec pluie)	230
Graisseux	210-160
Recouvert de poussière de charbon	160
Savonneux	160-100

0,33
0,26
0,23

Le rapport $\frac{fv}{fo}$ est une constante dépendant seulement de la vitesse de l'engin comme suit :

Vkm/h	0	2,5	5	10	15	20	25
$\frac{fv}{fo}$	1	0,9728	0,9486	0,9063	0,8700	0,8399	0,8127

Vkm/h	30	35	40	45	50	70	100	150
$\frac{fv}{fo}$	0,79154	0,7731	0,7559	0,74018	0,7281	0,6767	0,6435	0,6030

Conclusion.

33. Si un engin diesel a un poids adhérent de Q tonnes, son effort de traction maximum, à une vitesse de v km/h, est limité à la valeur

$$F_{max} : Q.fo.\frac{fv}{fo} \quad kg$$

L'effort de traction maximum au démarrage "fa max" est limité à

$$Fa\ max : Q.fo \quad kg$$

S'il y a K roues motrices, ayant chacune un poids adhérent égal à q tonnes, l'effort de traction maximum au démarrage est déterminé par

$$Fa\ max = q.K.fo \quad kg$$

Déduction.

34. Le fait que l'effort de traction maximum d'une roue motrice est déterminé par le rapport $\frac{fv}{fo}$, lequel diminue dans la mesure où la vitesse augmente, a comme conséquence ce qui suit :

dès qu'une roue motrice commence à pivoter, son coefficient de glissement va diminuer d'autant plus que sa vitesse de rotation augmente. Ainsi, l'effort de traction d'une roue motrice qui pivote est pratiquement ramené à zéro instantanément.

Exemples pratiques.

35. 1) Une locomotive diesel de manoeuvre t. 272 a 4 essieux moteurs. Le diamètre des roues est de 1262 mm.

Calculer l'effort de traction maximum lors du démarrage sur rails secs et rails humides, sachant que le poids adhérent de la locomotive est 80 tonnes.

Réponse : Fa max = Q. fo kg

fo = 330 kg/tonnes sur rails secs
fo = 230 kg/tonnes par temps de pluie.

Q = 80 tonnes.

Par conséquent, sur rails secs, Fa max = 330 x 80 = 26 400 kg
avec pluie, Fa max = 230 x 80 = 18 400 kg.

L'effort de traction max. donné dans l'annexe 2 - (voir 2e leçon) était de 22 tonnes. Il est déterminé par la puissance du moteur et la multiplication du couple de la transmission hydraulique. Cette puissance max. du moteur ne peut donc être appliquée que si le coefficient d'adhérence est au moins égal à $\frac{22\ 000\ kg}{80\ tonnes} = 275$ kg/tonne.

36. 2) Déterminer pour la looomotive diesel de manoeuvre t. 272, l'effort de traction maximum autorisé pour une vitesse de 25 km/h, 50 km/h et 80 km/h et par temps de pluie :

Réponse : $Fmax = Q.fo\frac{fv}{fo}$ (fo = 230 kg/tonnes)

1) A 25 km/h, $\frac{fv}{fo} = 0,8127$

$$Fmax = 80 \times 230 \times 0,8127 = \underline{14\ 954\ kg}$$

2) A 50 km/h : $\frac{fv}{fo} = 0,7281$

$$Fmax : 80 \times 230 \times 0,7281 = 13\ 397\ kg$$

3) A 80 km/h : $\frac{fv}{fo} = 0,6767 - \frac{0,6767 - 0,6435}{30} \times 10$

$$= 0,6767 - 0,011$$
$$= 0,6656$$

$$Fmax = 80 \times 230 \times 0,6656 = 12\ 247\ kg.$$

5. <u>Détermination de l'effort de traction d'un engin diesel à partir de la puissance du moteur</u> - Vitesse maximum.

37. On a montré dans la leçon précédente que la puissance (Nl) d'un engin diesel peut être déduite de la puissance (N) du moteur diesel :

$$\boxed{Nl = N.\frac{r}{100} \quad ch}$$

r est le rendement total des organes de la transmission.

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

$$\boxed{N_1 = \frac{F.v}{270} \quad ch}$$

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

$$N.\frac{r}{100} = \frac{F.v}{270}$$

Il s'ensuit que $F.v = \frac{270.r}{100}.\ N$

ou que $\boxed{F.v = 2,7\ r\ N}$ d'où $F = \frac{2,7\ r.N}{v}$

$$v = \frac{2,6\ r.N}{F}$$

Cela peut être interprété des deux façons suivantes :

a) Pour une puissance donnée du moteur N, le produit de l'effort de traction développé par l'engin "F" (en kg) par sa vitesse v (en km/h) est égal à la puissance du moteur "N" en ch multiplié par 2,7 fois le rendement total "r" de la transmission.

b) L'évolution de l'effort de traction "F" (en kg) 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.

Nous pouvons le montrer facilement par un exemple pratique.

40. Supposons une locomotive diesel de ligne, dont le moteur développe une puissance de traction de 1600 ch.

Si la transmission complète, calculée de la sortie du moteur diesel jusqu'à la jante des roues motrices, a un rendement de 75 %, la puissance développée par l'engin diesel est égale à :

$$F.v = 2,7 \times 75 \times 1600 = 324\,000$$

L'expression F.v = 324 000 nous permet de calculer, pour chaque vitesse de l'engin (en km/h), l'effort de traction correspondant.

En effet : $F = \frac{324\,000}{v}$

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

v (km/h)	$F = \frac{324\,000}{v}$
10	$\frac{324\,000}{10} = 32\,400$ kg
20	$\frac{324\,000}{20} = 16\,200$ kg
30	$\frac{3240000}{30} = 10\,800$ kg
40	$\frac{324\,000}{40} = 8\,100$ kg
50	$\frac{324\,000}{50} = 6\,480$ kg
75	$\frac{324\,000}{75} = 4\,320$ kg
100	$\frac{324\,000}{100} = 3\,240$ kg
120	$\frac{324\,000}{120} = 2\,700$ kg

La représentation graphique donne la figure 62.

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 kg

41. Remarques.

a) Il est clair que l'hyperbole équilatère 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;

42. b) Si la puissance du moteur diesel peut être fixée à des valeurs N', N", N''',.... il correspond à chaque puissance une hyperbole équilatère différente qui représente l'effort de traction de l'engin en fonction de sa vitesse.

Cela est représenté à la fig. 63.

On peut voir clairement sur cette figure que, pour une même vitesse de l'engin v_o km/h, les efforts de traction sont respectivement :

f' lorsque la puissance du moteur est N' ch
f'' lorsque la puissance du moteur est N'' ch
f''' lorsque la puissance du moteur est N''' ch.

Conclusion.

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

43. c) Représentons à la fig. 64 les mêmes hyperboles équilatères correspondant à des puissances de moteur N', N'' et N'''; nous voyons que, pour un effort de traction fo, il correspond une vitesse croissante v', v'' ou v''' suivant que la puissance du moteur est plus élevée.

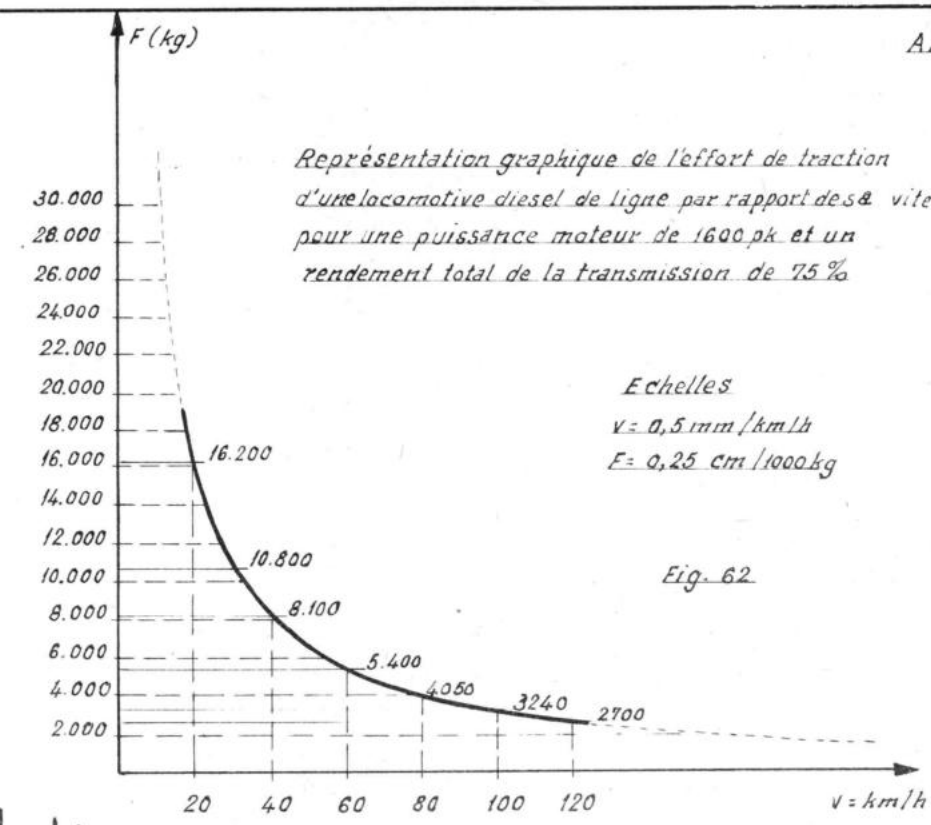
Conclusion.

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.

44. d) Limitation de l'effort de traction au 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.

Représentation graphique de l'effort de traction d'une locomotive diesel de ligne par rapport de sa vitesse pour une puissance moteur de 1600 pk et un rendement total de la transmission de 75 %



Echelles
v = 0,5 mm / km/h
F = 0,25 cm / 1000 kg

Fig. 62

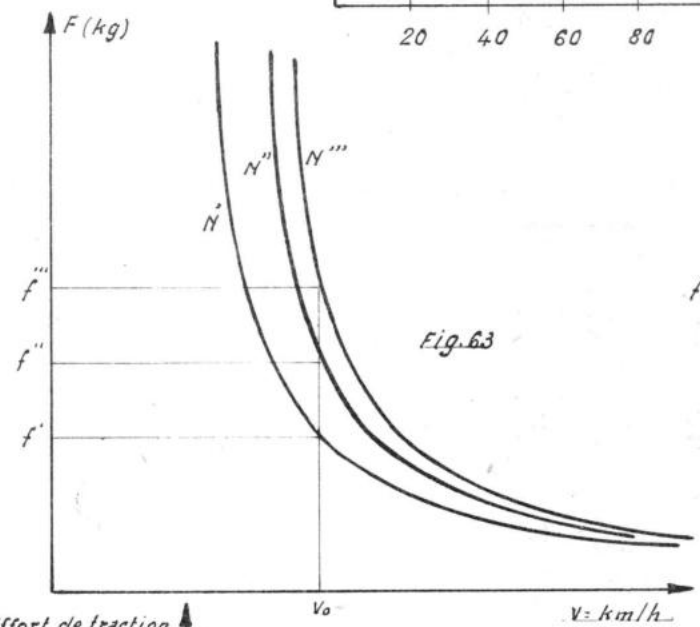


Fig. 63

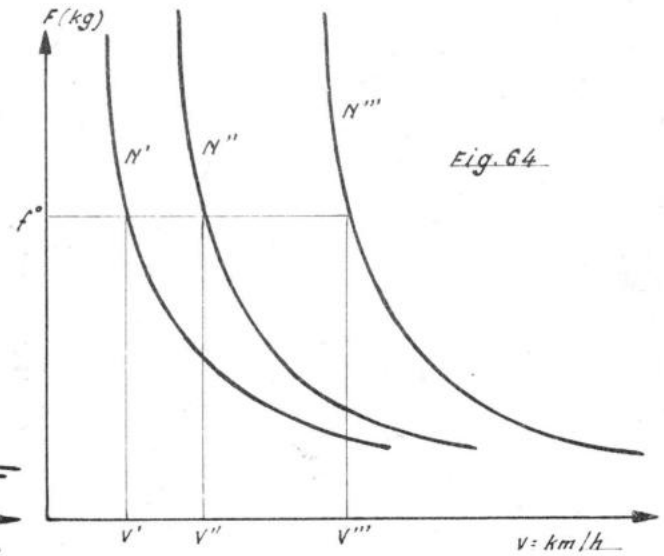


Fig. 64

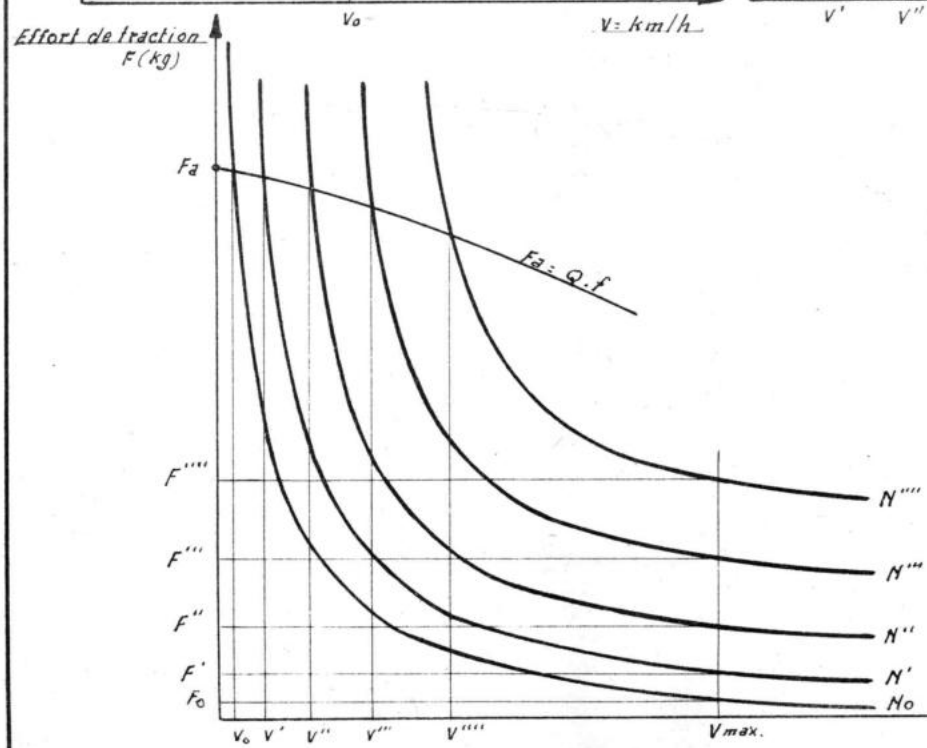


Fig. 65

c. 1260
6me L

v.f.

Force de frottement $F = Q.f$ kg
f = coëfficient de frottement
c'est la force de frottement
quand $Q = 1$ kg

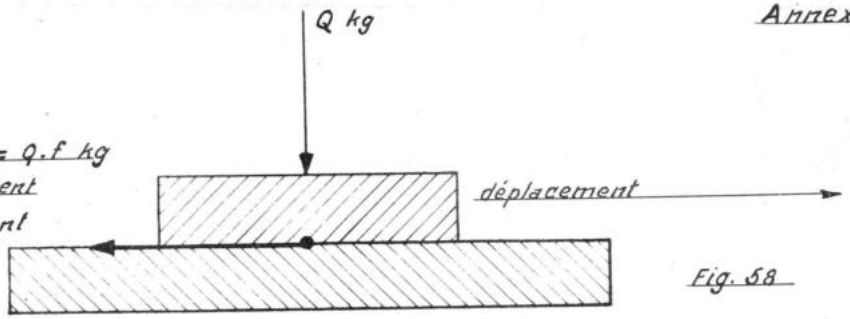


Fig. 58

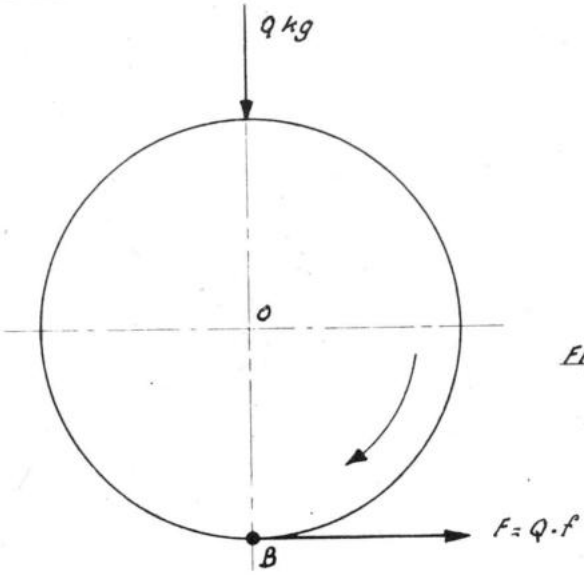


Fig. 59

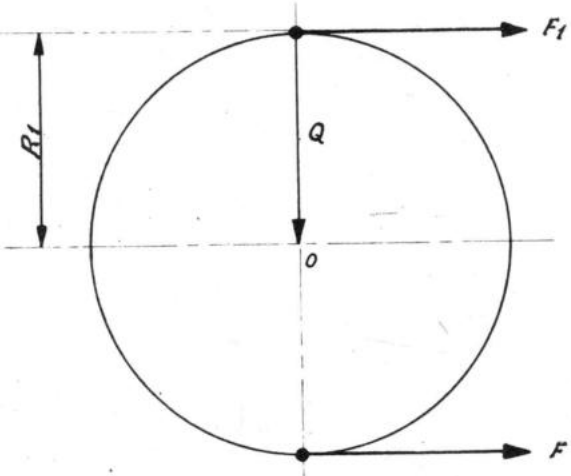
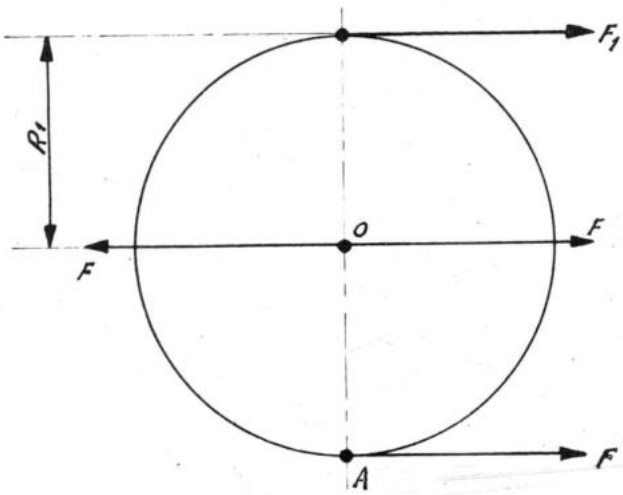


Fig. 60



Force dirigée vers l'avant

Fig. 61

Ion. Poitrine. 248392. 9. 65 (200)

V.P.

Ceci est d'une grande importance, lors du démarrage de l'engin; comme il ressort de l'exemple pratique ci-dessus, en dessous d'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 2,7 r N, que lors du démarrage de l'engin, l'effort de traction est infini, quelle que soit la puissance moteur (une fraction avec dénominateur nul).

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

Cela est représenté à la fig. 65 qui représente les hyperboles équilatères pour des puissances successives No, N', N", N''', N'''',.....

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 donner une puissance de No, N', N'', N''', N'''', qu'à partir des vitesses respectives vo, v', v'', v''', v''''...

En dessous de ces vitesses, les forces tangentielles respectives sur les roues motrices dépasseraient leur valeur maximum admissible.

Les roues motrices pivotent et l'effort de traction est ramené pratiquement à zéro immédiatement. Mais il peut aussi se produire des dégradations graves aux différents organes de la transmission, dues aux chocs.

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).

Mais un moteur diesel ne sait pas développer de couple en dessous d'une certaine vitesse maximum d'allumage. Par conséquent, le moteur diesel doit, au démarrage de l'engin en pratique, développer une certaine puissance.

Ce sera donc la tâche de la "transmission" de démarrer l'engin diesel avec un couple d'entraînement aussi élevé que possible (donc un effort de traction) et en même temps de ramener à zéro la puissance nécessairement développée par le moteur diesel.

46. L'effort de traction au démarrage d'un engin diesel ne peut donc être calculé à partir de la puissance développée à cet instant par le moteur, mais uniquement à partir 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 q, le couple d'entraînement sur les roues motrices est $C1 = q.C$.

On déduit du par. 3 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 :

$F.R1 = q.C$

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

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

e) Limitation de la vitesse maximum de l'engin diesel.

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

La fig. 65 montre qu'à cette vitesse maximum correspond un effort de traction, déterminé par la puissance moteur choisie (à la fig. 65, ces efforts de traction sont respectivement Fo, F', F'', F''' et F'''' correspondant aux puissances moteur No, N', N'', N''' et N''''

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

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

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

a) Définitions.

48. 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.

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

49. La résistance à l'avancement (Wt) d'un véhicule ferroviaire résulte des résistances partielles suivantes, que le véhicule rencontre dans son déplacement.

50. 1. La résistance au roulement (W_r) des organes de roulement à attribuer à la déformation moléculaire de la surface de contact entre jantes de roues et rails et aux forces de frottement entre les bourrelets des roues et les côtes du rail et dans les coussinets de paliers.

Cette résistance au roulement est généralement considérée comme suit :

$$W_r = C.\ Q \quad \text{kg}$$

C = 2 à2,5 kg/tonne pour des jantes en acier

C = 25 kg/tonne pour des jantes en caoutchouc (par ex. les autorails français Michelin)

Q = pression de la roue en tonnes.

Van Aubrijve 248392. 9.65 (200)

2. La résistance, due aux rampes (W_h) - fig.66

51. Si le véhicule ferroviaire a un poids P_{kg}, il existe une résistance due aux rampes $P' = P . tg \alpha$

Si la déclivité de la rampe est x mm; on a $tg \alpha = \frac{x}{1}$ et la résistance à l'avancement correspondant est

$$W_h = P . x \quad kg$$

Cette résistance est positive en rampe mais négative en pente.

Si la rampe est donnée en mm/m (donc exprimée en o/oo), on a $W_h = P . x$ *kg* lorsque P est donnée en tonnes.

52 ## 3. La résistance de l'air (W_a)

La résistance exercée par l'air sur un véhicule ferroviaire en mouvement dépend de la forme et de la grandeur de la paroi frontale et du carré de la vitesse, ceci éventuellement compte tenu de la direction du vent.

Pour des autorails, la résistance de l'air peut être exprimée comme suit:

$$W_a = 0,5 . C_v . F \left(\frac{V + 12}{10}\right)^2$$

F = la surface de la paroi frontale en m2 (normalement 10,5 m2)

V = la vitesse du véhicule en km/h sans tenir compte de la direction du vent

C_v = un facteur dépendant de la forme de la paroi frontale et du nombre de voitures ou de la composition de l'autorail.

Pour un autorail simple ordinaire sans remorque, C_v peut varier de 0,35 (paroi frontale aérodynamique) à 0,78 (paroi frontale rectangulaire) et avec 1 remorque de 0,60 à 1,10.

Pour les autorails multiples à parois frontales aérodynamiques, C_v peut aller de 0,50 (autorails doubles) à 0,89 (autorails quintuples).

4. La résistance dans les courbes.

53 La résistance rencontrée dans les courbes de la voie par un engin ferroviaire est généralement exprimée comme suit:

$$W_c = w_c . P \quad kg$$

w_c est la résistance spécifique par tonne de poids
P le poids du véhicule en tonnes.

Pour un véhicule ferroviaire à bogies, la résistance spécifique w_c peut se calculer comme suit:

$$w_c = 0,2 + \frac{183 + 100\,C}{R} \quad \text{kg/tonne}$$

Pour un véhicule ferroviaire avec des essieux ordinaires:

$$w_c = \frac{4\,A + A^2}{R - 4,5} \cdot 21 \quad \text{kg/tonne}$$

$\frac{750}{R}$ = kg/T

et avec des essieux couplés:

$$w_c = \frac{40\,A}{R} + 0,4 \quad \text{kg/tonne}$$

Dans ces formules:

A est l'empattement en m
R le rayon de la courbe en m
C la distance en m entre pivots de bogies.

5. La résistance totale à l'avancement (Wt) d'un véhicule ferroviaire.

54. La résistance totale à l'avancement d'un véhicule ferroviaire est la somme algébrique des résistances partielles, de sorte que

$$Wt = Wr + Wa + Wh + Wc$$

6. Résistance totale de remorque d'un train tiré par une locomotive diesel.

55. Il existe différentes méthodes pour déterminer la résistance totale de remorque d'un train remorqué par une locomotive diesel.

Ces méthodes particulières sont:

a) La méthode "Armstrong".

56 Elle détermine la résistance spécifique du train, la résistance propre de la locomotive comprise, sans tenir compte des résistances s'ajoutant dans les rampes ou les courbes.

Si w'_t est la somme des résistances spécifiques au roulement et dues à l'air, on a suivant Armstrong:

$$w'_t = \frac{23,8}{\sqrt{P}} + 0,0093\,V + 0,00377\,\frac{S.V^2}{P}\left(1+\frac{n-1}{10}\right) \quad \text{en kg/tonne}$$

n = nombre de véhicules, locomotive comprise
P = le poids total du train (en tonnes)
S = la surface de la paroi frontale de la locomotive (11 m2)
V = la vitesse du train en km/h.

La résistance totale à l'avancement devient donc:

$$W = P \cdot w't + W_h + W_c$$

b) La méthode "Frank".

57. Cette méthode détermine aussi la somme des résistances spécifiques au roulement et dues à l'air, la résistance propre de la locomotive comprise.

$$w't = 2,5 + 0,0142 \frac{V^2}{100} + 0,54 \left(\frac{2 + n}{np} \cdot \frac{V^2}{100}\right) \quad \text{kg/tonne}$$

n = nombre de véhicules (locomotive comprise)
p = le poids moyen d'un véhicule

Donc np est le poids total du train (en tonnes).

c) La méthode de l'American Railway Engineering Association".

58. Cette méthode est d'application, non seulement pour les trains remorqués par locomotives diesel ou électriques, mais aussi pour les autorails.

Cette méthode ne détermine aussi que la somme(w't) des résistances spécifiques au roulement et de l'air.

Pour les trains remorqués, il faut distinguer la résistance spécifique de remorque du train et la résistance propre à l'avancement de la locomotive.

1. La résistance spécifique à l'avancement propre à la locomotive.

Si P est le poids total et n le nombre d'essieux de la locomotive, sa propre résistance spécifique à l'avancement est:

- Lorsque $\frac{P}{n}$ est supérieur à 4,5 tonnes:

$$w'_{tHL} = 0,65 + 13,15 \frac{n}{P} + 0,0093 V + 0,0045 \frac{SV^2}{P} \quad \text{kg/tonne}$$

Lorsque $\frac{P}{n}$ est inférieur à 4,5 tonnes:

$$w'_{tHL} = \frac{4,48}{\sqrt{Q}} + \frac{5,67}{Q} + 0,0093 V + 0,0045 \frac{SV^2}{P} \quad \text{kg/tonne}$$

$Q = \frac{P}{n}$

S = 9,75 m2 lorsque P = 43,5 T
10,25 m2 " P = 63,4 T
11,15 m2 " P = 90,7 T.

2. La résistance spécifique de remorque du matériel à voyageurs.

- à bogies

$$w''_t = 1{,}2 + 0{,}0067\ V + 0{,}00045\ V^2 \quad \text{kg/tonne}$$

- à 2 essieux

$$w''_t = 1{,}3 + 0{,}004\ V + 0{,}00088\ V^2 \quad \text{kg/tonne}$$

3. La résistance spécifique de remorque du matériel à marchandises

$$w''_t = 1{,}2 + 0{,}018\ V + 0{,}00056\ V^2$$

7. Représentation de la résistance totale de remorque d'un train.

59. Comme la résistance totale de remorque d'un train varie en grandeur suivant la vitesse du train, on peut la représenter graphiquement en fonction de la vitesse. Les méthodes "Armstrong", "Frank" ou "A.R.E.A." déterminent toujours la somme des résistances spécifiques au roulement et de l'air sur voie de niveau et sans courbes.

La représentation graphique des résistances totales de remorque va donc varier suivant le profil des voies parcourues et les courbes.

La signification en est expliquée par l'exemple pratique qui suit.

Exemple pratique.

60. Une locomotive diesel (t. 200) t. CC, d'un poids en ordre de marche de 120 tonnes, remorque 10 voitures à voyageurs qui ont chacune un poids de 40 tonnes.

Calculons les résistances totales au roulement et de l'air sur une voie de niveau sans courbes.

Réponse:

La résistance spécifique w'_t est, selon Armstrong:

$$w'_t = \frac{23{,}8}{\sqrt{120+10\times40}} + 0{,}0093\ V + 0{,}00377\ \frac{11\ V^2}{(120+10\times40)}$$

$$(1 + \frac{11-1}{10}) \quad \text{kg/tonne}$$

$$= \frac{23{,}8}{22{,}8} + 0{,}0093\ V + 0{,}00377\ \frac{11}{520} \cdot V^2\ (1 + \frac{10}{10}) \cdot$$

$$w'_t = 1{,}045 + 0{,}0093\ V + 0{,}000159\ V^2 \quad \text{kg/tonne.}$$

La résistance totale de remorque est (120+10x40) x w_t' = 520 w_t'

$$W_t' = 520\ (1{,}045 + 0{,}0093\ V + 0{,}000159\ V^2)\ kg$$

$$= (543 + 4{,}836\ V + 0{,}08268\ V^2)\ kg$$

Si V = 0 km/h W_t' = 543 kg

= 10 km/h W_t' = 543 + 48,36 + 8,27 = 599,63 kg

= 20 km/h W_t' = 543 + 96,72 + 33,08 = 672,80 kg

= 40 km/h W_t' = 543 + 193,44 + 132,32 = 868,76 kg

= 80 km/h W_t' = 543 + 386,88 + 529,28 = 1459,16 kg

=120 km/h W_t' = 543 + 580,32 + 1190,88 = 2314,2 kg.

Représentons cela graphiquement. Nous obtenons la courbe 1 à la fig. 67.

Déterminons maintenant les mêmes résistances à l'avancement sur des rampes de 10 o/oo, 20 o/oo, 30 o/oo. Aux résistances de remorque trouvées ci-dessus, nous devons ajouter respectivement une résistance de 520 x 10 = 5200 kg, 520 x 20= 10.400 kg et 520 x 30 = 15.600 kg.

Cela détermine les courbes respectives (2), (3) et (4).

S'il s'agit d'une pente de 10 o/oo, il faut retirer des résistances à l'avancement trouvées ci-dessus une force de 5.200 kg. Cela détermine la courbe (5).

Remarques:

61. 1) En appliquant la méthode "Frank", nous trouvons la résistance à l'avancement suivante, sur une voie de niveau sans courbes:

$$w_t' = 2{,}5 + 0{,}0142\ \frac{V^2}{100} + 0{,}54\ \left(\frac{2 + 11}{520} \cdot \frac{V^2}{100}\right)\ kg/tonne$$

$$W_t' = 520\ \left[2{,}5 + 0{,}0142\ \frac{V^2}{100} + 0{,}54\ \left(0{,}025 \cdot \frac{V^2}{100}\right)\right]\ kg$$

$$= 1300 + 520\ (0{,}000142\ V^2 + 0{,}000135\ V^2)\ kg$$

$$W_t' = 1300 + 0{,}144\ V^2$$

A 0 km/h W_t' = 1300 kg

10 km/h W_t' = 1300 + 14,4 = 1314,4 kg

100 km/h W_t' = 1300 x 1440 = 2740 kg.

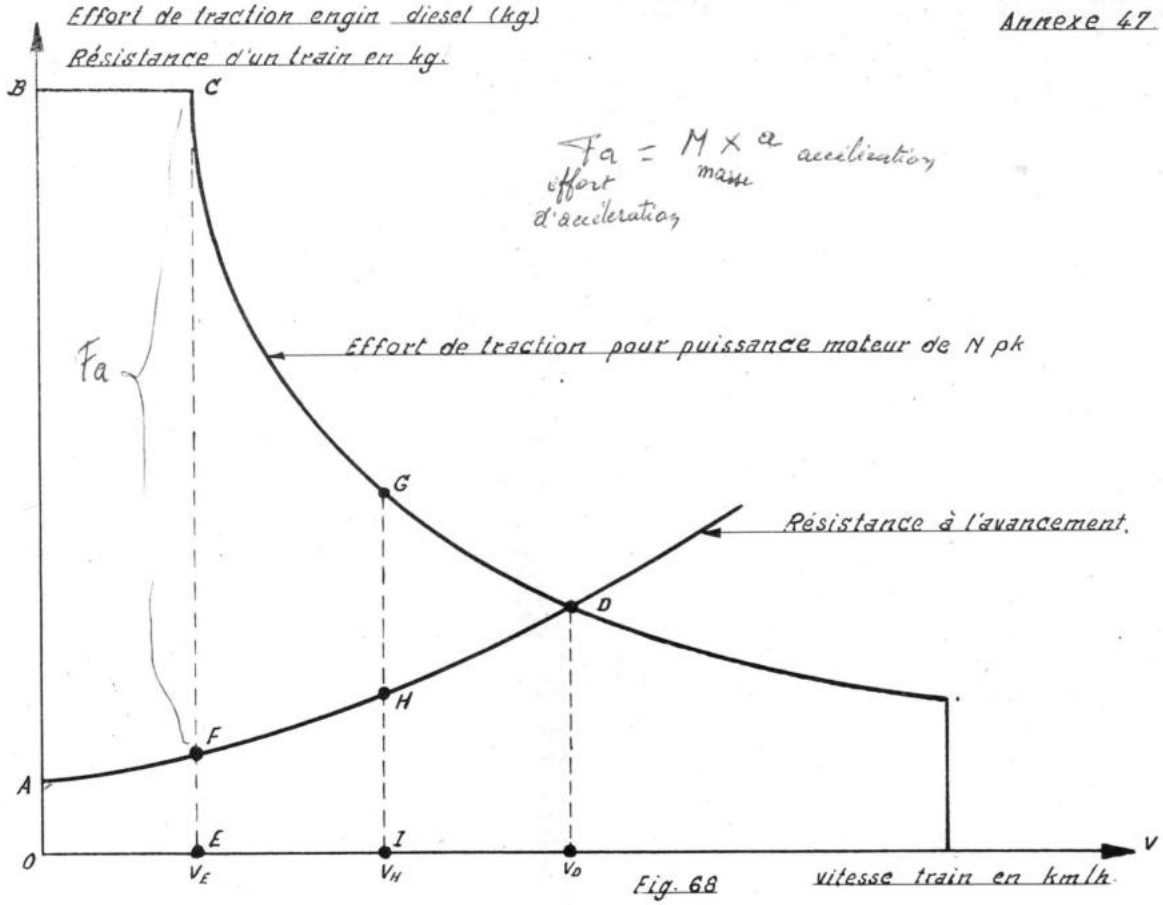

Effort de traction engin diesel (kg)
Résistance d'un train en kg.
Fa = M × a
effort d'accélération
masse
accélération
Effort de traction pour puissance moteur de N pk
Résistance à l'avancement.
Fa
B
C
G
D
H
F
A
O
E
I
V
V_E
V_H
V_D
vitesse train en km/h

Fig. 68

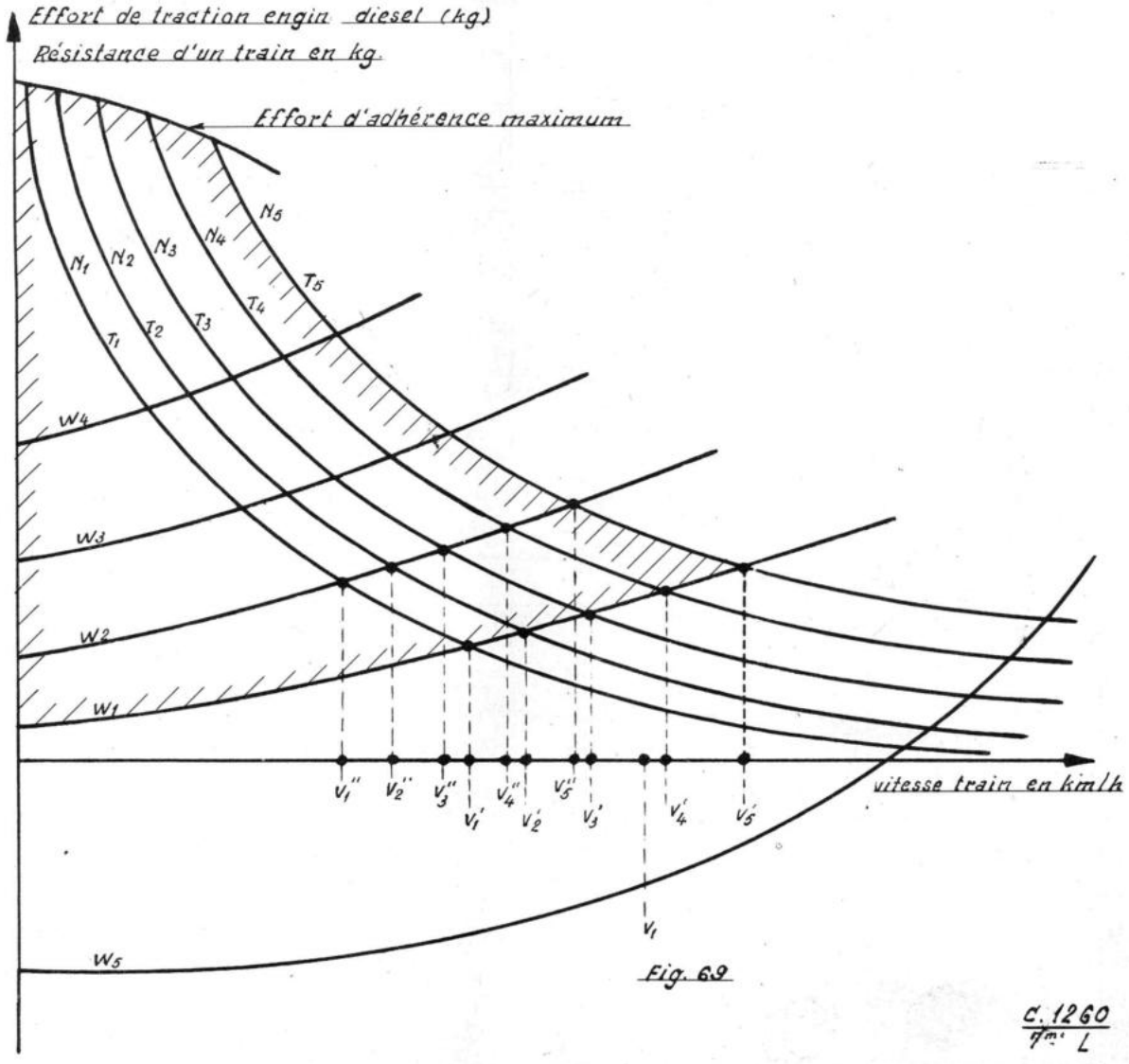

Effort de traction engin diesel (kg)
Résistance d'un train en kg.
Effort d'adhérence maximum
N_1
N_2
N_3
N_4
N_5
T_1
T_2
T_3
T_4
T_5
W_1
W_2
W_3
W_4
W_5
V_1'' V_2'' V_3'' V_1' V_4'' V_2' V_5'' V_3' V_4' V_5'
V_1
vitesse train en km/h

Fig. 69

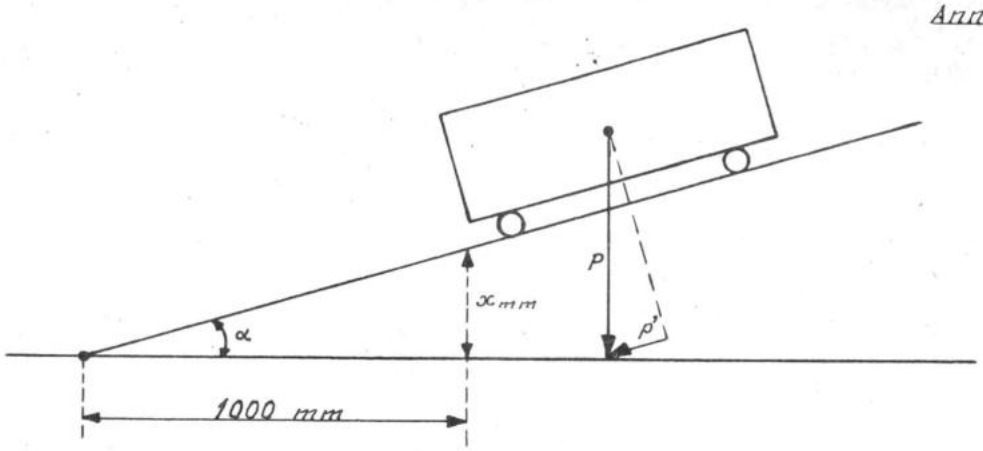


Fig. 66

Résistance à l'avancement totale d'un train de 10 HV (45 t.)
par HLD. t. 200

méthode Armstrong

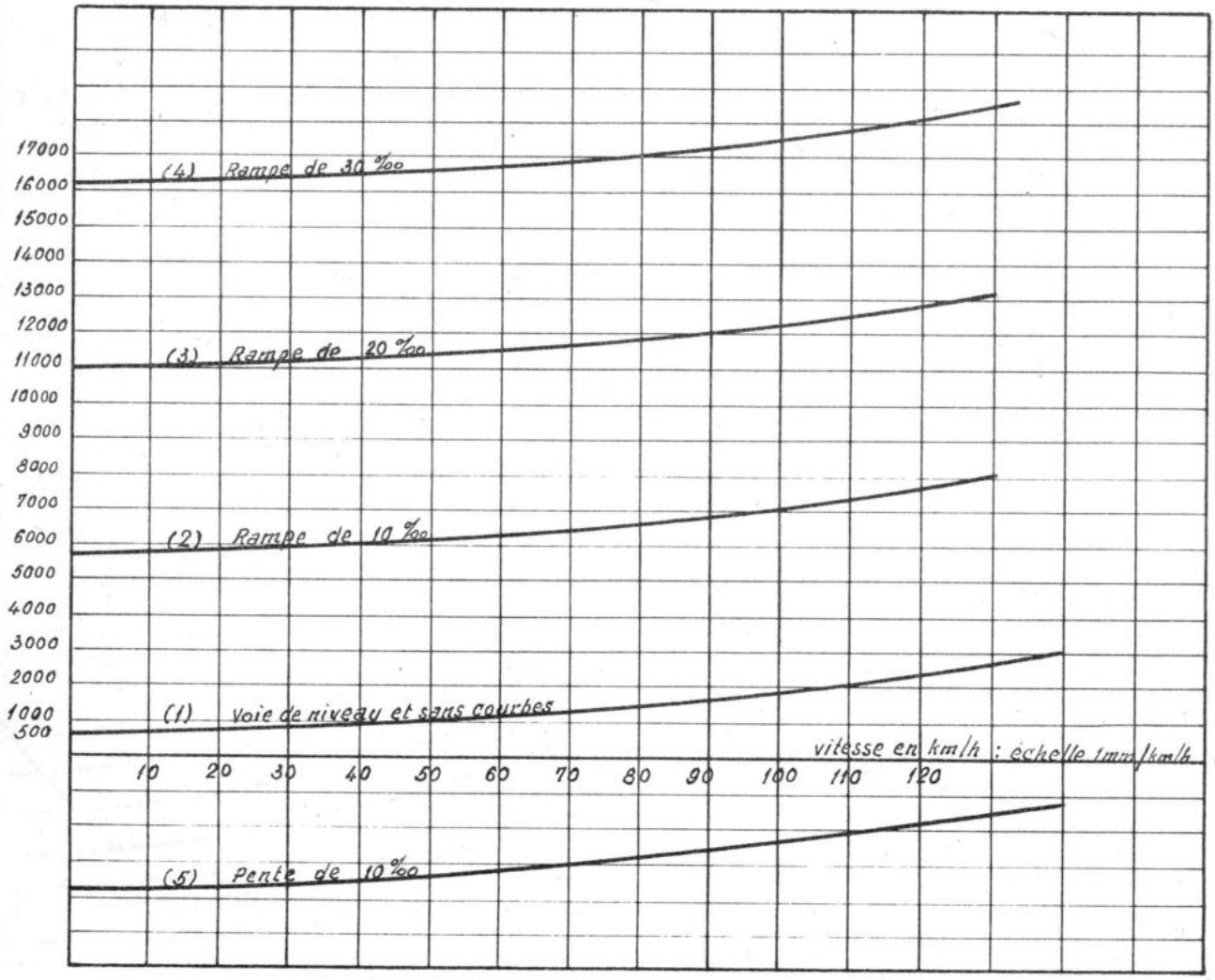


Fig. 67.

Von Autrgue. 248392. 9.65 (200)
V.P.

62. 2) Par l'application de la méthode de l'"American Railway Engineering Ass.", nous trouvons:

a) Résistance à l'avancement de la locomotive ($\frac{P}{n} > 4,5$ T)

$$W'_{tHL} = 0,65 + 13,15 \frac{6}{120} + 0,0093\ V + 0,0045 \frac{11.\ V^2}{120}$$

$$W'_{tHL} = 120\ (0,65 + 0,6575 + 0,0093\ V + 0,00041\ V^2)$$

$$W'_{tHL} = 156,9 + 1,116\ V + 0,0492\ V^2$$

b) Résistance à l'avancement du train

$$W'_{tHV} = 1,2 + 0,0067\ V + 0,00045\ V^2$$

$$W'_{tHV} = 400\ (1,2 + 0,0067\ V + 0,00056\ V^2)$$

$$= 480 + 2,68\ V + 0,18\ V^2$$

c) Résistance à l'avancement totale du train

$$W'_t = W'_{HL} + W'_{tHV} = (156,9+480) + (1,116+2,68)V + (0,0492+0,18)V^2$$

$$W'_t = 636,9 + 3,796\ V + 0,2292\ V^2$$

A 0 km/h $W'_t = 636,9$ kg

10 km/h $W'_t = 636,9 + 37,96 + 22,92 + 697,78$ kg

100 km/h $W'_t = 636,9 + 379,6 + 2292 = 3308,5$ kg.

Conclusion:

63. Les méthodes Armstrong et AREA donnent, pour la résistance à l'avancement d'un train, des valeurs qui ont le même ordre de grandeur à petite vitesse.

On peut déduire que la méthode AREA est la plus appropriée pour les basses vitesses et la méthode Frank à grande vitesse. D'autre part, la méthode Armstrong est plus appliquée pour des trains légers tandis que la méthode Frank est plus applicable pour les trains de marchandises lourds.

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

64. On a montré dans la leçon précédente que l'effort de traction exercé par un engin diesel à chaque instant peut être exprimé comme suit:

$$F = \frac{2,7\,r \,.\, N}{V}$$

formule dans laquelle

F = l'effort de traction de l'engin diesel

r = le rendement total de toute la transmission entre moteur diesel et roues motrices (en %)

N = la puissance effective du moteur

V = la vitesse de l'engin.

Si le train, d'un poids supposé égal à P kg locomotive comprise, possède à l'instant considéré une accélération de j m/sec2, cette accélération exige une force égale à

$$W_j = \frac{P}{g} \,.\, j \quad kg$$

Si le train, locomotive comprise, a à cet instant considéré une résistance totale à l'avancement W_t, il faut qu'à cet instant l'effort de traction de la locomotive soit en équilibre avec la somme de la force d'accélératic.. et de la résistance totale à l'avancement du train.

Donc, on a à chaque instant

$$F = W_t + W_j$$

65. Représentons sur un même diagramme et à la même échelle (fig. 68) l'effort de traction de l'engin diesel et la résistance à l'avancement du train en fonction de la vitesse du train. On peut tirer 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 OB.

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

Elle peut être calculée comme on l'a montré plus haut et est représentée par la ligne 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 AB.

d) A la vitesse du train V_E 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 FC.

e) A la vitesse du train V_H, 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 V_D 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 V_D

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

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

66. Si la puissance du moteur d'un engin de traction diesel peut être réglée aux régimes suivants N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 ..., il correspond à chaque puissance une courbe d'effort de traction T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 ... telles que représentées à la fig. 69.

Représentons aussi sur le même diagramme différentes courbes de charge W_1, W_2 W_3, W_4 ...

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.

b) La vitesse maximum pour une charge donnée.

Pour la courbe de résistance W_1, la vitesse maximum du train est V_1' , V_2' ... V_5' suivant que la puissance moteur choisie est N_1 ... N_5.

Si la résistance totale à l'avancement augmente (par ex. en rampe) de telle façon qu'elle soit représentée par la courbe W_2, il correspond à chaque puissance moteur N_1 ... N_5 une nouvelle vitesse maximum du train V_1'', V_2'' ... V_5''.

c) Si la courbe de résistance a une allure descendante telle que représentée par W_5 (par ex. sur une forte pente), il peut arriver qu'elle ne coupe en aucun point une des courbes de traction T_1 ...T_5 en-dessous de la vitesse maximum 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 N_5 et une charge W_1 les forces d'accélération résultantes du train sont déterminées par la surface hachurée.

Cela signifie que cette force d'accélération est maximum 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.

19/11

8e leçon.

CHAPITRE III.

TRANSMISSIONS.

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. On a montré dans le cours 1213 "Moteurs à combustion" que, dans un moteur diesel, à chaque débit d'injection correspond un couple moteur bien déterminé.

On appelle "degré de remplissage" d'un moteur diesel, l'expression, en %, de son débit d'injection par rapport au débit d'injection correspondant à la charge maximum du moteur. On peut ainsi représenter graphiquement, pour chaque degré de remplissage choisi, le couple moteur en fonction de la vitesse de rotation.

Pour un moteur diesel, la courbe qui, pour un degré de remplissage donné, représente le couple moteur, est une ligne plus ou moins incurvée et limitée en longueur par la vitesse minimum d'allumage (en-dessous de laquelle le moteur ne sait développer aucune puissance) et la vitesse de rotation maximum du moteur.

Ainsi la fig. 70 représente les couples moteur C 100, C 90, C 80 ..... correspondant à des degrés de remplissage 100 % (débit d'injection maximum), 90 %, 80 %.....

De même, on peut représenter graphiquement, pour chaque degré de remplissage, la puissance développée par le moteur en fonction de la vitesse de rotation.

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. On a montré au chapitre II que, pour une puissance moteur donnée (N), l'effort de traction (F) peut être représenté graphiquement par rapport à la vitesse de l'engin (v) par une hyperbole équilatère (fig. 71)

$$F = \frac{2{,}7\ r\ N}{v}$$ (r = rendement total de la transmission exprimé en %).

Comme le couple d'entraînement (Cl) est, à chaque instant, égal au produit de l'effort de traction par le rayon de la roue motrice (Rl), le couple d'entraînement peut être aussi représenté par une hyperbole équilatère.

$$Cl = \frac{2{,}7\ r\ N}{v}\ R\ l$$ (fig. 72).

Van Rutgeve 248392.9.55(200)

Ce couple d'entraînement doit cependant rester limité au couple maximum d'adhérence, lequel est l'effet d'adhérence multiplié par le rayon de la roue motrice.

III. But de la transmission d'un engin diesel.

3. Il ressort des deux représentations fondamentales qui précèdent que le but de la transmission d'un engin diesel est :

1) Transformer la puissance fournie à l'engin par le moteur diesel, de telle façon que le rapport entre le couple d'entraînement et la vitesse de l'engin ait une valeur convenable.

En effet, si la puissance du moteur diesel était transmise directement aux roues motrices, le couple d'entraînement resterait constant aussi longtemps que le couple moteur ne varierait pas (à cause du rapport constant entre le couple d'entraînement et le couple moteur).

Cependant, on a vu au chapitre précédent que le couple d'entraînement doit être grand à basse vitesse et faible à vitesse élevée.

Il s'ensuit que l'organe le plus important de la transmission est l'appareil qui réalise la transformation de couple exigée. Cet appareil est généralement appelé "transformateur de couple".

2) Limiter, lors du démarrage, le couple d'entraînement au couple d'adhérence maximum.

4. En effet, comme $F = \frac{2,7\ r.N}{v}$ Rl, on a théoriquement un effort de traction infini lorsque $v = 0$.

5. 3) Empêcher que, lors du démarrage de l'engin, la vitesse de rotation du moteur ne descende en-dessous de sa vitesse minimum d'allumage.

Dans le cas d'une transmission directe, on relierait, au démarrage, un véhicule à l'arrêt avec un moteur tournant.

6. 4) Pouvoir utiliser la puissance maximum du moteur aussi bien à basse vitesse de l'engin (remorque de lourdes charges) qu'à vitesse élevée.

L'accélération du train après le démarrage dépend en effet de la puissance moteur.

7. 5) Pouvoir lancer le moteur diesel sans charge. Cela n'est possible que par l'interruption de la liaison entre le moteur et les roues motrices.

8. 6) Pouvoir inverser le sens de marche de l'engin. Le moteur diesel a, en effet, un sens de rotation invariable.

IV. Sortes de transmissions.

Suivant la façon dont la transformation de couple est réalisée, on distingue :

9. 1) la transmission mécanique : la transformation de couple est obtenue mécaniquement au moyen d'engrenages montés dans une "boîte de vitesse".

10. 2) la transmission hydraulique : la transformation de couple est obtenue à l'aide d'huile circulant dans une "boîte de transmission hydraulique" parfois appelée "convertisseur".

11. 3) la transmission électrique : la transforlation de couple est obtenue électriquement dans une génératrice à courant continu dont la caractéristique externe a la forme d'une hyperbole équilatère.

12. Les transmissions mécanique et hydraulique ne diffèrent, à la base, que dans le principe de fonctionnement de leur transformateur de couple. Elles ont, en plus, en commun les parties suivantes :

- un dispositif éventuel d'accouplement ou désaccouplement, soit fixé directement au volant du moteur, soit inclus dans le transformateur de couple;
- un inverseur, non incorporé dans le transformateur de couple;
- un différentiel éventuel;
- une roue-libre éventuelle;
- éventuellement les ponts d'essieux ou les bielles d'accouplement pour l'entraînement des essieux;
- les arbres de liaison entre les organes susmentionnés.

Avec le transformateur de couple, ces organes constituent la transmission proprement dite.

Avant d'entreprendre l'étude détaillée des transformateurs de couple, nous donnerons un aperçu du principe de fonctionnement et des particularités des organes communs aux transmissions mécanique et hydraulique.

B. Accouplements entre organes de la transmission.

I. Généralités.

13. La liaison entre le moteur diesel et les organes de

la transmission qui se succèdent, se fait au moyen d'arbres d'accouplement et d'accouplements, dont le but n'est pas seulement de transmettre le couple moteur aux roues motrices mais aussi de compenser les imperfections de montage des organes à relier.

En effet, deux organes à relier ne sont montés parfaitement l'un par rapport à l'autre que lorsqu'ils sont alignés, c'est-à-dire lorsque leurs axes sont tous deux dans la même ligne.

Un accouplement doit aussi empêcher que les vibrations ne se transmettent dans les organes reliés, ce qui pourrait amener des phénomènes de résonance.

De tels phénomènes de résonance ne sont pas seulement nuisibles à la bonne marche de l'engin diesel mais aussi à la bonne conservation des organes mêmes.

14. Les systèmes d'accouplement les plus employés sont :

- l'accouplement fixe
- l'accouplement élastique
- l'accouplement par courroie
- l'accouplement angulaire
- l'accouplement à crabots
- l'accouplement à friction
- l'accouplement hydraulique qui se divise en :
  - accouplement hydraulique statique
  - accouplement hydraulique dynamique.

II. L'accouplement fixe. (fig. 73).

15. 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.

Ces chocs résultent surtout des forces d'inertie naissant dans l'organe à entraîner à chaque variation brusque du mouvement de l'appareil d'entraînement.

D'autre part, une variation brusque de la résistance de l'organe d'entraînement a aussi pour conséquence un choc dans l'organe entraîné.

III. L'accouplement élastique.

16. Les accouplements élastiques sont employés pour la liaison d'appareils dont les axes ne sont pas exactement dans le prolongement l'un de l'autre et qui ne travaillent pas complètement sans chocs et vibrations.

Ils sont donc aussi très employés sur les engins de traction diesel.

Suivant leur construction, on distingue :

a) l'accouplement élastique à plateaux (fig. 74).

17. Les boulons d'accouplement sont fixes 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 du fait que les anneaux ont un certain jeu dans les alésages du second plateau.

b) l'accouplement élastique à anneau.

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

19. - l'accouplement à anneau à feuilles d'acier représenté à la fig. 75.

20. - l'accouplement Hardy (fig. 76).

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

- 2 étoiles (4) et (6) à 3 ou 4 branches. Les branches de la lère 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 caoutchouté ou en caoutchouc pur.

- les boulons (b1) et (b2) relient séparément chaque étoile au disque élastique. La fig. 76 est un agrandissement qui montre 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.

21. - l'accouplement Pirelli (fig. 77).

L'anneau élastique est un anneau en caoutchouc dur ou tendre suivant le cas (fig. 77) 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.... (autorails t. 604 et 605 et locomotives t. 211).

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.

22. 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. 76 représente un arbre d'accouplement élastique avec 2 accouplements Hardy.

En général, la longueur d'un arbre d'accouplement élastique doit être variable. 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. C'est un tourillon rainuré qui coulisse dans une buselure munie de nervures. Généralement, un soufflet en cuir protège la partie télescopique contre l'introduction de poussières et saletés qui provoqueraient le grippage des nervures dans les rainures. Les parties télescopiques doivent toujours être propres et bien graissées.

d) L'accouplement élastique direct (accouplement Holset).

23. Certains appareils peuvent être accouplés sans arbre intermédiaire.

Entraînement par courroies

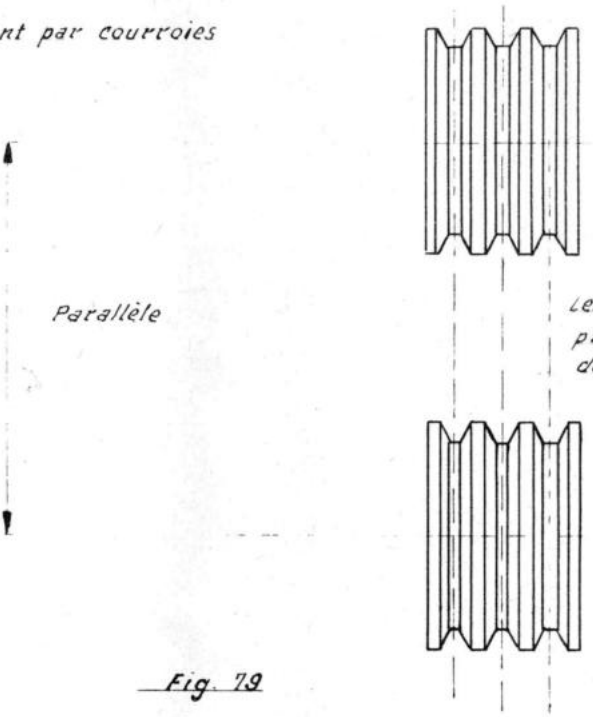


Fig. 79

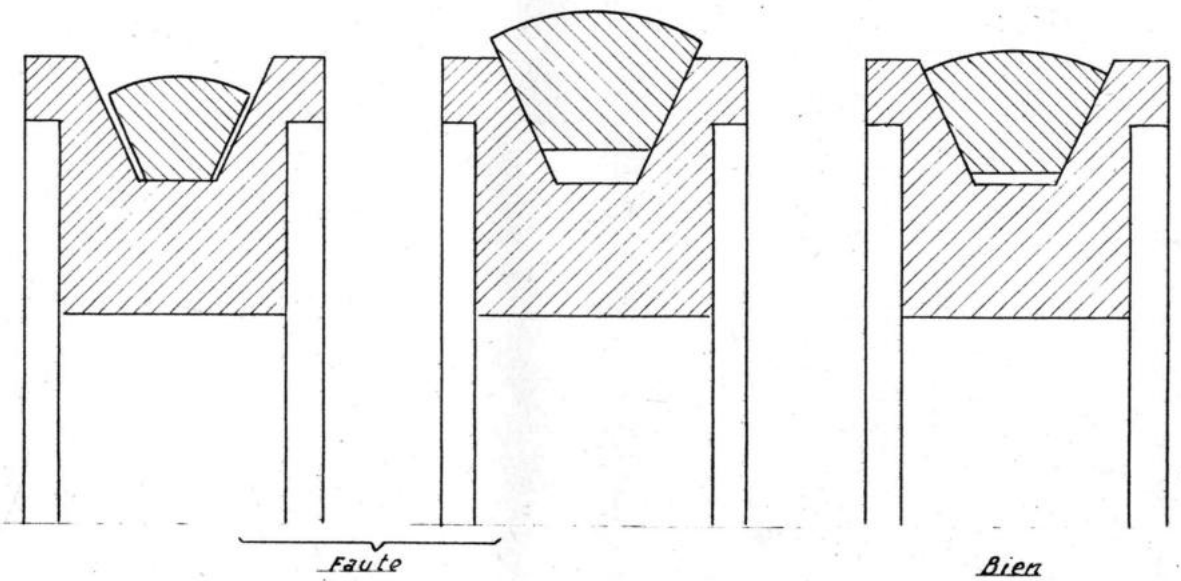


Fig. 80

V.P.

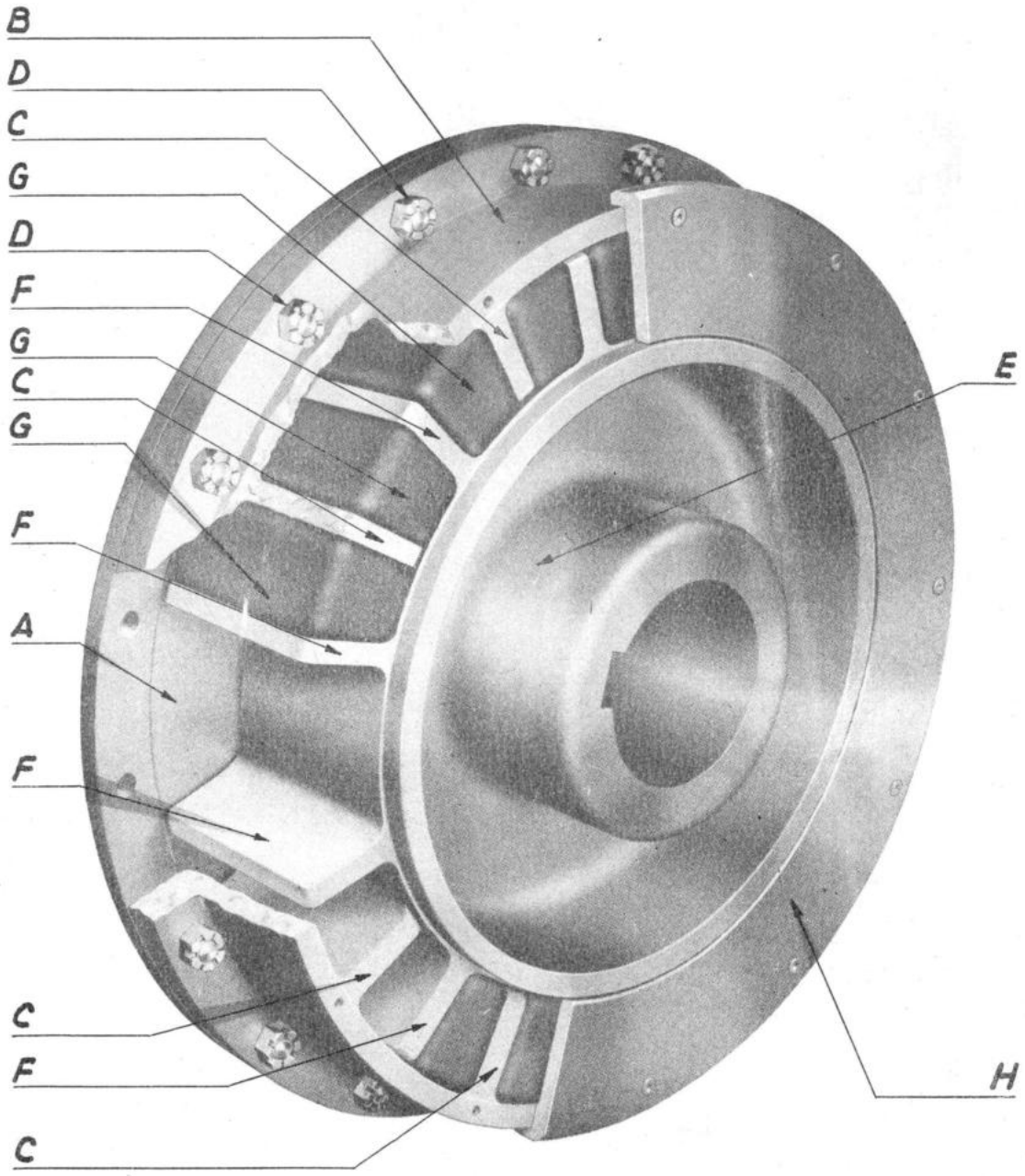
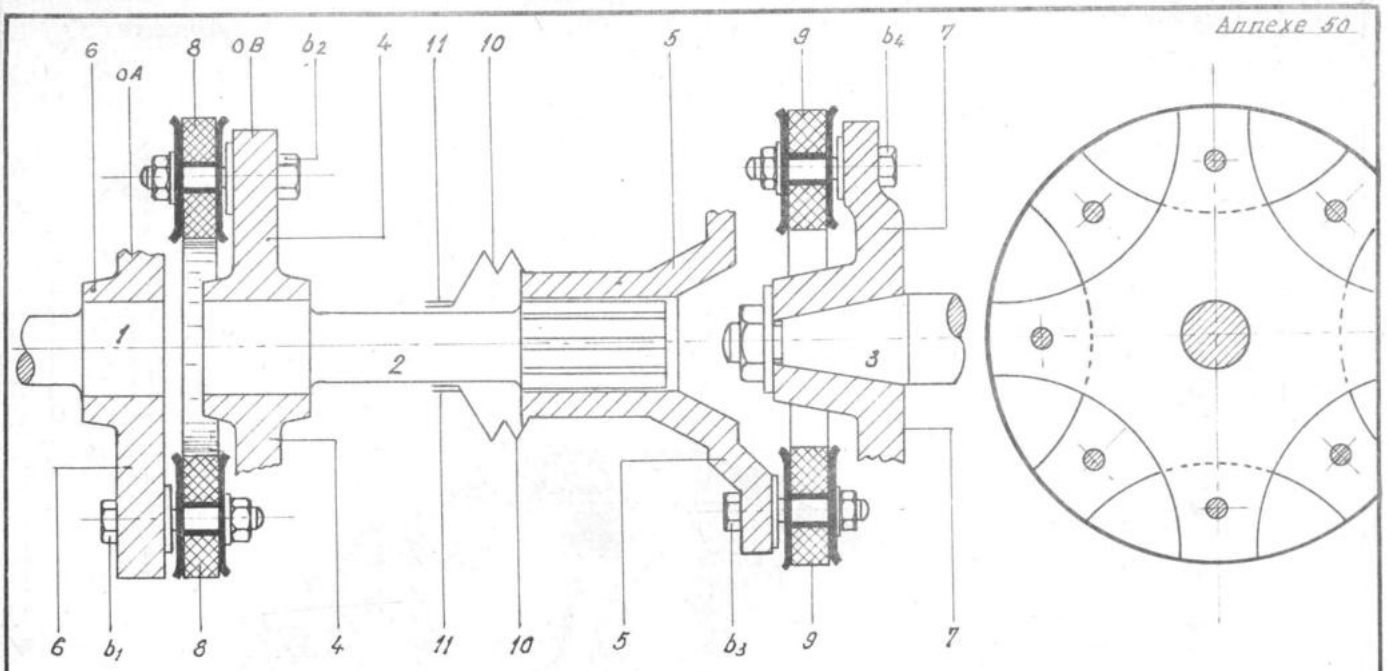


Fig. 78



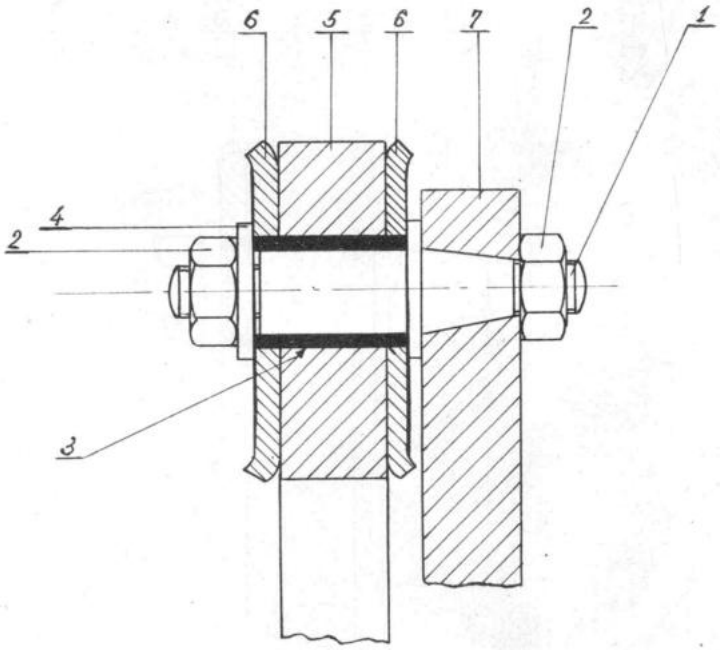
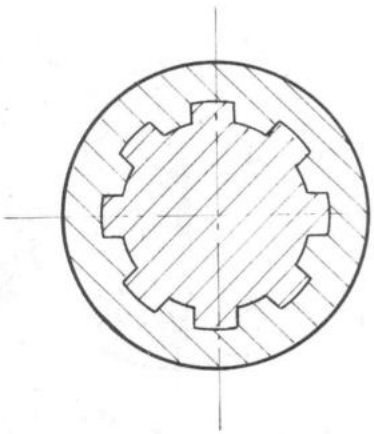


Fig. 76



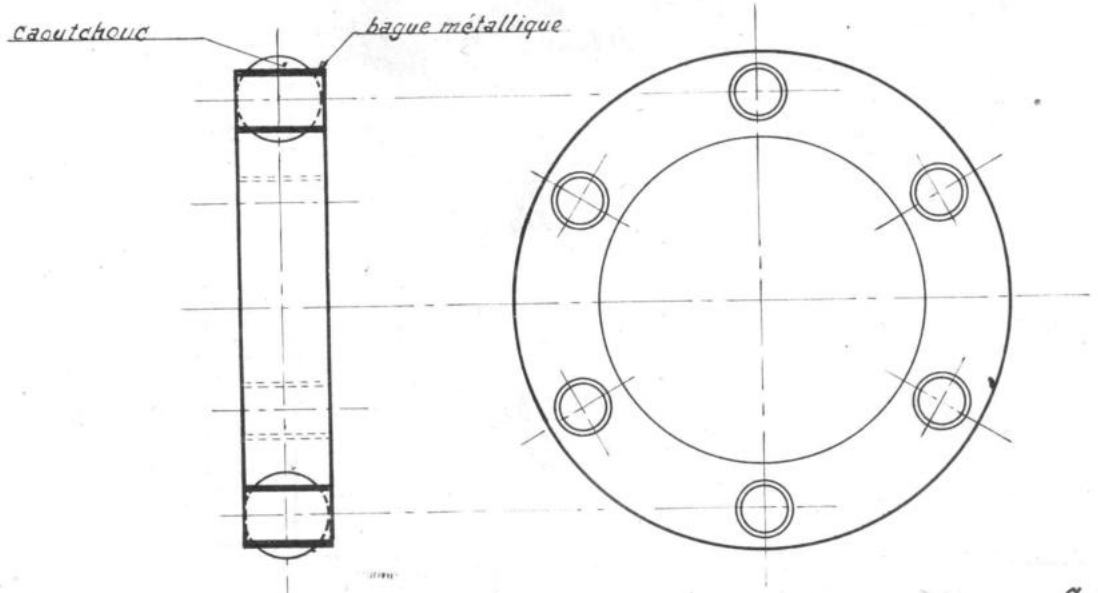


Fig. 77

C. 1260
9me L

Arbre fixe ou accouplement fixe

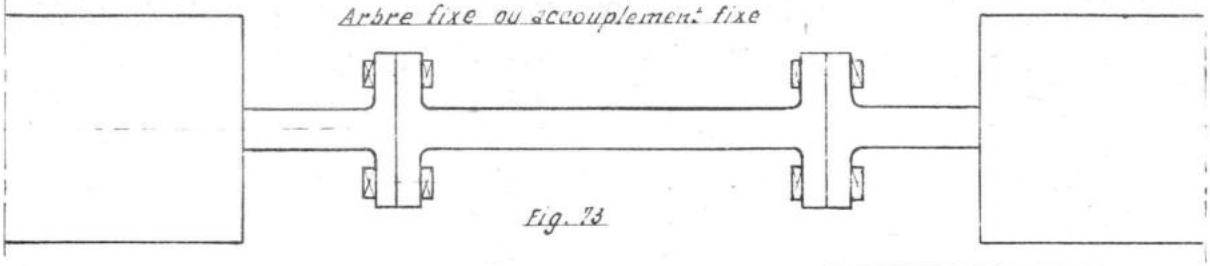
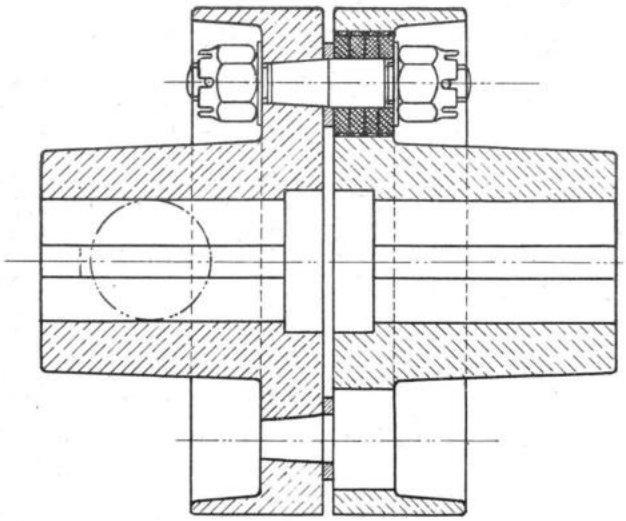
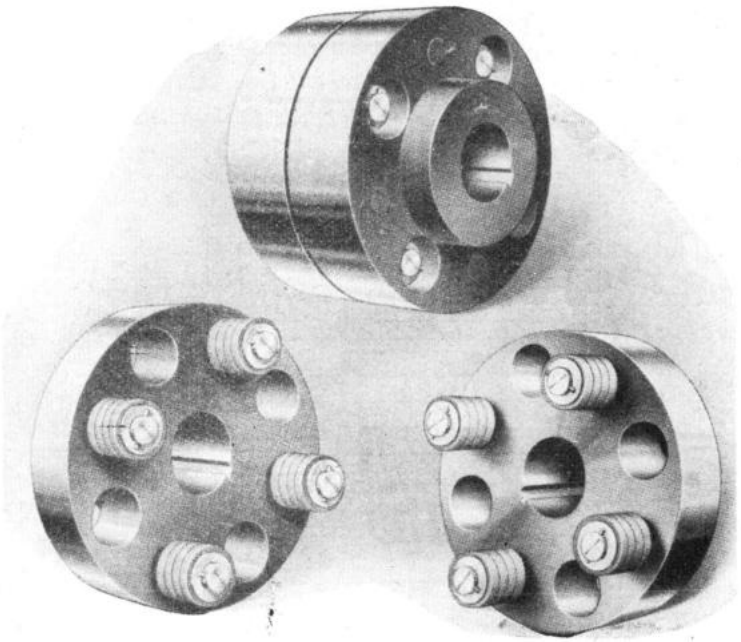


Fig. 73



Accouplement élastique à plateaux

Fig. 74



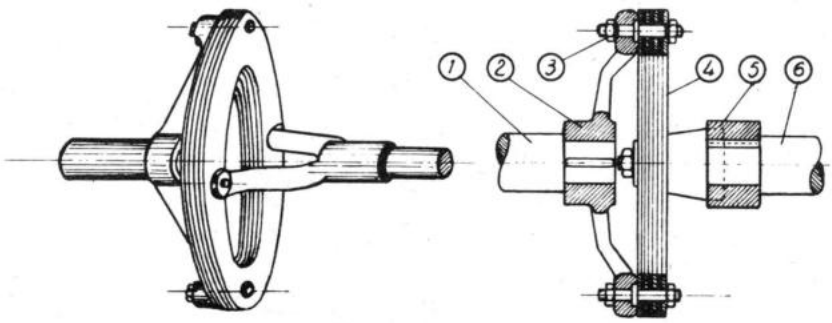
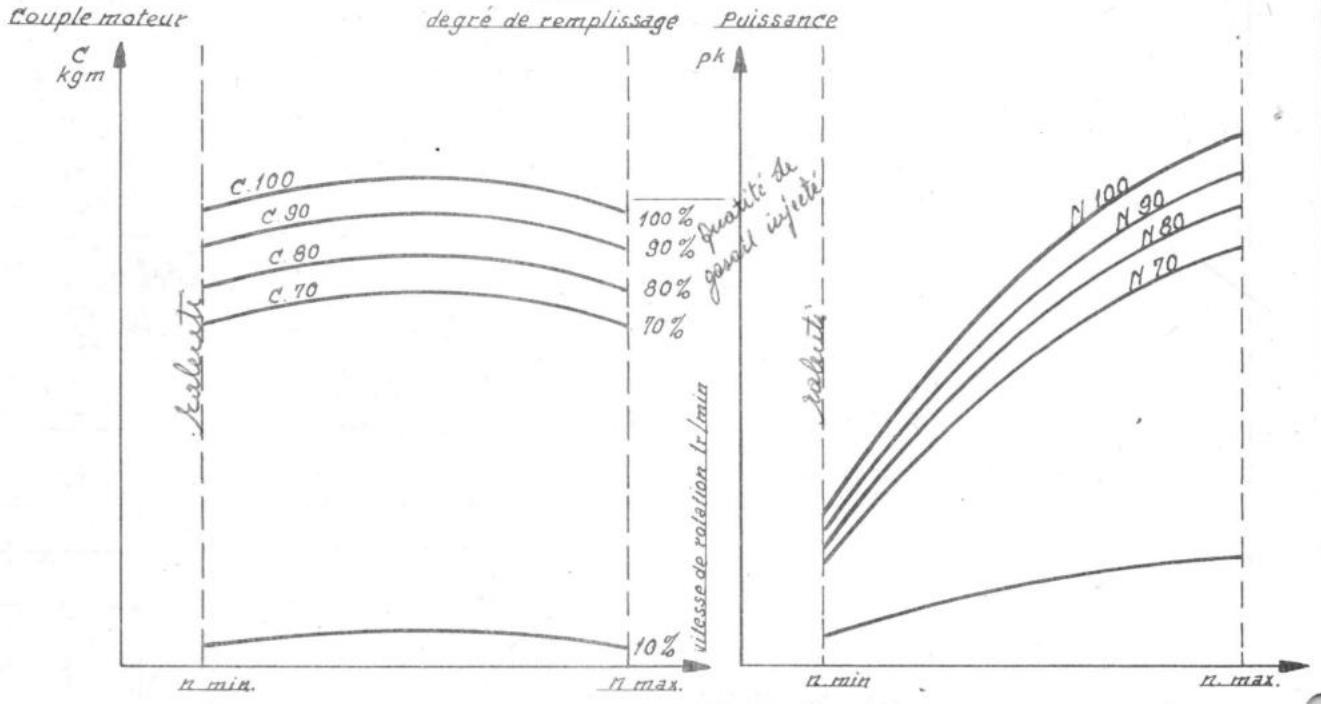


Fig. 75

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 -

Moteur diesel.

Annexe 48



vitesse min. d'allumage

vitesse de rotation max. du moteur

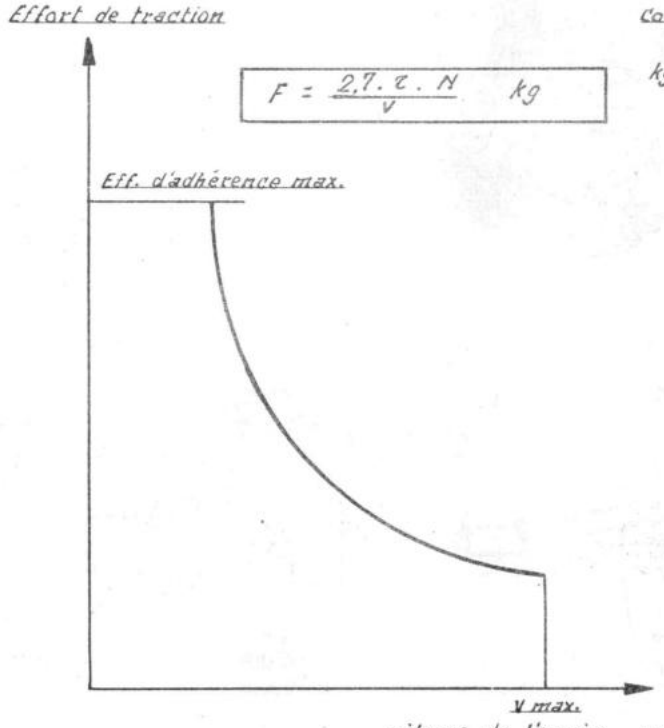
Représentation graphique du couple moteur par rapport à la vitesse de rotation pour un degré de remplissage donné.

Fig. 70

Représentation graphique de la puissance mot. par rapport à la vitesse de rotation pour un degré de remplissage donné

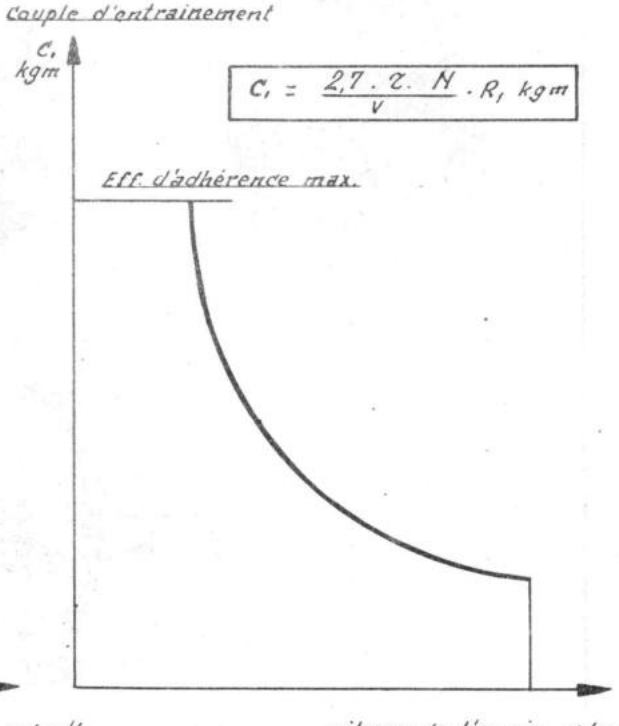
esimes

Effort de traction d'un engin diesel pour une puissance moteur donnée



vitesse de l'engin v km/h

Fig. 71



vitesse de l'engin v km/h

Fig. 72

C. 1260
8me L

Van Ruitgve. 248392. 9.65(200)
V.P.

Les accouplements directs alors employés doivent être le plus souvent élastiques.

La fig. 78 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 commandant.
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 commandé et pourvu à sa périphérie de nervures F.
4. Les blocs en caoutchouc G logés entre les rainures C et F.
5. Une bague de fermeture H.

Les blocs en caoutchouc amortissent fortement la transmission des vibrations et des chocs.

L'accouplement "Holset" est très appliqué sur les locomotives diesel de manoeuvre. Les accouplements des transformateurs de couple Twin Disc des autorails t. 605 et des compresseurs des autorails t. 602/603 et 630 sont basés aussi sur ce principe.

e) L'entraînement par courroies.

24. L'accouplement le plus élastique et le plus amortisseur de vibrations est l'accouplement par courroies.

L'entraînement par courroies est assez bien appliqué sur les engins diesel pour l'entraînement de compresseurs (fonctionnement avec chocs), dynamos et ventilateurs.

L'entraînement de ces appareils se fait presque toujours par une, deux, trois ou même plus, courroies en V.

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 entraîné ou de l'arbre commandant.

L'entraînement par courroies n'est évidemment applicable que lorsque les axes des appareils à accoupler sont parallèles entre eux.

19/12/68

9e leçon.

(suite chapitre III. - Transmissions.

B. Accouplements entre organes de la transmission).

IV. - Les accouplements angulaires.

25. Il faut citer, comme accouplement angulaire utilisé sur les engins de traction diesel, l'accouplement à cardan.

Un accouplement à cardan (fig. 81) permet d'entraîner un arbre (a) par un arbre (b) formant avec le premier un certain angle (α). Cet angle peut même varier pendant la rotation sans cependant dépasser une valeur maximum.

Cet angle maximum (α) est déterminé principalement par la construction de l'accouplement, de telle sorte que, s'il est dépassé, il naît des torsions dans l'accouplement qui 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. Ceci est pratiquement toujours le cas pour les accouplements à cardan modernes utilisés sur les automobiles et les autorails.

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):

Van Autryve. 1VB352. 9. 65 (200)

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 même 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 unique, 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. Sinon, il naît des vibrations dues aux forces centrifuges agissant sur les masses en rotation des croisillons et 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 mais aussi des appareils y accouplés.

Application.

30. On emploie les arbres à cardans pour accoupler 2 appareils 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 appareils 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.

Sinon le mouvement uniforme de l'arbre de sortie de la transmission est transformé en mouvement non uniforme au pont d'essieu. Cependant, 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'exerce des réactions sur l'arbre à cardans qui le font rompre après un certain temps. 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 d'un pont 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. Sinon les supports seraient arrachés ou les arbres à cardans brisés.

V. - Les accouplements mobiles.

32. Lorsque l'accouplement entre 2 appareils doit être réalisé ou interrompu, on fait usage d'accouplements mobiles. La forme la plus simple en 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'avec les deux arbres à l'arrêt. Le découplement en marche exigerait un grand effort à cause des forces de frottement élevées entre les faces latérales des dents.

Cependant, si cela doit se faire, on réalise les dents, non plus droites, mais inclinées (fig. 87bis).

L'angle α ne doit toutefois pas dépasser 5 à 10° pour éviter des débrayages intempestifs.

Pour réaliser l'accouplement en marche, (fig. 88 et 89), les dents 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 au 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 à mesure que l'embrayage est poussé plus loin.
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.

Ces conditions donnent les raisons du remplacement de l'accouplement par l'accouplement à disques.

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 n'appuient plus sur le disque D qui 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 disqués 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 à leur périphérie intérieure des 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 reliés aux manchons (2) par des rivets.

  Ces manchons pouvent se déplacer longitudinalemen 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 disques tournent toujours avec le volant à cause des nervures prévues à leur périphérie. Ces nervures coulissent dans des rainures de la surface intérieure du volant.

  Ces deux disques 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 disques. Au débrayage, ils éloignent autant que possible ces disques l'un de l'autre.

- Les trois doigts de pression (8) poussent normalement les deux disques (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 "O" fixé au couvercle du volant. Ils tournent donc avec le volant et ne se déplacent jamais par rapport au disque de pression (4).

Annexe 53 bis

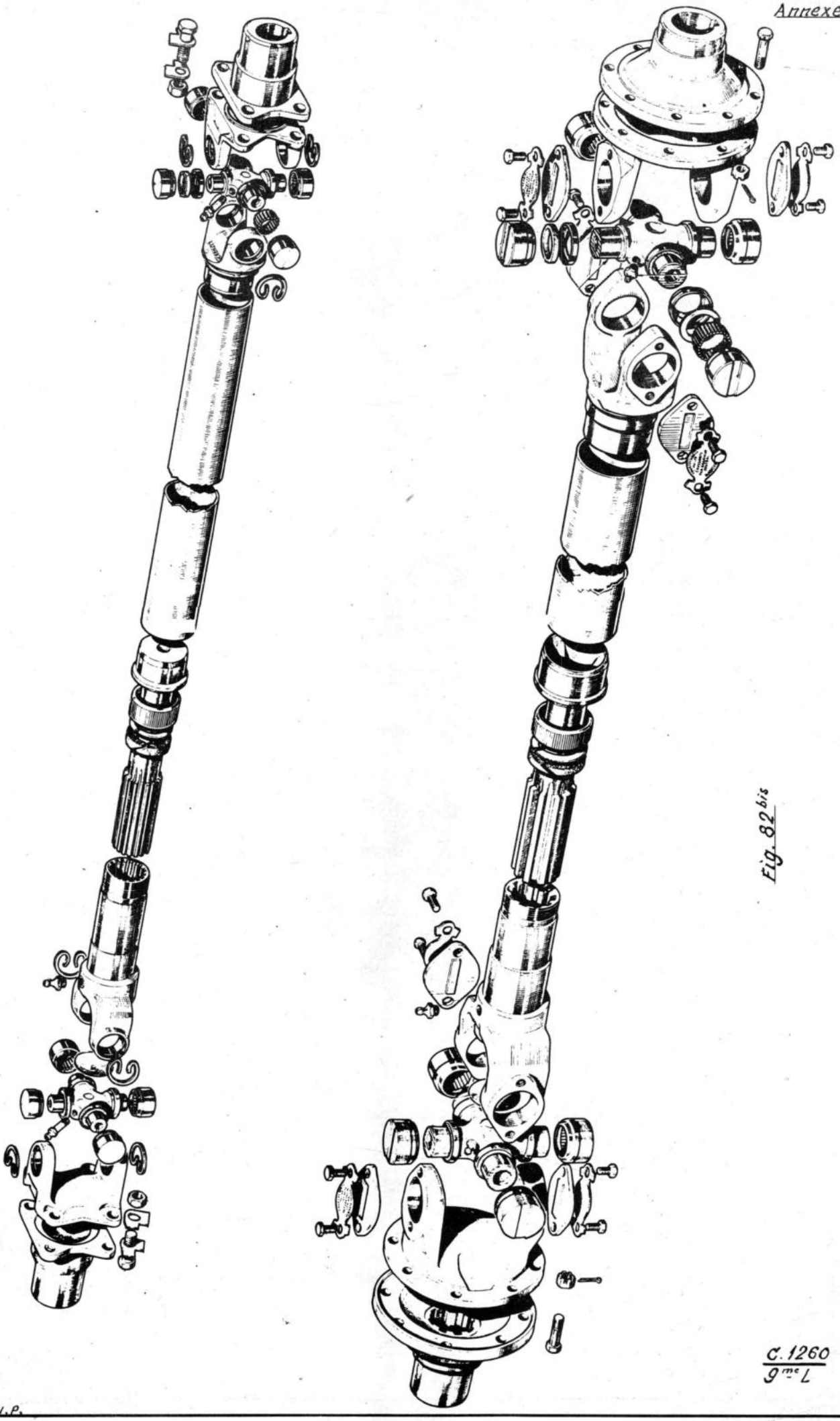


Fig. 82 bis

C. 1260
9me L

V.P.

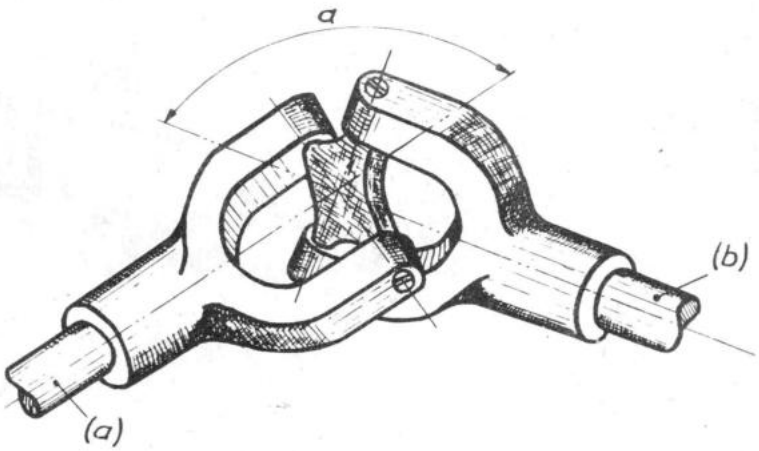


Fig. 81

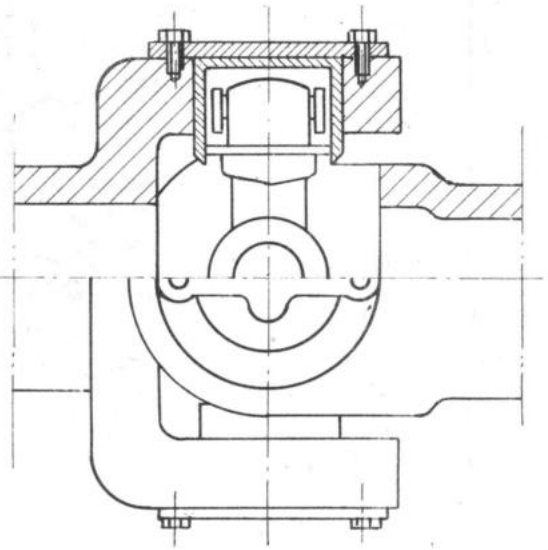


Fig. 82

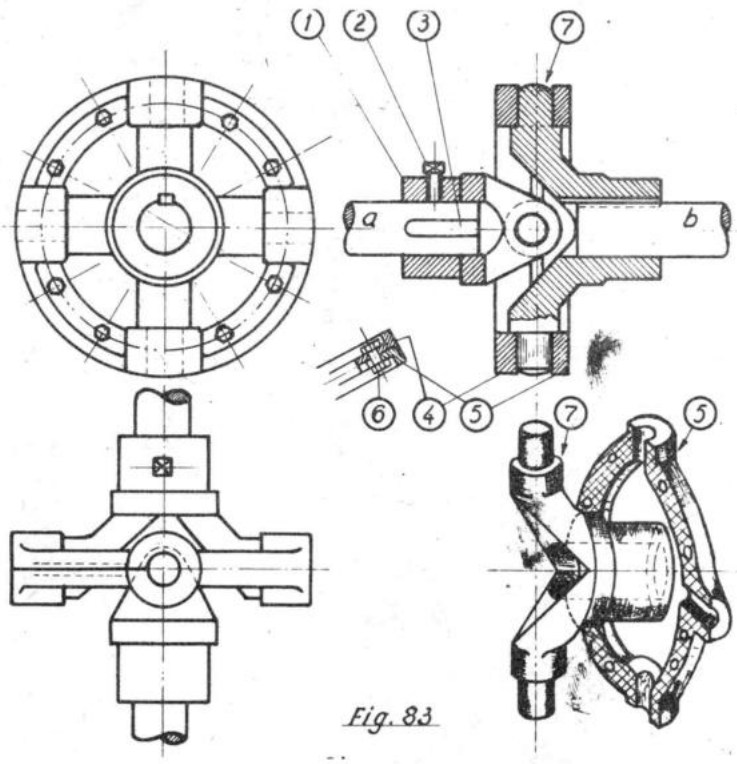


Fig. 83

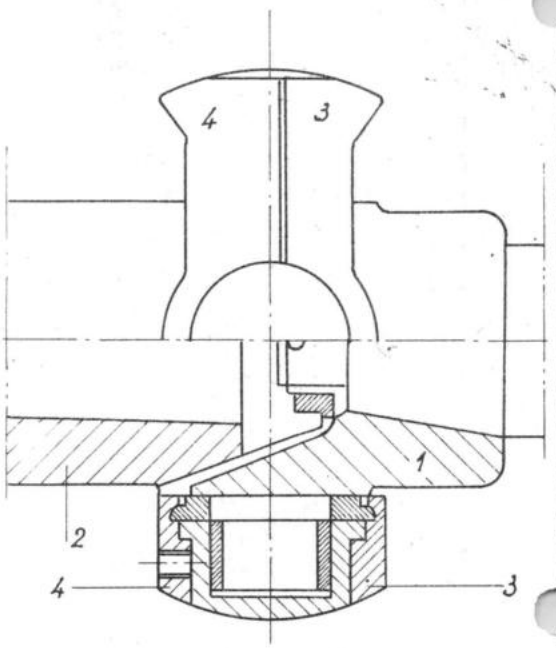


Fig. 84

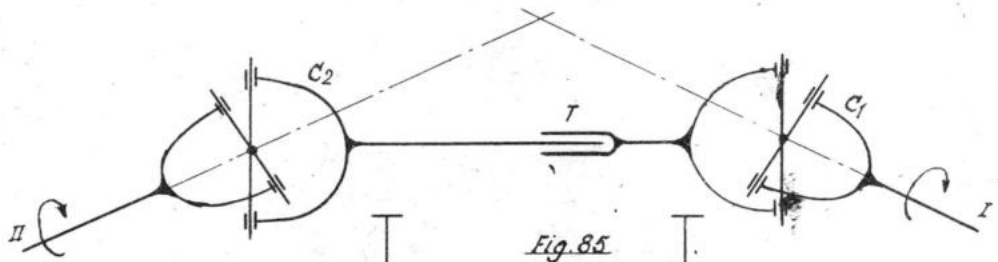


Fig. 85

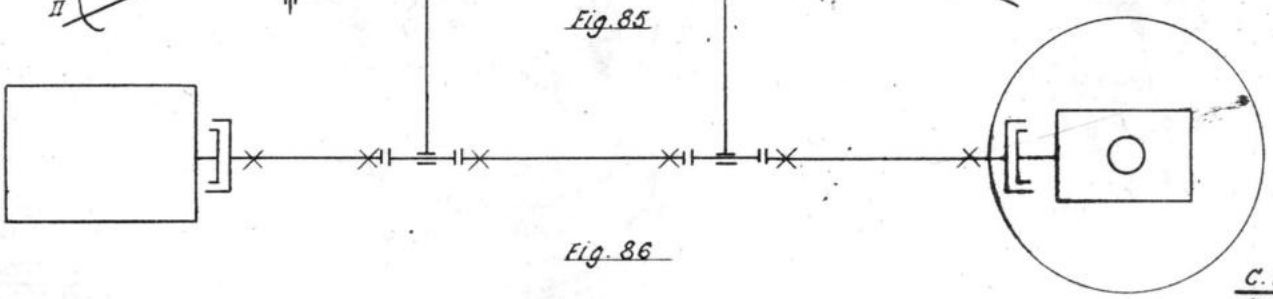


Fig. 86

Van Rotryve. 248392. 9.65 (200)

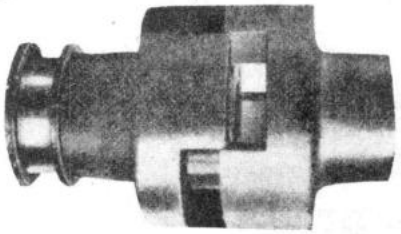


Fig. 87

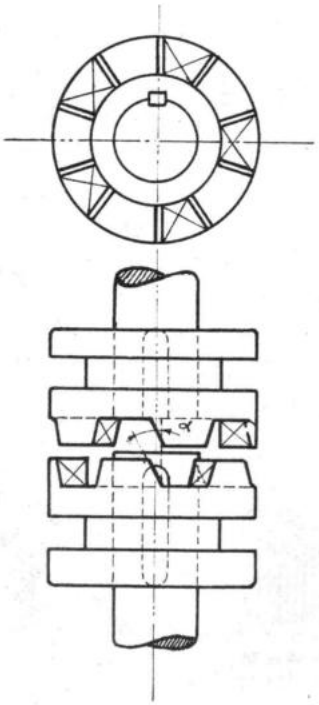


Fig. 87 bis

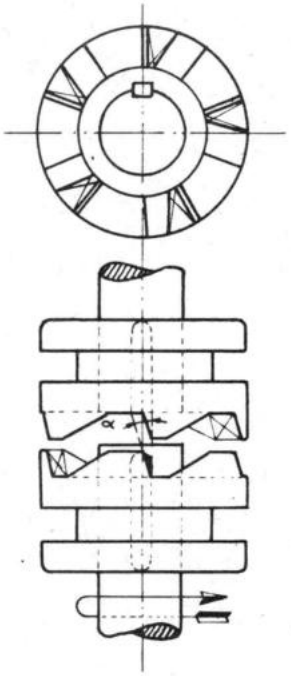


Fig. 89

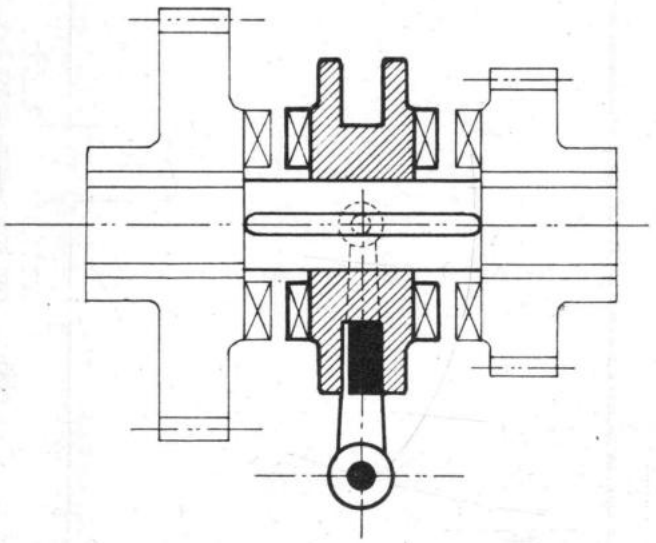


Fig. 90



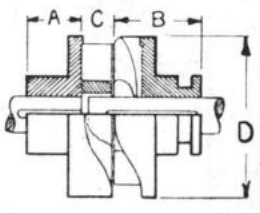


Fig. 88

C.1260
9me L

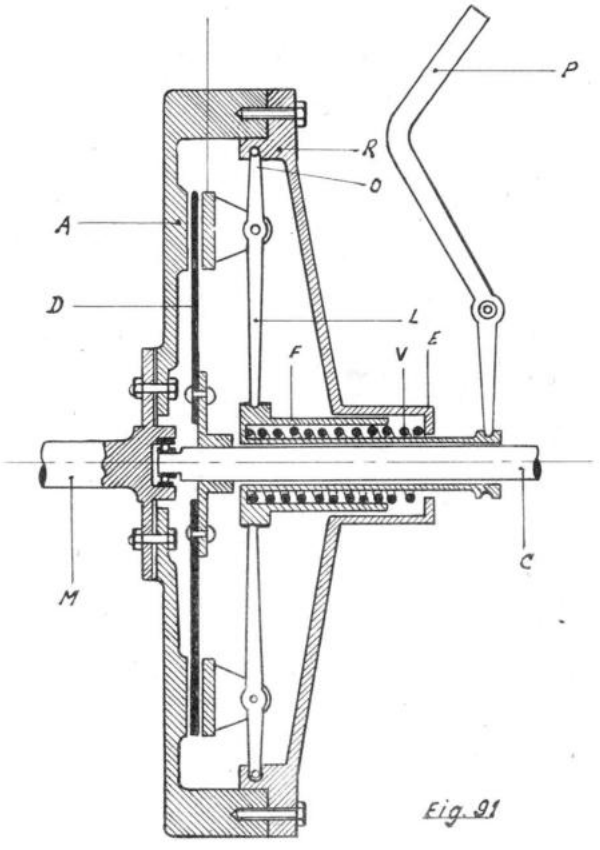


Fig. 91

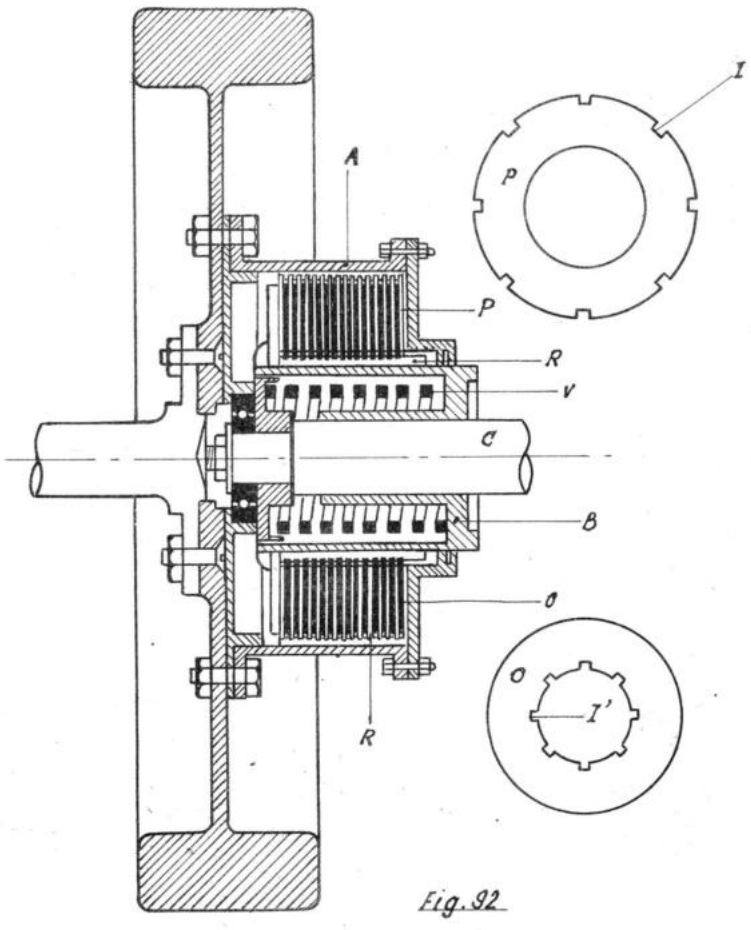


Fig. 92

Commande de l'embrayage A.R.t. 553 - 554.

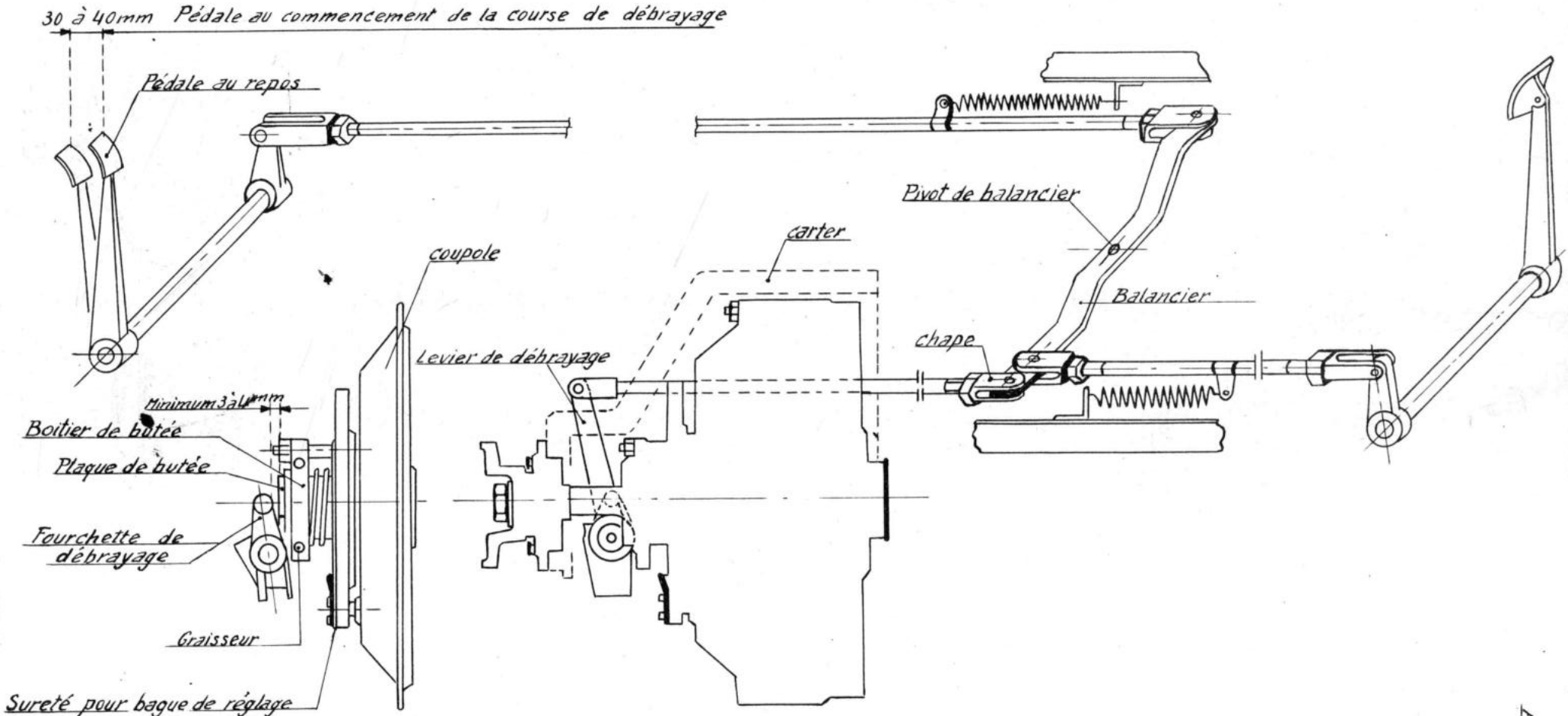


Fig. 98

Annexe 59

C 1260 g.L.

