S.N.C.B
📖 Enseignement Professionnel

Moteurs a Combustion

Cours 1213

I/IV

Leçons 1 à 14



S.N.C.B.
Enseignement Professionnel

COURS 1213

MOTEURS A COMBUSTION

Table des matières

	Page	Leçon
Titre I : Etude générale des moteurs à combustion interne		1
Chapitre I : Généralités	-	
A. Principes généraux.	1	
1. Qu'est-ce qu'un moteur ?	1	
2. Qu'est-ce qu'un moteur thermique ?	1	
B. Les moteurs thermiques.	2	
1. Moteurs thermiques à combustion externe.	2	
2. Moteurs thermiques à combustion interne.	2	
3. Espèces de moteurs à combustion interne.	3	
A. Le moteur à allumage par étincelles.	3	
B. Le moteur à combustion spontanée.	4	
4. Conclusions et définitions.	5	
D. Le moteur diesel.		2
1. Principes de fonctionnement.	1	
2. Cycle théorique du moteur à 4 temps.	2	
E. Description sommaire d'un moteur à combustion interne.	4	
Chapitre II : Le moteur monocylindrique à 4 temps.		3
A. Remarque introductive : les moteurs mono et polycylindriques	1	

1987

	Page	Leçon
B. Quelques définitions.	2	3
C. Changements d'état d'un gaz.	4	
a) Etat d'un gaz;	4	
b) Défintion de l'état d'un gaz.	5	
D. Etude du changement d'état d'un gaz dans les moteurs à combustion interne.	1	4
1. Changements d'état d'un gaz.	1	
2. Les changements d'état des gaz dans un moteur à combustion interne.	3	
3. Représentation d'une transformation dans un diagramme "p . v.", " p.T.", et "v.T.".	3	
4. Représentation graphique d'une transformation adiabatique dans le diagramme "p.v.".	4	
E. Représentation graphique dans le diagramme p.v. du cycle de fonctionnement théorique d'un moteur à 4 temps.	5	
F. Cycle pratique réel du moteur à combustion à quatre temps.	1	5
1. - 1er temps - L'admission.	1	
2. - 2ème temps - La compression.	3	
3. - 3ème temps - Combustion, détente.	3	
4. - 4ème temps - Echappement.	5	
5. - Diagramme pression - volume.	6	
6. - Remarque - Avance à l'injection et avance à l'allumage.	7	
7. - Réglage de l'avance à l'injection et de l'avance à l'allumage.	7	
8. - Réglage de la distribution d'un moteur.	8	
G. Le travail indiqué et le rendement thermique d'un moteur à combustion interne.	1	6
1. Le travail développé pendant une transformation à volume variable et pression constante.	1	
2. Travail développé pendant une transformation à volume et à pression variables .	1	
3. Travail développé pendant le cycle de fonctionnement théorique d'un moteur à combustion interne.	2	

	Page	Leçon
4. But du diagramme "p.v." - Travail indiqué.	3	6
5. Rendement thermique du cycle théorique.	4	
6. Comparaison entre le rendement thermique du moteur à allumage par étincelle et celui du moteur diesel.	4	
7. Travail réel développé au cours d'un cycle complet.	6	
8. Enregistrement du diagramme "p.v.".	7	
H. Le couple moteur d'un moteur monocylindrique.	1	7
1. Définition du couple moteur.	1	
2. Variation du couple moteur.	2	
3. Représentation graphique des variations du couple moteur.	2	
4. Représentation graphique du rapport $\frac{S}{F}$.	4	
5. Régulation du couple moteur - But du volant.	4	
6. Couple moteur moyen.	5	
7. Couple de renversement.	5	
8. Forces sollicitant le bâti du moteur.	6	
J. Travail, puissance, rendement et consommation spécifique d'un moteur à combustion interne.	1	8
1. Rappel de quelques définitions.	1	
2. Travail fourni à un moteur à combustion interne.	1	
3. Travail indiqué développé par un moteur à combustion interne.	1	
4. Travail effectif développé par un moteur à combustion interne.	2	
5. La puissance indiquée.	2	
6. Puissance effective.	2	
7. Pertes mécaniques.	3	
8. Le rendement.	3	
9. La consommation spécifique.	5	
10. Calcul du rendement effectif au départ de la consommation spécifique.	5	
11. Quelques applications.	5	

	Page	Leçon
Chapitre III : Les forces d'inertie dans un moteur monocylindrique à combustion interne.		9
A. Remarques préalables.	1	
B. Etude du mouvement des organes constitufifs du mécanisme d'un moteur à piston.	1	
C. Forces d'inertie en présence dans un moteur monocylindrique.	5	
D. Conséquences des forces d'inertie.	5	
E. L'équilibrage des forces d'inertie.	6	
F. Amortisseur de vibrations.	7	
Chapitre IV : Le moteur polycylindrique.		10
A. Inconvénients des moteurs monocylindriques.	1	
B. Disposition des cylindres.	1	
C. L'ordre de marche d'un moteur polycylindrique.	2	
D. Classification des moteurs polycylindriques selon la disposition des cylindres.	3	
E. Moteurs en ligne.	3	
1. Moteurs à quatre cylindres.	1	11
2. Moteurs à six cylindres.	2	
3. Moteurs à huit cylindres.		
F. Moteurs en V.	3	
G. Moteurs spéciaux.	6	

	Page	Leçon
Chapitre V : La suralimentation des moteurs diesel.		12
A. But de la suralimentation d'un moteur à combustion interne .	1	
1. Moyens utilisés pour augmenter la puissance d'un moteur à combustion interne.	1	
2. Détermination de la vitesse de rotation d'un moteur à combustion interne.	1	
3. Limitation de la puissance et de la vitesse de rotation du moteur.	3	
4. La suraliemntation.	4	
5. Avantages de la suralimentation.	4	
6. Réalisation de la suralimentation.	5	
7. Inconvénients de la suralimentation.	6	
B. Description et fonctionnement du turbo-compresseur BROWN-BOVERI.	7	
C. Refroidissement de l'air de suralimentation.	8	
Chapitre VI : Le moteur à combustion interne à 2 temps.		13
A. Notions préliminaires.	1	
B. Moteur à distribution par lumières.	2	
C. Moteur à distribution partiellement par lumières et par soupapes.	5	
D. La puissance indiquée et effective d'un moteur 2 temps.	5	
E. Comparaison entre moteurs 2 temps et moteurs 4 temps.	6	
F. Application des moteurs 2 temps.	7	
Chapitre VII : Les caractéristiques essentielles des moteurs à combustion interne.		14
A. Introduction.	1	
B. La puissance du moteur.	1	
C. La vitesse de rotation du moteur.	4	
D. Le couple moteur.	7	

	Page	Leçon
E. Courbes caractéristiques.	8	14
F. La consommation spécifiques.	9	
G. La pression moyenne d'un moteur à combustion interne.	1	15
H. La souplesse d'un moteur à combustion interne.	3	
I. Dimensions des organes principaux.	5	
J. La masse spécifique et la puissance spécifique d'un moteur à combustion interne.	7	
K. Le lancement des moteurs à combustion interne.	8	
Titre II : La combustion dans un moteur à combustion interne.		
Chapitre I : L'alimentation du moteur à air de combustion.	1	16
A. Conditions à remplir pour la fourniture au moteur de l'air de combustion.	1	
B. Filtres à air.	1	
Chapitre II : L'évacuation des gaz de combustion.	7	
A. Conditions à remplir pour l'évacuation des gaz de combustion.	7	
B. Le pot d'échappement.	8	
Chapitre III : L'alimentation en combustible des moteurs à combustion interne.	1	17
A. Description et fonctionnement d'un équipement d'injection "Bosch" pour moteurs à injection.	1	

	Page	Leçon
I. Filtres à combustible	2	17
II. La pompe à combustible	5	
III. La pompe d'injection "Bosch"	8	
1. But de la pompe	8	
2. Principe de fonctionnement d'une pompe d'injection mono-cylindrique "Bosch"	9	
3. Les pompes d'injection "Bosch" polycylindres	1	18
4. Les pompes d'injection mono-cylindres pour l'équipement des moteurs polycylindres	3	
5. Remarques : l'injection pneumatique	7	
6. Réglage de l'avance à l'injection	7	
B. Etude de l'injection du combustible - Injecteurs - Chambres de combustion	1	19
I. Types d'injecteurs	1	
1. But de l'injecteur	1	
2. Types d'injecteurs	2	
3. Fonctionnement de l'injecteur et de la pompe d'injection	4	
4. Les injecteurs "GM"	7	
II. Propriétés et entretien des injecteurs fermés	8	
1. Les qualités d'un injecteur fermé	8	
2. Essais des injecteurs fermés	8	
3. L'étanchéité et le fonctionnement d'un injecteur du type fermé	9	
4. Précautions à observer lors du montage d'un injecteur sur le moteur	10	
III. Le jet de pulvérisation et la répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion	1	20
1. La pulvérisation du combustible	1	
2. Caractéristique du jet de combustible	1	

	Page	Leçon
a) La pulvérisation du combustible	1	20
b) La dispersion du jet de combustible	3	
c) La pénétration du combustible	5	
d) La vitesse de propagation du jet d'injection	8	
3. La répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion	9	
a) La méthode d'injection directe	10	
b) La méthode d'injection indirecte	11	
C. L'étude de la combustion	1	21
I. Conditions d'une bonne combustion	1	
II. Caractéristiques d'une bonne combustion	1	
III. Conditions à remplir par un combustible pour qu'il convienne pour l'alimentation d'un moteur à combustion interne	3	
D. Les propriétés physiques et chimiques des combustibles liquides pour moteurs à combustion interne et leur influence sur la combustion	5	
I. Origine des combustibles liquides pour moteurs à combustion interne	5	
II. Propriétés physiques des combustibles et influence sur la combustion	6	
1. Température d'auto-allumage, Délai d'allumage	6	
2. Température de combustion	8	
3. Indice de cétane	8	
4. Le pouvoir calorifique d'un combustible	11	
5. La viscosité	1	22
6. La densité	3	
7. L'index Diesel du combustible	4	
8. Volatilité du combustible	5	
9. Le point d'éclair	6	
10. Teneur en cendres-Nombre "Conradson"	7	
11. Teneur en soufre	7	
12. Teneur en eau et en dépôts	8	
13. Point de congélation	8	
14. Spécification technique de la S.N.C.B.	9	

	Page	Leçon
E. Résumé des indices et causes d'une mauvaise combustion	9	22
1. La combustion se déroule trop vite	10	
2. La combustion est incomplète	11	
Remarque : L'émission de fumée noire à l'échappement des moteurs à allumage par étincelle.		
Chapitre IV : La régulation dans les moteurs à injection		23
A. La régulation : Son rôle et les moyens de l'assurer	1	
I. Réglage de la puissance d'un moteur Diesel - Degré de remplissage.	1	
1. Notion du degré de remplissage	1	
2. Réglage de la puissance par le réglage du degré de remplissage	3	
3. Régime d'un moteur Diesel	4	
II. Le régulateur d'un moteur Diesel Son rôle	5	
III. Classes de régulateur	6	
IV. Les régulateurs permettant le fonctionnement du moteur à une vitesse quelconque comprise entre les vitesses limites	6	
1. Définition	6	
2. Définition des vitesses limites d'un moteur à injection	7	
V. Les régulateurs obligeant le moteur à fonctionner à vitesse constante	7	
VI. Choix du régulateur d'après la charge	8	
1. L'aptitude du régulateur "mini-maxi"	8	
2. Aptitude du régulateur de vitesse	11	

	Page	Leçon
B. Etude théorique des régulateurs pour moteurs Diesel		24
I. Principes de fonctionnement d'un régulateur pour moteurs Diesel	1	
II. Eléments constitutifs d'un régulateur	1	
III. Classification des régulateurs suivant la source d'énergie de réglage	1	
IV. Les régulateurs mécaniques pour moteurs Diesel	2	
1. Principe de fonctionnement	2	
2. Régulateur centrifuge à ressort transversal		
3. Régulateur centrifuge à ressort longitudinal	9	
V. Classification des régulateurs de vitesse suivant leur type	10	
VI. Classification des régulateurs suivant leur forme	11	
C. Description des principaux types de régulateurs installés sur les moteurs Diesel de la SNCB		25
I. Le régulateur mécanique	1	
1. Le régulateur mécanique mini-maxi "Bosch" type R	1	
2. Le régulateur mécanique de débit "Bosch" type RQ ou RQU	3	
3. Le régulateur mini-maxi A.B.C.	6	
4. Le régulateur mécanique à vitesse variable G.M.	7	
II. Les régulateurs hydrauliques	8	
1. Les régulateurs hydrauliques MAYBACH	9	
2. Le régulateur de vitesse WOODWORD UG 8	1	26
3. Le régulateur de vitesse et de charge WOODWARD type PG	1	27

	Page	Leçon
Titre III : Etude du refroidissement et du graissage des moteurs à combustion interne		28
Chapitre I : Le refroidissement des moteurs à combustion interne	1	
I. But du refroidissement des moteurs à combustion interne	1	
II. L'évacuation de la chaleur absorbée par les organes du moteur	2	
III. La température de régime d'un moteur à combustion	4	
IV. Description d'une installation de refroidissement	6	
V. Avantages et inconvénients du refroidissement par eau	9	
VI. Etude théorique du circuit de refroidissement du moteur Diesel	1	29
1. Calcul de la quantité de chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement - valeurs de fonctionnement	1	
2. Principe de calcul des caractéristiques d'un échangeur de chaleur	2	
3. Calcul du débit minimal de la pompe à eau	4	
4. Calcul du débit des ventilateurs	4	
5. En pratique		
6. Causes d'une température de régime trop basse ou trop élevée du moteur Diesel	4	
VII. Considérations sur le traitement de l'eau de refroidissement des moteurs Diesel	7	
A. But du traitement de l'eau	7	
B. Les phénomènes se produisant dans les circuits de refroidissement des moteurs Diesel	8	
C. Etudes des mesures à prendre pour prévenir les phénomènes néfastes dans les circuits de refroidissement	10	

	Page	Leçon
Chapitre II : Le graissage des moteurs à combustion interne		30
I. Généralités relatives au graissage et aux huiles de graissage	1	
A. But du graissage	1	
B. Généralités propre au graissage d'un moteur à combustion interne	2	
C. Classification des huiles de graissage	4	
D. Choix d'un lubrifiant approprié au graissage des moteurs à combustion interne	8	
II. La dégradation et la contamination des huiles de graissage	1	31
A. La dégradation de l'huile sous l'influence de la lumière, de l'oxygène et de la chaleur	1	
B. Les effets de la dégradation de l'huile en général	1	
C. Contamination de l'huile dans un moteur- Causes et effets	3	
D. Moyens de remédier aux effets nuisibles de la contamination de l'huile dans un moteur	9	
III. L'appréciation de l'état d'un moteur par la détermination du processus de l'altération de son huile de graissage	11	
A. Influence de l'état d'un moteur à combustion sur le processus de l'altération de son huile de graissage	11	
B. L'examen systématique de l'huile pour la détermination du processus de la contamination	11	
C. L'analyse spectographique de l'huile de graissage	15	
IV. Le système de graissage d'un moteur Diesel	1	32
A. Principe du système de graissage d'un moteur Diesel	1	
B. Organes principaux de l'intallation de graissage des moteurs	5	

	Page	Leçon
V. Conséquences et causes d'un graissage insuffisant des moteurs		33
A. Conditions d'un graissage correct	1	
B. Conséquences d'un graissage insuffisant	1	
C. Protection d'un moteur contre une pression et un débit d'huile insuffisants	2	
D. Causes diverses d'un graissage insuffisant de moteur Diesel	3	
1. Absence de pression d'huile	4	
2. Pression d'huile insuffisante	5	
3. Débit d'huile insuffisant compromettant le graissage d'un organe déterminé	7	
4. Pression d'huile excessive	8	

	Page	Leçon
Titre IV.		
LA TECHNOLOGIE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE		34
Préliminaire	1	
Chapitre I : Le bloc moteur ou bâti	1	
I. Caractéristiques constructives du bloc moteur	1	
II. Sollicitations du bloc moteur - Résistance et rigidité du carter	2	
III. Conception de construction du bloc moteur	4	
IV. La ventilation du carter	7	
V. Matières utilisées pour la construction du bloc moteur	9	
VI. Avaries à un bâti de moteur Diesel- Causes et indices	12	
A. Fissures	12	
B. Déformations en service	12	
VII. Les asemblages filetés du bâti et ses mécanismes en général	1	35
VIII. Les culasses	2	
A. Généralités	2	
B. Joint de culasse	3	
C. Avaries aux culasses et joints de culasse	5	
XI. Cylindres et chemises	7	
A. Généralités	7	
B. Usure et avaries des cylindres	8	
X. Le serrage des boulons et des écrous	11	

	Page	Leçon
Chapitre II : Le vilebrequin et paliers		36
I. Le vilebrequin	1	
A. Matière et forme	1	
B. Fabrication du vilebrequin	2	
C. Traitement thermique des vilebrequins	4	
D. Sollicitation d'un vilebrequin	5	
E. Défauts pouvant survenir à un vilebrequin	7	
II. Les paliers de la ligne d'arbre	9	
A. Dispositions	9	
B. Coussinets	11	
Chapitre III : Pistons - Axes de piston Segments		37
I. Pistons	1	
A. Généralités	1	
B. Etudes des formes de piston	2	
C. Métaux employés	4	
1. Fonte	4	
2. Alliages d'aluminium	4	
3. Acier	6	
D. Types de pistons	6	
E. Excentrage de l'axe du piston	9	
II. Axe de piston	11	
III. Segments	12	
A. Généralités	12	
B. Propriétés des segments	12	
1. Matière	12	
2. Exécution	13	
3. Propriétés communes à tous les types de segments	14	
C. Les segments compresseurs	15	
D. Les segments racleurs	17	

	Page	Leçon
Chapitre IV : Bielles - Coussinets		38
I. Bielles	1	
A. Généralités	1	
B. Forme et matière	1	
C. Sollicitation du corps de bielle	1	
D. Le pied de bielle	2	
E. La tête de bielle	2	
F. Inspection de la bielle	3	
G. Boulons de bielle	3	
II. Coussinets	4	
A. Genre de coussinets	4	
B. Fonctions d'un matériau antifriction	5	
C. Métaux utilisés pour les coussinets lisses	7	
1. Les métaux blancs	7	
2. Alliages à base de cuivre	8	
3. Garniture à base d'aluminium	10	
D. Défaillance des coussinets	12	
E. Prescriptions de montage	13	
Chapitre V : Le mécanisme de distribution et son entraînement		39
I. Les soupapes	1	
A. Parties constitutives principales du mécanisme de distribution	1	
B. Les soupapes - modes de montage	1	
C. Classification des soupapes suivant leur fonction	2	
D. Formes	3	
E. Matière	3	
F. Refroidissement des soupapes	4	
G. Surface d'appui de la tête de la tige de soupape	5	
H. Fixation du presse-ressort	5	
I. Fabrication des soupapes	6	
J. Caractéristiques dimensionnelles - Chambre de soupape-Diamètre des têtes Hauteur de levée	6	
II. Guides de soupapes	7	

	Page	Leçon
III. Ressorts de soupapes	8	40
IV. Poussoirs de soupapes	1	
V. Siège pour soupapes dans les culasses L'usinage des soupapes	5	
VI. Culbuteurs	6	
VII. Jeu aux soupapes	6	
VIII. Arbre à cames	8	
IX. Commande de la distribution	11	
X. Calage de l'arbre à cames ou réglage de la distribution	12	

SOCIETE NATIONALE DES CHEMINS DE FER BELGES

Enseignement professionnel

COURS 1213

MOTEURS A COMBUSTION INTERNE — 1ère leçon

TITRE I - ETUDE GENERALE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

CHAPITRE I - Généralités.

A. Principes généraux.

1. Qu'est-ce qu'un moteur ?

1. On désigne en général sous le nom de "moteur" toute "machine" transformant l'énergie fournie sous une certaine forme, en énergie mécanique (fig. 1)

Suivant que l'énergie fournie au moteur est de l'énergie électrique, hydraulique ou thermique, on parlera d'un moteur électrique, hydraulique ou thermique.

Toutefois, il existe encore beaucoup d'autres formes d'énergie pouvant être transformées en énergie mécanique dans des moteurs (fig. 2, 3, 4, 5, 6).

2. Qu'est-ce qu'un moteur thermique ?

2. Un moteur thermique est une machine recevant de l'énergie calorifique et fournissant de l'énergie mécanique. En d'autres termes, un moteur thermique transforme l'énergie calorifique en énergie mécanique (fig. 7).

3. Pour produire de la chaleur, il faut brûler un combustible. Dans un moteur thermique, nous devrons donc disposer :

a) D'un combustible;
b) D'une quantité suffisante d'air de combustion;
c) D'un milieu convenable où se produira la combustion.

4. Suivant que la combustion se produit dans une enceinte extérieure au moteur ou à l'intérieur du moteur, on distingue :

a) Les moteurs à combustion externe;
b) Les moteurs à combustion interne.

B. Les moteurs thermiques (fig. 7)

5. 1. Moteurs thermiques à combustion externe.

Dans un moteur thermique à combustion externe, la combustion s'effectue dans un foyer où la chaleur est absorbée par un fluide. Ce fluide transmet la chaleur au moteur qui la transforme en énergie mécanique.

La machine à vapeur est le type le plus connu de moteur à combustion externe (fig. 8).

Dans le foyer de la chaudière, le combustible (charbon, bois, mazout) en brûlant chauffe de l'eau qui se transforme en vapeur. Ici c'est la vapeur qui transmet l'énergie calorifique à la machine à vapeur.

La machine à vapeur (moteur à vapeur, turbine à vapeur), transforme l'énergie calorifique de la vapeur en énergie mécanique.

Il est à remarquer que l'énergie calorifique ne doit pas nécessairement être produite dans un foyer par la combustion d'un combustible mais peut être fournie pas des réactions nucléaires (piles atomiques) ou chimiques.

2. Moteurs thermiques à combustion interne (fig. 9)

6. Dans un moteur à combustion interne, le combustible est brûlé dans le moteur même et l'énergie calorifique dégagée par la combustion se transforme directement en énergie mécanique.

7. Ainsi donc, un moteur à combustion interne comportera :

- une enceinte où se produit la combustion;
- une installation amenant le combustible dans l'enceinte de combustion;
- une installation amenant l'air en quantité appropriée pour permettre de brûler le combustible;
- une installation évacuant les gaz brûlés lorsque ceux-ci sont devenus inutiles.

Lors de la combustion nous obtenons, dans la chambre de combustion, des gaz à haute pression et à haute température. Ce sont ces gaz qui produisent la force motrice.

8. D'après la forme des organes auxquels cette force motrice est transmise, il faut distinguer les types de moteurs suivants :

a) Moteurs à pistons : la force motrice est transmise à des pistons ayant un mouvement alternatif dans les cylindres;

b) Moteurs à rotor : la force motrice fait tourner un rotor (par ex. le moteur "Wankel");

c) Moteurs à turbine : la force motrice fait tourner une turbine à gaz;

d) Moteurs à réaction et fusées : La force motrice résulte de la poussée provoquée par l'échappement des gaz de combustion.

Les moteurs à rotor, à turbine et à réaction, n'étant pas appliqués à la S.N.C.B., leur étude tombe en dehors de la matière de ce cours.

Lorsqu'il sera question de moteurs à combustion, il s'agira uniquement de moteurs à pistons.

3. Espèces de moteurs à combustion interne.

Suivant la manière dont le combustible est introduit et enflammé dans le moteur, on distingue les différents types de moteur suivants :

9. A) Le moteur à allumage par étincelle.

Le combustible est mélangé préalablement à une quantité adéquate d'air (dans un rapport de masse de 1 à 15). Après introduction et compression dans le moteur, le mélange gazeux est enflammé par une étincelle électrique (fig. 10).

Suivant la nature du combustible et la manière suivant laquelle le mélange combustible est obtenu, on distingue :

10. 1) Le moteur à carburateur ou moteur à essence (fig. 13)

L'essence est vaporisée dans un "carburateur" et mélangée à la quantité adéquate d'air de combustion.

2) Le moteur à gaz.

11.

Le combustible est fourni sous forme gazeuse (gaz naturel, butane, propane...) et est mélangé à l'air de combustion.

3) Le moteur à essence, à injection.

Le combustible liquide est injecté dans le collecteur d'aspiration d'air.

Du fait que dans les moteurs à allumage par étincelle, le mélange combustible est réalisé en dehors du moteur, on les appelle moteur "à mélange".

Suivant la manière dont la combustion se produit, on parle de moteur "à explosion".

B) Le moteur à combustion spontanée (fig. 11)

Le combustible est introduit dans le moteur après la compression de l'air de combustion. L'air étant ainsi porté à haute température, le combustible s'enflamme spontanément. Ce type de moteur est couramment appelé "moteur Diesel".

3. Fonctionnement et composition d'un moteur à allumage par étincelle.

Le mélange est amené dans un cylindre, fermé à sa partie supérieure, dans lequel peut se déplacer un piston (voir fig. 12). Il est enflammé par une étincelle électrique.

Sous l'effet de la chaleur de combustion, la pression des gaz dans le cylindre augmente rapidement et le piston se déplace. En d'autres termes, la force développée par la pression des gaz agit sur le piston qui se meut dans la direction de cette force.

Ainsi apparaît le travail mécanique que le moteur fournit.

15. Le fond supérieur du cylindre est pourvu de 2 ouvertures normalement fermées par des soupapes. Ces soupapes s'ouvrent au moment opportun, l'une pour permettre l'admission du mélange combustible-air, l'autre pour permettre l'évacuation des gaz brûlés et détendus.

Le piston est muni de cercles élastiques s'appuyant contre la paroi du cylindre et assurant l'étanchéité de la chambre de combustion (fig. 13). Le piston est animé d'un mouvement alternatif transformé en mouvement circulaire par l'intermédiaire d'une bielle et d'une manivelle.

En d'autres termes, le système bielle-manivelle transforme le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu de l'arbre moteur.

Le fonctionnement du moteur est le suivant :

16. Supposons d'abord le piston à l'extrémité supérieure de sa course (Le piston se trouve au point mort haut)

(fig. 15). A ce moment, la soupape d'admission du mélange doit être ouverte. Lorsque le piston descend, il aspire le mélange dans le cylindre. C'est la phase d'admission (fig. 16).

17. Lorsque le piston arrive au bas de sa course (point mort bas), la soupape d'admission doit se fermer. En remontant, le piston comprime le mélange qui s'échauffe.
C'est ce qu'on appelle la "compression". Le mélange atteint une température d'environ 350° C et une pression de 10 bar (fig. 17 + 18). (Comparer à une pompe de bicyclette).

18. Les effets de la compression sont :

a) Echauffement du mélange carburé (l'expérience a montré que toute compression s'effectue avec dégagement de chaleur);

b) Vaporisation des gouttelettes d'essence restées en suspension dans le mélange aspiré;

c) Concentration du mélange afin d'accroître son homogénéité et ainsi faciliter sa combustion.

19. Lorsque le piston atteint à nouveau le point mort haut (fig. 18), la bougie d'allumage, dont est pourvu le fond du cylindre, produit entre ses électrodes, une étincelle électrique qui enflamme le mélange. La combustion est instantanée. Elle produit une élévation brusque de la température (± 1800° C) des gaz contenus dans l'espace très réduit du cylindre, le piston se trouvant au point mort haut. (Cet espace est appelé "chambre de combustion").

Il en résulte une forte augmentation de la pression et en conséquence le piston est repoussé vers le bas. La pression dans le cylindre diminue au fur et à mesure que le piston descend. Cette phase du fonctionnement du moteur constitue la combustion-détente (temps moteur) (fig. 19).

20. Lorsque le piston arrive au point mort bas, la soupape d'échappement s'ouvre pour laisser s'échapper les gaz brûlés (fig.20). En remontant, le piston les expulse du cylindre. C'est l'échappement.

Dès que le piston atteint à nouveau son point mort haut, la soupape d'échappement se ferme, tandis que la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence.

4. Conclusions et définitions.

Les explications ci-dessus justifient les remarques suivantes :

21. a) Cycle de fonctionnement complet : comporte successivement l'aspiration, la compression, la combustion-détente et l'échappement.

Pour chaque course du piston, la manivelle fait un demi-tour. Un cycle de fonctionnement complet correspondra donc à 2 tours de manivelle.

22. b) Temps. Pour accomplir un cycle de fonctionnement complet, le piston doit descendre et remonter deux fois de suite, c.à.d. parcourir 4 fois la longueur du cylindre. C'est pourquoi le moteur est dit à 4 temps.

On appelle "temps", une course du piston.

Il existe aussi des moteurs à 2 temps. Dans ces moteurs, le piston ne parcourt que deux fois le cylindre (une fois dans un sens, une fois dans l'autre) pour réaliser un cycle de fonctionnement complet.

Nous reparlerons de ces moteurs à la leçon n° 13.

23. c) Les soupapes d'admission et d'échappement ne s'ouvrant qu'une fois sur 2 tours, l'arbre à cames tournera à la demi-vitesse du moteur ;

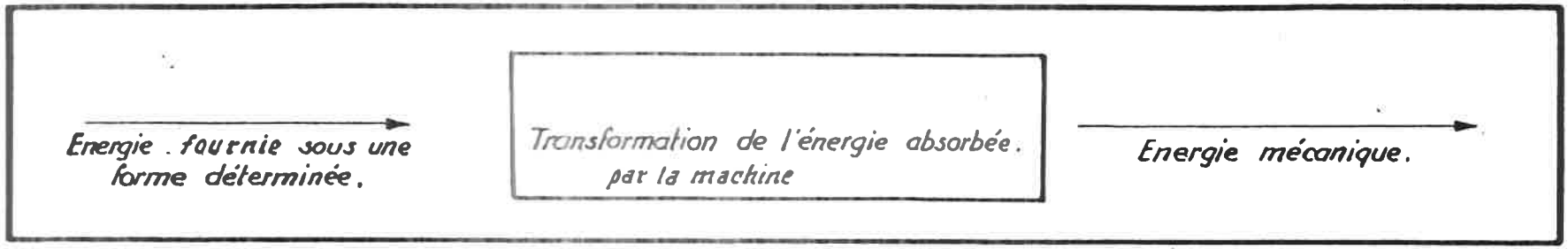
24. d) Le tableau ci-dessous résume les différentes phases du fonctionnement du moteur.

N° d'ordre	Phases	Mouvement du piston	Position soupape admission	Position soupape échappement	Fig.	Opérations dans le cylindre
1	Admission	Le piston descend	ouverte	fermée	15 + 16	Aspiration du mélange combustible-air d'un carburateur ou d'un mélangeur
2	Compresseur	Le piston remonte	fermée	fermée	17 + 18	Compression du mélange. La température du mélange augmente jusque ± 350° C et la pression atteint ± 10 bar
3	Explosion et détente	Le piston descend	fermée	fermée	19	Une étincelle enflamme le mélange qui brûle. La température atteint ± 1800° C et la pression ± 25 bar. Les gaz chauds se détendent.
4	Echappement	Le piston remonte	fermée	ouverte	20	Expulsion des gaz brûlés

25 e) La distance parcourue par le piston entre le point mort haut et le point mort bas constitue la course (fig. 14). On comprend aisément que la course vaut deux fois la longueur de la manivelle.

Principe d'un moteur.

fig. 1



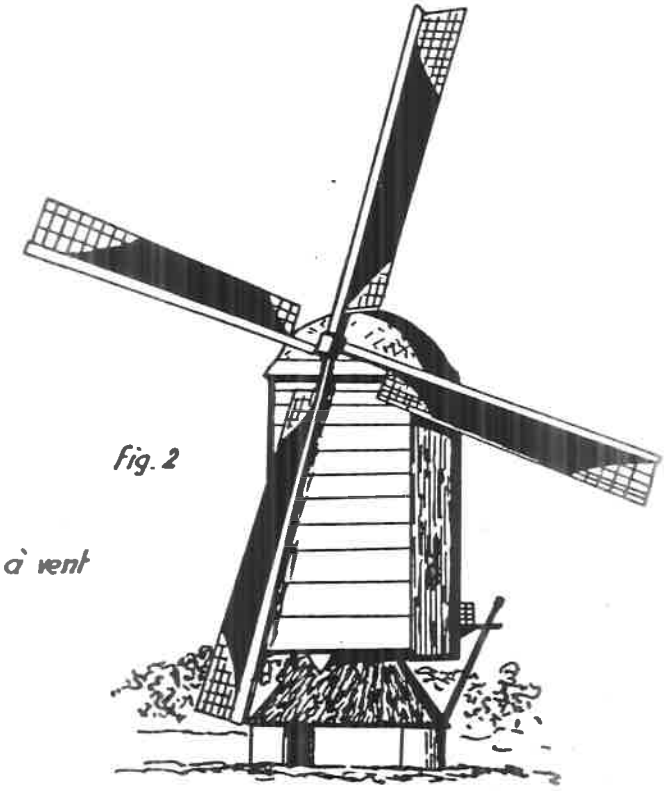


fig. 2

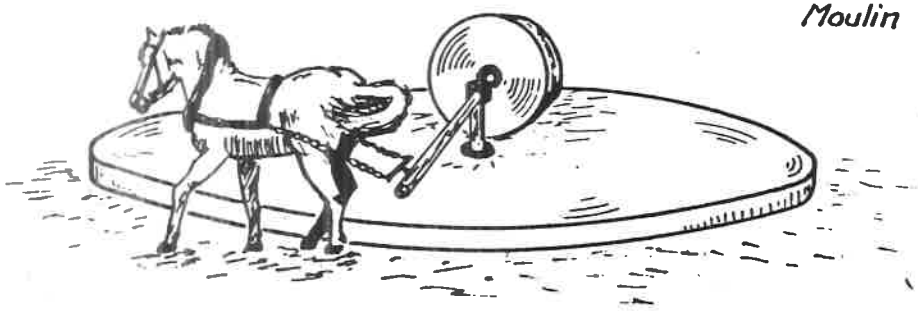
Moulin à vent

C 1213
Fig. 7

Energie éolienne (du vent) transformée en énergie mécanique.

fig. 3

Moulin à manège.



Energie des muscles transformée en énergie mécanique.

Annexe : 1

Moulin à eau.

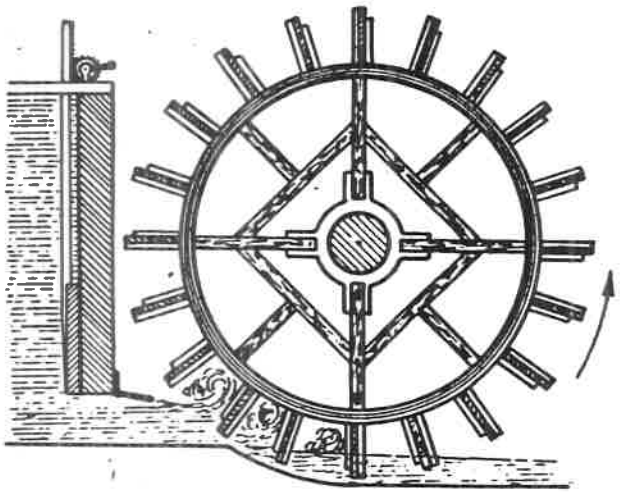


Fig. 4

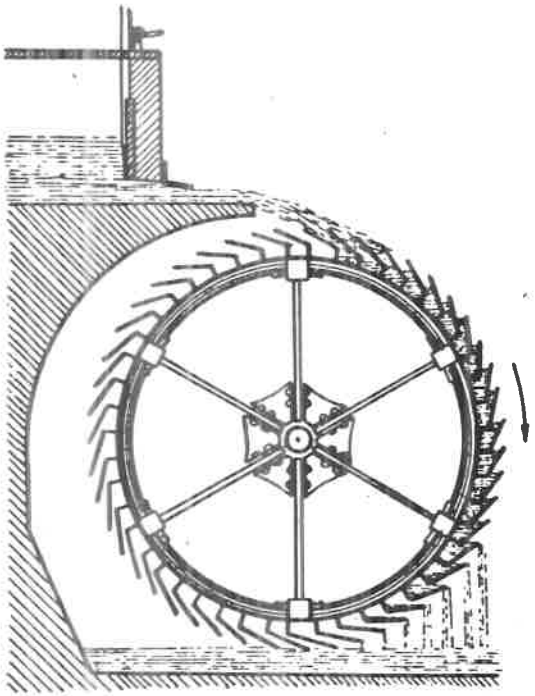


Fig. 5

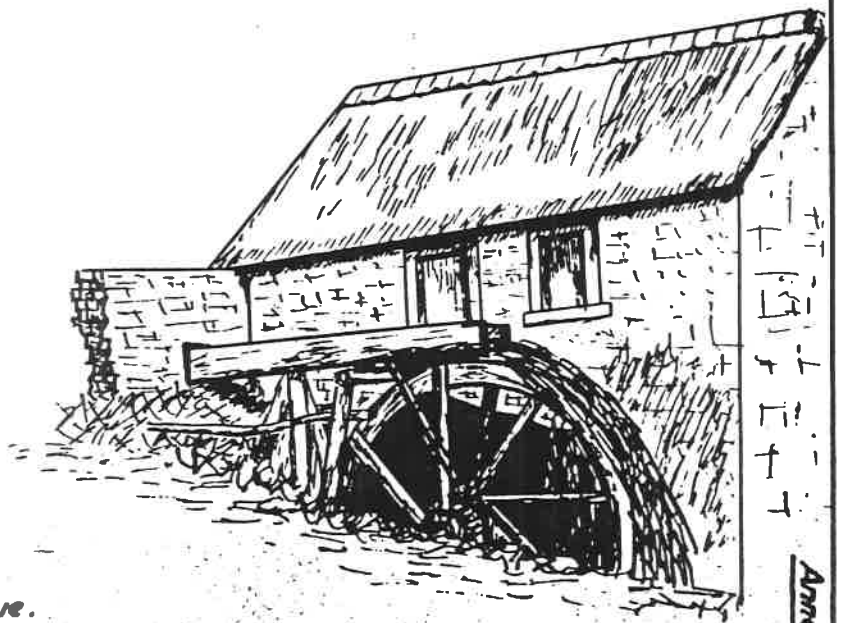


Fig. 6

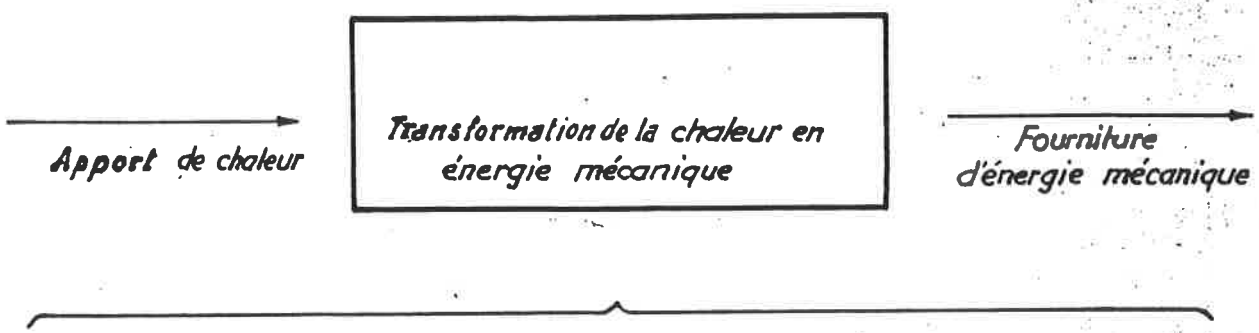
Energie hydraulique → transformée en → énergie mécanique.

Annexe 2

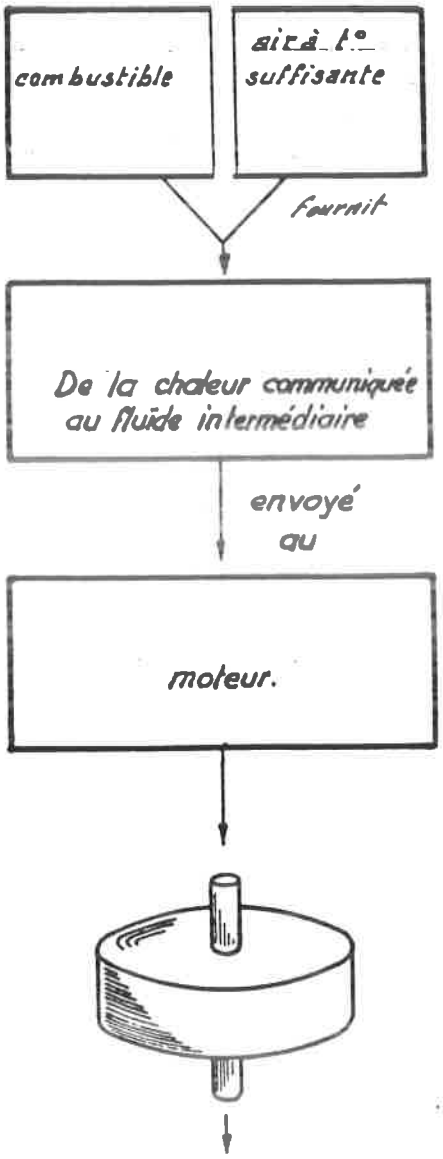
Annexe: 3

Moteur thermique

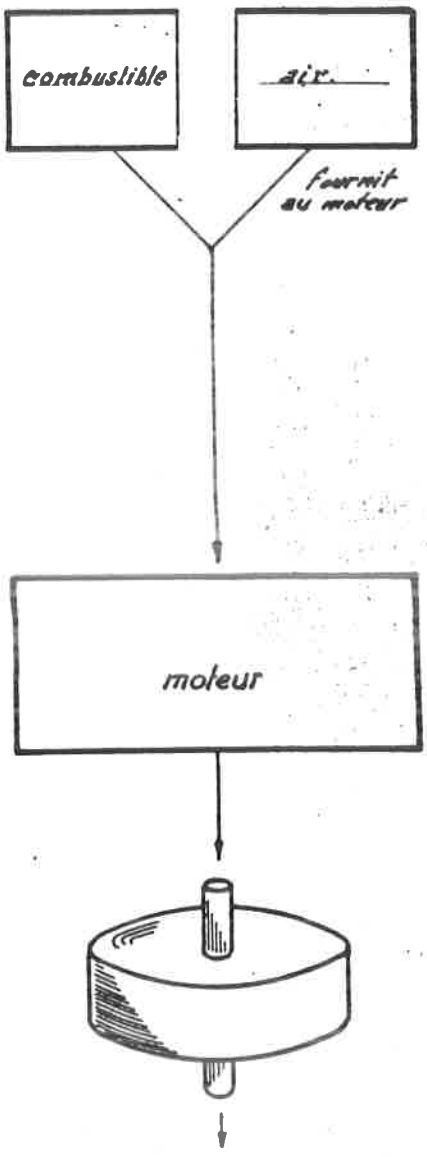
Fig. 7.



Moteur thermique à combustion externe



Moteur thermique à combustion interne.

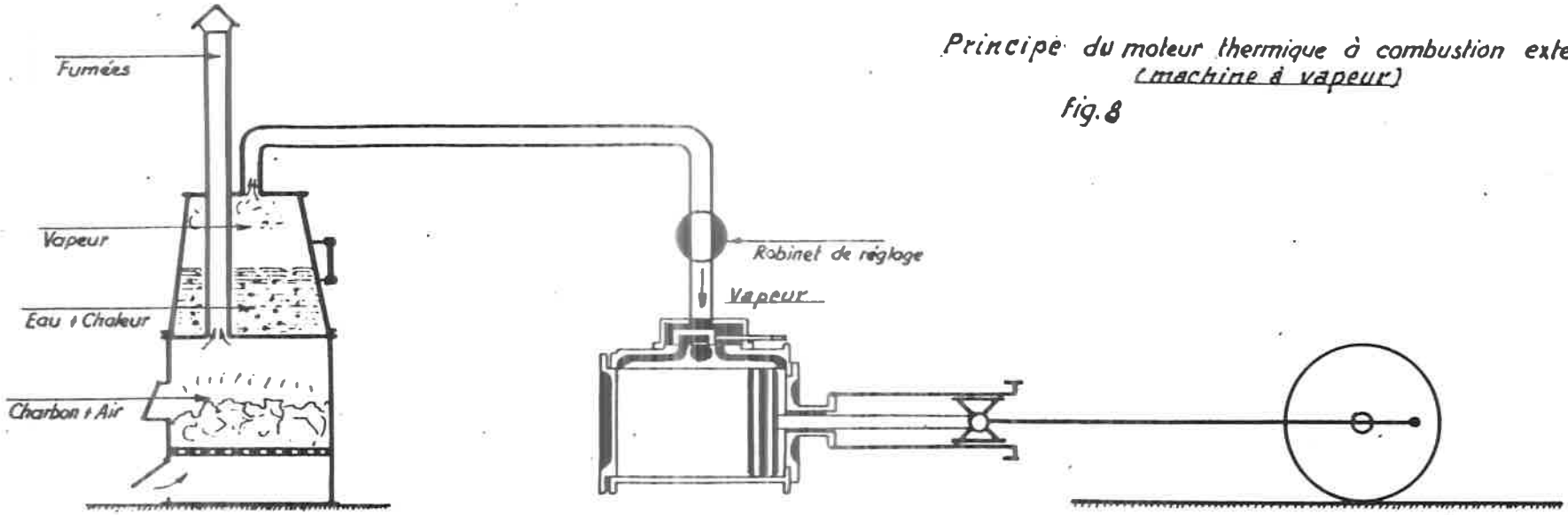


C. 1213
1re L.

V.P.

Principe du moteur thermique à combustion externe.
(machine à vapeur)

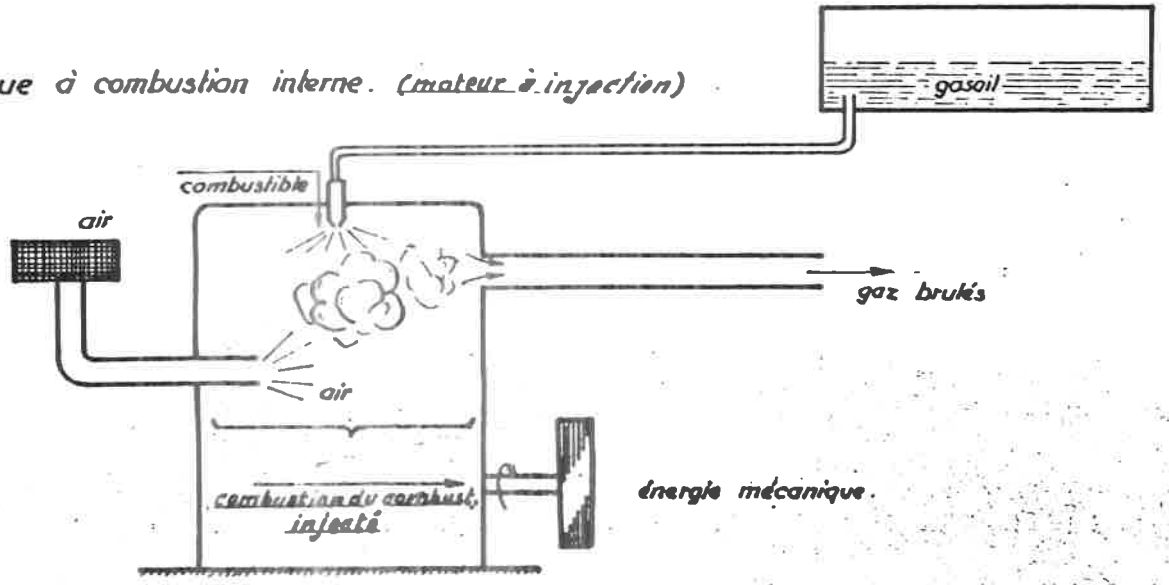
fig. 8



Transform. de la chaleur en énergie mécanique.

Principe du moteur thermique à combustion interne. (moteur à injection)

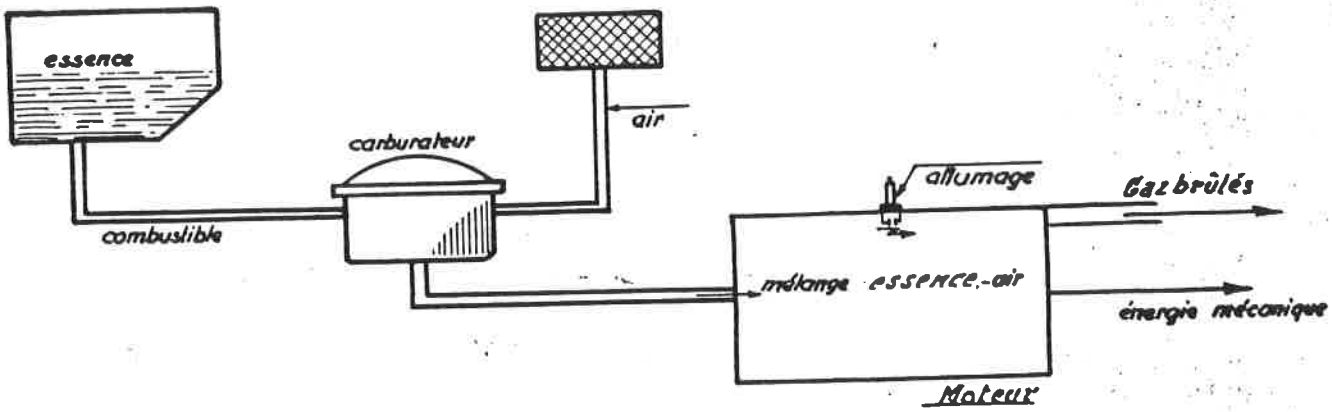
fig. 9.



Annexe : 5

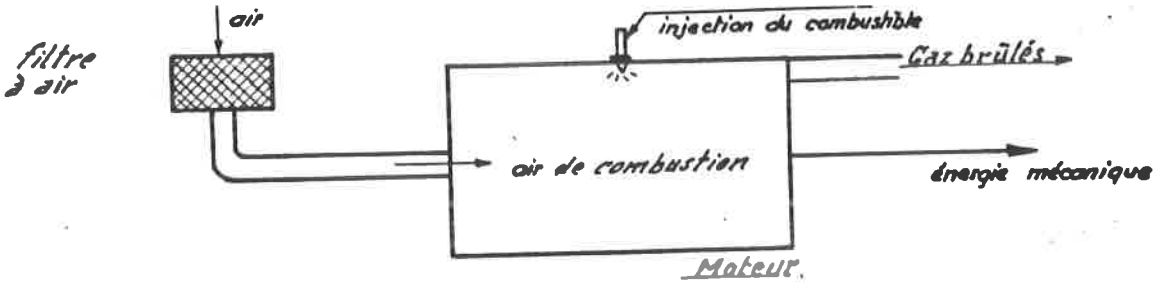
Principe du moteur à allumage par étincelle (mot à explosion à carburateur ou à essence)

Fig. 10



Principe du moteur à combustion spontanée. (moteur diesel)

Fig. 11



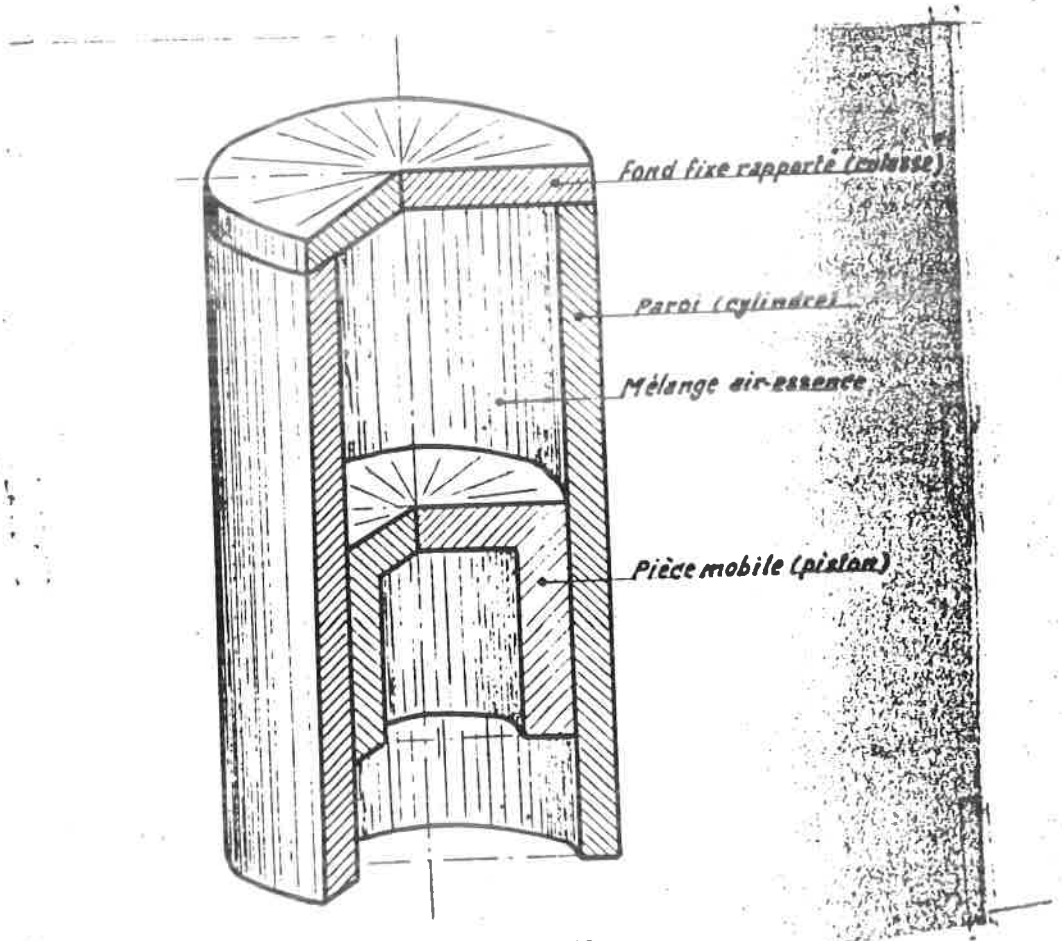


Fig. 12

C. 1213
1re L

V.P.

Annexe 6

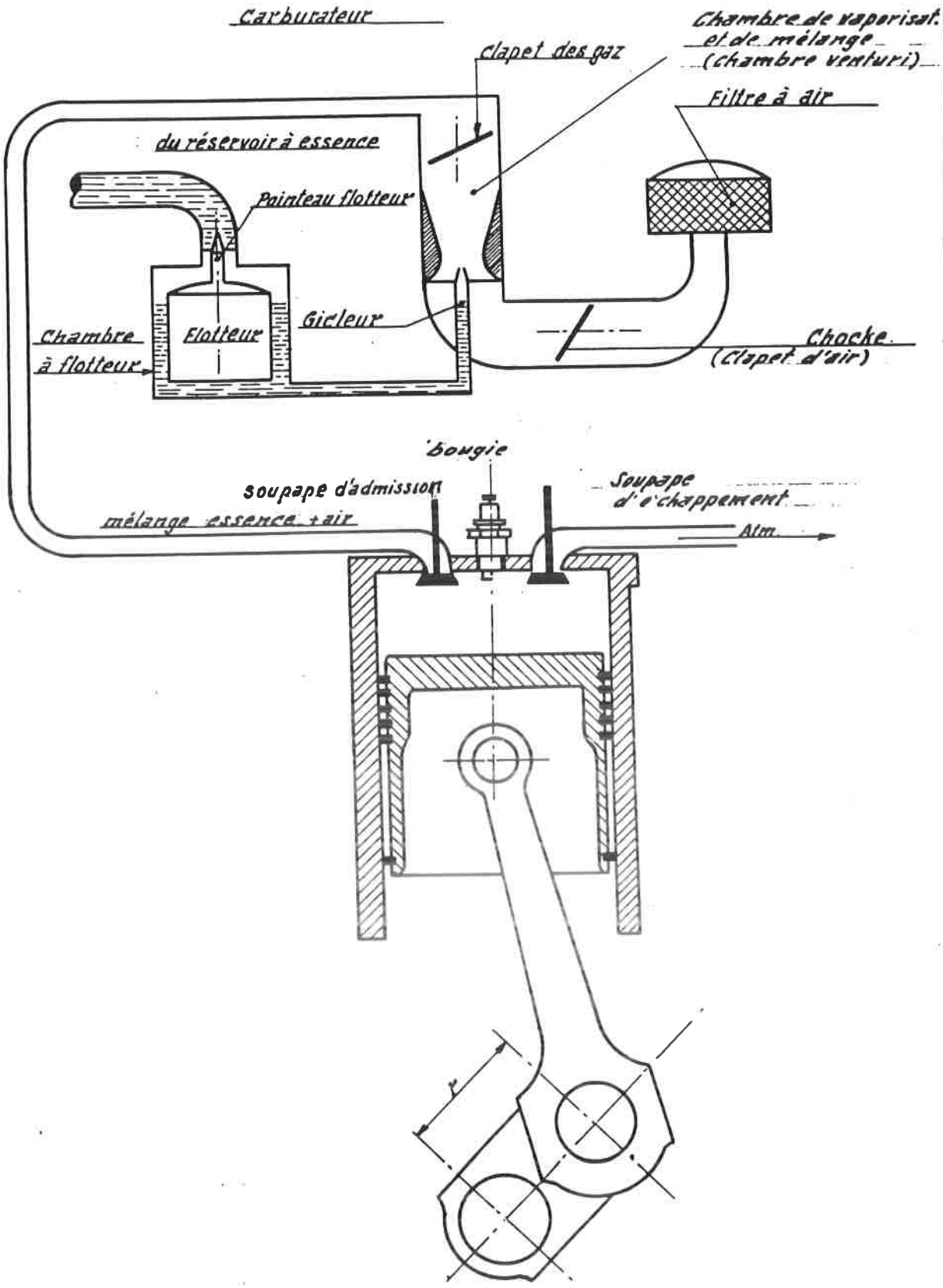


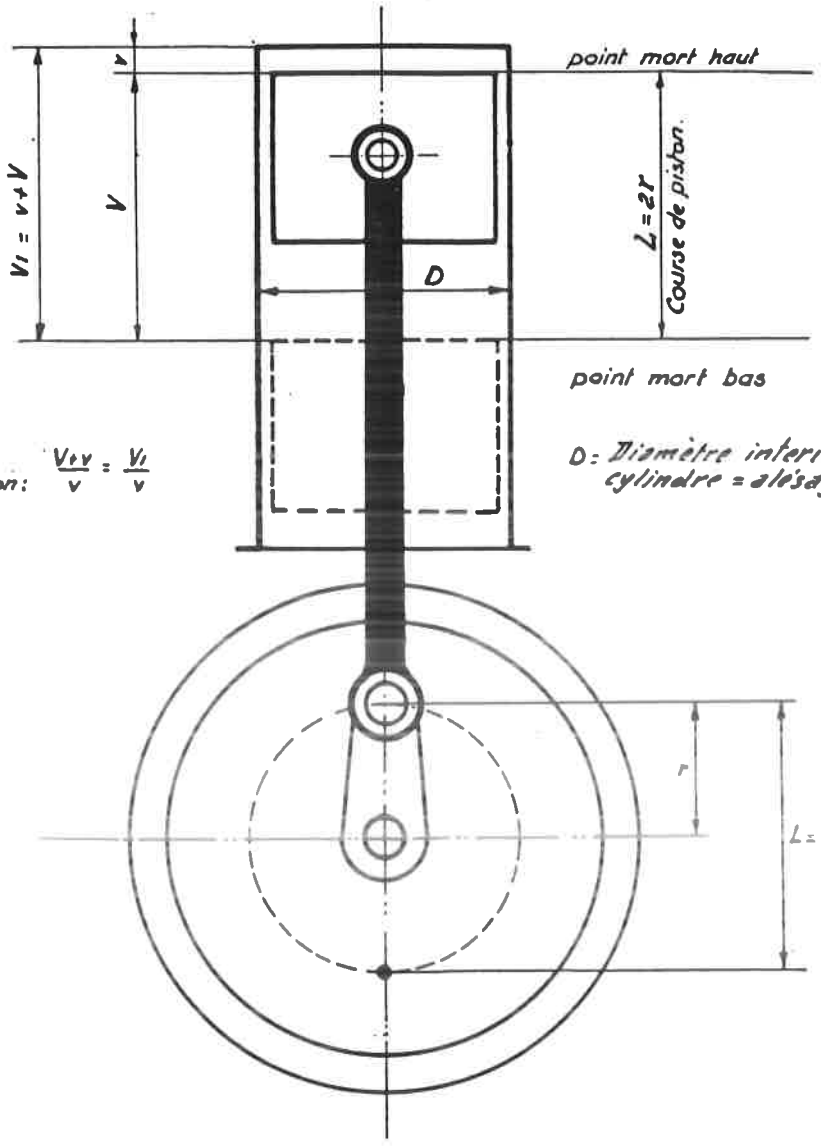
Fig. 13.

PRINCIPE DU MOTEUR A ALLUMAGE PAR ETINCELLES
(moteur à essence)

C. 1213
1re L

V.P.

Moteur à simple effet



Rapport de compression : $\frac{V+v}{v} = \frac{V_1}{v}$

D : Diamètre intérieur du cylindre = alésage

Fig. 14

Fig. 15 Admission.

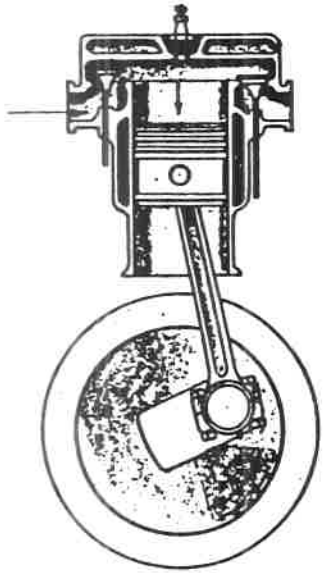


Fig. 16 Fin de l'admission

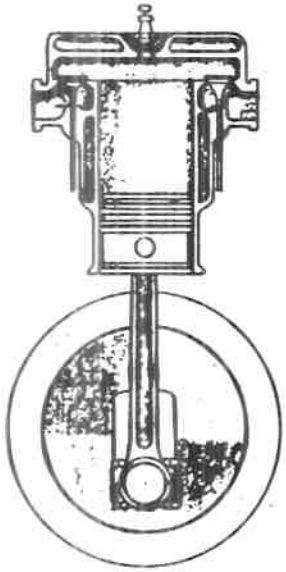


Fig. 17 Compression.

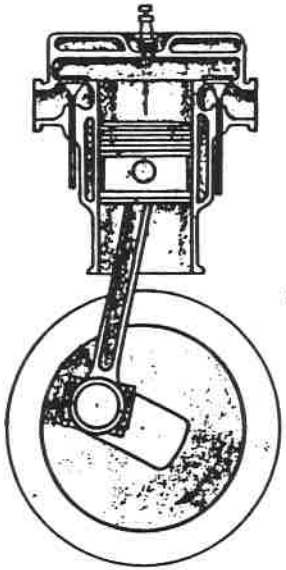


Fig. 18 Fin compression et allumage.

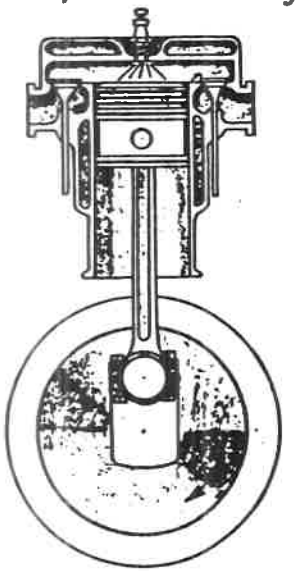


Fig. 19 Combustion et détente.

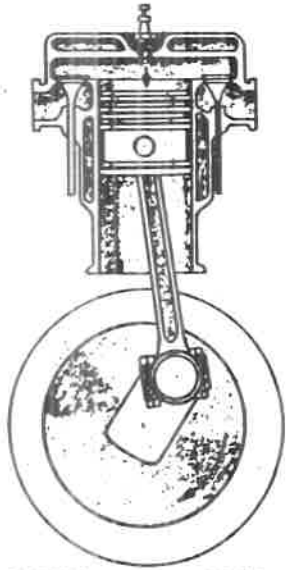
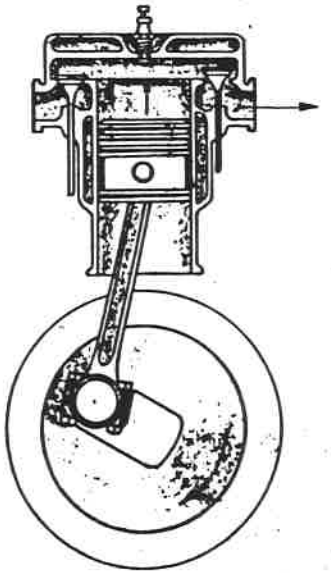


Fig. 20 échappement.



MOTEUR A SOUPAPES LATERALES

Annexe : 8

C1213 Ie 7

91

COURS 1213

D. LE MOTEUR DIESEL.

1. Principes de fonctionnement.

26 a) Si on laisse tomber goutte à goutte un combustible liquide tel que du gasoil, sur une taque suffisamment chauffée, le combustible s'enflamme, au contact de la taque.

Pour obtenir l'inflammation, il faut bien entendu que la taque soit portée à une température suffisante. Celle-ci dépend de la nature du combustible et s'appelle température d'allumage du combustible, qu'il ne faut pas confondre avec le "point d'éclair".

Point d'éclair : température la plus basse à laquelle le combustible dégage des vapeurs inflammables. Pour le gasoil, le point d'éclair est d'environ 65° C.

Température d'allumage : température à laquelle le combustible s'allume spontanément et brûle. Celle-ci est de l'ordre de 280° C pour le gasoil.

Il est donc possible d'enflammer un liquide sans vaporisation préalable et aussi sans étincelle d'allumage, à l'encontre du procédé appliqué dans le moteur à allumage par étincelle.

27 b) Lorsqu'on comprime de l'air, celui-ci s'échauffe d'autant plus que la compression est forte.

Supposons l'air à la pression atmosphérique et à la température de 15° C; nous le comprimons jusqu'à 35 bar sa température atteindra alors environ 460° C.

28 c) Pour assurer la combustion complète d'un combustible, en un temps minimum, il faut :

1. Une quantité d'air (oxygène) suffisante;
2. Porter le combustible à une température suffisante;
3. Assurer le contact intime entre le combustible et l'air de combustion.

29 d) Conclusion.

Le principe de fonctionnement des moteurs à combustion est basé sur les trois principes ci-dessus.

En comprimant de l'air au-delà de 35 bar, l'air s'échauffe et atteint une température d'environ 460° C. Si on injecte alors dans cette masse d'air comprimé un combustible finement divisé, le combustible s'enflammera et pourra brûler rapidement.

Le premier moteur inventé en 1892 par Rudolf Diesel, différait de celui que l'on continue à dénommer à l'heure actuelle "moteur Diesel". En effet, l'élément combustible était constitué par de l'air mélangé à de la poussière de charbon finement pulvérisé. Ce mélange étant explosif, le premier moteur fut détruit avant que le piston ait effectué sa première course.

C'est cet échec qui le décida à remplacer la poussière de charbon par un combustible liquide. C'est aussi ce qui explique la période creuse de 1892 à 1897. Par suite de la poussière de charbon utilisée lors des essais Diesel, les Américains continuent à dénommer encore parfois le moteur Diesel : "Solid injection engine".

30 e) Remarque.

Dans un moteur à allumage par étincelle, on aspire un mélange d'air et de gaz combustible, par un carburant ou mélangeur, qu'on comprime et qu'on enflamme ensuite avec une étincelle électrique.

On comprend que si la compression préalable du mélange était excessive, on atteindrait le point d'allumage du combustible, avant que n'apparaisse l'étincelle d'allumage. Il y aurait alors auto-allumage. Le moteur cognerait et des avaries graves pourraient survenir (voir aussi 17e et 18e leçon "Etude détaillée de la combustion".

C'est pourquoi, dans les moteurs à allumage par étincelle, il faut limiter la compression de 8 à 12 bar, ce qui correspond à une température des gaz d'environ 300 à 350° C.

31 2. Cycle théorique du moteur à 4 temps.

Tout comme le moteur à allumage par étincelle à 4 temps, le moteur diesel à 4 temps réalise un cycle de fonctionnement complet en deux tours de manivelle.

Les opérations relatives à chacune des 4 phases sont données dans le tableau ci-après :

N° d'ordre	Phase	Mouvement du piston	Position soupape admission	Position soupape échappement	Opérations
1	Admission	Le piston descend du point mort haut au point mort bas	ouverte	fermée	Aspiration d'air frais au travers d'un filtre
2	Compression	Le piston remonte au point mort haut	fermée	fermée	L'air est comprimé à 35 bar et sa température atteint 460° C environ
3	Injection du combustible. Combustion et détente	Le piston descend jusqu'au point mort bas	fermée	fermée	Le combustible finement divisé, est injecté dans le cylindre et brûle. Il en résulte une élévation de la pression jusqu'à 60 à 70 bar et de la température jusqu'à 1100 à 1500° C. Les gaz se détendent en poussant le piston vers le bas.
4	Echappement	Le piston remonte au point mort haut	fermée	ouverte	Expulsion des gaz brûlés

32 Remarques.

a) Lorsqu'on a devant soi un moteur dont les soupapes seulement sont visibles, comment peut-on identifier la soupape d'admission et la soupape d'échappement ?

Réponse : On vire le moteur à la main. La soupape d'échappement est celle qui s'ouvre la première, après la fermeture des deux soupapes pendant un tour complet.

33 b) Moteurs à allumage par étincelle dont le combustible est injecté dans le moteur.

On rencontre parfois des moteurs à allumage par étincelle dont le combustible n'est pas aspiré par un carburateur, mais injecté dans le moteur (Mercédes).

Cela ne signifie pas que ces moteurs à injection sont à considérer comme des moteurs diesel. Généralement, le combustible n'est pas injecté directement dans la chambre de combustion comme c'est le cas pour les moteurs diesel, mais dans le collecteur d'aspiration du moteur. Dans ce collecteur, le mélange "air-combustible injecté et pulvérisé" est préparé d'où il est aspiré dans le cylindre au moment où la soupape d'aspiration s'ouvre.

E. DESCRIPTION SOMMAIRE D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE (fig. 21).

34 Un moteur à combustion interne comporte en ordre principal un cylindre, fermé à la partie supérieure par un culasse, dans lequel se meut un piston.

Dans la culasse sont logés les soupapes d'admission et d'échappement ainsi que l'injecteur servant à injecter et à pulvériser le combustible dans la chambre de combustion (moteur diesel).

Dans les moteurs à allumage par étincelle, l'injecteur est remplacé par une bougie d'allumage.

Pour alimenter l'injecteur en combustible, le moteur diesel comporte une pompe d'injection qui refoule vers l'injecteur le **combustible liquide à la pression voulue, en quantité suffisante et au moment opportun, suivant les nécessités (couple et nombre de tours).**

La pompe d'injection et l'injecteur sont dits organes d'alimentation du moteur.

Aux moteurs à injection à allumage par étincelle, l'injecteur est disposé sur le collecteur d'aspiration.

35 Le cylindre peut être disposé verticalement ou horizontalement. Suivant le cas, le moteur est dit vertical ou horizontal.

36 Autour du cylindre et dans la culasse, sont ménagées des chambres d'eau. Ce sont des cavités dans lesquelles circule l'eau pour le refroidissement du moteur. Une pompe à eau, entraînée par le moteur même, assure la circulation de l'eau, dans le moteur, les radiateurs de refroidissement et dans certains cas, dans un échangeur huile-eau.

Il existe aussi des moteurs refroidis par air.

Dans ce cas, le cylindre et la culasse portent des ailettes de refroidissement qui favorisent l'échange avec l'air soufflé par un ventilateur.

37 Pour assurer l'étanchéité du piston, on le garnit de segments d'étanchéité.

Pendant la marche, il faut lubrifier le **cylindre dans lequel se déplace le piston.**

A cet effet, la partie du cylindre sous le piston est constamment arrosée d'huile.

Pour éviter l'excès d'huile de graissage dans le cylindre, le piston porte 1 ou 2 segments ou cercles racleurs, qui raclent l'huile en excès.

38 Le piston est muni d'un axe, sur lequel vient articuler une extrémité de la bielle. Cette extrémité est appelée pied de bielle. L'autre extrémité de la bielle, appelée tête de bielle, est articulée sur le maneton du vilebrequin.

La tête de bielle est pourvue d'un coussinet en deux pièces.

Le vilebrequin repose dans des paliers également munis de coussinets appelés paliers de vilebrequin; ces paliers font partie du carter ou du bâti du moteur.

39 Le vilebrequin porte un pignon destiné à entraîner, par l'intermédiaire d'engrenages :

- l'arbre à cames qui commande la distribution, c-à-d l'ouverture des soupapes au moment opportun;
- la pompe à huile de graissage;
- la pompe d'injection;
- la pompe de circulation d'eau;
- éventuellement, d'autres accessoires du moteur tels que : dispositif de survitesse et régulateur.

40 L'arbre à cames commande l'ouverture des soupapes directement ou par l'intermédiaire de poussoirs et de culbuteurs.

L'arbre à cames des moteurs à allumage par étincelle porte aussi généralement la roue dentée commandant l'interrupteur et le distributeur de l'équipement d'allumage.

Les soupapes se ferment automatiquement sous l'action des ressorts de soupapes en s'appuyant sur des plateaux d'appui. Ces plateaux sont maintenus en place par des bagues coniques en deux pièces, qui s'engagent dans l'extrémité des tiges de soupapes.

41 Aux extrémités du vilebrequin on trouve d'une part, le volant du moteur et d'autre part, l'amortisseur de vibrations.

Le volant est parfois pourvu d'une couronne dentée pour le lancement du moteur par démarreur électrique.

Certains moteurs sont lancés à l'air comprimé provenant de réservoirs alimentés par un compresseur à haute pression. Dans ce cas, la culasse est équipée d'une soupape de lancement par laquelle l'air comprimé est introduit dans le cylindre.

42 Le bâti ou carter du moteur est fermé à sa partie inférieure par un sous-carter qui contient l'huile de graissage et la pompe à huile.

43 La pompe à huile aspire l'huile dans le sous-carter à travers une crépine et la refoule vers les organes à graisser. Un filtre à huile est placé sur le refoulement de la pompe.

44 Il existe aussi des moteurs, "Anglo-Belgian Cy"(ABC) , ou l'huile, au lieu d'être contenue dans le sous-carter, est emmagasinée dans un réservoir spécial, indépendant du moteur.

Ceux-ci sont dénommés moteurs à "carter sec" (moteurs marins).

MOTEUR A CULBUTEURS

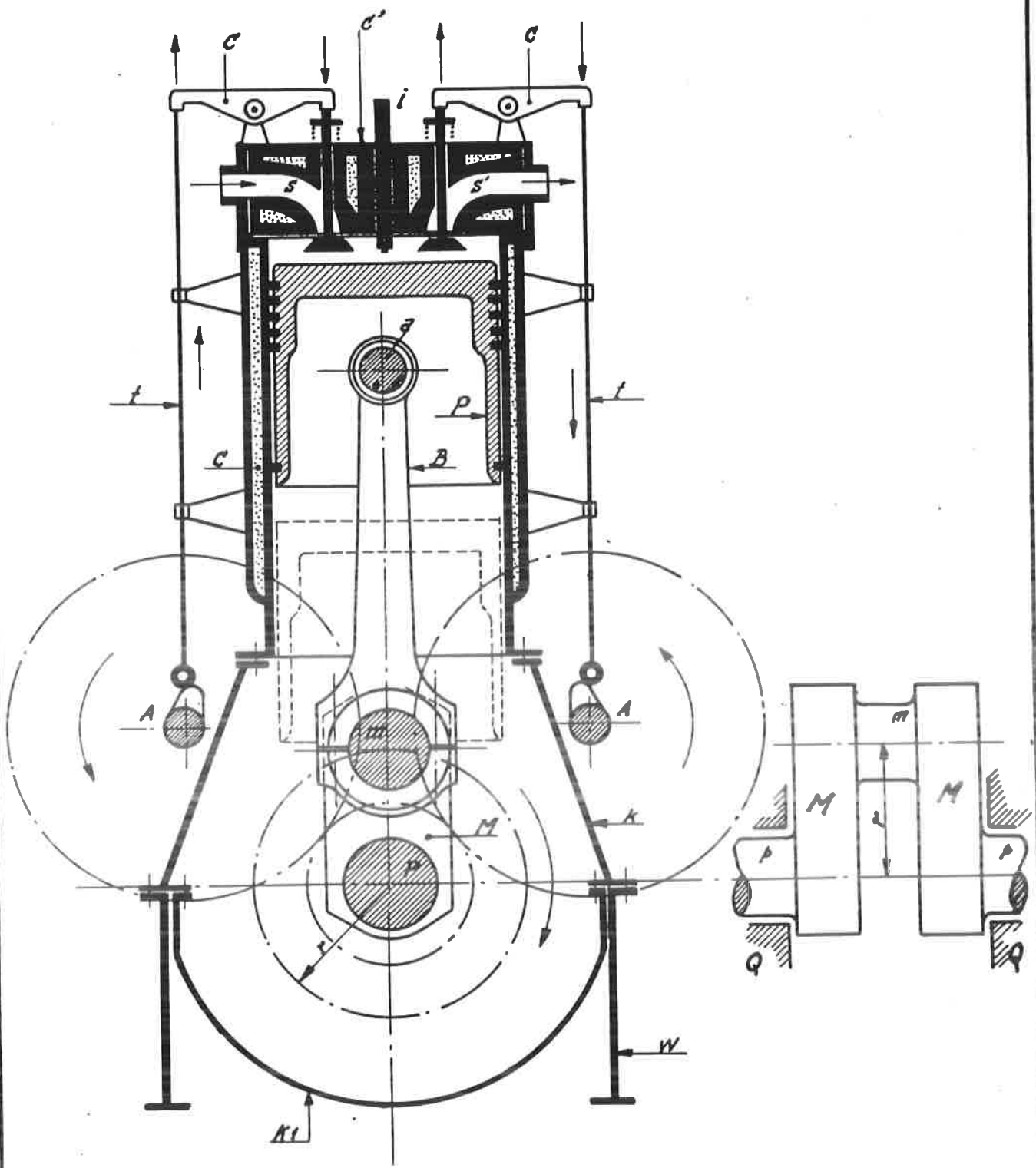


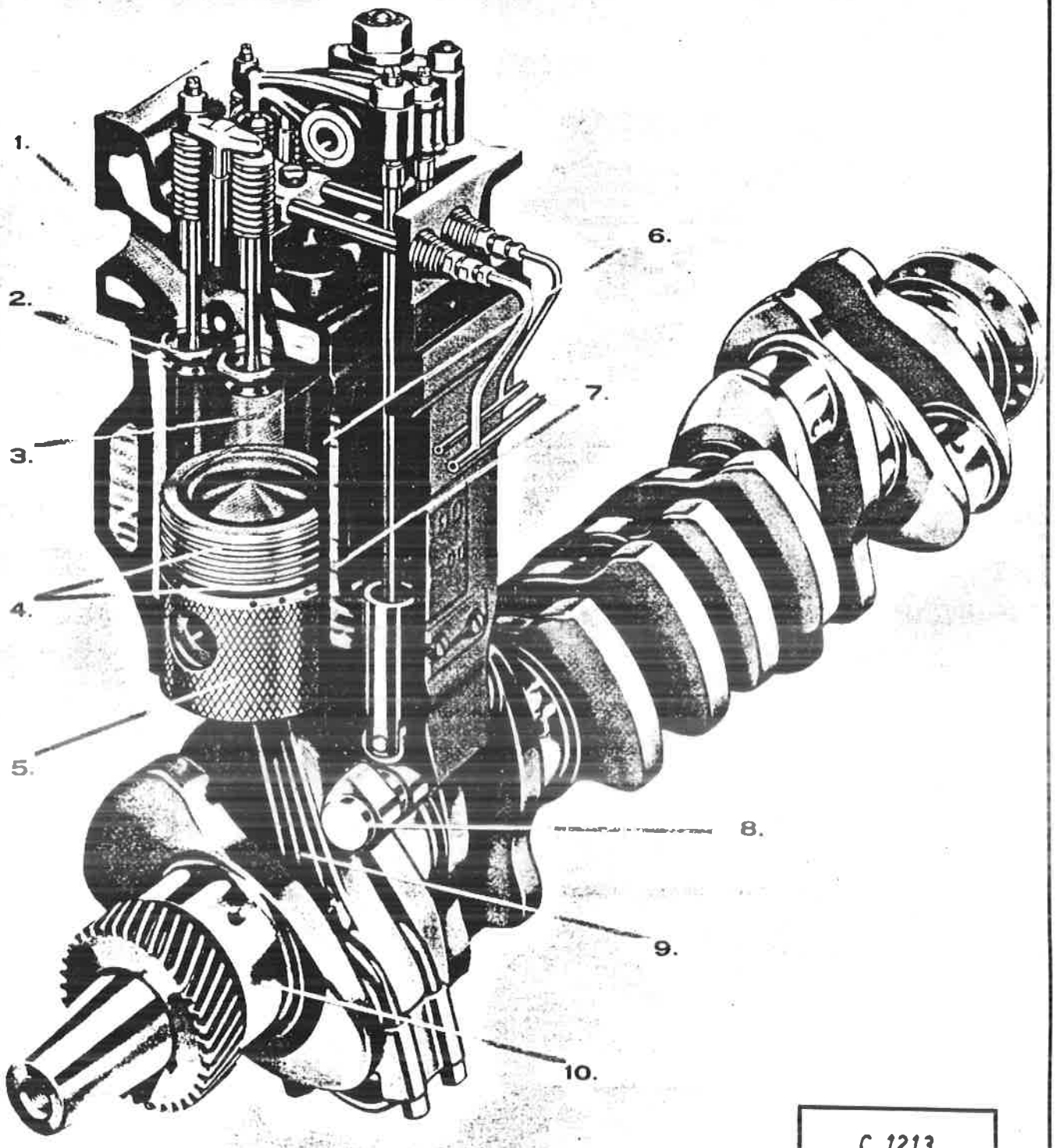
Fig. 21.

C. 1213
2e L.

V.P.

Annexe 10

MOTEUR CUMMINS



C.1213
2me L.

CHAPITRE II. - LE MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A 4 TEMPS.

A. Remarque introductive : moteurs mono et poly-cylindriques.

Les moteurs à combustion interne peuvent être de construction :

45. Monocylindrique.

La puissance totale du moteur est produite par un seul cylindre.

Cette construction se limite à des moteurs de très faible puissance (ex. moteurs pour cycles, machines agricoles, petits groupes motopompes ou électrogènes ...)

46. Polycylindriques.

Les moteurs monocylindriques offrent de tels inconvénients que même pour des puissances limitées, il est avantageux de répartir la production de la puissance sur plusieurs cylindres.

Pratiquement, les moteurs polycylindriques à 4 temps comportent toujours un nombre pair de cylindres.

C'est ainsi que généralement les moteurs à essence équipant les automobiles comportent quatre, six ou huit cylindres.

Les moteurs Diesel utilisés à la propulsion des véhicules sur route ou sur rail peuvent avoir quatre, six, huit, douze ou seize cylindres.

Néanmoins, il convient de remarquer que certains moteurs marins lents ne comportent que trois ou cinq cylindres.

L'étude des moteurs polycylindriques ne peut être abordée qu'après l'explication des phénomènes qui se déroulent dans un cylindre.

C'est pourquoi nous commencerons ce cours par l'étude du moteur monocylindrique.

Ce cylindre peut être disposé verticalement ou horizontalement. Cette disposition n'influençant pas cette étude, nous supposons, dans un but de simplification, que le cylindre est disposé verticalement.

B. Quelques définitions (fig. 22)

47.1. Alésage (D)

On appelle "alésage" (D), d'un cylindre, son diamètre intérieur. L'alésage est habituellement exprimé en mm.

48.2. Course (L)

La course du piston est la distance parcourue par le piston entre ses positions extrêmes. Elle s'exprime habituellement en mm et vaux deux fois la longueur de la manivelle.
Donc :

$$L = 2.r$$

49.3. Point mort haut et point mort bas.

On appelle "point mort haut", la position extrême que le piston occupe au haut de sa course (P.M.H.).

On appelle "point mort bas"(P.M.B.), la position extrême que le piston occupe au bas de sa course.

50.4. Volume de compression (V)

C'est le volume compris entre la culasse et le piston dans sa position "point mort haut". On appelle aussi ce volume: volume final.

Il s'exprime en cm3 ou en litres et correspond au volume d'air comprimé obtenu en fin de compression.

Le volume de compression est aussi appelé parfois "espace mort"

51.5. Volume initial (V1)

Le volume initial est le volume intérieur du cylindre, lorsque le piston se trouve au point mort bas. il s'exprime également en cm3 ou en litres.

52.6. Cylindrée (V)

C'est le volume engendré par le piston pendant une course. C'est aussi la différence entre le volume initial et le volume de compression. On a :

$$V1 = V + v$$
$$\text{ou} \quad V = V1 - v$$

La cylindrée se calcule aisément:

Appelons D, l'alésage en mm
L, la course en mm

La section du cylindre vaut : $\frac{\pi D^2}{4}$ mm2

Le volume de la cylindrée est donné par :

$V = \frac{3,14\ D^2}{4}$ L mm3 ou $V = \frac{3,14.\ D^2.L}{4.000.000}$ litres

Exemples.

53. a) Quelle est la cylindrée d'un moteur Brossel à 8 cylindres, sachant que l'alésage des cylindres est de 120 mm et que les manivelles ont une longueur de 75 mm.

Solution :

La course vaut : 2 X 75 = 150 mm.
et la cylindrée : $\frac{3,14 \times 120 \times 120 \times 150 \times 8}{4.000.000}$ = 13,56 litres.

54. b) Quelle quantité d'air ce moteur utilise-t-il lorsqu'il tourne à 1.800 t/m ?

Solution : Un remplissage de chaque cylindre se produit tous les deux tours. Par minute chaque cylindre est donc rempli : $\frac{1.800}{2}$ = 900 fois.

Le moteur utilise donc : 900 x 13,56 = 12.204 litres ou 12,204 m3 par minute.

55.7. Rapport de compression "C"

On appelle rapport de compression, le rapport entre le volume initial (V + v) et le volume final v.

$C = \frac{V + v}{v}$ ou $C = \frac{V}{v} + 1$

Le rapport de compression est donc un rapport de volumes et non pas un rapport de pressions.

Le rapport entre la pression finale et la pression initiale est plus élevé que le rapport de compression, par suite de l'échauffement de l'air au cours de la compression.

56. D'autre part il y a lieu de remarquer que le piston n'assure jamais une étanchéité parfaite, surtout lorsque le cylindre et les segments de pistons présentent de l'usure.

Il en résulte qu'une partie de l'air s'échappe du cylindre lors de la compression.

Conclusion : Pour un moteur donné le rapport de compression est toujours constant et indépendant de son état d'usure.

Par contre la pression obtenue à la fin de la compression ne dépendra pas seulement du rapport de compression, mais également de la température de l'air aspiré, de la température et de l'état des cylindres, du piston et des segments.

57.8. Remarque.

Nous avons vu que dans un moteur à allumage par étincelle, il fallait limiter la pression finale pour éviter l'auto-allumage. Il en résulte que le rapport de compression doit être limité en général à une valeur de 7 pour les moteurs utilisant des essences ordinaires.

Les essences "super" permettent des rapports de compression de 12 et plus. Dans un moteur à combustion, au contraire, l'autoallumage est exigé et la pression en fin de compression doit être de ce fait plus élevée.

genre de moteur	Rapport de compression	Pression fin de compression	Température fin de compression
à allumage par étincelle	5 à 12	8 à 12 bar	270 à 430°C
diesel	14 à 18	35 à 40 bar	480 à 540°C

58.9. Moteurs à simple effet et moteurs à double effet.

On dit qu'un moteur est à simple effet lorsqu'une seule face du piston travaille, C. à d. comprime l'air et reçoit la détente des gaz. Un moteur est à double effet lorsque les deux faces du piston travaillent.

Le plus souvent, et contrairement aux moteurs à vapeur qui sont pour ainsi dire toujours à double effet, les moteurs à combustion sont presque toujours à simple effet.

C. Changements d'état d'un gaz

59.a) Etat d'un gaz (fig. 23)

Lorsqu'une quantité déterminée de gaz ou d'air est introduite dans un cylindre, rendu parfaitement étanche par un piston, on amène le gaz dans un certain état défini par les trois facteurs suivants (fig. 23) :

1. Son volume occupé.
2. Sa pression.
3. Sa température.

Ces trois facteurs sont constamment liés entre eux; la pression augmente lorsque le volume diminue; la température augmente lorsqu'on comprime le gaz (fig. 24/b + 24/c).

Si l'on chauffait le cylindre sans que le piston puisse se déplacer, la pression augmenterait (fig. 24/a); si au contraire, on refroidissait le cylindre, la pression diminuerait.

60.b) Définition de l'état d'un gaz

Pour définir l'état d'un gaz, il faut donc spécifier :

1. Son volume v occupé.

Il s'exprime en cm3 ou en litres (1 lit. = 1000cm3). Dans le cas d'un cylindre avec piston, le volume v dépend de la position du piston.

61. 2. Sa pression p.

Elle s'exprime en bar(*) et se transmet dans tous les sens. Elle dépend du volume occupé par le gaz et de sa température.

Lorsque l'on parle de la pression d'un gaz, il s'agit le plus souvent de la pression effective, c. à d. de la pression absolue diminuée de la pression atmosphérique. Pour la définition de l'état d'un gaz, c'est la pression absolue qu'il faut prendre en considération.

La pression atmosphérique étant d' environ 1 bar (1,013 bar) la pression absolue d'un gaz vaut la pression effective augmentée de la pression de 1 bar.

La pression absolue n'aura donc jamais une valeur négative, c. à D. ne sera jamais inférieur à 0. La pression effective au contraire, peut prendre une valeur négative qui cependant ne sera jamais inférieur à 1 bar.

Une pression effective de - 1 bar correspond à la pression absolue de 0 bar.

(*) 1 bar = $10N/cm^2$ = $10^5 N/m^2$ = 10^5 Pa
1 Pa = 1 Pascal

62.3. La température T

Pour évaluer la température d'un fluide (gaz ou liquide) on la compare à la température de la glace fondante et de l'eau bouillante. Par convention, on dit que la température de la glace fondante est de 0° tandis que la température de l'eau bouillante est de 100°. L'échelle des températures ainsi établie est l'échelle "Celcius".

Pour les gaz, cependant, il faut prendre comme point 0 de température, la température à laquelle tous les gaz cessent de développer une pression.

Le point 0, appelé "zéro absolu de température" est la température correspondant à -273° de l'echelle Celcius. (en grades Kelvin).

La température évaluée en considérant comme point 0 le zéro absolu de température, se nomme la température absolue. Il s'ensuit que la température absolue T vaut la température exprimée en degrés Celcius "t", augmentée de 273°.

$T = t + 273°$.

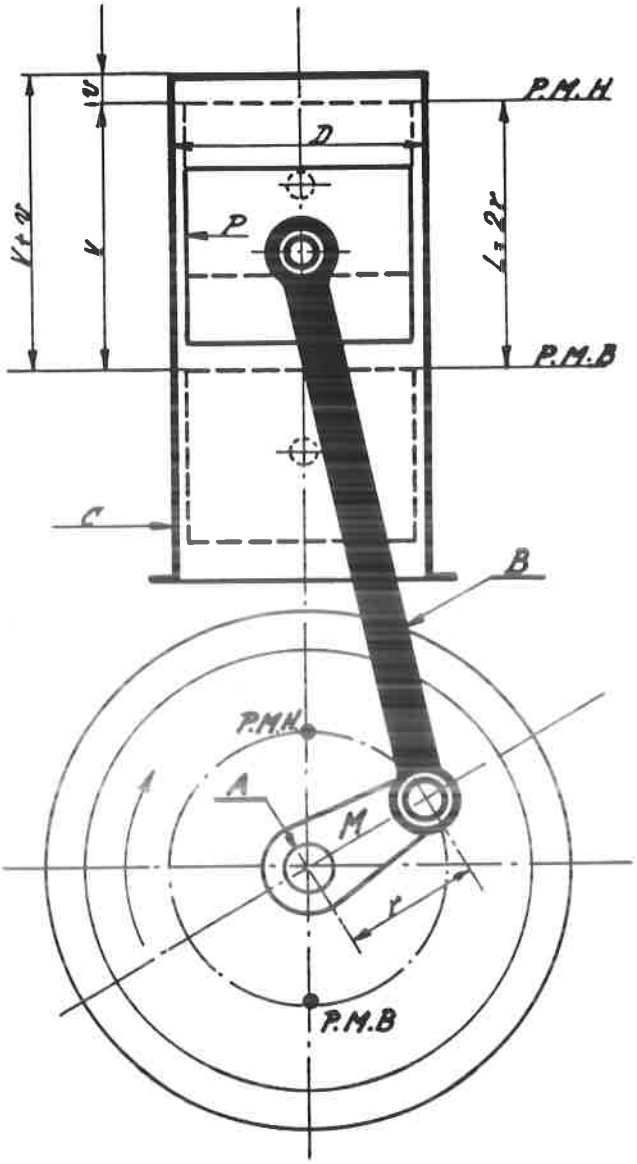


Fig 22

C. 1213
3me L

V.P.

L'ETAT D'UN GAZ EST DEFINI PAR :

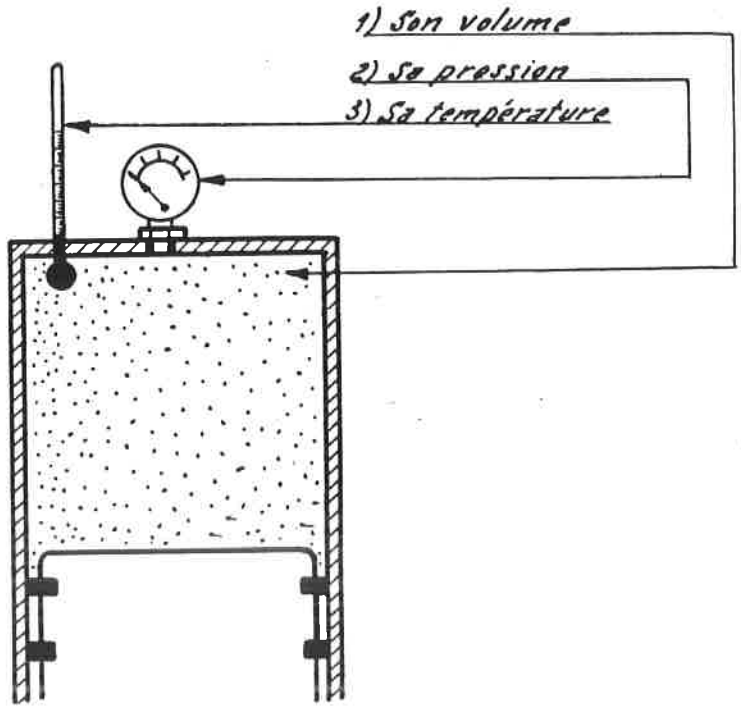
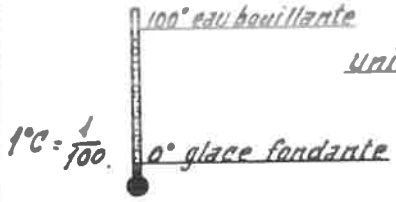
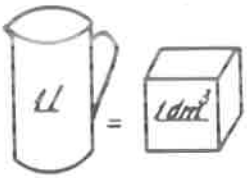


Fig. 23

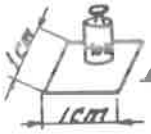
3 : température
unité : degré centigrade (ou Celsius)



1 : Volume
unité : le litre



2 : Pression



unité : bar

transformations

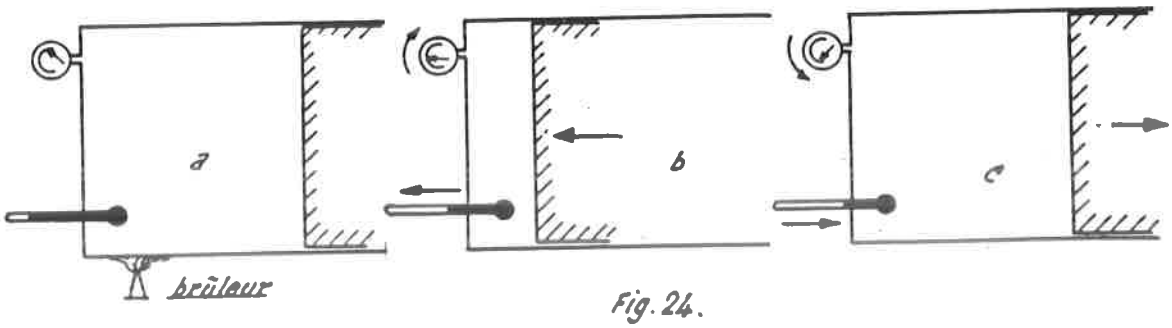


Fig. 24.

C. 1213
3ème L

V.P.

COURS 1213

D. Etude du changement d'état d'un gaz dans les moteurs à combustion interne.

1. Changements d'état d'un gaz.

63. On dit qu'un gaz change d'état lorsque l'un ou plusieurs des trois facteurs : pression, volume, température, changent (fig. 24).

Les principaux changements d'état d'un gaz, appelés simplement "transformations" sont les suivants :

64. a) la transformation adiabatique (fig. 25)

C'est celle qui se produit sans apport ni cession de chaleur, quelle que soit la variation de volume ou de pression. En d'autres termes, la transformation adiabatique s'entend lorsqu'il n'y a pas d'échange de chaleur entre le fluide et le milieu.

En cas d'une compression adiabatique, la diminution de volume entraîne une augmentation de pression et une augmentation de température.

En cas d'une détente adiabatique, l'augmentation de volume entraîne une diminution de pression et une diminution de température.

Cette transformation représentée à la fig. 28 satisfait aux lois suivantes:

- $\frac{pv}{T} = R$ R représente la quantité de chaleur par degré Kelvin contenue dans la masse d'air de volume V par kg d'air R= 284 Joule /°K

- $pv^{\gamma} = cte.$ où $\gamma = \frac{cp}{cv} = \frac{\text{chaleur spécifique de l'air à pression constante}}{\text{Chaleur spécifique de l'air à volume constant}}$

$\gamma = 1,41$

En pratique, la transformation lors de la compression ou lors de la détente des gaz dans un moteur n'est pas adiabatique en raison des échanges de chaleur existant. La loi de transformation devient

$pv^{x} = cte.$ où x vaut environ 1,3 pendant la compression.
x vaut environ 1,4 pendant la détente.

66. b) La transformation à volume constant (fig. 26)

C'est une transformation au cours de laquelle la pression et la température varient, le volume restant constant. Elle n'est possible qu'à la condition que le fluide cède ou absorbe de la chaleur.

Dans un moteur à allumage par étincelle la période de combustion est très courte. La combustion s'apparente à une transformation à volume constant. Elle est tellement rapide que le piston ne se déplace presque pas pendant qu'elle se produit. La pression et la température croissent brusquement; le volume ne varie pas sensiblement pendant la combustion. Cette transformation satisfait à la loi:

$Q = M.C_v(T2-T1)$ Q=quantité de chaleur apportée (joule)
M=masse d'air (kg)
C_v=chaleur spécifique à volume constant (714 J/Kg pour l'air)
T2-T1= élévation de température

c) La transformation à pression constante (fig. 27)

C'est une transformation au cours de laquelle le volume et la température varient, alors que la pression reste constante. Elle ne peut résulter que d'un apport ou d'un retrait de chaleur au fluide.

On peut admettre que la combustion dans un moteur Diesel lent est une transformation à pression constante, parce que le piston se déplace au fur et à mesure que la pression tend à croître. La combustion provoque simplement une augmentation de volume et une élévation de la température.

67. d) Conclusion.

Les caractéristiques des transformations étudiées ci-dessus, sont résumées dans le tableau suivant :

Fig.	Transformation	Volume	Pression	température	Exemple
25	adiabatique	diminue	augmente	augmente	la compression dans un moteur à 4 temps (x)
		augmente	diminue	diminue	la détente dans un moteur à 4 temps (x)
26	à volume constant	constant	augmente	augmente	la combustion dans un moteur à allumage par étincelle
27	à pression constante	augmente	constante	augmente	la combustion dans un mot. Diesel

(x) En supposant qu'il n'y ait aucun échange de chaleur entre le fluide et les parois du cylindre.

68.2. Les changements d'état des gaz dans un moteur à combustion interne.

On peut admettre que le cycle de fonctionnement d'un moteur à combustion est une succession de transformations semblables à celles étudiées.

Au cours du premier temps (aspiration d'air) et du quatrième temps (expulsion des gaz détendus), il n'y a pas à proprement parler de "transformation". Une transformation s'entend toujours pour une certaine quantité de fluide, déterminé et invariable.

69.3. Représentation d'une transformation dans un diagramme "p.v." -"pT" et "V.T.".

Comme nous l'avons vu, dans une transformation d'état d'un gaz, la pression, le volume et la température sont toujours liés entre eux.

Les rapports entre la pression, le volume et la température peuvent être représentés graphiquement.

Les diagrammes suivants peuvent être établis :

70.a) Diagramme "pv".

Ce diagramme donnant le rapport entre la pression et le volume est surtout d'application pour les transformations adiabatiques.

Vu que, dans un moteur à combustion interne, les transformations sont approximativement "adiabatiques" (2e et 3e temps), celles-ci seront habituellement représentées et étudiées par un diagramme "pv".

71.b) Diagramme "pT".

Le diagramme "pT" donnant le rapport entre la pression et la température (absolue) est surtout d'application pour les transformations à volume constant. C'est la raison pour laquelle les phénomènes se produisant lors de la combustion dans les moteurs à allumage par étincelle, seront représentés dans un diagramme "pT".

72. c)Diagramme "vT".

Le diagramme "vT" représentant le rapport entre le volume et la température (absolue) sera surtout d'application pour les transformations à pression constante.

C'est la raison pour laquelle les phénomènes se produisant lors de la combustion dans les moteurs diesel lents seront étudiés en détail dans un diagramme "vT".

A l'étude des transformations dans les moteurs à combustion interne, nous nous limiterons à leur représentation graphique dans un diagramme "pv"

73.4. Représentation graphique d'une transformation adiabatique dans le diagramme "pv".

Comme exemple de transformation adiabatique, nous pouvons choisir, soit la compression du mélange dans un moteur à allumage par étincelle, soit la compression de l'air dans un moteur diesel (fig. 28).

La représentation graphique de cette transformation dans le diagramme "pv" consiste à tracer une ligne donnant pour chaque valeur de pression exercée, le volume correspondant.

On porte les pressions exercées en ordonnée et les volumes correspondants en abscisse.

Le volume initial est celui qui est contenu dans le cylindre avant de commencer la compression, c.à.d. au moment où le piston occupe la position point mort bas.

Nous appellerons ce volume (V + v) cm3.

Choisissons une échelle des volumes; par ex. 1 cm3 = 1 mm

Le volume (V + v) peut être représenté par une certaine longueur "oa". La pression absolue développée à ce moment dans le cylindre est théoriquement de 1 bar ou 10 N/cm2

Soit (oa') une longueur portée suivant l'axe des pressions, et représentant 1 bar. (C'est l'échelle des pressions). Si par les points a et a', nous traçons des parallèles à chacun des deux axes p et v, nous trouvons le point A qui représente l'état du fluide (air ou mélange) au commencement de la compression.

A une position intermédiaire (2) du piston, correspondent un volume (V1 + v), représenté par la longueur (ob) et une pression représentée par (ob').

De même, à la position intermédiaire (3) du piston, correspondent le volume (v + V2) et une pression (oc').

Au volume final "v" après compression, correspond la pression finale (od').

Nous obtenons ainsi des points A, B, C, D qui représentent différents états successifs du fluide, pendant la compression. En reliant ces points par une ligne continue, nous obtenons la courbe représentative de la transformation adiabatique.

5. Représentation graphique, dans le diagramme pv, d'une transformation à volume constant.

74. Il est clair qu'une telle transformation sera représentée par une parallèle à l'axe des pressions p (voir fig. 29).

Si l'on fournit de la chaleur à une masse de gaz dont le volume est invariable, au point de faire augmenter la pression de p1 à p2, la transformation ainsi realisée sera représentée par la ligne droite AB, parallèle à l'axe p.

75.6. Représentation graphique, dans le diagramme pv, d'une transformation à pression constante.

Il se conçoit aisément qu'une telle transformation sera représentée par une parallèle à l'axe v des abscisses (fig. 30).

Si, à une masse de gaz, dont la pression est maintenue constante, on fournit une quantité de chaleur, au point que le volume de gaz augmente de v1 à v2, la ligne droite AB, parallèle à l'axe v, sera la représentation de la transformation opérée.

E. Représentation graphique, dans le diagramme pv, du cycle de fonctionnement théorique d'un moteur à 4 temps (fig. 31).

76. La représentation graphique du cycle de fonctionnement d'un moteur consiste à tracer une ligne donnant pour chaque position du piston la pression régnant dans le cylindre. Nous allons examiner dans ce sens chacune des 4 phases de fonctionnement du moteur.

77.1) L'admission.

Lorsque le piston se déplace de sa position supérieur à sa position inférieur, on aspire par la soupape d'admission ouverte, un mélange air-gaz (moteur à allumage par étincelle) ou de l'air (moteur diesel). Le cylindre reste donc en communication avec l'atmosphère et l'on peut dire que la pression absolue dans le cylindre est de 1 bar.

Dans le diagramme pv,l'admission peut donc être représentée par une ligne AB parallèle à l'axe v,

"oa" porté à une certaine échelle, représente le volume final v

"ob" porté à une certaine échelle, représente le volume initial (v + V).

La longueur "ab" représente donc le volume v de la cylindrée.

La longueur"oc" , portée à une certaine échelle, représente la pression de 1 bar.

2) La compression.

78. Théoriquement, la compression est une transformation adiabatique, qui, dans le diagramme pv, est représentée comme l'indique la fig. 31/c par la ligne BC.

"oc", est la longueur représentant la pression dans le cylindre (1 bar) au début de la compression.

"ob", est la longueur représentant le volume initial (v + V).

"oa", est la longueur représentant le volume final (v).

"od", est la longueur représentant la pression finale.

En pratique, cette pression atteint 8 à 12 bar dans les moteurs à explosion, et 35 à 40 bar dans les moteurs à combustion.

3) La combustion.

79. Théoriquement, la combustion commence lorsque le piston atteint le point mort haut.

Dans les moteurs à allumage par étincelle, la combustion est tellement rapide qu'on peut admettre qu'elle s'opère à volume constant (fig. 31/d). On la représente donc par une parallèle CD à l'axe p.

La pression (oe) environ 40 bar est celle obtenue à la fin de la combustion.

Dans un moteur Diesel lent, au contraire, la combustion est beaucoup plus lente et on admet qu'elle se produit à pression constante (voir fig. 31/e).

On la représente par une droite CD' dont le point D' est déterminé par la position du piston à la fin de la combustion.

Dans un moteur Diesel rapide (fig. 31/f), la combustion ne se produit, ni à volume constant, ni à pression constante. On considère qu'elle se produit en 2 phases:

1) La combustion à volume constant des fractions légères, contenues dans le combustible.

2) La combustion à pression constante des fractions lourdes contenues dans le combustible.

Ainsi, l'ensemble de la combustion est représenté par deux droites, CD et DD'.

Le point D est déterminé par l'augmentation de la pression obtenue (environ 10 bar) pendant la combustion et le point D' par la durée de la combustion (position du piston à la fin de la combustion).

80.4) La détente (fig. 31/g).

Théoriquement, la détente est adiabatique, et est représentée par une courbe DE, le point E étant déterminé par la pression finale alors que le piston atteint le point mort bas.

5) L'échappement (fig. 31/h).

81. A l'instant où la soupape d'échappement s'ouvre, la pression tombe de sa valeur "of" à 1 bar. Cette dernière pression se maintient pendant toute la durée de l'échappement. La ligne brisée EFG représente donc l'échappement.

6) Remarques.

82. Nous pouvons maintenant grouper sur un même diagramme les différentes phases d'un cycle complet et nous obtenons :

a) Pour le moteur à allumage par étincelle, le diagramme fig. 32 dans lequel :

AB, représente l'admission
BC, La compression
CD, La combustion
DE, La détente
EFG, L'échappement.

b) Pour le moteur Diesel à faible vitesse, le diagramme fig. 33 dans lequel :

AB, représente l'admission
BC, La compression
CDE, la combustion et la détente
EFG, l'échappement.

c) Pour le moteur Diesel à grande vitesse, le diagramme fig. 34 dans lequel :

AB, représente l'admission
BC, la compression
CDD'E, la combustion et la détente
EFG, l'échappement

Changement d'état d'un gaz.

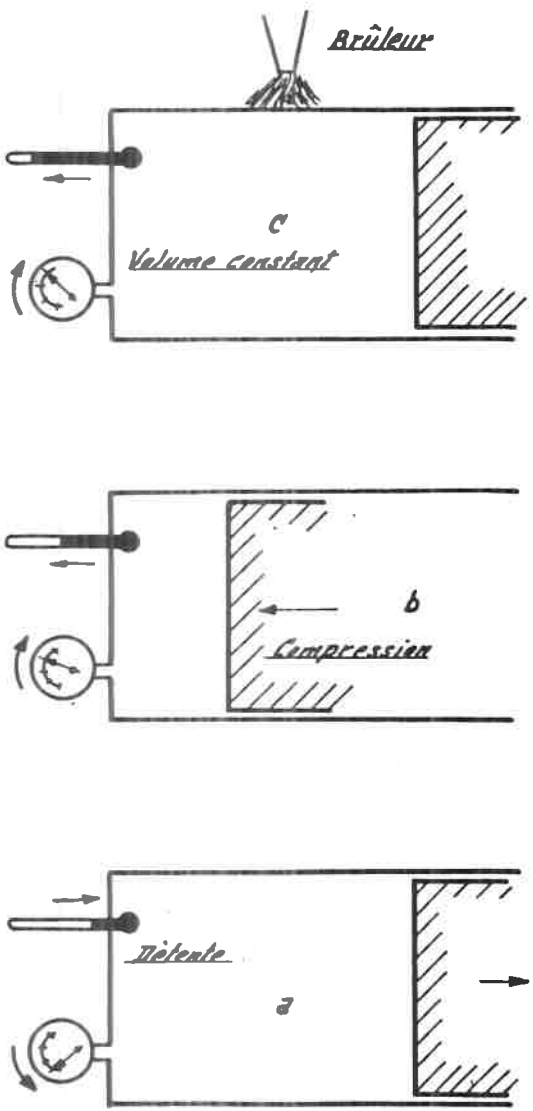


Fig. 24

transformation adiabatique

la quantité de chaleur est constante

détente

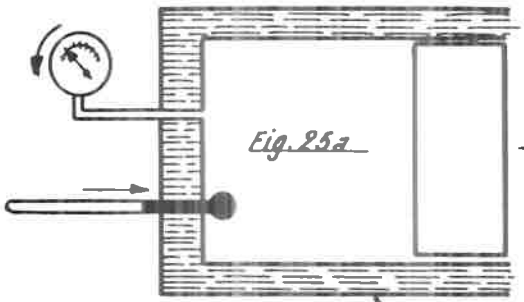


Fig. 25a

isolation thermique

compression

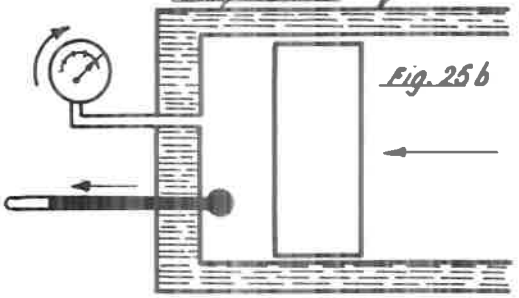


Fig. 25b

transformation à volume constant

état d'origine

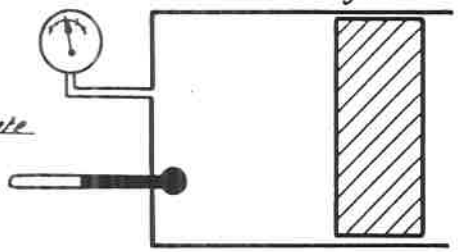


Fig. 26a

Apport de chaleur

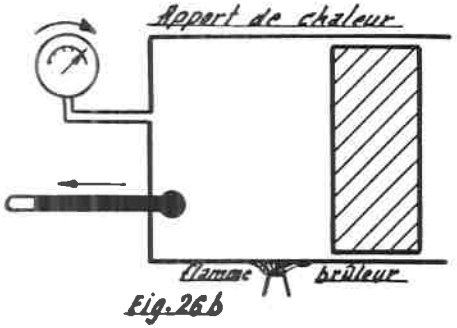


Fig. 26b

eau froide

extraction de chaleur

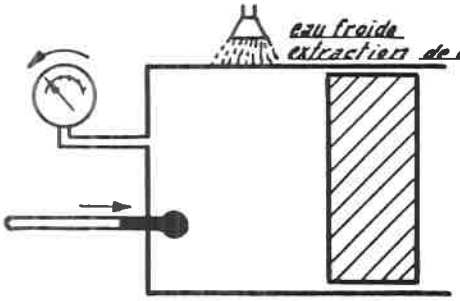


Fig. 26c.

transformation à pression const.

état d'origine

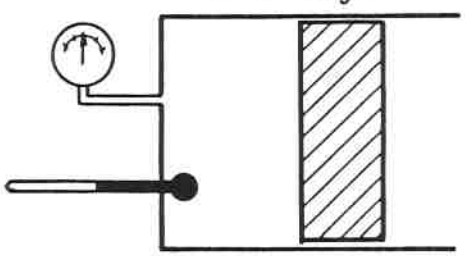


Fig. 27a

Apport de chaleur

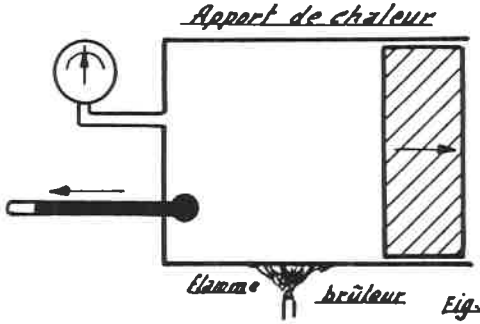


Fig. 27b

eau froide

extraction de chaleur

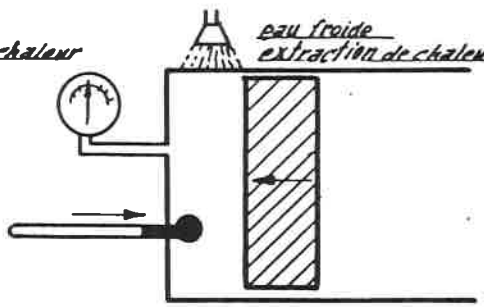
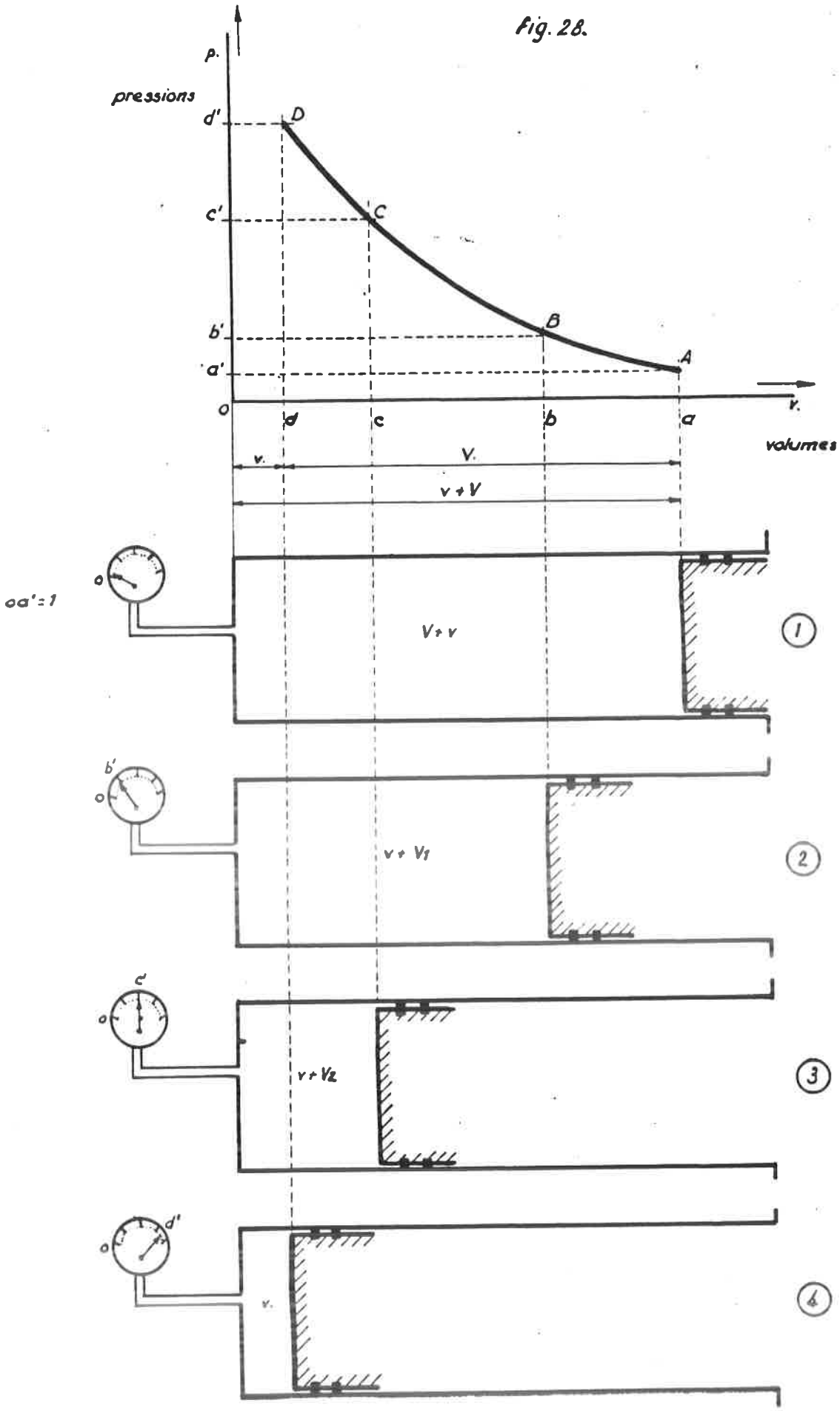


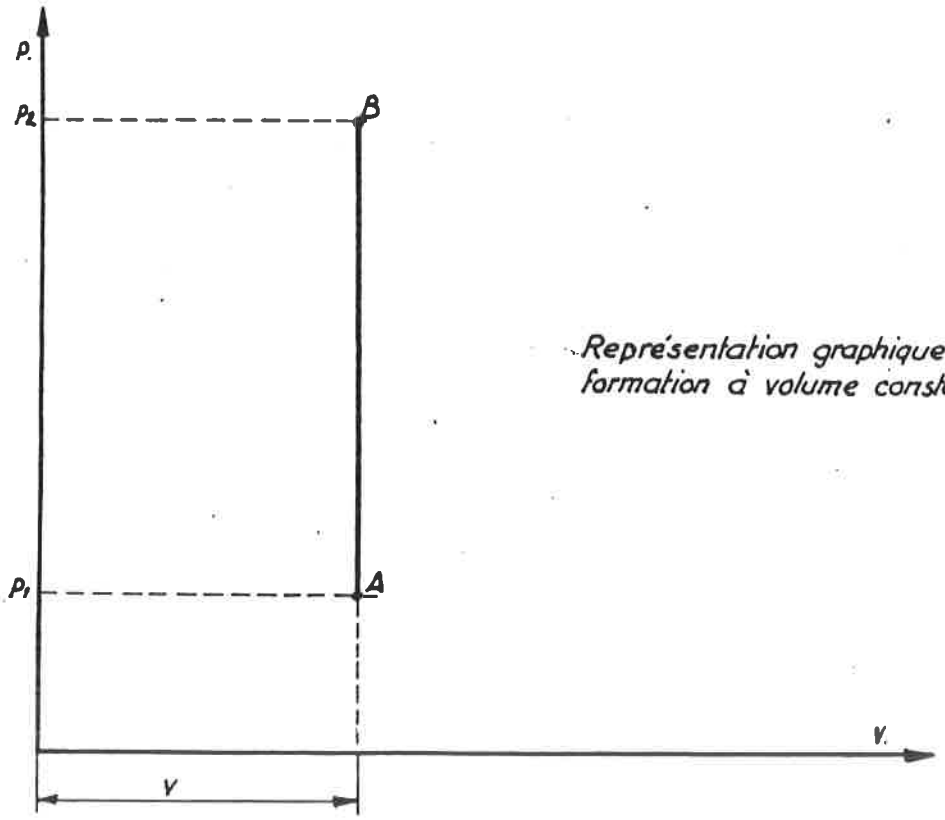
Fig. 27c

Annexe 13

Représentation graphique d'une transformation adiabatique.

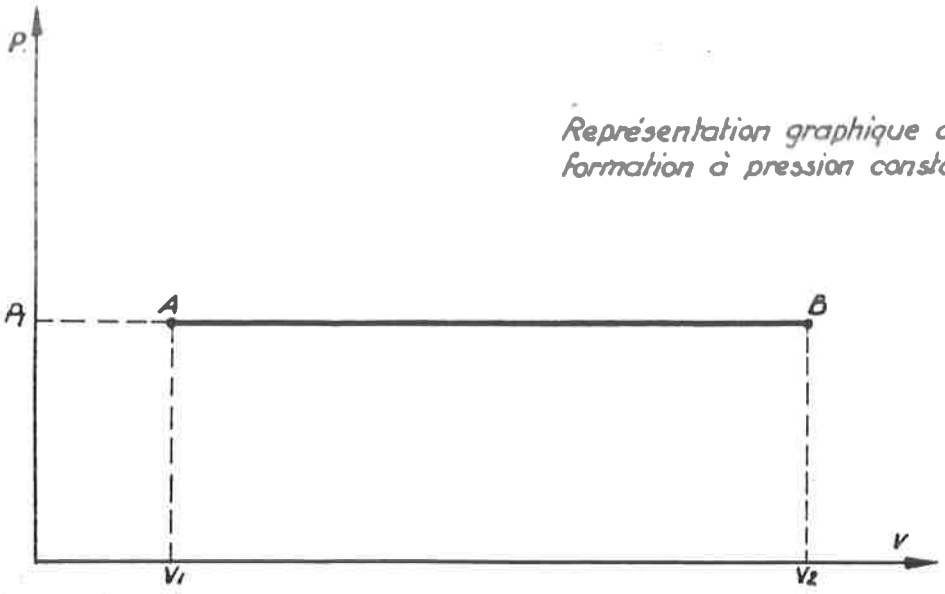
Fig. 28.





Représentation graphique d'une transformation à volume constant.

Fig. 29



Représentation graphique d'une transformation à pression constante.

Fig. 30

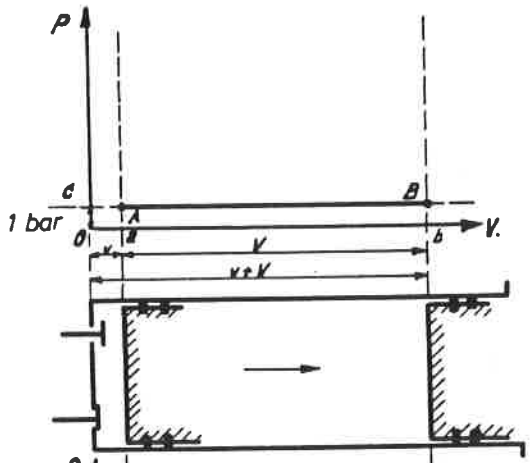


Fig.31a

Représentation graphique de l'admission dans un moteur à 4 temps.

Fig.31b

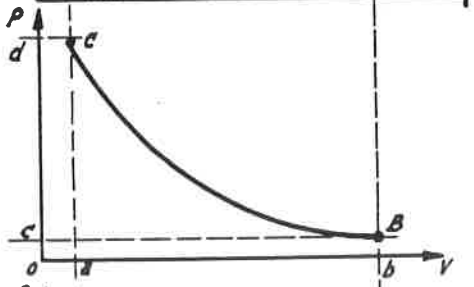


Fig.31c

Représentation graphique de la compression dans un moteur à 4 temps

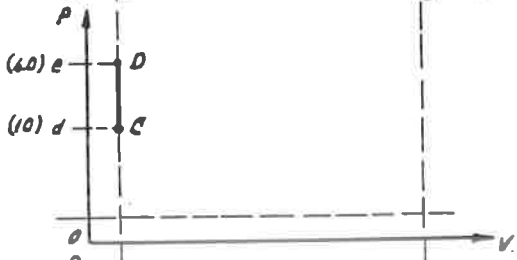


Fig.31d

Représentation graphique de la combustion dans un moteur à allumage par étincelle

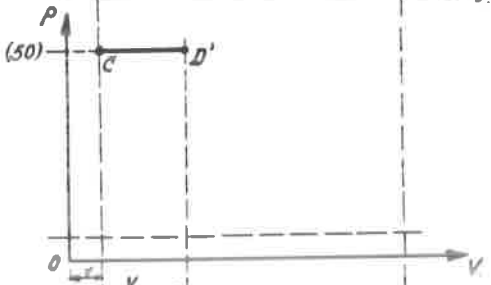


Fig.31e

Représentation graphique de la combustion dans un moteur diesel lent.

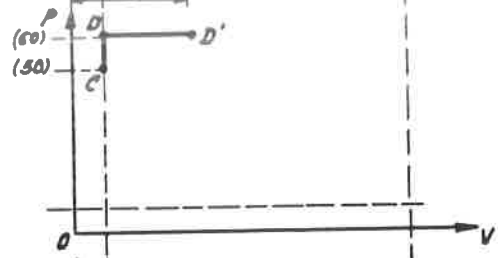


Fig.31f

Représentation graphique de la combustion dans un moteur diesel rapide.

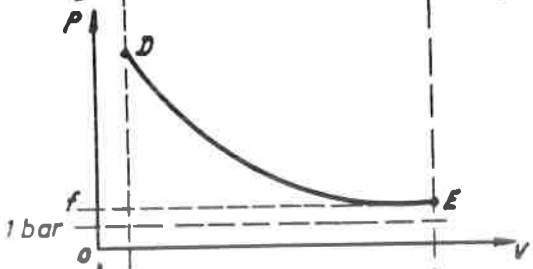


Fig.31g

Représentation graphique de la détente dans un moteur à 4 temps.

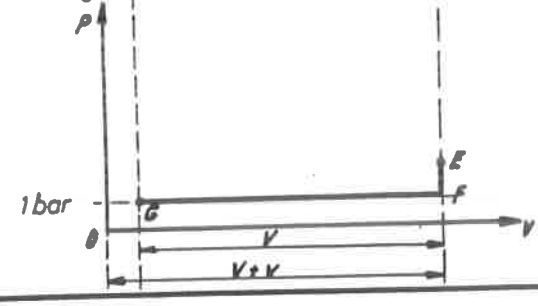


Fig.31h.

Représentation graphique de l'échappement dans un moteur à 4 temps.

C.1213
4me L.

V.P

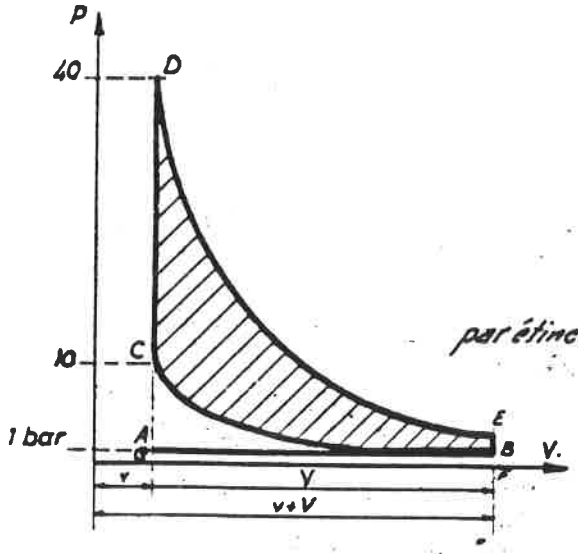


Diagramme "P.V." d'un moteur à allumage par étincelle (diagramme d'Otto)
diagramme à volume constant.

Fig. 32

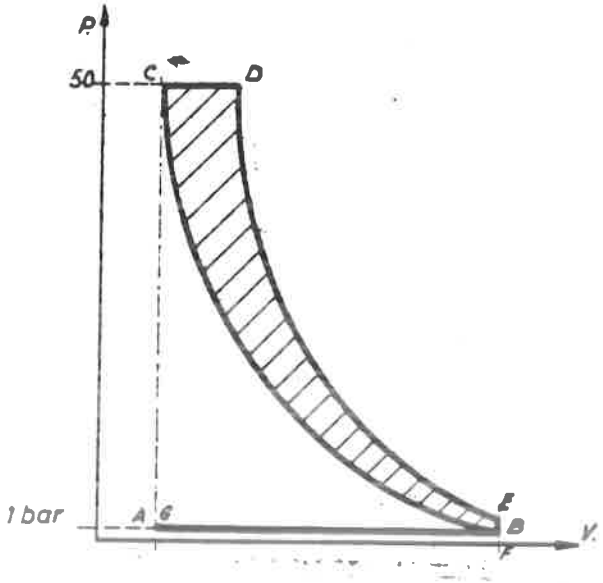


Diagramme "P.V." d'un moteur Diesel lent.
(diagramme à pression constante).

Fig. 33

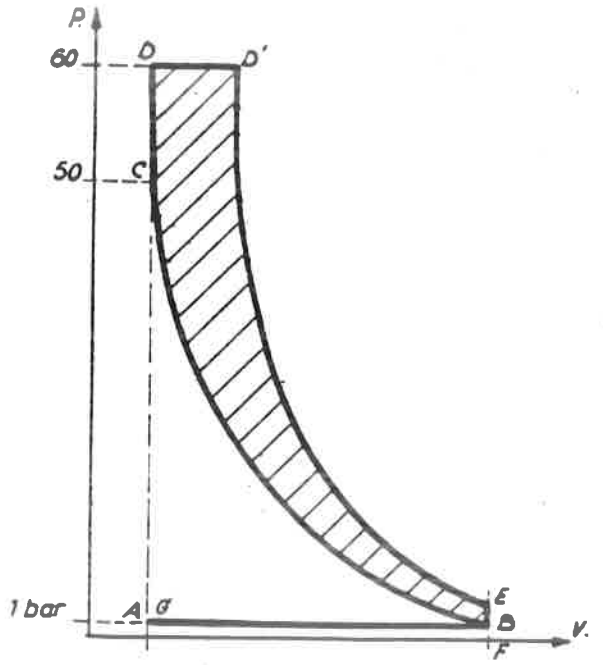


Diagramme "P.V." d'un moteur Diesel rapide.
(diagramme à cycle mixte).

Fig. 34

C.1213
4ème L.

V.B.

COURS 1213

F. Cycle pratique réel du moteur à combustion, à quatre temps.

83 Pratiquement, le cycle de fonctionnement du moteur à quatre temps n'est pas aussi simple que nous l'avons exposé dans la rubrique E. Nous allons voir, point par point, en quoi le cycle pratique s'écarte du cycle théorique, et les raisons des différences.

Nous nous limitons à la description du cycle réel d'un moteur diesel. Pour les moteurs à allumage par étincelle, on peut procéder par analogie.

1. 1er temps - L'admission.

a) Pression pendant l'admission.

84 Théoriquement, on considère que la pression dans le cylindre, pendant l'admission, est de 1 atm, soit environ 1 bar. En réalité, cette pression n'est que de 0,85 à 0,97 bar. Il y a donc une légère dépression dans le cylindre, d'environ 0,15 à 0,03 bar. Celle-ci est due à la résistance offerte au passage de l'air dans les canalisations d'aspiration d'air, qui comportent d'ailleurs, un filtre et des soupapes. Elle dépend aussi de la nature et de l'état du filtre à air, de la longueur et du diamètre de la tuyauterie d'aspiration et de la section de passage offerte par l'ouverture des soupapes d'admission.

b) Avance à l'admission.

85 La soupape d'admission ne s'ouvre ni instantanément ni au moment précis où le piston atteint le point mort haut. Elle commence à s'ouvrir avant que le piston n'atteigne le p.m.h. Il y a avance à l'admission. L'avance à l'admission est indispensable en raison du temps nécessaire à l'ouverture de la soupape. D'autre part, pour remplir le cylindre, il faut mettre une colonne d'air en mouvement, ce qui exige aussi un certain temps. Si l'on commençait à ouvrir la soupape d'admission au moment où le piston atteint le point mort haut, le piston aurait parcouru une importante partie de sa course d'admission, avant que l'air ne pénètre dans le cylindre.

D'autre part, la dépression dans le cylindre augmente lorsque la section de passage de la soupape diminue ce qui aurait comme conséquence le remplissage incomplet du cylindre.

c) Retard à la fermeture de la soupape d'admission.

86 On ne peut fermer la soupape d'admission dès que le piston atteint le point mort bas, car à cet instant précis, il existe encore une dépression dans le cylindre (0,03 à 0,15 bar) et l'air continue à affluer. C'est quand le piston aura parcouru une fraction de sa course de compression que l'air cessera de s'introduire dans le cylindre.

Dès lors, il faudra fermer la soupape d'admission pour éviter le refoulement de l'air du cylindre. Le retard à la fermeture dépend également de la masse de la soupape.

Le retard à la fermeture de la soupape d'admission permet un tassement moléculaire de l'air en mouvement étant donné la faible vitesse linéaire du piston aux environs des points morts. La fermeture doit se produire dès que le mouvement de la colonne d'air s'annule, c-à-d lorsqu'il n'y a ni entrée, ni sortie d'air.

d) Conclusion.

87 En donnant de l'avance à l'ouverture et du retard à la fermeture de la soupape d'admission, on cherche à obtenir le meilleur remplissage possible du cylindre. Plus grand est le poids d'air dans le cylindre, plus grande pourra être la quantité de combustible injectée et brûlée. C'est aussi la raison pour laquelle on préfère aspirer de l'air frais, afin qu'il soit plus dense.

Certains moteurs, dit "suralimentés" sont équipés d'un compresseur qui alimente le cylindre en air sous une certaine pression, dans le but d'augmenter le poids d'air introduit dans le cylindre.

On comprend qu'un filtre à air inapproprié ou partiellement obstrué peut être la cause d'une réduction sensible de la puissance développée par le moteur.

e) Représentation graphique de la phase d'admission.

88 Au lieu d'avoir la forme d'une ligne droite A B (1 bar) l'admission ou aspiration sera représentée par A'B'.

En A', la soupape d'admission s'ouvre, en B', elle se ferme (fig. 35).

f) Angle d'avance à l'ouverture et angle de retard à la fermeture de la soupape d'admission (fig. 36).

Au lieu de représenter l'ouverture et la fermeture de la soupape d'admission, par rapport à la position du piston, représentons-les par rapport à la position de la manivelle.

Si la soupape s'ouvre et se ferme respectivement aux positions oA' et oB' de la manivelle (au lieu des positions théoriques oA et oB), les angles A'o A et B'o B seront appelés angle d'avance à l'ouverture et angle de retard à la fermeture.

L'admission a donc lieu pendant le déplacement de A' à B'.

2. 2e temps - La compression.

a) Commencement de la compression (fig. 36 & 37).

90 De ce qui précède, il résulte qu'au lieu de commencer en o B, la compression commence en o B'.

b) Fin de la compression (fig. 37).

91 Au lieu de se terminer en position O A de la manivelle, la compression se termine en O C', position où débute l'injection du combustible (voir n° 3).

L'angle C'O A constitue l'angle d'avance à l'injection.

c) Evolution de la compression.

92 Dans la leçon précédente, nous avons admis que la compression était adiabatique. En réalité, ce n'est pas le cas puisque l'air froid pénétrant dans le cylindre est réchauffé en empruntant de la chaleur aux parois chaudes. Dès que la température de l'air dépasse celle des parois, l'air cède de la chaleur à celles-ci. Ce double échange de chaleur entraînera l'augmentation de la pression pendant la compression, d'abord plus rapide, puis plus lente que dans le cas d'une compression adiabatique. La pression effective finale est inférieure à la pression théorique parce que la quantité d'air aspiré pendant l'admission est inférieure à la quantité d'air théorique correspondant à la cylindrée.

d) Représentation graphique (fig. 38).

93 Si la courbe B C (trait pointillé) représente la compression théorique, la compression effective aura la forme B'C' (trait plein).

3. 3e temps - Combustion - détente.

3.1. Injection et combustion.

a) Délai d'allumage (fig. 39).

94 Nous avons admis que le combustible est théoriquement injecté au moment où le piston atteint le point mort haut (position O A de la manivelle). Cela suppose que le combustible s'enflamme instantanément dès l'injection, ce qui n'est pratiquement pas le cas. Si l'on injectait le combustible, alors que le piston se trouve au point mort haut, l'allumage ne se produirait que lorsque le piston aurait parcouru une partie de sa course vers le bas.

La combustion ne serait pas achevée au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement et l'échappement serait bruyant. La tuyauterie d'échappement rougirait et même des flammes s'en échapperaient. Ces phénomènes indiquent qu'un certain temps est nécessaire à l'allumage du combustible injecté. Ce temps est sensiblement constant et dépend du type de combustible utilisé. Ce retard à l'allumage ou délai d'allumage aura donc d'autant plus d'influence que la vitesse de rotation du moteur sera plus élevée et la quantité de combustible à brûler par cycle sera plus grande (augmentation de la charge du moteur).

b) Avance à l'injection (fig. 39).

95 Afin que la combustion commence réellement au point mort haut du piston, il faut une certaine avance à l'injection. L'injection ayant lieu à la position O C' de la manivelle, l'angle C' O A sera appelé "angle d'avance de l'injection".

Cet angle sera d'autant plus grand que la vitesse de rotation et la charge du moteur seront plus grandes et d'autant plus petit que le délai d'allumage du combustible utilisé est plus court.

c) Inconvénients d'une avance à l'injection inappropriée.

96 Un angle d'avance à l'injection trop grand provoque une combustion prématurée; il en résulte :

1) une perte de puissance pour un même réglage du moteur;
2) l'échauffement du moteur;
3) un fonctionnement bruyant (cognement);
4) une fatigue anormale des organes du moteur;
5) fumée grise à l'échappement.

Un angle d'avance à l'injection trop petit entraîne une combustion tardive; il en résulte :

1) une perte de puissance pour un même réglage du moteur;
2) l'échauffement du moteur;
3) un échappement bruyant (dû à la postcombustion);
4) fumées colorées à l'échappement;
5) dépôts charbonneux dans les chambres de combustion et dans les collecteurs d'échappement.

d) Représentation graphique (fig. 40 et 41).

97 Si la combustion s'effectue théoriquement suivant CDE pour un moteur rapide, et suivant C E pour un moteur lent, en raison du délai d'allumage, de la durée de la combustion et de l'effet des parois froides du cylindre, elle se produira en réalité suivant les lignes C'D'E'.

La combustion à volume constant ou à pression constante ne peut s'effectuer que d'une manière approchée.

3.2. La détente.

98 a) Evolution de la détente.

Théoriquement, on admet que les gaz brûlés se détendent adiabatiquement. En réalité, ce n'est jamais le cas à cause du refroidissement permanent du cylindre et de la culasse par circuit de refroidissement. Le piston est refroidi par l'huile de graissage.

Aussi, une importante quantité de chaleur produite par la combustion (environ 1/3) est évacuée par l'eau et par l'huile.

Au cours de la détente, la chute de pression s'effectue donc plus rapidement que celle considérée dans le cas théorique d'une détente adiabatique.

b) Fin de la détente.

99 La détente cesse, non pas lorsque le piston atteint le point mort bas, mais avant cette position, à cause de l'avance donnée à l'ouverture de la soupape d'échappement.

c) Représentation graphique (voir fig. 42).

4. 4e temps : Echappement (fig. 43).

a) Ouverture de la soupape d'échappement.

100 L'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement est indispensable, en raison du temps que nécessite son ouverture. Sans cette avance, les gaz brûlés et détendus ne s'échapperaient pas suffisamment vite et il en résulterait, dans une certaine mesure, une nouvelle compression au début de la période d'échappement d'où découlerait une perte de puissance. L'avance à l'ouverture est également nécessaire en raison des résistances passives dans le mécanisme des soupapes.

b) Pression d'échappement.

101 Alors que théoriquement, on considère une pression pendant la phase d'échappement de 1 bar environ, elle vaut en réalité 1,3 à 1,4 bar. La surpression de 0,3 à 0,4 bar est nécessitée par la résistance offerte au passage des gaz dans la tuyauterie d'échappement. Elle est d'autant plus élevée que la tuyauterie est longue et de faible section.

Cette "surpression" devient excessive si la tuyauterie est en partie obstruée ou si la soupape d'échappement s'ouvre incomplètement. Engendrant une perte de puissance, elle doit toujours être la plus réduite possible.

c) Retard à la fermeture de la soupape d'échappement.

102 Lorsqu'on ferme la soupape d'échappement après que le piston a quitté le point mort haut, les gaz d'échappement présentent une certaine inertie qui favorise l'expulsion complète des gaz brûlés. Ainsi on assure un meilleur remplissage en air frais du cylindre. Le retard à la fermeture dépend également de la masse de la soupape d'échappement.

d) Balayage du cylindre.

103 Par suite du retard à la fermeture de la soupape d'échappement et de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, il existe un temps pendant lequel les deux soupapes sont ouvertes. C'est le balayage. Au moment où la soupape d'admission s'ouvre, il se produit dans le cylindre un afflux d'air vers la soupape d'échappement, qui balaye le cylindre (voir fig. 44). Cette particularité s'appelle "croisement des soupapes".

e) Représentation graphique (fig. 45).

104 Dès l'instant où la soupape d'échappement s'ouvre, la pression dans le cylindre tombe et n'est plus que de 1,7 à 2 bar lorsque le piston atteint le point mort bas.

Lorsque le piston commence à remonter, la pression tombe davantage n'atteignant plus que 1,3 à 1,4 bar pendant la course d'échappement. Dès que la soupape d'admission s'ouvre ('A') la pression diminue jusque 1 bar (A) et même jusque 0,97 bar au moment où la soupape d'échappement est complètement fermée.

5. Diagramme pression-volume (fig. 46 et 47).

Des considérations précédantes, on déduit aisément le cycle réel de fonctionnement du moteur dans le diagramme pression-volume.

6. Remarque - Avance à l'injection et avance à l'allumage.

105 Dans les moteurs Diesel, on fixe une avance à l'injection, comme dans les moteurs à allumage par étincelle, on donne de l'avance à l'allumage.

L'avance à l'allumage consite à produire l'étincelle d'allumage avant que le piston n'atteigne le point mort haut, en vue de parer au temps que nécessite l'allumage du mélange gaz-air.

L'avance à l'allumage doit être d'autant plus grande que le combustible s'enflamme moins facilement et que le moteur tourne plus vite.

Une trop grande avance à l'allumage fait cogner le moteur et cause une fatigue anormale aux différents organes. Une avance à l'allumage trop faible entraîne un échappement bruyant et l'échauffement du moteur.

106 Pour les moteurs allumage par étincelle, nous démontrons la nécessité de l'avance à l'allumage par le calcul suivant :

Quelle est la valeur de l'avance à l'allumage pour un moteur qui tourne à 2500 t/m ? Vitesse de combustion : 18 m/s. Point de la chambre de combustion le plus éloigné de la bougie : 0,06 m ?

La combustion sera complète au bout de

$$\frac{6 \text{ cm}}{1800 \text{ cm/s}} = 0{,}0033 \text{ s}$$

Le moteur tourne à $\frac{2500}{60} = 41.6$ tr/s

Donc en 0,0033 s, le moteur aura tourné de 0,0033 x 41,6 x 360 = 49° 42'.

Si la vitesse du moteur est deux fois plus grande, cet angle est doublé, ce qui prouve qu'il y a intérêt à allumer ou à injecter le combustible avant le point mort haut.

Lorsque la vitesse de combustion diminue sensiblement, ce qui est le cas des combustibles des moteurs Diesel, la vitesse du moteur doit être limitée. C'est la raison pour laquelle la vitesse des moteurs Diesel ne dépasse pratiquement jamais 2000 tr/m.

7. Réglage de l'avance à l'injection et de l'avance à l'allumage.

107 L'avance à l'injection ou à l'allumage dépend de la vitesse de rotation et de la charge du moteur; elle doit donc être réglable. Dans les moteurs à allumage par étincelle, le réglage de l'avance à l'allumage est très important. Le réglage est variable en fonction de la vitesse et est réalisé par un dispositif automatique.

Certains moteurs Diesel, à grande vitesse, sont aussi munis d'un dispositif d'avance variable à l'injection, automatique ou manuel.

Aux moteurs Diesel, lents et semi-rapides, l'avance à l'injection est fixe et réglée une fois pour toutes à une valeur optimale (par ex. les moteurs de locomotives et d'autorail(s).

8. Réglage de la distribution d'un moteur.

108 L'arbre à cames qui commande l'ouverture des soupapes est entraîné par le vilebrequin à l'intervention d'engrenages. Il est nécessaire que ces engrenages occupent l'un par rapport à l'autre une position bien déterminée. La fixation de la position de l'arbre à cames par rapport au vilebrequin constitue le réglage de la distribution du moteur.

Ce réglage est représenté d'une manière générale par un diagramme qui a l'allure de la fig. 48.

109 Le réglage de la distribution d'un moteur monocylindrique s'effectue en principe comme suit :

On place le piston au point mort haut. L'arbre à cames est disposé de telle manière que la soupape d'admission soit sur le point de s'ouvrir. On fait tourner le vilebrequin vers l'arrière d'un angle correspondant à l'angle d'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. Les engrenages du vilebrequin et de l'arbre à cames sont alors calés dans cette position.

Si les soupapes d'admission et d'échappement sont commandés par le même arbre à cames, du même coup l'ouverture de la soupape d'échappement est aussi réglée.
Dans ce cas, les angles d'avance à l'ouverture de la soupape d'admission et à l'ouverture de la soupape d'échappement, ne sont donc pas réglables séparément.

Si les soupapes d'admission et d'échappement sont commandées par un arbre à cames distinct, le 2e arbre à cames est accouplé au vilebrequin de la même manière que le premier, mais cette fois en se basant sur l'angle d'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement.

Afin de faciliter le réglage du moteur, le volant porte généralement un repère et une graduation. Lorsque le repère sur le volant correspond au repère frappé dans le carter (voir fig. 49), le piston se trouve au point mort haut.

La graduation du volant permet de se rendre compte de la valeur de l'angle dont on fait tourner le volant.

Remarques.

110 1. Si le moteur comporte plusieurs cylindres, le réglage est effectué pour le premier. Les autres cylindres sont forcément réglés du même coup, puisque le même arbre à cames commande l'ensemble des soupapes.

2. Le réglage de l'avance à l'injection et le montage de la pompe d'injection seront exposés dans une prochaine leçon traitant de ces questions.

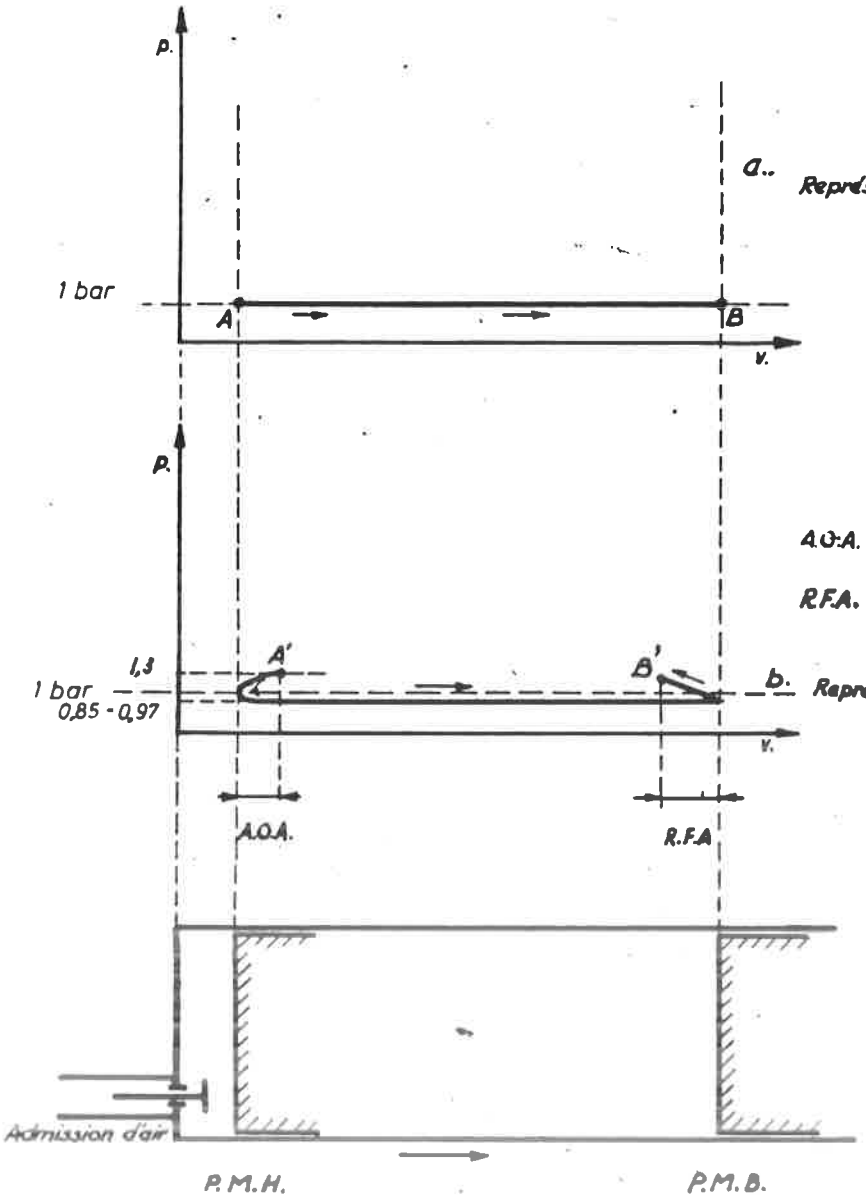
3. Les tableaux des annexes 25 donnent les valeurs des angles de réglage des moteurs en service à la S.N.C.B.

Annexe: 18

Cycle réel des moteurs à c.i. à 4 temps Admission

1er Temps

fig: 35.



A.O.A. : Avance à l'admission.

R.F.A. : Retard à la fermeture de la soupape d'admission.

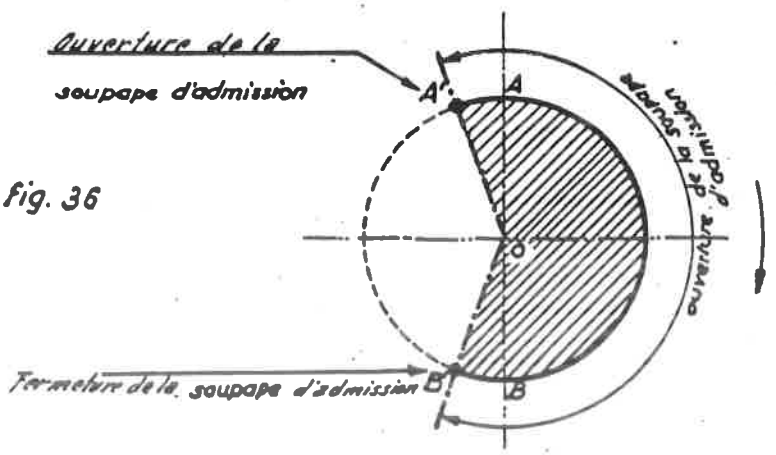


fig. 36

C. 1213
6 Mq L.

V.P.

Cycle réel des moteurs à ci 4 temps Compression ..... 2 temps

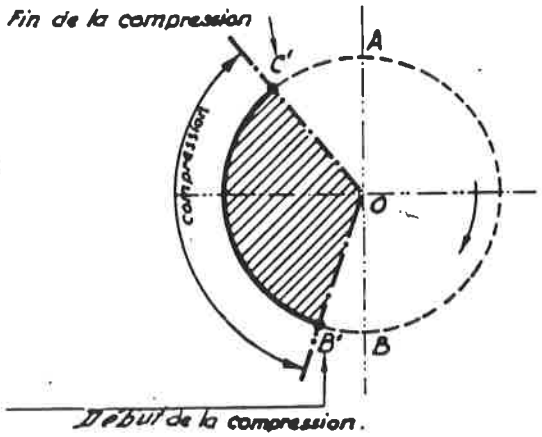


Fig. 37

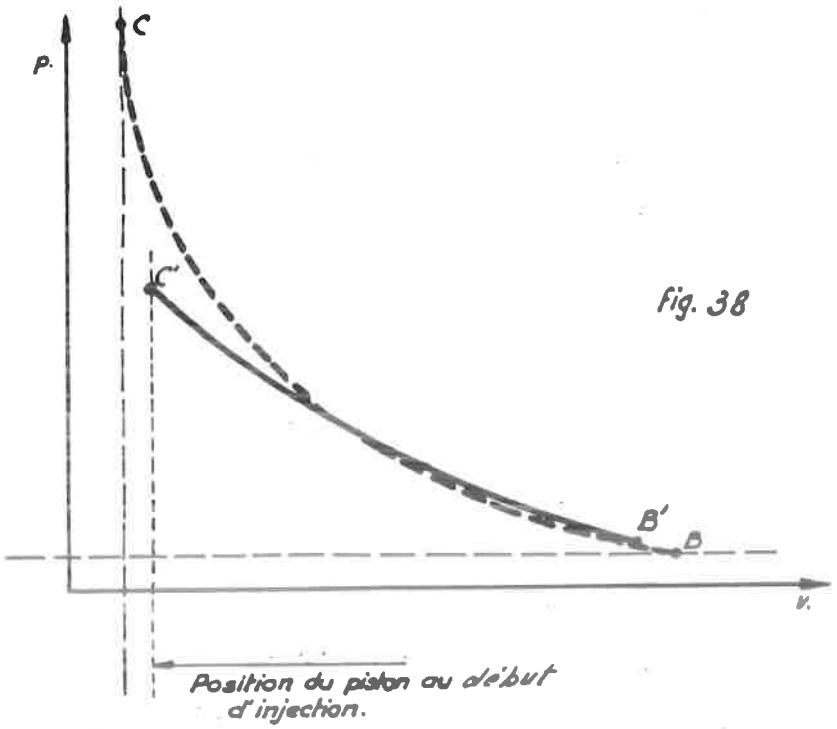


Fig. 38

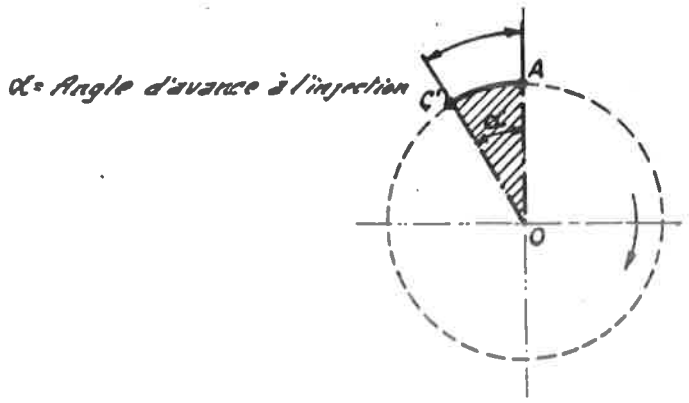


Fig. 39

C. 1213
5 me L.

V.P.

Cycle réel des moteurs à C I. 4T
3e temps : combustion détente

Annexe : 20

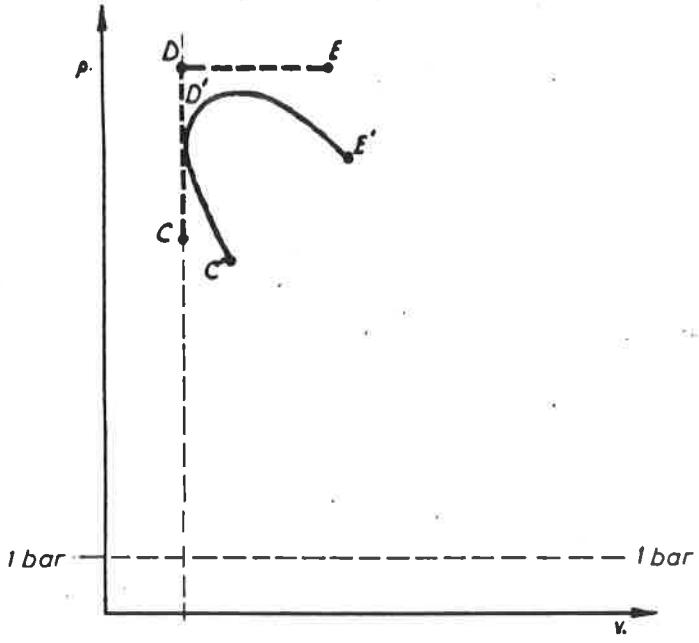


Fig. 40 Diesel rapide

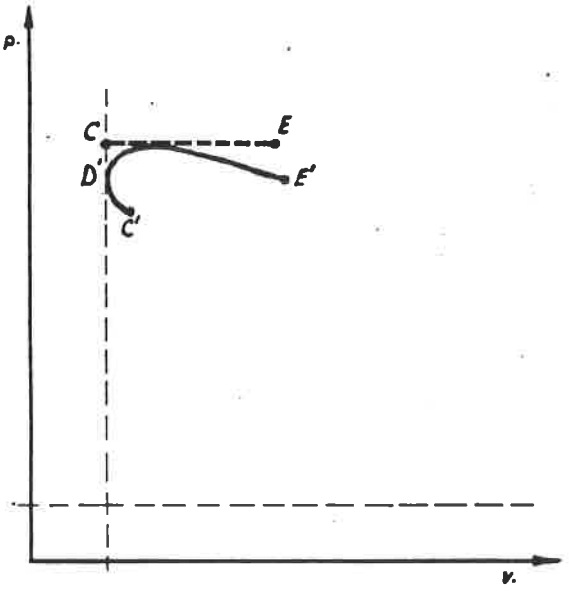


Fig. 41 Diesel lent

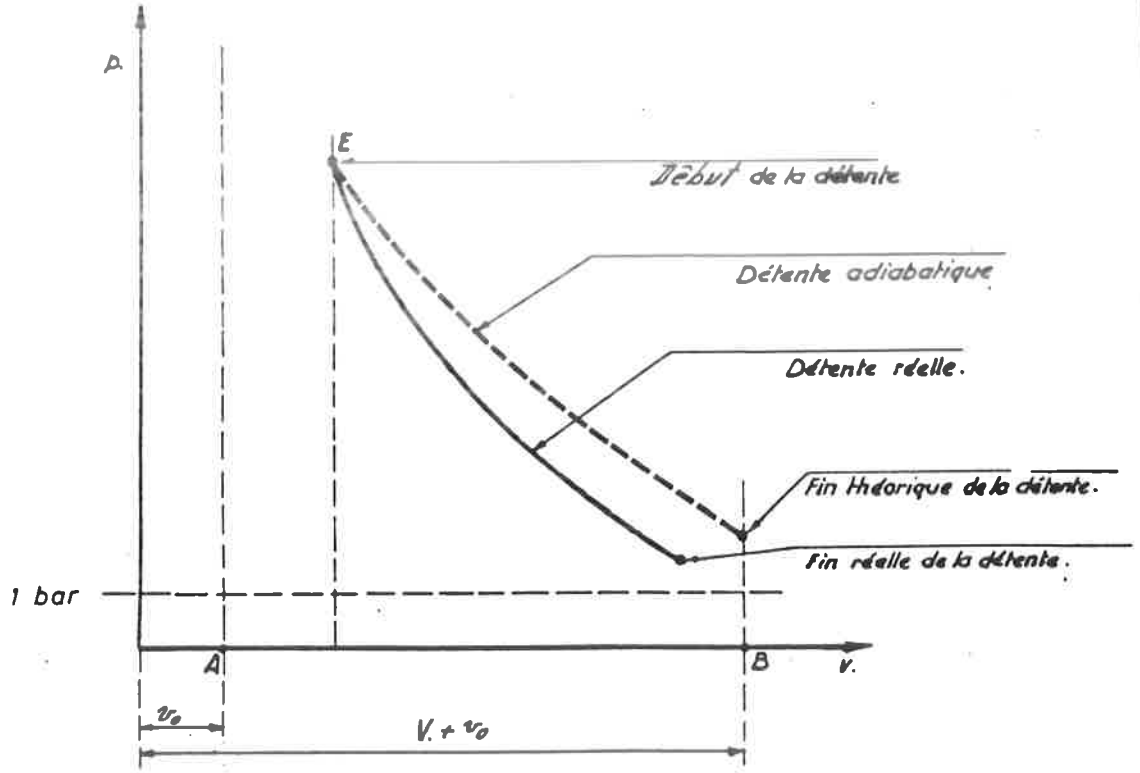


Fig. 42

C. 1213
5 me L.

V.P.

Cycle réel d'un moteur à C.I. 4 temps
diagramme (polaire) de la distribution

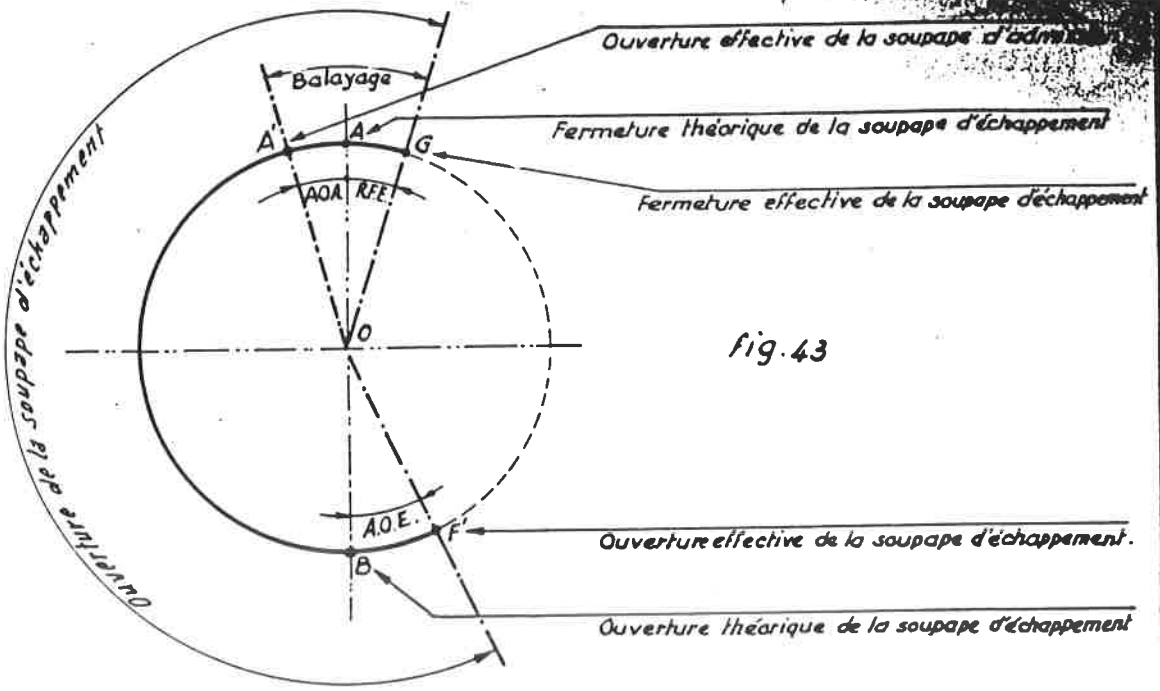


fig. 43

Positions de la manivelle pendant l'échappement :

A.O.A. : Angle d'avance ouverture admission.
R.F.E. : Angle retard fermeture échappement.
A.O.E. : Angle d'avance ouverture échappement.

4° temps : Echappement

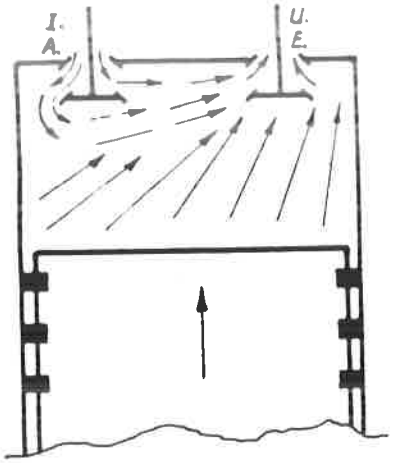


fig. 44

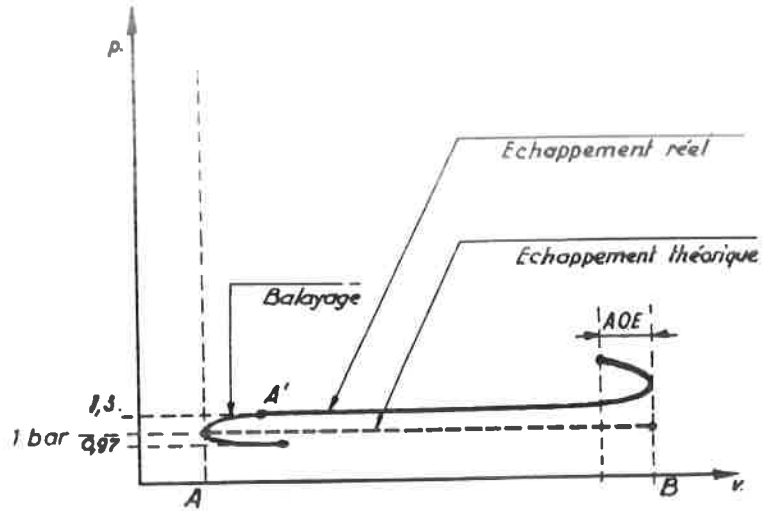


fig. 45

Principe du balayage du cylindre.

C.1213
5ème L

V.P.

Cycles réels des moteurs à combustion interne. à 4 temps

Diagrammes pratiques

- Moteur à allumage par étincelle

$$C = \frac{OB}{OA} = 7$$

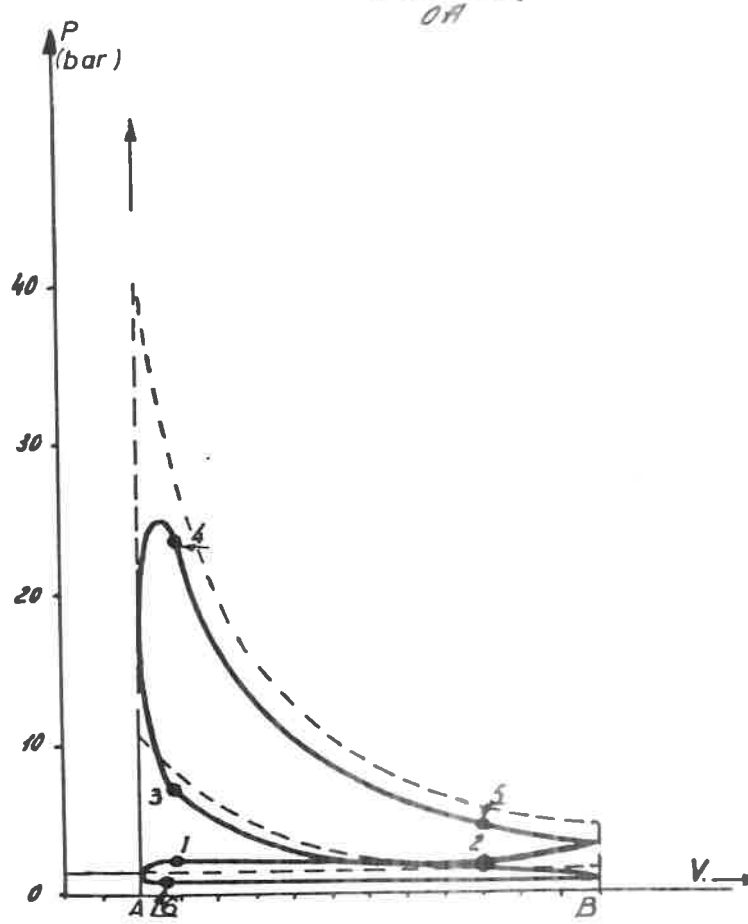


fig. 46

Moteur Diesel rapide

$$C = \frac{OB}{OA} = 16$$

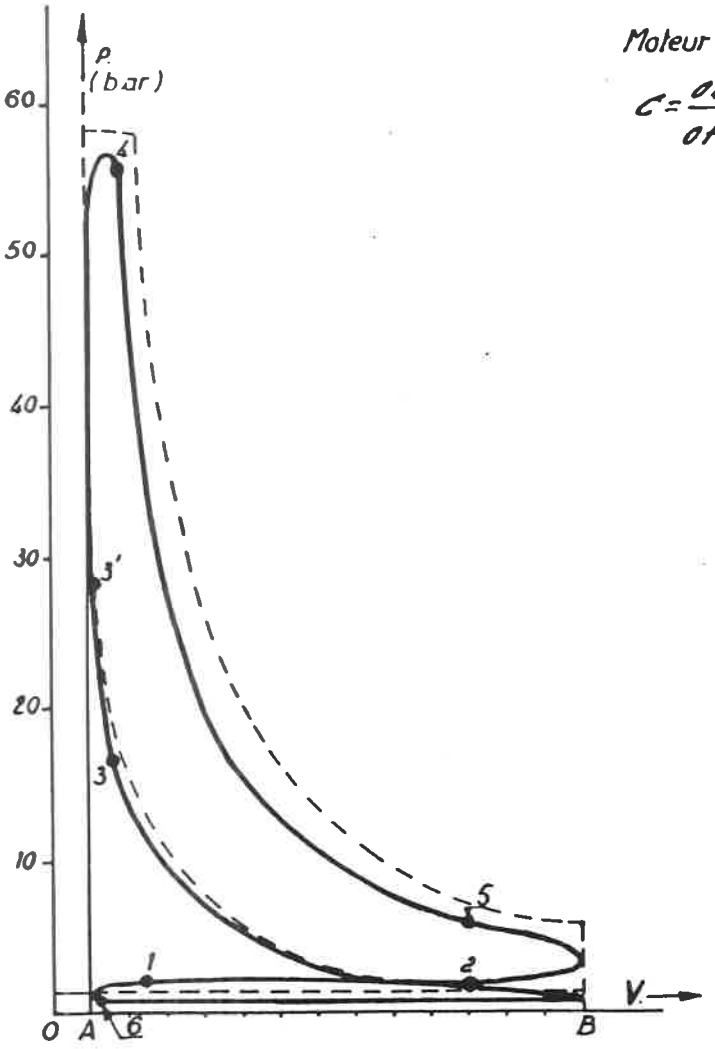


fig. 47.

C. 1213
5me. Z

Annexe : 22

Annexe : 23

Cycle réel du moteur diesel 4 temps
diagramme (polaire) de la distribution

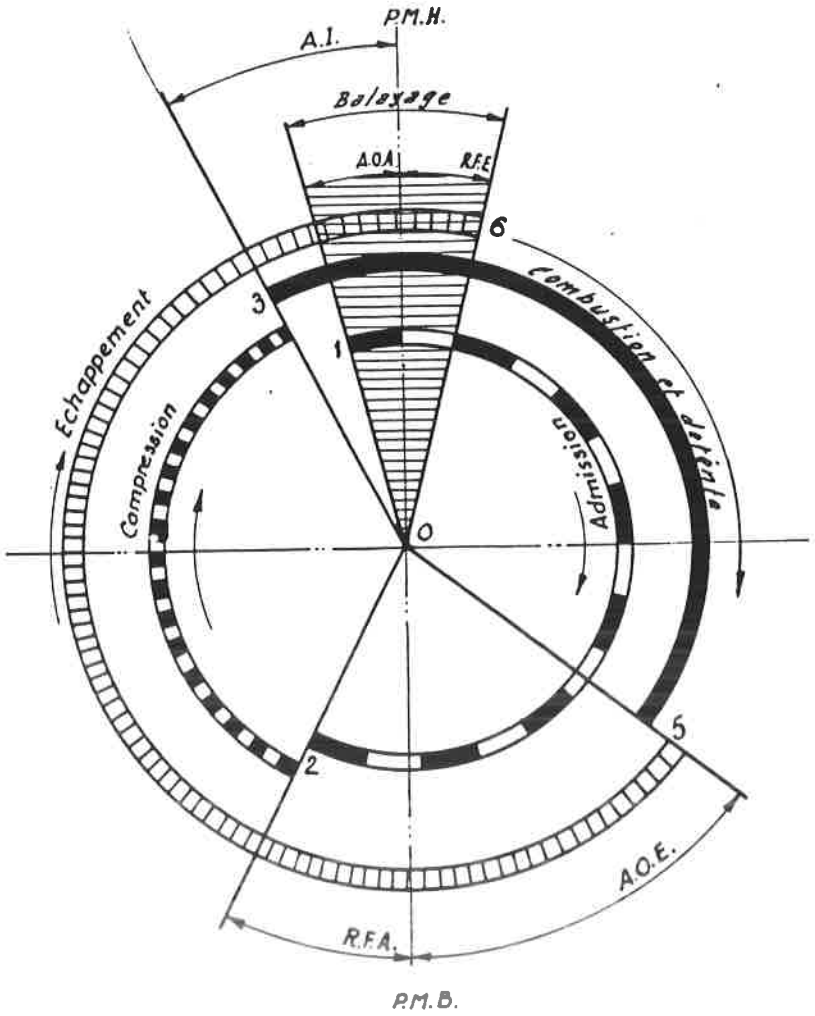
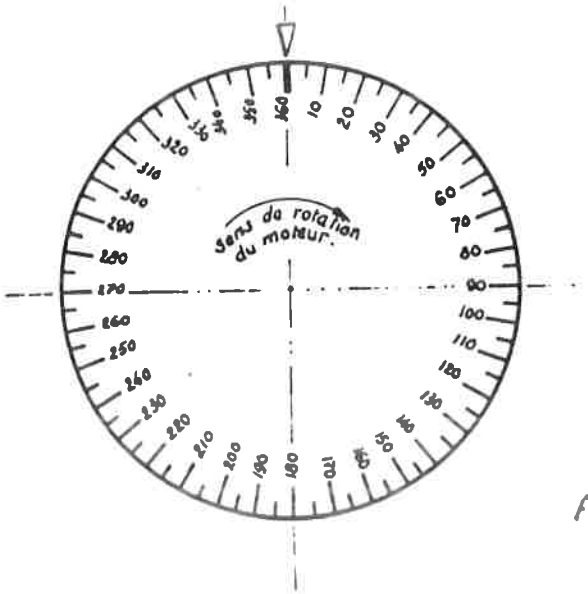


fig. 48

Réglage

Piston au P.M.H.



Rotation vers l'arrière d'un angle de 10°

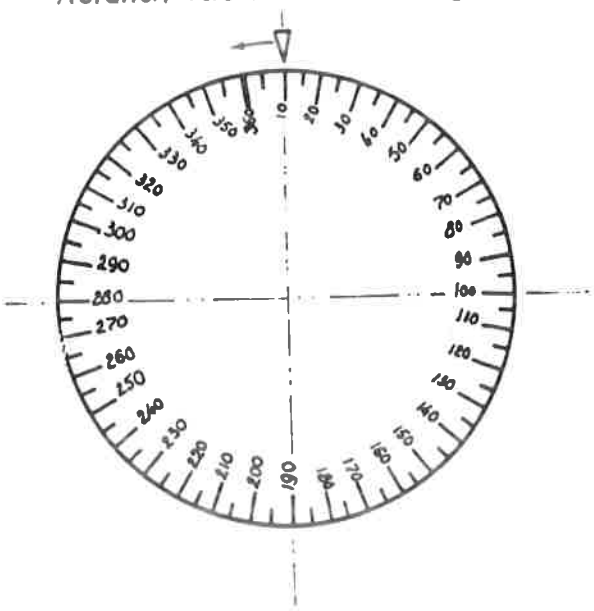


fig. 49.

C. 1213
5ème L.

V. P.

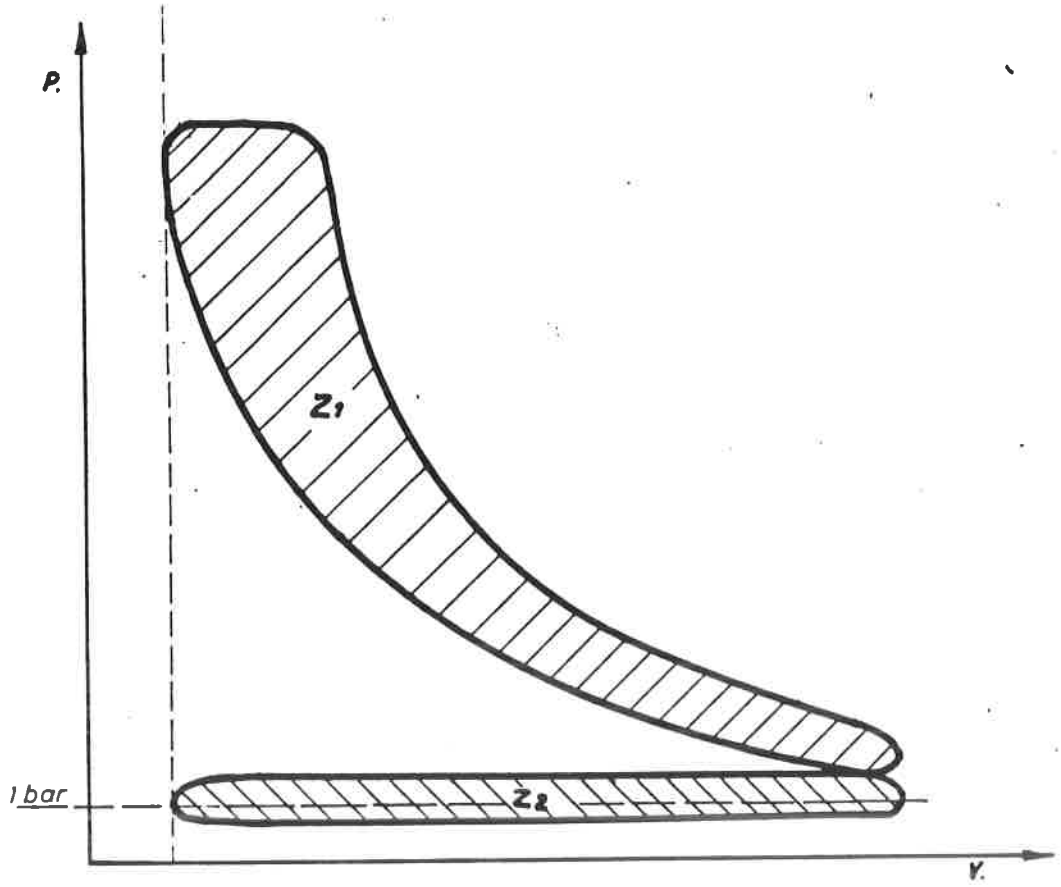


Fig. 50

Diagramme réel d'un moteur à 4 temps.

C. 1213
5 mc L.

V.P.

REGLAGE DE LA DISTRIBUTION DES MOTEURS SNC.B.

ANNEXE 25

TYPE ENGIN	TYPE MOTEUR	SIT 1er CYLINDRE VOIR FIG. (ANNEXE 25ter)	ORDRE DE MARCHE	POMPE D'INJECT. -	POMPE D'INJECT. +	A.O.A.	R.F.A.	A.O.E.	R.F.E.
51-59	Baldwin 608 A	1	1-4-7-6-8-5-2-3	21°	-	81°	39°	56°	79°
52-53-54-55	G.M.C. 567 C (16)	4	1-8-9-16-3-6-11-14-4-5-12-13-2-7-10-15	20°	-	45°	45°	74°	59°
60/2°+3°sér-64	Cockerill Hamilton BLH.8-95-S-a	1	1-4-7-6-8-5-2-3	21°	-	84°	43°	62°	65°
62-63-65	G.M.C. 567C (12) en 567D (12)	4	1-12-7-4-3-10-9-5-2-11-8-6	20°	-	45°	45°	79°	59°
60/1°sér.-73/2°s.	TR6 CO 240	2	1-5-3-6-2-4	22,5°	-				
71	ABC - 6 DXC	2	1-5-3-6-2-4	18°	-	60°	38°	55°	58°
91	GM 12 V - 71 N	5	1-5-3-6-24/3-4-2-6-1-5	12°	-	46°	46°	86°	64°
92	Carels 6 k 113 HS	1	1-5-3-5-2-4	25°	27°	50°	35°	55°	50°
84	ABC - 6 DUS	2	1-5-3-6-2-4	17°	19°	75°	40°	42°	60°
85	ABC - 6 DXS	2	1-2-4-6-5-3	18°	-	60°	38°	55°	58°
83	Cockerill Hamilton BLH 695 SA	1	1-5-3-6-2-4	29°	-	28°	52°	50°	25°
80	Maybach GTO 6A	3	1-8-5-10-3-7-6-11-2-9-4-12	30°	-	25°	30°	40°	25°
74	ABC - 6 DXC	2	1-5-3-6-2-4	18°	-	60°	38°	55°	58°
82	ABC 6DXS	2	1-5-3-6-2-4	16°	-	73/60°	38°	40/55°	58°
70	ABC - 8 DUS	2	1-4-7-6-8-5-2-3	17°	19°	75°	40°	42°	60°
72	S.E.M. 6 B3 S	2	1-5-3-6-2-4	25°	-	80°	33°	45°	55°
73/1° sér.	Cockerill T 695 A	1	1-5-3-6-2-4	25°	-	95°	54°	65°	68°
49	Brossel 8 D 120 B	1	1-5-7-3-8-4-2-6	26°	28°	6°	32°	52°	6°
40-43	Carels 6 K 103 HS	1	1-5-3-6-2-4	25°	27°	50°	35°	55°	50°
44-45-46	G.M.C. 6. 71N	1	1-4-2-6-3-5 ou 1-5-3-6-2-4	12°	-	46°	46°	86°	64°15'
Fourgons	Maybach GT06	3	12-1-11-2-9-4-7-6-8-5-10-3	20°	-	52°	28°	36°	52°
C.1213 5me L.									

/GR

EQUIPEMENT D'INJECTION DES MOTEURS S.N.C.B.

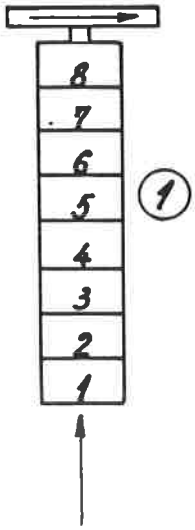
C 1243 5e L.

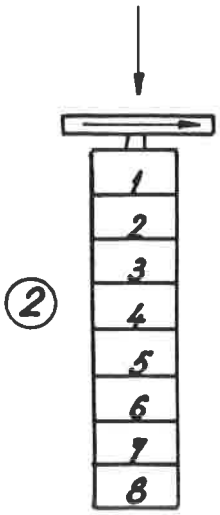
Annexe 25 bis

Type véhicule	Type de moteur	Ordre d'injection	Pompe du combustible Marque	pré-injection −	pré-injection +	Type de pompe d'injection	Pression d'injection des injecteurs
51-59	BALDWIN 608 A	1-4-7-6-8-5-2-3	BOSCH	21°	-	210-PM1D-210-BS-1470/2 200-PM1D-200-BS-1017	245 bar 80à175 bar
52-53-54-55	G.M.C. 567 C (16)	1-8-9-16-3-6-11-14-4-5-12-13-2-7-10-15	G.M.	20°	-	5228540	850à1150 bar
60/2e+3e sér.-64	COCKERILL-HAMILTON BLH6-95-S-a	1-4-7-6-8-5-2-3	BOSCH	21°	-	PF1CV-200/11	280 bar
62-63-65	G.M.C. 567 C (12) en 567 D	1-12-7-4-3-10-9-5-2-11-8-6	G.M.	20°	-	5228540	idem 567 C (16)
60/1e sér. 73/2e+3e sér.	TR6-C0240	1-5-3-6-2-4	BRYCE	22,5°		FCCAB200B0637	280 bar
71	ABC-6DXC	1-5-3-6-2-4	BRYCE	18°	-	FCCAB180B0547	205 bar
91	GM 12 V - 71 N	1-5-3-6-2-4/3-4-2-6-1-5	GM	12°	-	N55	350-700Lbs max.1100bar
92	CAREIS 6K 113 HS	1-5-3-6-2-4	BOSCH	25°	27°	PE.6Z.140C.210.S1190	160 bar
84	A.B.C. 6 DXS	1-5-3-6-2-4	BOSCH	17°	19°	PF.1C 180 B/00 180 A/00	225 bar
85	A.B.C. 6 DXS	1-5-3-6-2-4	BRYCE	18°	-	FCCAB180B0547	205 bar
83	COCKERILL HAMILTON BLH 695 SA	1-5-3-6-2-4	BOSCH	29°	-	PF.1C.V.150-3-8	280 bar
80	MAYBACH GTO 6A	1-8-5-10-3-7-6-11-2-9-4-12	DECKEL	30°	-	PS.A36.e1.130	200/220 bar
74	A.B.C. 6 DXC	1-5-3-6-2-4	BRYCE	18°	-	FCCAB180B0547	205 bar
82	A.B.C. 6 DXS	1-5-3-6-2-4	BOSCH	16°	-	PF1C180BS1188	220 bar
70	A.B.C. 8 DXS	1-4-7-6-8-5-2-3	BOSCH	17°	19°	PF1C 180 A/00 180 B/00	225 bar
72	S.E.M. 6B 3S	1-5-3-6-2-4	BOSCH	25°	-	PF1W 210/00 210 S 1101	240 bar
73/1e sér.	COCKERILL T 695 A	1-5-3-6-2-4	BOSCH	25°	-	PF.1CV.200/11	280 bar
49	BROSSEL 8 D 120 B	1-5-7-3-8-4-2-6	BOSCH	26°	28°	PE.4B.75D.410S413PE.4B75D400	115 bar
40-43	CAREIS 6 K 103 HS	1-5-3-6-2-4	BOSCH	25°	27°	PE.6Z.160B.210.S973	160 bar
44-45-46	G.M.C. 6.71 N	1-4-2-6-3-5+1-4-2-6-3-5	G.M.	12°	-	N 55	350-700LBS max.1100bar
Fourgons	MAYBACH GTO 6	12-1-11-2-9-4-7-6-8-5-10-3	DECKEL	20°	-	PSA 36 e1. 12 0	200-220 bar

MOTEURS EN LIGNE

Arrière

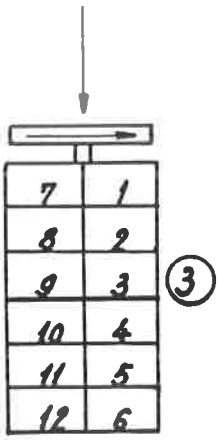


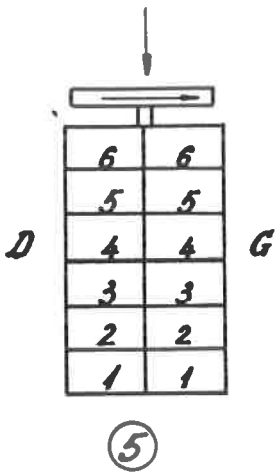


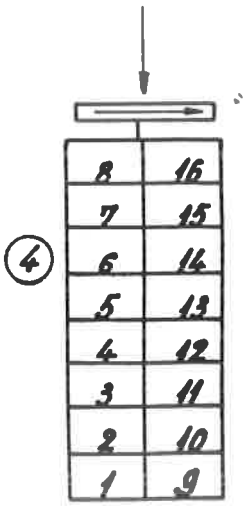
Avant

MOTEURS EN V

Arrière







Avant

C.1213
5me L

V.P.

COURS 1213

G. Le travail indiqué et le rendement thermique d'un moteur à combustion interne.

1. Le travail développé pendant une transformation à volume variable et pression constante.

111. Supposons une transformation représentée par le diagramme "pV" de la fig. 51.

Le piston (d'un diamètre de D cm) soumis à une pression constante de p bar se déplace d'une distance L (en m).

La force exercée sur le piston vaut : $F = 10 \frac{\pi . D^2}{4} \times p$ (N).

Le travail effectué par le piston vaut :

$$T = F.L. \text{ (Nm)}$$

$$T = 10 \frac{\pi . D^2}{4} .L.p \text{ (Nm)}$$

Si on exprime $V_2 - V_1$ en cm3

$$\frac{\pi . D^2}{4} .L = \frac{1}{100} (V_2 - V_1)$$

et

$$\boxed{T = \frac{1}{10} (V_2 - V_1)\, p. \text{ (Nm)}}$$

Cela signifie que le travail développé par le piston est proportionnel au produit de la pression par l'augmentation du volume et peut être représenté par la surface du diagramme "pv", comprise entre l'abscisse "v", la droite "p" et les verticales sur l'abscisse passant par les points V_1 et V_2.

Dans la fig. 51, cette surface est hachurée.

2. Travail développé pendant une transformation à volume et à pression variable.

112. Supposons une transformation représentée par le diagramme "pV" de la fig. 52 .

Le volum augmentant de V_1 à V_2, la pression augmente de p_1 à p_2.

Le travail développé par le piston est égal au produit de la force agissant sur le piston par son déplacement.

Cette force augmente au fur et à mesure que le piston se déplace et le calcul du travail devient très compliqué.

Toutefois, il est possible d'imaginer la décomposition du déplacement total "L" en une multitude de déplacements élémentaires "l". Comme la figure l'indique, pendant chaque déplacement élémentaire, la pression augmente et passe d'une valeur p 3 à une valeur p 4. Si le déplacement "l" est très petit, la pression p4 ne diffèrera que d'une valeur infiniment petite de la valeur p3. Ainsi, on peut supposer qu'une telle transformation élémentaire se fait à pression constante.

Il s'ensuit que le travail effectué par le piston pendant une transformation élémentaire "l", sera exprimé par la surface comprise entre la courbe "p", l'abscisse "V" et les deux verticales passant par les points V_3 et V_4 (la surface hachurée de la figure).

Afin de trouver le travail effectué par le piston lors du déplacement total "L", il suffit de faire le total des travaux élémentaires développés pendant les déplacements élémentaires successifs.

Le total des surfaces élémentaires correspond à la surface comprise entre la courbe "p", l'abscisse "v" et les orodonnées passant par les pointes V_1 et V_2.

Conclusion : Le travail développé par un piston se déplaçant sous l'influence d'une pression variable est représenté par la surface comprise entre la courbe "p" représentant graphiquement la variation de pression et l'abscisse "V".

3. Travail développé pendant le cycle de fonctionnement théorique d'un moteur à combustion interne.

Nous reprenons le diagramme "pv" d'un moteur diesel rapide représenté par la fig. 53.

113 a) Le travail effectué pendant l'aspiration et l'échappement.

La pression appliquée sur les deux faces du piston est égale à la pression atmosphérique. Le piston n'est soumis à aucune force. Le travail effectué est donc nul.

114. b) Le travail absorbé pendant la compression.

La variation de la pression absolue sur la tête du piston est représentée par la courbe BC.

La pression sur le fond du piston étant égale à la pression atmosphérique, le travail absorbé par la compression est représenté par la surface du diagramme comprise entre la courbe "BC" et la droite atmosphérique "AB" (surface AB.

c) Le travail développé lors des temps de combustion et de détente.

115. De la même façon, ce travail est exprimé par la surface comprise entre la courbe "DEF" et la droite atmosphérique AB (surface ADEFB).

d) Travail développé pendant le cycle de fonctionnement d'un moteur à combustion interne.

116. Le travail résultant, effectué pendant le cycle de fonctionnement est égal à la différence du travail positif (travail fourni) et le travail négatif (travail absorbé ou résistant).

Conclusion : Le travail développé pendant le cycle de fonctionnement théorique est représenté par la différence entre les surfaces ADEFB et ACB.

Ce travail sera donc représenté par la surface

BCDEF

4. But du diagramme "pV" - Travail indiqué.

117. Le diagramme "pV" a comme but de déterminer le travail développé par le moteur pendant un cycle.

La pression et le volume étant représentés dans le diagramme "pV" à des échelles bien déterminées, l'échelle du travail, représentée par la surface du diagramme, résultera des premières.

L'échelle des pressions étant "x" cm par bar et l'échelle des volumes "y" cm par cm3, l'échelle du travail sera de "xy" cm2 par 10 Ncm ou 10 xy cm2 par Nm.

En supposant que la surface du diagramme relevé soit de Z cm2, le travail développé pendant un cycle sera de

$$T = \left(\frac{Z}{10\ xy}\right)\ Nm$$

Le travail T établi d'après le diagramme relevé sur le moteur s'appelle "Travail indiqué".

5. Rendement thermique du cycle théorique.

118. D'une manière générale, on appelle rendement d'un moteur, le rapport entre le travail fourni et le travail absorbé par le moteur.

$$\text{Rendement} = \frac{\text{travail fourni}}{\text{travail absorbé}}$$

119. Dans un moteur à combustion interne, le travail absorbé provient du combustible qui, en brûlant, développe de la chaleur. On apporte donc au moteur une certaine quantité de Joules.

Soient : "q" kg, la quantité de combustible brûlée par cycle et
"c" Joules par kg, le pouvoir calorifique du combustible.

Dans ce cas, la quantité de chaleur absorbée par le moteur par cycle sera de "qc" Joules.

120. Le travail indiqué "T" Nm constitue le travail fourni par le moteur.

121. Nous avons admis que la compression et la détente sont adiabatiques, c.à.d. qu'elles sont supposées se produire sans échange de chaleur.

Pendant l'échappement, les gaz brûlés emportent de la chaleur. Appelons "Q2" Joule cette quantité de chaleur perdue.

La quantité de chaleur totale Q1 fournie au cours d'un cycle vaut la chaleur transformée en travail mécanique plus la chaleur emportée par les gaz d'échappement.

Donc : $Q\,1 = Q\,2 + T$ ou $\boxed{T = Q\,1 - Q\,2}$

Le rendement du cycle est donné par :

$$\boxed{r = \frac{Q\,1 - Q\,2}{Q\,1}} \qquad \text{ou} \qquad \boxed{r = \frac{T}{Q\,1}}$$

C'est ce qu'on appelle le rendement thermique du cycle théorique ou encore rendement thermique théorique.

6. Comparaison entre le rendement thermique du moteur à allumage par étincelle et celui du moteur diesel.

122 On démontre que le rendement thermique d'un moteur est d'autant plus élevé que :

a) le rapport de compression ($\frac{v + V}{v}$) est élevé;

b) la combustion s'effectue plus rapidement.

123. En pratique, le rapport de compression d'un moteur à allumage par étincelle est limité par la température d'inflmmation du combustible utilisé.

Dans ce type de moteur, l'usage d'un combustible trop facilement inflammable, engedrerait des auto-allumages pendant la compression.

Ces auto-allumages prématurés seraient de nature à endommager le moteur.

124. D'autre part, en dépassant une certaine valeur de rapport de compression, la température de combustion peut dépasser 1600°C.

Dans ce cas, les molécules CO_2 et CO formées lors de la combustion se dissocieront de nouveau partiellement en C_2 et O_2 et absorberont de l'énergie calorifique. A partir d'un certain rapport de compression, le rendement thermique diminuera.

125. Le rendement thermique est donc défavorablement influencé :

- dans un moteur à allumage par étincelle, par son rapport de compression limité;
- dans un moteur Diesel, par la combustion plus lente.

Néanmoins, le rendement thermique d'un moteur Diesel est notablement supérieur à celui d'un moteur à allumage par étincelle. Il a été possible de porter à 12 le rapport de compression de certains moteurs à essence modernes depuis l'apparition sur le marché des essences spéciales à propriétés anti-détonantes.

Ci-dessous un tableau de comparaison du rendement de différents genres de moteurs.

Genre de cycle	Rapport de compression	Rendement thermique théorique
A essence ou à gaz	4 à 9	0,42 à 0,58
Diesel lent	12 à 16	0,57 à 0,63
Diesel rapide	14 à 18	0,62 à 0,67

Les rendements thermiques théoriques des différents cycles sont représentés en fonction des taux de compression au graphique de la fig. 54.

Le moteur Diesel a l'avantage de présenter un meilleur rendement thermique, grâce à un rapport de compression élevé. En revanche, il devra être d'une construction plus robuste et plus lourde que le moteur à allumage par étincelle.

7. Travail réel développé au cours d'un cycle complet.

126. Pendant les périodes d'admission et d'échappement, il existe respectivement dans le cylindre une dépression et une pression, et elles entraînent une perte de travail dont l'importance est représentée par la surface Z 2 (fig. 50 - 5e leçon). Le travail développé pendant la combustion et la détente, diminué du travail que nécessite la compression de l'air, est représenté par la surface Z 1.

Le travail réel développé au cours d'un cycle complet est donc représenté par la différence de ces deux surfaces : Z = Z 1 - Z 2.

Si nous tenons compte des échelles auxquelles le diagramme a été tracé, nous trouvons comme valeur du travail développé :

$$T = \frac{Z}{10 \times y} \text{ Nm ou } T = \frac{Z\,1 - Z\,2}{10 \times y} \text{ Nm}$$

127. Nous savons que :

$$\text{rendement thermique} = \frac{\text{énergie mécanique recueillie}}{\text{quantité de chaleur absorbée}}$$

Appelons :

Q 1 : la quantité de chaleur absorbée, c.à.d. la quantité "q" de combustible brûlé, multipliée par son pouvoir calorifique c, soit "c.q." joules.

Q 2 : la quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement (en joules).

Q 3 : la quantité de chaleur emportée par l'eau de refroidissement (en joules).

Q 4 : la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique (en joules).

Nous obtenons : Q 4 = T joule

Puisque : Q 1 = Q 2 + Q 3 + Q 4, le rendement r est donné par :

$$r = \frac{Q4}{Q1} \text{ ou } r = \frac{Q1 - Q2 - Q3}{Q1} \text{ ou } r = \frac{T}{Q1} \text{ d'où}$$

$$\boxed{r = \frac{Z1 - Z2}{10\ xy\ Q1}}$$

128. "r" est appelé le rendement thermique du cycle réel. Le tableau suivant donne le rendement thermique du cycle réel de quelques types de moteurs :

Types de moteurs	Rapport de compression	Rendement thermique théorique	Rendement thermique réel
Moteur à allumage par étincelle	4 à 9	0,42 à 0,58	0,28 à 0,37
Moteur Diesel lent	11 à 16	0,57 à 0,63	0,37 à 0,42
Moteur Diesel rapide	14 à 18	0,62 à 0,67	0,40 à 0,45

On voit que le rendement thermique théorique vaut environ 1,5 fois le rendement thermique pratique. Cette conclusion peut être déduite du fait que pratiquement 1/3 de la chaleur produite par la combustion du combustible sert à échauffer l'eau de refroidissement du moteur.

8. Enregistrement du diagramme "pv".

129. Il existe des appareils, appelés "indicateurs" qui permettent d'enregistrer automatiquement sur papier les pressions à l'intérieur du cylindre (p) en fonction du déplacement du piston. On sait que ce déplacement est proportionnel au volume (V) occupé par les gaz. Ce diagramme représente à une certaine échelle, le travail indiqué.

Ces dispositifs sont limités aux moteurs lents.

Pour les moteurs rapides, des appareils enregistrent les pressions en fonction d'un déplacement linéaire manuel du papier indicateur. On trouve de cette manière les pressions caractéristiques (décompression, délai d'allumage, pressions de combustion et de détente) ce qui suffit pour le contrôle d'un moteur.

Lorsqu'il s'agit de l'étude d'un moteur rapide, on utilie l'oscilloscope qui, à l'aide de deux signaux (pression dans le cylindre, mouvement de rotation de l'arbre) permet de représenter fidèlement le diagramme pV.

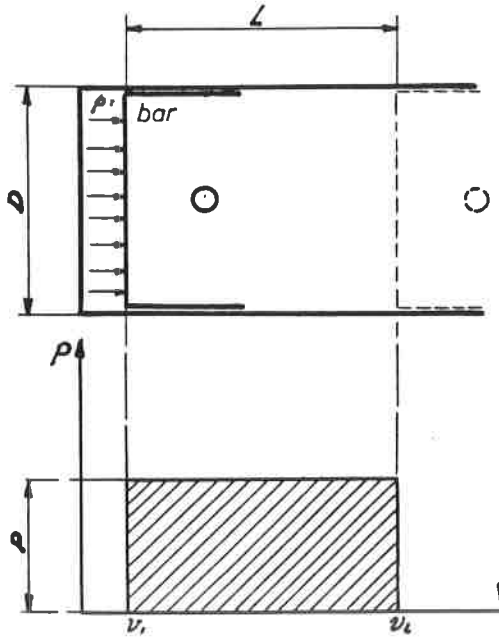


Fig. 51

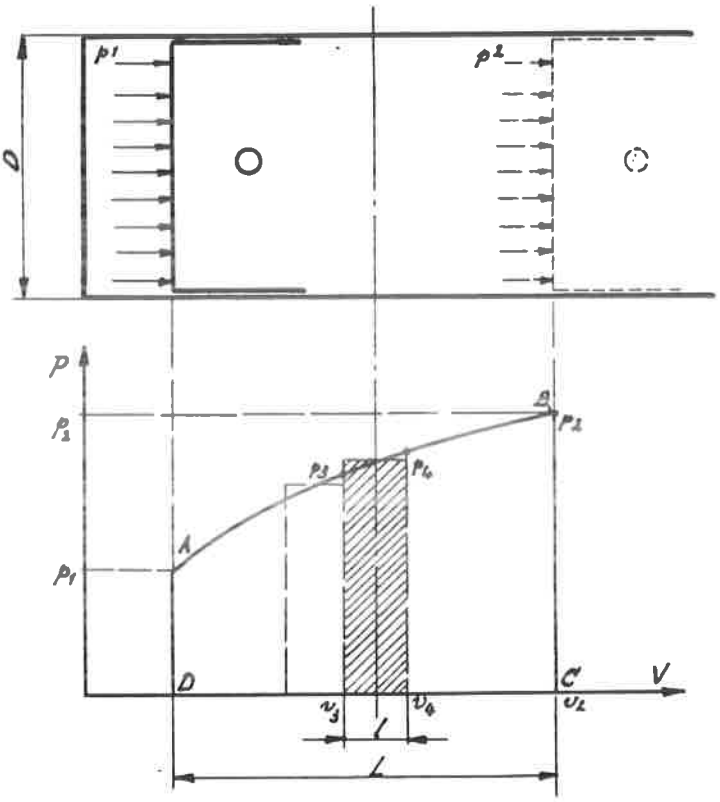


Fig. 52

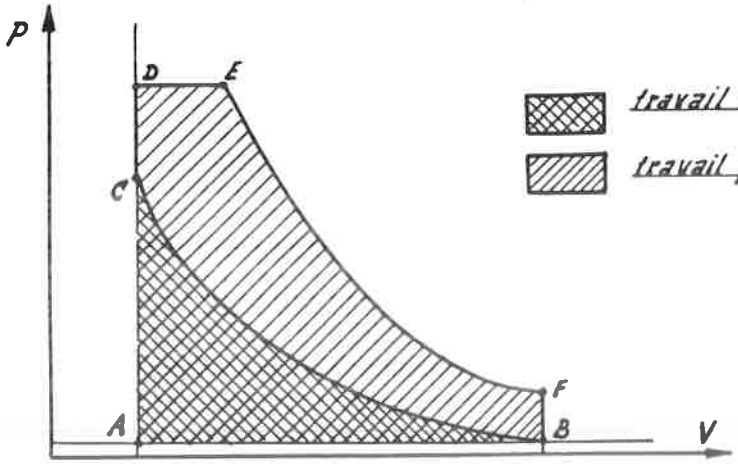


Fig. 53

C.1213
6ème L

V.P.

RENDEMENT DU CYCLE THEORIQUE DES DIFFERENTS CYCLES EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION

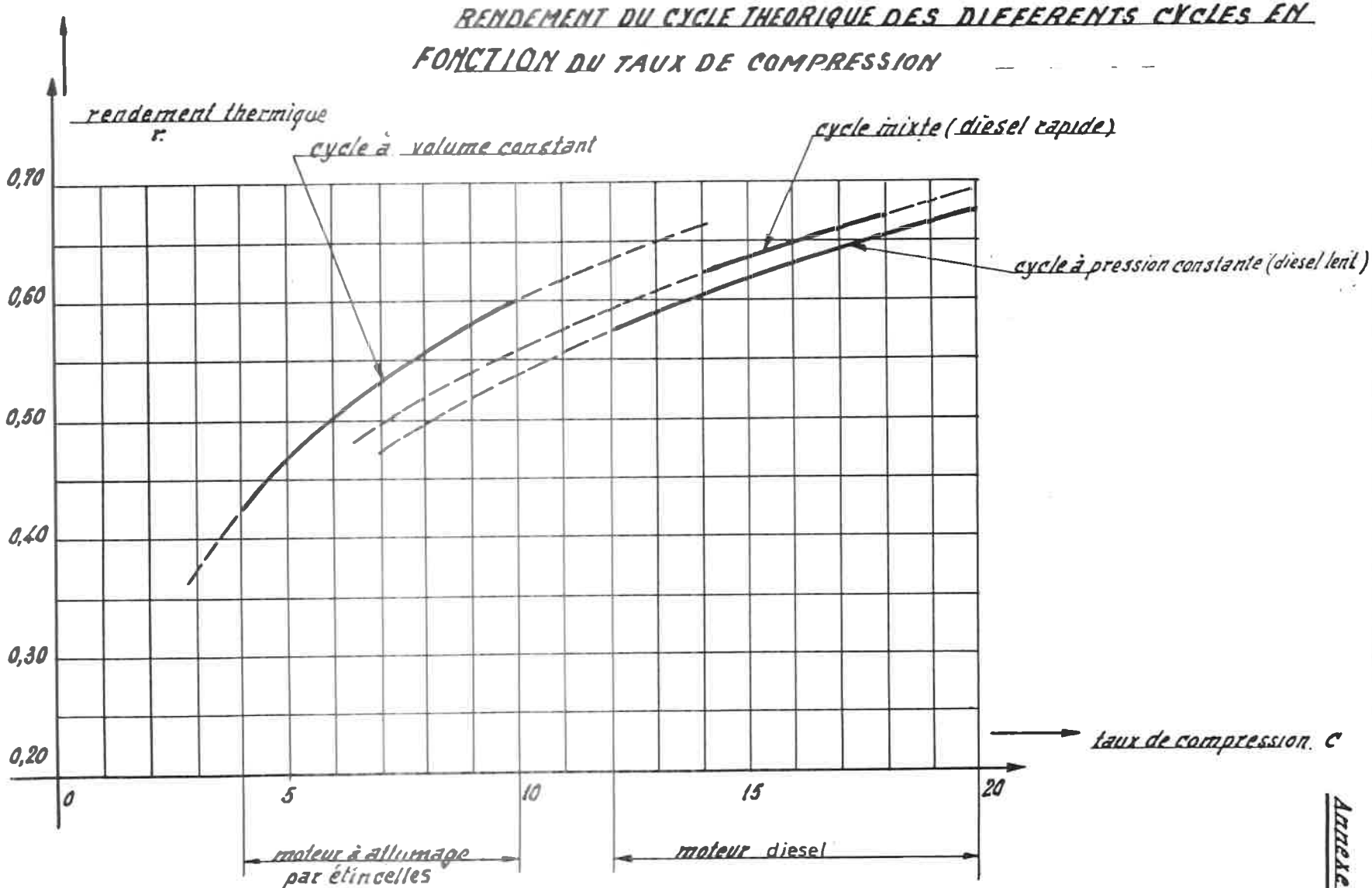


Fig. 54

C. 1213
6 mai 7

Annexe 27

COURS 1213

H. Le couple moteur d'un moteur monocylindrique.

1. Définition du couple moteur.

a) L'origine du couple moteur.

130 Le couple moteur résulte de l'impulsion donnée à l'arbre-vilebrequin par l'effort exercé sur le piston par les gaz sous pression.

Dans les leçons précédentes, nous avons expliqué comment la pression des gaz au-dessus du piston varie continuellement au cours du cycle de fonctionnement et comment ces variations de pression peuvent être représentées graphiquement dans un diagramme "pV".

La fig. 55 représente schématiquement le mécanisme d'un moteur monocylindrique pour une position déterminée du piston pendant le temps "détente".

131 Si, à ce moment, il existe au-dessus du piston une pression de "p" bar, la force résultante exercée sur la face supérieure du piston (en kg) sera, "D" étant l'alésage du cylindre (en cm) :

$$F = 10\ p\ \frac{\pi \cdot D^2}{4}\quad N$$

Cette force résultante est appliquée suivant l'axe du cylindre et, pour la position donnée du piston, dirigée vers le bas.

La force "F" transmise à l'articulation formée par l'axe du piston et le pied de la bielle motrice peut y être décomposée en deux forces :

132 1. La force "Q" dirigée perpendiculairement à l'axe du cylindre. Cette force, dont la valeur est d'autant plus grande que la bielle est plus courte, est une force nuisible parce qu'elle applique le piston contre la paroi du cylindre, provoquant de cette façon des pertes par frottement et une cause d'usure "ovale" du cylindre.

Pour cette raison, dans les gros moteurs lents (marins), le piston est guidé, comme dans les machines à vapeur, au moyen d'une crosse; dans ce cas, la force Q n'agit plus sur le cylindre, mais sur l'articulation de la crosse du piston et sur les glissières.

133 2. La force "P" dirigée suivant l'axe de bielle.

Cette force est transmise à l'articulation (M) : "maneton du coudé - tête de la bielle".

La force "P" appliquée de cette façon au maneton "M" du coudé peut être décomposée en deux composantes perpendiculaires :

134 1. La composante radiale "R" dirigée suivant la manivelle.

Cette force "R" est une force nuisible équilibrée par la réaction des paliers du vilebrequin, provoquant ainsi des pertes par frottement et une cause d'usure des coussinets de paliers;

135 2. La composante tangentielle "S". Cette force est à l'origine du couple moteur "S.r" qui entraîne le coudé dans le sens de rotation indiqué ("r" est le rayon de la manivelle).

b) Définition du couple moteur instantané.

1. Définition.

136 On appelle "couple moteur", le produit de la force tangentielle "S" existant à un moment donné au maneton, par rayon "r" de la manivelle.

Le couple moteur, habituellement représenté par la lettre "C" vaut donc :

$$C = S.r$$

2. Variation du couple moteur.

137 Au cours du cycle de fonctionnement, le couple moteur suivra exactement les mêmes variations que la force tangentielle "S", étant donné que le rayon de la manivelle est une constante.

La force tangentielle "S" varie à tout instant avec :

a) la pression des gaz sur le piston;

b) l'inclinaison de la manivelle par rapport à l'axe du cylindre, c-à-d avec l'angle décrit par la manivelle depuis le point mort haut (voir fig. 58 - 59 - 60).

3. Représentation graphique des variations du couple moteur.

138 On peut représenter les variations de pression sur le piston par rapport aux positions linéaires successives du piston (diagramme pV) et aussi par rapport aux positions angulaires de la manivelle.

Dans ce dernier cas, les pressions seront portées en ordonnées et les positions successives de la manivelle en abscisse (origine des angles au départ du point mort haut) (fig. 56/a et 57/a).

Le diagramme ainsi obtenu a la même allure que le diagramme théorique "pV" développé.

Ainsi, nous représentons par la figure 56/a, le diagramme théorique "pV" développé et par la figure 57/a le diagramme réel "pV".

Les figures 56/b et 57/b représentent les valeurs instantanées du couple moteur en fonction des positions de la manivelle.

a) Le diagramme "pV" théorique.

139 - Aspiration :

L'effort effectif sur le piston étant nul pendant le temps d'aspiration, le couple moteur est nul.

140 - Compression :

Pendant ce temps, la pression sur la face supérieure du piston varie de 1 bar absolu à une certaine valeur maximum. Ainsi, l'effort effectif sur le piston variera également de zéro à une certaine valeur maximale. L'influence de l'obliquité de la bielle est telle que la force tangentielle variera d'abord de la valeur nulle (p.m.h.) à une certaine valeur maximale et puis diminuera de nouveau jusqu'à zéro (p.m.h.). La valeur maximale de "S" correspond approximativement à la position perpendiculaire de la manivelle par rapport à la direction de la bielle.

On peut démontrer qu'à ce moment :

$$S_{max} = \frac{F}{l} \sqrt{l^2 + r^2}$$

l = la longueur de la bielle
r = le rayon de la manivelle
F = Force appliquée au piston.

141 - Combustion - détente.

L'effort effectif exercé sur le piston diminue d'une certaine valeur maximale (p.m.h.) à sa valeur minimale (p.m.b.).

Au p.m.h. du piston "S" est nul; la bielle et la manivelle se trouvent en alignement. "S" augmente au fur et à mesure que la manivelle s'approche de sa position perpendiculaire par rapport à la direction de la bielle; "S" atteint sa valeur maximale aux environs de cette position perpendiculaire et diminue ensuite pour reprendre la valeur nulle au moment où le piston atteint son p.m.b.

La valeur maximale de "S" est exprimée par :

$$S_{max} = \frac{F}{l} \sqrt{l^2 + r^2}$$

142 - Echappement.

Le couple moteur demeure nul comme l'effort effectif sur le piston.

Conclusion.

Au cours du cycle de fonctionnement, le couple moteur théorique variera comme il est représenté graphiquement à la figure 56b.

Pendant la compression, le couple moteur est un couple résistant. Ce couple peut conventionnellement être considéré comme négatif.

b) Le diagramme "pV" réel.

143 En raisonnant d'une façon analogue, on arrive à la représentation graphique du couple moteur réel comme il est représenté à la fig. 57b.

En réalité, le couple moteur est négatif pendant les temps d'aspiration, de compression et d'échappement. Le couple est seulement positif autrement dit "développant un travail utile" pendant le temps de "combustion et détente".

4. Représentation graphique du rapport $\frac{S}{F}$.

144 La représentation graphique du rapport entre les valeurs instantanées de la force tangentielle "S" et les valeurs instantanées de la force effective appliquée sur le piston est donnée par les figures 56/c (cycle théorique) et 57/c (cycle réel). Ce rapport est d'une grande importance, celui-ci déterminant l'influence sur le couple moteur de l'inclinaison de la bielle.

Ce rapport peut être déterminé par le calcul dont le développement est repris à l'annexe 32.

5. Régulation du couple moteur - But du volant.

145 Le couple moteur est seulement positif pendant le 3e temps et de ce fait le moteur tend à fonctionner par "à coups".

Pour régulariser la marche du moteur, il est indispensable de munir l'arbre-vilebrequin d'un volant dont la masse est étudiée.

Le rôle de ce volant consiste à emmagasiner de la force vive produite au cours de la course motrice (3e temps) et de la restituer au cours des 3 autres courses. Le volant régularise ainsi la vitesse de rotation du moteur.

C'est également l'action du volant qui permet de franchir les points morts, où la valeur instantanée du couple moteur est nulle.

Dans un moteur monocylindrique, le volant est particulièrement lourd du fait de l'extrême irrégularité du couple moteur.

6. Couple moteur moyen.

146 La valeur instantanée du couple moteur varie à tout instant au cours du cycle. Mais, de même qu'on peut remplacer conventionnellement la pression variable des gaz par une pression moyenne, on peut également substituer au couple moteur variable un couple moteur moyen.

Le couple moteur moyen est un couple constant, fictif, dont le travail total, au cours d'un cycle de fonctionnement (720°), équivaut à celui du couple variable.

Il est désigné sous le nom de couple moteur. On considère que c'est celui qui est effectivement recueilli, grâce à l'action du volant, à l'arbre de sortie du moteur.

147 A la périphérie du volant, on obtiendra ainsi une force tangentielle S' dont le produit par le rayon r' du volant est équivalent au couple moteur.

Donc : $C_{moyen} = S' \cdot r'$

7. Couple de renversement.

148 En considérant la fig. 55, nous constatons que la force "Q" n'applique pas seulement le piston contre la paroi du cylindre, mais qu'elle développe également un couple "Q. a.a" autour des paliers de support "Q" de l'arbre-vilebrequin.

Ce "couple de renversement" est aussi appelé le "couple de réaction du moteur". D'ailleurs, on peut démontrer que le couple de renversement a la même valeur que le couple moteur et lui est opposé.

$$Q.\ aA = -(S.r) = -C$$

Il en résulte que le couple de renversement ou de réaction tend de renverser le moteur dans le sens contraire de son sens de rotation.

Afin d'éviter ce renversement, il est nécessaire de fixer les moteurs à combustion interne sur une fondation dans le cas des moteurs stationnaires ou sur un châssis s'il s'agit d'un véhicule.

Cette fixation doit être d'autant plus solide que le couple développé par le moteur est plus important.

8. Forces sollicitant le bâti du moteur.

149 Les gaz de combustion n'exercent pas seulement une force résultante "F" sur la face supérieure du piston poussant celui-ci vers le bas, mais la même force "F" existe également sur la culasse poussant celle-ci vers le haut.

Cette force "F" étant un effort de réaction, provoque des tensions de traction dans le bâti ou carter du moteur.

Il en résulte que la construction du bâti ou carter d'un moteur doit être d'autant plus solide que le couple moteur développé par le moteur est grand.

DETERMINATION DU COUPLE MOTEUR D'UN MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A 4 TEMPS.

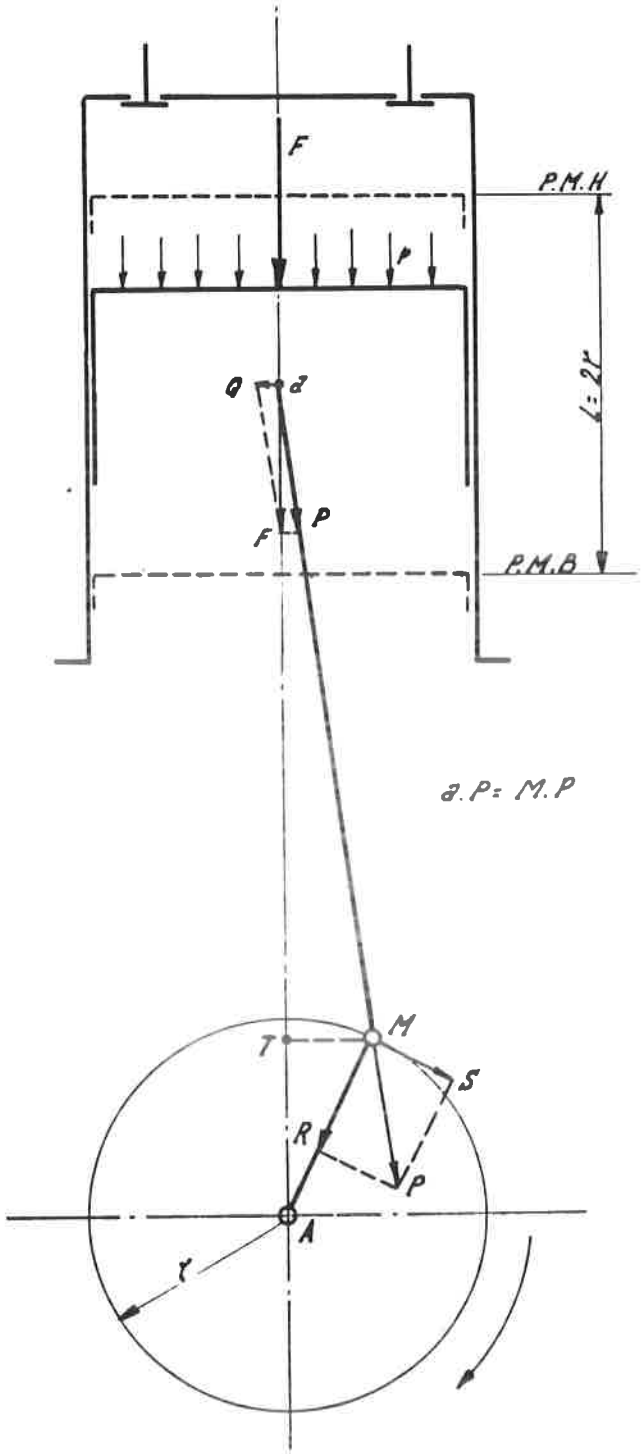
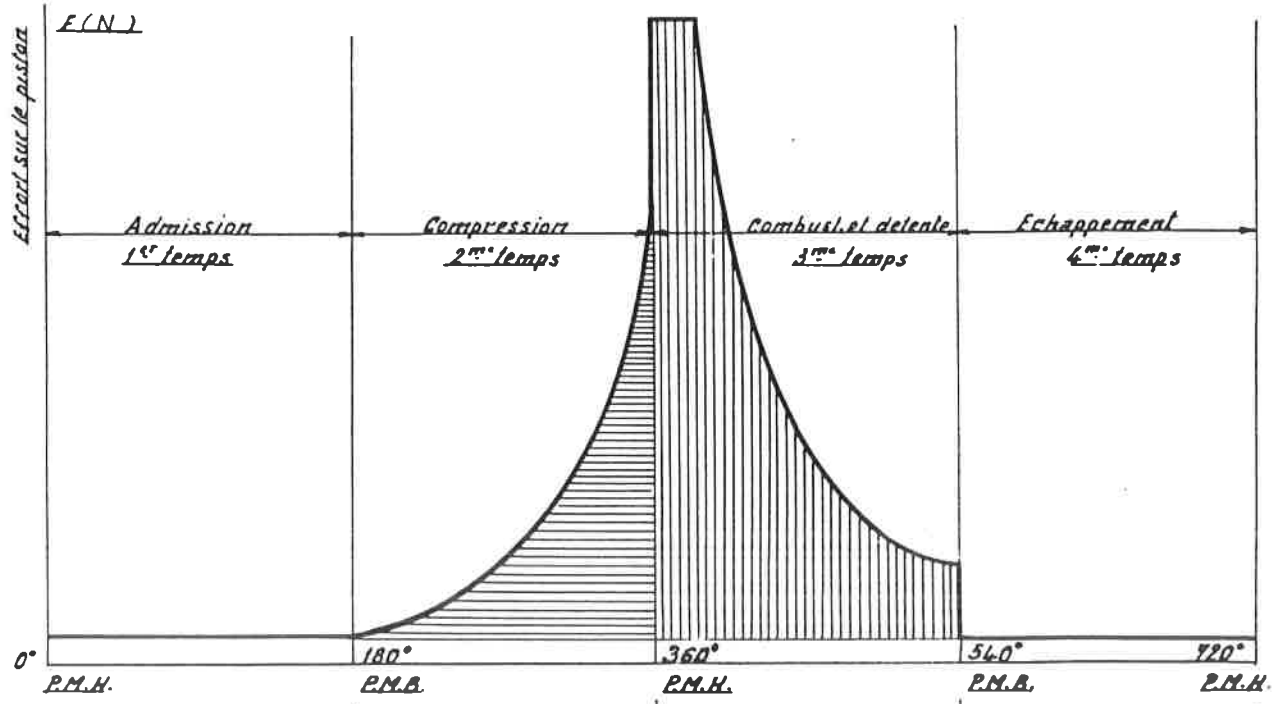


Fig. 55

COUPLE THEORIQUE D'UN MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A 4 TEMPS

Fig 56a



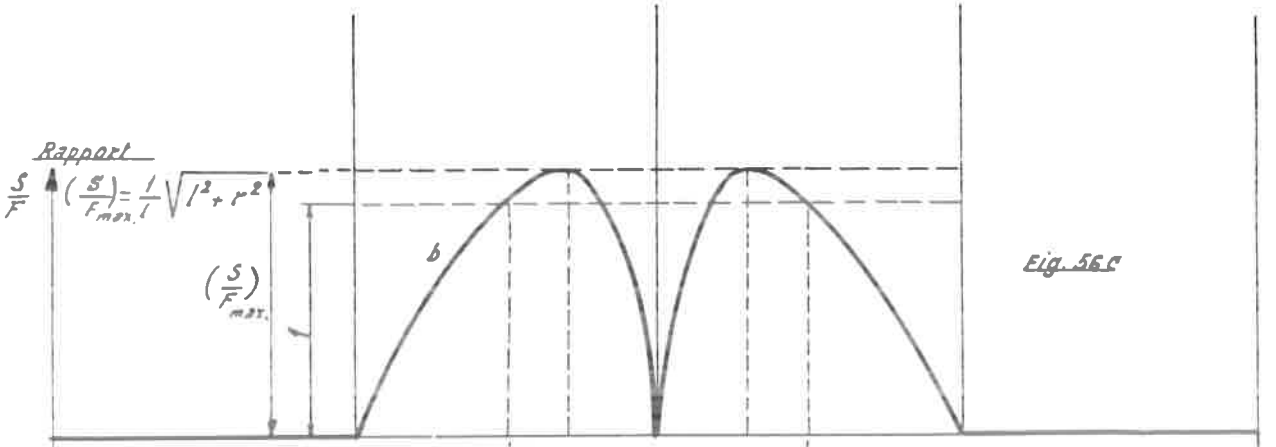


Fig. 56c

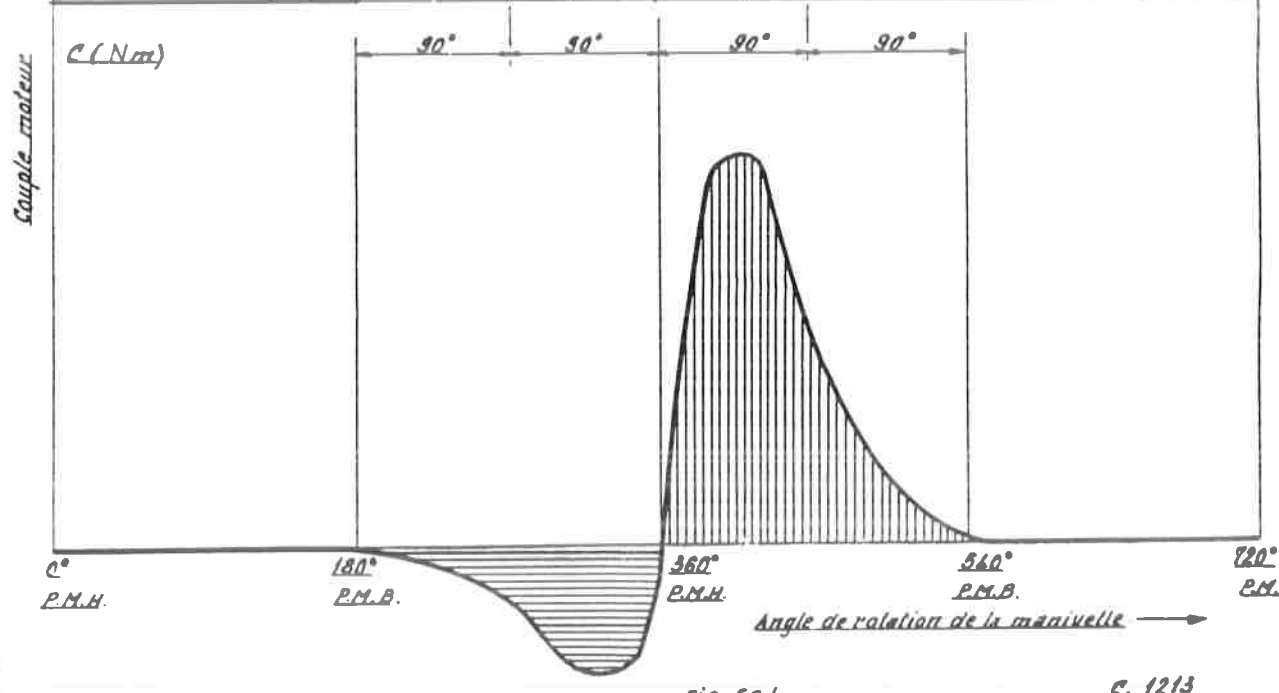


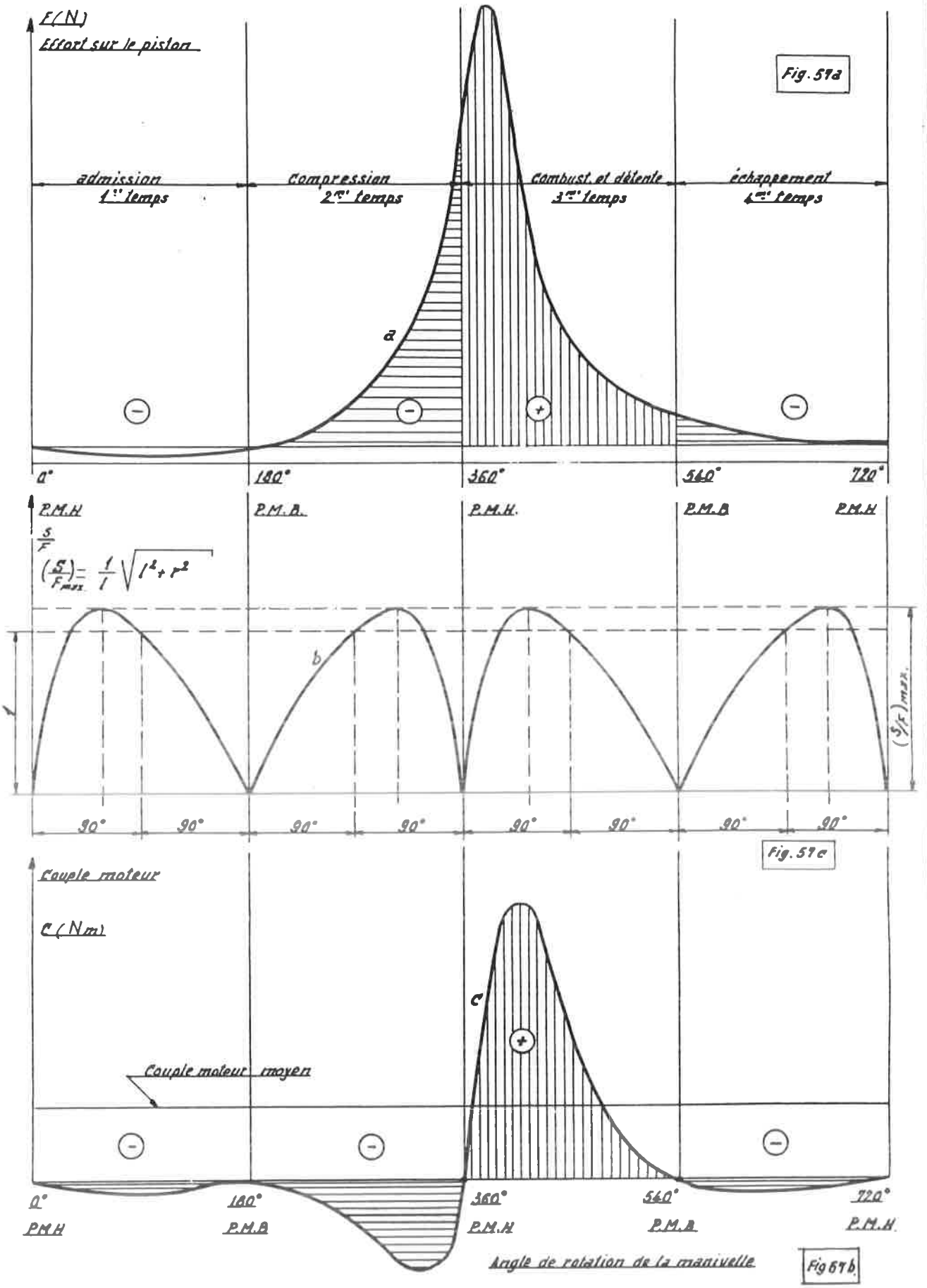
Fig. 56b

C. 1213
7ème L

V.P.

Annexe 30

COUPLE REEL D'UN MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A 4 TEMPS



C. 1213
7ème L

V.P.

DETERMINATION DU RAPPORT S/F, DU COUPLE MOTEUR ET DU COUPLE DE REACTION

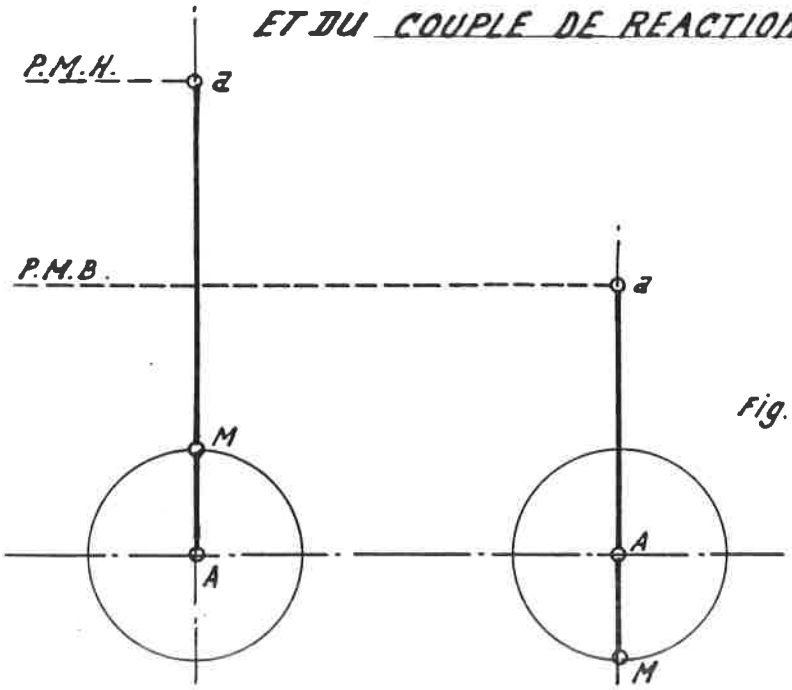


Fig. 58

$\frac{S}{F} = 0$

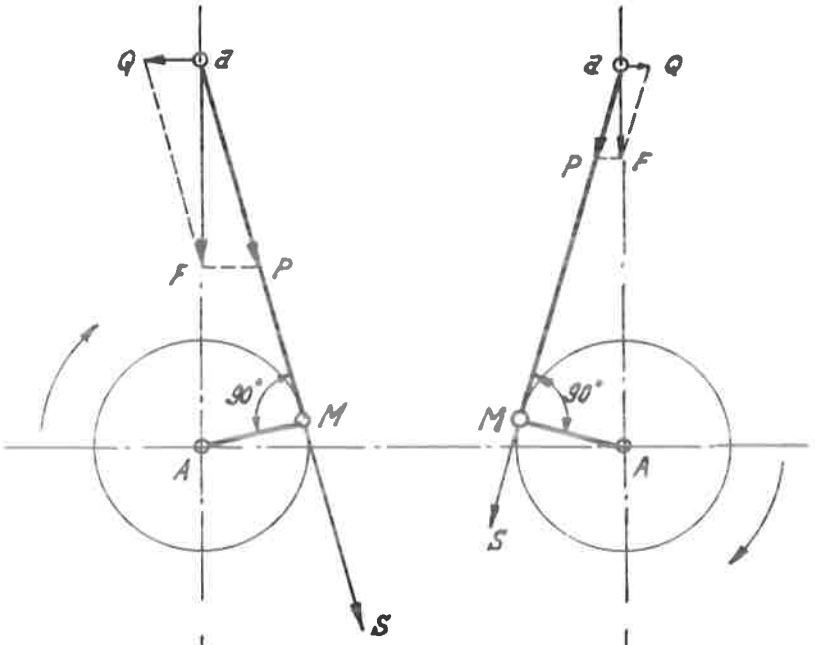


Fig. 59

$\frac{S}{F} > 1.$

$MS = aP > a.F.$

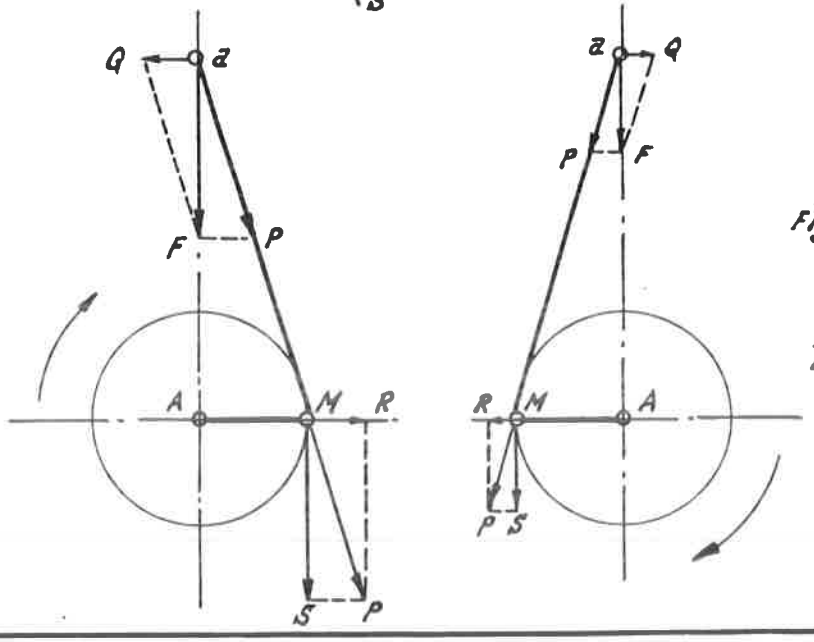


Fig. 60

$\frac{S}{F} = 1$

$MS = aF.$

C1213
7ᵉ L

V.P.

CALCUL DU RAPPORT $\frac{S}{F}$

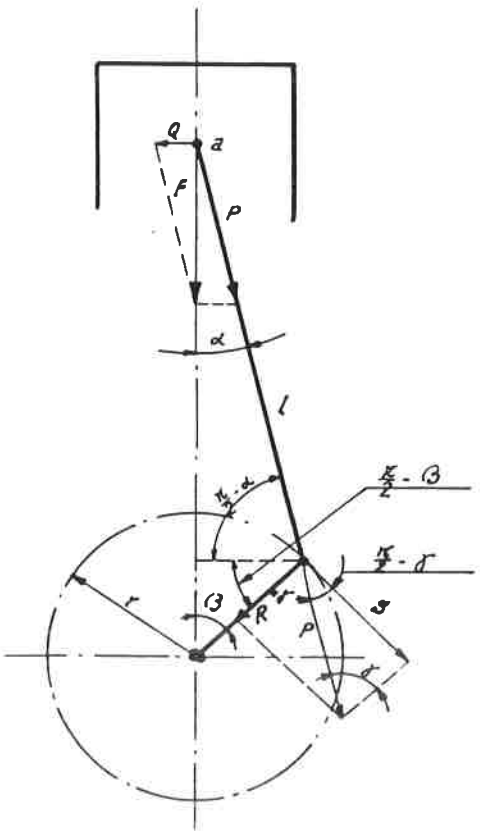


Fig. 61.

$$P = \frac{F}{\cos.\alpha} \qquad (1)$$

$$P = \frac{S}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right)} \qquad (2)$$

(1) et (2) donnent

$$\frac{F}{\cos.\alpha} = \frac{S}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right)} \quad \text{d'où} \quad \frac{S}{F} = \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right)}{\cos.\alpha}$$

$$\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \quad \text{d'où} \quad \gamma = (\alpha + \beta)$$

$$\text{et} \quad \cos.\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) = \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \beta)\right]$$

$$\text{d'où} \quad \frac{S}{F} = \frac{\cos.\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \beta)\right]}{\cos.\alpha} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos.\alpha}$$

$$\frac{S}{F} = \frac{\sin\alpha \cdot \cos.\beta + \cos.\alpha \cdot \sin.\beta}{\cos.\alpha}$$

$$\boxed{\frac{S}{F} = .\,tg.\alpha \,.\, \cos.\beta + \sin\beta} \qquad (3)$$

1er cas : $(\alpha + \beta) = \frac{\pi}{2}$ (Fig. 59)

C'est le cas lorsque la manivelle est disposée perpendiculairement par rapport à la direction de la bielle

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta \quad \text{d'où} \quad \begin{cases} \sin.\beta = \cos\alpha \\ \cos\alpha = \sin\beta \end{cases}$$

Nous obtenons comme valeur maximum pour $\frac{S}{F} = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} \cdot \sin\alpha + \cos\alpha = \frac{\sin^2\alpha + \cos^2\alpha}{\cos.\alpha}$

$$\frac{S}{F} = \frac{1}{\cos.\alpha}$$

$$\sin.\alpha = \frac{r}{aA} \qquad \text{et} \qquad \cos.\alpha = \frac{l}{aA}$$

d'où il résulte $\frac{\sin.\alpha}{\cos.\alpha} = tg.\alpha = \frac{r}{l}$

$$\left(\frac{S}{F}\right)_{max.} = \frac{1}{\cos.\alpha} = \sqrt{1 + tg^2\alpha} = \sqrt{1 + \frac{r^2}{l^2}} = \frac{1}{l}\sqrt{l^2 + r^2}$$

$$\boxed{\left(\frac{S}{F}\right)_{max} = \frac{1}{l}\sqrt{l^2 + r^2}}$$

2me Cas $\beta = \frac{\pi}{2}$ (Fig. 60) $\quad \frac{S}{F} = tg.\alpha \,.\, \cos.\beta + \sin\beta = \sin.\frac{\pi}{2} = 1$ $\quad \boxed{\frac{S}{F} = 1}$

3me Cas $\begin{cases} \alpha = 0 \\ \beta = 0 \end{cases}$ ou $\beta = \pi$ La manivelle se trouve dans l'alignement de la bielle (Fig 58)

$$\boxed{\frac{S}{F} = 0}$$

C. 1213
7me L

V.P.

COURS 1213

J. Travail, puissance, rendement et consommation spécifique d'un moteur à combustion interne.

1. Rappel de quelques définitions.

150. a) **Travail.**

On appelle travail d'une force, le produit de l'intensité de la force par son déplacement suivant sa direction.

151. b) **Puissance.**

On appelle puissance, le travail par unité de temps.

152. c) **Unités.**

L'unité théorique de la puissance est le Watt (W) ou Nm/sec et l'unité théorique du travail est Joule (J) ou Nm ; en pratique on utilise fréquemment le KWh (kilowattheure) :

1 KWh = 1000 J X 3600 = 3 600 000 J

2. Travail fourni à un moteur à combustion interne.

153. C'est l'énergie contenue dans la quantité de bombustible fournie au moteur durant un certain temps.

Nous savons que 1 kg de combustible représente une certaine quantité de chaleur dépendant de la nature et de la qualité du combustible. Cette quantité est appelée le pouvoir calorifique (C) du combustible.

Pour le gasoil : C = 11,67 kWh/kg ou 42 000 kJ/kg

3. Travail indiqué développé par un moteur à combustion interne.

154. A la 6e leçon, nous avons expliqué que le travail indiqué, développé dans un moteur à combustion interne, est la chaleur produite par la combustion et transformée en énergie mécanique.

Le travail indiqué pour un cycle de fonctionnement est égal à :

$$T = \frac{Z}{(10\ x.y)} \quad Nm$$

4. Travail effectif développé par un moteur à combustion interne.

155. C'est le travail réel produit à l'arbre du moteur, autrement dit, c'est le travail réel fourni par le moteur à la machine réceptrice entraînée par le moteur.

Le travail effectif est égal au travail indiqué, diminué des pertes par frottement se produisant dans le moteur et ses organes et du travail absorbé pour la commande des organes auxiliaires nécessaires au moteur.

Le travail effectif est exprimé en Joule (J) ou en kWh.

5. La puissance indiquée.

156. C'est le travail indiqué développé par unité de temps (par s.).

Le travail indiqué par cycle vaut "T" Joule. Le moteur ayant une vitesse de rotation de n t/min, le travail indiqué par minute est égal à $T.\frac{n}{2}$ Joule ($\frac{n}{2}$ cycles par min.).

Le travail indiqué par s. = $\frac{T.n}{2X60}$ Joule/sec. ou W.

C'est ce que nous avons appelé "la puissance indiquée" d'un moteur monocylindrique .

Pour un moteur équipé de "K" cylindres, la puissance indiquée devient $\frac{T.n.K}{2X60}$ W.

$$Ni = \frac{T.n.K}{120} \quad W$$

6. Puissance effective.

157. C'est par définition, le travail développé à l'arbre du moteur par unité de temps (la seconde) ou autrement dit, le travail utile fourni par unité de temps par le moteur.

Si un moteur développe une puissance utile, il existe à l'arbre, de rayon "r", une force tangentielle "S" à la base du couple moteur C = S.r.

Pour un tour de l'arbre, la force tangentielle "S" parcourt une distance égale à la circonférence du volant.

Il en résulte :

- le travail développé par "S", pour un tour de l'arbre = $S.2\pi.r$.Joule;

- le travail développé par minute vaut $S.2\pi.r.n$. Joule.

La puissance (le travail par unite de temps) est donc $\frac{S.2\pi.r.n}{60}$.

"C" étant égal à "S.r", nous obtenons la puissance effective $Ne = \frac{C.n.2}{60}$ (W) ou

$$Ne = 2\pi \frac{C.n}{60} \text{ (W)}$$

7. Pertes mécaniques.

158. Si nous comparons la puissance effective avec la puissance indiquée, nous pouvons dire que normalement :

$Ne = 0,80$ à $0,85$ Ni

Cela signifie que 15 à 20 % de l'énergie produite dans les cylindres et transformée en énergie mécanique est absorbée par :

a) Les frottements internes entre les surfaces des organes du moteur (les pistons dans les cylindres, les axes de piston dans les pieds de bielle, les manetons dans les têtes de bielle, le mécanisme de la distribution);

b) Les organes auxiliaires indispensables au fonctionnement du moteur (les commandes des pompes à eau, pompes de graissage, pompes d'injection, pompes d'alimentation et des régulateurs).

8. Le rendement.

a) Le rendement thermique réel - Rendement indiqué.

159. A la 6e leçon, nous avons vu que le rendement thermique du cycle réel est égal au quotient de l'énergie calorifique réellement transformée en énergie mécanique par l'énergie calorifique totale, fournie au moteur.

Cette énergie étant représentée par la surface du diagramme "pV" réel, ce rendement peut aussi être appelé "rendement indiqué".

Le rendement indiqué est influencé entre autre par :

1. La chaleur évacuée dans le circuit de refroidissement du moteur qui a pour but de refroidir les organes du moteur avec de l'eau ou de l'air ou de l'huile de graissage;

2. La chaleur emportée par les gaz d'échappement;

3. La quantité de combustible non brûlé ou partiellement brûlé emporté par les gaz d'échappement;

4. Les pertes de charge par l'étranglement de l'air ou des gaz dans les passages des soupapes ou dans les tuyaux d'admission ou d'échappement;

5. La chaleur perdue par le moteur dans l'air ambiant.

b) Le rendement effectif.

160. On appelle le rendement effectif : le quotient de l'énergie mécanique disponible à l'arbre du moteur par l'énergie totale fournie au moteur.

Les moteurs à combustion interne ont un rendement effectif s'élevant généralement à :

- moteurs à allumage par étincelle : 21 à 30 %
- moteurs diesel : 32 à 38 %.

Pour chacune de ces catégories de moteurs, l'énergie calorifique du combustible consommé se répartit approximativement comme suit :

Utilisation de la chaleur	Moteur à allumage par étincelle	Moteur diesel
1. Transformée en travail utile à l'arbre	25 %	35 %
2. Emportée par les gaz d'échappement	30 %	40 %
3. Perdue dans l'eau de refroidissement, l'huile et pertes par frottement	40 %	20 %
4. Perdue par rayonnement	5 %	5 %

c) Le rendement mécanique.

161. On appelle rendement mécanique le rapport :

$$r\ méc. = \frac{\text{Puissance effective}}{\text{Puissance indiquée}} = \frac{Ne}{Ni}$$

Le rendement mécanique est généralement compris entre 0,80 et 0,85 (voir n° 7 ci-dessus - Pertes).

9. La consommation spécifique.

162. On appelle la consommation spécifique d'un moteur, sa consommation en combustible par unité de travail effectif, développé par le moteur. Cette consommation s'exprime généralement en g/kWh.

Toutefois, pour les moteurs à charge constante, la consommation spécifique peut également être exprimée en quantité de combustible par unité de temps (kg/h) ou par quantité de combustible par unité de distance (kg/km).

La consommation spécifique d'un moteur est généralement déterminée au banc d'essai pour une charge bien établie. Cette détermination se fait en chronométrant le temps nécessaire à la consommation d'un certain poids de combustible.

10. Calcul du rendement effectif au départ de la consommation spécifique.

163. Supposons que la consommation spécifique d'un moteur soit de "Ps" g/kWh. L'énergie calorifique fournie au moteur par kW vaudra alors : $\frac{Ps.c}{1000}$ kWh.

("c" =pouvoir calorifique du combustible par kg).

le rendement effectif = $\frac{\text{Travail développé par le moteur}}{\text{Travail fourni au moteur}}$

le rendement effectif = $\frac{1 \text{ kWh}}{\frac{Ps.\ c}{1000}\ (\text{kWh})}$

et

$$r_{eff} = \frac{1000}{Ps.c}$$

11. Quelques applications.

a) Détermination de la puissance indiquée.

164. Enoncé : Un diagramme indicateur représente les volumes en abscisse avec une échelle de 1 cm/500 cm3 et les pressions en ordonnées à l'aide d'une échelle de 1 cm/10 bar.

La surface du diagramme "pv" vaut 3 cm2. Il s'agit d'un moteur à six cylindres tournant à 1500 t/min.
Quelle est la puissance indiquée ?

Solution :

L'échelle avec laquelle le diagramme "pv" est représenté est : 1 cm2 (500 cm3 x 100 N/cm2) ou 1 cm2 par 50 000 Ncm ou 1 cm2 par 500 Nm.

L'échelle est donc : 500 Nm/cm2.

Le travail indiqué "T" par cycle de fonctionnement vaut : 3 cm2 x 500 Nm/cm2 = 1 500 Nm.

La puissance indiquée :

$$Ni = \frac{k.T.n.}{120} \cdot W = \frac{6 \times 1500 \times 1500}{120} = 112{,}5 \text{ kW.}$$

b) Détermination de la puissance effective.

165. Enoncé : Un moteur Diesel est monté sur un banc d'essai équipé d'un frein hydraulique.

Le frein, ayant un diamètre de 1 m, est freiné par une force tangentielle de 1500 N. Le tachymètre du moteur indique une vitesse de 1800 t/min. Quelle est la puissance effective ?

Solution :

Le couple moteur est : 1500 N x 0,5 m = 750 Nm.

La puissance effective : $Ne = \frac{2}{60} \times 1800 \times \frac{750}{1000} = 141{,}4$ kW.

c) Détermination de la consommation spécifique.

166. Enoncé : Un moteur développe au banc d'essai une puissance effective de 110 kW.

Il consomme 3 l de combustible en 343 secondes. Déterminez la consommation spécifique du moteur et son rendement effectif, la combustible ayant un poids spécifique de 0,860 et un pouvoir calorifique de 42 000 kJ/kg.

Réponse :

La consommation du moteur : 3 x 0,86 = 2,58 kg en 343 sec.

La consommation par heure : $\frac{2{,}58 \times 3600}{343}$ kg = 27 kg = 27 000 g.

Le travail développé par heure : 110 kW x 1 h = 110 kWh.

La consommation spécifique : $\frac{27\ 000\ g}{110\ kWh} = 245,45\ g/kWh.$

L'énergie fournie au moteur par kWh :

0,24545 kg x 42 000 kJ/kg = 10 309 kJ = 2,8636 kWh.

$$r_{eff} = \frac{\text{Travail effectif}}{\text{Travail fourni au moteur}} = \frac{1\ kWh}{2,8636\ kWh} = 0,35 = 35\ \%$$

d) Cas général.

167. Enoncé : Le diagramme indicateur d'un moteur diesel lent à six cylindres, relevé au banc d'essai, a une surface de 12 cm2 à une échelle de 5 000 Nm/cm2.

L'effort tangentiel du frein (diamètre 1 m) vaut 44.953 N et la vitesse de rotation est de 400 t/min.

La consommation est de 25 l pour un temps chronométré de 302 sec. (p.sp = 0,86 - Pouvoir calorifique : 42 000 kJ/kg ou 11,67 kWh/kg).

Déterminez pour ce moteur :

1. La puissance indiquée;
2. La puissance effective;
3. La consommation spécifique;
4. Le rendement indiqué;
5. Le rendement effectif;
6. Le rendement mécanique.

Solution :

1. Puissance indiquée =

$$T = 12\ cm2 \times 5\ 000\ Nm/cm2 = 60\ 000\ Nm.$$

$$Ni = \frac{k.n.T.}{120}\ W = \frac{6 \times 400 \times 60\ 000}{120 \times 1\ 000} = 1\ 200\ kW.$$

2. Puissance effective :

$$C = 44\ 953\ N \times 0,5\ m = 22\ 476,5\ Nm$$

$$Ne = 2\ \frac{C.N}{60}\ W = \frac{2 \times 22\ 476,5 \times 400}{60 \times 1\ 000} = 941,5\ kW.$$

3. Consommation spécifique :

25 l x 0,86 = 21,5 kg après 302 sec.

La consommation pour 941,5 kWh est de : $\frac{21,5 \times 3\ 600}{302} = 256\ kg$

Il en résulte une consommation spécifique de :

$$Ps = \frac{256\ 000\ g}{941,5\ kWh} = 272\ g/kWh$$

4. Rendement indiqué :

Le travail indiqué produit en 1 heure est de 1200 KWh .

Le travail calorifique fourni au moteur après une heure :
256 kg x 11,67 = 2 987,5 kWh.

Rendement indiqué : $r_i = \frac{1\ 200}{2\ 987,5} = 0,40$ ou 40 %.

5. Rendement effectif :

$r_e = \frac{941,5}{2\ 987,5} = 0,315$ ou 31,5 %.

6. Rendement mécanique :

$\frac{r_e}{r_i} = \frac{0,315}{0,40} = 0,788$

COURS 1213

CHAPITRE III - LES FORCES D'INERTIE DANS UN MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A COMBUSTION INTERNE

A. Remarques préalables.

1. Origine de l'accélération.

168 Nous savons qu'une force appliquée à une masse lui confère une accélération.

L'accélération est donc toujours la conséquence directe de l'application d'une force.

La relation entre la masse (m), l'accélération (a) et la force (F) peut être exprimée comme suit :

$$F = m.a.$$

2. Origine d'une force d'inertie.

169 Sur une masse soumise à une accélération, se développe une force appelée "force d'inertie" qui s'oppose à la variation de la vitesse.

- Pour une accélération positive, la force d'inertie s'oppose au mouvement.
- Pour une accélération négative ou décélération, la force d'inertie sera orientée dans le sens du mouvement.

Conclusion : La force d'inertie est une réaction qui s'oppose à toute variation de la vitesse.

Cette force de réaction peut être exprimée comme suit :

$$F = - m.a$$

Le signe - indique qu'il s'agit d'une force de réaction.

170 B. Etude du mouvement des organes constitutifs du mécanisme d'un moteur à piston.

1. Le piston, l'axe de piston et le pied de bielle.

Ces organes possèdent un mouvement rectiligne (translation) et alternatif.

a) La vitesse du piston.

171 Le sens du mouvement du piston change chaque fois qu'il passe par un de ses points morts.

Par conséquent, aux points morts sa vitesse est nulle.

Sa vitesse étant nulle au début et à la fin de sa course, le piston est nécessairement soumis, d'abord à une accélération et ensuite à une décélération. Au point de transition, la vitesse est maximale.

La variation de la vitesse du piston par rapport à sa position est représentée à la fig. 62.

Il peut être démontré que le piston atteint approximativement sa vitesse maximale pour la position perpendiculaire de la manivelle par rapport à la direction de la bielle et cette vitesse maximale peut s'exprimer comme suit :

$$v_{max} = \frac{2\pi n}{60} \cdot r \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2}$$

n = vitesse de rotation du moteur en tr/min.
r = le rayon de la manivelle.
l = la longueur de la bielle.

A titre indicatif, notons que la valeur de la vitesse instantanée du piston peut se calculer suivant la relation :

$$v = \frac{2\pi n}{60} \cdot r \left(\sin \beta + \frac{r}{2l} \sin. 2\beta\right)$$

(est l'angle formé par la manivelle et l'axe du moteur, avec comme origine le point mort haut et en respectant le sens de rotation).

b) Accélération du piston.

Dans un mouvement rectiligne où l'accélération est nulle, la vitesse reste constante. Si le mouvement est accéléré

$V_t = V_o + a \Delta t$ V_t = vitesse à l'instant t

V_o = vitesse initiale

Δt = espace de temps pendant lequel
a = valeur constante

$a = \frac{\Delta v}{\Delta t}$ = variation de vitesse pendant le temps t.

Lorsque le piston atteint sa vitesse maximale, v = o et a = o

Lorsque la vitesse du piston augmente a ≠ o; la vitesse et l'accélération ont le même sens. Lorsque la vitesse diminue, l'accélération est orientée dans le sens opposé à celui de la vitesse.

On peut démontrer que la valeur instantanée de l'accélération vaut :

$$a = \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 . r \left(\cos \beta + \frac{r}{l} \cos 2\beta \right)$$

On peut aussi démontrer que la valeur maximale de l'accélération au départ du point mort haut du piston est donnée par la relation :

$$a'_{max} = \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 . r \left(1 + \frac{r}{l} \right)$$

Au point mort bas du piston, l'accélération a comme valeur :

$$a''_{max} = - \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 . r \left(1 - \frac{r}{l} \right)$$

2. Le maneton et la tête de bielle.

173 Par suite de leur mouvement de rotation uniforme, ces pièces sont constamment soumises à une accélération normale dont la valeur constante est égale à :

$$\left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 . r$$

(Cette accélération engendre la réaction centrifuge qui s'exerce sur les organes en rotation).

3. La bielle.

174 Le pied de bielle est soumis à une translation alternative dont la vitesse et l'accélération varient continuellement.

La tête de bielle est soumise à un mouvement circulaire uniforme dont la vitesse tangentielle et l'accélération normale sont constantes.

Les sections respectives du corps de bielle sont soumises à un mouvement mixte et leur vitesse est la résultante d'une vitesse linéaire et d'une vitesse circulaire.

A la fig. 62, nous voyons que la section "C" du corps de bielle parcourra le déplacement suivant l'ellipse c c' c" c''' . . . .

A titre documentaire, la fig. 65 indique la construction de la résultante de la vitesse d'une section déterminée "C" du corps de bielle.

Cette vitesse résultante étant variable en grandeur et en direction suivant l'obliquité de la bielle et la position de la manivelle, on se rend compte que la vitesse résultante varie en grandeur et en direction suivant les positions de la section : "C", "D", "E".

La fig. 65 b : représente l'obliquité de la bielle pour la position OB de la manivelle.

La grandeur instantanée de la vitesse de l'axe de piston "A" est "V_A". La vitesse circonférentielle du maneton est

$$v = \frac{2 \pi n}{60} \cdot r$$

La fig. 65 c donne le calcul graphique de la vitesse des sections respectives C, D et E du corps de bielle.

Méthode à suivre :

Au point A : dessiner v_A de manière que : A A" = v_A

tracer A'A" de façon que A'A" soit égal et parallèle au vecteur "v".

Au point C : tracer CC' parallèle à AA'

Au point C' : tracer CC" égal et parallèle au vecteur v.

On peut aussi démontrer par le calcul que la vitesse de la section "c" est représentée en grandeur et direction par le vecteur C'C" (= v_c).

Nous pouvons déterminer par la même méthode les vitesses v_D et v_E des sections D et E.

La fig. 65 d représente le tracé graphique des vitesses des sections C, D et E du corps de bielle respectivement pour les positions OB_1 et OB_2 de la manivelle.

Remarque. On peut aussi démontrer que :

$$AA' = v_r = \frac{2 \pi n}{60} \cdot BK \text{ (fig. 65 a)}$$

$$v = \frac{2 \pi n}{60} \cdot r$$

$$v_A = \frac{2 \pi n}{60} \cdot OK$$

Conclusions.

1) En examinant la fig. 65, on voit que la vitesse de chaque section du corps de bielle varie continuellement en direction et en grandeur.

2) Lorsque BK est égal à 0 (la manivelle est perpendiculaire à l'axe du moteur), la bielle est soumise exclusivement à un mouvement de translation. ($v_r = v'_r = v''_r = 0$).

Il résulte de ces considérations que le calcul de l'accélération à laquelle chaque section est soumise et très compliqué.

C. Forces d'inertie en présence dans un moteur monocylindrique.

175 1. Piston et pied de bielle.

Supposons que le piston et le pied de la bielle aient une masse M (Kg).

A chaque instant, le piston est soumis à une force d'inertie ayant comme grandeur F = - M.a.

Cette force d'inertie a donc un sens opposé à l'accélération.

176 2. Coudé - Maneton et tête de bielle.

Soit M' (Kg) la masse du maneton et de la tête de bielle.

La grandeur de la force d'inertie F' due au mouvement circulaire sera :

$$F' = M' \cdot \left(\frac{2 \pi n}{60} \right)^2 \cdot r$$

C'est une force normale.

177 3. Corps de bielle.

La grandeur et la direction des forces d'inertie sont difficiles à déterminer du fait que les accélérations changent continuellement en grandeur et en direction de section à section, suivant la position de la manivelle.

D. Conséquences des forces d'inertie.

178 Les forces d'inertie s'ajoutent aux forces provenant de la pression des gaz. De cette façon, elles accroissent l'aspect irrégulier du couple moteur.

La fig. 64 représente l'influence des forces d'inetie sur le couple d'un moteur pour lequel les forces d'inertie sont faibles. La fig. 66 représente la même influence pour un moteur dont les forces d'inertie sont très importantes.

Les forces d'inertie tendent à provoquer dans les organes constitutifs du moteur des vibrations incompatibles avec leur bonne conservation.

Elles peuvent amener des ruptures d'assemblage ou une usure excessive (vilebrequin, carter ou bâti, dispositif de fixation du moteur sur châssis ou fondations).

On prendra des mesures pour annuler ou, tout au moins, réduire ces forces de réaction par équilibrage.

E. L'équilibrage des forces d'inertie.

179 1. Les forces d'inertie des organes en mouvement linéaire.

Dans un moteur monocylindrique ces forces de réaction ne peuvent être annulées.

On peut toutefois les réduire en limitant la masse et la vitesse des pièces en mouvement alternatif.

180 2. Les forces d'inertie des organes en mouvement de rotation.

Il est aisé d'équilibré les forces d'inertie centrifuges provenant des organes en mouvement de rotation, en prévoyant des contrepoids, dont les forces de réaction sont égales et opposées à celles des masses tournantes.

Supposons que "M" et "r" soient respectivement la masse et le rayon des contrepoids, et "M'" la masse des organes tournants concentrée dans un point de rayon de rotation"**r'**".

Nous pouvons écrire que :

$$M \left(\frac{2 \quad n}{60} \right)^2 . r = M' \left(\frac{2 \quad n}{60} \right)^2 . r'$$

d'où

$$\boxed{M = \frac{M' \, r'}{r}}$$ (voir fig. 67)

3. Les forces d'inertie des organes en mouvement mixte.

181 Nous avons expliqué qu'un mouvement mixte peut être supposé comme étant la résultante de mouvements circulaires et linéaires.

Il sera donc impossible d'équilibrer complètement les organes en mouvement mixte.

D'autre part, il faut remarquer que le calcul d'un contrepoids équilibrant la composante circulaire des organes en mouvement mixte n'est pas réalisable. D'ailleurs, ce calcul n'aurait pas de sens, car la masse du contrepoids doit varier d'après la position de la manivelle.

C'est pourquoi on se limite à un équilibrage partiel.

Les calculs de l'équilibrage de la bielle s'effectuent en supposant la moitié du poids de la bielle concentrée au pied de bielle et l'autre moitié à la tête.

Le calcul des contrepoids, à placer en opposition tiendra compte de la moitié de la masse de la bielle.

F. Amortisseur de vibration.

1. Vibrations dans les organes constitutifs des moteurs à combustion interne.

182 La variation continue en grandeur et en direction des pressions des gaz dans la chambre à combustion, du couple moteur, des couples de réaction ainsi que des efforts de réaction et d'inertie sur les différents organes constitutifs du moteur, font naître inévitablement des vibrations dans ces organes.

Ces vibrations sont à la base de fatigues mécaniques et peuvent, après un certain temps, provoquer des bris par modification de la structure moléculaire de la matière.

Le vilebrequin est l'organe du moteur le plus sujet à des bris résultant de vibrations. Cet organe étant très coûteux, des mesures s'imposent :

a) éviter le plus possible la naissance de vibrations;

b) amortir les vibrations inévitables de manière à proscrire les phénomènes de résonance.

2. Eviter la naissance des vibrations.

183 Nous pouvons conclure des considérations précédentes, que les vibrations peuvent être évitées.

a) Par la limitation de la grandeur des forces d'inertie :

- par l'emploi d'alliages, de métaux légers et des profilés spéciaux pour la construction des organes constitutifs du moteur;

- par l'équilibrage dynamique du vilebrequin et de son volant

- par l'utilisation de pistons de poids équivalents;

- par la limitation de la vitesse du moteur, on réduit les accélérations auxquelles les organes des moteurs sont soumis

- par une construction symétrique du vilebrequin et un décalage convenable des manivelles entre elles (voir leçon 10 - Etude des moteurs polycylindriques).

b) Par l'utilisation d'accouplements élastiques entre le moteur et l'organe à commander dans le cas où celui-ci peut provoquer des vibrations dans le moteur;

c) Par la régulation du couple moteur. (Voir leçon suivante : moteurs polycylindriques).

3. L'amortissement des vibrations inévitables.

184 Une vibration peut être considérée comme étant composée d'une série d'accélérations et décélérations se succédant à une certaine périodicité.

De cette façon, la vitesse angulaire d'un vilebrequin soumis à des vibrations variera entre une valeur maximale (w_{max}) et une valeur minimale (w_{min}).

L'amplitude de la vibration est déterminée par la différence entre les deux vitesses angulaires limites et la fréquence (nombre de fois par seconde) avec laquelle la vitesse angulaire prend sa valeur maximale.

Suivant la grandeur de l'amplitude et de la fréquence, il faut faire la distinction entre les vibrations de grande ou petite amplitude et de haute ou basse fréquence.

Amortir ces vibrations est le rôle des amortisseurs qui équipent certains moteurs, entr'autres les moteurs diesel.

4. Amortisseur de vibrations.

185 Un amortisseur est en principe composé d'une masse M libre, s'appuyant avec une certaine force de frottement contre un disque fixé sur le velebrequin. La masse, par son inertie, aura tendance à freiner automatiquement toute variation de mouvement du vilebrequin 'fig. 68).

D'ailleurs, dès que le vilebrequin est soumis à une certaine accélération, la masse M, par son inertie, s'opposera à cette variation de vitesse.

Si au contraire, le vilebrequin est soumis à une décélération, la vitesse de la masse devient supérieure à celle du disque. Dans ce cas, l'effort de frottement tend à accélérer le mouvement du vilebrequin.

Ainsi, la masse libre s'oppose à toute modification du mouvement du vilebrequin et amortit les vibrations dès leur naissance, à condition toutefois que l'effort de frottement entre la masse et le disque ait une valeur convenable.

La grandeur de cet effort doit être déterminée avec grande précision et maintenue au cours du service.

a) Si cet effort est trop petit, les vibrations de grande amplitude et de haute fréquence seront insuffisamment amorties;

b) Si cet effort de frottement est trop grand, les vibrations de petite amplitude sont renforcées. L'amortisseur se comporte dans ce cas comme une masse fixe qui s'ajoute à celle du vilebrequin.

5. Types d'amortisseurs de vibration.

On distingue deux types d'amortisseurs : les amortisseurs mécaniques et les amortisseurs hydrauliques.

186 a) Les amortisseurs mécaniques.

Comme déjà expliqué, ceux-ci sont en principe composés d'une masse libre et d'un disque de frottement fixe. Généralement les faces de frottement sont garnies d'une matière à coefficient de frottement élevé, composé généralement d'amiante comprimé.

La pression entre masse et disque peut être réglable ou non.

Les amortisseurs réglables :

Le couple permettant le déplacement de la masse libre par rapport au disque fixe doit être régulièrement vérifié et réglé d'après la valeur déterminée par le constructeur.

La fig. 69 représente un amortisseur réglable (moteur Brossel).

La fig. 70 représente l'amortisseur non réglable "GM" composé de deux masses solidarisées au disque au moyen de caoutchouc. La masse lourde sert à l'amortissement des vibrations de grande amplitude, la petite, amortit les vibrations de petite amplitude et à haute fréquence.

Les amortisseurs réglables sont généralement fixés au vilebrequin en dehors du moteur. Les amortisseurs non réglables sont généralement montés à l'intérieur du moteur (par ex. les moteurs SEM montés sur les autorails type 43 et sur les locomotives de manoeuvre type 92).

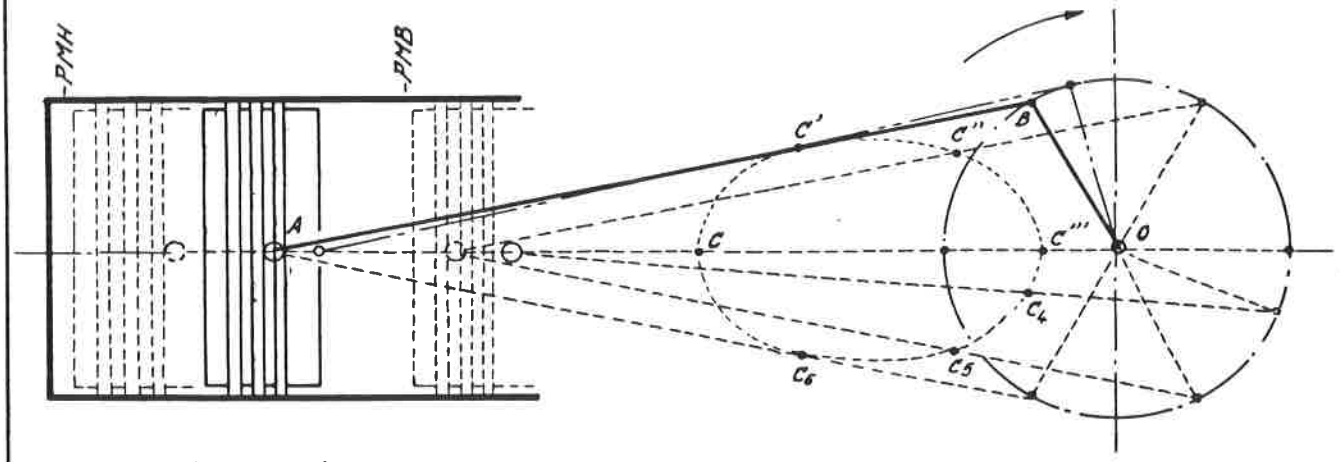
187 b) Les amortisseurs hydrauliques.

Ces amortisseurs sont en principe composés d'une masse libre montée dans un carter hermétique fixé sur le vilebrequin et rempli d'une huile très visqueuse et stable aux différentes températures de fonctionnement.

Les efforts de frottement existant dans l'amortisseur hydraulique dépendent de la viscosité de l'huile incorporée. Ces amortisseurs ne sont pas réglables et n'exigent aucun contrôle.

La fig. 71 représente l'amortisseur "Holset" équipant les moteurs ABC.

DETERMINATION DE LA VITESSE ET DE L'ACCELERATION DU PISTON



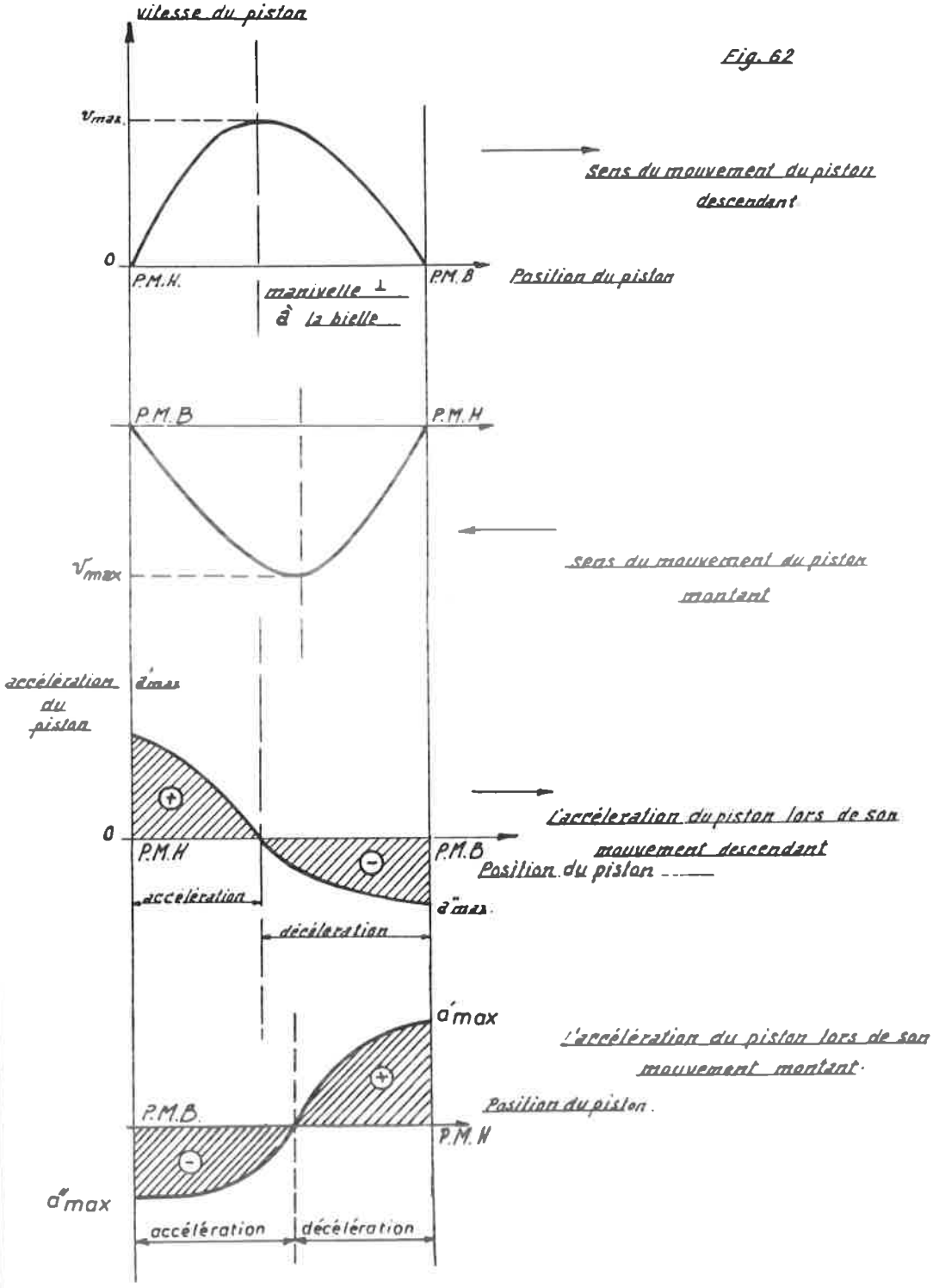


Fig. 62

C. 1213
9me L

V.P.

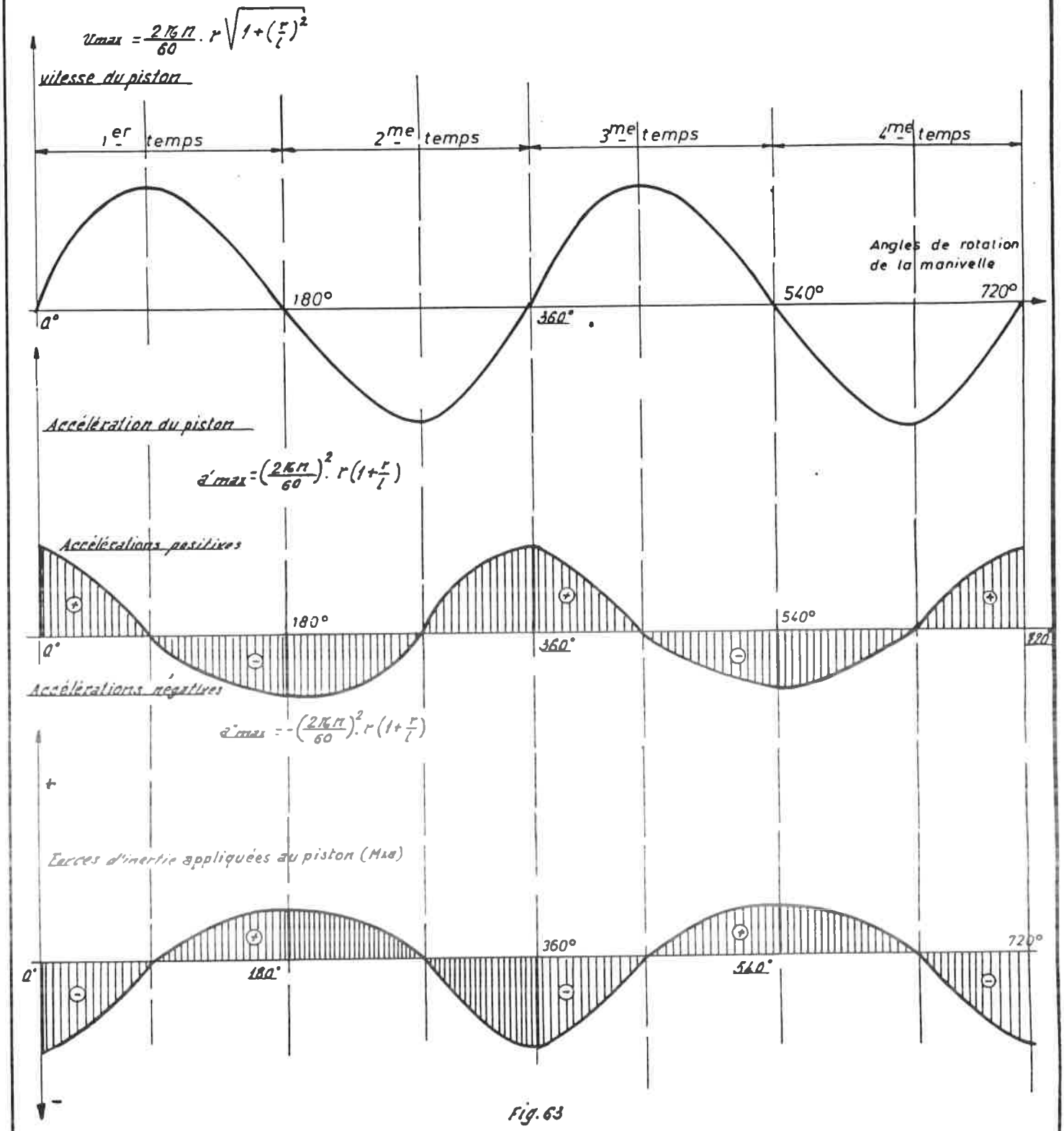
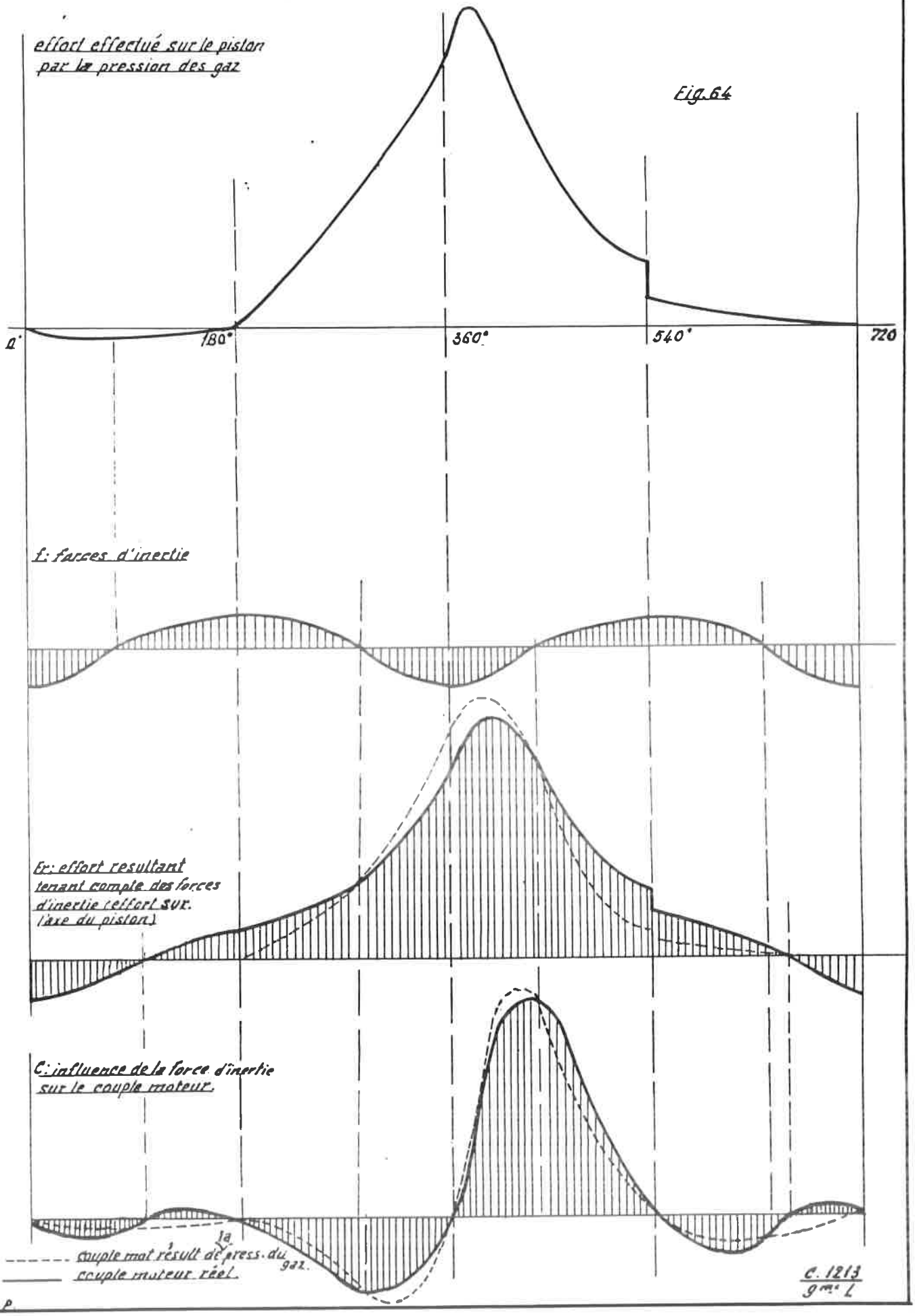


Fig. 63

VARIATIONS DES VITESSES ET ACCELERATIONS REPRESENTEES PAR RAPPORT AUX ANGLES DE ROTATION DE LA MANIVELLE.

Annexe 35

INFLUENCE DES FORCES D'INERTIE DU PISTON SUR L'EFFORT RESULTANT DE LA PRESSION DES GAZ SUR LE PISTON ET SUR LE COUPLE MOTEUR.



C. 1213
9me L

V.P.

ETUDE DU MOUVEMENT DE LA BIELLE DANS UN MOTEUR A COMBUTION INTERNE.

$$\begin{cases} v_r = \dfrac{2\pi n}{60} BK \\ v = \dfrac{2\pi n}{60} OB = \dfrac{2\pi n}{60} r \\ v_A = \dfrac{2\pi n}{60} OK \end{cases}$$

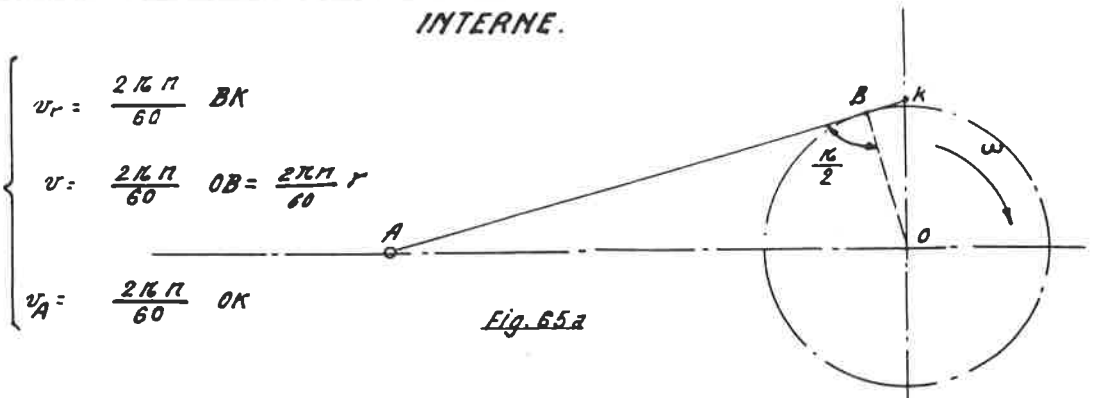


Fig. 65a

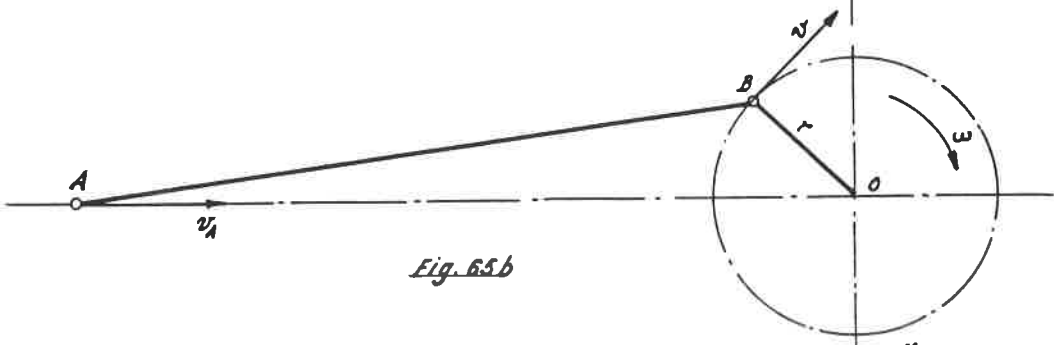


Fig. 65b

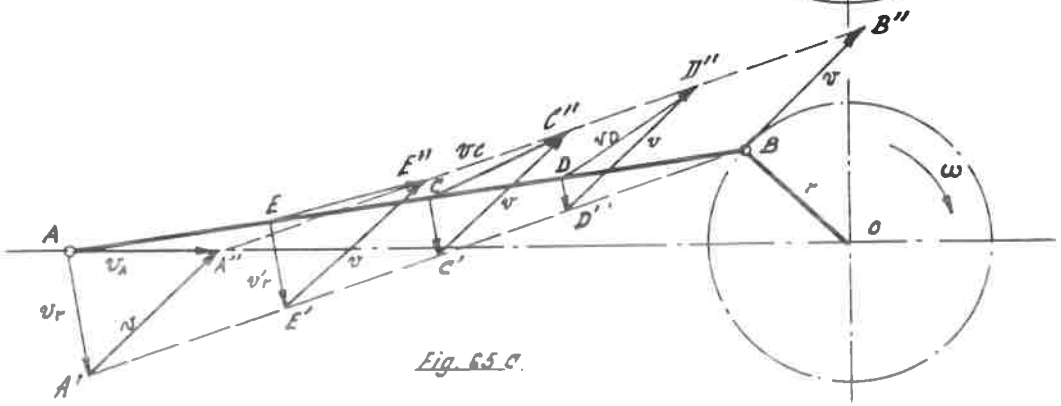


Fig. 65c

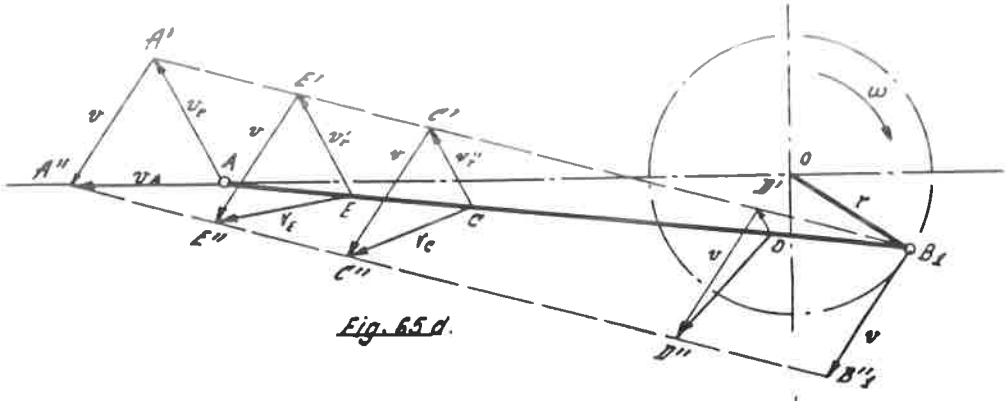


Fig. 65d

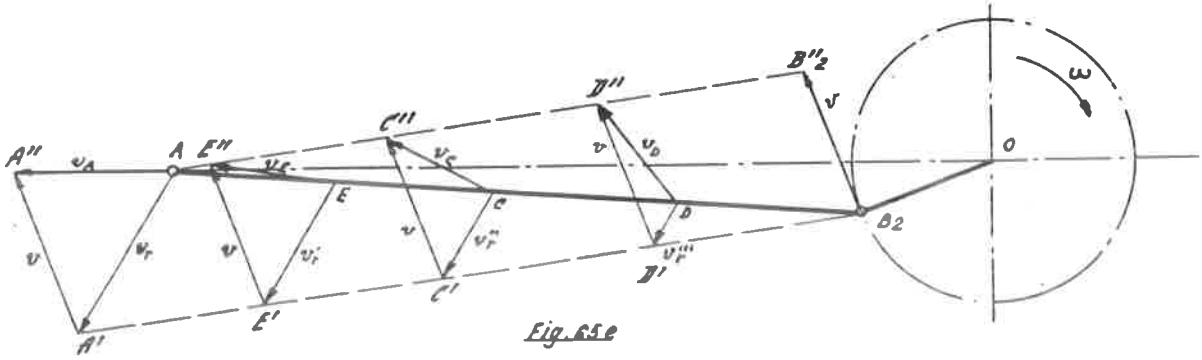


Fig. 65e

C.1213
9 m. L

V.P.

COUPLE MOTEUR D'UN MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A EFFORTS D'INERTIE IMPORTANTS

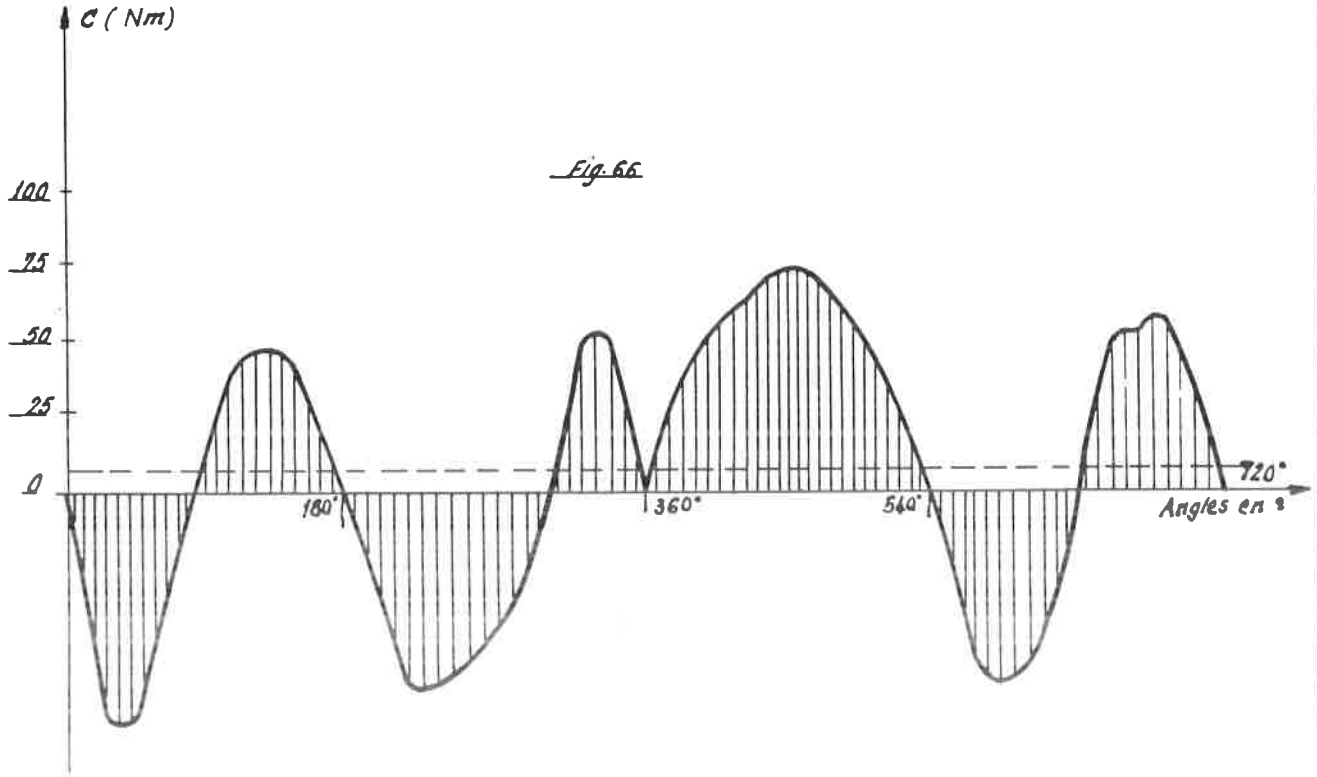


Fig.66

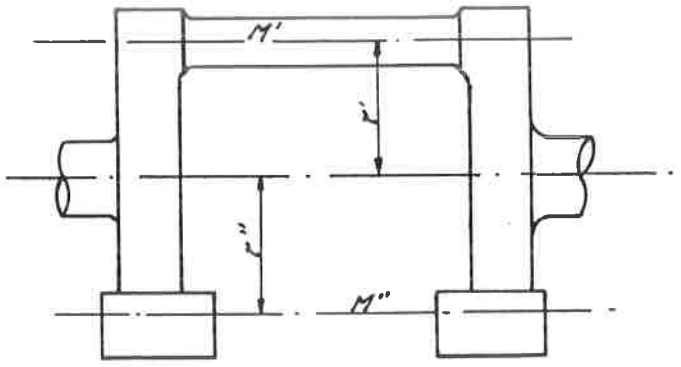


Fig.67

PRINCIPE D'UN AMORTISSEUR DE VIBRATION

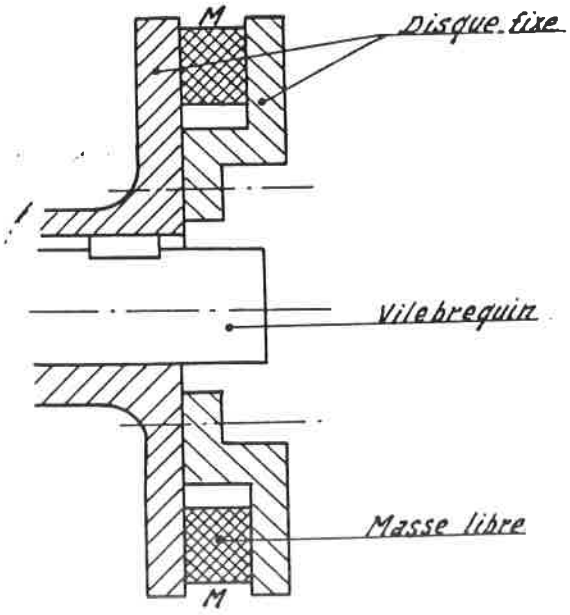


Fig. 68

AMORTISSEUR DE VIBRATION REGLABLE BROSSEL

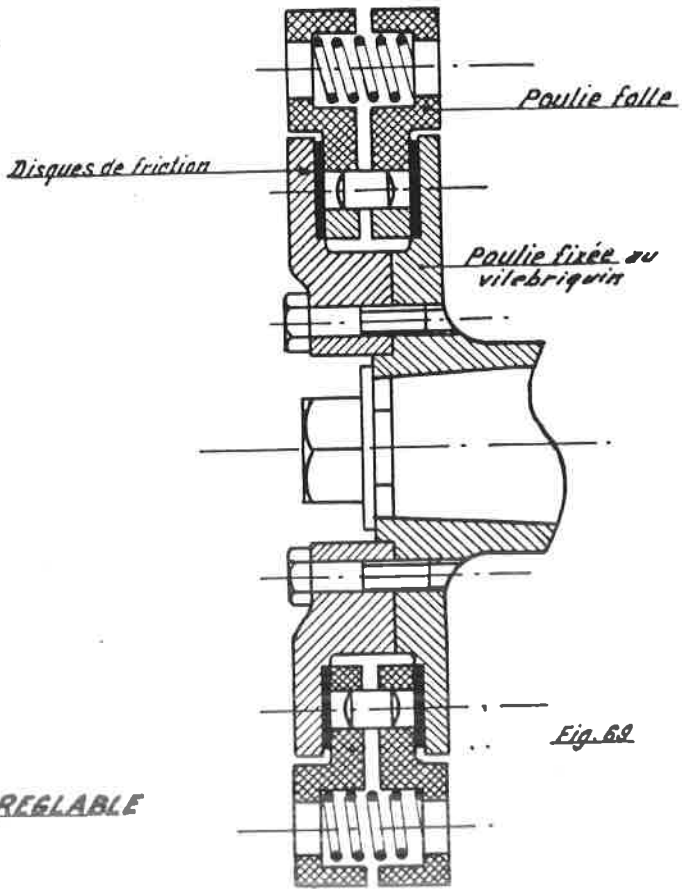


Fig. 69

AMORTISSEUR DE VIBRATION NON REGLABLE D'UN MOTEUR G.M. t. 71

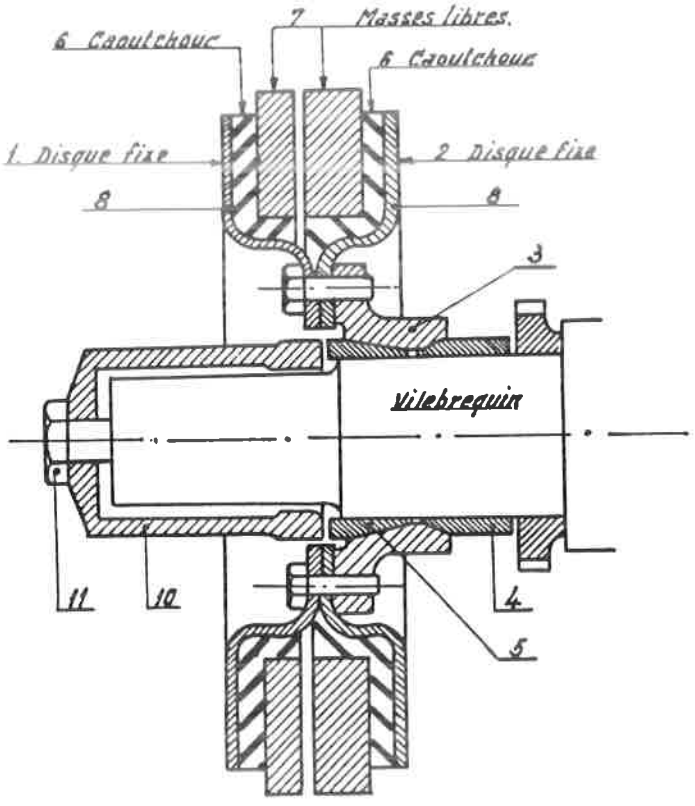


Fig. 70

AMORTISSEUR DE VIBRATION HYDRAUL. "HOLSET"

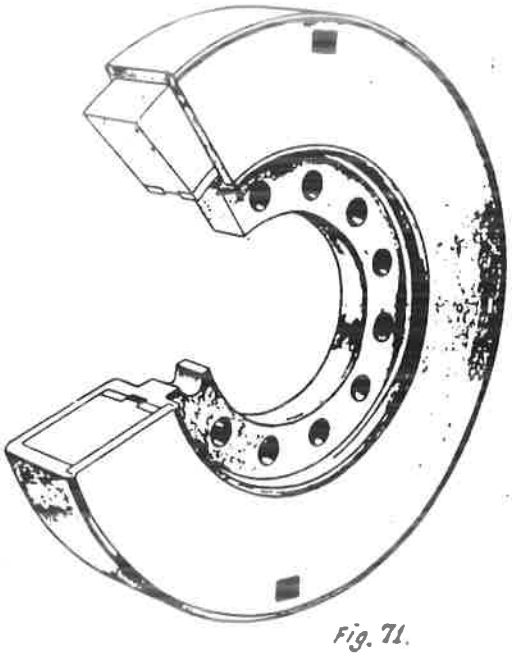


Fig. 71.

C. 1213
9ème L

V.P.

COURS 1213

CHAPITRE IV - LE MOTEUR POLYCYLINDRIQUE

A. Inconvénients des moteurs monocylindriques.

188. On a supposé précédemment que la puissance du moteur était produite dans un seul cylindre.

Toutefois, la plupart des moteurs à combustion interne sont polycylindriques, vu les inconvénients présentés par le moteur monocylindrique.

1. Le couple moteur produit par le moteur monocylindrique est essentiellement discontinu, ce qui amène l'application d'un volant lourd et encombrant.

2. Les forces d'inertie des organes constitutifs d'un moteur monocylindrique en mouvement rectiligne alternatif ne peuvent être équilibrées.

3. Pour les grandes puissances, le cylindre du moteur monocylindrique présente des dimensions exagérées et le refroidissement pose un problème.

A partir d'une certaine puissance, le poids du piston et celui de la bielle augmentent considérablement et les forces de réaction prennent des valeurs importantes. La vitesse de rotation est limitée ce qui conduit à un moteur plus encombrant et plus couteux.

Le moteur monocylindrique se caractérise par une marche irrégulière et des vibrations importantes.

En répartissant la production de la puissance du moteur sur plusieurs cylindres, on obtient une marche régulière du moteur et les forces de réaction sont faciles à équilibrer.

B. Disposition des cylindres.

189. Les cylindres dans un moteur polycylindrique sont disposés de façon telle que leurs bielles attaquent le même vilebrequin. Il en résulte que celui-ci sera composé d'un ensemble de plusieurs manetons. Ceux-ci seront disposés d'après les principes suivants :

1) Les forces d'inertie des différents organes en mouvement alternatif ne peuvent se renforcer ni donner lieu à la naissance de couples ;

2) Les forces d'inertie des organes rotatifs ne peuvent se renforcer ni donner naissance à des couples;

3) Le vilebrequin doit être équilibré dynamiquement : il ne peut faire naître ni force, ni couple.

190. Afin de pouvoir satisfaire à ces principes de base les conditions suivantes s'imposent aux moteurs à 4 temps :

1) Le nombre de cylindres doit toujours être pair. Pour les moteurs dont les cylindres sont disposés en ligne, le nombre minimum de cylindres est 4.

2) Le centre de gravité du vilebrequin doit se trouver sur son axe de rotation. Le vilebrequin doit également avoir son plan de symétrie perpendiculaire à l'axe de rotation (fig. 72). Cela signifie que le vilebrequin doit être de construction symétrique.

191. Afin d'obtenir un couple moteur aussi régulier que possible, il est nécessaire que les temps de combustion se succèdent régulièrement dans chaque cylindre dans un ordre déterminé. Cet ordre est appelé "ordre de marche du moteur".

C. L'ordre de marche d'un moteur polycylindrique.

192. 1. Définition.

On appelle "ordre de marche" d'un moteur polycylindrique, l'ordre dans lequel les temps de combustion se succèdent dans les différents cylindres.

L'ordre de marche correspond aussi à l'ordre auquel les allumages (moteur à allumage par étincelle) ou les injections (moteur Diesel) se succèdent. L'ordre de marche est aussi dénommé "ordre d'allumage", "ordre d'injection" ou "ordre de combustion".

Pour qu'un ordre de marche convienne, il doit permettre la répartition égale du travail développé dans les différents cylindres sur deux tours complets du vilebrequin. (pour un moteur à 4 temps)

193. 2. Choix de l'ordre de marche.

Pour les moteurs polycylindriques, il existe toujours plusieurs ordres de marche possibles.

Comme il sera montré dans la leçon suivante, il existe pour les moteurs à quatre cylindres deux ordres de marche, pour les moteurs six cylindres, quatre et pour les moteurs huit cylindres, huit ordres de marche possibles.

Néanmoins, on choisira un seul ordre de marche pour lequel :

1) Le vilebrequin est soumis à une fatigue minimum;

2) Le temps de combustion ne se produit pas en même temps dans deux cylindres voisins.

Dans le cas où les temps d'échappement de deux cylindres voisins se produiraient en même temps, les gaz de combustion de ces deux cylindres s'évacueraient simultanément. Des turbulences nuisibles au bon fonctionnement et au bon rendement du moteur se produiraient dans le collecteur d'échappement. Ce collecteur souffriraient particulièrement de cette disposition.

194. Remarque.

Le fait qu'il existe plusieurs ordres de marche possibles pour les moteurs polycylindriques ne signifie nullement qu'on peut passer, pour un moteur donné, d'un ordre de marche à un autre. En effet, un seul ordre de marche est possible et il est déterminé par le dessin de son arbre à cames commandant la distribution des soupapes.

D. Classification des moteurs polycylindriques selon la disposition des cylindres.

195. Selon la conception géométrique qui a présidé à la disposition des cylindres, on peut classer les moteurs à combustion interne en trois groupes principaux, à savoir :

- Les moteurs en ligne.
- Les moteurs en V.
- Les moteurs spéciaux.

Les moteurs de la flotte-diesel de la SNCB sont pour la plupart en ligne et verticaux (construction belge) et en V (construction U.S.A.). Quelques-uns ont une disposition en ligne horizontale (moteurs SEM).

Remarque.

Sauf remarque spéciale, les renseignements donné relatifs à l'ordre de marche, concernent les moteurs à quatre temps.

E. Moteurs en ligne.

196. Dans un moteur en ligne, les axes des cylindres sont parallèles et disposés dans un même plan. Ce plan est dans la plupart des cas vertical, mais il est parfois horizontal et peut être même oblique. Les cylindres sont groupés généralement en une seule rangée. L'axe du vilebrequin se trouve dans le même plan que les axes des cylindres. A chaque cylindre correspond un maneton du vilebrequin.

Le nombre de cylindres, souvent pair, est de 4, 6 ou 8.

En vue d'obtenir une construction symétrique du vilebrequin et une répartition équilibrée du couple moteur, les bras de manivelle sont décalés entre eux d'un angle de $\frac{720°}{n}$, "n" étant le nombre de cylindre.

197. 1. Moteurs à quatre cylindres.

a) Disposition du vilebrequin (fig. 72).

Pendant un cycle de travail complet d'un cylindre, le vilebrequin décrit deux tours. Dans un moteur à 4 cylindres, il y aura donc 4 cycles de travail complets pour 2 tours du vilebrequin, ce qui correspond à un angle de rotation du bras de manivelle de $2 \times 360° = 720°$.

En vue d'obtenir un couple moteur aussi régulier que possible, on cale les bras de manivelle à $\frac{720°}{4} = 180°$.

Le vilebrequin a généralement la forme représentée schématiquement à la fig. 72. Les manivelles extrêmes et moyennes sont dans le prolongement les unes des autres.
Il est donc symétrique par rapport au plan médian.
Dans les moteurs à 4 cylindres, le vilebrequin peut être pourvu de : (fig. 74) :

- 2 paliers et il est à ce moment supporté seulement en deux points extrêmes du bâti ;

- 3 paliers, c.à.d. qu'il est supporté en deux extrêmes et en un point intermédiaire ;

- 5 paliers, c.à.d. supporté aux deux points extrêmes et en des points intermédiaires à chaque cylindre.

Un nombre croissant de paliers a pour effet de réduire les sollicitations auxquelles est soumis le vilebrequin; le moteur sera aussi plus long et le prix de la réalisation sera plus important.

198. b) Equilibrage des forces d'inertie linéaires.

La figure 72 représente, en coupe longitudinale, un moteur à quatre cylindres avec ses pistons dans une position telle que les forces d'inertie linéaires atteignent leur valeur maximale.

Les forces d'inertie des pistons 1 et 4 sont dirigées vers le haut et ont la même grandeur (à condition que les deux pistons aient le même poids).

Ces deux forces peuvent être remplacées par une force unique (résultante) dirigée vers le haut et située dans le plan médian du vilebrequin.

D'une façon analogue, les forces d'inertie s'exerçant sur les pistons 2 et 3 peuvent être remplacées par une force résultante dirigée vers le bas et située aussi dans le plan médian du vilebrequin.

Ces deux résultantes n'ont pas la même valeur. En effet, les accélérations des pistons 1 et 4 n'ont pas la même valeur que celles des pistons 2 et 3.

Il en résulte que, dans un moteur à quatre cylindres, les forces d'inertie linéaires ne seront que partiellement équilibrées.

199. c) Ordre de marche.

Les deux ordres qui conviennent sont :

1 - 2 - 4 - 3,
1 - 3 - 4 - 2.

Considérons, par exemple, un moteur fonctionnant suivant l'ordre de marche 1 - 2 - 4 - 3. La répartition des phases dans les différents cylindres au cours d'un cycle de travail complet, correspondant à deux tours de l'arbre-vilebrequin est résumée dans le tableau ci-dessous :

	1r demi-tour	2e demi-tour	3e demi-tour	4e demi-tour
Cylindre n° 1	admission	compression	combustion et détente	échappement
Cylindre n° 2	échappement	admission	compression	combustion et détente
Cylindre n° 3	compression	combustion et détente	échappement	admission
Cylindre n° 4	combustion et détente	échappement	admission	compression

L'ordre 1-3-4-2 s'explique d'une manière identique.

200. d) Couple moteur.

La valeur instantanée du couple d'un moteur à quatre cylindres est la somme algébrique des couples (positifs ou négatifs) produit dans chacun des cylindres.

Nous pouvons tracer pour chaque cylindre le diagramme du couple moteur (fig. 75) en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin correspondant. Ensuite, on fait la somme des valeurs des couples des quatre diagrammes. On constate qu'il y a au total quatre temps moteurs, soit un temps moteur par course de piston.

Le couple moteur a une valeur nulle aux deux points morts, mais il présente déjà une régularité supérieure à celle du moteur monocylindrique.

Annexe 39

EQUILIBRAGE DES FORCES D'INERTIE DANS UN MOTEUR VERTICAL A 4 CYLINDRES

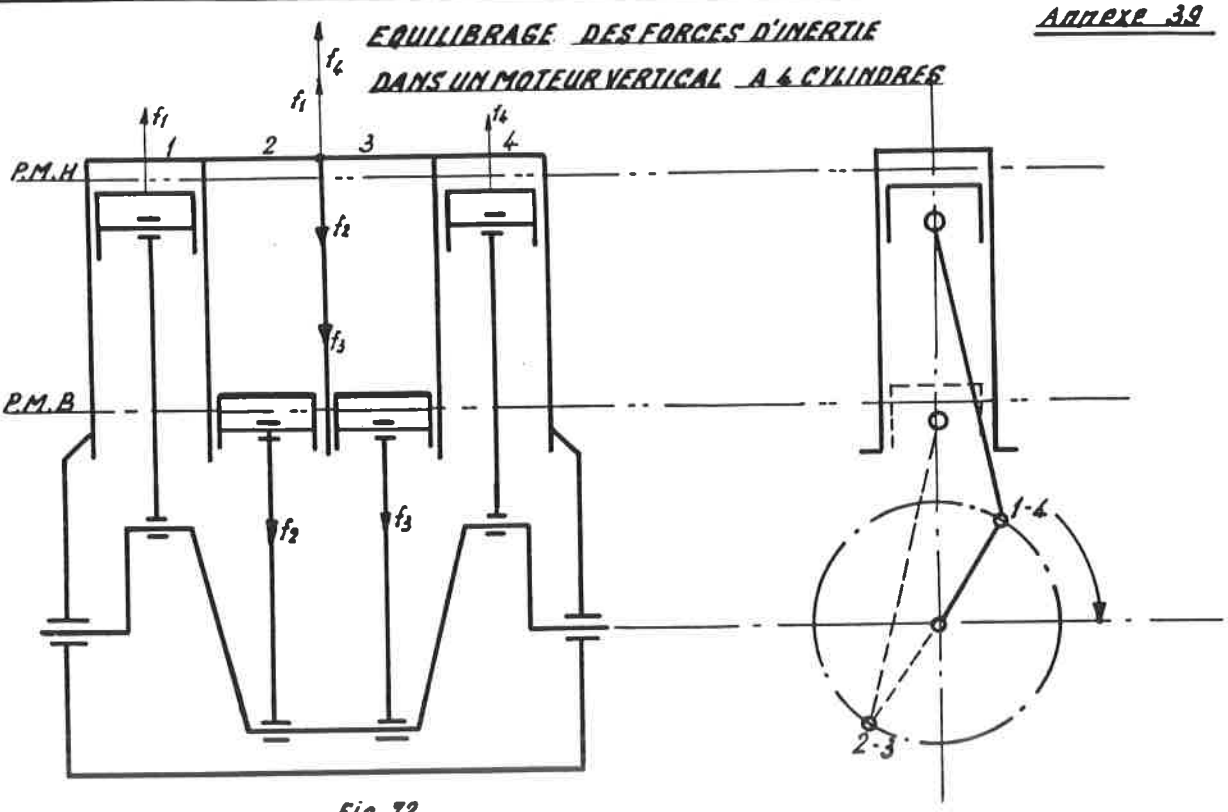


Fig. 72

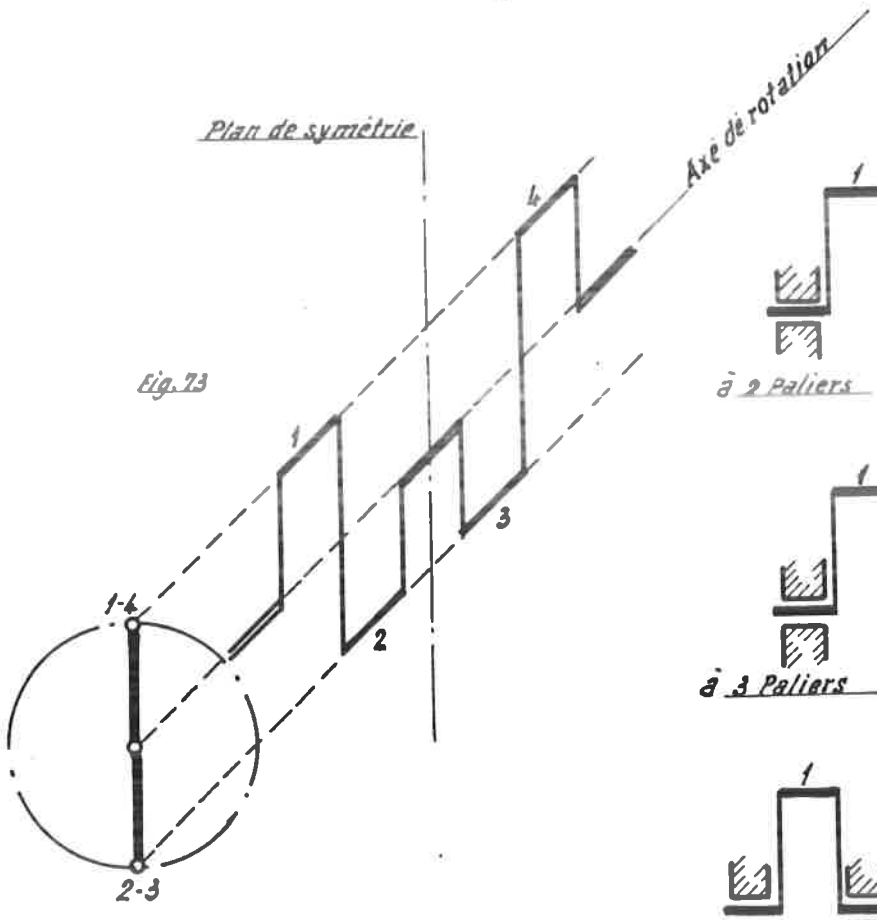


Fig. 73

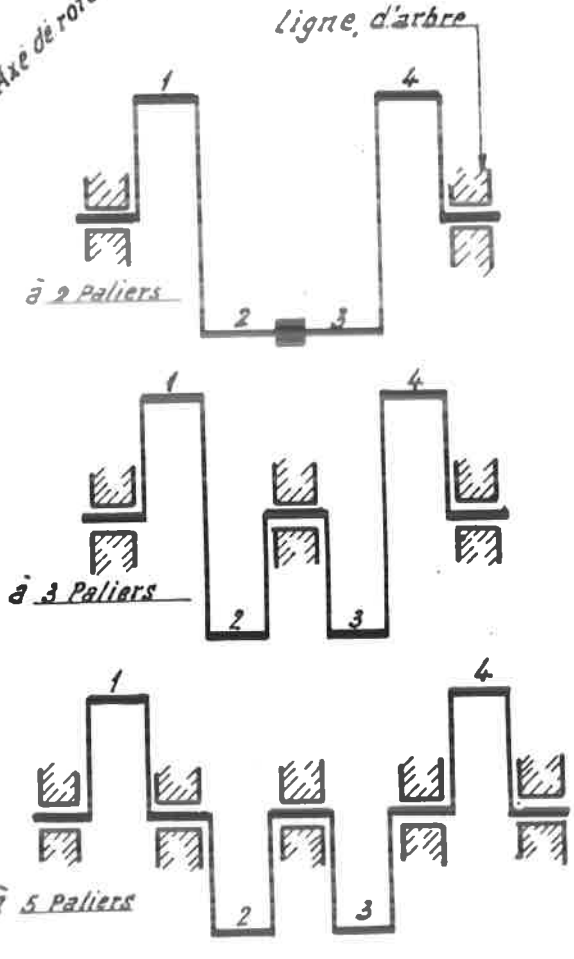


Fig. 74

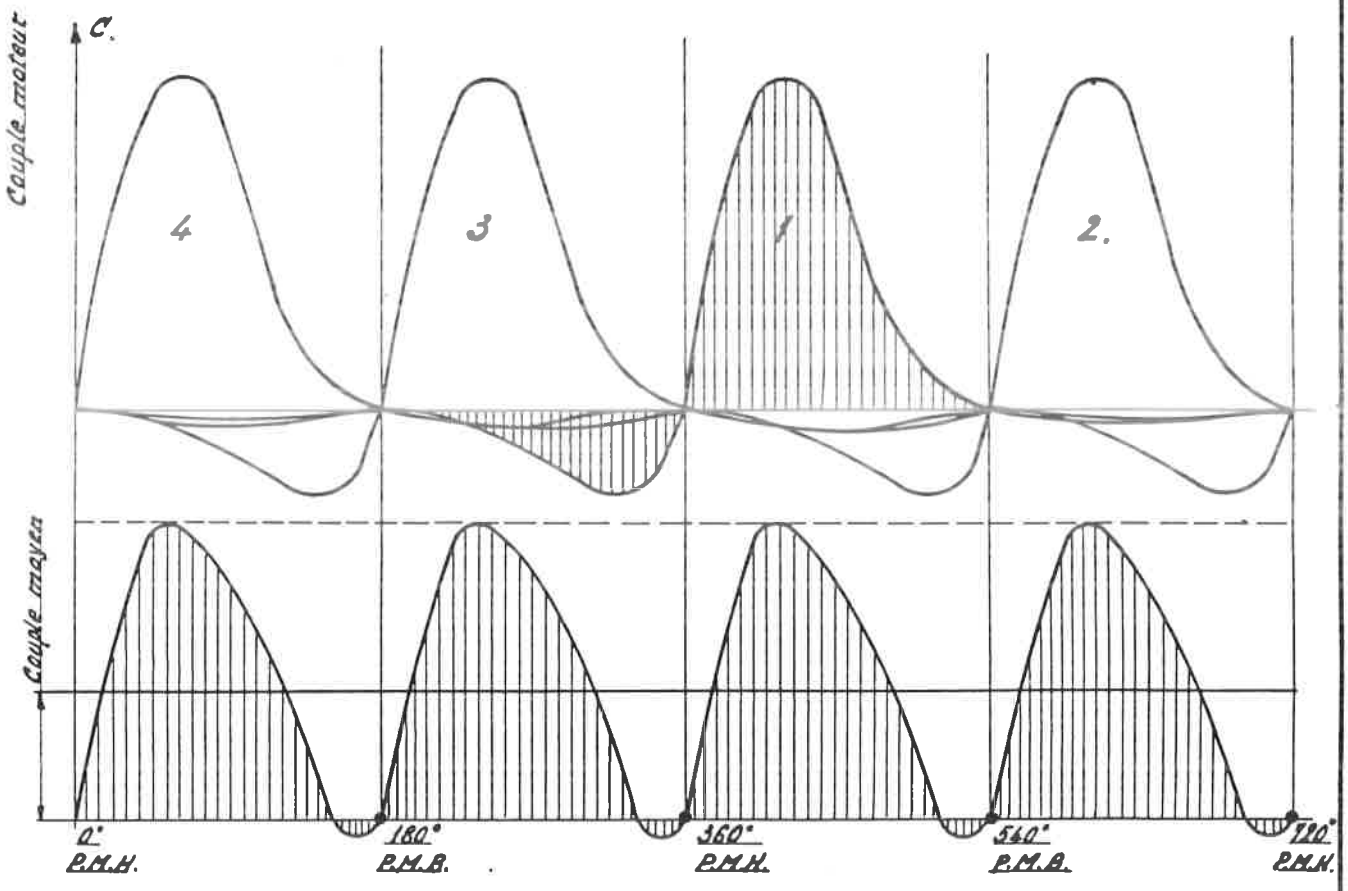
C.1213
10-L

V.P

Annexe 40

VARIATION DU COUPLE MOTEUR DANS UN MOTEUR A 4 CYLINDRES - 4 TEMPS

Fig. 75



C. 1213
10ème L

V.P.

COURS 1213

2. Les moteurs à 6 cylindres.

a) Disposition du vilebrequin.

201. On montre aisément, par un raisonnement analogue au précédent, que les bras de manivelle doivent faire entre eux un angle de $\frac{720°}{6} = 120°$.

La fig. 76 représente schématiquement la forme habituelle du vilebrequin dans le cas où il est supporté par des paliers extrêmes et intermédiaires entre chaque cylindre (vilebrequin à 7 paliers);on remarque la symétrie par rapport au plan médian. C'est le cas des moteurs diesel.

Aux moteurs à allumage par étincelle, on rencontre aussi des vilebrequins à 3 ou 4 paliers.

b) Equilibrage des forces d'inertie linéaires.

202. Par suite de la symétrie du vilebrequin, la résultante des forces d'inertie linéaires affectant respectivement les pistons 1 et 6, 2 et 5, 3 et 4 est située dans son plan médian. Les trois résultants obtenues de cette façon et formant entre elles un angle de 120°, s'annulent.

Autrement dit, dans un moteur à six cylindres, les forces d'inertie linéaires sont totalement équilibrées.

c) Ordre de marche.

203. Adoptons le sens de rotation, indiqué à la fig. 76. Nous obtenons le temps moteur (combustion) successivement dans le cylindre n° 1, le cylindre 2 ou 5, le cylindre 3 ou 5, le cylindre 6 et ainsi de suite.

On obtient les 4 ordres de marche suivants :

1 - 2 - 3 - 6 - 5 - 4
1 - 2 - 4 - 6 - 5 - 3
1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4
1 - 5 - 4 - 6 - 2 - 3

Il est inutile de commencer avec un cylindre autre que le premier car l'ordre de marche demeure identique.

L'ordre de marche optimal, si on tient compte d'une alimentation bien répartie du moteur, est :

1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4.

C'est celui le plus couramment adopté (par ex. le moteur diesel Brossel à 6 cylindres).

d) Le couple moteur.

204. Dans le moteur à 6 cylindres, les temps moteurs chevauchent les uns sur les autres, de sorte que son couple moteur est plus régulier que celui d'un moteur à 4 cylindres.

Le volant d'un moteur à 6 cylindres sera plus léger que celui d'un moteur à 4 cylindres.

La composition des couples moteurs développés dans chaque cylindre est représentée à la fig. 77.

3. Le moteur à 8 cylindres.

205. Les bras des manivelles des différents coudés doivent être calés à $\frac{720}{8} = 90°$, soit à angle droit.

La disposition habituellement adoptée pour le vilebrequin dans le cas où il est supporté par des paliers extrêmes et intermédiaires entre chaque cylindre (vilebrequin à 9 paliers) est représentée à la fig. 78.

On remarque la symétrie du vilebrequin par rapport à son plan médian.

On peut montrer qu'il y a 8 ordres de marche possibles. Le plus employé est :

1 - 5 - 7 - 3 - 8 - 4 - 2 - 6.

Le premier temps de combustion se produit dans le premier cylindre. Ensuite, il se produit dans les cylindres 4 ou 5, ensuite dans les cylindres 2 ou 7 et ensuite dans les cylindres 3 ou 6.

Les 4 derniers temps de combustion sont déterminés par l'ordre dans les 4 premiers cylindres.

Cela limite donc le nombre d'ordres possibles à 8.

1 - 4 - 2 - 3 - 8 - 5 - 7 - 6
1 - 4 - 2 - 6 - 8 - 5 - 7 - 3 (x)
1 - 4 - 7 - 3 - 8 - 5 - 2 - 6 (x)
1 - 4 - 7 - 6 - 8 - 5 - 2 - 3
1 - 5 - 2 - 3 - 8 - 4 - 7 - 6
1 - 5 - 2 - 6 - 8 - 4 - 7 - 3 (x)
1 - 5 - 7 - 3 - 8 - 4 - 2 - 6 (x)
1 - 5 - 7 - 6 - 8 - 4 - 2 - 3

Les ordres marqués par (x) sont les plus favorables.

La composition des couples moteurs se fait d'une façon analogue aux moteurs à 4 ou à 6 cylindres en tenant compte que les cycles sont déphasés de 90°.

Il en résulte que le couple moteur sera très régulier et que, par conséquent, le volant sera plus léger que celui d'un moteur à 6 cylindres.

F. Moteurs en V (fig. 80).

206. A partir d'un certain nombre de cylindres, la disposition de ces cylindres en deux lignes, formant un certain angle, est avantageuse sur deux plans : plan de l'encombrement et plan de la construction (longueur, hauteur ...).

Les bielles des cylindres se trouvant face à face attaquent en général le même maneton du vilebrequin.

A nombre équivalent de cylindres, les moteurs en V sont plus courts et, par conséquent, plus rigides que les moteurs en ligne.

1. Le moteur 4 temps en V.

207. Les moteurs en V courants ont 8 ou 12 cylindres.

Dans le premier cas, ils comportent un vilebrequin semblable à celui d'un moteur vertical à 4 cylindres.

Les moteurs à 12 cylindres possèdent un vilebrequin analogue à celui d'un moteur vertical à 6 cylindres.

Ces moteurs comportent donc respectivement 4 et 6 cylindres par ligne.

En vue d'assurer la succession régulière des temps moteurs, les plans formés par les axes des rangs de cylindres font entre eux un angle de 90° dans les moteurs à 8 cylindres et de 60° dans les moteurs à 12 cylindres; mais on trouve cependant d'autres dispositions.

Dans un moteur en V, l'axe du vilebrequin se trouve à l'intersection des plans d'axes des deux lignes de cylindres. Un seul maneton correspond à chaque groupe de deux cylindres se trouvant face à face.

Si le moteur comporte 8 cylindres, les combustions successives des différents cylindres doivent être décalées de $\frac{720°}{8} = 90°$.

On peut obtenir ce résultat en adoptant un vilebrequin analogue à celui de la fig. 73 et en calant les 2 lignes de cylindres à 90° (fig. 81).

Le vilebrequin de certains moteurs a la forme représentée à la fig. 80 (Ford V8). Les fig. 80 et 81 montrent que dans les 2 cas, les deux pistons correspondant au même maneton, ont les points morts décalés de 90° l'un par rapport à l'autre.

A la fig. 81 on voit que les combustions des cylindres 1 à 4 sont décalées de 180°. Il en est de même des combustions des cylindres 5 à 8, mais comme entre les 2 lignes il existe un décalage de 90°, les 8 combustions seront décalées chacune de 90°. On obtient finalement 2 ordres de marche possibles pour les cylindres 1 à 4 et deux pour les cylindres 5 à 8.

Au total, on obtient ainsi 2 x 2 = 4 ordres de marche possibles parmi lesquels on retient généralement :
(pour la fig. 81 seulement)

1 - 8 - 2 - 7 - 4 - 5 - 3 - 6

et

1 - 8 - 3 - 6 - 4 - 5 - 2 - 7

L'ordre de marche du moteur "Ford V8" (fig. 80) est :

1 - 5 - 4 - 8 - 6 - 3 - 7 - 2.

On peut suivre un raisonnement identique pour déterminer l'ordre de marche d'un "12 cylindres en V".

208. Certains moteurs ont l'angle du "V" égal à 180°. Dans ce cas, les moteurs sont dits "à cylindres opposés". Ils sont constitués de deux cylindres ou de deux rangs de cylindres opposés l'un à l'autre. Dans ce cas, le vilebrequin se trouve au milieu des deux lignes et dans le même plan que les axes des cylindres.

La fig. 79 représente schématiquement un moteur de l'espèce à 2 cylindres.

Citons comme exemple de moteurs horizontaux à cylindres opposés les moteurs à essence "BMW - CITROEN - PANHARD - V.W".

2. Le moteur 2 temps en "V".

209 L'"Electro Motive Division" de la "General Motors", notamment, construit des moteurs Diesel à 2 temps, en V, à 6, 8, 12 ou 16 cylindres.

L'angle du V est de 45° et le moteur est composé de 2 rangs de 3, 4, 6 ou 8 cylindres.

Prenons le cas du moteur à 16 cylindres, utilisé sur les locomotives Diesel de ligne 52, 53, 54 et 55 de la S.N.C.B.

Ce moteur fonctionne suivant le cycle à 2 temps, c.à.d. qu'une injection se produit dans chaque cylindre tous les 360°. Afin d'assurer une répartition convenable des injections dans les différents cylindres, on décale le injections de $\frac{360°}{16} = 22°30'$.

Ce résultat est obtenu en assemblant bout à bout 2 demi-vilebrequins à 4 manetons identiques, en les décalant l'un par rapport à l'autre de 22°30'.

Les 4 manetons de droite de la figure 82 sont décalés en arrière de 22°30' par rapport aux 4 manetons de gauche. On observe que les pistons n° 1 à 8 atteignent leur P.M.H. 45° avant les pistons n° 9 à 16.

Supposons maintenant que l'injection ait lieu au cylindre n° 1. On aura successivement de 22°30' en 22°30', les injections aux cylindres 1, 8, 9, 16, 3, 6, 11, 14, 4, 5, 12, 13, 2, 7, 10 et 15.

Dans ce cas-ci, il n'y a qu'un seul ordre d'injection possible.

3. Disposition des bielles des moteurs en V.

210. Différentes dispositions peuvent être utilisées pour l'attaque du maneton par les bielles des cylindres se trouvant face à face.

a) Attaque séparée au maneton du vilebrequin par chacune des bielles. Dans ce cas, chaque coussinet de tête de bielle occupe la moitié de la largeur du maneton.

Exemple : moteur à essence Ford V8 (8 cylindres) (fig. 80). Dans ce moteur, on a dû placer les axes des cylindres opposés dans des plans différents. Ainsi, les axes des cylindres sont légèrement décalés.

b) Attaque des manetons des vilebrequins par les bielles d'un seul rang de cylindres. Ce sont les bielles principales, dont les coussinets couvrent la totalité des manetons. Chacune de ces bielles porte un oeillet muni de tourillons sur lesquels vient s'articuler, à la manière d'une fourche, la bielle correspondante de l'autre ligne de cylindres dite bielle auxiliaire.

C'est le cas aux moteurs Diesel "Maybach" à 12 cylindres GO 56 et GO 6 ancienne version (fig. 83).

c) Les bielles d'une ligne de cylindres attaquent toute la largeur du maneton du vilebrequin mais les têtes de bielles de l'autre ligne de cylindres, en forme de fourche, s'articulent directement sur le dos des têtes de bielle de la première ligne.

C'est le cas du moteur "E.M.D. - G.M." équipant les locomotives diesel-électriques de ligne et du moteur Maybach modifié (fig. 85).

G. Moteurs spéciaux.

a) Disposition des cylindres en étoile.

211. Ces moteurs sont utilisés en aviation. Ils sont cités pour mémoire. Ils comportent un nombre impair de cylindres : 5, 7, 9 ou 11, disposés en étoile. Le plan des axes des cylindres est perpendiculaire à l'axe du vilebrequin qui ne présente qu'un seul maneton (fig. 85).

b) Autres dispositions.

212. Signalons le moteur Sulzer qui est un moteur à double ligne de cylindres verticale, logés dans un même bâti. Chaque ligne de cylindres possède un vilebrequin distinct commandant par engrenage un seul arbre (fig. 86).

213. Un autre moteur, utilisé par les chemins de fer nord-américains est le moteur Diesel à pistons opposés Fairbanks-Morse. Il fonctionne suivant le cycle à 2 temps. Chaque cylindre comporte 2 pistons en opposition suivant un même axe vertical. Ce moteur n'a pas de culasse, ni de soupape, ni d'arbre à cames. Il possède 2 vilebrequins sur lesquels la puissance se répartit de façon inégale (fig. 87).

214. Enfin, on rencontre parfois des moteurs Diesel jumelés en groupe de plusieurs unités. On obtient ainsi un grand nombre de combinaisons de puissance avec un nombre minimum de moteurs "standard" C'est le cas des moteurs GM (série 71) à 6 cylindres en ligne qui sont groupés par deux sur certains autorails.

C'est ce qu'on appelle la disposition "Twin".

Il est aussi possible de grouper ces moteurs en blocs de 4 unités. C'est la disposition "Quad".

MOTEUR A SIX CYLINDRES

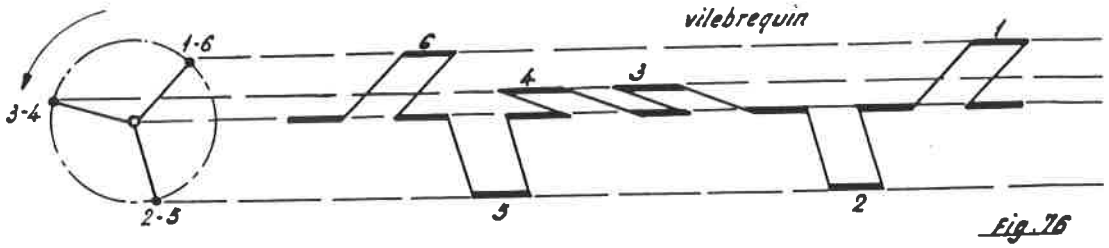


Fig. 76

COUPLE MOTEUR

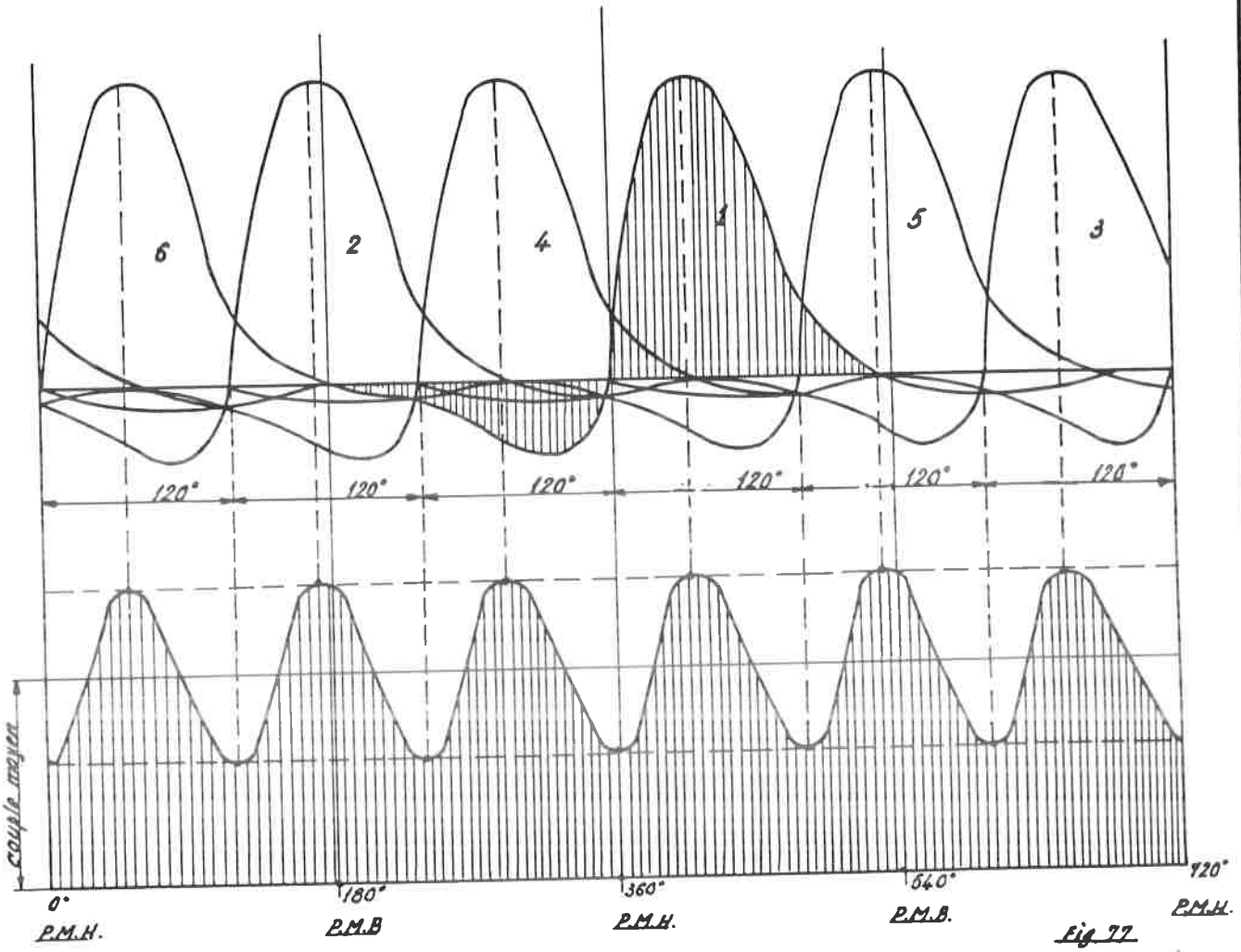


Fig 77

MOTEUR A HUIT CYLINDRES

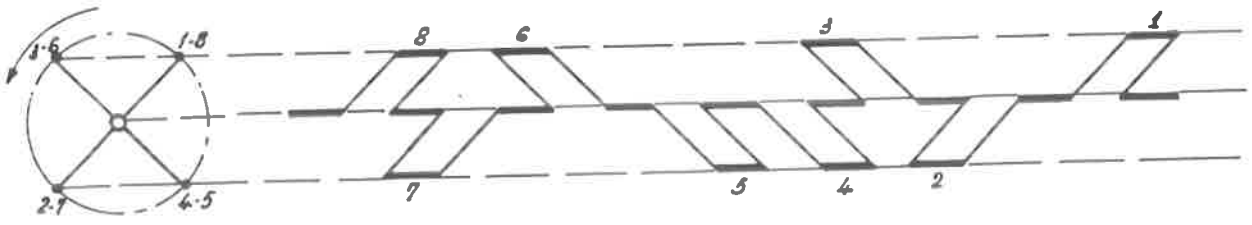
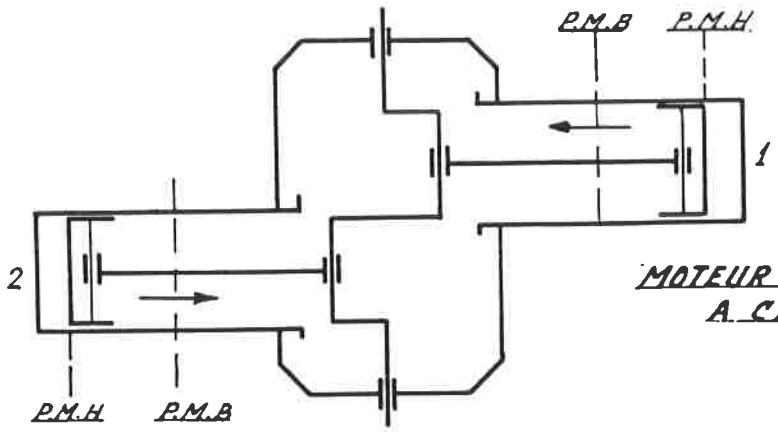


Fig. 78

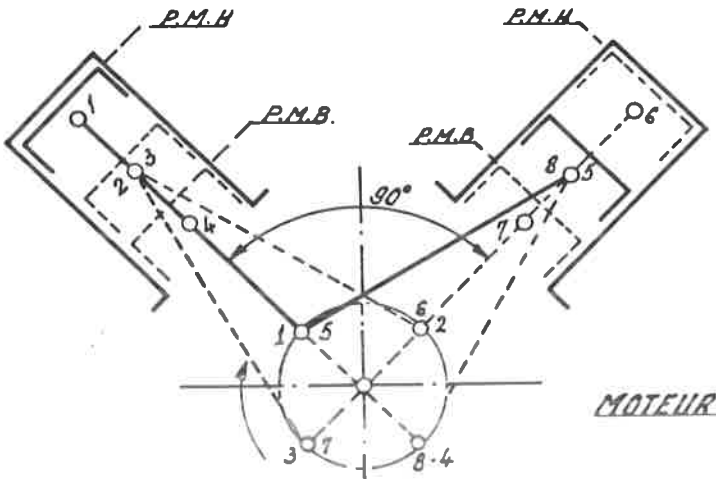
C. 1213
11me L

V.P



MOTEUR HORIZONTAL
A CYLINDRES OPPOSES

Fig. 79



MOTEUR EN V. (8 CYLINDRES)

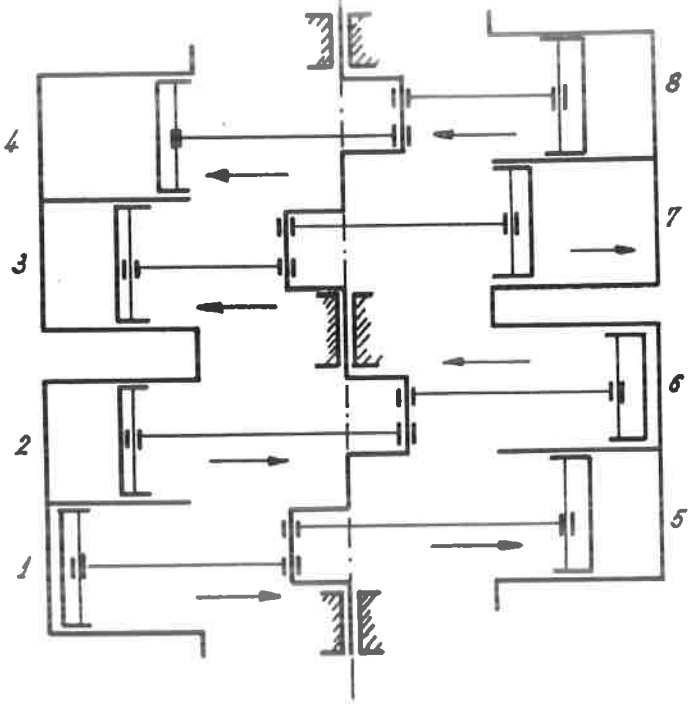


Fig. 80

Annexe 4.3

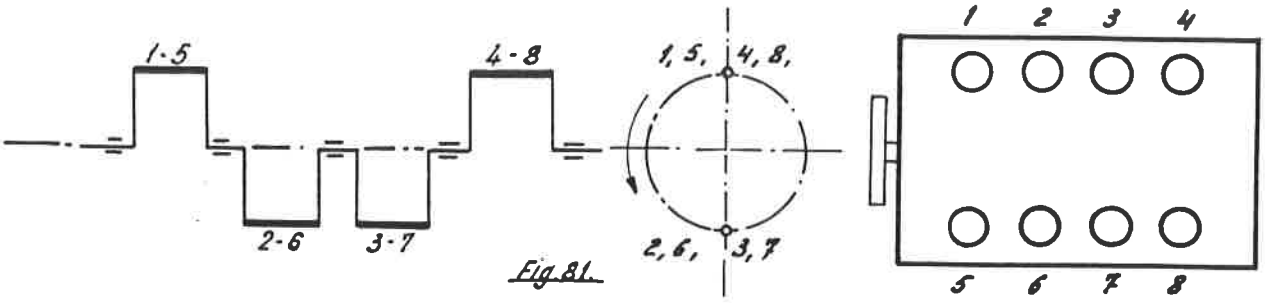


Fig. 81.

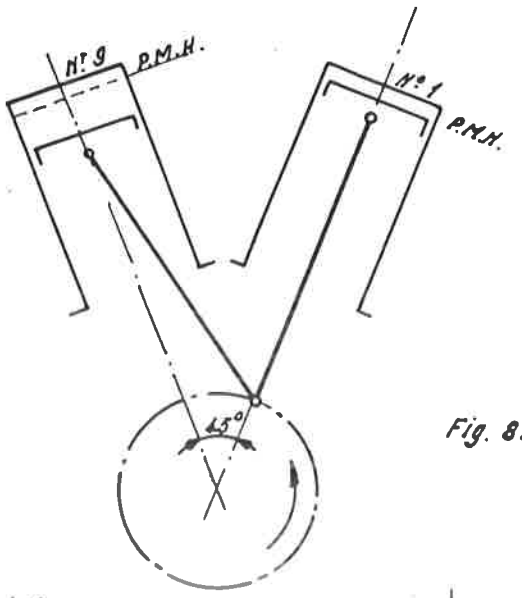
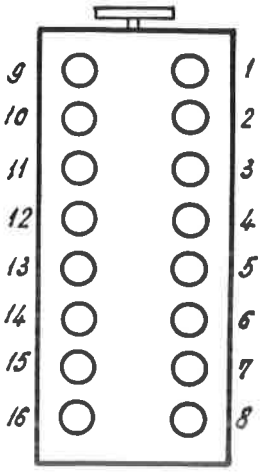
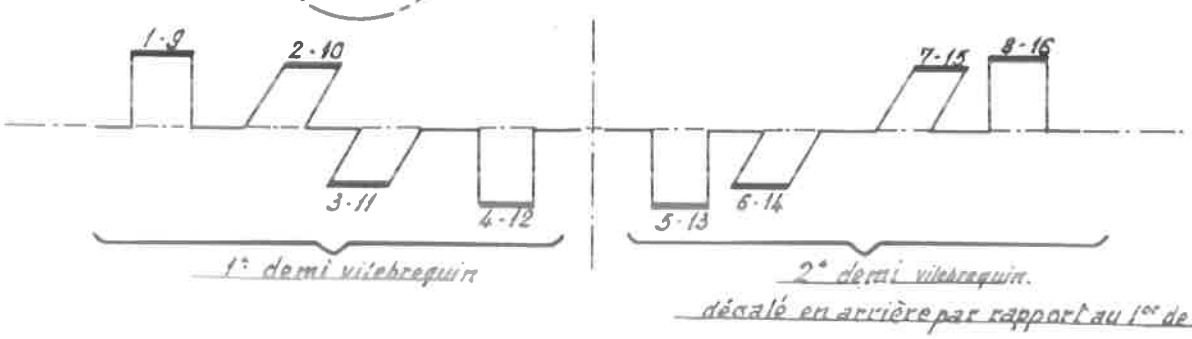


Fig. 82





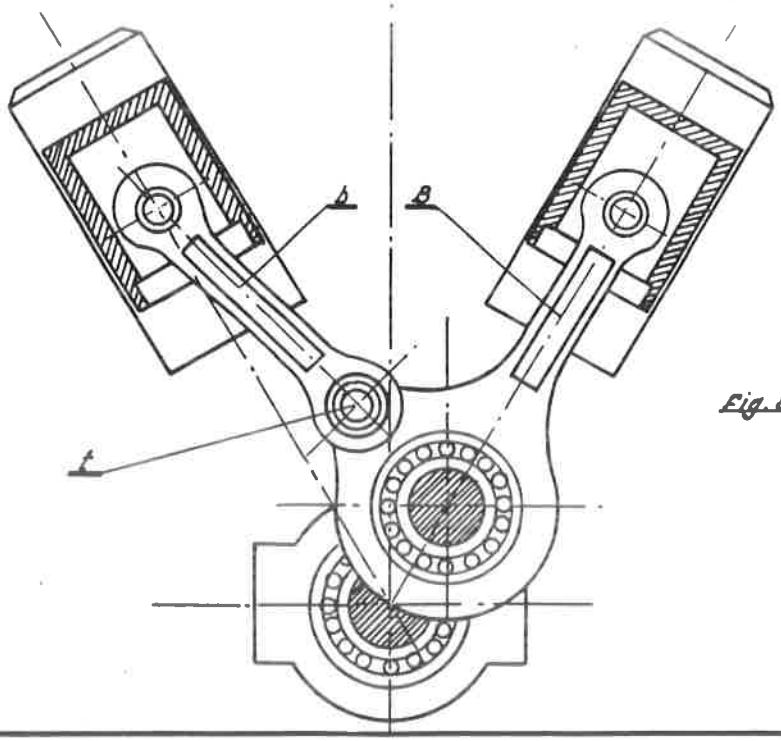


Fig. 83

C. 1213
11me L.

K.P.

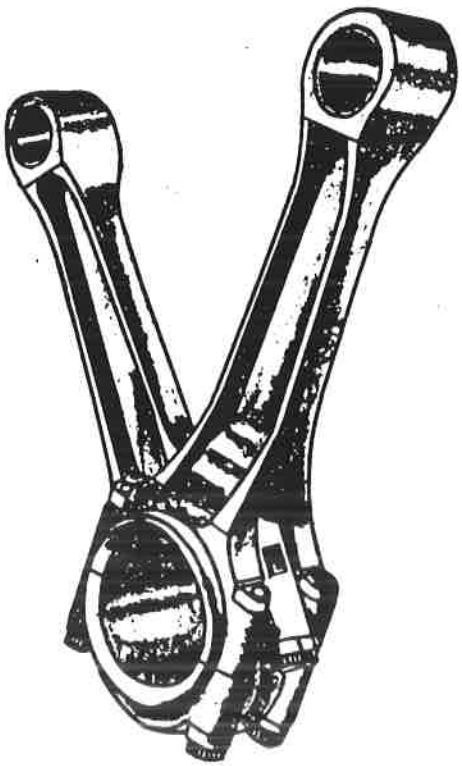


fig. 84

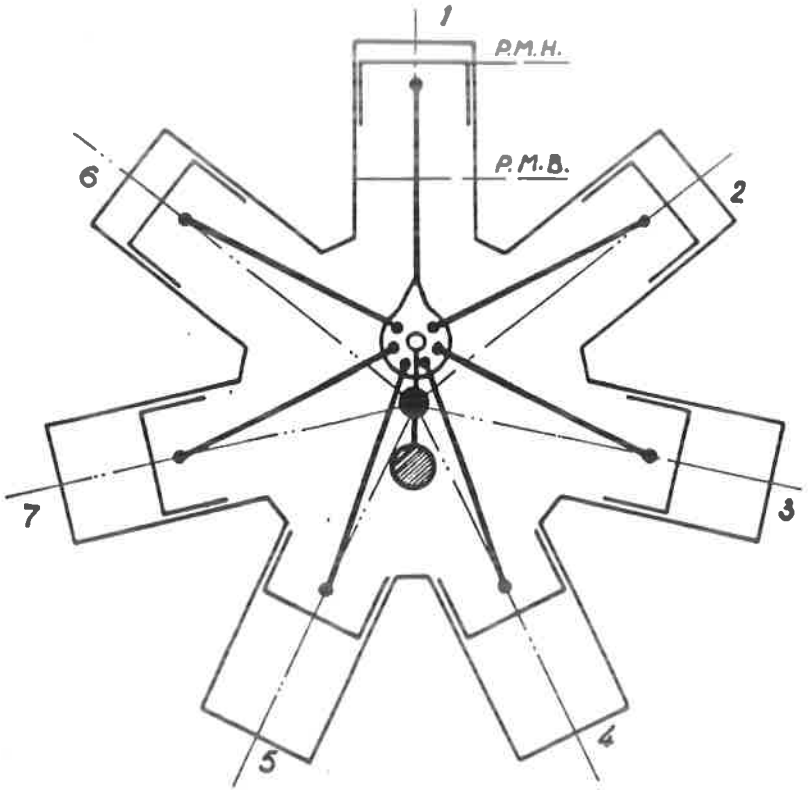


fig. 85 Moteur en étoile.

C. 1213
11me L

V.P.

MOTEUR SULZER

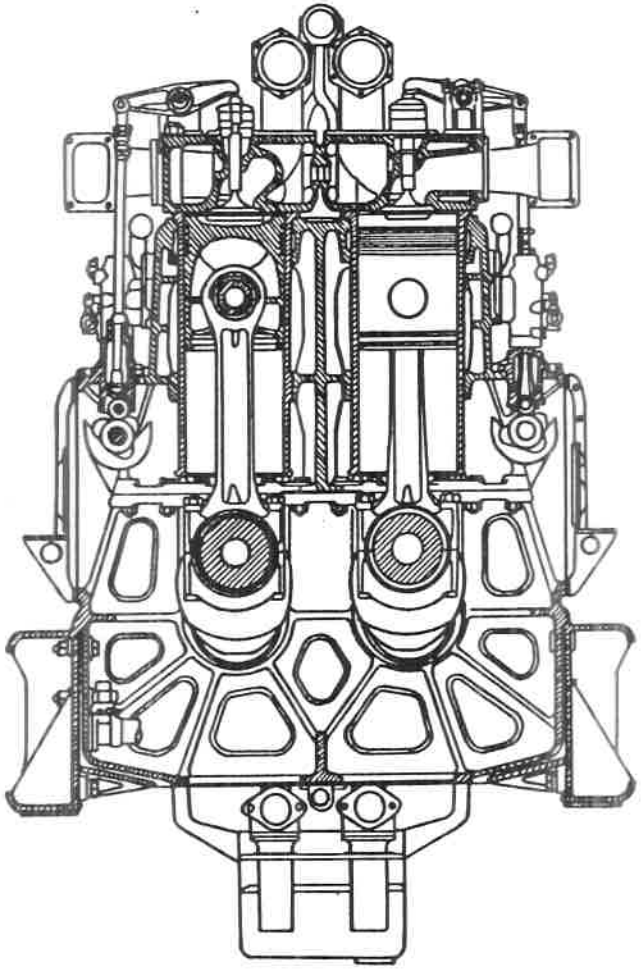


Fig. 86

MOTEUR FAIRBANKS-MORSE

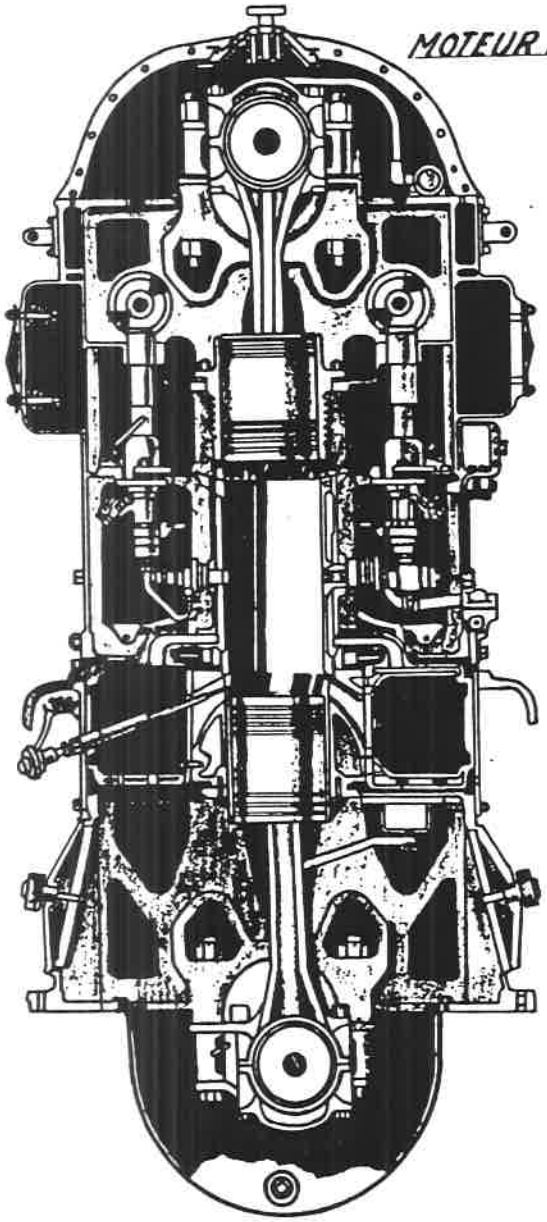


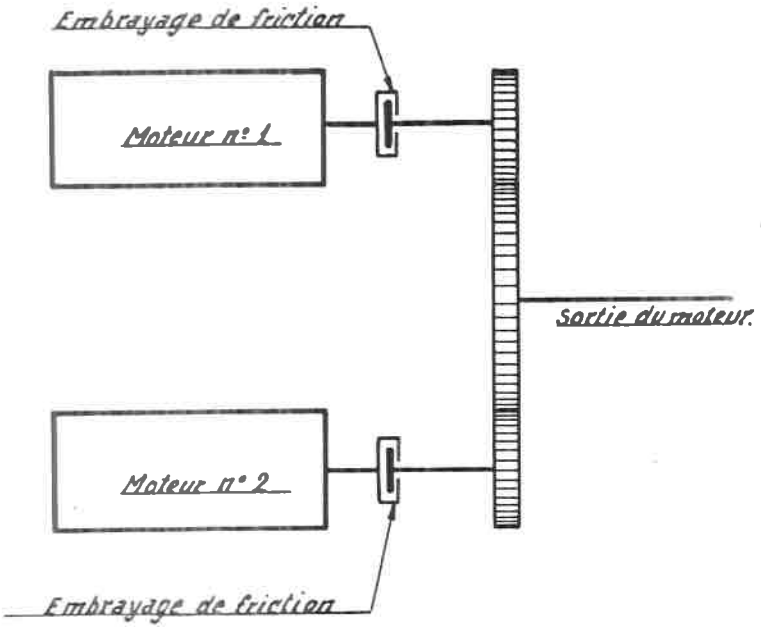
fig. 87.

Annexe 45.

C. IR13
11 mai 7

V.P.

MOTEUR TWIN GM. 171



MOTEUR QUAD G.M. 171

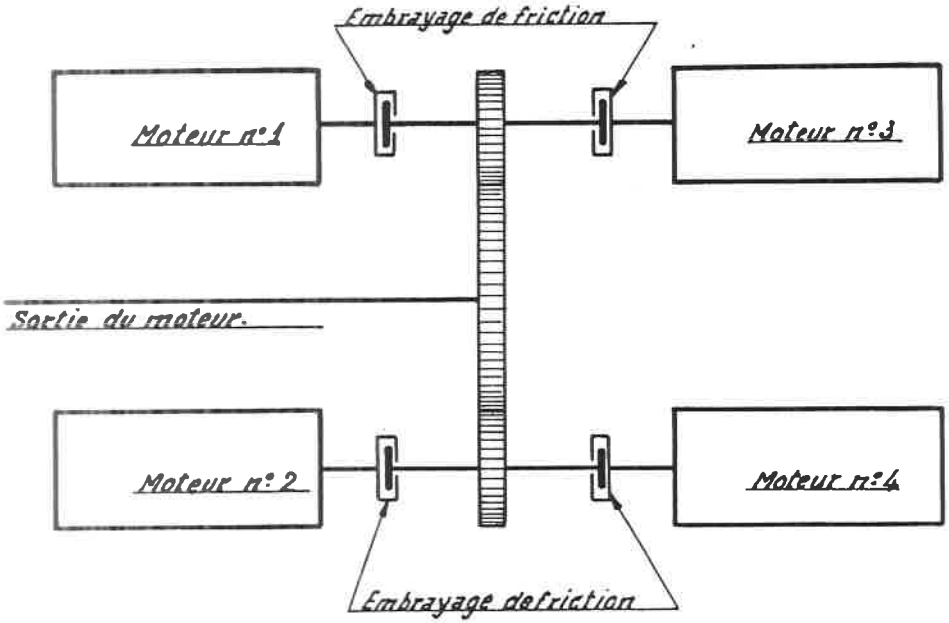


Fig. 88

C. 1213
11-71

Annexe 46

CHAPITRE V - La suralimentation des moteurs diesel.

A. But de la suralimentation d'un moteur à combustion interne.

1. Moyens utilisés pour augmenter la puissance d'un moteur à combustion interne.

215. Nous avons vu précédemment que la puissance d'un moteur à combustion interne (4 temps) est exprimée comme suit:

a) Puissance indiquée: $N_i = \frac{T.n.K}{2 \times 60 \times 1000}$ (KW)

b) Puissance effective: $Ne = \frac{2\pi.n.C}{60 \times 1000}$ (KW)

T = Travail développé par cycle de fonctionnement dans un cylindre (en Nm ou Joule);

n = Vitesse de rotation du moteur en tours/min;

K = Nombre de cylindres;

C = Couple moteur (en Nm).

Pour augmenter la puissance du moteur, on peut agir sur deux paramètres:

a) Augmenter "T ou ce qui revient au même C", c.à.d. augmenter la quantité de combustible brûlé par cycle de fonctionnement. Cette quantité de combustible détermine la valeur de la pression des gaz agissant sur le piston et par conséquent l'énergie calorifique et mécanique développée par cycle et finalement "C";

b) Augmenter "n": La vitesse de rotation d'un moteur ne dépend pas directement de la quantité de combustible injecté par cycle de fonctionnement.

Pour comprendre la relation entre la vitesse de rotation et la quantité de combustible injecté par cycle, il est nécessaire d'examiner les éléments qui déterminent la vitesse d'un moteur à combustion interne.

216. 2. Détermination de la vitesse de rotation d'un moteur à combustion interne.

La vitesse de rotation d'un moteur est déterminée par l'équilibre entre le couple moteur développé par le moteur et le couple résistant absorbé par le récepteur.

2. a) Modification de la quantité de combustible fourni au moteur.

217. Supposons un moteur entraînant une génératrice à courant continu et à puissance constante.

Tant que la quantité de combustible injectée par cycle ne change pas, le moteur tourne à une vitesse constante et à un régime déterminé. Il y a équilibre entre le couple moteur et le couple résistant.

Si nous augmentons la quantité de combustible injectée par cycle, le couple moteur augmente;.

A ce moment, il n'existe plus d'équilibre entre le couple moteur et le couple résistant. Le couple moteur devenant plus grand que le couple résistant, le moteur accélère ainsi que la génératrice dont la puissance développée augmente. Par conséquent, le couple résistant du moteur augmente à son tour.

Le moteur accélère jusqu'au moment où un nouvel équilibre entre son couple moteur et son couple résistant s'établit.

A partir du moment où ce nouvel équilibre est atteint, le moteur fonctionne à nouveau à une vitesse de rotation constante, mais supérieure.

Un tâtonnement analogue montre comment la diminution du débit de combustible amène une diminution de la vitesse de rotation du moteur.

Conclusion.

La modification de la quantité de combustible injectée par cycle fait varier la vitesse de rotation du moteur.

b) Modification de la charge.

218. Diminuons à un certain moment la charge de la génératrice. Le couple résistant appliqué au moteur diminue proportionnellement.

Lorsque la quantité de combustible injectée par cycle n'est pas modifiée (couple moteur constant), le couple moteur dépasse le couple résistant.

Le moteur accélère pour reprendre une vitesse constante plus élevée jusqu'au moment où un nouvel équilibre entre le couple moteur et le couple résistant s'établit.

Conclusion: Toute modification de la charge fait varier la vitesse de rotation du moteur.

c) Vitesse de ralenti d'un moteur à combustion interne.

219. La vitesse d'un moteur est déterminée par l'équilibre entre son couple moteur et son couple résistant.

Lorsqu'un moteur fonctionne *sans* charge, le couple résistant est engendré par les résistances passives du moteur même. De cette façon, la totalité de l'énergie mécanique développée est dépensée pour vaincre les résistances internes.

A un certain moment, l'augmentation de la quantité de combustible par cycle provoque un accroissement du couple moteur. Le moteur accélère jusqu'à ce que l'augmentation des résistances passives crée un nouvel équilibre entre le couple moteur et le couple résistant.

Remarquons que les frottements internes dans un moteur à combustion n'augmentent que faiblement avec la vitesse.

Si on augmente le débit de combustible dans une mesure telle qu'un nouvel équilibre entre le couple moteur et le couple résistant ne puisse s'établir, la vitesse du moteur dépasse la limite admise et augmentera sans limitation (emballement) amenant des avaries mécaniques graves.

Le moteur fonctionne en régime de "survitesse" lorsqu'il fonctionne à une vitesse supérieure à la vitesse maximale prévue.

3. Limitation de la puissance et de la vitesse de rotation du moteur.

220. Lorsqu'un moteur tourne à sa vitesse maximale, l'augmentation de sa puissance ne peut être obtenue que par l'augmentation de la quantité de combustible injectée par cycle. Cette quantité détermine le couple moteur; la vitesse de rotation est déterminée par l'équilibre "couple moteur - couple résistant".

D'autre part, l'accroissement de la puissance est limitée par la quantité de combustible pouvant être injectée par cycle, cette quantité étant elle-même limitée par la quantité d'air de combustion admise au moteur.

La quantité maximale de combustible qui peut être complètement brûlée dans un moteur est de:

- Pour un moteur à allumage par étincelle : ± 1 kg pour 15 kg d'air;
- " " à injection: ± 1 kg pour 20 kg d'air.

La vitesse d'un moteur est limitée par:

a) Le délai d'allumage du combustible. Celui-ci est au minimum de 0,002 seconde;
b) La difficulté d'obtenir un mélange parfait du combustible avec l'air de combustion. La perfection du mélange est une des conditions principales à remplir pour obtenir une bonne combustion;
c) La nécessité de limiter les forces d'inertie.

4. La suralimentation.

221. L'air de combustion d'un moteur à 4 temps est admis pendant son temps d'aspiration. Dans le cylindre d'un moteur non suralimenté, il existe pendant ce temps une dépression (environ 0,03 bar). Cette dépression est d'autant plus élevée que les résistances à l'aspiration de l'air sont grandes.

Cette considération limite la quantité d'air de combustion introduite et par conséquent la puissance du moteur.

Au lieu d'aspirer l'air de combustion par le mouvement des pistons du moteur, il est possible d'introduire cet air dans les cylindres sous une certaine pression réalisée par une soufflante ou un compresseur d'air.

On dénomme cette opération: la "suralimentation du moteur".

En cas d'une suralimentation normale, l'air est fourni au moteur sous une pression effective ou relative de moins de 1 bar (2 bar absolus).

Dans certains moteurs, on applique la "haute suralimentation". L'air est alors introduit à une pression dépassant 1 bar (2 bar absolus).

5. Avantages de la suralimentation.

222. a) La suralimentation normale des moteurs à 4 temps par turbo-soufflante permet de doubler la puissance moyennant une augmentation du poids du moteur de 5 à 10 % selon qu'il s'agit d'un moteur lent ou rapide.
La haute suralimentation permet un accroissement de la puissance supérieure à 100 % moyennant un poids accru de quelques pourcentages supplémentaires.

223. b) Dans les moteurs rapides, l'alimentation en air est parfois limitée par la section de passage des soupapes d'admission. Des pertes de puissance sensibles dues à un remplissage imparfait peuvent être provoquées par la perte de charge subie par l'air au passage des soupapes.
Pour ces moteurs, la suralimentation est un moyen d'éviter ce défaut. Elle sera donc à l'origine d'une amélioration du rendement thermique indiqué;

224. c) Grâce à la pression de l'air frais, le balayage des gaz brûlés qui s'opère pendant la période où les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément sera plus énergique que dans les moteurs non suralimentés.
Ce balayage contribue à améliorer le refroidissement des soupapes et des pistons et est aussi à l'origine d'une légère augmentation du rendement thermique;

225. d) Le gain de consommation spécifique de combustible, attribuable aux améliorations du rendement thermique susdites, ainsi qu'à une certaine amélioration du rendement mécanique (puissance augmentée pour des pertes de frottement sensiblement les mêmes, les dimensions du moteur étant restées les mêmes tandis que l'énergie absorbée par les auxiliaires indispensables à la marche du moteur croît), s'améliore en général de 5 % à la charge nominale du moteur et de 10 à 15 % à demi-charge.
(Voir fig. 89 - graphiques comparant la consommation d'un moteur suralimenté avec celle d'un moteur non suralimenté);

226. e) Les turbo-compresseurs de suralimentation n'exigent que peu d'entretien. Cet entretien se réduit au renouvellement périodique de l'huile de graissage des roulements. Dès lors, les frais d'entretien du moteur suralimenté sont plus faibles, à peu près dans le rapport de la réduction du nombre de cylindres comparativement au moteur non suralimenté de même puissance.

6. Réalisation de la suralimentation.

227. La suralimentation peut être réalisée de diverses manières. On peut, par exemple, emprunter au moteur diesel lui-même, l'énergie nécessaire à l'entraînement du compresseur et la transmettre à ce dernier par voie mécanique ou électrique. De cette manière, on absorbe une partie non négligeable de la puissance utile développée par le moteur.

Actuellement, la suralimentation est réalisée par une "turbo-soufflante" ou "turbo-compresseur".

Le terme "soufflante" convient mieux pour les pressions de refoulement inférieures à 1 bar mais souvent les deux dénominations sont employées indifféremment.

La turbo-soufflante est composée d'une part, d'une turbine à gaz actionnée par les gaz d'échappement du moteur, gaz qui contiennent encore une quantité sensible d'énergie.

Cette turbine à gaz entraîne un compresseur centrifuge qui refoule sous pression l'air vers le moteur.

Les moteurs diesel suralimentés de la SNCB sont généralement équipés de turbo-soufflantes "Brown-Boveri" (fig. 92), à l'exception des moteurs Maybach qui sont équipés d'une turbo-soufflante de construction "Maybach" (fig. 90).

Une caractéristique des turbo-soufflantes réside en leur vitesse de rotation qui s'adapte automatiquement à la charge du moteur.

7. Inconvénients de la suralimentation.

228. a) Certains organes constitutifs du moteur (pistons) sont soumis à une sollicitation thermique plus élevée ce qui entraîne l'application de solutions spéciales (refroidissement, forme, amélioration de l'alliage, segmentation). Cette sollicitation thermique plus élevée provient de l'augmentation des niveaux de température.

Cet accroissement est néanmoins sans influence sur la température du fluide de refroidissement vu que les débits doivent être adaptés à la chaleur à évacuer.

On note cependant un déplacement des pertes de chaleur vers les gaz d'échappement.

229. b) A l'avantage de la suralimentation de remédier dans une certaine mesure à l'étranglement de l'air dans les passages des soupapes d'admission, s'oppose l'inconvénient de l'accroissement de la vitesse des gaz par les passages des soupapes d'échappement. Il en résulte des températures accrues des soupapes, nuisibles à leur comportement; cette difficulté se résoud par l'application de métaux appropriés.
Les pressions accrues des pressions de combustion créent d'autre part une sollicitation supérieure des mécanismes de distribution.

230. c) On trouve actuellement sur le marché des turbo-compresseurs simples, légers et peu encombrants. Ur inconvénient des compresseurs centrifuges est leur caractéristique de débit variant avec le carré de la vitesse. Cette vitesse dépend du débit des gaz traversant la turbine.

Au "ralenti" ou à faible charge, le moteur fonctionne dans des circonstances moins favorables qu'à pleine charge. Il peut en résulter un certain encrassement de la turbine, des soupapes et des ouïes de la culasse, ce qui diminue le rendement. Les dépôts peuvent être partiellement éliminés par un fonctionnement sporadique à pleine charge;

231.d) L'inertie de la turbine est à l'origine d'un certain décalage entre la puissance développée par le moteur (défaut de quantité d'air nécessaire) et la vitesse de rotation de la turbine au moment où le régime varie. En cas d'accélérations brusques du moteur, la suralimentation est momentanément moins efficace (fumée noire). La suralimentation est donc moins favorable pour des moteurs fonctionnant à des régimes fortement variables. On corrige ce défaut par la construction de turbo-soufflantes légères (à faible inertie) et par une régulation temporisée par l'air de suralimentation;

232. e) Afin de ne pas accroître les pressions maximales de combustion, il sera parfois souhaitable de diminuer légèrement le rapport de compression ou de provoquer une variation de ce rapport pour permettre le lancement et améliorer le rendement indiqué aux faibles régimes de charge.

233. B. Description et fonctionnement du turbo-compresseur Brown-Boveri (fig. 92).

La turbine à gaz (8) et le compresseur centrifuge (9) sont fixés sur un arbre commun porté par des paliers à roulements. La suralimentation du moteur est généralement réalisée suivant le système Büchi.

Le moteur est muni de plusieurs collecteurs d'échappement desservant chacun un groupe de cylindres de manière à éviter que l'onde de pression émise par un cylindre ne puisse contrarier le fonctionnement d'un autre cylindre dont la soupape d'échappement serait ouverte.

Ces collecteurs sont conduits séparément jusqu'à la première partie (1) du turbo-compresseur qui est refroidie par une circulation d'eau. Les gaz à haute température sont dirigés séparément vers les groupes de tuyères (10) occupant diverses régions de la section annulaire disponible sur le flanc de la roue (8) de la turbine à gaz.

Lors de l'ouverture d'une soupape d'échappement, un flux de gaz animé d'une grande vitesse fait irruption dans le collecteur correspondant et qu'il parcourt rapidement; ce flux est suivi d'un écoulement moins violent. La roue (8) de la turbine subit ainsi une série d'impulsions. Après avoir traversé les aubes de la turbine parallèlement à son axe de rotation, les gaz débouchent dans une seconde partie (2), également refroidie, d'où ils passent dans le tuyau d'échappement.

Le compresseur (9) aspire l'air atmosphérique et le refoule, à une pression convenable, dans une volute (4) prolongée par un collecteur de large section aboutissant aux soupapes d'admission des culasses.

Le groupe turbo-compresseur est autovariable, en ce sens que sa vitesse de rotation s'adapte spontanément à la charge du moteur sans nécessiter aucune intervention extérieure. Lorsque la quantité de combustible augmente, l'énergie contenue dans les gaz d'échappement croît et la vitesse de rotation de la turbine augmente.

Il en résulte que la roue du compresseur calée sur le même axe, débite plus d'air et à une pression supérieure vu ses caractéristiques.

L'énergie absorbée par la compression préalable de l'air augmente et la vitesse se stabilise au moment où les énergies fournies et absorbées s'équilibrent.

La présence du turbo-compresseur allège le problème du silencieux à l'échappement, les pulsations de vitesse et de pression des gaz étant en partie amorties par la roue de la turbine.

233bis C. Refroidissement de l'air de suralimentation.

Comme il a été dit ci-avant, la suralimentation a pour but d'augmenter la masse volumique de l'air fourni aux cylindres. Une compression non isothermique conduit cependant à une élévation de température ce qui limite l'augmentation de la masse volumique. En refroidissant l'air du turbo-compresseur, on obtiendra donc une masse volumique de l'air accrue. Par ce procédé, on obtiendra également une température moyenne réduite dans la chambre de combustion particulièrement favorable à la tenue des pièces du moteur thermiquement fort sollicitées (circuit d'échappement). Le refroidissement de l'air est appliqué à partir d'une suralimentation de 1 bar.

Du fait que la température de l'eau de refroidissement du moteur est trop élevée par rapport à la température de l'air souhaitée, on a recours :

- soit à une installation de refroidissement distincte (par exemple, au moteur ABC - 6DXC des hl séries 71 et 74);
- soit à un refroidissement complémentaire de l'eau sortant des radiateurs du moteur (moteur Cockerill 6TR240C0 des hl série 60 / 1ère tranche).

TURBO SOUFFLANTE (t. 670) MAYBACH

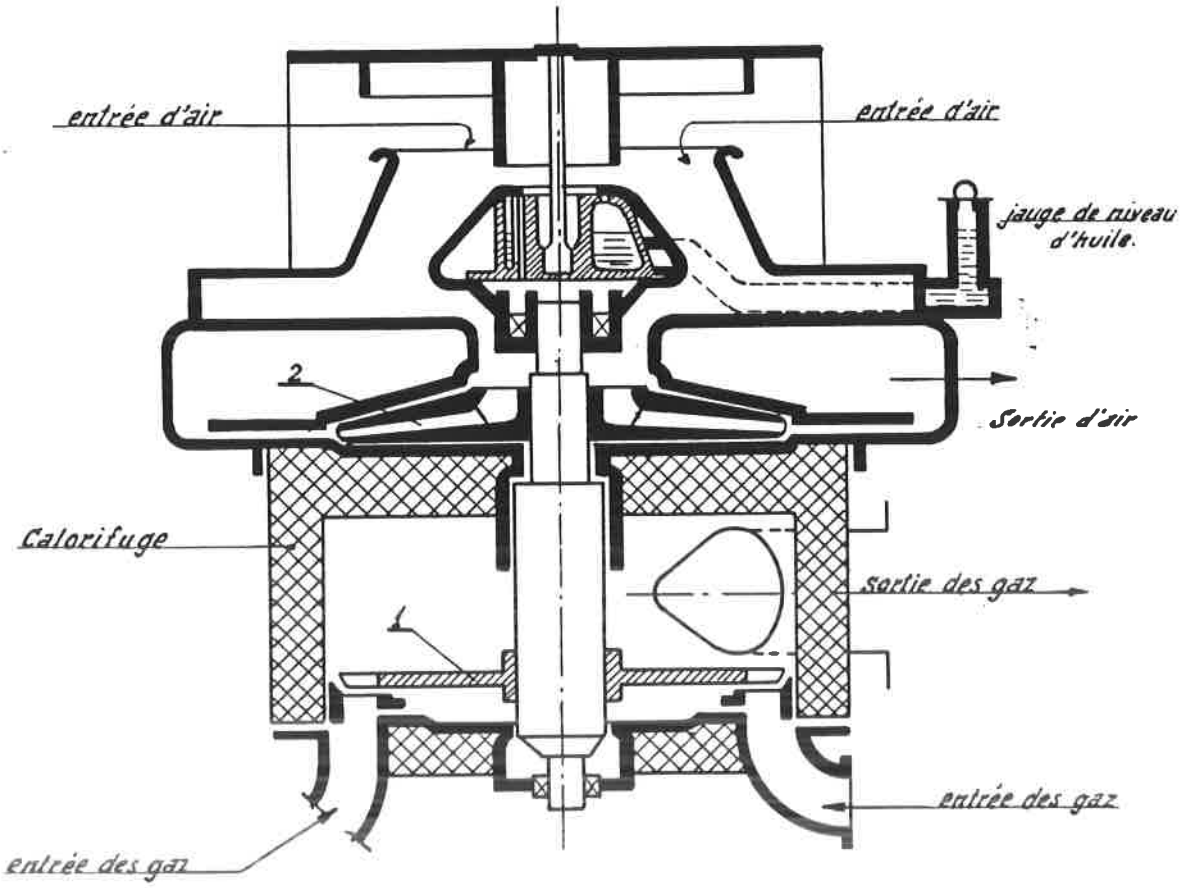
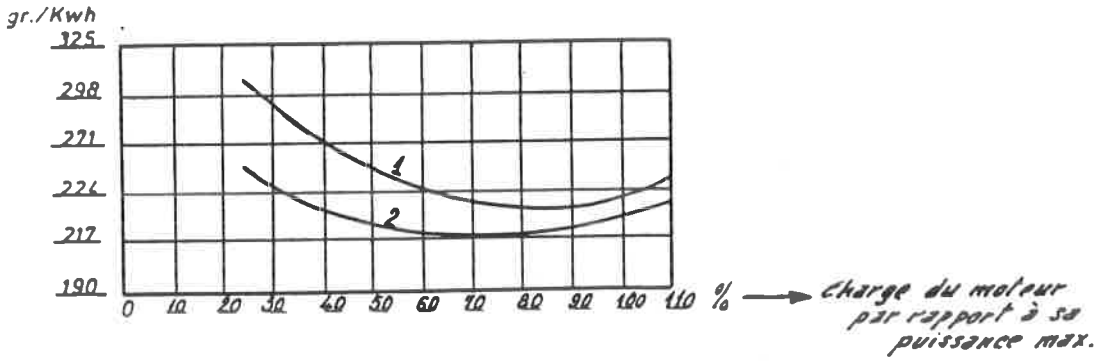


Fig. 90

CONSOMMATION SPECIFIQUE D'UN MOTEUR A COMBUSTION

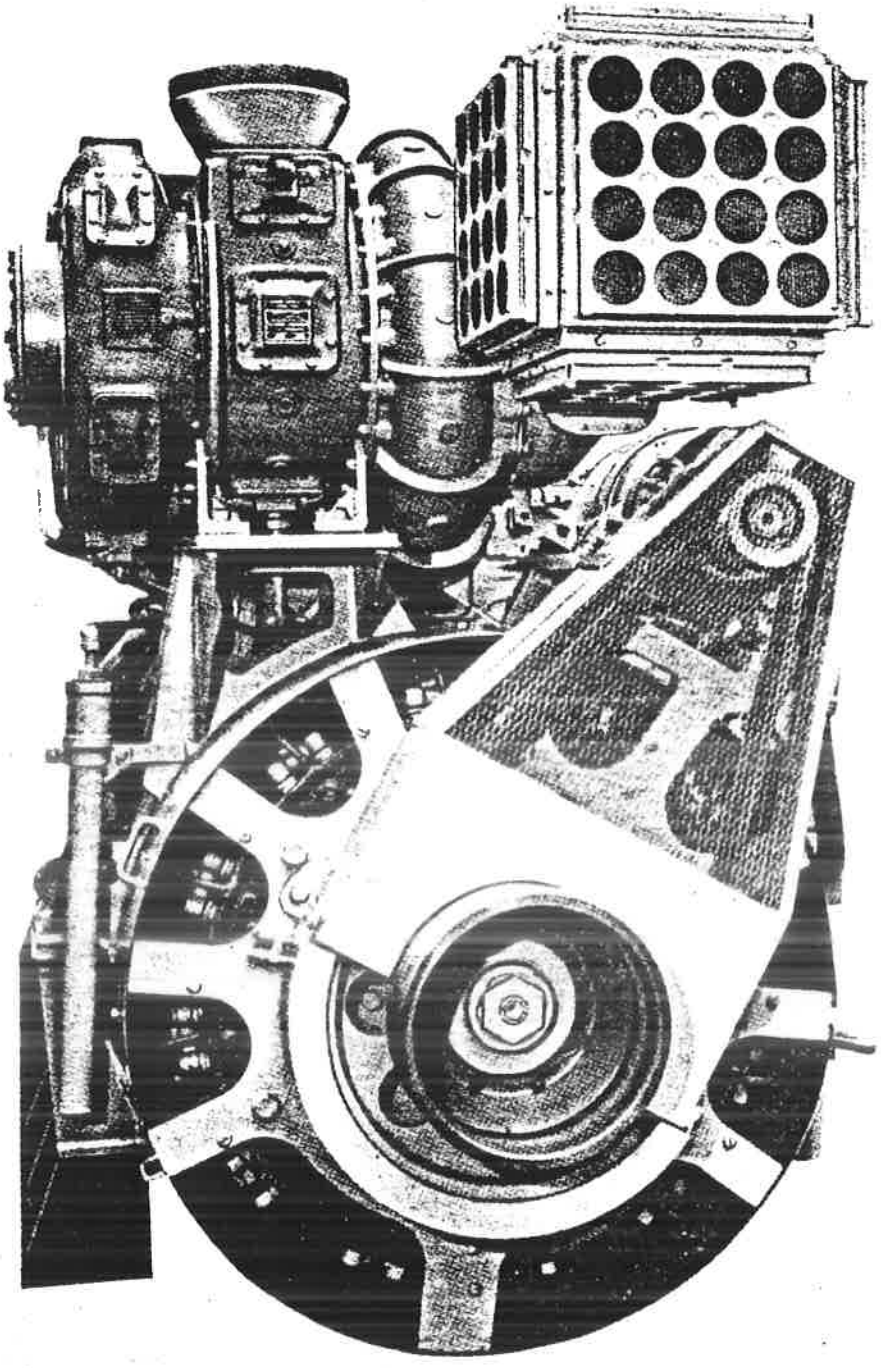


1 : moteur sans suralimentation

2 : moteur avec suralimentation

Fig. 89

Moteur 608 A



Vue côté génératrice et turbo-soufflante

Fig. 91

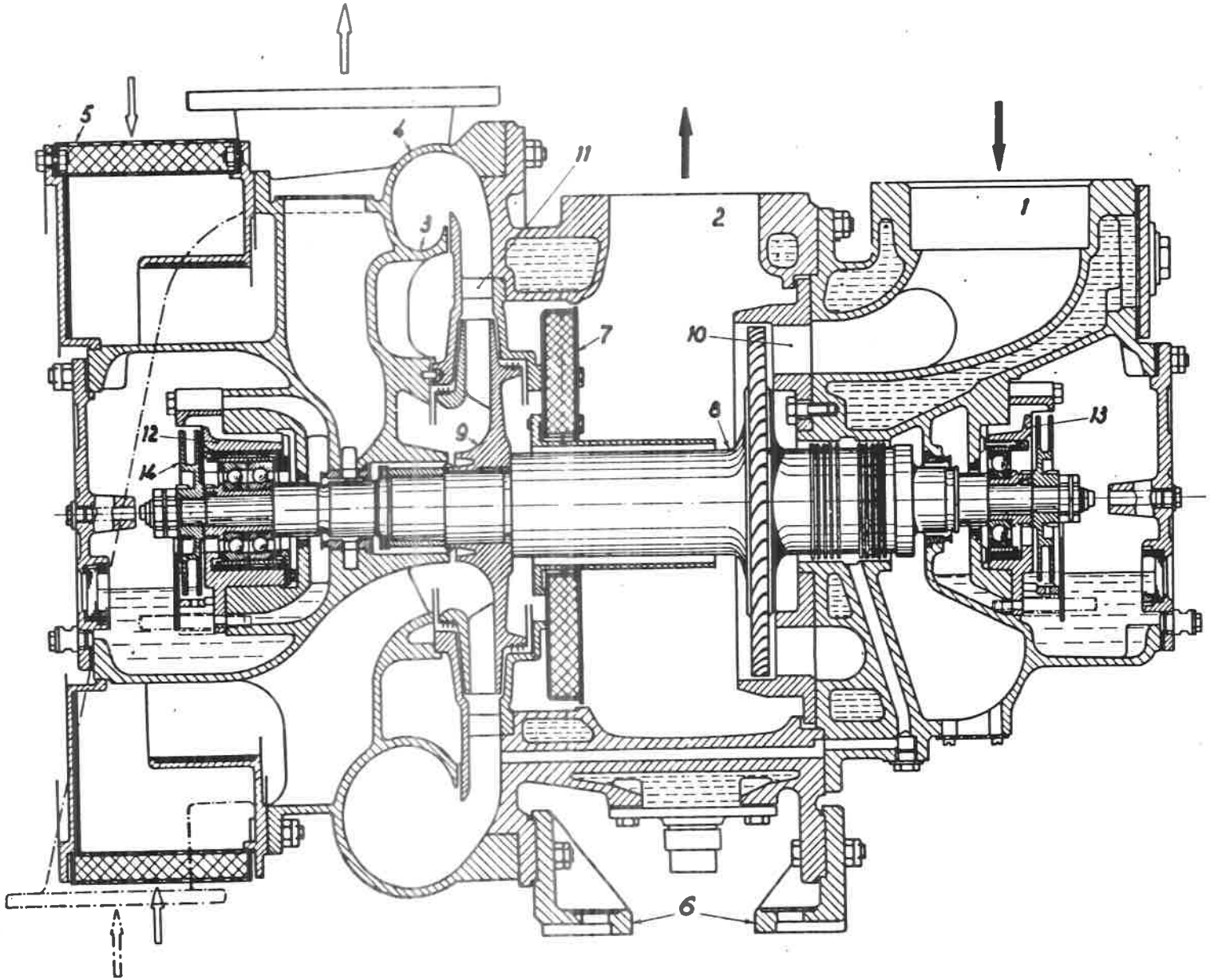


Fig. 92 Turbo Brown-Boveri.

Annexe 49

C. 1213
12.7

(1m 71-)

CHAPITRE VI - LE MOTEUR A COMBUSTION INTERNE A 2 TEMPS.

A. Notions préliminaires.

1. Cycle de fonctionnement d'un moteur deux temps.

234. Le cycle d'un moteur à deux temps comprend comme celui du moteur à quatre temps : quatre phases consécutives : admission, compression, combustion et détente, échappement.

2. Principe de fonctionnement d'un moteur 2 temps.

235. Dans un moteur à 4 temps, le cycle s'effectue en quatre courses du piston correspondant à deux tours de l'arbre vilebrequin ou une rotation de 720° de la manivelle.

Dans un moteur 2 temps, le cycle de fonctionnement s'effectue en 2 courses consécutives correspondant à un tour du vilebrequin ou une rotation de 360° de la manivelle.

236. Pour réaliser ce cycle, il faut que les phases d'admission et d'échappement s'effectuent rapidement et à peu près simultanément. Dans ces conditions, elles doivent être intercalées entre la fin de la détente et le début de la compression; autrement dit, les phases d'admission et d'échappement s'étendent à la fin de la course descendante et au début de la course montante du piston.

3. Types de moteurs à deux temps.

237. D'après leur système de distribution, on distingue deux types de moteurs à deux temps :

a) Les moteurs dont toute la distribution (admission et échappement) s'effectue par des lumières pratiquées dans le bas du cylindre et découvertes par le piston au bas de sa course descendante;

b) Les moteurs dans lesquels une des phases de la distribution seulement est assurée par des lumières pratiquées dans le cylindre et l'autre par des soupapes disposées en tête du cylindre.

Généralement l'admission s'opère par les lumières et l'échappement par les soupapes.

B. Moteur à distribution par lumières (moteur sans soupapes).

1. Principe de fonctionnement.

238. Dans ces moteurs, le cylindre comporte (fig. 93 et 99) :

- Des lumières (A) dites lumières de balayage et destinées à l'introduction forcée dans le cylindre de l'air pur ou d'un mélange air-combustible;
- Des lumières (E) pour l'évacuation des gaz brûlés.

La distribution est donc réalisée par le piston même (P), faisant office de tiroir et découvrant aux environs du point mort bas les lumières correspondant aux conduits d'admission et d'échappement. Il est évident que cette disposition ne permet pas l'aspiration de l'air ou du mélange comme c'était le cas pour le moteur à 4 temps.

Afin d'assurer une évacuation complète des gaz brûlés, et le remplissage du cylindre au moyen de gaz frais, il est nécessaire de comprimer légèrement ces derniers préalablement à l'admission. Cette faible compression peut s'opérer :

- Dans un compresseur séparé, dénommé soufflante de balayage (C) (fig. 93);
- Dans le carter du moteur aménagé pour cette fonction (fig. 99).

2. Moteur à soufflante de balayage (fig. 93).

239. Dans ce moteur, les lumières de balayage (A) sont en communication avec une soufflante ou une pompe de balayage (C) souvent du type à engrenages. Cet organe a pour but de comprimer légèrement les gaz frais (mélange air-essence ou air pur, selon le cas), à une pression effective de 0,2 à 0,4 bar.

Fonctionnement du moteur 2 temps.

Vers la fin de la course descendante (détente) (fig. 96) le bord supérieur du piston commence à découvrir les lumières d'échappement (E). Les gaz brûlés sous pression commencent à s'échapper vers l'atmosphère. En continuant sa course descendante, le piston découvre ensuite les lumières de balayage (A).

Les gaz frais comprimés par la soufflante de balayage pénètrent dans le cylindre. La direction des conduits percés dans le cylindre est judicieusement choisie afin d'éviter le mélange avec les gaz brûlés et la tête de piston est munie d'un bossage D, appelé déflecteur, ayant pour effet de diriger vers le haut les gaz admis. Les gaz frais commencent donc par remplir le haut du cylindre et ils refoulent ensuite les gaz brûlés vers l'échappement.

Au point mort bas (fig. 93), les lumières d'échappement (E) et de balayage (A) sont entièrement découvertes. Après avoir franchi le point mort bas, le piston remonte en recouvrant successivement les lumières (A) et (E). A ce moment, les phases d'admission et d'échappement sont terminées et la compression commence (fig. 97).

Vers la fin de la course ascendante, un peu avant le point mort haut, on provoque soit l'allumage soit l'injection. La combustion et la détente suivent;

La fig. 97 montre l'allure du diagramme pression - volume ainsi que les différentes phases du cycle d'un tel moteur.

Ci-après les opérations qui s'effectuent au cours de chaque course de piston :

Premier temps - Course ascendante.

Le piston quitte le point mort bas et remonte vers le point mort haut (toutes les lumières sont ouvertes).

- Suite de l'admission (jusqu'en 2 - fermeture des lumières d'admission) et de l'échappement (jusqu'en 5 - fermeture des lumières d'échappement);
- Compression (5/3);
- Allumage ou injection (en 3) et début de la combustion.

Deuxième temps - Course descendante.

- Fin de la combustion (jusqu'en 3);
- Détente (jusqu'en 4);
- Début de l'échappement (depuis 4 - ouverture des lumières E) et de l'admission (depuis 1 - ouverture des lumières A).

La période d'admission (1-2) se confond avec celle de balayage, pendant laquelle les lumières d'admission et d'échappement sont découvertes simultanément.

3. Moteurs à balayage par le carter (fig. 99).

240. Ce principe est seulement appliqué dans les moteurs de petite cylindrée à allumage par étincelle. On effectue la compression préalable des gaz frais dans le carter même du moteur. Des lumières supplémentaires (B) sont pratiquées à cet effet dans le cylindre sous les lumières d'échappement et les lumières de balayage. Ces lumières communiquent avec le conduit d'amenée des gaz frais tandis que les lumières de balayage communiquent avec le carter du moteur (fig. 99).

Pendant la course ascendante du piston (course de compression), ce dernier découvre les lumières (B) et met ainsi en communication le carter, dans lequel s'est créée une dépression par suite de la montée du piston, avec le conduit d'aspiration. Les gaz frais sont aspirés dans le carter du moteur.

Lors de la course descendante du piston, celui-ci recouvre par son bord inférieur les lumières (B); les gaz frais emprisonnés dans le carter sont légèrement comprimés par la réduction du volume, opérée par la descente du piston. Au moment où le bord supérieur du piston découvre les lumières de balayage (A), les gaz frais comprimés dans le carter pénètrent dans le cylindre et chassent les gaz brûlés vers les lumières d'échappement.

4. Inconvénients des moteurs à distribution par lumières seules.

241. La disposition décrite ci-dessus, où la distribution entière (admission et échappement) est réalisée par le piston du moteur, est relativement simple. Cependant, elle présente l'inconvénient de n'utiliser, pour la compression, qu'une partie très faible de la course réelle du piston. En effet, pour éviter que les gaz brûlés, encore à haute température, ne soient refoulés vers l'admission vers la fin de la détente, on est amené à prévoir les lumières d'échappement plus hautes que celles de balayage. Il en résulte qu'au moment de la compression, alors que le piston ferme les lumières de balayage (A), celles d'échappement (E) restent encore ouvertes un certain temps permettant l'évacuation d'une partie des gaz frais qui viennent d'être introduits. En d'autres termes, tout se passe comme si le piston n'avait qu'une course correspondant à la distance (d) comprise entre le point mort haut et la partie supérieure des lumières d'échappement, les gaz dans le cylindré étant à la pression atmosphérique. Le moteur a donc un mauvais rendement volumétrique.

La distance d, portant le nom de course utile, est, en général, de l'ordre de 70 % de la course totale L.

C. Moteur à distribution partiellement par lumières et par soupapes (fig. 100).

242. En vue d'éviter l'inconvénient ci-dessus, on réalise généralement dans les gros moteurs une des phases de la distribution (l'admission par exemple) au moyen de lumières (B) pratiquées dans le cylindre et l'autre phase (l'échappement par exemple) au moyen de soupapes (au nombre de 1 ou 2) disposées dans la culasse.

La commande des soupapes est analogue à celle du moteur 4 temps, à l'exception qu'ici l'arbre à cames tourne à la vitesse du vilebrequin (un cycle de travail par tour). Cette disposition permet de régler à la construction le début et la fin de l'échappement par rapport à l'admission.

La fig. 98 montre les diverses phases du cycle de ce moteur dans le diagramme pv. On voit que la soupape d'échappement s'ouvre (en 4) avant que le piston n'ait découvert les lumières de balayage (en 1). Par contre, la soupape d'échappement se referme (en 5) avant que le piston n'ait refermé complètement les lumières de balayage (en 2).

La compression commence encore au point 2 après la fermeture des lumières de balayage, mais avec des gaz frais à la pression fournie par la pompe de balayage, soit environ 1,2 bar.

Le remplissage du cylindre est, de ce fait, sensiblement amélioré et équivaut sensiblement au balayage obtenu dans un moteur à 4 temps.

Exception doit être faite pour les moteurs GM 567 C (locomotives de ligne) et GM t. 71 (autorails, locotracteurs) pour lesquels les soupapes se ferment après fermeture des lumières.

D. La puissance indiquée et effective d'un moteur 2 temps.

1. Le travail indiqué développé par cycle.

243. Comme c'était le cas des moteurs à 4 temps, le travail développé par cycle et par cylindre est représenté à une échelle bien déterminée, par la surface des diagrammes "pv" des figures 97 et 98.

2. La puissance indiquée.

244. Le travail développé par cycle et par cylindre étant égal à T kgm, le travail développé par minute est : T.n. (Nm)

La puissance par cylindre vaut : $\frac{T.n}{60}$ (W)

En supposant que le moteur comporte K cylindres, sa puissance indiquée en CV sera :

$$Ni = \frac{T.n.K.}{60 \times 1000} \quad (KW)$$

$$\boxed{Ni = \frac{T.n.K}{60\,000} \quad (KW)}$$

3. Puissance effective.

245. Comme pour le moteur à 4 temps, la puissance effective en CV est donnée par la formule :

$$\boxed{Ne = \frac{2\,\pi\,C.n}{60\,000} \quad (KW)}$$

4. Couple moteur.

246. La variation du couple moteur d'un moteur monocylindrique 2 temps est représentée schématiquement à la figure 101 - 102.

On voit immédiatement que le couple moteur prend une valeur positive pendant la moitié du cycle de fonctionnement.

Il en résulte que pour un moteur deux temps à 2 cylindres, le couple moteur sera aussi régulier que le couple d'un moteur 4 temps à 4 cylindres (fig. 103). Le volant d'un moteur 2 temps sera de ce fait d'une construction beaucoup plus légère que celui d'un moteur à 4 temps.

E. Comparaison entre les moteurs 2 temps et 4 temps.

247. 1. Le moteur 2 temps présente les avantages suivants :

a) A égalité d'alésage, de course, de nombre de tours et de nombre de cylindres, le moteur 2 temps permet de réaliser théoriquement une puissance double de celle du moteur 4 temps. Toutefois, pratiquement, le remplissage du cylindre étant moins bon, la puissance développée par le moteur 2 temps ne vaut 1,5 à 1,85 fois celle du moteur 4 temps correspondant (1,5 pour un moteur sans soupapes et à compression par le carter; 1,85 pour un moteur à soupapes et à pompe de balayage).

Compte tenu des auxiliaires, le moteur à 2 temps permet de réaliser, à égalité de puissance, un gain de poids de 20 à 40 % sur le moteur à 4 temps, avec un encombrement moindre.

b) Le couple moteur du 2 temps est deux fois plus régulier que celui du moteur 4 temps.

248. 2. Les inconvénients du moteur 2 temps sont les suivants :

a) Son rendement thermique est inférieur à celui du moteur 4 temps. Cette perte de rendement est surtout sensible pour le moteur à essence. En effet, le remplissage du cylindre de ce dernier s'effectue au moyen du mélange air-essence; on ne peut éviter que, pendant la période de balayage, une fraction du mélange ne soit évacuée à l'échappement.

Dans le moteur diesel, le balayage s'effectue par de l'air pur et il n'entraîne aucune perte de combustible. Néanmoins, la consommation spécifique d'un moteur 2 temps diesel est environ 10 % supérieure à celle d'un moteur diesel 4 temps.

b) Les organes, constitutifs (pistons, culasses, etc...) à régime de vitesse égal, subissent un nombre double de combustions. Leur sollicitation thermique est, de ce fait, plus élevée que dans le moteur 4 temps. Le refroidissement du fond du piston est notamment plus difficile.

F. Application des moteurs 2 temps.

249. En conclusion, selon l'application envisagée, il convient de mettre en balance les avantages et les inconvénients de chaque type de moteur. Toutefois, l'emploi d'un moteur 2 temps n'est justifié que lorsqu'une très grande régularité du couple moteur est requise ou encore lorsqu'une construction légère et un encombrement limité s'imposent.

1. Moteurs à essence.

Le moteur 2 temps est appliqué dans l'industrie du cycle.

C'est ainsi que pour les moteurs de petite cylindrée (moins de 250 cm3), le moteur 2 temps à balayage par le carter, léger, peu encombrant, de construction simple et peu coûteuse ~~est~~ assez indiqué. Par contre, les moteurs 2 temps équipant les véhicules automobiles ont tendance à disparaître. C'est le facteur, pollution atmosphérique, qui élimine l'application de ces moteurs.

En effet, le graissage du mécanisme bielle-manivelle et des paliers du vilebrequin doit être assuré par le mélange d'huile au carburant, ce qui confère au gaz d'échappement une toxicité non négligeable (DKW - SAAB passent au moteur 4 T).

2. Moteurs diesel.

Les moteurs diesel de traction ferroviaire sont de préférence du cycle à 4 temps (consommation spécifique faible).

Par contre, on trouve aux U.S.A. des constructeurs spécialisés dans le moteur 2 T. Une consommation spécifique plus élevée affecte moins les U.S.A. où les prix des produits pétroliers sont plus bas qu'en Europe. (Général Motors et Fairbanks-Morse). Des moteurs 2 temps "General Motors EMD" équipent les locomotives diesel, séries 52, 53, 54, 55, 62, 63, 75, (91) et les autorails, séries 44, 45 et 46.

V.P.

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN MOTEUR A DEUX TEMPS SANS SOUPAPES.

Point mort bas

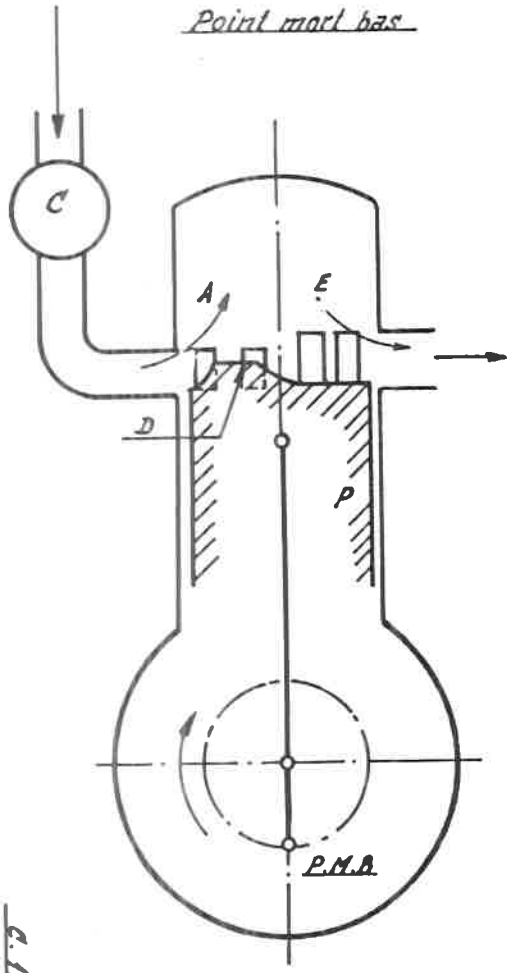


Fig. 93

début de la compression

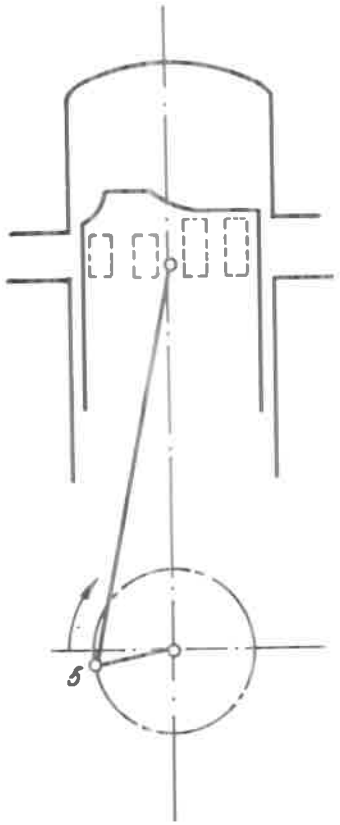


Fig. 94

point mort haut

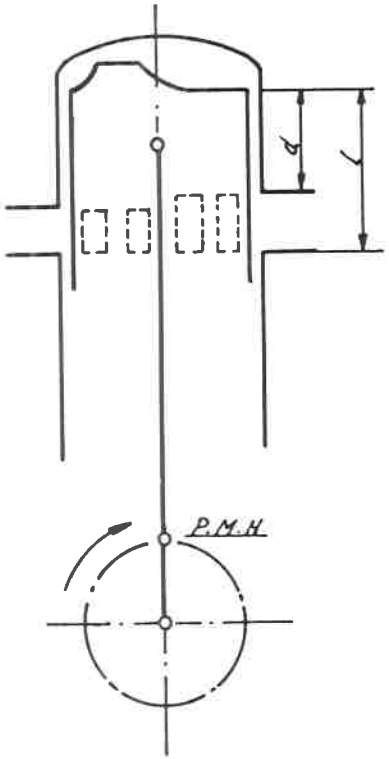


Fig. 95

début de l'échapp.

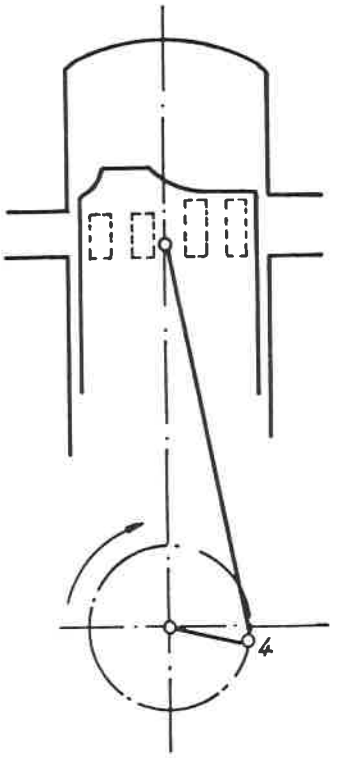


Fig. 96

C. 1213
13-7

Annexe 50

MOTEUR 2 TEMPS

MOTEUR SANS SOUPAPES

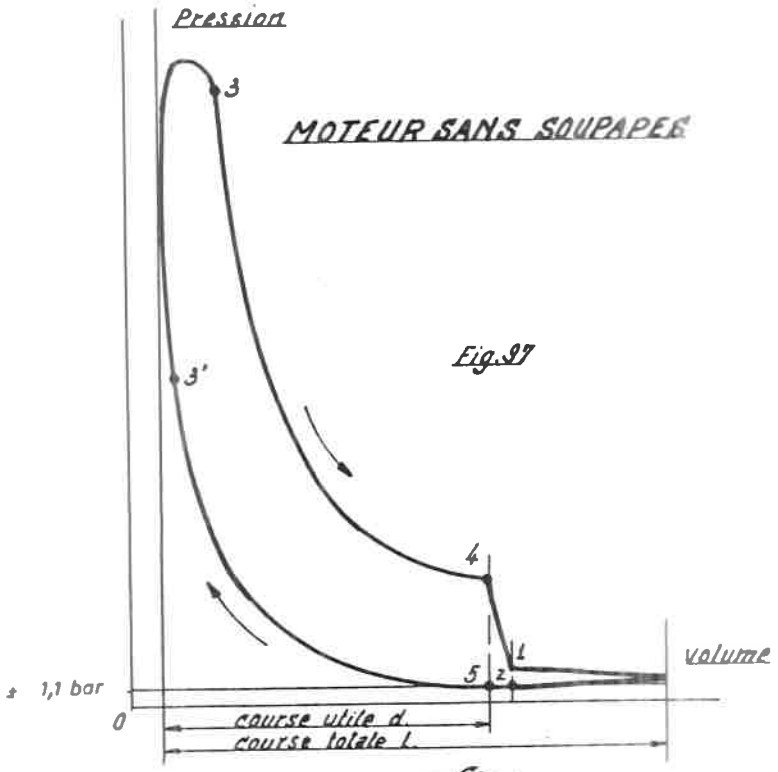
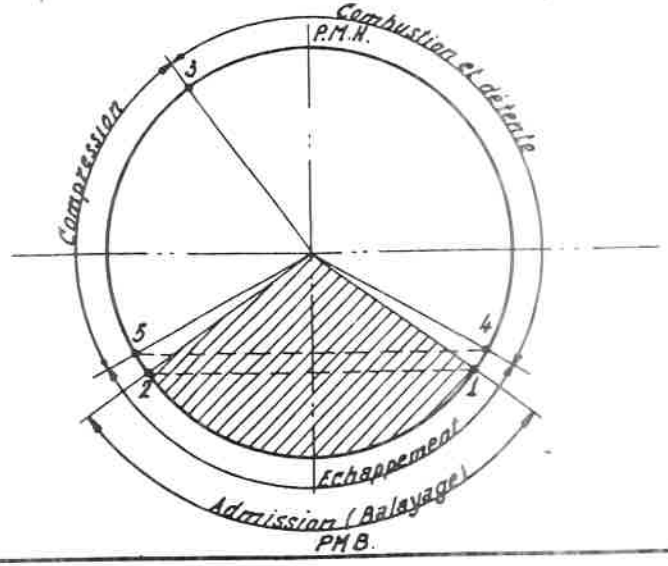


Fig. 97



MOTEUR A SOUPAPES D'ECHAPPEMENT

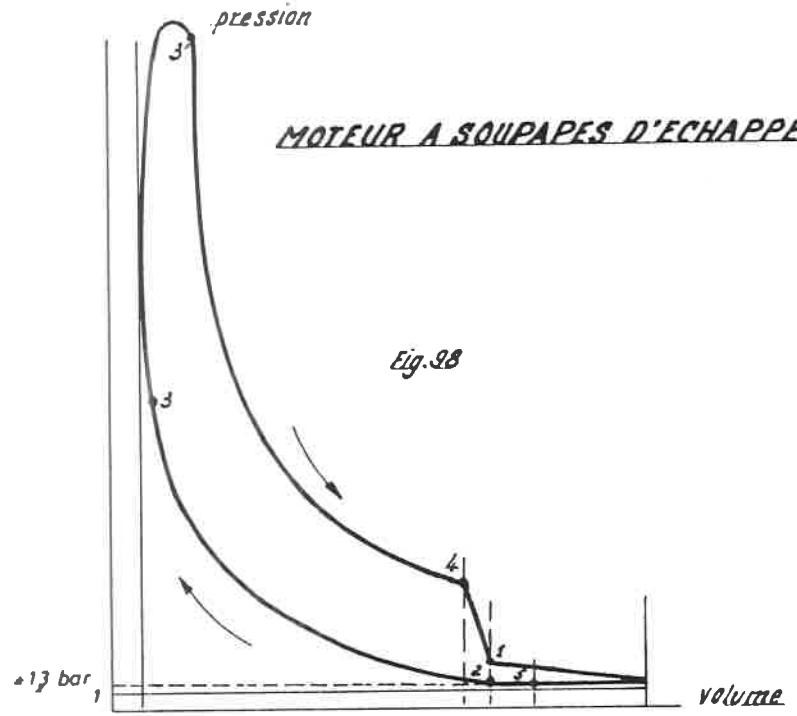


Fig. 98

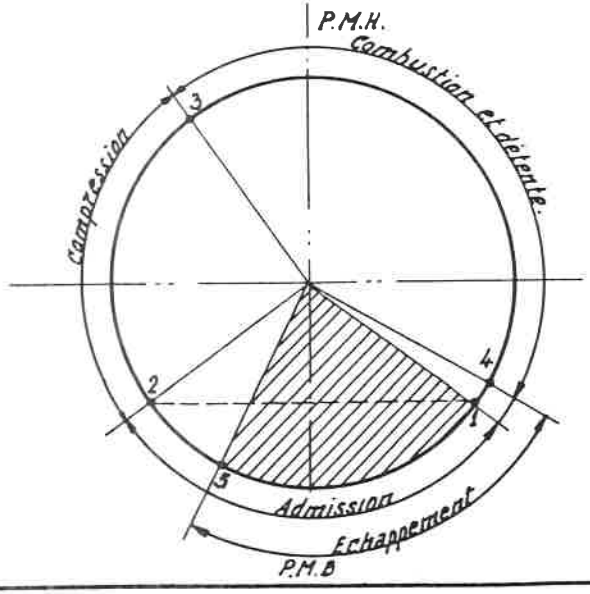


Fig. 7
C 1213

Annexe 51

V.P.

MOTEUR 2 TEMPS

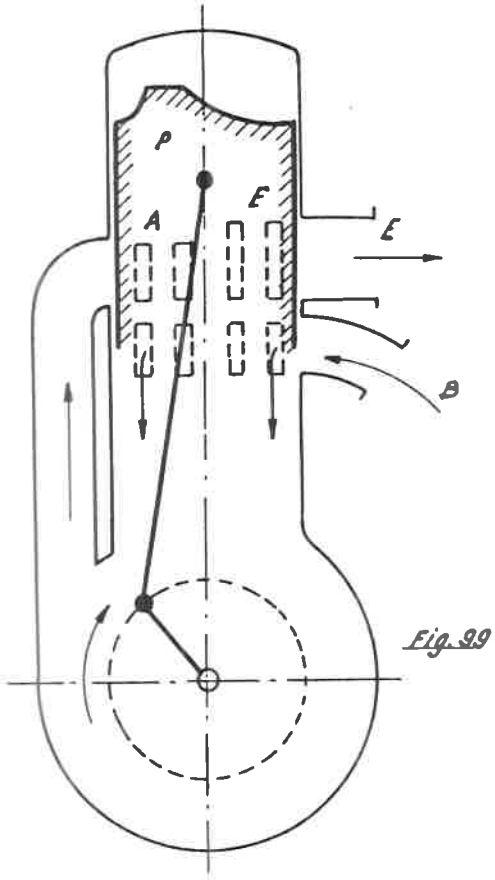


Fig. 99

MOTEUR
ALIMENTE PAR LE SOUS CARTER

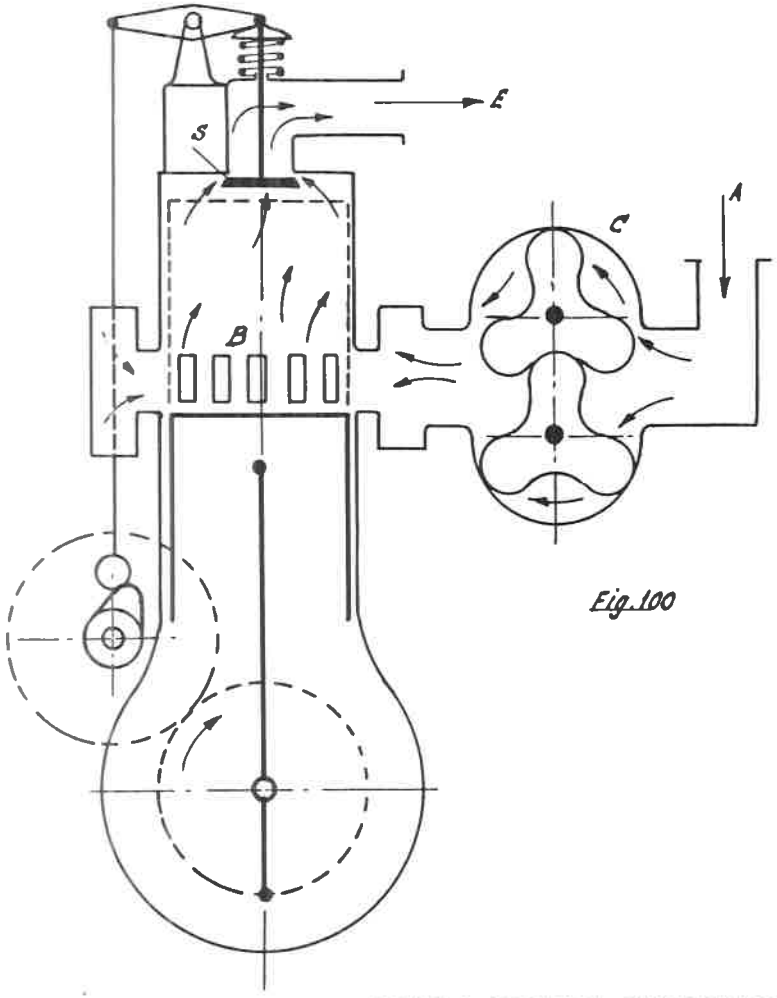


Fig. 100

MOTEUR A SIMPLE DIRECTION
ALIMENTE PAR UNE SOUFFLANTE

C. 1213
13 mai 42

Annexe 52

Annexe 53

GRAPHIQUE DU COUPLE MOTEUR D'UN MOTEUR MONOCYLINDRE A 2 TEMPS

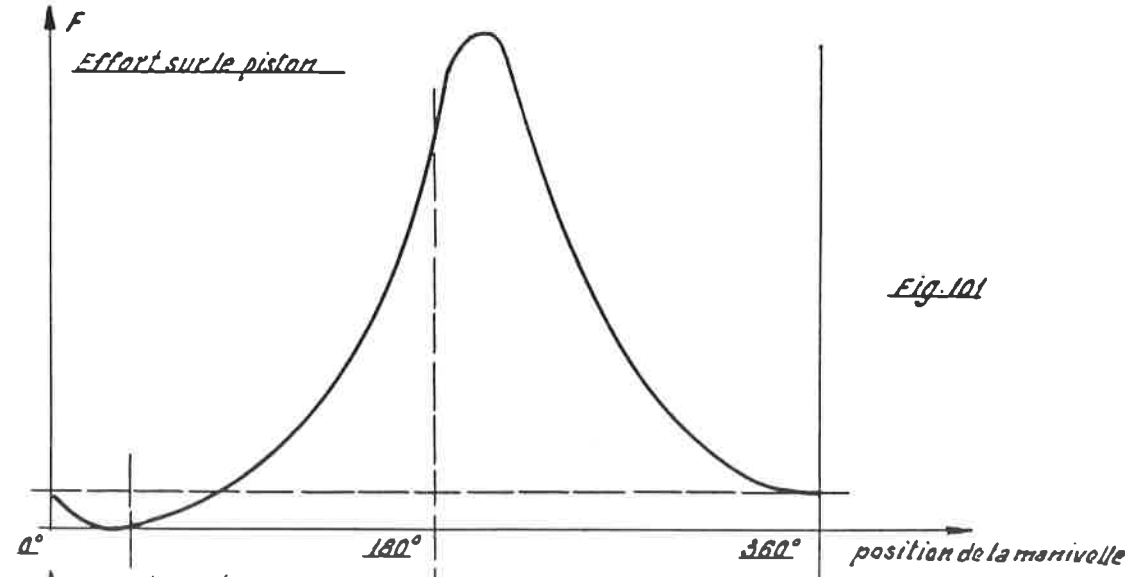


Fig. 101

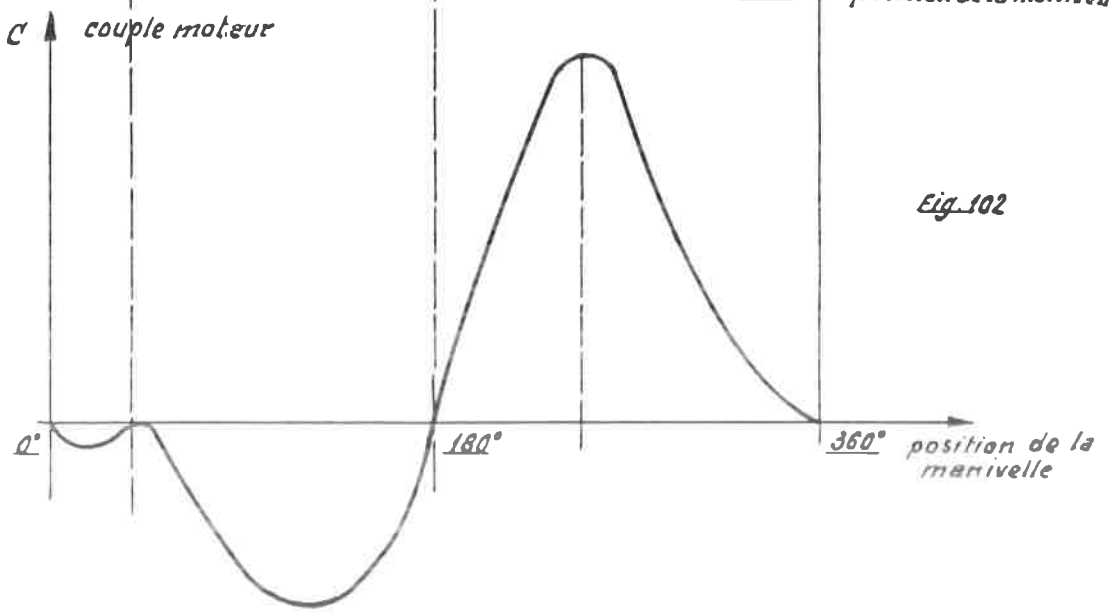


Fig. 102

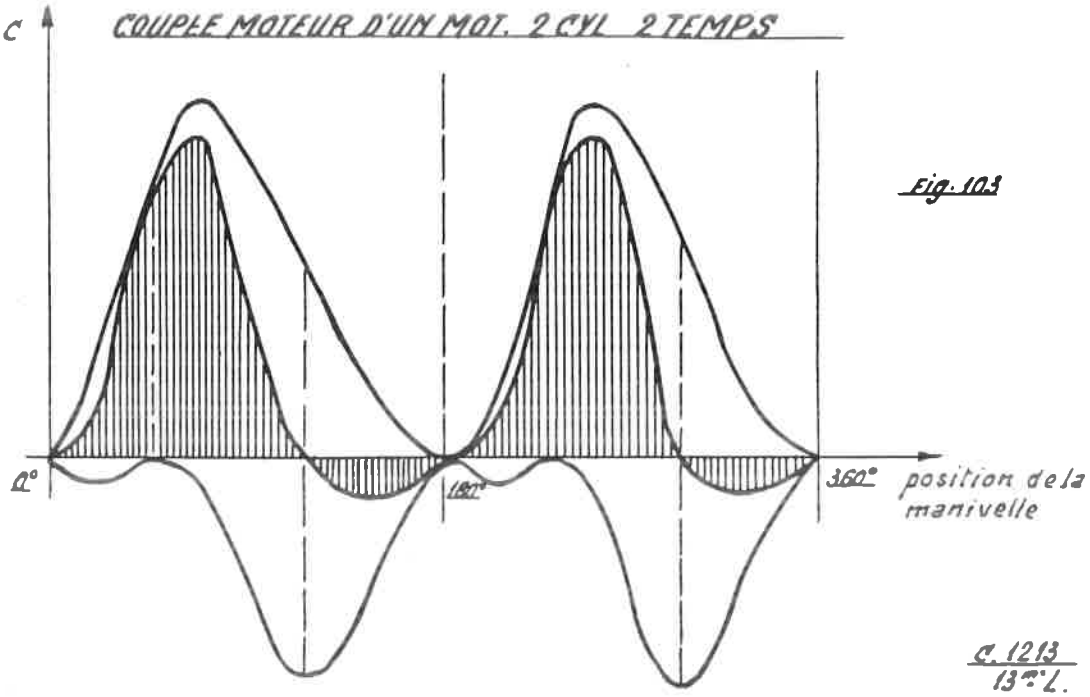


Fig. 103

C. 1213
13 m² L.

V.P

CHAPITRE VII - LES CARACTERISTIQUES ESSENTIELLES DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

A. Introduction.

250. Nous entendons par caractéristiques essentielles, celles qui permettent :

1) De comparer entre eux des moteurs de différentes constructions;
2) D'étudier l'application d'un moteur aux exigences d'une utilisation.

Dans ce chapitre nous examinerons les caractéristiques des moteurs qui intéressent particulièrement la traction diesel.

Les caractéristiques essentielles d'un moteur à combustion interne sont :

1) La puissance;
2) La vitesse de rotation maximale et au ralenti;
3) Le couple-moteur;
4) Les courbes caractéristiques;
5) La consommation spécifique;
6) La pression moyenne;
7) La souplesse du moteur;
8) Les dimensions principales : alésage D, course L, nombre de cylindres K;
9) La masse du moteur et de ses organes principaux;
10) Le procédé de lancement.

Dans les explications qui suivent, il a été tenu compte, dans la mesure du possible, des définitions de "L'Union Internationale des Chemins de fer" (U.I.C.).

B. La puissance du moteur.

1. Définition.

251. Généralement, on entend par "puissance d'un moteur" la puissance effective qu'il peut développer. Cette puissance est pratiquement toujours déterminée par l'essai du moteur au banc d'essai, après sa construction.

La définition de la puissance peut se faire :

a) D'après les normes américaines S.A.E.

La puissance est définie pour le moteur sans accessoires ni organes auxiliaires.

b) D'après les normes allemandes D.I.N.

La puissance est définie pour le moteur avec ses accessoires.

Pour un moteur déterminé, la puissance SAE sera plus grande que la puissance DIN.

D'après l'UIC, la puissance utile d'un moteur diesel équipant un engin est la puissance mécanique disponible à l'arbre pour la propulsion de l'engin lui-même et celle des auxiliaires non indispensables au fonctionnement du moteur; auxiliaires qu'il entraîne directement ou indirectement.

Sont considérés comme organes indispensables : les pompes d'injection, régulateurs, pompes à eau, pompes à huile... La puissance absorbée par ces organes ne peut être reprise dans la puissance utile.

Les auxiliaires suivants sont à considérer comme non indispensables : les ventilateurs pour le refroidissement des radiateurs, les compresseurs, les génératrices auxiliaires, etc....

La puissance absorbée par ces organes est à considérer comme puissance utile développée par le moteur. La puissance U.I.C. correspond donc à la puissance DIN.

D'après les définitions de l'U.I.C., la vitesse de rotation (nombre de tours par min.) à laquelle la puissance utile peut être développée, doit être précisée.

2. Puissance nominale, puissance de pointe et puissance continue.

a) Puissance nominale.

252. C'est la puissance effective maximale que le moteur est capable de développer, sans danger d'avaries et de façon continue, pendant un laps de temps correspondant à la durée normale de fonctionnement journalier du moteur.

D'après l'U.I.C., la puissance nominale d'un moteur diesel destiné à la traction est, par convention, la puissance utile que le moteur est capable de développer dans des conditions bien déterminées lors d'un essai de 100 heures.

La vitesse à laquelle le moteur est capable de développer la puissance nominale est la vitesse nominale. Le couple correspondant à la vitesse nominale et à la puissance nominale est appelé le couple nominal.

b) Puissance continue.

253. C'est la puissance effective maximale que le moteur peut devélopper, sans danger, lorsque la durée de fonctionnement est illimitée. Cette puissance est inférieure à la puissance nominale.

c) Puissance de pointe (surcharge).

254. C'est la puissance effective maximale que le moteur est à même de fournir pendant un laps de temps limité. L'indication de cette puissance n'est valable que si elle est accompagnée de la durée de la surcharge. S'il s'agit d'une surcharge d'une heure, la puissance de pointe est appelée puissance unihoraire.

La puissance de pointe est évidemment toujours supérieure à la puissance nominale.

La différence entre la puissance de pointe et la puissance nominale est souvent appelée "surcharge".

Remarques.

255. 1. Sauf indication contraire, la puissance annoncée dans les catalogues correspond généralement à la puissance nominale pouvant être développée à la vitesse maximale. La dénomination "D.I.N." ou "SAE" détermine les normes d'après lesquelles la puissance a été déterminée.

256. 2. Pour les moteurs diesel de la S.N.C.B., on entend par puissance, la puissance effective nominale "UIC".

257. 3. L'essai de "100" heures en continu pour la vérification du fonctionnement correct à la puissance nominale et à des régimes variés selon le programme suivant :

- 80 heures à la puissance nominale;
- 1 heure en surcharge de 10 % de la puissance nominale (3/4 h. sur couple, ¼ h sur la vitesse);
- 10 heures à charges partielles;
- 9 heures à charges alternées.

4. La puissance développée par un moteur diesel est influencée par :

- La pression atmosphérique,
- La température ambiante (remplissage des cylindres),
- L'humidité relative de l'air (la vaporisation de l'eau contenue dans l'air, absorbe de la chaleur et la pression de vapeur s'ajoute à la pression des gaz de combustion).

D'après les normes U.I.C., la puissance nominale est définie pour une pression atmosphérique de 760 mm Hg, une température ambiante de + 20° et une humidité relative de 70 %.

Si les conditions ne sont pas réalisées, des corrections sont apportées au moyen de formules empiriques.

C. La vitesse de rotation du moteur.

1. Vitesses caractéristiques.

258. a) La vitesse d'allumage.

C'est la vitesse de rotation sous laquelle l'allumage et la combustion du combustible ne s'effectuent pas.

b) La vitesse de ralenti.

C'est la vitesse de rotation du moteur utilisée pendant les périodes de fonctionnement à charge nulle.

Pour les moteurs diesel, cette vitesse varie entre le tiers et la moitié de la vitesse maximum.

259. c) La vitesse maximum.

C'est la vitesse de rotation maximale déterminée par le constructeur, au-delà de laquelle le moteur ne peut fonctionner. Lorsque cette vitesse est dépassée, on dira que le moteur tourne en régime de survitesse.

En cas de survitesse, on risque de :

- Dépasser les valeurs maximales des efforts d'inertie. (Ces forces augmentent avec le carré de la vitesse de rotation);
- Provoquer l'affolement des soupapes par des effets de résonance qui surviennent dans les ressorts de rappel au-delà de la vitesse critique. Le rappel des soupapes tend à se déphaser, si bien qu'elles peuvent entrer en contact avec le piston et subir des bris.

2. Classification des moteurs suivant leur vitesse nominale

Suivant leur vitesse de rotation maximale, les moteurs diesel peuvent être classés comme suit :

260. a) Moteurs ultra-lents (moteurs marins).

Ce sont des moteurs dont la vitesse maximale est généralement inférieure à 200 tr/min. Pour que ces moteurs puissent développer une certaine puissance, il est nécessaire que le couple soit grand. C'est ainsi que le diamètre et la course du piston sont toujours importants.

La puissance maximale de ces moteurs est généralement limitée à 750 KW par cylindre lorsque le piston n'est pas refroidi à l'eau. La puissance peut atteindre 2.500 KW par cylindre lorsque le piston est refroidi à l'eau. En effet, le refroidissement d'un piston ayant un diamètre qui dépasse 900 mm devient très difficile.

Les moteurs marins qui sont d'une construction très lourde et très robuste sont surtout utilisés pour la propulsion des bateaux (attaque directe de l'arbre d'hélice) et pour des installations stationnaires, par ex. des centrales électriques d'une puissance limitée.

Les cylindres sont généralement verticaux et disposés en ligne. Les pistons sont guidés par une crosse.

261. b) Moteurs diesel lents.

La vitesse de rotation de ces moteurs est inférieure à 1000 tr/min.

A puissance égale, ces moteurs sont équipés de pistons de plus petit diamètre que les précédents. Leur construction est, de ce fait, moins lourde.

Ils exigent un équilibrage d'autant plus efficace que les efforts d'inertie des organes en mouvement sont plus grands.

Pour réduire ces efforts d'inertie, les pistons sont souvent réalisés en alliage léger.

Les moteurs lents sont utilisés pour la traction sur les locomotives diesel de route et de manoeuvre.

A la S.N.C.B., pour des raisons de standardisation (raison : la transmission), la vitesse de rotation de ces moteurs lents est comprise entre 625 et 1000 tr/min. pour des puissances de 400 à 550 KW (locomotives de manoeuvre) ou de 1000 à 1500 KW (locomotives de route). Les particularités de ces moteurs sont données à l'annexe 54.

262. c) Moteurs rapides.

Ces moteurs tournent à des vitesses supérieures à 1000 tr/min.

Leurs poids et dimensions sont réduits par rapport aux précédents. Ces moteurs trouvent une grande utilisation pour la propulsion des bateaux rapides, des véhicules routiers, des locotracteurs et des autorails.

Les cylindres peuvent être disposés en ligne (verticalement ou horizontalement) ou en V.

Les forces d'inertie de ces moteurs doivent être parfaitement équilibrées par suite des vitesses de rotation élevées. Ces forces sont atténuées par l'utilisation de pistons en alliage léger et de bielles en acier allié à haute résistance.

Les moteurs rapides en service à la S.N.C.B. sont les moteurs Brossel (1800 tr/min), les moteurs à 2 temps "G.M." t. 71 (2000 tr/min.) et les moteurs Maybach GTO 6 A (1500 tr/min.).

Les particularités de ces moteurs rapides en service à la S.N.C.B. sont données à l'annexe 54.

263. d) Moteurs ultra-rapides.

Ce sont les moteurs dont la vitesse maximale dépasse 2000 tr/min. Il existe actuellement des moteurs diesel pour des véhicules routiers, dont la vitesse maximum atteint 4500 tr/min (voir l'annexe 56).

Ces moteurs sont d'une construction très légère et, par conséquent, d'une faible robustesse. Ces moteurs sont surtout d'application pour des véhicules routiers (camions - autobus) et pour des autorails légers.

Remarques.

1. La durée de vie des pièces constitutives d'un moteur est fonction du nombre de révolutions à sollicitation égale bien entendu.

C'est ainsi que les durées de vie sont souvent inversement proportionnelles aux vitesses de rotation.

264. 2. Pratiquement les moteurs à allumage par étincelle peuvent être tous classés parmi les moteurs rapides.

Généralement, leur vitesse maximale varie entre 3000 et 7000 tr/min. Les particularités principales de quelques moteurs à essence de construction moderne sont données à l'annexe 55.

D. Le couple moteur.

265. Le couple développé par un moteur à combustion interne est déterminé par la quantité de combustible fournie par cycle au moteur.

1. Moteur à allumage par étincelle (moteur à essence).

Dans le moteur à essence, le réglage de la charge ou couple développé, s'obtient en étranglant plus ou moins, au moyen d'un papillon, la tuyauterie d'admission à la sortie du carburateur; on réduit ainsi plus ou moins la quantité de mélange air-essence admise dans le cylindre, le carburateur étant conçu de façon telle que le dosage de l'essence dans le mélange reste sensiblement constant aux différents régimes.

Il en résulte qu'à faible charge, lorsque le papillon est peu ouvert, le degré de remplissage du cylindre est moindre, de même que la pression atteinte en fin de compression.

Pour une position bien déterminée du papillon, l'aspiration créée dans le carburateur augmente lorsque la vitesse du moteur augmente. Il en résulte une augmentation du couple.

A partir d'une certaine vitesse correspondant au couple moteur maximal, le couple n'augmentera plus lorsque la vitesse augmente, mais, au contraire, diminuera sensiblement à cause des pertes de charge se produisant dans l'aspiration (filtre à air, carburateur, collecteur). Ces pertes de charge croissent avec la vitesse et le remplissage des cylindres sera de moins en moins parfait.

Le couple maximum d'un moteur à essence correspondant à une position donnée du papillon, varie donc suivant la vitesse du moteur comme il est représenté à la figure 104.

C'est pour cette raison que dans le tableau de l'annexe 55 la vitesse indiquée correspond au couple maximum.

Les mêmes considérations sont valables pour les moteurs à gaz équipés non pas d'un carburateur mais d'un mélangeur.

Conclusion.

Le couple du moteur à allumage par étincelle n'est pas constant ce qui le rend très souple et avantageux pour la propulsion des véhicules routiers (voir plus loin : souplesse d'un moteur à combustion interne).

2. Moteurs diesel.

La quantité d'air comburant fournie au moteur est constante et indépendante de la vitesse et de la charge du moteur. Il est possible de régler la quantité de combustible injectée par cycle et cela indépendamment de la vitesse du moteur.

Il en résulte théoriquement, que le couple du moteur diesel ne varie pas avec sa vitesse. En d'autres termes, le moteur diesel peut développer son couple maximum à n'importe quelle vitesse pour autant que celle-ci soit comprise entre les valeurs des vitesses extrêmes.

En réalité, le couple augmentera légèrement jusqu'à une valeur maximale, atteinte à une vitesse déterminée.

En effet, lors de la compression, l'étanchéité de la segmentation croît avec l'augmentation de la vitesse et le refroidissement de l'air est moins important.

A partir de cette vitesse, le couple diminuera légèrement par suite de l'augmentation de la température des gaz d'échappement et du balayage moins efficace.

E. Courbes caractéristiques.

Les figures 104 à 109 représentent les caractéristiques de quelques moteurs à combustion interne (couple et puissance par rapport à la vitesse de rotation pour une charge déterminée).

266. 1. Moteurs diesel.

Pour un débit d'injection donné, le couple varie peu avec la vitesse de rotation. La puissance, fonction du produit du couple par la vitesse de rotation, augmente ainsi à peu près linéairement avec celle-ci (voir les figures 104bis à 109).

Les courbes obtenues sont limitées aux vitesses de rotation de ralenti et maximale.

2. Moteurs à essence.

La puissance n'augmente pas linéairement avec la vitesse à cause de la forte diminution du couple.

C'est ainsi que la puissance maximale d'un moteur à essence ne correspond pas toujours ni à la vitesse maximale ni à son couple maximum (voir figure 104).

F. La consommation spécifique.

1. L'influence de la charge et de la vitesse du moteur sur la consommation spécifique.

267. Comme déjà expliqué antérieurement, la consommation spécifique est la quantité de combustible consommé par unité de travail (souvent le KW h). Cette consommation spécifique dépend entre autres du rendement effectif du moteur, celui-ci dépendant à son tour des rendements thermique et mécanique.

a) Le rendement thermique.

Celui-ci dépend en premier lieu du taux de compression et du délai d'inflammation du combustible (voir 6e leçon). Pour un taux de compression et un combustible déterminés, le rendement thermique sera influencé par :

1. L'échange de chaleur entre les gaz contenus dans les cylindres et les parois des cylindres (voir 5e leçon) :
   - Lors de la compression, l'air comprimé (mélange air-combustible) sera d'autant plus refroidi que le moteur tourne plus lentement. Ceci diminue la pression en fin de compression et la pression de combustion;
   - De même, lors de la détente, les gaz de combustion seront d'autant plus vite refroidis que le moteur tourne moins vite. La quantité de chaleur transformée en travail mécanique diminue.
2. Le remplissage des cylindres est de moins en moins parfait au fur et à mesure que la vitesse du moteur croît. En effet, les pertes de charges dans l'admission (filtre à air, carburateur, collecteurs d'admission) augmentent sensiblement avec la vitesse de rotation.

3. La combustion est plus lente lorsque la concentration du combustible dans l'air de combustion diminue, c.à.d. lorsque la charge est faible. D'autre part, la combustion est moins bonne lorsque la vitesse du moteur augmente. (Le temps disponible pour la combustion de l'ensemble des particules de combustible diminue et, de plus, le remplissage des cylindres s'effectue moins bien).

b) Le rendement mécanique.

Les pertes dues aux frottements internes dans un moteur n'augmentent que légèrement avec la vitesse et la charge.

L'incidence du rendement mécanique sur le rendement total du moteur sera d'autant plus grande que la charge du moteur diminue et pour une charge déterminée, le rendement mécanique diminue légèrement lorsque la vitesse augmente.

Conclusions.

- A charge constante, le rendement final (ou total) :

1. Augmente lorsque sa vitesse croît, les pertes de chaleur étant plus faibles;
2. Diminue lorsque la vitesse croît, suite :
   - au remplissage insuffisant des cylindres;
   - à la combustion moins parfaite;
   - à la température plus élevée des gaz d'échappement.

Il en résulte que, pour une charge déterminée, la consommation spécifique diminue lorsque la vitesse augmente, pour atteindre sa valeur minimale à une certaine vitesse critique. Au-delà de celle-ci, la consommation spécifique croît à nouveau au fur et à mesure de l'augmentation de la vitesse de rotation.

- A charge variable :

Le rendement total diminue sensiblement lorsque la charge diminue :

- Incidence plus grande des pertes mécaniques dues aux frottements internes;
- Combustion moins rapide;
- Chaleur perdue dans l'air en excès et dans la vapeur d'eau.

De cette façon, la consommation spécifique augmente sensiblement lorsque la charge diminue.

Par conséquent, lorsqu'il est question de consommation spécifique, il faut faire mention de :

1) La charge du moteur,
2) La vitesse du moteur.

Les figures 104 à 109 reprennent aussi les courbes de la consommation spécifique pour plusieurs régimes de charge (charge complète, 3/4, ½ ou ¼ de la charge). On remarque que chaque courbe passe par une valeur minimum pour une vitesse déterminée.

2. Discussion de la courbe caractéristique de la consommation spécifique d'un moteur diesel.

268. L'allure de la courbe montre que :

a) La consommation spécifique est, dans une certaine mesure, indépendante de la vitesse de rotation dans la zone normale d'utilisation, c'est-à-dire de la pleine charge à la demi-charge;

b) La consommation spécifique est minimale à charge complète et plus élevée aux petites charges;

c) La consommation spécifique maximale d'un moteur à 4 temps varie entre 210 et 300 g/KWh Cette consommation spécifique est plus élevée lorsqu'il s'agit :

- d'un moteur 2 temps par rapport au 4 temps;
- d'un moteur de petite puissance par rapport à un moteur à grande puissance;
- d'un moteur rapide comparé à un moteur lent.

Ci-dessous, quelques valeurs de la consommation spécifique à la pleine charge des moteurs de la S.N.C.B.

Moteurs	Puissance totale (KW)	Vitesse maximum tr/min.	Système de fonctionnement	Consommation spécifique minim à charge complète (g/KWh)
GM 657	1287	835	2 temps	240
GM série 71	130	1800	2 "	290
CO 608 A	1287	625	4 "	220
CO TH 95 SA	1030	1000	4 "	220
ABC 6 DXS	478	750	4 "	220
Brossel 6D 110 B	90	1800	4 "	245

3. Consommation par heure.

269. Cette consommation ne présente un certain sens que pour autant que la charge reste rigoureusement constante.

Par contre, pour le fonctionnement à vide (charge nulle), la consommation est toujours exprimée par heure en fonction de la vitesse de rotation en tr/min., le moteur ne développant aucune puissance utile.

Ci-après la consommation à videet en charge de quelques moteurs :

Moteur	Puissance développée	Vitesse de rotation tr/min.	Consommation par heure (kg/h)
CO 608 A	1287 KW	625	285
	à vide	325	12
Brossel 6 D 120 E	90 KW	1800	22
	à vide	400	1,2

C 1213
L - 14°

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DES MOTEURS DIESEL EN SERVICE A LA SNCB

ANNEXE 54

CONSTRUCTEUR		BROSSEL		CARELS - SEM			MAY - BACH	GM		GM - EMD		A. B. C.				COCKERILL					
TYPE	UNITES	6D120B	8D120B	6K103HS	6K113HS	6B3S	GT06A	71 N	71 N	567C	567D	6DUS	8DUS	6DXS	6DXC	Hamilton 695SA	Hamilton T695SA	Hamilton TH895SA	Baldwin 608A	Cock. 240CO	Coc 6TR2
SERIE DE VEHICULES		t. 551ES + Grues	49	40 43	92	72	80	44 45	91	52-53/ 54/55	62-63	84	70	85/82	74/71	83	73/1°S	60	59/51	73/2°43°	60/1°
CYCLE		4		4	4	4	4	2	2	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
PUISSANCE NOMINALE	KW	95		295	258	550	480	131	247	1286/1434	1050	405	515	405/480	550/662	405	550	1030	1290/1440	550	103
PUISSANCE PAR CYCLE	KW	15,9		49	43	67,5	40	21,8	20,6	80/89	87,5	67,5	64,4	67,5/80	91/110	67,5	91	128	161/180	91	171
GENRE D'INJECTION		CHAMBRE DE TURBULENCE RICARDO		CHAMBRE DE PRECOMBUSTION GANZ-JENDRASSIK		DIR. MECAN.	DIR. MECAN.	DIRECTE MECANIQUE		DIRECTE MECANIQUE		DIRECTE MECANIQUE				DIRECTE MECANIQUE					
NOMBRE ET DISPOSIT. DES CYLINDRES		6 En ligne	8 En ligne	6 En ligne	6 En ligne	6 En ligne	12 V	6 L	12 V	16 V	12 V	6 En ligne	8 En ligne	6 En ligne	6 En ligne	6 En ligne	6 En ligne	8 En ligne	8 En ligne	6 En ligne	6 En lig
ALESAGE = D	mm	120	120	175	175	270,3	160	108	108	216	216	242	242	242	242	241,3	241,3	241,3	324	241,3	241,
COURSE = L	mm	150	150	240	240	360	200	127	127	254	254	320	320	320	320	305	305	305	394	305	305
RAPPORT $\frac{L}{D}$		1,25	1,25	1,37	1,37	1,28	1,25	1,17	1,17	1,17	1,17	1,32	1,32	1,32	1,32	1,26	1,26	1,26	1,22	1,26	1,2
VITESSE DE ROTATION NOMINALE	t/min	1800	1800	1350	1300	680	1400	1800	1800	835	835	680	650	680/750	750	950	950	1000	625/650	950	100
POMPE D'INJECTION ET PRESSION	bar	BOSCH 120	BOSCH 120	BOSCH 150	BOSCH 150	BOSCH 240	DECKEL 200	GM AFZONDERLIJK 1000 tot 1400		GM AFZONDERLIJK 1000 tot 1400		BOSCH SYSTEME 220	220	220	220	BOSCH SYSTEME 240	280	280	245	280	28
VITESSE MOYENNE DU PISTON	m/sec	9	9	10,8	10,4	8,16	9,34	7,62	7,62	7,07	7,07	7,25	6,93	7,25/8,00	8,00	9,66	9,66	10,16	8,20	9,66	10,1
PRESSION MOYENNE EFFECTIVE	bar	6,4	6,3	7,72	6,65	8,05	8,67	6,35	6	6,28/7	6,86	8,27	8,28	8,27/8,86	10,23/12,27	6,18	8,42	11,4	9,79/10,4	8,42	15
SYSTEME DE REMPLIS. SOUS PRESSION		—	—	BROWN BOVERI		BROWN BOVERI	MAYBACH	—	—	—	—	BROWN - BOVERI				—	BROWN BOVERI		BROWN BOVERI	BROWN BOVERI	
CONSOM. DE COMBUST. SOUS PLEINE CHARGE	gr/kwh	252	252	260	260	245	225	285	285	285	285	220	220	220	220	217	217	217	220	217	217
MASSE TOTALE DU MOTEUR	kg	850	1175	3750	3750	14500	3800	1500	1675	15400	11700	8700	10200	8500	9200	8700	8950	12000	17200/17800	8500	870
MASSE SPECIFIQUE	kg/kw	8,9	9,4	12,7	14,6	26,2	7,92	11,45	6,78	11,9/10,74	11,14	21,48	19,8	20,98/17,70	16,73/13,89	21,5	16,27	11,65	13,33/12,36	15,45	8,4
PUISSANCE SPECIFIQUE	kw/kg	0,113	0,107	0,078	0,068	0,038	0,126	0,087	0,147	0,0835/0,093	0,089	0,046	0,050	0,047/0,056	0,059/0,072	0,0465	0,0614	0,0858	0,075/0,08	0,064	0,11
RAPPORT DE COMPRES.				13,6	13,6	13,7	14	18,7	18,7	16	16	12,6	12,6	12,6	12,6	14	14	14		12,8	12,
COUPLE MAXIMAL DU MOTEUR	daNm	58	75	212	192,7	790	332	71	131	1475/1620	1222	580	770	580/620	700/843	415	640	1002	1970/2115	640	100

Annexe 55

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DE QUELQUES MOTEURS A ESSENCE POUR AUTOMOBILES CONSTRUCTION 1967

Constructeur	Caracteristique	Type	Nombre Cyl.	Montage Cyl.	Refroidiss.	Puissance utile CV	Vitesse maximum tr/min	Couple maximum à — Couple kgm	Couple maximum à — vitesse t/min.	Cylindr. l	Alésage mm	Course mm	Taux de compress.	Echan. de soup.	Carburat.
AUSTIN	Mini	850	4	vert	eau	34 DIN	5500	6,1	2900	0,848	63	68,26	8,3	Sdt.	1 SU
	A 110 westminst.		6	vert	"	120 DIN	4750	22,53	2750	2,912	83,34	88,9	8,3	"	2 SU
B.M.W.	1600 lweedeurs		4	inel.	"	96 SAE	5800	12,6	3000	1,573	84	71	8,6	"	1 Solex
	1800		4	"	"	90 DIN	5250	14,6	3000	1,773	84	80	8,6	"	Solex
	2000		4	"	"	113 SAE	5800	16	3000	1,990	89	80	8,5	"	1 Solex
BUICK (G.M)	Special Deluxe		6	V	"	162 SAE	4200	32,5	2400	3,69	95,2	86,4	9	"	double
	Riviera		8	V	"	365 SAE	5000	65,69	2800	7,04	106,4	99,06	10,25	"	quadr.
CADILLAC (GM)	Calais		8	V	"	345 SAE	4600	66,36	3000	7,029	104,89	101,59	10,5	"	quadr.
CHEVROLET (GM)	Corvair monza		6	hor.	air	111 SAE	4400	22,13	2800	2,69	87,3	74,6	9,25	"	2 Rochester
	Bel air		6	vert	eau	157 SAE	4200	32,5	1600	4,1	98,4	89,7	8,5	"	1
CHRYSLER	Newport		8	V	"	274 SAE	4400	53,8	2800	6,276	107,95	85,85	9,2	"	2 Venturi
CITROEN	ID 19		4	vert	"	84 SAE	5250	14,7	3000	1,985	86	85,5	8	"	1 Solex
	Panhard 24 B		2	hor.	air	50 SAE	5250	-	-	0,848	84,85	75	7,8	"	1
	AM16 Berline		2	"	"	26 SAE	4750	4,3	3000	0,602	74	70	7,75	"	1 Solex
	"2 PK"		2	"	"	18 SAE	5000	2,8	3000	0,425	66	62	7,5	"	1 Solex
D.A.F	Daffodil		2	"	"	30 SAE	4000	5,8	2800	0,746	85,5	65	7,5	"	1 Solex
	D.A.F 44		2	"	"	40 SAE	4500	7,1	2400	0,844	85,5	73,5	7,5	"	1 Solex
DAIMLER	4,5 liter V8 Majestic Major Limousine		8	V	eau	223 DIN	5500	39,12	3200	4,561	95,25	80,01	8	"	2 SU
FIAT	500 Berlina		2	vert	air	22 SAE	4600	3,1	2200	0,4995	67,4	70	7,1	"	1
	600 "		4	"	eau	32 SAE	4800	5,4	3250	0,767	62	63,5	7,5	"	1
circuit fermé	850 "		4	"	circ. fermé	42 SAE	5200	-	-	0,843	65	63,5	8,8	"	1
	1100R "		4	"	eau	53 SAE	5200	8,5	2800	1,089	68	75	8,1	"	1 double
	124 "		4	"	"	65 SAE	-	9,6	-	1,197	73	71,5	8,8	"	1 "
	1500 "		4	"	"	83 SAE	5400	11,60	2600	1,481	77	79,4	9	"	1 "
circuit fermé	1800B "		6	"	circ. fermé	97 SAE	5300	12,7	3000	1,795	72	74,5	8,8	"	1 "
	2300		6	"	"	119 SAE	5400	16	3500	2,279	78	79,9	8,8	"	1 "

C. 1211
14e Leg.

Annexe 55 bis

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DE QUELQUES MOTEURS A ESSENCE POUR AUTOMOBILES

CONSTRUCTION 1967

Constructeur	Caractérist.	Type	Nombre cyl.	Montage cyl.	Refrodiss.	Puissance utile CV	Vitesse maximum tr/min.	Couple maximum à Couple kgm.	Couple maximum à tr/min	cylindrée l	Alesage mm	Course mm	Taux de compression	Mechan. de soup.	Carburati.
FORD USA	Fairlaine	500	6	vert	eau	120 SAE	4400	26,3	2400	3,277	93,5	79,5	9,2	s.d.t	1
	"	V8	8	V	"	200 SAE	4400	39	2400	4,735	101,6	72,9	9,3	"	2 Venturi
	Thunderbird		8	"	"	315 SAE	4000	59	2800	6,390	102,87	96,01	10,1	"	4 "
	Mustang	V8	8	"	"	200 SAE	4400	39	2400	4,735	101,6	72,9	9,3	"	2 "
FORD Angl.	Anglia Deluxe		4	vert	"	41 SAE	5000	7,6	2700	0,997	80,96	48,41	8,9	"	1
	Cortina Deluxe		4	"	"	58,5 SAE	5000	10,3	2750	1,298	81	63	9	"	1
	Cortina Super		4	"	"	65 SAE	4800	12,3	2500	1,499	81	72,8	9	"	1
	Corsair V4		4	V	"	81,5 SAE	4750	13,8	2750	1,662	93,66	60,35	9,2	"	1
	Zephyr V4		4	"	"	100 SAE	4750	16,4	2750	1,996	93,66	72,42	8,9	"	1 Zenith
	Zodiac		6	"	"	146 SAE	4750	25,1	2750	2,994	93,66	72,42	8,9	"	1 Weberdouble
FORD Cologne	Taunus 12M		4	"	Fluide de refroid. spéciale	63 SAE	5000	11	2800	1,305	84	58,86	8,2	"	1
	" 15M		4	"	"	75 SAE	5000	12,8	3000	1,498	90	58,86	-	"	1
	" 17M		4	"	eau	67 SAE	4800	11,9	2800	1,498	90	58,86	8	"	1
	" 20M		6	"	"	95 SAE	5300	15,7	3500	1,998	84	60,14	9	"	2 Venturi
	" 20MTS		6	"	"	100 SAE		16,5		1,998	84	60,14	9	"	"
HILMAN	Super minx VII		4	vert	"	69,5 SAE	4800	13,6	2400	1,725	81,5	82,55	8,4	"	1 Zenith
HONDA	S800 coupé		4	incl.	"	71 SAE	8000	6,7	6000	0,791	59,94	70,10	9,2	"	4 Keihin
MERCEDES-BENZ	250 S		6	vert	"	146 SAE	5600	21,75	4200	2,496	82	78,8	9	"	2
	250 SE		6	"	"	170 SAE	5600	24,	4500	2,496	82	78,8	9,4	"	inj. Bosch
MORRIS	Mini minor		4	"	"	34 DIN	5500	6,1	2900	0,848	62,94	68,26	8,3	"	1 Su
	minor 1000		4	"	"	48 DIN	5100	8,3	2500	1,098	64,58	83,72	8,5	"	1 Su
	1800		4	"	circ. fluide fermé	81 DIN	5000	13,28	2100	1,798	80,26	89	8,2	"	1 Su
N.S.U	Prinz 4		2	incl	air	30 DIN	5500	4,5	4250	0,598	76	66	7,5	"	1 Solex
	1000 S		4	"	"	43 DIN	5500	7,3	2000	0,996	69	66,6	-	"	
OPEL	Kadett	1100	4	vert	eau	55 SAE	5800	8,18	3000	1,078	75	61	7,8	"	1
	Rekord	1500	4	"	"	80 SAE	5400	11,2	5000	1,492	82,5	69,8	8,2	"	1
	"	1700	4	"	"	85 SAE	5600	13,96	2800	1,698	88	69,8	8,8	"	1
	"	1900	4	"	"	103 SAE	5400	15,9	3100	1,897	93	69,8	9	"	1 double
	"	2200	6	"	"	108 SAE	5200	16,86	3600	2,239	82,5	69,8	8,2	"	"

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DE QUELQUES MOTEURS A ESSENCE POUR AUTOMOBILES

Annexe 55 ter

CONSTRUCTION 1967

Constructeur	Caracterist.	Type	Nombre Cyl	Montage Cyl.	Refroidiss.	Puissance utile C.V	vitesse maximum tr/min.	Couple maximum à Couple kgm.	tr/min	cylindrée l	Alesage mm	Course mm	Taux de compression	Mechan. de soup.	carburat.
PEUGEOT	204 Berline		4	20° incl	eau	58 SAE	5800	9	3000	1.130	75	64	8,8	S.d.t	1 Solex
	404		4	"	"	80 SAE	5600	13,5	2500	1.618	84	73	8,3	"	"
	404	inject.	4	"	"	96 SAE	5700	14,4	2800	1,618	84	73	8,8	"	Kugelfischer
PORSCHE	911 S		6	hor	air	160 DIN	6600	18,2	5200	1,911	80	66	9,8	"	6 Weber
	912		4	"	"	90 DIN	5800	12,4	3500	1,582	82,5	74	9,3	"	2 dubb Solex
RENAULT	4		4	vert	circ. fluide fermé	30 SAE	4700	5,9	2300	0,845	58	80	8	"	1 Zenith
	8		4	"	"	44 SAE	5200	7	3000	0,956	65	72	8,5	"	1 Solex ou 1 Zenith
	10		4	"	"	46 SAE	4600	7,9	3000	1,108	70	72	8,5	"	"
	16		4	"	"	63 SAE	5000	10,8	2800	1,470	76	81	8,6	"	1 Solex.
SIMCA	1000 L		4	incl	eau	50 SAE	5200	7,5	3400	0,944	68	65	8,2	"	1 Solex 32 PBIC
	1300 L		4	vert	"	62 SAE	5200	9,6	2600	1,290	74	75	8,6	"	ou 1 Weber 32 ICB
	1501 LS		4	"	"	81 SAE	5400	12,5	3500	1,475	75,21	83	9,3	"	1 doub. Weber
TRIUMPH	Herald	1200	4	"	"	48 DIN	5200	9	2250	1,147	69,3	76	8,1	"	1
		1300	4	"	"	61 DIN	5000	10,1	3000	1,296	73,7	76	8,5	"	1 Stromberg
	Sedan	2000	6	"	"	91 DIN	5000	16,2	2900	1,998	74,7	76	9	"	2 "
VAUXHALL	Viva		4	"	"	57 SAE	5400	9,18	3000	1,59	77,7	61	8,5	"	1 Solex
	Victor 101	Super	4	"	"	77 SAE	4800	13,13	2600	1,595	81,64	76,2	9	"	1
	Cresta		6	"	"	142 SAE	4800	25,76	2400	3,294	92,08	82,55	8,5	"	1
V.W.		1300	4	hor.	Air	50 SAE	4600	9,5	2600	1,285	77	69	7,3	"	1 Solex
		1500	4	"	"	53 SAE	4200	10,8	2600	1,494	83	69	7,5	"	"
		1600	4	"	"	54 SAE	4200	11,5	2800	1,492	83	69	7,5	"	"
		1600 TL	4	"	"	65 SAE	4600	12	2800	1,584	85,5	69	7,7	"	2 "
VOLVO	144		4	vert	circ. fluide fermé	85 SAE	5000	15	3000	1,778	84,14	80	8,7	"	1 Zenith Stromberg

C. 1273
142 Leg.

9V

Annexe 56

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DE QUELQUES MOTEURS DIESEL POUR AUTOMOBILES

CONSTRUCTEUR	CARACTERIST.	TYPE	NOMBRE CYL.	MONTAGE CYL.	REFROID.	PUISSANCE UTILE CV	VITESSE MAX. t/min	COUPLE MAX. A mkg	t/min.	CYLINDR. l	ALESAGE mm	COURSE mm	TAUX DE COMPRES.	MEC DE SOUP.	POMPE D'INJECTION
DAIMLER-BENZ	Mercedes	190 D	4	vert.	eau	55 DIN	4200	11.5	2400	1.988	87	83.6	21	s.d.t.	Bosch.
PEUGEOT		403 D	4	vert.	eau	55 SAE	4400	10.5	2250	1.816	85	80	21	"	Bosch
		404 D	4	20°	eau	68 SAE	4500	13	2250	1.948	88	80	21	"	Bosch
SCALDIA (U.R.S.S.)			4	vert	eau	43 SAE	4500	8.8	2600	1.620	76.2	88.9	-	"	CAV
VOLGA (U.R.S.S.)			4	vert	eau	65 DIN	4000	14	1750	2.286	90.49	88.9	-	"	"
DEUTZ	A 6 M 517		6	vert.	eau	135 DIN	1500	70.	1100	13.54	130	170	20	"	Bosch
	A 8 M 517		8	vert.	eau	180 DIN	1500	95	1025	18.05	130	170	20	"	"
	B 8 M 517		8	vert.	eau	270 DIN	1500	131	1250	18.05	130	170	20	"	Bosch + suralim. Büchi
			6	V	air	110 DIN	2000	39	1500	7.98	110	140	17.3	"	Bosch
			8	V	air	145 DIN	2000	57	1060	10.64	110	140	17.3	"	"
CUMMINS			6	vert.	eau	100 SAE	1800	42.2.	1450	6.571	104.8	127	15.7	"	Cummins.
			6	vert.	eau	175 SAE	2500	56.2.	1800	6.571	104.8	127	15.5	"	Cummins + suralim. Roots
	MOTEURS MARINS														
M.A.N.		2 temps	6	vert.	eau	9000	115			760,6 X 6	780	1550			Pm. eff. 7.16 - 7.9 Kg V max. piston 5.9
		2 temps	7	vert.	eau	9450	115			760,6 x 7	780	1550			"
		2 temps	8	vert.	eau	11200	115			760,6 x 8	780	1550			"
		2 temps	9	vert.	eau	12600	115			760,6 x 9	780	1550			"
		2 temps	10	vert.	eau	13500	115			760,6 x 10	780	1550			"
		2 temps	12	vert.	eau	18000	115			760,6 x 12	780	1550			"
CARELS.		4 temps	5	vert.	eau	1625	158				650	1040			
	10 FS	4 temps	10	vert.	eau	2625	350				380	560			avec suralim.
	10 E	4 temps	10	vert.	eau	1310	350				380	560			sans suralim.
	10 D	4 temps	10	vert.	eau	1330	375				340	525			sans suralim.
	10 DS		10	vert.	eau	2150	375				340	525			avec suralim.

C.1213
11.7.

COURBES CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR A ESSENCE

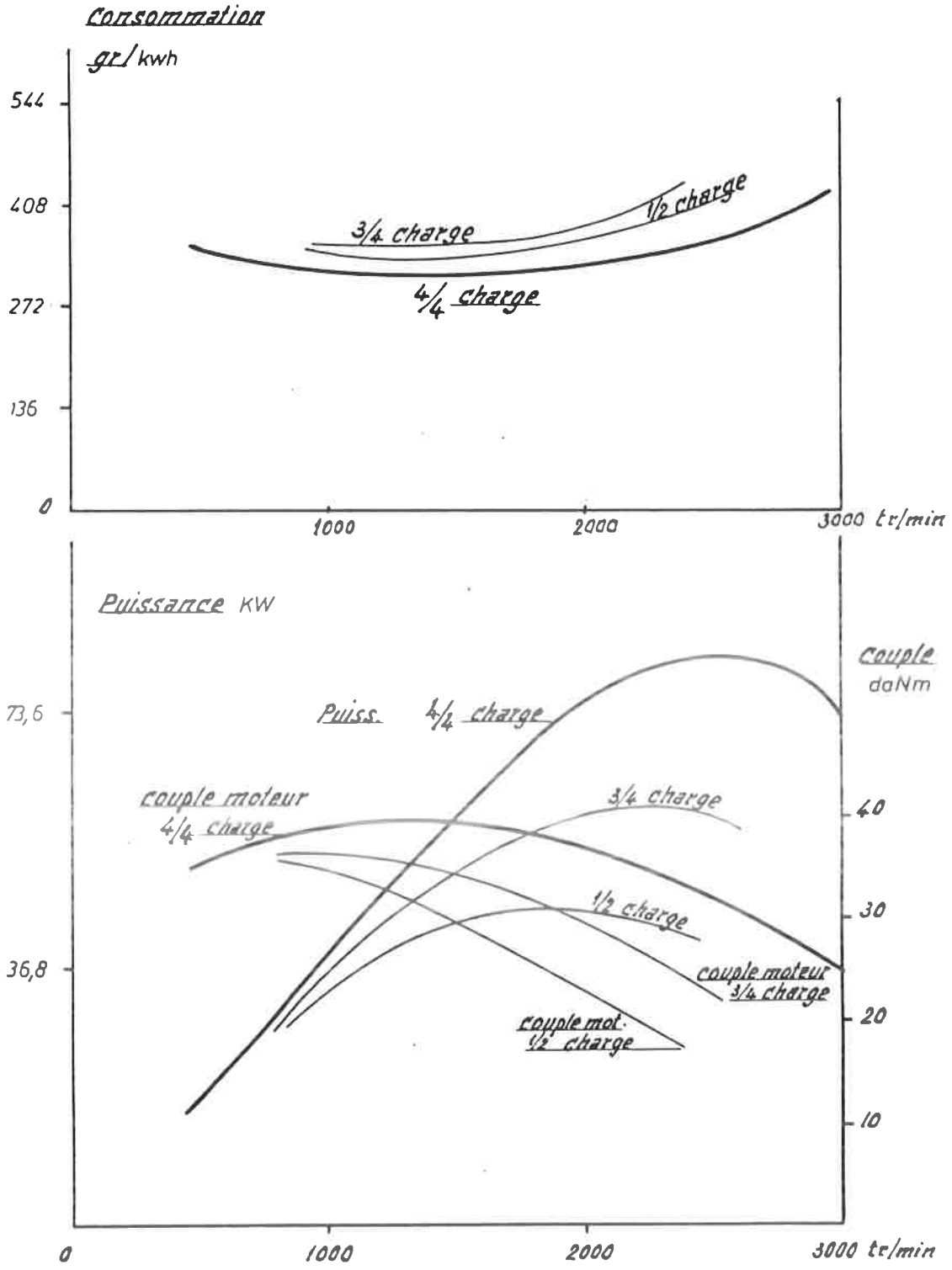


Fig 104

C. 1213
14me L

V.P.

Annexe 58

COURBES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR BROSSEL 8 D 120 B

——— Pleine charge

——— charges partielles

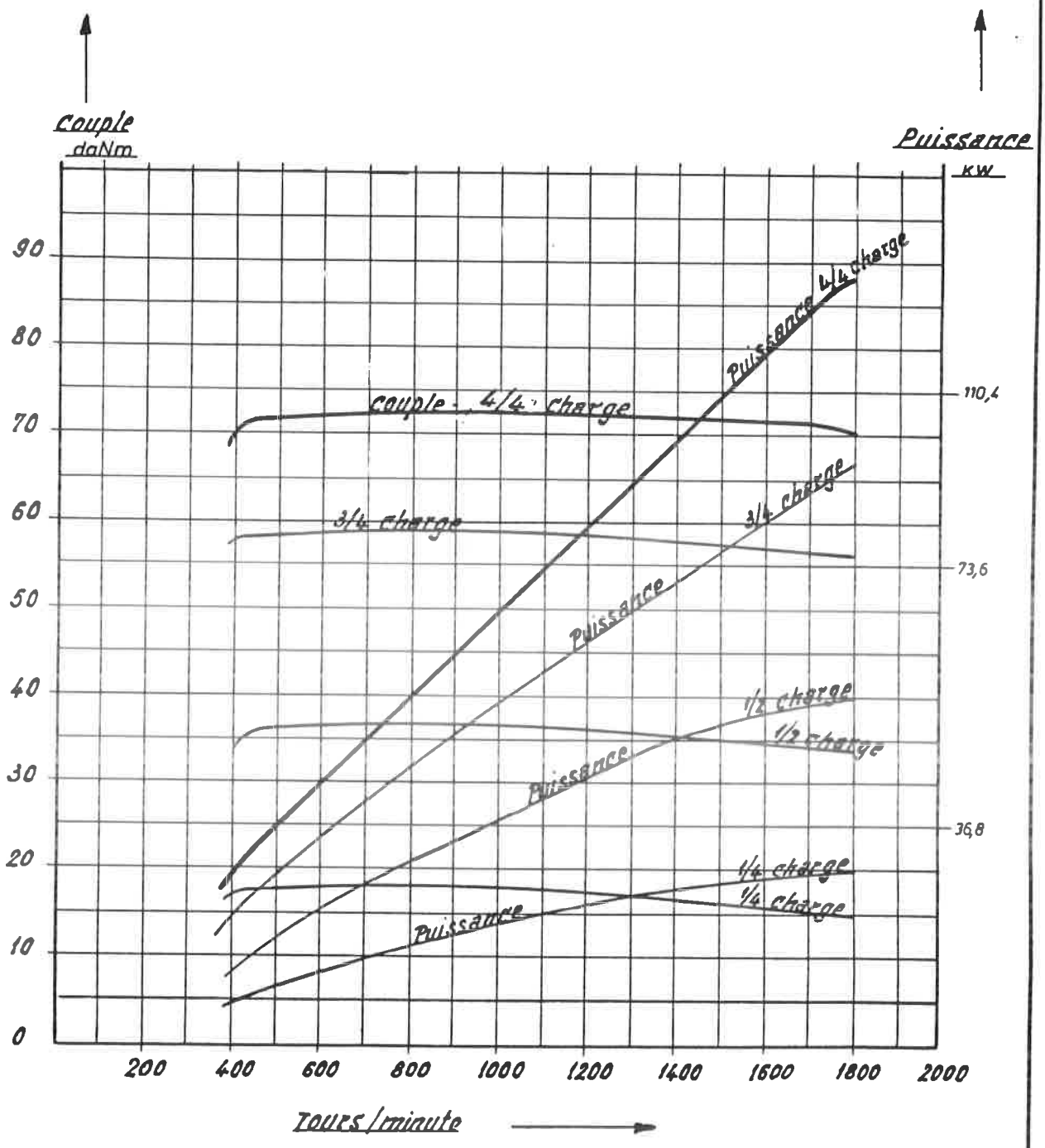


Fig. 104 bis

C. 1213
14 e L

V.P.

COURBES DU MOTEUR GM. 2 TEMPS TYPE 6057C SERIE 71 AVEC 2 TYPES D'INJECTEURS

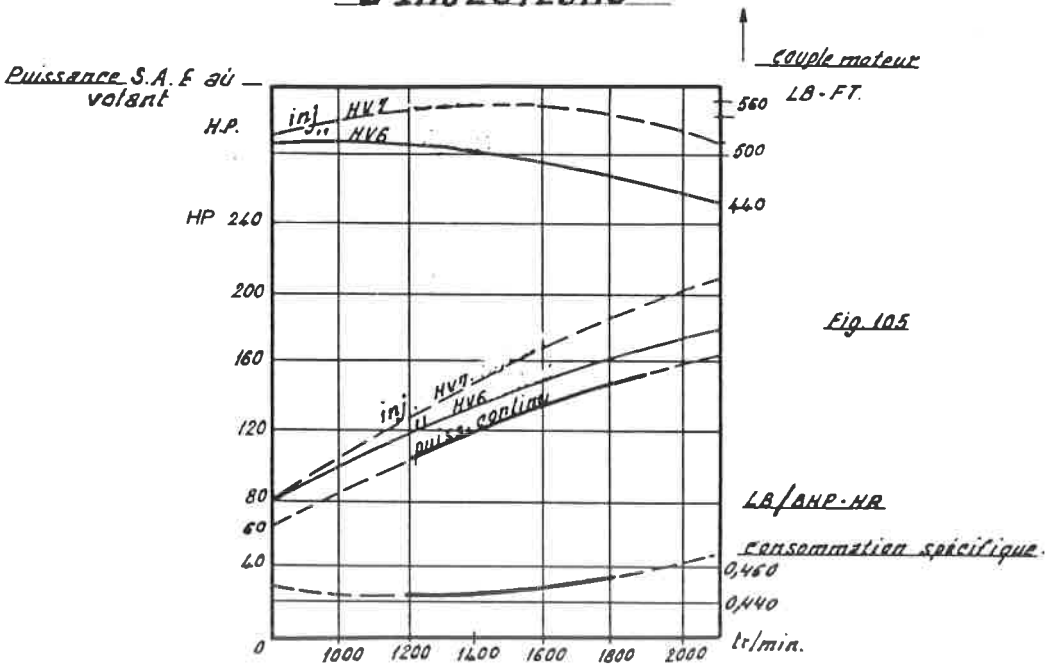
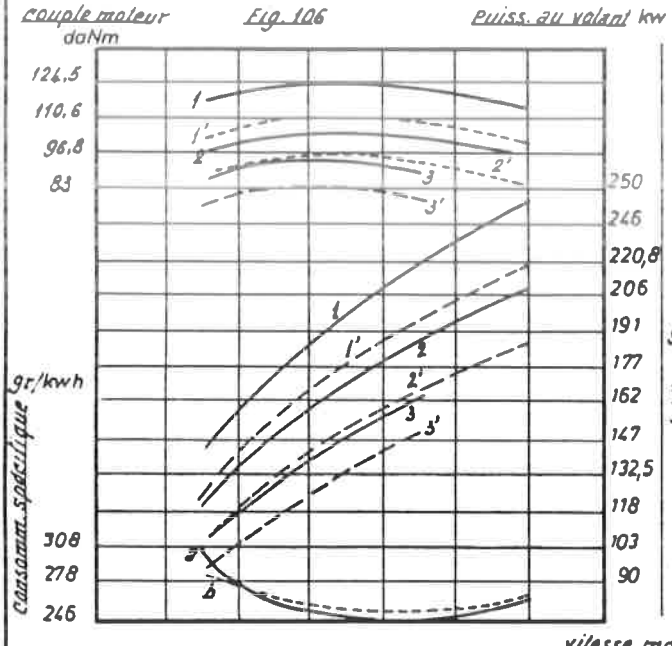


Fig. 105

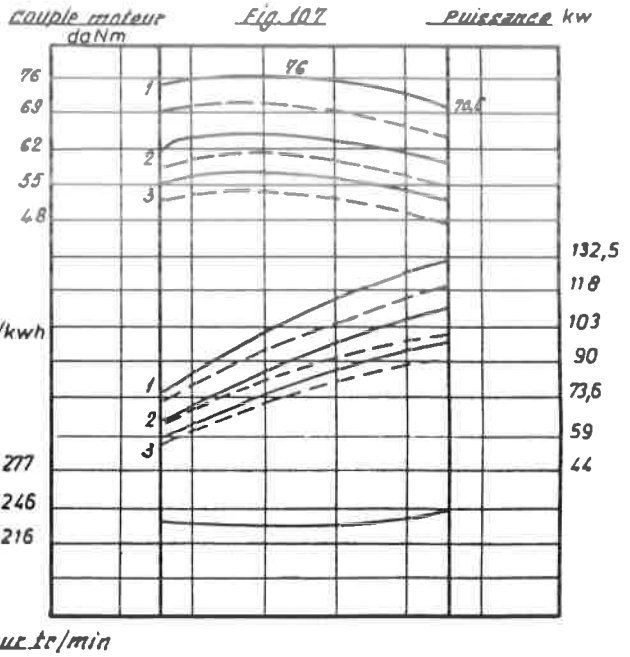
COURBES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR CUMMINS. EQUIPES D'INJECTEURS DIFFERENTS



1 et 1' puissance maximum et couple pour NR106 et NRT6
2 et 2' uniharaire et couple pour NRT06 et NRT6
3 et 3' puissance continue et couple pour NRT06 et NRT6
a: consommation spécifique NRT06
b: consommation spécifique NRT6

Alésage	130
Course	152
Cylindrée l	12,175
Taux de compression	14,5

CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR CUMMINS TYPE HR-6 · H-6



1: couple maximum et puissance
2: uniharaire et couple
3: Puissance continue et couple

	HR-6 (128 kw)	H6 (117 kw)
Cylindres	6	6
Alésage	130	
Course	152,4	123/152,4
Taux de compression	15,5	16,6

C. 1213
14 mc L

V.P.

COURBES CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR BROSSEL B.D 120 B

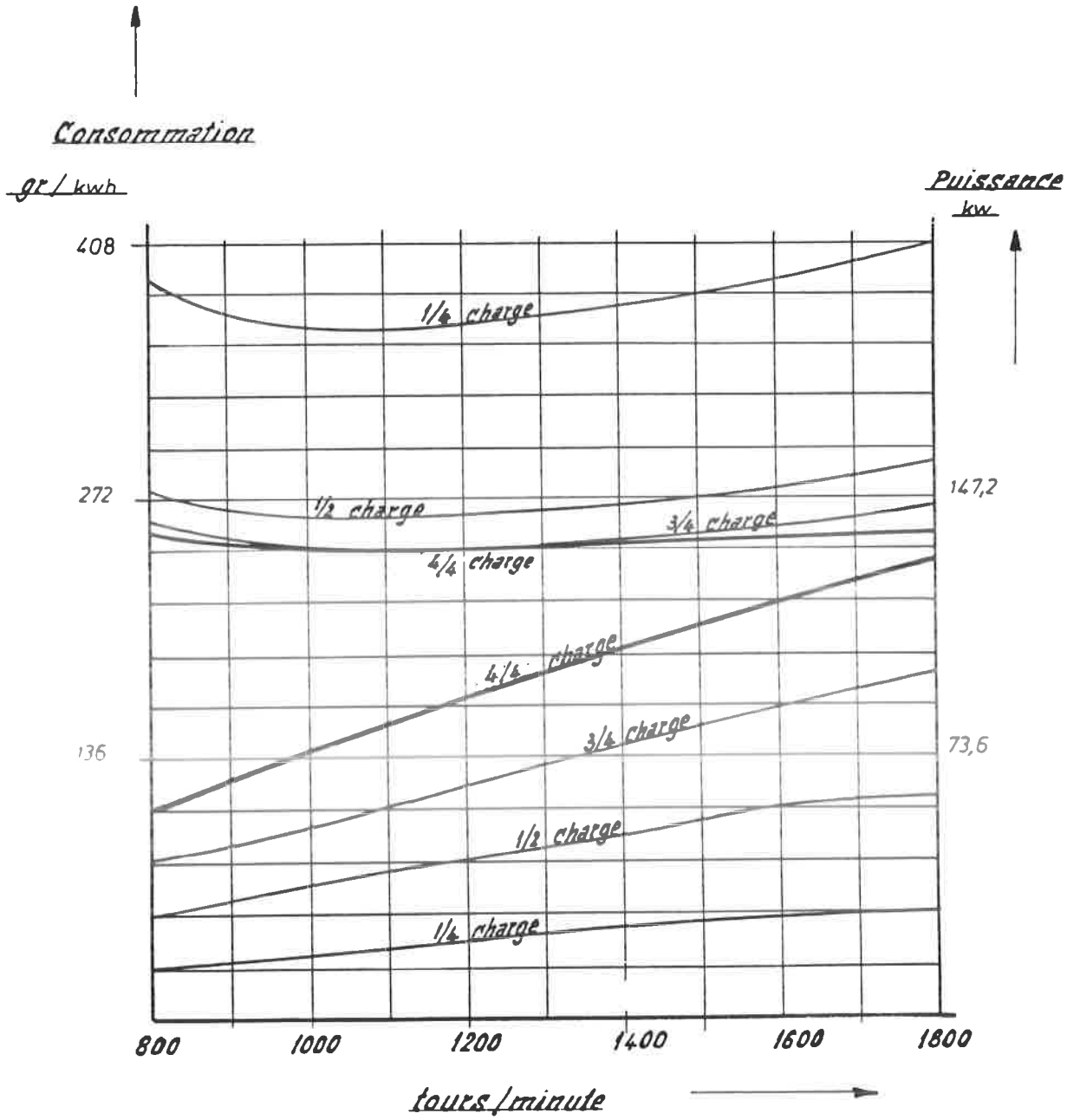


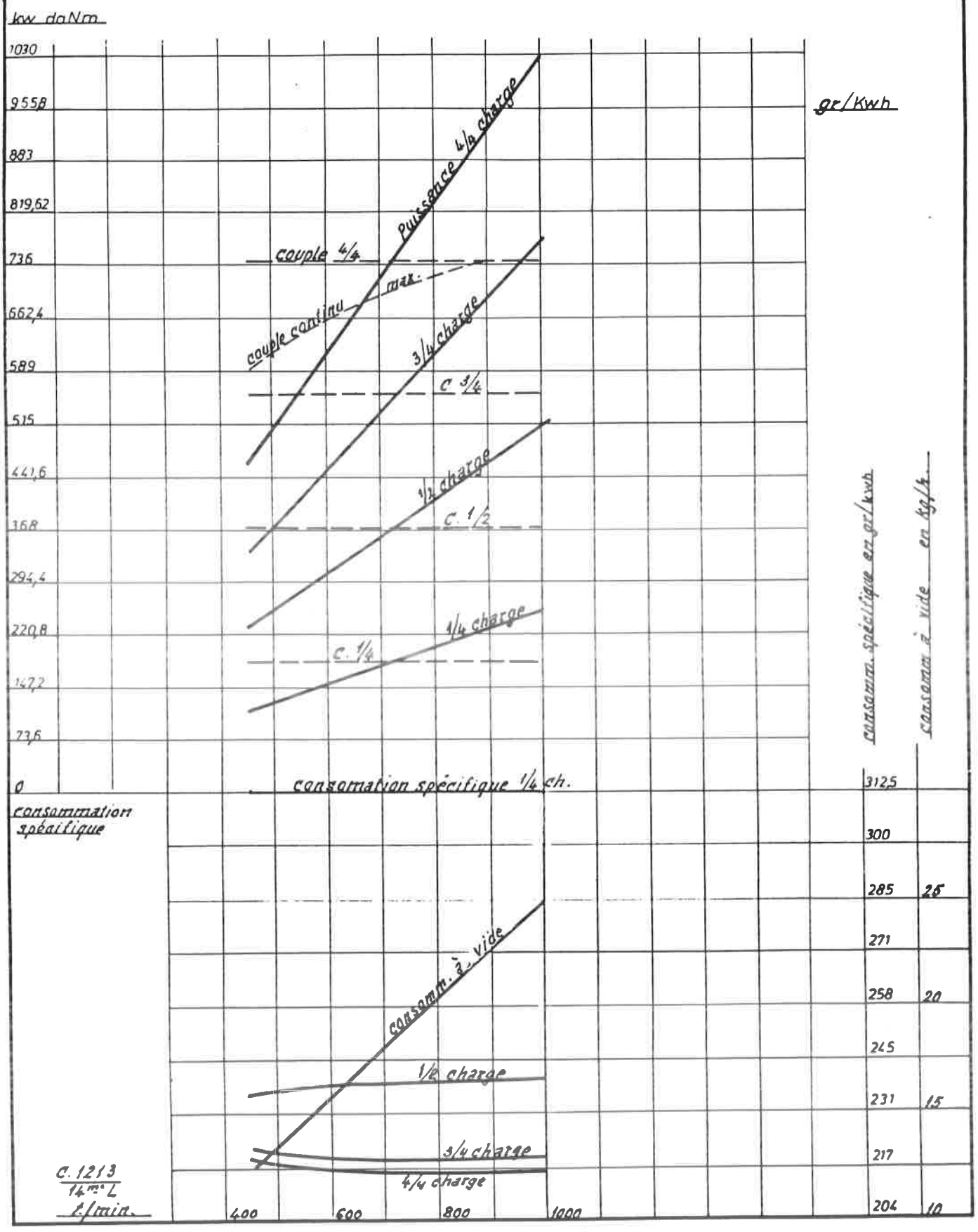
Fig. 108

C. 1213
14me L.

V.P.

COURBES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR CO-HAMILTON TH8-95 SA

Fig. 109



S.N.C.B

Enseignement Professionnel

Moteurs a Combustion

Cours 1213

II/IV

Leçons 15 à 24

G. La pression moyenne d'un moteur à combustion interne.

1. Définition.

270. La pression moyenne est une pression fictive permettant la comparaison entre les charges mécaniques supportées par les équipages mobiles de différents moteurs à combustion interne, principalement les pistons, bielles et paliers.

La pression des gaz sur les pistons variant constamment, il est difficile de caractériser par une donnée la charge totale des organes constitutifs du moteur, mais si on suppose que la pression des gaz reste constante et égale à une valeur "pm" durant toute la course motrice du piston, on obtient une caractéristique fictive mais valable de la sollicitation des organes. On l'appelle : "pression moyenne".

La pression moyenne est ainsi par définition, la pression fictive constante qui, agissant régulièrement sur le piston durant toute sa course motrice, développerait le même travail que le moteur pendant un cycle complet de fonctionnement.

2. Calcul de la "pm" du moteur 4 temps.

Il en résulte que le travail développé par la pression moyenne "pm" durant la course motrice du piston peut être exprimé par la relation non homogène : (T en kgm, pm en kg/cm2 et D et L en mm).

$$T = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{L}{10} \quad \text{(Nm) avec} \begin{cases} \text{Pm (bar)} \\ \text{D (cm)} \\ \text{L (cm)} \end{cases}$$

La puissance d'un moteur 4 temps peut être exprimée par la formule non homogène :

$$N = \frac{T.K.n}{120} \quad \text{(W) (T en Nm, n en tr/min.).}$$

En remplaçant "T" par sa valeur, fonction de la pression moyenne, nous obtenons :

$$N = \frac{(pm. \quad \pi D^2 \quad .L)\ K.n}{4 \times 10 \times 120} \quad \text{(W)}$$

ou $$N = \frac{pm.\pi D^2.L.n.K}{4.800.000} \quad \text{(KW)}$$

De cette formule, on déduit que :

$$pm = \frac{4.800.000 \times N}{\pi D^2.L.n.K.}$$

D'après la puissance (indiquée ou effective), prise comme base pour le calcul de la pression moyenne, il faut faire distinction entre :

a) La pression moyenne indiquée : c'est la pression moyenne déduite de la surface du diagramme repris à l'indicateur (pv).

$$pmi = \frac{4.800.000\ N_i}{\pi\ D^2\ .L.n.} \text{ (bar)}$$

b) La pression moyenne effective : c'est la pression moyenne déduite de la puissance effective (à l'arbre) :

$$pme = \frac{4.800.000\ N_e}{\pi\ D^2\ .L.n} \text{ (bar)}$$

Exemple :

Calculez la pression moyenne effective d'un moteur ABC - 6 DU S dont les caractéristiques sont :

Ne = 405 KW
D = 24,2 cm
L = 32 cm
n = 680 tr/min.
K = 6

La pression moyenne effective vaudra :

$$pme = \frac{4.800.000 \times 405}{6 \times 24,2 \times 24,2 \times 32 \times 680} = 8,09 \text{ bar}$$

3. Calcul de la "pm" du moteur 2 temps.

271. D'une façon analogue, il peut être démontré que la pression moyenne d'un moteur 2 temps est exprimée par

$$pm = \frac{2.400.000 \times N}{K.D^2\ .\ L.n} \text{ (bar)}$$

Cette relation montre bien que pour des dimensions identiques et pour la même puissance développée, la pression moyenne d'un moteur 2 temps sera la moitié de celle d'un moteur 4 temps.

D'autre part, pour une même pression moyenne et une même vitesse, un moteur 2 temps développera une puissance double de celle d'un moteur 4 temps de mêmes dimensions.

4. Interprétation de la pression moyenne.

272. Les organes d'un moteur à une pression moyenne élevée seront fortement chargés d'où soumis à usure et à fatigue mécanique.

La pression moyenne effective des moteurs diesel non suralimentés est limitée à 6,5 bar.

Les moteurs suralimentés sont caractérisés par des pressions moyennes effectives de 9 à 12 bar (voir tableau de l'annexe 54).

Les moteurs à haute suralimentation atteignent des pressions moyennes effectives de 21 bar et plus.

H. La souplesse d'un moteur à combustion interne.

1. Définition.

273. On appelle "souplesse" d'un moteur sa capacité d'adaptation à des charges variables et ce, quelle que soit la vitesse.

Supposons un moteur développant son couple maximum "Cm" à une certaine vitesse "n" et un couple limité "C" à sa vitesse maximum "nm".

Parfois on appelle "coefficient de souplesse" du moteur le rapport $\frac{Cm}{C}$.

Si ce rapport $\frac{Cm}{C}$ est égal ou plus grand que 2, on parlera d'un moteur souple s'adaptant facilement à toutes les variations de la charge (couple).

Pour un tel moteur équipant un véhicule à boîte de vitesses mécanique manuelle, le conducteur devra rarement changer de vitesse.

Si le rapport $\frac{Cm}{C}$ a une valeur de 1 à 1,5, le moteur ne sera pas souple.

2. Interprétation de la souplesse d'un moteur.

274. La vitesse d'un moteur à combustion interne est déterminée par l'équilibre entre le couple moteur et le couple résistant.

Nous pouvons nous imaginer les deux cas extrêmes.

Supposons que :

1. L'alimentation du moteur et le couple restent constants à tous les régimes de rotation.

(C'est le cas, dans une certaine mesure, des moteurs diesel). A ce moment, le moteur n'a aucune souplesse propre.

En cas d'accroissement de la charge, le moteur s'arrêtera. Si la charge diminue, le moteur s'emballera (si toutefois le couple résistant demeure constant malgré les variations de vitesse). L'égalité entre les couples résistants et le moteur est rendue permanente par le réglage du combustible introduit dans le cylindre par cycle.

2. La puissance du moteur reste constante quelle que soit la vitesse de rotation.

Cette réalisation n'est possible que si le couple s'adapte à la vitesse de rotation de telle manière que : $C.n$ = constante.

Le moteur possède alors une souplesse maximum. Il pourra s'adapter spontanément à toutes les variations de la charge.

En effet, à une augmentation des résistances correspondra une diminutiondu nombre de tours et automatiquement, une augmentation du couple. Si par contre, les résistances diminuent, la vitesse augmentera jusqu'à la limite.

Pratiquement, ni l'un ni l'autre de ces moteurs n'est réalisable. En réalité, tous les moteurs sont le résultat d'une solution intermédiaire, avec une tendance prononcée vers la première (couple constant) ou la deuxième conception (puissance constante).

La souplesse à choisir pour un moteur dépendra ainsi tout spécialement des exigences des variations de sa charge

La souplesse d'un moteur étant déterminée par sa construction (disposition des soupapes, cylindrée), il y a lieu de faire une distinction entre :

a) La construction européenne.

Elle réalise l'alimentation des cylindres d'une manière aussi indépendante que possible de la vitesse de rotation.

De ce fait, le couple tend à être constant quel que soit le régime tours du moteur.

Ce moteur sera alors peu souple, mais par contre, assez économique (consommation spécifique favorable).

b) La construction américaine.

Elle ne vise pas à obtenir une alimentation ni un rendement maximal des cylindres. Au contraire, les soupapes de dimensions assez réduites et la relativement grande cylindrée par unité de puissance amène une réduction sensible de l'alimentation, à partir d'une certaine vitesse.

Par suite, les moteurs américains sont plus souples mais par contre , la consommation spécifique est nettement plus élevée que celle des moteurs européens.

C'est pour cette raison que le conducteur d'une voiture européenne doit plus souvent changer de vitesse qu'avec une voiture américaine.

La fig. 110 compare les courbes caractéristiques d'un moteur européen avec celles d'un moteur américain.

I. Dimensions des organes principaux.

1. L'alésage "D" et le nombre de cylindres "K".

275. Ces deux éléments déterminent la longueur du moteur.

Nous savons que la puissance totale d'un moteur 4 temps peut être exprimée par la formule :

$$N = \frac{pm.\pi D^2.L.n.K.}{4.800.000} \quad \text{(KW) (pm en bar, D et L en mm).}$$

Comme cette formule l'indique, la puissance effective augmente proportionnellement au nombre de cylindres (K) et au carré de l'alésage (D^2).
Pour augmenter la puissance, il y a donc intérêt à augmenter plutôt l'alésage que le nombre de cylindres. L'alésage ne peut cependant pas dépasser, sans inconvénients, une certaine limite.

a) L'effort exercé sur les culasses et sur la tête des pistons croît avec le carré de l'alésage. Une augmentation de l'alésage exige une construction plus massive, avec comme conséquence la naissance de forces d'inertie plus importantes d'où résulte des sollicitations accrues.

b) Les culasses et pistons de grand diamètre sont beaucoup plus difficiles à refroidir d'où la nécessité de dispositions et mesures spéciales pour leur refroidissement.

c) Au-delà de certaines dimensions, les prix de construction et les frais d'entretien et de réparation augmentent rapidement, la réalisation des organes constitutifs du moteur étant plus compliquée.

2. L'alésage D et la course L.

276. Il existe entre l'alésage "D" et la course "L", un rapport qui, suivant sa valeur, caractérise la construction du moteur. Ainsi on parlera de moteurs "normaux", "carrés" ou "super-carrés" suivant que ce rapport $\frac{L}{D}$ prend une valeur plus grande, égale ou plus petite à 1.

$\frac{L}{D} > 1$: moteurs classiques : la course L est plus grande que l'alésage ;

$\frac{L}{D} = 1$: moteurs carrés : la course est égale à l'alésage ;

$\frac{L}{D} < 1$: moteurs super-carrés : la course est plus petite que l'alésage.

Les moteurs diesel en service à la S.N.C.B. ont tous un rapport $\frac{L}{D}$ plus grand que 1

Les moteurs à essence de construction moderne sont pratiquement tous, sauf quelques exceptions, d'une construction "super-carrée" (voir tableaux - leçon précédente).

3. La course "L" et la vitesse de rotation n

277. A la 9e leçon, il a été montré que la vitesse du piston augmente jusqu'à une certaine valeur maximale et qu'elle diminue ensuite pour redevenir nulle à son arrivée au point mort suivant.

Afin de faciliter la comparaison quant à la vitesse des pistons, de différents moteurs, on a introduit la notion: "vitesse moyenne du piston".

Si le moteur tourne à "n" tours par minute, le chemin parcouru par seconde par le piston vaut $\frac{2 \times L \times n}{60 \times 1000}$ m/sec. la course "L" étant exprimée en mm et n en tr/min.

La "vitesse moyenne du piston" peut s'exprimer :

$$V_{moy} = \frac{L \times n}{30.000} \text{ m/sec.} \quad \text{ou} \quad V_{moy} = \frac{L \times n}{3} \cdot 10^{-4}$$

(v en m/sec., n en tr/min. et L en mm).

Pour éviter de grands efforts d'inertie et l'usure rapide des parois des cylindres, il est recommandé que la vitesse moyenne du piston ne dépasse pas une certaine valeur.

La vitesse moyenne maximale recommandée est de 10 m/sec.

Dans certains moteurs de construction moderne, on dépasse cette valeur (utilisation d'huiles de graissage de très bonne qualité et l'emploi de métaux légers).

La vitesse moyenne des pistons est fonction du produit L x n; cette vitesse est limitée en agissant sur :

1. La course L : construction carrée ou super-carrée. D'ailleurs, "L" étant égal à 2 x r (r est la longueur de la manivelle), il est évident que pour obtenir un couple identique (C = S x r) , la force exercée sur le piston doit être plus grande, ce qui ne peut être réalisé que par l'augmentation du diamètre du piston ;

2. La vitesse n : comme expliqué précédemment pour une puissance équivalente, une vitesse plus faible nécessite un couple plus grand d'où découle une augmentation du diamètre du piston.

J. La masse spécifique et la puissance spécifique d'un moteur à combustion interne.

278. On appelle "masse spécifique d'un moteur à combustion interne", son poids par unité de puissance.

$$P_{sp} = \frac{\text{masse total}}{\text{puissance effective}} = \text{kg/KW}$$

L'inverse du masse spécifique est appelé souvent "puissance spécifique" c.à.d. la puissance par unité de masse.

La puissance spécifique peut être exprimée par :

$$N_{sp} = \frac{\text{puissance effective du moteur}}{\text{Masse totale du moteur (en kg)}}$$

(N_{sp} est exprimée en KW/kg)

La masse spécifique d'un moteur ou puissance spécifique peuvent également servir comme point de comparaison de moteurs de constructeurs différents.

Cette particularité est surtout d'une certaine importance pour les moteurs de propulsion aérienne, terrestre ou marine.

La masse spécifique d'un moteur à combustion interne est fonction de sa conception , de sa pression moyenne spécifique et de sa vitesse de rotation.

La masse spécifique minimal atteint pour des moteurs diesel a été de 1,29 kg/KW (moteurs en étoile à 9 cylindres "Guiberson" de Dallas au Texas et "Packard" USA". Ces moteurs ont équipé jadis des aéroplanes.

La masse spécifique des moteurs utilisés pour l'entraînement de véhicules routiers, d'autorails légers, de bateaux rapides, de locotracteurs, varie de 4 à 8 kg/KW Ce sont des moteurs rapides. Le poids spécifique des moteurs lents pour la traction ferroviaire et des groupes auxiliaires stationnaires est de l'ordre de 10 à 35 kg/KW

La masse spécifique des moteurs de propulsion marine et de conception moderne n'atteint encore que 40 kg/KW alors que jadis on dépassait les 70 kg/KW

Ces moteurs sont parfois utilisés dans des centrales électriques car on peut les alimenter avec du fuel lourd.

K. Le lancement des moteurs à combustion interne.

279. La méthode de lancement est aussi importante lorsque l'on compare des moteurs à combustion interne entre eux.

On sait qu'un moteur diesel ne peut se maintenir en rotation qu'à la condition que sa vitesse ne soit pas inférieure à une certaine vitesse limite appelée "vitesse d'allumage".

Pour le lancer, il faut l'entraîner à une vitesse supérieure à cette vitesse limite.

Ce lancement peut se faire de différentes manières, notamment par procédé électrique ou pneumatique.

1. Le lancement d'un moteur par moteur électrique.

280. Pour le lancement d'un moteur, on peut utiliser un moteur électrique à courant continu du type série, alimenté par une batterie d'accumulateurs. Ce moteur électrique ou"démarreur" porte en bout d'arbre un pignon qui entraîne une couronne dentée fixée sur le volant du moteur.

Un dispositif particulier provoque le débrayage automatique du pignon du démarreur, dès que la combustion a eu lieu. Ce dispositif est nécessaire , car en cas de débrayage retardé, le démarreur, entraîné par le moteur à combustion tournerait en survitesse (10 ou 20 fois la vitesse normale ce qui conduirait à l'avarie par l'éclatement des enroulements d'induit.

Cas spécial.

281. Lorsque le moteur à combustion entraîne une génératrice à courant continu, celle-ci pourra être pourvue d'un enroulement d'excitation-série spécial. Alimentée par une batterie d'accumulateurs, elle fonctionnera temporairement comme moteur série et pourra amener le moteur à sa vitesse d'allumage et le lancer.

2. Le lancement pneumatique.

282. Ce système consiste à faire travailler le moteur à combustion pendant un temps relativement court, en moteur à air comprimé. L'effort sur les pistons, normalement produit par la pression des gaz de combustion, est exercé pendant la période de lancement, par de l'air comprimé provenant d'un réservoir spécial.

L'installation de lancement comprendra ainsi en ordre principal :

a) Un compresseur d'air comprimant de l'air à environ 30 bar et commandé par le moteur.

b) Un dispositif de distribution de cet air vers les cylindres du moteur.

c) Un mécanisme de lancement mettant en communication les bonbonnes avec le distributeur.

d) Les appareils de sécurité protégeant l'installation d'air comprimé.

Chaque culasse est pourvue d'une soupape spéciale permettant l'arrivée de l'air comprimé dans le cylindre pour le lancement. Ces soupapes s'ouvrent sous la pression de l'air émanant du distributeur. Celui-ci est pourvu d'autant de soupapes qu'il y a de cylindres.

Les soupapes du distributeur sont ouvertes au moment opportun afin que l'air arrive dans chaque cylindre pendant le temps moteur. Les soupapes du distributeur sont commandées par des tiges-poussoirs, actionnées par des cames calées sur l'arbre à cames du moteur.

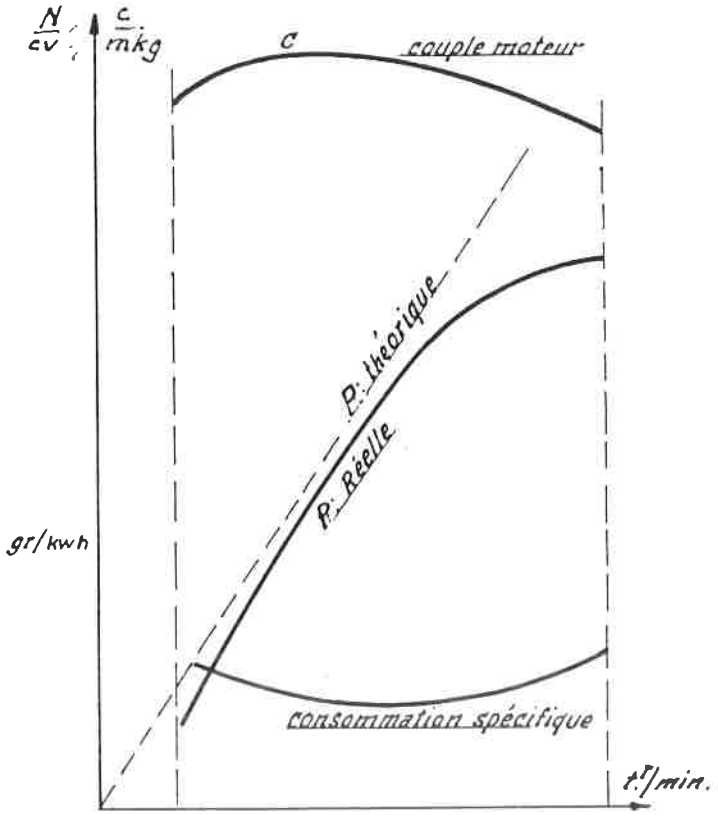
En raison de la haute pression à produire et la grande quantité d'air à stocker, l'installation pour le lancement pneumatique est lourde et encombrante (compresseur à haute pression, bonbonnes de stockage, auxiliaires divers). C'est pourquoi le système est utilisé pour le lancement de moteurs lents lorsqu'on ne dispose pas d'installation permettant le lancement électrique. C'est ainsi qu'on trouve des applications du dispositif pneumatique en batellerie sur les groupes électrogènes de secours et anciennement en traction ferroviaire.

Il est à remarquer que l'emploi d'air comprimé pour le lancement peut amener des avaries de moteur et des accessoires d'air comprimé, par entraînement d'eau condensée dans les réservoirs. On doit prendre des précautions spéciales pour éliminer l'eau.

Remarque : L'exposé du démarrage électrique et du lancement pneumatique figure dans le cours 1260 étudiant l'équipement des engins diesel.

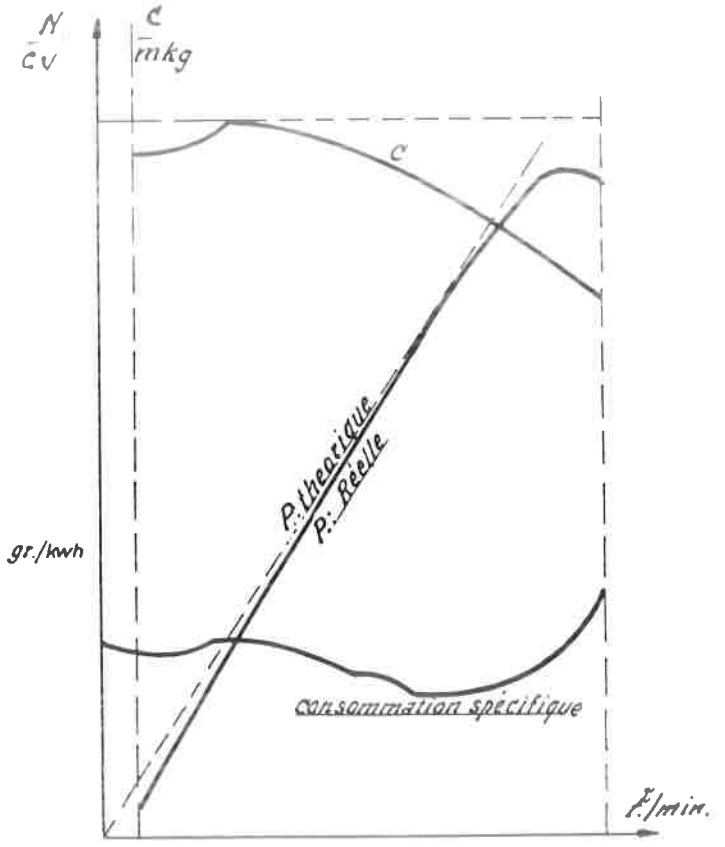
COURBES CARACTERISTIQUES DE MOTEURS EUROPEENS ET NORD-AMERICAINS

Annexe 62



CONSTRUCTION EUROPÉENNE

Fig. 110



CONSTRUCTION AMERICAINE

C. 1213
15me L

V.P.

TITRE II - LA COMBUSTION DANS UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE.

L'étude de la combustion dans un moteur à combustion interne comprend l'étude de :

1) L'alimentation en air de combustion;

2) L'évacuation des gaz de combustion;

3) L'alimentation en combustible, l'étude de la combustion elle-même et l'étude des propriétés des combustibles.

CHAPITRE I : L'alimentation du moteur en air de combustion.

A. Conditions à remplir pour la fourniture au moteur de l'air de combustion.

1. L'air de combustion doit être fourni au moteur aussi frais et aussi pur que possible et sous la pression la plus élevée possible.

2. 1. L'air de combustion doit être aussi frais que possible.

La température de l'air fourni au moteur influence :

a) La puissance développée par le moteur.

Cette puissance dépend de la masse d'air introduite dans le cylindre lors de l'admission, ce poids déterminant la quantité de combustible susceptible d'être brulée (voir 12e leçon - suralimentation). Cette masse et conséquemment aussi la puissance maximum nominale, diminuent lorsque la température de l'air fourni au moteur augmente (voir 14e leçon, article B - Puissance du moteur).

3. b) Le rendement thermique.

Il peut être démontré mathématiquement que le rendement thermique peut être exprimé comme suit :

$$r = \frac{T1 - T2}{T2} = 1 - \frac{T2}{T1}$$

T1 est la température absolue de combustion (en °K)

T2 est la température absolue de l'air fourni au moteur (en °K).

Il en résulte que le rendement "r" diminue lorsque le rapport $\frac{T2}{T1}$ augmente.

L'augmentation de $\frac{T2}{T1}$ peut aussi bien résulter de la diminution de la température de combustion T1 que de l'augmentation de la température T2 de l'air d'admission.

Il est à remarquer que, généralement, ces deux phénomunes varient simultanément. En effet, lorsque T2 augmente, le remplissage des cylindres est moins bon. Par conséquent, la combustion est moins bonne et T1 diminue. La température de l'air d'admission influence donc doublement le rendement.

Exemple.

Pour une température d'air fourni au moteur de 20°C, la température de combustion s'élève à 1800°C.

Si la température de l'air est de 40°C, la température de combustion n'atteint plus que 1600°C.

Calculez le rendement thermique dans les deux cas.

1r cas : $r = 1 - \frac{(273 + 20°)}{(273 + 1800°)} = 1 - \frac{293}{2073} = 1 - 0,127 =$

$0,87$ soit 87 %.

2e cas : $r = 1 - \frac{273 + 40}{273 + 1600} = 1 - \frac{313}{1873} = 1 - 0,167 =$

$0,833$ soit 83,3 %.

Remarques.

4. a) Moteurs à haute suralimentation.

Pour améliorer le remplissage, l'air d'alimentation des moteurs "à haute suralimentation" est refroidi à la sortie de la turbo-soufflante.

5. b) Moteurs à essence.

Une température trop élevée de l'air d'alimentation du carburateur peut provoquer un phénomène désagréable : le "vapor-lock".

Ce phénomène consiste en la formation de poches de vapeur d'essence dans le gicleur ou dans son tuyau d'alimentation, ce qui contrarie la formation du mélange air-combustible.

Cette anomalie se caractérise par un cognement très accentué du moteur et par une perte de puissance importante. Dans certains cas graves, le moteur peut même s'arrêter. On remédie à ce phénomène par le refroidissement du carburateur ou de l'air d'aspiration.

2. L'air doit être aussi "pur" que possible.

6. L'air, avant d'être aspiré par le moteur doit, préalablement, être filtré afin d'éliminer les corps étrangers et les poussières: sable, terre, insectes, feuilles, graines et aux abords des usines métallurgiques : particules de fer.

Une filtration insuffisante de l'air se caractérise par une usure rapide des segments de pistons, des cylindres et surtout des tiges de soupapes et de leurs guides.

7. Les caractéristiques générales d'un filtre à air idéal sont : efficacité maximale pour résistance de passage minimale.

Ces deux propriétés sont habituellement contradictoires, un filtre à air très efficace offrant généralement une grande résistance de passage.

Une résistance de passage trop grande présentant de sérieux inconvénients (voir n° 3, pertes de charge), l'efficacité du filtre sera, autant que possible, adaptée à la pollution de l'air aspiré.

Une efficacité moins grande est admise pour les moteurs aspirant de l'air relativement pur (par ex. les moteurs marins).

Par contre, une efficacité très grande est exigée pour les moteurs équipant des véhicules circulant sur des routes poussiéreuses et cela surtout si la prise d'air est située près du sol.

Les moteurs utilisés dans les régions sablonneuses (déserts - dunes) sont à protéger d'une manière spéciale.

Dans tous les cas, il y a lieu de soigner l'étanchéité des conduites reliant le filtre au collecteur d'aspiration du moteur.

3. Les pertes de charge doivent être aussi faibles que possible.

8. Les pertes de charges dues à l'écoulement de l'air dans le circuit d'aspiration du moteur limitent la puissance maximum du moteur. Ces pertes dépendent de la résistance offerte par les tuyaux d'aspiration d'air, le filtre à air, le collecteur d'admission et les passages des soupapes.

9. a) Les tuyaux d'aspiration d'air doivent être aussi courts, aussi larges et aussi droits que possible.

Ces conditions peuvent être réalisées lorsque la prise d'air est située à proximité du moteur. Par cette disposition, la température de l'air peut être plus élevée que lorsque l'air est prélevé à une certaine distance. C'est le cas de moteurs de véhicules logés sous un capot ou logés sous la caisse. De plus, en ces endroits, l'air est généralement fortement pollué.

Dans le cas de moteurs installés dans des locaux ou salles de machines, on remédie à l'élévation de la température de l'air aspiré par une ventilation convenable.

b) Les filtres à air.

10. Les pertes de charge du filtre à air dépendent des facteurs suivants :

1) Le genre de milieu filtrant et de ses caractéristiques. Le choix dépend de la charge de poussières de l'air à filtrer;

2) La surface utile de passage;

3) La vitesse de passage de l'air dans le filtre dont le choix est déterminé par le milieu filtrant. Chaque milieu possède une gamme de vitesses pour laquelle la retenue des poussières est maximale;

4) Le débit (Q = Surface utile x vitesse) qui est fonction du volume d'air (ramené à la pression atmosphérique) nécessaire à la combustion.

Dans les moteurs non suralimentés, cette quantité dépend directement de la cylindrée de moteur, de sa vitesse de rotation et de la surface filtrante utile de l'élément.

Si les conditions d'encombrement l'exigent, on installera plusieurs filtres en parallèle.

5) L'état du filtre. La retenue des poussières provoque l'encrassement du milieu filtrant et une réduction des sections de passage internes. Cet élément entre en ligne de compte pour le choix de la section utile de passage. L'encrassement peut atteindre le "colmatage".

Le colmatage du filtre sera évité par l'entretien régulier de l'élément filtrant.

La périodicité de cet entretien dépendra d'une part du genre et de la quantité des poussières et impuretés présentes dans l'air et d'autre part de l'efficacité du filtre.

Cette périodicité, déterminée en heures de service et ramenée en kilomètres parcourus, varie suivant les saisons et la région desservie par le moteur.

L'état d'encrassement d'un filtre à air peut être mesuré en raccordant un dépressiomètre (par ex. un tube en U) en aval du filtre. La dépression qui est essentiellement fonction du type de filtre dépassera rarement 150 mm d'eau (0,015 bar).

Un filtre complètement ou partiellement obstrué, nuit à l'alimentation du moteur et provoque des pertes de puissance, fumées à l'échappement, échauffement du moteur et peut même amener l'arrêt du moteur sous charge normale.

c) Collecteur d'admission et passages des soupapes.

11. Ceux-ci doivent être étudiés de manière à favoriser l'écoulement de l'air.

Aux moteurs de grande cylindrée et tournant à grande vitesse, le diamètre des soupapes d'admission est souvent supérieur à celui des soupapes d'échappement.

L'encrassement du collecteur d'admission et des soupapes d'admission peut également donner lieu à une perte de puissance plus ou moins importante.

12. Remarque importante : Etanchéité du collecteur d'admission.

L'étanchéité du collecteur d'admission doit toujours être parfaite.

En cas de défaut d'étanchéité du collecteur des moteurs non suralimentés (à simple aspiration) des rentrées d'air non filtrées amènent des usures abrasives, tandis que dans les moteurs à 4 temps suralimentés (ou 2 temps à soufflante de balayage), la moindre fuite à ces conduites est à la base d'un remplissage insuffisant des cylindres provoquant ainsi des pertes de puissance appréciables (indices : fumées noires, échauffement et arrêt du moteur sous charge normale).

B. Filtres à air.

13. Caractéristiques :

a) Finesse de filtration : représentée par la taille et la quantité des particules les plus fines retenues par le filtre. La finesse est toujours accompagnée du débit recommandé pour l'élément considéré.

b) Pouvoir de retenue : (capacité) représenté par la masse maximale admissible de poussières retenu par le filtre. Cette masse doit être accompagnée de la perte de charge correspondant à un débit donné.

La finesse de filtration et le pouvoir de retenue dépendent essentiellement du choix du milieu filtrant. Certains filtres ont une finesse de filtration croissante avec leur charge ("encrassement"), mais leur perte de charge au passage de l'air est croissante et ils se "colmatent".

D'autres se caractérisent par une finesse de filtration décroissante, leur perte de charge se stabilise et ils ne sont pas "colmatants".

Les filtres à air peuvent se classer en trois catégories : les filtres imprégnés, les filtres secs et les filtres à bain d'huile.

1. Les filtres imprégnés.

14. L'élément filtrant est généralement constitué de paille de fer ou de fins treillis métalliques imprégnés d'une huile spéciale (fig. 111).

L'air est dévié par le chicanage présenté par le milieu filtrant mais les poussières se précipitent par inertie sur les chicanes et adhèrent au film d'huile.

La résistance de l'élément au passage de l'air dépend du milieu filtrant. Par leur principe même ces filtres exigent une vitesse minimale sous laquelle la finesse de filtration n'est pas acceptable. Ces filtres conviennent pour les moteurs de toutes puissances.

Ces filtres imprégnés se présentent sous différentes formes, notamment sous l'aspect d'éléments superposables composés de feuilles planes, pliées ou ondulées et assemblées dans un cadre métallique (fig. 112 et 113).

Ce type de filtre est appliqué sur pratiquement toutes les locomotives diesel.

Après leur nettoyage périodique, ces filtres doivent être imprégnés d'huile afin que les poussières collent sur le film d'huile recouvrant les toiles métalliques. Sans ce film d'huile, le filtre perd de son efficacité.

Sa finesse de filtration dépend en général de son épaisseur ou du nombre d'éléments constitutifs.

2. Filtres à bain d'huile

15. Les filtres à bain d'huile sont basés sur le principe des filtres imprégnés (fig. 116). L'air aspiré à travers le filtre subit une brusque variation de direction en léchant un bain d'huile contenu dans le fond du filtre. Ensuite, il passe au travers d'un élément filtrant constitué par de la paille de fer ou du fin treillis métallique, qui retiennent les gouttes d'huile emportées par l'air. Les grosses impuretés inertes sont projetées directement au fond du filtre. Les fines particules sont retenues par le film d'huile imprégnant l'élément en treillis.

Le niveau d'huile doit être vérifié régulièrement. En principe, il ne peut y avoir de consommation d'huile. Ces filtres sont "incolmatables" et ne nécessitent qu'un nettoyage complet à long intervalle. Il suffit pour le régénérer de remplacer périodiquement l'huile.

Des filtres à bain d'huile équipent les moteurs "GM t. 71" (Ar. série 46 et locotracteurs série 91).

Les filtres à bain d'huile, quoique très efficaces, ne peuvent être utilisés aux moteurs de grande puissance vu leur encombrement.

3. Filtres secs

16. Ces filtres sont en général composés d'éléments ondulés en tissu supportés par de fines toiles métalliques et repris dans un cylindre en tôle perforée (fig. 114) ou dans un cadre rectangulaire.

Les particules de poussières sont absorbées par les fibres de tissu.

Ces filtres ont l'inconvénient de s'altérer au cours des nettoyages qui nécessitent des précautions spéciales. De plus, un essorage ou un séchage approfondi est toujours nécessaire.

17. Sur certains AR (série 44 et 45), l'élément filtrant est constitué d'une couche de mousse de latex ayant subi un traitement spécial. Ces éléments doivent toujours être installés verticalement et être remplacés régulièrement. L'efficacité de ce type de filtre est comparable à celle du filtre à bain d'huile.

CHAPITRE II : L'évacuation des gaz de combustion

A. Conditions à remplir pour l'évacuation des gaz de combustion

18. L'évacuation des gaz de combustion d'un moteur s'effectue à l'air libre, au moyen d'un tuyau débouchant directement à l'atmosphère (véhicules) ou d'une canalisation raccordée à une cheminée placée sur la toiture du local ou de la locomotive ou sur le pont du bateau.

Au moment de leur échappement, les gaz de combustion possèdent encore une température de 400 à 650°C et une pression assez importante.

Par suite de la section restreinte des passages des soupapes d'échappement, de la pression exercée par le piston et de la pression subsistante, la vitesse des gaz d'échappement est élevée (ordre de grandeur : 200 m/sec.).

Lors de leur évacuation, les gaz rencontrent une grande résistance, pouvant provoquer des contrepressions sur les pistons et s'opposer au remplissage des cylindres à cause de :

1) La résistance dans les tuyaux d'échappement;
2) Le choc des gaz contre l'air atmosphérique, se caractérisant par un claquement sec.

La résistance au passage des gaz dans les tuyaux d'échappement est diminuée en étudiant les formes et les sections. D'un autre côté, les chocs des gaz sur l'air libre peuvent être amortis par un pot d'échappement.

B. Le pot d'échappement.- (fig. 117).

19. Le pot d'échappement a comme but principal de permettre la détente progressive et continue des gaz d'échappement de façon que le claquement caractérisant l'échappement libre soit amorti.

Son but supplémentaire est de permettre la combustion des petites particules de combustible non brûlées.

Le pot d'échappement consiste, en principe, en un réservoir d'expansion cylindrique garni ou non de chicanes.

Le système "Burgess" est appliqué aux moteurs des locomotives diesel séries 52, 53, 54, 55 et 62 et le pot d'échappement est constitué d'un réservoir en tôle pourvu de chicanes en tôle perforée.

Les pots d'échappement des véhicules routiers sont parfois munis d'un tube en tôle perforée entouré de laine de verre.

Le pot d'échappement provoque une résistance supplémentaire dans les tuyaux d'échappement.

Afin de réduire les pertes de puissance, il est nécessaire que la résistance soit étudiée en fonction du problème à résoudre.

Remarques.

20. 1) La turbo-soufflante des moteurs suralimentés fait partiellement office de pot d'échappement.

21. 2) Les gaz d'échappement des moteurs à essence sont toxiques. On ne peut jamais permettre l'échappement d'un moteur à essence dans un local à dimensions limitées occupé par des personnes; ces gaz ne provoquent pas seulement des asphyxies, mais aussi des empoisonnements du sang (CO).

Les gaz d'échappement d'un moteur diesel bien réglé peuvent provoquer des asphyxies mais sont pratiquement peu toxiques (CO2).

FILTRE A FINS TRESSAGES IMPREGNES

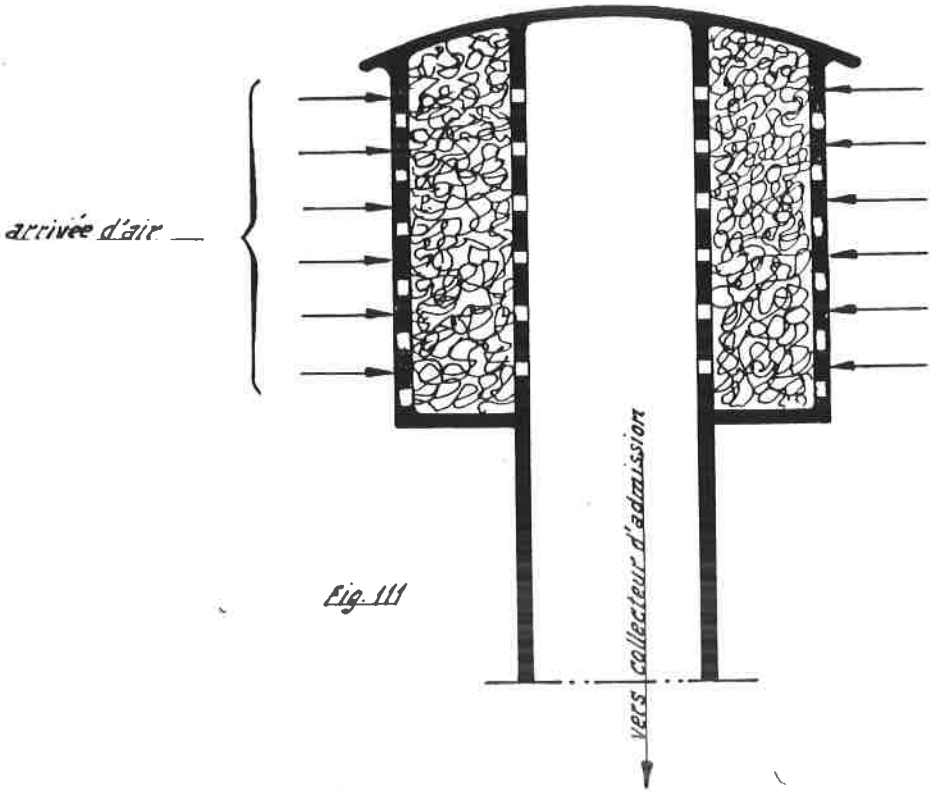


Fig. 111

FILTRE A PLAQUES IMPREGNEES.

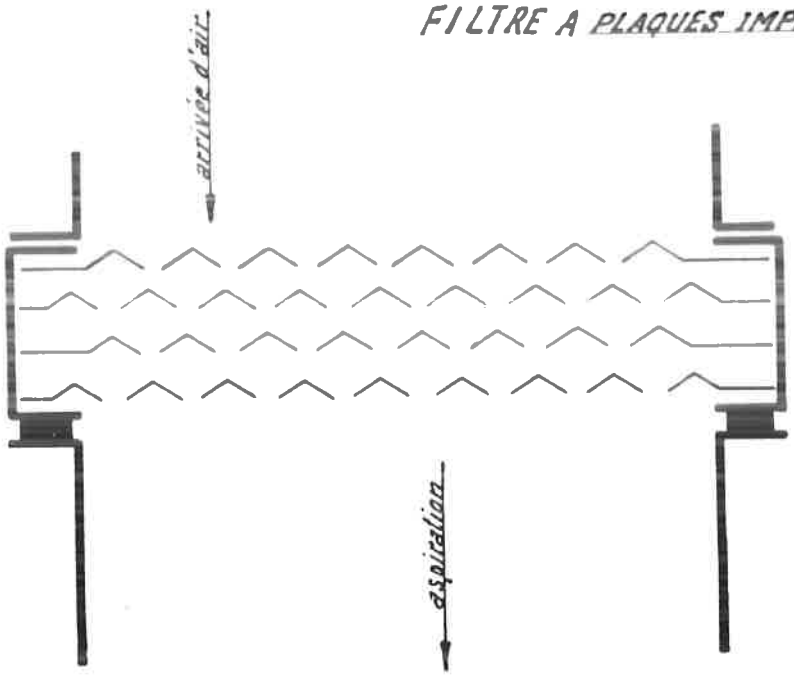


Fig. 112

C.1213
16me L

V.P.

Filtre à air sec à élément en feutre ondulé

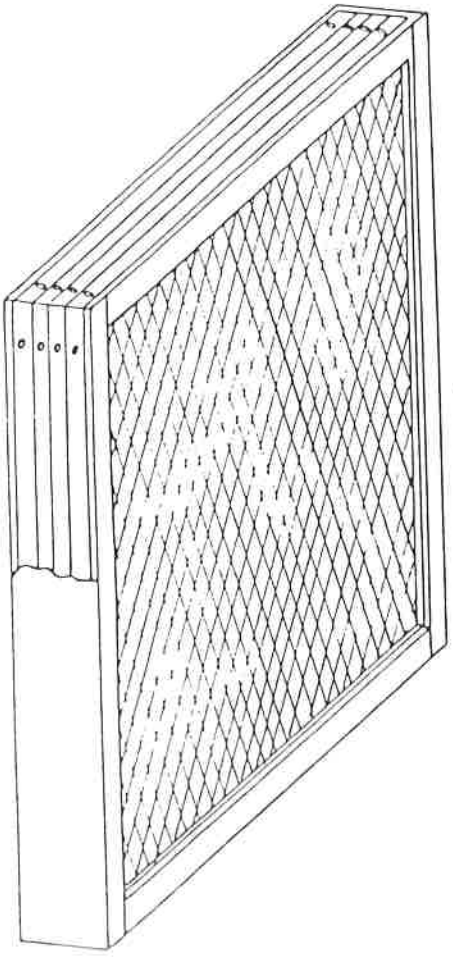


Fig.113

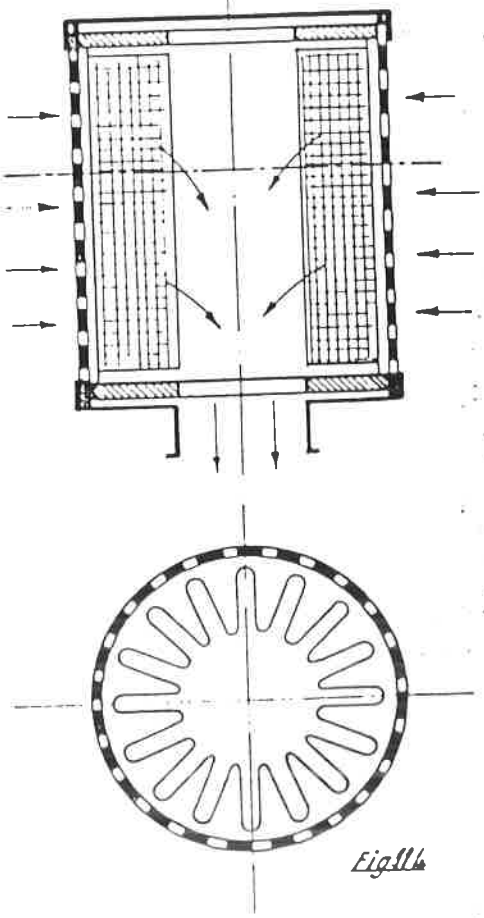


Fig.114

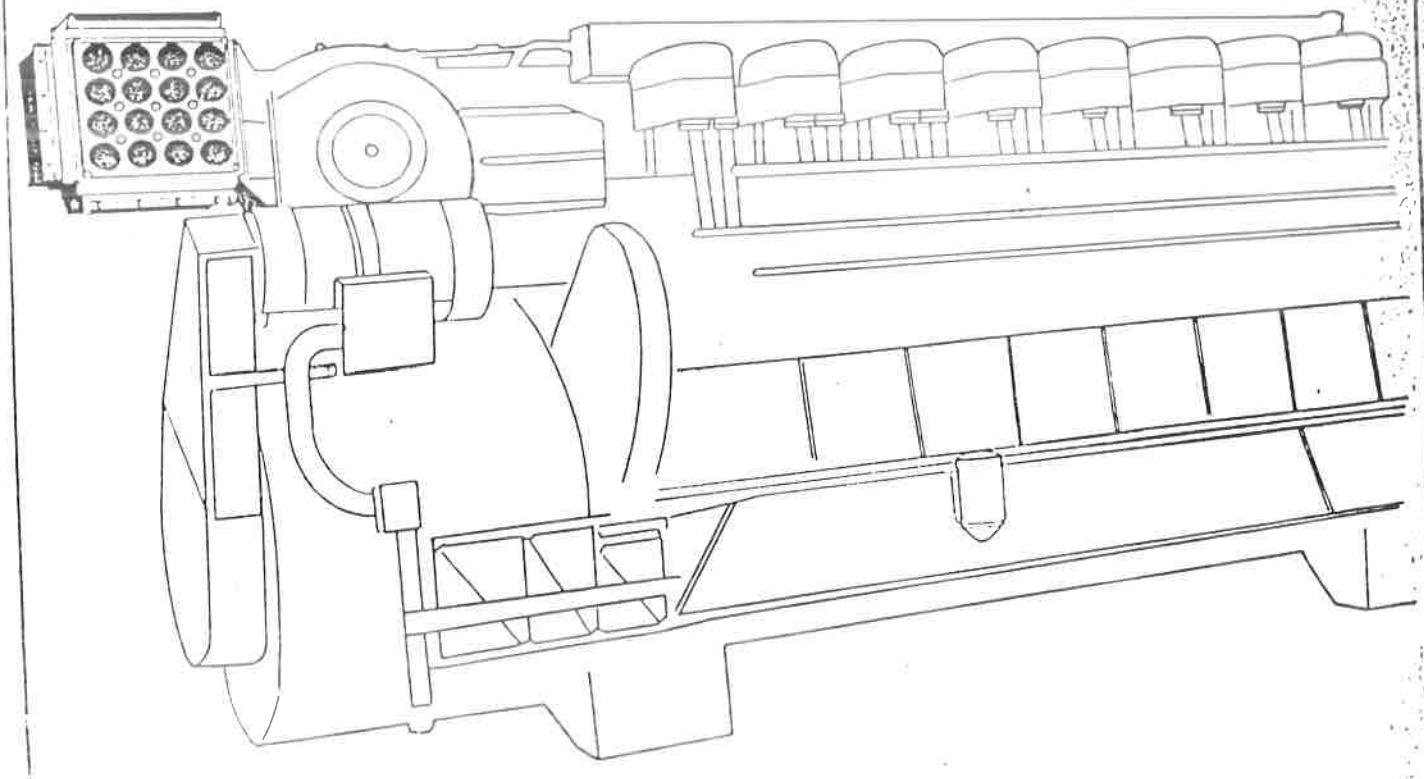
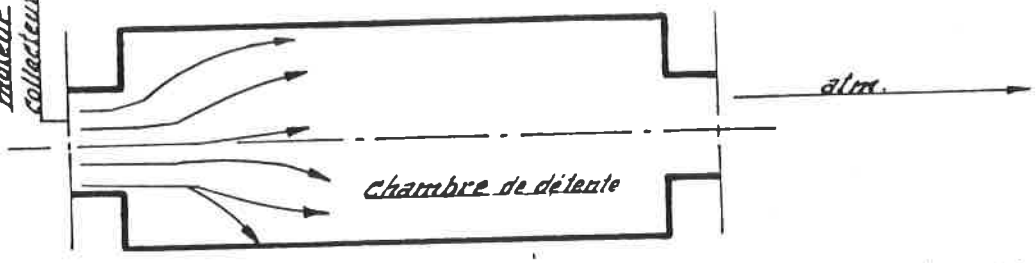


Fig.115

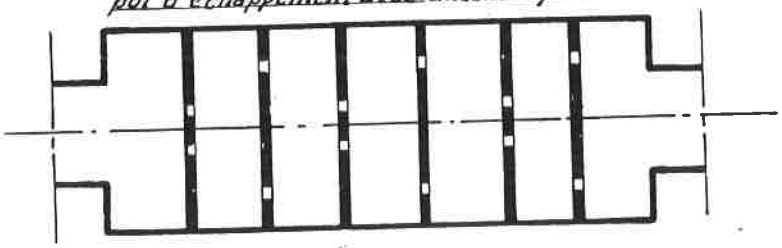
C.1213
16 : L

moteur
collecteur d'échapp.

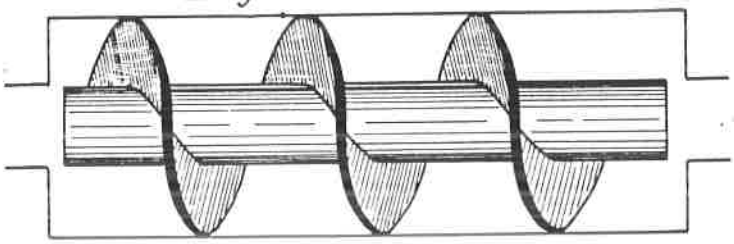
pot d'échappement sans chicanes



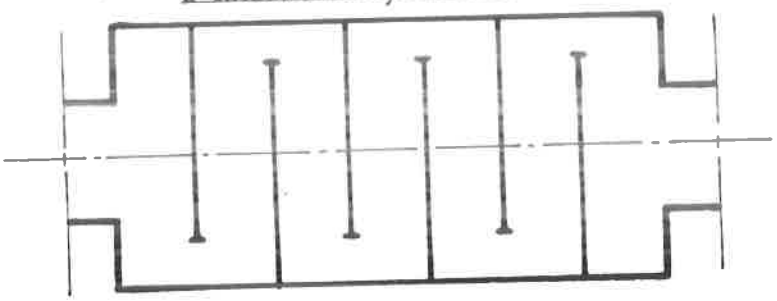
pot d'échappement avec chicanes perforées



à noyau hélicoïdale



à chicanes non perforées



Filtre à air à bain d'huile

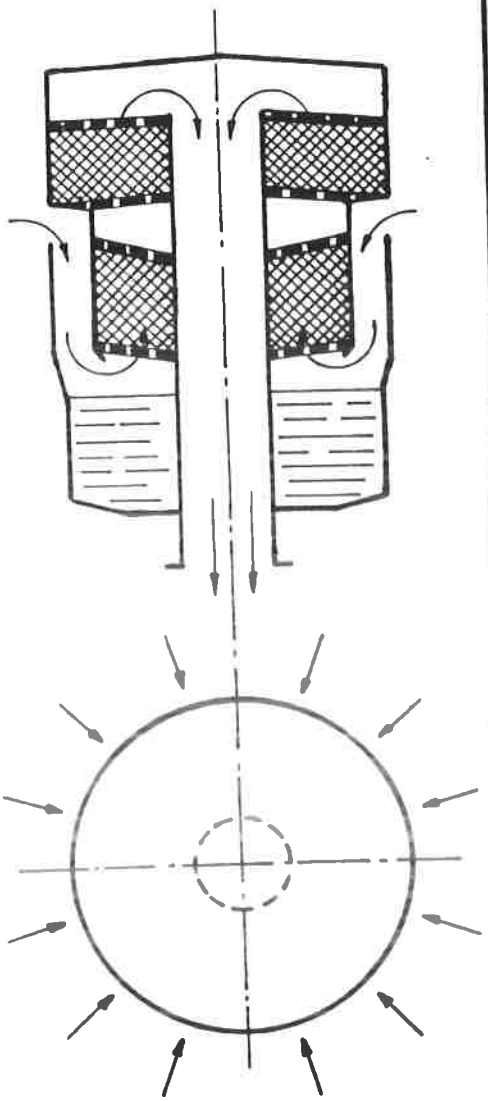


Fig. 116

laine de verre

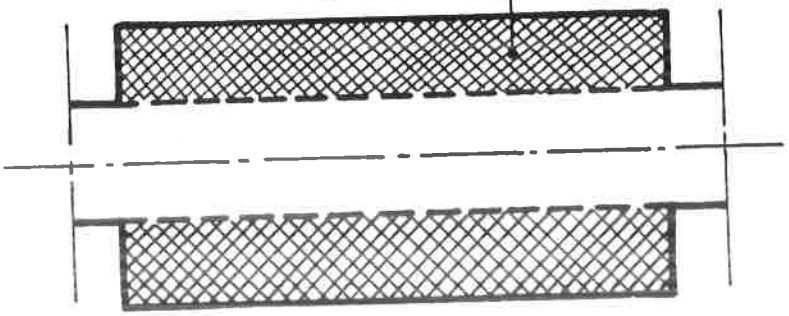


Fig. 117

C. 1213
16 mc L

V.P.

CHAPITRE III. - L'ALIMENTATION EN COMBUSTIBLE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

22. En ce qui concerne l'alimentation en combustible des moteurs à combustion interne, il y a lieu de faire une distinction entre les moteurs diesel et les moteurs à allumage par étincelle.

Aux moteurs à allumage par étincelle, le combustible (essence) est généralement introduit dans le moteur soit après mélange préalable avec l'air de combustion, dans un ou plusieurs carburateurs, soit par injection du combustible dans le collecteur d'aspiration du moteur (moteurs à injection d'essence par ex. les moteurs Mercédès du type SE).

Aux moteurs diesel le combustible est toujours injecté directement dans la chambre de combustion, après la compression de l'air de combustion.

Nous entamerons l'étude de la combustion dans les moteurs à injection par l'étude générale et descriptive de leur équipement d'injection.

A. Description et fonctionnement d'un équipement d'injection "Bosch" pour moteurs à injection.

23. Remarque.

La plupart des moteurs diesel de la S.N.C.B. étant munis d'un équipement d'injection "Bosch", nous nous limiterons à la description détaillée des équipements "Bosch".

Le matériel d'injection "G.M." (moteurs G.M.), Deckel (moteurs Maybach), CAV ou Simms fonctionnant suivant les mêmes principes que le matériel "Bosch" n'exige pas d'explications supplémentaires, à part quelques remarques spécifiques qui seront données en temps opportun.

- Les principaux organes constitutifs d'un équipement d'injection "Bosch".

24. 1. Moteurs monocylindriques.

La fig. 118 représente schématiquement un équipement "Bosch" pour l'injection du combustible dans un moteur Diesel monocylindrique.

Cet équipement est principalement constitué d'un réservoir à combustible, d'où le combustible est aspiré via un préfiltre grossier par une pompe d'alimentation qui le refoule vers la pompe d'injection en passant par un filtre très fin.

La pompe d'injection refoule à une pression très élevée, le combustible vers l'injecteur monté sur la culasse du moteur par un tuyau dit d'injection. L'injecteur injecte le combustible, finement pulvérisé dans la chambre de combustion du moteur.

2. Moteurs polycylindres.

25. Chaque cylindre possède son propre injecteur fixé dans la culasse. Chacun de ces injecteurs peut être alimenté soit par sa propre pompe d'injection, (pompe d'injection individuelle) (fig. 119), soit par un des éléments de pompe groupés dans un corps ou carter commun (pompe d'injection à éléments multiples) (fig. 118 bis et 120), soit par une seule pompe d'injection raccordée successivement avec les injecteurs au moyen d'une valve de distribution (fig. 121). Ce principe est appliqué sur les moteurs Cummins.

Des tuyaux de "trop plein" ramènent l'excès de combustible de la pompe d'injection et les fuites des injecteurs au réservoir à combustible.

La pompe d'injection et son injecteur sont parfois groupés dans un même bloc (fig. 122). Il s'agit alors d'une "pompe-injecteur" individuelle. Une pompe-injecteur alimente alors chacun des cylindres du moteur.

- Description et principe de fonctionnement des principaux organes d'un équipement d'injection.

I. Filtres à combustible.

26. Les injecteurs et pompes d'injection sont des appareils de grande précision (de l'ordre de 0,001 mm). La moindre particule solide entraînée avec le combustible peut déranger leur fonctionnement et provoquer de l'usure amenant leur mise hors service prématurée.

On comprend la nécessité absolue d'éliminer, par la filtration du combustible, les impuretés provenant des wagons-citernes, des réservoirs de stockage, des boyaux et robinets de remplissage, etc....

a) Le filtre à combustible primaire.

27. Généralement, le combustible est filtré une première fois à la sortie du réservoir de stockage des ateliers et avant sa distribution.

Sur le véhicule, il est filtré grossièrement par un filtre tamis disposé à la sortie du réservoir de stockage, en vue de protéger la pompe d'alimentation. Ce filtre ne retient que les grosses particules (en général supérieures à 300 μ).

Par sa disposition à l'aspiration de la pompe, le filtre primaire ne doit présenter qu'une très faible résistance au passage du gasoil.

L'élément filtrant du filtre primaire peut être constitué ou bien d'un tissu métallique ou d'un certain nombre de disques métalliques empilés les uns sur les autres et portant sur une face un léger bombage permettant de maintenir entre eux une certaine distance constituant une section de passage.

b) Le filtre à combustible secondaire (filtre fin).

28. Un bon filtre doit présenter les qualités suivantes:

1. Sa finesse doit permettre d'arrêter les impuretés de l'ordre du micron (0,001 mm);
2. Sa capacité doit permettre une longue durée d'utilisation.

Un élément filtrant qui se "colmate" trop rapidement provoque des incidents d'exploitation.

3. Le retrait de l'élément filtrant, pour remplacement ou nettoyage, doit être possible sans risque d'introduction d'impuretés dans le circuit;
4. Le nettoyage des éléments filtrants" récupérables" doit être aisé et efficace. Les éléments filtrants "remplaçables" ne peuvent coûter trop cher. En général, on abandonne le principe des éléments récupérables, vu l'incertitude de l'état de l'élément après nettoyage et le prix de l'opération;
5. La résistance à l'écoulement de l'élément filtrant ne peut être trop élevée. Si cette résistance est trop grande, la pression de la pompe à combustible croîtra au point que l'élément pourra s'altérer. Il en résultera un défaut de filtration ou une réduction de débit;
6. Le dégazage du filtre doit être prévu;
7. Le filtre doit être de construction simple et robuste; l'enlèvement de l'élément doit être facile et le remontage doit pouvoir s'opérer sans risque d'erreurs;
8. L'élimination du filtre pendant le fonctionnement du moteur doit être impossible.

D'après le genre de l'élément filtrant, on distingue:

1. Les filtres à élément textile ou métallique, grande finesse;
2. Les filtres à élément en papier;
3. Les filtres à élément en bronze poreux; (finesse
4. Les filtres à élément composé de disques métalli- (moyen-
   ques. (ne

1. Filtres à élément filtrant en tissu, feutre ou toile métallique (grande finesse) (fig. 123).

29. Ce filtre se compose d'un réservoir (1) muni d'une tubulure d'arrivée de combustible (2) et d'une tubulure de sortie (3). Sur le couvercle, un bouchon ou un robinet de purge permet le dégazage du filtre.

L'élément filtrant est constitué d'un cylindre en feutre, en fil de coton, en viscose ou autre matière fibreuse, naturelle ou synthétique.

On trouve aussi des éléments en métal perforé. Les orifices sont conçus de manière à réduire les pertes de charge et le "colmatage". Les éléments ne sont actuellement plus réutilisés.

A chaque remplacement d'élément filtrant, le carter doit être rincé.

Les joints d'étanchéité doivent être remplacés chaque fois.

2. Les filtres à élément en papier (fig. 124) (grande finesse).

30. Ces filtres sont de même construction que ceux à élément en textile. Les éléments ne sont pas récupérables.

Le papier qui sert à la fabrication de ces éléments est spécialement élaboré pour la filtration.

Ce papier est imprégné d'une résine synthétique afin de lui conférer une bonne résistance aux hydrocarbures.

Le papier est plissé afin de présenter une grande surface filtrante pour un faible encombrement d'élément.

Les éléments filtrants du filtre Duplex (fig. 125 et 126) se composent d'un treillis métallique sur lequel est enroulé plusieurs couches de corde de coton fibreux; la première partie est utilisée comme filtre primaire et la seconde comme filtre secondaire. La première partie est intercalée entre le réservoir et la pompe à combustible et la seconde entre la pompe à combustible et la pompe d'injection.

3. Les filtres à élément en bronze poreux (finesse moyenne).

31. L'élément filtrant est constitué d'un vase en bronze poreux obtenu par la compression de limaille de bronze sous très forte pression. Après colmatage, il peut être régénéré en envoyant de la vapeur dans le sens contraire de la circulation de gasoil.
Ce type de filtre est monté à l'entrée des pompes d'injection sur le moteur GM 6-71 N (AR séries 44, 45, 46).

Les anciens moteurs "G.M." sont équipés de ce type de filtres. Ils sont actuellement abandonnés par le constructeur et remplacés par des filtres à éléments "papier".

4. Les filtres à élément filtrant composé de disques métalliques empilés (fig. 127, (finesse moyenne).

32. L'élément filtrant est constitué par un empilage de disques métalliques. Ces disques portent sur une face un léger bossage qui les maintient à une distance prédéterminée les uns des autres. Le combustible traversant l'élément filtrant de l'extérieur vers l'intérieur, les particules dont les dimensions sont supérieures à la distance entre les disques sont arrêtées à l'extérieur de l'élément.

Cet élément filtrant est facile à nettoyer, mais la finesse de filtration reste assez grossière. Il convient pour les moteurs à carburateur où la finesse ne doit pas être poussée.

II. La pompe à combustible.

33. La pompe à combustible, aussi appelée pompe d'alimentation, aspire le combustible du réservoir de l'engin et le refoule, sous une pression limitée, via le filtre secondaire vers la pompe d'injection.

La pression est limitée afin de ne pas diminuer l'efficacité du filtre. D'un autre côté, il suffit d'emplir la ou les pompes d'injection et de vaincre les résistances à l'écoulement dans les tuyauteries et les filtres.

Le débit de la pompe à combustible doit donc être légerement supérieur au débit maximal de la pompe d'injection c.à.d., à la consommation maximale du moteur. Dans certains cas, un débit supplémentaire est nécessaire au refroidissement prévu des injecteurs (entre autres, moteurs "GM").

Néanmoins, afin d'éviter, à forte charge du moteur, une alimentation insuffisante de la pompe d'injection, le débit de la pompe d'alimentation est largement supérieur au débit des pompes d'injection. C'est notamment le cas d'une pompe d'alimentation commandée par le moteur même, sa vitesse dépendant alors de celle du moteur.

Le réglage du débit et de la pression de la pompe à combustible est obtenu en prévoyant une soupape de décharge à la sortie de la pompe d'alimentation permettant le retour de l'excès de combustible au réservoir de l'engin. On distingue deux sortes de pompes à combustibles:

1. Les pompes à piston;
2. Les pompes rotatives.

1. Les pompes d'alimentation à piston.

34. Nous nous limiterons à la description de la pompe "Bosch" (fig. 128, 129, 130 et 131).

Le combustible est aspiré par l'entrée (9) et refoulé par la sortie (5).

Pendant la phase de refoulement, le piston (11) est déplacé dans son cylindre par le poussoir (13) et pendant l'aspiration par le ressort (7).

Le poussoir (13) est muni d'un galet (2) qui reste en contact avec la came (1) par l'effet du ressort (12).

La came (1) peut être fixée sur l'arbre à cames de la pompe d'injection (dans le cas où la pompe d'alimentation est fixée sur le carter de la pompe d'injection) ou sur l'arbre à cames du moteur (pompe à combustible fixée au carter du moteur).

Le dessus du piston (11) étant en communication constante avec le refoulement (5) par le by-pass (4) et le poussoir (13) n'étant pas fixé au piston (11), la pompe règle automatiquement son débit d'après la consommation réelle en combustible.

A marche réduite, la consommation en combustible étant faible, la pression de refoulement de la pompe est très élevée et le ressort (7) ne sait plus vaincre la contre-pression existant sur la face inférieure du piston. Celui-ci ne suit plus le mouvement du poussoir (13).

Afin de pouvoir dégazer l'installation de combustible, après la réalisation des travaux de réparation ou après de longues immobilisations du moteur, la pompe d'alimentation est généralement pourvue d'un levier extérieur permettant la manoeuvre manuelle du piston (11) ou d'un deuxième piston alors exclusivement réservé à cet usage (pompes Bosch fig. 132 bis nº 50-51-52).

Remarques.

35. a) Dans certaines pompes d'alimentation fonctionnant suivant le même principe, le piston est remplacé par une membrane. C'est souvent le cas pour les pompes à essence;

36. b) Les moteurs d'une certaine puissance (200 à 400 ch) sont souvent équipés d'une pompe à piston à double effet (une pompe de ce type est représentée à la fig. 132 (pompe à combustible "Bosch" montée sur les moteurs SEM des autorails t. 602-603-630 et des locomotives t. 232);

37. c) Causes principales de débit insuffisant de la pompe à combustible.

- Manque d'étanchéité des clapets d'aspiration ou de refoulement;
- Course insuffisante du piston due à l'usure de la came, du poussoir ou du levier de commande;
- Obstruction de l'ouverture de dégazage du réservoir de combustible;
- Rentrée d'air par manque d'étanchéité de la tuyauterie d'aspiration de la pompe à combustible ou tuyauterie obstruée, écrasée ou brisée;
- Manque d'étanchéité du joint du préfiltre dont la pompe à combustible est en général équipée (fig. 132 bis, joint 37);
- Fissure au pot de décantation du préfiltre (fig. 132 bis, n° 36), conséquence fréquente d'un montage défectueux ou d'un montage incorrect de la bride (41) de fixation;
- "Colmatage" partiel ou complet du filtre primaire ou du préfiltre.

38. Causes supplémentaires d'une alimentation insuffisante de la pompe d'injection.

- Colmatage du filtre secondaire;
- Calage, en position ouverte, du clapet "by-pass" du filtre secondaire, si ce clapet existe toutefois;
- Dégazage insuffisant du filtre;
- Tuyau de refoulement de la pompe à combustible vers la pompe d'injection bouché, écrasé ou brisé.

2. Les pompes à combustible rotatives (fig. 133).

39. L'alimentation des moteurs de grande puissance (locomotives de route et de manoeuvre) et parfois aussi celle de moteurs moins puissants ("GM"t. 71) est réalisée par une pompe rotative qui est généralement du type à engrenages (fig. 133).

La pompe est commandée par un moteur électrique à courant continu alimenté par la batterie du véhicule. La pompe est rarement attaquée par le moteur lui-même.

Ce dernier cas se présente cependant aux moteurs GM t. 71 où la pompe d'alimentation est commandée par un arbre situé dans le prolongement de l'arbre de la soufflante (moteur à 2 temps équipé d'une soufflante commandée mécaniquement).

La fig. 133 représente schématiquement une pompe à combustible rotative. Celle-ci est constituée, principalement, de deux engrenages tournant dans le corps de pompe (3) avec des jeux réduits. Par la rotation des engrenages, le combustible aspiré via le clapet d'aspiration (5) est emprisonné entre les dents et le corps de pompe et finalement refoulé vers la sortie (8) et (9).

Une soupape de sûreté (by-pass) (11) limite la pression de refoulement de la pompe et règle en quelque sorte le débit en fonction de la demande (consommation du moteur).

Le réglage du débit est nécessaire à la fois dans le cas de l'entraînement de la pompe par moteur électrique à vitesse constante et débit constant de la pompe et dans le cas de la commande
par le moteur à combustion lui-même.

Dans les 2 cas, en effet, le débit de la pompe ne correspond jamais exactement à la demande.

La fig. 134 représente un montage classique de pompe à combustible rotative sur un moteur de locomotive (moteur CO.608 HL s. 59).

III. La pompe d'injection "Bosch".

1. But de la pompe.

40. Anciennement, l'injection du combustible s'effectuait à l'air comprimé (injection pneumatique). Actuellement, l'injection est généralement réalisée au moyen de pompes mécaniques de construction spéciale, dont la pompe "Bosch" peut être considérée comme très représentative)

Cette pompe d'injection a comme but de doser le gasoil à la quantité appropriée au régime de fonctionnement du moteur et de la refouler à une pression constante suffisamment élevée et à un instant bien déterminé, vers les injecteurs équipant les culasses du moteur.

Le problème de l'injection de combustible, relativement simple dans le cas de gros moteurs lents, est devenu plus complexe avec l'apparition des moteurs rapides.

En effet, la succession rapide des injections influence défavorablement les conditions de fonctionnement du matériel d'injection. La sollicitation de l'équipement d'injection augmente au fur et à mesure que la vitesse de rotation du moteur s'élève.

D'après le type de moteur et la forme de ses chambres de combustion, le combustible doit être injecté sous une pression pouvant varier de 70 à 300 bar et même parfois supérieure.

Les pompes à piston sont seules capables d'engendrer de telles pressions. Par conséquent, les pompes d'injection mécanique seront toutes du type à piston. Le jeu entre le piston et son cylindre sera de l'ordre du micron (0,001 mm).

La quantité de combustible à injecter par cycle de fonctionnement est limitée et variable d'après la charge du moteur. Son dosage doit par conséquent pouvoir être réglé avec une très grande précision.

Supposons par ex. un moteur 4 temps de 110 kW, 6 cylindres tournant à 2000 t/m et ayant une consommation spécifique de 272 g/KWh ce qui correspond à 110 x 272 = 30.000 gr de combustible par heure.

Le moteur effectue 60 x 2.000 = 120.000 rotations par heure, ce qui correspond à 360.000 injections par heure.

A chaque course du piston de la pompe d'injection une quantité de $\frac{30.000}{360.000}$ = 0,083 gr ou 98 mm3 de combustible est injecté.

Au ralenti, cette quantité est d'environ 10 mm3. Nous voyons donc que le débit de chaque pompe d'injection doit pouvoir être réglé entre 10 et 98 mm3.

De plus, la différence entre le débit des 6 pompes d'injection (1 pompe par cylindre) doit être limitée à 2 % et cela quelle que soit la valeur du réglage.

Les pistons des pompes à injection ayant un diamètre de 5 mm, le débit de 98 mm3 correspond à une course des pistons de $\frac{98}{3,14 \times 2,5 \times 2,5} = \frac{98 \text{ mm3}}{19,6 \text{ mm2}}$ = 5 mm et le débit de 10 mm3 à une course de $\frac{10}{19,6}$ = 0,51 mm.

Ce calcul élémentaire montre une fois de plus la grande précision avec laquelle doivent être exécutés les organes constitutifs des pompes d'injection.

2. Principe de fonctionnement d'une pompe d'injection mono-cylindrique "Bosch" (fig. 135).

41. La pompe d'injection mono-cylindrique "Bosch" aussi appelée "pompe individuelle Bosch" est constituée, en principe, d'un carter avec une chambre complètement remplie de combustible par la pompe d'alimentation. Dans ce carter, se trouve le cylindre (9) communiquant avec la chambre annulaire à combustible du carter par les deux orifices latéraux (4) et (5).

Dans le cylindre, le piston ou plongeur (1) se déplace avec une course constante sous l'action du galet (3) s'appuyant sur la came (15) fixée sur l'arbre à cames (16) du moteur diesel (arbre à cames de commande des soupapes).

Cet arbre à cames, commandé par le vilebrequin du moteur par l'intermédiaire des engrenages de la distribution, tourne à une vitesse égale à la vitesse de rotation du moteur lorsqu'il s'agit d'un moteur à 2 temps et égal à la moitié de cette vitesse aux moteurs à 4 temps.

Le galet (4) reste constamment en contact avec la came (15) par l'action du ressort (14).

La partie supérieure du piston est évidée d'une façon spéciale. La partie évidée comporte une rampe de forme hélicoïdale. Lorsque le piston (1) est au bas de sa course, la cavité du cylindre, au-dessus du piston (1), est en communication avec la chambre annulaire du carter par les orifices latéraux (4) et (5) et se remplit de combustible.

Quand le piston remonte sous l'action de la came, il obture, à un certain moment, les orifices latéraux. Le combustible, pratiquement incompressible, est refoulé par la soupape (2) et le tuyau de refoulement (12) vers l'injecteur.

L'injection commence donc au moment où le piston obture complètement les lumières d'admission. Elle cesse à l'instant où le bord de la rampe hélicoïdale découvre la lumière d'aspiration de droite (4) faisant ainsi communiquer le cylindre de la pompe avec la chambre annulaire par la rainure verticale du piston.

La quantité de combustible injecté est par conséquent égale à la section du cylindre (9) multipliée par la hauteur entre le bord supérieur et la lèvre de la rampe hélicoïdale de la tête du piston, ce qui correspond à la course du piston avec lumières complètement obturées.

Il en résulte que le débit de la pompe peut être réglé par la variation de cette course utile c.à.d. par le réglage de la hauteur entre les bords supérieur et inférieur de la tête du piston.

Ce réglage est réalisé en faisant tourner le piston dans son cylindre. Donc, malgré la constance de la course totale du piston, celle-ci étant déterminée par la hauteur invariable de la came, le débit de la pompe peut varier d'une façon très précise et continue en faisant simplement tourner le piston par rapport à son cylindre. Ce mouvement est obtenu en déplaçant longitudinalement la tige de réglage (6), laquelle est munie d'une crémaillère engrenant avec une couronne dentée (7) calée sur le manchon de réglage (8).

Le piston, ne refoulant pas seulement le combustible mais intervenant également comme distributeur, la pompe d'injection ne nécessite pas de soupapes de distribution.

La fig. 135 bis représente les deux positions principales du piston pour plusieurs débits de la pompe.

Remarques.

42. a) La partie évidée du piston ayant le bord supérieur dans un plan horizontal, l'injection commencera toujours, pour un même réglage de l'avance à l'injection, au même moment et se terminera d'autant plus tard que le débit de la pompe augmente.

Afin de remédier à cet inconvénient, on construit actuellement des pistons plongeurs avec une rampe supplémentaire à la partie supérieure (fig. 136) ce qui permet de réaliser des débuts et des fins d'injection tous deux variables angulairement. Cela permet un fonctionnement du moteur beaucoup plus souple aux bas régimes et aux faibles charges que si l'on employait une pompe à une seule rampe.

43. b) Lorsque la rampe hélicoïdale découvre la lumière d'aspiration de droite, la pression dans la pompe tombe quasi instantanément et la soupape de refoulement (2) se ferme immédiatement.

A ce moment, entre cette soupape et l'aiguille de l'injecteur règne une pression relativement élevée et l'injecteur continue à débiter du gasoil (voir remarque C: "coup de bélier"). Sous l'action de cette injection, la pression tombe et à un moment donné l'aiguille de l'injecteur retombe sur son siège en fermant l'injecteur ce qui amène une chute de la pression du combustible.

Vers la fin, l'injection se fait donc sous une pression relativement basse, ce qui se traduit par une mauvaise pulvérisation et une combustion moins favorable. De plus, cette combustion retardée se traduit par un mauvais rendement.

Souvent, dans ce cas, la dernière goutte de gasoil reste en contact avec le nez de l'injecteur; on dit que l'injecteur "bave".

Pour réduire ce " bavage", certains types de pompe "Bosch" utilisent un dispositif consistant à retirer une petite quantité de combustible de la tuyauterie juste au moment de la fermeture de la soupape de refoulement de la pompe.

La fig. 137 représente ce dispositif.

La soupape de refoulement comporte un long guidage formé par des ailettes dont la périphérie est ajustée dans la buse; lorsque la soupape se soulève (phase: début d'injection) le gasoil passe entre ces ailettes.

Lorsque l'injection se termine (la rampe hélicoïdale découvre l'orifice du cylindre), la fermeture de la soupape de refoulement se fait en 2 temps:

1. Suppression de la communication entre le cylindre de l'élément de pompe et la tuyauterie. Cette coupure a lieu dès que le petit piston placé sous le cône de la soupape s'engage dans son cylindre ("a" fig. 137);
2. Application du cône sur son siège par suite de la descente de la soupape de retenue.

Conclusion: Le volume de la conduite de refoulement s'accroît du volume de ce piston "a" et le combustible se détend de ce volume.

L'aiguille de l'injecteur se ferme donc brusquement puisque la conduite subit une forte chute de pression instantanée.

c) Coup de "bélier".

La surpression provoquée par l'interruption brutale du courant liquide provoque un "coup de bélier" qui est d'autant plus grand que l'arrêt du courant liquide est plus rapide. A ce coup de bélier s'ajoute la restitution de l'énergie emmagasinée par le tuyau et par le combustible par leur dilatation. Il se peut donc que la somme de ces effets puisse forcer l'aiguille de l'injecteur de se lever à nouveau, inconvénient auquel on peut remédier en modifiant la forme spéciale de la soupape de refoulement dont la description vient d'être donnée.