Embrayage Brossel

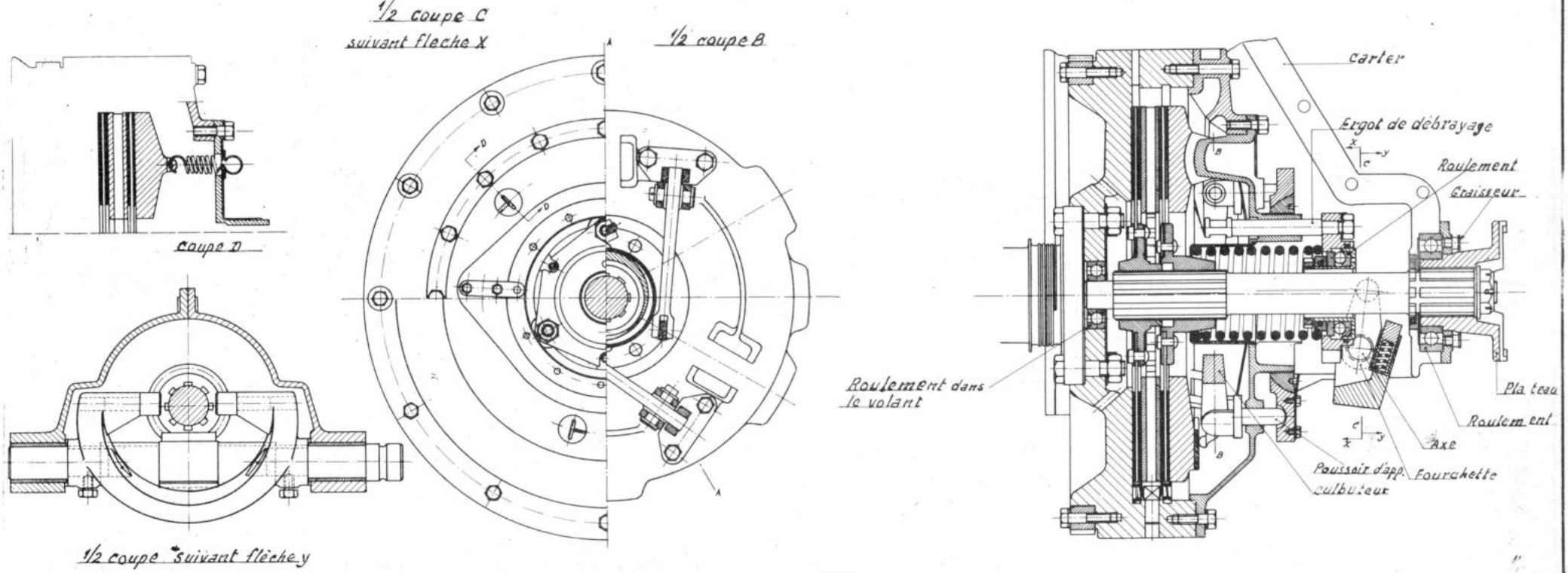


Fig. 21

Annexe 58

c. 1260
9 mc 7

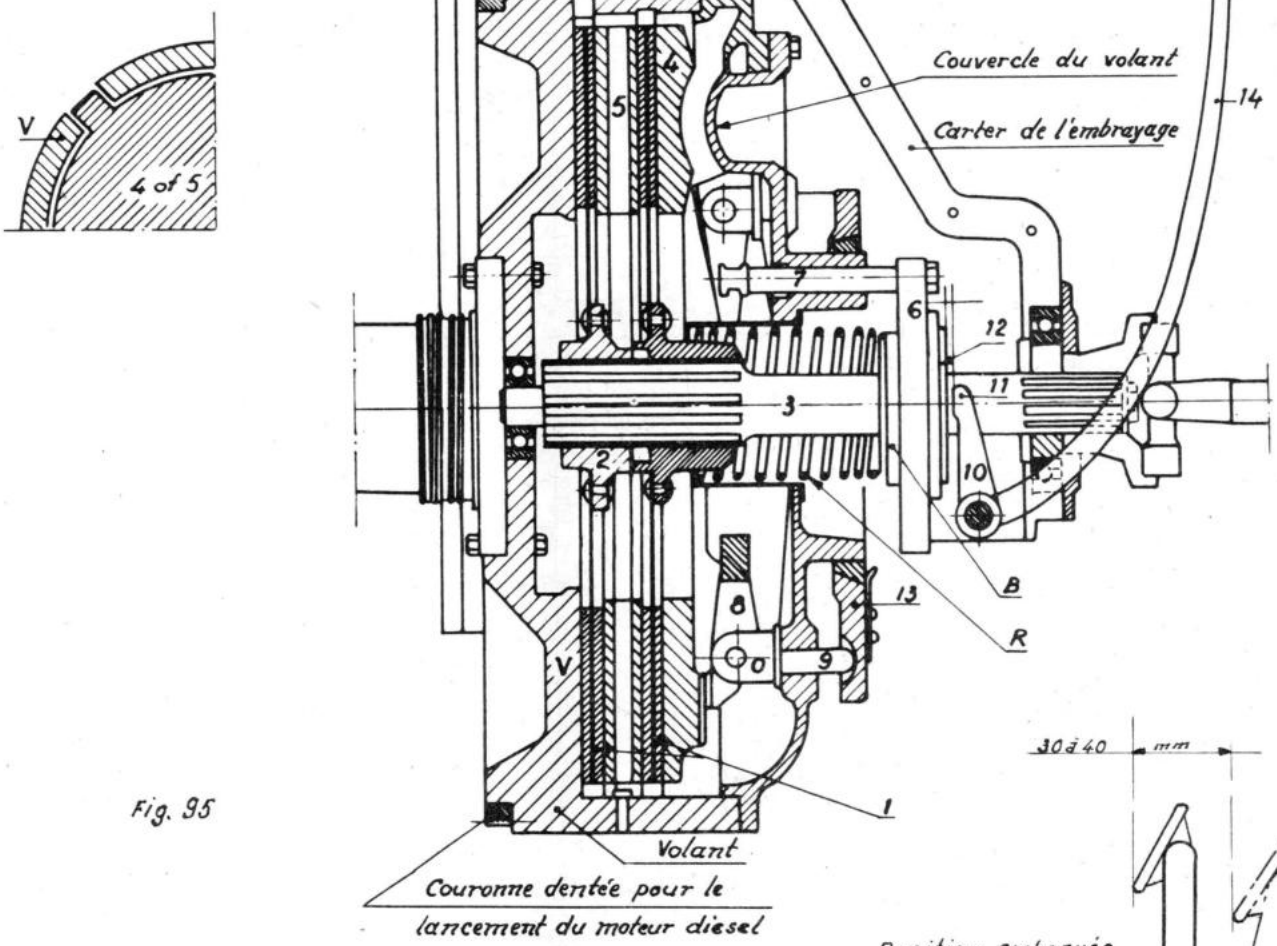

V
4 of 5
Couvercle du volant
Carter de l'embrayage
14
5
4
7
6
12
11
3
2
10
B
R
13
8
9
V
1
Volant
Couronne dentée pour le
lancement du moteur diesel

Fig. 95

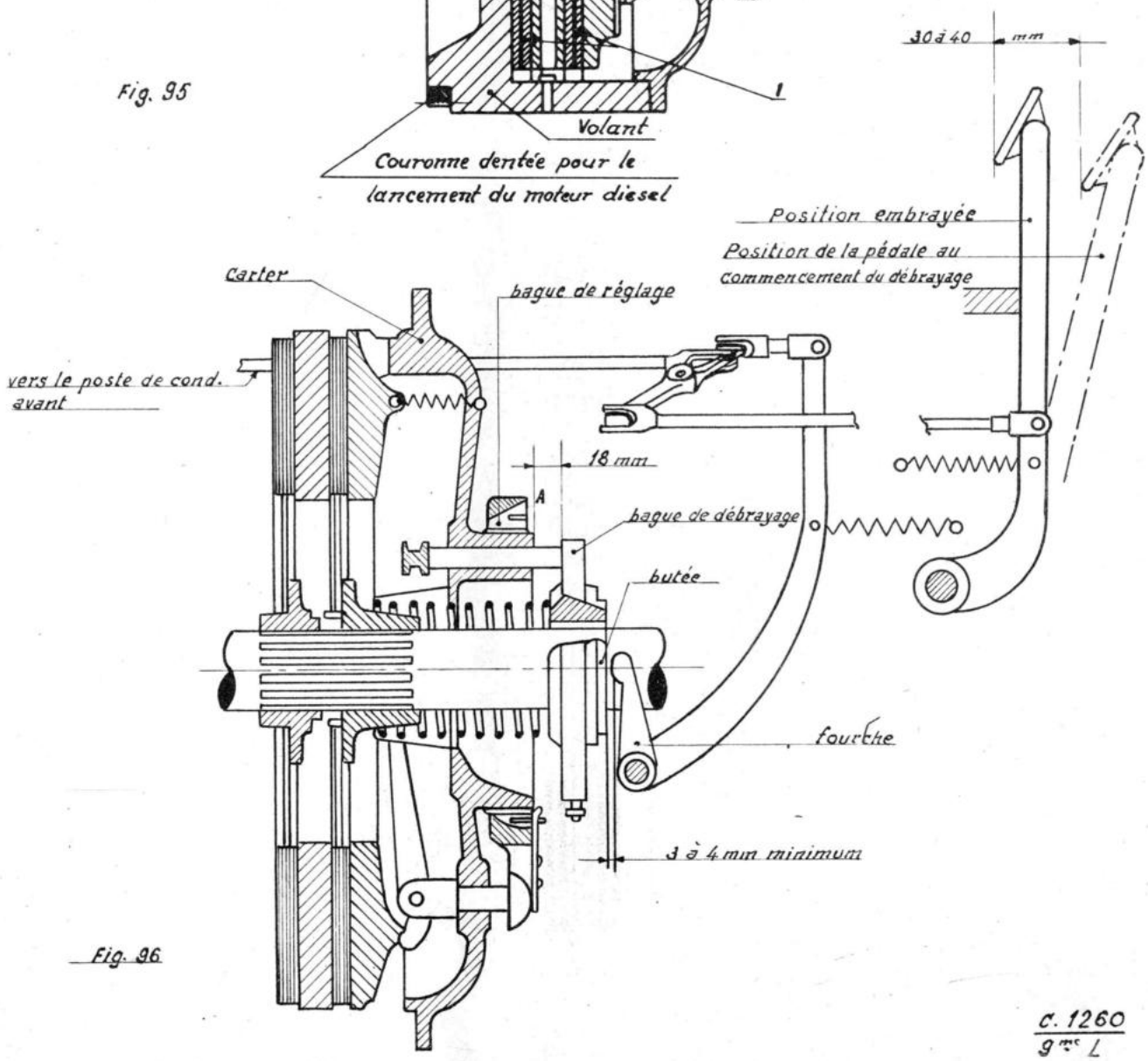

30 à 40 mm
Position embrayée
Position de la pédale au
commencement du débrayage
Carter
bague de réglage
vers le poste de cond.
avant
18 mm
A
bague de débrayage
butée
fourche
3 à 4 mm minimum

Fig. 96

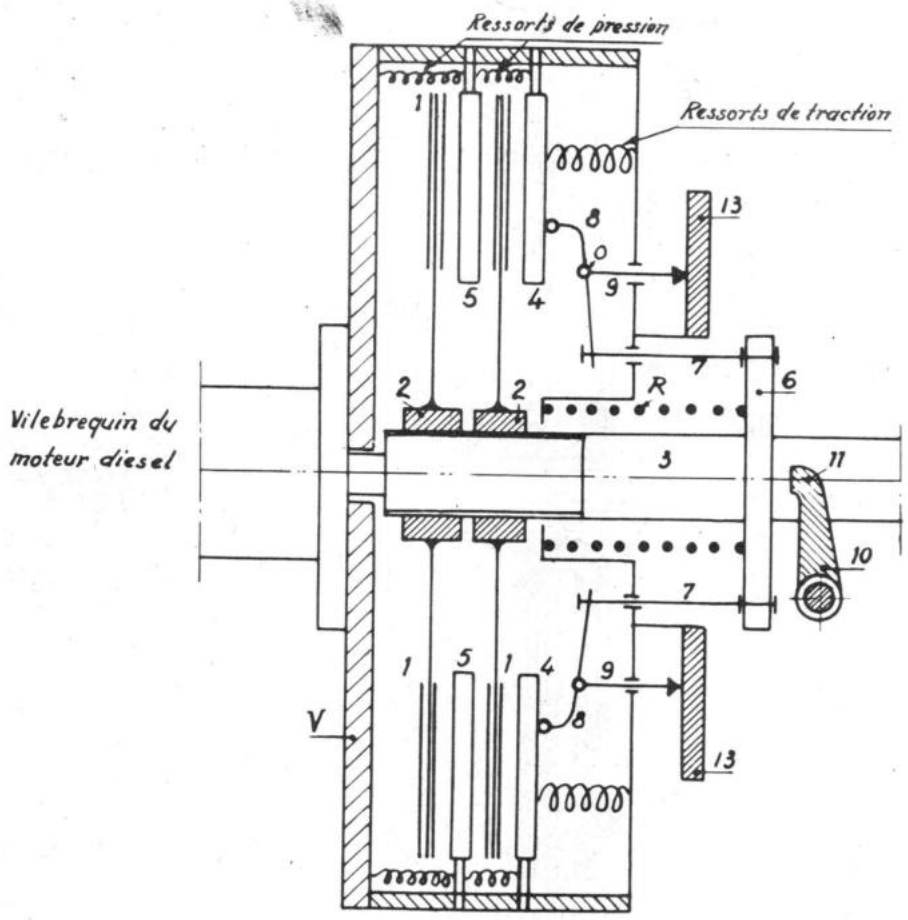

Ressorts de pression
Ressorts de traction
Vilebrequin du moteur diesel
V
R
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
13

Fig. 93

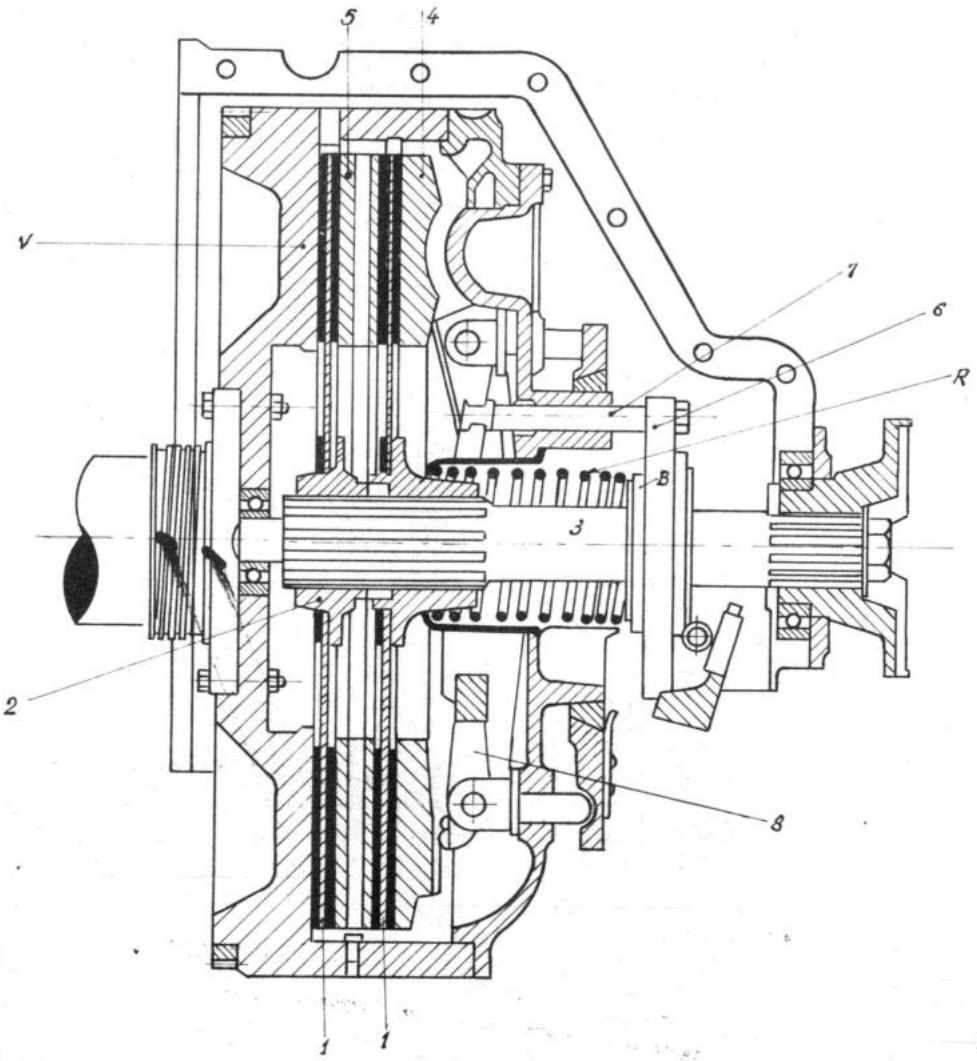

V
R
1
2
3
4
5
6
7
8
B

Fig. 94

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 griffes qui tirent les doigts de pression .

Pour débrayer, il suffit de pousser sur la bague de débrayage (6) en comprimant le ressort central (2). Les griffes (7) poussent alors sur les doigts de pression au lieu de tirer. Les disques 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 en acier et les disques 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 la 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 contrôle 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 n'est le cas que 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 glissement 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 dans les engins ES et 22 mm dans les autorails t. 553 et 554.

5 Si l'axe de l'embrayage n'est pas parfaitement dans l'alignement du vilebrequin, les disques d'embrayage pressent obliquement contre le volant et se déforment et cassent.

43. c Un fonctionnement irrégulier de l'embrayage peut aussi provenir d'un graissage insuffisant des pivots de guidage.

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. Cela est obtenu en freinant cet arbre au moyen de deux petits blocs de frein garnis de ferrodo et qui appuient contre l'arbre dès que la pédale de débrayage est enfoncée.

d) 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).

10e leçon.

26/11/68

Suite Chapitre III - Transmissions.

B) Accouplements entre organes de la transmission.

VII. L'accouplement hydraulique.

a) Définitions générales.

46. Un accouplement hydraulique est un appareil qui permet de transmettre une puissance entre 2 arbres ou appareils par l'intermédiaire d'un "fluide".

47. L'arbre d'entrée de l'accouplement est appelé aussi "arbre primaire" et l'arbre de sortie, "arbre secondaire".

48. Suivant la façon dont le fluide intervient dans la transmission de la puissance, on peut diviser les accouplements hydrauliques en 2 groupes principaux :

49. 1) les accouplements hydrodynamiques : ici, on fait usage des forces d'inertie résultant d'une variation de vitesse d'un fluide en mouvement ($F = \pm m\ j$).

50. Un accouplement hydrodynamique qui peut être découplé pendant la marche, par vidange (laisser le fluide s'écouler), est appelé "coupleur".

Par conséquent, un accouplement hydraulique et un coupleur hydrodynamique travaillent de la même façon et ont des propriétés identiques avec cette seule différence que le coupleur peut être mis en service ou hors service à volonté, par remplissage ou vidange. Par contre, un accouplement hydraulique ne sait pas être vidé et ne sait donc pas être mis hors service.

51. L'accouplement hydrodynamique est utilisé sur certains engins diesel pour relier, de façon tout à fait élastique, le moteur à sa transmission.

Par contre, le coupleur hydraulique n'est appliqué que sur certains engins diesel à transmission hydraulique pour entraîner, à un moment donné et après élimination du transformateur de couple, directement l'engin sans autre transformation du couple moteur.

52. 2) les accouplements hydrostatiques : ici, on fait usage, pour transmettre la puissance, de la pression statique d'un fluide.

Ces accouplements sont largement utilisés sur le matériel diesel moderne pour l'entraînement des ventilateurs de refroidissement du moteur diesel.

Vom Autryve 248392.3.65(200)

Type Beck

b) Les accouplements hydrodynamiques (et coupleurs).

53. 1) Composition d'un accouplement hydrodynamique (et coupleur).

L'accouplement hydrodynamique se compose en principe de deux roues à aubes :

- une roue entraînée par le moteur ou roue primaire ou roue d'entraînement. Comme cette roue donne au fluide une certaine accélération, on l'appelle le plus souvent roue pompe.

- la roue secondaire ou roue entraînée. Cette roue est appelée le plus souvent, à cause de la fonction qu'elle remplit, roue turbine. Le fluide est en effet freiné par son passage dans cette roue (accélération négative).

54. 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".

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.

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.

2) Principe de fonctionnement. (fig. 102).

56. Les deux roues peuvent être considérées comme deux demi-anneaux creux, munis d'aubes à l'intérieur, et opposés par leur concavité.

Lorsqu'on entraîne la roue pompe Rd, l'huile acquiert un mouvement de rotation. Il naît une force centrifuge sur la masse d'huile qui est ainsi poussée vers la périphérie de la roue.

Il y a donc une poussée radiale et dirigée vers l'extérieur qui tend à expulser l'huile présente dans la roue pompe. Appelons cette poussée Pd. Cette pression Pd est d'autant plus grande que la vitesse de rotation est élevée.

Si la roue entraînée tourne également, il y a également une pression qui tend à expulser l'huile présente dans cette roue. Appelons cette pression Pa, qui croît également en même temps que la vitesse de rotation de la roue secondaire.

On obtient donc deux pressions opposées Pa et Pd. L'huile poussée dans la pompe tend à pénétrer dans la turbine tandis qu'inversement, l'huile de la turbine tend à pénétrer dans la roue pompe.

Il existe deux possibilités :

57. a Les deux roues tournent à la même vitesse.

Les pressions Pd et Pa sont égales de sorte qu'il ne passe pas d'huile de la roue pompe vers la turbine ni inversement. L'huile se trouve par conséquent au repos dans les deux roues, ce qui signifie qu'elle n'est soumise à aucune accélération ni décélération. Les couples absorbés par la roue pompe et développé par la roue turbine sont nuls. L'accouplement ne transmet donc aucune puissance.

b La roue secondaire tourne dans le même sens que la roue primaire mais à une vitesse inférieure. (fig.103).

58. Dans ce cas Pd est supérieure à Pa.

L'huile, poussée vers l'extérieur de la pompe par la force centrifuge, pénètre dans la roue secondaire ce qui fait que l'huile présente dans cette roue est poussée dans la roue pompe à la partie intérieure.

L'huile est donc soumise à un double mouvement :

1 Un mouvement de rotation dans le même sens que les roues de l'accouplement.

2 Un mouvement circulaire, de sorte que l'huile circule constamment de la roue pompe vers la turbine par l'extérieur et de la turbine vers la pompe par l'intérieur.

L'huile a un mouvement de rotation spirale

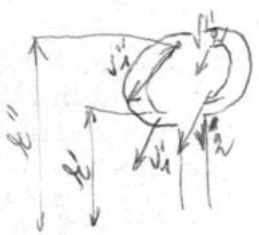
Supposons que la roue pompe possède une vitesse de rotation de n_1 tr/min et la turbine de n_2 tr/min.

59. Nous savons par la mécanique qu'une masse, soumise à un mouvement de rotation de vitesse angulaire W, possède à chaque instant une vitesse tangentielle égale à $\boxed{v = w. r.}$

r est le rayon du mouvement de rotation. (fig. 103).

En appliquant cette formule à la fig. 104, nous voyons que la vitesse tangentielle de l'huile croît, dans la roue

C. 1260
10e L.



pompe, d'une valeur $v'_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot r'$ à $v''_1 = \frac{2\pi n_1}{60} r''$

L'huile subit donc un accroissement de vitesse égal à $(v''_1 - v'_1) = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot (r'' - r')$.

Par contre, l'huile subit dans la roue secondaire une diminution de vitesse égale à $(v''_2 - v'_2) = \frac{2\pi n_2}{60} (r'' - r')$.

On peut déduire que $\frac{v''_1 - v'_1}{v''_2 - v'_2} = \frac{n_1}{n_2}$

Appelons $\frac{v''_1 + v'_1}{2} = v_1$ et $\frac{v''_2 + v'_2}{2} = v_2$, les vitesses tangentielles moyennes de la roue pompe et de la roue turbine.

Aini $\frac{v_1}{v_2} = \frac{n_1}{n_2}$ d'où $\frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$

Comme $v_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot r$, on a $\boxed{v_1 - v_2 = \frac{2\pi . r}{60}(n_1 - n_2)}$

Cela permet d'établir le raisonnement suivant.

Comme V_1 et v_2 sont les vitesse moyennes respectives de l'huile dans la roue pompe et la roue turbine, l'huile subit dans la roue pompe et par rapport à la turbine un accroissement de vitesse moyenne égal à $(v_1 - v_2)$ et dans la roue turbine par rapport à la pompe une diminution de vitesse moyenne aussi égale à $(v_1 - v_2)$.

L'accroissement de vitesse dans la roue pompe est toujours égal à la diminution de vitesse dans la roue turbine.

60. Nous savons aussi que la force F nécessaire pour réaliser une accélération "j" est donnée par la formule :

$\boxed{F = \pm m.j.}$



Dans le cas présent, j est déterminé par $\frac{v_1 - v_2}{t}$

de sorte que $\boxed{F = m. \frac{v_1 - v_2}{t}}$

Comme $\frac{m}{t}$ est le débit "d" de la roue pompe, on a

$\boxed{F = d. (v_1 - v_2)}$ d'où $\boxed{F = d. \frac{2\pi r}{60} (n_1 - n_2)}$

Nous pouvons donc en déduire que la force exercée sur l'huile par la roue pompe, ou par l'huile sur la roue secondaire, est proportionnelle à

$n_1 - n_2$ (- la différence de vitesse entre les deux roues
d (- le débit de la roue pompe.

Pour un régime donné (vitesses n_1 et n_2 bien déterminées) le débit d'huile dans le circuit est constant (circuit invariable et différence constante entre Pd et Pa) et l'accroissement de vitesse dans la roue pompe est toujours égal au ralentissement dans la roue turbine. Ainsi la force développée dans la turbine est toujours égale à la force de pression dans la roue pompe.

3) Discussion.

61. a) Pour accélérer l'huile dans la roue primaire, il faut que les aubes de cette roue exercent une poussée tangentielle sur l'huile.

La poussée de toutes les aubes peuvent être ramenées à une résultante tangentielle $F_1 = \frac{2\pi r.}{60} d\ (n_1 - n_2)$

Cette force F_1 multipliée par le rayon moyen (r) de la roue pompe détermine le couple C_1 absorbé par l'accouplement (fig. 105). Pour des raisons d'équilibre, ce couple est égal au couple C donné par le moteur.

Par conséquent : $\boxed{C = C_1 = F_1 \cdot r}$

62. b) Le freinage de l'huile dans la roue secondaire est obtenu par la poussée exercée par l'huile sur les aubes.

Toutes les poussées sur les aubes peuvent aussi être ramenées à une force résultante tangentielle

$$F_2 = \frac{2\pi r}{60} \cdot d\ (n_1 - n_2)$$

Cette force F_2, multipliée par le rayon moyen de la roue secondaire, détermine le couple développé C_2.

$\boxed{C_2 = F_2 \times r}$

Or comme $F_1 = F_2$, on a finalement $C_1 = C_2$

Par conséquent : Le couple d'entraînement = le couple à la sortie

4) Conclusions.

63. a) L'accouplement hydraulique ne transforme pas le couple transmis.

64. b) Le débit de la roue pompe dépend de la différence entre les pressions Pd et Pa. Cette différence croît à mesure que la vitesse de rotation de la turbine diminue par rapport à la vitesse de rotation de la roue pompe. Le couple transmis croît donc aussi avec cette différence. Cela signifie aussi que la vitesse du secondaire diminue dans la mesure où le couple transmis augmente.

5) Détermination du glissement dans un accouplement hydrodynamique.

65. On a vu ci-dessus que la condition nécessaire pour que l'accouplement hydraulique transmette un couple, et donc aussi une puissance, est que la vitesse de la roue secondaire soit inférieure à celle de la roue primaire.

On appelle glissement dans l'accouplement hydrodynamique, la valeur

$$s = \frac{(n_1 - n_2)}{n_1} \times 100 \ \%$$

66. Le glissement est nul lorsque $n_2 = n_1$, c'est-à-dire lorsque les deux roues tournent au synchronisme. Les couples absorbés et transmis et la puissance sont aussi nuls.

67. En chargeant l'arbre secondaire, sa vitesse diminue. Le glissement prend une valeur positive qui augmente avec la charge.

Avec un glissement de 100 %, $\frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1$ et par conséquent $n_2 = 0$.

Le couple transmis est maximum bien que la puissance transmise soit nulle. (La roue turbine est à l'arrêt).

68. Le glissement peut aussi devenir négatif lorsque n_2 est supérieure à n_1 de sorte que le couple transmis est négatif. La roue secondaire devient roue motrice et la roue primaire roue entraînée. On obtient ainsi un frein hydrodynamique. Le frein hydrodynamique est appliqué dans certaines transmissions hydrauliques Voith de locomotives de route américaines. Ces locomotives sont utilisées spécialement pour remorquer de très longs trains de marchandises dans les régions montagneuses.

6) Le rendement de l'accouplement hydrodynamique.

69. On appelle rendement de l'accouplement hydrodynamique, le rapport entre la puissance développée par l'arbre secondaire et la puissance d'entraînement (arbre primaire).

Donc $r = \frac{C_2 \cdot n_2}{C_1 \cdot n_1}$. Comme $C_2 = C_1$, le rendement peut être exprimé comme suit $\boxed{r = \frac{n_2}{n_1}}$

Comme $s = (\frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100)\ \%$, $n_2 = \frac{(100-s) \cdot n_1}{100}$

Le rendement devient $r = \frac{(100 - S) \cdot n_1}{100 \cdot n_1} = \frac{100 - S}{100}$

d'où $\boxed{r = 100 - s}$ exprimé en %.

70. Les dimensions d'un accouplement hydrodynamique sont toujours calculées pour que le glissement atteigne 2,5 à 3 % à charge normale.

La puissance perdue par le glissement est en effet transformée en chaleur de sorte, qu'en dépassant un certain glissement, l'huile s'échauffe très vite.

71. Le calcul des dimensions principales d'un accouplement hydrodynamique est basé sur la formule suivante :

$$\boxed{P = K. \left(\frac{n_1}{100}\right)^3 D^5 \text{ ch}}$$

Puissance en fonction de n_1 au cube

Dans cette formule,

P = la puissance absorbée par la roue primaire.
n_1 = la vitesse d'entraînement de la roue primaire.
D = le diamètre extérieur de l'accouplement.
K = un facteur constant qui ne peut être déterminé qu'expérimentalement à cause des nombreux facteurs inconnus intervenant dans les calculs, tels que pertes par frottement dans les aubes, le rayon moyen, le débit exact de la pompe, le poids spécifique du fluide...

$$\boxed{C = 7{,}162\ K. \left(\frac{n_1}{100}\right)^2 D^5}$$

couple en fonction de n_1 au carré

Ici, C est le couple absorbé par la pompe.

7. Représentation graphique du couple pouvant être transmis par un accouplement hydrodynamique.

72. Il résulte des formules données ci-dessus que le couple pouvant être transmis par un accouplement hydrodynamique est proportionnel à la 2e puissance de sa vitesse primaire.

D'autre part, pour une vitesse primaire donnée, ce couple dépend aussi du glissement.

Cela peut être représenté graphiquement comme cela a été fait à la fig. 106 pour un accouplement hydrodynamique "Voith" déterminé.

Dans ce graphique, on porte en ordonnées le couple pouvant être absorbé (en kgm) et en abcisses la vitesse n_2 de la roue secondaire par rapport à la vitesse primaire n_1.

Si la vitesse nominale d'entraînement de l'accouplement est n_1 tr/min, la courbe (1) donne le couple C transmis lorsque l'accouplement tourne à cette vitesse.

On voit que le couple est $\pm$ 675 kgm lorsque $n_2 = 0$ (point A), 600 kgm lorsque $\frac{n_2}{n_1} = 0,3$ (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 de l'accouplement 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 en-dessous des abcisses (en pointillés) donnent les couples de freinage lorsque n_2 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'est-à-dire lorsqu'elle tourne en sens inverse de la roue pompe.

73. Connaissant la signification de cette représentation graphique, nous pouvons facilement déterminer, pour chaque vitesse d'entraînement, la charge maximum autorisée pour un glissement de 3 %.

a) La vitesse d'entraînement est égale à la vitesse nominale n_1. Le couple transmis est donné par la courbe (1).

Avec un glissement de 3 %, $\frac{n_2}{n_1} = 0,97$.

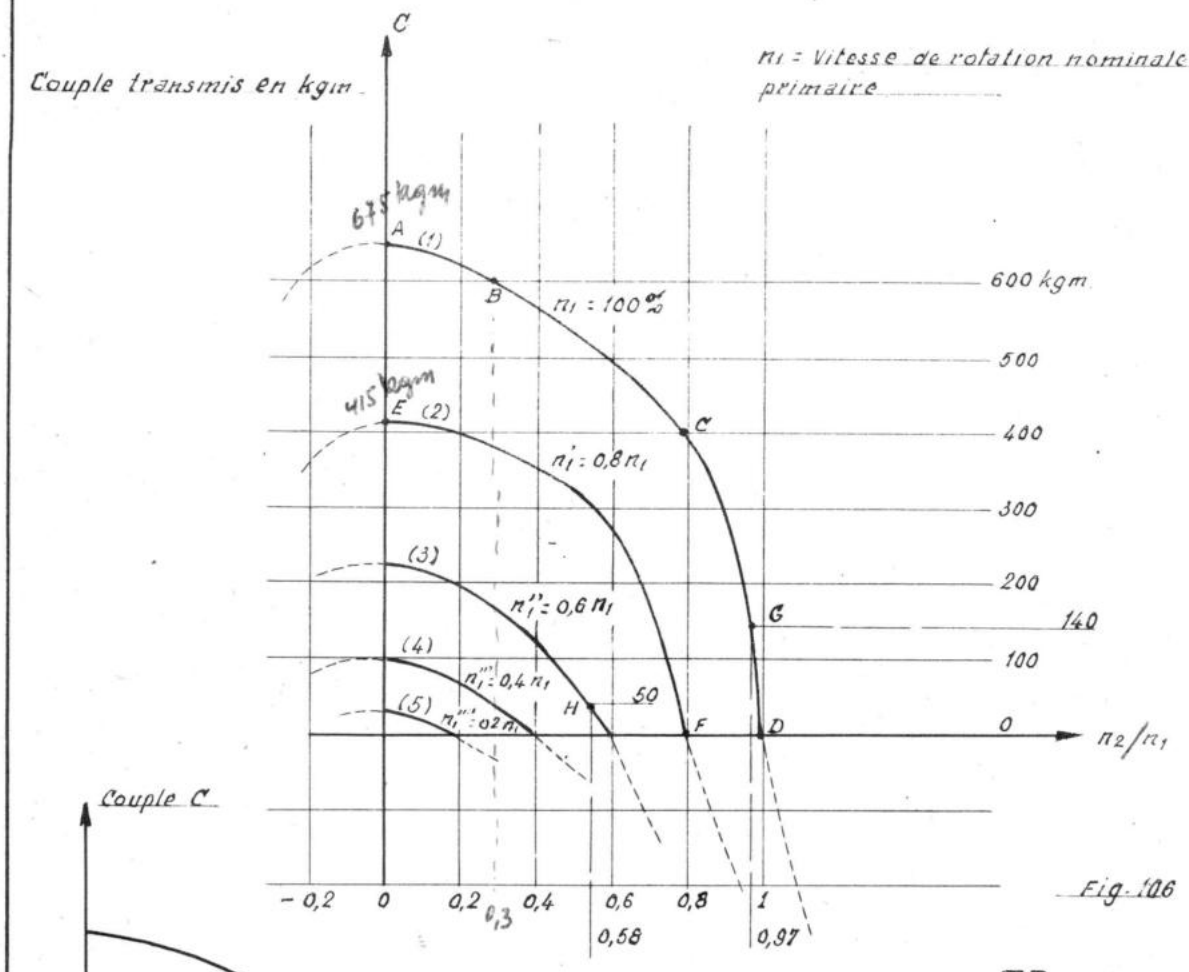


Fig. 106

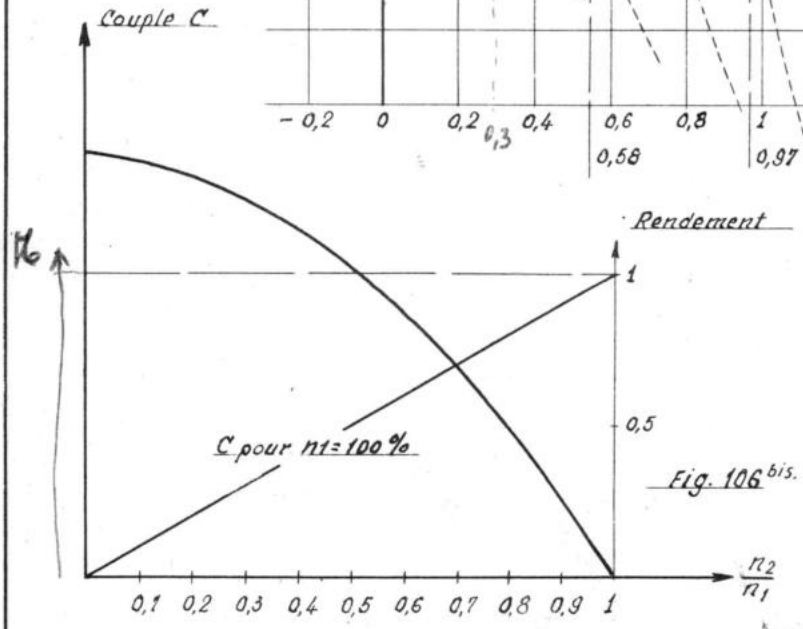
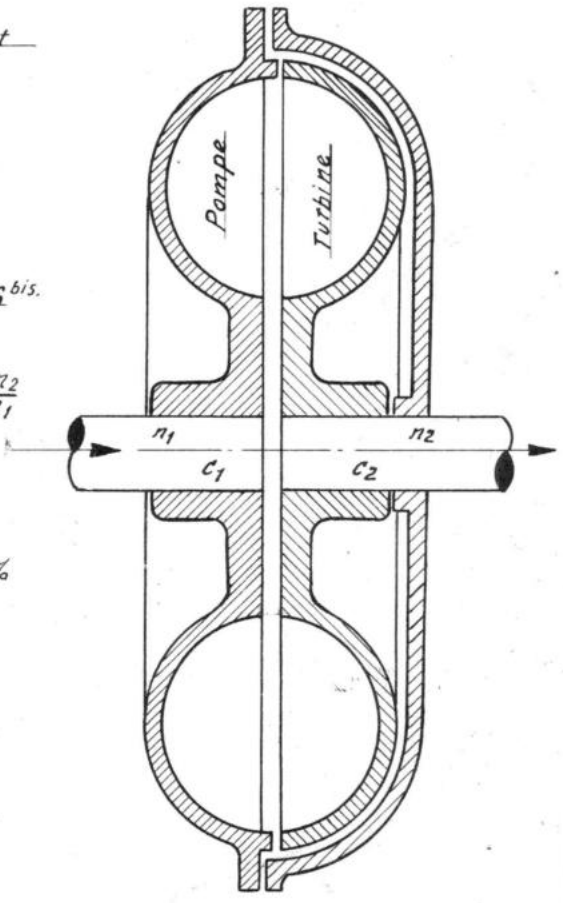


Fig. 106 bis.



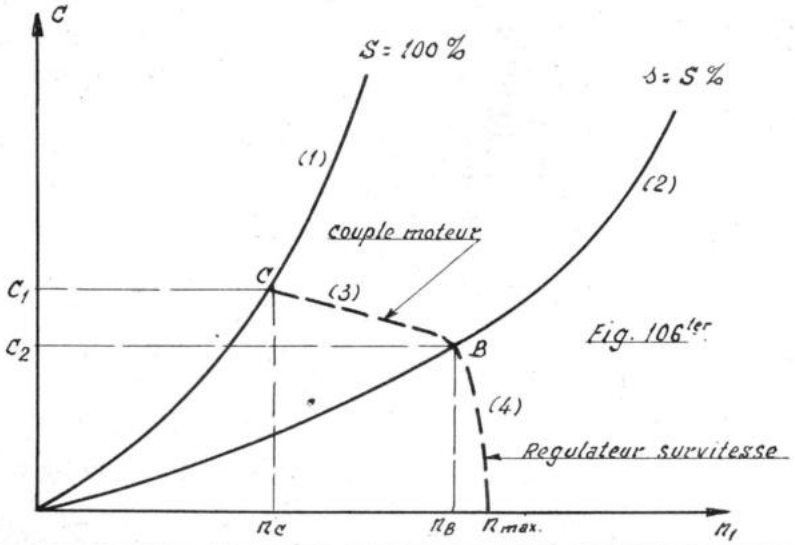


Fig. 106 ter

C. 1260
10 mc L

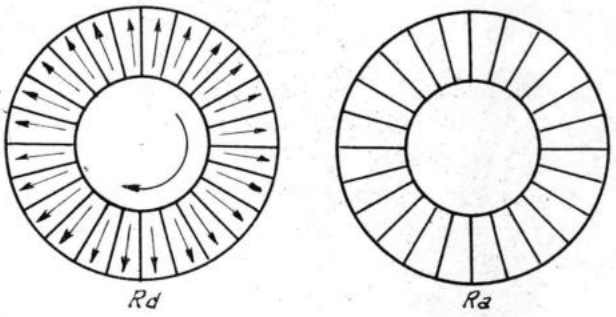
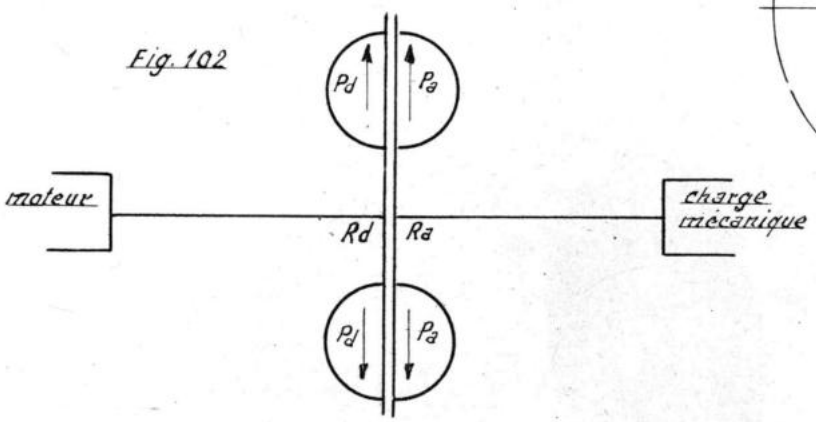


Fig. 102



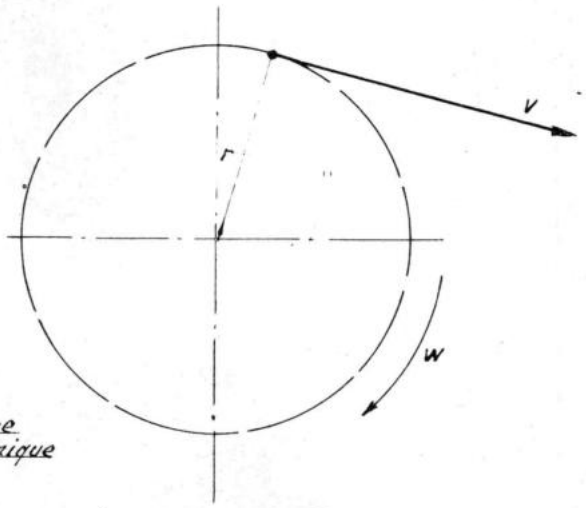
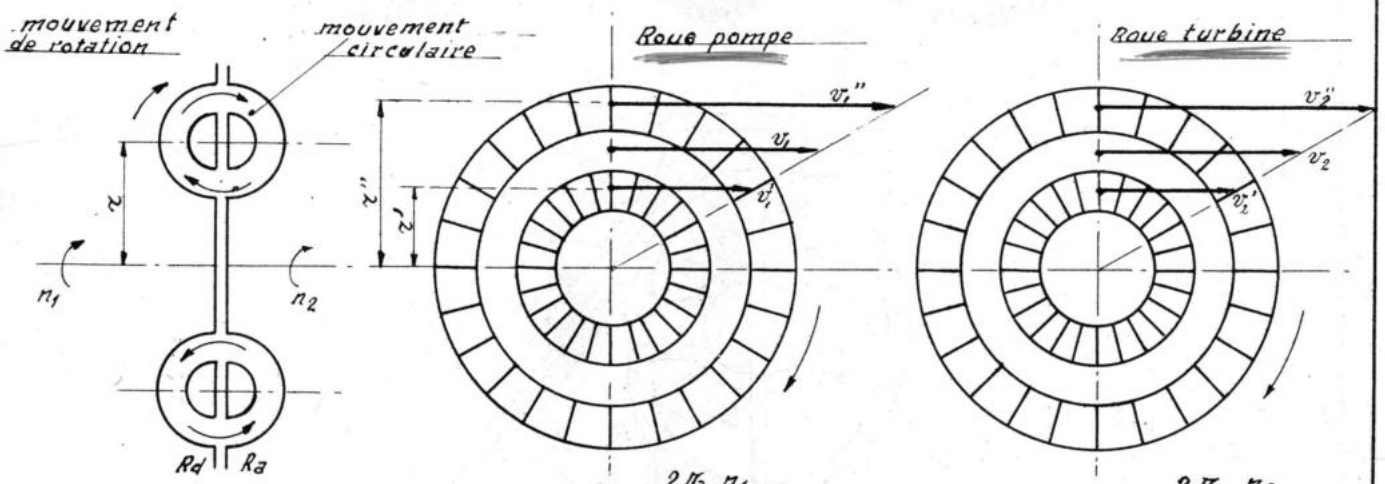
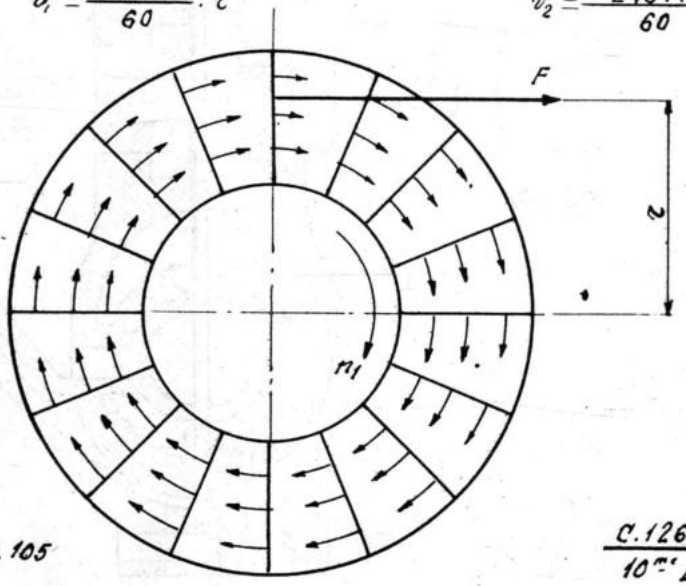


Fig. 103



$v_1 = \frac{2\pi . n_1}{60} . r$ $\qquad$ $v_2 = \frac{2\pi . n_2}{60} . r$

Fig. 104



f = Effort de pression des aubages sur l'huile
F = Effort de pression resultant
F.r = couple moteur

Fig. 105

C.1260
10 T.L

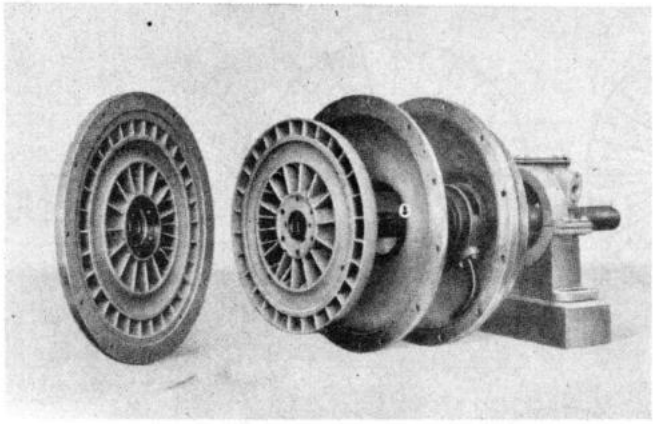


Fig. 99

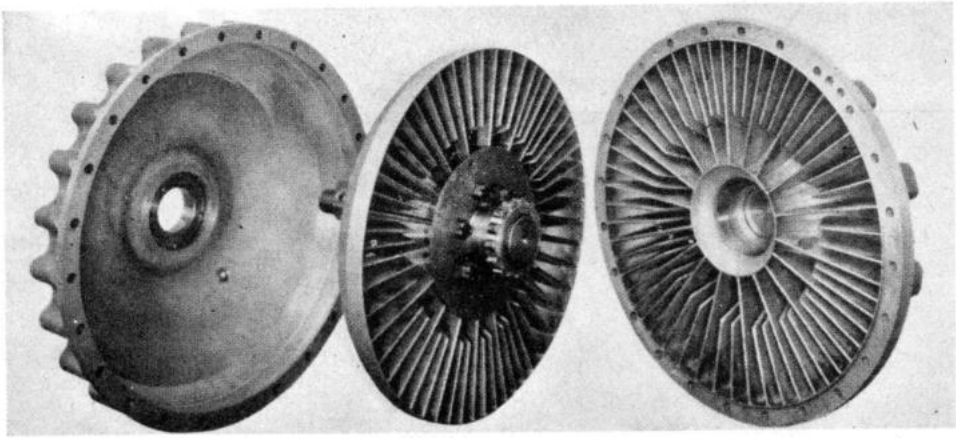


Fig. 100

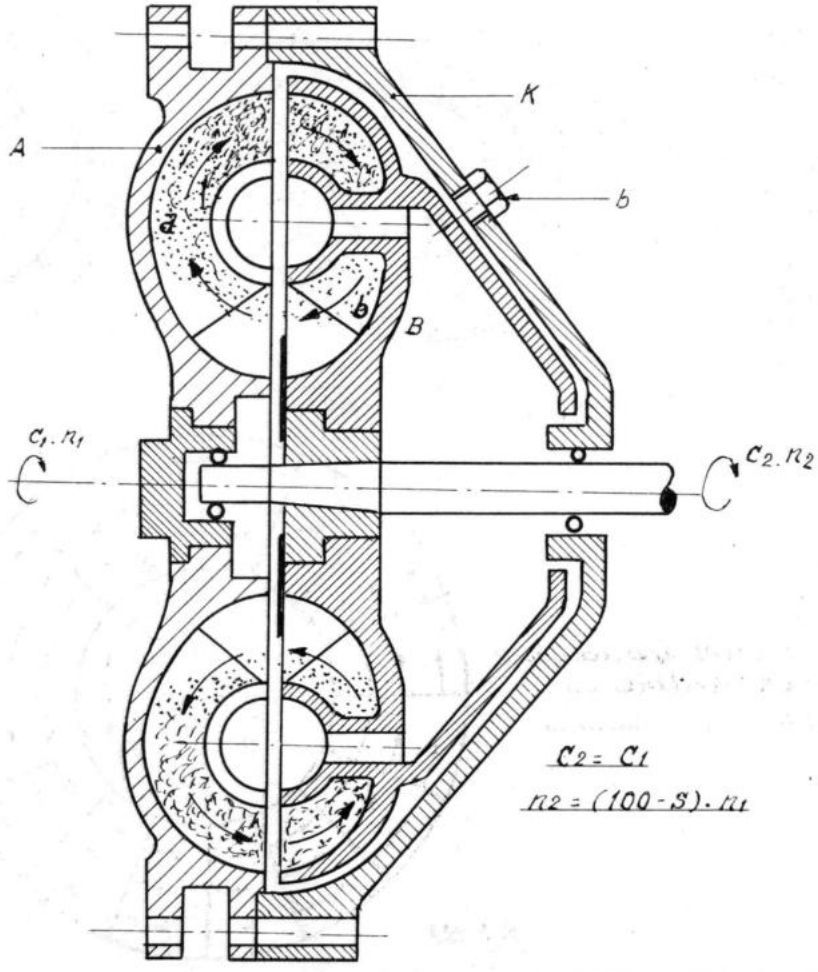


Fig. 101

$C_2 = C_1$

$n_2 = (100 - S) . n_1$

Von Autoyre. 248392. 9.65 (200)

Commande des essieux HL t. 250

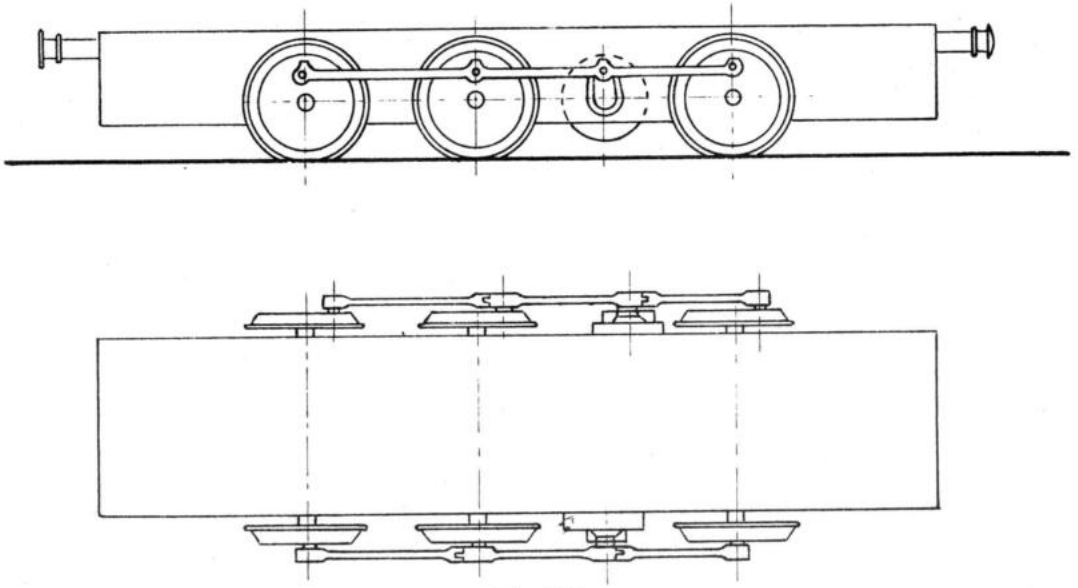


Fig. 143

Commande des essieux HL t. 272

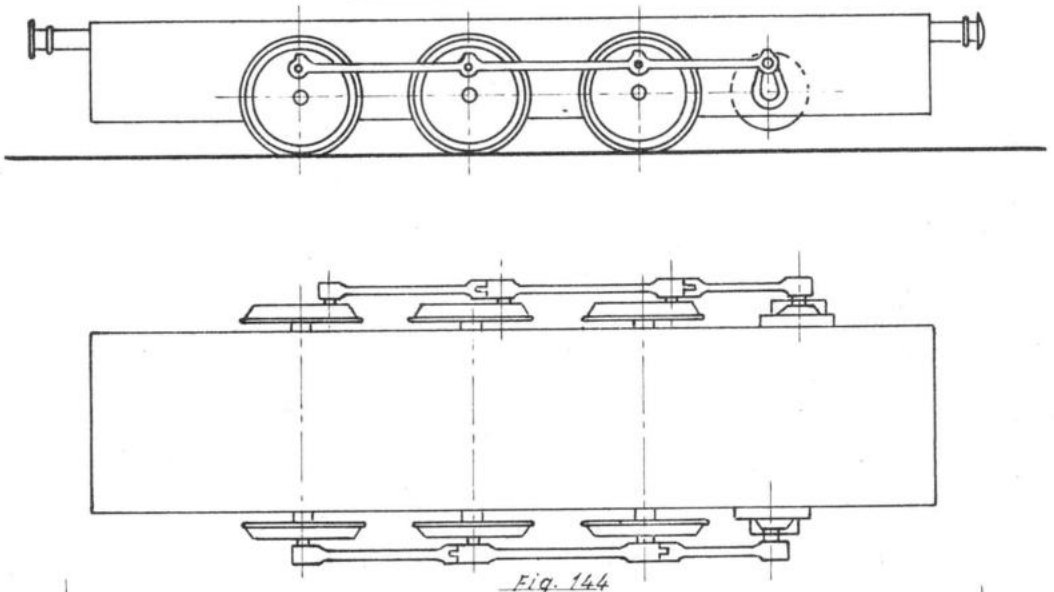


Fig. 144

Bielle d'accouplement pour 2 essieux.

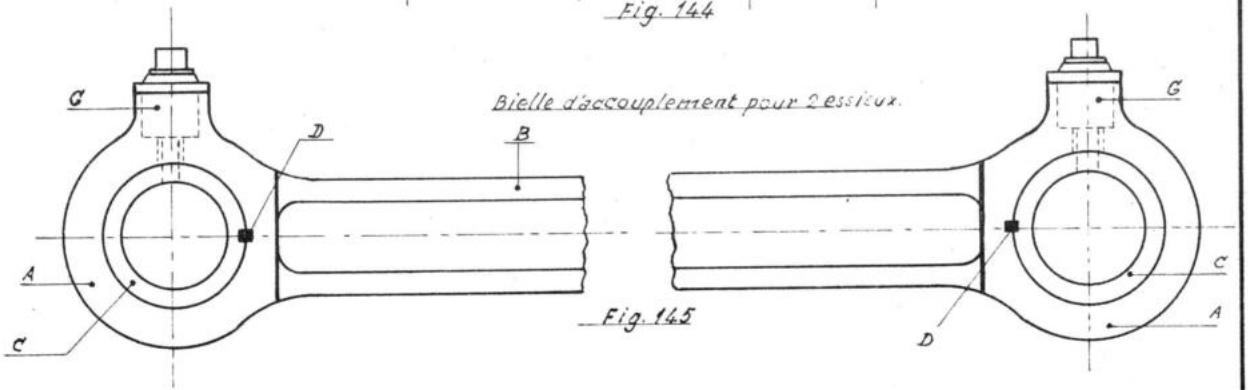


Fig. 145

Bielle d'accouplement pour 3 essieux.

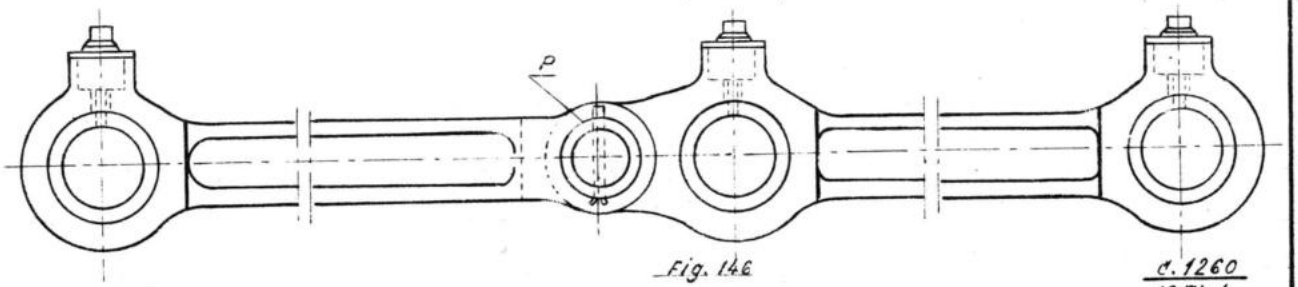


Fig. 146

Cela détermine le point G sur la courbe (1), qui correspond à un couple continu normal égal à ± 140 kgm.

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 %, $\frac{n''_2}{n''_1} = 0,97$.

n_1 maximum

Or $n''_1 = 0,6\ n_1$ d'où $\frac{n''_2}{0,6n_1} = 0,97$ 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.

74. 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 $\frac{Cn_1}{C.0,6n_1} = \frac{(n_1)^2}{(0,6n_1)^2} = \frac{1}{0,36}$

$C\ n_1 = 140$ kgm donc $C\ 0,6\ n_1 = 0,36 \times 140$

$= \underline{50,4 \text{ kgm}}$

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 $\frac{n_2}{n_1} = 1$.

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 de remplissage déterminé. Ainsi, avec un glissement de 100 %, le moteur prend une vitesse égale à n_c tr/min (le couple moteur développé est égale à C kgm).

Si la vitesse N_B tr/min correspond à la vitesse maximum 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.

8. Application de l'accouplement hydrodynamique (ou coupleur).

75. L'accouplement hydrodynamique est très appliqué sur les engins de traction diesel pour :

a) Transmettre la puissance du moteur diesel à la boîte de vitesse d'une transmission mécanique. (par ex. autorails t 608 et 620 - Accouplement hydraulique Voith-Sinclair).

L'accouplement, constamment rempli d'huile, serte alors de liaison élastique entre le moteur et la boîte de vitesse, ce qui présente les avantages suivants :

- amortissement complet des vibrations et des chocs.
- protection du moteur contre une surcharge à cause des possibilités limitées de transmission de couple et de puissance.
- mise en charge progressive.
- aucune liaison mécanique entre la partie entraînante et la partie entraînée.
- adaptation spontanée de la transmission de puissance à la vitesse d'entraînement.
- adaptation spontanée du couple transmis à la résistance.

76. b) Entraîner directement les roues motrices par le moteur diesel à partir d'une certaine vitesse de l'engin quand une transformation du couple n'est plus exigée. L'accouplement n'est rempli qu'à l'instant de sa mise en service. (coupleur).

L'avantage du coupleur réside dans le fait que la puissance transmise peut être adaptée aux nécessités par un remplissage partiel ou par la limitation de sa vitesse d'entraînement ou les deux simultanément.

77. c) L'entraînement des ventilateurs de l'installation de refroidissement du moteur diesel.

Par le réglage du remplissage, on peut, à vitesse d'entraînement constante, régler la vitesse du ventilateur pour que le moteur maintienne constamment sa température idéale de marche. Le réglage du remplissage se fait par un thermo-relais placé dans le circuit de l'eau de refroidissement. (Groupes de refroidissement Voith montés sur la plupart des locomotives de manoeuvre de la S.N.C.B.).

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, $\frac{\pi\ d^2 . a}{4\ t}$ est le débit Q de la pompe. Sa puissance est donc

$$\boxed{N = Q.p}$$ (en $\frac{kgcm}{sec}$ si Q est exprimé en $\frac{cm3}{sec}$ 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 machines-outils. hydrauliques mais ne servent pas pour 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 en 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 cylindres A et D.

On peut maintenant 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, avec un réservoir à huile E.

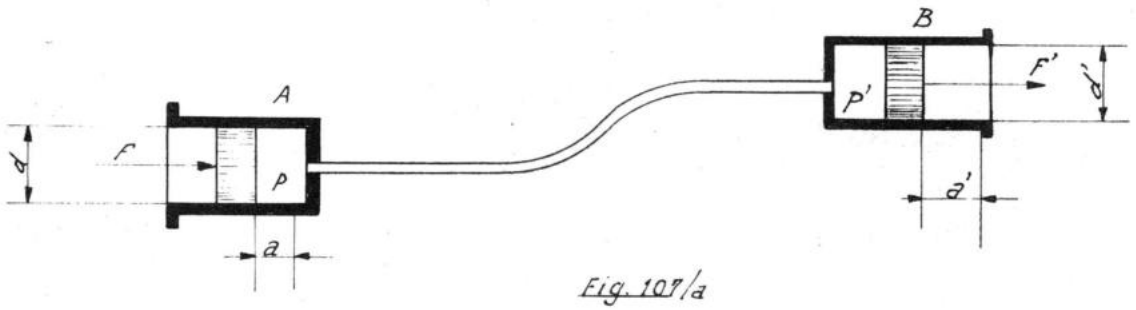


Fig. 107/a

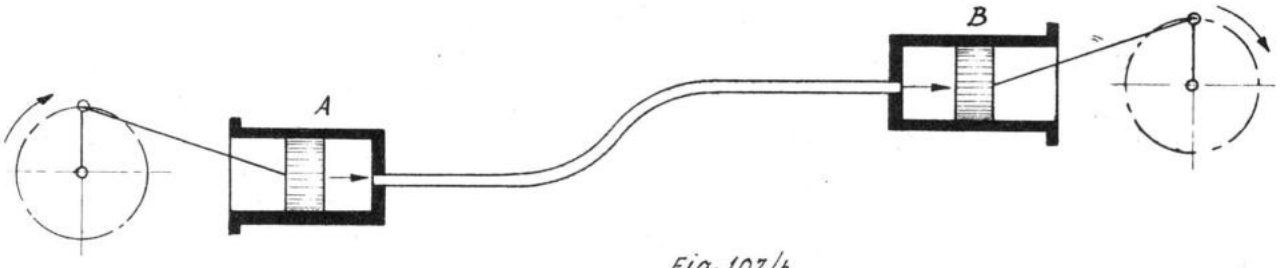


Fig. 107/b

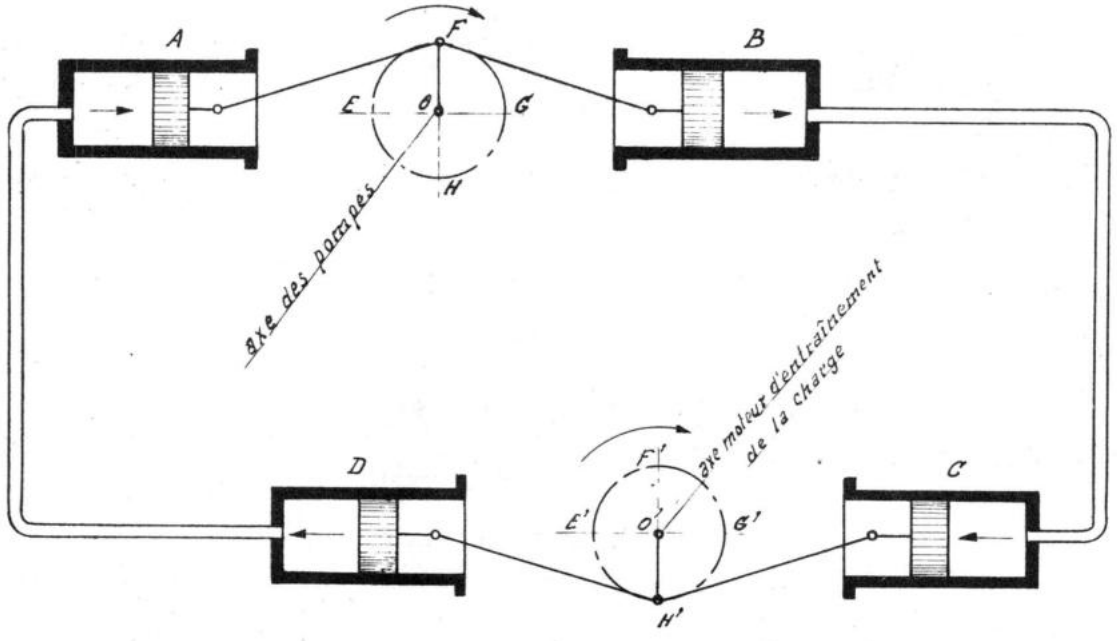


Fig. 107/c

Van Autrijve - 248396. 10. 65 (200)

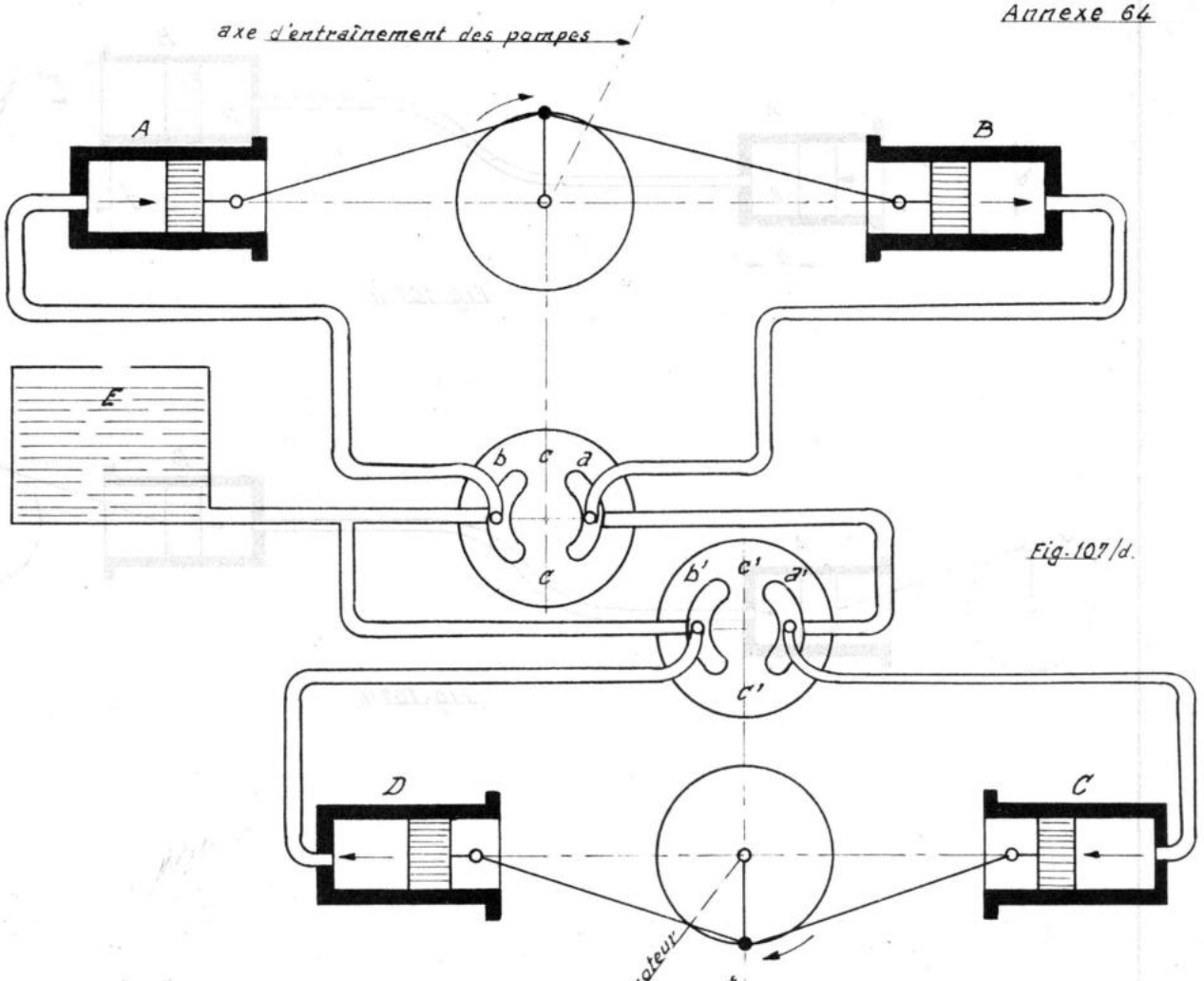


Fig. 107/d.

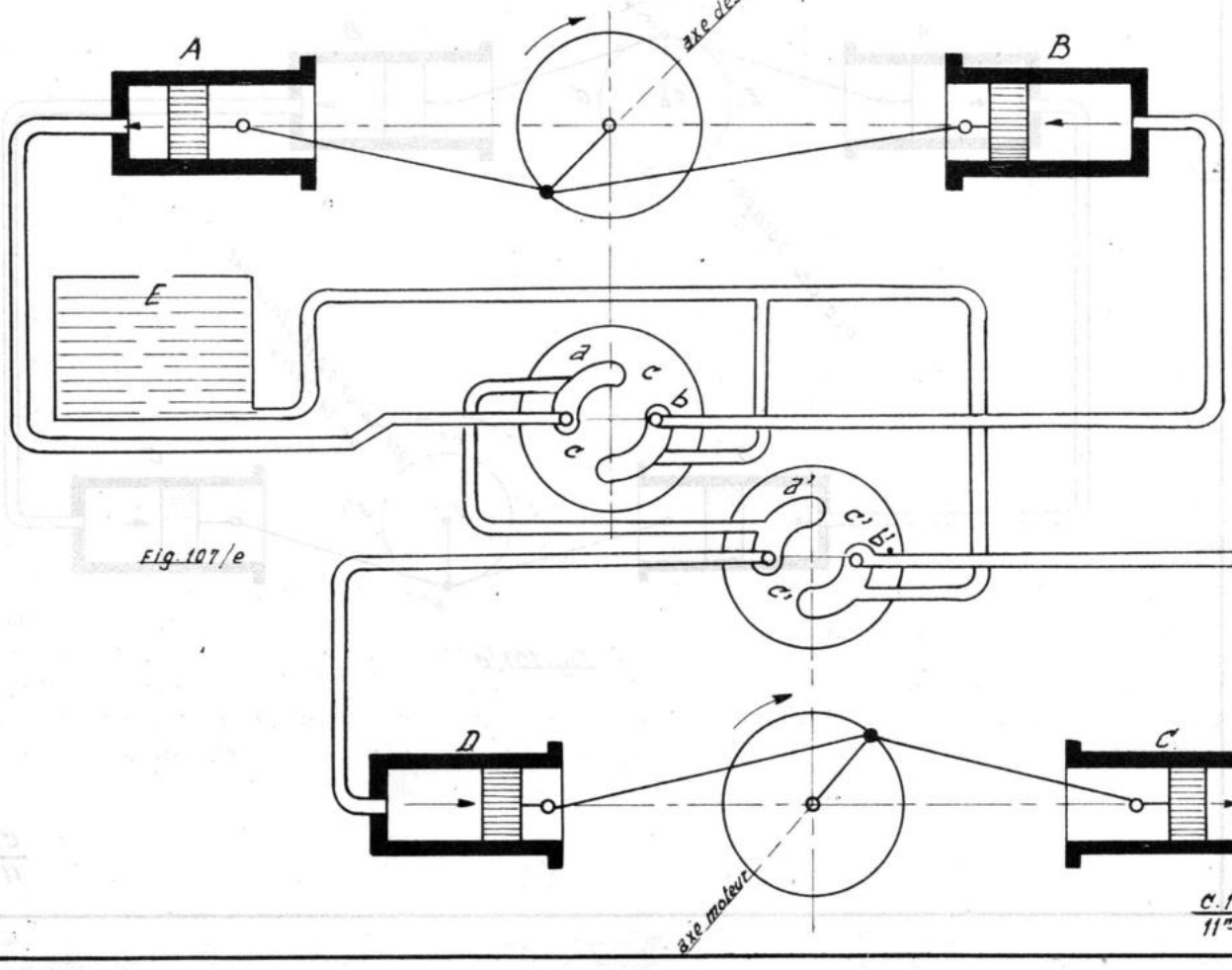


Fig. 107/e

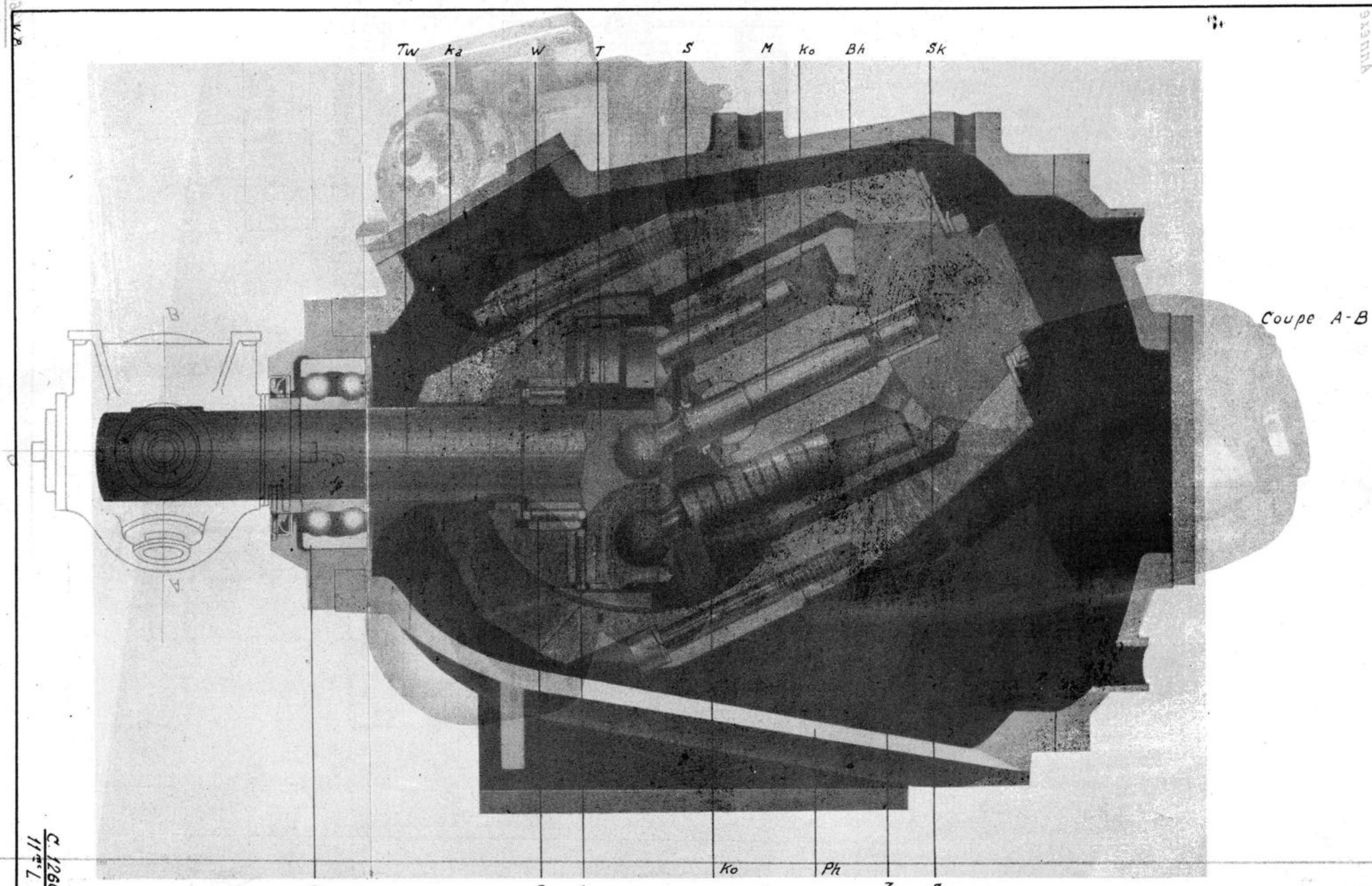
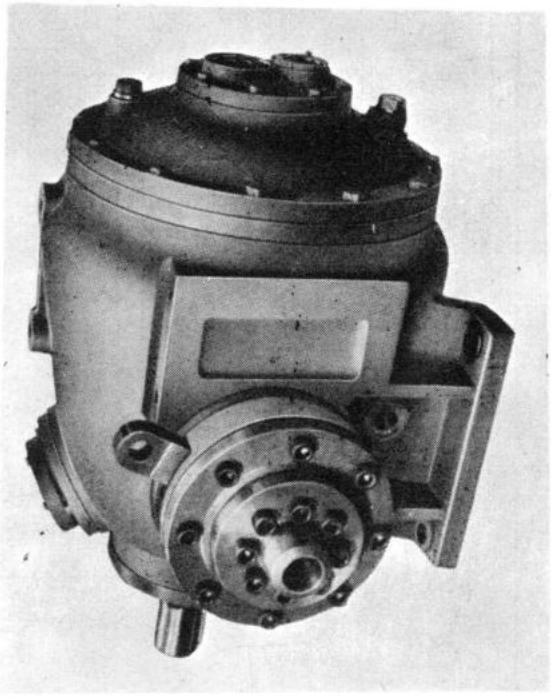
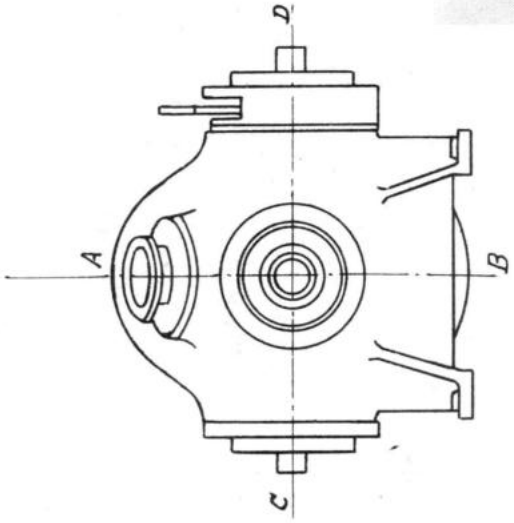


Fig. 108/b



Fig. 108/a





Coupe C-D

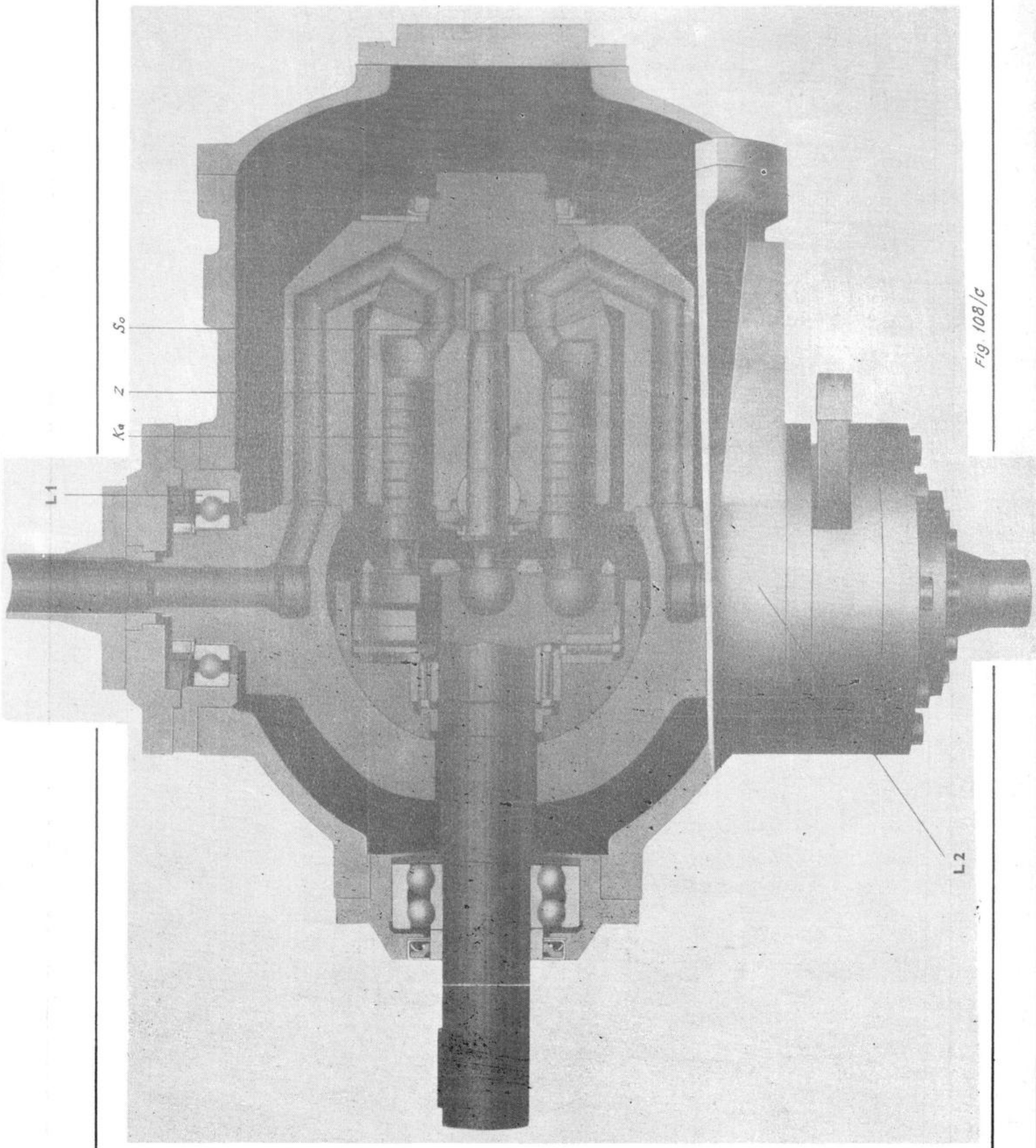


Fig. 108/c

Pompe au point zéro

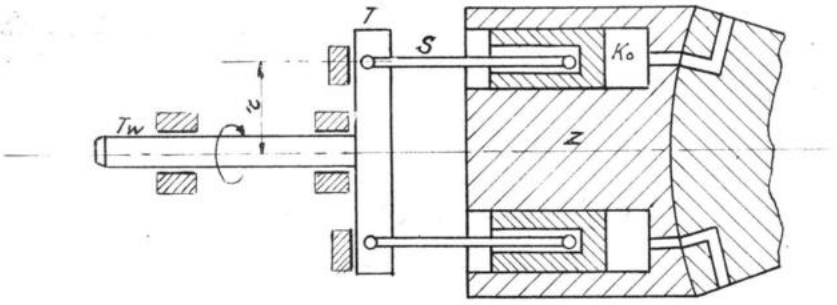


Fig. 108/d

Pompe inclinée

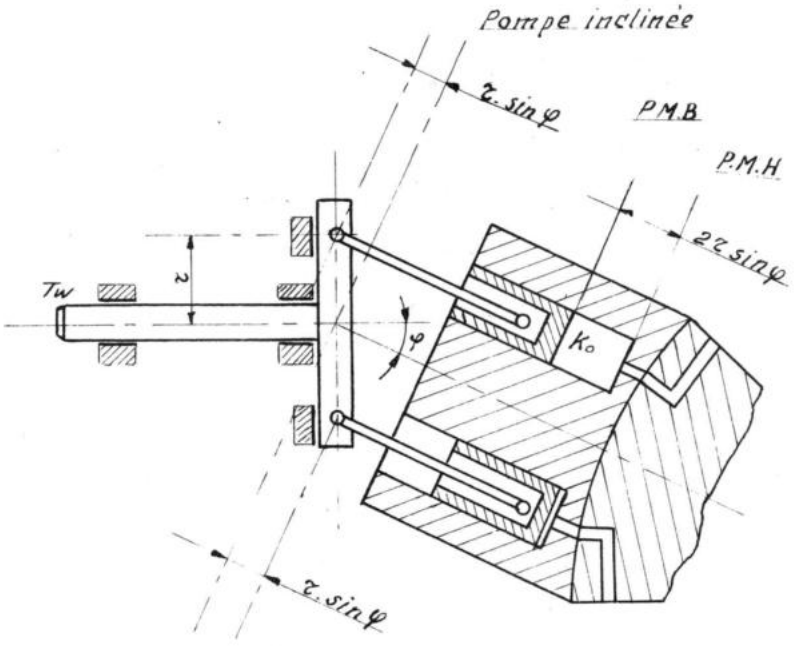


Fig. 108/e

Surface de distribution

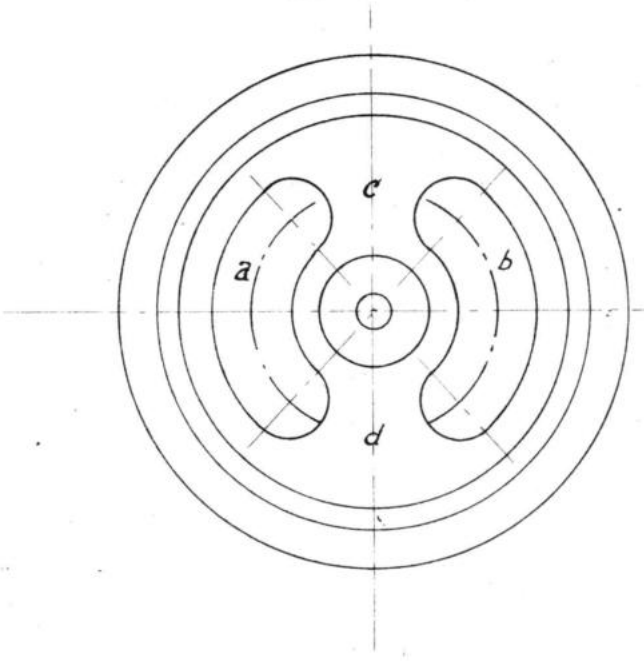


Fig. 108/f

C. 1260
11me L

1 pompe ventilateurs
2 moteur ventilateur
3 régulateur de débit
4 réservoir d'huile
5 valve de commande servo-moteurs des volets
6 soupape de surpression

Conduite d'aspiration
Conduite de pression
Conduite de fuite
Conduite de retour
Conduite d'alimentation des servo-moteurs des volets.

Fig. 110

Coupe d'une pompe "BEHR"

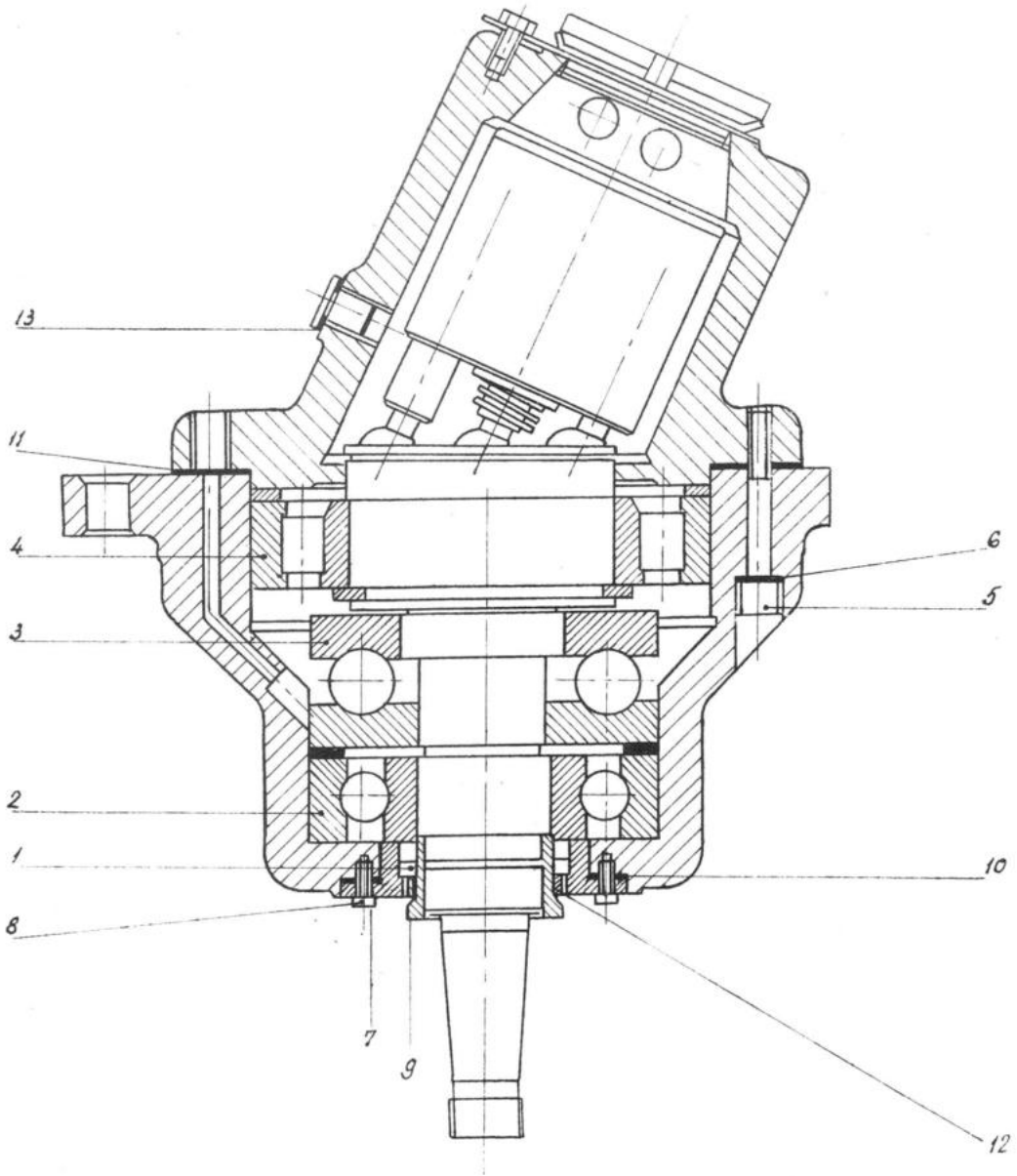


Fig. 109

3/12

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";
- le corps de pompe composé d'une calotte "Ka" et du boîtier conique "Bh" lequel est appelé, avec ses organes internes, "poire", à cause de sa forme;
- le 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" sur 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 "Rl" 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 "Ll" et "L2". La calotte est munie, pour cela, 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/c.

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/c). 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

$\varphi = 25°$ $\quad s = 2 r \sin 25°$ (débit de la pompe maximum
$= 2 \times 0{,}42262 \times r$ (
$= 0{,}84524\ r$ (

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 2d 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.

La surface de distribution "Sp", représentée à la fig. 108/f, a pour but de relier tous les cylindres sous pression au tourillon de pression (ouverture "a") et tous les cylindres à l'aspiration au tourillon d'amenée (ouverture "b"). A l'instant où le mouvement du plongeur dans un cylindre change de direction, le cylindre est isolé pendant un temps très court du fait que son ouverture est fermée par les surfaces "c" et "d".

c) Puissance et rendement de l'accouplement hydrostatique.

83. La puissance qui peut être transmise par un accouplement hydrostatique est donnée

$$N = \frac{p.Q}{450} \text{ ch}$$

p et Q sont respectivement la pression (en kg/cm2) et le débit (en l/min) donnés par la pompe.

En effet, dans l'étude du principe de base de l'accouplement hydrostatique, on a montré que la puissance transmise est égale à N = p.Q exprimée en kgcm/sec lorsque p est exprimée en kg/cm2 et Q en cm3/sec.

84. Le rendement "r" peut varier de 0,94 à 0,96 selon la pression d'huile.

85. On ne peut utiliser dans l'accouplement hydrostatique que de l'huile minérale pure, de très bonne capacité de graissage, exempte de traces d'eau, d'acides et de goudron et d'une viscosité de 5 à 6° Engler à 50° C. L'installation doit être bien désaérée car des bulles dans le circuit d'huile provoqueraient une diminution sensible du rendement.

86. La pression de fonctionnement d'un accouplement hydrostatique varie de 160 à 250 kg/cm2 lorsque φ peut varier de 16 à 25°.

87. Il existe des accouplements hydrostatiques pour des puissances de 90 ch (vitesse d'entraînement 1000 t/min) à 1000ch (vitesse d'entraînement 375 t/min).

4. Application de l'accouplement hydrostatique à la SNCB.

88. L'accouplement hydrostatique est appliqué sur les locomotives de route et de manoeuvre dont le moteur diesel est équipé d'une installation de refroidissement "Behr" (hldr t. 232 (toutes) et t. 260 (partiellement); hlde t. 200 et 210 (partiellement).

9/12

12e leçon.

Suite CHAPITRE III - TRANSMISSIONS.

I. But de l'inverseur.

89. L'inverseur est l'appareil 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 dur la plupart des locomotives de manoeuvre, soit incorporé dans le pont d'essieu (AR t. 670) soit incorporé dans le même carter que le transformateur de couple (boîte de vitesse 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 soit coulisser l'un par rapport à l'autre.

C'est le cas, par ex. de l'inverseur incorporé à la boîte de vitesse 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 séparée, 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 soit toujours en prise.

C'est le cas par ex. de l'inverseur incorporé dans la boîte de vitesse mécanique Winterthur, ainsi que dans les transmissions hydrauliques SEM (AR t. 602-603-630) et Voith (hld t. 211 et 213).

Von Autrijve 24.8.96.10.65(200)

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.

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.

Généralement, les deux engrenages coniques tournent librement sur l'arbre de sortie dont ils peuvent être rendus solidaires par un manchon d'accouplement. Ce principe est appliqué dans les inverseurs "Vöith" montés dans les ponts d'essieux des autorails t. 670 (fig. 117), 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 l'engrènement d'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 avoir obtenu l'arrêt par le freinage des roues, la grande pression sur les flancs des dents ou des griffes empêche l'engrènement de l'inverseur.

Il est alors, le plus souvent, suffisant de déplacer un peu l'engin pour que l'inverseur s'engage facilement.

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 amené à une certaine vitesse à cause de l'air présent de ce transformateur. Dans cette circonstance, le placement dans un sens de marche va provoquer le glissement des griffes les unes sur les autres, ce qui peut les avarier gravement. Si pour certaines raisons, le moteur doit quand même être lancé, l'inverseur ne peut être placé dans un sens de marche qu'après avoir arrêté le moteur et attendu suffisamment longtemps pour que la transmission hydraulique soit revenue à l'arrêt.

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 assurer (graissage - résistance provenant de l'entraînement de l'inverseur et du transformateur de couple par les roues motrices).

Le placement d'une sécurité est nécessaire pour éviter que, par les vibrations ou d'autres causes, le manchon d'accouplement ne se déplace intempestivement et que ses griffes ne viennent en contact avec celles des roues dentées ce qui provoquerait 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 l'engrènement spontané de l'inverseur pendant le mouvement de l'engin Diesel (par ex. après la chute brusque de la pression d'air sur le servo-moteur de commande).

En exécutant les travaux d'entretien, il faut toujours vérifier l'efficacité et la sûreté de fonctionnement de ce verrouillage. Ce verrouillage consiste, en général, en une bille pressée par un ressort dans un logement de la surface intérieure du manchon d'accouplement 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 manchon d'accouplement. 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 autorail 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 tout patinage des roues qui est 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 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 $\boxed{\dfrac{C_1}{C_2} = \dfrac{n_2}{n_1}}$

<u>Les vitesses des deux arbres sont donc en raison inverse des couples résistants agissant sur ces arbres</u>.

107. <u>Cas particuliers</u>.

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.

Les autorails t. 553, 554, 604 et 630, dans lesquels une seule transmission entraîne deux essieux moteurs, possèdent aussi 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.

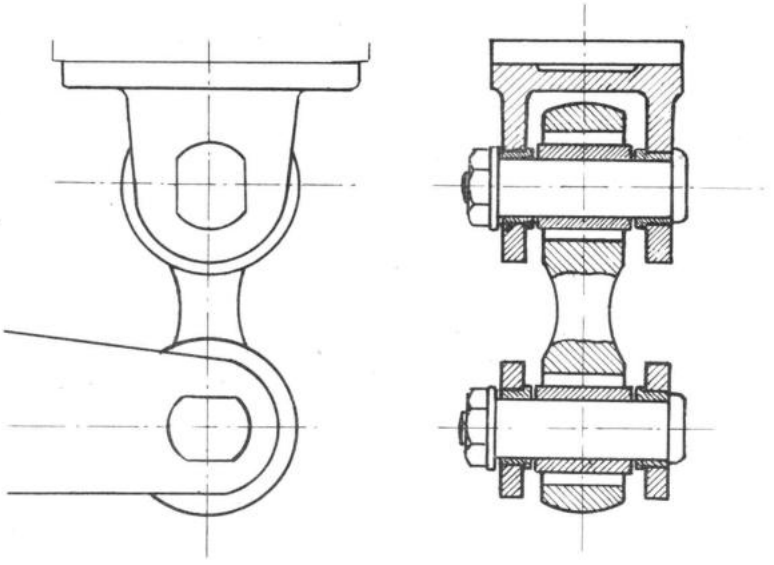
109. Ce dispositif, généralisé sur les vélos, supprime spontanément la liaison entre le moteur ou la transmission ou entre la transmission et les roues motrices lorsque, pour l'une ou l'autre raison, la transmission ou le moteur seraient entraînés par les roues motrices.

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 les fortes puissances.

A la SNCB, 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 une trop grande vitesse lorsque le moteur diesel est amorcé.



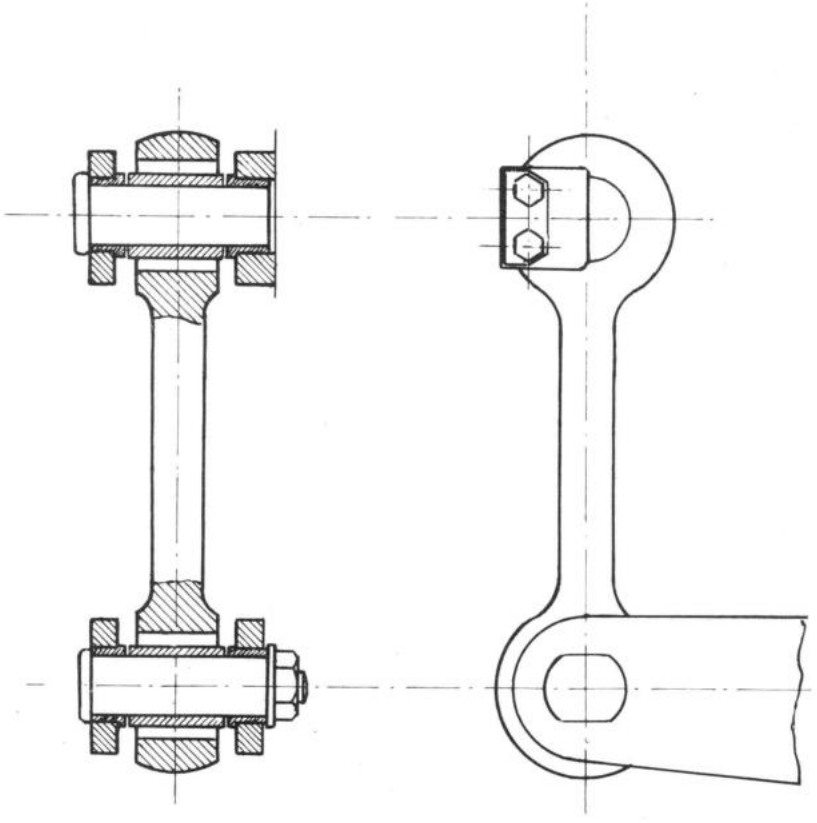


Fig. 141

Locomotive à 3 essieux moteurs (faux-arbre et bielles)

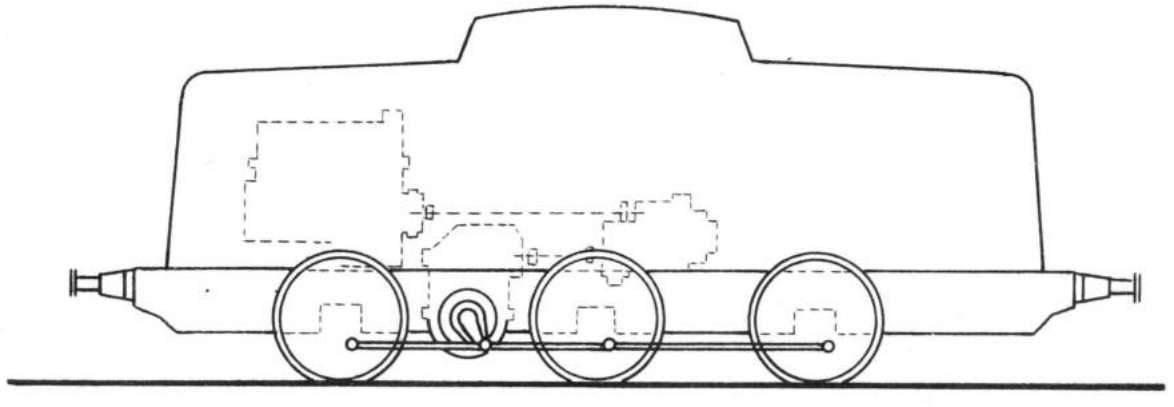


Fig. 142

Représentation d'une jambe de force (Brossel)

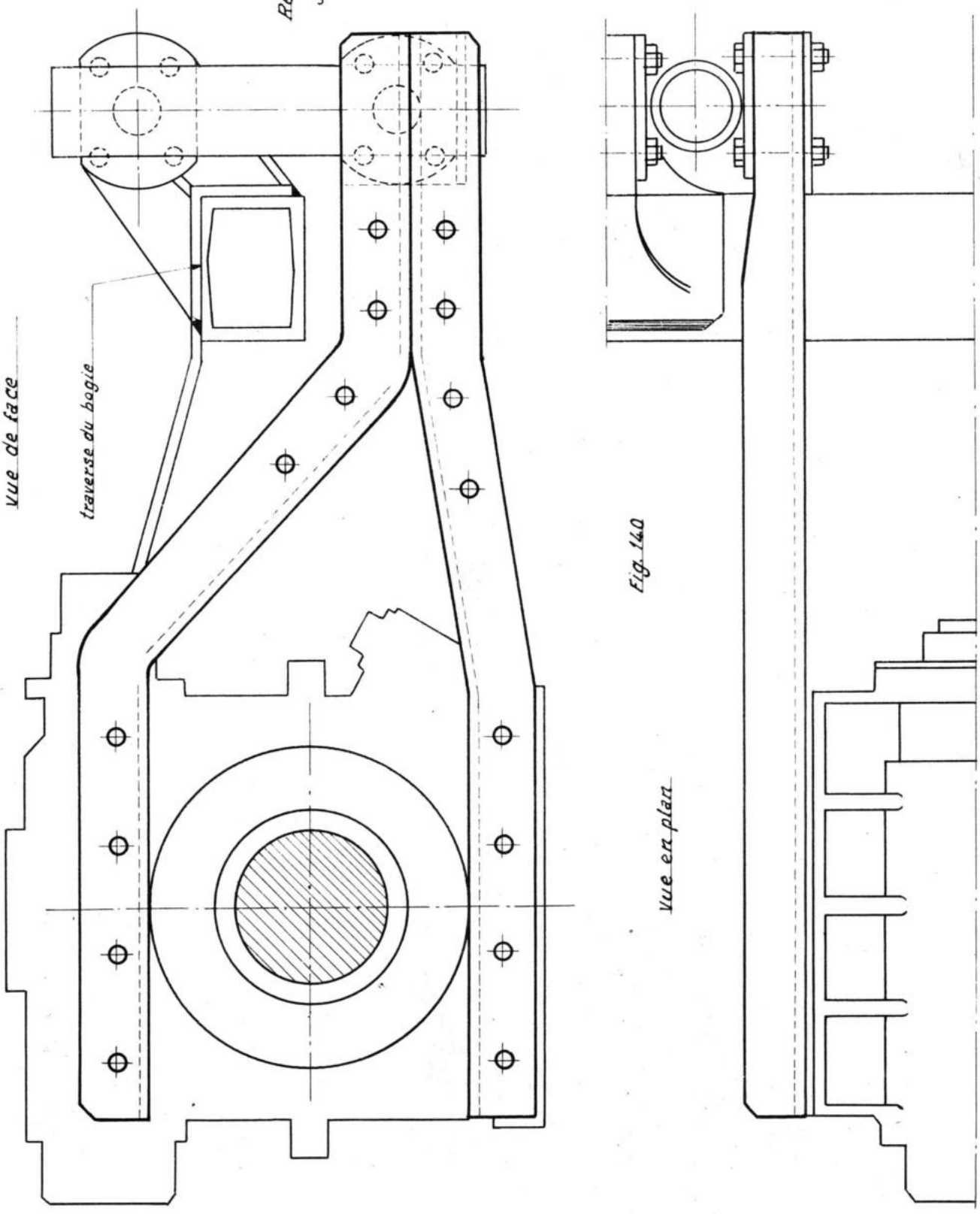


Fig. 140

V.P.

Pont d'essieu. "Brossel"

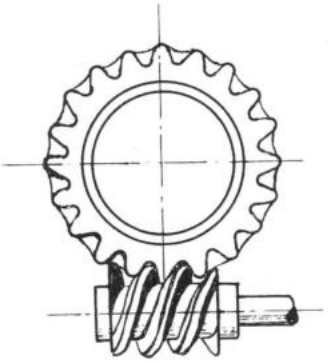


Fig. 137

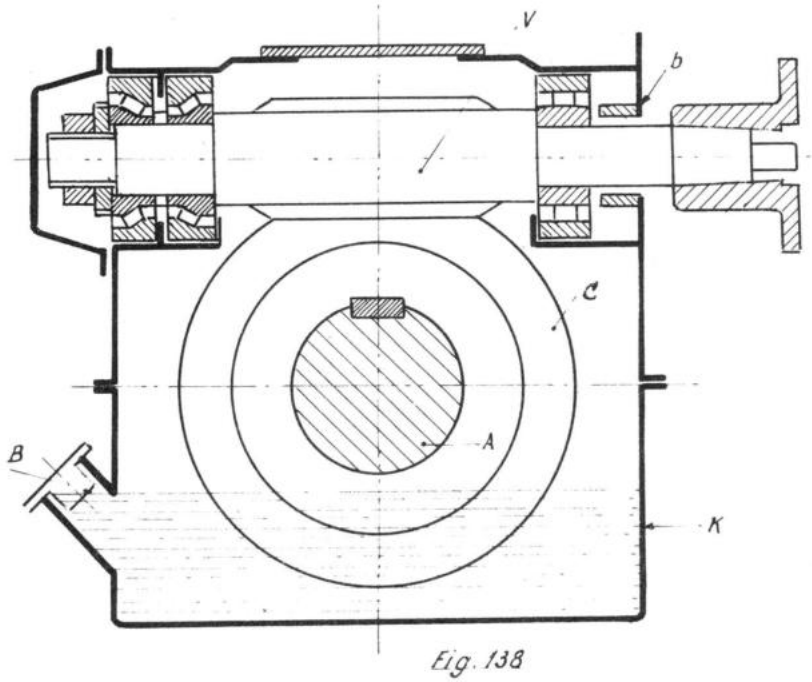


Fig. 138

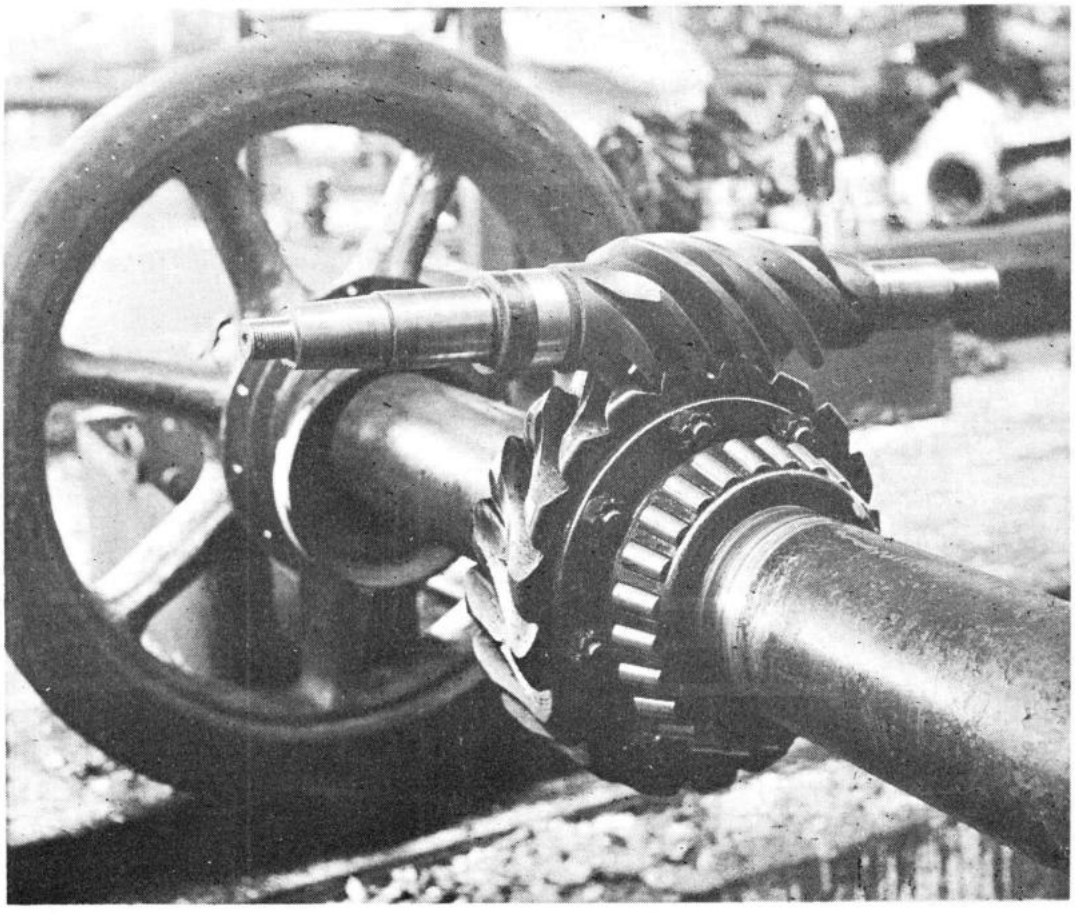


Fig. 139

DISPOSITION DE LA MOTORISATION DANS LE BOGIE

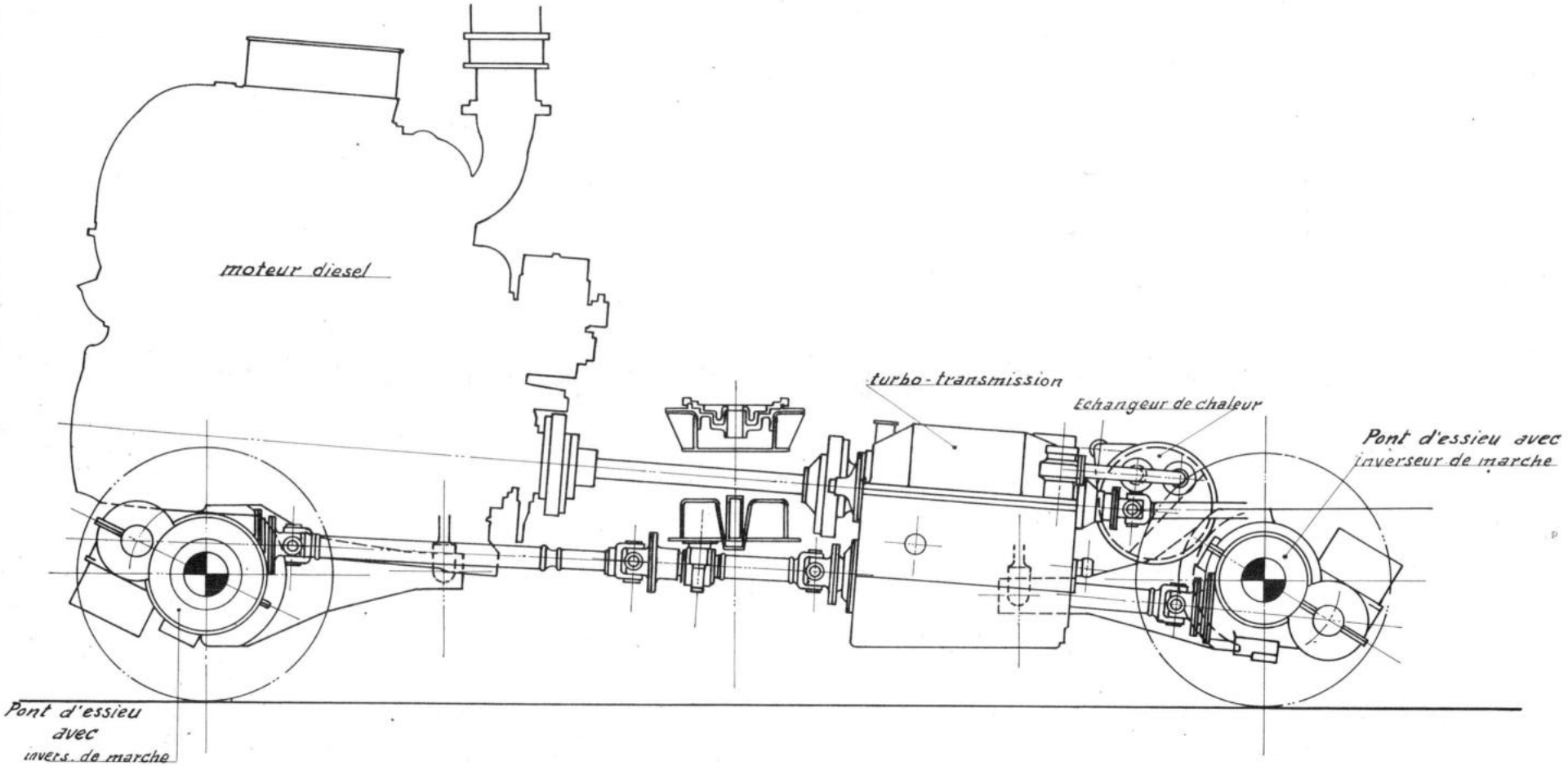


Fig. 136

Annexe 62

C 1260
12-71

Ponts d'essieux Cockerill-Mylius

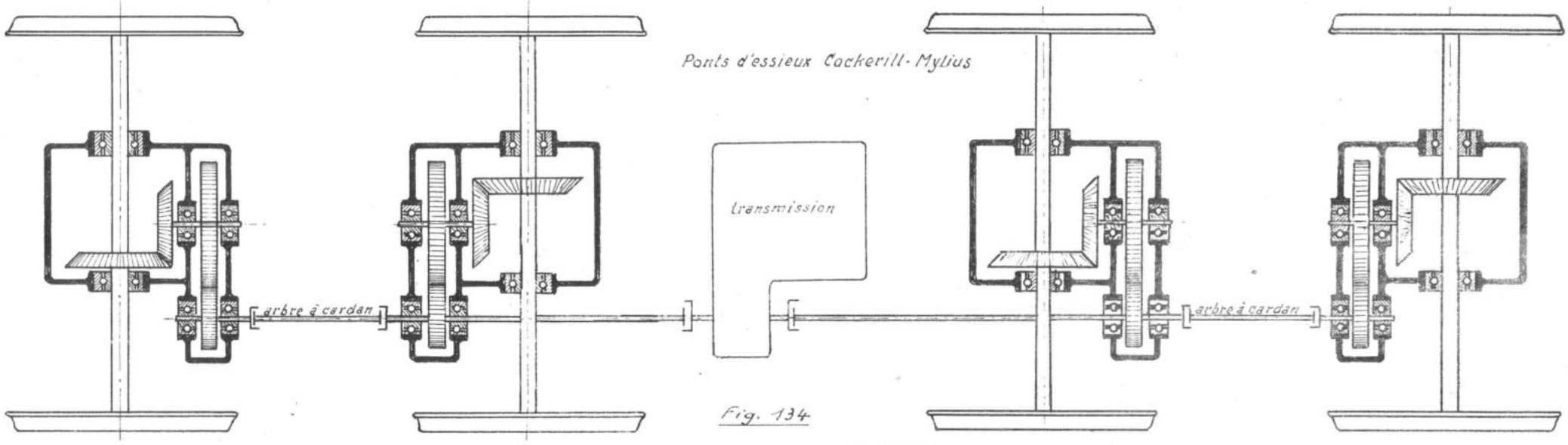


Fig. 134

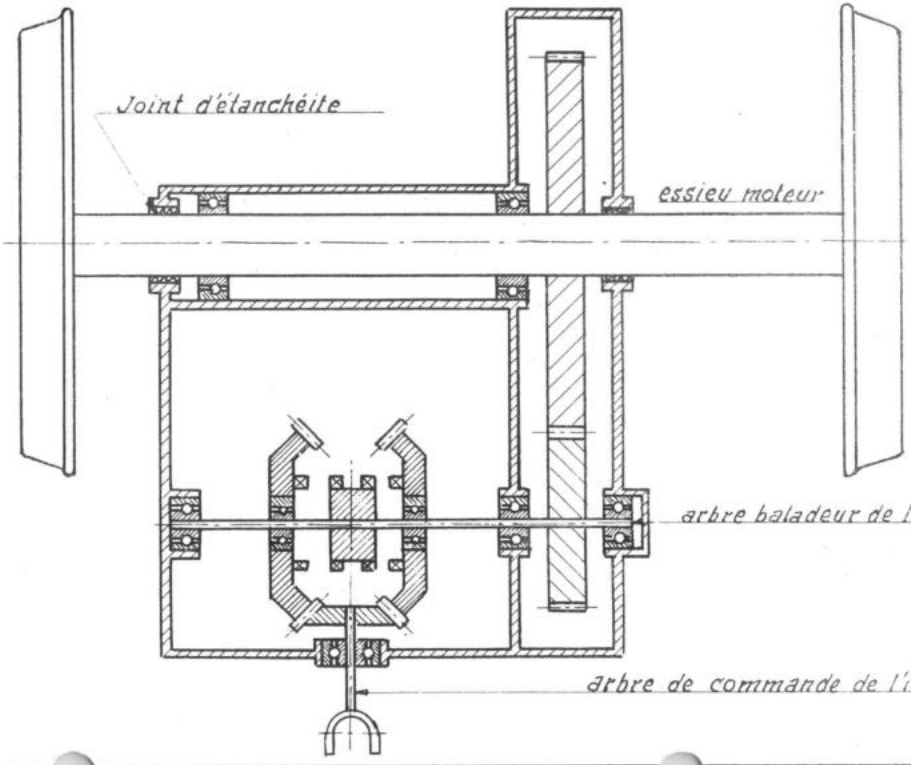


Fig. 135

C. 1260
12 mm 7

Annexe 81

V.P.