SCHEMA DE L'ALIMENTATION EN COMBUSTIBLE D'UN MOTEUR A INJECTION

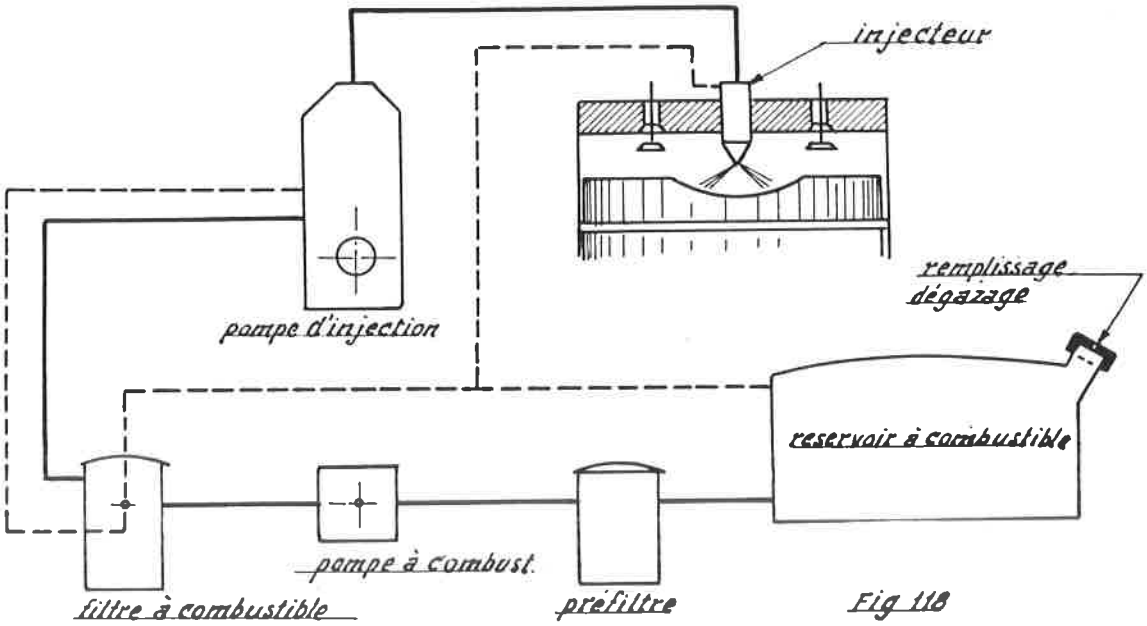


Fig 118

SCHEMA DU CIRCUIT DE COMBUSTIBLE

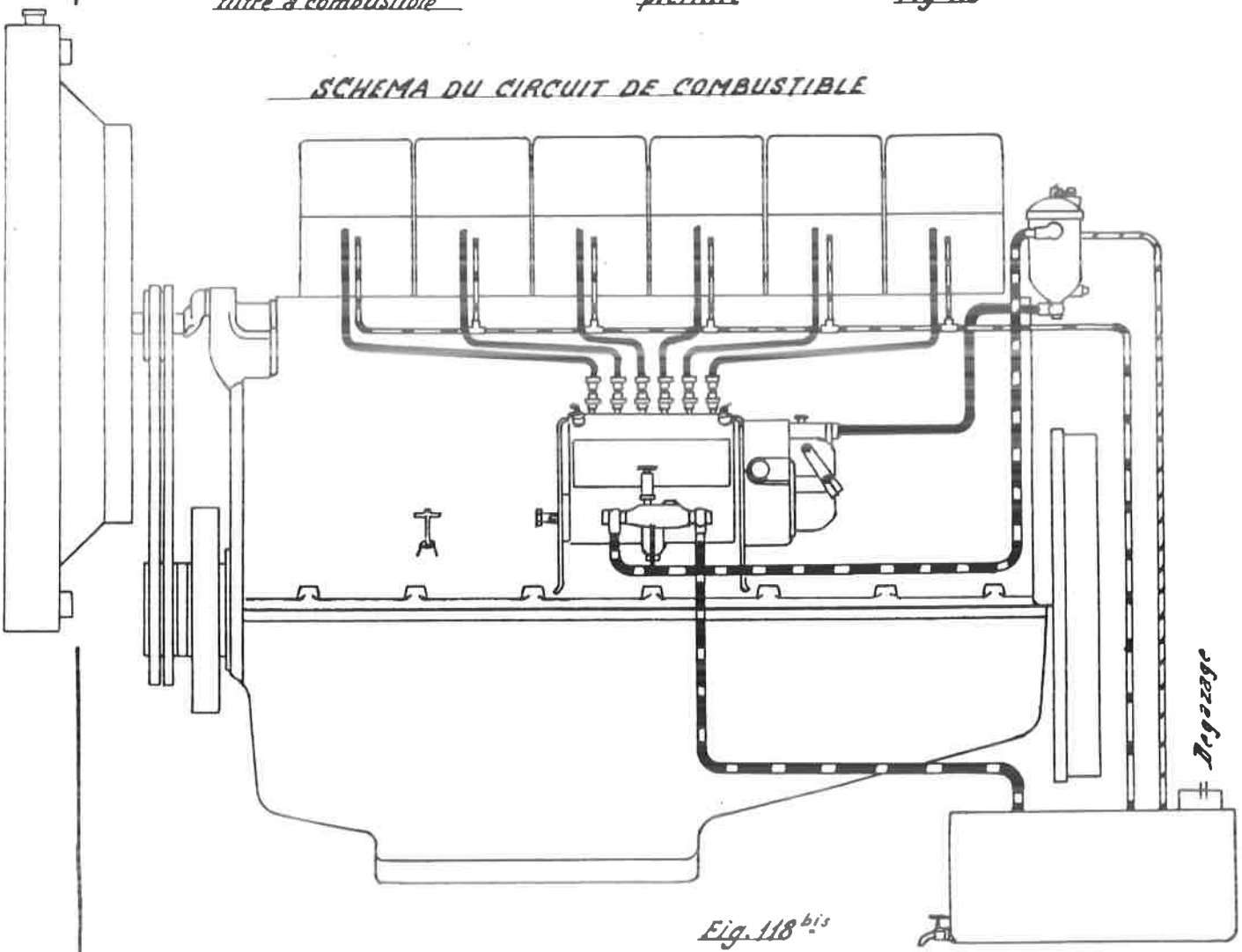
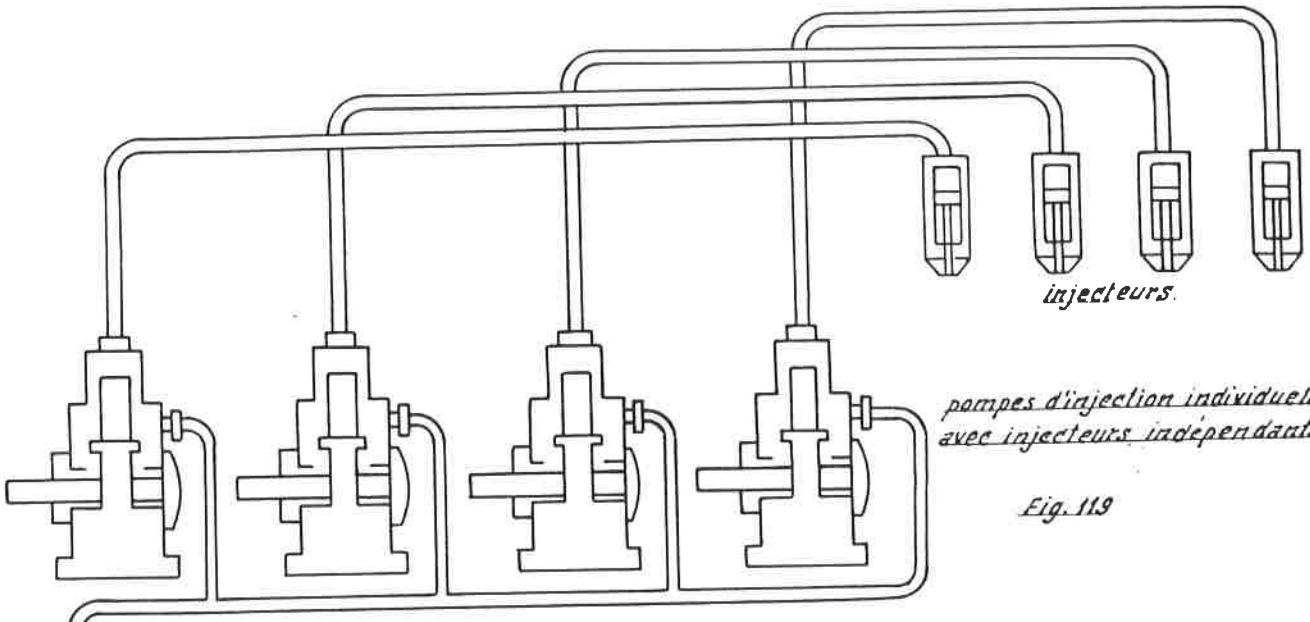


Fig. 118 bis

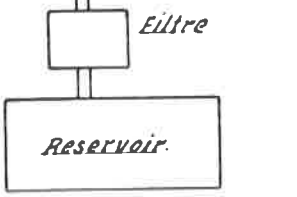
C.1213
17me L

V.P.



pompes d'injection individuelles avec injecteurs indépendants

Fig. 119



pompe d'injection à éléments multiples

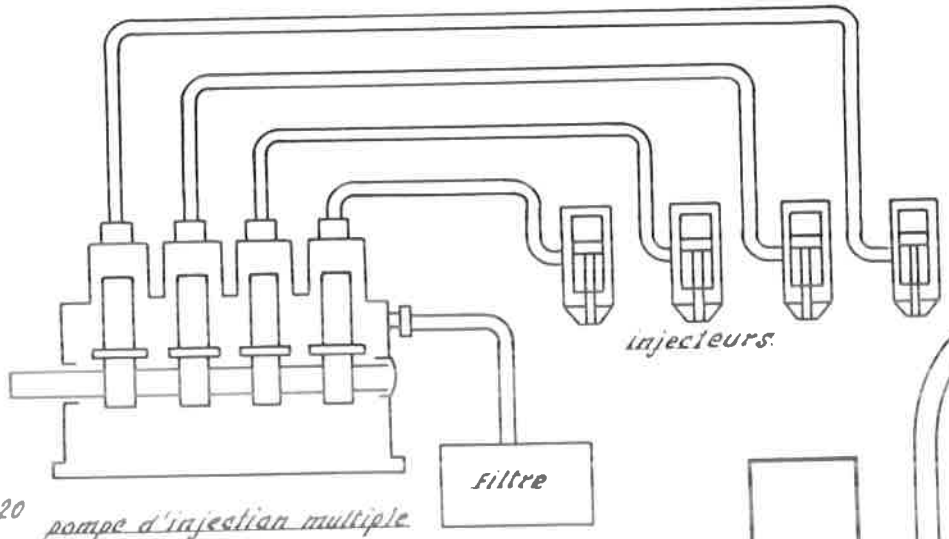


Fig. 120 pompe d'injection multiple

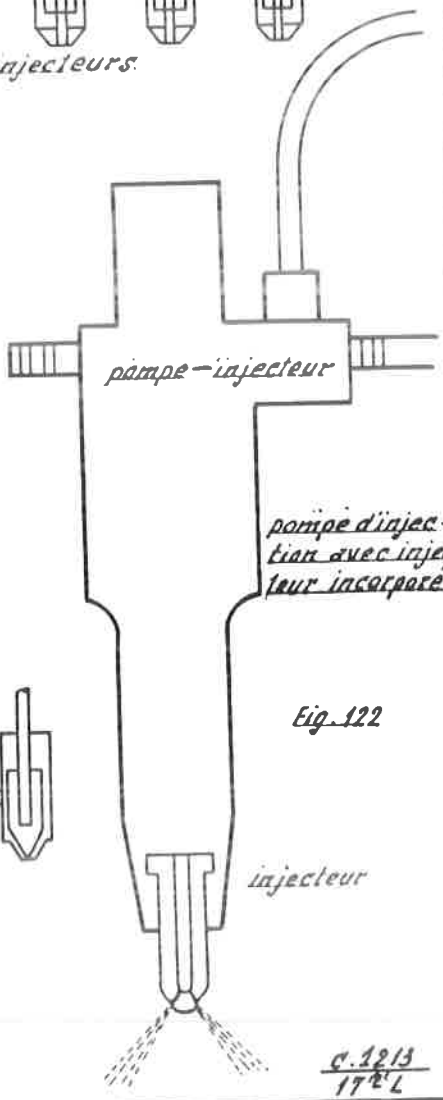


Fig. 122

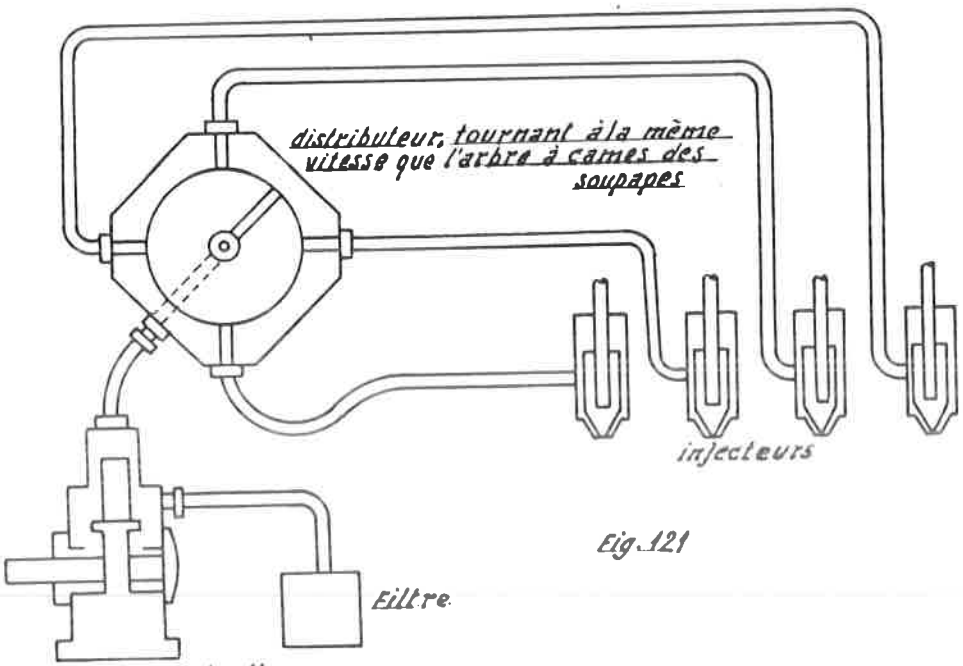


Fig. 121

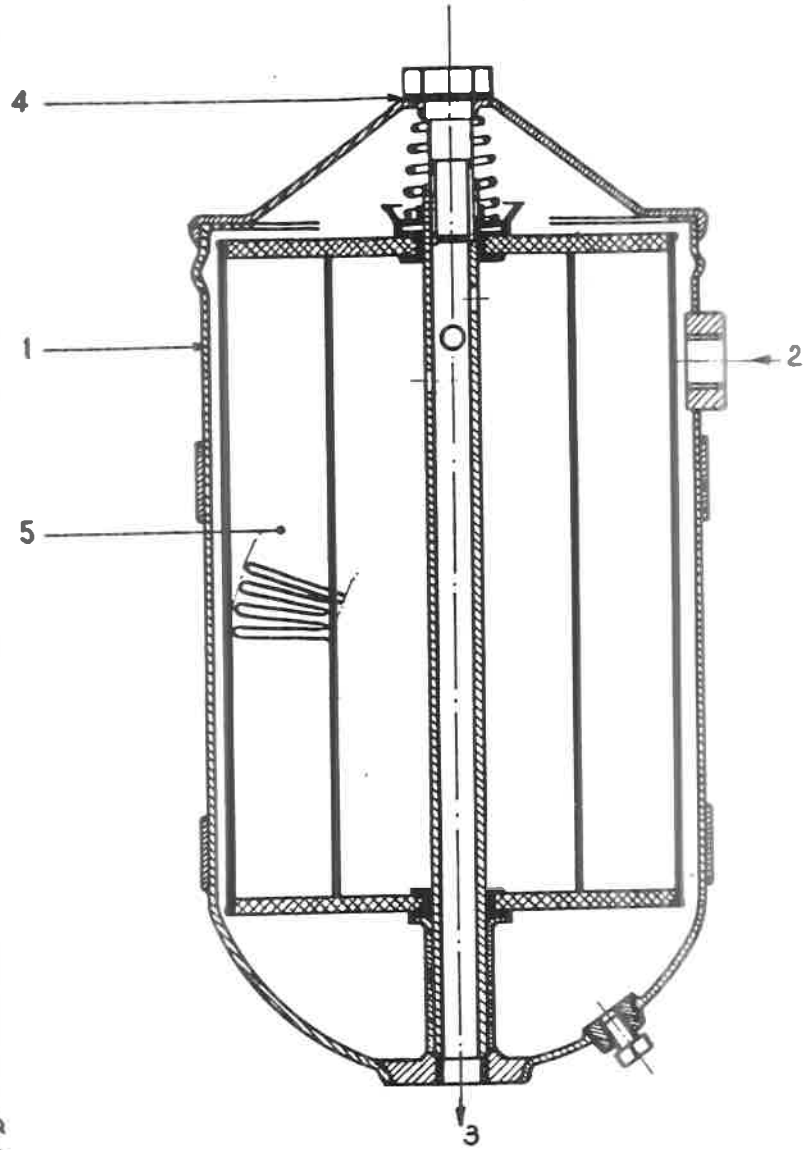


Fig. 124 Filtre Mann.
avec élément filtrant en papier

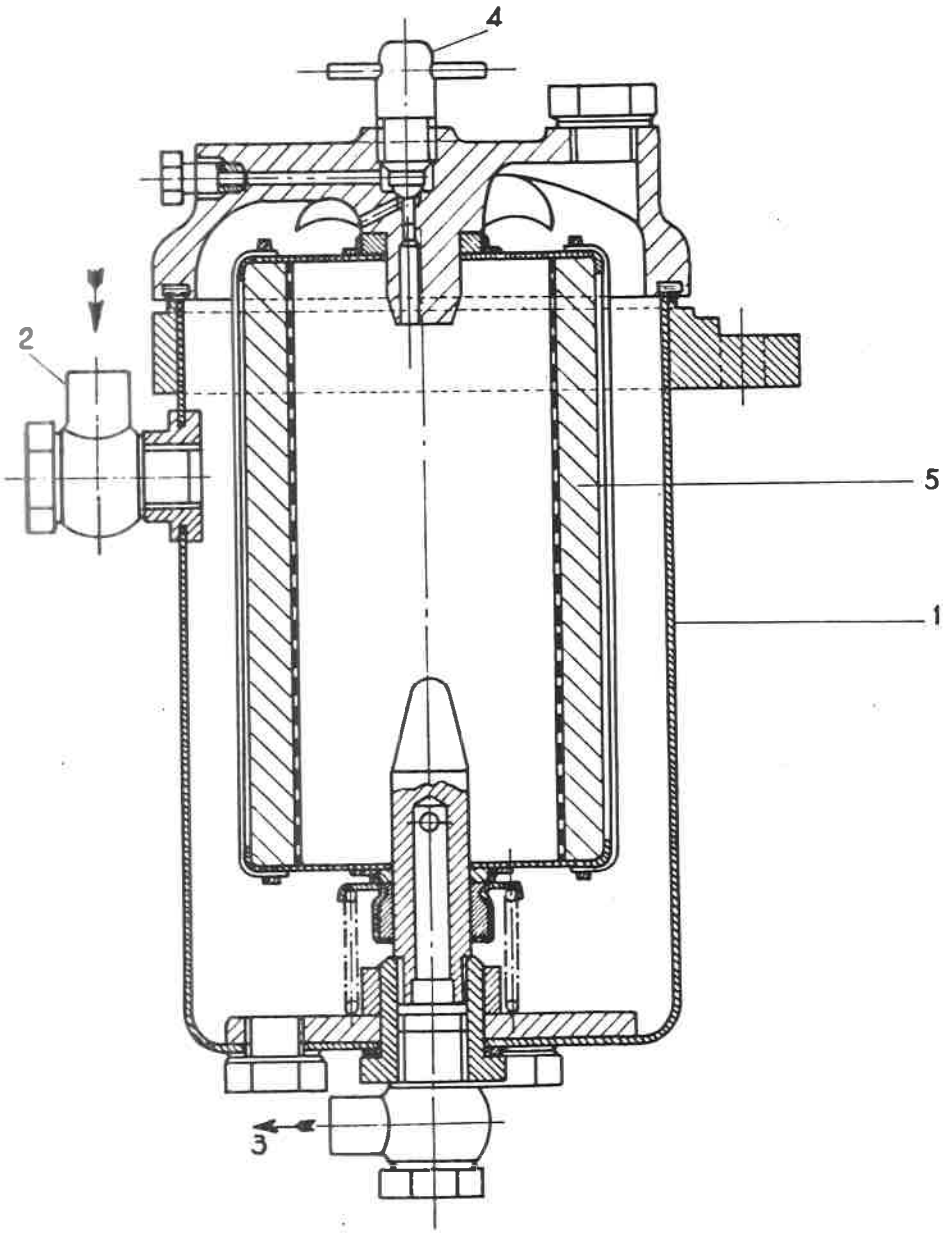
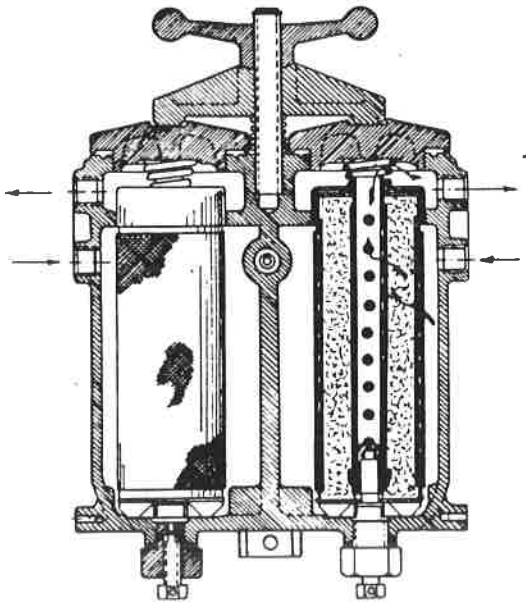


Fig. 123 Filtre Bosch.
avec élément filtrant en feutre

Filtre à disques empilés.



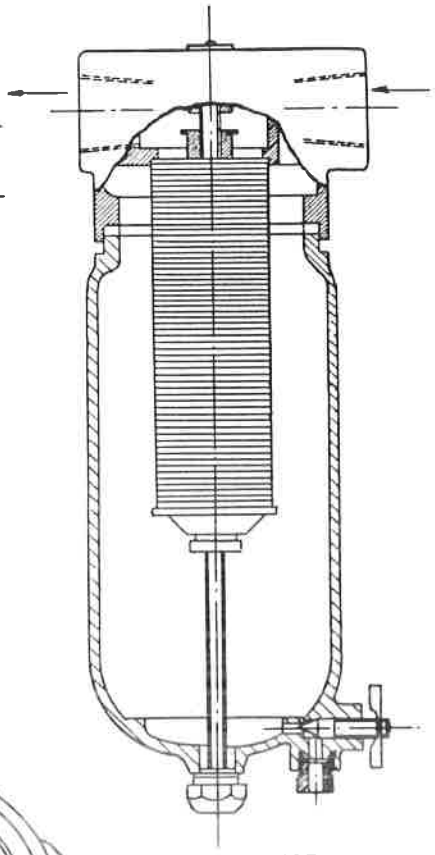


Fig. 125 Filtre Duplex

Fig. 127

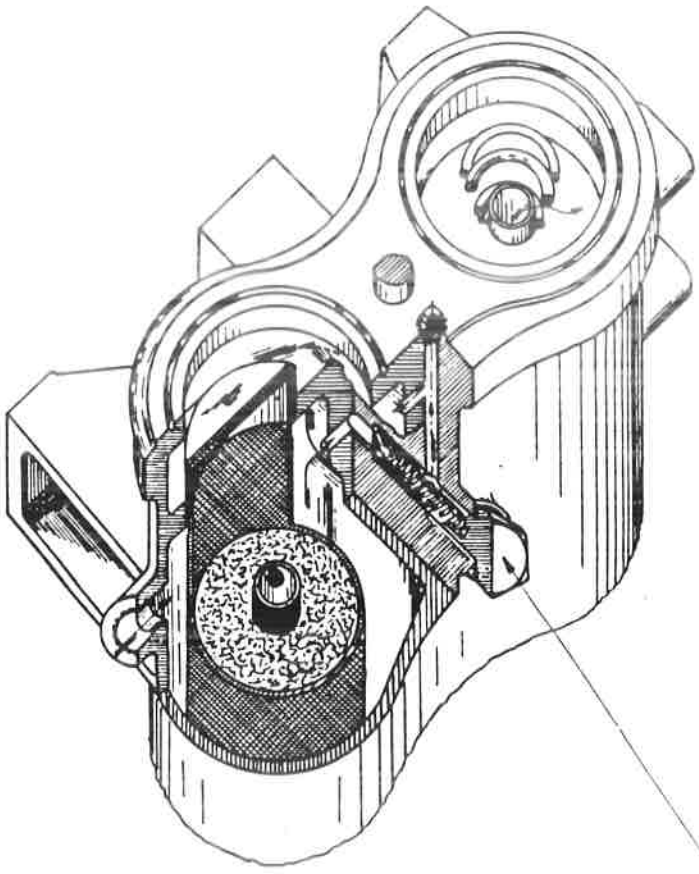


Fig. 126 Filtre Duplex valve de décharge

POMPE A COMBUSTIBLE A SIMPLE EFFET

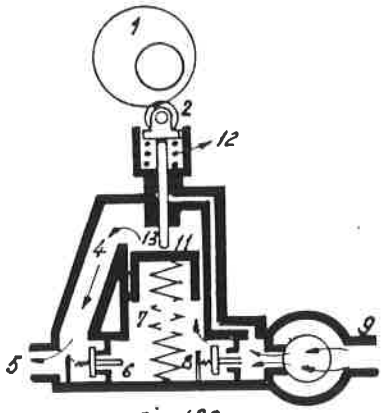


Fig. 128

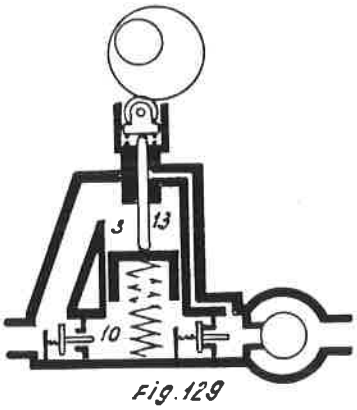


Fig. 129

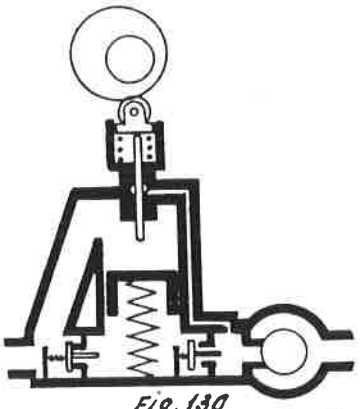


Fig. 130

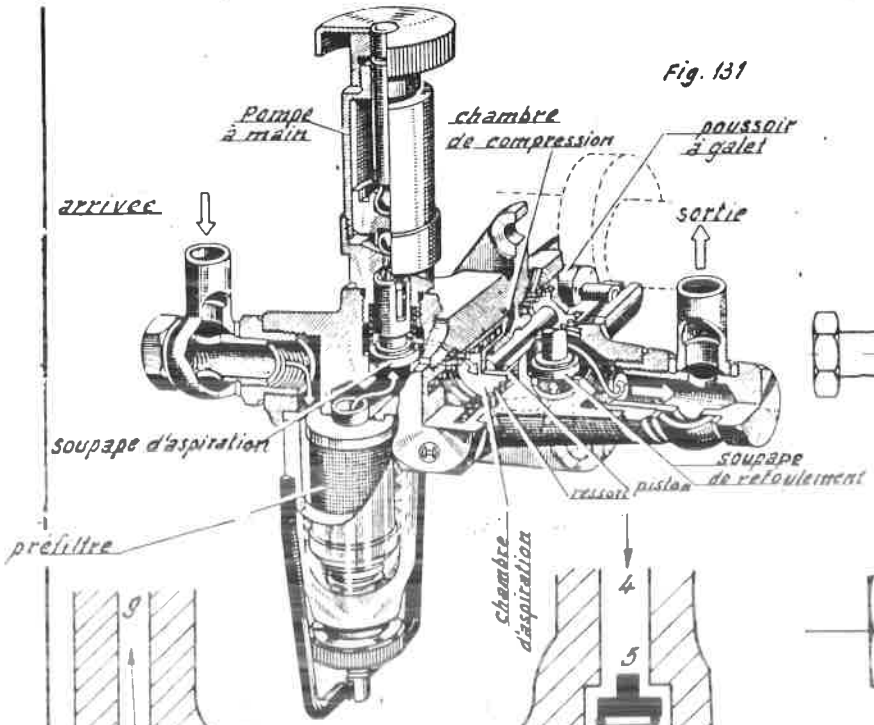


Fig. 131

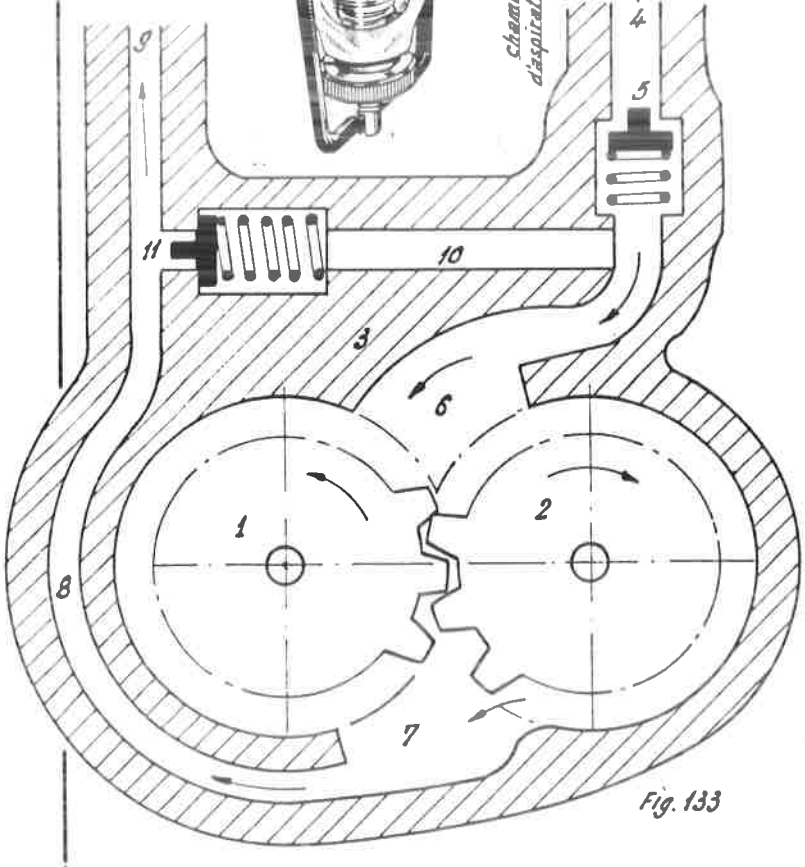


Fig. 133

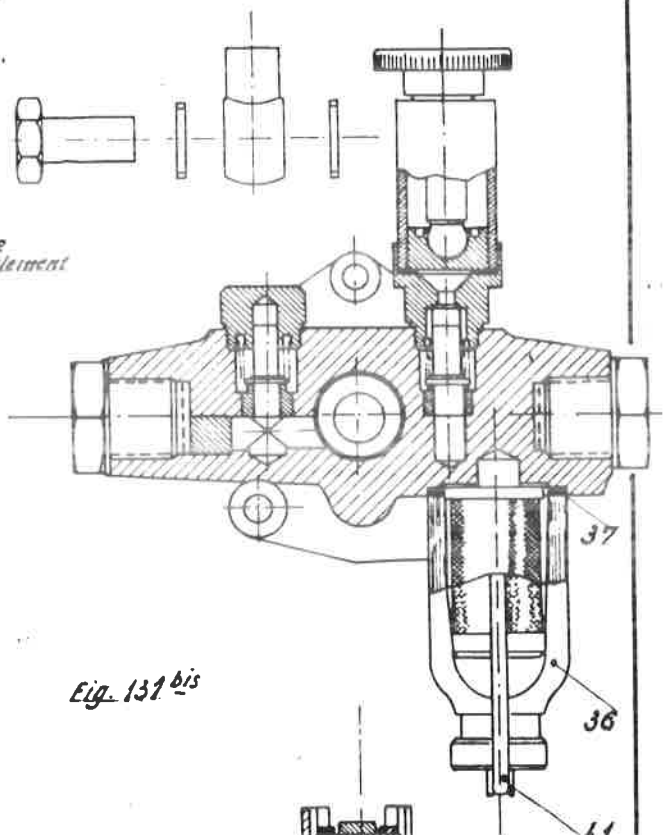
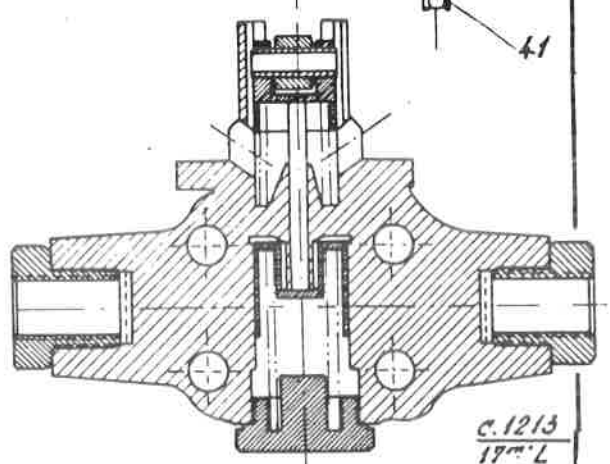


Fig. 131 bis



C. 1213
17-7-L

POMPE A COMBUSTIBLE A DOUBLE EFFET

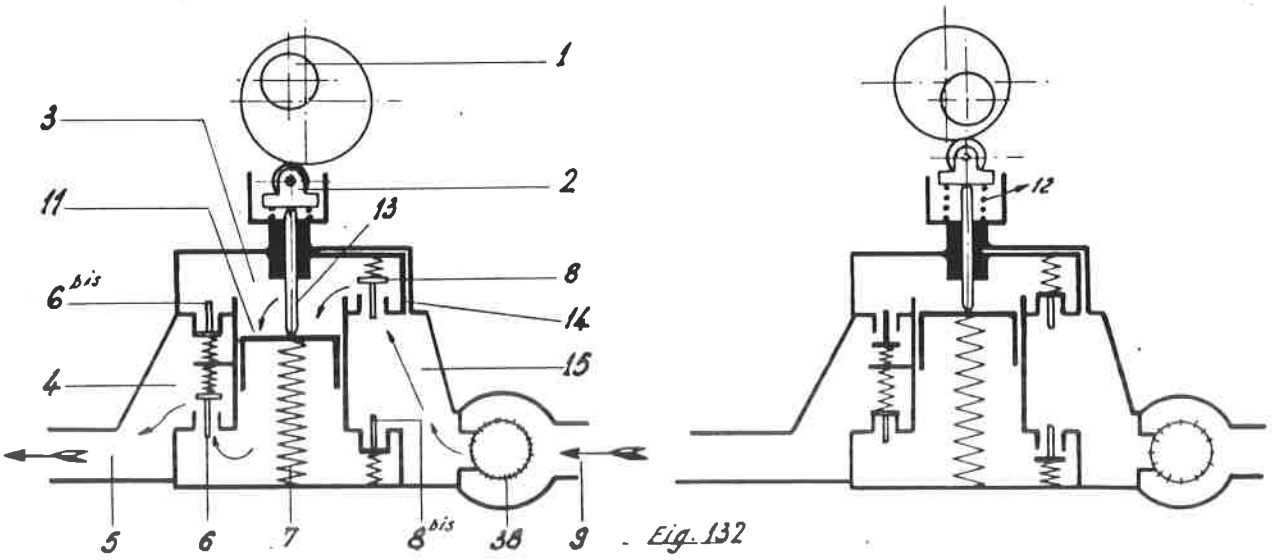


Fig. 132

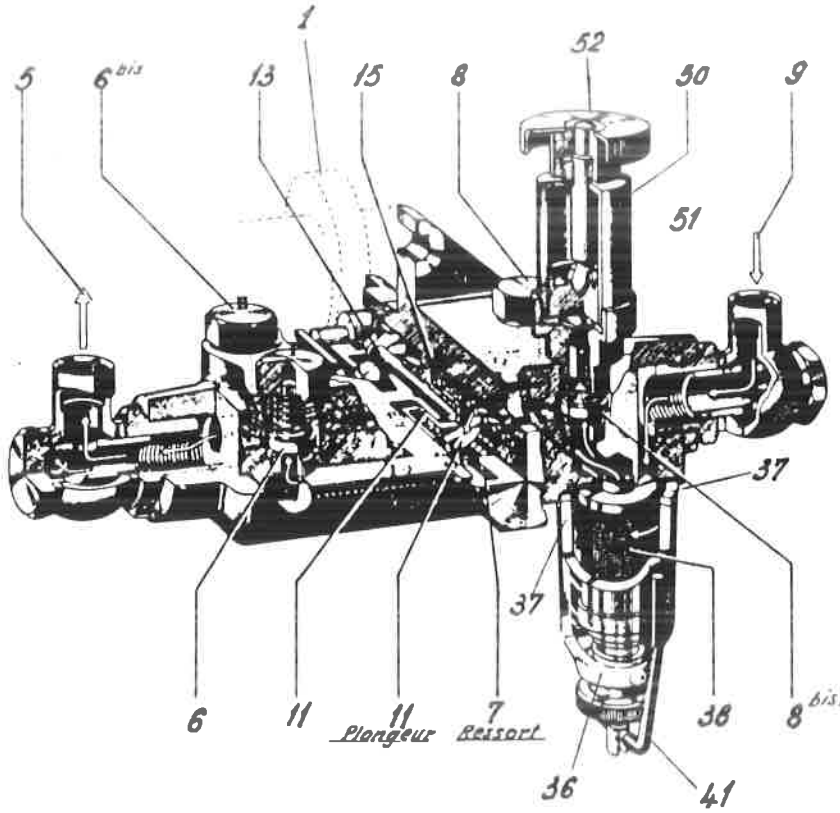


Fig. 132 bis

V.P.

POMPE A COMBUSTIBLE ET FILTRES A GASOIL

MOTEUR CO-608- HL l. 201

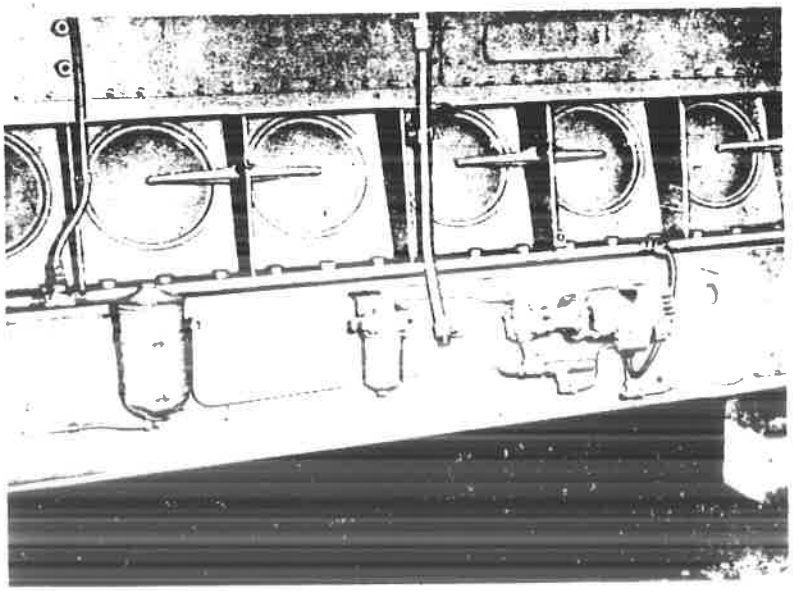


Fig. 134

Annexe 70

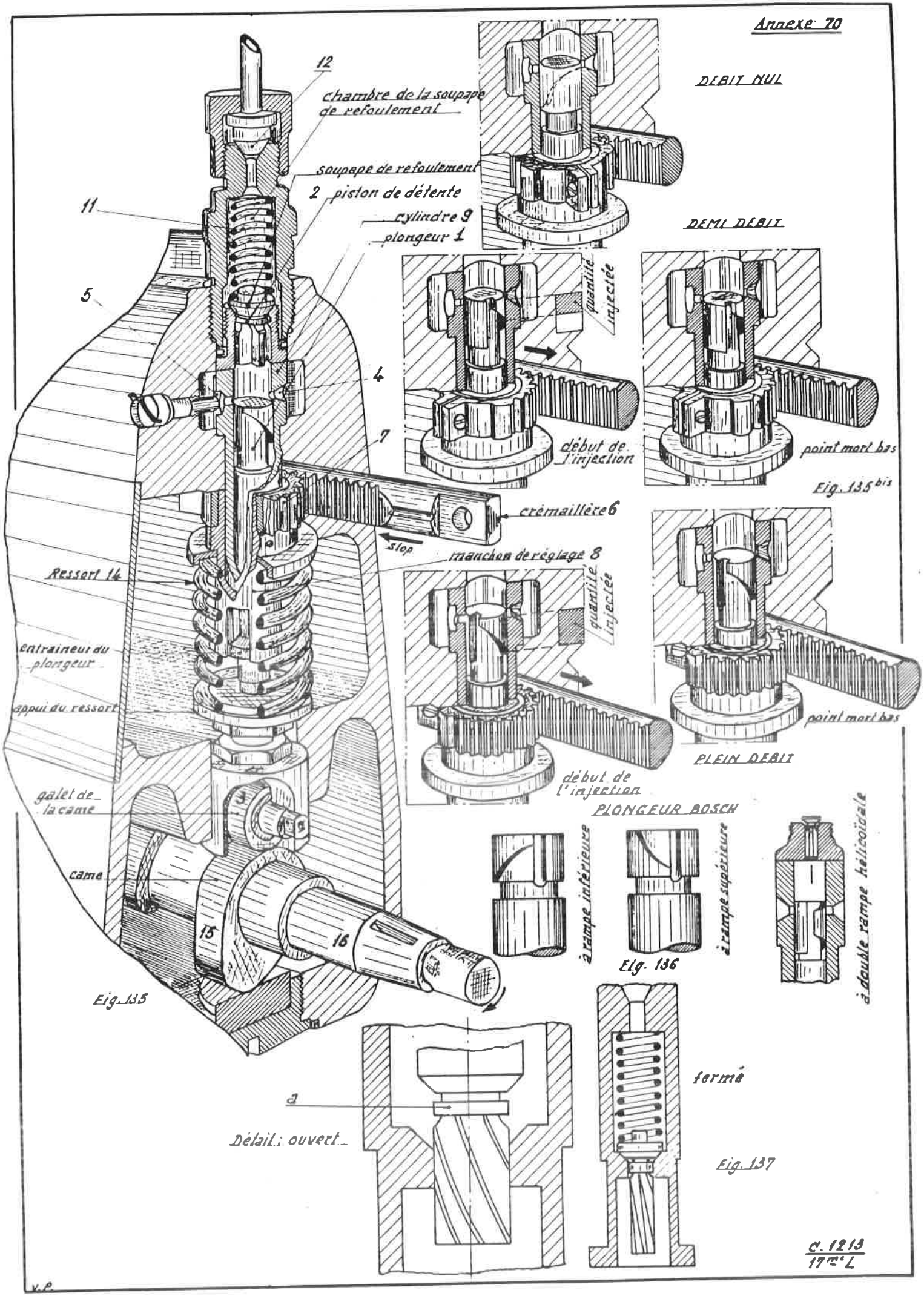


Fig. 135 bis

Fig. 135

Fig. 136

Fig. 137

C. 1213
17 T^e L

3. Les pompes d'injection Bosch "polycylindres".

44. Une pompe d'injection "polycylindre" aussi appelée "à éléments multiples" comporte autant d'éléments d'injection, montés dans un même carter, qu'il y a de cylindres au moteur (voir figure 138 - pompe d'injection "Bosch" à 6 éléments).

Dans le sous-carter de la pompe est logé un arbre à cames commun à tous les éléments et entraîné par le moteur diesel à une vitesse égale à la vitesse de rotation du moteur ou à la moitié de cette vitesse selon qu'il s'agit d'un moteur à deux ou à quatre temps.

Les cames de commande des pistons des différents éléments d'injection sont positionnées sur l'arbre à cames de la même façon que les cames de commande des soupapes, c.à.d. décalées l'une par rapport à l'autre d'après l'ordre de combustion du moteur.

Les couronnes dentées des manchons de réglage (11) des différents éléments d'injection engrènent avec la crémaillère (12). Lorsque celle-ci se déplace longitudinalement, tous les pistons subissent une même rotation par rapport à leur cylindre.

La différence entre les débits des différents éléments d'injection ne peut jamais dépasser 2 %. Des différences de débit plus grandes provoqueraient des vibrations dangereuses dans le moteur et la charge anormale de ses organes constitutifs.

45. Pour que tous les éléments d'injection débitent un volume identique, il est indispensable que la pompe soit bien réglée, ce qui signifie :

a) Que le débit de tous les éléments soit rigoureusement le même lorsque la crémaillère se trouve dans la position correspondant à la charge maximale du moteur.

Afin de pouvoir rendre les différents débits identiques et égaux au débit correspondant au couple maximum du moteur, la position de chaque piston , par rapport à la crémaillère doit subir un réglage préalable au banc.

Ce réglage est possible, la couronne dentée étant fixée sur son manchon de réglage au moyen d'une bride avec vis de fixation (voir le détail de la figure 138 bis).

b) Que les différents débits restent identiques pour n'importe quelle position intermédiaire de la crémaillère.

Cette condition est réalisée si tous les pistons possèdent une came hélicoïdale de forme et d'inclinaison identique.

c) Que l'injection dans chaque cylindre du moteur commence et termine pour la même position du piston par rapport à son point mort haut, c.à.d. que l'avance à l'injection angulaire doit être la même pour tous les cylindres. Cette condition exige que tous les plongeurs de la pompe d'injection occupent la même position par rapport à leur came.

Cette position est réglable au moyen des écrous de réglage (5) et (6).

46. Il faut remarquer que le réglage et la mise au point convenable d'une pompe d'injection polycylindrique n'est réalisable que sur un banc d'essai permettant la mesure et la comparaison des débits de ses différents éléments et ce à différentes vitesses de commande et pour diverses positions de la crémaillère.

47. En ce qui concerne la pompe représentée à la figure 138, notons encore :

a) Le sous-carter dans lequel l'arbre à cames est soutenu par des roulements à billes, doit être rempli d'huile de graissage jusqu'à un certain niveau. Ce niveau est limité par le trop-plein (62, 63, 64) et peut être vérifié à l'aide d'une petite jauge adaptée au bouchon (25) de l'ouverture de remplissage. Le plongeur et son cylindre, la couronne dentée et la crémaillère sont graissés avec le combustible même (voir propriétés des combustibles ; viscosité).

b) Généralement, la crémaillère est pourvue d'une butée limitant son déplacement (non représentée sur la pompe représentée par la figure).

c) Les écrous-raccords (21) des tuyaux de refoulement et les tubulures de refoulement (20) ne peuvent être serrés exagérément. Un serrage anormalement élevé peut déformer le carter de la pompe, souvent en alliage léger, provoquant ainsi le calage de la crémaillère.

Si ce calage se produit lorsque la crémaillère se trouve dans sa position de débit "maximal", le moteur s'emballera au moment où sa charge est interrompue.

Les tubulures de refoulement (20) sont assurées contre tout desserrage éventuel causé par les vibrations, par le verrouillage (50) maintenu par les vis (51).

d) Le carter de la pompe d'injection est muni à sa partie supérieure d'un ou de plusieurs bouchons de dégazage (36) pourvu d'un écrou de fixation (34).

Ces bouchons sont indispensables pour le dégazage complet de la pompe avant le lancement du moteur.

C'est aussi le cas pour les pompes d'injection individuelles (monocylindres).

Le dégazage total et préalable de la pompe ainsi que celui du circuit d'injection complet est absolument nécessaire.

En effet, la présence de bulles d'air compressibles dans un cylindre de pompe d'injection empêche d'obtenir dans le tuyau de refoulement la pression minimale permettant l'injection du combustible dans le moteur.

Le dégazage se fait, après l'ouverture des bouchons de dégazage de la pompe d'injection et du couvercle du filtre à combustible et en actionnant le levier de la pompe d'alimentation jusqu'au moment où le combustible s'échappe par les ouvertures de dégazage.

Remarque.

Dans le cas d'un manque d'étanchéité simultané de la soupape de refoulement et de l'injecteur, les gaz de combustion peuvent pénétrer dans le carter de la pompe d'injection provoquant la marche irrégulière, même l'arrêt du moteur.

e) Les figures 139 et 139 bis donne la représentation d'une des 2 pompes d'injection à 6 cylindres "Deckel" équipant les moteurs à 12 cylindres "Maybach" GTO 6 A installés sur les locomotives diesel de manoeuvre série 80

Ces pompes d'injection sont, comme les pompes Bosch, munies de pistons plongeurs tournant dans leur cylindre pour le réglage du débit. Elles diffèrent des pompes Bosch par la soupape d'aspiration du combustible (8). La figure 140 montre le montage des deux pompes d'injection sur le moteur Maybach GTO 6 A.

4. Les pompes d'injection monocylindres pour l'équipement des moteurs polycylindres (pompes individuelles).

48. Comme déjà expliqué dans la leçon précédente, un moteur polycylindre peut être équipé d'autant de pompes d'injection monocylindres qu'il y a de cylindres au moteur. Deux possibilités se présentent :

a) Chaque pompe d'injection est raccordée avec son injecteur par un tuyau de refoulement (pompe individuelle) (fig. 119 et 142).

49. Les différentes pompes d'injection sont généralement commandées par un arbre à cames commun (fig. 141). La course des plongeurs des différentes pompes a la même valeur. Le plongeur ne peut être monté dans la pompe que d'une seule manière (concordance des repères).

Avant montage sur le moteur, toutes les pompes individuelles sont contrôlées et réglées au banc d'essai. Selon le type de pompe, le constructeur impose un débit pour un déplacement déterminé de la crémaillère : par ex. 230 cm3 pour un déplacement de 27 mm à la vitesse de rotation de 625 tr/min et 100 cycles de pompage.

Si à la graduation 27 mm, on n'obtient pas ce débit, l'index (29 - fig. 142 bis) est déplacé par retrait ou ajoute de rondelles calibrées.

Lors du montage des pompes sur le moteur, les crémaillères seront raccordées à la tringle de commande actionnée par le régulateur. Ainsi pour chaque déplacement du régulateur, les crémaillères se déplacent exactement de la même valeur.

Si tel n'était pas le cas, la température d'échappement et la pression de combustion varieraient sensiblement d'un cylindre à l'autre et le moteur serait déséquilibré thermiquement et mécaniquement.

Il y a lieu d'insister pour que ce réglage des pompes d'injection après montage sur le moteur soit effectué à la température normale de service du moteur (65° à 70° C au circuit d'eau de refroidissement)

Après le réglage des pompes, l'avance à l'injection de chaque cylindre doit être vérifiée. Celle-ci pourrait varier d'un cylindre à l'autre, par suite d'une différence dans les tolérances d'achèvement des cames ou de l'usure de celles-ci ou des surfaces de contact des poussoirs intermédiaires, ce qui amène soit une différence des courses des différents pistons-plongeurs, soit une variation du début et de la fin de l'injection.

L'avance à l'injection de chaque cylindre peut être corrigée en plaçant entre les surfaces de fixation (36) de la pompe et de l'assise un joint d'une épaisseur appropriée.

La figure 142 bis représente un montage de pompe monocylindre "Bosch type PF 1 W" du moteur SEM 6 B 3 (locomotives de manoeuvre série 72 - moteur 6B 3S).

Les pompes d'injection équipant les moteurs ABC 6 DU-DX et Cockerill-Ougrée C608 A, TH95SA et C0240 équipant un grand nombre de locomotives diesel de route et de manoeuvre (hl séries 51, 59, 60, 73, 74, 82, 83, 84, 85) sont analogues à la pompe représentée. Seuls, la taille et le montage diffèrent légèrement d'un type à l'autre.

b) Les pompes-injecteurs (figures 122 et 143).

50. Ce système est d'application générale aux moteurs "GM". Il est représenté par les figures 143 et 146.

La firme "GM" a combiné la pompe d'injection et l'injecteur en un organe unique, disposé sur la culasse, afin de pallier les inconvénients résultant de la propagation des ondes de pression dans les canalisations et de pouvoir augmenter les pressions d'injection (1400 bar pour les moteurs t. 71). Le combustible est fourni à la pompe d'injection par une pompe d'alimentation.

Le combustible amené par le tuyau (1), traverse le filtre (2) constitué d'un dé en bronze poreux et emplit la la chambre annulaire (3) entourant le cylindre (4) de la pompe. Comme aux pompes Bosch, ce cylindre est muni de deux orifices (7) et (10).

Le plongeur (5) est poussé vers le bas par l'action d'un culbuteur, identique à ceux qui actionnent les soupapes d'échappement, et commandé par une came solidaire de l'arbre à cames de la distribution du moteur. Ce plongeur a une course constante , comme aux pompes Bosch. Après avoir terminé sa course, le plongeur est repoussé vers le haut par l'action du ressort (6).

Le plongeur possède , à une certaine distance de son extrémité supérieure, une cavité limitée par deux arêtes inclinées en hélice (hélice supérieure et hélice inférieure) et communiquant avec la chambre (12) de la pompe par un canal percé dans le plongeur (remplace la rainure verticale du plongeur Bosch). Au point mort haut, le combustible est admis dans la chambre (12) par l'orifice (7).

Le refoulement du combustible vers l'injecteur dure aussi longtemps que le piston, pendant sa course descendante, obstrue les ouvertures latérales (7) et (10).

La quantité de combustible injecté est déterminée par le déplacement du plongeur pendant lequel les deux ouvertures latérales (7) et (10) sont obstruées. Cette quantité est réglée par la rotation du plongeur dans son cylindre (fig. 144 et 145).

Les réglages suivants s'imposent après montage des pompes-injecteurs sur le moteur.

1) Réglage de la course du plongeur :

51. La hauteur des poussoirs, commandant les culbuteurs des pompes, doit être réglée afin que les plongeurs des différentes pompes aient une position identique, d'où la nécessité de régler la hauteur des poussoirs pour que la hauteur "H" soit la même pour chaque pompe.

Cette hauteur peut être déterminée au moyen d'un calibre fourni avec chaque moteur.

Afin d'avoir la certitude que, lors de la vérification de la hauteur H, le plongeur est complètement remonté, la vérification doit être effectuée pour une position du piston du moteur correspondant à l'ouverture des soupapes d'échappement (moteur à deux temps).

2) Réglage de la rotation du plongeur.

52. Après fixation des pompes sur le moteur et avant de connecter les crémaillères entre elles, celles-ci doivent être placées à la même graduation.

53. Aux pompes-injecteurs, il n'est pas possible de régler séparément l'avance à l'injection.

En effet, ce réglage est obtenu d'office par la rotation même du plongeur et cela à l'aide des deux lèvres inclinées en hélice dont la cavité du plongeur est pourvue.

Par exemple : Au moteur "GM 567-C" (12 et 16 cylindres) les avances à l'injection obtenues de cette façon sont :

1) Au ralenti : (275 tr/m)

- angle de l'avance à l'injection : 4° avant P.M.H.
- angle fin de l'injection : 4° après P.M.H.

2) A charge complète : (835 tr/min)

- angle de l'avance à l'injection : 24° avant P.M.H.
- angle fin de l'injection : au P.M.H.

54. La quantité de combustible fourni à la pompe d'injection dépasse sensiblement la quantité injectée dans le moteur.

L'excès de combustible est ramené au réservoir. Ainsi se réalise une circulation continue de combustible frais autour de la pompe-injecteur, indispensable à son refroidissement; sans cette circulation, la pompe-injecteur serait très vite avariée par échauffement (le refroidissement insuffisant de la pompe est dans la plupart des cas provoqué par le "colmatage" partiel d'un des filtres à combustible).

5. Remarque : L'injection pneumatique.

55. A côté de l'injection mécanique, permettant l'introduction de combustible dans le moteur au moyen d'une pompe d'injection mécanique, le combustible peut également être introduit dans le moteur pneumatiquement. C'est ce qu'on appelle l'injection pneumatique.

Autrefois, cette méthode n'était pas seulement de grande application sur les gros moteurs lents mais aussi parfois sur des moteurs rapides (par ex. les anciens moteurs Maybach: 1500 tr/min - 130 KW installés sur les ex-autorails t. 601).

Dans cette méthode qui est complètement disparue, l'injection du combustible se réalisait au moyen d'air comprimé à haute pression (50 bar à 80 bar).

L'air comprimé était fourni par un compresseur entraîné par le vilebrequin du moteur ou par un moteur auxiliaire. L'air comprimé devait être à une pression supérieure à celle existant dans le moteur pendant la combustion.

Comme la pression maximum dans les anciens moteurs lents atteignait à peine 35 bar , la pression de 50 à 80 bar était largement suffisante pour assurer l'injection du combustible.

56. Le système pneumatique comporte le grand avantage d'une pulvérisation correcte du combustible. En effet, le jet, entrant en contact avec les parois des cylindres ou avec le piston, sera refoulé sans condensation du combustible.

Bien que cette méthode d'injection se caractérise par une bonne combustion et un bon rendement thermique, elle est actuellement de plus en plus abandonnée à cause des inconvénients inhérents aux accessoires lourds, tels que le compresseur à haute pression et les bonbonnes à air comprimé qui augmentent la complexité, le poids et l'encombrement du moteur.

6. Réglage de l'avance à l'injection.

a) Le calage de la pompe d'injection sur le moteur.

57. L'injection commence au moment où la pression du combustible refoulé à l'injecteur est suffisante pour soulever l'aiguille de l'injecteur.

Le combustible n'étant pas compressible, l'aiguille de l'injecteur se soulève pour ainsi dire, à l'instant même où le plongeur de la pompe d'injection obture les deux ouvertures latérales de son cylindre.

Pour n'importe quelle pompe d'injection, ce moment peut être déterminé pratiquement par le virage de son arbre à cames après enlèvement de sa soupape de refoulement.

Méthode pour déterminer le début du refoulement (l'avance à l'injection) d'une pompe d'injection "Bosch" montée sur le moteur diesel

- Retirer la soupape de refoulement et placer la crémaillère sur débit maximum.
- Amener le piston du moteur diesel, correspondant à l'élément à vérifier aux environs du P.M.B. avant la phase de compression.
- Alimenter la pompe en combustible (actionner la pompe d'alimentation de combustible). Le combustible s'écoule par l'ouverture de sortie de la pompe.
- Virer le moteur très lentement, dans le sens normal de sa rotation :
  - A un certain moment, le débit de combustible diminue et finalement l'écoulement cesse ;
  - Arrêter immédiatement le virage du moteur; le piston-plongeur occupe sa position de début injection.
- Contrôler, sur le volant du moteur, la graduation se trouvant en face de l'index. Le chiffre relevé donne "l'avance à l'injection" pour le cylindre considéré.

Remarque : Cette méthode peut être utilisée, aussi bien pour le calage d'une nouvelle pompe que pour le contrôle de l'avance à l'injection d'une pompe installée.

Cette méthode pour la détermination de l'angle d'avance à l'injection est appelée "la méthode de l'écoulement".

A un moteur polycylindrique équipé de pompes d'injection monocylindriques, l'avance à l'injection doit être vérifiée pour chaque cylindre séparément.

Si le moteur est alimenté par une pompe d'injection à éléments multiples, il suffit de vérifier l'avance d'un des cylindres, sauf en cas de doute concernant le réglage des différents éléments dans la pompe. Dans ce cas, l'avance doit être vérifiée séparément pour chaque élément de pompe.

b) Réglage fixe de l'avance à l'injection.

58. 1) Lorsque l'arbre à cames de la pompe d'injection est commandé sans interposition d'un accouplement réglable, l'avance à l'injection n'est pas réglable. Néanmoins, à l'ar-

rêt du moteur , l'avance à l'injection peut être modifiée par :

- Le déplacement angulaire de l'arbre à cames de la pompe d'injectionaprès enlèvement de son pignon de commande ;

- Le changement de position de la pompe par rapport à son support sur le moteur et par conséquent par rapport à la came de commande, par la modification de l'épaisseur du joint entre la pompe et le support :

Cette dernière méthode est seulement applicable aux pompes monocylindriques "Bosch" représentées à la figure 142.

Aux pompes-injecteurs "GM" l'avance à l'injection n'est pas réglable. Néanmoins, un réglage automatique de l'avance d'après la charge du moteur, est obtenu par la rotation du plongeur dans son cylindre; ce plongeur possède en effet une double rampe en hélice, comme déjà expliqué antérieurement.

59. 2) Lorsque l'arbre à cames de la pompe d'injection est commandé par un arbre sur lequel est monté un accouplement réglable, on dit que l'avance à l'injection est réglable, mais il s'agit d'un réglage fixe.

Ce réglage n'est pas automatique car il est fixé une fois pour toutes. Il s'effectue manuellement, le moteur étant à l'arrêt.

Dans ce cas, l'avance à l'injection qui, comme il a déjà été expliqué dans le titre I de ce cours, doit normalement augmenter avec le délai d'allumage du combustible ainsi qu'avec la vitesse et la charge du moteur, sera réglée à une valeur optimum correspondant au régime normal de fonctionnement du moteur.

Cette méthode n'est recommandée que pour les moteurs fonctionnant à un régime constant.

Le réglage de l'avance à l'injection n'est également pas automatique lorsqu'il se fait en déplaçant l'accouplement de commande à la main, le moteur tournant. Cette méthode est d'application pour les moteurs fonctionnant à un régime variable mais qui est surveillé par un opérateur. Cette méthode n'est plus guère utilisée.

60. Le réglage de l'avance à l'injection se fait automatiquement lorsque l'arbre à cames de la pompe d'injection est commandé au moyen d'un accouplement qui se déplace automatiquement d'après la vitesse du moteur, d'après sa charge ou d'après ces deux éléments.

Dans ce cas, l'accouplement d'entraînement de la pompe est équipé d'un jeu de masses centrifuges qui commandent l'avancement du disque entraîné, par rapport au disque de commande de l'accouplement, lorsque la vitesse du moteur augmente (voir le dispositif de réglage de l'avance à l'injection des moteurs Maybach GTO 6 et GTO 6 A - figure 147).

Le réglage de l'avance d'après la charge du moteur est généralement obtenu par l'application d'une double rampe hélicoïdale au plongeur de la pompe.

Le réglage automatique de l'avance d'après la charge du moteur peut également être obtenu par un mécanisme influencé par le déplacement de la crémaillère des pompes d'injection.

V.P.

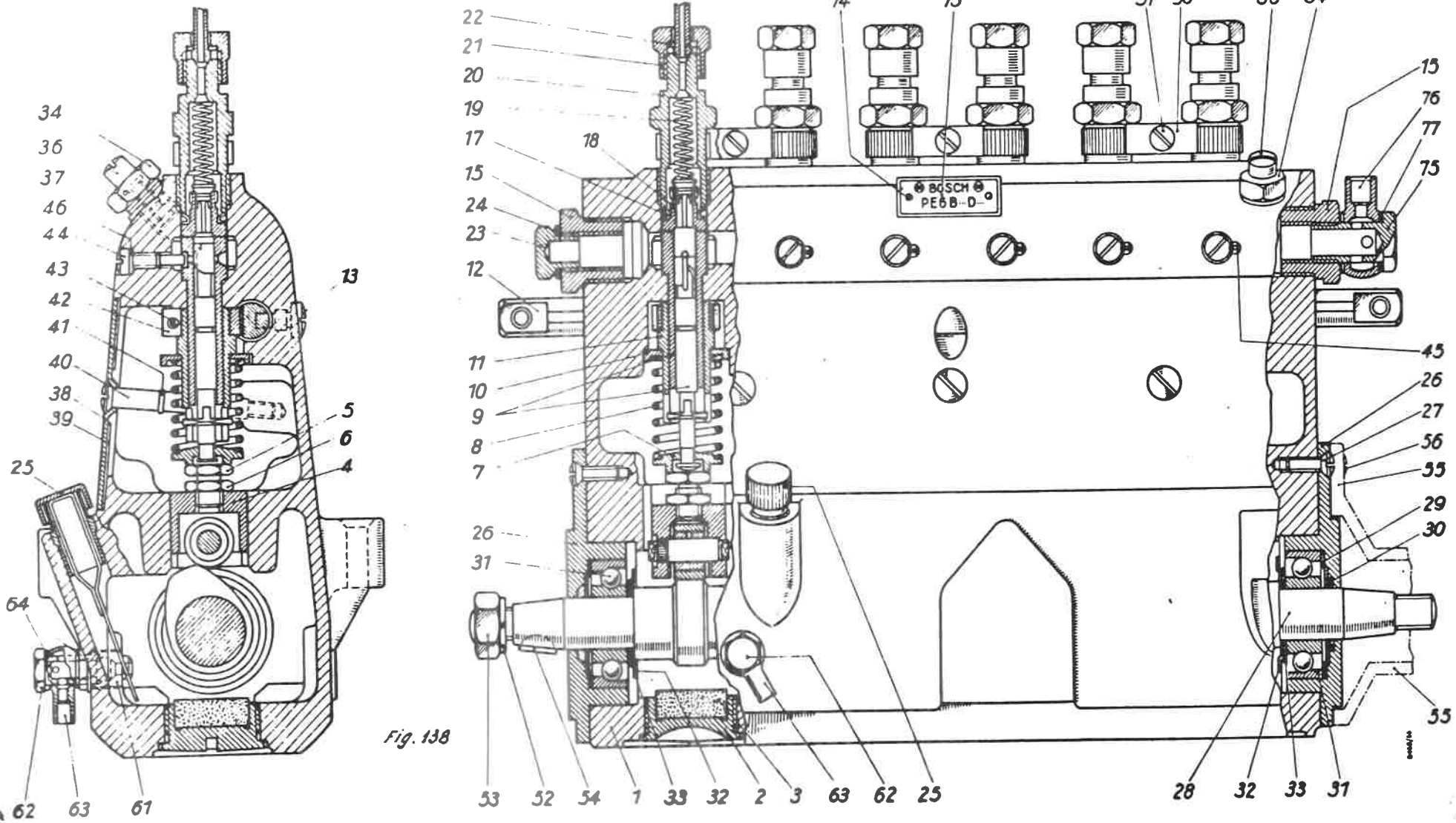


Fig. 138

Annexe II

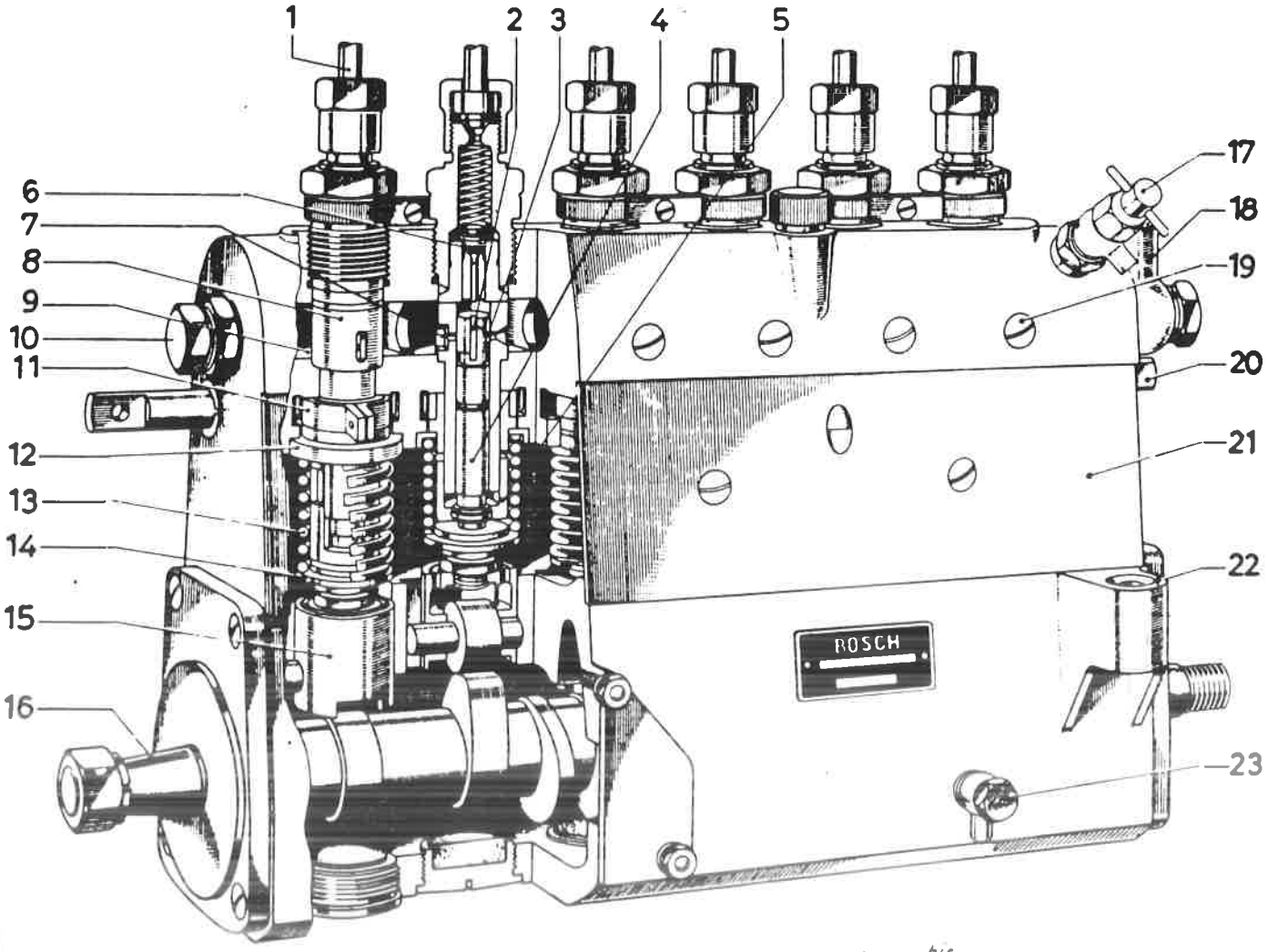
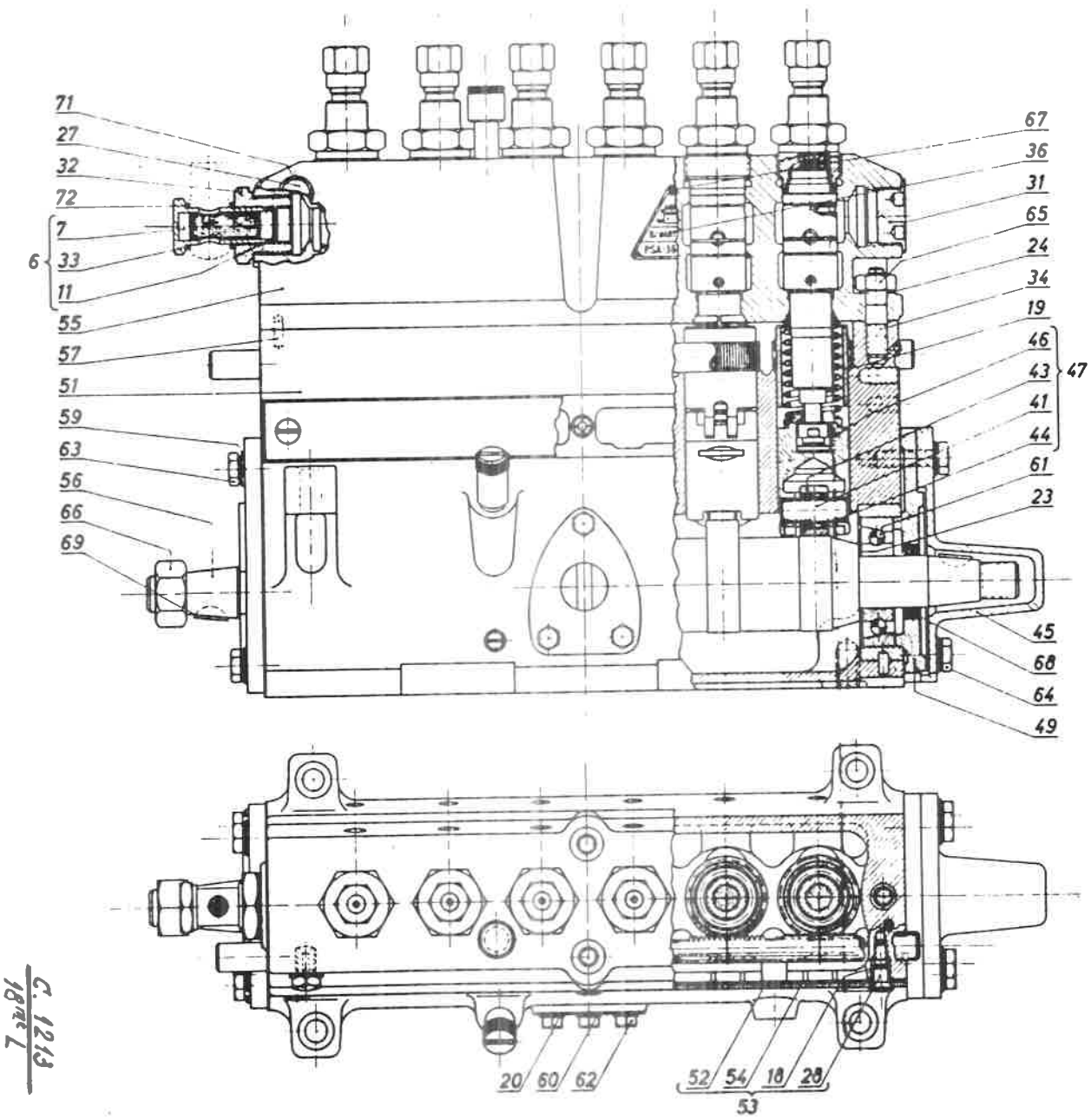


Fig. 138 bis

V.P.



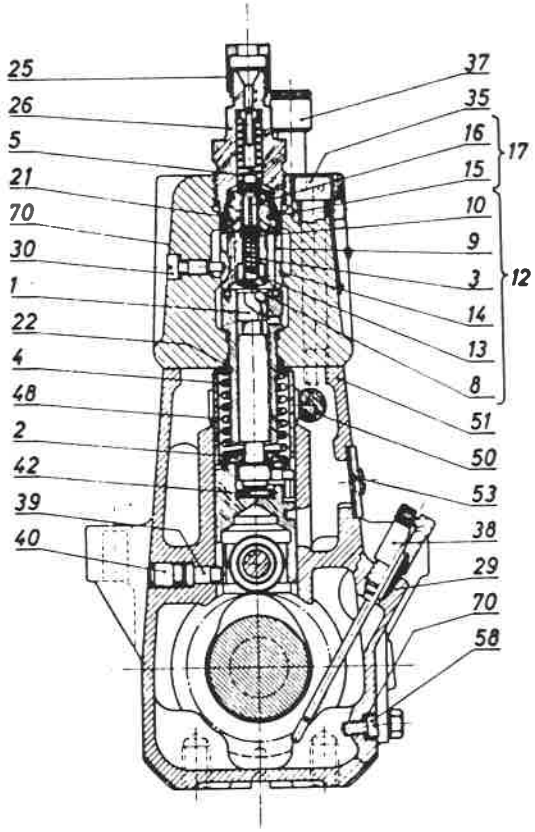


Fig. 139

Pompe d'injection PSA 36

Moteurs Maybach GI 06 A

C. 1214
Tome I

Annexe II

Détail d'élément d'une pompe Deckel

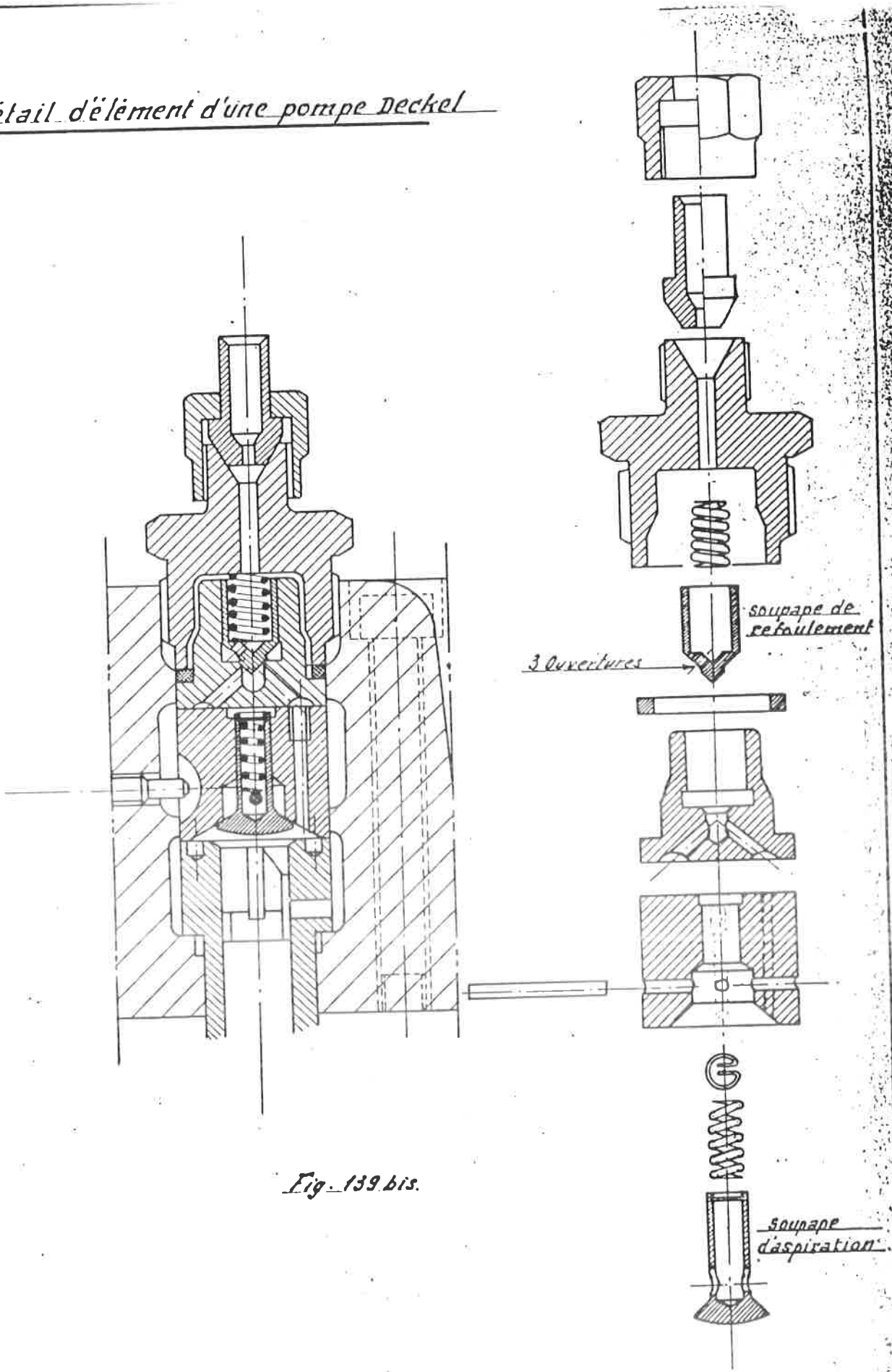


Fig. 139 bis.

C. 1213
18-2.

MOTEUR MAYBACH GTO 6A

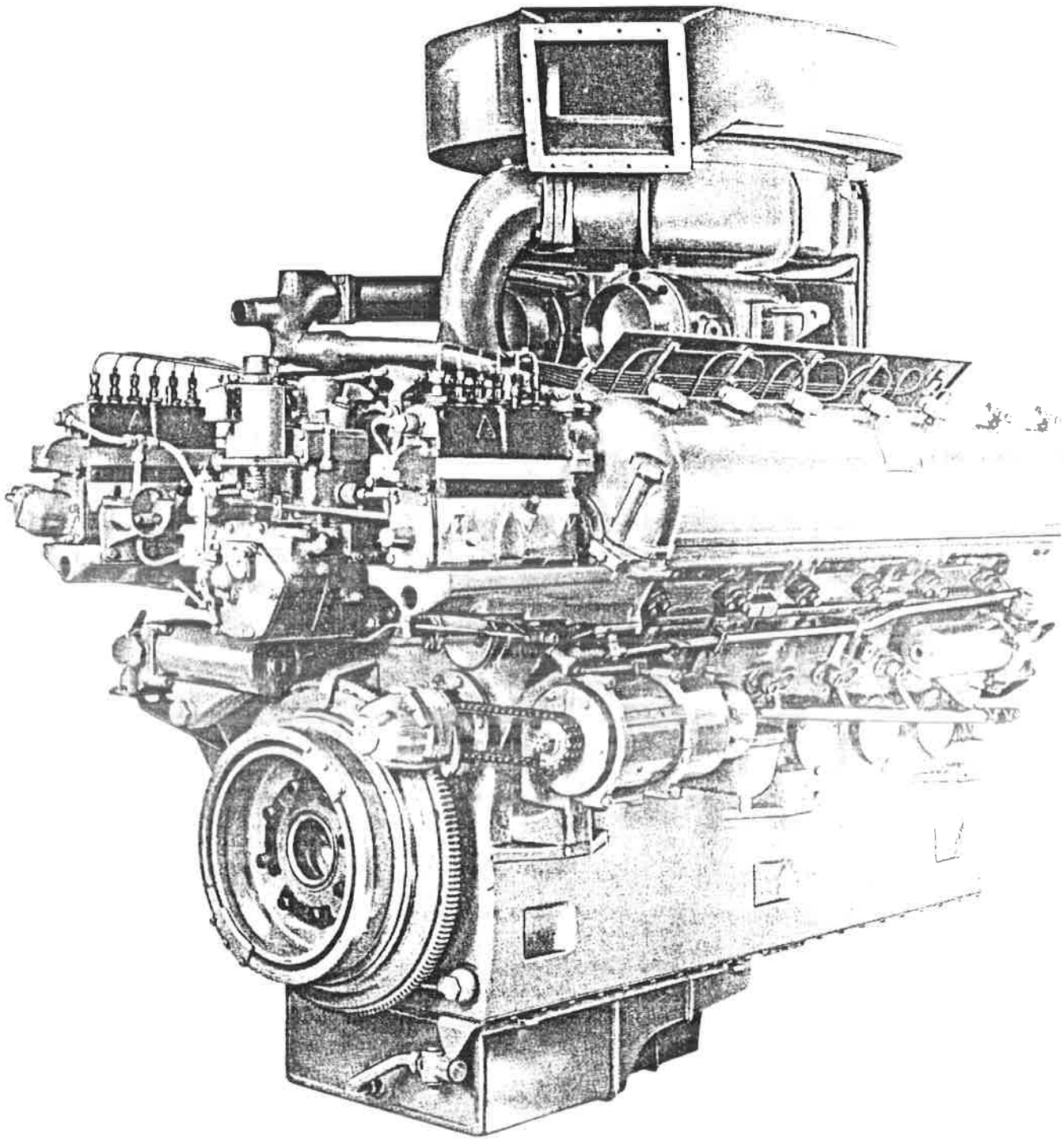
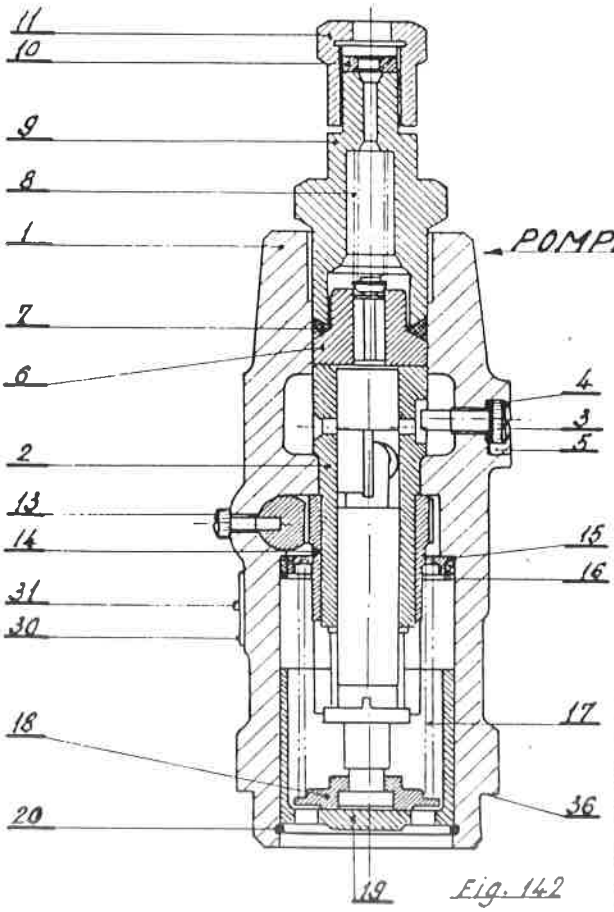
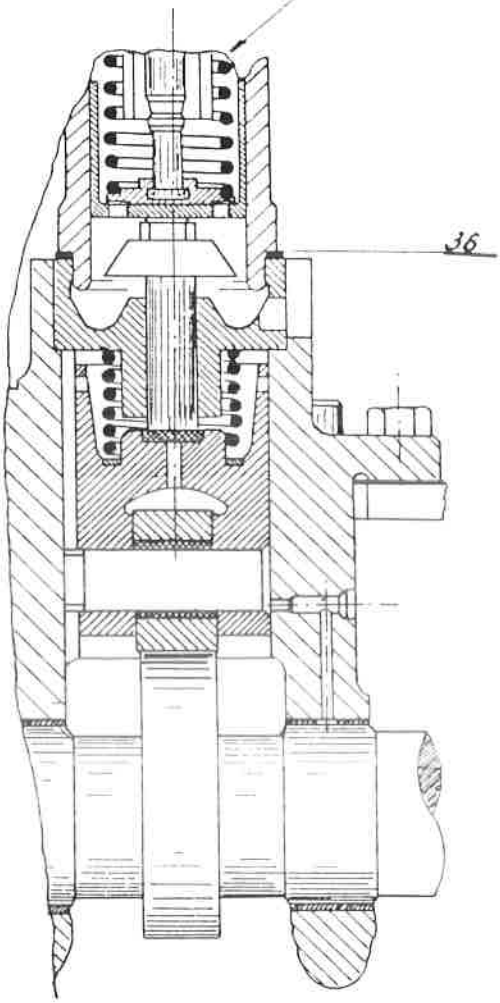


Fig 140



POMPE D'INJECTION INDIVIDUELLE
(Monocylindre)

Fig. 142



Entraînement de la pompe d'injection
(monté dans le moteur)
Fig 141

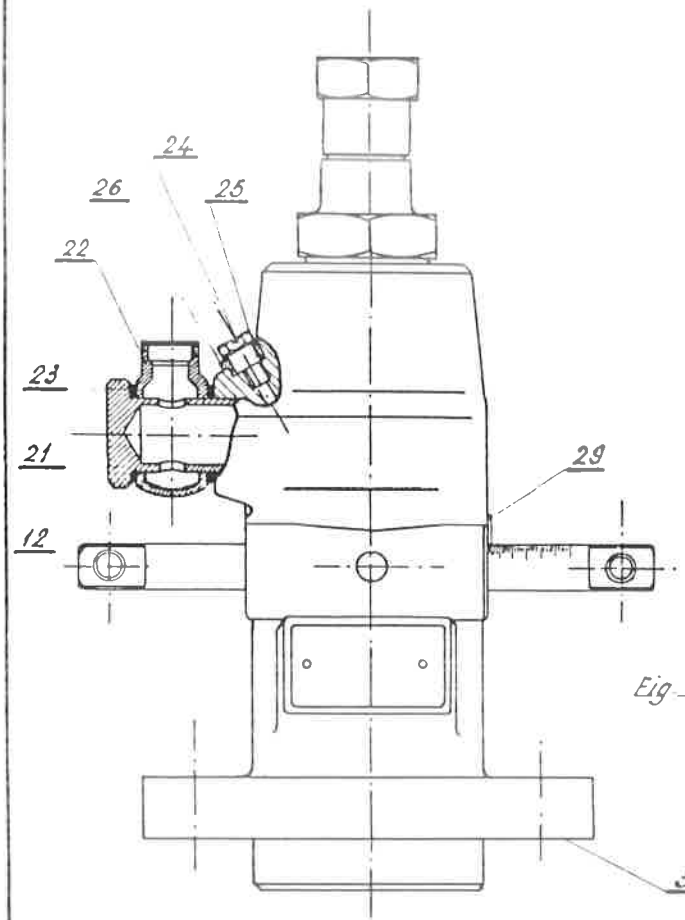
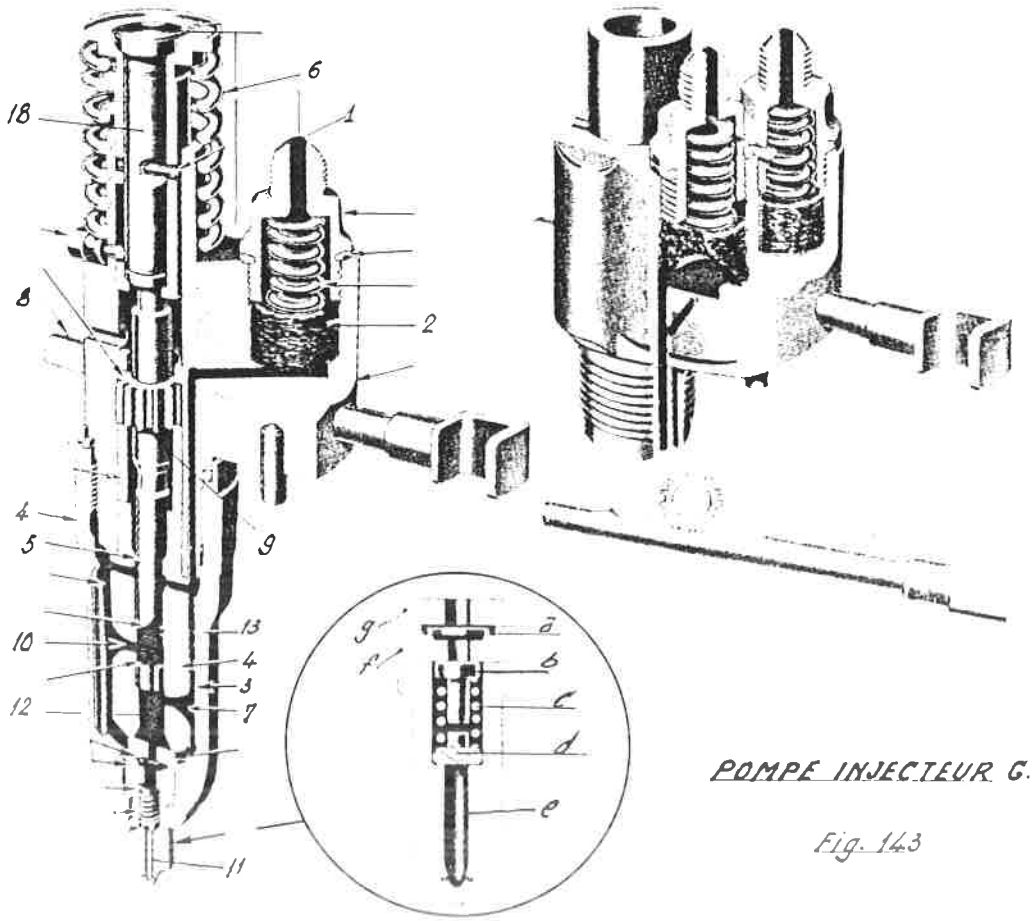


Fig 142 bis.

C. 1213
18 mm L



POMPE INJECTEUR G.M.

Fig. 143

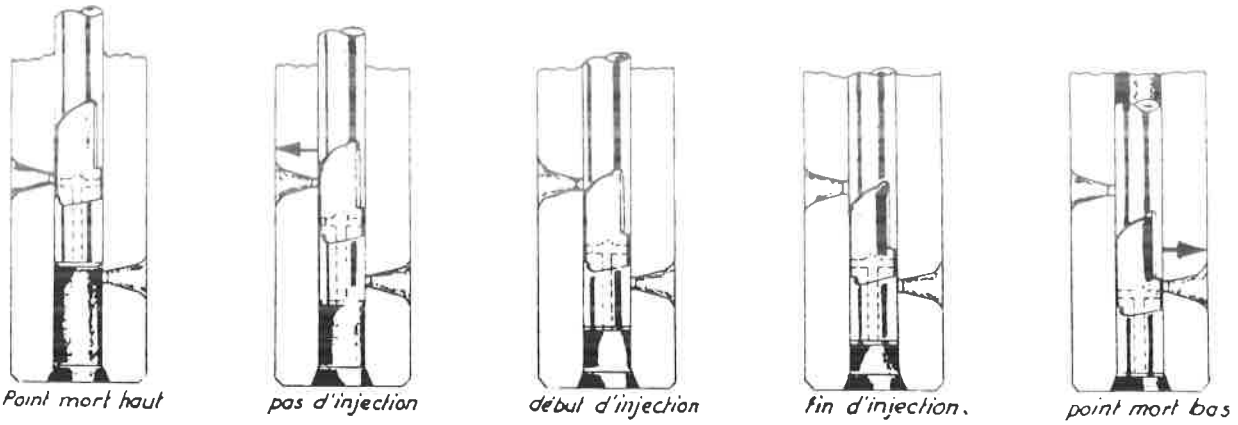


Fig. 144. Position "demi-débit".

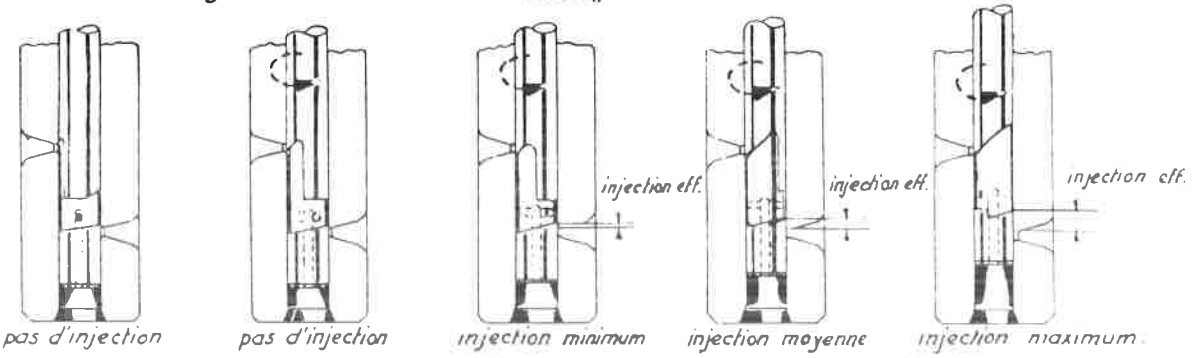


fig. 145

V.P

MOTEUR G.M. t. 71

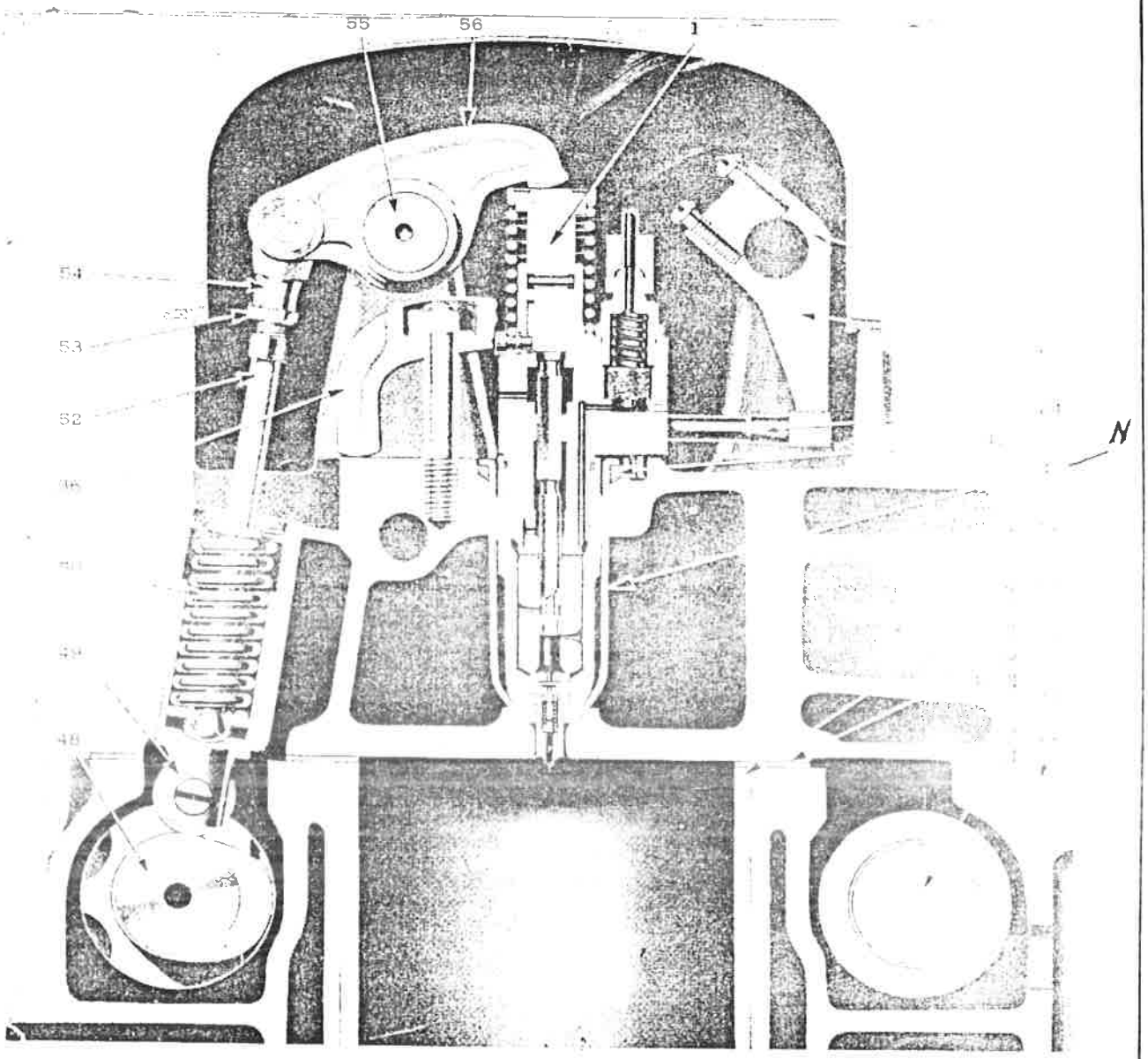


Fig. 146

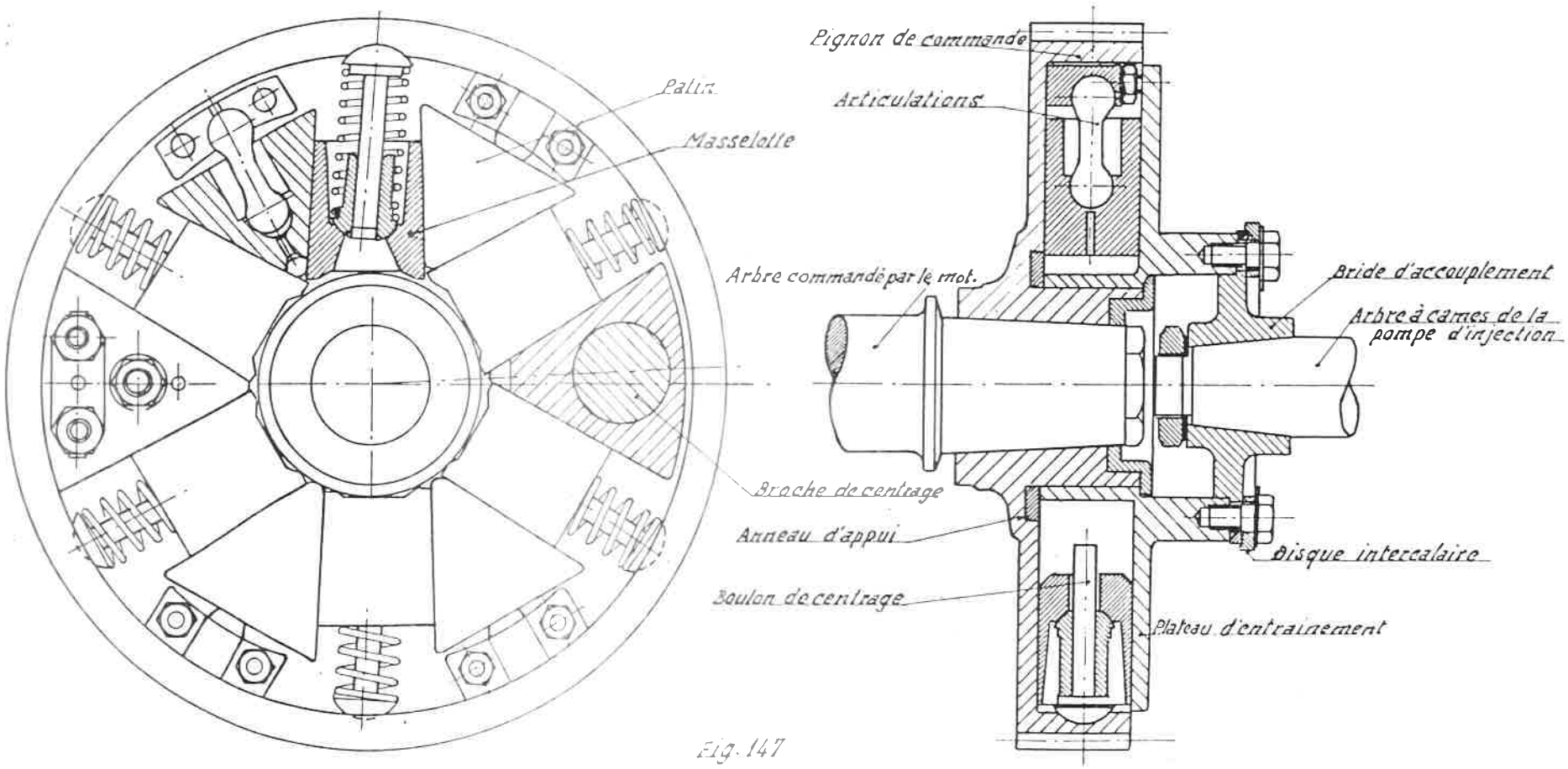


Fig. 147

DISPOSITIF DE REGLAGE AUTOMATIQUE DE L'INJECTION

Moteur GT06 + GT06A Maybach

Annexe 76

C 1213
10.47

S.N.C.B. 19e Leçon

Enseignement Professionnel

COURS 1213

B. ETUDE DE L'INJECTION DU COMBUSTIBLE - INJECTEURS - CHAMBRES DE COMBUSTION.

I. Types d'injecteurs.

1. But de l'injecteur.

61. L'injecteur de combustible, monté dans la culasse de chaque cylindre, remplit deux fonctions principales :

62. a) La division du combustible en gouttelettes aussi fines que possible. C'est "la pulvérisation" du combustible.

Plus la pulvérisation est poussée, plus fines seront les gouttelettes de combustible introduites dans la chambre de combustion et plus intime sera le contact du combustible avec l'air de combustion. Une bonne pulvérisation est nécessaire pour obtenir une combustion suffisamment rapide et complète.

Plus la vitesse du moteur est élevée, plus vite doit brûler le combustible.

63. b) La distribution uniforme du combustible dans la chambre de combustion.

Dans l'étude thermodynamique des moteurs à combustion interne (titre I), nous avons déjà mentionné que, dans un moteur diesel, la combustion complète de 1g de combustible, nécessite 30g d'air de combustion.

Exprimant ces quantités en volumes, nous pouvons dire que pour brûler 1 mm3 de combustible, il faut environ 15 000mm3 d'air à la pression atmosphérique. En pratique, on détermine la quantité maximale de combustible pouvant être injecté par cycle à 1/20 000 de la contenance du cylindre (moteurs non suralimentés).

Le jet de combustible injecté est en réalité formé par un très grand nombre de fines gouttelettes de combustible et il est indispensable que chaque gouttelette soit entourée d'une quantité d'air dont le volume est au moins égal au volume de la gouttelette multiplié par le rapport

$\left(\frac{15\,000}{\text{taux de compression}}\right)$. C'est à cette condition que l'on obtiendra une combustion complète et rapide.

Cette condition est réalisée lorsque le combustible est uniformément réparti dans la chambre de combustion.

64. La première fonction, à savoir la pulvérisation du combustible, ne dépend pas uniquement de l'injecteur mais aussi des propriétés physiques du combustible utilisé, comme nous allons voir lors de l'étude détaillée des combustibles.

La deuxième fonction, c.à.d. la distribution uniforme du combustible dans la chambre de combustion sera déterminée partiellement par la forme de cette chambre et partiellement par les propriétés et la forme du jet du combustible injecté.

2. Types d'injecteurs.

65. On distingue trois types différents d'injecteurs:

a) Les injecteurs ouverts, constitués en principe, par de simples bouchons percés d'un ou de plusieurs petits orifices;

b) Les injecteurs fermés, constitués, en principe, par un bouchon dont l'orifice d'injection est normalement obturé par une soupape qui se lève, au moment de l'injection, sous la pression fournie par la pompe d'injection de combustible;

c) Les injecteurs fermés dont la fermeture est assurée par une soupape dont l'ouverture est commandée par une came.

Les injecteurs des deux premières catégories sont adoptés sur les moteurs équipés de pompes d'injections mécaniques à éléments multiples ou à éléments séparés. Ceux de la troisième catégorie ne conviennent qu'aux moteurs lents à injection pneumatique et aux moteurs à injection mécanique ayant une canalisation commune,à tous les cylindres; les injecteurs du troisième type n'étant pas d'application sur les moteurs de la SNCB ne seront pas décrits dans ce cours.

Les injecteurs du deuxième type, notamment ceux à soupape s'ouvrant sous la pression du combustible peuvent à leur tour être divisés en deux sous-types caractérisés par la disposition de la soupape.

- La soupape s'ouvre vers l'extérieur (fig. 148);
- La soupape s'ouvre vers l'intérieur (fig. 149 et 150).

Les moteurs de la SNCB sont équipés d'injecteurs à soupape s'ouvrant vers l'intérieur.

Nous nous limiterons à la description de ceux-ci.

3. Fonctionnement de l'injecteur fermé à soupape s'ouvrant vers l'intérieur (fig. 151).

a. PIECES CONSTITUTIVES.

L'injecteur Bosch se compose de deux parties :

- Le porte-injecteur (2);
- L'injecteur proprement dit ou pulvérisateur composé du corps (1) et de la soupape (6).

Ces organes sont confectionnés en acier spécial et sont traités thermiquement. Le corps de l'injecteur (1) et la soupape (6) sont exécutés avec très grande précision et ne sont pas interchangeables. A sa partie supérieure, le corps de l'injecteur (1) présente un épaulement permettant sa fixation au porte-injecteur (2) par un écrou raccord (13).

Le combustible entre dans le porte-injecteur (2) par l'orifice (3) et parvient dans la chambre (14), située au-dessus du siège de la soupape, par le canal (4).

La rainure circulaire (5) réalisée dans la face supérieure de l'injecteur assure la communication continuelle entre les canaux (4) et (5bis).

Les fuites qui pourraient se produire autour de la soupape (6) sont retournées au réservoir à combustible par un tuyau de retour (12) fixé sur le porte-injecteur.

67. La soupape (1) (fig. 151) présente à sa partie inférieure les deux portées suivantes :

a) La portée de pression (a);

b) La portée d'étanchéité (b).

En position fermée de l'injecteur, la portée d'étanchéité (6) de la soupape est appliquée contre son siège (c) sous l'action du ressort (7).

L'effort de ce ressort pouvant être réglé par la vis de réglage (6), détermine la pression à fournir par la pompe d'injection au combustible pour qu'en agissant sur la portée de pression (a) la soupape se soulève.

C'est ce que l'on appelle "la pression d'injection" ou encore, la pression d'ouverture de l'injecteur.
Soit : D1, le diamètre de la soupape en (a), (mm)
(voir fig 151 bis)

D2, le diamètre de la soupape en (b), (mm)
F, l'effort exercé par le ressort (N)
La soupape se soulève dès que la pression du combustible fournie par la pompe d'injection atteint.

$$Po = \frac{40 \times F}{\pi (D1^2 - D2^2)} \quad (bar)$$

En fin d'injection, le ressort applique la soupape sur son siège dès que la pression tombe à :

$$Ps = \frac{F \times 40}{\pi \ D1^2} \text{ (bar)}$$

La pression de fermeture est inférieure à la pression d'ouverture.

Exemple : D1 = 8 mm, D2 = 5 mm, F = 750 N

Po = 245 bar, Ps = 149 bar

b. Fonctionnement de l'injecteur et de la pompe d'injection.

69. L'ensemble constitué par la pompe d'injection, la conduite de combustible et l'injecteur constitue un système hydraulique où il faut tenir compte des lois physiques suivantes :

- compte tenu des hautes pressions atteintes, la compressibilité du combustible ne peut être négligé;
- par suite des variations de vitesse du combustible et des réflexions aux soupapes et aux passages réduits, des ondes de pression se développent;
- en raison du très faible diamètre des orifices d'injection, la pression croît progressivement pendant la course d'injection et ce en fonction de la forme de la came de commande de la pompe d'injection.

Le débit de la pompe d'injection dépend du diamètre du cylindre et de la vitesse avec laquelle le piston se déplace.

On peut démontrer que le débit de combustible qui s'écoule à travers les orifices d'injection dépend de la section totale de passage de ces orifices et de la racine carrée de la pression du combustible dans l'injecteur.

$$Sp \times Vp = k \times Si\sqrt{Pi}$$

avec Sp = section du cylindre de la pompe,

Vp = vitesse du piston,

Si = section totale des orifices de l'injecteur,

Pi = pression du combustible.

d'où : $$Pi = k'.\left(\frac{Sp}{Si}\right) . Vp^2$$

La vitesse du piston de la pompe d'injection et par conséquent la pression à l'injecteur dépendent de la forme de la came. L'accroissement de pression est réduit en raison de la compressibilité du combustible mais peut être renforcé par les ondes de pression.

69. L'évolution dans le temps de la pression du combustible peut être représenté schématiquement comme indiqué à la Fig. 157 qui représente la pression à l'entrée de l'injecteur :

- En t1, le piston ferme l'orifice de remplissage. La pression croît lentement à partir d'une certaine valeur Pr (voir plus loin) jusqu'à ce que la pression d'ouverture Po soit atteinte : l'injecteur est toujours fermé.
- En t2, la soupape de l'injecteur s'ouvre; l'injection commence. La petite chute de pression est due à la détente du combustible.
- La pression croît ensuite comme exposé ci-dessus.
- En t3, l'espace situé au-dessus du piston de la pompe d'injection est de nouveau mis en communication avec la chambre de remplissage.

70. La chute de pression brusque au-dessus du piston provoque la fermeture de la soupape de refoulement ce qui a pour effet d'augmenter le volume total compris entre l'injecteur et la pompe d'injection du volume du cylindre de détente de la soupape de refoulement (fig. 158). Le combustible se détend ce qui entraine une chute de pression à l'injecteur. L'injecteur se ferme; l'injection arrête. Dans le tuyau d'injection subsiste une certaine pression (Pr) que l'on appelle "pression résiduelle"; cela évite qu'à chaque nouvelle injection le tuyau d'injection ne doive être rempli.

Ce qui précède explique les pressions très élevées obtenues dans les équipements d'injection. A titre d'exemple, la pression d'injection sur un moteur Cockerill TH 395SA est de 280 bar; en cours d'injection, la pression atteint 800 bar.

71. Par ailleurs, la pompe d'injection, le tuyau d'injection et l'injecteur doivent être choisi de façon à éviter des phénomènes indésirables (post-injection...) et de façon à éviter la cavitation.

72. D'après le nombre et la forme des orifices prévus dans le gicleur, on distingue plusieurs sortes d'injecteurs Bosch dont la soupape s'ouvre vers l'intérieur :

- les injecteurs à aiguille (fig. 152);
- les injecteurs à têton : - les injecteurs à têton normaux (fig. 153)
  - les injecteurs à têton spéciaux (à jet étranglé) (fig. 154).
- les injecteurs à troux ouverts (fig. 155)
- les injecteurs à siège de soupape plan (fig. 156).

a) Les injecteurs à aiguille (fig. 152)

73. La soupape de l'injecteur présente à son extrémité une aiguille ou cheville de forme spéciale qui prolonge la soupape et traverse l'orifice d'injection. L'aiguille s'engage avec un faible jeu dans le trou d'injection de l'injecteur. Le combustible doit donc passer à travers l'étroit intervalle annulaire ménagé entre l'aiguille et les parois de l'orifice.

Le jet présente la forme d'un cône creux, dont l'angle externe d'ouverture peut être réglé jusqu'à 60° par le constructeur.

La seule caractéristique favorable de l'injecteur à aiguille réside dans le fait que l'obstruction, même partielle de l'orifice est pratiquement impossible, ce qui évite la formation de dépôts de carbone sur l'orifice.

Ces injecteurs sont généralement réglés à des pressions d'ouverture de 80 à 150 bar.

b) Les injecteurs à têton (fig. 153 et 154) (aussi appelés injecteurs à étranglement).

74. Ces injecteurs ne diffèrent des injecteurs à aiguille que par le prolongement de l'aiguille par un tronc de cône inversé.

Dans ces injecteurs, la surface d'ouverture offerte au passage du liquide au début de la levée de la soupape augmente moins rapidement que dans le type précédent. Il y a donc moins de combustible dans la chambre de combustion au moment de l'allumage. De cette façon, l'allumage est plus souple (voir explication plus détaillée dans les leçons suivantes).

Avantages des injecteurs à têton.

- La pression de combustion croît moins vite. Ainsi le danger d'obtenir des détonations est moins grand; la souplesse de fonctionnement du moteur augmente.
- On obtient une meilleure pulvérisation au début de l'injection. Il en résulte un délai d'allumage récuit et une plus grande souplesse de fonctionnement du moteur.

- Pendant l'injection, la pulvérisation est moins parfaite et le jet de combustible pénètre plus loin dans la chambre de combustion. Le combustible est ainsi réparti plus uniformément dans la chambre de combustion.

Les injecteurs à aiguille sont utilisés de préférence sur les moteurs à chambre de turbulence, les injecteurs à étranglement étant surtout installés dans les moteurs à chambre de précombustion.

c) Les injecteurs du type fermé à trous ouverts (fig. 155).

75. L'aiguille des injecteurs à trous ne possède pas de têton à son extrémité. En dessous du siège de la soupape, l'extrèmité du gicleur est percée d'un où de plusieurs trous de forme circulaire. Le jet de combustible issu de chaque orifice est généralement très concentré (grande densité - jet long et fin).

Les jets peuvent être dirigés symétriquement ou non d'après le nombre et la disposition des trous. Le diamètre de ces trous est de l'ordre de 0,01 mm et leur nombre peut atteindre 18.

Les injecteurs à trous sont utilisés de préférence dans les moteurs à injection directe (moteurs ABC, SEM, HAMILTON, BALDWIN, MAYBACH). L'injecteur "DECKEL" des moteurs MAYBACH GTO 6 A est représenté à la fig. 161.

4. Les injecteurs "GM".

76. En consultant la fig. 143 (leçons précédentes), nous pouvons conclure que l'injecteur "GM" combiné à la pompe d'injection, peut être considéré comme un injecteur ouvert muni d'une soupape de retenue (b) destinée à empêcher le retour de gasoil et des gaz de combustion vers la pompe d'injection et d'éviter le "bavage" de l'injecteur en fin d'injection.

La soupape de retenue (b) est normalement maintenue sur son siège (f) par l'action du ressort (c). L'assiette de ressort (d), s'appuie en 3 points sur la face supérieure du corps de l'injecteur (e) afin de permettre l'ouverture de la soupape (b) sous la pression du combustible refoulé par la pompe. Le combustible s'échappe par le passage libre entre les appuis de l'assiette (d) vers l'injecteur.

Afin d'éviter la prénétration des gaz de combustion dans la pompe d'injection, le corps de l'injecteur (e) est isolé par les pièces intermédiaires (g) et (f) dans lesquelles le clapet (a) empêche le retour des gaz vers la pompe.

Le clapet est percé de plusieurs orifices qui sont fermés lorsque le clapet s'appuie contre son siège supérieur et ouverts quand le clapet repose sur son siège inférieur.

C'était l'injecteur suivant l'ancienne conception.

Suite aux difficultés éprouvées par l'affaiblissement du ressort (c) et de la déformation de la soupape (b) sous l'action de la chaleur, le clapet (a) est actuellement placé dans la partie inférieure de l'injecteur afin que la soupape (b) et le ressort (c) soient mieux protégés contre l'influence néfaste des gaz de combustion.

N.B. : L'injecteur du moteur GM type 567 est du modèle repris à la fig. 155.

77. II. Propriétés et entretien des injecteurs fermés.

1. Les qualités d'un injecteur fermé.

a) La pulvérisation du combustible doit être parfaite;

b) Le jet de combustible doit avoir une forme conique dont l'angle au sommet a la valeur prescrite;

c) La soupape de l'injecteur doit s'ouvrir sous la pression prescrite;

d) L'injecteur doit être parfaitement étanche.

2. Essai des injecteurs fermés.

78. Le bon fonctionnement et l'état d'un injecteur du type fermé peuvent être vérifiés en raccordant l'injecteur à une pompe d'essai, comme représenté à la fig. 160.

Une telle pompe d'essai comprend essentiellement un élément de pompe actionné par un levier à main, un manomètre pouvant être isolé par un robinet d'arrêt et des tuyaux raccords.

Le gasoil ou l'huile servant à l'essai doit être parfaitement propre; il doit donc être soigneusement filtré. La vérification de l'état de l'injecteur se fait, après désaérage préalable de la pompe et de l'injecteur, de la façon suivante :

a) Lecture de la pression d'injection.

79. Abaisser lentement le levier de la pompe à main jusqu'à ce que l'ouverture se produise et lire au monomètre la pression correspondante. Le cas échéant, régler la pression d'injection à la valeur prescrite au moyen de l'écrou ou de la vis de réglage situé sur le porte-injecteur.

b) Vérification de la pulvérisation.

80. Cet essai s'effectue après réglage de la pression d'injection. Produire quelques injections en abaissant vivement le levier de la pompe à main et vérifier si le gasoil est pulvérisé sous la forme d'un cône symétrique par rapport à l'axe de l'injecteur, sans dispersion latérale; à l'intérieur du cône, le gasoil doit être réduit à l'état de brouillard.

c) Vérification de l'étanchéité.

81. Appuyer sur le levier à main jusqu'à obtenir une pression légèrement inférieure à la pression d'ouverture (par ex. pour un injecteur dont la pression est de 280 bar , on appuiera sur le levier de telle façon que la pression lue au manomètre soit de 250 à 260 bar). Maintenir cette pression pendant un certain temps. L'injecteur ne peut présenter aucune fauite importante de combustible (maximum admis : 1 goutte après 3 à 4 secondes).

Remarque importante.

82. Lors de l'essai d'un injecteur, il est dangereux d'introduire les mains dans le jet de combustible. Par sa force de pénétration, le jet peut blesser les tissus et le gasoil pourrait provoquer des plaies intérieures. Les yeux sont à protéger contre l'éclatement éventuel du manomètre (hautes pressions !).

Il convient également de faire débiter l'injecteur dans une cloche en verre afin d'éviter que l'aérosol provoqué par le liquide d'essai se répande dans l'atelier.

A ce propos, il est recommandé d'utiliser pour les essais, une huile neutre spéciale dont les propriétés sont identiques au gasoil.

3. L'étanchéité et le fonctionnement d'un injecteur du type fermé.

83. L'étanchéité et le bon fonctionnement d'un injecteur du type fermé dépendent des facteurs suivants :

a) La pression par laquelle la soupape est maintenue sur son siège. Celle-ci est déterminée par la pression d'ouverture prescrite qui doit être limitée à une valeur inférieure à 1000 bar . Au-dessus de cette pression, le siège s'écraserait ;

b) Le guidage de la soupape dans le corps de l'injecteur. C'est ainsi qu'on prend, en général, une longueur de soupape égale à 5 à 6 fois son diamètre;

c) L'état de la portée d'étanchéité de la soupape et de son siège. Ces portées peuvent être détériorées par la présence de particules abrasives contenues dans le combustible (filtration insuffisante) ou par des objets durs lors du nettoyage des injecteurs tels que : grattoirs, papier émeri, fils d'acier. Ces objets sont à proscrire;

d) Des impuretés entre les portées d'étanchéité, p.ex. des filoches provenant de chiffons utilisés pour le nettoyage de l'injecteur, ou par des poussières introduites dans l'injecteur pendant le nettoyage ou le montage dans le porte-injecteur. (locaux poussiéreux ou mains sales).

En général, l'utilisation de chiffons est à éviter; on procède par rinçage dans des bains de nettoyage et de protection.

e) Des déformations éventuelles du corps de l'injecteur par :

1. un montage défectueux du pulvérisateur dans le porte-injecteur;

2. des températures trop élevées de l'injecteur.

4. Précautions à observer lors du montage d'un injecteur sur le moteur.

84. Lors du montage du porte-injecteur sur la culasse, il y a lieu d'enlever avec soin les dépôts qui pourraient s'être formés dans l'alésage dans lequel se monte le porte-injecteur.

Il faut aussi veiller à ce que les joints et les portées correspondantes soient parfaitement propres. Ne jamais réutiliser des joints qui ont déjà servi. Il y a lieu d'éviter un serrage exagéré des écrous des goujons ou des vis de fixation. Un serrage à couple contrôlé est en général prévu.

5. Refroidissement de l'injecteur.

85. Le pulvérisateur de l'injecteur est en contact avec les gaz de combustion et est soumis à des températures très élevées.

Sa température doit toujours rester dans les limites de la température minimale d'allumage du combustible (300° à 350° C).

D'autre part, comme il sera expliqué plus loin, la rapidité d'ouverture et de fermeture de la soupape de non retour de la pompe, détermine la qualité de la combustion au début et à la fin de l'injection.

Lorsque cette soupape ou celle de l'injecteur se ferme trop lentement (ce qui est toujours le cas pour les injecteurs ouverts), la surface de l'extrémité du pulvérisateur est couverte en fin d'injection, de combustible à l'état liquide. En raison de la température élevée du pulvérisateur, ce combustible vaporise en laisant un dépôt de vernis qui adhère au gicleur.

A des températures encore plus élevées, une partie du combustible se décompose (cracking). Il se produit alors du carbone qui adhère au vernis et produit fréquemment une sorte d'édifice sur l'extrémité du pulvérisateur qui contrarie le jet et va même jusqu'à obstruer l'orifice de sortie du combustible.

Des températures trop élevées peuvent aussi être néfastes parce qu'elles provoquent des déformations du corps de l'injecteur; la dilatation de celui-ci, sous l'action de l'élévation de température amène un serrage anormal dans son logement.

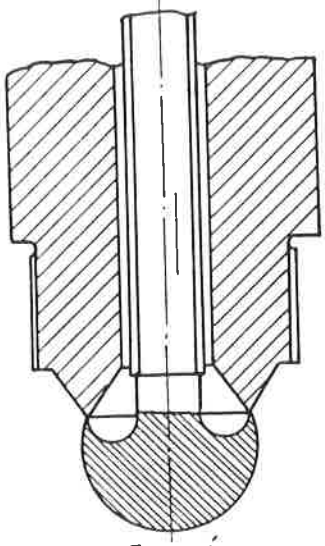
Certains constructeurs tentent d'éviter ce serrage en prévoyant entre l'injecteur et son guide un certain jeu. Daimler-Benz prévoit à cet endroit un joint en cuivre rouge pouvant s'écraser facilement en cas de serrage exagéré de l'injecteur dans son logement (fig. 159).

D'autres constructeurs soignent spécialement le refroidissement de l'injecteur, en le montant à proximité immédiate du circuit de refroidissement dans la culasse ou en l'entourant, dans la culasse, d'une cavité remplie d'eau (par ex. aux moteurs "GM" - voir le fourreau en bronze ou en cuivre (N) représenté aux fig. 146 et 162) ou mieux encore en créant dans l'injecteur une circulation de combustible.

Les injecteurs "GM" sont spécialement pourvus d'un refroidissement par circulation de combustible qui est d'une grande importance pour leur fonctionnement correct.

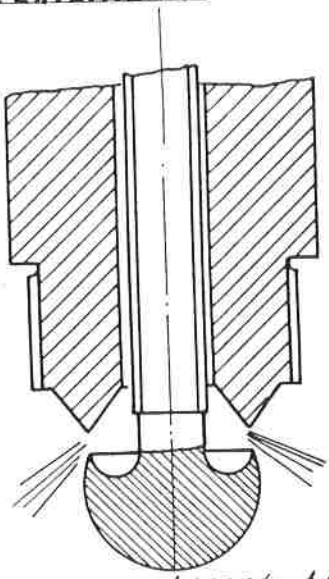
C'est ainsi qu'en cas de circulation insuffisante du gasoil due à des résistances anormales dans le circuit, (par ex. : colmatage partiel des filtres, utilisation d'éléments filtrants inadaptés), les injecteurs prennent une teinte bleuâtre, indice d'échauffement, et se calent.

INJECTEUR AVEC SOUPAPE S'OUVRANT VERS L'EXTERIEUR



Fermé

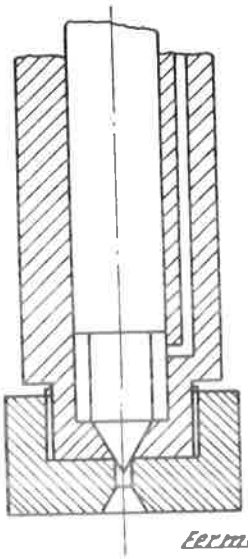
Fig. 148



ouvert (pendant l'injection)

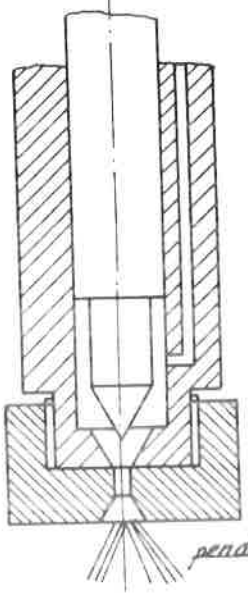
INJECTEUR AVEC SOUPAPE S'OUVRANT VERS L'INTERIEUR

à ouverture unique



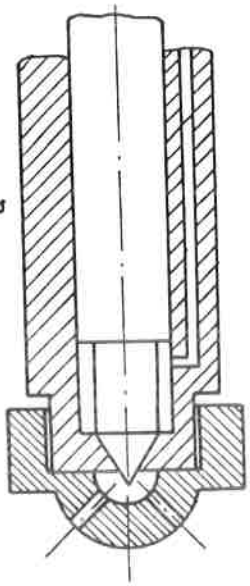
Fermé

Fig. 149

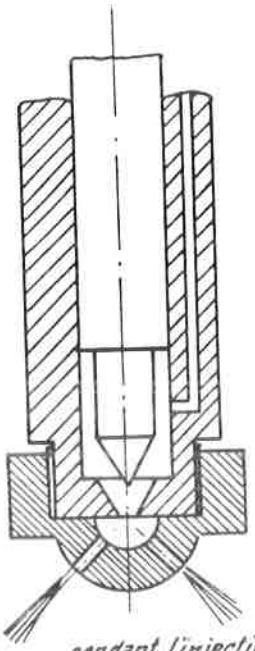


pendant l'injection

à ouvertures multiples

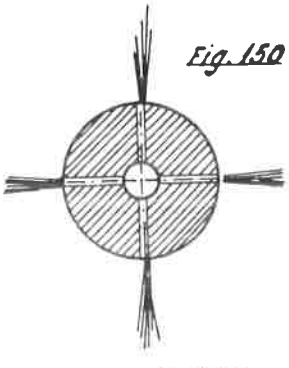


Fermé



pendant l'injection

Fig. 150



C. 1213
19me L

V. P.

Injecteur Bosch (moteur Brossel)

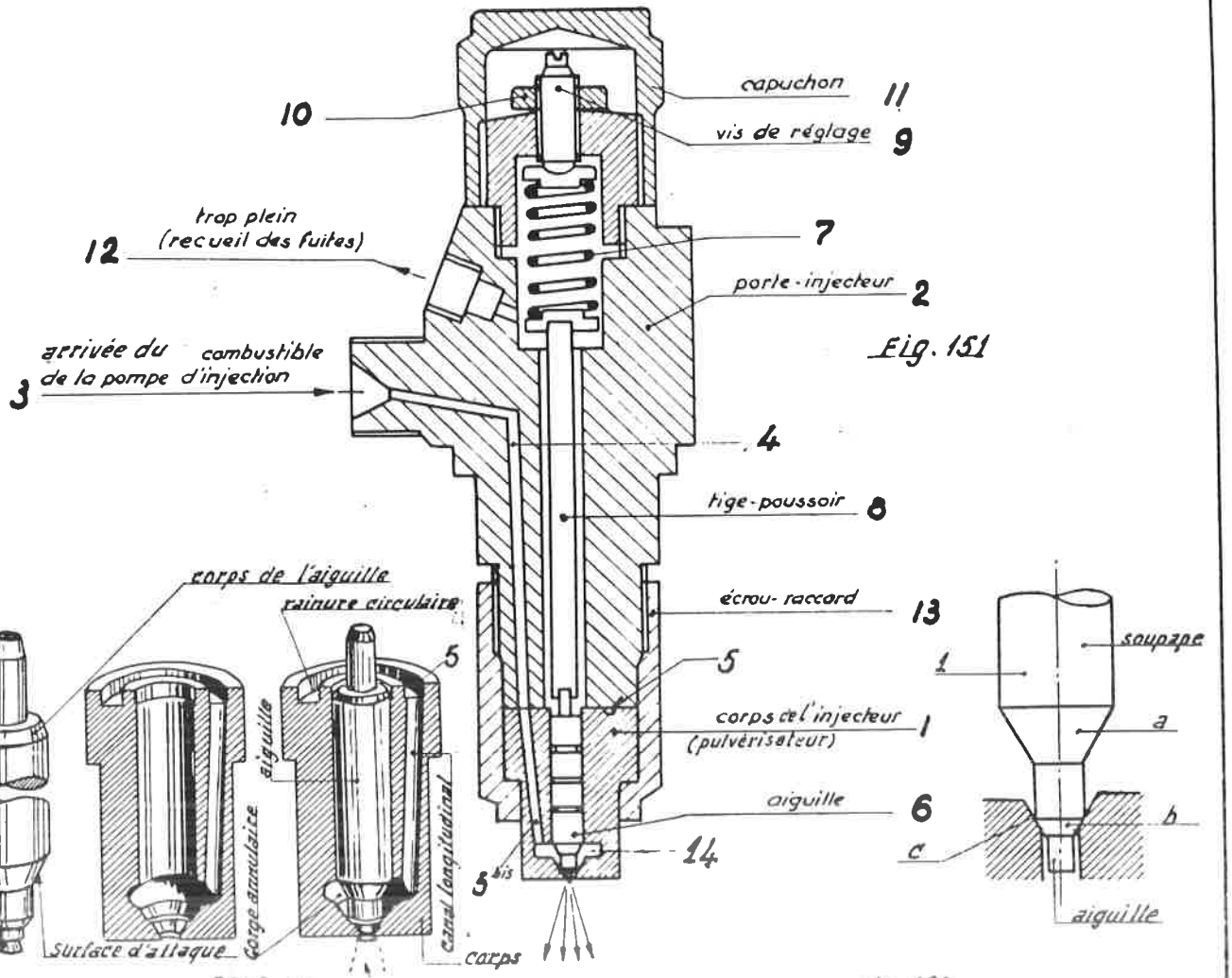


Fig. 151

Fig. 152

Fig. 153

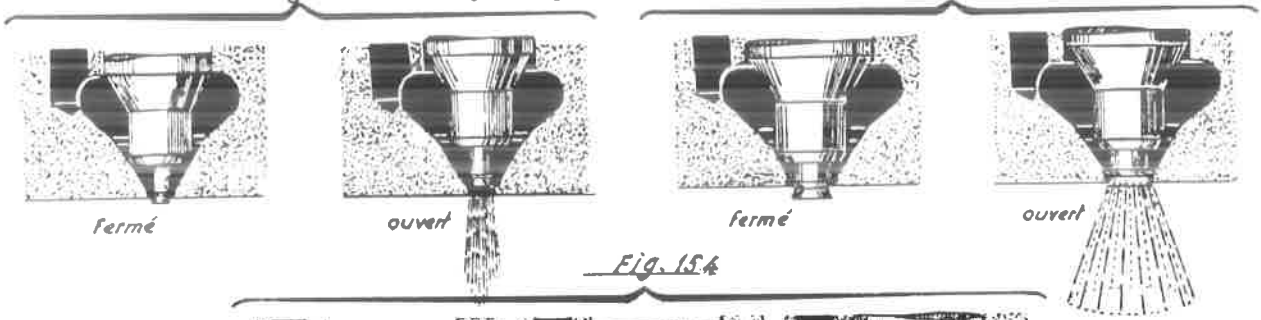


Fig. 154

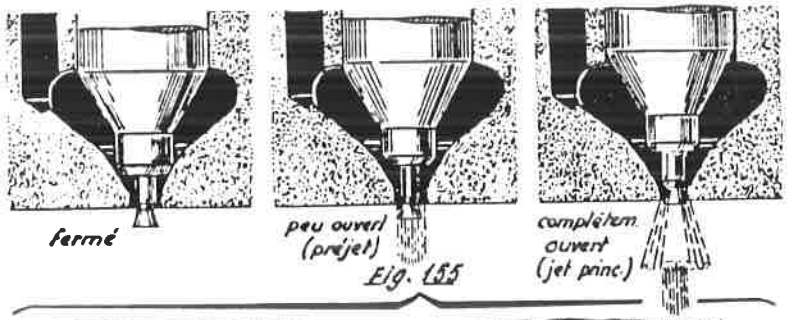
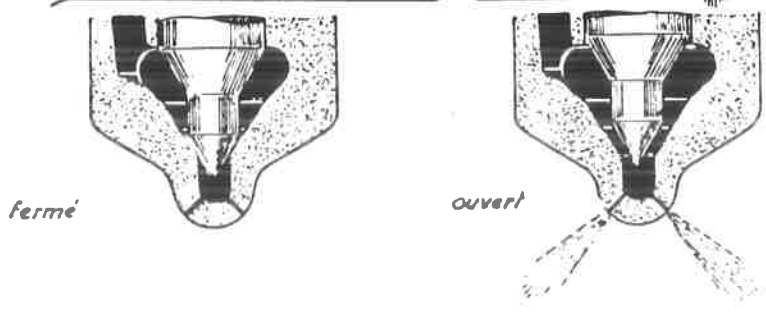


Fig. 155



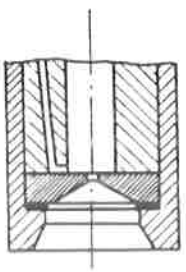


Fig. 156

Injecteur à siège de soupape plan

C.12.13
19e'L

V.C.

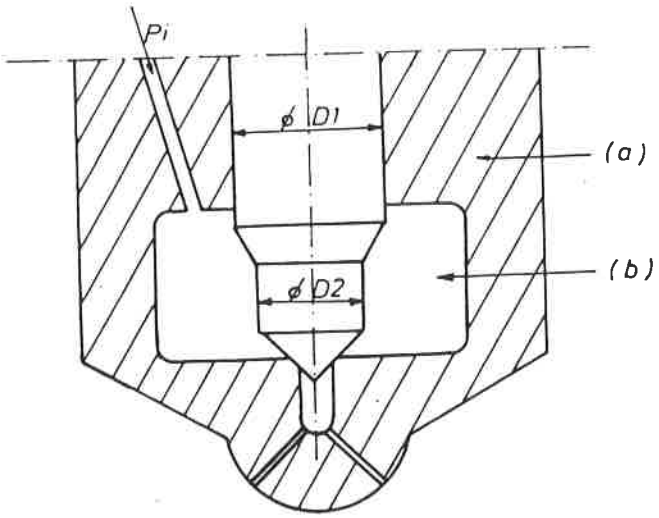


Fig. 151 bis

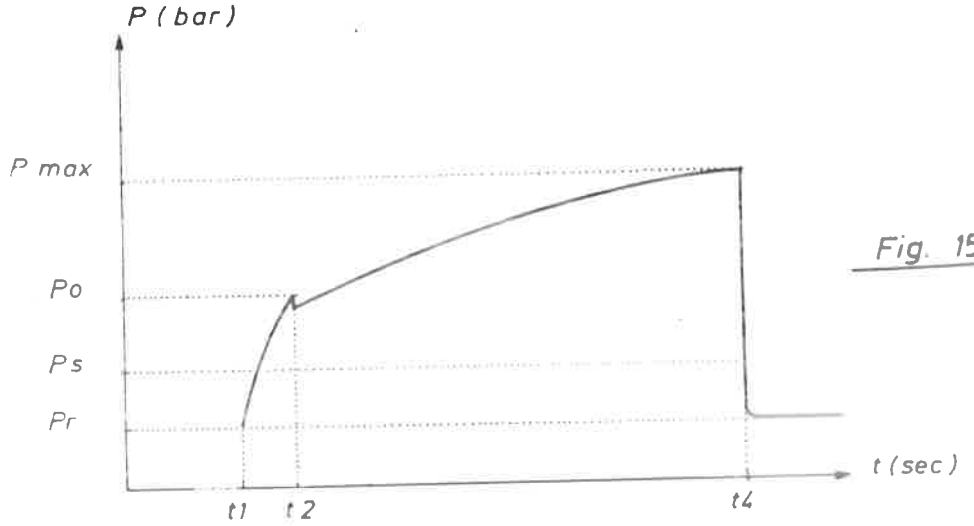
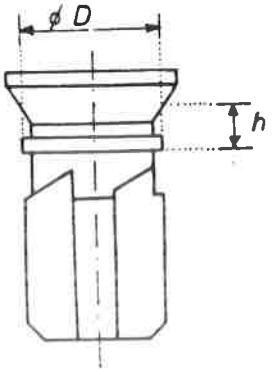


Fig. 157



Clapet de retenue de la pompe à injection
Volume de décharge : $\frac{\pi D^2}{4} \times h$

Fig. 158

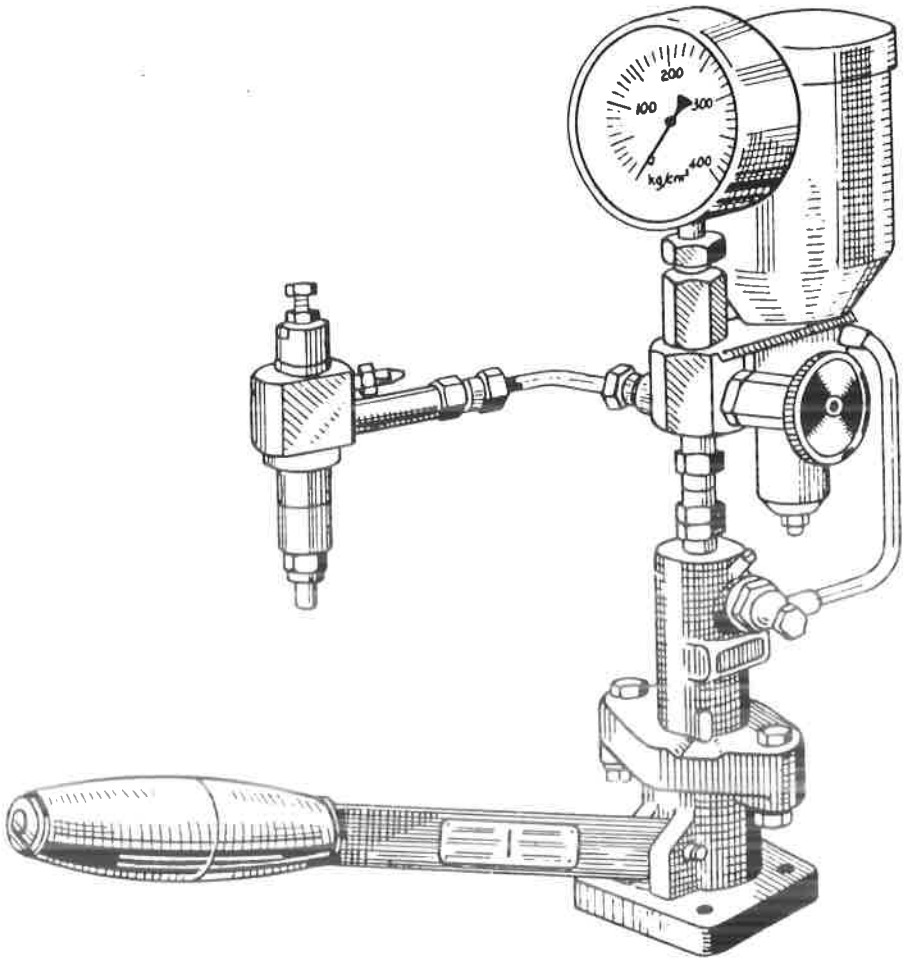


Fig. 160

Dispositif d'essai d'injecteurs Bosch.

C. 1213
19ème L

V.C.

INJECTEUR DECKEL (MOTEURS MAYBACH GTO 6 A ET GTO6)

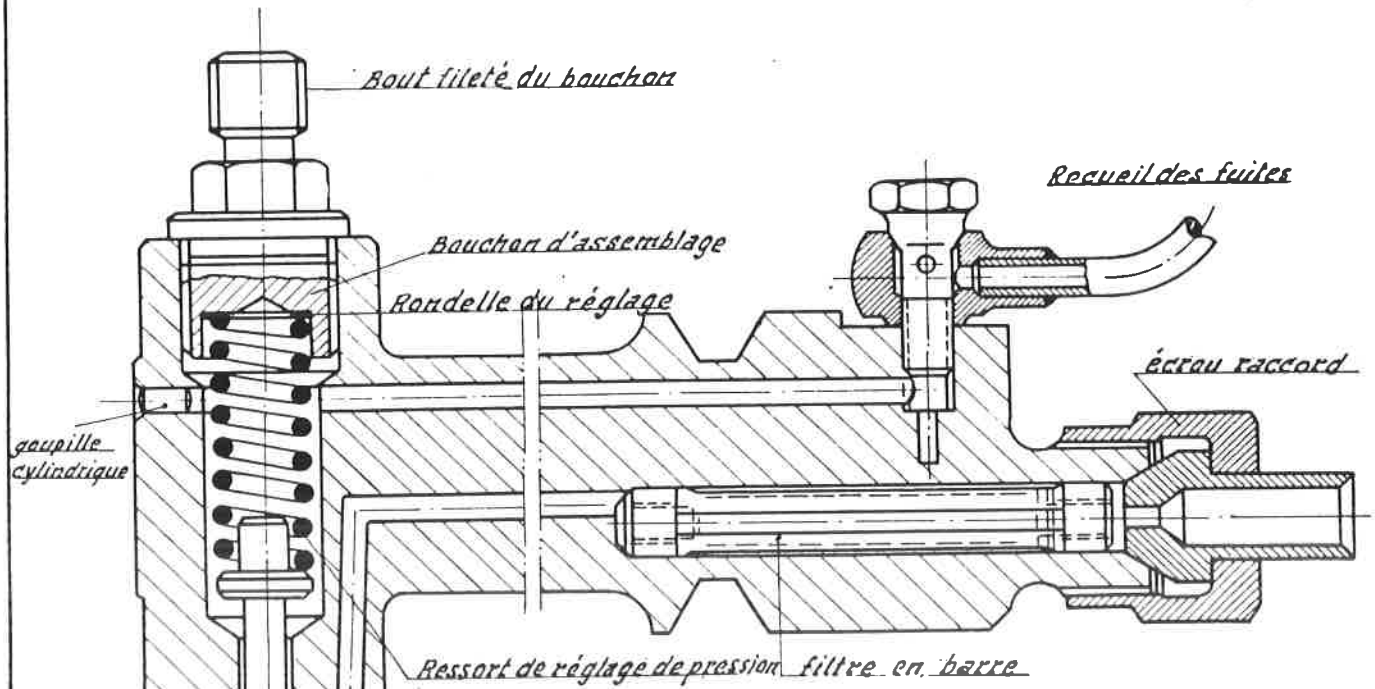
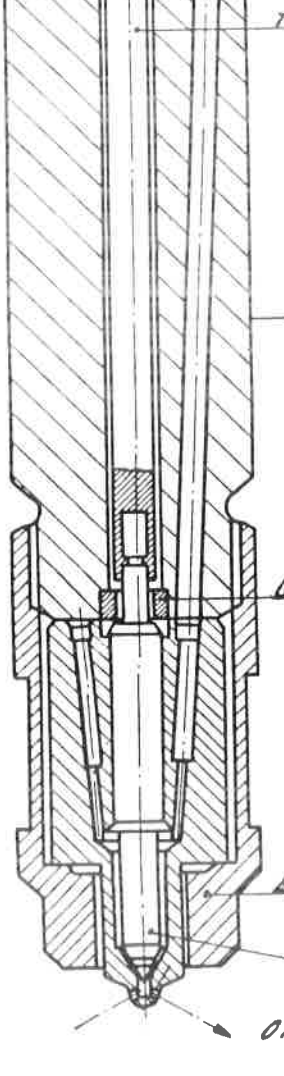


Fig. 161



INJECTEUR MERCEDES-BENZ

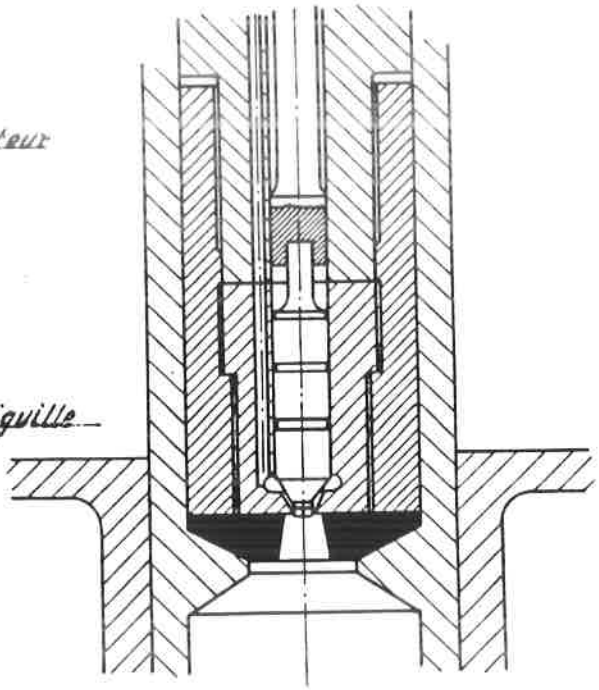


Fig. 159

V.P

COUPE CULASSE MOTEUR G.M. L 71
AVEC LES DEUX SOUPAPES D'ECHAPPEMENT
ET L'INJECTEUR

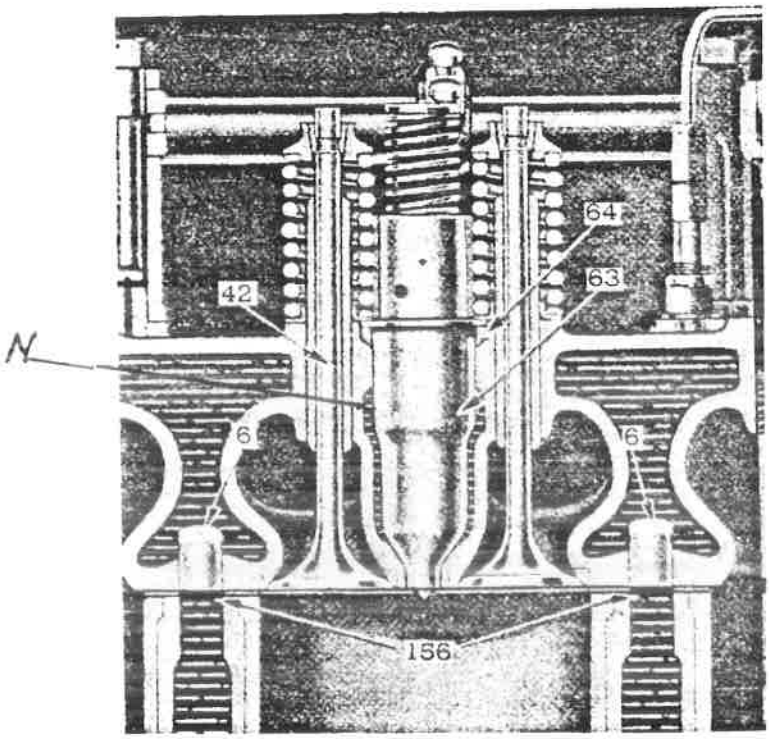


Fig. 162

C. 1213
19me L

V.P

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel

Cours 1213

III. Le jet de pulvérisation et la répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion.

86. Dans la leçon précédente, il a été démontré que les deux fonctions principales à remplir par l'injecteur étaient la pulvérisation correcte et la répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion, ces deux fonctions se trouvant à la base d'une bonne combustion.

1. La pulvérisation du combustible.

La pulvérisation du combustible consiste à transformer le combustible en goutelettes d'un diamètre déterminé et suivant un jet d'une forme appropriée. La pulvérisation ne dépend pas uniquement de l'injecteur mais également des caractéristiques physiques du combustible.

88. ### 2. Caractéristiques du jet de combustible.

Le jet de combustible est caractérisé par :

a) Le diamètre des gouttelettes composant le jet, c.à.d. la pulvérisation proprement dite;

b) La dispersion du jet, c.à.d. la forme du jet;

c) La longueur du jet, c.à.d. sa pénétration dans la chambre de combustion;

d) La vitesse avec laquelle le jet pénètre dans la chambre de combustion.

a) La pulvérisation du combustible.

89. Un jet de combustible pulvérisé est toujours composé de petites gouttelettes sphériques de diamètres différents. La forme sphérique résulte de la tension superficielle du liquide, qui impose aux gouttelettes une forme présentant pour un volume donné, la surface minimum.

90. Classant les gouttelettes de combustible d'après leur ordre de grandeur (par ex. les gouttelettes ayant un diamètre de 0,001 à 0,01 mm, de 0,01 à 0,02 mm, de 0,02 à 0,03 mm, etc...), il y a moyen de déterminer le pourcentage de chaque classe de gouttelettes composant le jet par rapport à la quantité totale du combustible pulvérisé.

Ces pourcentages donnent une indication du degré de pulvérisation obtenu.

Le degré de pulvérisation peut également être indiqué par la détermination du diamètre moyen des gouttelettes composant le jet. Plus le degré de pulvérisation est élevé, plus la pulvérisation sera poussée et plus petit sera le diamètre moyen des gouttelettes.

91. Des essais effectués par des spécialistes en combustion prouvent que le degré de pulvérisation augmente quand :

- Pour une même pression de l'air dans la chambre de combustion, la pression d'injection augmente;
- Pour une même pression d'injection, la pression de l'air dans la chambre de combustion augmente. Néanmoins, l'influence de la pression de l'air dans la chambre de combustion ne se fait sentir que lorsqu'elle dépasse 5 bar. L'influence de la pression, en fin compression, reste toujours très minime par rapport à celle de la pression d'injection;
- L'orifice d'injection diminue à la condition que son diamètre soit inférieur à 0,575 mm;
- Pour une pression d'injection et une pression de l'air en fin de la compression constante, la condition suivante est réalisée;

$$5 > \frac{l}{d} > 4$$

Dans cette formule "l" et "d" représentent respectivement la longueur et le diamètre de l'orifice d'injection.

Cela signifie que la pulvérisation sera moins bonne si le diamètre de l'ouverture d'injection augmente par rapport à sa longueur.

Conclusions pratiques.

92. En pratique, une pulvérisation insuffisante ou mauvaise d'un jet d'injection a pour conséquence : une combustion incomplète et la formation de gaz d'échappement opaque. Ceci peut être dû à :

1. Un orifice d'injection trop grand provoqué par ex. par usure du pulvérisateur ou par une déformation provoquée par un nettoyage au moyen d'un corps dur;

2. Une pression d'injection insuffisante : cela peut être la conséquence du déréglage de la vis ou de l'écrou de réglage de l'injecteur.
   Une mauvaise pulévrisation en fin d'injection peut être due à une défectuosité de la soupape non retour de la pompe d'injection.

Il est à remarquer que les moteurs équipés d'une pompe d'injection à soupape non retour classique et d'injecteurs du type fermé se caractérisent par des gaz d'échappement légèrement colorés par suite de la pulvérisation moins bonne au début et en fin d'injection.

Début de l'injection : Au moment où la soupape de l'injecteur se soulève, la pression dans le tuyau d'injection diminue par sa dilatation sans que la soupape ne se referme.

En effet, la force soulevant la soupape est, avant sa levée, proportionnelle à sa surface de pose. Après la levée de la soupape, l'effort existant sur sa portée d'étanchéité s'ajoute à cette force.

Fin de l'injection : L'injecteur continue à goutter à cause de la détente du combustible dans le tuyau de refoulement et du retour de celui-ci à sa forme initiale. Comme déjà expliqué précédemment, les injecteurs ouverts se caractérisent toujours par une mauvaise pulvérisation au début et à la fin de l'injection.

3. Une pression d'air insuffisante dans la chambre de combustible à la fin de la compression (condensation du jet de combustible sur les parois de la chambre de combustion).

b) La dispersion du jet de combustible.

93.

La dispersion du jet de combustible dépend en premier lieu de sa turbulence.

Expliquons préalablement les mouvements possibles des gouttelettes de combustible injecté.

On distingue :

1. Le mouvement laminaire. L'écoulement d'un liquide par un petit orifice s'appelle mouvement laminaire quand les particules de liquide se déplacent parallèlement à l'axe du jet liquide (fig. 163);

2. Le mouvement turbulent. Le mouvement d'un liquide s'écoulant par un petit orifice est turbulent lorsque les particules de liquide ne se déplacent pas parallèlement à l'axe du jet mais se dispersent suivant un cône présentant un angle au sommet variable.

Dans un jet d'injection, les deux mouvements se présentent en pratique simultanément.

On distingue d'abord le mouvement laminaire des gouttelettes lourdes qui se déplacent suivant une ligne droite dans l'axe du jet. Ensuite, la turbulence croît et les gouttelettes deviennent plus ténues au fur et à mesure qu'elles s'approchent de la périphérie du jet (fig. 164 et 165).

Les gouttelettes en turbulence sont soumises à une vitesse qui est la résultante d'une vitesse (v1) dirigée suivant l'axe du jet et d'une vitesse (v2) dirigée perpendiculairement à cet axe.

La vitesse résultante (v) est celle avec laquelle chaque gouttelette se déplace suivant la direction de son mouvement oblique. La turbulence d'un jet de combustible est maximale pour $5 > \frac{l}{d} > 4$. On estime que la pulvérisation tend alors à être parfaite.

(l et d sont respectivement la longueur et le diamètre de l'orifice d'injection).

Inversément, on peut dire que le nombre de gouttelettes animées d'un mouvement laminaire augmente, c.à.d. que l'angle du cône de dispersion du combustible diminue et ce lorsque le diamètre de l'orifice d'injection par rapport à sa longueur idéale augmente ou diminue.

Cela explique pourquoi le jet d'injection d'un injecteur à très petits orifices d'injection (par ex. l'injecteur GM) est en pratique complètement laminaire.

On sait démontrer ensuite que la condition pour qu'un jet de combustible soit turbulent est que $\frac{D.v.d.}{m}$ soit plus grand qu'une certaine valeur appelée le "nombre de Reynold" qui définit l'écoulement laminaire. Dans ce terme :

D et m sont respectivement la densité et la viscosité du combustible, éléments qui seront étudiés dans les leçons suivantes.

v = la vitesse d'écoulement du combustible par l'orifice d'injection.

d = le diamètre des orifices d'injection.

Il en résulte que, pour un combustible et un injecteur déterminés, l'angle du cône du jet augmente avec l'accroissement de la vitesse d'écoulement du combustible.

D'après "Schweitzer", cette vitesse d'écoulement peut être formulée comme suit, à la condition que $4 < \frac{l}{d} < 5$.

$$v = f. \sqrt{2g. \frac{10\ P}{d}} = 14.f. \sqrt{\frac{2}{D}}$$

f = un facteur compris entre 0,67 et 0,94 d'après la forme de l'orifice d'injection (fig. 166)

P = la pression d'injection effective, égale à la différence entre la pression d'injection (P_1) et la pression (P2) existant dans la chambre de combustion, soit :

$P_1 - P_2$

g = l'accélération due à la pesanteur (9,81 m/sec2).

D = densité du combustible.

94. L'examen de cette relation prouve que pour un combustible déterminé, le combustible sera d'autant mieux dispersé que :

- La pression d'injection (P_1) augmente. D'ailleurs, le combustible se détend d'autant plus pendant l'écoulement que son accroissement de compression dans les orifices d'écoulement est plus grand;
- La compression de l'air (P_2) dans la chambre de combustion est plus petite. Plus petite est la pression de l'air (P_2) moins grande est la résistance éprouvée lors de leur écoulement par les gouttelettes de combustible et moins la turbulence des gouttelettes sera freinée. Au contraire, le jet est d'autant plus contracté que la pression de l'air à la fin de compression augmente;
- La forme et le parachèvement des orifices d'injection seront étudiés pour favoriser la détente progressive et la dispersion du jet de combustible.

95. Conclusions pratiques.

La réduction du jet pulvérisé (angle du cône trop petit) est toujours due au pulvérisateur de l'injecteur.

Les causes principales pouvant se présenter sont:

- Réglage défectueux de la pression d'injection;
- Usure ou déformation des orifices d'injection;
- Encrassement de l'orifice d'injection du pulvérisateur.

c) La pénétration du combustible.

96. Une gouttelette A de masse (m) d'un jet de combustible, animée au moment de son injection d'une vitesse (v) (voir fig. 168), possède une énergie cinétique égale à $\frac{m\ v^2}{2}$ Nm.

Lors de son déplacement d'une distance (a) dans la chambre de combustion, la gouttelette développe un travail de (F.a) Nm. Dans cette expression, "F" est l'effort de résistance éprouvé par la gouttelette lors de son déplacement.

Ce travail résulte de l'énergie cinétique dont la gouttelette était animée, soit :

$$\frac{mv^2}{2} = Fa$$

La distance parcourue par la gouttelette vaut donc

$$a = \frac{m\ v^2}{2\ F}$$

97. La distance parcourue par les gouttelettes, c.à.d. le pouvoir de pénétration du jet de combustible, dépend donc de :

1. La masse "m" de la gouttelette.

Les gouttelettes pénètrent d'autant plus loin dans la chambre de combustion qu'elles sont lourdes, d'où il résulte que :

- Les gouttelettes dans l'axe du jet à mouvement laminaire, possèdent une plus grande pénétration que les gouttelettes légères à mouvement turbulent situées à la périphérie du jet.

Le jet aura par conséquent une forme comme représenté approximativement à la fig. 167.

Une pulvérisation moins bonne (par ex. par un orifice d'injection plus grand), favorise le pouvoir de pénétration du jet tandis qu'une pulvérisation plus fine diminuera la pénétration.

La pulvérisation et la pénétration sont par conséquent deux facteurs qui agissent en sens opposé.

En fait, le degré de pulvérisation doit toujours être adapté à la forme et à la grandeur de la chambre de combustion.

En cas d'une pulvérisation trop grande, le jet ne pénètre pas assez profondément dans la chambre de combustion, la combustion s'effectue trop lentement et reste incomplète par suite du mélange insuffisant du combustible avec l'air de combustion.

En cas de pulvérisation insuffisante, le jet pénètre trop loin dans la chambre de combustion et entre en contact avec ses parois.

A la limite, le combustible se condense et s'écoule le long de ces parois.

Conséquences.

- Combustion défectueuse et dégagement de fumées;
- Accroissement des températures d'échappement;
- Perte de puissance;
- Possibilité de lavage des parois des cylindres par le combustible et dans des cas rares, graissage insuffisant et grippage du piston.

2. Le carré de la vitesse d'injection (v)

D'une part, le pouvoir de pénétration diminue lorsque la pression d'injection augmente (meilleure pulvérisation - "m" diminue).

D'autre part, la pénétration est proportionnelle à v^2.

Pour un combustible, et un pulvérisateur bien déterminés, la vitesse d'injection (v) dépend principalement de la pression d'injection.

L'influence de v^2 étant plus grande que celle de "m", la pénétration sera principalement déterminée par "v", donc par la pression d'injection.

Une pression d'injection trop faible n'est donc pas seulement la cause d'une pulvérisation imparfaite, mais aussi d'une pénétration trop faible.

Si les deux phénomènes se présentent simultanément, la combustion sera trop lente et par suite incomplète à cause du brassage insuffisant du combustible avec l'air de combustion.

En cas de pression d'injection trop élevée, la combustion sera très vive en raison d'une pulvérisation très fine du combustible et de l'augmentation de pénétration. La combustion est brutale et les pressions de combustion sont très élevées.

Les pulvérisateurs sont alors très sollicités, comme d'ailleurs les organes constitutifs du moteur, et sont soumis à une usure accélérée.

3. L'inverse de la valeur de la résistance éprouvée par le jet dans la chambre de combustion.

Cette résistance étant proportionnelle à la pression d'air règnant dans la chambre de combustion, le jet sera d'autant plus freiné que cette pression sera élevée (fig.167).

Si la compression du moteur est insuffisante (par ex. par le manque d'étanchéité des soupapes) et si la pression d'injection est normale, le jet pénètre trop loin dans la chambre de combustion et vient en contact avec les parois de cette chambre (les conséquences nuisibles ont déjà été expliquées).

d) La vitesse de propagation du jet d'injection.

98. Lorsque le jet d'injection pénètre dans la chambre de combustion, animé d'une vitesse (v), la vitesse de propagation de la pointe du jet diminue au fur et à mesure que cette pointe avance. Ce fait est dû au freinage du mouvement des gouttelettes par la résistance de l'air comprimé.

Afin de simplifier notre raisonnement, supposons que la vitesse diminue uniformément (ce qui n'est pas tout à fait exact) et que la vitesse de la pointe du jet à la fin de sa course est nulle (ce qui n'est pas vrai non plus), dans ce cas, la vitesse moyenne du jet serait égale à

$$v_{moy.} = \frac{v}{2}$$

On appelle la vitesse de pénétration d'un ject injecté, le temps nécessaire pour la formation d'un jet d'une longueur déterminée.

La vitesse de la pointe du jet diminuant au fur et à mesure que le jet avance, le temps nécessaire pour l'allongement du jet d'une certaine longueur, augmentera au fur et à mesure que le jet est plus avancé.

Ce temps et par conséquent aussi la vitesse de pénétration augmentent lorsque la contre-pression dans la chambre de combustion augmente.

Exemple :

La vitesse de pénétration d'un jet d'injection ayant une longueur de (a) mm et une vitesse d'introduction de (v) m/sec, est approximativement égale à

$$t = \frac{2.a}{1000.v} \quad \text{sec.}$$

Ce temps est d'une importance fondamentale compte tenu du délai d'allumage minimum du combustible.

Les gouttelettes doivent pouvoir disposer du temps nécessaire pour pénétrer suffisamment loin dans la chambre de combustion avant leur allumage.

Exemple.

Un combustible injecté sous une pression d'injection de 150 bar dans une chambre de combustion dont la pression atteint 30 bar entre dans cette chambre à une vitesse initiale d'environ 150 m/sec.

Sa vitesse de pénétration est approximativement:
(lorsque la longueur du jet est de 125 mm et la vitesse finale de la pointe du jet de 25 m/s)

$$t = \frac{a}{v_{moy}} = \frac{125}{\frac{1000 \times (150 + 25)}{2}} = \frac{2 \times 125}{1000 \times (150+25)} = \frac{1}{700} \text{ sec.}$$

$$= 0{,}0014 \text{ sec.}$$

3. La répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion.

99. La répartition uniforme du combustible dans la chambre de combustion et son mélange parfait avec l'air de combustion sont les deux conditions fondamentales d'une bonne combustion. Elles sont principalement influencées par la finesse de pulvérisation, la dispersion et la pénétration du jet de combustible.

La finesse de pulvérisation et la pénétration d'un jet d'injection étant en opposition, la forme de la chambre de combustion sera étudiée par le constructeur de telle manière que le mélange combustible-air de combustion soit le meilleur possible.

Lors de l'étude de la forme de la chambre de combustion, on tend parfois à favoriser la pulvérisation poussée du jet plutôt que sa pénétration.

Ce point est particulièrement important aux moteurs rapides où l'allumage et la combustion doivent se dérouler en un temps plus réduit qu'aux moteurs lents. En effet, le temps dont on dispose pour un combustible donné est déterminé par sa pulvérisation.

En se basant sur la forme de la chambre de combustion et la manière dont se réalise le mélange du combustible avec l'air, les méthodes d'injection peuvent être classées en :

la méthode d'injection directe et la méthode d'injection indirecte.

a) La méthode d'injection directe.

100. Dans ce système, le combustible est injecté directement dans la chambre de combustion. C'est notamment le cas des moteurs Maybach, ABC, Cockerill (Baldwin-Hamilton), GM et SEM. Pour ces derniers, seuls les moteurs lents des locomotives Diesel de manoeuvre se classent dans cette catégorie.

Les moteurs à injection directe peuvent aussi être classés en deux catégories :

101. 1. Les moteurs à injection directe où l'air est relativement immobile pendant l'injection du combustible.

On sait que le mélange du combustible avec l'air de combustion est favorisé par une pulvérisation parfaite et une forte pénétration du jet obtenue par des pressions d'injection s'élevant jusqu'à 300 bar et au-delà et par l'utilisation d'injecteurs à très petits orifices d'injection (de 0,1 à 0,2 mm).

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour que le combustible se répartisse et se disperse uniformément. Si l'on néglige cette précaution, il faudra fournir au moteur un grand excès d'air pour obtenir un échappement sans fumée noire aux charges élevées.

La réalisation de culasses et de têtes de piston plate ne convient pas. En effet, par suite du taux de compression élevé, la hauteur de la chambre de combustion est tellement réduite que la dispersion du combustible dans la chambre est difficile et l'air comprimé se refroidit trop rapidement (grande surface de refroidissement de la chambre de combustion). En conséquence, l'allumage du combustible et la vitesse de combustion seront sensiblement retardés.

On remédie à ces difficultés en dessinant une cavité dans la tête du piston qui sera disposée en face de l'injecteur; celui-ci est monté verticalement dans l'axe de la culasse et le nez est pourvu de plusieurs orifices d'injection (fig.169/A/B/C/D/E).

2. Les moteurs à injection directe et à turbulence-air.

102. A ces moteurs, la diffusion du combustible dans l'air de combustion est facilitée par une turbulence de cet air.

La turbulence de l'air peut prendre les aspects suivants :

- Sa rotation autour de l'axe du cylindre;
- Son écoulement radial convergent vers l'axe du cylindre;
- La combinaison des deux mouvements précédents;
- Son écoulement à travers la chambre de combustion.

Pratiquement, ces mouvements de l'air sont obtenus soit en munissant les culasses ou les têtes de piston et parfois les deux éléments de cavités d'une forme spéciale, l'injecteur étant monté horizontalement ou obliquement (fig. 170), soit par l'utilisation des soupapes d'aspiration masquées (fig.171) (Soupapes dont le champignon porte un voile s'étendant en arc de cercle autour de sa tige, la hauteur de ce voile étant légèrement supérieure à la levée de soupape). La rotation de la soupape est rendue impossible).

L'injection directe offre l'avantage de la simplicité, mais elle nécessite des organes d'injection (pompes et injecteurs) très précis. Les jeux doivent être adaptés à la qualité du combustible et la filtration doit être très soignée afin d'éviter les grippages, calages et obstructions d'orifices.

b) La méthode d'injection indirecte.

103. Les principaux systèmes utilisés sont les suivants :

1. L'injection avec chambre de précombustion (fig.172+a+b+c).

Le combustible est injecté dans une chambre séparée du cylindre, logée dans la culasse et communiquant avec la chambre de combustion du cylindre par un ou plusieurs orifices. Cette chambre porte le nom de chambre de précombustion ou antichambre et contient de 25 % (moteur Caterpillar) à 80 % (moteur Ganz-Jendrassik) de l'air de combustion. Son rôle s'explique comme suit :

Le combustible injecté dans cette chambre s'enflamme aisément. Celle-ci de volume réduit, est maintenue plus chaude que l'ambiance vu sa faible masse et la succession rapide des combustions. La combustion des premières gouttelettes de gasoil provoque un début de distillation et la vaporisation du combustible injecté à posteriori dans la chambre.

L'augmentation de pression qui en résulte chasse le mélange à travers les orifices de communication vers le cylindre; la combustion s'achève dans celui-ci au contact de l'air frais à la pression de fin de compression.

On comprend aisément que ce système ne nécessite pas une pulvérisation aussi poussée du combustible que celle nécessaire à l'injection directe. On peut admettre des pressions d'injection moins fortes (60 à 100 bar) et des sections d'orifices de plus grands diamètres (1 à 1,5 mm). Cette méthode assure une très bonne combustion aux différents régimes de marche du moteur et procure à celui-ci une grande souplesse, en particulier un meilleur fonctionnement à vide, et l'utilisation de couples élevés aux faibles vitesses (engins de manutention et d'entreprise).

Par contre, la consommation de combustible d'un moteur à chambre de précombustion est toujours supérieure (environ 10 %) à celle d'un moteur à injection directe.
Un autre inconvénient de ce moteur consiste dans la difficulté de lancement à froid. C'est une conséquence directe de :

- la pulvérisation moins parfaite du combustible provoquant l'augmentation du délai d'allumage;
- la température moins élevée de l'air en fin de compression (suite à son refroidissement au contact des parois de la chambre de précombustion; cette chambre est entourée en effet par l'eau de refroidissement du moteur).

Le système classique utilisé pour faciliter le lancement du moteur à froid consite à réchauffer l'air contenu dans la chambre de précombustion au moyen d'une bougie de réchauffage à incandescence. Cette bougie comporte une spirale métallique parcourue au moment du lancement par un courant électrique qui la porte au rouge par effet Joule. Elle est éteinte dès que le moteur démarre.

La fig. 172/b représente la chambre de précombustion système Ganz-Jendrassik, équipant les moteurs Carels et SEM. Ces moteurs se caractérisent par l'utilisation d'un artifice particulier destiné à faciliter le lancement à froid et qui permet de supprimer la bougie de réchauffage.
Cet artifice consiste à modifier la distribution pendant la période de lancement, de sorte que la plus grande partie de la course d'admission s'effectue avec les soupapes d'admission fermées. Vers la fin de la course, les soupapes s'ouvrent et le violent mouvement tourbillonnaire imprimé à l'air pénétrant brusquement dans les cylindres provoque une augmentation suffisante de sa température pour permettre les allumages.

Au préalable, le décollement et la rotation du moteur sont facilités en le décomprimant, c'est-à-dire en maintenant les soupapes d'admission ouvertes pendant la course de compression, ce qui a pour effet de réduire le couple résistant.

L'arbre à cames porte trois cames qui actionnent successivement les soupapes d'admission : la première provoque la décompression, la seconde l'admission retardée et la troisième la distribution normale. Lors du lancement du moteur à froid, ces cames sont mises successivement en action par le déplacement longitudinal de l'arbre à cames au moyen d'un levier à trois positions (voir fig. 175 + 176).

2. Injection avec chambre de turbulence (fig. 173).

104. Les moteurs à chambre de turbulence sont analogues par leur disposition aux moteurs à chambre de précombustion. Le volume de la chambre de turbulence est limité à environ 30 % du volume de compression total.

Dans ce système, on cherche surtout à réaliser un meilleur brassage de l'air et du combustible par un mouvement tourbillonnaire violent.

On y trouve des avantages et des inconvénients semblables à ceux de la chambre de précombustion.
Un type de chambre de turbulence est la chambre Ricardo, utilisée notamment dans les moteurs Brossel (fig. 173 + 177), et dans d'autres moteurs de traction ferroviaire (fig. 178).
La chambre Ricardo est de forme sphérique et communique avec le cylindre par un conduit tangentiel. L'hémisphère supérieure est souvent reprise par la culasse elle-même et la partie inférieure consiste en une sorte de bouchon, en acier réfractaire, fixé dans la culasse. La bougie de réchauffage éventuelle est vissée dans la culasse.
La pression d'injection est voisine de 120 bar.

3. Injection avec chambre auxiliaire (fig. 174)

Ce système consiste en une combinaison de l'injection directe et de l'injection par chambre de précombustion. En conséquence, il présente des propriétés intermédiaires entre ces 2 systèmes. Il comporte une chambre auxiliaire ou chambre d'emmagasinement d'air, dans laquelle se constitue en fin de compression, une réserve d'air comprimé. L'injecteur est placé à l'extérieur de la chambre et il pulvérise le gasoil vers l'extrémité du canal de communication entre la chambre et le cylindre. Au moment où le piston commence sa course descendante, sous l'effet de la diminution de pression, l'air contenu dans la chambre se précipite vers le cylindre et rencontre le jet de combustible dont la combustion est alors améliorée par le brassage qui en résulte. Ce système de rencontre sous différentes formes selon les constructeurs (exemple fig. 174).
Il ne dispense pas, en général, de l'emploi d'un dispositif de réchauffage. Aucun moteur de la SNCB n'en est équipé.

mouvement laminaire
du jet de pulvérisation



Fig. 163

mouvement turbulent
du jet de pulvérisation

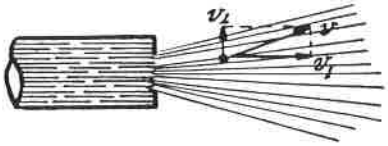


Fig. 164

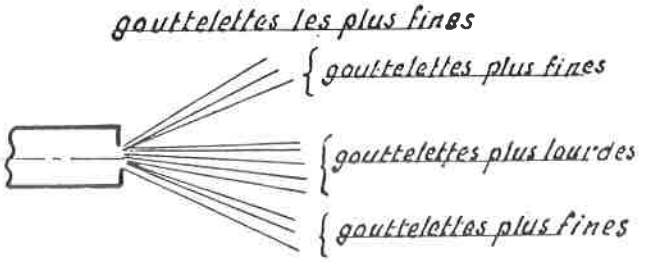
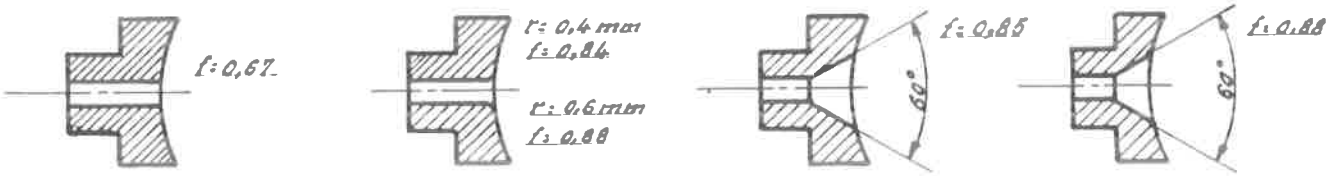


Fig. 165

détermination de f suivant la forme de l'orifice d'injection



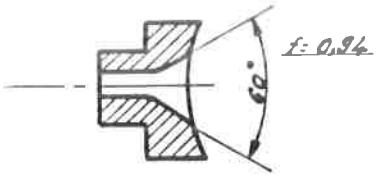


Fig. 166

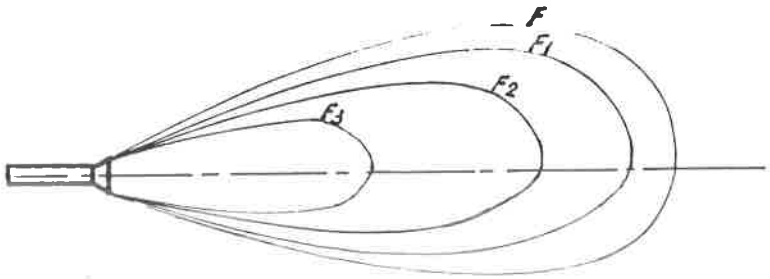


Fig. 167

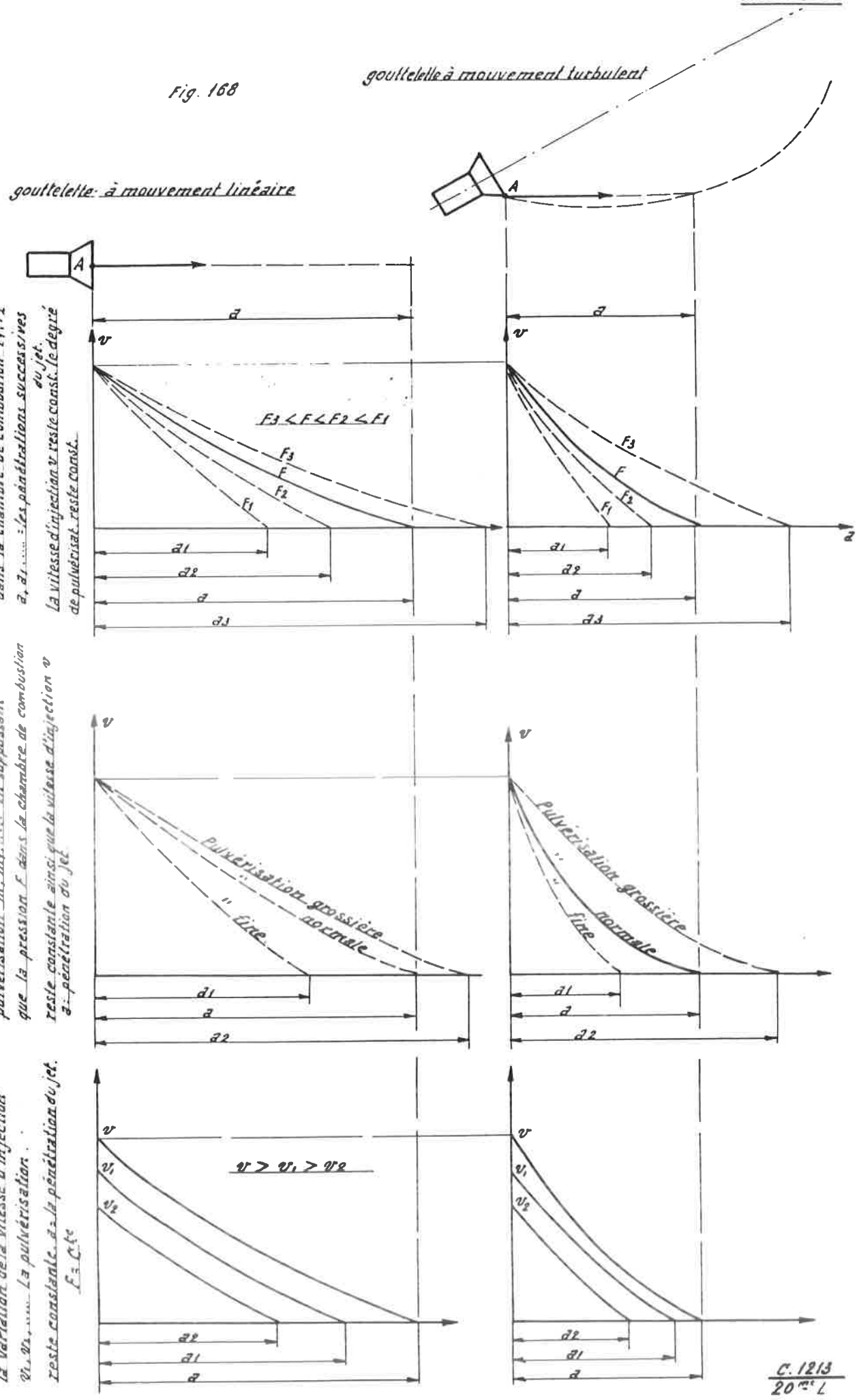
influence de la contre-pression F dans la chambre de combustion sur la forme du jet de carburant à . pression et degré de pulvérisation constante

$F < F_1 < F_2 < F_3$

C. 1213
20 m · L

V. P.

Fig. 168



C. 1213
20 m/m L

V.P.

INJECTION DIRECTE

MOTEURS SANS TOURBILLONNEMENTS D'AIR

Gardner

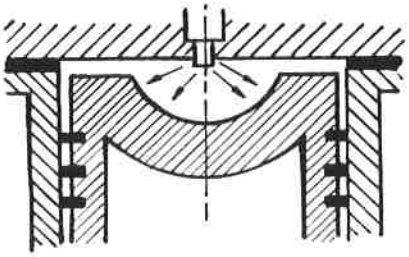


Fig. 169a

Renault

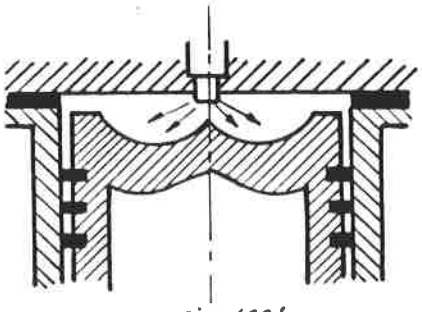


Fig. 169b

Maybach

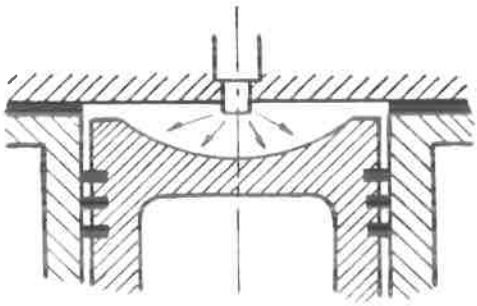


Fig. 169c

Panhard

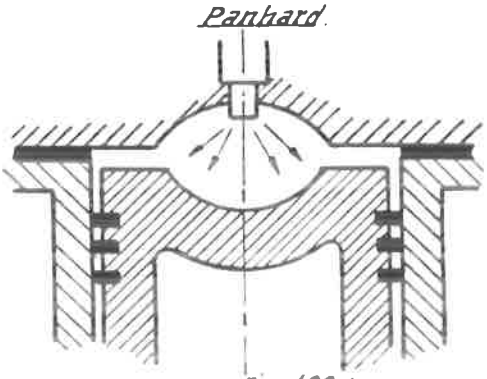


Fig. 169d.

Petters

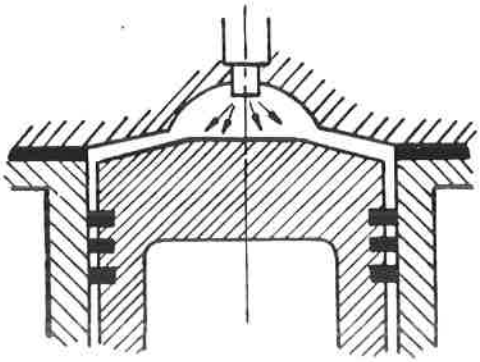


Fig. 169e.

C. 1213
20 m/L

V.P.

INJECTION DIRECTE
MOTEURS A TOURBILLONNEMENTS D'AIR

Leyland

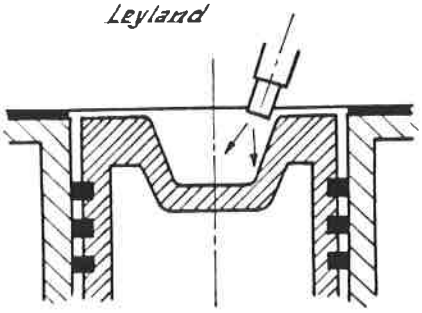


Fig. 170a

Chambre de combustion en forme de coupe placée dans le piston.

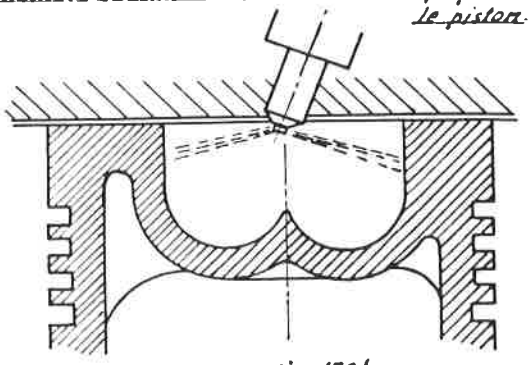


Fig. 170b.

Deutz

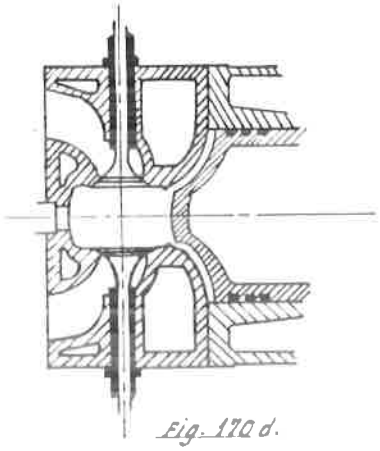


Fig. 170 d.

Deutz

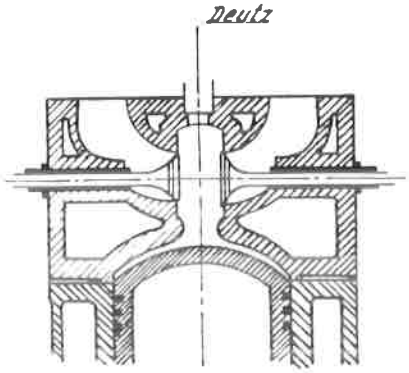


Fig. 170 c.

Cummins

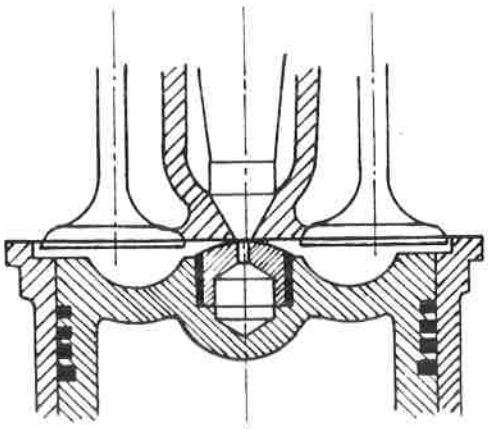


Fig. 170e.

INJECTION DIRECTE
MOTEURS A TOURBILLONNEMENTS D'AIR

M.A.N.

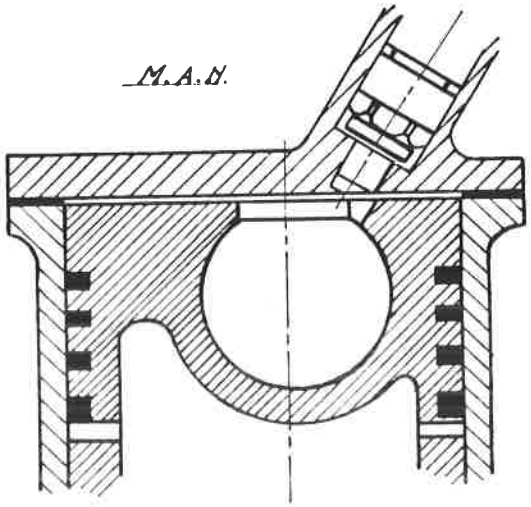


Fig. 170 f

Beardmore

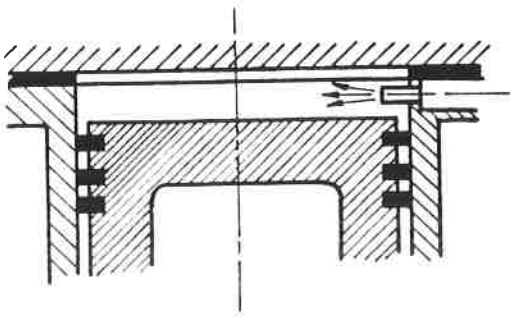


Fig. 170 g

Price

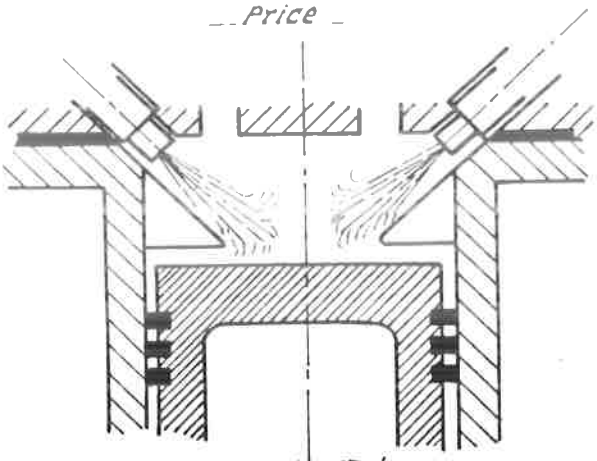


Fig. 170 h

Hildebrand.

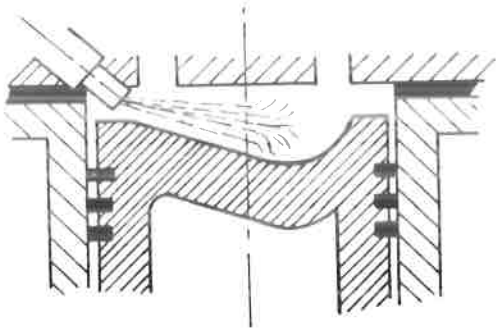


Fig. 170 i

Hesselman

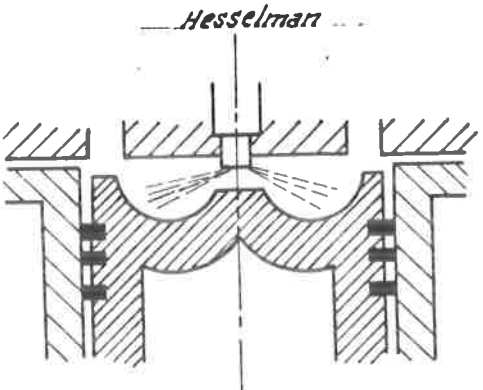
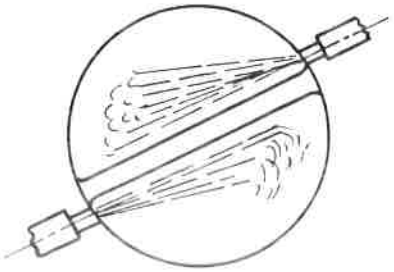


Fig. 170 k



C. 1213
20 Tm 1 L

V.P.

Soupape masquée

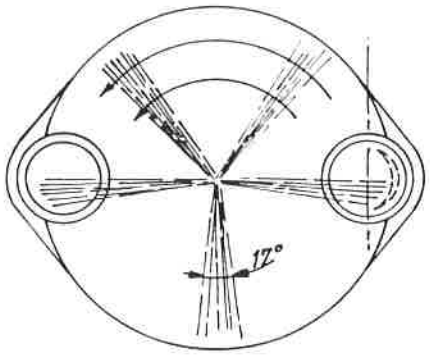
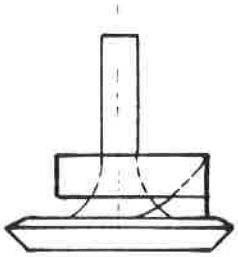


Fig. 171



Injection avec chambre de précombustion

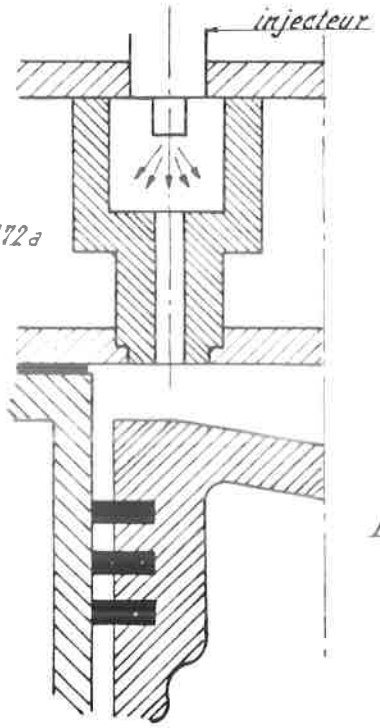


Fig. 172a

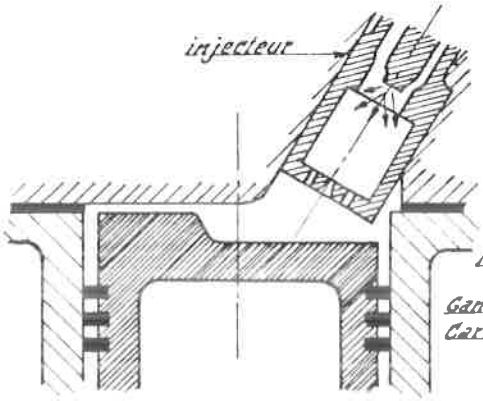


Fig. 172b

Ganz - Jendrassik
Carels - S.E.M.

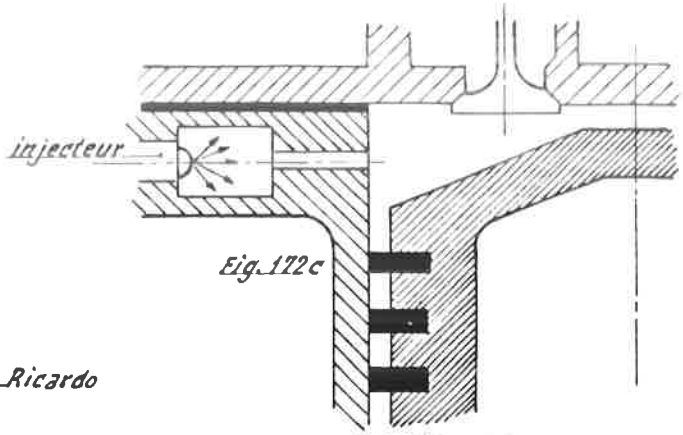


Fig. 172c

injection avec chambre de turbulence Ricardo

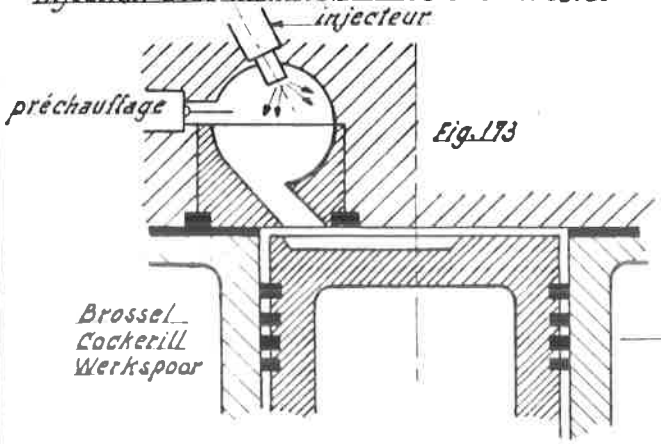


Fig. 173

Brossel
Cockerill
Werkspoor

injection avec chambre auxiliaire.

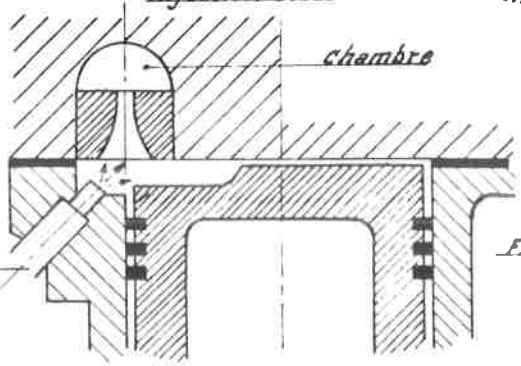


Fig. 174

C. 1213
20 ex. L

V.P.

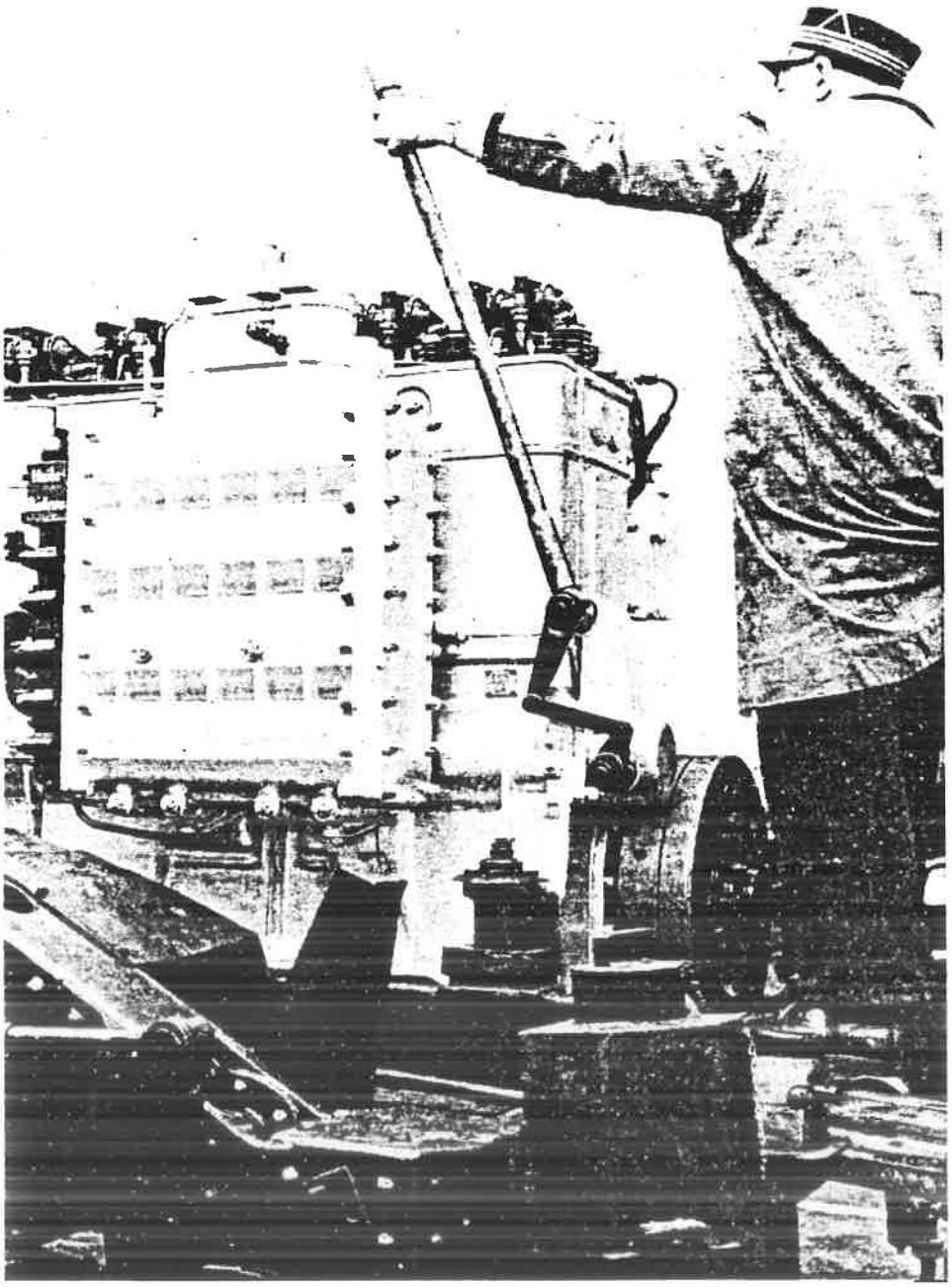
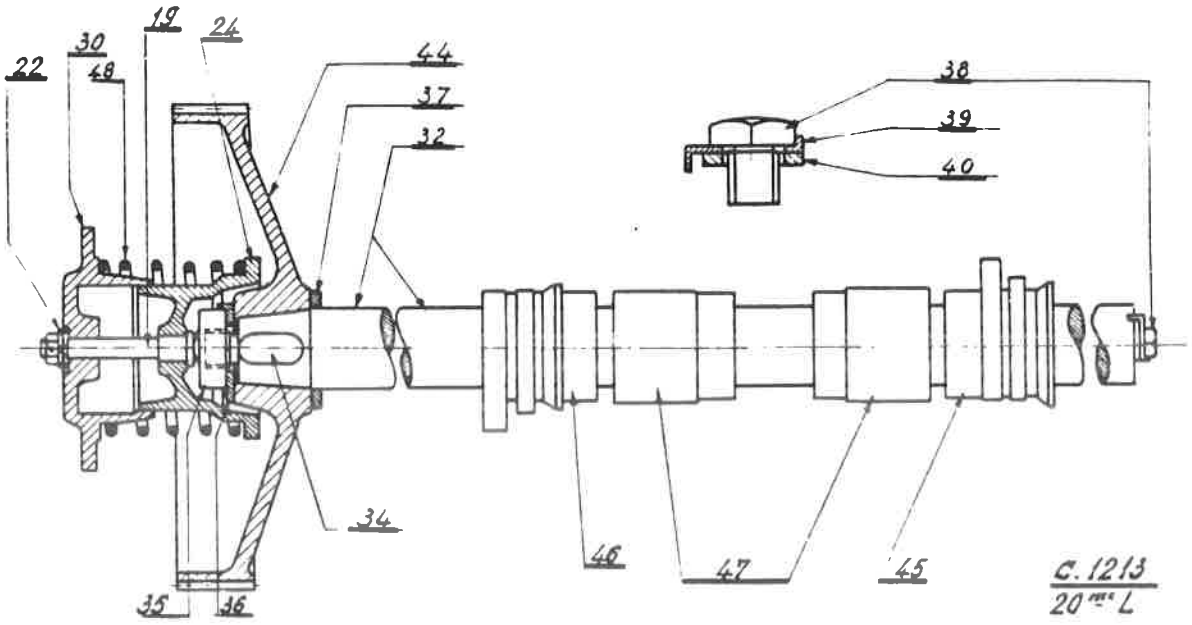


Fig. 175



C. 1213
20 m/m L

V.P.

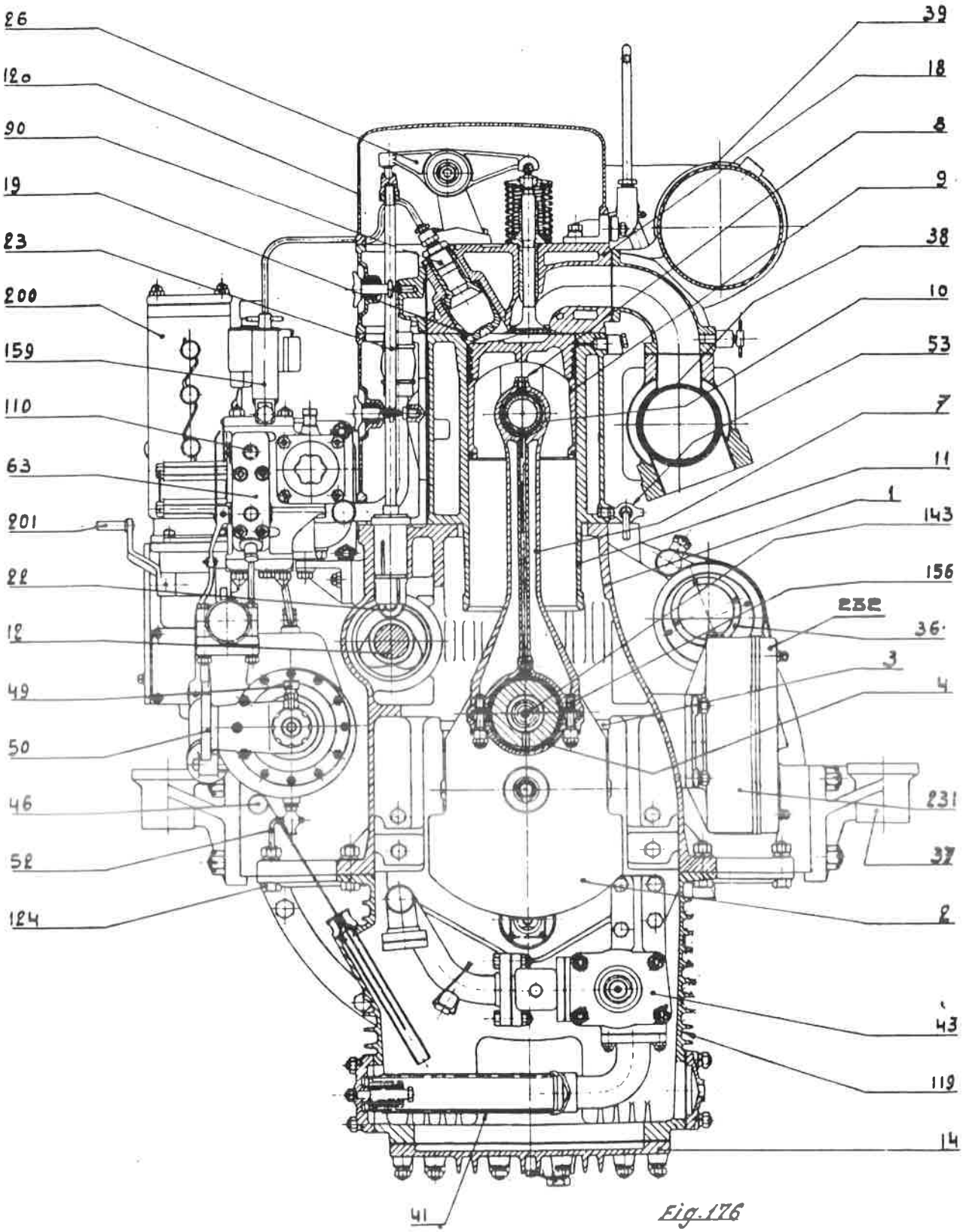


Fig. 176

MOTEUR CARELS - GANZ JENDRASSIK

C. 1213
20 m/L

Coupe de la culasse du moteur "BROSSEL"

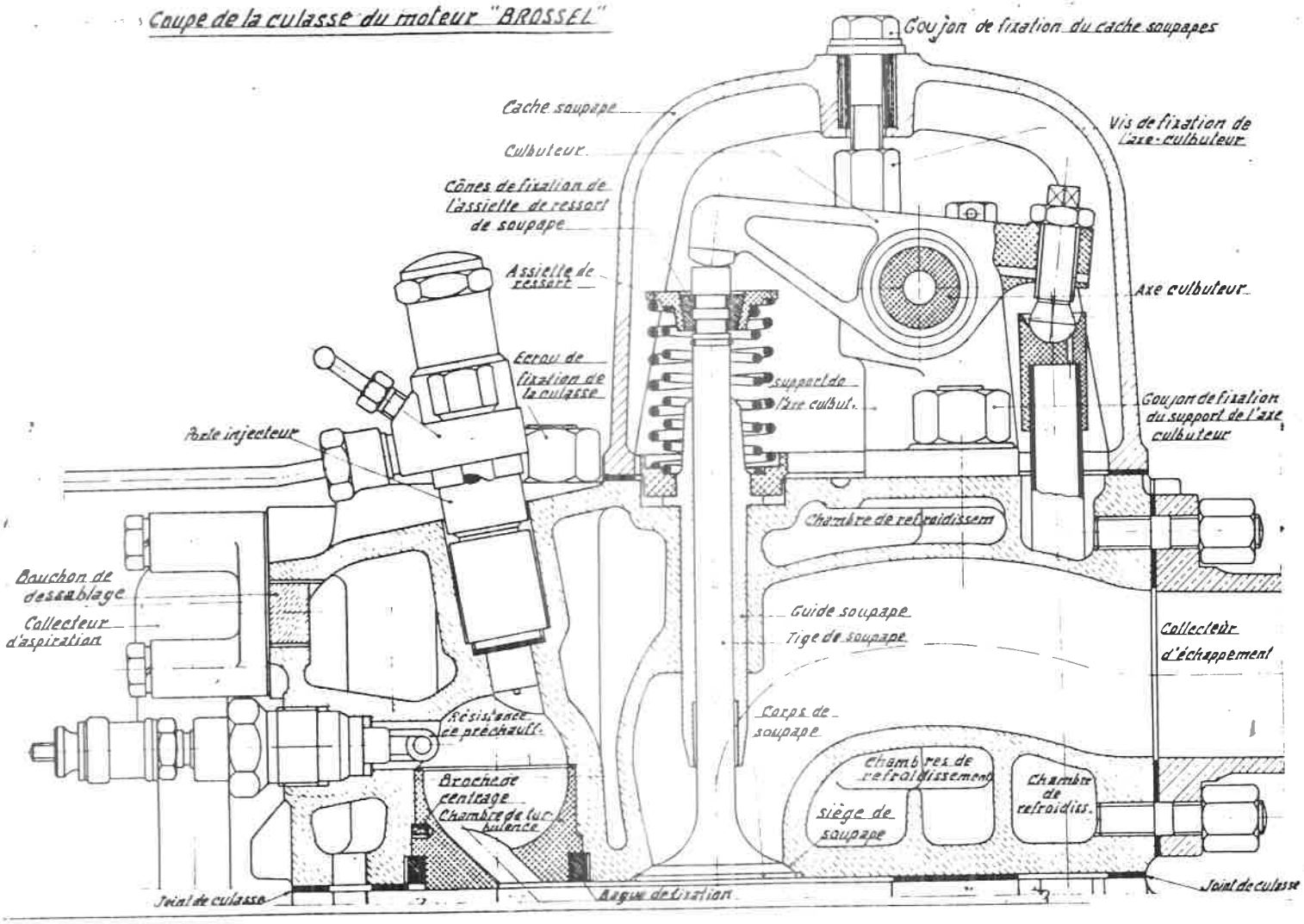
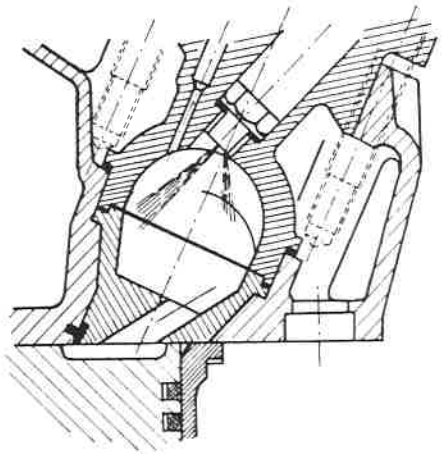


Fig. 177

Fig. 178



Chambre de turbulence "Ricardo"

C.1213
20 m. 7

COURS 1213

C. L'étude de la combustion.

I. Conditions d'une bonne combustion.

106. Les conditions à remplir pour obtenir une bonne combustion dans un moteur à combustion interne peuvent être résumées comme suit :

1. Une quantité d'air de combustion suffisante, ce qui suppose le bon état du moteur et de ses accessoires ;
2. La quantité de combustible adaptée à la charge du moteur ;
3. Le parfait mélange du combustible avec l'air de combustion, ce qui suppose :
   - une pulvérisation adaptée ;
   - une pénétration suffisante ;
   - une chambre de combustion appropriée.
4. L'introduction (ou l'allumage) du combustible au moment opportun ;
5. L'adaptation du combustible au genre du moteur ;
6. Une température de régime correcte (min. 70°C).

Les quatre premières conditions ont été discutées en détail dans les leçons précédentes sans considération des propriétés physico-chimiques des combustibles. Ces propriétés influencent fortement la combustion dans le moteur. Les deux leçons suivantes ont pour but d'étudier l'influence des propriétés des combustibles sur les caractéristiques de la combustion.

II. Caractéristiques d'une bonne combustion.

107. Pour comprendre l'influence des propriétés des combustibles sur la combustion, il est nécessaire de résumer les caractéristiques d'une bonne combustion.

1. Les gaz d'échappement pratiquement incolores (absence de fumées).

   Les gaz d'échappement d'une combustion complète contiennent. entre autres, les substances suivantes :

   Anhydride carbonique (CO_2) - Oxygène (O) - Azote (N) et vapeur d'eau (H_2O).

   Ces éléments sont incolores et invisibles. Nous pouvons conclure qu'une combustion parfaite se caractérise par des gaz d'échappement incolores, d'où invisibles.

Des gaz d'échappement opaques et visibles (fumées plus ou moins sombres) proviennent d'une combustion défectueuse :

- Des fumées de coloration bleue, d'un délai d'allumage du combustible excessif ou de la combustion d'huile de graissage (remontée d'huile par les pistons);

- Des fumées blanches ont pour origine la condensation de vapeur d'eau (température de marche trop basse ou eau accidentelle dans la chambre de combustion).

2. La marche silencieuse du moteur.

Le réglage incorrect de l'avance à l'injection (à l'allumage), une durée d'allumage ou de combustion non conforme, ainsi que l'utilisation d'un combustible non approprié, se caractérisent toujours par un fonctionnement irrégulier du moteur, des cognements ou un échappement bruyant.

3. Le développement par le moteur de sa puissance maximale nominale prescrite.

Une mauvaise combustion, quelle que soit sa cause, se caractérise toujours par un manque de puissance pour un réglage donné des pompes d'injection. Lorsque le couple résistant normal est maintenu, la vitesse de rotation de régime du moteur diminue et l'arrêt peut même se produire.

4. Une consommation spécifique normale.

En cas de mauvaise combustion, la consommation spécifique du moteur est anormalement élevée.

5. L'absence de dépôts dans les tuyaux d'échappement.

Les dépôts dans les tuyaux d'échappement sont toujours la conséquence d'une combustion incomplète (la production des produits de combustion non volatils en est la cause. Elle est aussi à la base des colorations sombres des gaz d'échappement).

Remarque : Un léger dépôt poudreux est normal.

6. Une température de régime normale du moteur.

En cas de combustion incorrecte, la proportion de chaleur transformée en énergie mécanique diminue.

L'excès de chaleur non transformée se transmet aux organes du moteur qui tendent à s'échauffer anormalement. La température du fluide de refroidissement a tendance à croître.

L'influence de la qualité de la combustion sur la température de fonctionnement du moteur sera examinée au chapitre traitant du refroidissement des moteurs.

7. Le comportement normal du bain d'huile.

Les particules de combustible incomplètement brûlées sont reprises partiellement par l'huile de graissage. Le taux de pollution du bain d'huile est souvent une indication d'une combustion incorrecte.

D'autre part, un échauffement excessif du moteur provoque un accroissement de la température de l'huile de graissage et une tendance à son oxydation.

Ce point sera discuté plus en détail dans le chapitre traitant du graissage du moteur.

III. Condition à remplir par un combustible pour qu'il convienne pour l'alimentation d'un moteur à combustion interne.

108. Par suite de la grande différence existant entre les principes de fonctionnement des moteurs à allumage par étincelle et des moteurs diesel, les propriétés de leurs combustibles respectifs diffèrent complètement.

Un combustible convenant pour un moteur à allumage par étincelle ne conviendra pas pour un moteur diesel et inversement.

Un combustible ne convient pour l'alimentation d'un certain type de moteur à combustion interne que lorsqu'il brûle dans ce moteur sans donner lieu à des élévations de pression trop rapides.

Des accroissements de pression exagérés provoquent dans le moteur des "cognements" très dangereux pour la tenue des organes.

Ce phénomène de cognement est appelé "détonation".

a) Moteurs à allumage par étincelle.

109 Le mélange "combustible + air de combustion", allumé dans la chambre de combustion par une étincelle électrique, ne brûle pas instantanément dans sa totalité. Seule la partie située à proximité immédiate de l'étincelle s'allume et brûle.

Par son expansion rapide, la partie en ignition comprime la partie non allumée.

Cette dernière ayant déjà été fortement comprimée et échauffée par sa compression dans le cylindre, la température d'allumage spontané du combustible peut être dépassée et le combustible non encore en ignition s'allume alors brutalement, provoquant ainsi une très forte élévation de la pression. Le moteur cogne fortement. Ce phénomène se produit d'autant plus vite que le taux de compression est plus élevé.

Conclusion.

Pour qu'un combustible convienne pour l'alimentation d'un moteur à allumage par étincelle, la température d'allumage spontané doit être aussi élevée que possible, et cela d'autant plus que le taux de compression du moteur est plus grand.

b) Moteurs diesel.

110. Dans un moteur diesel, le combustible n'est pas allumé par une étincelle électrique, mais par auto-allumage.

La combustion peut être considérée comme se déroulant en deux phases :

- l'allumage du combustible ;
- la combustion proprement dite.

Plus l'allumage du combustible est difficile, plus grande sera la quantité de combustible injecté avant que l'allumage spontané ne se produise et plus élevé sera le taux d'élévation de la pression pendant la combustion.

En d'autres mots, le délai d'allumage de la première phase (c-à-d le temps qui s'écoule entre le début de l'injection et le début de l'allumage) détermine le taux d'élévation de la pression pendant la deuxième phase.

Plus petit est le délai d'allumage d'un combustible, plus régulière et plus souple sera la combustion et plus longue pourra être la durée de l'injection sans danger d'apparition de phénomènes de détonation.

Conclusion.

Pour qu'un combustible convienne pour l'alimentation d'un moteur diesel, sa température d'auto-allumage doit être aussi basse que possible afin d'obtenir un délai d'allumage minimal.

Les caractéristiques des combustibles convenant pour l'alimentation des moteurs seront étudiées dans le chapitre suivant.

D. Les propriétés physiques et chimiques des combustibles liquides pour moteurs à combustion interne et leur influence sur la combustion.

I. Origine des combustibles liquides pour moteurs à combustion interne.

111. Les combustibles liquides sont en général des combinaisons chimiques de carbone et d'hydrogène provenant de la distillation directe du pétrole brut ou des goudrons de charbon.

a) La distillation de pétrole brut produit :

1) Des hydrocarbures légers : (distillation sans pression)

- Ether,
- Essence (Petrol-gazoline),
- White-Spirit (Naphte - essence de térébenthine),
- Pétrole (kérosène - pétrole lampant),
- Gasoil léger,
- Fuel-oil léger,

2) Des hydrocarbures lourds : (distillation sous pression)

- Fuel-oil lourd,
- Huile de graissage,
- Paraffine,
- Huile combustible lourde,
- Asphalte et bitumes,
- Poix.

b) La distillation des goudrons de charbon produit :

1) Des produits de distillation :

- Huile légère (Benzol),
- Huile Carbol,
- Huile lourde (créosote)) huile de goudron
  naphtaline)
- Huile anthracène.

2) Des résidus et entre autres : l'asphalte et la poix.

La préférence est donnée aux combustibles provenant du pétrole brut pour leur avantage économique et aussi parce que leur combustion dans les moteurs présente moins de difficultés.

Les essais effectués un peu partout en vue de l'emploi d'huiles végétales dans les moteurs diesel n'ont pas donné de résultats satisfaisants. Ces combustibles amènent la formation rapide de dépôts dans les chambres de combustion ; de plus, la plupart d'entre eux confèrent aux gaz d'échappement une odeur désagréable.

II. Propriétés physiques des combustibles et influences sur la combustion.

112. Ces propriétés sont, en ordre principal :

1. La température d'auto-allumage - le délai d'allumage,
2. Le point d'inflammation,
3. L'indice de cétane (moteur diesel) ou l'indice d'octane (moteur à allumage par étincelle),
4. Le pouvoir calorifique,
5. La viscosité,
6. La densité,
7. L'index diesel,
8. La volatilité,
9. Le point d'éclair,
10. La teneur en cendres,
11. La teneur en soufre,
12. La teneur en eau et en dépôts,
13. Le point de congélation.

1. Température d'auto-allumage. Délai d'allumage.

113. La température d'auto-allumage est la température la plus basse à laquelle un combustible s'enflamme dans un temps très court, spontanément, sans recours extérieur.

Le délai d'allumage est le temps qui s'écoule entre l'instant de l'introduction dans le cylindre de la première gouttelette de combustible et l'instant de son allumage.

Voici quelques températures d'auto-allumage à la pression atmosphérique :

Gasoil léger	:	256°C,
Pétrole lampant	:	259°C,
Essence	:	270°C.

Relation entre la température et le délai d'allumage :

Plus la température d'auto-allumage d'un combustible est élevée, plus le temps nécessaire pour porter le combustible à sa température d'auto-allumage sera long et plus grand sera son délai d'allumage.

A première vue, il paraît surprenant que l'essence ait une température d'auto-allumage supérieure à celle du gasoil. Cette impression provient de la confusion de la température d'auto-allumage et du point éclair.

Il est à noter que tous ces phénomènes se produisent en un temps court : supposons que l'injection s'effectue pendant une rotation de 45° du vilebrequin d'un moteur tournant à 1800 tr/min; la durée d'un tour est

$\frac{60}{1800} = \frac{1}{30}$ de seconde.

Une rotation de 45° se réalise donc en $\frac{1}{30} \times \frac{45}{360} = \frac{1}{240}$ s. ou environ 0,004 seconde.

Le délai d'allumage est de l'ordre de 0,001 s : un millième de seconde s'écoule donc entre l'instant où la première gouttelette pénètre dans le cylindre et l'instant où elle s'allume ; pendant ce temps, le vilebrequin a tourné d'environ 11°.

Evolution de la pression pendant la combustion :

Pendant l'échauffement des premières gouttelettes, l'injection a continué :

- L'allumage des premières gouttelettes fait augmenter la température, et les gouttelettes injectées ensuite s'échauffent plus rapidement et brûlent plus vite ; le phénomène d'allumage va s'accélérant.
- Une élévation rapide de la pression en résulte ; elle est d'autant plus importante que le délai d'allumage est élevé car il y aura plus de combustible introduit entre le début de l'injection et l'inflammation de la première gouttelette.

114. Avec certains combustibles, à délai d'allumage élevé, la pression de combustion peut doubler par rapport à la pression obtenue avec un combustible normal ; le moteur émet alors un bruit caractéristique (cognement). Cette élévation rapide de la pression, un peu comparable à une explosion, est préjudiciable à la bonne tenue des organes. C'est pour cette raison que les organes d'un moteur diesel sont plus largement calculés et par la suite plus lourds que ceux d'un moteur à allumage par étincelle.

Influence de la compression :

115. On constate aussi que le délai d'allumage augmente quand la compression de l'air dans le cylindre diminue. De ce fait, le taux de compression doit dépasser une certaine valeur minimale. La pression de compression peut baisser à la suite d'un mauvais remplissage (filtres à air ou soupapes encrassés).

116. Le délai d'allumage diminuant avec l'accroissement de la pression de fin de compression, l'avance à l'injection des moteurs suralimentés sera inférieure à celle des moteurs non suralimentés pour un même taux de compression et un même débit d'injection.

D'autre part, une avance à l'injection trop grande augmente le délai d'allumage provoquant ainsi des phénomènes de détonation. En effet, au moment de l'injection, la pression dans le cylindre est insuffisante pour amener l'allumage.

2. Température de combustion.

C'est la température la plus basse à laquelle il faut amener le combustible pour qu'il brûle seul de façon permanente ; pour le gasoil, cette température est de 20 à 30°C supérieure au point d'inflammation.

Cette différence est seulement valable pour un produit homogène. Elle sera plus faible si le combustible est un mélange de produits volatils et de produits inertes et pourra donner lieu à des irrégularités de fonctionnement préjudiciables à la bonne marche d'un moteur.

La figure 179 montre comment la température de combustion du gasoil, de l'essence, de l'huile de goudron et du benzol diminue avec l'augmentation du poids spécifique de l'air de combustion. Dans cette figure, la courbe des températures de compression est représentée en supposant que la température au début de la compression vaut 82°C et que le remplissage du cylindre s'effectue à la pression atmosphérique. Il en résulte que les températures minimales réelles de combustion dans un cylindre sont :

pour le gasoil	: 280°C
pour l'essence	: 330°C
pour huile de goudron	: 440°C
pour le benzol	: 520°C

3. Indice de cétane.

a) Définition.

118. La température d'inflammation d'un combustible est principalement déterminée par sa composition chimique (surtout sa teneur en hydrogène) et sa structure moléculaire.

Si l'on mélange des combustibles de températures d'inflammation différentes, la température d'inflammation du mélange est toujours beaucoup plus rapprochée de la température d'inflammation la plus basse, que la température moyenne obtenue en tenant compte des proportions de mélange.

Il en résulte que les combustibles pour moteurs peuvent être facilement adaptés au genre du moteur à alimenter.

Il a donc été nécessaire de déterminer un moyen permettant de mesurer ces délais et, de ce fait, de comparer entre eux les délais d'allumage de divers combustibles.

119. La sélection des combustibles est réalisée par la comparaison de leur délai d'allumage avec celui d'un combustible de référence à délai d'allumage connu.

Généralement, on utilise commeréférence un combustible composé de pourcentages volumétriques variables de cétène et de méthyl-naphtalène.

Le cétène est un combustible à très basse température d'allumage ; il possède une très grande valeur anti-détonante.

Le néthyl-naphtalène par contre, a une température d'allumage élevée et possède une très petite valeur antidétonante

120. Par définition, on donne respectivement au cétène pur et au méthyl-naphtalène des valeurs anti-détonantes de 100 et de zéro.

Si, dans un moteur d'essai et pour un certain combustible à examiner, on obtient le même délai d'allumage que pour un combustible de référence composé de x % de cétène et de (100 - x) % de méthyl-naphtalène, on dit que l'"indice de cétane " du combustible vaut "x".

L'indice de cétane n'est donc pas un des composants du combustible, mais une indication de la facilité d'inflammation spontanée et de sa valeur anti-détonante.

Les combustibles commerciaux pour moteurs diesel ont ordinairement un indice de cétane, compris entre 30 et 60 (Le nombre de cétane minimum exigé par la SNCB est de 52).

b) L'influence de l'indice de cétane.

121. Plus l'indice de cétane est élevé :

1. plus l'inflammation du combustible sera facile et rapide : le début et la fin de l'allumage diffèreront d'autant moins du début et de la fin de l'injection. Pour un combustible ayant un indice de cétane de 100 (le cétène pur) le délai d'allumage est d'environ 0,001 sec.) ;
2. Moins les dépôts de carbone et de goudron sur les pistons sont à craindre ;
3. Plus bas sera le taux d'élévation de la pression et plus doux sera le fonctionnement du moteur ;
4. Plus aisé sera le lancement du moteur.

Les gasoils à base de paraffine ayant le plus court délai d'allumage conviennent le mieux pour les moteurs diesel rapides.

L'indice de cétane du gasoil peut être augmenté par des ajoutes de nitrate d'éthyl ou de nitrate d'amyl.

c) Remarque : indice d'octane.

L'indice d'octane est une caractéristique d'un combustible pour moteur à allumage par étincelle.

Il a été vu que la température d'auto-allumage d'un combustible pour le moteur à explosion doit être aussi élevée que possible.

Cette température d'auto-allumage est généralement déterminée par comparaison avec la température d'auto-allumage d'un combustible de référence composé d'iso-octane et de heptane.

L'heptane présente une température d'auto-allumage très basse et possède ainsi une faible valeur anti-détonante. Par définition, sa valeur anti-détonante est considérée comme nulle.

L'iso-octane a une température d'auto-allumage élevée et reçoit par définition une valeur anti-détonante de 100.

Le combustible à examiner alimente un moteur à taux de compression réglable.

On compare les phénomènes de détonation qui se présentent avec les phénomènes observés lors de l'alimentation du moteur avec un combustible de référence composé de x % d'iso-octane et (100 - x) % de heptane.

Si on obtient pour un mélange de x % d'iso-octane des phénomènes de détonation identiques que pour le combustible à examiner, on dit conventionnellement que ce combustible possède un indice d'octane égal à x %.

De même que l'indice de cétane, l'indice d'octane ne représente nullement la concentration d'un composant du combustible.

Comparaison entre les indices de cétane et d'octane.

L'indice de cétane est une indication de la facilité d'allumage d'un combustible, tandis que l'indice d'octane est une indication de la difficulté d'auto-allumage d'un combustible.

Les indices de cétane et d'octane représentent tous deux la valeur anti-détonante des combustibles convenant respectivement pour les moteurs diesel et à allumage par étincelle.

L'indice d'octane de l'essence peut être augmenté par l'ajoute du tétra-éthylène de plomb ou de benzol. C'est ainsi qu'on obtient les "essences-super" dont l'indice d'octane a une valeur supérieure à 85 contre 75 pour les essences normales (contenant 5 à 10 % de benzol).

Comme c'est aussi le cas des combustibles pour moteurs diesel, l'aptitude d'inflammation de l'essence aumente au fur et à mesure que la densité du mélange augmente. Ceci explique pourquoi le taux de compression des moteurs à essence doit être limité.

4. Le pouvoir calorifique d'un combustible.

a) Définition.

123. Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité de chaleur, exprimée en kWh, dégagées par la combustion complète d'un kg de combustible.

On distingue le pouvoir calorifique inférieur et le pouvoir calorifique supérieur.

Le pouvoir calorifique inférieur est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un kg de combustible, lorsque les produits de combustion sont refroidis à 100°C sans condensation de vapeur; il est en moyenne de 11,93 kWh/kg.

Le pouvoir calorifique supérieur est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un kg de combustible dont les produits de la combustion sont ramenés à 15°C. Il vaut en moyenne 12,50 kWh/kg.

Le pouvoir calorifique de la plupart des essences est également compris entre 11,58 et 12,74 kWh/kg.

b) Influence du pouvoir calorifique du combustible sur la combustion.

124. Pour une certaine quantité de combustible injecté, la chaleur développée dans le cylindre sera d'autant plus grande que le pouvoir calorifique est plus élevé.

Il en résulte que le pouvoir calorifique influence directement la consommation spécifique ; la consommation spécifique diminue donc lorsque le pouvoir calorifique augment et inversement.

VARIATION DE LA TEMPERATURE D'INFLAMMATION AVEC LA MASSE SPECIFIQUE DE L'AIR

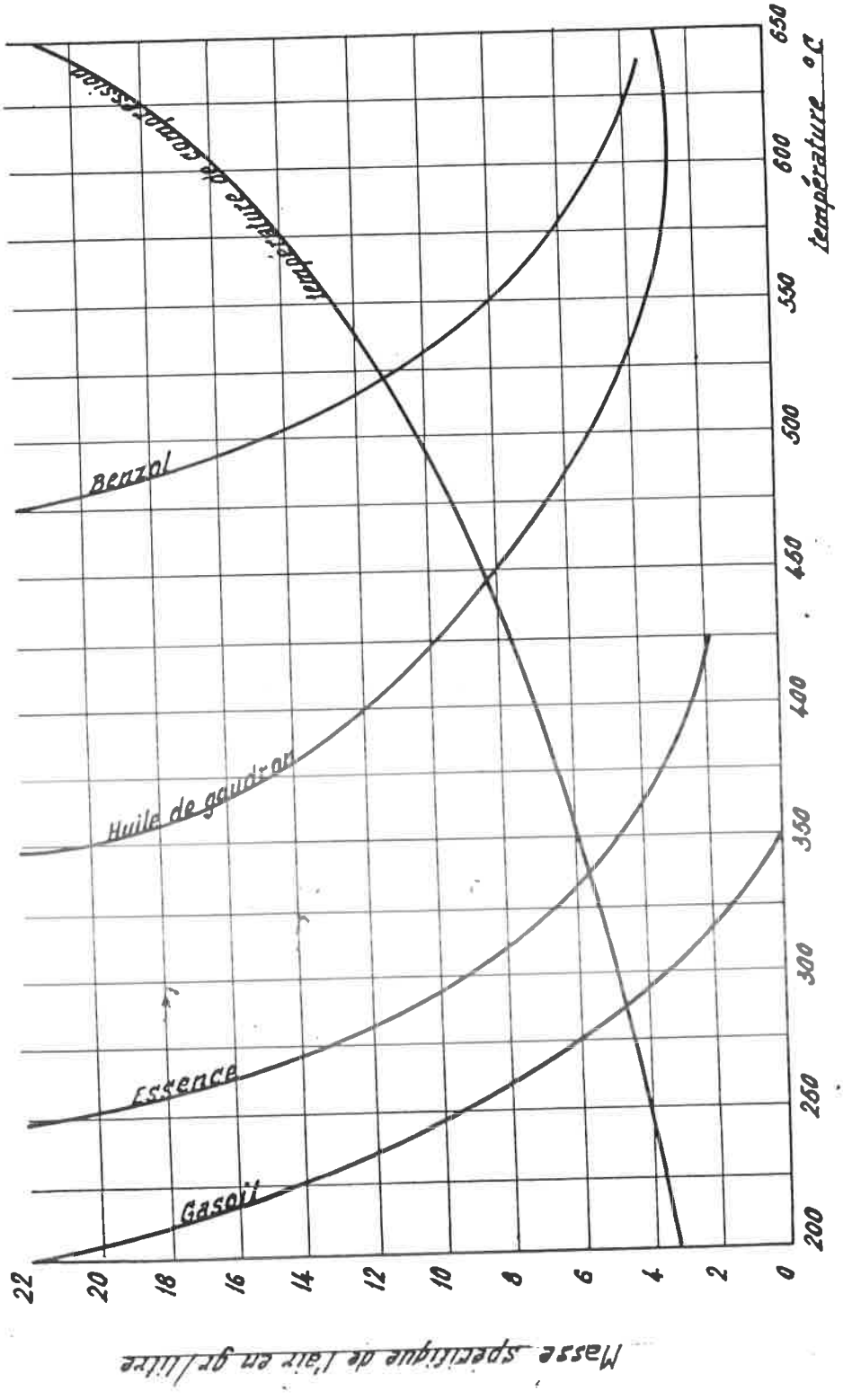


Fig. 179

S.N.C.B. 22ème leçon

Enseignement Professionnel

COURS 1213

LES PROPRIETES PHYSIQUES DES COMBUSTIBLES

5. La viscosité

a) Définition

La viscosité dynamique ou encore la "viscosité absolue" d'un fluide est par définition, l'effort nécessaire (en Newton) pour
125. déplacer une surface de 1 m2 à une vitesse de 1 m/sec par rapport à un plan parallèle, une couche de 1 m de fluide séparant les deux surfaces en mouvement relatif.

Elle est exprimée par :

$$F = \eta \cdot \frac{v}{H} \cdot S$$

F = effort (N)
v = vitesse relative (m/s)
H = épaisseur de la couche (m)
S = surface (m2)

d'où la viscosité dynamique $\eta = \frac{F \times H}{v \times S}$ en $\frac{N}{m2}$. s ou Pa . s
(Pascal seconde)

La viscosité est donc une mesure de la difficulté avec laquelle un fluide s'écoule. Un combustible est d'autant plus fluide que la valeur de sa viscosité est plus faible.
La viscosité est la mesure de la résistance offerte au glissement des molécules entre elles.

L'écoulement des fluides est caractérisé par des résistances passives : on doit dès lors tenir compte de la masse de fluide d'où la définition de la viscosité cinématique :

$$\text{la viscosité cinématique} = \frac{\text{viscosité dynamique}}{\text{masse spécifique du fluide}}$$

La viscosité cinématique est exprimée en m^2/s. L'unité correspond à un fluide dont la viscosité dynamique est de 1 Pas et dont la masse spécifique est de 1 kg/m3.

Pratiquement, la viscosité cinématique est exprimée par un nombre qui donne le rapport entre le temps nécessaire à l'écoulement d'une certaine quantité de fluide à travers un orifice calibré et à une température déterminée et le temps nécessaire à l'écoulement de la même quantité d'eau à travers le même orifice et à la même température.
Il existe différents types d'appareils de mesure auxquels correspondent différentes unités de viscosité cinématique; c'est ainsi que la viscosité cinématique peut être exprimée en degré Saybolt-Universal, en degré Engler ou en degré Redwood.
Il existe des relations entre ces différentes unités (voir tableau à l'annexe 139 - 30e leçon).

Exemple : 1 stockes = 100 c st (centistokes)

$$1 \text{ c st} = \frac{1 \text{ c P (centi Poise)}}{\text{masse spécifique}}$$

1 Poise = 0,1 Pa s

de sorte 1 c st = 0,001 m2/s

La viscosité dynamique de l'eau pure à 20°C vaut 1,002 c P et la viscosité cinématique vaut 1,0038 cst.
La viscosité d'un combustible diminue avec la température de sorte qu'un combustible est d'autant plus fluide que sa température est élevée.

b) L'importance de la viscosité

126. 1. La viscosité d'un combustible doit être telle que, même à basses températures, il peut être facilement refoulé du réservoir de stockage vers les injecteurs. Cette condition est d'une grande importance pour les moteurs alimentés au fuel lourd qui, surtout pendant la période hivernale, devra être préchauffé pour permettre son pompage et son écoulement vers les pompes et injecteurs.

2. La viscosité doit être telle que le graissage des pompes d'injection et des injecteurs doit être possible. A défaut, des procédés particuliers doivent être appliqués.

3. Plus la viscosité est faible, plus grandes sont les possibilités de fuites aux injecteurs, aux pompes d'injection et aux raccords des tuyaux d'alimentation. (Aux pompes d'injection multiples, le combustible tend à pénétrer dans le carter diluant l'huile de graissage de l'arbre à cames et des poussoirs).

4. Lors de l'injection du combustible dans un moteur donné, sa pulvérisation est améliorée lorsque sa viscosité diminue. Par suite de cette meilleure pulvérisation, la pénétration du jet est moins importante et le délai d'allumage diminue, ce qui réduit la possibilité de "cognement" du moteur. Une viscosité trop grande peut provoquer, par la pulvérisation moins parfaite et l'augmentation du délai d'allumage, un fonctionnement brutal du moteur et des phénomènes de détonation.

Par la capacité de pénétration du jet de combustible plus grande, des gouttelettes de combustible peuvent se condenser sur les parois de la chambre de combustion et, par conséquent, être la cause d'un mauvais graissage du piston et du cylindre et du gommage des segments de piston (voir graissage).

Il en résulte que la viscosité doit être appropriée au système d'injection et au degré de pulvérisation préconisé ainsi qu'à la forme de la chambre de combustion.

En général, pour les moteurs rapides, la préférence sera donnée à des combustibles de faible viscosité malgré les désavantages qu'ils présentent (fuites, pouvoir lubrifiant).

Pour les moteurs lents et pour des raisons économiques la préférence ira à des combustibles de viscosité plus élevée.

Pratiquement toujours, la viscosité de combustible des moteurs à injection sera comprise entre 43 et 33° Saybolt à la température de 38°C.

6. La densité

a) Définition

127. On appelle densité réelle "D" d'un combustible le rapport entre la masse d'un certain volume de combustible et la masse du même volume d'eau.

La masse d'un litre de combustible est appelée la "masse spécifique" du combustible.

Malgré que la densité est exprimée par un nombre, il arrive souvent qu'on l'exprime en degrés "Beaumé". Dans ce cas, la densité est appelée "Densité Beaumé" ou "Densité A.P.I.".

"n" étant la densité Beaumé et "D" la densité réelle, il existe entre ces deux notions la relation suivante :

$$d = \frac{141,5}{131,5 + n}$$

b) L'influence de la densité du combustible.

128. La densité permet de juger le pouvoir calorifique du combustible qui est d'ailleurs la propriété la plus importante à prendre en considération au point de vue économique et technique.

Le pouvoir calorifique d'un combustible (en kwh/kg) augmente légèrement avec la densité; les combustibles lourds ont ainsi un pouvoir calorifique plus élevé que celui des combustibles légers.

Pourtant, la préférence est donnée aux combustibles légers pour l'alimentation des moteurs rapides à cause de leur plus faible viscosité et de leur plus grande faculté d'inflammation.

Généralement, la densité des combustibles pour moteurs diesel est comprise entre 0,83 et 0,86.

Pour les essences la densité, généralement comprise entre 0,72 et 0,765, n'a pratiquement pas d'importance, les essences vendues dans le commerce étant généralement des mélanges d'essences légères avec de l'essence obtenue par "cracking" améliorées par d'autres éléments.

7. L'Index diesel du combustible.

129. La détermination pécise du nombre de cétane entraîne des essais laborieux comportant la mise en oeuvre d'un matériel coûteux (moteur d'essai spécial).

C'est ainsi que la notion "nombre de cétane" est parfois remplacée par la notion "Index diesel", ces deux valeurs étant de sens approximativement équivalentes.

On appelle "Index diesel" le rapport suivant :

$$\text{Index diesel} = \frac{\text{Point d'aniline (en degrés Fahrenheit)} \times \text{densité Beaumé}}{100}$$

130. Le point d'aniline est obtenu en chauffant un mélange composé de volumes égaux, d'aniline et de combustible à essayer dans un tube à double paroi, jusqu'à ce que le mélange devienne limpide, puis on le laisse refroidir et on note la température (en degrés Fahrenheit) à laquelle le mélange se trouble au cours du refroidissement.

8. Volatilité du combustible. (Courbe de distillation)

131. On appelle caractéristique de distillation ou "volatilité" d'un combustible, les quantités distillées à différentes températures fixées et exprimées en pourcents.

Il en résulte que la volatilité d'un combustible peut être représentée par une courbe de distillation représentant le pourcentage du combustible distillé en fonction de la température.

Par conséquent, un combustible liquide s'évaporera d'autant plus facilement que sa volatilité augmente.
Plus un combustible s'évapore aisément, plus court est son délai d'allumage vu que le temps, nécessaire pour porter le combustible à sa température d'allumage, diminue. (à condition que sa chaleur spécifique ne change pas).

Des essais effectués sur des moteurs diesel rapides démontrent qu'il est désirable que 90 % du combustible s'évaporent au-dessous de 370°C; en effet, dès que cette température est dépassée, les dépôts dans le moteur et les fumées à l'échappement ont tendance à augmenter rapidement.

L'expérience a aussi prouvé que, pour des moteurs rapides routiers, une haute volatilité du combustible est parfois plus avantageuse qu'un indice de cétane élevé.
En effet, une haute volatilité permet un lancement plus facile du moteur à basse température et assure au moteur, à faible charge, une grande souplesse de fonctionnement avec un minimum de fumées (Par ex. pour des moteurs diesel très rapides, un mélange comprenant 75 % d'essence d'avion et 25 % d'huile lubrifiante est nettement supérieur comme combustible que le gasoil, malgré que son nombre de cétane (21) est beaucoup plus faible que celui de gasoil (55).

132. La volatilité du combustible pour moteurs à allumage par étincelle est également d'une grande importance. Elle doit être suffisamment grande pour permettre son évaporation à la sortie du gicleur et permettre le lancement du moteur à basse température.

C'est pourquoi le benzol, malgré son indice d'octane très élevé, convient moins que l'essence pour l'alimentation d'un moteur à explosion.

Remarque.

Lors de la distillation d'une essence, les pourcentages distillés doivent être 10 % max. à 70°C, 50 % max. à 140°C et 100 % au-dessous de 200°C maximum.

Une essence trop volatile présente des risques sérieux d'incendie (plus que 10 % à 70°C), ou des "vapor-locks" (plus que 50 % à 140°C).

Si l'essence ne vaporise pas complètement sous 200°C, la combustion sera incomplète.

9. Le point d'éclair.

133. C'est la température à laquelle le combustible dégage assez de vapeur pour former avec l'air, un mélange s'allumant au contact d'une flamme. Pour éviter les risques d'explosion, on admet généralement que le point d'éclair doit être supérieur à 60°C.

Le point d'éclair ne peut être confoncu avec la notion "point d'inflammation" exposé plus haut.

C'est à cause de son point d'éclair très bas que l'essence est un combustible beaucoup plus dangereux que le gasoil, malgré son "point d'inflammation" plus élevé.

	Gasoil	Fuel lourd	Pétrole lampant	Essence	Créosote
Point d'inflammation	256°C	276°C	259°C	270°C	520°C
Point d'éclair	93°C	72°C	37°C	-23°C	53°C

10. Teneur en cendres - Nombre "Conradson".

134. Les cendres sont les résidus incombustibles que l'on trouve après la combustion complète d'un échantillon de combustible.

On appelle "teneur en cendres" le rapport exprimé en pourcents entre la quantité de cendres restant après la combustion et la quantité de combustible brûlé.

Les cendres sont généralement constituées de grains de silice et autres métaux à l'état d'oxyde qui sont abrasifs, et par suite ont une action néfaste sur le comportement des organes d'injection et du moteur en général.

La teneur généralement autorisée ne peut dépasser 0,01 %.

135. On appelle "nombre Conradson", la quantité de produits non distillés après chauffage du combustible de 375° à 400°C.

Le rapport entre cette quantité et la quantité de combustible est exprimé en degré "Conradson".

Le nombre Condrason maximum toléré est de 0,030.

11. Teneur en soufre.

136. Les combustibles, principalement d'origine américaine, contiennent généralement une certaine quantité de soufre. Ce produit n'offre pas un inconvénient sérieux pour les moteurs fonctionnant à leur température normale de régime, les anhydrides (SO2 et SO3) formés lors de la combustion, s'échappant régulièrement avec les gaz de combustion.

Cependant lorsque le moteur fonctionne à basse température (par ex. après le lancement à froid du moteur), les anhydrides sulfureux ou sulfuriques se combinent avec la vapeur d'eau pour former de l'acide sulfurique qui est très corrosif et qui agit en particulier sur les cylindres et segments.

On évite dans une certaine mesure les effets corrosifs en ajoutant aux huiles de graissage des additifs neutralisant les acides.

Généralement, la teneur en soufre est limitée sous 1 % (S.N.C.B. : 0,5 %).

Si la teneur en soufre est plus élevée, il est conseillé d'utiliser des huiles spéciales et de réaliser les tuyaux d'échappement en fonte et de les calorifuger afin d'éviter, par leur refroidissement, la condensation des anhydrides sulfuriques et de la vapeur d'eau.

12. Teneur en eau et en dépôts.

137. Par sa présence l'eau rend le combustible corrosif.
La teneur en eau tolérée est un maximum de 0,05 %.

La présence d'eau dans le combustible des moteurs à injection peut être à la base de nombreux inconvénients.
Par exemple, la rouille qui se forme dans les pompes d'injection, provoque des calages et leur mise hors de service prématurée.

Dans les moteurs à explosion, les traces d'eau peuvent perturber le fonctionnement normal du carburateur et amène des arrêts de moteur.

La présence dans le combustible d'impuretés de n'importe quelle nature est à éviter, celle-ci amenant presque toujours des avaries graves aux organes d'injection. Dans ce but, la filtration du combustible avant son refoulement dans les organes d'injection est indispensable.

Si on emploie un combustible lourd et moins pur, celui-ci sera centrifugé afin d'évacuer l'eau et les impuretés qu'il contient.

13. Point de congélation.

138. C'est la température à laquelle le combustible cesse d'être fluide. Cette température est d'une grande importance en période hivernale.

Remarque.

Ci-dessous, nous donnons, à titre d'information, la spécification technique de la S.N.C.B. pour le gasoil destiné à l'alimentation des moteurs des locomotives diesel.

Spécification technique de la S.N.C.B.

Gasoil 005.12.001.

Définition : le gasoil sera constitué exclusivement d'hydrocarbure provenant de la distillation du pétrole. Il ne contiendra aucun additif. Il sera de couleur jaune ou brun clair limpide, sans dépôt. Son odeur sera normale et non empyreumatique.

Spécifications.

Densité à 15°C : maximum 0,86. Le soumissionnaire doit indiquer dans sa soumission la densité à 15°C du gasoil qu'il s'engage à fournir.

Viscosité à 38°C : de 2 à 6 centistokes.

Pouvoir calorifique supérieur : minimum 12,21 kwh/kg;

Teneur en soufre : maximum 0,50 %

Corrosivité : nulle

Distillation : fraction distillant en dessous de :

- 150° : néant
- 250° : Max. 65 % (volume)
- 345° : min. 90 % (volume)
- 370° : fin de distillation.

Index diesel : minimum 53

Indice de cétane calculé : minimum 52

Eau + sédiments : maximum 0,05 %

Point éclair : minimum 65°C.

Congélation : la température de congélation ne peut être supérieure à -10°C pour les gasoils fournis entre le 1er mars et le 31 octobre; à -18°C pour les gasoils fournis entre le 1er novembre et le 28 février.

E. Résumé des indices et causes d'une mauvaise combustion

140. La combustion dans un moteur à combustion interne est mauvaise lorsque :

1. la combustion se déroule trop vite;
2. la combustion est incomplète.

1. La combustion se déroule trop vite.

141. Caractère général

Des élévations de pression par unité de temps trop rapides provoquent des phénomènes de détonation ou le fonctionnement brutal du moteur.

Dans les moteurs diesel rapides, l'élévation de la pression par degré de rotation du vilebrequin doit être limitée entre 2,1 bar et 3,5 bar.

D'autre part, la pression de combustion doit se limiter à un maximum de 84 bar. En dépassant cette valeur, les efforts de frottement dans le moteur deviennent si importants et si élevés qu'aucun gain de puissance n'est plus réalisable et que l'entretien des cylindres et tout spécialement des paliers du vilebrequin et des coussinets de bielle devient trop onéreux.

Causes principales.

a) Moteurs diesel.

142. 1. L'indice de cétane trop faible. La température d'inflammation du combustible est élevée et de ce fait le temps s'écoulant entre le début d'injection et l'allumage du combustible est trop grand; dès lors on assiste à la combustion brusque d'une grande quantité de combustible, ce qui amène un taux d'accroissement de pression trop élevé.

143. 2. Pression de fin de compression insuffisante. La température de l'air de combustion étant insuffisante, le délai d'inflammation du combustible est trop élevé; autrement dit, le délai d'allumage est trop grand et la vitesse d'allumage trop faible (même phénomène qu'avec un nombre de cétane trop bas).
Une pression de compression insuffisante peut être la conséquence de :

- soupapes non étanches (sièges défectueux, soupapes mal réglées ou pliées);
- pertes de charge trop importantes lors du remplissage des cylindres (filtres à air, mauvais rendement de la soufflante);
- usure exagérée des cylindres ou des segments d'étanchéité des pistons;

- température de marche trop basse du moteur;
- taux de compression trop faible par rapport au combustible utilisé.

144. 3. L'angle d'avance à l'injection trop grand : le combustible est injecté à un moment où la pression dans le cylindre est insuffisante, ce qui revient à un trop grand délai d'allumage du combustible.

145. b) Moteurs à allumage par étincelle.

1. L'indice d'octane du combustible est trop bas. La température d'inflammation du combustible est trop basse; de ce fait, toute la quantité de combustible s'allume brusquement sous l'effet de l'étincelle électrique.

2. Taux de compression du moteur trop élevé.

3. Avance à l'allumage exagérée.

4. Température de marche trop élevée.

Remarques importantes

146. 1. De ce qui précède, nous pouvons conclure que le mauvais état d'un moteur à allumage par étincelle (par ex. manque d'étanchéité des soupapes), n'est jamais à la base des phénomènes de détonation ni d'un fonctionnement brutal, ce qui est bien le cas des moteurs à injection. Par conséquent, des phénomènes de détonation peuvent se produire aux moteurs diesel au lancement et lors de fonctionnement à basse température.

147. 2. Un allumage trop rapide du combustible dans un moteur diesel se caractérise par des fumées bleuâtres à l'échappement. Ces fumées se produisent surtout à faible charge et aux surcharges de courte durée. Ceci peut être le cas de mécanisme automatique d'avance à l'injection paresseux : momentanément l'avance ne correspond pas au régime du moteur.

2. La ~~combustion~~ est incomplète.

148. Caractère général :

Fumées noires à l'échappement.
Dépôt de matières charbonneuses sur les pistons, dans les culasses et les tuyaux d'échappement.

149. Causes principales (à un moteur diesel)

a) Excès de combustible : quantité exagérée de combustible par rapport à la quantité d'air de combustion disponible.

La charge correspondant à l'apparition de fumées à l'échappement, appelée "limite de fumée", doit être supérieure à la charge nominale.

Cette limite dépend de la construction du moteur (cylindrée et remplissage des cylindres) et aussi de son état et de l'état de ses accessoires d'alimentation (filtres à air, turbo-soufflante, soupapes, cylindres et segments de pistons).

b) Mauvais équilibrage de la charge parmi les différents cylindres. La "limite de fumée" peut être dépassée dans certains cylindres surchargés.

c) L'injection défectueuse par le calage de l'aiguille de l'injecteur.

Causes possibles :

- Utilisation d'un combustible à trop faible viscosité (pouvoir lubrifiant insuffisant).
- Présence d'eau (traces de rouille) ou d'impuretés dans le combustible.

d) Des fuites aux injecteurs (mauvaise pulvérisation)

Causes possibles :

- Combustible mal adapté
- Pression dans les tuyauteries d'alimentation trop faible
- Aiguille d'injecteur ou siège défectueux
- Pression d'ouverture déréglée.

e) Dépôt de carbone sur les pulvérisateurs.

Causes possibles :

- Un combustible de mauvaise qualité (trop de résidus de combustion à forte densité)

- Surcharge des injecteurs (combustion incomplète par suite de la durée d'injection excessive).

f) Des injecteurs inappropriés.

Conséquences :

1. Jet d'injection trop court (mélange moins intime avec l'air de combustion).

Causes possibles :

- Pulvérisation trop fine due au pulvérisateur

- Combustible mal adapté (densité trop faible)

- Orifices de pulvérisation partiellement obstrués.

2. Jet d'injection trop long. Le combustible vient en contact avec les parois de la chambre de combustion et s'y condense.

Causes possibles :

- Densité du combustible trop élevée

- Mauvaise pulvérisation due à la défectuosité du pulvérisateur (usure des orifices d'injection).

g) Pression d'injection trop faible. Pulvérisation et pénétration insuffisantes du jet.

h) Défaut d'air de combustion

Causes possibles :

- Etranglement de l'air à son introduction dans le cylindre

- Réglage défectueux des soupapes

- Manque d'étanchéité des segments de pistons (usure, bloquage)

i) Qualité du combustible n'est pas adaptée

- Viscosité trop élevée du combustible

La combustion doit se terminer avec la fin de l'injection du combustible. Si le combustible contient trop de résidus à forte densité, le délai de combustion est accru et la combustion ne se termine pas au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement.

Les gaz d'échappement sont chargés d'impuretés.

Conséquences :

- Formation de dépôts de carbone sur les pistons, dans les culasses, sur les soupapes et dans le collecteur.

- Gommage et blocage des segments de piston.

- Par le passage des gaz de combustion, graissage difficile et usure érosive.

- Possibilité de formation dans l'huile de graissage de produits corrosifs étant à la base d'une usure corrosive.

En conclusion, les combustibles lourds conviennent aux moteurs adaptés pour les recevoir; en général les moteurs rapides les supportent difficilement.

- Teneur en cendres du combustible trop grande.

j) Température de fonctionnement du moteur trop basse.

La température de l'air à la fin de la compression est inférieure à la normale, ainsi que la pression de fin de compression. Le délai d'allumage augmente, provoquant des phénomènes de détonation ou une combustion incomplète (cognement ou fonctionnement brutal du moteur avec des fumées noires à l'échappement).

k) Charge trop faible du moteur.

l) Graissage insuffisant du moteur (provoque un manque d'étanchéité des segments des pistons (voir le chapitre graissage du moteur).

m) Des interruptions de courte durée lors de l'injection du combustible par la présence d'air dans les tuyaux de combustible ou par l'obstruction partielle des injecteurs. Dans ce cas, l'injection se fait en plusieurs phases de sorte qu'une partie du combustible est injecté lorsque la partie précédente est déjà complètement brûlée (injection par saccades).

150. Remarque.

L'émission de fumée noire à l'échappement des moteurs à allumage par étincelle.

La cause principale réside généralement en un réglage défectueux du carburateur ou une position défectueuse du clapet d'étranglement de l'air (choke). Dans les deux cas le mélange combustible fourni par le carburateur est trop riche (moins de 16 volumes d'air pour 1 volume de combustible).

Le rapport de mélange doit pratiquement rester constant et indépendant de la vitesse du moteur.

Si ce rapport est inférieur à 16/1 il correspond à un excès d'essence et à un mélange riche.

Si le rapport est supérieur à 16/1 on aura à faire à un mélange pauvre se caractérisant par un excès d'air.

Les indices d'un mélange trop riche sont en général :

- l'échauffement du moteur, une consommation spécifique exagérée et des gaz déchappement colorés.

Une combustion incomplète peut aussi être provoquée par :

- Volatilité de l'essence insuffisante (évaporation insuffisante à 200°C);

- Allumage électrique mal réglé :

  a) Etincelle trop longue : température insuffisante;
  b) Etincelle trop courte : manque de contact avec le combustible;
  c) Avance à l'allumage insuffisante.

Dans tous ces cas, le combustible s'allume trop lentement et la combustion est retardée.

- Mélange trop pauvre : insuffisance de combustible (gicleur obsturé ou aspiration d'air supplémentaire par un joint non étanche du carburateur ou du collecteur) : combustion trop lente.

La combustion retardée ou trop lente se traduit par le lancement difficile du moteur, des détonations et des flammèches à l'échappement. Dans certains cas, elle peut même provoquer des explosions ou des incendies dans le carburateur, la soupape d'aspiration s'ouvrant au moment où la combustion n'est pas encore complètement terminée. A ce moment les gaz étant sous une certaine pression, sont refoulés vers le collecteur d'admission, dans lequel se trouve le mélange détonant.

CHAPITRE IV.

LA REGULATION DES MOTEURS DIESEL.

A. La régulation : Son rôle et les moyens de l'assurer.

I. Réglage de la puissance d'un moteur Diesel. Degré de remplissage.

1. Notion du degré de remplissage.

151. La puissance d'un moteur à combustion interne est exprimée comme suit :

$$Neff = \frac{2\pi}{60} n\ C(W)$$

Dans cette expression, "C" représente le couple moteur développé (en N_m) et "n" la vitesse de rotation (en tr/min).

152. Le couple moteur lui-même est proportionnel à l'effort exercé sur les pistons de sorte que :

$$C = K.\ P.r\ \ (Nm)$$

P = l'effort effectué sur les pistons (N)
r = le rayon de manivelle (m)
K = un coefficient

153. L'effort "P" sur les pistons est fonction de la pression de combustion qui elle-même dépend de la quantité de combustible injecté par cycle dans chaque cylindre.

Cette quantité de combustible est calibrée par la course utile du plongeur de la pompe d'injection ou autrement dit, par le déplacement de sa crémaillère.

Supposons que le déplacement maximal de la crémaillère soit de (a) mm.

N'importe quel déplacement de la crémaillère a1, a2, a3, a4..mm peut être exprimé par rapport au déplacement maximal "a".

Le rapport quelconque , $\frac{a1}{a}$, $\frac{a2}{a}$ est appelé "degré de remplissage" et est généralement exprimé en pourcents.

Ainsi, le déplacement maximal (a) de la crémaillère correspondra à un degré de remplissage de 100%. Quelques autres degrés de remplissage possibles sont : 90%, 80%, 70%....etc.

154. Cela nous permet d'exprimer le couple moteur par rapport au degré de remplissage :

$$C = K.\ x.\ r.\quad (N)$$

K est un coefficient influencé par :

- la variation du rendement de l'admission;
- les caractéristiques de la pompe d'injection;
- l'évolution de la combustion suivant la vitesse de rotation du moteur;
- le nombre de cylindres.

x = le degré de remplissage.

r = le rayon du villebrequin.

On peut exprimer la puissance en fonction du degré de remplissage comme suit :

$$Neff = \frac{2\pi}{60} K.x.r.n \quad (W)$$

ou encore en posant $Q = \frac{2\pi}{60} K.r.$

$$Neff = Q.\ x.\ n\ (W)$$

Dans cette relation :

Q = un coefficient variant avec les caractéristiques du moteur et de sa pompe d'injection.

x = le degré de remplissage.

n = la vitesse de rotation du moteur.

155. Le couple moteur ainsi que la puissance du moteur peuvent être représentés graphiquement en fonction de la vitesse de rotation.

La figure 180 représente la courbe de la puissance d'un moteur diesel pour un degré de remplissage bien déterminé.

La courbe de puissance du moteur croît avec la vitesse et est limitée par les deux vitesses limites du moteur $n_{min.}$ et $n_{max.}$

Les figures 181 et 182 représentent respectivement les couples-moteur (C) et les courbes de puissance d'un moteur diesel pour des degrés de remplissage différents.

A chaque degré de remplissage correspond un couple-moteur déterminé, restant approximativement constant. (Seulement influencé par le facteur K.).

D'autre part, à degré de remplissage variant, le couple-moteur développé est d'autant plus grand que ce degré est plus élevé.

2. Réglage de la puissance par le réglage du degré de remplissage.

156. Au chapitre V du titre I traitant de la suralimentation des moteurs on a déjà expliqué comment la vitesse de rotation d'un moteur résulte de l'équilibre entre le couple-moteur développé et le couple absorbé par le récepteur (charge).

Si cet équilibre disparait, soit par une modification de la valeur du couple-moteur (modification du degré de remplissage), soit par le changement du couple du récepteur (charge), le moteur prend une autre vitesse de rotation à laquelle correspond un nouvel état d'équilibre. Cet équilibre entre le couple-moteur et le couple de charge est représenté graphiquement à la figure 183.

Supposons un moteur diesel dont les courbes de couple Cx et Cy et les courbes de puissance Nx et Ny correspondent aux degrés de remplissage respectifs de x et de y %.

Si les courbes N1 et C1 représentant respectivement la puissance et le couple du récepteur (charge) en fonction de sa vitesse d'entrainement, les points (A) représenteront l'équilibre entre la puissance développée par le moteur et la puissance absorbée par le récepteur ainsi qu'entre le couple-moteur et la charge pour un degré de remplissage de x %. Les points B représentent le même équilibre pour un degré de remplissage de Y %.

Si le degré de remplissage vaut x %, le moteur tournera à une vitesse de n tr/min. Le degré de remplissage étant de y % la vitesse sera de n_y tr/min.

157. Conclusion : Pour une caractéristique de charge donnée la vitesse de rotation peut être réglée par le réglage du degré de remplissage.

Supposons que la charge varie de telle façon que les courbes caractéristiques prennent l'allure des courbes C2 et N2. Pour un degré de remplissage de x %, le moteur prendra une nouvelle vitesse n'_x (point C). Si le degré de remplissage passe à y % la vitesse du moteur se stabilisera à n'_y (point D).

158. Par conséquent, à degré de remplissage constant, la vitesse du moteur se réglera d'après la charge.

Supposons que le degré de remplissage étant fixé à z%, les courbes caractéristiques du moteur Cz et Nz ne coupent pas les courbes caractéristiques de la charge C1 ou C2 et N1 ou N2. Dans ce cas, il n'existe aucun point d'équilibre et il existe alors deux alternatives; ou le moteur dépasse la vitesse maximale admise (survitesse ou emballement) ou la vitesse tombe sous la vitesse d'allumage minimum (le moteur s'arrête).

Conclusion : La puissance d'un moteur diesel peut être réglée par modification du degré de remplissage, s'il existe pour chaque degré de remplissage une courbe caractéristique de puissance coupant la courbe caractéristique de charge et ce entre les deux vitesses limites du moteur.

3. Régime d'un moteur diesel.

159. On dit qu'un moteur fonctionne "en régime" (sous entendu : stable) lorsque le couple-moteur qu'il développe est en équilibre avec la charge (couple absorbé).

160. A chaque régime correspondent des "conditions de fonctionnement". Ces conditions de fonctionnement sont définies par le couple développé et la vitesse de rotation.

La puissance est déterminée par le produit du couple et de la vitesse et une distinction doit être faite entre le régime de puissance, le régime du couple (ou charge) et le régime de vitesse.

161. On entend par régime de puissance, la puissance développée à un moment donné par le moteur fonctionnant "en régime". De la même façon, le régime de charge ou de couple sera le couple développé à un moment donné par le moteur fonctionnant en "régime".

Pour que ces deux notions soient significatives, la vitesse de rotation à laquelle la puissance ou le couple est développé doit être mentionnée. D'ailleurs, le comportement d'un moteur (usure, bris, vibrations, etc.....) dépend de cette vitesse.

Ainsi, ni la puissance, ni le couple ne peuvent seuls déterminer le régime de fonctionnement d'un moteur.

162. De même, le régime de vitesse correspond à la vitesse de rotation d'un moteur fonctionnant en "régime".

Sans équilibre entre le couple-moteur et le couple de charge, le moteur ne pourra être en "régime", au contraire il accélérera ou ralentira jusqu'à ce que cet équilibre soit atteint.

163. Pour définir les conditions de fonctionnement d'un moteur, on a le choix entre les régimes suivants :

a) Le régime "pleine-charge". (ou 4/4 charge).

Le moteur développe son couple moteur maximal. Si ce régime correspond à la vitesse maximale, le "régime de puissance maximale" du moteur est atteint.

b) Le régime "ralenti". (à vide)

Le moteur tourne à sa vitesse de rotation minimale sans développer un couple-moteur utile.

c) Les régimes de "charges partielles".

Le moteur développe le 3/4, 1/2 ou 1/4 de la valeur du couple-moteur maximal. Ces couples moteurs peuvent être développés à la vitesse de rotation maximale ou à n'importe quelle autre vitesse située entre les valeurs des deux vitesses limites du moteur.

Le régime de charge exprime également le rapport de la puissance développée à la puissance maximale correspondant avec la même vitesse de rotation et non pas à la puissance maximale absolue correspondant avec la vitesse de rotation maximale.

II. Le régulateur d'un moteur diesel - Son rôle.

164. Des considérations antérieures, il résulte que le régime de fonctionnement d'un moteur à injection est déterminé par :

- le couple développé;
- la vitesse de rotation.

1) La vitesse de rotation du moteur peut être réglée pour une charge donnée par le réglage du degré de remplissage.

2) Le degré de remplissage restant constant, la vitesse de rotation dépend de la charge.

3) La vitesse de rotation restant constante, le couple moteur peut être constamment en équilibre avec le couple de charge en réglant le degré de remplissage.

Ces trois principes sont à la base de la régulation d'un moteur diesel et ils peuvent être résumés comme suit :

La régulation d'un moteur diesel consistera dans l'adaptation du régime de fonctionnement à la charge, par réglage du degré de remplissage.

III. Classes de régulateurs.

165. Les régulateurs peuvent être classés en deux types principaux :

1) Les régulateurs permettant le fonctionnement du moteur à une vitesse quelconque pour autant que celle-ci reste comprise entre les vitesses limites admises du moteur.
2) Les régulateurs contraignant le moteur à fonctionner à une vitesse constante.

IV. Les régulateurs permettant le fonctionnement du moteur à une vitesse quelconque comprise entre les vitesses limites.

1. Définition.

166. Ces régulateurs permettent un réglage extérieur à volonté du degré de remplissage et par conséquent de sa vitesse de rotation, pour autant que celle-ci soit comprise entre les vitesses limites du moteur :

la vitesse minimale et la vitesse maximale.

Le but et le fonctionnement des régulateurs de ce type peuvent être résumés comme suit :

a) Entre les deux vitesse extrêmes du moteur, le régulateur n'influence pas le réglage du degré de remplissage. Le débit d'injection maximal est alors déterminé par le déplacement maximal de la crémaillère de la pompe d'injection. Afin d'éviter la surcharge, ce déplacement est généralement limité par une butée limitant la course de la crémaillère.
b) Dans la zone des vitesses hautes, le régulateur ajuste la position de la crémaillère de façon telle que le moteur ne puisse dépasser sa vitesse maximale.
c) Dans la zone des vitesses basses, le régulateur positionne la crémaillère, afin que la vitesse du moteur ne descende pas sous une valeur minimale qui est la vitesse de ralenti.

167. Ces types de régulateurs adaptent automatiquement le degré de remplissage à la charge dès que le moteur atteint une des vitesses extrêmes. De ce fait, ils sont désignés sous le nom "de régulateurs mini-maxi".

Ces régulateurs permettent donc de régler librement le degré de remplissage c.-à-d. le débit de l'injection pour les vitesses comprises entre les vitesses limites. On les appelle "régulateurs de débit" ou "régulateurs du couple" ou régulateurs "trottle control".

Nous les appellerons dorénavant "régulateurs mini-maxi".

2. Définition des vitesses limites d'un moteur à injection.

168. a) La vitesse maximale.

La vitesse maximale de rotation admise pour un moteur est en premier lieu déterminée par sa conception. Cette vitesse ne peut être dépassée sans qu'il ne naisse des risques d'avarie du moteur par suite des forces d'inertie trop grandes auxquelles ses organes constitutifs sont soumis.

b) La vitesse minimale.

169. La vitesse minimale de rotation d'un moteur diesel sous laquelle il ne peut développer pratiquement aucun travail utile, est déterminée par :

- sa vitesse minimale d'allumage; (aspiration d'air - compression - échappement)
- les efforts de frottement internes;
- les efforts d'inertie sollicitant le mécanisme;
- la puissance nécessaire pour la commande des organes auxiliaires (pompe(s) d'injection, pompe à eau, pompe de graissage...).

La vitesse de rotation minimale est appelée généralement la "vitesse de ralenti".

A la vitesse de ralenti, le fonctionnement d'un moteur diesel manque de stabilité.

Il s'arrête facilement ou il présente une tendance à s'emballer vu la faible valeur du couple résistant qui émane du moteur lui-même. Une modification très faible du degré d'injection rompt un équilibre difficilement atteint.

V. Les régulateurs obligeant le moteur à fonctionner à vitesse constante.

170. Définition : Ces régulateurs adaptent le degré de remplissage du moteur et pratiquement le débit d'injection et le couple à la charge de façon à maintenir une vitesse constante choisie dans la gamme comprise entre la vitesse minimale et la vitesse maximale.

Ces régulateurs sont généralement dénommés : "régulateurs de vitesse" ou "régulateurs speed-control".

171. Parfois ces régulateurs de vitesse ne permettent qu'une seule vitesse de régime. On les appelle alors "régulateurs de vitesse fixe ou non variable".

Un "régulateur de vitesse variable" permet le fonctionnement du moteur à plusieurs vitesses de régime différentes.

Un "régulateur de vitesse à variation continue" permet le fonctionnement du moteur à une vitesse de rotation quelconque.

VI. Choix du régulateur d'après la charge.

1. L'aptitude du "régulateur mini - maxi".

172. La vitesse stable d'un moteur équipé d'un régulateur "mini-maxi" sera atteinte quand le couple développé par le moteur est en équilibre avec celui de la charge.

Cela est possible pour autant qu'il existe, pour la gamme de vitesses admises une charge pour laquelle la puissance développée par le moteur est égale à la puissance absorbée par la charge. La courbe caractéristique de puissance du moteur doit donc couper celle de la charge dans la zone située entre les deux vitesses limites du moteur.

C'est à cette condition que le régulateur de débit peut convenir.

EXEMPLES PRATIQUES

a) La charge augmente avec la vitesse.

173. Considérons le cas où le moteur entraîne un transformateur de couple, un ventilateur, un aspirateur d'air ou une hélice de bateau.

Dans tous ces cas, le couple de charge est proportionnel au carré de la vitesse de commande et la puissance au cube de cette vitesse.

Supposons comme représenté dans la figure 184, les couples-moteurs Cdy , Cdx et Cd_{100} et les courbes de puissance N_y N_x et N_{100} du moteur qui correspondent aux degrés de remplissage respectifs de y, x et 100%. Si Cd et Nd représentent graphiquement le couple et la puissance de charge, les vitesses de rotation correspondant aux degrés de remplissage de y, x et 100% seront respectivement de n_y, n_x et de n_{100} tr/min.

b) La charge est variable.

174. Nous pouvons raisonner de façon analogue lorsque le moteur entraîne un véhicule à transmission mécanique ou à coupleur hydraulique.

Dans ces deux cas, la charge augmente en fonction de la vitesse pour autant que le profil de la route ne change pas.

Chaque changement du profil de la route modifie l'allure de la courbe caractéristique de la charge.

Représentons par la courbe C_{b1} la résistance du véhicule par rapport à la vitesse (ou à la vitesse du moteur) pour un profil donné et N_{b1} la courbe de puissance correspondante.

Soient les courbes de résistance C_{b2} et C_{b3} et de puissance N_{b2} et N_{b3} qui correspondent à deux autres profils.

Supposons également que le moteur diesel développe des couples C_x, C_y et C_z Nm aux degrés de remplissage respectifs de x, y et de z %.

Les courbes de puissance du moteur correspondant à ces degrés de remplissage sont N_x, N_y et N_z.

Choisissons pour le 1er profil (courbe résistant C_{b1}) un degré de remplissage de x %; dans ce cas l'équilibre entre C_{b1} et C_x se réalise à la vitesse de n_x (point A).

Passons maintenant, pour le même degré de remplissage (x%) au profil de route correspondant à la courbe de résistance C_{b2}. Le couple résistant augmente de A à B. Il en résulte un excés de résistance de (B-A). Le moteur est freiné jusqu'à ce que un nouvel équilibre entre C_{b2} et C_x se réalise. Cet équilibre se produit au point D à la vitesse de n_2 (D est le point d'intersection des courbes C_{b2} et C_x).

Supposons la vitesse du moteur égale à n_2, et une résistance moins élevée F située sur la courbe de résistance C_{b3}.

Nous obtenons un excès de couple moteur de (D-F).

Si le degré de remplissage est maintenu à x%, le moteur accélèrera jusqu'au moment où à la nouvelle vitesse de n_3, un nouvel équilibre entre C_{b3} et C_x se réalise.

(Le point I est le point où la courbe C_x est coupée par la courbe C_{b3}).

Reprenons notre raisonnement en supposant que la vitesse n_x ne puisse être modifiée. Nous voyons qu'au passage de la courbe C_{b1} à la courbe C_{b2}, la vitesse ne reste constante, que si on augmente le degré de remplissage de x% à y%. (Le point A se déplace en B).

Si on passe de la courbe C_{b2} à la courbe C_{b3}, le degré de remplissage doit être réduit à z% pour que la vitesse demeure constante (déplacement du point B en C).

On déduit les mêmes conclusions en partant des courbes de puissance.

Il est aisé de comprendre que pour certains profils, (p. ex. les pentes) la courbe de résistance du véhicule prendra une allure telle que la courbe de résistance ne coupe plus aucune courbe de couple du moteur.

Dans ce cas, le moteur, entraîné par le véhicule ne développe plus de travail utile. Dans ce cas, le régulateur de débit ne pourra intervenir pour la limitation éventuelle de sa vitesse maximale.

c) Le couple de charge (Cb) diminue lorsque la vitesse croît.

175. Nous représentons ce cas à la figure 186.

Comme la figure l'indique, le degré de remplissage minimal correspond à la vitesse maximale et le degré de remplissage maximal à la vitesse minimale.

Une caractéristique semblable de charge offre des inconvénients sérieux pour le moteur diesel.

1) On n'utilise qu'une faible partie de la puissance totale du moteur susceptible d'être développée au degré de remplissage maximal.
2) Le développement par le moteur du couple maximal à faible vitesse, rerpésente des inconvénients importants, vu la répartition non uniforme des efforts de combustion exercés sur les pistons, sur les coussinets de bielles et de paliers du vilebrequin.

D'autre part, l'équilibrage des masses est mieux réalisé à grande vitesse; la qualité de l'équilibrage est en effet fonction du carré de la vitesse.

Les organes constitutifs du mécanisme d'un moteur développant son couple maximal seront d'autant plus chargés que le moteur tourne plus lentement.

2) Aptitude du régulateur de vitesse.

176. On sait que le régulateur de vitesse permet le réglage extérieur de la vitesse du moteur quel que soit le couple de la charge et ce jusqu'à la butée des pompes qui est réglée habituellement au couple nominal du moteur.

Ce type de régulateur convient pour l'équipement des moteurs diesel qui entraînent :

- des charges dont la vitesse d'animation doit être constante et dont le couple de charge est variable (régulateur de vitesse fixe);
- des charges dont la vitesse d'animation doit pouvoir être réglable indépendamment du couple de la charge (régulateur de vitesse à variation continue ou non continue).

Certains régulateurs limitent les couples de la charge aux vitesses inférieures à la vitesse nominale.

a) Le régulateur de vitesse non variable.

177. Considérons, (figure 187) un couple de charge qui à la vitesse de rotation n_x est susceptible de varier entre les valeurs B et C.

Pour que le moteur diesel tourne à la vitesse constante de n_x tr/min, le régulateur doit régler le degré de remplissage entre y et z% de façon que le couple moteur équilibre en permanence le couple de charge.

La puissance absorbée par la charge, variera de la même façon entre N_{yx} et N_{zx}, ces valeurs étant respectivement déterminées par les points d'intersection des courbes caractéristiques N_z et N_y avec la verticale élevée sur l'abscisse de la vitesse n_x.

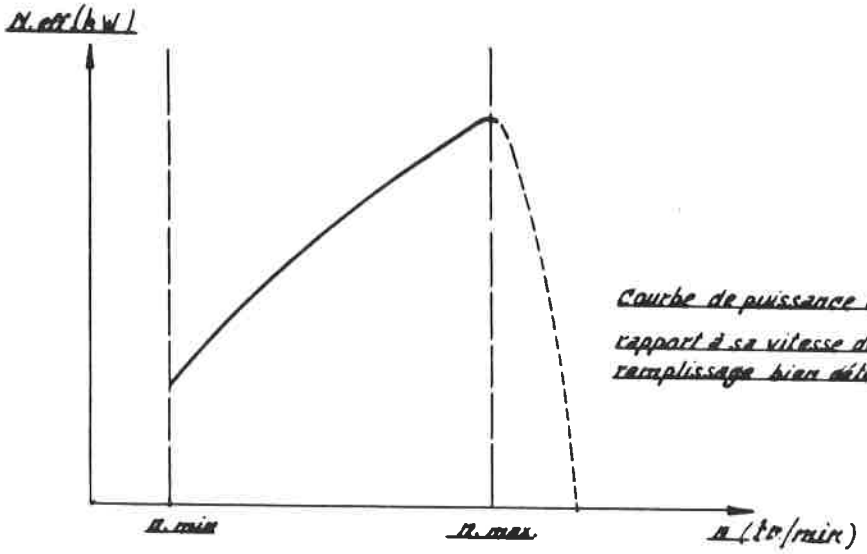
b) Le régulateur de vitesse variable.

178. Dans le cas où le moteur diesel doit pouvoir développer les vitesses de rotation constantes de n_x, n' et n" tr/min (fig. 187) il faut que le régulateur provoque le réglage du degré de remplissage entre y% et z% pour la vitesse de n_x (points B et C) entre p% et q% pour la vitesse n' (points B' et C') et entre s% et r% pour la vitesse n" (point B" et C").

Les puissances absorbées par la charge varieront respectivement entre N_{yz} et N_{zx} (pour la vitesse n_x), entre $N_{pn'}$ et $N_{qn'}$ (pour la vitesse n') et entre $N_{sn"}$ et $N_{rn"}$ (pour la vitesse n").

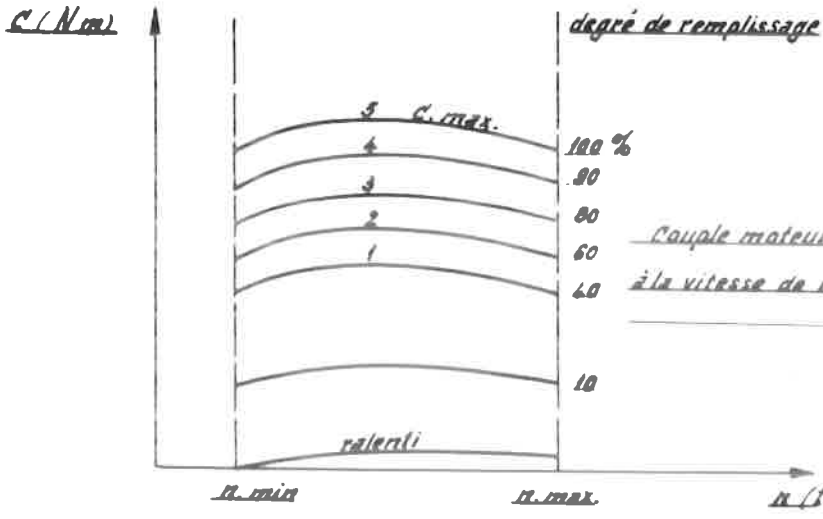
Les couples moteurs développés par un moteur diesel équipé d'un régulateur de vitesse variable sont représentés graphiquement à la figure 187bis.

A une vitesse quelconque de n_1, n_2, n_3 tr/min le couple moteur sera réglé par le régulateur à une valeur variant de 0 (régime de ralenti) à une certaine valeur maximale déterminée par le déplacement maximal de la crémaillère de la pompe d'injection, ce déplacement maximal peut être déterminé soit par la construction même de la pompe d'injection soit par une butée limitant le déplacement de la crémaillère de la pompe.



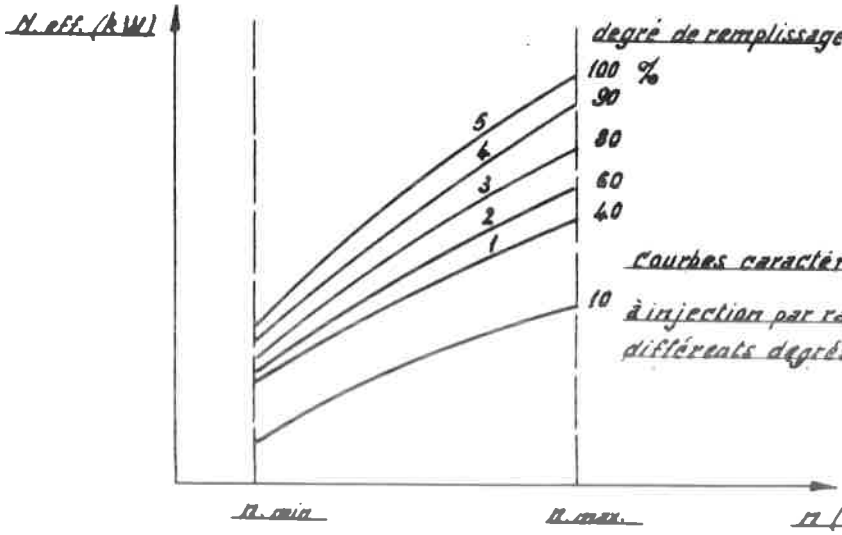
Courbe de puissance d'un moteur à injection par rapport à sa vitesse de rotation pour un degré de remplissage bien déterminé

Fig. 180



Couple moteur d'un moteur à injection par rapport à la vitesse de rotation pour différents degrés de remplissage

Fig. 181



Courbes caractéristiques de puissance d'un moteur à injection par rapport à sa vitesse de rotation pour différents degrés de remplissage.

Fig. 182

V.P.

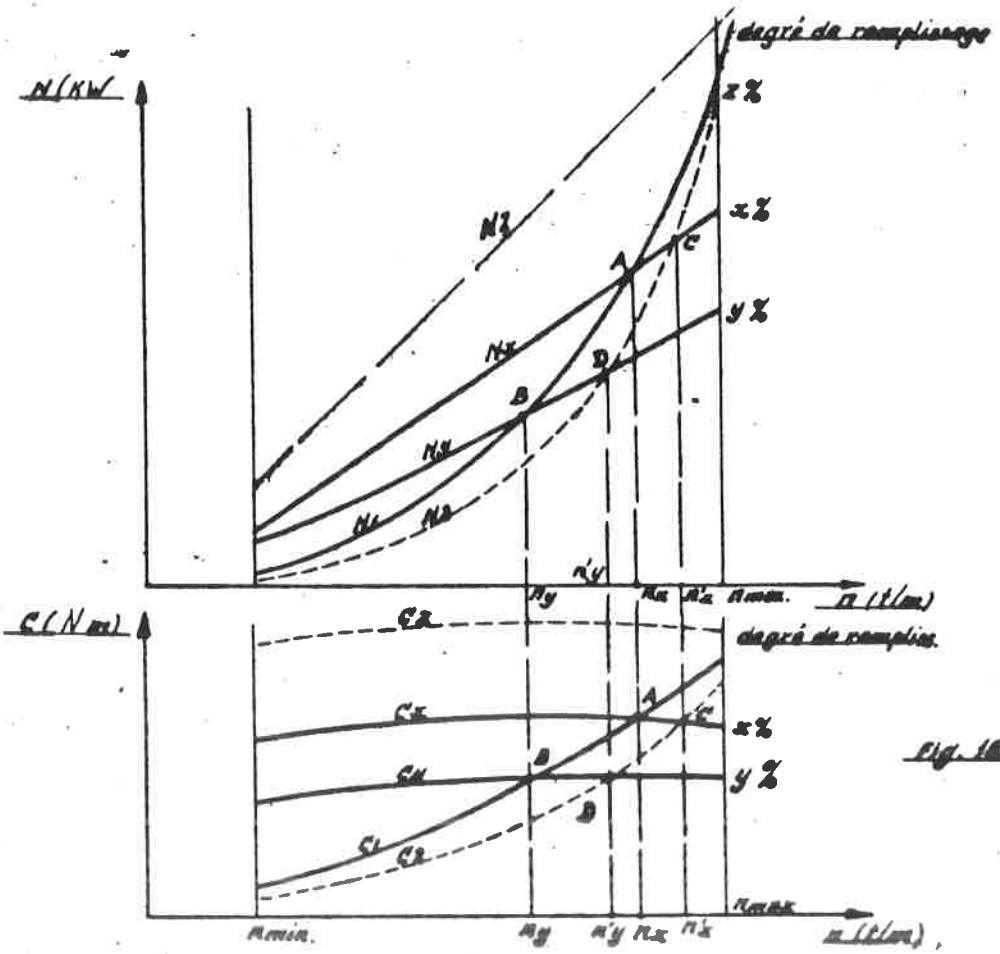


Fig. 183

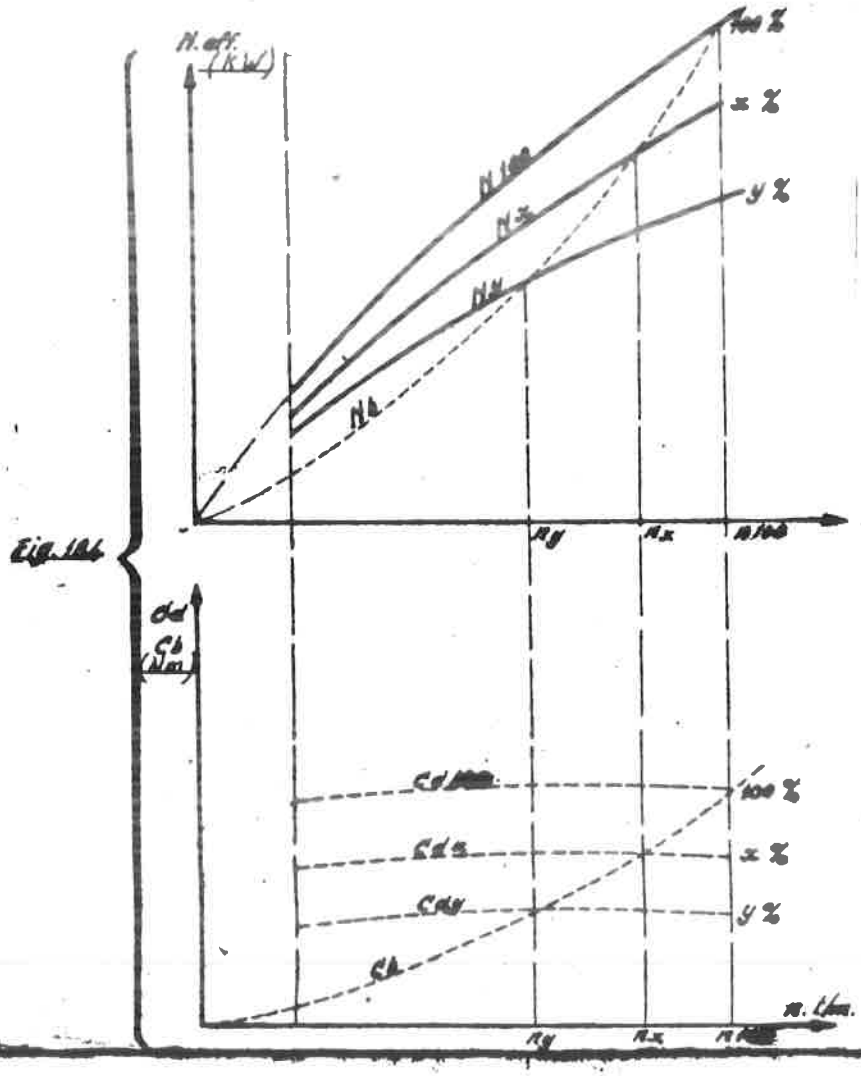


Fig. 184

moteur diesel chargé par un transformateur de couple ou par un ventilateur

Cb : couple de charge

Nb : puissance de charge

Nx, Ny, N100 : puissance du moteur diesel à un degré de remplissage de x, y ou 100 %

Cdmax., Cdx, Cdy : couple du mot. diesel à un degré de remplissage de 100 %; x %; ou y %

C 1213
23.2.

Annexe: 92

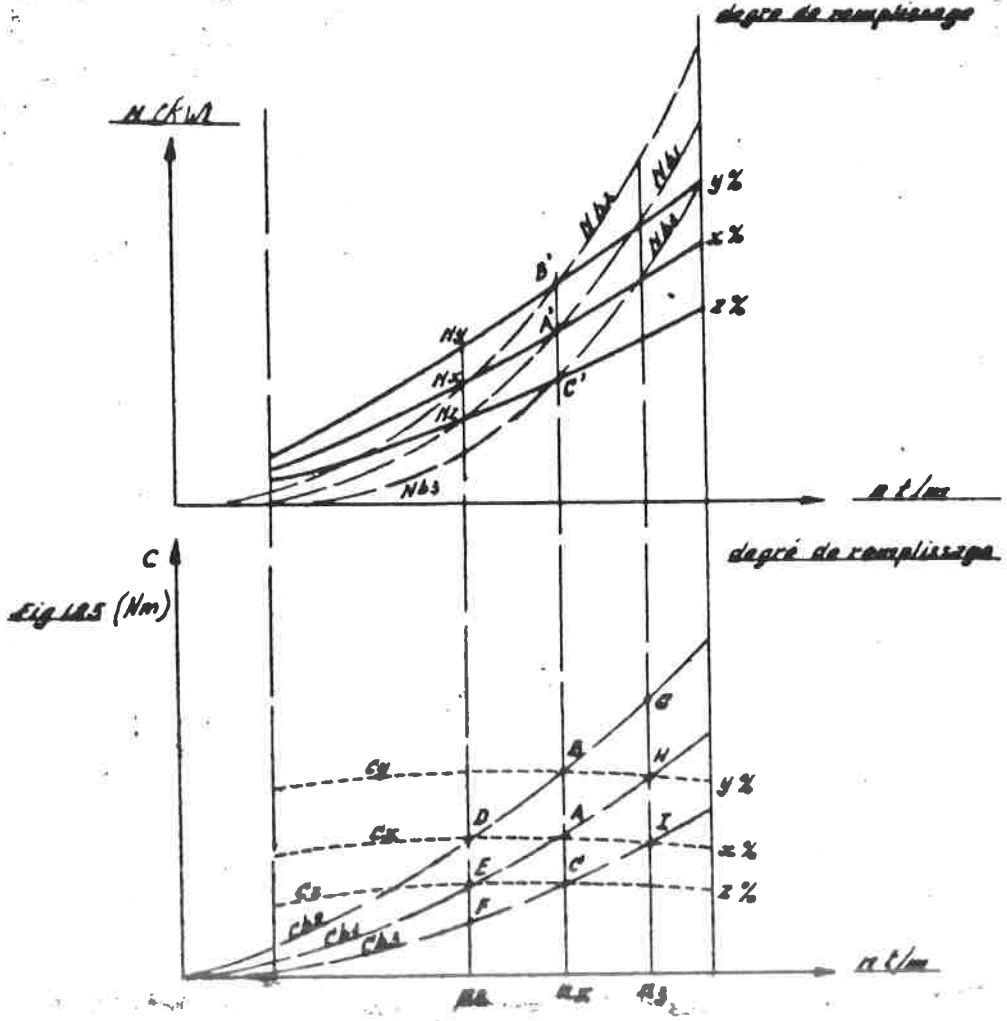


Fig 185

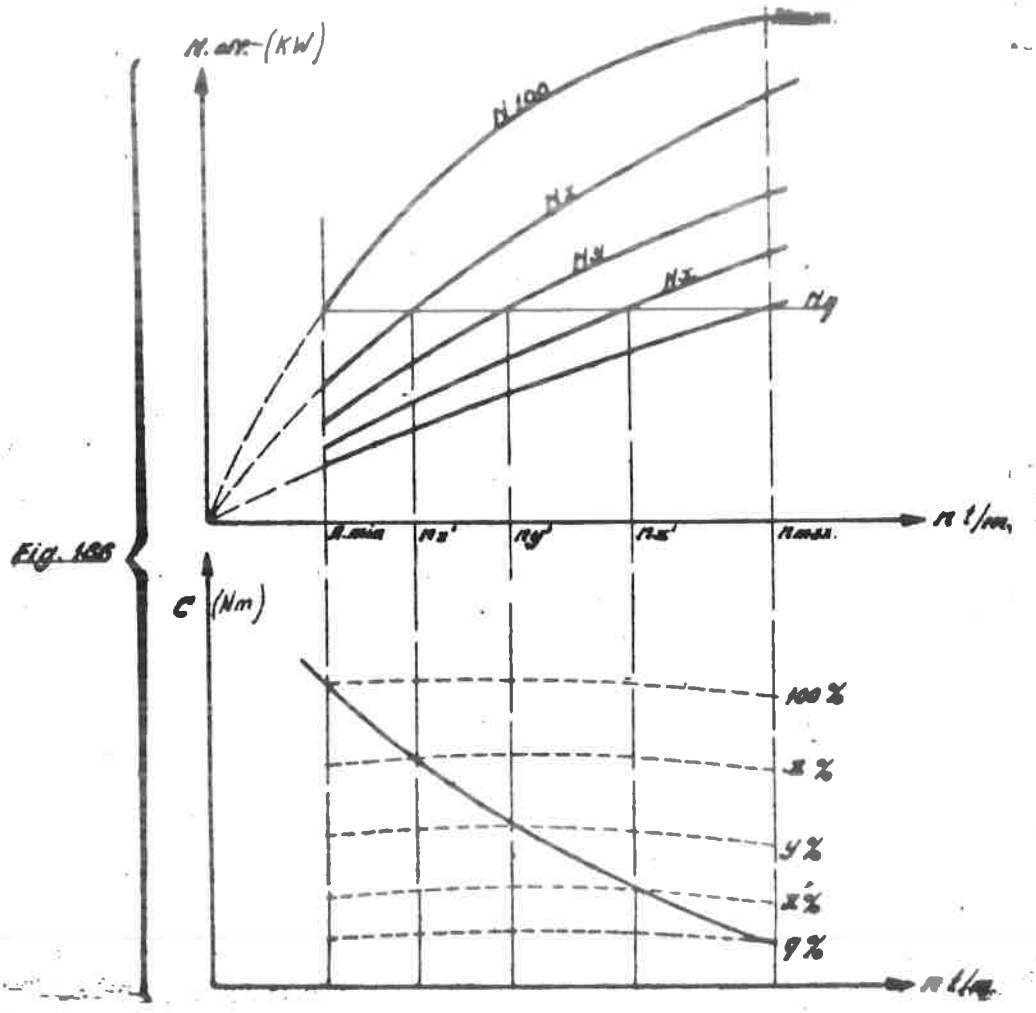


Fig. 186

C. 1213
23.2.

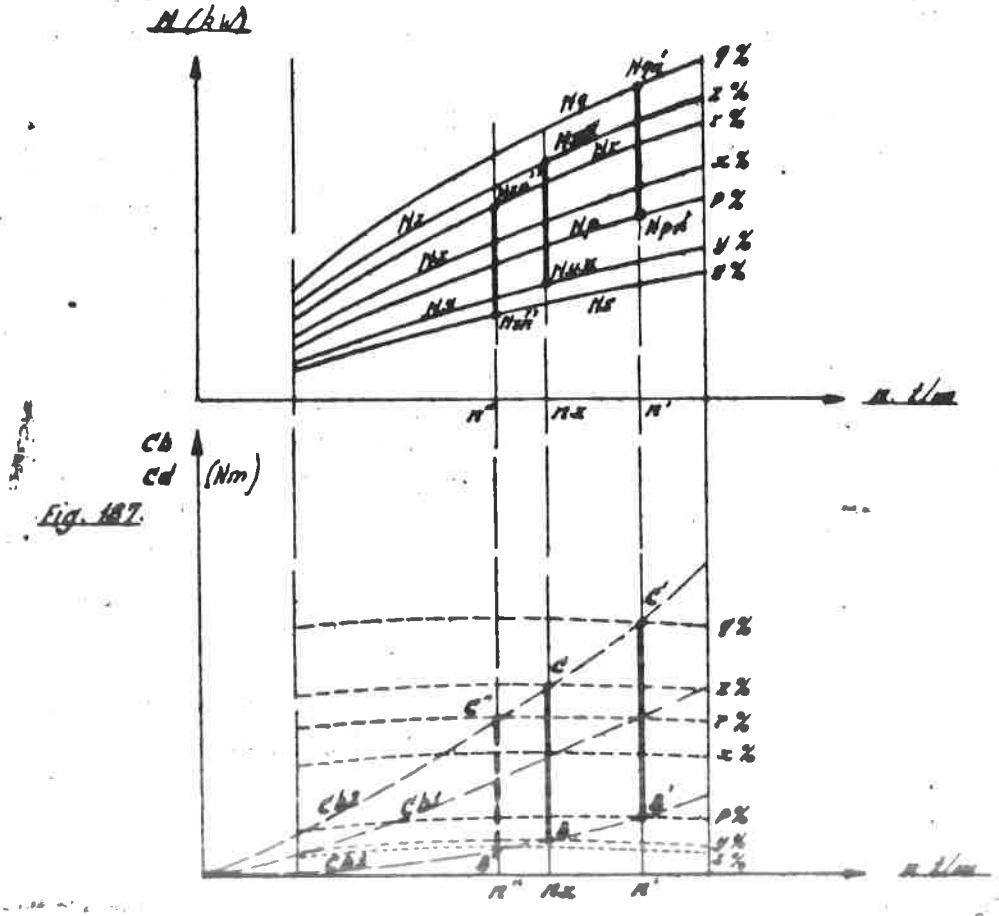


Fig. 127.

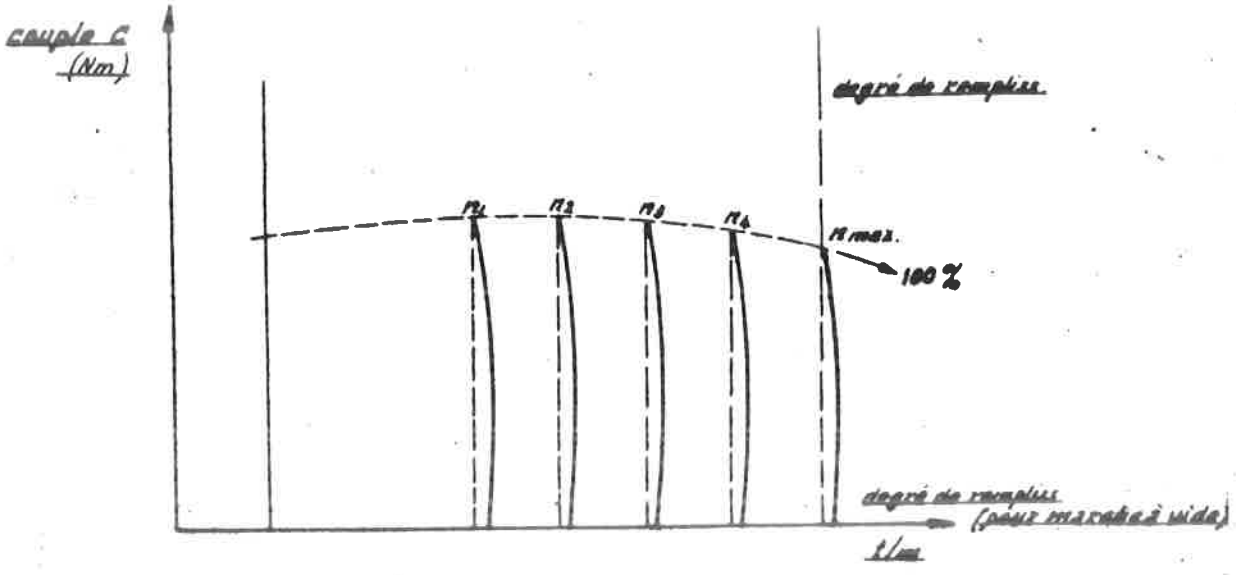


Fig. 127 bis

B. ETUDE THEORIQUE DES REGULATEURS POUR MOTEURS DIESEL.

1. Principes de fonctionnement d'un régulateur pour moteurs Diesel.

179. Le principe général de fonctionnement d'un régulateur pour moteurs Diesel peut être défini comme suit :

Le régulateur doit :

- mesurer la vitesse de rotation du moteur.
- limiter cette vitesse aux limites admissibles, par le réglage du degré de remplissage.

Les valeurs admises ont été déterminées :

- pour le régulateur mini-maxi : par les vitesses minimale et maximale fixées par le constructeur du moteur.
- pour le régulateur de vitesse : par l'écart maximal autorisé pour la vitesse d'entraînement imposée pour la charge.

II. Eléments constitutifs d'un régulateur.

180. On peut déduire du principe général de fonctionnement, que chaque régulateur doit être constitué des parties essentielles suivantes :

1. Le système de mesure de la vitesse de rotation du moteur.
2. Le système de commande de la vitesse désirée.
3. L'organe comparateur qui, sous l'influence des écarts de vitesse par rapport à la vitesse désirée, fournit le signal de régulation.
4. L'amplificateur du signal de régulation et la transmission à l'organe régulateur.

Du fait que le signal de régulation résulte d'un certain écart portant sur la valeur théorique de la vitesse à contrôler, cet écart est par conséquent nécessaire pour le fonctionnement du régulateur.

Le régulateur a donc pour but la limitation en grandeur de ces écarts.

181. Le rapport entre la grandeur de la correction amenée et la grandeur de l'écart constaté entre la vitesse réglée et sa valeur imposée est appelé "précision" du régulateur.

III. Classification des régulateurs suivant la source de l'énergie de réglage.

182. Les régulateurs peuvent être classés, suivant la source de l'énergie de réglage, en :

1° Les régulateurs à action directe.

Dans ces régulateurs, c'est le système de mesure lui-même qui fournit l'énergie nécessaire à la commande de l'organe de correction. L'énergie de réglage est alors mécanique, vu que le système de mesure fournit ce type d'énergie. C'est pourquoi ces régulateurs à action directe sont en général appelés "régulateurs mécaniques".

2° Les régulateurs à action indirecte.

Dans ces régulateurs, l'organe de correction est commandé par une source d'énergie indépendante pilotée par le système de mesure. Il s'agit alors d'un servo mécanisme de commande.

Suivant la nature de cette source d'énergie indépendante, les régulateurs peuvent être classés en :

a) régulateurs hydrauliques
b) régulateurs électriques
c) régulateurs électroniques

IV. Les régulateurs mécaniques pour moteurs Diesel.

1. Principe de fonctionnement.

183. Les régulateurs mécaniques pour moteurs Diesel sont généralement basés sur la réaction centrifuge qui tend à écarter deux masses animées d'un mouvement de rotation et retenue par la force centripède variable exercée par un ressort.

Ces régulateurs sont appelés souvent régulateurs centrifuges.

Le ressort peut être disposé

a) perpendiculairement à l'axe de rotation (régulateurs avec ressort transversal) (fig. 188);

b) dans l'axe de rotation (régulateur avec ressort longitudinal) (fig. 189).

2. Régulateur centrifuge à ressort transversal.

a) Généralités.

184. Les masses rotatives se déplacent suivant la direction du ressort transversal auquel elles sont directement liées.

Le déplacement des masses rotatives pour une vitesse de rotation déterminée, est transmis à un manchon coulissant au moyen de bras de levier qui n'offre qu'une faible résistance de frottement.

Soit la disposition des masses de la fig. 190.
Chaque masse M est soumise à une réaction centrifuge $M. W^2. x$ (N)

Si la tension variable du ressort égale T (N) l'équilibre des masses est réalisé si : $T = M.W^2.x$ (N)

La tension du ressort varie linéairement avec le rayon x et peut être représentée par $T = T_A + K.x$, relation

dans laquelle T_A = tension du ressort lorsque le centre de gravité des masses se trouve dans sa position d'écartement minimal, c'est-à-dire quand x = 0.

185. La "stabilité du régulateur" est sa capacité de reprendre son état d'équilibre pour n'importe quel déplacement Z du manchon, dès que cet état est rompu. On peut démontrer que la stabilité d'un régulateur dépend des conditions suivantes :

T_A - doit être négatif. Il en résulte que

$$T = K.x - T_A \quad \text{(fig. 190 bis)}$$

- les ressorts doivent être placés à l'extérieur des masses;
- le point d'appui A de la masse sur le ressort doit se trouver entre l'axe de rotation et le centre de gravité G de la masse.

C'est pour cette raison que les masses ont reçu la forme spéciale que l'on observe à la fig. 191.

b) Principe de fonctionnement d'un régulateur centrifuge à ressorts transversaux.

186. Ce principe peut être résumé comme suit : (fig. 192)

Les deux masses rotatives M, de forme spéciale, sont reliées à un manchon coulissant sur un axe central et sont maintenues en équilibre grace aux ressorts transversaux pour toutes les vitesses de la gamme. Le mouvement des masses provoque un déplacement Z du manchon. Celui-ci commande directement la crémaillère des pompes d'injection.

c) Expression de la condition d'équilibre.

187. La fig. 193 représente schématiquement le régulateur.

Soit a : la distance du point d'appui du ressort au centre de gravité G de chaque masse;

x : la distance du centre de gravité de la masse à l'axe de rotation.

b : la distance de l'axe de rotation au point d'appui de l'extrémité du ressort;

M : la masse de chaque masse;

m : la masse de chaque ressort;

g : le centre de gravité du ressort;

$k.x - T_A$: la caractéristique du ressort par rapport à sa flèche et déterminée en fonction de x.

La condition d'équilibre de chaque masse, pour une vitesse de rotation w, peut être exprimée comme suit :

$$M.W^2.x + m.W^2 \left(\frac{b + x - a}{2} \right) = K.x - T_A$$

ou

$$W^2 \left(\frac{2\,M.x + m.x + mb - ma}{2} \right) = K.x - T_A$$

On en déduit que :

$$W^2 = \frac{2\,(K.x - T_A)}{(2M + m)\,x + m\,(b-a)}$$

Cette équation permet de tracer la courbe d'équilibre de la vitesse angulaire par rapport à l'écartement (x) des masses et donc aussi par rapport au déplacement Z du manchon et ce, lorsque la caractéristique du ressort est connue.

Cette courbe d'équilibre a l'allure approximative de la courbe de la fig. 194.

Cela signifie que le déplacement Z du manchon est nul tant que la vitesse angulaire w_o n'est pas atteinte (la tension du ressort est encore supérieure à la force centrifuge).

Par dépassement de la vitesse angulaire w_o, le manchon se déplace d'une valeur Z et pour la vitesse angulaire W_1, le déplacement Z max. est atteint et toute arrivée de combustible au moteur est alors coupée.

188. Nous avons supposé jusqu'à présent que les masses sur leur support vertical, les biellettes, le manchon, les tringles de liaison avec la crémaillère des pompes d'injection et cette dernière avec les plongeurs ne subissent aucune force de frottement pendant leur mouvement.

En réalité, pour chaque déplacement des masses, il existe des forces de frottement qui sont dirigées en sens opposé du déplacement.

Par conséquent, lorsque les masses s'écartent l'une de l'autre, les forces de frottement sont dirigées dans le sens de la force exercée par le ressort, de sorte qu'elles renforcent la tension du ressort (fig.195).

Si les masses se rapprochent l'une de l'autre, les forces de frottement sont dirigées dans le sens opposé de la force du ressort et à ce moment elles affaiblissent la force exercée par le ressort (fig. 195 bis).

Par conséquent, le régulateur a des courbes d'équilibre différentes à l'ouverture et à la fermeture.

A la fig. 196, la courbe (1) représente la courbe d'équilibre lors de la fermeture (augmentation du débit d'injection) et la courbe (2) celle de l'ouverture du régulateur (diminution du débit d'injection).

La courbe (3) représente la courbe d'équilibre moyenne.

On peut déduire de la représentation graphique des conditions d'équilibre que, lorsque la vitesse angulaire atteint la valeur W'_o'' les masses rotatives commencent à s'écarter.

Le manchon atteint son déplacement Z maximal quand la plus grande vitesse angulaire W'_1'' est atteinte. La vitesse angulaire doit décroître jusqu'à la valeur w'_1 avant que les masses ne se rapprochent de l'axe de rotation. L'écartement du manchon devient nul, (débit d'injection maximal) lorsque la vitesse angulaire décroît jusqu'à W_o''. Le régulateur n'interviendra pas pour une vitesse croissante tant que la vitesse angulaire n'aura pas atteint à nouveau la valeur W_o'''.

Le minimum absolu de vitesse autorisé par le régulateur est donc W_o'' et le maximum absolu W_1'''.

Reprenons à la fig. 197 les 3 courbes d'équilibre d'un régulateur déterminé et supposons l'équilibre atteint pour la vitesse angulaire W_A (point A).

Supposons qu'à un certain moment donné, la vitesse augmente jusqu'à la valeur W_B. Le manchon régulateur se déplace d'une valeur $Z_A - Z_B$ pour laquelle le débit d'injection diminue.

Le couple résistant du moteur est maintenant supérieur au couple moteur de sorte que la vitesse du moteur décroit jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur W_C. A ce moment le régulateur intervient à nouveau du fait que ses masses sont poussées vers leur axe de rotation par les ressorts qui se détendent suite à la diminution de la force centrifuge.

Si la vitesse angulaire diminue davantage jusqu'à la valeur W_D, le manchon se déplace d'une valeur $Z_B - Z_A$ pour laquelle le débit d'injection est ramené à sa valeur initiale.

Le couple moteur est à ce moment supérieur au couple résistant et le moteur accéléré jusqu'à atteindre à nouveau la vitesse W_A et le cycle peut recommencer.

189. Si le régulateur est suffisamment sensible, nous pouvons supposer AB et CD très petits.

En réalité, pour un certain état d'équilibre des masses, la vitesse angulaire pourra osciller entre les deux valeurs extrêmes W_D et W_A avec la valeur moyenne $WE = \frac{W_A + W_D}{2}$

(fig. 198).

La zone comprise entre les courbes d'équilibre (1) et (2) à attribuer à la résistance passive du régulateur empêche que celui-ci intervienne par suite des irrégularités de la vitesse angulaire du volant (maximales dans le cas du moteur monocylindrique).

Cela signifie que le régulateur n'intervient en fait que pour une variation de la vitesse angulaire moyenne.

d) Propriétés particulières d'un régulateur.

1. Stabilité d'un régulateur.

190. La stabilité est la propriété principale d'un régulateur. Supposons le manchon en équilibre pour un écart égal à Z. Donnons au manchon un déplacement élémentaire sans variation de la vitesse angulaire. Le régulateur est stable s'il tend à revenir instantanément à son état d'équilibre quelle que soit la valeur de l'écart de Z.

On appelle "coefficient de stabilité" ou "isochronisme" l'expression.

$$E = \frac{\frac{W'_1 + W'_0}{2}}{W'_1 - W'_0} = \frac{1}{\delta}$$

Cela signifie que plus $(W'_1 - W'_0)$ est petit, ou ce qui revient au même, plus la courbe d'équilibre (3) est raide, plus le régulateur est stable.

Remarque :

On appelle le degré d'instabilité du régulateur :
$d = \frac{1}{E}$.

2. Force d'un régulateur.

191. On appelle force d'un régulateur, la force axiale qu'il est nécessaire d'exercer sur le manchon pour équilibrer la force centrifuge agissant sur les masses à la vitesse angulaire moyenne.

Certains constructeurs appellent aussi force d'un régulateur la force agissant sur le manchon lorsque le nombre de tours augmente de 1 %.

3. Travail d'un régulateur.

192. C'est le travail accompli par la force lorsque le manchon se déplace d'une certaine distance.

4. Sensibilité d'un régulateur. (fig. 197)

193. On appelle sensibilité d'un régulateur le coefficient donné par l'expression suivante :

$$u = \frac{\frac{W_A + W_D}{2}}{W_A - W_D}$$

La sensibilité diminue donc avec l'accroissement des résistances passives du régulateur. En effet, $(W_A - W_D)$ augmente par rapport à la vitesse angulaire moyenne $\frac{W_A + W_D}{2}$

De plus, la sensibilité dépend aussi du poids des masses et principalement de la résistance passive de la crémaillère avec les plongeurs de la pompe d'injection.

De la fig. 197 on peut déduire que la sensibilité augmente au fur et à mesure que les courbes d'équilibre se trouvent plus près l'une de l'autre.

Remarque : On appelle "degré d'insensibilité" du régulateur le rapport $\frac{1}{u}$

5. Régularité.

194. On appelle coefficient de régularité le nombre "γ" déterminé par l'expression suivante :

$$\gamma = \frac{\frac{W''_1 + W''_0}{2}}{W''_1 - W''_0} \qquad \text{(fig. 196)}$$

dans lequel W''_0 et W''_1 sont respectivement la vitesse de rotation minimum et maximum absolue autorisée par le régulateur. On voit que tout ce qui augmente la sensibilité du régulateur augmente aussi sa régularité.

Remarque : On appelle "degré d'irrégularité" du régulateur : $\frac{1}{\gamma}$

195. Le degré d'irrégularité $\frac{1}{\gamma}$ n'est pas tout à fait identique au degré de disproportion $\frac{1}{\gamma}$ du régulateur qui est déterminé comme indiqué ci-après.

On appelle degré de disproportion l'écart de vitesse obtenu dans le cas où le régulateur est réglé pour maintenir une vitesse constante et que le moteur est complètement déchargé ou chargé. (amené de marche à vide à pleine charge ou inversément).

Le degré de disproportion doit donc être exprimé comme suit :

$$\frac{1}{\gamma'} = 2 \quad \frac{n_v - n_c}{nv + n_c} \quad 100\ \%$$

avec n_v = vitesse à vide

n_c = vitesse à pleine charge.

Les degrés de disproportion ($\frac{1}{\gamma'}$) suivants sont acceptés :

Nature de l'installation	Degré de disproportion
Installation Diesel-générateur	4 - 5 %
Applications spéciales	0 - 3 %
Entraînement de navires	5 - 7 %

196. La figure 198 montre clairement la distinction entre le degré d'irrégularité $\frac{1}{\gamma}$ qui est de nature définitive et le degré de disproportion $\frac{1}{\gamma'}$ qui a un caractère temporaire.

Le degré d'irrégularité $\frac{1}{\gamma}$ s'écarte du degré de disproportion $\frac{1}{\gamma'}$, par suite de l'inertie du régulateur dont on a déjà parlé de sorte que pour une oscillation soudaine de la charge, il se produit toujours une augmentation ou une diminution temporaire de la vitesse qui est seulement réduite par le régulateur après un temps plus ou moins long.

197. La durée s'écoulant entre le commencement de la modification de la charge et l'instant où le nouvel état d'équilibre s'établit est appelé temps de réglage t_R (fig. 198).

198. La durée d'élan du régulateur qui est important pour juger l'excès de réglage et la stabilité de la régulation est le temps nécessaire pour amener l'installation de régulation du moteur de la position existante à la position pleine vitesse avec couple maximum.

Remarque.

199. Le régulateur à ressorts transversaux peut être exécuté avec ressorts fixes ou ressorts réglables. Dans le premier cas, le régulateur fonctionne et est classé comme régulateur de débit ou régulateur de vitesse non variable.

Dans le second cas, le régulateur est de la classe à vitesse variable.

La fig. 199 donne la zone de travail de ces deux types de régulateurs.

3) Régulateur centrifuge à ressort longitudinal.

200. Il est représenté schématiquement à la fig. 200.

A la vitesse de rotation de W rad/sec et un écartement x, les masses M sont soumises chacune à une force centripède égale à $M.W^2.x$ La force totale du ressort est T kg.

Partant de ces données, nous pouvons exprimer la condition d'équilibre de chaque bras de levier par rapport à son point d'appui 0.

$$M.W^2 . x . \cos \alpha . l_1 = (\frac{T}{2} . \cos \alpha . l_2)$$

ou $$M.W^2 . x . l_1 = \frac{T}{2} . l_2$$

Cette condition d'équilibre n'est valable que dans l'hypothèse où le ressort, le manchon et les tringles de liaison avec la pompe d'injection n'ont aucun poids.

En réalité le poids de ces organes supplémentaires vaut p kg et la condition d'équilibre devient :

$$M. W^2. x. l_1 = (\frac{T}{2} + \frac{p}{2}).l_2$$

Si le ressort a comme caractéristique $T = K. x + T_A$,

l'équation d'équilibre est

$$M. W^2. x. l_1 = (\frac{Kx + T_A}{2} + \frac{p}{2}). l_2$$

Cette équation permet de tracer la courbe d'équilibre qui donne le déplacement Z du manchon par rapport à la vitesse angulaire W.

Par suite des résistances passives du régulateur (forces de frottement internes) nous obtenons trois courbes d'équilibre différentes comme pour le régulateur à ressorts transversaux :

1) la courbe d'équilibre pour laquelle les résistances passives sont supposées nulles;

2) la courbe d'équilibre pour l'ouverture des masses du régulateur (réduction du débit d'injection);

3) la courbe d'équilibre pour la fermeture des masses du régulateur (accroissement du débit d'injection).

Par conséquent on peut raisonner de la même manière pour ce régulateur que pour le régulateur à ressorts transversaux et définir ses propriétés.

V. Classification des régulateurs de vitesse suivant leur type.

201. Les régulateurs de vitesse peuvent être eux-mêmes classés selon les types suivants :

1. Le régulateur proportionnel (régulateur P).

Pour une vitesse donnée du régulateur, c'est-à-dire pour un réglage déterminé de la tension du ressort, la vitesse du moteur varie dans une certaine mesure avec la charge.

Ainsi qu'il est expliqué ci-dessus, tous les régulateurs mécaniques sont à ranger dans ce type de régulateur (fig. 197 - 198 - 199).

2. Le régulateur proportionnel intégral.

Avec ce type de régulateur, appelé aussi "isochrone" la vitesse du moteur est maintenue constante.
Dans ce type il faut classer en particulier, comme il est exposé plus loin, les régulateurs hydrauliques, électriques et électroniques.

V. Classification des régulateurs mécaniques suivant leur forme.

Les régulateurs mécaniques, pratiquement tous du type proportionnel, sont de différents principes et peuvent être de différentes conceptions :

202. ### 1. Régulateurs mécaniques sans amplification de force.

L'énergie transmise au manchon pour le réglage du débit d'injection est utilisée telle quelle, sans amplification.

Ces régulateurs sont appliqués à des petits moteurs ou une force de régulateur limitée est souvent suffisante.

Le régulateur est d'autant plus sensible que la pompe d'injection est plus aisée à manoeuvrer.

Des considérations exposées ci-dessus, il ressort qu'à l'instant où le débit de combustible doit être réglé,
la force centrifuge doit être momentanément plus grande que la poussée du ressort. Autrement dit, pour obtenir un fonctionnement stable du régulateur à une vitesse déterminée, la courbe caractéristique du ressort doit varier plus rapidement que la courbe des forces centrifuges et cela pour n'importe quelle position des masses.

203. ### 2. Le régulateur mécanique avec amplification de force et recouplage rigide.

Dans cette réalisation, on a placé entre le manchon régulateur et l'installation de réglage du combustible, un dispositif amplificateur de force, ou servomoteur, dont la fonction est d'exécuter le réglage du réglage du combustible.

La position du piston du servomoteur est obtenue par un dispositif de réglage ou de renvoi avec tige de recouplage. Ce recouplage évite le dépassement du réglage par le servomoteur dans l'un ou l'autre sens.

Ce type de régulateur dont le principe de fonctionnement est représenté schématiquement à la fig. 201 trouve son application dans les moteurs où l'énergie nécessaire au réglage du débit de combustible est élevée.

Cette énergie sera déterminée ici par le diamètre du piston du servomoteur et la pression d'huile d'alimentation.

3. Le régulateur mécanique avec amplification de force et recouplage élastique.

204. Le recouplage élastique est obtenu principalement par l'ajoute, dans le dispositif de réglage de la pompe d'injection, d'un cylindre compensateur hydraulique appelé généralement "régulateur hydraulique."

Ce régulateur trouve seulement son application dans les moteurs dont la vitesse ne peut subir aucune variation et doit être tout à fait indépendante de la charge.

Son principe de fonctionnement est représenté à la fig. 202.

Principe de fonctionnement.

205. Lorsque la vitesse du moteur diminue, la tringle (a) pousse le tiroir distributeur (6) vers le bas (le levier (1) s'articule autour de (b')).

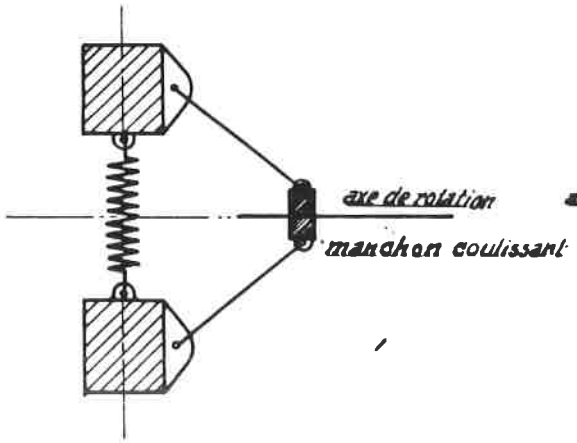
Par l'admission d'huile sous pression sous le piston (10) du servomoteur, celui-ci s'élève; le débit d'injection augmente.

Le levier de recouplage (2) articulé au point fixe (c) bascule et le piston (8) du cylindre compensateur descend. L'augmentation de la pression dans le cylindre (9) fait monter le piston (5) et le levier (1) tourne maintenant autour de (b'') le tiroir distributeur (6) est ramené dans sa position normale. Entretemps l'équilibre de pression est rétabli dans la chambre (9) par suite de l'échappement d'une partie de l'huile par la valve (7); le piston (5) reprend sa position normale. Pendant ce temps, le moteur reprend sa vitesse antérieure de sorte que la tringle (a) reprend sa position normale.

REGULATEUR

AVEC RESSORT TRANSVERSAL

Fig. 188



AVEC RESSORT LONGITUDINAL

Fig. 189

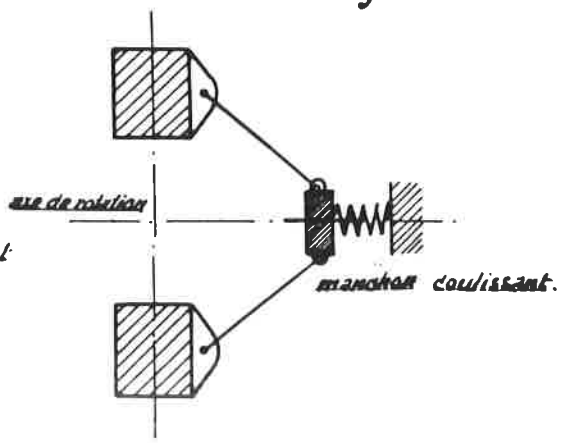
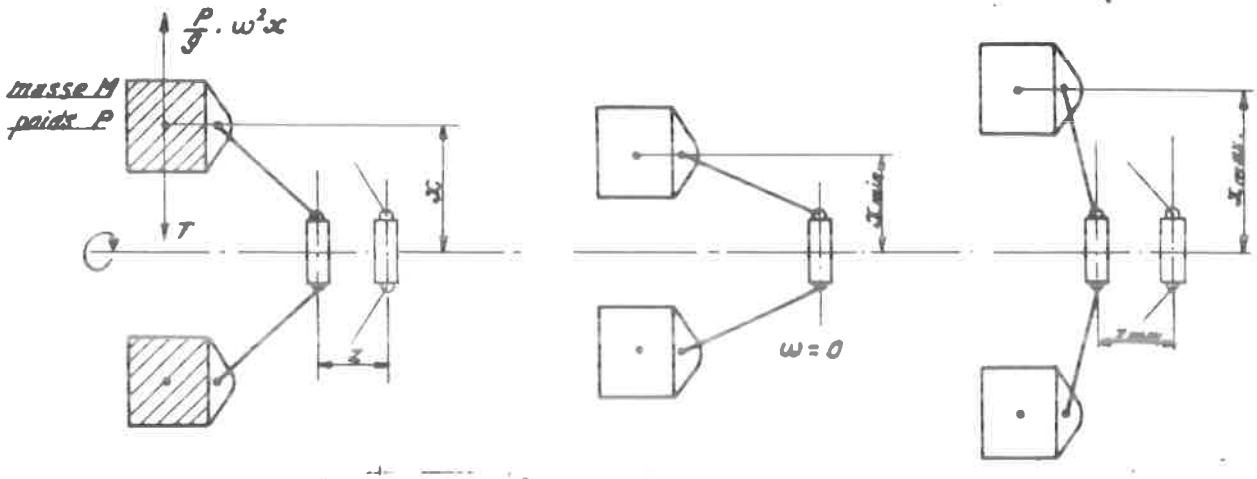


Fig. 190



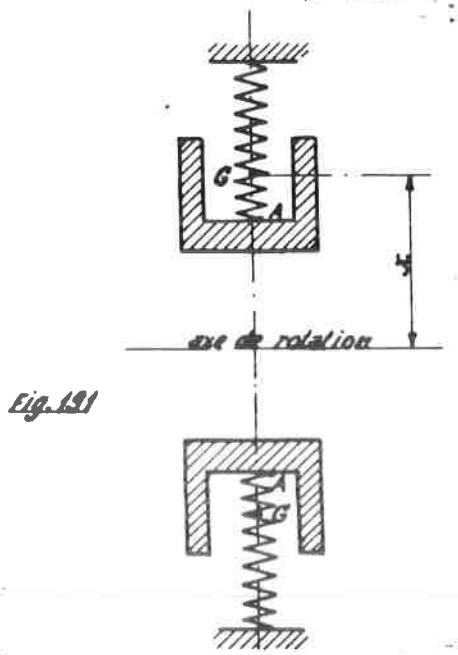


Fig. 191

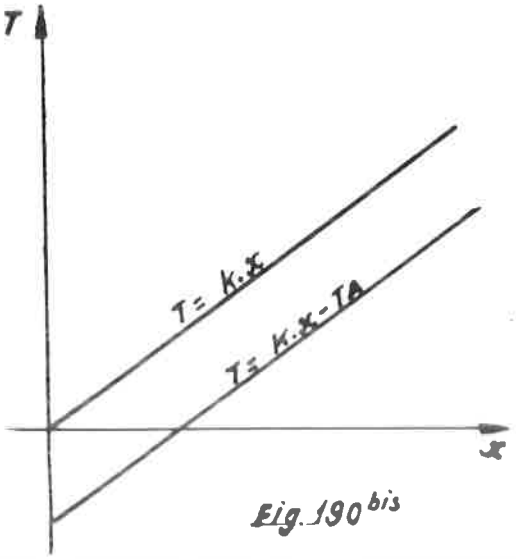


Fig. 190 bis

V.P.

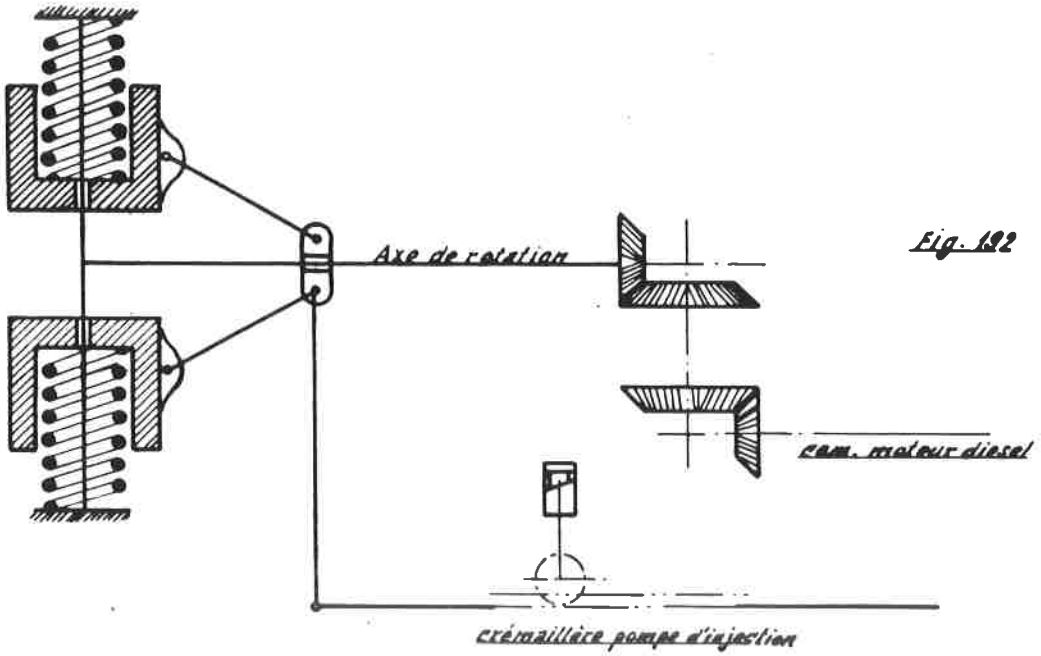


Fig. 192

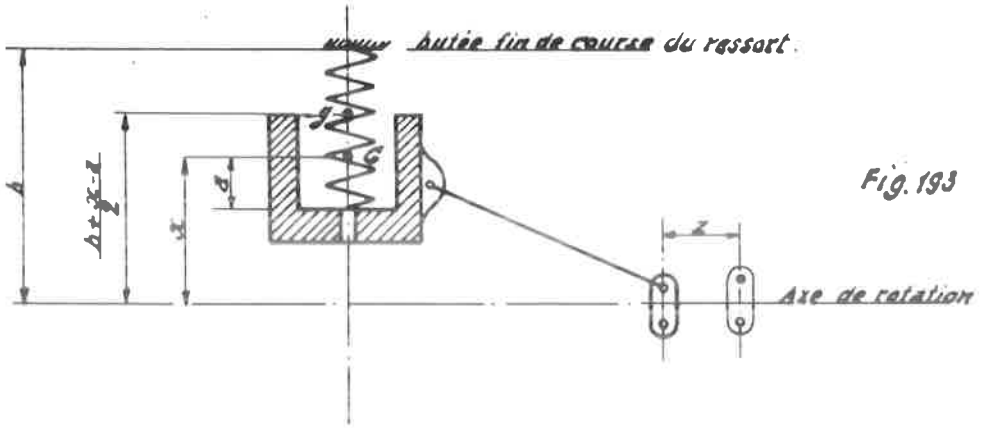


Fig. 193

V.P.

Courbe d'équilibre du régulateur

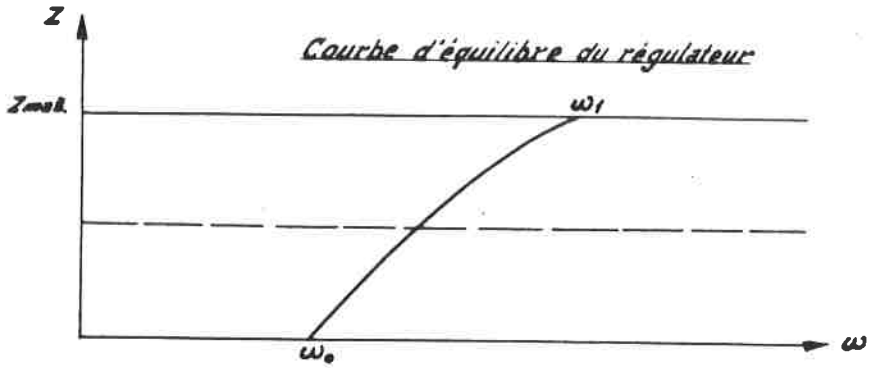


Fig. 194

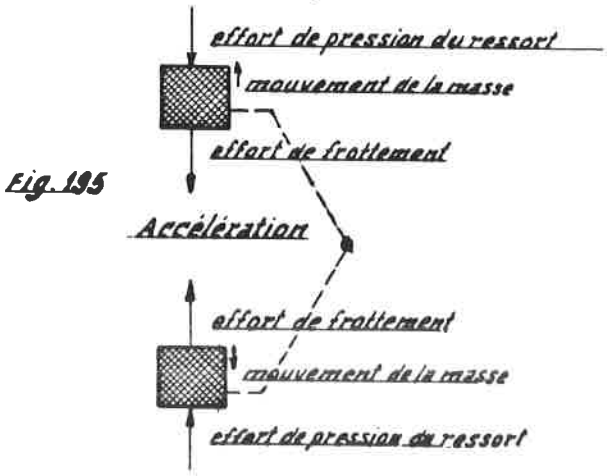


Fig. 195

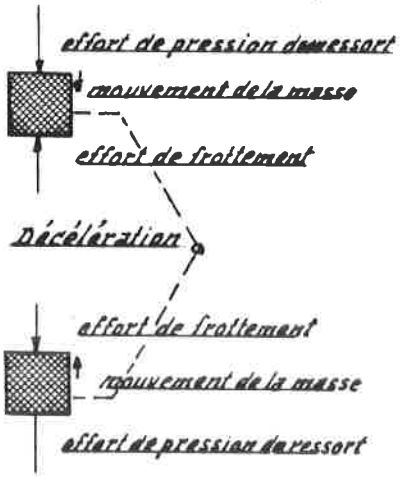


Fig. 195 bis

Courbe d'équilibre du régulateur à l'ouverture et à la fermeture

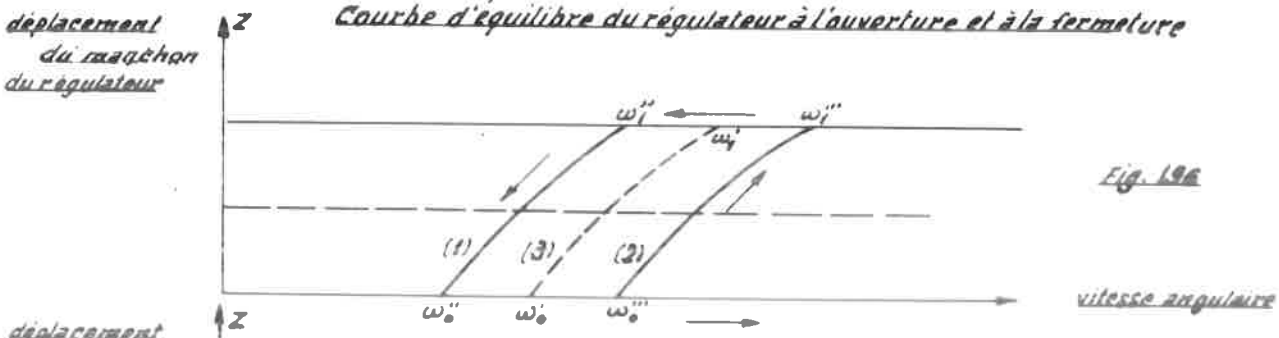


Fig. 196

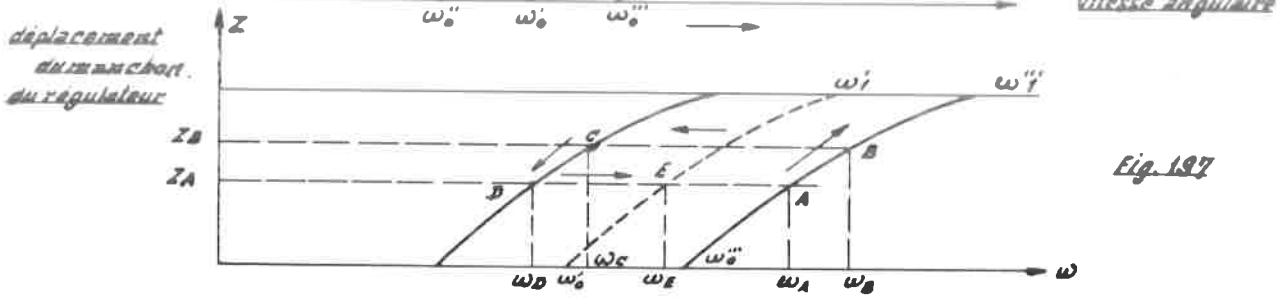


Fig. 197

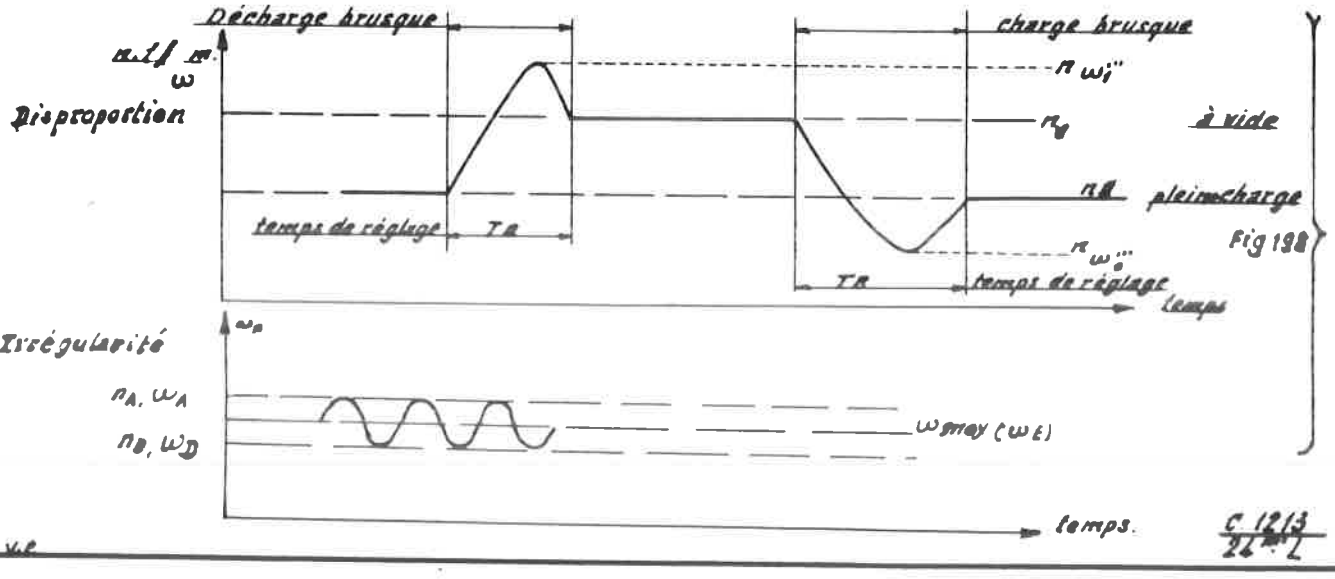
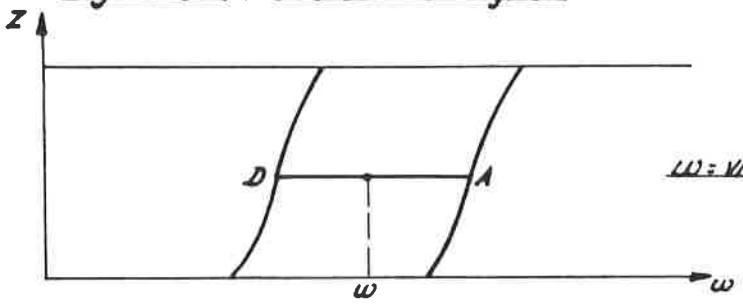


Fig 198

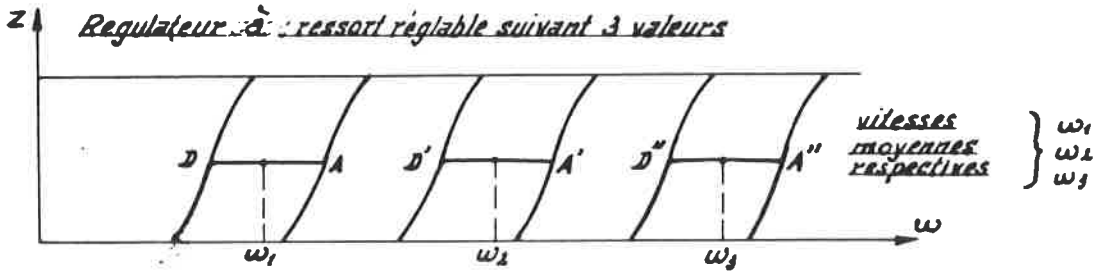
Fig. 199

Regulateur à : ressort non réglable



ω : vitesse moyenne

Regulateur à : ressort réglable suivant 3 valeurs



vitesses moyennes respectives ω_1 ω_2 ω_3

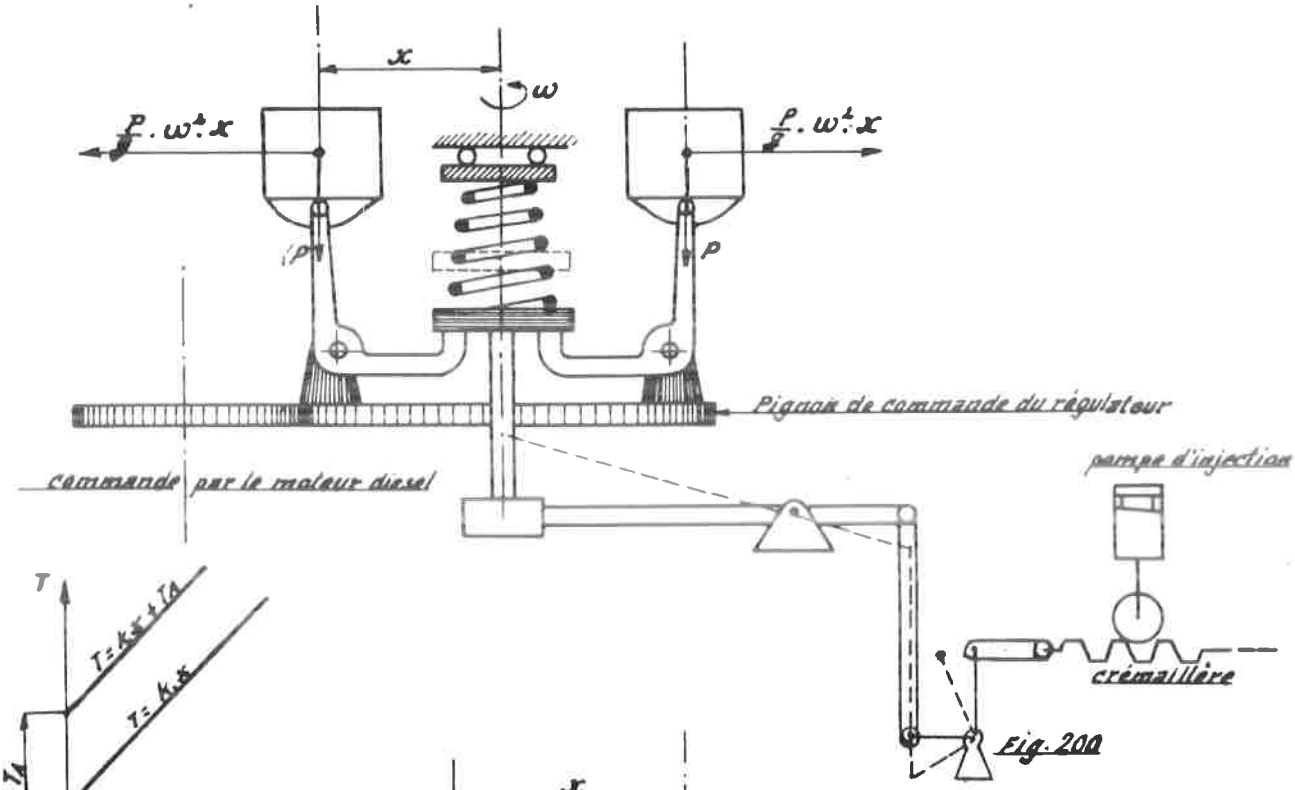
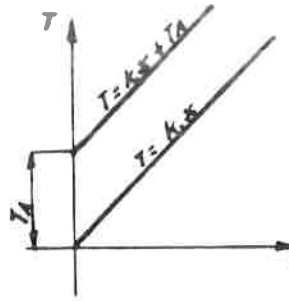
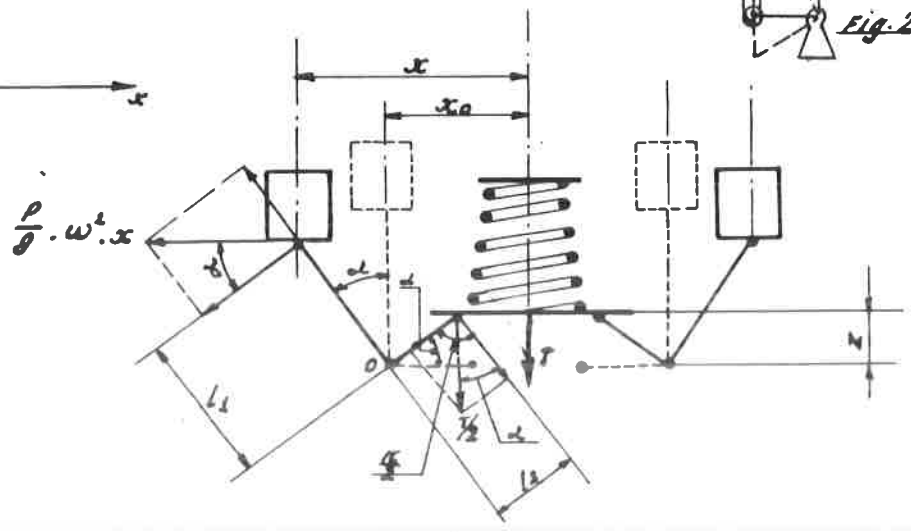
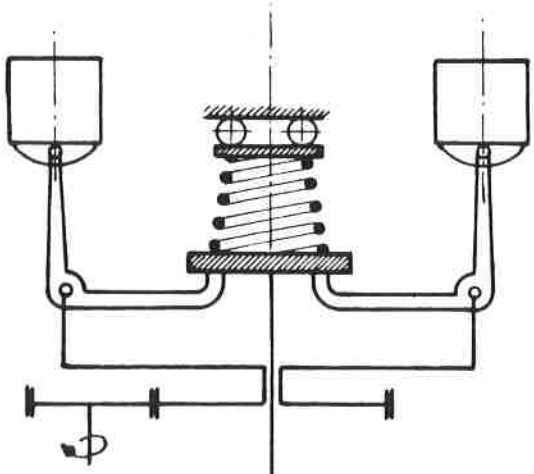


Fig. 200

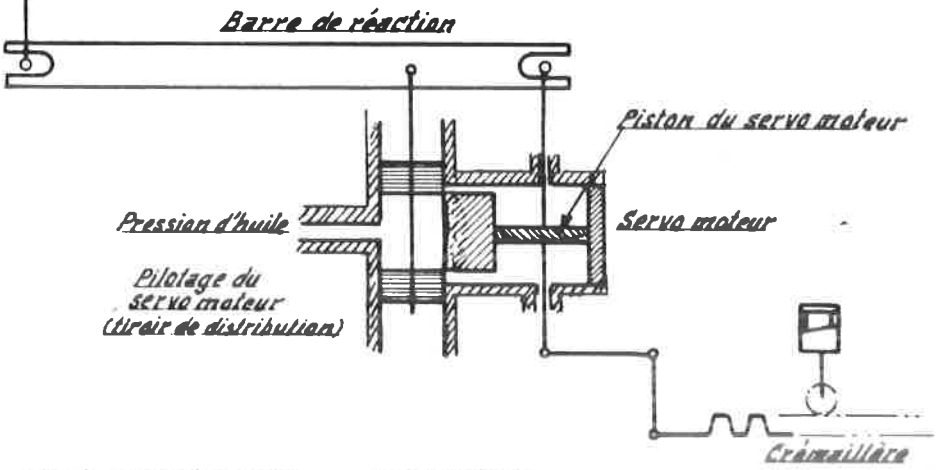






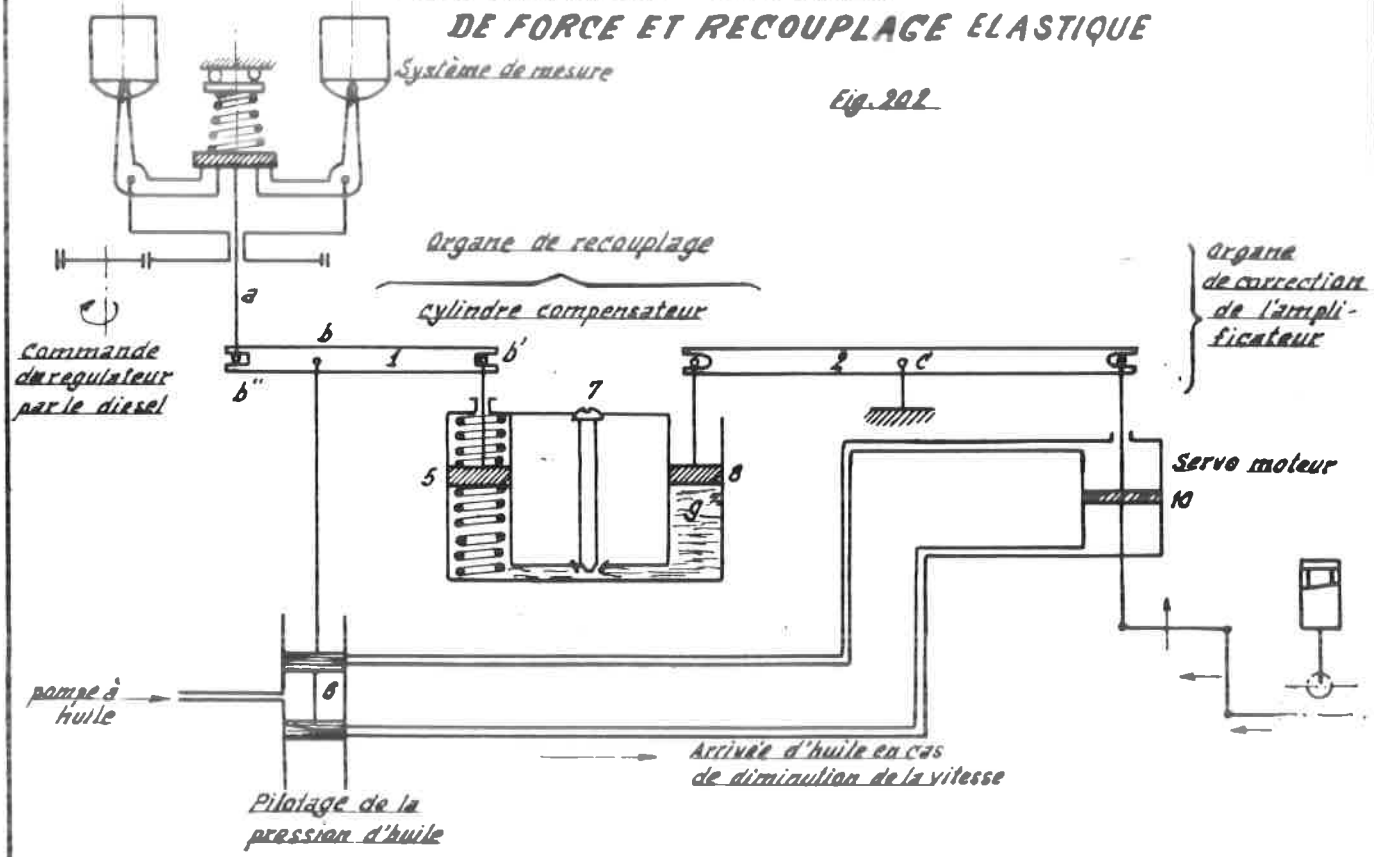
REGULATEUR PROPORTIONNEL A AMPLIFICATION DE FORCE ET RECOUPLAGE RIGIDE

Fig. 201



REGULATEUR PROPORTIONNEL A AMPLIFICATION DE FORCE ET RECOUPLAGE ELASTIQUE

Fig. 202



S.N.C.B
Enseignement Professionnel

Moteurs a Combustion

Cours 1213

III/IV

Leçons 25 à 33

C. Description des principaux types de régulateurs installés sur les moteurs diesel de la S.N.C.B.

I. Le régulateur mécanique.

1. Le régulateur mécanique mini-maxi "Bosch" type R. (voir fig. 203)

206. Le régulateur mini-maxi Bosch ordinaire type R est en principe un régulateur mécanique à ressorts transversaux sans amplification de force ni recouplage. Ce régulateur s'adapte aux pompes d'injection multicylindriques (Moteurs "Brossel").

Les masses centrifuges placées directement sur le prolongement de l'arbre à cames de la pompe d'injection sont équilibrées par deux ressorts : le ressort extérieur (2) faible qui régle la vitesse de ralenti et le ressort intérieur (3) plus fort qui intervient pour limiter la vitesse maximale du moteur (fig. 205).

La pédale ou le servo-moteur de réglage de la position de la crémaillère de la pompe d'injection (réglage du débit d'injection) est reliée à celle-ci au moyen d'un levier (H). Ce dernier assure aussi la liaison du manchon régulateur (M) à la crémaillère.

Le dispositif de réglage se compose de deux parties (voir détail fig. 203) :

1. Le levier "H".
2. L'excentrique "b" calé sur l'axe (a). L'axe (a) est supporté par deux paliers prévus dans le carter du régulateur.

a) Réglage du combustible entre les vitesses extrêmes du moteur.

207. Comme il s'agit en fait d'un régulateur de débit, il n'intervient pas entre les vitesses extrêmes du moteur. Le déplacement de la pédale des gaz a pour résultat une rotation de l'axe (a) avec son excentrique (b). Le manchon (M) étant immobile, le point de liaison (e) du levier (H) avec la tige du manchon (d) devient le point fixe de rotation du levier H.

Le levier (H) passe en tournant de la position représentée à la fig. 204/a à la position de la fig. 204/b et entraîne la crémaillère vers l'avant (débit d'injection supérieur).

Si la pédale des gaz revient vers sa position d'origine, l'axe (a) avec son excentrique (b) tourne en sens opposé de sorte que le levier, tournant autour du point (e) revient de sa position de la fig. 204/b à la position représentée par la fig.204/a.

b) Intervention du régulateur.

208. Si le régulateur intervient pour une position déterminée de la pédale des gaz (par ex. fig. 204/b), le manchon du régulateur M et l'extrémité (e) du levier (H) se déplacent vers la droite. Le levier (H) tourne autour de l'axe (o) de l'excentrique (b), ramenant ainsi la crémaillère à un débit d'injection plus faible et ce,sans aucun déplacement de la pédale des gaz (fig. 204/c).

La pédale des gaz et le régulateur influencent isolément et sans interdépendance la position de la crémaillère de la pompe d'injection et ce, grâce au déplacement de l'axe de rotation du levier (H).

Organes intervenants	Axe de rotation du levier de réglage H
Pédale des gaz	Axe de liaison (e) avec le manchon régulateur
Régulateur	Axe de l'excentrique (b)

c) Limitation de la vitesse du moteur entre ses valeurs limites.

209. 1. Arrêt du moteur (fig. 205/a).

Le ressort extérieur (2) pousse la masse centrifuge (1) sur son siège, tandis que le ressort intérieur (3) pousse la rondelle (4) sur sa surface d'appui.

2. Le moteur fonctionne à vide (fig. 205/b).

210. Après lancement du moteur, les deux masses s'éloignent de leur axe de rotation par suite de la force centrifuge. A la vitesse minimale de ralenti, elles ne s'appuient cependant pas, sur la rondelle "4". La vitesse de ralenti est donc déterminée par les caractéristiques du ressort (2). (Compression totale).

Possibilités :

211. La vitesse du moteur descend sous la vitesse de ralenti.

Les masses centrifuges sont poussés par le ressort (2) vers leur axe de rotation et, de ce fait, le manchon (M) avec la tige (d) pousse l'extrémité (e) du levier (H) vers la gauche. Le débit d'injection croît.

212. La vitesse du moteur croît au-delà de la vitesse de ralenti.

Aussi longtemps que les masses (1) n'appuient pas contre la rondelle (4), le régulateur intervient pour réduire le débit d'injection. A vitesse croissante, les masses s'écartent de l'axe de rotation et de ce fait, (M) et (e) sont poussés vers la droite.
Le débit d'injection diminue.

A partir du moment où les masses appuient contre la rondelle (4), le régulateur ne peut plus intervenir pour limiter la vitesse du moteur sauf toutefois si celle-ci n'atteignait sa valeur maximum (voir fig. 205/b).

213. 3. Le moteur dépasse sa vitesse de rotation maximale (fig. 205/c).

La force centripète agissant sur les masses par les ressorts (2) et (3) croît avec la vitesse.

Le manchon du régulateur se déplace vers la droite et réduit le débit d'injection (voir aussi fig. 204/c), même si à ce moment la pédale des gaz était enfoncée davantage.

Remarque.

214. Les pompes d'injection munies d'un régulateur type R sont pourvues d'un dispositif qui, commandé par une tirette, permet d'éliminer la butée limitant normalement le déplacement maximal de la crémaillère. Par conséquent, on peut donner au moteur pendant son lancement un débit d'injection supérieur au débit maximal correspondant à 4/4 charge. (fig. 208).

2. Le régulateur mécanique de débit Bosch type RQ ou RQU.

215. Le régulateur de débit "Bosch" type RQ ou RQU équipant les moteurs SEM (hle s.72, Ar. s.40 et 43) repose sur le même principe de fonctionnement avec cette différence que le rapport de démultiplication du levier de réglage (H) peut être modifié suivant la vitesse de rotation du moteur.

Le rapport $\frac{Y}{X}$ du régulateur type Q a une valeur constante (fig. 203).

Le rapport du régulateur type "RQ" est grand aux vitesses de rotation moyennes et élevées et petit aux faibles vitesses de rotation.

De cette manière la capacité de travail du régulateur augmente au ralenti de sorte que le moteur fonctionne beaucoup plus régulièrement (capacité de travail = travail à developper pour effectuer un réglage déterminé : c'est le produit de la force agissant sur le manchon par son déplacement).

La force agissant sur la crémaillère de la pompe d'injection est toujours égale à celle agissant sur le manchon multipliée par le rapport $\frac{X}{Y}$. Plus petit est $\frac{Y}{X}$ et inversément plus grand est $\frac{X}{Y}$ et plus grande est la force agissant sur la crémaillère. Le dispositif correcteur agit donc également comme amplificateur de force.

La modification du rapport de démultiplication, comme le montre clairement les figures 206, est obtenue en reliant la pédale d'accélération et le régulateur à la crémaillère de la pompe d'injection au moyen du levier (H) avec coulisse (a) et point de rotation (b).

La tige guide (d) produit une translation de l'extrémité du levier (e) qui peut seulement coulisser parallèlement.

Le levier (H) remplit ici le même rôle que le levier (H) au régulateur R.

Considérons les différentes positions de la pédale d'accélération :

216. a) Le moteur est à l'arrêt.

La pédale d'accélération n'est pas enfoncée. Le régulateur est en position de repos et la crémaillère est à débit nul (fig. 206/a).

217. b) Le moteur est lancé.

La pédale d'accélération est enfoncée complètement de sorte que le régulateur se trouve dans la position représentée à la fig. 206/b.

Le régulateur étant entraîné à la vitesse de lancement du moteur (qui doit être supérieure à la vitesse minimale d'allumage), le manchon se déplace d'une certaine distance (Z1) vers la droite.

Par la rotation du levier (H) autour du nouveau point de rotation (b1), nous obtenons le déplacement maximal UM de la crémaillère. Ce déplacement de la crémaillère dépasse la valeur maximale normalement autorisée de sorte que la butée de limitation du débit d'injection maximal est enfoncée. Aussitôt le moteur lancé, la pédale d'accélération doit être lâchée. Le régulateur intervient alors pour déterminer le débit d'injection minimal (rotation du levier autour du point a).

218. c) Le moteur marche à vide (fig. 206/c).

La pédale d'accélération n'est enfoncée que de la quantité nécessaire pour que le déplacement (U) de la crémaillère corresponde au débit d'injection propre au fonctionnement à vide du moteur. Le point de rotation (b2) du levier (H) est défini par le régulateur (écartement Z2 déterminé par l'équilibre entre le ressort de ralenti et les forces centrifuges agissant sur les masses au ralenti. Z2 est plus petit que Z1).

Le rapport de démultiplication du levier (H) est fixé à $\frac{1,35}{1}$ par suite de la position du coulisseau (a).

219. d) Fonctionnement du moteur à pleins tours (fig. 206/d).

Le point de rotation b3 du levier (H) est déterminé par le régulateur (Z3). Le rapport de démultiplication est porté à $\frac{3,25}{1}$.

La fig. 206/d représente la crémaillère dans sa position maximale autorisée (Uv) (atteignant la butée de débit maximal).

Si la vitesse maximale autorisée est dépassée, le levier (H) oscille autour de son point de rotation (a) et la crémaillère est ramenée vers une position de débit moindre.

220. e) Vitesses minimale et maximale du moteur (fig. 207).

Les masses centrifuges sont maintenues en équilibre par des ressorts, à savoir :

1. Un ressort extérieur qui détermine la vitesse de ralenti du moteur.

   Pour la vitesse normale de ralenti, les masses centrifuges - comme on l'a déjà fait remarquer pour le régulateur "R" - ne peuvent pas appuyer sur l'assise des ressorts de vitesse maximale, sinon la limitation automatique de la vitesse à à vide ne serait pas possible.

2. Les deux ressorts intérieurs qui protègent le moteur contre le fonctionnement en survitesse.

3. Le ressort de correction de débit.

221. f) Correction de débit.

Dans des exposés antérieurs, on a signalé que le débit d'injection maximal est déterminé par la "limite de fumée" du moteur.

La butée qui limite le déplacement de la crémaillère à sa valeur maximale est réglée de telle manière que le débit d'injection maximal pour le déplacement maximal de la crémaillère corresponde au couple moteur maximal pouvant être développé à basse vitesse du moteur.

En effet, l'alimentation en air étant moins bonne à grande vitesse du moteur, le débit d'injection maximal doit être réduit au fur et à mesure que la vitesse du moteur croît si on veut rester sous la "limite de fumée" du moteur (fig. 209).

Ainsi donc, à la vitesse maximale du moteur le rôle du ressort de correction de débit, sera de limiter le débit d'injection maximal à celui déterminé par la limite de fumée et ce, indépendamment de la position de la pédale d'accélération.

Si, par contre, la butée de la crémaillère devait être réglée telle qu'elle limite le débit d'injection maximal à celui déterminé par la limite de fumée du moteur, la limite de production de fumée du moteur ne serait jamais dépassée, mais par contre le régulateur ne permettrait pas au moteur de développer son couple maximal à basse vitesse. (fig. 208bis).

3. Le régulateur mini-maxi "A.B.C.".

222. Le régulateur mini-maxi ABC est utilisés sur les locomotives de manoeuvre des séries 71, 74, 82, 84 et 85 pourvues d'un moteur ABC soit :

- le moteur 6 DUS ou 6 DXS pour les locomotives s.84 et 85 (vitesse maximum nominale 680t/min);
- le moteur 6 DXS ou 6 DXC pour les locomotives s. 71, 74 et 82 (vitesse maximum nominale 780t/min).

Le régulateur intervient au ralenti et à la vitesse maximale du moteur; les vitesses intermédiaires sont déterminées par la position de la tringle de commande (actionnée par le servomoteur d'accélération) et par le couple moteur développé.

Le dispositif de mesure de la vitesse du régulateur est entraîné par engrenages à partir de l'arbre à cames.

Fonctionnement (voir fig. 209bis et 209ter, annexes 101 et 101bis).

223. A l'arrêt, la crémaillère des pompes d'injection occupe la position correspondant au débit d'injection maximum. Lors du lancement du moteur, au fur et à mesure que la vitesse de rotation du moteur croît, les masses du dispositif de mesure s'écartent sous l'effet des forces centrifuges ce qui a pour effet de déplacer le poussoir (1) vers le haut et de comprimer ainsi le ressort (2) Le déplacement du poussoir (1) provoque

la rotation du levier à fourches (3) autour de l'axe A, ce qui ramène la crémaillère des pompes d'injection en position de débit minimum correspondant à la vitesse de ralenti à vide. Si la vitesse du moteur diminue, les masses se rapprochent sous l'effet du ressort (2); le déplacement du poussoir (1) entraîne, par l'intermédiaire du levier à fourches (3), un nouvel accroissement du débit d'injection.

La vitesse de ralenti du moteur est déterminée par la tension du ressort (2), dénomé pour cette raison "ressort de ralenti".

Supposons à présent un léger déplacement vers la droite de la tringle de commande actionnée par le servomoteur d'accélération; l'axe de rotation du levier à fourches (3) étant excentré par rapport à l'axe O, le levier à fourches se déplace dans un sens correspondant à un accroissement du débit d'injection. Le moteur accélère; le poussoir (1) se déplace vers le haut jusqu'à venir buter contre le plateau (4). Le ressort intérieur (5) étant plus fort que le ressort (2), le déplacement du poussoir (1) est arrêté.
Le régulateur n'intervient plus pour limiter la vitesse du moteur.

224. Lorsque le moteur atteint sa vitesse de rotation maximale, la force centrifuge agissant sur les masses du dispositif de mesure de la vitesse devient suffisante pour permettre au poussoir 1 de vaincre les tensions des ressorts (2) et (5); le levier à fourches (3) se déplace à nouveau dans le sens correspondant à une diminution du débit d'injection. Le régulateur intervient ainsi pour limiter la vitesse de rotation du moteur à la vitesse maximale autorisée.

4. Le régulateur mécanique à vitesse variable (G.M.).

225. Le régulateur mécanique "à vitesse variable" "G.M.", régulateur à ressort longitudinal, sans amplification de force et sans recouplage élastique, monté sur les moteurs "G.M." type 71 est représenté schématiquement à la fig. 210. Les fig. 211, 212, 213, 214, 215, 216 et 217 donnent des vues de détail de ce régulateur.

Le régulateur est entraîné par la roue dentée T. Les deux masses (76) soumises à une force centripète réagissant par l'intermédiaire de la buselure coulissante (67) et du palier d'appui (60) sur le bras (73) fixé sur l'axe vertical (26).

La fourchette (27) montée à l'extrémité de l'axe (26), appuie sur le ressort du régulateur.

La force exercée par le ressort (101) qui détermine l'équilibre "tension de ressort - réaction centrifuge (76)" est réglée par le bras d'appui (99) et le levier (113) relié au servo-moteur à combustible. A chaque position du servo-moteur correspond une tension de ressort définie et par suite, une vitesse déterminée du moteur. Le servo-moteur se compose d'un cylindre avec piston dans lequel la pression d'air peut être réglée à volonté. Par conséquent, la vitesse du moteur peut être réglée de façon continue. Si, par contre, le servo-moteur ne peut prendre qu'un certain nombre de positions, à chaque position correspondra une vitesse de moteur bien déterminée.

Si la vitesse du moteur s'écarte de la valeur correspondant à la tension du ressort, le levier (27) tourne. L'extrémité A du levier (23), reliée au servo-moteur "stop diesel", constitue l'axe fixe de rotation du levier (23) et ainsi la rotation du levier (27) peut modifier la position des crémaillères dans la mesure nécessaire par l'intervention de la tige (87).

Pour arrêter le moteur Diesel, toutes les pompes d'injection doivent être ramenées au débit nul. Il suffit de mettre en service le servo-moteur "stop diesel" qui fait tourner le levier (23) autour de son axe (B).

En agissant sur la vis de réglage (28), on régle la tension du ressort (101) de sorte que la gamme des vitesses du moteur, définie par les positions du servo-moteur à combustible, corresponde aux valeurs prescrites.

La vis butée (92) permet le réglage de la vitesse de ralenti.

II. Les régulateurs hydrauliques.

226. Comme on l'a déjà fait remarquer antérieurement, les régulateurs hydrauliques sont en général des régulateurs dans lesquels, à partir d'un système de mesure mécanique, les systèmes de contrôle et d'amplification fonctionnent hydrauliquement.

Les régulateurs hydrauliques en usage à la S.N.C.B. sont :

Les régulateurs Maybach;

Les régulateurs Woodward.

227. 1. Les régulateurs hydrauliques Maybach.

Le régulateur de débit Maybach type R 32 F est monté sur les moteurs Maybach GTO 6 A des locomotives diesel de manoeuvres de la série 80

228. Préliminaire.

Les régulateurs hydrauliques Maybach se caractérisent par leur installation hydraulique de réglage se composant d'un tiroir avec piston suiveur (voir les figures 218/a, b.....)

Dans un but de simplification nous étudierons d'abord le principe de fonctionnement d'un mécanisme de réglage à tiroir et piston suiveur.

Ce mécanisme se compose d'un cylindre (32) dans lequel le piston creux (11) peut se mouvoir de haut en bas.
A l'intérieur du piston creux (11) se trouvent les deux tiroirs (f) et (g) reliés par la tige (8). L'huile est amenée sous pression constante dans la chambre (a) entre les deux tiroirs (f) et (g) via la conduite d'alimentation (d) et les ouvertures (b). Dans la position d'équilibre des tiroirs et du piston suiveur, représentée à la fig. 218/a le tiroir (f) ferme, en laissant dégagée une petite rainure, le passage (10) vers la chambre (k) sous le piston (11). La pression d'huile dans la chambre (k) prend une valeur telle que la poussée vers le haut sur le piston est tenue en équilibre par la tension du ressort (27).

Supposons que l'équilibre "tiroir-piston" soit rompu par suite du déplacement du tiroir d'une certaine valeur (fig. 218/b).

L'huile sous pression pénètre par l'ouverture du passage (10) de la chambre (K) dans cette chambre et la poussée exercée sur le piston devient supérieure à la pression du ressort (27). Le piston (11) suit alors le mouvement du tiroir (d'où son appellation de "piston suiveur") jusqu'à ce que celui-ci ferme à nouveau le passage (10) de la chambre (K) (fig. 218/c).

Supposons que l'équilibre "tiroir-piston" soit rompu par la descente du tiroir d'une certaine valeur (fig. 218/d), la liaison entre les chambres (K) et (a) est totalement interrompue et la chambre (K) est mise en communication avec le carter du régulateur via la chambre (c) et les ouvertures (25) de sorte que l'huile de la chambre (K) peut s'échapper.
Le ressort (27) pousse le piston vers le bas jusqu'à ce qu'une nouvelle position d'équilibre pour laquelle le tiroir (f) ferme à nouveau l'orifice de passage (10) (fig. 218/e), soit atteinte.

229. Conclusion.

Si le tiroir (8) subit un certain déplacement, le piston (11) suit immédiatement ce déplacement. Cela signifie aussi que pour n'importe quelle position du tiroir (8), le piston suiveur se place toujours de telle façon que le passage (10) de la chambre (K) soit fermé par le tiroir.

En effet, si pour une position déterminée du tiroir (8), le passage (10) n'est pas complètement fermé, de l'huile sous pression sera envoyée dans la chambre (K) ou retirée de cette chambre (K) selon le cas jusqu'à ce que le passage (10) soit complètement obturé par montée ou descente du piston suiveur.

Si la pression d'huile dans la chambre (K) est trop faible pour maintenir l'équilibre, le piston est poussé vers le bas par le ressort (27) de sorte que les chambres (K) et (a) sont à nouveau mises en communication et à ce moment, l'huile sous pression peut être envoyée dans la chambre (K).

Si la pression dans la chambre (K) est trop forte pour maintenir la position d'équilibre, le piston s'élève de sorte que par la liaison qui existe entre les chambres (K) et (c) une quantité d'huile peut s'échapper de (K). Ce raisonnement montre que la pression dans la chambre (K) évolue de telle façon que le piston suit toujours fidèlement tout mouvement du tiroir.

En vue d'obtenir un fonctionnement stable de l'installation de réglage, il est logique que l'huile alimentant le mécanisme de réglage soit sous une pression constante et supérieure à une valeur minimale déterminée. Si la pression descend sous cette valeur minimale, le ressort (27) pousse le piston sur son siège (32).

DESCRIPTION DU REGULATEUR "MAYBACH" TYPE R 32 F.

230. Le régulateur, représenté schématiquement à la fig. 219/220 se compose en ordre principal des organes suivants :

1. Un dispositif pneumatique de réglage du degré de remplissage;
2. Le dispositif correcteur et amplificateur de forces hydrauliques;
3. Un système de mesure mécanique.

1. Les dispositifs pneumatiques de réglage du degré de remplissage.

231. Cette installation représentée à droite de la fig. 219/220 se compose en principe d'un tiroir (54) avec piston suiveur (55) dont la position est déterminée par la membrane (m) soumise à une pression d'air réglable.

La chambre de la membrane communique avec une soupape de réduction "Westinghousse" appelée vanne de réglage de la puissance du moteur qui permet le réglage, soit par paliers, soit de façon progressive, de la pression d'air sur la membrane entre 1,5 kg/cm^2 (régime à vide du moteur) et 5,5 kg/cm^2 (régime à pleine charge).

La position du tiroir (54) et par suite celle de son piston suiveur (55) est à chaque instant déterminée par la pression d'air sur la membrane (m), la tension du ressort de la membrane (53) et du ressort du tiroir (57). La chambre d'huile de l'installation de réglage est reliée à la chambre d'huile (a) de l'organe correcteur.

2. Le dispositif correcteur et amplificateur de force hydraulique.

232. Il se compose du tiroir (8) et du piston suiveur (11), l'huile sous pression est celle du circuit de graissage du moteur; elle est maintenue constante par un piston compensateur à ressort et chambre d'huile, dispositif déjà utilisé dans le régulateur de vitesse.

Le tiroir (8) de l'organe correcteur est relié par tringles au piston (55) de l'installation de réglage pneumatique; la position du piston suiveur (11) est à son tour définie par la pression d'air régnant dans la chambre de la membrane, pression elle-même réglée par la soupape de réduction Westinghouse.

Le piston (11) est relié aux crémaillères des pompes d'injection et c'est donc la soupape de réduction Westinghouse qui régle directement le débit d'injection et indépendamment du système de mesure, à condition qu'une des vitesses limites du moteur ne soit pas atteinte.

En effet, tant qu'une des vitesses limites du moteur n'est pas atteinte, le manchon (M) du système de mesure et ses leviers (4) et (5) sont à considérer comme immobiles : à ce moment le pivot de liaison entre le levier coudé (6) et le levier (5) peut être considéré comme point de rotation.

3. Le système de mesure mécanique.

233. Les deux masses centrifuges (22) sont entraînées par la roue dentée (21) à une vitesse valant 1,5 fois la vitesse de rotation du moteur.

Elles appuient sur le ressort de ralenti (1) par l'intermédiaire du palier d'appui (R) et du manchon (M). Ce ressort détermine la vitesse de ralenti du moteur diesel.

De même le manchon M appuie sur le levier (4) qui d'un côté est suspendu au point de rotation (A) et de l'autre est relié au levier (5).

En marche à des régimes de vitesses supérieurs au ralenti le ressort de ralenti (1) est complètement enfoncé, tandis qu'au ralenti il ne l'est cependant que partiellement ce, afin de stabiliser la vitesse.

Si la vitesse du moteur tombe sous la vitesse de ralenti autorisée, le ressort (1) se détend.

Comme le point (c), liaison du levier coudé à la tringle (60), est considéré comme point fixe de rotation du levier coudé quelle que soit la position de l'intallation pneumatique de réglage, la détente du ressort de ralenti va amener une élévation du tiroir et, par suite, un accroissement du débit d'injection.

Au contraire, si la vitesse de ralenti dépasse une certaine valeur, le tiroir s'abaisse et une diminution du débit d'injection en résulte (à la condition toutefois que le ressort ne soit pas encore entièrement comprimé par la vitesse de ralenti choisie).

Le ressort de ralenti est à considérer comme complètement comprimé lorsque son assise (2) appuie contre le logement (3) du ressort, ce qui est le cas pour les régimes de vitesse supérieurs au ralenti.

Dans ce cas,la force centripète exercée par le ressort de vitesse maximale (20) est équilibrée par la réaction centrifuge sollicitant les masses (22). Ce ressort est calculé afin qu'il soit complètement comprimé lorsque le moteur atteint sa vitesse maximale autorisée. Le déplacement du manchon (M) vers la droite qui en résulte a pour conséquence une descente du tiroir (8), (c'est le point fixe de rotation du levier coudé (6)) et la réduction du débit d'injection.

Remarques.

234. Comme pour le régulateur de vitesse, la position du piston suiveur et par voie de conséquence,celle de l'arbre de sortie, est indiquée par un index se déplaçant devant une échelle graduée.

Nous rappelons ici que le déplacement de la crémaillère des pompes d'injection est aussi indiqué par un index se déplaçant devant une graduation de la crémaillère.

Le rapport de la transmission des mouvements du régulateur aux pompes d'injection peut être réglé dans un champ limité par la liaison à boutonnière des leviers (12) et (13).

235. Il est possible de régler le régime de ralenti du moteur entre 500 et 800tr/min. Ce réglage se réalise par le déplacement de l'assise de ressort (16) au moyen de la vis de réglage (17). Normalement l'assise de ressort est verrouillée par la vis (15).

La vitesse maximale du moteur peut être réglée entre 1400 et 1500tr/min. par l'écrou (18).

236. Comme le régulateur de vitesse Maybach aussi le régulateur de débit intervient pour la protection du moteur contre une insuffisance de pression d'huile. La pression d'huile nécessaire au lancement du moteur est assurée par une pompe de primage.

Afin d'empêcher que le régulateur n'occupe la position "débit d'injection maximale" lorsque la pompe de primage est en service et que le moteur puisse être lancé dans ces conditions, le régulateur a été équipé d'un limiteur de lancement.

Ceului-ci se compose d'un levier (19) qui, sous l'influence de la pression d'huile assurée par la pompe de primage, limite le déplacement du tiroir (8) de telle façon que le débit d'injection au lancement reste limité aux 2/3 du débit à 4/4 charge.

Comme la pompe de primage est mise hors service après le lancement du moteur, l'influence du levier (19) sur le déplacement maximum du tiroir (8) cesse.

237. Le moteur peut être arrêté en déplaçant le tiroir (8) vers le bas par l'intermédiaire du levier (23) relié à un servomoteur ou à une poignée d'arrêt du moteur.

Le levier (58) permet de placer le tiroir (54) dans une position déterminée et par conséquent, de régler le degré de remplissage du moteur à une valeur déterminée lorsqu'il y a absence de pression d'air pour l'alimentation de la chambre de la membrane.

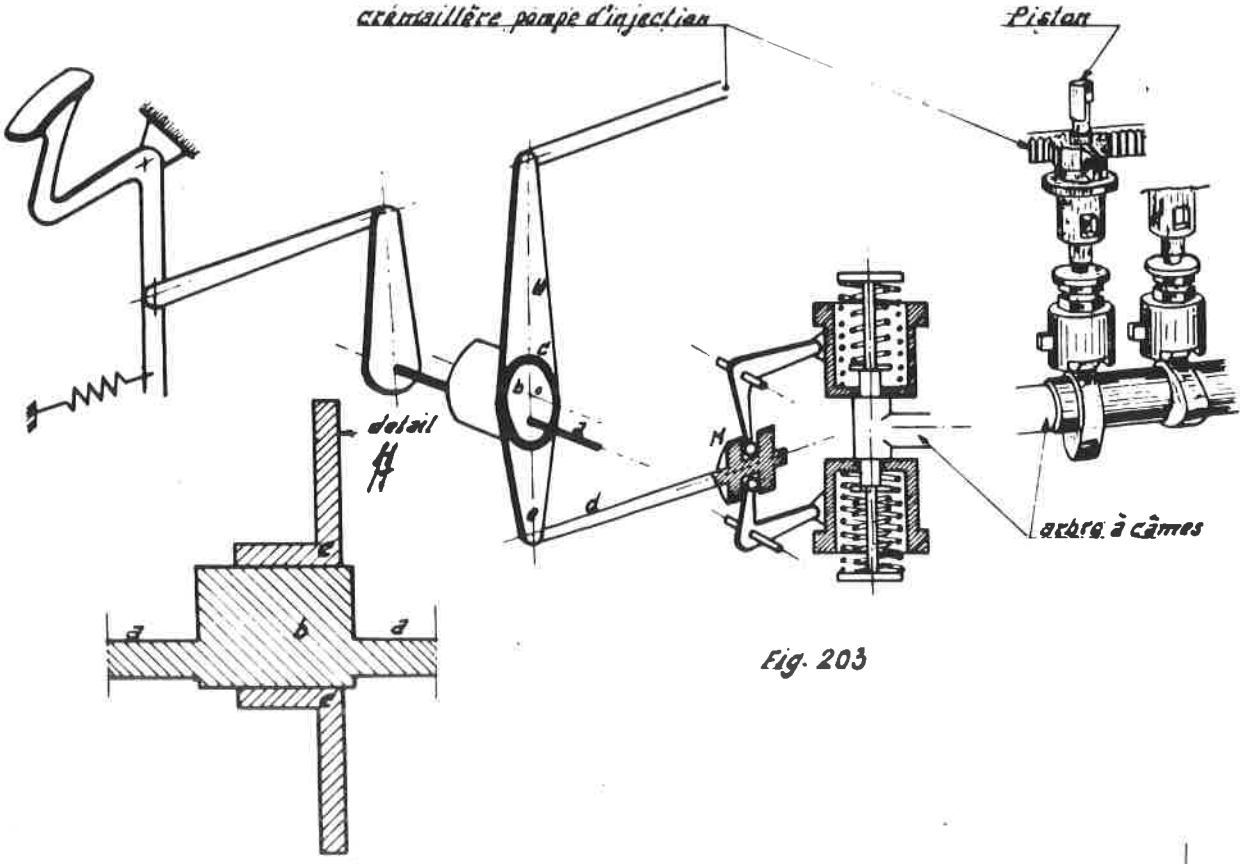


Fig. 203

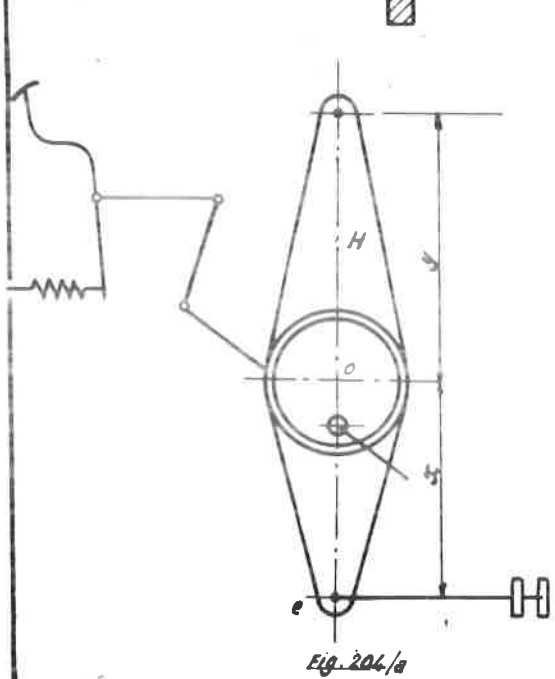


Fig. 204/a

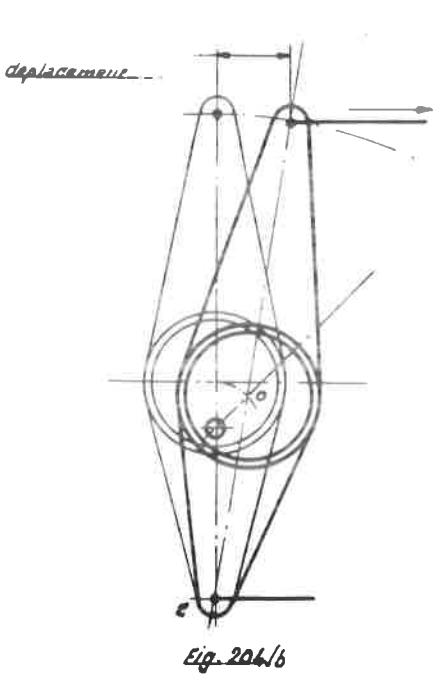


Fig. 204/b

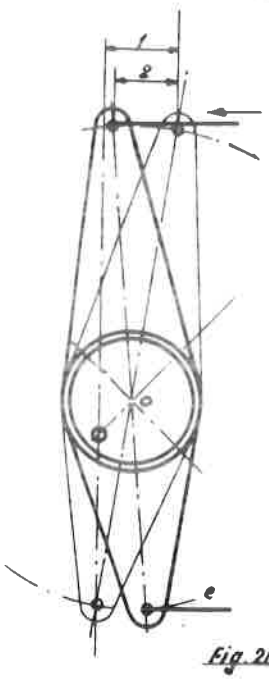
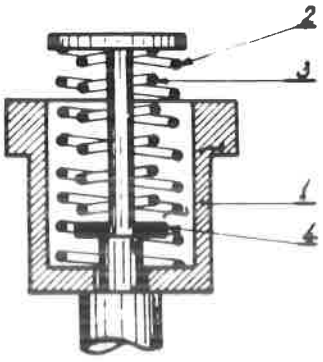
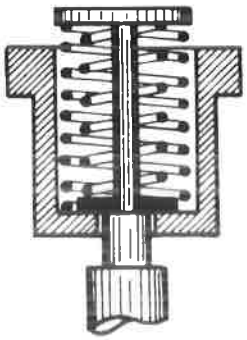


Fig. 204/c



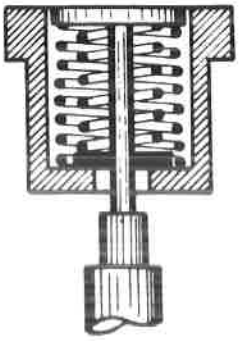
arrêt du moteur

Fig. 205/a



position extrême de ralenti

Fig. 205/b



pos. de vitesse max.

Fig. 205/c

V.P

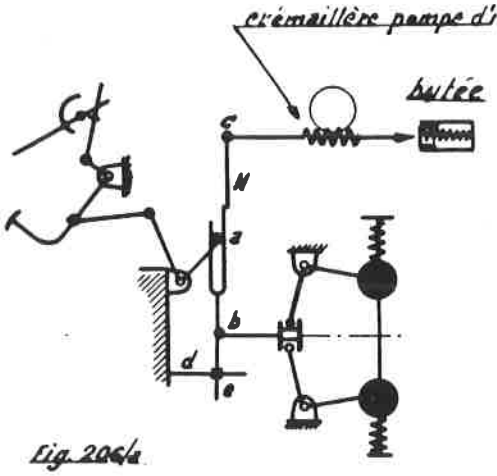


Fig. 206a

Arrêt du moteur

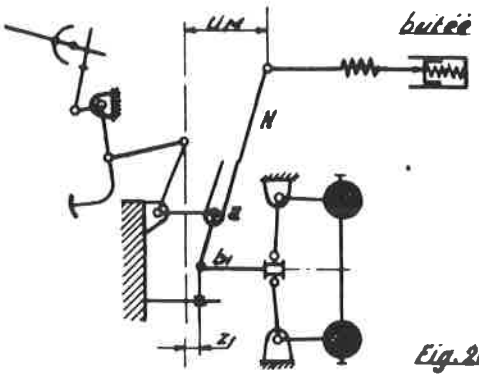


Fig. 206b.

Lancement du moteur
la pédale à gaz est complètement enfoncée

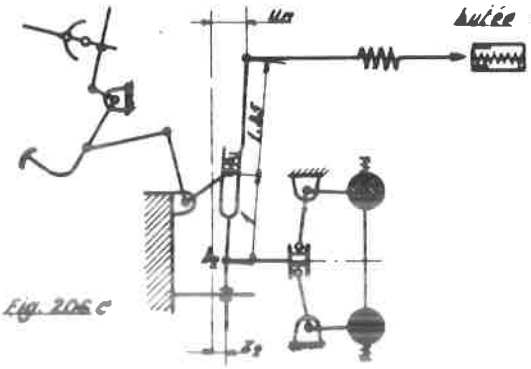


Fig. 206c

marche à vide

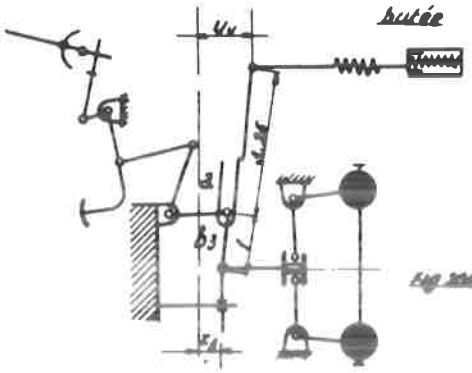


Fig. 206d

charge complète

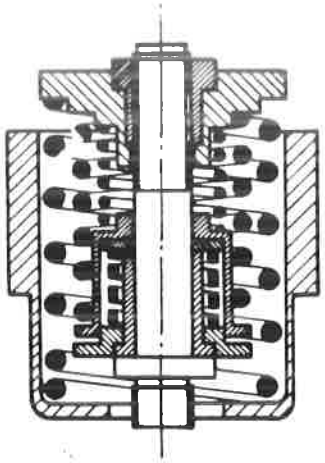
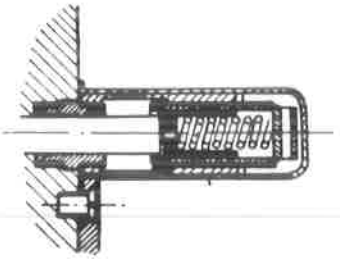


Fig. 207



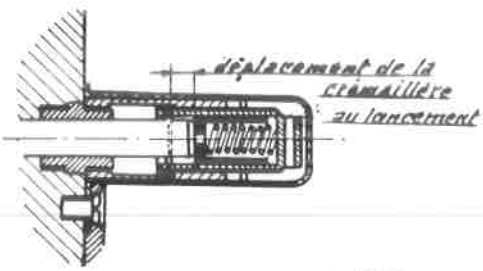
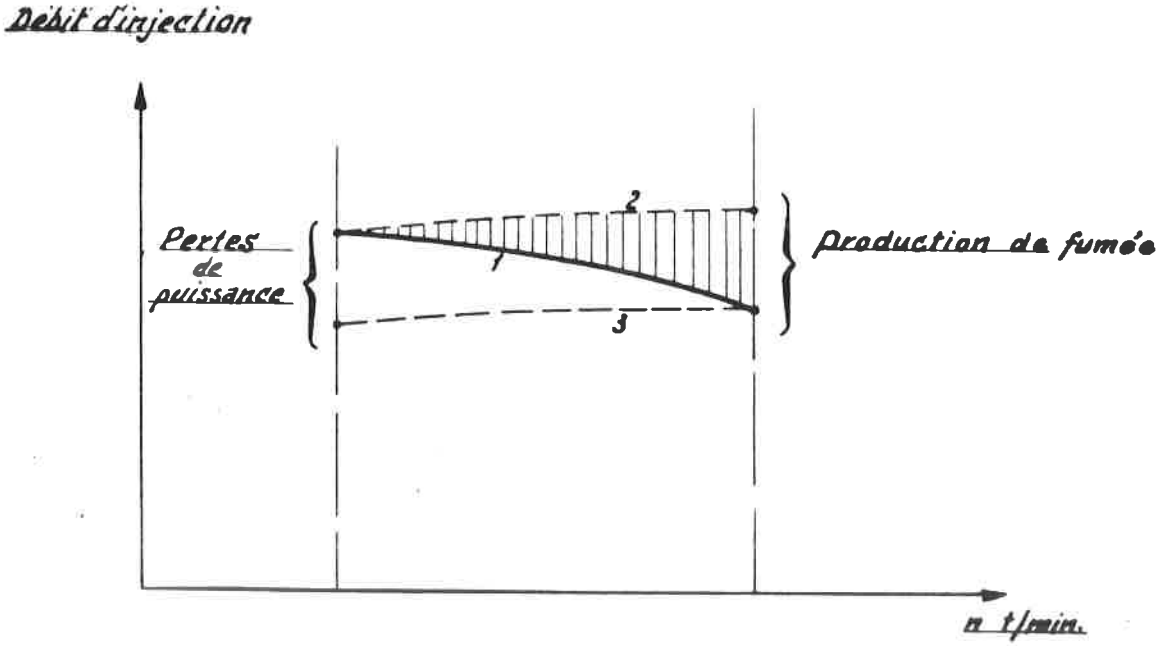


Fig. 208

V.P.



1= Débit max. d'injection déterminé par la limite de fumée du moteur

2= Débit max. d'injection déterminé par le régulateur sans correction de débit quand la butée de la crémaillère est réglée sur le débit max. d'injection à la vitesse min. du moteur.

3= Débit max. d'injection déterminé par le régulateur sans correction du débit quand la butée de la crémaillère est reglée sur le débit d'injection max. à la vitesse max. du moteur.

Fig. 208 bis

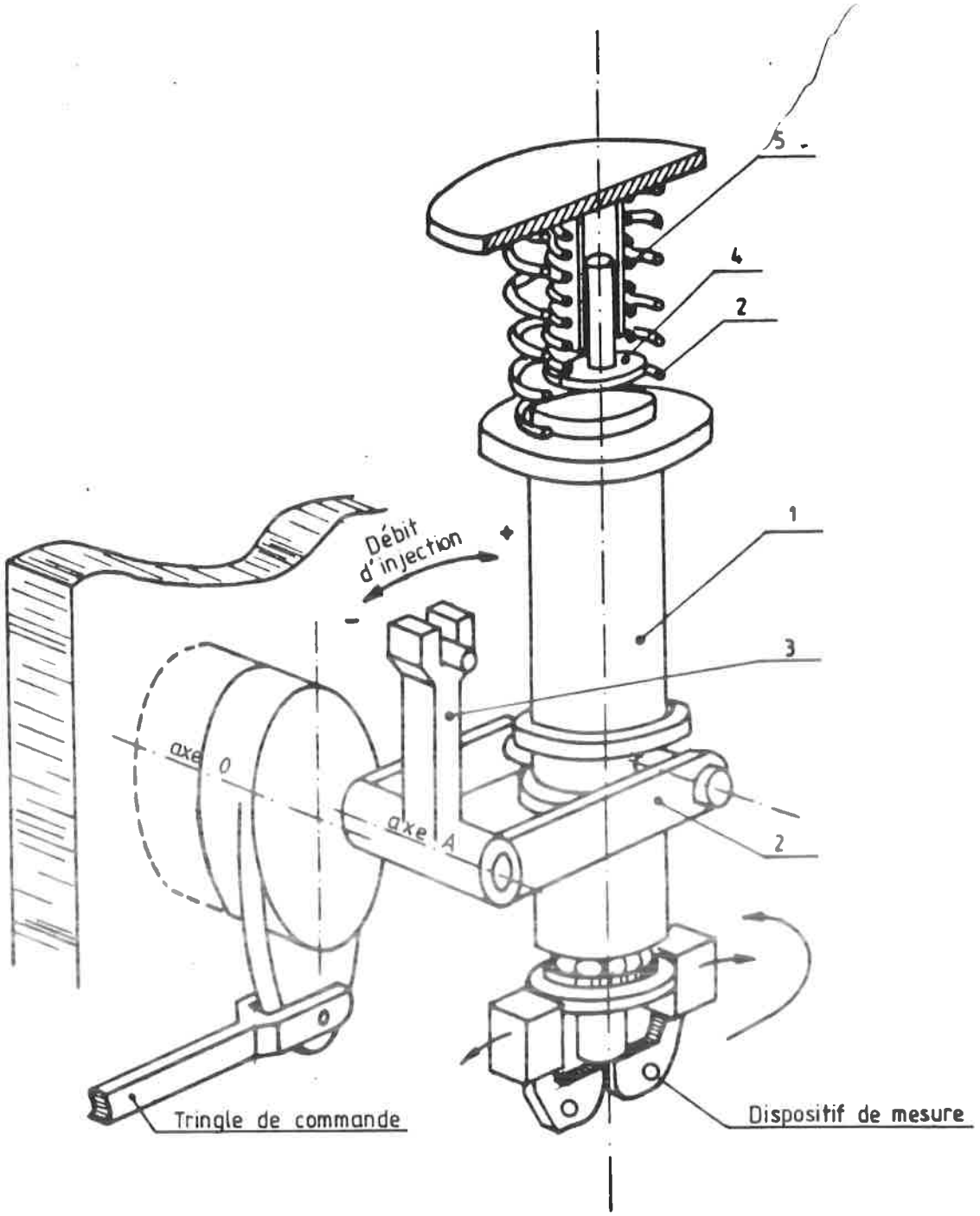


Fig. 209 Principe de fonctionnement du régulateur ABC

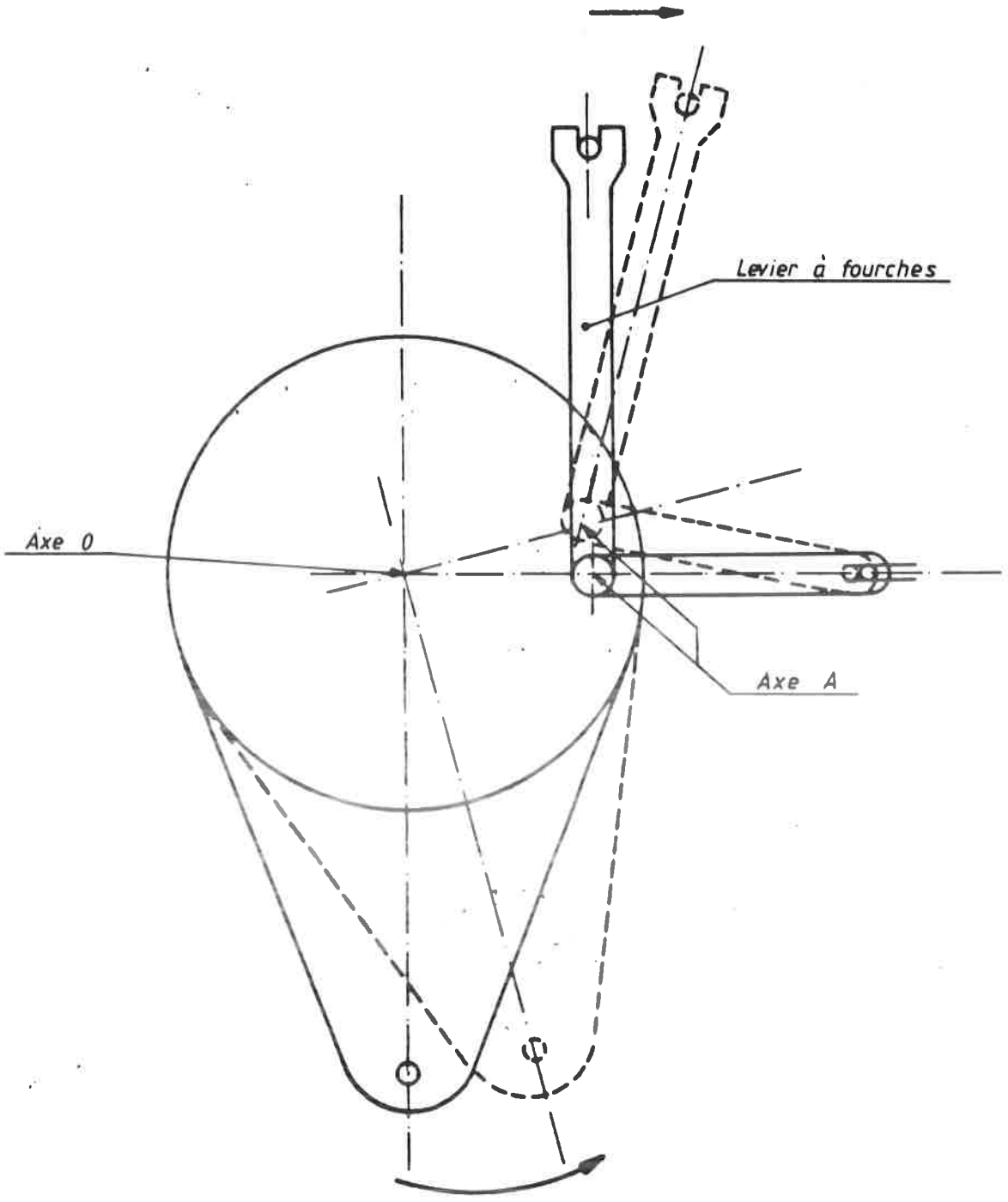


Fig. 209 bis : Régulateur ABC

REGULATEUR VARIABLE SPEED "G.M." L. 71

(REGULATEUR DE VITESSE VARIABLE)

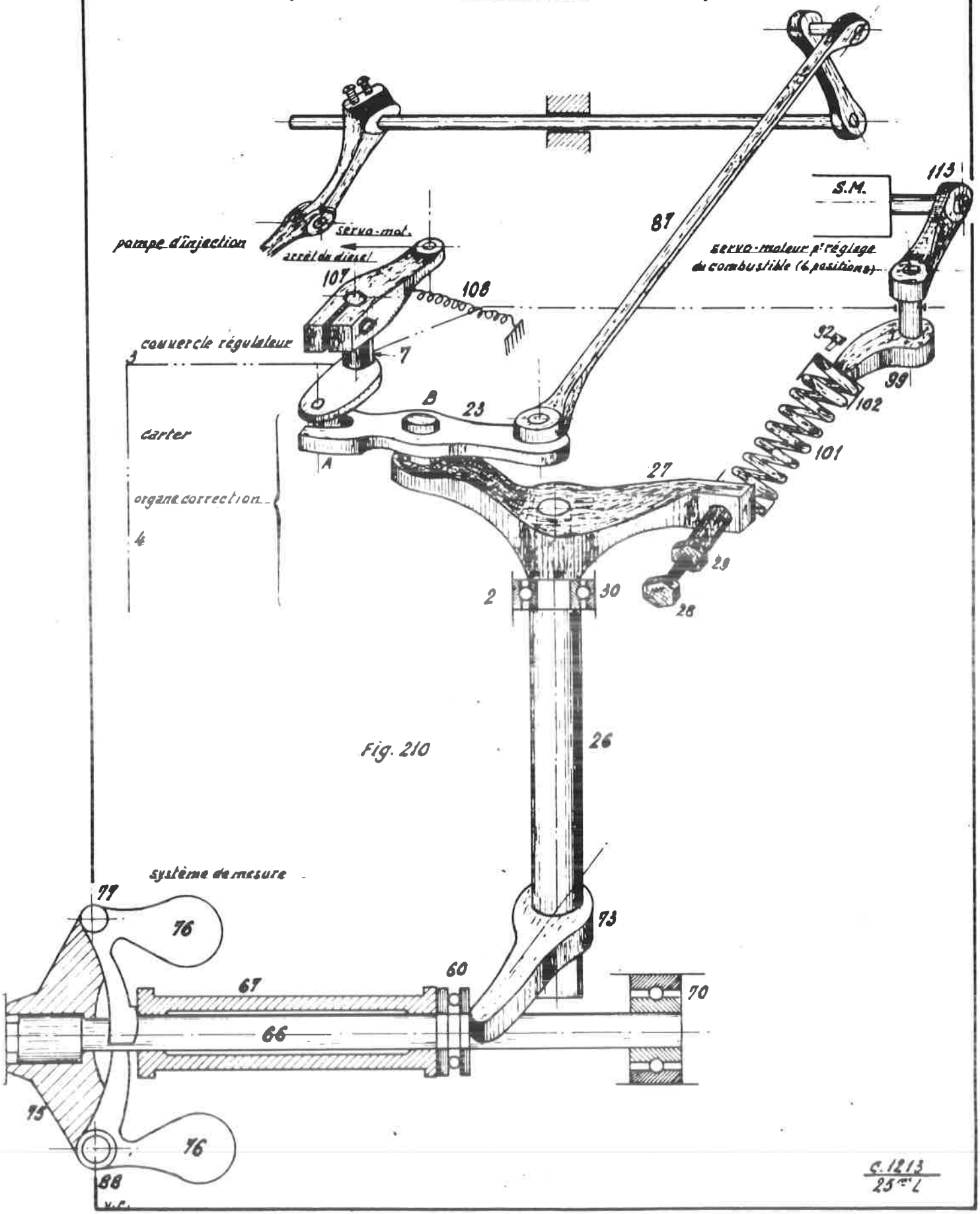
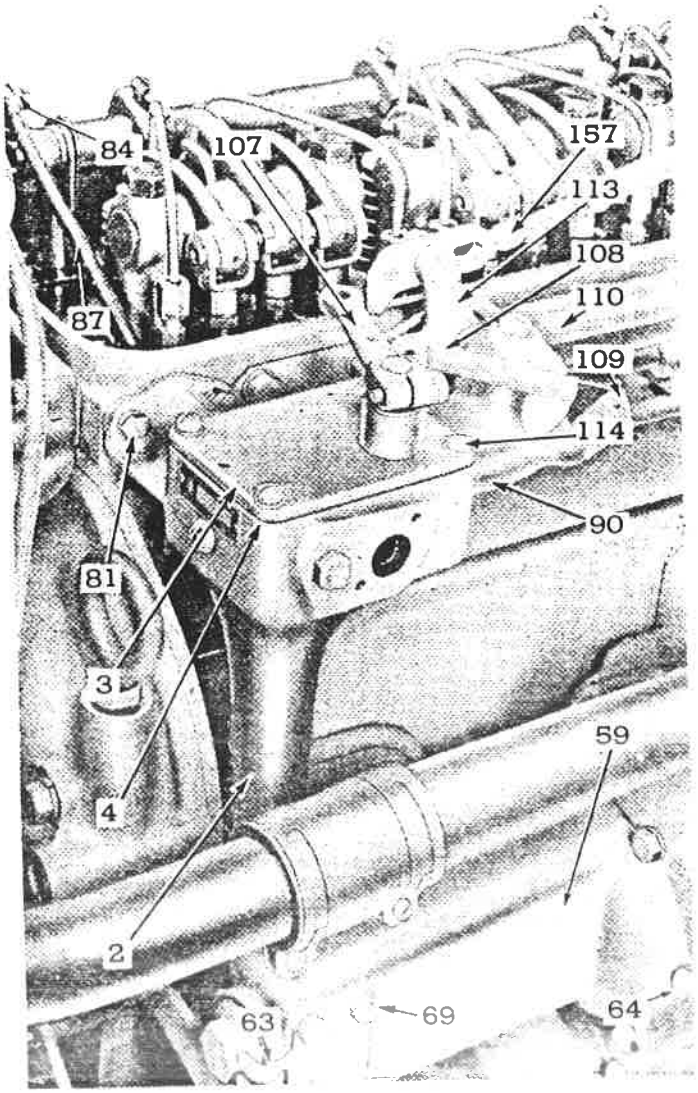
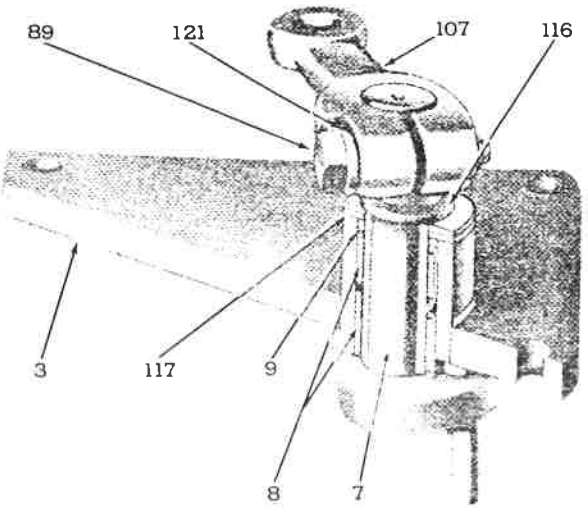


Fig. 210



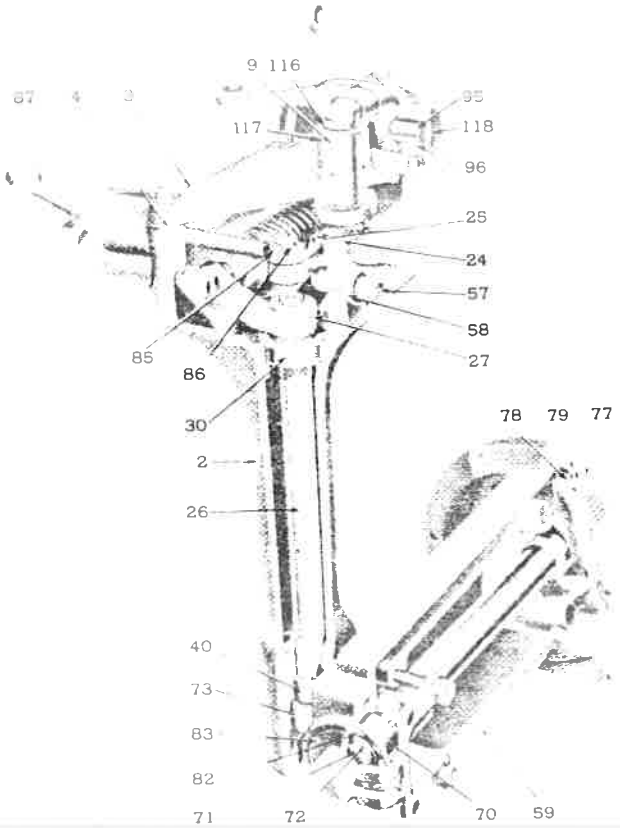
montage du regulateur sur le moteur

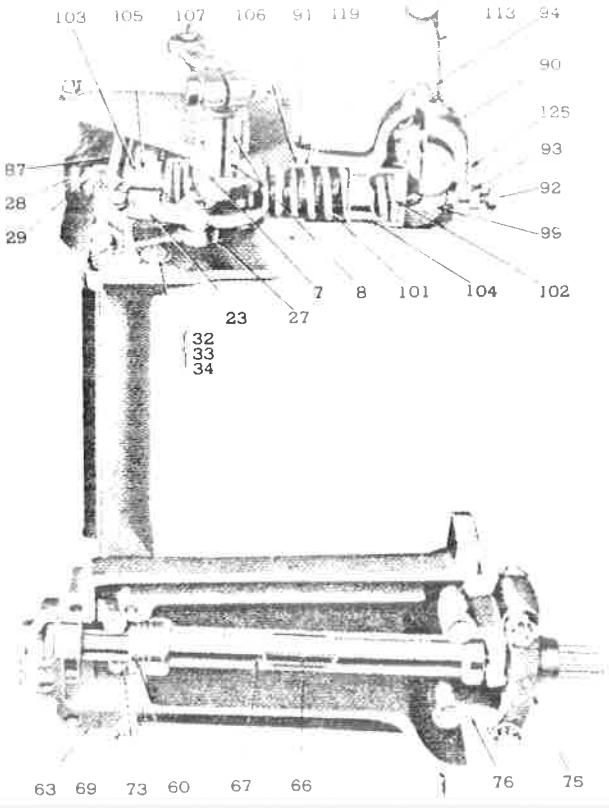
Fig. 213



detail "variable speed control" Régulateur

Fig. 212





"variable speed control" Régulateur Fig. 211

C 1213
25 T.C.L

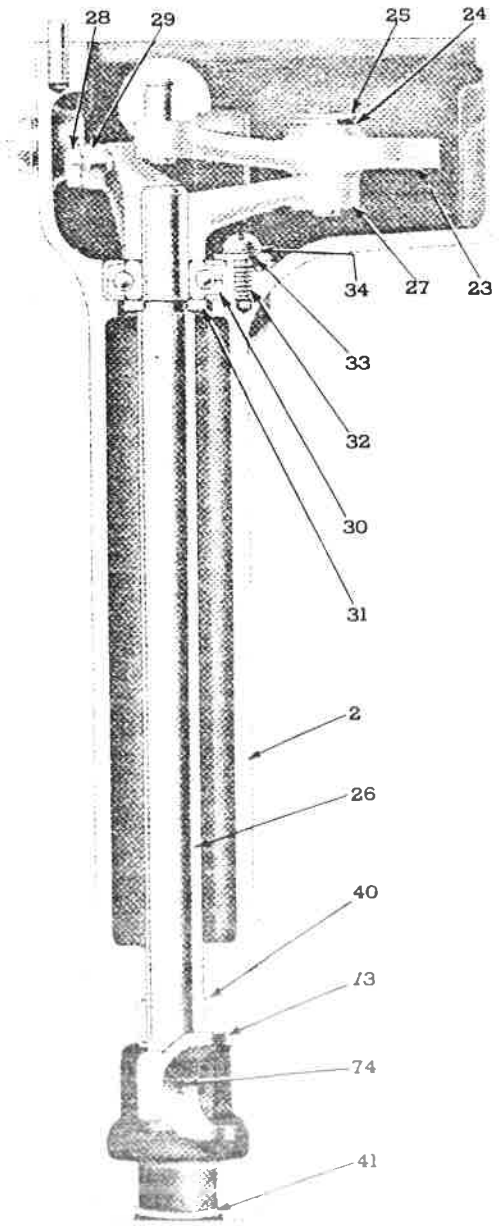


Fig. 216 *tringle du régulateur*

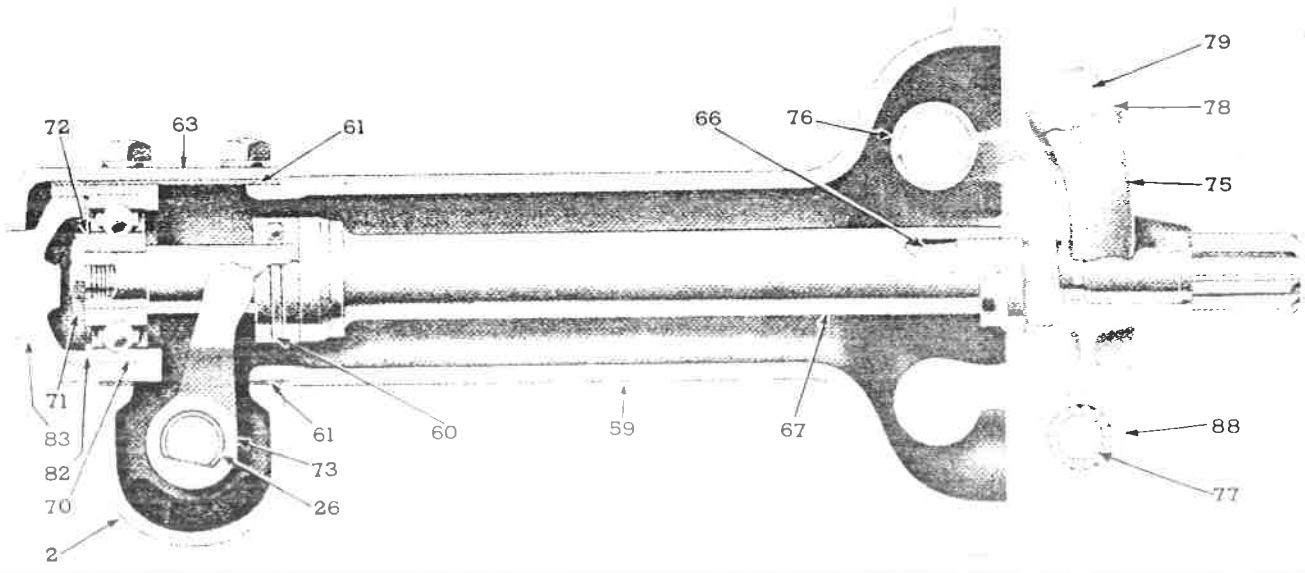


Fig. 217 *masselottes du régulateur*

C. 1213
25 T. L

V. P.

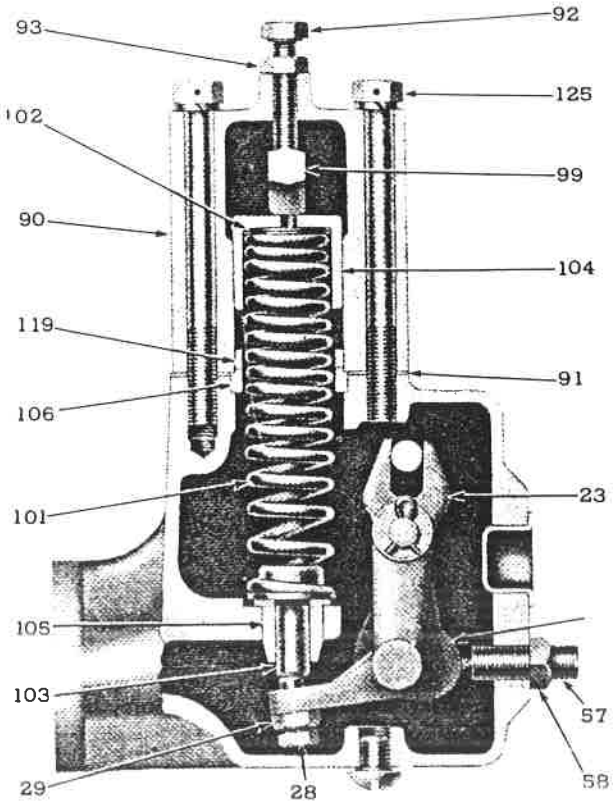


Fig. 214 Ressort du regulateur

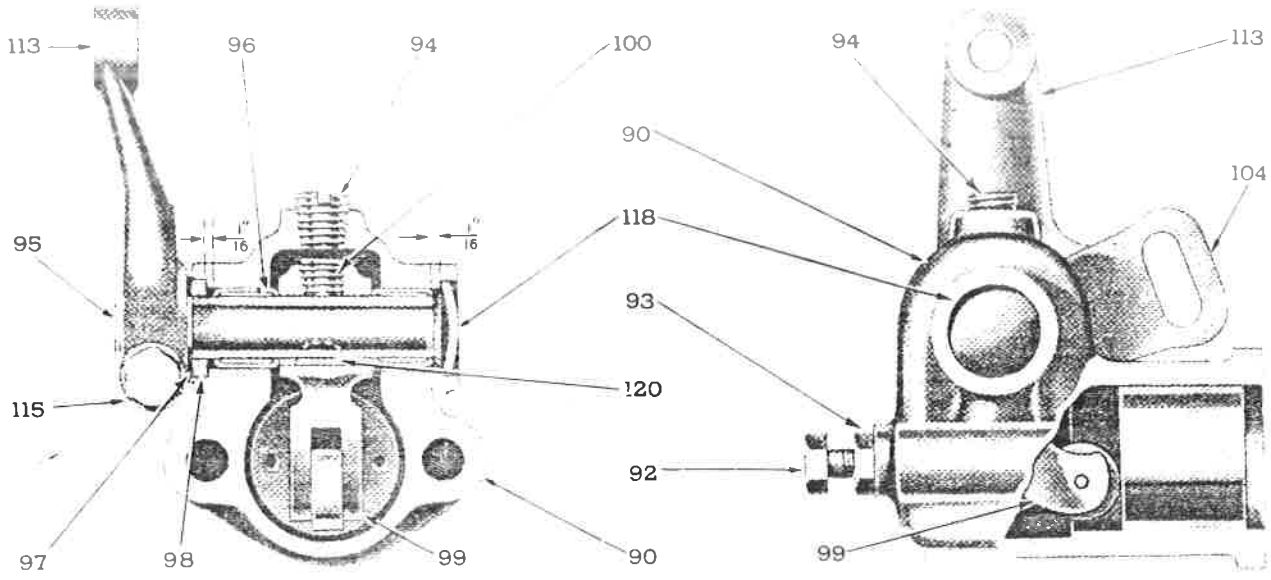


Fig. 215 Logement du régulateur

K.F.

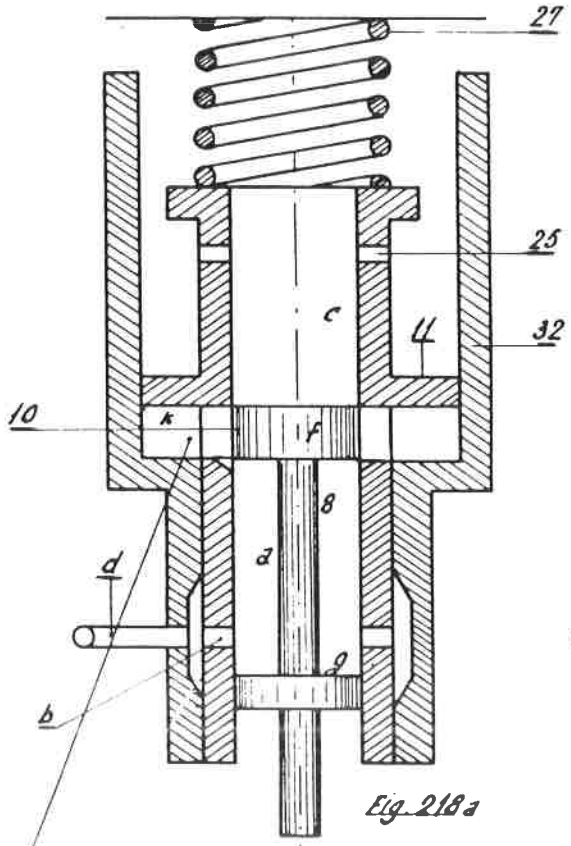


Fig. 218a

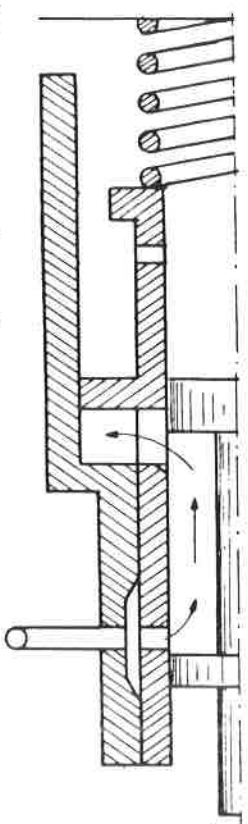


Fig. 218/b

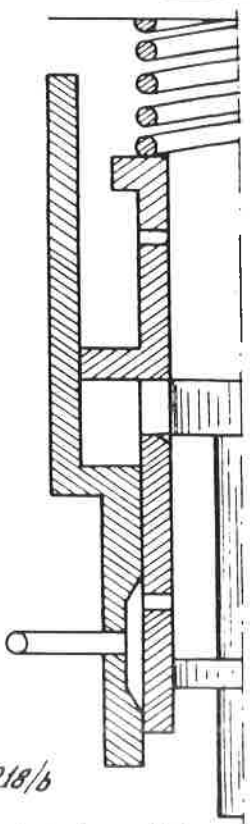


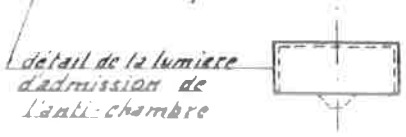
Fig. 218c

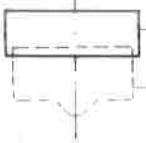
1er changement de la position d'équilibre

1re Phase
soulevement tiroir

2me Phase
piston baladeur suit le tiroir

Position d'équilibre du tiroir de reglage avec piston baladeur





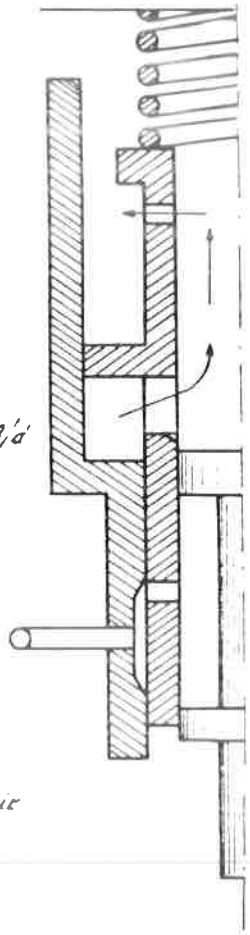


Fig. 218/d

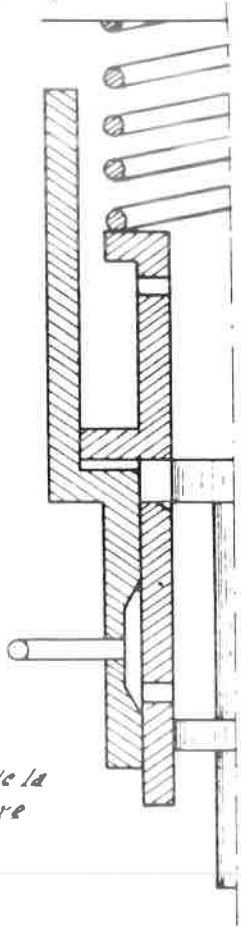


Fig. 218/e

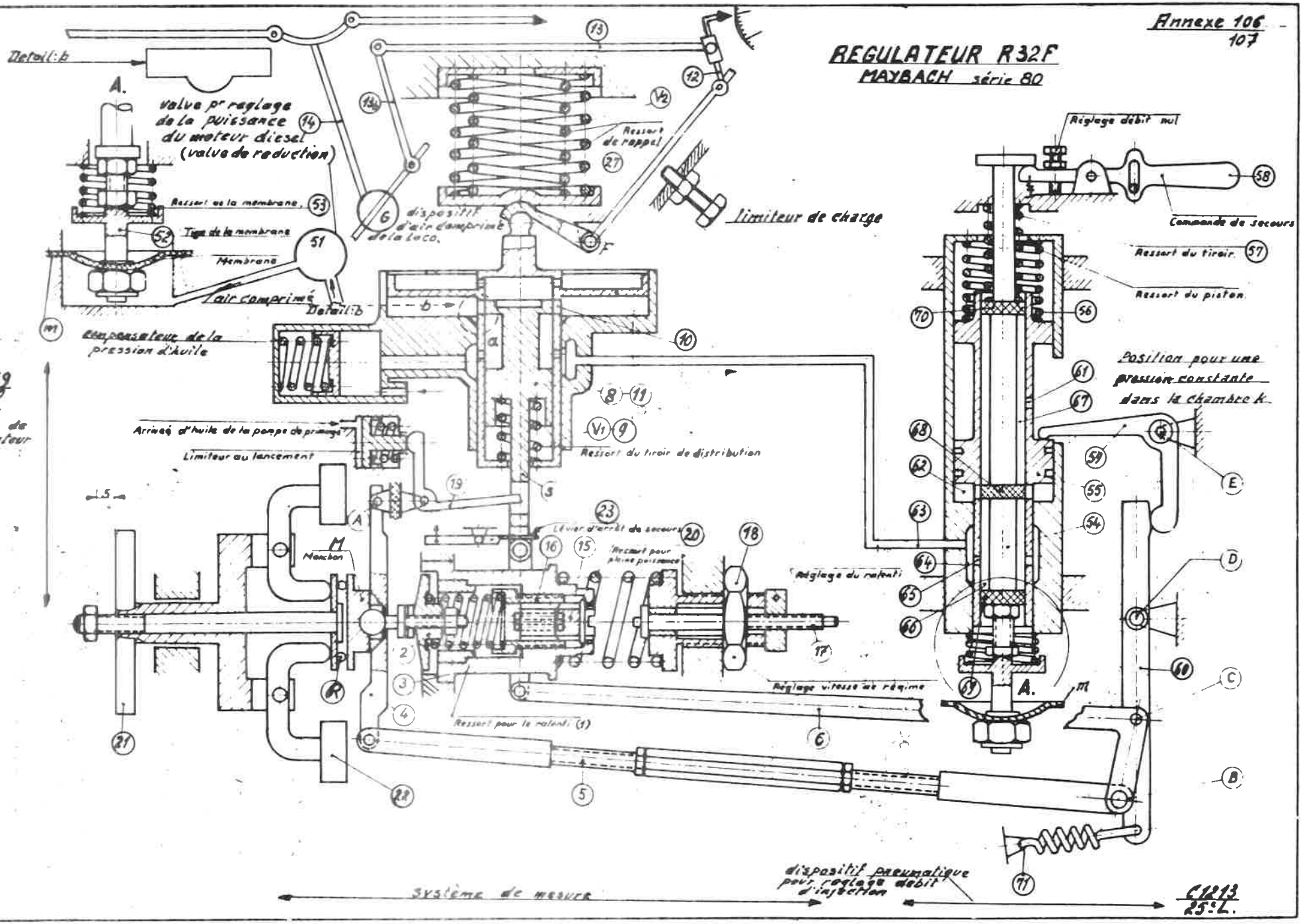
1re Phase
descente du tiroir

2me changement de la position d'équilibre

2me Phase
piston baladeur suit le tiroir

V.P.

REGULATEUR R32F
MAYBACH série 80



2. Le régulateur de vitesse Woodward UG 8.

238. Le régulateur Woodward UG 8 dont sont équipés les moteurs Cockerill ou Baldwin 608 A des locomotives de ligne Diesel-électriques est un régulateur proportionnel intégral, appelé aussi régulateur "isochrone", la vitesse du moteur étant maintenue tout à fait constante quelle que soit la charge du moteur. C'est aussi un régulateur avec amplification de force et recouplage élastique.

Il se compose principalement des organes suivants :

a) Le système de mesure mécanique;

b) Le dispositif correcteur et régulateur hydraulique;

c) Le système de recouplage élastique;

d) La pompe à huile avec son régulateur de la pression.

Le régulateur est représenté schématiquement aux figures 221 - 221 bis et 222 ter. Les parties constitutives sont rassemblées dans un carter métallique fermé, représenté à la fig. 222, rempli d'huile de viscosité appropriée.

239. Le régulateur possède trois axes de sortie;

- l'arbre d'entraînement (8) situé sous le régulateur et relié par pignons à l'arbre à cames du moteur;
- L'axe de réglage (4) situé à l'avant du régulateur et commandé par le servo-moteur pneumatique de réglage de la vitesse du moteur;
- L'axe de sortie (21) situé latéralement et relié à la tringle de commande des crémaillères des pompes d'injection.

a) Le système de mesure mécanique (fig. 221 - 221 bis - 221 ter et 222)

240. Il se compose des masses centrifuges (5) qui tournent autour de leur pivot de fixation (6) et qui appuient sur le palier d'appui et de soutien (M) du ressort (1) par leur doigt de pression. La tension du ressort qui est équilibrée par la réaction centrifuge agit sur les masses et définit le régime de vitesse du moteur Diesel.
Cette tension est réglée par la position du "servo-moteur" réglant la vitesse du moteur et accouplé à l'axe frontal du régulateur par un système de biellettes.

Lors de la modification de la position de ce servo-moteur réglant la vitesse du moteur, la rotation de l'arbre et de la roue dentée commandée par la crémaillière (2)-(3) provoque l'accroissement ou la réduction de la tension du ressort (1).

A chaque position du servomoteur de réglage de la vitesse correspond une certaine tension du ressort et partant, une vitesse définie du moteur.

Les masses centrifuges (5) avec le pivot de fixation (6) et leur socle sont contenues dans la buselure (7) entraînée par l'intermédiaire de deux séries de roues dentées (26) et (27) commandées par l'axe d'entraînement situé sous le régulateur.

b) L'organe correcteur et le régulateur hydraulique.

241. Il consiste en un piston différentiel (9) dont la face supérieure est soumise à une pression d'huile constante et dont la face inférieure présentant une surface supérieure reçoit une pression d'huile variable et réglée par la position du tiroir distributeur (12).

Ce piston (9) est relié au moyen de la tringle de liaison (20) à l'arbre de sortie (21) qui attaque la tringle de commande des crémaillières des pompes d'injection.

A tout instant le degré de remplissage du moteur est déterminé par la position du piston différentiel (9) tandis que sa vitesse est fixée par la tension du ressort (1)

242. Principe de fonctionnement.

Si le moteur tourne à un régime de vitesse constant, le piston différentiel (9) prend une certaine position définie par l'équilibre des poussées de l'huile sur ses deux faces. La pression sur sa face supérieure reste constante et égale à la pression établie par la pompe à huile incorporée, munie d'un régulateur de pression. La pression sur sa face inférieure dépend de la quantité d'huile admise sous le piston différentiel (dans la chambre (a)). Aussi longtemps que le passage de la chambre d'huile (a) située sous le piston est fermé par le tiroir (12), la quantité d'huile dans cette chambre reste constante, et donc aussi la pression. Le piston différentiel demeure fixe, et à ce moment le degré de remplissage du moteur reste constante.

Si le moteur s'écarte du régime de vitesse choisi, le manchon(M) des masses centrifuges (5) subit un déplacement qui est transmis au tiroir (12) au moyen de la tringle de liaison (10) et du levier flottant (11). Nous pouvons supposer provisoirement que l'extrémité du levier (11) qui s'appuie sur le système élastique de recouplage est un point fixe de rotation tant que le recouplage n'intervient pas.

Nous voyons alors clairement sur la fig. 223 que lorsque le tiroir (12) se déplace, la quantité d'huile amenée dans la chambre (a) sous le piston différentiel augmente. Le piston (9) monte alors et le degré de remplissage du moteur croît. Si le tiroir (12) se déplace vers le haut, la chambre (a) est reliée directement au carter d'huile du régulateur et l'huile s'échappe de la chambre (a); le piston différentiel descend et le degré de remplissage diminue.

43. Conclusion : La pression d'huile dans la chambre (a) sous le piston différentiel peut être réglée au moyen du tiroir (12) et de ce fait, la position de ce piston et le degré de remplissage du moteur.

Si le moteur s'écarte du régime de vitesse choisi, le tiroir (12) règle, sous l'influence du système de mesure, l'arrivée ou le départ de l'huile sous le piston différentiel de sorte que par la modification de son degré de remplissage, le moteur est ramené à son régime de vitesse.

c) Le système de recouplage hydraulique.

La condition de proportionnalité intégrale est remplie comme suit :

44. Dès que les crémaillières des pompes d'injection, après l'intervention du système de mesure et de correction, ont pris leur nouvelle position, l'écoulement de l'huile (amenée ou départ) de la chambre (a) sous le piston différentiel doit être arrêté. L'arrêt de l'écoulement doit être réalisé dans tous les cas, même si la vitesse du moteur n'a pas repris immédiatement sa valeur normale. Après ouverture du passage de la chambre (a) le tiroir (12) doit donc être ramené à sa position initiale, de sorte que l'admission vers la chambre (a) est à nouveau supprimée et ce sans attendre le résultat de la modification de la position du piston différentiel (9).

Ce retour du tiroir (12) à sa position initiale ne peut cependant pas entraîner une nouvelle modification de la position du piston différentiel (9)

Ce fonctionnement intégralement proportionnel du régulateur est obtenu par le levier flottant (11) qui appuie sur l'organe élastique de recouplage. Cet organe se compose de deux cylindres (14) et (15) remplis d'huile et communiquant l'un avec l'autre. Ces deux cylindres reçoivent respectivement les pistons (16) et (17) et sont reliés au carter d'huile du régulateur par un orifice calibré réglable par la vis (23).

245 Principe de fonctionnement.

Le piston différentiel (9), par son mouvement montant ou

descendant, ne modifie pas uniquement la position de l'arbre de sortie (modification du degré de remplissage du moteur) mais aussi, par les leviers de recouplage (25) (24) et (18), la position du piston (17).

La modification de la pression d'huile qui en résulte dans les chambres communiquantes (15) et (14) déplace le piston (16) dans le sens opposé au piston (17). Du fait que l'extrémité gauche du levier flottant (11) (pivot de liaison avec la tringle (10)) devient un point fixe de rotation, le déplacement du piston (16) entraîne le déplacement du tiroir (12) en sens opposé à celui engendré par le système de mesure.

Le tiroir (12) ferme à nouveau partiellement l'admission de la chambre (a) avant même que le moteur ait repris sa vitesse normale.

Entretemps, l'extrémité gauche du levier flottant a suivi le déplacement du manchon (M) résultant de la modification de la vitesse du moteur. L'extrémité droite a suivi le déplacement du piston (16) provoqué par l'égalisation de la pression d'huile qui s'est modifiée dans les cylindres (15) et (14) par l'écoulement du fluide au travers de l'orifice calibré (23)

Par le mouvement du levier flottant (11) on obtient la fermeture complète de la chambre (a) à l'instant où le moteur a atteint à nouveau la vitesse normale.

Par la fermeture anticipative du passage vers la chambre (a) on évite que la pression d'huile dans cette chambre ne devienne trop grande ou trop petite et par suite que la vitesse du moteur ne dépasse sa valeur normale. Rappelons qu'il s'agit ici de la qualité intégrale proportionnelle du régulateur.

Le retour du moteur à sa vitesse normale se fait donc en deux phases :

1ère phase : intervention du système de mesure :

Ouverture du passage de la chambre différentielle (a)

Conséquence :

Modification rapide de la vitesse du moteur jusqu'à une valeur proche de sa valeur normale.

2e phase : intervention du système de recouplage.

Fermeture partielle du passage de la chambre (a) avant que le moteur ne reprenne sa vitesse normale.

Conséquence :

Retour régulier et progressif du moteur à sa vitesse normale tandis que le système de mesure et le système de recouplage ferment ensemble et complètement le passage de la chambre (a) à l'instant précis où la vitesse normale du moteur est atteinte à nouveau.

Il faut noter que le recouplage est aussi proportionnel.

La rotation de l'arbre de sortie (2) est toujours transmise par le levier (K) et le balancier (24) aux pistons (16) et (17). Lors de l'accroissement de la vitesse du moteur, l'arbre (21) tourne vers la droite; le piston (17) monte et l'extrémité droite du levier flottant (11) descend.

La force de recouplage peut être réglée en modifiant le rapport de transmission du balancier (24). Son point de rotation s'appuie en effet sur le levier (H). En tournant ce levier (H) de telle façon que le point de rotation du balancier (24) vienne plus près du levier (K), la proportionnalité augmente (rotation de l'axe 21 par rapport à la levée du tiroir).

D'un autre côté, la grandeur de l'action intégrale est déterminée par la constante du ressort (22) ainsi que par le passage de la valve (23)..

Le ressort appliqué au dessus du piston (17) sert uniquement à diminuer la course. Il en est de même du ressort sous le tiroir qui sert à équilibrer le poids du tiroir et celui du levier flottant (11).

246. d) La pompe à huile.

La pompe à huile à engrenages installée dans le carter du régulateur est entraînée par l'arbre d'entraînement du système de mesure. Une soupape de dérivation à ressort limite la pression à une valeur maximale. Lorsque cette pression est atteinte, la soupape se soulève et une partie de l'huile est dérivée vers le carter du régulateur.

247. Résumé du principe de fonctionnement du régulateur Woodward type UG 8.

Le moteur Diesel tourne à un régime de vitesse constant déterminé par une position définie du servomoteur de réglage de la vitesse du moteur" qui confère au ressort (1) une certaine tension.

a) La charge reste constante (fig. 223)

Aussi longtemps que la charge demeure constante la vitesse du moteur l'est aussi.

- le piston différentiel et l'arbre de sortie (21) ne changent pas de position;
- Les masses sont maintenues en équilibre par la réaction centrifuge de sorte qu'elles prennent une position "normale". L'ouverture d'alimentation de la chambre (a) sous le piston différentiel est fermée par le tiroir (12).

b) La charge diminue (fig. 224-225-226).

1ère phase (fig. 224).

- La vitesse du moteur Diesel croît;
- Les masses s'écartent et le tiroir (12) ouvre le passage vers la chambre (a) sous le piston différentiel;
- Il s'échappe de cette chambre (a) une certaine quantité d'huile vers le carter du régulateur.

2e phase (fig. 225)

- Par suite de la pression constante sur sa face supérieure, le piston différentiel (9) est poussé vers le bas et l'arbre de sortie (21) tourne dans un sens tel qu'il diminue le degré de remplissage du moteur;
- Par la rotation de l'axe (21) le piston de recouplage (17) monte et à la suite de la dépression qui naît dans les cylindres (15) et (14), le piston de recouplage (16) descend.

Le ressort (22) est déprimé, la tringle (19) descend et le levier flottant(11) tourne autour de son point de rotation gauche.

Le tiroir (12) ferme partiellement le passage de la chambre (a) et l'échappement d'huile de la chambre (a) est à présent limité;

Le piston différentiel (9) et l'arbre de sortie (21) prennent leur nouvel état d'équilibre approximatif en concordance avec le nouveau degré de remplissage exigé par le régime de rotation choisi du moteur.

3e phase (Fig. 226)

Au fur et à mesure que l'on s'approche du régime de vitesse choisi, les masses centrifuges reviennent de plus en plus à leur position verticale et l'extrémité gauche du levier flottant (11) descend.

Progressivement, la pression dans les cylindres (14) et (15) s'égalise par adduction d'huile du carter du régulateur par l'orifice calibré (23). Le piston (16) s'élève et aussi l'extrémité droite du levier flottant (11).

Par suite du mouvement du levier flottant (11) qui en résulte, le tiroir (12) ferme davantage le passage de la chambre (a) dans la mesure où la vitesse du moteur atteint sa valeur de régime normal. A l'instant où la vitesse normale de régime est totalement atteinte, le passage (a) est complètement obturé et le piston différentiel prend définitivement sa nouvelle position.

c) La charge augmente.

L'explication est identique à celle utilisée pour une diminution de la charge.

Les phases de fonctionnement qui y correspondent sont représentées aux fig. 227, 228 et 229.

Remarque importante :

Le régulateur "Woodward type UG 8" est réellement un régulateur de vitesse.

Sur les locomotives Diesel-électrique s.59 et s.51, ce régulateur est pourvu de contacts électriques qui fonctionnent en fonction du déplacement de la tringlerie de commande des pompes d'injection (contacts 70 %, 100 %, 102 %).

Ces contacts servent à piloter la carte de régulation électronique de la charge du moteur (voir cours 1260).

REGULATEUR WOODWARD
t. UG. 8 L

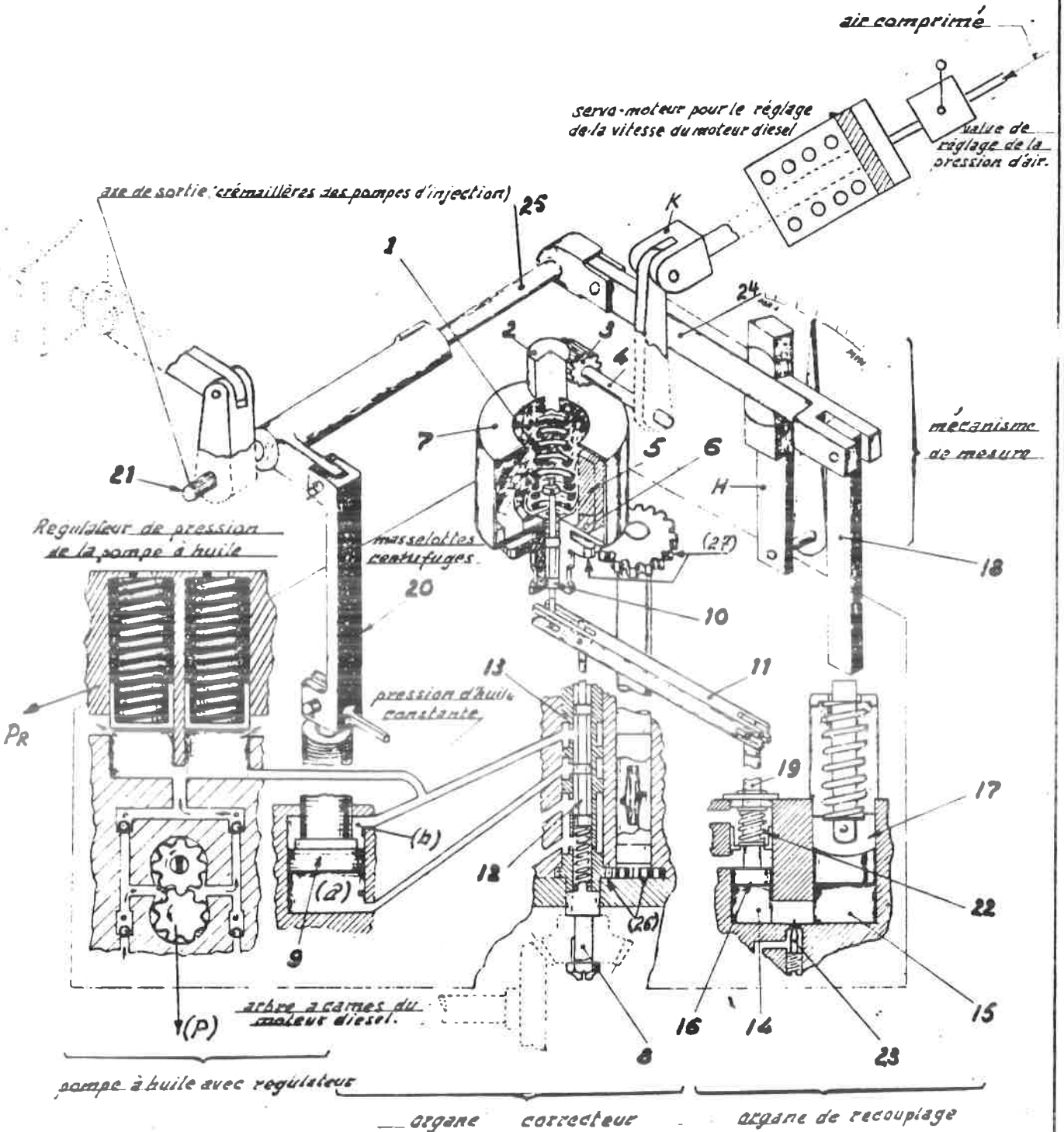


Fig 221

Ken Autigue 303462 § 1162003

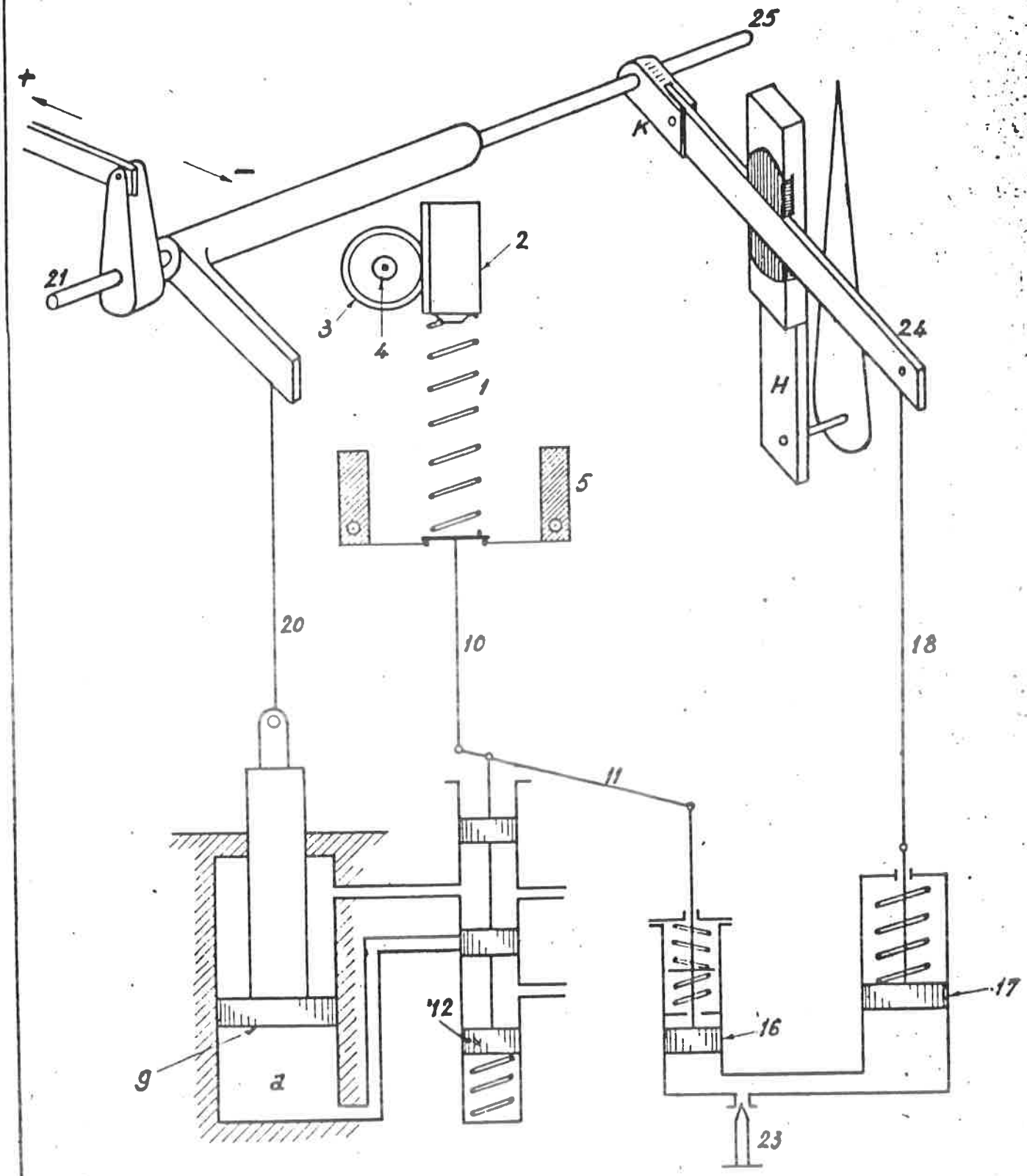
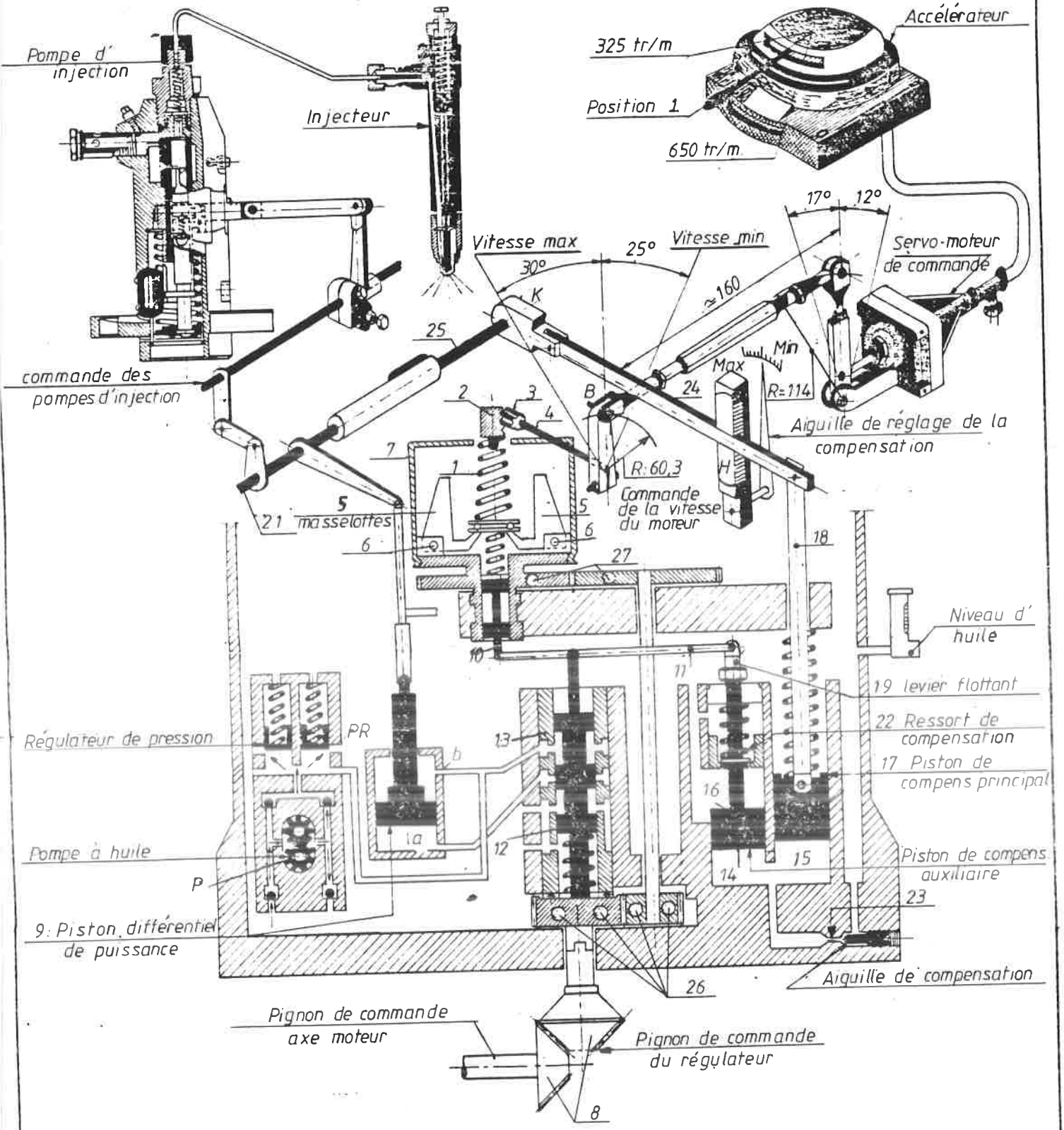


Fig. 221 bis WOODWARD - UG8 - hlde : r 59

C.1213
26 : L

Woodward UG8 Principe du régulateur de vitesse R59

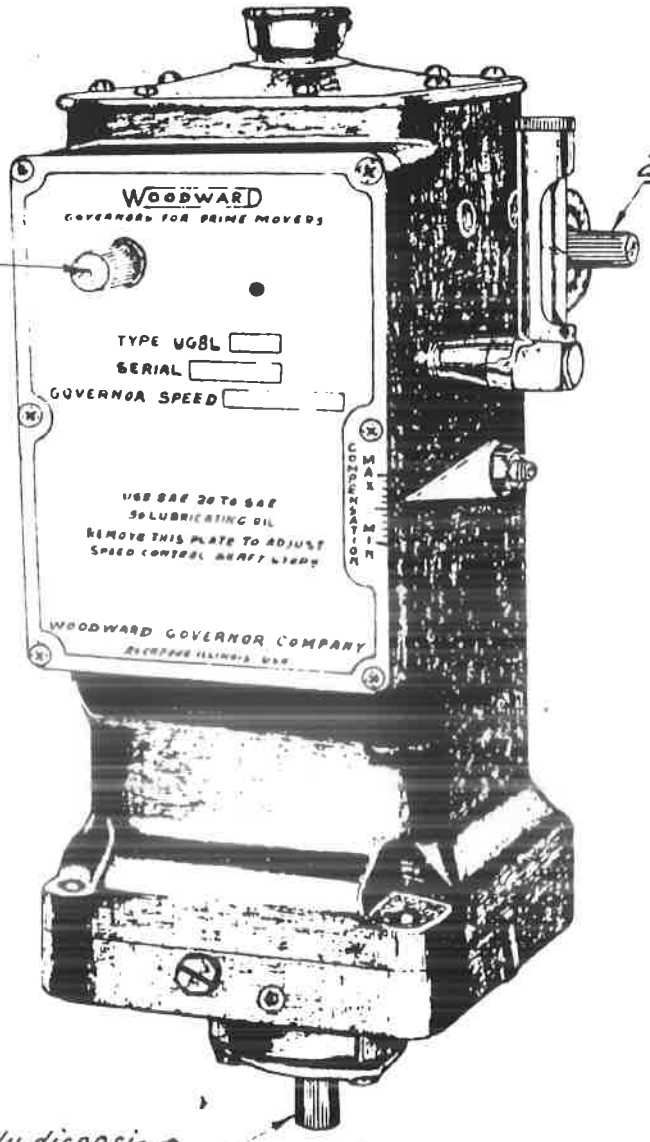
Fig. 221 ter



C. 1213
26e L

REGULATEUR WOODWARD

L. UG. 8L



servo moteur pour 4 la reglage de la vitesse du moteur diesel

21. Mecanisme de réglage des crémaillères des pompes

Commande du dispositif de controle et de la pompe à huile du régulateur 8

Fig: 222

C1213
26.L

VITESSE DE REGIME CONSTANTE
A CHARGE CONSTANTE DU MOTEUR

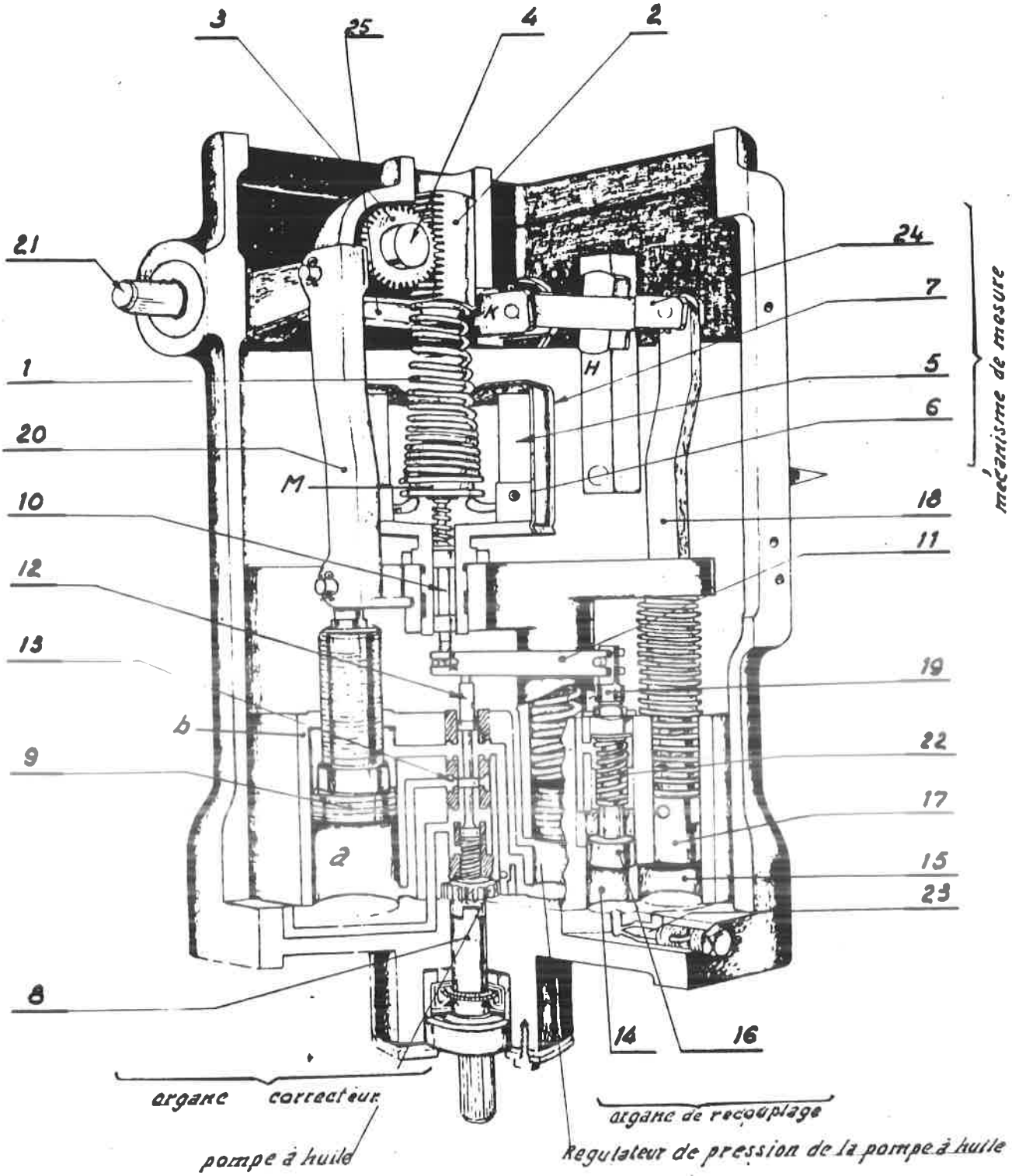


Fig. 223

CT 1213
26-L

VITESSE CROISSANTE DU MOTEUR DUE A LA CHARGE DECROISSANTE

1re PHASE

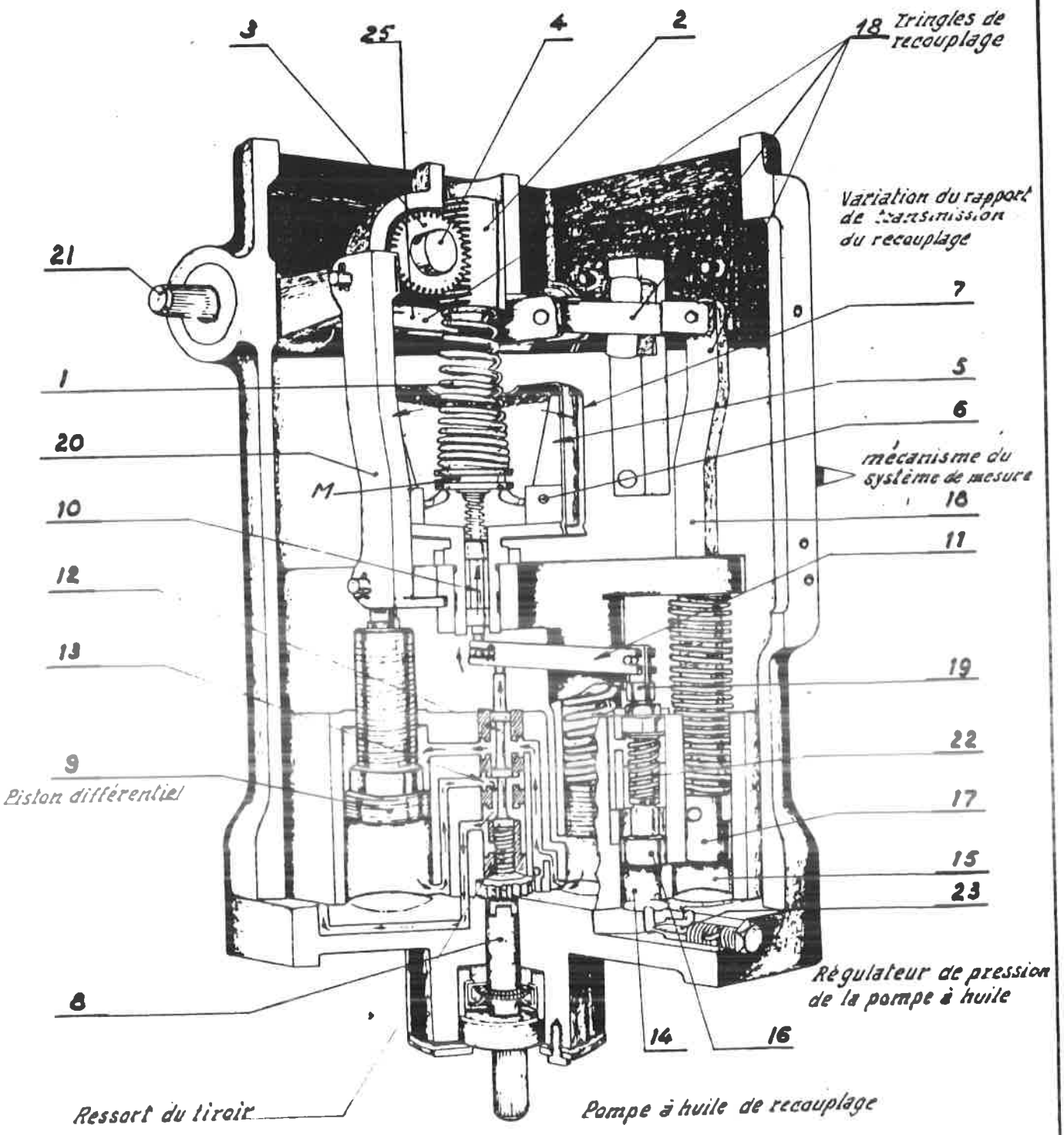


Fig. 224

VITESSE DE REGIME
APRES ACCROISSEMENT DE LA VITESSE
DU A UNE DIMINUTION DE LA CHARGE
2ème PHASE

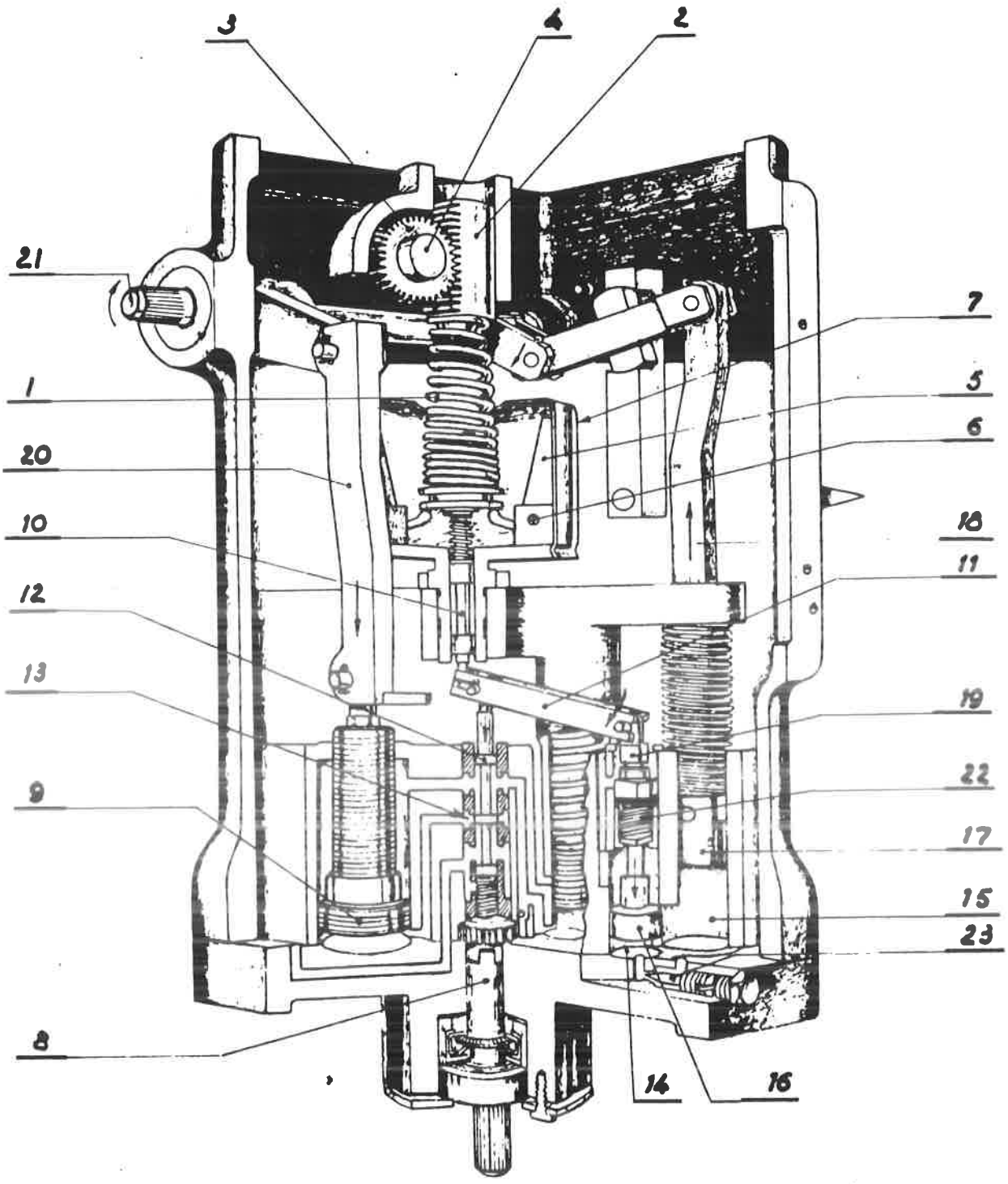


Fig.225

VITESSE DE REGIME CONSTANTE

APRES DIMINUTION DE LA CHARGE

3ᵐᵉ PHASE

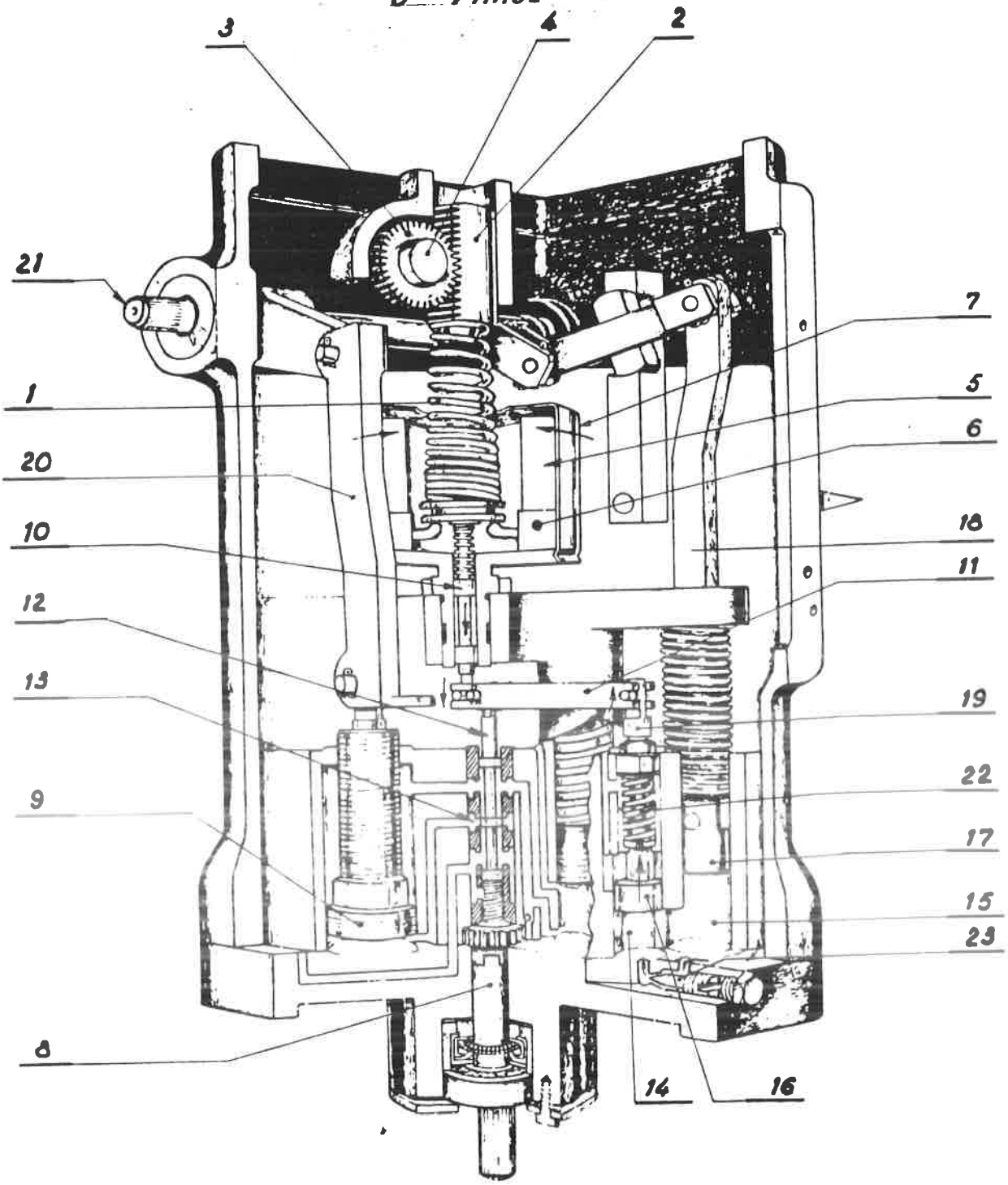


Fig. 226

C1213
26-L

VITESSE DECROISSANTE DU MOTEUR
DUE A LA CHARGE CROISSANTE
1ère PHASE

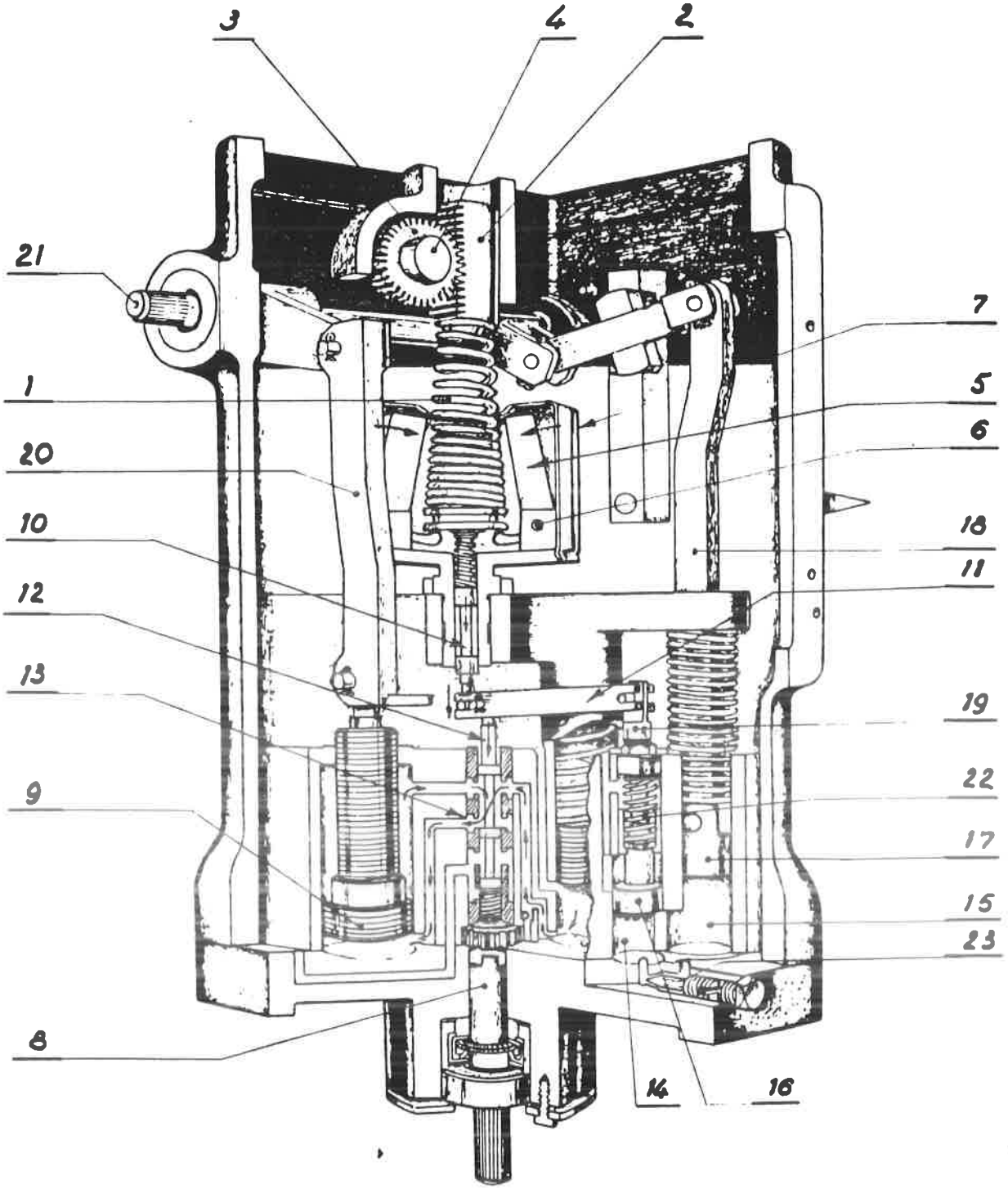


Fig 227

C 1213
26-L

REMISE A LA VITESSE DE REGIME APRES DIMINUTION DE LA VITESSE DUE A UNE CHARGE CROISSANTE

2ème PHASE

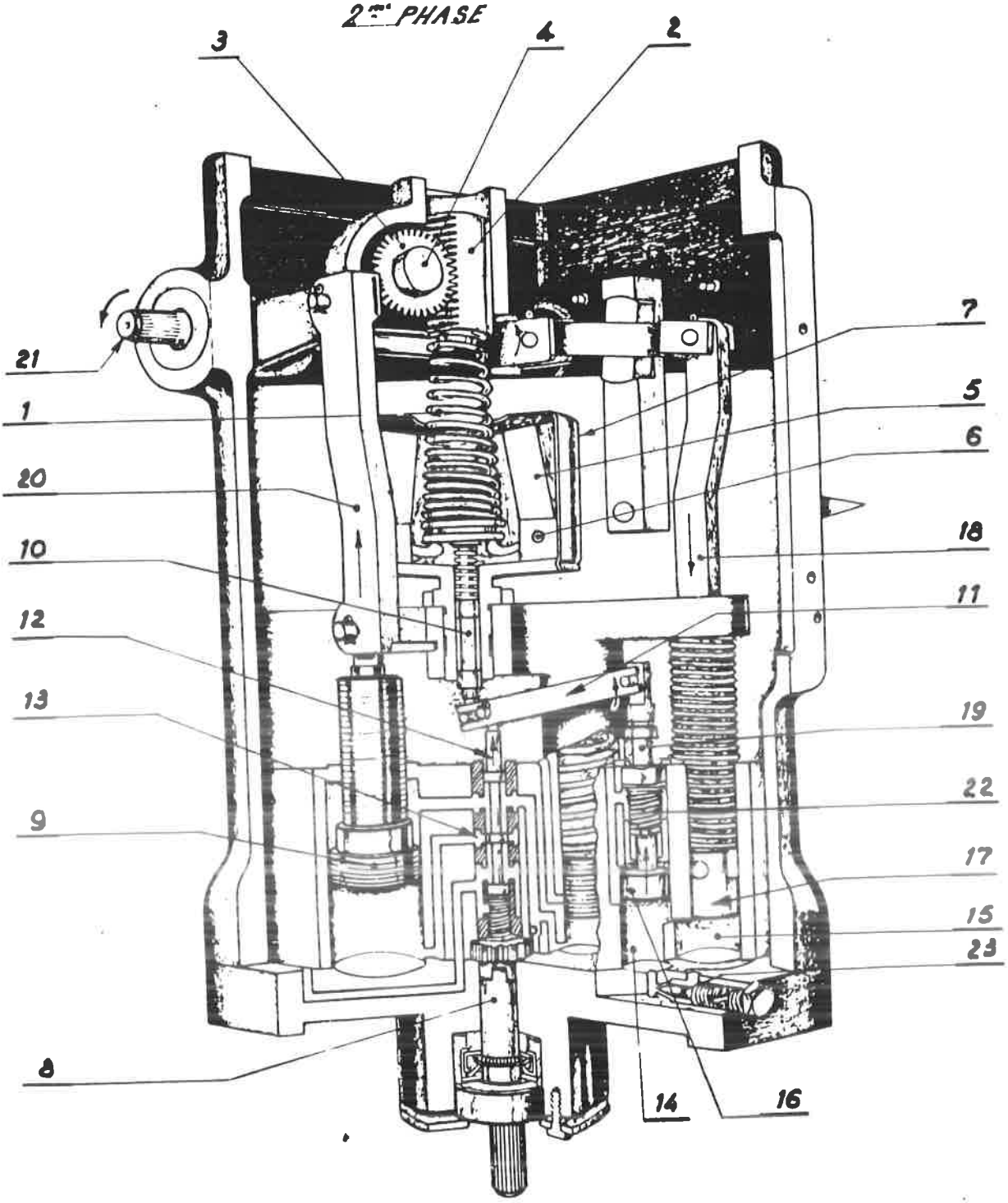


Fig. 228

C/1213
26.L

VITESSE DE REGIME CONSTANTE

APRES AUGMENTATION DE LA CHARGE

3ème PHASE

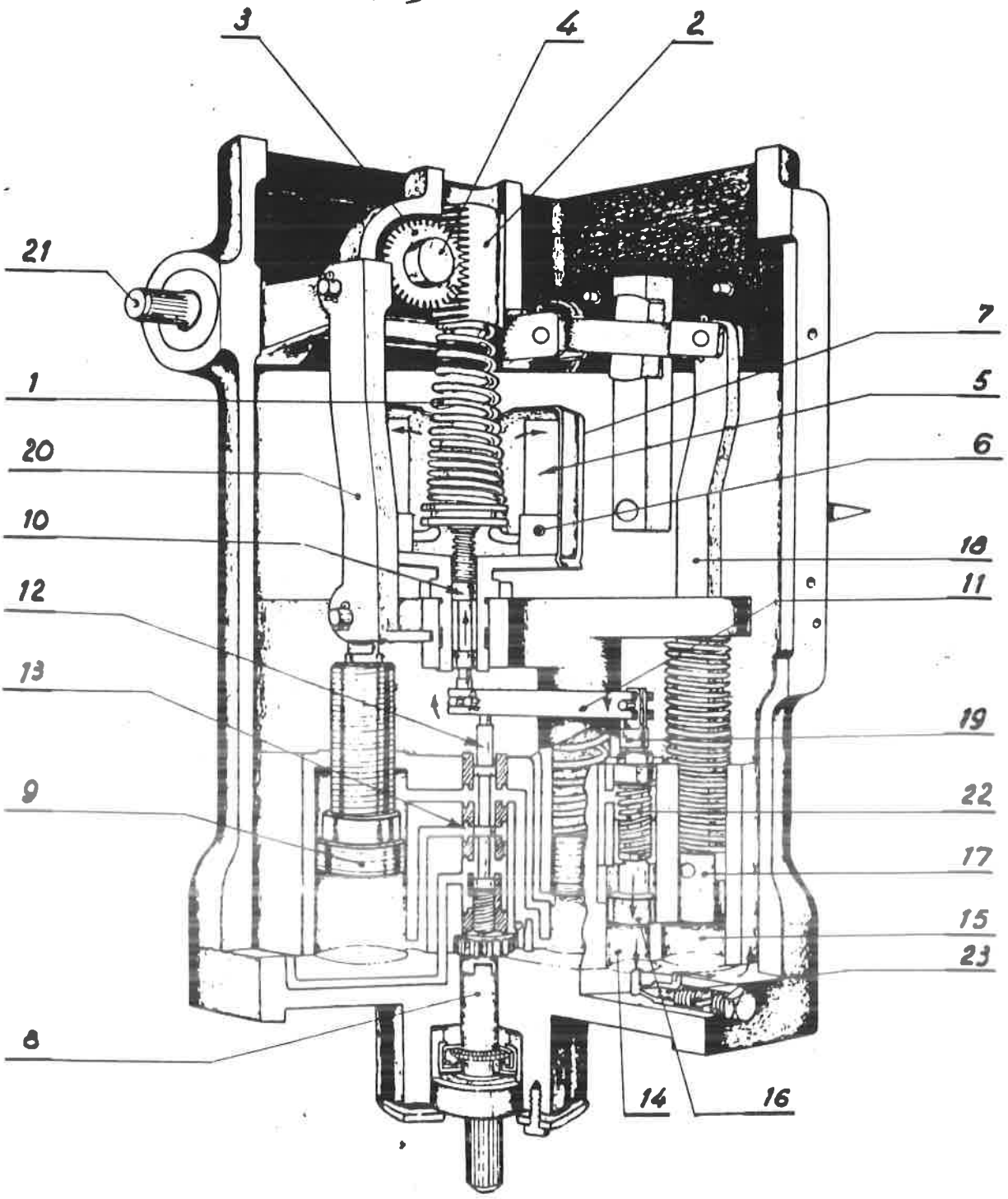


Fig. 229

C 1213
26-2

3. Le régulateur de vitesse et de charge Woodward type PG. (fig. 230 bis)

248. Le régulateur Woodward type PG est un régulateur combiné de vitesse et de charge.

249. Son double but peut être résumé comme suit :

1. Le maintien de la vitesse constante du moteur, lors d'éventuelles fluctuations de la charge, par un réglage approprié du degré de remplissage;

2. La limitation des fluctuations de la charge, de sorte que la charge reste constante, par le réglage de la charge.

Le régulateur permet au moteur de développer, pour chaque vitesse de rotation choisie, un couple moteur donné. Pour la vitesse de rotation maximale, le couple moteur correspondant est le couple maximum; le régulateur intervient donc également pour adapter la charge au couple moteur correspondant à la vitesse choisie.

250. Le régulateur "Woodward PG" est utilisé ainsi pour l'entraînement par le moteur des machines électriques bien déterminées (groupes électrogènes, transmissions électriques pour locomotives diesel) qui doivent développer une gamme de puissances constantes et dont ces puissances sont réglées par une action sur l'excitation.

Le problème d'une transmission électrique est le maintien de l'équilibre de la puissance que le moteur est susceptible de développer dans la gamme des vitesses de rotation choisies avec celle de la machine électrique entraînée.

251. Le régulateur "Woodward PG" équipe les moteurs de nos locomotives de ligne diesel-électriques à transmission GM-EMD (locomotives S. 52 à 55 et 62, voir cours 1260).

252. Comme le régulateur "Woodward type UG 8", le régulateur "Woodward type PG est du type isochrone et hydraulique. Ces deux régulateurs présentent de nombreuses ressemblance tant au niveau des principes de fonctionnement qu'au niveau de la construction (fig. 230).

253. Il se compose des ensembles suivants :

a) La pompe à huile avec régulateur de pression;
b) Le système de mesure mécanique;
c) Le dispositif correcteur hydraulique;
d) Le système de recouplage hydraulique;
e) Le régulateur de charge hydraulique;
f) Le dispositif de sécurité contre une pression d'huile de graissage insuffisante.

a) La pompe à huile avec régulateur de pression

254. La pompe à huile à engrenages du régulateur est disposée à la partie inférieure du carter ; elle est commandée par l'arbre d'entraînement du système de mesure, dont la vitesse d'entraînement est liée à la vitesse du moteur.
Un accumulateur d'huile, comprenant deux cylindres avec piston chargé par un ressort, limite la pression maximale à 3,5 bar. Si cette pression est dépassée, les pistons, poussés vers le haut, ouvrent une conduite (by-pass) par où une certaine quantité d'huile retourne au carter. La pression d'huile dans le régulateur garde une valeur constante quelque soit le débit de la pompe, qui est une fonction linéaire de la vitesse.

b) Le système de mesure mécanique

255. Celui-ci se compose de deux masses centrifuges (2) normalement équilibrées par le ressort de vitesse (1) dont la tension est réglée par le piston(14). La position de ce piston et la vitesse du moteur qui en découle est réglée hydrauliquement par une valve-pilote (12), qui est commandée à distance au moyen d'un dispositif électromagnétique consistant en un controller excitant les 4 solénoïdes A, B, C et D.

c) L'organe correcteur hydraulique

256. A la base du régulateur se trouve un levier (32) qui commande directement l'arbre d'attage des crémaillères des pompes d'injection (33) sous l'influence du piston régulateur (8). Un fort ressort (31) tend toujours à ramener ce piston de réglage (8) vers sa position de débit d'injection nul.

La position du piston (8) est déterminée par la pression d'huile régnant dans la chambre (a) sous le piston et réglée par l'organe correcteur lequel se compose d'un tiroir (3) qui, sous l'influence de l'organe de mesure, peut se déplacer de haut en bas dans son cylindre distributeur (4).

d) Dispositif de recouplage hydraulique

257. Ce dispositif se compose du piston flottant (5) avec ses deux ressorts (6) et (7). Le piston flottant peut se déplacer, suivant le cas, vers la gauche ou vers la droite dans son cylindre de compensation complètement rempli d'huile. Les deux moitiés du cylindre situées de chaque côté du piston flottant sont reliées respectivement avec les faces inférieure et supérieure d'un piston compensateur (3bis), lequel est placé sur la même tige que le tiroir (3) de l'organe correcteur.

e) Le régulateur de charge hydraulique.

258. Il se compose en principe d'un tiroir distributeur (22) dont la position est réglée par la tringle (27), placée entre le piston régulateur (8) (réglage du débit) et le piston de pression (14) (réglage de la vitesse). Le piston distributeur (22) dose l'arrivée d'huile au servomoteur (25) lequel régle la charge en modifiant l'excitation de la génératrice.

Principe de fonctionnement du régulateur.

259. Supposons la tension du ressort de vitesse (1) du système de mesure réglée par la valve pilote (12) pour une vitesse déterminée.

a) La charge reste constante (fig. 231).

Etant donné que la charge ne se modifie pas, la vitesse du moteur reste aussi constante.

Les masses centrifuges (2) sont maintenues en équilibre par le ressort (1). Le tiroir (3) ferme l'arrivée d'huile de la chambre (a) sous le piston de réglage (8). Ce piston (8) prend donc une position fixe qui détermine le débit d'injection de façon que le couple moteur et le couple de charge s'équilibrent.

Le piston flottant de recouplage (5) est dans sa position médiane.

Les tensions des ressorts (6) et (7) sont égales et opposées. Les pressions d'huile sur les deux faces du piston flottant (5) et dans la chambre (a) sous le piston de réglage (8) sont égales entre elles.

En effet :

Soit p_a : la pression dans la chambre (a) sous le piston (8) et par voie de conséquence, sur la face droite du piston flottant (5)

F : la force du ressort (31)

D : le diamètre du piston de réglage (8).

Ainsi $\frac{\pi \quad D^2}{4} \quad . \quad p_a = F$

Lorsque P_a augmente, le piston (8) se déplace vers le haut jusqu'à ce que la tension F du ressort (31) satisfasse à la relation précédente. Il en résulte un accroissement du débit d'injection.

Soit encore :

P_6 et p_a : les pressions d'huile respectivement sur les faces gauche et droite du piston flottant;

d : le diamètre du piston flottant;

F_6 et F_7 : les forces exercées respectivement par les ressorts (6) et (7).

260. On obtient comme condition d'équilibre du piston flottant (5) :

$$F_6 + \frac{\pi\ d^2}{4} \cdot P_6 = F_7 + \frac{\pi\ d^2}{4} \cdot p_a$$

Si le piston flottant (5) est dans sa position médiane, $F_6 = F_7$ d'où il s'en suit que $p_6 = p_a$

Examinons maintenant ce qui se passerait si cette condition n'était pas satisfaite.

261. On peut exprimer la condition d'équilibre du système de mesure en fonction des forces ci-après :

F_1 = la poussée exercée vers le bas sur le tiroir (3) par le ressort (1).

F_2 = la poussée exercée vers le haut sur le tiroir (3) par la force centrifuge agissant sur les masses (2).

F_3 = la poussée exercée vers le bas sur la face supérieure du piston compensateur (3bis) par la pression p_a.

F_4 = la poussée vers le haut exercée par p_6 sur la face inférieure du piston de compensation (3bis).

La condition d'équilibre du système de mesure devient :

$$F_1 + F_3 = F_2 + F_4$$

Si les surfaces effectives de pression du piston de compensation sont égales à (ω) , $F_3 = \omega \cdot p_a$ et $F_4 = \omega \cdot p_6$

La condition d'équilibre du système de mesure devient donc :

$$F_1 + \omega \cdot p_a = F_2 + \omega \cdot p_6$$

ou

$$F_1 - F_2 = \omega\ (p_6 - p_a)$$

Les caractéristiques du ressort (1) et des masses (2) étant calculées de telle sorte que, pour chaque vitesse de rotation choisie, $F_1 = F_2$, la condition d'équilibre peut s'exprimer $(p_6 - p_a) = 0$ ou $\boxed{p_6 = p_a}$

Ce qui revient à dire que le système de mesure ne peut revenir en équilibre aussi longtemps que p_a n'est pas égal à p_6.

b) la charge augmente (fig. 232 - 233).

262. L'augmentation de la charge entraîne une baisse de la vitesse du moteur.

Par suite de la diminution de la force centrifuge sur les masses (2) qui en résulte, celles-ci sont poussées l'une vers l'autre et le tiroir (3) descend. L'huile sous pression est admise sur la face gauche du piston flottant (5) qui est ainsi poussé vers la droite (fig. 232). Le piston flottant (5), par son déplacement vers la droite, pousse l'huile présente dans la moitié droite du cylindre de compensation vers la chambre (a) sous le piston de réglage (8) qui se déplace vers le haut : le débit d'injection augmente.

Pendant le déplacement vers la droite du piston flottant (5), le ressort (6) se détend et le ressort (7) est comprimé.

On obtient donc comme nouvelle condition d'équilibre du piston flottant :

$$F'6 + \frac{\pi \quad d^2}{4} \cdot p'6 = F'7 + \frac{\pi \quad d^2}{4} \cdot p'a$$

F'6 et F'7 sont les nouvelles forces exercées par les ressorts (6) et (7). (p'6) et (p'a) sont les nouvelles pressions sur les faces gauche et droite du piston flottant (5).

La condition d'équilibre devient :

$$\frac{\pi \quad d^2}{4} (p'6 - p'a) = F'7 - F'6,$$

avec comme conséquence que le piston de réglage (8) montera jusqu'à ce que la différence entre les pressions sur les deux faces du piston flottant soit égale à la différence entre les nouvelles tensions des ressorts (6) et (7).

Cela signifie aussi que l'accroissement du débit d'injection sera proportionnel à la différence entre les tensions des ressorts (6) et (7) donc à la position finale du piston flottant (5).

1ère hypothèse.

La charge augmente seulement dans une faible mesure.

263. Une faible augmentation de la pression sous le piston (8) est suffisante pour ramener la vitesse du moteur à sa valeur normale.

Cela signifie aussi qu'une petite augmentation de la pression sur la face gauche du piston flottant (5) et donc un petit déplacement vers la droite de ce piston sont suffisants pour que la condition d'équilibre soit à nouveau satisfaite.

Afin d'empêcher que la pression p'6 ne devienne trop forte par suite d'une admission trop importante d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) et que, par suite, le piston (8) ne s'élève trop (ce qui amènerait une élévation trop importante de la vitesse du moteur) le tiroir (3) doit arrêter immédiatement l'arrivée d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) dès que la condition d'équilibre est satisfaite.

Il en est d'ailleurs ainsi en réalité. En effet, dans la mesure où le piston (8) s'élève, la vitesse du moteur croît et la force résultante (F'1 - F'2) par laquelle les masses centrifuges poussent le tiroir (3) vers le bas, diminue. D'un autre côté, le tiroir est poussé vers le haut par une force résultante ω (p'6 - p'a) provenant de la différence de pression existant entre les faces supérieure et inférieure du tiroir de compensation (3bis).

La condition d'équilibre du tiroir (3) donnée ci-dessus, compte tenu des nouvelles pressions, s'exprime comme suit :

$$(F'1 - F'2) = \omega\,(p'6 - p'a)$$

Cela revient à dire que, par suite de la différence de pression (p'6 - p'a) existant encore entre les deux faces du piston flottant (5) et conséquemment du piston compensateur (3bis), le tiroir (6) reviendra vers sa position d'équilibre sans que pour cela F'1 soit égal à F'2, c'est à dire avant que la vitesse du moteur n'ait atteint totalement sa valeur normale.

A l'instant où le tiroir (3) revient à sa position d'équilibre, l'amenée d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) est coupée. La différence de pression existante (p'6 - p'a) s'annule lentement par l'aiguille de compensation (10) de sorte que le piston flottant peut revenir à sa position médiane sous l'influence de la différence entre les tensions des ressorts (6) et (7). Dans la mesure où cette égalisation progresse, le ressort (7) se détend tandis que la tension du ressort (6) augmente. Le léger accroissement de pression p'a qui résulte de cette égalisation, ramène complètement la vitesse du moteur à sa valeur normale de sorte qu'en position finale lorsque p'6 = p'a, on a F'1 = F'2.

Le piston de recouplage (5) amortit ainsi l'augmentation de la vitesse du moteur dans sa dernière phase de sorte que le régulateur n'autorise aucun "pompage" du moteur.

2e hypothèse.

264. La charge augmente dans une grande mesure et dans un délai très court.

La vitesse du moteur diminue fortement et un accroissement important de la pression sous le piston (8) est nécessaire pour rétablir la vitesse du moteur à sa valeur normale.

Par suite du grand déplacement du tiroir (3) (F1 est devenue beaucoup plus grande que F2), l'huile est admise, sous la pression maximale de la pompe, sur la moitié gauche du piston flottant (5) de sorte que celui-ci se déplace complètement vers la droite (fig. 233). Le piston flottant (5) ouvre alors la liaison (by-pass) entre ses côtés droit et gauche et l'huile est admise à la pression maximale dans la chambre (a) sous le piston de réglage (8).

On obtinet donc :

1. Un accroissement rapide de la pression p_a et par conséquent une augmentation rapide de la vitesse du moteur. Il en résulte une diminution rapide de la force résultante (F1 - F2) agissant sur le tiroir (3);

2. Une diminution rapide de la différence de pression $(p_6 - p_a)$ de sorte que, dès que cette différence de pression est descendue sous une certaine valeur, le piston flottant (5) se déplace vers la gauche, sous l'influence de la différence de tension des ressorts (7) et (6) et ferme à nouveau la liaison de dérivation (by-pass).

3. Dès que la vitesse du moteur ne s'écarte plus que dans une faible mesure de sa valeur normale de sorte que (F1 - F2) devient égale à $\omega (p_6 - p_a)$, le tiroir (3) ferme l'arrivée d'huile sur le côté gauche du piston flottant (5).

4. Par l'égalisation de la différence de pression $(p_6 - p_a)$ via l'aiguille de compensation (10), la vitesse du moteur est ramenée insensiblement à sa valeur normale comme dans la 1ère hypothèse.

c) La charge diminue. (fig. 234).

265. Dès que la vitesse du moteur dépasse sa valeur normale et que F2 devient supérieur à F1, le tiroir (3) est soulevé.

Le côté gauche du piston flottant (5) ainsi que la chambre (a) sous le piston de réglage (8) sont alors reliés au carter à huile du régulateur. Par suite de la descente du piston de réglage (8) qui en résulte, la vitesse du moteur diminue aussitôt et la force résultante (F2 - F1) décroît.

Dès que la différence de pression $(p_a - p_6)$ sur le piston de compensation (3bis) devient suffisamment grande par rapport à la différence de force (F2 - F1), le tiroir (3) revient dans sa position d'équilibre et arrête tout écoulement d'huile de la chambre (a) et de la moitié gauche du cylindre de recouplage.

A cet instant, la vitesse du moteur est devenue approximativement égale à sa vitesse normale.

L'égalisation ultérieure des pressions p_6 et p_a via l'aiguille de compensation (10) ramène progressivement la vitesse du moteur à sa vitesse normale.

Réglage de la vitesse du moteur.

266. Comme déjà dit, la vitesse du moteur est réglée à une valeur déterminée par le réglage de la tension du ressort (1) au moyen d'une valve pilote commandée par un controller électrique, ou régulateur de pression d'huile, représenté schématiqement à la fig. 235.

L'installation électrique de commande comprend 4 solénoïdes (électro-aimants) A, B, C, D dont le noyau est attiré lors de la mise sous tension. La tension du ressort antagoniste (15) du plongeur de la valve pilote (12) repousse les noyaux magnétiques vers le haut lors de la coupure du courant d'excitation. Le déplacement des noyaux magnétiques est réglable par la vis de réglage dont chaque solénoïde est muni.

Les électro-aimants A, B, C, et D peuvent être insérés dans le circuit électrique séparément ou par groupes. Le nombre d'électro-aimants sous tension détermine la position de la plaque d'appui triangulaire (11) qui, au moyen d'une série de tringles est reliée au plongeur (12) de la valve pilote.

Sur ce plongeur est fixé un tiroir (13bis) qui règle l'alimentation d'huile sous pression au-dessus du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1).

Le rôle primaire de la valve pilote consiste à exécuter progressivement tous les réglages de la tension du ressort de vitesse (1).

La valve pilote comprend, comme le montrent les fig. 230 et 235, un plongeur non rotatif (12) qui, suivant le cas, peut se déplacer vers le haut ou vers le bas dans le cylindre distributeur rotatif (13). Ce cylindre (13) est entraîné par une roue dentée à une vitesse de rotation proportionnelle à celle du moteur. Le cylindre distributeur (13) peut aussi être déplacé dans son logement et cela par l'attraction de l'électr-aimant D. Par interruption du courant d'excitation de l'électro-aimant D, le cylindre distributeur (13) est repoussé dans sa position d'origine par son ressort antagoniste (15bis).

Le plongeur (12) comprend 4 pistons dont le supérieur règle l'amenée d'huile venant de la pompe à huile via le régulateur de pression, le 2e (13bis) règle l'arrivée ou le départ de l'huile au piston de pression (14) situé au-dessus du ressort de vitesse (1) et le 3e règle l'évacuation de l'huile vers le carter du régulateur.

Le piston inférieur sert d'appui au ressort antagoniste (15) du plongeur (12).

Comme le montrent les figures 235 et 236, l'huile venant de la pompe à huile n'est admise que de façon intermittente dans l'espace (12bis) entre le plongeur (12) et le cylindre (13) (une fois par tour du cylindre rotatif (13).

Il s'ensuit que, lors de la descente du piston (13bis) dans son cylindre (13), l'alimentation en huile de l'espace au-dessus du piston (14) réglant la pression du ressort de vitesse (1) est également intermittente.

La fonction secondaire de la valve pilote est d'envoyer de l'huile, sous débit réglable et intermittent, vers l'appareil de protection du moteur diesel contre un manque de pression d'huile de graissage.

Supposons maintenant (fig.235) un certain déplacement vers le bas du point (b) de la tringle (ac) par l'intervention d'un ou plusieurs solénoïdes A, B ou C. Puisque le point de rotation (c) est considéré fixe, le plongeur (12) s'enfonce d'une certaine distance.

Le tiroir (13bis) découvre le passage vers la chambre supérieure du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1), et par suite de la rotation du cylindre distributeur (13), l'huile sous pression est envoyée de façon intermittente vers cette chambre.

Le piston de pression (14) descend et entraîne la tringle (hg); (e) étant le point fixe de rotation du levier (eg) et (b) le nouveau point de rotation du levier (ac), le plongeur (12) revient à sa position normale, de sorte que l'alimentation en huile de la chambre du piston de pression (14) est interrompue.

La quantité d'huile admise sur le piston de pression (14) dépend de l'amplitude du déplacement initial du point (b) et du nombre de solénoïdes excités.

Inversément, le plongeur (12) se déplace vers le haut par l'interruption de l'excitation d'un ou plusieurs électro-aimants. Une quantité d'huile est retirée de la chambre du piston de pression (14); cette quantité dépend du déplacement vers le haut du point (b).

L'excitation du solénoïde (D) a pour conséquence l'engagement complet du cylindre distributeur rotatif (13). Ce mouvement a le même effet qu'un déplacement vers le haut par rapport au cylindre du plongeur (12), c'est-à-dire une diminution de la vitesse de rotation.

Les combinaisons d'excitation des solénoïdes A, B, C et D permettent le réglage des moteurs aux vitesses figurant au tableau ci-après.

(A, B, C et D donnent au plongeur un déplacement relatif égal à q/2, 2q, q et -q)

Position du controller de vitesse	Solénoïde(s) sous tension	Déplacement vers le bas du plongeur (12)	Déplacement vers le bas du cylindre distributeur (13)	Vitesse du moteur (tr/min)
STOP	D	-	q	0
IDLE	-	-	-	275
1	-	-	-	275
2	A	q/2	-	355
3	C	q	-	435
4	A+C	1,5 q	-	515
5	B+C+D	2 q	-	595
6	A+B+C+D	2,5 q	-	675
7	B+C	3 q	-	755
8	A+B+C	3,5 q	-	835

267. Remarque (fig. 235). Une butée (17) est prévue à l'extrémité de la tige de guidage du piston de pression (14). Cette butée assure le réglage du ressort de vitesse (1) et doit être réglée pour qu'au ralenti il existe, entre la butée et la face supérieure du piston (14) une distance de 2/64" (inches).

Une butée (18) est placée à la partie supérieure du cylindre du piston de pression (14). Cette butée doit être réglée de manière qu'au ralenti la distance entre la butée (18) et la face supérieure du piston soit égale à 3/64".

L'arrêt du moteur est provoqué par l'excitation du solénoïde D. A ce moment, le piston (14) est d'abord poussé par le ressort (16) contre la butée (17) et ensuite, simultanément avec sa tige de guidage contre la butée (18). Le ressort (16) est moins souple que le ressort (1).

Comme la fig. 235 l'indique, la tige de guidage du système de mesure est levée par la poussée du ressort (16) et le tiroir (3) est également levé; la totalité de l'huile sous le piston de réglage s'échappe.

Le régulateur est alors ramené sur la position débit nul.

Le régulateur de charge.

268. Il consiste en principe, comme le montre la fig. 237, en un cylindre distributeur muni de deux tiroirs qui, par leur déplacement vers le haut ou vers le bas et uniquement pendant ce déplacement, admet de l'huile à droite ou à gauche dans un servomoteur destiné au réglage de la charge.

Les pistons distributeurs sont solidaires d'un plongeur relié par la tringle (34bis) au levier (27). Une extrémité de celui-ci s'appuie sur le piston de pression (14) dont la position détermine la vitesse du moteur; l'autre extrémité s'appuie sur le piston de réglage (8) dont la position détermine le débit d'injection.
(Puissance = C x ω). Si, pour une vitesse déterminée du moteur la charge augmente brusquement, le point d'appui "J" du levier (27) est à prendre comme point fixe de rotation. Le piston de réglage (8) monte et le plongeur du régulateur de charge est soulevé. L'huile sous pression est admise du côté droit du servomoteur de charge en même temps que l'huile s'échappe du côté gauche du servo.

Le servomoteur diminuant la charge, la vitesse du moteur s'accroît; par l'intervention du système de mesure et de l'organe de correction, le piston de réglage (8) est ramené à sa position initiale.

Dans certaines circonstances de fonctionnement de l'installation de charge, le solénoïde 0 est excité. L'huile est admise sous le piston libre et celui-ci vient presser contre le piston fixé au plongeur, ce qui provoque le soulèvement de ce plongeur.

La liaison par excentrique (34) du plongeur et de sa tringle de commande permet le réglage de la position du plongeur dans son cylindre.

La liaison par boutonnière entre la tige de commande (34bis) du plongeur et le levier (27) permet le réglage du rapport de transmission entre les déplacements du piston de réglage (8) et les déplacements du plongeur du régulateur de charge.

Protection contre une pression d'huile insuffisante (fig. 238).

269. L'huile de graissage sous pression, amenée du moteur par la canalisation (32) appuye sur le diaphragme (44) et pousse le distributeur (34) vers la droite. Le côté gauche du piston (35) est mis en communication avec le carter d'huile du régulateur.

La face droite du diaphragme (44) est soumise en même temps à la pression d'huile existant au-dessus du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1).

Si la pression d'huile de graissage tombe sous sa valeur minimale, le diaphragme (44) déplace le distributeur (34) vers la gauche sous l'influence de la pression sur sa face droite; les conduites (36) et(37) sont reliées dans le corps du cylindre où se déplace le piston (35).

La pression d'huile de graissage devant pousser le diaphragme vers la droite doit être d'autant plus forte que la pression sur sa face droite est élevée, c'est-à-dire, que la vitesse de rotation du moteur est grande.

Ainsi, la pression d'huile minimale est fixée à :

- pour la vitesse de ralenti : 5 psi (0,35 bar);
- pour la vitesse maximale : 15 psi (1,05 bar).

Au-dessous de cette pression, l'appareil de protection contre une pression d'huile insuffisante fait intervenir, comme suit, le mécanisme d'arrêt automatique du moteur :

- La pression dans la conduite (36) est fournie par la pompe à huile du régulateur;

- Le piston (35) est soumis à la même pression lorsque le distributeur (34) se déplace vers la gauche;

- Si l'huile est admise sur la face gauche du piston (35), on obtient :

  - le déplacement du piston (35) vers la droite;
  - la vidange de la chambre au-dessus du piston de vitesse (14) par les conduites (40) et (41);
  - le déplacement de l'interrupteur (42) pour les appareils d'alarme.

Pour les vitesses supérieures à 400 tr/min, le moteur est arrêté instantanément. Aux vitesses inférieures à 400 tr/min (positions 1 et 2), il l'est avec un retard de 35" à 45" et ce afin de prévenir l'arrêt intempestif du moteur pendant la mise en régime de vitesse.

Dans ce cas, la passage direct de l'huile dans la conduite (36) est empêché par la soupape (38) qui est fermée. L'huile est ainsi amenée par la valve pilote de réglage de la vitesse, dont le cylindre rotatif (13) envoit l'huile de façon intermittente. De plus, la section de l'ouverture dans le manchon fixe (39) vers la conduite (36) est réglable. Ce réglage se fait en modifiant le recouvrement de la conduite (36) d'une part, et du manchon (39) d'autre part par la rotation de celui-ci autour de son axe et sa fixation dans la position désirée. Le cylindre avec le piston (35) est ainsi rempli lentement.

Remarque.

Afin de faciliter l'étude du fonctionnement du régulateur Woodward type PG, les figures 239 à 245 donnent les positions de ses organes principaux pour les régimes particuliers du moteur.

Regulateur Woodward t.P-G
(Representation schematique)

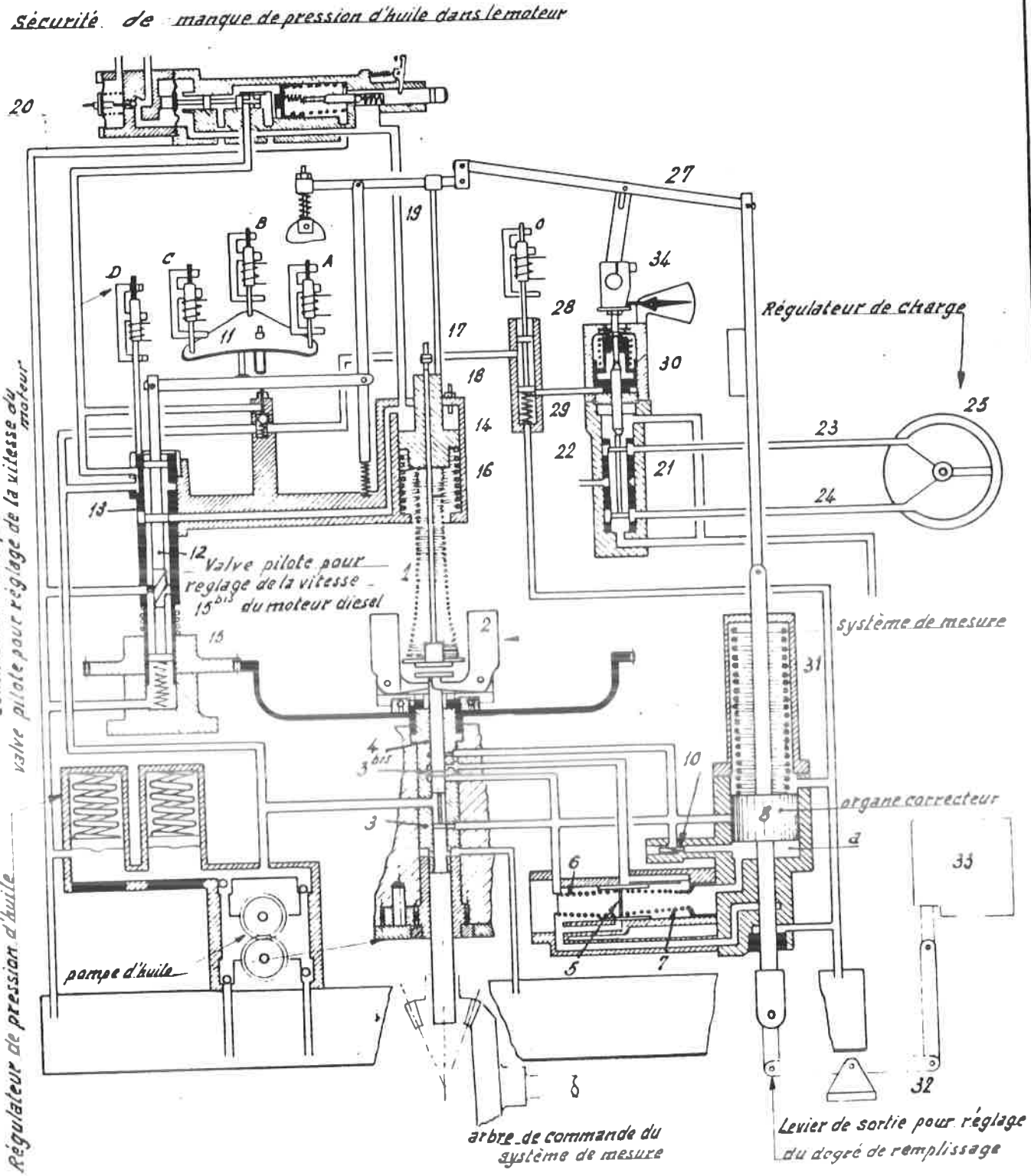


Fig. 230

REGULATEUR WOODWARD

type P.G.

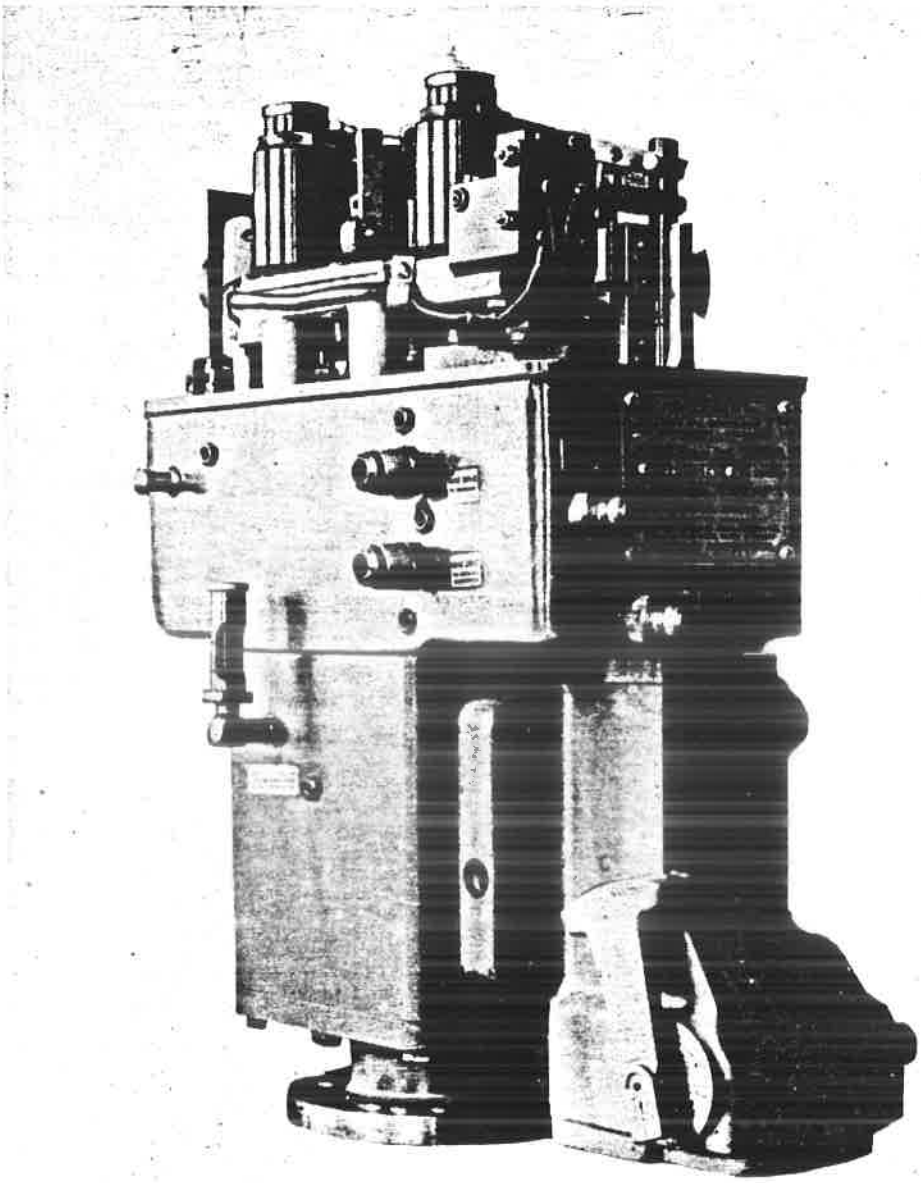


Fig. 230 bis

Annexe 118

Regulateur Woodward
t. P-G.

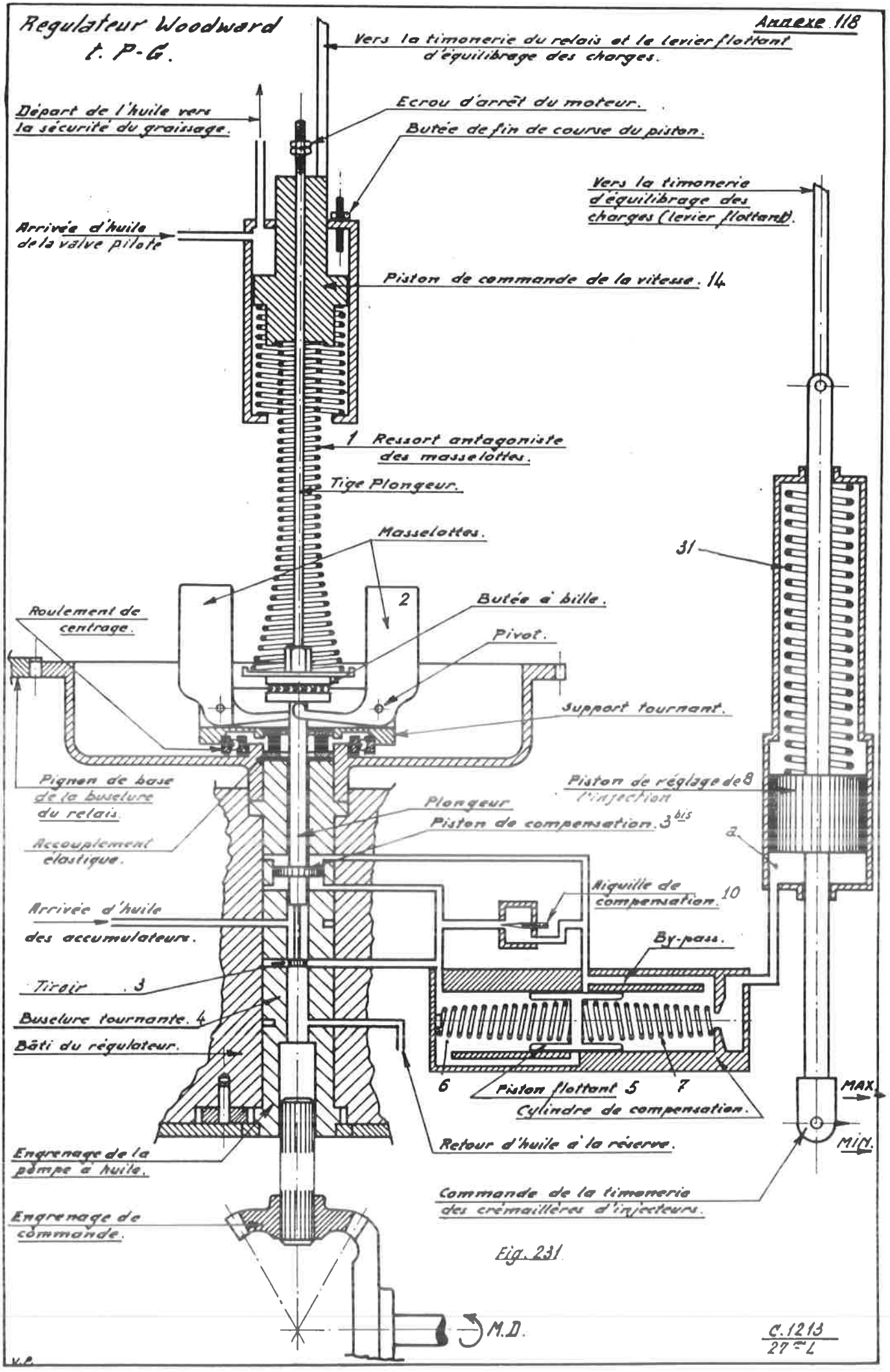


Fig. 231

C.1213
27 F L

V.P.

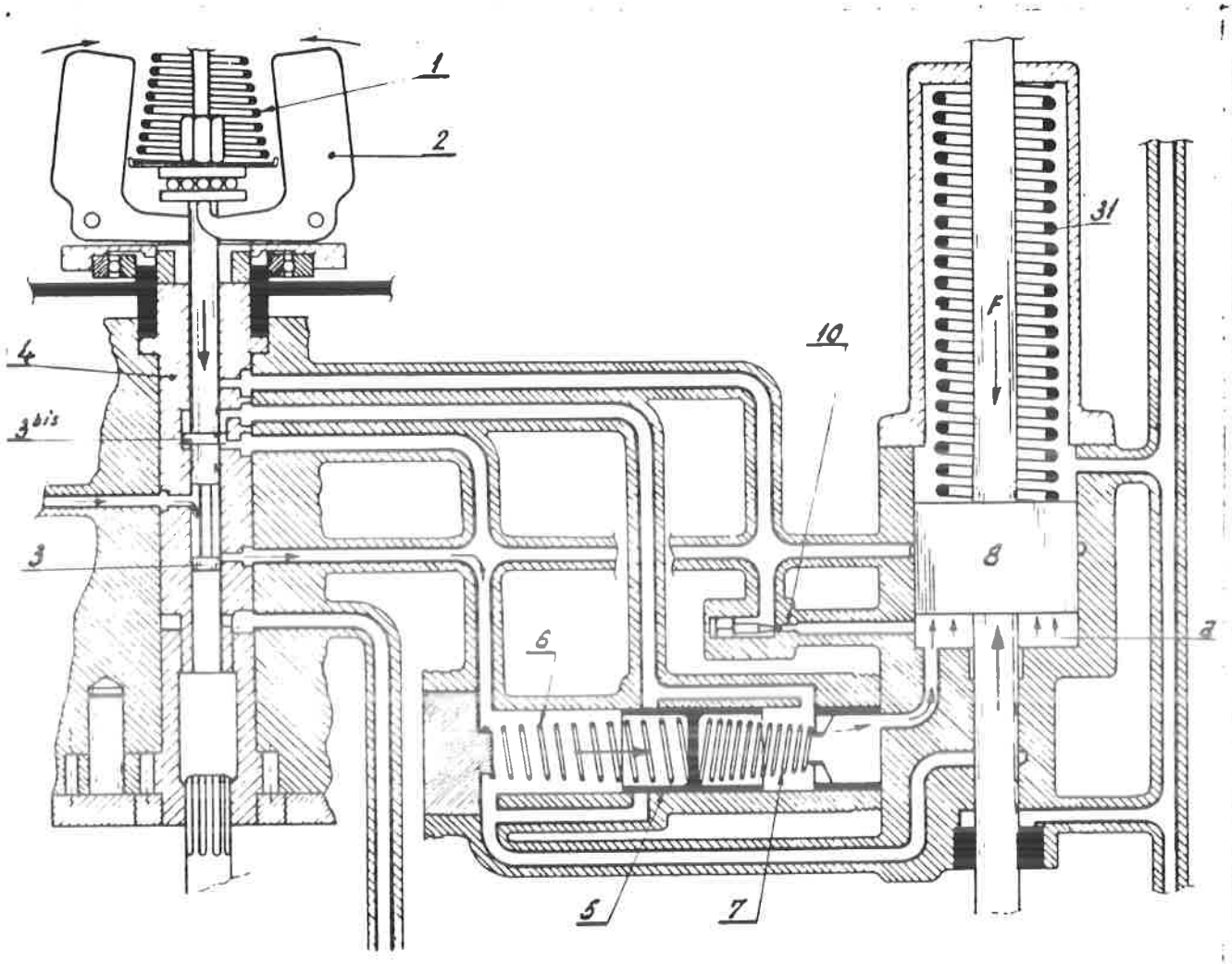


Fig. 232

V.P.

Regulateur Woodward
t. P. G.

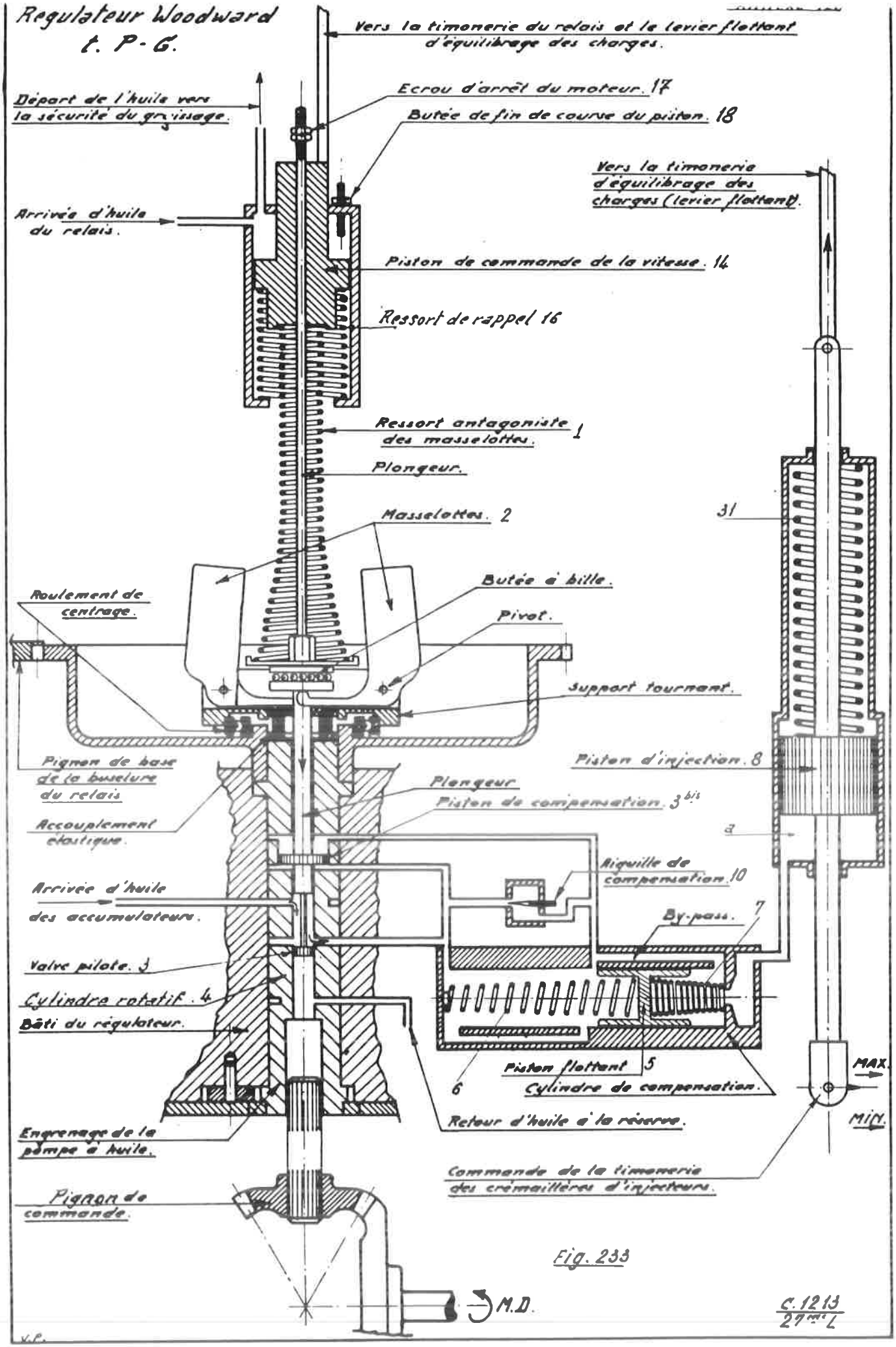


Fig. 233

C. 1213
27 m/L

Regulateur Woodward t. P.G.

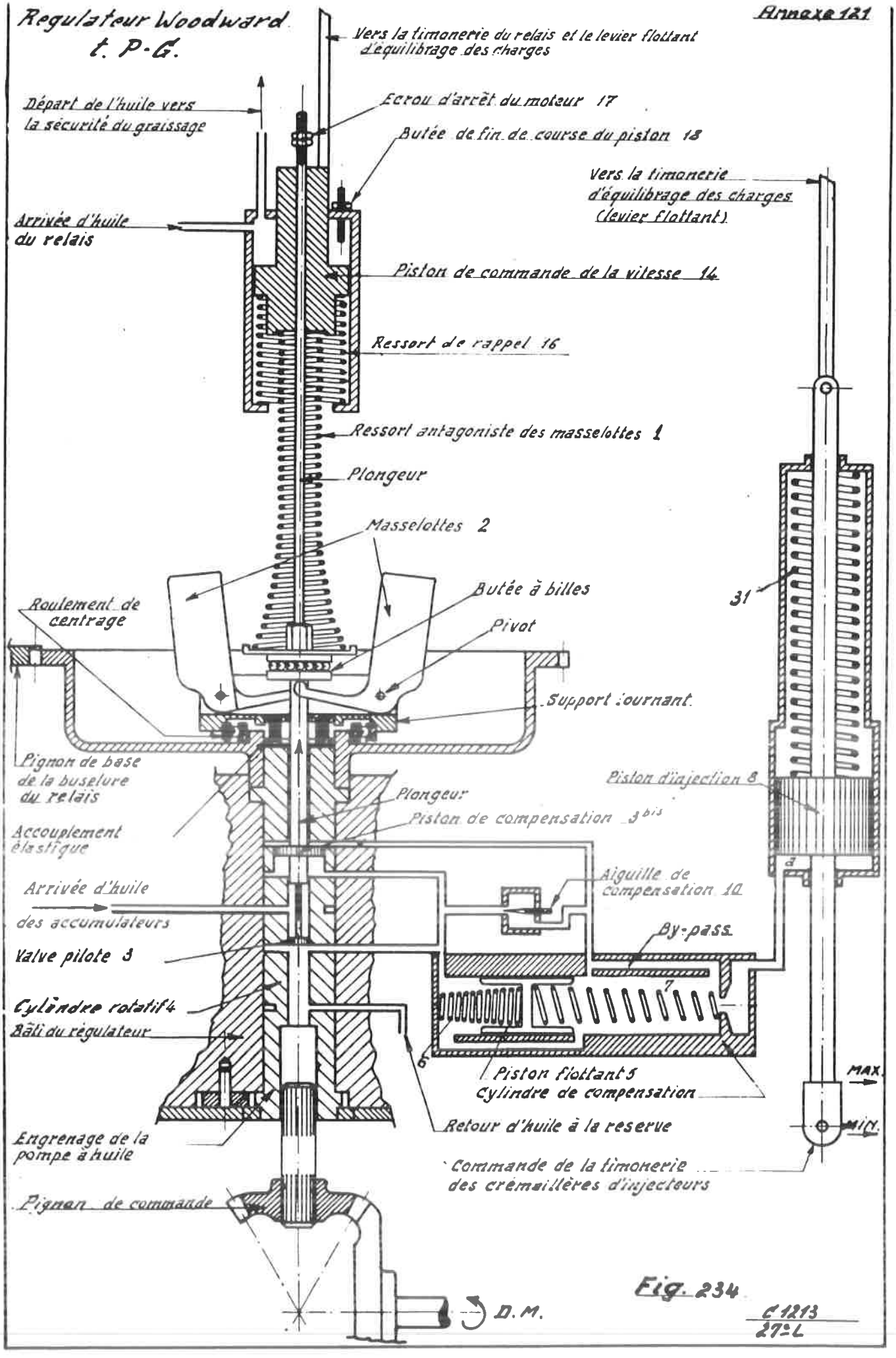


Fig. 234

C 1213
27-L

Regulateur Woodward
t. P-G.

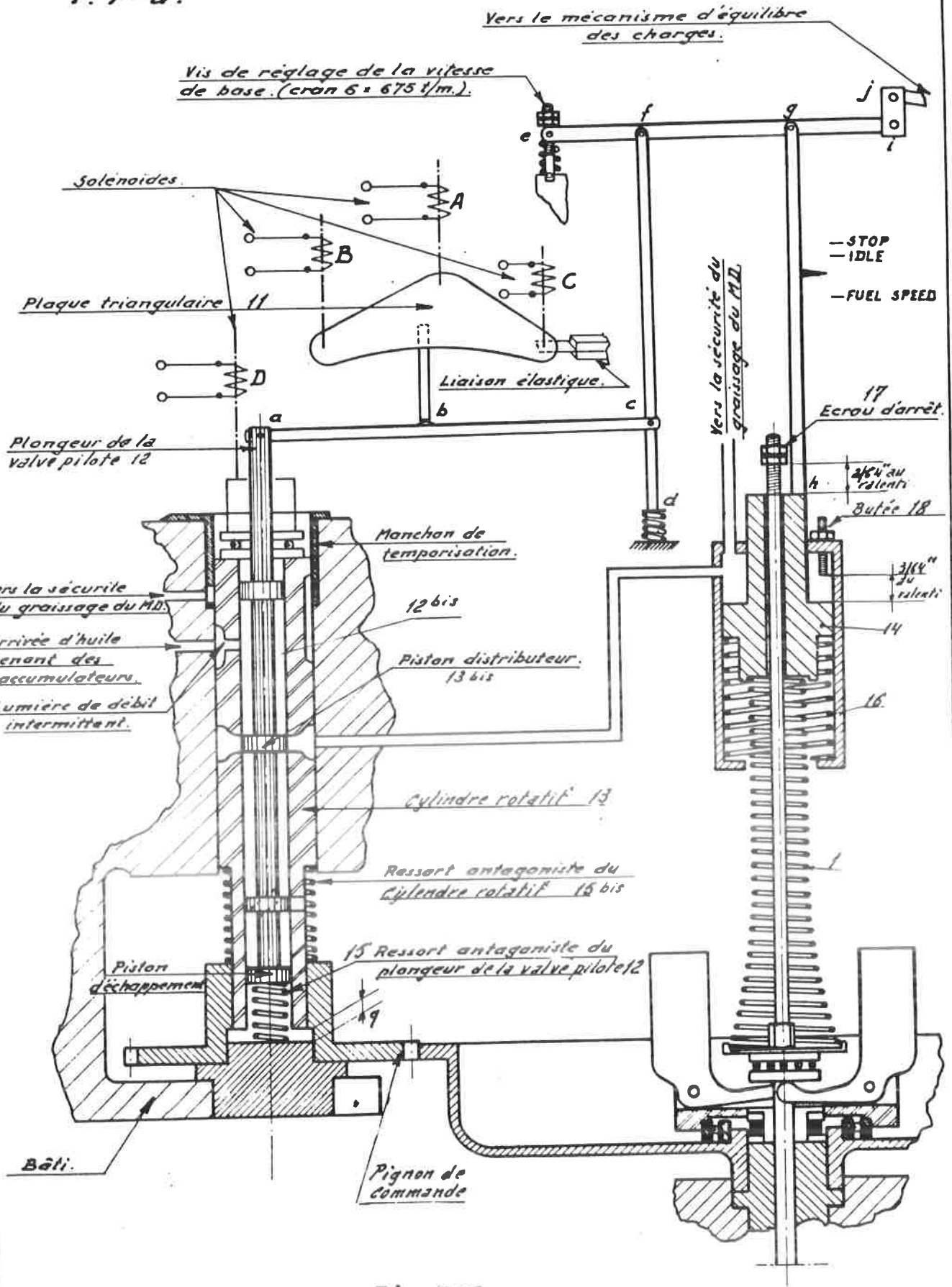


Fig. 235

Organes de commande de la vitesse de rotation du moteur diesel.
(valve pilote 12)

d 1213
27-2

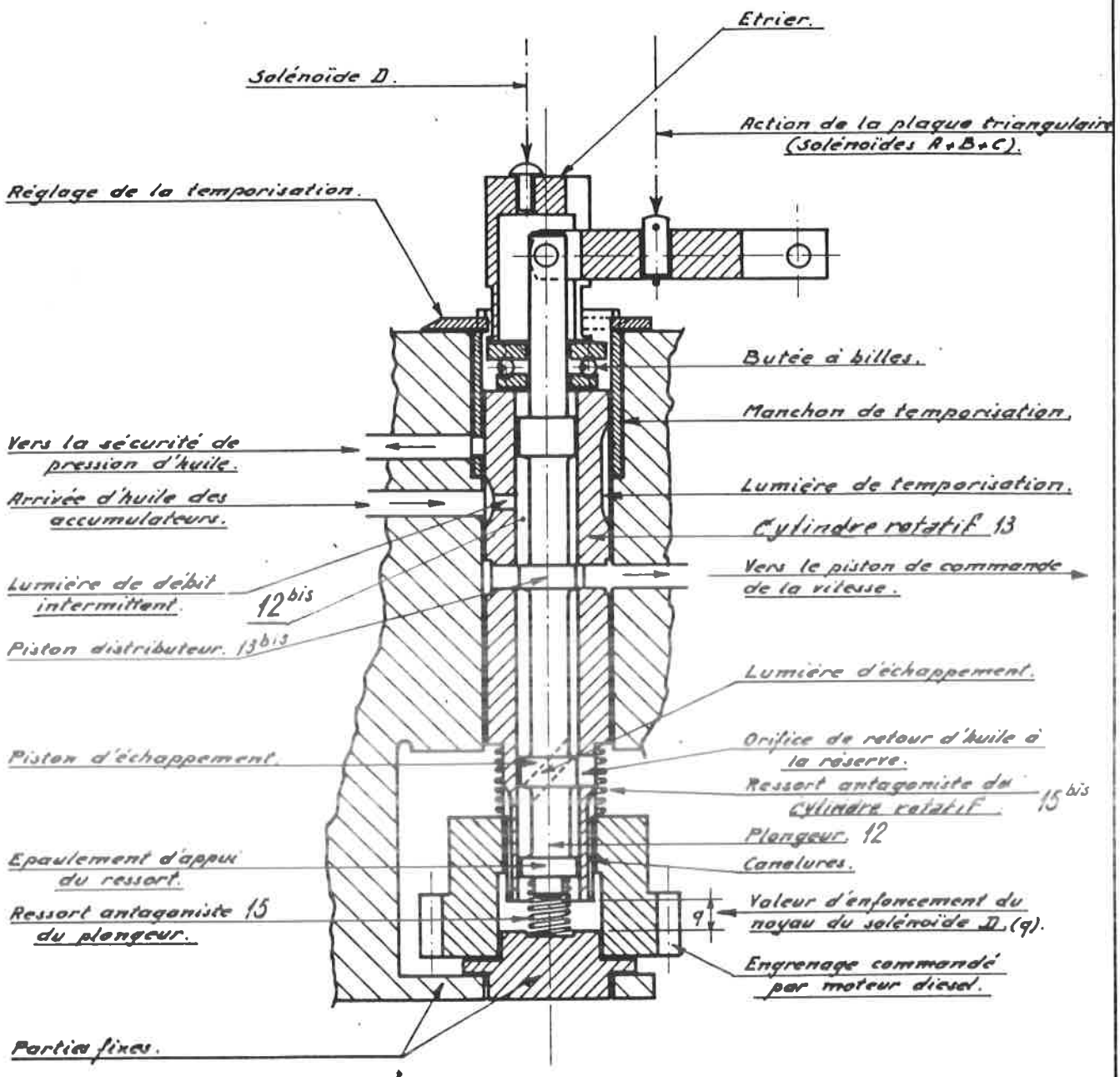

Etrier.
Solénoïde D.
Action de la plaque triangulaire (Solénoïdes A+B+C).
Réglage de la temporisation.
Butée à billes.
Manchon de temporisation.
Vers la sécurité de pression d'huile.
Arrivée d'huile des accumulateurs.
Lumière de temporisation.
Cylindre rotatif 13
Vers le piston de commande de la vitesse.
Lumière de débit intermittent.
12 bis
Piston distributeur. 13 bis
Lumière d'échappement.
Orifice de retour d'huile à la réserve.
Piston d'échappement.
Ressort antagoniste du Cylindre rotatif. 15 bis
Plongeur. 12
Cannelures.
Epaulement d'appui du ressort.
Valeur d'enfoncement du noyau du solénoïde D. (q).
q
Ressort antagoniste 15 du plongeur.
Engrenage commandé par moteur diesel.
Parties fixes.

Fig. 236

V.P.

Regulateur Woodward
t. P. G.

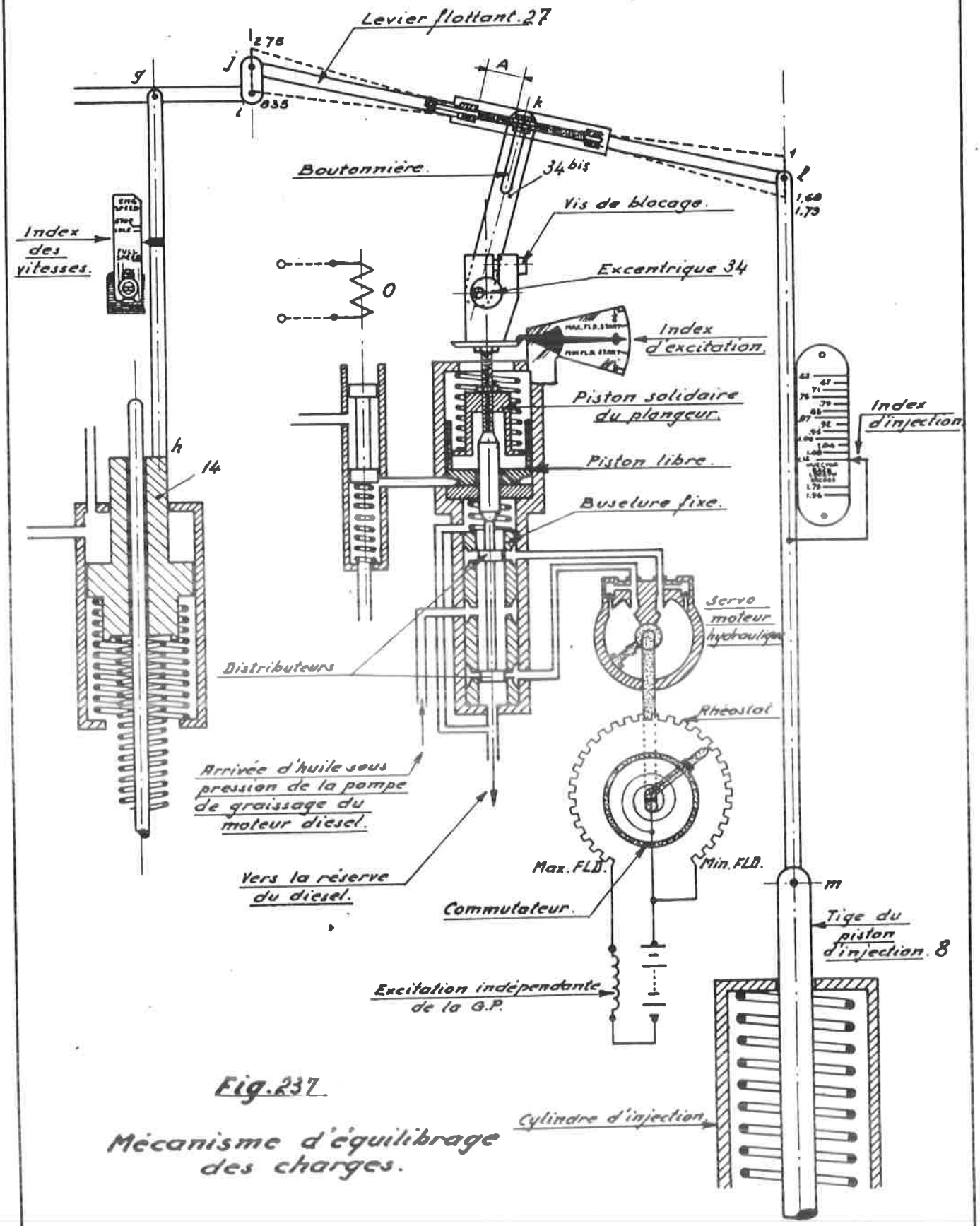
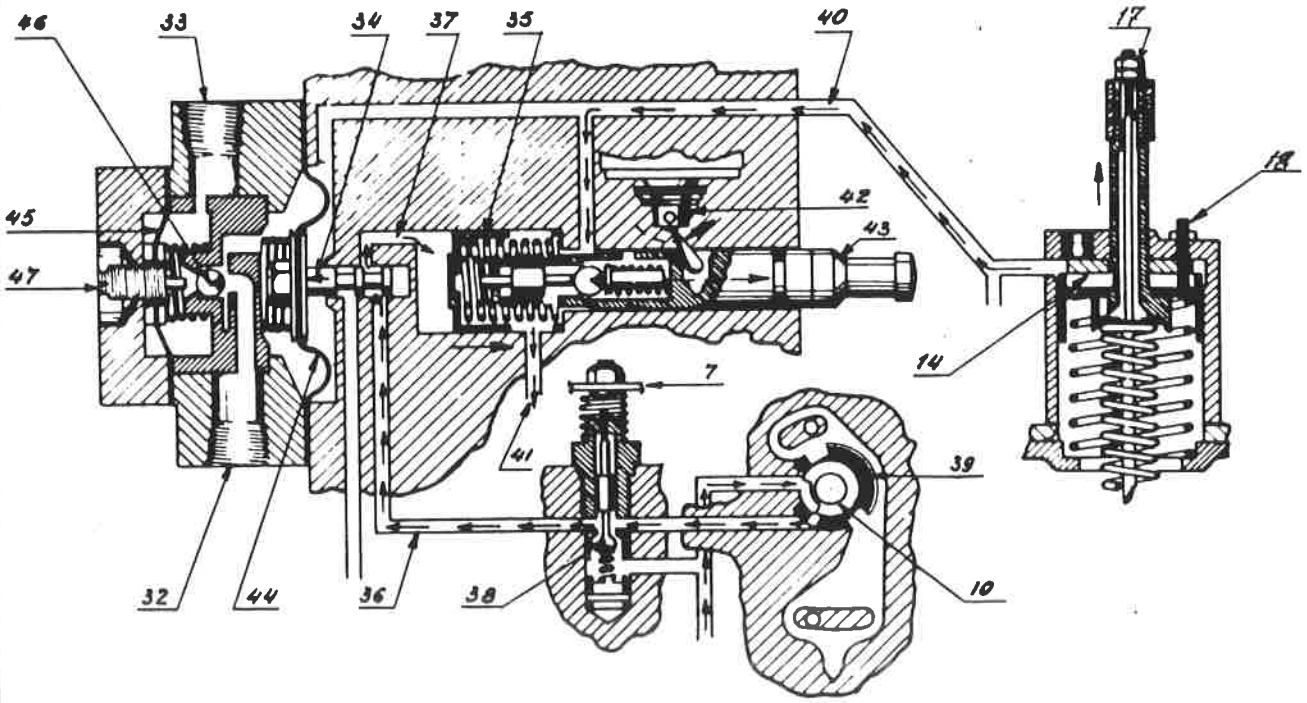


Fig. 237

Mécanisme d'équilibrage des charges.

Régulateur Woodward t. P.G.
Pression d'huile insuffisante.



7. Plaque triangulaire.
10. Buselure tournante.
14. Chambre du régulateur centrifuge.
20. Butée de fin de course du piston.
21. Ecrou d'arrêt du moteur.
32. Pression d'huile du moteur diesel.
33. Aspiration de la pompe à huile de graissage.
34. Piston distributeur.
35. Piston d'arrêt.
36. Conduite vers la soupape de réglage du délai
37. Raccord.
38. Soupape de dérivation de réglage du délai
39. Manchon de temporisation.
40. Conduite vers chambre du régulateur centrifuge.
41. Conduite.
42. Interrupteur d'alarme.
43. Poussoir du plongeur d'arrêt.
44. Diaphragme.
45. Diaphragme.
46. Bille.
47. Vis Allen n° 10, d'arrêt du diaphragme de dépression.

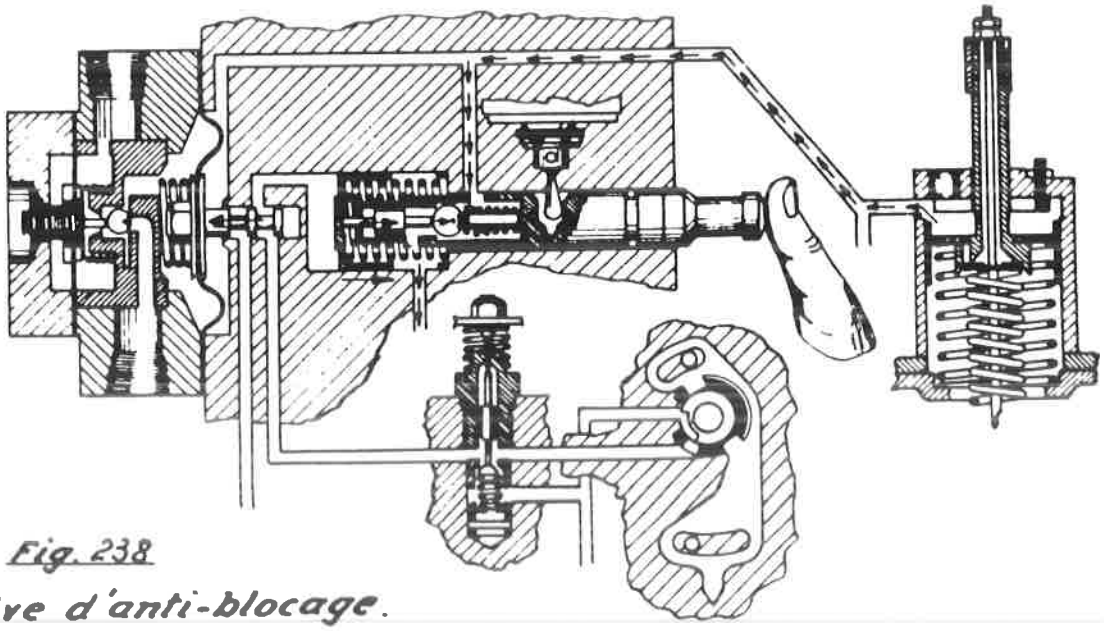


Fig. 238

Valve d'anti-blocage.

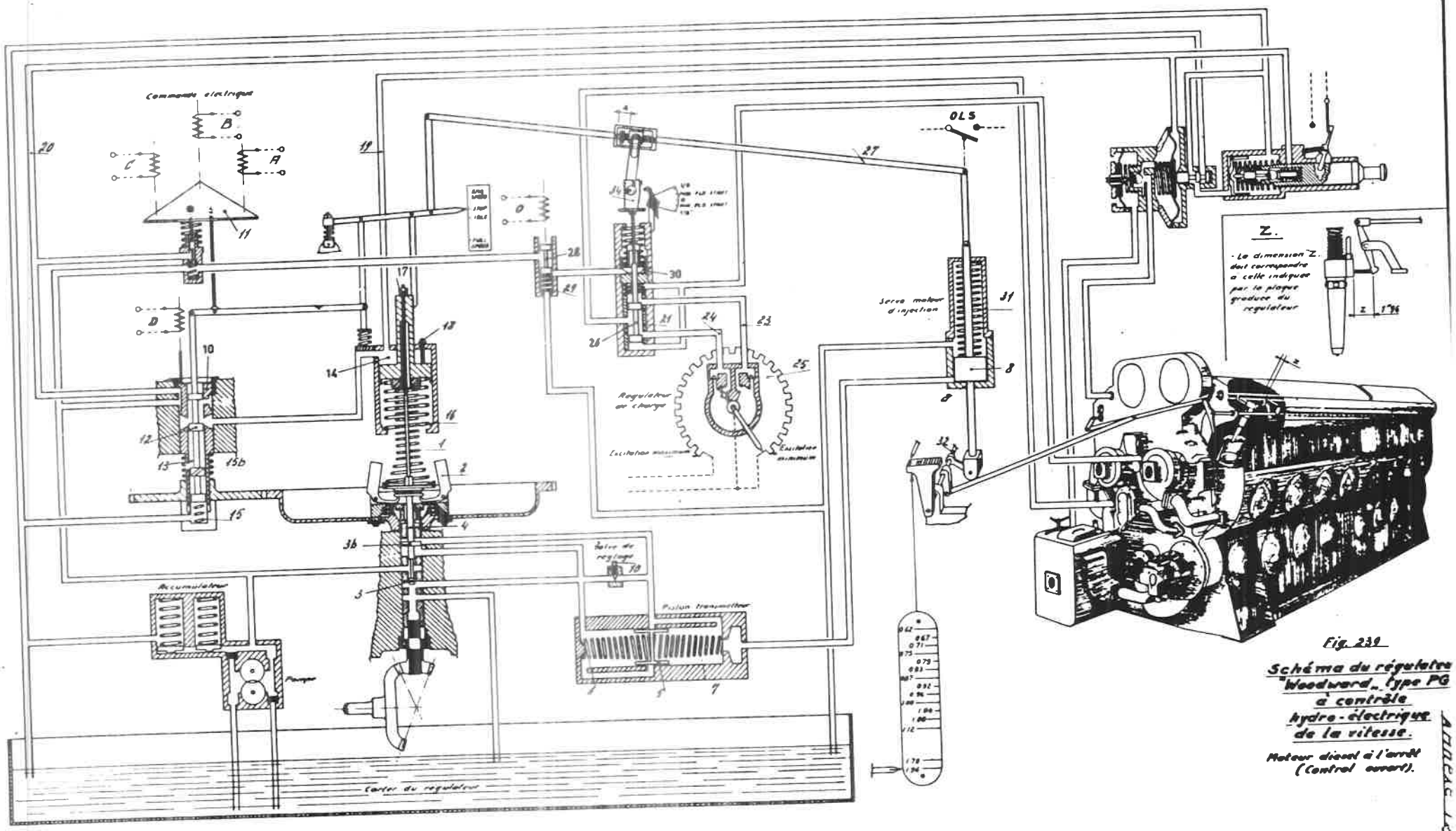


Fig. 239

Schéma du régulateur "Woodward" type PG à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Moteur diesel à l'arrêt (Control ouvert).

ANNEXE 1.60

C.1213
27.7.62

C. 1213
27 m.c

Fig. 870

Schéma du régulateur "Woodward" type P à commande électrique pour la rivière.

Annexe 127

N.B. Le robinet (1) n'est jamais en service - Contrôle Régime bas de la machine

V.P.

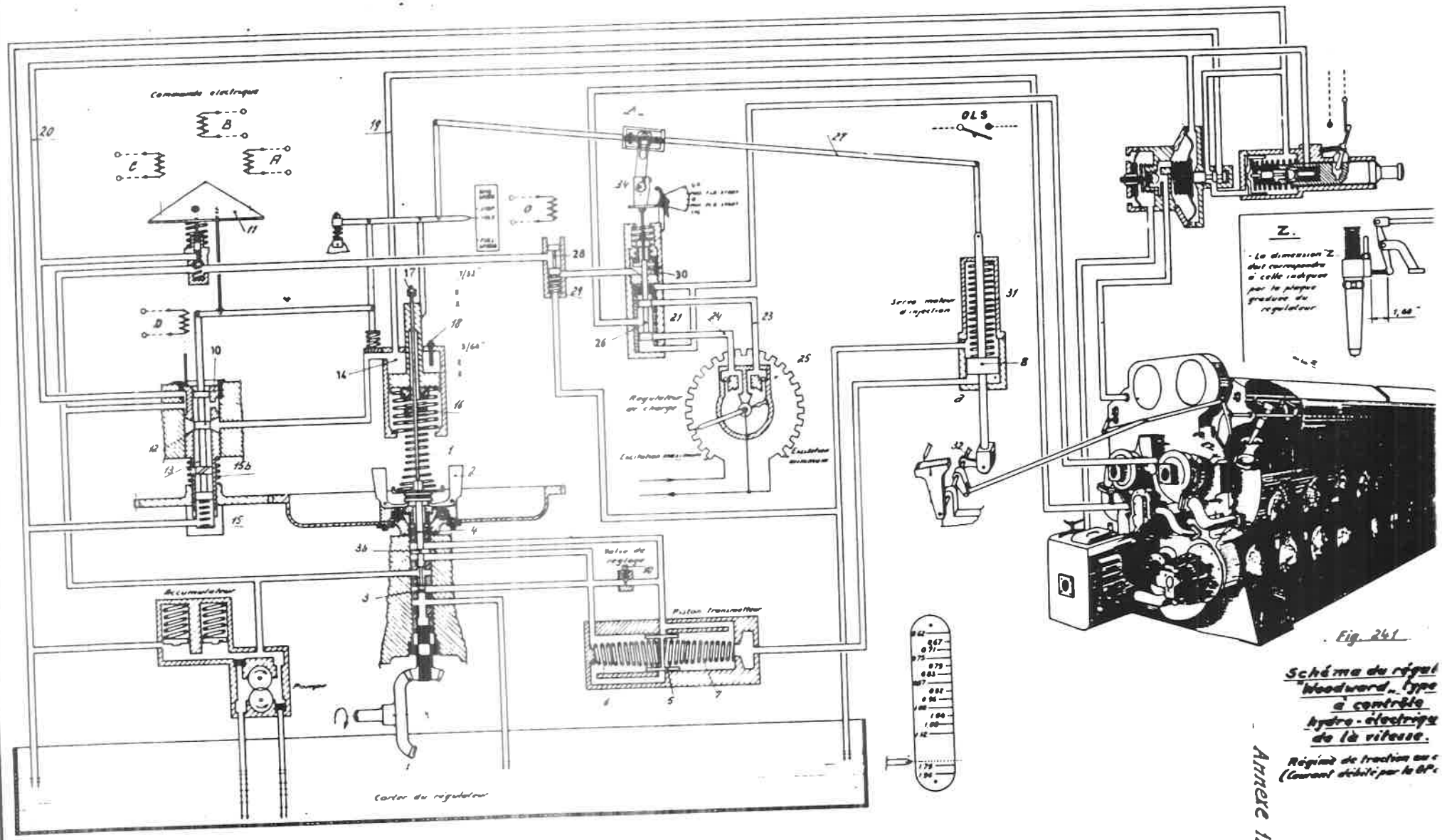


Fig. 241

Schéma du régul "Woodward" type à contrôle hydro-électriq de la vitesse.

Régime de traction au c (Courant débité par la GP

Annexe 128

13

C. 1213
21.7.7

C. 1213
27me 7

Fig. 242

Schéma du régulateur "Woodward" type
à contrôle
hydro-électrique
de la vitesse.
Régime de fraction en cru
Le courant de la GP exam
(Zone de surcharge)

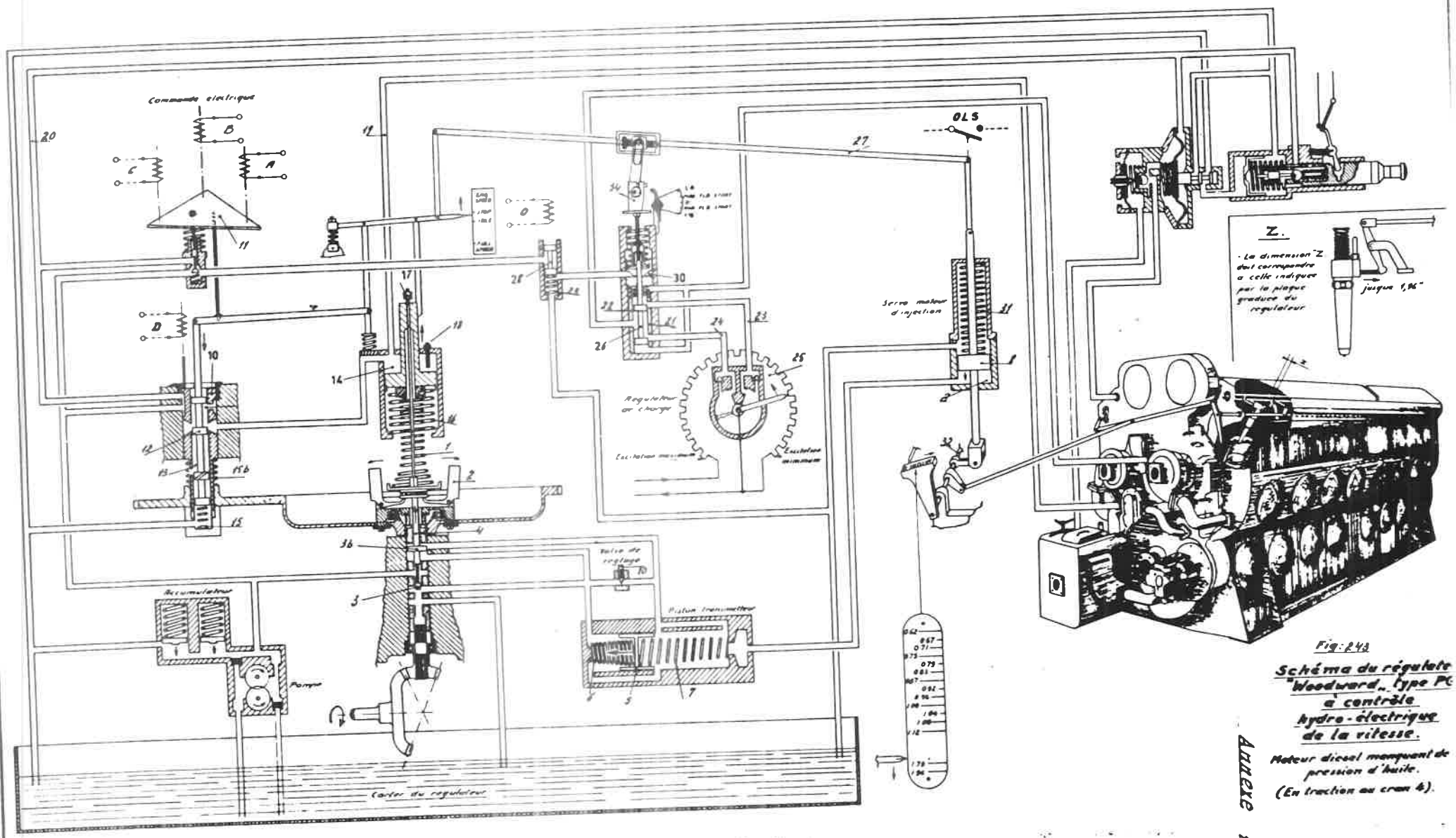


Fig: 243

Schéma du régulateur "Woodward" type PG à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Moteur diesel manquant de pression d'huile.
(En traction au cran 4).

Annexe 130

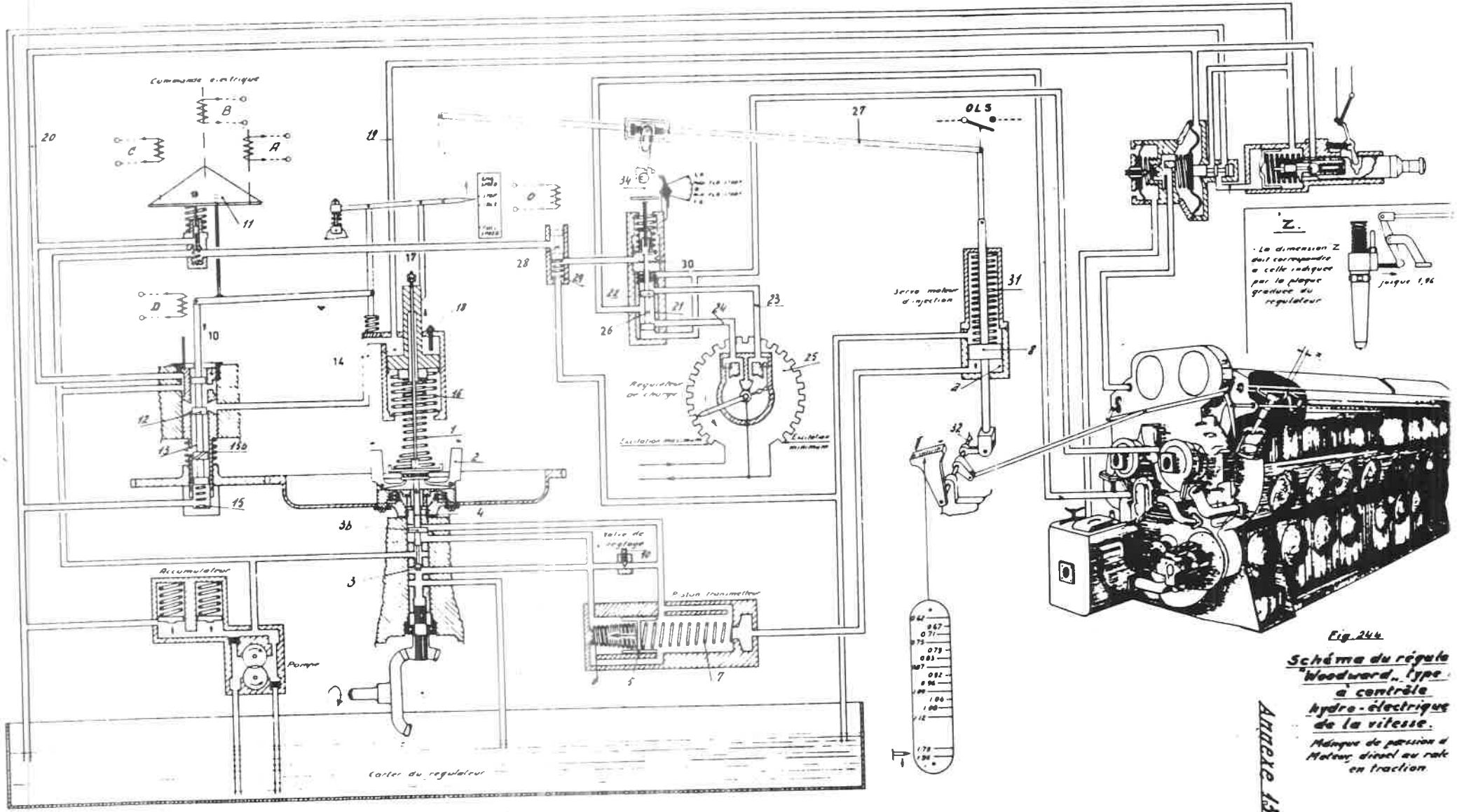


Fig. 244

Schéma du régulateur "Woodward" type à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Mélange de pression d'huile

Moteur diesel au ralenti en traction

Annexe 151

C 1213
2e tirage

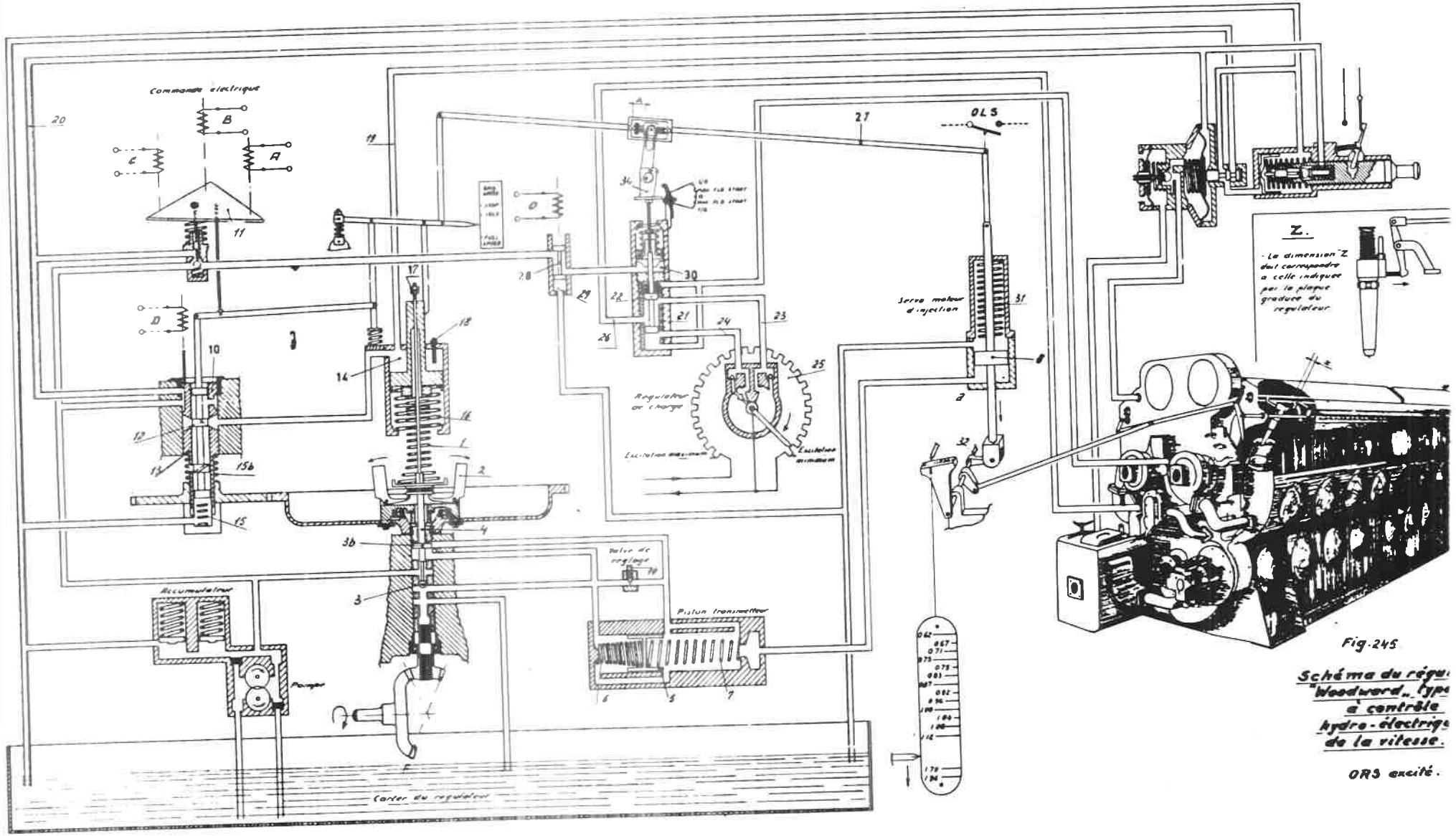


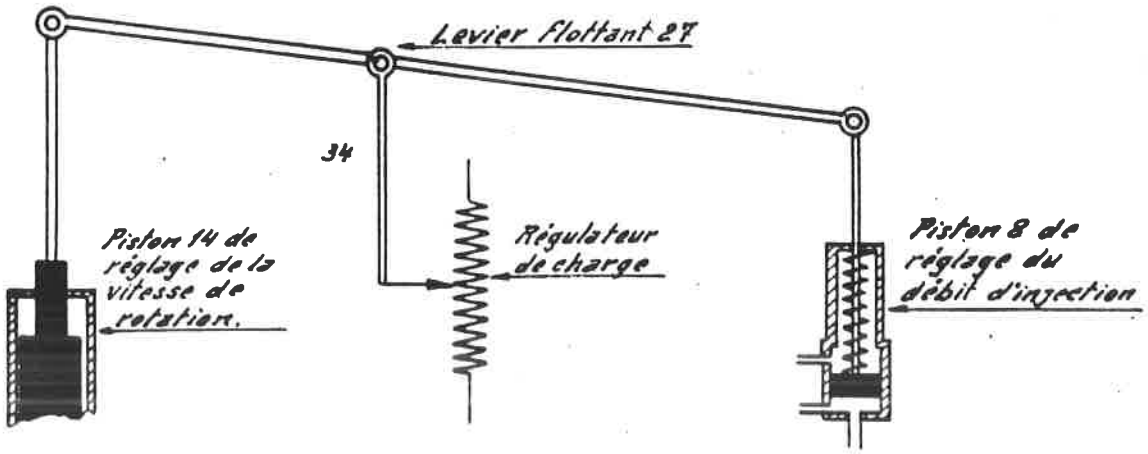
Fig. 245

Schéma du régulateur "Woodward" type à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

ORS excité.

Regulateur de charge non influencé par la pression de l'air d'alimentation du moteur.

Fig. 245 bis.



Le réglage du rhéostat de champ dépend de
{ La vitesse de rotation
{ Le débit d'injection

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel — Leçon 28

Cours 1213

TITRE III.

ETUDE DU REFROIDISSEMENT ET DU GRAISSAGE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

CHAPITRE I - Le refroidissement des moteurs à combustion interne.

I. But du refroidissement des moteurs à combustion interne.

270. La chaleur dégagée par la combustion est transformée approximativement de la manière suivante :

1/3 de la chaleur est transformée en énergie mécanique utile;
1/3 de la chaleur est évacuée dans les gaz d'échappement;
1/3 de la chaleur est absorbée par les organes du moteur et fluides de refroidissement.

Expliquons nous :

1. L'échauffement de certains organes par leur contact direct ou indirect avec les gaz chauds dont la température pendant la combustion atteint 1600 à 1700°C et se réduit pendant la détente à environ 400°;

2. L'échauffement de certains organes en mouvement relatif par suite d'un apport de chaleur par la transformation en chaleur du travail de frottement développé entre leurs surfaces frottantes.

271. Une masse à laquelle on fournit en permanence de la chaleur voit sa température s'accroître si cette chaleur transmise n'est pas soutirée de la masse dans la même mesure que l'apport.

L'évacuation de la chaleur transmise aux organes constitutifs du moteur constitue le but principal du refroidissement des moteurs à combustion interne par la circulation de fluides (eau, air , huile).

272 Le bilan thermique ci-dessus peut être représenté à l'aide du diagramme SANKY. La figure 246 donne plusieurs exemples et des valeurs pratiques; ces valeurs ont été mesurées au banc d'essai de constructeurs et servent de base au calcul du circuit de refroidissement.

273. Le rôle du refroidissement des moteurs à combustion est d'éviter que, par des températures exagérées :

1. Les parties du moteur en contact avec les gaz chauds (pistons, soupapes, chambres de combustion, cylindres et culasses....) se déforment et perdent de la résistance (avaries);

2. Les organes en contact ne grippent pas serrage dû à une dilatation inégale (par ex. les pistons dans les cylindres);

3. Les organes en mouvement relatif ne grippent, par suite d'un graissage insuffisant amené par une tenue défectueuse de l'huile de graissage à des températures élevées. (Les segments et les pistons dans les cylindres, les tiges de soupape dans leurs guides, les coussinets de bielles sur les manetons de vilebrequin, etc...).

II. L'évacuation de la chaleur absorbée par les organes du moteur.

1. Les pistons.

274. La partie du piston la plus chargée thermiquement est le fond.

En vue de résister aux hautes pressions de combustion et aux variations de température, on confère au fond du piston une épaisseur relativement forte. L'évacuation de la chaleur du piston est d'autant plus aisée que son diamètre est plus faible et que sa jupe est plus longue. En effet, la chaleur s'évacue alors du centre vers la périphérie et ensuite le long de la jupe du piston vers la partie la moins chaude du cylindre via l'huile de graissage. (Cela explique pourquoi, dans les moteurs de grande puissance, le diamètre des pistons est limité par les possibilités de son refroidissement).

275 Plusieurs moyens sont utilisés pour assurer le refroidissement du fond de piston; dans un ordre d'efficacité croissante, nous citons :

- les projections d'huile provenant des paliers du vilebrequin;
- les projections d'huile amenée sous pression par un conduit percé longitudinalement au travers de la bielle et qui aboutit aux coussinets du pied de bielle;
- l'huile contenue dans une chambre et qui refroidit le fond par effet "slaker" (fig. 247);

- un serpentin de refroidissement dans le piston alimenté en huile par un conduit traversant la bielle, l'axe du piston et le corps du piston (p. ex. moteur Baldwin des locomotives s.51 et 59 - fig. 248);
- une chambre prévue à hauteur des gorges des segments et alimentée en huile sous pression;
- les moteurs fortement chargés et à vitesse de rotation élevée ont un fond de piston en acier, le corps étant en aluminium; une chambre de refroidissement est prévue (fig.250);

Remarque : la détérioration de la tête du piston dans un moteur Diesel est généralement la conséquence :

- d'une mauvaise pulvérisation ou d'un manque d'étanchéité de l'injecteur;
- d'un serrage du piston dans le cylindre entrainant un échauffement anormal (piston en aluminium).

2. Les soupapes et chambres de combustion.

Les soupapes d'admission sont refroidies par l'entrée de l'air pendant l'admission. Elles sont moins exposées
276 à la chaleur que les soupapes d'échappement qui doivent être exécutées en acier résistant aux hautes températures.

La chaleur est évacuée :

- partiellement par la tige et son guide; il faut que la forme de la soupape soit bien adaptée;

- partiellement par le siège de la soupape, lorsque la soupape est étanche bien entendu. Une fermeture insuffisante de la soupape est souvent caractérisée par une altération du bord du champignon. Inversément, il peut être dit qu'une altération du bord du champignon de la soupape est souvent une indication d'une certaine fatigue thermique.

Lorsqu'elles sont appliquées, les chambres de précombustion et de turbulence doivent être exécutées en alliage spécial, homogène et résistant à de très hautes températures. En ce qui concerne leur forme, leur pose et leur fixation, elles doivent être étudiées pour que la chaleur puisse être évacuée suffisamment. En général, l'avarie rapide des chambres de précombustion et de turbulence est la conséquence d'une surchauffe due à des circonstances de marche anormales (ex. avance à l'injection déréglée) ou à un refroidissement insuffisant.

3. Culasses et cylindres.

277. Le refroidissement de ces organes est généralement obtenu par eau ou par un liquide de refroidissement spécial.
Une ou plusieurs pompes assurent la circulation du liquide de refroidissement à travers les organes à refroidir.

Dans certains cas, l'air est utilisé comme moyen de refroidissement; les culasses et les cylindres sont alors pourvues extérieurement d'ailettes de refroidissement.
Le refroidissement est obtenu par circulation naturelle de l'air (moteur de faible puissance - vélomoteurs, tondeuses à gazon...) ou par circulation forcée de l'air (anciens moteurs VW, certains moteurs Diesel Deutz...).
En raison du fonctionnement bruyant mais surtout en raison de la chaleur spécifique faible de l'air nécessitant des débits importants, la puissance des moteurs refroidis par air est généralement limitée à 150 kW.

Les avantages du refroidissement par air sont : une installation de refroidissement simple, pas de danger de gel, pas de corrosion des chemises,...

278 III. La température de régime d'un moteur à combustion.

On appelle température de régime d'un moteur la température optimale qui garantit un bon rendement thermique et une durée de vie du moteur et de ses organes aussi longue que possible.

Nous avons vu antérieurement que le rendement thermique d'un moteur thermique s'améliorait dans la mesure où sa température de fonctionnement est maximale.

Pour des raisons métallurgiques, de lubrification et de dilatation, cette température doit cependant être limitée sous 110°C, dans les circuits sous pression et évidemment sous 100°C lorsque le circuit est mis à l'atmosphère.

En général, la température de régime d'un moteur à combustion se situe vers 80°C.

En réalité, il n'est cependant pas possible de maintenir cette température absolument constante.

279. Une installation de refroidissement peut être calculée pour que la température maximale de fonctionnement soit toujours largement inférieure à la température de régime, la régulation ajustant alors la température à la valeur optimale.

La température réelle de fonctionnement d'un moteur est limitée aux 2 valeurs suivantes :

280. 1. La température minimale de fonctionnement :

La température minimale de fonctionnement des moteurs à combustion dépend du type et de la conception de la chambre de combustion.

Une température basse est nuisible parce que :

a) Le rendement thermique est faible, la combustion étant moins bonne par le refroidissement important de l'air pendant la compression;

b) Le moteur s'use rapidement, le graissage étant insuffisant par suite de la condensation possible du combustible sur les parois des cylindres. Alors le film d'huile ne s'établit pas.

c) Les pistons se dilatent plus que les chemises de cylindre de sorte qu'il existe un réel danger de coinçage et de grippage.

Il est recommandé de ne pas charger un moteur froid.

Il est donc souhaitable que l'installation de refroidissement soit conçue pour qu'un moteur lancé à froid atteigne rapidement sa température minimale de fonctionnement.

Il est aussi tout à fait à déconseiller d'amener un moteur à sa température par un fonctionnement au ralenti de longue durée. La mise à température doit s'effectuer aussi vite que possible à une vitesse de rotation moyenne et à charge limitée.

2. La température maximale de fonctionnement.

281. Pour les moteurs à circuit de refroidissement à circulation d'eau, mis à l'atmosphère elle atteint en général 95°C; pour les moteurs à circuit de refroidissement sous pression (ou à refroidissement par air) environ 110°C.

282. On dit que le moteur est "surchauffé" lorsque sa température maximale autorisée est atteinte ou dépassée.

Les inconvénients particuliers d'une surchauffe sont :

- Dans le cas du refroidissement par eau, à circulation forcée, l'eau se vaporise dans les chambres d'eau des culasses, provoque des points chauds et perturbe la circulation normale. Si le moteur n'est pas déchargé rapidement, sa température augmente encore jusqu'au grippage des pistons dans les cylindres par rupture du film d'huile et la dilatation des pièces.

La surchauffe peut amener la déformation ou la fissuration des culasses et un manque d'étanchéité de leur assemblage sur les cylindres.

Pour la même raison, il est proscrit d'arrêter brutalement un moteur très chargé. En effet, à ce moment, la température de l'eau dans les chambres d'eau croît de plusieurs degrés (+ 10°C) après l'arrêt, par inertie calorifique et par l'absence de la circulation d'eau.

L'arrêt simultané du moteur chargé et du refroidissement ne permet pas d'évacuer la chaleur des chambres de combustion et des pistons. Comme le fonctionnement à température exagérée, il provoque des avarie de culasses et parfois le blocage des pistons et des calages d'injecteurs.

283. La surchauffe amenant toujours des troubles graves et difficiles à réparer, il est nécessaire de protéger les moteurs contre des températures d'eau excessives.

Là où l'huile de graissage intervient dans une mesure importante dans le refroidissement du moteur, il faut également prévoir des appareils de sécurité contre une température d'huile excessive. En général, l'appareil de sécurité température d'eau maximale interrompt automatiquement la charge du moteur et le ramène au ralenti (pour éviter les méfaits de la surchauffe due à un arrêt brutal).

L'appareil de sécurité température d'huile maximale arrête le moteur.

IV. Description d'une installation de refroidissement.

284 L'installation de refroidissement la plus utilisée sur les locomotives Diesel et les autorails comporte les organes suivants (fig. 251) :

1. Une pompe à eau du type centrifuge (deux pompes sur le moteur GM 567).

La pompe assure la circulation du liquide de refroidissement; elle est entrainée par le moteur Diesel au moyen d'une chaine ou par engrenages; sur les locomotives son débit varie de 40 à 120 m^3/h.

L'aspiration de la pompe est reliée directement au vase d'expansion afin d'éviter que l'aspiration soit en dépression (danger de cavitation) et afin d'éviter une rentrée d'air (la présence d'air ou de vapeur réduit le débit de la pompe).

285. 2. Un thermomètre, le thermostat de réglage et les thermostats de protection (WTS)

Ces appareils sont placés à la sortie du moteur.

286. 3. Un refroidisseur d'huile : il s'agit généralement d'un échangeur de chaleur constitué d'un serpentin à l'intérieur duqel l'huile circule ; le serpentin est refroidi par l'eau de refroidissement. Cet échangeur de chaleur assure cependant une seconde fonction sur les locomotives de manoeuvre dont le moteur est fréquemment peu chargé : lorsque le moteur est peu chargé, la température de l'huile reste basse ce qui entraîne des dépôts de boues dans le carter d'huile; dans ces conditions de fonctionnement, l'huile est réchauffée dans l'échangeur de chaleur.