Pont d'essieu. t.605

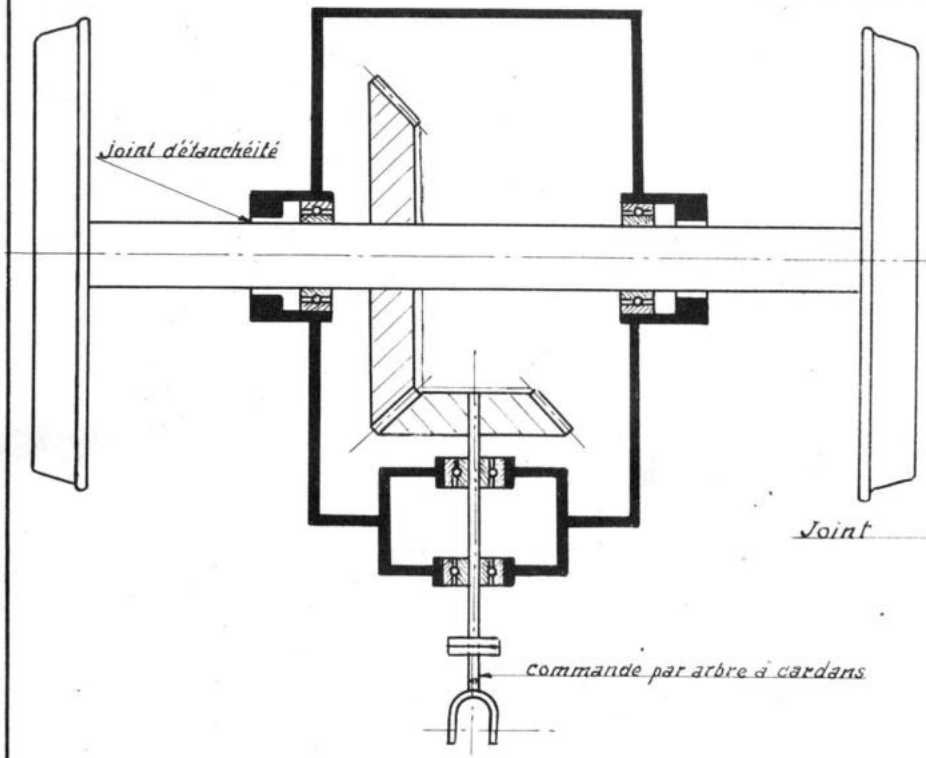


Fig. 132

Ponts d'essieux t.604 avec différentiel

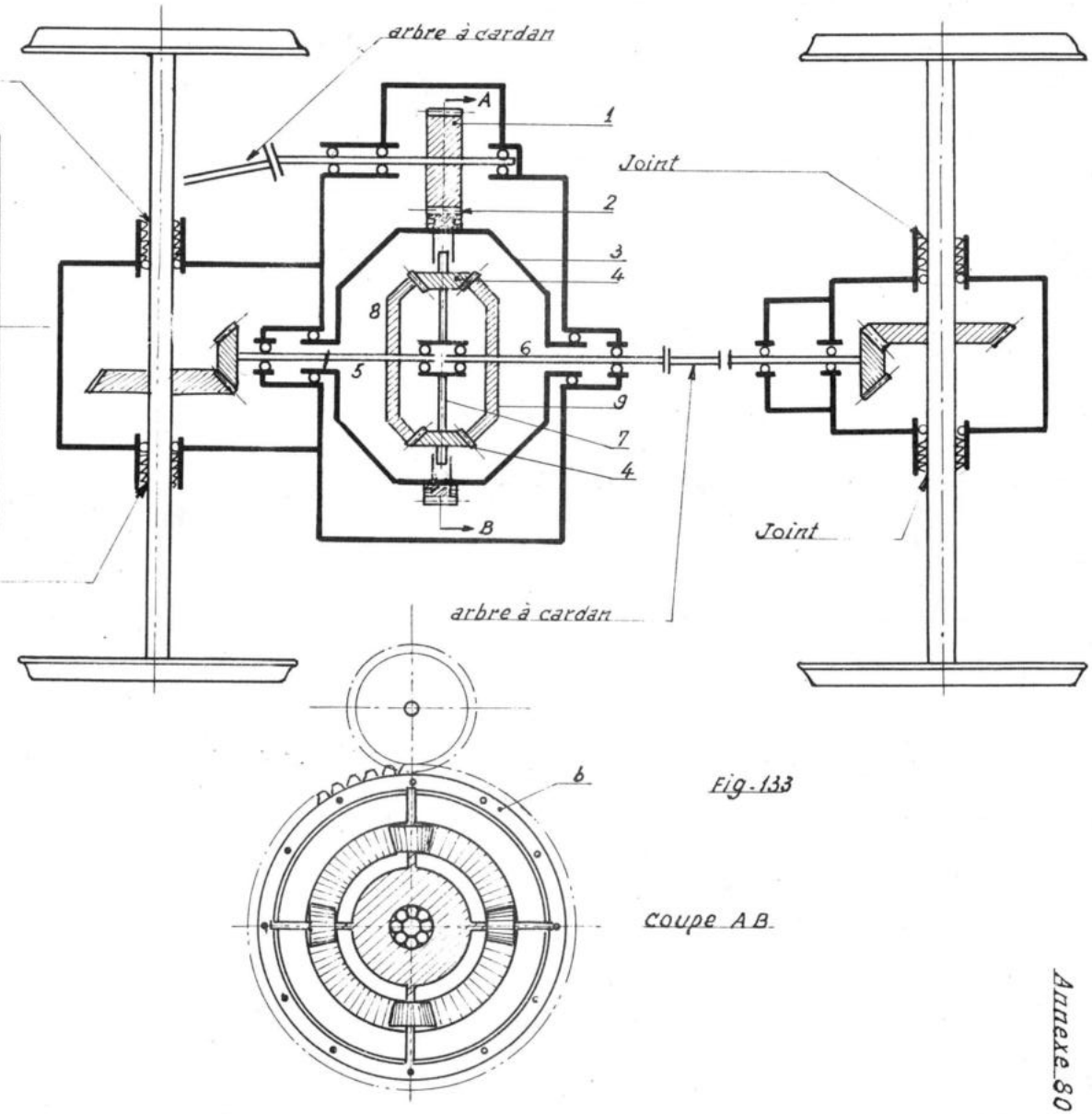


Fig. 133

coupe A B.

C.1260
12-7-1

Annexe 80

Pont d'essieu t 603

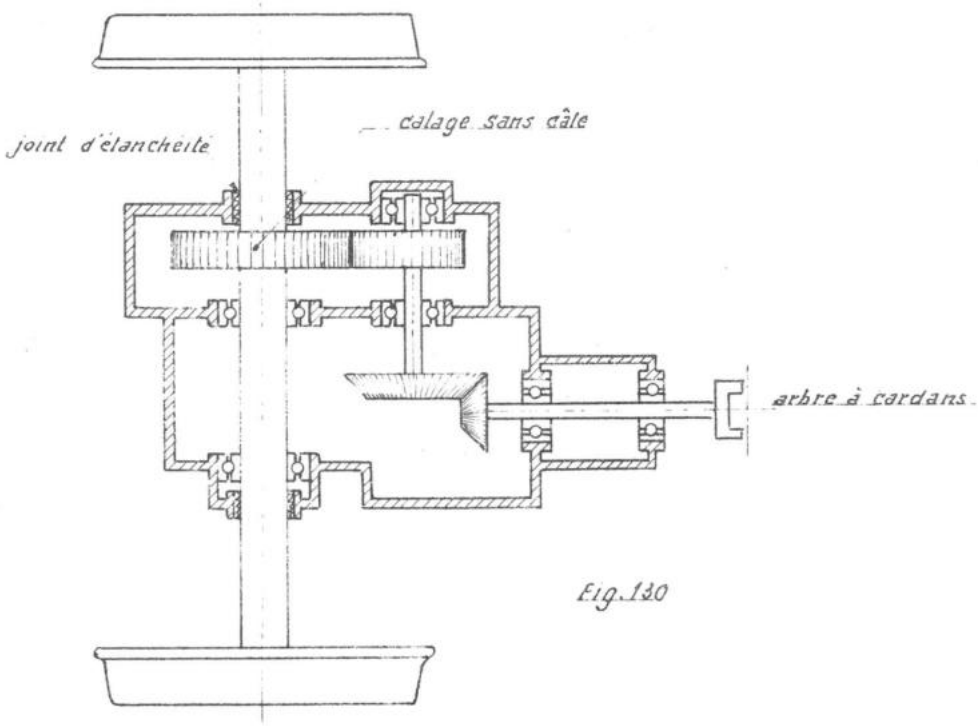


Fig. 130

Pont d'essieu avec différentiel t 630

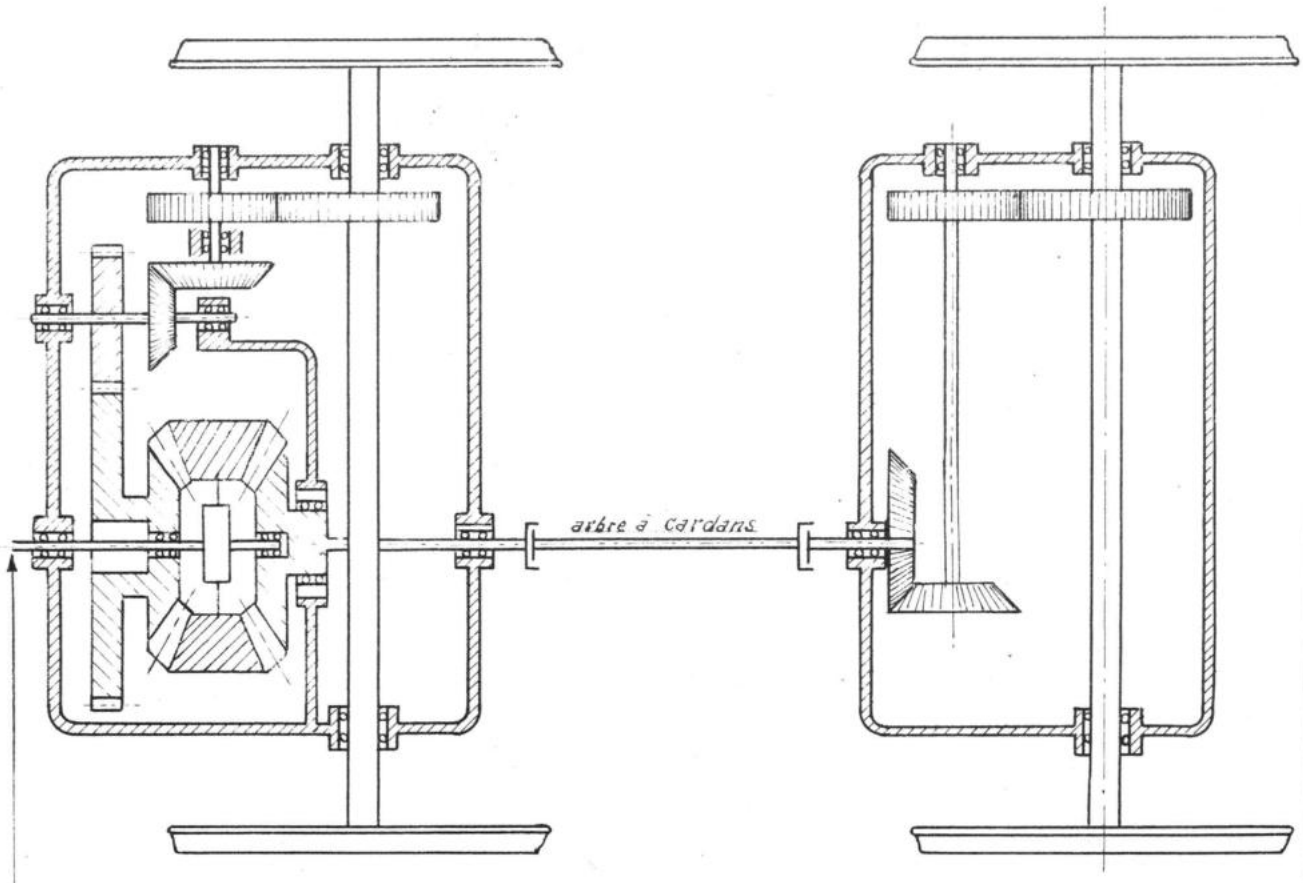


Fig. 131

V.P.

Pont d'essieu t. 608-620

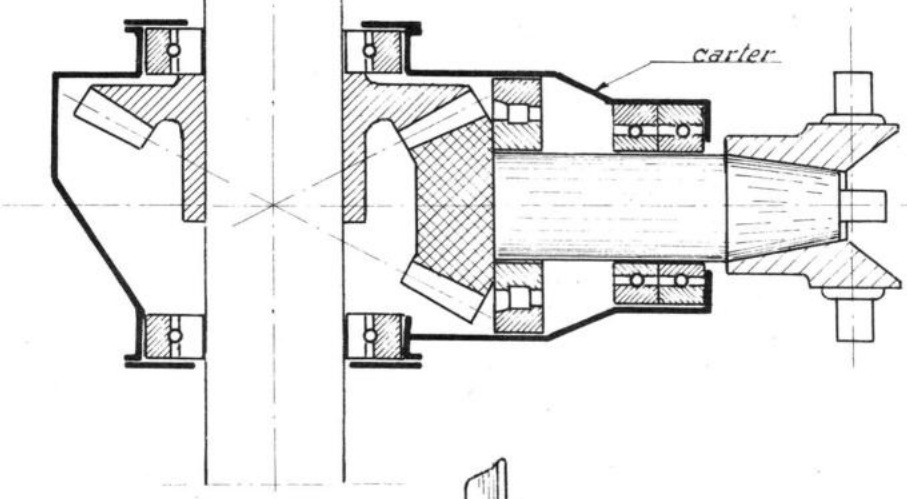


Fig. 128

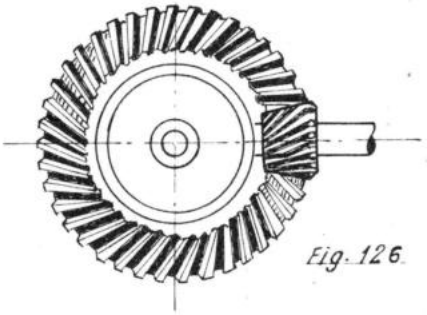


Fig. 126

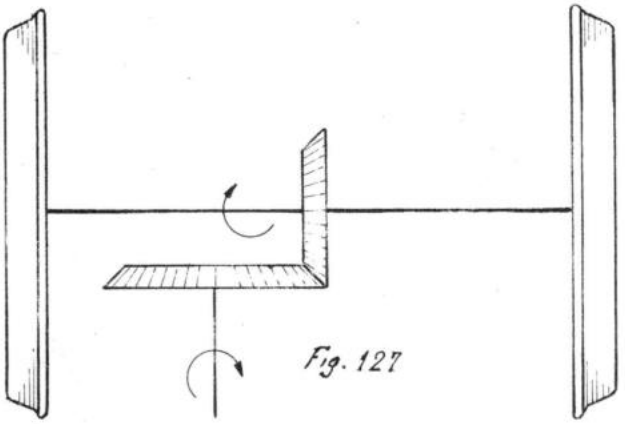


Fig. 127

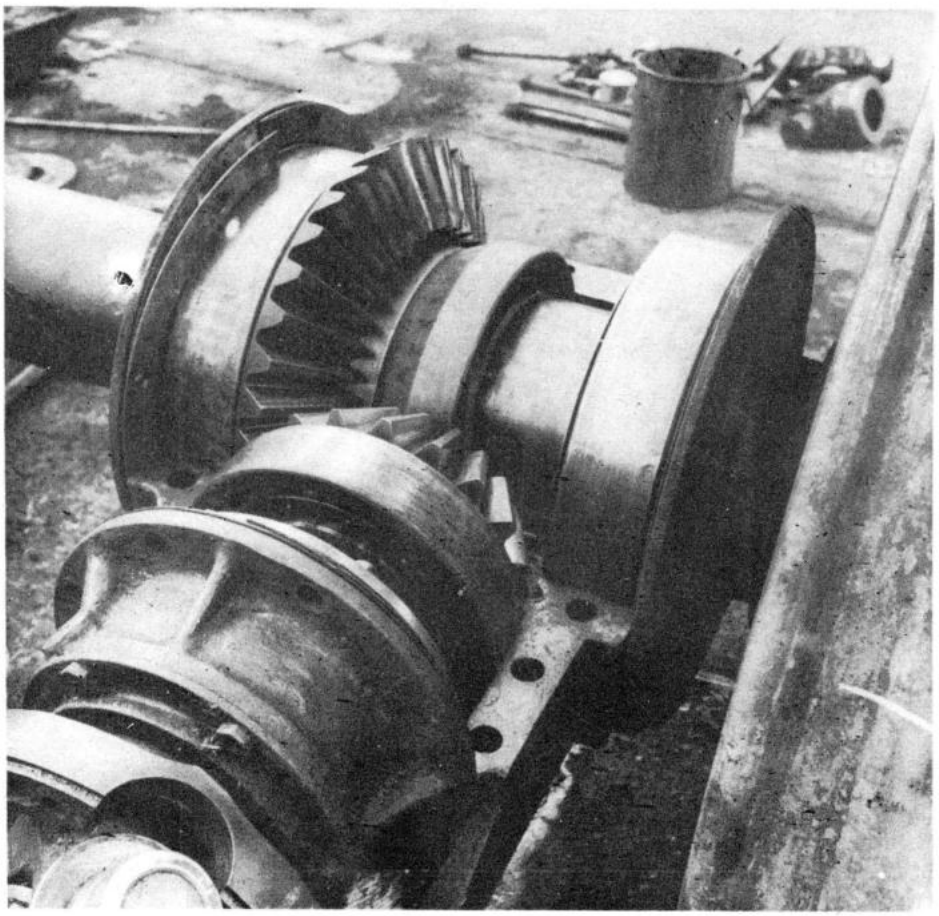


Fig. 129

Principe du différentiel

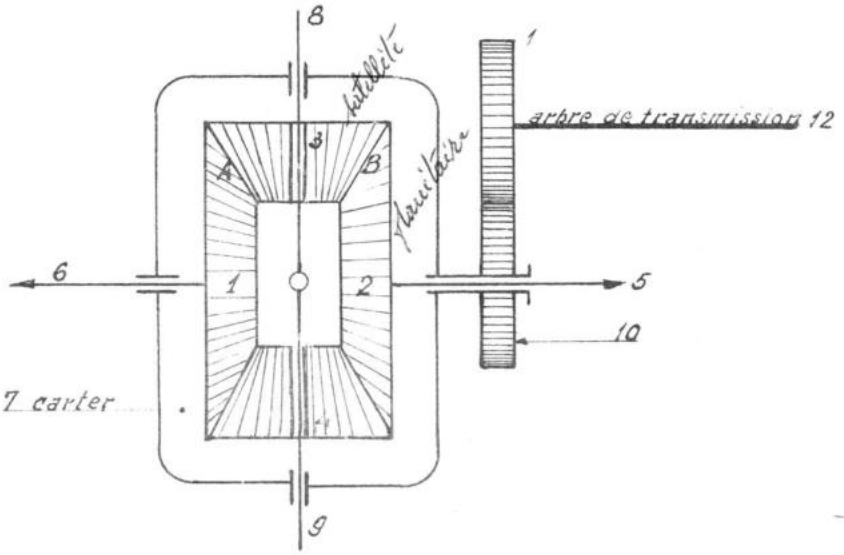


Fig. 122

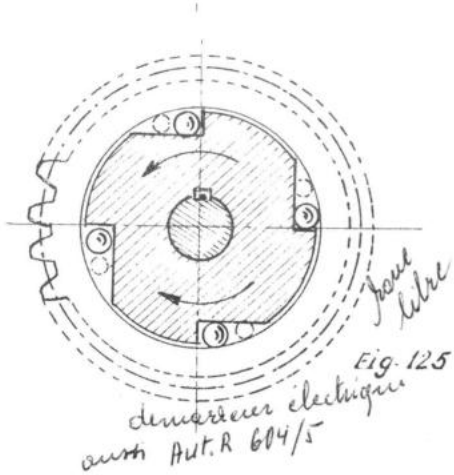
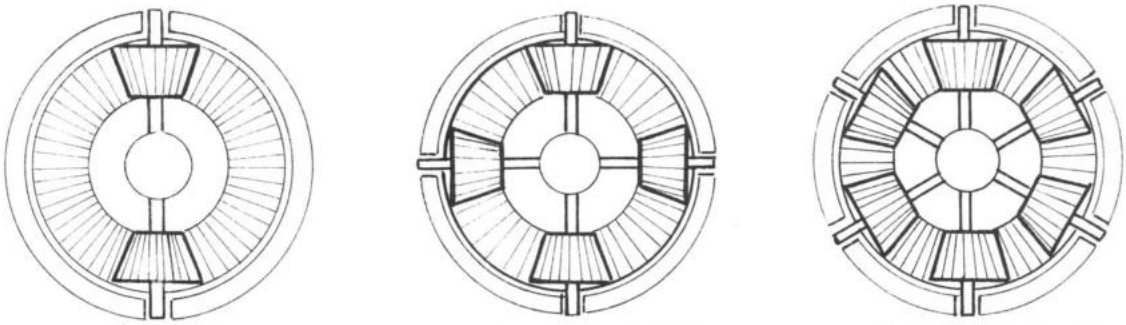


Fig. 125



cas de 2 satellites — cas de 4 satellites — cas de 6 satellites

Fig. 123

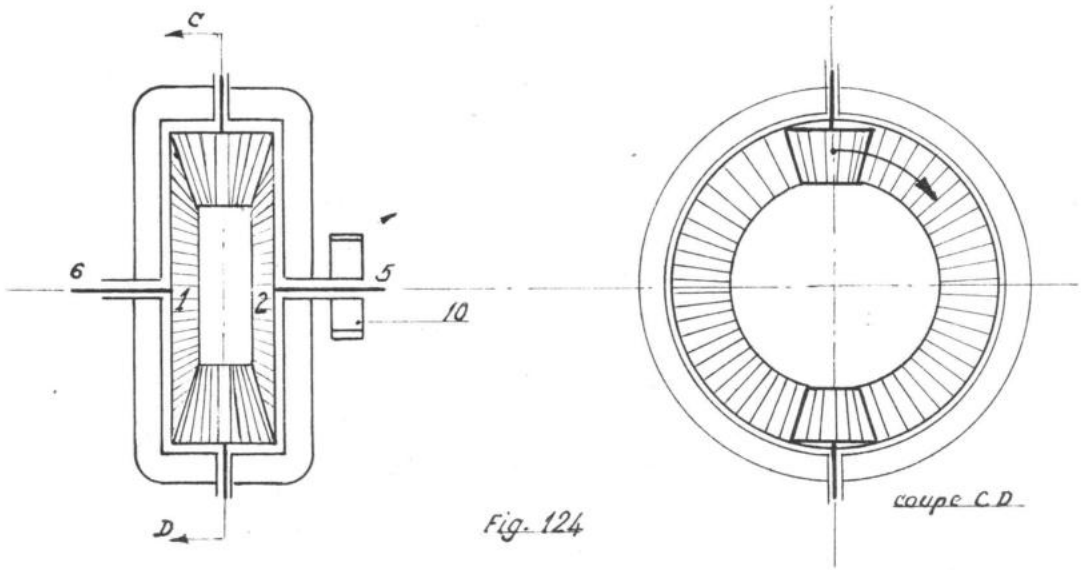


Fig. 124

V.P.

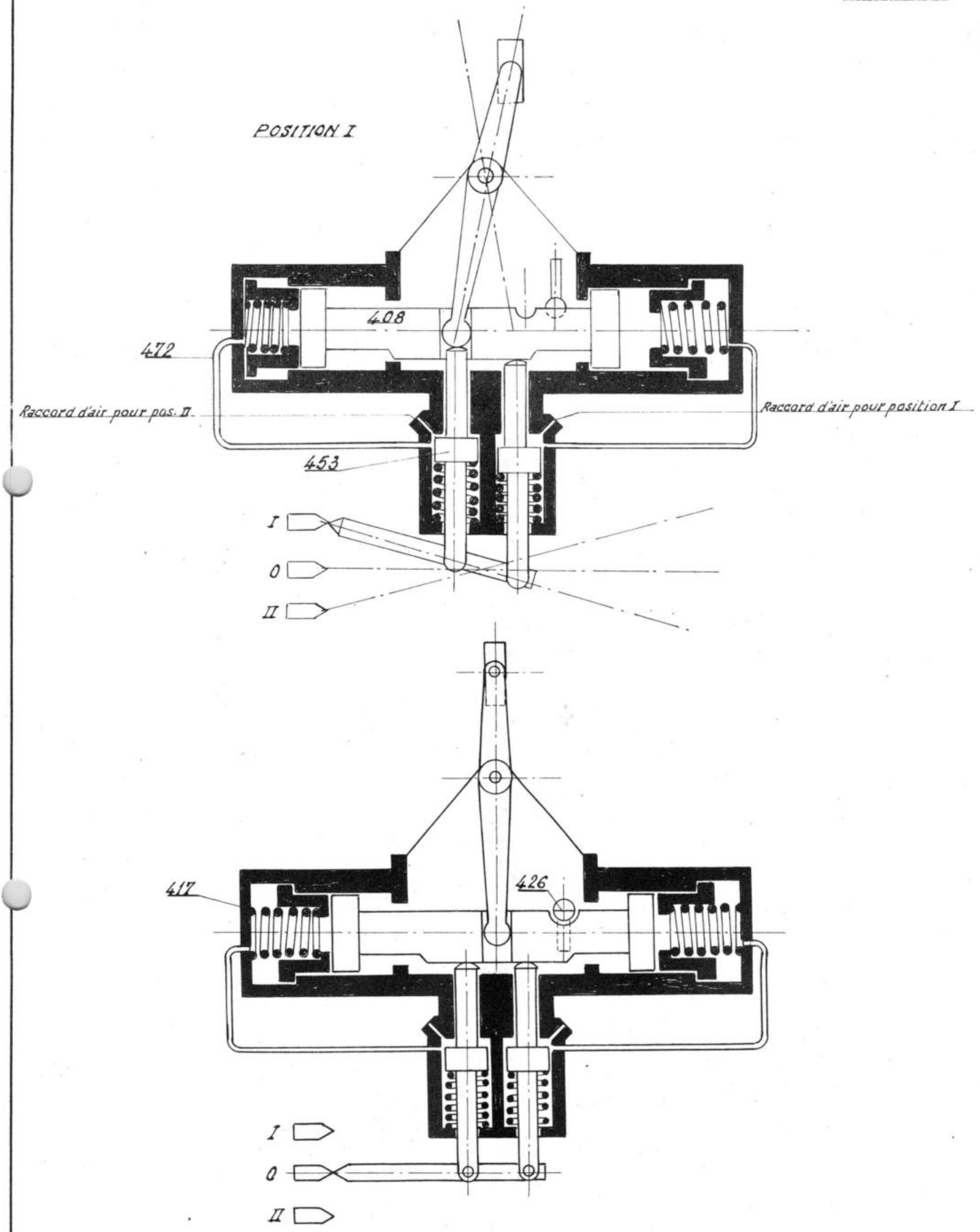

POSITION I
408
472
Raccord d'air pour pos. II
Raccord d'air pour position I
453
I
0
II
417
426
I
0
II

Fig. 121

V.P.

Montage des organes principaux de la motorisation A.R.t 605

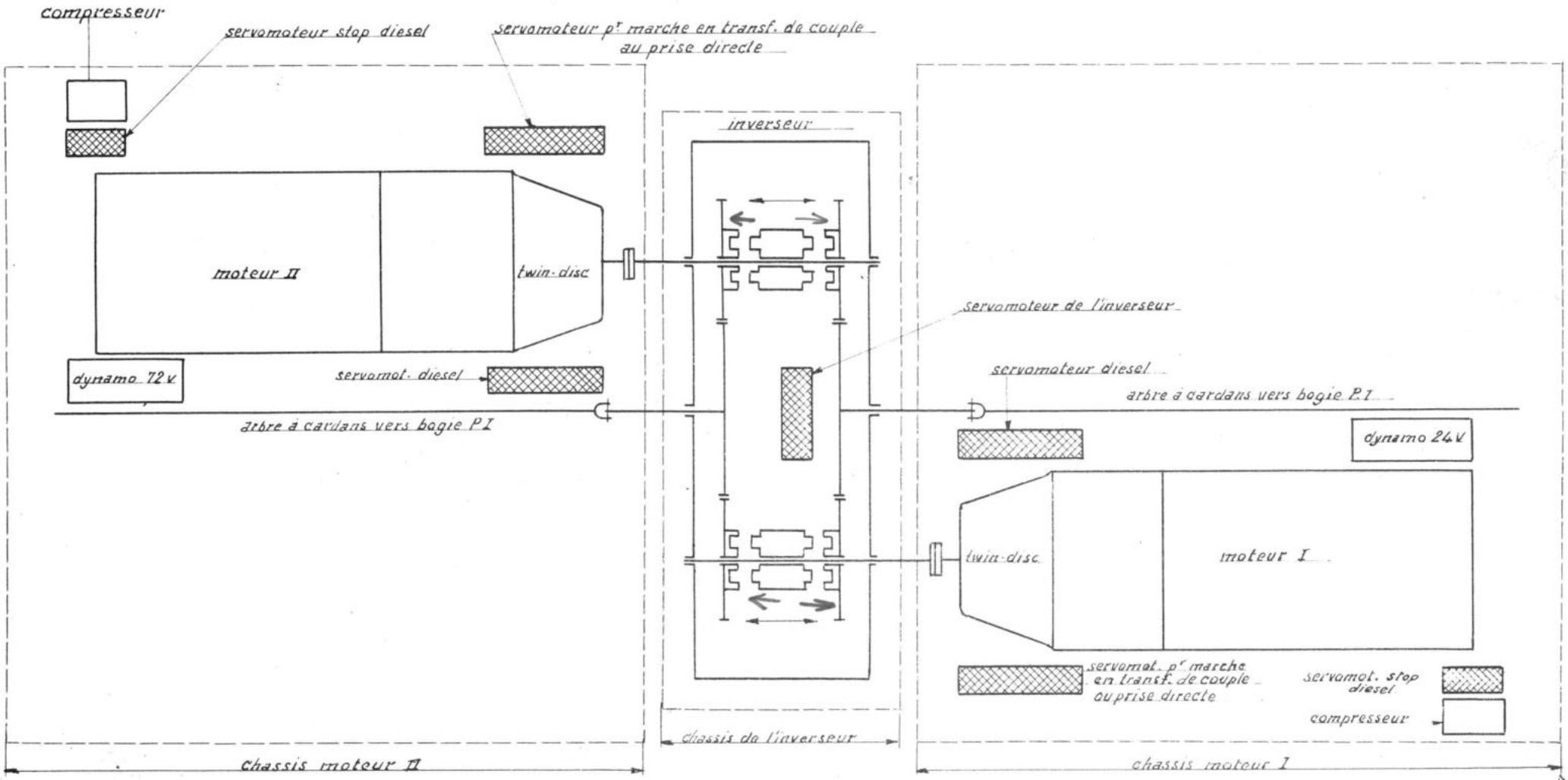


Fig 120

C.1260
12.7

Annexe 75

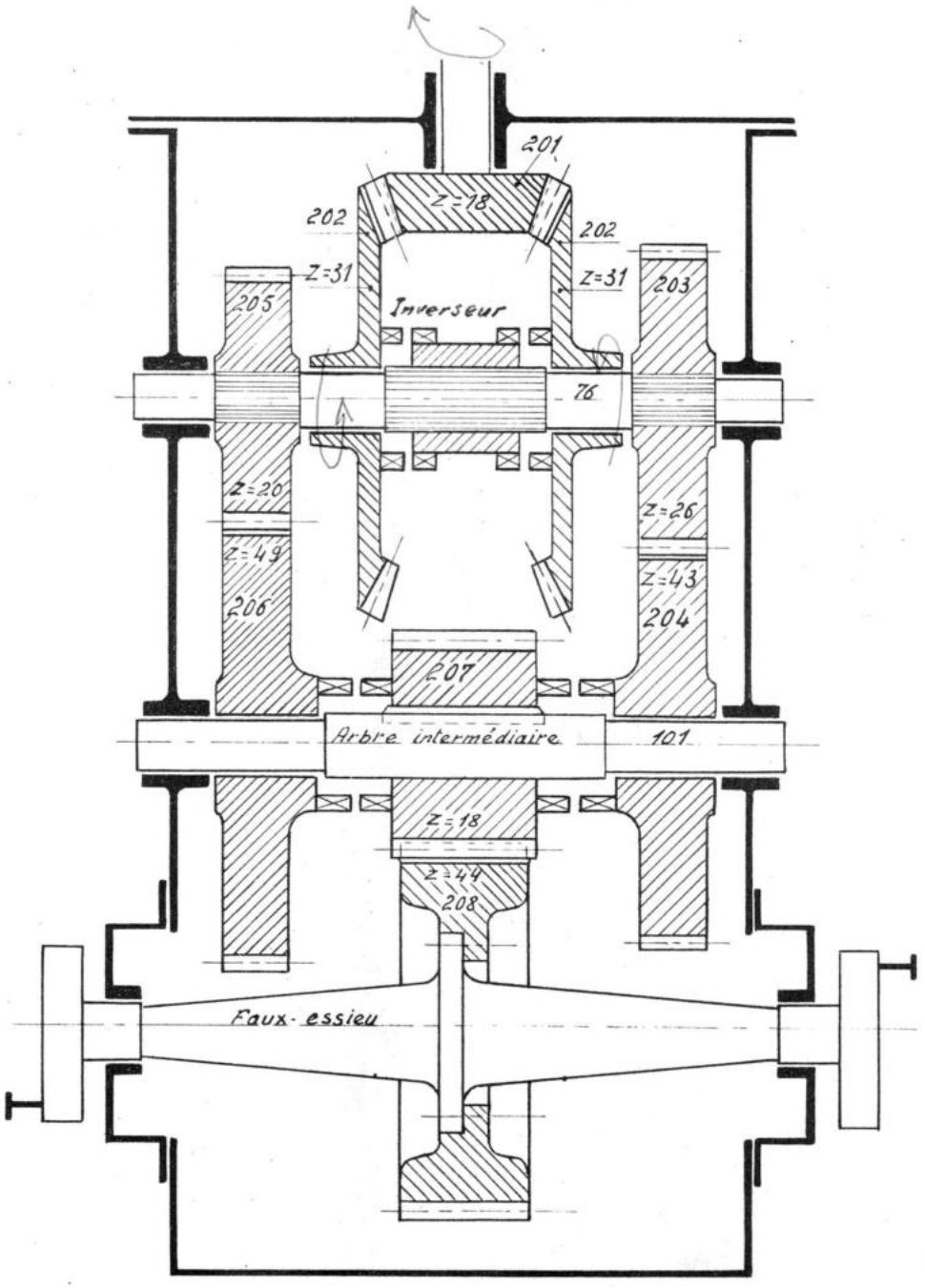


schéma de l'inverseur-réducteur Mylius S.W.B. 37 HL. t 250

Fig. 119

V.P.

Inverseur de marche Voith t. 670

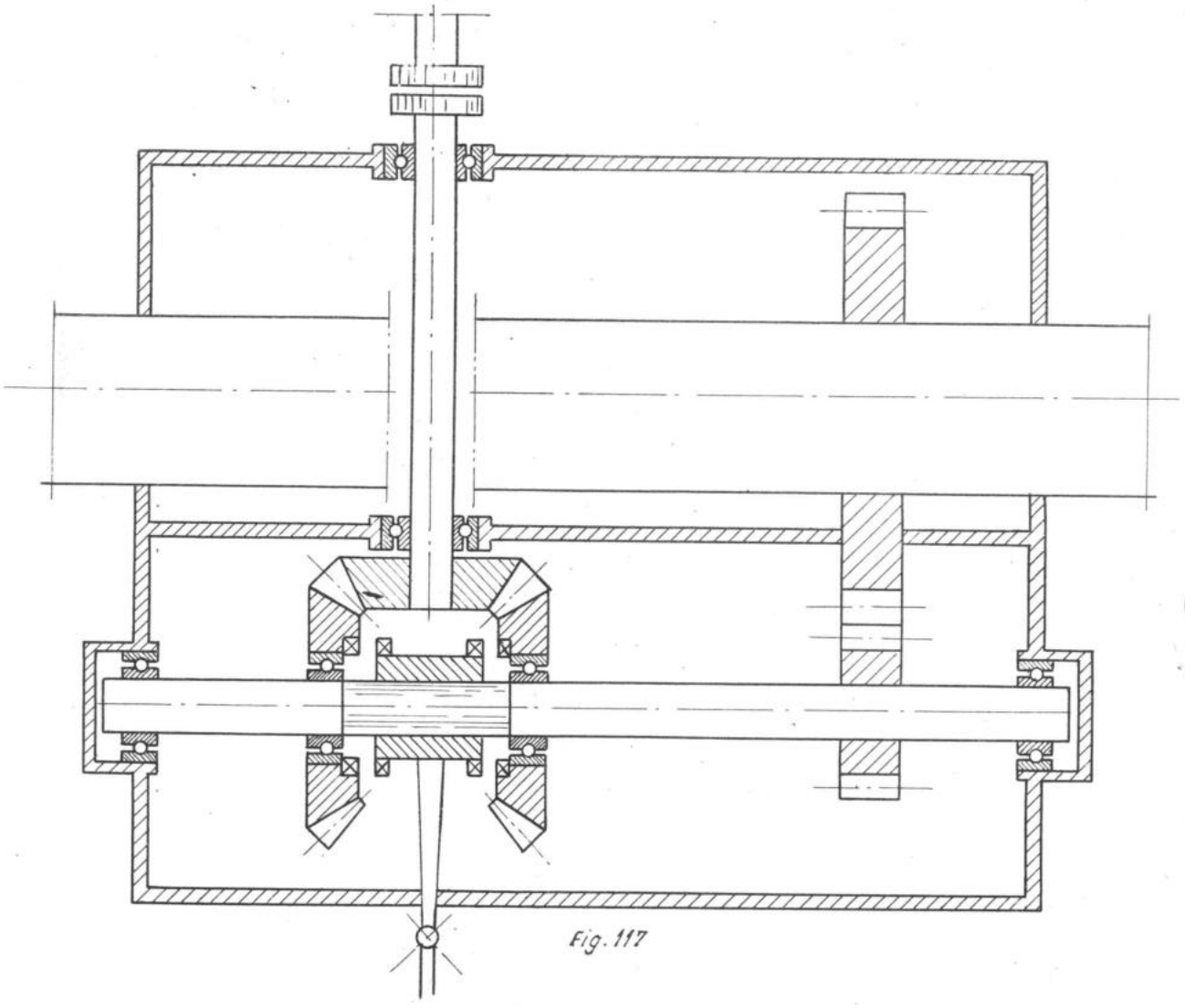


Fig. 117

Inverseur de marche Twin Disc t. 604

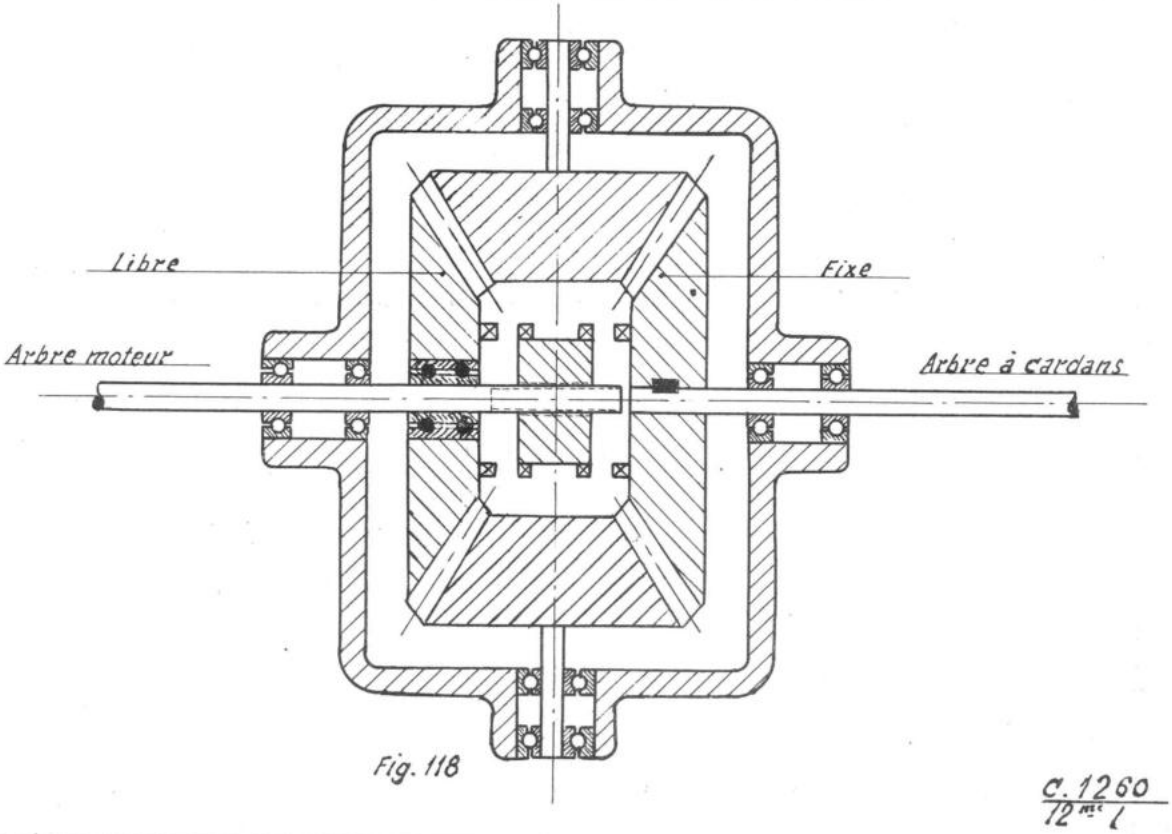


Fig. 118

C. 1260
12 Mc l

VP.

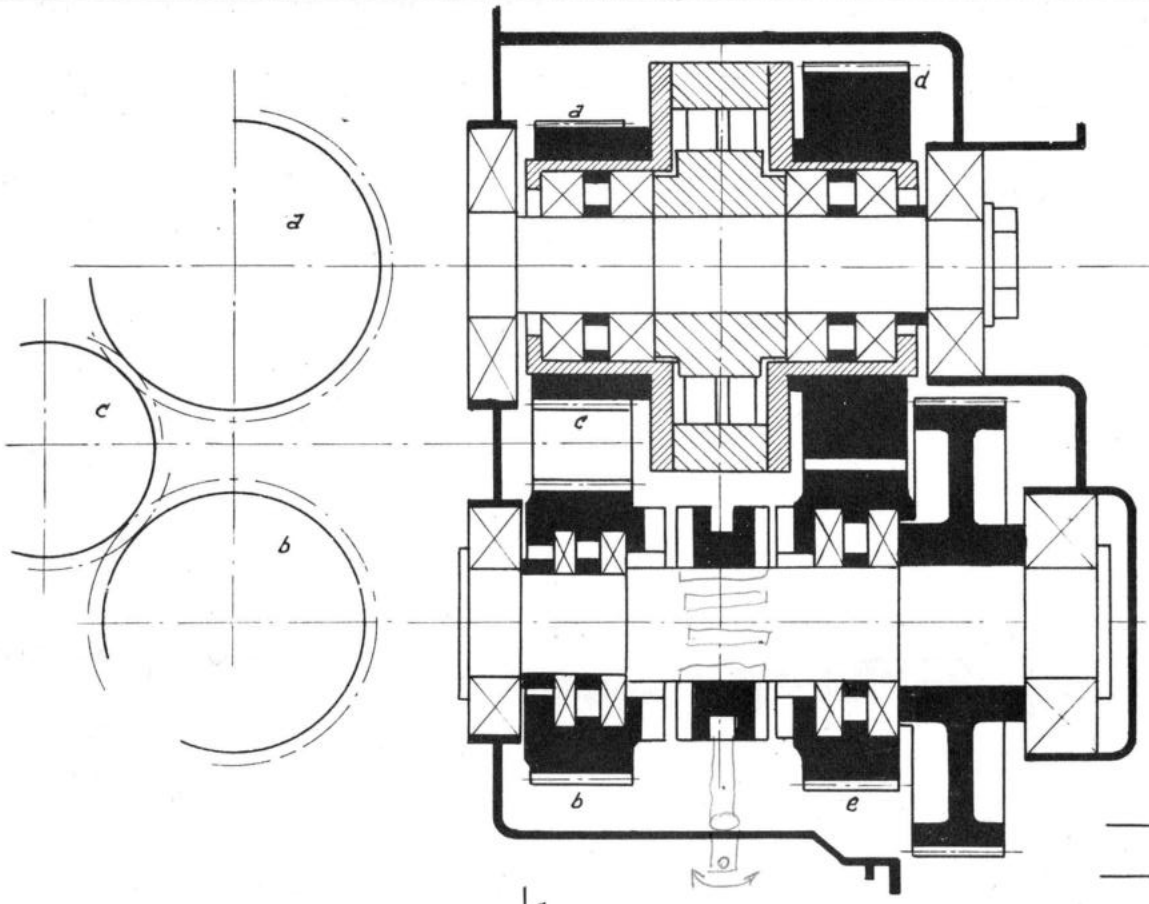


Fig. 115

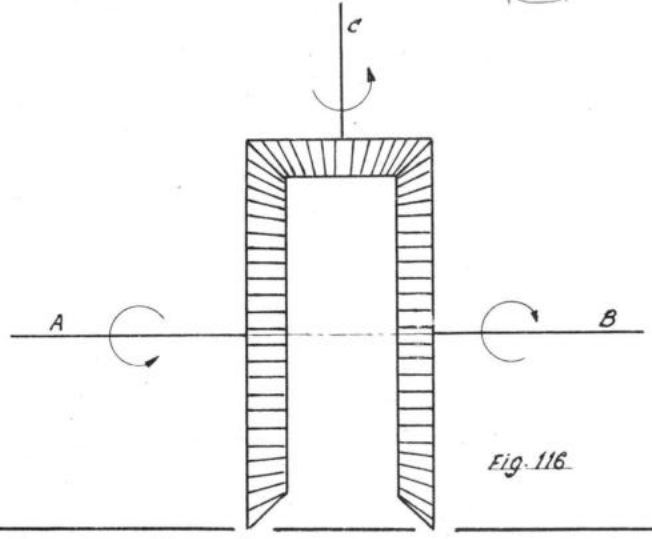


Fig. 116

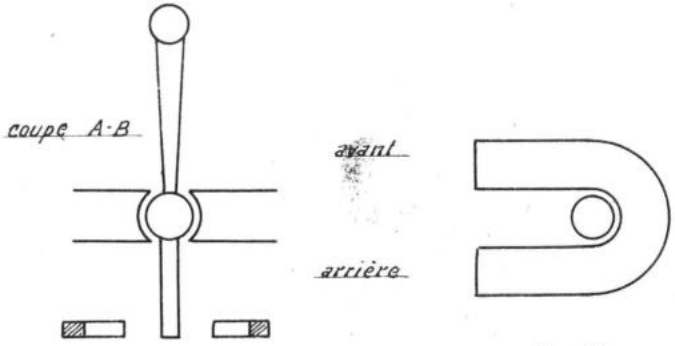


Fig. 114

Annexe 72

C. 1260
12 mc L

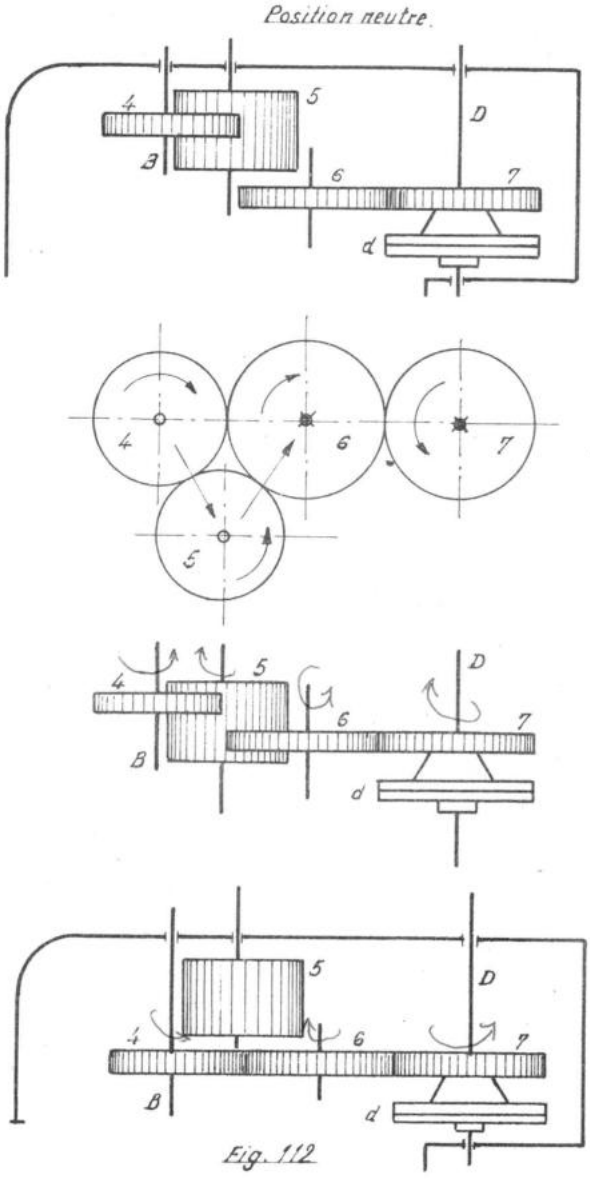


Fig. 112

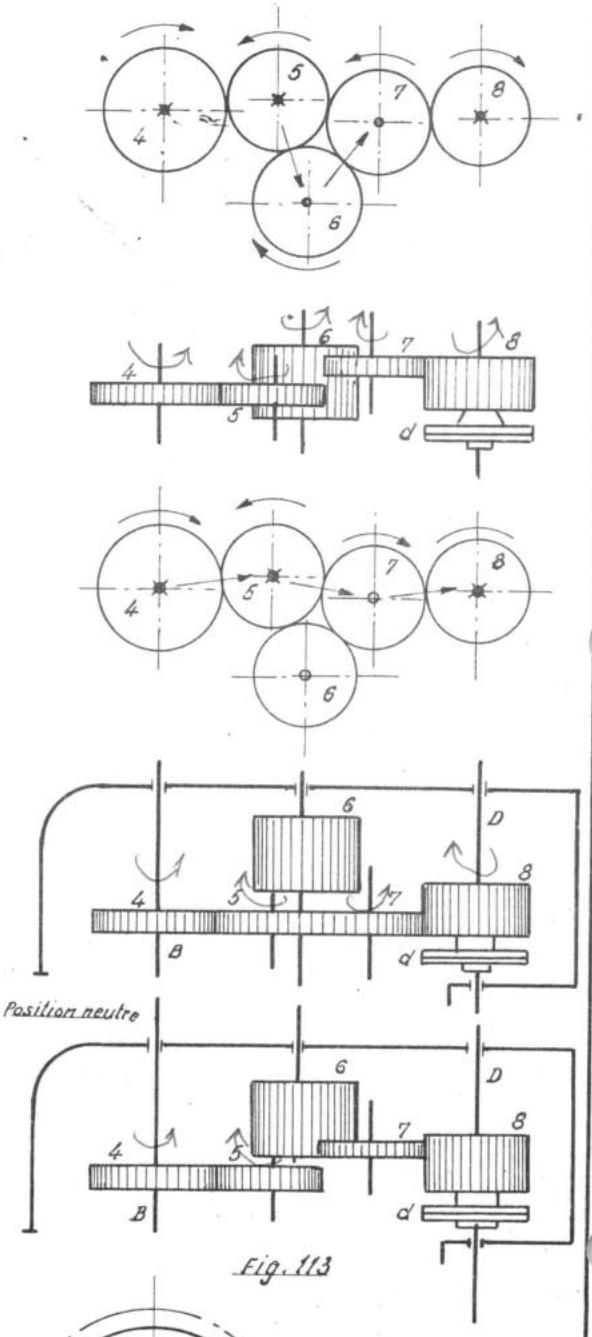


Fig. 113

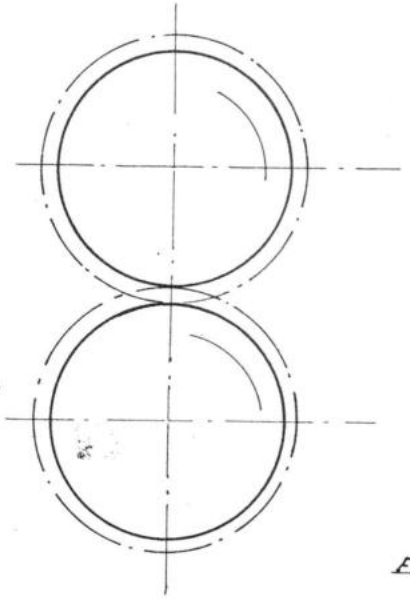
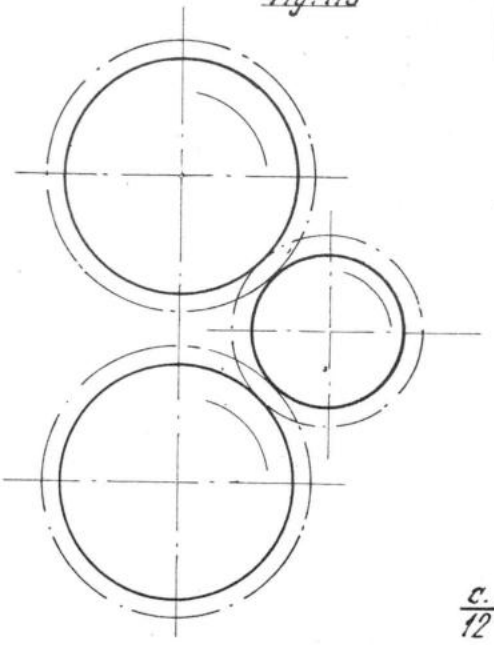


Fig. 111



Van Autrijve - 248396.10.65 (200)

Le principe de la roue libre est représenté à la fig. 125

F. L'entraînement des essieux.

I. Généralités.

110. On a montré dans les leçons précédentes 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 aujourd'hui que sur les locomotives diesel de manoeuvre sans bogie .

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. 670 (avec inverseur incorporé): fig. 135-136
  t. 630 (avec différentiel incorporé): fig. 131
  t. 604 (avec différentiel incorporé): fig. 133
- les locomotives de ligne: t. 211 - 213 - 222 hydrauliques (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 trops 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 de 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 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 les 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 décalées de 90° l'une par rapport à l'autre pour éviter que les deux séries de bielles soient en même temps au point mort.

Ces manivelles sont reliées par bielles aux 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 de manivelle du faux-essieu doit être égal à celui des roues 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. Dans les bielles d'accouplement qui peuvent subir un grand déplacement latéral, du fait que les roues ne circulent pas toujours dans le même plan, il faut aussi 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 manivelle avec un jeu latéral relativement grand.

120. Les bielles sont montées le plus souvent 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 entre les essieux de la locomotive ou à l'extérieur (fig. 143 et 144) suivant la disposition des différents organes sur le châssis de la locomotive.

13e Leçon.

CHAPITRE IV.

Etude des transformateurs de couple mécaniques et hydrauliques.

Introduction : résumé des définitions particulières des leçons précédentes.

1. Le transformateur de couple est l'organe qui, dans les engins à transmission mécanique et hydraulique, sert à transformer la puissance donnée par le moteur diesel de telle façon qu'elle soit adaptée pour l'entraînement des roues motrices. Cette transformation est nécessaire car le couple moteur du moteur diesel ne dépend que du débit d'injection (degré de remplissage) et est indépendant de la vitesse de rotation. Par contre, le couple d'entraînement agissant sur les roues motrices doit être grand à basse vitesse de l'engin et diminuer quand la vitesse augmente.

Représentons schématiquement le transformateur de couple comme à la fig. 147.

2. 1) L'arbre d'entrée du transformateur de couple est l'arbre entraîné par le moteur diesel.

Si le couple développé par le moteur diesel est C_1 kgm et sa vitesse de rotation n_1 tr/min, la puissance absorbée par le transformateur de couple est $N_1 = \frac{C_1 . n_1}{716,2}$ ch.

3. 2) L'arbre de sortie du transformateur de couple est l'arbre qui entraîne les essieux moteurs, directement ou indirectement. Si le couple à l'arbre de sortie est C_2 kgm et sa vitesse de rotation n_2 tr/min, la puissance fournie par le transformateur de couple est $N_2 = \frac{C_2 . n_2}{716,2}$ ch.

4. 3) On appelle $\frac{n_2}{n_1}$: la démultiplication de vitesse du transformateur de couple.

5. 4) On appelle $\frac{C_2}{C_1}$: la multiplication de couple du transformateur.

6. 5) On appelle $\frac{C_2 . n_2}{C_1 . n_1}$: le rendement du transformateur de couple.

A. Le transformateur de couple mécanique ou boîte de vitesse.

7. Remarque : Le transformateur de couple mécanique sera appelé, dans la suite, "boîte de vitesse". Cette dénomination

Van Autrijve-248396.10.55 (200)

répandue est cependant moins exacte.

I. Principe de fonctionnement de la boîte de vitesse.

8. Nous savons que, lorsque deux arbres sont reliés par des engrenages, leurs vitesses de rotation sont en raison inverse des diamètres primitifs D_1 et D_2 des engrenages.

Donc, pour les arbres représentés à la fig. 148 :

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{D_1}{D_2}$$

Comme les deux engrenages ont nécessairement le même module, on a aussi $n_2 = n_1 \cdot \frac{N_1}{N_2}$ lorsque N_1 et N_2 sont les nombres de dents respectifs des deux engrenages.

Si la puissance fournie à l'arbre "A" est $\frac{C_1 . n_1}{716,2}$ ch, la puissance rendue par l'arbre "B" est $\frac{C_2 . n_2}{716,2}$ ch.

Si la transmission de puissance se fait sans pertes $C_1 \, n_1 = C_2 \, n_2$

Or comme $n_2 = n_1 \frac{N_1}{N_2}$, il s'ensuit que $C_1 . \, n_1 = C_2 . \, n_1 . \frac{N_1}{N_2}$ et $C_1 = C_2 . \frac{N_1}{N_2}$ ou $C_2 = C_1 . \frac{N_2}{N_1}$

9. Conclusions :

1) Les vitesses des deux arbres sont en raison inverse du nombre de dents de leurs engrenages.

2) Les couples sont en raison directe du nombre de dents des engrenages.

3) Si la vitesse de l'arbre "B" diminue, le couple augment Inversement, une augmentation de la vitesse correspond à une diminution du couple.

10. Comme les engrenages permettent de réaliser une multiplication du couple et une démultiplication de vitesse qui dépendent du rapport d'engrenages, une boîte de vitesse est constituée par une série de couples d'engrenages à rapports différents.

11. La commande d'une boîte de vitesse consiste donc à passer d'un couple d'engrenages à un autre au moment où la multiplication du couple et la démultiplication de vitesse doivent être modifiées.

AR 554

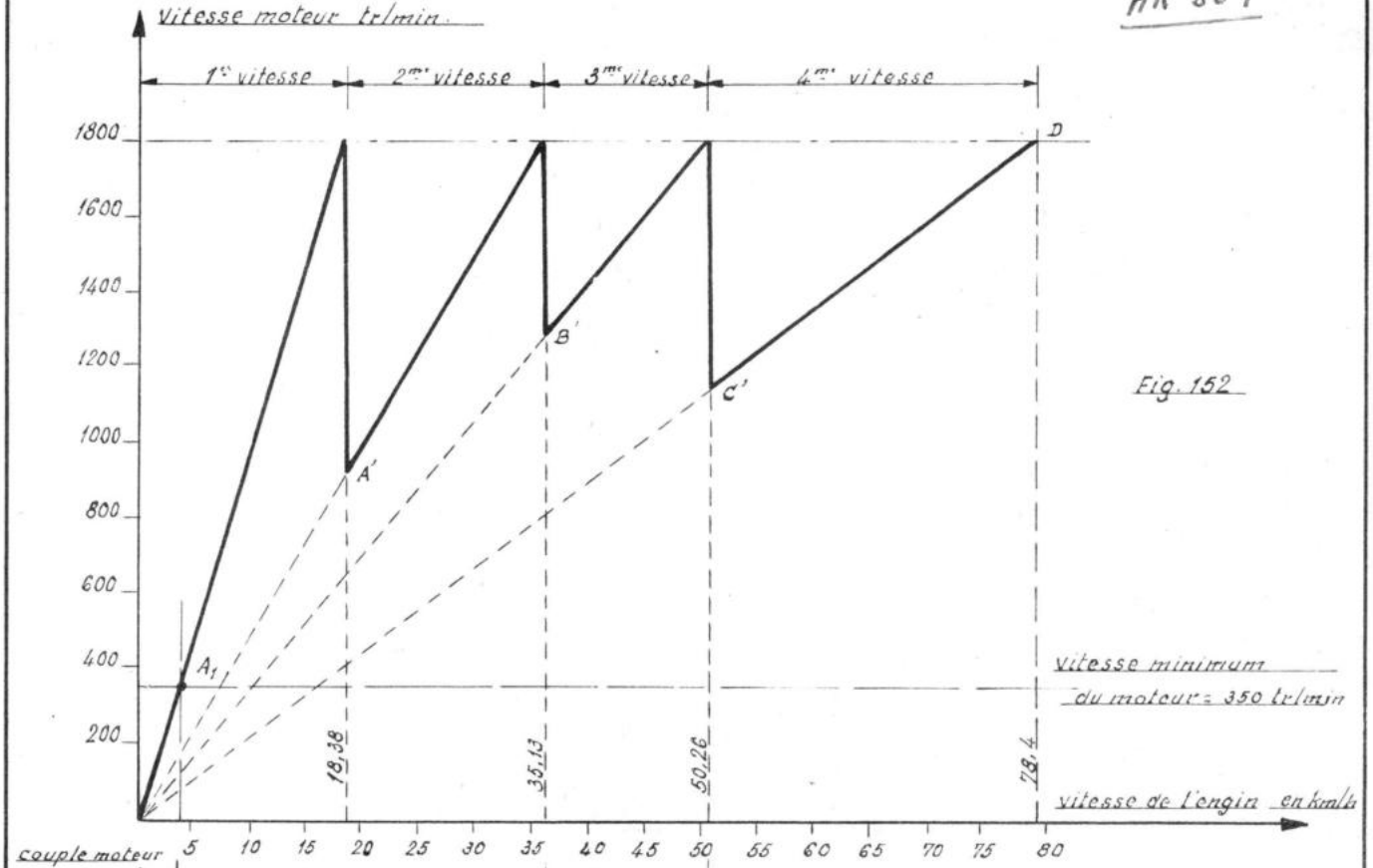


Fig. 152

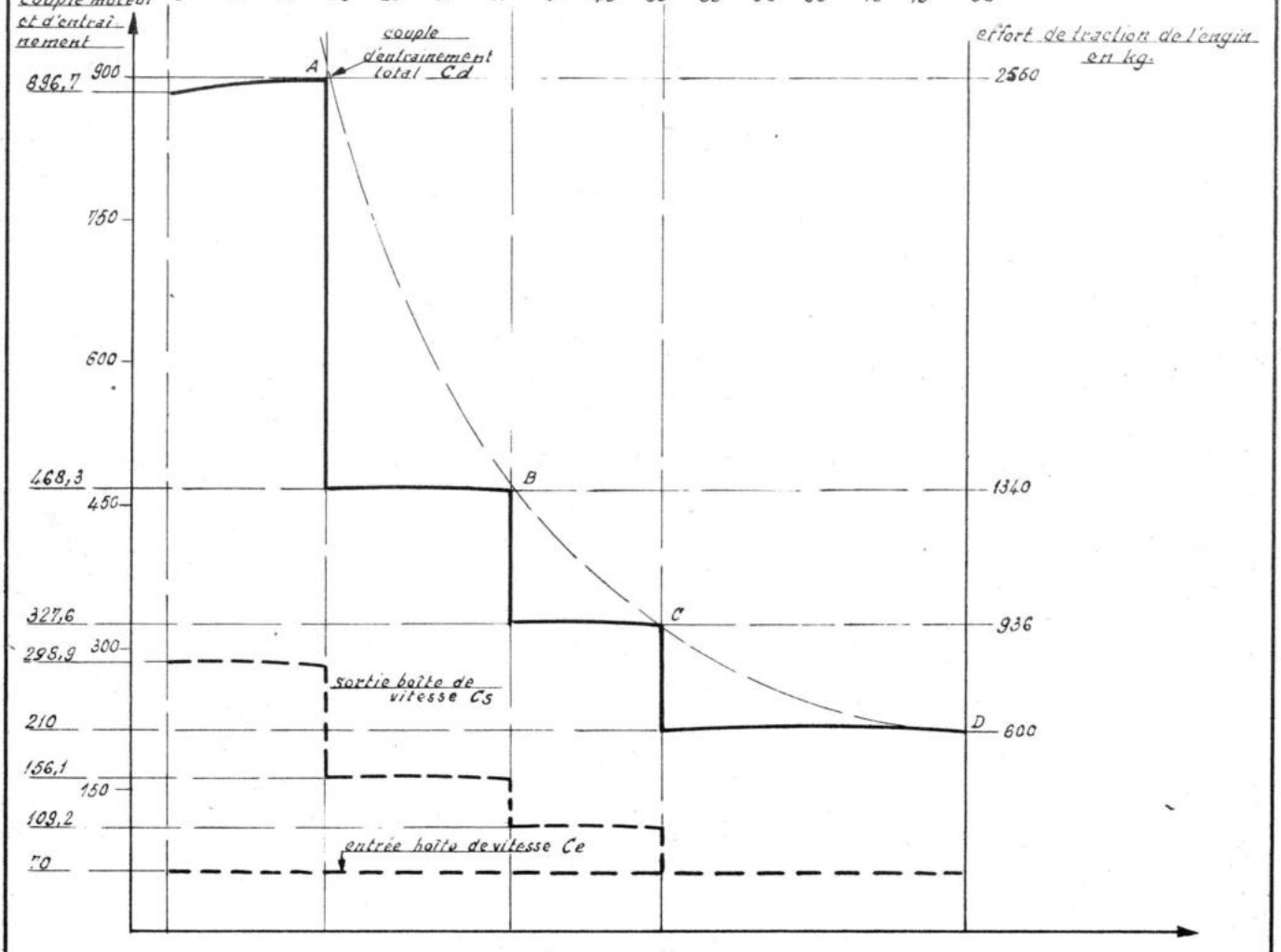


Fig. 153

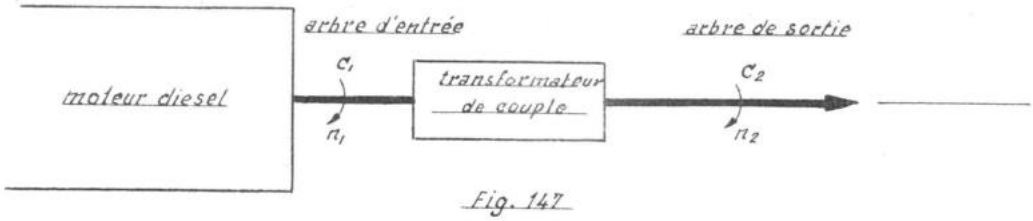


Fig. 147

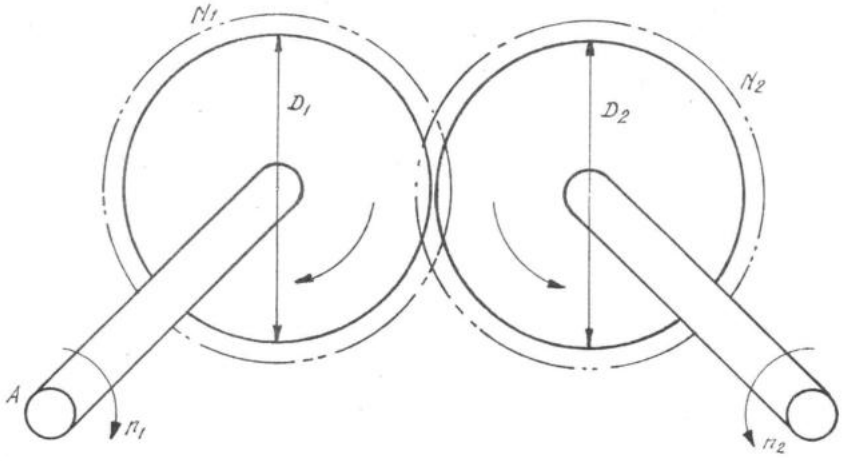


Fig. 148

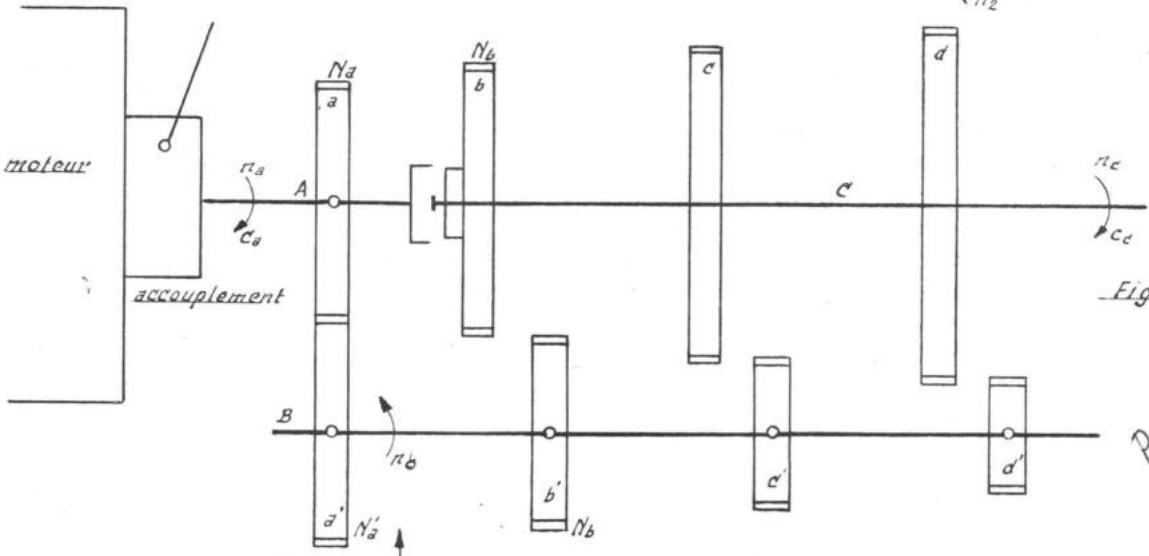


Fig. 149

$P_B = \frac{C_2 n_2}{716}$ ch

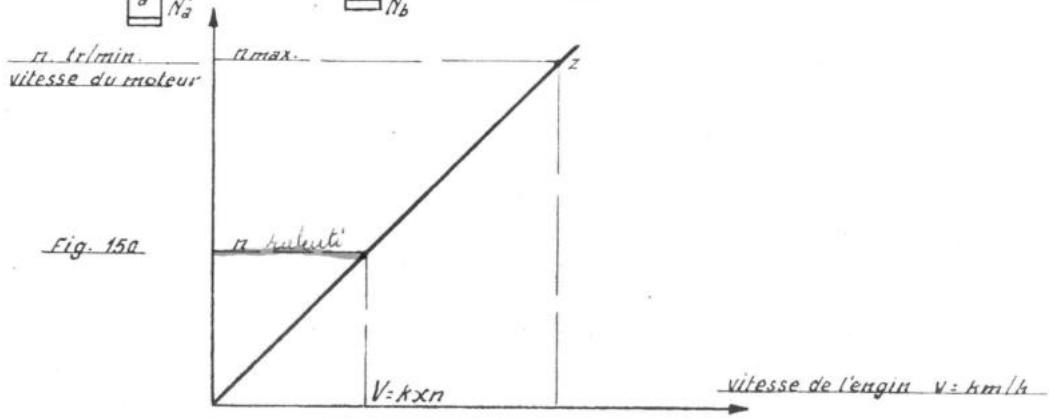


Fig. 150

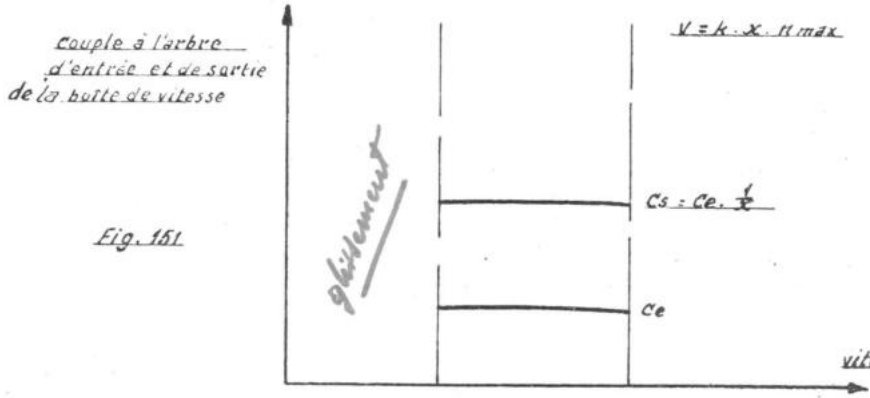


Fig. 151

Van Autrijve - 248396.10 65 (200)

II. Principe de construction d'une boîte de vitesse.

12. Comme l'indique la fig. 149, une boîte de vitesse se compose en principe de :

- un arbre d'entrée "A" sur lequel est calée une roue dentée "a".
- un arbre intermédiaire "B" sur lequel sont calés les engrenages a', b', c' et d'. La roue dentée a' engrène constamment avec la roue a et l'arbre intermédiaire est donc entraîné par l'arbre d'entrée A.
- un arbre de sortie "C" 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'.

13. Dans certains manuels, en technique automobile, l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie sont appelés respectivement arbres primaire et secondaire.

D'autres manuels (autorails) appellent les arbres d'entrée et de sortie respectivement arbres primaire et secondaire. Dans la suite, nous nous en tiendrons à ces dernières appellations.

14. Si les roues dentées a, b, c, d, a', b', c' et d' ont respectivement a, b, c, d, a', b' c' et d' dents et si l'arbre primaire tourne à n_A tr/min, la vitesse de rotation (n_B) de l'arbre intermédiaire est toujours

$$n_B = n_A \cdot \frac{a}{a'} \text{ tr/min.}$$

Si l'on fait engrener successivement les roues dentées b' et b, c' et c ou d' et d, on obtient respectivement les vitesses et couples suivants sur l'arbre secondaire C.

Roues dentées engrenées	Arbre primaire		Arbre intermédiaire		Arbre secondaire	
	vitesse tr/min n_A =	couple moteur C_A =	vitesse tr/min n_B =	couple C_B =	vitesse tr/min n_C =	couple C_C =
Aucune roue engrenée	n_A	C_A	$n_A \cdot \frac{a}{a'}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a}$	-	-
d et d'	n_A	C_A	$n_A \cdot \frac{a}{a'}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a}$	$n_A \cdot \frac{a.d'}{a'.d}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a} \cdot \frac{d}{d'}$
c et c'	n_A	C_A	$n_A \cdot \frac{a}{a'}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a}$	$n_A \cdot \frac{a}{a'} \cdot \frac{c'}{c}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a} \cdot \frac{c}{c'}$
b et b'	n_A	C_A	$n_A \cdot \frac{a}{a'}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a}$	$n_A \cdot \frac{a}{a'} \cdot \frac{b'}{b}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a} \cdot \frac{b}{b'}$
b et a (accouplement direct de l'arbre secondaire et primaire)	n_A	C_A	$n_A \cdot \frac{a}{a'}$	$C_A \cdot \frac{a'}{a}$	n_A	C_A

On peut dresser un tableau analogue pour n'importe quelle boîte de vitesse.

15. La boîte de vitesse représentée à la fig. 149 permet, comme l'indique le tableau, de réaliser quatre multiplications de couple différentes. La dernière correspond à la prise directe et est égale à 1.

Il existe cependant des boîtes de vitesse dans lesquelles, pour la plus grande vitesse, la puissance n'est pas transmise directement mais avec une démultiplication du couple et une multiplication de vitesse. Cette vitesse surmultipliée est appelée "over-drive".

III. Diagrammes caractéristiques d'une transmission mécanique.

16. Les diagrammes caractéristiques d'une transmission mécanique sont les trois suivants :

- le diagramme de la vitesse de rotation du moteur en fonction de la vitesse de l'engin.
- le diagramme du couple à l'arbre d'entrée et à l'arbre de sortie de la boîte de vitesse en fonction de la vitesse de l'engin.
- le diagramme du couple d'entraînement en fonction de la vitesse de l'engin.

a) La vitesse de rotation du moteur en fonction de la vitesse de l'engin.

17. La puissance du moteur est transmise aux essieux moteurs par l'intermédiaire des organes de transmission suivants :

- un accouplement éventuel : le rapport de transmission est $\frac{1}{1}$
- la boîte de vitesse : le rapport de transmission varie suivant les roues dentées engrenées
- l'inverseur : le rapport de transmission est constant.
- les ponts d'essieux avec un différentiel éventuel : le rapport de transmission est aussi constant.

Le rapport de transmission total est égal au produit des rapports de transmission respectifs des organes composant la transmission.

Cela signifie que le rapport de transmission total d'une transmission mécanique est toujours égal au produit d'un facteur constant par le rapport de transmission de la boîte de vitesse.

18. Comme d'autre part, la vitesse du véhicule est directement proportionnelle à la vitesse de rotation et au diamètre des roues motrices, la vitesse du véhicule est généralement déterminée par le produit de la vitesse du moteur par la démultiplication de vitesse de la boîte multipliée par une constante "K". Si le moteur tourne à n tr/min, la vitesse de l'engin, pour un rapport de transformation donné "x" de la boîte de vitesse est

$$V = k.n.x \quad km/h.$$

19. Cela peut être représenté graphiquement par une ligne droite "OZ", la vitesse de l'engin étant portée en abcisse et la vitesse de rotation du moteur en ordonnée.

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. Si, pour une combinaison choisie de la boîte de vitesse, la démultiplication de vitesse est égale à x, la multiplication du couple vaut $\frac{1}{x}$.

Soit C le couple moteur à cet instant.

Le couple "C_e" sur l'arbre d'entrée de la boîte de vitesse sera $C_e = C$ et le couple "C_s" sur l'arbre de sortie sera $C_s = C.\frac{1}{x}$.

Tant que le débit d'injection n'est pas modifié, ni la position de la boîte de vitesse, les deux couples ne varient pas avec la vitesse de l'engin.

Cela peut être représenté graphiquement par une ligne presque horizontale, comme à la fig. 151. (La ligne a la forme déterminée par la représentation graphique du couple moteur en fonction de la vitesse du moteur - Cours 1213).

c) Le diagramme du couple d'entraînement en fonction de la vitesse du véhicule.

21. Il a la même allure que le diagramme du couple sur l'arbre de sortie de la boîte de vitesse, compte tenu de la multiplication ou démultiplication du couple dans les organes entre la boîte de vitesse et les roues motrices.

IV. Diagrammes caractéristiques des autorails "Brossel" t 554.

22. Pour faciliter la compréhension des diagrammes caractéristiques exposés ci-dessus, nous allons discuter ceux des autorails Brossel t 554.

6.

La boîte de vitesse permet, sans tenir compte de l'inverseur et du différentiel, d'obtenir les démultiplications de vitesse suivantes :

1ère vitesse : x = 0,234

2ème vitesse : x = 0,448

3ème vitesse : x = 0,641

4ème vitesse : x = 1

Les roues motrices ont un diamètre de 700 mm.

Les ponts d'essieux ont un rapport de transmission de 6/19, l'inverseur de 23/22 et le différentiel de 1/1.

Le moteur a une vitesse de rotation minimum de 350 tr/min et une vitesse maximum de 1800 tr/min. Le couple moteur maximum est 70 kgm.

a) <u>Détermination du diagramme de la vitesse du véhicule en fonction de la vitesse de rotation du moteur.</u>

23. Le rapport de transmission (x_1) entre la boîte de vitesse et les roues motrices est $x_1 = \frac{23}{22} \times \frac{1}{1} \times \frac{6}{19} = 0,33$

Cela nous permet de déterminer le rapport de transmission total "K" entre moteur et roues motrices, pour différents étages de la boîte de vitesse.

La circonférence d'une roue motrice est égale à 0,7 x 3,1416 = 2,20 m.

La vitesse de l'autorail est donc, à chaque instant :

$$V \text{ km/h} = (2,2 \times 60) \frac{n}{1000} \cdot K = 0,132\ n.K$$

n = la vitesse de rotation du moteur en tr/min.

24. 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 :

Etage de vitesse	Rapport de transmission de la boîte de vitesse "x"	Rapport de transmission total $K = x - x_1$	Vitesse max. de l'autorail pour n = 1800 tr/min V km/h = 0,132 x 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 O C
4	1	1 x 0,33 = 0,33	1800x0,132x033 = 78,4	ligne OD

25. Signification du diagramme de vitesse.

La ligne $\overline{OA}$ montre 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 la vitesse de rotation du moteur de tomber en-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.

La vitesse du moteur diminue alors 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 1300 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.

(Cette vitesse maximum est déterminée en réalité par l'épaisseur des bandages).

b) Détermination des diagrammes du couple.

26. On peut établir le tableau suiavnt de la même manière que le tableau relatif aux vitesses.

Il faut cependant tenir compte que le couple sur chaque essieu moteur est la moitié du couple d'entraînement total (Cd (2 essieux moteurs entraînés par la même boîte de vitesse).

Etage de vitesse	Couple maximum C_e à l'arbre d'entrée de la boîte de vitesse (kgm)	Couple maximum C_s à l'arbre de sortie de la boîte de vitesse $(= \frac{Ce}{x})$ (kgm)	Couple d'entraînement total Cd = Ce : K (kgm)	Effort de traction total maximum de l'engin (couple d'entr. : $\frac{0,7}{2}$) kg
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 représentation graphique est donnée à la fig. 153 qui donne simultanément, en fonction de la vitesse de l'autorail :

1) L'évolution du couple C_e sur l'arbre d'entrée de la boîte de vitesse.

2) L'évolution du couple (C_S) sur l'arbre de sortie de la boîte de vitesse.

3) L'évolution du couple d'entraînement total (C_d) des roues motrices.

4) L'évolution de l'effort de traction total de l'engin.

27. Remarque.

En ce qui concerne l'effort de traction total, nous voyons qu'il ne varie pas suivant une hyperbole équilatère parfaite. Ainsi qu'on l'a vu dans les leçons précédentes, celle-ci n'est obtenue qu'avec une puissance constante au moteur. Or ce n'est pas le cas ici, étant donné la variation de vitesse du moteur. De là, la forme en escalier de la courbe de l'effort de traction.

En reliant les sommets A, B, C et D par une ligne continue, nous retrouvons l'hyperbole équilatère, car en chacun de ces points, le moteur développe sa puissance maximum.

10/12/64 14e leçon.

(suite CHAPITRE IV : Etude des transformateurs de couple mécaniques et hydrauliques).

A. Boîtes de voitesses mécaniques).

V. Espèces de boîtes de vitesse.

28. Les boîtes de vitesse peuvent se ranger dans trois catégories :

- Les boîtes de vitesse non synchronisées,
- Les boîtes de vitesse semi-synchronisées,
- Les boîtes de vitesse synchronisées.

a) Les boîtes de vitesse non synchronisées.

29. Dans cette sorte de boîte de vitesse, les différentes gammes sont obtenues par le déplacement des pignons montés sur l'arbre secondaire. La fig. 154 montre que l'arbre secondaire est cannelé. Les pignons coulissant sur cet arbre sont prolongés latéralement par un manchon dans lequel est pratiqué une rainure circulaire recevant les deux branches de la fourche de commande.

30. Ces boîtes de vitesse, que l'on rencontre sur les automobiles de construction ancienne et peu coûteuse, sur certains camions et sur certains autorails (Brossel), présentent les inconvénients ci-après :

1) Les engrenages doivent nécessairement avoir une denture droite, ce qui donne un fonctionnement bruyant (sifflement à grande vitesse);

2) La commande ne sait pas se faire par servo-moteurs mais par un levier commandé à la main et des tringles de transmission. Le principe est représenté à la fig. 155 pour une boîte de vitesse à 4 étages (par ex. autorails Brossel).

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 nécessairement entre les vitesses de rotation des pignons à engrener.

3) Il faut placer entre le moteur et la boîte de vitesse

- un embrayage qui permet d'isoler la boîte de vitesse du moteur avant de la commander.

4) Les bouts des dents d'engrenages usent rapidement. L'inattention ou la maladresse du conducteur constituent un danger d'avaries graves aux pignons.

5) Ces boîtes de vitesse ne conviennent pas pour de grandes puissances. L'effort nécessaire pour engrener ou séparer les pignons est parfois très grand.

Von Autrijve 248396.10.65 (200)

b) Les boîtes de vitesse semi-synchronisées.

31. Dans ces boîtes de vitesse, les engrenages sont disposés comme dans les boîtes non synchronisées, avec cette différence que les pignons de l'arbre secondaire engrènent constamment avec ceux de l'arbre intermédiaire (fig. 156).

Les pignons de l'arbre secondaire tournent librement sur leur arbre avec lequel ils peuvent être solidarisés, chacun séparément mais pas en même temps, par des accouplements à griffes.

Les manchons de ces accouplements sont munis d'une rainure circulaire extérieure dans laquelle appuient les branches de la fourche de commande.

Cette sorte de boîte de vitesse est utilisée sur les petits camions et autos ainsi que sur les autorails Brossel t. 554.

32. Ils présentent 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 plus petit qu'avec des engrenages.

Toutefois un embrayage est encore nécessaire pour séparer la boîte de vitesse du moteur avant de changer de vitesse.

La commande ne peut se faire qu'au moyen d'un levier à manoeuvrer à la main et de tringles de transmission. Cette commande exige aussi une certaine adresse et de l'attention de la part du conducteur pour éviter des dégradations rapides des griffes.

33. Dans les boîtes semi-syncrhonisées peu coûteuses, toutes les gammes ne sont pas toujours munies d'accouplements à griffes.

Très souvent, 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 vitesse synchronisées.

34. Dans ces boîtes de vitesse, les pignons à craboter sont équipés d'un accouplement complètement synchronisé.

Suivant la nature de cet accouplement, on distingue :

35. 1) Les boîtes de vitesse avec accouplements à griffes synchronisés.

La boîte de vitesse est construite de la même façon que la boîte semi-synchronisée mais les manchons d'accouplement sont remplacés par une sorte d'embrayage à cône dont le but est d'amener les pièces tournantes à des vitesses voisines avant de réaliser leur liaison (fig. 157).

Cette disposition facilite et assouplit la commande de la boîte de vitesse qui n'exige plus d'adresse particulière.

Un embrayage est encore nécessaire pour séparer la boîte de vitesse du moteur avant de la manoeuvrer.

De telles boîtes de vitesse sont utilisées beaucoup sur les automobiles de catégorie moyenne. Dans les automobiles de catégorie supérieure, l'embrayage mécanique est parfois remplacé par un accouplement hydraulique.

2) Boîtes de vitesse avec embrayages individuels.

36. Ces boîtes de vitesse 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 portée par l'arbre secondaire peut être rendue solidaire de l'arbre par un embrayage individuel monté à l'intérieur ou à l'extérieur de la roue dentée (ex. boîte de vitesse Winterthur) ou par un système électromagnétique (ex. boîte de vitesse Cotal).

Avec ces boîtes de vitesse, il n'est plus nécessaire de placer un embrayage mécanique séparé 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 vitesse.

Le grand avantage de ces boîtes de vitesse consiste dans le fait qu'elles peuvent être commandées à distance par servo-moteurs électriques, électro-pneumatiques ou pneumatiques.

VI. La boîte de vitesse "Brossel".

a) Généralités.

37. La boîte de vitesse "Brossel", à pignons baladeurs, comprend 4 étages, c'est-à-dire trois démultiplications de vitesse et une prise directe.

La fig. 159 donne une représentation schématique de son montage sur les autorails t. 553 et les véhicules du service E.S. t. 551.

Cette figure montre que l'inverseur (également à pignons baladeurs) et le différentiel sont incorporés dans le carter de la boîte de vitesse.

38. Les boîtes de vitesse "Brossel" montées sur les autorails t. 554 sont modifiées en ce sens que la partie transformateur de couple à pignons baladeurs est remplacée par un transformateur de couple "Kurth" à engrenages toujours en prise et accouplements à griffes (fig. 160).

b) Commande.

39. Le levier, dans chaque poste de conduite (fig. 155), peut tourner autour de son renflement sphérique B de sorte que son extrémité C peut se déplacer vers la gauche ou vers la droite.

Si l'on pousse la tête du levier A vers la gauche, l'extrémité C se déplace vers la droite et s'engage dans une encoche de la tringle 1.

Si l'on place le levier dans sa première position, la tringle 1 est poussée vers l'avant et fait tourner le levier "a" autour de l'axe "b". Le levier "c" solidaire de l'axe "b" tourne également en entraînant la fourche, ce qui provoque l'engrènement de la première série de pignons.

En plaçant le levier dans sa deuxième position, la tringle 1 est poussée vers l'arrière et, par l'intermédiaire des leviers a, b et c, la fourche fait engrener la deuxième série d'engrenages.

En poussant le levier dans sa troisième ou quatrième position, la tringle 2 est poussée vers l'avant ou vers l'arrière et la 2e fourche provoque le passage à la 3e vitesse ou à la prise directe.

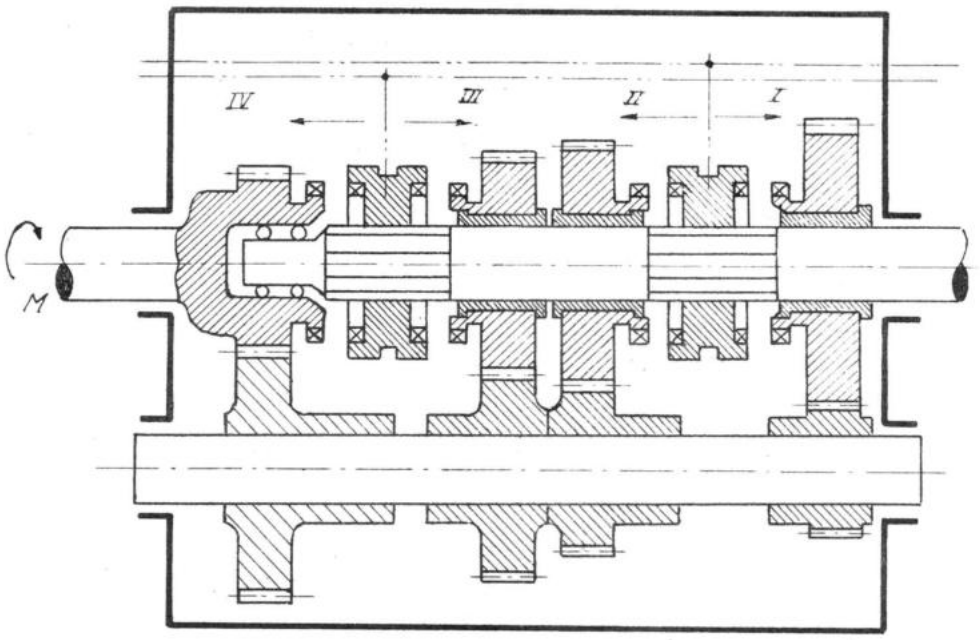


Fig. 156

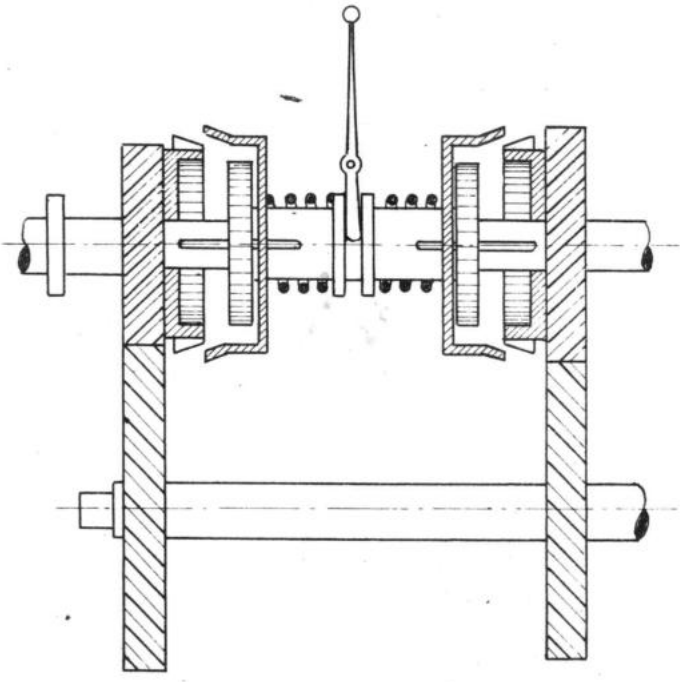


Fig. 157

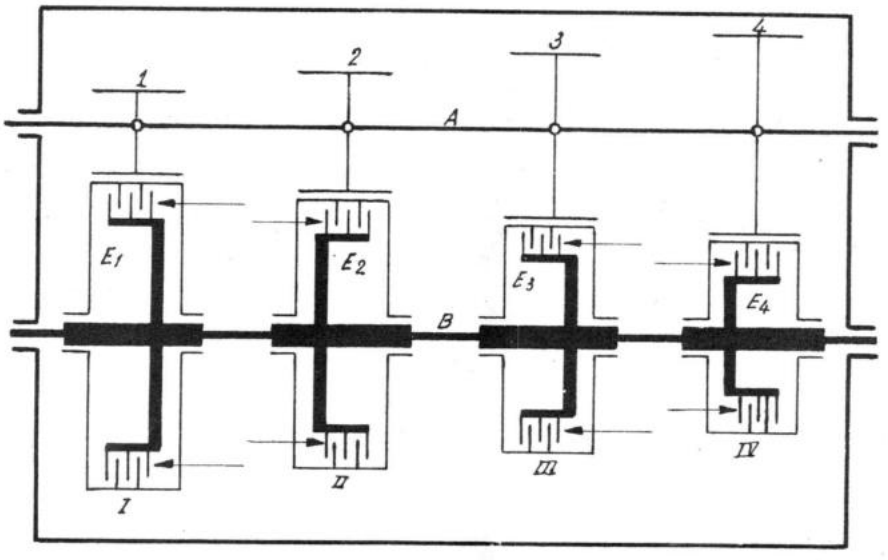


Fig. 158

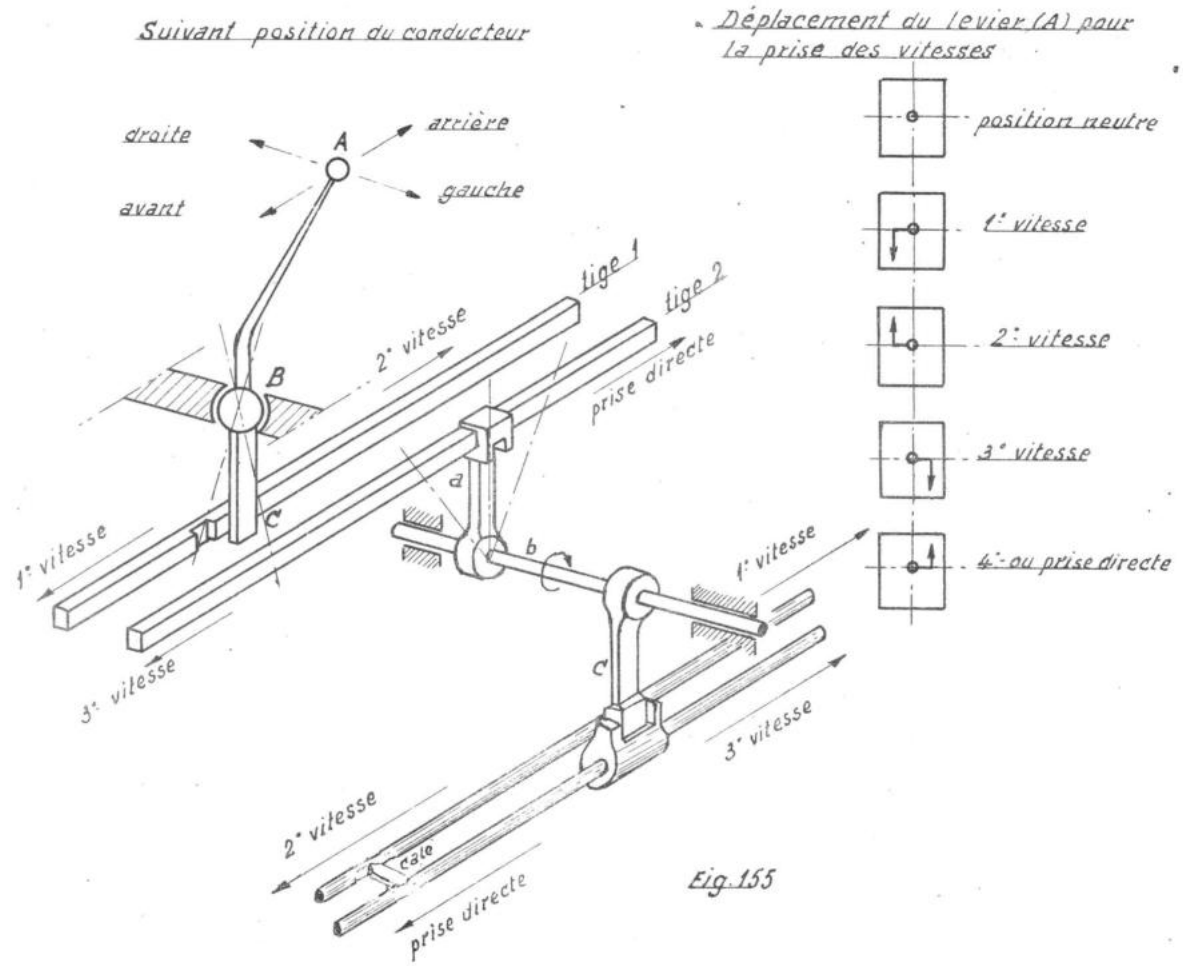


Fig. 155

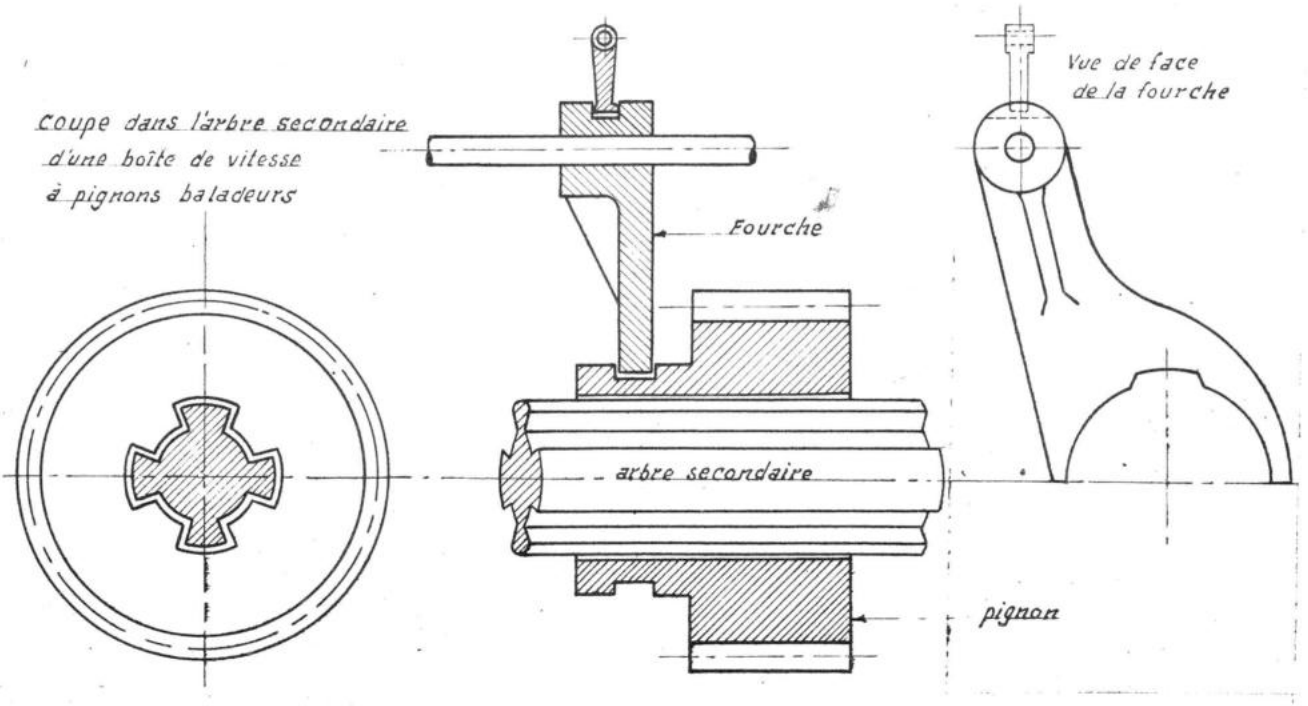


Fig. 154

Van Autrijve. 248396/10.65 (200)
V.P.

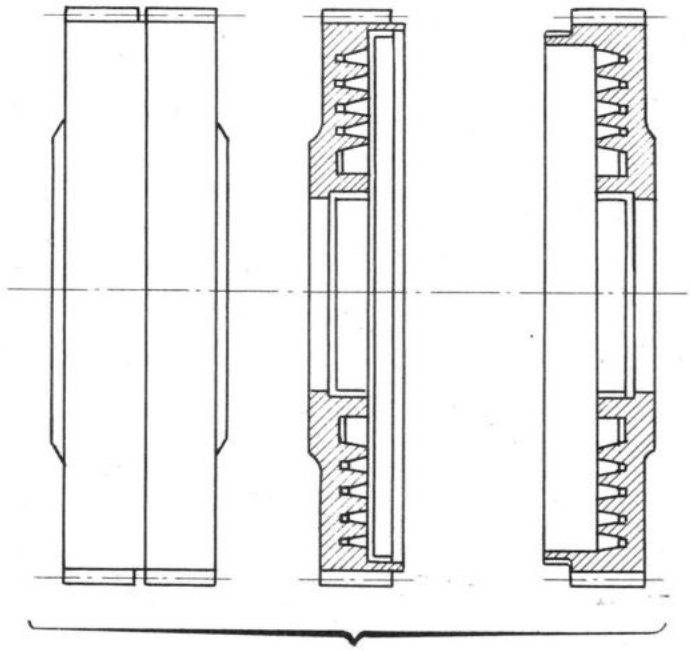


Fig. 165

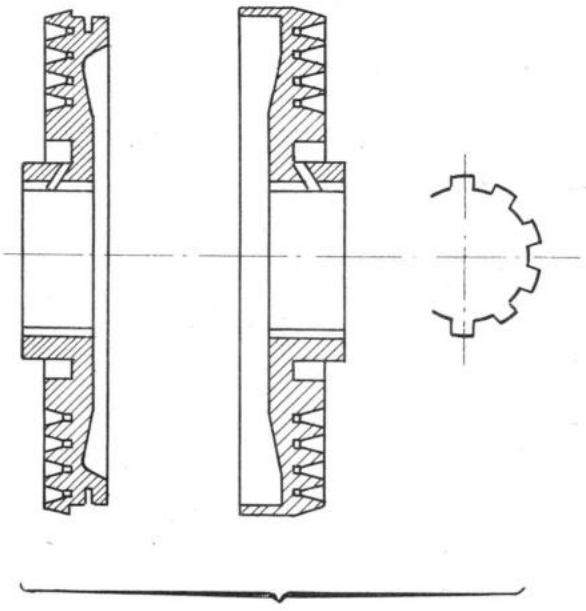


Fig. 166

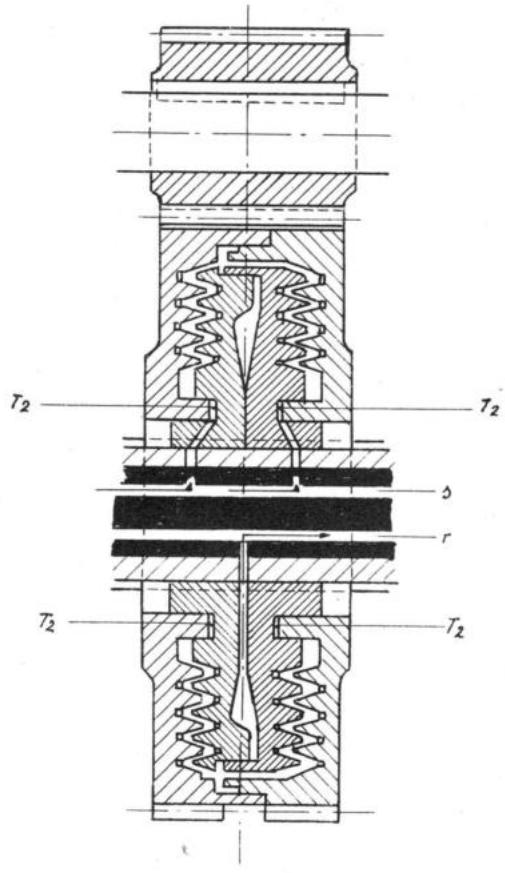


Fig 167

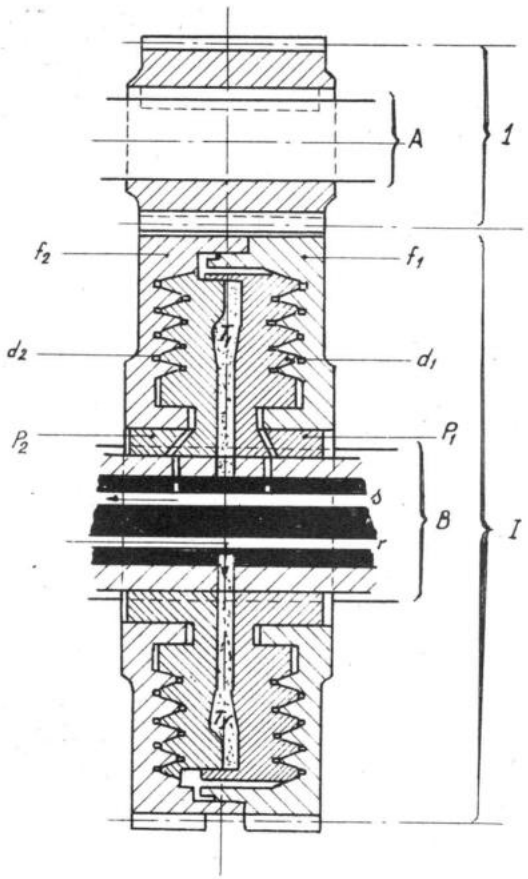


Fig. 168

S. L. M. Winterthur

Coupe de la boîte de vitesse "WINTERTUR" C. 608-620

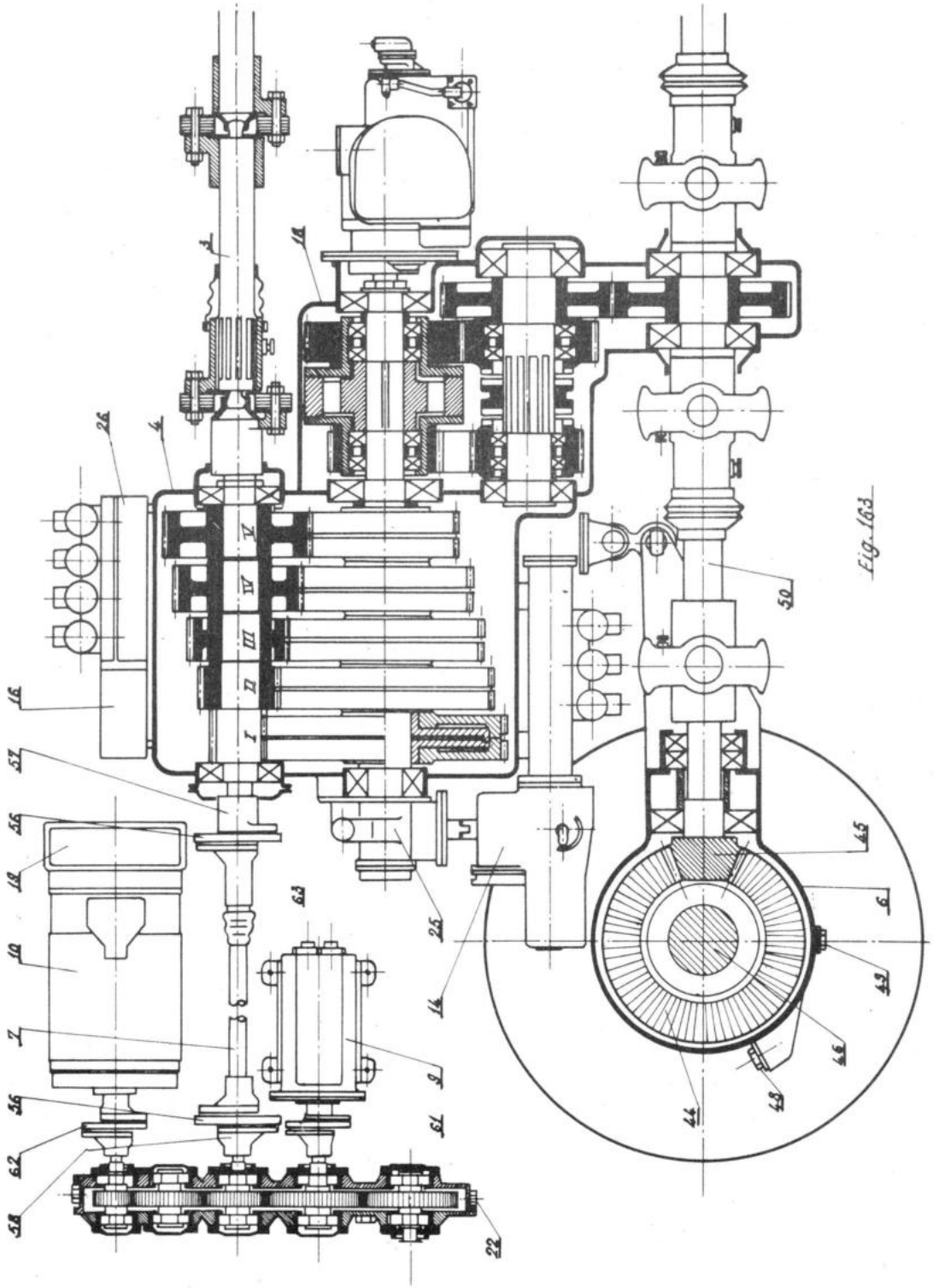


Fig. 163

V.P.

Pompe auxiliaire.

M.V.

Batterie

I.V.

Distributeur

33

34

28

Retour de l'huile

huile sous pression

Pompe à huile.

Arbre secondaire.

Arbre primaire

Accouplement hydraul.

Diesel

S.M.

Controller C.V.

Fig. 169

Boîte de vitesse "Winterthur" équipée de deux pompes à huile.

M.W.L. 554 Boîte de vitesse semi-synchronisée "Hurth" Brossel.

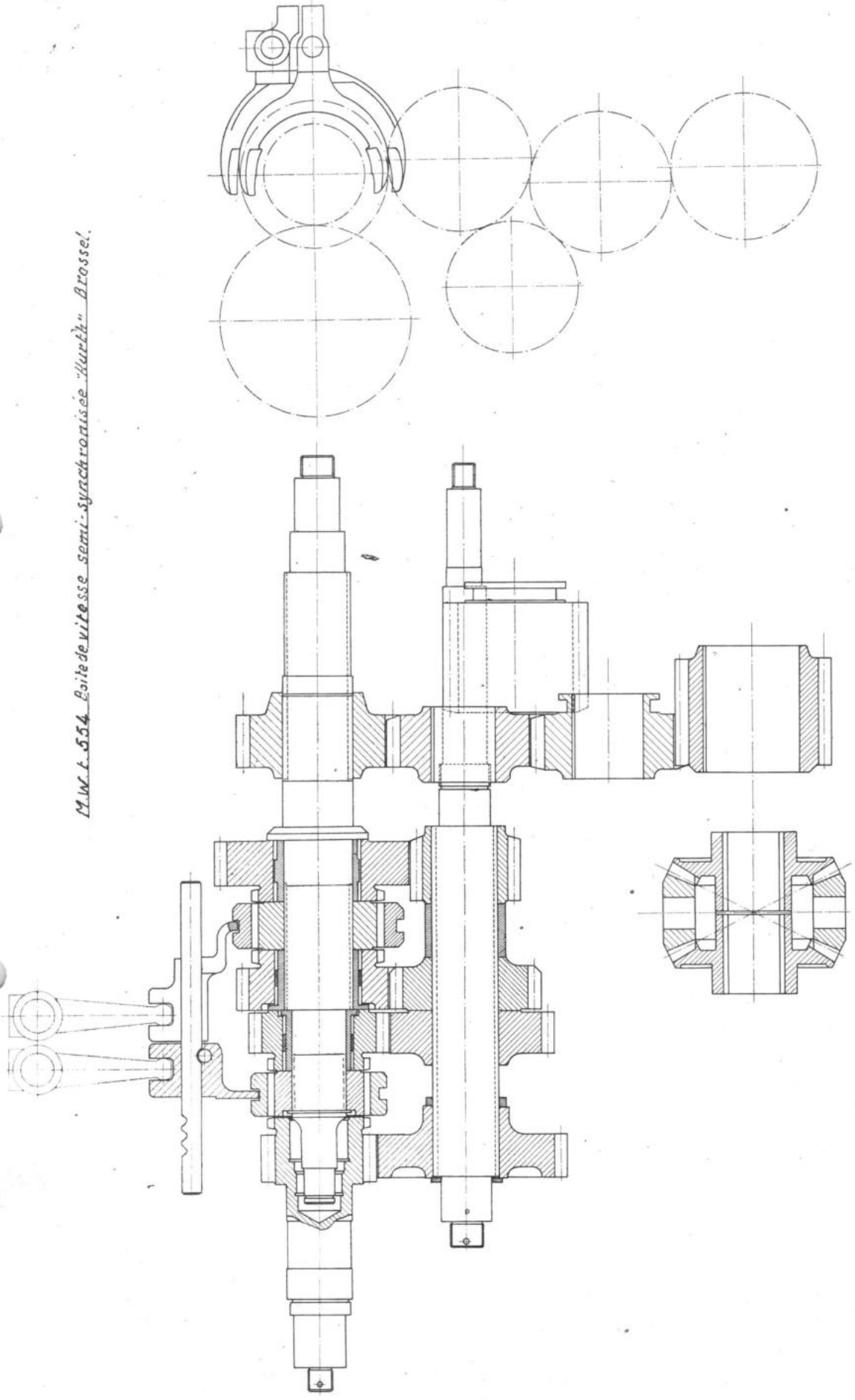


Fig. 160

V.P.

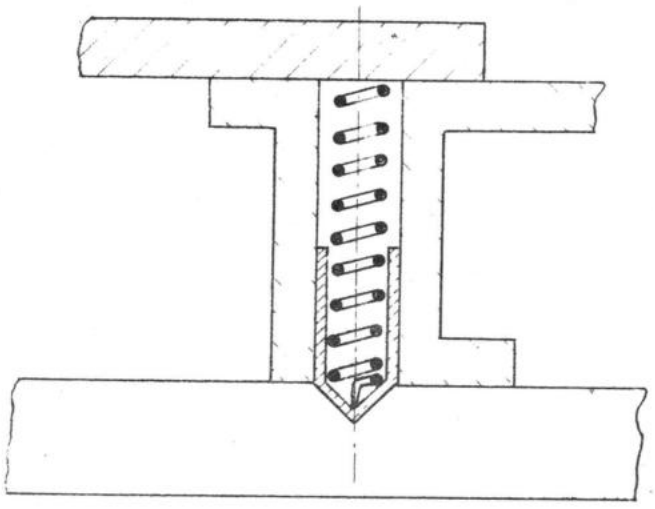
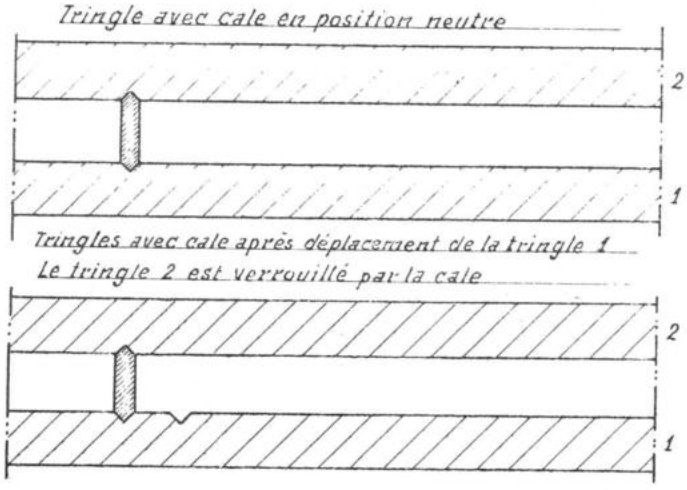
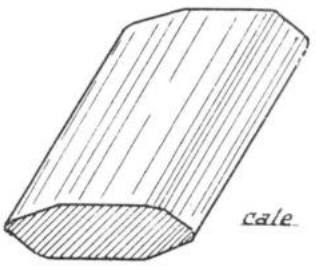


Fig. 161

tringle porteuse d'une fourche





cale

Fig. 162

Boîte de vitesse S.L.M. type MS 340/1300

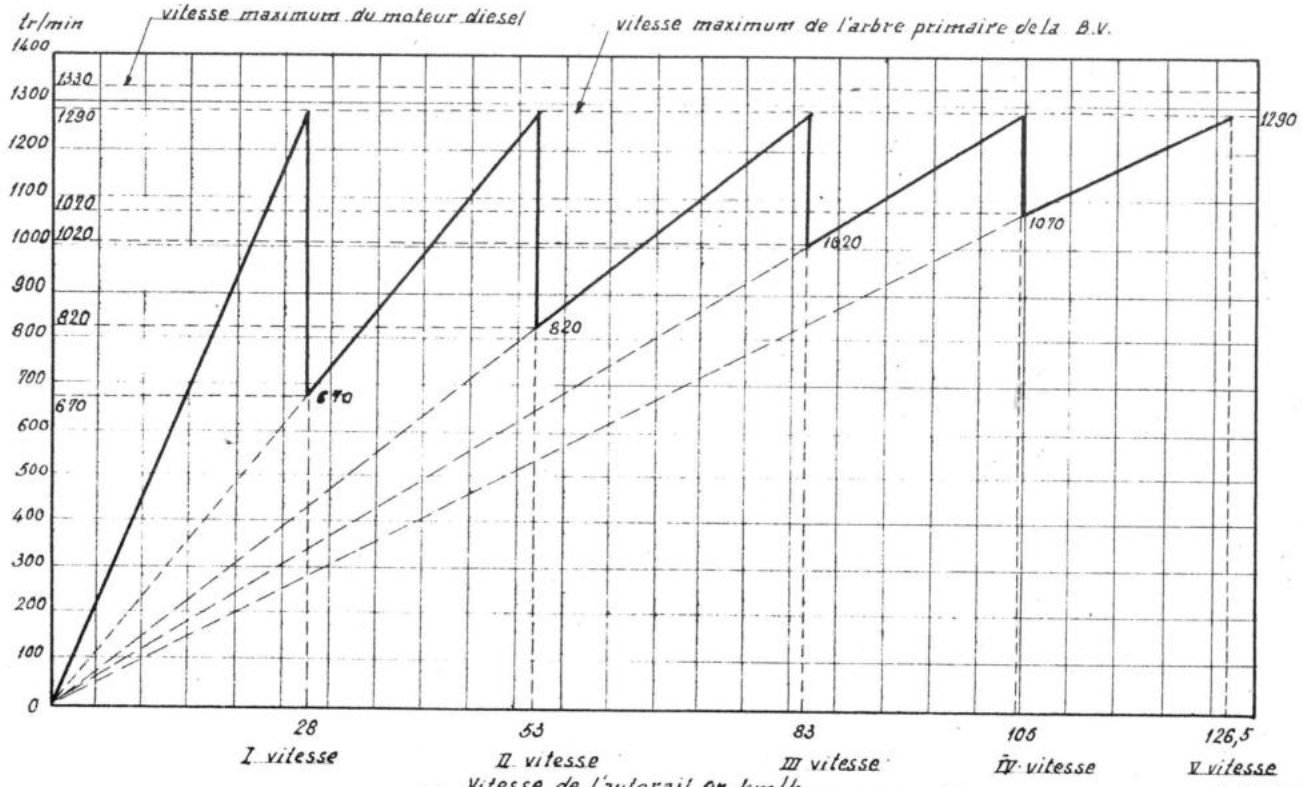


Fig. 164

C. 1260
14me L

c) Sécurités de la boîte de vitesse.

40. On appelle sécurités de la boîte de vitesse, les dispositifs qui empêchent l'engrènement simultané ou intempestif de différentes séries de pignons, ce qui provoquerait des avaries graves.

41. Les sécurités doivent être de deux espèces :

1) Il faut empêcher que les tringles portant les fourches ne se déplacent d'elles-mêmes sous l'effet des trépidations ou des chocs ce qui provoquerait la prise ou la séparation intempestive d'une vitesse.

Cela est obtenu par un dispositif à cliquet qui donne aux tringles portant les fourches une certaine immobilité par rapport au carter. Ce dispositif consiste ici en une cale poussée par un ressort (fig. 161).

42. 2) Il faut empêcher la prise simultanée de deux vitesses.

Comme la première et la deuxième vitesses sont commandées par la même fourche, il n'existe aucun danger que ces deux vitesses soient prises en même temps. Il en est de même pour les 3e et 4e vitesses.

La sécurité doit donc empêcher le déplacement simultané des deux fourches.

Cela est réalisé par une cale disposée entre les tringles portant les fourches et qui empêche tout mouvement d'une tringle dès que l'autre est déplacée (fig. 162).

VII. La boîte de vitesse "Winterthur".

a) Généralités.

43. Les boîtes de vitesse "S.L.M. Winterthur", équipant les autorails t. 608 et 620, sont du type à engrenages toujours en prise avec embrayages individuels commandés par huile sous pression. Ces boîtes de vitesse comportent cinq étages (fig. 163).

Leur diagramme de vitesse est représenté à la fig. 164.

Dans le carter de la boîte de vitesse est monté aussi l'inverseur, basé sur le principe du nombre pair et impair d'engrenages. Comme il n'y a pas de différentiel, la boîte de vitesse ne convient que pour l'entraînement d'un seul essieu.

b) Principe de fonctionnement de la boîte de vitesse.

44. Sur l'arbre primaire, entraîné directement par le moteur diesel au moyen d'un accouplement hydraulique, sont calées cinq roues dentées I, II, III, IV,et V (fig. 163).

L'arbre secondaire porte 5 roues dentées libres qui engrènent constamment avec les roues dentées correspondantes de l'arbre primaire.

Les roues dentées secondaires se composent de deux coquilles assemblées pourvues à leur périphérie d'une denture d'engrenages (fig. 165). La surface latérale intérieure de ces coquilles est pourvue de rainures concentriques. A l'intérieur des coquilles, sont logés deux disques d'embrayage en bronze pouvant coulisser sur l'arbre secondaire mais qui en sont solidaires dans le sens circonférentiel (manchon et arbre canelés) (fig. 166).

Les surfaces latérales extérieures des disques présentent aussi des rainures concentriques.

Les figures 167 et 168 donnent une coupe d'une telle roue dentée avec le disque intérieur.

L'accouplement d'une couronne dentée avec l'arbre secondaire se fait par conséquent en écartant sous pression les disques d'embrayage de sorte que leur surface latérale presse contre la surface latérale des coquilles (fig. 168).

Le débrayage d'une roue dentée est obtenu par le rapprochement des disques intérieurs (fig. 167).

45. L'embrayage et le débrayage sont obtenus par l'action d'huile sous pression, amenée par des forages dans l'arbre secondaire. Ces forages sont au nombre de 6 : 1 (r) par roue dentée pour l'embrayage, donc 5 au total, et 1 (s) commun à toutes les roues dentées pour le débrayage.

L'embrayage (fig. 168).

46. L'embrayage se fait en admettant de l'huile sous pression par le canal "r" dans la chambre "T1" entre les deux disques en bronze "d1" et "d2".

Par conséquent, une roue dentée est rendue solidaire de son arbre en la reliant à la pompe à huile par son canal "r".

Le débrayage (fig. 167).

47. Le débrayage se fait en reliant le canal "r" au réservoir à huile du carter.

Comme le canal "s" est relié constammant à la pompe à huile, l'huile sous pression dans les chambres "T2" rapproche les disques d1 et d2 et l'huile contenue dans la chambre "T1" est expulsée.

La pression d'huile, régnant en permanence dans les chambres "T2" joue donc le rôle de ressorts de rappel.

A l'embrayage, les pressions d'huile dans les chambres "T1" et "T2" sont égales. Cependant, la surface de la chambre "T1" est supérieure à celle de la chambre "T2" et l'embrayage se produit dès que l'huile sous pression est admise dans la chambre "T1".

c) Pompes à huile.

48. Pour assurer un embrayage et un débrayage normaux, l'huile doit avoir une pression d'environ 5 kg/cm2 à la température de marche.

La pompe à huile est entraînée par un pignon engrenant avec la première roue dentée de l'arbre secondaire (fig. 169).

Une pression d'huile insuffisante est la cause d'un glissement des disques d'embrayage, d'où usure prématurée et avarie.

La pression d'huile n'est suffisante que lorsque la boîte de vitesse est entraînée à 800 tr/min. D'autre part, il est avantageux de démarrer l'engin avec une vitesse moteur aussi basse que possible (400 tr/min... élimination des chocs). C'est pourquoi, en position démarrage de la boîte de vitesse, une pompe à huile entraîne par moteur électrique est mise en parallèle avec la pompe mécanique. Cette pompe supplémentaire est arrêtée dès que la vitesse du moteur atteint 800 tr/min.

Une soupape de réglage de la pression limite celle-ci à sa valeur maximum admissible. Une lampe de signalisation s'allume dès que la pression d'huile descend en dessous de 2,7 à 3 kg/cm2.

d) Robinet distributeur.

49. L'huile est dirigée vers les canaux de l'arbre secondaire par un distributeur monté sur une extrémité de cet arbre.

Le distributeur assure une arrivée d'huile directe et constante au canal "s" tandis que le passage vers les canaux "r" peut être soit interrompu, soit ouvert vers un seul embrayage .

Il n'est pas possible d'enclencher 2 embrayages simultanément, car le distributeur ne peut alimenter en même temps deux ou plusieurs canaux "r".

e) Commande.

50. La boîte de vitesse "Winterthur" est commandée à distance au moyen d'un servo-moteur à air comprimé pouvant occuper 7 positions suivant l'alimentation de 3 électrovalves (fig. 169).

Ces positions sont :

Position du servo-moteur	Electrovalves excitées	Vitesse du moteur	Gamme enclenchée dans la boîte de vitesse
0	0	ralenti	aucune
le position D	n° 4	400 t/m	1re vitesse La pompe à huile électrique est enclenchée
2e position (1V)	n° 5	800 t/m	1re vitesse
3e position (2V)	n° 6	800 à 1350 t/m	2e vitesse
4e position (3V)	n° 4 + 6	800 à 1350 t/m	3e vitesse
5e position (4V)	n° 5 + 6	800 à 1350 t/m	4e vitesse
6e position (5V)	n° 4 + 5 + 6	800 à 1350 t/m	5e vitesse

17/12/69

15ème Leçon.

Suite Chapitre IV.

ETUDE DES TRANSFORMATEURS DE COUPLE MECANIQUES ET HYDRAULIQUES.

B. Le transformateur de couple hydraulique.

I. Introduction à l'étude des transformateurs de couple hydrauliques : énergie d'une masse fluide en mouvement.

51. Si une masse fluide, animée d'une vitesse "v", est dirigée perpendiculairement à une surface, il naît sur cette surface une poussée dont la grandeur est déterminée par la décélération "j" que subit le fluide. Cette force peut être exprimée comme suit :

$$F = M \cdot j$$

52. En effet :

Si, comme représenté à la fig. 170, une masse fluide M frappe, pendant un temps "t", une surface "A" sous un angle "a" et avec une vitesse "vo", cette vitesse "vo" peut être décomposée en :

1) une composante tangentielle "vó" qui fait circuler le fluide le long de la surface A. Le frottement des molécules fluides entre elles et contre la surface provoque une perte de vitesse.

2) une composante normale " v"o " perpendiculaire à A et qui donne naissance à une poussée "F".

53. Si après un déplacement "Z" de la surface, la vitesse du fluide est devenue "v 1", cette dernière vitesse peut aussi se décomposer en :

1) une composante tangentielle "v'1" égale à la composante tangentielle initiale v'o diminuée de la perte de vitesse citée ci-dessus .

2) une composante normale " v"1".

54. Nous supposons, pour la facilité du raisonnement, que la vitesse normale "v"o" diminue de façon régulière pendant le déplacement de la surface A.

La poussée moyenne exercée sur la surface est alors égale à =

$$F = M.j = M \left(\frac{v"o - v"1}{t}\right) = \frac{P}{g} \left(\frac{v"o - v"1}{t}\right) \text{ kg}$$

(8).250157. 10.65(200)

Si l'on appelle $\frac{P}{t}$ le débit Q (kg/sec) du fluide en mouvement la poussée moyenne est

$$F = \frac{Q}{g} (v''o - v''1) \quad kg$$

55. Conclusion : La poussée moyenne exercée par le fluide croît dans la mesure où :

1) le débit d'huile augmente.
2) la différence entre les vitesses normales au début et à la fin augmente.

56. Possibilités:

a) Les deux vitesses normales sont égales.

Donc $v''o = v''1$ et $F = o$. Il n'y a aucune poussée sur la surface. C'est le cas par exemple lorsque la surface se déplace à la même vitesse que la masse fluide.

b) $v''1 = o$.

Finalement, le fluide ne possède plus d'énergie de pression, de sorte que la poussée moyenne exercée sur la surface est donnée par

$$F = \frac{Q}{g} v''o = \frac{Q}{g} \cdot Vo \cdot \sin\alpha.$$

Par conséquent, F augmente en même temps que vo et dans la mesure où l'angle se rapproche de sa valeur limite de 90°.

c) Si la vitesse normale v"1, comme supposé ci-dessus, a le même sens que la vitesse normale initiale (fig. 170), on a :

$$F = \frac{Q}{g} (v''o - v''1) \quad kg$$

Si par contre, la vitesse normale v"1 a un sens opposé à la vitesse normale initiale (fig. 171), on a

$$F = \frac{Q}{g} (v''o + v''1) \quad kg$$

57. Remarques importantes :

1) Les vitesses normales du fluide à prendre en considération sont les vitesses normales que le fluide possède réellement par rapport à la surface. En effet : si la surface contre laquelle agit le fluide a déjà une vitesse propre "v"

dans la même direction que la vitesse du fluide, les vitesses du fluide doivent être diminuées ou augmentées de cette valeur "v" , suivant que la vitesse de la surface a le même sens ou un sens opposé à celle du fluide.

58. 2) Si la surface est une aube d'une roue turbine, telle que représentée à la fig. 172, les vitesses à prendre en considération sont les composantes dirigées suivant la tangente au mouvement circulaire du point considéré de l'aube.

En effet, la vitesse "vo" au point A peut se décomposer en :

a) la composante tangente à l'aube, "v'o", qui entraîne le fluide le long de l'aube.

b) la composante perpendiculaire à l'aube , "v"o".

De même en B, la vitesse finale "v 1)" peut se décomposer en :

a) la composante tangentielle v'1 .

b) la composante normale v"1.

Dans l'hypothèse où la composante normale en a"vb " diminue de façon régulière jusque la composante normale en B "v"1", la poussée moyenne agissant au point médian C de l'aube et dirigée perpendiculairement à l'aube en ce point est :

$$F = \frac{Q}{g} (v"o - v"1)$$

Le couple qui en résulte est $C = F.d$.

Comme $d = \frac{r1 + r2}{2} \cos a.$, on a $C = F.\cos a. \frac{r1 + r2}{2}$

d'où $C = \frac{Q}{g} (v"o - v"1).\cos a. \frac{r1 + r2}{2}$

Supposons qu'en chaque point de l'aube, la normale à l'aube forme le même angle a avec la circonférence tracée par le point considéré :

on a alors $v"o = v"'o . \cos a$ (d)

$v"1 = v"'1 . \cos a$ (d)

v"'o et v"'1 sont les composantes respectives des vitesses "vo" et "v1" suivant la tangente à la conconférence en A et en B.

On obtient donc comme couple :

$$C = \frac{Q}{g} (v"'o - v"'1) \cos^2 a. \frac{r1 + r2}{2}$$

Comme cos a, r1 et r2 dépendent de la construction de la turbine, le couple exercé sur l'aube peut être exprimé comme suit :

$$C = k.\ Q\ (v''_o - v''_1)$$

II. Organes constitutifs d'un transformateur hydraulique.

59. Un transformateur de couple est constitué en principe des trois organes principaux suivants :

a) une pompe centrifuge fixée sur l'arbre d'entrée ou arbre primaire et entraînée par le moteur diesel.

b) une roue turbine, pourvue d'aubes, fixée sur l'arbre de sortie du transformateur.

c) un stator muni d'aubes, appelé parfois roue à réaction qui est toujours immobile, c'est-à-dire qui ne peut tourner.

60. Le tout est enfermé dans un carter.

Le transformateur de couple peut être représenté par une coupe longitudinale, comme à la fig. 173. Dans cette figure ,

P = la roue pompe fixée à l'arbre primaire.

T = la roue turbine fixée sur l'arbre secondaire.

S = le stator ou élément de réaction faisant partie du carter.

61. Toutefois, on peut aussi, pour faciliter la compréhension du fonctionnement du transformateur, représenter le tout en une sorte de coupe développée comme à la fig. 174.

La figure 175 donne une photographie des éléments constitutifs d'un transformateur de couple "Voith".

III. Principe de fonctionnement du transformateur de couple hydraulique.

a) Principe de base.

62. Dans le transformateur de couple hydraulique, l'énergie mécanique fournie par le moteur diesel est transformée, au moyen d'une pompe centrifuge, en énergie hydraulique d'un fluide en mouvement (en général : de l'huile fluide).

Le fluide parcourt ensuite la turbine dans laquelle sa puissance vive est retransformée en énergie mécanique.

Le fluide est ensuite ramené, par le stator, à l'entrée de la roue pompe.

Le principe de fonctionnement du transformateur de couple hydraulique peut donc être schématisé par un circuit hydraulique composé d'une pompe et d'une turbine reliées entre elles par des conduites (fig. 176). Le remplacement des conduites de liaison par un stator donne la fig. 177.

b) La pompe centrifuge.

63. La pompe centrifuge, représentée schématiquement à la fig. 178 est entraînée par le moteur diesel dans un sens tel que ses aubes ne fendent pas l'huile.

Une goutte d'huile, de masse "m" qui se trouve en A est entraînée par la pompe à une vitesse de rotation de n 1 t/min. et est donc soumise à une force centrifuge : $f = m \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 . r'$ kg. Cette force pousse la goutte d'huile vers l'extérieur de la pompe.

La goutte d'huile, constamment soumise à 2 vitesses - à savoir une vitesse tangentielle (vitesse d'entraînement de la pompe) et une normale ((par la force centrifuge) - décrit un mouvement en spirale.

La goutte d'huile, expulsée de la pompe au point B, possède à cet instant une vitesse tangentielle égale à $v' = \frac{2\pi \, rp. \, n\,1}{60}$ (rp est le rayon extérieur de la pompe).

Supposons que la vitesse tangentielle initialede la goutte d'huile (en A) soit égale à vo, la vitesse tangentielle a donc augmenté de vo à $\frac{2\pi \, rp.n\,1}{60}$ et cela pendant le temps nécessaire à la goutte pour se déplacer de A à B.

L'accélération tangentielle moyenne de la masse d'huile "m" est donc :

$$(v' - vo) \frac{1}{t} \quad m/sec^2$$

Cela exige une force tangentielle moyenne égale à :

$$\frac{m}{t} (v' - vo) \text{ kg} = \frac{P}{gt} (v' - vo) \text{ kg}$$

Si $\frac{P}{t}$ est le <u>débit Q de la pompe</u>, la force moyenne est $\frac{Q}{g}$ (v' - vo) kg

Le couple moyen absorbé est $C_p = \frac{Q}{g}$ (v' - vo) $\frac{rp}{2}$ ou, en tenant compte de la direction des aubes comme dans l'étude préalable

$$C_p = k.\ Q\ (v' - vo)$$

La puissance absorbée par la pompe est

$$N_p = \frac{Cp\ .\ n\ 1}{716} \quad CV$$

<u>Remarque</u> :

64. <u>Nous pouvons tenir le raisonnement suivant</u> :

L'énergie de l'huile en A est $\frac{m}{2}$ vo^2 et en B : $\frac{m}{2}$ v'2.

La pompe doit donc développer une puissance de

$$\frac{m}{2t}\ (v'2 - vo^2) = \frac{Q}{2g}\ (v'^2 - vo^2)$$

Donc $N_p = \frac{Cp\ .\ n\ 1}{716} = \frac{Q}{2g \times 75}\ (v'2 - vo^2)$ CV.

Dans les expressions du couple et de la puissance de la pompe exposées ci-dessus, apparaissent certains facteurs (Q, v' et vo) qui, pour un transformateur de couple donné, sont inconnus.

Les formules suivantes sont alors appliquées pour déterminer le couple et la puissance absorbés par la pompe.

$$C_p = K.\ D^5\ .\ n\ 1^2$$
$$N_p = K.\ D^5\ .\ n\ 1^3$$

Dans ces formules : K : une constante dépendant de la construction du transformateur de couple.
D : le diamètre du transformateur.
n1: la vitesse de rotation du primaire.

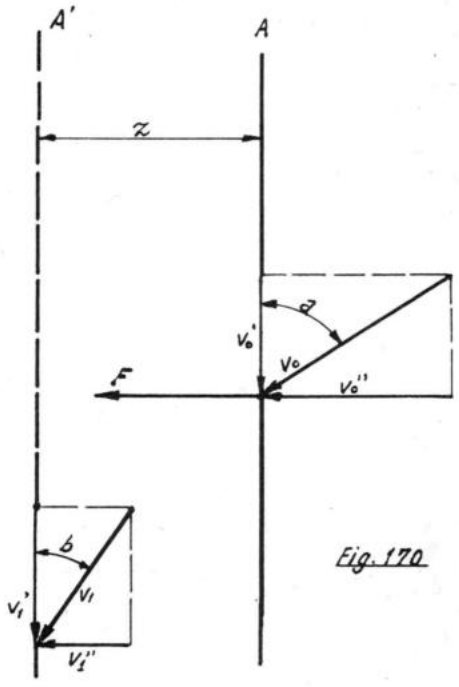


Fig. 170

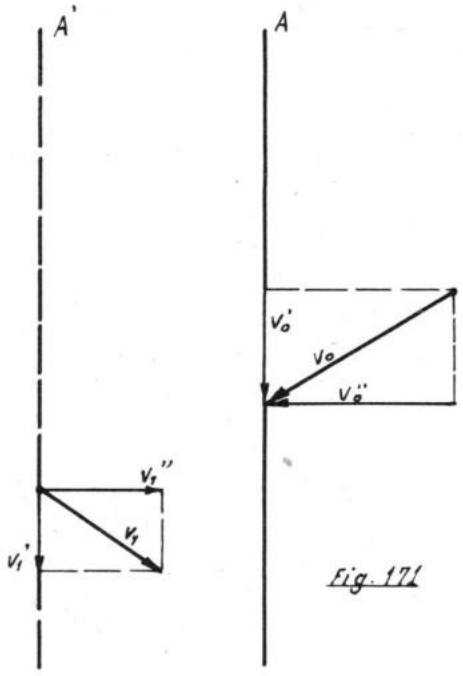


Fig. 171

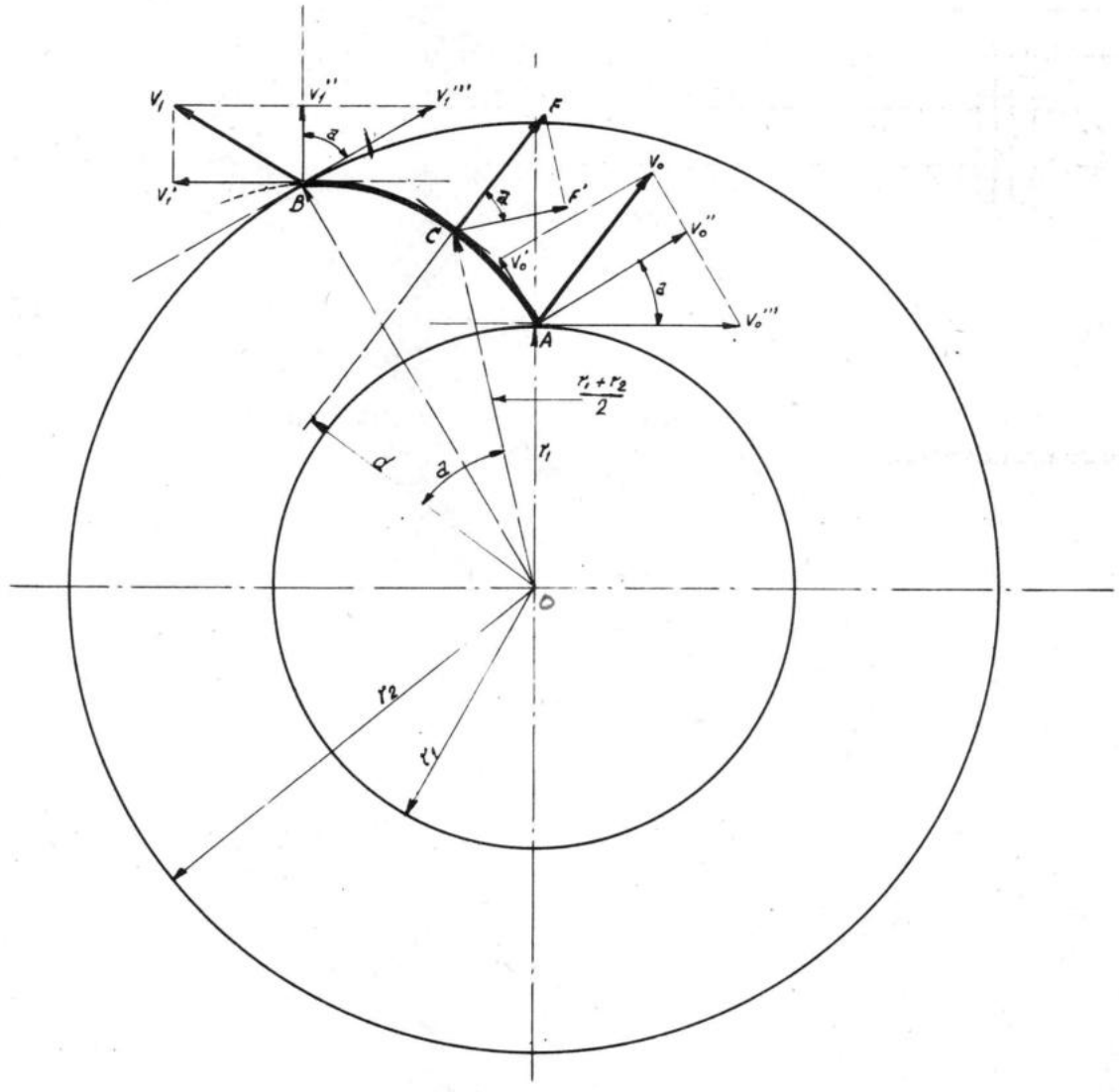


Fig. 172

(8) 850257. 10. 65 (200)

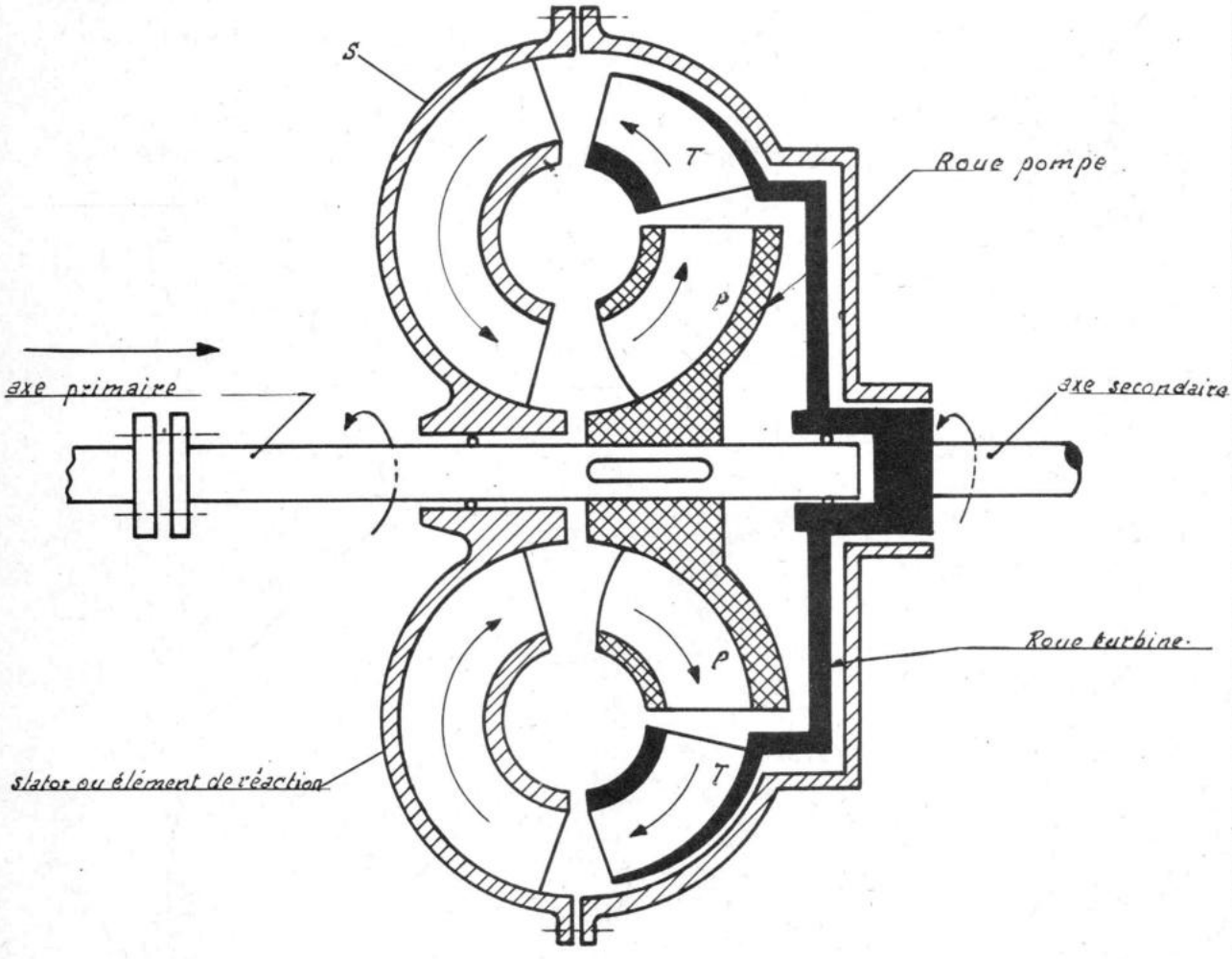

S
T
Roue pompe
P
axe primaire
axe secondaire
Roue turbine
P
stator ou élément de réaction
T

Fig. 173

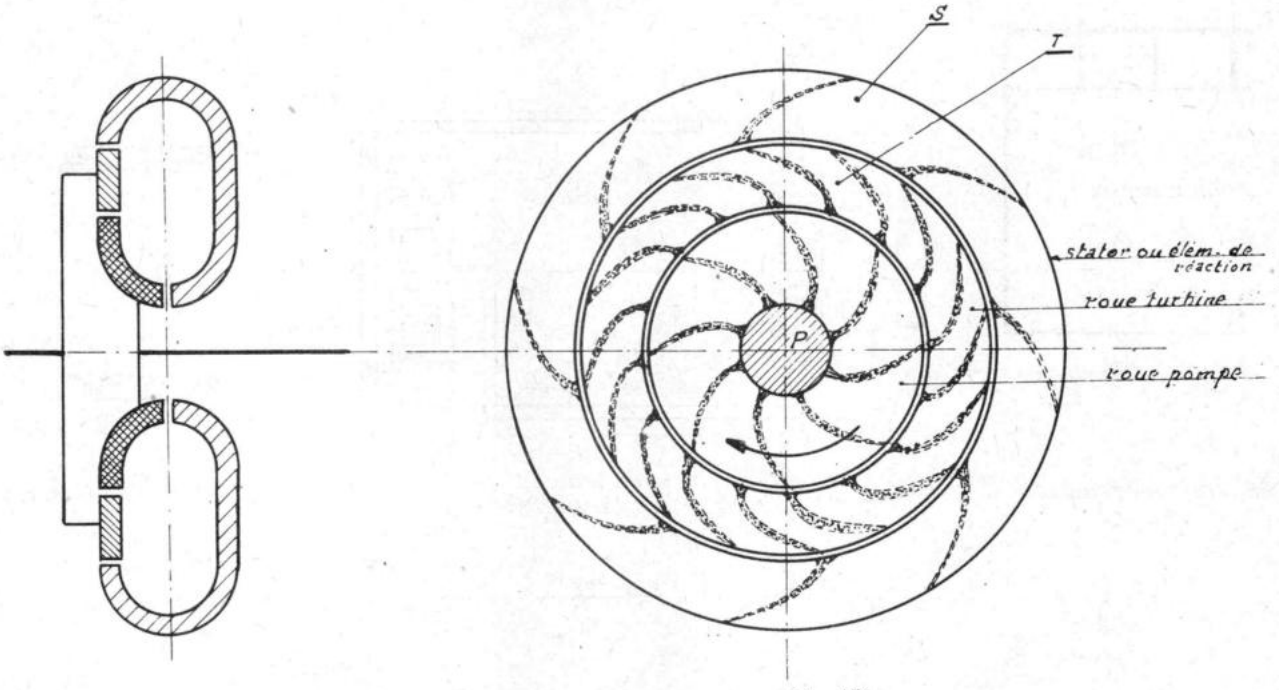


Fig. 174

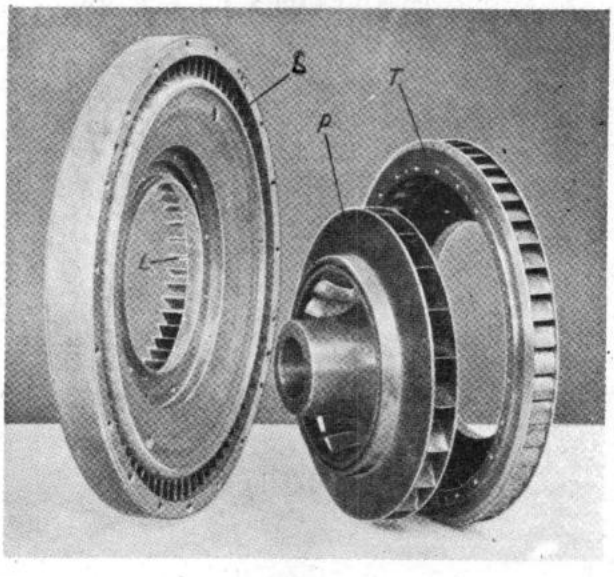


Fig. 175

Principe de la transmission hydraulique

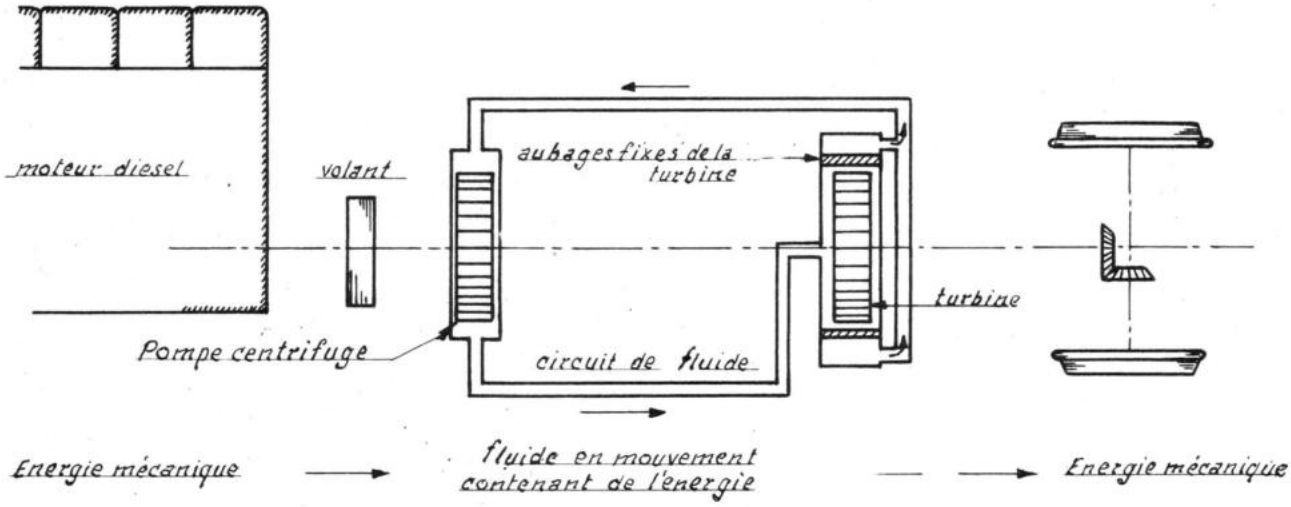


Fig. 176

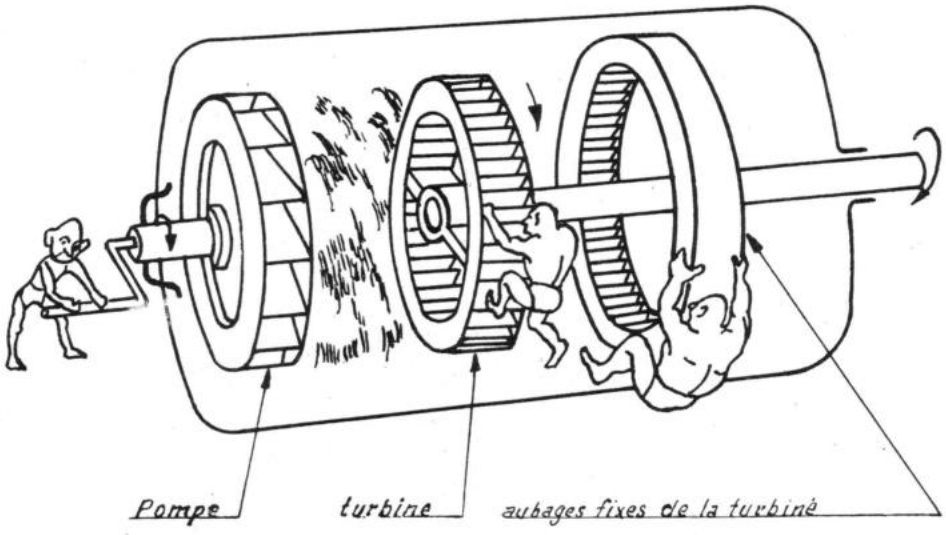


Fig. 177

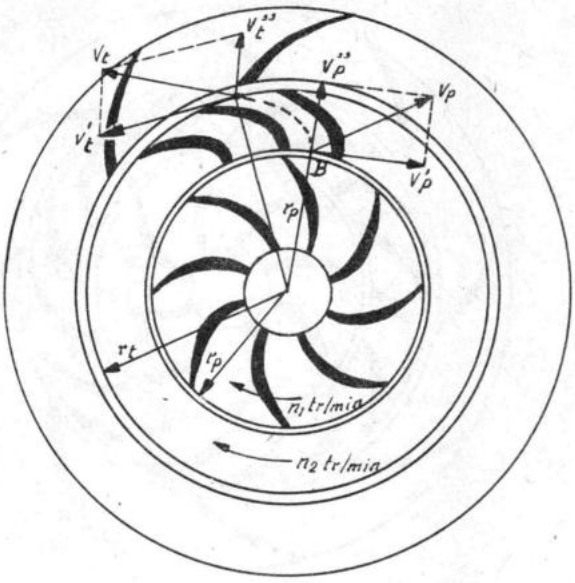


Fig. 179

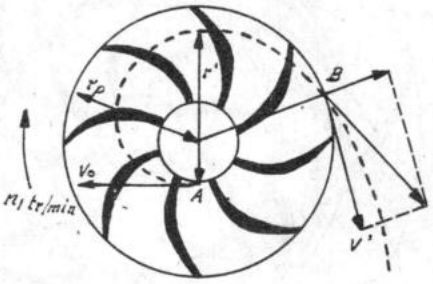


Fig. 178

$V_s = \frac{2\pi}{60} \cdot k_A \cdot n_1$

$V_t = \frac{2\pi}{60} \cdot k_t \cdot n^2$

$V_p = \frac{2\pi}{60} \cdot k_p \cdot n_1$

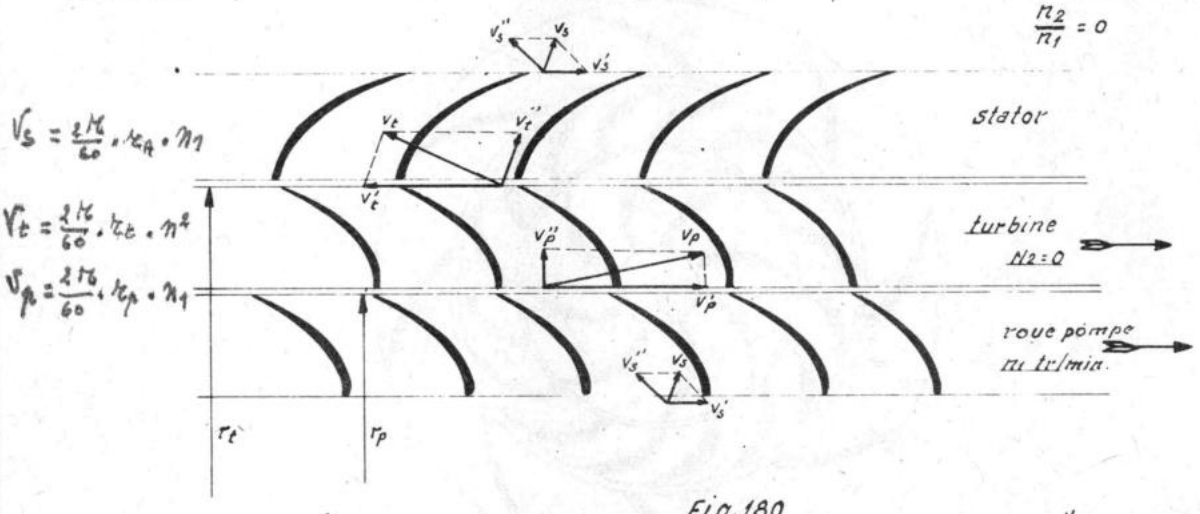
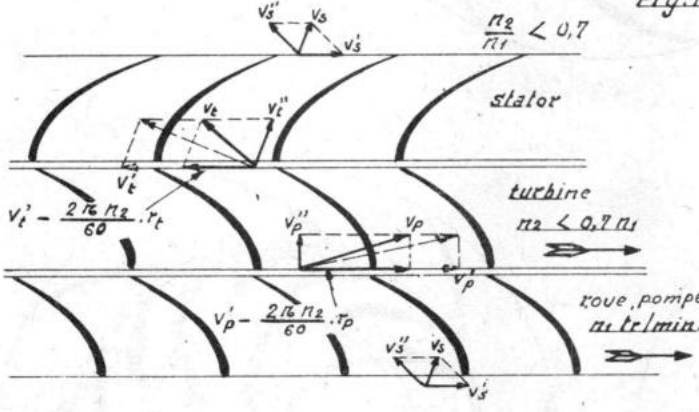
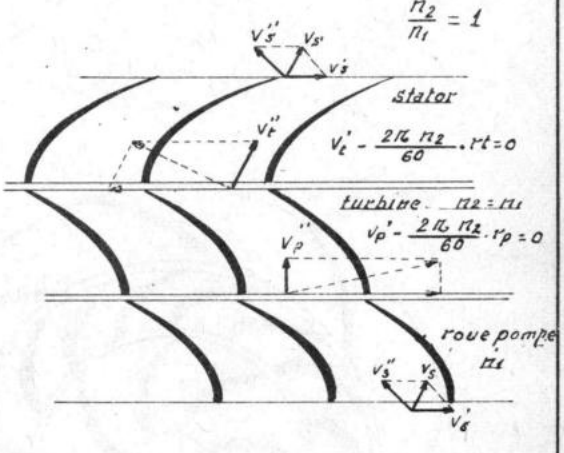
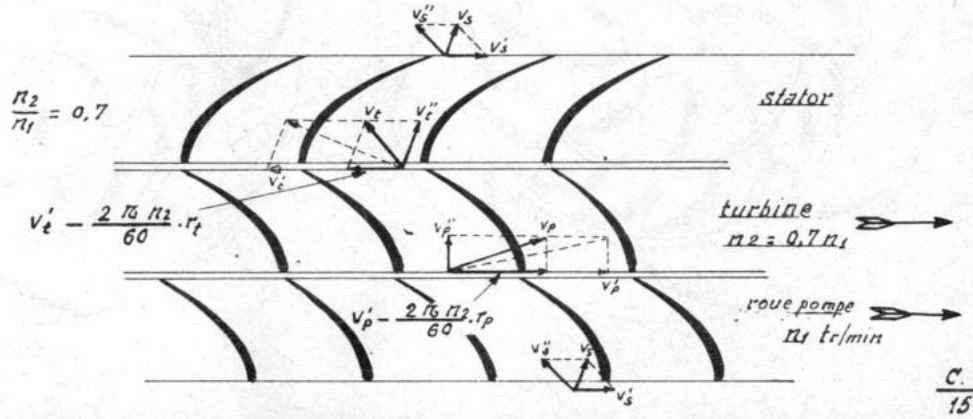


Fig. 180







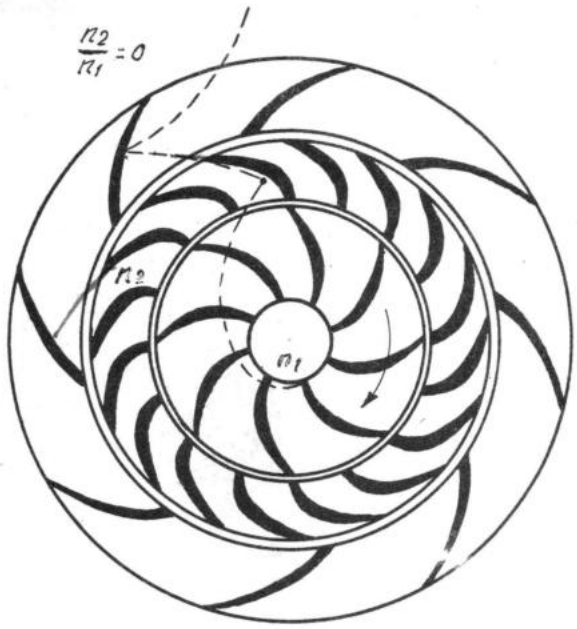


Fig. 181

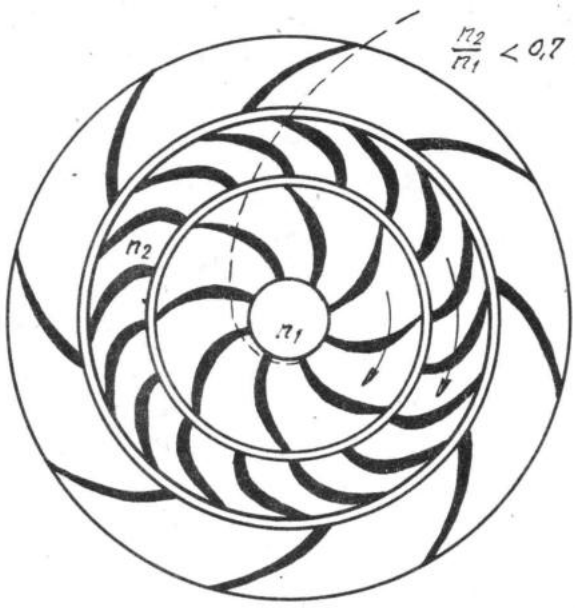


Fig. 182



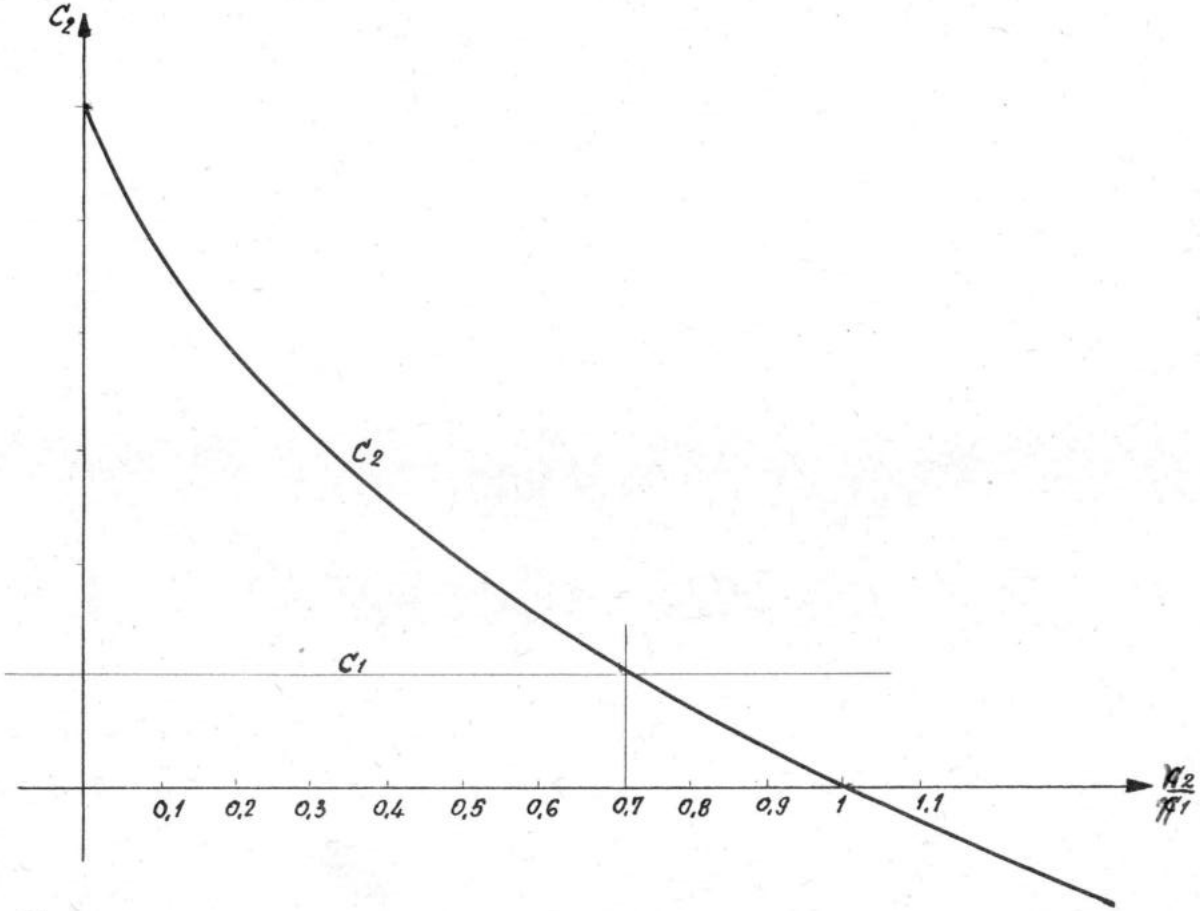
Fig. 183



Fig. 184



Fig. 185



C_2 est max pour $\frac{n_2}{n_1} = 0$

Fig. 186

On en conclut que le couple et la puissance absorbés par la pompe sont indépendants de la charge de l'arbre secondaire du transformateur.

c) La transformation du couple réalisée par le transformateur de couple hydraulique.

65. Si la roue pompe possède une vitesse de rotation de n 1 t/min., l'huile est expulsée suivant une trajectoire en spirale, ainsi qu'on l'a montré plus haut.

Supposons, pour la facilité que toute l'huile est chassée par le point périphérique B (fig. 179). Soit Q kg/sec le débit de la pompe.

L'huile en B a une vitesse linéaire V_p qui peut se décomposer en :

- une vitesse périphérique V'_p de la pompe ($V'_p = \frac{2\pi rp}{60} .n\ 1$)
- une vitesse normale v"p résultant de la force centrifuge.

Supposons que les aubes de la turbine soient dirigées, à leur entrée, perpendiculairement à la périphérie de la pompe.

Les possibilités suivantes peuvent se présenter :

1) La roue turbine ne tourne pas ($n_2 = o$)

66. L'huile est poussée entre les aubes de la turbine vers la périphérie extérieure. Elle quitte la turbine avec une vitesse vt dont la direction est déterminée par la direction des aubes de la turbine.

La vitesse de sortie v_t peut se décomposer en :

- la vitesse tangentielle v'_t qui, ainsi qu'il apparaît aux fig. 179 et 180, a un sens opposé à la vitesse tangentielle v'_p
- la vitesse $v"_t$ tangente aux aubes du stator.

L'huile est ensuite guidée par les aubes du stator et quitte celui-ci avec une vitesse tangentielle v_s dirigée suivant les aubes du stator.

Cette vitesse v_s peut aussi se décomposer en :

- la vitesse tangentielle v'_s
- la vitesse $v"_s$ tangente aux aubes de la pompe, vu que l'huile en sortant du stator rentre dans la pompe.

67. En appliquant les définitions données dans les principes de base, on obtient :

a) comme couple moyen de la roue pompe

$$C_p = k\,1.Q\,(v'p - v's)$$

b) comme couple moyen développé par la roue turbine

$$C_t = k_2 . Q\,(v'_p + V'_t)$$

c) comme couple moyen exercé par l'huile sur le stator

$$C_s = k_3 . Q\,(v'_t + v'_s)$$

68. Nous remarquons que :

a) la roue pompe pousse l'huile vers l'avant.

b) la roue turbine pousse l'huile vers l'arrière. En effet, l'huile pousse la turbine vers l'avant de telle sorte que la turbine tourne toujours dans le même sens que la pompe.

c) l'élément de réaction pousse l'huile vers l'avant de sorte que la poussée de l'huile sur les aubes du stator est dirigée vers l'arrière.

69. Le couple de la turbine est donc nécessairement toujours négatif par rapport aux couples de la pompe et du stator.

En faisant la somme algébrique des 3 couples, on trouve :

$$Q\left\{k\,1\,(v'p - v's) - k2\,(v'p + v't) + k3\,(v't + v's)\right\} =$$

$$Q\left\{v'p\,(k1 - k2) + v's\,(k3 - k1) + v't\,(k3 - k2)\right\}$$

Si k1 = k2 = k3, on a

$$\boxed{C_p - C_t + C_s = 0}$$

70. En réalité, cette condition doit toujours être satisfaite puisque le système complet est en équilibre pendant son fonctionnement.

Il s'ensuit que

$$\boxed{C_t = C_p + C_s}$$

Conclusion .

71. Si la turbine ne tourne pas, l'huile circule dans le transformateur de couple comme indiqué à la fig. 181.

Le couple développé sur la roue turbine est égal au couple de la roue pompe augmenté du couple de réaction du stator.

2) La turbine possède une certaine vitesse de rotation n2 t/min.

72. L'huile poussée par la pompe ne frappe pas les aubes de la turbine avec une vitesse de v'p m/sec comme dans le cas précédent, mais avec une vitesse v'p diminuée de la vitesse périphérique propre des aubes de la turbine. La composante tangentielle de la vitesse relative de l'huile à l'entrée des aubes de la turbine est

$$\boxed{v'p - \frac{2\pi\, n2}{60} \cdot rp}$$

La composante tangentielle de la vitesse relative de l'huile à son passage de la turbine vers le stator est

$$v't - \frac{2\pi\, n2}{60} \cdot rt$$

En appliquant les principes cités ci-dessus, on obtient

a) Comme couple moyen absorbé par la pompe

$$C_p = k.\ Q\ (v'p - v's)$$

b) Comme couple moyen développé par la turbine

$$C't = k.\ Q \left(v'p + v't - \frac{2\pi\, n2}{60} (rp + rt) \right)$$

c) Comme couple moyen de réaction sur le stator

$$C's = k.\ Q \left(v't + v's - \frac{2\pi\, n2}{60} rt \right)$$

Conclusions :

73. a) Que la turbine tourne ou pas, la roue pompe absorbe toujours le même couple.

Il s'ensuit que, dans un transformateur de couple hydraulique, le couple ou la puissance absorbés, sont indépendants de sa charge.

Ce couple et cette puissance ne dépendent respective-

ment que du carré ou du cube de la vitesse d'entraînement de la roue pompe.

74. b) Nous pouvons déduire de la formule du couple développé par la turbine, que :

1) Le couple développé par la turbine diminue à mesure que sa vitesse de rotation augmente.

2) Le couple développé par la turbine atteint sa valeur maximum lorsque sa vitesse n2 est nulle. (roue turbine à l'arrêt).

3) Le couple développé par la turbine devient nul lorsque l'huile circule librement au travers des aubes de la turbine.

Ceci est le cas lorsque $v'p - \frac{2\pi\ n2}{60} \cdot rp = o$

$v't - \frac{2\pi\ n2}{60} \cdot rt = o$

c'est-à-dire lorsque la roue turbine tourne à la même vitesse quela pompe, donc lorsque

$$\boxed{\frac{n2}{n1} = 1}$$

Dans ce cas, le couple moyen de réaction sur le stator est donné par

$$C"s = k.\ Q\ (v't - \frac{2\pi\ n2\ rt}{60} + v's)$$

$$= k.\ Q\ (+\ v's) = k.\ Q\ (v's)$$

Nous voyons cependant à la fig. 185 que le couple de réaction sur le stator est dans ce cas négatif, du fait que l'huile, au lieu de pousser sur les aubes vers la gauche, pousse maintenant vers la droite.

Comme $C_p - C_t + C_s = o$ et que $Ct = o$, on a

$$C_p = - C_s$$

4) Le couple développé par la turbine est égal à celui de la pompe lorsque le couple moyen de réaction est nul, c'est-à-dire lorsque l'huile circule librement dans les aubes du stator.

Dans ce cas, $C_s = o$ et $C_p = C_t$

Cette condition est remplie lorsque $v't + v's = \frac{2\pi n2}{60} . rt$

Pratiquement, pour la plupart des transformateurs de couple, cette condition sera remplie lorsqu'on aura environ

$$\boxed{\frac{n2}{n1} = 0,7}$$

d) Résumé des propriétés des transformateurs de couple hydrauliques.

75. Le couple et la puissance absorbés par la pompe sont indépendants de la charge de la roue turbine.

76. Le couple développé par la turbine est maximum lorsque sa vitesse de rotation n2 est nulle. En effet, le couple de réaction sur le stator est alors maximum et s'ajoute à celui de la pompe. Le mouvement de l'huile au travers du transformateur peut être représenté dans ce cas à la fig. 181. Suivant la construction, la multiplication maximum du couple peut avoir une valeur de 4 (automobiles), 4 à 6 (autorails) et même 7 à 9 (locomotives de manoeuvre).

77. A mesure que la vitesse n2 de la turbine augmente, le couple de réaction sur le stator diminue et donc aussi le couple de la turbine. L'écoulement de l'huile est maintenant représenté par la fig. 182. Pour un rapport de vitesse $\frac{n2}{n1} = 0,7$ le couple de la turbine est égal au couple de la pompe, par le fait que le couple de réaction sur le stator est nul. Pour $\frac{n2}{n1} = 0,7$, il n'y a donc plus de transformation de couple (fig. 183).

Si cependant $\frac{n2}{n1} > 0,7$ (fig. 184), le couple de la turbine devient inférieur au couple de la pompe, de sorte qu'on a alors une démultiplication du couple. Le couple de réaction sur le stator a en effet une valeur négative qui augmente à mesure que n2 se rapproche de la vitesse de la pompe.

78. Si n2 = n1, c'est-à-dire $\frac{n2}{n1} = 1$, le couple de la turbine est nul, car le couple négatif de réaction sur le stator est égal au couple de la pompe (fig. 185). Si n2 devient supérieure à n1, le couple négatif de réaction sur le stator devient supérieur au couple de la pompe et la turbine a aussi un couple négatif, c'est-à-dire que la turbine exerce un effet de freinage.

7/1/66 16e leçon.

Suite CHAPITRE IV - ETUDE DES TRANSFORMATEURS DE COUPLE MECANIQUES ET HYDRAULIQUES.

B. Le transformateur de couple hydraulique.

IV. Sortes de transformateurs de couple hydrauliques.

Les transformateurs de couples hydrauliques peuvent se différencier suivant:

79. a) Leur nombre d'étages.

Suivant le nombre de roues turbine et d'éléments de réaction présents dans le transformateur de couple, on distingue:

1. Le transformateur à un étage constitué seulement d'une seule turbine et d'un seul élément de réaction;
2. Le transformateur à trois étages constitué de trois turbines et deux éléments de réaction (par ex. le transformateur Twin-Disc monté sur les autorails t. 604 et 605).

80. b) La nature de leur carter.

Suivant que le carter est rotatif ou pas, on distingue:

1. Les transformateurs à carter fixe. Le stator forme alors un tout avec le carter;
2. Les transformateurs de couple à carter tournant.

Soit la roue turbine, soit la roue pompe, forme un tout avec le carter. Le stator est toujours immobile.

81. c) L'écoulement de l'huile au travers du stator par rapport à l'axe horizontal.

Cet écoulement peut être parallèle ou perpendiculaire à l'axe.

82. En se basant sur le nombre d'étages, la nature du carter et la direction du courant de l'huile, on peut classer les transformateurs de couple en 5 types de base:

Types 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

(8) 250 157. 10. 65 (200)

2.

direction de l'huile	horizontal	vertical, s'éloignant de l'axe	vertical dirigé vers l'axe	vertical dirigé vers l'axe	horizontal, vertical vers l'axe
exemples	Allison Clark National and Borg-Warner	Twin Disc type 1	Twin disc type 6	Voith Twin-Disc type 4 SEM-ACEC	Twin Disc
Fig.	187	188	189	190	191

V. Etude des caractéristiques des transformateurs de couple hydrauliques.

83. Un transformateur de couple est caractérisé en particulier par:

- le couple primaire et la puissance arsorbée;
- le couple secondaire et la puissance cédée;
- le rendement.

a) Le couple primaire absorbé par le transformateur de couple.

84. 1. Valeur théorique du couple primaire.

On a montré dans la leçon précédente que le couple absorbé par la roue pompe peut être exprimé comme suit:

$$Cp = k.D^5.n_1^2 = K.\ n_1^2$$

Le couple primaire pour un transformateur de couple donné est donc uniquement proportionnel au carré de la vitesse d'entraînement de la pompe.

85. En représentant graphiquement le couple primaire en fonction de la vitesse de rotation n_1 de la pompe, on obtient une courbe comme celle de la fig. 192.

86. Si nous représentons le couple primaire en fonction du rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$ (n2: vitesse de rotation de la turbine), on obtient pour chaque vitesse primaire nl choisie, une horizontale parallèle à l' axe des abscisses (fig. 193).

87. 2. Exemple pratique.

Un transformateur de couple a une vitesse d'entraînement de 1350 t/min et absorbe une puissance de 360 ch (AR t. 603). Donner la représentation graphique de son couple primaire en fonction de la vitesse primaire n1 et en fonction du rapport de vitesses $\frac{n2}{n1}$.

Solution.

La puissance absorbée par le transformateur de couple est $N_p = \frac{Cp.n1}{716}$ ch.

Le couple primaire à 1350 t/min atteint donc:

$$C_p = \frac{360 \times 716}{1350} = 191 \text{ kgm}$$

Cela permet de calculer le couple primaire pour les différentes vitesses suivantes:

à 1350 t/min $Cp = 191$ kgm

à 1200 t/min $Cp = \frac{191 \times (1200)^2}{(1350)^2} = 151$ kgm

$C_{p_{1200}} = \frac{C_p \times (n_2)^2}{(n_1)^2}$

à 1000 t/min $Cp = \frac{191 \times (1000)^2}{(1350)^2} = 105$ kgm

à 800 t/min $Cp = \frac{191 \times (800)^2}{(1350)^2} = 66,8$ kgm

à 600 t/min $Cp = \frac{191 \times (600)^2}{(1350)^2} = 37,8$ kgm

à 0 t/min $Cp = 0$

Cela peut être représenté graphiquement comme aux figures 194 et 195.

88. 3. Valeur réelle du couple primaire.

Nous avons toujours admis ci-dessus, comme cela est représenté graphiquement aux fig. 193 et 195, que le couple primaire est indépendant de la vitesse n2 de la roue turbine.

Cela n'est cependant exact par approximation que pour les transformateurs du type "d".

4.

La fig. 196 donne la représentation, pour la vitesse primaire déterminée nl, de la valeur réelle du couple primaire d'un transformateur type "d" en fonction du rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$. La forme exacte de cette caractéristique réelle dépend de la forme, de l'angle et de la direction des aubes (voir les différentes hypothèses émises lors de l'explication du fonctionnement du transformateur de couple).

Pour la courbe donnée à la fig. 196, nous remarquons une certaine décharge du moteur à basse et à haute vitesse de la turbine ainsi qu'une certaine surcharge pour une vitesse moyenne de la turbine.

La caractéristique peut cependant aussi avoir une forme telle que le moteur soit surchargé à basse vitesse de la turbine (couple secondaire élevé) et déchargé pour une vitesse élevée de la turbine (fig. 197).

En ce qui concerne les transformateurs de couple du type a, b, c, et e, la courbe réelle du couple primaire s'écarte parfois dans une très large mesure de la forme théorique et de la courbe des transformateurs du type d.

Quelques exemples sont donnés aux figures suivantes:

fig. 198: transformateur de couple type a. La forme exacte
" 199 de la courbe est déterminée par les caractéristiques des aubes.

200: transformateur de couple type b.

" 201: transformateur de couple type c.

" 202: transformateur de couple type e. Ici sont données 2 courbes pour une même vitesse primaire nl mais correspondant à différentes formes d'aubes.

4. Remarques. Couple primaire en fonction de la vitesse primaire avec la turbine à l'arrêt.

89. Parfois, le couple primaire Cpl obtenu avec la turbine à l'arrêt (c'est-à-dire avec $\frac{n2}{n1} = 0$) est déterminé en fonction de la vitesse primaire nl.

Pour les transformateurs du type "d" (Voith, SEM), la représentation graphique de ce couple pour $\frac{n2}{n1} = 0$ a par approximation l'allure des courbes des figures 192 et 193.

Pour les transformateurs à 3 étages Twin Disc, cette courbe a une allure très différente, ainsi qu'on le voit à la fig. 203.

La pente de cette courbe dépend de la forme des aubes et peut même être descendante à mesure que la vitesse primaire croît.

5.

b) Le couple secondaire fourni par le transformateur de couple.

90. On a montré dans la leçon précédente que le couple secondaire fourni par le transformateur de couple, pour n'importe quelle vitesse primaire n1) est maximum à l'arrêt de la turbine (n2 = o) et diminue à mesure que la vitesse de la turbine (n2) augmente pour s'annuler lorsque n2 = n1). Par conséquent, le couple secondaire est principalement déterminé par la vitesse de rotation n2 de la turbine.

On peut donc représenter la caractéristique "couple secondaire" soit en fonction de n2, soit en fonction de $\frac{n2}{n1}$. Il est évident que, dans les deux cas, la courbe dépendra de la valeur choisie pour la vitesse primaire.

Représentons à la fig. 204 les caractéristiques "couple secondaire" en fonction de n2 correspondant aux vitesses primaires n1 = n1 max., 0,8 n1 max. et 0,4 n1 max. On obtient ainsi respectivement les courbes c't, c"t et c""t. Il s'agit d'un transformateur du type "d", les caractéristiques "couple primaire" correspondantes sont données respectivement par les courbes c'p, c"p et c"'p.

Les mêmes courbes caractéristiques sont données à la fig. 205 en fonction du rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$.

c) Multiplication du couple.

91. On appelle multiplication du couple par un transformateur de couple, le rapport entre le couple secondaire et le couple primaire: $\frac{Ct}{Cp}$.

Il est apparu dans les explications qui précèdent que la multiplication du couple dépend à chaque instant de la vitesse primaire "n1" et de la vitesse secondaire "n2".

Si pour une vitesse primaire n'1 = n1 max. donnée, on représente graphiquement la multiplication du couple en fonction de n2, on obtient une courbe de même allure que la courbe c't de la fig. 204 (voir fig. 205).

La courbe C'p détermine alors l'unité. (En effet, $\frac{c'p}{c'p} = 1$).

En représentant les multiplications de couple correspondant aux vitesses primaires n"1 = 0,8 n1 max. et n"'1 = 0,4 n1 max. en fonction de n2, on obtient des courbes à pente plus forte que pour n'1 = n1 max. On suppose que la multiplication du couple avec turbine à l'arrêt est pratiquement indépendante de la vitesse primaire choisie.

La multiplication du couple peut aussi être représentée, comme à la fig. 207, en fonction du rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$. Dans ce cas, les 3 courbes $\frac{c't}{c'p}$, $\frac{c''t}{c''p}$ et $\frac{c'''t}{c'''p}$ se superposent pratiquement.

Remarque.

92. On attache parfois beaucoup d'importance à l'évolution de la multiplication du couple en fonction de la vitesse primaire n1 avec la turbine à l'arrêt.

L'allure de cette courbe diffère suivant le type, la nature et la construction du transformateur de couple.

La fig. 208 représente cette courbe en fonction de la vitesse primaire n1 et avec la turbine à l'arrêt pour le transformateur à 3 étages Twin Disc de la série 11.500. On voit qu'entre des valeurs limitées de n1, la multiplication du couple ne varie que dans une faible mesure. Comme on l'a déjà fait remarquer plus haut, la multiplication du couple pour n2 = 0 est, pour le type "d", pratiquement indépendante de la vitesse primaire choisie.

d) Le couple de réaction.

93. Le couple de réaction absorbé par le stator est, comme on l'a montré dans la leçon précédente, égal à la différence algébrique entre le couple secondaire et le couple primaire. Cela peut être représenté graphiquement en fonction du rapport de vitesses $\frac{n2}{n1}$ (fig. 209): représentée par n1 = n1 max.).

c) Le rendement.

94. On appelle rendement, du transformateur de couple le rapport entre la puissance secondaire et primaire.

$$r = \frac{n2.\ Ct}{n1.cp}$$

Le rendement est nul soit lorsque $\frac{n2}{n1} = 0$ soit lorsque $\frac{ct}{cp} = 0$, c'est-à-dire $\frac{n2}{n1} = 1$.

95. La représentation graphique du rendement en fonction de $\frac{n2}{n1}$ est une courbe qui monte lorsque $\frac{n2}{n1}$ croît jusqu'à une certaine valeur maximum et ensuite descend pour s'annuler à nouveau lorsque $\frac{n2}{n1} = 1$ (fig. 210).

Annexe 104

type a

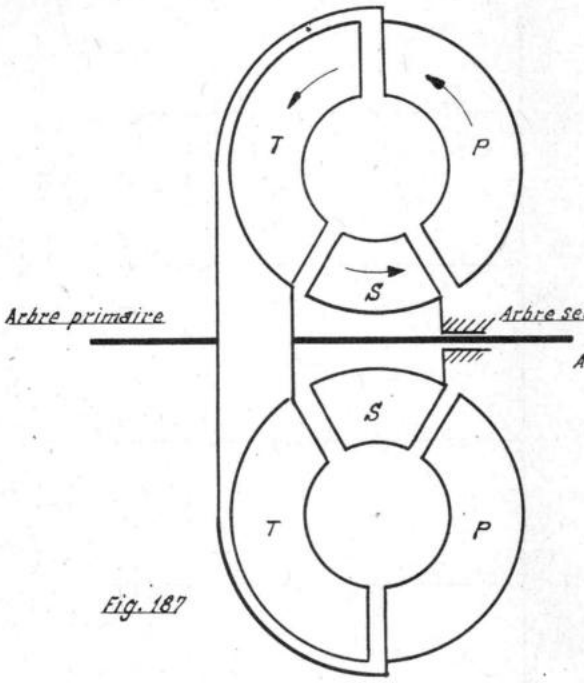


Fig. 187

type b

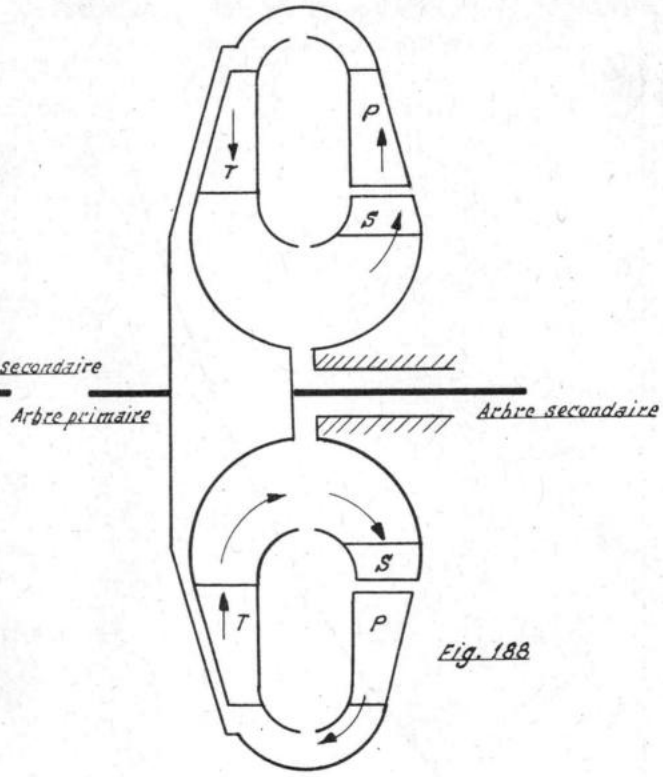


Fig. 188

type c

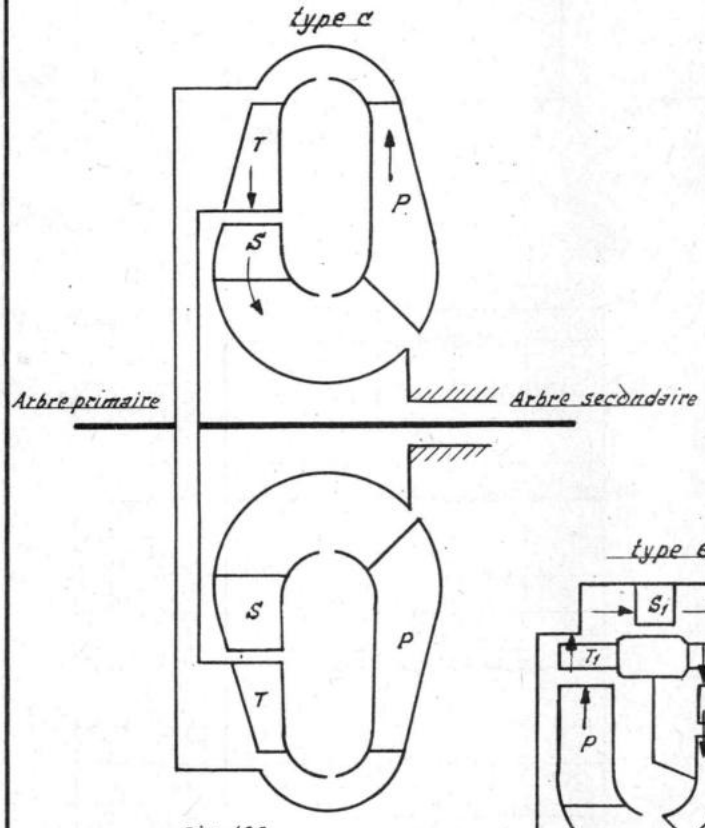


Fig. 189

type d

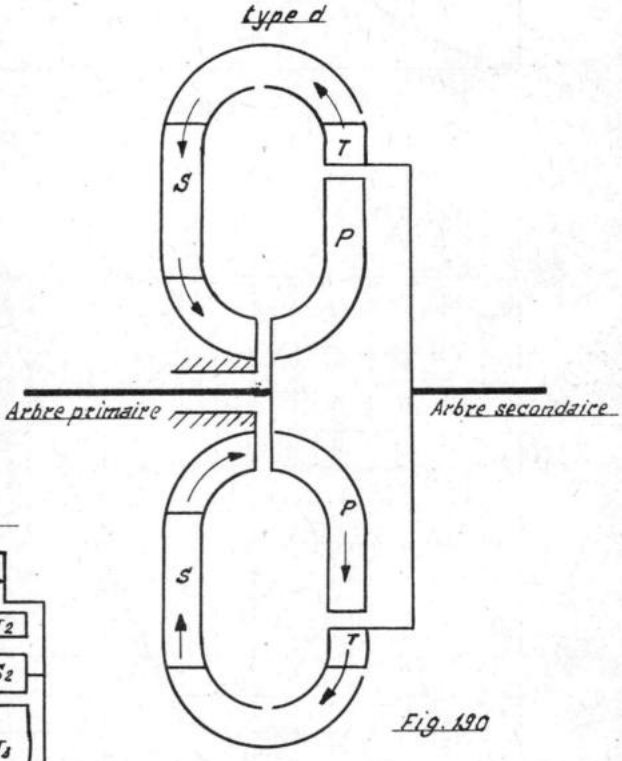


Fig. 190

type e

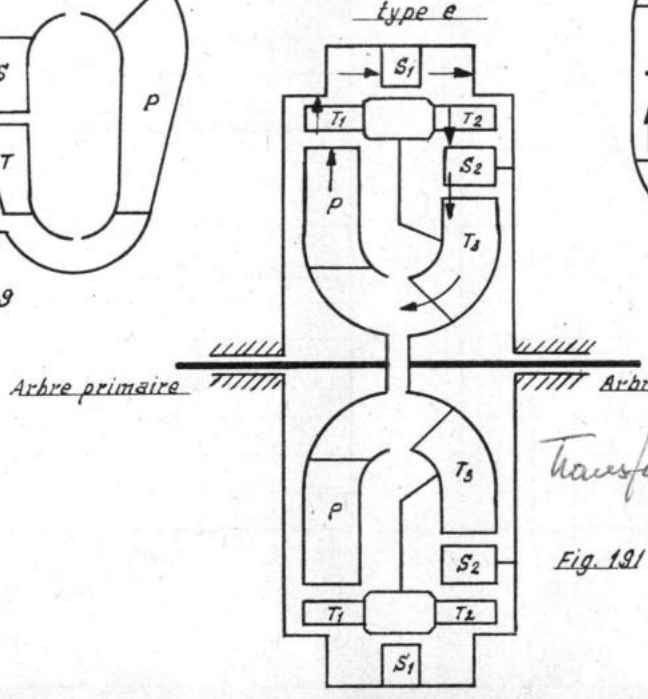


Fig. 191

Transformateur à 3 étages
Twin-disc

1 pompe
2 stators
3 turbines

C. 1260
16 mc L

(B). 250257. 10. 65 (200)

Représentation graphique du couple primaire d'un transformateur de couple en fonction de sa vitesse d'entraînement primaire

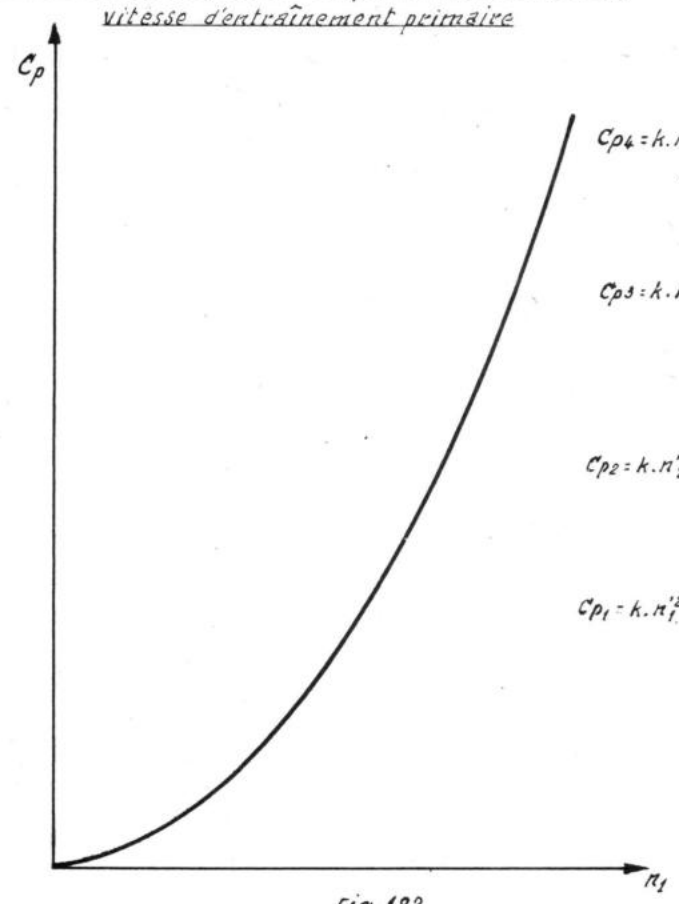


Fig. 192

Représentation graphique du couple primaire en fonction du rapport $\frac{n_2}{n_1}$

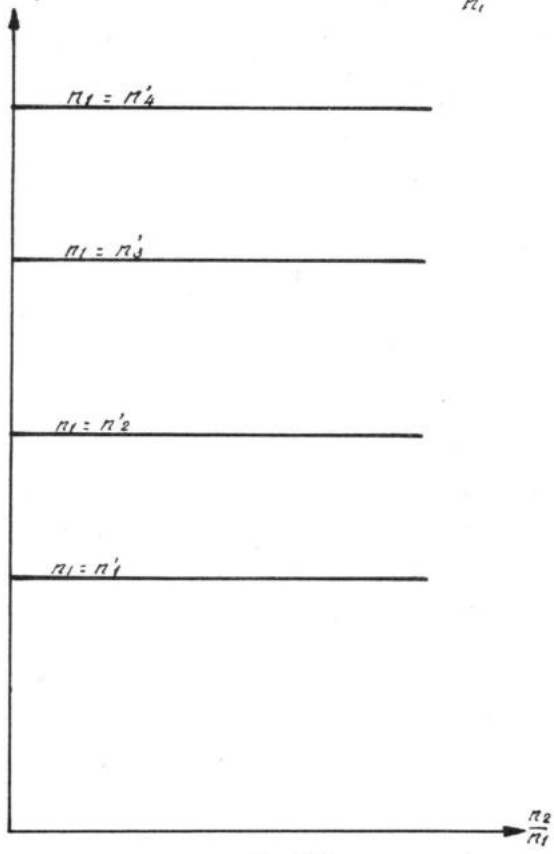


Fig. 193

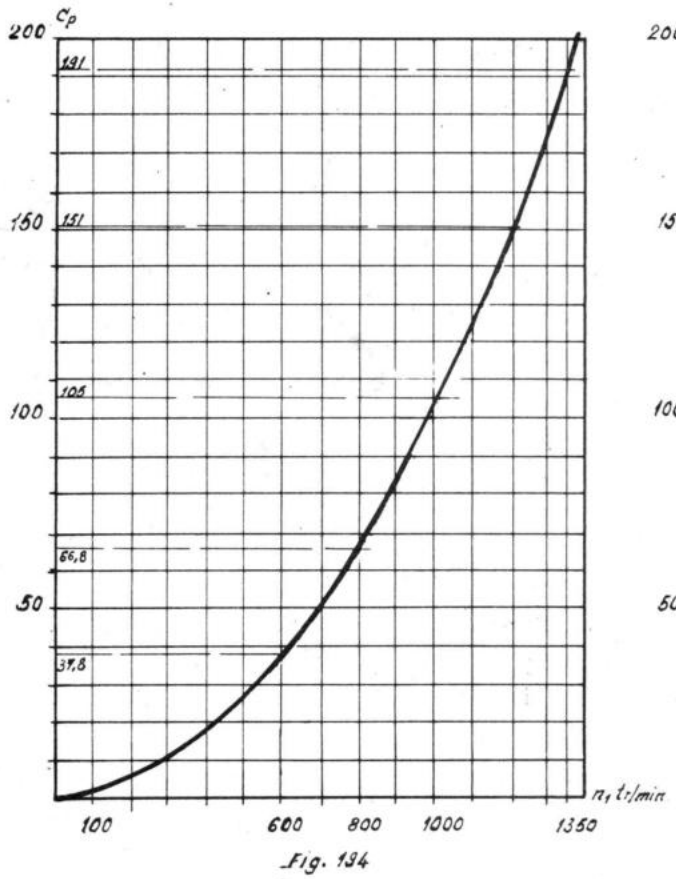


Fig. 194

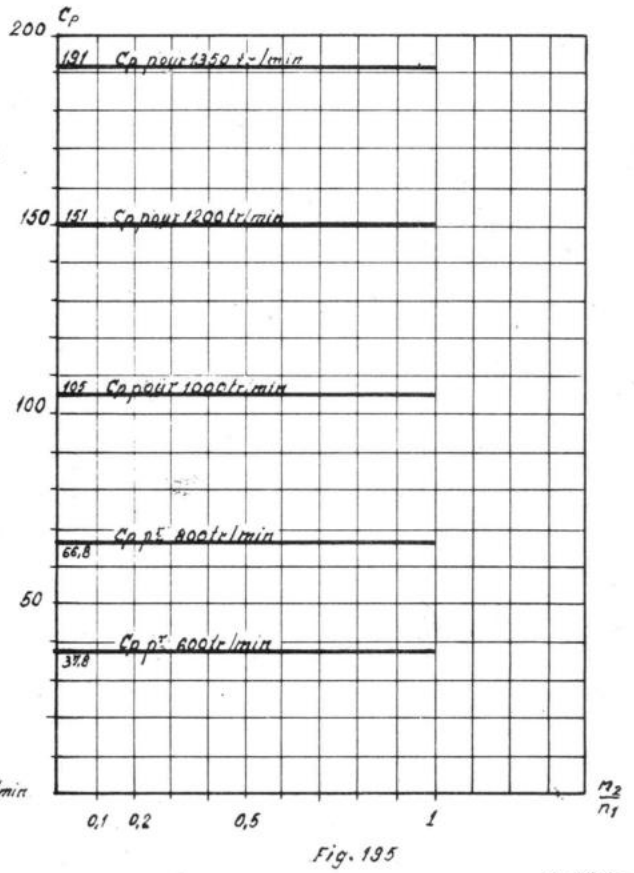


Fig. 195

C. 1260
16 L

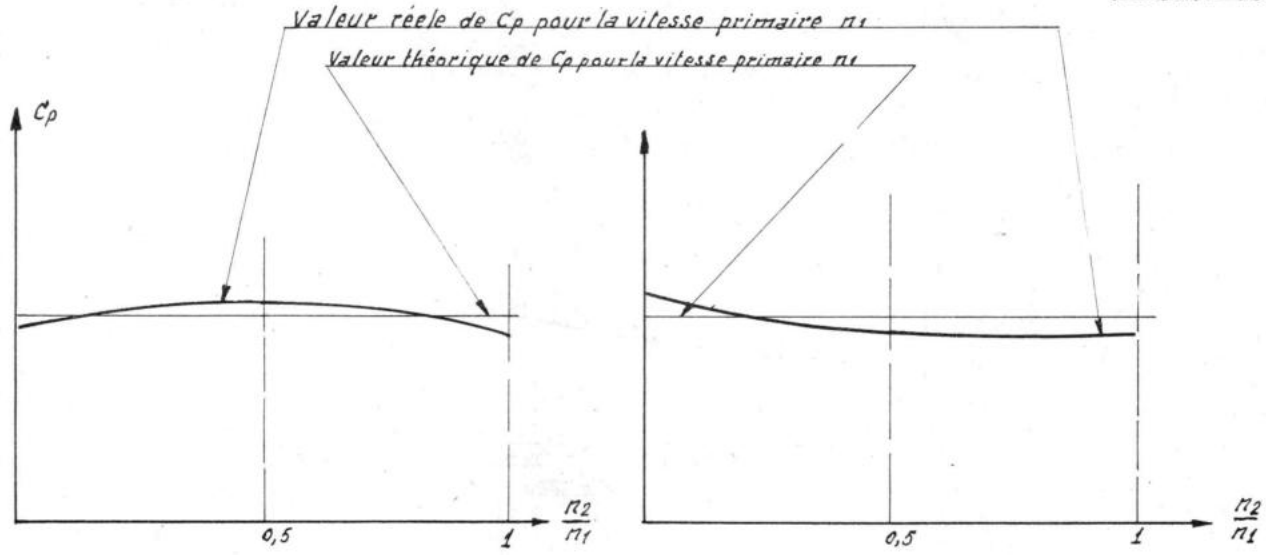


Fig. 196 Fig. 197

Transformateur de couple type a

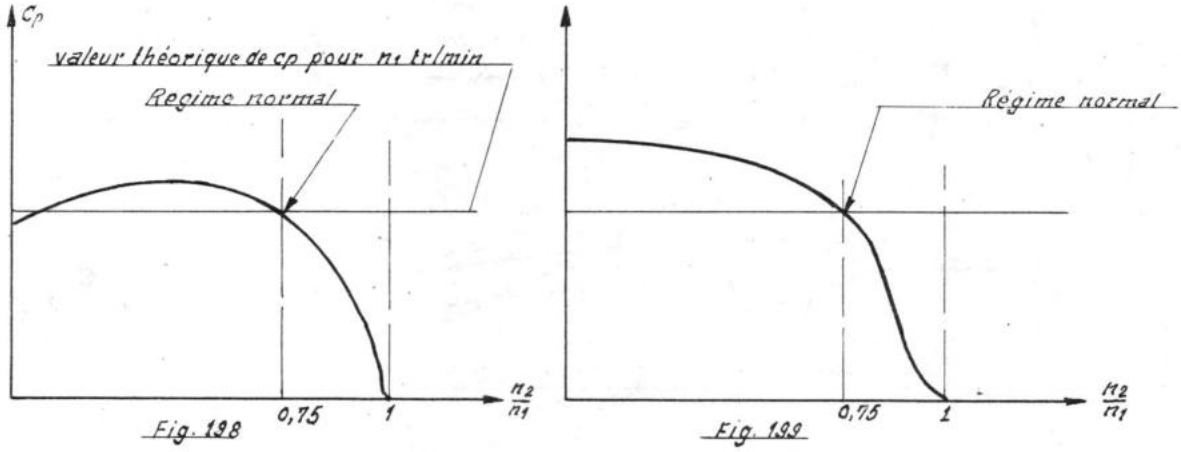


Fig. 198 Fig. 199

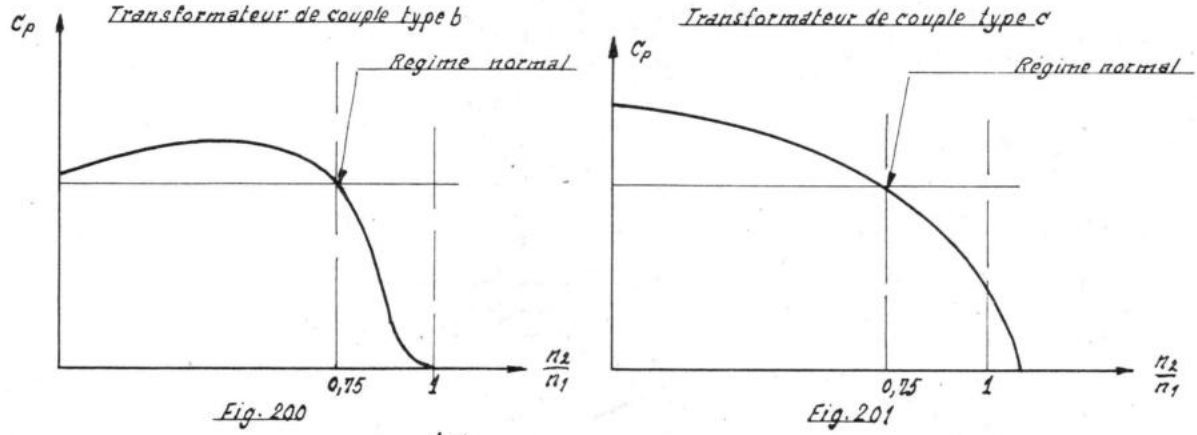


Fig. 200 Fig. 201

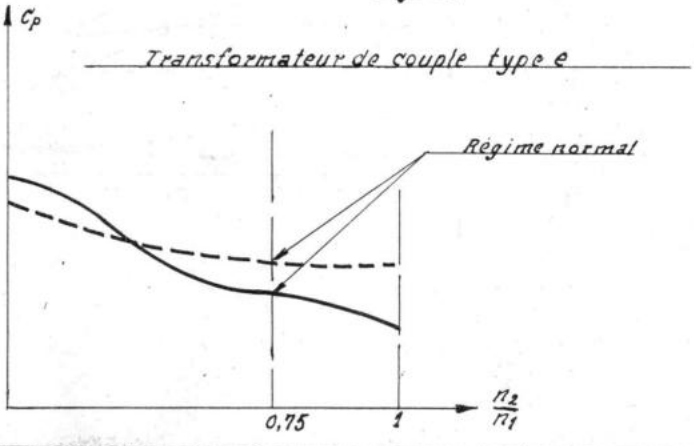


Fig. 202

Couple primair C_{p1} pour roue turbine arrêté

C_{p1} pour $n_2 = 0$ ou $\frac{n_2}{n_1} = 0$

Twin - Disc

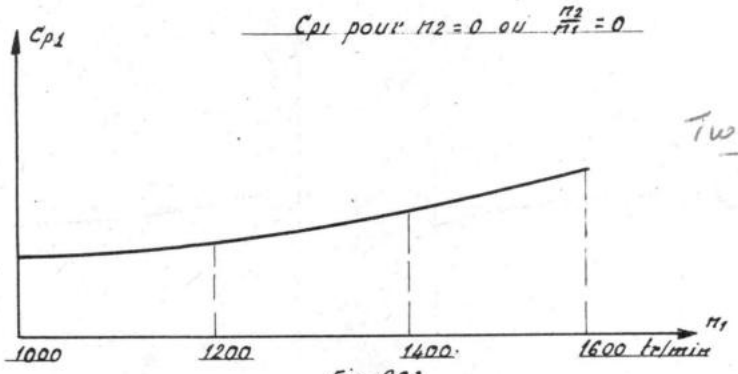


Fig. 203

Fig. 204

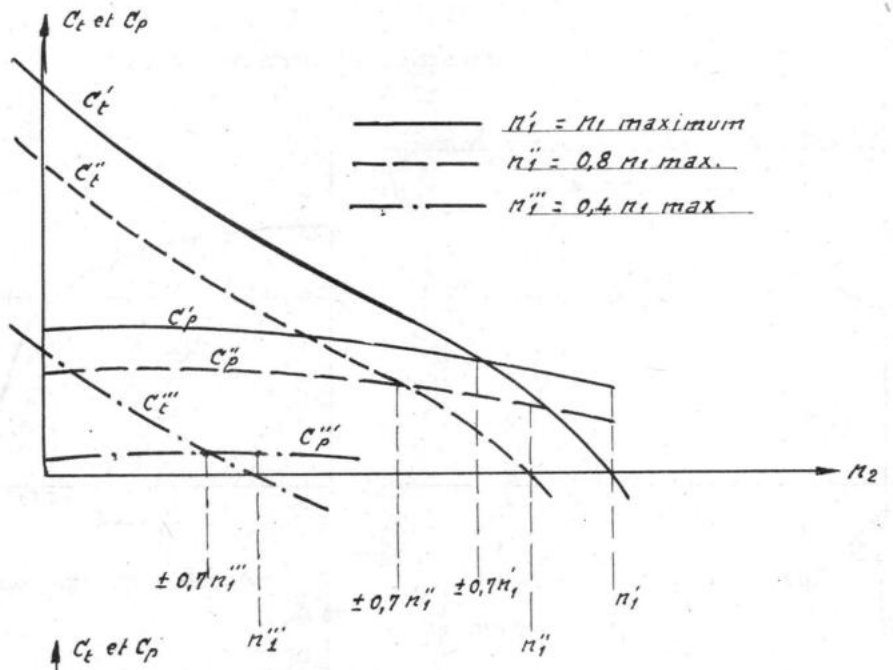
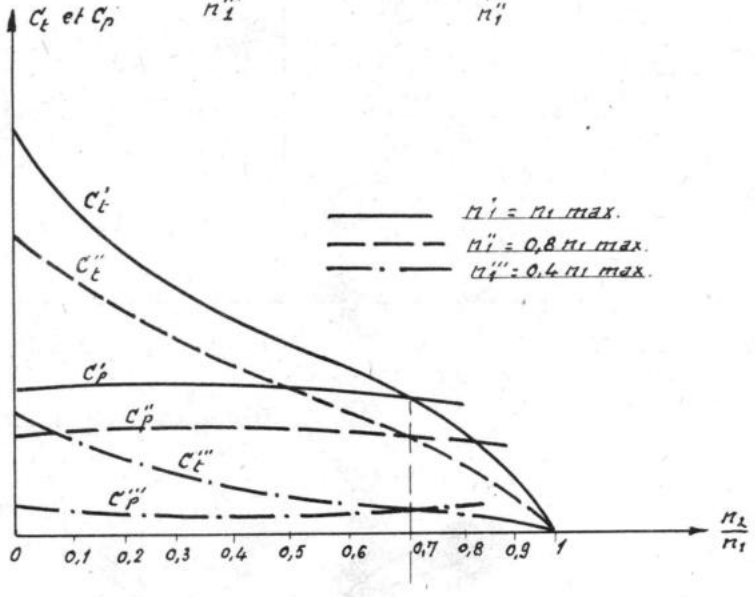


Fig. 205



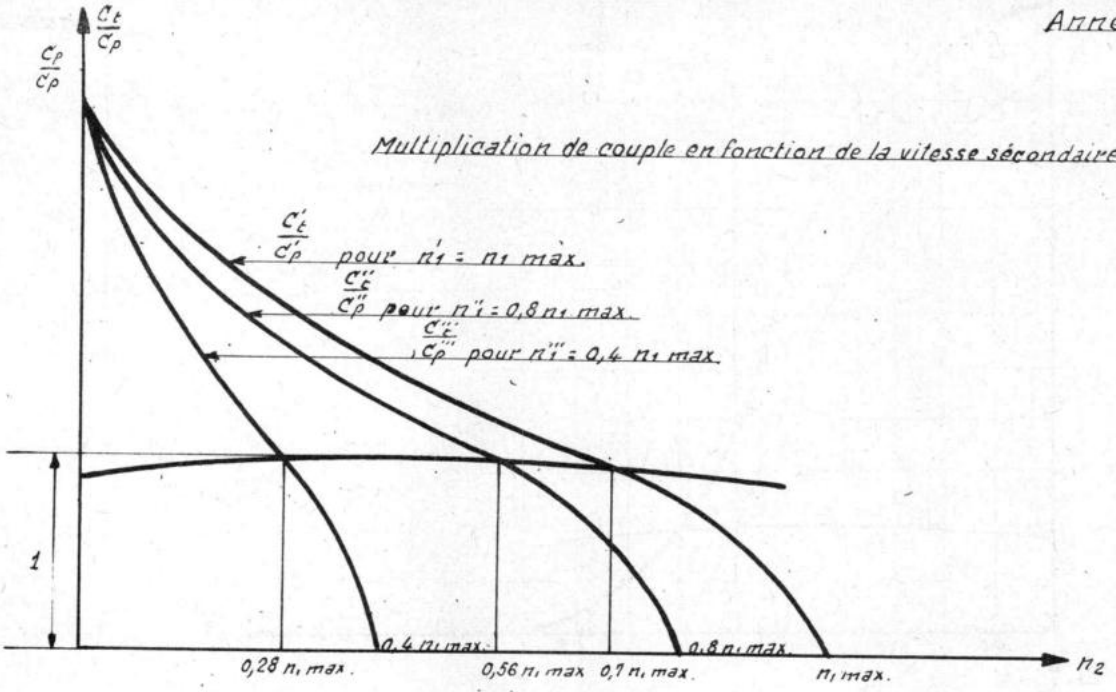
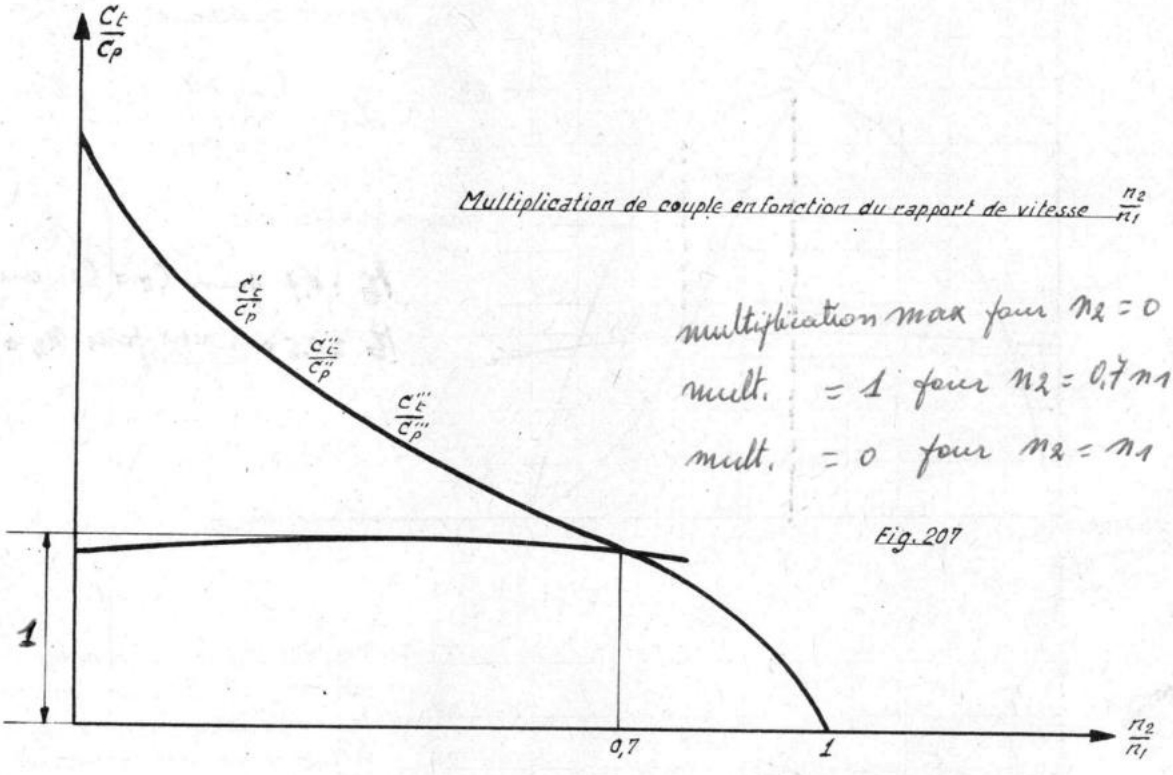


Fig. 206



multiplication max pour $n_2 = 0$

mult. = 1 pour $n_2 = 0{,}7\, n_1$

mult. = 0 pour $n_2 = n_1$

Fig. 207

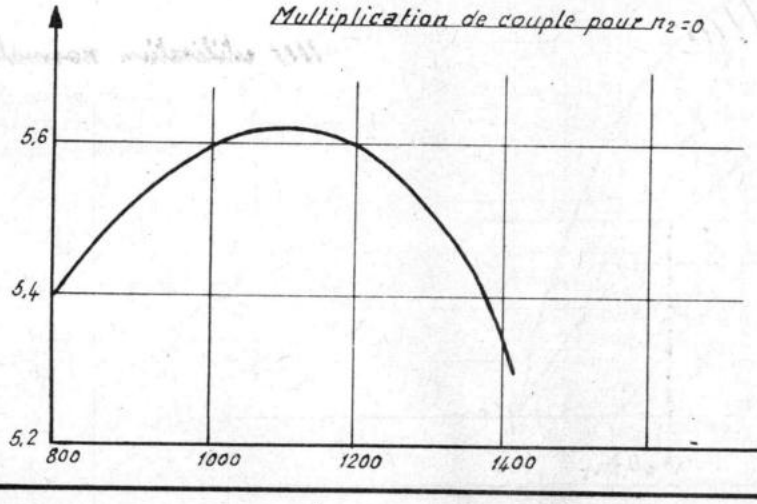


Fig. 208

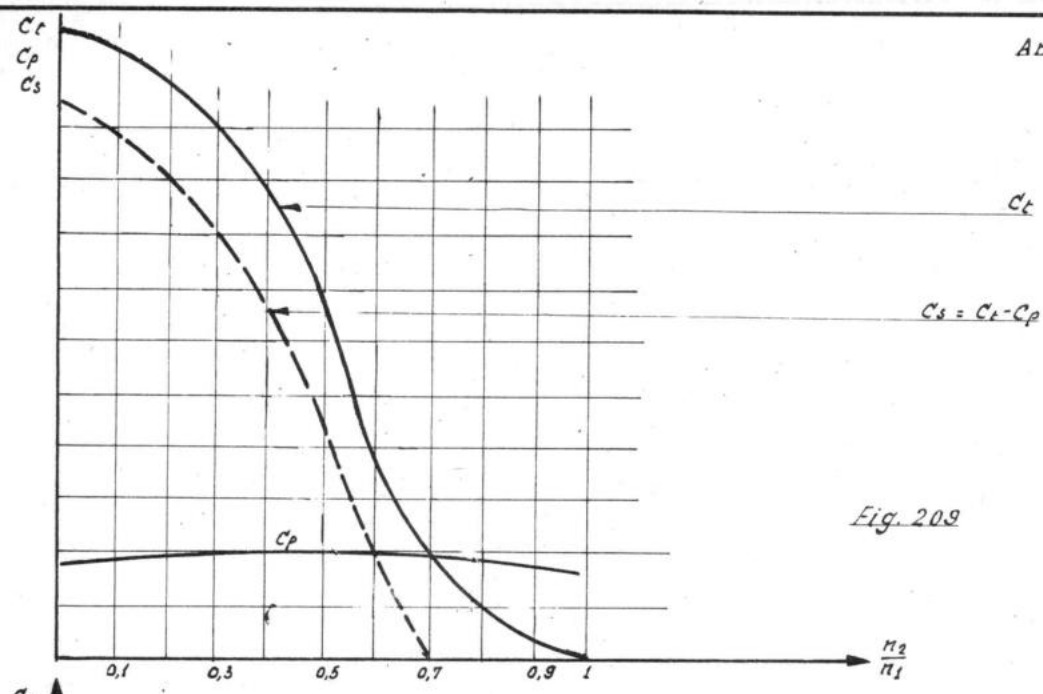
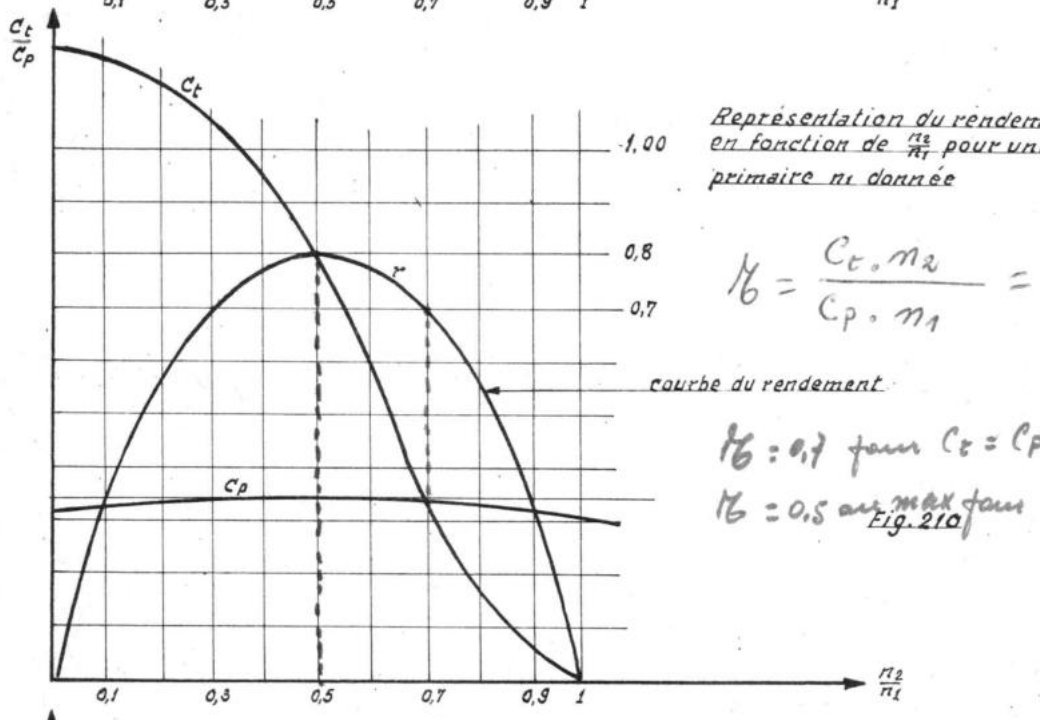


Fig. 209



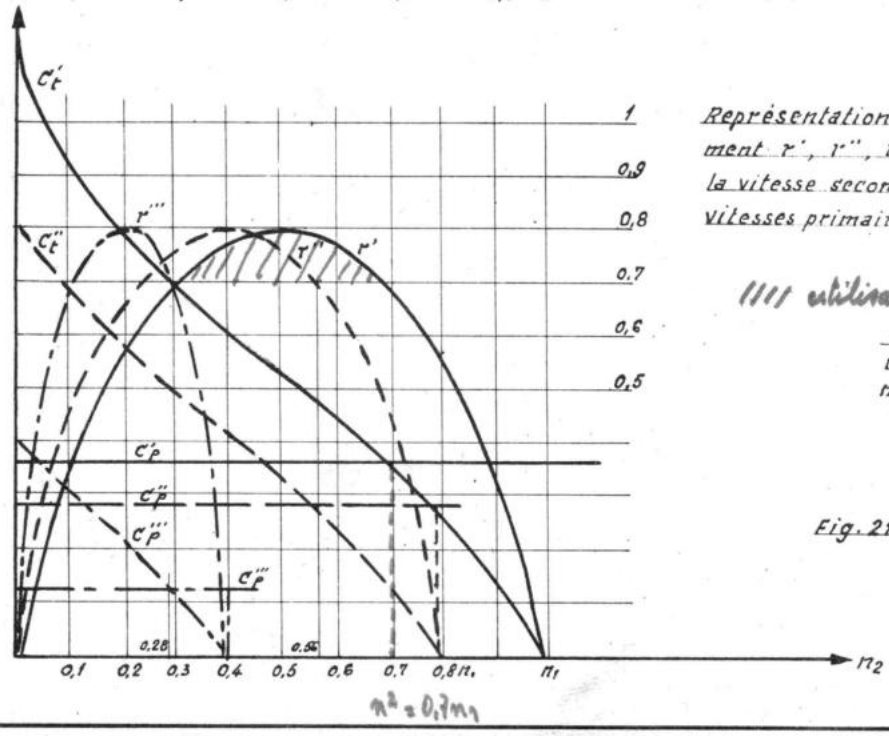
Représentation du rendement en fonction de $\frac{n_2}{n_1}$ pour une vitesse primaire n_1 donnée

$$\eta = \frac{C_t \cdot n_2}{C_p \cdot n_1} = \frac{C_t}{C_p} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

η : 0,7 pour $C_t = C_p$ au $n^2 = 0,7\, n_1$

η = 0,5 au max pour $n_2 = 0,5\, n_1$ ou $\frac{C_t}{C_p} = 0,5$

Fig. 210

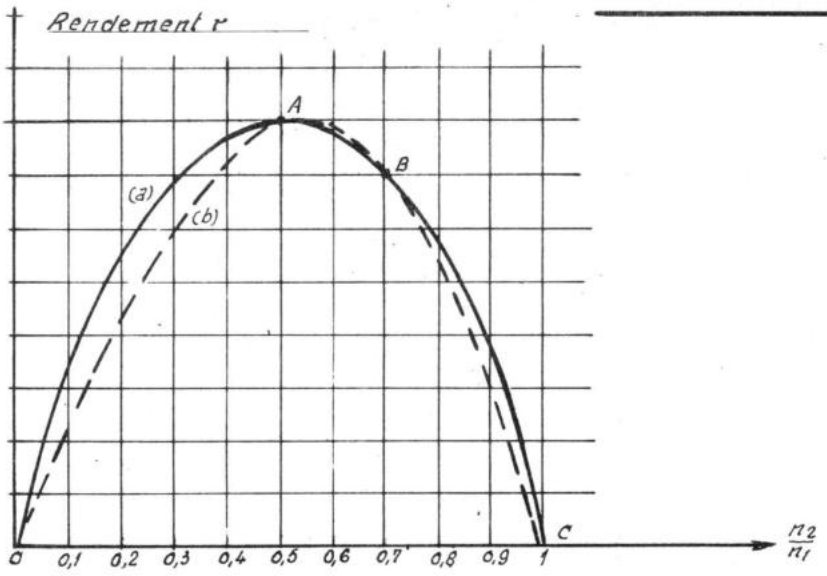


Représentation des courbes de rendement r', r'', r''', en fonction de la vitesse secondaire n_2, pour les vitesses primaires respectives

//// utilisation normale des transformateurs

n_i = n_1 maximum
n_i' = 0,8 n_1 maximum
n_i'' = 0,4 n_1 maximum

Fig. 211



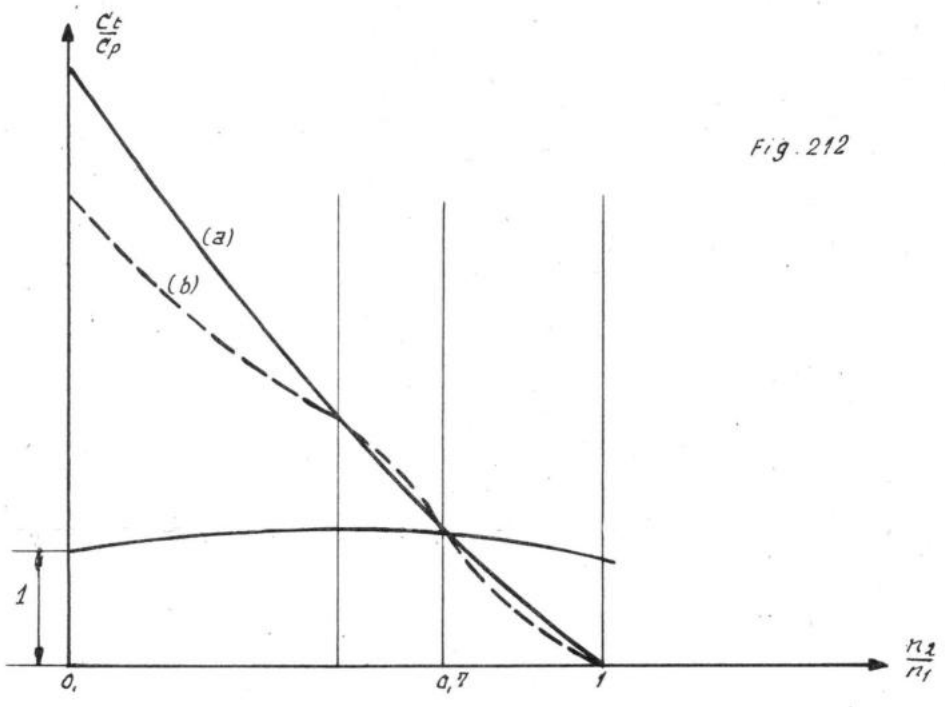


Fig. 212

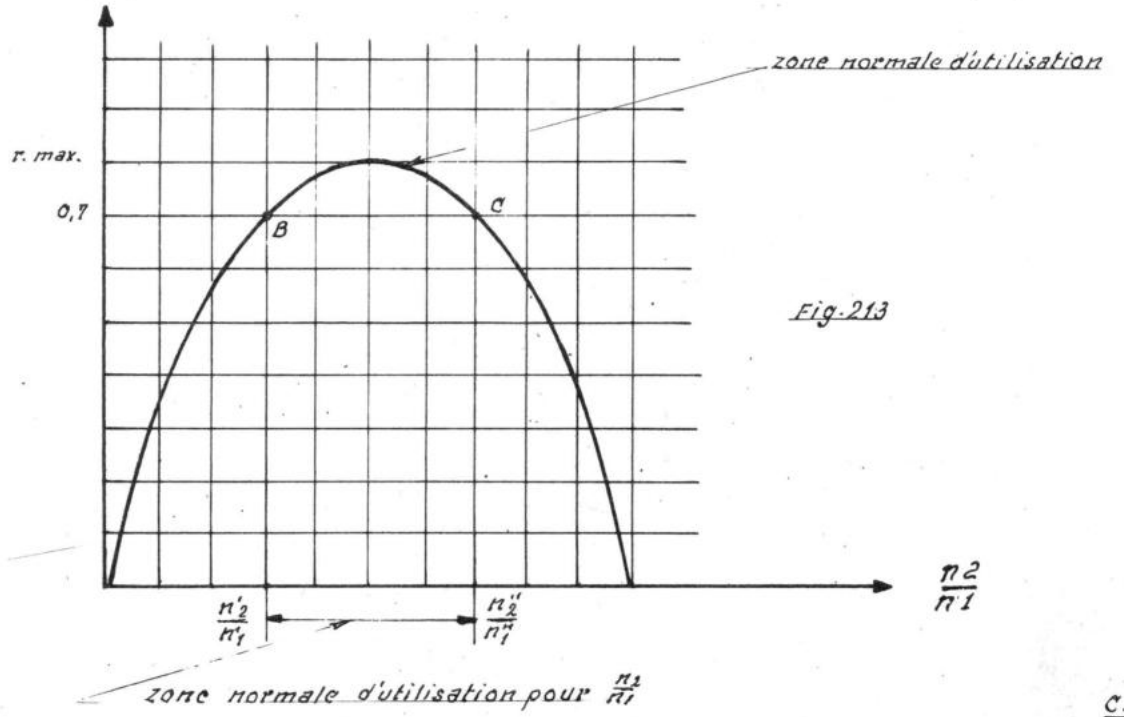


Fig. 213

96. Pour un bon transformateur de couple (aubes bien dirigées et bien usinées), le rendement maximum pour n'1 = n1 max. est 0,8 à 0,83. Ce rendement maximum varie peu avec la vitesse primaire n1. En effet, on a vu ci-dessus que la multiplication du couple varie peu avec la vitesse primaire.