Remarque : Le refroidisseur d'huile est dans certains cas réalisé sous la forme d'un radiateur disposé à proximité des radiateurs du circuit d'eau (p.e. Hl s. 51/2e tranche).

287. 4. Les radiateurs : l'eau circule dans les radiateurs afin d'y être refroidie. Afin de limiter les dimensions des radiateurs, l'ORE (Office de Recherche et des Essais) préconise d'adopter une différence de 10°C entre la température de l'eau à l'entrée et la température de l'eau à la sortie des radiateurs.

Le radiateur est constitué d'une série d'éléments à travers lesquels un ou plusieurs ventilateurs fait circuler l'air de refroidissement.

288. L'eau de refroidissement circule en permanence dans les radiateurs et n'est refroidie que lorsque les volets éventuels des radiateurs sont ouverts et que les ventilateurs tournent. L'entraînement des ventilateurs s'effectue soit par moteurs électriques, soit par coupleurs hydrodynamiques ou hydrostatiques asservis à une température préréglée par un thermostat placé dans le circuit de refroidissement à la sortie du moteur.

Ce principe est appliqué aux groupes de refroidissement Behr ou Voith qui sont expliqués en détail dans le cours 1260.

La sortie d'eau des radiateurs est raccordée à l'aspiration de la pompe de circulation.

289. 5. Les conduits de dégazage : tous les points hauts du circuit et où un dégagement gazeux pourrait survenir sont raccordés au vase d'expansion à l'aide d'une partie canalisation.

290. 6. L'échangeur de chaleur de la transmission hydraulique :

cet échangeur sert au refroidissement de l'huile de la transmission hydraulique.

291. Remarque : Sur des petits moteurs, le réglage de la température est obtenu au moyen d'un thermostat placé à la sortie du moteur laissant circuler l'eau soit via "le petit circuit" soit via le "grand circuit".

Le thermostat est constitué d'un corps et d'une soupape s'ouvrant sous l'influence d'un élément sensible lorsque sa température atteint une valeur déterminée (± 70°C) (fig. 253).

On dispose ce thermostat dans le circuit de refroidissement à la sortie du moteur. Les radiateurs de refroidissement n'interviendront dans le circuit que si la température du moteur dépasse la valeur de réglage de l'appareil. Si la température du moteur descend sous cette valeur minimale, le thermostat coupe la circulation d'eau dans les radiateurs.

Le tableau en annexe donne pour quelques séries de locomotives les principales caractéristiques du circuit de refroidissement.

V. Avantages et inconvénient du refroidissement par eau.

292. Le refroidissement par eau offre l'avantage d'être applicable aussi bien aux petites puissances qu'aux grandes.

En hiver, un inconvénient réside dans le danger de gel, de sorte qu'en hiver, en nos régions, des produits empêchant la congélation doivent être ajoutés à l'eau (antigel). Si les produits antigel imbibés contre la corresion ont l'avantage de protéger les chemises d'eau et les radiateurs contre la corrosion, par contre, il possède une chaleur spécifique inférieure à celle de l'eau, ce qui réduit la capacité de refroidissement du circuit. En général, il n'en résulte aucun inconvénient pratique.

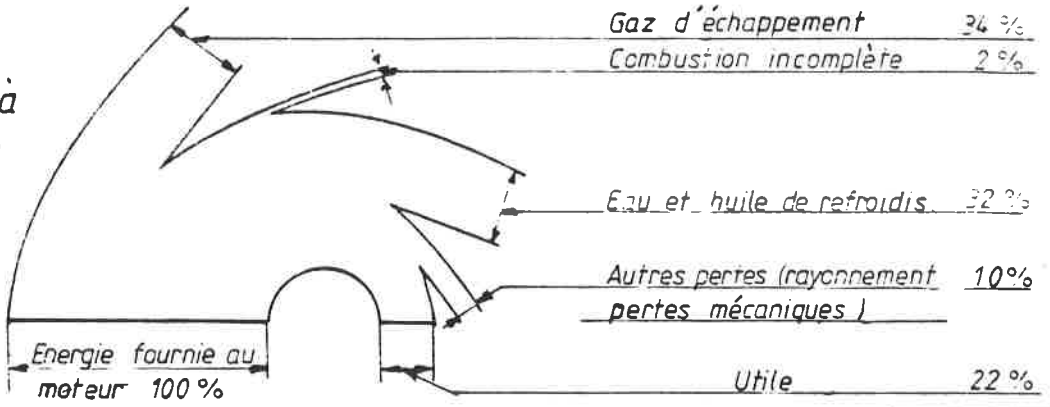
293. Si l'eau constitue un excellent moyen de refroidissement grâce à sa chaleur spécifique élevée (4186 J par degré C et par kg d'eau),elle présente cependant l'inconvénient d'amener de la corrosion et même de l'encrassement par des dépôts de boues ou de tartre des chambres d'eau du moteur, des radiateurs et des tuyauteries du circuit.

Ces inconvénients nécessitent un traitement préalable de l'eau de refroidissement des moteurs (voir leçon suivante : traitement de l'eau).

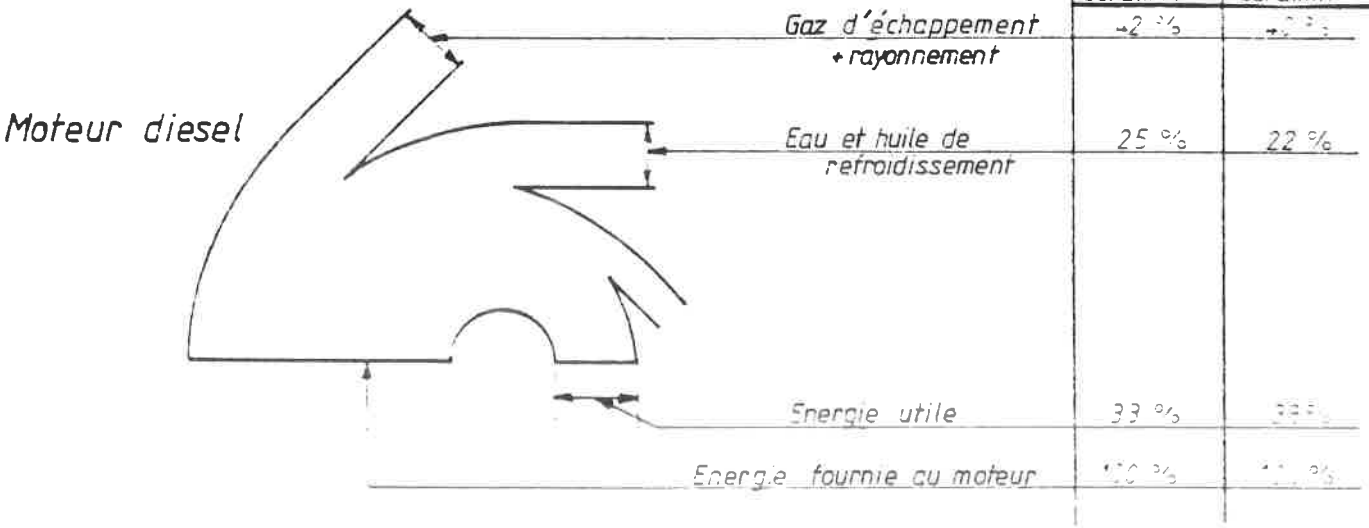
Pour des moteurs de petite puissance (moteurs à allumage par étincelle), certains constructeurs s'efforcent d'assurer le refroidissement par des liquides spéciaux, non corrosifs et antigel circulant en circuit hermétique (huile soluble).

DIAGRAMMES SANKY Fig. 246

Moteur à essence



Moteur diesel



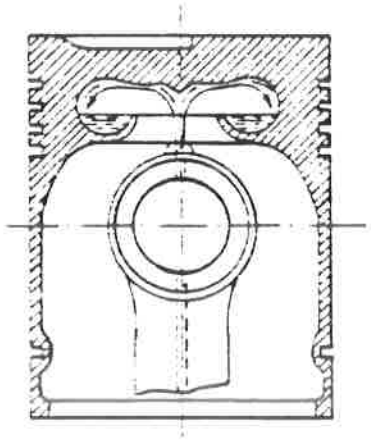


Fig. 247

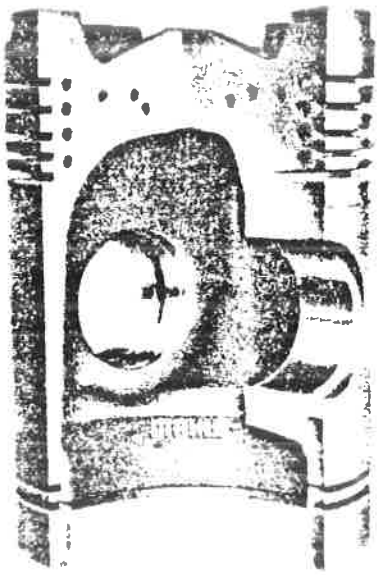
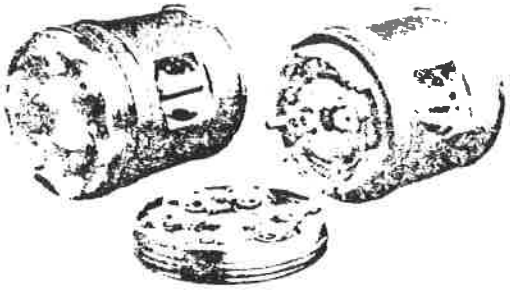


Fig. 248



Fig. 249



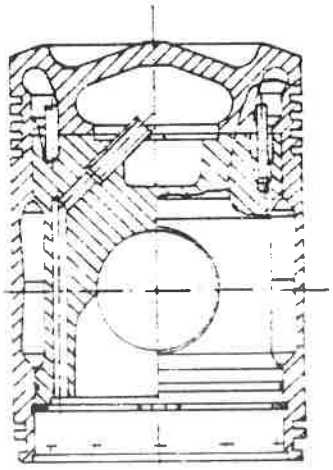
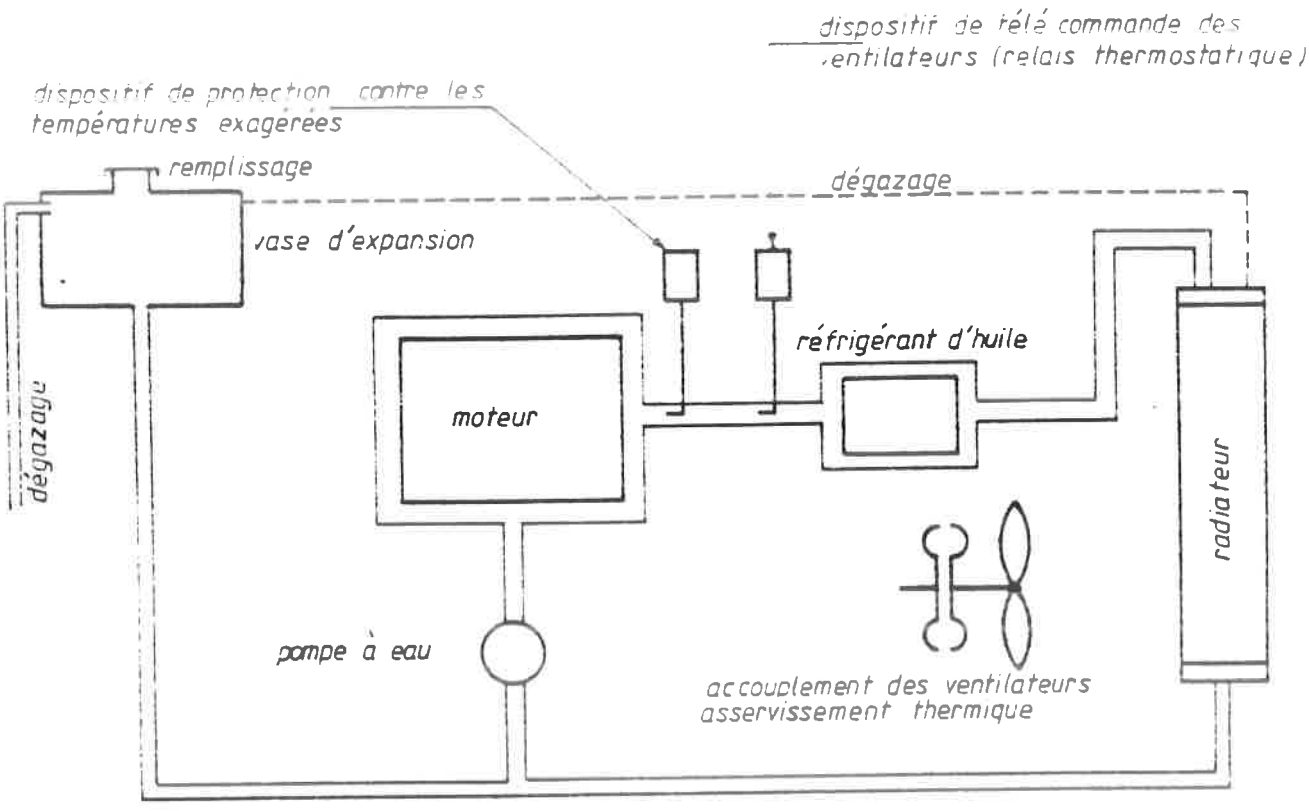


Fig. 250

Fig. 251



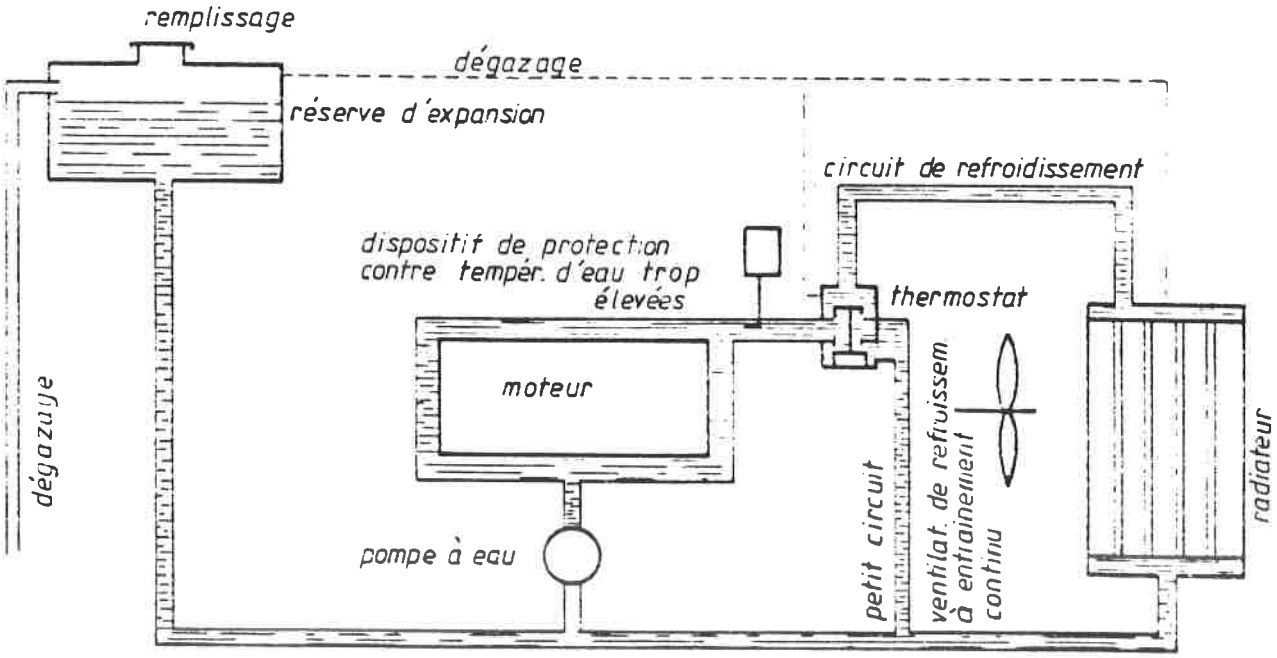


Fig. 252 CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT AVEC DERIVATION A COMMANDE THERMOSTATIQUE

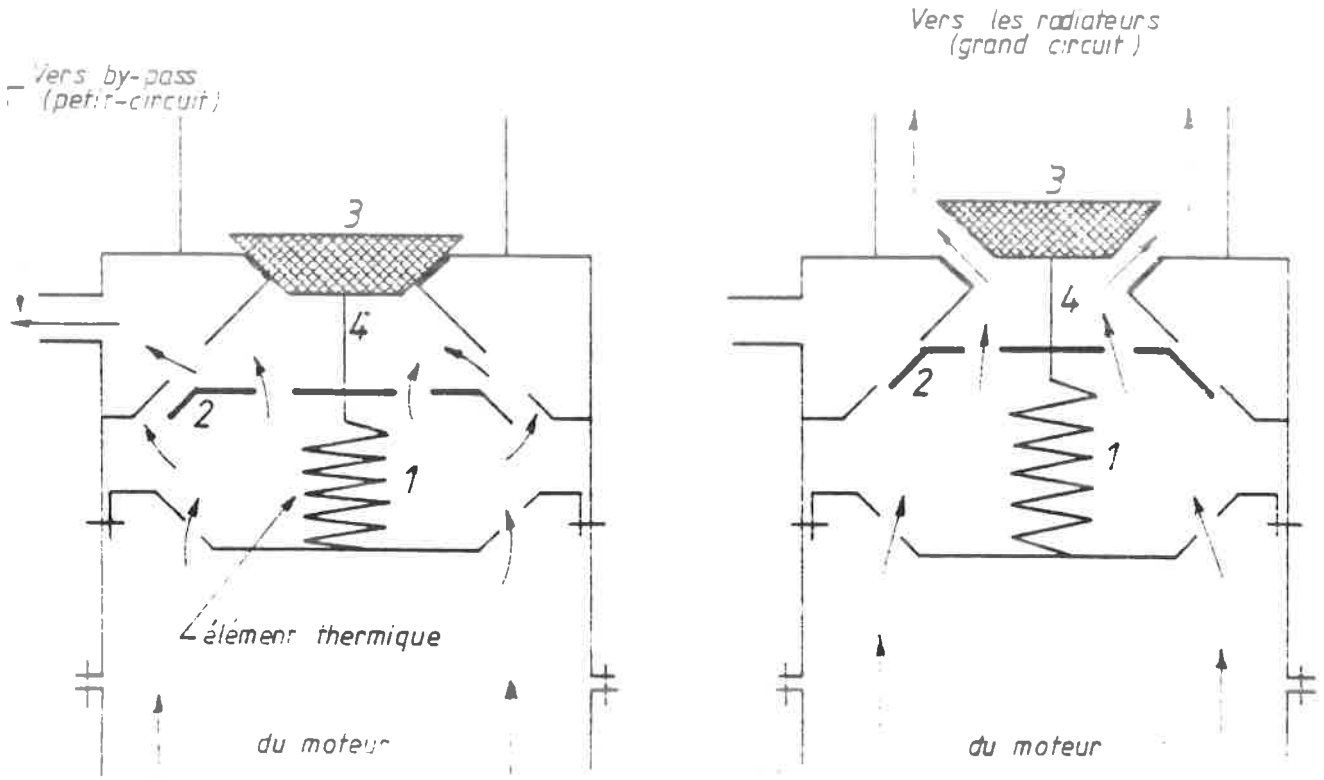


Fig. 253 THERMOSTAT DES MOTEURS G.M.

CARACTERISTIQUES DES INSTALLATIONS DE REFROIDISSEMENT.

HL série	POMPE A EAU - DEBIT (m^3/h)	QUANTITE DE CHALEUR A EVACUER PAR HEURE (kW)	VENTILATEURS		REFROIDISSEMENT DE L'HUILE DU MOTEUR DIESEL.	REFROIDISSEMENT DE LA TRANSMISSION HYDRAULIQUE.
			TYPE	PUISSANCE TOTALE(kW)		
51 /1er tr.	120	800	Behr-hydrostatique	36	Echangeur eau/huile	-
51 /2^{me} tr.	120	800	Voith-hydrostatique	36	radiateur	-
52-53-54	2 x 65	1060	GM - électrique	30	Echangeur eau/huile	-
55	2 x 65	1200	"	36	"	-
59	100	653	Cock électrique	45	"	-
60	95	530	Behr-hydrostatique	15	"	-
71	45	395	Voith-hydrodynamique	18	"	Echangeur eau/huile
73	65	260	"	24	"	"
74	45	270	"	24	"	"
80	25	257	Behr-hydrostatique	14,5	"	"
82	45	254	Voith-hydrodynamique	24	"	"
84-85	45	220	"	18	"	"
91	40	190	GM-direct par courroies	14,5	"	Radiateur

COURS 1213

VI. Etude théorique du circuit de refroidissement du moteur diesel.

294 ### 1. Calcul de la quantité de chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement - Valeurs de fonctionnement

Les données ci-après sont nécessaires pour effectuer le calcul de l'installation de refroidissement (calcul des différents organes et détermination des valeurs de fonctionnement) :

a) le bilan thermique du moteur comportant :

- Q_1 : chaleur du bloc-moteur à évacuer par l'eau de refroidissement (KWh/h);
- Q_2 : chaleur à évacuer par l'huile de graissage (KWh/h);
- Q_3 : le cas échéant, chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement de l'air d'alimentation (KWh/h);
- D_1 : valeur moyenne du débit total de la (des) pompe(s) à eau (m^3/h);
- D_2 : débit d'huile à travers l'échangeur de chaleur (m^3/h);

b) la température ambiante maximale (T1 max) à laquelle l'installation de refroidissement doit permettre le fonctionnement du moteur; valeur prise en considération pour hl SNCB : 30°C;

c) la température d'eau maximale (TW max) à la sortie du moteur dans des conditions normales de fonctionnement;

d) le cas échéant, la quantité de chaleur qui doit être évacuée de la transmission hydraulique (Q_4).
Cette valeur s'élève normalement à 30% de la puissance disponible à l'entrée de la transmission (rendement = 70%); en effet ces valeurs déterminent la plus petite valeur pour la vitesse continue de la locomotive (voir cours 1260).

Sont également à connaître :

- D_3 : le débit de l'huile de transmission dans l'échangeur (m^3/h);

- TOmax : la température maximale admise pour l'huile de graissage.

295 2. Principe de calcul des caractéristiques d'un échangeur de chaleur (eau/huile, huile/eau, eau/air).

Le transfert de chaleur d'un fluide à l'autre au travers d'un échangeur de chaleur ou d'un radiateur peut être représenté schématiquement comme indiqué à la figure 254.

Un fluide de masse spécifique m1, de chaleur spécifique Cs1, ayant un débit D1 doit être refroidi de la température T1i à la température T1f.
A cet effet on utilise un fluide de refroidissement de masse spécifique m2, de chaleur spécifique Cs2 avec un débit D2; le fluide de refroidissement va s'échauffer de T2i à T2f.

Pendant l'échange de chaleur, la température T1 du fluide qui se refroidi est supérieur à la température T2 du fluide qui s'échauffe. En particulier T1f > T2f. Pour limiter les dimensions de l'échangeur, on adopte pour (T1f - T2f) une valeur de 6 à 8 degrés.

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend :

- du type et des dimensions de l'échangeur;
- de la différence entre les températures moyennes des deux fluides :

$$T = T_{1m} - T_{2m} \text{ avec } T_{1m} = \frac{T_{1i} + T_{1f}}{2} \text{ et } T_{2m} = \frac{T_{2i} + T_{2f}}{2}$$

Connaissant :

- la quantité de chaleur à échanger entre les deux fluides : Q

avec $Q = cs1 \times m1 \times (T_{1i} - T_{1f}) = cs2 \times m2 \times (T_{2f} - T_{2i})$

- les valeurs normales de T_{1i}, T_{2i}; m1 et m2, on détermine la quantité de chaleur Q que l' échangeur de chaleur peut transférer d'un fluide à l'autre par unité de temps et par degré de différence de température entre les fluides :

$$Q = \frac{Q}{T_{1m} - T_{2m}} \quad (KW/°C)$$

Les constructeurs d'échangeurs de chaleur donnent cette valeur pour chaque type en fonction des débits D1 et D2. De cette façon, on peut déterminer le type et les dimensions de l'échangeur nécessaire. Dans le cas d'un radiateur avec ventilateurs on détermine le débit d'air nécessaire.

Exemple : calcul de la capacité d'échange de chaleur nécessaire d'un échangeur huile/eau destiné au refroidissement de l'huile de graissage d'un moteur diesel dans les circonstances suivantes :

- quantité de chaleur fournie par heure : 33,6 KWh;
- température normale de l'huile à l'entrée de l'échangeur 90°C pour un débit de $8m^3/H$;
- température normale de l'eau à l'entrée de l'échangeur : 68°C pour un débit de $10m^3/h$;
- m.sp. huile : $0,85kg/dm^3$, cs huile = 0,5 x cs eau;

La quantité de chaleur à échanger par unité de temps est de :

$$Q = cs1 \times m1 \times (T_{1i} - T_{1f})$$

$$= 0,5 \times 4186,8 \times 0,85 \times \frac{8000}{3600} \times (90 - T_{1f}) = 33.600J$$

d'où $T_{1f} = 81,5°C$

et $T_{1m} = \frac{90 + 81,5}{2} = 85,75°C$

Par ailleurs :

$$Q = CS\ 2 \times m2 \times (T_{2f} - T_{2i})$$

$$= 4186;8 \times \frac{10.000}{3.000} (T_{2f} - 68) = 33.600J$$

d'où $T_{2f} = 70,9°C$

et $T_{2m} = 69,45°C$

Finalement :

$$Q = \frac{Q}{T_{1m} - T_{2m}} = \frac{33,6}{85,75-69,45} = 2,06\ KW/°C$$

La capacité de refroidissement de l'échangeur est de 2,06 KW/°C.
Remarquons que $T_{1f} - T_{2f} = 81,5 - 70,9 = 10,6$ °C , ce qui est suffisant (min 6 à 8°C).

296 3. Calcul du débit minimal de la pompe à eau

Il a été précisé dans la leçon précédente que la différence de température maximale entre l'entrée et la sortie de l'eau du moteur diesel était de 10°C.
Le débit minimal de la pompe peut dès lors être déterminé à partir de la quantité de chaleur à évacuer :

$$Q = 4186,8 \times \frac{D1}{3600} \times 10 \text{ (KW)}$$

d'où D1 : $\frac{860}{1000}$ (m^3/h)

4. Calcul du débit des ventilateurs

Le débit d'air nécessaire exprimé en kg/s est déterminé d'après la quantité de chaleur à évacuer par unité de temps Q, la chaleur spécifique de l'air (à la pression absolue de 1bar = 996 J/kg) et la température de l'air à l'entrée des radiateurs (max. 30°C) :

$$Q = m \times cs \times (Tf - Ti)$$

(Q exprimé en J/s = W)

d'où $m = \frac{Q}{996\ (Tf-Ti)}$

La température de l'air à la sortie des radiateurs doit être inférieure de 6 à 8° à la température de l'eau à la sortie des radiateurs.
Pour permettre la détermination des caractéristiques des ventilateurs, le débit minimum nécessaire doit être exprimé en m^3/h en adoptant pour la masse spécifique de l'air à 30°C la valeur de 1,162kg/m^3.

D'où $D = m \times \frac{3600}{1,162}$ (m^3/h)

5. En pratique

En pratique, les échangeurs de chaleur et les radiateurs sont déterminés par des firmes spécialisées à partir des données de bases, des calculs de base exposés ci-avant et en tenant compte des caractéristiques pratiques des organes (rendement .....).

6. Causes d'une température de régime trop basse ou trop élevée du moteur diesel

1. Température de régime trop basse

297 Une température trop basse du moteur signifie qu'il existe un manque d'équilibre dans le circuit de refroidissement du fait que trop de chaleur est évacuée dans les ra-

diateurs par rapport à la quantité de chaleur développée dans le moteur. On peut remédier à cette anomalie en diminuant la capacité de refroidissement des radiateurs, soit en les court-circuitant partiellement ou totalement (installation avec thermostat), soit en limitant le passage de l'air dans les radiateurs (réglage de la vitesse des ventilateurs, obturation de la section de passage par des volets etc...).

5. Causes de surchauffe d'un moteur diesel.

298. Inversément la surchauffe provient aussi d'un déséquilibre dans le circuit de refroidissement; à ce moment, la chaleur dégagée dans le moteur peut être trop élevée par rapport à la capacité de refroidissement normale des radiateurs, ou encore la capacité de refroidissement de ces derniers peut également être trop faible par rapport à la quantité de chaleur normale à évacuer du moteur.

299. a) Un excès de chaleur est produit par le moteur.

Origines :

1) Mauvais rendement thermique. Un excès de chaleur produite par la combustion doit être évacué par l'eau de refroidissement.

Causes possibles.

- Une avance à l'injection inappropriée ;
- Délai d'allumage trop long par suite du mauvais état du moteur (soupapes non étanches - cylindres ou segments ovalisés ou usés ...);
- Combustion incomplète suite d'une alimentation en air insuffisante (filtre à air - turbo-soufflante - soupapes d'admission - fuites dans la conduite d'alimentation et collecteur entre turbo et moteur-soupape d'admission s'ouvrant incomplètement - distribution déréglée ...);

2) Une trop grande chaleur développée dans le moteur à cause de forces de frottement anormales (grippage de pistons dans leur cylindre - grippage de coussinets - graissage insuffisant).

b) Echange de chaleur par les radiateurs insuffisant.

Causes possibles :

1) La chaleur à dégager du moteur n'est évacuée qu'insuffisamment ou pas du tout.

- Insuffisance d'eau dans le circuit ;

- Débit de la pompe à eau insuffisant.
- Jeu radial ou axial du rotor dans le palier du corps de pompe exagéré.
- Aspiration d'air par le bourrage du côté aspiration de la pompe,
- rupture du point d'entraînement de la pompe,
- bris d'arbre.
- Circulation d'eau dans le circuit insuffisante
- Obstruction de conduites d'eau ou de dégazage ou desradiateurs ;
- Culasses fissurées : les gaz de combustion pénètrent dans le circuit ;
- pénétration d'huile dans le circuit (par ex. échangeur eau - huile crevé).
- Encrassement des chambres d'eau du moteur par des dépôts (boues, tartre, rouille) ;
- Chaleur spécifique du liquide de refroidissement trop faible : mélange eau - antigel utilisé en hiver maintenu ou circuit non adapté à cette utilisation.

Dans le calcul du débit minimal de la pompe, nous avons vu que le débit de liquide dans le circuit de refroidissement dépend de la chaleur spécifique (s) du liquide.

La chaleur spécifique de quelques matières :

Matières	Chaleur spécifique J/kg	Pour une température comprise entre
Aluminium	990	0 - 500°C
Fonte	600	20 - 500°C
Cuivre	465	26 - 948°C
Acier	470	0 - 100°C
Glycérine	2430	0 - 100°C
Essence	1675	0 - 100°C
Alcool	2430	0 - 100°C
Huile	1675	0 - 100°C
Pétrole	2093	0 - 100°C
Eau	4187	0 - 100°C
Air	996	15°C
Vapeur d'eau	2093	

2) Absence ou insuffisance d'évacuation de chaleur par les radiateurs (capacité de refroidissement des radiateurs trop faible).

Causes particulières :

- Dans le cas d'une installation avec thermostat ; passage d'eau vers les radiateurs insuffisant par suite de l'ouverture incomplète de la soupape du thermostat ou par l'obstruction des conduits des radiateurs.
- Refroidissement insuffisant des radiateurs à la suite d'un courant d'air insuffisant :
  - arrêt ou vitesse insuffisante des ventilateurs,
  - encrassement côté air des éléments de radiateurs,
- Haute température d'air atmosphérique (t'_1) : la différence de température ($t'_2 - t'_1$) est réduite et ne suffit plus à l'échange complet de la chaleur.

VIII. CONSIDERATIONS SUR LE TRAITEMENT DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT DES MOTEURS DIESEL.

A. But du traitement de l'eau.

300. Des phénomènes nuisibles et imprévus se produisent généralement dans les circuits de refroidissement d'eau des moteurs diesel.

Ni les constructeurs, ni les spécialistes du traitement de l'eau n'ont pu jusqu'à présent y remédier parfaitement par suite des aspects multiples et complexes du problème.

La complexité de ces aspects résulte d'une part de la présence dans le circuit de refroidissement des métaux (cuivre - aluminium) ou des alliages les plus divers (fontes, aciers, alliages d'aluminium, laiton, bronze, alliages d'étain), d'autre part de la différence entre les températures des organes constitutifs du circuit ou encore de l'utilisation d'eaux de natures très variées et utilisées sous des régimes de pression faible et à des vitesses relativement élevées.

En fait, le problème se complique encore par le diagnostic délicat des causes des phénomènes et par les incompatibilités qui existent entre les remèdes spécifiques aux diverses catégories de défauts.

Actuellement, ces remèdes se limitent d'une part au traitement de l'eau de refroidissement, suivant certaines méthodes parfois controversées, et d'autre part à la mise au point de certaines particularités constructives (aux organes constitutifs des moteurs et à leurs circuits de refroidissement).

Dans cette étude, nous nous limiterons à expliquer d'une façon générale, les phénomènes se produisant dans les circuits de refroidissement et leurs causes probables ainsi que les remèdes actuellement d'application.

B. Les phénomènes se produisant dans les circuits de refroidissement des moteurs diesel.

Ils consistent principalement en :

301. a) Précipitation sur les parois refroidies du moteur de couches isolantes se composant d'oxydes, carbonates de calcium et de magnésium ainsi que d'impuretés organiques et non organiques de l'eau. Des dépôts se forment également dans les radiateurs où ils peuvent provoquer l'obstruction complète ou partielle de leurs tubulures constitutives.

302. b) La corrosion chimique.

Elle consiste dans la dégradation par oxydation des parois des circuits de refroidissement. Elle est provoquée principalement par la présence dans l'eau d'oxygène, d'oxyde de carbone (CO_2) , de sels de chlore et d'acides.

La corrosion chimique proprement dite ne se produit en réalité que dans des moteurs stockés et dans des échangeurs de chaleur ou radiateurs en laiton. (Enlèvement du zinc de leurs tubulures).

En pratique, les conséquences de la corrosion chimique sont à négliger par rapport aux conséquences des phénomènes électro-chimiques expliqués ci-dessous.

303. c) L'érosion.

Elle consiste en général dans la dégradation des circuits de refroidissement par le frottement de l'eau passant à certaine vitesse.

Les phénomènes d'érosion se produisent particulièrement aux endroits où la vitesse de l'eau est grande, où il existe des tourbillons dans l'eau, et où le courant d'eau est dirigé directement sur la paroi. En réalité, des dégradations importantes dues à l'érosion n'ont pas encore été constatées aux circuits de refoidissement de nos engins diesel.

304. d) La cavitation.

Ce phénomène ne se produisant cependant pas dans tous les moteurs diesel, consiste dans l'apparition de piqûres profondes qui, après un certain temps limité, peuvent percer les pièces (cylindres ou bâtis).

Les opinions sont divisées en ce qui concerne les causes véritables de ce phénomène. Tout indique cependant que ces causes, de nature très complexe, peuvent être résumées comme suit :

1) Causes électro-chimiques.

305. Les sels dissous dans l'eau se dissocient en ions positifs et négatifs (cations et anions) qui, à cause de la présence dans l'eau de métaux de nature ou de température différente, amènent la naissance de phénomènes d'électrolyse. Ces phénomènes d'électrolyse consistent dans le transport de métal entre les différents points du circuit qui possèdent un potentiel différent. Pour cette raison, la corrosion électro-chimique est aussi appelée parfois oxydation anodique.

La corrosion électro-chimique ne se produit non seulement en cas de la présence dans le circuit de 2 métaux différents mais des couples électro-chimiques peuvent également se former lorsqu'il n'y a qu'un métal en contact avec l'eau. C'est notamment le cas lorsque ce métal n'est pas homogène, possède des inclusions de scories ou d'oxydes ou lorsqu'il existe des tensions internes dans ce métal. C'est aussi le cas lorsqu'il existe des différences dans la concentration de l'eau. Il en résulte ce qu'on appelle la "corrosion de fente" ou "de crevasse" (corrosion se présentant principalement dans les crevasses ou à l'endroit des joints).

Certaines constatations faites par la "Deutsche Bundesbahn" lors de nombreux essais prouvent que la corrosion-cavitation est principalement de nature électro-chimique. Il est apparu que, réellement, du métal des fourrures de cylindres était transporté vers certains endroits déterminés des tuyauteries du circuit.

2) Causes mécaniques.

306. Il est aussi prouvé que la corrosion-cavitation s'accélère sous l'influence des vibrations mécaniques existant dans les parois des cylindres. Des phénomènes de cavitation se produisant d'autant plus vite que les parois de cylindre sont minces et longues, les organes du moteur sont équilibrés moins soigneusement, les pressions moyenne et maximale sont plus élevées et le moteur tourne plus vite. Surtout les vibrations de haute fréquence provenant du basculement du piston dans le cylindre sont de très grande influence.

L'activité de la corrosion-cavitation par les vibrations mécaniques peut être expliquée comme suit :

Dans la masse d'eau entourant le cylindre naissent des bulles de vapeur qui, sous l'influence des vibrations existant dans le cylindre, éclatent lorsque leur pression statique devient localement et momentanément inférieure à la tension de vapeur.

Préalablement, il fut supposé que lorsque les bulles de vapeur crèvent au moment où elles entrent en contact avec la paroi du cylindre, les particules métalliques contactées sont soumises à de hautes pressions par lesquelles elles se détachent de la paroi. Dans les bulles de vapeur, la pression peut atteindre des valeurs de 200 _ bar).

D'après la nouvelle théorie, les bulles de vapeur crevantes, détruisent la couche d'oxydes protectrice déposée sur la paroi du cylindre qui à leur tour sont à la base de la corrosion électro-chimique.

3) Causes érosives.

307. Le fait que les phénomènes de corrosion électro-chimique se produisent principalement dans les zones où les tourbillons et vitesses sont les plus forts indique que la corrosion-cavitation et l'érosion ne peuvent être séparées complètement l'une de l'autre.

4) Causes métallurgiques.

308. Le fait que les phénomènes de corrosion-cavitation ne se produisent pas à tous les moteurs diesel mais exceptionnellement à quelques moteurs de certaines firmes, fait supposer que la composition et l'homogénéité de la fonte et la méthode de coulée appliquée pour la confection des cylindres peuvent influencer leur naissance. Cette supposition résulte également des remarques citées ci-dessus concernant les impuretés d'oxydes ou de scories ou le manque d'homogénéité de la fonte des cylindres pouvant favoriser l'oxydation anodique.

C. Etude des mesures à prendre pour prévenir les phénomènes néfastes dans les circuits de refroidissement.

309. 1) Composition de l'eau de refroidissement.

Toute eau contient des impuretés en suspension, en solution colloïdale ou en solution :

a) Des matières organiques consistant principalement en plantes filamenteuses qui se déposent ou s'accrochent de préférence dans les passages les plus étroits du circuit et peuvent interrompre la circulation de l'eau.

b) Des matières non organiques telles que le sable, le limon, ... qui provoquent un dépôt vaseux dans les parois du moteur et les radiateurs de refroidissement.

c) Des sels dissous.

Ils déterminent la dureté de l'eau.

Il faut distinguer :

- La dureté temporaire constituée par des carbonates de calcium et de magnésium qui précipitent lorsque l'eau est chauffée à 100°C.

Ces sels provoquent un dépôt isolant thermique sur les parois de refroidissement du moteur.

- La dureté permanente constituée par des sulfates de calcium et de magnésium qui ne précipitent pas lorsque l'eau est chauffée à 100°C. Cette dureté permanente ne donne pas lieu à la formation des dépôts, mais gêne le traitement de l'eau par l'ajoute d'huiles solubles (voir plus loin : traitement de l'eau).

Outre les carbonates et les sulfates cités plus haut, l'eau contient des sels de chlore, dont le sel de cuisine (Na Cl) est le plus important. Les sels de chlore sont très nuisibles parce qu'ils favorisent fortement la corrosion électro-chimique.

En effet, lors de leur dissolution dans l'eau, tous les sels se dissocient en ions (ions positifs = cathions et ions négatifs = anions. Les ions sont des molécules porteuses d'une quantité d'électricité).

L'acidité de l'eau dépend de la concentration en ions d'hydrogène. Cette concentration peut être représentée par un nombre qu'on appelle la valeur "PH" de l'eau.

310. L'eau neutre a un "PH" égal à 7. Le "PH" étant inférieur à 7, l'eau est acide. Le "PH" étant supérieur à 7, l'eau est basique. Le "PH" de l'eau peut être déterminé avec précision au moyen d'appareils électriques coûteux et par approximation au moyen de papier indicateur spécial.

Le PH de l'eau de refroidissement des moteurs diesel a une importance particulièrement grande. Il faut, en effet, pour que l'eau ne favorise pas la naissance des phénomènes de corrosion chimique que son "PH" soit compris entre "7" et "8,5". Ce "PH" étant supérieurà 8,5, la concentration en ions hydrogène est tellement élevée que l'eau attaque certains métaux (l'aluminium).

d) L'eau contient également de l'air dissous c.à.d. de l'oxygène et de l'anhydride carbonique (CO2). Ces deux gaz favorisent la corrosion.

e) Les produits antigel parfois mélangés à l'eau peuvent présenter après certain temps d'utilisation une acidité favorisant la corrosion de certains éléments du circuit de refroidissement.

2) Remèdes pour prévenir la formation, les dépôts et les phénomènes de corrosion, érosion et cavitation.

Ces remèdes sont à résumer comme suit :

311. a) Le traitement des eaux de refroidissement.

- Pour le remplissage des circuits de refroidissement, ne pas employer d'eau de pluie ni d'eau distillée non traitée à cause de leur effet corrosif.

- L'eau en provenance de rivières ou de puits naturels doit être préalablement filtrée pour éliminer les impuretés végétales, organiques et non organiques .

- En cas d'une dureté temporaire trop élevée, l'eau doit d'abord être adoucie dans un adoucisseur d'eau. Lors du passage dans un tel adoucisseur qui, en général, est rempli de sel gemme, les carbonates de calcium et de magnésium sont soustraits partiellement à l'eau et transformés en sels de nature permanente.

- Dans les cas où il y a lieu d'ajouter de l'antigel à l'eau, ne jamais utiliser des produits antigel d'origine ou de composition inconnue. Ne jamais utiliser des mélanges eau - antigel sans être certain que le mélange n'est pas devenu acide.

- A l'eau adoucie sont ajoutées ensuite des matières qui, en premier lieu, neutralisent l'oxygène et le CO2 et ensuite déposent sur les parois à refroidir une couche protectrice (tanin), de sorte que celles-ci sont protégées contre la corrosion et l'érosion.

Ces matières qui, toutefois, ne peuvent empêcher les phénomènes de corrosion-cavitation, mais seulement les ralentir, sont à ce jour:

1) Le Nalco 41.)Ce sont des huiles solubles ajoutées à l'eau
2) Le Kutwell 40.)afin de couvrir les parois des chambres à
)eau d'une couche protectrice et isolante.

3) Le Trillon A :
Est une solution de sels qui étant très agressive, ne peut être appliquée qu'ensemble avec une huile soluble. Son but est d'augmenter la stabilité de la solubilité de cette huile (Nalco 41 ou Kutwell 40).

4) Chromates de sodium (utilisé précédemment à la SNCB).

Ce sont des sels ou des solutions de sels ayant une bonne action anti-corrosive sous condition que leur dosage dans l'eau est exact.

Lorsque leur dosage n'est pas exact, (trop élevé ou trop peu) ils peuvent favoriser la corrosion.
Inconvénients : toxique - attaque la peau.

5) Tétraborates de sodium (actuellement d'application à la S.N.C.B.).

Ce sont des sels ou des solutions de sels ayant pour but de réduire le "PH" de l'eau à une valeur comprise entre 8 et 9. Ils ne présentent aucune action anti-corrosive.

A cette fin, ils sont toujours appliqués ensemble avec d'autres produits chimiques (nitrites de sodium ou des metasilicates de sodium) pouvant neutraliser l'oxygène et le CO2 dissous dans l'eau et former sur les parois des chambres à eau une couche isolante et protectrice.

6) Benzoates de sodium et nitrites de sodium.
(actuellement d'application à la S.N.C.F et les N.S.).

Déposition sur les métaux d'une couche protectrice contre l'action corrosive de l'oxygène et du CO2.
Inconvénient : En cas de dosage non exact, ces produits activent la corrosion.

312. b) Remèdes constructifs.

Ces remèdent contiennent principalement :

1) L'étude raisonnée ainsi que la réalisation logique du circuit de refroidissement.

- L'eau de refroidissement ne peut absorber de l'air ni du CO2.
  Cela signifie que le réservoir d'expansion doit être possible fermé et qu'il doit être raccordé directement sur le côté d'aspiration de la pompe à eau en vue de prévenir des rentrées d'air par ses bourrages.
  Cette mesure est d'une importance primordiale afin d'éviter la destruction par corrosion-cavitation du rotor de la pompe.

- L'utilisation dans le circuit de refroidissement d'aussi peu de cuivre que possible, malgré que le cuivre ne peut être évité dans la construction des radiateurs et échangeurs de chaleur.

- Précédemment, des éléments en zinc étaient parfois montés dans les tuyaux d'arrivée et de départ d'eau du moteur. En même temps les bouchons de désablage et de vidange en cuivre ou en acier étaient recouverts d'une couche de zinc.

  Ces remèdes préventifs ayant pour but de réaliser une protection cathodique des organes constitufifs du moteur en favorisant l'attaque des éléments en zinc, ne trouvent plus d'application.

2) Eviter la naissance des vibrations de haute fréquence dans les cylindres par :
   - l'utilisation sur les moteurs des cylindres renforcés
   - le désaxage de l'axe du piston (voir leçon n° 37)
   - la diminution du jeu du piston dans son cylindre. Dans ce cas, des précautions particulières sont à prendre pour éviter le grippage du piston dans son cylindre. (Refroidissement amélioré du piston - limitation de la dilatation de la tête du piston en prévoyant un anneau en acier lors de la coulée du piston).

3) Augmentation de la résistance contre la corrosion des cylindres par chromage de leur paroi extérieure (côté de l'eau) (épaisseur minimum : 0,2 mm), ou par une couche d'aluminium (procédé Alpin) ou par métallisation (plutôt d'application pour les réparations).

4) Eviter la corrosion de fente (ou de crevasse) en évitant, lors de la construction du moteur des passages étroits, des cavités ou joints en forme de fente ou de crevasse par des arrondis d'un rayon suffisant.

5) Eviter les dispositions construtives conduisant à des variations brusques de directions du courant d'eau de refroidissement (érosion).

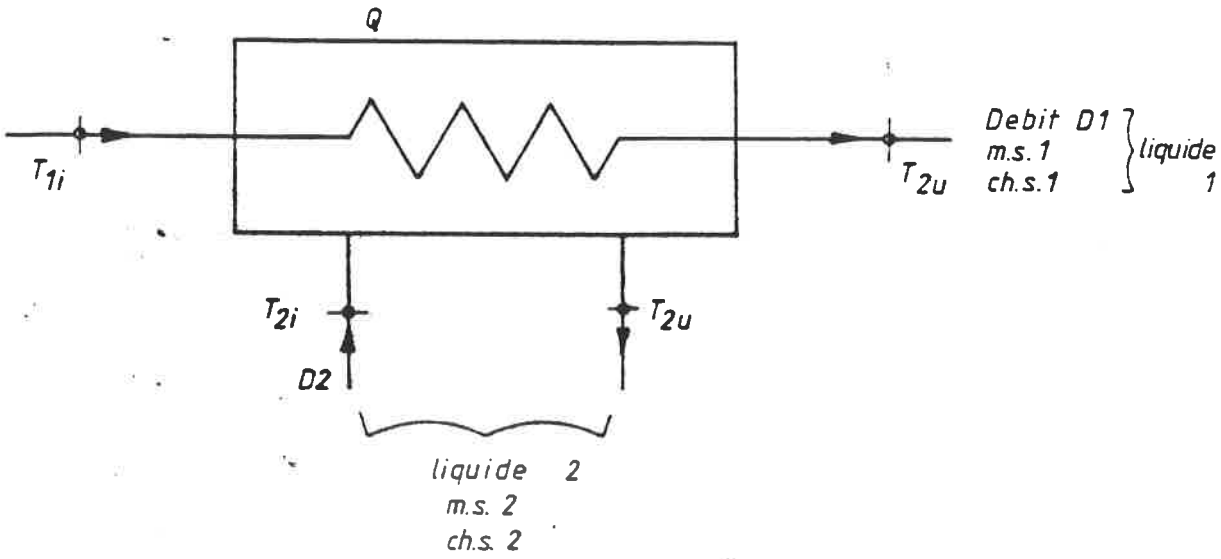
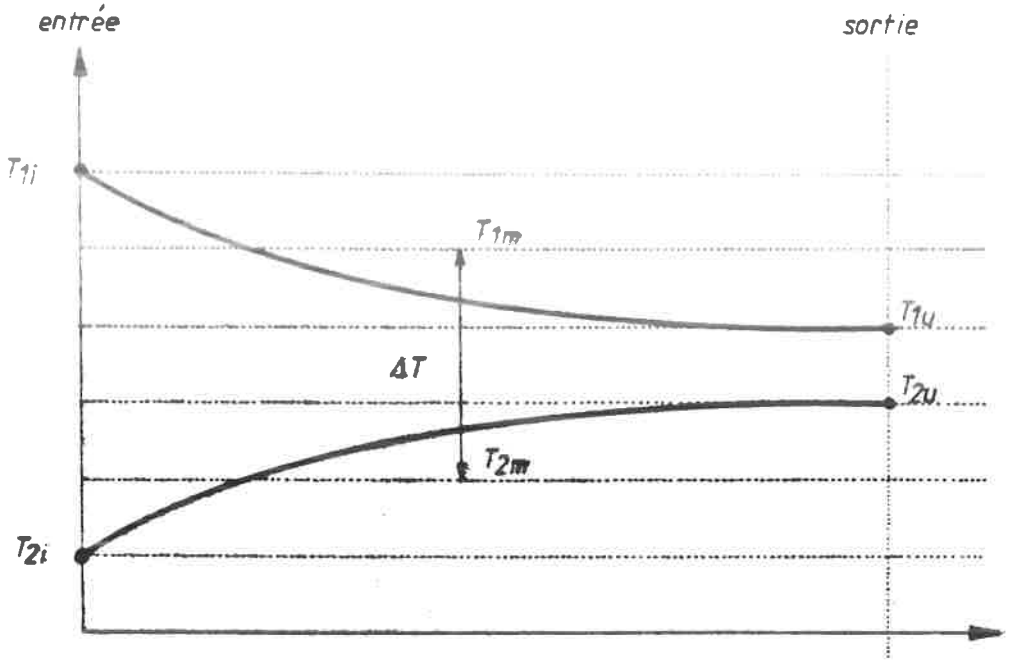


Fig. 254 a.



Evolution de la température dans l'échangeur de chaleur

Fig. 254 b

COURS 1213

CHAP. II - Le graissage des moteurs à combustion interne

I. Généralités relatives au graissage et aux huiles de graissage

A. But du graissage

1. Frottements - Généralités

313. a) Le frottement est une force Q qui s'oppose au glissement d'une surface sur une autre.

b) La valeur de la force ou effort de frottement ou encore résistance au glissement dépend :

1. De l'effort P appliquant les deux surfaces l'une sur l'autre;

2. Du coéfficient de frottement f, c-à-d. de l'effort de frottement obtenu lorsque l'effort P appliquant les deux surfaces l'une sur l'autre est égal à l'unité (soit 1 N).

On a donc Q = P.f(N) (voir fig. 256 et 257).

c) Le coéfficient de frottement dépend de la nature des surfaces en contact; il est indépendant de l'étendue de ces surfaces.

2. Travail de frottement

314. Le déplacement du bloc A sur une distance de (a) m (fig. 257) exige un travail de (P.f.a) J.

Ce travail, appelé "travail de frottement" se transforme en chaleur.

Lorsque l'on fait glisser l'une par rapport à l'autre, deux surfaces en contact, appliquées entre elles avec une certaine force, il y a dégagement de chaleur dont l'importance dépend de l'intensité de la force de frottement, et de la longueur du déplacement. Pour réduire ce travail à un minimum, la force de frottement, et par suite, le coéfficient de frottement f doit être le plus faible possible.

3. Moyens de réduire le travail de frottement

a) Par lubrification ou graissage (fig. 258)

Considérons deux surfaces se déplaçant l'une par rapport à l'autre avec un film d'huile intermédiaire. Dans ce cas, il n'y a plus un contact direct entre les surfaces.

Si une surface se déplace par rapport à l'autre, il n'y a plus, à proprement parler, de frottement entre les deux surfaces, mais entre les films d'huile. Par l'interposition d'un film d'huile on réduit le frottement. Ce frottement dépend d'ailleurs de certaines propriétés (viscosité, onctuosité ...) et de la pression spécifique de contact (l'effort par unité de surface de contact). Par conséquent, le travail de frottement et la chaleur qui en résulte seront diminués.

Le principe du graissage consiste donc à établir et à maintenir un film de lubrifiant entre les surfaces frottantes.

b) Par l'emploi de roulements (fig. 259)

316. Si, entre les deux surfaces se déplaçant l'une par rapport à l'autre, on dispose des rouleaux, on substitue au frottement de glissement un roulement. La résistance au roulement est sensiblement inférieure à la résistance au glissement. C'est ce principe qui est appliqué dans les roulements qui peuvent être constitués de billes, de rouleaux ou d'aiguilles.

B. Généralités propres au graissage des moteurs à combustion interne

1. En quoi consiste le graissage d'un moteur à combustion interne ?

317. Le graissage d'un moteur à combustion interne consiste à créer et maintenir un film d'huile sur les surfaces frottantes des différents organes. Ces organes sont principalement :

- Toutes les articulations en général;
- Les pistons se déplaçant dans les cylindres;
- Les tourillons tournant dans les paliers;
- Les poussoirs glissant ou les galets roulant sur les cames;
- Les dents des engrenages;
  etc...

2. Rôle de l'huile de graissage

Dans les moteurs à combustion interne, le graissage a pour but de :

1. Limiter les pertes de travail internes en limitant le travail de frottement développé dans le moteur et de ce fait, d'empêcher le grippage des parties frottantes par la trop haute température due à la transformation du travail de frottement en chaleur;

2. Participer à l'étanchéité aux gaz des segments de piston;

3. Réduire l'usure des surfaces en frottement;

4. Refroidir les articulations lubrifiées par l'huile et les organes soumis à haute température et qui ne peuvent pas être refroidis par un autre moyen (par ex. pistons);

5. Maintenir le moteur propre (voir plus loin : propriétés des huiles détergentes).

319. Le rodage est un problème d'adaptation des surfaces en contact.

Deux possibilités se présentent généralement :

- ou les surfaces sont parfaites tant au point de vue de la forme (géométrie) que de l'état de surface (microgéométrie).

  A ce moment, la retenue d'huile est faible et des contacts métal-métal, à fortes pressions locales dues à l'inadaptation sont à craindre. Le rodage est alors fortement ralenti et des phénomènes du grippage peuvent en résulter.

- ou les surfaces présentent une géométrie correcte mais une microgéométrie plus grossière.

  La retenue d'huile est plus importante et l'adaptation des surfaces par le nivellement des pics est possible. Le temps nécessaire pour l'adaptation des surfaces est variable et est fonction de leur état initial. Si la rugosité est exagérée, on allonge à nouveau la durée de rodage et on peut craindre des microsoudures par échauffement des pics par suite de fortes pressions s'établissant en ces points : les microsoudures peuvent amener des altérations de grippage plus ou moins graves.

Les conditions pour un "mariage heureux" des assemblages sont donc :

- Une exécution conforme au plan tant au point de vue dimensionnel, que respect des jeux et géométrie répondant aux exigences;

- Le respect d'états de surface choisis d'après la pratique ou ayant fait l'objet d'essais lors de la mise au point sur prototype.

Le travail de frottement interne pendant le rodage étant plus important que dans un moteur normalement en service, le choix de l'huile peut poser un problème. Il faut, en outre, veiller au fonctionnement correct du circuit de refroidissement de manière que les températures normales (eau et huile), ni trop fortes, ni trop faibles, assurent des jeux normaux.

Il faut aussi que la combustion dans les cylindres soit correcte, afin que les parois des cylindres ne puissent être lavées par du combustible non brûlé, ce qui pourrait amener le grippage de pistons. Un rodage convenable nécessite une mise en charge progressive et des marches à la puissance maximale.

C. Classification des huiles de graissage

1. Généralités

320. Les huiles de graissage pour moteur Diesel et à essence sont toujours des huiles d'origine minérale c'est-à-dire, obtenue par distillations successives d'huile minérale brute (pétrole brut).

Bien que les huiles végétales et animales (huiles de ricin, huile de navette, huile d'olive) présentent d'excellentes propriétés lubrifiantes, elles ne peuvent normalement pas être utilisées pour le graissage des moteurs, en raison de la facilité avec laquelle elles s'altèrent, perdent leurs qualités lubrifiantes et acquièrent une acidité organique. Cette acidité est nuisible aux métaux.

Certaines huiles minérales sont cependant parfois mélangées à des huiles d'origine végétale (huile de ricin) afin d'augmenter leurs qualités lubrifiantes. Ces "huiles compound" sont employées dans des buts particuliers, par ex. pour le graissage des moteurs de course. Un autre inconvénient des huiles végétales consiste en l'odeur très désagréable des gaz de combustion.

321. Les huiles de graissage sont divisées en deux grandes classes :

- les huiles minérales pures; ces huiles dont l'emploi était quasi général avant la deuxième guerre, ne représentent guère plus aujourd'hui que quelques % des huiles moteurs commercialisées;

- les huiles avec additifs, couramment appelées "huiles détergentes"; en effet, la première fonction des additifs est de maintenir finement dispersées les suies provenant de la combustion d'une part pour éviter leur précipitation dans le moteur et d'autre part, pour faciliter leur évacuation lors de la vidange. La seconde fonction des additifs est de neutraliser les produits à caractère acide. Enfin, ces additifs ont également la fonction secondaire de solubiliser

certains produits pouvant exercer une action néfaste (l'eau, par exemple).

Trois systèmes sont couramment utilisés pour "définir" les huiles pour moteurs; ils font appel :

- aux caractéristiques de viscosité, qui se retrouvent dans les grades SAE (Society of Automotive Engineers);
- aux conditions d'utilisation, définies par les services API (American Petroleum Institute);
- aux performances rattachées aux spécifications émanant de constructeurs et d'utilisateurs importants, tels que armées, marines, chemin de fer, transporteur publics, etc ...

1. Classification des huiles selon leurs caractéristiques de viscosité

La viscosité est certainement la caractéristique la plus importante d'une huile de graissage; c'est d'elle que dépend l'épaisseur et la résistance à l'écrasement du film d'huile qui sépare deux surfaces en frottement.

La viscosité dynamique d'un liquide a été définie comme étant sa résistance à l'écroulement (voir leçon 22); elle indique la mesure du frottement entre les molécules liquides lorsqu'elles se déplacent les unes par rapport aux autres. Ces frottements diminuent quand la température augmente et inversément. La viscosité d'un fluide est toujours donnée pour une température déterminée.

La nomenclature SAE consiste à donner un numéro repère aux huiles ayant une viscosité comprises entre deux valeurs limites. Cette série de grades de viscosité est partagée en deux classes :

- les huiles dites "d'hiver" dont le numéro est suivi d'un W (Winter) et dont les grades sont fixés par des "fourchettes" de viscosité à - 18° C;

- les huiles dites "d'été" dont les grades sont fixés par des "fourchettes" de viscosité à 100° C.

La nomenclature SAE est définie au tableau ci-après :

	Grade SAE	Viscosité dynamique à - 18° C en m Pa.s	Viscosité cinématique à 100° C en mm2/s
Hiver	5W 10W 15W 20W	1250 max. 1250 à 2500 2500 à 5000 5000 à 10000	3,8 min. 4,1 min. 5,6 min. 5,6 min.
Eté	20 30 40 50		5,6 à 9,3 9,3 à 12,5 12,5 à 16,3 16,3 à 21,9

Une même viscosité peut dès lors être obtenue à une certaine température par des huiles de grades SAE différents.

L'importance de la variation de viscosité pour un écart de température donné n'est pas la même pour toutes les huiles : cette aptitude est caractérisée par l'indice de viscosité (V.I.) (fig. 260).

L'indice de viscosité d'une huile est déterminée par comparaison de la variation de sa viscosité en fonction de la température avec celle d'huiles de deux types étalon; les trois huiles considérées ont la même viscosité à 210° F. L'huile étalon du premier type a une faible variation de viscosité en fonction de la température (indice de viscosité = 100); l'huile étalon du second type a une forte variation de viscosité en fonction de la température (indice de viscosité = 0).
L'indice de viscosité de l'huile à déterminer est donné par :

$$VI = 100 \frac{L-U}{L-H}$$

avec L = viscosité à 100° F de l'huile étalon dont VI = 0
H = " " " " " VI = 100
U = " " " " " on détermine l'indice de viscosité

L'indice de viscosité des huiles identifiées par un seul grade SAE (huile monograde) est de l'ordre de 100. Grâce à des additifs spéciaux, on peut élever l'indice de viscosité (on atteint couramment 150).
Les huiles obtenues sont dites "multigrades" en raison de leur identification à l'aide d'un grade SAE comportant deux numéro; exemple SAE 20 W/50.
Une huile SAE 20W/50 sera :

- aussi fluide à froid qu'une "monograde" SAE 20W,
- aussi visqueuse à chaud qu'une "monograde" SAE 50.

On les désigne parfois "huiles toutes saisons" puisqu'elles conviennent aussi bien en hiver qu'en été.

3. Classification des huiles suivant les conditions d'utilisation

325. La classification des huiles suivant les conditions d'utilisation a été établie par les services de l'American Petroleum Institute (API). Elle comporte deux catégories principales :

- les huiles de la catégorie "S" : ces huiles concernent principalement les conditions d'utilisation rencontrées sur les moteurs à essence;

- les huiles de la catégorie "C" : ces huiles concernent principalement les conditions d'utilisation rencontrées sur les moteurs diesel.

Dans chacune de ces catégories, on a voulu distinguer divers degrés de sévérité d'utilisation, dans un ordre croissant (A, B, C, D, E) se rapportant :

- à la conception et à la construction du moteur;
- aux caractéristiques du carburant utilisé;
- aux conditions de travail du moteur (vitesse, température, charge, climat, etc.)
- à la qualité et à la fréquence des opérations d'entretien (périodicité des vidanges, changements de filtres, etc.) (voir annexe 139)

Exemple : Le service API "CB" se rapporte à des conditions d'utilisation d'un moteur diesel moins sévères que celle du service API "CC".

326 4. Classification des huiles selon leurs performances

Les performances des huiles moteurs sont reliées à des spécifications qui portent généralement :

- sur des caractéristiques physico-chimiques ;
- sur des essais d'endurance sur moteurs.

Ces spécifications sont issues de constructeurs, d'organismes officiels, civils ou militaires, dont les plus couramment cités sont :

a. Les spécification MIL-L de l'armée américaine

Depuis 1941, l'US Army a émis un certain nombre de spécifications qui ont tenu compte de l'évolution des moteurs et de leurs exigences en matière de graissage.

b. La spécification DEF-2101 D de l'armée britanique

Publiée en 1966, cette spécification est moins sévère que la spécifications MIL-L américaine; les essais sont également moins longs et moins coûteux.

c. Les spécifications constructeurs

Spécifications FORD, CATERPILLAR, GM, MAN ...

d. Les spécifications européennes

En Europe occidentale, les constructeurs accordent de plus en plus d'intérêt aux essais moteurs définis par le Comité Européen de Coordination (C.E.C.) et fixent de leur propre initiative les limites de résultats à obtenir.

e. Les spécifications SNCB

Dans sa procédure d'agréation et de réception d'huiles pour moteurs thermiques, la SNCB exige que les huiles répondent à certaines caractéristiques physiques. Elles doivent en outre satisfaire à un essai de corrosion.

D. Choix d'un lubrifiant approprié au graissage des moteurs à combustion interne.

327. 1. Le lubrifiant doit être d'origine minérale, c-à-d. obtenu par distillations successives d'huile minérale brute (pétrole brut)

2. Le lubrifiant doit présenter une viscosité appropriée
Lors duchoix de la viscosité, deux conditions sont en contradiction :

1. La résistance interne dans le moteur doit être aussi faible que possible, donc l'huile de graissage devrait être de faible viscosité;

2. L'huile doit résister à la pression régnant entre les surfaces à lubrifier c'est-à-dire former un film d'huile aussi résistant que possible, donc être de viscosité aussi élevée que possible.

Dans les moteurs modernes, on s'efforce de réaliser leurs organes de façon qu'on puisse utiliser des huiles de faible viscosité mais à grande capacité lubrifiante (par ex. par l'ajout d'huiles végétales ou d'additifs anti-usure) ou à caractéristique "extrême pression".

3. Le lubrifiant doit être caractérisé par un indice de viscosité adapté aux conditions d'utilisation

Un indice de viscosité élevé est nécessaire lorsque :

a) Le film d'huile sur les surfaces à graisser doit être le plus stable possible aux différentes températures de fonctionnement normal du moteur;

b) A froid, et en particulier lors du lancement, les frottements doivent être les plus réduits possible. Il faut que l'huile soit pompable et atteigne les points à lubrifier.

L'indice de viscosité d'une huile minérale peut être amélioré par l'ajout d'huiles végétales (huile de ricin) ou d'additifs spéciaux (Vi improver).

4. L'huile de graissage doit pouvoir résister à l'oxydation.
Dans un moteur à combustion, l'huile est soumise à de hautes températeures et est, de ce fait, soumise à l'oxydation en présence des gaz de combustion et de blow-by (repassement des gaz de combustion dans le carter).

Le processus d'oxydation de l'huile dans un moteur est assez complexe et participe à l'altération de l'huile.

L'oxydation donne naissance dans l'huile à la présence de boues et d'acides organiques.

Les causes et les inconvénients en seront exposés en détail dans la prochaine leçon.

328. 5. Les huiles doivent être pures et homogènes

a) Une bonne huile ne peut contenir de matières adhérentes telles que de l'asphalte ou de la paraffine. Ces matières provoquent le colmatage des filtres à huile, l'obstruction des canalisations, le gommage des segments et l'encrassement général du moteur.

b) L'huile de graissage doit être exempte de toute matière abrasive (silice, particules de carbone, poussière d'acier ...)

329. 6. Les huiles de graissage ne peuvent pas être corrosives

L'huile, lorsqu'elle est corrosive, attaque les métaux constitutifs des organes du moteur.

La corrosion provient surtout des acides organiques formés par l'oxydation de l'huile. La présence d'eau active la formation d'éléments corrosifs.

330. 7. Le point d'inflammation de l'huile doit être aussi élevé que possible

Le point d'inflammation est la température à laquelle l'huile dégage des vapeurs qui s'enflamment à l'approche d'une flamme, sans pour autant continuer à brûler. Le point de combustion, c'est la température à laquelle les vapeurs dégagées continuent à brûler pendant au moins 5 secondes, sans la présence d'une flamme.

D'un côté, le point d'inflammation des huiles moteurs doit être suffisamment élevé pour que l'huile se trouvant dans les gorges des pistons ne se carbonise pas.

D'autre part, le point d'inflammation doit être suffisamment bas pour que l'huile pénétrant dans la chambre de combustion brûle complètement.

Ainsi, le point d'inflammation doit être compris entre un minimum et un maximum.

331. 8. Le point de congélation de l'huile doit être choisi en fonction des plus basses températures de stockage et de fonctionnement.

Nous savons déjà que la fluidité de l'huile diminue lorsque sa température baisse. Au-dessous d'une certaine température, l'huile devient trouble et sa pompabilité n'est plus possible. Elle commence alors à se solidifier. Cette température est ce qu'on appelle le "point de congélation".

Les différentes sortes d'huile ont un point de congélation variant fortement suivant leur origine et leur procédé de raffinage. On améliore cette caractéristique par l'introduction dans l'huile d'additifs relevant le point de congélation.

Si le point de congélation n'était pas suffisamment bas, il en résulterait un danger sérieux pour le moteur, principalement en période hivernale et au moment du lancement du moteur. Par la pompabilité difficile, il se pourrait que la pompe à huile et son mécanisme d'entraînement soient rapidement détériorés.

332. 9. En présence d'eau en quantités modérées, l'huile ne peut pas émulsionner, c-à-d. former une mousse stable.

Cela conduirait à un graissage insuffisant du moteur (film d'huile discontinu - débit de la pompe à huile de graissage insuffisant).

E. Conclusion

333. Propriétés d'une bonne huile de graissage

Les considérations ci-dessus peuvent se résumer comme suit :

1. L'huile est normalement d'origine minérale (pour certains buts particuliers, mélangée avec une quantité appropriée d'huile végétale), mais on assiste au développement d'huiles synthétiques;

2. L'huile doit conserver ses propriétés lubrifiantes et ne pas s'altérer rapidement en service;

3. L'huile doit permettre la formation d'un film uniforme et stable;

4. L'huile doit présenter une viscosité adéquate et rester pompable;

5. L'huile doit avoir un bon indice de viscosité;

6. L'huile doit résister à l'oxydation;

7. L'huile ne peut se carboniser au contact des parois chaudes du cylindre;

8. L'huile doit être pure et ne contenir ni matières abrasives, ni matières corrosives;

9. Le point d'inflammation et le point de combustion de l'huile doivent être compris entre des limites minimale et maximale;

10. L'huile doit présenter un point de congélation approprié;

11. L'huile ne peut s'émulsionner en présence d'eau;

12. L'huile ne peut, en cours d'utilisation normale, donner lieu à formation de produits abrasifs ou corrosifs;

13. L'huile doit coûter le moins possible;

14. L'huile doit garantir un bon rendement au moteur, donc avoir une capacité lubrifiante aussi grande que possible avec une viscosité aussi faible que possible;

15. L'huile doit protéger les organes mobiles du moteur contre l'usure par contact métal-métal (particulièrement les cames et poussoirs dans les moteurs à allumage par étincelle poussés) et contre l'usure corrosive et abrasive).

16. L'huile doit maintenir le moteur propre et ne peut donner lieu à des dépôts à chaud (vernis et gommes - pistons, segments, tiges, soupapes) et à froid (boues à froid - carter, cache culbuteur, culbuteurs, poussoirs hydrauliques).

Dans ce but, les additifs spéciaux sont ajoutés à l'huile.

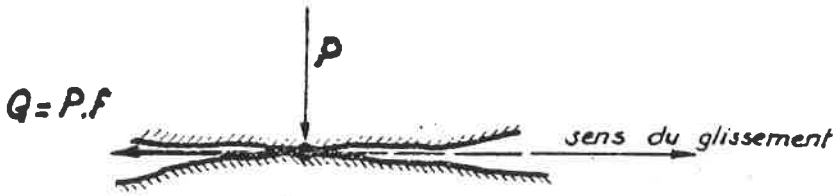


Fig. 256

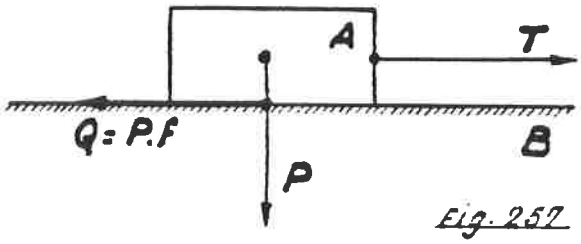


Fig. 257

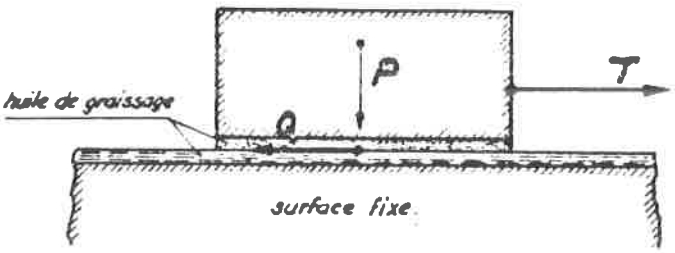
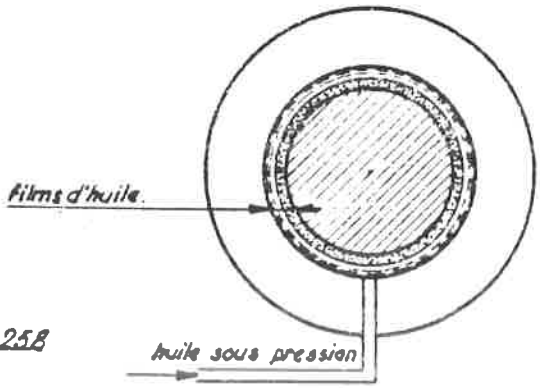
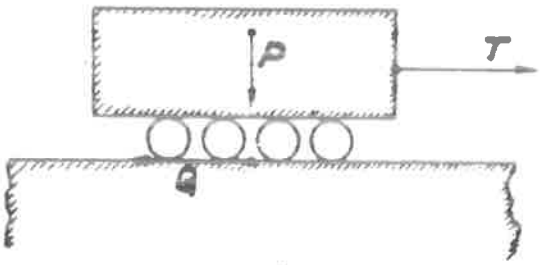
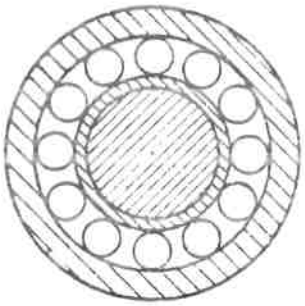


Fig. 258







Principe des roulements à rouleaux et à billes.

Fig. 259

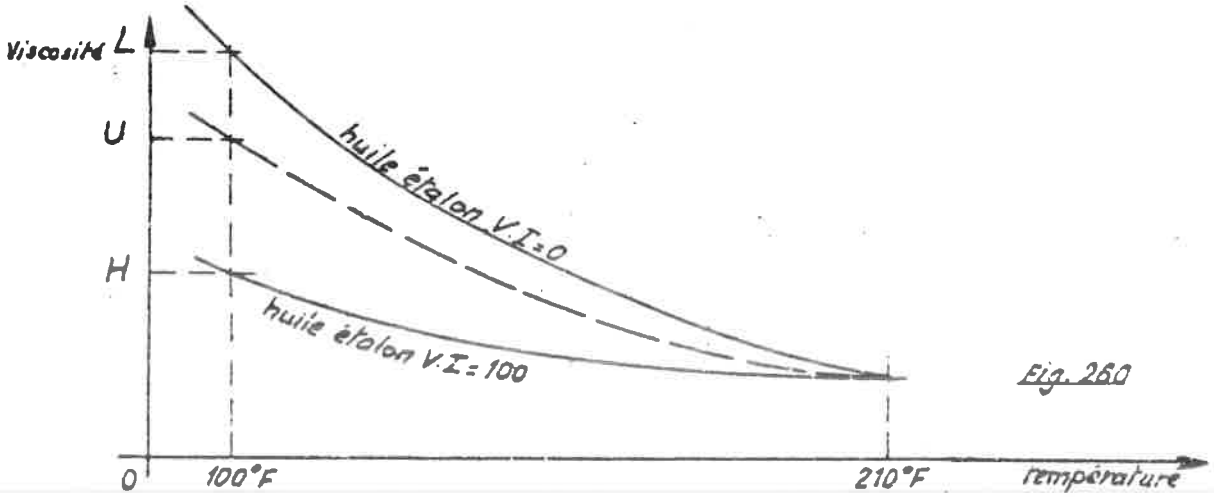


Fig. 260

Variation de la viscosité suivant la température

C. 1213
38 ème L

Désignation API - catégorie "C" - Moteurs Diesel

Désignation du service API	Description du service API	Description de l'huile
CA	Conditions très favorables : - Moteurs à aspiration naturelle des années 1940-1950 ; - Carburant de haute qualité à très faible teneur en soufre (moins de 0,3 %); - Vitesse, température et charge moyennes et stables; - intervalle entre vidanges : ± 1 500 Km Nécessitent une protection contre : - La corrosion des coussinets; - L'oxydation de l'huile; - Les dépôts à haute température	Détergente Additifs : 1. anti-mousse; 2. abaisseur de point d'écoulement; 3. anti-oxydant 4. détergent. Répond à la spécification MIL-L-2104-A
CB	Conditions favorables : - Moteurs à aspiration naturelle des année 1950; - Carburant dont la teneur en soufre peut aller jusqu'à 1 %; - Vitesse, température et charge moyennes et stables; - Intervalle entre vidanges : ± 2 500 Km Nécessitent une protection contre : - L'usure; - La corrosion des coussinets; - L'oxydation de l'huile; - Les dépôts à haute température	Détergente Additifs : Mêmes que CA mais avec des doses un peu plus fortes pour les 3 et 4 plus : 5. anti-usure. Répond à la spécification MIL-L-2104-A Supplément 1.

CC	Conditions moins favorables et plus complexes : - Moteurs diesel des années 1960 légèrement suralimentés; - Gasoil dont la teneur en soufre peut atteindre 4 %; - Moteurs à essence de conception 1964-1967 à ventilation naturelle du carter; - Vitesse, température et charge : basses à élevées; - intervalle entre vidanges : ± 4 000 Km. Nécessitent une protection contre - la corrosion des coussinets; - l'oxydation de l'huile; - les dépôts à basse et haute températures; - l'usure des cames et poussoirs; - la rouille.	Détergente - Dispersante Additifs : mêmes que CB mais à plus fortes doses, plus : 5. anti-rouille; 6. Dispersant. Répond à la spécification MIL-L-2104-B
CD	Conditions défavorables : - Moteurs diesel suralimentés; - Gasoil dont la teneur en soufre peut atteindre 1 %; - Vitesse, température et charge : basses à élevées; - Intervalles entre vidanges : plus de 5 000 Km. Nécessitent une protection renforcée contre : - la corrosion des coussinets ; - les dépôts à basse et haute températures; - l'usure des cames, poussoirs, cylindres et segments; - la rouille.	Détergente - Dispersante Additifs : Mêmes que CC, à plus fortes doses. Répond aux spécifications (entr'autres) - MIL-L-2104-C - MIL-L-45199-B (Caterpillar série 3)

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel

COURS 1213

II. La dégradation et la contamination des huiles de graissage.

A. La dégradation de l'huile sous l'influence de la lumière, de l'oxygène et de la chaleur.

334. L'huile de graissage n'a pas une stabilité illimitée mais "s'altère" sous l'influence de la lumière, de l'oxygène et de la chaleur.

C'est ce qu'on appelle la dégradation de l'huile.

Si l'on expose une quantité d'huile de graissage pendant un certain temps dans un verre transparent sous l'influence de la lumière, sa teinte se modifie lentement. Sous l'influence de l'oxygène, l'huile de graissage s'épaissit et sa viscosité augmente. L'huile devient acide et dépose, après un certain temps, des produits insolubles.

La dégradation de l'huile se produit d'autant plus vite que la température à laquelle elle est soumise augmente.

La dégradation se produit très rapidement lorsque cette température dépasse 200°C.

La dégradation de l'huile est accélérée lorsqu'on y ajoute des "catalysateurs". Ce sont des matières favorisant une réaction chimique, sans y prendre part directement.

Dans un moteur, les catalysateurs les plus actifs sont la limaille de cuivre et de fer.

B. Les effets de la dégradation de l'huile en général.

1. La formation de goudron.

335. L'altération des huiles minérales conduit à la formation de produits noirs et pâteux, appelés "produits goudronneux". Ces produits n'ont rien à voir avec le goudron obtenu par distillation de la houille. C'est seulement à cause de la ressemblance extérieure avec le goudron de houille que les dépôts se formant dans les huiles de graissage sont aussi appelés produits goudronneux.

La formation de goudron est de la plus haute importance pour juger si une huile d'une qualité déterminée convient pour le graissage des moteurs.

La nature des matières goudronneuses et les conditions dans lesquelles elles se produisent dépendent de la composition chimique de l'huile.

336. Suivant leur composition chimique, les huiles minérales peuvent être distinguées en huiles paraffiniques et huiles naphtaléniques.

Les huiles naphtaléniques ont un indice de viscosité et une capacité de graissage plus faibles que les huiles paraffiniques mais l'oxydation produit moins de matières goudronneuses.

Les huiles paraffiniques ont un indice de viscosité et une capacité de graissage plus grands que les huiles naphtaléniques mais elles possèdent un nombre important de cristaux de paraffine qui résistent mal aux hautes températures et, par oxydation, amènent la formation de boues.

Ces deux sortes d'huile sont mélangées en des proportions variables. Actuellement, les huiles utilisées pour le graissage des moteurs sont généralement des huiles paraffiniques auxquelles des additifs anti-oxydants ont été ajoutés (coût élevé).

2. Acidification.

337. L'altération provoque l'acidification de l'huile minérale.

Parfois l'huile de graissage obtenue après distillation du pétrole contient encore une quantité d'acide sulfurique ou de potasse (le raffinnage s'effectue au moyen de ces acides). Il est acquis que ces acides, pour autant qu'ils restent très limités, ne sont pas nuisibles pour les qualités lubrifiantes de l'huile. Le jugement de la qualité d'une huile neuve ne peut donc être basée sur la détermination de ce degré d'acidité.

Parlant des inconvénients de la présence d'acides dans l'huile, on vise principalement les acides organiques provenant d'altération. Ces acides organiques sont très néfastes à la bonne conservation des alliages de métaux, en particulier, ceux constituant les coussinets de moteurs.

3. Le trouble des huiles de graissage.

338. En s'altérant, l'huile de graissage se trouble de plus en plus. Ce brouillage est dû à la précipitation dans l'huile de certains constituants oxydés (produits asphaltiques). Ces constituants sont peu dangereux aussi longtemps qu'ils se déposent sur les surfaces métalliques. Par contre, formant des boues, ils peuvent entraîner l'obstruction des canalisations d'huile dont les conséquences sont toujours graves.

4. Pertes par évaporation.

339. En chauffant l'huile, ses composés légers s'évaporent et s'échappent.

C. Contamination de l'huile dans un moteur - Causes et effets.

340. Remarque préliminaire.

La dégradation d'une huile dans un moteur est un mal, en ce sens qu'elle est de nature à réduire la durée d'utilisation du bain d'huile et peut à la limite amener des ennuis mécaniques. Mais, comme il sera démontré plus loin, c'est un mal dont on peut tirer parti en ce sens que les altérations de l'huile permettent, par une analyse bien conduite, la détermination des causes qui les provoquent et dont les origines sont mécaniques ou thermiques et résident donc dans le fonctionnement du moteur lui-même.

1. Les causes de contamination et de dégradation.

341. Les causes de contamination et de dégradation peuvent être résumées comme suit :

- Oxydation et acidité;
- Perte de détergence;
- Suies de combustion;
- Produits de l'usure des organes du moteur;
- Combustible;
- Eau;
- Antigel;
- Silice de l'air aspiré.

2. L'oxydation et l'acidité.

342. La décomposition des huiles dans un moteur est essentiellement due à une réaction d'oxydation.

Cette réaction ne s'amorce qu'après une certaine période d'induction différente selon les types d'huile, les moteurs et le service.

Le mécanisme de l'oxydation est fonction de :

- La température des pièces proches de la combustion : pistons, segments, soupapes;
- La pollution du lubrifiant par les gaz de soufflage et les résidus de la combustion;
- L'action catalytique des métaux : fer, cuivre, plomb et autres composés métalliques résultant de l'usure des organes du moteur.

L'oxydation du lubrifiant se traduit par :

a) L'accroissement de la viscosité. L'accroissement de la viscosité peut entraîner des difficultés de lancement et des troubles de graissage qui se révèlent surtout lors des marches à basse température. Ce défaut entraîne une usure exagérée de certains mécanismes tels que : cames et poussoirs, segmentation, coussinets;

b) La formation de vernis, en particulier sur les jupes des pistons. Dans les cas exceptionnels (moteurs sensibles à ce point de vue, service très sévère) où les températures de fonctionnement sont très élevées ou par l'emploi de carburants ou de lubrifiants inadaptés, la formation de vernis à une influence sensible sur le fonctionnement du moteur.

Elle se traduit, soit en facilitant le gommage des segments, soit en réduisant les échanges de chaleur de la jupe de piston vers le cylindre, soit encore en provoquant, dans des cas extrêmes, le blocage à froid des pistons dans les cylindres.

c) La formation de boues. Ces boues peuvent se présenter sur les couvercles de culbuteurs et de distribution, dans les carters d'huile et sur ses parois, sur les filtres à huile, dans les évidements de maneton de vilebrequin, sur les crépines de pompe à huile, dans les fentes de segments racleurs et les orifices de retour d'huile des pistons. Selon l'importance et l'emplacement de ces boues, elles risquent de compromettre la libre circulation de l'huile avec toutes les conséquences connues.

Les produits d'oxydation ne sont toutefois pas la seule cause de formation de boues.

d) La formation de composés acides et d'hydroperoxydes. Ces produits donnent souvent lieu à une action corrosive sur les coussinets en alliage dur, tels que les coussinets en Cu-Pb, à base de cadmium ou en argent.

3. Perte de détergence

343 Les principaux facteurs d'altération des propriétés de détergence d'une huile de carter, sont les suivants :

a) La teneur en suie. Dès que celle-ci atteint une certaine concentration, la floculation apparaît. Cette limite de concentration varie selon la température de l'huile, le niveau de détergence, la nature de l'huile de base et celle de l'additif détergent dispersant;

b) La teneur en eau. Pour certaines huiles, de faibles concentrations en eau sont souvent suffisantes pour provoquer la floculation en masse des suies et des additifs. D'autres sont moins sensibles à ce phénomène;

c) La présence de produits d'oxydation. La présence de produits d'oxydation favorise le phénomène de floculation dans certaines conditions particulières.

L'altération de la détergence a pour effet la formation de dépôts sur certaines pièces du moteur.

Deux types de dépôts sont à distinguer :

a) Les dépôts à chaud. Les matières charbonneuses se déposent sur les parties chaudes par suite de la floculation sous l'effet de la température; ces dépôts sont dangereux au niveau de la segmentation et à la limite, ils peuvent amener le gommage des segments;

b) Les boues à froid. Les matières charbonneuses se déposent sur les parties froides par suite de la présence d'eau provenant de la combustion, de la respiration du carter ou d'une fuite éventuelle; les boues à froid peuvent causer des ennuis de graissage par obstruction des conduits de petite section.

4. Les suies de combustion.

344. Le degré de pollution d'une huile par les suies de combustion est très variable; cependant, l'importance de la concentration peut s'aggraver par une combustion défectueuse due à :

- Des conditions d'exploitation défavorables et anormales, par exemple : charge, vitesse, température d'eau, d'huile ou d'air anormales;
- Un défaut du système d'injection;
- Une mauvaise aspiration du moteur;
- Un combustible mal adapté;
- Un défaut d'étanchéité de la segmentation.

Une concentration exagérée de suies dans le bain d'huile peut causer la chute des propriétés dispersives de l'huile et amener la floculation (voir n° 3).

5. Les produits d'usure des organes du moteur.

345. L'usure des organes du moteur peut se manifester sous les formes suivantes :

- Usure adhésive ou par contact métal-métal;
- Usure abrasive;
- Usure par fatigue superficielle;
- Usure érosive;
- Usure corrosive.

a) L'usure adhésive.

Cette forme d'usure, appelée souvent "galling"ou "scuffing" existe pratiquement dans tous les frottements lubrifiés ou non, lorsque les surfaces ne sont pas séparées complètement par un film d'huile.

Dans les moteurs, cette forme d'usure prend place dans les zones de frottement où des conditions de charges spécifiques, de températures, de vitesses rendent impossible la formation d'un film de graissage.

L'utilisation d'un lubrifiant non adéquat peut avoir le même effet.

L'huile joue un certain rôle dans l'usure adhésive.

Au lancement à froid du moteur, la viscosité joue un rôle important; une augmentation de celle-ci favorise le maintien du film pendant l'arrêt du moteur; mais, par contre, rend plus difficile la reconstitution du film au démarrage par suite des plus grandes pertes de charge dans la pompe et les canalisations du circuit de graissage.

Le développement de cette forme d'usure entraîne l'usure abrasive.

b) L'usure abrasive.

Cette forme d'usure, appelée souvent "scratching" ou "scoring", résulte le plus souvent de la présence entre les surfaces frottantes de particules étrangères plus dures que l'une ou l'autre des surfaces. Ces particules peuvent provenir :

- de l'air aspiré par le moteur;
- des cendres des additifs de l'huile et de combustible;
- d'oxydes dus à la corrosion;
- d'usure adhésive;
- de la fabrication ou du reconditionnement du moteur (sable de fonderie, copeaux d'usinage, etc....).

L'huile elle-même, ne peut pas grand-chose contre l'usure abrasive.

c) L'usure par fatigue superficielle.

Cette usure (pitting, spalling) émane de répétitions cycliques de contraintes amenant des craquelures profondes de fatigue et finalement du piquage, de l'écaillage tels que l'on en trouve sur les pistes de roulement, sur les faces de dents d'engrenage, dans les ensembles cames-poussoirs et sur les coussinets.

L'usage d'additifs spéciaux dans l'huile de graissage est un remède contre cette forme d'usure.

d) L'usure érosive.

Cette usure est assez proche de l'abrasion. Dans cette dernière, les particules labourent les surfaces sous l'effet des forces de coïncement dans les jeux faibles, tandis que dans le cas de l'érosion, c'est uniquement l'énergie cinétique des particules qui peut, au point d'impact sur les surfaces, provoquer des déformations ou des arrachements de la matière. Comme pour l'usure abrasive, l'huile joue un rôle peu important.

e) L'usure corrosive.

Le processus de combustion dans les cylindres conduit à la formation de produits gazeux multiples dont certains sont à caractère très acides, la présence d'eau pouvant les rendre particulièrement agressifs vis-à-vis des métaux.

L'huile elle-même, parvenue à un degré d'altération, peut induire des oxy-acides volatils et corrosifs. Ces composés sont à l'origine de l'usure corrosive des organes de moteur.

Les segments, les cylindres, les pistons, les coussinets sont particulièrement sensibles à cette forme d'usure.

Les huiles actuelles peuvent réduire notablement l'usure corrosive par suite de la basicité qui leur est confiée par les additifs à caractère alcalin.

6. Le combustible.

346. Une dilution d'huile en service par le combustible peut avoir des conséquences défavorables sur le graissage et la sécurité de fonctionnement du moteur par suite de variation de la viscosité, du point d'inflammation et de la qualité d'ensemble de l'huile.

La présence de combustible peut être due à :

- Des fuites du circuit de combustible vers le bain d'huile;
- Un défaut de pulvérisation pour les moteurs à injection;
- Un défaut d'allumage, de carburation ou de distribution pour les moteurs à essence.

C'est surtout à la mise en régime du moteur froid que la dilution a tendance à se manifester et elle peut s'atténuer suivant la caractéristique du combustible et les conditions de marche.

7. L'eau et l'antigel.

347. Les additifs détergents sont, en général, très sensibles à l'eau; de faibles concentrations sont parfois suffisantes pour provoquer une floculation des particules de suies et des additifs présents dans l'huile. Ces suies forment alors des boues dans le carter et dans les canalisations de graissage, crépine et filtres de la machine.

L'eau peut accélérer l'usure corrosive et érosive.

L'eau peut provenir de :

- Un défaut d'étanchéité du circuit de refroidissement vers le circuit d'huile;
- L'atmosphère.

Dans le cas où la quantité d'eau devient importante, il y a formation d'émulsion, le détergent peut s'hydroliser et la base correspondante précipiter.

348. Les solutions antigel sont généralement à base d'éthylène-glycol. Les conséquences des fuites entre le système de refroidissement contenant de l'antigel et le circuit de graissage sont parfois très sérieuses; en effet, le glycol ne s'évapore pas facilement, il s'accumule dans l'huile et a tendance à s'oxyder sous l'effet des températures locales élevées. Il peut alors former des matières indésirables qui prennent la forme de laques sur les parois des cylindres, des paliers et des coussinets et qui peuvent même provoquer le gommage des segments et au pis-aller, le blocage du moteur.

De plus, l'éthylène-glycol attaque certains additifs contenus dans les huiles (huiles détergentes).

8. La silice de l'air aspiré.

349 La silice est normalement présente dans l'air.

Quelle que soit la filtration de l'air prévue, une certaine quantité de silice pénètre dans le moteur, y causant une usure abrasive.

350 De plus, une quantité non négligeable d'air et par conséquent de poussières (silice) entrent encore dans un moteur par d'autres orifices que l'admission. C'est le cas, en particulier, des ouvertures de ventilation de carter rarement pourvus d'un filtre.

D. Moyens de remédier aux effets nuisibles de la contamination de l'huile dans un moteur.

1. Renouvellements du bain d'huile.

351 Par suite de la contamination, au bout d'un certain temps de service, l'huile d'un moteur ne convient plus pour assurer le bon graissage de ce moteur. Le bain d'huile doit donc être renouvelé en temps opportun.

352 On profite de chaque renouvellement pour nettoyer le sous-carter et le débarrasser des boues éventuelles. La périodicité des renouvellements varie suivant :

a) La qualité de l'huile utilisée (voir plus loin);

b) Le type du moteur et le contenu de son carter;

c) La charge du moteur et les conditions de service;

d) La nature des filtres à huile placés sur le moteur;

e) L'état du moteur (chambres de combustion, pistons, soupapes, segmentation...);

f) L'état des injecteurs ou carburateurs et des filtres d'aspiration d'air);

g) L'apparition de défauts d'étanchéité de joints (ex. culasse fissurée);

h) La consommation d'huile du moteur. Des ajoutes journalières importantes retardent l'altération du bain.

2. La filtration.

353 En vue d'éviter l'effet néfaste des boues dans les canalisations d'huile et d'empêcher le retour dans les organes à graisser de particules métalliques provenant de l'usure, il convient de filtrer l'huile au cours de son évolution dans le moteur. Le filtre doit enlever de l'huile les matières abrasives et corrosives contenues dans l'huile.

3. Mesures à prendre pour éviter les introductions d'eau dans l'huile.

354. La présence d'eau dans l'huile active l'oxydation et il convient de l'éviter en toute circonstance. Il faut, en particulier :

a) Veiller à ce que les fûts contenant la réserve d'huile soient hermétiquement fermés. A ce sujet, il est préférable de ne pas transvaser l'huile et de la conserver dans les fûts d'origine. Eviter le stockage de longue durée.

b) Soigner la bonne étanchéité des joints de culasse;

c) S'assurer que les bidons et récipients pour la manipulation de l'huile soient toujours propres et bien secs;

d) Prévenir les rentrées directes d'eau dans le moteur (nettoyage).

355. ### 4. Huiles détergentes.

La technique moderne combat les effets néfastes de l'altération par l'application d'huiles détergentes.

356 En général, l'emploi des huiles détergentes impose les pré-
357 cautions suivantes :

1. Bien que ce ne soit pas interdit, il n'est pas souhaitable de mélanger des huiles détergentes de provenances différentes. Certains additifs pourraient se neutraliser l'un l'autre ou donner des réactions chimiques imprévues ayant des conséquences néfastes. A la SNCB, il est autorisé de mélanger des huiles détergentes de provenances différentes ; la miscibilité des huiles est en effet contrôlée lors des essais d'agréation.

2. Les filtres ne peuvent pas neutraliser ou éliminer les additifs. Exemple : les filtres à matières terreuses ne conviennent pas pour des huiles détergentes. Les filtres à éléments en coton ou en cellulose sont recommandés ;

3. On ne peut se baser sur la teinte d'une huile détergente pour juger de sa qualité ou de son état. Généralement, les huiles détergentes noircissent rapidement, vu leur but de maintenir en suspension colloïdale les précipités formés.

III. L'appréciation de l'état d'un moteur par la détermination du processus de l'altération de son huile de graissage.

A. Influence de l'état d'un moteur à combustion sur le processus de l'altération de son huile de graissage.

358 Il a déjà été démontré que le déroulement du processus de l'altération de l'huile de graissage dans un moteur dépend de certains facteurs constants et d'autres facteurs variables.

359 Comme un état anormal ou un fonctionnement anormal du moteur se déclare par un processus d'altération accéléré de l'huile de graissage, inversement un processus d'altération accéléré peut déterminer un état ou un fonctionnement anormal du moteur.

360 L'appréciation de l'état d'usure ou de fonctionnement d'un moteur en suivant le processus d'altération de son huile n'est possible que par l'examen systématique de l'huile. Là où on dispose d'installations spéciales pour cet examen, ces installations peuvent aussi servir pour déterminer les renouvellements d'huile.

361 B. L'examen systématique de l'huile pour la détermination du processus de la contamination.

Le tableau suivant reprend les différents contaminants et les méthodes choisies pour leur détection.

Contaminants et moyens d'analyse.

Contaminants	Moyens				
	Spectrographie d'émission	Viscosité	Photomètre IFR	FINATEST	Mesure du TBN
Oxydation -acidification	-	Détection	-	-	Dosage
Suies de la combustion	-	Détection	Dosage	-	-
Produits d'usure	Dosage	-	-	-	-
Combustible	-	Appréciation	-	-	-
Liquide de refroidissement	Détection	-		Dosage	
Silice air aspiré	Dosage	-	-	-	-

1. La détergence de l'huile - Oxydation/acidification

362 Une huile détergente perd, après un certains temps d'utilisation, ses propriétés détergentes à cause de la neutralisation de ses additifs par les produits d'oxydation et les acides organiques. Après saturation de ses détergents l'huile doit être remplacée.

Une perte anormalement rapide des propriétés détergentes de l'huile de graissage indique un fonctionnement anormal ou un mauvais état du moteur (combustion incomplète, segments non étanches).

La détergence résiduelle après un certain temps d'utilisation peut être déterminée par "l'épreuve de la tache" qui consiste à déposer une goutte de l'huile à examiner sur un papier filtre spécial. La goutte d'huile s'étend en tache qui est comparée à une tache faite par une goutte d'huile de composition, propreté et détergence connues.

363 L'huile chauffée au préalable à 200°C diffuse et une filtration s'opère non pas par le passage de l'huile au travers du papier, mais bien suivant son épaisseur.

Au fur et à mesure que l'huile chemine, elle abandonne les impuretés qu'elle contient.

Une tache d'huile détergente usagée se présente comme suit (fig. 361) :

- Une zone centrale (1) : dont l'opacité caractérise l'état de contamination de l'huile est un reflet de sa concentration en suies; les particules les plus grosses ne dépassent pas cette zone.
- Un conteur (2) qui entoure la partie centrale et qui a été formé par l'arrêt des particules les plus grosses.
- Une zone de diffusion extérieure (3) à la partie centrale formée par les particules les plus fines; elle reflète le pouvoir dispersif de l'huile.
- Une "auréole" (4) translucide formée par la diffusion de l'huile clarifiée (filtrée par le papier). Cette partie varie de l'incolore à l'ocre plus ou moins sombre. Sa coloration témoigne de l'état d'oxydation **de l'huile ou la présence de fractions oxydées de carburant. Des huiles usagées de formulations diverses donnent des taches de configuration assez variées.**

Cette méthode permet donc de doser quantitativement les suies, de coter le pouvoir détergent et la finesse de la dispersance. Elle n'est cependant plus effectuée à la SNCB en raison des manipulations importantes qu'elle requiert. La perte de détergence est contrôlée indirectement par le dosage des éléments qui entraîne la perte de détergence à savoir : l'oxydation et acidification, la teneur en suie et la teneur en eau.

L'acidification de l'huile est déterminée par la mesure du TBN (total *base number*) : on mesure en fait le caractère basique de l'huile, donc son PH.

La teneur en suie est dosée par photométrie en mesurant l'opacité de l'huile. Le dosage par spectographie, infra-rouge ne peut être appliqué sur des huiles détergentes usagées.

2. La viscosité

364. a) Méthode

La viscosité cinématique est déterminée à l'aide d'un viscosimètre, à une température de 50°C.

Le viscosimètre est le viscosimètre système "HOUILLON" (mesure du temps d'écoulement à travers un orifice calibré).

365. b) Interprétation.

Les résultats de la mesure sont portés graphiquement sur la fiche du moteur. L'interprétation des mesures se fait donc par la comparaison de leurs résultats entre eux, c.à.d. par l'étude de la variation de la viscosité.

La viscosité diminue. Si la viscosité subit une chute par rapport à la valeur trouvée antérieurement, sans qu'un renouvellement d'huile n'ait lieu, on en déduit une contamination par du combustible frais. La présence de matières charbonneuses (suies) tend à accroître la viscosité, mais suivant un gradiant inférieur à la pente correspondant à une dilution caractérisée.

Un repérage de dilution de combustible a partir de 2 % est possible.

L'obtention d'une valeur exacte que les analyses traditionnelles n'atteignent pas non plus, est sans nécessité d'ailleurs vu qu'il n'existe aucun critère absolu quant à la quantité de combustible admissible.

Toute chute enregistrée entraîne une demande d'inspection du circuit de gasoil.

La cause est en général facilement détectable à l'examen visuel; dans les cas les plus difficiles, les services d'entretien s'aident d'un examen à la lumière noire (UV).

Le critère du renouvellement du bain est une dilution de 5 % de combustible, ce qui correspond à une chute d'un grade de la viscosité (d'une SAE 40 à une SAE 30).

La viscosité croît. L'élévation de la viscosité est généralement due à la présence de produits oxydés de la combustion; la mesure du TBN et le dosage des suies de combustion pourront d'ailleurs confirmer cet avis.

La concentration en produits d'oxydation doit être surveillée de très près.

En général, ces produits ne sont pas nuisibles au mécanisme du graissage lui-même; ils assurent des conditions de graissage onctueux, mais lors du renouvellement du bain d'huile, ils s'éliminent difficilement, agissent en catalyseurs et réduisent la vie du bain subséquent.

La présence de ces produits en concentration dangereuse est rarement notée dans les moteurs Diesel 4 temps; par contre, elle est assez courante dans les bains d'huile des moteurs Diesel 2 temps.

3. Détermination de la concentration d'eau dans l'huile

366 A l'atelier, la présence d'eau dans un bain d'huile peut être dépistée par des essais simples dont les plus pratiques sont :

a) Tenir un verre froid au-dessus du tuyau de dégazage du moteur. La vapeur d'huile se dépose sur le verre sous la forme d'un film d'huile. En présence d'eau, celle-ci se condense sous forme de gouttes sur le film d'huile susmentionné;

b) Tenir la jauge d'huile après l'avoir retirée du carter et sans la nettoyer dans la flamme d'une allumette. En présence d'eau, l'huile brûle avec un bruit crépitant;

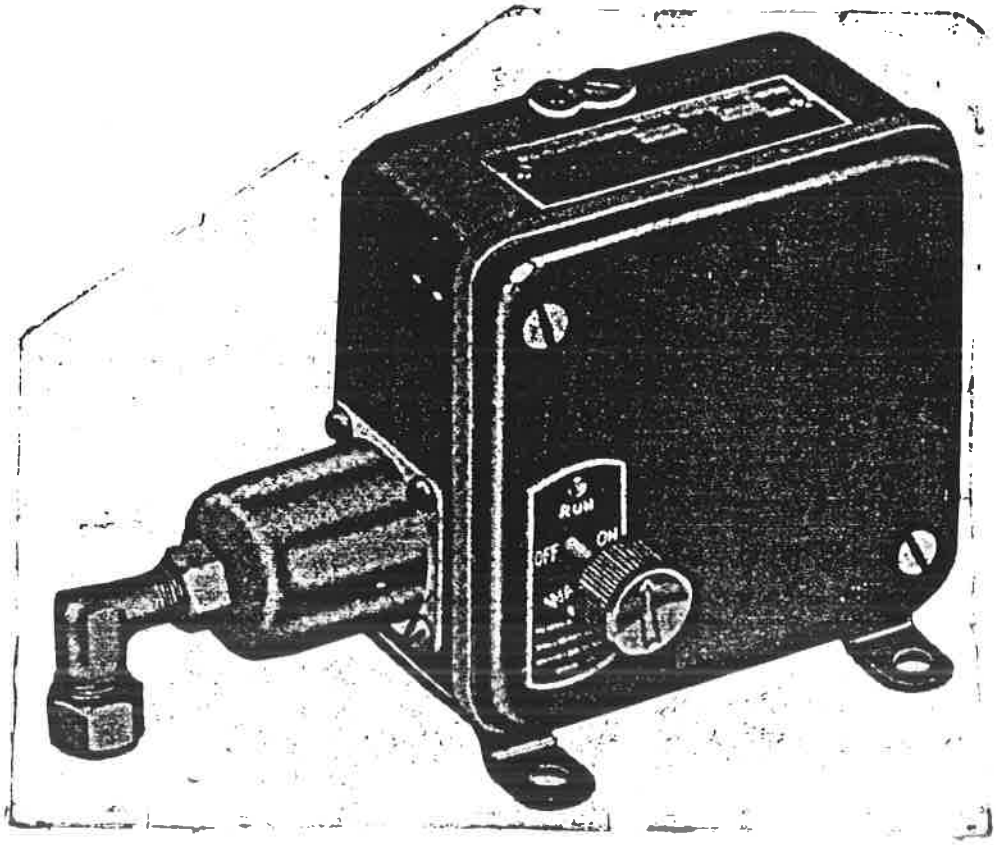
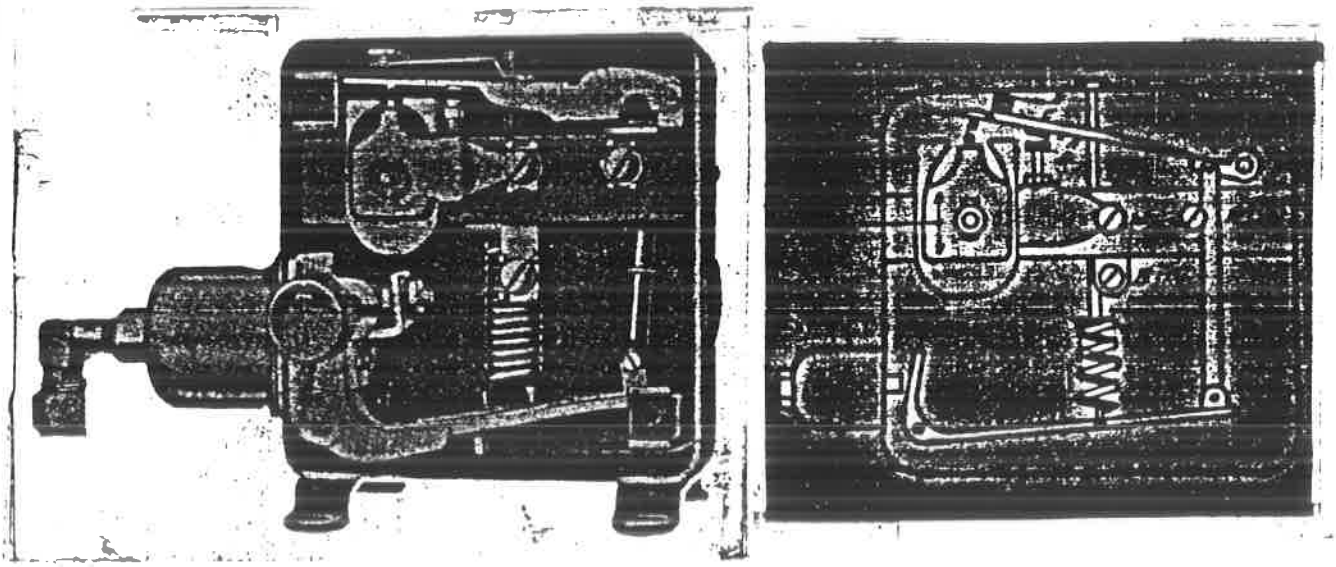


Fig. 286.



PISTON AVARIE PAR GRIPPAGE

Segments complètement calés par gommage.

Profondement rayé et d'aspect noir. Arrachement de métal très apparent.

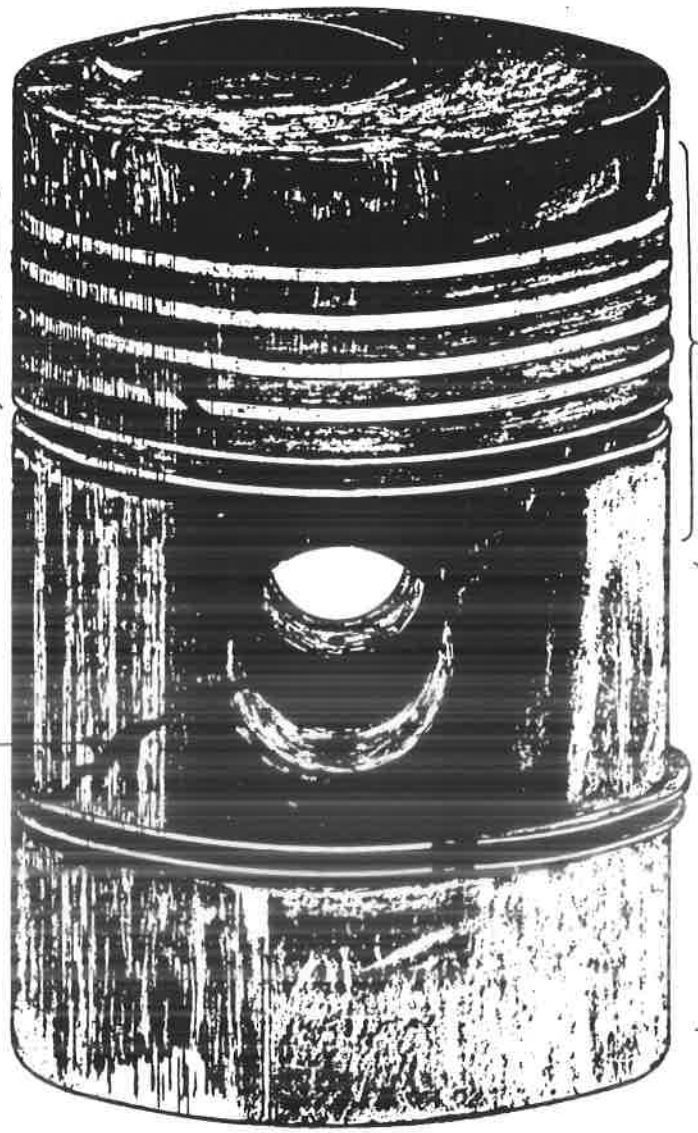


Fig. 284

Section de rupture

Rupture en fragments de dimensions réduites. Les fragments portent des traces de grippage.

MANO-CONTACT

contact s'ouvre lorsque la pression d'huile est suffisante (450 gr)

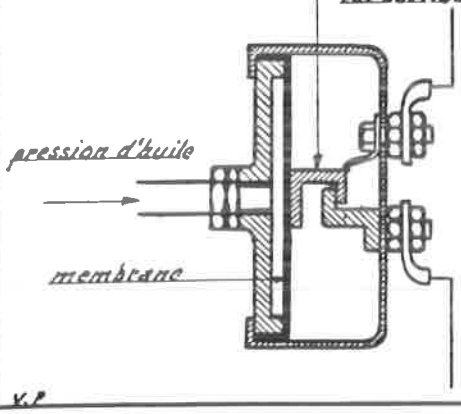


Fig. 285

Van Aalsvoort 303 WEG.S. 11(C.P.)

V.P

424. 4. Pression d'huile excessive.

- Le manomètre indique une pression anormalement élevée - Ruptures répétées de joints ou de tuyauteries. - Rupture d'organes de la pompe à huile ou de sa commande	- Soupape de décharge bloquée (fermée) ou réglée à une pression exagérée - Obstruction ou étranglement d'une canalisation principale; la perte de charge dans le circuit est exagérée et a nécessité la modification du réglage de la soupape de décharge. - Viscosité de l'huile exagérée.	- La température de régime du moteur trop basse pendant de longues périodes. - Oxydation rapide de l'huile par des infiltrations d'eau. - Huile non appropriée (p.ex. huile de boîte de vitesses introduite par erreur dans le moteur (moteur autorail). - Dans le cas d'un filtre monté en dérivation, la filtration de l'huile est insuffisante.
	- Colmatage de l'élément filtrant d'un filtre série, non pourvu d'une soupape de dérivation.	

423. 3. Débit d'huile insuffisant compromettant le graissage d'un organe déterminé.

- Aucun indice particulier n'est décelé par les sécurités. Une irrégularité se manifeste généralement par certains indices : usure rapide, paillettes métalliques, échauffements locaux, résistances anormales.	Obstruction de conduites ou de canaux par des corps étrangers ou par métal fondu. viscosité de l'huile trop élevée	- Présence de corps étrangers dans les conduites. - Pièces montées avec jeu insuffisant. Dans le cas de l'assemblage piston-cylindre, segmentation du piston trop sévère. - huile non adaptée, température du moteur, présence d'eau ...
- Le manomètre indique une pression anormalement élevée.	- Soupape de décharge bloquée (fermée) ou réglée à une pression exagérée.	
- Ruptures répétées de joints ou de tuyauteries. - Rupture d'organes de la pompe à huile ou de sa commande.	- Obstruction ou étranglement d'une canalisation principale; la perte de charge dans le circuit est exagérée et a nécessité la modification du réglage de la soupape de décharge.	
	- Viscosité de l'huile exagérée.	- La température de régime du moteur trop basse pendant de longues périodes. - Oxydation rapide de l'huile par des infiltrations d'eau. - Huile non appropriée (par ex. huile de boîte de vitesses introduite par erreur dans le moteur) (moteur autorail). - Dans le cas d'un filtre monté en dérivation, la filtration de l'huile est insuffisante.
	- Colmatage de l'élément filtrant d'un filtre série, non pourvu d'une soupape de dérivation.	

	3. Température d'huile exagérée	- Surcharge du moteur. - Refroidisseur insuffisamment efficace (bouché, encrassé). - Avance à l'injection déréglée. - Insuffisance de rëfroidissement par manque d'eau ou défectuosités au circuit de refroidissement.
	4. Débit trop faible de la pompe à huile.	- Jeu radial des roues exagéré ou jeu longitudinal exagéré.
	5. Obstruction de la crépine d'aspiration.	- Huile fortement polluée par des corps étrangers abandonnés ou introduits dans le moteur.
	6. Encrassement de l'élément filtrant du filtre "série".	id.
	7. Déréglage ou manque d'étanchéité de la soupape de décharge.	- Siège défectueux. - Bris du ressort. - Vis de réglage lâchée.
	8. Défaut d'étanchéité des conduites sous pression.	- Fuites aux canalisations externes et internes, raccord ou rupture de tuyauteries. - Jeu exagéré des coussinets sur les tourillons de palier ou sur les manetons.

	2. Défaut d'entraînement de la pompe à huile.	- Bris du pignon de commande, de la chaîne d'entraînement ou de l'axe de commande. - Fixation défectueuse de la pompe (dans le cas de pompe immergée)
	3. Pompe à huile défectueuse.	- Jeu latéral ou axial exagéré. - Rupture d'axe de la roue motrice.
	4. Déréglage ou manque d'étanchéité de la soupape de décharge.	- Blocage par un corps étranger. - Bris du ressort. - Vis de réglage lâchée.
	5. Bris de la rampe principale de graissage.	

422. 2. <u>Pression d'huile insuffisante.</u>

- Manomètre ou dispositif d'alarme indique un manque de pression - Arrêts du moteur suite à l'intervention de la sécurité "PH". Les arrêts de cette origine se produisent souvent lors de la coupure de la traction après une marche à pleine puissance où la température d'huile a atteint une valeur maximale	1. Niveau d'huile du carter trop bas.	voir n° 1 ci-dessus.
	2. Huile de graissage contaminée :	
	a) Dilution par le gasoil.	- Fuites aux tuyaux d'injection ou aux retours. - Injecteur(s) défaillant(s).
	b) Huile mousseuse (air en suspension sous forme de bulles).	- Rentrée d'air à l'aspiration de la pompe.
	c) Huile émulsionnée (aspect laiteux)	- Introduction d'une grande quantité d'eau dans le carter qui émulsionne avec l'huile. Cette eau peut provenir soit du circuit de refroidissement, soit d'une introduction accidentelle (bidons).
	d) Huile trop fluide.	- Introduction accidentelle dans le moteur d'huile de faible viscosité (par ex. huile de turbotransmission).

Le niveau d'huile doit, exception faite pour des cas spéciaux, toujours être contrôlé de 10 à 15 minutes après l'arrêt du moteur (pour laisser d'abord s'écouler toute l'huile se trouvant dans les conduites).

418. Si le niveau se trouve sous le trait "MINI", l'aspiration de la pompe peut être découverte et le débit d'huile compromis.

Si le niveau se trouve au-dessus du trait "MAXI", les têtes de bielles peuvent plonger dans l'huile et provoquer des projections exagérées amenant une consommation d'huile excessive, un encrassement interne possible du moteur et le dégagement de gaz d'échappement de teinte bleue.

2. Pression d'huile.

419. En général, la pression d'huile d'un moteur doit atteindre au ralenti 0,75 à 1 bar et à pleine charge 2,5 à 3,5 bar.

Ce ne sont pas des valeurs fixes, étant donné qu'elles sont variables suivant le type et l'état du moteur.

420. 3. Avant de conclure que les indications d'un manomètre à pression d'huile sont insuffisantes, il faut d'abord vérifier le bon état du manomètre.

Cela vaut aussi après intervention d'un manocontact, pressostat ou régulateur. Il faut d'abord vérifier le réglage et le bon état de ces appareils et de leur circuit électrique.

Principales causes du graissage défectueux des moteurs Diesel.

421 1. Absence de pression d'huile.

Indices	Causes principales	Motifs possibles
- Aucune pression n'est indiquée par le manomètre. Indication lumineuse ou (et) acoustique de défaut de pression. - Arrêt du moteur par l'équipement de protection contre manque de pression d'huile	1. Niveau du carter nul ou insuffisant	- Remplissage non effectué - Fuite importante au carter ou bâti (bouchon de vidange, joints, fissures). - Fuites importantes au circuit d'huile. - Consommation d'huile exagérée par suite du mauvais état du moteur (gaz d'échappement bleus) (manque d'étanchéité des pistons, segments,.....)

C'est en général un manomètre à basse pression avec une capacité de mesure de 0 à 5 bar (pression effective) relié à l'extrémité de la conduite principale de graissage.

(manque de pression d'huile par l'obstruction du filtre ou par le blocage en position ouverte de la soupape de dérivation).

415. b) La protection par un mano-contact alimentant une lampe témoin ou une sonnerie d'alarme.

Un mano-contact ou contact à pression d'huile ou pressostat est un appareil muni d'une membrane très souple qui, sous l'influence de la pression d'huile se déforme et, de ce fait, ferme ou ouvre un circuit électrique (fig. 285).

Le contact électrique interrompt le circuit d'une lampe témoin ou d'un dispositif d'alarme.

2. Méthode directe (ou automatique) de protection contre une pression d'huile trop faible.

416. Ici, l'opérateur n'intervient plus pour l'arrêt du moteur en cas d'une pression d'huile trop faible.

L'arrêt est produit automatiquement par l'intervention d'un élément sensible à la pression (ex. manocontact électrique).

Cet élément agit, en général, sur un relais et un servomoteur qui ramène les pompes à combustible à la position : "débit nul" et annule en même temps la charge par une méthode qui dépend de la nature de celle-ci.

Il est à remarquer que certains moteurs sont équipés d'un régulateur muni d'un dispositif incorporé qui assure cette protection (voir régulateurs Maybach, Woodward "UG 8" et "PG").

La fig. 286 représente un pressostat de type "Penn".

D. Causes diverses d'un graissage insuffisant de moteur diesel.

Remarques.

1. Niveau d'huile dans le carter ou réservoir à huile séparé.

417. Le niveau d'huile correct est contrôlé par une jauge avec repères mini-maxi ou parfois par un niveau tubulaire s'il s'agit d'un réservoir séparé (carter sec).

Cette pompe de prégraissage est arrêtée dès que la pompe à huile, entraînée par le moteur, assure une pression et un débit suffisants pour garantir le graissage. En général, les moteurs de la S.N.C.B. d'une puissance de 600 ch et plus, sont tous, à quelques exceptions près, pourvus d'une pompe de prégraissage.

2. Avaries localisées du moteur.

411. Une interruption accidentelle et locale de l'arrivée d'huile provoque une usure adhésive (contact métal-métal). Celle-ci peut évoluer vers le grippage qui est, en fait, une somme de soudures locales et qui peut amener des points chauds étendus avec fusion étendue (cas de coussinets à alliage à bas point de fusion).

La figure 284 représente un piston grippé d'un moteur à faible puissance.

C. Protection d'un moteur contre une pression et un débit d'huile insuffisants.

412. Si la pression d'huile d'un moteur est trop faible, le moteur doit être arrêté sans tarder. Il est donc nécessaire de prévoir dans le circuit d'huile du moteur des appareils de protection.

Cette protection peut se faire :

- De façon indirecte (protection par simple avertissement sonore ou (et) lumineux, sans arrêt automatique du moteur);
- De façon directe (protection automatique).

1. Protection par simple avertissement sonore ou (et) lumineux sans arrêt automatique du moteur.

413. Dans ce cas, l'attention de l'opérateur chargé de la surveillance du moteur, est attirée sur la valeur trop faible de la pression d'huile par un manomètre ou par l'allumage d'une lampe témoin ou par le tintement d'une sonnerie commandée par un contact à pression d'huile.

Cette méthode présente l'avantage que l'installation de protection est de conception simple facile à entretenir et peu sensible aux dérangements pouvant conduire à des conclusions erronées.

D'autre part, cette méthode présente l'inconvénient que la protection dépend de la vigilance et du jugement de l'opérateur.

On distingue :

414. a) La protection par un manomètre de pression d'huile.

V. Conséquences et causes d'un graissage insuffisant des moteurs.

A. Conditions d'un graissage correct.

407. Lorsque l'huile est appropriée, la condition principale pour que le graissage d'un moteur soit correct est que l'huile lui soit fournie en débit suffisant et continu assurant une pression correcte.

Cette pression est appelée généralement "pression d'huile du moteur".

Une faible pression d'huile est par conséquent toujours le premier indice d'un graissage insuffisant.

408. Une pression d'huile correcte n'est pas toutefois l'unique condition pour que le moteur soit graissé suffisamment. L'huile doit être aussi fournie en débit suffisant et continu à tous les organes du moteur.

Ainsi, une canalisation de distribution obstruée peut donner lieu à un graissage défectueux et à des avaries d'organes importants du moteur alors que la pression d'huile est normale.

B. Conséquences d'un graissage insuffisant.

409. Selon les points touchés, un graissage insuffisant peut amener une usure généralisée des organes du moteur et des destructions d'assemblages importants du moteur.

1. Usure accélérée et généralisée du moteur.

C'est le plus souvent la conséquence d'une usure abrasive ou érosive :

- Huile lubrifiante contenant des abrasifs;
- Débit d'huile insuffisant, contrôlé par une pression d'huile trop faible.

La pression d'huile est toujours nulle au lancement du moteur (la pompe à huile est en effet entraînée directement par le moteur à graisser). D'après l'avis général des constructeurs, 80 % de l'usure d'un moteur, constatée après un certain temps, s'est produite lors du lancement du moteur à froid.

410. Afin de remédier à cet inconvénient, les moteurs de grande puissance et coûteux seront souvent munis d'une installation de primage qui assure le prégraissage. Dans ce cas, une pompe à huile entraînée électriquement fournit de l'huile en quantité adéquate à tous les organes du moteur avant son lancement.

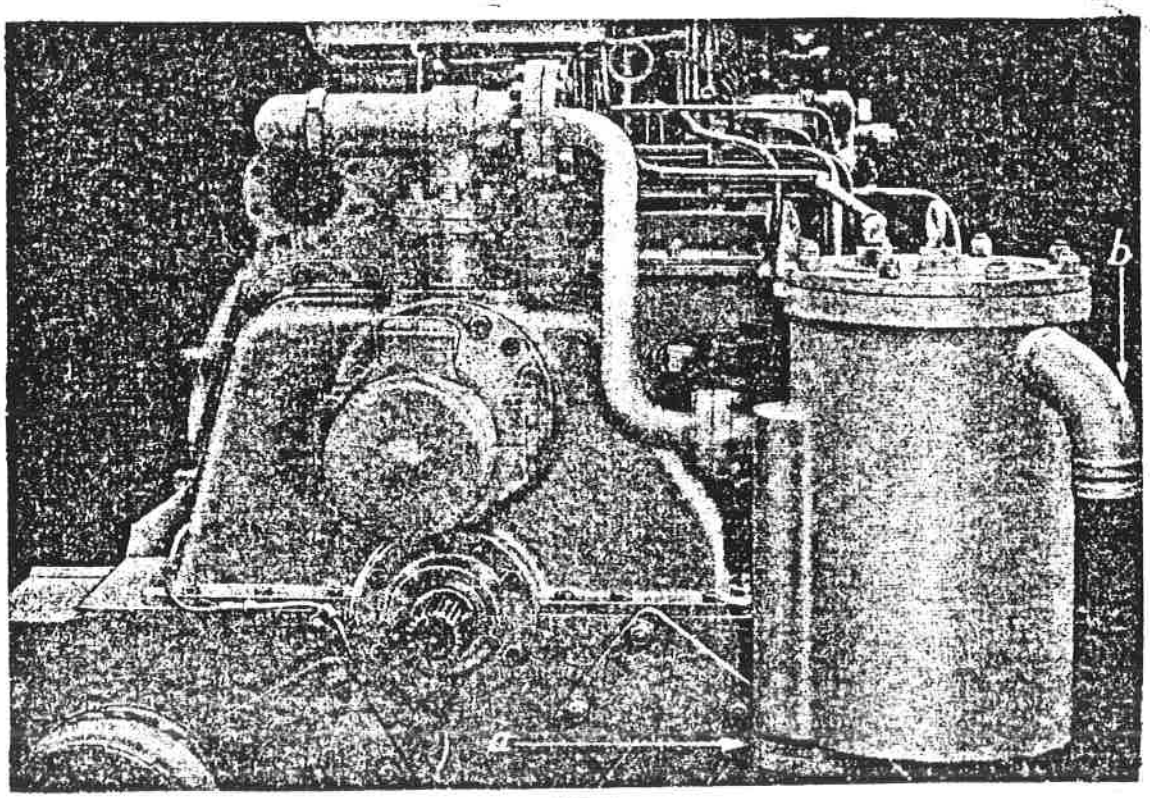


Fig. 282 - Filtre fin "Philips" sur mot. 635 S.A. Cockerill - Hz. 183

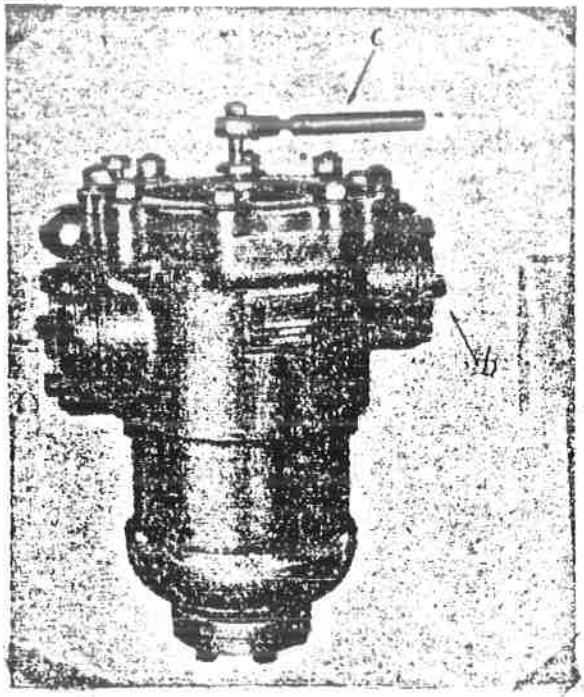


Fig. 282 bis Filtre à lamelles ou à fil coroulé

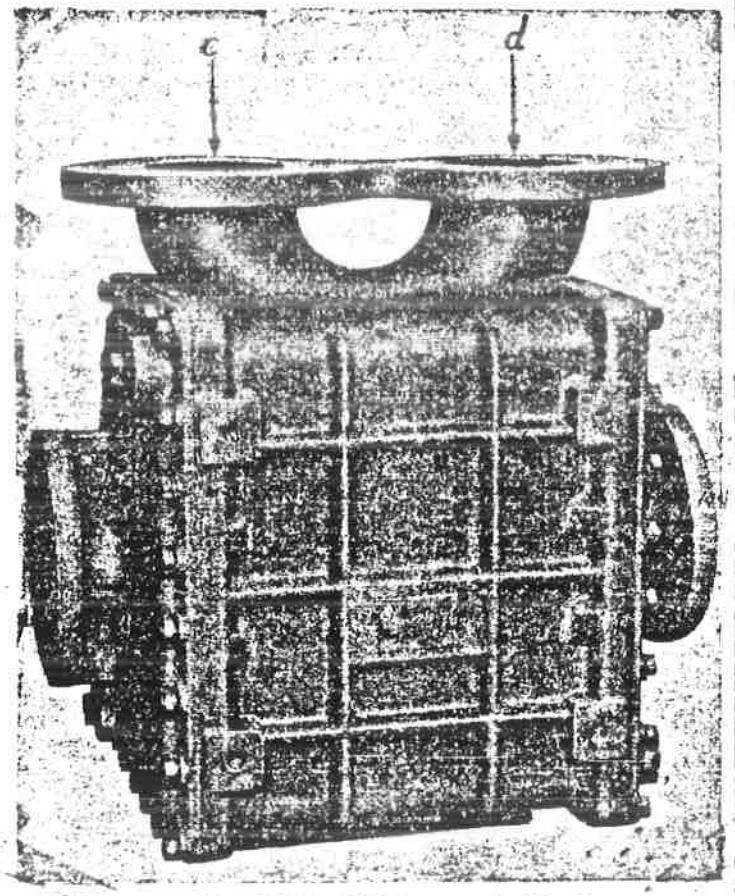


Fig. 283 Réfrigérant d'huile "Chaussan" moteur Cockerill

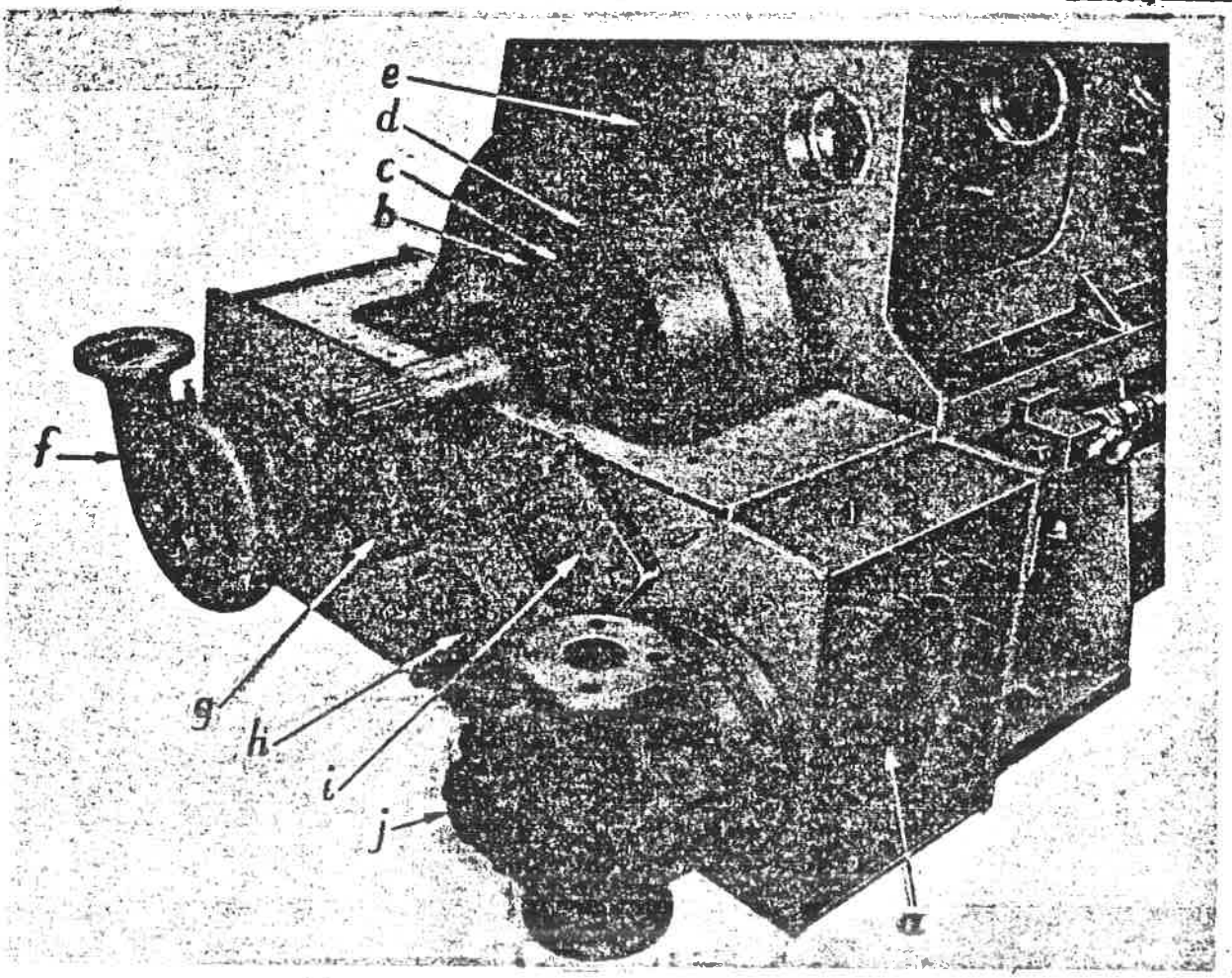


Fig. 280 bis Commande pompe à huile sur moteur Cockerill

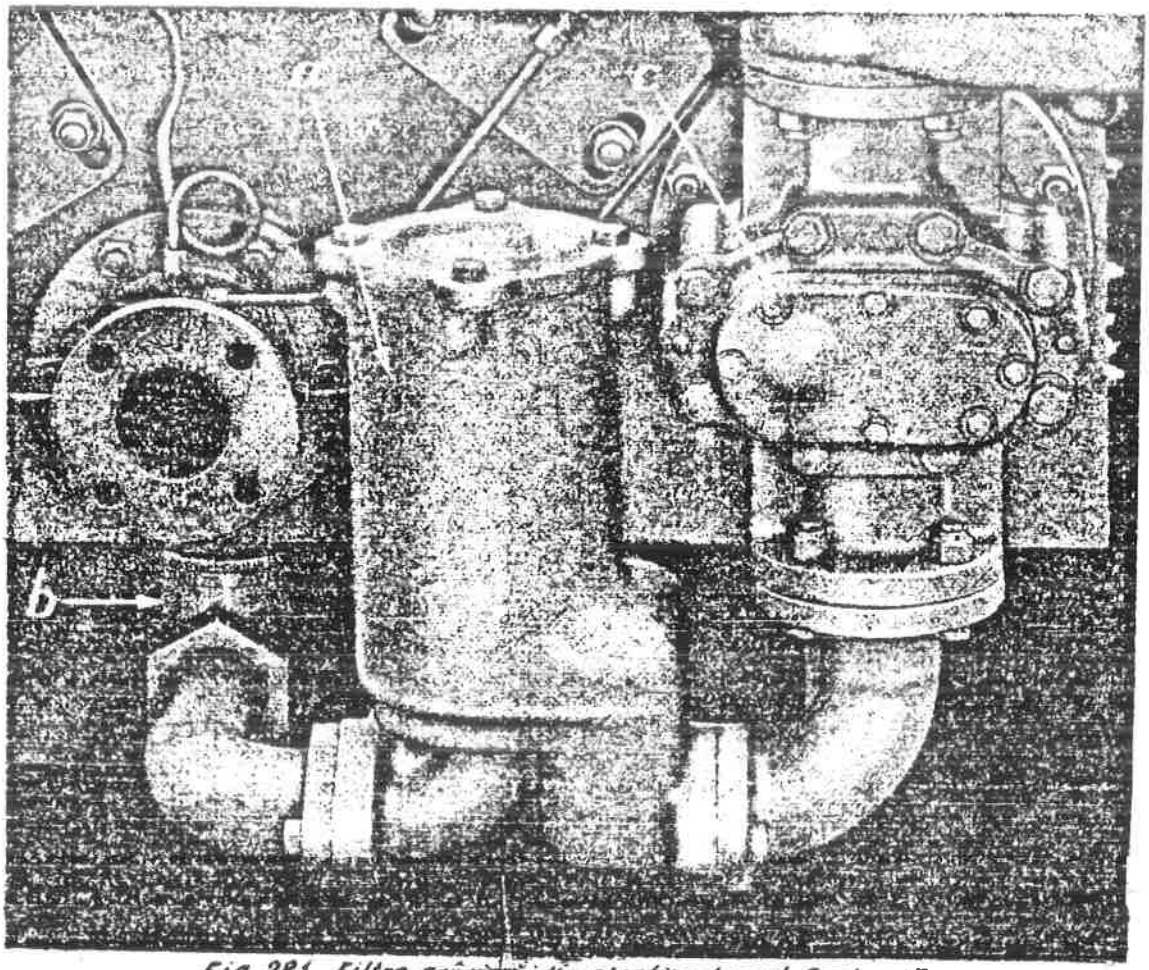
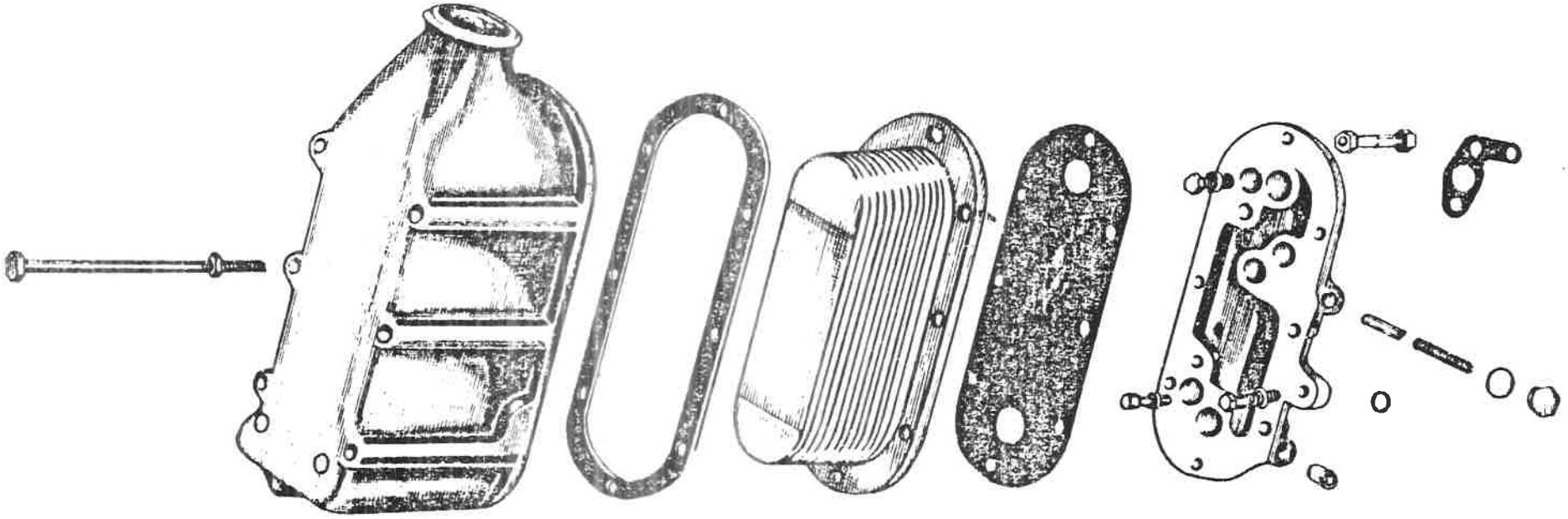


Fig. 281. Filtre crépine d'aspiration du mot. Cockerill



Echangeur d'huile-eau "GM" (mot. série 71 B.R.t 44-45)

Fig. 280

Echangeur et filtre d'huile (mot. S.E.M-Carels)
A.R.f. 43

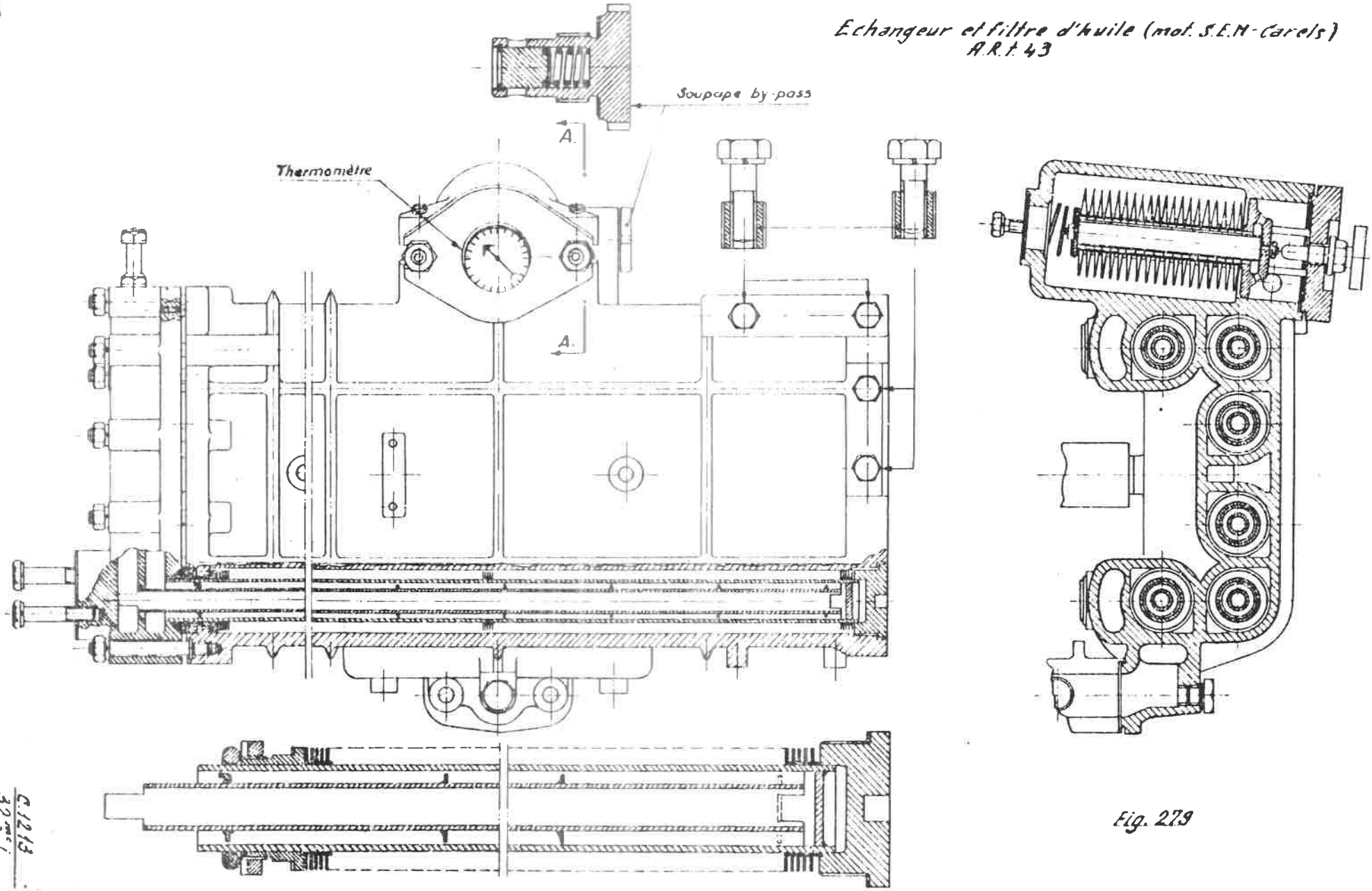


Fig. 279

C.1213
32 mc.

Annexe 143

Circuit d'huile des moteurs Carels (S.E.M.)

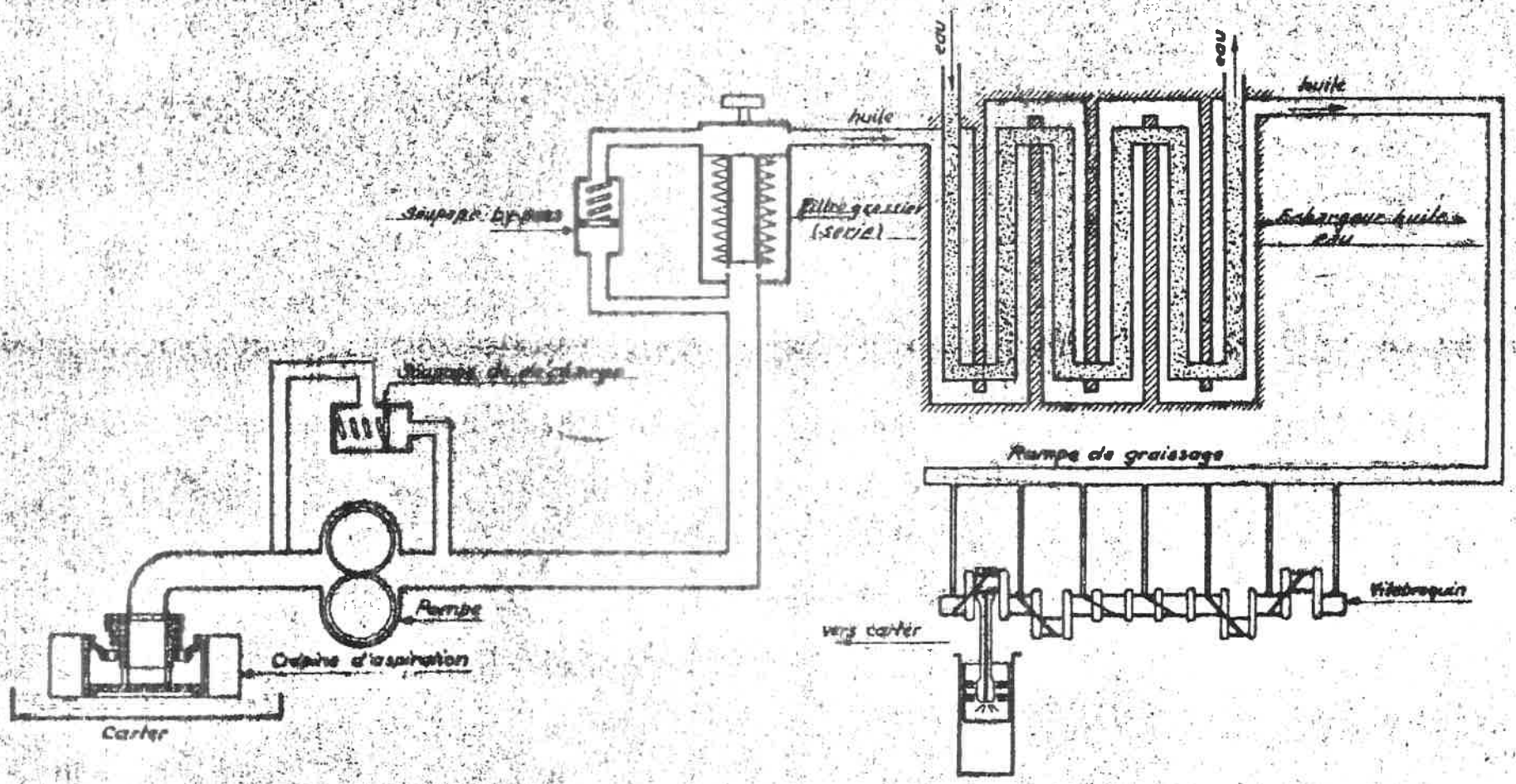


Fig. 278

Filtre à bourre de coton (à monter en dérivation

Annexe 146

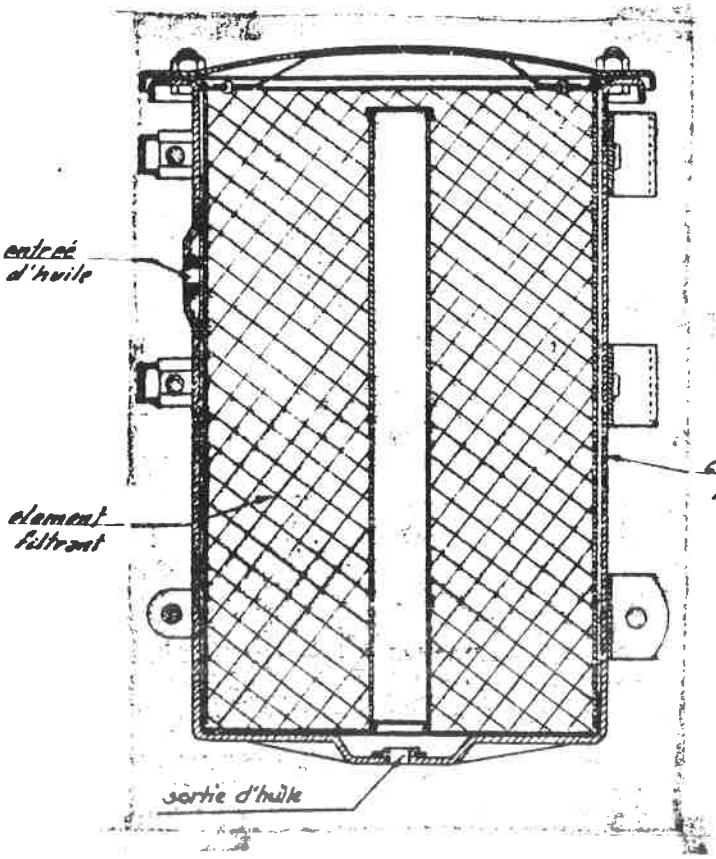
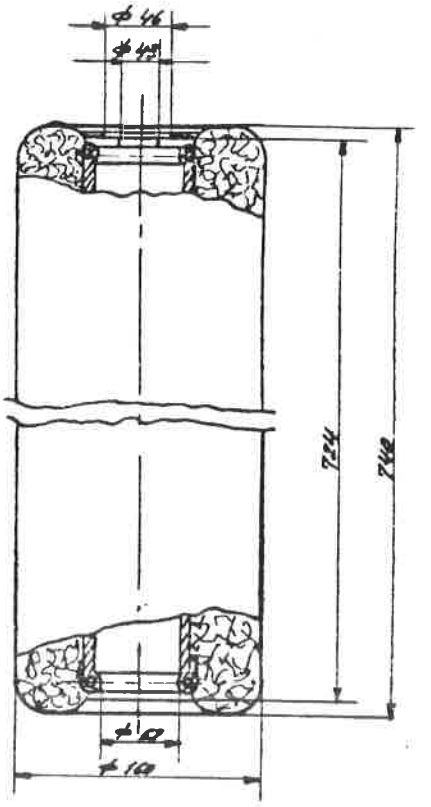


Fig. 275



Element - 2H

Fig. 275 bis

Refroidissement d'un piston par pulvérisation d'huile

Filtre centrifuge

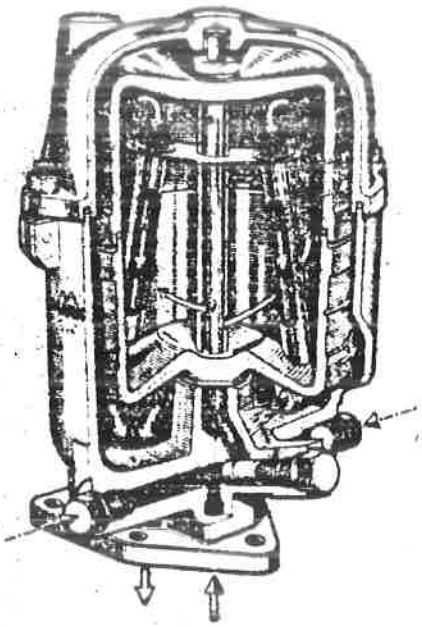


Fig. 276

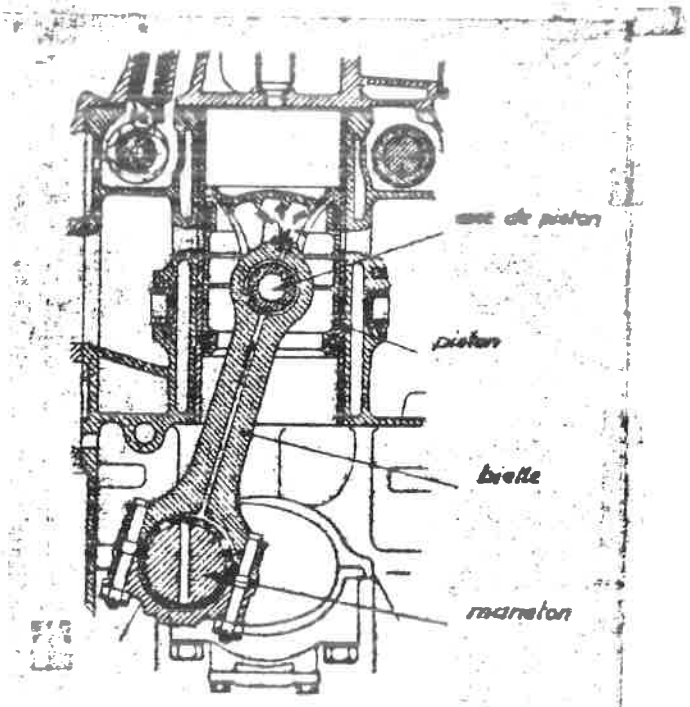


Fig. 277

G 1213
32e L

Filtre lamellaire "Man-Hummel" (autonettoyable)

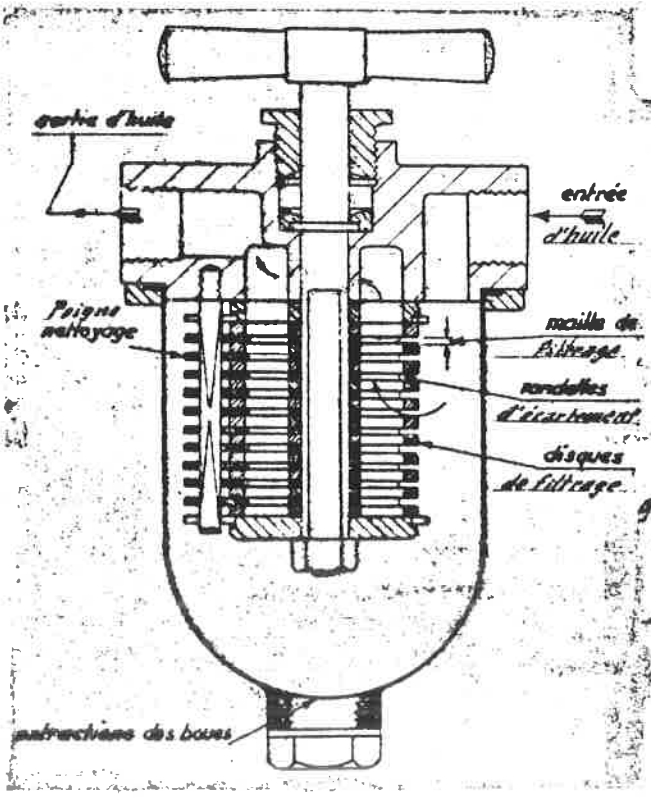
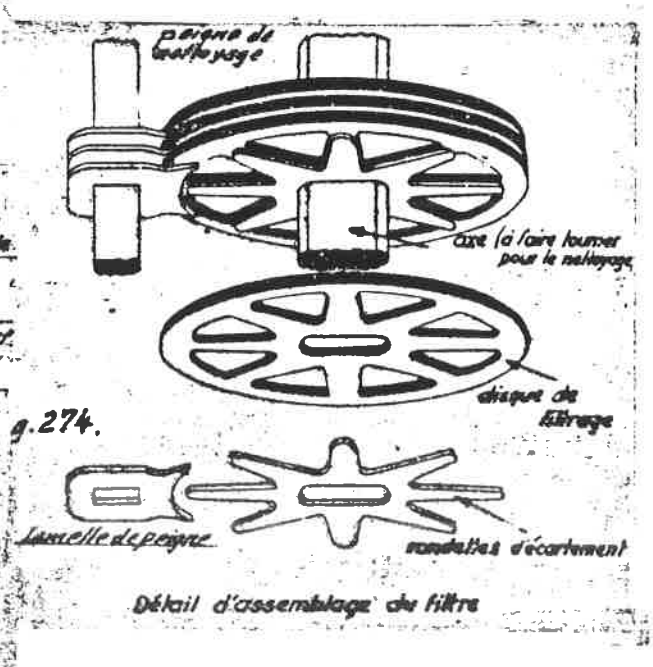
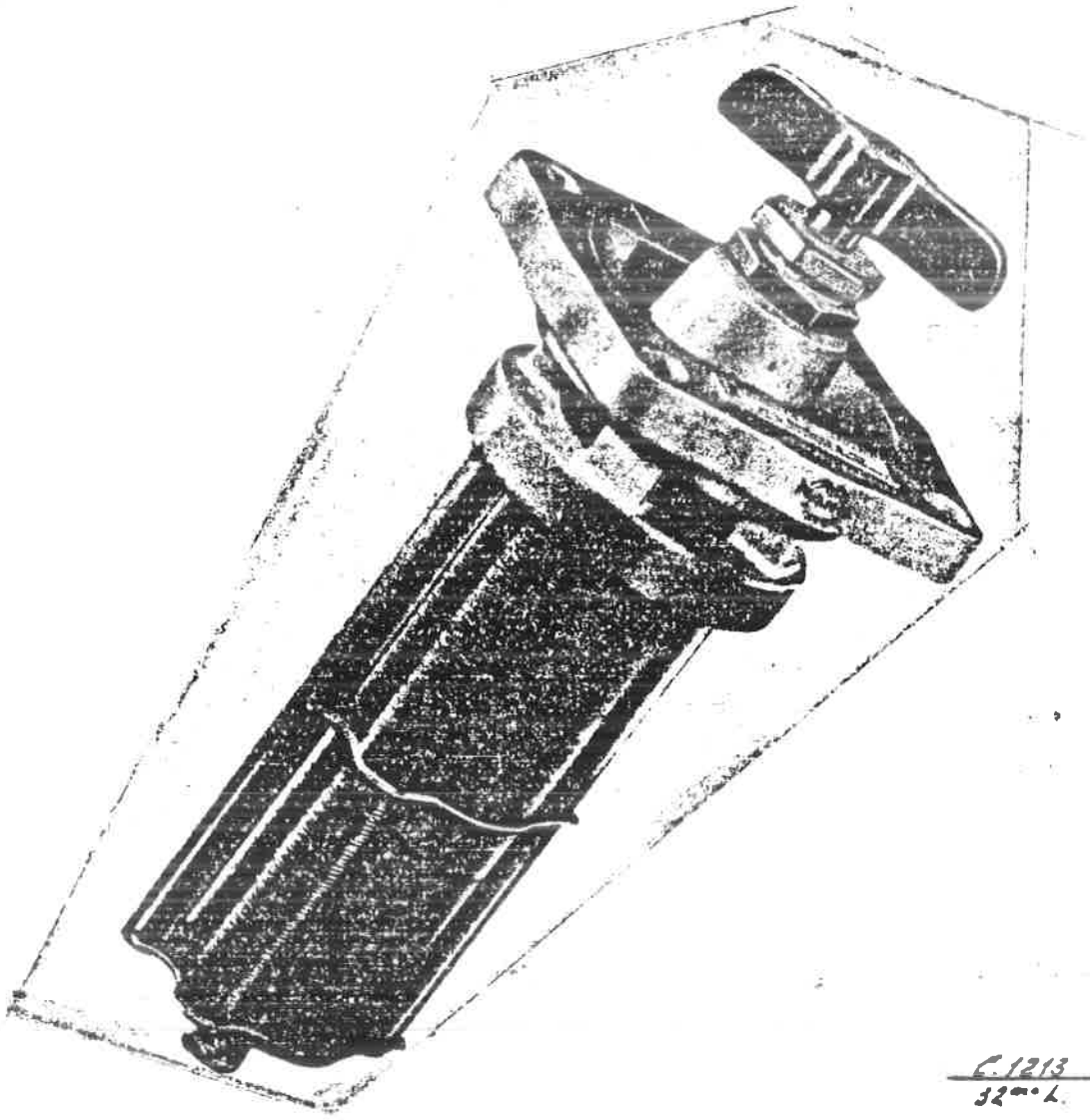


Fig. 274.



g. 274.

Détail d'assemblage du filtre



Filtre à huile à manchette (filtrant en surface.)

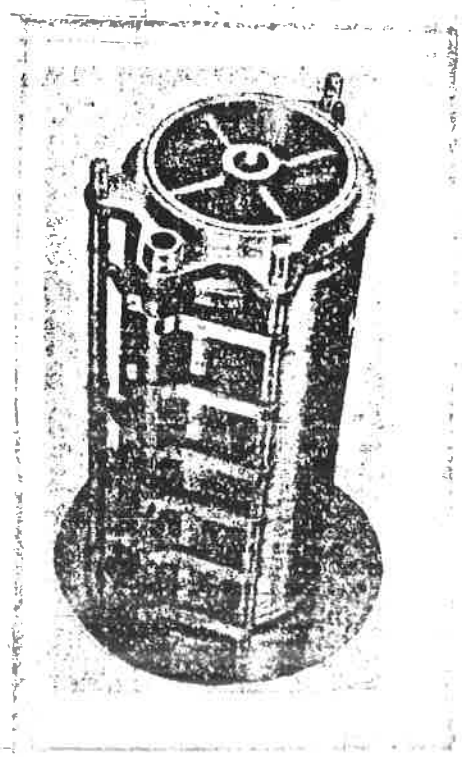


Fig. 274 bis

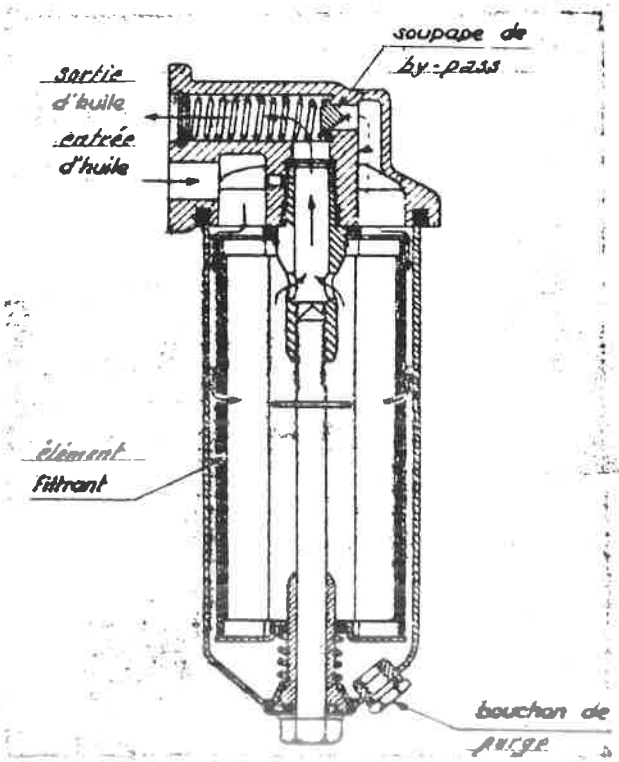
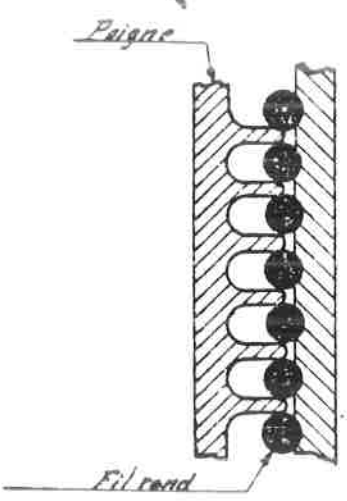
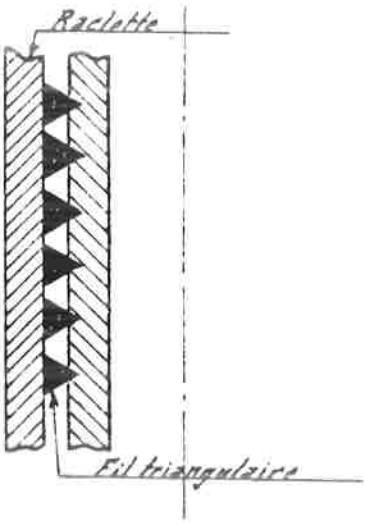
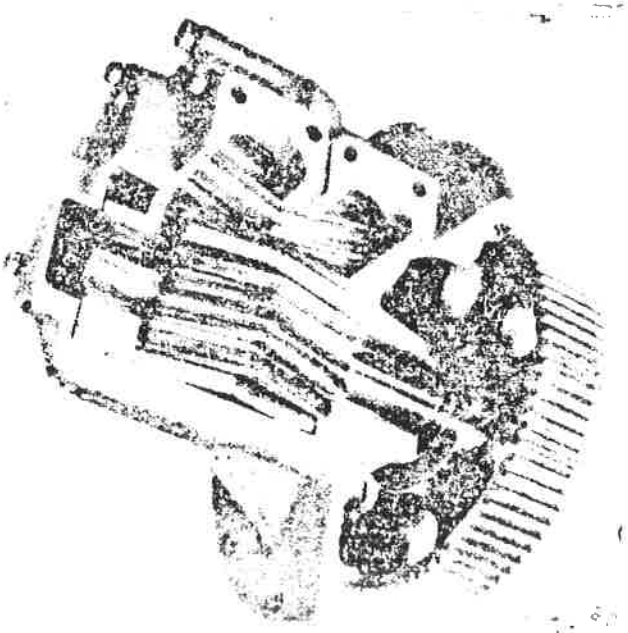


Fig. 273.



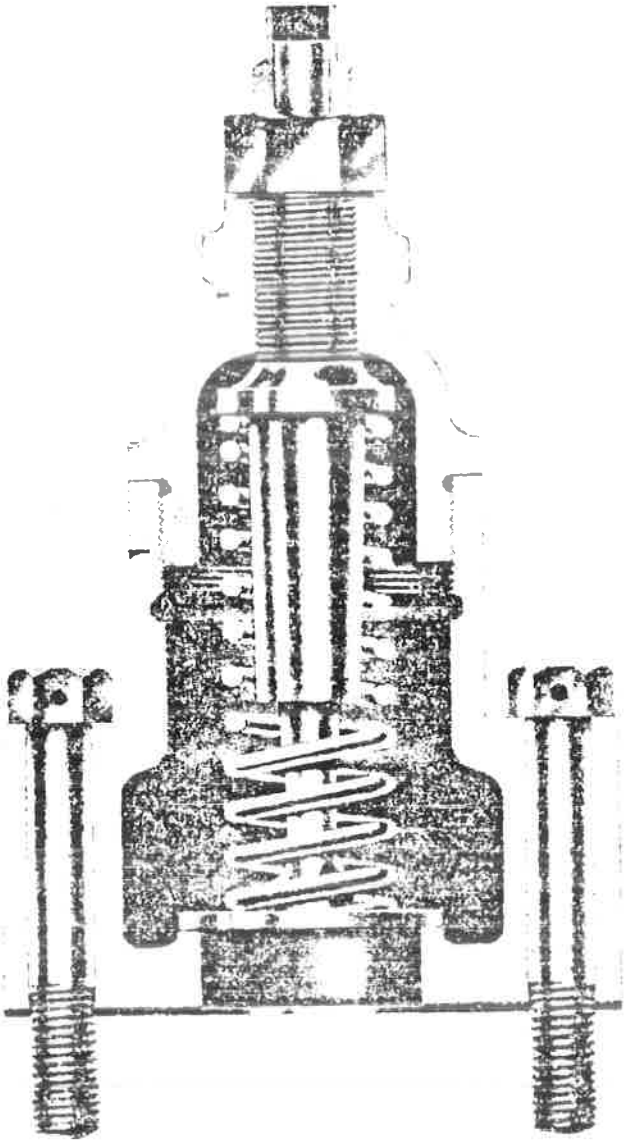


Moteur GM. L. 567.



Pompe à huile

Fig. 270.



Soupape de réglage de la pression huile (GM. L. 567)

Pompe à huile avec soupape de décharge (moteur S.E.M. - CARELS)

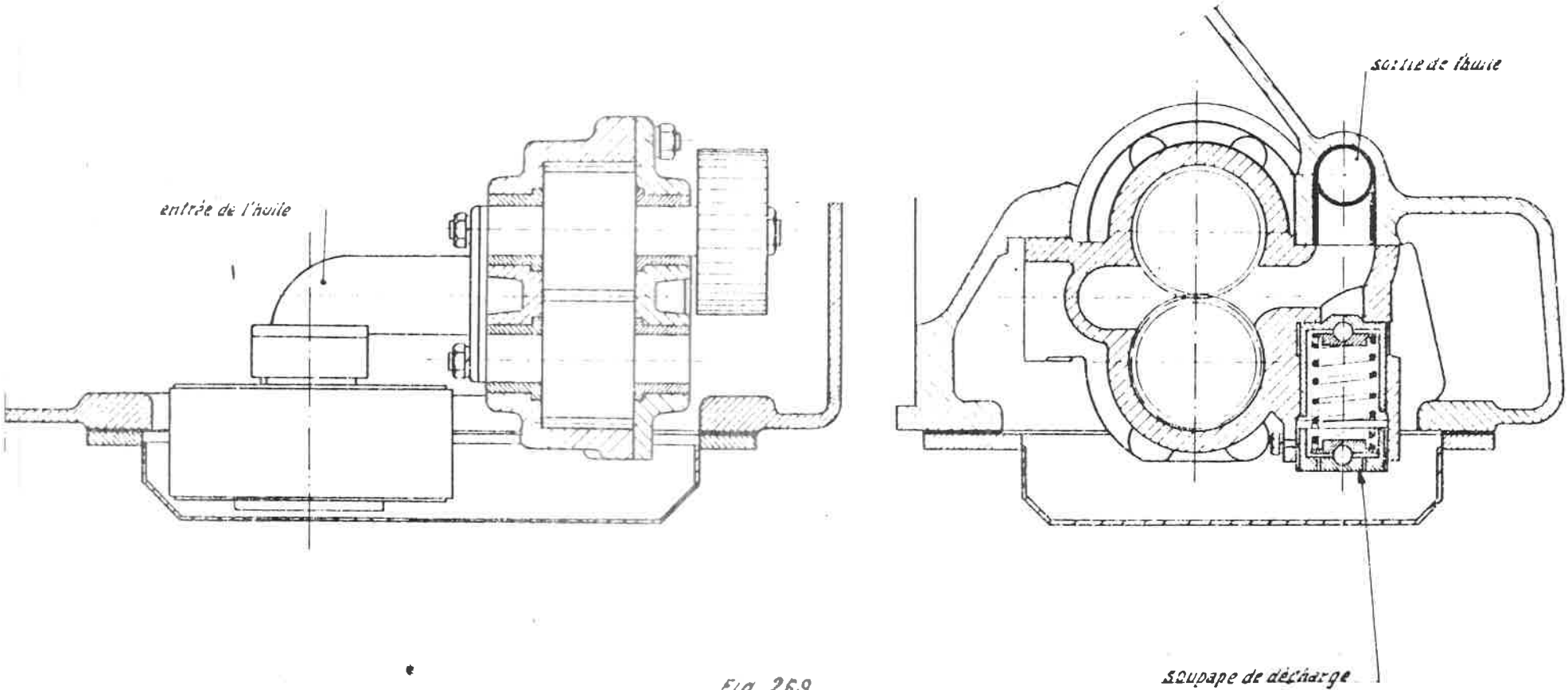


Fig. 269

C. 1213
32.7.7

Annexe 1415

Croquis de pompe à huile avec limites d'usure
pompe de moteur Brossel 120.B.

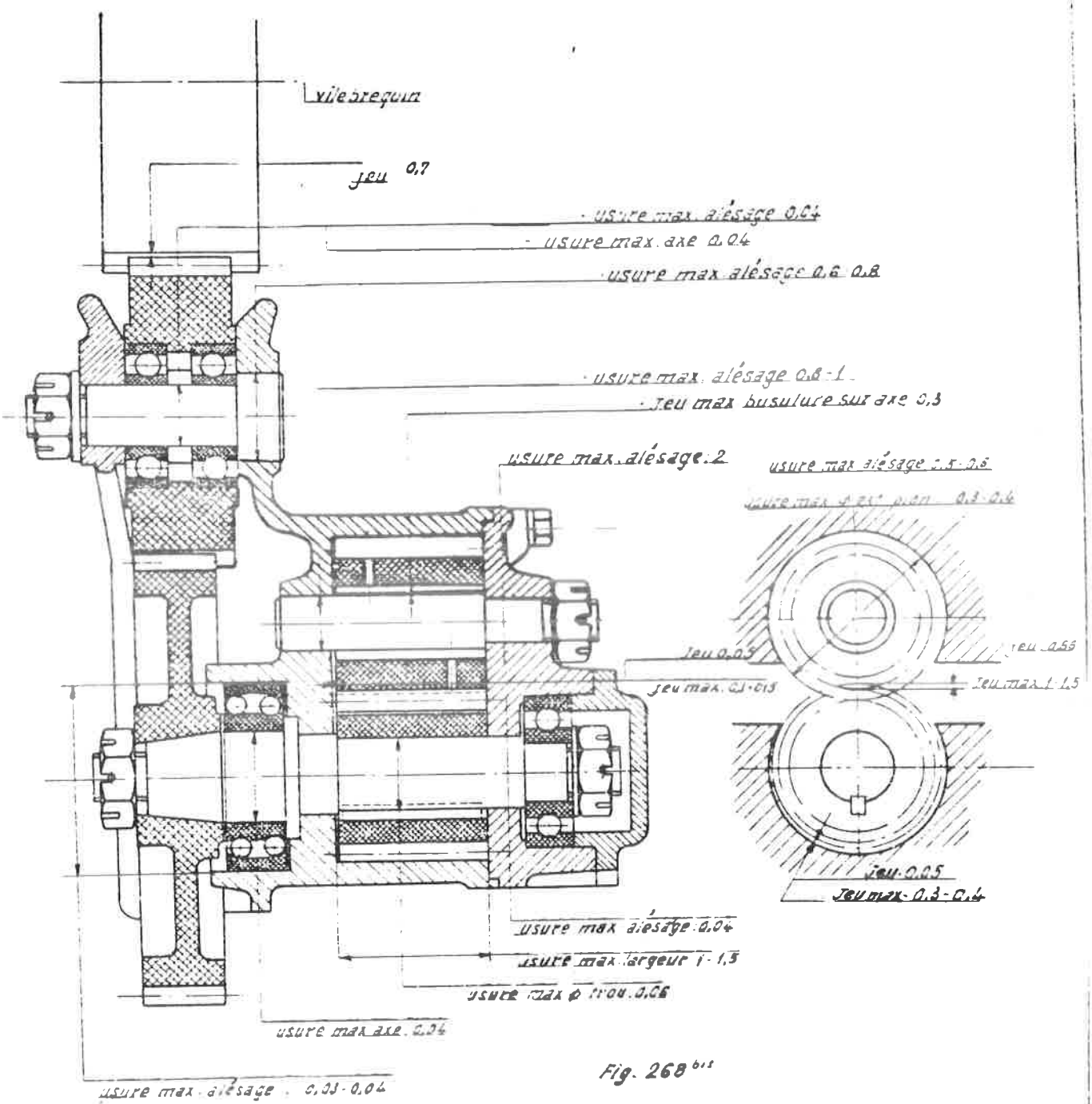


Fig. 268 bis

Pompe de graissage à engrenages
(schéma de principe)

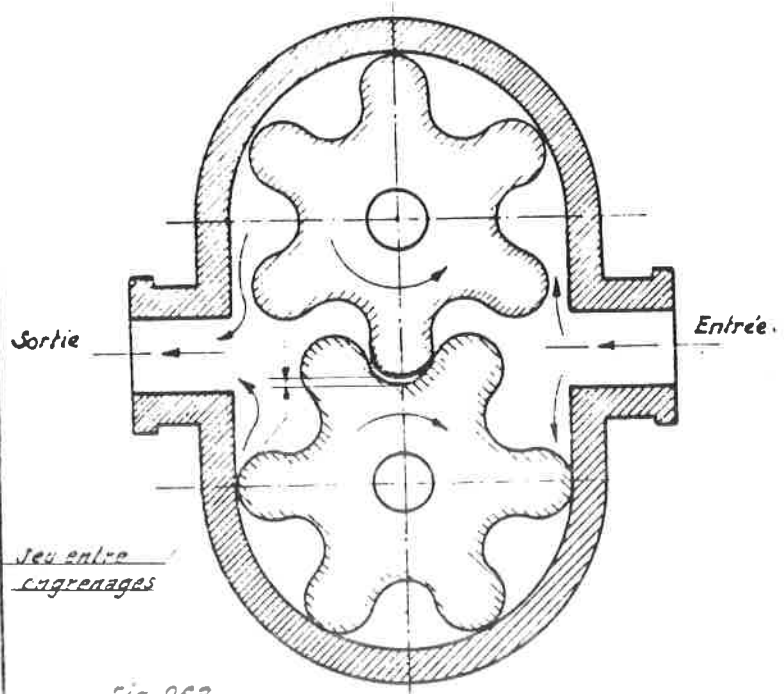
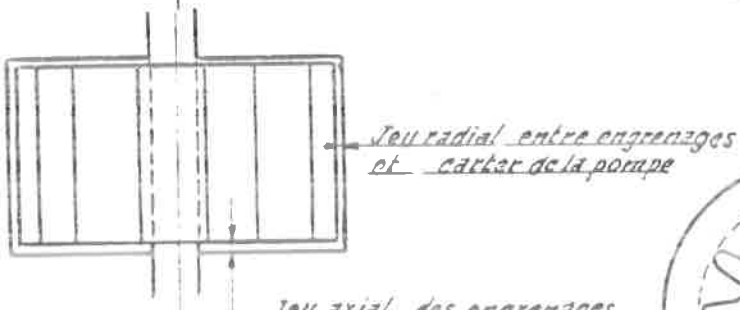
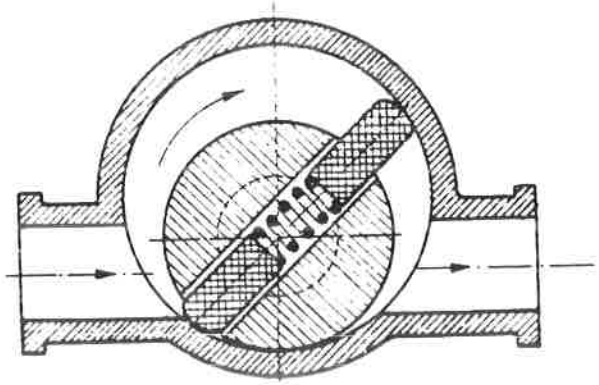


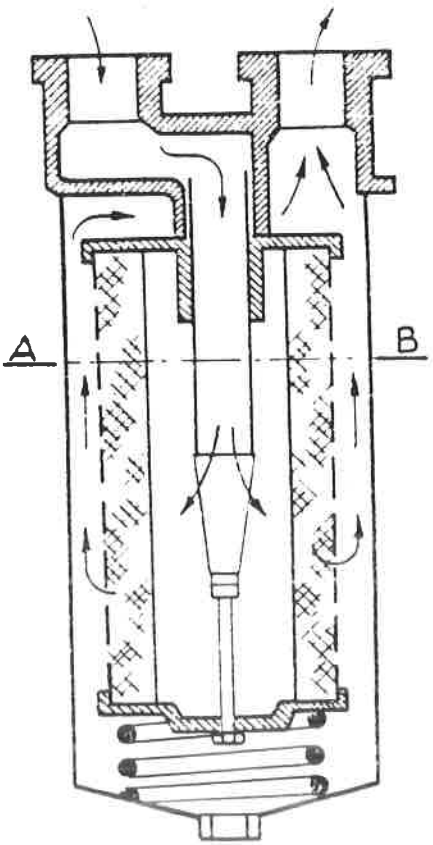
Fig. 268

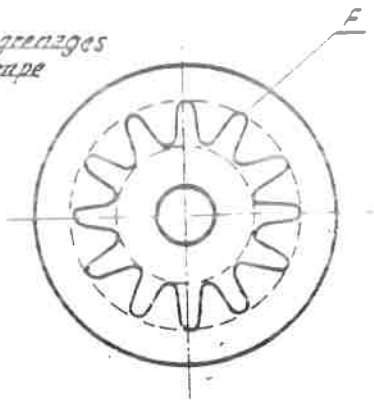




Pompe à palettes
(schéma de principe)

Fig. 271





Filtre à cartouche "Vokes"
moteur Brossel

Fig. 272

VP

Circuit de graissage des moteurs ABC, montés sur les locomotives de manœuvres 70

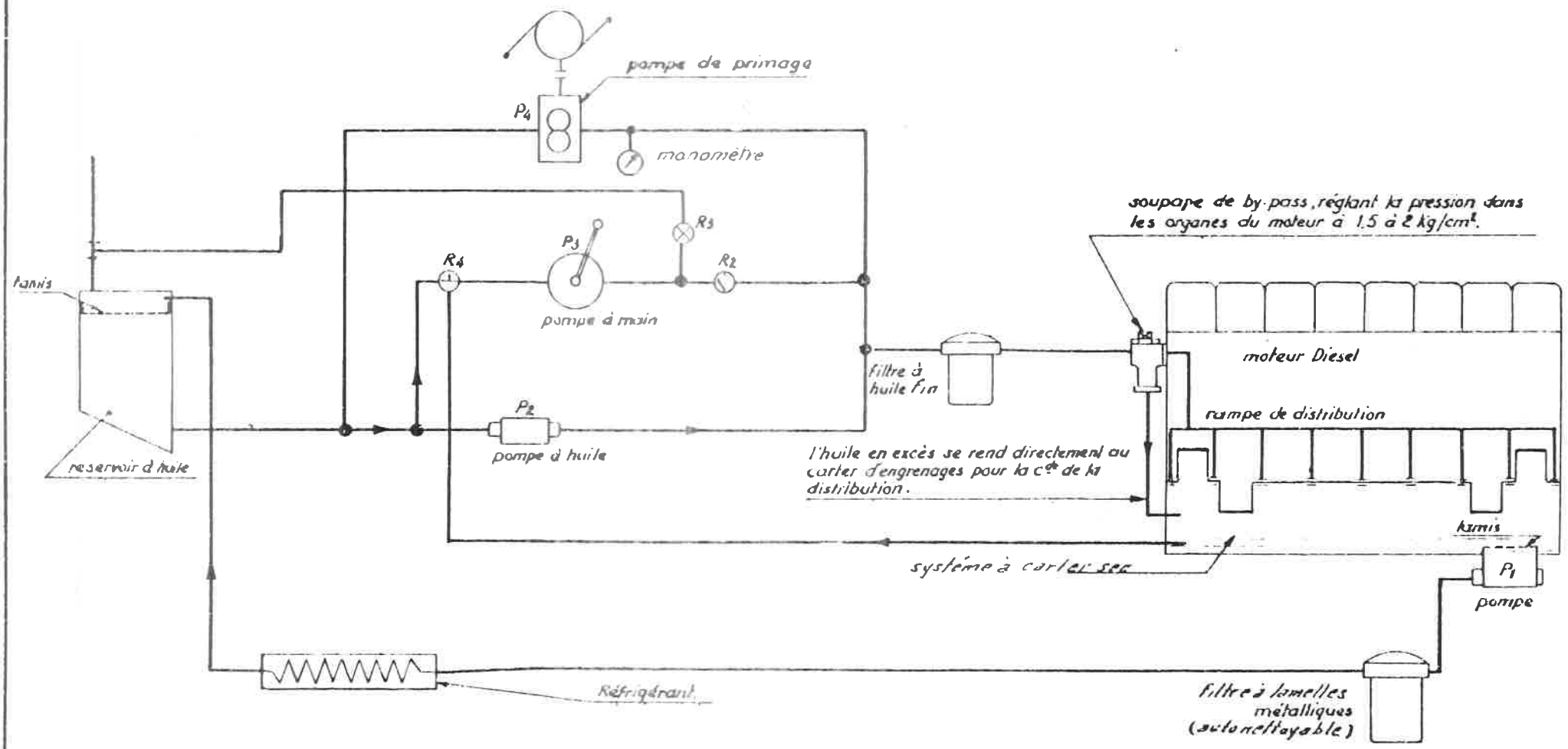


Fig. 257

Annexe 143

S. 12113
32.57

Annexe 142

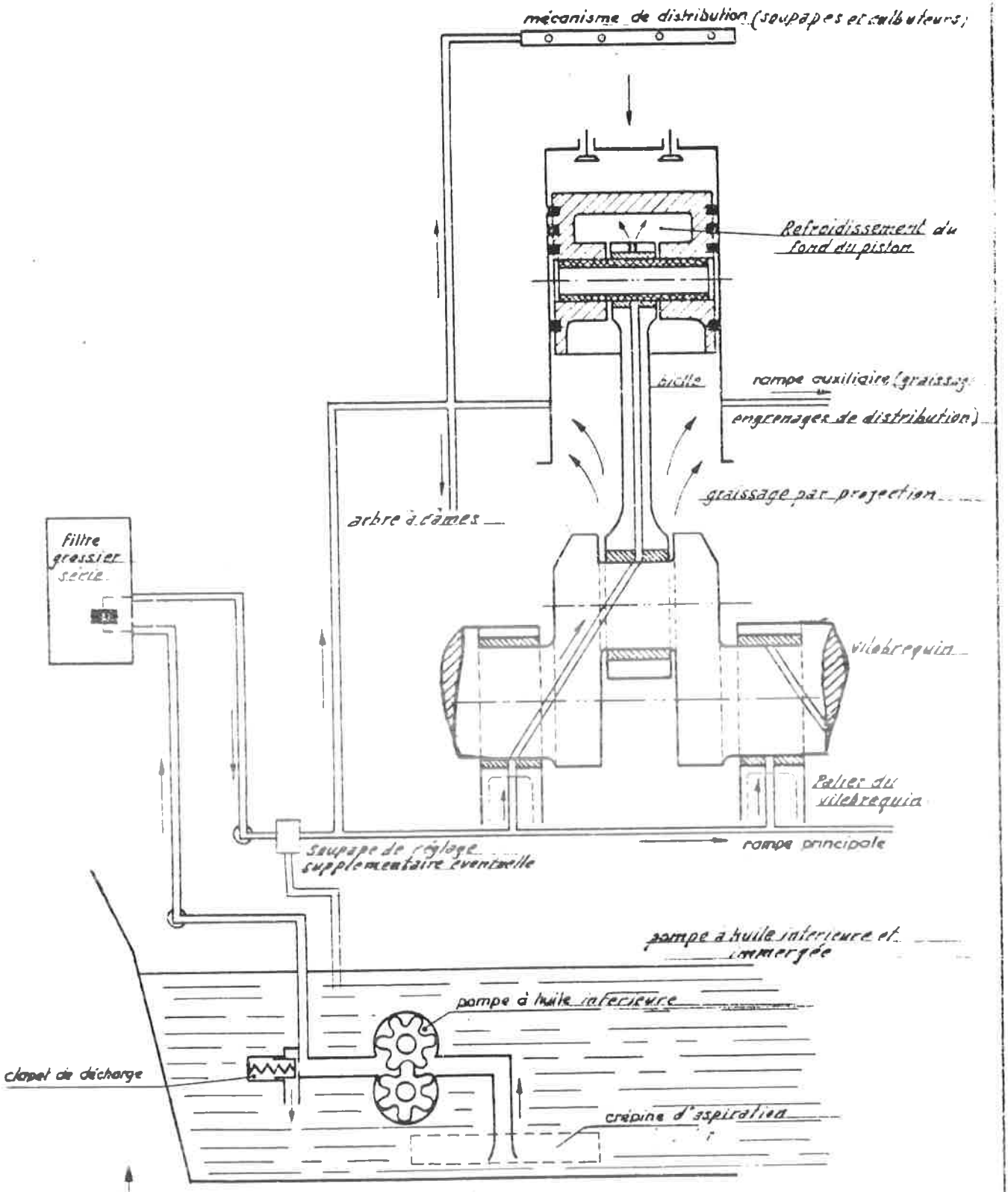


Fig. 266

C. 1213
32 T L

V.P NB: Souvent la crépine est disposée à l'extérieur en amont de la soupape de retenue

Annexe 141 bis

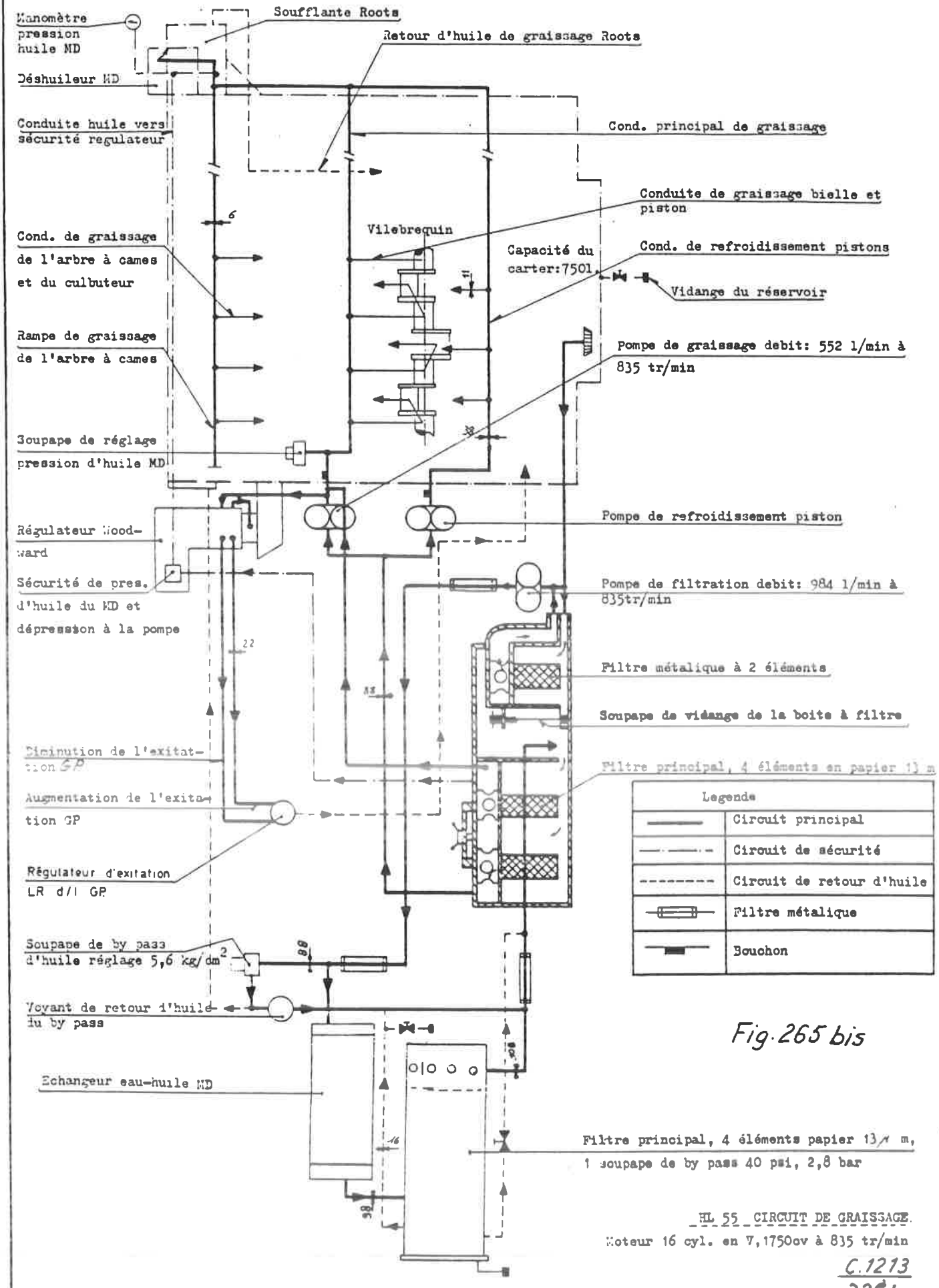


Fig. 265 bis

HL 55 CIRCUIT DE GRAISSAGE.

Moteur 16 cyl. en V, 1750ov à 835 tr/min

C.1213
32eL

Ets Autrym 30-62 5 m(200)

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRES EN SERIE

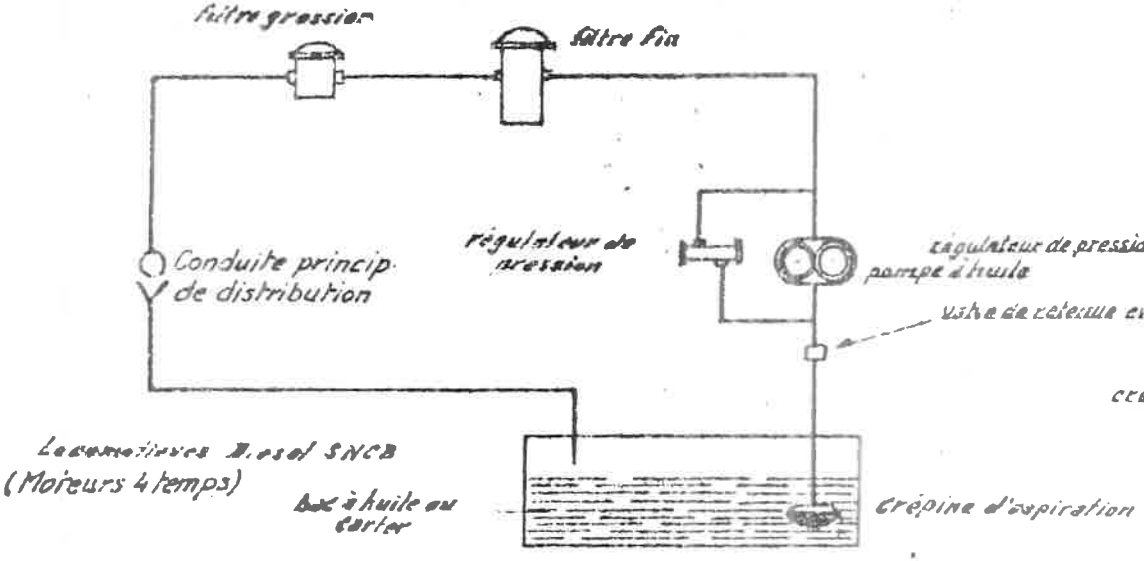


Fig. 264

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRE EN SERIE

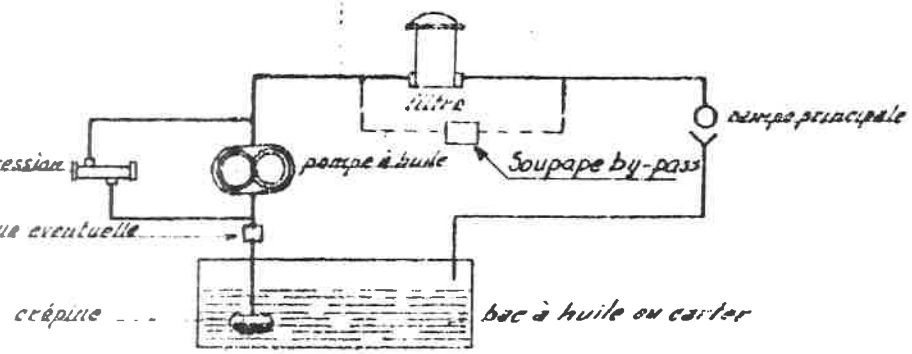


Fig. 262

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC CIRCUIT DE FILTRATION SEPARE

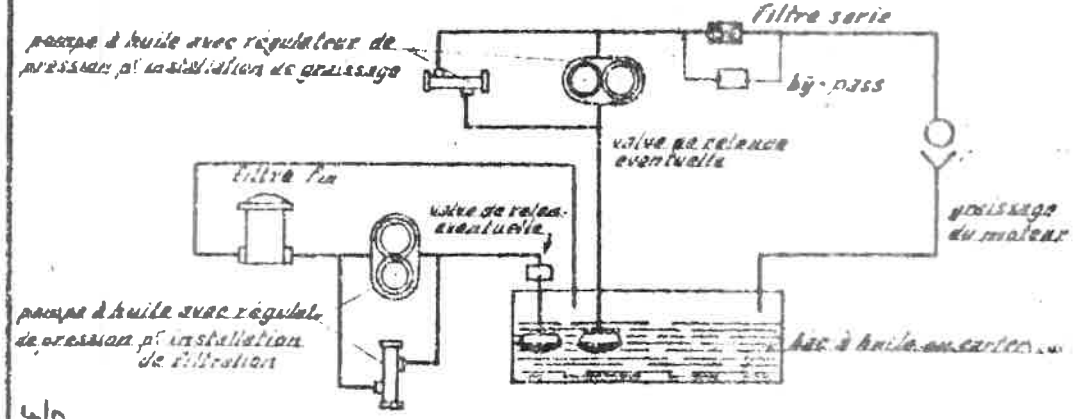


Fig. 265

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRE MONTE EN SHUNT

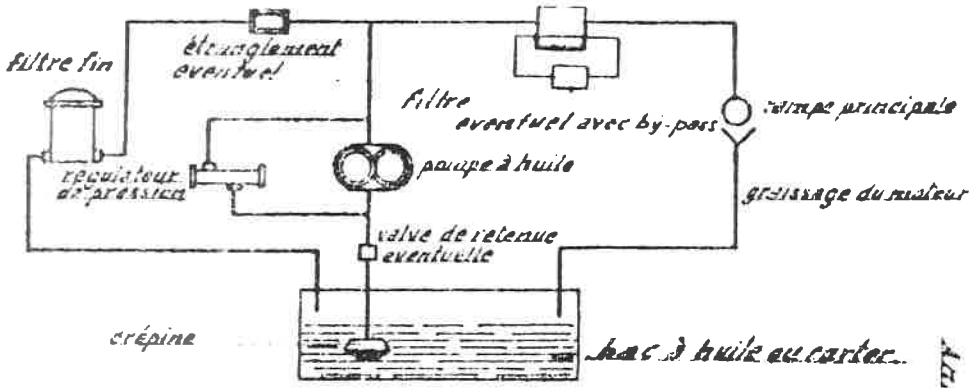


Fig. 263

C 1214
Fig. 2 à 7

Annexe 164

Afin de remédier à cet inconvénient, il existe des filtres qui réalisent la régénération de l'huile, c.à.d. qui combattent les effets du vieillissement par un procédé chimique.

Ces filtres ne s'accommodent pas du tout des huiles détergentes. En effet, leurs matières actives peuvent neutraliser les additifs de ces huiles.

De cette façon, les filtres à régénération ne peuvent être d'application au matériel Diesel de la SNCB.

3. Les refroidisseurs d'huile.

406. On peut refroidir l'huile par des échangeurs de chaleur (huile/eau) ou par des radiateurs (huile-air).

Le refroidisseur est généralement constitué par un faisceau tubulaire dans lequel l'huile circule. A l'extérieur, ces tubes sont en contact avec l'eau de refroidissement du moteur (par ex. système SEM, fig. 278 et 279).

La fig. 280 montre l'échangeur des moteurs GM série 71.

La fig. 283 représente le refroidisseur des moteurs Hamilton (6 cyl - s. 83)

Si l'élément filtrant est constitué de tissu, il est nettoyé régulièrement dans un solvant ou un détergent et il est renouvellé après un certain nombre de nettoyages.

Si l'élément est réalisé en papier traité, il n'est pas nettoyable et jeté à chaque démontage périodique. L'entrée de l'huile s'opère souvent de l'extérieur vers l'intérieur mais on trouve aussi la disposition inverse.

2. Filtres à éléments filtrants en profondeur (à bourre) (fig. 275 - 275 bis).

402. L'élément filtrant est constitué par un cylindre en tôle perforée ou en tricot de coton, rempli de fibres cellulosiques ou autres à grand pouvoir absorbant. L'élément filtrant non récupérable est renouvelé périodiquement.

Les moteurs de la SNCB sont équipés avec des filtres de ce type. Ils comportent souvent plusieurs éléments filtrants groupés selon la quantité de matières charbonneuses à évacuer qui dépend de la puissance du moteur.

3. Le microfiltre lamellaire.

403. Les éléments filtrants de ce filtre sont constitués par des empilages de rondelles en papier spécial.

Ce filtre n'est pas d'utilisation à la SNCB.

4. Filtres centrifuges (fig. 276).

404. Certains moteurs sont munis de filtres centrifuges animés par un moteur auxiliaire dans lesquels l'huile est soumise à un mouvement de rotation qui provoque la séparation des matières charbonneuses.

On trouve sur le marché des moteurs équipés de petits filtres centrifuges animés par l'énergie contenue dans l'huile elle-même.

L'efficacité de ces filtres n'est pas suffisante pour l'élimination des suies fines et ils entraînent une perte d'énergie.

e) Filtres spéciaux.

Filtres à régénération.

405. Les filtres décrits ci-dessus permettent dans une certaine mesure l'épuration physique de l'huile, mais ils n'empêchent pas les altérations dues au vieillissement, surtout lorsqu'on utilise de l'huile minérale pure, le bain d'huile doit être renouvelé à bref délai.

3. Il doit être léger et peu encombrant.

4. Il doit être facile à entretenir et à nettoyer et d'un prix abordable.

S'il s'agit d'un filtre à éléments remplaçables, ceux-ci ne peuvent pas être trop chers à l'achat.

c) Filtres grossiers.

1) Filtres à lamelles.

399. L'élément filtrant consiste en une série de rondelles métalliques empilées autour d'un tube central et pourvues sur leur face inférieure de fines canelures. La hauteur de ces canelures détermine l'écartement des rondelles. L'huile pénètre entre les rondelles de l'extérieur vers le tube central. L'écartement des rondelles détermine les dimensions des particules retenues.

En général, les filtres à lamelles sont auto-nettoyables (fig. 274.

L'élément filtrant peut tourner par rotation manuelle à l'aide d'un levier disposé sur le couvercle du filtre. En tournant, la surface extérieure de l'empilage de rondelles frotte contre un peigne qui racle les impuretés qui précipitent au fond du carter de filtre.

La rotation de l'élément peut également être commandée mécaniquement; par exemple, sur les moteurs Maybach, c'est le servo-moteur du régulateur du moteur qui l'amène.

La fig. 282 bis montre le filtre auto-nettoyable disposé sur les moteurs Co 608 A.

2) Filtres à fil.

400. On trouve aussi des filtres auto-nettoyables constitués par une bobine sur laquelle est enroulé un fil rond ou triangulaire. Le fil triangulaire permet l'utilisation d'une raclette et non plus d'un peigne à dents délicat. Ces filtres présentent la même finesse que les filtres à lamelles. (fig. 274 bis).

d) Filtres fins.

1. Filtre à élément filtrant en surface (fig. 272 et 273).

401. Ce filtre est constitué par une manchette cylindrique en tissu de flanelle ou en papier traité supporté par un treillis métallique ou tôle perforée.

3. La pompe à piston.

394. Cette pompe encombrante n'était appliquée que sur des moteurs marins de puissance élevée.

Contrairement aux deux précédentes, cette pompe présente une forte aspiration et de ce fait est surtout utilisée sur des moteurs à carter sec.

2. Les filtres à huile.

a) Classification des filtres à huile.

Les filtres à huile peuvent être divisés en :

395. - filtres panier ou crépine : Ce sont des filtres dont l'élément filtrant consiste en une grille constituée par un treillis métallique ou une tôle perforée qui retient les impuretés grossières de l'ordre du mm au 0,1 mm (fig. 281 - filtre crépine monté sur des moteurs Cockerill-Baldwin). En général, ils servent à la protection des pompes à huile et sont montés à l'aspiration. Ils empêchent les grosses impuretés de bloquer ou altérer la pompe et la soupape de réglage de la pression.

396. - filtres grossiers : Ils retiennent les impuretés de l'ordre de 30 à 100 microns et sont uniquement montés en série avec le moteur pour la protection du moteur contre l'usure abrasive.

397. - filtres fins : Ce sont des filtres qui retiennent les impuretés de l'ordre du micron. Ces filtres ont une résistance de passage très grande et ne permettent qu'un montage en dérivation ou série-dérivation.

b) Conditions à remplir par le filtre principal.

398. Un filtre à huile doit répondre aux conditions suivantes :

1. Il doit être efficace, c.à.d. être adapté aux exigences imposées. Les coûts d'achat et d'entretien doivent compenser les économies réalisées. On voit ainsi que certains petits moteurs, à durée de vie limitée et faible contenu de carter ne sont parfois pas équipés de filtre à huile (moteurs d'auto). A cause du faible contenu du carter on se contente de renouvellements d'huile à de courtes périodicités. Plus le moteur est coûteux, plus les conditions imposées à l'installation de filtrage sont sévères. L'efficacité d'un filtre sera donc déterminée principalement par des considérations d'ordre économique.

2. Il ne peut neutraliser les additifs des huiles détergentes.

Si la résistance est forte, la pression de la pompe est élevée Si la résistance est faible, par ex. en cas de fuite à un raccord laché, conduite brisée, fissure ou jeu exagéré entre les surfaces à graisser (par ex. coussinets sur les tourillons), la pression d'huile est faible.

391. De plus, pour un circuit de graissage donné, la pression à la sortie de la pompe dépend de sa vitesse d'entraînement, de la viscosité de l'huile, comme nous l'avons vu plus haut, et aussi des jeux internes de la pompe qui sont de différents ordres:

- **jeu radial entre la tête des dents et les parois du carter ;**
- **jeu axial entre le corps des dents et les parois du carter ;**
- **jeu radial entre les roues dentées.**

392. **Pour une huile SAE 30 ou 40, le jeu radial maximal autorisé entre la tête des dents et les parois du carter est de l'ordre de 0,3 à 0,5 mm; le jeu axial maximal de 1 à 1,5 mm (fig. 268 bis).**

Si ces jeux dépassent la valeur maximale autorisée, l'huile emprisonnée entre le carter et roues dentées retournera vers l'admission. C'est une cause possible de pression d'huile insuffisante.

Les pompes à engrenages présentent l'inconvénient que leur pouvoir d'aspiration est très limité. Pour cette raison, elles sont souvent immergées dans l'huile. Ces pompes ne possèdent pas de soupapes d'aspiration. Les pompes non immergées possèdent toujours une soupape d'aspiration soit dans la pompe elle-même soit en-dehors de la pompe. Dans ce dernier cas, cette soupape est appelée "clapet de retenue".

2. La pompe à palettes (fig. 271).

393. **Les pompes de ce type ne sont plus guère utilisées dans les circuits de graissage des moteurs, étant de construction difficile et coûteuse et très sensibles aux pressions élevées.**
Nous les citons pour mémoire.

Une pompe à palettes comprend un rotor monté excentriquement dans un corps de pompe cylindrique. Le rotor porte deux palettes disposées dans le prolongement l'une de l'autre et qui s'appuient constamment contre la surface cylindrique intérieure du corps de pompe. Les palettes divisent ainsi le volume du corps de pompe en deux espaces dont le volume varie pendant chaque tour de l'axe. L'huile est aspirée dans l'espace dont le volume augmente. La conduite de refoulement est raccordée à l'espace dont le volume diminue.

Aussi, pour ce type de pompe, la pression dépend de la résistance au refoulement dans le circuit de graissage. Les pompes à palettes sont généralement immergées dans l'huile.

Pour empêcher que la pression ne dépasse une certaine valeur, on munit la pompe d'une soupape de dérivation ou de décharge, réglable entre certaines limites et s'ouvrant lorsque la pression en aval de la pompe dépasse la limite supérieure (fig. 269). Cette soupape est normalement réglée entre 4 et 8 bar. Parfois, une deuxième soupape de décharge montée sur la rampe mère limite la pression dans celle-ci à 2 à 3 bar.

La pression d'huile dépend de :

387.- la vitesse de rotation de la pompe, et de ce fait de la vitesse du moteur. La pression est généralement mesurée au collecteur d'huile alimentant la ligne d'arbre.

388.- la température de l'huile. C'est ainsi qu'au ralenti, le moteur étant à sa température de régime, l'huile est à ce moment très fluide et la pression d'huile est alors minimale (0,75 à 1 bar) tandis qu'elle atteint 3 à 4 bar à la vitesse maximale du moteur. La pression d'huile doit donc toujours être contrôlée à température de régime de l'huile et à la vitesse nominale du moteur.

389.- de la viscosité de l'huile.

On cherche à rendre la pression d'huile la plus régulière possible en utilisant des huiles à faible viscosité à froid et à haut indice de viscosité (SAE 10 ou SAE 20 pour moteurs d'automobiles et SAE 30 ou SAE 40 pour des moteurs Diesel). Une huile à faible viscosité à froid rend le lancement du moteur plus aisé et procure un graissage certain pendant la période de lancement et de marche à basse température. On utilise de plus en plus des huiles multigrades.

d) Genres de pompes à huile
On distingue 3 types de pompes à huile.

1. La pompe à engrenages (fig. 268 - 269 - 270)

Ce type de pompe à huile volumétrique est très utilisé et consiste en deux roues dentées en acier qui engrènent et tournent avec un faible jeu dans un corps de pompe.

Une des roues dentées est entraînée par l'intermédiaire d'engrenages ou de chaînes au départ du vilebrequin tandis que l'autre, libre sur son axe, est entraînée par la première.

L'huile pénètre dans la pompe du côté où les dents des deux roues s'écartent, remplit l'espace formé par les évidements de la denture et le carter; elle est alors entraînée le long des parois du carter vers la sortie de la pompe.

La pression de l'huile à la sortie de la pompe est déterminée principalement par la résistance rencontrée par l'huile dans le circuit qu'elle parcourt.

B. Organes principaux de l'installation de graissage des moteurs

383. Les organes principaux d'un système de graissage sont les suivants (fig. 266) :

- Une pompe avec soupape de décharge.
- Un ou plusieurs filtres.
- Des tuyauteries et souvent un échangeur de chaleur.

1. La pompe à huile

a) Disposition normale

384. La pompe aspire l'huile dans le carter et la refoule vers les organes à graisser et à refroidir. Si elle est disposée dans le carter, elle est immergée dans l'huile et son désamorçage est pratiquement impossible.

Si la pompe est disposée à l'extérieur du moteur, le désamorçage est évité par un clapet de retenue.

La pompe est entraînée par le vilebrequin à l'intermédiaire d'engrenages cylindriques ou par chaîne (fig. 280 bis/entraînement de la pompe à huile aux moteurs Baldwin-Cockerill).

385. #### b) Disposition à carter sec (fig. 267)

Dans certains moteurs utilisés en marine, le bain d'huile n'est pas repris par le sous-carter, mais par un réservoir séparé. C'est la disposition à carter sec.

Le carter n'est pas effectivement sec, vu qu'il reçoit toujours l'huile s'écoulant par gravité des organes lubrifiés. Une pompe de circulation puise l'huile dans le sous-carter et l'envoie vers le réservoir. La pompe de graissage proprement dite reprend l'huile dans ce bac.

Les moteurs ABC équipant certaines locomotives de manoeuvre sont à carter sec et dérivés d'ailleurs des moteurs marins.

386. #### c) Pression d'huile

Un manomètre disposé en bout de collecteur d'huile permet de vérifier à tout instant la pression d'huile.

La pression est fonction de la viscosité de l'huile, de sa température et de la vitesse de la pompe à huile.

Lorsque le moteur est froid, la viscosité de l'huile est élevée et la pression d'huile à la sortie de la pompe peut atteindre de ce fait des valeurs excessives (10 bar et plus). La pompe et sa commande sont alors fortement sollicitées.

4. Disposition des filtres dans divers circuits

379. Les caractérisitques des filtres sont très différentes selon que le filtre est monté en série ou en dérivation par rapport à la canalisation de graissage principale du moteur.

a) Montage du filtre en série (fig. 262)

380. Pour éviter des pertes de charge exagérées qui entraîneraient des pertes d'énergie importantes et la déformation possible des éléments de filtre , la résistance de passage dans le filtre doit être limitée à quelques centaines de *mbar*.

Cette résistance croît avec l'état d'encrassement du filtre ainsi qu'avec l'accroissement de la viscosité de l'huile de graissage.

La plupart des filtres-série sont ainsi pourvus d'une soupape de "by-pass" qui court-circuite le filtre dès que l'encrassement du filtre ou la viscosité de l'huile (par ex. au lancement du moteur à froid) amène des pressions trop élevées à la pompe à huile. Pendant le court-circuitage du filtre, l'huile fournie au moteur n'est pas filtrée, ce qui présente un grand inconvénient auquel on ne sait toutefois pas remédier.

b) Montage des filtres en dérivation (fig. 263)

381. Dans ce cas, pour empêcher que l'huile ne soit fournie au moteur en quantité insuffisante, le circuit de filtrage doit présenter une résistance d'une certaine valeur.
Si la résistance des filtres est relativement faible, un étranglement est à prévoir en série avec les filtres afin de limiter le passage d'huile dans ceux-ci (moteurs GM t. 71 N AR s. 44 et 45).

Le montage des filtres en dérivation présente l'inconvénient que l'huile de graissage est dirigée aux organes du moteur sans filtrage direct.
Pour remédier à cet inconvénient dans la plupart des cas, on ajoutera un filtre série dans le circuit d'huile du moteur. (fig. 264).

c) Les moteurs équipés d'un système de filtrage indépendant (fig. 265)

382. Son grand avantage est que le filtrage de l'huile se fait indépendamment du graissage du moteur.

Ce système n'est d'application que pour des moteurs de grande puissance et à grand contenu du carter (1000 L et plus).

Dans les huiles à dispersion normale, ces éléments se constituent en agglomérat de particules (micelles) et une filtration grossière de l'ordre de 30 à 50 microns suffit à les retenir.

La retenue des particules abrasives doit s'effectuer dès leur formation ou le premier cyclage dans le circuit.

Dès lors, il est indispensable de prévoir :

- un filtre série (ou total) grossier (30 à 50 μ) si on a à faire à des huiles à dispersion moyenne ou faible.
- un filtre fin en dérivation (ou partiel) (de l'ordre du micron) si des huiles à haute dispersion sont utilisées dans le moteur.

378. b) Matières charbonneuses ou suies.

La présence de suies ne constitue pas une cause d'usure pour autant qu'elles soient maintenues à l'état dispersé dans l'huile. Si cet état d'équilibre provoqué par les additifs dispersants est rompu par un amenuisement de la détergence ou encore dépassé par un excès de suies, les particules s'agglomérant précipitent et tapissent les parois et les endroits à faible circulation d'huile (gorges, pistons, culbuteries) ou se centrifugeant (vilebrequin creux) adhèrent aux parois les plus éloignées des centres de rotation ou encore viennent obstruer les petites canalisations d'huile et les petits mécanismes hydrauliques (poussoirs de soupapes hydrauliques) amenant des ennuis d'ordre mécanique (grippages, défaut de fonctionnement).

C'est pourquoi, il est souhaitable de provoquer arrêt de ces particules dans un filtre.

En général, dans le cas d'huiles à dispersion moyenne ou faible, un filtre fin de pouvoir d'arrêt de l'ordre de 4 à 5 microns suffit. Le montage en série ne pouvant être envisagé par suite de la résistance importante de ces filtres, on les dispose en dérivation.

Remarque : Dans certains cas, l'huile passe par des radiateurs où la chaleur lui est soutirée par de l'air à circulation forcée ou naturelle.

2. Graissage du mécanisme de distribution du moteur.

375. Le mécanisme de distribution est graissé, habituellement par l'huile sous pression. Dans ce cas, les paliers d'arbre à cames, axes de culbuteurs, poussoirs, trains d'engrenages de la distribution sont lubrifiés par des dérivations greffées sur la rampe principale.

Dans certains cas, les auxiliaires sont graissés par un circuit spécial comportant une pompe et des canalisations de distribution (moteur horizontal SEM des autorails s. 40 et 43 et des locomotives s. 92).

Lorsque la culbuterie est graissée au départ du circuit principal l'huile s'écoule par gravité le long des tiges-poussoirs des culbuteurs vers le carter graissant les cames au passage.

3. Filtrage de l'huile.

376. Nécessité du filtrage.

Il est nécessaire de filtrer l'huile du système de graissage du moteur, afin d'éviter:

- une usure abrasive généralisée, due à la présence d'éléments métalliques introduits dans le moteur lors du montage, des opérations de révision, d'appoints d'huile à l'aide de bidons malpropres et aussi parfois provoquée par le bris ou le grippage accidentels d'organes du moteurs.

- une contamination du bain d'huile par des matières charbonneuses et le renouvellement du bain vu les concentrations limites atteintes.

377. a) Usure abrasive.

En général, les dimensions initiales des particules ne sont pas supérieures à 30 microns. Cependant, lors des passages successifs des particules dans le circuit, les dimensions se réduisent par le passage dans les zones où règnent de hautes pressions spécifiques et on assiste alors à la formation de particules très fines restant génératrices d'usure abrasive (Cf. pâtes à roder.)

L'utilisation d'huiles très dispersives provoque le maintien en suspension de ces particules et par leur finesse elles se classent alors parmi les contaminants non métalliques.
Elles exigent pour leur arrêt une filtration fine.

Cours 1213

CHAPITRE IV : LE SYSTEME DE GRAISSAGE D'UN MOTEUR DIESEL.

A. Principe du système de graissage d'un moteur Diesel.

1. Graissage des organes principaux du moteur.

374. Les organes principaux d'un moteur sont graissés par de l'huile sous pression, circulant en circuit fermé.

Généralement, l'huile est contenue dans un bac disposé sous le carter d'où elle est aspirée par une pompe. Une crépine ,genre de panier constitué d'un tamis métallique , retient les grosses impuretés qui seraient de nature à avarier la pompe.

La pompe refoule l'huile au travers d'un filtre approprié vers la rampe principale de distribution d'huile. C'est ce qu'on appelle la disposition en "série" du filtre.

Parfois, le filtre est monté en dérivation (fig. 263). En ce cas, l'huile est refoulée en grande partie vers la rampe principale et en faible partie vers le filtre, un étranglement limitant le débit d'huile dans celui-ci. Les moteurs de la S.N.C.B. sont généralement équipés d'un filtre série et d'un filtre en dérivation (fig. 262).

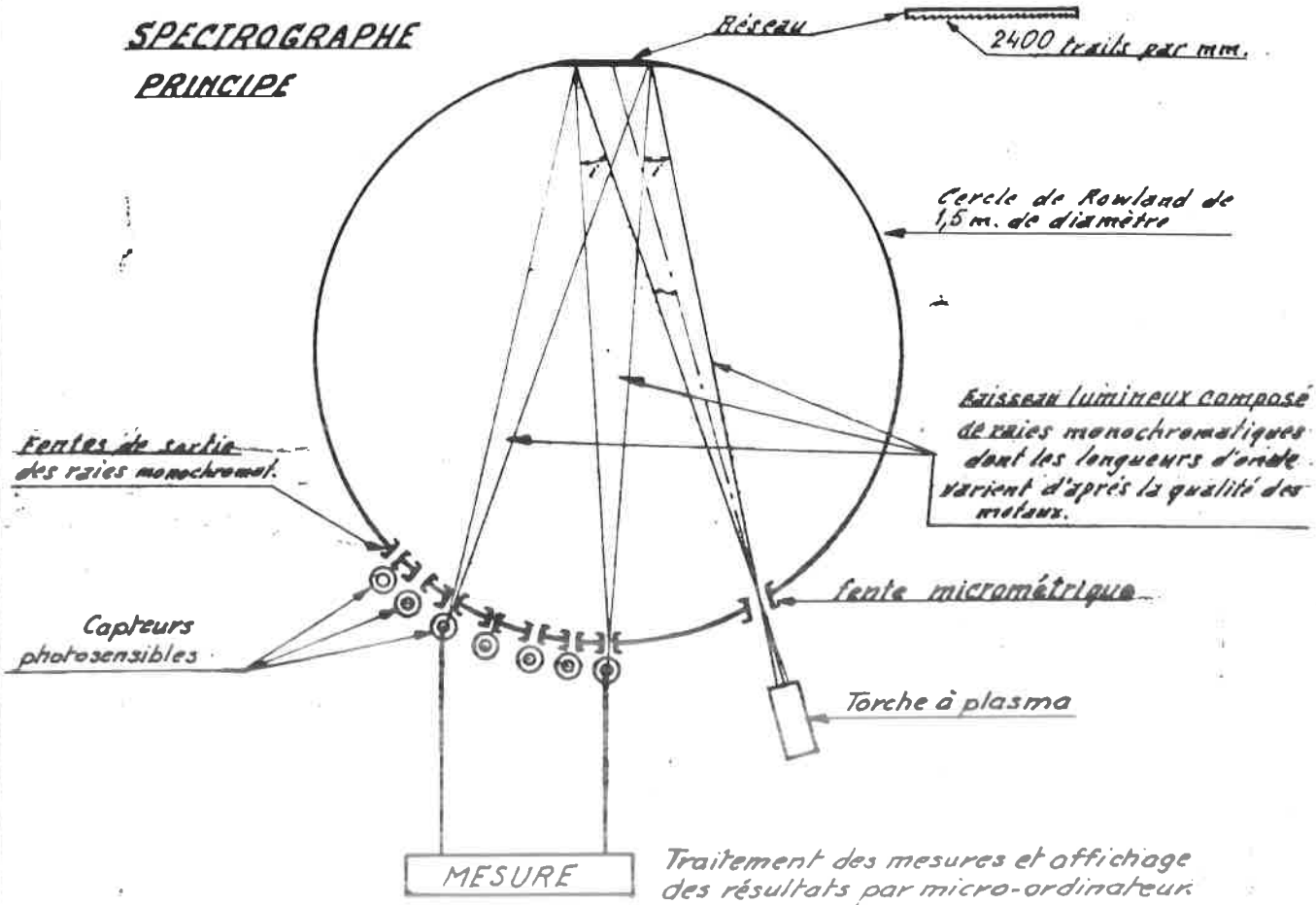
Parfois, dans les moteurs lourds, une pompe spéciale refoule l'huile vers une installation de filtrage séparée (fig. 265).

Généralement, la rampe principale de graissage est disposée à l'intérieur du moteur et aussi parfois à l'extérieur, parallèlement au vilebrequin (fig. 266). En face de chaque palier de vilebrequin on a disposé sur la rampe, une dérivation par où l'huile sous pression, arrive aux coussinets de paliers du vilebrequin. Des forages dans le vilebrequin permettent à l'huile d'atteindre les coussinets de têtes de bielles , en partant des coussinets de paliers. Les bielles sont généralement forées sur toute leur longueur ou munies d'une petite tuyauterie de façon à ce que l'huile, partant des coussinets de tête de bielle, peut atteindre l'articulation d'axe du piston. Les parois des cylindres sont arrosées par l'huile s'échappant latéralement des coussinets de bielles.

L'huile en excès est raclée par les segments racleurs, et s'écoule dans le carter de même d'ailleurs que l'huile des différents points lubrifiés. De là , elle est reprise par la pompe pour être recyclée à nouveau.

ANALYSE SPECTROGRAPHIQUE

SPECTROGRAPHE PRINCIPE



Détail de la torche à plasma

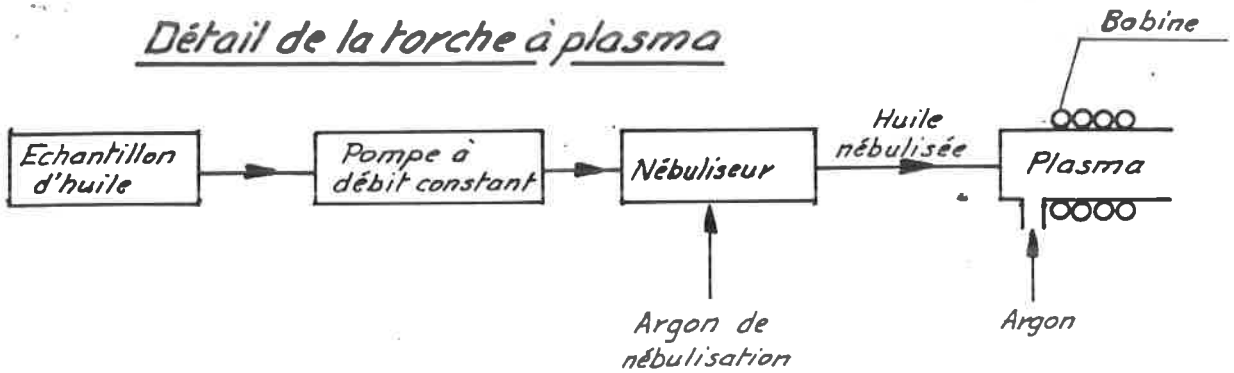
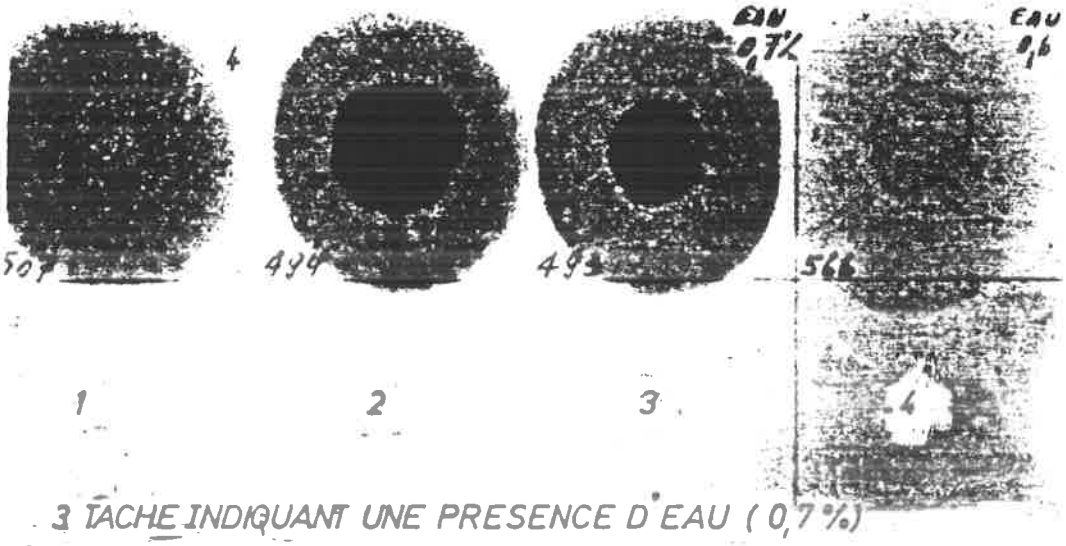


Fig. 261 bis



3 TACHE INDIQUANT UNE PRESENCE D'EAU (0,7 %)

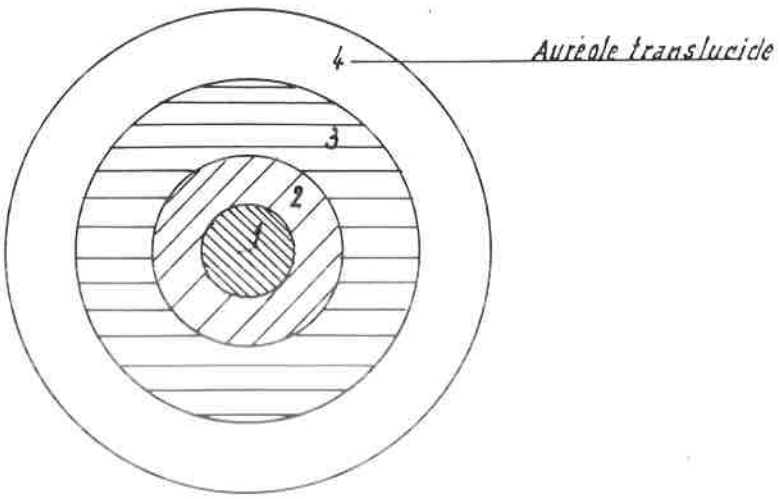


Fig. 261

C. 1213
31 L

Van Gelyve, 303162.5.11(200)

Pour des raisons d'homogénéité, l'huile du circuit doit être chaude et brassée au moment de la prise. On prélève l'échantillon sur moteur chaud et tournant au ralenti. Ces conditions sont remplies notamment après la remorque d'un train.

Le prélèvement est effectué 1 ou 2 jours avant le service d'entretien prévu de l'engin. Ce délai permet l'analyse et l'intervention éventuelle avant la revision et la correction peut être opérée ce jour-là.

Le flacon destiné au prélèvement a une capacité de 200 cc; il n'est utilisé qu'une fois.

Contrairement à ce que nous pensions au départ, très peu de dispersion et d'erreurs sont dues à la prise d'échantillon même.

6. Critères de renouvellement du bain d'huile en cas d'analyse spectrographique de l'huile.

373. En cas d'analyse spectrographique de l'huile, les renouvellements d'huile sont décidés seulement lorsque l'un des contaminants a atteint une limite donnée.

a) Oxydation : Accroissement d'un grade de viscosité : SAE 50 pour une SAE 40 utilisée.

b) Perte de détergence, acidification : lorsque le TBN est inférieur à 3.

c) Suies : lorsque les suies dépassent 3 %, c'est le cas d'une filtration défectueuse, ou d'une combustion défectueuse.

d) Produits d'usure et silice de l'air aspiré : Teneurs anormalement élevées

e) Combustible : Chute d'un grade de viscosité : SAE 30 pour une SAE 40 utilisée.

f) Liquide de refroidissement : 0,4 % d'eau

Eléments	Concentrations (p.p.m.)	Origine		Organes en cause
		Interne	Externe	
Fer	0 - 250		.	Particules des blocs de frein en fonte
		.		Cylindres, segments (non chromés), vilebrequin, pivots, axes, engrenages, poussoirs, cames
Silicium	0 - 100		.	Silice de l'air d'alimentation
Aluminium	0 - 150	.		Soufflantes, pistons, carter, alumine de l'air d'alimentation
Al - Si	-	/		Piston (alliage Al.Si)
Chrome	0 - 150	.		Cylindres, segments chromés, éléments chromés en réparation.
Plomb	0-- 100	.		Couche mince Pb coussinets, vilebrequin, huile EP additionnée erronément
Cuivre	0 - 150	.		Radiateurs, échangeur, tuyauteries
Pb. Cu	-	.		Coussinets vilebrequin Cu Pb.
Sn Cu	-	.		Buselures bronze diverses : pistons, culbuterie, pompe à huile...
Etain	0 - 50	.		Coussinets régulés, vilebrequin, arbre à cames
Argent	0 - ½	.		Axes de piston ou buselures d'axes argentés
Bore	0 - 100		.	Circuit d'eau : borates assurant la protection du circuit de refroidissement

5. Prises d'échantillons.

372. L'échantillon est prélevé sur le circuit d'huile du moteur; un robinet du type à pointeau est monté à cet effet à la sortie de la pompe à huile.

L'étalonnage des différents canaux est réalisé avec des solutions standard ayant des teneurs définies des différents éléments à doser.

4. Interprétation de l'analyse spectrographique.

371. Une analyse d'huile d'un moteur quelconque est toujours comparée d'une part à la moyenne des résultats des autres moteurs du même type, d'autre part à son passé.

Le moteur se comporte mieux ou plus mal que des engins similaires.

Dans les deux cas, on étudie les causes. Dans le premier, on fait bénéficier la série de la particularité propre à ce moteur particulier.

Ce serait, par exemple, le cas d'organes modifiés à titre d'essai (filtres, coussinets, pistons...).

Dans le second cas, les résultats des analyses s'aggravent; il s'agit d'un défaut accidentel auquel on remédie sans retard.

Le tableau ci-après donne une idée de l'origine des différents éléments métalliques et l'éventail des concentrations.

On remarquera les interférences possibles; il n'est pas toujours aisé d'indiquer avec certitude l'organe en cause. Cette tâche est cependant facilitée par la connaissance des points faibles de chaque type de moteur.

L'exploitation des résultats d'analyse est d'une aide précieuse à ce sujet.

Un grand nombre d'avaries peuvent être détectées par l'analyse spectographique de l'huile.

Cependant, la surveillance est inefficace dans l'éventualité d'incidents à évolution brutale tels que : décrochage subit de la couche de friction d'un coussinet, rupture d'un vilebrequin ou de tout organe par fatigue.

L'échantillon d'huile vaporisé dans un nébuliseur est introduit au sein du plasma ; les éléments métalliques présents dans l'échantillon d'huile sont ainsi portés à très haute température. Le faisceau lumineux émis est introduit par une fente micrométrique de façon à ce qu'un rayon lumineux très mince vienne frapper un réseau olographique (miroir comportant 2400 traits/mm, gravé par un rayon laser et reproduisant un réseau original).
Ce réseau ne réfléchit pas seulement le rayon lumineux, mais le disperse en raies monochromatiques ; les raies monochromatiques sont isolées les unes des autres par une série de fentes à la sortie du spectographe et aboutissant sur des capteurs photosensibles.

370 L'angle de réflexion de la raie monochromatique considérée dépend de la longueur d'onde correspondant à un élément métallique donné ; la quantité d'énergie qui aboutit sur le capteur photosensible est en rapport avec la quantité de l'élément métallique concerné dans l'échantillon.

Son but principal est donc de découvrir immédiatement, dès sa naissance, toute usure anormale d'une ou de plusieurs organes constitutifs du moteur et d'examiner des conditions de fonctionnement du moteur, par l'observation des matières en suspension dans l'huile et l'étude de l'évolution de la concentration en ces matières.

Les quantités d'éléments métalliques d'usure présents dans l'huile sont très faibles.

Pour un moteur Diesel de 1500 kW, 8 cylindres de 300 mm d'alésage et de 400 mm de course, la perte de masse des cylindres est de l'ordre de 10 g : 1000 km.

La concentration compte tenu d'un bain d'huile de 700 kg sera de l'ordre de $1,4 \times 10^{-5}$ et ce en supposant que la concentration n'est pas influencée par la filtration et la consommation d'huile.

L'unité de mesure est le "ppm" (part par million) qui équivaut en masse à 10^{-6} gramme

L'accroissement de la concentration serait donc exprimé pour l'exemple repris plus haut à 14 ppm.

2. Principe de l'analyse spectrographique.

368. Un élément métallique rayonne à certaine température de la lumière de couleur et de longueur d'onde bien déterminée.

Ex. : Le sodium émet à haute température une couleur d'un jaune spécifique qui caractérise les "lampes d'éclairage au sodium".

La lumière émise à haute température par un mélange d'éléments métalliques est composée d'autant de raies monochromatiques qu'il y a d'éléments dans le mélange. L'intensité de chaque raie monochromatique dépend de la quantité de chaque élément. La longueur d'onde détermine la qualité de l'élément.

3. Réalisation de l'analyse spectographique (fig. 261 bis)

369. L'échantillon d'huile est porté à haute température à l'intérieur d'une torche à plasma. La torche à plasma comporte une bobine d'induction alimentée par un générateur de courant alternatif à haute fréquence (50 MHz). A l'intérieur de la bobine circule de l'argon qui est ionisé sous l'effet du champs magnétique ; on obtient ainsi un plasma d'argon caractérisé par une température très élevée (5000 à 10000°C suivant la zone considérée).

c) Mettre une quantité d'huile à examiner dans une éprouvette. Si l'huile contient de l'eau et si l'on enfonce dans cette huile un fil incandescent, l'huile jaillit (attention aux mains et aux yeux).

d) L'épreuve de la tache.

En laboratoire,

- la présence d'eau dans l'huile de graissage est détectée en faisant chauffer au bain marie une éprouvette contenant un échantillon d'huile à contrôler : la présence d'eau est indiquée par un crépitement lorsque la température atteint 100°C.

- la détermination de la teneur en eau dans l'huile est obtenue par le "FINA TEST" : le principe consiste à calculer la quantité d'eau contenue dans un échantillon de 20 cc à partir du volume d'acétylène dégagé lors de la réaction de l'eau contenue avec du carbure (CaC_2)

$$CaC_2 + 2H_2O \longrightarrow C_2H_2 + Ca(OH)_2$$

L'échantillon d'huile est au préalable mélangé à 20 cc de solvant (*Chlorothène*).

Il s'agit d'examiner si l'eau provient du circuit de refroidissement ou non. C'est le résultat de l'analyse spectographique qui permettra de le préciser : si l'huile contient de l'eau et du bore, il s'agit d'une introduction de liquide de refroidissement.

Si l'huile ne contient pas de bore, l'eau provient de l'extérieur (lavage, eau atmosphérique), eau présente accidentellement dans un fût d'huile fraîche).

C. L'analyse spectographique de l'huile de graissage

1. But de l'analyse spectographique

367. Parmi les différentes techniques d'analyse, c'est actuellement la spectographie d'émission qui s'impose pour l'analyse répétitive (et en grand nombre) d'échantillons d'huiles contenant de faibles teneurs métalliques. Elle permet notamment de déterminer avec précision la qualité et la quantité des particules métalliques en suspension dans l'huile.

S.N.C.B

📖 Enseignement Professionnel

Moteurs a Combustion

Cours 1213

IV/IV

Leçons 34 à 40

Enseignement Professionel

TITRE IV - LA TECHNOLOGIE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

Préliminaire

Les moteurs à combustion interne sont composés des organes principaux suivants :

1. Le bloc moteur ou bâti qui contient les cylindres, les paliers de la ligne d'arbre et éventuellement ceux de l'arbre à cames, le soubassement ou le carter inférieur ou bac à huile qui ferme sa partie inférieure, les culasses.
2. Le vilebrequin;
3. Les bielles et les pistons ;
4. Le mécanisme de distribution;
5. Les prises de force pour les auxiliaires (pompe d'injection, pompes à eau et à huile, régulateur....).

Nous étudierons l'un après l'autre ces organes au point de vue technologique avec des remarques relatives au montage, réglage et entretien.

CHAPITRE I - Le bloc moteur ou bâti.

I. Caractéristiques constructives du bloc moteur.

Le bloc moteur est, à proprement parler, le corps du moteur dans lequel et auquel sont fixés tous les organes constitutifs du moteur. Il contient, comme nous l'avons dit plus haut :

1. Le "carter du moteur" ou "bâti" constitué de deux parties, à savoir : le "bâti" proprement dit et le carter inférieur ou soubassement.

A certains types de moteur, le bâti contient encore un carter de distribution dans lequel sont montés les engrenages ou chaînes de distribution.

2. Les cylindres qui peuvent, soit être usinés dans le bâti, soit y être montés sous la forme de chemises, soit être constitués de blocs cylindres unitaires ou doubles assemblés au bâti ou montés dans celui-ci.

3. Les culasses qui s'appliquent sur les cylindres.

Dans les petits moteurs, une culasse unique couvre une ligne de cylindres.

II. Sollicitations du bloc moteur - Résistance et rigidité du carter.

Le bloc moteur est toujours pourvu d'appuis en vue de fixer le moteur sur la fondation, ou le châssis de l'engin destiné à le recevoir. Le bloc moteur reprend le couple de renversement du moteur qui est égal en grandeur au couple moteur mais est dirigé en sens opposé (voir titre I) (fig. 287).

Comme le vilebrequin est supporté par le bâti, celui-ci est sollicité par une force de réaction dirigée vers le bas (-F) (fig. 287) qui l'appuie sur la fondation ou châssis. D'un autre côté, la pression des gaz de combustion agissant sur les culasses fixées au bâti, crée dans celui-ci des efforts de traction alternés. Par conséquent, le bloc moteur doit satisfaire aux exigences suivantes :

1. Sa résistance doit être suffisamment grande pour empêcher des déformations, des fissures et des bris. A cette exigence doit être satisfaite non seulement lors d'un fonctionnement normal du moteur mais également lors d'éventuelles conditions anormales de marche provenant d'un déréglage de la distribution ou de l'avance à l'injection, de surcharges, etc....

Pour répondre à ces sollicitations, le bâti le sous-carter sont à pourvoir extérieurement et intérieurement de nervures de soutien et de renforcement.

2. La rigidité du bâti moteur, c'est-à-dire sa résistance à la déformation, doit exclure toute déformation qui pourrait nuire à la tenue de la ligne d'arbre, à celle des différents mécanismes et à l'étanchéité aux gaz et à l'huile.

Lors d'une déformation éventuelle du bâti, le vilebrequin fléchit et il y naît une force qui change deux fois de sens par tour. La sollicitation à la fatigue peut, après un certain nombre d'alternances, amener la rupture.

A titre documentaire, la grandeur de cette force peut être calculée par la formule suivante :

$$P = \frac{300 \times A \times T}{L^2}$$

P = la force agissant sur le vilebrequin par suite de la déformation en :
A = la déformation du vilebrequin exprimée en mm et mesurée entre deux flasques du vilebrequin (fig. 288);
T = l'épaisseur d'un flasque en mm;
L = la demi-course en mm.

Pour accroître la rigidité et réduire son encombrement, le bloc moteur est toujours dessiné aussi ramassé que possible.

La rigidité du bâti étant suffisante, le vilebrequin peut aussi fléchir par déformation des supports de paliers. En effet, la force agissant sur le piston et transmise par la bielle au coudé peut être très grande et prend toujours le caractère d'un choc. Cette force est maximale lorsque le piston se trouve à son P.M.H; elle agit alors suivant l'axe du cylindre (fig. 289) et tend à déformer la tête de palier et ses boulons de fixation.

Dans un moteur rapide, cette déformation prend l'allure d'une vibration se prononçant principalement aux endroits A (fig. 290). Les déformations aux endroits A peuvent être atténuées en munissant les chapeaux de palier de nervures de renforcement (fig. 291).

Une plus grande rigidité de carter est assurée en prolongeant le bâti sous les paliers de vilebrequin, ce qui permet d'entretenir leur assemblage par des nervures (fig. 292).

Dans ce cas, l'huile est reprise dans un bac assez plat. La dépose du bac est possible sans amener le démontage de pièces importantes. La construction avec bac à huile profond et où la ligne de séparation du bâti et du soubassement est placée à hauteur de l'axe du vilebrequin, offre une rigidité moins grande et est moins utilisée dans la construction des moteurs diesel modernes à grande puissance spécifique. Dans cette conception, le bac à huile est lui-même entretoise de manière à accroître la rigidité de l'ensemble à laquelle il participe.

C'est le cas, en particulier, des moteurs dont le vilebrequin n'est pas repris par le bâti mais est supporté par le soubassement.

3. S'il s'agit d'un moteur propulsant un bateau ou un véhicule, on s'efforce d'exécuter le bloc moteur aussi léger que possible. La construction moulée en acier ou parfois en alliage léger et celle en éléments d'acier soudés permettent un allègement sensible par rapport à l'application de la fonte.

III. Conception de construction du bloc moteur.

Le bloc moteur peut présenter les formes de construction suivantes :

1. Le bâti du moteur reprend les cylindres tandis que les culasses se rapportent sur le bâti;
2. Le bâti, les culasses et les cylindres sont des éléments séparés; les cylindres constituent alors des blocs élémentaires ou multiples;
3. Le bâti est une pièce sur laquelle se rapportent les culasses et les cylindres qui forment des blocs uniques ou multiples.

A. Le bâti forme un tout avec les cylindres et les culasses se rapportant au bâti.

Ce principe est appliqué dans la construction automobile (moteurs à essence et petits moteurs diesel rapides).

Une distinction est à faire :

1. Les bâtis de moteur sans chemises.

Les alésages de cylindres sont réalisés dans le bâti même.

2. Les bâtis à chemises "sèches".

Des chemises cylindriques amovibles sont pressées dans les cylindres coulés d'une pièce avec le carter. Du fait que ces chemises, appelées aussi fourreaux ne sont pas en contact avec l'eau de refroidissement du moteur, elles sont appelées "chemises sèches" (fig. 293).

3. Les bâtis à "chemises humides".

Les cylindres sont constitués par des chemises disposées dans le bâti et en contact avec l'eau de refroidissement; elles sont appelées "chemises humides" (fig. 294).

Le moteur diesel "GM T. 71" représenté aux fig. 295, 296, 297 et 298 est un moteur à chemises sèches dont l'une d'elles est représentée à la fig. 299.

Remarquons que les parois des bâtis ou blocs moteurs sans chemises ou à chemises sèches sont pourvues de bouchons fermant les ouvertures de désablage après coulée de la chambre à eau.

Ces bâtis sont aussi pourvus, en général, de canaux de distribution d'huile venus de coulée.

Dans cette conception, la culasse est unique et couvre l'ensemble des cylindres. Elle se rapporte avec l'interposition d'un joint d'étanchéité, au moyen de goujons vissés dans le bati.

B. Le bâti ne comprend ni les culasses ni les cylindres.

Cette conception de construction, qui n'est pratiquement pas appliquée aux moteurs à essence, est, par contre, très répandue dans la construction des moteurs diesel.

Deux dispositions se présentent.

- Les cylindres forment des éléments uniques ou groupés montés directement sur le bâti (moteurs SEM t. 6K103HS

Ces blocs peuvent être aussi exécutés sans chemises ou à chemises sèches d'origine ou de réparation ou à chemises humides. Ces blocs contiennent une chambre dans laquelle circule l'eau de refroidissement du moteur.

- Les cylindres sont constitués par des fourreaux indépendants qui se placent dans un logement prévu dans le bâti du moteur (moteurs Cockerill, ABC).

Ces chemises cylindriques humides ont une forme variant selon le constructeur et le type de moteur. Ainsi, dans les chemises des moteurs CO TH-95 x 608 A, l'embase rainurée reçoit le joint de culasse en acier (fig. 301).

La portée inférieure de la collerette porte sur la portée du bloc carter par l'intermédiaire d'un joint d'acier doux.

A la partie inférieure de la chemise des joints toriques en néoprène ou en caoutchouc synthétique assurent l'étanchéité de la chambre d'eau formée par bâti et la chemise. Ces joints permettent la dilatation de la chemise.

Le moteur GM type 567 C (fig. 302 et 303) possède des chemises à double parois (fig. 304 et 305) assemblées par soudure ; l'eau de refroidissement pénètre latéralement (fig. 306), refroidit la paroi intérieure de la chemise et quitte la chemise au travers de 8 trous situés à la partie supérieure ; ces orifices sont en communication avec la chambre de refroidissement de la culasse.

Les parois latérales du bâti des moteurs ABC équipés de chemises uniques, sont pourvues d'ouvertures, fermées par des bouchons facilement amovibles, qui permettent le nettoyage de la chambre d'eau autour des chemises sans que celles-ci doivent être enlevées.

Les bâtis des moteurs d'une certaine puissance sont souvent munis de regards qui permettent l'examen des paliers, des bielles et des cylindres sans dépose de pièces (fig. [illegible]). Aux petits moteurs, cet examen est possible après enlèvement du carter d'huile (moteurs GM 71).

Les blocs cylindres des moteurs [illegible] ne possèdent pas de chemises.

En cas d'usure, il est nécessaire de prévoir le réalésage des cylindres à une cote supérieure (cote de réparation). Pour éviter la multiplication des pièces de rechange (pistons, segments), on rétablit la cote nominale en pressant une chemise sèche dans le cylindre initial.

Le soubassement ou carter à huile, les blocs cylindres et les culasses peuvent être fixés au bâti par moyen de goujons vissés dans le bâti.

Cette solution ne présente pas toujours une rigidité suffisante et provoque une forte sollicitation du bâti. La solution assurant une sollicitation minimale du bâti consiste à assembler le carter d'huile, les blocs cylindres et les culasses au moyen de longs boulons traversant l'ensemble de part en part ([illegible]).

A titre documentaire, nous donnons encore quelques détails constructifs de moteurs en service sur notre réseau.

Moteur CO 608 A : - coupe transversale : fig. 309
- soubassement : fig. 310
- photos côté pompe et côté échappement : fig. 311 et 312

- culasse : fig. 313

Moteur GM 567 : Les figures 302 à 307 et 314 à 318 représentent le moteur GMC t. 567,

C. Les culasses forment un ensemble avec les cylindres, monté séparément dans le bâti du moteur.

Cette conception est actuellement abandonnée. Elle résultait des difficultés d'obtenir des joints de culasse étanches dans le passé. Nous la voyons appliquée aux moteurs Maybach (moteurs GTO 6 et GTO 6A), bien que cette firme abandonne cette construction sur ses moteurs "MD" qui sont équipés de culasses individuelles. La fig. 319 montre un ensemble cylindre-culasse de moteur Maybach GTO 6A.

Il faut encore remarquer la forme spéciale du bâti des moteurs Maybach (fig. 320 Le vilebrequin est supporté dans des paliers à roulements. Les alésages recevant les roulements forment un genre de tunnel; le vilebrequin complet peut être retiré par l'avant. Ce type de bâti est appelé "bâti tunnel".

IV. La ventilation du carter.

Le soubassement ou le carter à huile ferme le dessous du moteur et sert de bac à huile sauf dans le cas des moteurs à carter sec. Il est de la plus haute importance d'assurer une ventilation correcte de l'intérieur du carter afin d'éviter la formation de boues provoquées par la présence d'eau dans les gaz de blow-by. En service, une certaine quantité de gaz contenant des suies et des vapeurs d'eau repassent par les pistons dans le carter. Aux moteurs rapides et fortement chargés, la quantité de gaz repassant dans le carter est relativement grande à cause de la pression élevée dans les cylindres et la vibration dans une certaine mesure des segments des pistons.

D'autre part, les vapeurs d'huile présentes dans le carter créent un danger d'explosion si un manque d'étanchéité occasionnel de la chambre de combustion survient (Ex. : piston fissuré) ou si un point chaud est amené par un échauffe-

ment accidentel (Ex. : grippage d'un coussinet). Ces avaries sont propres aux moteurs dont le carter est de grande capacité.

De telles explosions constituent un danger d'accidents de personnes et provoquent de graves dégâts au bloc moteur. Ce danger d'explosion est atténué dans une certaine mesure par une ventilation forcée du carter. D'autre part, on dispose souvent sur le carter un ou plusieurs clapets de décharge qui s'ouvrent lorsque la pression dans le carter atteint une valeur anormale.

Aux moteurs de faible puissance, type automobile, la ventilation est réalisée par une pipe de ventilation disposée sur le cache-soupapes. Ou bien l'air de ventilation entre par le carter (introduction par l'ouverture de remplissage, le support de la jauge d'huile) et quitte le moteur par la pipe du cache-soupapes, ou bien l'air entre par la pipe du cache-soupapes et quitte le moteur par le sous-carter.

Dans les deux cas, la ventilation peut se faire soit par l'aspiration de l'air de ventilation soit par le soufflage de cet air.

Le diamètre de la pipe de ventilation et l'angle suivant lequel elle est sciée ainsi que la vitesse du véhicule, déterminent la quantité d'air de ventilation insufflée.

Dans certains cas, la ventilation du carter est réalisée en l'équipant d'une conduite d'évacuation reliée au collecteur d'admission du moteur.

Aux moteurs diesel de faible puissance, le carter est ventilé en l'équipant d'une simple tuyauterie de ventilation pourvue ou non d'une soupape de retenue ou d'un séparateur d'huile, souvent appelée "reniflard" (fig. 321 .

Par la vitesse du véhicule, il naît à l'embouchure du tuyau de ventilation, une légère dépression suffisante pour aspirer les gaz du carter.

Dans certains moteurs suralimentés de puissance élevée (par ex. moteurs CO 608 A , un éjecteur relié sur la conduite de refoulement de la turbo soufflante (donc alimenté par l'air de suralimentation) ventile le carter au travers d'un separateur d'huile (fig. 322 .

La tuyauterie de ventilation peut aussi être reliée, via un tamis de retenue d'huile à l'aspiration de la turbo-soufflante (moteurs Maybach GTO 6 A).

Aux moteurs 2 temps dont l'alimentation se fait par compression dans le sous-carter, celui-ci est relié à l'atmosphère par un filtre à air et une lumière découverte par le piston (fig. 323) ou par un ou plusieurs clapets uni-directionnels.

V. Matières utilisées pour la construction du bloc moteur.

Les bâtis ou blocs moteurs peuvent venir de coulée ou être de construction soudée.

A. Blocs moteurs coulés.

Pour des raisons de facilité de coulée, ceux-ci sont conçus suivant un dessin souvent assez simple et leur forme est étudiée de manière à éviter les tensions internes ou du moins pour que celles-ci ne puissent nuire au comportement en service.

Le bloc moteur peut être coulé en :

1. Fonte ordinaire;
2. Fonte spéciale;
3. Acier coulé;
4. Alliages de métal léger.

1. Fonte.

La fonte ordinaire offre l'avantage d'être bon marché et relativement facile à couler. Elle a comme inconvénients d'être fragile et de n'avoir qu'une résistance à la traction de 3500 da[illegible].

Des sections faibles possèdent une dureté beaucoup plus grande que les fortes et sont, par suite, beaucoup plus difficiles à usiner.

Par des ajoutes de silicium, la fonte est adoucie dans les sections faibles mais devient alors plus grossière, granuleuse et parfois poreuse.

Le silicium accélère aussi l' oxydation à haute température et transforme le carbone en graphite et en perlite. De ce fait, le grain grossit et la résistance de la fonte diminue. Pour cette raison, la teneur en silicium doit être limitée.

Par contre, la fonte employée pour la coulée des carters lourds est parfois améliorée par l'appoint de nickel. Celui-ci affine et durcit la fonte, augmente l'homogénéité de la structure, diminue les tensions internes de coulée

et augmente sa résistance à l'usure. La fonte améliorée par le nickel s'usine plus facilement et possède, après usinage, un bel aspect extérieur. L'ajoute de nickel permet de couler des formes plus compliquées.

2. Fonte spéciale.

Par suite de sa grande dureté et de sa résistance accrue à l'usure et aux déformations, la fonte améliorée par des additions limitées de chrome, nickel et molybdène trouve des applications particulières dans la fabrication des culasses, chemises de cylindres et pistons. Si la fonte ordinaire n'a qu'une dureté de 180° Brinell, la fonte avec de petites teneurs en nickel et chrome a une dureté qui atteint 450° Br. après traitement thermique.

Exemple : La fonte du cylindre des moteurs Maybach GTO a la composition suivante :

C = 3,08 %
S = 0,053 %
P = 0,12 %
Cr = 0,37 %
Si = 2,14 %

Les carters en fonte sont recuits après coulée pour faire disparaître les tensions internes dangereuses qui pourraient amener des fissures et des bris.

Remarque.

Dans la construction moderne, la fonte "nodulaire" commence à trouver des applications étendues dans la fabrication des bâtis fortement sollicités (moteurs horizontaux SEM 103 HS .

La fonte"nodulaire" ou autrement dit "la fonte à graphite sphéroïdal" ou la fonte "ductile" est une fonte dans laquelle le graphite prend la forme sphéroïdale à l'état brut de coulée au lieu de la forme lamellaire par suite d'additions de cérium ou de magnésium.

La fonte nodulaire présente une charge de rupture de 71 [illegible] une limite élastique de 52 [illegible] un allongement de 3 % et une dureté Brinell de 275. Ces valeurs successives pour une fonte ordinaire contenant du graphite en lamelles sont : 32 - 0 - 0 et 230.

Les propriétés de la fonte nodulaire se rapprochent en même temps de celles de la fonte malléable et de celles de l'acier coulé.

3. Acier coulé.

L'acier coulé n'est généralement d'application que pour les bâtis de moteurs diesel stationnaires de grande puissance. L'acier coulé possède, en effet, une grande résis-

tance, il est élastique et autorise des sections plus faibles que la fonte. L'acier coulé offre cependant comme inconvénient, une tendance aux soufflures et fissures internes difficiles à déceler. C'est le cas particulier des coulées de formes compliquées et asymétriques. Des tensions de contraction naissent alors pendant le refroidissement.

L'acier coulé n'est donc employé que pour des parties symétriques de moteur et dont les formes sont relativement simples.

4. Alliages légers.

Aux petits moteurs de faible puissance, non seulement le bloc et le carter sont exécutés en alliage d'aluminium et même parfois les culasses.

Dans les moteurs diesel, on n'utilise les alliages d'aluminium que pour le carter et parfois aussi pour le sous-carter ou bac à huile. Les blocs cylindres, les chemises et les culasses sont toujours exécutés en fonte.

Les alliages d'aluminium offrent les avantages d'alléger la construction du moteur et d'être réparables par soudure. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants :

1. Faible coefficient d'élasticité de la matière;
2. Faible résistance à la compression;
3. Arrachement facile des filetages d'implantation de goujons. Il peut être remédié à cet inconvénient en coulant dans le carter des noyaux en acier qui seront filetés ensuite;
4. Vieillissement rapide du métal par les vibrations d'où aptitude aux fissures;
5. Déformations plus importantes qu'aux carters en fonte. Dans certains cas, à la base du bris du vilebrequin, les déformations peuvent être limitées dans une certaine mesure en renforçant le bâti par un sous-carter en fonte;
6. Altération facile des portées où se rapportent les diverses pièces;
7. Un carter en alliage d'aluminium coûte en général plus cher qu'un carter en fonte.

B. Bâtis soudés.

Le bâti des moteurs lents de grande puissance est généralement exécuté en tôle soudée. Les bâtis en acier soudés doivent être recuits, afin d'éliminer les tensions internes provoquées par le soudage. Ce recuit est indispensable, l'acier à haute résistance utilisé étant moins soudable que l'acier courant.

Le recuit est absolument nécessaire lors de l'utilisation d'alliages spéciaux ainsi que d'acier à haute teneur en carbone afin d'éviter des bris dans les zones des soudures.

La construction soudée offre la possibilité d'employer des métaux à haute résistance et d'assembler des éléments coulés à des éléments laminés. Ainsi elle permet un allègement relativement important du moteur.

Elle permet également une construction simplifiée dans laquelle la propre fréquence des vibrations transversales résultant de la pression sur les guides (aux moteurs avec guides et crosse) peut être déterminée avec précision.

La résistance d'un carter soudé ne dépend pas seulement de la nature des tôles d'acier utilisées et de l'exécution des soudures mais fondamentalement de sa conception.

Dans la construction soudée des bâtis non pourvus de longs boutons d'ancrage, on devra faire attention, en particulier à ce que le flux de force dans ces bâtis, ne puisse être dirigé perpendiculairement aux liaisons d'ancrage.

Dans les gros moteurs marins, le bâti est pourvu à sa partie supérieure d'une plaque d'assise constituée de deux poutres longitudinales reliées par des poutres transversales dans lesquelles sont disposés les paliers du vilebrequin. Le réservoir à huile est alors constitué d'un simple bac non résistant et peu profond boulonné à l'assise.

IV. Avaries à un bâti de moteur diesel - Causes et indices.

A chaque démontage complet et après réparation, le bâti doit être inspecté en vue du décel de défauts éventuels.

A. Fissures.

Elles sont la conséquence de vibrations internes du moteur, l'avarie de certains éléments de mécanismes (pistons, bielles),de tamponnements ou d'accidents de manutention, défauts de construction,tensions nées de retraits, serrages non conformes ou bris de boulons de fixation, surchauffe et refroidissement brutal, effets du gel, corrosions intercostales.

Les fissures se remarquent en service par des fuites et si elles sont importantes par des ennuis mécaniques. Certaines fissures peuvent amener des déformations importantes du carter et par suite, des avaries de ligne d'arbre et même des bris de vilebrequin.

B. Déformations en service.

Elles peuvent être amenées par l'avarie de certains organes (rupture ou échauffement : pistons, bielles), défauts de construction ou bris, tensions de retrait, serrage non correct de certains boulons d'assemblage ou de fixation, refroidissement brutal après surchauffe, gel de l'eau de refroidissement, fonctionnement dans des conditions de marche anormales (déréglage de la distribution et de l'avance à l'injection, surcharges.....).

Les déformations sont dangereuses parce qu'elles peuvent conduire à des désalignements des mécanismes (pistons, cylindres, ligne d'arbre) d'où naissance de vibrations anormales, grippages et même bris d'éléments de ces mécanismes, défauts d'étanchéité,(gaz, eau....).

La déformation d'un bâti de moteur peut être révélée par :

1. L'examen de l'alignement de la ligne d'arbre.

On entend par l'alignement de la ligne d'arbre, l'alignement des logements des coussinets des paliers.

L'alignement de la ligne d'arbre est correct lorsque les lignes d'axe des logements des coussinets des paliers sont minutieusement alignées.

En raison de cet alignement nécassairement parfait, à la construction, l'alésage des logements des coussinets des paliers doit être réalisé sur une aléseuse adaptée, fonctionnant sans vibrations et dont l'outil se déplace le long d'un axe central rigide. On corrige souvent les défauts qui subsistent après l'alésage par présentation d'une barre géométriquement parfaite et par grattage des portées au bleu.

Lors des revisions, le contrôle de l'alignement de la ligne d'arbre et les retouches éventuelles s'exécutent soit sur une aléseuse adaptée soit à l'aide d'une barre.

Après montage et en service on vérifie le bon alignement en disposant un comparateur entre les flasques d'un même maneton pour mesurer la flexion ou la déformation de ses flasques lors d'une rotation complète du vilebrequin.

Des limites sont fixées pour les différences maximales de la distance mesurée pour différentes positions du coudé (verticale et horizontale) par les constructeurs et en marine par le règlement du Lloyd (ex : 0,05 mm pour les moteurs CO 95 SA et 608) (fig.324)

Il est logique que cette vérification doit être faite pour chaque maneton et que chaque fois le comparateur doit être disposé de la même façon.

La fig.325 représente schématiquement l'influence d'un mésalignement des paliers de vilebrequin et on peut en déduire qu'un défaut semblable est non seulement nuisible au vilebrequin sollicité par des flexions alternées (deux fois par tour) mais aussi aux coussinets des paliers de vilebrequin dont les pressions spécifiques croissent localement.

L'alignement de la ligne d'arbre peut également être contrôlé en vérifiant, après mise en place du vilebrequin, si celui-ci porte suffisamment dans chacun de ces paliers. Cette opération s'effectue par exemple en montant au-dessus de chaque tourillon à vérifier, un étrier avec vis micrométrique réglée de telle façon que sa pointe touche le tourillon (fig.326 . (Remarque : le carter est retourné). Si on appuie ensuite sur le tourillon à l'aide d'un morceau de bois, on voit, lorsque le tourillon ne porte pas dans son palier, que la pointe de la vis s'écarte d'une certaine distance du tourillon.

Avec cette méthode, on doit tenir compte de la flexion du vilebrequin par son propre poids.

En cas de vilebrequins longs et minces, cette flexion peut atteindre des valeurs relativement grandes (plusieurs mm).

2. Examen de l'alignement des alésages des paliers d'arbre à cames.

3. Examen du parallélisme entre le vilebrequin et l'arbre à cames.

4. Examen de la perpendicularité des axes de cylindres par rapport à l'axe du vilebrequin, ce qui implique le parallélisme des assises des culasses sur le bâti avec la ligne d'arbre des paliers et la présence de ces axes dans un même plan (aux moteurs en V, l'axe du vilebrequin doit être l'intersection des plans formés par les axes de cylindres).

5. Aux bâtis coulés, vérification de l'étanchéité et de la propreté des canaux d'huile é[illegible]

tête du cylindre — Sollicitation du bâti

couple moteur $C = S.r = F_2.b$

couple de renversement $F_1.a = -C$

efforts de réaction dans le bloc du moteur $= F$

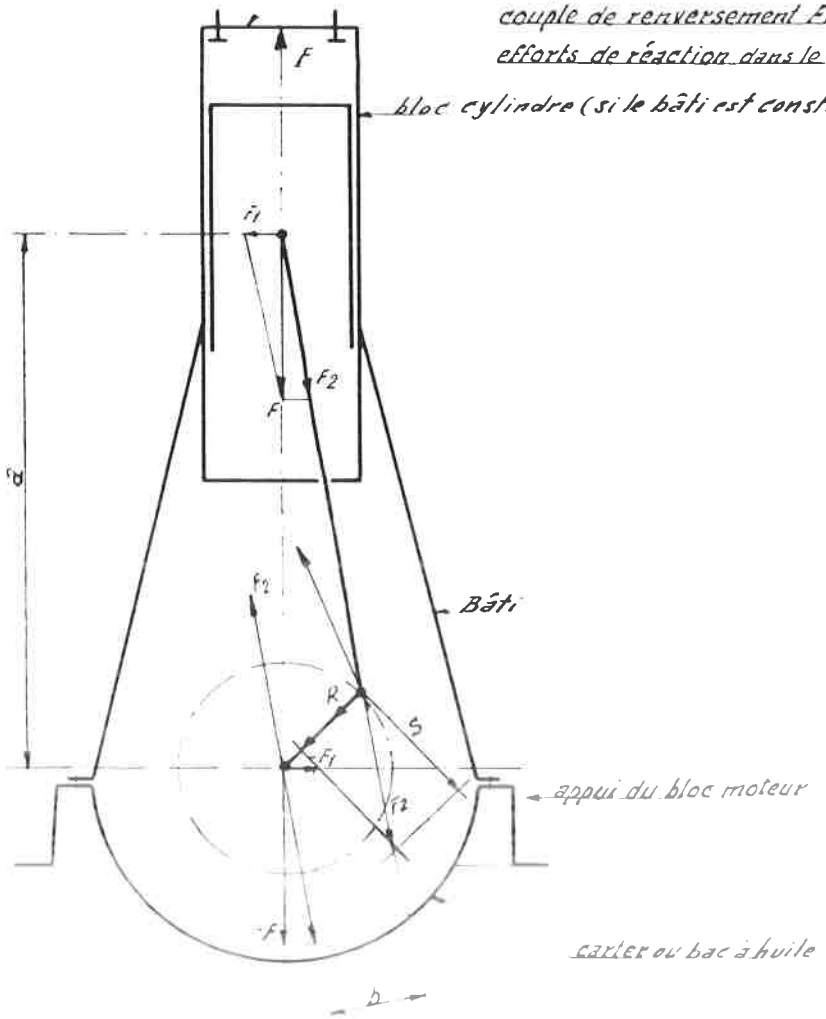


Fig 287

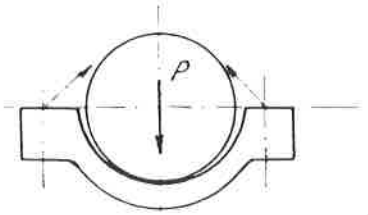


Fig 289

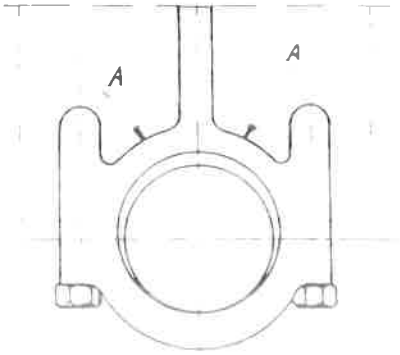


Fig. 290

déformation A du vilebrequin (a1 - a2) mm

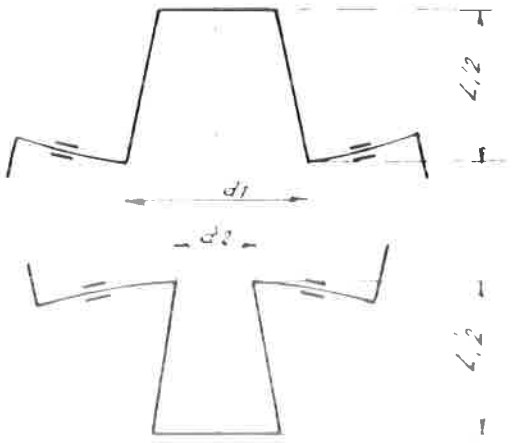


Fig 288

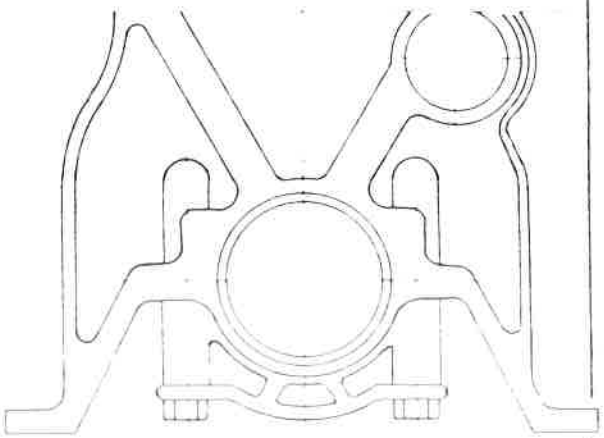
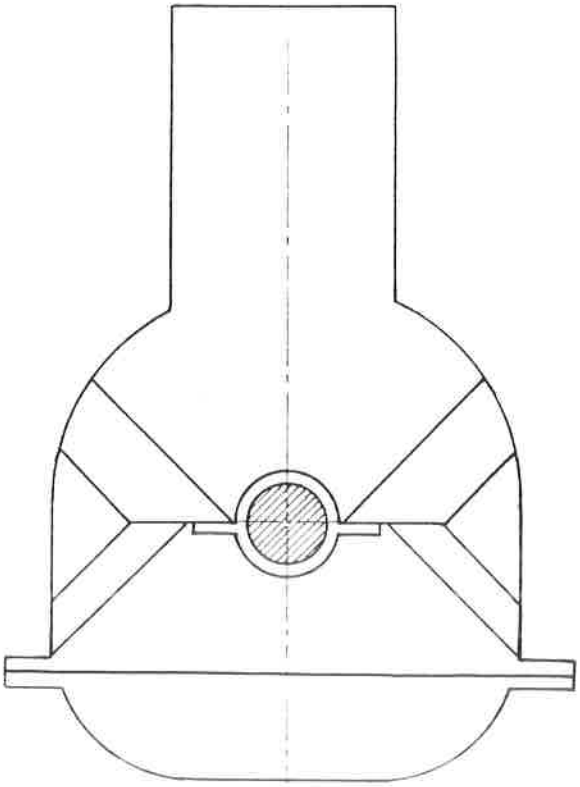
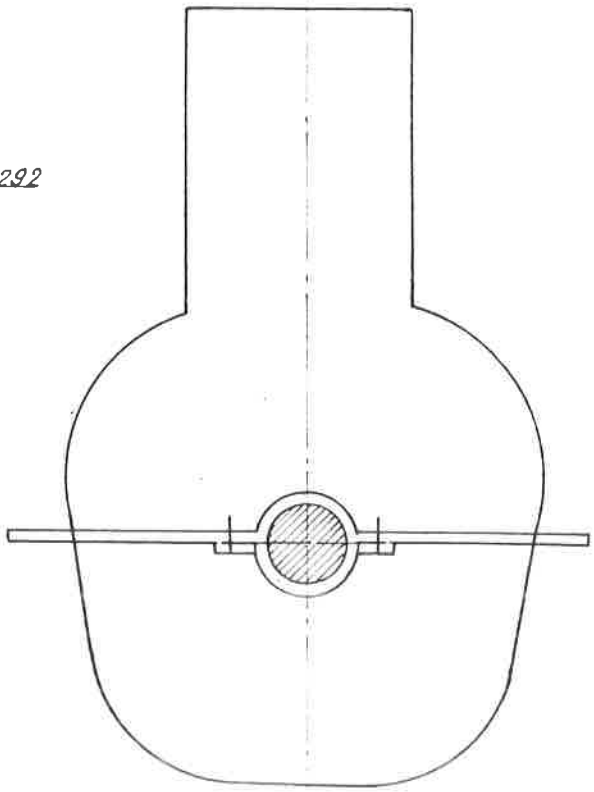


Fig 291

Fig. 292



Principe du bâti moteur avec carter-bac à huile à faible profondeur (bâti rigide)



Principe du bâti moteur avec sous carter profond (bâti non rigide)

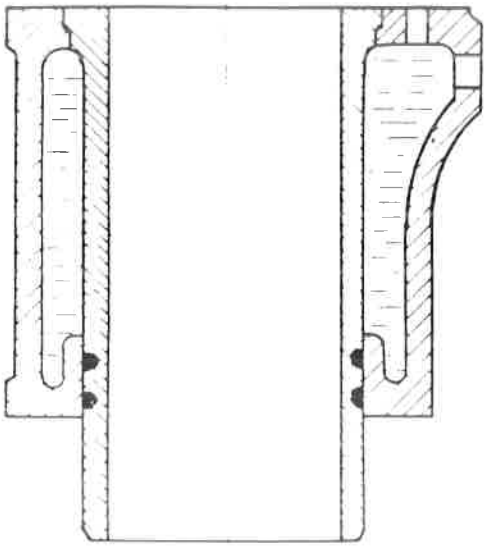


Fig. 294

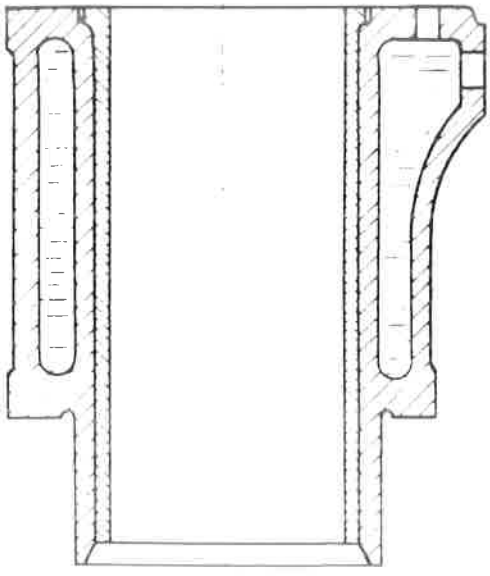
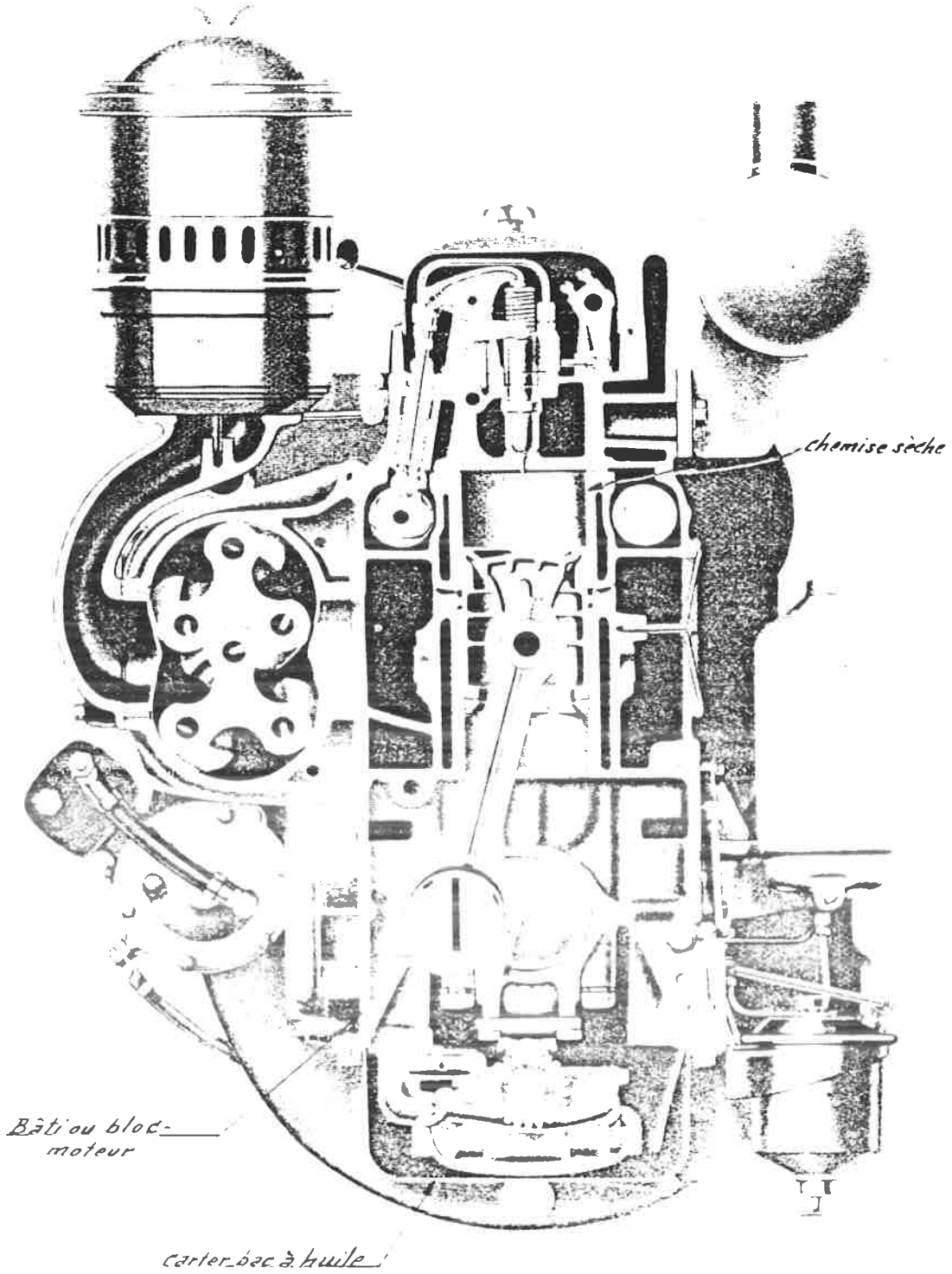


Fig 293



Coupe du moteur 2 temps G.M. série 71

Fig. 295

Bati du moteur G.M. série 71

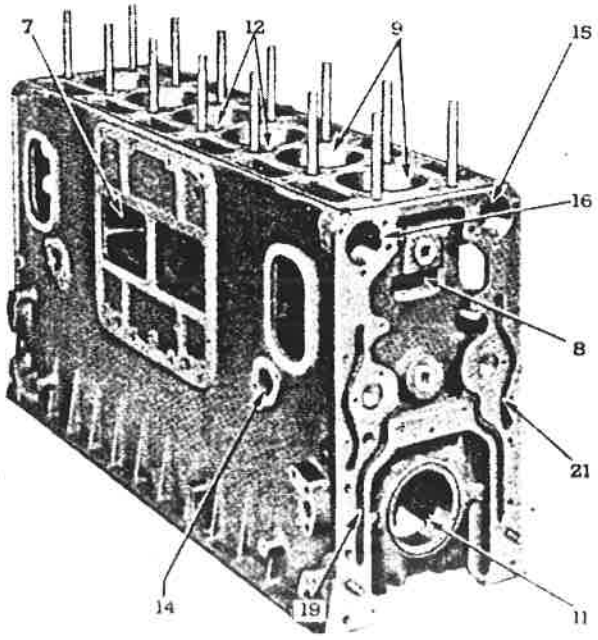


Fig. 296

Ch ·ise sèche



Fig 295

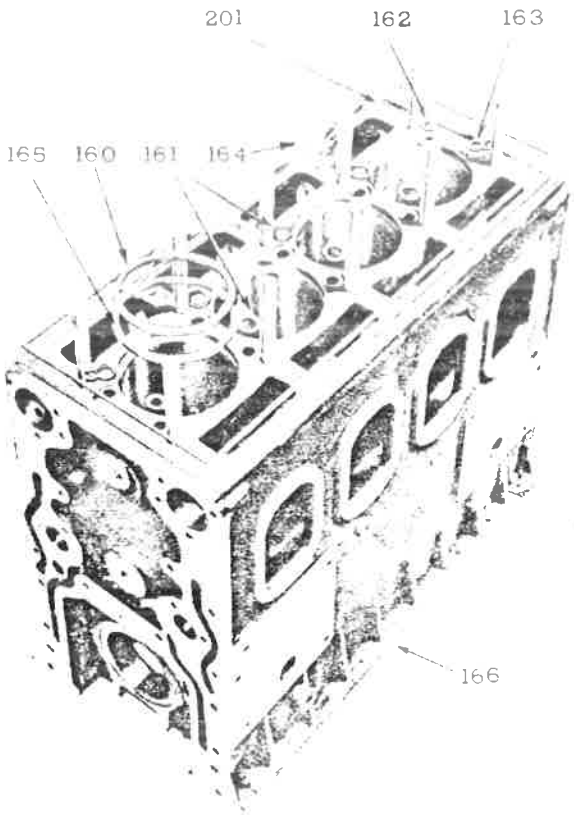


Fig 297

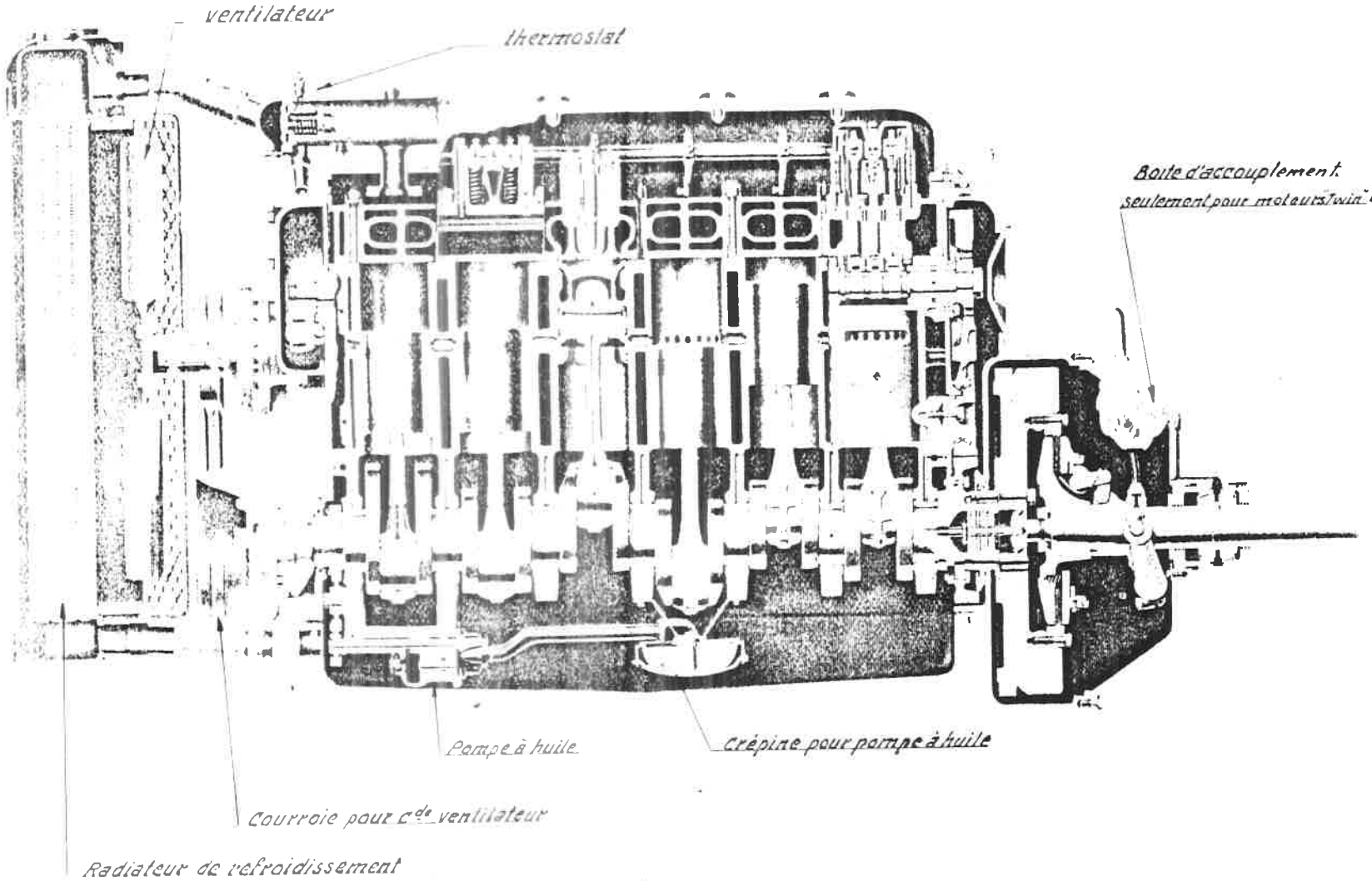


Fig. 238 _ Coupe longitudinale du moteur "GM. série 71

CULASSE MOTEUR G.M. L.71

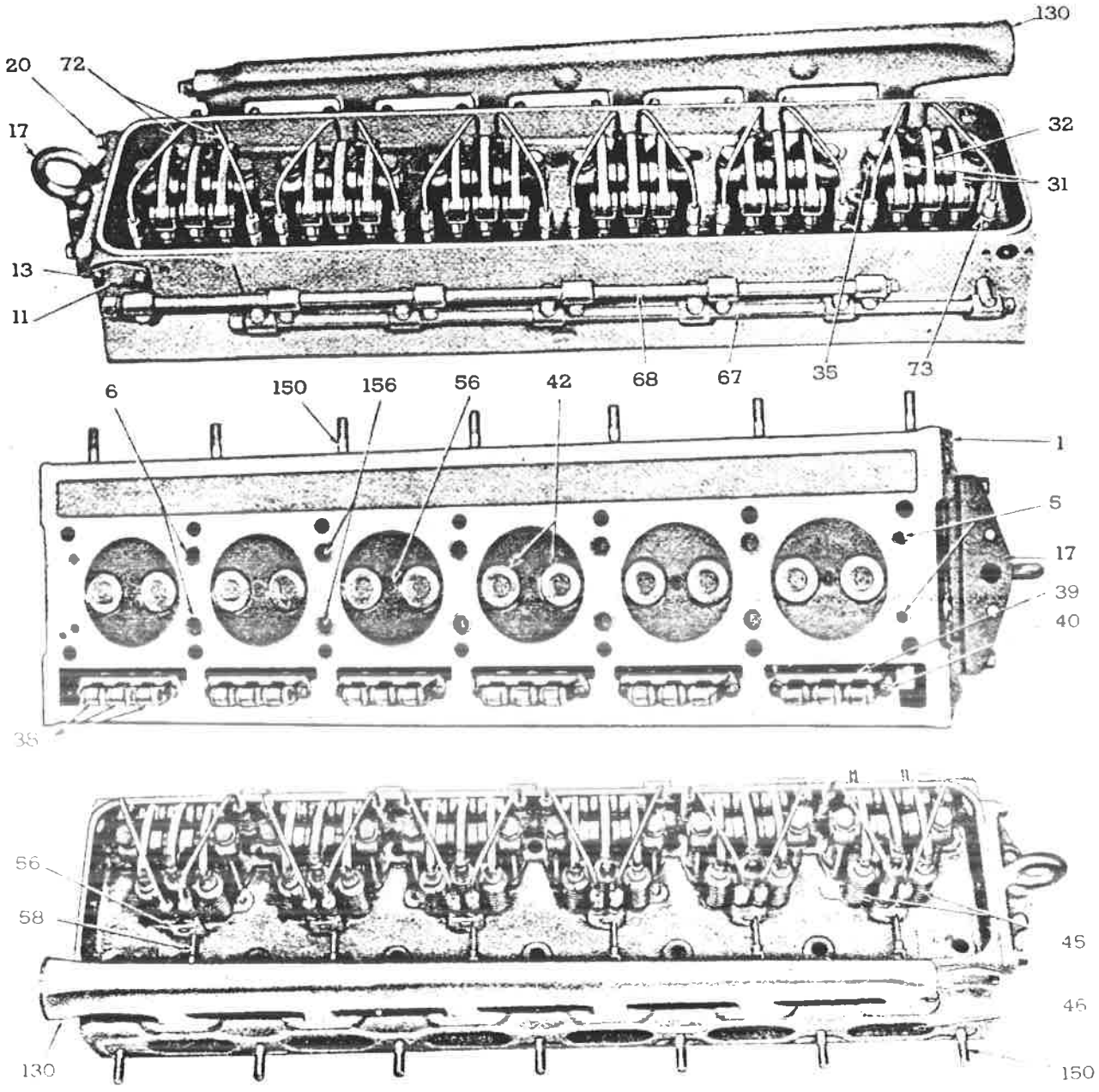


Fig 300

45. Ressorts de culbuteur
50. Injecteur
67. Tuyau d'arrivée de gasoil
68. Tuyau de récupération de gasoil
130. Collecteur d'eau

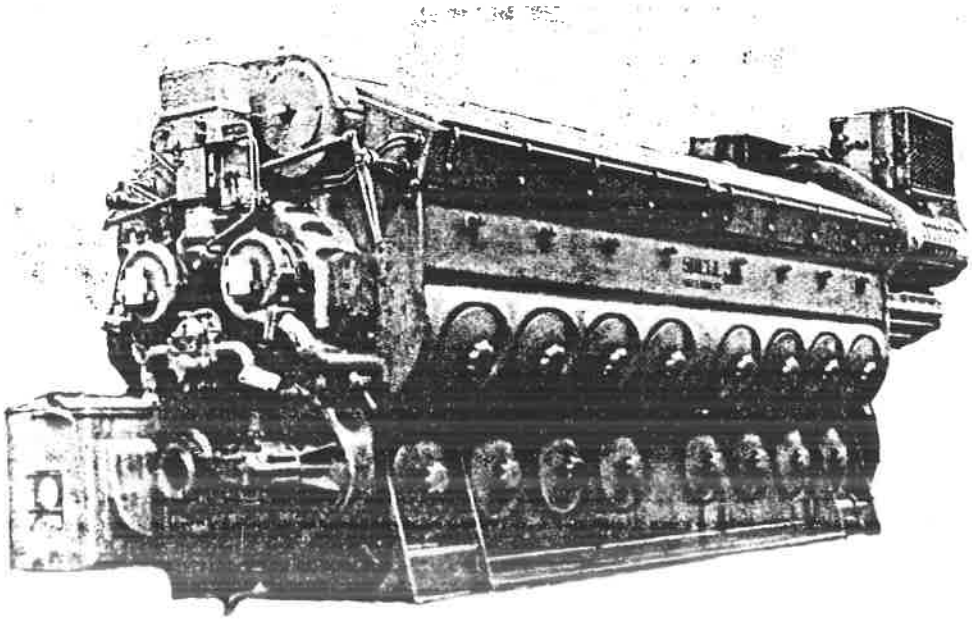


Fig. 302

Moteur G.M. 567 C

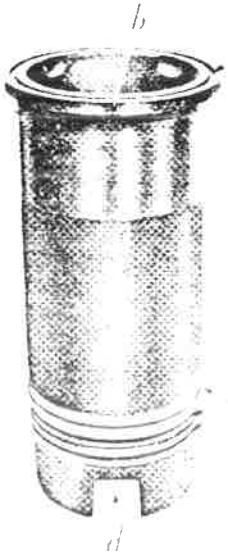
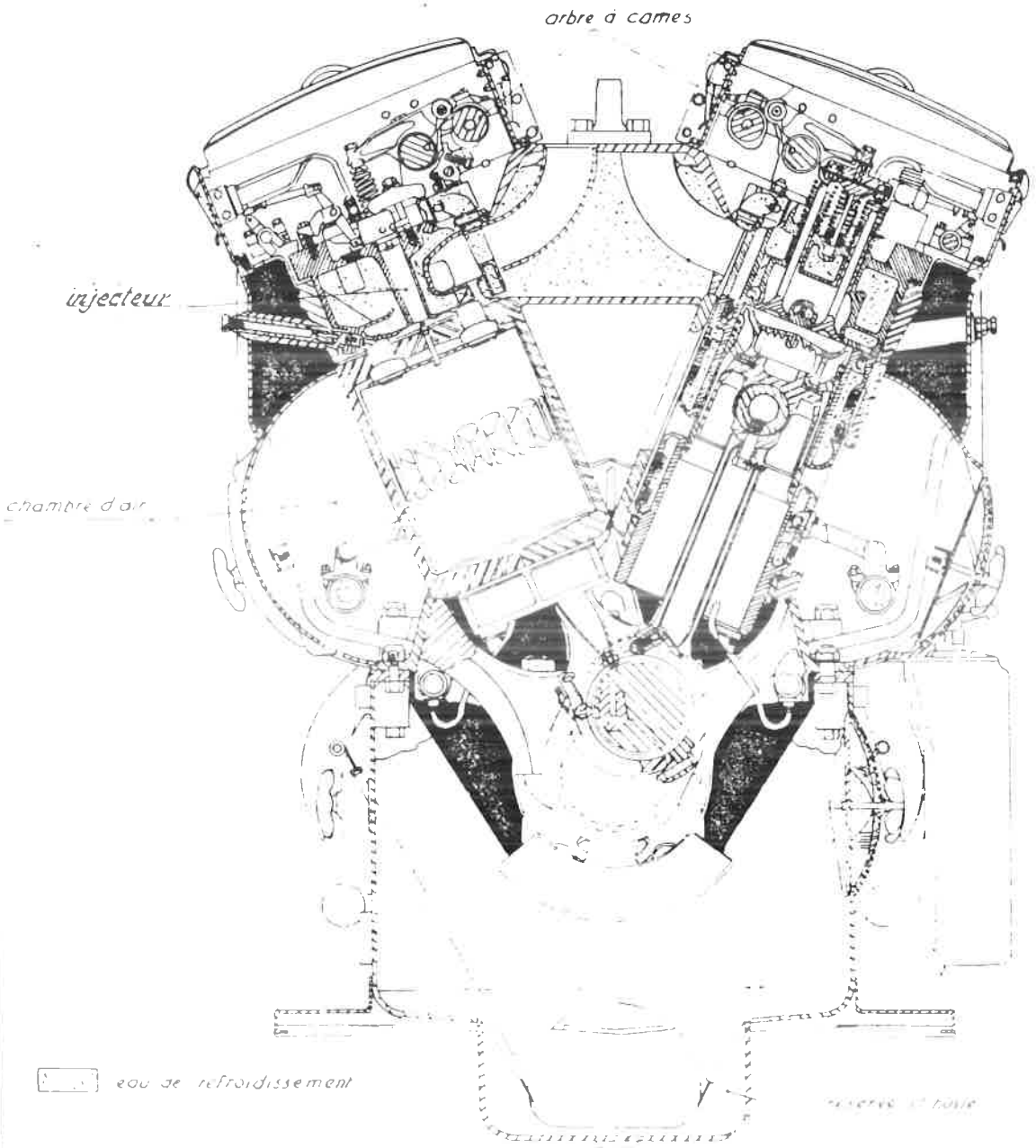


Fig. 301

Cylindre de moteur : Co. TH 95



Moteur 567.C. - Coupe transversale

Fig. 303

Moteur
GM. 567 C.

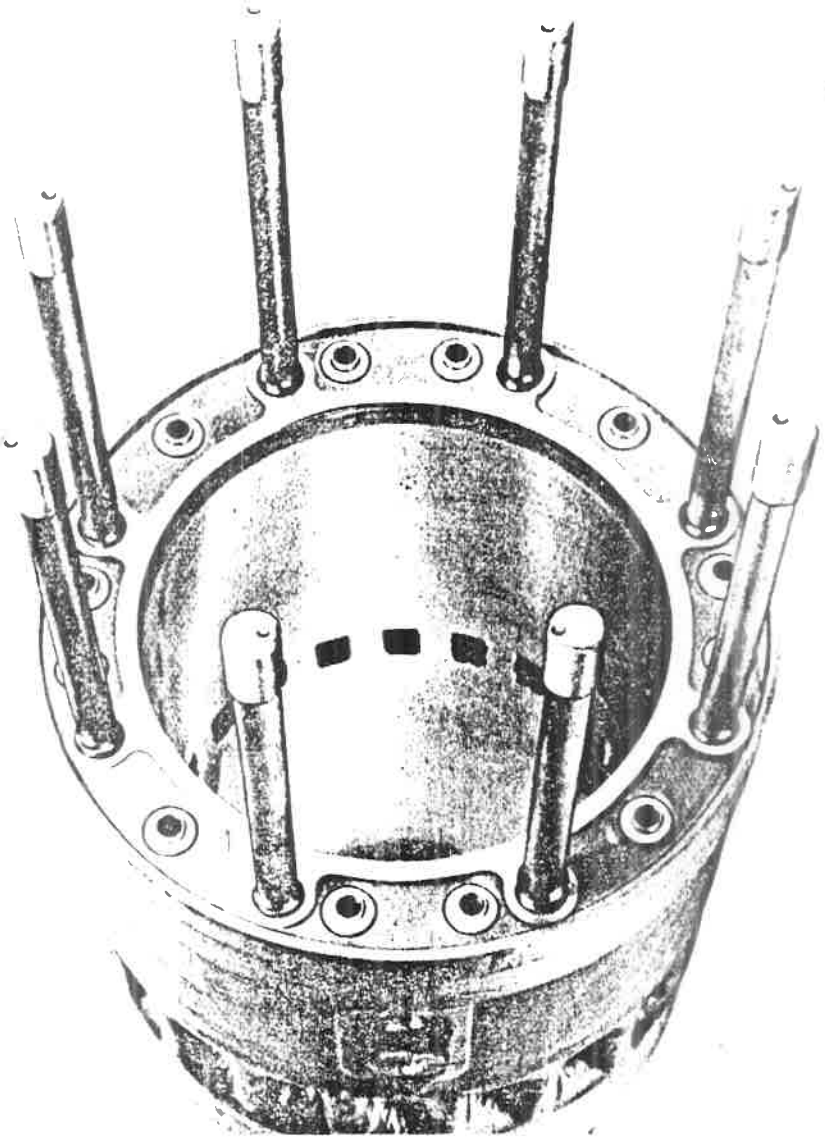


Fig. 304 Cylindre

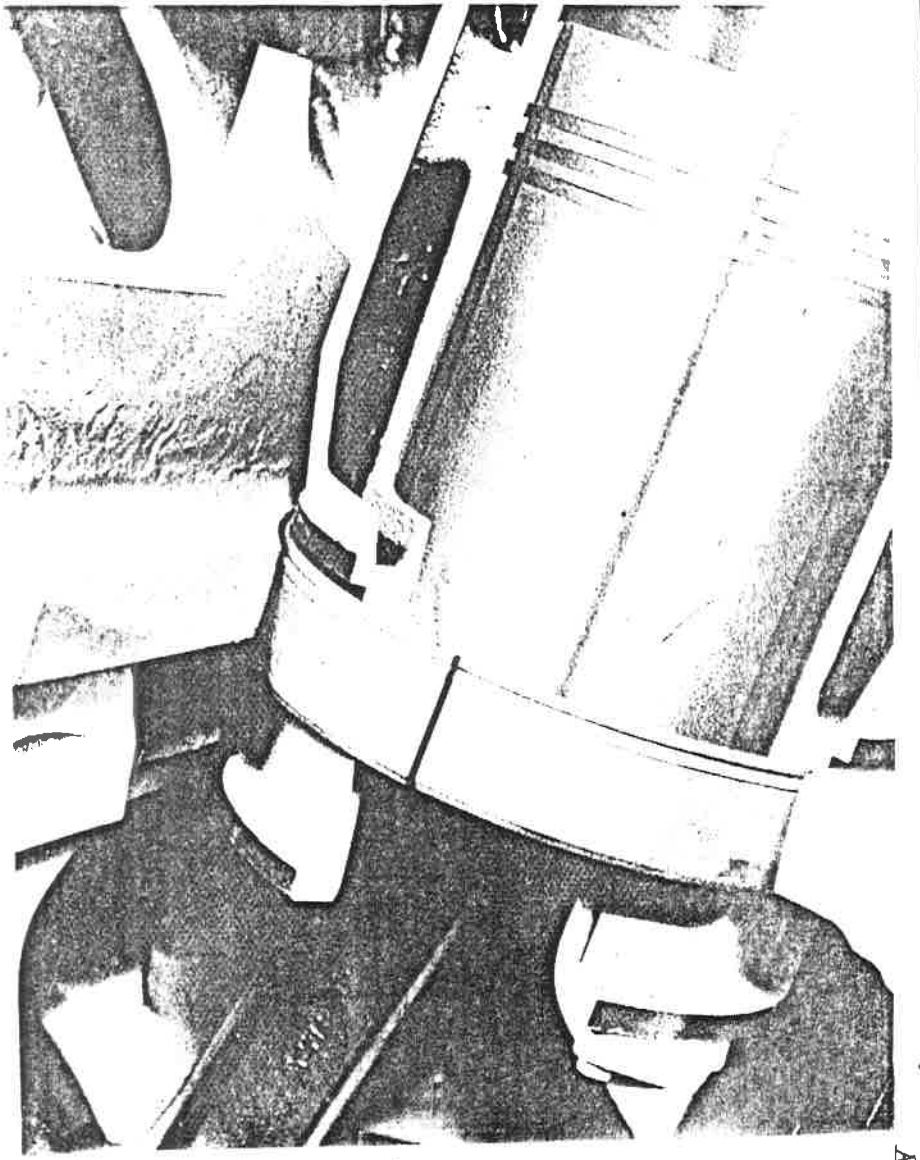


Fig. 305 Bague intercalaire inférieure de cylindre

C 1213
34 T 7

Annexe 161

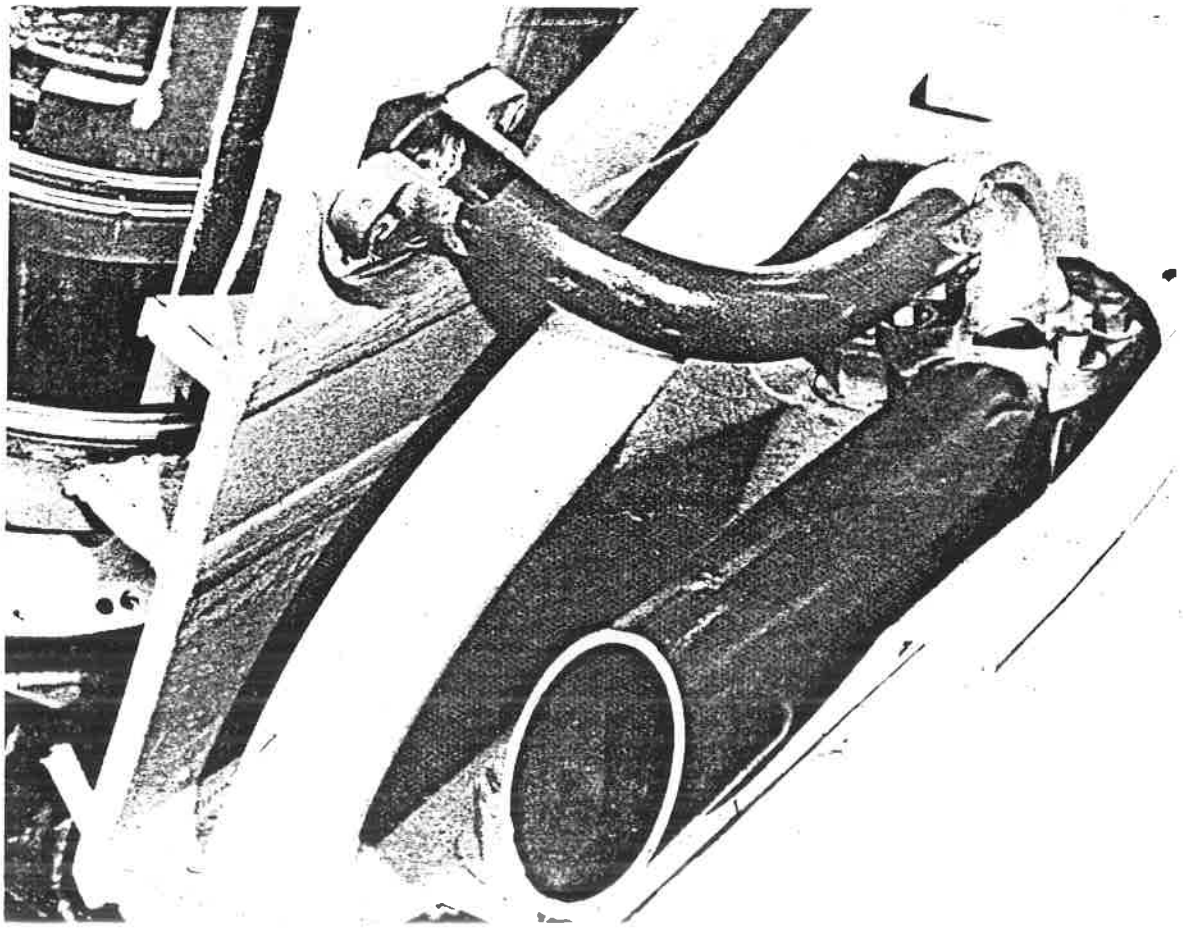


Fig. 306 Rampe d'eau avec raccordement sur la chemise

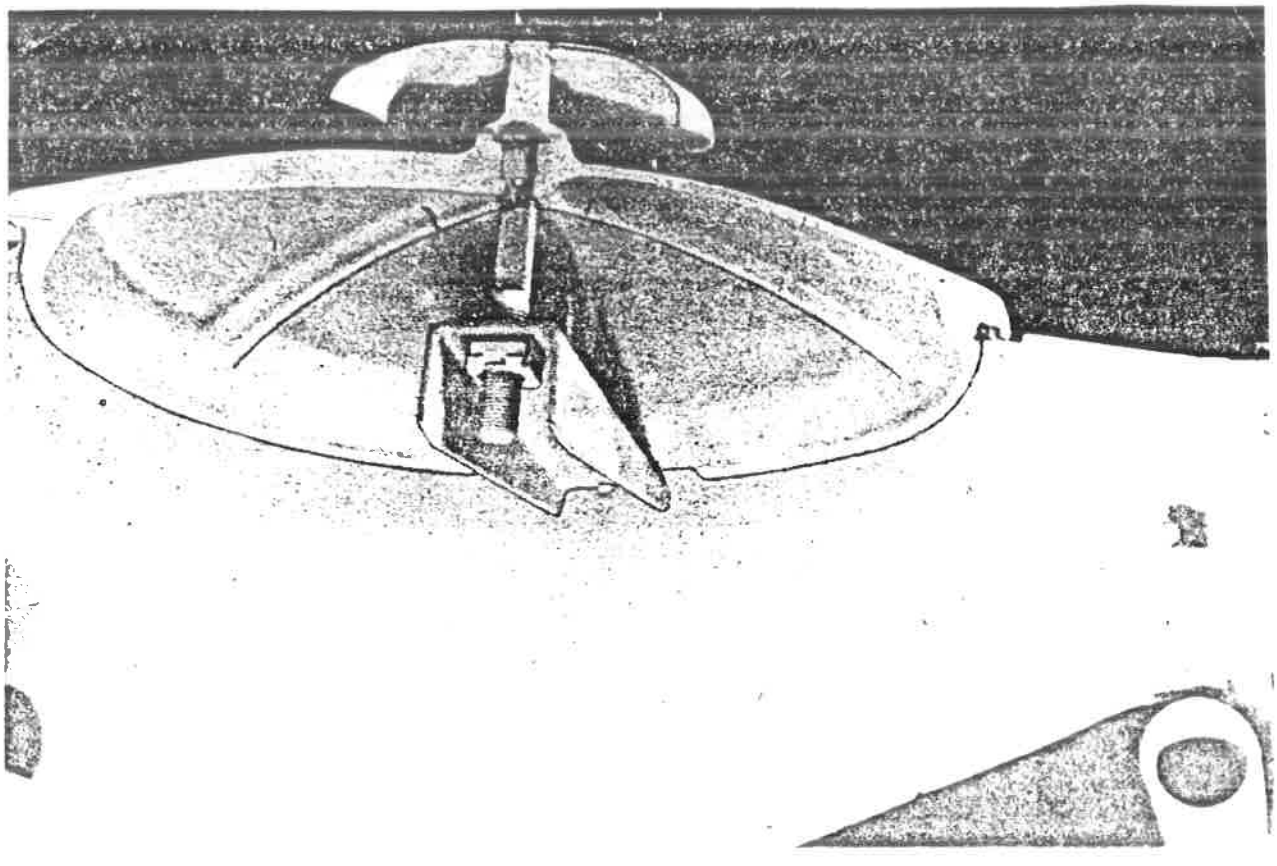


Fig. 307 Coupe de la porte de visite

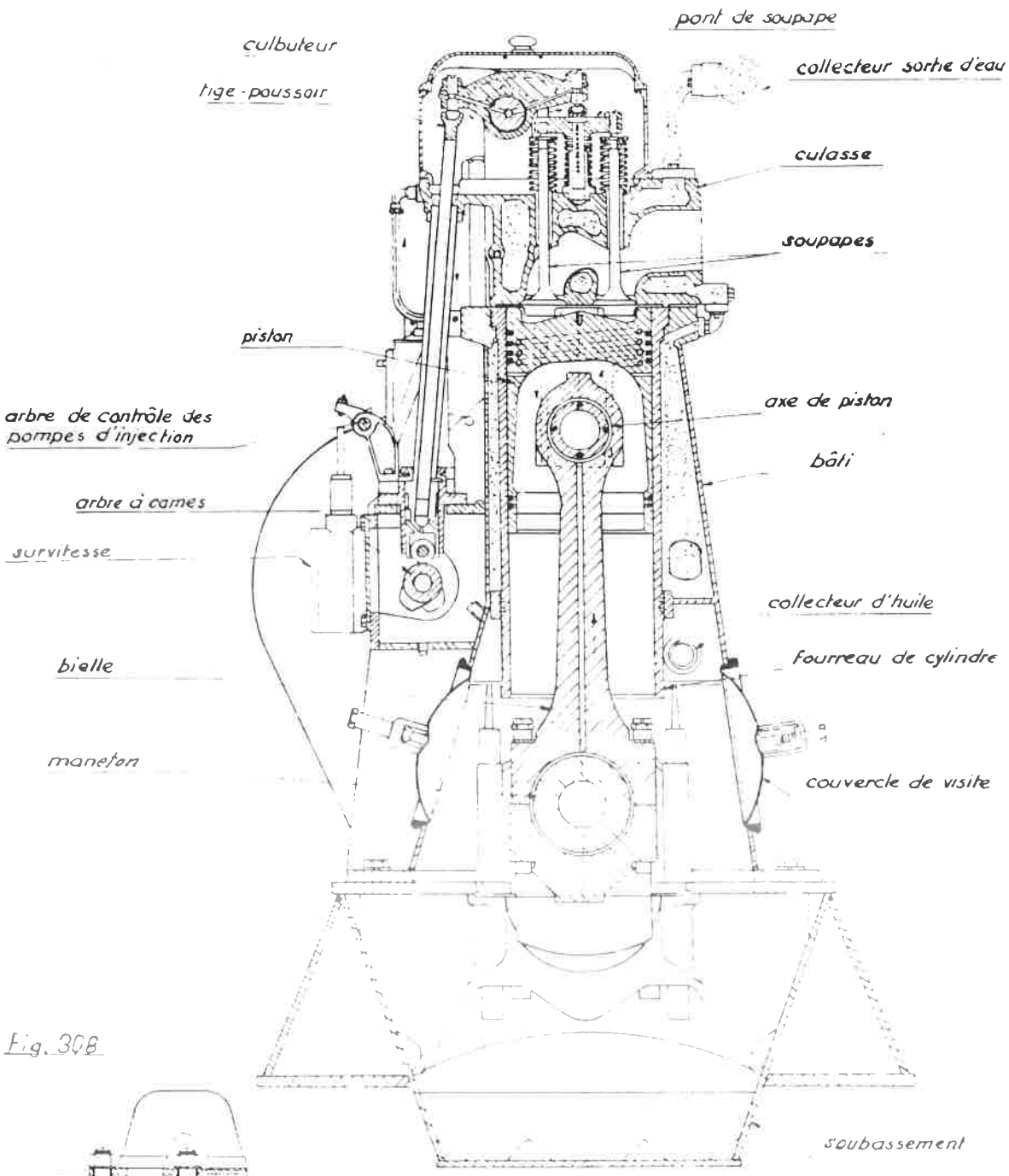


Fig. 308

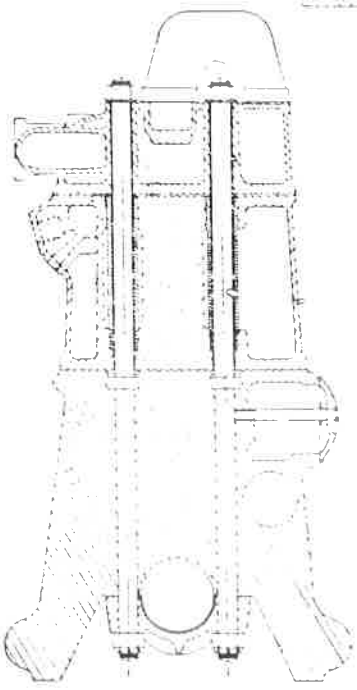
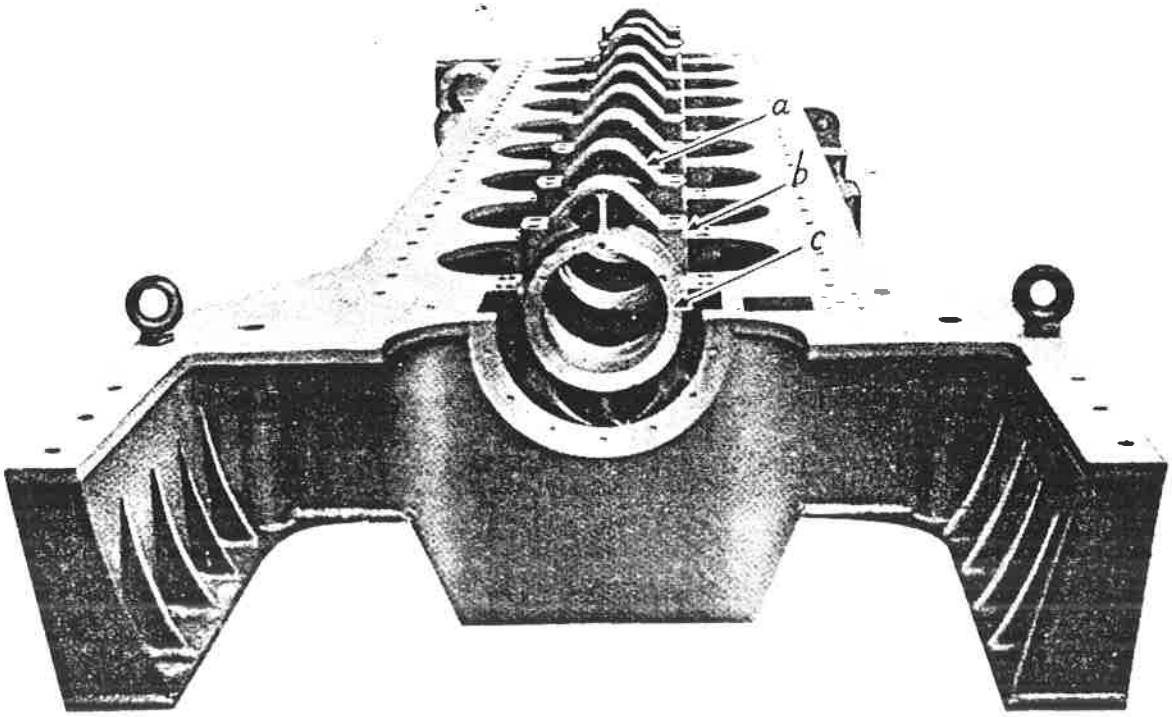


Fig. 309 Moteur Co-FOBA

Coupe transversale

Annexe 164

Moteur Co. 608 A.



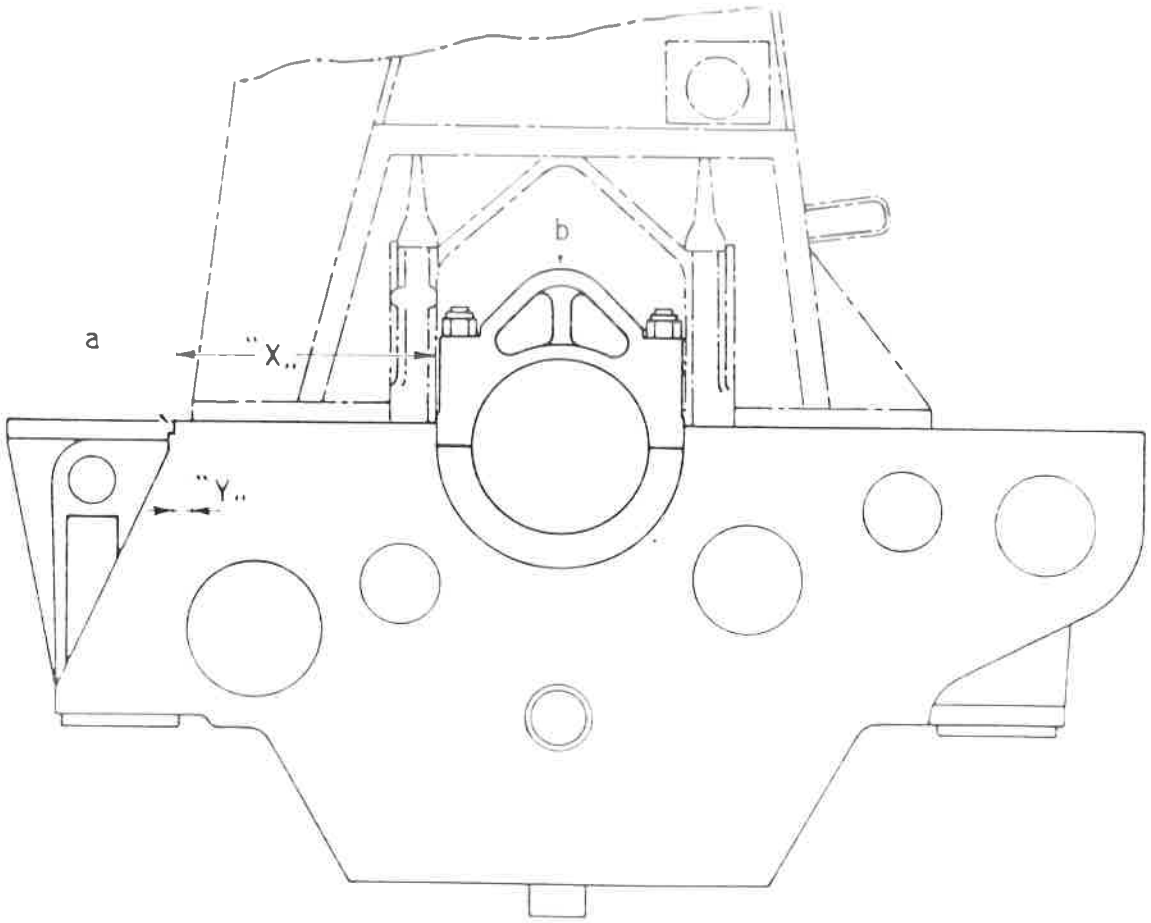


Fig. 310

C. 1213
34 T. L

Fig. 311 Moteur Co. 608A.

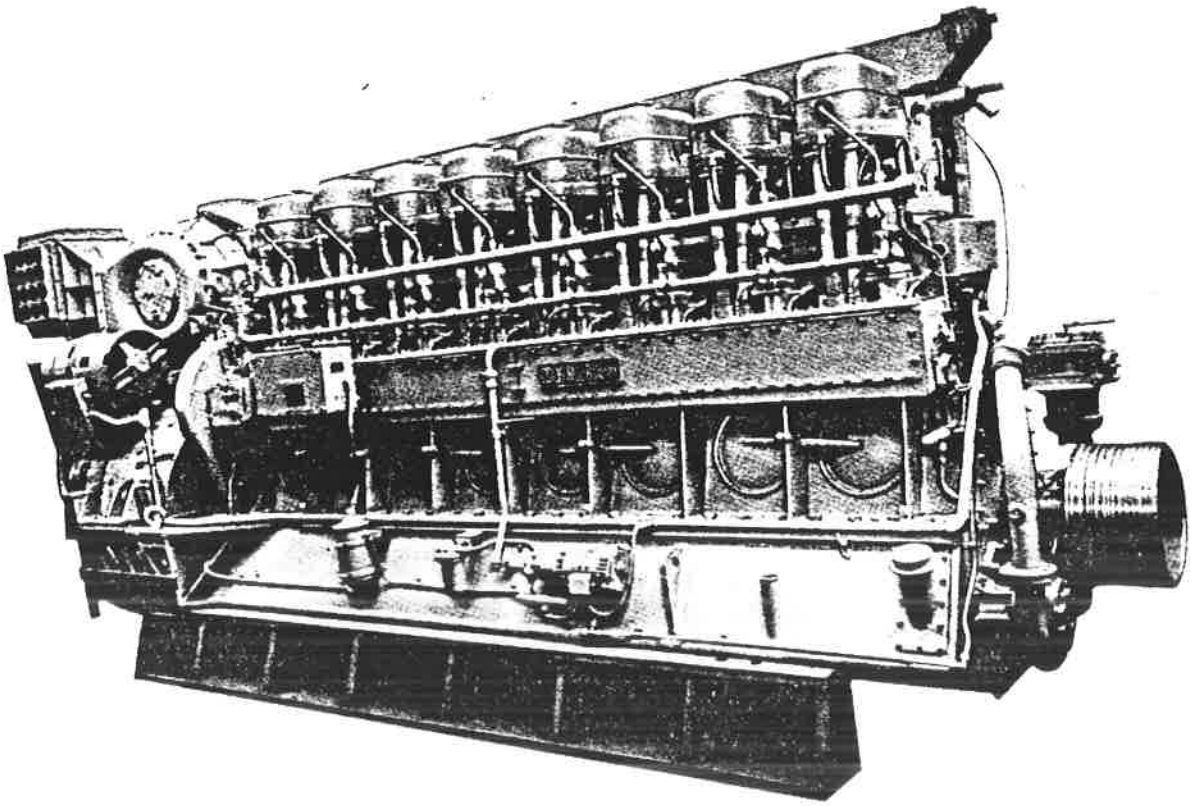


Fig. 312

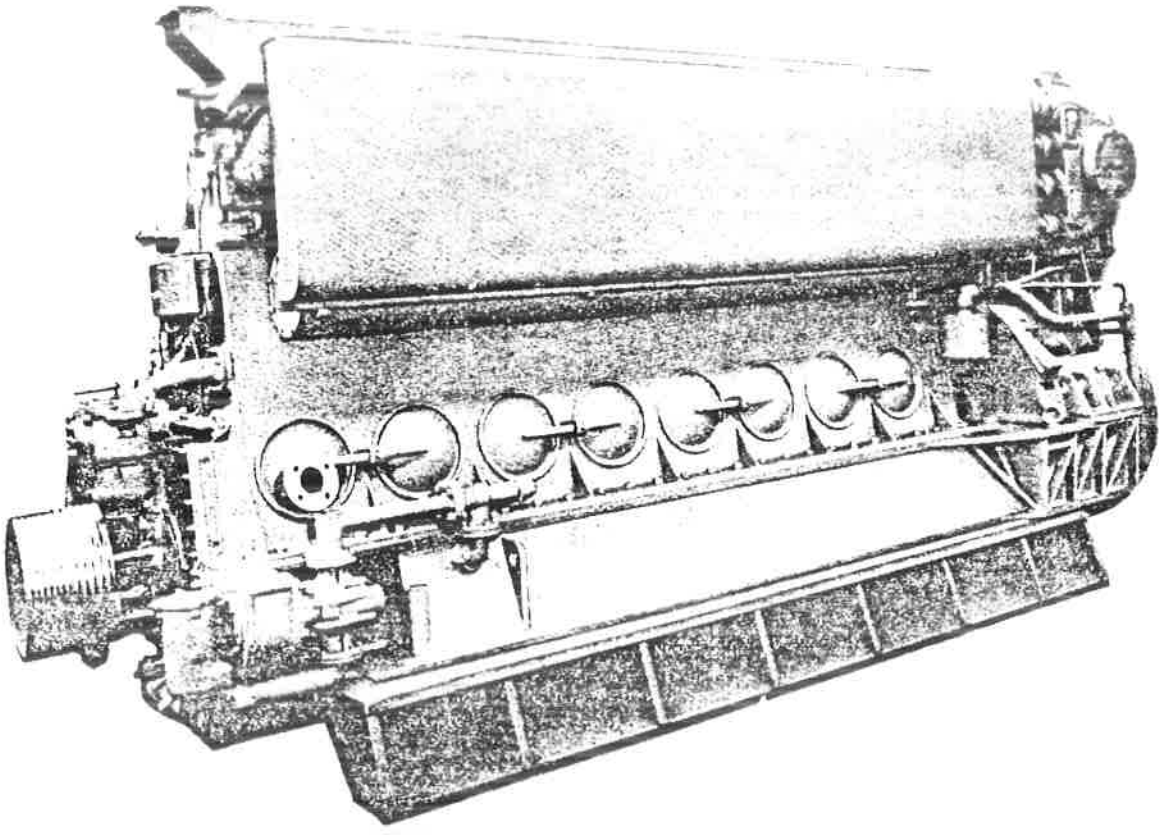
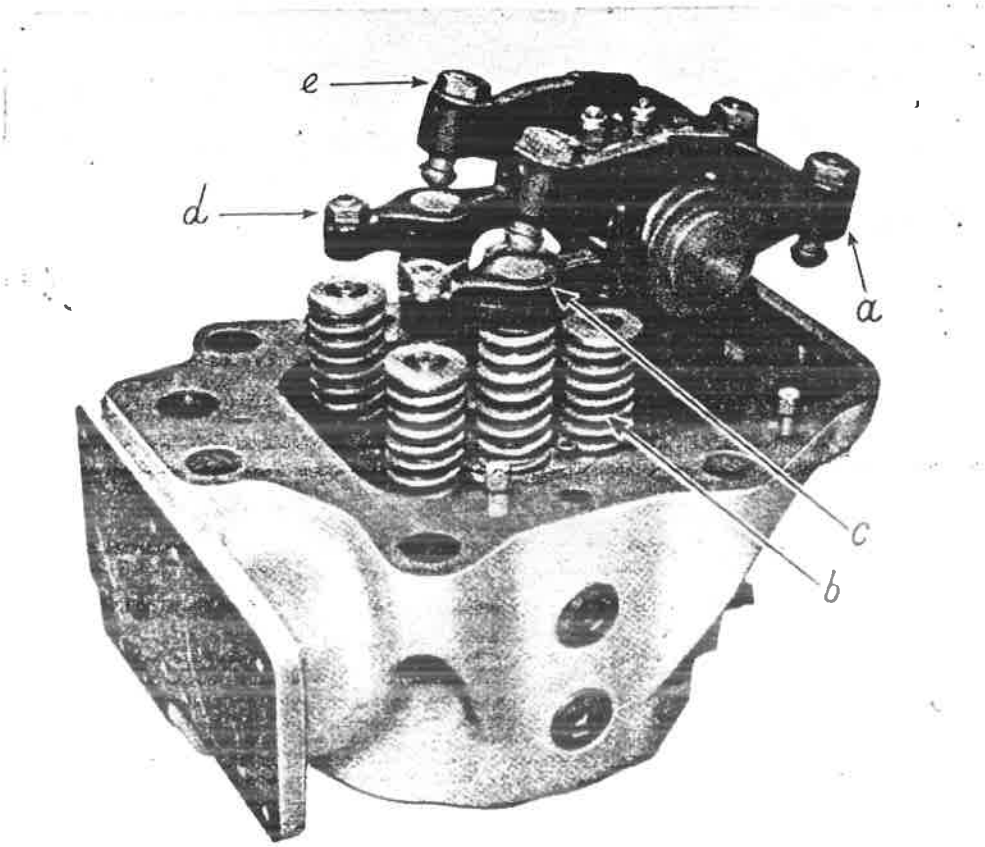


Fig 313 Moteur Co.608A



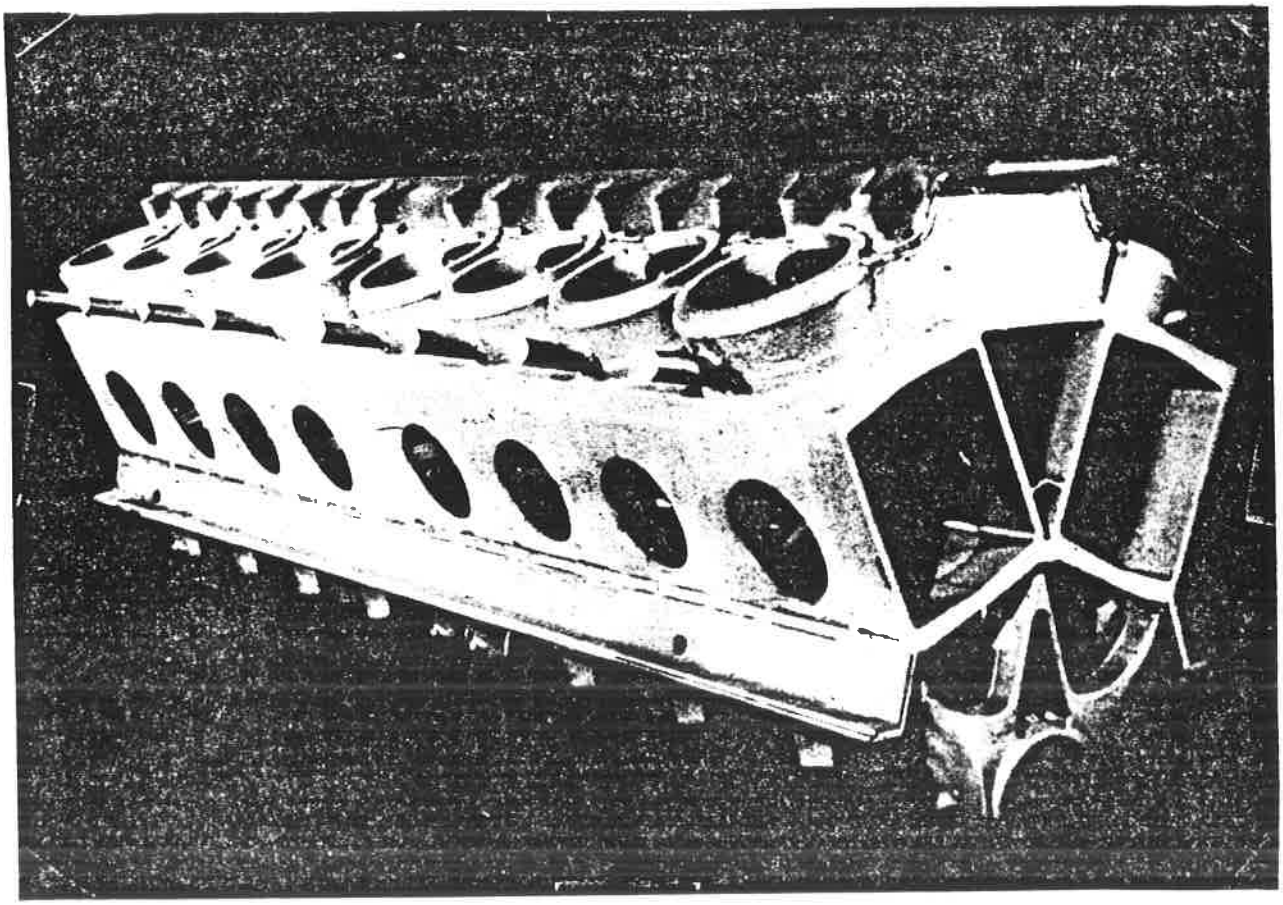


Fig. 314

Bâti moteur G.M. 567C

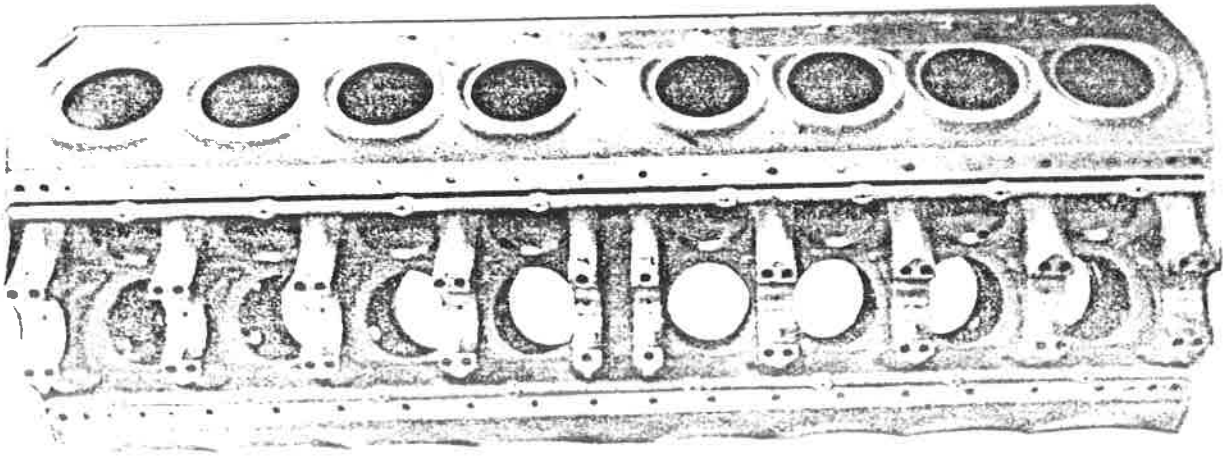


Fig. 315

Bâti vu du dessous montrant la disposition des paliers

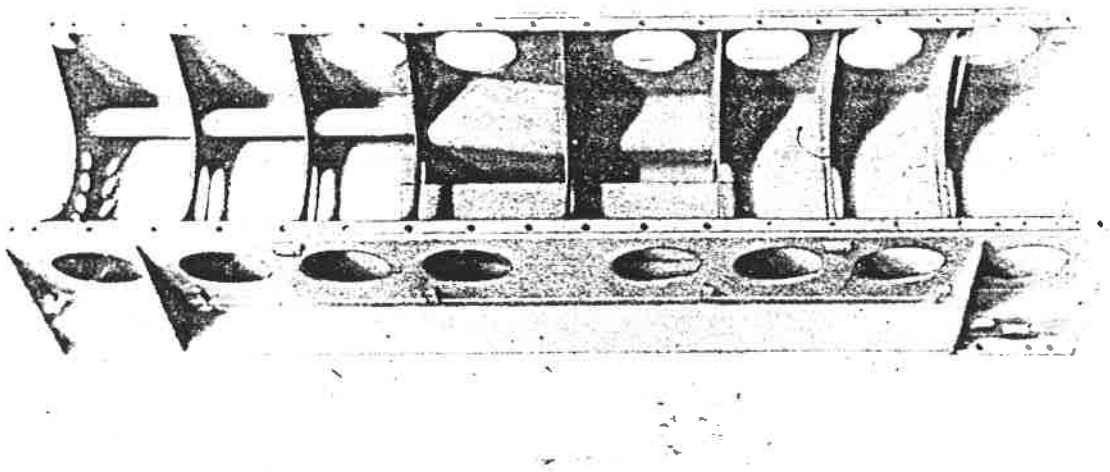


Fig 316 Carter - bac à huile

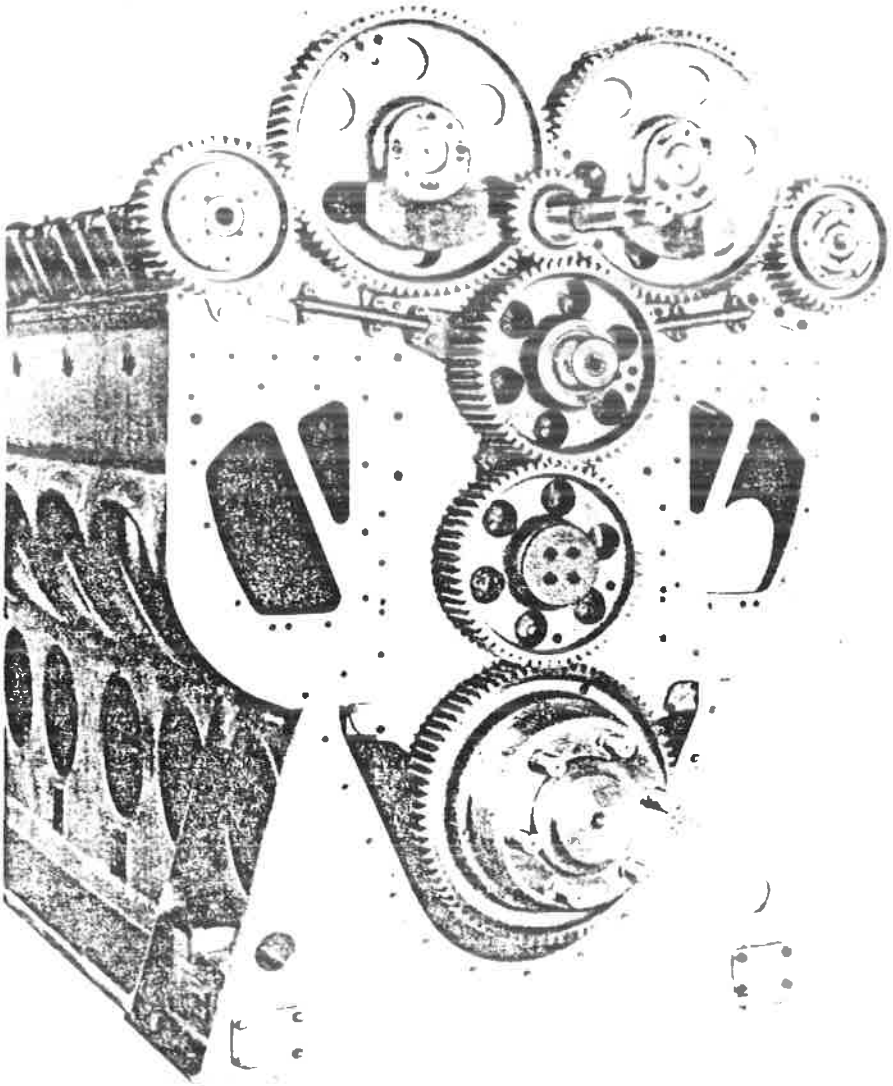


Fig. 317

Vue latérale montrant la cde de la distribution

Moteur GM. 567C.

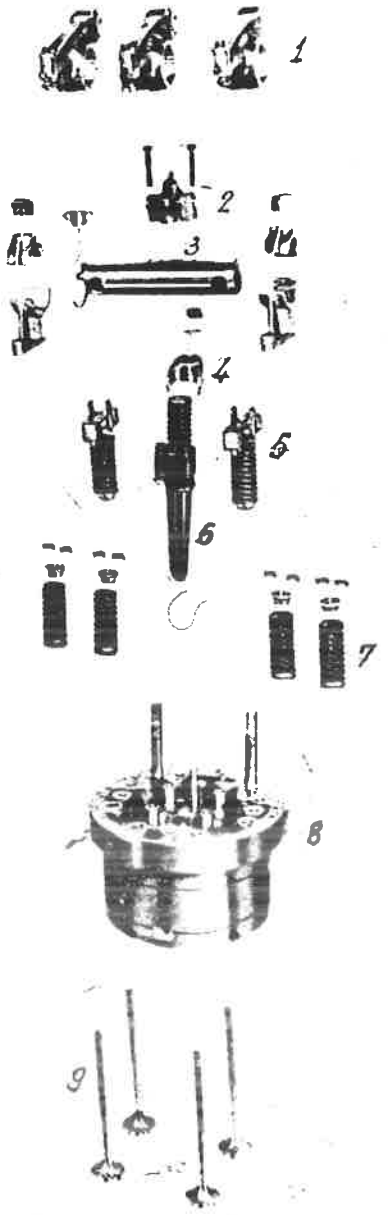


Fig 318

1. Culbuteurs
2. Cliquet de survitesse sur culbuteur.
3. Axe de culbuteur
4. Crabe d'injecteur
5. Pont de soupape
6. Injecteur
7. Ressort de soupape et anneau de retenue
8. Culasse
9. Soupape d'echappement

Moteur - Maybach GTo 6.
Coupe transversale partielle

Annexe 170

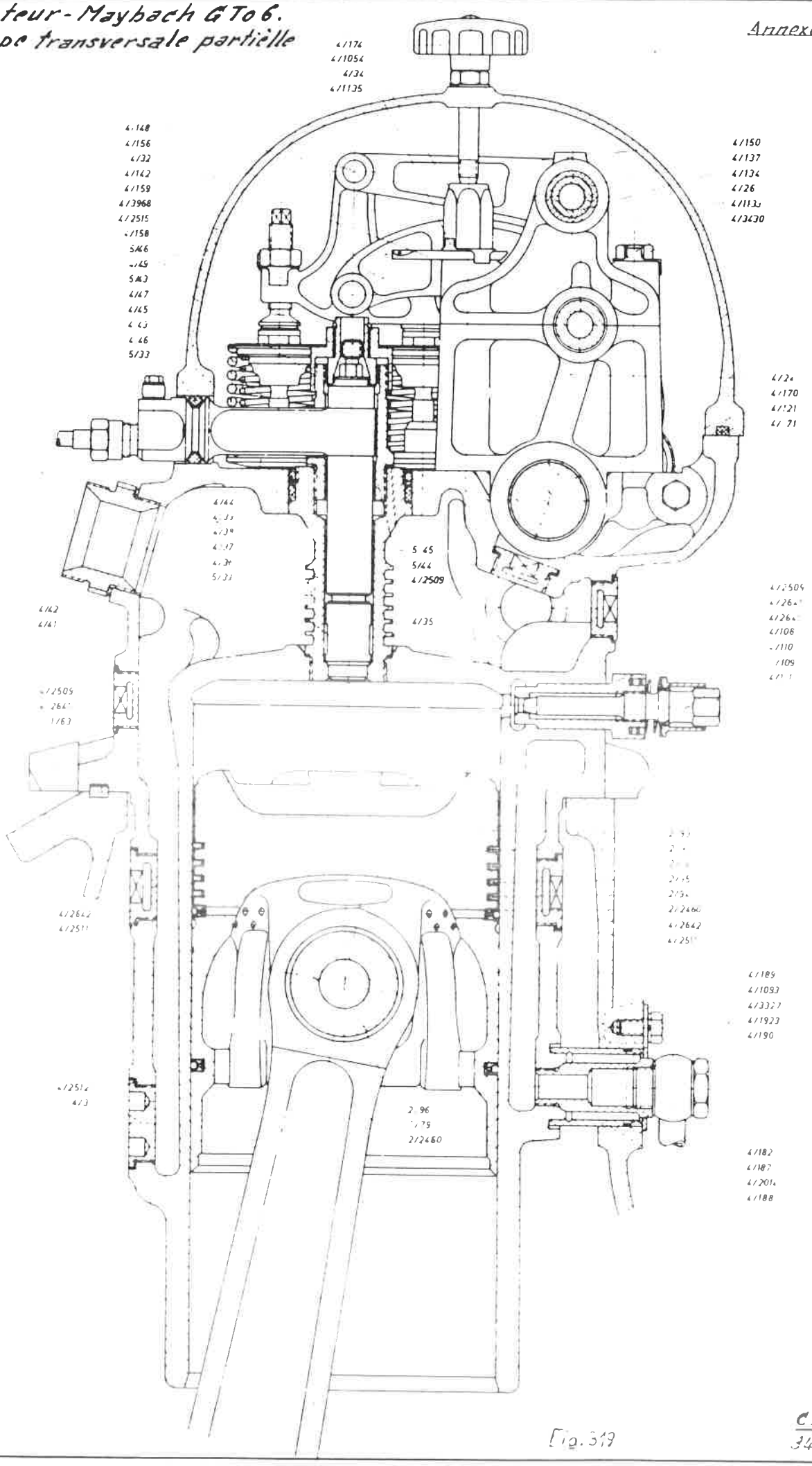
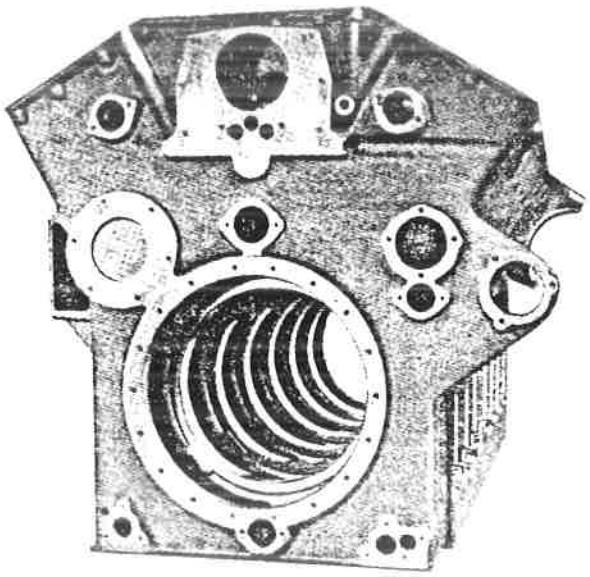


Fig. 319

C. 1213
34 F L

Moteur - Maybach G To 6 Bâti (tunnel)

Fig. 320



Ventilation du carter

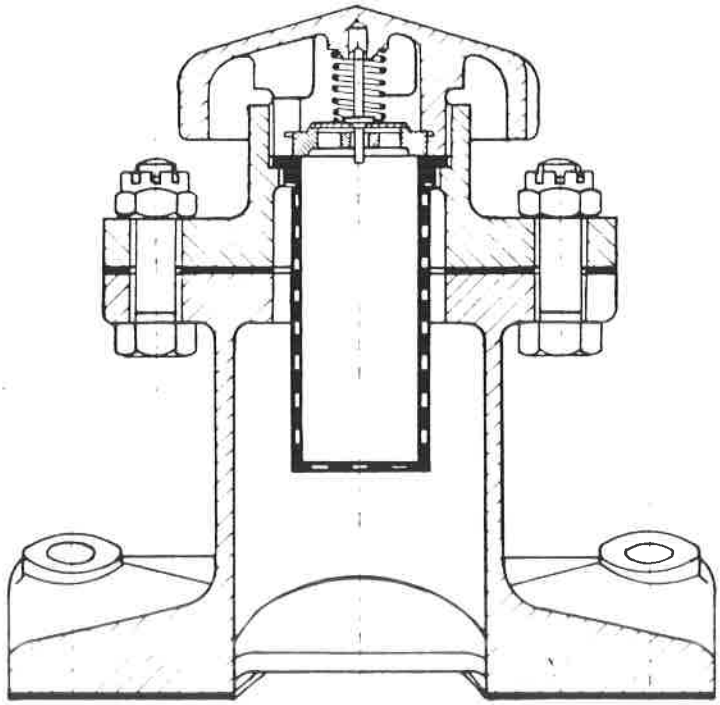
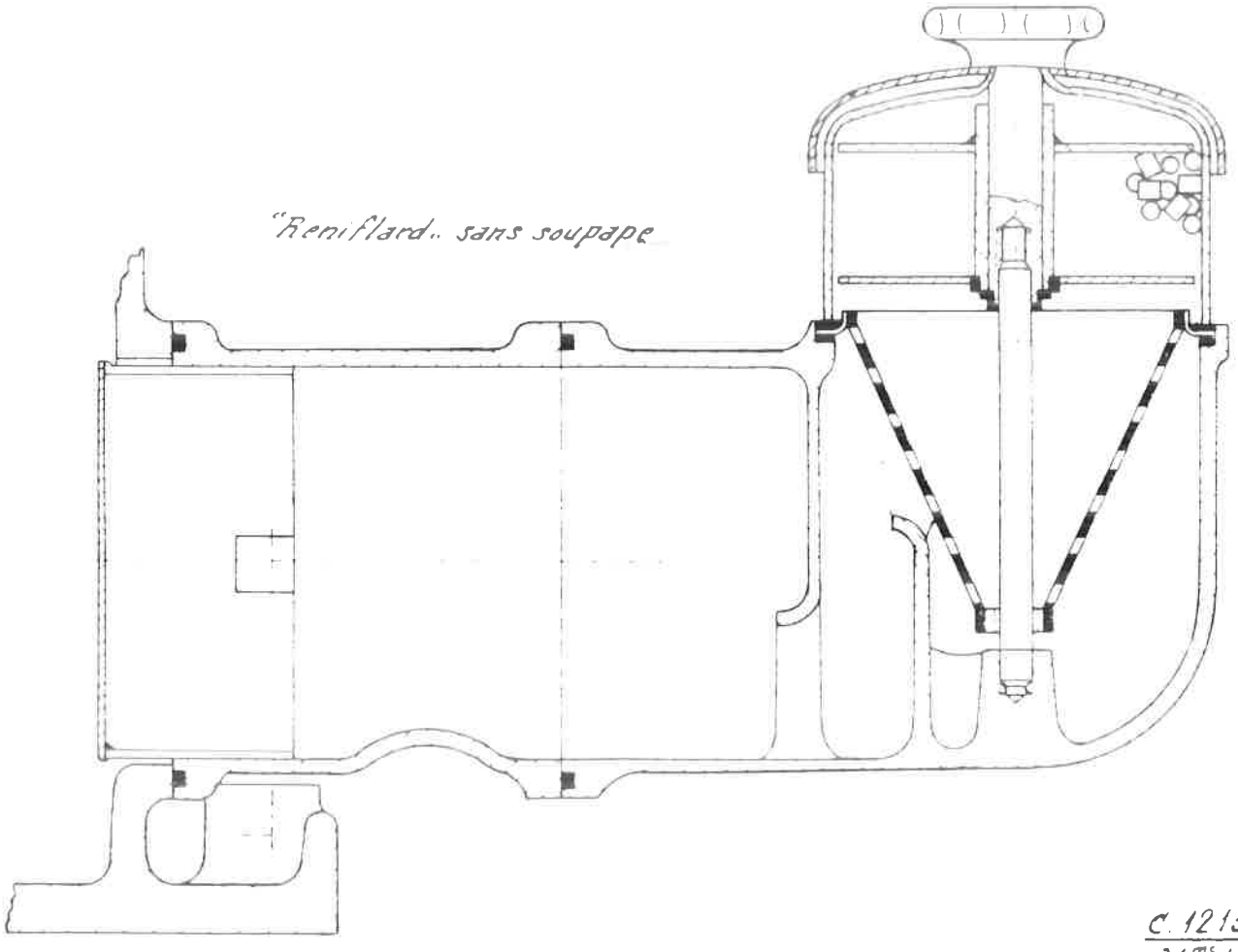


Fig. 321 "Reniflard" avec soupape

"Reniflard" sans soupape



V.P.

Moteur Co. 608 A.

Disposition du dispositif de ventilation du carter.

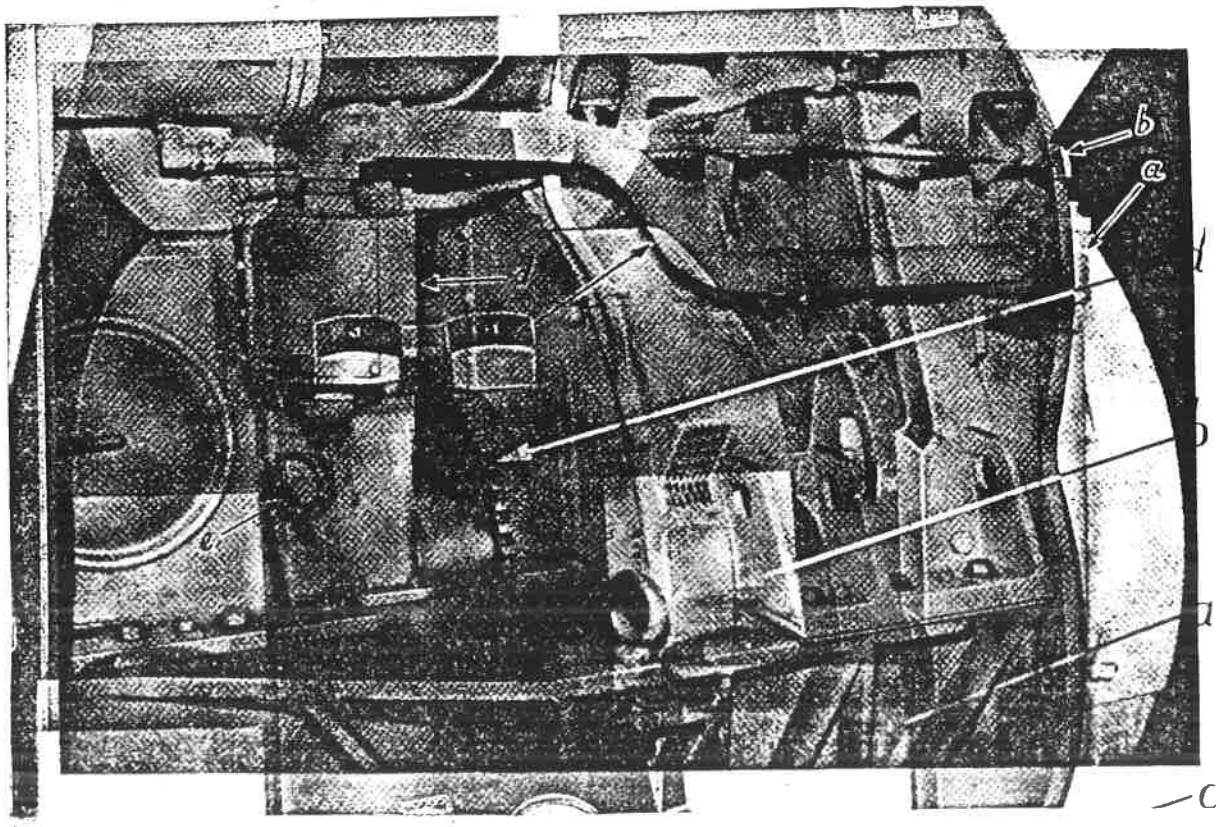


Fig. 322

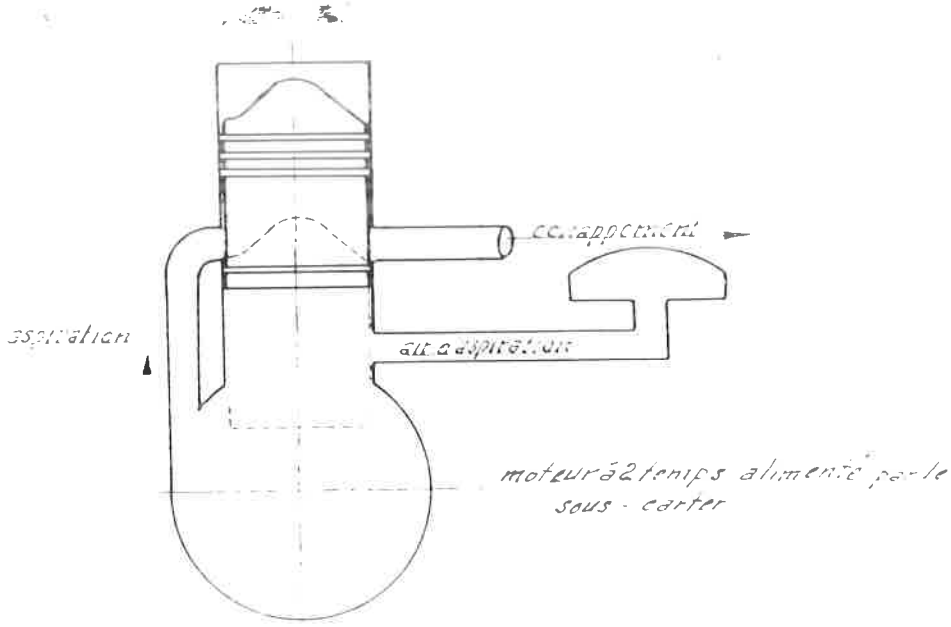
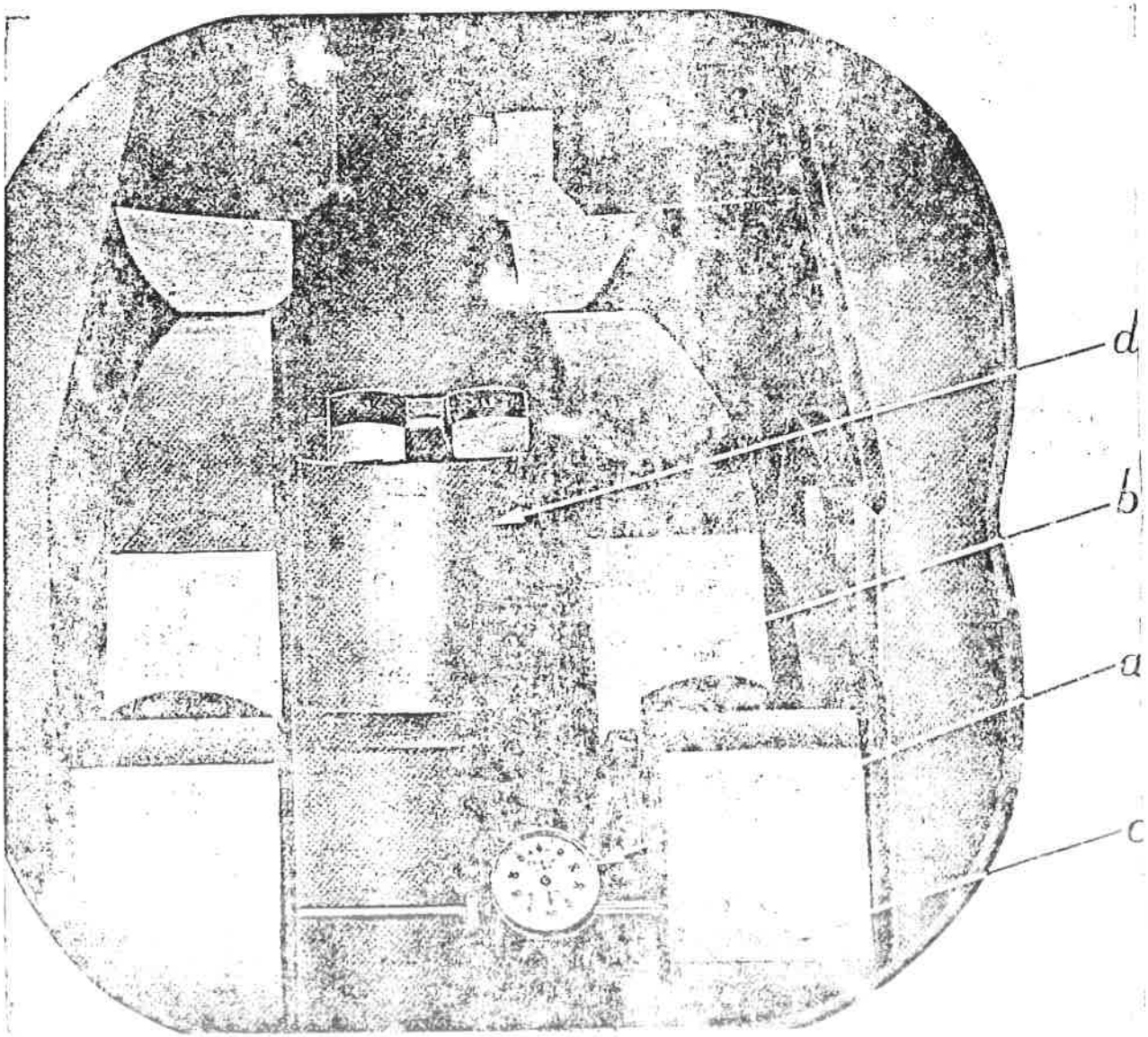


Fig. 323

Fig. 324 Moteur Co 608A. Mesure de la déflexion du vilebrequin



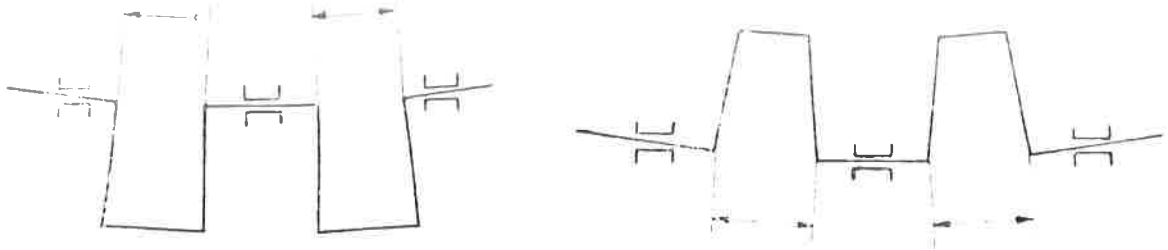


Fig. 325

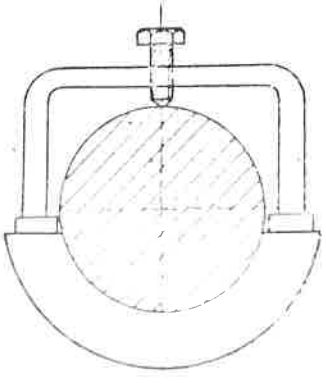


Fig. 326

Suite TITRE IV - CHAPITRE I - BATI MOTEUR.

VII. Les assemblages filetés du bâti et ses mécanismes en général.

Les tirants de bâti, que ce soient des goujons ou des boulons le traversant pour l'assemblage des blocs cylindres ou cylindres d'après le cas et des culasses, sont toujours usinés mécaniquement en acier de qualité bien définie traités thermiquement.

Des avaries sérieuses pouvant résulter de la rupture de ces pièces, il est important que, lors de la réparation, elles ne soient jamais remplacées que par des pièces d'origine ou fabriqués selon la spécification technique établie.

Comme pour tous les assemblages du moteur, le couple de serrage prescrit doit être respecté. (Voir paragraphe X).

Après démontage d'un moteur pour révision ou réparation, les assemblages filetés doivent subir un examen minutieux. Cet examen revêt une importance particulière lorsqu'il s'agit des boulons d'assemblage des chapeaux de palier et de bielle, en général fortement sollicités.

Cet examen porte de préférence sur la longueur du boulon qui est comparée à celle d'une pièce neuve d'origine et sur la recherche des fissures éventuelles. Une déformation permanente, de même que des fissures, indiquent que la limite d'élasticité du métal a été dépassée et à ce moment, le boulon ne présente plus de sécurité suffisante.

Les causes de fissuration ou de bris des boulons peuvent être résumées comme suit :

- couple de serrage exagéré (tension interne trop grande, déformation permanente) ;
- couple de serrage insuffisant (dislocation d'organes, vibrations, chocs, fuites aux joints, ...) ;
- l'utilisation d'une matière inappropriée (composition, traitement thermique ...) ;
- usinage défectueux (dimensions, forme) ;
- l'usure du filet de l'écrou ou de la vis (par ex. filet battu dans les bâtis en duralumin) ;
- fatigue du métal après un certain temps de fonctionnement.

VIII. Les culasses.

A. Généralités.

La culasse recouvre le cylindre et parfois aussi l'enveloppe d'eau qui l'entoure (cas des bâtis moulés) et reporte sur le bâti les efforts dus à la pression des gaz.

La culasse reprend les soupapes d'admission et d'échappement, l'injecteur (moteur diesel) ou la bougie d'allumage (moteurs à essence) et parfois encore une bougie de préchauffage, une soupape de lancement (lancement pneumatique), un bouchon de décompression muni dans certains cas d'une valve.

Un orifice est souvent prévu pour le raccordement d'un appareil indicateur.

La culasse est, selon le cas, refroidie par air (moteurs d'avion, motocyclettes, moteurs diesel ou à essence à refroidissement par air), ou par eau (la majorité des moteurs diesel).

Dans les petits moteurs, on trouve une seule culasse venue de coulée couvrant tous les cylindres d'une même ligne (voir culasse des moteurs GM t. 71, fig. 300, 34e leçon). Dans les moteurs plus importants, on trouve des culasses groupant 2 ou 3 cylindres.

Les gros moteurs sont équipés en général de culasses monocylindriques (fig. 313 et 318 - 34e leçon et fig. 327 - culasse moteur Co T 895SA).

Les culasses des moteurs Maybach sont venues de coulée avec les cylindres (fig. 319 - 34e leçon). Cette conception spéciale est actuellement dépassée.

Les culasses sont réalisées le plus souvent en fonte à grains fins. L'acier coulé amène des tensions de retrait. Aussi, celui-ci n'est employé que pour les culasses de forme très simple. Plus le moteur est chargé thermiquement (ex. moteur 2 temps), plus le métal choisi doit avoir une bonne résistance à la chaleur. Citons comme exemple, l'acier coulé au molybdène permettant la réduction de l'épaisseur des parois de culasses de 20 %.

La culasse peut aussi être élaborée par soudage d'éléments en acier coulé (fig. 328 - culasse moteur marin Sulzer 2 temps). Parfois, l'aluminium est utilisé dans les moteurs à refroidissement par air. En cas de refroidissement par eau, la meilleure conductibilité thermique de l'aluminium ne contre-balance pas la forte tendance à la corrosion et la déformation facile de la culasse lors de la pose et du serrage.

Le dessin de la culasse tient compte d'exigences multiples posées par la chambre de combustion, les soupapes, les trous de fixation ..., le refroidissement, le moulage et la coulée. Les formes et les épaisseurs sont dessinées de manière à obtenir des contraintes thermiques minimales.

Les sollicitations résultant de la pression des gaz jouent un rôle secondaire.

Ainsi, une culasse n'est donc jamais calculée mais est conçue de telle façon que ses parties soient convenablement refroidies et que la coulée ou élaboration soit aussi facile que possible.

Une difficulté réside parfois dans l'élimination des noyaux de coulée. Les ouvertures par lesquelles le sable de ces noyaux est évacué, sont obturés ultérieurement par des bouchons filetés (bouchons de déssablage).

Pour que le refroidissement de la culasse soit bon, l'eau de refroidissement doit entrer à sa partie inférieure et sortir à sa partie supérieure. Dans le cas contraire, on obtient une accumulation d'air ou de vapeur dans les cavités supérieures, ce qui contrarie la circulation de l'eau. Des points chauds surviennent autour de ces poches d'air ou de gaz. L'échauffement local de ces points de paroi provoque des tensions thermiques anormales qui tendent à provoquer des fissures.

Pour garantir la circulation au droit des parois les plus chaudes (logement de la soupape d'échappement), le raccordement de l'enveloppe d'eau du cylindre à la culasse est parfois muni d'un coude interne qui dirige le courant d'eau dans la zone du siège de la soupape d'échappement (ex. moteur Caterpillar).

Il faut aussi veiller à ce que la différence de température entre l'entrée et la sortie de la culasse soit la plus faible possible. Une grande différence de température provoque un écart de dilatation important du côté de la sortie d'où naissance de tensions de traction dans la paroi à l'endroit de l'entrée.

La paroi de la culasse qui entoure la chambre de combustion est la plus chaude et doit donc pouvoir se dilater assez aisément. Cette paroi doit être particulièrement bien refroidie. Dans cette partie naissent aussi de grandes tensions internes qui conduisent à la fissuration lorsque le refroidissement n'est pas assez actif. On ne peut en général pas remédier à cela en renforçant la construction, par ex. en multipliant le nombre de nervures de renforcement internes ou en renforçant ces nervures ; une construction trop rigide diminuerait en effet la possibilité de dilatation.

La culasse est parfois pourvue de couvercles de nettoyage qui rendent possible le nettoyage des chambres de refroidissement internes.

B. Joint de culasse.

Le joint entre le cylindre et la culasse doit être étanche aux gaz et à l'eau de refroidissement. En cas de défaut d'étanchéité, l'eau de refroidissement peut pénétrer dans le moteur (temps d'admission dans les moteurs à 4 temps) ou les gaz de combustion s'échapper vers l'extérieur ou dans le circuit de refroidissement, ce qui dérange la circulation de l'eau et

expose le moteur aux surchauffes et à la corrosion.

La pratique générale pour assurer l'étanchéité des surfaces de séparation consiste à les dresser parfaitement, ce qui pourrait rendre l'utilisation d'un joint inutile. Pratiquement, les faces de pose ne sont pas parfaites et se déforment légèrement en service, de sorte que dans presque tous les cas, on interpose un joint qui peut être constitué d'une couche d'amiante entre deux tôles minces de cuivre ou d'acier (joint métallo-plastique, moteurs Brossel et moteurs à essence).

Cette matière intermédiaire souple se conforme en quelque sorte aux défauts des faces de pose et permet l'étanchéité même en cas de défauts.

Ce joint de culasse durcit en service et s'amincit au serrage. Par la perte de son élasticité, un joint de culasse n'est pas réutilisable.

Une autre variante de ces joints consiste en une tôle d'acier perforée, élastique, garnie sur ses deux faces d'une couche d'amiante (fig. 329 - steelbestos).

La condition essentielle de bonne tenue des joints métallo-plastiques consiste à ce que les deux faces de pose soient parfaitement planes et en bon état.

Exemple : si les orifices de passages d'eau de la surface de pose du bloc moteur ou de la culasse sont corrodés à la périphérie et alors les bords renforcés des trous de passage du joint, ne portent plus suffisamment, des fuites peuvent se produire soit de gaz vers le circuit d'eau soit d'eau vers les cylindres.

Des altérations locales des faces de pose peuvent survenir à l'enlèvement de la culasse encore chaude, d'un serrage non judicieux des boulons d'assemblage ou lors de la dépose en engageant un outil entre les faces d'appui. Les culasses doivent être manipulées avec soin. Si le joint de culasse ne donne pas satisfaction, la cause doit toujours être recherchée et éliminée par une correction judicieuse au lieu de vouloir immédiatement prendre recours à des remèdes provisoires consistant à l'emploi de mastics (hermétique).

Ces matières durcissent et forment des rugosités entre les deux faces de pose qui peuvent, non seulement empêcher l'étanchéité complète, mais aussi être à la base d'une déformation de la culasse lors de son serrage (spécialement aux longues culasses multicylindriques).

Un autre type de joint de culasse (généralisé dans les moteurs à chemises humides) consiste en une rondelle métallique dans une tôle d'acier doux (joint plat cylindrique). Des anneaux en caoutchouc synthétique sont alors [illegible] pour l'étanchéité des canaux d'eau et d'huile. La fig. [illegible] montre une application de ces joints au moteur [illegible].

Ce joint doit aussi être remplacé lors de chaque enlèvement de la culasse. Les conditions essentielles de bonne tenue consistent en une épaisseur constante des joints d'acier et à la propreté des gorges ou rainures de pose des différents anneaux d'étanchéité. De plus, ces anneaux doivent rester en place à la pose pendant le serrage de la culasse.

Aux moteurs Co 95 SA et t. 608, le cylindre est rendu étanche par une rondelle en acier doux placé dans la gorge prévue dans la face supérieure de la chemise.

Aux moteurs GM t. 567/C l'étanchéité des passages d'eau est obtenue par des anneaux en caoutchouc synthétique. Le cylindre est isolé par une rondelle composée d'une rondelle en cuivre et rondelle en acier.

Les moteurs Carels-SEM, sont équipés des joints plats en cuivre rouge qui doivent être recuits avant leur montage.

C. Avaries aux culasses et joints de culasse.

Les avaries les plus courantes aux culasses consistent en fissures et la dégradation des faces de pose. Ces dernières entraînent des défauts d'étanchéité du joint.

Selon la conception des pièces, les indices sont, en cas de fuite interne :

- la présence d'eau dans le bain d'huile (fissures dans la paroi entre la chambre d'eau et la chambre de combustion. La zone entre les sièges des soupapes et le trou d'injecteur est la plus sensible aux fissures. Joint non étanche entre conduits d'eau et d'huile ou entre le conduit d'eau et le cylindre) ;

- la présence d'huile et de gaz de combustion dans le circuit de refroidissement ;

- une fuite d'eau aux parois externes de la culasse.

Voici quelques causes de la fissuration ou déformation des culasses et conséquemment, de la non-étanchéité des joints.

1. La surchauffe du moteur et en particulier celle provoquée par un manque d'eau dans le circuit ou par la présence de poches d'air, de vapeur ou de gaz dans le circuit d'eau et particulièrement dans la culasse elle-même ;

2. Arrêt brusque du moteur immédiatement après un fonctionnement à forte charge. Des poches de vapeur se forment alors sur les parois de la chambre de combustion très chaudes et privées de toute circulation d'eau après arrêt du moteur. Pour ce motif, un moteur ne peut être arrêté, après marche à forte charge, qu'après la marche d'au moins 5 minutes au ralenti ;

3. Une conception de culasse telle que le flux d'eau n'arrose pas suffisamment certains points chauds. Des poches de vapeur peuvent s'y produire et des tensions peuvent naître dans la matière ;

4. Rigidité exagérée des parois au-dessus de la chambre de combustion de sorte que leur dilatation est compromise. Cette cause est souvent conjuguée à un refroidissement non correct (différence de température de l'eau à l'entrée et à la sortie trop grande) ;

5. Au premier lancement à froid du moteur, présence d'eau et plus rarement d'huile et de combustible incompressible dans le cylindre. (Cela va souvent de pair, dans les constructions légères, avec le pliage de la bielle, le bris du piston, ...).

   Aussi, est-il conseillé de ne pas lancer le moteur, après une longue immobilisation, sans avoir préalablement viré le moteur avec les soupapes de décompression ouvertes ;

6. Réglage des injecteurs à une pression exagérée (phénomènes de détonnation) ;

7. Serrage inadéquat des boulons de culasse. Ceux-ci, surtout aux culasses multiples, doivent être serrés de façon alternée et progressivement jusqu'au couple de serrage prescrit ;

8. Serrage non conforme des vis ou goujons de fixation des porte-injecteurs (dans les constructions plus légères) ;

9. Appoint d'eau froide sur moteur chaud (refroidissement brusque et irrégulier des parois de la culasse d'où tensions exagérées et déformations) ;

10. Enlèvement de la culasse au moteur chaud ;

11. Enlèvement peu judicieux de la culasse (introduction d'un outil entre les faces de pose) ;

12. L'emploi de mastics durcissants sur les faces d'appui ou présence d'un corps étranger entre ces faces ;

13. Dégradation accidentelles des faces d'appui des culasses des cylindres par chutes d'objets, manipulation brutale et placement défectueux des pièces ;

14. Altération par corrosion des conduits de passage d'eau. Le joint ne s'appuie plus correctement ;

15. Mauvaise disposition du joint (constitué d'anneaux en caoutchouc ou en métal) ;

16. Joint défectueux (dimensions, matière, état de surface). Ex. joint en cuivre rouge non recuit, joint métallo-plastique durci) ;

17. Corrosion ou placement incorrect des bouchons de déssablage.

IX. Cylindres et chemises.

A. Généralités.

Les cylindres peuvent être soit coulés en une pièce avec le bâti ou être assemblés en blocs indépendants par séries de 2 ou 3 (moteurs Brossel et moteurs Carels-Sem) soit indépendants et fixés dans le bâti (moteurs Co 608 A - TH 895 SA - GM 567 C - A.B.C. DUS ou DXS).

Les chemises de cylindre sont toujours exécutées en fonte dure, résistante. L'épaisseur des parois est déterminée par la rigidité et l'échange de chaleur avec l'eau du circuit de refroidissement.

On donne parfois à la paroi une surépaisseur pour permettre le réalésage du cylindre aux réparations.

L'évolution de l'usure des chemises de cylindre est déterminée en grande partie par le type de moteur. Aux moteurs rapides ayant des dimensions de cylindre relativement faibles et consommant un combustible de bonne qualité, des températures élevées pour l'eau de refroidissement sont autorisées. Dans ce cas, l'usure des cylindres est de nature mécanique. La plus grande usure est constatée à la partie supérieure de la chambre de combustion. A cet endroit, la température est très élevée et la pression des segments sur les parois des cylindres est très forte. L'usure de la partie des cylindres est faible par rapport à la première (fig. 391). L'évolution de l'usure peut être améliorée par la nitruration ou par le chromage dur des cylindres suivant le procédé Vanderhorst - Ferus. Cette méthode consiste à déposer par voie électrolytique une couche de chrome dur d'une épaisseur de quelques dixièmes de mm après que les cylindres aient été honés soigneusement. Après chromage, le cylindre est passé à l'eau forte pour amener dans la surface intérieure des pores formant cavité (accrochage de l'huile de graissage) et honé à mesure.

Par contre, les moteurs marins lents à grand alésage utilisant généralement des combustibles bon marché de mauvaise qualité (haute teneur en soufre). Ces moteurs fonctionnent pratiquement toujours à basse température de l'eau de refroidissement ; il se produit sur les parois de cylindre des condensations d'acide sulfurique. Dans ce cas, l'usure est de nature chimique (corrosion). Ici également, l'usure est en général la plus grande à la partie supérieure du cylindre mais elle peut aussi, à cause de son caractère chimique, se poursuivre plus bas. On cherche à éviter cette usure par corrosion en utilisant des huiles de graissage contenant des alcalins ainsi que par le chromage dur de la chemise des cylindres.

La couche de chrome présente des alliés minuscules qui assurent une bonne répartition de l'huile [illegible] genre de porosité.

La chemise de cylindre est soutenue en deux, parfois en trois endroits. En général, la chemise est encastrée à sa partie supérieure. A la partie inférieure et rarement au centre, elle s'appuie au bâti dans un logement appelé diaphragme ou des joints toriques en caoutchouc synthétique permettent la dilatation du cylindre.

L'appui central éventuel a pour but de prévenir une trop grande flexion de la chemise. Il présente l'inconvénient d'entraver la libre dilatation de la chemise et n'est appliqué que pour des chemises de moteurs 2 temps pourvus de lumières d'admission. C'est notamment le cas aux moteurs diesel 2 temps Sulzer mais pas aux moteurs 2 temps GMC t. 567 C.

Si l'étanchéité du diaphragme est assurée au moyen de plusieurs joints, il est foré parfois un petit trou dans le bâti donnant entre les joints inférieurs. Un manque d'étanchéité éventuelle des joints supérieurs se déclare à l'extérieur du moteur avant que l'eau ne pénètre dans le moteur.

A certains moteurs de grande puissance, la chemise de cylindre est pourvue d'un ou plusieurs canaux d'amenée d'huile de graissage au cylindre (fig. 332 et 333). Ceux-ci sont normalement placés assez bas pour que, dans la position inférieure du piston, ils débouchent en dessous du segment supérieur (donc pas dans la chambre de combustion). Si ce n'est pas le cas par ex. aux moteurs Sulzer 2 temps, la pompe à huile de graissage est disposée de telle façon que l'huile n'est envoyée aux cylindres que lorsque l'orifice de graissage est couvert par le piston.

En examinant les différentes conceptions de cylindres, il apparaît qu'à l'encastrement dans le bâti, c'est-à-dire à l'endroit le plus chaud, le refroidissement est minimal.

Par conséquent, à cet endroit, on risque de grandes contraintes thermiques dans les organes constitutifs du moteur.

F. Usure et avaries des cylindres.

1. Remarque préliminaire.

La chemise, le bâti et les joints doivent être soigneusement contrôlés avant montage quant à leur géométrie et état de surface des alésages et des faces de pose.

Les conditions correctes de montage assureront l'usure normale de l'assemblage, - piston, segments, cylindre.

Par contre, tout défaut sera de nature à entraîner des formes d'usure rapide qui, dans les cas aigus pourront aller jusqu' au grippage des éléments de l'assemblage.

Après le montage, on vérifiera si le cylindre n'est pas déformé.

2. Causes d'une géométrie ou état de surface défectueux de la chemise.

- L'usinage lui-même (par ex. par un montage défectueux sur l'aléseuse ou une usure trop grande de la broche de cette machine) ;
- Usage de pierres à honer non conformes ;
- Joints toriques mal placés ou non conformes ;
- Rigidité insuffisante du carter ;
- Serrage exagéré des boulons de fixation des culasses ;
- Portée défectueuse de la collerette d'appui de la chemise sur la bâti (faute de planéité) ;
- Joints de culasse défectueux ;
- Mauvaise disposition de la chemise repère de montage ou broche de guidage mal placée ;
- Des conditions défectueuses amenant un défaut géométrique tel que l'axe du cylindre ne coupe pas l'axe du vilebrequin.

Une méthode apportée, pour vérifier la position du cylindre par rapport au vilebrequin, consiste à laisser descendre un fil à plomb dans le cylindre à une distance de + - 5 mm de la paroi ; un fil fin est suspendu à une règle placée d'abord parallèlement à l'axe du vilebrequin et ensuite perpendiculairement à cette direction. La distance entre le fil et la paroi du cylindre doit être partout identique (fig. 335), ce que contrôle la condition de parallélisme.

3. Conicité et ovalisation.

Après un certain temps de fonctionnement, la paroi interne du cylindre présente une certaine conicité et ovalisation.

Ce défaut peut également se présenter en raison d'un montage incorrect. Un contrôle après montage est toujours indispensable et les limites fixées par le constructeur doivent être respectées.

La conicité est la différence entre les diamètres intérieurs maxi et mini exprimée en mm et la mesure des diamètres s'effectuant dans un même plan vertical.

La conicité C est donc donnée par

C = D1 - D2 (fig. 334)

L'ovalisation est la différence entre les diamètres intérieurs maxi-mini mesurés dans un même plan horizontal et exprimé en mm. L'ovalisation OV est donc donnée par :

$$OV = D_L - D_T \qquad \text{(fig. 334)}$$

Les mesures sont effectuées à l'aide d'un comparateur d'alésage ou d'une jauge micrométrique. En général, les endroits des mesures sont fixés sur des fiches de mesurage. Ces endroits sont choisis là où l'usure en service est maximale et au droit des joints toriques inférieurs.

Lorsque l'usure croît au niveau du PMH du piston, l'étanchéité de la chambre de combustion par les segments est compromise.

Indices extérieurs d'usure.

Combustion défectueuse, perte de compression, consommation d'huile exagérée, débit de gaz de soufflage important, perte de puissance, phénomènes de détonation (aux moteurs diesel), contamination rapide de l'huile de graissage par des suies.

Souvent, on adopte comme valeur maxi de l'usure :

0,005 mm par mm de diamètre.

Si D2 (fig. 334), est l'alésage initial exprimé en mm, la conicité et l'ovalisation maximales autorisées sont (0,005 D2) mm. Pour un alésage de 100 mm, certains spécialistes autorisent une conicité maximale de 0,5 mm, d'autres 0,3 mm.

Une usure de 0,025 mm par 1000 h de fonctionnement effectif peut être considérée comme une limite. Pendant la première période de 1000 h, une usure moyenne plus grande ne peut être admise que pendant les périodes de 1000 h suivantes.

Si l'usure d'un cylindre est anormalement rapide, la cause doit en être recherchée. Voici quelques indications sur les parties usées et la cause des usures :

Usure vers le PMH :

- Combustible à haute teneur en soufre combiné à une marche à froid et associé à l'utilisation d'une huile de qualité médiocre ;
- Injecteur défectueux (lavage des parois du cylindre) ;
- Filtration de l'air d'alimentation insuffisante ;
- Fonte des cylindres de mauvaise qualité ;
- Fonte des segments trop dure ;
- Segments non conformes (forme, tension, matière) ;

- Fuite d'eau dans la chambre de combustion.

Usure généralisée.

- Abrasif des pierres de honage non éliminé après l'opération de honage ;

- Etat des surfaces prescrit non respecté empêchant le rodage des pièces.

Usure vers le PMB.

- Particules abrasives dans l'huile de graissage abandonnées au remontage ou introduites avec l'huile (récipients malpropres) ;

- Chemise déformée à la pose (joints toriques non corrects ou mal placés).

Si la conicité ou l'ovalisation atteignent leur valeur limite, soit par déformation, soit par usure, la chemise doit être réformée pour réparation (honage, réalésage) ou mise à mitrailles.

4. Grippage d'un ensemble piston-cylindre.

Le grippage résulte : d'une usure accélérée (échauffement et soudures locales) due à un contact métal-métal provoqué par l'impossibilité de maintien du film d'huile.

a) Déformations causant des pressions spécifiques exagérées éjectant le film d'huile ;

b) Manque de graissage : pompe à huile défectueuse ou débit localement insuffisant (raclage trop efficace), obstruction de canaux d'amenée d'huile) ;

c) Présence d'abrasif (d'usinage ou de l'air mal filtré ou d'une huile polluée) ;

d) Fatigue superficielle : couche de chrome s'écaillant et quittant la surface protégée contre l'usure (segments de feu chromés dans un cylindre chromé).

Le résultat d'un grippage généralisé peut aller jusqu'au bris du piston et du cylindre avec pliage de la bielle et dégâts au bâti et au vilebrequin. A ce moment, la cause initiale a souvent disparu sous des dégâts secondaires.

X - Le serrage des boulons et des écrous.

1. Utilité du serrage correct.

Le serrage correct des boulons et des écrous d'assemblage des organes de machine lorsque la tige filetée est soumise à des efforts importants et variables est très important (maintien

des fixations des organes, fonctionnement de l'ensemble de la machine).

De tels assemblages existent dans le moteur diesel, notamment :

- l'assemblage du sous-carter au bloc moteur ;
- la fixation de la culasse sur le bloc moteur ;
- la fixation des chapeaux de paliers du vilebrequin ;
- la fixation des chapeaux de paliers à la tête de bielle ;
- la fixation des pompes d'injection individuelles sur le bloc moteur.

Le serrage correct consiste à mettre la tige d'assemblage sous tension tel que l'effort qui en résulte soit supérieur à l'effort maximal tendant à écarter les pièces assemblées lors du fonctionnement de la machine ; un serrage insuffisant entraîne des jeux inadmissibles entre les pièces tandis qu'un serrage excessif entraîne des tensions inutilement élevées.

Exemple : Boulons d'assemblage de la culasse. La pression maximale de combustion P entraîne un effort F_R sur la paroi de la culasse qui tend à soulever la culasse du bloc moteur. Les 4 ou 6 boulons d'assemblage doivent donc être serrés de manière à ce que la culasse ne puisse s'écarter ; la contrainte globale des boulons doit dès lors être supérieure à F_R. On dit que les boulons sont précontraints.

2. Principes.

a) Lorsqu'on serre un écrou, une contrainte apparait dans la tige filetée ; celle-ci entraîne un allongement ΔL

$$\Delta L = L \times \frac{F}{S} \times \frac{1}{E}$$

avec L = Longueur initiale de la partie de la tige filetée sous tension (mm) ;

F = Effort agissant suivant l'axe de la tige (N) ;

S = Section de la tige (mm^2) ;

E = Module d'élasticité (N/mm^2).

Inversement, un boulon qui s'allonge en cours de serrage d'une longueur ΔL est soumis à un effort de traction F déterminé par la relation ci-dessus.

b) Lorsque une tige filetée est vissée dans un alésage fileté (ou lorsqu'un écrou est vissé sur une tige filetée), la résistance offerte F_W est exprimée par la relation :

$F_W = F \times f$

avec F = l'effort dirigé suivant l'axe de la tige qui agit sur le filet ;

f = le coéfficient de frottement du filet qui dépend de l'état de surface du filet, de la lubrification, ...

Pour vaincre la résistance de frottement F_W, il faut exercer un couple de serrage $F_A \times a$ dont la valeur dépend de l'effort agissant dans l'axe de la tige filetée.

$F_A \times a = F_W \times R$ (R = rayon du filet)

$= F \times f \times R$

3. Règles pratiques :

Des considérations précédentes, il apparait que le serrage effectué à l'aide d'une clé dynamométrique n'est pas très fidèle ; l'effort développé dans la tige d'assemblage dépend du coéfficient de frottement et de l'état du filet. On doit de plus tenir compte du frottement de l'écrou sur la pièce assemblée.

Une attention particulière doit être consacrée à l'état du filet (propreté, dégradations) et au moyen de lubrification utilisé (pe : molykote).

Une méthode plus fidèle consiste à mesurer la longueur initiale de la tige filetée et d'effectuer le serrage jusqu'au moment auquel l'allongement prévu par le constructeur est atteint. Dans ce cas, il est indiqué d'utiliser un repère à chaque extrémité de la tige entre lesquels on effectue la mesure de l'allongement.

Une variante à la précédente consiste à précontraindre la tige à l'aide d'un équipement hydraulique, l'effort de traction développé étant déterminé à l'aide de la pression d'huile. Lorsque l'effort est obtenu, on visse à la main l'écrou contre la pièce à assembler.

Il est toujours recommandé, après la première remise en service d'un moteur de resserrer certains écrous (fixation de la culasse, du carter ...) lorsque le moteur se trouve à la température de régime.

Culasse du moteur Cockerill TH. 355A. avec culbuteur montée

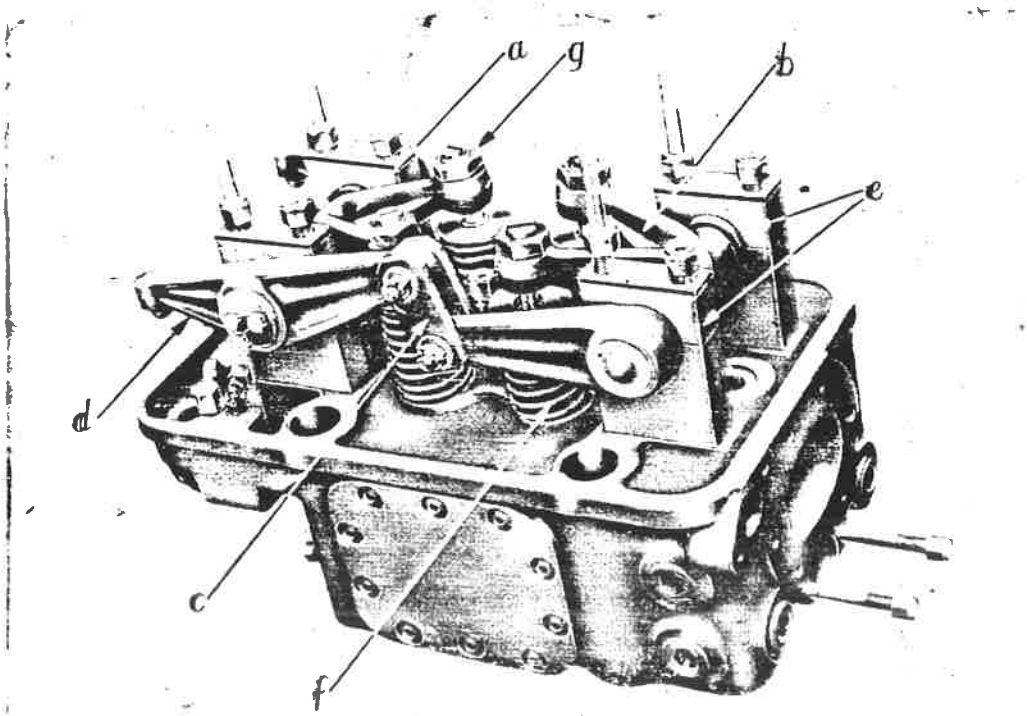


Fig. 327

Fig. 328 CULASSE SOUDEE D'UN MOTEUR "SULZER" MARIN

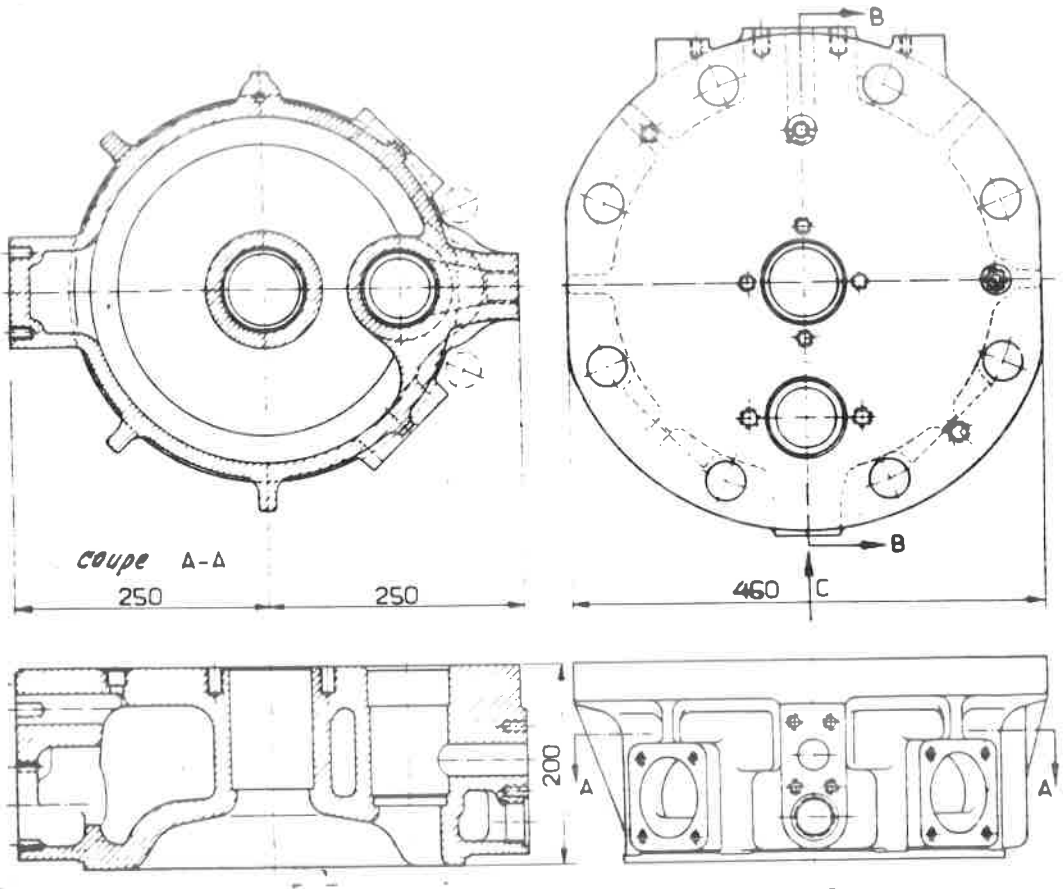
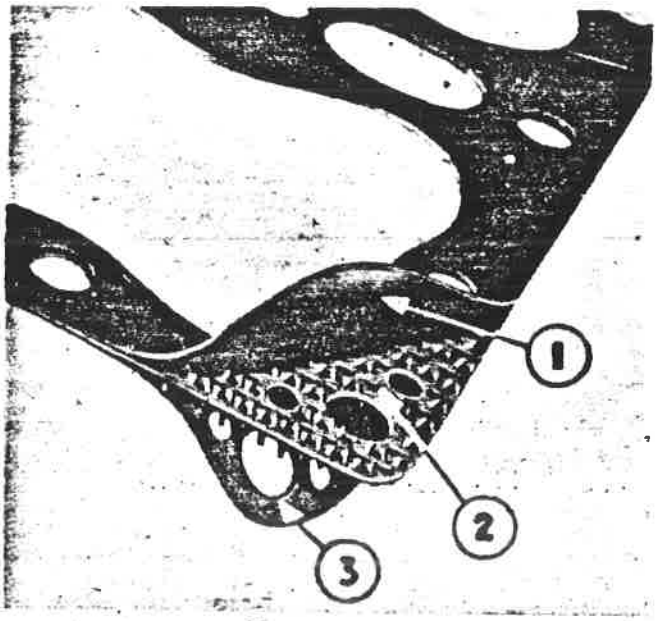


Fig. 329



Type de joint métalloplastique : "Steelbestos"
1 et 3 couche d'amiante
2 : tôle perforée élastique

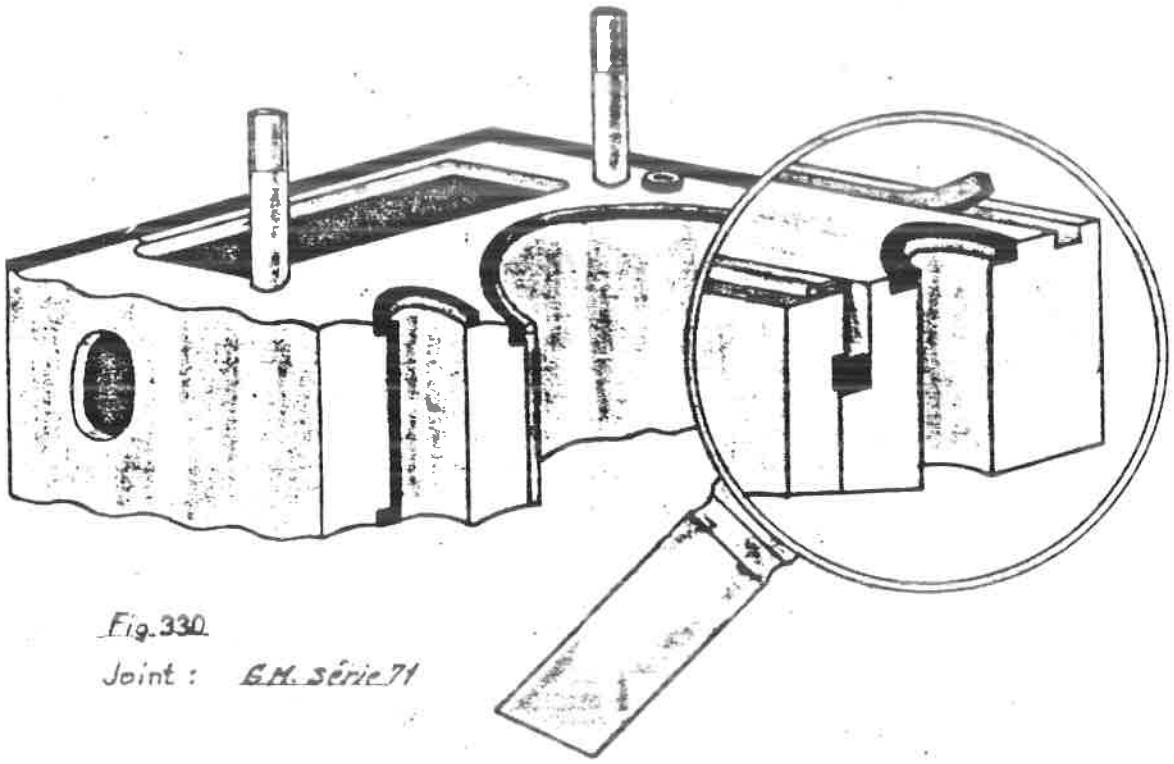


Fig. 330
Joint : G.M. série 71

Schéma de l'usure d'un moteur diesel 4 T.

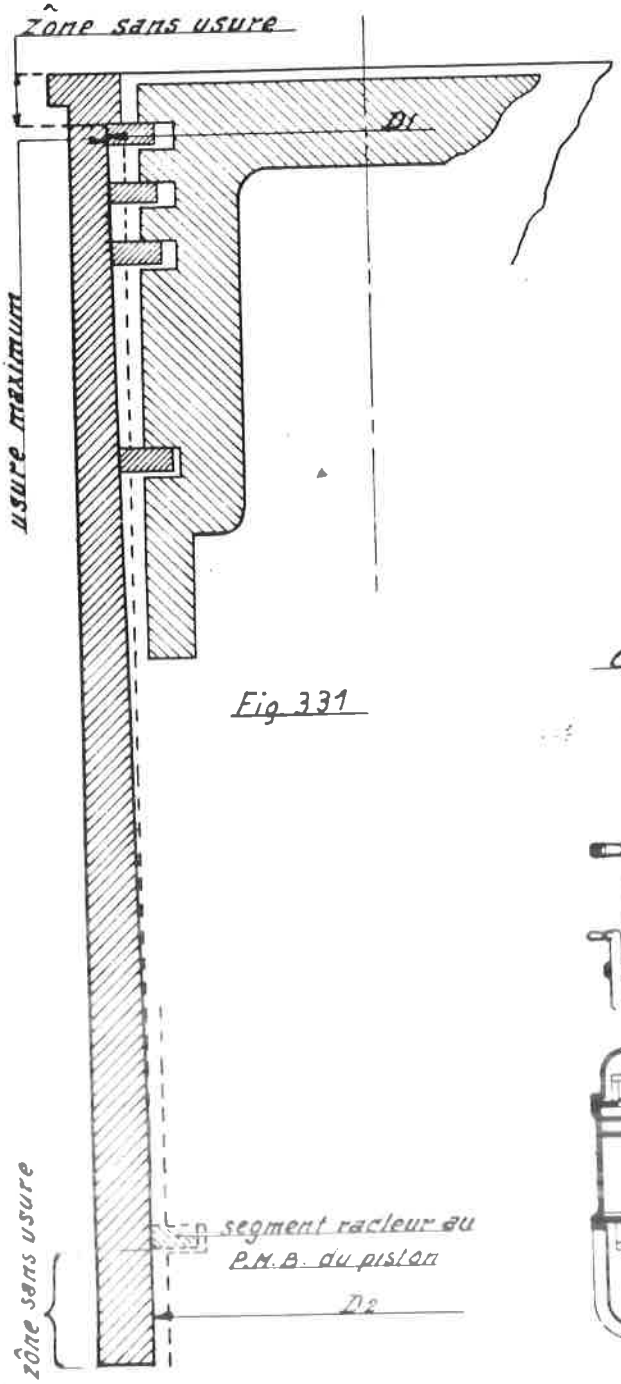


Fig. 331

Fig. 332

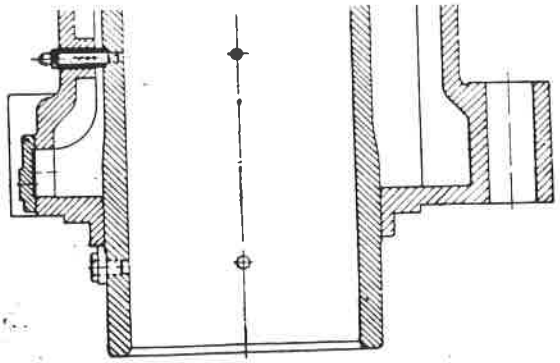


Fig. 333

Coupe d'un moteur Marin deux temps "Sulzer"

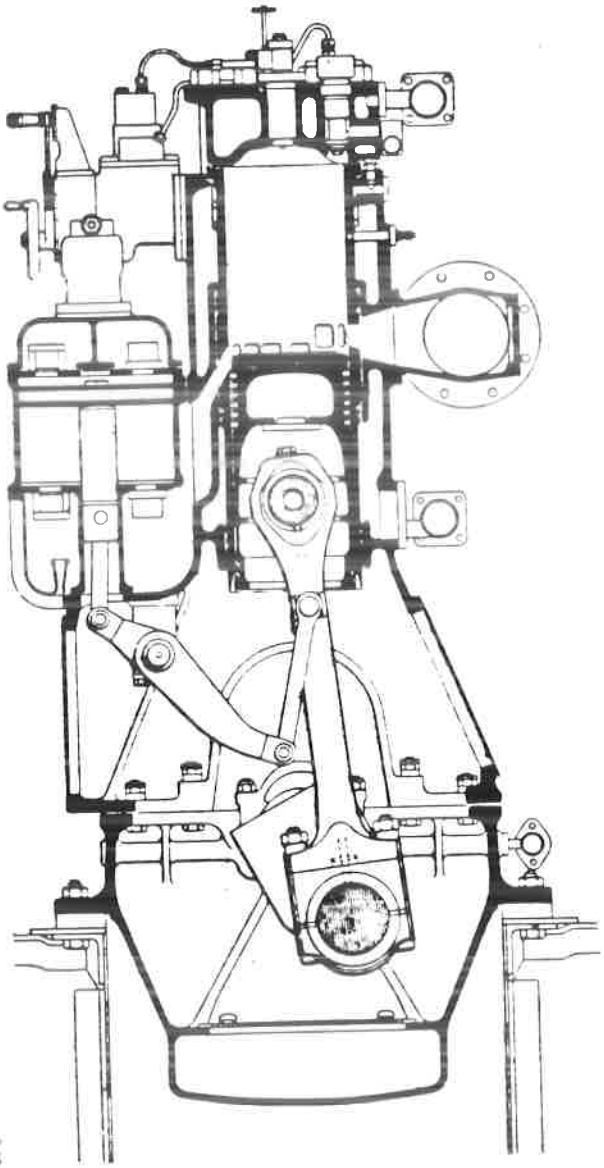


Fig. 334

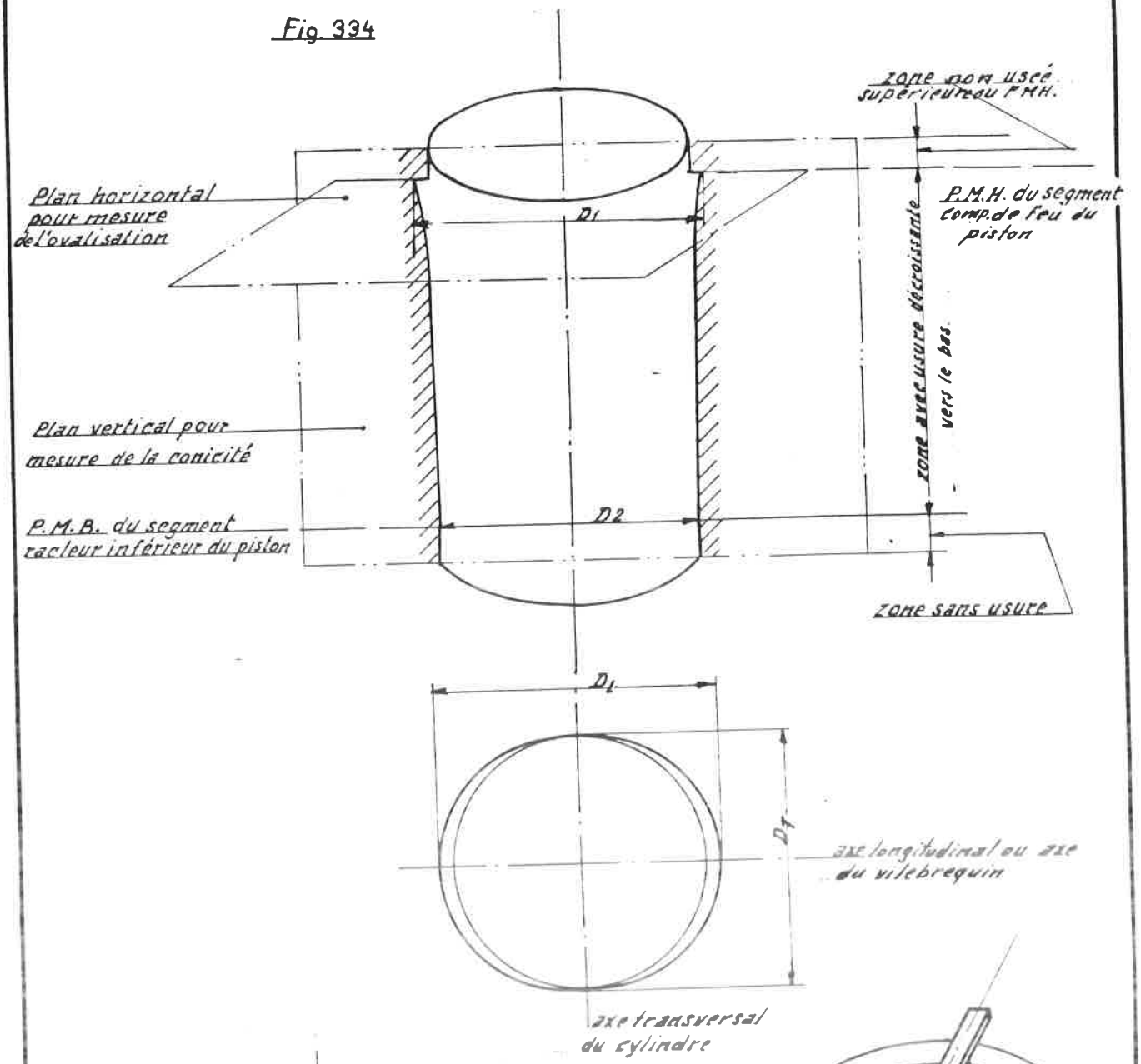
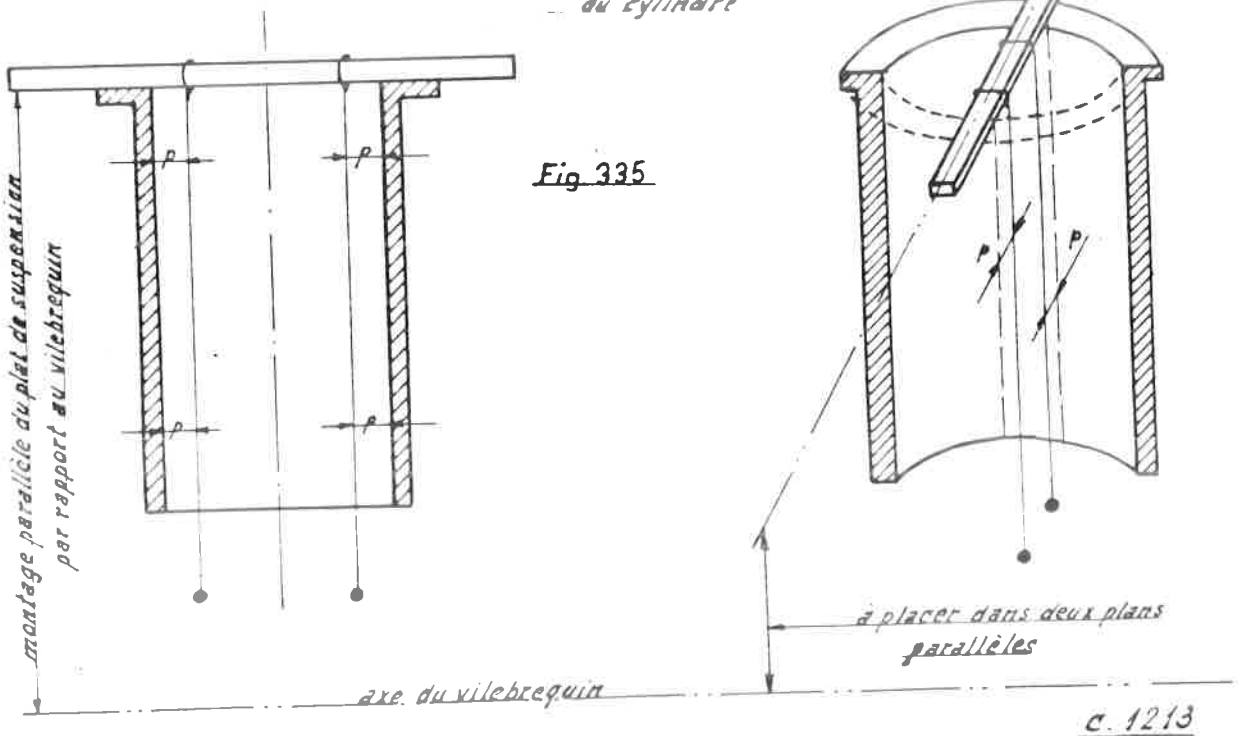


Fig. 335



V.P.

CHAPITRE II - Le vilebrequin et ses paliers.

I. Le vilebrequin.

A. Matière et forme.

Un vilebrequin peut être forgé en une pièce ou en plusieurs tronçons assemblés, estampé ou encore formé d'un assemblage de pièces forgées et décolletées. Les vilebrequins de petits moteurs sont parfois coulés.

Les vilebrequins forgés ou estampés sont exécutés le plus souvent en acier de forge Siemens-Martin, d'une résistance de 44 à 70 daN/mm² et d'une élasticité de 15 à 24 %.

Pour les moteurs fortement chargés, on emploie actuellement de l'acier amélioré dont la résistance à la traction atteint 90 daN/mm2 et ayant une élasticité de plus de 12 %. (acier au nickel-chrome ou nickel-chrome-molybdène).

De plus en plus la puissance par cylindre croît, si bien qu'on est amené au traitement thermique , vu les hautes pressions spécifiques des coussinets sur les tourillons et manetons.

Les taux de travail maximaux à prendre en considération pour le calcul des vilebrequins sont 5 à 7 daN/mm² pour l'acier au carbone et 13,50 daN/mm² pour les aciers alliés. La charge maximale autorisée adoptée dépendra principalement de la grandeur des variations de la charge ainsi que de la longueur de la finition et de la forme du vilebrequin.

La résistance à la traction diminue en effet avec l'accroissement de la section de la matière.

Dans le vilebrequin, toute concentration de tension doit être évitée. C'est dans ce but que le raccord des manetons des tourillons est assuré par des congés (environ 0,08 à 0,1 fois le diamètre du tourillon ou maneton)(fig. 336).

Pour raccourcir le vilebrequin, les congés sont parfois incurvés dans les flasques (fig. 337). On évite l'effet de résilience (fissures superficielles) en polissant parfaitement les surfaces des tourillons.

Les forages d'amenée de l'huile de graissage sont souvent l'origine de naissance de fissures. Aussi les orifices doivent être bien dégagés, de préférence avec précontrainte de la matière entourant le trou, par ex. en comprimant fortement cette zone au moyen d'une bille d'un diamètre approprié (fig. 338, 339).

Pour les grands moteurs, on n'a pas intérêt à employer de l'acier allié, leurs vilebrequins, pour des raisons de rigidité, devant avoir une certaine épaisseur minimum.

B. Fabrication du vilebrequin.

Si le vilebrequin est usiné dans un "bloom" ou lingot pour éviter le forgeage plus coûteux, le flux de force dans les flasques est perpendiculaire à la direction de laminage du métal. Les fibres de métal sont sectionnées de sorte qu'il n'y a aucune continuité dans leur disposition (fig. 340).

Vu la sollicitation du coudé, la disposition continue des fibres est de loin préférable. Cette disposition est réalisée dans la fabrication fibrée où les flasques et les manetons sont forgés dans le plan propre qui les caractérise. C'est la disposition idéale adoptée dans les cas difficiles.

Dans la construction forgée ou estampée, l'ensemble est forgé ou estampé dans un même plan; les manetons subissent ensuite un pliage à chaud qui assure la position souhaitée. Dans ce cas, les fibres gardent une certaine continuité mais subissent une certaine tension (fig.).

Les vilebrequins coulés en acier ou en fonte nodulaire (mébanite) peuvent être exécutés à moindre frais. La pièce peut, en effet, être coulée très proche des dimensions souhaitées ce qui réduit les opérations d'usinage.

Ford emploie depuis longtemps déjà des vilebrequins en acier allié coulé (1,5 % C, 2 % Cu et 0,5 % Cr). Cette matière offre aussi l'avantage que le carbone se présente sous la forme de graphite ce qui améliore les propriétés de la surface des tourillons (graissage en cas de manque d'huile).

Dans les fontes modernes, on obtient le graphite sous la même forme par des alliages et le traitement thermique.

Un autre exemple de vilebrequin en acier coulé est celui des moteurs GM série 71 (fig.).

Aux vilebrequins construits ou assemblés (appliqués aux moteurs lents du type marine) les manetons et les tourillons sont pressés dans les flasques (fig.).

On notera dans ces coudés l'absence d'arrondis de raccord entre les manetons et les flasques.

La construction par pressage présente l'inconvénient de créer des tensions de contraction dont l'influence est parfois contrecarrée par l'accroissement du diamètre des portées pressées des tourillons. Dans ce cas, on retrouvera des arrondis (fig. 343).

Les vilebrequins à éléments multiples sont souvent plus lourds que les vilebrequins fabriqués en une seule pièce

Ce type de construction permet la coulée des flasques d'une seule pièce avec les contrepoids (fig. ---).

Aux vilebrequins forgés, les contrepoids usinés en queue d'aronde sont assemblés par des boulons. En raison de la charge peu variable, on admet dans ces boulons de fixation des tensions très élevées (fig. ---).

(Exemple : vilebrequin de moteur CO [illegible] - Fig. ---) .

Les vilebrequins se terminent à une des extrémités par un plateau pour la fixation du volant ou de l'embrayage éventuel (éventuellement conique).

On rapporte aussi à l'un ou l'autre bout des engrenages pour l'entraînement de la distribution et des pompes. Cette roue dentée est parfois réalisée en 2 pièces (moteurs CO 95 SA). A la sortie de l'arbre du carter et pour assurer l'étanchéité à l'huile, on trouve généralement un larmier.

Le vilebrequin peut aussi être muni d'un plateau pour la fixation de l'amortisseur de vibrations.

Remarques.

1. Comme exemple de vilebrequins assemblés, citons ceux des moteurs Maybach t. "MD" . Ils consistent en disques reliés par les tourillons et manetons tels que représentés aux fig. ---/a et b.

La périphérie de chaque disque forme la surface de roulement intérieure des galets qui supportent le vilebrequin par l'intermédiaire de bagues extérieures pressées dans les logements des paliers de bâti.

2. La fig. [illegible] montre le forage des canaux d'huile du vilebrequin des moteurs GMC t. 567.

3. En raison des difficultés que présente le forage des conduits de graissage, certains constructeurs les suppriment. C'est le cas des moteurs marins 2 temps Sulzer déjà cités antérieurement. La tête de bielle est graissée au départ du côté opposé.

4. On fait une distinction entre les vilebrequins à simple forage et les vilebrequins à double forage en ce qui concerne le graissage des manetons.

Le vilebrequin du moteur G.M. 567 (fig. 349) est à simple forage, c'est-à-dire que l'huile de graissage au maneton vient d'un tourillon ; à un vilebrequin à double forage, l'huile de graissage du maneton vient de chaque tourillon adjacent. On évite ainsi l'interruption de graissage en cas d'obstruction d'un conduit.

Cette conception est utilisée principalement pour les moteurs à haute pression spécifique aux coussinets. [illegible] types de vilebrequin sont rencontrés sur le moteur [illegible] des locomotives série 57 et 59).

C. Traitement thermique des vilebrequins.

La plupart des vilebrequins, qu'ils soient forgés ou coulés, subissent un traitement thermique. (trempe à la température de 800 à 1000°C suivie d'un revenu). Un vilebrequin ainsi traité est appelé "doux" et la surface des tourillons et manetons est suffisamment dure pour résister aux forces de frottement provoquées par les coussinets en métal régul tels qu'employés dans les moteurs marins lents et dans les moteurs à essence.

Aux autres moteurs, l'emploi de coussinets en "cupro plomb" (bronze au plomb) exige des surfaces plus dures sinon le vilebrequin s'userait plus vite que les coussinets facilement remplaçables.

La teneur assez élevée en carbone de tous les vilebrequins permettrait la trempe à coeur de ceux-ci. Cette trempe pourrait abaisser fortement la résistance à la flexion du vilebrequin. Pour palier cet inconvénient, on adopte la trempe superficielle qui permet de maintenir l'élasticité de la pièce.

Le procédé de trempe superficielle consiste en une chauffe très rapide de la surface extérieure des tourillons et manetons à la température de trempe suivie d'un refroidissement brusque. Du fait de l'échauffement rapide de la surface extérieure, le noyau intérieur n'a pas le temps de s'échauffer et sa structure est maintenue.

Ce traitement s'effectue sur un tour spécial. Le vilebrequin tourne lentement tandis que ses portées sont soumises

sur toute la largeur à la chaleur intense d'un brûleur à gaz. En une minute, on atteint une température superficielle de 900°C; la flamme est alors éloignée et un jet d'eau est dirigé sur le tourillon maintenu en rotation.

Le chauffage est parfois réalisé par induction. Une bobine, en deux parties, est placée autour du tourillon et un courant alternatif à haute fréquence provoque des courants superficiels dans le tourillon (skin effect résultant de la haute fréquence).

La surface extérieure est portée à 800°C en 3 à 4 s. La fig.351 montre l'évolution de la dureté obtenue par trempe superficielle sur des vilebrequins en acier au carbone ordinaire.

Le chromage dur est une autre méthode d'accroissement de la dureté superficielle. Les portées du vilebrequin sont alors usinées sous le diamètre nominal de 0,05 à 0,15 mm. La cote nominale est rétablie par un dépôt électrolytique de chrome de 0,025 (mince) à 0,075 (épais). Cette méthode est peu appliquée ; elle est par contre indiquée comme méthode de réparation (éviter les cotes de réparation).

La trempe superficielle et le chromage ne provoquent pas des déformations du vilebrequin, mais exigent une rectification après traitement.

D. Sollicitation d'un vilebrequin

La détermination des forces agissant sur les éléments constitutifs du vilebrequin est assez complexe. Il faut considérer :

1. Les forces réelles exercées par les bielles sur les manetons.

   Elles résultent :

   a) de la poussée des gaz transmise par les bielles aux manetons ;

   b) des forces d'inertie auxquelles sont soumis les éléments des bielles (voir titre I - Chapitre III - forces d'inertie).

   Ces forces changent à chaque instant de direction et de grandeur selon la pression variable des gaz sur les pistons, l'orientation des bielles et la vitesse du moteur.

2. Les forces de réaction agissant sur les tourillons du vilebrequin.

   Ces forces sont déterminées à chaque instant par la grandeur et la direction des forces exercées sur les manetons et par le poids s'exerçant au centre de gravité du vilebrequin et constitué par l'arbre et les organes calés sur celui-ci (le volant, l'amortisseur de vibrations, l'engrenage de distribution, etc...).

   Les forces de réaction sont également partiellement constituées par le couple résistant exercé par le récepteur au volant. Celui-ci est égal en grandeur et est dirigé en sens opposé au couple moteur ; il peut donc être considéré comme étant le produit d'une force tangentielle agissant sur le volant par le rayon du volant.

3. Les forces centrifuges agissant sur les différentes parties du vilebrequin.

Vu la grande vitesse avec laquelle les forces susmentionnées s'inversent et ce particulièrement aux moteurs rapides, ces forces entraînent des vibrations.

Il s'ensuit qu'un vilebrequin est pratiquement soumis, dans chacune de ses sections aux vibrations suivantes :

1. Vibrations de flexion qui soumettent le vilebrequin à la flexion.
2. Les vibrations de frottement (torsion) qui soumettent le vilebrequin à la torsion.
3. Les vibrations centrifuges qui sont la conséquence des forces centrifuges.

Ces vibrations provoquent une fatigue du métal du vilebrequin de sorte qu'un vilebrequin ne se déforme ou ne se brise jamais par suite de flexion ou torsion simple mais par des phénomènes de fatigue résultant de l'alternance de ces sollicitations.

Réduction des vibrations.

1. Les vibrations de flexion sont combattues en augmentant la rigidité de la construction du vilebrequin et en prévoyant le maximum de points d'appui (un palier par cylindre). Une rigidité insuffisante du carter favorise les vibrations de flexion et, par conséquent, les bris de vilebrequin. Les moyens pour augmenter la rigidité du carter ont été exposés ci-avant.

2. Les vibrations centrifuges sont combattues par un équilibrage statique et dynamique du vilebrequin.

L'équilibrage statique est réalisé en disposant le vilebrequin sur deux appuis prismatiques ou entre 2 centres et on examine si l'arbre reste en équilibre dans toutes les positions. On rectifie s'il y a lieu.

L'équilibrage dynamique s'effectue sur une machine spéciale, permettant de déterminer avec précision la valeur des contrepoids à placer ou la matière à enlever pour que chaque couple décelé soit équilibré par un couple antagoniste.

A titre documentaire, la fig. 352 représente un vilebrequin de moteur 2 cylindres qui sera complètement équilibré statiquement lorsque les forces centrifuges F 1 et F 2 seront égales entre elles, mais dirigées en sens opposé.

La fig. 364 représente le même vilebrequin équipé de contrepoids donnant naissance chacun à une force centrifuge Gc. Ce vilebrequin est équilibré statiquement lorsque les deux forces centrifuges sont égales entre elles de même que les deux forces centrifuges Kc.

Ce vilebrequin n'est cependant équilibré dynamiquement que lorsque

a . Kc = b. Gc

La fig. 354 représente un vilebrequin équilibré statiquement et dynamiquement.

La fig. 355 représente un vilebrequin pour 4 cylindres déformé par les vibrations centrifuges et montre l'influence exercée sur les paliers.

3. Les vibrations de torsion : elles sont particulièrement dangereuses lorsqu'elles donnent naissance à des phénomènes de résonance. On les prévient en plaçant sur le vilebrequin un amortisseur de vibrations comme on l'a expliqué dans le titre I.

E. Défauts pouvant survenir à un vilebrequin.

En particulier aux moteurs lents, le vilebrequin est un des organes les plus coûteux du moteur (son coût peut atteindre 30 à 40 % de celui du moteur complet).
Il est nécessaire de vérifier soigneusement le vilebrequin avant, pendant et après la pose.

Les vérifications suivantes sont importantes :

1. Alignement : un mauvais alignement entraîne des déformations après placement dans les paliers : des bris de vilebrequin peuvent en résulter. Les méthodes de vérification ont été indiquées dans la 34e leçon - chapitre I - par. VI/B.

2. Fissures.

Les fissures amenant des bris se produisent le plus souvent aux endroits de concentration de tensions - ex. dans les congés des portées.

Les fissures sont difficilement repérables à l'oeil.

Des contrôles spéciaux de détection sont par conséquent nécessaires.

Ils consistent en :

a) Le contrôle visuel du vilebrequin à l'aide d'une loupe. Cette méthode est très difficile et peu sûre.

b) Le contrôle par ressuage.

Il est exécuté souvent à l'aide d'un ensemble (kit) de contrôle, qui comporte :

- Un liquide (solvant) dégraisseur qui enlève toute trace d'huile ou de matière grasse;
- Un liquide pénétrant (en général de teinte rouge)qui pénètre dans les défauts éventuels.

Après un certain temps (quelques minutes) on enlève les traces superficielles laissées par ce produit;

- Un révélateur qui est constitué par du talc en suspension dans un solvant. On pulvérise ce produit après l'opération précédente. Le solvant s'évapore. La pièce est blanche et le pénétrant retenu par le défaut ressue; le défaut apparaît alors suivant une trace rouge bien visible. Bien pratiquée, cette méthode est aussi sensible mais moins rapide que le contrôle magnétique.

c) Le contrôle magnétique.

C'est la méthode la plus efficace. Un fluide de couleur grise ou brune, qui contient de la limaille de fer, est maintenu en suspension et projeté sur le vilebrequin. On fait passer un champ magnétique dans celui-ci. Les fissures perpendiculaires aux lignes de forces magnétiques apparaissent clairement. Les fissures obliques à celles-ci se dessinent dans une mesure moindre tandis que les fissures parallèles n'apparaissent pas (fig. [illegible]).

Il est donc nécessaire de magnétiser le vilebrequin dans le sens longitudinal pour les fissures transversales et dans le sens transversal pour les fissures longitudinales.

La magnétisation longitudinale est réalisée en disposant le coudé entre 2 forts électro-aimants, la magnétisation transversale s'obtient en faisant parcourir le vilebrequin par un fort courant électrique dans le sens longitudinal, courant qui induit un champ magnétique transversal (voir les principes schématisés à la fig. [illegible]).

[illegible]

2) Fissures occasionnées par le grippage.
Lorsqu'un coussinet se grippe à défaut de graissage, l'on constate souvent des fissures orientées en longueur ou selon la circonférence, parfois accompagnées d'un réseau de petites fissures. L'on constate également des changements de couleur et d'autres symptômes de l'avarie.

3) Fissures de fatigue.
Ces fissures peuvent être causées par des vibrations de torsion exagérées. Les fissures partent généralement au congé de la portée, suivant ce congé pour se terminer dans le flasque. Ces fissures causées par vibration de torsion peuvent également prendre naissance au trou de graissage et aller jusque dans les congés.

Les fissures occasionnées par flexion exagérée se produisent généralement dans les flasques.

Après l'examen magnétique, le vilebrequin est démagnétisé en le soumettant à un champ magnétique alternatif.

3. L'usure ou les défauts d'usinage : l'ovalisation et la conicité des tourillons

En réparation. l'ovalisation ou la conicité supérieure aux valeurs autorisées doivent être rectifiées jusque de grandeur : 0,03 mm).

Cette opération est effectuée sur une rectifieuse de vilebrequin. Lors de la rectification d'un tourillon, les prescriptions relatives au rayon des congés de raccordement aux flasques doivent être scrupuleusement respectées. La rectification des tourillons de vilebrequins est aussi nécessaire lorsque les surfaces de ceux-ci présentent des rayures profondes (présence de particules abrasives dans le bain d'huile) ou des traces de grippage (après un grippage sérieux, le tourillon se reconnaît par son aspect bleui et fortement rayé).

La rectification des portées de vilebrequins de moteurs lents (marins) se fait souvent à la lime ce qui exige du préposé à ce travail une qualification très poussée. La dureté superficielle doit être vérifiée après chaque rectification à une cote réparation inférieure.

L'examen de la conicité et de l'ovalisation se fait, en général, au moyen de micromètres à comparateur. La pièce neuve est très sévèrement tolérancée sur les caractéristiques suivantes : dimensions, géométrie (ovalité, conicité et état de surface).

4. Contrôle de la fixation des contrepoids rapportés et particulièrement de leurs boulons de fixation.

Il faut s'assurer que les dispositifs de sûreté sont bien en place.

5. Après fixation des contrepoids, volant, engrenage de distribution, équilibrage statique et dynamique.

6. Vérifier le bon état de propreté des conduits d'huile.

II. Les paliers de la ligne d'arbre.

A. Dispositions.

Aux moteurs diesel, le nombre de paliers est pratiquement toujours supérieur de un au nombre de cylindres; un de ces paliers et parfois un palier supplémentaire appelé palier de butée, limite les déplacements longitudinaux du vilebrequin. Ce palier est généralement pourvu de butées annulaires latérales en bronze contre lesquelles une collerette du vilebrequin s'appuie. Le plus souvent, tous les paliers sont identiques sauf le dernier, qui sert aussi souvent de palier butée qui est parfois plus large parce qu'il supporte le poids du volant. Il est, alors, appelé palier principal.

Suivant leur disposition, les paliers peuvent se subdiviser en :

- Paliers suspendus,
- Paliers supportés,
- Paliers tunnel.

1. Paliers suspendus.

Ils trouvent surtout leur application dans les moteurs placés sur supports élastiques (moteurs marins, de locomotives et d'autos).

Deux méthodes de fabrication sont adaptées :

a) Paliers suspendus dont la moitié supérieure fait partie du bâti et la moitié inférieure est constituée d'un chapeau fixé au bâti par 2 ou 4 boulons. Plus les boulons de fixation sont rapprochés l'un de l'autre, plus le chapeau de palier supportera mieux sa charge.

Cette disposition est réalisée dans les moteurs Co 95 SA. Elle permet une construction très rigide du bâti (voir chap. I - art. II).

La fig. 358 représente la bâti de ce moteur et les paliers dont les chapeaux sont enlevés.

La fig. 359 représente le même ensemble mais avec les chapeaux en place.

La fig. 360 représente le détail d'un palier butée qui est aussi le palier d'extrémité.

Les moteurs GM t.5070 sont également pourvus de paliers suspendus.

b) Paliers suspendus rapportés au bâti.

Cette méthode, représentée à la fig. 363, offre moins de sécurité que la précédente; aussi est-elle appliquée aux moteurs de petite puissance dont le carter est fabriqué en alliage léger.

2. Paliers supportés.

Le vilebrequin est supporté dans le soubassement qui doit alors être de construction robuste.

Ce montage est appliqué aux moteurs Co 608 A (fig. 362 et 363). Le palier butée est représenté visiblement avec ses appliques de butée en bronze.

3. Paliers tunnel.

Cette conception, réputée pour sa rigidité et son exécution coûteuse est appliquée aux moteurs dont le vilebrequin est supporté par des roulements. Les paliers sont alors placés dans un "tunnel" usiné dans les cloisons du bloc moteur qui acquiert ainsi une grande rigidité.

Les paliers à roulement sont peu utilisés dans les moteurs diesel. Seuls les moteurs Maybach GTO :
et les moteurs Saurer sont munis de paliers à roulements.

Les moteurs 2 temps de petite puissance à allumage par étincelle sont généralement conçus pour un balayage par le carter garni de paliers et bielles montés sur roulements. Une faible quantité d'huile dissoute dans l'essence suffit pour assurer un graissage suffisant des roulements.

Les moteurs diesel sont presque toujours équipés de paliers lisses à coussinets en deux pièces qui sont facilement lubrifiés et refroidis par de l'huile sous pression. Cette méthode de refroidissement est la plus judicieuse, la chaleur étant évacuée directement de l'endroit où elle est produite.

B. Coussinets.

Etant donné que les coussinets de paliers et [illegible] traitements à la fin [illegible].

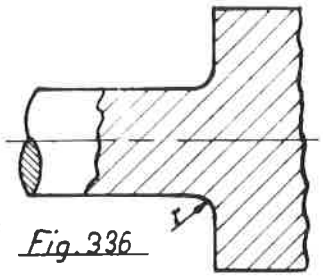


Fig. 336

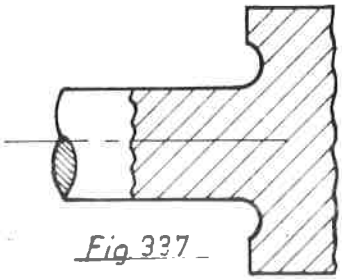


Fig. 337

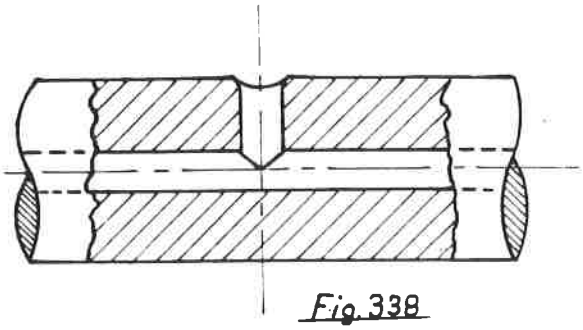


Fig. 338

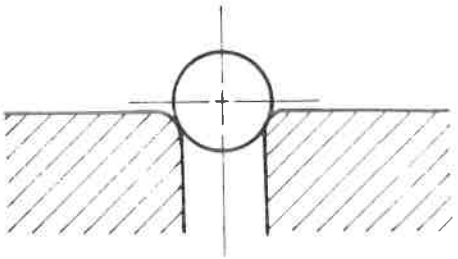


Fig. 339

Fibres du métal dans un vilebrequin non forgé

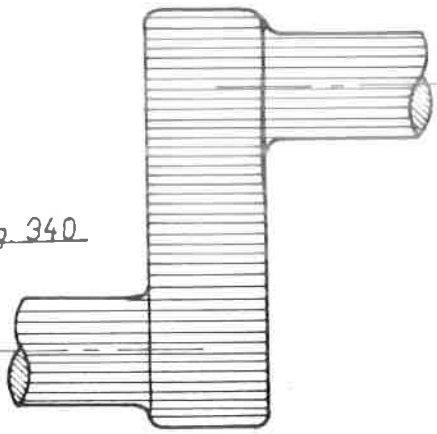


Fig. 340

Fibres du métal dans un vilebrequin forgé ou estampé

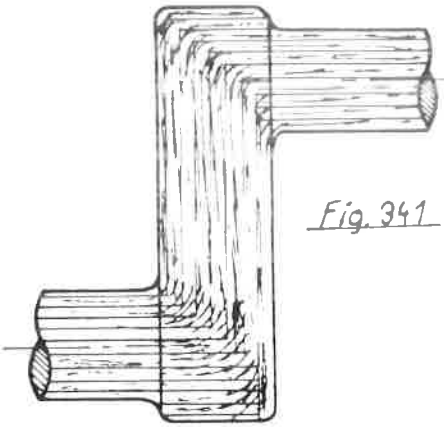


Fig. 341

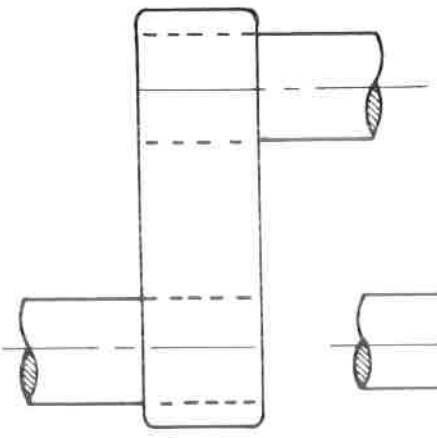


Fig. 342

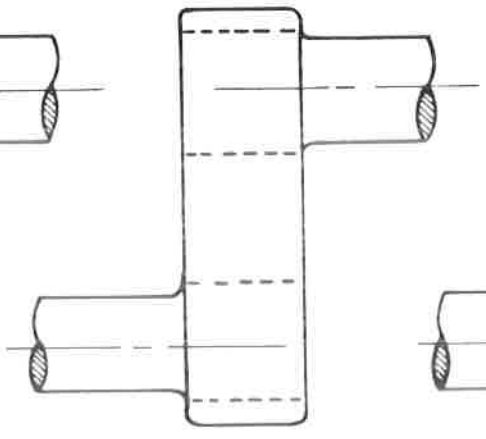


Fig. 343

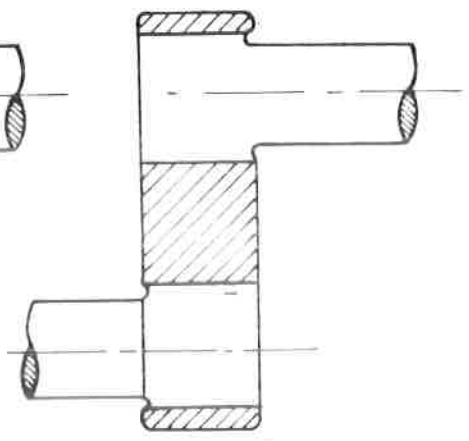


Fig. 344

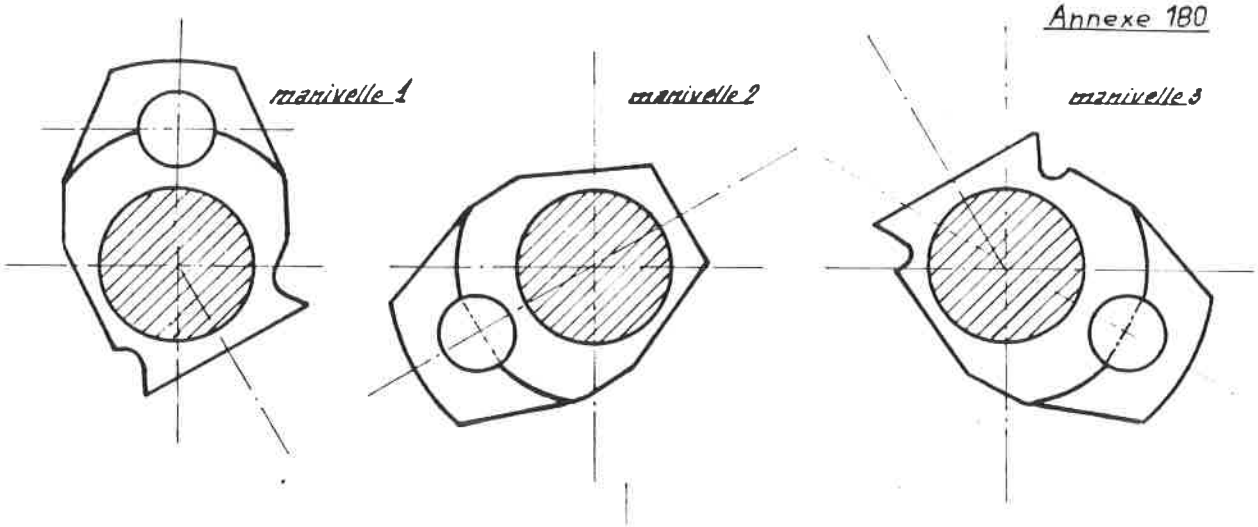


Fig 346

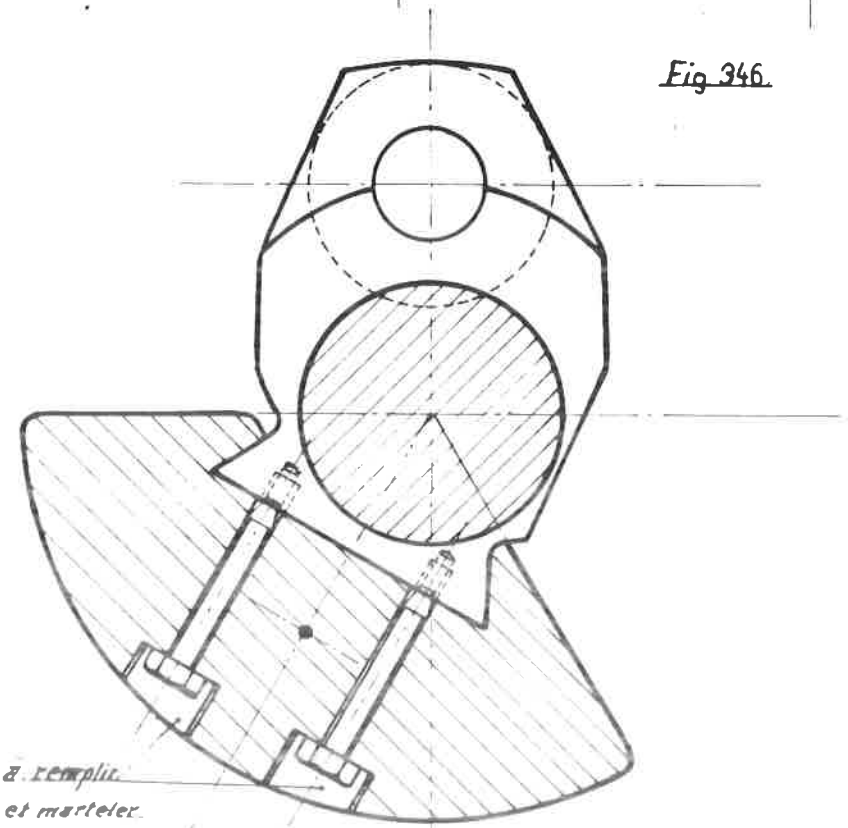
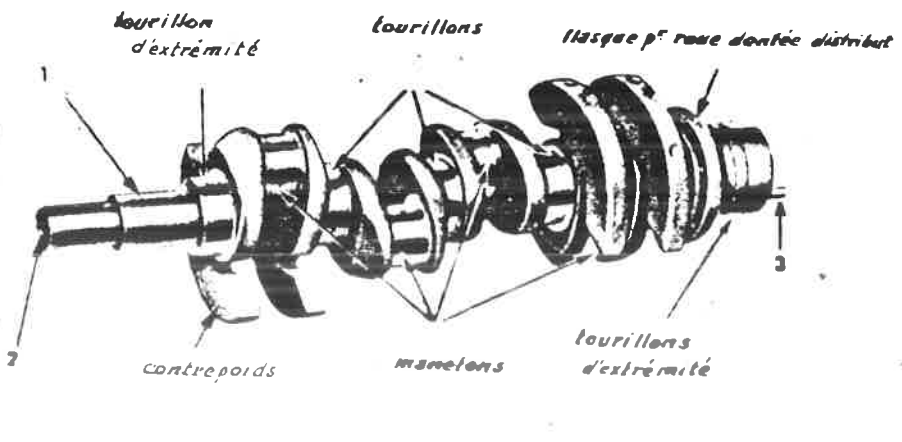
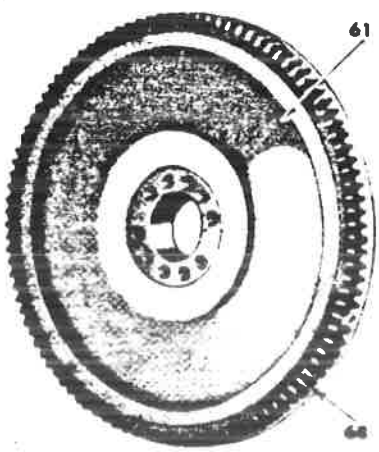


Fig 345





Vilebrequin et volant du moteur G.M. 71

C. 1213
36 T 2

V.P.

Vilebrequin pour tunnel moteur "Maybach"



Fig. 348/a

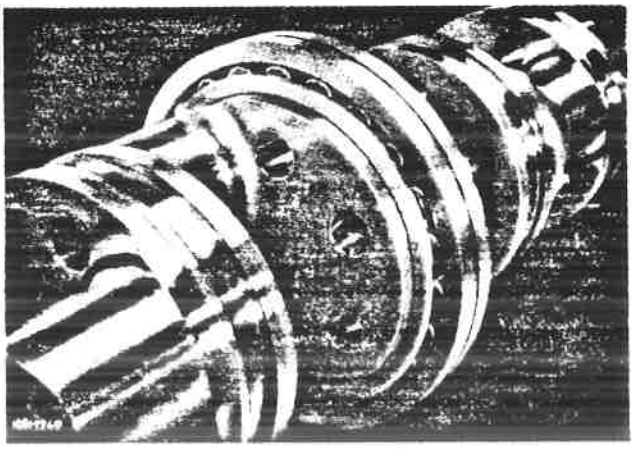
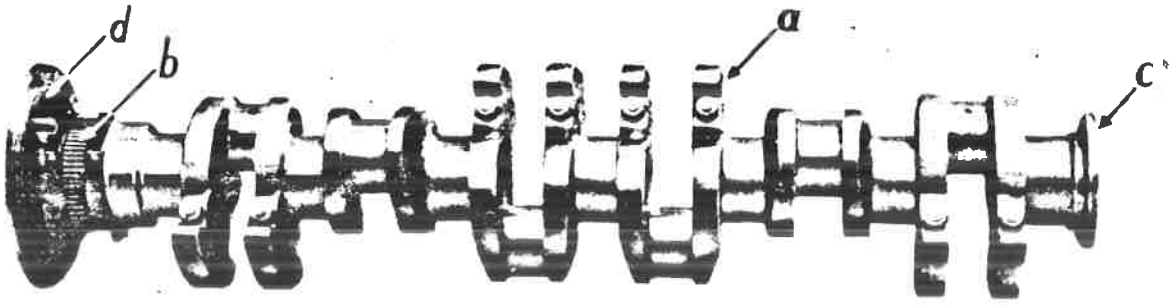


Fig. 348/b

Fig. 347



C. 1213
36 T L

Canalisations d'huile dans le vilebrequin (Vilebrequin en 2 pièces.)

Moteur Général Motors modèle 567 12 ou 16 Cyl. Locomotives Types 52 à 55 et 62,63

Fig 350

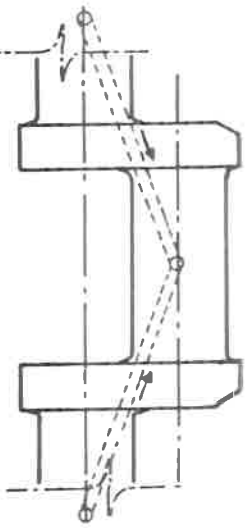
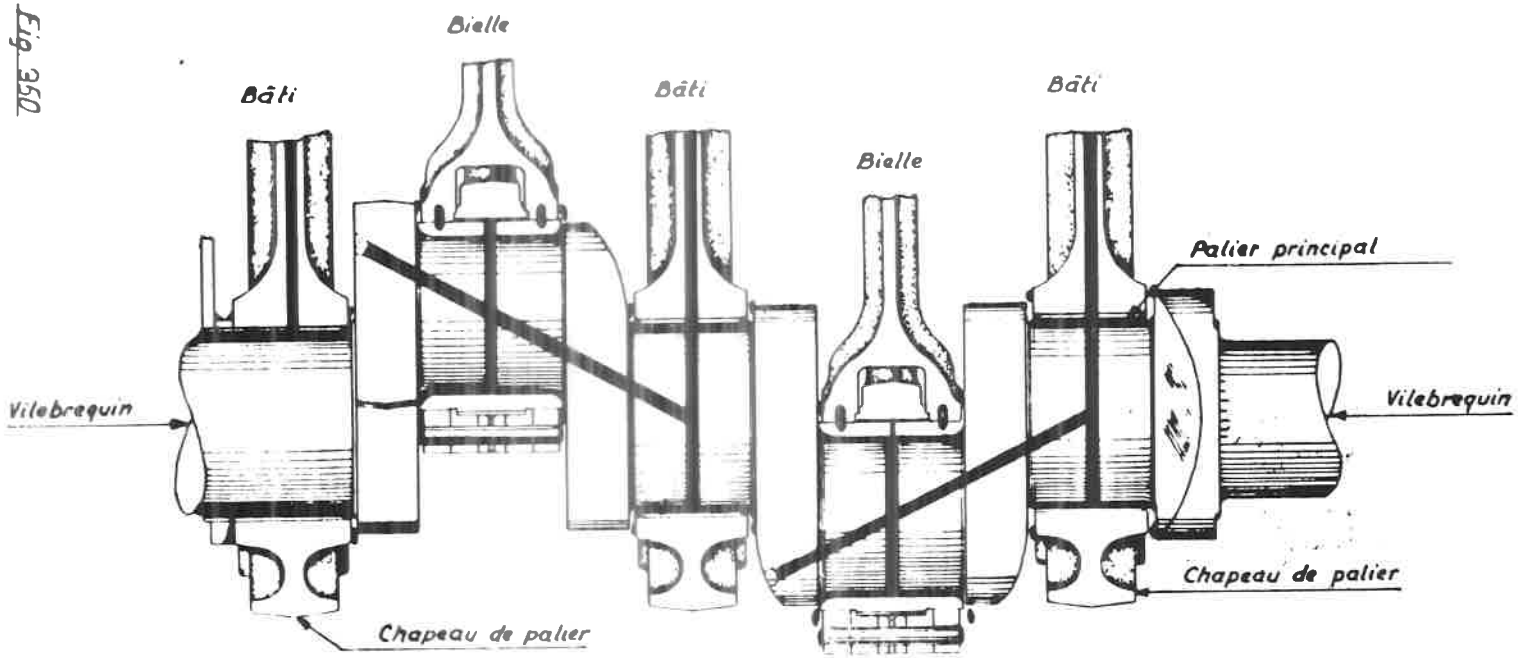
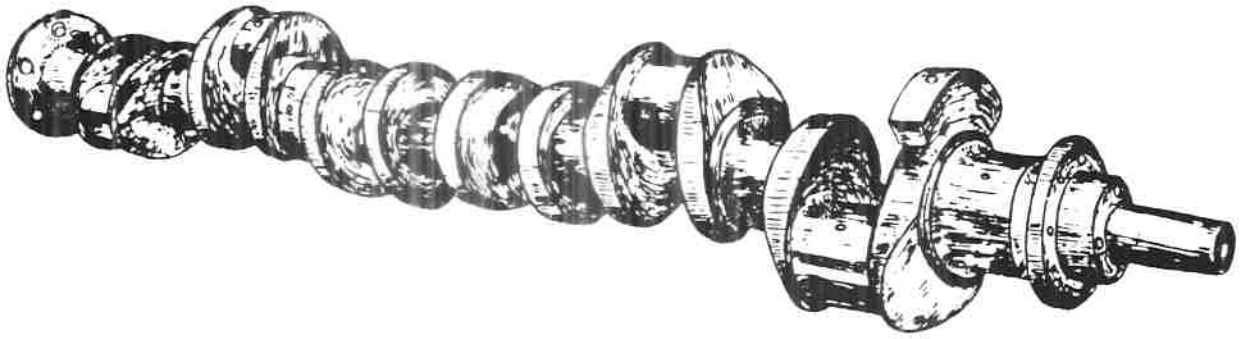


Fig 349





C. 1213
36 T. 7

Annexe 182

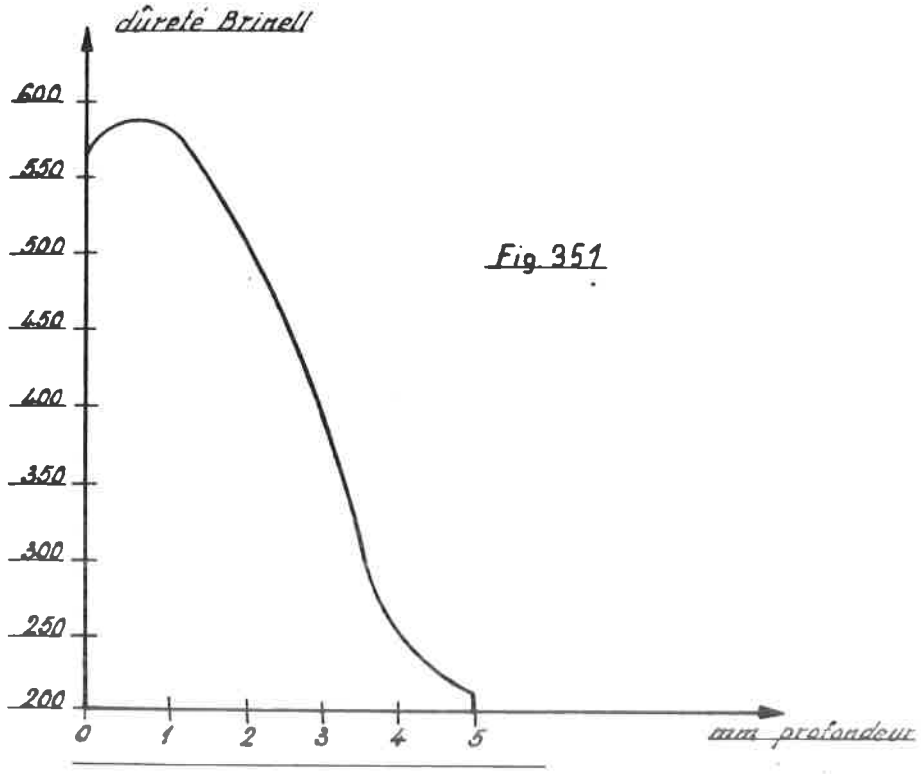


Fig 351

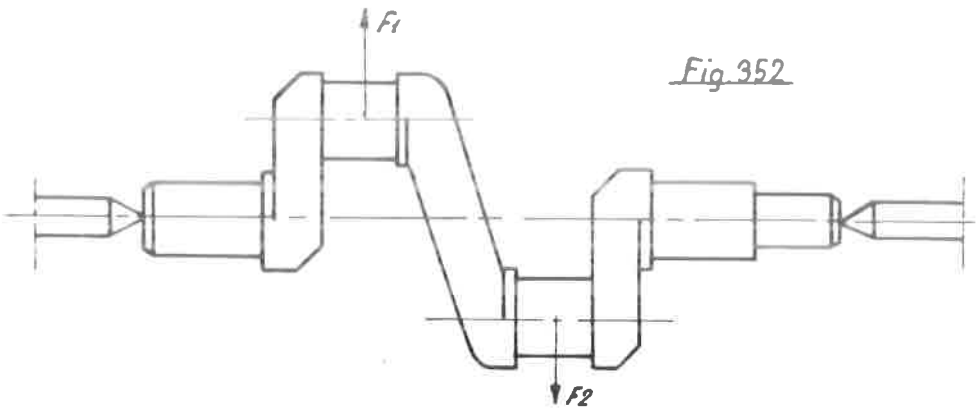


Fig 352

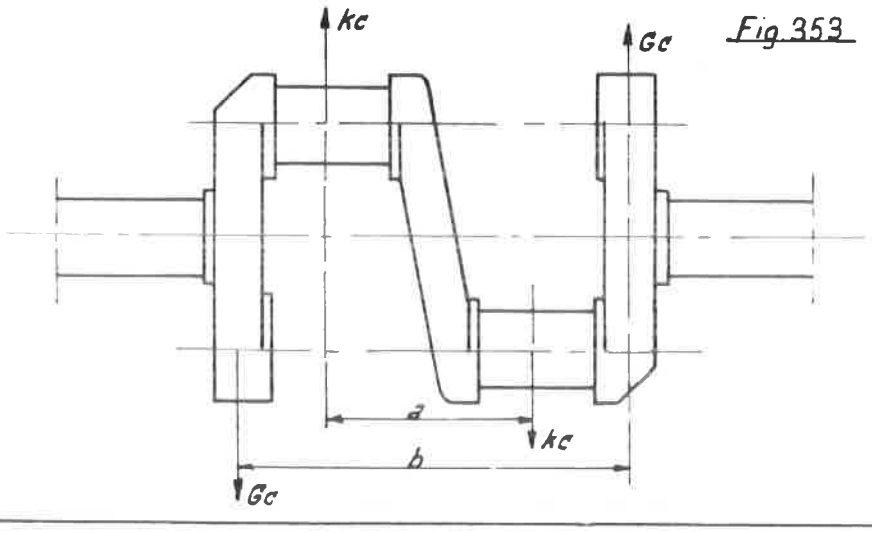


Fig 353

V. P

Fig. 354

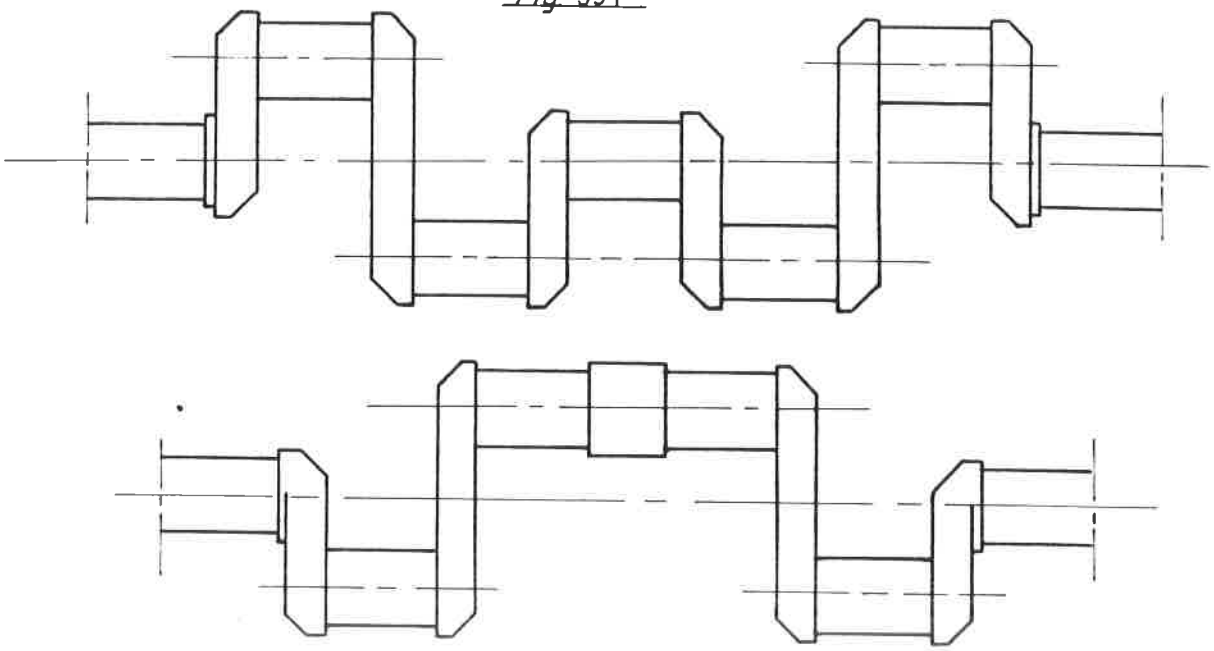


Fig. 355

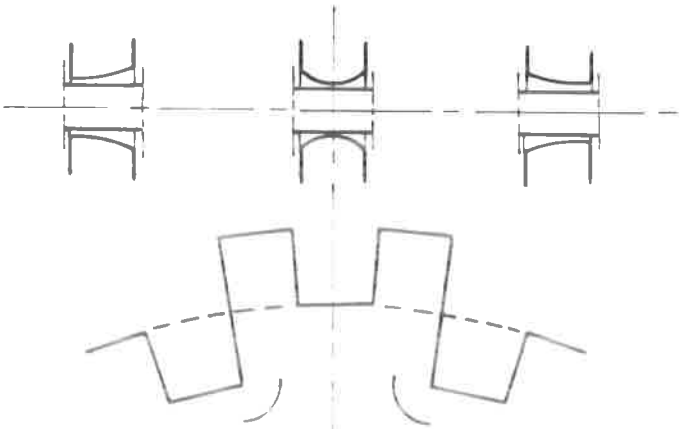


Fig. 356 Principe de détection de fissures par magnétisation

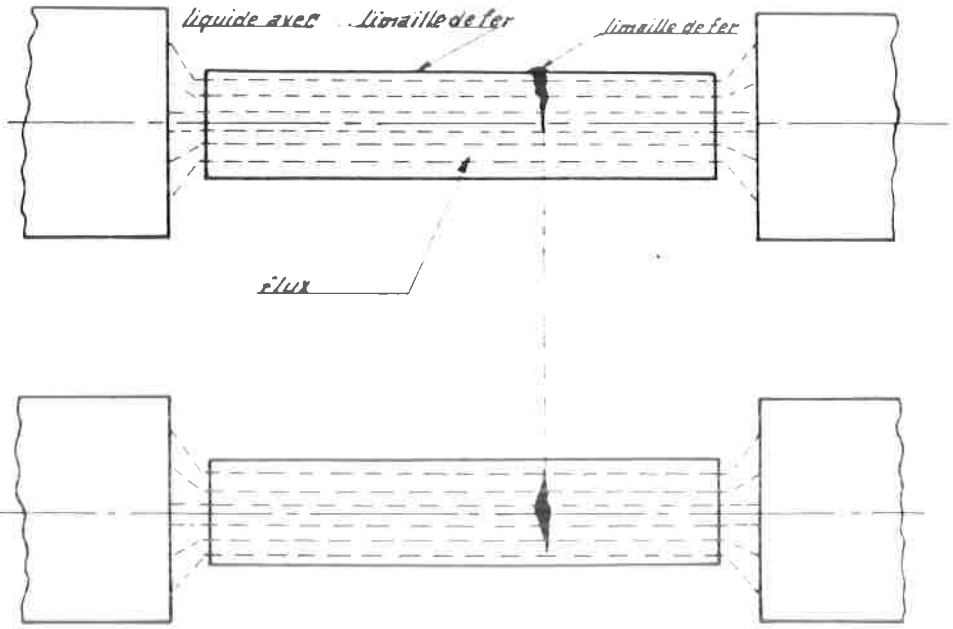
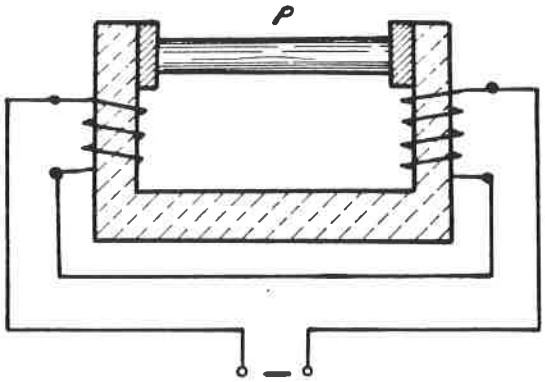
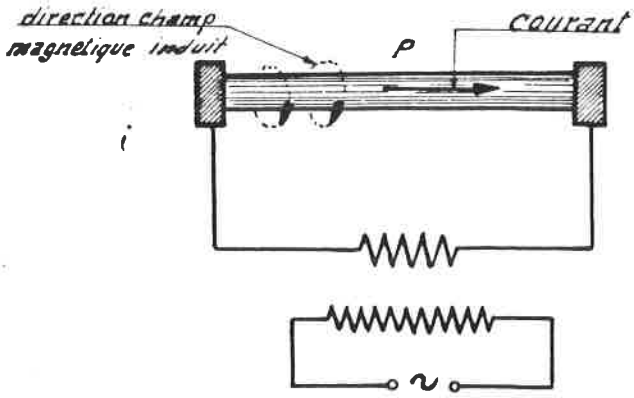


Fig 357

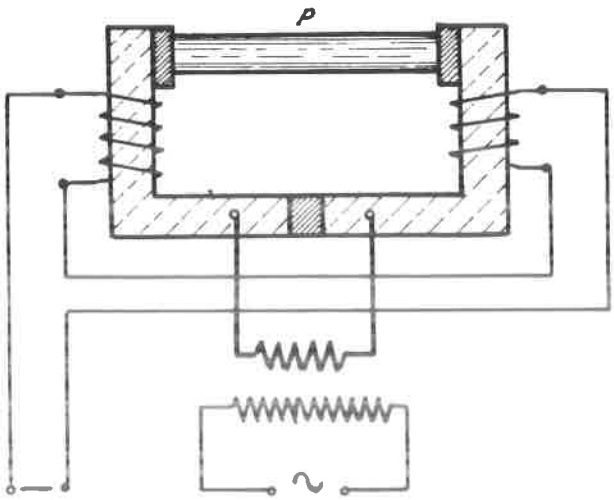
magnétisation longitudinale

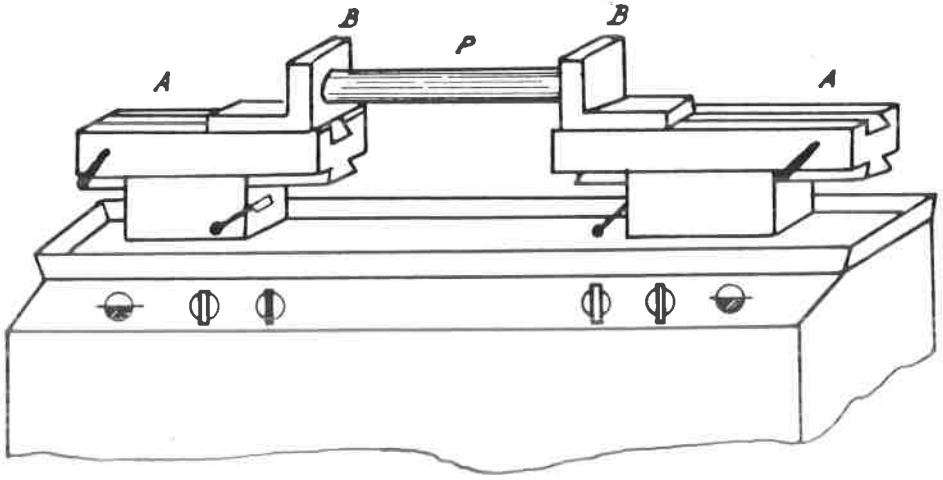


magnétisation transversale



Principe d'une machine à magnétiser





V.P.

Fig. 358
Moteur Co.
695 S.A
(Bloc du moteur
en position
inversée)

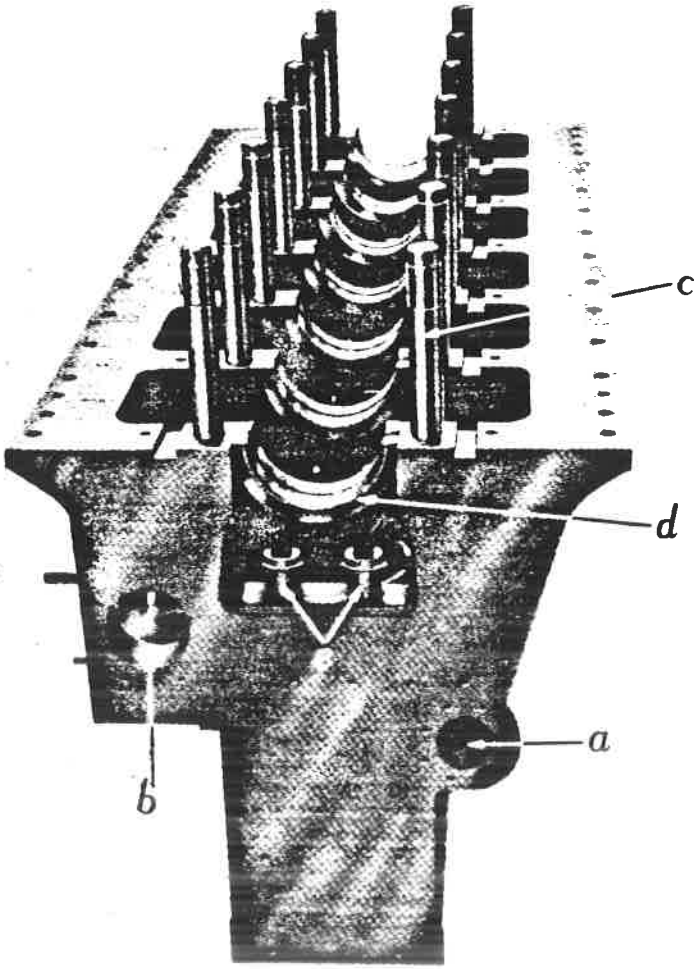


Fig. 359

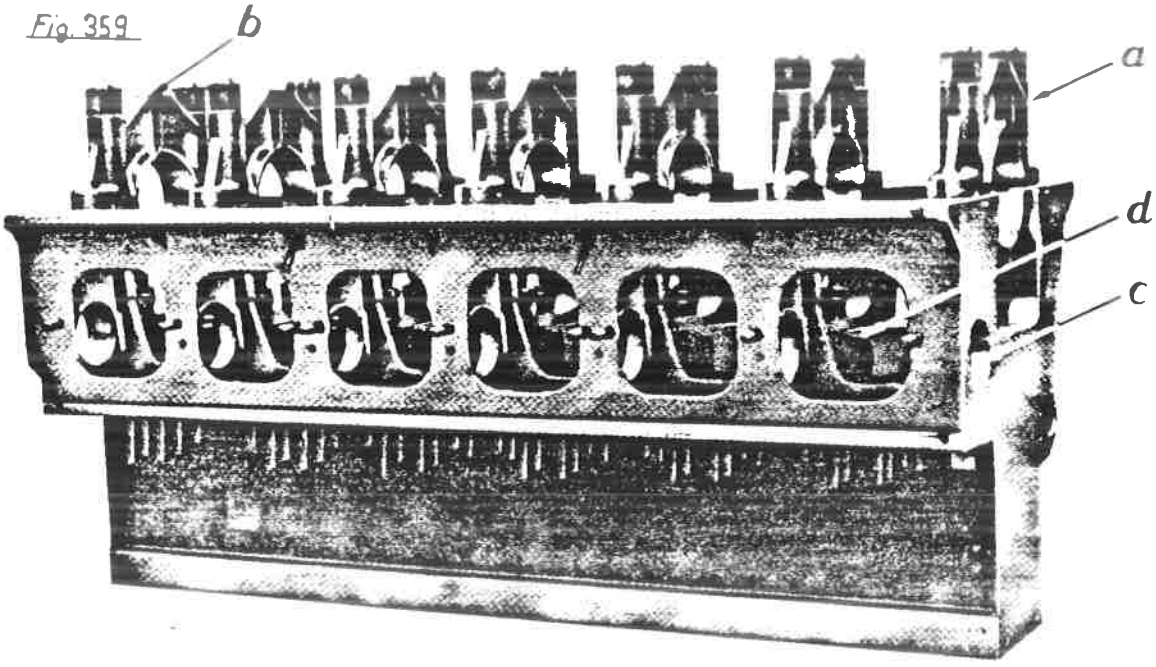


Fig. 360

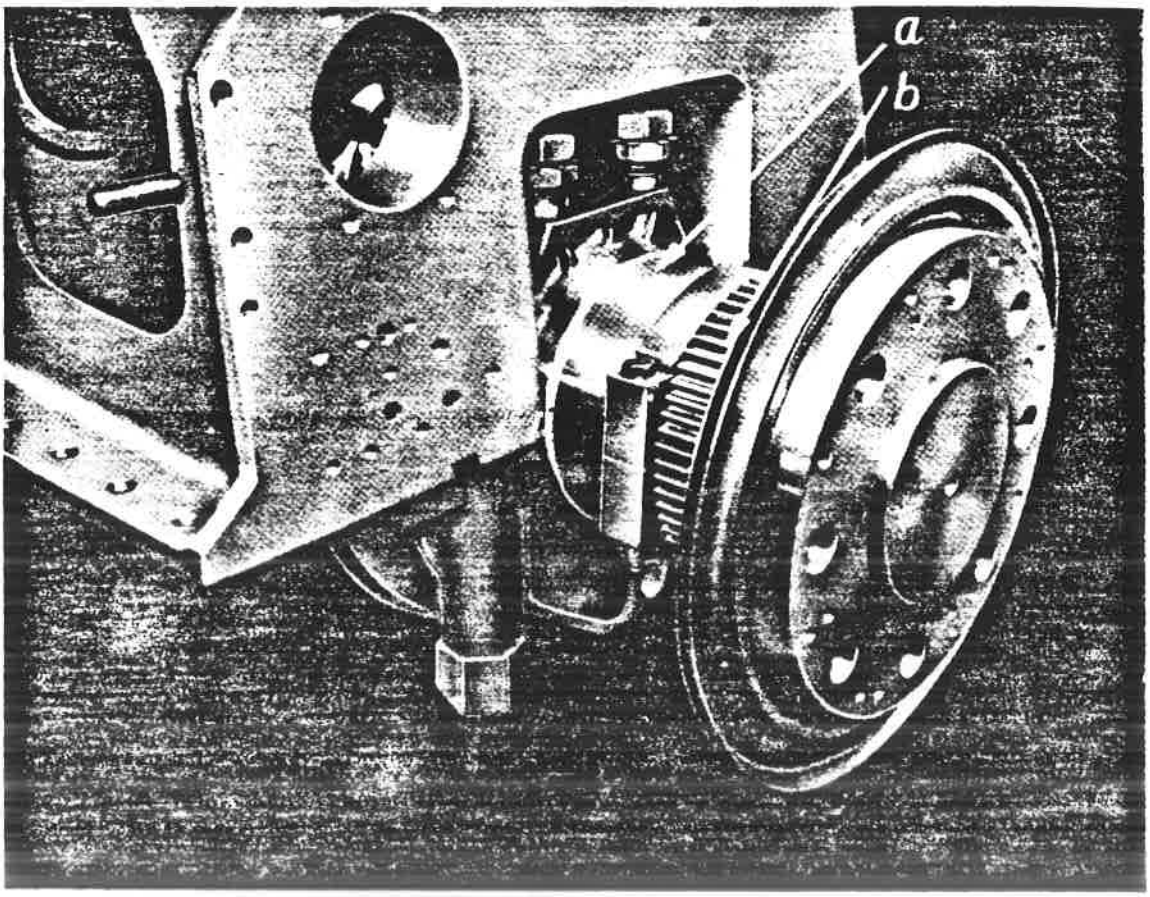
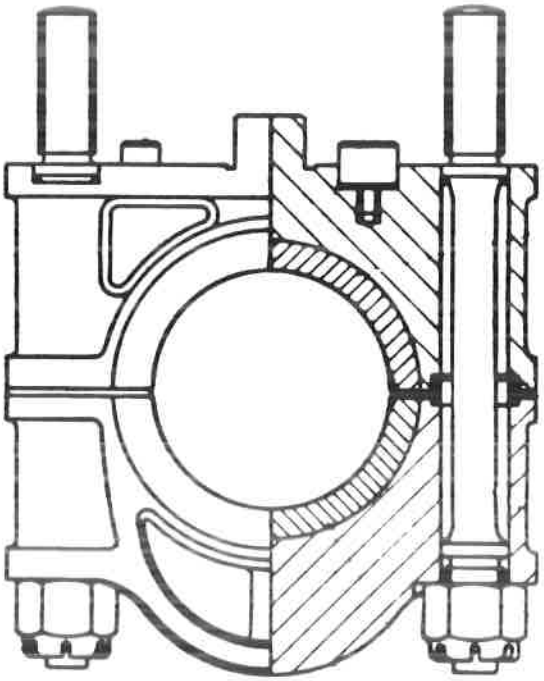
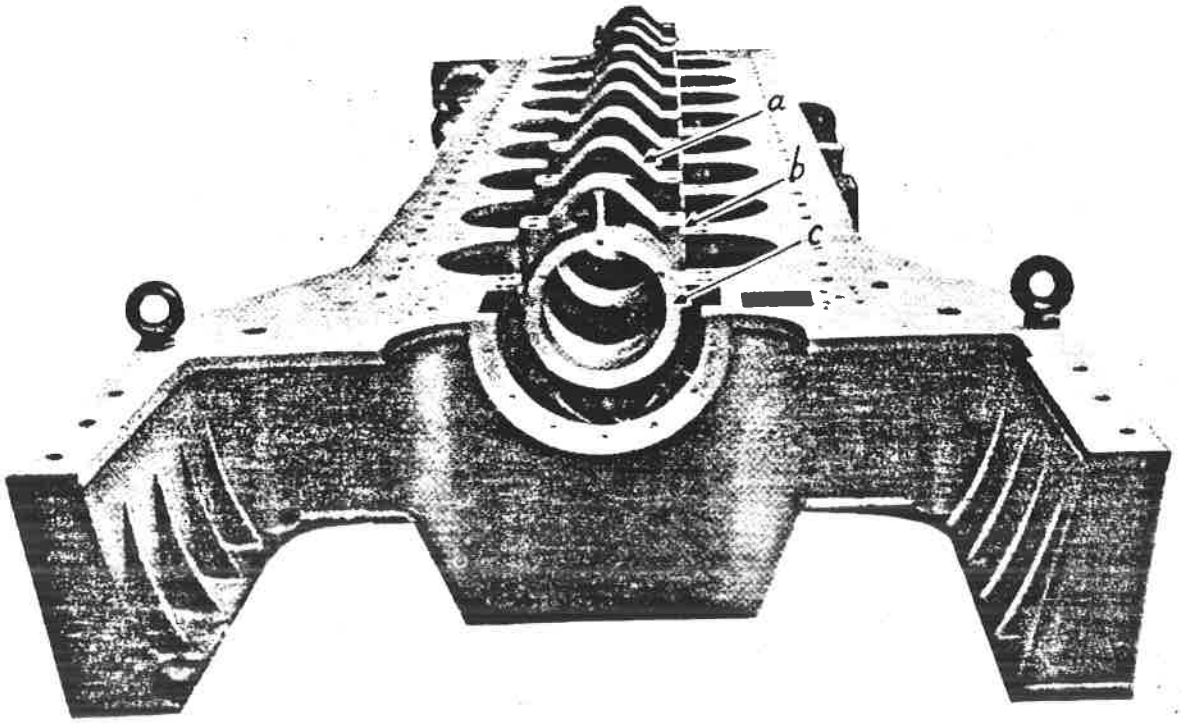


Fig. 361



V.P.

Fig 362



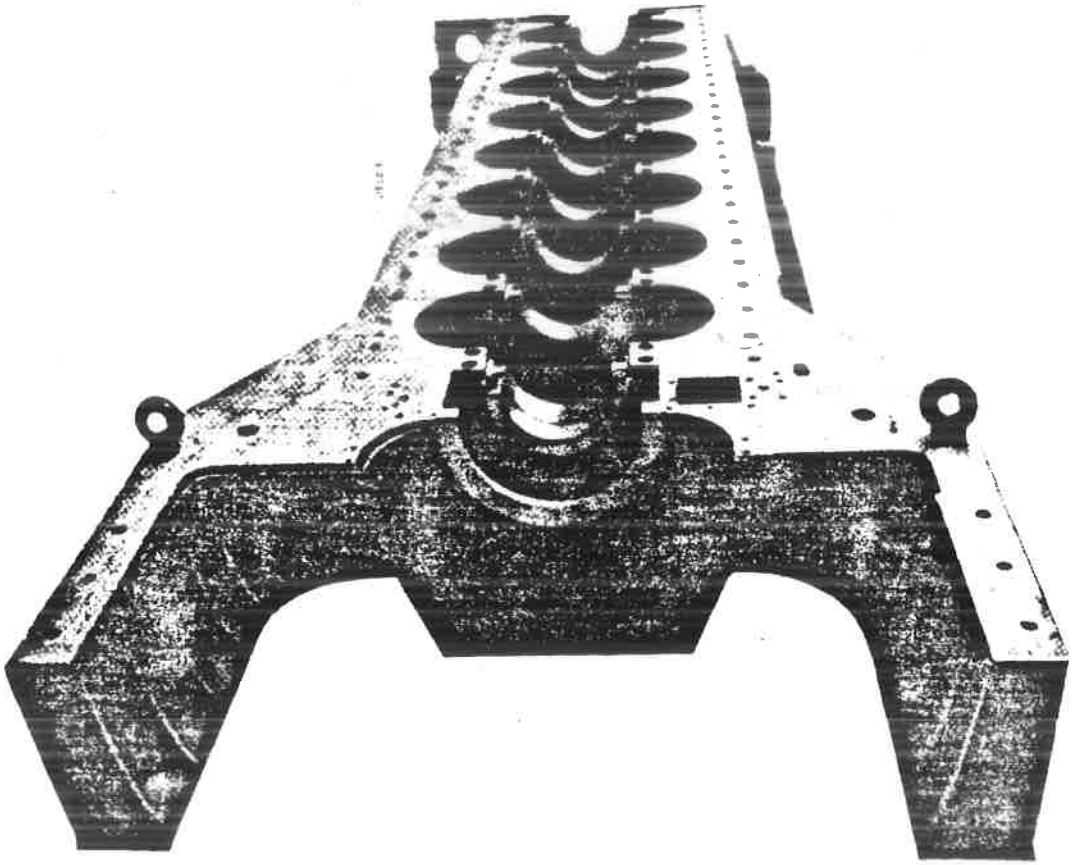


Fig 363

CHAPITRE III - Pistons - Axes de piston - Segments.

I. Pistons.

A. Généralités.

La réalisation pratique de l'étanchéité d'une chambre de combustion à l'aide d'un piston constitue un problème difficile; le piston doit, en effet, satisfaire à diverses conditions : étanchéité aux gaz, évacuation suffisante de la chaleur, bonnes conditions de frottement, faible consommation d'huile, fonctionnement silencieux.

Tous les éléments intervenant dans la construction et la mise au point d'un piston sont importants.

Sont l'objet de soins attentifs :

- dessin : forme - dimensions - jeux
- choix de la matière
- exécution soignée
- choix des segments
- essai de mise au point portant sur la réponse aux exigences citées plus haut.

Le graissage optimal du piston et des segments est particulièrement délicat à réaliser. Ce problème devient aigu aux grandes vitesses linéaires.

Les vitesses critiques sont de l'ordre de 18 m/s pour les moteurs d'automobile et de 11 m/s pour les moteurs diesel industriels.

Un graissage excessif occasionne une consommation d'huile (influence non négligeable sur le prix de revient d'exploitation) et entraîne un encrassement des chambres de combustion, des soupapes, des collecteurs d'admission et d'échappement et de la turbo-soufflante des moteurs diesel suralimentés.

En automobile, il entraîne une surveillance du niveau d'huile et des appoints que l'utilisateur n'apprécie guère.

Une consommation réduite, nulle même, satisfait l'exploitant mais correspond presque toujours, notamment pour les moteurs diesel, à une insuffisance de la lubrification. On peut s'attendre à des phénomènes d'usure par contact métal-métal qui peuvent, dans certains cas, aller jusqu'au grippage caractérisé.

La vitesse moyenne du piston étant égale à $\frac{2\,n.r}{30}$ m/sec (r = rayon de la manivelle en mm), les moteurs à faible course ont, pour un même nombre de tours, une vitesse moyenne de piston plus petite. De là, l'avantage des moteurs carrés ou super carrés. Par contre, il offrent l'inconvénient d'un refroidissement plus difficile de la tête du piston. La forme de la chambre de combustion qui en résulte ne peut

être appliquée au moteur diesel d'un alésage important (100 mm et plus).

A pleine charge, la température du piston dépasse parfois 400°C. La tête du piston se dilate plus que les autres parties. Il faudra en tenir compte dans le choix de la forme lors de la conception et des retouches lors de la mise au point. La fig. 364 donne, sous forme de diagramme et pour différentes matières, quelques mesures de température effectuées par le constructeur "Mahle" à pleine charge et à vitesse maximale. Il en découle qu'un piston en fonte s'échauffe plus qu'un piston en métal léger (écoulement de la chaleur moins favorable). L'expérience démontre d'ailleurs que l'intérieur de la tête d'un piston en fonte s'encrasse d'une croûte charbonneuse, croûte qui ne se forme pas dans les pistons en métal léger. Si au point de vue températures, les pistons en métal léger sont plus avantageux, ils présentent par contre l'inconvénient de se dilater beaucoup plus de sorte qu'ils exigent des jeux notablement plus grands ; leur résistance mécanique à température croissante diminue davantage que dans le cas d'un piston en acier.

Ces difficultés sont néanmoins surmontées par l'adaptation de la forme des pistons et l'utilisation d'alliages spéciaux.

De leur côté, les pistons en fonte sont sensibles aux contraintes thermiques et exigent une forme et un refroidissement bien étudié.

B. Etudes des formes de piston.

Le graissage et le refroidissement sont les principaux soucis des constructeurs de pistons. L'étude rationnelle des formes permet de donner au problème plusieurs solutions valables.

Pour que le piston puisse "se déplacer "aisément sur le film d'huile, on donne presque généralement à la tête de piston une certaine conicité (fig. 366). De ce fait, il naît une répartition des pressions d'huile, telle que représentée à la figure. La répartition de l'huile est parfois encore favorisée par des rainures creusées autour du piston. Ces rainures doivent avoir leurs bords obliques ou arrondis (fig. 367).

La couronne et les cordons du piston n'absorbent pas la poussée latérale par manque de contact avec le cylindre. La tête du piston est donc toujours réalisée à un diamètre légèrement inférieur à celui de la jupe. Ce diamètre plus faible confère un jeu plus grand entre le piston et le cylindre. Ce jeu est nécessaire vu la dilatation plus forte de la tête de piston. Il évite son serrage ce qui explique l'absence de portée de cet endroit.

Ce jeu ne peut être non plus trop élevé vu qu'on désire contrôler le passage des gaz afin de réduire la sollicitation thermique et mécanique du segment de feu.

La présence de stries dans la couronne favorise la détente des gaz et collabore à réduire la sollicitation du segment coup de feu. Ces stries se chargent de dépôts de carbone et de vernis qui réduisent favorablement le jeu entre la couronne et le cylindre.

Il n'est pas souhaitable que les cordons (intervalles entre les gorges de segments (fig. 365) frottent contre le cylindre. En effet, l'usure provoquerait des bavures aux arêtes des gorges entravant le jeu et le fonctionnement des segments.

La longueur de la jupe est déterminée par la pression spécifique exercée par la jupe sur le cylindre et due à l'effet de crosse. Cette force normale à l'axe du piston et du cylindre est inversement proportionnelle à la longueur de la bielle.

Elle atteint pour les moteurs lents de 0,1 de la poussée maximale des gaz sur le piston. Dans les moteurs rapides, la poussée est plus faible vu que les forces d'inertie s'exercent dans un sens qui les soustrait de la poussée au début de la course descendante (titre I).

Le fond de piston est calculé en tenant compte de la poussée des gaz, bien que les tensions qui sollicitent la matière dépendent dans une large mesure des températures. Considéré à ce point de vue, une tête mince est plus avantageuse qu'une épaisse à cause de la différence de température plus petite entre les faces extérieures et intérieures.

Ainsi les nervures de renforcement, très appliquées, ne paraissent pas toujours avantageuses et tombent quelque peu en désuétude.

La forme du fond a aussi une grande importance, au point de vue de l'écoulement de la chaleur. Celles qui conviennent le mieux sont la forme plate et la forme incurvée permettant des raccords arrondis avec la jupe.

Dans le cas de l'injection directe, la forme creuse de la tête assure une chambre de combustion rationnelle. L'huile repassant dans cette chambre forme dans le creux une couche de cambouis. La forme incurvée prévient la formation d'une couche de cambouis mais nuit à la forme de la chambre de combustion. La forme plate remédie dans une certaine mesure aux inconvénients des deux premières formes. On essaie parfois de prévenir l'encrassement en polissant la surface supérieure du piston. La forme plate est appliquée aux moteurs à préchambre ou à chambre de turbulence.

La forme la plus favorable s'obtient par essai pratique au banc d'essai.

Les pistons peuvent être élaborés par coulée ou par forgeage.

Les pistons forgés sont plus résistants que les pistons coulés mais sont plus coûteux. Ils trouvent leur application dans les moteurs diesel dont la charge thermique des pistons est élevée.

Ils ne permettent pas l'introduction de dispositifs de renfort ou de refroidissement noyés dans la masse.

La coulée des pistons en aluminium exige beaucoup de soins. La contraction de métal est sensible. A la coulée le métal doit être soumis à une pression judicieuse. La coulée est effectuée dans des matrices. Ensuite, les pistons subissent généralement un traitement thermique afin d'augmenter leur dureté et leur résistance. Il consiste habituellement en une trempe par échauffement à ± 600°C suivi d'un brusque refroidissement jusque 60 à 90°C et ensuite d'un revenu lent de 250 à 290°C.

C. Métaux employés.

Les métaux et alliages suivants sont surtout utilisés :

1. La fonte.

Avantages : bon marché, résiste à l'usure (la fonte glisse bien sur la fonte), exécution simple. La surface poreuse de la jupe du piston facilite le graissage. Le coefficient de dilatation (0,012 par 1000°C) est faible de sorte que les jeux du piston dans le cylindre peuvent être plus petits . Il y a peu de danger de grippage lorsqu'on charge le moteur à froid. A froid, les repassements de gaz sont faibles tandis que le moteur a tendance à réduire les vibrations du cylindre aux charges partielles.

Inconvénients : le poids spécifique de la fonte est élevé (forces d'inertie plus grandes) et la fonte évacue moins bien la chaleur. La température des pistons tend à être plus élevée ce qui entraîne la nécessité d'un refroidissement plus efficace. La fonte est aussi relativement sensible aux tensions thermiques. La difficulté est de concevoir une forme qui s'adapte bien aux sollicitations thermiques et mécaniques. Pour faciliter le rodage (jeu faible), les pistons en fonte sont parfois étamés extérieurement.

2. Alliages d'aluminium.

Avantages : à cause de leur faible poids, les pistons en métal léger conviennent bien aux moteurs en général, sauf les moteurs lents (marins) qui sont munis de pistons en fonte.

Leur bonne conductibilité thermique permet une bonne dissipation de la chaleur. Les pistons en alliage d'aluminium étant moins fragiles que les pistons en fonte, sont aussi moins sensibles aux contraintes thermiques.

Inconvénients : par leur résistance plus faible, les pistons en métal léger sont plus massifs que les pistons en fonte de sorte qu'ils sont exposés à des gradiants de température pouvant amener des fissures particulièrement dans les zones chaudes.

Un autre inconvénient important est encore leur coefficient de dilatation élevé (pour l'aluminium : 0,023 par 1000°C). A l'état froid, le jeu du piston dans le cylindre doit, par conséquent, être relativement important ce qui amène de forts repassements de gaz. A charge partielle, le graissage est moins efficace et le moteur tend à vibrer.

La forte charge d'un moteur à froid peut provoquer le grippage de ses pistons (forte dilatation du piston et faible dilatation du cylindre).

On peut remédier dans une certaine mesure à ces inconvénients en utilisant des alliages au silicium.

En effet, si l'on employait précédemment des alliages d'aluminium contenant du cuivre (teneur en Cu environ 4 %), actuellement les alliages d'aluminium à base de silicium sont généralisés à cause de leur coefficient de dilatation faible, leur grande résistance à l'usure et leur faible sensibilité à la corrosion. On utilise des alliages à forte teneur en zinc pour les moteurs à essence de faible puissance.

Pour préserver la tête des pistons en alliage léger contre les déformations, certains constructeurs incorporent un anneau en acier au-dessus de l'axe (voir aussi 29 leçon : moyens de prévenir les phénomènes de cavitation). Cette pratique est appliquée aux pistons coulés de petit diamètre.

Pour réduire l'usure par battement des gorges par les segments, il est parfois incorporé dans la tête du piston une bague (insert) en acier reprenant le segment de feu dans une gorge prévue à cet effet. D'autre part, on améliore parfois la résistance à l'usure de la jupe du piston en métal léger en y déposant, par une méthode électrolytique, une couche d'oxyde (ou épaissir la couche d'oxyde naturelle). Ce procédé est appelé "anodisation" (anodizing). Cette méthode est à déconseiller pour les pistons en aluminium, la couche d'oxyde pouvant se diviser en fines particules dures qui s'émiettent après un certain temps de fonctionnement.

Parfois la jupe est graphitée ou on y dépose au tampon une fine couche de plomb ou de cadmium.

3. Acier.

L'acier, le plus souvent l'acier moulé, est appliqué pour la fabrication de pistons spéciaux de diamètre important (grande résistance).

L'acier forgé n'est appliqué que pour des formes simples.

Les pistons en acier ont l'avantage de pouvoir être conçus avec des parois très minces (fig. 369).

Pour combiner la grande résistance à chaud et la meilleure conductibilité thermique de l'acier (ex. acier au Cr-Mo), avec les bonnes propriétés de glissement de la fonte et la légèrete des alliages légers, on fixe parfois une tête en acier sur un corps en fonte ou en alliage léger au moyen de vis ou de boulons.

D. Types de pistons.

1. Classement suivant le mode de fixation à la bielle

Les pistons se classent en :

a) Pistons flottants : ce type est utilisé dans les moteurs à simple effet et sans crosse. Ces pistons servent non seulement à assurer l'étanchéité de la chambre de combustion mais aussi pour le guidage du pied de bielle. Ces pistons sont souvent appelés "pistons flottants", car ils se guident eux-mêmes.

Lors de démontage du moteur, le piston et la bielle qui doivent être enlevés simultanément sont extraits soit par le carter (dans les hauts moteurs) soit par le haut par le cylindre. Dans ce dernier cas, la tête de bielle doit pouvoir passer dans le cylindre (fig. 370).

Aux pistons flottants, la force normale au sylindre résultant de l'obliquité de la bielle (effet de crosse) est transmise directement à la chemise du cylindre. Cette condition pose un problème par suite de la température relativement élevée de la jupe et la difficulté de réaliser une forme cylindrique à chaud pour réduire les pressions spécifiques et faciliter l'écoulement de chaleur. Le rodage de la jupe du piston est toujours un problème qui nécessite une mise au point au banc.

b) Pistons pour moteurs guidés par une crosse (gros moteurs lents).

Le guidage du pied de bielle est assuré par une crosse et les pistons ne présentent pas les difficultés qui ont été résolues pour les pistons flottants (fig. 371).

2. Classification suivant le système de refroidissement

Le piston est refroidi dans une certaine mesure par le contact avec l'huile de graissage provenant principalement des fuites d'huile au coussinet de bielle ; ce refroidissement est suffisant pour autant que le diamètre du piston n'excède pas [illegible] mm et que la pression moyenne soit inférieure à [illegible] bar. Dans ce cas, on parle de piston non refroidi.

La réalisation la plus simple d'un refroidissement forcé consiste à arroser la paroi intérieure du piston au moyen d'huile ; cette huile est amenée par le conduit foré dans l'axe de la bielle (fig. 372). Afin d'utiliser l'huile fournie d'une manière intensive pour le refroidissement, la paroi intérieure du piston est conçue de telle façon à retenir davantage l'huile qui, en raison du mouvement du piston, restera davantage en contact avec la paroi intérieure du piston (on parle de refroidissement "shaker" (fig. 373). La difficulté de réalisation de la chambre intérieure lors de la coulée du piston est telle que ce système n'est pratiquement plus utilisé.

L'étape suivante en vue de maintenir l'huile plus longtemps en contact avec le métal du piston consiste à faire circuler l'huile dans un serpentin noyé dans le corps du piston (fig. [illegible]). Ce système assure un bon refroidissement tant du corps de piston que de la zone des segments. L'huile est amenée par la bielle et par l'articulation du pied de bielle.

Le système précédent ne peut être utilisé pour des pistons forgés et destinés à des moteurs à haute suralimentation. On utilise alors le système du piston avec canal de refroidissement (fig. [illegible]). C'est aussi le cas pour les pistons d'usure d'une [illegible] en acier (fig. [illegible]). L'huile est fournie par un tube fixe au carter.

3. Dans les moteurs à essence, caractérisés par une vitesse linéaire des pistons parfois très élevée, le poids de ceux-ci est réduit en raccourcissant le plus que possible la jupe et en la découpant dans les zones de non-portance (fig. [illegible]).

Cette méthode de construction ne peut être d'application pour les pistons des moteurs 2 temps où la jupe, en raison des lumières, est normalement plus longue que dans les moteurs 4 temps, ni pour les pistons des moteurs diesel pour des questions de résistance.

4. Les pistons peuvent être aussi classés en pistons à simple effet et en pistons à double effet. Ces derniers sont toujours pourvus d'un système de refroidissement (piston à double effet pour moteur 2 temps lent marin : MAN fig.).

5. Suivant leur mode de construction, les pistons peuvent être exécutés en une pièce ou être assemblés.

a)"Pistons en une pièce" (monobloc). C'est le cas de la majorité des pistons dont la tête et la jupe sont coulées ou forgées en une pièce (fig. 379).

La fig. 381 est la coupe transversale d'un piston de moteur Brossel dont l'axe est assuré contre la translation par des circlips; des ouvertures sont prévues dans les gorges des segments racleurs pour l'écoulement vers l'intérieur de l'huile de graissage excédentaire.

La photo de la fig. 379 montre un piston et ses accessoires (axe, et segments) des moteurs Co 95 SA dont l'axe de piston est retenu par des bouchons (d) mis à froid.

b) Pistons assemblés. La tête et la jupe de ces pistons ne sont pas d'une pièce. Ainsi il se peut que ces pièces ne soient pas élaborées dans le même métal.

La fig. 384 représente un piston assemblé, celui du moteur Maybach MD. Ce piston est composé de deux pièces, le piston proprement dit en alliage léger et une tête rapportée en acier représentant également la couronne et les segments compresseurs.

Un autre exemple d'un piston en deux pièces est le piston "Nelson-Bahnalite" dont la tête et la jupe sont reliées par des joints en "metal invar" insérés au-dessous du pivot de piston lors de la coulée et contenant environ 35 % nickel. Ces joints ont un coefficient de dilatation notablement inférieur à celui de la fonte. On essaie ainsi de corriger la forte dilatation des pistons en aluminium (fig. 383

Un autre moyen de combattre la forte dilatation des pistons en alliage léger est celui adopté dans le piston "Autothermic". La tête de ce piston est presque totalement séparée de la jupe dans laquelle un ruban bi-métallique est introduit.

Grâce à la présence de ce ruban, la jupe se courbe plus fortement que la tête qui, par déformation thermique, s'incurve tandis que les bossages d'axe se déplacent en même temps légèrement vers l'extérieur. Les pistons sont usinés très ovales.

La fig. 385 montre comment la surface d'application d'un piston "autothermic" se modifie suivant la température. Dans les moteurs très chargés, la solution de continuité existant dans ces deux derniers types de pistons forme un écran pour la chaleur et présente une certaine faiblesse mécanique. Ils ne sont appliqués qu'aux moteurs à essence.

Une solution particulière de piston en 2 pièces est adoptée aux moteurs GM EMD 567. Ce piston, représenté en coupe aux fig. 386 et 387 possède une tête et une jupe formant une pièce simplement posée sur un support reprenant l'articulation de l'axe . Le piston étant libre tourne sur le support; une rondelle ( ) flottante, en bronze, facilite la rotation qui est obtenue par le jet d'huile de refroidissement sur le fond du piston.

Cette disposition modifie le contact du jet d'injection assurant une bonne répartition de la chaleur et évitant le calage des segments "compresseurs". Cette disposition n'est possible que dans un moteur 2 temps où l'effort sur le piston est toujours dirigé de haut en bas.

A remarquer la liaison rigide du pied de bielle et de l'axe de piston.

Une construction particulière est adoptée pour les pistons à axe excentré. Ces pistons sont traités au paragraphe suivant.

E. Excentrage de l'axe du piston.

L'axe de piston n'est pas toujours centré dans le plan médian de l'axe du piston mais est parfois excentré pour les raisons suivantes :

1. D'une part, comme nous l'avons vu au titre I, le piston subit des vibrations à cause des forces de réaction résultant de ses mouvements alternatifs du jeu entre piston et cylindre. Comme le piston se déplace pendant sa demi-course inférieure plus lentement que dans sa demi-course supérieure, les forces de réaction sont inégales dans les deux cas.
2. D'autre part, pendant sa course de compression et comme l'indique la fig. 380, le piston exerce une poussée sur le cylindre, opposée à celle exercée pendant la phase combustion-détente. Le côté où s'exerce cette poussée est dénommé "côté poussée". Celle-ci est évidemment plus petite dans le premier cas que pendant le second. L'usure du cylindre "côté compression" est, en général, inférieure à celle observée "côté poussée".
3. Chaque fois que le piston passe de sa course de compression à sa course de détente, il pivote autour de son axe suivant une amplitude qui est fonction du jeu entre piston et cylindre, ce qui provoque un certain battement du piston contre la paroi du cylindre.

D. 1213 / 37
1956

Ce battement est d'autant plus important que :

- l'accroissement de pression pendant la combustion est grand par rapport à la pression de fin de compression;
- la bielle prend une inclinaison plus forte par rapport à l'axe du cylindre;
- le jeu du piston dans le cylindre est plus grand (une explication graphique est donnée par la fig. 380).

Les battements répétés rendent le moteur bruyant et amènent des vibrations nuisibles des parois des chemises de cylindre, amenant généralement des altérations par corrosion et cavitation (chemises humides).

Cette vibration du piston peut être réduite dans une forte mesure et même supprimée en déportant l'axe de piston par rapport au plan médian. En effet, le désaxage, quelque soit le sens, réduit ou annule le couple de renversement sollicitant le piston, dans une mesure proportionnelle à l'excentration.

Cependant, pour répartir équitablement l'usure des deux côtés du cylindre et pour égaliser les forces de réaction des deux demi-courses, le désaxage ne peut être réalisé dans n'importe quel sens.

Conséquemment, le désaxage est généralement réalisé du côté tel que l'inclinaison de la bielle par rapport à l'axe du cylindre diminue pendant la phase de détente (la poussée latérale croît avec l'inclinaison de la bielle).

Deux méthodes de désaxage sont utilisées (fig. 380) :

a) Le vilebrequin est désaxé par rapport à l'axe du cylindre du côté "détente";
b) L'axe de piston est déporté par rapport à l'axe du piston du côté "compression".

Le piston à axe déporté est principalement d'application dans certains moteurs à refroidissement par air en raison de leur caractéristique bruyante. A titre d'exemple, citons les pistons déportés du "moteur Volkswagen" et ceux du moteur diesel à refroidissement par air "Deutz". Le moteur CO 240 (Hi série 73) est également équipé de pistons de ce genre.

Remarque.

En raison des forces d'inertie, la différence de poids entre les différents pistons d'un même moteur ne peut dépasser une certaine valeur. Cette valeur est fixée par le constructeur. Généralement, on prend comme tolérance de poids 2 % du poids du piston.

II. Axe de piston.

L'axe peut être fixe ou flottant.

1. Axe fixe.

Dans le piston, l'axe est monté avec un certain serrage dans les trous du piston tandis que le pied de bielle s'articule sur l'axe. Dans ce cas, l'axe est assuré contre une translation axiale par des circlips ou par des bouchons (fig. 379 et fig. 381).

2. Axe fixe dans la bielle.

L'axe peut aussi être bloqué dans le pied de bielle par serrage ou fixé par vis ou boulons, c'est alors le piston qui oscille sur l'axe. Dans ce cas l'axe n'est pas assuré contre la translation (Un axe fixe est appliqué dans les moteurs GM 567 C. - fig. 387).

3. Axe flottant.

L'axe peut tourner à la fois dans le piston et dans le pied de bielle. Les axes flottants tournent lentement pendant la marche et s'usent régulièrement. Ils donnent peu de soucis et sont bon marché, car ils sont lisses, sans ressauts. La pression superficielle doit cependant rester limitée à une valeur de 180 à 200 daN/cm2 tandis que la pression sur des surfaces assemblées peut atteindre 250 à 300 daN/cm2 (350 daN/cm2 avec surfaces rodées).

A la suite de leur plus grand diamètre, les axes flottants ne peuvent pas toujours être appliqués et il faut parfois recourir aux axes fixes.

L'axe de piston est généralement réalisé en acier dur cémenté ou nitruré, et supporté dans la bielle par une bague en bronze.

La pression superficielle est calculée en tablant sur la pression maximale des gaz, sans décompte des réactions d'inertie des masses.

On limite généralement le rapport $\frac{l}{d}$ entre sa longueur l et son diamètre d dans le pied de la bielle à 1,5.

La flexion exagérée d'un axe peut amener le bris du piston. D'autre part, un bris de piston peut aussi être la conséquence d'une faiblesse des bossages d'axe.

L'axe de piston est foré intérieurement en vue de réduire son poids.

III. Les segments.

A. Généralités.

C'est grâce aux segments qu'un piston est étanche aux gaz de combustion. De plus, les segments doivent empêcher le passage de l'huile de graissage vers la chambre de combustion. Les segments participent également à la transmission de chaleur entre le piston et la chemise du cylindre.

Les pistons sont équipés de deux types de segments :

1. Les segments d'étanchéité ou compresseurs. Ils s'opposent au passage de l'air de compression et des gaz de combustion vers le carter et dans une mesure moindre de l'huile de graissage vers la chambre de combustion;
2. Les segments racleurs : ceux-ci raclent l'huile des parois du cylindre. La consommation d'huile est ainsi contrôlée et on évite la combustion du lubrifiant dans la chambre de combustion ce qui réduit l'encrassement des chambres et des échappements par les cendres de l'huile brûlée.

Comme on le verra plus loin, l'efficacité des segments dépend non seulement de la matière, de la forme et des caractéristiques des segments mais aussi de la forme et de l'état des gorges du piston et du jeu des segments dans les gorges.

B. Propriétés des segments.

1. Matière.

On choisit presque toujours une fonte résistante mais pas trop douce (dureté entre 220 et 290 Brinell) dont la composition ainsi que la structure sont très importantes. Les structures ci-après sont utilisées :

a) La structure perlitique se composant de bandes de ferrite réparties de façon homogène et de cémentite avec interposition de fines lamelles de graphite;

b) La structure martensitique obtenue par traitements thermiques;

c) La structure austénitique obtenue par martelage et qui rend la fonte plus dure.

Les deux dernières formes de structure ne sont stables, en cas de sollicitations thermiques, que lorsque des ajoutes de chrome ou de manganèse sont ajoutées à la fonte.

Les segments à structure martensitique ou austénitique sont très durs et amènent souvent une usure élevée des cylindres. Ils ne peuvent donc être employés qu'avec des surfaces dures (ex chemises chromées). La structure perlitique ne donne pas une forte dureté mais une grande ténacité ce qui est souhaitable pour les segments. Cette structure est dès lors la plus fréquente.

Le segment coup de feu qui est en contact direct avec les gaz de combustion est généralement chromé pour augmenter sa résistance à l'usure de frottement et l'usure corrosive.

Ces segments sont actuellement appliqués d'une manière générale à tous les moteurs dont les cylindres ne sont pas chromés.

Une application accidentelle d'un segment chromé dans un cylindre chromé amènerait un grippage inévitable, les surfaces chromées ne retenant absolument pas l'huile.

2. Exécution.

a) Exécution à partir d'un fourreau. Les segments étaient tirés d'anneaux décolletés dans un fourreau en fonte (fourreau obtenu par coulée statique ou par procédé centrifuge). Les anneaux ainsi obtenus étaient transformés en segments en découpant une ouverture d'une longueur 1/10 D (D = alésage du cylindre).

De tels anneaux déformés présentent après fermeture une tension correcte mais ils ne sont pas correctement cylindriques.

Pour corriger ce défaut, ils devaient subir une opération de tournage supplémentaire pour définir le diamètre D extérieur correspondant à l'alésage à desservir. Cette opération s'effectue avec le segment serré dans son gabarit.

Inconvénient : pression non uniforme du segment sur la paroi du cylindre et tensions dans la matière.

Avantage : les buselures peuvent être coulées par centrifugation, ce qui permet d'obtenir une fine répartition du graphite et une matière exempte de scories ou d'autres impuretés.

b) Exécution "pièce par pièce". Les segments sont coulés individuellement dans des moules en sable et ensuite tournés ou rectifiés exactement au moyen d'un gabarit.

Avantages :

- le segment est réalisé dans sa forme exacte;
- il n'y a pas d'opérations d'usinage qui peuvent amener la production de tensions nuisibles;
- le refroidissement rapide après la coulée permet d'obtenir une bonne structure du métal.
- il possède une teneur en graphite plus grande (usure moins agressive de la paroi du cylindre).

Inconvénients : parfois présence de défauts de coulée.

3. Propriétés communes à tous les types de segments

a) Un bon segment doit épouser parfaitement la paroi du cylindre. Pour les segments compresseurs, cette condition est nécessaire en vue d'obtenir une bonne étanchéité.

Pour le segment racleur, cette condition permet d'obtenir un bon contrôle de la consommation d'huile.

b) La pression du segment sur la paroi du cylindre doit être uniforme et avoir la valeur adéquate. Cette pression peut être déduite en pratique d'une manière simple à partir de la valeur de la force tangentielle (fig. 388).

La force tangentielle d'un segment est la force tangentielle qu'il faut appliquer aux extrémités du segment pour ramener la dimension de l'ouverture du segment à la valeur prévue après montage dans le cylindre.

Nous parlons jusqu'ici de pression au montage du segment, c'est-à-dire de la pression exercée par le segment, moteur à l'arrêt. En cours de fonctionnement, la pression exercée par les segments compresseurs est en réalité différente et peut atteindre plusieurs fois la pression de montage.

Pour les segments racleurs, la valeur de la pression de montage du segment est très importante parce que, ici, aucun autre effort n'agit sur le segment (voir plus loin).

c) La finition des segments doit satisfaire à des normes strictes. Les surfaces de contact avec la paroi du cylindre sont généralement honées ou polies afin de garantir au mieux l'étanchéité (fig. 389). Ses bords ne peuvent présenter aucune bavure afin d'éviter d'arracher des particules métalliques ou le grippage.

La surface de contact avec le cylindre est parfois chromee (epaisseur d'environ 0,2 mm). Cette couche de chrome doit être exempte de fissures ou de piqures en vue également d'éviter des effritements. A défaut de chromage, les segments sont phosphatés et sont protégés contre la corrosion.

d) Forme de la coupe des segments

Dans le cas des segments minces tels ceux appliqués généralement dans les moteurs actuels, la coupe est presque toujours droite. Dans les segments des moteurs diesel, on trouve parfois la coupe oblique et la coupe à chicanes (fig. 395 + 396).

Lors du placement des segments dans un piston, il faut veiller à ce que leurs ouvertures ne s'alignent pas sur une même verticale, mais soient décalées de 180°.

e) La largeur de l'ouverture du segment

L'ouverture "n" doit permettre la dilatation du segment due à l'accroissement de température (fig. 398 et 399).

En effet, les segments évacuent 50 à 60 % de la chaleur transmise au piston en marche normale. Leur température atteint 160 à 200°C pour une température de paroi de cylindre de 80°C.

L'ouverture "r" dont les valeurs maximales et minimales sont données par le diagramme de la fig. 400 doit être d'autant plus grande que le segment est placé plus près de la zone de feu. Les valeurs maxi données dans ce diagramme se rapportent au segment supérieur, les valeurs mini aux segments racleurs.

L'ouverture (fig. 398/c) doit toujours être contrôlée après montage du segment, soit dans un calibre de même alésage que celui du cylindre, soit après placement du segment dans un plan transversal du cylindre où l'usure et les déformations sont nulles.

Le diagramme indique également les dimensions radiales et axiales des segments utilisés habituellement dans les moteurs modernes.

Remarque.

Les segments sont traités avec grand soin, ils doivent être montés ou retirés au moyen d'une pince spéciale (fig. 399).

C. Les segments compresseurs

1. Principe de fonctionnement

La pression des gaz de combustion P 1 s'exerce sur la face supérieure et la face arrière du segment (fig. 390). Sur la surface d'étanchéité (surface de contact du segment avec le cylindre et la face inférieure du segment) la pression P1 diminue jusqu'à la valeur P2.

L'effort résultant suivant la verticale est donc une force A dirigée vers le bas, tandis que l'effort résultant suivant l'horizontale est une force B dirigée vers la paroi du cylindre. La pression des gaz pousse donc le segment contre la paroi du cylindre et contre la face inférieure de la gorge du piston.

Il en résulte que le jeu latéral "s" (jeu suivant la hauteur du segment) doit être suffisant pour permettre aux gaz de combustion d'agir sur la face arrière du segment et de participer ainsi à l'étanchéité du segment. La valeur de "s" dépend de l'alésage ; elle vaut de 0,05 à 0,18 mm pour un alésage de 100 à 300 mm.

Avec un jeu exagéré ou une gorge usée, il se forme derrière le segment un dépôt de cambouis qui peut amener le calage du segment. D'autre part, les parois de la gorge sont martelées par le segment (fig. 391).

Le jeu radial du segment "t" (jeu suivant le rayon du segment) doit être suffisant de manière à maintenir la liberté du piston dans le cylindre (danger de calage du piston lors de la formation d'une fine couche d'huile brûlée derrière le segment) ; ce jeu doit être supérieur à la 1/2 du jeu du piston dans le cylindre.

Généralement, le jeu radial a un ordre de grandeur de 0,003 mm par mm de diamètre de piston.

2. Le segment compresseur supérieur

Le segment compresseur supérieur est directement en contact avec les gaz de combustion. C'est la raison pour laquelle le plus souvent, ce segment sera chromé (sauf si la paroi du cylindre est chromée).

La forme du segment sera telle que l'étanchéité soit obtenue d'une manière facile. Une forme fréquente de la face en contact avec la paroi du cylindre est la surface courbe (fig.392) soit symétrique, soit asymétrique (cône avec un grand congé).

Les segments compresseurs chromés donnent, par suite de la dureté et du poli de leur surface chromée, des difficultés au rodage. Le segment ne s'adapte à la chemise du cylindre qu'après un temps plus long.

Le préusinage du segment par polissage ou par corrosion remédie partiellement à cet inconvénient.

Par polissage, on obtient un anneau complètement rond, assurant une parfaite étanchéité, mais dont la face portante est légèrement rugueuse par rapport à la paroi du cylindre.

Par corrosion, la surface devient poreuse de sorte qu'elle use initialement plus vite et s'adapte plus facilement au frottement. Le choix d'une des deux méthodes dépendra de la surface de frottement. Pour ce qui concerne le traitement par chromage, on se limite souvent au segment coup de feu. En effet, l'usure importante dans la partie supérieure du cylindre est partiellement due au phénomène qu'une quantité de carbone se dépose sur le segment coup de feu. Cette quantité étant beaucoup moins importante aux segments chromés, l'usure reste limitée.

Il existe également des formes de segments particulières avec des pièces intermédiaires en bronze pour faciliter le rodage.

3. Les autres segments compresseurs

Les segments compresseurs dans la 2e, 3e et éventuellement 4e gorge ne doivent normalement pas satisfaire à des exigences aussi sévères que celles requises pour le segment de la première gorge.

Seule dans des cas particuliers, leur face en contact avec la paroi du cylindre est chromée. Cette face est généralement de forme légèrement conique (face inclinée de 0,5 degré).

Les segments sont parfois montés avec précontrainte ayant pour but d'améliorer leur capacité d'étanchéité (fig. 393). Cette précontrainte est obtenue en chanfreinant l'arête interne supérieure. Ainsi, les bords du segment s'appuient à droite, au-dessous contre la paroi du cylindre, à gauche, au-dessous contre la gorge du segment et à droite au-dessus également contre la gorge du segment.

Tous les segments d'un piston ne peuvent être montés avec précontrainte. On se limite suivant le degré d'étanchéité à obtenir.

D. Les segments racleurs

1. Principe de fonctionnement

En raison de la forme particulière de la surface de contact avec la paroi du cylindre, les lèvres du segment racleur raclent l'huile de la paroi du cylindre. Cette huile est récoltée dans l'espace situé entre les lèvres, traverse les fentes prévues dans la paroi arrière du segment et retourne au carter par des orifices aménagés dans le piston (fig. 394 et 397).

2. Formes des segments racleurs

La forme de la coupe radiale du segment racleur dépend d'un grand nombre de facteurs. La forme des lèvres est caractéristique (droite, biseautée d'un côté, biseautée des deux côtés). Les dimensions des lèvres ont une grande importance : le segment racle d'autant mieux que les dimensions des lèvres sont réduites.

L'efficacité du segment est directement influencée par la force tangentielle, celle-ci et l'épaisseur des lèvres déterminent la pression du segment contre la paroi du cylindre. Une force tangentielle élevée procure dès lors une grande capacité de raclage. On place parfois un ressort hélicoïdal derrière le segment pour augmenter la pression sur la paroi du cylindre (fig. 397).

Le jeu latéral("s" de la fig. 398) peut être moindre pour un segment racleur que pour un segment compresseur (ordre de grandeur : 0,05 mm pour un alésage de 240 mm) ; par contre, le jeu radial ("t" de la fig. 398) est plus grand pour améliorer le raclage (réservoir d'huile) et pour éviter des surpressions derrière ce segment.

Fig 364

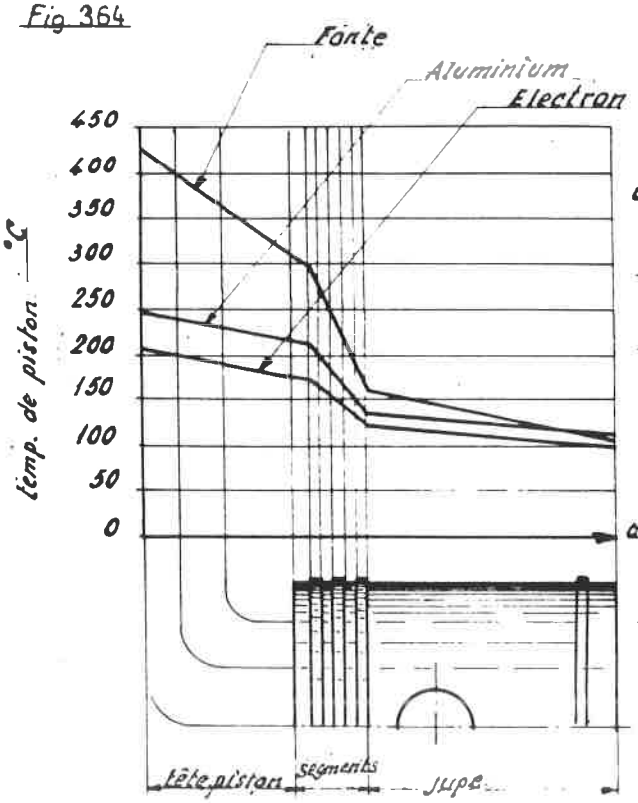
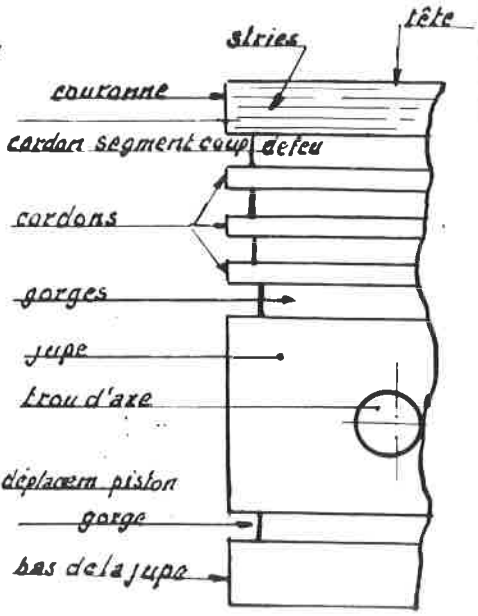


Fig 365



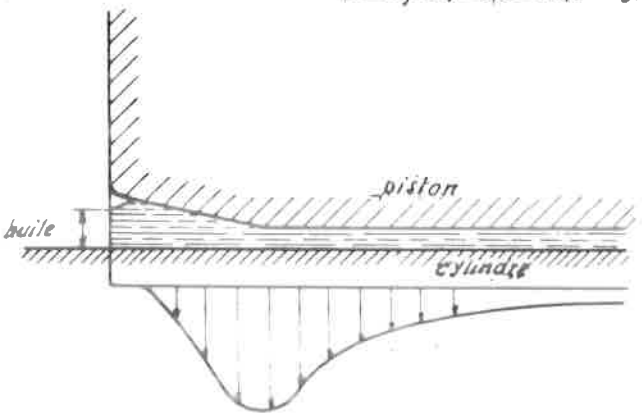
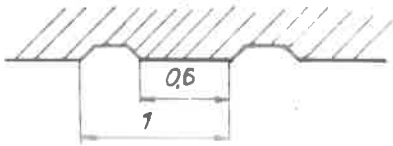
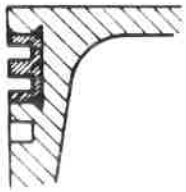


Fig. 366
Pression d'huile entre cylindre et piston

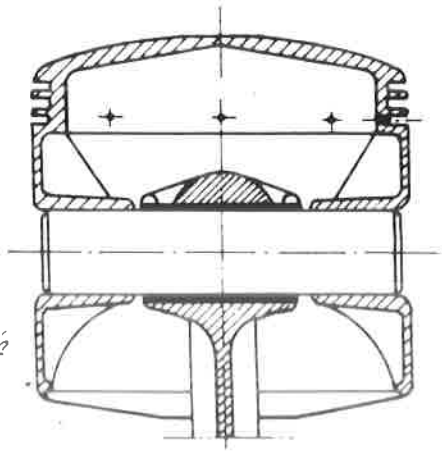
Fig 367 Stries





Bague en acier incorporée à la coulée pour éviter l'usure par le battement du segment

Fig 368

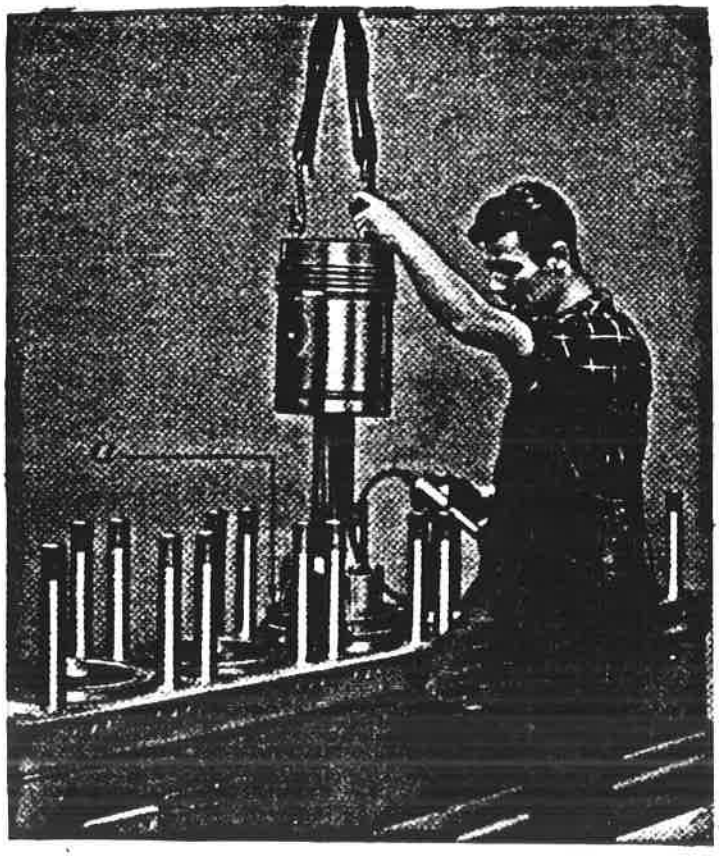


Piston "Ford" en acier

Fig. 369

C 1213
37°4

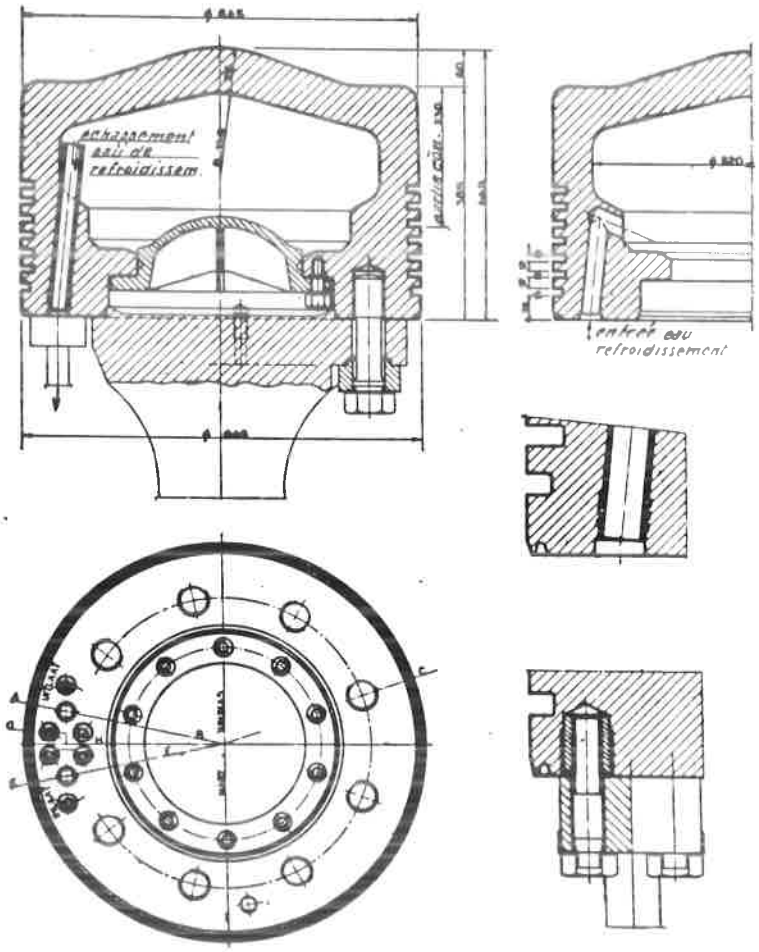
Fig. 370



montage du piston dans le cylindre

Fig. 371

Piston de moteur marin avec crosse



V.P.

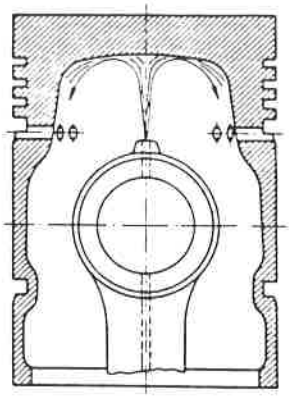


Fig. 372 (Moteur SEM, ABC)
Refroidissement par jets

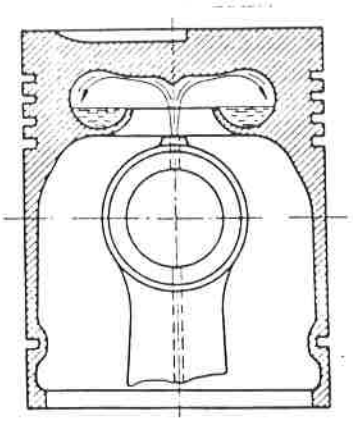


Fig. 373
Refroidissement "Shaker"

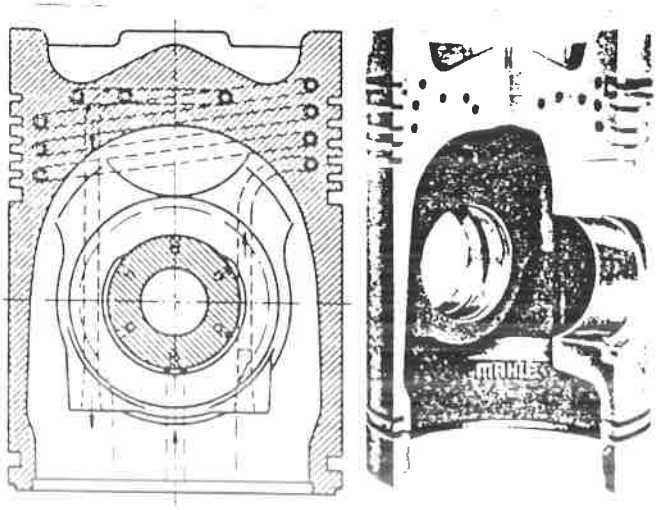
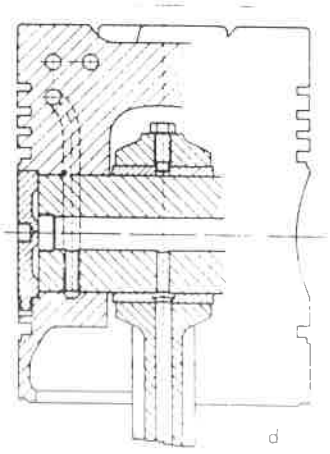


Fig. 374 (Moteurs Co 608A en TH895 SA)
Refroidissement par serpentin



Circulation d'huile

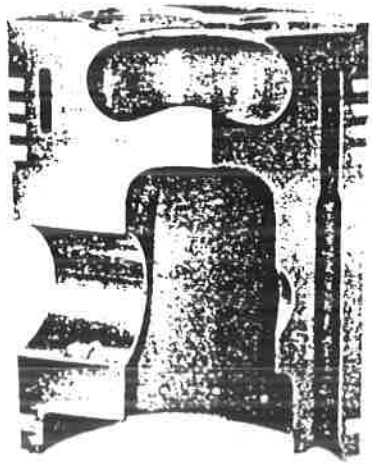
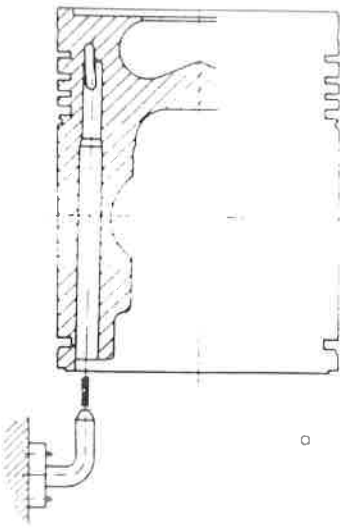


Fig. 375 Refroidissemt par canal
Piston pressé

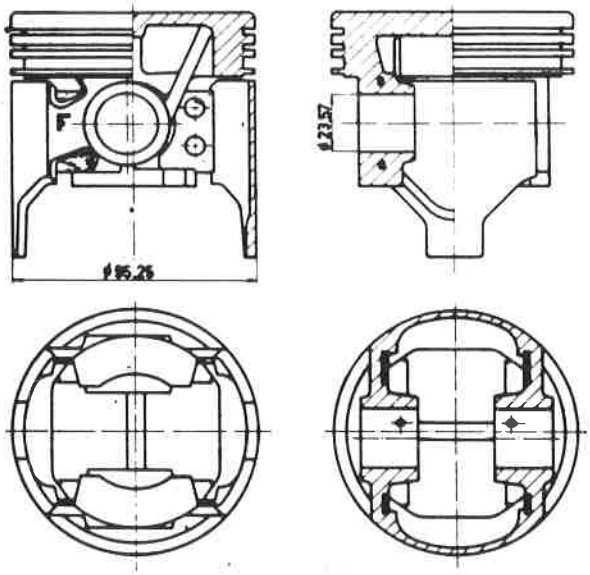


Circulation d'huile



Fig. 376 Refroidissement par canal, piston assemblé

Fig. 377



Piston à jupe raccourcie

Piston "MAN" à double effet

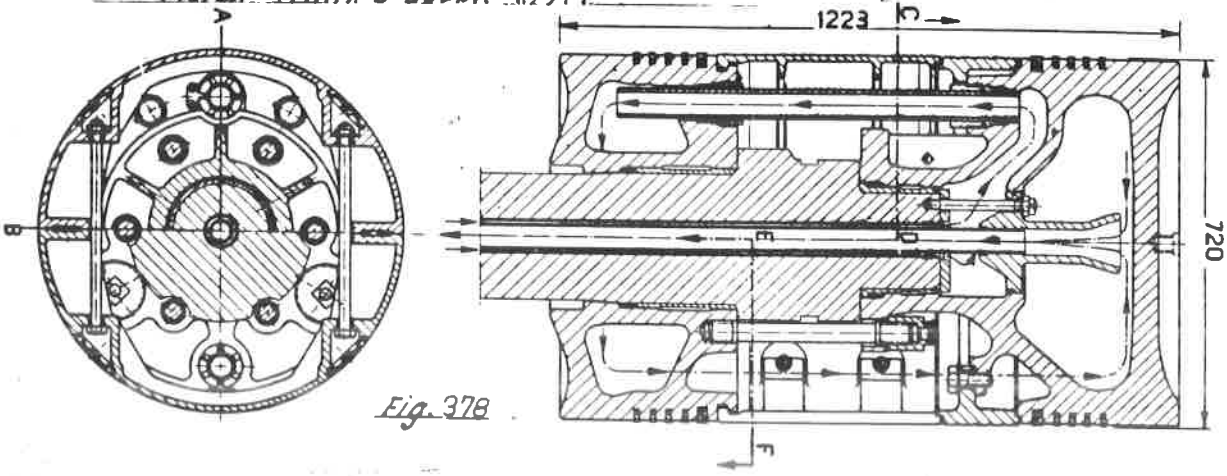


Fig. 378

Piston monobloc et ses accessoires (Co. 955A)

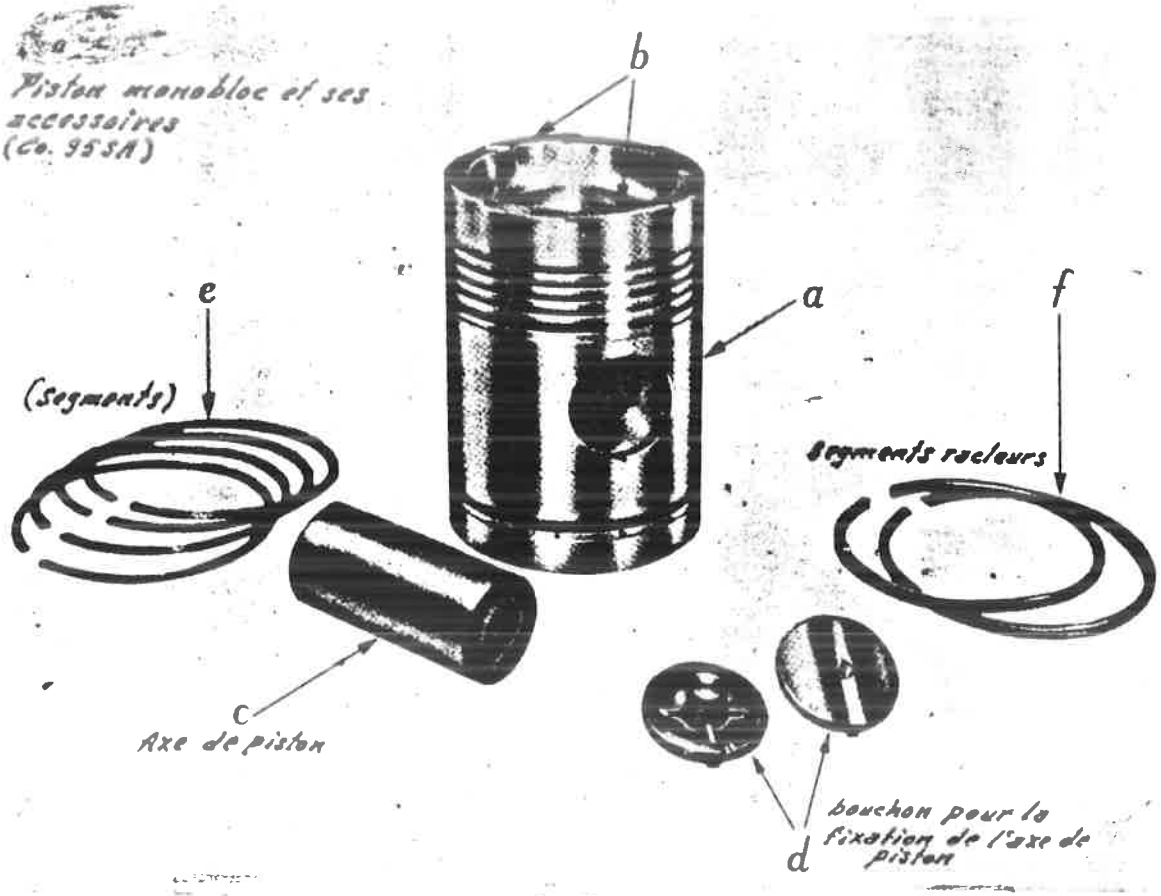
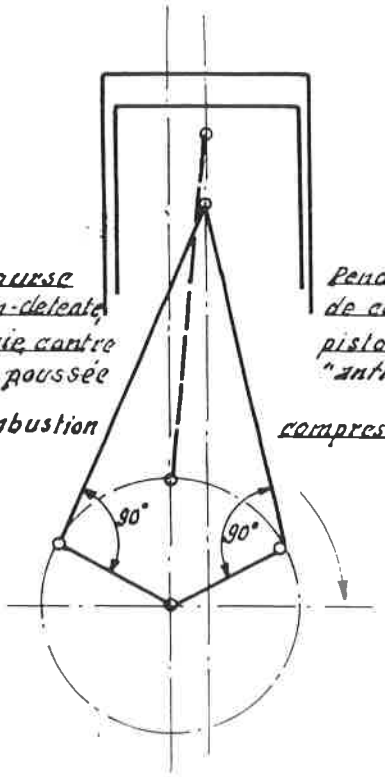


Fig. 379

Fig 380 Désaxage de l'axe du piston

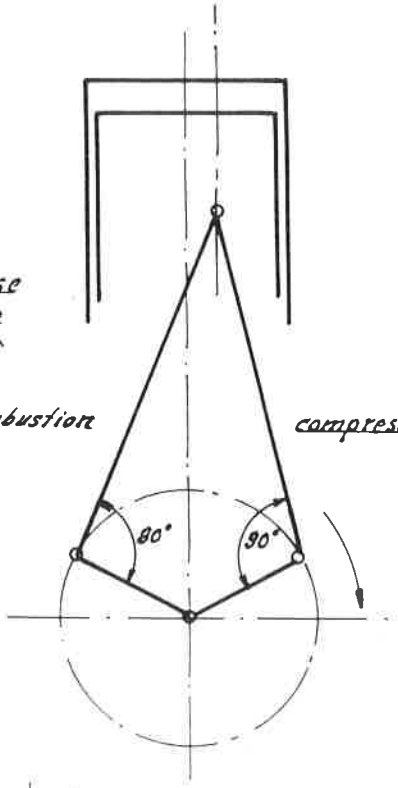


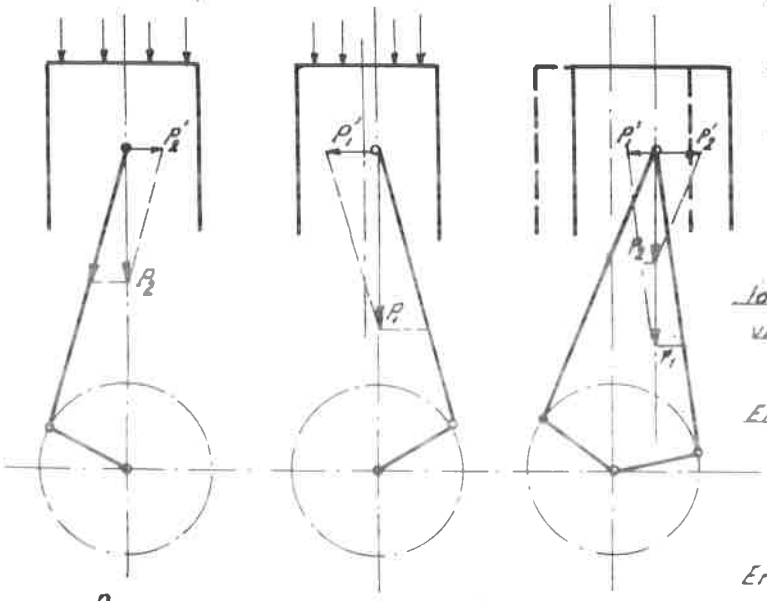
Pendant la course de combustion-détente le piston appuie contre la paroi "côté poussée"

combustion

compression

Pendant la course de compression le piston appuie côté "anti poussée"





P_1 = effort sur le piston lors de la combustion

P_2 = effort sur le piston lors de la compression

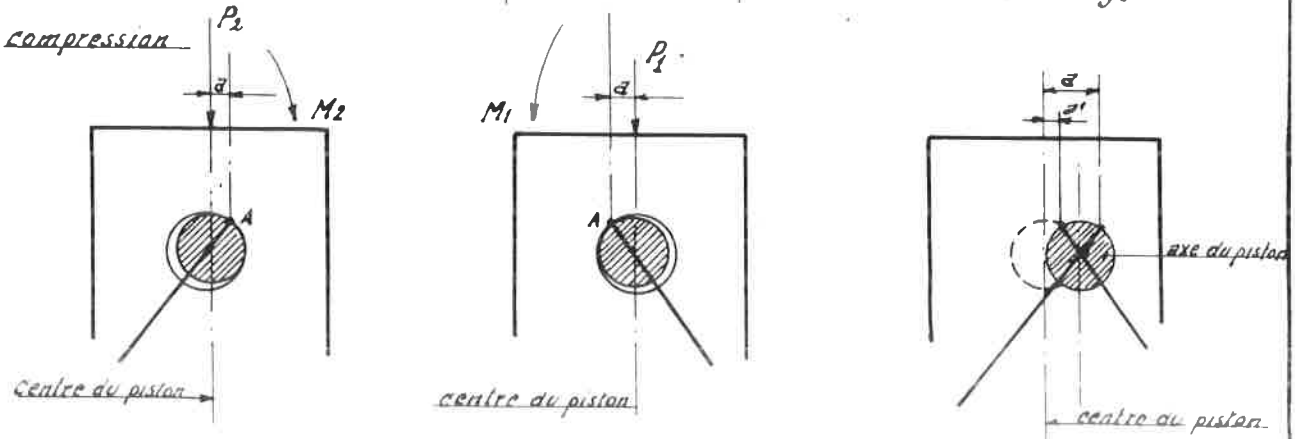
lorsque l'axe du piston ou le vilebrequin n'est pas désaxé

$P' > P'_1$

En cas de désaxage

P'_1 diminue par rapport à P'_1

En Cas de désaxage



Sans désaxage du piston moment de renversement

$M_2 = P_2 . a$

$M_1 = P_1 . a$

$M_1 = P_1 . a$

le moment de renversement $P.a$ ou $P.a'$ (ne change plus de sens)

V.P

C. 1213
31ème L

Piston pour moteur "Brossel"

Fig 381

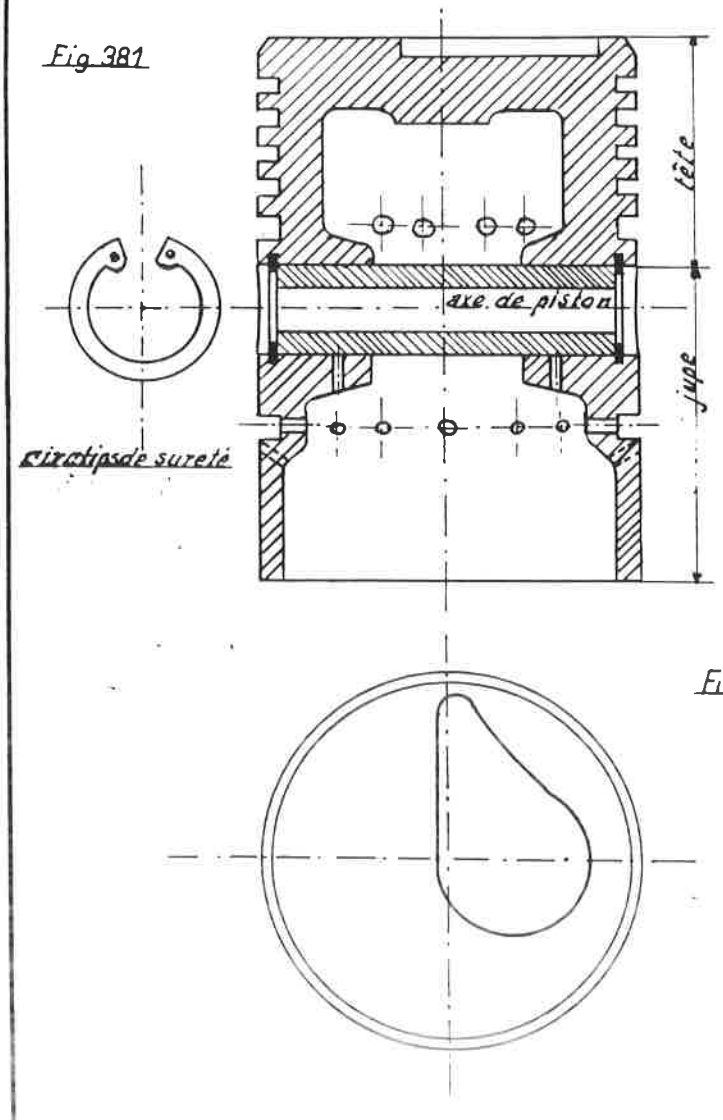
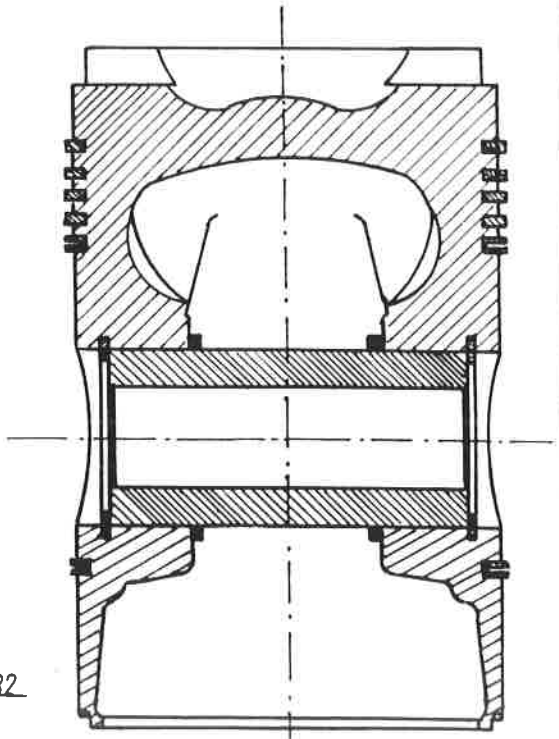


Fig 382



Piston "Nelson-Bohnalite"

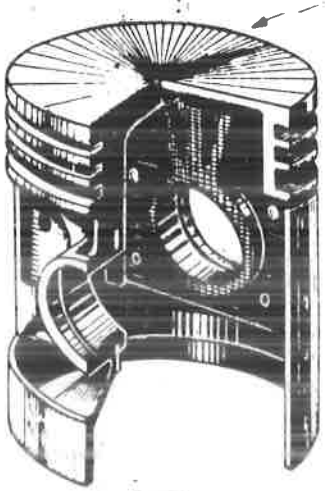


Fig 383



Moteur Maybach
f. MD.

Fig 384 Piston refroidi à huile sous pression et dont la tête en acier est démontable

V.P.

Piston autothermic (partie portante)

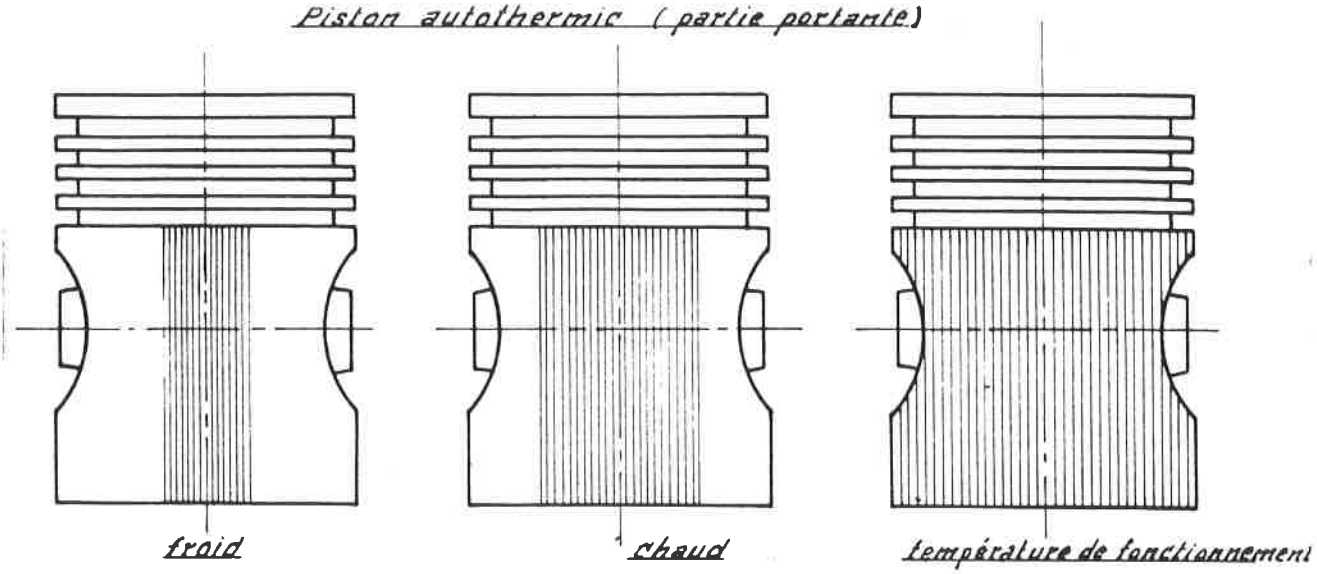


Fig. 385

Moteur GM - EMD 567 Piston à tête rotative

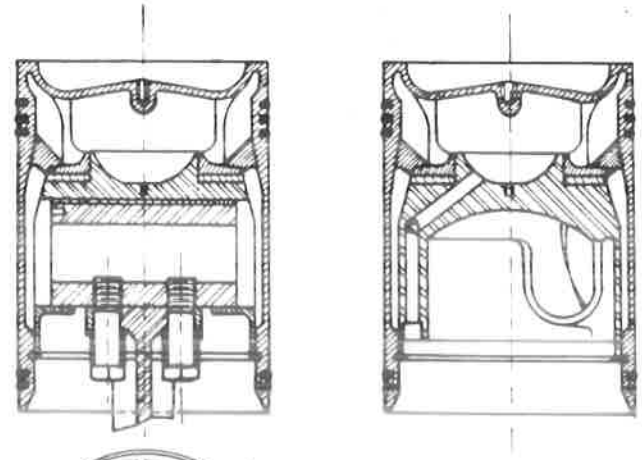


Fig. 386

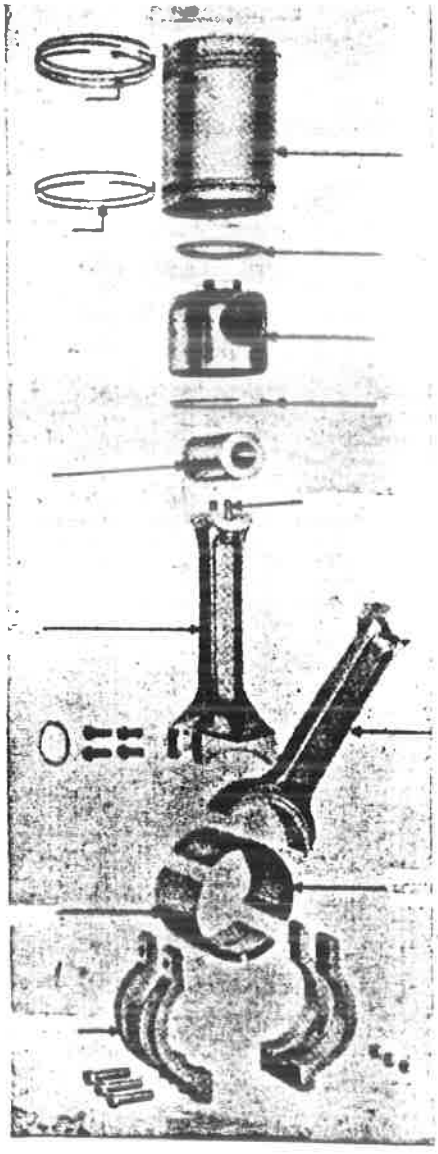


Fig. 387

Fig 388

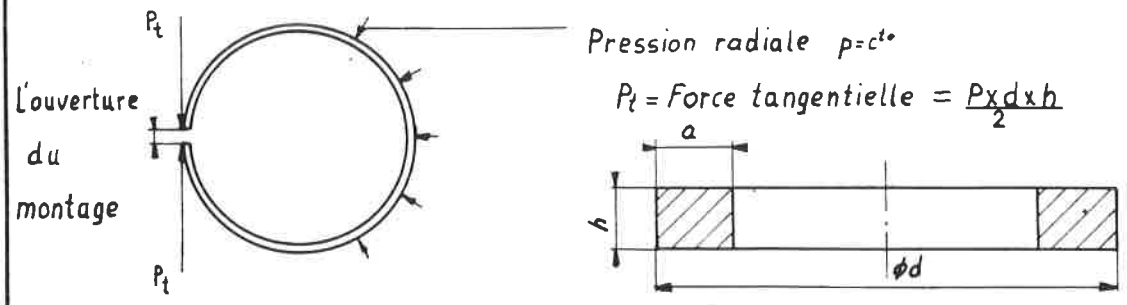


Fig 389

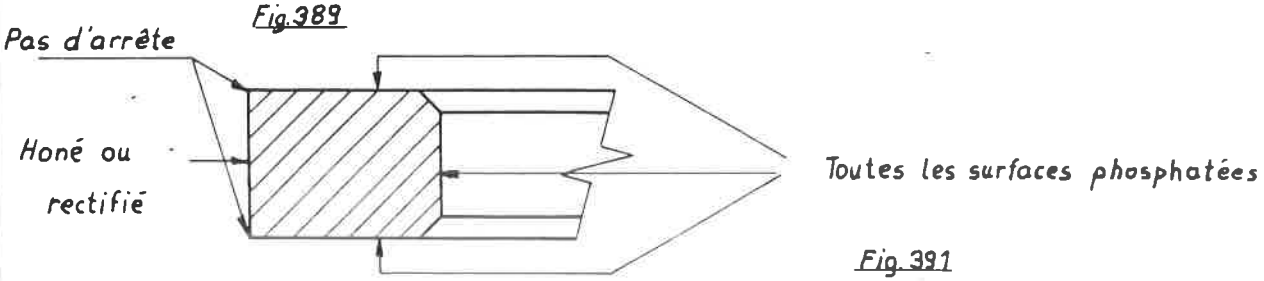
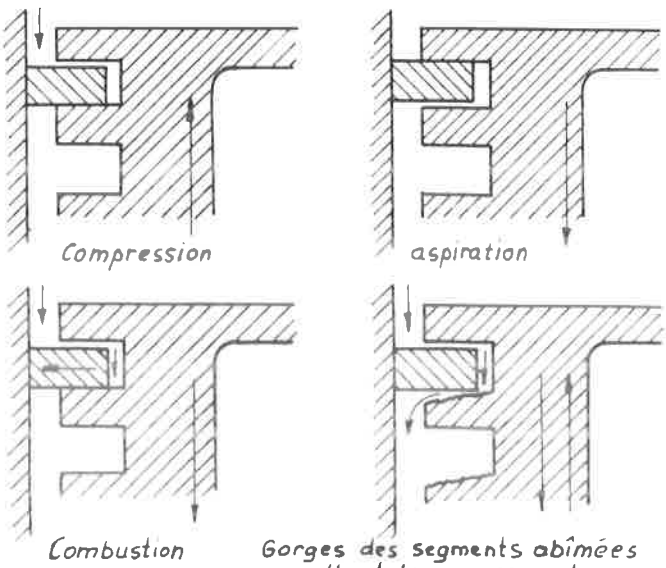


Fig 391



Forme du 1° segment de compression

Fig 390

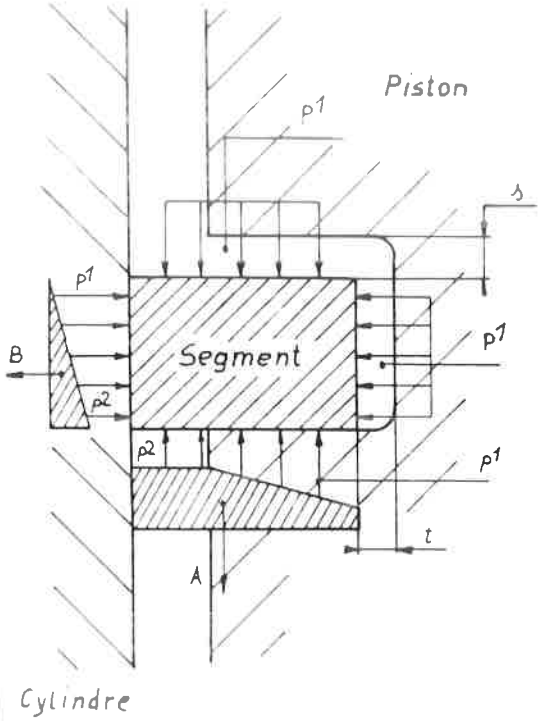


Fig 392

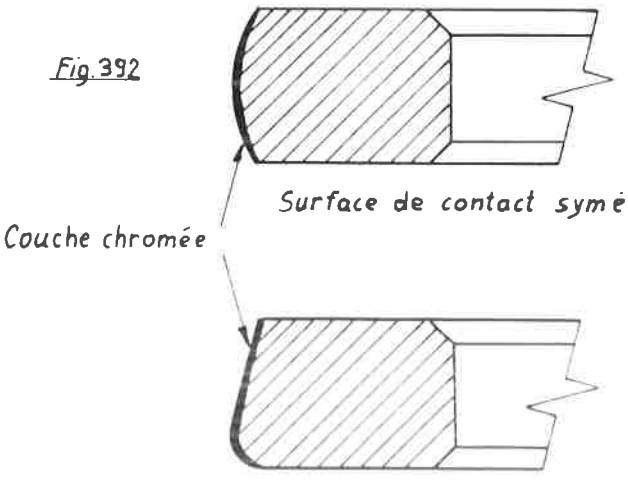
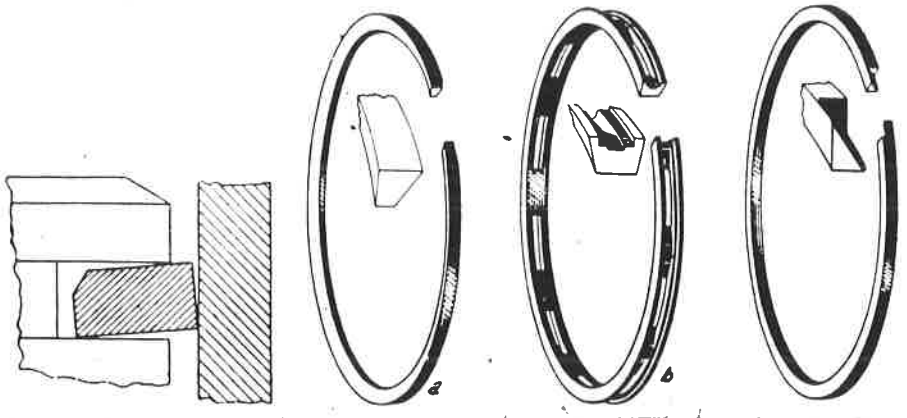


Fig. 393

Fig. 394

Fig. 395



Segment à balancement

a) segment d'étanchéité conique

b) segment racleur ventilé

segment avec coupe à chicanes

Fig. 397

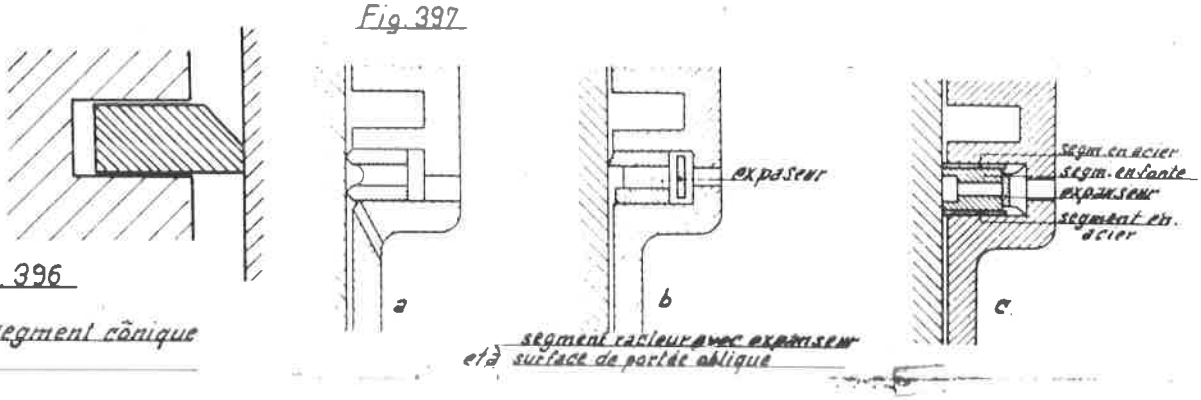
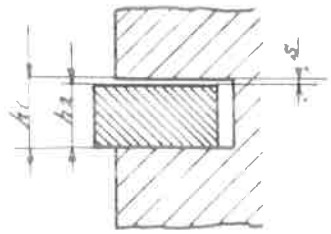


Fig. 396

segment cônique

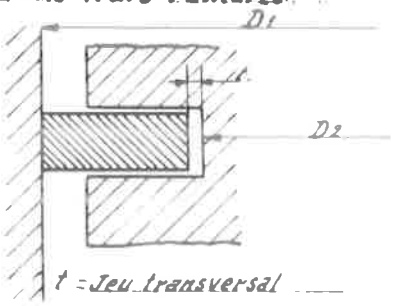
segment racleur avec expanseur et à surface de portée oblique

Jeu des segments dans leurs rainures



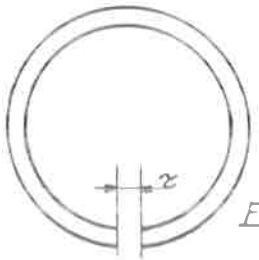
S = Jeu latéral

Fig. 398/a



t = Jeu transversal

Fig. 398/b



z = largeur de l'ouverture

Fig. 398/c

coupe oblique

coupe à chicane

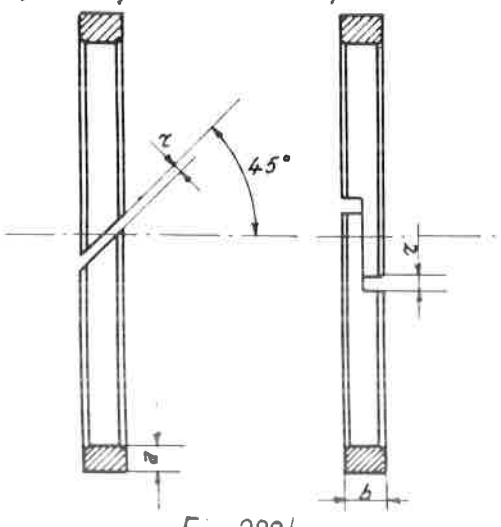


Fig. 399/a

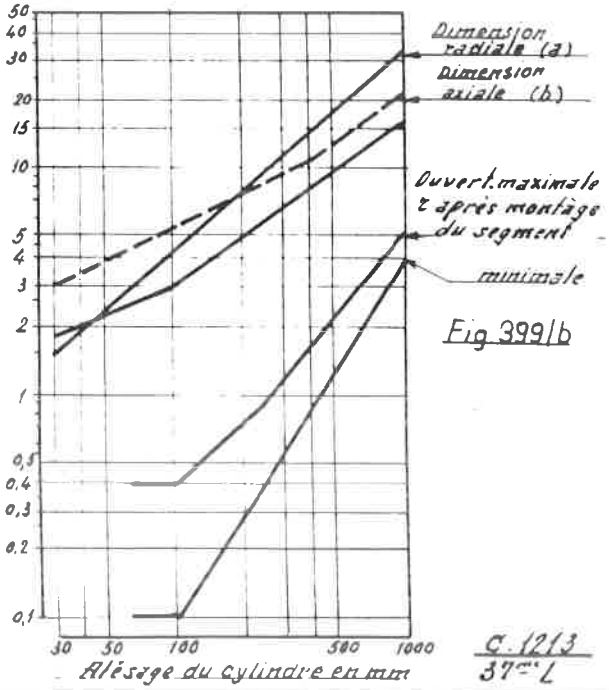
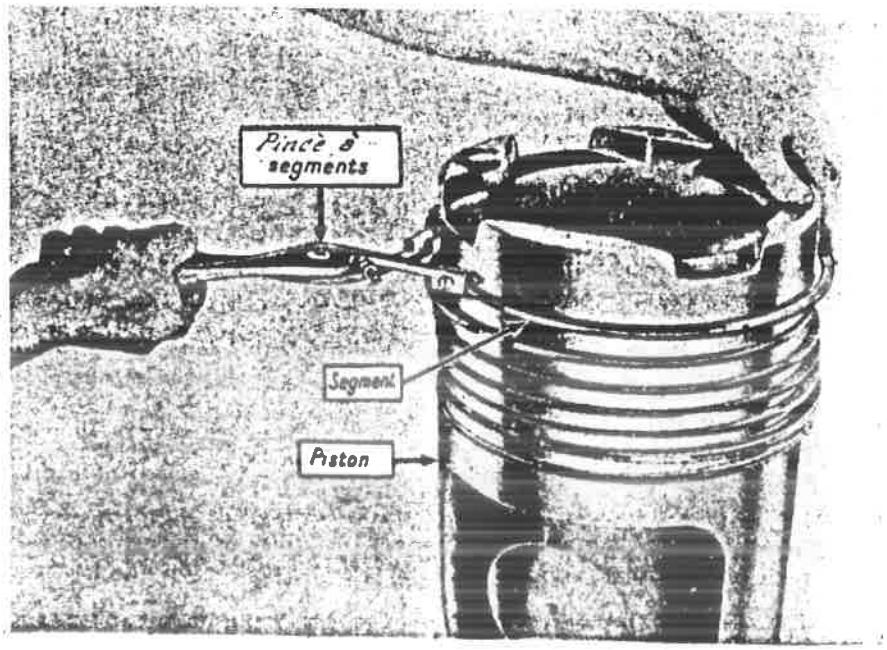


Fig. 399/b

C. 1213
37me L

K.P

Fig. 399/c



CHAPITRE IV. - Bielles - Coussinets

I. Bielles.

A. Généralités.

La bielle réalise la liaison du piston au vilebrequin et transmet au maneton du vilebrequin la poussée exercée sur le piston.

La bielle se compose généralement des 3 parties principales suivantes: le corps de bielle, la tête de bielle (liaison de la bielle au vilebrequin) et le pied de bielle (liaison de la bielle à l'axe de piston).

B. Forme et matière.

Dans les gros moteurs, le corps de bielle est généralement de section circulaire (fig. 400) et forgé en acier de haute qualité.

Pour des vitesses moyennes de piston supérieures à 7 m/sec, ce qui est le cas de moteurs diesel et à essence industriels et automobiles, le corps de bielle a presque toujours une section I (fig. 401); on obtient ainsi une construction à la fois robuste et légère, résistant bien au flambage provoqué par la poussée des gaz ainsi qu'à la flexion résultant des forces centrifuges. Les bielles des moteurs lents sont forgées; celles des moteurs rapides (moteurs à essence ou diesel de petite puissance) obtenues par estampage en acier ou acier allié. L'utilisation de l'acier coulé ou des alliages de métal léger, se limite à des moteurs de faible puissance.

Pour les moteurs diesel dont le piston est refroidi par huile, le corps de bielle est généralement foré longitudinalement. Le diamètre de ce conduit est largement dimensionné, pour la facilité d'exécution d'abord et ensuite parce que cette disposition accroît le rayon d'inertie de la section, ce qui augmente la résistance.

C. Sollicitation du corps de bielle.

Dans les moteurs à 2 temps, le corps de bielle est soumis principalement à la compression; dans les moteurs à double effet, alternativement à la compression et à la traction et dans les moteurs à 4 temps, à la compression alternant avec une traction réduite.

De plus, les longues bielles sont soumises au flambage et doivent présenter une résistance suffisante.

Pour cette raison, la longueur de la bielle est limitée (De 3,9 à 4,5 fois le rayon de manivelle).

Le corps de bielle est également soumis, en plus des efforts de compression et éventuellement de traction, à un couple de flexion dû aux forces de frottement à la circonférence des tourillons dans les deux extrémités de bielles. En cas de mauvais graissage (marche à sec ou lancement du moteur), ce couple de flexion peut prendre des valeurs importantes.

Aux moteurs rapides, le corps de bielle est également soumis à des tensions de flexion importantes dues aux forces centrifuges et d'inertie agissant sur le corps de bielles.

D. Le pied de bielle (petite tête).

Dans le cas du montage d'un axe de piston flottant ou serré dans le piston, le pied de bielle est toujours fermé et pourvu d'une buselure pressée en bronze servant de pallier à l'axe de piston (fig. 401 - buselure b).

Dans les moteurs de grande taille, cette buselure peut être en acier et est parfois recouverte intérieurement de métal blanc. Cette construction se comporte bien aux hautes températures et le garnissage peut être renouvelé plus facilement. Le métal blanc est centrifugé dans la buselure (par ex. à 3000 t/min pour un diamètre d'axe de 140 mm).

L'épaisseur de métal blanc est limité (0,75 à 1 mm) pour prévenir l'arrachement par fatigue superficielle.

En cas de montage fixe de l'axe de piston dans le pied de bielle, celui-ci est souvent fendu et le serrage de boulons immobilise l'axe (fig. 402). Cette forme de construction est actuellement à peu près abandonnée. On la voit cependant réapparaître dans l'industrie automobile où l'on rencontre des axes pressés directement dans la bielle.

Un pied de bielle particulier est celui des moteurs GM t. 567 (fig. 387 - 37e leçon)) qui est solidaire de l'axe assemblé par boulons.

E. La tête de bielle.

La cage de la tête est presque toujours réalisée en deux pièces (avec chapeau démontable).

Le plan de joint des deux parties peut être oblique (parfois appliqué aux moteurs à essence) ou droit. Dans le cas du plan oblique, le chapeau est fixé au moyen de goujons ou, dans des cas particuliers (moteurs Ford) par bouts filetés forgés avec la bielle.

Dans la construction navale, on rencontre des bielles dont la tête complète est fixée au corps au moyen de boulons. Deux exécutions existent: ou bien la tête de bielle forme un tout fixé par boulons séparés au corps de bielle (fig. 403) ou bien les demi-têtes sont reliées au corps par les mêmes boulons (fig. 404). La fig. 406 représente la réalisation de la tête de bielle aux moteurs en V (Maybach).

F. Inspection de la bielle.

En cas de dépose des bielles, il est conseillé de les examiner au point de vue:

1. Fissures: méthodes: par ressuage ou par magnétoscopie. Dans les moteurs poussés, le corps de bielle est très souvent usiné et même poli pour enlever les défauts superficiels résultant du forgeage ou de l'estampage, afin d'éviter la propagation de ces défauts superficiels en fissures profondes.

2. Alignement: cette vérification consiste principalement dans les 2 examens suivants:

   - la rectitude
   - la torsion

Une bielle pliée ou tordue (fig. 405) provoque des efforts imprévus exercés par le piston sur le cylindre et des coussinets sur le coudé ce qui entraîne des usures anormales de ces organes, des dégagements anormaux de chaleur, des grippages du piston et des bris.

Il n'est pas recommandé de redresser des bielles pliées ou tordues aux moteurs diesel. Cela peut cependant être fait pour des moteurs à essence de puissance réduite.

L'examen de la rectitude de la bielle consiste à vérifier si les axes des deux têtes sont situés dans le même plan et sont parallèles entre eux. Un examen grossier s'effectue sans retrait de la bielle du vilebrequin. Il consiste à examiner si, pendant la rotation manuelle du moteur, le piston se déplace librement de haut en bas.

G. Boulons de bielle.

Comme pour l'assemblage des paliers de vilebrequin, on dispose les boulons de couvercle aussi proches que possible les uns des autres pour réduire la flexion des cages et des chapeaux. Dans la construction rigide, les boulons usinés passent dans des trous alésés avec des jeux réduits de manière à assurer une portée totale.

Pour obtenir une construction légère, les boulons et les écrous sont réalisés par estampage dans un acier à haute résistance (acier allié amélioré). Les bouts sont à filetage fin.

De tels boulons supportent des tensions de l'ordre de 20 daN/mm^2

Là où il est prévu par la construction, il y a lieu de ne pas oublier, après placement des écrous, d'assurer ceux-ci par goupille ou plaque de sûreté.

Les boulons sont serrés avec contrôle soit du couple (clé dynamométrique) soit de l'allongement (fig. 408).

II. Coussinets.

Cet exposé sur les coussinets est général, il s'étend donc aussi aux coussinets des paliers et même ceux de l'arbre à cames.

A. Genre de coussinets.

Le matériau antifriction (le matériau soumis aux efforts et à la chaleur de frottement) peut être introduit dans le palier de quatre façons différentes.

1. L'ensemble de l'organe, par exemple une bielle, peut être élaboré dans le métal antifriction même;
2. Le matériau de l'organe peut être l'acier ou un autre métal dont la surface de frottement peut être garni du métal antifriction. Une liaison métallurgique entre les deux métaux est souhaitable et préférable à une liaison mécanique;
3. Une pièce intermédiaire peut être réalisée en un matériau antifriction et fixée mécaniquement.