Représentons à la fig. 211 les courbes de rendement en fonction de la vitesse secondaire On obtient ainsi respectivement les courbes r', r" et r"'. *pour des vitesses primaires n1 max, 0,8 n1 max et 0,4 n1 max.*

Comme $r = \frac{n2}{n1} \cdot \frac{ct}{cp}$, pour un rapport de vitesses donné, le rendement est déterminé directement par la multiplication du coupe $\frac{ct}{cp}$. Pour $\frac{n2}{n1} = 0,7$, ct = cp et par conséquent r = 0,7.

Il ressort de la formule $\frac{n2}{n1} = r \cdot \frac{cp}{ct}$ que le rapport de vitesses correspondant au rendement maximum dépend exclusivement de la caractéristique multiplication du couple. La courbe de rendement n'a pas nécessairement toujours une forme symétrique, c'est-à-dire que le rendement maximum n'est pas toujours obtenu pour un rapport de vitesse $\frac{n2}{n1} = 0,5$ comme on pourrait le déduire de la fig. 211.

Remarques.

97. 1. Pour des transformateurs de couple du type "d", le rendement est toujours nul pour $\frac{n2}{n1} = 0$ et $\frac{n2}{n1} = 1$.

Ce n'est cependant pas toujours le cas pour les transformateurs de couple des types a, b, c ou e où le rendement est évidemment toujours nul pour $\frac{n2}{n1} = 0$ mais pas pour $\frac{n2}{n1} = 1$. En effet, dans ces transformateurs de couple, le couple secondaire n'est pas toujours nul pour $\frac{n2}{n1} = 1$ mais pour une valeur de $\frac{n2}{n1}$ qui peut varier de 0,8 à 1,1.

2. Forme de la courbe de rendement.

98. La courbe de rendement en fonction de $\frac{n2}{n1}$ peut avoir une forte plate ou une forme aigüe.

Représentons à la fig. 212 une courbe de rendement plate (a) et une courbe plus aigüe (b). Dans la zone OA, la multiplication de couple correspondant à la courbe (a) doit être plus grande que pour (b). Cela ressort directement de la formule $r = \frac{n2}{n1} \cdot \frac{ct}{cp}$. Aux points de rencontre A et B des deux courbes de rendement, les multiplications de couple

sont les mêmes (mêmes rendement et $\frac{n2}{n1}$). La fig. 212 montre clairement que, plus la courbe est plate, plus grande est la multiplication du couple avec turbine à l'arrêt et plus grand est l'effort de traction au démarrage de l'engin.

3. La zone normale d'utilisation d'un transformateur de couple.

99. A cause de la forme de sa courbe de rendement, le rapport de vitesse de régime d'un transformateur de couple ne peut être chdsi indifféremment.

La perte de puissance qui, dans les conditions les plus favorables atteint au minimum 20 %, est transformée en chaleur de sorte que l'huile doit être refroidie constamment.

Pour un rapport de vitesse $\frac{n2}{n1} = 0,7$, le rendement n'atteint que 70 %, de sorte que dans cette condition, 30 % de la puissance primaire est transformée en chaleur. C'est généralement le régime de rendement minimum d'un transfor(-mateur de couple admis par tous les constructeurs. Cela nous permet d'indiquer sur la courbe de rendement (fig. 213) la zone normale BC d'utilisation du transformateur de couple et d'en déduire les limites admissibles du rapport de vitesse $\frac{n2}{n1}$.

Si B et C correspondent respectivement aux rapports de vitesse $\frac{n'2}{n'1}$ et $\frac{n''2}{n''1}$, la zone AB doit être passée le plus vite possible et les vitesses d'entraînement du primaire n1 être telles que le rapport de vitesses de régime reste limité entre $\frac{n'2}{n'1}$ et $\frac{n''2}{n''1}$. Normalement, $\frac{n''2}{n''1} = 0,7$ ne peut pas être dépassé sans danger de surchauffe de l'huile.

Application pratique.

100. Un transformateur de couple hydraulique de 600 ch - 1400 t/min est entraîné à vitesse primaire variable.

Déterminer la vitesse de rotation secondaire maximum admissible lorsque la vitesse primaire atteint respectivement 800, 1200 et 1400 t/min. Déterminer aussi dans chacun de ces cas, la perte de puissance dans le transformateur.

Réponses: $(\frac{n2}{n1})$ max = 0,7

Aux vitesses primaires de 800, 1000, 1200 et 1400 t/min, correspondent par conséquent les vitesses secondaires maxima suivantes:

n'2 : 0,7 x 800 = 560 t^{r}/min

n"2 = 0,7 x 1000 = 700 t^{r}/min

n"'2 = 0,7 x 1200 = 840 t^{r}/min

n""2 = 0,7 x 1400 = 980 t^{r}/min

Comme la puissance absorbée par le transformateur de couple est proportionnelle à la 3e puissance de sa vitesse d'entraînement, les pertes de puissance sont respectivement:

à 1400 t^{r}/min : $\frac{600 \times 30}{100}$ = 180 ch

1200 t^{r}/min : $\frac{600 \times (1200)^3}{(1400)^3} \times \frac{30}{100}$ = 113 ch

1000 t^{r}/min: $\frac{600 \times (1000)^3}{(1400)^3} \times \frac{30}{100}$ = 66 ch

800 t^{r}/min : $\frac{600 \times (800)^3}{(1400)^3} \times \frac{30}{100}$ = 40 ch.

17e leçon.

21/1/69

Suite CHAPITRE IV - ETUDE DES TRANSFORMATEURS DE COUPLE MECANIQUE ET HYDRAULIQUE.

B. Le transformateur de couple hydraulique.

VI. Moyens d'élargir la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique.

a) Généralités.

101. Les propriétés du transformateur de couple hydraulique (multiplication du couple, couple secondaire, rendement) ont été données dans les explications précédentes en fonction de la vitesse secondaire n_2 ou du rapport de vitesses $\frac{n_2}{n_1}$.

Du fait que l'arbre de sortie du transformateur de couple entraîne les roues motrices par l'intermédiaire d'une série d'organes à rapport de transmission connu, la vitesse de l'engin "V" est à chaque instant directement proportionnelle à la vitesse secondaire "n_2".

Nous pouvons exprimer cela comme suit: $\boxed{V = k.n_2}$

Il y a donc également moyen d'exprimer toutes les propriétés d'un transformateur de couple en fonction de la vitesse de l'engin "V".

Ainsi, la fig. 214 donne graphiquement, en fonction de la vitesse de l'engin "V", la multiplication du couple, la vitesse primaire et le rendement d'un transformateur de couple entraîné successivement aux vitesses primaires suivantes:

$n'1 = n1\ max$, $n''1 = 0,8\ n1\ max$ et $n'''1 = 0,4\ n1\ max$.

On peut déduire de la fig. 214 que, pour une vitesse primaire $n'1 = n1\ max$, la vitesse maximum de l'envin $v'max$ est limitée à environ $0,7\ k.n1\ max$, à cause de la zone d'utilisation limitée du transformateur.

De même, pour une vitesse primaire $n''1 = 0,8\ n1\ max$, $V''max = 0,7 \times 0,8\ k.n1\ max = 0,56\ k.n1\ max$. Pour une vitesse primaire $n'''1 = 0,4\ n1\ max$, $V'''\ max = 0,7 \times 0,4\ k.n1\ max = 0,28\ k.n1\ max$.

La vitesse maximum d'un engin équipé d'une transmission constituée par un seul transformateur de couple hydraulique est par conséquent très limitée.

(B). 250 ex. 10.65 (200)

102. Pour les locotracteurs et les locomotives de manoeuvre légères à vitesse maximum limitée, cela n'offre pas d'inconvénients.

Pour des véhicules routiers, les locomotives de route, les locomotives de manoeuvre mixtes et les autorails, qui doivent pouvoir rouler à grande vitesse, cela présente de grands inconvénients.

Il est donc nécessaire de rechercher des moyens pour adapter la transmission hydraulique aux grandes vitesses tout en ayant, pour ces vitesses, un rendement aussi élevé que possible.

b) Méthodes utilisées pour adapter la transmission hydraulique aux grandes vitesses de l'engin.

103. Les méthodes les plus usitées pour rendre apte une transmission hydraulique aux grandes vitesses de l'engin sont les suivantes:

courbe de rendement plus plate

1. Une construction particulière de son transformateur de couple;
2. L'ajoute au transformateur de couple d'un accouplement à disques;
3. L'ajoute au transformateur de couple d'un ou plusieurs coupleurs hydrauliques;
4. La juxtaposition de plusieurs transformateurs de couple;
5. L'ajoute au transformateur de couple d'une boîte de vitesse mécanique.

c) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique.par la construction particulière de son transformateur de couple.

104. Nous avons vu dans la leçon précédente qu'il existe des transformateurs à plusieurs étages ainsi que des transformateurs à carter tournant. Ces transformateurs de couple particuliers ont, en général, une courbe de rendement plate du fait que, dans certains cas, leur rendement ne s'annule que pour $\frac{n2}{n1}$ = 1,1 à 1,2.

Si au surplus, ces transformateurs sont calculés pour des vitesses d'entraînement élevées (2000 à 3000 t/min), on obtient pour ces transformateurs une zone d'utilisation relativement large.

Leur inconvénient consiste cependant en une multiplication de couple limitée, de sorte qu'ils ne conviennent que pour les petites puissances.

105. Une autre méthode parfois utilisée consiste à monter le stator sur une roue libre de sorte que tant que $\frac{n\,2}{n\,1} < 0,7$, le stator est immobile mais dès que $\frac{n\,2}{n\,1} \geqslant 0,7$, le

stator tourne avec la turbine. Le transformateur de couple se comporte donc, à partir d'un certain rapport de vitesses comme une sorte d'accouplement hydraulique dont le rendement croît quand le rapport $\frac{n\,2}{n\,1}$ augmente. Toutefois, à l'instant où $\frac{n\,2}{n\,1} = 1$ (glissement nul), le couple transmis ainsi que le rendement sont nuls (fig. 215).

106. Une autre méthode, parfois utilisée simultanément ou séparément, consiste à faire pivoter les aubes du stator dès que $\frac{n\,2}{n\,1} \geqslant 0{,}7$ de telle sorte que l'huile ne frappe plus ces aubes. Dès cet instant, le transformateur de couple se comporte aussi plus ou moins comme un accouplement hydraulique.

Ces principes de construction sont appliqués principalement dans les transmissions hydrauliques utilisées sur les véhicules routiers (Dynaflow - certains types de Twin-Disc ...).

d) <u>Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique en ajoutant au transformateur de couple un accouplement à disques</u>.

107. Le principe consiste à éliminer le transformateur de couple hydraulique dès que $\frac{n\,2}{n\,1} \geqslant 0{,}7$ et à transmettre l'effort d'entraînement aux roues motrices par un accouplement à disques, sans autre transformation de couple.

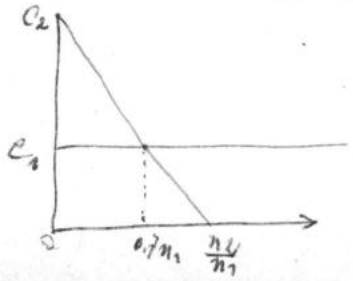
Le rendement d'un accouplement à disques étant égal à 1, ce système, appliqué chez Twin Disc, offre de grands avantages.

Un inconvénient technique consiste dans le fait que, lors de l'accouplement, les disques n'autorisent qu'un glissement maximum de 5 %. Ainsi, les disques sont soumis à une usure ou à des dégradations rapides lorsque l'accouplement se ferait sans synchronisation de la vitesse de l'engin avec la vitesse du moteur.

Nous avons vu ci-dessus que la vitesse de l'engin V est proportionnelle à $n\,2$, c'est-à-dire $V = k.\ n\,2$.

108. Supposons un engin (autorails t. 604 et 605) dont $n\,1 = 1750$ t/min et dont la vitesse $n'2$ correspond au rapport $\frac{n'2}{n\,1} = 0{,}7$ pour une vitesse de l'engin de 60 km/h.

Comme $n'2 = \frac{1}{k}.60$, $\frac{1}{k} = \frac{n'2}{60} = \frac{0{,}7 \times 1750}{60} = 20.$



Cela signifie que, à l'instant où le transformateur de couple est éliminé, le moteur qui tourne à 1750 t/min doit être relié à l'arbre d'entraînement des roues motrices qui ne tourne qu'à (0,7 x 1750) = 1225 t/min. *l'accouplement à disques ne peut être réalisé que lorsque le moteur aura été ramené à une vitesse de 1225 ± 5% tr/min.*

Si le transformateur de couple était entraîné à 1500 t/min, l'accouplement devrait être réalisé pour une vitesse secondaire de 0,7 x 1500 = 1050 t/min (correspondant à $V = 1050.k = \frac{1050}{20} = 50$ km/h), donc après que le moteur soit revenu à 1050 t/min.

Si le transformateur de couple était entraîné à 1200 t/min, la vitesse de passage en prise directe serait $\frac{0,7 \times 1200}{20} = \frac{840}{20} = 42$ km/h et le moteur devrait être ramené à 840 t/min.

Les vitesses maxima respectives pour l'engin seraient $V'm = \frac{1750}{20} = 87$ km/h, $V''m = \frac{1500}{20} = 75$ km/h et $V'''_m = \frac{1200}{20} = 60$ km/h.

Cela est représenté graphiquement à la fig. 216.

Il est à remarquer que, à cause de la synchronisation nécessaire de la vitesse du moteur et de la vitesse de l'engin lors de l'accouplement, le moteur diesel doit être équipé d'un régulateur de vitesse. Un régulateur de débit (régulateur maxi-mini) ne permet en effet aucune synchronisation.

109. Remarque. La transmission Voith "Diwabus".

La synchronisation nécessaire entre la vitesse du moteur et celle de l'engin lors du passage en prise directe est réalisée de la façon suivante sur la transmission "Voith" "Diwabus": la roue pompe du transformateur de couple est reliée à l'arbre du moteur par un différentiel et la roue turbine est reliée à l'arbre secondaire "b" par une roue libre "f".

La transmission "Voith Diwabus" est représentée schématiquement à la fig. 217.

A est la liaison de la transmission au moteur. B est le différentiel qui répartit la puissance du moteur sur le transformateur de couple "C" et l'arbre de transmission directe "b".

Au démarrage de l'engin, il faut développer un grand couple d'entraînement et toute la puissance est transmise à l'arbre secondaire par le transformateur de couple (g est à l'arrêt et les pignons e tournent autour de g).

A mesure que la vitesse de l'engin augmente, il y a de moins en moins de puissance transmise par le transformateur jusqu'à l'instant où toute la puissance est transmise directement (les pignons e ne tournent plus autour de g).

Cette sorte de transmission est fort appliquée sur les autobus (par ex. les autobus de la Société des Tramways bruxellois) et sur certaines locomotives de manoeuvre mixtes en Allemagne).

e) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique en ajoutant, au transformateur de couple, un accouplement hydraulique.

110. Cette méthode est appliquée sur les autorails t. 602, 603 et 630 ainsi que sur pratiquement toutes les locomotives de manoeuvre (excepté pour les locotracteurs). Elle consiste à éliminer le transformateur de couple lorsque $\frac{n\ 2}{n\ 1} = 0{,}7$ et à le remplacer par un coupleur hydraulique.

Bien que le rendement maximum d'un coupleur hydraulique reste limité à 0,97 (avec glissement 3 %), ce système a le grand avantage que le passage de transformateur à coupleur peut se faire sans que les vitesses moteurs et engin soient synchronisées.

Un inconvénient est cependant la forte baisse de vitesse du moteur pendant la transition. Cela peut même conduire, dans certaines circonstances, à une mise hors service prématurée du moteur (développement d'un grand couple moteur à basse vitesse - grippage des pistons).

Un second avantage est que le moteur peut être équipé d'un régulateur de débit. En effet, aussi longtemps que le transformateur de couple reste en service, le régulateur de débit se comporte comme un régulateur de vitesse. (Le couple absorbé par le transformateur est proportionnel au carré de sa vitesse d'entraînement). Dès qu'on passe de transformateur en coupleur, le régulateur de débit permet, par le réglage du degré de remplissage, de régler à volonté la vitesse de l'engin. Ce n'est pas le cas avec un accouplement à disques où un régulateur de vitesse est nécessaire; il correspond donc à chaque vitesse moteur une vitesse fixe, bien déterminée, de l'engin.

111. A titre d'exemple, nous étudierons les propriétés de la transmission hydraulique SEM type GTC 4 montée sur les autorails t. 602 et 603 et constituée d'un transformateur de couple et d'un coupleur. } sans influence primaire

Le servo-moteur à combustible du moteur diesel, équipé d'un régulateur de débit peut être placé sur 3 débits d'injection:

ler débit (c1) : le moteur, lorsqu'il entraîne le transformateur, tourne à 950 t/min.
2e " (c2) : correspondant à 1150 t/min
3e " (c3) : " à 1350 t/min

La puissance de traction du moteur, dans la 3e position du servo-moteur à combustible, est 360 ch. C'est par conséquent la puissance absorbée par le transformateur de couple pour n1 = 1350 t/min.

La vitesse maximum de l'engin avec coupleur en service (glissement 5 %) atteint 90 km/h.

Cela signifie que $k = \frac{V}{n\,2} = \frac{90}{1350 \times 0{,}95} = \frac{90}{1283} = 0{,}07$

La figure 18 donne la multiplication de couple ainsi que les couples primaires et secondaires réels. On peut déduire de la figure que cela revient au même.

1. Détermination du couple primaire pour les différentes positions du servo-moteur à combustible.

3e position:- puissance de traction: 360 ch $(\frac{cn}{716})$

$\frac{Ne \times 716}{V_{moteur}}$ - couple primaire: $C'1 = \frac{360 \times 716}{1350} = 190$ kgm

- couple secondaire pour $n_2 = 0$ (nous supposons une multiplication de couple égale à 5)

$C'_{20} = 190 \times 5 = 950$ kgm

2e position: - puissance de traction = $\frac{360 \times (1150)^3}{(1350)^3} = 222$ ch

$C''_1 = \frac{190 \times (1150)^2}{(1350)^2} = 138$ kgm - couple primaire: $\frac{222 \times 716}{1150} = 138$ kgm

- couple secondaire pour $n2 = 0$

$C''_{20} = 138 \times 5 = 690$ kgm

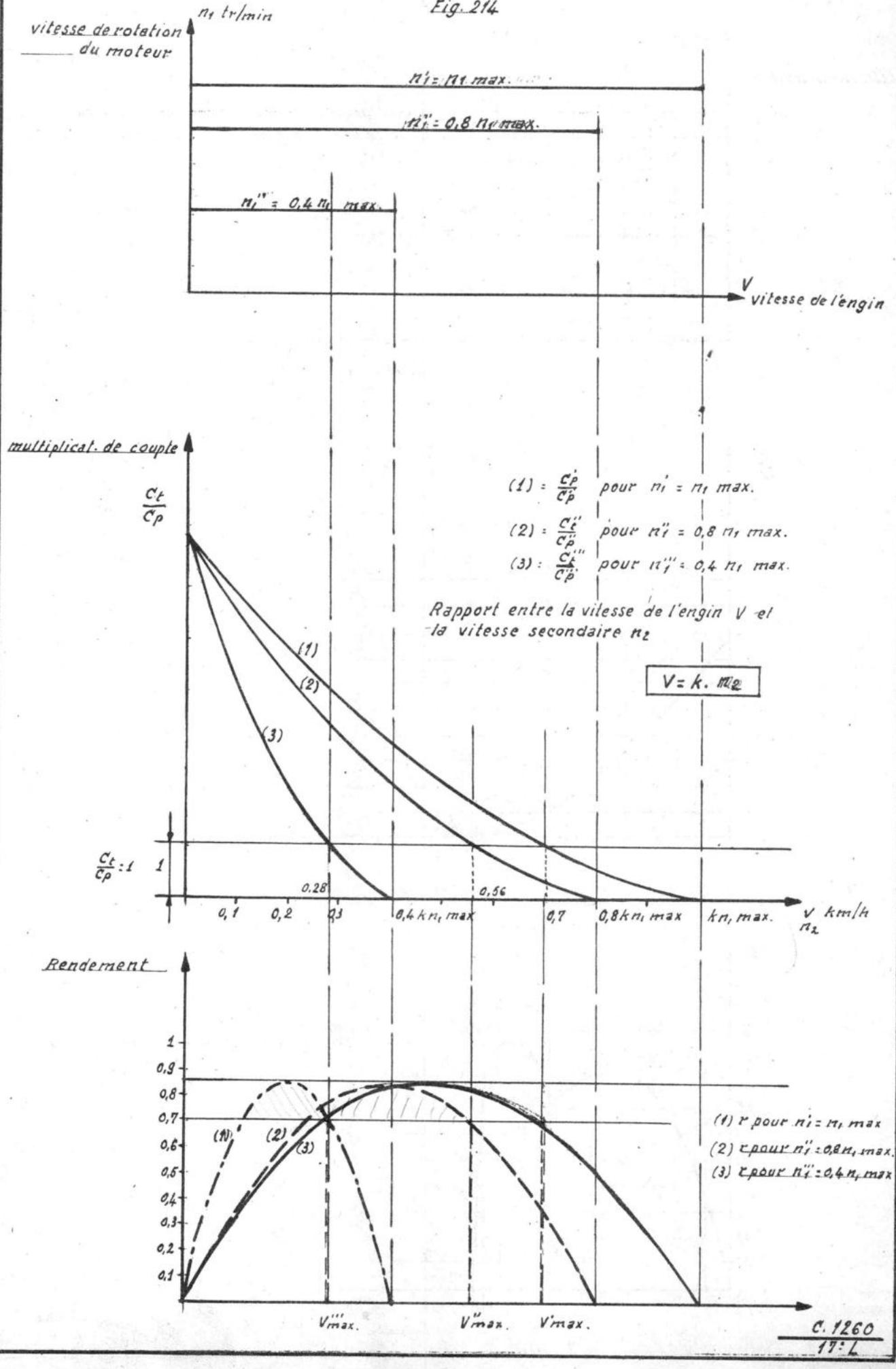
lere position: - puissance de traction: $\frac{360 \times (950)^3}{(1350)^3} = 126$ ch

-couple primaire: $\frac{126 \times 716}{950} = 94$ kgm

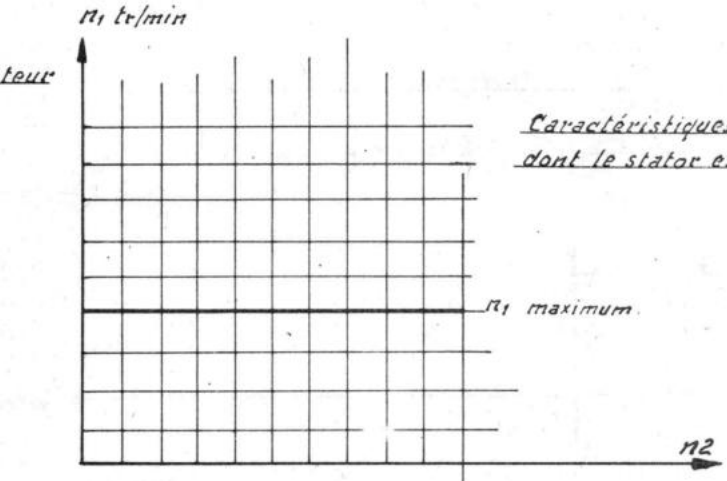
- couple secondaire pour $n_2 = 0$

$C''_{20} = 94 \times 5 = 470$ kgm.

Fig. 214

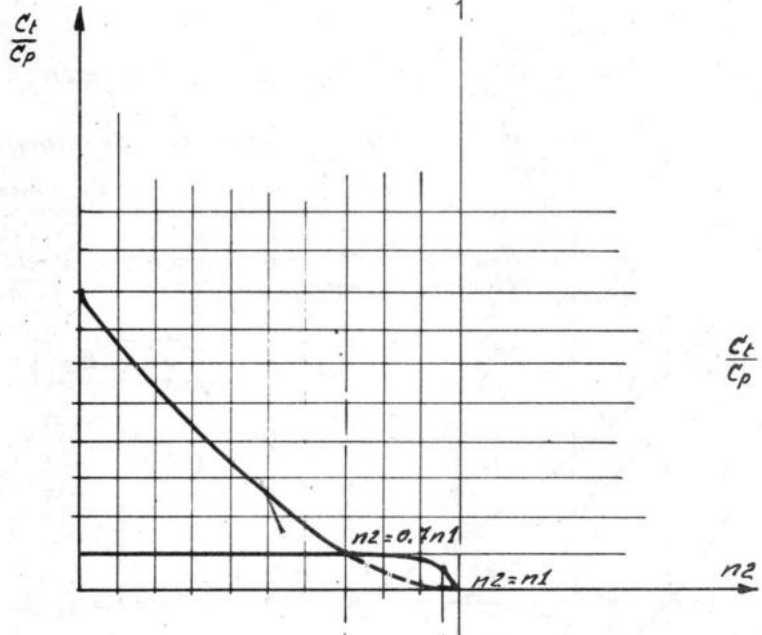


(28). 250 ex. 10.65 (200)

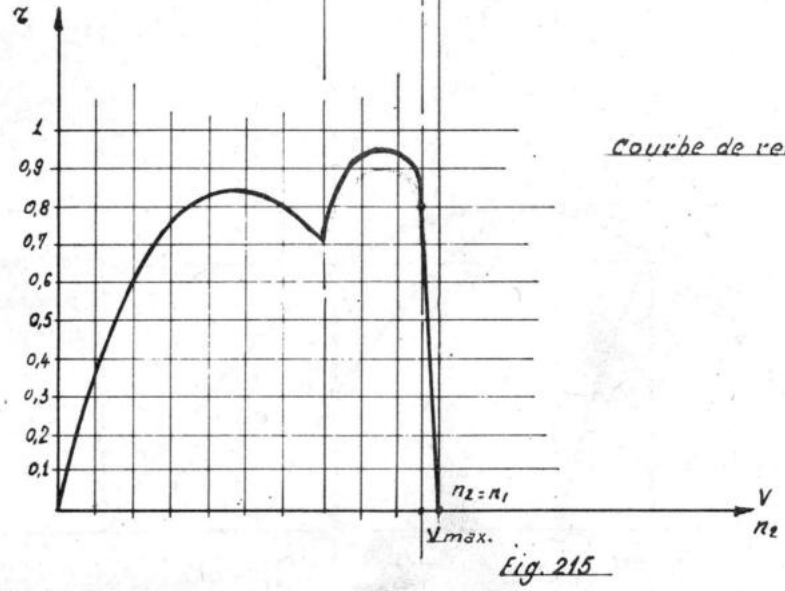


vitesse du moteur

Caractéristiques d'un transformateur de couple dont le stator est monté sur une roue libre



Ct/Cp pour n1 max.

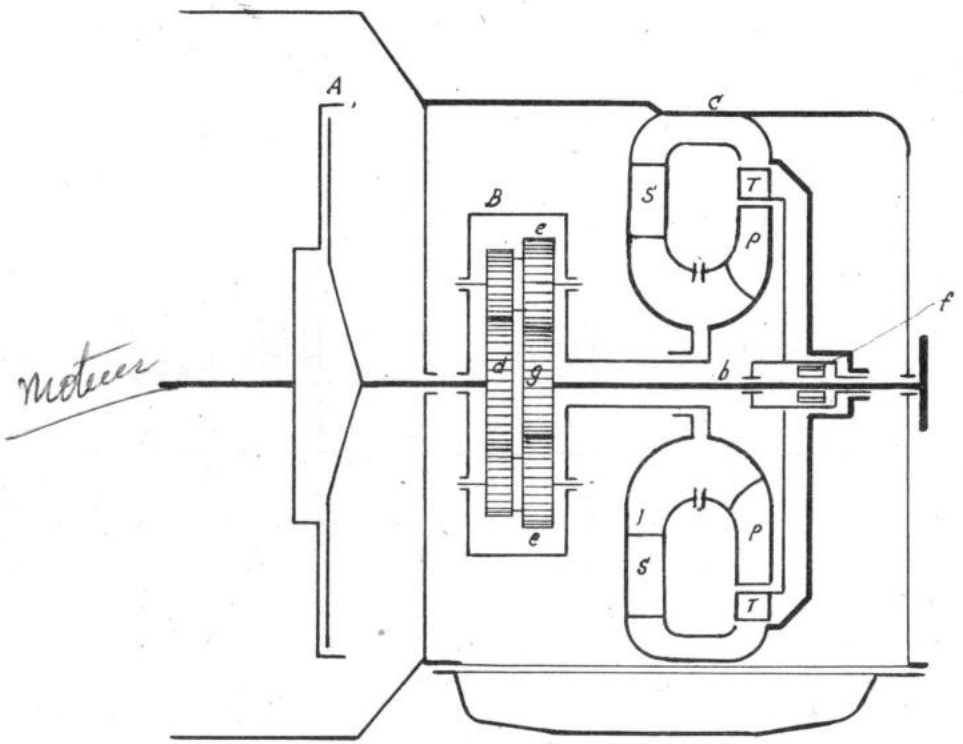


Courbe de rendement pour n1 max.

Fig. 215

C.1260
17e L

Diwabus - Voith



B : différentiel
A : embrayage pour établir en marche la traction

d : pignon de commande
e : pignons satelites
g : pignon planétaire
f : roue libre

Fig. 217

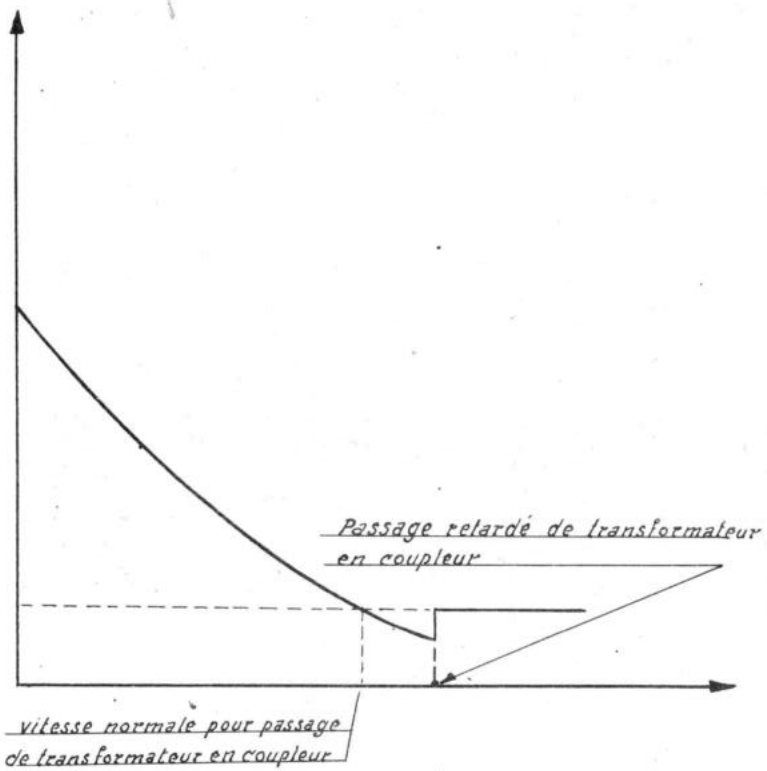


Fig. 219

C. 1260
14.7

Annexe 114

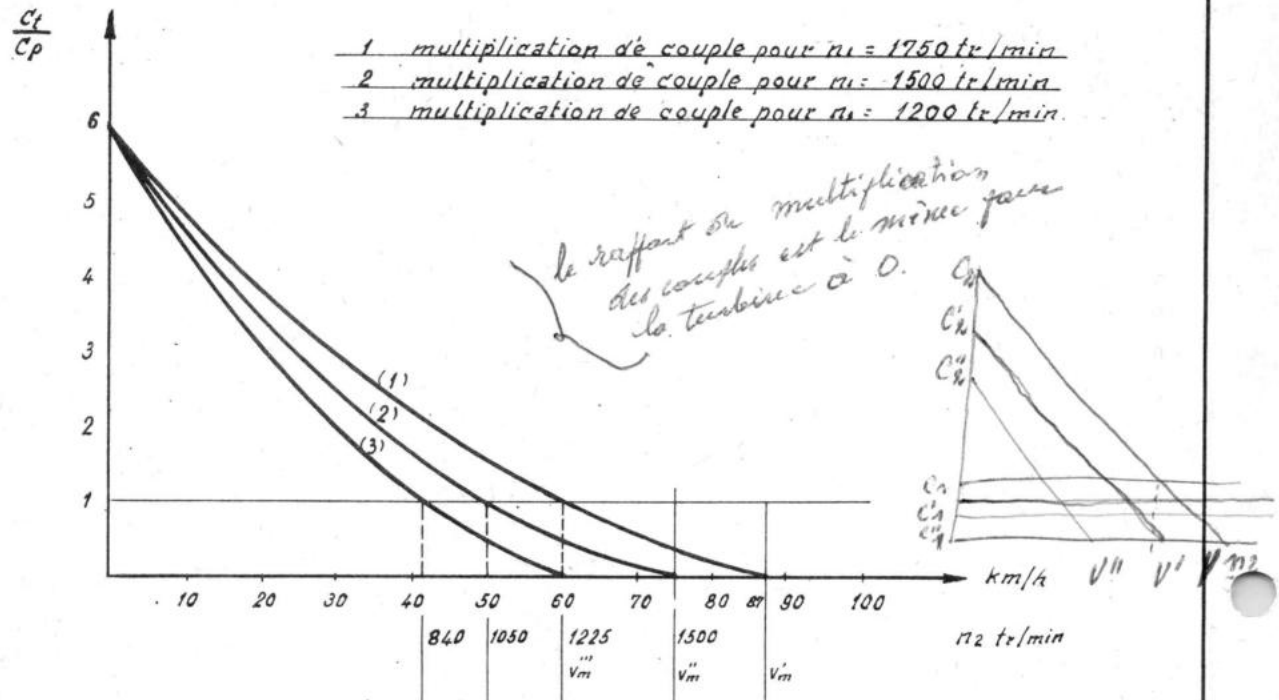
Autorails t. 604 - 605

multiplication de couple

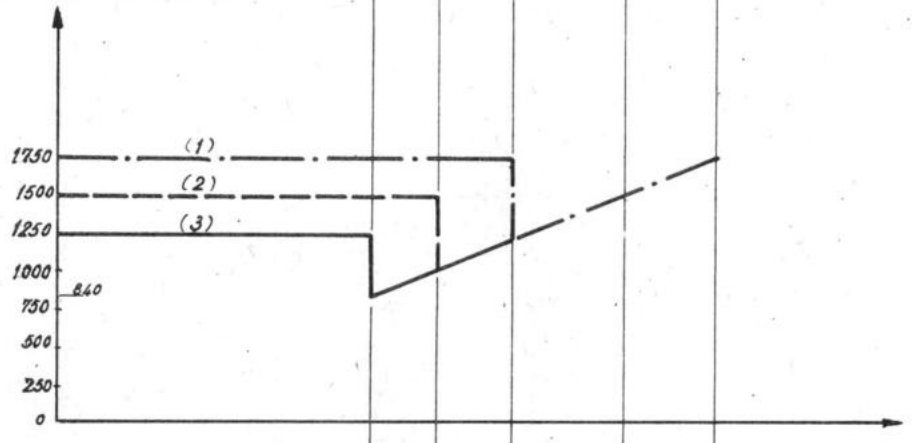
$\frac{C_t}{C_p}$

1 multiplication de couple pour n_1 = 1750 tr/min
2 multiplication de couple pour n_1 = 1500 tr/min
3 multiplication de couple pour n_1 = 1200 tr/min

le raffort de multiplication des couples est le même pour la turbine à 0.



vitesse de rotation du moteur



Rendement de la transmission hydraulique

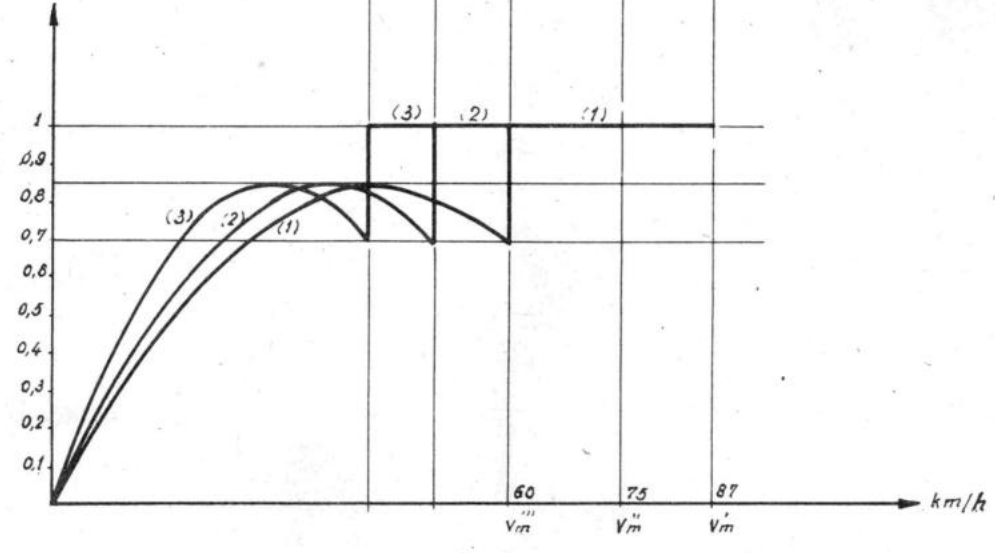
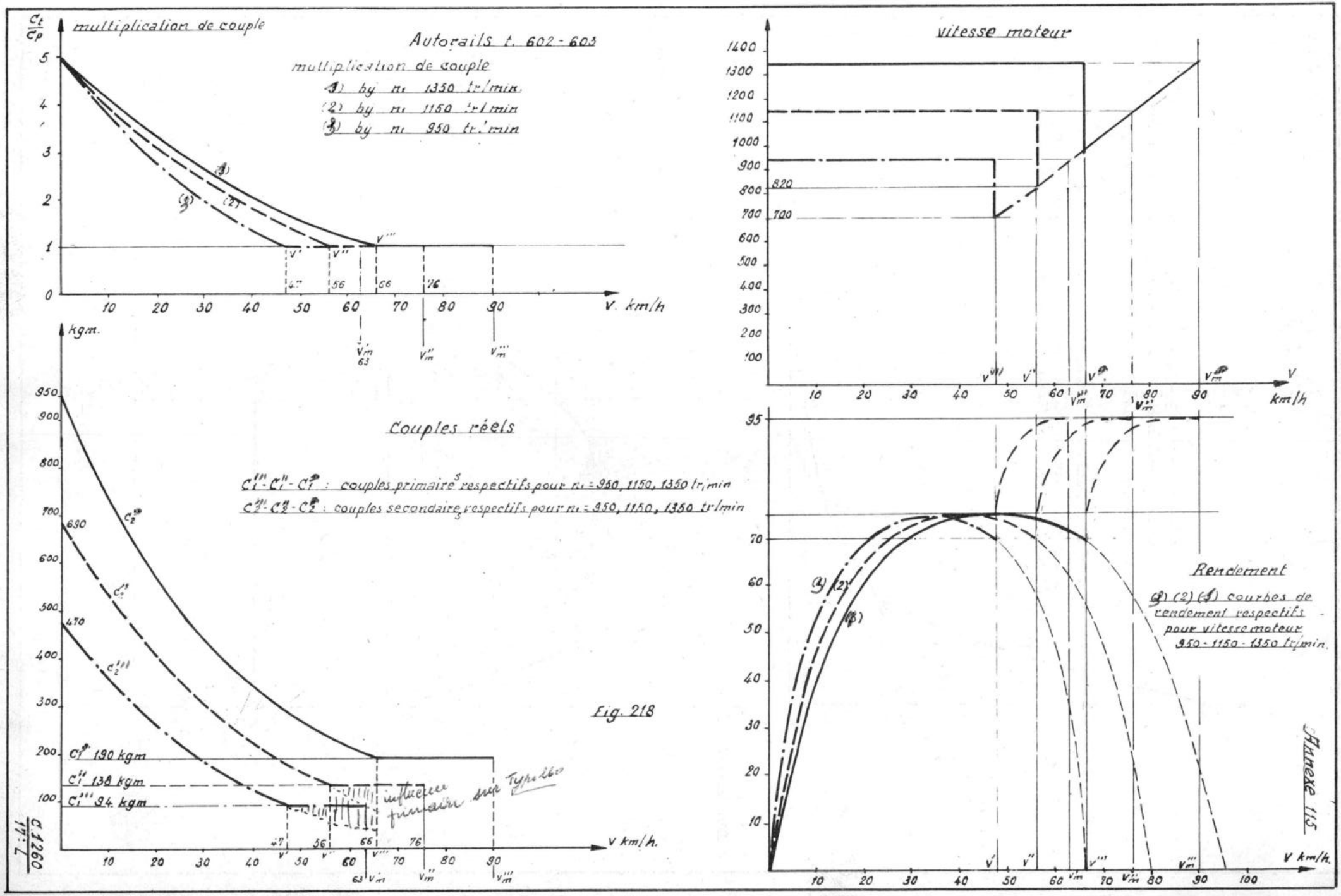
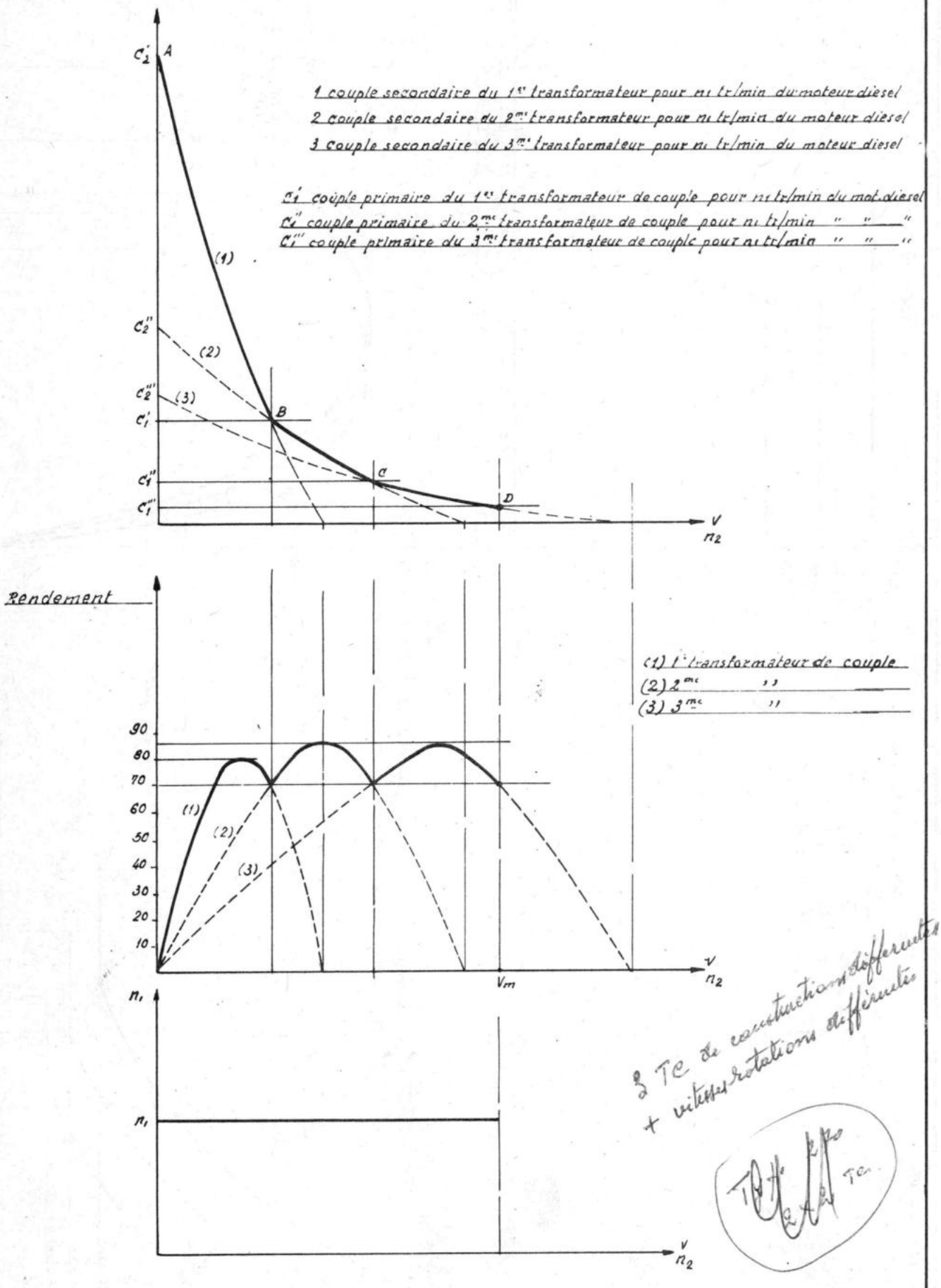


Fig. 216

C. 1260
17° L


Autorails t. 602 - 603
multiplication de couple
(1) by ni 1350 tr/min
(2) by ni 1150 tr/min
(3) by ni 950 tr/min
multiplication de couple
V. km/h
vitesse moteur
km/h
Couples réels
C1''' - C1'' - C1' : couples primaires respectifs pour ni = 950, 1150, 1350 tr/min
C2''' - C2'' - C2' : couples secondaires respectifs pour ni = 950, 1150, 1350 tr/min
C1' 190 kgm
C1'' 138 kgm
C1''' 94 kgm
influence primaire sur Typelec
V km/h.
Rendement
(3) (2) (1) courbes de rendement respectifs pour vitesse moteur 950 - 1150 - 1350 tr/min.
V km/h.
Annexe 115
Fig. 218
c 1260
17 : 7

examen



1 couple secondaire du 1er transformateur pour n1 tr/mia du moteur diesel
2 couple secondaire du 2me transformateur pour n1 tr/mia du moteur diesel
3 couple secondaire du 3me transformateur pour n1 tr/min du moteur diesel

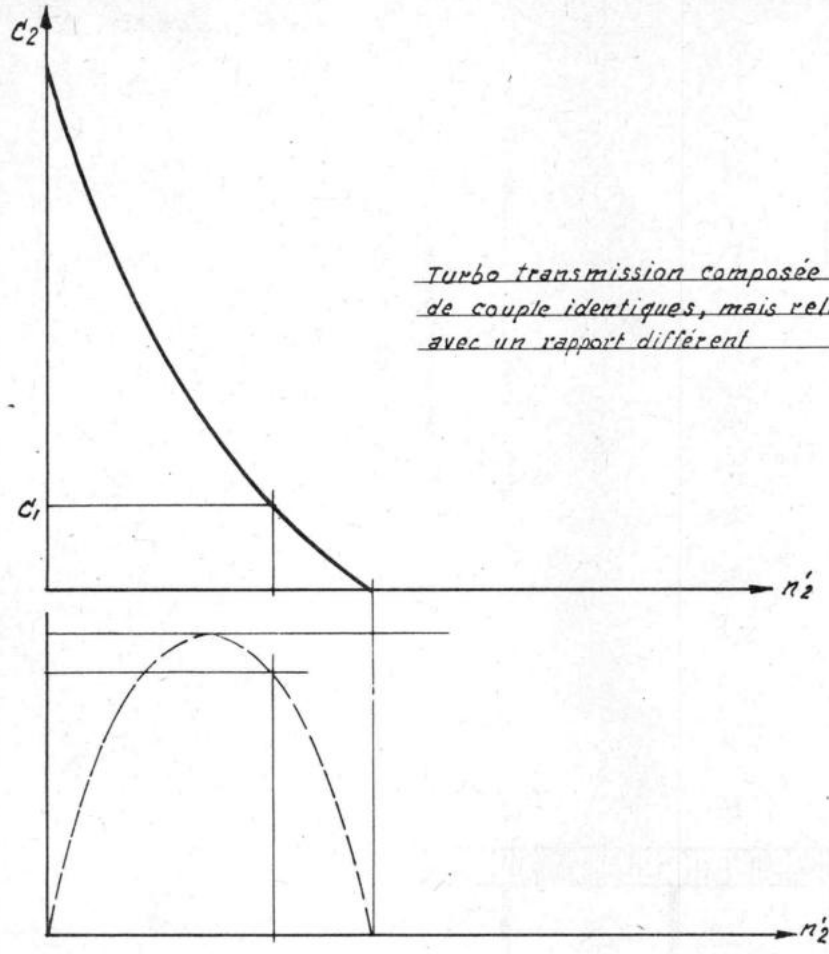
C'1 couple primaire du 1er transformateur de couple pour n1 tr/min du mot. diesel
C''1 couple primaire du 2me transformateur de couple pour n1 tr/mia " " "
C'''1 couple primaire du 3me transformateur de couple pour n1 tr/mia " " "

(1) 1er transformateur de couple
(2) 2me " "
(3) 3me " "

2 TC de caractéristiques différentes
+ vitesses rotations différentes

Fig. 220

Turbo transmission composée de 3 transformateurs de couple identiques, mais reliés à l'arbre de sortie avec un rapport différent



Caractéristique de chaque transformateur le couple en fonction de la vitesse de l'arbre secondaire.

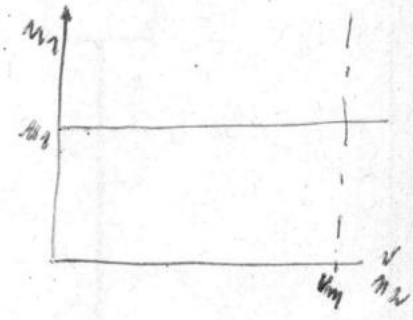
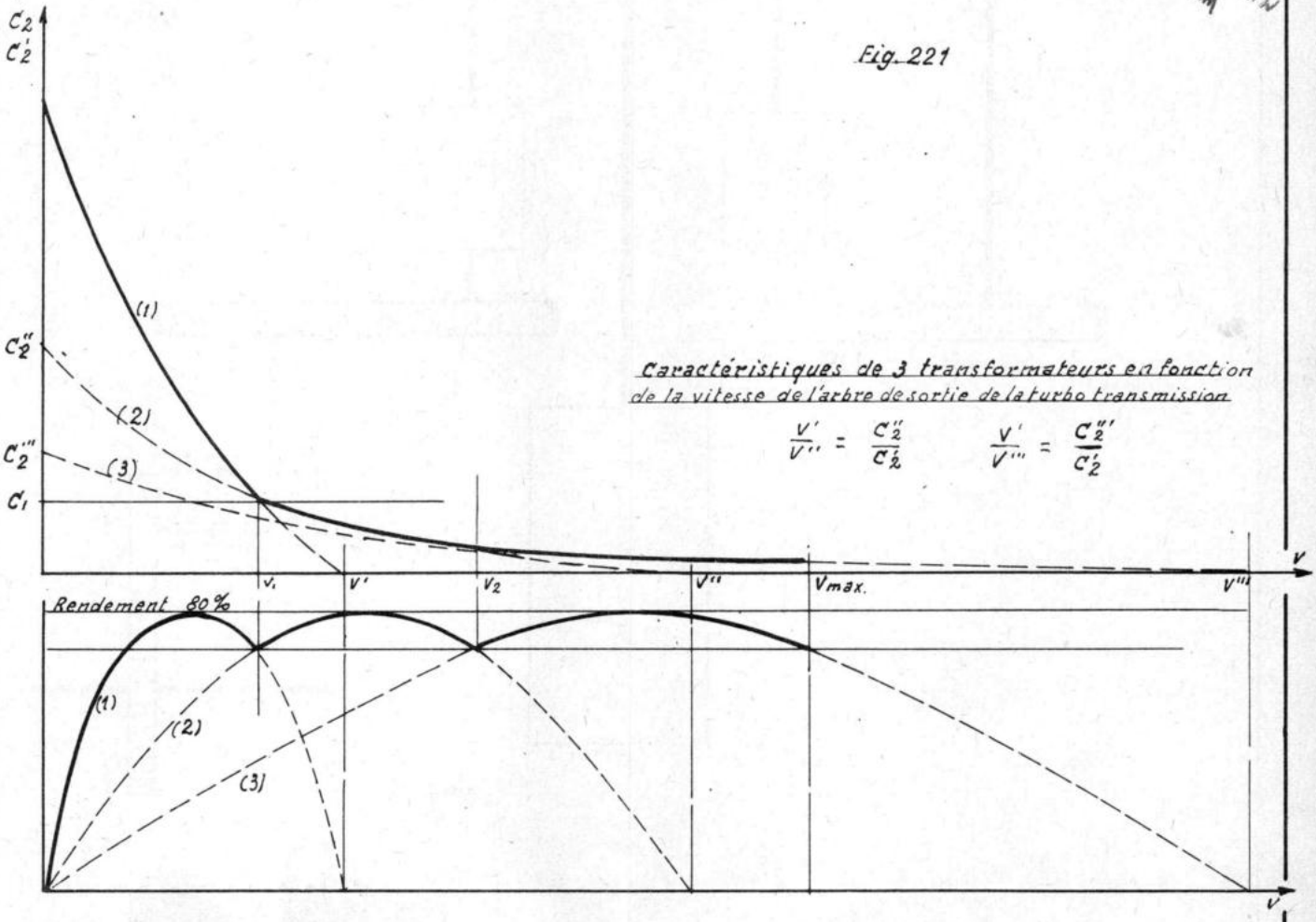


Fig. 221



Caractéristiques de 3 transformateurs en fonction de la vitesse de l'arbre de sortie de la turbo transmission

$$\frac{V'}{V''} = \frac{C''_2}{C'_2} \qquad \frac{V'}{V'''} = \frac{C''_2}{C'_2}$$

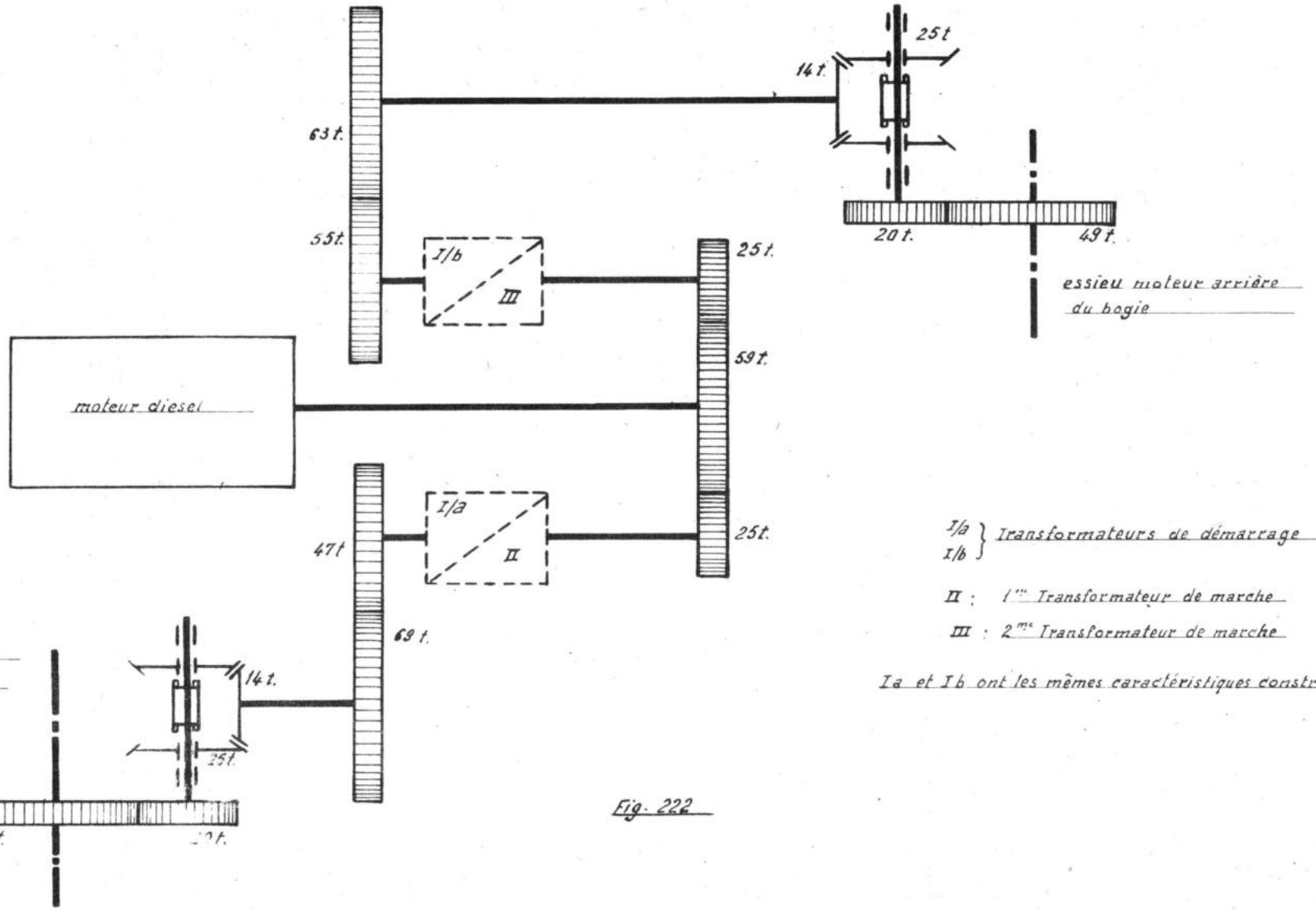
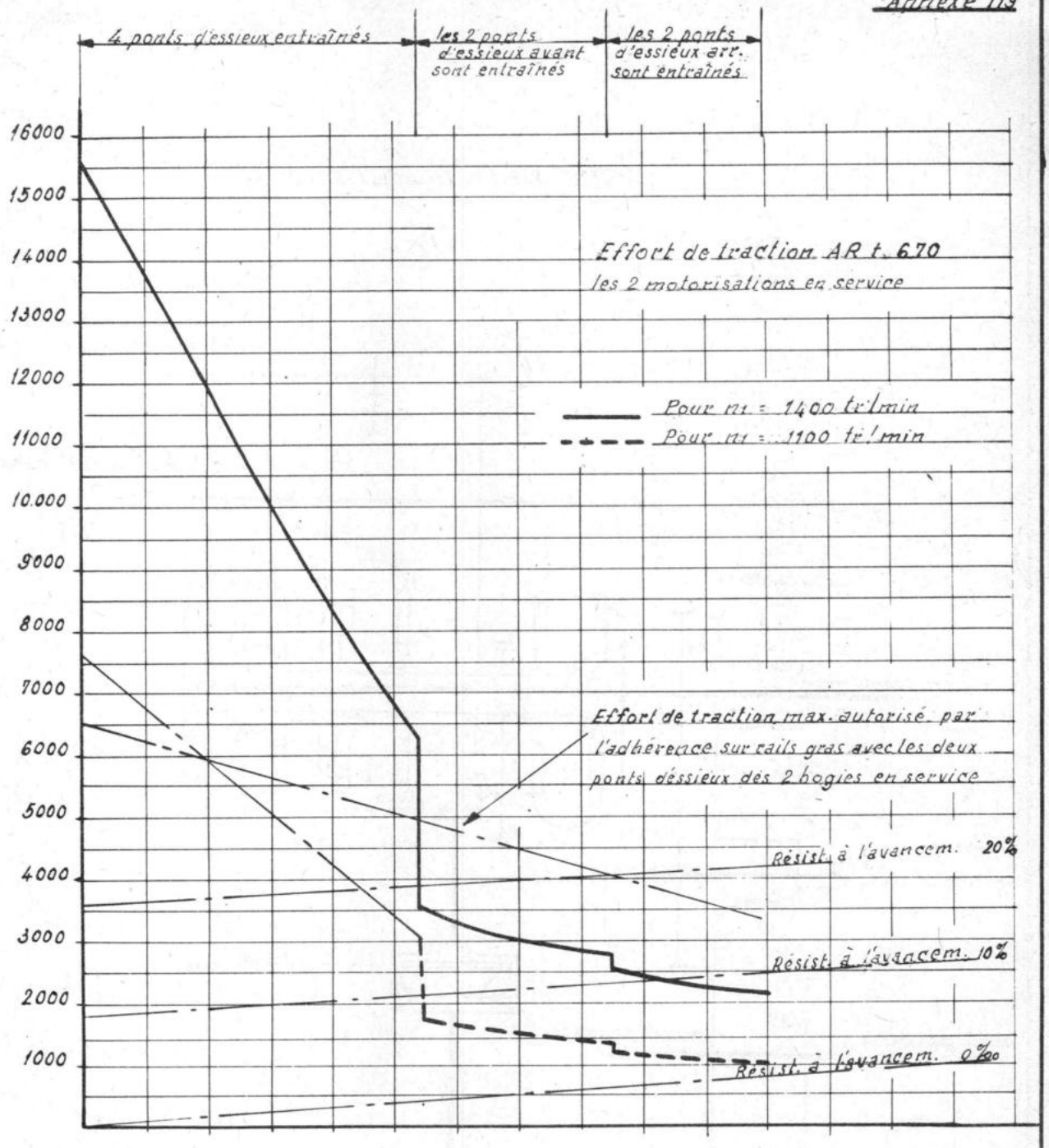


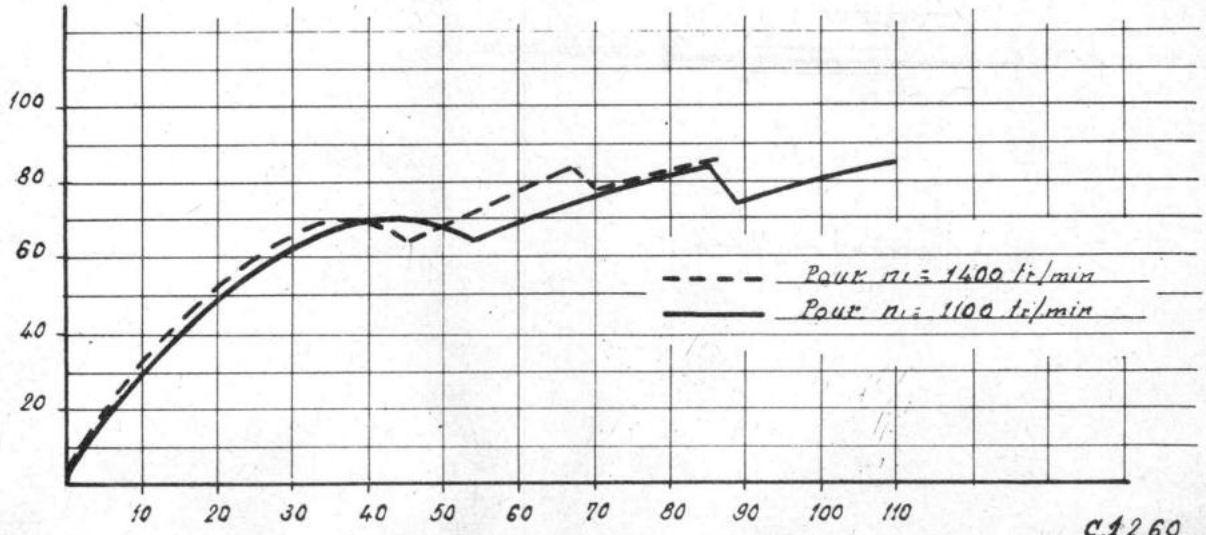
Fig. 222

C. 1260
17 mai

Annexe 118



Courbe de rendement turbo transmission T 45 Mz Voith
ponts d'essieux compris



C.1260
17 L

Fig. 223

Voith t. 216 rs (HL dh. t. 211-213)

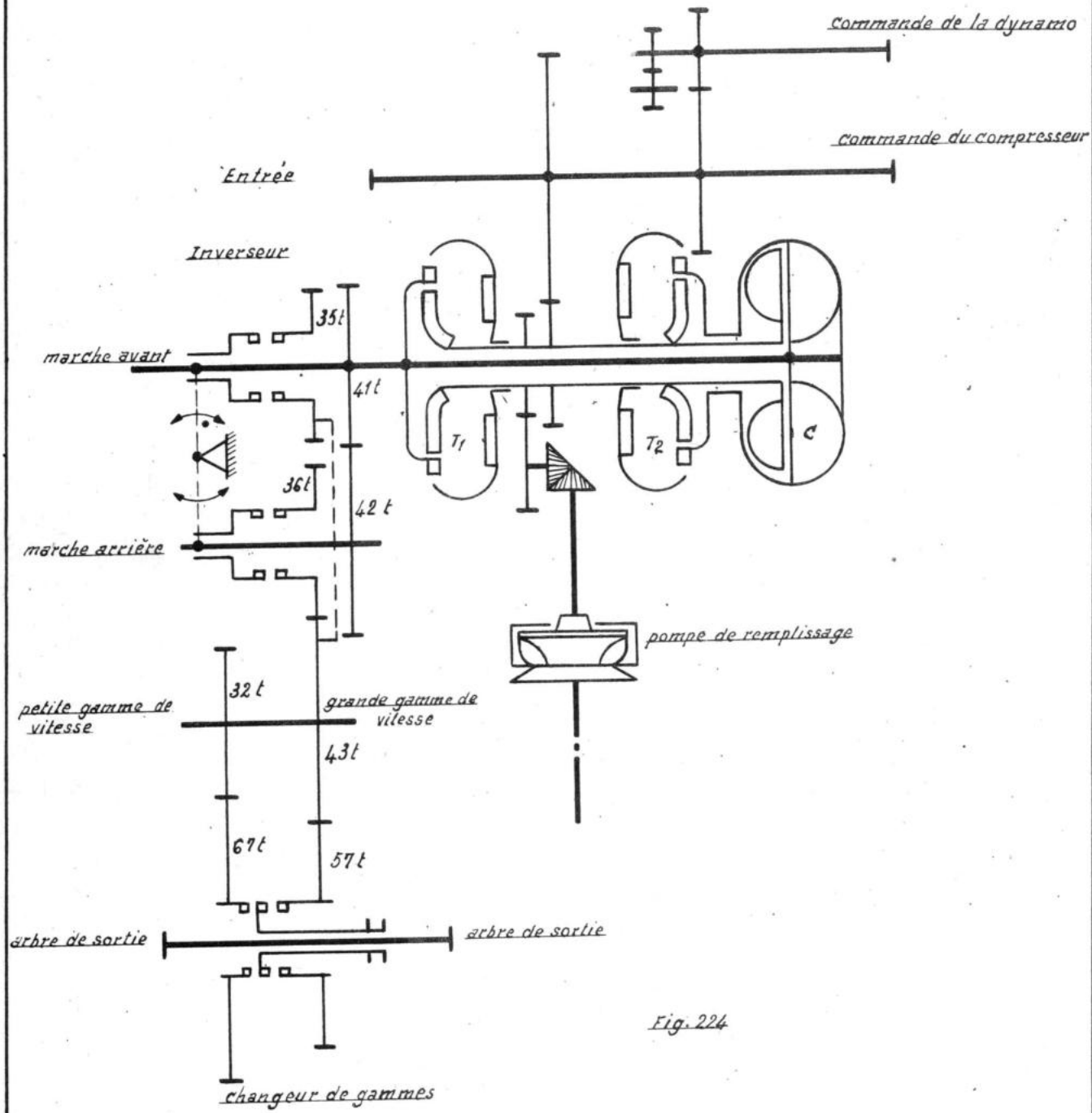
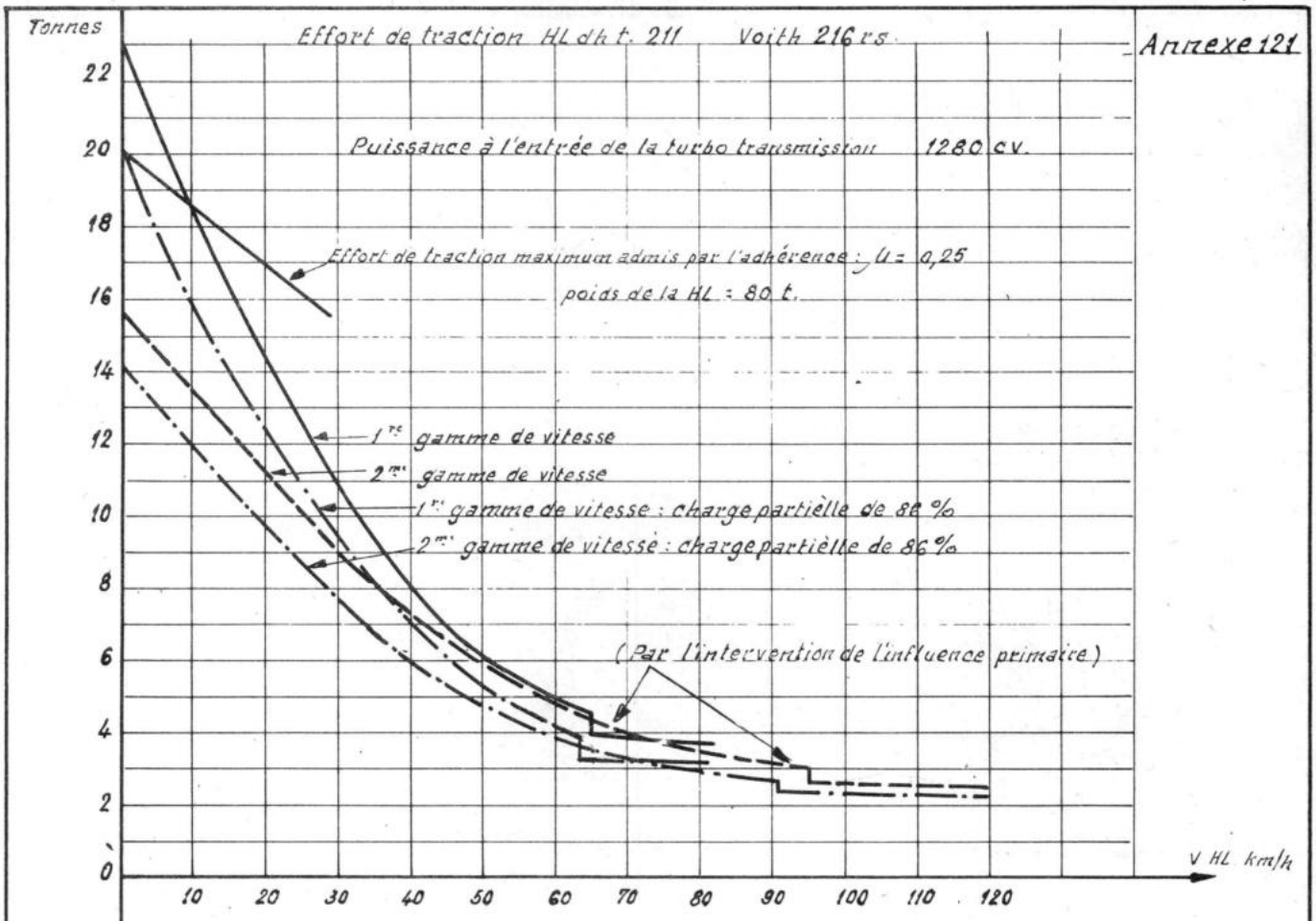


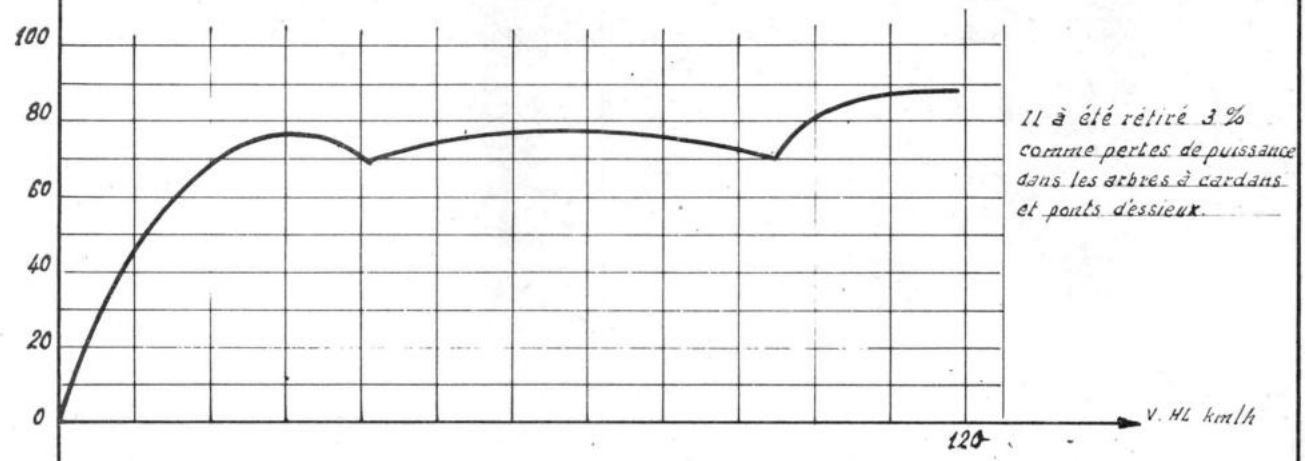
Fig. 224

Annexe 121



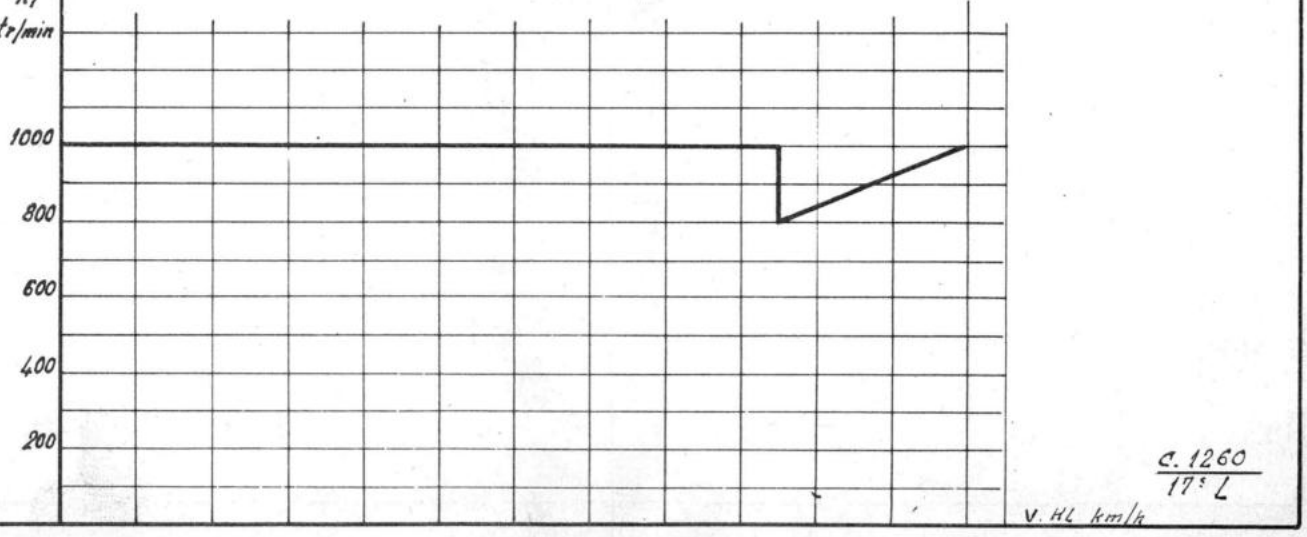
Courbe de rendement pour charge maximum et 1re gamme de vitesse

Fig. 225



Il a été retiré 3 % comme pertes de puissance dans les arbres à cardans et ponts d'essieux.

Vitesse de rotation du moteur pour la locomotive t. 211



C. 1260
17e L

Transmission Mekydro

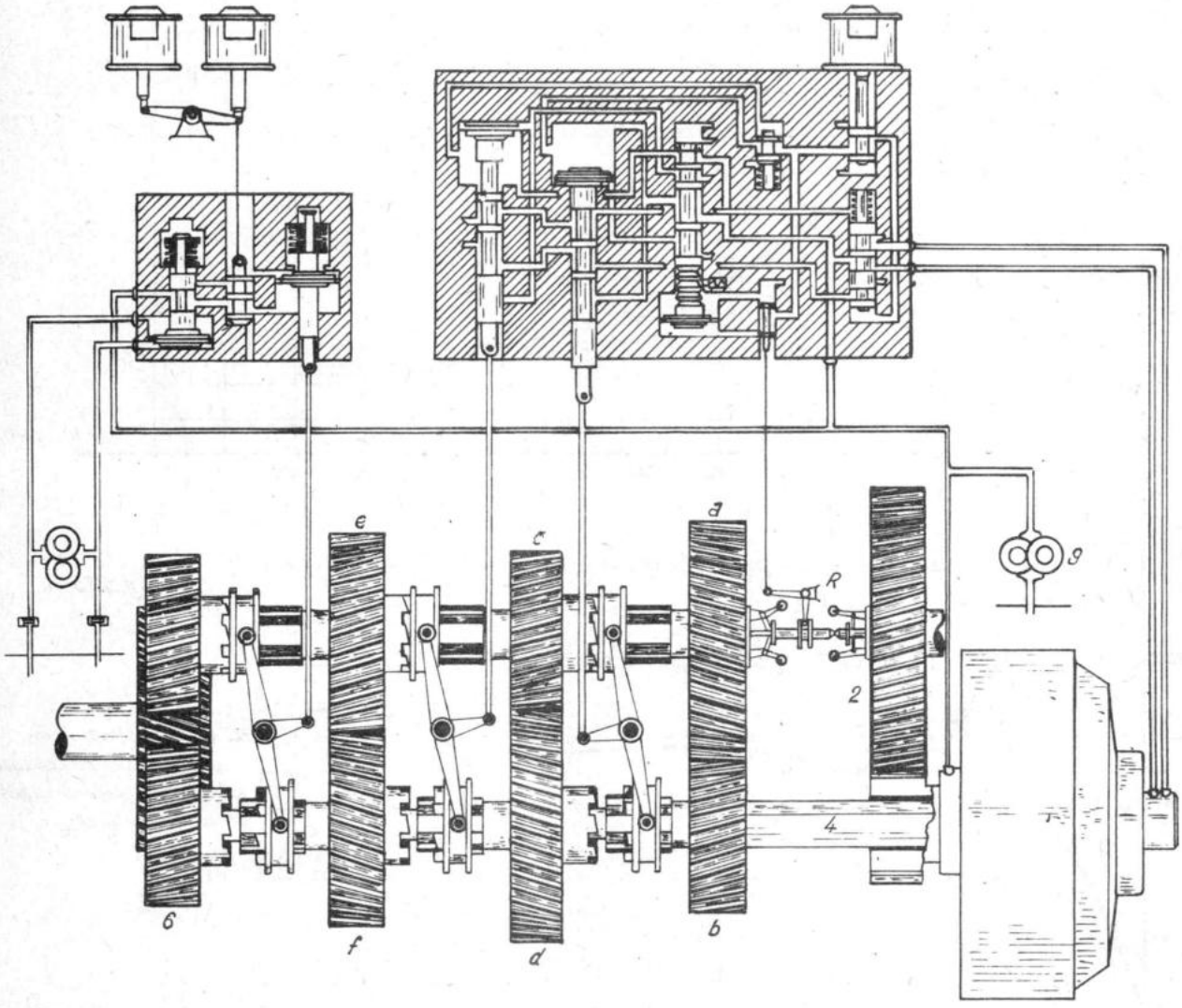


Fig. 226

2. Détermination des vitesses de passage de transformateurs à coupleur.

En 3e position: V''' := k. (1350 x 70 %) = 0,07 x 0,7 x 1350 =
= 0,049 x 1350 = 66 km/h

En 2e " : V" = k (1150 x 70 %)
= 0,049 x 1150 = 56 km/h

En 1ère " : V' = k (950 x 70 %) = 47 km/h.

3. Détermination des vitesses maxima de l'engin en coupleur.

Ce sont:

pour n_1 = 1350 t/min V'''_m = (1350 x 0,95).0,07 = 90 km/h
pour n_1 = 1150 t/min V"m = (1150 x 0,95). 0,07 = 76 km/h
pour n_1 = 950 " V'm = (950 x 0,95). 0,07 = 63 km/h

Toutes les données déterminées ci-dessus ainsi que les courbes de rendement sont représentées graphiquement à la fig. 218. Le rendement maximum du transformateur de couple est pris égal à 75 %.

Conclusions.

112. 1. Il ressort de la fig. 218 qu'il est très nuisible pour le moteur de passer trop tôt de transformateur en coupleur à cause de la forte chute de vitesse du moteur qui en résulte.
D'autre part, il ne faut pas transiter trop tard pour éviter les chocs dans les organes de la transmission. En effet, dans ce cas, le couple d'entraînement augmente brusquement d'une valeur inférieure au couple primaire à la valeur du couple primaire (fig. 219);

113. 2. On voit aussi que la vitesse de transition dépend de la position du servo-moteur à combustible. Pour les transmissions de grande puissance (par ex. locomotives hydrauliques de route et de manoeuvres), cette transition n'est pas laissée à l'appréciation du conducteur mais est commandée par des régulateurs centrifuges entraînés par l'arbre secondaire. Pour avancer la vitesse de transition à mesure que la charge diminue, l'intervention du régulateur centrifuge est influencée par la position du servo-moteur à combustible. Ce système, appelé généralement "influence primaire", sera traité en particulier dans la prochaine leçon.

f) Elargissement de la zone d'utilisation d'une transmission hydraulique par la juxtaposition de deux ou plusieurs transformateurs de couple.

114. Une transmission hydraulique composée de 2 ou plusieurs transformateurs de couple est généralement appelée "turbo-transmission". Les transformateurs de couple inclus dans une turbo-transmission peuvent soit posséder des propriétés constructives différentes, soit avoir les mêmes propriétés constructives mais être reliés avec un rapport de transmission différent à l'arbre de sortie, ce qui revient au même.

La fig. 220 donne les propriétés d'une turbo- transmission composée de 3 transformateurs à propriétés constructives différentes *et commandés à un rapport différent.*

Si le 1er transformateur, pour une vitesse *de rotation de moteur* de n t/min, absorbe un couple de C'1 kgm, dans les mêmes conditions, le 2e absorbe un couple de C"1 kgm et le 3e de C"'1 kgm.

(Puisque $C1 = k.D^5 n_1^2$, C1 dépend de $k.D^5$ c'est-à-dire de la construction *et de la vitesse d'entraînement.*)

La fig. 221 donne les caractéristiques d'une turbo-transmission composée de 3 transformateurs identiques mais reliés à l'arbre de sortie de la transmission avec un rapport différent.

Si le rapport de transmission entre l'arbre secondaire du 1er transformateur et l'arbre de sortie de la transmission est égal à 1, celui du 2e transformateur égal à "m" et celui du 3e égal à "n", on a:

$$\frac{C2}{C''2} = \frac{V''}{V'} = m \text{ et } \frac{C'2}{C''_2} = \frac{V'''}{V'} = n$$

Des turbo-transmissions à plusieurs transformateurs de couple sont montées sur les autorails t. 670 (Voith, type T 45 MZ) et sur les locomotives de route t. 211 et 213 (Voith type L 216 rs).

115. 1. La turbo-transmission "Voith type T 45 MZ" est constituée de 4 transformateurs de couple ainsi que l'indique le schéma de principe à la fig. 222. Les 2 premiers transformateurs Ia et Ib ont les mêmes caractéristiques constructives et sont tous les deux en service au démarrage de l'engin. Le transformateur Ia entraîne l'essieu avant et le transformateur Ib l'essieu arrière du même bogie.

Les deux absorbent donc chacun la moitié de la puissance du moteur.

Les transformateurs de couple II et III sont appelés transformateurs de marche à cause de leur construction particulière; ce sont des transformateurs dont les propriétés se rapprochent de celles d'un coupleur (petit stator - carter tournant avec la roue pompe). Le transformateur II, qui entraîne l'essieu avant du bogie) est mis en service dès que le rapport de vitesses $\frac{n2}{n1}$ des transformateurs Ia et Ib est égal à 0,7.

Le transformateur III, relié à l'essieu arrière du bogie, est mis en service dès que le rapport $\frac{n2}{n1}$ du transformateur II atteint 0,7.

Les transformateurs II et III absorbent,en service, l'entièreté de la puissance moteur.

Les transformateurs peuvent, grâce au régulateur de vitesse monté sur le moteur diesel, être entraînés à des vitesses de 1400, 1325, 1260, 1100 et 900 t/min.

A 1400 t/min, les transformateurs Ia et Ib absorbent chacun une puissance de $\frac{550}{2} = 275$ ch et les transformateurs II et III une puissance de 550 ch.

A 1100 t/min, cette puissance est, pour les transformateurs II et III, $\frac{550 \times (1100)^3}{(1400)^3} = 267$ ch et, pour les transformateurs Ia et Ib: $\frac{267}{2} = 133,5$ ch.

La courbe de rendement est représentée à la fig. 223 (uniquement pour $n1 = 1400$ et 1100 t/min) ainsi que les courbes qui donnent l'effort de traction total de l'autorail avec les deux motorisations en service.

En même temps, sont représentées les résistances à l'avancement de l'autorail pour différentes rampes et l'effort de traction maximum autorisé par l'adhérence sur rails gras et avec les deux ponts d'essieux des deux bogies moteurs en service.

116. 2. La turbo-transmission "Voith type 216-rs" montée sur les locomotives diesel de route t. 211 et 213, consiste comme le montre la fig. de principe 224, en deux transformateurs T1 et T2 à caractéristiques différentes et un coupleur C.

L'inverseur et un changeur de gammes à 2 étages sont inclus dans la turbo-transmission.

La fig. 225 représente l'effort de traction de la locomotive pour les deux gammes de vitesses lorsque la turbo-

transmission absorbe sa puissance maximum (1280 ch). Les deux courbes d'effort de traction sont également données pour une charge partielle de 86 % par rapport à la puissance maximum normale de la locomotive.

La fig. 225 donne aussi l'évolution du rendement pour la première gamme de vitesse à charge maximum.

On voit aussi que, lors du passage du,2e transformateur de couple en coupleur, la vitesse moteur diminue fortement, ce qui est très nuisible pour le comportement du moteur.

g) Ajoute d'une boîte de vitesse mécanique au transformateur de couple.

117. Cette méthode pour élargir la zone d'utilisation du transformateur de couple, trouve une assez grande application dans les véhicules automobiles, les locomotives diesel de manoeuvres et les autorails de construction étrangère.

Dans les locomotives diesel de manoeuvre et certaines locomotives hydrauliques de route, cette boîte de vitesse mécanique se limite le plus souvent à 2 gammes de vitesses. Cela permet de placer les locomotives de manoeuvre en service de ligne ou de manoeuvres et les locomotives de route en service voyageurs ou marchandises. Cette boîte de vitesses (voir transmission Voith 216 rs - fig. 224) est en général appelée "changeur de gammes".

118. Un exemple de transformateur de couple hydraulique équipé d'une boîte de vitesses mécanique est la boîte "Mekydro" construite par la firme allemande "Maybach" pour des puissances de 300, 650 et 1000 ch.

Une telle transmission "Mekydro" est représentée à la fig. 226.

La partie mécanique de la transmission est entraînée par l'arbre (4) du transformateur qui est construit de façon spéciale pour le "débrayage"de la transmission.

L'arbre (4) intervient par l'arbre creux du transformateur qui, via un multiplicateur de vitesse (2) est entraîné directement par le moteur diesel.

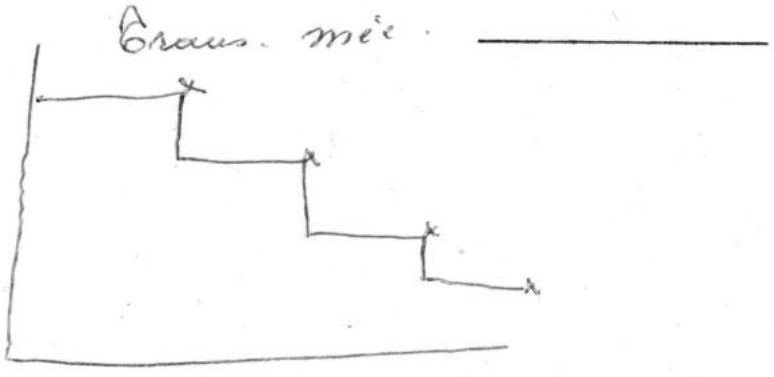
La boîte de vitesses mécanique possède trois couples d'engrenages a-f constamment en prise (denture hélicoïdale, fonctionnement silencieux).

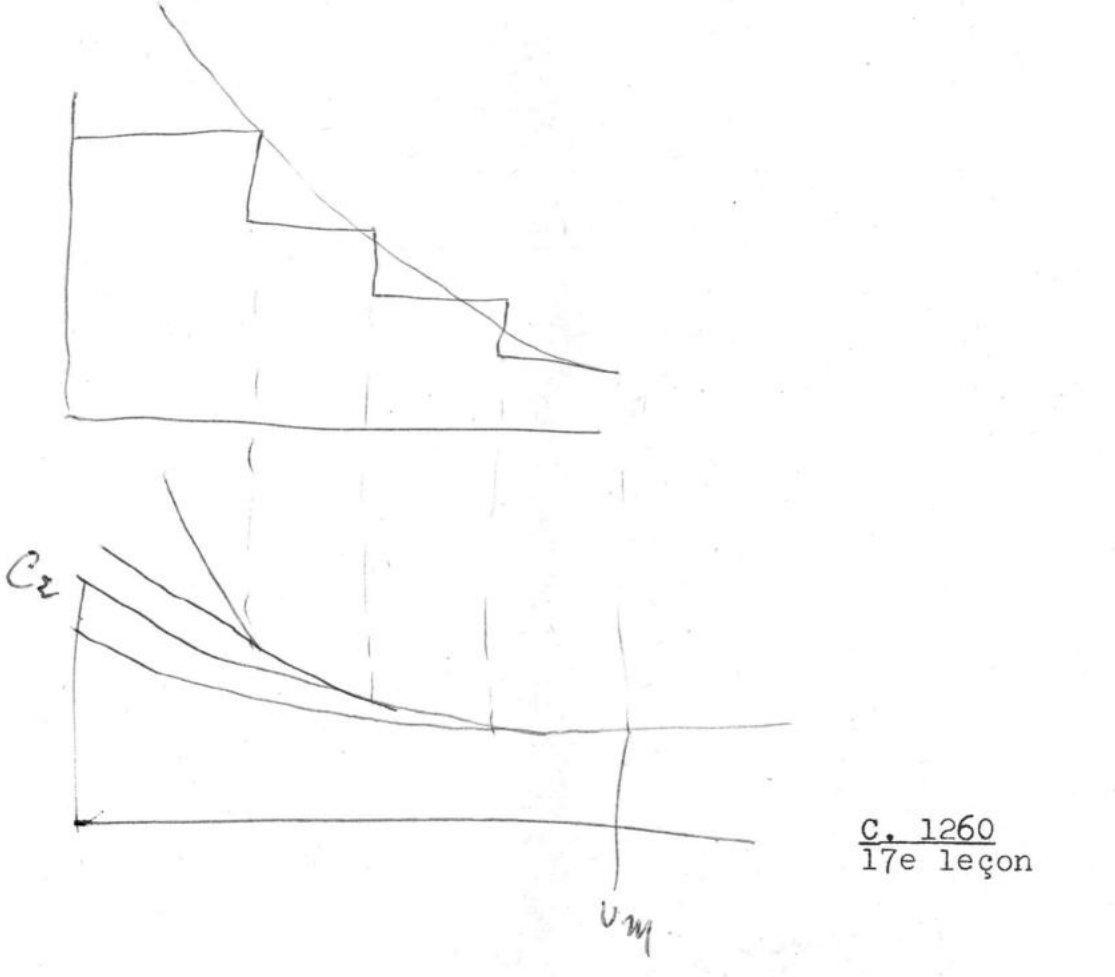
Les engrenages peuvent être accouplés ou découplés par des accouplements à griffes de forme particulière.

Les pignons (6) sont ceux de l'inverseur incorporé.

La pompe à huile (9) remplit le transformateur de couple et graisse toutes les parties mécaniques.

La boîte de vitesses est commandée automatiquement par un régulateur incorporé R et un distributeur.





28/1/69

18e leçon. Suite Chapitre IV. Etude des transformateurs de couple mécaniques et hydrauliques.

B. Transformateurs de couple hydrauliques.

VII. Signification des courbes caractéristiques d'une transmission hydraulique.

119. Il est important de pouvoir juger et interpréter 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 (autorails t. 604) + loco-tracteurs.

b) Les caractéristiques d'un transformateur de couple à un étage Voith type L 37 Z (locomotives de manoeuvres types 232, 250, 260).

a) Les caractéristiques des transformateurs de couple à 3 étages Twin-Disc de la série 11.500.

Elles sont représentées aux figures 227 et 228.

120. 1) Les caractéristiques représentées à la fig. 227.

La figure 227 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).

Entre les deux unités, il existe le rapport suivant :

~~1 kgm = 0,138 lb-ft~~ 1 lb-ft = 0,138 kgm

Les lignes plus ou moins plates déterminent pour chaque vitesse d'entraînement le couple primaire absorbé par le transformateur en fonction de la vitesse de rotation "n2" de l'arbre de sortie.

(B) 250 ex. 10.65 (200)

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 ± 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 810 lb-ft ou 111,8 kgm.

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.

121. Un moteur diesel avec une vitesse de rotation de 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.

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 atteint donc :

$$\frac{Cn}{716} \text{ ch} = \frac{177 \times 1500}{716} = 370 \text{ ch}$$

La zone normale d'utilisation du transformateur est limitée par les valeurs suivantes de $\frac{n2}{n1}$

$$\frac{360}{1500} \leq \frac{n2}{n1} \leq \frac{1270}{1500}$$

soit $0,24 \leq \frac{n2}{n1} \leq 0,847$.

2e application.

122. Un moteur diesel d'une puissance 127 ch et de vitesse de rotation nominale 1270 tr/min entraîne un transformateur de couple "Twin-Disc" de la série 11.500. Quelles sont les conditions à prendre en considération pour mettre le véhicule en mouvement?

Réponse.

Le couple moteur maximum que le moteur peut développer est :

$$C = \frac{N \times 716}{n} \text{ kgm} = \frac{127 \times 716}{1270} = 71{,}6 \text{ kgm soit}$$

$$\frac{71{,}6}{0{,}138} = 519 \text{ lb-ft}$$

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 de sortie atteint une vitesse de rotation de 140 tr/min (point F1), la vitesse du moteur peut être augmentée 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 être de 1100 tr/min. Pour n2 = 500 tr/min (point F3), la vitesse moteur peut être portée à 1200 tr/min et pour n2 = 800 tr/min (point F4), elle peut être portée à 1270 tr/min.

La zone d'utilisation du transformateur de couple se limite aux points G et H, c'est-à-dire entre les vitesses moteur de 1070 (point G) et 1270 tr/min (point H).

$$\text{En G} : \frac{n2}{n1} = \frac{250}{1070} = 0{,}213$$

$$\text{En H} : \frac{n2}{n1} = \frac{1070}{1270} = 0{,}845$$

2) Les caractéristiques représentées à la fig. 228.

123. La figure 228 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.
- Le couple secondaire (Ct) et la puissance N2 lorsque la vitesse moteur est portée progressivement, comme ci-dessus, de 950 tr/min à 1270 tr/min.

1re application.

124. 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.

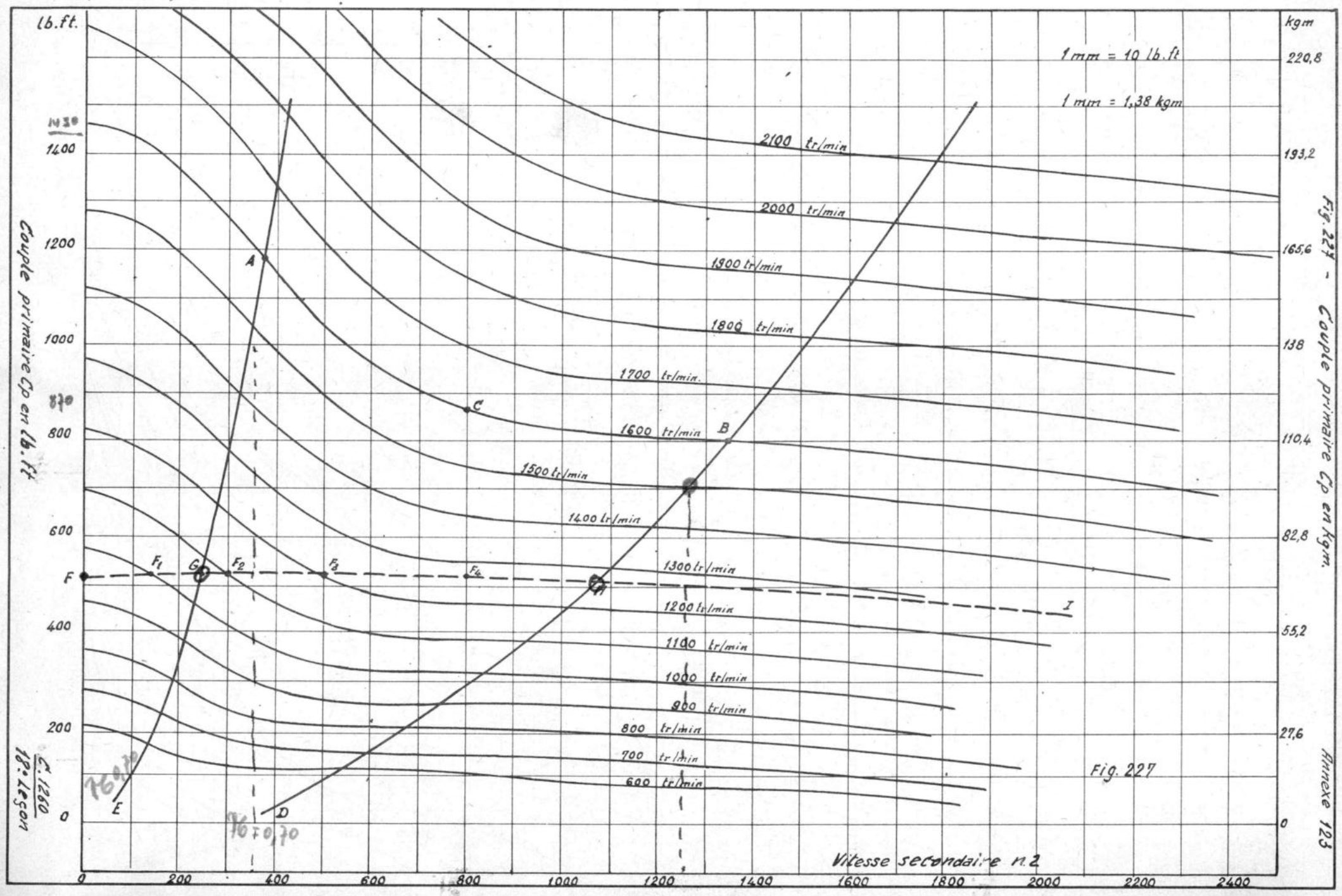
$\frac{n2}{n1}$ =	n2 =	Ct (à déduire de la fig. 228)		Cp. (à déduire de la fig. 227)		N1 = $\frac{Cp.n1}{716}$ ch	N2 = $\frac{Ct.n2}{716}$ ch	Rendement $\frac{N2}{N1}$
		en lb-ft	en kgm	en lb-ft	en kgm			
0	0	5520	762	1280	177	$\frac{177 \times 1500}{716} = 370$	$\frac{762 \times 0}{716} = 0$	0
0,2	300	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 $\frac{n2}{n1} = \frac{1270}{1500} = 0,845$

Caro - tracteurs



Annexe 124

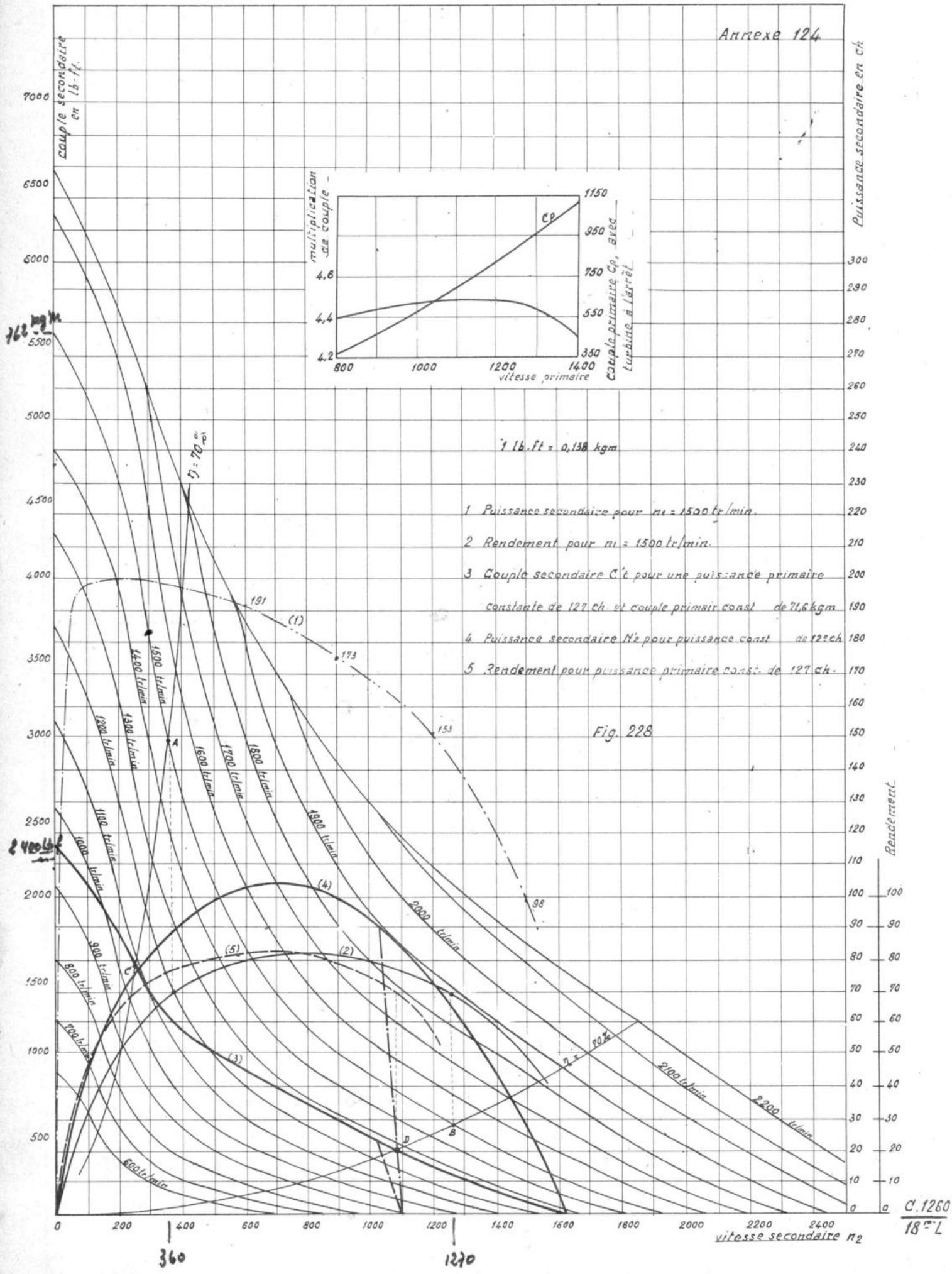


Fig. 228

C.1260
18 F L

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.

2e application.

125. Le transformateur de couple est entraîné par un moteur diesel d'une puissance de 127 ch et de vitesse de rotation nominale 1270 tr/min.

Déterminer la courbe du couple secondaire C't et de la puissance secondaire N'2 en supposant que la vitesse moteur est portée de 950 tr/min à 1270 tr/min. La puissance primaire est supposée constante et égale à 127 ch ainsi que le couple primaire (= 71,6 kgm).

Réponse.

On peut calculer les valeurs du couple et de la puissance secondaires comme ci-dessus, au moyen des figures 227 et 228 pour chaque rapport de vitesses $\frac{n2}{n1}$. Elles sont représentées graphiquement aux courbes (3) et (4).

La zone normale d'utilisation se trouve entre les points C et D.

En C : n2 = 250 tr/min et $\frac{n2}{n1} = \frac{250}{1170} = 0,213$.

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.

126. La firme Voith représente les propriétés de ses transformateurs de couple pour locomotives comme à la fig. 229.

Pour comprendre cette méthode, il faut connaître les définitions suivantes :

1) Puissance primaire idéale Nei.

127. C'est la puissance nette maximum absorbée par le transformateur de couple lorsque le moteur diesel développe sa puissance maximum "Nm" et tourne à sa vitesse maximum "nm".

La puissance primaire idéale Nei est aussi égale à la puissance maximum "Nm" développée par le moteur diesel à sa vitesse maximum "nm", diminuée de la puissance absorbée par les appareils auxiliaires de la locomotive (dynamo-compresseurs), c'est-à-dire la puissance de traction maximum développée par le moteur diesel.

2) La puissance primaire instantanée Ne.

128. 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.

129. 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 maximum du moteur).

4) La vitesse primaire instantanée ne.

130. 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 maximum de l'engin Vx.

131. C'est la vitesse maximum que l'engin peut atteindre sur une voie de niveau et en alignement droit.

6) La vitesse instantanée de l'engin V.

132. C'est la vitesse réelle de l'engin à l'instant considéré.

7) L'effort de traction idéal de l'engin Zi.

133. C'est l'effort de traction calculé par la formule : $Zi \text{ (en kg)} = \frac{Nei.270}{Vx}$ 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.

134. C'est l'effort de traction réel à un instant déterminé, obtenu 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 %.

135. La figure 229 représente graphiquement, les rapports suivants :

a) $(\frac{ne}{nei}).100$ et $(\frac{Ne}{Nei}).100$

1) $\frac{ne}{nei}.100 = 100\ \%$ signifie que le couple primaire "Cp", absorbé par la transmission, est égal au couple de traction maximum "c" développé par le moteur diesel.

Comme le moteur diesel peut développer son couple maximum à sa vitesse de rotation maximum (nei), on a aussi Ne = Nei et $\frac{Ne}{Nei}.100 = 100\ \%$.

2) $\frac{ne}{nei}.100 < 100\ \%$ indique une chute de vitesse moteur due au fait que la transmission, pour une vitesse d'entraînement nei tr/min, absorbe un couple "Cp" supérieur au couple maximum de traction disponible. Le moteur est donc surchargé par sa transmission.

L'équilibre 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 maximum du moteur.

(Pour un moteur diesel, le couple maximum qu'il peut développer est presque indépendant de sa vitesse. Dans une transmission hydraulique, Cp est proportionnel au carré de sa vitesse d'entraînement).

Comme le moteur développe son couple maximum à vitesse inférieure, on a aussi Ne < Nei ou $\frac{Ne}{Nei}.100 < 100\ \%$.

3) $\frac{ne}{nei}.100 > 100\ \%$ 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 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 maximum de telle sorte qu'il développe un couple inférieur à son couple maximum.

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 maximum est complètement utilisée;

2) Quand $\frac{ne}{nei}.100 < 100\ \%$, le moteur, bien qu'étant surchargé, ne peut pas développer sa puissance maximum.

La diminution de $\frac{ne}{nei}.100$ en 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 maximum.

136. b) $(\frac{Z}{Zi}.100)$.

Ce rapport donne, dans une certaine mesure, la <u>multiplication de couple</u> 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 maximum de l'engin et une transmission directe de la puissance moteur (transmission dont le rendement est supposé égal à 1).

137. c) <u>La courbe de rendement</u>.

C'est la courbe OABC dont le tronçon AC indique la zone normale d'utilisation du transformateur de couple, tandis que la ligne ADE donne la zone normale d'utilisation de la transmission.

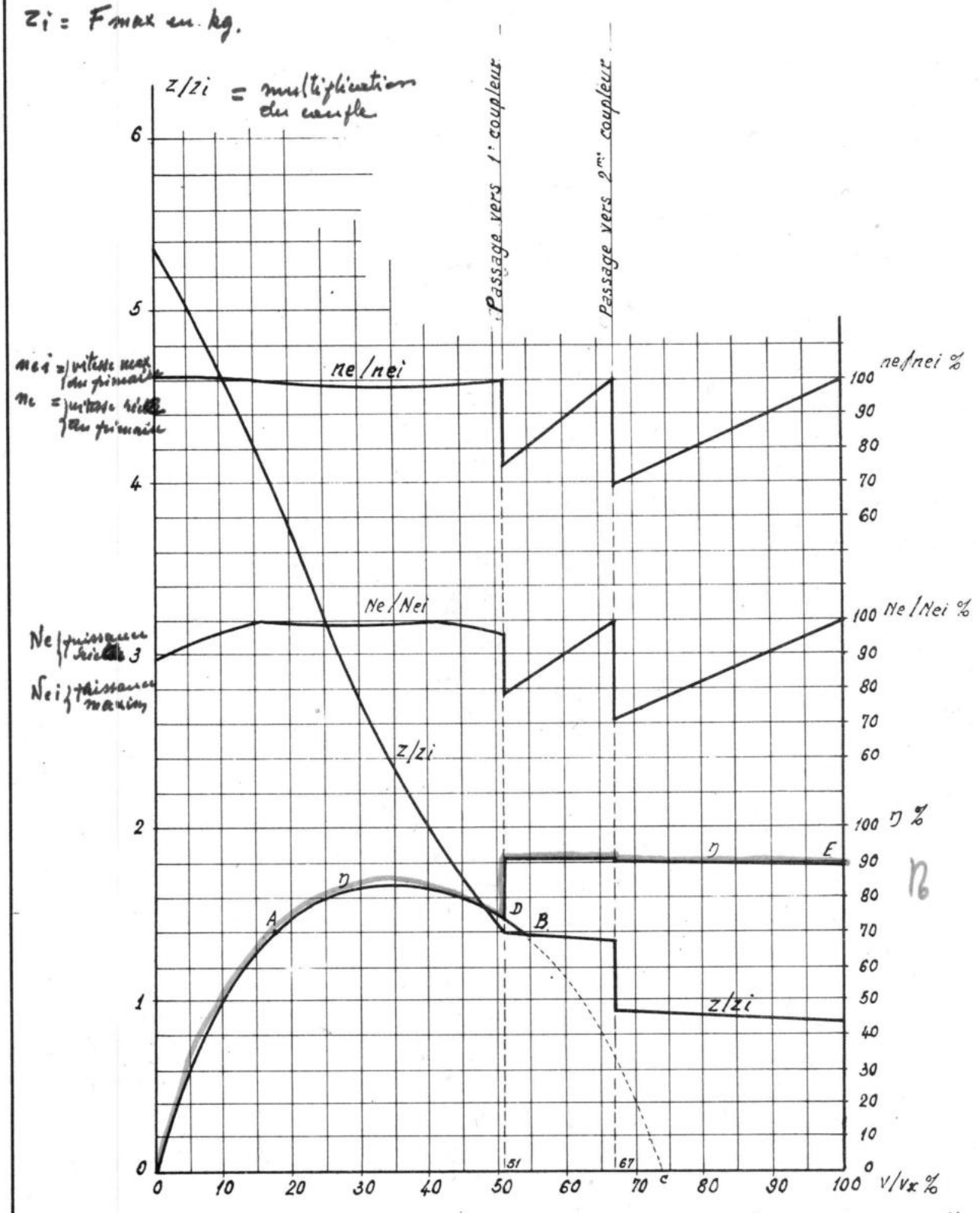
<u>Discussion de la figure 229</u>.

138. Au démarrage d'un engin diesel équipé d'une transmission "Voith type L 37 Z", composée d'un transformateur de couple et de 2 coupleurs, nous obtenons une multiplication du couple égale à 5,4 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.

z = F réel en kg.

z_i = F max en kg.



V = vitesse réelle en km/h

V_x = vitesse max. engin en km/h.

Fig. 229

Voith L 37 Z

Pour un rapport de vitesses $\frac{V}{Vx} = 0,67$, le 2e coupleur est enclenché. La multiplication moyenne du couple est alors 0,93.

Au démarrage de l'engin, le moteur diesel est peu 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 très fort au passage en second coupleur.

Le rendement maximum du transformateur atteint 83 %, du 1r coupleur 91 % et du 2e coupleur 90 %.

Tous les chiffres donnés intéressent uniquement l'arbre de sortie de la transmission.

Application :

139. Calculer l'effort de traction maximum d'une locomotive de manoeuvres équipée d'une transmission "Voith type L 37 Z" et dont la vitesse maximum est 60 km/h. La puissance de traction maximum est 500 ch.

Réponse :

$$Zi = \frac{Nei.270}{Vx} = \frac{500 \times 270}{60} = 2250 \text{ kg.}$$

L'effort de traction maximum, au démarrage, est :

5,2 x 2250 kg = 11 700 kg.

L'effort de traction maximum, en 1r coupleur, est :

2250 kg x 1,38 = 3 114 kg.

L'effort de traction moyen, en 2e coupleur, est :

2250 kg x 0,93 = 2 083 kg.

VIII. Méthodes pour la mise en service ou hors service des transformateurs de couple ou des coupleurs d'une transmission hydraulique.

140. Il faut distinguer les systèmes suivants pour la mise en service ou hors service, en temps opportun, des transformateurs de couple ou des coupleurs d'une transmission hydraulique composée.

a) Par remplissage ou vidange des transformateurs de couple ou coupleurs.

141. L'huile, mise sous pression par une ou plusieurs pompes montées dans le carter de la transmission, est envoyée aux transformateurs ou coupleurs à mettre en service par l'intermédiaire d'un ou plusieurs distributeurs.

La position de ces distributeurs détermine donc le remplissage du transformateur ou coupleur à mettre en service et la vidange de celui à mettre hors service.

La modification de la position du (des) distributeur(s) peut se faire :

142. 1) Non automatiquement par le déplacement d'une manette au tableau de bord du poste de conduite, comme c'est le cas pour la transmission "GTC4-SEM" sur les autorails t. 602, 603, 620.

Dans ce cas, le conducteur peut commander le passage de transformateur en coupleur à chaque instant voulu et inversément, ce qui est très désavantageux lorsque ce conducteur n'est pas renseigné exactement sur les prescriptions de transition.

Le système offre cependant certains avantages du fait de sa simplicité relative et parce qu'un bon conducteur peut adapter le moment de la transition à la charge et aux circonstances de marche de l'engin.

143. 2) Complètement automatiquement par un ou plusieurs régulateurs centrifuges entraînés par l'arbre primaire ou secondaire.

La mise en service ou hors service des transformateurs ou coupleurs peut ainsi se faire en fonction de la vitesse moteur n1 ou de la vitesse de l'engin (V ou n2) ou du rapport $\frac{n2}{n1}$, soit aussi $\frac{\text{vitesse de l'engin (V)}}{\text{vitesse moteur (n1)}}$.

144. La position des distributeurs d'huile peut aussi être influencée par la position du servo-moteur à combustible du moteur diesel, ce que nous avons appelé "influence primaire" dans la leçon précédente.

145. Le transformateur de certaines locomotives de manoeuvres peut, dans des circonstances déterminées, n'être rempli que partiellement, ce qui est appelé "marche en remplissage partiel".

146. On trouve de telles transmissions à commande automatique principalement sur les locomotives hydrauliques de manoeuvres et de route et sur certains autorails multiples.

Les types particuliers de transmission à commande automatique sont, à la S.N.C.B. :

1) Voith type L 37 (locomotives de manoeuvres t. 250, 232, 260....);
2) Voith type L 216 rs (locomotives de route t. 211-213 ,
3) . _); Voith type L 217 (locomotives de route t. 222.
4) Voith T 45 MZ (autorails t. 670).

147. b) Par <u>isolement du transformateur de couple</u> par rapport au moteur diesel et au véhicule par une <u>installation combinée : accouplement à disques roue libre</u>.

Le transformateur reste, dans ce cas, constamment rempli d'huile.

Nous trouvons ce système appliqué sur les transmissions Twin-Disc des autorails t. 604 et des locotracteurs t. 230 et 231.

19e leçon. A lire

18/2/69

Suite B. Les transmissions hydrauliques.

IX. Etude de la transmission hydraulique SEM type GTC 4 (K 104 et K 114) montée sur les autorails t. 602-603-630.

a) Généralités :

148. La transmission hydraulique SEM type GTC 4 (K 104 et K 114) qui absorbe à 1350 t/min une puissance de 360 ch comprend les 3 parties principales suivantes (fig. 230) :

1. La partie transmission proprement dite (A) : se composant d'un transformateur de couple (T) et 1 coupleur (C).

2. L'inverseur (B)basé sur le principe de 2 séries d'engrenages à nombre pair et impair d'engrenages embrayables par un manchon muni d'accouplements à griffes.

3. Les arbres d'entraînement (D) de certains appareils auxiliaires tels que ventilateurs de refroidissement, compresseur et dynamo.
L'entraînement des ventilateurs de refroidissement se fait par un coupleur (Cv) rempli dès que l'eau de refroidissement du moteur dépasse une température déterminée (été : 65° - hiver : 75°C) et vidé lorsque la température atteint le minimum autorisé (50°C).

149. Une pompe centrifuge "PC" montée dans le carter de la transmission fournit la quantité nécessaire d'huile sous pression pour :

1. Le remplissage du transformateur "T" ou du coupleur "C".
2. Le remplissage éventuel du coupleur (Cv) pour l'entraînement du ventilateur.
3. La circulation de l'huile dans l'installation de filtrage et de refroidissement.
4. Le graissage des roulements de la transmission et des engrenages.

b) Commande de la transmission.

150. La commande de la transmission se fait "non automatiquement" au moyen des manettes d'inversion et de réglage du combustible "CI" et "CC" montées sur les tableaux de bord des postes de conduite de l'autorail.

Les circuits électriques et pneumatiques commandés par les manettes "CI" et "CC" sont représentés schématiquement aux figures 231 et 232.

1. L'inverseur.

151. Suivant l'alimentation des électrovalves "EVA" ou "EVR", déterminée par la position de la manette "CI", le manchon

Van Autryve – 250269. 12.65(200)

d'accouplement à griffes est placé en marche avant ou arrière par le servo-moteur "SI".

Cela n'est possible qu'après déverrouillage de son levier de commande par l'admission d'air comprimé à un servo-moteur de verrouillage. Cela se fait par l'électrovalve "EVD" alimentée en appuyant le bouton poussoir "D".

2. Le transformateur de couple "T".

152. Les contacts "b" et "d" fixés sur le tambour de la manette "CI" sont normalement fermés lorsqu'elle est placée sur une position de marche "AV" ou "AR". Si la manivelle "CI" se déplace vers sa position "C", le contact "d" s'ouvre et le contact "b" reste fermé (fig. 232).

Le contact "c", monté sur le tambour de la manette de réglage du combustible "CC" n'est fermé que lorsque cette manette se déplace de sa position "V" (moteur au ralenti) vers une de ses positions de marche (T, C_1, C_2 ou C_3).

Les contacts "b", "c" et "SHM" (pédale de veille automatique" déterminent l'alimentation de l'électrovalve EVT1, le contact "d" détermine l'alimentation de l'électrovalve EVT2.

Ces 2 électrovalves commandent le remplissage ou la vidange de "T" ou "C".

En effet (voir fig. 231), la pompe à huile PC envoie l'huile sous pression vers la soupape de traction "ST". En position repos (pas d'air au-dessus de son piston "p") sa soupape "S" empêche, à cause du ressort "r", toute alimentation d'huile vers le distributeur "DS". Ce distributeur règle l'arrivée d'huile à "T" ou "C".

En plaçant l'engin en traction ("CC" placé sur une de ses positions de marche), l'électrovalve EVT1 est excitée et l'air comprimé du réservoir "62" est admis au-dessus du piston p via l'électrovalve 67.

La soupape "S" se soulève et l'huile passe vers le distributeur "DS".

Comme l'électrovalve 67 est alimentée via les contacts des appareils de sécurité du moteur diesel, lors d'une irrégularité au moteur, la transmission est immédiatement mise hors service (interruption de l'alimentation d'air à ST).

Si, en même temps que EVT1, on excite l'électrovalve EVT2 (contact d fermé), la pression d'air est aussi admise à gauche du piston "p" du distributeur DS.

La soupape S est poussée sur son siège de droite et l'huile est admise au transformateur de couple "T". L'électrovalve EVT2 admet aussi l'air à la base du piston p de la soupape "SVAT"; la soupape "S" empêche l'évacuation de l'huile hors du transformateur "T". Le transformateur de couple est ainsi rempli et en service.

3. L'accouplement hydraulique "C".

153. Si on déplace la manette d'inversion "CI" vers sa position "C", l'électrovalve EVT2 est désexcitée. Le piston P de DS se déplace vers la gauche sous la poussée du ressort r et la soupape S est pressée sur son siège de gauche. Ainsi, l'alimentation d'huile à T est interrompue et le coupleur C est rempli. En même temps, le piston P de SVAT est poussé vers le bas par le ressort r. La soupape S, en se soulevant, laisse écouler vers le carter de la transmission l'huile contenue dans le transformateur T. Le transformateur de couple se vide.

Le placement de la manette CC sur la position V (marche au ralenti du moteur) coupe l'excitation de EVT1. La soupape de traction ST interrompt l'alimentation d'huile au distributeur DS. Le coupleur n'est donc plus alimenté.

Ce dernier se vide alors automatiquement par les soupapes de vidange rapides à la périphérie de son carter. Ces soupapes SVRC sont représentées schématiquement à la figure 233.

154. Une soupape de vidange rapide consiste en un logement de soupape "21", un siège de soupape "22" et un diaphragme "23". Le couvercle "24" fixe le siège de soupape par la bague intermédiaire Y. Le diaphragme "23" peut ainsi se soulever d'une hauteur dépendant de l'épaisseur choisie pour Y.

Le couvercle 24 possède une rainure circulaire 25 dans laquelle débouchent les ouvertures 26. Celles-ci relient la chambre 27 au-dessus du diaphragme au canal 28 par lequel l'huile sous pression est amenée au coupleur.

D'autre part, la rainure circulaire 29 sous le logement de soupape permet de relier la chambre 30 au carter (canal 31).

Le diaphragme 23 consiste en une plaque circulaire très légère poussée sur son siège par la pression pl de l'huile dans le canal 28.

Le diaphragme est soumis à deux forces inégales :

a) La force pl Sl résultant de la pression de l'huile amenée pour le remplissage du coupleur. Cette pression agit sur toute la surface de la soupape Sl.

b) La force p2 S2 par suite de la pression existant dans le coupleur p2.

Cette pression agit sur la surface centrale S2 de la soupape. Les surfaces S1 et S2 sont calculées pour que, tant que le coupleur est alimenté en huile sous pleine pression, la force p2 S2 est inférieure à la force p1 S1. Le diaphragme reste ainsi pressé sur son siège de sorte que la liaison entre la chambre intérieure du coupleur et le carter est interrompue.

En arrêtant l'alimentation d'huile au coupleur, le canal 28 se vide par l'ouverture 32 et le diaphragme se soulève sous l'influence de la pression p2. Le coupleur se vide par la chambre 30 et le canal 31.

L'huile est expulsée et retourne au carter de la transmission.

c) Refroidissement et filtration de l'huile de la transmission.

155. Pendant le fonctionnement du transformateur de couple, l'huile, à cause de son échauffement (rendement limité au maximum à 70 - 75 %), doit être constamment renouvelée. Cela se produit par les ouvertures de fuite par lesquelles l'huile retourne en quantité limitée au carter.

Une partie de l'huile du carter est envoyée par la pompe à huile, via le filtre FSD, au réfrigérant REH parcouru par l'eau de refroidissement du moteur (voir fig. 231).

Le filtre FSD est muni d'une soupape de by-pass qui s'ouvre lorsque la résistance des éléments filtrants devient trop élevée ou la pression dans le circuit d'huile dépasse une certaine valeur (1,5 kg/cm2).

X. La transmission hydraulique "Twin-Disc".

a) Généralités.

156. La partie principale de toute transmission hydraulique "Twin-Disc" est le transformateur de couple à 3 étages. Il consiste en une roue pompe "p", trois turbines t1, t2 et t3 reliées entre elles et 2 stators s1 et s2 reliés au carter à l'arrêt.

La fig. 235 donne la représentation en coupe du transformateur de couple et de l'écoulement de l'huile à l'intérieur.

La fig. 236 représente les parties du transformateur.

Schéma de la distribution d'huile de la transmission SEM type GTC 4

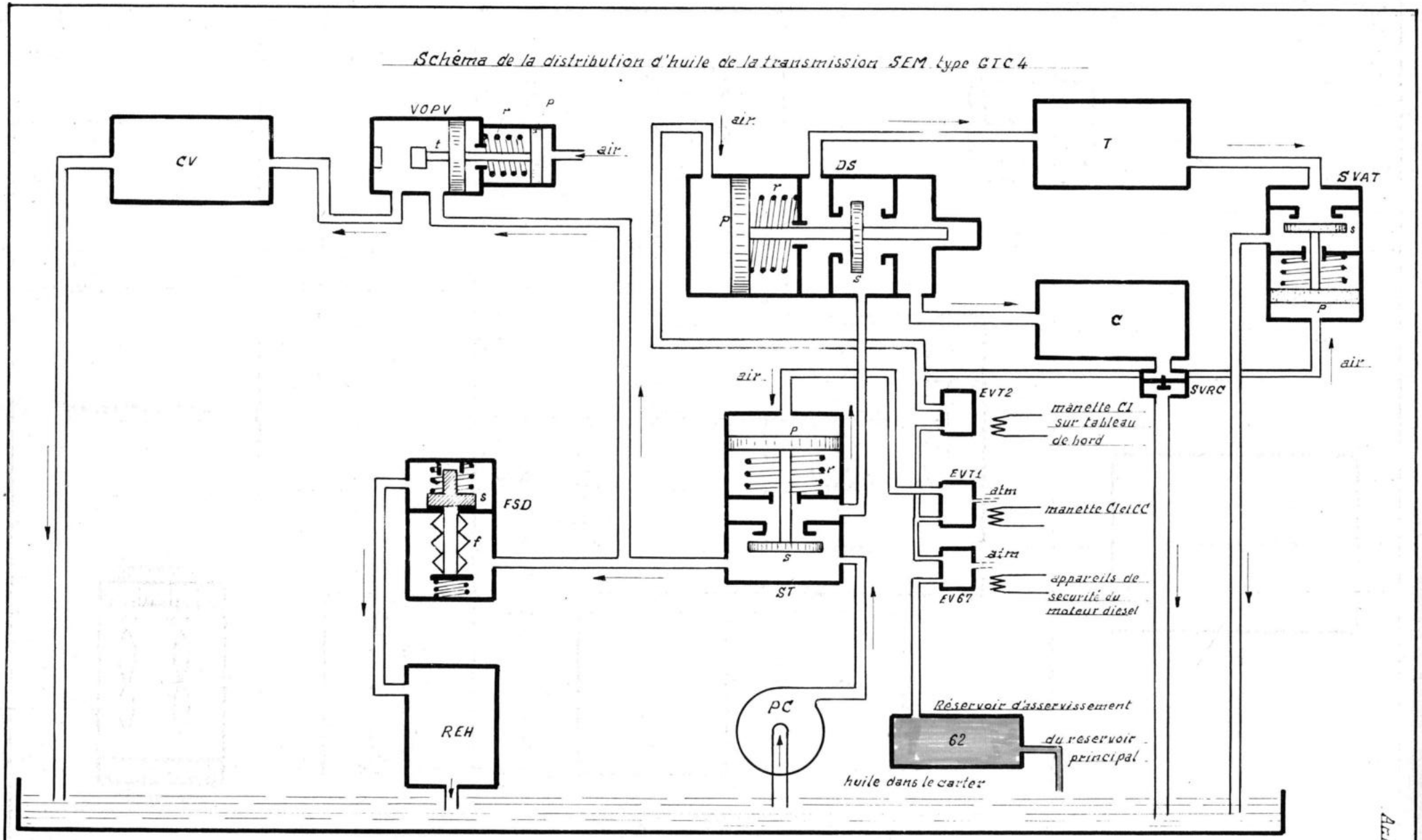


Fig. 231

C. 1260
19 T 7

Annexe 127

Schéma de la transmission hydraulique S.E.M. type GTC 4

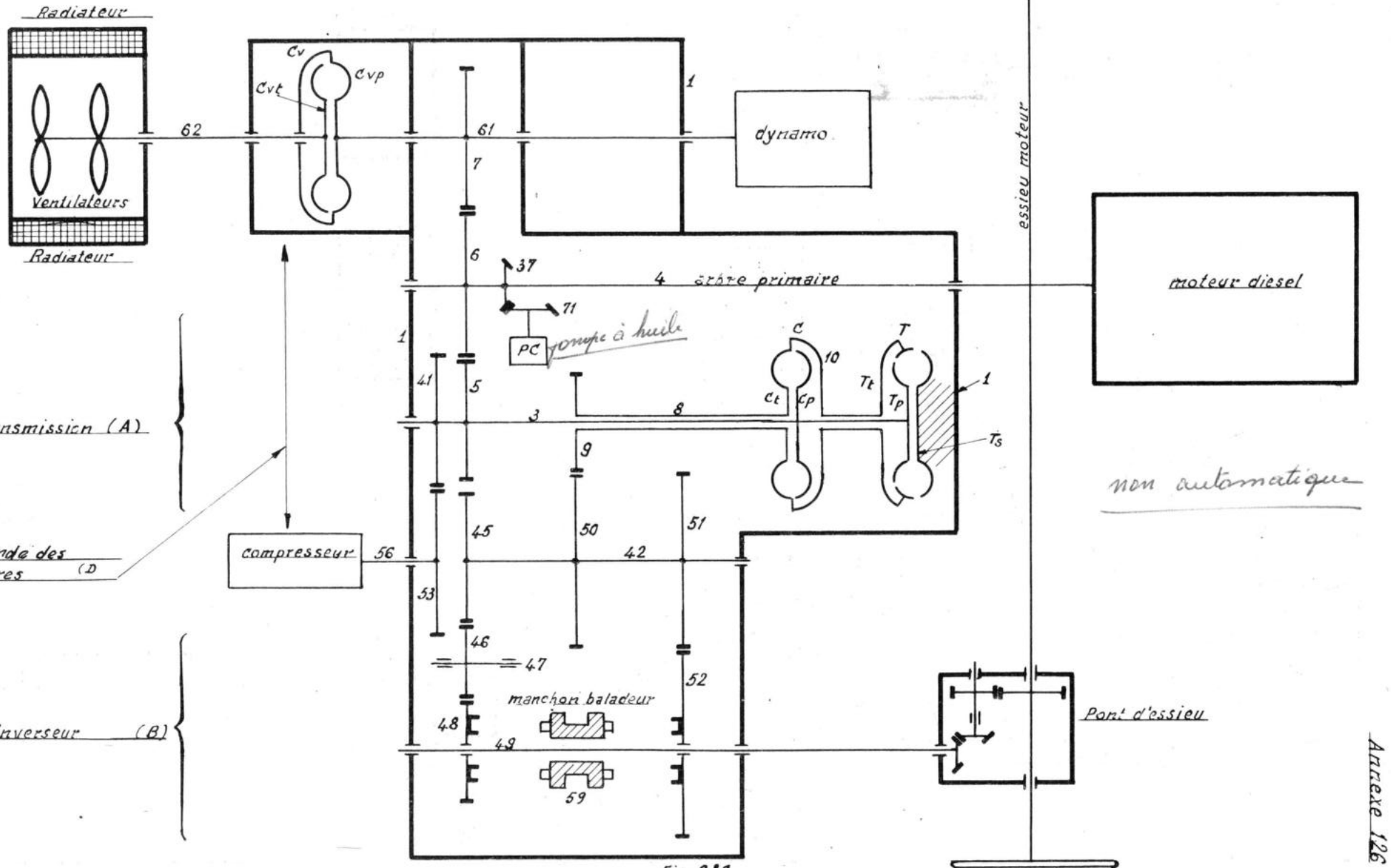


Fig. 230

C 1260
19.7

Annexe 126

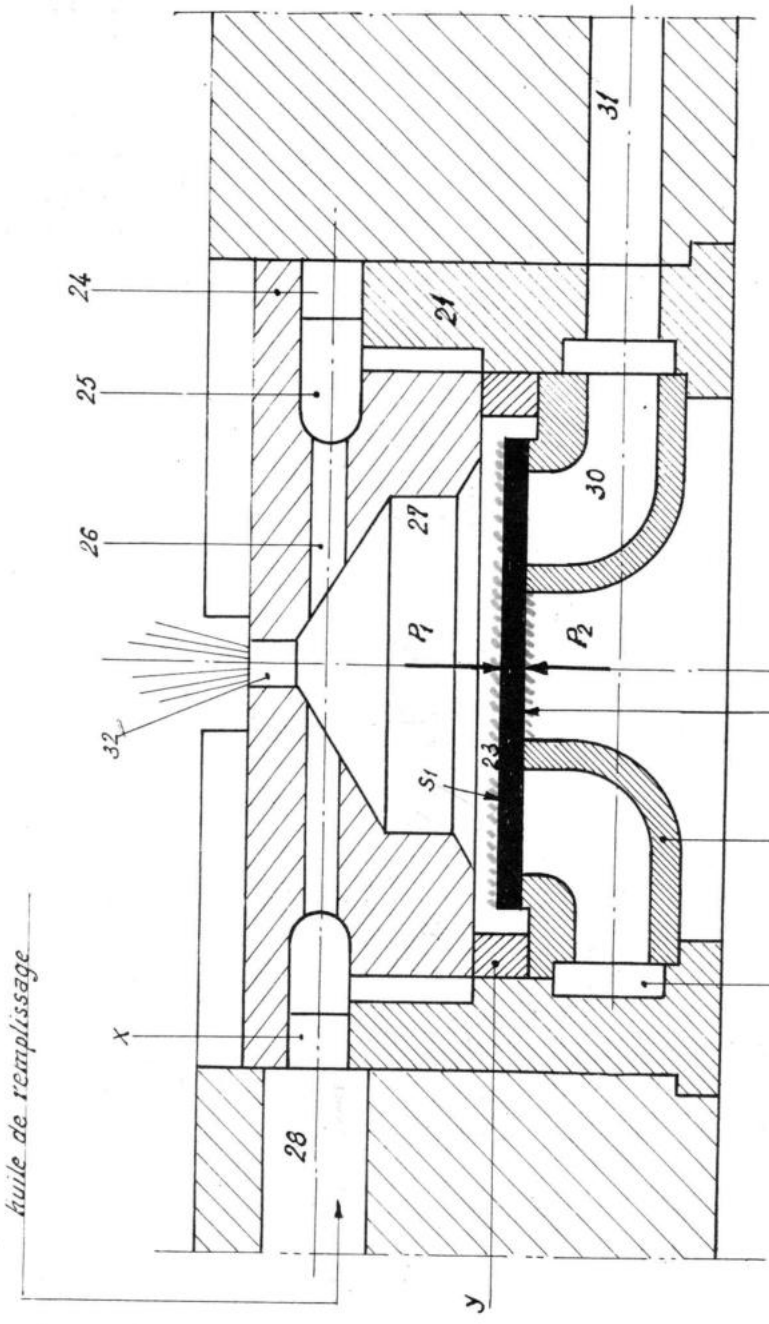
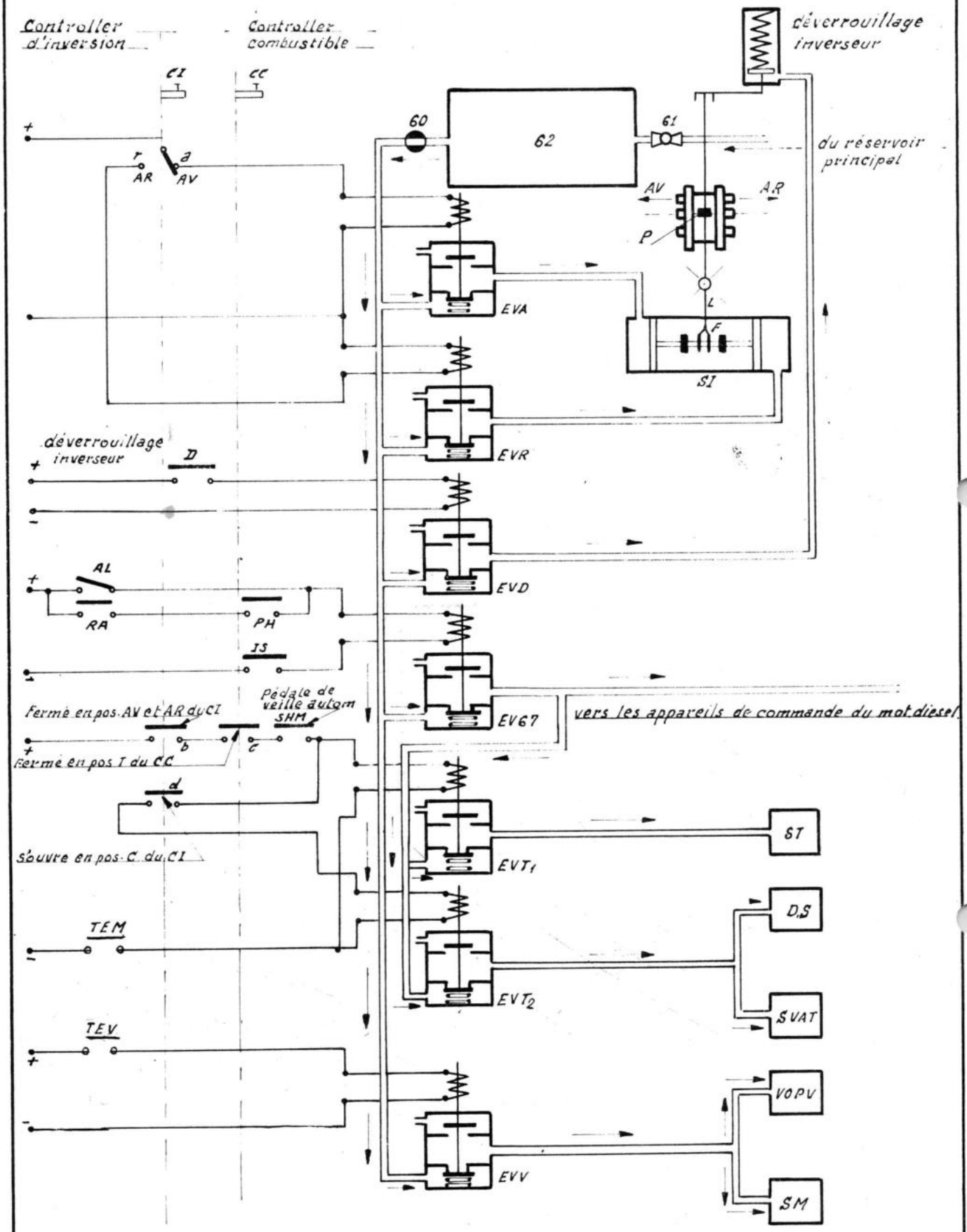

soupape de vidange rapide
huile de remplissage
p1.s1 > p2.s2
faut que l'huile de remplissage arrive
24
25
26
32
X
28
y
21
31
30
27
P1
P2
S1
S2
23
22
29

Fig. 233



Schema de la commande de la transmission S.E.M.t. G.T.C.4

Fig. 232

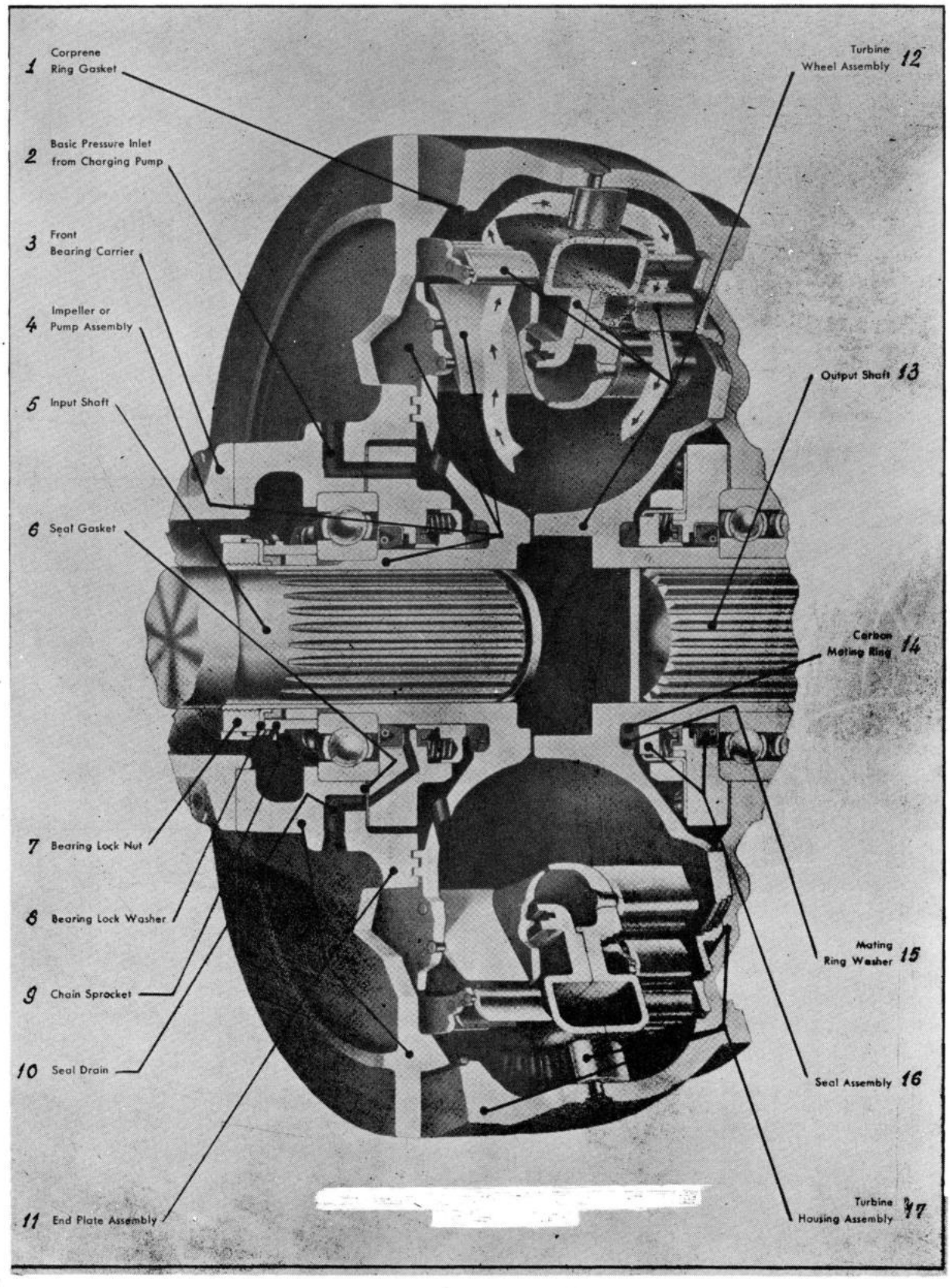


Fig. 235

1 : Joint de carter
2 : Admission d'huile
3 : Logement de roulem.
4 : Roue pompe
5 . Arbre d entree
6 : Joint
7 : écrou de blocage p^r 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'étanchéite en carbone
15 : Rondelle de serrage
16 : Joint d'étanchéité
17 : Carcasse

C. 1260
19 ^me L

Représentation schématique d'un transformateur Twin-Disc

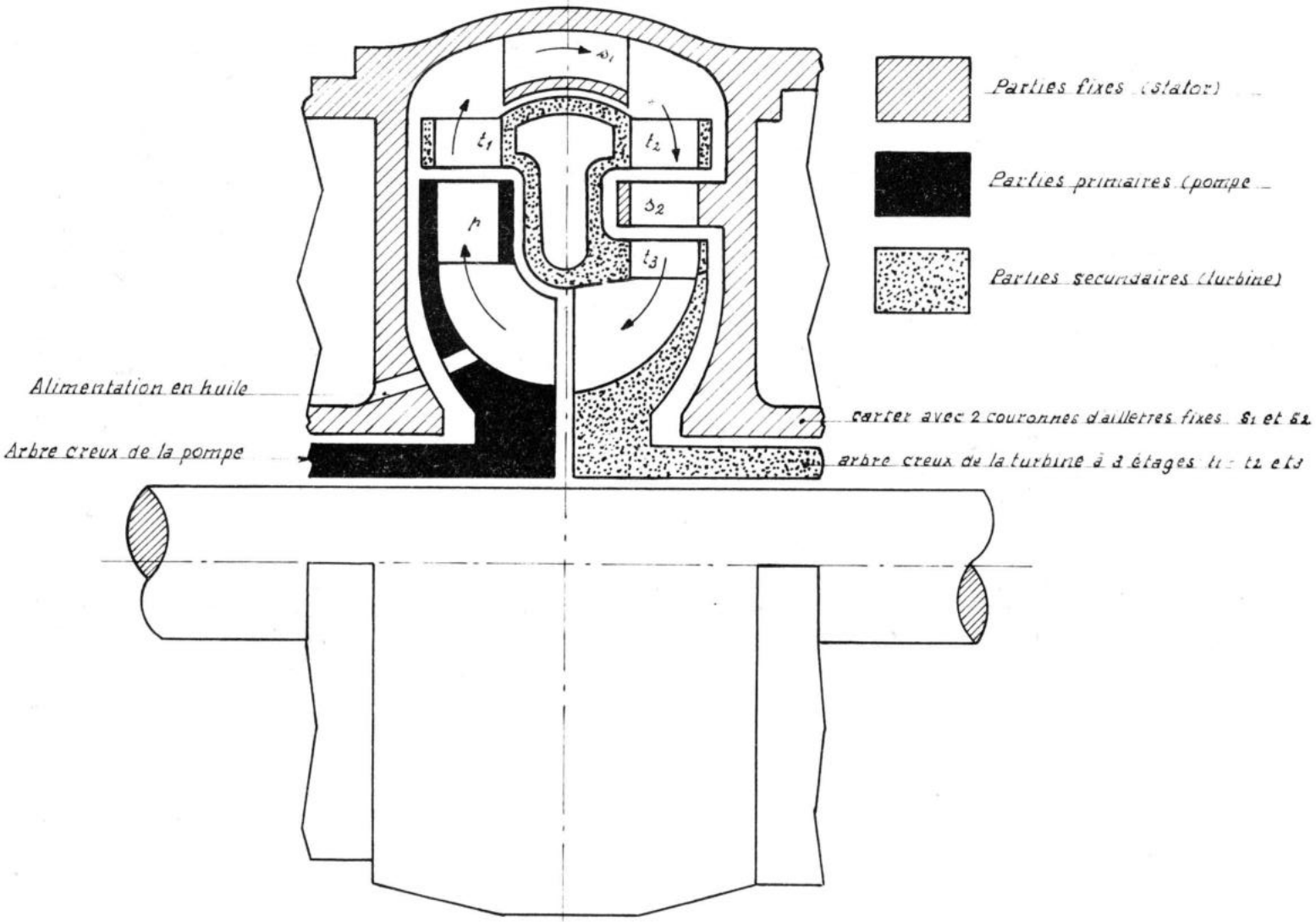


Fig. 234

Annexe 130

C.1260
1967

Locotracteur - Représentation schématique de la motorisation

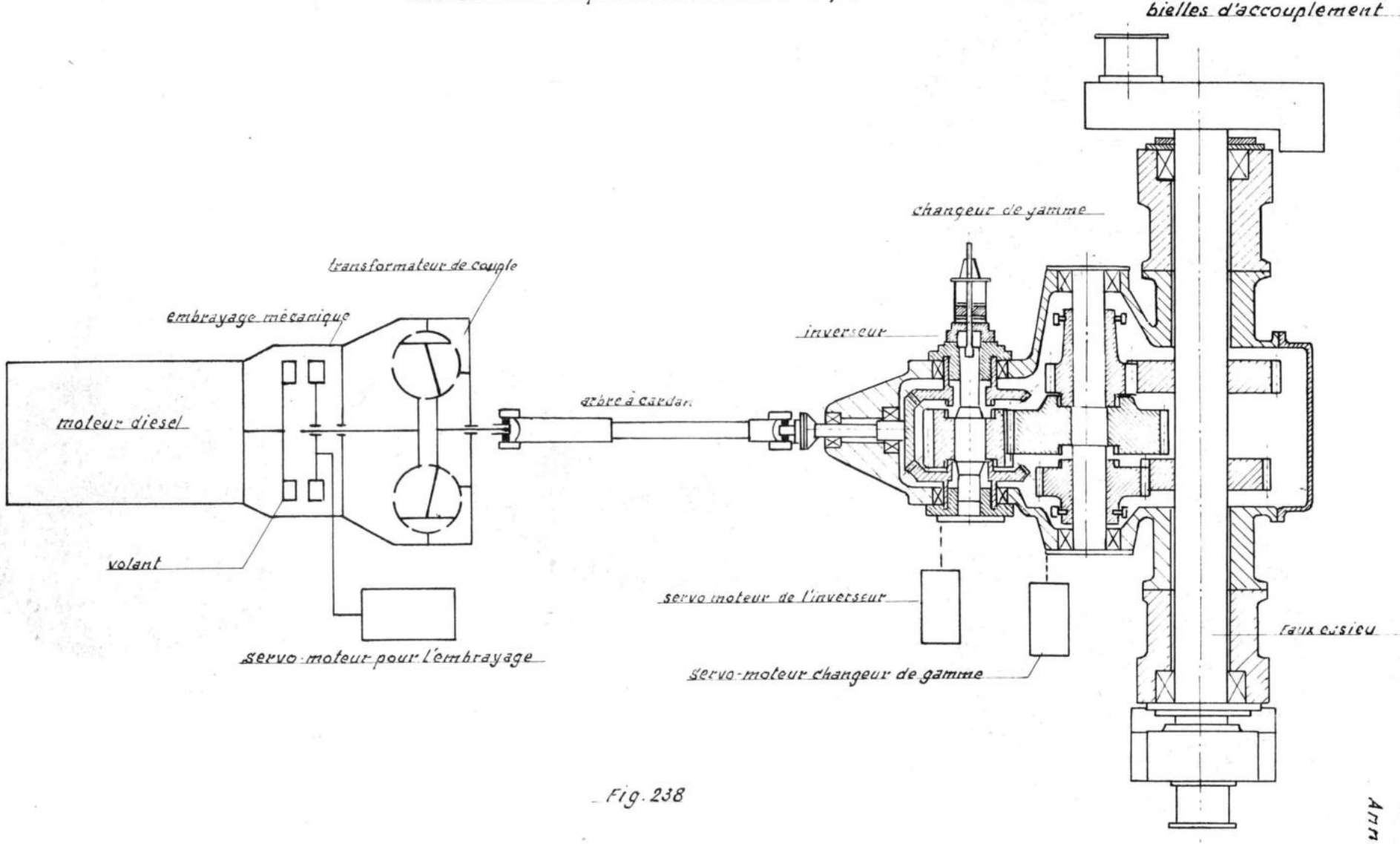
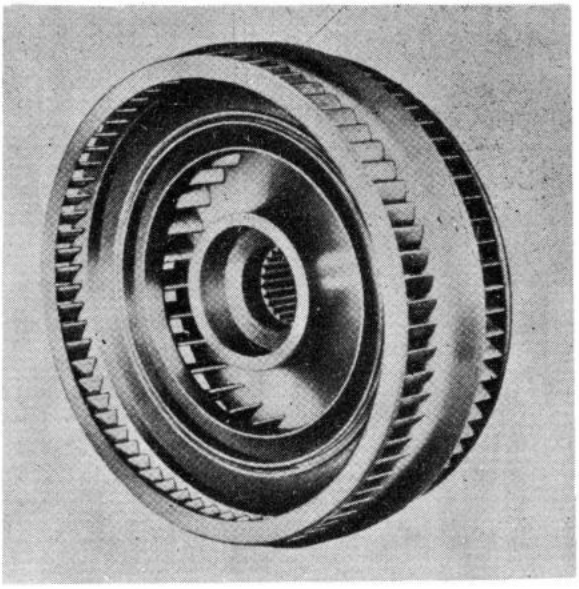
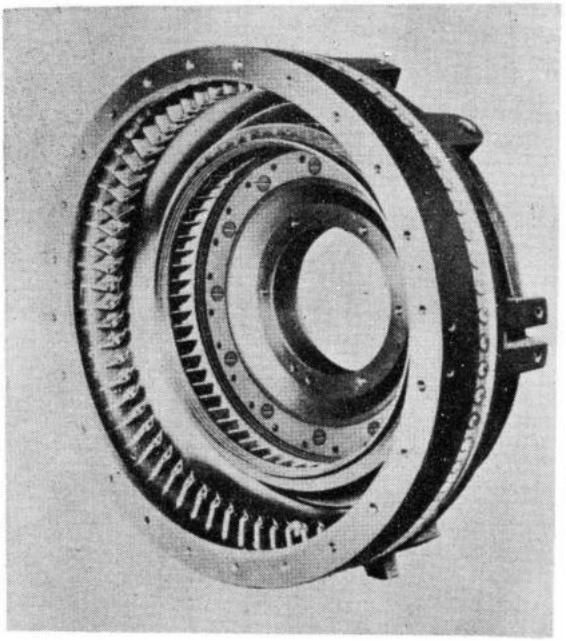


Fig. 238

Annexe 133

C. 1260
19 mai 7





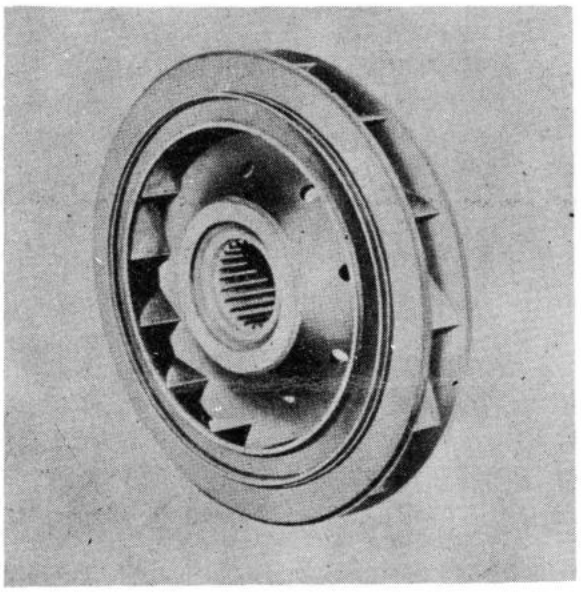


Fig. 236

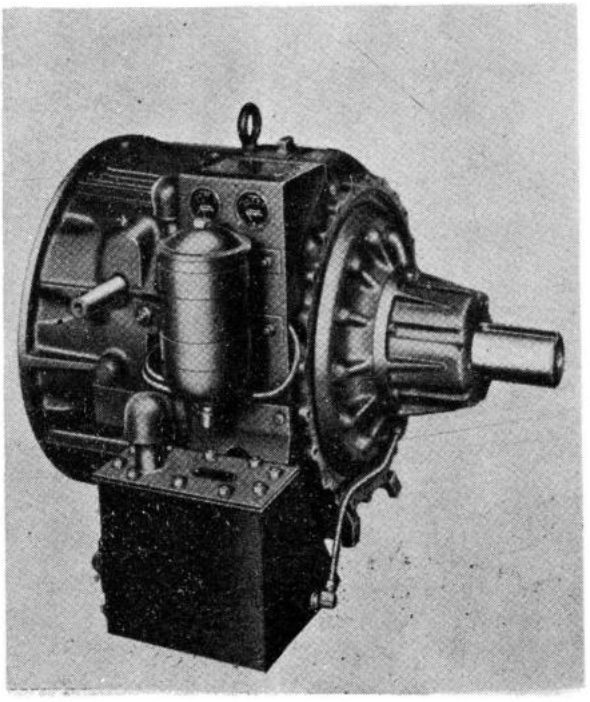


Fig. 237

"Over Center" Embrayage à disques de la transmission CF

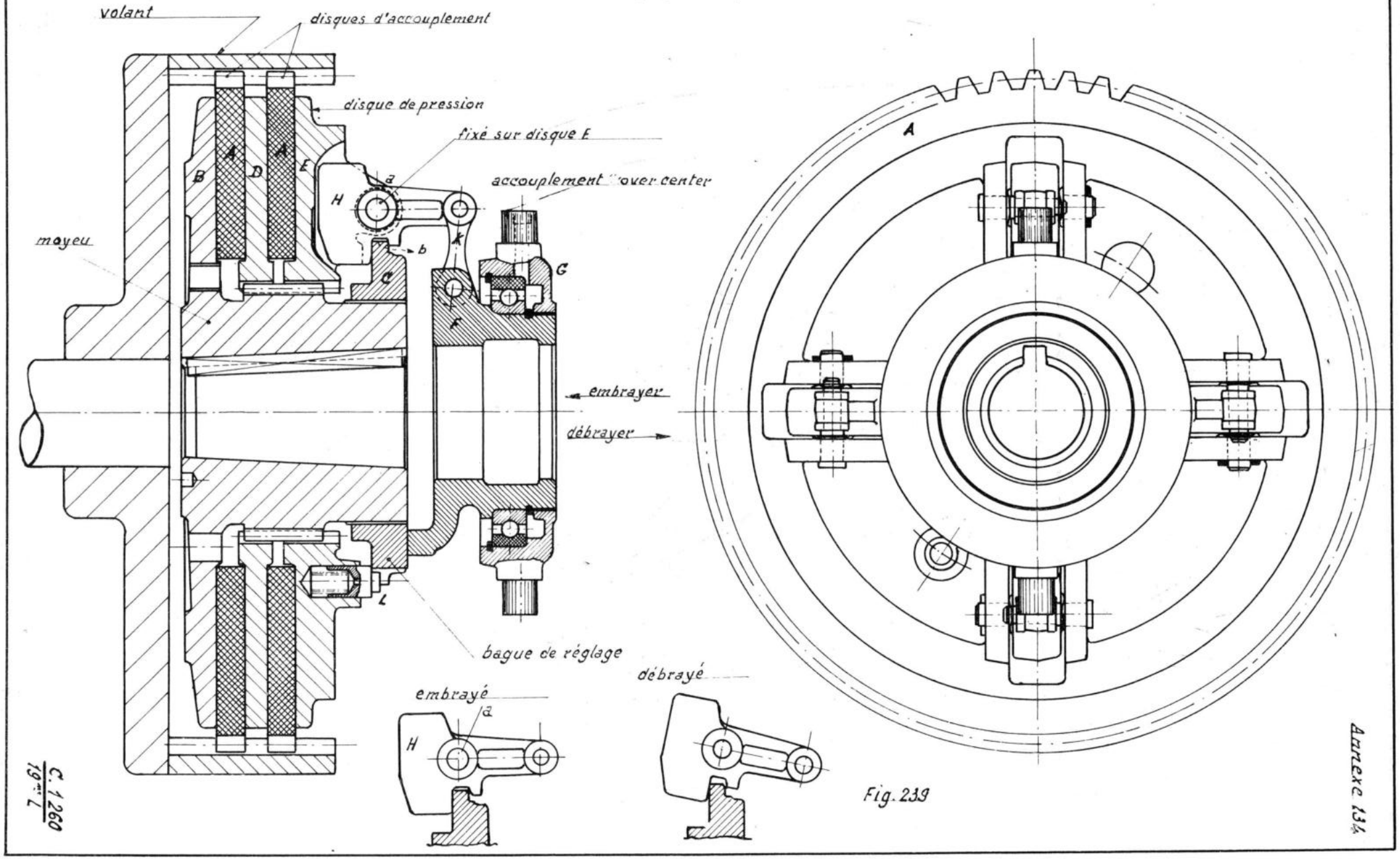


Fig. 239

C. 1260
19ème L

Annexe 134

Autorail type 605 - disposition des ponts d'essieux

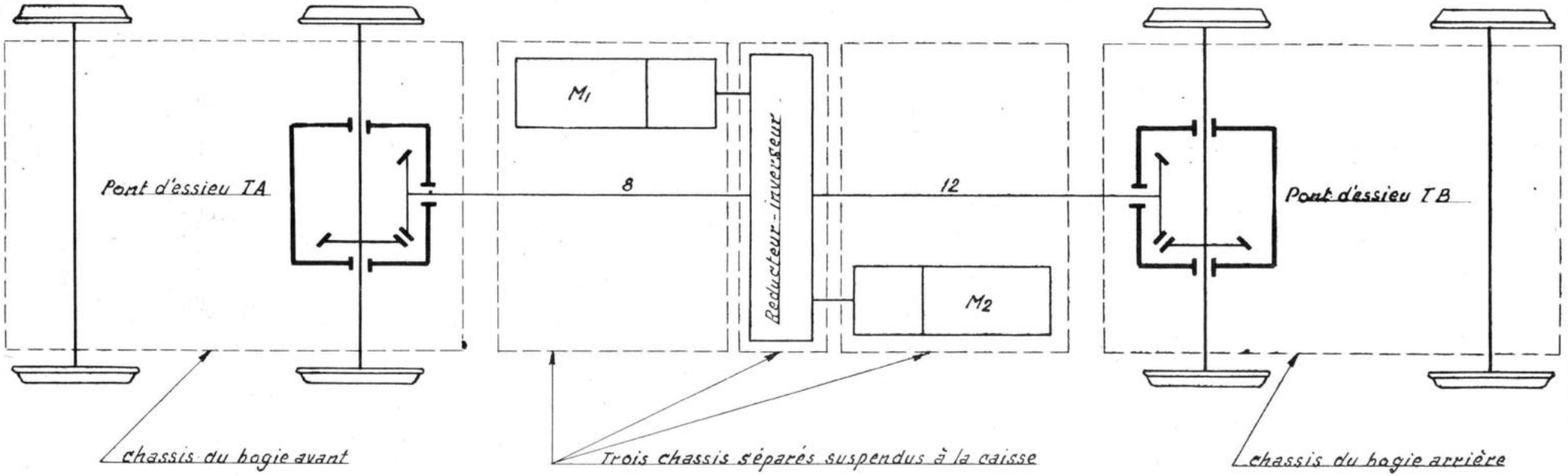


Fig. 240

C. 1260
19 m. 7

Annexe 135

Equipement des autorails type 605 - deux groupes moteur - convertisseur et boîte réducteur - inverseur U.M.H.

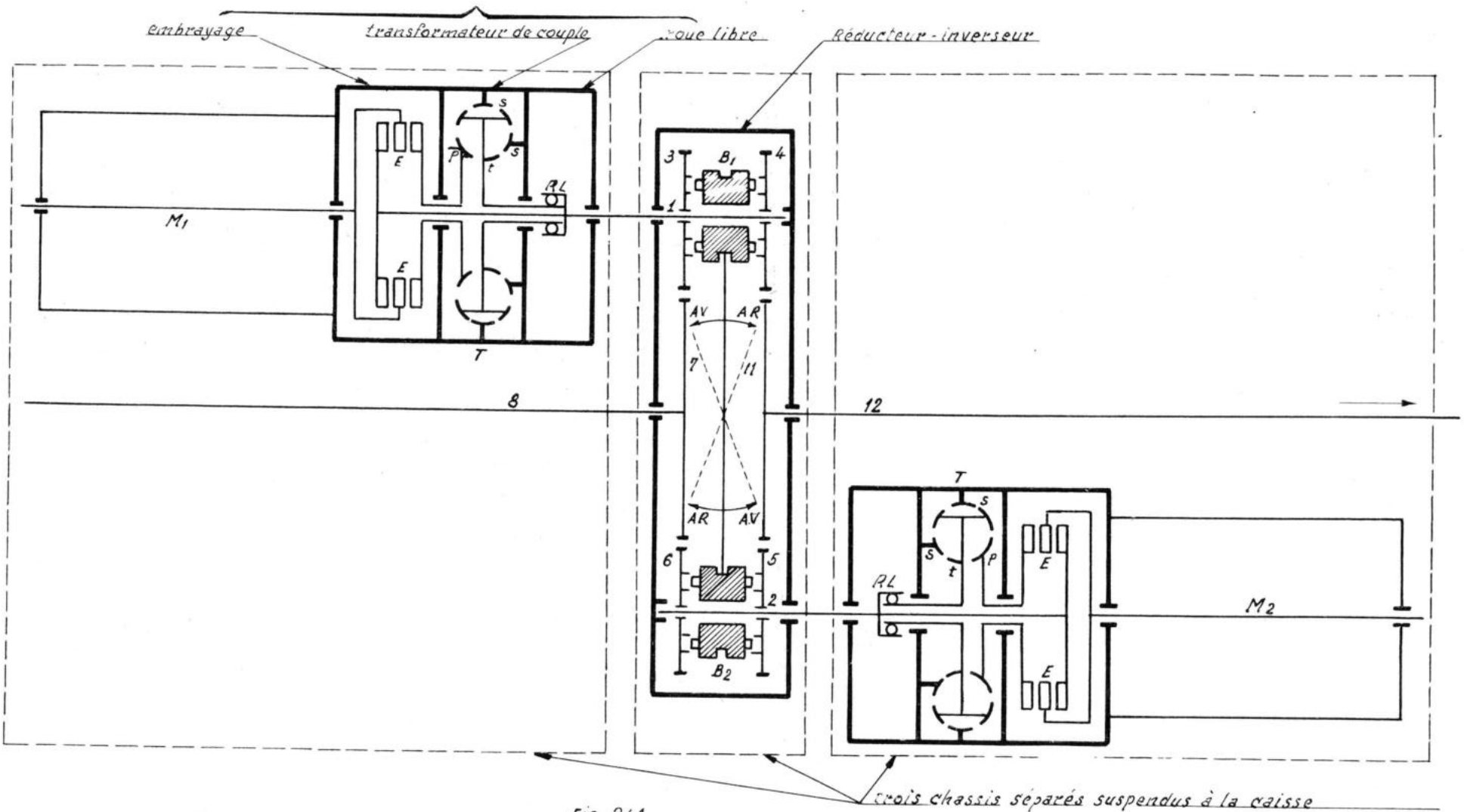


Fig. 241

C 1260
19.7

Annexe 136

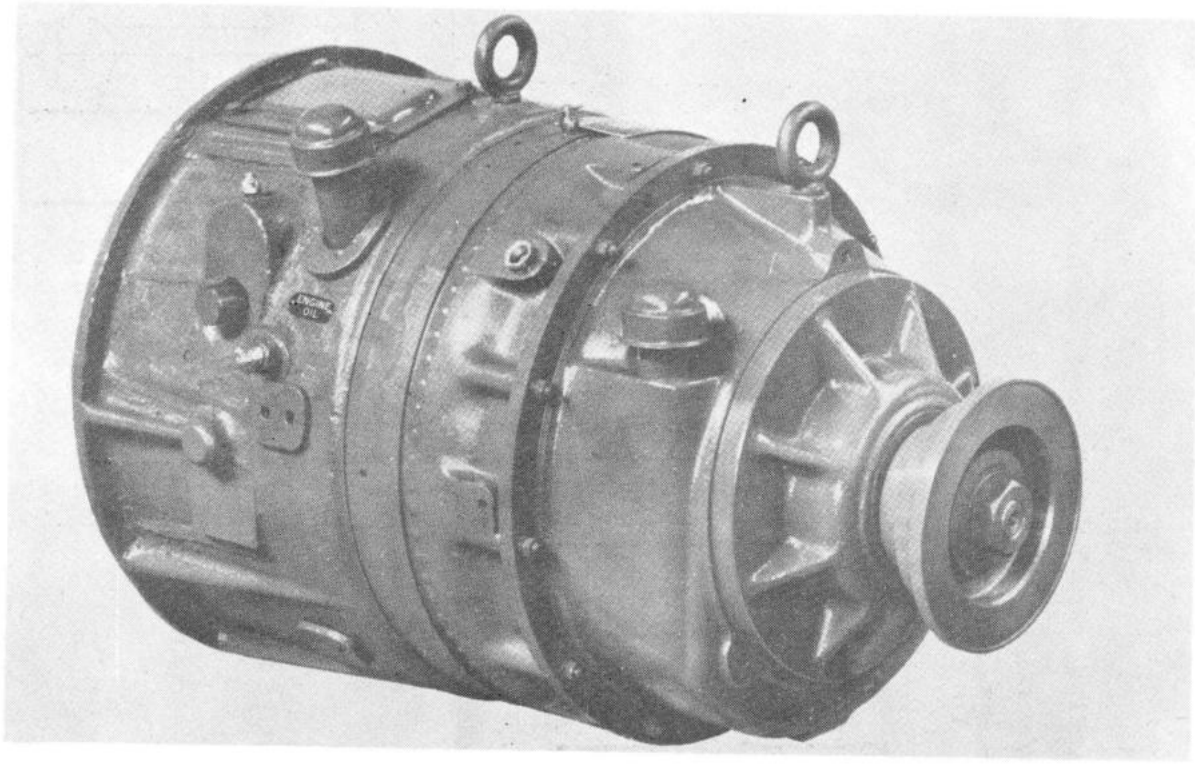


Fig. 242

Autorails type 604 - Dispositif d'attaque des essieux du bogie moteur

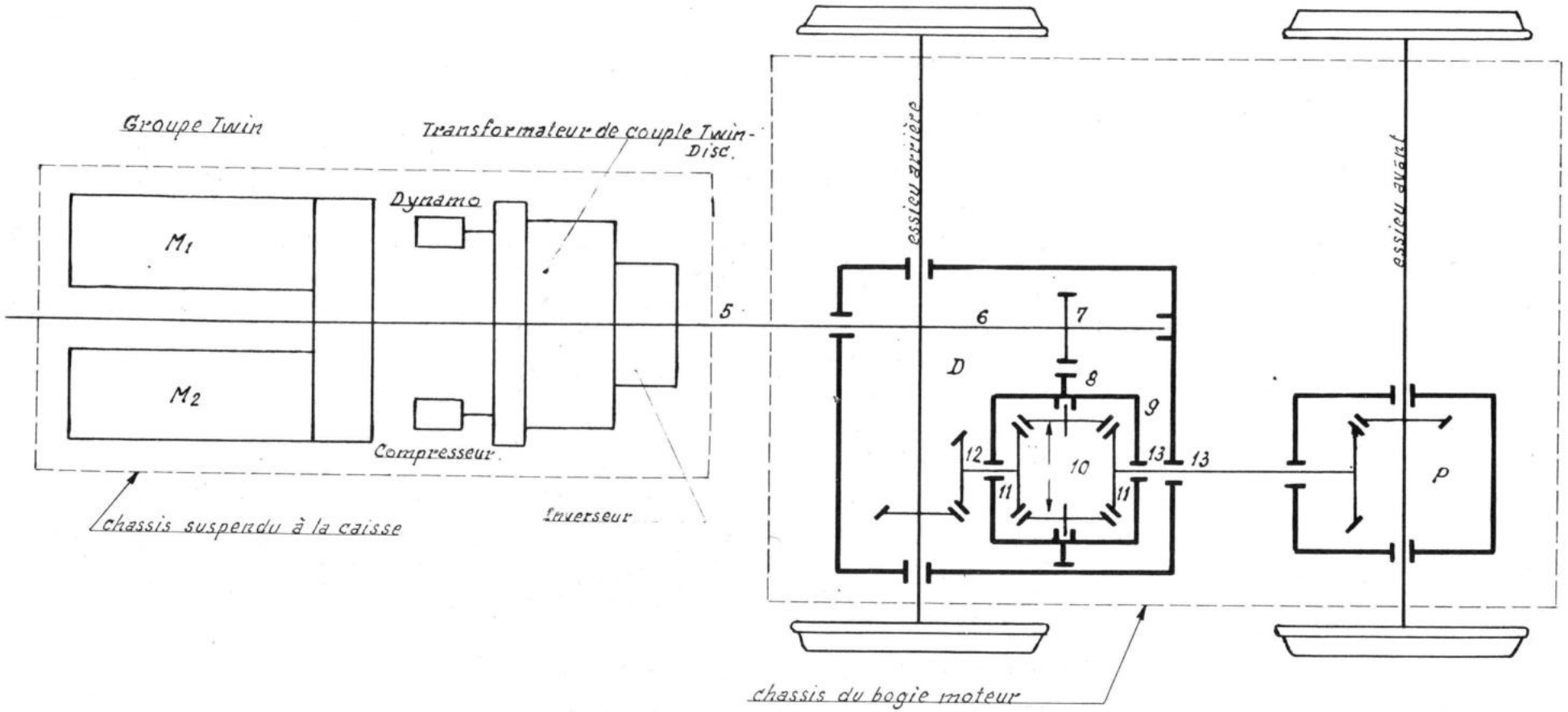
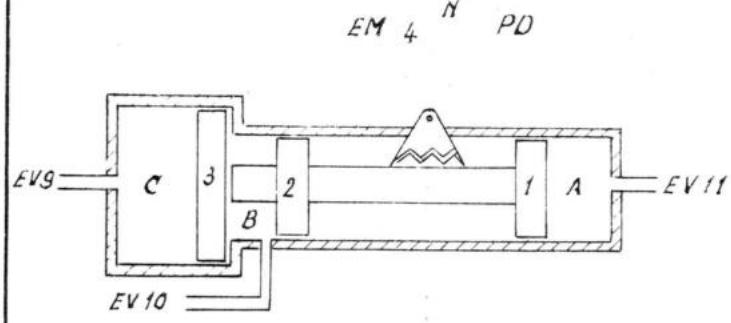


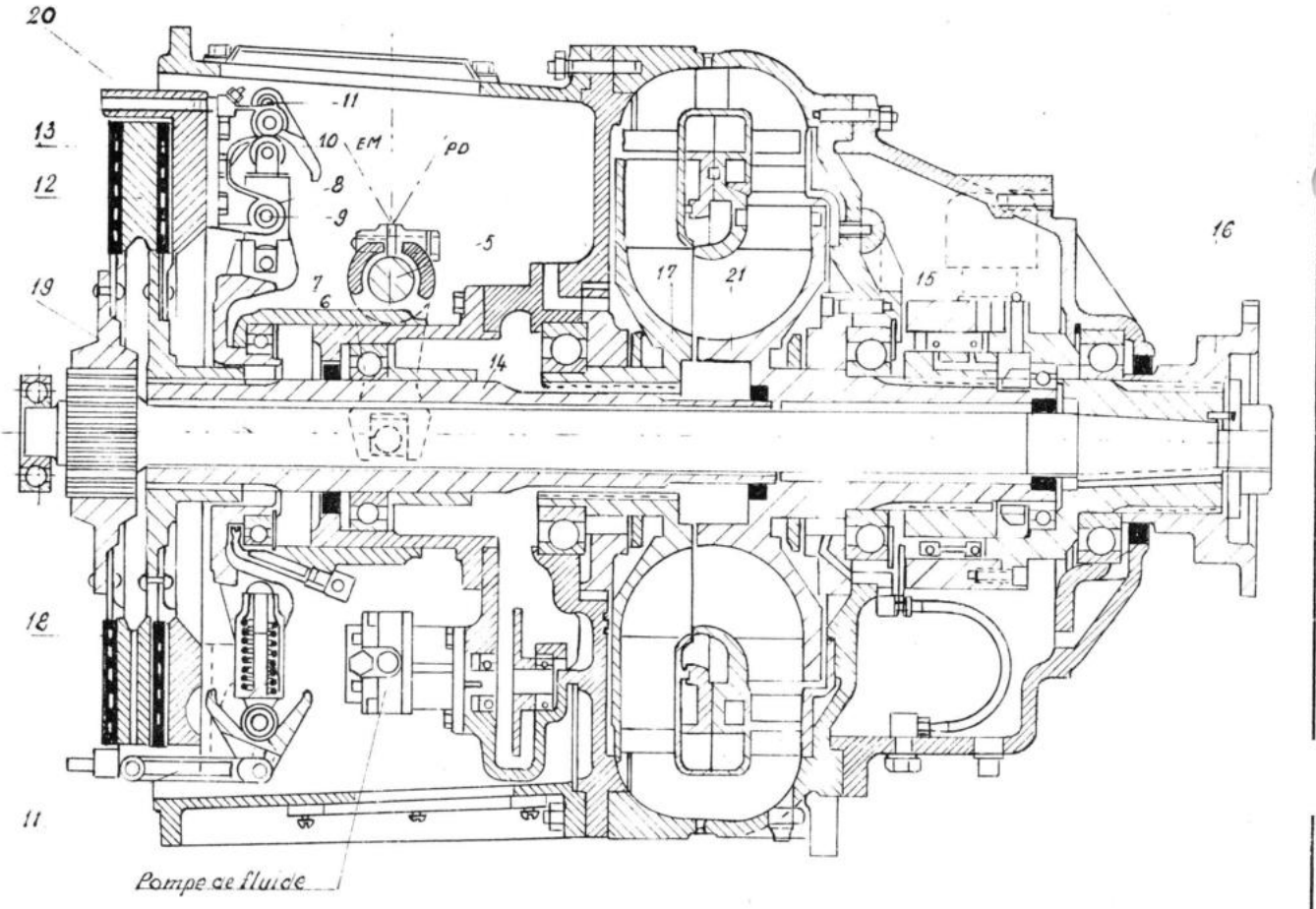
Fig. 244

C. 1260
19 mai L

Annexe 139

Transformateur de couple et prise directe AR t. 605





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 pt transform. de couple
14 : arbre creux
15 : roue libre
16 : plateau d'entraînement
17 : roue pompe
18 : disque d'acc. pour P.D.
19 : arbre de prise direct
20 volant
21 . roue turbine

Fig. 243

"Twin Disc" AR.t. 604. Graissage

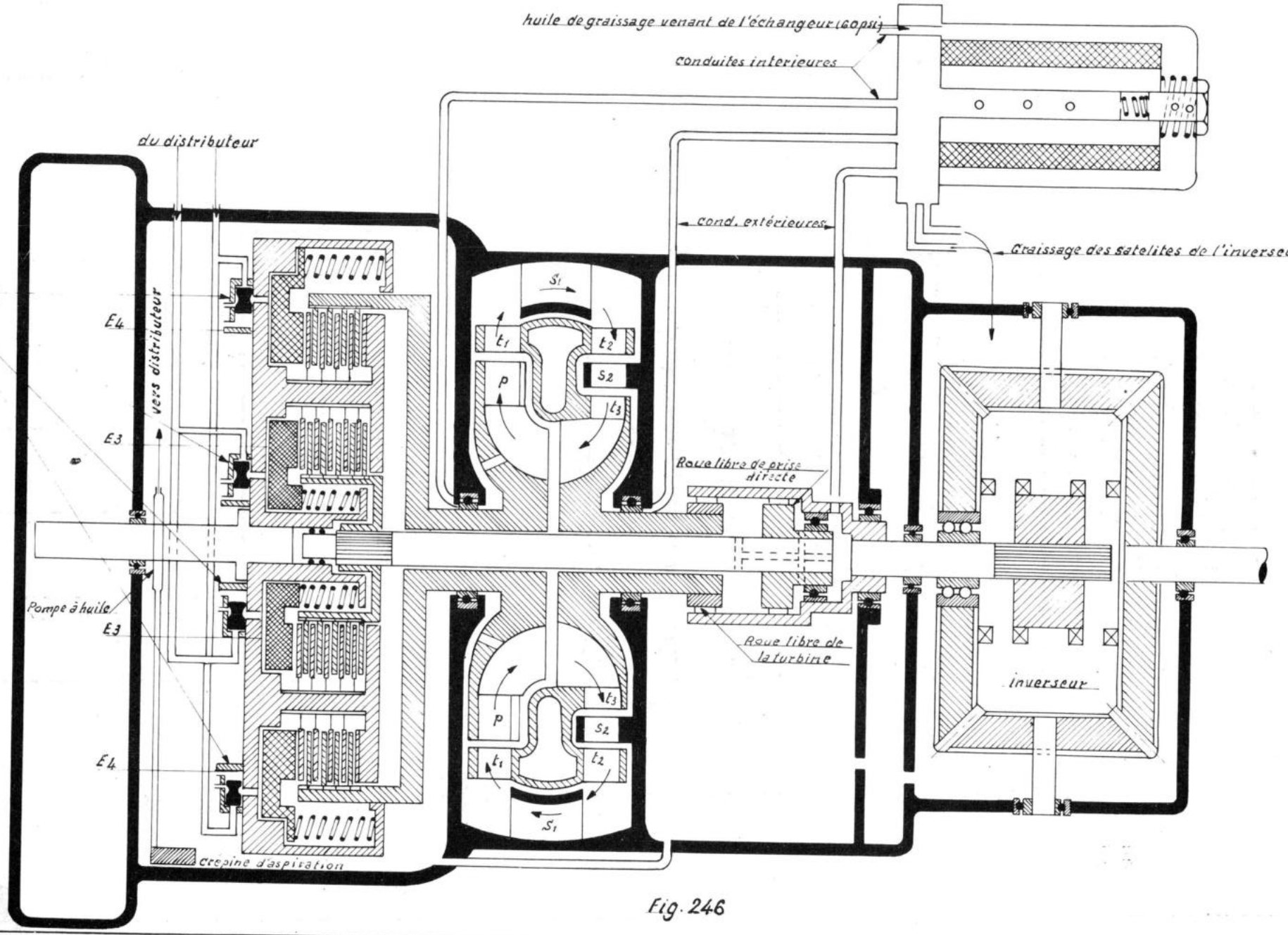


Fig. 246

C1260
19m.7

Annexe 141

Equipement des autorails type 604 groupe moteur Twin avec convertisseur Twin Disc série 11500 DFFR

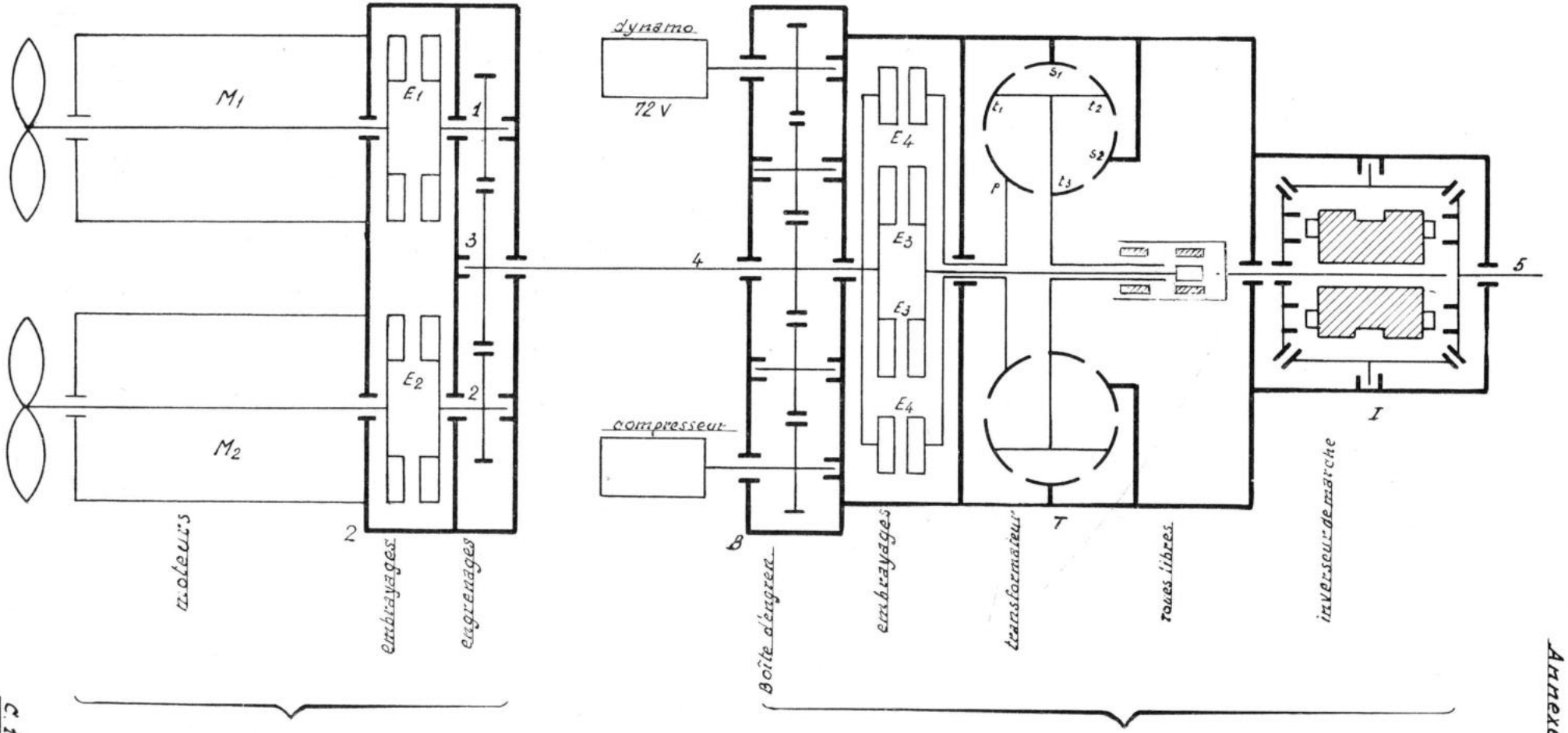


Fig. 245

C. 1260
19. 7

Annexe 140

Circuits d'huile du transformateur Twin-Disc

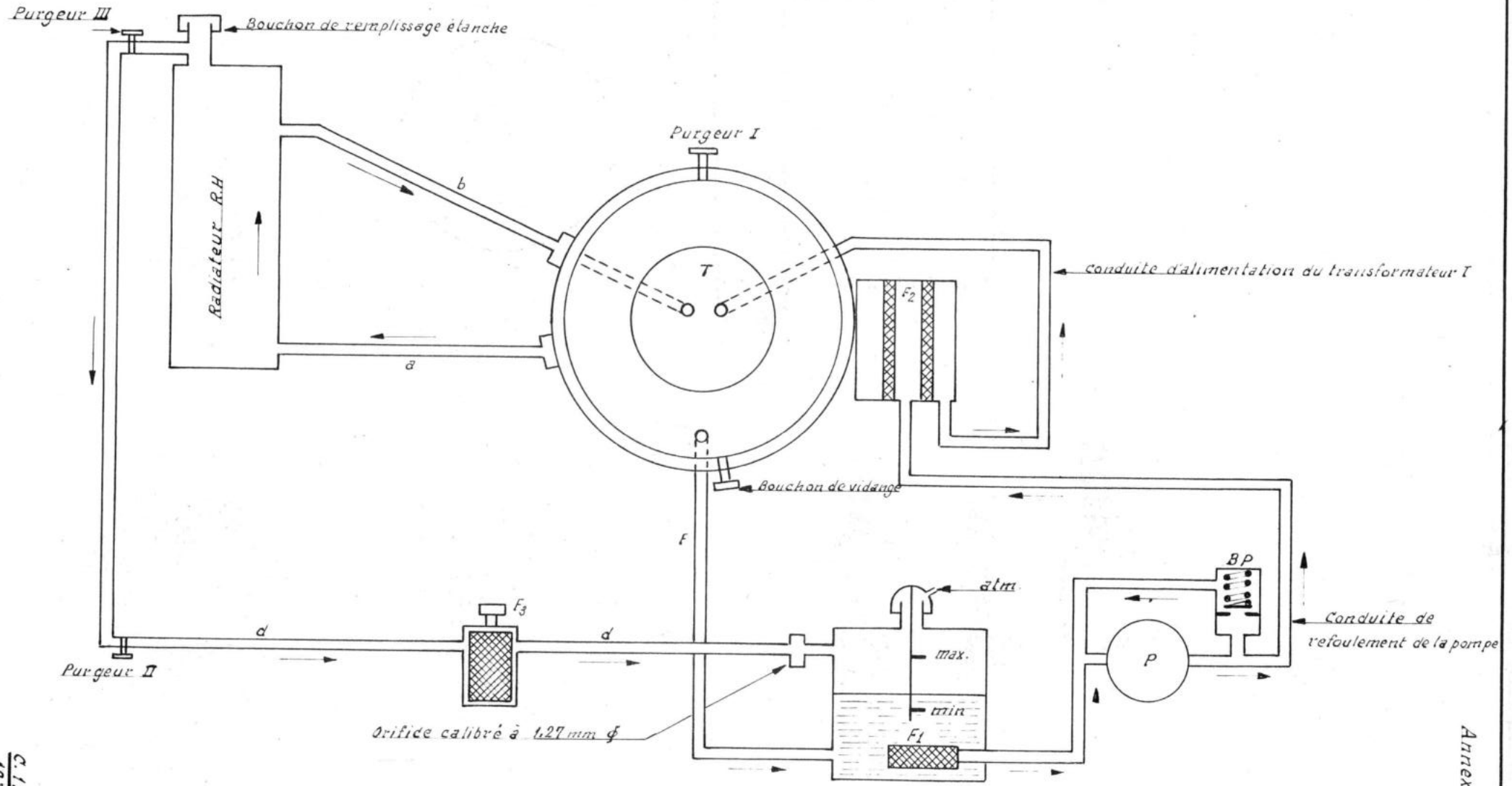


Fig. 248

C. 1260
19.7

Annexe 143

Représentation schématique de la distribution d'huile ; Twin Disc AR. t. 604

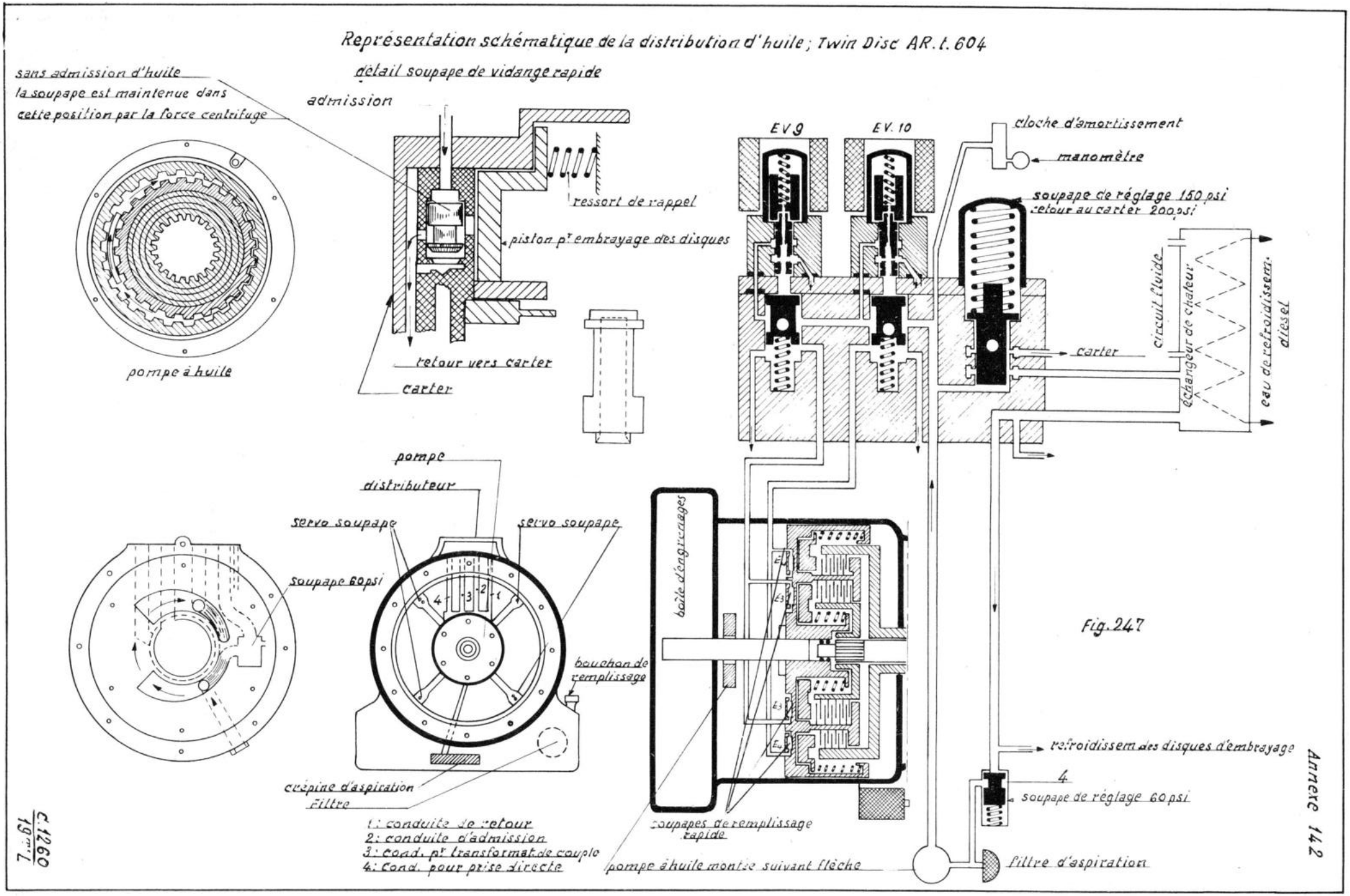


Fig. 247

C. 1260
19 m. L

Annexe 142

Le transformateur de couple "Twin-Disc" reste constamment rempli de sorte que l'accouplement et le découplement se font toujours par l'intermédiaire d'accouplements à disques secs.

157. Les transmissions hydrauliques "Twin-Disc" suivantes sont montées sur les engins diesel de la S.N.C.B.

1. Sur les locotracteurs t. 230 - 1e série.

La transmission Twin-Disc série 10.000 modèle CF consistant en un transformateur de couple accouplé ou découplé par un accouplement à simple disque monté sur l'arbre d'entrée et commandé mécaniquement.

La puissance absorbée atteint 220 ch à 1850 t/min.

2. Sur les locotracteurs t. 230 - 2e série.

La transmission Twin-Disc série 11.500 modèle CF consistant en un transformateur de couple accouplé ou découplé par un accouplement à double disque monté sur l'arbre d'entrée et commandé mécaniquement.

La puissance absorbée atteint 250 ch à 1700 t/min.

3. Sur les autorails t. 605.

La transmission "Twin-Disc" série 10.000 modèle DF.
La puissance absorbée est 160 ch à 1800 t/min.

Cette transmission comprend :

a) un transformateur avec un accouplement à disques montés sur son arbre d'entrée et une roue libre montée sur l'arbre de sortie;

b) un accouplement à disques commandé mécaniquement permet l'entraînement direct de l'engin.

4. Sur les autorails t. 604.

Une transmission "Twin Disc" série 11.500 modèle DFFR.

Puissance absorbée : 320 ch à 1800 t/min.

La transmission comprend :

a) un transformateur accouplé ou découplé par un accouplement à disques monté sur l'arbre d'entrée et commandé hydrauliquement et une roue libre montée sur l'arbre de sortie;

b) un accouplement à disques commandé hydrauliquement et une roue libre qui permettent l'entraînement direct de l'engin.

b) Les transmissions Twin Disc modèle CF montées sur les locotracteurs.

158. 1. Description générale de la motorisation.

La transmission est représentée à la fig. 237 tandis que la fig. 238 représente schématiquement la motorisation des locotracteurs.

L'inverseur consiste en 2 pignons coniques qui, suivant le sens de marche souhaité, peuvent être reliés tour à tour à l'arbre porteur par un manchon d'accouplement. Ce manchon a la forme d'un engrenage cylindrique qui entraîne le pignon d'entraînement du changeur de gammes muni d'accouplements à griffes. Par le déplacement de ce pignon d'entraînement, le locotracteur peut être entraîné à 2 régimes de vitesses différents (vitesse maximum de la 1re série : 21 ou 45 km/h - 2e série : 18 ou 35 km/h).

Le faux-essieu est relié par bielles aux 2 essieux moteurs du locotracteur.

L'accouplement à disques monté sur l'arbre primaire permet de séparer le transformateur de couple et le moteur Diesel.

159. Comme il n'y a pas de roue libre sur l'arbre de sortie, il est impossible de séparer le transformateur de couple et l'engin si ce n'est en plaçant l'inverseur ou le changeur de gammes en position neutre. Ceci ne peut pas être réalisé par leur servo-moteur de commande. On ne sait donc pas isoler le transformateur de couple par rapport à l'engin pendant la marche.

Si un locotracteur doit être remorqué sur des grandes distances par un autre véhicule, il est nécessaire de placer le manchon baladeur du changeur de gamme au neutre et de l'y verrouiller.

Vu la difficulté de l'opération, il est préférable d'enlever les bielles entre le faux-essieu et les essieux moteurs. Pour des remorquages sur des distances limitées il suffit de placer le baladeur de l'inverseur au neutre.

2. L'embrayage à disques de la transmission CF.

160. L'embrayage à disques type SP 214 dont sont équipées les transmissions CF (fig. 239) consiste, en principe, en :

(a) les disques de frottement A pourvus à leur périphérie de dents engrènant avec la couronne dentée fixée sur le volant. Les disques de frottement A sont donc entraînés constamment par le volant du moteur diesel.

(b) le plateau arrière B fixé par son moyeu sur l'arbre d'entrée du transformateur de couple. Sur ce moyeu est vissé l'anneau de réglage C.

(c) le plateau intermédiaire D et le disque de pression E tournant toujours avec le plateau arrière B.

(d) le manchon d'accouplement F qui peut glisser sur l'arbre d'entrée de la transmission à l'intervention de la bague G laquelle est reliée par deux pivots à la fourche commandée par le servo moteur.

(e) les 4 leviers de commande H reliés par leur broche "a" au disque de pression et par leur levier K au manchon F.

161. Dans la position dessinée, l'accouplement est embrayé c'est-à-dire que les disques A, B, D et E sont comprimés. Pour débrayer, le manchon F est tiré vers l'arrière; les leviers H, qui appuient sur la bague de réglage C, pivotent autour de leur point d'appui "b" et les broches de liaison "a" reculent et les disques sont libérés l'un par rapport à l'autre.

Il s'ensuit que le fonctionnement du système d'embrayage dépend en grande partie du réglage de la bague "c".

Un mauvais réglage aura donc comme conséquence un embrayage insuffisant.

Le verrouillage L empêche le déréglage en service de la bague C.

162. Remarque : L'embrayage décrit est celui à double plateau d'embrayage "A" monté sur les séries 11.500. L'embrayage des séries 10.000 ne possède qu'un disque A et pas de plateau intermédiaire D.

Les deux embrayages travaillent cependant de façon identique.

c) Les transmissions "Twin-Disc" modèle DF (AR t. 605).

1. Description générale de la motorisation t. 605.

163. La motorisation des autorails t. 605, représentée schématiquement aux figures 240 et 241, comporte 2 moteurs GM T 71 accouplés chacun directement à une transmission DF-10.000 (fig. 242). Chaque groupe moteur entraîne un essieu moteur séparé.

Le renversement, au moyen de l'inverseur, de l'entraînement des deux essieux moteurs, fait changer le sens de marche de l'autorail.

2. L'embrayage à disques.

164. Celui-ci est commandé, comme le montre la fig. 243, par un servo moteur pneumatique à 3 positions et est relié par la fourche 5 au mécanisme de commande de l'embrayage.

(a) Le servo moteur se trouve dans sa position médiane.

La buselure (6" prend la position correspondant à la position verticale du culbuteur "8".

Le disque intermédiaire "12" n'est en liaison ni avec les disques 18 ni avec les disques 13.

La transmission est débrayée et le moteur tourne à vide.

(b) Le servo moteur se trouve dans la position "transformateur de couple".

Les buselures 6 et 7 sont poussées vers la droite. Le culbuteur 8 tourne autour de son pivot 9 dans le sens anti-horlogique.

Par la poussée sur sa branche gauche, le triangle 10 tourne autour de son axe dans le sens horlogique. La tringle 11, reliée au disque intermédiaire 12 est tirée vers la droite. Ceci a pour conséquence le blocage du disque de frottement 13 entre le disque intermédiaire 12 et le logement du volant 20. Le transformateur de couple est ainsi accouplé via l'arbre creux 14.

(c) Le servo moteur se trouve dans sa position "accouplement direct".

Par le déplacement vers la gauche des buselures 6 et 7, les tringles 11 et le disque intermédiaire y relié sont poussés vers la gauche.

Le disque d'accouplement 18 est ainsi bloqué entre le volant (non dessiné) et le disque intermédiaire 12. La puissance moteur est transmise directement par l'arbre fixe 19. Le transformateur est maintenant séparé de l'engin par la roue libre 15.

d) Les transmissions Twin-Disc modèle DFFR (AR. t. 604).

1. Description générale de la motorisation t. 604.

165. La motorisation des autorails t. 604, représentée schématiquement aux figures 244 et 245, consiste en un groupe moteur "GM t.71 - twin" relié par un arbre élastique à la transmission hydraulique DFFR - 11.500.

2. L'accouplement à disques commandé hydrauliquement.

166. Les deux accouplements E3 et E4 consistent chacun en 5 disques en cuivre et 5 disques en acier. L'accouplement E4 embraye ou débraye le transformateur tandis que l'accouplement E3 permet l'entraînement direct de l'engin.

Les accouplements E3 et E4 sont commandés par l'admission d'huile, sous une pression de 130 à 150 lbs, à 4 servo-soupapes qui agissent aussi automatiquement comme soupapes de vidange rapide lors du débrayage. L'huile sous pression est fournie par une pompe à engrenages montée sur l'arbre d'entraînement dans la transmission. Cette pompe assure aussi le graissage sous pression de tous les roulements de la transmission et de l'inverseur.

Le réglage de l'arrivée d'huile aux servo-soupapes E3 ou E4 se fait par un distributeur d'huile monté sur la transmission et commandé par deux électro-valves E V9 et E V10. (*fig. 246 et 247*)

Lorsqu'aucune des deux bobines n'est alimentée, l'espace au-dessus des plongeurs de contrôle 1 et 2 est en liaison avec le carter par les forages B et le noyau du solénoïde.

L'alimentation d'EV 10 soulève son noyau et l'huile sous pression est admise au-dessus du plongeur 1 par le canal A et les trous dans le noyau.

Le plongeur 1 descend et met la conduite sous pression de la pompe, avec la conduite d'alimentation des servo-soupapes de l'embrayage E4. *en communication*

Lorsqu'on coupe l'alimentation de EV10, on arrête l'arrivée d'huile aux servo-soupapes E4 qui travaillent alors comme soupapes de vidange rapide et E4 est débrayé.

L'alimentation de EV9 donne de façon identique l'embrayage de l'accouplement direct E3.

La soupape de réglage 3 limite la pression d'huile à 200 psi. Pour une pression de 150 psi, une partie de l'huile est déviée par l'échangeur de chaleur.

e) Les circuits fluides des transmissions "Twin-Disc".

167. On peut utiliser comme fluide dans les transmissions "Twin-Disc" soit le gasoil, soit une huile légère de transmission SAE 10.

La préférence est donnée à l'huile lorsque le gasoil contient du soufre.

Le circuit, représenté à la fig. 248, comprend :

1. le circuit d'alimentation composé d'une pompe à engrenages P entraînée par l'arbre primaire avec soupape de by-pass qui porte la pression dans la partie centrale du transformateur de couple à 3 - 4,5 kg/cm2 (40 à 60 bls). Un filtre fin F2 est placé entre la pompe et le transformateur.

2. le circuit de refroidissement. Celui-ci est relié à la périphérie extérieure (pression 7 kg/cm2) et la partie centrale du transformateur (pression 3 à 4,5 kg/cm2).

La sortie du réfrigérant est reliée au réservoir d'expansion "R" par la conduite "d" et l'orifice calibré "o" avec préfiltre F3.

A/2/69

20e leçon.

Suite B. LES TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES.

XI. La transmission Voith-L 37 montée sur les locomotives de manoeuvres hydrauliques.

a) Généralités.

168. Presque toutes les locomotives hydrauliques de manoeuvres de la S.N.C.B. sont équipées d'une transmission Voith du type "L 37" composée d'un transformateur de couple et 2 coupleurs. Au numéro du type L 37, peuvent être ajoutées une ou plusieurs lettres (A, B, V, U, Z, Y ou b) qui indiquent le montage l'un par rapport à l'autre et par rapport au carter de la transmission des arbres d'entrée et de sortie (A, B, V, U), la nature du renforcement éventuel (Z ou Y) et si le type est généralement utilisé à la "Deutsche Bundesbahn" (b).

Les types suivants sont utilisés sur les locomotives de manoeuvres belges: L 37 Ub, L 37 Zub et L 37 Zu. La lettre U signifie que les deux arbres sortent du même côté du carter.

Comme exemple, nous étudierons le type "L 37 Zub" monté sur les locomotives diesel de manoeuvres t. 260, représenté à la fig. 249.

b) Composition générale de la transmission "Voith" type L 37 Zub.

169. Comme représenté à la fig. 250, la puissance de l'arbre d'entrée A peut être transmise à l'arbre de sortie B par:

1. le transformateur de couple T et la série de pignons a-b;
2. le coupleur C_1 et la série de pignons a-b;
3. le coupleur C_2 et la série de pignons c-d.

Bien que les coupleurs C_1 et C_2 soient de construction et de dimensions identiques, les multiplications de vitesses sont différentes à cause des rapports de transmission différents des séries d'engrenages a b et c d.

c) Commande et distribution.

170. La quantité d'huile nécessaire pour le remplissage du transformateur ou des coupleurs est fournie par la pompe de remplissage "19" entraînée par l'arbre primaire (4).

Von Autryve-250269. 12.65(200)

Le remplissage et la vidange du transformateur de couple T se font directement par l'intermédiaire du distributeur principal "D".

Le remplissage des coupleurs C_1 et C_2 se fait aussi par le distributeur principal D mais, en plus, via le distributeur auxiliaire E. Leur vidange se fait, par contre, par les 3 soupapes de vidange rapide placées dans le carter des coupleurs et dont le principe de fonctionnement a déjà été exposé dans l'étude de la transmission SEM.

171. Le transformateur et les coupleurs possèdent des orifices de fuite (respectivement 27 et 41) permettant, pendant leur fonctionnement, un renouvellement limité de l'huile, exposée constamment à l'échauffement.

172. Pendant le fonctionnement de la transmission, l'huile chaude qui retombe dans le carter est refroidie dans un radiateur de refroidissement.

173. 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 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. 250 et 251.

Même lorsque le moteur tourne au ralenti, la pression des pompes de remplissage et de distribution est suffisante pour la commande des circuits d'huile dans la transmission.

174. Au-dessus de la transmission est montée la soupape de remplissage (75).

Les possibilités suivantes peuvent se présenter:

175. 1. Il n'y a pas d'admission d'air sous le piston de la soupape de remplissage.

Comme l'indiquent les fig. 250 et 251, 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.

176. 2. Il y a admission d'air sous pression sous le piston de la soupape de remplissage (fig. 252).

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, ce qui fait que le transformateur de couple est rempli par la pompe 19 à cause du déplacement du tiroir de distribution 21.

177. 3. Verrouillage automatique de l'inverseur.

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 servo-moteurs 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.

178. 4. Le passage de transformateur T en coupleur C_1 ou de coupleur C_1 en coupleur C_2.

Le passage de transformateur T en coupleur C_1, et par la suite en coupleur C_2 se fait entièrement automatiquement dès que $\frac{n_2}{n_1}$ atteint sa valeur critique.

Ce passage se fait par l'intervention du régulateur 36 entraîné par l'arbre secondaire (détermine n_2).

Le tiroir du régulateur peut prendre trois positions:

a) La position représentée aux fig. 251 et 252;

b) La position indiquée à la fig. 253.

Le transformateur T se vide par le distributeur principal D tandis que le coupleur C_1 est rempli via le distributeur principal D et le distributeur auxiliaire E.

c) La position prise à la fig. 254.

Le coupleur C_1 se vide par les soupapes de vidange rapide et le coupleur C_2 se remplit par le distributeur principal D et le distributeur auxiliaire E.

179. d) Influence primaire.

Comme le montre la fig. 250, le régulateur de la turbo-transmission se compose de deux masses centrifuges 36 tenues en équilibre par la tension du ressort 63.

Si cette tension n'était pas variable, du fait de l'entraînement du régulateur par l'arbre secondaire de la transmission, le passage de transformateur en coupleur se ferait toujours à une vitesse de l'engin bien déterminée et fixe. On a déjà montré dans les leçons précédentes que pour avoir une évolution continue de la courbe d'effort de traction, la vitesse de transition doit être avancée quant la transmission est moins chargée. Cela signifie que la transition ne doit pas se faire exclusivement en fonction de n_2 mais bien en fonction de $\frac{n_2}{n_1}$. En effet, moins la transmission est chargée, plus petite est n_1 et plus petite doit être la vitesse de transition n_2.

L'adaptation de la tension du ressort 63 du régulateur à la charge du moteur, appelée influence primaire, se fait par l'intermédiaire du cylindre de réglage 61 relié à la même conduite pneumatique que celle du servo-moteur de réglage de la puissance moteur.

Sur les locomotives de manoeuvre, la puissance moteur est réglée en effet par le réglage de la pression d'air admis au servo-moteur à combustible. Cette pression est réglée au moyen d'un robinet détendeur monté dans le poste de conduite.

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 en dessous de sa valeur de ralenti.

180. e) Entraînement du compresseur d'air.

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 pression 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 8 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 en dessous de 6,5 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.

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 rendement suffisant des compresseurs lorsque le moteur tourne au ralenti.

La soupape de réglage 62 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 manoeuvres ne sont pas équipées d'un coupleur pour l'entraînement des compresseurs.

181. f) Le refroidissement de la transmission.

L'huile de la transmission, dont la température maximum doit rester entre 80 et 100° C, est refroidie constamment en dérivant une partie de l'huile refoulée par la pompe de remplissage 19 dans le réfrigérant 28-29.

La quantité d'huile dérivée peut être réglée en agissant sur l'ouverture calibrée dans la conduite 28.

Le réglage doit être effectué 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.

182. g) Graissage des organes de la transmission.

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 tourné régulièrement pour obtenir un bon graissage et un bon remplissage de la pompe de distribution. 52.

Si la locomotive est remorquée par un autre engin, par exemple parce que son moteur ne sait pas être lancé, le graissage se fait par la pompe 57 entraînée par l'arbre de sortie de la transmission.

Les soupapes de non-retour 57a rendent la pompe efficace pour les deux sens de rotation. L'étranglement "Thoma" 19a avec différentes résistances suivant le sens de passage permet d'éviter que la pression de la pompe de graissage secondaire ne soit perdue par la pompe de remplissage 19.

183. h) Huile à utiliser.

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.

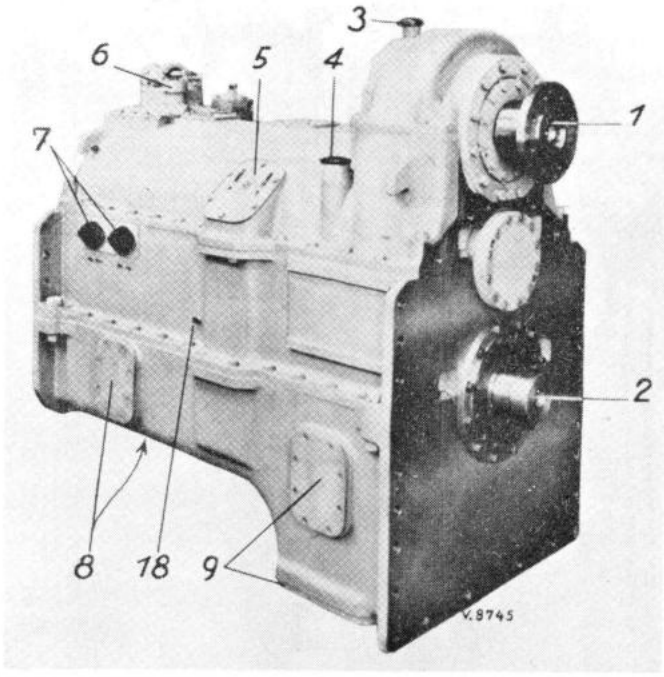
L'huile ne peut pas être corrosive pour le fer, l'acier, la fonte douce et dure, le sélénium.

Après les 10 à 50 premières heures de marche de la transmission (après des travaux de réparation), l'huile doit être vidée et filtrée et par la suite, après 3 mois

184. i) Sécurité de la transmission.

Il est dangereux de dépasser la vitesse la plus haute autorisée pour les organes secondaires car il peut se produire des dégradations graves (forces centrifuges sur les aubes). C'est le cas, en particulier, lorsque la locomotive descend une pente ou 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.