Une pratique courante est de bloquer les bagues cylindriques par serrage, par exemple, en exécutant le diamètre extérieur de la bague (à l'état libre) légèrement plus grand que l'alésage du logement.

4. En combinant (2) et (3), on arrive à la conception du coussinet bimétallique qui est intercalé entre l'axe ou l'arbre et le logement et qui est rendu solidaire de celui-ci.

Ces coussinets (fig. 407), appelés coquilles sont exécutés en bronze ou en acier et garnis individuellement, mais actuellement, ils sont presque toujours exécutés dans une bande d'acier préalablement garnie de métal blanc ou autre matériau antifriction.

Cette bande bimétallique peut être usinée à dimension après montage dans les assises de palier.

Vu leur manque de rigidité, les coquilles doivent porter parfaitement dans le logement du palier.

Les coussinets minces (coquilles, demi-coquilles et buselures) sont le plus souvent maintenus en position par dispositif de bloquage pénétrant dans la cage (lèvre).

Le coussinet à bande bimétallique a été développé à l'origine pour les moteurs automobiles et il s'est étendu rapidement à d'autres champs d'application.

Ces avantages sont à la fois techniques et économiques.

Techniquement, sa supériorité réside du fait que la couche mince et douce transfère les exigences de montage au support en acier.

Du point de vue économique, les coussinets minces bimétalliques peuvent s'intégrer facilement dans une production de masse et soumise à une surveillance de qualité.

Ils peuvent être stockés aisément et remplacés facilement lors des revisions des moteurs ou autres machines.

B. Fonctions d'un matériau antifriction.

En général, on apprécie la bonne qualité d'un palier (palier = ensemble coussinet-axe)

- par l'usure faible de ces deux composants;
- par l'absence d'altération;
- par l'absence de défaillance mécanique par déformation ou fatigue.

La plupart des paliers sont alimentés par un lubrifiant liquide ou solide mais récemment certains matériaux opèrent sans lubrifiants ou sont "auto-lubrifiants".

En présence d'un lubrifiant, le frottement d'un palier lisse est déterminé entre autres:

- par la géométrie du système;
- par la charge et la vitesse;
- par la nature du lubrifiant.

Le matériau du palier n'exerce qu'une très faible influence sur la valeur du frottement et de ce fait, on peut dire que l'appellation "métal antifriction" est mal choisie.

Un lubrifiant liquide ou une graisse est susceptible de réduire le frottement et l'usure par l'un des deux mécanismes: graissage hydrodynamique (coin d'huile) ou onctueux.

Dans le graissage hydrodynamique, une partie ou la totalité de la charge sollicitant les surfaces est reprise par la pression hydrodynamique du lubrifiant, pression qui peut être soit engendrée par le mouvement relatif des surfaces, soit d'origine externe.

Dans le cas où la totalité de la charge s'exerçant sur les surfaces peut être reprise par le lubrifiant sous pression, les surfaces opposées sont bien séparées par un film de lubrifiant et les propriétés d'usure des matériaux n'interviennent pas.

Pratiquement, très peu de paliers opèrent en permanence dans de telles conditions. Voici quelques cas où il n'y a pas de graissage hydrodynamique.

1. Lorsqu'une machine est mise en mouvement après une période de repos, aucune pression ne s'exerce temporairement entre les surfaces (sauf si une pression est réalisée par un moyen extérieur. ex. pompe de primage) et les conditions hydrodynamiques de graissage ne sont pas obtenues;
2. Un autre cas où la pression dynamique est nulle se présente lorsque la charge se déplace à une vitesse égale à la moitié de celle de l'arbre; cette condition peut se manifester pendant de courtes périodes dans les paliers des moteurs thermiques (Dick et Burwèlle);
3. De plus, les films de lubrifiant peuvent être interrompus par des particules de poussières qui s'imprègnent dans l'une ou l'autre des surfaces.

Pour ces raisons ou pour d'autres, le graissage hydrodynamique intégral est l'exception plutôt que la règle, du moins dans le cas de paliers graissés sous pression d'huile.

Le résultat de ce fait est qu'une partie de la charge entre les deux éléments du palier est reprise par frottement direct entre surfaces métalliques, modifiée par la présence de films extrêmement fins de lubrifiant. Il s'agit alors d'un graissage onctueux ("boundary" lubrication).

Si ce film mince se brise, il en résulte un frottement sec entre des surfaces solides.

A ce moment, les deux surfaces se mettent en contact réel sur des points hauts et sur une aire qui croît en fonction de la charge.

Dans la zone de contact réel, surviennent des déformations élastiques et/ou plastiques et les surfaces adhèrent avec une importance qui dépend des matériaux et des contaminants présents en surface tels que des oxydes ou des sels métalliques ou des films locaux créés par l'onctuosité du lubrifiant.

Lorsque le glissement survient, l'énergie est absorbée par les déformations plastiques et par la rupture des liaisons qui se sont formées entre les surfaces.

L'usure est créée par des particules arrachées de l'une ou l'autre des surfaces. Ces particules qui sont fréquemment des oxydes, agissent en général comme des abrasifs engendrant à des usures ultérieures.

Les altérations des surfaces provoquées par la répétition des déformations plastiques (fatigue superficielle) peuvent aussi aggraver l'usure.

C. Métaux utilisés pour les coussinets lisses.

Les métaux utilisés pour le garnissage des coussinets lisses peuvent être distingués comme suit:

- les métaux blancs;
- les alliages à base de cuivre
- les alliages à base d'aluminium.

1. Les métaux blancs.

Les coussinets en métal blanc sont généralement constitués d'une carcasse (coquilles) en acier sur laquelle une couche de métal blanc (le garnissage) est fermement accrochée.

Les alliages utilisés pour le garnissage des coussinets à métal blanc des moteurs thermiques sont généralement à base d'étain; ils contiennent jusqu'à 14 % d'antimoine (Sb) et jusqu'à 10 % de cuivre (Cu).

Les alliages les plus courants sont constitués de 7 à 10 % de Sb et de 3 à 5 % de Cu.

Les performances des alliages à base de Sn varient peu suivant leur composition.

Elles dépendent beaucoup plus d'un bon accrochage et du contrôle physique par le son que du respect de la composition de l'alliage.

L'épaisseur du métal blanc déposé sur l'âme en acier est de l'ordre de 0,1 à 0,2 mm et peut même être inférieur.

La durée d'utilisation du coussinet pour une charge déterminée croît fortement lorsque l'épaisseur du métal est inférieure à 0,3 mm. Les inconvénients majeurs qui limitent l'usage de couches très minces sont d'une part: les difficultés de réalisation en fabrication et d'autre part, le manque de sécurité en cas d'avarie.

Les alliages à base d'étain présentent l'avantage de ne pas être soumis à la corrosion en présence d'acides organiques.

Longtemps utilisés comme métal de garnissage des coussinets de palier de vilebrequin et de bielles dans les moteurs thermiques, ils font place depuis plusieurs années aux coussinets au Cupro-plomb et aux alliages aluminium-étain. Dans les moteurs marins, le métal blanc à base de plomb trouve certaine application. Cet alliage exige des températures de coulée assez élevées ainsi que la coulée par centrifuge.

2. Alliages à base de cuivre.

Les alliages à base de cuivre utilisés dans la fabrication des coussinets de moteurs thermiques sont composés de cuivre (Cu) et de plomb (Pb) (Cupro-plomb).

La teneur en plomb varie de 25 à 30 % avec une addition d'étain (Sn) occasionnelle. Pour les charges élevées on applique un alliage plus résistant qui contient 20 à 25 % de plomb et 2 à 4 % d'étain (Sn).

L'étain accroît la limite de fatigue mais tend à réduire la résistance au frottement.

Les essais effectués sur des moteurs indiquent un accroissement de l'usure des portées d'arbre avec les alliages plus durs.

Cette usure comparée à celle observée avec les coussinets en métal blanc peut lui être supérieure de 1,3 à 2,2 fois.

La limite de fatigue comparée à celle du métal blanc vaut 1,6 à 2,9 fois.

Lorsqu'on utilise le Cupro-plomb, il est donc souhaitable d'utiliser des portées d'arbre plus dures qu'avec le métal blanc.

Comme il résulte du tableau 3, les alliages Cupro-plomb présentent une dureté stabile, c.à.d. qui varie peu avec leur température.

Les alliages au Cu.Pb sont sensibles à la corrosion de la phase Pb. Cette corrosion est provoquée par les constituants de certaines huiles dans certaines conditions de température de fonctionnement.

Lorsque la température de fonctionnement passe de 110 à 130° C, le taux de corrosion s'accroît de 5 fois.

Le développement des huiles moteurs est actuellement tel que les phénomènes de corrosion des alliages Cu-Pb sont devenus excessivement rares.

La susceptibilité à la corrosion de l'alliage Cu-Pb a été probablement le facteur principal qui a conduit à l'application d'une couche mince d'un alliage à base de plomb (Pb) ou d'étain (Sn) déposée électrolytiquement sur le coussinet qui est constitué d'une carcasse en acier garnie de Cu-Pb.

Les trois alliages généralement utilisés pour cette couche mince sont le Pb-Sn, le Pb-Sn-Cu et le Pb-In (In = Indium) (coussinets trimétal).

La couche mince doit être d'épaisseur inférieure à 50 microns afin d'éviter les défauts dus à la fatigue aux charges appliquées habituellement aux coussinets Cu-Pb.

L'application d'une couche mince réduit sensiblement l'usure abrasive qui survient lorsque l'huile est contaminée par des particules abrasives qui peuvent provenir soit de l'extérieur (démontage, réparation, appoint d'huile contaminée, filtration d'air défectueuse) soit du moteur lui-même (organes usant anormalement).

Cette usure est alors ramenée à l'usure observée avec des coussinets en métal blanc.

Ceci est valable aussi longtemps que la couche mince subsiste. Si celle-ci est détruite par de l'usure corrosive, érosive ou de fatigue superficielle, le coussinet se comportera exactement comme un coussinet non garni de la couche mince.

En dépit de cet inconvénient, <u>les coussinets Cu-Pb à couche mince</u> sont largement appliqués aux moteurs à hautes pressions moyennes effectives, cependant, il semble qu'ils seront remplacés dans l'avenir par des coussinets en alliage d'aluminium sur carcasse en acier.

3. Garniture à base d'aluminium.

Depuis 1935, on marque un certain intérêt pour les alliages à base d'aluminium (Al).

Des essais étendus ont eu lieu en Angleterre, aux USA et en Allemagne.

Le but était de rechercher des matériaux qui devaient posséder de bonnes propriétés de friction, reprendre des charges supérieures à celles tolérées par les métaux blancs et qui éviteraient les problèmes d'utilisation et de mise en oeuvre des alliages Cu-Pb.

Le choix de l'Al pour cette application résultait de la température de fusion avantageuse et qui suivait celle de l'étain, le plomb et le zinc.

On a opté pour le maintien de la carcasse en acier ce qui permet l'utilisation d'alliages "doux" à teneur élevée en étain (Sn).

On avait noté antérieurement que les alliages à 10 % d'étain tendaient à être relativement faibles et fragiles du fait de la phase continue d'étain entre les grains de la matière d'aluminium.

Cependant, cette structure a pu être améliorée par le travail à froid suivi d'un recuit destiné à la recristallisation de l'aluminium.

Les alliages traités ainsi ont des propriétés satisfaisantes de résistance à la fatigue.

Après ce traitement, l'étain demeure toujours le long des arêtes des grains, mais plus le long des faces, de telle sorte que dans la structure produite, l'étain et la phase d'aluminium sont à la fois continues.

De la tendance de l'étain à former un réseau, ces coussinets ont été désignés sous le nom de coussinets en Al-Sn réticulaire.

Ces coussinets n'exigent pas de couche mince; cependant, afin de faciliter le rodage, on applique souvent un "flash" de 3 à 4 microns d'épaisseur (couche Pb + Sn sur coussinet, Al + Si + Cd).

Pour les moteurs thermiques, les alliages Al-Su à environ 20 % de Sn offrent la meilleure combinaison de résistance aux sollicitations mécaniques et à l'usure.

Ils donnent parfois satisfaction avec des tourillons non trempés.

Cependant, les usures des tourillons seront très sensiblement réduites par les traitements de nitruration ou de trempe par induction.

Les tableaux suivants donnent à titre d'information les résultats d'essais de fatigue et d'usure.

Tableau 1.

Résumé des résultats d'essais de fatigue à la machine "Glacier-Viking".

Matériau	Résistance à la fatigue daN/cm2	Résistance relative par rapport au métal blanc à base de Sn
Métal blanc à base de Sn (7 % Sb - 3 % Cu)	270	1
Cupro-plomb avec couche mince Plomb - 10 % Sn de 35 µ d'épaisseur	580	2,15
Cupro plomb avec couche mince Indium de 35 µ d'épaisseur	580	2,15
Aluminium 20 % Sn 1 % Cu (aluminium - étain réticulaire)	655	2,43

Tableau 2.

Résumé des résultats d'usure de tourillons.

Matériau	Usure des tourillons par rapport au métal blanc à base de Sn
Métal blanc à couche épaisse	1
Cupro plomb (70 % Cu - 30 % Pb) avec couche mince Pb-Sn de 35 µ d'épaisseur	0,9
Cupro-plomb étain avec couche mince Pb-Sn	1,62
Cupro-Plomb (55 % Cu - 45 % Pb)	1,7
Cupro-plomb (70 % Cu - 30 % Pb)	2,2
Aluminium 20 % Sn - 1 % Cu (aluminium-étain réticulaire)	1,6
Aluminium avec couche mince de 20 µ	1,2

Tableau 3.

Classement de quelques alliages utilisés pour le garnissage des coussinets d'après leur dureté Brinell en fonction de la température.

Alliage	Dureté Brinell à la température de		
	40° C	95° C	150° C
Métal blanc à base de plomb	19	12,5	7,5
Métal blanc à base d'étain	21	14	8
Cupro plomb	25	23	21
Cadmium	30	20	12,5

D. Défaillance des coussinets.

L'usure normale est la cause générale de rebut et de défaillance de coussinets. L'usure normale maintient un aspect correct des surfaces de friction, mais détermine un accroissement de jeu progressif.

Un accroissement de jeu devenant important est souvent à l'origine de ruptures du film d'huile et à des contacts métal-métal qui amène des grippages et des mésalignements de la ligne d'arbre.

Logiquement, les coussinets sont remplacés lors des revisions partielles ou générales dont les périodicités ont été établies en fonction des limites d'usure des divers assemblages du moteur et de manière à maintenir les jeux sous les valeurs dangereuses.

Malheureusement, il n'y a pas à compter uniquement sur les rebuts de coussinets par une usure normale, il y a aussi des cas de défaillance prématurée. Ces cas exigent toujours un examen attentif et la recherche des causes qui ont entraîné l'avarie, car à défaut de diagnostic valable et de remède approprié, le coussinet de remplacement est exposé à subir le même sort que la pièce usagée.

Nous donnons ci-après les causes normales de défaillance prématurée et une répartition statistique des cas d'avarie.

Usure abrasive (présence de particules étrangères dans le bain d'huile)	45 %
Montage incorrect	13 %
Alignement défectueux de la ligne d'arbre	13 %
Lubrification insuffisante	11 %

Surcharge	10 %
Corrosion	4 %
Divers	4 %
Total:	100 cas

226. Les notes 1 à 14 figurant dans les annexes 206 constituent un vade-mecum des principales causes d'altérations accidentelles des coussinets. Chacune d'elle est classée en quatre rubriques:

- Aspect: description et illustration d'un cas dont la défaillance est due à une cause unique et précise;
- Processus de l'altération: cause première et circonstances du dommage;
- Origines possibles de la cause: liste des facteurs ayant pu amener le processus destructeur dans le cas considéré;
- Remèdes: mesures à prendre pour éliminer la cause de la défaillance.

227. L'un des cas les plus dangereux d'altération et hélas assez fréquent n'est pas repris dans l'éventail des dégradations.

C'est le cas où le montage d'un coussinet ne présentant pas les mêmes caractéristiques de matières, de dimensions ou de graissage (rainure ou orifices) que la pièce ad hoc.

La connaissance de la technologie du moteur est indispensable à la vérification de la conformité des pièces de remonte. Il ne faut donc pas se fier simplement à la correspondance du numéro de nomenclature et de la dénomination.

Une autre cause également absente est le défaut de fabrication. Cette cause n'est nullement négligeable mais elle est rare surtout chez les fabricants réputés.

E. Prescriptions de montage

1. Généralités

Sur des anciens moteurs, il arrive parfois que les paliers du vilebrequin ne soient pas parfaitement alignés en raison des moyens d'usinage limités disponibles à l'époque de leur construction. Dans de tels cas, on utilise des coussinets pourvus d'une couche de métal blanc relativement épaisse (de 0,5 à 1 mm). Ces coussinets sont adaptés aux portées du vilebrequin (coussinets à gratter). Les vieux moteurs ABC sont encore pourvus de ce type de coussinet.

En construction moderne, on utilise des "coussinets de précision" ; ces coussinets ne sont plus à ajuster de telle sorte qu'il est possible d'utiliser des coussinets très minces ce qui améliore l'évacuation de chaleur et la pression spécifique admissible du coussinet ; le temps de montage est également fortement réduit. Ce type de coussinet est monté sur les moteurs Cockerill, GM 567, GM 71 N et sur les moteurs ABC récents.

2. Précontrainte des coussinets

La chaleur produite par le frottement dans le palier doit traverser le coussinet pour se dissiper dans le carter du moteur. Il est dès lors nécessaire d'assurer un contact intime entre le coussinet et le palier. Dans ce but, le diamètre extérieur des deux demi-coussinets assemblés avant montage (du à la fig. 409) est légèrement supérieur au diamètre intérieur de la cage des coussinets (diamètre di à la fig. 409). Après montage, les coussinets sont ainsi pressés contre les parois intérieures de la cage.

On appelle précontrainte, la valeur s,

$$s = \frac{r}{2} (du - di)$$

avec $\frac{r}{2}$ du = la longueur du contour extérieur d'un demi-coussinet

$\frac{r}{2}$ di = la moitié de la circonférence de la cage à coussinet.

Cette valeur est mesurée en immobilisant une extrémité du demi-coussinet comme indiqué à la fig. 410 et en appliquant un effort déterminé par le constructeur à l'autre extrémité du demi-coussinet.

Pratiquement, il est donc très important :

- d'assurer un parfait état de propreté des surfaces en contact ;
- de serrer les chapeaux de palier suivant les directives prévues (couple de serrage, allongement du boulon).

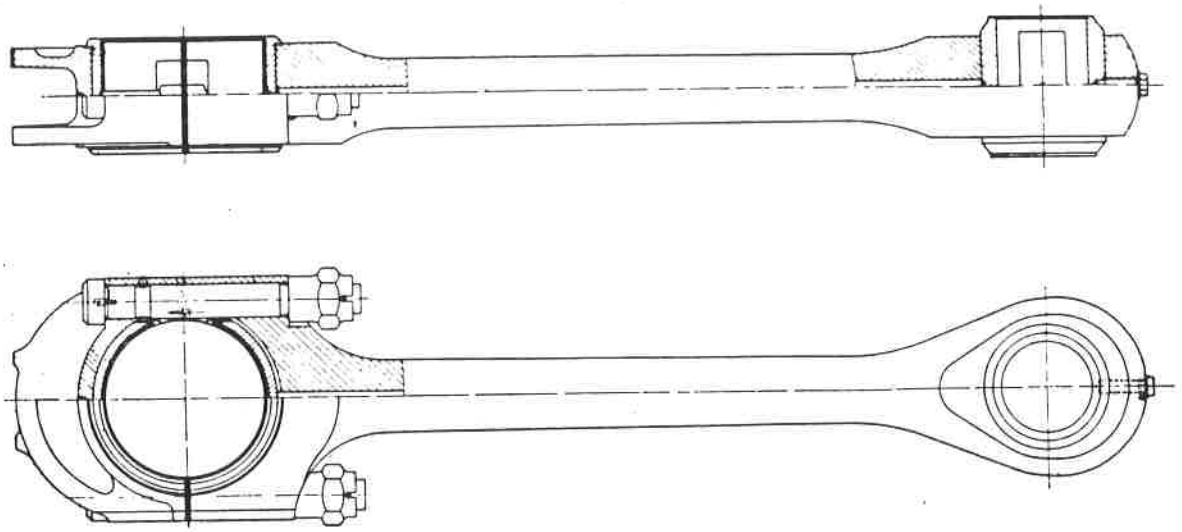


Fig 400

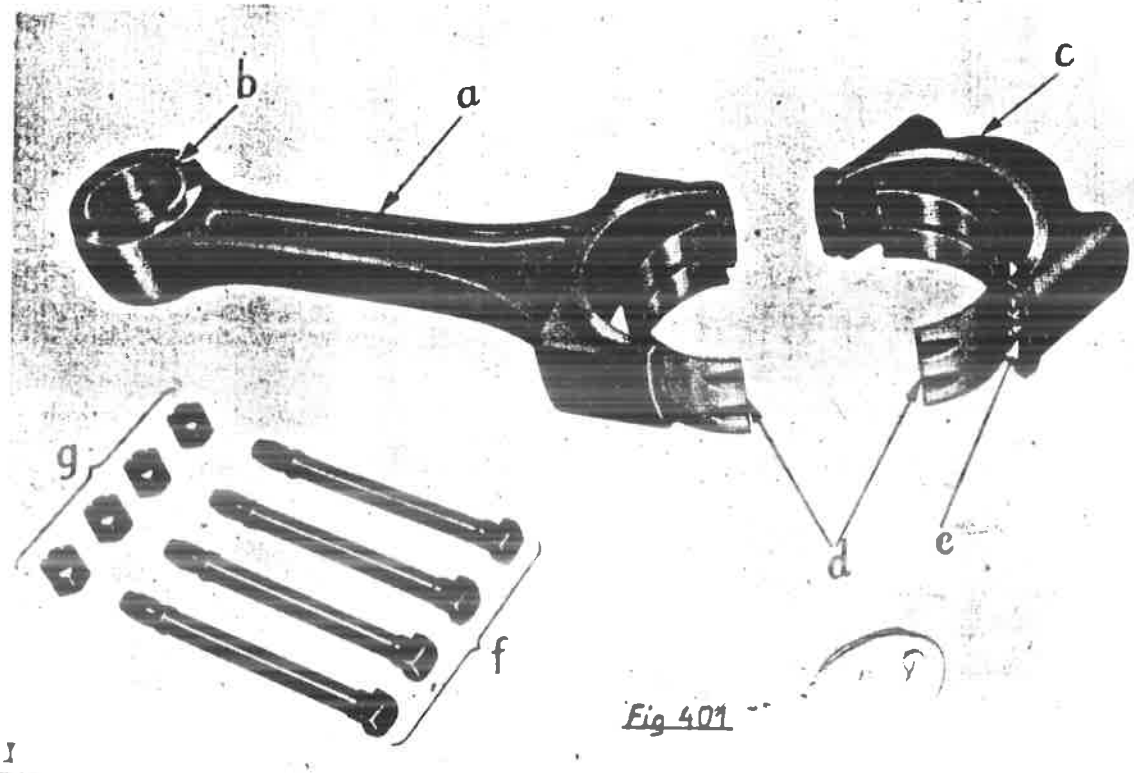


Fig 401

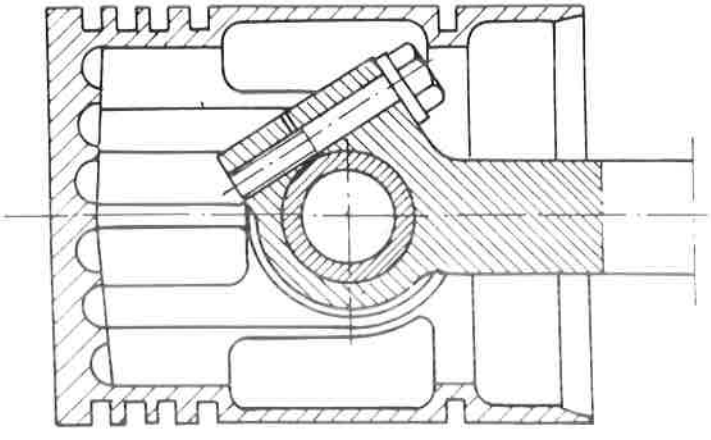


Fig 402

Van Autrijve 303162 5 71(200)

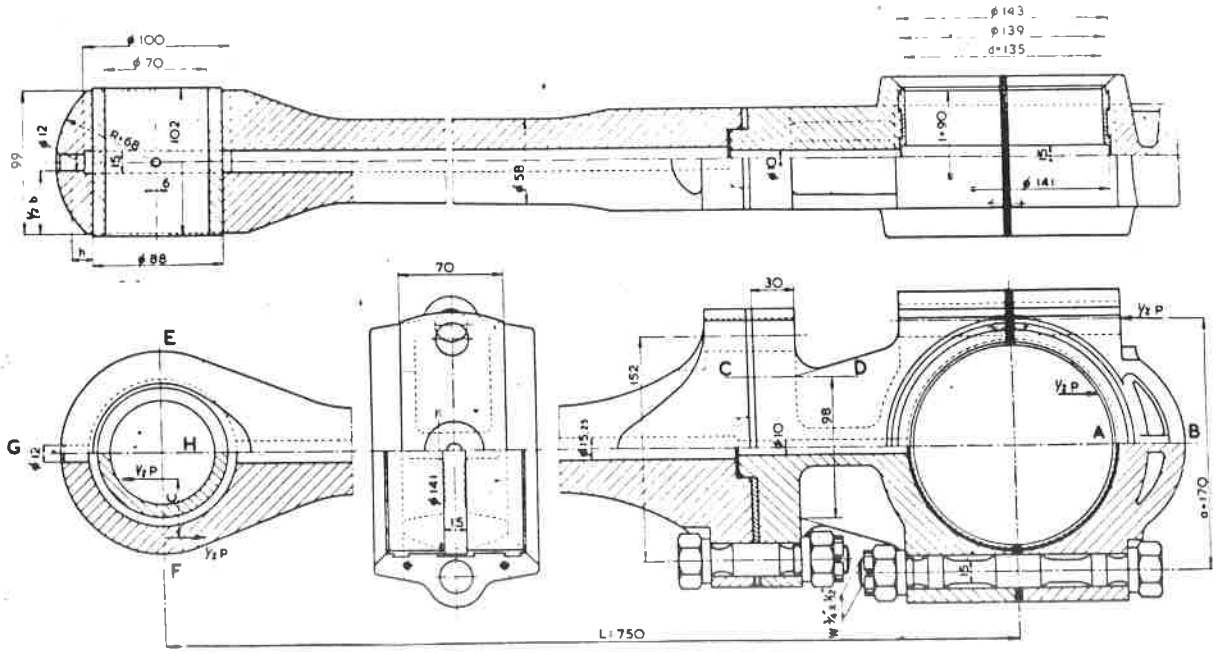


Fig 403

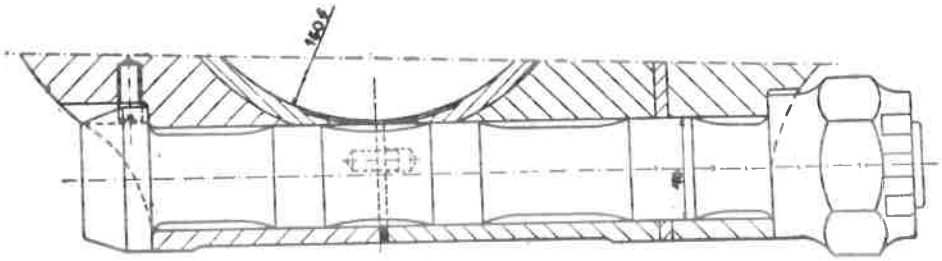
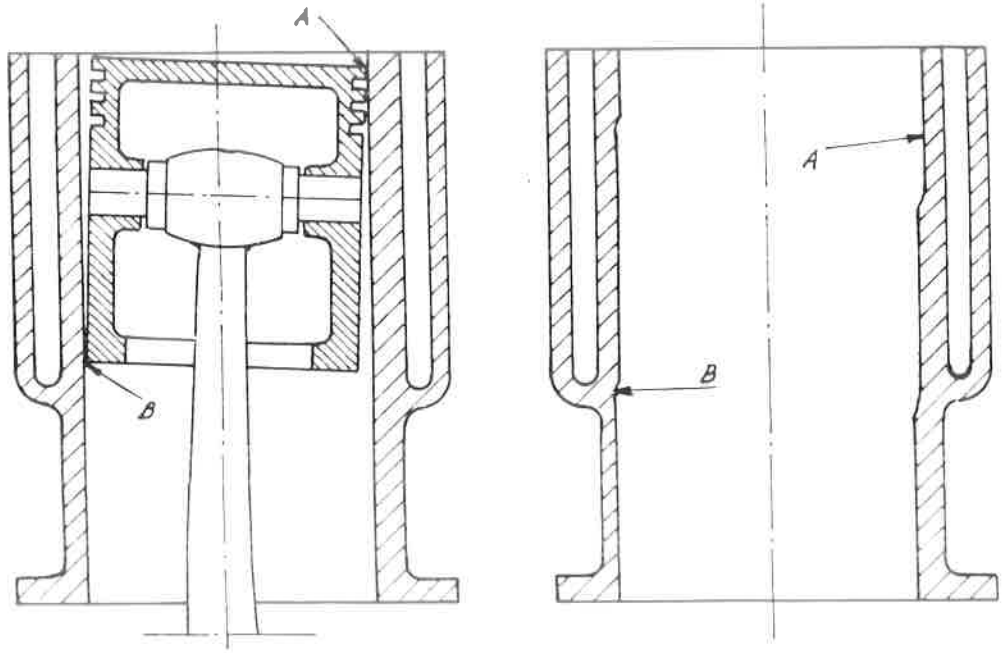


Fig 404



usure anormale par suite d'une bielle tordue

Fig 405

C 1213
38 me L

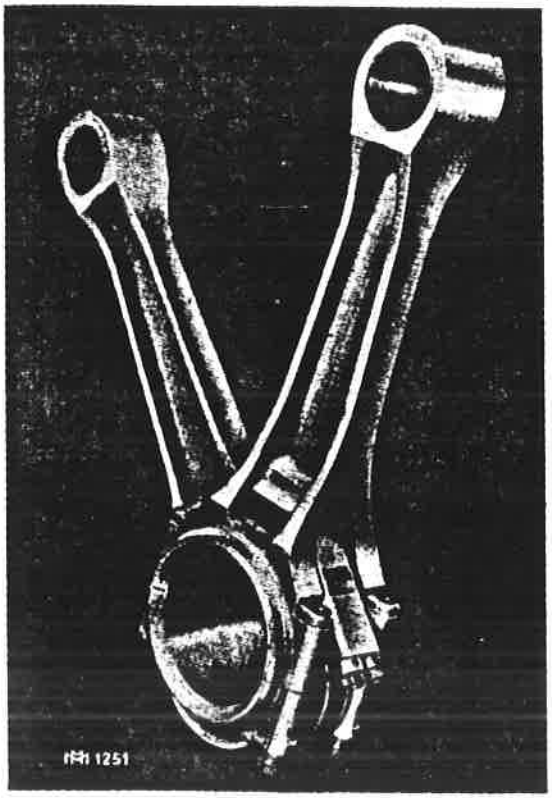


Fig 406

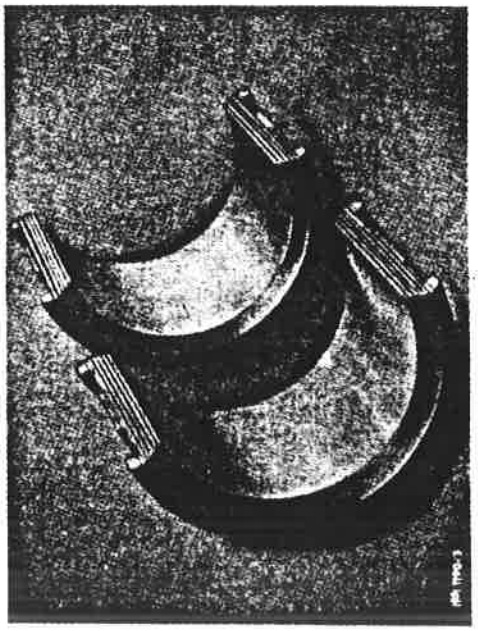


Fig 407

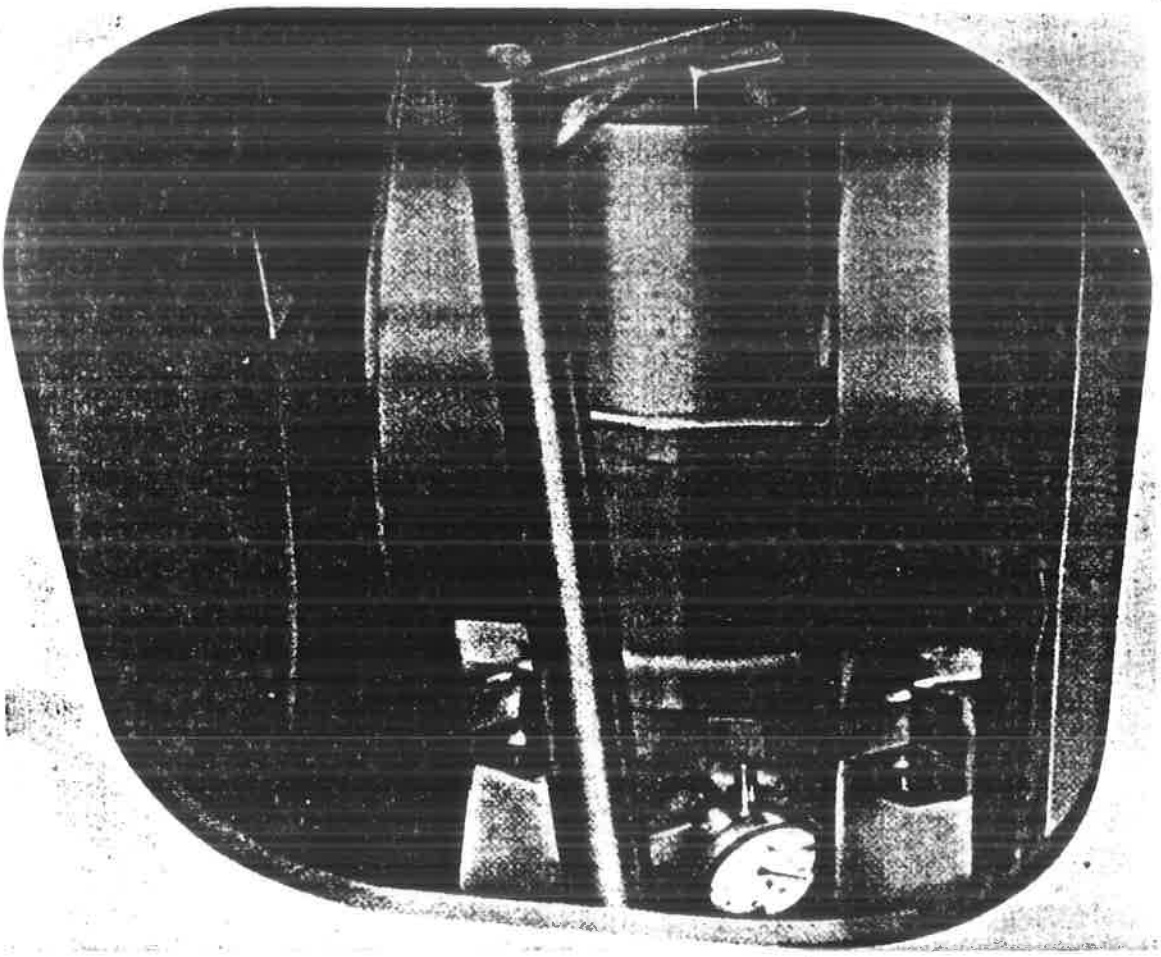
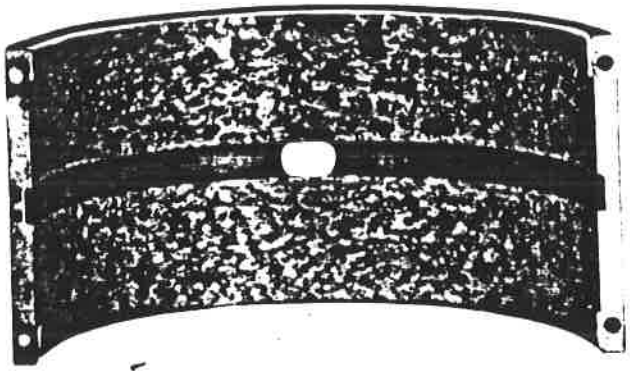
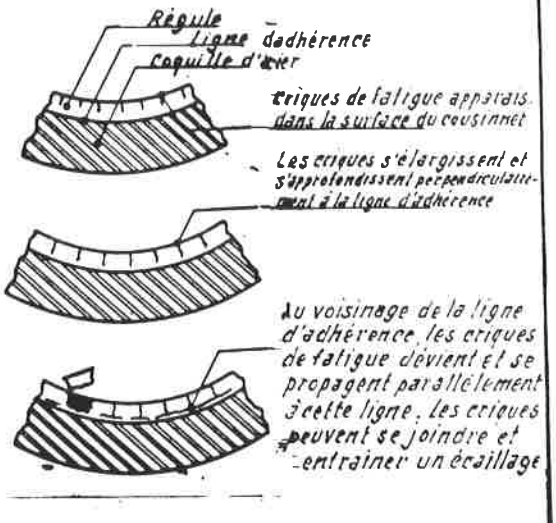


Fig 408

1 FATIGUE SUPERFICIELLE

Annexe 20211





a) Aspect:

Craquelures irrégulières et surface écaillée de la garniture du coussinet.

b) Processus de l'altération.

Les charges alternées tendent à provoquer côté friction, des criques dues à la fatigue du métal.

Les criques de fatigue s'élargissent et pénètrent perpendiculairement au plan de joint.

A proximité de cette ligne, elles bifurquent et progressent parallèlement au plan de joint, arrivant parfois à se rejoindre et à faire écailler la surface.

c) Origine possible de la cause.

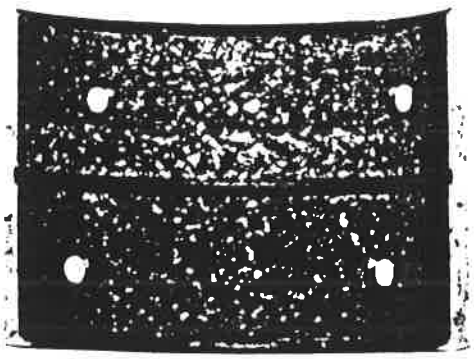
Dépassement de la durée de service normale.

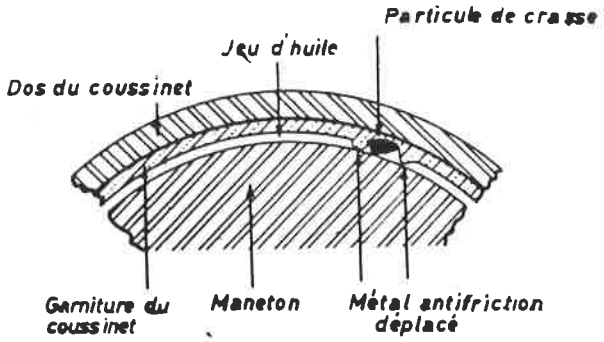
d) Remèdes.

1. **Si la durée de service du coussinet a été normale, le remplacer par le même type.**
2. **Si la durée de service était trop courte, le remplacer par un coussinet d'un autre type. Ce nouveau type doit faire l'objet d'une étude et des essais. Il doit être compatible avec les caractéristiques de l'arbre.**
3. **Contrôler dimensionellement l'arbre et envisager le remplacement de tous les autres coussinets (bielle, ligne et arbre à cames) étant donné que la période de service restante risque d'être de courte durée.**
4. **Eviter les régimes exagérément hauts ou exagérément bas qui ont tendance à écourter la vie des coussinets.**

C.1213
38 L

2 CORPS ETRANGERS DANS LA GARNITURE





a) Aspect.

Des corps étrangers sont incrustés dans la garniture du palier. Des rayures peuvent également être visibles à la surface du palier.

b) Processus de l'altération.

Les poussières, souillures abrasives et/ou particules métalliques présentes dans l'huile en circulation s'incrustent dans la garniture de coussinet en antifriction tendre, déplacent le métal et provoquent la formation d'une proéminence. Celle-ci peut être assez importante pour entrer en contact avec la portée et entraîner un frottement qui aboutit à la fissuration et à la rupture de la garniture. Les corps étrangers peuvent ne s'incruster que partiellement, et leur partie en saillie peut alors entrer en contact avec la portée et y exercer un effet de meulage (usure abrasive).

c) Origines possibles de la cause.

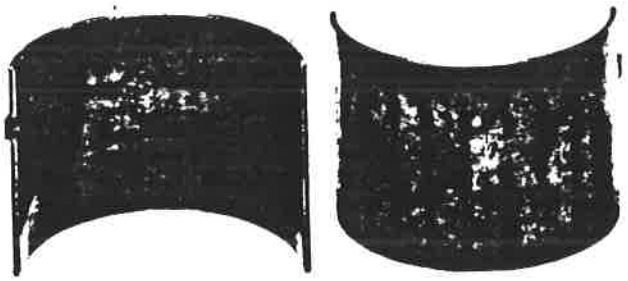
Trois facteurs peuvent entraîner une défaillance du coussinet due à des corps étrangers:

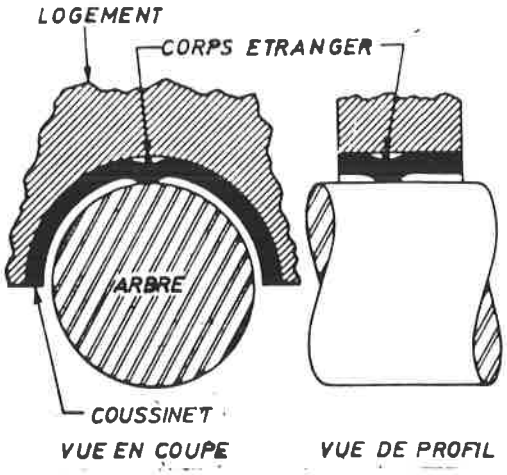
1. Un mauvais nettoyage du moteur et de ses pièces avant montage; conditions de montage malpropres.
2. La pénétration de boue et de sable de la route par l'admission d'air (filtre inefficace et rentrées d'air après les filtres).
3. L'usure initiale d'autre organes du moteur suivie de l'entrée de petits fragments de ces pièces dans le circuit d'huile du moteur.

d) Remèdes.

1. Rechercher les organes défaillants.
2. Examiner les filtres et les conduits d'admission.
3. Monter des coussinets neufs en veillant à l'application des consignes de propreté.
4. Rectifier les portées du vilebrequin, si nécessaire.
5. Procéder à l'entretien périodique des filtres.

3 PARTICULE ETRANGERE AU DOS DU COUSSINET





a) Aspect.

Une usure localisée se remarque dans l'alésage du coussinet. On peut aussi retrouver le(s) corps étranger(s) au dos du coussinet ou dans le logement du coussinet, dans une position correspondante à la zone d'usure dans l'alésage.

b) Processus de l'altération.

Des particules étrangères entre le coussinet et son logement empêchent l'application complète du dos du coussinet dans son logement. Il en résulte que la transmission de la chaleur dégagée par la surface frottante n'est pas uniforme et provoque une surchauffe locale de cette surface, d'où une réduction sensible de la vie du palier.

De plus, une répartition inégale de la charge détermine une zone de pression exagérée sur la portée de frottement, d'où une usure très localisée du métal.

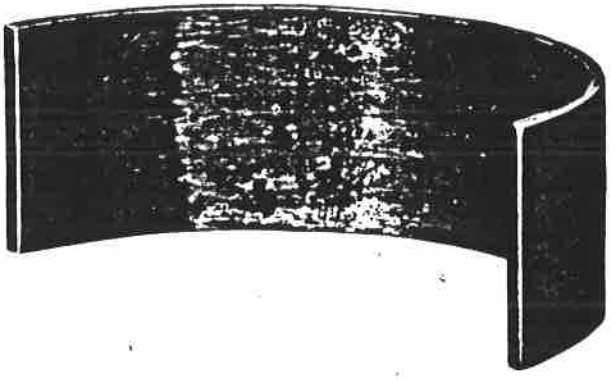
c) Origine possible de la cause.

Les déchets de chiffons, les poussières, les abrasifs, les particules métalliques qui sont soit présents dans le moteur au moment du montage, soit créés par un ébarbage ou une soudure ou un rodage, peuvent se loger entre le dos du coussinet et le palier.

d) Remèdes.

1. Monter les coussinets en respectant les règles appropriées de nettoyage et d'ébavurage.
2. Vérifier les portées de vilebrequin et les rectifier si une usure excessive est constatée.

4 ALESAGE OVALISE





a) Aspect.

Zones d'usure excessive, localisées près du plan de joint sur les bords des coquilles de coussinet supérieure et inférieure.

b) Processus de l'altération.

Le film d'huile au voisinage du plan de joint est si aminci qu'un contact métal-métal intervient entre le coussinet et la portée, ce qui donne naissance à ces zones d'usure anormale.

Il peut aussi se produire un mauvais appui entre le dos du coussinet et son logement entravant la bonne transmission de la chaleur et causant une surchauffe locale de la surface de friction, diminuant notablement la résistance à la fatigue.

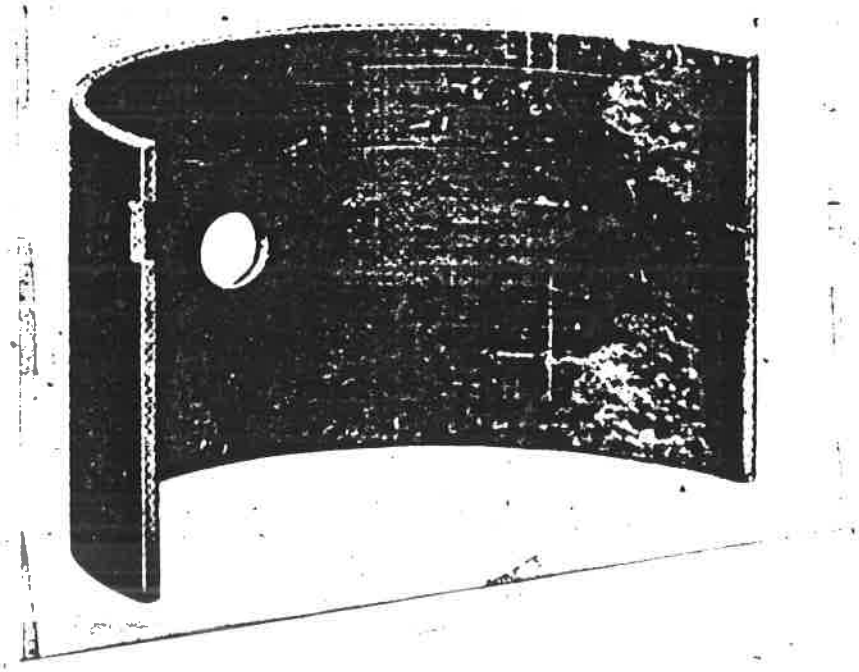
c) Origine possible de la cause.

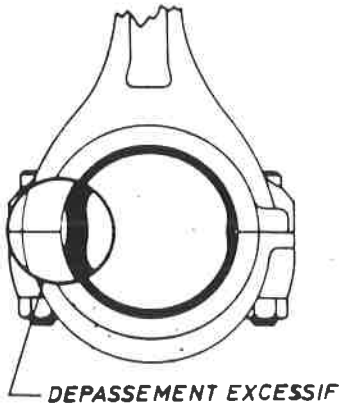
Les alternances de charge et de flexion de la bielle peuvent provoquer une élongation du logement des coussinets. Et du fait que les coussinets neufs, au montage, tendent à adopter la forme du logement des coussinets, une ovalisation de la surface du coussinet peut en résulter.

d) Remèdes.

1. Vérifier l'alésage des logements avant de monter les coussinets. S'ils sont ovalisés, remettre ces logements en état (ou changer la bielle).
2. Vérifier si les portées n'ont pas trop d'usure et les rectifier si nécessaire.
3. Monter des coussinets neufs.

5 DEPASSEMENT EXAGERE DU COUSSINET DE SON LOGEMENT





a) Aspect.

Zones d'extrême usure visible dans l'alésage du coussinet le long de l'un ou des deux plans de joint.

b) Processus.

Avant le montage d'un chapeau de palier, une face du coussinet dépasse la face du logement, si bien que, lorsque le chapeau est mis en place et serré, le coussinet presse le logement.

Si ce débordement est trop important, la force de compression excédentaire qu'il engendre et qui subsiste une fois le coussinet en place, provoque une saillie de ce coussinet, vers l'intérieur, aux plans de joint. Cette déformation du coussinet s'appelle "pincement transversal".

c) Origines probables de la cause.

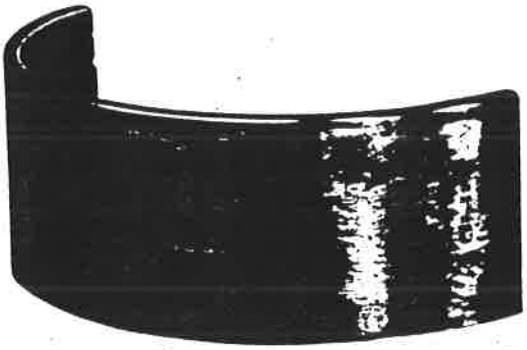
Il y a trois causes possibles au débordement exagéré:

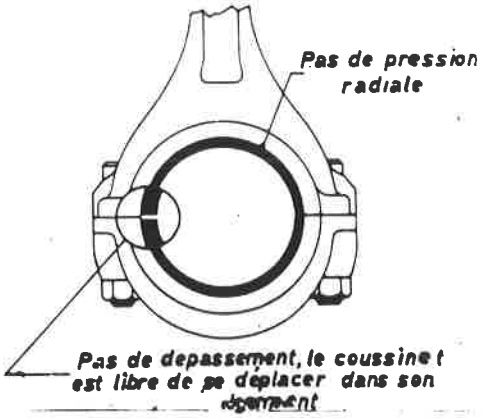
1. Les chapeaux de palier ont été antérieurement limés afin de réduire le jeu fonctionnel.
2. Les chapeaux ont été serrés avec un couple de serrage excessif.
3. Intercalaires éventuels d'épaisseur insuffisante.

d) Remèdes.

1. Rétablir la géométrie du bâti ou de la bielle.
2. Monter le coussinet neuf.
3. Vérifier les surfaces des portées et les rectifier au besoin.
4. Se conformer aux bons principes de montage en ne limant jamais les chapeaux de coussinet et en réglant la clé au couple de serrage prescrit.
5. Rectifier l'épaisseur des cales (s'il y a lieu).
6. Contrôler l'ovalisation éventuelle de l'alésage du coussinet monté, au moyen d'un vérificateur d'ovalisation, d'un micromètre intérieur, d'un calibre ou de bleu de Prusse et s'assurer que l'ovalisation est comprise dans des limites acceptables.

6 DEPASSEMENT INSUFFISANT DU COUSS. PAR RAPP. AUX LOGEMENTS





a) Aspect.

On distingue des zones fortement polies au dos du coussinet et éventuellement en bordure du plan de joint.

b) Processus d'altération.

Lorsqu'un coussinet est monté avec une saillie insuffisante par rapport à la cage, par le jeu existant, il peut se déplacer vers l'avant ou vers l'arrière dans son logement.

A cause de la perte de pression radiale, le contact avec le siège de coussinet n'est pas suffisant et la chaleur du palier s'évacue mal. Il en résulte un échauffement du coussinet et du palier, provoquant la détérioration de l'alésage.

c) Origines possibles de la cause.

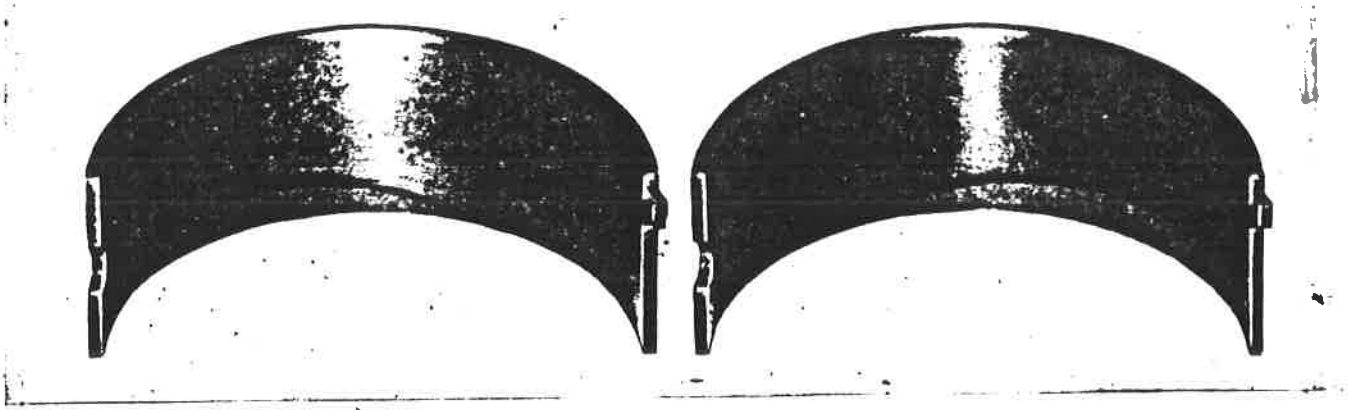
Il y a 4 causes prebables à la saillie insuffisante du coussinet par rapport à la cage.

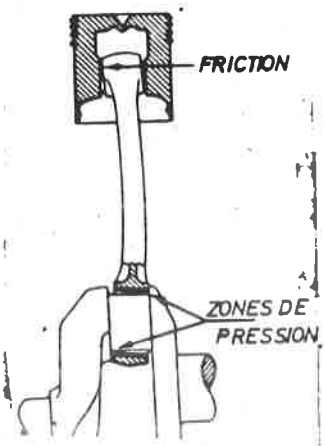
1. Une reprise intempestive sur les plans de joint du coussinet pour obtenir un meilleur assemblage, d'où la disparition de la saillie.
2. Les chapeaux de palier sont maintenus écartés par des saletés ou ébavurages sur la face de contact.
3. L'application d'un couple suffisant au montage (s'assurer que le boulon ne talonne pas dans le trou borgne).
4. L'alésage du logement est exagéré, ou encore le chapeau de coussinet est distendu, d'où diminution du dépassement.

d) Remédes.

1. Montage des nouveaux coussinets en appliquant correctement les instructions de montage (ne jamais reprendre sur les faces de joint).
2. Nettoyage des faces apairées des coussinets avant montage.
3. Vérification des portées quant à leur usure et les rectifier si nécessaire.
4. Vérification des cotes et de l'état de l'alésage du logement et retouche si nécessaire.

7 BIELLE PLIEE OU TORDUE





a) Aspect.

Des zones d'usure excessive sont visibles aux extrémités opposées des coquilles supérieure et inférieure de coussinets de bielle. Cette usure est localisée sur une partie de l'alésage et n'affecte pas ou peu le reste.

b) Processus d'altération.

Une bielle gauchée entraîne un défaut d'alignement de l'alésage, le coussinet est donc désaxé et entre en contact métal-métal avec la portée du vilebrequin, (impossibilité de formation d'un film d'huile normal).

Ces zones de contact métal-métal provoquent une usure excessive de la surface frottante du palier.

c) Origines possibles de la cause.

Trois facteurs peuvent amener la déformation de la bielle:

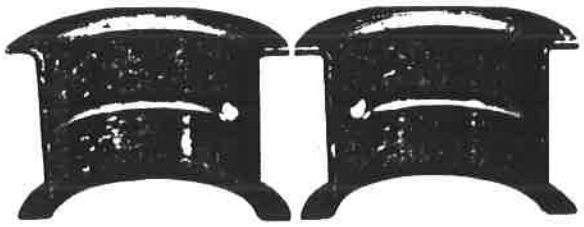
1. Des conditions de travail excessives comme les régimes trop hauts ou trop bas.
2. Un montage incorrect de la bielle.
3. Déformation de la bielle avant son montage (ex. par chute).

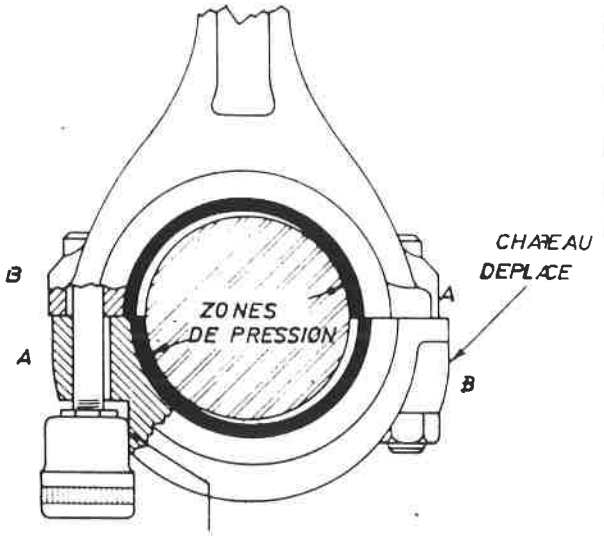
d) Remèdes.

1. Contrôler la bielle, la retoucher ou la changer si elle est pliée ou tordue.
2. Vérifier que les portées de vilebrequin n'ont pas trop d'usure et les rectifier au besoin.
3. Monter le coussinet.
4. Eviter de faire tomber ou de malmener la bielle avant montage.
5. Appliquer correctement les instructions de montage.
6. Vérifier les pièces correspondantes du cylindre et les changer au besoin.

8 CHAPEAU DE COUSSINET DEPLACE

Annexe 202/8





INTERFERENCE DE LA CLEF ET DU CHAPEAU

a) Aspect.

Des zones d'usure excessive sont visibles près des plans de joint opposés des coquilles supérieure et inférieure.

b) Processus d'altération.

Le chapeau de palier a glissé ce qui provoque un effet latéral sur chaque demi-coussinet contre la portée à la hauteur du plan de joint.

Le contact métal-métal et la pression excessive qui en résulte provoquent une dégradation de la surface du coussinet et des zones d'usure anormale.

c) Origines possibles de la cause.

Cinq facteurs peuvent provoquer un déplacement du chapeau de coussinet:

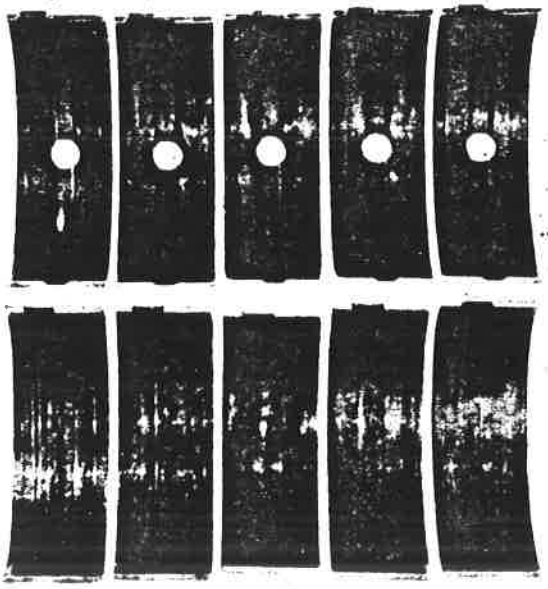
1. L'emploi d'une clé à douille mal choisie pour le serrage du chapeau de palier. Dans ce cas, la clé force sur le chapeau et le fait glisser.
2. L'inversion du chapeau de palier.
3. Des ergots ou broche de positionnement non conformes, entre la coquille et le logement (s'il en existe), ce qui permet à la coquille de se déplacer par glissement.
4. Un couple de serrage défectueux des boulons du chapeau, ce qui donne du jeu au chapeau et lui permet de se déplacer par rapport à la bielle lorsque le moteur tourne.
5. L'élargissement des passages de boulons, ou l'élongation des boulons de bielle, ce qui donne un jeu excessif à cet endroit.

d) Remèdes.

1. Vérifier que les portées n'ont pas trop d'usure et les rectifier au besoin.
2. Monter le coussinet neuf en veillant bien à employer la clé à douille correcte pour serrer le chapeau ainsi que des ergots ou broches à la cote.
3. Serrage croisé des boulons pour que le chapeau ne se déforme pas.
4. Contrôler si le chapeau de palier est monté correctement sans gauchissement. (gauchissement)
5. Utiliser des boulons neufs pour éviter un excés de jeu dans les trous de boulons.

C 1213
38 L

9 CARTER DEFORME



a) Aspect.

Un aspect d'usure se retouve sur les moitiés supérieures ou inférieures du jeu complet de coussinets de vilebrequin. Le degré d'usure varie d'un coussinet à l'autre suivant la nature de la déformation.C'est habituellement le coussinet central qui est le plus atteint.

b) Processus d'altération.

Un carter déformé impose des chargesexcessives aux coussinets, le point de plus forte charge se trouvant à l'endroit où la déformation est maximale. Ces charges exagérées se traduisent par une usure élevée des coussinets.

Le film d'huile s'en trouve également aminci et un contact métal-métal devient possible au point de plus forte déformation.

c) Origine possible de la cause.

Les alternances d'échauffement et de refroidissement du moteur en marche sont la principale cause des déformations du carter. Lorsque le moteur chauffe, le bloc se dilate, et vice-versa. Ces dilatations et contractions répétées provoquent avec le temps une déformation permanente du carter.

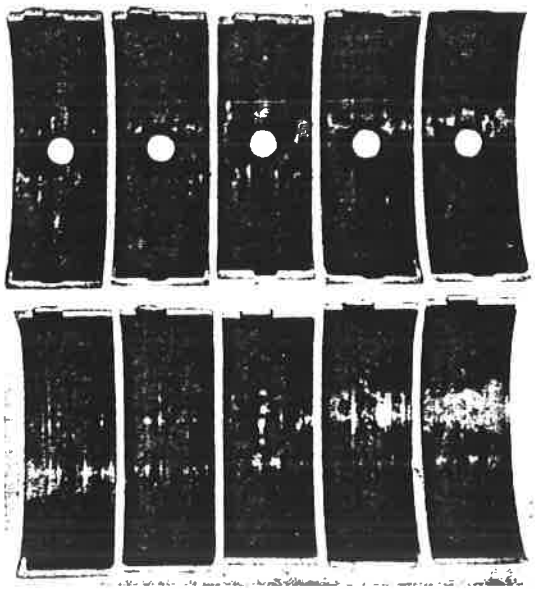
La déformation peut aussi provenir:

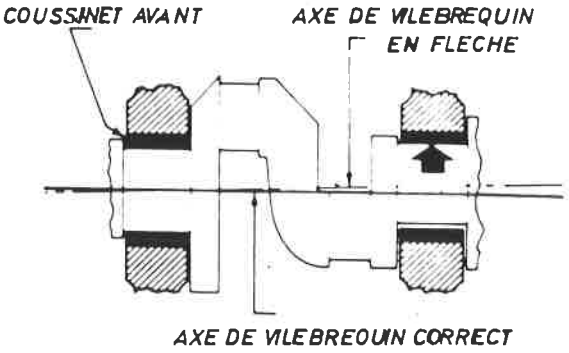
de conditions de travail extrêmes (régimes trop hauts ou trop bas);
d'un serrage incorrect des boulons de culasse, surtout dans le cas d'un V8 avec soupapes en tête.

Remèdes.

1. Voir s'il y a déformation à l'aide du bleu de Prusse ou à l'aide de méthodes optiques.
2. Aligner les alésages des logements (si possible).
3. Monter des coussinets neufs.

10 VILEBREQUIN DEFORME





a) Aspect.

Un dessin d'usure se retrouve sur les moitiés supérieures et inférieures de tout le jeu de coussinets de vilebrequin. Le degré d'usure varie d'un coussinet à l'autre suivant la nature de la déformation. C'est habituellement le coussinet central qui est le plus atteint.

b) Processus d'altération.

Un vilebrequin déformé soumet les coussinets de vilebrequin à des charges excessives, la plus forte charge se trouvant au point de plus forte déformation. Il en résulte une usure exagérée des coussinets. De plus, les jeux de fonctionnement entre portées et coussinets sont diminués, ce qui permet un contact métal-métal au point de plus forte déformation.

c) Origine possible de la cause.

Habituellement, un vilebrequin se déforme dans des conditions de travail extrêmes et à des régimes trop hauts ou trop bas.

d) Remèdes.

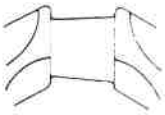
1. Voir s'il y a déformation à l'aide du bleu de Prusse ou à l'aide de méthodes visuelles.
2. Monter un vilebrequin neuf ou remis en état.
3. Monter des coussinets neufs.

Annexe 202/11

11 PORTEE DE VILEBREQUIN FAUSSEE



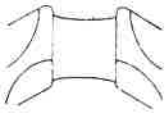
A



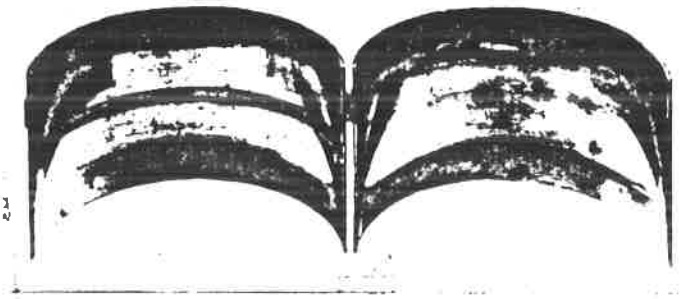
PORTEE CONIQUE



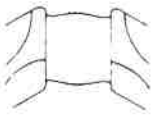
PORTEE EN SABLIER



B



PORTEE EN TONNEAU



C

a) Aspect.

Généralement, si un coussinet a lâché du fait d'une portée faussée, on distingue un dessin d'usure inégale sur la surface travaillante du palier. Toutefois, ces zones d'usure peuvent se répartir en trois schémas distincts:
La photo A ci-dessus représente un dessin d'usure due à une portée conique.
La photo B représente le dessin d'usure due à une portée en forme de sablier.
La photo C représente le dessin d'usure due à une portée en forme de tonneau.

b) Processus d'altération.

Une portée faussée impose une répartition inégale de la charge à la surface du coussinet, ce qui intensifie le dégagement de chaleur et accélère ainsi l'usure du coussinet.

Une portée faussée affecte également l'épaisseur du film d'huile du coussinet qu'elle rend insuffisante par endroits et excessive ailleurs, dérangeant ainsi le bon fonctionnement du système de lubrification.

c) Origines possibles de la cause.

Si la portée est conique, il y a deux causes possibles:

1. Usure inégale de la portée en cours de fonctionnement (bielle mal alignée).
2. Retouche ou usinage défectueux de la portée à un stade antérieur.

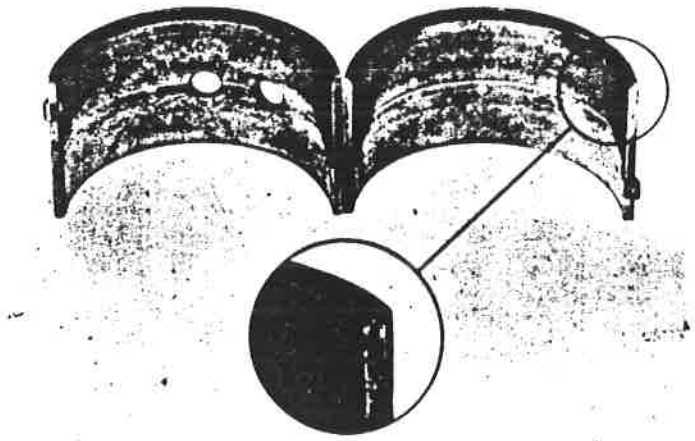
Si la forme de la portée est en sablier ou en tonneau cette usure anormale doit toujours être attribuée à un mauvais usinage.

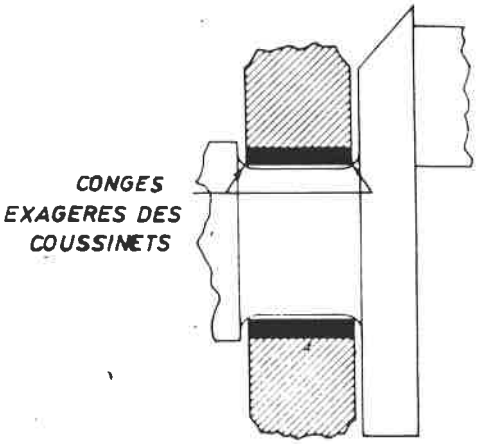
d) Remède.

Une rectification du vilebrequin constitue le meilleur remède aux problèmes de portées usées. Monter ensuite des coussinets à la cote réparation ad hoc neufs en appliquant correctement les consignes de montage.

C 12 3
38 L

12 CHEVAUCHEMENT DU CONGE





a) Aspect.

Lorsqu'un chevauchement de congé est l'origine de la défaillance d'un coussinet, des zones d'usure excessive se marquent à la périphérie du coussinet.

b) Processus d'altération.

Si le rayon de raccordement de la portée de vilebrequin au bras de manivelle est plus grand que prévu, le bord du coussinet peut entrer en contact métal-métal et chevaucher le congé de rayon exagéré.

Ce contact métal-métal entre le coussinet et le congé provoque une usure excessive qui entraîne une fatigue prématurée du coussinet.

c) Origine possible de la cause.

Le chevauchement se produit lorsqu'on laisse subsister des rayons trop importants aux extrémités de la portée lors de l'usinage du vilebrequin.

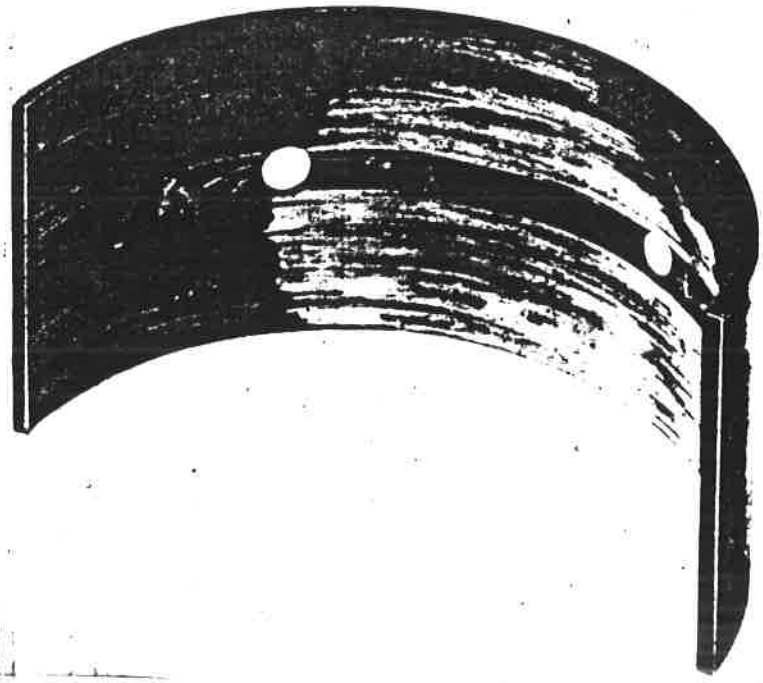
d) Remèdes.

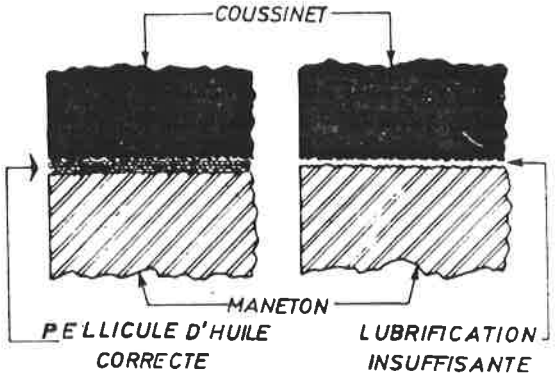
1. Rectifier en accordant une attention particulière aux cotes prévues pour le rayon de congé.

   NOTE: Veiller à ne pas réduire le rayon du congé, ce qui risquerait d'affaiblir le vilebrequin en son point le plus critique.

2. Monter des coussinets neufs.

13 LUBRIFICATION INSUFFISANTE





a) Aspect.

Lorsqu'un coussinet a lâché par manque d'huile, sa surface a un aspect particulièrement poli. De plus, il peut se présenter une usure excessive de la surface frottante du coussinet due au contact métal-métal de la portée.

b) Processus d'altération.

L'absence d'un film d'huile suffisant entre le coussinet et la portée autorise un contact métal-métal qui entraîne une usure prématurée du coussinet.

c) Origine de la cause possible.

L'une quelconque des conditions peut provoquer un manque d'huile:

1. Jeu de montage insuffisant, résultant habituellement du montage d'un coussinet d'épaisseur exagéré. Dans d'autres cas, c'est la portée qui est peut être surdimensionnée.
2. Passages ou conduites d'huile cassés, obturés ou écrasés empêchant un débit suffisant.
3. Pression d'huile insuffisante (tamis d'aspiration d'huile, filtre à huile série bouchés, mauvais fonctionnement de la pompe à huile ou du clapet de décharge.
4. Mauvais assemblage des coussinets de vilebrequin, fermant en partie un orifice de lubrification.

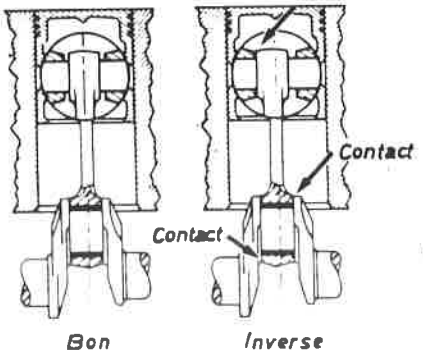
d) Remèdes.

1. Reprendre toutes les mesures ayant guidé le choix des coussinets pour y déceler une erreur.
2. Bien vérifier que le coussinet de remplacement qui va être monté est correct pour l'usage (numéro de pièce exact).
3. Vérifier que les portées n'ont pas été endommagées et les rectifier au besoin.
4. Voir s'il n'y a pas d'obturation des conduites d'huile, tamis ou filtre à huile série du moteur.
5. Vérifier le bon fonctionnement de la pompe à huile et du clapet de décharge.
6. S'assurer que les orifices de passage d'huile sont bien repérés lors du montage des coussinets.
7. Informer le conducteur des inconvénients de régimes trop bas.

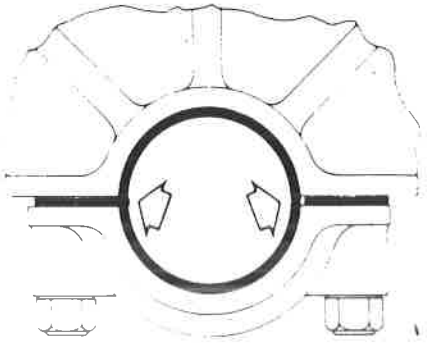
14 MAUVAIS MONTAGE

Des coussinets de vilebrequin ne sauraientassurer un bon service si leur montage laisse à désirer. En bien des cas, un mauvais montage aboutira à une destruction prématurée du coussinet.

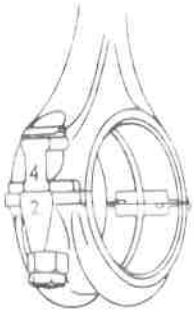
Ci-dessous, des schémas représentant les erreurs de montage les plus courantes.



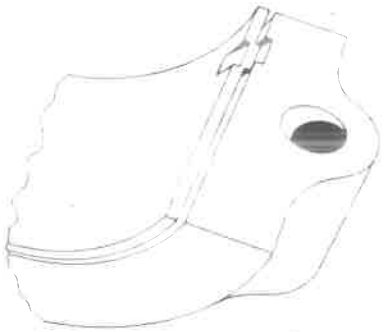
BIELLE DEPORTEE MONTEE A L'ENVERS



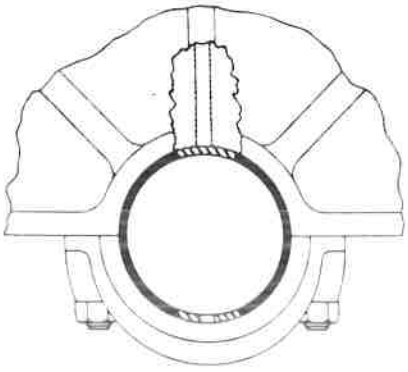
CALES MAL POSEES



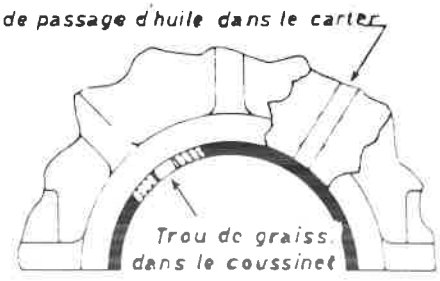
CHAPEAUX DE COUSSINETS MAL POSITIONNES, OU A L'ENVERS



ERGOTS DE POSITIONNEMENT MAL ENFONCES



INTERVERSION DES DEMI-COUSSINETS
LES DEMI COUSSINETS SUPERIEURS SONT PARFOIS DIFFERENTS



ORIFICES DE LUBRIFICATION DES PALIERS NON ALIGNES AVEC LES PASSAGES D'HUILE

Fig. 409

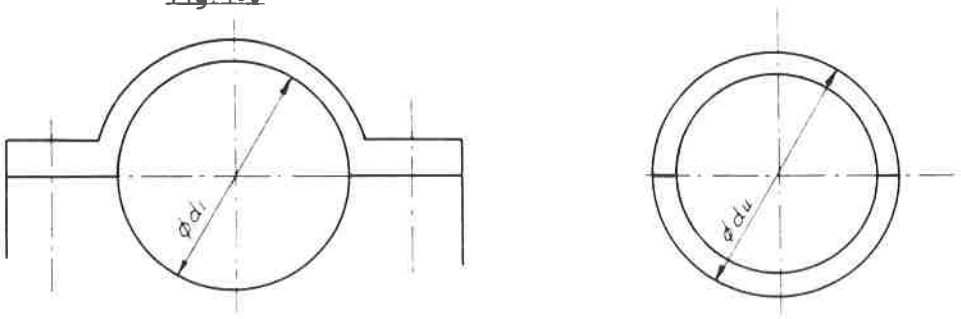
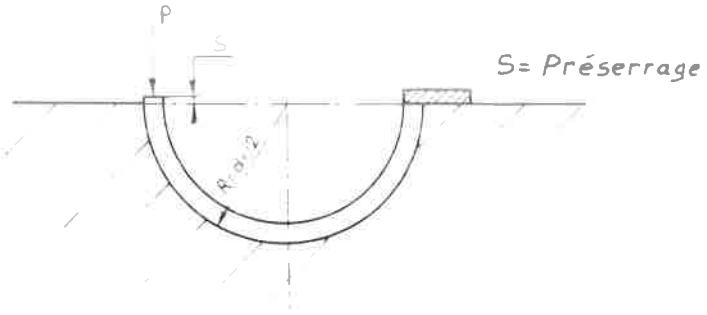


Fig. 410



CHAPITRE V - Le mécanisme de distribution et son entraînement.

I. Les soupapes.

A. Parties constitutives principales du mécanisme de distribution.

Le mécanisme de distribution est principalement composé:

1) Des soupapes (fig. 411). Une soupape se compose de:

   a) une tête dont le siège assure l'étanchéité de la chambre de combustion avec le conduit qu'il protège en portant sur la surface d'appui du siège de la soupape. La tête est parfois appelée le champignon.

   b) Une tige (ou queue) sur laquelle un presse-ressort est calé au moyen de cônes de fixation, appelés clefs et réalisés en deux pièces.

   c) Un ressort qui est contenu et pressé entre l'assise sur la culasse et le presse-ressort assurant le rappel de la soupape sur son siège.

2) Des guides de soupape qui garantissent la translation perpendiculaire de la soupape par rapport à son siège dans la culasse;

3) Un mécanisme de levée qui soulève en temps opportun la soupape de son siège;

4) Un dispositif de réglage qui permet de régler le jeu entre la tige de la soupape en position fermée et le mécanisme de commande;

5) Un ou deux arbres à cames qui, par l'intermédiaire du mécanisme de commande provoquent l'ouverture de la soupape;

6) Les engrenages de la distribution.
L'arbre à cames est entraîné par le vilebrequin, par l'intermédiaire des engrenages de la distribution. Il tourne à une vitesse de rotation égale à la moitié de celle du vilebrequin dans les moteurs 4 temps et à la même vitesse que le vilebrequin dans les moteurs 2 temps.

Nous allons examiner chacun des points cités ci-avant:

B. Les soupapes - Modes de montage:

Suivant leur montage dans la culasse et la forme de celle-ci qu'il entraîne, on distingue:

1) Les soupapes en tête qui sont montées au dessus de la chambre de combustion.

Suivant le mécanisme de levée, ces soupapes en tête sont encore à diviser:

a) Soupapes en tête avec arbre à cames latéral.

La soupape est commandée par un renvoi appelé culbuteur

qui est entraîné par l'arbre à cames latéral à l'aide d'un poussoir et d'une tige-poussoir. (Fig. 412/a).

b) Soupapes et arbres à cames en tête.

La soupape est soulevée par la came par l'intermédiaire d'un culbuteur. Les tiges-poussoirs ont été éliminées (fig. 412/b).

Il existe aussi des moteurs dans lesquels les culbuteurs sont entraînés directement par les cames sans intermédiaire de poussoirs (fig. 412/c).

Pratiquement tous les moteurs modernes sont équipés de soupapes en tête, en raison de la forme plus favorable de la chambre de combustion quant à l'amenée de l'air et l'évacuation des gaz de combustion.

Les soupapes en tête présentent cependant l'inconvénient d'un fonctionnement plus bruyant, de provoquer des dégâts au piston et à la culasse en cas de bris occasionnel.

2) Soupapes latérales.

Les soupapes latérales sont généralement commandées directement par un poussoir (fig. 413

Les moteurs à soupapes latérales présentent, par rapport à ceux munis de soupapes en tête, l'avantage d'un fonctionnement plus silencieux et de limiter les conséquences d'un bris éventuel. Par contre, cette disposition confère une forme très défavorable à la chambre de combustion et à la suite de la modification du sens d'écoulement de l'air ou du mélange et des gaz d'échappement, ces fluides subissent des pertes de charge supérieures à celles des moteurs à soupape en tête.

Les soupapes latérales ne sont pratiquement pas appliquées aux moteurs diesel. Leur utilisation dans les moteurs à essence est pratiquement abandonnée sauf dans quelques moteurs spéciaux à fonctionnement silencieux.

Certains moteurs à essence sont partiellement équipés de soupapes en tête et de soupapes latérales; ainsi le "Rover" est équipé de soupapes d'échappement en tête et de soupapes d'admission latérales (fig. 414 Ce moteur présente la particularité de posséder des soupapes latérales commandées par un culbuteur au lieu d'un poussoir.

C. Classification des soupapes suivant leur fonction.

Suivant leur fonction, on peut classer les soupapes en "soupapes d'admission" et "soupapes d'échappement".

Certains moteurs sont équipés en plus de "soupapes de lancement" servant au lancement à l'aide d'air comprimé

et de "soupapes de sûreté" pour la protection contre des pressions trop élevées.

D. Formes.

La fig. 411 représente la forme généralement utilisée. Les soupapes pour moteurs à combustion sont toujours à simple siège.

Les soupapes sont mono- ou bimétalliques selon que la tête et la tige de soupape sont exécutées en une seule pièce ou que la tige est rapportée par soudure à la tête.

Parfois la tige de soupape est plus épaisse en dessous de sa surface de guidage (dans le guide de soupapes). Cette surépaisseur sert alors comme racleur de suie.

E. Matière.

Le choix de la matière constitue un problème difficile du fait que les soupapes doivent avoir une bonne résistance mécanique et thermique à haute température. Les sièges et les tiges doivent avoir une dureté suffisante pour résister aux sollicitations.

Nonobstant qu'elle est constamment chauffée au rouge, et cela spécialement pour la soupape d'échappement, la tête de soupape ne peut pas se déformer par son battement continuel sur son siège ni brûler; cela serait le cas en utilisant d'acier au carbone. Les fontes sont parfois utilisées dans les moteurs stationnaires pour des soupapes composées. Dans ce cas, la tête de soupape est exécutée en fonte en raison de sa bonne résistance à la corrosion et de sa faible déformation à haute température et la tige de soupape est en acier "Siemens-Martin".
Inconvénients: fixation difficile de la tête de soupape sur la tige et évacuation défavorable de la chaleur par la tige. Dans les moteurs à essence et diesel, les fortes sollicitations des tiges de soupapes constituent un obstacle à l'emploi de la fonte.

Les conditions de travail des soupapes d'admission sont moins sévères du fait qu'elles sont refroidies par l'air d'alimentation ou par le mélange gazeux. Dans les moteurs de construction récente, elles sont élaborées en aciers spéciaux.

Les soupapes d'échappement sont exécutées dans des alliages réfractaires, par exemple l'acier au chrome-silicium pour les moteurs rapides de faible puissance et l'acier austénitique au chrome-nickel pour les moteurs fortement chargés. Ce dernier acier présente l'avantage de durcir à l'emploi.

Pour accroître la dureté et la résistance à l'usure la portée d'appui de la soupape d'échappement est souvent

recouverte d'un métal d'apport. Dans ce cas, on parle de soupapes "blindées" (fig. 421). La stellite est souvent utilisée (soupapes stellitées).

F. Refroidissement des soupapes.

Les soupapes d'échappement doivent évacuer beaucoup de chaleur si l'on désire stabiliser leur température à un niveau acceptable. En cas de forte charge, la température de leur tête peut atteindre localement, 900 à 1000° C. Dans ce cas le guide soupape doit être spécialement refroidi à l'eau (fig. 416).

Pour améliorer l'évacuation de la chaleur, on augmente parfois le diamètre de la tige et la largeur du siège (moteurs à gaz). On est cependant limité dans l'élargissement du siège parce que la pression entre les surfaces d'appui diminue et devient trop faible pour encore évacuer la chaleur en quantité suffisante.

Parfois la soupape est placée dans un logement spécial pour faciliter la dépose (l'enlèvement est rendu possible sans le retrait de la culasse (fig. 417). Ce dispositif rend l'échange de chaleur moins favorable.

Dans les petits moteurs, la soupape est disposée directement dans la culasse. Le guide est chassé dans la culasse. Le siège est fraisé directement dans la culasse.

Dans certains cas, on a recours à des sièges rapportés et pressés (fig. 418). Cette méthode permet d'exécuter ces sièges en acier résistant bien aux températures élevées.

Certaines culasses sont montées à l'origine avec des sièges rapportés, d'autres en sont équipées lors des réparations.

Le refroidissement des soupapes est encore favorisé:

1) En provoquant une rotation lente de la soupape pendant la marche du moteur.

Cette méthode offre l'avantage de provoquer un rodage permanent et un certain nettoyage des sièges.

La rotation de la soupape est facilitée par l'application d'une cuvette à billes au presse-ressort (fig. 419

Lorsque la soupape est fermée, sa tête est appuyée sur le siège par l'effort du ressort de rappel (8) retenu par l'assise du ressort (7), le circlips (3), le chapeau(6) et les cônes de fixation (5).

L'effort de rappel du ressort n'est donc pas transmis

par les billes. Pendant l'ouverture de la soupape, l'effort sur le ressort augmente et le circlips prend une position horizontale. A ce moment, l'effort du ressort est transmis par les billes. Le chemin de roulement des billes étant oblique, le presse-ressort et la soupape subissent une rotation partielle.

2) En augmentant la conductibilité de la tige de soupape.

Dans ce but la tige de soupape de certains moteurs à essence de compétition est creuse et remplie de sels de soude. Cela n'est pas d'application dans les moteurs diesel.

Remarque.

La surchauffe d'une soupape (ex. par refroidissement insuffisant par mauvaise application sur le siège ou pression d'application trop faible) se manifeste par des altérations périphériques de la tête (fissures - éclats).

G. Surface d'appui de la tête de la tige de soupape.

Pour rendre la surface d'appui de la tige de soupape particulièrement résistante à l'usure, l'extrémité de cette tige est parfois trempée ou stellitée (fig. 419). La partie de la tige au-dessus des rainures de fixation doit être suffisamment longue pour éviter la naissance de fissures de trempe près de ces rainures.

Parfois on place à lextrémité de certaines tiges de soupape un grain d'usure (soupape Carels-SEM - fig. 420).

Dans d'autres moteurs (par ex.: Werkspoor) un chapeau poussoir coiffe l'extrémité de la tige de soupape (fig. 421).

H. Fixation du presse-ressort.

La fixation du presse-ressort sur la tige de soupape est presque toujours réalisée par une bague conique en 2 pièces appelée "clefs". Le trou central dans le presse-ressort est donc aussi conique (voir croquis de principe à la fig. 411). Après un certain temps de fonctionnement, les surfaces coniques des cales de soupape peuvent présenter une certaine usure par battage et le presse-ressort est déplacé vers le haut par le ressort. L'espace entre le bord du presse-ressort et le culbuteur, étant généralement faible, peut amener un contact accidentel entre le presse-ressort et le culbuteur. Les clefs de soupape se dégagent et la soupape libérée tombe dans le cylindre. Ce mal peut aussi se produire en cas d'usure exagérée des surfaces de pression de l'extrémité de tige de la soupape et du poussoir.

I. Fabrication des soupapes.

Le processus de forgeage des soupapes est important. Ce forgeage peut être effectué suivant 2 méthodes:

a) Par refoulement.

On part d'une barre mince d'un diamètre égal à celui de la tige. Cette barre est refoulée jusqu'à ce qu'on obtienne la forme souhaitée. La fig. 422 montre les différents stades du procédé.

b) Par étirage.

On part d'un petit bloc, d'un diamètre qui est légèrement inférieur à celui de la tête de soupape; on étire ce bloc jusqu'à l'obtention de la forme souhaitée (la fig. 423 indique le processus).

La dernière méthode est surtout adoptée pour les soupapes d'échappement par ce qu'elle assure une meilleure disposition des fibres. Dans les deux cas, il est important d'approcher de très près la forme exigée. En effet, un usinage important tend à rompre la continuité des fibres.

J. Caractéristiques dimensionnelles: Chambre de soupape - Diamètre des têtes - Hauteur de levée.

1) Le diamètre des chambres de soupape varie normalement entre 1/3 à 2/5 du diamètre du piston (suivant la vitesse du piston). Plus grande est cette vitesse, plus vite le cylindre doit être rempli ou vidé.

Les soupapes d'admission et d'échappement d'un moteur ont souvent le même diamètre. Théoriquement ces diamètres sont cependant déterminés par des facteurs propres à chacune d'elles.

Soupape d'admission: La perte de charge d'admission est d'autant plus faible que son diamètre est grand. Le diamètre maximal dépend toutefois de l'espace disponible (dessin de la culasse) et de la pression de contact minimale exigée sur le siège.

Cette considération a amené les constructeurs de moteurs diesel à dédoubler les soupapes.

Soupape d'échappement: le diamètre minimal est déterminé par la contrepression maximale autorisée lors de l'échappement; son diamètre maximal autorisé dépend de la force maximale qui doit être exercée par le mécanisme de commande pour ouvrir la soupape. Si le diamètre est exagéré le poussoir de soupape, la tige de culbuteur, le culbuteur et la came peuvent être sollicités exagérément et les risques d'avarie par flexion ou flambage augmentent.

Ces avaries sont susceptibles aussi de se produire en cas de grippage de la tige de la soupape dans son guide, par ex. par pli de la tige, jeu insuffisant ou exagéré dans le guide, dépôts, graissage insuffisant, ...

2) La levée des soupapes doit être suffisamment grande pour que la section cylindrique qui en découle vale au moins la section de la chambre de soupape. Il s'ensuit que la levée doit être égale à environ 1/4 du diamètre de la chambre de soupape. En effet, si la chambre de soupape a un diamètre d, sa section vaut $\frac{\pi d^2}{4}$.

Supposons la hauter de levée égale à 1, la surface cylindrique d'ouverture vaudra $\pi.d.1$.

Il faut donc que $\pi.d.1 = \frac{\pi d^2}{4}$ soit $1 = \frac{d}{4}$

Si le diamètre de la chambre de soupape varie de 1/3 à 2/5 de l'alésage D, la hauteur de levée varie de 1/12 à 1/10 de l'alésage.

La forme de la chambre d'échappement est également importante.

Supposons qu'elle soit trop vaste, les gaz de combustion se détendront dans la chambre de soupape par suite des tourbillons qui s'y produisent, la vitesse d'écoulement des gaz diminuera ce qui entraîne des températures de marche anormalement élevées de la chambre de soupape, soupape et siège. Par contre une chambre de soupape trop restreinte provoque des contrepressions et des températures anormales.

II. Guides de soupapes.

Les guides de soupapes peuvent être être exécutés en bronze (petits moteurs) ou en fonte douce. Dans les anciennes constructions, le guide était parfois fixé dans la culasse par de petites vis ou encore était muni d'un pas de vis et fixé par un écrou. Cette méthode de construction est totalement abandonnée, parce qu'elle ne favorise pas assez la transmission de chaleur. Les guides sont actuellement pressés dans la culasse. Un épaulement empêche leur déplacement. Leur montage dans la culasse se fait à partir du côté de la culbuterie. Leur surface extérieure présente généralement une légère conicité.

La partie supérieure des guides est généralement extérieurement conique pour favoriser l'écoulement d'huile et ainsi prévenir une pénétration d'huile trop importante dans la chambre de combustion le long de la tige de soupape. Pour réduire la consommation d'huile on dispose parfois au sommet du guide, des joints en nylon (joints de tige ou valve-seats).

Le jeu de la tige dans son guide a une grande impor-

tance. Si le jeu est trop faible, la tige de la soupape grippe et le mécanisme de commande est fortement sollicité. Avec un jeu exagéré, la tête de soupape n'est plus centrée sur le siège, a tendance à plier et après un certain temps peut se rompre à la tige. La section de rupture présente alors, pour autant qu'elle soit pas *mattée*, des ondes.

III. Ressorts de soupapes.

Les ressorts de soupapes doivent satisfaire aux conditions suivantes:

1. Assurer une pression appropriée de la tête de soupape sur son siège. Si la tension du ressort est exagérée, la force d'ouverture de soupape est trop grande (mécanisme de commande fortement sollicité). En plus la soupape ou son siège peuvent s'abîmer par battement. Si la tension du ressort est trop faible (par ex. ressort lâché ou brisé), la transmission de chaleur ou l'étanchéité sont insuffisantes et la soupape s'abîme par échauffement.
   D'autre part, la vitesse de rappel peut être insuffisante et des contacts peuvent se produire entre le piston et la soupape.

2. Le ressort étant comprimé avec une flèche correspondant à la levée de la soupape, les spires du ressort ne peuvent se toucher. Si les spires entrent en contact, la hauteur de levée de la soupape est insuffisante et le mécanisme de commande subira des dégradations.

3. La fréquence propre de vibration du ressort ne peut en aucun cas interférer avec la périodicité d'ouverture et de fermeture de la soupape, ce afin d'éviter des phénomènes de résonance dans le ressort. La fréquence propre de vibration d'un ressort est déterminée par l'épaisseur du fil, le nombre de spires, la longueur totale et le diamètre du ressort; elle peut être calculée mais une vérification stroboscopique est toujours nécessaire.

Si des phénomènes de résonance se produisent dans le ressort de soupape, des tensions élevées naîtraient dans les spires extrêmes s'appuyant sur la culasse. On assiste alors soit au bris du ressort soit à l'affollement de la soupape qui ne répond plus au mécanisme de commande, elle se ferme ou s'ouvre alors intempestivement, vient en contact avec la tête de piston, se brise, occasionnant souvent des dégâts importants aux ensembles culasse, piston, cylindre, turbo soufflante.

On essaie de prévenir la résonance du ressort de soupape:

1) En plaçant sur le ressort de soupape des cages qui agissent comme amortisseur de vibrations (fig. 424).

Application: moteurs à essence.

2) En concevant le ressort de telle façon que ses différents enroulements aient une fréquence de vibration différente.

Cet objectif est atteint en donnant aux spires d'extrémité du ressort un diamètre d'enroulement plus petit qu'aux spires intermédiaires ou bien en donnant aux extrémités du ressort un pas plus petit (fig. 426).

Dans les moteurs à essence, où, à cause des grandes vitesses, le phénomène de résonance est plus à craindre que dans les moteurs diesel, on emploie le plus souvent des ressorts avec pas croissant (Chevrolet - fig. 427). Le pas le plus petit doit se trouver du côté de la culasse (du bloc cylindre pour les soupapes latérales).

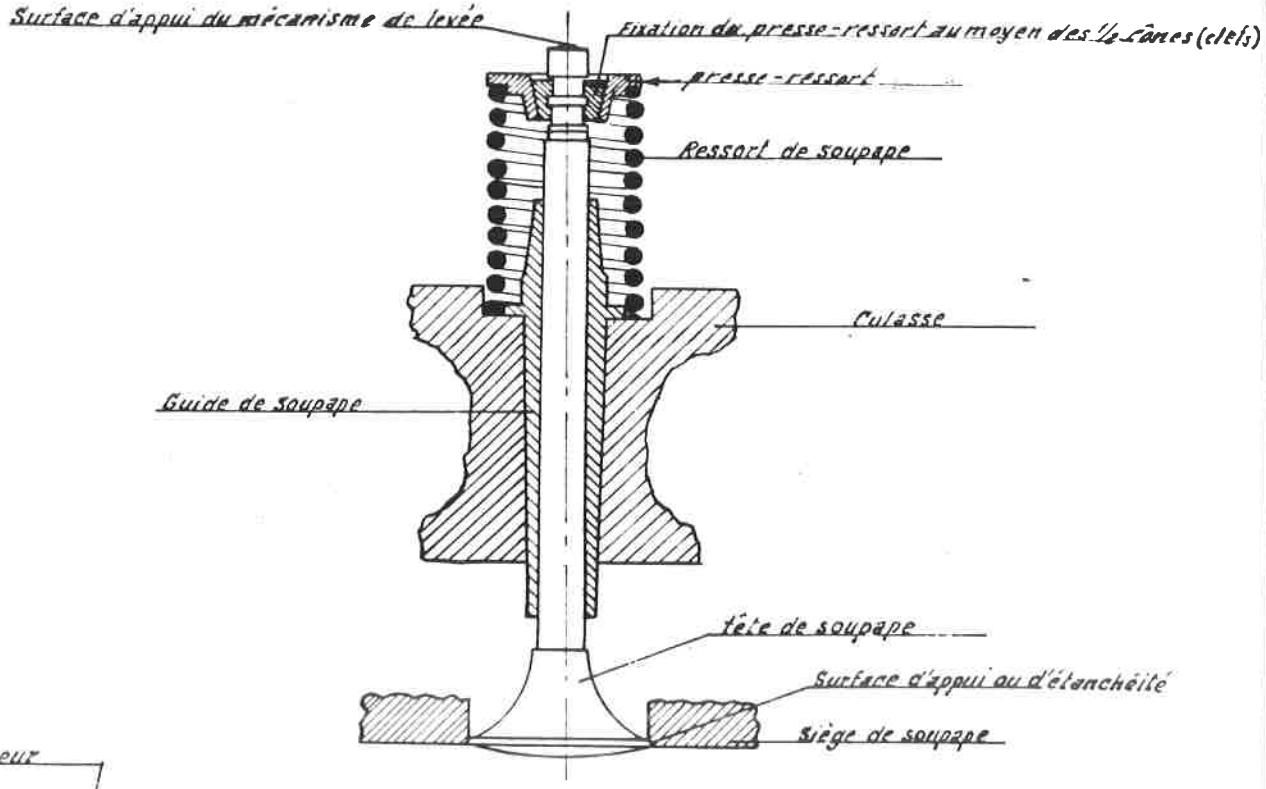
3) Par l'emploi de ressorts de soupape doubles comme c'est pratiquement le cas pour tous les moteurs diesel (fig. 425).

Le ressort le plus petit est glissé dans le plus gros. Les sens d'enroulement des deux ressorts doivent être opposés sinon les spires pourraient s'introduire les unes dans les autres ce qui empêcherait une compression suffisante des ressorts.

---

9 - 20 t

Fig 411 Parties principales d'une soupape



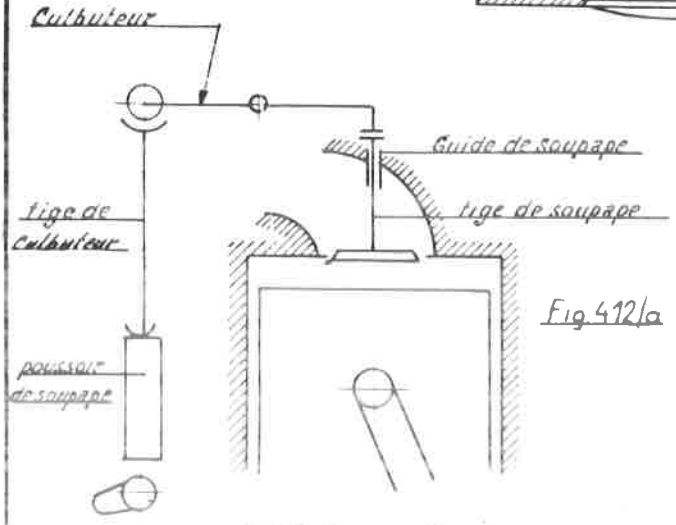


Fig 412/a

Commande avec tige de culbuteur

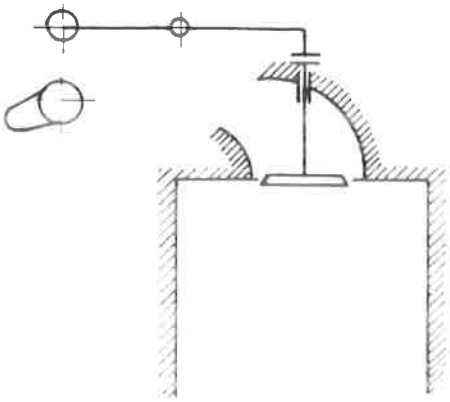


Fig 412/c

Commande directe avec culbuteur

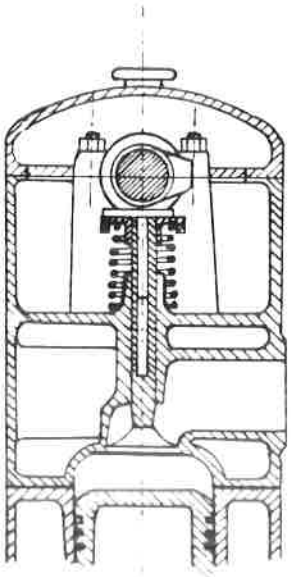


Fig 412/b

Commande directe des soupapes

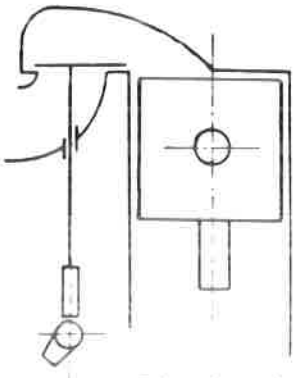


Fig 413

Principe d'une soupape latérale

Soupape stellitée

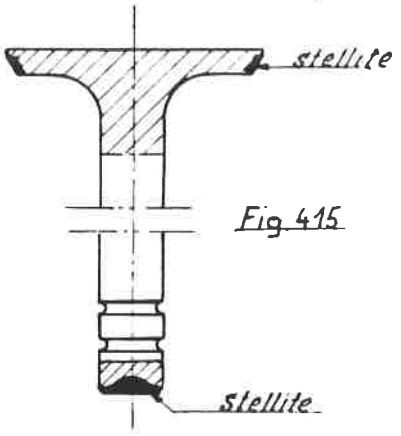
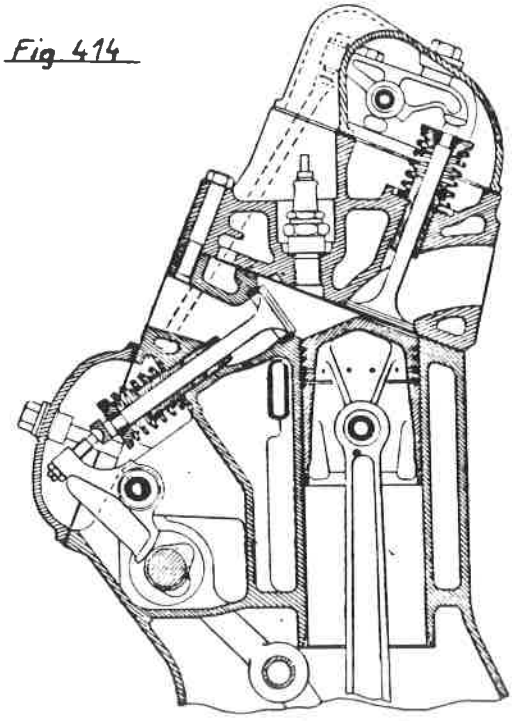


Fig 415

Coupe du moteur à essence "Rover"

Fig 414



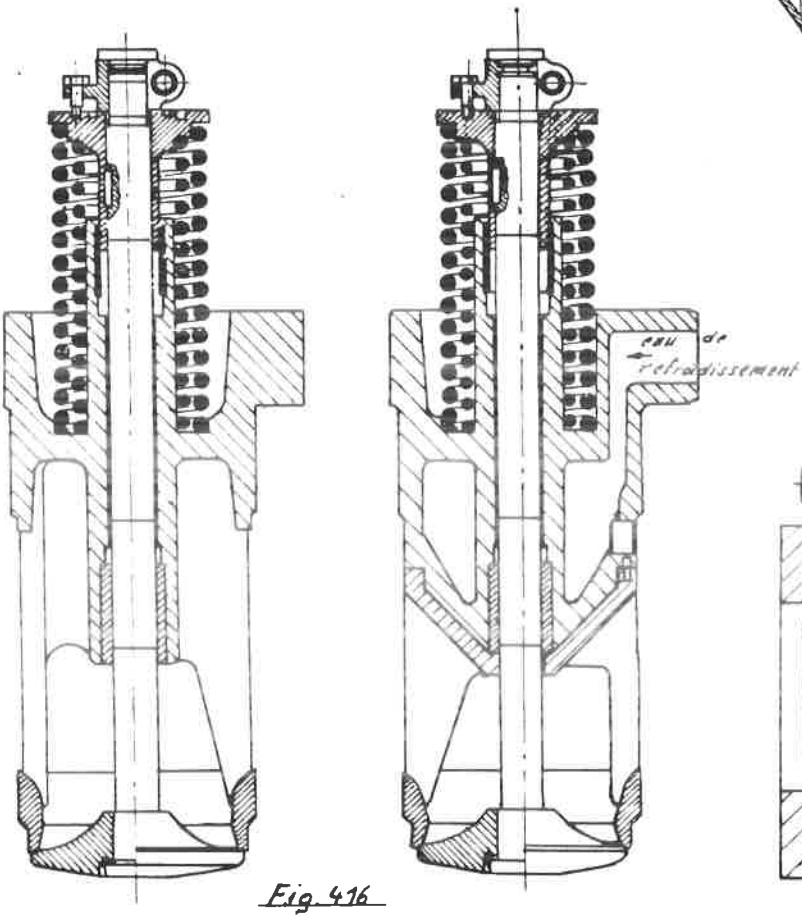


Fig 416

Guide de soupape refroidi à l'eau

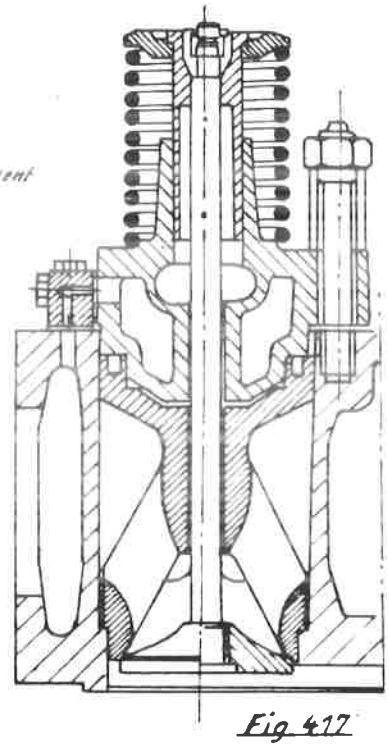
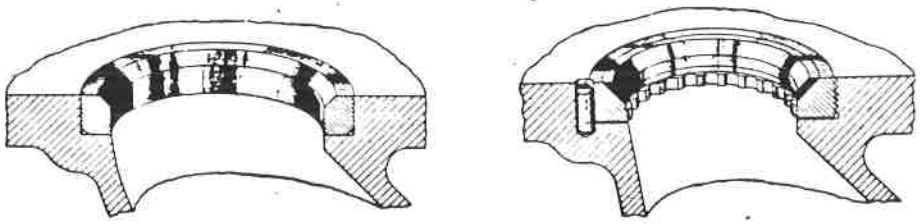


Fig 417

Soupape et logement de soupape amovible

V.P

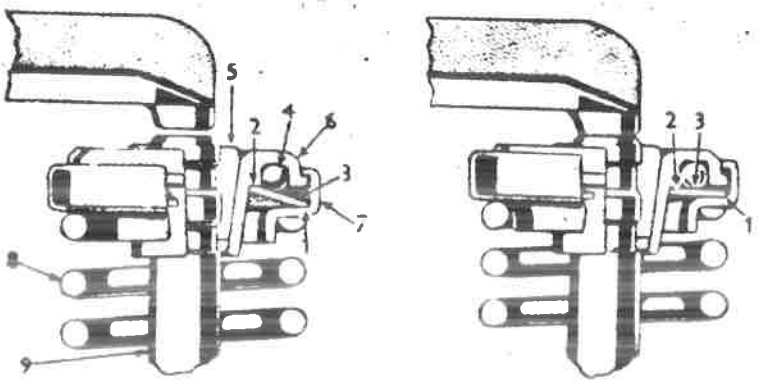


Siège de soupape pressé

Siège de soupape vissé

Fig 418

Presse-ressort avec cuvette à billes



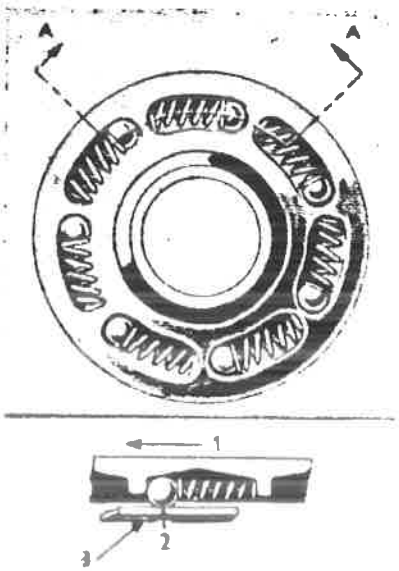


Fig 419

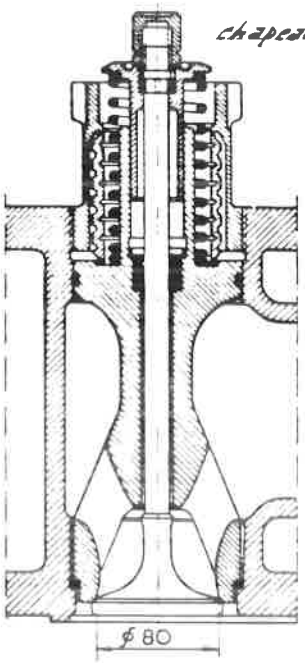


Fig 421

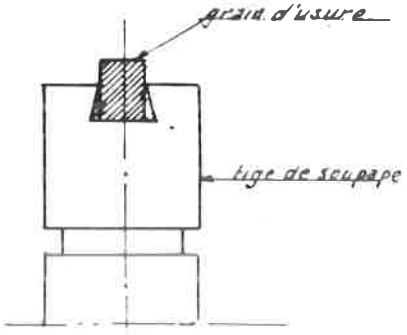


Fig 420

Tige de soupape à chapeau-poussoir

V. P

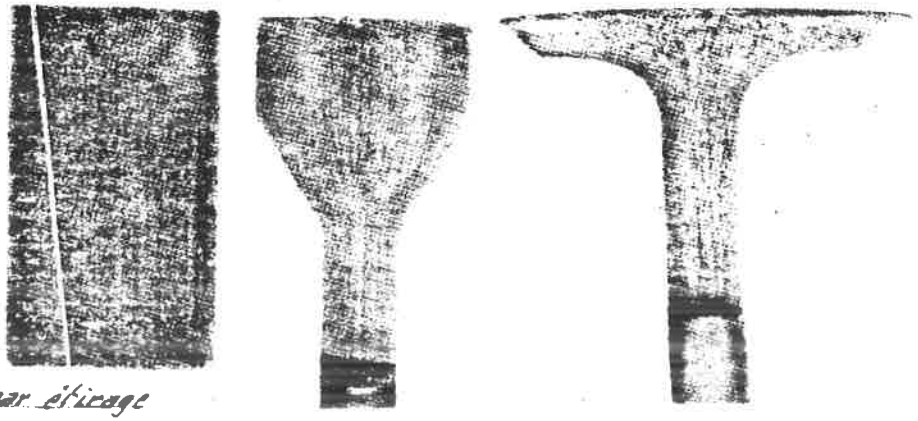
Fabrication d'une soupape

a) par refoulement



Fig 422

Fig. 423



b) par étirage

Cage de ressort



Fig. 424

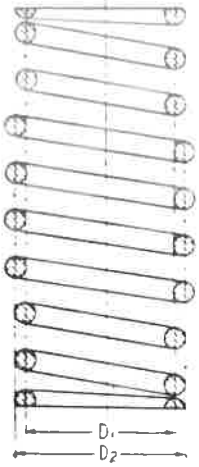


Fig. 426

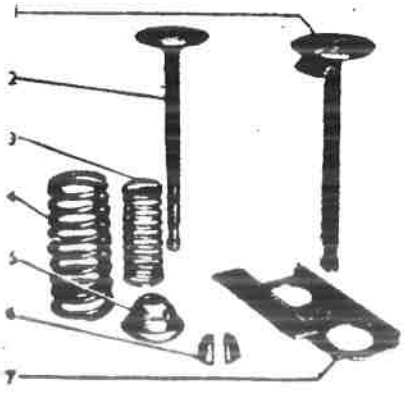
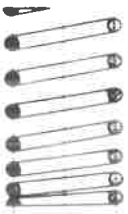


Fig. 425
Ressort de soupape dédoublé

Fig. 427



(Suite : Le mécanisme de distribution et son entraînement).

IV. Poussoirs de soupapes.

a - Poussoirs classiques.

Dans les moteurs à essence et les petits moteurs diesel rapides, on emploie souvent des poussoirs de soupapes plats (par ex. moteurs Brossel, mécanisme de distribution représenté en détail à la fig. 428).

Les autres moteurs diesel, sont généralement équipés de poussoirs à galets. (Ex. les moteurs GM t. 71 dont le mécanisme de commande des soupapes est représenté à la fig. 429).

L'utilisation de poussoirs à galets dans les moteurs rapides présente quelques difficultés :

1. Le graissage des galets porteurs dont la génératrice de contact est très chargée est compromis à grande vitesse. Le graissage sous pression est difficile à cet endroit;

2. Au moment où le galet doit transmettre les efforts maxi, il glisse du fait que son inertie l'empêche de suivre les variations de vitesse de la came. Par glissement, l'usure sur la surface de roulement est élevée de sorte que le rouleau présente rapidement des plats;

3. Par la présence du galet, le poids du poussoir de soupape est fort accru et les poussoirs retombent lourdement;

4. La direction des forces transmises par le galet à la came est différente de la direction du déplacement du galet. Les composantes non axiales de ces forces doivent être reprises par les guides de poussoir.

Par contre, les guides des poussoirs plats ne doivent reprendre que les forces de frottement existant entre le poussoir et la came et empêcher le renversement dû à l'excentricité du point d'attaque du poussoir sur la came (fig. 430 + 431).

Pour remédier à ces inconvénients, on prévoit parfois un culbuteur dont l'extrémité presse sur le poussoir de soupape ou la tige de culbuteur et dont une face d'appui s'appuie sur la came (fig. 432 + 433.

Parfois la face d'appui est remplacée par un galet.

Ces dispositifs de commande de soupape (représentés à la fig. 432) ont l'avantage de faciliter le graissage des articulations.

Ce glissement des galets est néanmoins plus important que dans les poussoirs à galets ordinaires mais ils peuvent être exécutés plus larges et avec rayon de courbure plus grand.

En cas de grands efforts dûs à des accélérations rapides, les poussoirs à galets présentent des inconvénients non négligeables.

Lorsqu'ils ne sont pas placés dans l'axe des cames, les poussoirs de soupapes plats présentent l'avantage d'être animé d'un mouvement de rotation. Ainsi, toute la surface est utilisée de sorte que l'usure s'égalise et est moindre que dans les autres systèmes de poussoirs. Aucun point de rotation ne peut se caler.

Par contre, ils présentent l'inconvénient que le diamètre du noyau de la came doit être plus grand que dans le cas des poussoirs à galets. La conception des poussoirs plats est plus encombrante.

En général, dans le système "soupapes en tête", la hauteur du poussoir n'est pas réglable; le jeu (voir plus loin) est alors réglé par une vis de réglage disposée sur le culbuteur. Avec les soupapes latérales, le jeu est généralement réglé en agissant sur la hauteur du poussoir par un dispositif constitué par une vis qui s'engage dans un orifice taraudé dans le poussoir (fig. 434). Cette vis est bloquée par un contre-écrou.

Les poussoirs sont généralement creux et leur surface latérale de guidage est parfois munie de rainures obliques (des rainures droites provoqueraient de l'usure du guide).

On rencontre actuellement des poussoirs réglables avec boulon auto-bloquant facilitant le réglage du jeu aux soupapes.

On place parfois entre la soupape et le poussoir un petit ressort appelé ressort de poussoir. Ce ressort maintient en permanence le poussoir en contact avec la came.

On voit clairement à la fig. 428 que, lorsque la soupape est fermée, le culbuteur, la tige de culbuteur et le poussoir de soupape sont d'autant plus libres que le jeu à la soupape augmente. Cela tend à amener un fonctionnement plus bruyant des moteurs rapides.

Le ressort de poussoir de soupape aura par conséquent comme but principal de garantir un fonctionnement plus silencieux du moteur. (moteurs GM t. 71, fig. 429).

Nous avons vu qu'il est désirable que les poussoirs de soupapes soient aussi légers que possible. Il doit être de même pour les tiges poussoirs de culbuteur des moteurs à soupapes en tête.

Cette raison justifie l'exécution légère de ces tiges poussoirs qui souvent sont constituées de tronçons de tubes de faible épaisseur.

La liaison tige-poussoir à la vis-poussoir du culbuteur consiste généralement en une rotule sphérique. (fig. 428).

Ce montage exige un contact permanent des surfaces d'appui de la rotule et de son siège et une rotation correcte sous un angle limité.

Dans le cas contraire, par ex. en cas d'usure exagérée d'une ou des deux surfaces de contact cette articulation risque le grippage qui peut amener le pli ou le bris de la tige de culbuteur.

b. Poussoirs hydrauliques.

Certains moteurs sont équipés de poussoirs de soupapes hydrauliques dont le but est de réaliser un mécanisme de commande des soupapes à rappel de jeu. Nous décrivons ci-après quelques types de poussoirs hydrauliques.

Dans le dispositif "Lincoln" (voir fig. 435), une pression d'huile d'environ 1,4bar est maintenue à l'aide d'un régulateur de pression d'huile spécial raccordé au circuit de graissage du moteur.

Dans la position dessinée, la soupape est fermée et le plongeur c est poussé contre la tige de soupape par le ressort K. L'espace L sous le plongeur est rempli d'huile. Dès que la came pousse le corps du poussoir A vers le haut, la bille D est pressée sur son siège et, par l'intermédiaire de la colonne d'huile en L, le plongeur C soulève la soupape.

Pendant la levée, de l'huile peut suinter en faible quantité entre le plongeur et le logement B. Lors de la fermeture de la soupape, l'huile sous la pression de 1,4 bar va s'introduire dans la chambre J par l'orifice H et compensera les pertes d'huile de la chambre, par la soupape à bille ouverte.

Le petit trou d'écoulement de la boîte de la soupape à bille n'est pas disposé dans l'axe du poussoir, dans le but que la bille ne puisse obturer l'orifice et empêcher ainsi toute arrivée d'huile.

Le mécanisme hydraulique de réglage peut également être placé directement sur le culbuteur. C'est le cas, par exemple, sur le moteur GM 567 C et D.

Les moteurs E.M.D. ont 4 soupapes d'échappement par cylindre commandées par un arbre à cames disposé en tête (2 temps avec lumières d'admission) (fig. 436 et 440). Ces soupapes sont levées simultanément à l'aide de 2 ponts de soupapes commandés par 2 culbuteurs. Le pont est muni de quatre compensateurs hydrauliques représentés à la fig. 437.

L'huile, fournie par le circuit de graissage du moteur, est amenée par l'axe fixe des culbuteurs et par les culbuteurs, munis des canaux internes nécessaires. L'huile est ensuite amenée via le point d'appui des culbuteurs et les canaux internes prévus dans chaque pont de soupapes jusqu'aux "compensateurs" hydrauliques.

Si le plongeur du compensateur n'appuie pas sur la tige de soupape, la soupape à bille ne presse plus sur son siège et l'huile est admise jusqu'au compensateur par le jeu existant entre le plongeur et la douille du compensateur.

Quand le plongeur appuie sur la tige de soupape, l'huile tend à s'échapper mais la soupape à bille est pressée sur son siège et l'écoulement de l'huile est arrêté. Ainsi le jeu dans les articulations du mécanisme de commande des soupapes est repris automatiquement.

Nous attirons en même temps l'attention sur l'entraînement direct des culbuteurs par l'arbre à cames en tête sans intermédiaire. Notons que ce moteur en V possède deux arbres à cames, un par ligne de cylindres.

Remarquons aussi le mécanisme de distribution des moteurs Maybach GT 06 dont le principe est représenté à la fig. 439. Les culasses sont pourvues de deux soupapes d'admission et de deux soupapes d'échappement. Les soupapes sont commandées deux à deux par des culbuteurs (b) à l'intervention de leviers oscillants (d). Le levier oscillant est suspendu en son point supérieur au levier de suspension (e). Le point d'appui fixe (f) du levier de suspension est monté sur un excentrique et permet de régler le jeu des soupapes (fig. 441).

V. Sièges pour soupapes dans les culasses - L'usinage des soupapes.

Le siège de soupape, qu'il soit fraisé directement dans la culasse (soupapes en tête) ou dans le bloc cylindre (soupapes latérales) ou qu'il soit pressé ou vissé (siège rapporté) est usiné suivant un angle variant de 45° (petits moteurs) à 30° (grands moteurs) (fig. 442). Avec des angles plus grands, l'effet de cône est exagéré. Pour éviter la détérioration rapide des soupapes celles-ci doivent porter correctement sur leur siège.

Cette condition est réalisée par :

1. Une pression appropriée entre la surface d'appui de la soupape et le siège dans la culasse.

Cette pression détermine la largeur de contact maximale entre les deux surfaces d'appui.

Un siège étroit assure une meilleure étanchéité par une pression de contact élevée. Cependant, comme on l'a déjà fait remarquer, les possibilités d'échange de chaleur diminuent; en effet la quantité de chaleur à évacuer par unité de surface de contact grandit.

Généralement, les constructeurs adoptent comme pression superficielle entre soupape et siège une valeur comprise entre 200 et 400 daN/cm² suivant la matière.

2. Le contact correct des deux faces d'appui.

Cette condition est remplie en usinant la surface de pose de la soupape et le siège dans la culasse sous un angle différent (différence angulaire de 0,5 à 1°) (fig. 4-3); l'usinage doit être exécuté très soigneusement avec un refroidissement suffisant. L'étanchéité ainsi obtenue est parfaite et la surface d'appui demeure relativement petite. Un rodage ultérieur de la soupape sur son siège ne s'avère nullement.

C.1123
1956

Si les deux surfaces de contact étaient usinées suivant le même angle, il est alors généralement nécessaire de roder la soupape sur le siège. Une large surface de pose est nuisible; elle perd assez rapidement son étanchéité ce qui amène une surchauffe, la déformation et parfois la fusion des parties non portantes du bord de la soupape et finalement la destruction complète de la tête.

VI. Culbuteurs.

Les culbuteurs sont exécutés par forgeage ou estampage, en acier résistant de bonne qualité ou en fonte forgeable; ils sont rarement réalisés en acier coulé. Comme le montre la figure de principe 428 un culbuteur est un levier oscillant qui s'appuie d'un côté sur la tige poussoir et de l'autre côté sur l'extrémité de la tige de soupape.

Le culbuteur dont l'alésage est garni d'une buselure en bronze ou de roulements, tourne autour d'un axe central supporté par des paliers assemblés à la culasse par des goujons.

La surface d'appui du culbuteur sur la tige de soupape peut être plane ou sphérique. Le culbuteur peut aussi pousser sur la tige de soupape par l'intermédiaire d'un galet (moteurs SEM K 103 HS - fig. 448).

La forme du culbuteur varie d'un type de moteur à l'autre. Les culbuteurs du moteur Co t. 95 SA, (fig. 444 et 445 sont plus compliqués que les culbuteurs simples des moteurs Co t. 600 aux fig. 446 et 447.

L'une des extrémités commandée par la tige poussoir ou commandant la tige de soupape est pourvue d'une vis de réglage avec écrou simple ou double et sûreté. Ce dispositif permet le réglage du jeu à la soupape sauf lorsqu'une des liaisons est munie d'un système hydraulique de compensation traité au par. IV.

VII. Jeu aux soupapes.

Lorsque le moteur a atteint sa température de régime et que la soupape est fermée, un certain jeu doit toujours être prévu entre la tige de soupape et la tige poussoir ou le culbuteur, exception faite pour les moteurs équipés de poussoirs hydrauliques (soupapes latérales) ou d'une liaison compensée hydrauliquement entre culbuteur et tige de culbuteur (soupapes en tête).

Ce jeu est déterminé par le constructeur.

A la température de régime du moteur, ce jeu doit avoir une certaine valeur (en général de 0,1 à 0,3 mm suivant le type et la construction du moteur).

Ce jeu est parfois différent à l'admission et à l'échappement.

Si le jeu est nul ou insuffisant, la soupape ne se ferme pas complètement; elle peut être maintenue ouverte par la tige poussoir restant appliquée sur la came ou insuffisamment appliquée sur le siège avec comme conséquence les ennuis cités plus haut (pression insuffisante entre les surfaces de pose de la soupape et du siège).

Le jeu aux soupapes est mesuré en glissant un calibre d'épaisseur entre le bout de la tige et le poussoir ou le culbuteur de commande, selon la disposition des soupapes (latérale ou en tête). Ce jeu doit être mesuré dans la position du vilebrequin où la soupape est complètement fermée, c'est-à-dire lorsque le piston se trouve au "P.M.H. - compression".

Il est conseillé, après un premier mesurage et réglage éventuel du jeu, de virer le moteur de 2 tours complets et de faire un nouveau contrôle. Si entre les deux mesures on trouve des différences inadmissibles, il faut en conclure que, ou l'une des mesures a été mal exécutée, ou bien la came ou le poussoir de soupape ou le rouleau de la came est avarié.

Le réglage exact du jeu aux soupapes a une influence très importante sur leur durée de vie et sur la puissance et le rendement du moteur lui-même.

- Si le jeu est trop faible, les soupapes ne sont pas étanches et se détériorent rapidement; de plus le rendement du moteur est défectueux.

- Si le jeu est exagéré, la levée de la soupape est insuffisante et amène le mauvais remplissage ou la mauvaise évacuation du cylindre.

Avec un jeu trop grand, qui s'observe par un cliquetement désagréable, après un certain temps de fonctionnement on note une déformation du siège, de l'extrémité de la tige et de la surface de poussée du culbuteur et une usure élevée du mécanisme de distribution. Un jeu exagéré peut aussi être l'origine de phénomènes de fatigue mécanique et de bris de soupapes.

Si le réglage du jeu aux soupapes ne peut être opéré à la température normale de régime du moteur, il s'effectue à froid. Le jeu aux soupapes d'un moteur froid est rarement le même qu'à la température de régime à moins que le mécanisme de distribution et les soupapes ne se dilatent de la même quantité que le bâti, ce qui est rare.

En général, le bâti et la culasse se dilatent moins sensiblement que le mécanisme de distribution de sorte que le jeu aux soupapes à l'état froid est généralement supérieur de 0,2 à 0,3 mm au jeu à la température de régime.

Les prescriptions des constructeurs relatives au jeu des soupapes, reprennent toujours la mention "à chaud" ou "à froid".

Le jeu , à froid, des soupapes d'échappement est fréquemment supérieur à celui des soupapes d'admission, par suite de leur température plus elevée.

A titre indicatif, notons que le jeu atteint à froid pour les gros moteurs, environ 0,3 à 0,4 mm pour les soupapes d'admission et 0,4 à 0,5 mm pour les soupapes d'échappement. Pour les plus petits moteurs, les valeurs respectives sont de 0,2 à 0,3 et de 0,3 à 0,4 mm.

VIII. Arbres à cames.

Le mouvement de rotation uniforme de l'arbre à cames est transformé en un mouvement alternatif des soupapes au moyen :

1. d'excentriques à balanciers ou de cames oscillantes;

2. de cames.

L'entraînement des soupapes par excentriques trouve parfois son application dans les moteurs marins lents, dans lesquels les forces de levée des soupapes sont très importantes. Dans ces machines, les cames sont fortement sollicitées et parfois soumises à une usure importante et rapide.

C'est aussi pour cette raison que les cames oscillantes ne sont presque jamais employées pour l'entraînement des soupapes.

Les excentriques présentent l'avantage que le mouvement complet du mécanisme de distribution est réglé par déplacement angulaire de l'axe de l'excentrique, tandis qu'avec le système à cames, la force nécessaire à l'accélération de la soupape à la fermeture est assurée par des ressorts. Il en est de même à la force nécessaire à la décélération à l'ouverture. (Attention : ne pas confondre les forces d'accélération et de ralentissement avec la force nécessaire pour ouvrir ou fermer la soupape).

L'entraînement par excentrique est très coûteux, si bien que dans la construction courante, on emploie exclusivement des cames disposées sur un ou plusieurs arbres à cames

(un ou deux pour les moteurs en ligne, au moins deux dans les moteurs en V, un par ligne de cylindres).

Les moteurs marins lents sont souvent munis de commande à excentrique, car les excentriques de grande dimension ont un encombrement plus faible qu'un dispositif à cames et poussoirs.

D'autre part les forces de frottement à faible vitesse sont acceptables alors qu'à grandes vitesses (moteurs rapides) elles croissent fortement et les organes s'échauffent anormalement.

En plus, par rapport au prix d'achat d'un moteur marin, le prix de son système de commande des soupapes joue un rôle moins important que dans les moteurs ordinaires.

Les arbres à cames sont souvent réalisés d'une pièce. Ces arbres sont conçus en général avec des portées d'appui d'un diamètre supérieur au diamètre circonscrit des cames de manière à pouvoir utiliser des coussinets en une pièce.

Parfois les cames sont rapportées sur un arbre cylindrique; elles sont alors en acier, acier coulé ou fonte durcie (aussi en fonte avec noyau en acier). Elles sont calées sur l'arbre au moyen d'une clavette (fig. 449) ou d'une buselure. Les cames peuvent cependant aussi être mises à serrage.

L'arbre à cames peut être monté de deux façons différentes :

1. Latéralement sous les cylindres ou à côté de ceux-ci (entrainement par engrenages droits ou chaînes).

   Avantages : bon graissage.
   Inconvénient : grande longueur des tiges poussoirs et du mécanisme, d'où forces d'inertie importantes particulièrement dans les moteurs rapides.

2. Parallèlement au vilebrequin mais placé à un niveau supérieur aux culasses.

   Avantages : Les tiges de soupapes ne sont pas sollicitées transversalement. Forces d'inertie plus faibles.

   Inconvénients : accès plus difficile aux soupapes, si l'arbre à cames couvre les culasses.

Le profil de la came est déterminé par :

1. La hauteur de levée maximale de la soupape augmentée du jeu. Elle détermine la hauteur de came "h" (fig. 449) (compte tenu du "rapport de levier du culbuteur");

2. L'angle d'ouverture (distribution) pour lequel la soupape est complètement ouverte.

   Cet angle détermine la longueur de l'arc de cercle BD.

3. Le début d'ouverture de la soupape et l'angle de levée (pour lequel s'opère l'ouverture de la soupape). Cet angle est déterminé par la longueur du flanc de came AB.

4. L'angle de fermeture de la soupape est déterminé par le flanc DE.

Le profil de la came influe notablement sur les forces agissant sur la came et par conséquence sur l'usure.

En effet, les forces d'inertie sur le mécanisme dépendent des vitesses moyennes d'ouverture et de fermeture de la soupape, c.-à-d. des accélérations et décélérations auxquelles sont soumis la soupape et son mécanisme. Elles sont déterminées par la longueur et la forme des flancs AB et DE.

Des poussoirs à galets peuvent être utilisés avec des flancs de cames droits, bombés ou creux (fig. 449, 450, 451). Les poussoirs plats exigent par contre des flancs bombés (fig. 450) pour que le mouvement soit possible.

Une soupape, soulevée par une came à flancs droits et galet subit, dans un moteur tournant à 3600 tr/min, des accélérations de l'ordre de grandeur de 1300 m/sec2 et des décélérations de 600 m/sec2. Avec une masse totale de 0,5 kg pour le mécanisme de soupape, cela représente respectivement des forces de 65 et 30 daN.

La première force s'exerce sur le flanc de la came, la 2e sur les ressorts de soupape.

En cas de levée de la soupape par un poussoir plat s'appuyant sur une came à flancs bombés; les accélérations sont de l'ordre de 2300 m/sec2 et les décélérations atteignent 900 m/sec2, ce qui est plus défavorable que le cas précédent.

Avec un poussoir à surface bombée et des flancs de came bombés, l'accélération maximale est de l'ordre de 1250 m/sec2. Ces valeurs montrent clairement l'influence de la forme du flanc et de la forme du poussoir sur la grandeur des forces agissant sur les cames et aussi l'intérêt d'avoir un mécanisme de levée aussi léger que possible.

L'effort total qui sollicite une came de commande de soupapes est déterminé par :

1. La force des ressorts à vaincre (ressorts de soupape) qui doit être environ 30 % plus grande que la force d'inertie à vaincre;

2. La force d'inertie du mécanisme complet de distribution;

3. La pression des gaz sur la tête de soupape au début de l'ouverture de la soupape d'échappement;

4. Les forces de frottement du mécanisme de distribution.

Remarque : Arbre à came spécial pour lancement.

La fig. 452 représente l'arbre à cames du moteur SEM 6K 103 HS qui est muni de 3 sortes de cames pour la commande des soupapes d'admission. Suite de la translation latérale de l'arbre à cames commandée par un levier, les soupapes d'admission peuvent : soit rester ouvertes en permanence (décompression du moteur pour le décollage du moteur) soit s'ouvrir avec un grand retard (admission retardée pour préchauffage de l'air pendant le lancement du moteur froid) soit fonctionner selon la distribution normale.

IX. Commande de la distribution.

L'arbre à cames est commandé par le vilebrequin au moyen d'engrenages, de roues à chaînes et chaînes.

Dans les moteurs à essence, on emploie généralement des roues dentées à denture hélicoïdale dont le pignon placé sur le vilebrequin est exécuté en acier doux et le pignon d'arbre à cames en matière fibreuse synthétique (cette commande assure un fonctionnement silencieux).

Parfois, on utilise une denture à chevrons. Il existe aussi des pignons d'arbre à cames en alliages légers (Chevrolet-Ford).

Lorsque la distance entre le vilebrequin et l'arbre à cames est importante, on dispose un ou plusieurs pignons intermédiaires entre le pignon de commande et le pignon commandé.

Les engrenages de distribution des moteurs diesel sont en général réalisés en acier traîté et munis d'une denture droite ou hélicoïdale. Dans certains moteurs, le pignon placé sur le vilebrequin est exécuté en deux pièces (moteurs Co t. 95 SA). Dans d'autres moteurs, le vilebrequin commande l'arbre à cames à l'aide d'une chaîne (fig. 453 - moteurs Co t. 608 A). Dans ce cas, la chaine possède un faux maillon (démontable) qui permet son démontage.

La fig. 454 représente les engrenages de distribution moteur Cockerill t. 95 SA et la fig. 455, ceux des moteurs GM t. 567

X. Calage de l'arbre à cames ou réglage de la distribution.

On appelle calage de l'arbre à cames ou"réglage de la distribution", le réglage angulaire de la liaison entre l'arbre à cames et le vilebrequin de sorte que les soupapes soient commandées correctement et selon les valeurs angulaires du diagramme angulaire du constructeur.

La méthode à suivre a déjà été exposée dans le titre I.

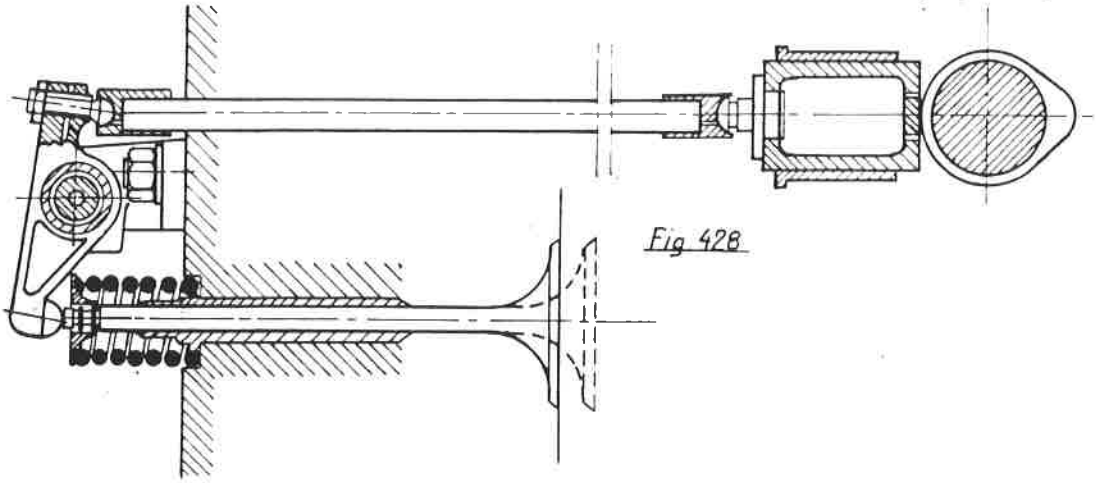
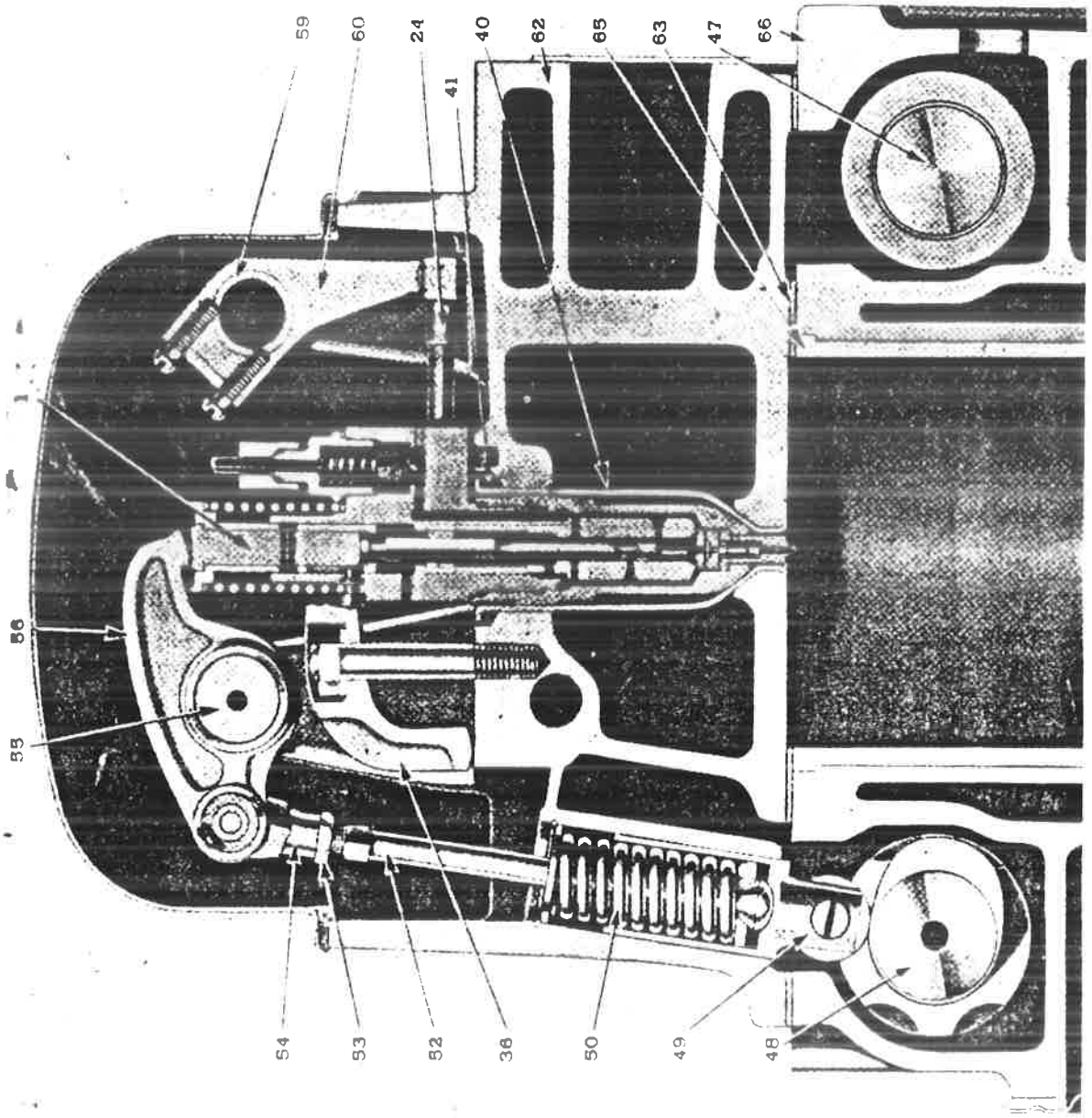


Fig 428

Fig 429



Van Rullyse 30/162 5.11 (200)
V.P.

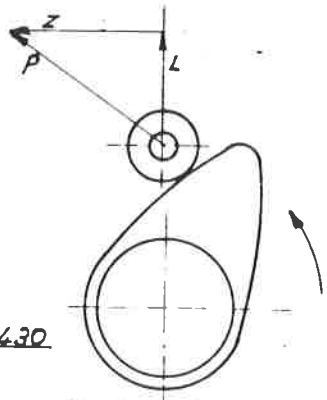


Fig 430

P: Force entre le rouleau et la came
L: " de levée du poussoir de soupape
Z: Force latérale entre le poussoir de soupape et son guide

Poussoir de soupape plat

Effort latéral

E = L.f

f = coëff. de frottement

moment de renversement

= L.a

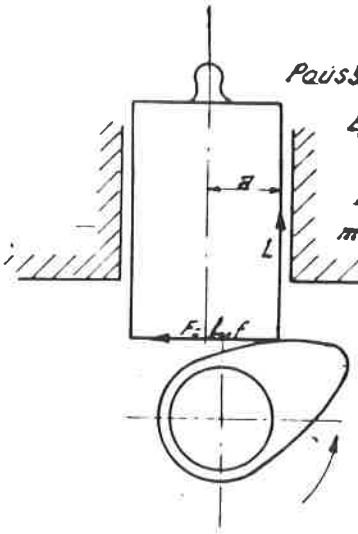


Fig. 431

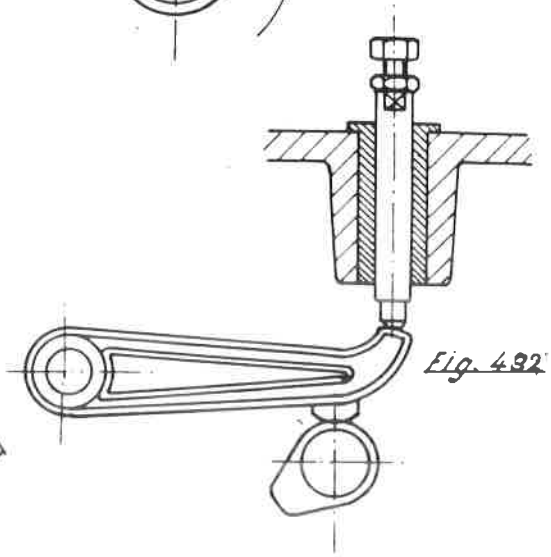


Fig. 432

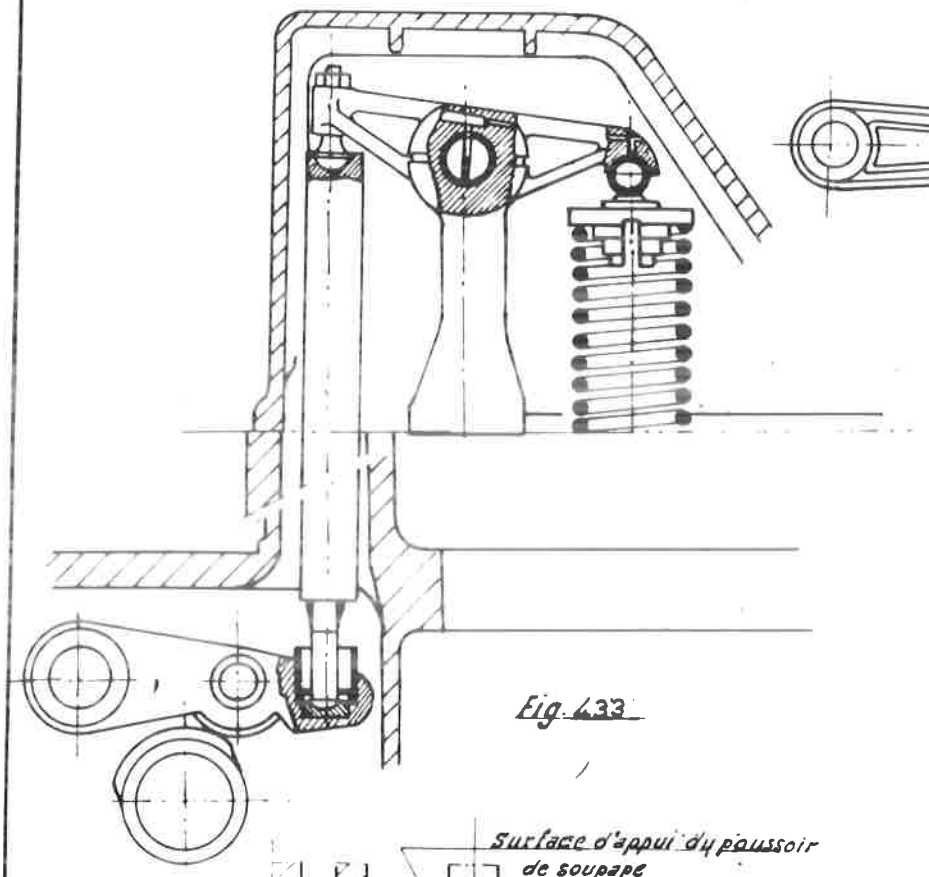


Fig. 433

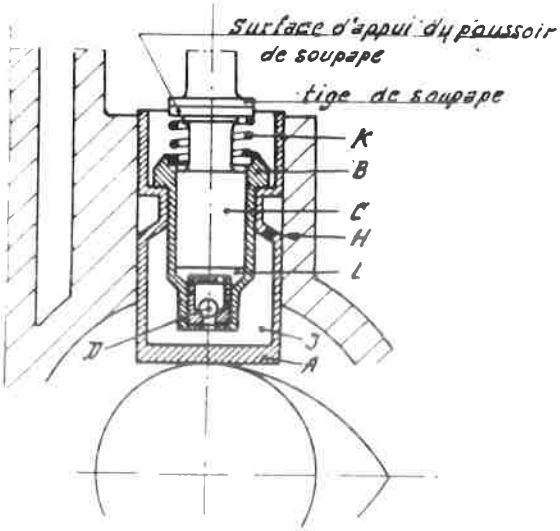


Fig. 435

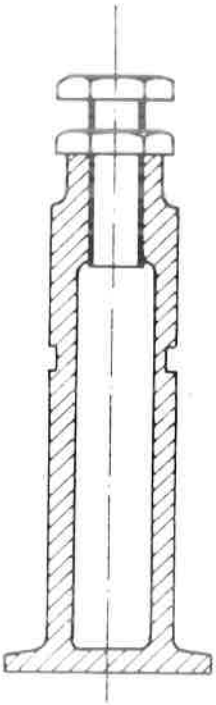


Fig. 434

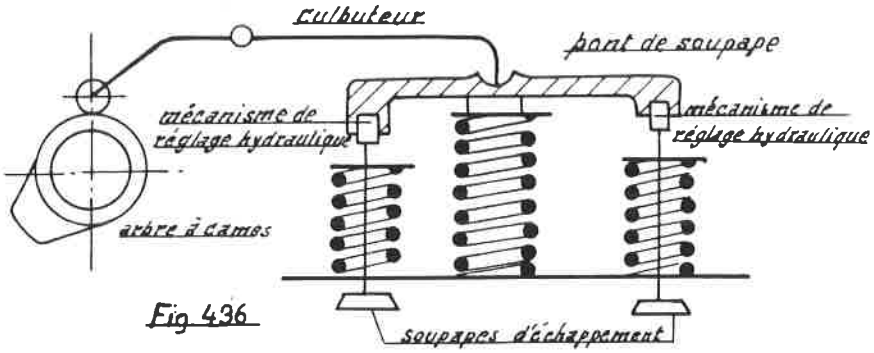


Fig 436

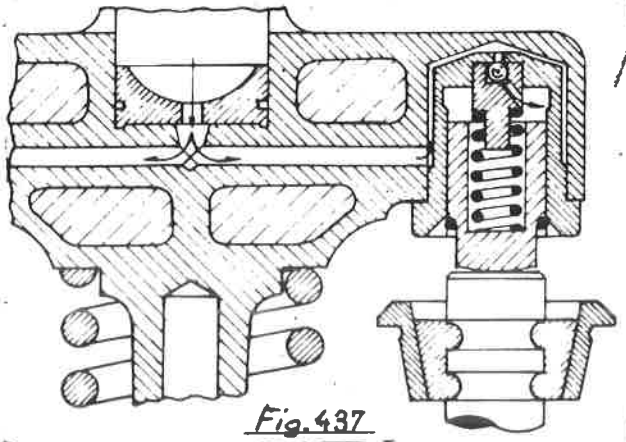


Fig. 437

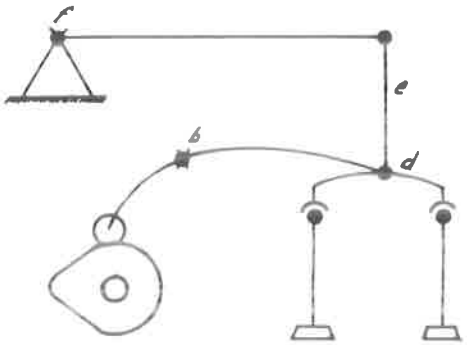


Fig. 439

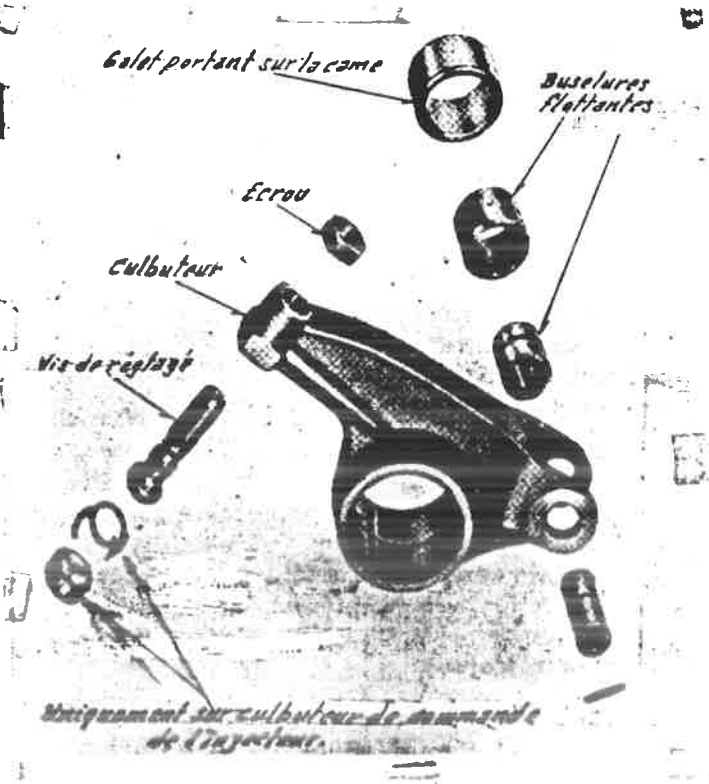


Fig 438

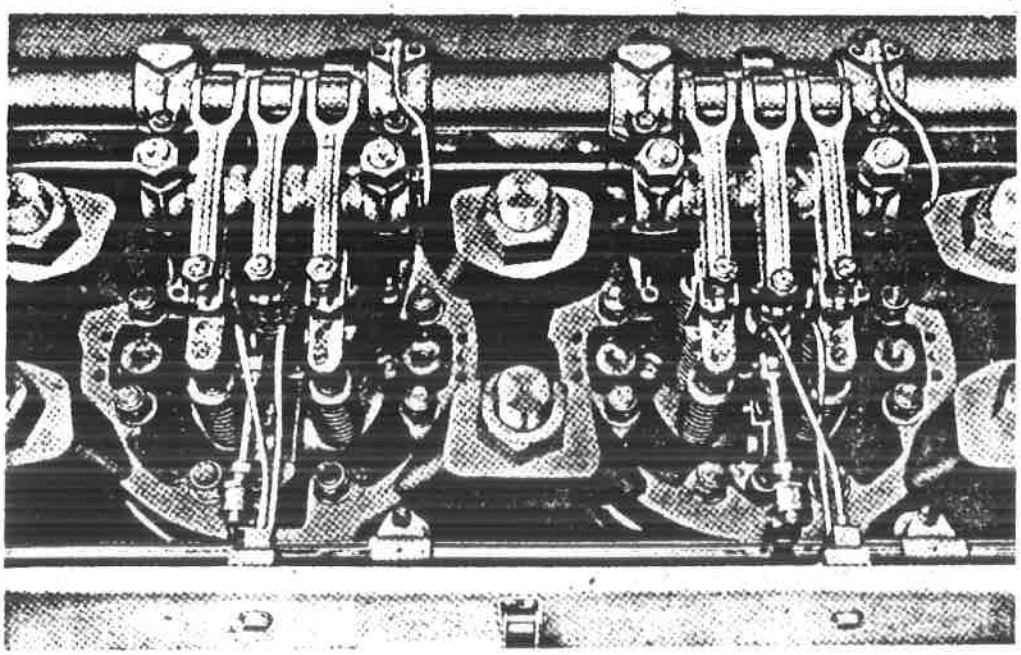
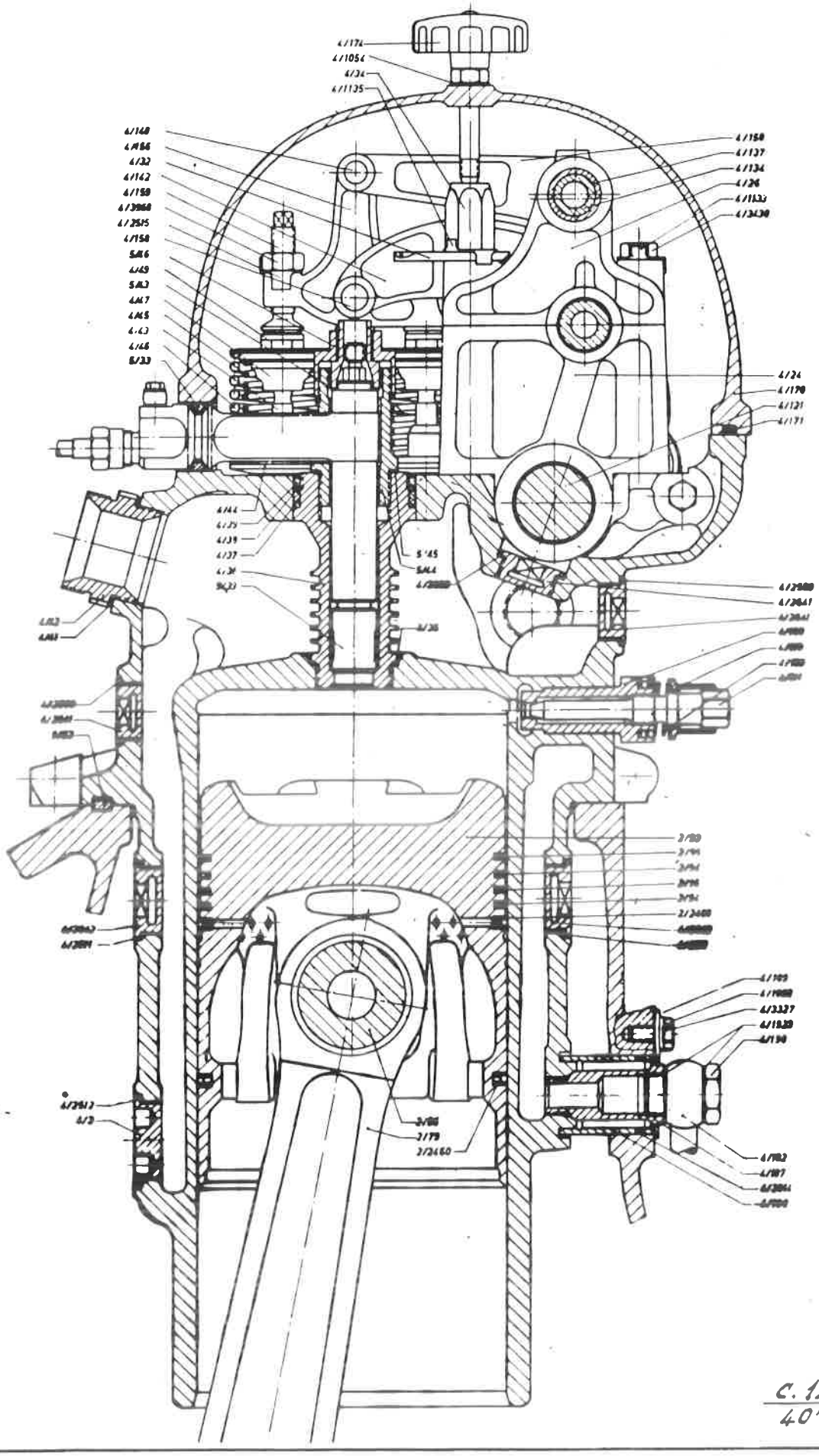


Fig. 440

Fig. 441



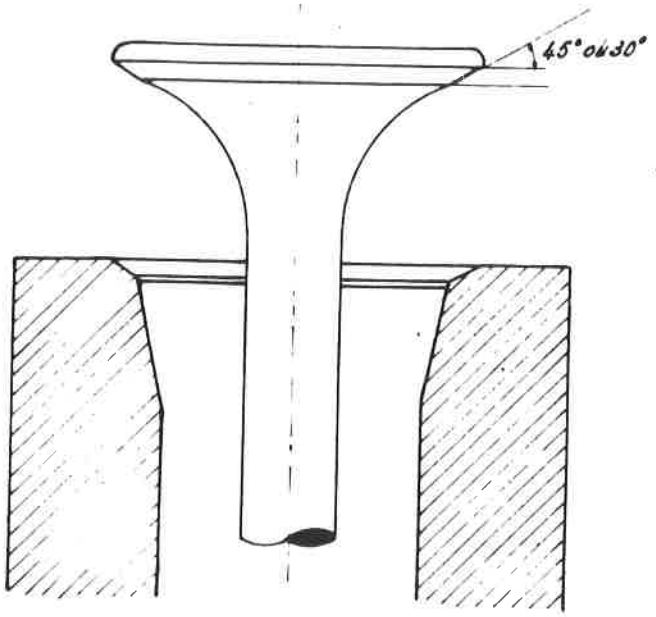


Fig. 442

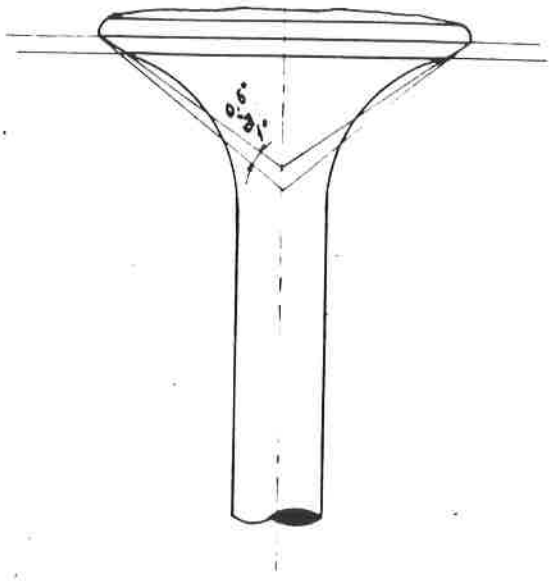


Fig 443

Fig 444

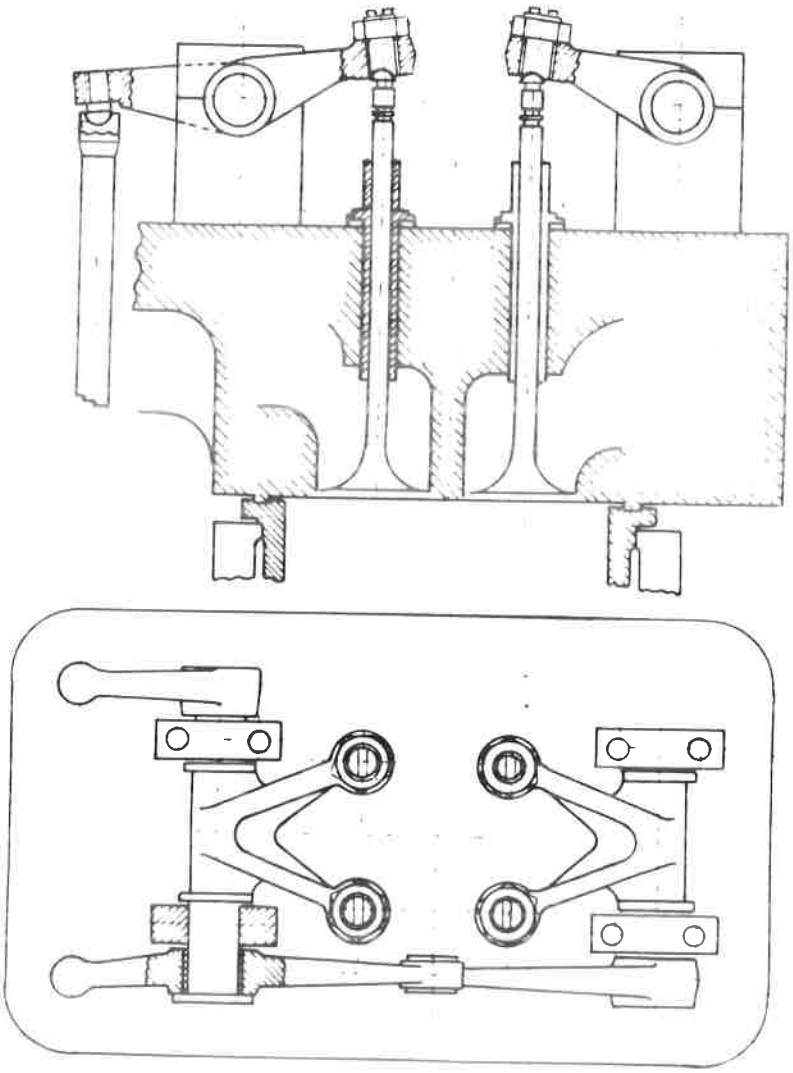


Fig. 446

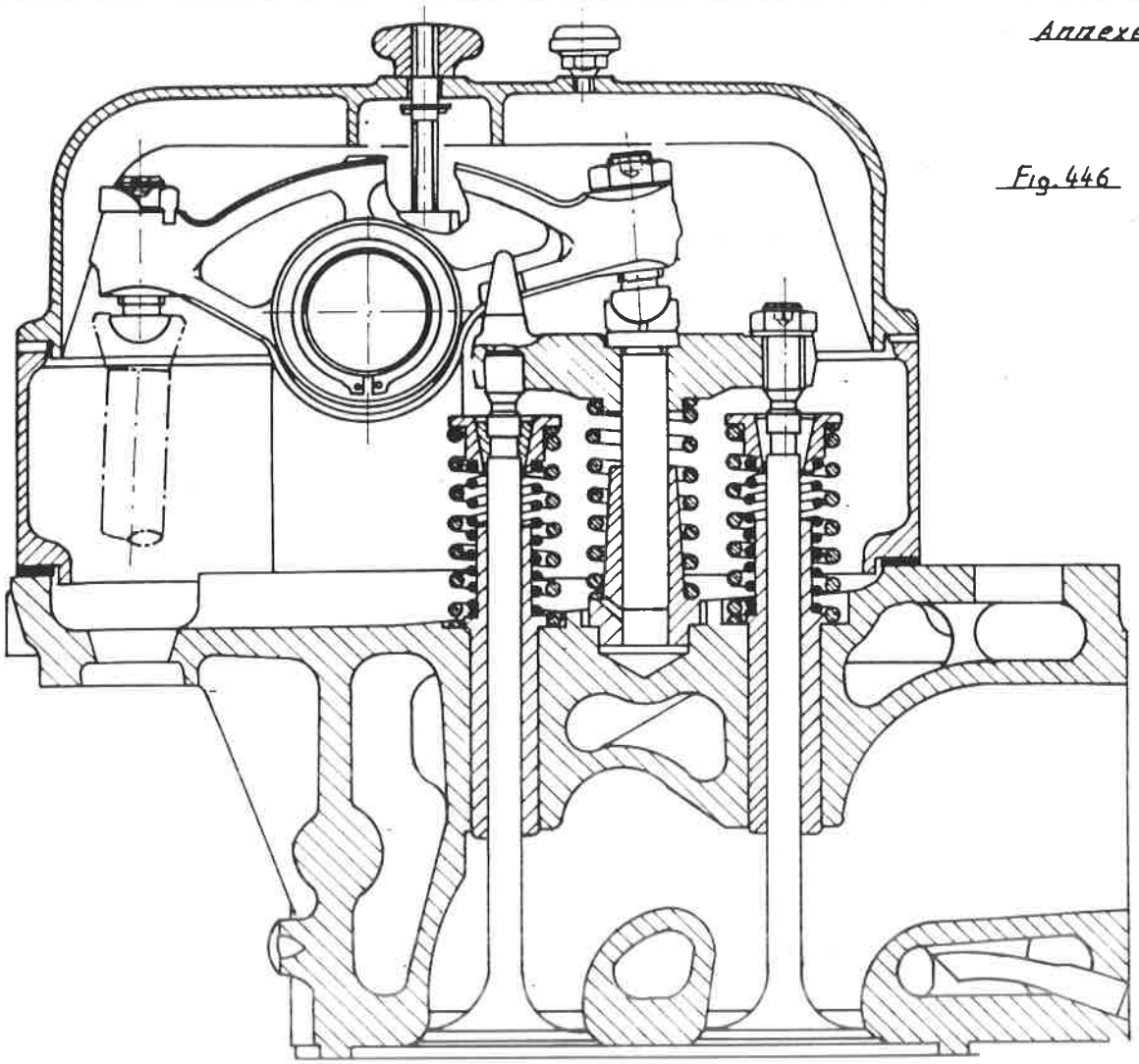


Fig. 445

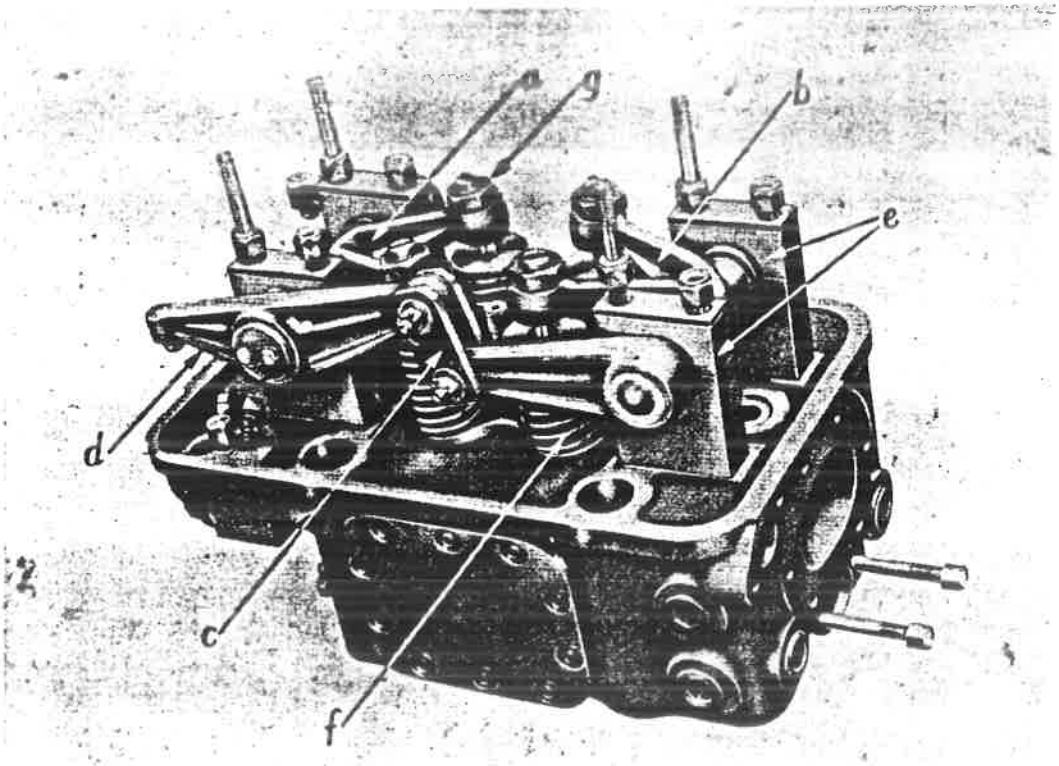
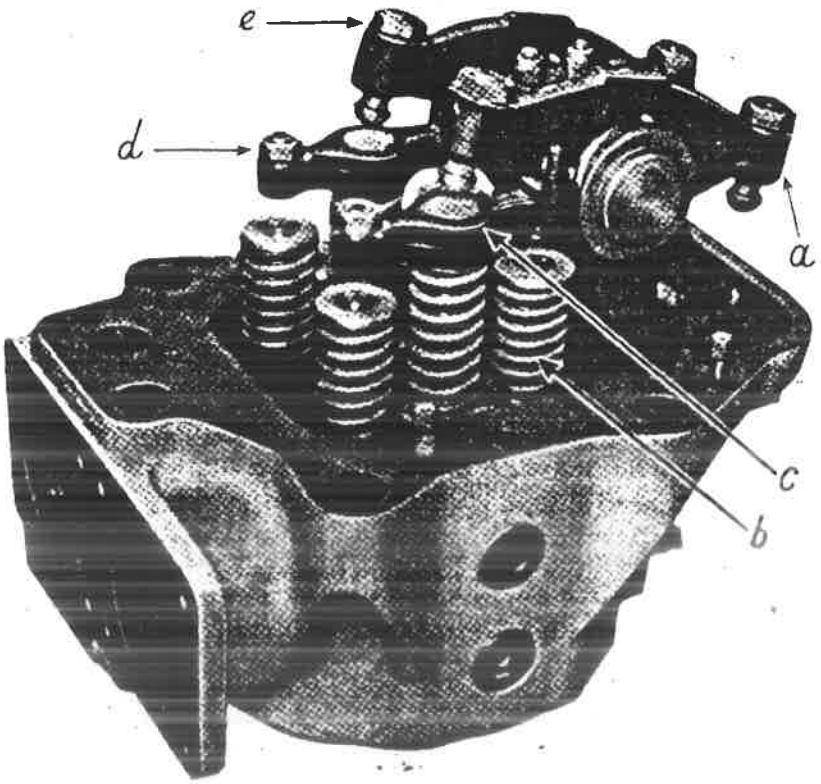


Fig. 447



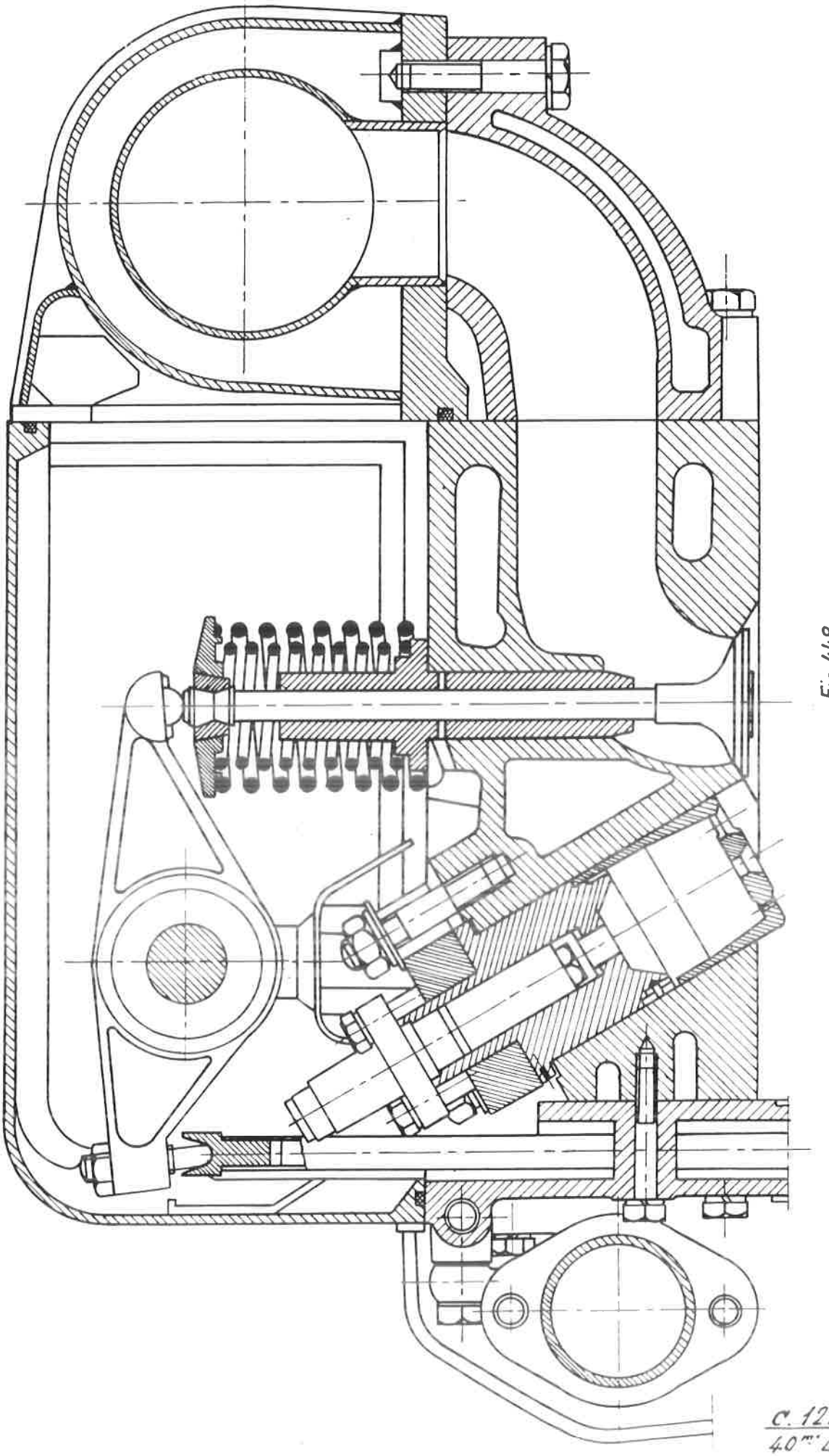
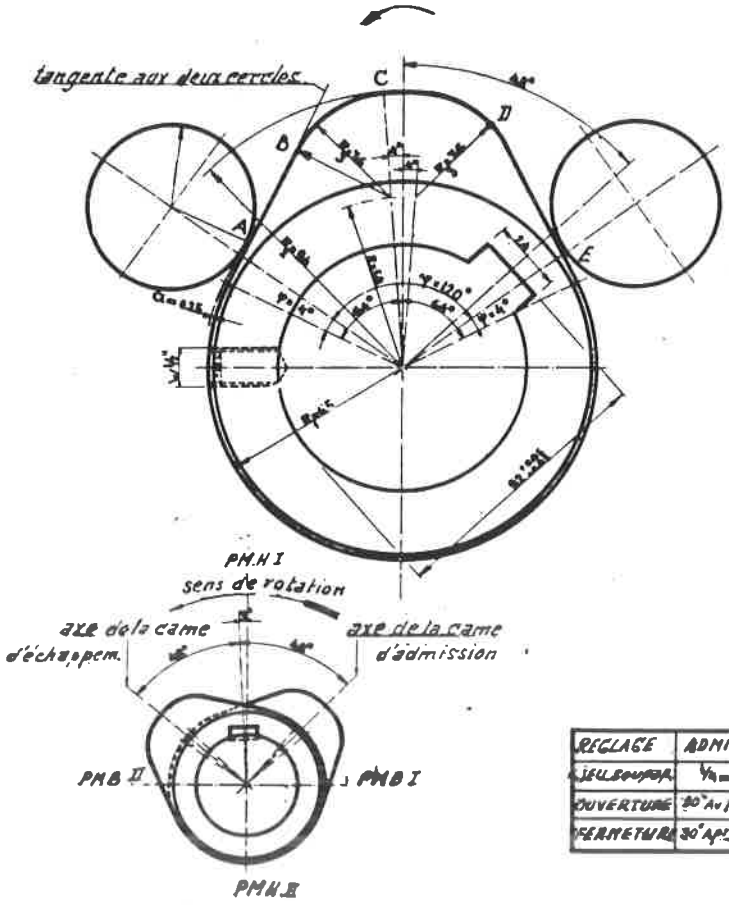
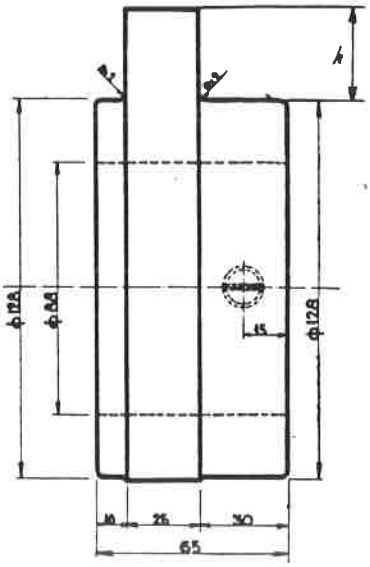


Fig. 448

C. 1213
40 m/L

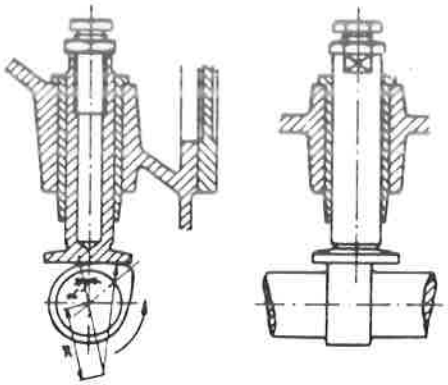




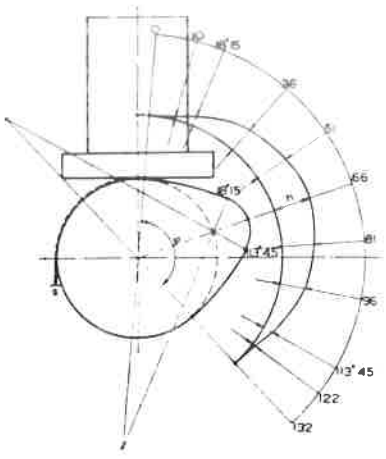
REGLAGE	ADMISSION	ECHAPPEM. A FROID	ECHAPPEM. A CHAUD
JEU SOUPAPE	½ m/m.	½ m/m.	½ m/m.
OUVERTURE	30° AV PMH I	38° AV PMB II	6° AV PMB II
FERMETURE	30° APR PMB I	16° APR PMH II	14° APR PMB I

Fig 449

Fig 450



Came et poussoir plat.



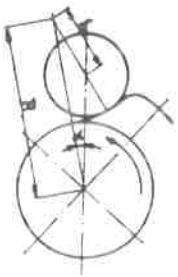


Fig 451

V.P.

ARBRE A CAMES

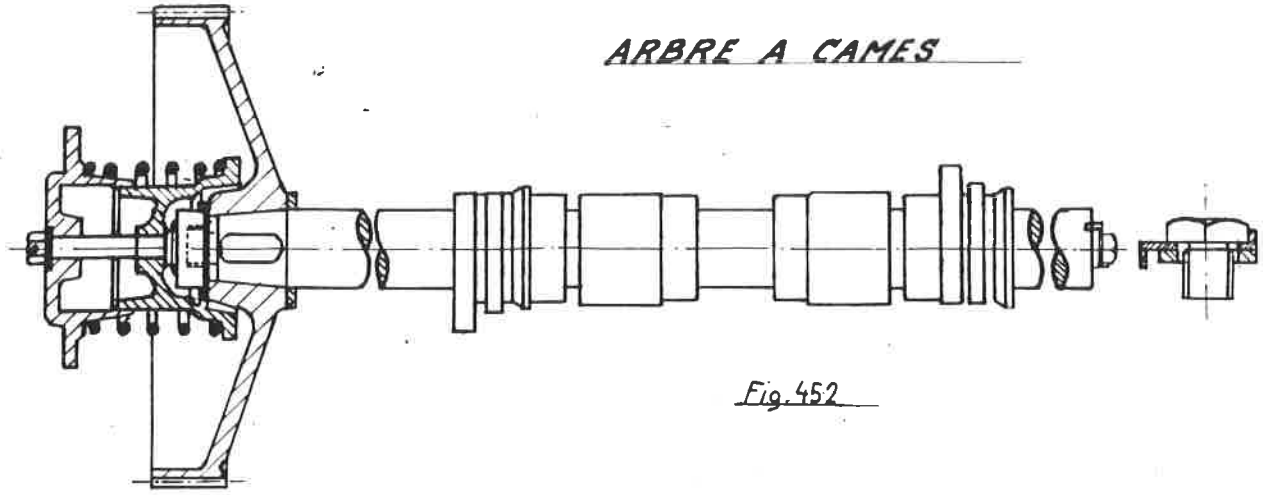


Fig. 452

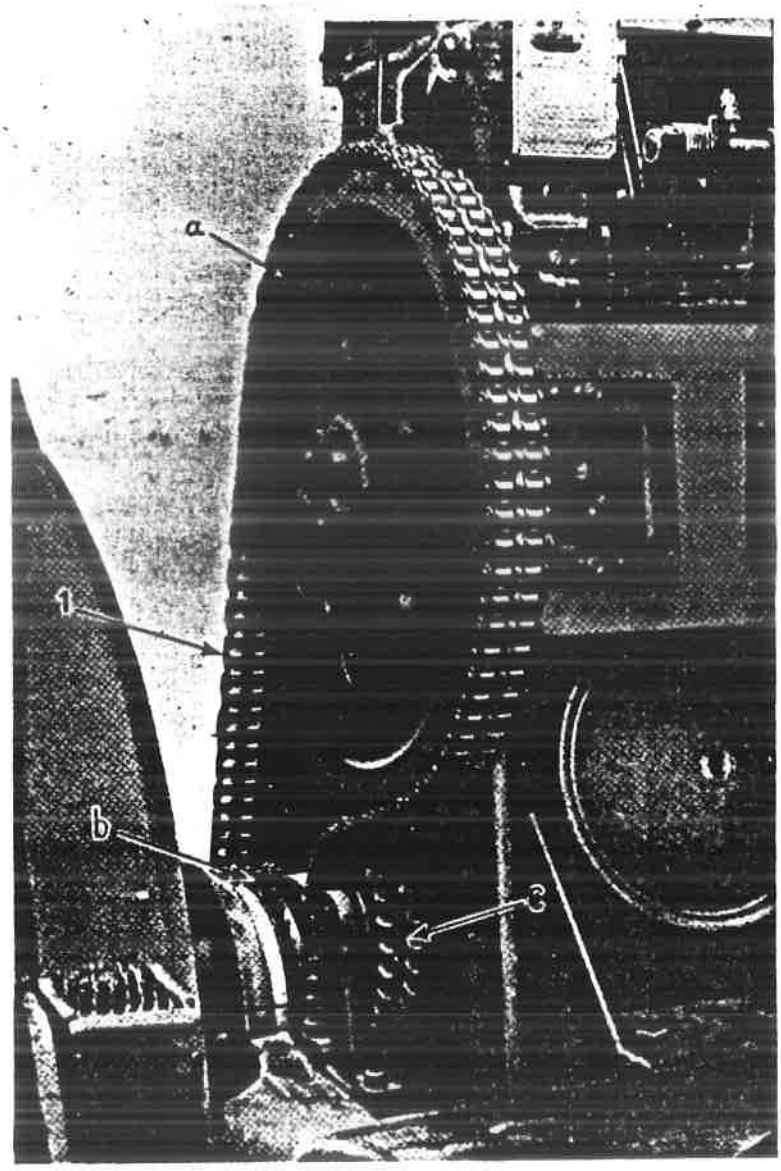
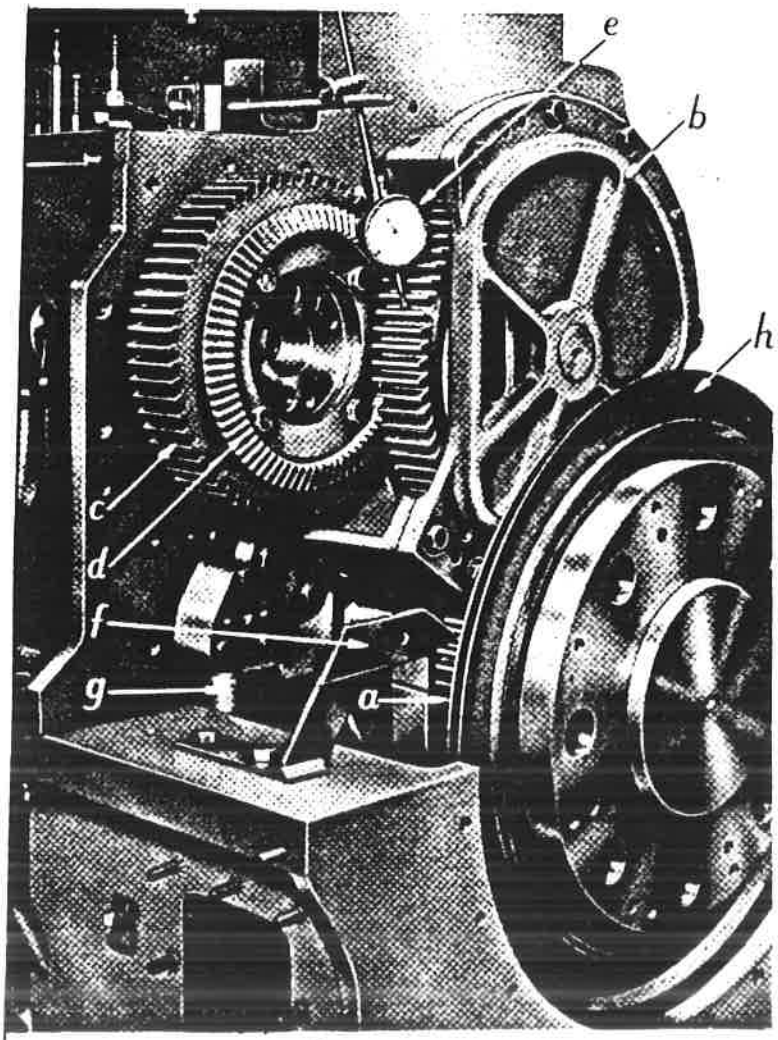


Fig 453



Moteur Co. 995A

Fig. 454

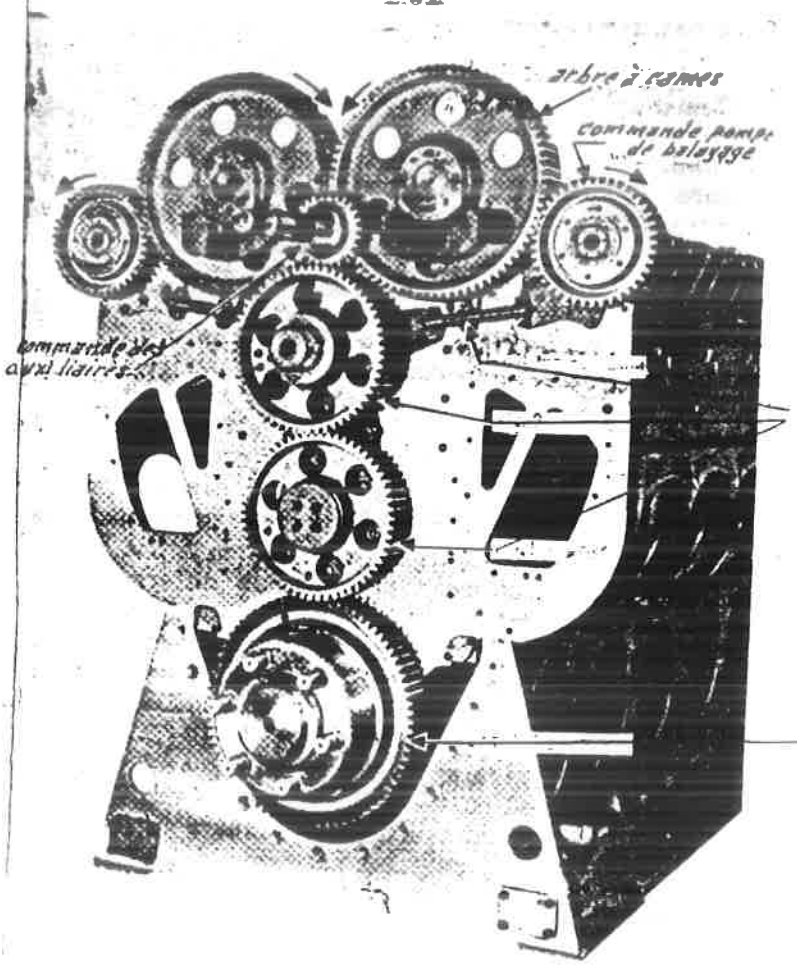


Fig. 455

S.N.C.B

Enseignement Professionnel

Moteurs a Combustion

Cours 1213

III/IV

Leçons 25 à 33

C. Description des principaux types de régulateurs installés sur les moteurs diesel de la S.N.C.B.

I. Le régulateur mécanique.

1. Le régulateur mécanique mini-maxi "Bosch" type R. (voir fig. 203)

206. Le régulateur mini-maxi Bosch ordinaire type R est en principe un régulateur mécanique à ressorts transversaux sans amplification de force ni recouplage. Ce régulateur s'adapte aux pompes d'injection multicylindriques (Moteurs "Brossel").

Les masses centrifuges placées directement sur le prolongement de l'arbre à cames de la pompe d'injection sont équilibrées par deux ressorts : le ressort extérieur (2) faible qui règle la vitesse de ralenti et le ressort intérieur (3) plus fort qui intervient pour limiter la vitesse maximale du moteur (fig. 205).

La pédale ou le servo-moteur de réglage de la position de la crémaillère de la pompe d'injection (réglage du débit d'injection) est reliée à celle-ci au moyen d'un levier (H). Ce dernier assure aussi la liaison du manchon régulateur (M) à la crémaillère.

Le dispositif de réglage se compose de deux parties (voir détail fig. 203) :

1. Le levier "H".
2. L'excentrique "b" calé sur l'axe (a). L'axe (a) est supporté par deux paliers prévus dans le carter du régulateur.

a) Réglage du combustible entre les vitesses extrêmes du moteur.

207. Comme il s'agit en fait d'un régulateur de débit, il n'intervient pas entre les vitesses extrêmes du moteur. Le déplacement de la pédale des gaz a pour résultat une rotation de l'axe (a) avec son excentrique (b). Le manchon (M) étant immobile, le point de liaison (e) du levier (H) avec la tige du manchon (d) devient le point fixe de rotation du levier H.

Le levier (H) passe en tournant de la position représentée à la fig. 204/a à la position de la fig. 204/b et entraîne la crémaillère vers l'avant (débit d'injection supérieur).

Si la pédale des gaz revient vers sa position d'origine, l'axe (a) avec son excentrique (b) tourne en sens opposé de sorte que le levier, tournant autour du point (e) revient de sa position de la fig. 204/b à la position représentée par la fig.204/a.

b) Intervention du régulateur.

208. Si le régulateur intervient pour une position déterminée de la pédale des gaz (par ex. fig. 204/b), le manchon du régulateur M et l'extrémité (e) du levier (H) se déplacent vers la droite. Le levier (H) tourne autour de l'axe (o) de l'excentrique (b), ramenant ainsi la crémaillère à un débit d'injection plus faible et ce,sans aucun déplacement de la pédale des gaz (fig. 204/c).

La pédale des gaz et le régulateur influencent isolément et sans interdépendance la position de la crémaillère de la pompe d'injection et ce, grâce au déplacement de l'axe de rotation du levier (H).

Organes intervenants	Axe de rotation du levier de réglage H
Pédale des gaz	Axe de liaison (e) avec le manchon régulateur
Régulateur	Axe de l'excentrique (b)

c) Limitation de la vitesse du moteur entre ses valeurs limites.

209. 1. Arrêt du moteur (fig. 205/a).

Le ressort extérieur (2) pousse la masse centrifuge (1) sur son siège, tandis que le ressort intérieur (3) pousse la rondelle (4) sur sa surface d'appui.

2. Le moteur fonctionne à vide (fig. 205/b).

210. Après lancement du moteur, les deux masses s'éloignent de leur axe de rotation par suite de la force centrifuge. A la vitesse minimale de ralenti, elles ne s'appuient cependant pas, sur la rondelle "4". La vitesse de ralenti est donc déterminée par les caractéristiques du ressort (2). (Compression totale).

Possibilités :

211. La vitesse du moteur descend sous la vitesse de ralenti.

Les masses centrifuges sont poussés par le ressort (2) vers leur axe de rotation et, de ce fait, le manchon (M) avec la tige (d) pousse l'extrémité (e) du levier (H) vers la gauche. Le débit d'injection croît.

212. La vitesse du moteur croît au-delà de la vitesse de ralenti.

Aussi longtemps que les masses (1) n'appuient pas contre la rondelle (4), le régulateur intervient pour réduire le débit d'injection. A vitesse croissante, les masses s'écartent de l'axe de rotation et de ce fait, (M) et (e) sont poussés vers la droite.
Le débit d'injection diminue.

A partir du moment où les masses appuient contre la rondelle (4), le régulateur ne peut plus intervenir pour limiter la vitesse du moteur sauf toutefois si celle-ci n'atteignait sa valeur maximum (voir fig. 205/b).

213. 3. Le moteur dépasse sa vitesse de rotation maximale (fig. 205/c).

La force centripète agissant sur les masses par les ressorts (2) et (3) croît avec la vitesse.

Le manchon du régulateur se déplace vers la droite et réduit le débit d'injection (voir aussi fig. 204/c), même si à ce moment la pédale des gaz était enfoncée davantage.

Remarque.

214. Les pompes d'injection munies d'un régulateur type R sont pourvues d'un dispositif qui, commandé par une tirette, permet d'éliminer la butée limitant normalement le déplacement maximal de la crémaillère. Par conséquent, on peut donner au moteur pendant son lancement un débit d'injection supérieur au débit maximal correspondant à 4/4 charge. (fig. 208).

2. Le régulateur mécanique de débit Bosch type RQ ou RQU.

215. Le régulateur de débit "Bosch" type RQ ou RQU équipant les moteurs SEM (hle s.72, Ar. s.40 et 43) repose sur le même principe de fonctionnement avec cette différence que le rapport de démultiplication du levier de réglage (H) peut être modifié suivant la vitesse de rotation du moteur.

Le rapport $\frac{Y}{X}$ du régulateur type Q a une valeur constante (fig. 203).

Le rapport du régulateur type "RQ" est grand aux vitesses de rotation moyennes et élevées et petit aux faibles vitesses de rotation.

De cette manière la capacité de travail du régulateur augmente au ralenti de sorte que le moteur fonctionne beaucoup plus régulièrement (capacité de travail = travail à developper pour effectuer un réglage déterminé : c'est le produit de la force agissant sur le manchon par son déplacement).

La force agissant sur la crémaillère de la pompe d'injection est toujours égale à celle agissant sur le manchon multipliée par le rapport $\frac{X}{Y}$. Plus petit est $\frac{Y}{X}$ et inversément plus grand est $\frac{X}{Y}$ et plus grande est la force agissant sur la crémaillère. Le dispositif correcteur agit donc également comme amplificateur de force.

La modification du rapport de démultiplication, comme le montre clairement les figures 206, est obtenue en reliant la pédale d'accélération et le régulateur à la crémaillère de la pompe d'injection au moyen du levier (H) avec coulisse (a) et point de rotation (b).

La tige guide (d) produit une translation de l'extrémité du levier (e) qui peut seulement coulisser parallèlement.

Le levier (H) remplit ici le même rôle que le levier (H) au régulateur R.

Considérons les différentes positions de la pédale d'accélération :

216. a) Le moteur est à l'arrêt.

La pédale d'accélération n'est pas enfoncée. Le régulateur est en position de repos et la crémaillère est à débit nul (fig. 206/a).

217. b) Le moteur est lancé.

La pédale d'accélération est enfoncée complètement de sorte que le régulateur se trouve dans la position représentée à la fig. 206/b.

Le régulateur étant entraîné à la vitesse de lancement du moteur (qui doit être supérieure à la vitesse minimale d'allumage), le manchon se déplace d'une certaine distance (Z1) vers la droite.

Par la rotation du levier (H) autour du nouveau point de rotation (b1), nous obtenons le déplacement maximal UM de la crémaillère. Ce déplacement de la crémaillère dépasse la valeur maximale normalement autorisée de sorte que la butée de limitation du débit d'injection maximal est enfoncée. Aussitôt le moteur lancé, la pédale d'accélération doit être lâchée. Le régulateur intervient alors pour déterminer le débit d'injection minimal (rotation du levier autour du point a).

218. c) Le moteur marche à vide (fig. 206/c).

La pédale d'accélération n'est enfoncée que de la quantité nécessaire pour que le déplacement (U) de la crémaillère corresponde au débit d'injection propre au fonctionnement à vide du moteur. Le point de rotation (b2) du levier (H) est défini par le régulateur (écartement Z2 déterminé par l'équilibre entre le ressort de ralenti et les forces centrifuges agissant sur les masses au ralenti. Z2 est plus petit que Z1).

Le rapport de démultiplication du levier (H) est fixé à $\frac{1,35}{1}$ par suite de la position du coulisseau (a).

219. d) Fonctionnement du moteur à pleins tours (fig. 206/d).

Le point de rotation b3 du levier (H) est déterminé par le régulateur (Z3). Le rapport de démultiplication est porté à $\frac{3,25}{1}$.

La fig. 206/d représente la crémaillère dans sa position maximale autorisée (Uv) (atteignant la butée de débit maximal).

Si la vitesse maximale autorisée est dépassée, le levier (H) oscille autour de son point de rotation (a) et la crémaillère est ramenée vers une position de débit moindre.

220. e) Vitesses minimale et maximale du moteur (fig. 207).

Les masses centrifuges sont maintenues en équilibre par des ressorts, à savoir :

1. Un ressort extérieur qui détermine la vitesse de ralenti du moteur.

   Pour la vitesse normale de ralenti, les masses centrifuges - comme on l'a déjà fait remarquer pour le régulateur "R" - ne peuvent pas appuyer sur l'assise des ressorts de vitesse maximale, sinon la limitation automatique de la vitesse à à vide ne serait pas possible.

2. Les deux ressorts intérieurs qui protègent le moteur contre le fonctionnement en survitesse.

3. Le ressort de correction de débit.

221. f) Correction de débit.

Dans des exposés antérieurs, on a signalé que le débit d'injection maximal est déterminé par la "limite de fumée" du moteur.

La butée qui limite le déplacement de la crémaillère à sa valeur maximale est réglée de telle manière que le débit d'injection maximal pour le déplacement maximal de la crémaillère corresponde au couple moteur maximal pouvant être développé à basse vitesse du moteur.

En effet, l'alimentation en air étant moins bonne à grande vitesse du moteur, le débit d'injection maximal doit être réduit au fur et à mesure que la vitesse du moteur croît si on veut rester sous la "limite de fumée" du moteur (fig. 209).

Ainsi donc, à la vitesse maximale du moteur le rôle du ressort de correction de débit, sera de limiter le débit d'injection maximal à celui déterminé par la limite de fumée et ce, indépendamment de la position de la pédale d'accélération.

Si, par contre, la butée de la crémaillère devait être réglée telle qu'elle limite le débit d'injection maximal à celui déterminé par la limite de fumée du moteur, la limite de production de fumée du moteur ne serait jamais dépassée, mais par contre le régulateur ne permettrait pas au moteur de développer son couple maximal à basse vitesse. (fig. 208bis).

3. Le régulateur mini-maxi "A.B.C.".

222. Le régulateur mini-maxi ABC est utilisés sur les locomotives de manoeuvre des séries 71, 74, 82, 84 et 85 pourvues d'un moteur ABC soit :

- le moteur 6 DUS ou 6 DXS pour les locomotives s.84 et 85 (vitesse maximum nominale 680t/min);
- le moteur 6 DXS ou 6 DXC pour les locomotives s. 71, 74 et 82 (vitesse maximum nominale 780t/min).

Le régulateur intervient au ralenti et à la vitesse maximale du moteur; les vitesses intermédiaires sont déterminées par la position de la tringle de commande (actionnée par le servomoteur d'accélération) et par le couple moteur développé.

Le dispositif de mesure de la vitesse du régulateur est entraîné par engrenages à partir de l'arbre à cames.

Fonctionnement (voir fig. 209bis et 209ter, annexes 101 et 101bis).

223. A l'arrêt, la crémaillère des pompes d'injection occupe la position correspondant au débit d'injection maximum. Lors du lancement du moteur, au fur et à mesure que la vitesse de rotation du moteur croît, les masses du dispositif de mesure s'écartent sous l'effet des forces centrifuges ce qui a pour effet de déplacer le poussoir (1) vers le haut et de comprimer ainsi le ressort (2) Le déplacement du poussoir (1) provoque

la rotation du levier à fourches (3) autour de l'axe A, ce qui ramène la crémaillère des pompes d'injection en position de débit minimum correspondant à la vitesse de ralenti à vide. Si la vitesse du moteur diminue, les masses se rapprochent sous l'effet du ressort (2); le déplacement du poussoir (1) entraîne, par l'intermédiaire du levier à fourches (3), un nouvel accroissement du débit d'injection.

La vitesse de ralenti du moteur est déterminée par la tension du ressort (2), dénomé pour cette raison "ressort de ralenti".

Supposons à présent un léger déplacement vers la droite de la tringle de commande actionnée par le servomoteur d'accélération; l'axe de rotation du levier à fourches (3) étant excentré par rapport à l'axe O, le levier à fourches se déplace dans un sens correspondant à un accroissement du débit d'injection. Le moteur accélère; le poussoir (1) se déplace vers le haut jusqu'à venir buter contre le plateau (4). Le ressort intérieur (5) étant plus fort que le ressort (2), le déplacement du poussoir (1) est arrêté.
Le régulateur n'intervient plus pour limiter la vitesse du moteur.

224. Lorsque le moteur atteint sa vitesse de rotation maximale, la force centrifuge agissant sur les masses du dispositif de mesure de la vitesse devient suffisante pour permettre au poussoir 1 de vaincre les tensions des ressorts (2) et (5); le levier à fourches (3) se déplace à nouveau dans le sens correspondant à une diminution du débit d'injection. Le régulateur intervient ainsi pour limiter la vitesse de rotation du moteur à la vitesse maximale autorisée.

4. Le régulateur mécanique à vitesse variable (G.M.).

225. Le régulateur mécanique "à vitesse variable" "G.M.", régulateur à ressort longitudinal, sans amplification de force et sans recouplage élastique, monté sur les moteurs "G.M." type 71 est représenté schématiquement à la fig. 210. Les fig. 211, 212, 213, 214, 215, 216 et 217 donnent des vues de détail de ce régulateur.

Le régulateur est entraîné par la roue dentée T. Les deux masses (76) soumises à une force centripète réagissant par l'intermédiaire de la buselure coulissante (67) et du palier d'appui (60) sur le bras (73) fixé sur l'axe vertical (26).

La fourchette (27) montée à l'extrémité de l'axe (26), appuie sur le ressort du régulateur.

La force exercée par le ressort (101) qui détermine l'équilibre "tension de ressort - réaction centrifuge (76)" est réglée par le bras d'appui (99) et le levier (113) relié au servo-moteur à combustible. A chaque position du servo-moteur correspond une tension de ressort définie et par suite, une vitesse déterminée du moteur. Le servo-moteur se compose d'un cylindre avec piston dans lequel la pression d'air peut être réglée à volonté. Par conséquent, la vitesse du moteur peut être réglée de façon continue. Si, par contre, le servo-moteur ne peut prendre qu'un certain nombre de positions, à chaque position correspondra une vitesse de moteur bien déterminée.

Si la vitesse du moteur s'écarte de la valeur correspondant à la tension du ressort, le levier (27) tourne. L'extrémité A du levier (23), reliée au servo-moteur "stop diesel", constitue l'axe fixe de rotation du levier (23) et ainsi la rotation du levier (27) peut modifier la position des crémaillères dans la mesure nécessaire par l'intervention de la tige (87).

Pour arrêter le moteur Diesel, toutes les pompes d'injection doivent être ramenées au débit nul. Il suffit de mettre en service le servo-moteur "stop diesel" qui fait tourner le levier (23) autour de son axe (B).

En agissant sur la vis de réglage (28), on régle la tension du ressort (101) de sorte que la gamme des vitesses du moteur, définie par les positions du servo-moteur à combustible, corresponde aux valeurs prescrites.

La vis butée (92) permet le réglage de la vitesse de ralenti.

II. Les régulateurs hydrauliques.

226. Comme on l'a déjà fait remarquer antérieurement, les régulateurs hydrauliques sont en général des régulateurs dans lesquels, à partir d'un système de mesure mécanique, les systèmes de contrôle et d'amplification fonctionnent hydrauliquement.

Les régulateurs hydrauliques en usage à la S.N.C.B. sont :

Les régulateurs Maybach;

Les régulateurs Woodward.

227. 1. Les régulateurs hydrauliques Maybach.

Le régulateur de débit Maybach type R 32 F est monté sur les moteurs Maybach GTO 6 A des locomotives diesel de manoeuvres de la série 80

228. Préliminaire.

Les régulateurs hydrauliques Maybach se caractérisent par leur installation hydraulique de réglage se composant d'un tiroir avec piston suiveur (voir les figures 218/a, b.....)

Dans un but de simplification nous étudierons d'abord le principe de fonctionnement d'un mécanisme de réglage à tiroir et piston suiveur.

Ce mécanisme se compose d'un cylindre (32) dans lequel le piston creux (11) peut se mouvoir de haut en bas.
A l'intérieur du piston creux (11) se trouvent les deux tiroirs (f) et (g) reliés par la tige (8). L'huile est amenée sous pression constante dans la chambre (a) entre les deux tiroirs (f) et (g) via la conduite d'alimentation (d) et les ouvertures (b). Dans la position d'équilibre des tiroirs et du piston suiveur, représentée à la fig. 218/a le tiroir (f) ferme, en laissant dégagée une petite rainure, le passage (10) vers la chambre (k) sous le piston (11). La pression d'huile dans la chambre (k) prend une valeur telle que la poussée vers le haut sur le piston est tenue en équilibre par la tension du ressort (27).

Supposons que l'équilibre "tiroir-piston" soit rompu par suite du déplacement du tiroir d'une certaine valeur (fig. 218/b).

L'huile sous pression pénètre par l'ouverture du passage (10) de la chambre (K) dans cette chambre et la poussée exercée sur le piston devient supérieure à la pression du ressort (27). Le piston (11) suit alors le mouvement du tiroir (d'où son appellation de "piston suiveur") jusqu'à ce que celui-ci ferme à nouveau le passage (10) de la chambre (K) (fig. 218/c).

Supposons que l'équilibre "tiroir-piston" soit rompu par la descente du tiroir d'une certaine valeur (fig. 218/d), la liaison entre les chambres (K) et (a) est totalement interrompue et la chambre (K) est mise en communication avec le carter du régulateur via la chambre (c) et les ouvertures (25) de sorte que l'huile de la chambre (K) peut s'échapper.
Le ressort (27) pousse le piston vers le bas jusqu'à ce qu'une nouvelle position d'équilibre pour laquelle le tiroir (f) ferme à nouveau l'orifice de passage (10) (fig. 218/e), soit atteinte.

229. Conclusion.

Si le tiroir (8) subit un certain déplacement, le piston (11) suit immédiatement ce déplacement. Cela signifie aussi que pour n'importe quelle position du tiroir (8), le piston suiveur se place toujours de telle façon que le passage (10) de la chambre (K) soit fermé par le tiroir.

En effet, si pour une position déterminée du tiroir (8), le passage (10) n'est pas complètement fermé, de l'huile sous pression sera envoyée dans la chambre (K) ou retirée de cette chambre (K) selon le cas jusqu'à ce que le passage (10) soit complètement obturé par montée ou descente du piston suiveur.

Si la pression d'huile dans la chambre (K) est trop faible pour maintenir l'équilibre, le piston est poussé vers le bas par le ressort (27) de sorte que les chambres (K) et (a) sont à nouveau mises en communication et à ce moment, l'huile sous pression peut être envoyée dans la chambre (K).

Si la pression dans la chambre (K) est trop forte pour maintenir la position d'équilibre, le piston s'élève de sorte que par la liaison qui existe entre les chambres (K) et (c) une quantité d'huile peut s'échapper de (K). Ce raisonnement montre que la pression dans la chambre (K) évolue de telle façon que le piston suit toujours fidèlement tout mouvement du tiroir.

En vue d'obtenir un fonctionnement stable de l'installation de réglage, il est logique que l'huile alimentant le mécanisme de réglage soit sous une pression constante et supérieure à une valeur minimale déterminée. Si la pression descend sous cette valeur minimale, le ressort (27) pousse le piston sur son siège (32).

DESCRIPTION DU REGULATEUR "MAYBACH" TYPE R 32 F.

230. Le régulateur, représenté schématiquement à la fig. 219/220 se compose en ordre principal des organes suivants :

1. Un dispositif pneumatique de réglage du degré de remplissage;
2. Le dispositif correcteur et amplificateur de forces hydrauliques;
3. Un système de mesure mécanique.

1. Les dispositifs pneumatiques de réglage du degré de remplissage.

231. Cette installation représentée à droite de la fig. 219/220 se compose en principe d'un tiroir (54) avec piston suiveur (55) dont la position est déterminée par la membrane (m) soumise à une pression d'air réglable.

La chambre de la membrane communique avec une soupape de réduction "Westinghousse" appelée vanne de réglage de la puissance du moteur qui permet le réglage, soit par paliers, soit de façon progressive, de la pression d'air sur la membrane entre 1,5 kg/cm^2 (régime à vide du moteur) et 5,5 kg/cm^2 (régime à pleine charge).

La position du tiroir (54) et par suite celle de son piston suiveur (55) est à chaque instant déterminée par la pression d'air sur la membrane (m), la tension du ressort de la membrane (53) et du ressort du tiroir (57). La chambre d'huile de l'installation de réglage est reliée à la chambre d'huile (a) de l'organe correcteur.

2. Le dispositif correcteur et amplificateur de force hydraulique.

232. Il se compose du tiroir (8) et du piston suiveur (11), l'huile sous pression est celle du circuit de graissage du moteur; elle est maintenue constante par un piston compensateur à ressort et chambre d'huile, dispositif déjà utilisé dans le régulateur de vitesse.

Le tiroir (8) de l'organe correcteur est relié par tringles au piston (55) de l'installation de réglage pneumatique; la position du piston suiveur (11) est à son tour définie par la pression d'air régnant dans la chambre de la membrane, pression elle-même réglée par la soupape de réduction Westinghouse.

Le piston (11) est relié aux crémaillères des pompes d'injection et c'est donc la soupape de réduction Westinghouse qui régle directement le débit d'injection et indépendamment du système de mesure, à condition qu'une des vitesses limites du moteur ne soit pas atteinte.

En effet, tant qu'une des vitesses limites du moteur n'est pas atteinte, le manchon (M) du système de mesure et ses leviers (4) et (5) sont à considérer comme immobiles : à ce moment le pivot de liaison entre le levier coudé (6) et le levier (5) peut être considéré comme point de rotation.

3. Le système de mesure mécanique.

233. Les deux masses centrifuges (22) sont entraînées par la roue dentée (21) à une vitesse valant 1,5 fois la vitesse de rotation du moteur.

Elles appuient sur le ressort de ralenti (1) par l'intermédiaire du palier d'appui (R) et du manchon (M). Ce ressort détermine la vitesse de ralenti du moteur diesel.

De même le manchon M appuie sur le levier (4) qui d'un côté est suspendu au point de rotation (A) et de l'autre est relié au levier (5).

En marche à des régimes de vitesses supérieurs au ralenti le ressort de ralenti (1) est complètement enfoncé, tandis qu'au ralenti il ne l'est cependant que partiellement ce, afin de stabiliser la vitesse.

Si la vitesse du moteur tombe sous la vitesse de ralenti autorisée, le ressort (1) se détend.

Comme le point (c), liaison du levier coudé à la tringle (60), est considéré comme point fixe de rotation du levier coudé quelle que soit la position de l'intallation pneumatique de réglage, la détente du ressort de ralenti va amener une élévation du tiroir et, par suite, un accroissement du débit d'injection.

Au contraire, si la vitesse de ralenti dépasse une certaine valeur, le tiroir s'abaisse et une diminution du débit d'injection en résulte (à la condition toutefois que le ressort ne soit pas encore entièrement comprimé par la vitesse de ralenti choisie).

Le ressort de ralenti est à considérer comme complètement comprimé lorsque son assise (2) appuie contre le logement (3) du ressort, ce qui est le cas pour les régimes de vitesse supérieurs au ralenti.

Dans ce cas,la force centripète exercée par le ressort de vitesse maximale (20) est équilibrée par la réaction centrifuge sollicitant les masses (22). Ce ressort est calculé afin qu'il soit complètement comprimé lorsque le moteur atteint sa vitesse maximale autorisée. Le déplacement du manchon (M) vers la droite qui en résulte a pour conséquence une descente du tiroir (8), (c'est le point fixe de rotation du levier coudé (6)) et la réduction du débit d'injection.

Remarques.

234. Comme pour le régulateur de vitesse, la position du piston suiveur et par voie de conséquence,celle de l'arbre de sortie, est indiquée par un index se déplaçant devant une échelle graduée.

Nous rappelons ici que le déplacement de la crémaillère des pompes d'injection est aussi indiqué par un index se déplaçant devant une graduation de la crémaillère.

Le rapport de la transmission des mouvements du régulateur aux pompes d'injection peut être réglé dans un champ limité par la liaison à boutonnière des leviers (12) et (13).

235. Il est possible de régler le régime de ralenti du moteur entre 500 et 800tr/min. Ce réglage se réalise par le déplacement de l'assise de ressort (16) au moyen de la vis de réglage (17). Normalement l'assise de ressort est verrouillée par la vis (15).

La vitesse maximale du moteur peut être réglée entre 1400 et 1500tr/min. par l'écrou (18).

236. Comme le régulateur de vitesse Maybach aussi le régulateur de débit intervient pour la protection du moteur contre une insuffisance de pression d'huile. La pression d'huile nécessaire au lancement du moteur est assurée par une pompe de primage.

Afin d'empêcher que le régulateur n'occupe la position "débit d'injection maximale" lorsque la pompe de primage est en service et que le moteur puisse être lancé dans ces conditions, le régulateur a été équipé d'un limiteur de lancement.

Ceului-ci se compose d'un levier (19) qui, sous l'influence de la pression d'huile assurée par la pompe de primage, limite le déplacement du tiroir (8) de telle façon que le débit d'injection au lancement reste limité aux 2/3 du débit à 4/4 charge.

Comme la pompe de primage est mise hors service après le lancement du moteur, l'influence du levier (19) sur le déplacement maximum du tiroir (8) cesse.

237. Le moteur peut être arrêté en déplaçant le tiroir (8) vers le bas par l'intermédiaire du levier (23) relié à un servomoteur ou à une poignée d'arrêt du moteur.

Le levier (58) permet de placer le tiroir (54) dans une position déterminée et par conséquent, de régler le degré de remplissage du moteur à une valeur déterminée lorsqu'il y a absence de pression d'air pour l'alimentation de la chambre de la membrane.

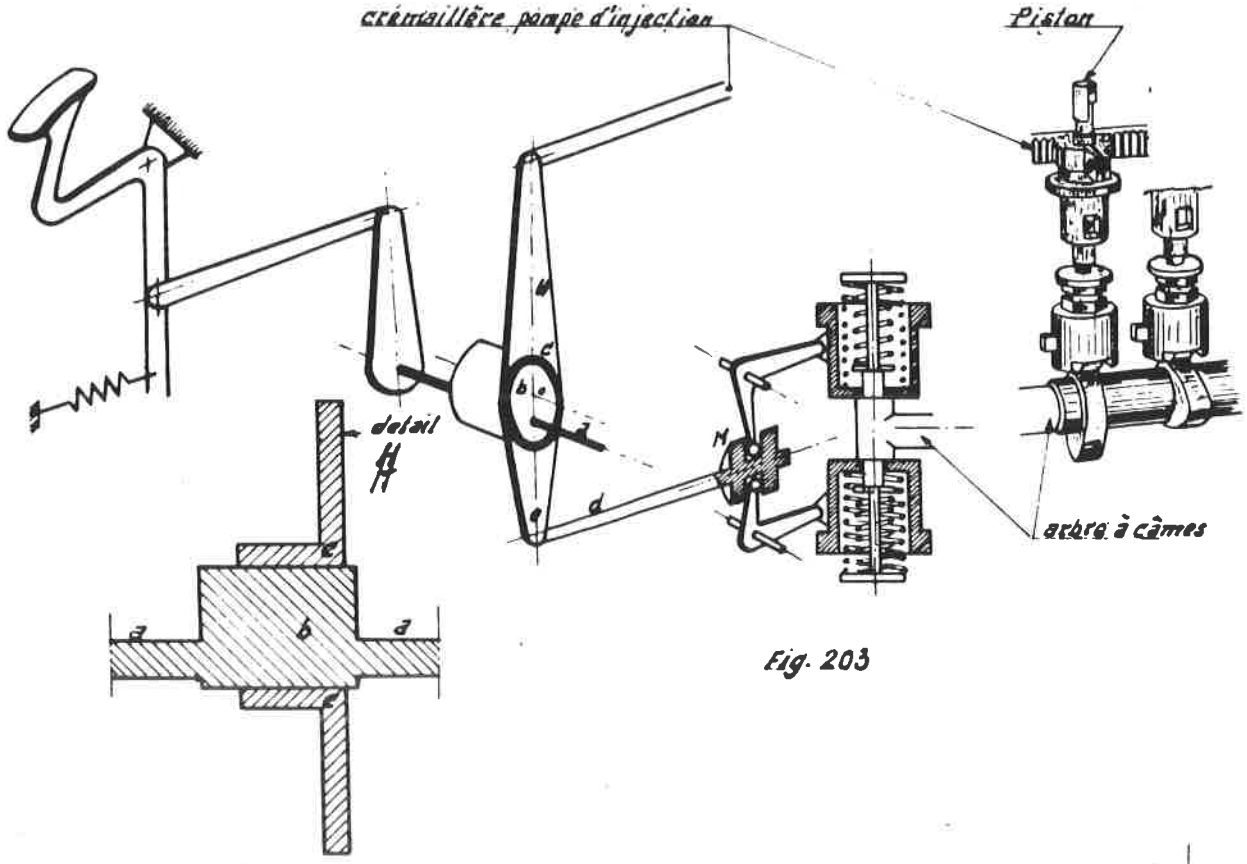


Fig. 203

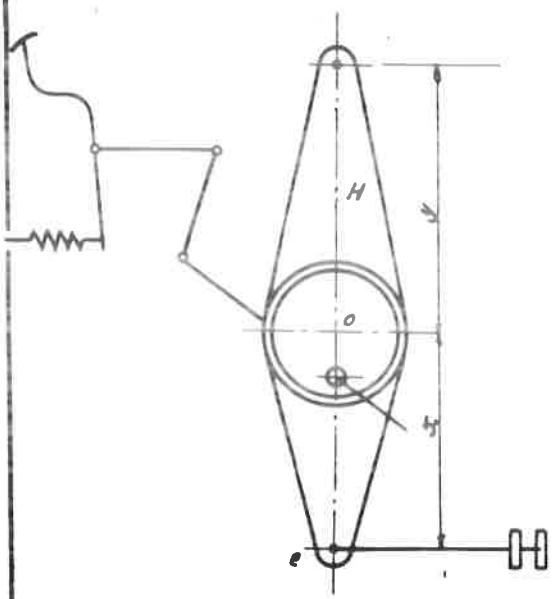


Fig. 204/a

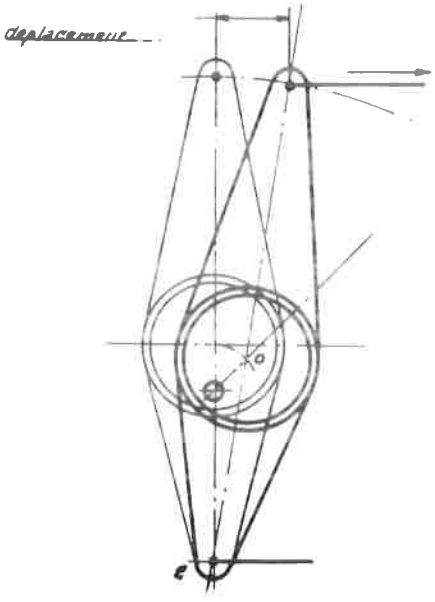


Fig. 204/b

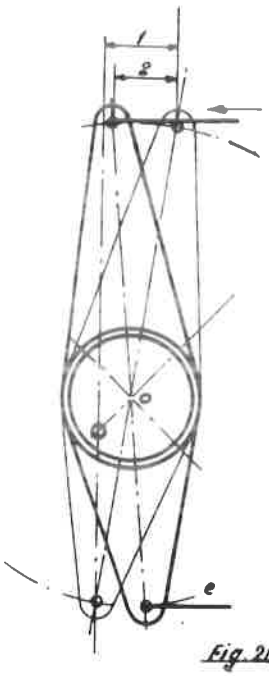
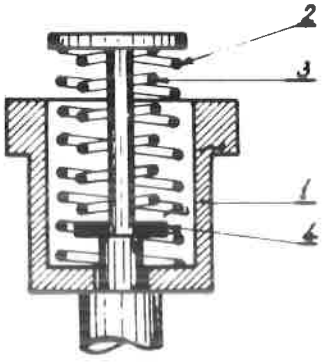
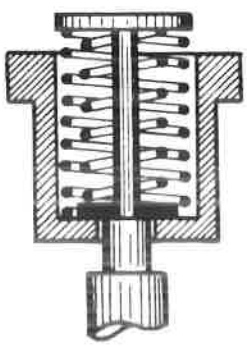


Fig. 204/c



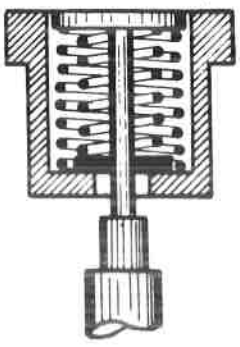
arrêt du moteur

Fig. 205/a



position extrême de ralenti

Fig. 205/b



pos. de vitesse max.

Fig. 205/c

C. 1213
25.2

V.P

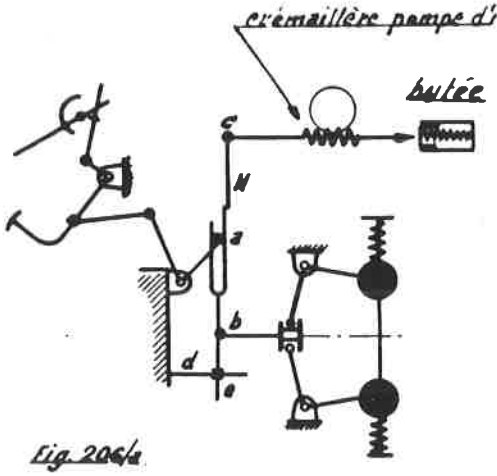


Fig. 206a

Arrêt du moteur

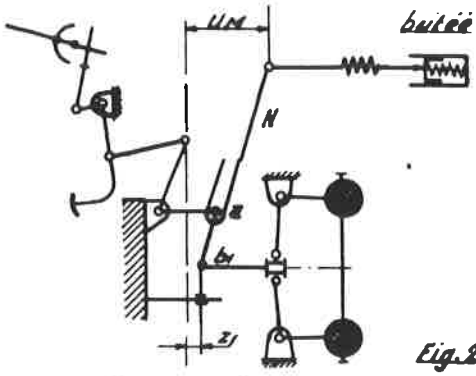


Fig. 206b

Lancement du moteur

la pédale à gaz est complètement enfoncée

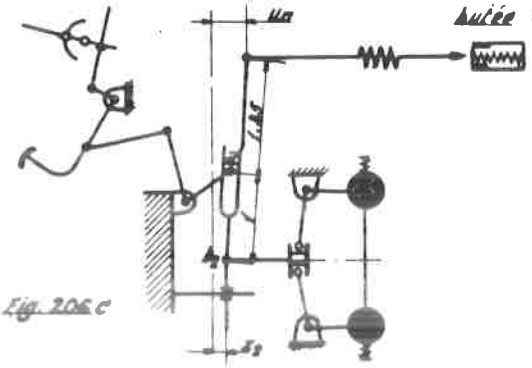


Fig. 206c

marche à vide

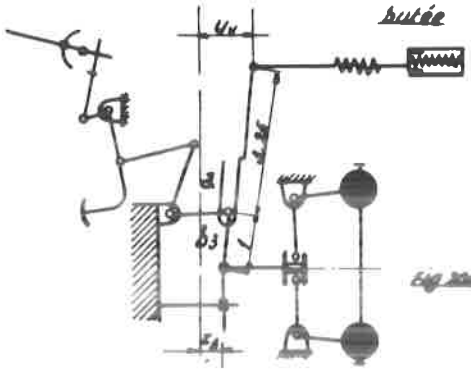


Fig. 206d

charge complète

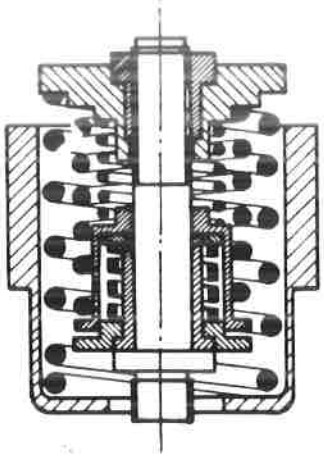


Fig. 207

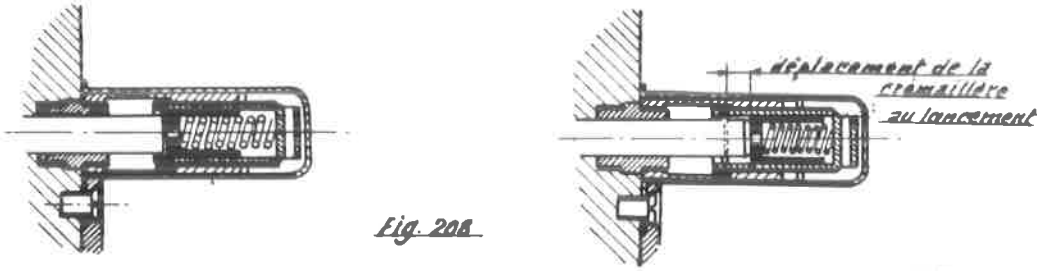
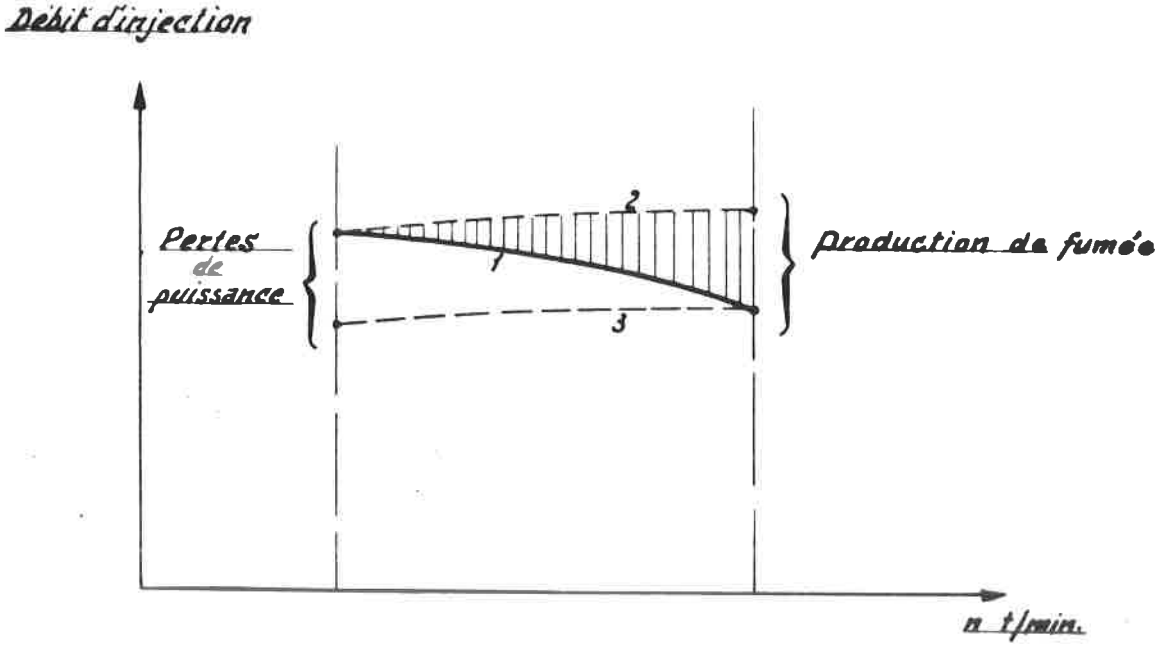


Fig. 208

C. 1213
25 : 1

V.P.



1= Débit max. d'injection déterminé par la limite de fumée du moteur

2= Débit max. d'injection déterminé par le régulateur sans correction de débit quand la butée de la crémaillère est réglée sur le débit max. d'injection à la vitesse min. du moteur.

3= Débit max. d'injection déterminé par le régulateur sans correction du débit quand la butée de la crémaillère est reglée sur le débit d'injection max. à la vitesse max. du moteur.

Fig. 208 bis

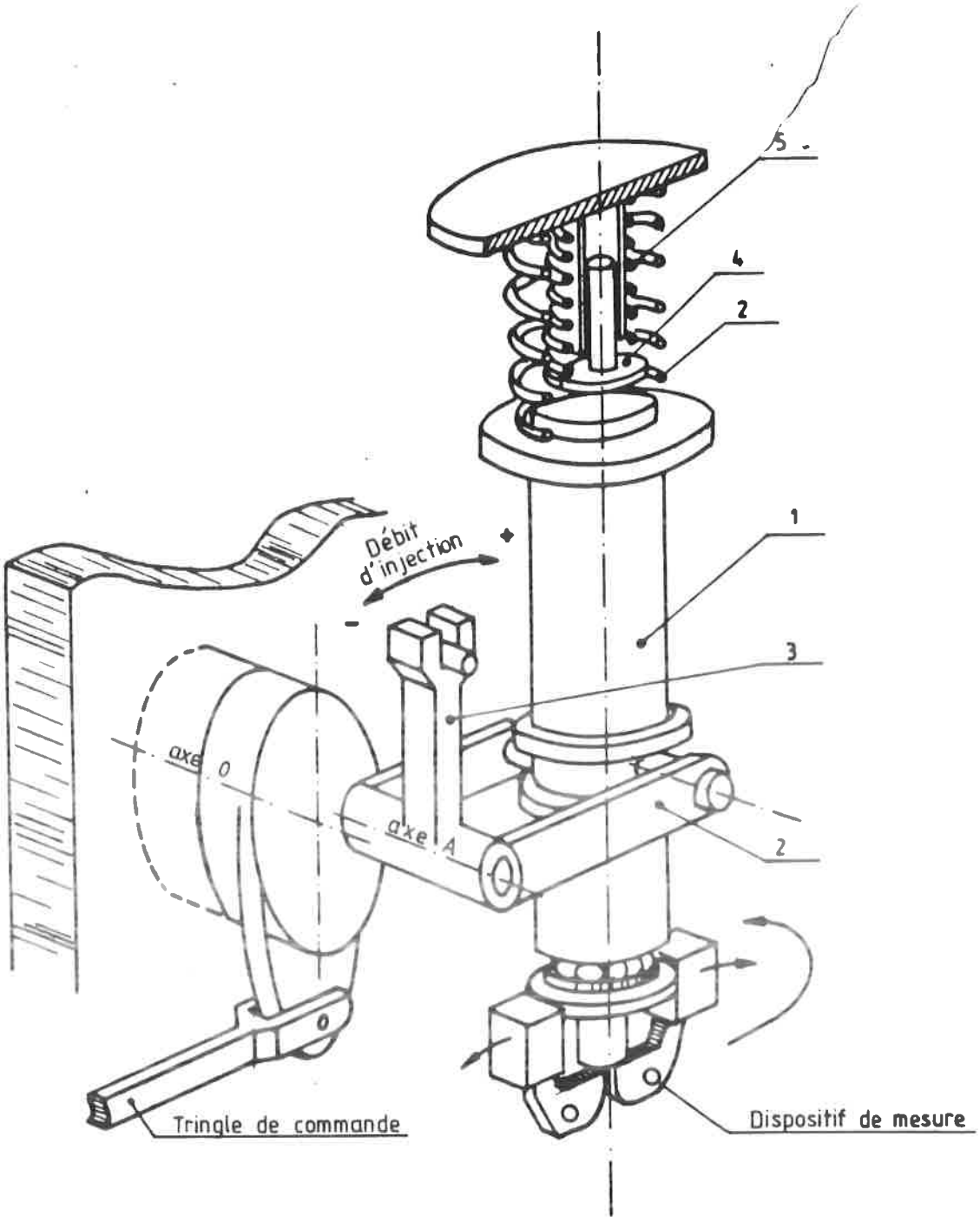


Fig. 209 Principe de fonctionnement du régulateur ABC

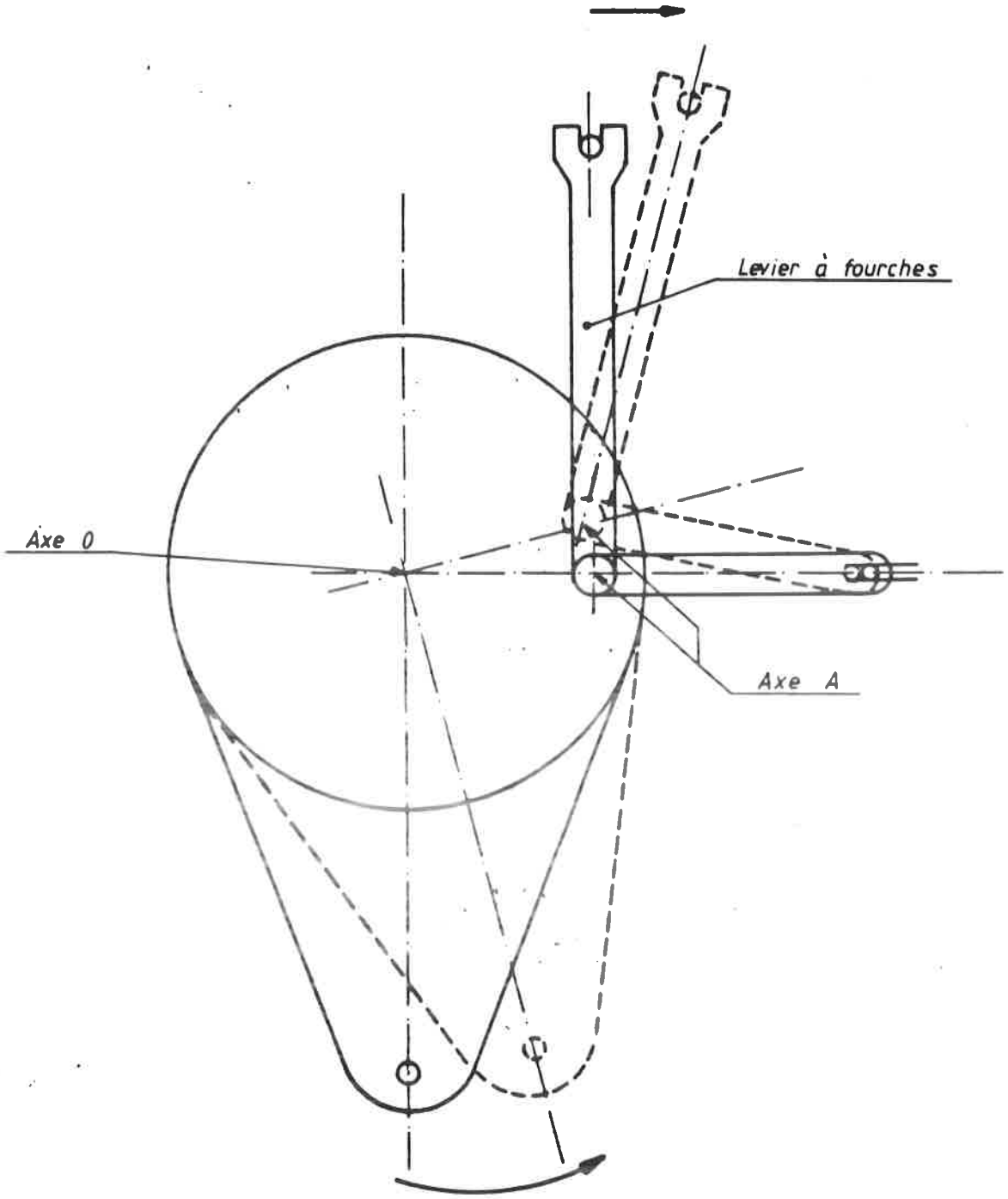


Fig. 209 bis : Régulateur ABC

REGULATEUR VARIABLE SPEED "C.M." L. 71

(REGULATEUR DE VITESSE VARIABLE)

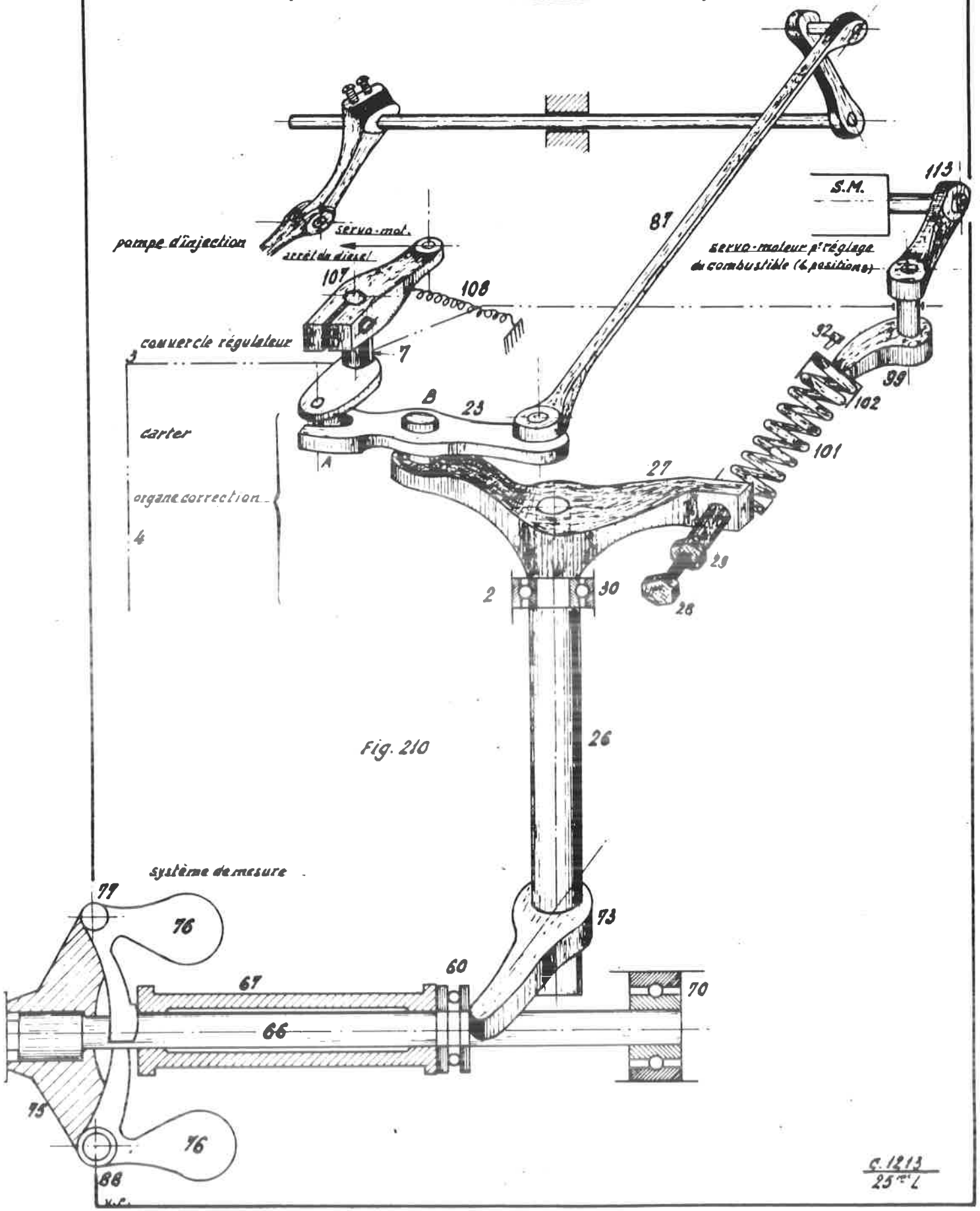
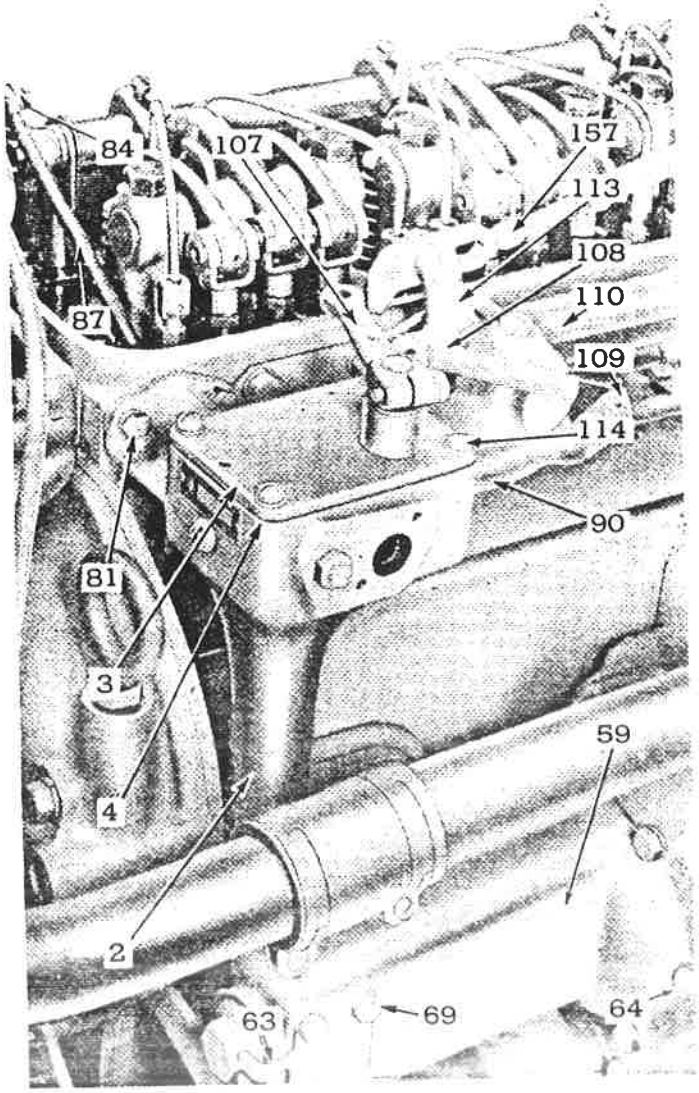
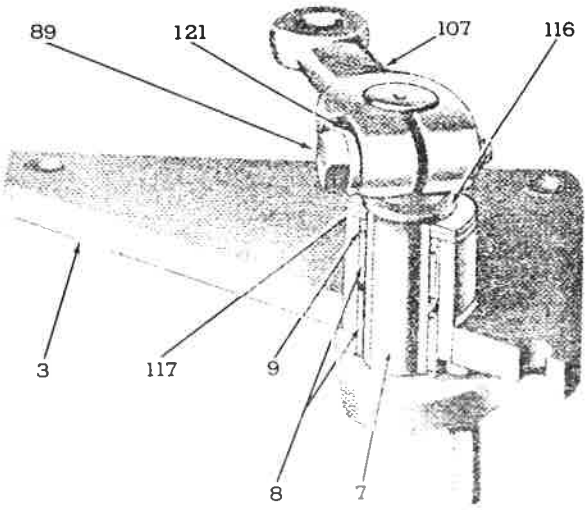


Fig. 210



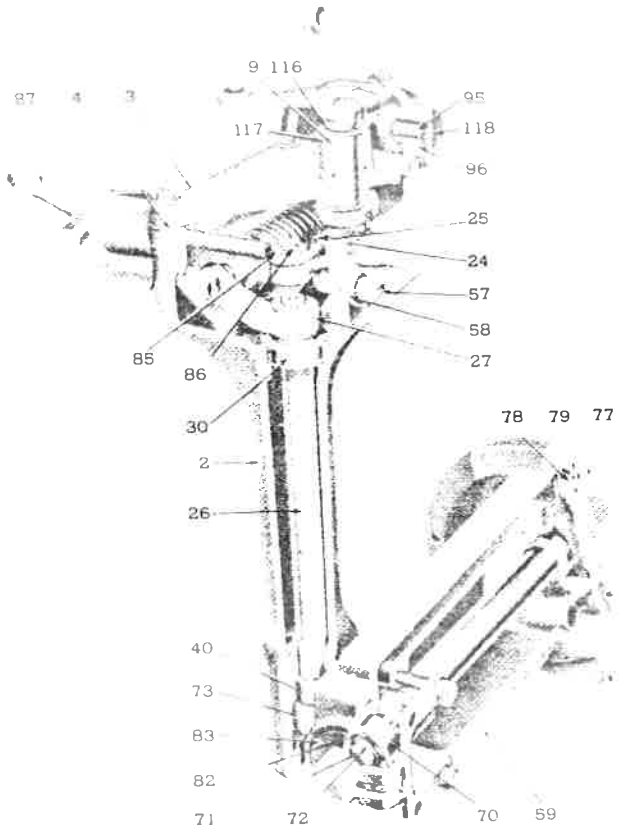
montage du regulateur sur le moteur

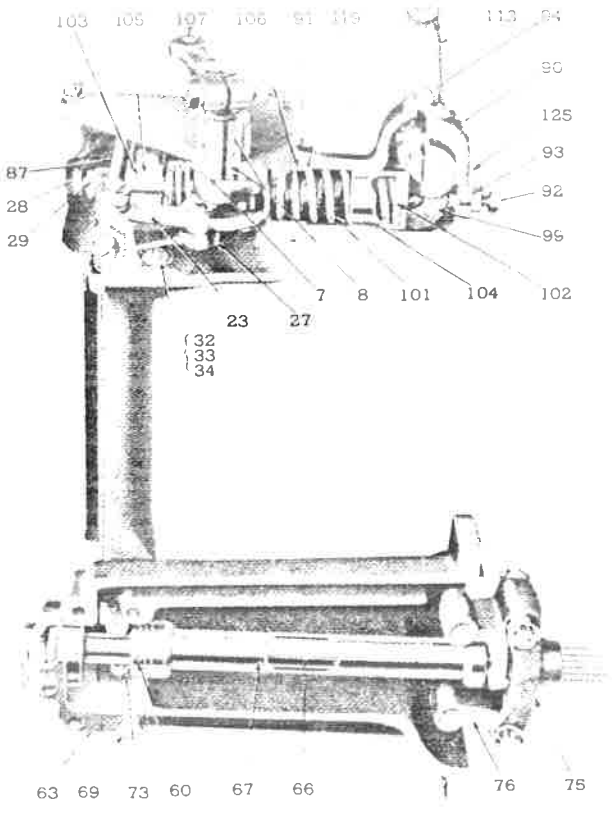
Fig. 213



detail "variable speed control" Régulateur

Fig. 212





"variable speed control" Régulateur Fig. 211

C 1213
25 mc L

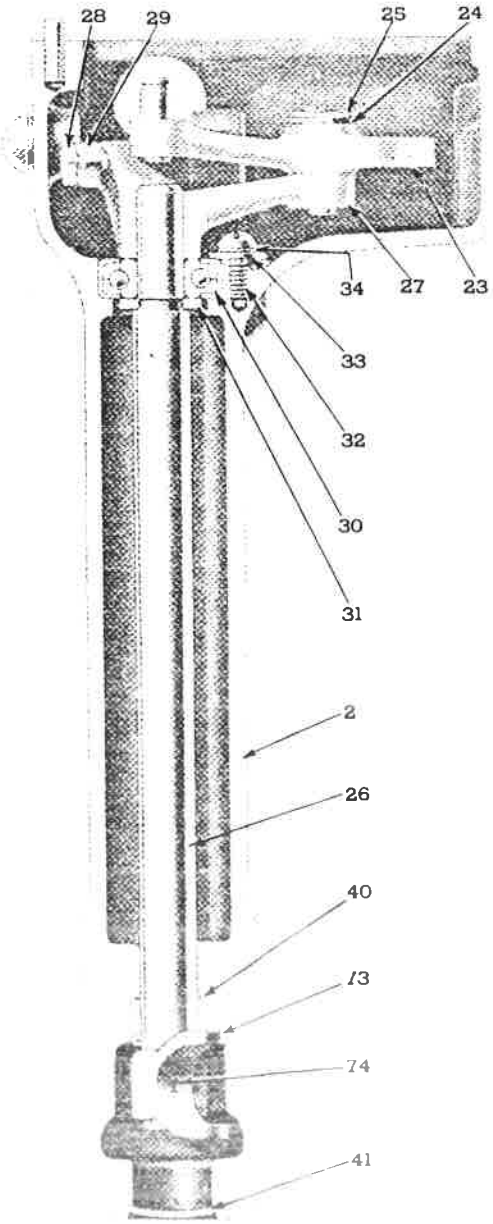


Fig. 216 Tringle du régulateur

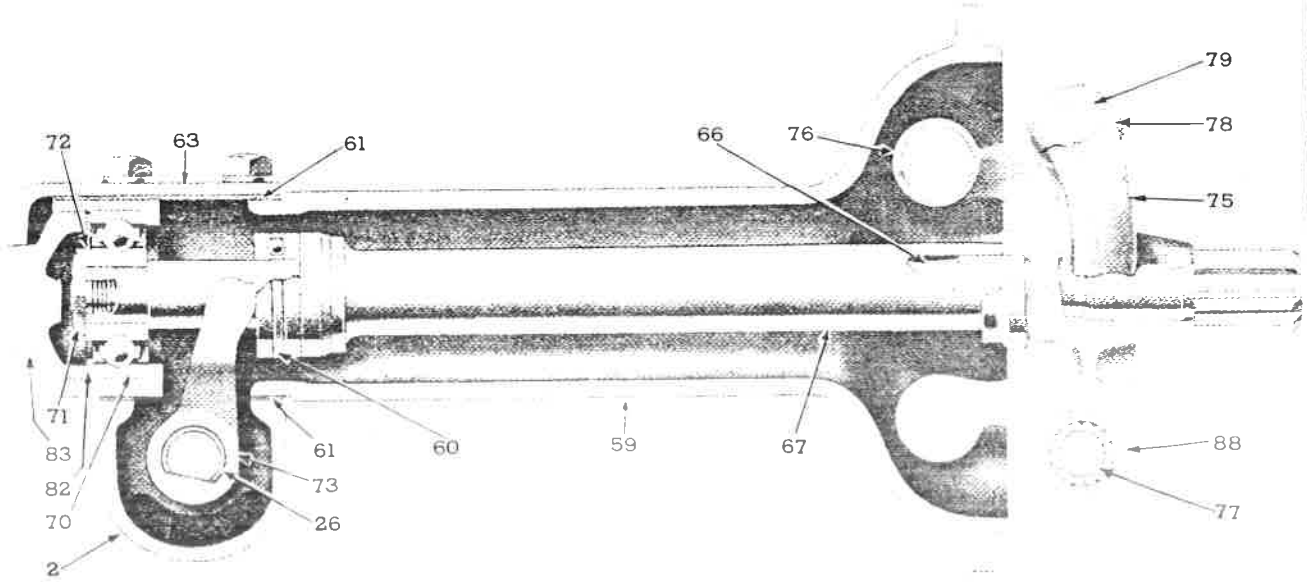


Fig. 217 masselottes du régulateur

C. 1213
25 T. L

V. P.

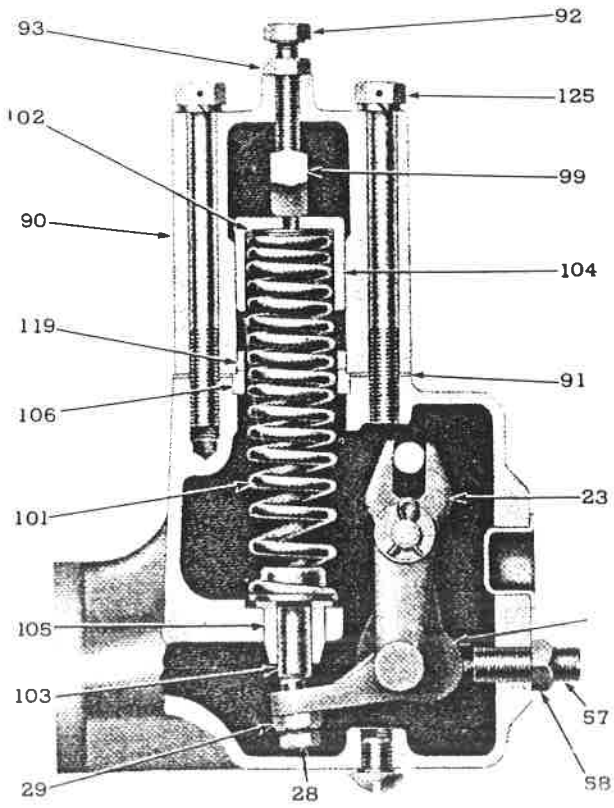


Fig. 214 Ressort du regulateur

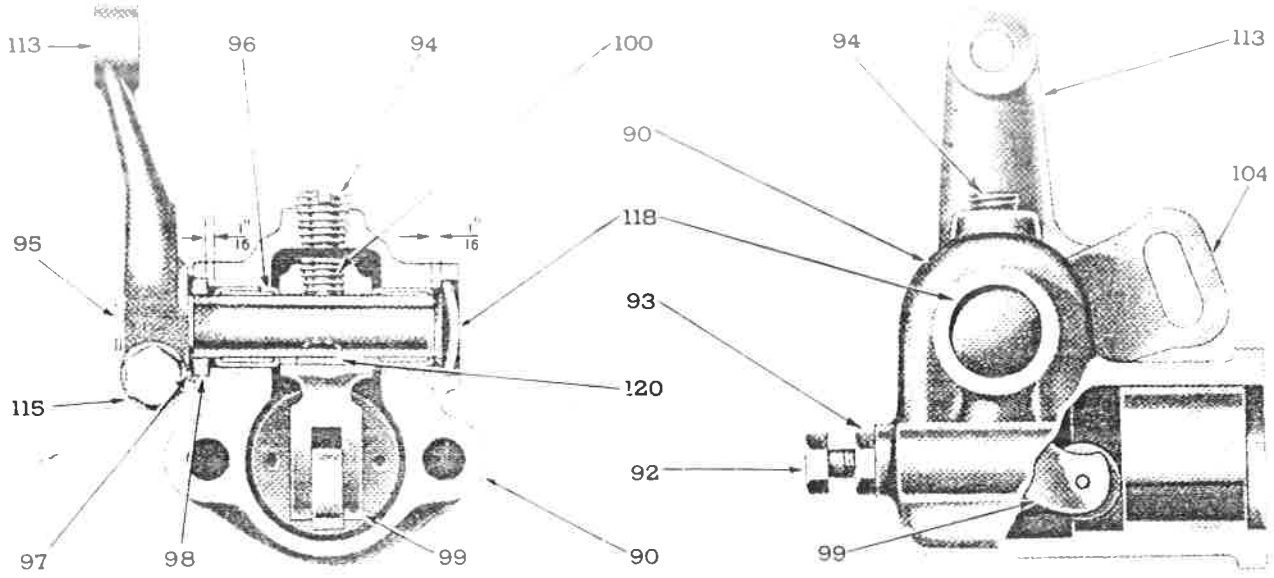


Fig. 215 Logement du régulateur

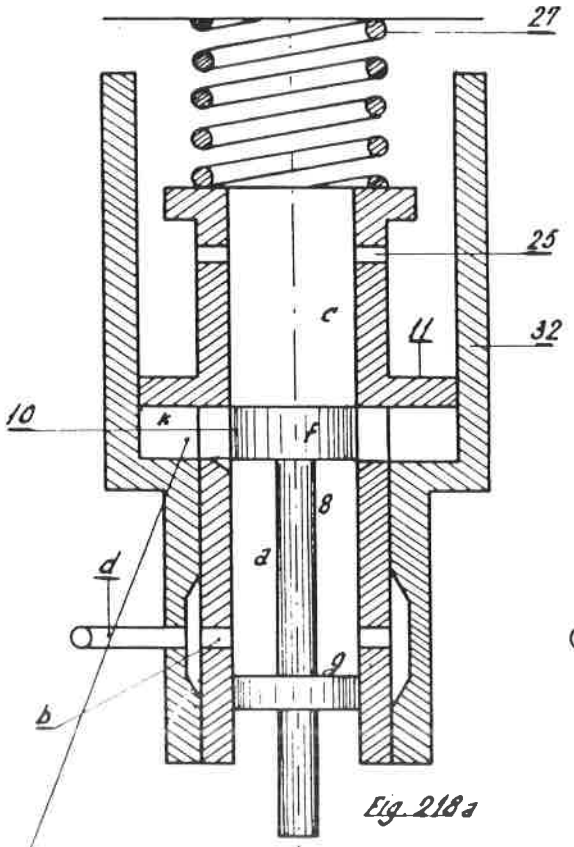


Fig. 218a

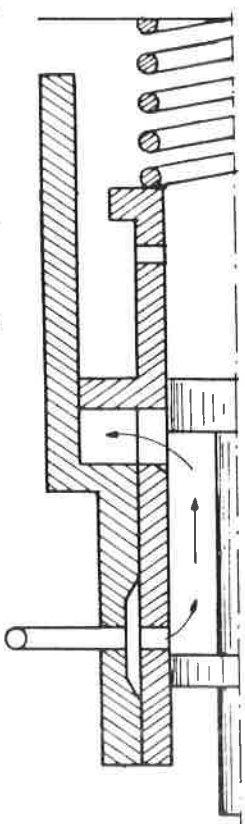


Fig. 218/b

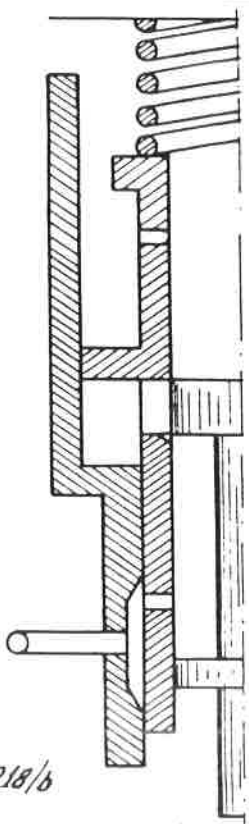
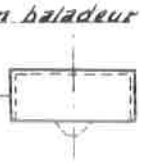


Fig. 218c

Position d'équilibre du tiroir de reglage avec piston baladeur

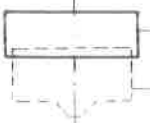
detail de la lumiere d'admission de l'anti-chambre



1er changement de la position d'équilibre

1re Phase
soulèvement tiroir

2me Phase
piston baladeur suit le tiroir



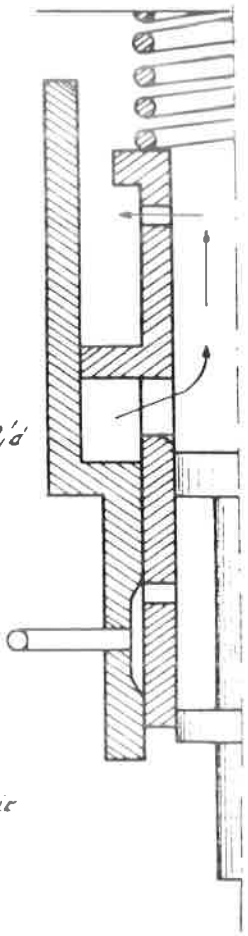


Fig. 218/d

1re Phase
descente du tiroir

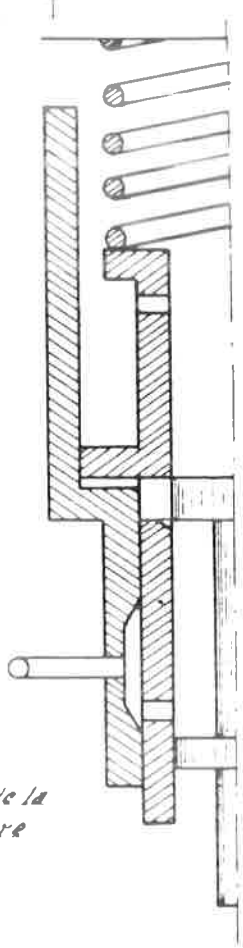


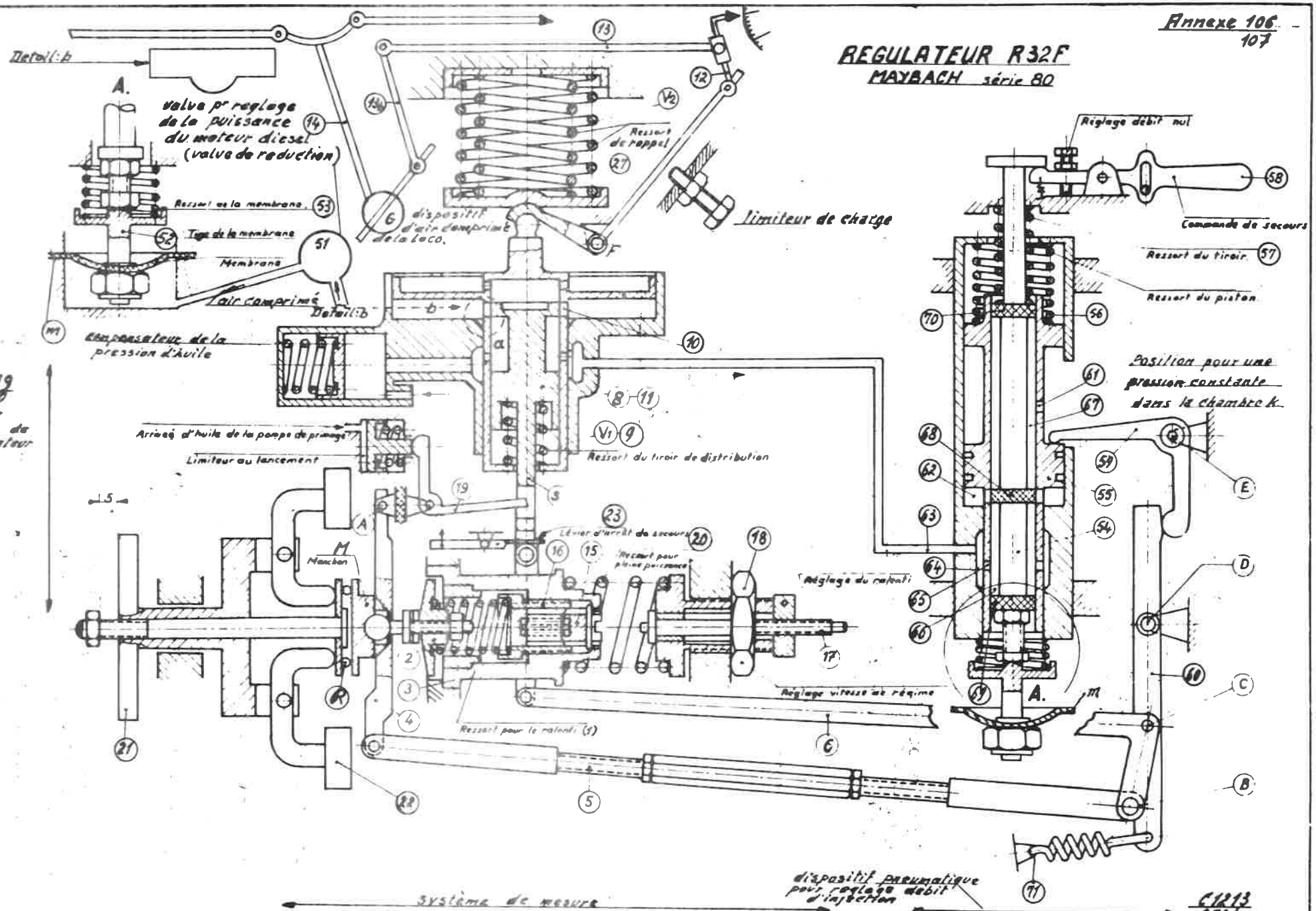
Fig. 218/e

2me changement de la position d'équilibre

2me Phase
piston baladeur suit le tiroir

K.P.

REGULATEUR R32F
MAYBACH série 80



2. Le régulateur de vitesse Woodward UG 8.

238. Le régulateur Woodward UG 8 dont sont équipés les moteurs Cockerill ou Baldwin 608 A des locomotives de ligne Diesel-électriques est un régulateur proportionnel intégral, appelé aussi régulateur "isochrone", la vitesse du moteur étant maintenue tout à fait constante quelle que soit la charge du moteur. C'est aussi un régulateur avec amplification de force et recouplage élastique.

Il se compose principalement des organes suivants :

a) Le système de mesure mécanique;

b) Le dispositif correcteur et régulateur hydraulique;

c) Le système de recouplage élastique;

d) La pompe à huile avec son régulateur de la pression.

Le régulateur est représenté schématiquement aux figures 221 - 221 bis et 222 ter. Les parties constitutives sont rassemblées dans un carter métallique fermé, représenté à la fig. 222, rempli d'huile de viscosité appropriée.

239. Le régulateur possède trois axes de sortie;

- l'arbre d'entraînement (8) situé sous le régulateur et relié par pignons à l'arbre à cames du moteur;
- L'axe de réglage (4) situé à l'avant du régulateur et commandé par le servo-moteur pneumatique de réglage de la vitesse du moteur;
- L'axe de sortie (21) situé latéralement et relié à la tringle de commande des crémaillères des pompes d'injection.

a) Le système de mesure mécanique (fig. 221 - 221 bis - 221 ter et 222)

240. Il se compose des masses centrifuges (5) qui tournent autour de leur pivot de fixation (6) et qui appuient sur le palier d'appui et de soutien (M) du ressort (1) par leur doigt de pression. La tension du ressort qui est équilibrée par la réaction centrifuge agit sur les masses et définit le régime de vitesse du moteur Diesel.
Cette tension est réglée par la position du "servo-moteur" réglant la vitesse du moteur et accouplé à l'axe frontal du régulateur par un système de biellettes.

Lors de la modification de la position de ce servo-moteur réglant la vitesse du moteur, la rotation de l'arbre et de la roue dentée commandée par la crémaillière (2)-(3) provoque l'accroissement ou la réduction de la tension du ressort (1).

A chaque position du servomoteur de réglage de la vitesse correspond une certaine tension du ressort et partant, une vitesse définie du moteur.

Les masses centrifuges (5) avec le pivot de fixation (6) et leur socle sont contenues dans la buselure (7) entraînée par l'intermédiaire de deux séries de roues dentées (26) et (27) commandées par l'axe d'entraînement situé sous le régulateur.

b) L'organe correcteur et le régulateur hydraulique.

241. Il consiste en un piston différentiel (9) dont la face supérieure est soumise à une pression d'huile constante et dont la face inférieure présentant une surface supérieure reçoit une pression d'huile variable et réglée par la position du tiroir distributeur (12).

Ce piston (9) est relié au moyen de la tringle de liaison (20) à l'arbre de sortie (21) qui attaque la tringle de commande des crémaillières des pompes d'injection.

A tout instant le degré de remplissage du moteur est déterminé par la position du piston différentiel (9) tandis que sa vitesse est fixée par la tension du ressort (1)

242. Principe de fonctionnement.

Si le moteur tourne à un régime de vitesse constant, le piston différentiel (9) prend une certaine position définie par l'équilibre des poussées de l'huile sur ses deux faces. La pression sur sa face supérieure reste constante et égale à la pression établie par la pompe à huile incorporée, munie d'un régulateur de pression. La pression sur sa face inférieure dépend de la quantité d'huile admise sous le piston différentiel (dans la chambre (a)). Aussi longtemps que le passage de la chambre d'huile (a) située sous le piston est fermé par le tiroir (12), la quantité d'huile dans cette chambre reste constante, et donc aussi la pression. Le piston différentiel demeure fixe, et à ce moment le degré de remplissage du moteur reste constante.

Si le moteur s'écarte du régime de vitesse choisi, le manchon(M) des masses centrifuges (5) subit un déplacement qui est transmis au tiroir (12) au moyen de la tringle de liaison (10) et du levier flottant (11). Nous pouvons supposer provisoirement que l'extrémité du levier (11) qui s'appuie sur le système élastique de recouplage est un point fixe de rotation tant que le recouplage n'intervient pas.

Nous voyons alors clairement sur la fig. 223 que lorsque le tiroir (12) se déplace, la quantité d'huile amenée dans la chambre (a) sous le piston différentiel augmente. Le piston (9) monte alors et le degré de remplissage du moteur croît. Si le tiroir (12) se déplace vers le haut, la chambre (a) est reliée directement au carter d'huile du régulateur et l'huile s'échappe de la chambre (a); le piston différentiel descend et le degré de remplissage diminue.

43. Conclusion : La pression d'huile dans la chambre (a) sous le piston différentiel peut être réglée au moyen du tiroir (12) et de ce fait, la position de ce piston et le degré de remplissage du moteur.

Si le moteur s'écarte du régime de vitesse choisi, le tiroir (12) règle, sous l'influence du système de mesure, l'arrivée ou le départ de l'huile sous le piston différentiel de sorte que par la modification de son degré de remplissage, le moteur est ramené à son régime de vitesse.

c) Le système de recouplage hydraulique.

La condition de proportionnalité intégrale est remplie comme suit :

44. Dès que les crémaillières des pompes d'injection, après l'intervention du système de mesure et de correction, ont pris leur nouvelle position, l'écoulement de l'huile (amenée ou départ) de la chambre (a) sous le piston différentiel doit être arrêté. L'arrêt de l'écoulement doit être réalisé dans tous les cas, même si la vitesse du moteur n'a pas repris immédiatement sa valeur normale. Après ouverture du passage de la chambre (a) le tiroir (12) doit donc être ramené à sa position initiale, de sorte que l'admission vers la chambre (a) est à nouveau supprimée et ce sans attendre le résultat de la modification de la position du piston différentiel (9).

Ce retour du tiroir (12) à sa position initiale ne peut cependant pas entraîner une nouvelle modification de la position du piston différentiel (9)

Ce fonctionnement intégralement proportionnel du régulateur est obtenu par le levier flottant (11) qui appuie sur l'organe élastique de recouplage. Cet organe se compose de deux cylindres (14) et (15) remplis d'huile et communiquant l'un avec l'autre. Ces deux cylindres reçoivent respectivement les pistons (16) et (17) et sont reliés au carter d'huile du régulateur par un orifice calibré réglable par la vis (23).

245 Principe de fonctionnement.

Le piston différentiel (9), par son mouvement montant ou

descendant, ne modifie pas uniquement la position de l'arbre de sortie (modification du degré de remplissage du moteur) mais aussi, par les leviers de recouplage (25) (24) et (18), la position du piston (17).

La modification de la pression d'huile qui en résulte dans les chambres communiquantes (15) et (14) déplace le piston (16) dans le sens opposé au piston (17). Du fait que l'extrémité gauche du levier flottant (11) (pivot de liaison avec la tringle (10)) devient un point fixe de rotation, le déplacement du piston (16) entraîne le déplacement du tiroir (12) en sens opposé à celui engendré par le système de mesure.

Le tiroir (12) ferme à nouveau partiellement l'admission de la chambre (a) avant même que le moteur ait repris sa vitesse normale.

Entretemps, l'extrémité gauche du levier flottant a suivi le déplacement du manchon (M) résultant de la modification de la vitesse du moteur. L'extrémité droite a suivi le déplacement du piston (16) provoqué par l'égalisation de la pression d'huile qui s'est modifiée dans les cylindres (15) et (14) par l'écoulement du fluide au travers de l'orifice calibré (23)

Par le mouvement du levier flottant (11) on obtient la fermeture complète de la chambre (a) à l'instant où le moteur a atteint à nouveau la vitesse normale.

Par la fermeture anticipative du passage vers la chambre (a) on évite que la pression d'huile dans cette chambre ne devienne trop grande ou trop petite et par suite que la vitesse du moteur ne dépasse sa valeur normale. Rappelons qu'il s'agit ici de la qualité intégrale proportionnelle du régulateur.

Le retour du moteur à sa vitesse normale se fait donc en deux phases :

1ère phase : intervention du système de mesure :

Ouverture du passage de la chambre différentielle (a)

Conséquence :

Modification rapide de la vitesse du moteur jusqu'à une valeur proche de sa valeur normale.

2e phase : intervention du système de recouplage.

Fermeture partielle du passage de la chambre (a) avant que le moteur ne reprenne sa vitesse normale.

Conséquence :

Retour régulier et progressif du moteur à sa vitesse normale tandis que le système de mesure et le système de recouplage ferment ensemble et complètement le passage de la chambre (a) à l'instant précis où la vitesse normale du moteur est atteinte à nouveau.

Il faut noter que le recouplage est aussi proportionnel.

La rotation de l'arbre de sortie (2) est toujours transmise par le levier (K) et le balancier (24) aux pistons (16) et (17). Lors de l'accroissement de la vitesse du moteur, l'arbre (21) tourne vers la droite; le piston (17) monte et l'extrémité droite du levier flottant (11) descend.

La force de recouplage peut être réglée en modifiant le rapport de transmission du balancier (24). Son point de rotation s'appuie en effet sur le levier (H). En tournant ce levier (H) de telle façon que le point de rotation du balancier (24) vienne plus près du levier (K), la proportionnalité augmente (rotation de l'axe 21 par rapport à la levée du tiroir).

D'un autre côté, la grandeur de l'action intégrale est déterminée par la constante du ressort (22) ainsi que par le passage de la valve (23)..

Le ressort appliqué au dessus du piston (17) sert uniquement à diminuer la course. Il en est de même du ressort sous le tiroir qui sert à équilibrer le poids du tiroir et celui du levier flottant (11).

246. d) La pompe à huile.

La pompe à huile à engrenages installée dans le carter du régulateur est entraînée par l'arbre d'entraînement du système de mesure. Une soupape de dérivation à ressort limite la pression à une valeur maximale. Lorsque cette pression est atteinte, la soupape se soulève et une partie de l'huile est dérivée vers le carter du régulateur.

247. Résumé du principe de fonctionnement du régulateur Woodward type UG 8.

Le moteur Diesel tourne à un régime de vitesse constant déterminé par une position définie du servomoteur de réglage de la vitesse du moteur" qui confère au ressort (1) une certaine tension.

a) La charge reste constante (fig. 223)

Aussi longtemps que la charge demeure constante la vitesse du moteur l'est aussi.

- le piston différentiel et l'arbre de sortie (21) ne changent pas de position;
- Les masses sont maintenues en équilibre par la réaction centrifuge de sorte qu'elles prennent une position "normale". L'ouverture d'alimentation de la chambre (a) sous le piston différentiel est fermée par le tiroir (12).

b) La charge diminue (fig. 224-225-226).

1ère phase (fig. 224).

- La vitesse du moteur Diesel croît;
- Les masses s'écartent et le tiroir (12) ouvre le passage vers la chambre (a) sous le piston différentiel;
- Il s'échappe de cette chambre (a) une certaine quantité d'huile vers le carter du régulateur.

2e phase (fig. 225)

- Par suite de la pression constante sur sa face supérieure, le piston différentiel (9) est poussé vers le bas et l'arbre de sortie (21) tourne dans un sens tel qu'il diminue le degré de remplissage du moteur;
- Par la rotation de l'axe (21) le piston de recouplage (17) monte et à la suite de la dépression qui naît dans les cylindres (15) et (14), le piston de recouplage (16) descend.

Le ressort (22) est déprimé, la tringle (19) descend et le levier flottant(11) tourne autour de son point de rotation gauche.

Le tiroir (12) ferme partiellement le passage de la chambre (a) et l'échappement d'huile de la chambre (a) est à présent limité;

Le piston différentiel (9) et l'arbre de sortie (21) prennent leur nouvel état d'équilibre approximatif en concordance avec le nouveau degré de remplissage exigé par le régime de rotation choisi du moteur.

3e phase (Fig. 226)

Au fur et à mesure que l'on s'approche du régime de vitesse choisi, les masses centrifuges reviennent de plus en plus à leur position verticale et l'extrémité gauche du levier flottant (11) descend.

Progressivement, la pression dans les cylindres (14) et (15) s'égalise par adduction d'huile du carter du régulateur par l'orifice calibré (23). Le piston (16) s'élève et aussi l'extrémité droite du levier flottant (11).

Par suite du mouvement du levier flottant (11) qui en résulte, le tiroir (12) ferme davantage le passage de la chambre (a) dans la mesure où la vitesse du moteur atteint sa valeur de régime normal. A l'instant où la vitesse normale de régime est totalement atteinte, le passage (a) est complètement obturé et le piston différentiel prend définitivement sa nouvelle position.

c) La charge augmente.

L'explication est identique à celle utilisée pour une diminution de la charge.

Les phases de fonctionnement qui y correspondent sont représentées aux fig. 227, 228 et 229.

Remarque importante :

Le régulateur "Woodward type UG 8" est réellement un régulateur de vitesse.

Sur les locomotives Diesel-électrique s.59 et s.51, ce régulateur est pourvu de contacts électriques qui fonctionnent en fonction du déplacement de la tringlerie de commande des pompes d'injection (contacts 70 %, 100 %, 102 %).

Ces contacts servent à piloter la carte de régulation électronique de la charge du moteur (voir cours 1260).