Turbo-transmission Voith type L37zub



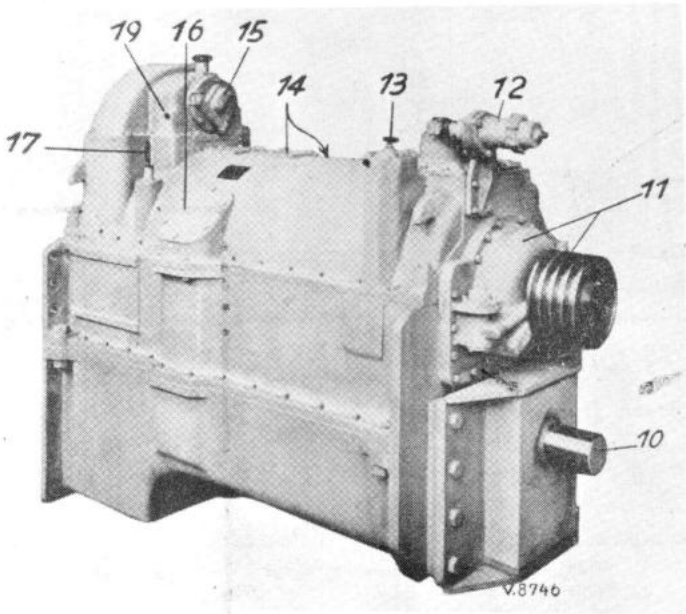


Fig. 249

Van Autyre - 250269.12.65(200)

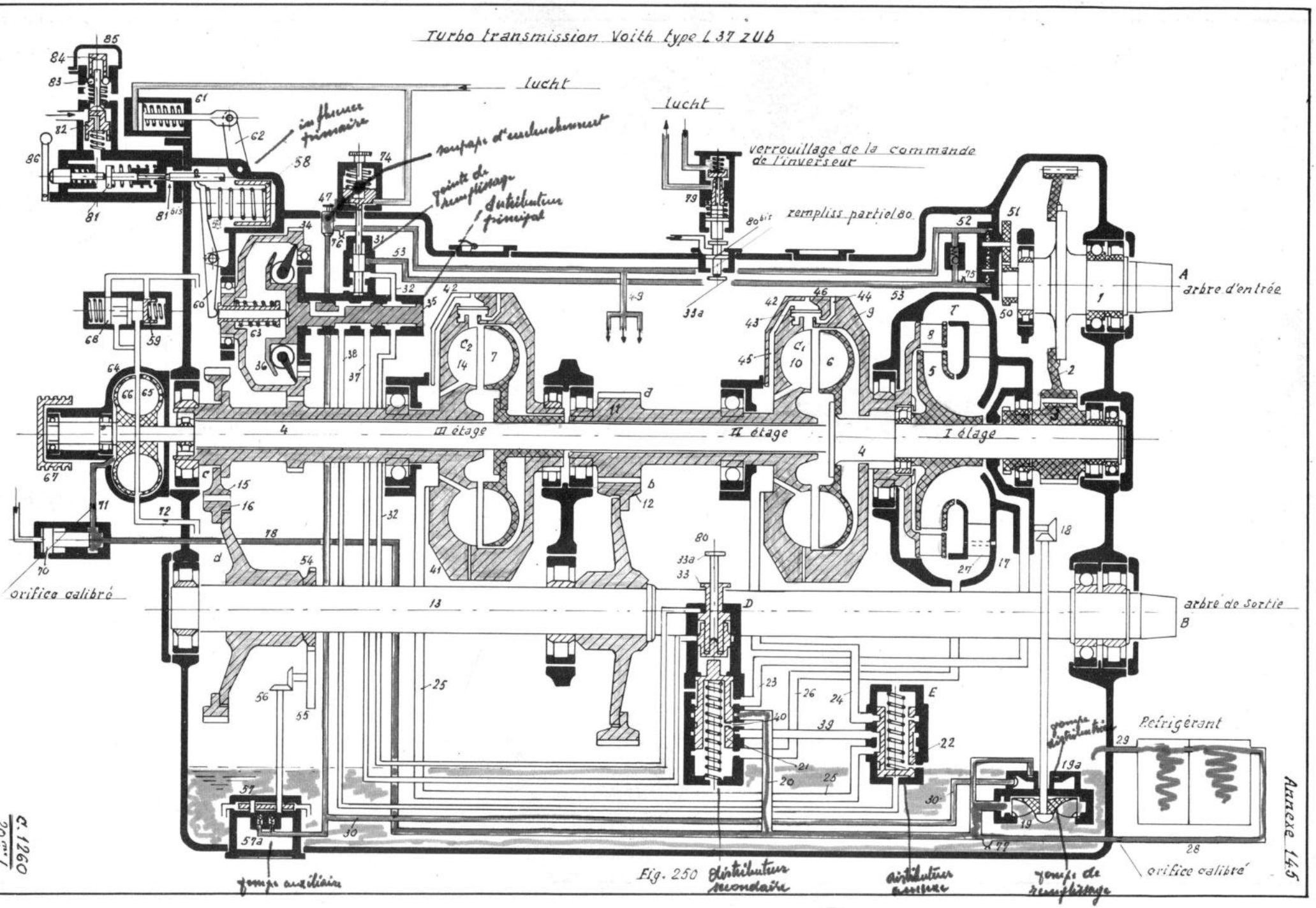


Fig. 250

Annexe 14.5

c. 1260
20 mai 7

Turbo-transmission Voith type L 37zub

2me Etage

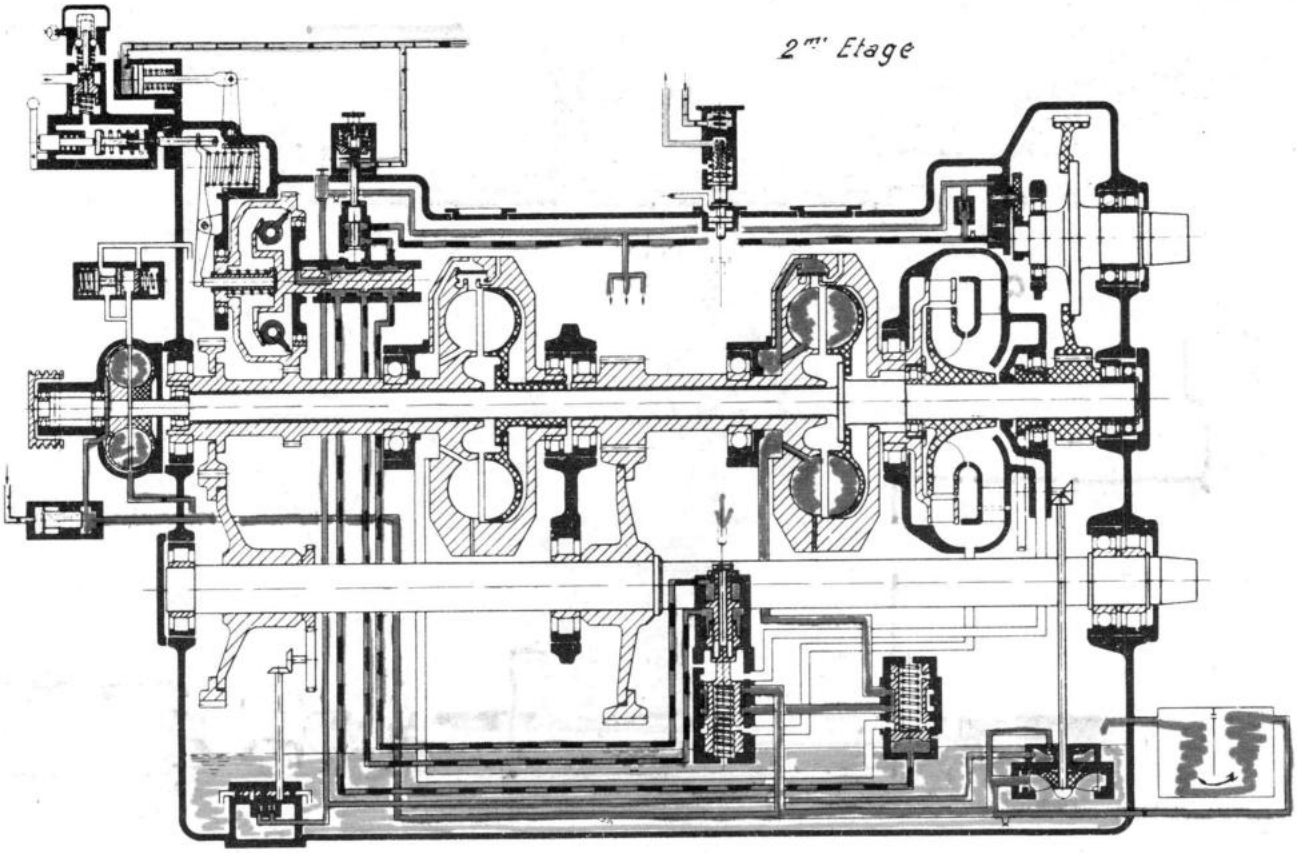


Fig 253

3me Etage

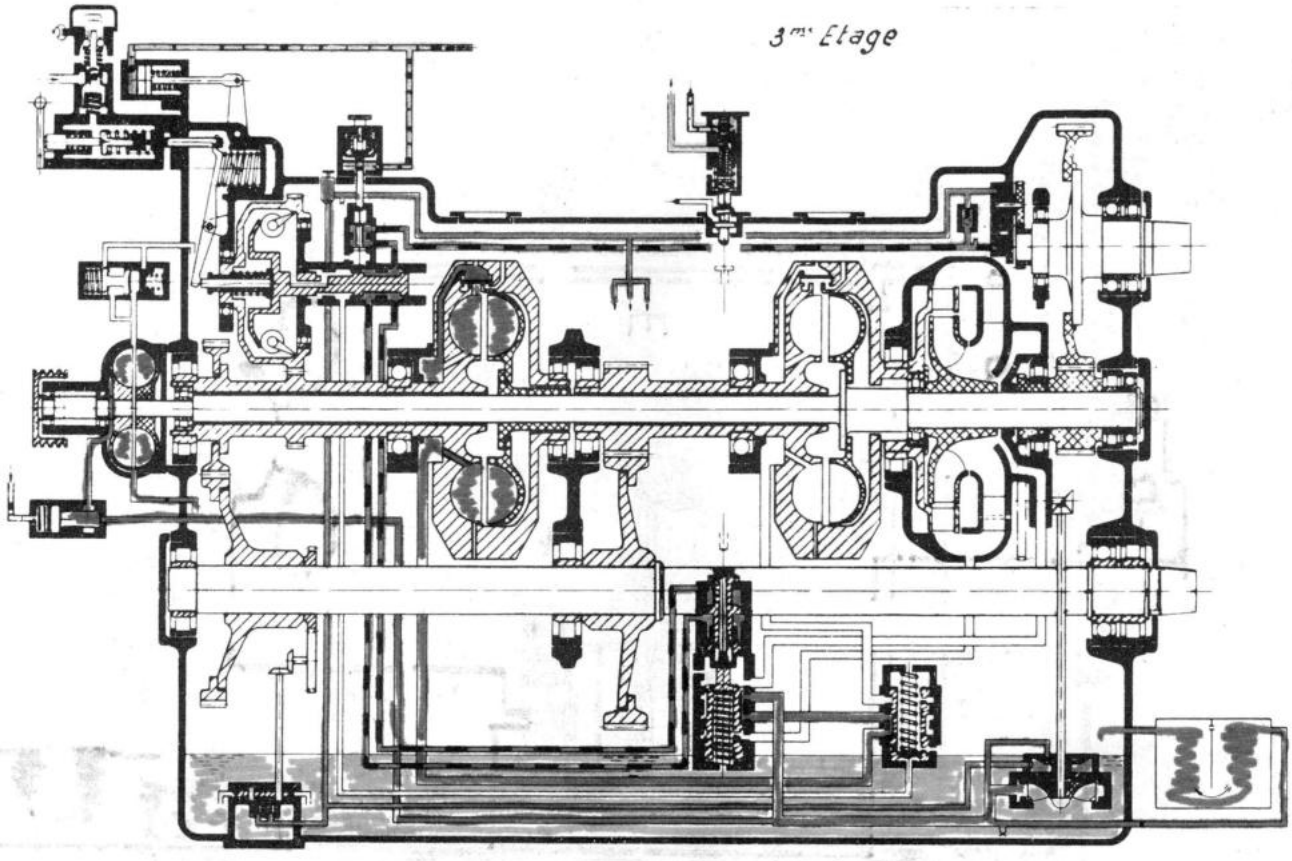


Fig 254

Turbo-transmission Voith type L 37 zub

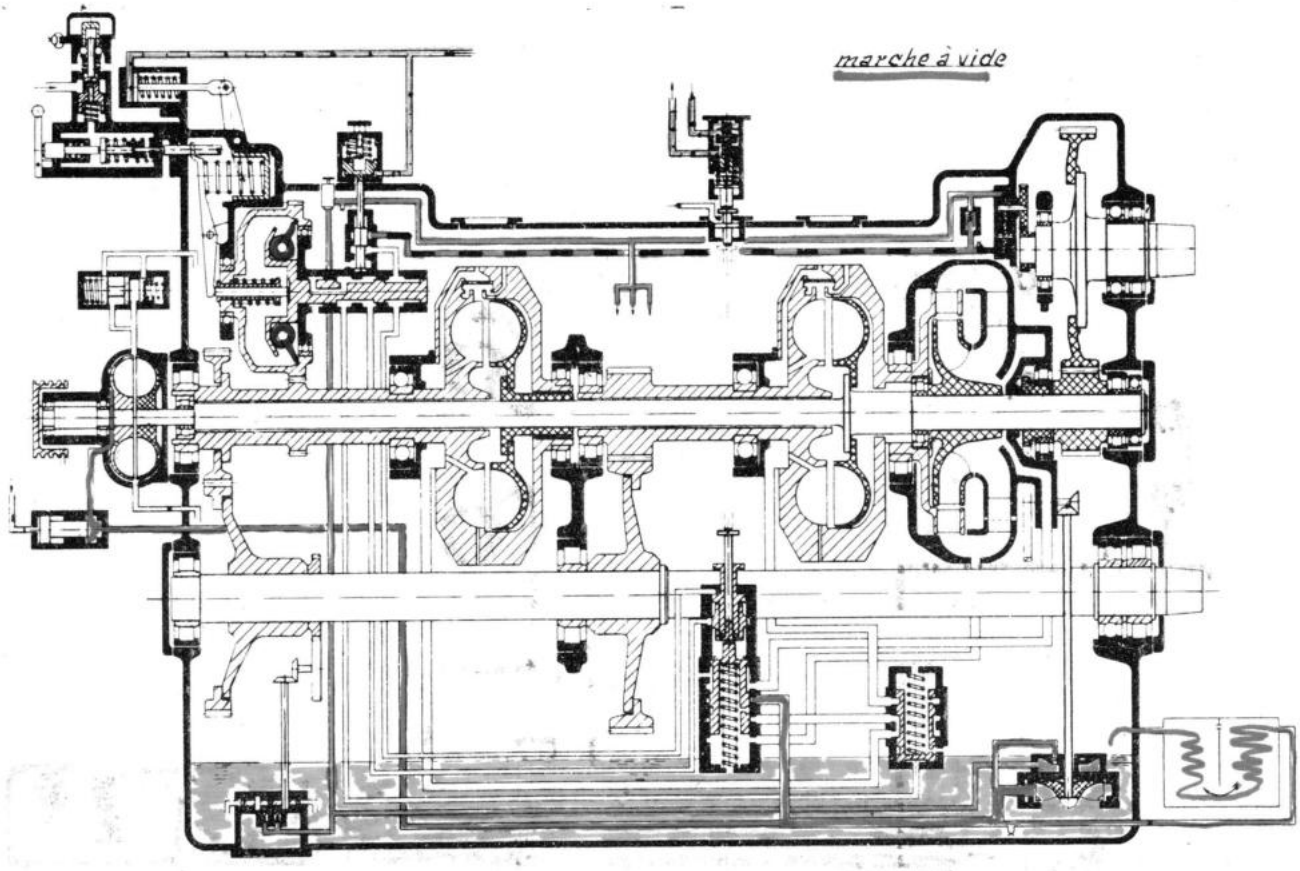


Fig. 251

1° Etage

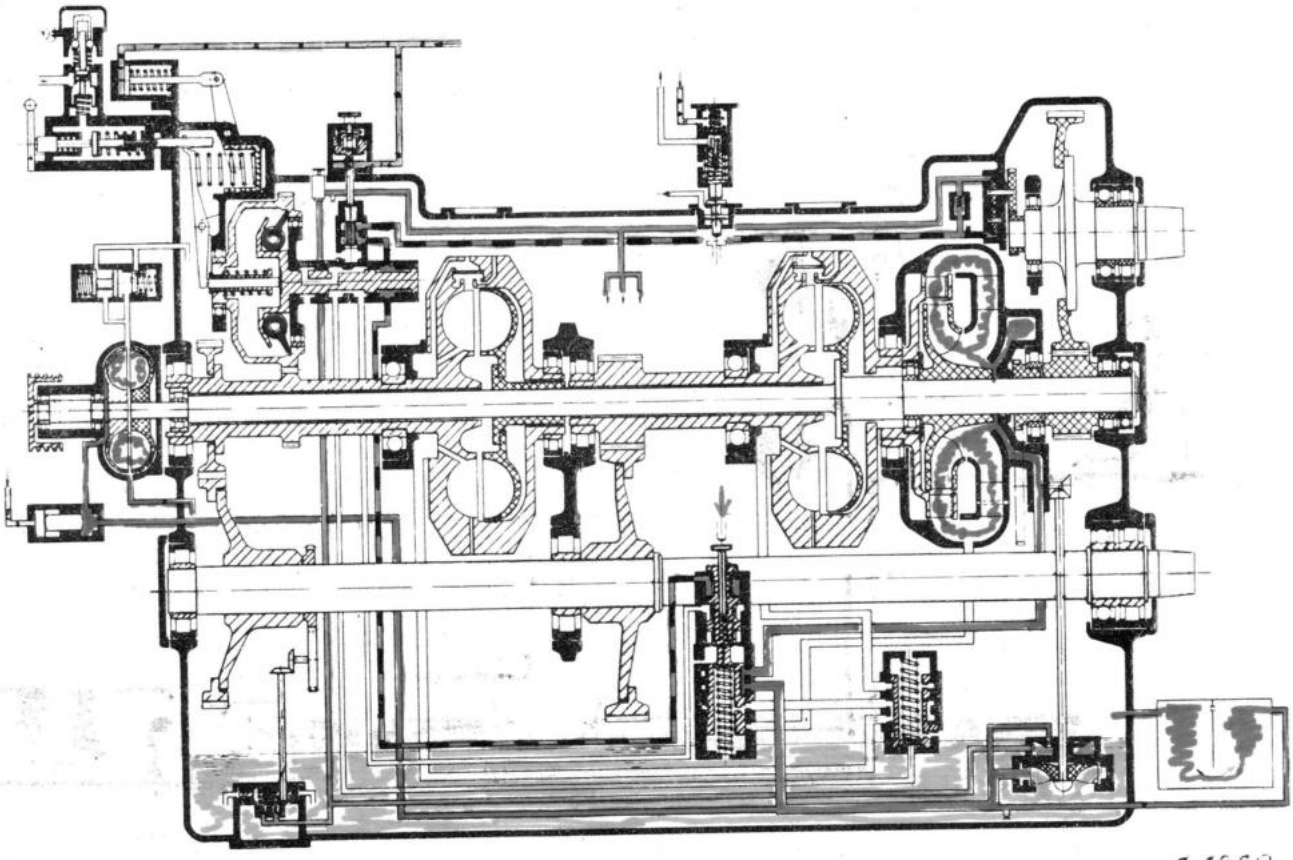


Fig. 252

Turbo transmission Voith type L 216

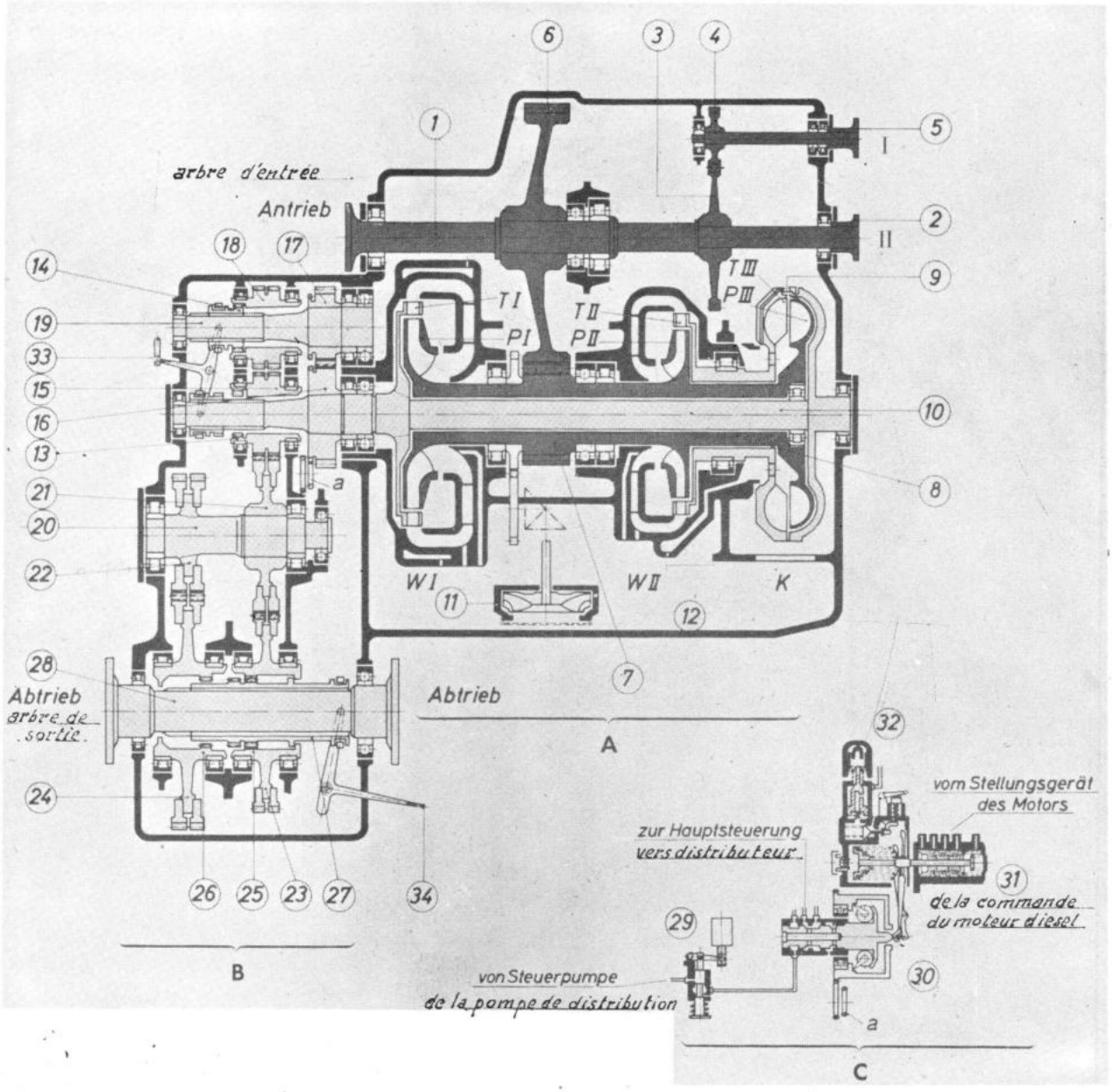


Fig 256

Turbo-transmission Voith type L 216

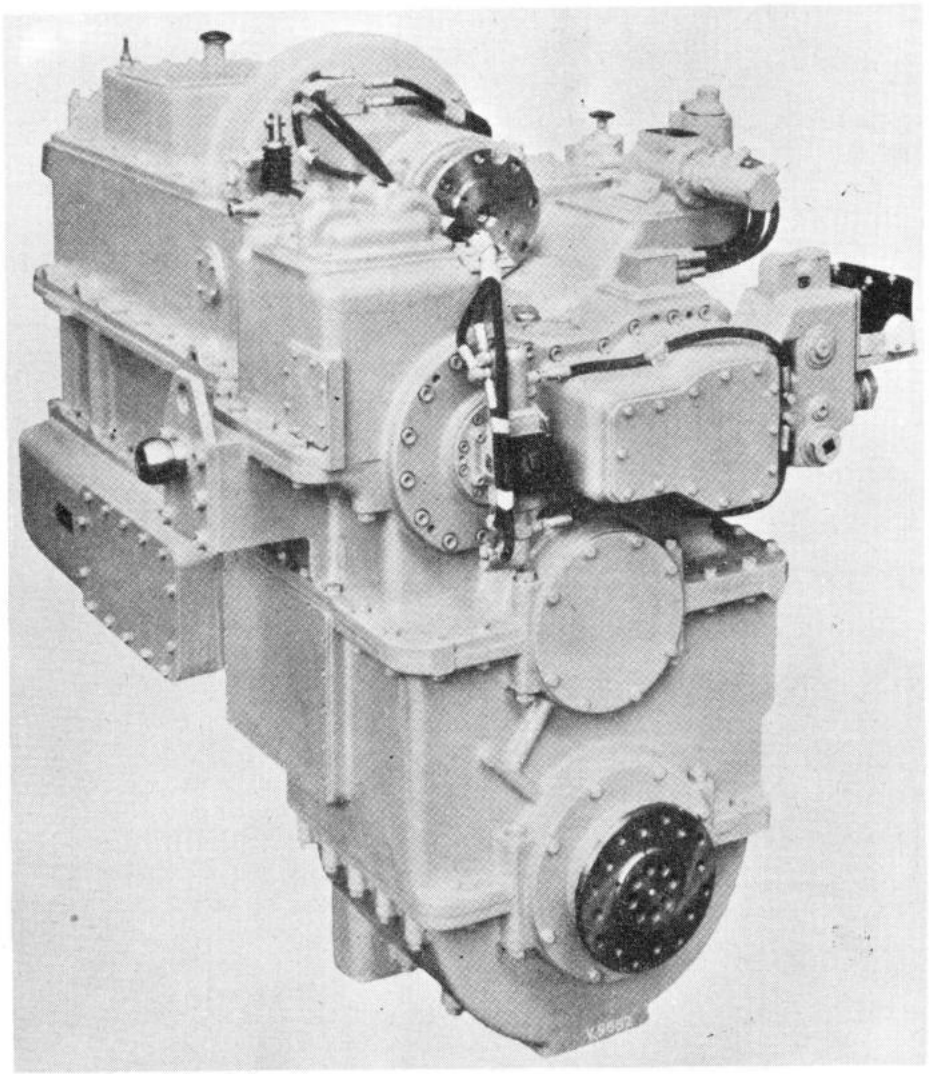
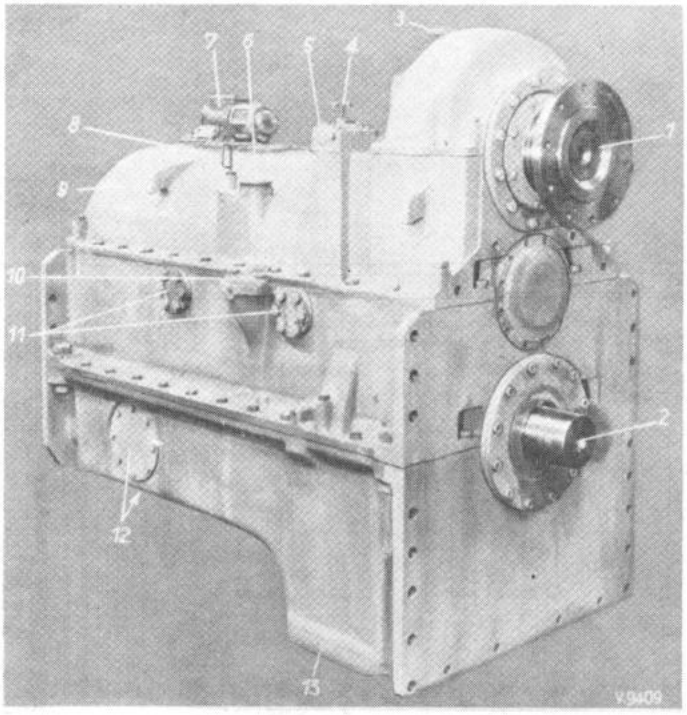


Fig. 255

Turbo-transmission Voith type L 217



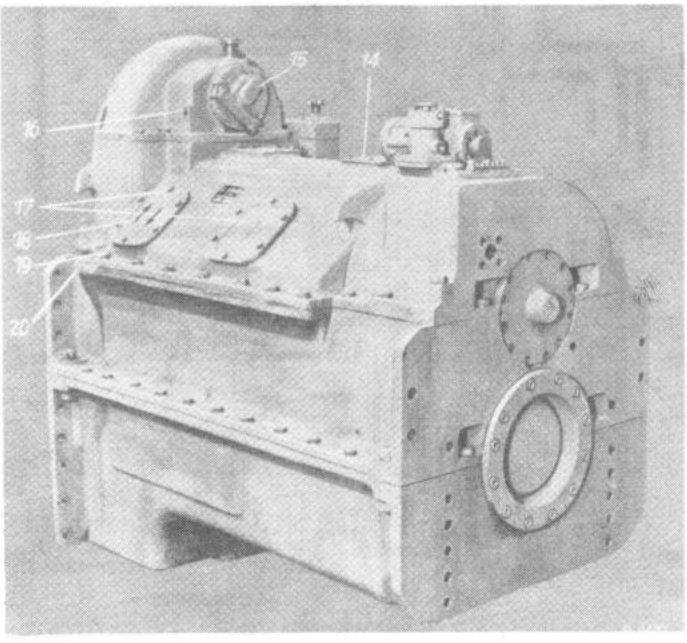


Fig. 258

Turbo transmission Voith type L 216

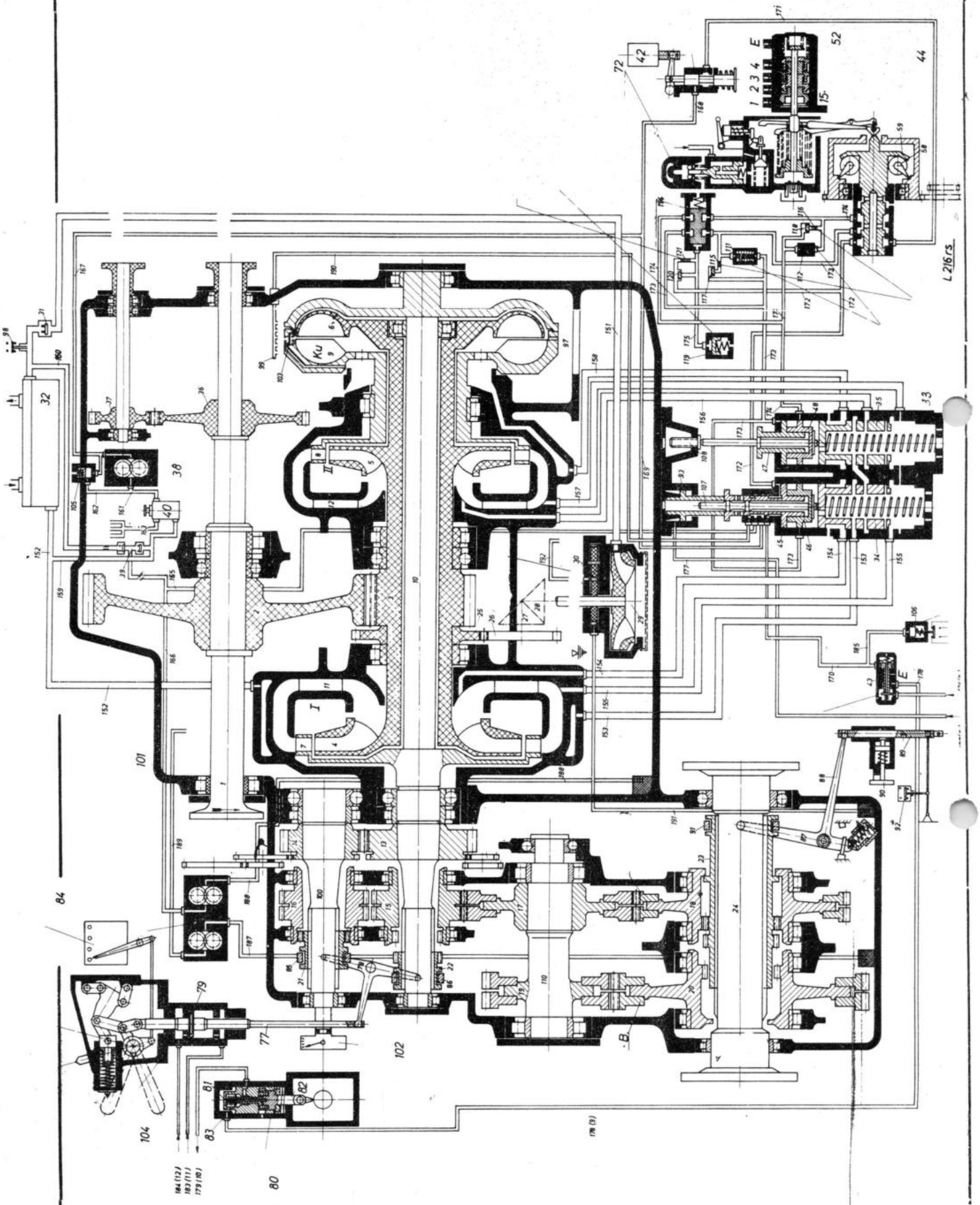
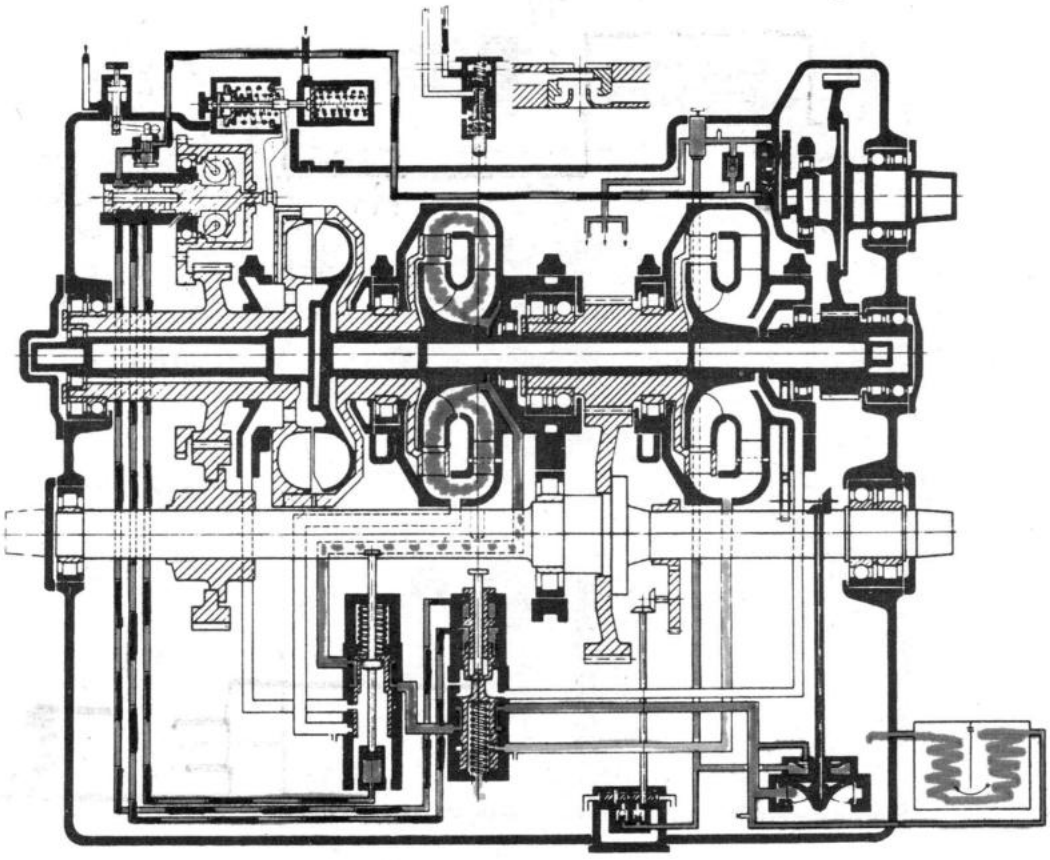


Fig. 257

Turbo transmission Voith type L 217

2ème étage



3ème étage

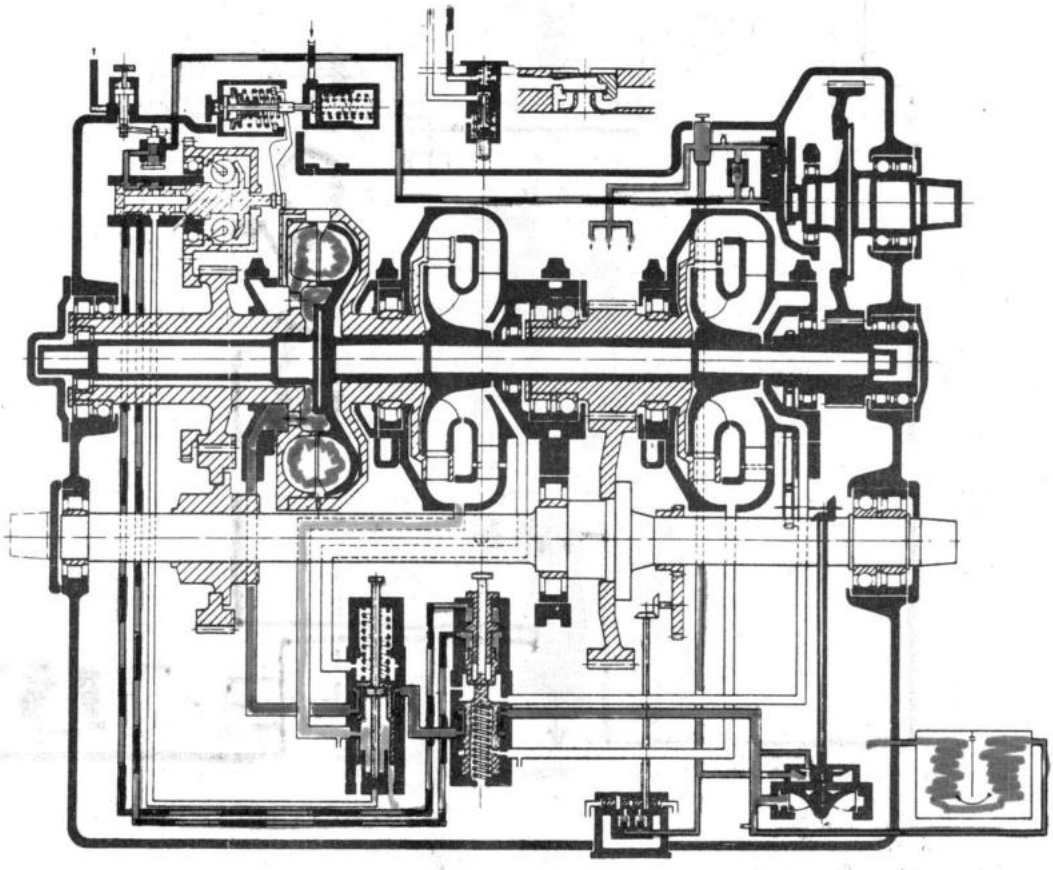
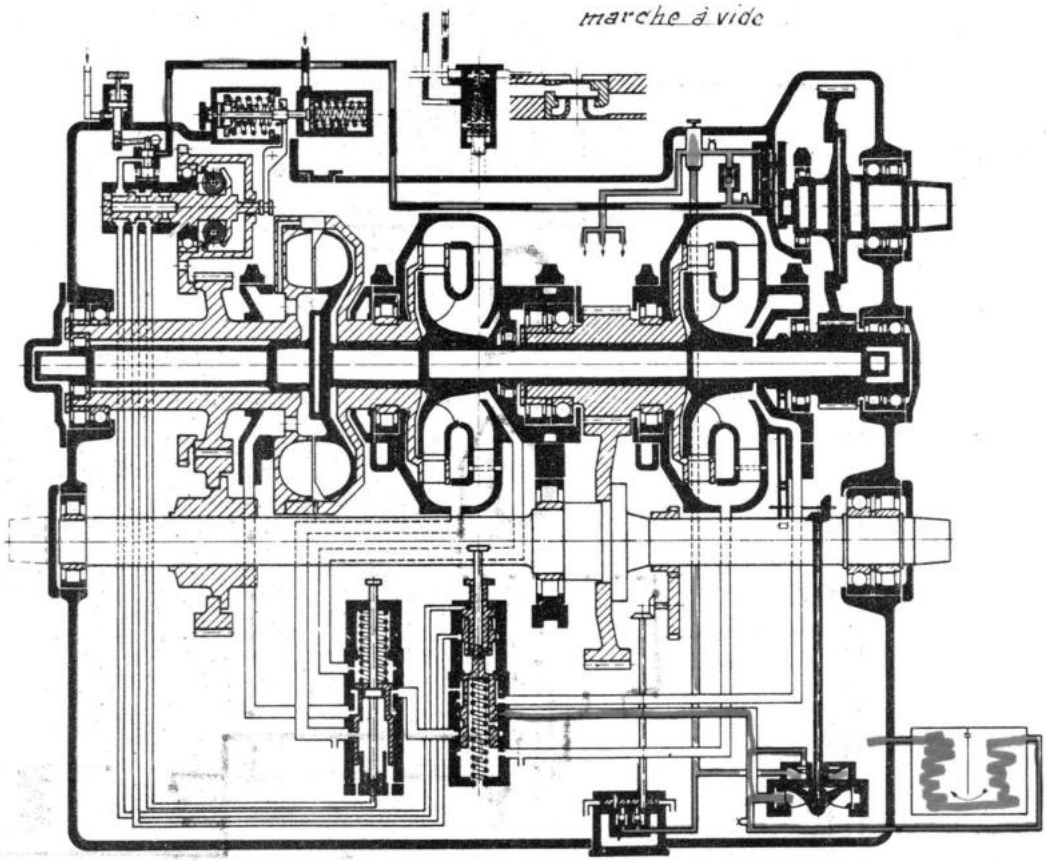


Fig 259 suite

marche à vide



1ère étage

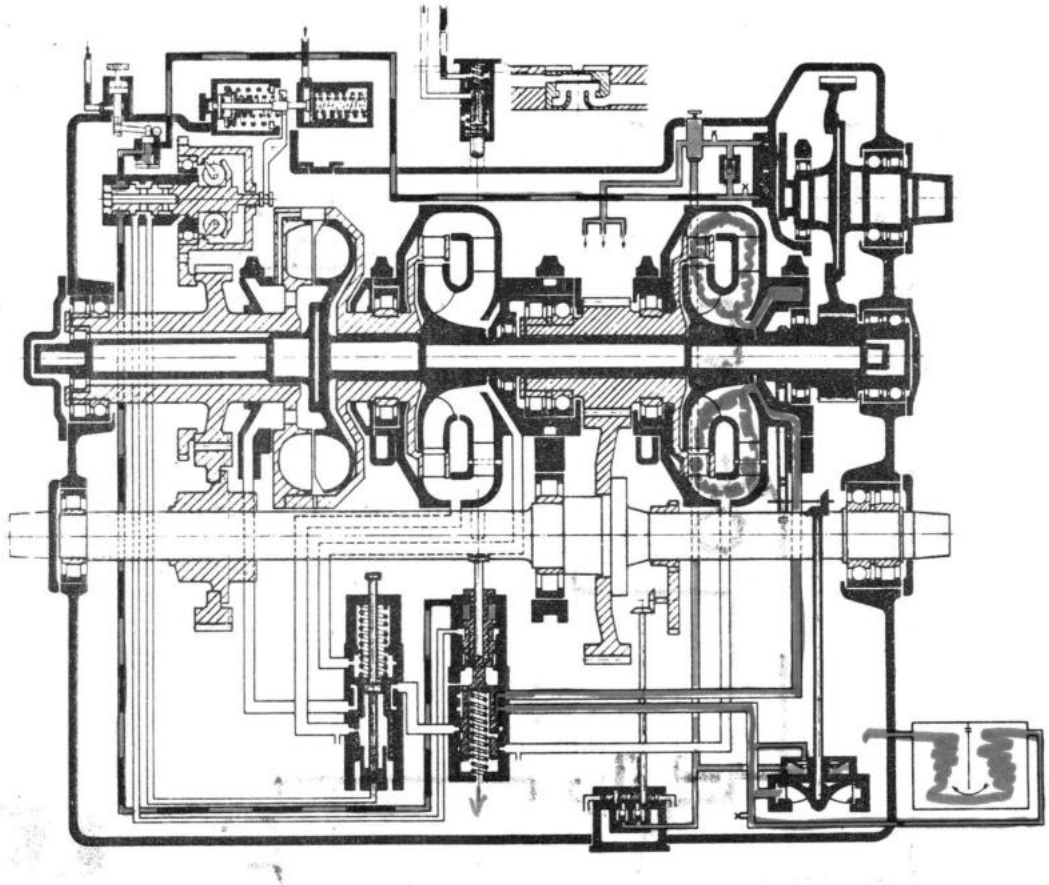


Fig. 259

Par la suite, le moteur ne pourra être lancé qu'après avoir remis l'inverseur dans une position de marche. Sinon, après lancement du moteur, les organes secondaires de la transmission seraient amenés à une certaine vitesse, à cause de l'air présent dans les coupleurs. Déplacer alors l'inverseur pourrait provoquer des dégradations aux griffes du manchon d'accouplement.

185. j) Remplissage partiel du transformateur de couple.

1. Définition et but.

Normalement, dans la turbo-transmission Voith, comme c'est le cas aussi dans presque toutes les sortes de transmission, 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.

Une position intermédiaire n'est pas possible.

La puissance minimum absorbée par le transformateur est déterminée par le cube de sa plus petite vitesse d'entraînement, c.à.d. par le cube de la vitesse de ralenti du moteur.

Cela présente les inconvénients suivants:

- Lorsque la locomotive n'est pas ou est peu chargée, cette puissance peut encore être trop grande que pour pouvoir régler sa vitesse entre les limites déterminées;
- Le remplissage du transformateur demande un certain temps, ce qui, dans certains cas, retardera le démarrage de la locomotive. Cela est surtout ennuyeux dans les manoeuvres;
- En cas de faible charge, la locomotive ne démarre pas doucement à cause du couple de démarrage minimum trop grand.

186. La firme Voith a remédié à ces inconvénients en équipant certains types de ses turbo-transmissions d'un dispositif pour le remplissage partiel appelé aussi distributeur de manoeuvre.

Ce dispositif permet:

1. De placer le volant de commande de la locomotive dans une position inférieure à celle des transmissions ordinaires (sans distributeur de manoeuvre) avec la position de puissance correspondant au ralenti du moteur.

Cela rend possible de faire absorber par la transmission, à la vitesse d'entraînement minimum, une puissance inférieure à celle normale correspondante ce qui facilite le réglage de la vitesse de la locomotive pas ou peu chargée.

2. 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.

Les mouvements de manoeuvre se font de façon beaucoup plus douce tandis que le moteur est épargné puisque son degré d'injection à basse vitesse de rotation reste limité.

2. Réalisation.

187. Le "distributeur de manoeuvre" ou "dispositif de remplissage partiel" consiste en un servo-moteur 80bis 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. Il est en effet logique que, pour une vitesse d'entraînement donnée, la puissance absorbée par le transformateur sera d'autant plus petite qu'il contiendra moins d'huile (voir 15e leçon: la puissance absorbée par la roue pompe est proportionnelle à son débit.

Dès qu'une pression d'air est admise dans ce servo-moteur, ce qui se passe lorsque le volant de commande est placé sur "remplissage partiel", le piston 80 pousse le piston du distributeur principal d'une certaine longueur vers le bas.

Cette longueur est déterminée par le constructeur pour que la turbo-transmission développe un certain effort de traction sur son arbre de sortie. (pour les locomotives t. 260: 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 au-dessus du couvercle du distributeur principal dans le cas d'un distributeur de manoeuvre. Dans les transmissions ordinaires, la soupape est fixée sur le dessous du couvercle.

k) Sécurité contre la survitesse.

188. A cause du changeur de gammes qui permet d'atteindre 2 vitesses, il existe, dans les pentes, un danger que les organes secondaires de la turbo-transmission soient entraînés en survitesse. Ce danger existe aussi lorsque la locomotive est remorquée par une autre locomotive à une vitesse supérieure à celle autorisée par la position du changeur de gammes.

Il est donc nécessaire, lorsque la survitesse est atteinte, de freiner automatiquement la locomotive. Cela se fait

par les organes de la sécurité contre la survitesse 81-82-83 (fig. 250).

Le levier 60, entre le régulateur centrifuge et le ressort d'influence primaire (59), tire vers l'arrière la soupape de survitesse 81bis 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). Cela n'est possible qu'après enlèvement du couvercle (85) qui est 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 (81bis) d'où un serrage automatique des freins de la locomotive.

XII. La turbo-transmission Voith - "L 216 r s a" ou L 216 r s b" montée sur les locomotives diesel hydrauliques de ligne t. 211 et 213 (fig. 255).

189. Les turbo-transmissions L 216 r s a et L 216 r s b, qui ne diffèrent que par le rapport des engrenages d'entraînement des roues pompes (engrenages 6-7 à la fig. 256) comprennent deux transformateurs de couple WI et WII, le coupleur K, l'inverseur et le changeur de gammes B.

190. Les caractéristiques des transformateurs sont choisies pour que l'effort de traction diminue de façon hyperbolique en fonction de la vitesse de la locomotive dans les étages I et II et pour que l'effort de traction reste néanmoins constant dans l'étage III (coupleur en service).

191. La fig. 257 donne une représentation claire de l'installation de commande composée de deux distributeurs principaux 33, du régulateur centrifuge 44 avec son dispositif d'influence primaire 52 et la sécurité contre la survitesse 72.

192. Les transformateurs et le coupleur sont remplis, suivant la position des distributeurs principaux 33, par la pompe centrifuge à huile (29). Cette pompe aspire l'huile contenue dans le carter et la refoule vers les distributeurs principaux par la conduite (151), la soupape de retenue (31), le réfrigérant d'huile (32), la conduite (152), l'enveloppe de refroidissement du transformateur WI et la conduite 153.

Les deux transformateurs de couple sont aussi vidés par les distributeurs principaux tandis que le coupleur se vide par les soupapes de vidange automatique (103).

193. L'installation de distribution elle-même est commandée par la pompe à engrenages (38) entraînée par l'arbre primaire et alimentée par la pompe de remplissage en passant par la conduite (159), le filtre à plaques (40) et la conduite (161). La soupape (105) règle la pression dans les conduites de la distribution entre 6 et 9 kg/cm2.

194. L'établissement de la traction se fait en alimentant le servo-moteur (42) ce qui fait que la soupape de remplissage (41) admet l'huile au tiroir du régulateur (44).

La position de ce tiroir, déterminée par la vitesse (masses centrifuges) et la charge de la locomotive (appareil de réglage (52) relié au servo-moteur à combustible du moteur - influence primaire) règle, par le déplacement du plongeur du distributeur principal (33), la répartition de l'huile dans les organes de la transmission.

195. L'appareil de protection contre la survitesse (72) fait freiner automatiquement la locomotive, dès que les organes secondaires de la transmission sont entraînés en survitesse. Un levier permet d'essayer cet appareil.

196. La soupape (54) empêche l'inversion du sens de marche de la locomotive (inverseur sur l'arbre 100) dès que la traction est établie.

D'autre part, le "palpeur" (80) empêche également l'inversion du sens de marche tant que la locomotive est en mouvement.

Le palpeur possède en effet un doigt qui appuie sur l'arbre intermédiaire (100). Cet arbre tourne tant que la locomotive se déplace et entraîne latéralement le doigt de pression; l'air comprimé s'échappe de la conduite (179) et l'inverseur ne sait pas être commandé. Le servo-moteur d'inversion (79) n'est en effet plus alimenté sous pression.

Avec la locomotive à l'arrêt, la pression d'air y est admise par les soupapes 81-82 du palpeur et les conduites 179-183 et 184 via les électrovalves. Il est aussi possible de manoeuvrer l'inverseur à la main.

En position de repos, le palpeur est soulevé par rapport à l'arbre.

197. Le changeur de gammes, monté sur l'arbre intermédiaire, donne deux gammes de vitesse à la locomotive. Ce changeur de gammes ne peut être manoeuvre qu'à la main et exclusivement avec locomotive à l'arrêt et moteur au ralenti.

Par l'admission d'air comprimé au piston (93), la transmission peut fonctionner en "remplissage partiel".

198. Le thermo-contact (98) arrête le moteur et coupe la traction dès que la température de l'huile dépasse 130° C. La température normale de marche maximum ne dépasse pas . néanmoins 110° C.

199. Dans la transmission, sont encore montées une pompe de graissage et une pompe de retour d'huile. La première sert à graisser les engrenages de l'inverseur et du changeur de gammes. La 2e sert, à grande vitesse, pour repomper l'huile du carter des engrenages vers le carter de la transmission pour éviter les pertes par frottement inutiles des engrenages dans les bains d'huile.

200. Sur les locomotives allemandes le contact de pression 106 arrête, après un délai de 10 sec., le moteur lorsque, après établissement de la traction (soupape de remplissage 41), les plongeurs du distributeur principal 33 ne réalisent pas le remplissage d'un des transformateurs ou du coupleur. Le moteur arrête également, lorsque après avoir commandé la vidange de ces organes, les plongeurs du distributeur principal ne reviennent pas dans leur position correspondante.

201. Un certain nombre de soupapes de retenue, d'orifices calibrés avec soupapes by-pass, adaptent la vitesse de remplissage et de vidange des transformateurs et coupleur à la position de marche existant à l'instant de la transition.

XIII. La turbo-transmission "Voith L 217" montée sur les locomotives diesel t. 222 et t. 271.

202. Cette turbo-transmission, représentée aux fig. 258 et 259, consiste aussi en 3 circuits hydrauliques, c'est-à-dire, 2 transformateurs de couple et un coupleur. Il n'y a pas d'inverseur ni de changeur de gammes incorporés comme dans la transmission t. 216.

Son fonctionnement est pratiquement identique à celle de la transmission L 37 et peut être déduit facilement de la fig. 259.

1 seule gamme de vitesse (plus de réducteur)

11/2/69 21e leçon.

CHAPITRE V - ETUDE DES TRANSMISSIONS ELECTRIQUES.

I. Généralités.

1. Ainsi qu'on l'a montré dans son principe à la 1ère leçon une transmission électrique consiste principalement en une génératrice qui transforme l'énergie mécanique développée par le moteur diesel en énergie électrique.

La génératrice alimente un ou plusieurs moteurs de traction, montés sur les essieux moteurs et qui retransforment l'énergie électrique reçue en énergie mécanique.

Pour la représentation de principe d'une transmission électrique, nous nous rapportons à la fig. 2 de la 1ère leçon ou à la fig. 260.

2. Si la puissance mécanique transmise par le moteur diesel à la génératrice est NCV, la puissance électrique fournie par la génératrice est (1 cv = 736 w.)

$$EI = 7{,}36\ N.rg \quad \text{watts}$$

rg est le rendement de la génératrice exprimé en %.

Si les moteurs de traction ont un rendement de r %, la puissance mécanique transmise aux roues motrices Nt est:

$$Nt = \frac{N.rg.rt}{10.000} \qquad ch = \frac{N.r}{100}$$ ch lorsque r est le rendement total de la transmission électrique.

La puissance électrique développée par les moteurs de traction est

$$Et.\ I = 0{,}0736\ N.rg.rt = 7{,}36\ N.r \text{ watt}$$

3. Exemple pratique.

Une locomotive diesel électrique est équipée d'un moteur diesel de 1400 ch (puissance effective maximum) dont 10 % sont absorbés par les auxiliaires.

En supposant que la locomotive, d'un poids de 80 t, remorque un train de 420 t, sur une voie sur laquelle la résistance au roulement est 4 kg/tonne, calculer la vitesse maximum atteinte par la locomotive pour un rendement total de la transmission électrique de 70 %. Calculer aussi

Van Nuffel-250259. 11.65(200)

Edition 0

2.

l'intensité débitée par la génératrice lorsque son rendement est 90 % et sa tension 900 V.

Réponse.

- Puissance de traction maximum utile du moteur diesel:

  1400 ch - 1400 x 0,1 ch = 1260 ch

- Puissance maximum développée par la locomotive pour la traction:

  1260 x 0,70 = 882 ch

- Effort de traction développé par la locomotive à la vitesse maximum (plus d'accélération): (420 + 80) tonnes x 4 kg/tonne = 2000 kg.

Nous avons que la puissance développée par un engin est $\frac{T.V.}{270}$ ch (T = effort de traction, V = vitesse)

Donc, $\frac{2000\ V}{270}$ = 882 ch, ce qui permet de déduire V

$$V = \frac{882 \times 270}{2000} = 119 \text{ km/h}$$

La puissance électrique fournie par la génératrice est:

$P = 736 . N . \eta_b$ 7,36 x 1260 x 90 = 834 624 watts

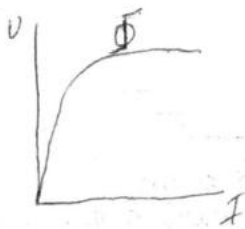
$736 \times 1260 \times 0,9 =$

L'intensité débitée par la génératrice pour une tension aux bornes de 900 V est

$I = \frac{P}{E}$ $\frac{834\ 624 \text{ watts}}{900 \text{ volts}}$ = 927,36 amp.

II. Moteurs de traction.

A. Type de moteur employé.



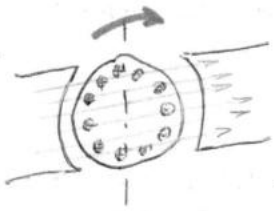
4. Les moteurs de traction utilisés sur les engins diesel électriques sont généralement des moteurs série, en raison de leur fort couple de démarrage. Ils sont à suspension par le nez et accouplés directement à leur essieu par engrenages (principe représenté à la fig. 2 de la 1ère leçon).

B. Sens de marche de l'engin.

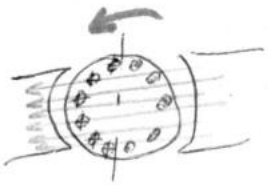
5. Le sens de marche de l'engin est déterminé à chaque instant par le sens de rotation de ses moteurs de traction.

Cela signifie que pour changer ce sens de marche, il n'y a qu'à inverser le sens de rotation des moteurs de traction. Cela peut se faire en inversant le sens du courant soit dans l'induit, soit dans les enroulements d'excitation.

6. En traction diesel électrique, c'est cette dernière méthode qui est pratiquement toujours utilisée non seulement parce qu'elle est la plus facile à réaliser (exécution des câblages sur l'engin) mais aussi à cause de la différence de potentiel peu élevée entre les bornes de raccordement de l'enroulement d'excitation et la masse et entre ces bornes elles-mêmes.



En effet, l'enroulement d'excitation a une résistance de 0,01 Ω et dans les circonstances les plus défavorables (au démarrage de l'engin, c.à.d. pour une intensité maximum de 1600 A dans les moteurs de traction) la différence de potentiel entre les bornes de raccordement de cet enroulement reste limitée à 1600 A x 0,01 Ω = 16 volts.



Par contre, la différence de potentiel maximum aux bornes de l'induit peut aller jusque 1000 V. Des exigences plus sévères sont imposées à un inverseur qui doit résister à une différence de potentiel de 1000 V entre ses bornes qu'à un inverseur conçu pour 16 volts.

7. Les inverseurs AA1 et AA2 du schéma de principe de la fig. 261, appelés <u>inverseurs de sens de marche</u>, consistent généralement en un tambour avec des pièces de contact en cuivre sur lesquelles appuient des doigts de contact reliés aux bornes des inducteurs des moteurs de traction.



Les inverseurs de sens de marche sont commandés par des servo-moteurs pneumatiques qui ne peuvent prendre que 2 positions. Chaque position correspond à un sens de marche (avant: AV - arrière: AR).

Les inverseurs doivent toujours être montés pour que le sens du courant soit le même dans tous les inducteurs et qu'ils s'inversent simultanément en cas de commande.

<u>Remarque importante.</u>

8. Les inverseurs de sens de marche ne peuvent <u>jamais être commandés tant que les moteurs de traction sont connectés à la génératrice, c.à.d. tant que la locomotive est en mouvement</u>.

En effet, supposons, comme cela est représenté à la fig. 262/a, le circuit d'un seul moteur de traction T alimenté par une génératrice G.

Si la tension aux bornes de la génératrice est Ek, et les résistances de l'induit et des inducteurs respectivement Ri et Rs, l'intensité dans le moteur est déterminée à chaque instant par: $I = \frac{EK - E}{R_i + R_s}$.

E est la force contre-électromotrice dans l'induit qui s'oppose à la tension EK de sorte que le courant reste limité.

Si l'on inverse brusquement le sens du courant dans l'inducteur, du fait que le sens du courant ne change pas, E sera dirigée dans le même sens que EK de sorte que l'intensité

$$I = \frac{EK + E}{R1 + Rs}$$

(Ri + Rs) étant très petit (ordre de grandeur: 0,025 Ω), I devient très grand ce qui va faire brûler inévitablement les enroulements de la génératrice et du moteur.

C. Contacteurs de puissance.

9. On appelle contacteurs de puissance, les interrupteurs électro-pneumatiques P1, P2 .... (fig. 261) qui permettent de relier les moteurs de traction à la génératrice.

D. Couplage des moteurs de traction - Réglage de la vitesse.

10. Il faut se rapporter à l'électrotechnique pour voir que la vitesse d'un moteur de traction, pour une charge donnée, dépend de sa tension aux bornes et donc est réglable par le réglage de cette tension.

Si la tension aux bornes de la génératrice a atteint sa valeur maximum, un accroissement de vitesse n'est plus possible que par:

1. Un changement de couplage des moteurs de traction.

Ce n'est le cas que dans les installations où le couplage des moteurs peut passer de série en série-parallèle ou en parallèle.

A chaque changement de couplage, la tension aux bornes double.

2. Le shuntage de l'enroulement d'excitation des moteurs de traction (fig. 261).

En effet, en shuntant les inducteurs d'un moteur en régime, son courant d'excitation diminue, ce qui diminue en même temps la force contre-électromotrice. Par conséquent, l'intensité absorbée et donc aussi le couple augmentent. La vitesse augmente donc tant que l'équilibre n'est pas atteint entre le couple développé par le moteur et le couple résistant.

11. On appelle crans de shuntage, le nombre de résistances de shuntage qui sont mises successivement en parallèle avec les inducteurs.

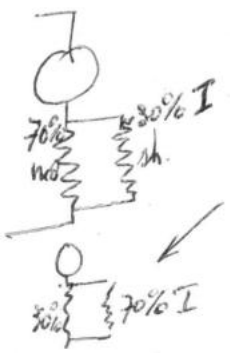
Il est évident que l'équipement de l'engin est d'autant plus compliqué que le nombre de crans de shuntage est grand (plus grand nombre de contacteurs à commander automatiquement).

On s'efforce toujours de réduire ce nombre à un minimum.

12. On appelle "degré 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 fig. 262/b, le courant absorbé par le moteur est égal à I amp et le courant dans la résistance de shuntage Is, le degré de shuntage est, par définition: $\frac{Is}{I} .100 =$

$$100 . \frac{Is}{Is + Im} = \frac{I - Im}{I} .100 = m \%.$$

Le courant magnétisant est par conséquent, après le shuntage, égal à $(1 - \frac{m}{100})$ I.



Le degré de shuntage de 0 % correspond au plein champ magnétique.

Le degré de shuntage doit généralement rester limité à 70 % environ car avec un degré de shuntage plus élevé, se présenteraient des difficultés de commutation.

On appelle vitesse de shuntage, la vitesse de l'engin à laquelle les moteurs de traction sont shuntés.

13. Les résistances de shuntage R1, R2 .... (fig. 261) sont connectées ou déconnectées par des contacteurs de shuntage M1, M2 commandés en principe par des relais de tension pour l'enclenchement et des relais de courant pour le déclenchement.

Le shuntage vise en effet à obtenir une augmentation de vitesse des moteurs quand on atteint une certaine tension maximum, tandis que le déshuntage est nécessaire dès que le courant absorbé par les moteurs de traction dépasse une valeur déterminée (au déshuntage, le champ magnétique augmente donc aussi la force contre-électromotrice et le courant diminue).

E. Couple développé par le moteur de traction.

14. 1. Détermination du couple en fonction du courant

Le couple moteur développé par un moteur électrique peut être exprimé, d'une façon générale, comme suit:

. C = k. Ia.Im

$C = k \Phi I$

Ici

k = un facteur dépendant de la construction du moteur et de l'état de saturation des pôles. Tant que les pôles ne sont pas saturés, k a une valeur approximativement constante

Ia : le courant de l'armature

Im : le courant magnétisant

Pour un moteur série non shunté, tant que les pôles ne sont pas saturés, le couple peut être exprimé par: $C = k.I^2$.

Pour un moteur série dont les inducteurs, non saturés, sont shuntés à m %, le couple est

$$C = k.I.Im = k\left(1 - \frac{m}{100}\right) I^2$$

shuntage à 70% $C = K\left(1 - \frac{70}{100}\right) I^2$

Conclusion.

Le couple développé par un moteur de traction est, tant que les pôles ne sont pas saturés, proportionnel au carré de son courant. Il peut donc être représenté, en fonction de ce courant, par une parabole.

Si les pôles se saturent, le couple devient $C = k.I^x$ avec x au maximum égal à 2 sans saturation et au minimum égal à 1 lorsque la saturation est maximum.

La représentation graphique du couple, en fonction du courant s'écarte d'autant plus de la parabole théorique que la saturation augmente (fig . 263). Cet écart augmente aussi avec le degré de shuntage.

Il est aussi à remarquer que, en cas de forte saturation, le shuntage des inducteurs n'a d'influence sur la vitesse du moteur que pour autant qu'il modifie de façon importante l'état de saturation des pôles.

2. Modification du régime de fonctionnement d'un moteur de traction par le shuntage de ses inducteurs.

Nous savons qu'à chaque instant, le courant absorbé par un moteur de traction est déterminé comme suit:

$$I = \frac{B_k - E}{Ri + Rs}$$

La force contre-électromotrice E, même étant proportionnelle au courant magnétisant Im et à la vitesse de rotation n, peut s'exprimer comme suit:

$$E = kl.n.Im$$

a) Pour un moteur non shunté, cela devient

$$I = \frac{Ek - kl.n.I}{Ri + Rs}$$

ou $$I = \frac{Ek}{Ri + Rs + kl.n}$$

Comme dans une transmission électrique Ek.I = W (W puissance à la génératrice exprimée en watts), on a

$$\boxed{I^2 = \frac{W}{Ri + Rs + k\,l.n}}$$

b) Le courant absorbé par un moteur shunté à m % devient

$$I'^2 = \frac{W}{Ri + Rs\,(1 - \frac{m}{100}) + kl.n\,(1 - \frac{m}{100})}$$

(La résistance totale de l'enroulement statorique et de la résistance de shuntage est $Rs\,(1 - \frac{m}{100})$.

c) Pour un moteur de traction shunté à m'%, le courant devient

$$I''^2 = \frac{W}{Ra + Rs\,(1 - \frac{m'}{100}) + kl.n\,(1 - \frac{m'}{100})}$$

Immédiatement avant et après le shuntage ou une modification de celui-ci, le moteur de traction tourne encore à la même vitesse n pendant un temps limité (entraîne les roues motrices de l'engin).

Appelons I' le courant immédiatement avant une modification du degré de shuntage m% et I" le courant immédiatement après la réalisation du nouveau degré de shuntage m' %.

Le rapport entre les 2 courants est:

$$\frac{I''}{I'} = \sqrt{\frac{Ri + Rs\,(1 - \frac{m}{100}) + kl.\,n\,(1 - \frac{m}{100})}{Ri + Rs\,(1 - \frac{m'}{100}) + kl.n\,(1 - \frac{m'}{100})}}$$

Ce rapport peut être modifié et exprimé de façon approchée comme suit:

$$\boxed{I'' = I' \sqrt{\frac{100 - m}{100 - m'}}}$$

Cela n'est cependant exact que pour autant qu'on puisse négliger la saturation dans les pôles pour les deux valeurs du courant. Sinon, kl ne garde pas la même valeur.

Lors du premier shuntage du moteur, m = o et

$$I' = I \sqrt{\frac{100}{100 - m}} = \frac{I}{\sqrt{1 - \frac{m}{100}}}$$

3. Influence du shuntage sur la courbe de l'effort de traction de l'engin.

15. Afin de ne pas avoir de discontinuité dans la courbe d'effort de traction de l'engin, le couple avant et apres le shuntage ne doit pas s'être modifié.

Ainsi, par exemple, après le ler shuntage, il faut:

$$kI^2 = k \left(1 - \frac{m}{100}\right) I'^2$$

Si les pôles, avant le shuntage ne sont pas saturés, il faut donc:

$$I^2 = \left(1 - \frac{m}{100}\right) I'^2$$

Remplaçons I et I' par leur valeur, on obtient:

$$\frac{W}{Ri + Rs + kl.n} = \left(1 - \frac{m}{100}\right) \frac{W'}{Ri + Rs \left(1 - \frac{m}{100}\right) + kln \left(1 - \frac{m}{100}\right)}$$

En supposant que la puissance fournie par la génératrice aux moteurs de traction n'est pas modifiée par le shuntage (W = W') (on montrera dans l'étude des génératrices que c'est toujours le cas), l'expression ci-dessus conduit à une idendité (1 = 1).

Donc le couple fourni par les moteurs de traction n'est pas modifié à l'instant du shuntage quel que soit le degré de shuntage, à la condition que la génératrice donne une puissance constante.

Cette conclusion n'est donc pas applicable aux moteurs de traction d'un engin de traction électrique alimenté par lignes caténaires où la tension reste constante, mais donc pas la puissance fournie aux moteurs.

On peut encore montrer que le couple des moteurs de traction d'un engin diesel électrique n'est pas modifié à l'instant du shuntage, par le raisonnement suivant:

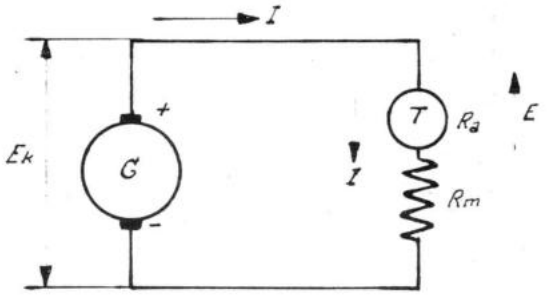


Fig. 262/a

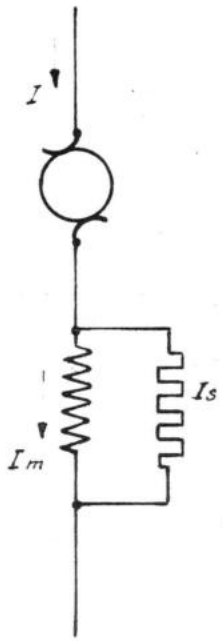


Fig. 262, b

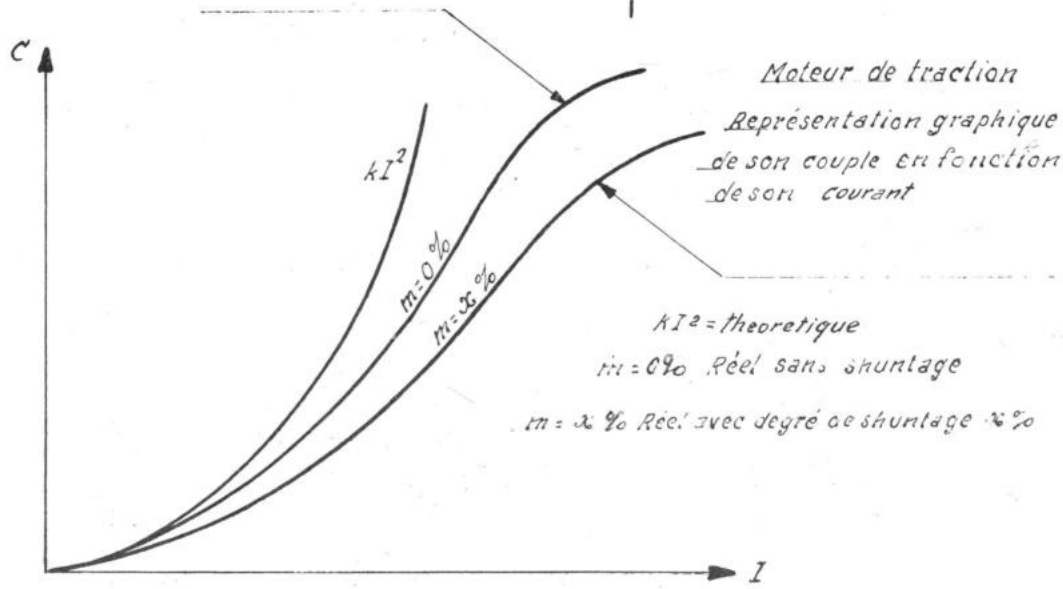


Fig. 263

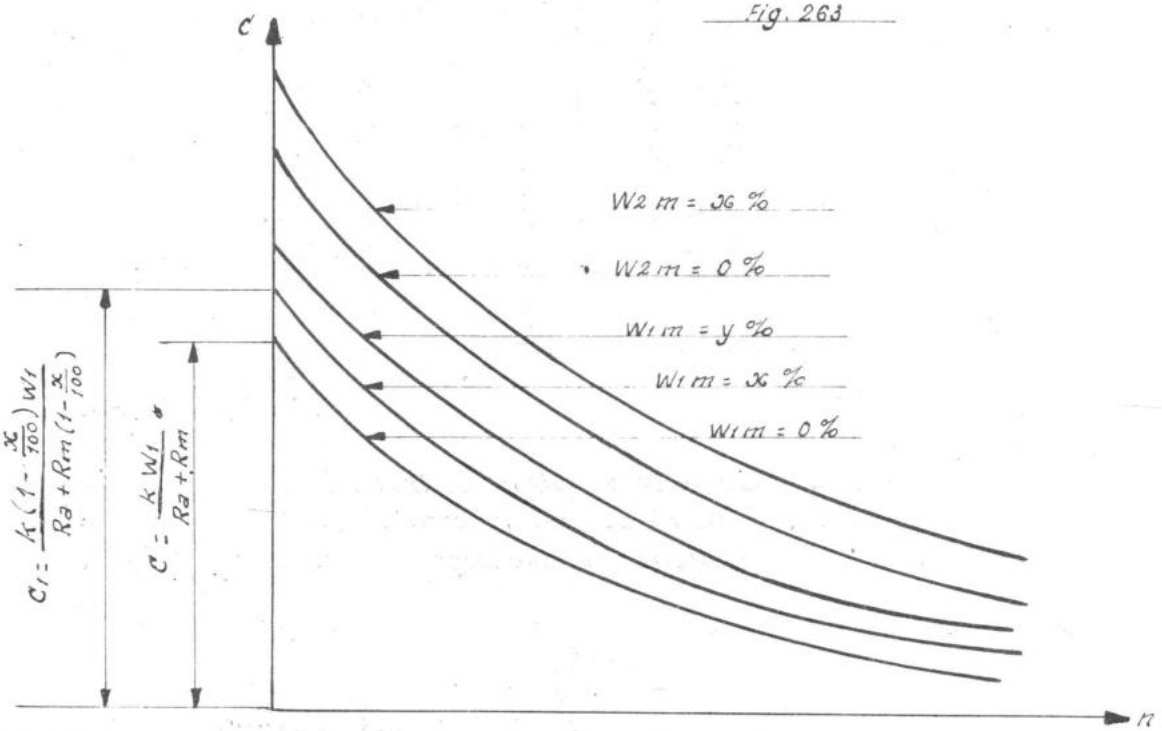
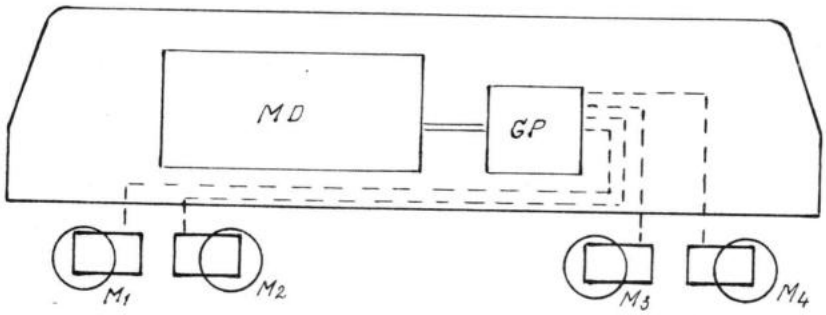


Fig. 263 bis

C. 1260
21 T L



M.D : Moteur diesel
G.P : Génératrice principale
M1 ; M2 ; M3 ; M4 ; Moteurs de traction
_ _ _ _ _ _ circuits électriques

Fig. 260

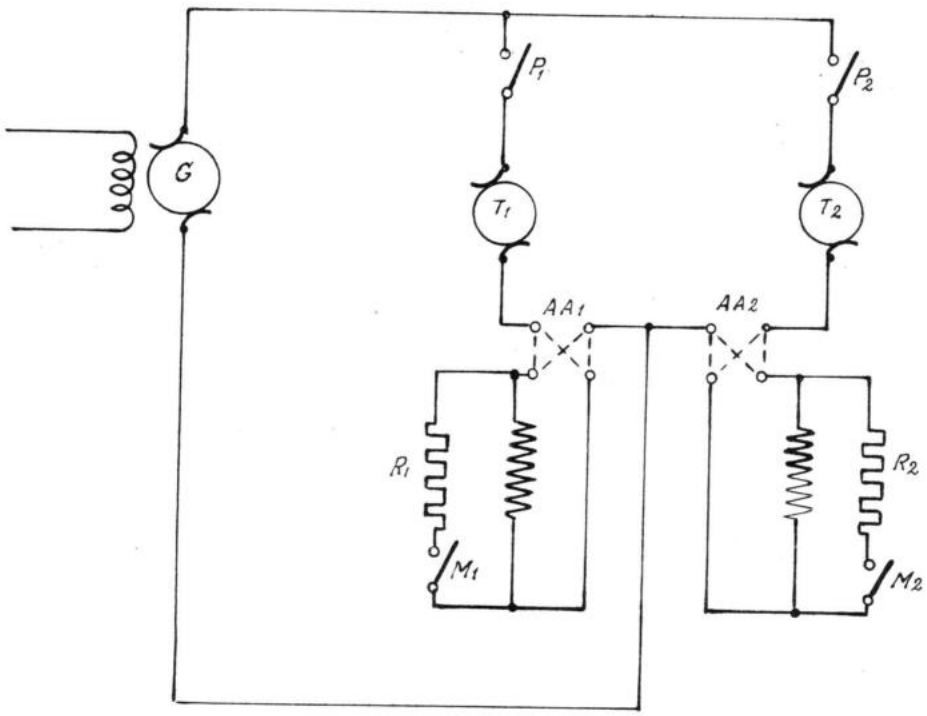


Schéma de principe de 2 moteurs de traction T1 et T2 alimentés en parallèle par une génératrice G avec inverseur et résistances de shuntage

Fig. 261

(B) 150269. 12. 65 (100)

Si C et C' sont les couples des moteurs de traction avant et après le shuntage et n la vitesse de rotation constante à l'instant du shuntage, on a, avec une puissance constante de la génératrice:

$$\frac{C.n}{716} \times 736 \text{ watts} = \frac{C'.n}{716} \times 736 \text{ watts}$$

On déduit directement que C = C'.

Donc sur un engin diesel électrique, si le shuntage est effectué à l'instant où le régime de vitesse est atteint (équilibre entre le couple exercé par les moteurs de traction et le couple résistant aux essieux), ce shuntage n'aura aucune modification de vitesse comme conséquence.

Si l'engin est par conséquent chargé de telle façon que son régime de vitesse est inférieur ou égal à la vitesse de shuntage, aucun réglage de la vitesse n'est plus possible par le shuntage. Cette conclusion n'est pas applicable aux engins de traction électrique.

F. Les caractéristiques d'un moteur de traction.

Un moteur de traction est caractérisé en particulier par:

16. 1. Sa puissance continue: elle est déterminée par le produit de l'intensité maximum qu'il peut supporter pendant un temps illimité par la tension aux bornes correspondant à cette intensité maximum.

Si la puissance de la génératrice est W watts et l'intensité continue maximum I'max, on a $E'max = \frac{W}{I'max}$ volts

L'intensité continue maximum d'un moteur de traction est en général celle à laquelle la saturation des pôles commence (fort développement de chaleur dans les pôles).

17. 2. La vitesse de rotation continue minimum: elle est déterminée par la tension correspondant à l'intensité maximum continue donc aussi à la puissance continue.

3. Son rendement: c'est le rapport $\frac{\text{puissance de sortie}}{\text{puissance à l'entrée}}$

En régime continu, il est de l'ordre de grandeur de 88 % mais peut atteindre avec une intensité minimum, donc une grande vitesse, 93 %. La baisse de rendement avec l'accroissement d'intensité résulte de l'augmentation des pertes Joule qui sont proportionnelles au carré de l'intensité.

19. 4. Le rapport de démultiplication des pignons d'entraînement de l'essieu moteur.

Quand le diamètre de la roue et le couple développé par le moteur sont connus, ce rapport détermine l'effort de traction exercé par l'essieu de l'engin.

Ce rapport détermine aussi, quand la vitesse de rotation continue minimum est connue, la vitesse minimum de l'engin en régime continu.

20. 5. Le refroidissement.

Un moteur de traction doit être refroidi constamment et cela, d'autant plus que sa puissance continue est élevée et que ses dimensions sont limitées.

Le refroidissement se fait généralement au moyen de ventilateurs soit incorporés dans le moteur de traction, soit constituant un organe séparé et entraînés par le moteur diesel ou par moteurs électriques.

Les ventilateurs séparés présentent l'avantage que le refroidissement est indépendant de la vitesse du moteur.

L'intensité absorbée par le moteur est en effet la plus grande à basse vitesse.

G. Les courbes caractéristiques d'un moteur de traction pour un engin diesel électrique.

21. Ce sont:

1. La représentation graphique du couple en fonction de son intensité (C = f (I)

Cette courbe est représentée théoriquement et pratiquement à la fig. 263 pour le plein champ et pour un degré de shuntage de x %.

2. La représentation graphique du couple en fonction de la vitesse.

Cette courbe, représentée à la fig. 263 bis pour différentes puissances et degrés de shuntage, découle directement de son équation générale.

$$C = k\left(1-\frac{m}{100}\right) I^2 = \frac{k\left(1-\frac{m}{100}\right) W}{Ri+Rs\left(1-\frac{m}{100}\right) + kln\left(1-\frac{m}{100}\right)}$$

22e leçon.

11/2/69

III. Génératrice.

A. Caractéristique externe - Généralités.

22. La caractéristique externe d'une génératrice est la représentation graphique de la tension aux bornes en fonction du courant débité et cela pour un courant d'excitation et une vitesse d'entraînement constante.

La forme de cette caractéristique dépend du type de génératrice.

Aussi, distingue-t-on:

1. Génératrice à caractéristique shunt, dont la tension aux bornes diminue dans une certaine mesure quand la charge augmente. Elle est représentée à la fig. 264 (pertes par réaction d'induit et pertes cuivre);
2. Génératrices à caractéristique série quand la tension croît fortement avec la charge, comme représenté à la fig. 265;
3. Génératrices à caractéristique compound quand la tension aux bornes reste constante (1) ou croît dans une légère mesure (2). Représentation à la fig. 266:
4. Génératrices à caractéristique anticompound quand une augmentation de la charge provoque une forte chute de tension (fig. 267).

B. Caractéristique externe d'une génératrice de transmission.

La question se pose de savoir quelle forme de caractéristique externe doit avoir une génératrice pour transmission électrique.

Cette forme peut être déduite des considérations suivantes:

23. 1. Si une génératrice alimente un moteur de traction sous une tension de E volts, le courant de charge est à chaque instant:

$$I = \frac{Ek - E}{Ri + Rs} \quad \text{Amp (fig. 262)}$$

Nous savons que la force contre-électromotrice E est nulle lorsque la vitesse de rotation du moteur est nulle et augmente en même temps que cette vitesse. Donc l'inten-

Van Achtyve-25.2.69. 11. 65(200)

sité est maximum lors de la fermeture du circuit (vitesse de l'engin nulle) et diminue dans la mesure où la vitesse de l'engin augmente.

Il est cependant nécessaire pour la conservation de la génératrice et du moteur de traction, de limiter le courant lors de la mise en service du moteur à sa valeur maximum autorisée.

Pour les moteurs des engins de traction électrique alimentés par lignes caténaires à tension constante (3000 V en Belgique, 1500 V en Hollande), cette limitation se fait en ajoutant des résistances qui sont éliminées progressivement quand la vitesse de l'engin augmente.

Sur un engin diesel, la génératrice est entraînée par un moteur diesel dont la puissance détermine directement le prix d'achat et les frais d'entretien et de réparation de l'engin.

Il est donc nécessaire, pour des raisons économiques, de limiter autant que possible la puissance du moteur diesel.

Si la génératrice devait fournir une tension plus ou moins constante, le réglage des conditions de marche des moteurs de traction (effort de traction et vitesse) devrait nécessairement se faire aussi par l'emploi de résistances supplémentaires. Le moteur diesel devrait donc fournir, en plus de la puissance de traction nécessaire, la puissance perdue dans ces résistances.

Quand les moteurs diesel pour locomotives de ligne suffisent avec une puissance de 1400 à 2000 ch, il leur faudrait, avec une tension constante à la génératrice, de 3000 à 4000 ch.

On alimentera donc les moteurs de traction par une génératrice dont:

a) la tension aux bornes est <u>suffisamment</u> petite quand on l'applique aux moteurs de traction pour qu'elle puisse l'être sans ajouter de résistances;
b) la tension aux bornes <u>croît progressivement</u> quand le courant de charge diminue, c.à.d. quand la vitesse de l'engin augmente de sorte que le réglage de la vitesse devient possible sans les résistances.

24. 2. Une fois la puissance du moteur diesel déterminée, il est avantageux, du point de vue économique, de pouvoir transformer toute cette puissance en puissance de traction, à chaque instant et indépendamment de la vitesse de l'engin.

On a vu ci-dessus que E I = 7,36 N.rg.

Pour que la puissance effective du moteur diesel N reste constante, il faut donc que le produit E I ait une valeur constante. Cela signifie que la tension doit toujours varier en sens inverse du courant.

En conclusion, la caractéristique externe de la génératrice d'un engin diesel-électrique doit avoir la forme d'une hyperbole équilatère telle que représentée à la fig. 268, appelée pour cette raison caractéristique externe à puissance constante.

Si le moteur diesel peut tourner à différents régimes de puissance N1, N2, N3 ....., la génératrice doit avoir une caractéristique externe E1 I1, E2 I2, E3 I3 .... (fig. 269) en équilibre avec chaque puissance choisie pour le moteur diesel.

25. Conclusion.

La génératrice d'une transmission diesel électrique doit satisfaire aux conditions générales suivantes:

1. sa puissance doit pouvoir correspondre à chaque instant à la puissance choisie pour le moteur diesel;
2. à chaque régime de puissance choisi doit correspondre une caractéristique externe à puissance constante.

fig 268 E I = cte

C. Adaptation de la puissance de la génératrice au régime de puissance choisi pour le moteur diesel.

26. Comme il ressort du cours "1213 - Moteurs diesel", le régime de puissance d'un moteur diesel peut être réglé:

1. soit par le réglage du degré de remplissage au moyen d'un régulateur de débit;
2. soit par le réglage de la vitesse au moyen d'un régulateur de vitesse.

La caractéristique externe de la génératrice entraînée par le moteur diesel n'a toutefois de signification que pour autant que sa vitesse de rotation et son courant d'excitation restent constants. En effet, à chaque vitesse de rotation et à chaque courant d'excitation correspond une autre caractéristique externe.

Le choix d'un régime de puissance déterminé pour la génératrice exige donc en premier lieu le choix d'une vitesse de rotation constante déterminée.

4. Aussi, le moteur diesel d'un engin de traction diesel électrique doit-il toujours être équipé d'un "régulateur de vitesse" permettant de donner différents régimes de vitesse au moteur.

Pour chaque vitesse de rotation du moteur - et donc de la génératrice - choisie, la puissance de la génératrice peut être ensuite réglée pour le réglage du courant d'excitation. Cela se fait en pratique au moyen de rhéostats de champ.

Ensuite, le régulateur de vitesse détermine le degré de remplissage nécessaire pour que la puissance développée par le moteur diesel soit en équilibre avec la puissance absorbée par la génératrice.

Conclusion.

Le régime de puissance de la génératrice est réglé par:

1. Le réglage de la vitesse de rotation du moteur diesel au moyen d'un régulateur de vitesse à vitesse variable;
2. Le réglage du courant d'excitation par des rhéostats de champ;
3. Adaptation du degré de remplissage du moteur, *par* le régulateur de vitesse, au couple absorbé par la génératrice.

D. Réglage de la génératrice pour l'obtention d'une caractéristique externe à puissance constante.

27. En considérant les caractéristiques externes des génératrices à courant continu de type normal (série - shunt - compound ou anticompound), on s'aperçoit qu'aucune de celles-ci ne répond aux conditions demandées.

Aussi, est-il nécessaire de munir la génératrice d'enroulements d'excitation particuliers qui maintiennent automatiquement constante la puissance fournie par la génératrice.

Suivant la façon dont la caractéristique externe à puissance constante est obtenue, on distingue les systèmes de transmissions suivants:

1. Les systèmes à réglage électrique pur.

La puissance de la génératrice est maintenue constante par le choix approprié des caractéristiques des enroulements d'excitation et avec ou sans l'intervention d'organes de réglage complètement indépendants du moteur diesel.

2. Les systèmes à réglage effectué par le régulateur du moteur diesel.

Dans ce cas, la puissance de la génératrice est maintenue constante par le réglage de son courant d'excitation au moyen de rhéostats de champ commandés par le régulateur du moteur diesel.

Dans ce dernier cas, ce régulateur n'est pas réellement un régulateur de vitesse comme dans les systèmes électriques purs, mais un régulateur de puissance constante pour une vitesse de rotation constante du moteur diesel.

E. Les caractéristiques de la génératrice.

La génératrice d'une transmission diesel électrique est caractérisée par:

28. 1. sa vitesse d'entraînement maximum autorisée;

29. 2. sa tension aux bornes.
Comme il s'agit d'une caractéristique externe à puissance constante, on parle ici de la tension aux bornes minimum et maximum;

30. 3. sa puissance continue.
Elle est déterminée par le produit de l'intensité maximum que la génératrice peut débiter pendant un temps illimité par la tension aux bornes correspondant à cette intensité;

31. 4. la façon dont son régime de puissance doit être réglé;

32. 5. la façon dont la caractéristique externe à puissance constante est obtenue. Ceci détermine le nombre et la nature de ses enroulements d'excitation;

33. 6. les moyens employés contre les phénomènes nuisibles de commutation;

34. 7. le nombre de porte-balais et le nombre de balais dans chaque porte-balai;

35. 8. le rendement qui est le rapport $\frac{\text{puissance à la sortie}}{\text{puissance à l'entrée}}$
Ce rendement est de l'ordre de grandeur de 93 à 94 % pour les régimes de puissance utilisés.

36. 9. la tension à partir de laquelle il y a saturation. A partir de cet instant, le produit EI ne sait plus avoir une valeur constante mais diminue quand la tension croît, donc quand le courant I diminue.
La décharge du moteur diesel qui en résulte exige l'intervention de son régulateur qui doit diminuer le degré de remplissage (débit d'injection).

37. 10. Refroidissement.

Comme les moteurs de traction, la génératrice doit aussi être constamment refroidie par l'air et cela d'autant plus que sa puissance continue est élevée.

Comme cette puissance n'est développée qu'à vitesse de rotation maximum, les génératrices sont généralement refroidies par des ventilateurs incorporés.

IV. Etude générale des différents systèmes de transmission électrique.

Les systèmes de transmission électrique se différencient suivant la façon dont la caractéristique externe à puissance constante est obtenue.

Nous distinguons donc:

- les systèmes à réglage électrique pur;
- les systèmes à réglage effectué par le régulateur du moteur.diesel.

A. Les systèmes à réglage électrique pur.

38. Principe général: La puissance de la génératrice est maintenue constante par des circuits d'excitation composés particulièrement avec des caractéristiques appropriées. Le courant dans ces circuits d'excitation est réglé avec ou sans l'aide d'organes de réglage complètement indépendants du moteur diesel.

Ces systèmes peuvent être rangés dans 3 grandes classes:

39. 1. Les systèmes à influence extérieure de l'excitation de la génératrice.

Principe. Un rhéostat de champ inséré dans le circuit d'excitation de la génératrice modifie automatiquement son courant d'excitation suivant le courant de charge.

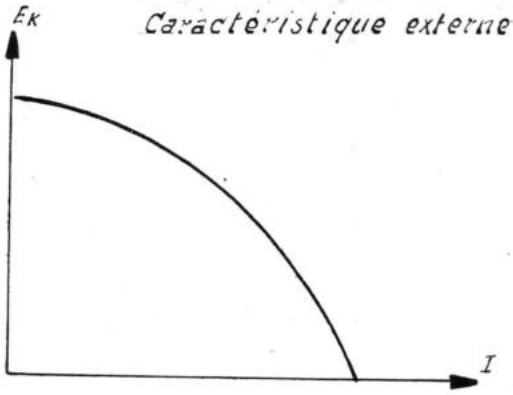
La génératrice peut avoir une excitation shunt propre mais a le plus souvent une excitation indépendante comme dans les deux systèmes suivants:

a) Le système Ward-Léonard non automatique (fig. 270).

40. Le courant d'excitation im de la génératrice principal G est fourni par la génératrice shunt d'excitation g montée sur le même arbre que la génératrice principale. Le rhéostat de champ R commandé à la main par le conducteur permet de régler constamment la puissance de la génératrice de sorte qu'elle reste en équilibre avec la puissance fournie par le moteur diesel. Comme la puissance de la génératrice, indiquée dans le poste de conduite par des wattmètres, doit être contrôlée constamment, ce système exige beaucoup d'attention et de doigté de la part du conducteur. Il n'est pratiquement pas d'application sur le matériel de traction ferroviaire.

Le système Ward-Léonard non automatique est seulement pratique pour des installations où la charge de la génératrice varie peu.

Caractéristique externe d'une génératrice anticompound



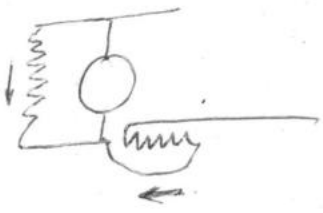
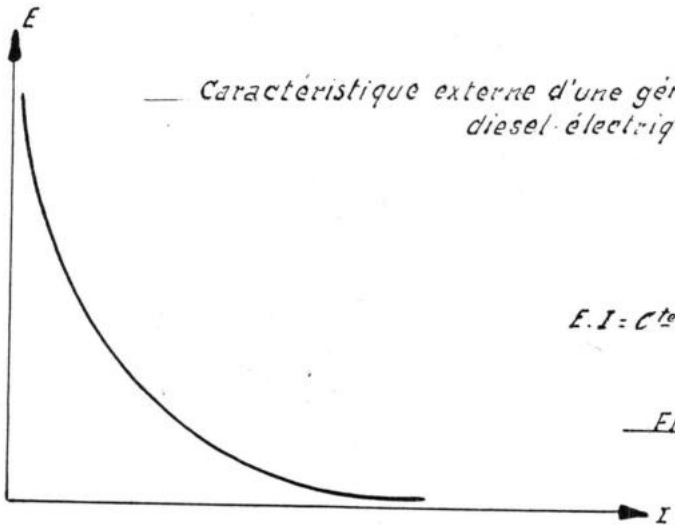


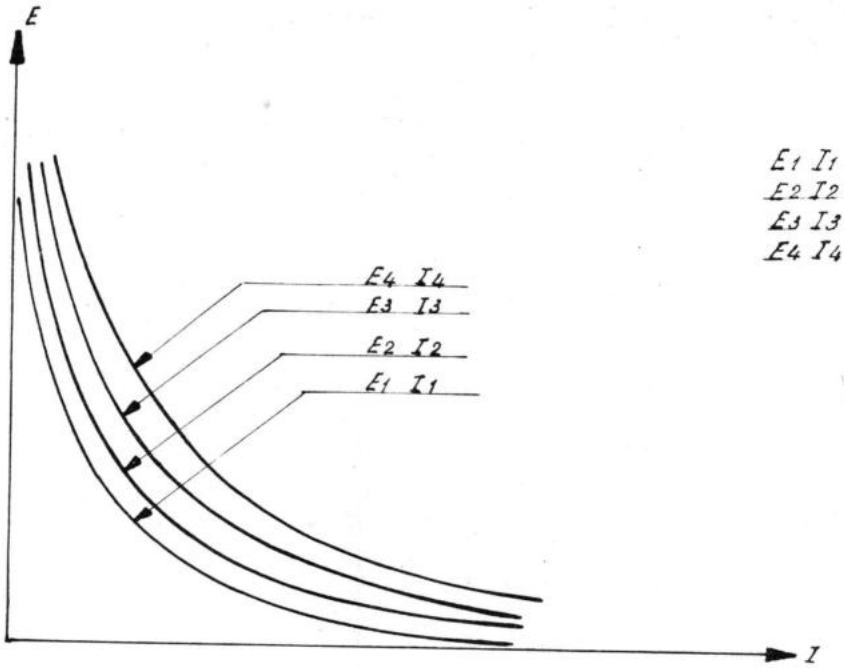
Fig. 267



— Caractéristique externe d'une génératrice pour la traction diesel-électrique

$E.I = C^{te} = 7,36\ N.rg.$

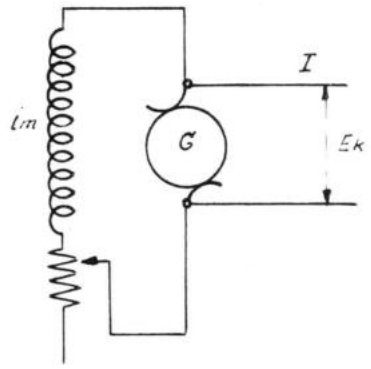
Fig. 268



$E_1 I_1 = (7,36\ rg)\ N1$
$E_2 I_2 = (7,36\ rg)\ N2$
$E_3 I_3 = (7,36\ rg)\ N3$
$E_4 I_4 = (7,36\ rg)\ N4$

Fig. 269

Génératrice avec caractéristique shunt



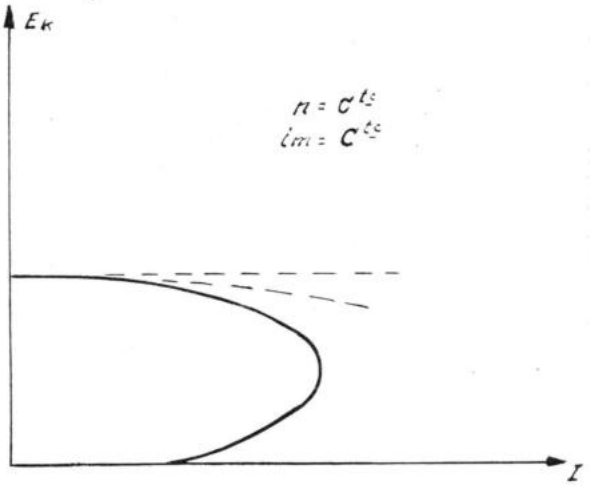
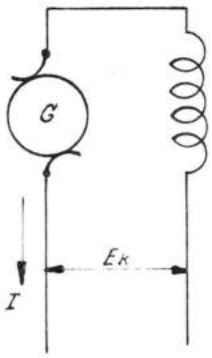


Fig. 264

Génératrice avec caractéristique série



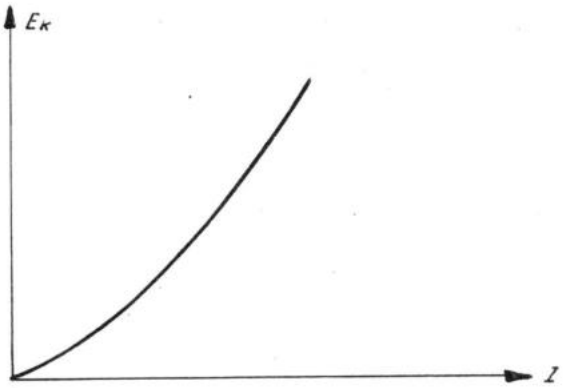
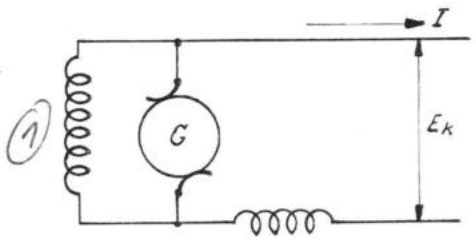
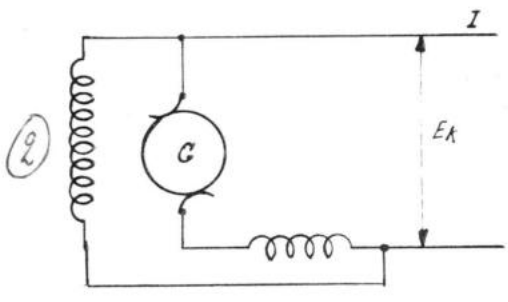


Fig. 265

Génératrice avec caractéristique compound





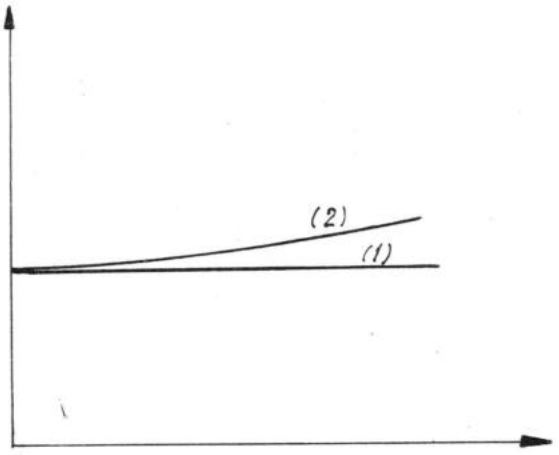


Fig. 266

(B) 250163. 12. 65 (200)

Système Ward-Leonard non automatique

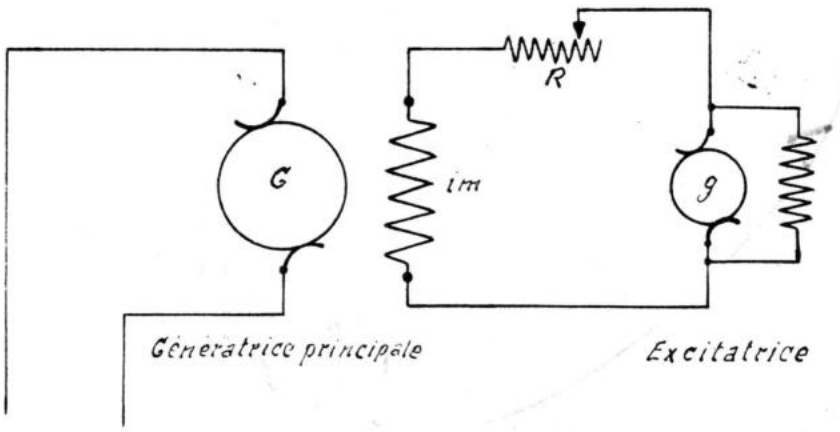


Fig 270

Système Ward-Leonard automatique (Brown-Boveri)

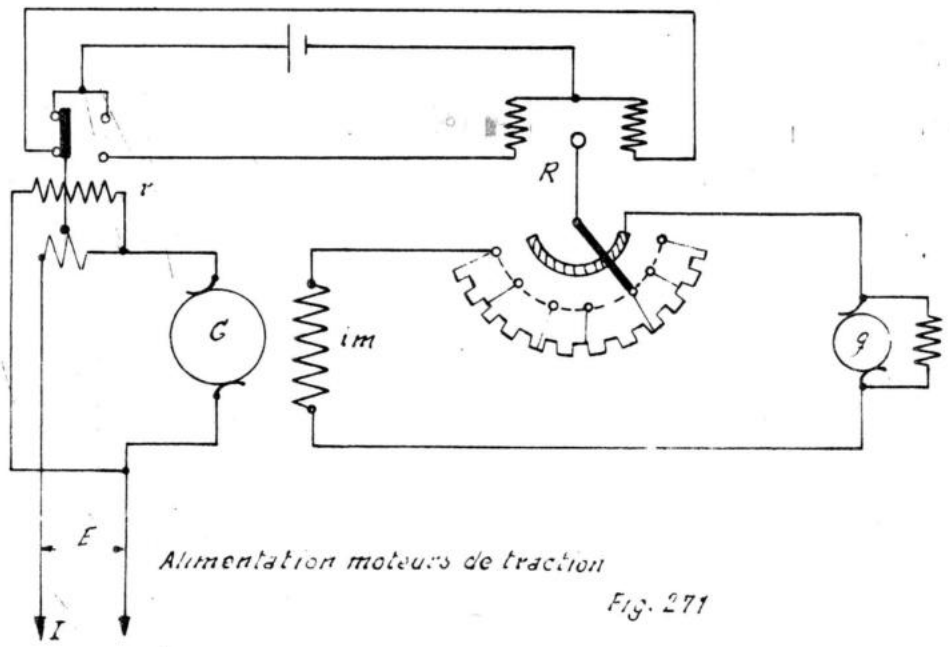


Fig. 271

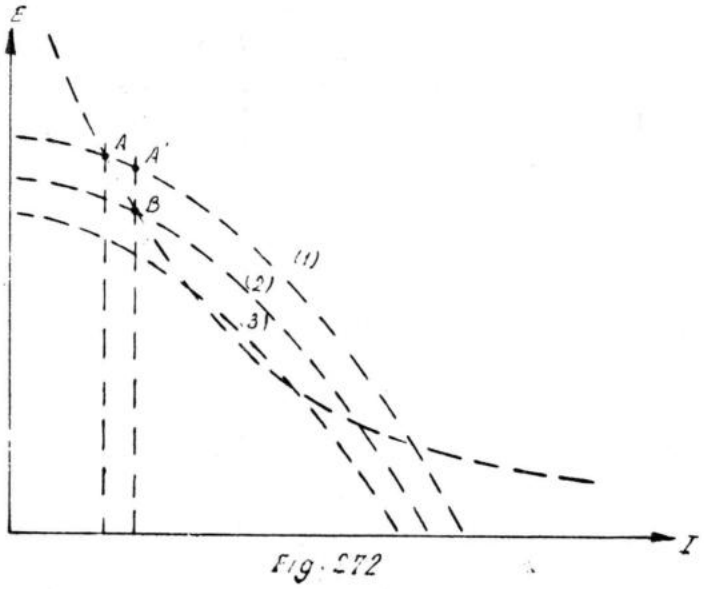


Fig. 272

b) Le système Ward-Léonard automatique (système Brown-Boveri). (fig. 271)

41. Le rhéostat de champ R est réglé automatiquement par un relais de puissance "r" sous le contrôle du courant et de la tension de la génératrice principale. Ainsi, la puissance fournie par celle-ci reste constante quel que soit le courant débité.

Ce système n'est pas appliqué sur les engins de la S.N.C.B.

2. Systèmes avec génératrice à auto-réglage.

42. Dans ces systèmes, il n'y a en principe pas besoin de rhéostat de champ pour maintenir la puissance constante pour un régime déterminé mais bien pour le choix de ce régime.

Une fois le régime choisi au moyen du rhéostat de champ, ce rhéostat n'intervient plus.

On distingue deux catégories:

a) Génératrices à auto-réglage et à vitesse de rotation variable.

43. Dans ce cas, on emploie des génératrices à caractéristique externe anticompound telle que représentée à la fig. 272.

Dans cette figure, les courbes (1), (2) et (3) sont les caractéristiques externes pour des vitesses d'entraînement respectives de n1, n2 et n3 t/min.

Supposons qu'au point A, pour une vitesse d'entraînement de n1 t/min, l'équilibre existe entre la puissance du moteur diesel et celle de la génératrice.

Si l'engin ralentit, ce qui signifie que le courant de charge croît, la puissance de la génératrice dépasse celle du moteur diesel (point A'). Avec un degré de remplissage constant, cela entraîne une baisse de vitesse du moteur diesel, et par conséquent, aussi de la tension aux bornes de la génératrice. De ce fait, le point de fonctionnement A ne se déplace pas vers A' mais bien vers B sur la courbe (2) correspondant à la vitesse d'entraînement n2.

La puissance constante de la génératrice est donc obtenue par la modification de la vitesse du moteur diesel.

Pour obtenir une baisse de tension sensible pour une petite chute de vitesse, la génératrice principale doit travailler dans une zone non saturée de la caractéristique, ce qui exige des génératrices lourdes et encombrantes.

Ce système est peu appliqué dans les locomotives modernes.

b) Génératrices à auto-réglage et vitesse d'entraînement constante.

44. Dans ce cas, la génératrice principale est munie d'un système d'excitation étudié et composé pour que la caractéristique externe suive, à vitesse d'entraînement constante, soigneusement la caractéristique externe à puissance constante.

Ce système est appliqué généralement dans les locomotives de ligne de la SNCB, équipées d'une transmission licence "Westinghouse".

Ce système sera étudié dans ses particularités dans l'examen de la transmission "Westinghouse".

3. Système avec excitatrice pilote.

45. Ce système, appliqué auparavant aux autorails t. 653 et 655 et construit par la firme ACEC sous licence Jeumont est basé sur le principe suivant: le circuit d'excitation de la génératrice principale est alimenté par une génératrice entraînée directement par un essieu de l'engin, appelée pour cela "excitatrice pilote".

La génératrice pilote étant équipée d'un enroulement d'excitation indépendant alimenté par la batterie, ainsi que d'un enroulement série (parcouru par le courant de charge de la génératrice), sa tension aux bornes était proportionnelle à la vitesse de l'engin. Il s'ensuivait que le courant d'excitation de la génératrice principale augmentait avec la vitesse de l'engin, de sorte que sa tension aux bornes était déterminée directement par la vitesse de l'engin. On obtenait ainsi, automatiquement, au démarrage de l'engin, une petite tension à la génératrice principale qui augmentait progressivement en même temps que la vitesse de l'engin.

B. Les systèmes à réglage effectué par le régulateur du moteur diesel.

46. Dans tous les systèmes à réglage électrique pur, le moteur diesel n'est pas protégé contre des surcharges possibles provoquées par des causes accidentelles: mauvais réglage de la transmission électrique, mauvais fonctionnement d'un ou plusieurs injecteurs d'où baisse de puissance du moteur diesel, etc;...

Si la puissance absorbée par la génératrice est supérieure à celle développée par le moteur diesel, soit que la 1ère est trop grande ou la 2e trop basse, la vitesse du moteur diesel baisse.

C'est pourquoi, dans les systèmes à réglage électrique pur comme c'est le cas par exemple dans la transmission licence Westinghouse, pour protéger le moteur diesel, on prévoit dans le circuit d'excitation de la génératrice principale des rhéostats de champ qui permettent de diminuer la puissance de la transmission à l'instant où le moteur diesel est surchargé. Ces rhéostats de champ sont commandés directement ou indirectement par le régulateur du moteur diesel, mais uniquement en cas de surcharge.

47. Dans les systèmes à réglage effectué par le régulateur du moteur diesel, ce régulateur intervient par contre constamment et directement pour le réglage de la tension aux bornes de la génératrice principale en fonction de son courant de charge.

En ceci, consiste la différence de principe entre les deux systèmes.

Le système à réglage effectué par le régulateur du moteur diesel est appliqué aux locomotives de ligne diesel électriques de la SNCB équipées d'une transmission EMD (Electro-Motive division) d'origine américaine. Elle sera étudiée en détail dans les prochaines leçons.

V. Parties constitutives principales d'une transmission électrique d'un engin diesel électrique.

48. Les parties constitutives principales d'une transmission électrique sont:

- la génératrice entraînée directement par le moteur diesel;
- la génératrice excitatrice éventuelle lorsque la génératrice possède un enroulement d'excitation indépendante. Ainsi, la génératrice est appelée généralement "génératrice principale ";
- les moteurs de traction dont le nombre dépend du nombre d'essieux de l'engin.

Les engins diesel-électriques (locomotives de ligne, locomotives de manoeuvre et autorails) peuvent être équipés de 1, 2, 4 ou 6 moteurs de traction.

- les circuits de puissance ou haute tension constitués par les câbles de liaison, les contacteurs et sectionneurs pour le couplage des moteurs de traction à la génératrice, pour l'inversion du sens de marche, pour le shuntage des moteurs de traction, etc....;

- les circuits de commande basse tension, ce sont les relais, les électrovalves et les sectionneurs reliés par câbles et fils à la batterie de l'engin pour la commande des appareils du circuit haute tension;
- l'installation de réglage pour le réglage de la puissance de la transmission électrique suivant la puissance développ ée par le moteur diesel;
- les appareils de mesure pour la mesure de l'intensité fournie par la génératrice, sa vitesse de rotation, etc...
- les dispositifs de protection consistant en général en la protection de la génératrice et des moteurs de traction contre des intensités trop grandes ou des surcharges, la protection des moteurs de traction contre le patinage des essieux moteurs, la protection contre les court-circuits et les masses dans les circuits haute et basse tension;
- la batterie avèc son installation de charge dont la génératrice de charge, le régulateur de tension et éventuellement de débit et le conjoncteur-disjoncteur automatique sont les parties principales.

23e leçon.

18/2/69

VI. Etude détaillée de la transmission électrique "licence Westinghouse".

A. Constitution de principe de la transmission "Westinghouse"

49. La transmission "Westinghouse", basée sur le principe de la génératrice à auto-réglage, est montée sur les locomotives de ligne de la SNCB t. 200 - 201 - 210 et sur les locomotives de manoeuvre diesel-électriques t. 270. Elle consiste, comme le montrent schématiquement les fig. 273 et 274, en:

1. Une génératrice principale G. (fig. 275).

a) Description succincte.

50. La génératrice principale G, entraînée directement par le moteur diesel, possède un seul enroulement d'excitation indépendante alimenté par la génératrice excitatrice g. Celle-ci est entraînée par l'arbre de la génératrice principale au moyen de courroies.

La tension aux bornes de la génératrice principale peut varier d'une valeur minimum de 300 V à une valeur maximum de 800 V à 1000 V, suivant le type.

Son enroulement d'excitation est réparti, suivant la puissance continue, sur 8 à 12 pôles principaux dont la section est déterminée pour que la saturation commence à partir d'une tension + 800 V. Au-dessus de cette tension, la puissance de la génératrice est donc inférieure à la valeur théorique "E I" et le moteur diesel est déchargé.

Les phénomènes nuisibles de commutation provenant de la réaction d'induit sont combattus par des pôles auxiliaires.

Le courant induit est pris sur le collecteur par 8 à 12 porte-balais avec chacun 4 balais pressés sur le collecteur par des ressorts à tension réglable.

La génératrice principale est refroidie par un ventilateur incorporé, côté moteur diesel. Ce ventilateur aspire l'air par le côté collecteur et le refoule par les canaux de ventilation dans le stator.

Le rendement de la génératrice est de l'ordre de grandeur de 93 à 94 % pour tous les régimes de puissance utilisés.

(B)2502/X. 1. 66 (100)

b) Caractéristiques.

Les génératrices principales montées sur les locomotives de ligne de la SNCB ont les caractéristiques suivantes:

Caractéristiques des génératrices principales	Types de locomotive			
	200	201	210	270
Type de génératrice	SEM-ACEC t.607	ACEC t.GT4 71 BZ	SEM-ACEC t. 606	ACEC GT 480 F (1)
Nombre de pôles principaux	10	12	8	6
Nombre de pôles de commutation	10	12	8	6
Nombre de porte-balais	10	12	8	6
Puissance continue en régime constant (en KW)	1380	1160	936	686
Intensité maximum à puissance continue (en Amp)	2700	2150	1800	1040
Tension aux bornes à puissance continue	511	540	520	660
Vitesse d'entraînement max. t/min	650	625	1000	650
Tension minimum à vitesse de rotation maximum (volt)	300	305	300	260
Intensité maximum (Amp)	4200	3600	2800	2400
Tension maximum à vitesse maximum de la locomotive (volt)	785	830	978	850
Intensité à tension maximum (Amp)	1782	1220	920	400

(1) Cette transmission est construite pour être entraînée par un moteur de 1000 ch.

2. Les moteurs de traction (fig. 276).

52. a) Description succincte.

Les moteurs de traction, 4 ou 6 suivant le type de locomotive, sont toujours du type série et à suspension par le nez.

Le courant est amené à l'induit par 4 ou 6 porte-balais, munis chacun de 2 balais dont la pression sur le collecteur est assurée par des ressorts en spirale à tension réglable.

Les moteurs de traction sont refroidis, pendant la marche, par des ventilateurs entraînés soit directement par le moteur diesel, soit par moteurs électriques.

b) Couplage des moteurs de traction.

53. Dans le système Westinghouse, les moteurs de traction sont couplés soit constamment en série parallèle (t. 201-270) soit constamment en parallèle (type 200 et 210). Le changement de couplage n'est donc pas possible.

54. c) Propriétés des moteurs de traction montés sur les locomotives de ligne.

	Types de locomotive			
	200	201	210	270
Type de moteur	DN 441 ACEC	370 DEZ SEM-ACEC	DN 441 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
Nombre de crans de shuntage	3	4	1	1
Puissance continue ch	275	330	275	150
vitesse t/min	450	330	450	205
intensité amp.	450	1020	450	520
tension volts	500	270	500	200
Rapport de démultiplication	1/3,28	1/3,28	1/3,28	1/4,857
Diamètre des roues à mi-usure mm	970	1080	970	1070
Nombre de moteurs de traction	6	4	4	4
Couplage des moteurs de traction	parallèle	série parallèle (2x2)	parallèle	série parallèle (2x2
Vitesse minimum de la locomotive ésultant du régime de puissance ontinue $\frac{60 \times \text{nbre de tours} \times 3,14 \times \text{diamètre}}{1000 \times \text{démultiplication}}$ km/h	25	20,5	25	14

3. L'excitatrice.

55. L'excitatrice est placée au-dessus de la génératrice principale et entraînée par l'arbre de sortie de cette dernière au moyen de courroies. Elle alimente l'enroulement d'excitation indépendante de la génératrice principale de telle façon que la caractéristique externe ait la forme d'une courbe à puissance constante.

La tension aux bornes de la génératrice principale, pour une vitesse d'entraînement constante, est directement

proportionnelle à son courant d'excitation et ce dernier est à son tour déterminé par la tension aux bornes de l'excitatrice. Finalement, la tension aux bornes de l'excitatrice doit être inversement proportionnelle au courant de charge de la génératrice principale.

Pour atteindre ce but, l'excitatrice est munie d'un enroulement d'excitation triple (fig. 277).

1. un enroulement d'excitation indépendante réparti sur 4 pôles (pôles 1-2-4-5) alimenté sous une tension constante par la batterie de l'engin;
2. une excitation shunt répartie sur 2 pôles (pôles 3 et 6);
3. un enroulement d'excitation série parcouru par le courant de charge de la génératrice principale. Il est réparti sur les mêmes pôles (3 et 6) mais donne un champ opposé à l'excitation shunt. Pour cette raison, cette 3e excitation est souvent appelée excitation différentielle.

B. Principe de fonctionnement de la transmission "Westinghouse".

1. Le circuit de puissance.

56. Le circuit de puissance de la transmission Westinghouse est représenté dans son principe à la fig. 278. Il est composé, comme on l'a exposé plus haut; de :

a) la génératrice principale G entraînée par le moteur diesel avec son enroulement d'excitation indépendante M;

b) l'excitatrice g, entraînée par la génératrice principale, avec son enroulement d'excitation indépendante m1 alimenté par la batterie, son excitation shunt m2 et son excitation différentielle m3.;

c) le rhéostat de champ LR placé en série avec l'excitation indépendante m1. Il est commandé indirectement par le régulateur du moteur diesel pour la protection du moteur contre la surcharge;
Par conséquent, le rhéostat de champ LR appelé "régulateur de charge", n'interviendra pas dans la réalisation de la caractéristique externe à puissance constante de la génératrice principale;

d) Les moteurs de traction T1, T2 ... avec les résistances de shuntage r1, r2...

2. Réalisation de la caractéristique externe à puissance constante de la génératrice principale.

57. La force électromotrice résultante dans l'excitatrice peut être considérée à chaque instant comme étant la somme algébrique des forces électromotrices produites par chacun des 3 enroulements d'excitation séparément.

Le courant de charge de l'excitation étant petit, il y a peu de différence entre sa tension aux bornes et la force électromotrice.

Nous pouvons donc conclure que sa tension aux bornes peut aussi être considérée comme la résultante des tensions produites séparément par les 3 enroulements d'excitation.

Représentons ces tensions graphiquement en fonction du courant de charge de la génératrice.

a) Pour l'enroulement d'excitation indépendante m1.

58. La tension e_1 de l'excitatrice reste constante pour une position invariable du LR et une tension de batterie constante et est par conséquent indépendante de la charge de la génératrice principale (fig. 279).

b) Pour l'enroulement d'excitation shunt m2.

59. La tension produite e2 peut aussi être considérée comme constante étant donné la faible charge de l'excitation (fig. 280). La résistance additionnelle limite l'influence de l'excitation shunt.

c) L'enroulement différentiel m3.

60. Si, sur les pôles intéressés, il n'y avait que cet enroulement, la tension produite e3 pourrait être représentée comme à la fig. 281.

Le point B représente le courant de charge de la génératrice principale pour lequel il y a début de saturation.

61. Si nous combinons les tensions e2 et e3 comme à la fig. 282, le point B se déplace vers le bas (B') à cause de l'enroulement shunt monté sur les mêmes pôles que l'enroulement différentiel (champs opposés).

La tension résultante (e2 + e3) va donc s'écarter, en dessous du point B, de la résultante obtenue par la somme algébrique des courbes des fig. 280 et 281.

Additionnons algébriquement les 3 tensions e1, e2 et e3 comme à la fig. 283. La tension aux bornes de l'excitatrice est, entre certaines limites, approximativement une hyperbole équilatère par rapport au courant de charge de la génératrice principale.

Le courant d'excitation de cette dernière varie comme cette tension de sorte que la caractéristique externe de la génératrice principale est, entre certaines limites, approximativement une courbe à puissance constante.

U_{GP} fonction de $I_{(M)}$
$I_{(M)}$ fonction de U_{GE} } donc U_{GP} fonction de U_{GE}

62. Représentons ces caractéristiques externes de la génératrice principale pour différentes vitesses du moteur. La fig. 284 donne respectivement les courbes (1) pour la vitesse nmax, (2) pour la vitesse n2, (3) pour la vitesse n3.

Si Imax est l'intensité maximum de la génératrice principale ou des moteurs de traction, la vitesse d'entraînement doit être limitée à n5 (point A) au démarrage de l'engin.

En augmentant progressivement cette vitesse d'entraînement jusqu'à nmax, pendant le démarrage, cette intensité maximum peut être maintenue pendant un certain temps. Le point A de la fig. 284 correspond donc à une vitesse nulle de l'engin et le point B à la vitesse de l'engin à laquelle le moteur peut développer sa pleine puissance.

3. Discussion de la caractéristique externe de la génératrice principale d'une transmission Westinghouse.

Pour rendre cette discussion aussi claire et pratique que possible, nous nous appuierons sur la transmission électrique réalisée sur les locomotives de ligne t. 201.

a) Introduction.

63. Les locomotives de ligne t. 201 sont équipées d'un moteur diesel pouvant développer une puissance effective de 1750 ch à 625 t/min. 150 ch servent à l'entraînement des organes auxiliaires de la locomotive (ventilateurs de refroidissement, compresseurs et génératrice auxiliaire).

La puissance de traction atteint donc 1600 ch. Compte tenu d'un rendement de 94 % pour la génératrice principale, la puissance de traction de cette dernière est 1500 ch ou 1100 Kw.

E I = 1100 Kw

64. L'intensité maximum autorisée, qui ne peut être débitée par la génératrice que pendant un temps très court, est 3600 Amp, ce qui correspond à une tension aux bornes de 305 volts (305 V x 3600 A == 1100 Kw).

65. L'intensité continue maximum pouvant être débitée par la génératrice principale est 2040 Amp sous une tension de 540 V (2040 A x 500 V = 1100 Kw).

66. La saturation de la génératrice principale commence à partir de 800 V, tension aux bornes correspondant à une intensité de 1375 Amp (1375 A x 800 V = 1100 Kw). Au-

Principe de la transmission électrique des HL de t. 201

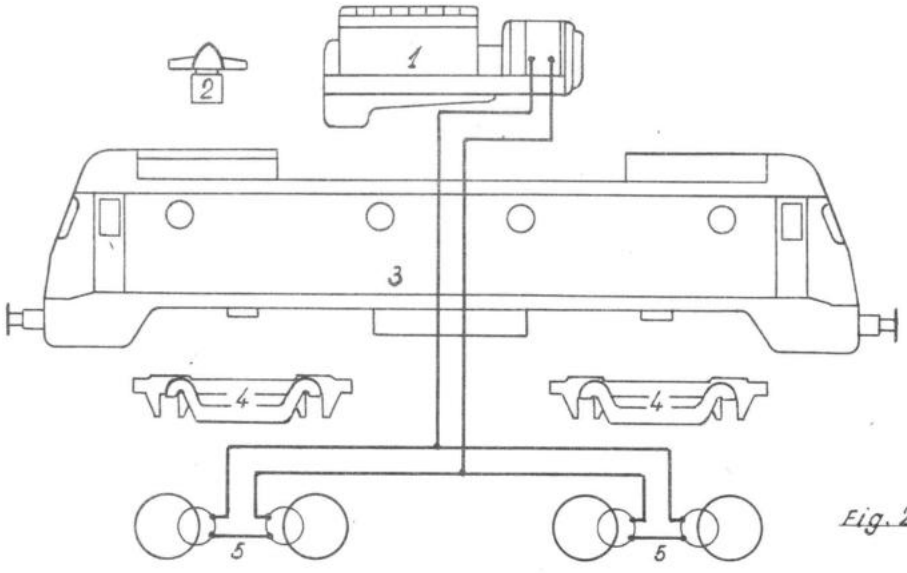
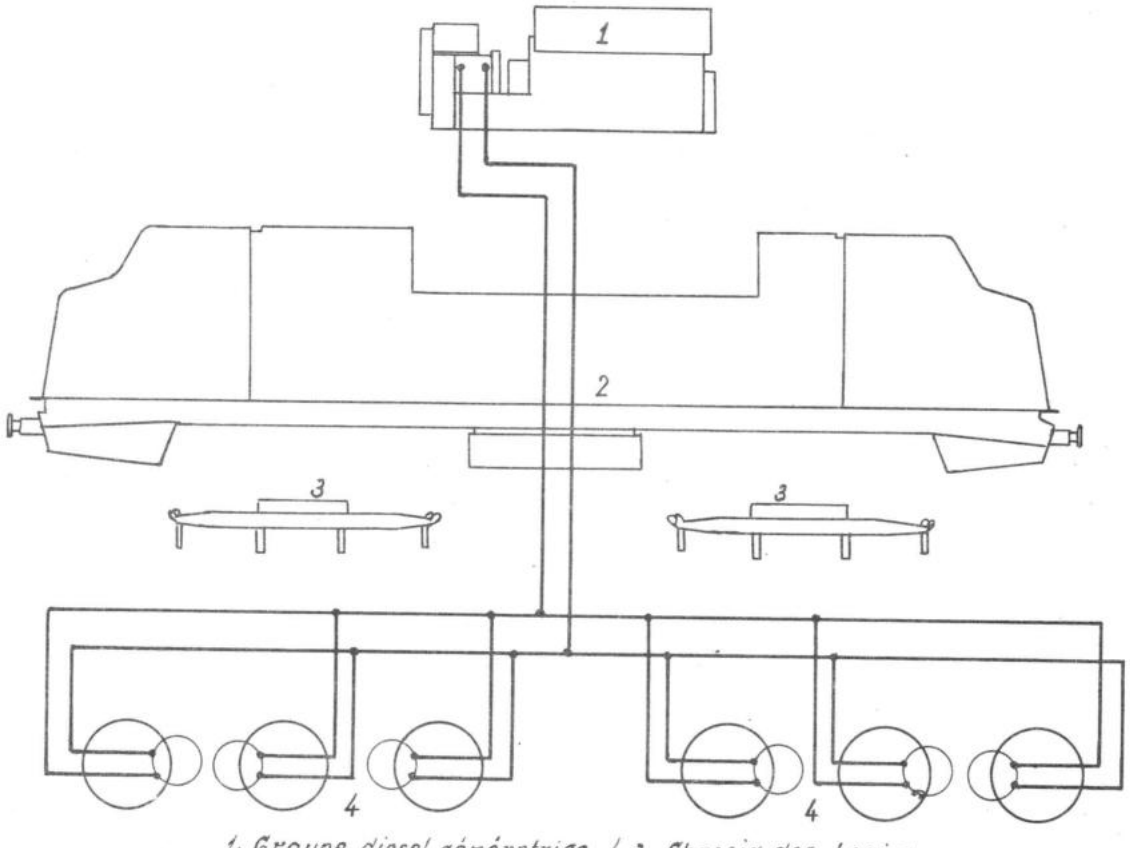


Fig. 273

1. Groupe diesel génératrice / 3. Caisse de la locomotieve
2. Ventilateur / 4. Châssis des bogies
5. Essieux moteurs

Principe de la transmission électrique des HL de t. 200



1. Groupe diesel génératrice / 3. Chassis des bogies
2. Caisse de la locomotive / 4. Essieux moteurs

Fig. 274.

(18) 2501 XI. 1.66 (200)

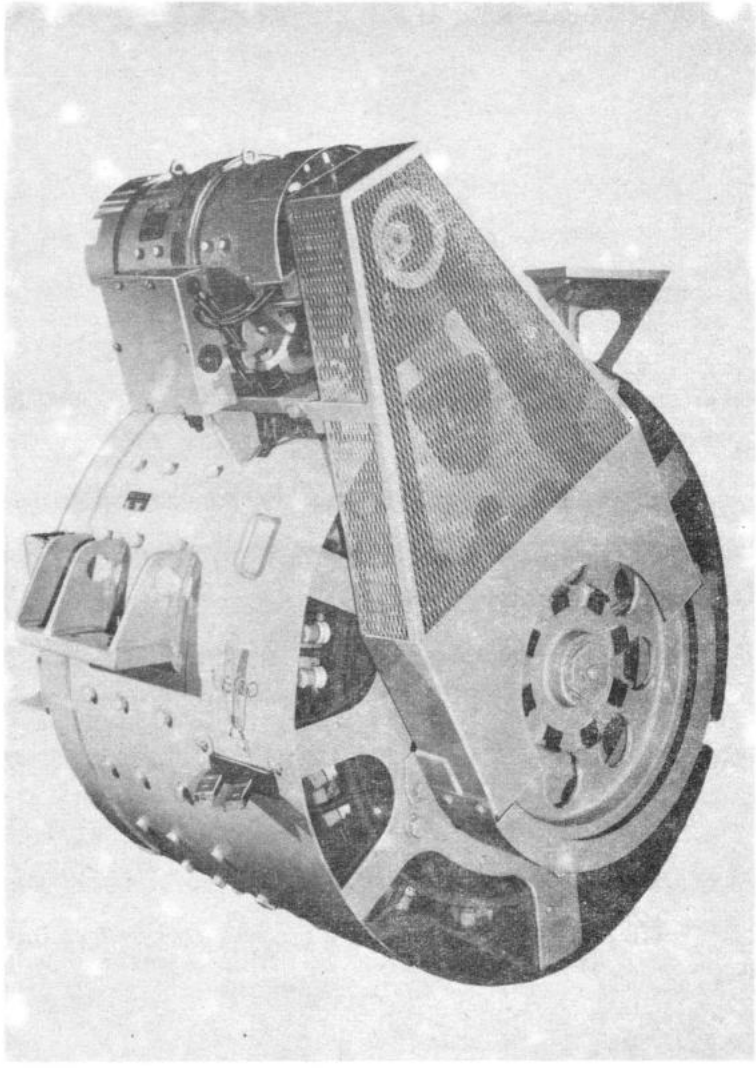


Fig. 275

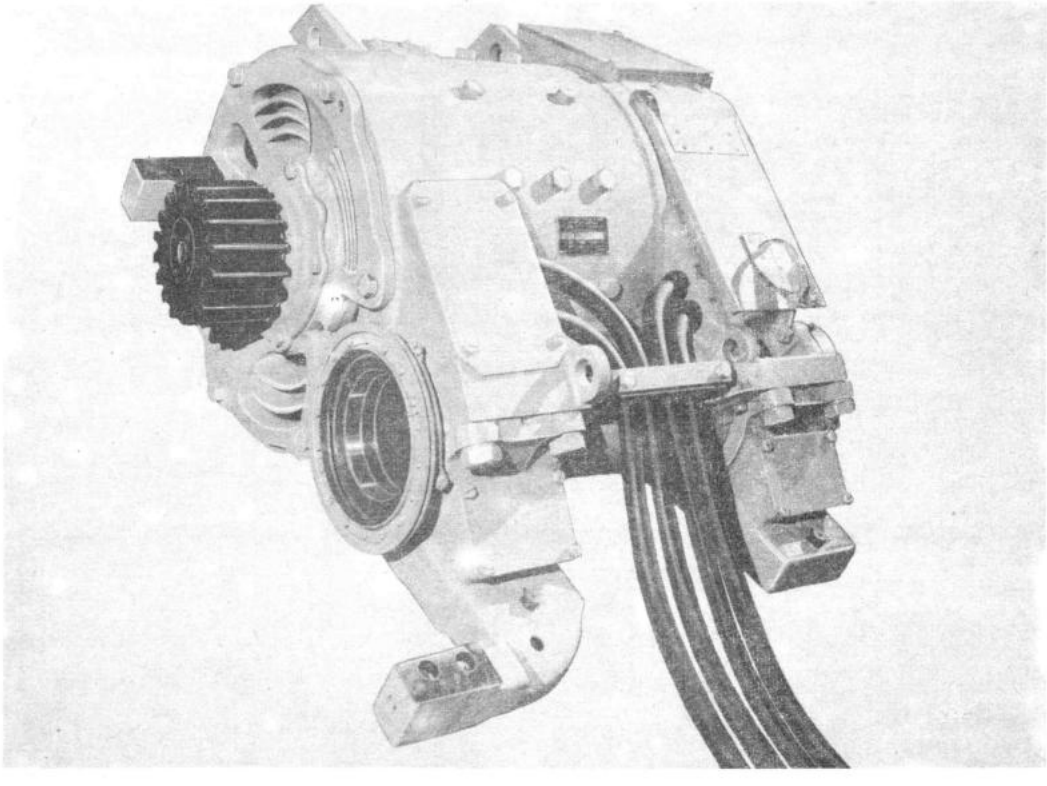
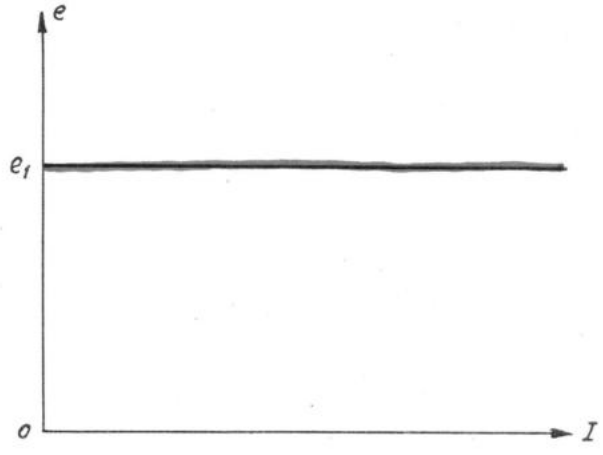


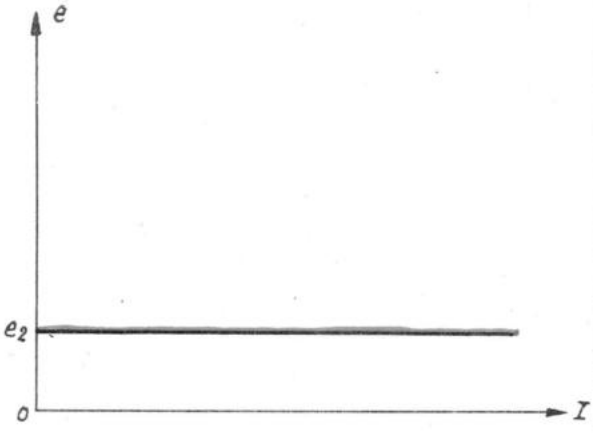
Fig. 276

Tension (e) aux bornes de l'excitatrice en fonction du courant de charge de la génératrice principale



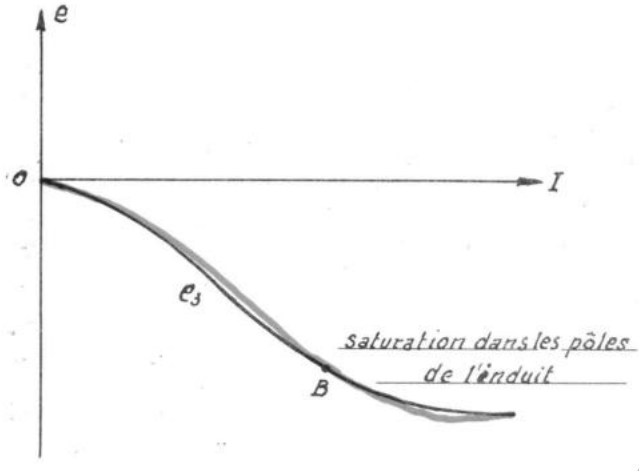
Excitation indépendante

Fig. 279



excitation shunt

Fig. 280



Excitation différentielle

Fig. 281

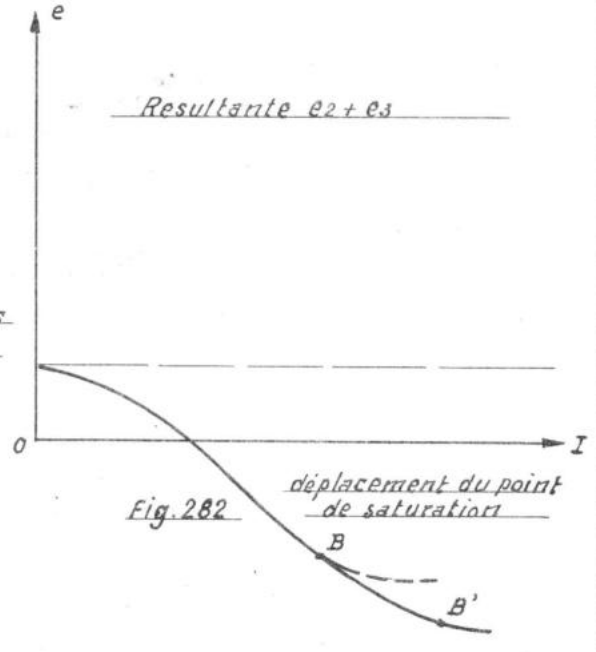


Fig. 282

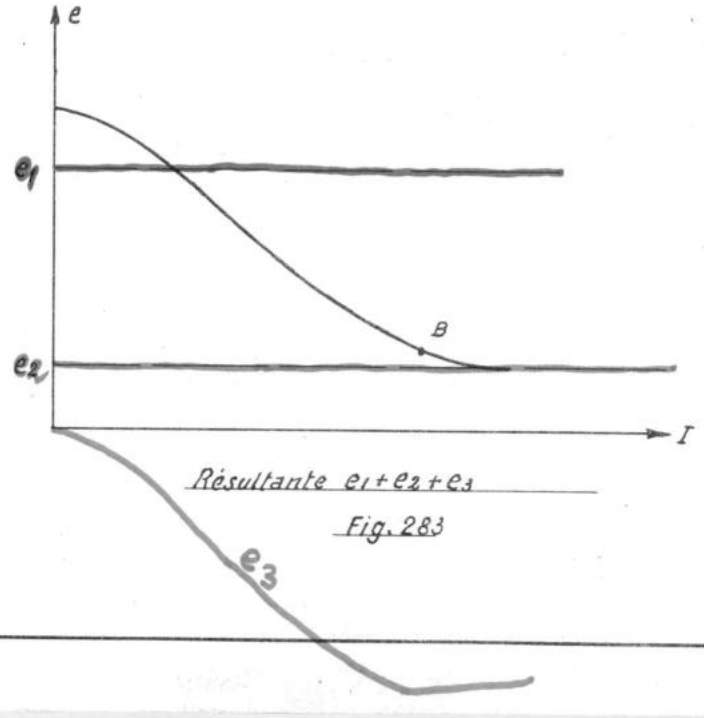


Fig. 283

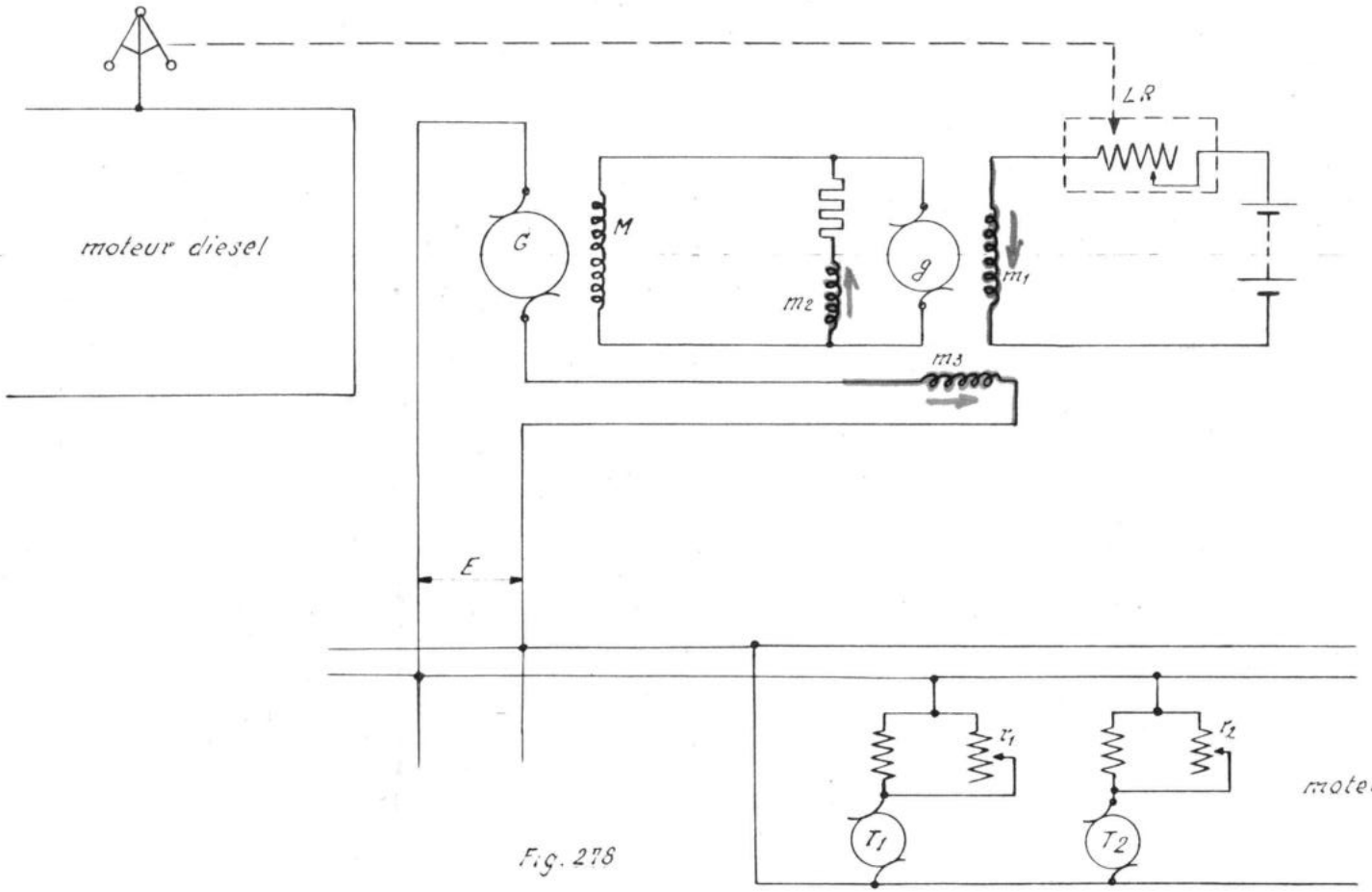


Fig. 278

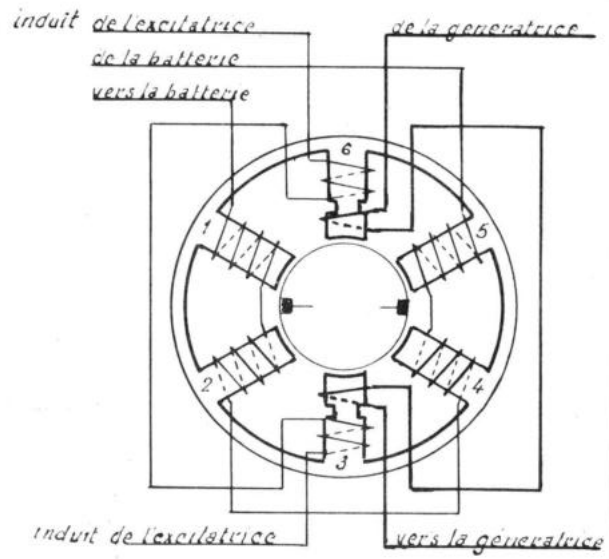


schéma de la génératrice excitatrice
Fig. 277

au démarrage E = 90 V E1 = 9 V x 3600 = 324 Kw

C. 1260
23 m² L

Annexe 161

Caractéristique externe de la génératrice principale

pour différentes vitesses d'entrainement

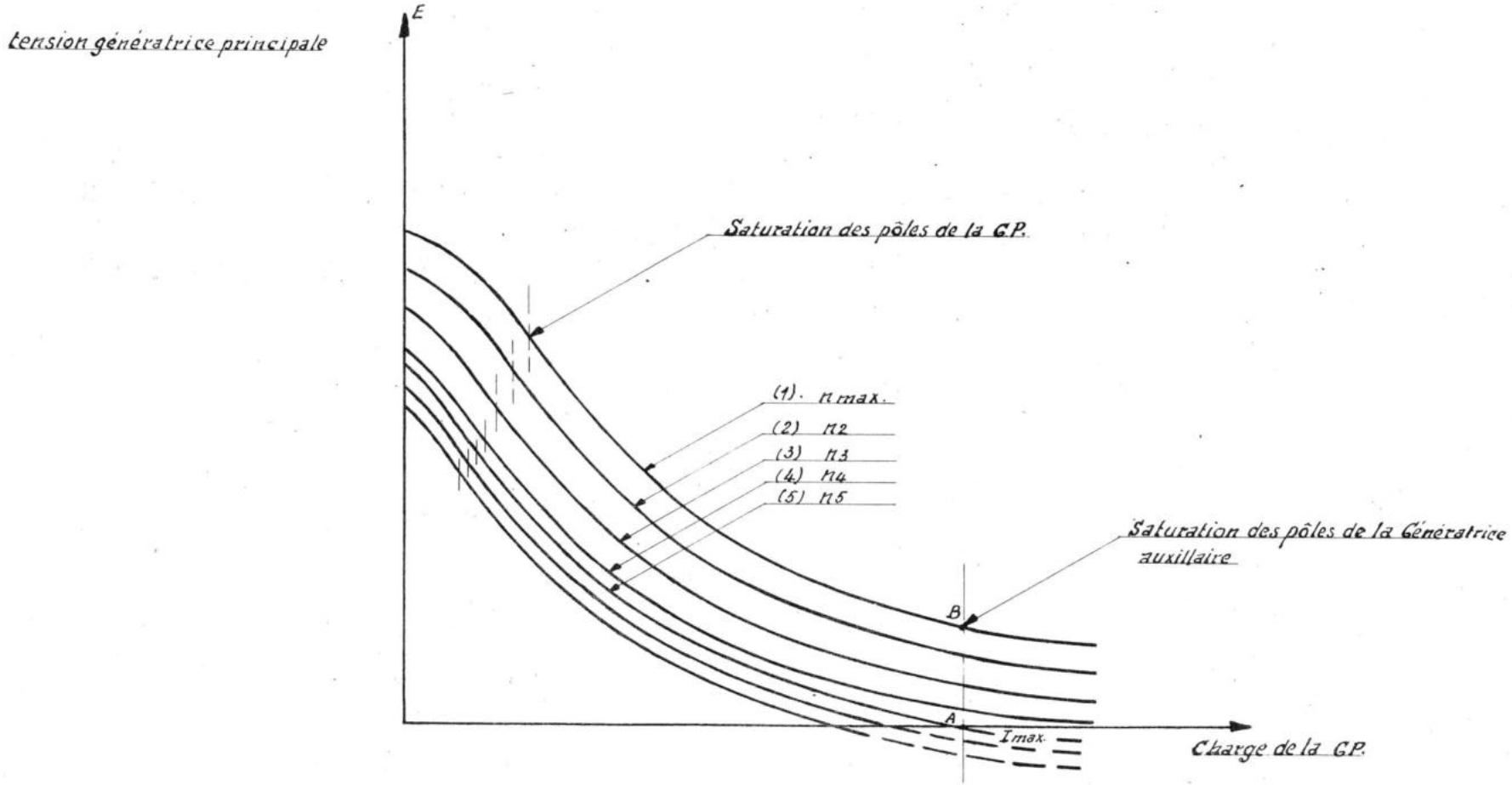
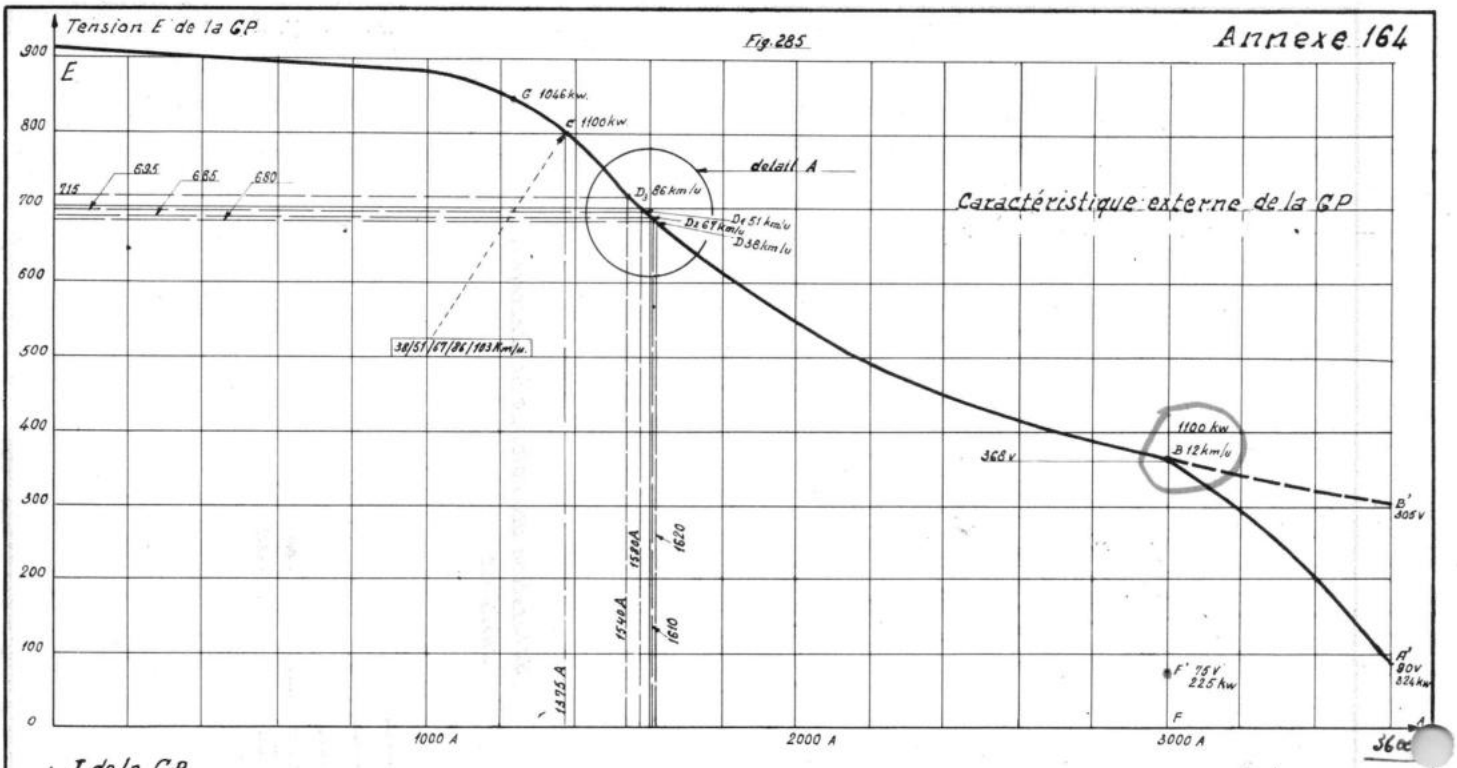
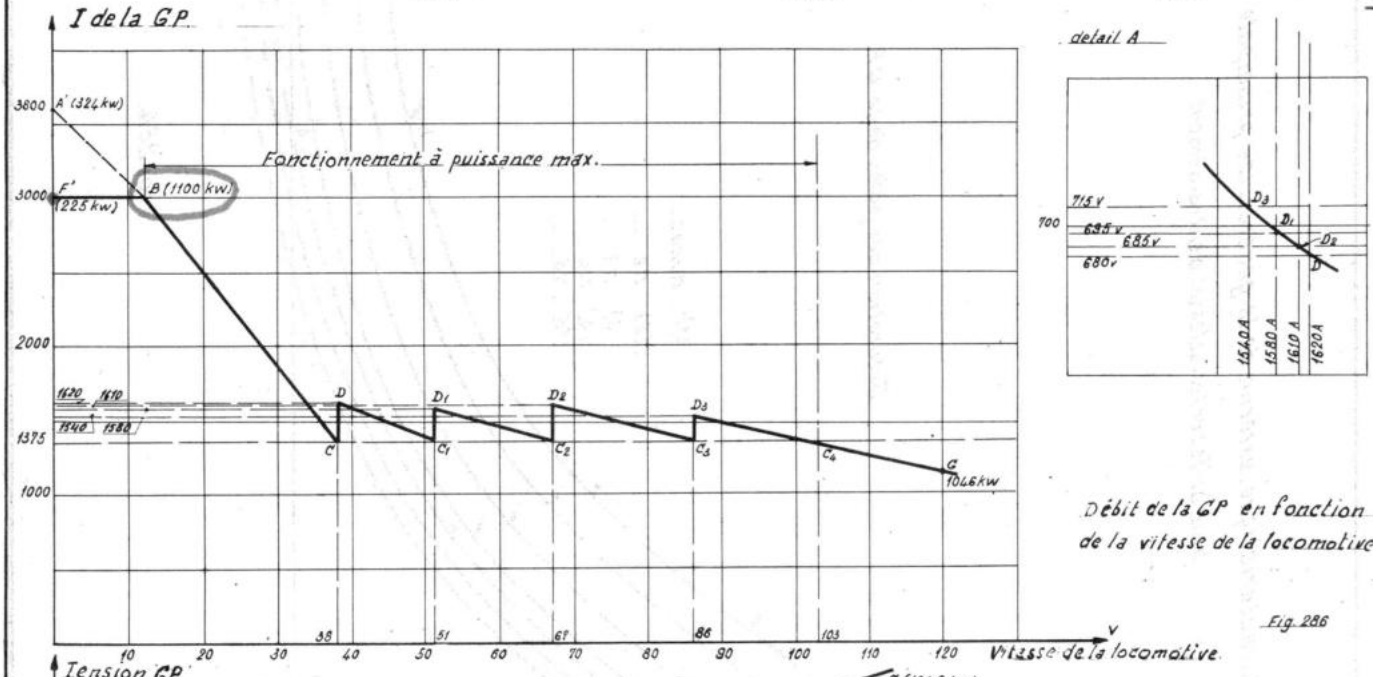


Fig. 284

Annexe 164

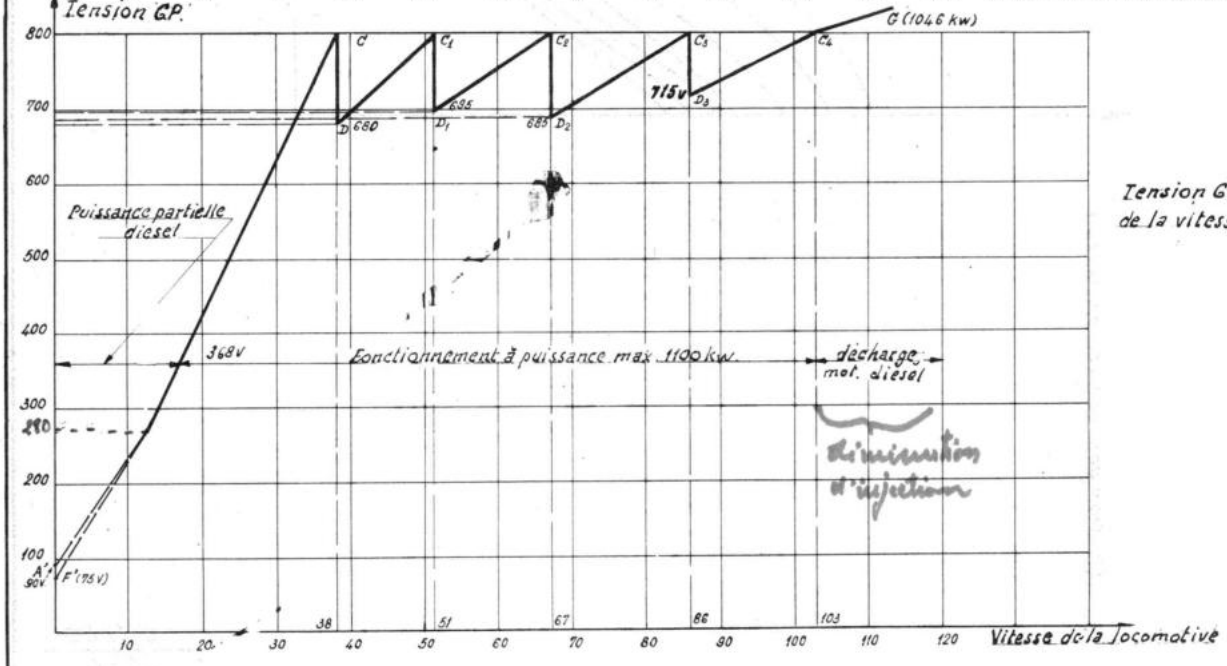
Fig. 285





Débit de la GP en fonction de la vitesse de la locomotive

Fig. 286



Tension GP en fonction de la vitesse de la locomotive

Fig. 287

C. 1260
23me L

dessus de cette tension (800 V) la puissance absorbée par la génératrice diminue dans la mesure où sa tension aux bornes approche da valeur maximum de 850 à 900 V.

67. La génératrice principale alimente 4 moteurs de traction de 330 ch. couplés constamment en série-parallèle (2 à 2). Leur résistance interne est 0,025Ω à 75° C et leur régime continu est 1020 Amp sous 270 V et une vitesse de rotation de 325 t/min.

Leur rendement est de l'ordre de grandeur de 88 % pour le régime continu mais croît jusque 93 % pour l'intensité minimum (650 à 700 Amp dans le moteur).

68. Le courant d'induit maximum autorisé dans chaque moteur pendant quelques secondes seulement est 1800 Amp. Il est cependant souhaitable de ne jamais dépasser la limite de 1500 Amp.

69. Il y a 4 crans de shuntage pour les moteurs: 28 %, 45 %, 60 % et 68 %.

b) Représentation de la caractéristique externe.

70. La caractéristique externe de la génératrice principale pour une vitesse d'entraînement de 625 t/min et une puissance correspondante de 1100 Kw est représentée à la fig. 285.

Les points B', B, D et C se trouvent sur l'hyperbole équilatère de puissance constante. En ces points, le produit de la tension par le courant est égal à la valeur constante de 1100 Kw.

La partie CE de la caractéristique (saturation) ne répond plus à cette loi (au point E, la puissance est même nulle puisque I = o).

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. 1. Démarrage de la locomotive - Etablissement de la traction.

Comme la résistance interne d'un moteur de traction est d'environ 0,025 Ω et que les 4 moteurs sont couplés 2 à 2 en série-parallèle, le circuit de charge de la génératrice principale a une résistance totale d'environ 0,025 Ω .

Comme il est nécessaire de limiter le courant de la génératrice principale à 3600 Amp, la tension aux bornes de la GP ne peut dépasser 0,025 x 3600 = 90 volts au moment où la traction est établie. Cela correspond à une puissance de 90 x 3600 = 324 Kw. Par la suite, au fur et à mesure que la vitesse de la locomotive augmente, cette puissance de la génératrice principale peut être portée progressivement de 324 Kw (0 km/h) à 1100 Kw (12 km/h).

La variation de la tension E de la génératrice en fonction du courant pendant cet accroissement de la puissance est représentée à la fig. 285 par la ligne AA'B.

Par contre, la ligne BB' représente cette même variation si la puissance de la génératrice n'avait pas été limitée.

En B, atteint à 12 km/h, la tension de la génératrice est 368 volts pour un courant de charge de 300 Amp.

Pour des raisons de sécurité, le courant de démarrage est toutefois limité le plus souvent à 3000 Amp, ce qui correspond à une tension de la génératrice de 0,025 x 3000 = 75 V et à une puissance de 75 x 3000 = 225 Kw.

Dans ce cas, cette intensité de 3000 Amp est maintenue constante jusque 12 km/h par l'augmentation progressive de la puissance de la génératrice. La variation tension-courant est donnée alors par la verticale FB sur laquelle le point F' correspond à la puissance initiale de 225 Kw.

La puissance, à l'établissement de la traction, peut être limitée à 225 Kw de deux façons:

1. en limitant la vitesse d'entraînement de la génératrice principale;
2. en insérant le rhéostat de champ R complètement dans l'excitation indépendante m1 de l'excitatrice.

L'accroissement systématique de la puissance de la génératrice se fait alors par l'élimination du rhéostat de champ R et l'augmentation simultanée de la vitesse de rotation de la génératrice. En atteignant le point B (12 km/h), le rhéostat de champ est éliminé complètement et la vitesse de rotation de la génératrice a atteint 625 t/min.

72. 2. Augmentation de vitesse de 12 à 38 km/h.

Quand la vitesse de la locomotive passe de 12 à 38 km/h, la tension de la génératrice augmente de 368 V à 800 V pendant que le courant diminue de 3000 A à 1375 A.

La variation tension-courant est représentée par la courbe de puissance constante BC. Le point de fonctionnement C correspond donc à une vitesse de 38 km/h avec plein champ aux moteurs de traction.

73. 3. Premier cran de shuntage: 28 % - Augmentation, de vitesse de 38 à 51 km/h.

Lorsqu'on atteint la tension de 800 V, ce qui se fait pour une vitesse de 38 km/h, les moteurs de traction sont shuntés à 28 %.

Comme leurs pôles ne sont pas saturés (au-dessus d'une tension à la génératrice de 540 V), le shuntage fait augmenter l'intensité de la génératrice de 1375 Amp à $1375 \times \sqrt{\frac{100 - 0}{100-28}} = 1620$ Amp.

Le point de fonctionnement passe donc de C en D (1620 A - 680 volts). Ce point D correspond aussi à une vitesse de 38 km/h mais pour un degré de shuntage de 28 %, desinducteurs des moteurs de traction.

La variation tension-courant pendant l'augmentation de vitesse ci-dessus est représentée par la partie du diagramme DC.

Lorsque la tension de 800 V est à nouveau atteinte (vitesse 51 km/h), les moteurs de traction sont shuntés une 2e fois et le point C se déplace à nouveau vers le bas.

Ce shuntage est répété 4 fois ce qui est résumé dans le tableau ci-après:

74. 4. Shuntages successifs des moteurs de traction.

Tension de shuntage: 800 V. Courant de shuntage: 1375 A.

Vitesses de shuntage	Degré de shuntage	Intensité après shuntage	Point de fonctionnement après shuntage	Tension correspondante à la génératrice
38 km/h	28 %	$1375 \times \sqrt{\frac{100 - 0}{100 - 28}} = 1620$A	D	680 V
51 km/h	45 %	$1375 \times \sqrt{\frac{100 - 28}{100 - 45}} = 1580$A	D1	695 V
67 km/h	60 %	$1375 \times \sqrt{\frac{100 - 45}{100 - 60}} = 1610$ A	D2	685 V
86 km/h	68 %	$1375 \times \sqrt{\frac{100 - 60}{100 - 68}} = 1540$ A	D3	715 V

75. 5. Vitesse maximum de la locomotive.

Lorsque le point C est à nouveau atteint après avoir shunté la 4e fois, la vitesse de la locomotive est 103 km/h.

Au-dessus de cette vitesse, la variation tension-courant de la génératrice est représentée par la partie CG du diagramme. Le point G correspond à une certaine vitesse maximum déterminée par l'équilibre entre la résistance totale à l'avancement, de la locomotive et du train remorqué, et l'effort de traction correspondant à ce point de fonctionnement.

Le point de fonctionnement G représenté à la fig. 285 correspond à la vitesse maximum autorisée de la locomotive de 120 km/h (tension de la génératrice 850 V - courant de charge: 1230 Amp).

A ce point final G, la puissance développée par la génératrice n'est plus que 850 x 1230 = 1046 Kw.

Cela signifie que, quand le point C à 103 km/h est dépassé, le moteur diesel est déchargé de sorte que son régulateur de vitesse diminue progressivement le débit d'injection dans la mesure où la vitesse de la locomotiv augmente encore.

Cpnclusions.

76. 1. Les points de fonctionnement critiques de la génératrice principale, en cas d'entraînement à sa vitesse maximum de 625 t/m, sont résumés dans le tableau ci-après:

Point de fonctionnement	Degré de shuntage des moteurs de traction	Vitesse atteinte par la locomotive	Génératrice		
			tension	intensité	puissance
B	0 %	12 km/h	368 V	3000 A	1100 Kw
C	0 %	38 km/h	800 V	1375 A	1100 Kw
D	28 %	38 km/h	680 V	1620 A	1100 Kw
C1	28 %	51 km/h	800 V	1375 A	1100 Kw
D1	45 %	51 km/h	695 V	1580 A	1100 Kw
C2	45 %	67 km/h	800 V	1375 A	1100 Kw
D2	60 %	67 km/h	685 V	1610 A	1100 Kw
C3	60 %	86 km/h	800 V	1375 A	1100 Kw
D3	68 %	86 km/h	715 V	1540 A	1100 Kw
C4	68 %	103 km/h	800 V	1375 A	1100 Kw
G	68 %	120 km/h	850 V	1230 A	1046 Kw

77. 2. La variation du courant de la génératrice principale et de sa tension aux bornes peut être aussi représentée en fonction de la vitesse de la locomotive (fig. 286 et 287).

78. 3. En ce qui concerne la fig. 286, il faut noter que le courant de la génératrice principale, pour une puissance donnée, est uniquement déterminé, à un instant donné, par la vitesse de l'engin à cet instant et par conséquent pas par la charge de la locomotive.

Quel que soit le nombre de véhicules remorqués, on obtient toujours la même intensité pour une même vitesse.

Cette propriété découle d'ailleurs directement de la propriété des moteurs série par laquelle le courant absorbé, sous tension constante, n'est déterminé que par leur vitesse.

79. 4. Le point G de la fig. 285 ne peut pratiquement pas être dépassé à cause de la limitation de vitesse de la locomotive à 120 km/h, si ce n'est en cas de patinage des roues. A ce moment, les moteurs de traction sont déchargés de sorte que leur courant tend vers 0 et que la tension de la génératrice peut aller jusque 900 V.

Si la décharge continue et que l'alimentation n'est pas coupée, ils vont tourner à très grande vitesse, ce qui peut provoquer des dégradations importantes des enroulements d'induit .

80. 5. Le point G peut aussi être dépassé lorsque le dernier degré de shuntage est inférieur à 68 %.

24e leçon.

18/2/69

Suite: TRANSMISSIONS ELECTRIQUES "WESTINGHOUSE".

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.

81. Ce calcul est fait aussi pour les locomotives t. 201.

Nous savons que, tant que la vitesse de l'engin ne tend pas vers zéro, l'effort de traction peut être déduit de la puissance comme suit:

$$T = \frac{270.N.r}{0,736\ V} \quad kg$$

T = effort de traction en kg
N = la puissance utile en kw à la sortie de la génératrice principale
r = le rendement des moteurs de traction
V = la vitesse de l'engin en km/h

L'application de cette formule de base permet de calculer l'effort de traction des locomotives t. 201 en fonction de la vitesse. Ce calcul est résumé dans le tableau ci-après:

Vitesse V km/h	Rendement r des moteurs de traction	Puissance génératrice principale (kW)	Calcul de l'effort de traction (en tonnes)
12	0,86	1100	$\frac{270 \times 1100 \times 0,86}{736 \times 12} = 29$
18	0,90	1100	$\frac{270 \times 1100 \times 0,9}{736 \times 18} = 22,4$
36	0,90	1100	$\frac{270 \times 1100 \times 0,9}{736 \times 36} = 11,2$
72	0,90	1100	$\frac{270 \times 1100 \times 0,9}{736 \times 72} = 5,6$
108	0,90	1100	$\frac{270 \times 1100 \times 0,9}{736 \times 108} = 3,74$
120	0,92	1046	$\frac{270 \times 1046 \times 0,92}{736 \times 120} = 2,95$

Cela est représenté graphiquement à la fig. 288.

(B) 2512/2. 1.66(200)

Détermination de l'effort de traction maximum autorisé par l'adhérence.

82. Pour une adhérence de 33 %, l'effort de traction maximum autorisé est 87 x 0,33 = 29 tonnes; le poids de la locomotive étant 87 tonnes.

Cela signifie que, pendant le démarrage de la locomotive, l'intensité maximum, pour un coefficient d'adhérence de 0,33, doit être limitée à 3000 Amp.

Avec un coefficient d'adhérence de 0,25, l'effort de traction au démarrage doit être limité à 87 x 0,25 = 21,9 tonnes et le moteur ne peut fournir sa pleine puissance qu'à partir de 19 km/h.

Si le coefficient d'adhérence, par suite de l'humidité des rails, est limité à 0,15, l'effort de traction maximum ne peut dépasser 87 x 0,15 = 13,05 tonnes, ce qui signifie que le moteur ne pourra développer sa pleine puissance qu'à partir de 30 km/h.

83. Sur le même diagramme (fig. 288), l'intensité débitée par la génératrice peut être aussi représentée en fonction de l'effort de traction de la locomotive.

Le rapport entre courant et effort de traction découle directement de la fig. 286 qui donne le rapport courant-vitesse de l'engin.

Nous obtenons ainsi une indication directe de la limitation de ce courant suivant l'adhérence.

Ex.: pour une adhérence de 0,33 : Imax = 3000 A (point B)
" " 0,25 : " = 2280 A (point B')
" " 0,15 : " = 1580 A (point B")

D. Calcul de l'effort de traction à partir des caractéristiques des moteurs de traction.

84. L'effort de traction de la locomotive peut aussi être déduit du couple développé par les moteurs de traction.

Ce couple C_t développé est, par moteur de traction:

$$C_t = k\,(1 - m)\,I^2 \text{ kgm}$$

K = constante propre au moteur de traction et à sa construction
m = le degré de shuntage à l'instant considéré
I = le courant absorbé

Si le rapport de multiplication (fig. 288) des pignons d'entraînement de l'essieu est $\frac{t1}{t2}$ (t_1 et t_2 sont respectivement le nombre de dents de chaque pignon), le couple d'entraînement de l'essieu est=

$$C_w = C_t \cdot \frac{t_2}{t_1} \qquad kgm.$$

Comme l'effort de traction "t" exercé par l'essieu est égal à $\frac{2\ Cw}{D}$ (D est le diamètre des roues motrices), il peut s'exprimer finalement comme suit:

$$t = C_t \cdot \frac{t_2}{t_1} \cdot \frac{2}{D}$$

ou $$t = k\ (1 - m)\ I^2 \cdot \frac{t_2}{t_1} \cdot \frac{2}{D} \qquad kg$$

K étant le nombre de moteurs de traction, l'effort de traction "T" de la locomotive est:

$$T = \frac{2\ k.K}{D} \cdot \frac{t_2}{t_1} \cdot (1 - m)\ I^2 \qquad kg$$

Cette formule est importante pour calculer l'effort de traction de la locomotive lorsque sa vitesse tend vers 0, c'est-à-dire lorsque la formule $T = \frac{270.N.r}{V}$ n'est plus applicable.

La condition pour que l'effort de traction puisse être calculé de cette façon est que la valeur de "k" soit connue. Or, k n'est pas une constante mais a une valeur qui varie avec la vitesse de rotation du moteur de traction et son intensité (saturation).

E. Influence de la tension et du degré de shuntage sur la courbe à puissance constante et sur la courbe d'effort de traction.

1. Influence de la puissance de la génératrice et du diamètre des roues.

85. Comme on l'a vu dans la leçon précédente, les inducteurs des moteurs de traction sont shuntés à l'instant où la saturation commence dans les inducteurs de la génératrice. Pour les locomotives t. 201, cette tension de shuntage est 800 V pour une puissance de 1100kW, ce qui correspond à un courant de 1375 amp.

Le shuntage se fait donc indépendamment de la puissance de la génératrice ou de la vitesse de la locomotive.

La puissance de la génératrice n'est toutefois pas constante mais dépend de sa vitesse de rotation, du débit d'injection maximum et du rendement du moteur diesel (température, pression et humidité), de la puissance variable absorbée par les auxiliaires de l'engin ainsi que de son rendement propre (qui tombe rapidement en forte charge à cause des pertes Joule.

Donc, plus la puissance développée par la génératrice principale est élevée, plus grand sera le courant au moment du shuntage, ceci du fait de la tension de shuntage constante.

Par ex., si la puissance est 1160 kW, le courant au moment du shuntage sera: $\frac{1.160.000}{800} = 1450$ Amp.

La vitesse d'un moteur de traction, pour un degré de shuntage bien déterminé, dépend uniquement du courant absorbé et est indépendante de la charge. Avec une puissance accrue, le shuntage se fera donc pour une vitesse de rotation plus petite, à cause de l'intensité plus grande à cet instant, donc aussi à une vitesse plus faible de la locomotive.

On a supposé jusqu'à présent que le diamètre des roues était constant (1072 mm dans l'exposé ci-dessus pour les locomotives t. 201). Un diamètre supérieur des roues signifie aussi une vitesse de rotation plus petite des moteurs de traction. Une tension de shuntage constante, avec une puissance constante de la génératrice, correspond à une intensité constante donc à une même vitesse de rotation des moteurs mais à une vitesse supérieure de la locomotive. Les vitesses de shuntage pour un diamètre des roues maximum et minimum peuvent différer de 5 à 6 %.

Conclusion: A cause de la tension de shuntage constante, celui-ci se passe:

a) pour une puissance croissante de la génératrice, à vitesse inférieure de la locomotive;
b) pour des diamètres de roues supérieurs, à vitesse plus élevée de la locomotive.

2. Influence du degré de shuntage et de la tension sur les conditions de marche de la locomotive.

86. Reprenons comme exemple, à la fig. 290, les caractéristiques effort de traction - vitesse et E I des locomotives t. 201.

Représentons aussi sur ce diagramme la résistance à l'avancement de la locomotive et du train remorqué en fonction de leur vitesse. Le point de rencontre G' des courbes résistance et effort de traction détermine le point de régime de la locomotive et la vitesse maximum atteinte.

Portons aussi sur ce diagramme d'effort de traction la variation de l'effort de traction lorsque certains shuntages ne sont pas exécutés. Le point de fonctionnement G' se déplace vers G1, G2, G3 ou G4 lorsque respectivement les 4e, 3e, 2e et 1er crans de shuntage ne sont pas réalisés.

G est le point qui donne la valeur de la résistance pour que la locomotive atteigne sa vitesse maximum de 120 km/h.

Le même diagramme donne aussi les efforts de traction en fonction des courants absorbés par les moteurs de traction pour différents degrés de shuntage (0 %, 28 %, 45 % ....). Ce sont les courbes OCA, OC_1A', OC_2A'' ... etc.

S'il ne se produisait pas de phénomènes de saturation dans les inducteurs de la génératrice et des moteurs, ces courbes auraient la forme d'une parabole.

Ces courbes passent toutes par "0" puisque le courant est théoriquement nul pour une vitesse infinie et que l'effort de traction est nul pour un courant nul. On peut aussi déduire du diagramme que les courants I', I1, I2, I3, I4 correspondent aux points de fonctionnement G', G1, G2, G3 et G4.

Par exemple, au point G (à 120 km/h), correspond une intensité minimum d'environ 860 amp.

87. Nous pouvons déduire des considérations précédentes que:

a) Pour un cran de shuntage déterminé, la vitesse maximum c'est--à-dire la vitesse de régime de l'engin dépend de la charge (résistance propre à l'avancement et celle du train remorqué). Cette vitesse de régime croît quand la résistance à l'avancement diminue;

b) Pour une résistance à l'avancement donnée, la vitesse maximum que l'engin sait atteindre diminue en même temps que le degré de shuntage (les points G', G1, G2, G3 et G4 correspondent respectivement aux vitesses maxima V', V1, V2, V3 et V4;

c) Pour une résistance à l'avancement donnée, l'intensité minimum diminue avec le degré de shuntage (points I', I1, I2, I3, et I4). Cela signifie que le point G sur le diagramme Ei se déplace d'autant plus vers E que le degré de shuntage est petit;

d) Comme la puissance développée par la génératrice diminue quand le point G se déplace vers la gauche, sa décharge augmente quand
- pour une même charge, le degré de shuntage diminue
- pour un même degré de shuntage, la charge diminue.

88. Cette décharge de la génératrice est défavorable.

En effet:

1. A cause de la tension plus élevée, les difficultés de commutation augmentent;
2. La tension plus élevée ne peut être obtenue que par une augmentation de l'intensité dans les inducteurs de la génératrice, intensité qui n'est pas proportionnelle à la tension à cause de la saturation (100 Amp pour 800 V - 150 Amp pour 850 V).

Cela provoque un échauffement anormal des enroulements puisque le développement de chaleur est proportionnel au carré de l'intensité $\left(\frac{150^2}{100^2} = 2{,}25\right)$

Ce développement de chaleur dans la génératrice est donc anormalement élevé pour un degré de shuntage trop petit ou une résistance à l'avancement trop faible ou une vitesse trop grande de la locomotive.

On pourrait éviter la décharge à grande vitesse (au-dessus de 103 km/h dans les t. 201) en prévoyant un 5e cran de shuntage, par exemple un degré de 73 %. En réalité, un degré de shuntage supérieur à 68 % ne peut être adopté à cause des difficultés de commutation qui commenceraient à se présenter dans les moteurs de traction. (Plus faible est le champ, plus petite est la force contre-électromotrice dans l'induit et plus grande est la différence entre tension aux bornes et force contre-électromotrice). On doit donc autoriser une certaine décharge de la génératrice à grande vitesse.

3. Influence d'une tension de shuntage trop grande sur la forme de la courbe de l'effort de traction.

89. Dessinons à nouveau à la fig. 291 les courbes d'effort de traction avec et sans shuntage des moteurs de traction (pour t. 201).

Si la tension de shuntage est réglée trop haut (par ex. 850 V au lieu de 800 V), chaque shuntage sera précédé d'une certaine décharge de la génératrice principale. La courbe d'effort de traction présentera donc une série de discontinuités qui seront d'autant plus grandes que la tension de shuntage réelle dépasse la valeur idéale.

4. Amortissement du shuntage.

90. Pendant le shuntage, le régime de fonctionnement de la génératrice et des moteurs de traction se modifie. On appelle un shuntage amorti, celui pour lequel chaque changement de régime est limité autant que possible (pas de grandes surtensions ni surintensités). L'amortissement du shuntage est nécessaire pour éviter les phénomènes nuisibles de commutation dans les moteurs de traction. On ne peut obtenir l'amortissement qu'en répartissant le degré de shuntage total sur un grand nombre de crans. Ceci présente l'inconvénient que l'exécution de la transmission est beaucoup plus difficile et plus coûteuse.

L'influence de la grandeur du degré de shuntage est montrée à la fig. 292 où, en plus de la courbe de l'effort de traction en fonction de la vitesse (1), sont données aussi les courants absorbés par les moteurs de traction en fonction de l'effort de traction pour les degrés de shuntage m, n et p %.

Nous voyons que lorsque, pour un certain effort de traction "T" et pour un degré de shuntage de m %, le courant est égal à I1, ce courant est égal à I2 et I3 quand le degré de shuntage est porté à n et p %.

Remarques.

91. 1° La tension pour laquelle chaque shuntage se produit, a une valeur constante (800 V pour locomotive t. 201). Les constructeurs s'efforcent également d'obtenir une tension identique après chaque shuntage. Ceci est pratiquement très difficile à réaliser de sorte que le point D sur la courbe E I (fig. 292) ne peut jamais être considéré comme un point fixe.

2° Influence de la température sur le degré de shuntage. Les degrés de shuntage n'ont pas une valeur constante du fait que la valeur des résistances de shuntage varie avec leur température. Il est facilement à comprendre que le degré de shuntage diminue quand la température augmente.

L'échauffement de la résistance de shuntage ne commence toutefois qu'après sa mise en service de sorte qu'un degré de shuntage donné diminuera d'une certaine valeur après un certain temps (1 à 2 %). Surtout pour les degrés de shuntage élevés, la tension de la génératrice et le courant sont influencés défavorablement par ce fait.

F. Elimination des résistances de shuntage des inducteurs des moteurs de traction lorsque la vitesse de la locomotive diminue.

92. La mise en service des résistances de shuntage des inducteurs des moteurs de traction, ou la modification du degré de shuntage, a été étudiée pour une vitesse crois-

sante de l'engin. Si les résistances de shuntage ont été enclenchées successivement pour une tension de la génératrice à partir de laquelle il y a saturation (800 V pour loc. t. 201), il n'est pas permis d'éliminer ces résistances pour la même tension aux bornes lorsque la vitesse de l'engin diminue. La transmission serait tout à fait instable parce que les contacteurs de commande des résistances de shuntage devraient s'ouvrir et se fermer constamment (pompage). Un fonctionnement stable n'est garanti que lorsque la vitesse d'enclenchement et de mise hors service des résistances diffèrent autant que possible.

L'enclenchement des résistances de shuntage (accroissement du degré de shuntage) se fait à l'instant de la décharge de la génératrice principale.

Leur mise hors service (diminution du degré de shuntage) doit se faire à l'instant où l'intensité dans les moteurs de traction atteint une valeur élevée telle qu'il y a danger d'échauffement anormal et de mauvaise commutation.

En principe, les résistances de shuntage doivent par conséquent être mises en service par un relais de tension et éliminées par un relais de courant (voir aussi 21e leçon).

Dans les transmissions "Westinghouse", l'élimination ne se fait cependant pas par un relais de courant mais bien par un relais de tension réglé à une tension de 560 volts pour la génératrice principale (1960 A pour 1100 kW). Les vitesses d'élimination sont respectivement 63,50, 37 et 29 km/h pour les crans 4, 3, 2 et 1.

Comme le déshuntage se fait toujours à 560 V, on obtient respectivement les tensions suivantes après l'élimination des 4e, 3e, 2e et le résistances. 675 - 663 - 670 et 655 V (intensités correspondantes pour 1100 kW: 1630 - 1660 - 1640 et 1680 amp).

Ceci est représenté à la fig. 294.

La fig. 295 rassemble les fig. 288 et 294.

G. Propriétés de la transmission "Westinghouse" des locomotives t. 200.

93. Les locomotives t. 200 sont équipées d'un moteur qui pouvait, à l'origine, développer une puissance effective de 2150 ch mais qui, pour certaines raisons, a été ramenée à 1950 ch.

La génératrice principale est donc aussi construite pour donner une puissance effective en régime constant de

Effort de traction (T) en fonction de la vitesse v

Intensité de la génératrice principale en fonction de l'effort de traction

(HL. 201)

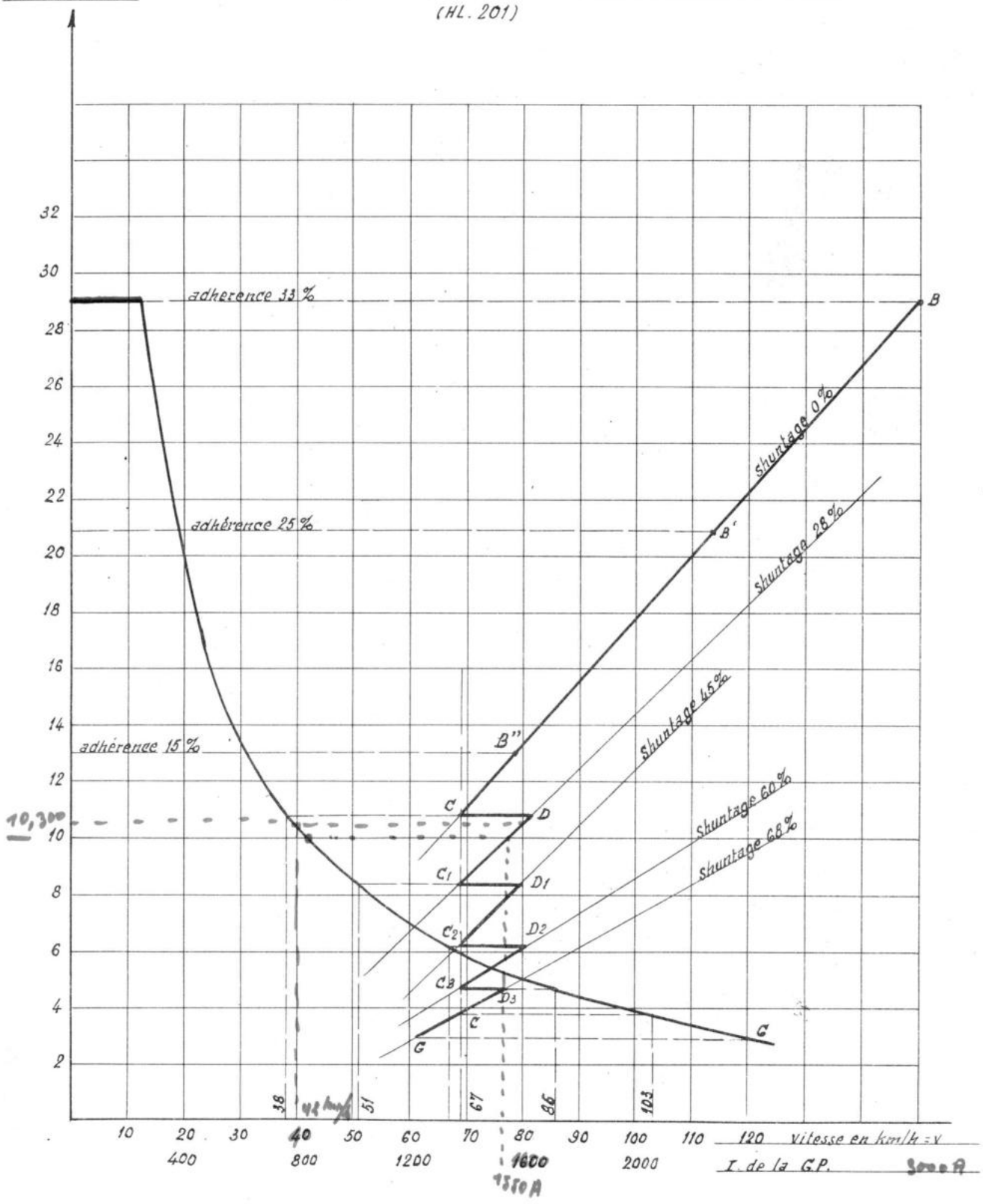


Fig. 288

pour 40 km/h { T = 10,300 kg
A = 1600 ampères

(B) 250 2 XI. 1.66 (200)

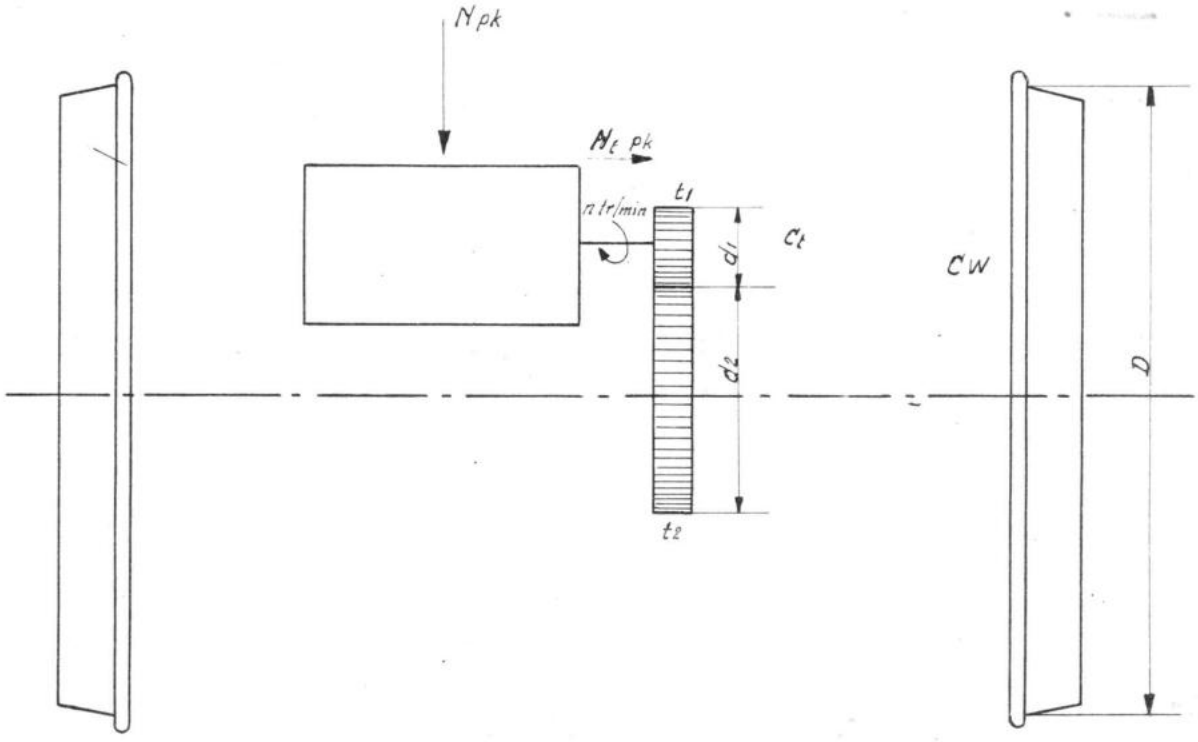
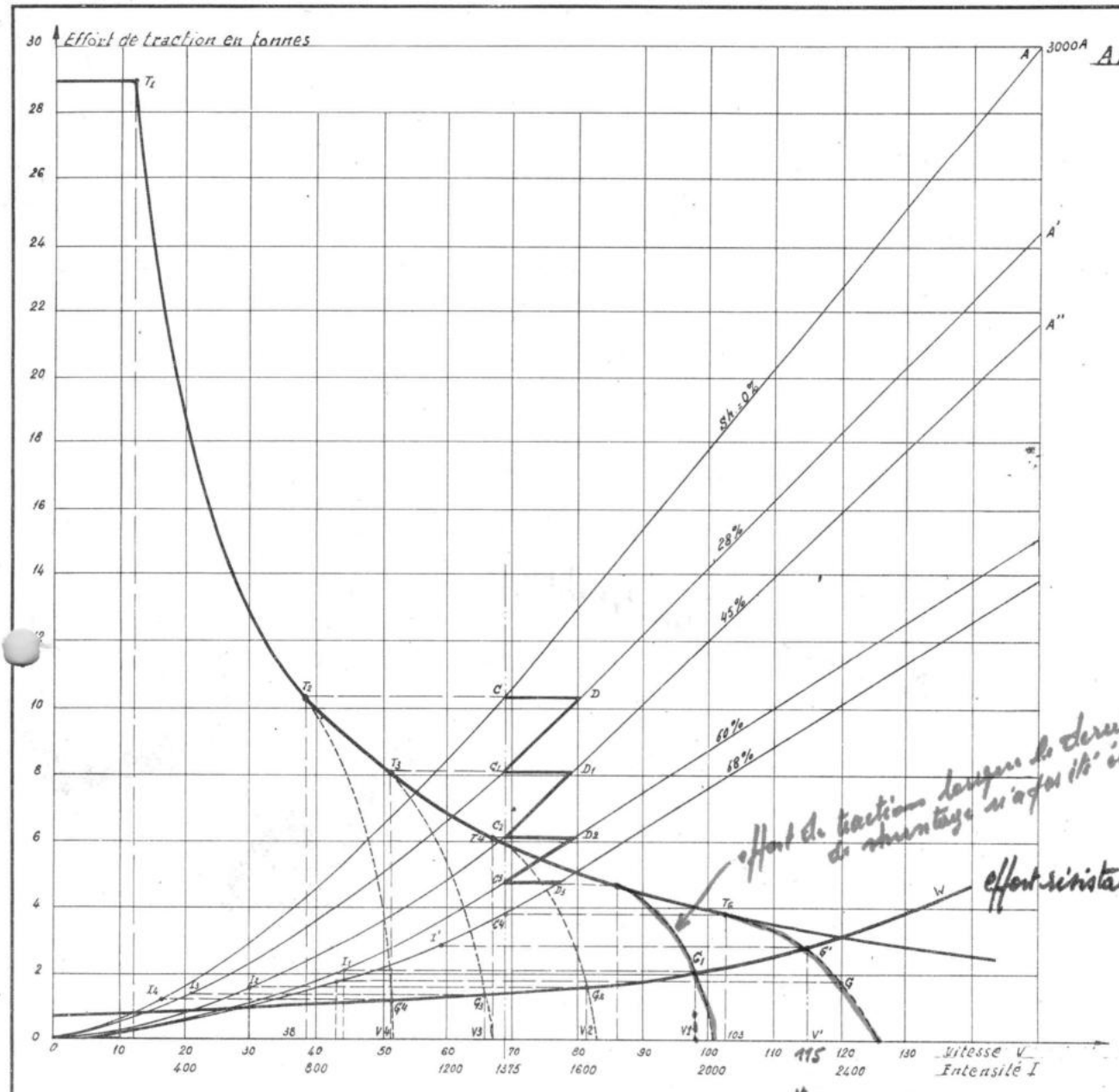


Fig. 289

Annexe 167

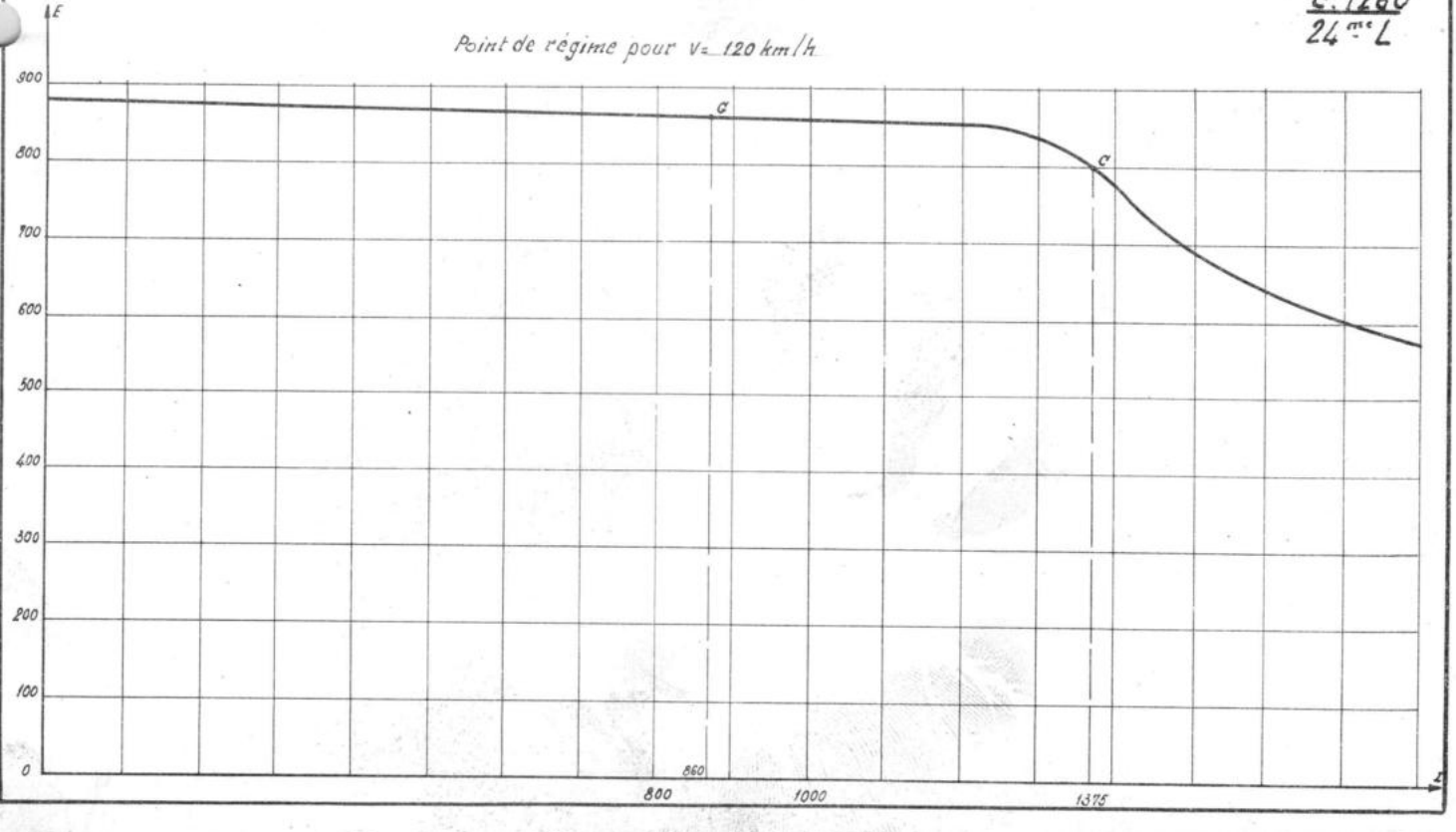


Effort de traction lorsque le dernier essai de shuntage n'a pas été établi

Fig. 290

Vitesse maximum avec ω comme effort résistant

C. 1260
24 mc L



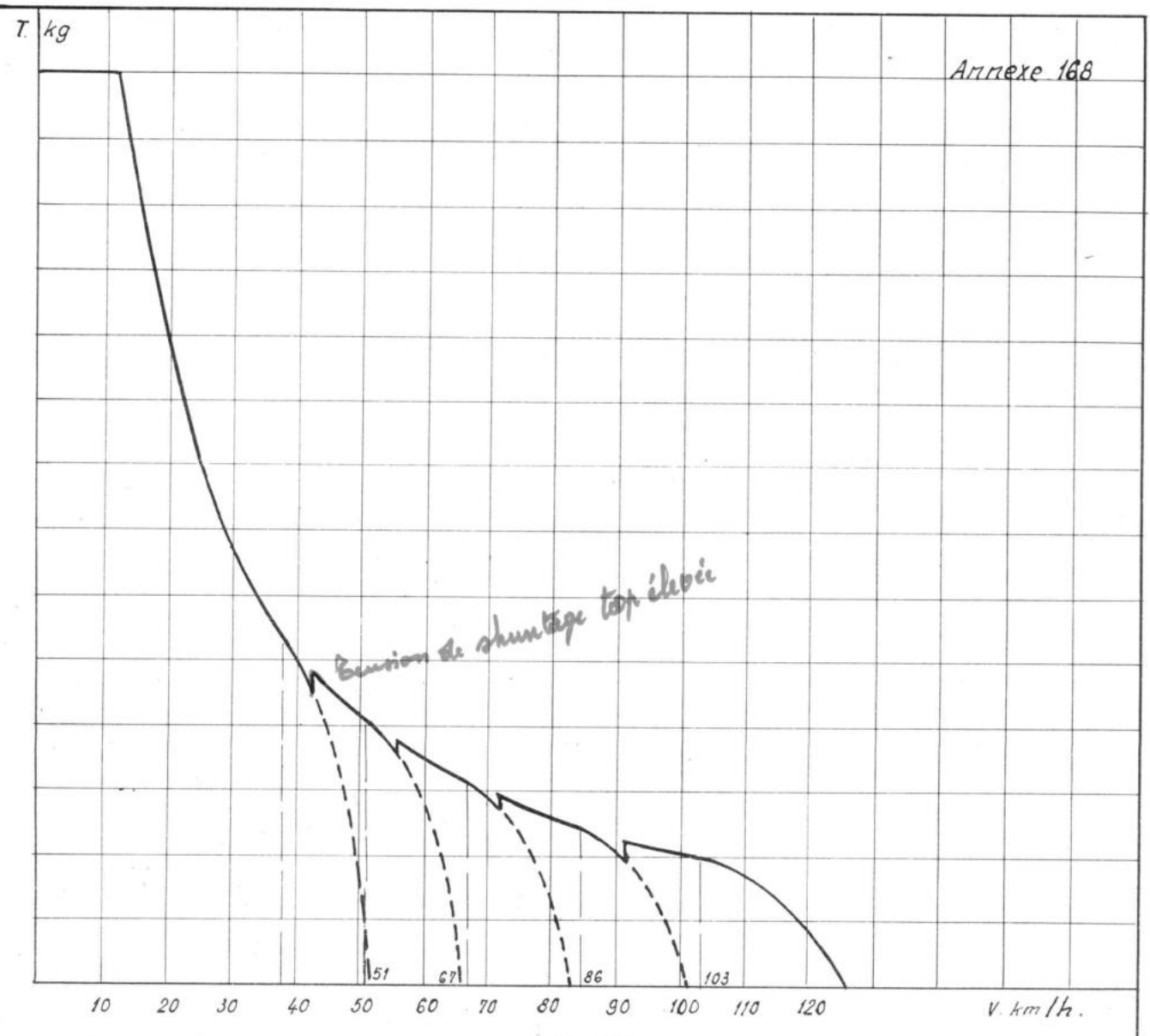


Fig. 291

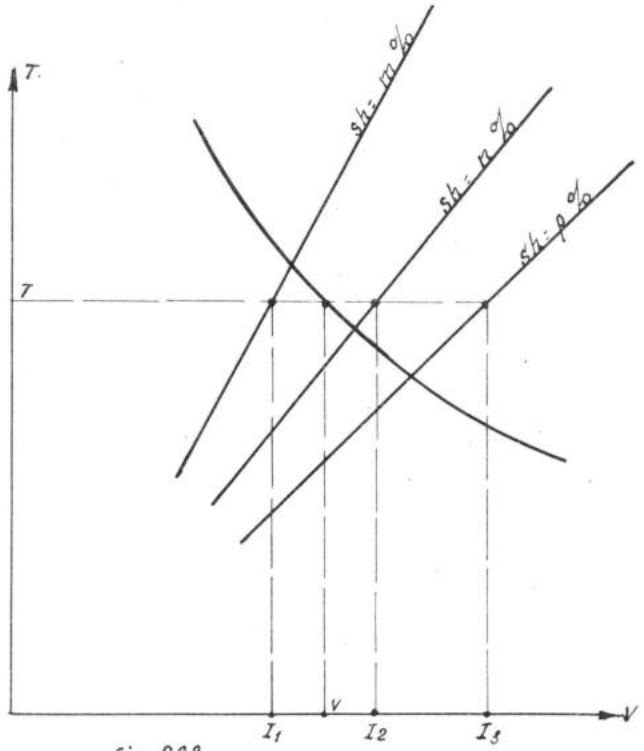


Fig. 292

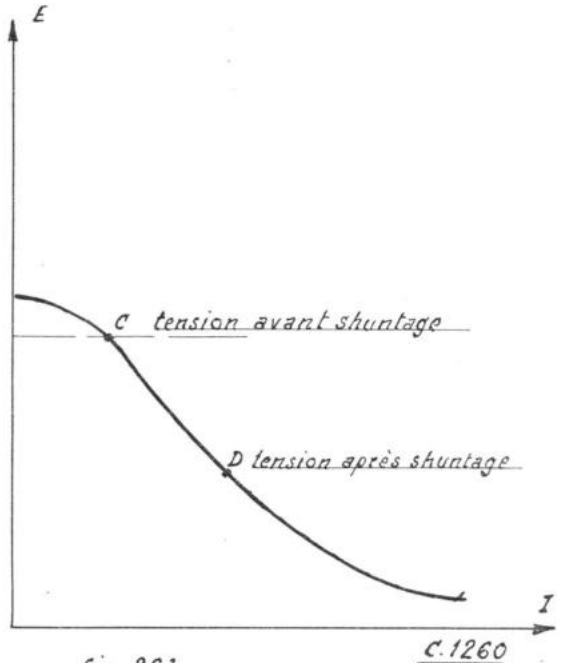
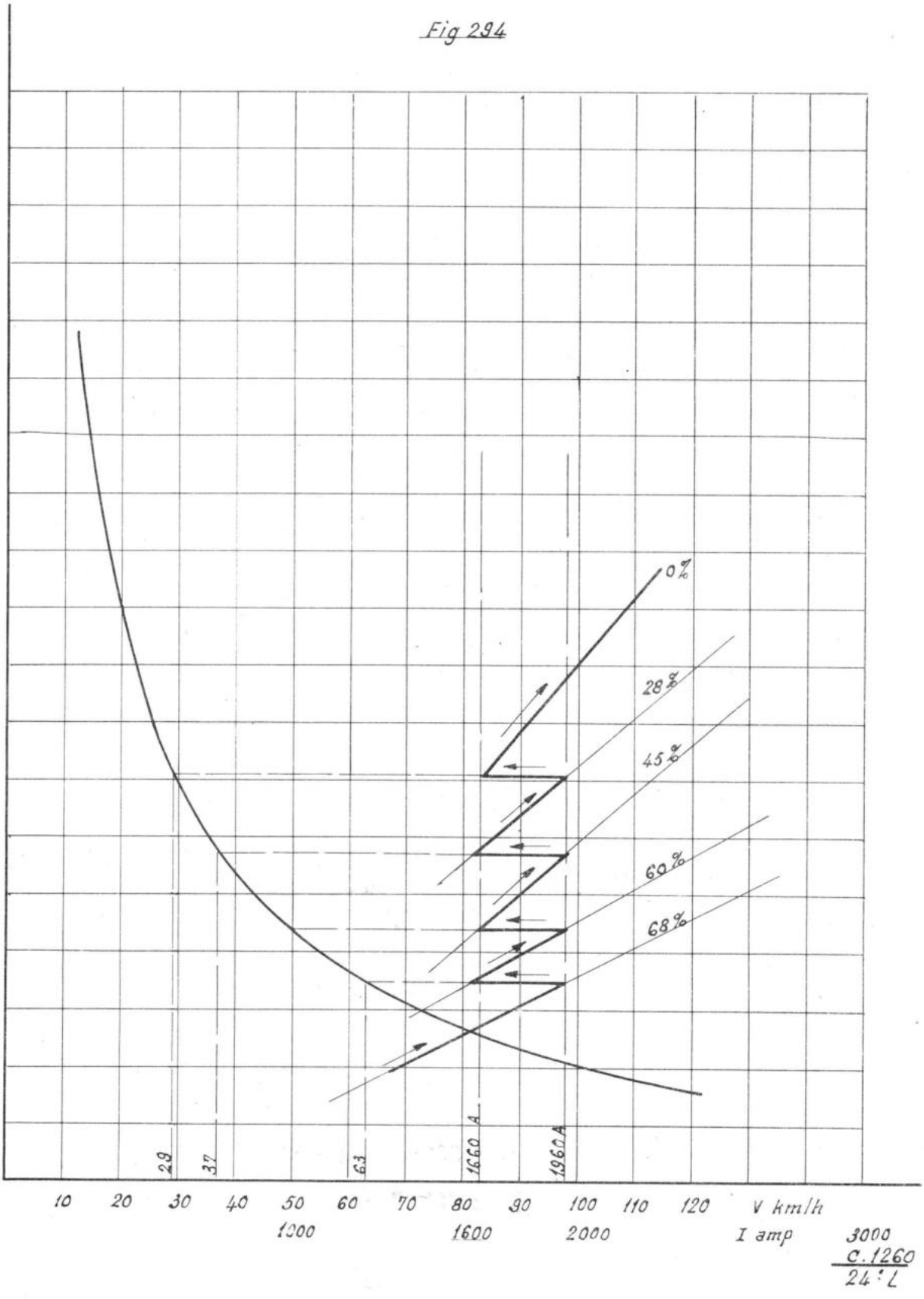


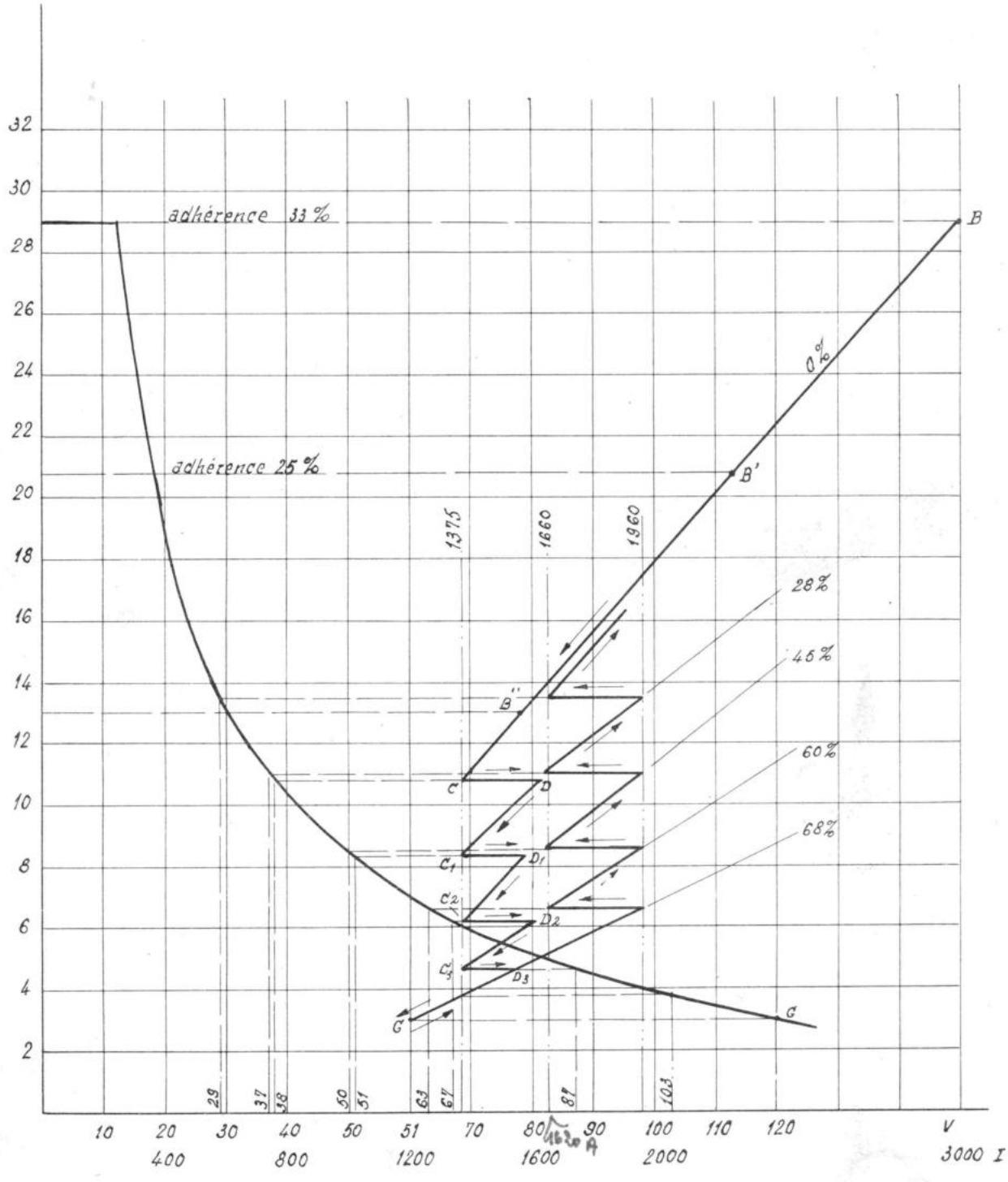
Fig. 293

Variation de I à vitesse décroissante (déshuntage)

Fig 294



C.1260
24 : L



I débité par GP.

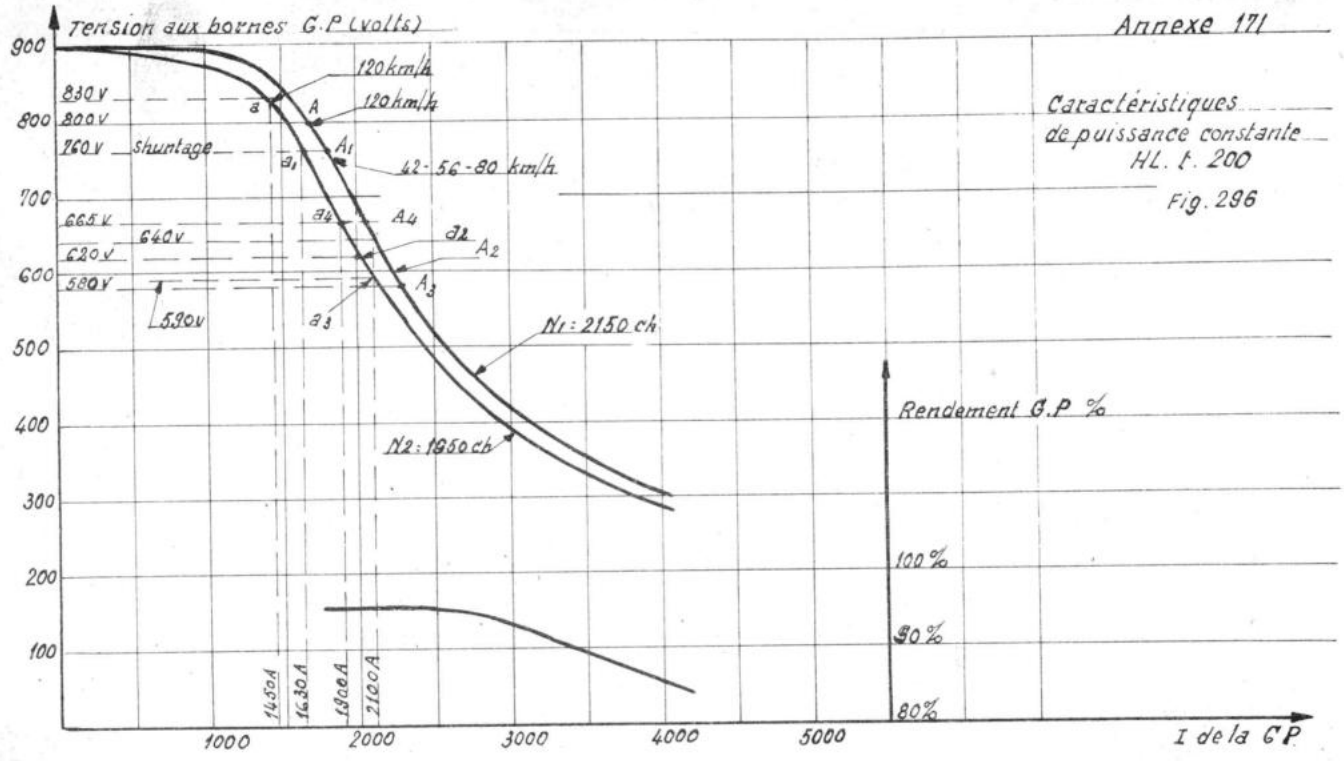
V vitesse en km/h.

Fig. 295

E = 560 V
I = 1620 A
} pour le diagramme

Caractéristiques de puissance constante HL. t. 200

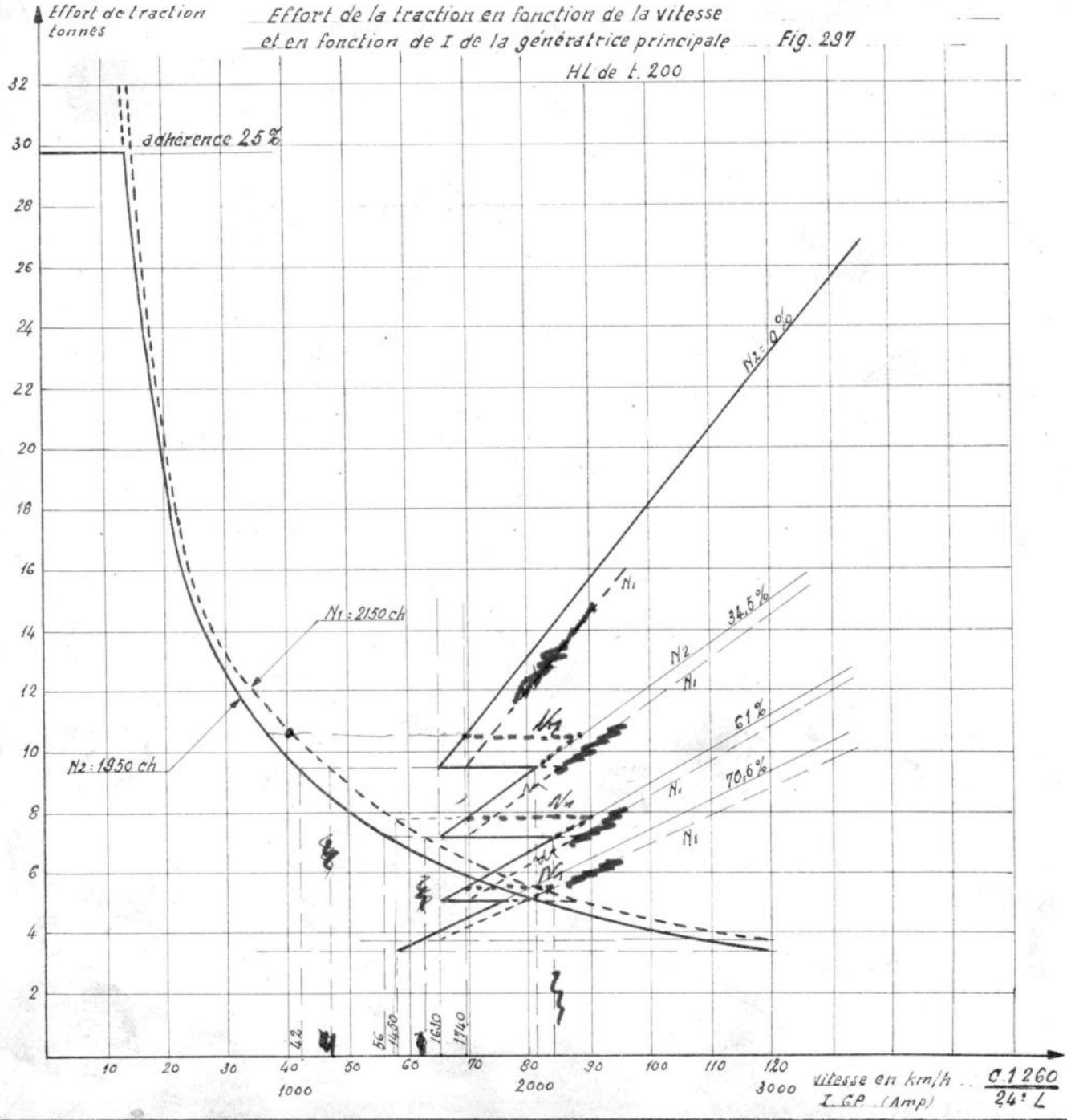
Fig. 296



Effort de la traction en fonction de la vitesse et en fonction de I de la génératrice principale

HL de t. 200

Fig. 297



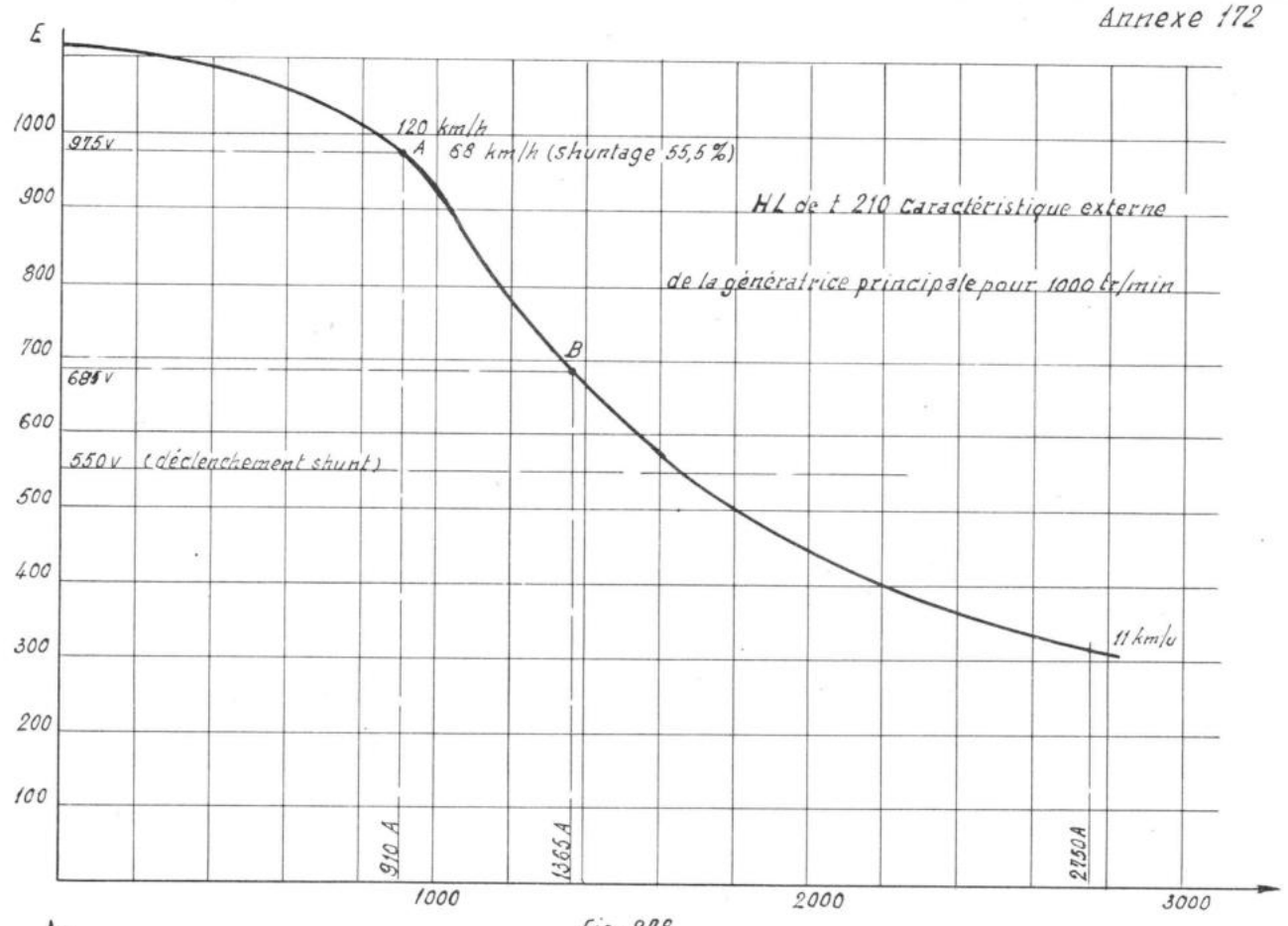


Fig. 298

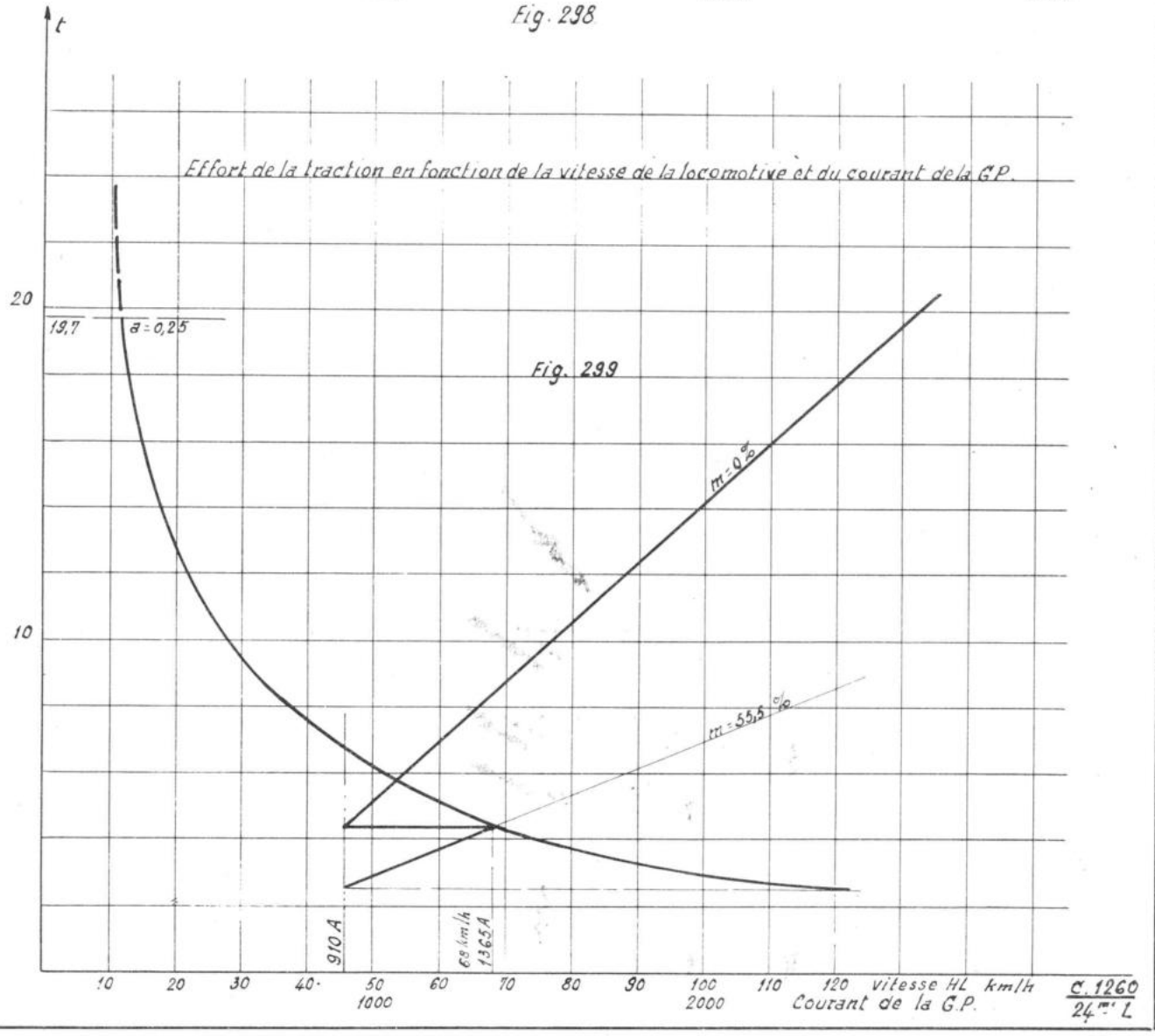
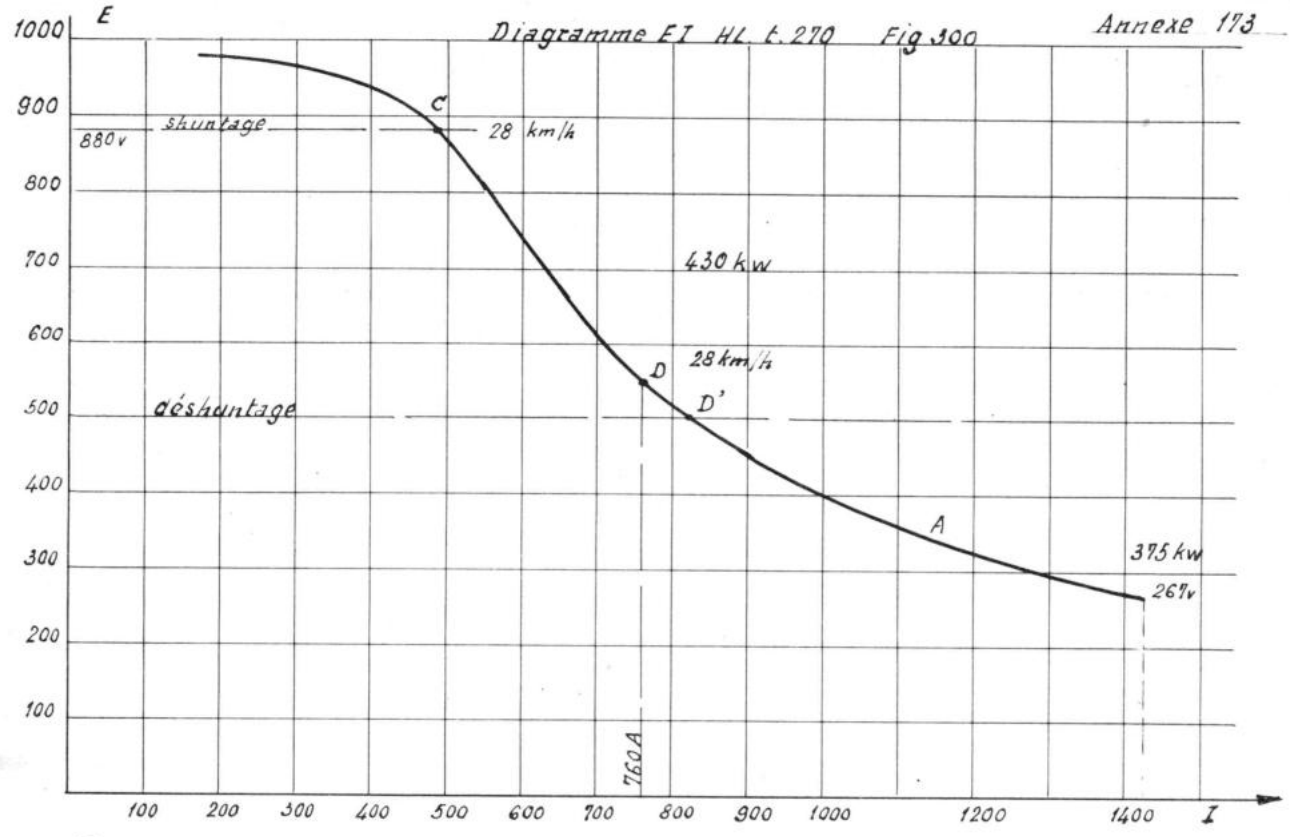


Fig. 299

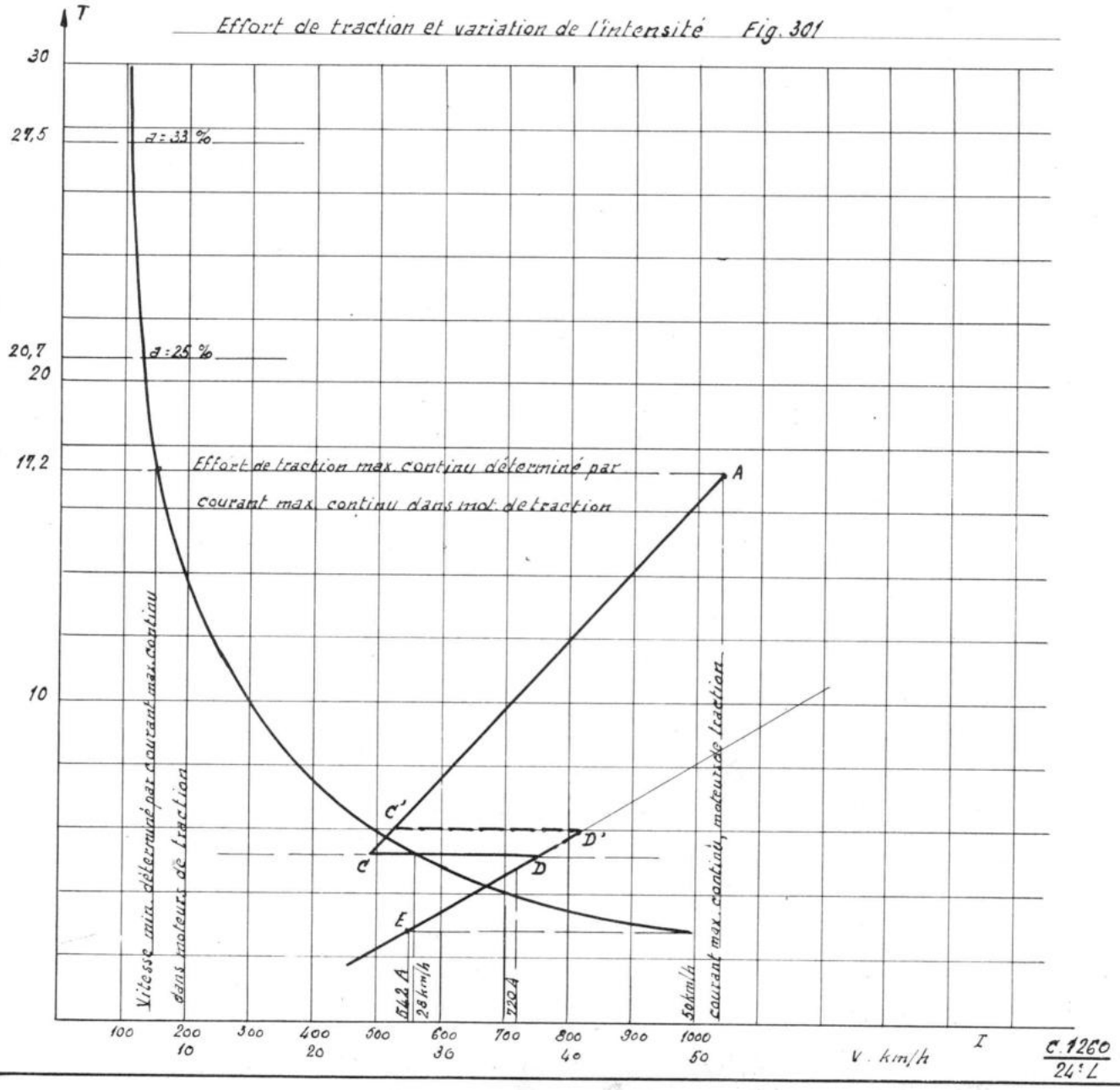
C. 1260
24 m L

Annexe 173

Diagramme EI HL t. 270 Fig. 300



Effort de traction et variation de l'intensité Fig. 301



C. 1260
24. L

1320 kW, ce qui correspond à une intensité totale de 2600 Amp. sous une tension de 511 volts pour une vitesse de rotation de 650 t/min.

Le rendement de la génératrice principale prend les valeurs suivantes:

Intensité débitée	Rendement de la génératrice
4200 A	0,84
3600 A	0,888
2700 A	0,925
2100 A	0,941
1755 A	0,95

A une puissance effective de 2150 ch, correspond une puissance utile de traction de 2150 - 10 % = 1935 ch.

La puissance continue de la génératrice principale est donc:

1935 ch x 0,736 x 0,925 = 1320 kW.

A une puissance effective du moteur de 1950 ch, correspond une puissance continue effective de la génératrice égale à

(1950 - 195) ch x 0,736 x 0,95 = 1240 kW

La fig. 296 donne 2 caractéristiques externes obtenues expérimentalement, pour les puissances effectives de 2150 et 1950 ch.

Ces caractéristiques ont été dessinées à partir des valeurs suivantes:

Régime 1950 ch			Régime 2150 ch		
Dans la génératrice					
Courant	Tension	Puissance	Courant	Tension	Puissance
3200 A	370 V	1150 kW			
3000 A	395 V	1185 kW	3000 A	425 V	1275 kW
2800 A	430 V	1205 kW	2800 A	450 V	1260 kW
2400 A	510 V	1225 kW	2400 A	540 V	1300 kW
1800 A	690 V	1245 kW	1800 A	760 V	1365 kW
1500 A	825 V	1240 kW	1500 A	855 V	1285 kW
1400 A	840 V	1180 kW	1400 A	880 V	1235 kW
1100 A	865 V	952 kW	1200 A	882 V	1058 kW
400 A	890 V	356 kW	400 A	893 V	357 kW
0 A	900	0	0	900 V	0

Les moteurs de traction sont shuntés 3 fois à tension constante de 760 volts (+ 2 %). Les degrés de shuntage sont 34,5 %, 61 % et 70;5 %.

Les caractéristiques de shuntage sont calculées ci-après:

Tension de shuntage: 760 V. Courant de shuntage: 1240 : 0,76 = 1630 A

Régime de puissance du moteur diesel	Puissance génératrice principale	Degré de shuntage	Intensité après shuntage	Tension après shuntage	Vitesse de shuntage km/h	Point de fonctionnement sur diagramme EI
1950 ch	1240 kW	34,5 %	$1630 \times \sqrt{\frac{100}{100-34,5}} = 2040$ A	620 V	42	a_2
		61 %	$1630 \times \sqrt{\frac{100-34,5}{100-61}} = 2110$ A	590 V	56	a_3
		70,5 %	$1630 \times \sqrt{\frac{100-61}{100-70,5}} = 1870$ A	665 V	80	a_4
2150	1320 kW	34,5 %	$1740 \times \sqrt{\frac{100}{100-34,5}} = 2170$ A	605 V	47	A_2
		61 %	$1740 \times \sqrt{\frac{100 \times 34,5}{100-61}} = 2250$ A	570 V	63	A_3
		70,5 %	$1740 \times \sqrt{\frac{100-61}{100-70,5}} = 2000$ A	660 V	90	A_4

La tension de déshuntage est 580 V (± 2 %).

Les courbes d'effort de traction sont représentées à la fig. 297 et sont calculées par

$$T = \frac{N.270.r}{V}$$

N étant la puissance effective du moteur diesel, r le rendement total de la transmission et V la vitesse de la locomotive.

Il est à remarquer que les valeurs données sont théoriques et qu'elles peuvent différer légèrement d'une locomotive à une autre.

H. Propriétés de la transmission électrique des locomotives Ł. 210.

94. Le moteur diesel développe une puissance de 1450 ch à 1000 t/min, soit une puissance utile de traction de 1450 - 140 = ± 1310 ch.

La génératrice principale est construite pour fournir une puissance effective continue de 936 kW soit 1800 A sous 520 volts. La puissance moteur maximum ne peut être fournie qu'à partir d'une vitesse de 11 km/h. La tension maximum de 978 volts n'est atteinte qu'à la vitesse de 120 km/h.

Le seul cran de shuntage (55,5 %) est établi lorsque la tension de 975 V est atteinte à la génératrice (vitesse 68 km/h).

Les résistances de shuntage sont éliminées pour une tension de 550 V à la génératrice, lorsque la vitesse de la locomotive diminue.

La courbe EI représentée à la fig. 298 résulte des valeurs ci-dessous déterminées expérimentalement.

Courant dans la génératrice	Tension à la génératrice	Puissance de la génératrice
2600 A	335 V	872 kW
2200 A	403 V	885 kW
2000 A	450 V	900 kW
1600 A	580 V	945 kW
1200 A	785 V	942 kW
1000 A	930 V	930 kW
800 A	1040 V	832 kW
400 A	1085 A	434 kW
200 A	1100 V	220 kW

La courbe de l'effort de traction représentée à la fig. 299 est déduite des valeurs ci-dessus en supposant que le rendement des moteurs de traction atteigne toujours 87 % environ.

Dans la même figure est donnée aussi, par approximation, la variation du courant en fonction de l'effort de traction.

L'intensité immédiatement avant le shuntage peut être déduite de la courbe EI (fig. 298) et est ± 910 A.

L'intensité immédiatement après le shuntage est:

12.

910 $\sqrt{\frac{100}{100 - 55,5}}$ = 1365 A, ce qui correspond au point B (tension à la génératrice 685 V).

I. Propriétés de la transmission électrique Westinghouse des locomotives t. 270.

1. Caractéristique externe à puissance constante.

95. La génératrice principale a une puissance continue de 686 kW soit 1040 A sous 660 volts.

Le moteur diesel n'a toutefois qu'une puissance utile de traction de 650 ch de sorte que la puissance effective de la génératrice principale est limitée à 650 x 0,9 x 0,736 = 430 kW,

soit 415 V pour 1040 amp. (diagramme EI = voir fig. 300).

En charge maximum, nous obtenons:

à 4 km/h : 267 V et 1430 Amp.
30 " : 600 V et 720 Amp.
50 " : 780 V et 542 A.

La tension de shuntage est 880 volts (28 km/h) et le degré de shuntage est 58 %. La tension de déshuntage est 500 volts.

2. Efforts de traction à la jante.

96. Ils sont donnés dans le tableau ci-dessous pour la puissance maximum et les rendements de transmission donnés dans le tableau.

Vitesse hl	Rendement	Effort de traction $\frac{rx270xN}{V}$ kg
4	75 %	270 x 650 x $\frac{0,75}{4}$ = 44 000 kg
10	78 %	270 x 650 x $\frac{0,78}{10}$ = 13 650 kg
20	82 %	270 x 650 x $\frac{0,82}{20}$ = 7 200 kg
30	82 %	270 x 650 x $\frac{0,82}{30}$ = 4 800 kg
40	82 %	270 x 650 x $\frac{0,82}{40}$ = 3 600 kg
50	82 %	270 x 650 x $\frac{0,82}{60}$ = 2 870 kg

Effort de traction maximum autorisé par l'adhérence:

1. avec un coefficient d'adhérence = 0,33 : 83 T x 0,33 = 27,5 t
2. " " " = 0,25 : 83 t x 0,25 = 20,7 t

Conclusions.

Suivant le coefficient d'adhérence, la puissance maximum ne pourra être demandée au moteur qu'à partir de 6 km/h (a = 0,33) ou 7 km/h (a = 0,25).

La variation de courant, lors d'une augmentation de vitesse de la locomotive, est donnée par la ligne ACDE et par la ligne ED' C'A pour une diminution de vitesse (par approximation).

Comme l'intensité maximum en régime continu, dans chaque moteur, est limitée à 520 A (2 x 520 = 1040 A dans la génératrice), l'effort de traction continu maximum doit être limité à environ 17,2 tonnes, ce qui correspond à une vitesse continue minimum de 7,5 km/h.