REGULATEUR WOODWARD
t. UG. 81

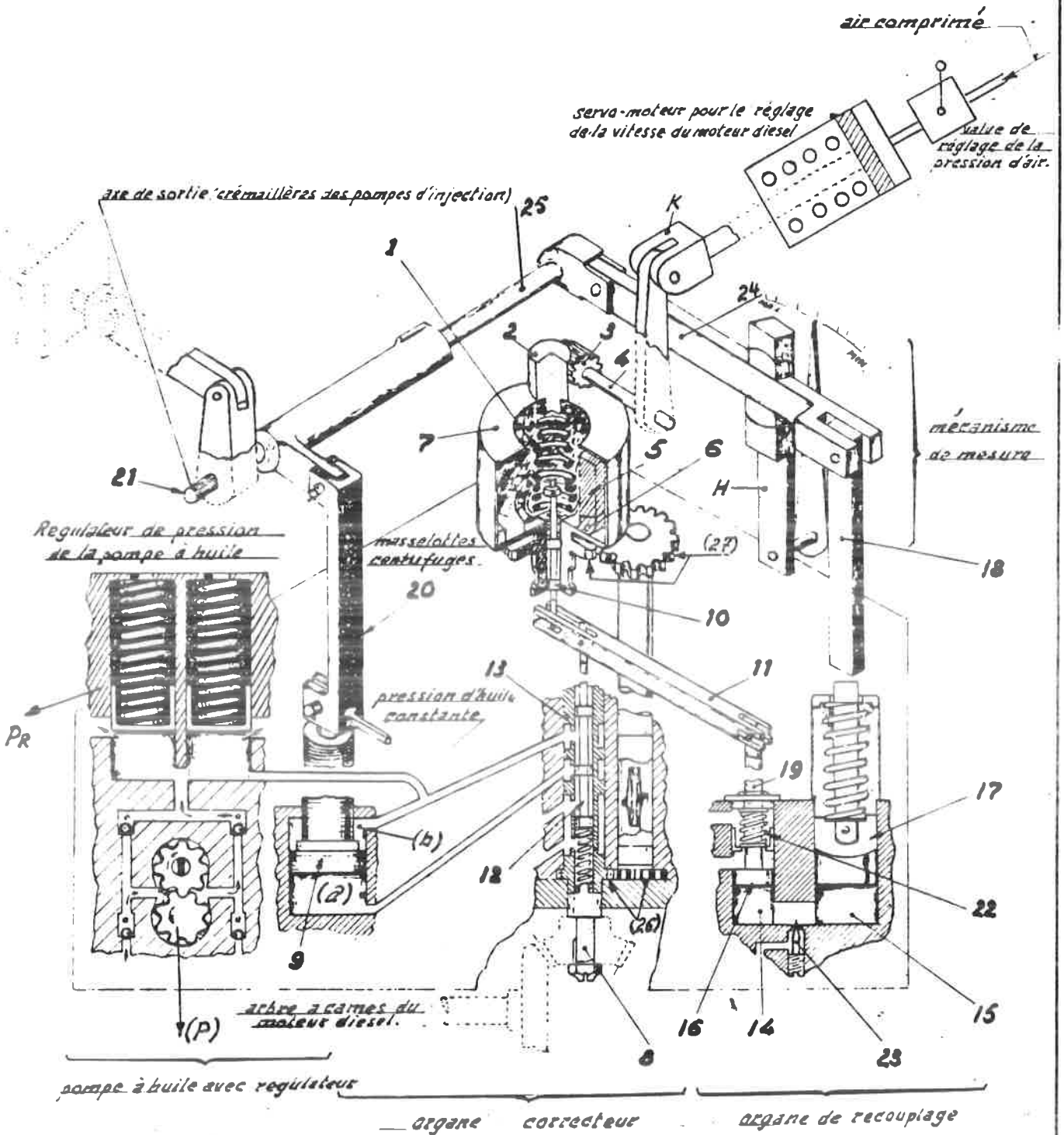


Fig 221

Van Autgaw 303462 § 1/1/2009

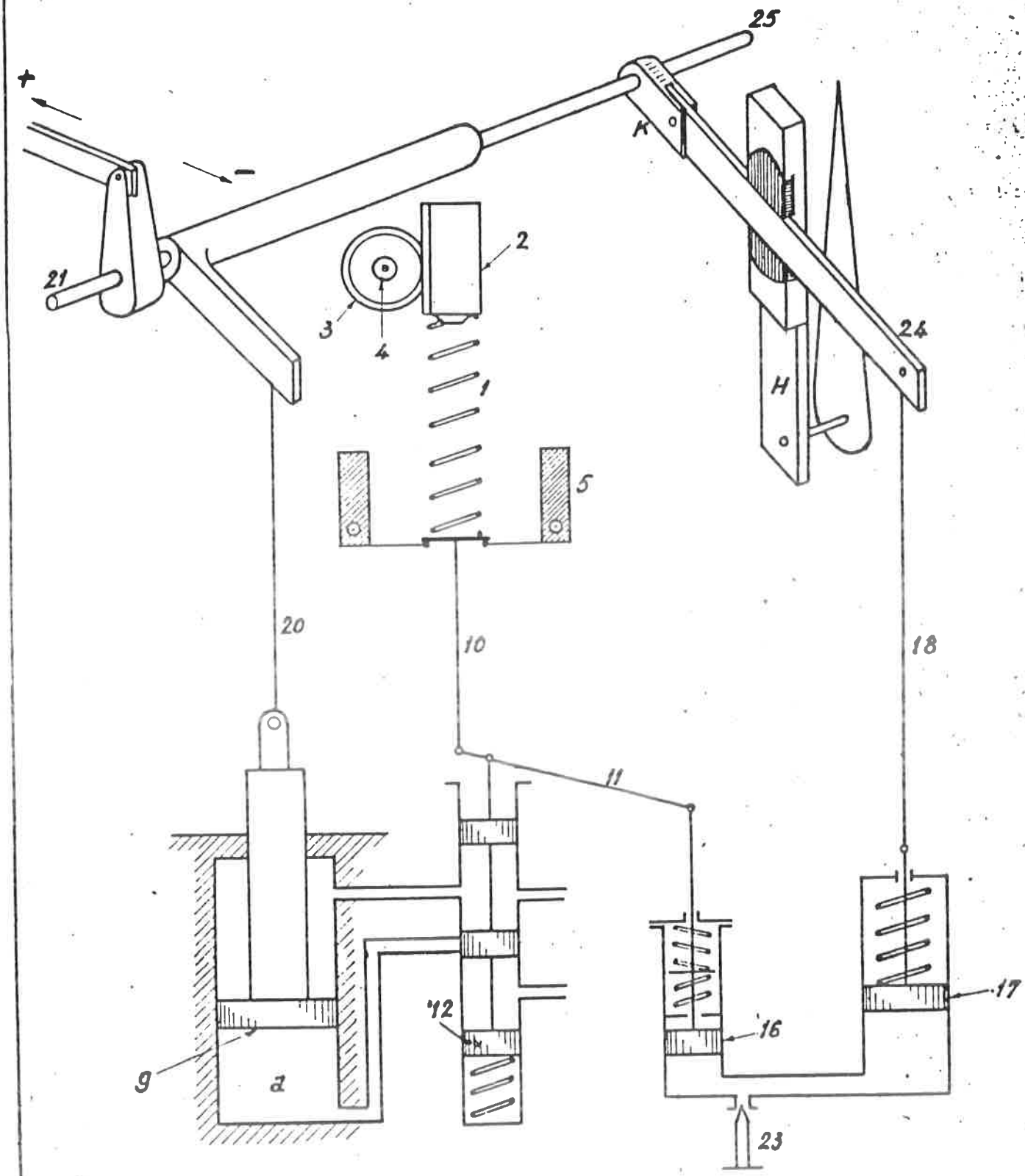
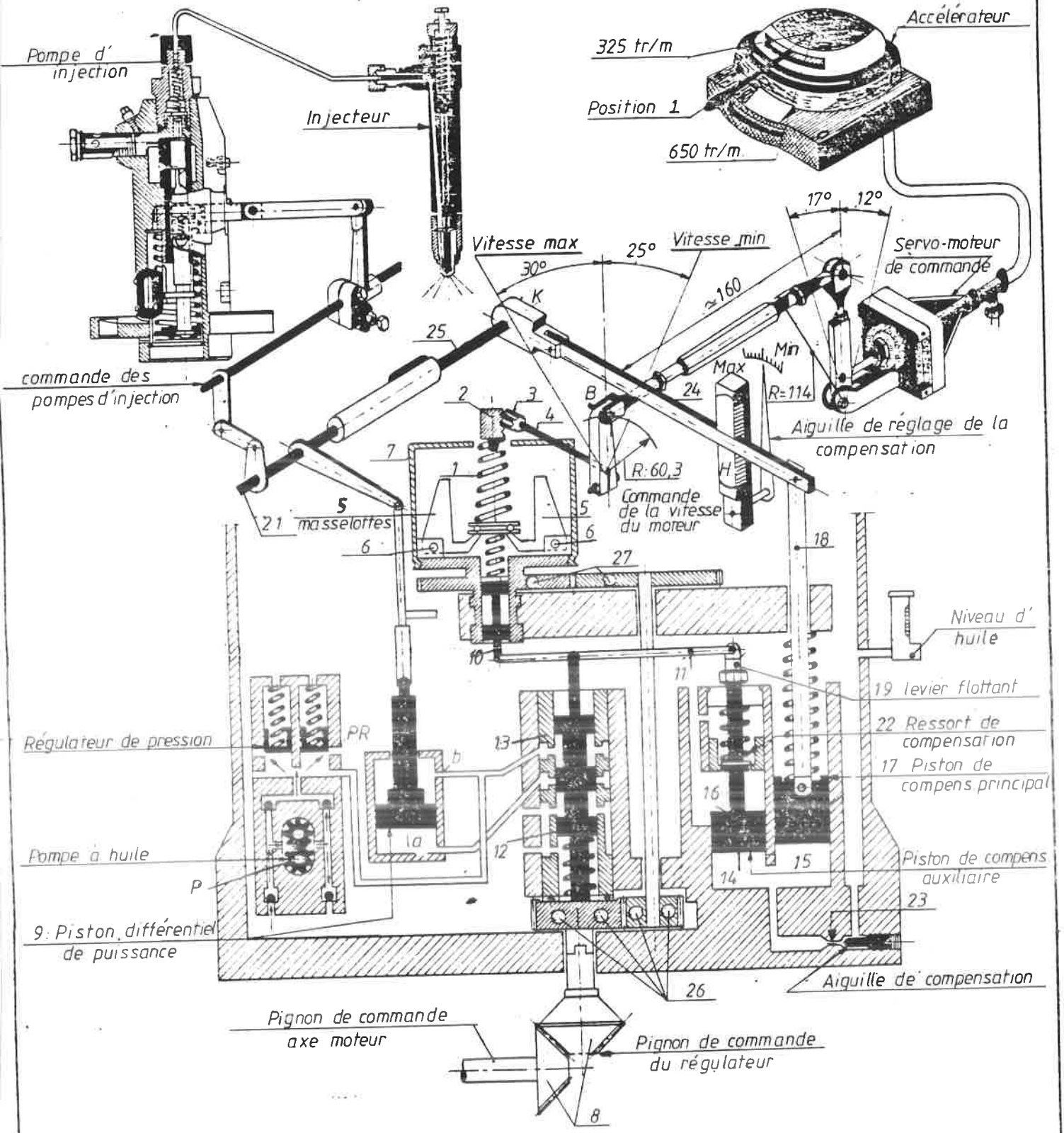


Fig. 221 bis **WOODWARD - UG8 - hlde : r 59**

C.1213
26 : L

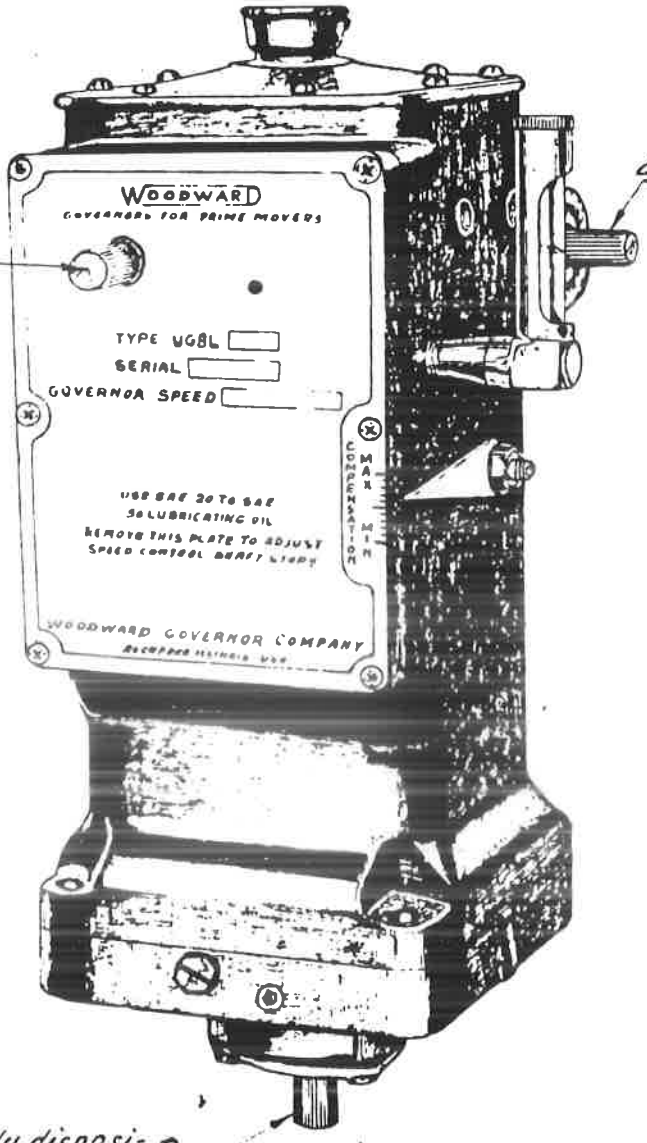
Woodward UG8 Principe du régulateur de vitesse R59

Fig: 221 ter



REGULATEUR WOODWARD

L. UG. 8L



servo moteur pour 4 le reglage de la vitesse du moteur diesel

21 Mecanisme de réglage des crémaillères des pompes

Commande du dispositif de controle et de la pompe à huile du régulateur 8

Fig: 222

C1213
26-L

VITESSE DE REGIME CONSTANTE
A CHARGE CONSTANTE DU MOTEUR

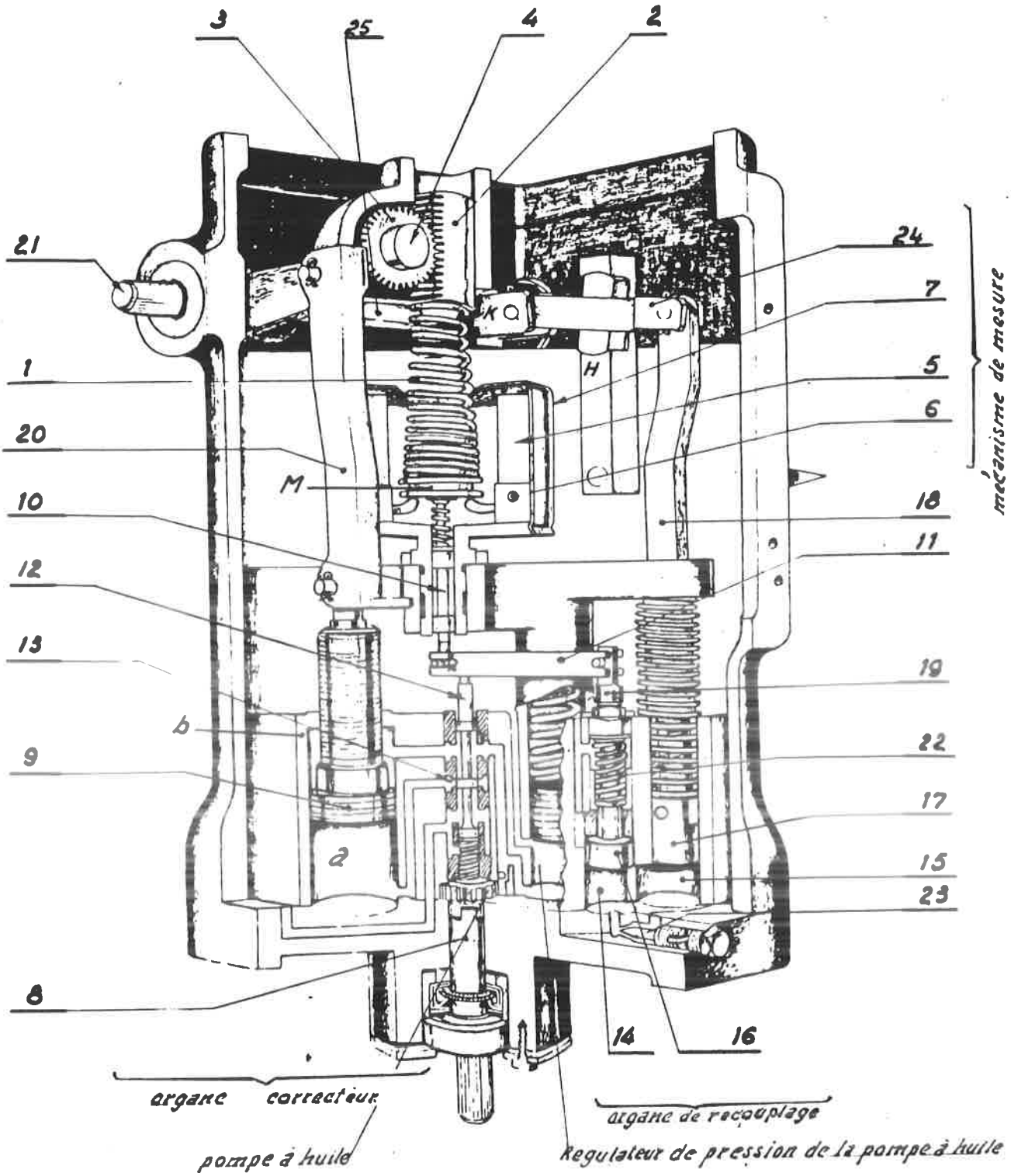


Fig. 223.

VITESSE CROISSANTE DU MOTEUR DUE A LA CHARGE DECROISSANTE

1re PHASE

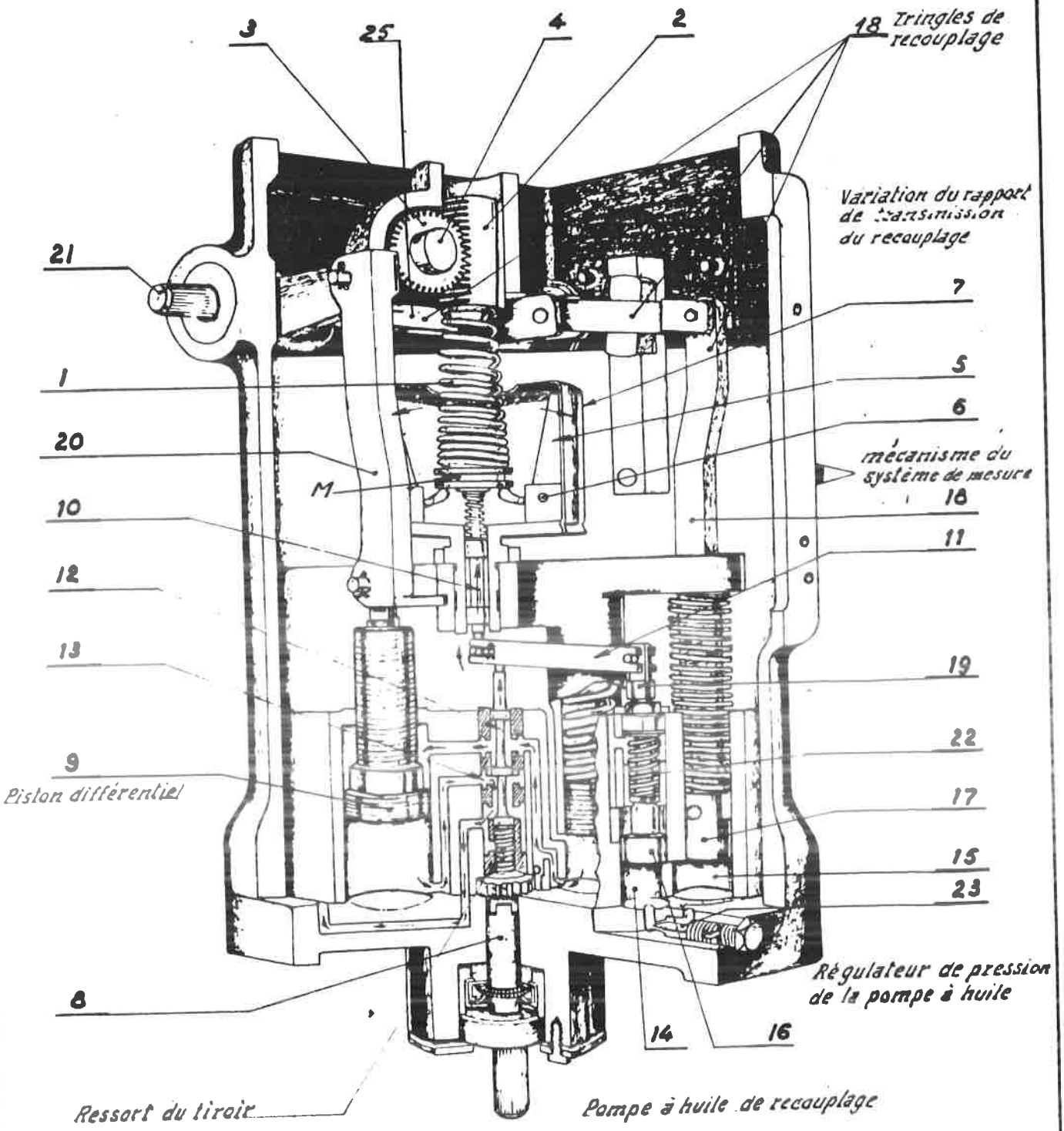


Fig. 224

VITESSE DE REGIME
APRES ACCROISSEMENT DE LA VITESSE
OU A UNE DIMINUTION DE LA CHARGE
2ème PHASE

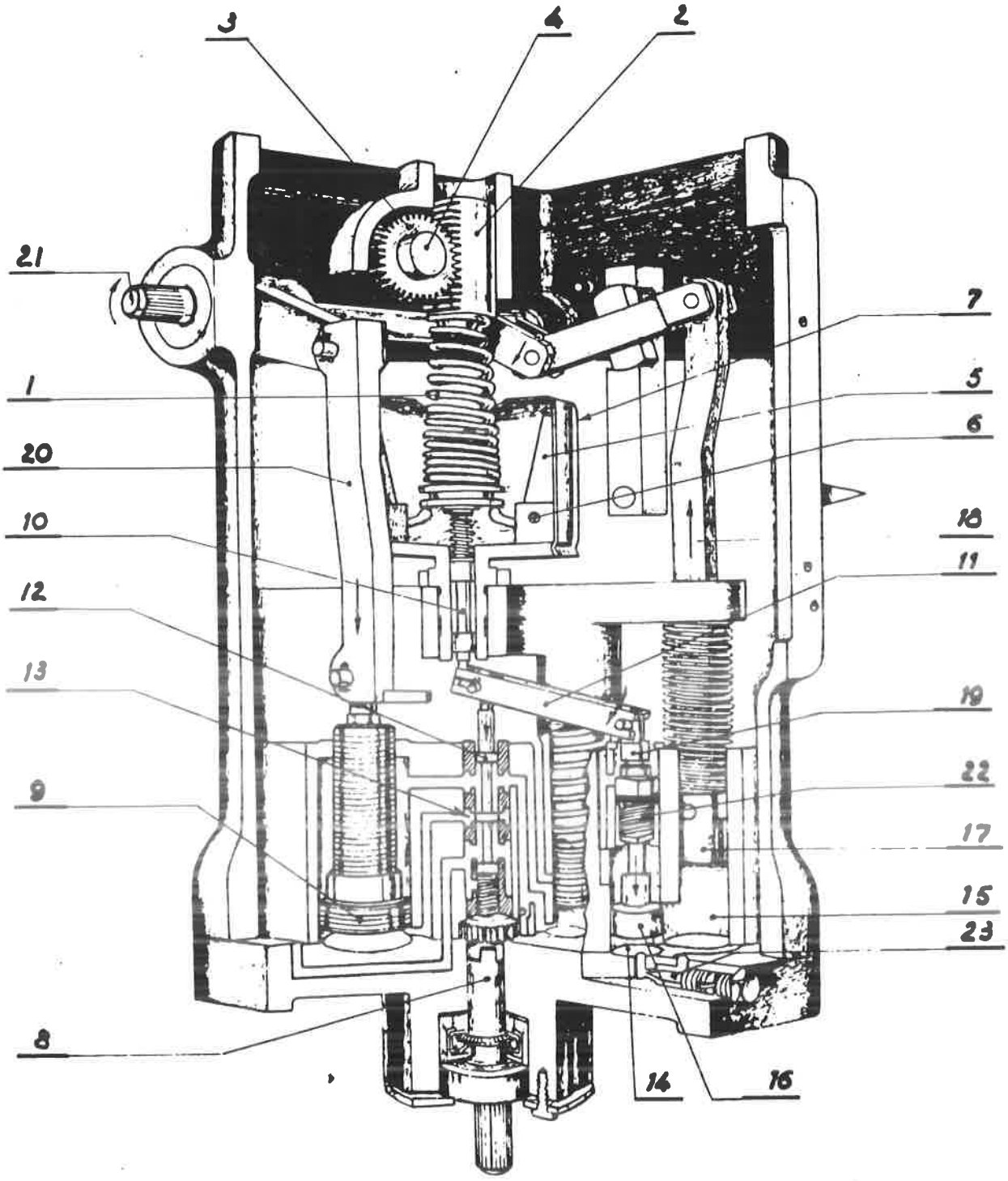


Fig.225

VITESSE DE REGIME CONSTANTE
APRES DIMINUTION DE LA CHARGE
3me PHASE

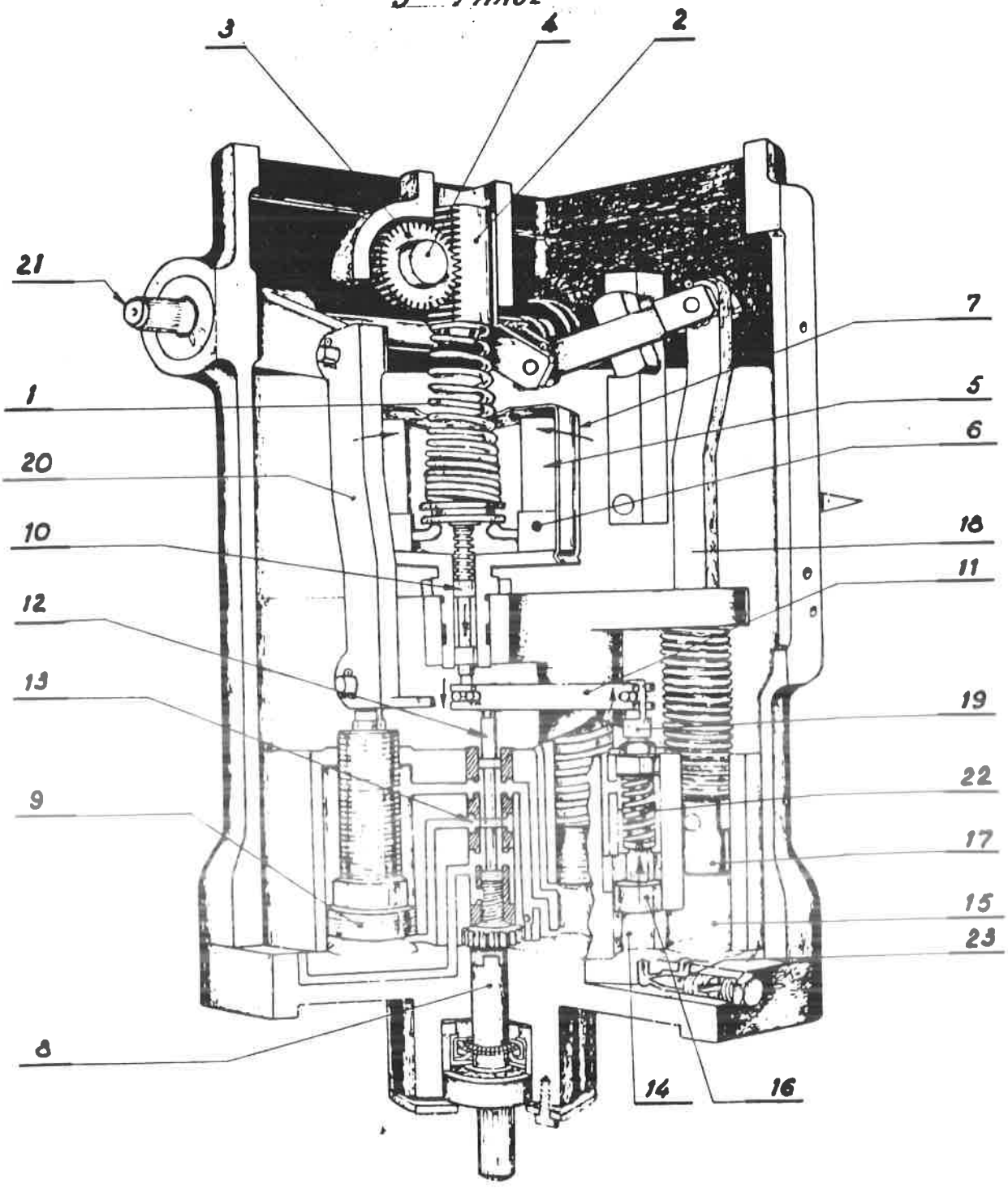


Fig. 226

C1213
26-2

VITESSE DECROISSANTE DU MOTEUR
DUE A LA CHARGE CROISSANTE
1ère PHASE

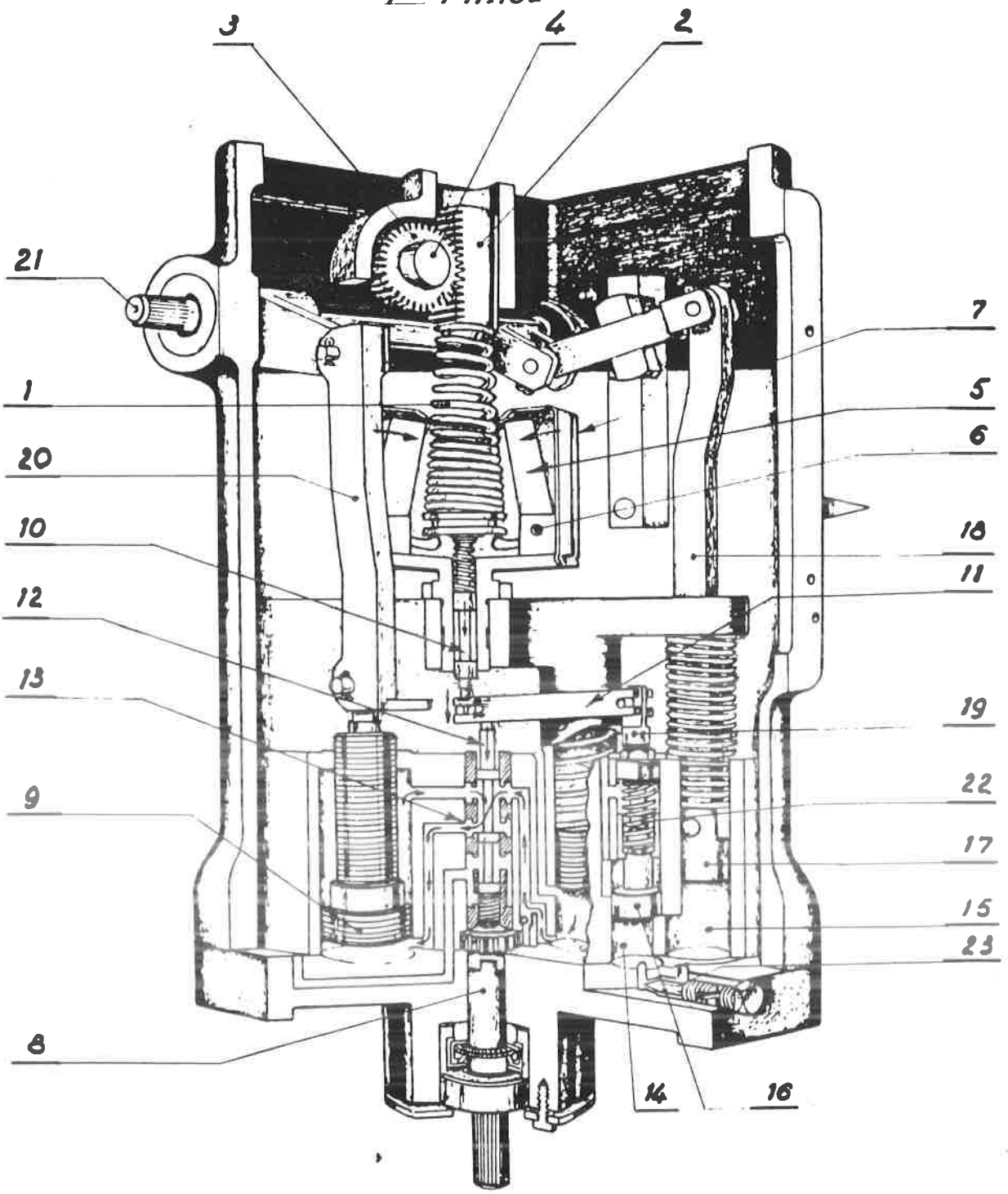


Fig 227

CT 1213
26 L

REMISE A LA VITESSE DE REGIME APRES DIMINUTION DE LA VITESSE DUE A UNE CHARGE CROISSANTE

2ème PHASE

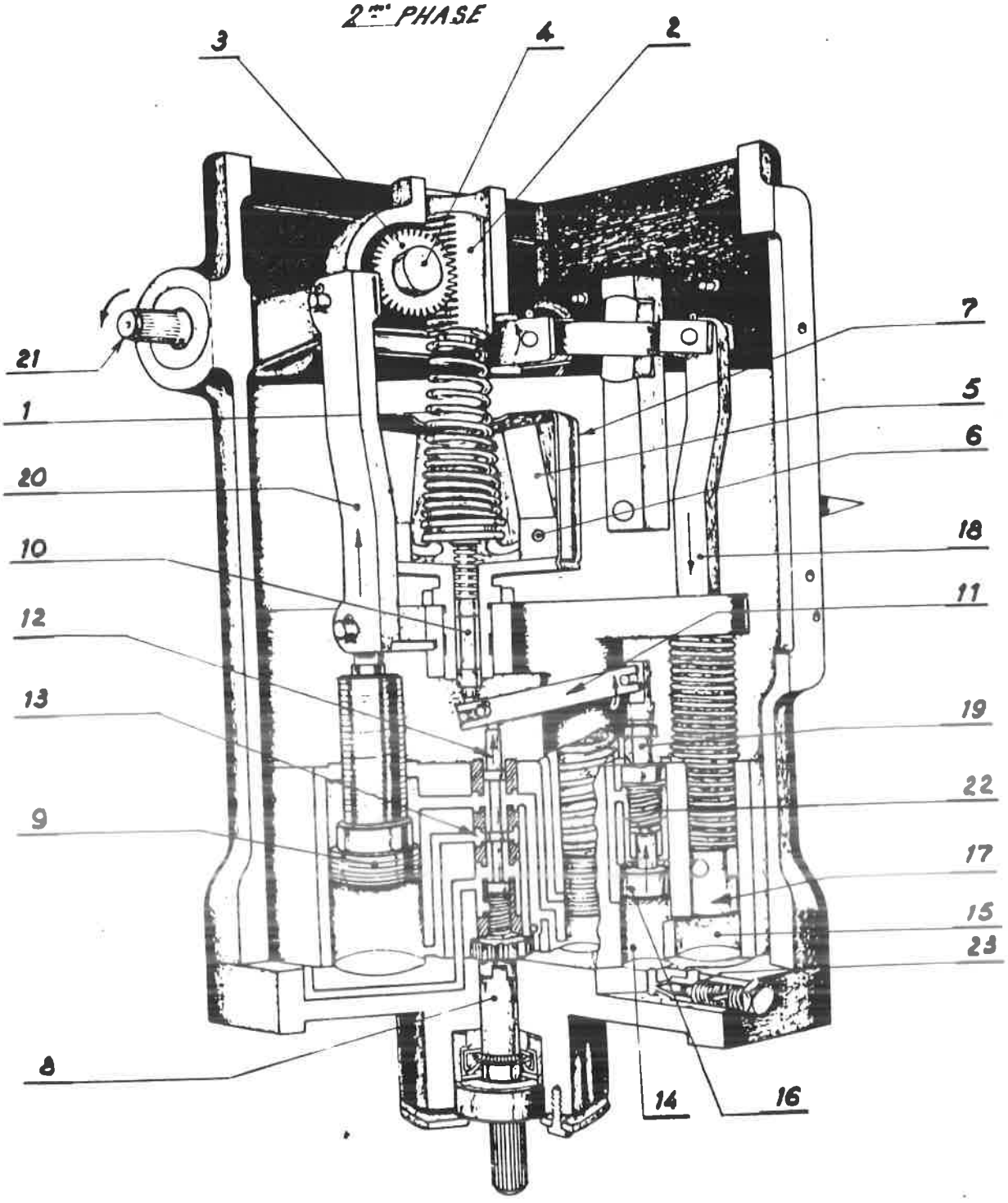


Fig. 228

C1213
26-2

VITESSE DE REGIME CONSTANTE

APRES AUGMENTATION DE LA CHARGE

3ème PHASE

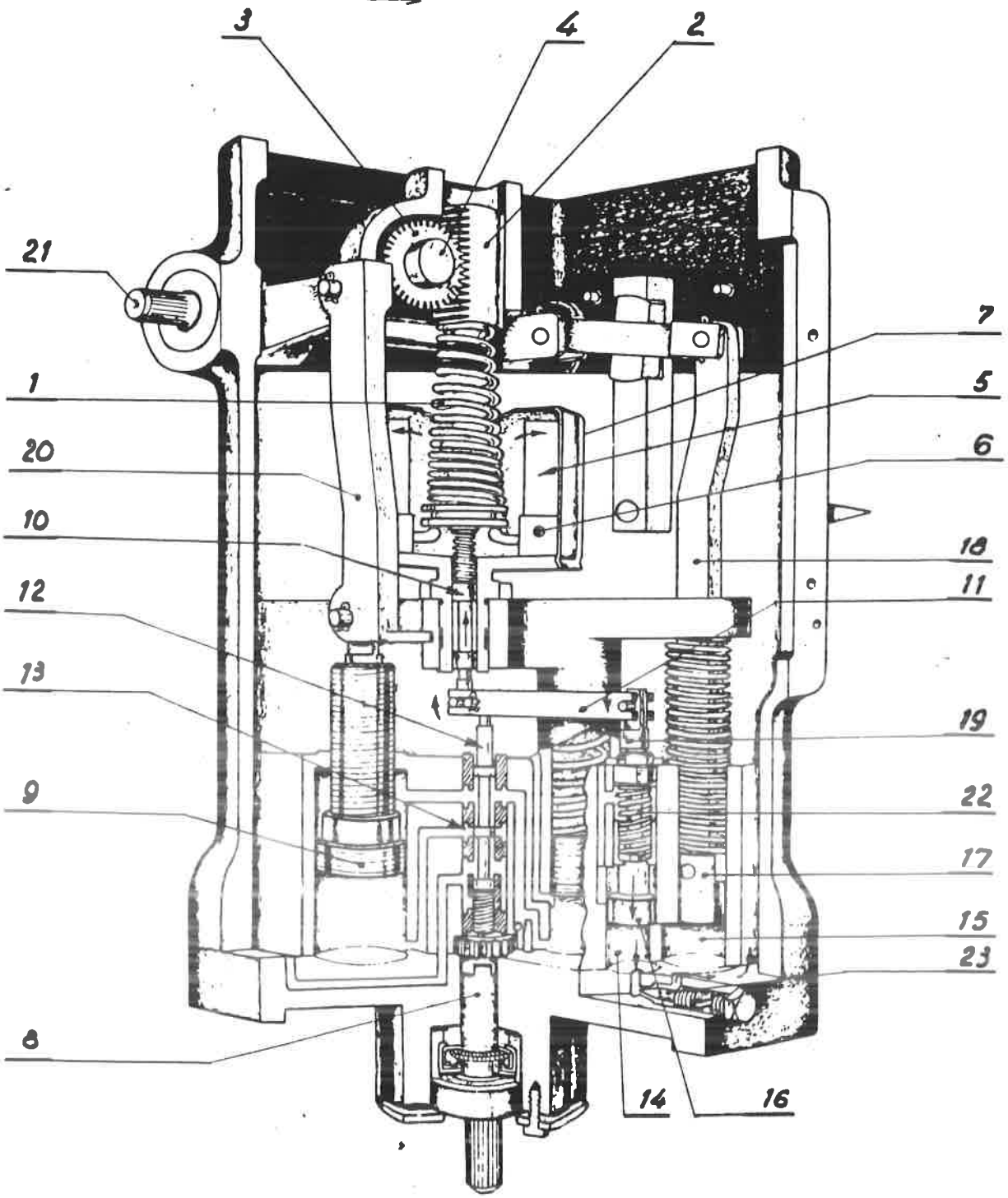


Fig. 229

C 1213
25-L

3. Le régulateur de vitesse et de charge Woodward type PG. (fig. 230 bis)

248. Le régulateur Woodward type PG est un régulateur combiné de vitesse et de charge.

249. Son double but peut être résumé comme suit :

1. Le maintien de la vitesse constante du moteur, lors d'éventuelles fluctuations de la charge, par un réglage approprié du degré de remplissage;

2. La limitation des fluctuations de la charge, de sorte que la charge reste constante, par le réglage de la charge.

Le régulateur permet au moteur de développer, pour chaque vitesse de rotation choisie, un couple moteur donné. Pour la vitesse de rotation maximale, le couple moteur correspondant est le couple maximum; le régulateur intervient donc également pour adapter la charge au couple moteur correspondant à la vitesse choisie.

250. Le régulateur "Woodward PG" est utilisé ainsi pour l'entraînement par le moteur des machines électriques bien déterminées (groupes électrogènes, transmissions électriques pour locomotives diesel) qui doivent développer une gamme de puissances constantes et dont ces puissances sont réglées par une action sur l'excitation.

Le problème d'une transmission électrique est le maintien de l'équilibre de la puissance que le moteur est susceptible de développer dans la gamme des vitesses de rotation choisies avec celle de la machine électrique entraînée.

251. Le régulateur "Woodward PG" équipe les moteurs de nos locomotives de ligne diesel-électriques à transmission GM-EMD (locomotives S. 52 à 55 et 62, voir cours 1260).

252. Comme le régulateur "Woodward type UG 8", le régulateur "Woodward type PG est du type isochrone et hydraulique. Ces deux régulateurs présentent de nombreuses ressemblance tant au niveau des principes de fonctionnement qu'au niveau de la construction (fig. 230).

253. Il se compose des ensembles suivants :

a) La pompe à huile avec régulateur de pression;
b) Le système de mesure mécanique;
c) Le dispositif correcteur hydraulique;
d) Le système de recouplage hydraulique;
e) Le régulateur de charge hydraulique;
f) Le dispositif de sécurité contre une pression d'huile de graissage insuffisante.

a) La pompe à huile avec régulateur de pression

254. La pompe à huile à engrenages du régulateur est disposée à la partie inférieure du carter ; elle est commandée par l'arbre d'entraînement du système de mesure, dont la vitesse d'entraînement est liée à la vitesse du moteur.
Un accumulateur d'huile, comprenant deux cylindres avec piston chargé par un ressort, limite la pression maximale à 3,5 bar. Si cette pression est dépassée, les pistons, poussés vers le haut, ouvrent une conduite (by-pass) par où une certaine quantité d'huile retourne au carter. La pression d'huile dans le régulateur garde une valeur constante quelque soit le débit de la pompe, qui est une fonction linéaire de la vitesse.

b) Le système de mesure mécanique

255. Celui-ci se compose de deux masses centrifuges (2) normalement équilibrées par le ressort de vitesse (1) dont la tension est réglée par le piston(14). La position de ce piston et la vitesse du moteur qui en découle est réglée hydrauliquement par une valve-pilote (12), qui est commandée à distance au moyen d'un dispositif électromagnétique consistant en un controller excitant les 4 solénoïdes A, B, C et D.

c) L'organe correcteur hydraulique

256. A la base du régulateur se trouve un levier (32) qui commande directement l'arbre d'attage des crémaillères des pompes d'injection (33) sous l'influence du piston régulateur (8). Un fort ressort (31) tend toujours à ramener ce piston de réglage (8) vers sa position de débit d'injection nul.

La position du piston (8) est déterminée par la pression d'huile régnant dans la chambre (a) sous le piston et réglée par l'organe correcteur lequel se compose d'un tiroir (3) qui, sous l'influence de l'organe de mesure, peut se déplacer de haut en bas dans son cylindre distributeur (4).

d) Dispositif de recouplage hydraulique

257. Ce dispositif se compose du piston flottant (5) avec ses deux ressorts (6) et (7). Le piston flottant peut se déplacer, suivant le cas, vers la gauche ou vers la droite dans son cylindre de compensation complètement rempli d'huile. Les deux moitiés du cylindre situées de chaque côté du piston flottant sont reliées respectivement avec les faces inférieure et supérieure d'un piston compensateur (3bis), lequel est placé sur la même tige que le tiroir (3) de l'organe correcteur.

e) Le régulateur de charge hydraulique.

258. Il se compose en principe d'un tiroir distributeur (22) dont la position est réglée par la tringle (27), placée entre le piston régulateur (8) (réglage du débit) et le piston de pression (14) (réglage de la vitesse). Le piston distributeur (22) dose l'arrivée d'huile au servomoteur (25) lequel régle la charge en modifiant l'excitation de la génératrice.

Principe de fonctionnement du régulateur.

259. Supposons la tension du ressort de vitesse (1) du système de mesure réglée par la valve pilote (12) pour une vitesse déterminée.

a) La charge reste constante (fig. 231).

Etant donné que la charge ne se modifie pas, la vitesse du moteur reste aussi constante.

Les masses centrifuges (2) sont maintenues en équilibre par le ressort (1). Le tiroir (3) ferme l'arrivée d'huile de la chambre (a) sous le piston de réglage (8). Ce piston (8) prend donc une position fixe qui détermine le débit d'injection de façon que le couple moteur et le couple de charge s'équilibrent.

Le piston flottant de recouplage (5) est dans sa position médiane.

Les tensions des ressorts (6) et (7) sont égales et opposées. Les pressions d'huile sur les deux faces du piston flottant (5) et dans la chambre (a) sous le piston de réglage (8) sont égales entre elles.

En effet :

Soit p_a : la pression dans la chambre (a) sous le piston (8) et par voie de conséquence, sur la face droite du piston flottant (5)

F : la force du ressort (31)

D : le diamètre du piston de réglage (8).

Ainsi $\frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_a = F$

Lorsque P_a augmente, le piston (8) se déplace vers le haut jusqu'à ce que la tension F du ressort (31) satisfasse à la relation précédente. Il en résulte un accroissement du débit d'injection.

Soit encore :

P_6 et p_a : les pressions d'huile respectivement sur les faces gauche et droite du piston flottant;

d : le diamètre du piston flottant;

F_6 et F_7 : les forces exercées respectivement par les ressorts (6) et (7).

260. On obtient comme condition d'équilibre du piston flottant (5) :

$$F_6 + \frac{\pi\ d^2}{4} \cdot P_6 = F_7 + \frac{\pi\ d^2}{4} \cdot p_a$$

Si le piston flottant (5) est dans sa position médiane, $F_6 = F_7$ d'où il s'en suit que $p_6 = p_a$

Examinons maintenant ce qui se passerait si cette condition n'était pas satisfaite.

261. On peut exprimer la condition d'équilibre du système de mesure en fonction des forces ci-après :

F_1 = la poussée exercée vers le bas sur le tiroir (3) par le ressort (1).

F_2 = la poussée exercée vers le haut sur le tiroir (3) par la force centrifuge agissant sur les masses (2).

F_3 = la poussée exercée vers le bas sur la face supérieure du piston compensateur (3bis) par la pression p_a.

F_4 = la poussée vers le haut exercée par p_6 sur la face inférieure du piston de compensation (3bis).

La condition d'équilibre du système de mesure devient :

$$F_1 + F_3 = F_2 + F_4$$

Si les surfaces effectives de pression du piston de compensation sont égales à (ω) , $F_3 = \omega \cdot p_a$ et $F_4 = \omega \cdot p_6$

La condition d'équilibre du système de mesure devient donc :

$$F_1 + \omega \cdot p_a = F_2 + \omega \cdot p_6$$

ou

$$F_1 - F_2 = \omega\ (p_6 - p_a)$$

Les caractéristiques du ressort (1) et des masses (2) étant calculées de telle sorte que, pour chaque vitesse de rotation choisie, $F_1 = F_2$, la condition d'équilibre peut s'exprimer $(p_6 - p_a) = 0$ ou $\boxed{p_6 = p_a}$

Ce qui revient à dire que le système de mesure ne peut revenir en équilibre aussi longtemps que p_a n'est pas égal à p_6.

b) la charge augmente (fig. 232 - 233).

262. L'augmentation de la charge entraîne une baisse de la vitesse du moteur.

Par suite de la diminution de la force centrifuge sur les masses (2) qui en résulte, celles-ci sont poussées l'une vers l'autre et le tiroir (3) descend. L'huile sous pression est admise sur la face gauche du piston flottant (5) qui est ainsi poussé vers la droite (fig. 232). Le piston flottant (5), par son déplacement vers la droite, pousse l'huile présente dans la moitié droite du cylindre de compensation vers la chambre (a) sous le piston de réglage (8) qui se déplace vers le haut : le débit d'injection augmente.

Pendant le déplacement vers la droite du piston flottant (5), le ressort (6) se détend et le ressort (7) est comprimé.

On obtient donc comme nouvelle condition d'équilibre du piston flottant :

$$F'6 + \frac{\pi \quad d^2}{4} \cdot p'6 = F'7 + \frac{\pi \quad d^2}{4} \cdot p'a$$

F'6 et F'7 sont les nouvelles forces exercées par les ressorts (6) et (7). (p'6) et (p'a) sont les nouvelles pressions sur les faces gauche et droite du piston flottant (5).

La condition d'équilibre devient :

$$\frac{\pi \quad d^2}{4} (p'6 - p'a) = F'7 - F'6,$$

avec comme conséquence que le piston de réglage (8) montera jusqu'à ce que la différence entre les pressions sur les deux faces du piston flottant soit égale à la différence entre les nouvelles tensions des ressorts (6) et (7).

Cela signifie aussi que l'accroissement du débit d'injection sera proportionnel à la différence entre les tensions des ressorts (6) et (7) donc à la position finale du piston flottant (5).

1ère hypothèse.

La charge augmente seulement dans une faible mesure.

263. Une faible augmentation de la pression sous le piston (8) est suffisante pour ramener la vitesse du moteur à sa valeur normale.

Cela signifie aussi qu'une petite augmentation de la pression sur la face gauche du piston flottant (5) et donc un petit déplacement vers la droite de ce piston sont suffisants pour que la condition d'équilibre soit à nouveau satisfaite.

Afin d'empêcher que la pression p'6 ne devienne trop forte par suite d'une admission trop importante d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) et que, par suite, le piston (8) ne s'élève trop (ce qui amènerait une élévation trop importante de la vitesse du moteur) le tiroir (3) doit arrêter immédiatement l'arrivée d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) dès que la condition d'équilibre est satisfaite.

Il en est d'ailleurs ainsi en réalité. En effet, dans la mesure où le piston (8) s'élève, la vitesse du moteur croît et la force résultante (F'1 - F'2) par laquelle les masses centrifuges poussent le tiroir (3) vers le bas, diminue. D'un autre côté, le tiroir est poussé vers le haut par une force résultante ω (p'6 - p'a) provenant de la différence de pression existant entre les faces supérieure et inférieure du tiroir de compensation (3bis).

La condition d'équilibre du tiroir (3) donnée ci-dessus, compte tenu des nouvelles pressions, s'exprime comme suit :

$$(F'1 - F'2) = \omega\,(p'6 - p'a)$$

Cela revient à dire que, par suite de la différence de pression (p'6 - p'a) existant encore entre les deux faces du piston flottant (5) et conséquemment du piston compensateur (3bis), le tiroir (6) reviendra vers sa position d'équilibre sans que pour cela F'1 soit égal à F'2, c'est à dire avant que la vitesse du moteur n'ait atteint totalement sa valeur normale.

A l'instant où le tiroir (3) revient à sa position d'équilibre, l'amenée d'huile sur la face gauche du piston flottant (5) est coupée. La différence de pression existante (p'6 - p'a) s'annule lentement par l'aiguille de compensation (10) de sorte que le piston flottant peut revenir à sa position médiane sous l'influence de la différence entre les tensions des ressorts (6) et (7). Dans la mesure où cette égalisation progresse, le ressort (7) se détend tandis que la tension du ressort (6) augmente. Le léger accroissement de pression p'a qui résulte de cette égalisation, ramène complètement la vitesse du moteur à sa valeur normale de sorte qu'en position finale lorsque p'6 = p'a, on a F'1 = F'2.

Le piston de recouplage (5) amortit ainsi l'augmentation de la vitesse du moteur dans sa dernière phase de sorte que le régulateur n'autorise aucun "pompage" du moteur.

2e hypothèse.

264. La charge augmente dans une grande mesure et dans un délai très court.

La vitesse du moteur diminue fortement et un accroissement important de la pression sous le piston (8) est nécessaire pour rétablir la vitesse du moteur à sa valeur normale.

Par suite du grand déplacement du tiroir (3) (F1 est devenue beaucoup plus grande que F2), l'huile est admise, sous la pression maximale de la pompe, sur la moitié gauche du piston flottant (5) de sorte que celui-ci se déplace complètement vers la droite (fig. 233). Le piston flottant (5) ouvre alors la liaison (by-pass) entre ses côtés droit et gauche et l'huile est admise à la pression maximale dans la chambre (a) sous le piston de réglage (8).

On obtinet donc :

1. Un accroissement rapide de la pression p_a et par conséquent une augmentation rapide de la vitesse du moteur. Il en résulte une diminution rapide de la force résultante (F1 - F2) agissant sur le tiroir (3);

2. Une diminution rapide de la différence de pression $(p_6 - p_a)$ de sorte que, dès que cette différence de pression est descendue sous une certaine valeur, le piston flottant (5) se déplace vers la gauche, sous l'influence de la différence de tension des ressorts (7) et (6) et ferme à nouveau la liaison de dérivation (by-pass).

3. Dès que la vitesse du moteur ne s'écarte plus que dans une faible mesure de sa valeur normale de sorte que (F1 - F2) devient égale à $\omega (p_6 - p_a)$, le tiroir (3) ferme l'arrivée d'huile sur le côté gauche du piston flottant (5).

4. Par l'égalisation de la différence de pression $(p_6 - p_a)$ via l'aiguille de compensation (10), la vitesse du moteur est ramenée insensiblement à sa valeur normale comme dans la 1ère hypothèse.

c) La charge diminue. (fig. 234).

265. Dès que la vitesse du moteur dépasse sa valeur normale et que F2 devient supérieur à F1, le tiroir (3) est soulevé.

Le côté gauche du piston flottant (5) ainsi que la chambre (a) sous le piston de réglage (8) sont alors reliés au carter à huile du régulateur. Par suite de la descente du piston de réglage (8) qui en résulte, la vitesse du moteur diminue aussitôt et la force résultante (F2 - F1) décroît.

Dès que la différence de pression $(p_a - p_6)$ sur le piston de compensation (3bis) devient suffisamment grande par rapport à la différence de force (F2 - F1), le tiroir (3) revient dans sa position d'équilibre et arrête tout écoulement d'huile de la chambre (a) et de la moitié gauche du cylindre de recouplage.

A cet instant, la vitesse du moteur est devenue approximativement égale à sa vitesse normale.

L'égalisation ultérieure des pressions p_6 et p_a via l'aiguille de compensation (10) ramène progressivement la vitesse du moteur à sa vitesse normale.

Réglage de la vitesse du moteur.

266. Comme déjà dit, la vitesse du moteur est réglée à une valeur déterminée par le réglage de la tension du ressort (1) au moyen d'une valve pilote commandée par un controller électrique, ou régulateur de pression d'huile, représenté schématiqement à la fig. 235.

L'installation électrique de commande comprend 4 solénoïdes (électro-aimants) A, B, C, D dont le noyau est attiré lors de la mise sous tension. La tension du ressort antagoniste (15) du plongeur de la valve pilote (12) repousse les noyaux magnétiques vers le haut lors de la coupure du courant d'excitation. Le déplacement des noyaux magnétiques est réglable par la vis de réglage dont chaque solénoïde est muni.

Les électro-aimants A, B, C, et D peuvent être insérés dans le circuit électrique séparément ou par groupes. Le nombre d'électro-aimants sous tension détermine la position de la plaque d'appui triangulaire (11) qui, au moyen d'une série de tringles est reliée au plongeur (12) de la valve pilote.

Sur ce plongeur est fixé un tiroir (13bis) qui règle l'alimentation d'huile sous pression au-dessus du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1).

Le rôle primaire de la valve pilote consiste à exécuter progressivement tous les réglages de la tension du ressort de vitesse (1).

La valve pilote comprend, comme le montrent les fig. 230 et 235, un plongeur non rotatif (12) qui, suivant le cas, peut se déplacer vers le haut ou vers le bas dans le cylindre distributeur rotatif (13). Ce cylindre (13) est entraîné par une roue dentée à une vitesse de rotation proportionnelle à celle du moteur. Le cylindre distributeur (13) peut aussi être déplacé dans son logement et cela par l'attraction de l'électr-aimant D. Par interruption du courant d'excitation de l'électro-aimant D, le cylindre distributeur (13) est repoussé dans sa position d'origine par son ressort antagoniste (15bis).

Le plongeur (12) comprend 4 pistons dont le supérieur règle l'amenée d'huile venant de la pompe à huile via le régulateur de pression, le 2e (13bis) règle l'arrivée ou le départ de l'huile au piston de pression (14) situé au-dessus du ressort de vitesse (1) et le 3e règle l'évacuation de l'huile vers le carter du régulateur.

Le piston inférieur sert d'appui au ressort antagoniste (15) du plongeur (12).

Comme le montrent les figures 235 et 236, l'huile venant de la pompe à huile n'est admise que de façon intermittente dans l'espace (12bis) entre le plongeur (12) et le cylindre (13) (une fois par tour du cylindre rotatif (13).

Il s'ensuit que, lors de la descente du piston (13bis) dans son cylindre (13), l'alimentation en huile de l'espace au-dessus du piston (14) réglant la pression du ressort de vitesse (1) est également intermittente.

La fonction secondaire de la valve pilote est d'envoyer de l'huile, sous débit réglable et intermittent, vers l'appareil de protection du moteur diesel contre un manque de pression d'huile de graissage.

Supposons maintenant (fig.235) un certain déplacement vers le bas du point (b) de la tringle (ac) par l'intervention d'un ou plusieurs solénoïdes A, B ou C. Puisque le point de rotation (c) est considéré fixe, le plongeur (12) s'enfonce d'une certaine distance.

Le tiroir (13bis) découvre le passage vers la chambre supérieure du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1), et par suite de la rotation du cylindre distributeur (13), l'huile sous pression est envoyée de façon intermittente vers cette chambre.

Le piston de pression (14) descend et entraîne la tringle (hg); (e) étant le point fixe de rotation du levier (eg) et (b) le nouveau point de rotation du levier (ac), le plongeur (12) revient à sa position normale, de sorte que l'alimentation en huile de la chambre du piston de pression (14) est interrompue.

La quantité d'huile admise sur le piston de pression (14) dépend de l'amplitude du déplacement initial du point (b) et du nombre de solénoïdes excités.

Inversément, le plongeur (12) se déplace vers le haut par l'interruption de l'excitation d'un ou plusieurs électro-aimants. Une quantité d'huile est retirée de la chambre du piston de pression (14); cette quantité dépend du déplacement vers le haut du point (b).

L'excitation du solénoïde (D) a pour conséquence l'engagement complet du cylindre distributeur rotatif (13). Ce mouvement a le même effet qu'un déplacement vers le haut par rapport au cylindre du plongeur (12), c'est-à-dire une diminution de la vitesse de rotation.

Les combinaisons d'excitation des solénoïdes A, B, C et D permettent le réglage des moteurs aux vitesses figurant au tableau ci-après.

(A, B, C et D donnent au plongeur un déplacement relatif égal à q/2, 2q, q et -q)

Position du controller de vitesse	Solénoïde(s) sous tension	Déplacement vers le bas du plongeur (12)	Déplacement vers le bas du cylindre distributeur (13)	Vitesse du moteur (tr/min)
STOP	D	-	q	0
IDLE	-	-	-	275
1	-	-	-	275
2	A	q/2	-	355
3	C	q	-	435
4	A+C	1,5 q	-	515
5	B+C+D	2 q	-	595
6	A+B+C+D	2,5 q	-	675
7	B+C	3 q	-	755
8	A+B+C	3,5 q	-	835

267. Remarque (fig. 235). Une butée (17) est prévue à l'extrémité de la tige de guidage du piston de pression (14). Cette butée assure le réglage du ressort de vitesse (1) et doit être réglée pour qu'au ralenti il existe, entre la butée et la face supérieure du piston (14) une distance de 2/64" (inches).

Une butée (18) est placée à la partie supérieure du cylindre du piston de pression (14). Cette butée doit être réglée de manière qu'au ralenti la distance entre la butée (18) et la face supérieure du piston soit égale à 3/64".

L'arrêt du moteur est provoqué par l'excitation du solénoïde D. A ce moment, le piston (14) est d'abord poussé par le ressort (16) contre la butée (17) et ensuite, simultanément avec sa tige de guidage contre la butée (18). Le ressort (16) est moins souple que le ressort (1).

Comme la fig. 235 l'indique, la tige de guidage du système de mesure est levée par la poussée du ressort (16) et le tiroir (3) est également levé; la totalité de l'huile sous le piston de réglage s'échappe.

Le régulateur est alors ramené sur la position débit nul.

Le régulateur de charge.

268. Il consiste en principe, comme le montre la fig. 237, en un cylindre distributeur muni de deux tiroirs qui, par leur déplacement vers le haut ou vers le bas et uniquement pendant ce déplacement, admet de l'huile à droite ou à gauche dans un servomoteur destiné au réglage de la charge.

Les pistons distributeurs sont solidaires d'un plongeur relié par la tringle (34bis) au levier (27). Une extrémité de celui-ci s'appuie sur le piston de pression (14) dont la position détermine la vitesse du moteur; l'autre extrémité s'appuie sur le piston de réglage (8) dont la position détermine le débit d'injection.
(Puissance = C x ω). Si, pour une vitesse déterminée du moteur la charge augmente brusquement, le point d'appui "J" du levier (27) est à prendre comme point fixe de rotation. Le piston de réglage (8) monte et le plongeur du régulateur de charge est soulevé. L'huile sous pression est admise du côté droit du servomoteur de charge en même temps que l'huile s'échappe du côté gauche du servo.

Le servomoteur diminuant la charge, la vitesse du moteur s'accroît; par l'intervention du système de mesure et de l'organe de correction, le piston de réglage (8) est ramené à sa position initiale.

Dans certaines circonstances de fonctionnement de l'installation de charge, le solénoïde 0 est excité. L'huile est admise sous le piston libre et celui-ci vient presser contre le piston fixé au plongeur, ce qui provoque le soulèvement de ce plongeur.

La liaison par excentrique (34) du plongeur et de sa tringle de commande permet le réglage de la position du plongeur dans son cylindre.

La liaison par boutonnière entre la tige de commande (34bis) du plongeur et le levier (27) permet le réglage du rapport de transmission entre les déplacements du piston de réglage (8) et les déplacements du plongeur du régulateur de charge.

Protection contre une pression d'huile insuffisante (fig. 238).

269. L'huile de graissage sous pression, amenée du moteur par la canalisation (32) appuye sur le diaphragme (44) et pousse le distributeur (34) vers la droite. Le côté gauche du piston (35) est mis en communication avec le carter d'huile du régulateur.

La face droite du diaphragme (44) est soumise en même temps à la pression d'huile existant au-dessus du piston de pression (14) du ressort de vitesse (1).

Si la pression d'huile de graissage tombe sous sa valeur minimale, le diaphragme (44) déplace le distributeur (34) vers la gauche sous l'influence de la pression sur sa face droite; les conduites (36) et(37) sont reliées dans le corps du cylindre où se déplace le piston (35).

La pression d'huile de graissage devant pousser le diaphragme vers la droite doit être d'autant plus forte que la pression sur sa face droite est élevée, c'est-à-dire, que la vitesse de rotation du moteur est grande.

Ainsi, la pression d'huile minimale est fixée à :

- pour la vitesse de ralenti : 5 psi (0,35 bar);
- pour la vitesse maximale : 15 psi (1,05 bar).

Au-dessous de cette pression, l'appareil de protection contre une pression d'huile insuffisante fait intervenir, comme suit, le mécanisme d'arrêt automatique du moteur :

- La pression dans la conduite (36) est fournie par la pompe à huile du régulateur;

- Le piston (35) est soumis à la même pression lorsque le distributeur (34) se déplace vers la gauche;

- Si l'huile est admise sur la face gauche du piston (35), on obtient :

  - le déplacement du piston (35) vers la droite;
  - la vidange de la chambre au-dessus du piston de vitesse (14) par les conduites (40) et (41);
  - le déplacement de l'interrupteur (42) pour les appareils d'alarme.

Pour les vitesses supérieures à 400 tr/min, le moteur est arrêté instantanément. Aux vitesses inférieures à 400 tr/min (positions 1 et 2), il l'est avec un retard de 35" à 45" et ce afin de prévenir l'arrêt intempestif du moteur pendant la mise en régime de vitesse.

Dans ce cas, la passage direct de l'huile dans la conduite (36) est empêché par la soupape (38) qui est fermée. L'huile est ainsi amenée par la valve pilote de réglage de la vitesse, dont le cylindre rotatif (13) envoit l'huile de façon intermittente. De plus, la section de l'ouverture dans le manchon fixe (39) vers la conduite (36) est réglable. Ce réglage se fait en modifiant le recouvrement de la conduite (36) d'une part, et du manchon (39) d'autre part par la rotation de celui-ci autour de son axe et sa fixation dans la position désirée. Le cylindre avec le piston (35) est ainsi rempli lentement.

Remarque.

Afin de faciliter l'étude du fonctionnement du régulateur Woodward type PG, les figures 239 à 245 donnent les positions de ses organes principaux pour les régimes particuliers du moteur.

Regulateur Woodward t.P-G
(Representation schematique)

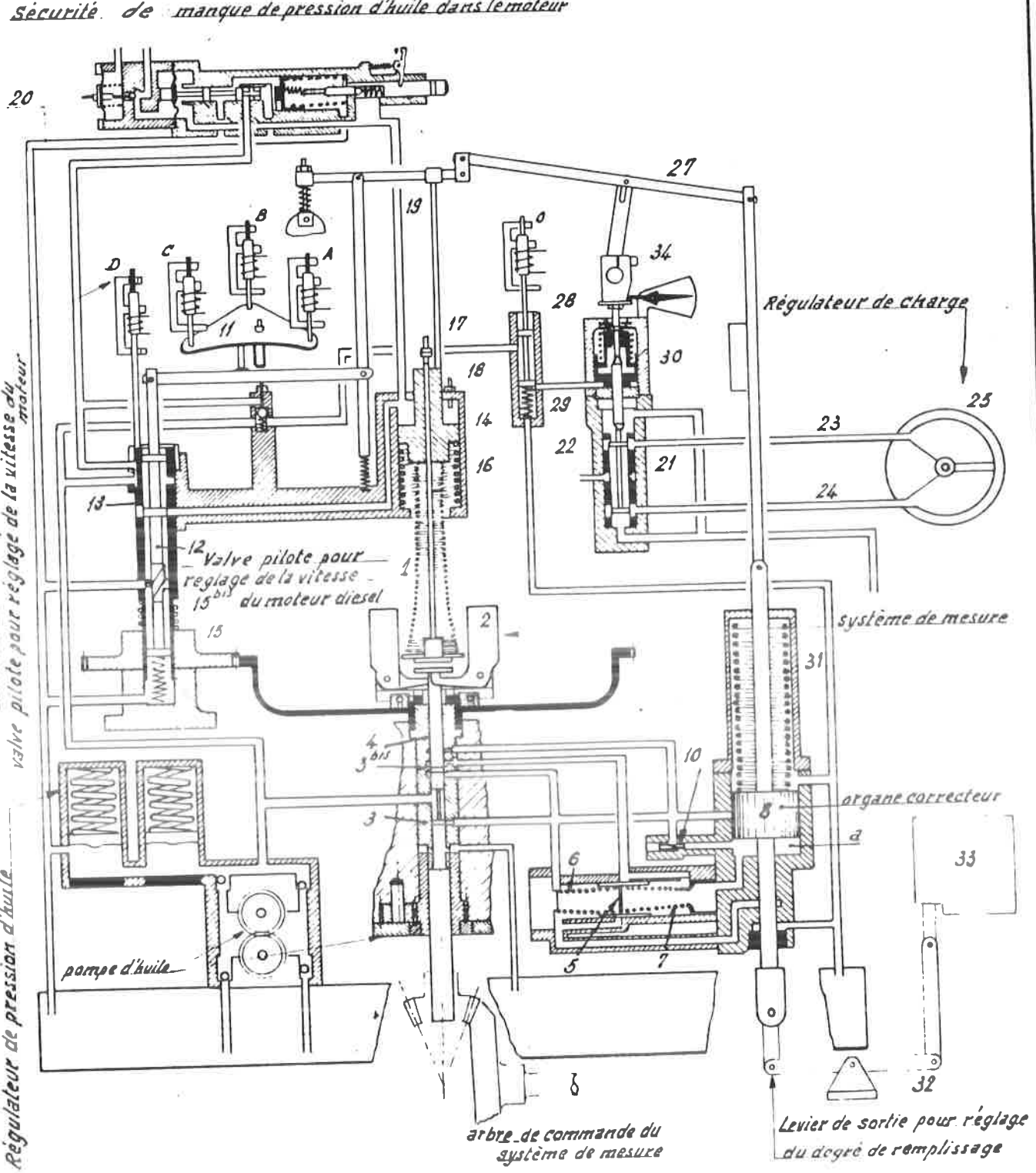


Fig. 230

REGULATEUR WOODWARD

type P.G.

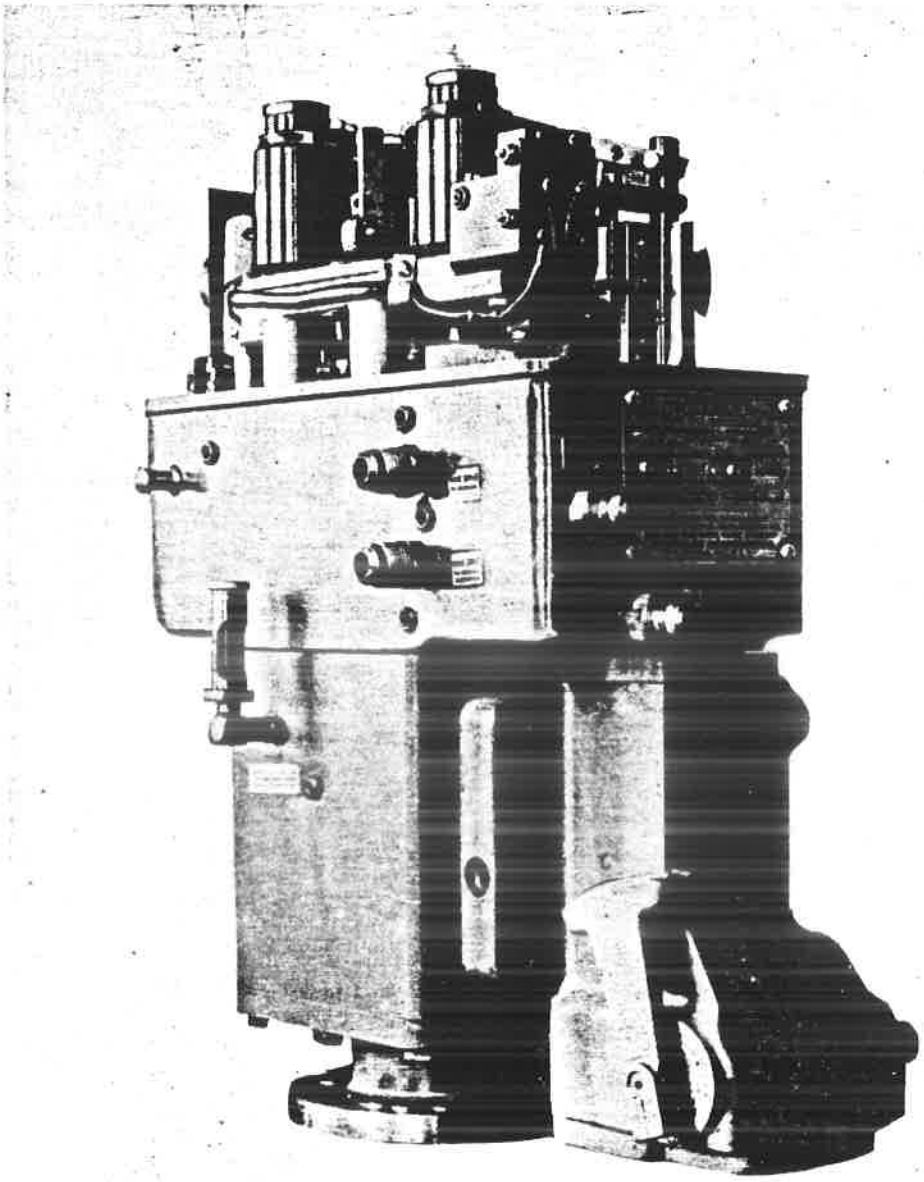


Fig. 230 bis

V.P.

Regulateur Woodward t. P-G.

Annexe 118

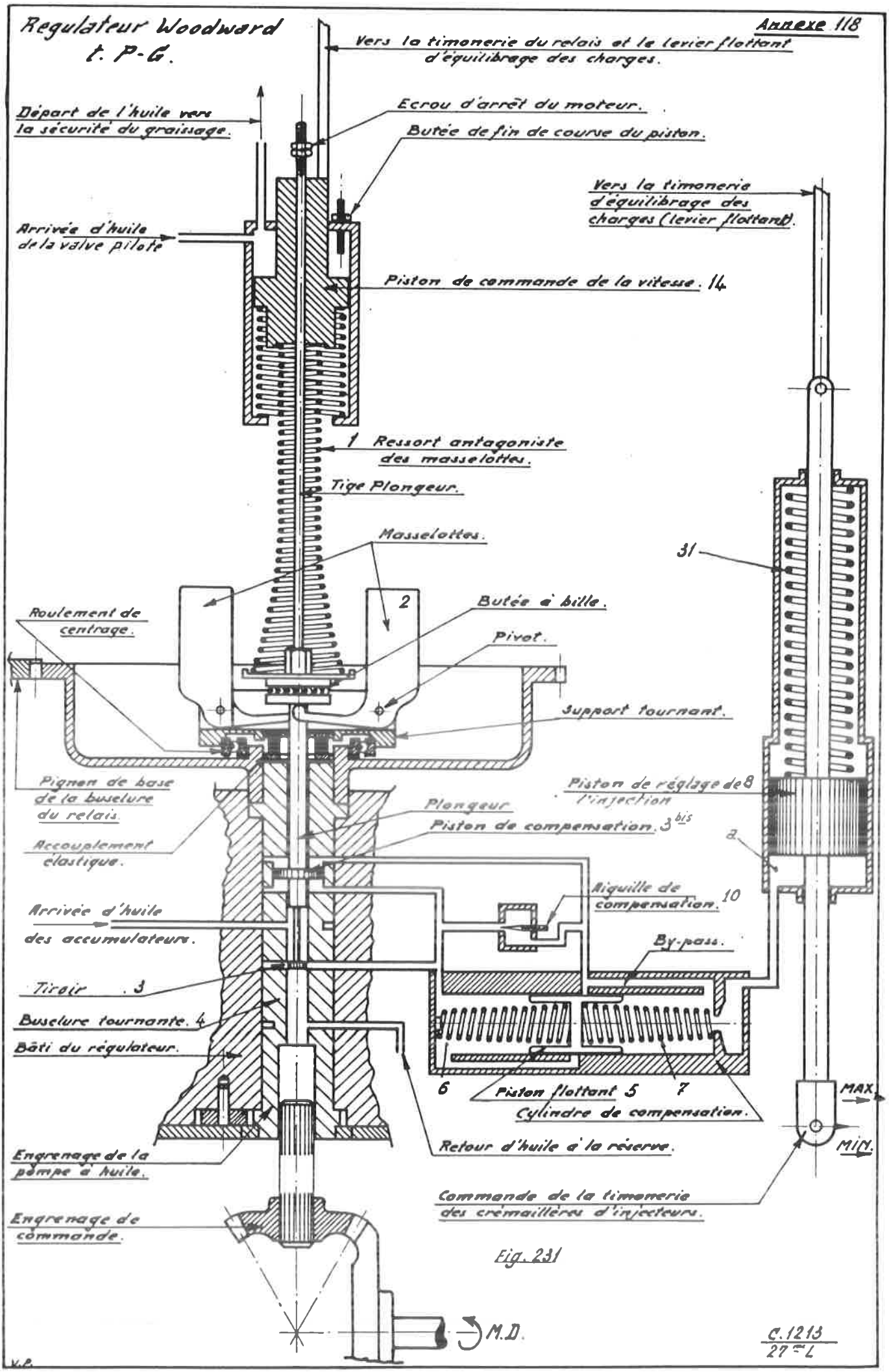


Fig. 231

C. 1213
27 F L

V.P.

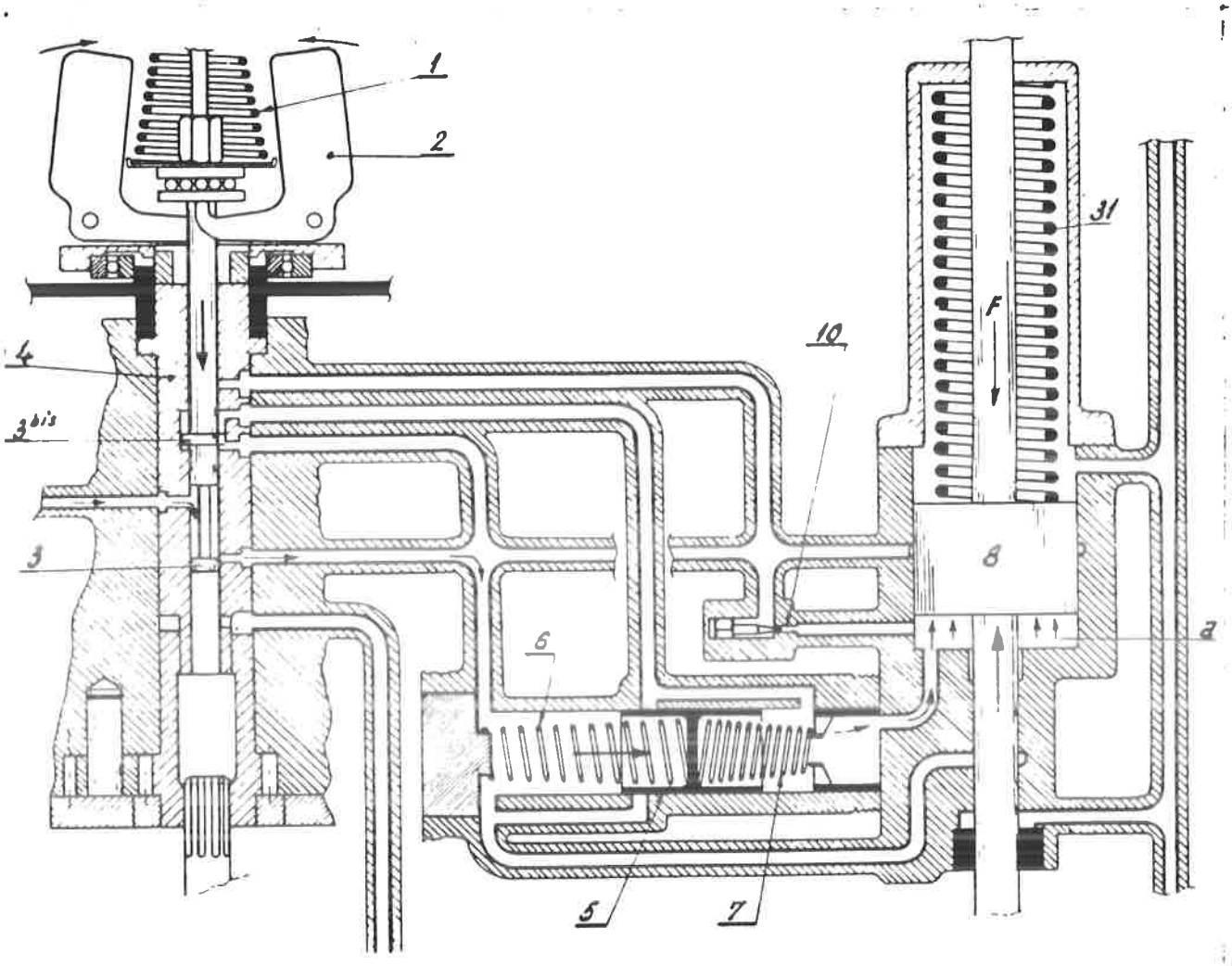


Fig. 232

V.P.

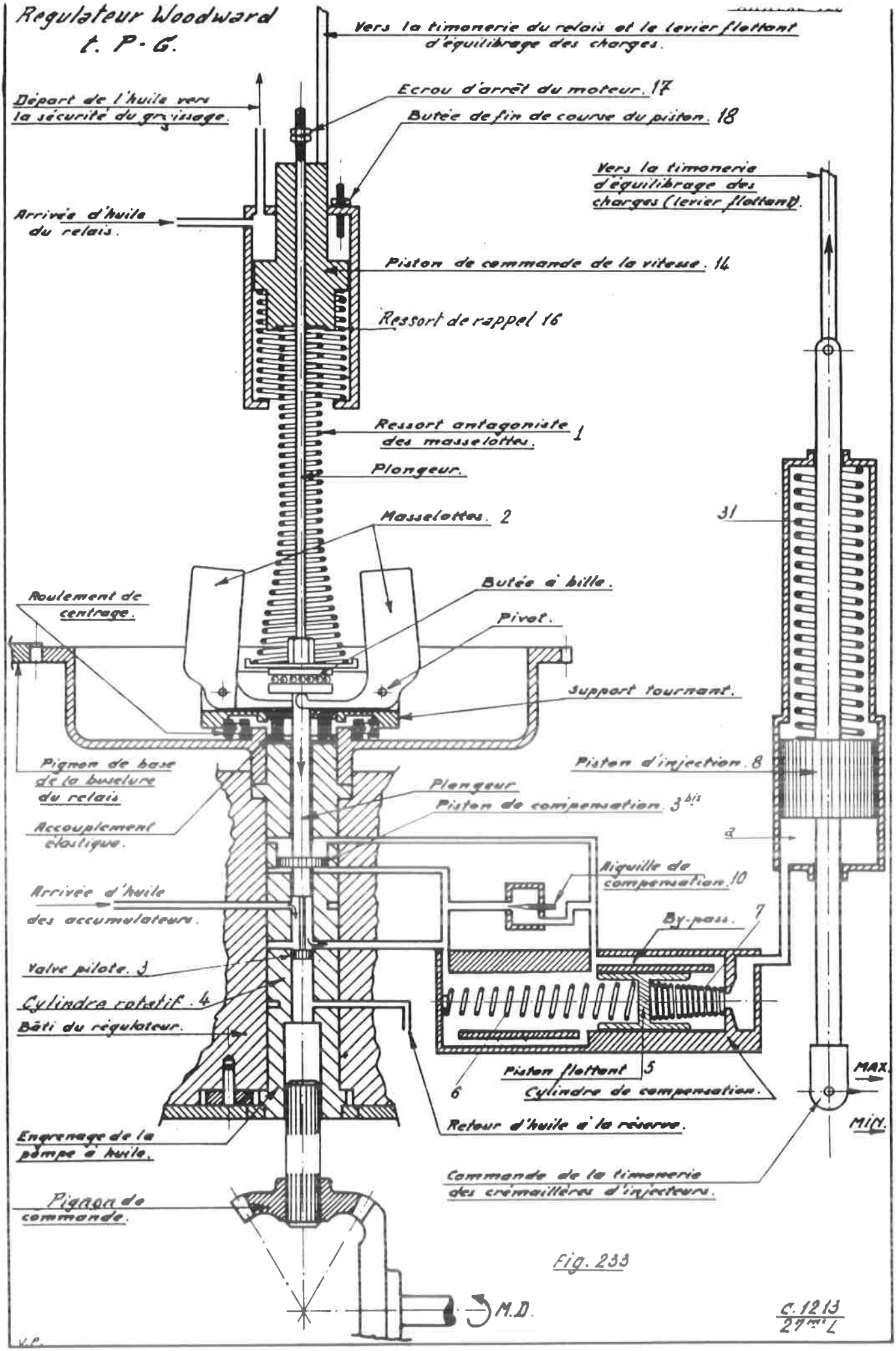


Fig. 233

C. 1213
27 mi L

Regulateur Woodward t. P.G.

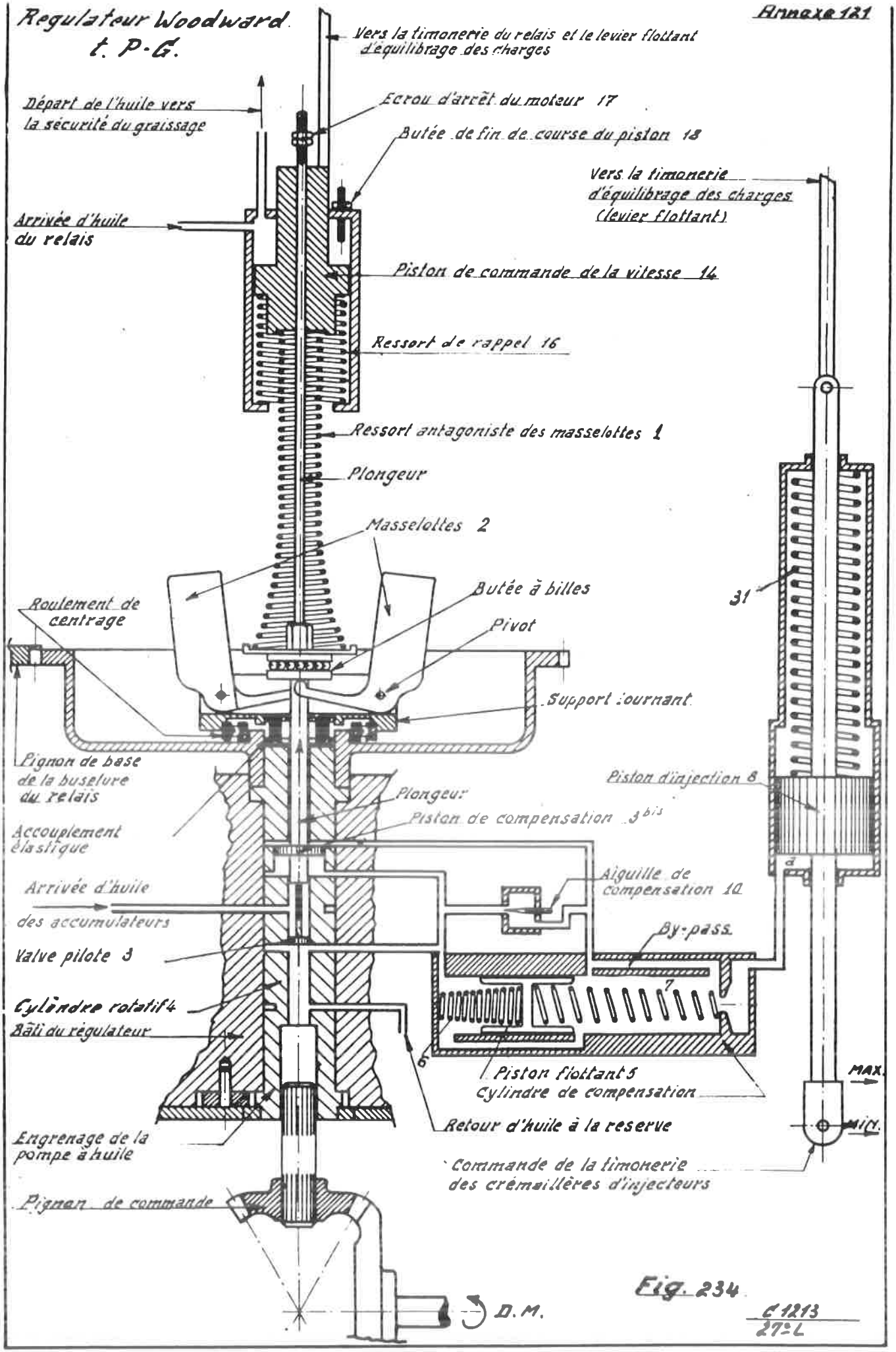


Fig. 234

C 1213
27-L

Regulateur Woodward
t. P-G.

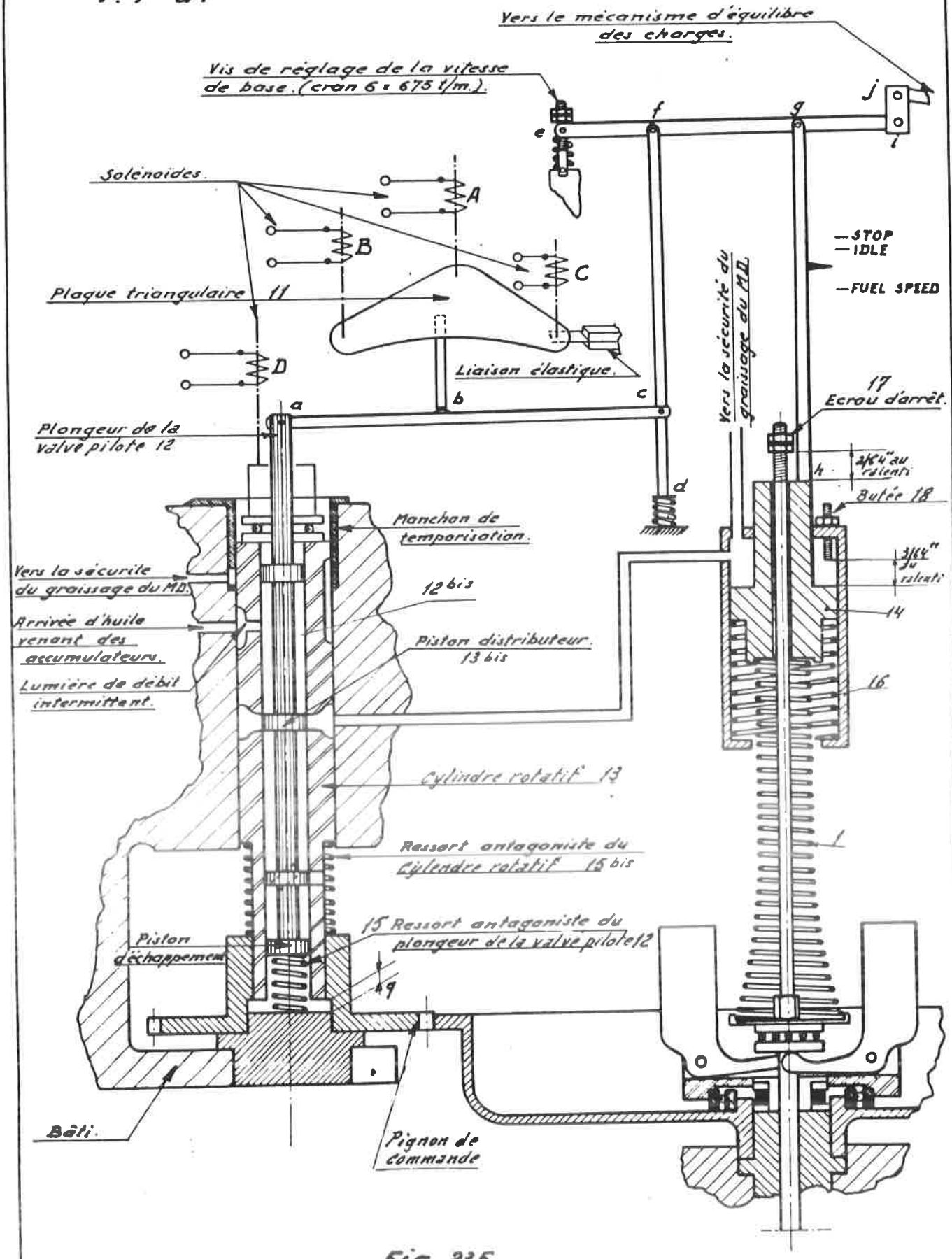


Fig. 235

Organes de commande de la vitesse de rotation du moteur diesel.
(valve pilote 12)

C 1213
27-2

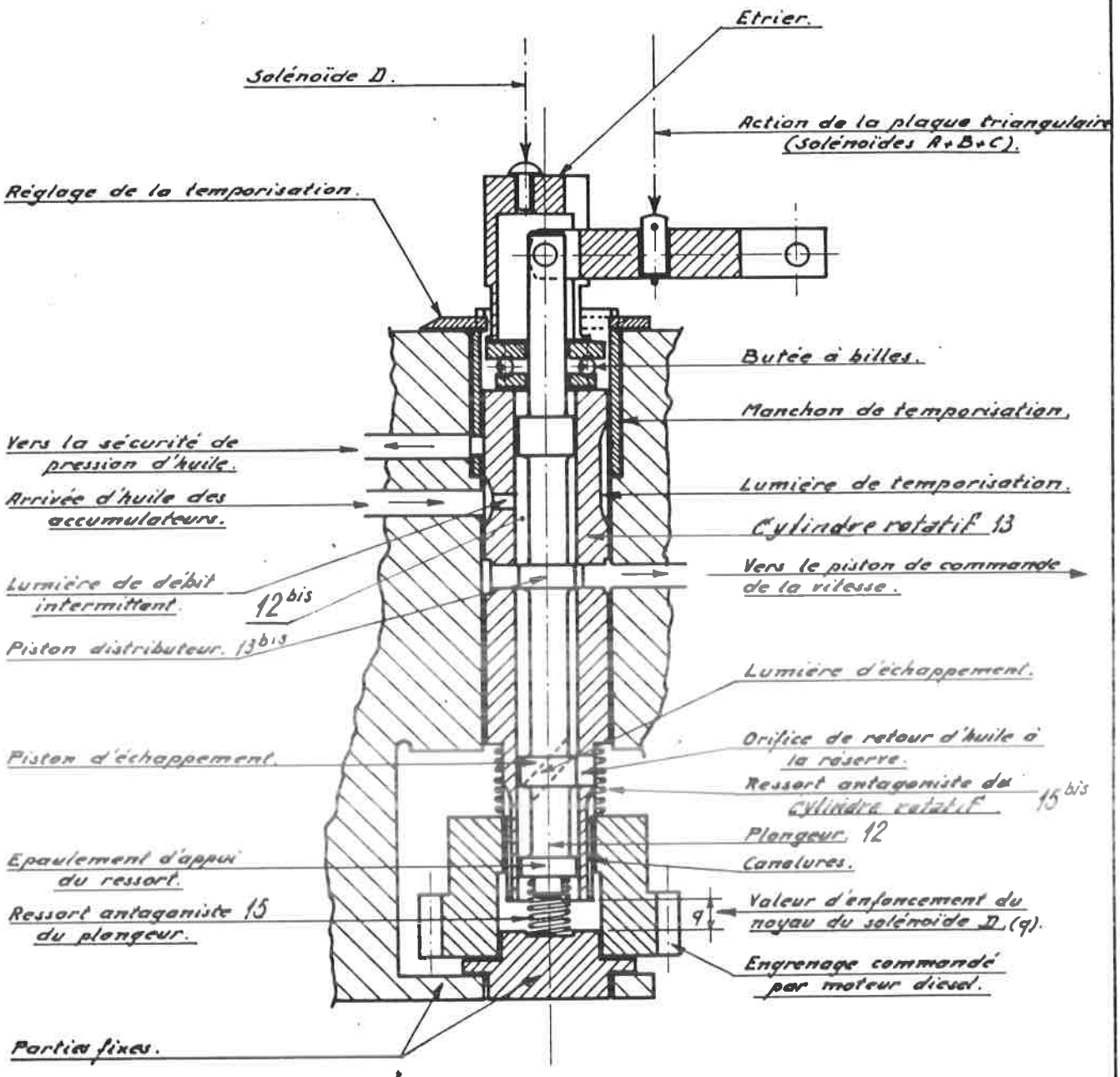

Etrier.
Solénoïde D.
Action de la plaque triangulaire (Solénoïdes A+B+C).
Réglage de la temporisation.
Butée à billes.
Manchon de temporisation.
Vers la sécurité de pression d'huile.
Arrivée d'huile des accumulateurs.
Lumière de temporisation.
Cylindre rotatif 13
Vers le piston de commande de la vitesse.
Lumière de débit intermittent.
12 bis
Piston distributeur. 13 bis
Lumière d'échappement.
Orifice de retour d'huile à la réserve.
Piston d'échappement.
Ressort antagoniste du cylindre rotatif 15 bis
Plongeur. 12
Epaulement d'appui du ressort.
Cannelures.
Ressort antagoniste 15 du plongeur.
q
Valeur d'enfoncement du noyau du solénoïde D (q).
Engrenage commandé par moteur diesel.
Parties fixes.

Fig. 236

V.P.

Regulateur Woodward
t. P. G.

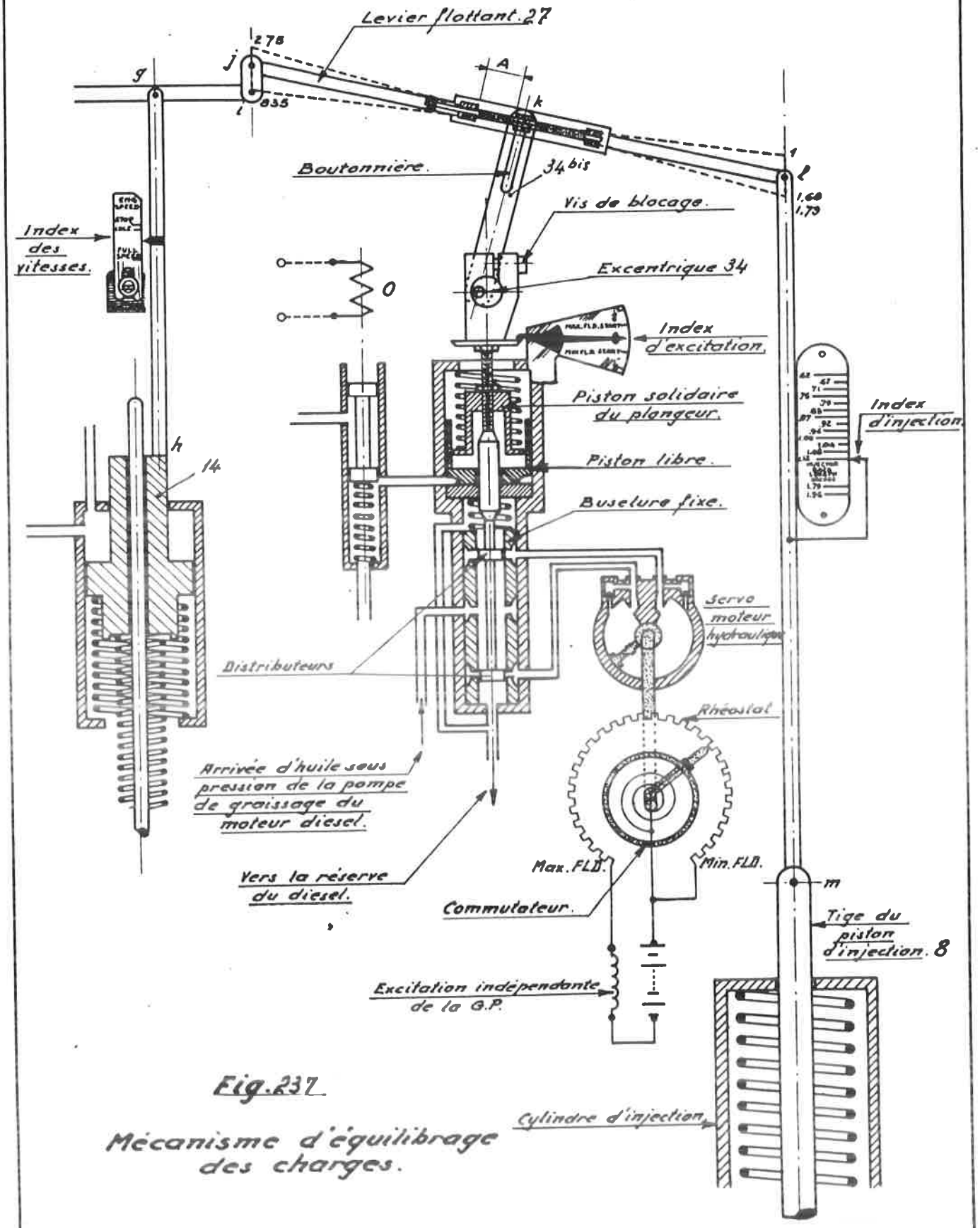
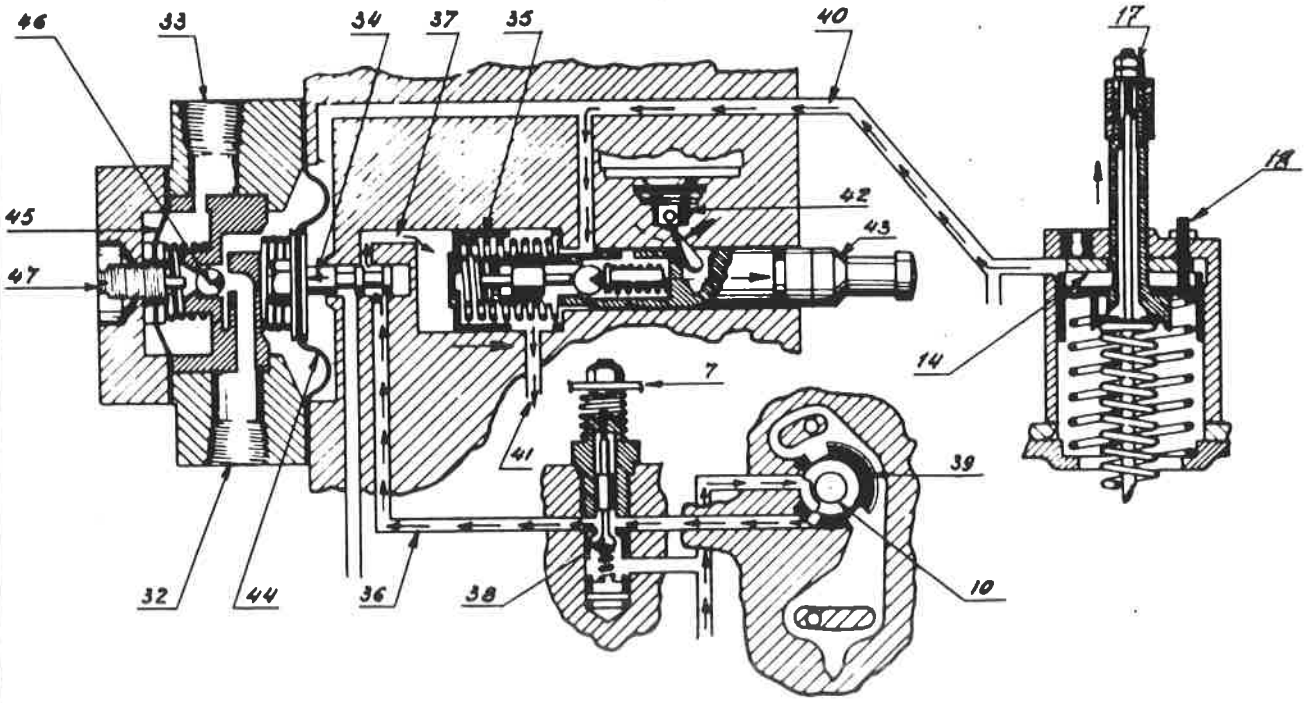


Fig. 237

Mécanisme d'équilibrage des charges.

Régulateur Woodward t. P.G.
Pression d'huile insuffisante.



7. Plaque triangulaire.
10. Buselure tournante.
14. Chambre du régulateur centrifuge.
20. Butée de fin de course du piston.
21. Ecrou d'arrêt du moteur.
32. Pression d'huile du moteur diesel.
33. Aspiration de la pompe à huile de graissage.
34. Piston distributeur.
35. Piston d'arrêt.
36. Conduite vers la soupape de réglage du délai
37. Raccord.
38. Soupape de dérivation de réglage du délai
39. Manchon de temporisation.
40. Conduite vers chambre du régulateur centrifuge.
41. Conduite.
42. Interrupteur d'alarme.
43. Poussoir du plongeur d'arrêt.
44. Diaphragme.
45. Diaphragme.
46. Bille.
47. Vis Allen n° 10, d'arrêt du diaphragme de dépression.

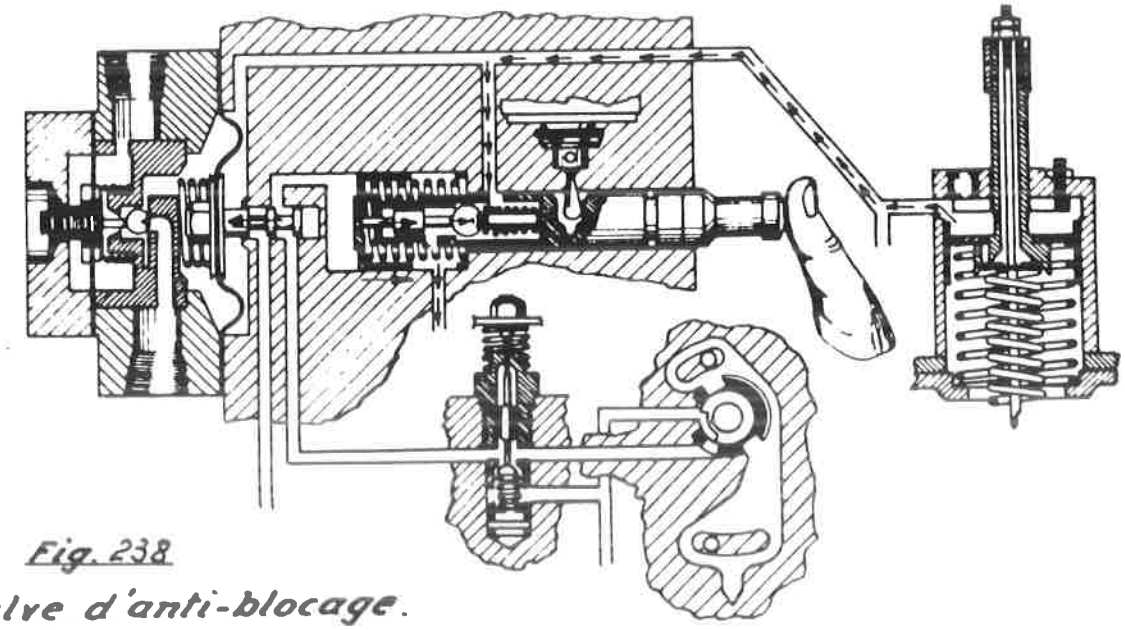


Fig. 238

Valve d'anti-blocage.

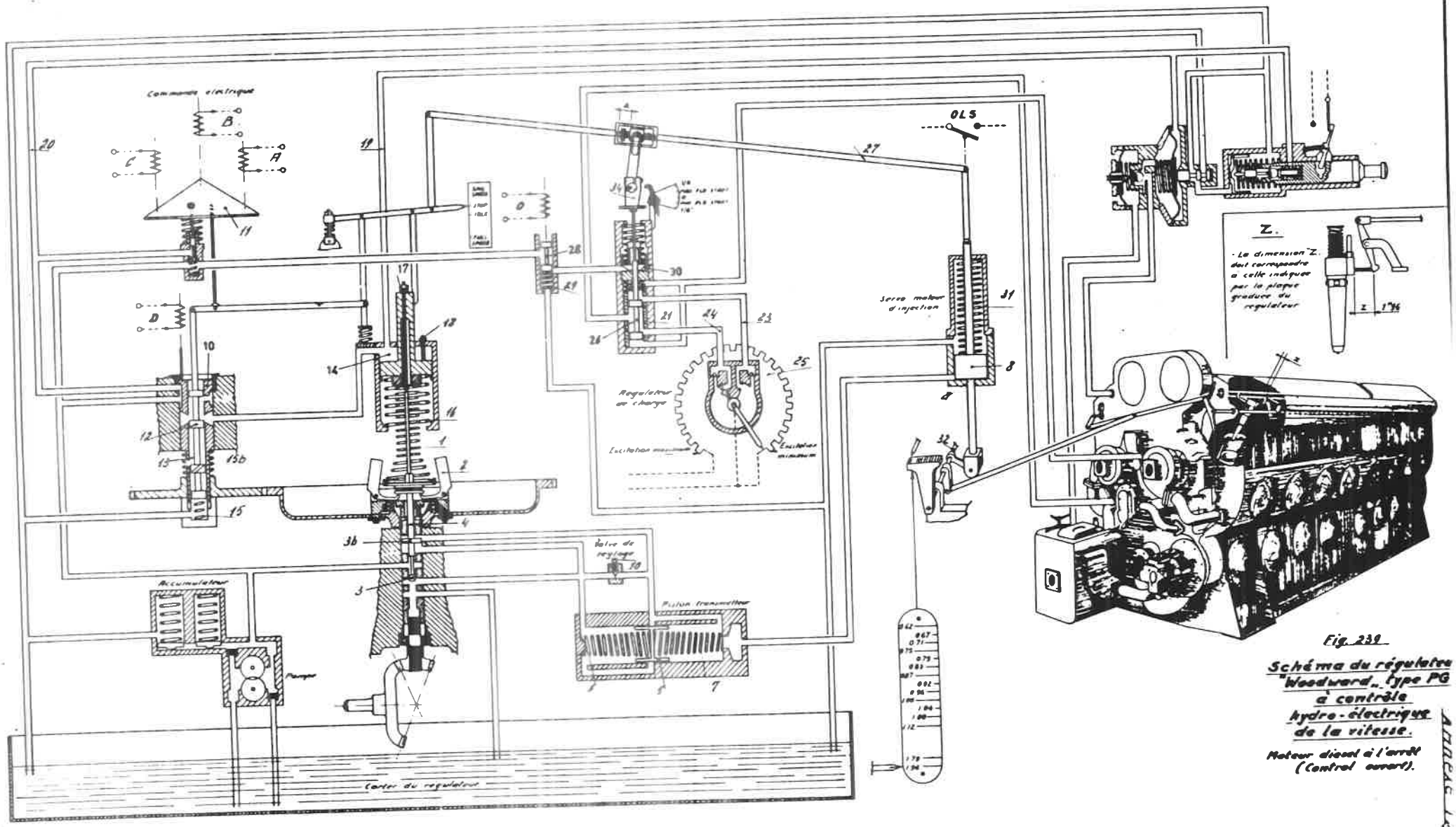


Fig. 239

Schéma du régulateur "Woodward" type PG à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Moteur diesel à l'arrêt (Control ouvert).

AIRBAG 1/20

C.12213
27.7.72

C. 1213
27 m.c

Fig. 240

Schéma de régulateur "Woodward" type P à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

N.B. au robinet (2 mots). Il s'en marche - Contrôle Régime lors de la coupure de la traction.

Annexe 127

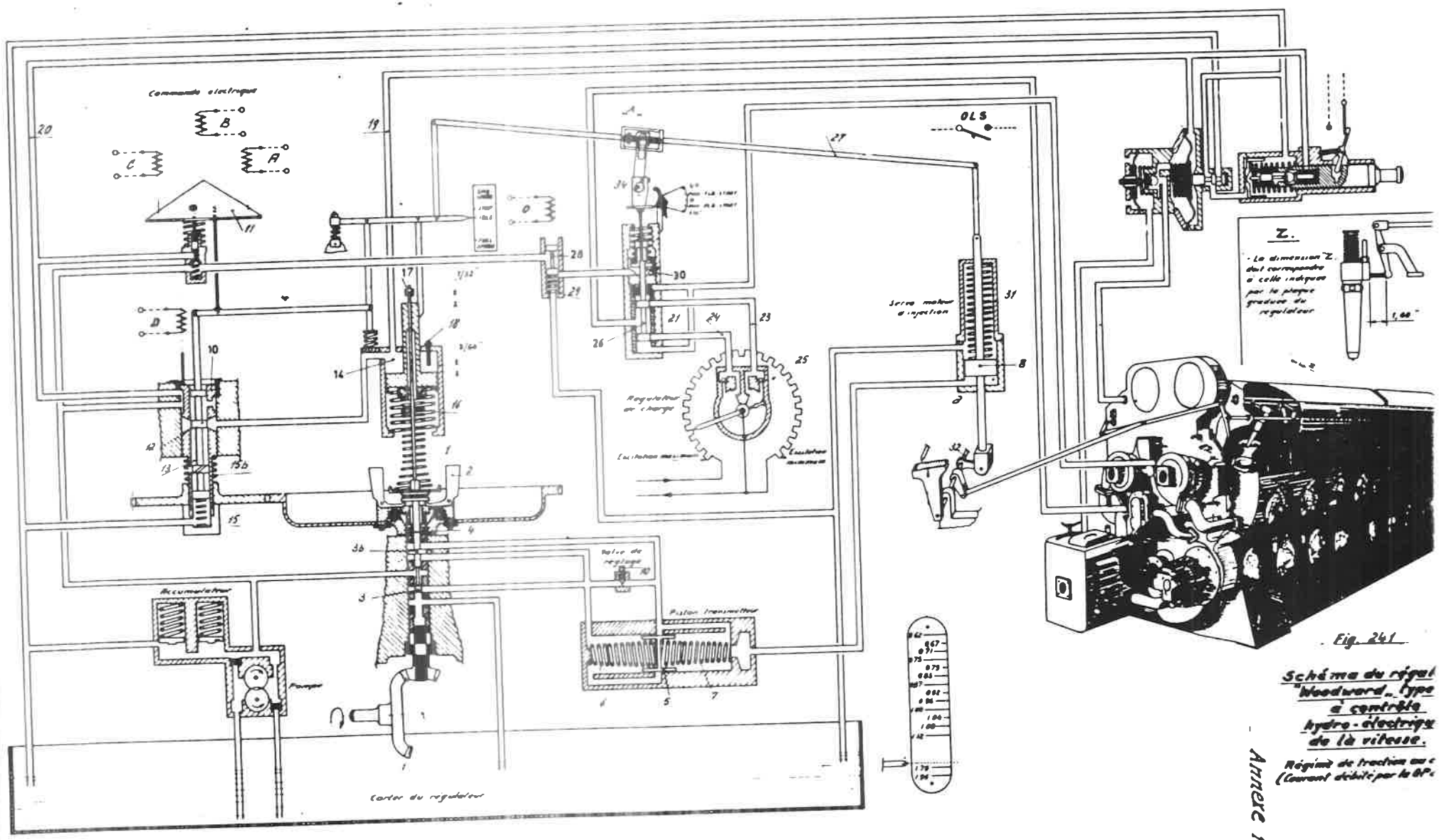


Fig. 241

Schéma du régul Woodward, type à contrôle hydro-électriq de la vitesse.

Régime de traction ma (Courant débité par la BP

Annexe 128

13

C. 1213
27.7.7

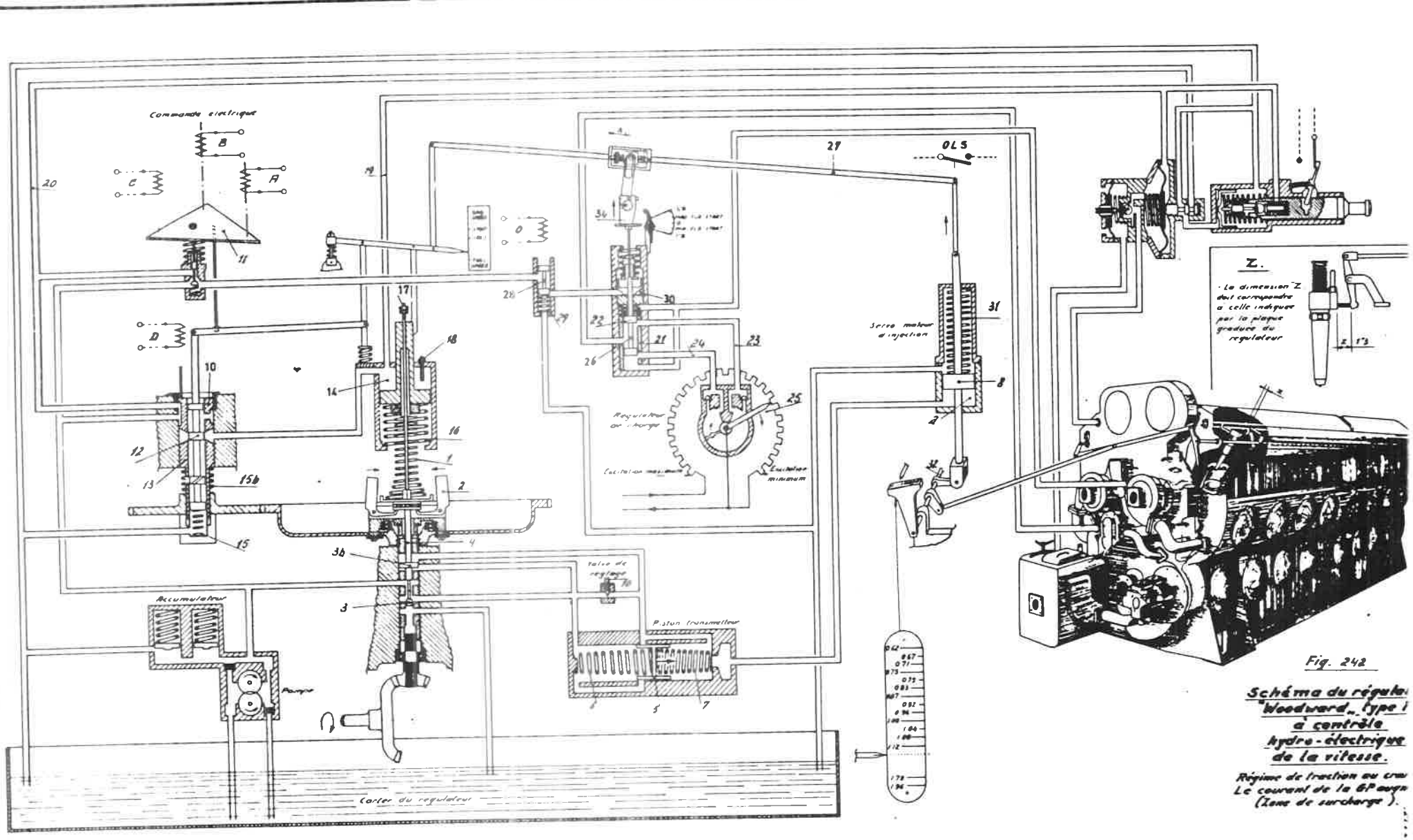


Fig. 242

Schéma du régula... "Woodward" type ... à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Régime de traction au cra...
Le courant de la GP aug...
(Zone de surcharge).

C 1213
27 mai 7

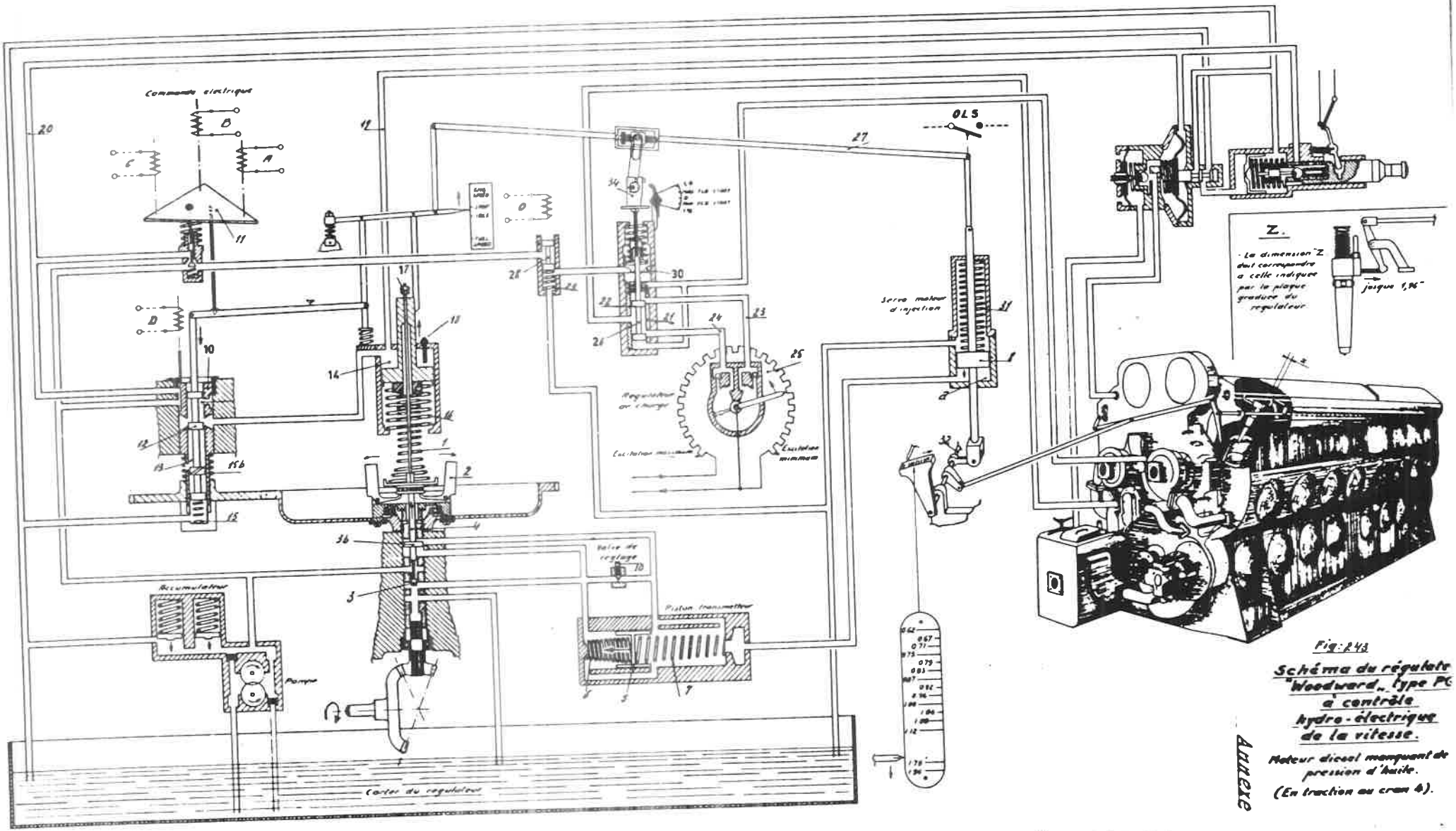


Fig: 243

Schéma du régulateur "Woodward" type PG à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

Moteur diesel manquant de pression d'huile.
(En traction au cran 4).

Annexe 130

C.1213
2.9.62

C. 1213
24 m.L

Annexe 151

Schéma du régulateur "Woodward" type à commande hydro-électrique de la vitesse.
Manque de pression d'huile de retour du servo-moteur en fonction

Fig. 24 bis

Z
- La dimension Z doit correspondre à celle indiquée par la flèche gravée du régulateur
Jeu 1,96
Servo moteur d'injection
Régulateur de vitesse
Commande électrique
Volet de régulateur
Piston transmetteur
Retour de régulateur
Electrovanne
Manque d'huile
Retour d'huile
Pression d'huile
Vers servo moteur
Vers pompe
Vers filtre
Vers carter
Vers refroidisseur
Vers pompe d'alimentation
Vers régulateur
Vers injecteurs
Vers carter du régulateur
Vers carter de distribution
Vers carter d'engrenages
Vers carter de commande
Vers carter de volant
Vers carter de pignon
Vers carter de roue
Vers carter de vis
Vers carter de tige
Vers carter de levier
Vers carter de bielle
Vers carter de manivelle
Vers carter de vilebrequin
Vers carter de palier
Vers carter de coussinet
Vers carter de chapeau
Vers carter de boulon
Vers carter de goujon
Vers carter de rondelle
Vers carter de ressort
Vers carter de joint
Vers carter de garniture
Vers carter de presse-étoupe
Vers carter de stuffing box
Vers carter de boîte à garniture
Vers carter de boîte à presse-étoupe
Vers carter de boîte à stuffing box
Vers carter de boîte à joint
Vers carter de boîte à ressort
Vers carter de boîte à rondelle
Vers carter de boîte à goujon
Vers carter de boîte à boulon
Vers carter de boîte à chapeau
Vers carter de boîte à coussinet
Vers carter de boîte à palier
Vers carter de boîte à vilebrequin
Vers carter de boîte à manivelle
Vers carter de boîte à bielle
Vers carter de boîte à levier
Vers carter de boîte à tige
Vers carter de boîte à vis
Vers carter de boîte à roue
Vers carter de boîte à pignon
Vers carter de boîte à volant
Vers carter de boîte à commande
Vers carter de boîte à distribution
Vers carter de boîte à engrenages
Vers carter de boîte à pompe d'alimentation
Vers carter de boîte à refroidisseur
Vers carter de boîte à filtre
Vers carter de boîte à pompe
Vers carter de boîte à retour
Vers carter de boîte à pression
Vers carter de boîte à huile
Vers carter de boîte à injecteurs
Vers carter de boîte à régulateur
Vers carter de boîte à volet de régulateur
Vers carter de boîte à transmetteur
Vers carter de boîte à électrovanne
Vers carter de boîte à manque d'huile
Vers carter de boîte à retour d'huile
Vers carter de boîte à pression d'huile

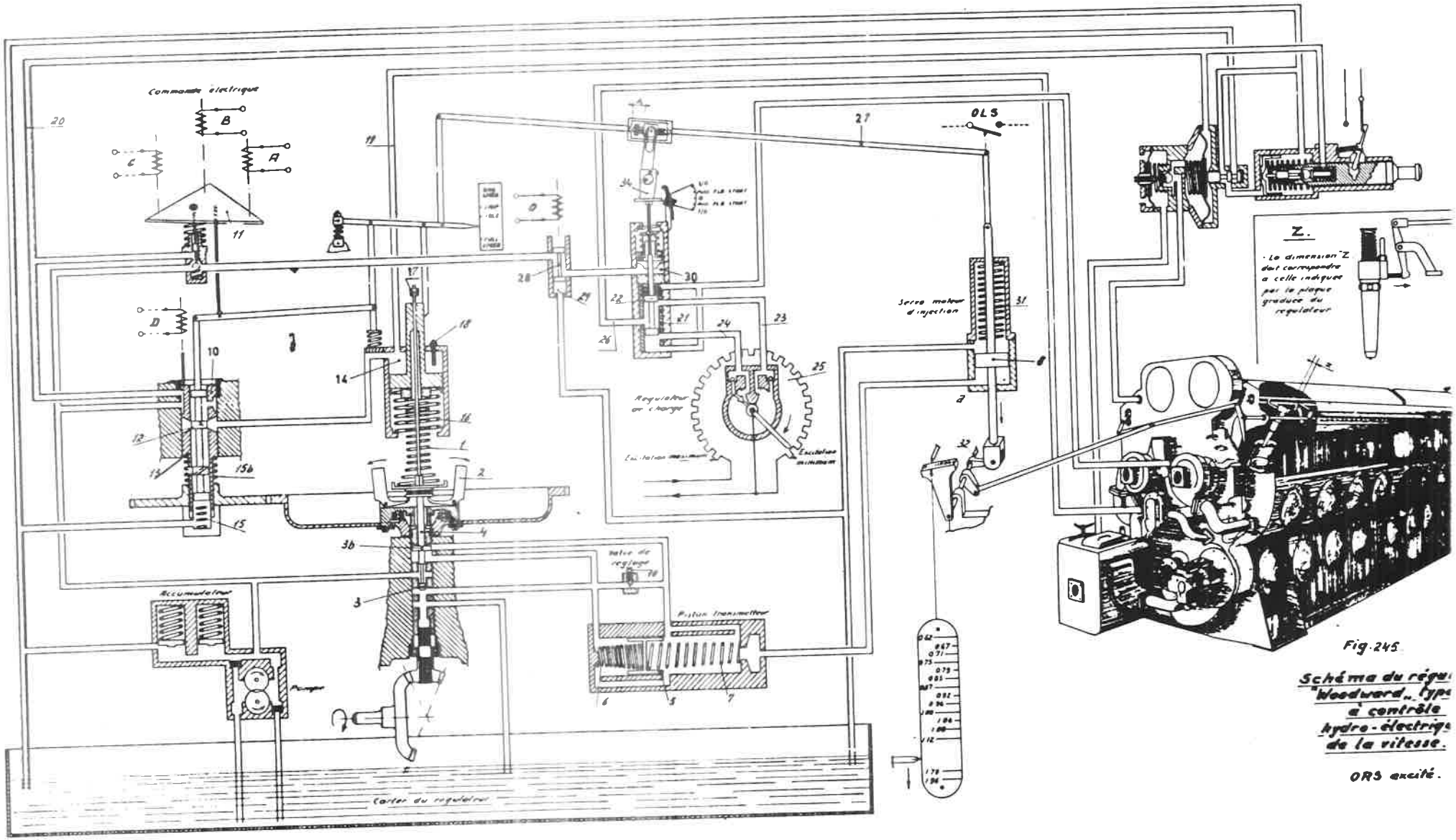


Fig. 245

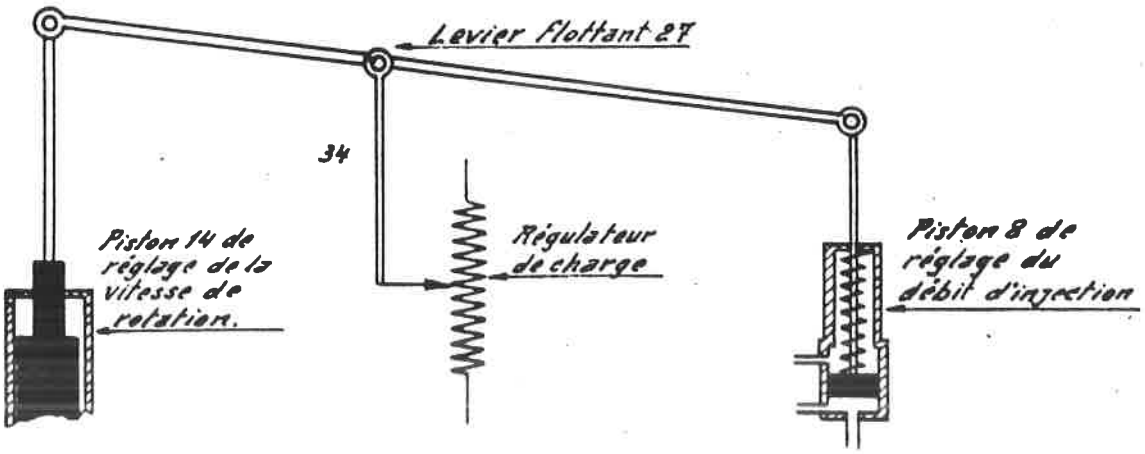
Schéma du régul "Woodward" type à contrôle hydro-électrique de la vitesse.

ORS excité.

CM 13
247/7

Regulateur de chargè non influencé par la pression de l'air d'alimentation du moteur.

Fig. 245 bis.



Le réglage du rhéostat de champ dépend de
{ La vitesse de rotation
{ Le débit d'injection

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel — Leçon 28

Cours 1213

TITRE III.

ETUDE DU REFROIDISSEMENT ET DU GRAISSAGE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE.

CHAPITRE I - Le refroidissement des moteurs à combustion interne.

I. But du refroidissement des moteurs à combustion interne.

270. La chaleur dégagée par la combustion est transformée approximativement de la manière suivante :

1/3 de la chaleur est transformée en énergie mécanique utile;
1/3 de la chaleur est évacuée dans les gaz d'échappement;
1/3 de la chaleur est absorbée par les organes du moteur et fluides de refroidissement.

Expliquons nous :

1. L'échauffement de certains organes par leur contact direct ou indirect avec les gaz chauds dont la température pendant la combustion atteint 1600 à 1700°C et se réduit pendant la détente à environ 400°;

2. L'échauffement de certains organes en mouvement relatif par suite d'un apport de chaleur par la transformation en chaleur du travail de frottement développé entre leurs surfaces frottantes.

271. Une masse à laquelle on fournit en permanence de la chaleur voit sa température s'accroître si cette chaleur transmise n'est pas soutirée de la masse dans la même mesure que l'apport.

L'évacuation de la chaleur transmise aux organes constitutifs du moteur constitue le but principal du refroidissement des moteurs à combustion interne par la circulation de fluides (eau, air , huile).

272 Le bilan thermique ci-dessus peut être représenté à l'aide du diagramme SANKY. La figure 246 donne plusieurs exemples et des valeurs pratiques; ces valeurs ont été mesurées au banc d'essai de constructeurs et servent de base au calcul du circuit de refroidissement.

273. Le rôle du refroidissement des moteurs à combustion est d'éviter que, par des températures exagérées :

1. Les parties du moteur en contact avec les gaz chauds (pistons, soupapes, chambres de combustion, cylindres et culasses....) se déforment et perdent de la résistance (avaries);

2. Les organes en contact ne grippent pas serrage dû à une dilatation inégale (par ex. les pistons dans les cylindres);

3. Les organes en mouvement relatif ne grippent, par suite d'un graissage insuffisant amené par une tenue défectueuse de l'huile de graissage à des températures élevées. (Les segments et les pistons dans les cylindres, les tiges de soupape dans leurs guides, les coussinets de bielles sur les manetons de vilebrequin, etc...).

II. L'évacuation de la chaleur absorbée par les organes du moteur.

1. Les pistons.

274. La partie du piston la plus chargée thermiquement est le fond.

En vue de résister aux hautes pressions de combustion et aux variations de température, on confère au fond du piston une épaisseur relativement forte. L'évacuation de la chaleur du piston est d'autant plus aisée que son diamètre est plus faible et que sa jupe est plus longue. En effet, la chaleur s'évacue alors du centre vers la périphérie et ensuite le long de la jupe du piston vers la partie la moins chaude du cylindre via l'huile de graissage. (Cela explique pourquoi, dans les moteurs de grande puissance, le diamètre des pistons est limité par les possibilités de son refroidissement).

275 Plusieurs moyens sont utilisés pour assurer le refroidissement du fond de piston; dans un ordre d'efficacité croissante, nous citons :

- les projections d'huile provenant des paliers du vilebrequin;
- les projections d'huile amenée sous pression par un conduit percé longitudinalement au travers de la bielle et qui aboutit aux coussinets du pied de bielle;
- l'huile contenue dans une chambre et qui refroidit le fond par effet "slaker" (fig. 247);

- un serpentin de refroidissement dans le piston alimenté en huile par un conduit traversant la bielle, l'axe du piston et le corps du piston (p. ex. moteur Baldwin des locomotives s.51 et 59 - fig. 248);
- une chambre prévue à hauteur des gorges des segments et alimentée en huile sous pression;
- les moteurs fortement chargés et à vitesse de rotation élevée ont un fond de piston en acier, le corps étant en aluminium; une chambre de refroidissement est prévue (fig.250);

Remarque : la détérioration de la tête du piston dans un moteur Diesel est généralement la conséquence :

- d'une mauvaise pulvérisation ou d'un manque d'étanchéité de l'injecteur;
- d'un serrage du piston dans le cylindre entrainant un échauffement anormal (piston en aluminium).

2. Les soupapes et chambres de combustion.

276

Les soupapes d'admission sont refroidies par l'entrée de l'air pendant l'admission. Elles sont moins exposées à la chaleur que les soupapes d'échappement qui doivent être exécutées en acier résistant aux hautes températures.

La chaleur est évacuée :

- partiellement par la tige et son guide; il faut que la forme de la soupape soit bien adaptée;

- partiellement par le siège de la soupape, lorsque la soupape est étanche bien entendu. Une fermeture insuffisante de la soupape est souvent caractérisée par une altération du bord du champignon. Inversément, il peut être dit qu'une altération du bord du champignon de la soupape est souvent une indication d'une certaine fatigue thermique.

Lorsqu'elles sont appliquées, les chambres de précombustion et de turbulence doivent être exécutées en alliage spécial, homogène et résistant à de très hautes températures. En ce qui concerne leur forme, leur pose et leur fixation, elles doivent être étudiées pour que la chaleur puisse être évacuée suffisamment. En général, l'avarie rapide des chambres de précombustion et de turbulence est la conséquence d'une surchauffe due à des circonstances de marche anormales (ex. avance à l'injection déréglée) ou à un refroidissement insuffisant.

3. Culasses et cylindres.

277. Le refroidissement de ces organes est généralement obtenu par eau ou par un liquide de refroidissement spécial.
Une ou plusieurs pompes assurent la circulation du liquide de refroidissement à travers les organes à refroidir.

Dans certains cas, l'air est utilisé comme moyen de refroidissement; les culasses et les cylindres sont alors pourvues extérieurement d'ailettes de refroidissement.
Le refroidissement est obtenu par circulation naturelle de l'air (moteur de faible puissance - vélomoteurs, tondeuses à gazon...) ou par circulation forcée de l'air (anciens moteurs VW, certains moteurs Diesel Deutz...).
En raison du fonctionnement bruyant mais surtout en raison de la chaleur spécifique faible de l'air nécessitant des débits importants, la puissance des moteurs refroidis par air est généralement limitée à 150 kW.

Les avantages du refroidissement par air sont : une installation de refroidissement simple, pas de danger de gel, pas de corrosion des chemises,...

278 III. La température de régime d'un moteur à combustion.

On appelle température de régime d'un moteur la température optimale qui garantit un bon rendement thermique et une durée de vie du moteur et de ses organes aussi longue que possible.

Nous avons vu antérieurement que le rendement thermique d'un moteur thermique s'améliorait dans la mesure où sa température de fonctionnement est maximale.

Pour des raisons métallurgiques, de lubrification et de dilatation, cette température doit cependant être limitée sous 110°C, dans les circuits sous pression et évidemment sous 100°C lorsque le circuit est mis à l'atmosphère.

En général, la température de régime d'un moteur à combustion se situe vers 80°C.

En réalité, il n'est cependant pas possible de maintenir cette température absolument constante.

279. Une installation de refroidissement peut être calculée pour que la température maximale de fonctionnement soit toujours largement inférieure à la température de régime, la régulation ajustant alors la température à la valeur optimale.

La température réelle de fonctionnement d'un moteur est limitée aux 2 valeurs suivantes :

280. 1. La température minimale de fonctionnement :

La température minimale de fonctionnement des moteurs à combustion dépend du type et de la conception de la chambre de combustion.

Une température basse est nuisible parce que :

a) Le rendement thermique est faible, la combustion étant moins bonne par le refroidissement important de l'air pendant la compression;

b) Le moteur s'use rapidement, le graissage étant insuffisant par suite de la condensation possible du combustible sur les parois des cylindres. Alors le film d'huile ne s'établit pas.

c) Les pistons se dilatent plus que les chemises de cylindre de sorte qu'il existe un réel danger de coinçage et de grippage.

Il est recommandé de ne pas charger un moteur froid.

Il est donc souhaitable que l'installation de refroidissement soit conçue pour qu'un moteur lancé à froid atteigne rapidement sa température minimale de fonctionnement.

Il est aussi tout à fait à déconseiller d'amener un moteur à sa température par un fonctionnement au ralenti de longue durée. La mise à température doit s'effectuer aussi vite que possible à une vitesse de rotation moyenne et à charge limitée.

2. La température maximale de fonctionnement.

281. Pour les moteurs à circuit de refroidissement à circulation d'eau, mis à l'atmosphère elle atteint en général 95°C; pour les moteurs à circuit de refroidissement sous pression (ou à refroidissement par air) environ 110°C.

282. On dit que le moteur est "surchauffé" lorsque sa température maximale autorisée est atteinte ou dépassée.

Les inconvénients particuliers d'une surchauffe sont :

- Dans le cas du refroidissement par eau, à circulation forcée, l'eau se vaporise dans les chambres d'eau des culasses, provoque des points chauds et perturbe la circulation normale. Si le moteur n'est pas déchargé rapidement, sa température augmente encore jusqu'au grippage des pistons dans les cylindres par rupture du film d'huile et la dilatation des pièces.

La surchauffe peut amener la déformation ou la fissuration des culasses et un manque d'étanchéité de leur assemblage sur les cylindres.

Pour la même raison, il est proscrit d'arrêter brutalement un moteur très chargé. En effet, à ce moment, la température de l'eau dans les chambres d'eau croît de plusieurs degrés (± 10°C) après l'arrêt, par inertie calorifique et par l'absence de la circulation d'eau.

L'arrêt simultané du moteur chargé et du refroidissement ne permet pas d'évacuer la chaleur des chambres de combustion et des pistons. Comme le fonctionnement à température exagérée, il provoque des avarie de culasses et parfois le blocage des pistons et des calages d'injecteurs.

283. La surchauffe amenant toujours des troubles graves et difficiles à réparer, il est nécessaire de protéger les moteurs contre des températures d'eau excessives.

Là où l'huile de graissage intervient dans une mesure importante dans le refroidissement du moteur, il faut également prévoir des appareils de sécurité contre une température d'huile excessive. En général, l'appareil de sécurité température d'eau maximale interrompt automatiquement la charge du moteur et le ramène au ralenti (pour éviter les méfaits de la surchauffe due à un arrêt brutal).

L'appareil de sécurité température d'huile maximale arrête le moteur.

IV. Description d'une installation de refroidissement.

284 L'installation de refroidissement la plus utilisée sur les locomotives Diesel et les autorails comporte les organes suivants (fig. 251) :

1. Une pompe à eau du type centrifuge (deux pompes sur le moteur GM 567).

La pompe assure la circulation du liquide de refroidissement; elle est entrainée par le moteur Diesel au moyen d'une chaine ou par engrenages; sur les locomotives son débit varie de 40 à 120 m^3/h.

L'aspiration de la pompe est reliée directement au vase d'expansion afin d'éviter que l'aspiration soit en dépression (danger de cavitation) et afin d'éviter une rentrée d'air (la présence d'air ou de vapeur réduit le débit de la pompe).

285. 2. Un thermomètre, le thermostat de réglage et les thermostats de protection (WTS)

Ces appareils sont placés à la sortie du moteur.

286. 3. Un refroidisseur d'huile : il s'agit généralement d'un échangeur de chaleur constitué d'un serpentin à l'intérieur duqel l'huile circule ; le serpentin est refroidi par l'eau de refroidissement. Cet échangeur de chaleur assure cependant une seconde fonction sur les locomotives de manoeuvre dont le moteur est fréquemment peu chargé : lorsque le moteur est peu chargé, la température de l'huile reste basse ce qui entraîne des dépôts de boues dans le carter d'huile; dans ces conditions de fonctionnement, l'huile est réchauffée dans l'échangeur de chaleur.

Remarque : Le refroidisseur d'huile est dans certains cas réalisé sous la forme d'un radiateur disposé à proximité des radiateurs du circuit d'eau (p.e. Hl s. 51/2e tranche).

287. 4. Les radiateurs : l'eau circule dans les radiateurs afin d'y être refroidie. Afin de limiter les dimensions des radiateurs, l'ORE (Office de Recherche et des Essais) préconise d'adopter une différence de 10°C entre la température de l'eau à l'entrée et la température de l'eau à la sortie des radiateurs.

Le radiateur est constitué d'une série d'éléments à travers lesquels un ou plusieurs ventilateurs fait circuler l'air de refroidissement.

288. L'eau de refroidissement circule en permanence dans les radiateurs et n'est refroidie que lorsque les volets éventuels des radiateurs sont ouverts et que les ventilateurs tournent. L'entraînement des ventilateurs s'effectue soit par moteurs électriques, soit par coupleurs hydrodynamiques ou hydrostatiques asservis à une température préréglée par un thermostat placé dans le circuit de refroidissement à la sortie du moteur.

Ce principe est appliqué aux groupes de refroidissement Behr ou Voith qui sont expliqués en détail dans le cours 1260.

La sortie d'eau des radiateurs est raccordée à l'aspiration de la pompe de circulation.

289. 5. Les conduits de dégazage : tous les points hauts du circuit et où un dégagement gazeux pourrait survenir sont raccordés au vase d'expansion à l'aide d'une partie canalisation.

290. 6. L'échangeur de chaleur de la transmission hydraulique :

cet échangeur sert au refroidissement de l'huile de la transmission hydraulique.

291. Remarque : Sur des petits moteurs, le réglage de la température est obtenu au moyen d'un thermostat placé à la sortie du moteur laissant circuler l'eau soit via "le petit circuit" soit via le "grand circuit".

Le thermostat est constitué d'un corps et d'une soupape s'ouvrant sous l'influence d'un élément sensible lorsque sa température atteint une valeur déterminée (± 70°C) (fig. 253).

On dispose ce thermostat dans le circuit de refroidissement à la sortie du moteur. Les radiateurs de refroidissement n'interviendront dans le circuit que si la température du moteur dépasse la valeur de réglage de l'appareil. Si la température du moteur descend sous cette valeur minimale, le thermostat coupe la circulation d'eau dans les radiateurs.

Le tableau en annexe donne pour quelques séries de locomotives les principales caractéristiques du circuit de refroidissement.

V. Avantages et inconvénient du refroidissement par eau.

292. Le refroidissement par eau offre l'avantage d'être applicable aussi bien aux petites puissances qu'aux grandes.

En hiver, un inconvénient réside dans le danger de gel, de sorte qu'en hiver, en nos régions, des produits empêchant la congélation doivent être ajoutés à l'eau (antigel). Si les produits antigel imbibés contre la corresion ont l'avantage de protéger les chemises d'eau et les radiateurs contre la corrosion, par contre, il possède une chaleur spécifique inférieure à celle de l'eau, ce qui réduit la capacité de refroidissement du circuit. En général, il n'en résulte aucun inconvénient pratique.

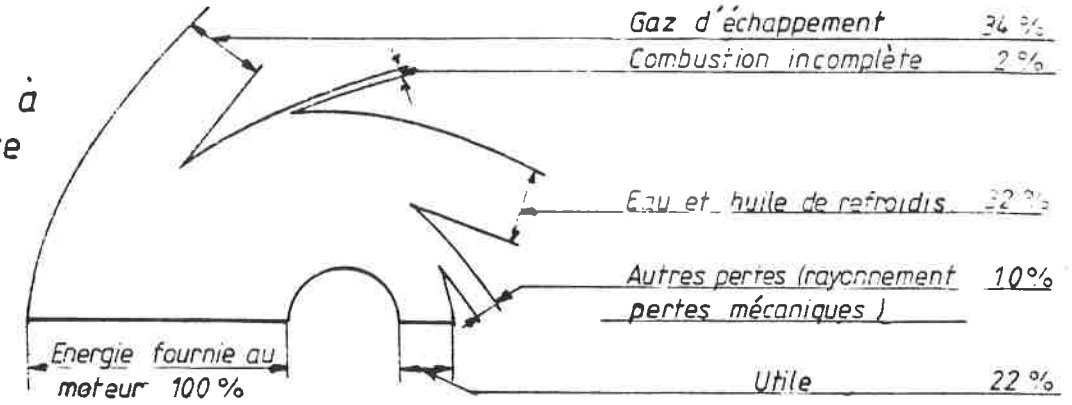
293. Si l'eau constitue un excellent moyen de refroidissement grâce à sa chaleur spécifique élevée (4186 J par degré C et par kg d'eau),elle présente cependant l'inconvénient d'amener de la corrosion et même de l'encrassement par des dépôts de boues ou de tartre des chambres d'eau du moteur, des radiateurs et des tuyauteries du circuit.

Ces inconvénients nécessitent un traitement préalable de l'eau de refroidissement des moteurs (voir leçon suivante : traitement de l'eau).

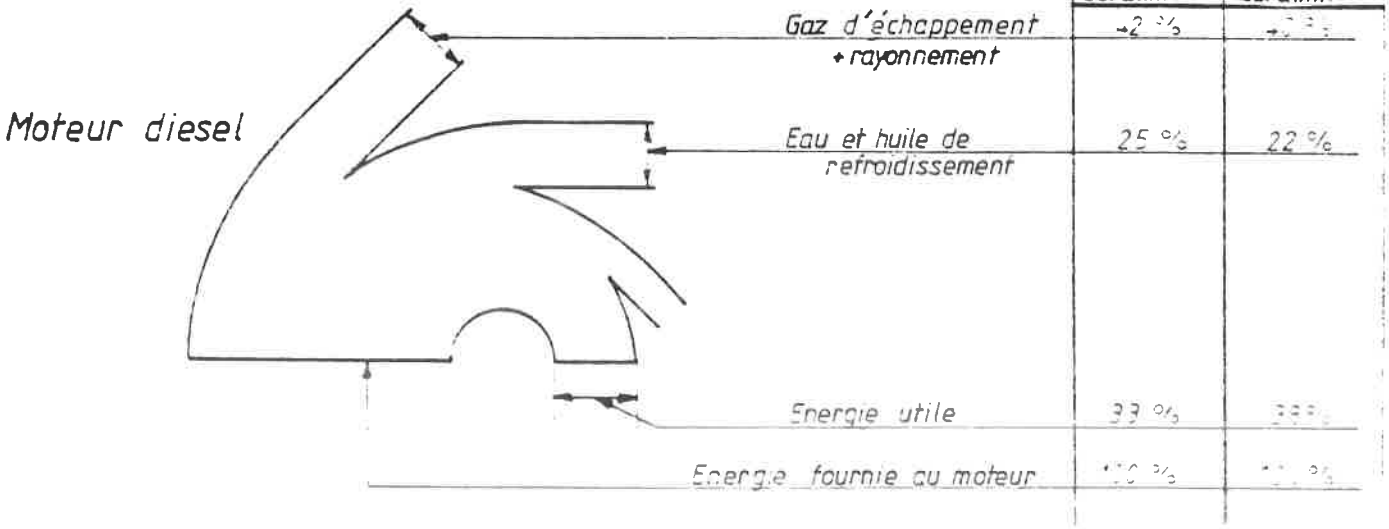
Pour des moteurs de petite puissance (moteurs à allumage par étincelle), certains constructeurs s'efforcent d'assurer le refroidissement par des liquides spéciaux, non corrosifs et antigel circulant en circuit hermétique (huile soluble).

DIAGRAMMES SANKY Fig. 246

Moteur à essence



Moteur diesel



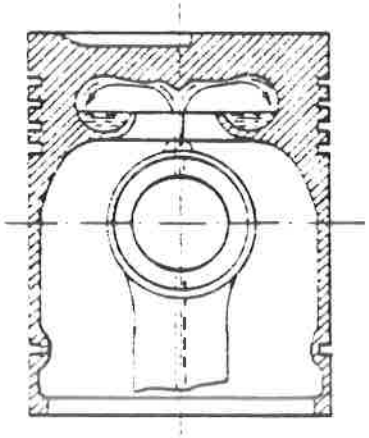


Fig. 247

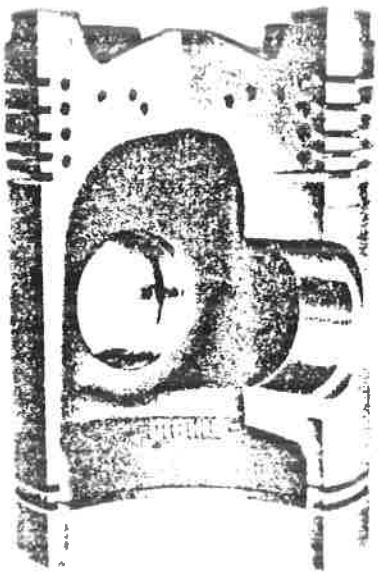
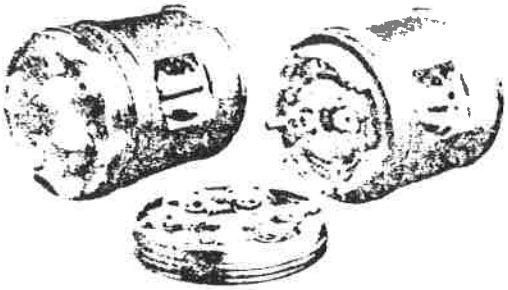


Fig. 248



Fig. 249



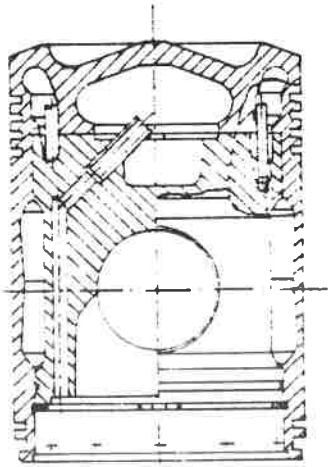
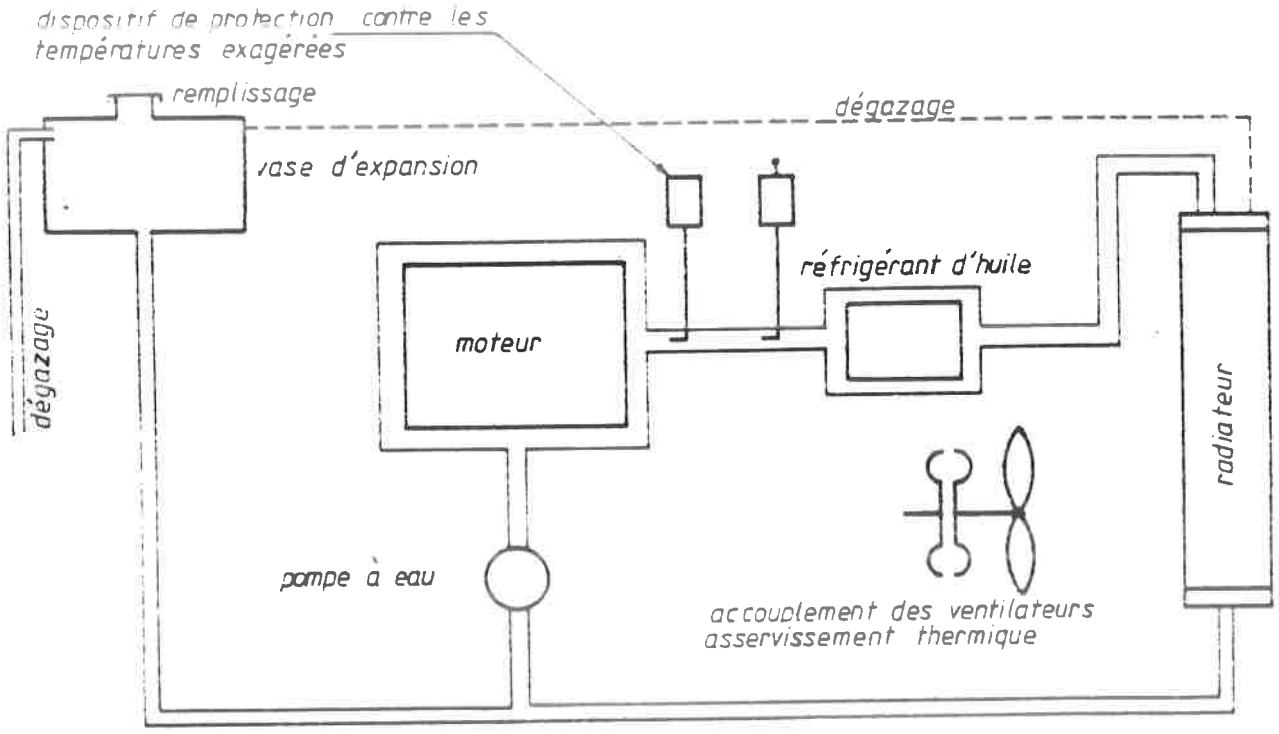


Fig. 250

Fig. 251



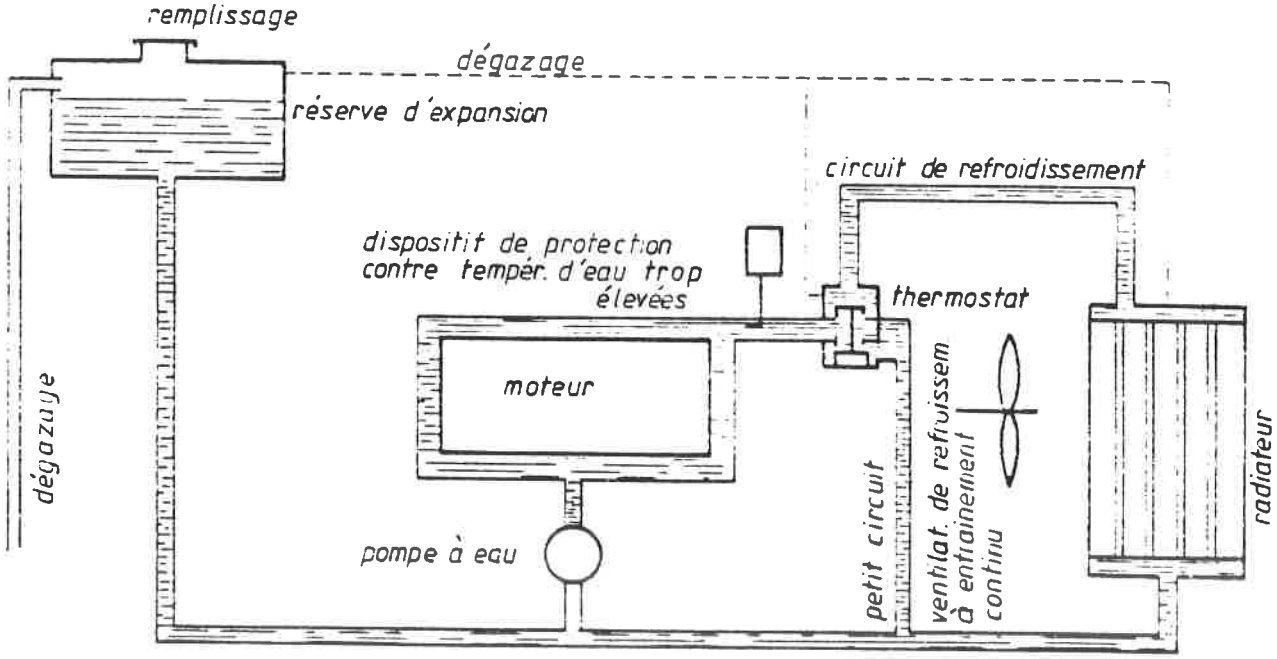


Fig. 252 CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT AVEC DERIVATION A COMMANDE THERMOSTATIQUE

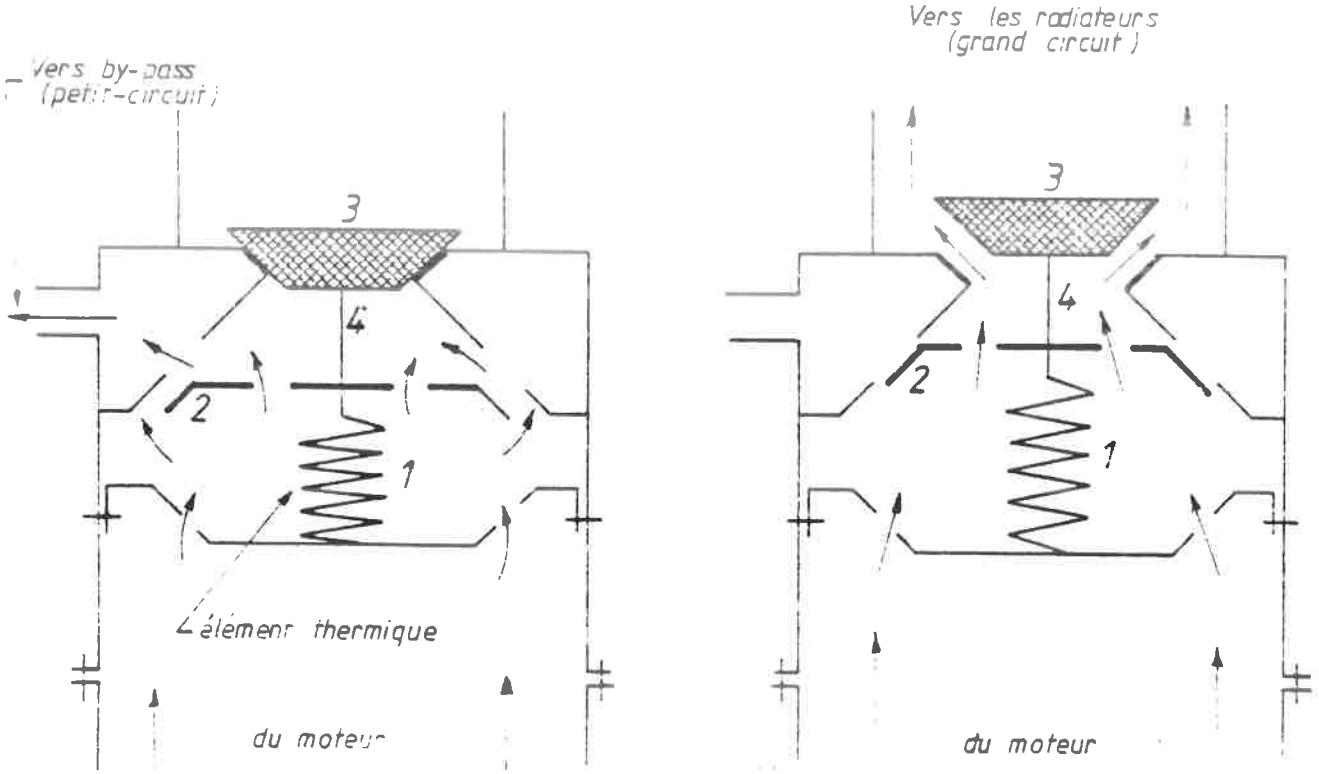


Fig. 253 THERMOSTAT DES MOTEURS G.M.

CARACTERISTIQUES DES INSTALLATIONS DE REFROIDISSEMENT.

HL série	POMPE A EAU - DEBIT (m^3/h)	QUANTITE DE CHALEUR A EVACUER PAR HEURE (kW)	VENTILATEURS		REFROIDISSEMENT DE L'HUILE DU MOTEUR DIESEL.	REFROIDISSEMENT DE LA TRANSMISSION HYDRAULIQUE.
			TYPE	PUISSANCE TOTALE(kW)		
51 /1er tr.	120	800	Behr-hydrostatique	36	Echangeur eau/huile	-
51 /2^{me} tr.	120	800	Voith-hydrostatique	36	radiateur	-
52-53-54	2 x 65	1060	GM - électrique	30	Echangeur eau/huile	-
55	2 x 65	1200	"	36	"	-
59	100	653	Cock électrique	45	"	-
60	95	530	Behr-hydrostatique	15	"	-
71	45	395	Voith-hydrodynamique	18	"	Echangeur eau/huile
73	65	260	"	24	"	"
74	45	270	"	24	"	"
80	25	257	Behr-hydrostatique	14,5	"	"
82	45	254	Voith-hydrodynamique	24	"	"
84-85	45	220	"	18	"	"
91	40	190	GM-direct par courroies	14,5	"	Radiateur

COURS 1213

VI. Etude théorique du circuit de refroidissement du moteur diesel.

294 ### 1. Calcul de la quantité de chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement - Valeurs de fonctionnement

Les données ci-après sont nécessaires pour effectuer le calcul de l'installation de refroidissement (calcul des différents organes et détermination des valeurs de fonctionnement) :

a) le bilan thermique du moteur comportant :

- Q_1 : chaleur du bloc-moteur à évacuer par l'eau de refroidissement (KWh/h);
- Q_2 : chaleur à évacuer par l'huile de graissage (KWh/h);
- Q_3 : le cas échéant, chaleur à évacuer par l'eau de refroidissement de l'air d'alimentation (KWh/h);
- D_1 : valeur moyenne du débit total de la (des) pompe(s) à eau (m^3/h);
- D_2 : débit d'huile à travers l'échangeur de chaleur (m^3/h);

b) la température ambiante maximale (T1 max) à laquelle l'installation de refroidissement doit permettre le fonctionnement du moteur; valeur prise en considération pour h1 SNCB : 30°C;

c) la température d'eau maximale (TW max) à la sortie du moteur dans des conditions normales de fonctionnement;

d) le cas échéant, la quantité de chaleur qui doit être évacuée de la transmission hydraulique (Q_4).
Cette valeur s'élève normalement à 30% de la puissance disponible à l'entrée de la transmission (rendement = 70%); en effet ces valeurs déterminent la plus petite valeur pour la vitesse continue de la locomotive (voir cours 1260).

Sont également à connaître :

- D_3 : le débit de l'huile de transmission dans l'échangeur (m^3/h);

- TOmax : la température maximale admise pour l'huile de graissage.

295 2. Principe de calcul des caractéristiques d'un échangeur de chaleur (eau/huile, huile/eau, eau/air).

Le transfert de chaleur d'un fluide à l'autre au travers d'un échangeur de chaleur ou d'un radiateur peut être représenté schématiquement comme indiqué à la figure 254.

Un fluide de masse spécifique m1, de chaleur spécifique Cs1, avant un débit D1 doit être refroidi de la température T1i à la température T1f.
A cet effet on utilise un fluide de refroidissement de masse spécifique m2, de chaleur spécifique Cs2 avec un débit D2; le fluide de refroidissement va s'échauffer de T2i à T2f.

Pendant l'échange de chaleur, la température T1 du fluide qui se refroidi est supérieur à la température T2 du fluide qui s'échauffe. En particulier T1f > T2f. Pour limiter les dimensions de l'échangeur, on adopte pour (T1f - T2f) une valeur de 6 à 8 degrés.

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend :

- du type et des dimensions de l'échangeur;
- de la différence entre les températures moyennes des deux fluides :

$$T = T_{1m} - T_{2m} \text{ avec } T_{1m} = \frac{T_{1i} + T_{1f}}{2} \text{ et } T_{2m} = \frac{T_{2i} + T_{2f}}{2}$$

Connaissant :

- la quantité de chaleur à échanger entre les deux fluides : Q

  avec $Q = cs1 \times m1 \times (T_{1i} - T_{1f}) = cs2 \times m2 \times (T_{2f} - T_{2i})$

- les valeurs normales de T_{1i}, T_{2i}, m1 et m2, on détermine la quantité de chaleur Q que l'échangeur de chaleur peut transférer d'un fluide à l'autre par unité de temps et par degré de différence de température entre les fluides :

$$Q = \frac{Q}{T_{1m} - T_{2m}} \quad (KW/°C)$$

Les constructeurs d'échangeurs de chaleur donnent cette valeur pour chaque type en fonction des débits D1 et D2. De cette façon, on peut déterminer le type et les dimensions de l'échangeur nécessaire. Dans le cas d'un radiateur avec ventilateurs on détermine le débit d'air nécessaire.

Exemple : calcul de la capacité d'échange de chaleur nécessaire d'un échangeur huile/eau destiné au refroidissement de l'huile de graissage d'un moteur diesel dans les circonstances suivantes :

- quantité de chaleur fournie par heure : 33,6 KWh;
- température normale de l'huile à l'entrée de l'échangeur 90°C pour un débit de $8m^3/H$;
- température normale de l'eau à l'entrée de l'échangeur : 68°C pour un débit de $10m^3/h$;
- m.sp. huile : $0,85kg/dm^3$, cs huile = 0,5 x cs eau;

La quantité de chaleur à échanger par unité de temps est de :

$$Q = cs1 \times m1 \times (T_{1i} - T_{1f})$$

$$= 0,5 \times 4186,8 \times 0,85 \times \frac{8000}{3600} \times (90 - T_{1f}) = 33.600J$$

d'où $T_{1f} = 81,5°C$

et $T_{1m} = \frac{90 + 81,5}{2} = 85,75°C$

Par ailleurs :

$$Q = CS\ 2 \times m2 \times (T_{2f} - T_{2i})$$

$$= 4186;8 \times \frac{10.000}{3.000} (T_{2f} - 68) = 33.600J$$

d'où $T_{2f} = 70,9°C$

et $T_{2m} = 69,45°C$

Finalement :

$$Q = \frac{Q}{T_{1m} - T_{2m}} = \frac{33,6}{85,75-69,45} = 2,06\ KW/°C$$

La capacité de refroidissement de l'échangeur est de 2,06 KW/°C.
Remarquons que $T_{1f} - T_{2f} = 81,5 - 70,9 = 10,6\ °C$, ce qui est suffisant (min 6 à 8°C).

296 3. Calcul du débit minimal de la pompe à eau

Il a été précisé dans la leçon précédente que la différence de température maximale entre l'entrée et la sortie de l'eau du moteur diesel était de 10°C.
Le débit minimal de la pompe peut dès lors être déterminé à partir de la quantité de chaleur à évacuer :

$$Q = 4186,8 \times \frac{D1}{3600} \times 10 \text{ (KW)}$$

d'où D1 : $\frac{860}{1000}$ (m^3/h)

4. Calcul du débit des ventilateurs

Le débit d'air nécessaire exprimé en kg/s est déterminé d'après la quantité de chaleur à évacuer par unité de temps Q, la chaleur spécifique de l'air (à la pression absolue de 1bar = 996 J/kg) et la température de l'air à l'entrée des radiateurs (max. 30°C) :

$$Q = m \times cs \times (Tf - Ti)$$

(Q exprimé en J/s = W)

$$\text{d'où } m = \frac{Q}{996\ (Tf-Ti)}$$

La température de l'air à la sortie des radiateurs doit être inférieure de 6 à 8° à la température de l'eau à la sortie des radiateurs.
Pour permettre la détermination des caractéristiques des ventilateurs, le débit minimum nécessaire doit être exprimé en m^3/h en adoptant pour la masse spécifique de l'air à 30°C la valeur de 1,162kg/m^3.

$$\text{D'où } D = m \times \frac{3600}{1,162} \quad (m^3/h)$$

5. En pratique

En pratique, les échangeurs de chaleur et les radiateurs sont déterminés par des firmes spécialisées à partir des données de bases, des calculs de base exposés ci-avant et en tenant compte des caractéristiques pratiques des organes (rendement .....).

6. Causes d'une température de régime trop basse ou trop élevée du moteur diesel

1. Température de régime trop basse

297 Une température trop basse du moteur signifie qu'il existe un manque d'équilibre dans le circuit de refroidissement du fait que trop de chaleur est évacuée dans les ra-

diateurs par rapport à la quantité de chaleur développée dans le moteur. On peut remédier à cette anomalie en diminuant la capacité de refroidissement des radiateurs, soit en les court-circuitant partiellement ou totalement (installation avec thermostat), soit en limitant le passage de l'air dans les radiateurs (réglage de la vitesse des ventilateurs, obturation de la section de passage par des volets etc...).

5. Causes de surchauffe d'un moteur diesel.

298. Inversément la surchauffe provient aussi d'un déséquilibre dans le circuit de refroidissement; à ce moment, la chaleur dégagée dans le moteur peut être trop élevée par rapport à la capacité de refroidissement normale des radiateurs, ou encore la capacité de refroidissement de ces derniers peut également être trop faible par rapport à la quantité de chaleur normale à évacuer du moteur.

299. a) Un excès de chaleur est produit par le moteur.

Origines :

1) Mauvais rendement thermique. Un excès de chaleur produite par la combustion doit être évacué par l'eau de refroidissement.

Causes possibles.

- Une avance à l'injection inappropriée ;
- Délai d'allumage trop long par suite du mauvais état du moteur (soupapes non étanches - cylindres ou segments ovalisés ou usés ...);
- Combustion incomplète suite d'une alimentation en air insuffisante (filtre à air - turbo-soufflante - soupapes d'admission - fuites dans la conduite d'alimentation et collecteur entre turbo et moteur-soupape d'admission s'ouvrant incomplètement - distribution déréglée ...);

2) Une trop grande chaleur développée dans le moteur à cause de forces de frottement anormales (grippage de pistons dans leur cylindre - grippage de coussinets - graissage insuffisant).

b) Echange de chaleur par les radiateurs insuffisant.

Causes possibles :

1) La chaleur à dégager du moteur n'est évacuée qu'insuffisamment ou pas du tout.

- Insuffisance d'eau dans le circuit ;

- Débit de la pompe à eau insuffisant.
- Jeu radial ou axial du rotor dans le palier du corps de pompe exagéré.
- Aspiration d'air par le bourrage du côté aspiration de la pompe,
- rupture du point d'entraînement de la pompe,
- bris d'arbre.
- Circulation d'eau dans le circuit insuffisante
- Obstruction de conduites d'eau ou de dégazage ou desradiateurs ;
- Culasses fissurées : les gaz de combustion pénètrent dans le circuit ;
- pénétration d'huile dans le circuit (par ex. échangeur eau - huile crevé).
- Encrassement des chambres d'eau du moteur par des dépôts (boues, tartre, rouille) ;
- Chaleur spécifique du liquide de refroidissement trop faible : mélange eau - antigel utilisé en hiver maintenu ou circuit non adapté à cette utilisation.

Dans le calcul du débit minimal de la pompe, nous avons vu que le débit de liquide dans le circuit de refroidissement dépend de la chaleur spécifique (s) du liquide.

La chaleur spécifique de quelques matières :

Matières	Chaleur spécifique J/kg	Pour une température comprise entre
Aluminium	990	0 - 500°C
Fonte	600	20 - 500°C
Cuivre	465	26 - 948°C
Acier	470	0 - 100°C
Glycérine	2430	0 - 100°C
Essence	1675	0 - 100°C
Alcool	2430	0 - 100°C
Huile	1675	0 - 100°C
Pétrole	2093	0 - 100°C
Eau	4187	0 - 100°C
Air	996	15°C
Vapeur d'eau	2093	

2) Absence ou insuffisance d'évacuation de chaleur par les radiateurs (capacité de refroidissement des radiateurs trop faible).

Causes particulières :

- Dans le cas d'une installation avec thermostat ; passage d'eau vers les radiateurs insuffisant par suite de l'ouverture incomplète de la soupape du thermostat ou par l'obstruction des conduits des radiateurs.
- Refroidissement insuffisant des radiateurs à la suite d'un courant d'air insuffisant :
  - arrêt ou vitesse insuffisante des ventilateurs,
  - encrassement côté air des éléments de radiateurs,
- Haute température d'air atmosphérique (t'_1) :
  la différence de température ($t'_2 - t'_1$) est réduite et ne suffit plus à l'échange complet de la chaleur.

VIII. CONSIDERATIONS SUR LE TRAITEMENT DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT DES MOTEURS DIESEL.

A. But du traitement de l'eau.

300. Des phénomènes nuisibles et imprévus se produisent généralement dans les circuits de refroidissement d'eau des moteurs diesel.

Ni les constructeurs, ni les spécialistes du traitement de l'eau n'ont pu jusqu'à présent y remédier parfaitement par suite des aspects multiples et complexes du problème.

La complexité de ces aspects résulte d'une part de la présence dans le circuit de refroidissement des métaux (cuivre - aluminium) ou des alliages les plus divers (fontes, aciers, alliages d'aluminium, laiton, bronze, alliages d'étain), d'autre part de la différence entre les températures des organes constitutifs du circuit ou encore de l'utilisation d'eaux de natures très variées et utilisées sous des régimes de pression faible et à des vitesses relativement élevées.

En fait, le problème se complique encore par le diagnostic délicat des causes des phénomènes et par les incompatibilités qui existent entre les remèdes spécifiques aux diverses catégories de défauts.

Actuellement, ces remèdes se limitent d'une part au traitement de l'eau de refroidissement, suivant certaines méthodes parfois controversées, et d'autre part à la mise au point de certaines particularités constructives (aux organes constitutifs des moteurs et à leurs circuits de refroidissement).

Dans cette étude, nous nous limiterons à expliquer d'une façon générale, les phénomènes se produisant dans les circuits de refroidissement et leurs causes probables ainsi que les remèdes actuellement d'application.

B. Les phénomènes se produisant dans les circuits de refroidissement des moteurs diesel.

Ils consistent principalement en :

301. a) Précipitation sur les parois refroidies du moteur de couches isolantes se composant d'oxydes, carbonates de calcium et de magnésium ainsi que d'impuretés organiques et non organiques de l'eau. Des dépôts se forment également dans les radiateurs où ils peuvent provoquer l'obstruction complète ou partielle de leurs tubulures constitutives.

302. b) La corrosion chimique.

Elle consiste dans la dégradation par oxydation des parois des circuits de refroidissement. Elle est provoquée principalement par la présence dans l'eau d'oxygène, d'oxyde de carbone (CO_2) , de sels de chlore et d'acides.

La corrosion chimique proprement dite ne se produit en réalité que dans des moteurs stockés et dans des échangeurs de chaleur ou radiateurs en laiton. (Enlèvement du zinc de leurs tubulures).

En pratique, les conséquences de la corrosion chimique sont à négliger par rapport aux conséquences des phénomènes électro-chimiques expliqués ci-dessous.

303. c) L'érosion.

Elle consiste en général dans la dégradation des circuits de refroidissement par le frottement de l'eau passant à certaine vitesse.

Les phénomènes d'érosion se produisent particulièrement aux endroits où la vitesse de l'eau est grande, où il existe des tourbillons dans l'eau, et où le courant d'eau est dirigé directement sur la paroi. En réalité, des dégradations importantes dues à l'érosion n'ont pas encore été constatées aux circuits de refoidissement de nos engins diesel.

304. d) La cavitation.

Ce phénomène ne se produisant cependant pas dans tous les moteurs diesel, consiste dans l'apparition de piqûres profondes qui, après un certain temps limité, peuvent percer les pièces (cylindres ou bâtis).

Les opinions sont divisées en ce qui concerne les causes véritables de ce phénomène. Tout indique cependant que ces causes, de nature très complexe, peuvent être résumées comme suit :

1) Causes électro-chimiques.

305. Les sels dissous dans l'eau se dissocient en ions positifs et négatifs (cations et anions) qui, à cause de la présence dans l'eau de métaux de nature ou de température différente, amènent la naissance de phénomènes d'électrolyse. Ces phénomènes d'électrolyse consistent dans le transport de métal entre les différents points du circuit qui possèdent un potentiel différent. Pour cette raison, la corrosion électro-chimique est aussi appelée parfois oxydation anodique.

La corrosion électro-chimique ne se produit non seulement en cas de la présence dans le circuit de 2 métaux différents mais des couples électro-chimiques peuvent également se former lorsqu'il n'y a qu'un métal en contact avec l'eau. C'est notamment le cas lorsque ce métal n'est pas homogène, possède des inclusions de scories ou d'oxydes ou lorsqu'il existe des tensions internes dans ce métal. C'est aussi le cas lorsqu'il existe des différences dans la concentration de l'eau. Il en résulte ce qu'on appelle la "corrosion de fente" ou "de crevasse" (corrosion se présentant principalement dans les crevasses ou à l'endroit des joints).

Certaines constatations faites par la "Deutsche Bundesbahn" lors de nombreux essais prouvent que la corrosion-cavitation est principalement de nature électro-chimique. Il est apparu que, réellement, du métal des fourrures de cylindres était transporté vers certains endroits déterminés des tuyauteries du circuit.

2) Causes mécaniques.

306. Il est aussi prouvé que la corrosion-cavitation s'accélère sous l'influence des vibrations mécaniques existant dans les parois des cylindres. Des phénomènes de cavitation se produisant d'autant plus vite que les parois de cylindre sont minces et longues, les organes du moteur sont équilibrés moins soigneusement, les pressions moyenne et maximale sont plus élevées et le moteur tourne plus vite. Surtout les vibrations de haute fréquence provenant du basculement du piston dans le cylindre sont de très grande influence.

L'activité de la corrosion-cavitation par les vibrations mécaniques peut être expliquée comme suit :

Dans la masse d'eau entourant le cylindre naissent des bulles de vapeur qui, sous l'influence des vibrations existant dans le cylindre, éclatent lorsque leur pression statique devient localement et momentanément inférieure à la tension de vapeur.

Préalablement, il fut supposé que lorsque les bulles de vapeur crèvent au moment où elles entrent en contact avec la paroi du cylindre, les particules métalliques contactées sont soumises à de hautes pressions par lesquelles elles se détachent de la paroi. Dans les bulles de vapeur, la pression peut atteindre des valeurs de 200 (? bar).

D'après la nouvelle théorie, les bulles de vapeur crevantes, détruisent la couche d'oxydes protectrice déposée sur la paroi du cylindre qui à leur tour sont à la base de la corrosion électro-chimique.

3) Causes érosives.

307. Le fait que les phénomènes de corrosion électro-chimique se produisent principalement dans les zones où les tourbillons et vitesses sont les plus forts indique que la corrosion-cavitation et l'érosion ne peuvent être séparées complètement l'une de l'autre.

4) Causes métallurgiques.

308. Le fait que les phénomènes de corrosion-cavitation ne se produisent pas à tous les moteurs diesel mais exceptionnellement à quelques moteurs de certaines firmes, fait supposer que la composition et l'homogénéité de la fonte et la méthode de coulée appliquée pour la confection des cylindres peuvent influencer leur naissance. Cette supposition résulte également des remarques citées ci-dessus concernant les impuretés d'oxydes ou de scories ou le manque d'homogénéité de la fonte des cylindres pouvant favoriser l'oxydation anodique.

C. Etude des mesures à prendre pour prévenir les phénomènes néfastes dans les circuits de refroidissement.

309. 1) Composition de l'eau de refroidissement.

Toute eau contient des impuretés en suspension, en solution colloïdale ou en solution :

a) Des matières organiques consistant principalement en plantes filamenteuses qui se déposent ou s'accrochent de préférence dans les passages les plus étroits du circuit et peuvent interrompre la circulation de l'eau.

b) Des matières non organiques telles que le sable, le limon, ... qui provoquent un dépôt vaseux dans les parois du moteur et les radiateurs de refroidissement.

c) Des sels dissous.

Ils déterminent la dureté de l'eau.

Il faut distinguer :

- La dureté temporaire constituée par des carbonates de calcium et de magnésium qui précipitent lorsque l'eau est chauffée à 100°C.

Ces sels provoquent un dépôt isolant thermique sur les parois de refroidissement du moteur.

- La dureté permanente constituée par des sulfates de calcium et de magnésium qui ne précipitent pas lorsque l'eau est chauffée à 100°C. Cette dureté permanente ne donne pas lieu à la formation des dépôts, mais gêne le traitement de l'eau par l'ajoute d'huiles solubles (voir plus loin : traitement de l'eau).

Outre les carbonates et les sulfates cités plus haut, l'eau contient des sels de chlore, dont le sel de cuisine (Na Cl) est le plus important. Les sels de chlore sont très nuisibles parce qu'ils favorisent fortement la corrosion électro-chimique.

En effet, lors de leur dissolution dans l'eau, tous les sels se dissocient en ions (ions positifs = cathions et ions négatifs = anions. Les ions sont des molécules porteuses d'une quantité d'électricité).

L'acidité de l'eau dépend de la concentration en ions d'hydrogène. Cette concentration peut être représentée par un nombre qu'on appelle la valeur "PH" de l'eau.

310. L'eau neutre a un "PH" égal à 7. Le "PH" étant inférieur à 7, l'eau est acide. Le "PH" étant supérieur à 7, l'eau est basique. Le "PH" de l'eau peut être déterminé avec précision au moyen d'appareils électriques coûteux et par approximation au moyen de papier indicateur spécial.

Le PH de l'eau de refroidissement des moteurs diesel a une importance particulièrement grande. Il faut, en effet, pour que l'eau ne favorise pas la naissance des phénomènes de corrosion chimique que son "PH" soit compris entre "7" et "8,5". Ce "PH" étant supérieurà 8,5, la concentration en ions hydrogène est tellement élevée que l'eau attaque certains métaux (l'aluminium).

d) L'eau contient également de l'air dissous c.à.d. de l'oxygène et de l'anhydride carbonique (CO2). Ces deux gaz favorisent la corrosion.

e) Les produits antigel parfois mélangés à l'eau peuvent présenter après certain temps d'utilisation une acidité favorisant la corrosion de certains éléments du circuit de refroidissement.

2) Remèdes pour prévenir la formation, les dépôts et les phénomènes de corrosion, érosion et cavitation.

Ces remèdes sont à résumer comme suit :

311. a) Le traitement des eaux de refroidissement.

- Pour le remplissage des circuits de refroidissement, ne pas employer d'eau de pluie ni d'eau distillée non traitée à cause de leur effet corrosif.

- L'eau en provenance de rivières ou de puits naturels doit être préalablement filtrée pour éliminer les impuretés végétales, organiques et non organiques .

- En cas d'une dureté temporaire trop élevée, l'eau doit d'abord être adoucie dans un adoucisseur d'eau. Lors du passage dans un tel adoucisseur qui, en général, est rempli de sel gemme, les carbonates de calcium et de magnésium sont soustraits partiellement à l'eau et transformés en sels de nature permanente.

- Dans les cas où il y a lieu d'ajouter de l'antigel à l'eau, ne jamais utiliser des produits antigel d'origine ou de composition inconnue. Ne jamais utiliser des mélanges eau - antigel sans être certain que le mélange n'est pas devenu acide.

- A l'eau adoucie sont ajoutées ensuite des matières qui, en premier lieu, neutralisent l'oxygène et le CO2 et ensuite déposent sur les parois à refroidir une couche protectrice (tanin), de sorte que celles-ci sont protégées contre la corrosion et l'érosion.

Ces matières qui, toutefois, ne peuvent empêcher les phénomènes de corrosion-cavitation, mais seulement les ralentir, sont à ce jour:

1) Le Nalco 41.)Ce sont des huiles solubles ajoutées à l'eau
2) Le Kutwell 40.)afin de couvrir les parois des chambres à
)eau d'une couche protectrice et isolante.

3) Le Trillon A :
Est une solution de sels qui étant très agressive, ne peut être appliquée qu'ensemble avec une huile soluble. Son but est d'augmenter la stabilité de la solubilité de cette huile (Nalco 41 ou Kutwell 40).

4) Chromates de sodium (utilisé précédemment à la SNCB).

Ce sont des sels ou des solutions de sels ayant une bonne action anti-corrosive sous condition que leur dosage dans l'eau est exact.

Lorsque leur dosage n'est pas exact, (trop élevé ou trop peu) ils peuvent favoriser la corrosion.
Inconvénients : toxique - attaque la peau.

5) Tétraborates de sodium (actuellement d'application à la S.N.C.B.).

Ce sont des sels ou des solutions de sels ayant pour but de réduire le "PH" de l'eau à une valeur comprise entre 8 et 9. Ils ne présentent aucune action anti-corrosive.

A cette fin, ils sont toujours appliqués ensemble avec d'autres produits chimiques (nitrites de sodium ou des metasilicates de sodium) pouvant neutraliser l'oxygène et le CO2 dissous dans l'eau et former sur les parois des chambres à eau une couche isolante et protectrice.

6) Benzoates de sodium et nitrites de sodium.
(actuellement d'application à la S.N.C.F et les N.S.).

Déposition sur les métaux d'une couche protectrice contre l'action corrosive de l'oxygène et du CO2.
Inconvénient : En cas de dosage non exact, ces produits activent la corrosion.

312. b) Remèdes constructifs.

Ces remèdent contiennent principalement :

1) L'étude raisonnée ainsi que la réalisation logique du circuit de refroidissement.

- L'eau de refroidissement ne peut absorber de l'air ni du CO2.
  Cela signifie que le réservoir d'expansion doit être possible fermé et qu'il doit être raccordé directement sur le côté d'aspiration de la pompe à eau en vue de prévenir des rentrées d'air par ses bourrages.
  Cette mesure est d'une importance primordiale afin d'éviter la destruction par corrosion-cavitation du rotor de la pompe.

- L'utilisation dans le circuit de refroidissement d'aussi peu de cuivre que possible, malgré que le cuivre ne peut être évité dans la construction des radiateurs et échangeurs de chaleur.

- Précédemment, des éléments en zinc étaient parfois montés dans les tuyaux d'arrivée et de départ d'eau du moteur. En même temps les bouchons de désablage et de vidange en cuivre ou en acier étaient recouverts d'une couche de zinc.

  Ces remèdes préventifs ayant pour but de réaliser une protection cathodique des organes constitufifs du moteur en favorisant l'attaque des éléments en zinc, ne trouvent plus d'application.

2) Eviter la naissance des vibrations de haute fréquence dans les cylindres par :
   - l'utilisation sur les moteurs des cylindres renforcés
   - le désaxage de l'axe du piston (voir leçon n° 37)
   - la diminution du jeu du piston dans son cylindre. Dans ce cas, des précautions particulières sont à prendre pour éviter le grippage du piston dans son cylindre. (Refroidissement amélioré du piston - limitation de la dilatation de la tête du piston en prévoyant un anneau en acier lors de la coulée du piston).

3) Augmentation de la résistance contre la corrosion des cylindres par chromage de leur paroi extérieure (côté de l'eau) (épaisseur minimum : 0,2 mm), ou par une couche d'aluminium (procédé Alpin) ou par métallisation (plutôt d'application pour les réparations).

4) Eviter la corrosion de fente (ou de crevasse) en évitant, lors de la construction du moteur des passages étroits, des cavités ou joints en forme de fente ou de crevasse par des arrondis d'un rayon suffisant.

5) Eviter les dispositions construtives conduisant à des variations brusques de directions du courant d'eau de refroidissement (érosion).

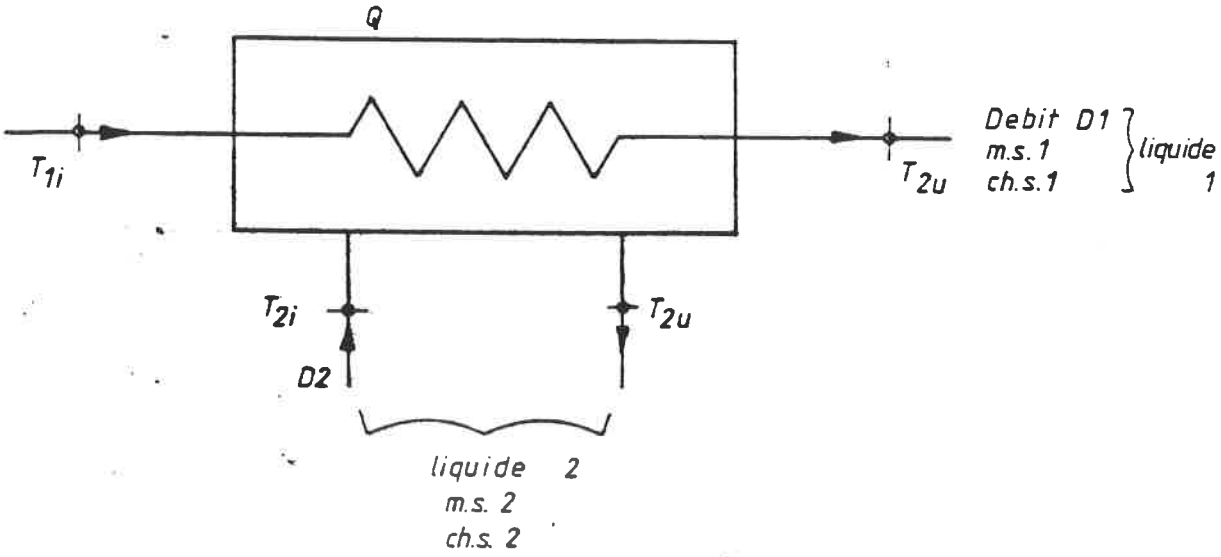
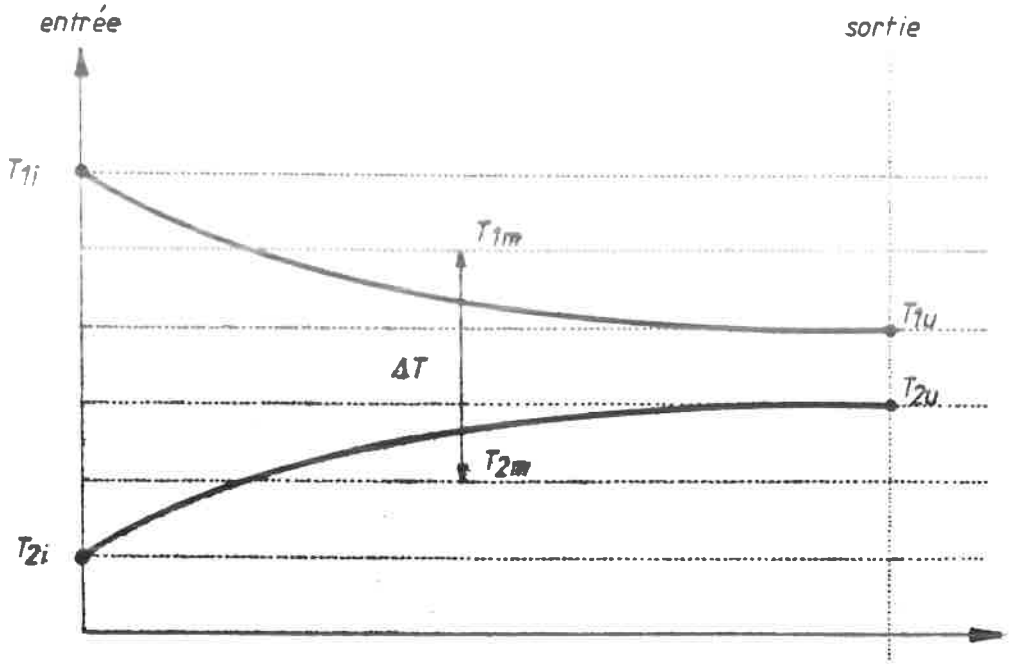


Fig. 254 a.



Evolution de la température dans l'échangeur de chaleur

Fig. 254 b

COURS 1213

CHAP. II - Le graissage des moteurs à combustion interne

I. Généralités relatives au graissage et aux huiles de graissage

A. But du graissage

1. Frottements - Généralités

313. a) Le frottement est une force Q qui s'oppose au glissement d'une surface sur une autre.

b) La valeur de la force ou effort de frottement ou encore résistance au glissement dépend :

1. De l'effort P appliquant les deux surfaces l'une sur l'autre;

2. Du coéfficient de frottement f, c-à-d. de l'effort de frottement obtenu lorsque l'effort P appliquant les deux surfaces l'une sur l'autre est égal à l'unité (soit 1 N).

On a donc Q = P.f(N) (voir fig. 256 et 257).

c) Le coéfficient de frottement dépend de la nature des surfaces en contact; il est indépendant de l'étendue de ces surfaces.

2. Travail de frottement

314. Le déplacement du bloc A sur une distance de (a) m (fig. 257) exige un travail de (P.f.a) J.

Ce travail, appelé "travail de frottement" se transforme en chaleur.

Lorsque l'on fait glisser l'une par rapport à l'autre, deux surfaces en contact, appliquées entre elles avec une certaine force, il y a dégagement de chaleur dont l'importance dépend de l'intensité de la force de frottement, et de la longueur du déplacement. Pour réduire ce travail à un minimum, la force de frottement, et par suite, le coéfficient de frottement f doit être le plus faible possible.

3. Moyens de réduire le travail de frottement

a) Par lubrification ou graissage (fig. 258)

Considérons deux surfaces se déplaçant l'une par rapport à l'autre avec un film d'huile intermédiaire. Dans ce cas, il n'y a plus un contact direct entre les surfaces.

Si une surface se déplace par rapport à l'autre, il n'y a plus, à proprement parler, de frottement entre les deux surfaces, mais entre les films d'huile. Par l'interposition d'un film d'huile on réduit le frottement. Ce frottement dépend d'ailleurs de certaines propriétés (viscosité, onctuosité ...) et de la pression spécifique de contact (l'effort par unité de surface de contact). Par conséquent, le travail de frottement et la chaleur qui en résulte seront diminués.

Le principe du graissage consiste donc à établir et à maintenir un film de lubrifiant entre les surfaces frottantes.

b) Par l'emploi de roulements (fig. 259)

316. Si, entre les deux surfaces se déplaçant l'une par rapport à l'autre, on dispose des rouleaux, on substitue au frottement de glissement un roulement. La résistance au roulement est sensiblement inférieure à la résistance au glissement. C'est ce principe qui est appliqué dans les roulements qui peuvent être constitués de billes, de rouleaux ou d'aiguilles.

B. Généralités propres au graissage des moteurs à combustion interne

1. En quoi consiste le graissage d'un moteur à combustion interne ?

317. Le graissage d'un moteur à combustion interne consiste à créer et maintenir un film d'huile sur les surfaces frottantes des différents organes. Ces organes sont principalement :

- Toutes les articulations en général;
- Les pistons se déplaçant dans les cylindres;
- Les tourillons tournant dans les paliers;
- Les poussoirs glissant ou les galets roulant sur les cames;
- Les dents des engrenages;
  etc...

2. Rôle de l'huile de graissage

Dans les moteurs à combustion interne, le graissage a pour but de :

1. Limiter les pertes de travail internes en limitant le travail de frottement développé dans le moteur et de ce fait, d'empêcher le grippage des parties frottantes par la trop haute température due à la transformation du travail de frottement en chaleur;

2. Participer à l'étanchéité aux gaz des segments de piston;

3. Réduire l'usure des surfaces en frottement;

4. Refroidir les articulations lubrifiées par l'huile et les organes soumis à haute température et qui ne peuvent pas être refroidis par un autre moyen (par ex. pistons);

5. Maintenir le moteur propre (voir plus loin : propriétés des huiles détergentes).

319. Le rodage est un problème d'adaptation des surfaces en contact.

Deux possibilités se présentent généralement :

- ou les surfaces sont parfaites tant au point de vue de la forme (géométrie) que de l'état de surface (microgéométrie).

  A ce moment, la retenue d'huile est faible et des contacts métal-métal, à fortes pressions locales dues à l'inadaptation sont à craindre. Le rodage est alors fortement ralenti et des phénomènes du grippage peuvent en résulter.

- ou les surfaces présentent une géométrie correcte mais une microgéométrie plus grossière.

  La retenue d'huile est plus importante et l'adaptation des surfaces par le nivellement des pics est possible. Le temps nécessaire pour l'adaptation des surfaces est variable et est fonction de leur état initial. Si la rugosité est exagérée, on allonge à nouveau la durée de rodage et on peut craindre des microsoudures par échauffement des pics par suite de fortes pressions s'établissant en ces points : les microsoudures peuvent amener des altérations de grippage plus ou moins graves.

Les conditions pour un "mariage heureux" des assemblages sont donc :

- Une exécution conforme au plan tant au point de vue dimensionnel, que respect des jeux et géométrie répondant aux exigences;

- Le respect d'états de surface choisis d'après la pratique ou ayant fait l'objet d'essais lors de la mise au point sur prototype.

Le travail de frottement interne pendant le rodage étant plus important que dans un moteur normalement en service, le choix de l'huile peut poser un problème. Il faut, en outre, veiller au fonctionnement correct du circuit de refroidissement de manière que les températures normales (eau et huile), ni trop fortes, ni trop faibles, assurent des jeux normaux.

Il faut aussi que la combustion dans les cylindres soit correcte, afin que les parois des cylindres ne puissent être lavées par du combustible non brûlé, ce qui pourrait amener le grippage de pistons. Un rodage convenable nécessite une mise en charge progressive et des marches à la puissance maximale.

C. Classification des huiles de graissage

1. Généralités

320. Les huiles de graissage pour moteur Diesel et à essence sont toujours des huiles d'origine minérale c'est-à-dire, obtenue par distillations successives d'huile minérale brute (pétrole brut).

Bien que les huiles végétales et animales (huiles de ricin, huile de navette, huile d'olive) présentent d'excellentes propriétés lubrifiantes, elles ne peuvent normalement pas être utilisées pour le graissage des moteurs, en raison de la facilité avec laquelle elles s'altèrent, perdent leurs qualités lubrifiantes et acquièrent une acidité organique. Cette acidité est nuisible aux métaux.

Certaines huiles minérales sont cependant parfois mélangées à des huiles d'origine végétale (huile de ricin) afin d'augmenter leurs qualités lubrifiantes. Ces "huiles compound" sont employées dans des buts particuliers, par ex. pour le graissage des moteurs de course. Un autre inconvénient des huiles végétales consiste en l'odeur très désagréable des gaz de combustion.

321. Les huiles de graissage sont divisées en deux grandes classes :

- les huiles minérales pures; ces huiles dont l'emploi était quasi général avant la deuxième guerre, ne représentent guère plus aujourd'hui que quelques % des huiles moteurs commercialisées;

- les huiles avec additifs, couramment appelées "huiles détergentes"; en effet, la première fonction des additifs est de maintenir finement dispersées les suies provenant de la combustion d'une part pour éviter leur précipitation dans le moteur et d'autre part, pour faciliter leur évacuation lors de la vidange. La seconde fonction des additifs est de neutraliser les produits à caractère acide. Enfin, ces additifs ont également la fonction secondaire de solubiliser

certains produits pouvant exercer une action néfaste (l'eau, par exemple).

Trois systèmes sont couramment utilisés pour "définir" les huiles pour moteurs; ils font appel :

- aux caractéristiques de viscosité, qui se retrouvent dans les grades SAE (Society of Automotive Engineers);
- aux conditions d'utilisation, définies par les services API (American Petroleum Institute);
- aux performances rattachées aux spécifications émanant de constructeurs et d'utilisateurs importants, tels que armées, marines, chemin de fer, transporteur publics, etc ...

1. Classification des huiles selon leurs caractéristiques de viscosité

La viscosité est certainement la caractéristique la plus importante d'une huile de graissage; c'est d'elle que dépend l'épaisseur et la résistance à l'écrasement du film d'huile qui sépare deux surfaces en frottement.

La viscosité dynamique d'un liquide a été définie comme étant sa résistance à l'écroulement (voir leçon 22); elle indique la mesure du frottement entre les molécules liquides lorsqu'elles se déplacent les unes par rapport aux autres. Ces frottements diminuent quand la température augmente et inversément. La viscosité d'un fluide est toujours donnée pour une température déterminée.

La nomenclature SAE consiste à donner un numéro repère aux huiles ayant une viscosité comprises entre deux valeurs limites. Cette série de grades de viscosité est partagée en deux classes :

- les huiles dites "d'hiver" dont le numéro est suivi d'un W (Winter) et dont les grades sont fixés par des "fourchettes" de viscosité à - 18° C;

- les huiles dites "d'été" dont les grades sont fixés par des "fourchettes" de viscosité à 100° C.

La nomenclature SAE est définie au tableau ci-après :

	Grade SAE	Viscosité dynamique à - 18° C en m Pa.s	Viscosité cinématique à 100° C en mm2/s
Hiver	5W 10W 15W 20W	1250 max. 1250 à 2500 2500 à 5000 5000 à 10000	3,8 min. 4,1 min. 5,6 min. 5,6 min.
Eté	20 30 40 50		5,6 à 9,3 9,3 à 12,5 12,5 à 16,3 16,3 à 21,9

Une même viscosité peut dès lors être obtenue à une certaine température par des huiles de grades SAE différents.

L'importance de la variation de viscosité pour un écart de température donné n'est pas la même pour toutes les huiles : cette aptitude est caractérisée par l'indice de viscosité (V.I.) (fig. 260).

L'indice de viscosité d'une huile est déterminée par comparaison de la variation de sa viscosité en fonction de la température avec celle d'huiles de deux types étalon; les trois huiles considérées ont la même viscosité à 210° F. L'huile étalon du premier type a une faible variation de viscosité en fonction de la température (indice de viscosité = 100); l'huile étalon du second type a une forte variation de viscosité en fonction de la température (indice de viscosité = 0).
L'indice de viscosité de l'huile à déterminer est donné par :

$$VI = 100 \frac{L-U}{L-H}$$

avec L = viscosité à 100° F de l'huile étalon dont VI = 0
H = " " " " " VI = 100
U = " " " " " on détermine l'indice de viscosité

L'indice de viscosité des huiles identifiées par un seul grade SAE (huile monograde) est de l'ordre de 100. Grâce à des additifs spéciaux, on peut élever l'indice de viscosité (on atteint couramment 150).
Les huiles obtenues sont dites "multigrades" en raison de leur identification à l'aide d'un grade SAE comportant deux numéro; exemple SAE 20 W/50.
Une huile SAE 20W/50 sera :

- aussi fluide à froid qu'une "monograde" SAE 20W,
- aussi visqueuse à chaud qu'une "monograde" SAE 50.

On les désigne parfois "huiles toutes saisons" puisqu'elles conviennent aussi bien en hiver qu'en été.

3. Classification des huiles suivant les conditions d'utilisation

325. La classification des huiles suivant les conditions d'utilisation a été établie par les services de l'American Petroleum Institute (API). Elle comporte deux catégories principales :

- les huiles de la catégorie "S" : ces huiles concernent principalement les conditions d'utilisation rencontrées sur les moteurs à essence;

- les huiles de la catégorie "C" : ces huiles concernent principalement les conditions d'utilisation rencontrées sur les moteurs diesel.

Dans chacune de ces catégories, on a voulu distinguer divers degrés de sévérité d'utilisation, dans un ordre croissant (A, B, C, D, E) se rapportant :

- à la conception et à la construction du moteur;
- aux caractéristiques du carburant utilisé;
- aux conditions de travail du moteur (vitesse, température, charge, climat, etc.)
- à la qualité et à la fréquence des opérations d'entretien (périodicité des vidanges, changements de filtres, etc.) (voir annexe 139)

Exemple : Le service API "CB" se rapporte à des conditions d'utilisation d'un moteur diesel moins sévères que celle du service API "CC".

326 4. Classification des huiles selon leurs performances

Les performances des huiles moteurs sont reliées à des spécifications qui portent généralement :

- sur des caractéristiques physico-chimiques ;
- sur des essais d'endurance sur moteurs.

Ces spécifications sont issues de constructeurs, d'organismes officiels, civils ou militaires, dont les plus couramment cités sont :

a. Les spécification MIL-L de l'armée américaine

Depuis 1941, l'US Army a émis un certain nombre de spécificationsqui ont tenu compte de l'évolution des moteurs et de leurs exigences en matière de graissage.

b. La spécification DEF-2101 D de l'armée britanique

Publiée en 1966, cette spécification est moins sévère que la spécifications MIL-L américaine; les essais sont également moins longs et moins coûteux.

c. Les spécifications constructeurs

Spécifications FORD, CATERPILLAR, GM, MAN ...

d. Les spécifications européennes

En Europe occidentale, les constructeurs accordent de plus en plus d'intérêt aux essais moteurs définis par le Comité Européen de Coordination (C.E.C.) et fixent de leur propre initiative les limites de résultats à obtenir.

e. Les spécifications SNCB

Dans sa procédure d'agréation et de réception d'huiles pour moteurs thermiques, la SNCB exige que les huiles répondent à certaines caractéristiques physiques. Elles doivent en outre satisfaire à un essai de corrosion.

D. Choix d'un lubrifiant approprié au graissage des moteurs à combustion interne.

327. 1. Le lubrifiant doit être d'origine minérale, c-à-d. obtenu par distillations successives d'huile minérale brute (pétrole brut)

2. Le lubrifiant doit présenter une viscosité appropriée
Lors duchoix de la viscosité, deux conditions sont en contradiction :

1. La résistance interne dans le moteur doit être aussi faible que possible, donc l'huile de graissage devrait être de faible viscosité;

2. L'huile doit résister à la pression régnant entre les surfaces à lubrifier c'est-à-dire former un film d'huile aussi résistant que possible, donc être de viscosité aussi élevée que possible.

Dans les moteurs modernes, on s'efforce de réaliser leurs organes de façon qu'on puisse utiliser des huiles de faible viscosité mais à grande capacité lubrifiante (par ex. par l'ajout d'huiles végétales ou d'additifs anti-usure) ou à caractéristique "extrême pression".

3. Le lubrifiant doit être caractérisé par un indice de viscosité adapté aux conditions d'utilisation

Un indice de viscosité élevé est nécessaire lorsque :

a) Le film d'huile sur les surfaces à graisser doit être le plus stable possible aux différentes températures de fonctionnement normal du moteur;

b) A froid, et en particulier lors du lancement, les frottements doivent être les plus réduits possible. Il faut que l'huile soit pompable et atteigne les points à lubrifier.

L'indice de viscosité d'une huile minérale peut être amélioré par l'ajout d'huiles végétales (huile de ricin) ou d'additifs spéciaux (Vi improver).

4. L'huile de graissage doit pouvoir résister à l'oxydation.
Dans un moteur à combustion, l'huile est soumise à de hautes températeures et est, de ce fait, soumise à l'oxydation en présence des gaz de combustion et de blow-by (repassement des gaz de combustion dans le carter).

Le processus d'oxydation de l'huile dans un moteur est assez complexe et participe à l'altération de l'huile.

L'oxydation donne naissance dans l'huile à la présence de boues et d'acides organiques.

Les causes et les inconvénients en seront exposés en détail dans la prochaine leçon.

328. 5. Les huiles doivent être pures et homogènes

a) Une bonne huile ne peut contenir de matières adhérentes telles que de l'asphalte ou de la paraffine. Ces matières provoquent le colmatage des filtres à huile, l'obstruction des canalisations, le gommage des segments et l'encrassement général du moteur.

b) L'huile de graissage doit être exempte de toute matière abrasive (silice, particules de carbone, poussière d'acier ...)

329. 6. Les huiles de graissage ne peuvent pas être corrosives

L'huile, lorsqu'elle est corrosive, attaque les métaux constitutifs des organes du moteur.

La corrosion provient surtout des acides organiques formés par l'oxydation de l'huile. La présence d'eau active la formation d'éléments corrosifs.

330. 7. Le point d'inflammation de l'huile doit être aussi élevé que possible

Le point d'inflammation est la température à laquelle l'huile dégage des vapeurs qui s'enflamment à l'approche d'une flamme, sans pour autant continuer à brûler. Le point de combustion, c'est la température à laquelle les vapeurs dégagées continuent à brûler pendant au moins 5 secondes, sans la présence d'une flamme.

D'un côté, le point d'inflammation des huiles moteurs doit être suffisamment élevé pour que l'huile se trouvant dans les gorges des pistons ne se carbonise pas.

D'autre part, le point d'inflammation doit être suffisamment bas pour que l'huile pénétrant dans la chambre de combustion brûle complètement.

Ainsi, le point d'inflammation doit être compris entre un minimum et un maximum.

331. 8. Le point de congélation de l'huile doit être choisi en fonction des plus basses températures de stockage et de fonctionnement.

Nous savons déjà que la fluidité de l'huile diminue lorsque sa température baisse. Au-dessous d'une certaine température, l'huile devient trouble et sa pompabilité n'est plus possible. Elle commence alors à se solidifier. Cette température est ce qu'on appelle le "point de congélation".

Les différentes sortes d'huile ont un point de congélation variant fortement suivant leur origine et leur procédé de raffinage. On améliore cette caractéristique par l'introduction dans l'huile d'additifs relevant le point de congélation.

Si le point de congélation n'était pas suffisamment bas, il en résulterait un danger sérieux pour le moteur, principalement en période hivernale et au moment du lancement du moteur. Par la pompabilité difficile, il se pourrait que la pompe à huile et son mécanisme d'entraînement soient rapidement détériorés.

332. 9. En présence d'eau en quantités modérées, l'huile ne peut pas émulsionner, c-à-d. former une mousse stable.

Cela conduirait à un graissage insuffisant du moteur (film d'huile discontinu - débit de la pompe à huile de graissage insuffisant).

E. Conclusion

333. Propriétés d'une bonne huile de graissage

Les considérations ci-dessus peuvent se résumer comme suit :

1. L'huile est normalement d'origine minérale (pour certains buts particuliers, mélangée avec une quantité appropriée d'huile végétale), mais on assiste au développement d'huiles synthétiques;

2. L'huile doit conserver ses propriétés lubrifiantes et ne pas s'altérer rapidement en service;

3. L'huile doit permettre la formation d'un film uniforme et stable;

4. L'huile doit présenter une viscosité adéquate et rester pompable;

5. L'huile doit avoir un bon indice de viscosité;

6. L'huile doit résister à l'oxydation;

7. L'huile ne peut se carboniser au contact des parois chaudes du cylindre;

8. L'huile doit être pure et ne contenir ni matières abrasives, ni matières corrosives;

9. Le point d'inflammation et le point de combustion de l'huile doivent être compris entre des limites minimale et maximale;

10. L'huile doit présenter un point de congélation approprié;

11. L'huile ne peut s'émulsionner en présence d'eau;

12. L'huile ne peut, en cours d'utilisation normale, donner lieu à formation de produits abrasifs ou corrosifs;

13. L'huile doit coûter le moins possible;

14. L'huile doit garantir un bon rendement au moteur, donc avoir une capacité lubrifiante aussi grande que possible avec une viscosité aussi faible que possible;

15. L'huile doit protéger les organes mobiles du moteur contre l'usure par contact métal-métal (particulièrement les cames et poussoirs dans les moteurs à allumage par étincelle poussés) et contre l'usure corrosive et abrasive).

16. L'huile doit maintenir le moteur propre et ne peut donner lieu à des dépôts à chaud (vernis et gommes - pistons, segments, tiges, soupapes) et à froid (boues à froid - carter, cache culbuteur, culbuteurs, poussoirs hydrauliques).

Dans ce but, les additifs spéciaux sont ajoutés à l'huile.

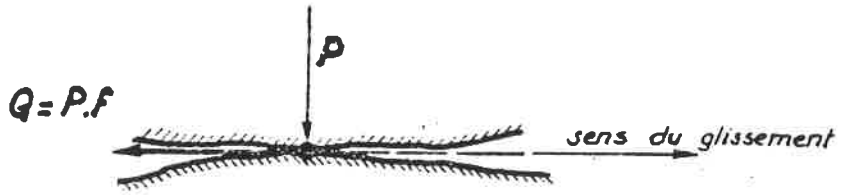


Fig. 256

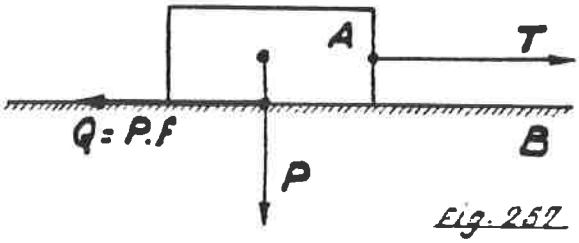


Fig. 257

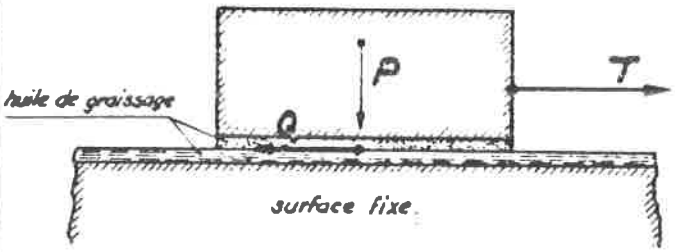
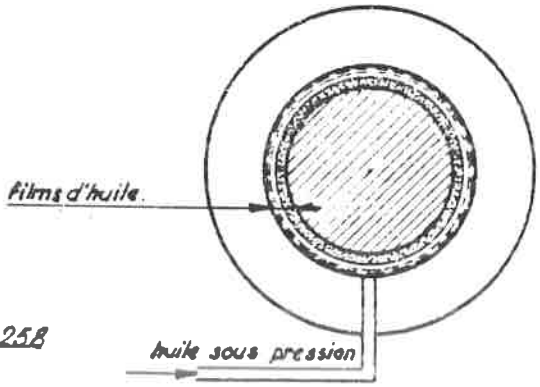
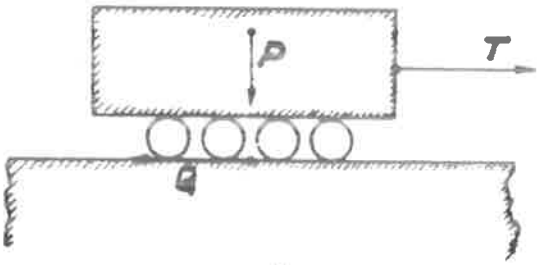
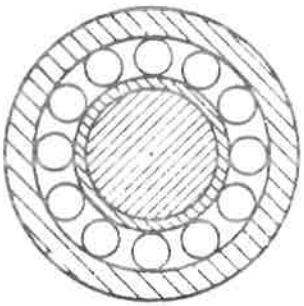


Fig. 258







Principe des roulements à rouleaux et à billes.

Fig. 259

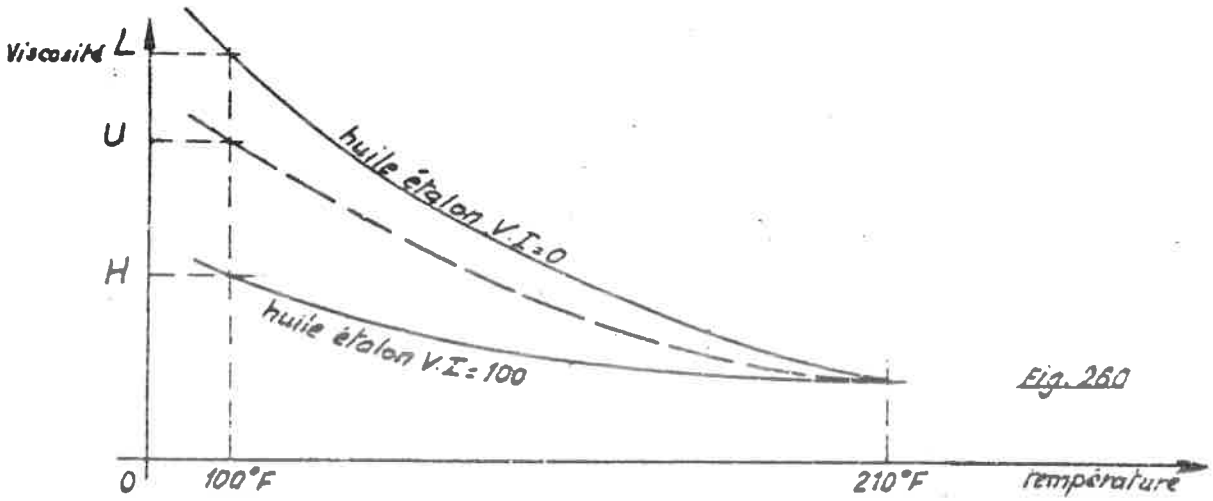


Fig. 260

Variation de la viscosité suivant la température

C. 1213
30 mc L

Van Ackeyer, 3436.2.3 (2.70)

V.P

Désignation API - catégorie "C" - Moteurs Diesel

Désignation du service API	Description du service API	Description de l'huile
CA	Conditions très favorables : - Moteurs à aspiration naturelle des années 1940-1950 ; - Carburant de haute qualité à très faible teneur en soufre (moins de 0,3 %); - Vitesse, température et charge moyennes et stables; - intervalle entre vidanges : ± 1 500 Km Nécessitent une protection contre : - La corrosion des coussinets; - L'oxydation de l'huile; - Les dépôts à haute température	Détergente Additifs : 1. anti-mousse; 2. abaisseur de point d'écoulement; 3. anti-oxydant 4. détergent. Répond à la spécification MIL-L-2104-A
CB	Conditions favorables : - Moteurs à aspiration naturelle des année 1950; - Carburant dont la teneur en soufre peut aller jusqu'à 1 %; - Vitesse, température et charge moyennes et stables; - Intervalle entre vidanges : ± 2 500 Km Nécessitent une protection contre : - L'usure; - La corrosion des coussinets; - L'oxydation de l'huile; - Les dépôts à haute température	Détergente Additifs : Mêmes que CA mais avec des doses un peu plus fortes pour les 3 et 4 plus : 5. anti-usure. Répond à la spécification MIL-L-2104-A Supplément 1.

CC	Conditions moins favorables et plus complexes : - Moteurs diesel des années 1960 légèrement suralimentés; - Gasoil dont la teneur en soufre peut atteindre 4 %; - Moteurs à essence de conception 1964-1967 à ventilation naturelle du carter; - Vitesse, température et charge : basses à élevées; - intervalle entre vidanges : ± 4 000 Km. Nécessitent une protection contre - la corrosion des coussinets; - l'oxydation de l'huile; - les dépôts à basse et haute températures; - l'usure des cames et poussoirs; - la rouille.	Détergente - Dispersante Additifs : mêmes que CB mais à plus fortes doses, plus : 5. anti-rouille; 6. Dispersant. Répond à la spécification MIL-L-2104-B
CD	Conditions défavorables : - Moteurs diesel suralimentés; - Gasoil dont la teneur en soufre peut atteindre 1 %; - Vitesse, température et charge : basses à élevées; - Intervalles entre vidanges : plus de 5 000 Km. Nécessitent une protection renforcée contre : - la corrosion des coussinets ; - les dépôts à basse et haute températures; - l'usure des cames, poussoirs, cylindres et segments; - la rouille.	Détergente - Dispersante Additifs : Mêmes que CC, à plus fortes doses. Répond aux spécifications (entr'autres) - MIL-L-2104-C - MIL-L-45199-B (Caterpillar série 3)

S.N.C.B.
Enseignement Professionnel

COURS 1213

II. La dégradation et la contamination des huiles de graissage.

A. La dégradation de l'huile sous l'influence de la lumière, de l'oxygène et de la chaleur.

334. L'huile de graissage n'a pas une stabilité illimitée mais "s'altère" sous l'influence de la lumière, de l'oxygène et de la chaleur.

C'est ce qu'on appelle la dégradation de l'huile.

Si l'on expose une quantité d'huile de graissage pendant un certain temps dans un verre transparent sous l'influence de la lumière, sa teinte se modifie lentement. Sous l'influence de l'oxygène, l'huile de graissage s'épaissit et sa viscosité augmente. L'huile devient acide et dépose, après un certain temps, des produits insolubles.

La dégradation de l'huile se produit d'autant plus vite que la température à laquelle elle est soumise augmente.

La dégradation se produit très rapidement lorsque cette température dépasse 200°C.

La dégradation de l'huile est accélérée lorsqu'on y ajoute des "catalysateurs". Ce sont des matières favorisant une réaction chimique, sans y prendre part directement.

Dans un moteur, les catalysateurs les plus actifs sont la limaille de cuivre et de fer.

B. Les effets de la dégradation de l'huile en général.

1. La formation de goudron.

335. L'altération des huiles minérales conduit à la formation de produits noirs et pâteux, appelés "produits goudronneux". Ces produits n'ont rien à voir avec le goudron obtenu par distillation de la houille. C'est seulement à cause de la ressemblance extérieure avec le goudron de houille que les dépôts se formant dans les huiles de graissage sont aussi appelés produits goudronneux.

La formation de goudron est de la plus haute importance pour juger si une huile d'une qualité déterminée convient pour le graissage des moteurs.

La nature des matières goudronneuses et les conditions dans lesquelles elles se produisent dépendent de la composition chimique de l'huile.

336. Suivant leur composition chimique, les huiles minérales peuvent être distinguées en huiles paraffiniques et huiles naphtaléniques.

Les huiles naphtaléniques ont un indice de viscosité et une capacité de graissage plus faibles que les huiles paraffiniques mais l'oxydation produit moins de matières goudronneuses.

Les huiles paraffiniques ont un indice de viscosité et une capacité de graissage plus grands que les huiles naphtaléniques mais elles possèdent un nombre important de cristaux de paraffine qui résistent mal aux hautes températures et, par oxydation, amènent la formation de boues.

Ces deux sortes d'huile sont mélangées en des proportions variables. Actuellement, les huiles utilisées pour le graissage des moteurs sont généralement des huiles paraffiniques auxquelles des additifs anti-oxydants ont été ajoutés (coût élevé).

2. Acidification.

337. L'altération provoque l'acidification de l'huile minérale.

Parfois l'huile de graissage obtenue après distillation du pétrole contient encore une quantité d'acide sulfurique ou de potasse (le raffinnage s'effectue au moyen de ces acides). Il est acquis que ces acides, pour autant qu'ils restent très limités, ne sont pas nuisibles pour les qualités lubrifiantes de l'huile. Le jugement de la qualité d'une huile neuve ne peut donc être basée sur la détermination de ce degré d'acidité.

Parlant des inconvénients de la présence d'acides dans l'huile, on vise principalement les acides organiques provenant d'altération. Ces acides organiques sont très néfastes à la bonne conservation des alliages de métaux, en particulier, ceux constituant les coussinets de moteurs.

3. Le trouble des huiles de graissage.

338. En s'altérant, l'huile de graissage se trouble de plus en plus. Ce brouillage est dû à la précipitation dans l'huile de certains constituants oxydés (produits asphaltiques). Ces constituants sont peu dangereux aussi longtemps qu'ils se déposent sur les surfaces métalliques. Par contre, formant des boues, ils peuvent entraîner l'obstruction des canalisations d'huile dont les conséquences sont toujours graves.

4. Pertes par évaporation.

339. En chauffant l'huile, ses composés légers s'évaporent et s'échappent.

C. Contamination de l'huile dans un moteur - Causes et effets.

340. Remarque préliminaire.

La dégradation d'une huile dans un moteur est un mal, en ce sens qu'elle est de nature à réduire la durée d'utilisation du bain d'huile et peut à la limite amener des ennuis mécaniques. Mais, comme il sera démontré plus loin, c'est un mal dont on peut tirer parti en ce sens que les altérations de l'huile permettent, par une analyse bien conduite, la détermination des causes qui les provoquent et dont les origines sont mécaniques ou thermiques et résident donc dans le fonctionnement du moteur lui-même.

1. Les causes de contamination et de dégradation.

341. Les causes de contamination et de dégradation peuvent être résumées comme suit :

- Oxydation et acidité;
- Perte de détergence;
- Suies de combustion;
- Produits de l'usure des organes du moteur;
- Combustible;
- Eau;
- Antigel;
- Silice de l'air aspiré.

2. L'oxydation et l'acidité.

342. La décomposition des huiles dans un moteur est essentiellement due à une réaction d'oxydation.

Cette réaction ne s'amorce qu'après une certaine période d'induction différente selon les types d'huile, les moteurs et le service.

Le mécanisme de l'oxydation est fonction de :

- La température des pièces proches de la combustion : pistons, segments, soupapes;
- La pollution du lubrifiant par les gaz de soufflage et les résidus de la combustion;
- L'action catalytique des métaux : fer, cuivre, plomb et autres composés métalliques résultant de l'usure des organes du moteur.

L'oxydation du lubrifiant se traduit par :

a) L'accroissement de la viscosité. L'accroissement de la viscosité peut entraîner des difficultés de lancement et des troubles de graissage qui se révèlent surtout lors des marches à basse température. Ce défaut entraîne une usure exagérée de certains mécanismes tels que : cames et poussoirs, segmentation, coussinets;

b) La formation de vernis, en particulier sur les jupes des pistons. Dans les cas exceptionnels (moteurs sensibles à ce point de vue, service très sévère) où les températures de fonctionnement sont très élevées ou par l'emploi de carburants ou de lubrifiants inadaptés, la formation de vernis à une influence sensible sur le fonctionnement du moteur.

Elle se traduit, soit en facilitant le gommage des segments, soit en réduisant les échanges de chaleur de la jupe de piston vers le cylindre, soit encore en provoquant, dans des cas extrêmes, le blocage à froid des pistons dans les cylindres.

c) La formation de boues. Ces boues peuvent se présenter sur les couvercles de culbuteurs et de distribution, dans les carters d'huile et sur ses parois, sur les filtres à huile, dans les évidements de maneton de vilebrequin, sur les crépines de pompe à huile, dans les fentes de segments racleurs et les orifices de retour d'huile des pistons. Selon l'importance et l'emplacement de ces boues, elles risquent de compromettre la libre circulation de l'huile avec toutes les conséquences connues.

Les produits d'oxydation ne sont toutefois pas la seule cause de formation de boues.

d) La formation de composés acides et d'hydroperoxydes. Ces produits donnent souvent lieu à une action corrosive sur les coussinets en alliage dur, tels que les coussinets en Cu-Pb, à base de cadmium ou en argent.

3. Perte de détergence

343 Les principaux facteurs d'altération des propriétés de détergence d'une huile de carter, sont les suivants :

a) La teneur en suie. Dès que celle-ci atteint une certaine concentration, la floculation apparaît. Cette limite de concentration varie selon la température de l'huile, le niveau de détergence, la nature de l'huile de base et celle de l'additif détergent dispersant;

b) La teneur en eau. Pour certaines huiles, de faibles concentrations en eau sont souvent suffisantes pour provoquer la floculation en masse des suies et des additifs. D'autres sont moins sensibles à ce phénomène;

c) La présence de produits d'oxydation. La présence de produits d'oxydation favorise le phénomène de floculation dans certaines conditions particulières.

L'altération de la détergence a pour effet la formation de dépôts sur certaines pièces du moteur.

Deux types de dépôts sont à distinguer :

a) Les dépôts à chaud. Les matières charbonneuses se déposent sur les parties chaudes par suite de la floculation sous l'effet de la température; ces dépôts sont dangereux au niveau de la segmentation et à la limite, ils peuvent amener le gommage des segments;

b) Les boues à froid. Les matières charbonneuses se déposent sur les parties froides par suite de la présence d'eau provenant de la combustion, de la respiration du carter ou d'une fuite éventuelle; les boues à froid peuvent causer des ennuis de graissage par obstruction des conduits de petite section.

4. Les suies de combustion.

344. Le degré de pollution d'une huile par les suies de combustion est très variable; cependant, l'importance de la concentration peut s'aggraver par une combustion défectueuse due à :

- Des conditions d'exploitation défavorables et anormales, par exemple : charge, vitesse, température d'eau, d'huile ou d'air anormales;
- Un défaut du système d'injection;
- Une mauvaise aspiration du moteur;
- Un combustible mal adapté;
- Un défaut d'étanchéité de la segmentation.

Une concentration exagérée de suies dans le bain d'huile peut causer la chute des propriétés dispersives de l'huile et amener la floculation (voir n° 3).

5. Les produits d'usure des organes du moteur.

345. L'usure des organes du moteur peut se manifester sous les formes suivantes :

- Usure adhésive ou par contact métal-métal;
- Usure abrasive;
- Usure par fatigue superficielle;
- Usure érosive;
- Usure corrosive.

a) L'usure adhésive.

Cette forme d'usure, appelée souvent "galling"ou "scuffing" existe pratiquement dans tous les frottements lubrifiés ou non, lorsque les surfaces ne sont pas séparées complètement par un film d'huile.

Dans les moteurs, cette forme d'usure prend place dans les zones de frottement où des conditions de charges spécifiques, de températures, de vitesses rendent impossible la formation d'un film de graissage.

L'utilisation d'un lubrifiant non adéquat peut avoir le même effet.

L'huile joue un certain rôle dans l'usure adhésive.

Au lancement à froid du moteur, la viscosité joue un rôle important; une augmentation de celle-ci favorise le maintien du film pendant l'arrêt du moteur; mais, par contre, rend plus difficile la reconstitution du film au démarrage par suite des plus grandes pertes de charge dans la pompe et les canalisations du circuit de graissage.

Le développement de cette forme d'usure entraîne l'usure abrasive.

b) L'usure abrasive.

Cette forme d'usure, appelée souvent "scratching" ou "scoring", résulte le plus souvent de la présence entre les surfaces frottantes de particules étrangères plus dures que l'une ou l'autre des surfaces. Ces particules peuvent provenir :

- de l'air aspiré par le moteur;
- des cendres des additifs de l'huile et de combustible;
- d'oxydes dus à la corrosion;
- d'usure adhésive;
- de la fabrication ou du reconditionnement du moteur (sable de fonderie, copeaux d'usinage, etc....).

L'huile elle-même, ne peut pas grand-chose contre l'usure abrasive.

c) L'usure par fatigue superficielle.

Cette usure (pitting, spalling) émane de répétitions cycliques de contraintes amenant des craquelures profondes de fatigue et finalement du piquage, de l'écaillage tels que l'on en trouve sur les pistes de roulement, sur les faces de dents d'engrenage, dans les ensembles cames-poussoirs et sur les coussinets.

L'usage d'additifs spéciaux dans l'huile de graissage est un remède contre cette forme d'usure.

d) L'usure érosive.

Cette usure est assez proche de l'abrasion. Dans cette dernière, les particules labourent les surfaces sous l'effet des forces de coincement dans les jeux faibles, tandis que dans le cas de l'érosion, c'est uniquement l'énergie cinétique des particules qui peut, au point d'impact sur les surfaces, provoquer des déformations ou des arrachements de la matière. Comme pour l'usure abrasive, l'huile joue un rôle peu important.

e) L'usure corrosive.

Le processus de combustion dans les cylindres conduit à la formation de produits gazeux multiples dont certains sont à caractère très acides, la présence d'eau pouvant les rendre particulièrement agressifs vis-à-vis des métaux.

L'huile elle-même, parvenue à un degré d'altération, peut induire des oxy-acides volatils et corrosifs. Ces composés sont à l'origine de l'usure corrosive des organes de moteur.

Les segments, les cylindres, les pistons, les coussinets sont particulièrement sensibles à cette forme d'usure.

Les huiles actuelles peuvent réduire notablement l'usure corrosive par suite de la basicité qui leur est confiée par les additifs à caractère alcalin.

6. Le combustible.

346. Une dilution d'huile en service par le combustible peut avoir des conséquences défavorables sur le graissage et la sécurité de fonctionnement du moteur par suite de variation de la viscosité, du point d'inflammation et de la qualité d'ensemble de l'huile.

La présence de combustible peut être due à :

- Des fuites du circuit de combustible vers le bain d'huile;
- Un défaut de pulvérisation pour les moteurs à injection;
- Un défaut d'allumage, de carburation ou de distribution pour les moteurs à essence.

C'est surtout à la mise en régime du moteur froid que la dilution a tendance à se manifester et elle peut s'atténuer suivant la caractéristique du combustible et les conditions de marche.

7. L'eau et l'antigel.

347. Les additifs détergents sont, en général, très sensibles à l'eau; de faibles concentrations sont parfois suffisantes pour provoquer une floculation des particules de suies et des additifs présents dans l'huile. Ces suies forment alors des boues dans le carter et dans les canalisations de graissage, crépine et filtres de la machine.

L'eau peut accélérer l'usure corrosive et érosive.

L'eau peut provenir de :

- Un défaut d'étanchéité du circuit de refroidissement vers le circuit d'huile;
- L'atmosphère.

Dans le cas où la quantité d'eau devient importante, il y a formation d'émulsion, le détergent peut s'hydroliser et la base correspondante précipiter.

348. Les solutions antigel sont généralement à base d'éthylène-glycol. Les conséquences des fuites entre le système de refroidissement contenant de l'antigel et le circuit de graissage sont parfois très sérieuses; en effet, le glycol ne s'évapore pas facilement, il s'accumule dans l'huile et a tendance à s'oxyder sous l'effet des températures locales élevées. Il peut alors former des matières indésirables qui prennent la forme de laques sur les parois des cylindres, des paliers et des coussinets et qui peuvent même provoquer le gommage des segments et au pis-aller, le blocage du moteur.

De plus, l'éthylène-glycol attaque certains additifs contenus dans les huiles (huiles détergentes).

8. La silice de l'air aspiré.

349 La silice est normalement présente dans l'air.

Quelle que soit la filtration de l'air prévue, une certaine quantité de silice pénètre dans le moteur, y causant une usure abrasive.

350 De plus, une quantité non négligeable d'air et par conséquent de poussières (silice) entrent encore dans un moteur par d'autres orifices que l'admission. C'est le cas, en particulier, des ouvertures de ventilation de carter rarement pourvus d'un filtre.

D. Moyens de remédier aux effets nuisibles de la contamination de l'huile dans un moteur.

1. Renouvellements du bain d'huile.

351 Par suite de la contamination, au bout d'un certain temps de service, l'huile d'un moteur ne convient plus pour assurer le bon graissage de ce moteur. Le bain d'huile doit donc être renouvelé en temps opportun.

352 On profite de chaque renouvellement pour nettoyer le sous-carter et le débarrasser des boues éventuelles. La périodicité des renouvellements varie suivant :

a) La qualité de l'huile utilisée (voir plus loin);

b) Le type du moteur et le contenu de son carter;

c) La charge du moteur et les conditions de service;

d) La nature des filtres à huile placés sur le moteur;

e) L'état du moteur (chambres de combustion, pistons, soupapes, segmentation...);

f) L'état des injecteurs ou carburateurs et des filtres d'aspiration d'air);

g) L'apparition de défauts d'étanchéité de joints (ex. culasse fissurée);

h) La consommation d'huile du moteur. Des ajoutes journalières importantes retardent l'altération du bain.

2. La filtration.

353 En vue d'éviter l'effet néfaste des boues dans les canalisations d'huile et d'empêcher le retour dans les organes à graisser de particules métalliques provenant de l'usure, il convient de filtrer l'huile au cours de son évolution dans le moteur. Le filtre doit enlever de l'huile les matières abrasives et corrosives contenues dans l'huile.

3. Mesures à prendre pour éviter les introductions d'eau dans l'huile.

354. La présence d'eau dans l'huile active l'oxydation et il convient de l'éviter en toute circonstance. Il faut, en particulier :

a) Veiller à ce que les fûts contenant la réserve d'huile soient hermétiquement fermés. A ce sujet, il est préférable de ne pas transvaser l'huile et de la conserver dans les fûts d'origine. Eviter le stockage de longue durée.

b) Soigner la bonne étanchéité des joints de culasse;

c) S'assurer que les bidons et récipients pour la manipulation de l'huile soient toujours propres et bien secs;

d) Prévenir les rentrées directes d'eau dans le moteur (nettoyage).

355. ### 4. Huiles détergentes.

La technique moderne combat les effets néfastes de l'altération par l'application d'huiles détergentes.

356 En général, l'emploi des huiles détergentes impose les pré-
357 cautions suivantes :

1. Bien que ce ne soit pas interdit, il n'est pas souhaitable de mélanger des huiles détergentes de provenances différentes. Certains additifs pourraient se neutraliser l'un l'autre ou donner des réactions chimiques imprévues ayant des conséquences néfastes. A la SNCB, il est autorisé de mélanger des huiles détergentes de provenances différentes ; la miscibilité des huiles est en effet contrôlée lors des essais d'agréation.

2. Les filtres ne peuvent pas neutraliser ou éliminer les additifs. Exemple : les filtres à matières terreuses ne conviennent pas pour des huiles détergentes. Les filtres à éléments en coton ou en cellulose sont recommandés ;

3. On ne peut se baser sur la teinte d'une huile détergente pour juger de sa qualité ou de son état. Généralement, les huiles détergentes noircissent rapidement, vu leur but de maintenir en suspension colloïdale les précipités formés.

III. L'appréciation de l'état d'un moteur par la détermination du processus de l'altération de son huile de graissage.

A. Influence de l'état d'un moteur à combustion sur le processus de l'altération de son huile de graissage.

358 Il a déjà été démontré que le déroulement du processus de l'altération de l'huile de graissage dans un moteur dépend de certains facteurs constants et d'autres facteurs variables.

359 Comme un état anormal ou un fonctionnement anormal du moteur se déclare par un processus d'altération accéléré de l'huile de graissage, inversement un processus d'altération accéléré peut déterminer un état ou un fonctionnement anormal du moteur.

360 L'appréciation de l'état d'usure ou de fonctionnement d'un moteur en suivant le processus d'altération de son huile n'est possible que par l'examen systématique de l'huile. Là où on dispose d'installations spéciales pour cet examen, ces installations peuvent aussi servir pour déterminer les renouvellements d'huile.

361 ### B. L'examen systématique de l'huile pour la détermination du processus de la contamination.

Le tableau suivant reprend les différents contaminants et les méthodes choisies pour leur détection.

Contaminants et moyens d'analyse.

Contaminants	Moyens				
	Spectrographie d'émission	Viscosité	Photomètre IFR	FINATEST	Mesure du TBN
Oxydation -acidification	-	Détection	-	-	Dosage
Suies de la combustion	-	Détection	Dosage	-	-
Produits d'usure	Dosage	-	-	-	-
Combustible	-	Appréciation	-	-	-
Liquide de refroidissement	Détection	-		Dosage	
Silice air aspiré	Dosage	-	-	-	-

1. La détergence de l'huile - Oxydation/acidification

362 Une huile détergente perd, après un certains temps d'utilisation, ses propriétés détergentes à cause de la neutralisation de ses additifs par les produits d'oxydation et les acides organiques. Après saturation de ses détergents l'huile doit être remplacée.

Une perte anormalement rapide des propriétés détergentes de l'huile de graissage indique un fonctionnement anormal ou un mauvais état du moteur (combustion incomplète, segments non étanches).

La détergence résiduelle après un certain temps d'utilisation peut être déterminée par "l'épreuve de la tache" qui consiste à déposer une goutte de l'huile à examiner sur un papier filtre spécial. La goutte d'huile s'étend en tache qui est comparée à une tache faite par une goutte d'huile de composition, propreté et détergence connues.

363 L'huile chauffée au préalable à 200°C diffuse et une filtration s'opère non pas par le passage de l'huile au travers du papier, mais bien suivant son épaisseur.

Au fur et à mesure que l'huile chemine, elle abandonne les impuretés qu'elle contient.

Une tache d'huile détergente usagée se présente comme suit (fig. 361) :

- Une zone centrale (1) : dont l'opacité caractérise l'état de contamination de l'huile est un reflet de sa concentration en suies; les particules les plus grosses ne dépassent pas cette zone.
- Un conteur (2) qui entoure la partie centrale et qui a été formé par l'arrêt des particules les plus grosses.
- Une zone de diffusion extérieure (3) à la partie centrale formée par les particules les plus fines; elle reflète le pouvoir dispersif de l'huile.
- Une "auréole" (4) translucide formée par la diffusion de l'huile clarifiée (filtrée par le papier). Cette partie varie de l'incolore à l'ocre plus ou moins sombre. Sa coloration témoigne de l'état d'oxydation **de l'huile ou la présence de fractions oxydées de carburant. Des huiles usagées de formulations diverses donnent des taches de configuration assez variées.**

Cette méthode permet donc de doser quantitativement les suies, de coter le pouvoir détergent et la finesse de la dispersance. Elle n'est cependant plus effectuée à la SNCB en raison des manipulations importantes qu'elle requiert. La perte de détergence est contrôlée indirectement par le dosage des éléments qui entraîne la perte de détergence à savoir : l'oxydation et acidification, la teneur en suie et la teneur en eau.

L'acidification de l'huile est déterminée par la mesure du TBN (total *base number*) : on mesure en fait le caractère basique de l'huile, donc son PH.

La teneur en suie est dosée par photométrie en mesurant l'opacité de l'huile. Le dosage par spectographie, infra-rouge ne peut être appliqué sur des huiles détergentes usagées.

2. La viscosité

364. a) Méthode

La viscosité cinématique est déterminée à l'aide d'un viscosimètre, à une température de 50°C.

Le viscosimètre est le viscosimètre système "HOUILLON" (mesure du temps d'écoulement à travers un orifice calibré).

365. b) Interprétation.

Les résultats de la mesure sont portés graphiquement sur la fiche du moteur. L'interprétation des mesures se fait donc par la comparaison de leurs résultats entre eux, c.à.d. par l'étude de la variation de la viscosité.

La viscosité diminue. Si la viscosité subit une chute par rapport à la valeur trouvée antérieurement, sans qu'un renouvellement d'huile n'ait lieu, on en déduit une contamination par du combustible frais. La présence de matières charbonneuses (suies) tend à accroître la viscosité, mais suivant un gradiant inférieur à la pente correspondant à une dilution caractérisée.

Un repérage de dilution de combustible a partir de 2 % est possible.

L'obtention d'une valeur exacte que les analyses traditionnelles n'atteignent pas non plus, est sans nécessité d'ailleurs vu qu'il n'existe aucun critère absolu quant à la quantité de combustible admissible.

Toute chute enregistrée entraîne une demande d'inspection du circuit de gasoil.

La cause est en général facilement détectable à l'examen visuel; dans les cas les plus difficiles, les services d'entretien s'aident d'un examen à la lumière noire (UV).

Le critère du renouvellement du bain est une dilution de 5 % de combustible, ce qui correspond à une chute d'un grade de la viscosité (d'une SAE 40 à une SAE 30).

La viscosité croît. L'élévation de la viscosité est généralement due à la présence de produits oxydés de la combustion; la mesure du TBN et le dosage des suies de combustion pourront d'ailleurs confirmer cet avis.

La concentration en produits d'oxydation doit être surveillée de très près.

En général, ces produits ne sont pas nuisibles au mécanisme du graissage lui-même; ils assurent des conditions de graissage onctueux, mais lors du renouvellement du bain d'huile, ils s'éliminent difficilement, agissent en catalyseurs et réduisent la vie du bain subséquent.

La présence de ces produits en concentration dangereuse est rarement notée dans les moteurs Diesel 4 temps; par contre, elle est assez courante dans les bains d'huile des moteurs Diesel 2 temps.

3. Détermination de la concentration d'eau dans l'huile

366 A l'atelier, la présence d'eau dans un bain d'huile peut être dépistée par des essais simples dont les plus pratiques sont :

a) Tenir un verre froid au-dessus du tuyau de dégazage du moteur. La vapeur d'huile se dépose sur le verre sous la forme d'un film d'huile. En présence d'eau, celle-ci se condense sous forme de gouttes sur le film d'huile susmentionné;

b) Tenir la jauge d'huile après l'avoir retirée du carter et sans la nettoyer dans la flamme d'une allumette. En présence d'eau, l'huile brûle avec un bruit crépitant;

c) Mettre une quantité d'huile à examiner dans une éprouvette. Si l'huile contient de l'eau et si l'on enfonce dans cette huile un fil incandescent, l'huile jaillit (attention aux mains et aux yeux).

d) L'épreuve de la tache.

En laboratoire,

- la présence d'eau dans l'huile de graissage est détectée en faisant chauffer au bain marie une éprouvette contenant un échantillon d'huile à contrôler : la présence d'eau est indiquée par un crépitement lorsque la température atteint 100°C.

- la détermination de la teneur en eau dans l'huile est obtenue par le "FINA TEST" : le principe consiste à calculer la quantité d'eau contenue dans un échantillon de 20 cc à partir du volume d'acétylène dégagé lors de la réaction de l'eau contenue avec du carbure (CaC_2)

  $CaC_2 + 2H_2O \longrightarrow C_2H_2 + Ca(OH)_2$

  L'échantillon d'huile est au préalable mélangé à 20 cc de solvant (*Chlorothène*).

Il s'agit d'examiner si l'eau provient du circuit de refroidissement ou non. C'est le résultat de l'analyse spectographique qui permettra de le préciser : si l'huile contient de l'eau et du bore, il s'agit d'une introduction de liquide de refroidissement.

Si l'huile ne contient pas de bore, l'eau provient de l'extérieur (lavage, eau atmosphérique), eau présente accidentellement dans un fût d'huile fraîche).

C. L'analyse spectographique de l'huile de graissage

1. But de l'analyse spectographique

367. Parmi les différentes techniques d'analyse, c'est actuellement la spectographie d'émission qui s'impose pour l'analyse répétitive (et en grand nombre) d'échantillons d'huiles contenant de faibles teneurs métalliques. Elle permet notamment de déterminer avec précision la qualité et la quantité des particules métalliques en suspension dans l'huile.

Son but principal est donc de découvrir immédiatement, dès sa naissance, toute usure anormale d'une ou de plusieurs organes constitutifs du moteur et d'examiner des conditions de fonctionnement du moteur, par l'observation des matières en suspension dans l'huile et l'étude de l'évolution de la concentration en ces matières.

Les quantités d'éléments métalliques d'usure présents dans l'huile sont très faibles.

Pour un moteur Diesel de 1500 kW, 8 cylindres de 300 mm d'alésage et de 400 mm de course, la perte de masse des cylindres est de l'ordre de 10 g : 1000 km.

La concentration compte tenu d'un bain d'huile de 700 kg sera de l'ordre de $1,4 \times 10^{-5}$ et ce en supposant que la concentration n'est pas influencée par la filtration et la consommation d'huile.

L'unité de mesure est le "ppm" (part par million) qui équivaut en masse à 10^{-6} gramme

L'accroissement de la concentration serait donc exprimé pour l'exemple repris plus haut à 14 ppm.

2. Principe de l'analyse spectrographique.

368. Un élément métallique rayonne à certaine température de la lumière de couleur et de longueur d'onde bien déterminée.

Ex. : Le sodium émet à haute température une couleur d'un jaune spécifique qui caractérise les "lampes d'éclairage au sodium".

La lumière émise à haute température par un mélange d'éléments métalliques est composée d'autant de raies monochromatiques qu'il y a d'éléments dans le mélange. L'intensité de chaque raie monochromatique dépend de la quantité de chaque élément. La longueur d'onde détermine la qualité de l'élément.

3. Réalisation de l'analyse spectographique (fig. 261 bis)

369. L'échantillon d'huile est porté à haute température à l'intérieur d'une torche à plasma. La torche à plasma comporte une bobine d'induction alimentée par un générateur de courant alternatif à haute fréquence (50 MHz). A l'intérieur de la bobine circule de l'argon qui est ionisé sous l'effet du champs magnétique ; on obtient ainsi un plasma d'argon caractérisé par une température très élevée (5000 à 10000°C suivant la zone considérée).

L'échantillon d'huile vaporisé dans un nébuliseur est introduit au sein du plasma ; les éléments métalliques présents dans l'échantillon d'huile sont ainsi portés à très haute température. Le faisceau lumineux émis est introduit par une fente micrométrique de façon à ce qu'un rayon lumineux très mince vienne frapper un réseau olographique (miroir comportant 2400 traits/mm, gravé par un rayon laser et reproduisant un réseau original).
Ce réseau ne réfléchit pas seulement le rayon lumineux, mais le disperse en raies monochromatiques ; les raies monochromatiques sont isolées les unes des autres par une série de fentes à la sortie du spectographe et aboutissant sur des capteurs photosensibles.

370 L'angle de réflexion de la raie monochromatique considérée dépend de la longueur d'onde correspondant à un élément métallique donné ; la quantité d'énergie qui aboutit sur le capteur photosensible est en rapport avec la quantité de l'élément métallique concerné dans l'échantillon.

L'étalonnage des différents canaux est réalisé avec des solutions standard ayant des teneurs définies des différents éléments à doser.

4. Interprétation de l'analyse spectrographique.

371. Une analyse d'huile d'un moteur quelconque est toujours comparée d'une part à la moyenne des résultats des autres moteurs du même type, d'autre part à son passé.

Le moteur se comporte mieux ou plus mal que des engins similaires.

Dans les deux cas, on étudie les causes. Dans le premier, on fait bénéficier la série de la particularité propre à ce moteur particulier.

Ce serait, par exemple, le cas d'organes modifiés à titre d'essai (filtres, coussinets, pistons...).

Dans le second cas, les résultats des analyses s'aggravent; il s'agit d'un défaut accidentel auquel on remédie sans retard.

Le tableau ci-après donne une idée de l'origine des différents éléments métalliques et l'éventail des concentrations.

On remarquera les interférences possibles; il n'est pas toujours aisé d'indiquer avec certitude l'organe en cause. Cette tâche est cependant facilitée par la connaissance des points faibles de chaque type de moteur.

L'exploitation des résultats d'analyse est d'une aide précieuse à ce sujet.

Un grand nombre d'avaries peuvent être détectées par l'analyse spectographique de l'huile.

Cependant, la surveillance est inefficace dans l'éventualité d'incidents à évolution brutale tels que : décrochage subit de la couche de friction d'un coussinet, rupture d'un vilebrequin ou de tout organe par fatigue.

Eléments	Concentrations (p.p.m.)	Origine		Organes en cause
		Interne	Externe	
Fer	0 - 250		.	Particules des blocs de frein en fonte
		.		Cylindres, segments (non chromés), vilebrequin, pivots, axes, engrenages, poussoirs, cames
Silicium	0 - 100		.	Silice de l'air d'alimentation
Aluminium	0 - 150	.		Soufflantes, pistons, carter, alumine de l'air d'alimentation
Al - Si	-	/		Piston (alliage Al.Si)
Chrome	0 - 150	.		Cylindres, segments chromés, éléments chromés en réparation.
Plomb	0-- 100	.		Couche mince Pb coussinets, vilebrequin, huile EP additionnée erronément
Cuivre	0 - 150	.		Radiateurs, échangeur, tuyauteries
Pb. Cu	-	.		Coussinets vilebrequin Cu Pb.
Sn Cu	-	.		Buselures bronze diverses : pistons, culbuterie, pompe à huile...
Etain	0 - 50	.		Coussinets régulés, vilebrequin, arbre à cames
Argent	0 - 4	.		Axes de piston ou buselures d'axes argentés
Bore	0 - 100		.	Circuit d'eau : borates assurant la protection du circuit de refroidissement

5. Prises d'échantillons.

372. L'échantillon est prélevé sur le circuit d'huile du moteur; un robinet du type à pointeau est monté à cet effet à la sortie de la pompe à huile.

Pour des raisons d'homogénéité, l'huile du circuit doit être chaude et brassée au moment de la prise. On prélève l'échantillon sur moteur chaud et tournant au ralenti. Ces conditions sont remplies notamment après la remorque d'un train.

Le prélèvement est effectué 1 ou 2 jours avant le service d'entretien prévu de l'engin. Ce délai permet l'analyse et l'intervention éventuelle avant la revision et la correction peut être opérée ce jour-là.

Le flacon destiné au prélèvement a une capacité de 200 cc; il n'est utilisé qu'une fois.

Contrairement à ce que nous pensions au départ, très peu de dispersion et d'erreurs sont dues à la prise d'échantillon même.

6. Critères de renouvellement du bain d'huile en cas d'analyse spectrographique de l'huile.

373. En cas d'analyse spectrographique de l'huile, les renouvellements d'huile sont décidés seulement lorsque l'un des contaminants a atteint une limite donnée.

a) Oxydation : Accroissement d'un grade de viscosité : SAE 50 pour une SAE 40 utilisée.

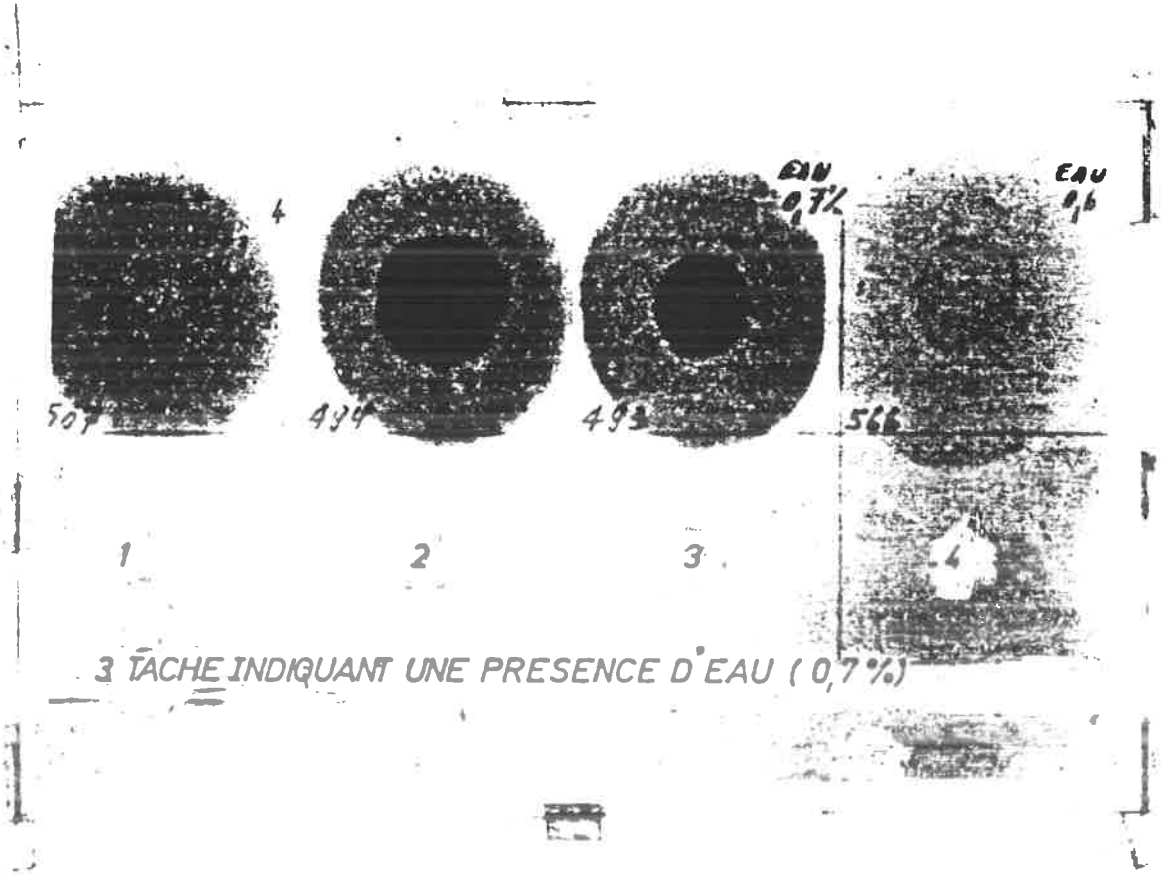
b) Perte de détergence, acidification : lorsque le TBN est inférieur à 3.

c) Suies : lorsque les suies dépassent 3 %, c'est le cas d'une filtration défectueuse, ou d'une combustion défectueuse.

d) Produits d'usure et silice de l'air aspiré : Teneurs anormalement élevées

e) Combustible : Chute d'un grade de viscosité : SAE 30 pour une SAE 40 utilisée.

f) Liquide de refroidissement : 0,4 % d'eau



3 TACHE INDIQUANT UNE PRESENCE D'EAU (0,7 %)

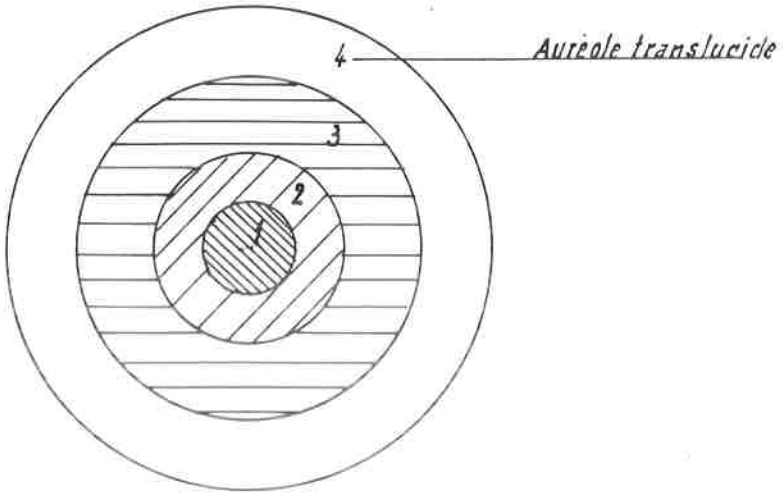


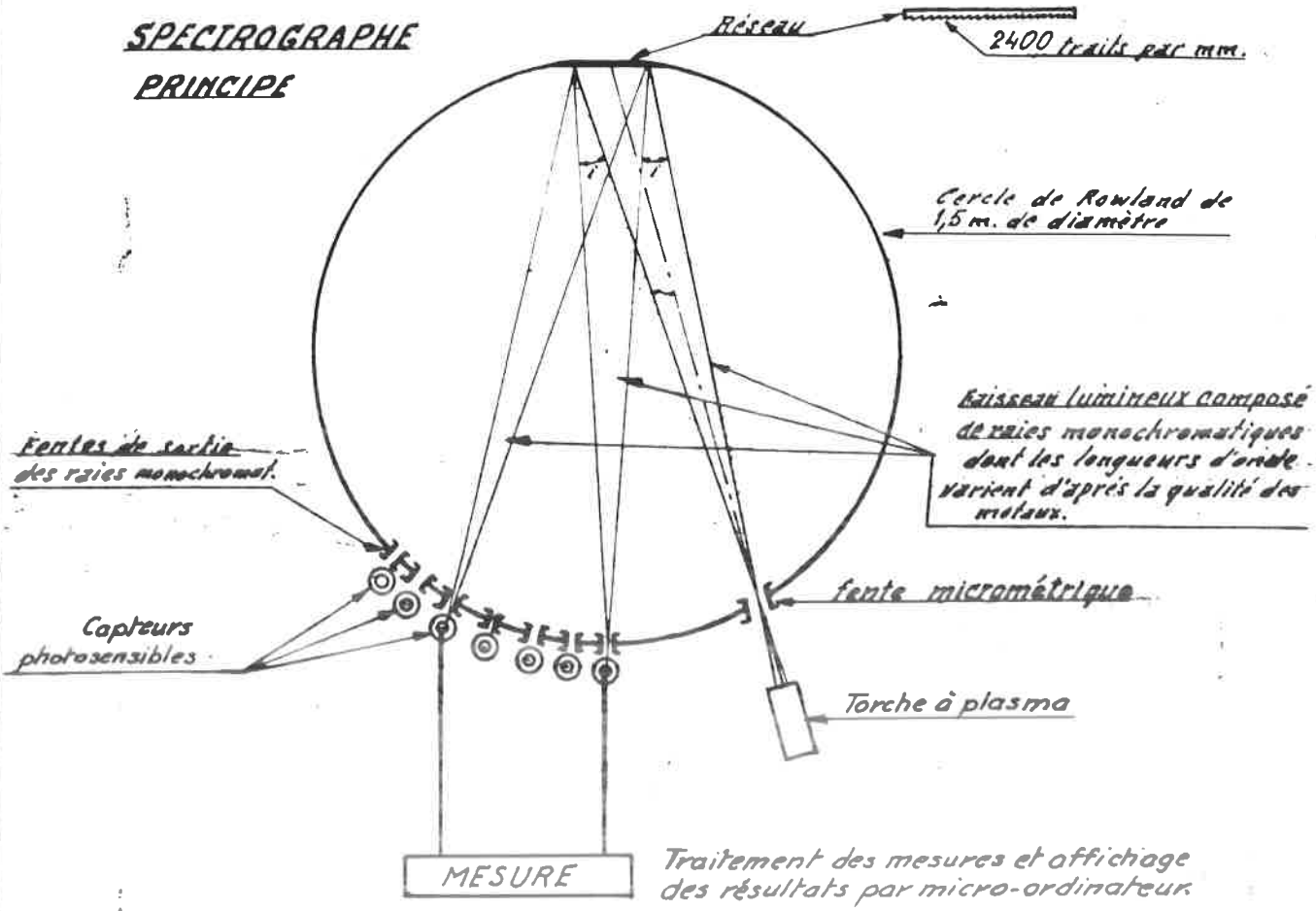
Fig. 261

C. 1213
31 L

Van Belleyve. 303462.5.31(200)

ANALYSE SPECTROGRAPHIQUE

SPECTROGRAPHE PRINCIPE



Détail de la torche à plasma

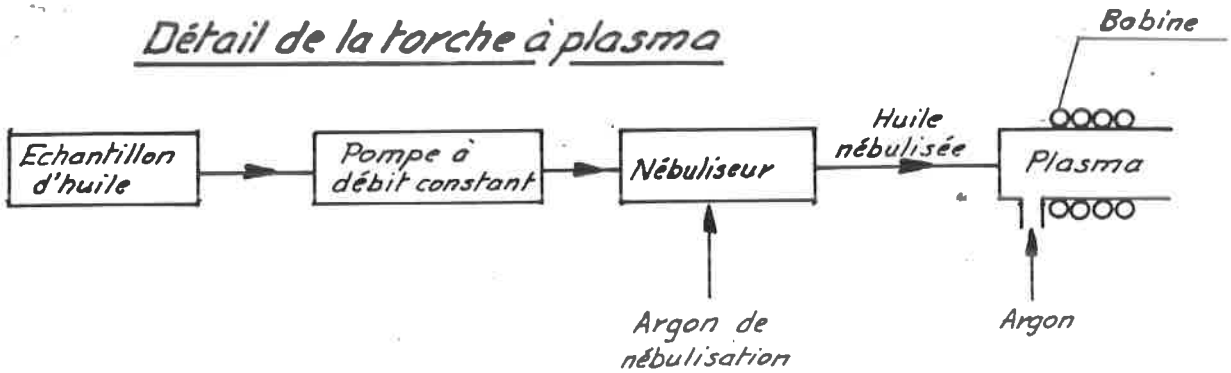


Fig. 261 bis

Cours 1213

CHAPITRE IV : LE SYSTEME DE GRAISSAGE D'UN MOTEUR DIESEL.

A. Principe du système de graissage d'un moteur Diesel.

1. Graissage des organes principaux du moteur.

374. Les organes principaux d'un moteur sont graissés par de l'huile sous pression, circulant en circuit fermé.

Généralement, l'huile est contenue dans un bac disposé sous le carter d'où elle est aspirée par une pompe. Une crépine ,genre de panier constitué d'un tamis métallique , retient les grosses impuretés qui seraient de nature à avarier la pompe.

La pompe refoule l'huile au travers d'un filtre approprié vers la rampe principale de distribution d'huile. C'est ce qu'on appelle la disposition en "série" du filtre.

Parfois, le filtre est monté en dérivation (fig. 263). En ce cas, l'huile est refoulée en grande partie vers la rampe principale et en faible partie vers le filtre, un étranglement limitant le débit d'huile dans celui-ci. Les moteurs de la S.N.C.B. sont généralement équipés d'un filtre série et d'un filtre en dérivation (fig. 262).

Parfois, dans les moteurs lourds, une pompe spéciale refoule l'huile vers une installation de filtrage séparée (fig. 265).

Généralement, la rampe principale de graissage est disposée à l'intérieur du moteur et aussi parfois à l'extérieur, parallèlement au vilebrequin (fig. 266). En face de chaque palier de vilebrequin on a disposé sur la rampe, une dérivation par où l'huile sous pression, arrive aux coussinets de paliers du vilebrequin. Des forages dans le vilebrequin permettent à l'huile d'atteindre les coussinets de têtes de bielles , en partant des coussinets de paliers. Les bielles sont généralement forées sur toute leur longueur ou munies d'une petite tuyauterie de façon à ce que l'huile, partant des coussinets de tête de bielle, peut atteindre l'articulation d'axe du piston. Les parois des cylindres sont arrosées par l'huile s'échappant latéralement des coussinets de bielles.

L'huile en excès est raclée par les segments racleurs, et s'écoule dans le carter de même d'ailleurs que l'huile des différents points lubrifiés. De là , elle est reprise par la pompe pour être recyclée à nouveau.

Remarque : Dans certains cas, l'huile passe par des radiateurs où la chaleur lui est soutirée par de l'air à circulation forcée ou naturelle.

2. Graissage du mécanisme de distribution du moteur.

375. Le mécanisme de distribution est graissé, habituellement par l'huile sous pression. Dans ce cas, les paliers d'arbre à cames, axes de culbuteurs, poussoirs, trains d'engrenages de la distribution sont lubrifiés par des dérivations greffées sur la rampe principale.

Dans certains cas, les auxiliaires sont graissés par un circuit spécial comportant une pompe et des canalisations de distribution (moteur horizontal SEM des autorails s. 40 et 43 et des locomotives s. 92).

Lorsque la culbuterie est graissée au départ du circuit principal l'huile s'écoule par gravité le long des tiges-poussoirs des culbuteurs vers le carter graissant les cames au passage.

3. Filtrage de l'huile.

376. Nécessité du filtrage.

Il est nécessaire de filtrer l'huile du système de graissage du moteur, afin d'éviter:

- une usure abrasive généralisée, due à la présence d'éléments métalliques introduits dans le moteur lors du montage, des opérations de révision, d'appoints d'huile à l'aide de bidons malpropres et aussi parfois provoquée par le bris ou le grippage accidentels d'organes du moteurs.

- une contamination du bain d'huile par des matières charbonneuses et le renouvellement du bain vu les concentrations limites atteintes.

377. a) Usure abrasive.

En général, les dimensions initiales des particules ne sont pas supérieures à 30 microns. Cependant, lors des passages successifs des particules dans le circuit, les dimensions se réduisent par le passage dans les zones où règnent de hautes pressions spécifiques et on assiste alors à la formation de particules très fines restant génératrices d'usure abrasive (Cf. pâtes à roder.)

L'utilisation d'huiles très dispersives provoque le maintien en suspension de ces particules et par leur finesse elles se classent alors parmi les contaminants non métalliques.
Elles exigent pour leur arrêt une filtration fine.

Dans les huiles à dispersion normale, ces éléments se constituent en agglomérat de particules (micelles) et une filtration grossière de l'ordre de 30 à 50 microns suffit à les retenir.

La retenue des particules abrasives doit s'effectuer dès leur formation ou le premier cyclage dans le circuit.

Dès lors, il est indispensable de prévoir :

- un filtre série (ou total) grossier (30 à 50 μ) si on a à faire à des huiles à dispersion moyenne ou faible.
- un filtre fin en dérivation (ou partiel) (de l'ordre du micron) si des huiles à haute dispersion sont utilisées dans le moteur.

378. b) Matières charbonneuses ou suies.

La présence de suies ne constitue pas une cause d'usure pour autant qu'elles soient maintenues à l'état dispersé dans l'huile. Si cet état d'équilibre provoqué par les additifs dispersants est rompu par un amenuisement de la détergence ou encore dépassé par un excès de suies, les particules s'agglomérant précipitent et tapissent les parois et les endroits à faible circulation d'huile (gorges, pistons, culbuteries) ou se centrifugeant (vilebrequin creux) adhèrent aux parois les plus éloignées des centres de rotation ou encore viennent obstruer les petites canalisations d'huile et les petits mécanismes hydrauliques (poussoirs de soupapes hydrauliques) amenant des ennuis d'ordre mécanique (grippages, défaut de fonctionnement).

C'est pourquoi, il est souhaitable de provoquer arrêt de ces particules dans un filtre.

En général, dans le cas d'huiles à dispersion moyenne ou faible, un filtre fin de pouvoir d'arrêt de l'ordre de 4 à 5 microns suffit. Le montage en série ne pouvant être envisagé par suite de la résistance importante de ces filtres, on les dispose en dérivation.

4. Disposition des filtres dans divers circuits

379. Les caractérisitques des filtres sont très différentes selon que le filtre est monté en série ou en dérivation par rapport à la canalisation de graissage principale du moteur.

a) Montage du filtre en série (fig. 262)

380. Pour éviter des pertes de charge exagérées qui entraîneraient des pertes d'énergie importantes et la déformation possible des éléments de filtre , la résistance de passage dans le filtre doit être limitée à quelques centaines de *mbar*.

Cette résistance croît avec l'état d'encrassement du filtre ainsi qu'avec l'accroissement de la viscosité de l'huile de graissage.

La plupart des filtres-série sont ainsi pourvus d'une soupape de "by-pass" qui court-circuite le filtre dès que l'encrassement du filtre ou la viscosité de l'huile (par ex. au lancement du moteur à froid) amène des pressions trop élevées à la pompe à huile. Pendant le court-circuitage du filtre, l'huile fournie au moteur n'est pas filtrée, ce qui présente un grand inconvénient auquel on ne sait toutefois pas remédier.

b) Montage des filtres en dérivation (fig. 263)

381. Dans ce cas, pour empêcher que l'huile ne soit fournie au moteur en quantité insuffisante, le circuit de filtrage doit présenter une résistance d'une certaine valeur.
Si la résistance des filtres est relativement faible, un étranglement est à prévoir en série avec les filtres afin de limiter le passage d'huile dans ceux-ci (moteurs GM t. 71 N AR s. 44 et 45).

Le montage des filtres en dérivation présente l'inconvénient que l'huile de graissage est dirigée aux organes du moteur sans filtrage direct.
Pour remédier à cet inconvénient dans la plupart des cas, on ajoutera un filtre série dans le circuit d'huile du moteur. (fig. 264).

c) Les moteurs équipés d'un système de filtrage indépendant (fig. 265)

382. Son grand avantage est que le filtrage de l'huile se fait indépendamment du graissage du moteur.

Ce système n'est d'application que pour des moteurs de grande puissance et à grand contenu du carter (1000 L et plus).

B. Organes principaux de l'installation de graissage des moteurs

383. Les organes principaux d'un système de graissage sont les suivants (fig. 266) :

- Une pompe avec soupape de décharge.
- Un ou plusieurs filtres.
- Des tuyauteries et souvent un échangeur de chaleur.

1. La pompe à huile

a) Disposition normale

384. La pompe aspire l'huile dans le carter et la refoule vers les organes à graisser et à refroidir. Si elle est disposée dans le carter, elle est immergée dans l'huile et son désamorçage est pratiquement impossible.

Si la pompe est disposée à l'extérieur du moteur, le désamorçage est évité par un clapet de retenue.

La pompe est entraînée par le vilebrequin à l'intermédiaire d'engrenages cylindriques ou par chaîne (fig. 280 bis/entraînement de la pompe à huile aux moteurs Baldwin-Cockerill).

385. b) Disposition à carter sec (fig. 267)

Dans certains moteurs utilisés en marine, le bain d'huile n'est pas repris par le sous-carter, mais par un réservoir séparé. C'est la disposition à carter sec.

Le carter n'est pas effectivement sec, vu qu'il reçoit toujours l'huile s'écoulant par gravité des organes lubrifiés. Une pompe de circulation puise l'huile dans le sous-carter et l'envoie vers le réservoir. La pompe de graissage proprement dite reprend l'huile dans ce bac.

Les moteurs ABC équipant certaines locomotives de manoeuvre sont à carter sec et dérivés d'ailleurs des moteurs marins.

386. c) Pression d'huile

Un manomètre disposé en bout de collecteur d'huile permet de vérifier à tout instant la pression d'huile.

La pression est fonction de la viscosité de l'huile, de sa température et de la vitesse de la pompe à huile.

Lorsque le moteur est froid, la viscosité de l'huile est élevée et la pression d'huile à la sortie de la pompe peut atteindre de ce fait des valeurs excessives (10 bar et plus). La pompe et sa commande sont alors fortement sollicitées.

Pour empêcher que la pression ne dépasse une certaine valeur, on munit la pompe d'une soupape de dérivation ou de décharge, réglable entre certaines limites et s'ouvrant lorsque la pression en aval de la pompe dépasse la limite supérieure (fig. 269). Cette soupape est normalement réglée entre 4 et 8 bar. Parfois, une deuxième soupape de décharge montée sur la rampe mère limite la pression dans celle-ci à 2 à 3 bar.

La pression d'huile dépend de :

387.- la vitesse de rotation de la pompe, et de ce fait de la vitesse du moteur. La pression est généralement mesurée au collecteur d'huile alimentant la ligne d'arbre.

388.- la température de l'huile. C'est ainsi qu'au ralenti, le moteur étant à sa température de régime, l'huile est à ce moment très fluide et la pression d'huile est alors minimale (0,75 à 1 bar) tandis qu'elle atteint 3 à 4 bar à la vitesse maximale du moteur. La pression d'huile doit donc toujours être contrôlée à température de régime de l'huile et à la vitesse nominale du moteur.

389.- de la viscosité de l'huile.

On cherche à rendre la pression d'huile la plus régulière possible en utilisant des huiles à faible viscosité à froid et à haut indice de viscosité (SAE 10 ou SAE 20 pour moteurs d'automobiles et SAE 30 ou SAE 40 pour des moteurs Diesel). Une huile à faible viscosité à froid rend le lancement du moteur plus aisé et procure un graissage certain pendant la période de lancement et de marche à basse température. On utilise de plus en plus des huiles multigrades.

d) Genres de pompes à huile
On distingue 3 types de pompes à huile.

1. La pompe à engrenages (fig. 268 - 269 - 270)

Ce type de pompe à huile volumétrique est très utilisé et consiste en deux roues dentées en acier qui engrènent et tournent avec un faible jeu dans un corps de pompe.

Une des roues dentées est entraînée par l'intermédiaire d'engrenages ou de chaînes au départ du vilebrequin tandis que l'autre, libre sur son axe, est entraînée par la première.

L'huile pénètre dans la pompe du côté où les dents des deux roues s'écartent, remplit l'espace formé par les évidements de la denture et le carter; elle est alors entraînée le long des parois du carter vers la sortie de la pompe.

La pression de l'huile à la sortie de la pompe est déterminée principalement par la résistance rencontrée par l'huile dans le circuit qu'elle parcourt.

Si la résistance est forte, la pression de la pompe est élevée Si la résistance est faible, par ex. en cas de fuite à un raccord laché, conduite brisée, fissure ou jeu exagéré entre les surfaces à graisser (par ex. coussinets sur les tourillons), la pression d'huile est faible.

391. De plus, pour un circuit de graissage donné, la pression à la sortie de la pompe dépend de sa vitesse d'entraînement, de la viscosité de l'huile, comme nous l'avons vu plus haut, et aussi des jeux internes de la pompe qui sont de différents ordres:

- **jeu radial entre la tête des dents et les parois du carter ;**
- **jeu axial entre le corps des dents et les parois du carter ;**
- **jeu radial entre les roues dentées.**

392. **Pour une huile SAE 30 ou 40, le jeu radial maximal autorisé entre la tête des dents et les parois du carter est de l'ordre de 0,3 à 0,5 mm; le jeu axial maximal de 1 à 1,5 mm (fig. 268 bis).**

Si ces jeux dépassent la valeur maximale autorisée, l'huile emprisonnée entre le carter et roues dentées retournera vers l'admission. C'est une cause possible de pression d'huile insuffisante.

Les pompes à engrenages présentent l'inconvénient que leur pouvoir d'aspiration est très limité. Pour cette raison, elles sont souvent immergées dans l'huile. Ces pompes ne possèdent pas de soupapes d'aspiration. Les pompes non immergées possèdent toujours une soupape d'aspiration soit dans la pompe elle-même soit en-dehors de la pompe. Dans ce dernier cas, cette soupape est appelée "clapet de retenue".

2. La pompe à palettes (fig. 271).

393. **Les pompes de ce type ne sont plus guère utilisées dans les circuits de graissage des moteurs, étant de construction difficile et coûteuse et très sensibles aux pressions élevées.**
Nous les citons pour mémoire.

Une pompe à palettes comprend un rotor monté excentriquement dans un corps de pompe cylindrique. Le rotor porte deux palettes disposées dans le prolongement l'une de l'autre et qui s'appuient constamment contre la surface cylindrique intérieure du corps de pompe. Les palettes divisent ainsi le volume du corps de pompe en deux espaces dont le volume varie pendant chaque tour de l'axe. L'huile est aspirée dans l'espace dont le volume augmente. La conduite de refoulement est raccordée à l'espace dont le volume diminue.

Aussi, pour ce type de pompe, la pression dépend de la résistance au refoulement dans le circuit de graissage. Les pompes à palettes sont généralement immergées dans l'huile.

3. La pompe à piston.

394. Cette pompe encombrante n'était appliquée que sur des moteurs marins de puissance élevée.

Contrairement aux deux précédentes, cette pompe présente une forte aspiration et de ce fait est surtout utilisée sur des moteurs à carter sec.

2. Les filtres à huile.

a) Classification des filtres à huile.

Les filtres à huile peuvent être divisés en :

395. - filtres panier ou crépine : Ce sont des filtres dont l'élément filtrant consiste en une grille constituée par un treillis métallique ou une tôle perforée qui retient les impuretés grossières de l'ordre du mm au 0,1 mm (fig. 281 - filtre crépine monté sur des moteurs Cockerill-Baldwin). En général, ils servent à la protection des pompes à huile et sont montés à l'aspiration. Ils empêchent les grosses impuretés de bloquer ou altérer la pompe et la soupape de réglage de la pression.

396. - filtres grossiers : Ils retiennent les impuretés de l'ordre de 30 à 100 microns et sont uniquement montés en série avec le moteur pour la protection du moteur contre l'usure abrasive.

397. - filtres fins : Ce sont des filtres qui retiennent les impuretés de l'ordre du micron. Ces filtres ont une résistance de passage très grande et ne permettent qu'un montage en dérivation ou série-dérivation.

b) Conditions à remplir par le filtre principal.

398. Un filtre à huile doit répondre aux conditions suivantes :

1. Il doit être efficace, c.à.d. être adapté aux exigences imposées. Les coûts d'achat et d'entretien doivent compenser les économies réalisées. On voit ainsi que certains petits moteurs, à durée de vie limitée et faible contenu de carter ne sont parfois pas équipés de filtre à huile (moteurs d'auto). A cause du faible contenu du carter on se contente de renouvellements d'huile à de courtes périodicités. Plus le moteur est coûteux, plus les conditions imposées à l'installation de filtrage sont sévères. L'efficacité d'un filtre sera donc déterminée principalement par des considérations d'ordre économique.

2. Il ne peut neutraliser les additifs des huiles détergentes.

3. Il doit être léger et peu encombrant.

4. Il doit être facile à entretenir et à nettoyer et d'un prix abordable.

S'il s'agit d'un filtre à éléments remplaçables, ceux-ci ne peuvent pas être trop chers à l'achat.

c) Filtres grossiers.

1) Filtres à lamelles.

399. L'élément filtrant consiste en une série de rondelles métalliques empilées autour d'un tube central et pourvues sur leur face inférieure de fines canelures. La hauteur de ces canelures détermine l'écartement des rondelles. L'huile pénètre entre les rondelles de l'extérieur vers le tube central. L'écartement des rondelles détermine les dimensions des particules retenues.

En général, les filtres à lamelles sont auto-nettoyables (fig. 274.

L'élément filtrant peut tourner par rotation manuelle à l'aide d'un levier disposé sur le couvercle du filtre. En tournant, la surface extérieure de l'empilage de rondelles frotte contre un peigne qui racle les impuretés qui précipitent au fond du carter de filtre.

La rotation de l'élément peut également être commandée mécaniquement; par exemple, sur les moteurs Maybach, c'est le servo-moteur du régulateur du moteur qui l'amène.

La fig. 282 bis montre le filtre auto-nettoyable disposé sur les moteurs Co 608 A.

2) Filtres à fil.

400. On trouve aussi des filtres auto-nettoyables constitués par une bobine sur laquelle est enroulé un fil rond ou triangulaire. Le fil triangulaire permet l'utilisation d'une raclette et non plus d'un peigne à dents délicat. Ces filtres présentent la même finesse que les filtres à lamelles. (fig. 274 bis).

d) Filtres fins.

1. Filtre à élément filtrant en surface (fig. 272 et 273).

401. Ce filtre est constitué par une manchette cylindrique en tissu de flanelle ou en papier traité supporté par un treillis métallique ou tôle perforée.

Si l'élément filtrant est constitué de tissu, il est nettoyé régulièrement dans un solvant ou un détergent et il est renouvellé après un certain nombre de nettoyages.

Si l'élément est réalisé en papier traité, il n'est pas nettoyable et jeté à chaque démontage périodique. L'entrée de l'huile s'opère souvent de l'extérieur vers l'intérieur mais on trouve aussi la disposition inverse.

2. Filtres à éléments filtrants en profondeur (à bourre) (fig. 275 - 275 bis).

402. L'élément filtrant est constitué par un cylindre en tôle perforée ou en tricot de coton, rempli de fibres cellulosiques ou autres à grand pouvoir absorbant. L'élément filtrant non récupérable est renouvelé périodiquement.

Les moteurs de la SNCB sont équipés avec des filtres de ce type. Ils comportent souvent plusieurs éléments filtrants groupés selon la quantité de matières charbonneuses à évacuer qui dépend de la puissance du moteur.

3. Le microfiltre lamellaire.

403. Les éléments filtrants de ce filtre sont constitués par des empilages de rondelles en papier spécial.

Ce filtre n'est pas d'utilisation à la SNCB.

4. Filtres centrifuges (fig. 276).

404. Certains moteurs sont munis de filtres centrifuges animés par un moteur auxiliaire dans lesquels l'huile est soumise à un mouvement de rotation qui provoque la séparation des matières charbonneuses.

On trouve sur le marché des moteurs équipés de petits filtres centrifuges animés par l'énergie contenue dans l'huile elle-même.

L'efficacité de ces filtres n'est pas suffisante pour l'élimination des suies fines et ils entraînent une perte d'énergie.

e) Filtres spéciaux.

Filtres à régénération.

405. Les filtres décrits ci-dessus permettent dans une certaine mesure l'épuration physique de l'huile, mais ils n'empêchent pas les altérations dues au vieillissement, surtout lorsqu'on utilise de l'huile minérale pure, le bain d'huile doit être renouvelé à bref délai.

Afin de remédier à cet inconvénient, il existe des filtres qui réalisent la régénération de l'huile, c.à.d. qui combattent les effets du vieillissement par un procédé chimique.

Ces filtres ne s'accommodent pas du tout des huiles détergentes. En effet, leurs matières actives peuvent neutraliser les additifs de ces huiles.

De cette façon, les filtres à régénération ne peuvent être d'application au matériel Diesel de la SNCB.

3. Les refroidisseurs d'huile.

406. On peut refroidir l'huile par des échangeurs de chaleur (huile/eau) ou par des radiateurs (huile-air).

Le refroidisseur est généralement constitué par un faisceau tubulaire dans lequel l'huile circule. A l'extérieur, ces tubes sont en contact avec l'eau de refroidissement du moteur (par ex. système SEM, fig. 278 et 279).

La fig. 280 montre l'échangeur des moteurs GM série 71.

La fig. 283 représente le refroidisseur des moteurs Hamilton (6 cyl - s. 83)

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRES EN SERIE

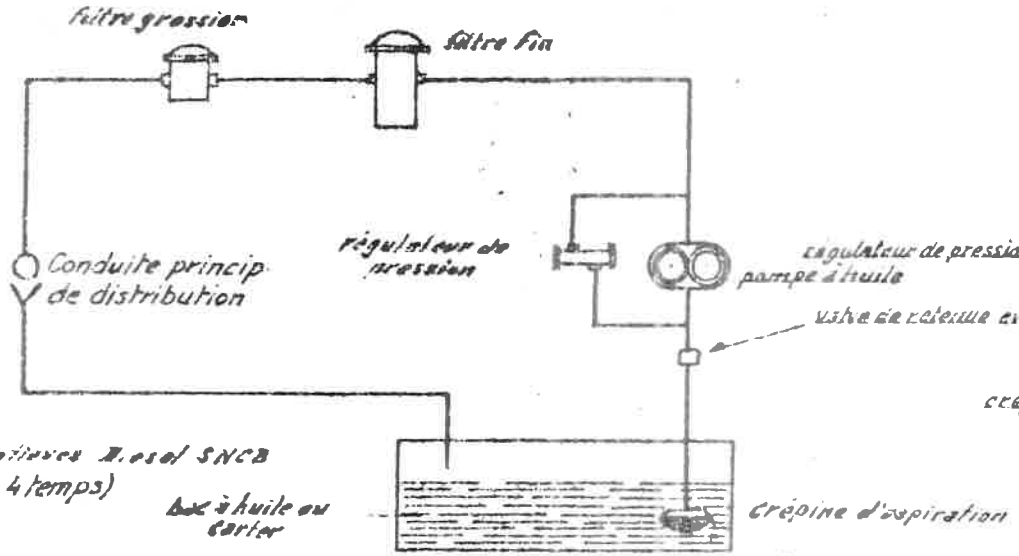


Fig. 264

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRE EN SERIE

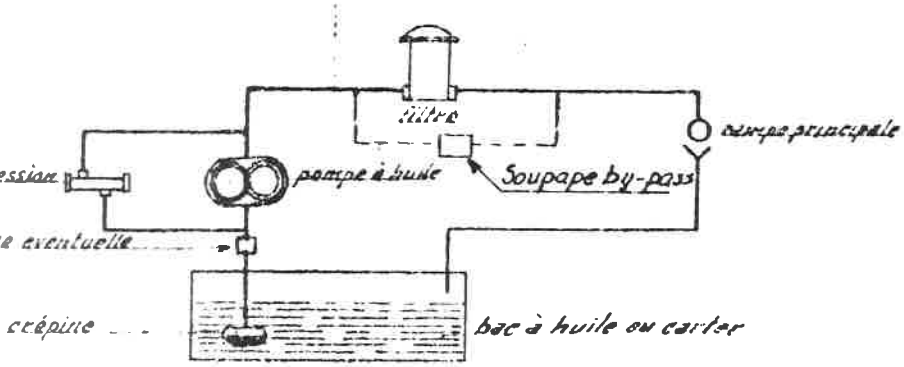


Fig. 262

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC CIRCUIT DE FILTRATION SEPARE

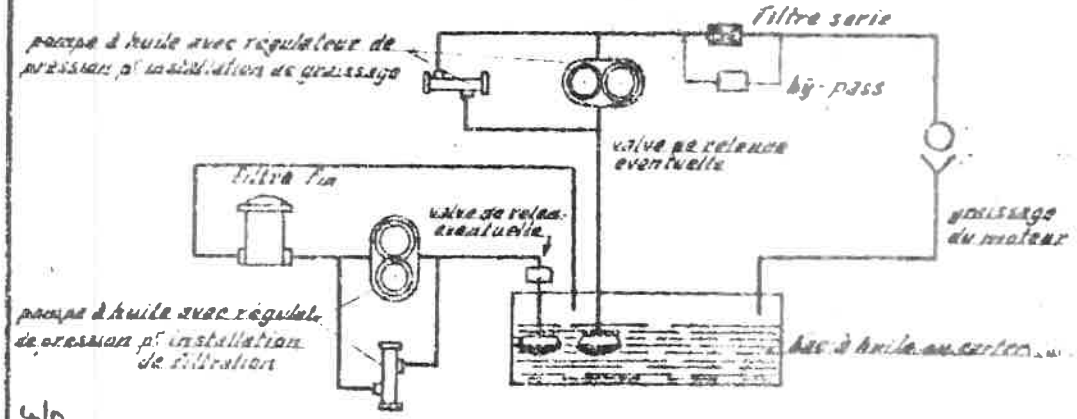


Fig. 265

SYSTEME DE GRAISSAGE AVEC FILTRE MONTE EN SHUNT

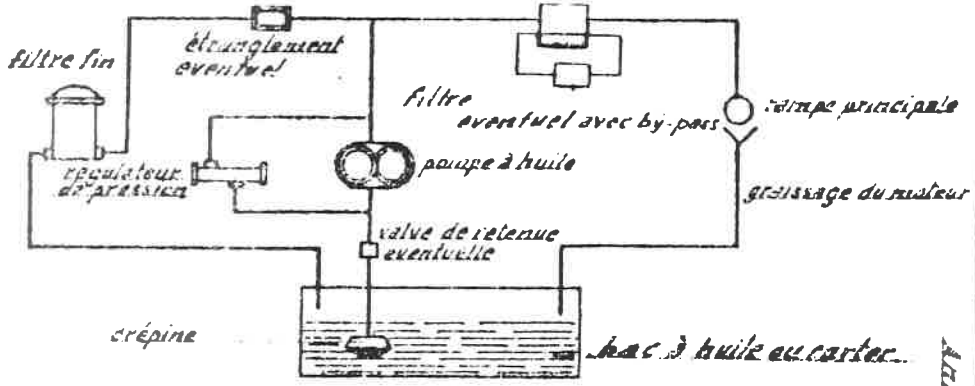


Fig. 263

C.12/3
12-7-2

Annexe 1bis

Annexe 141 bis

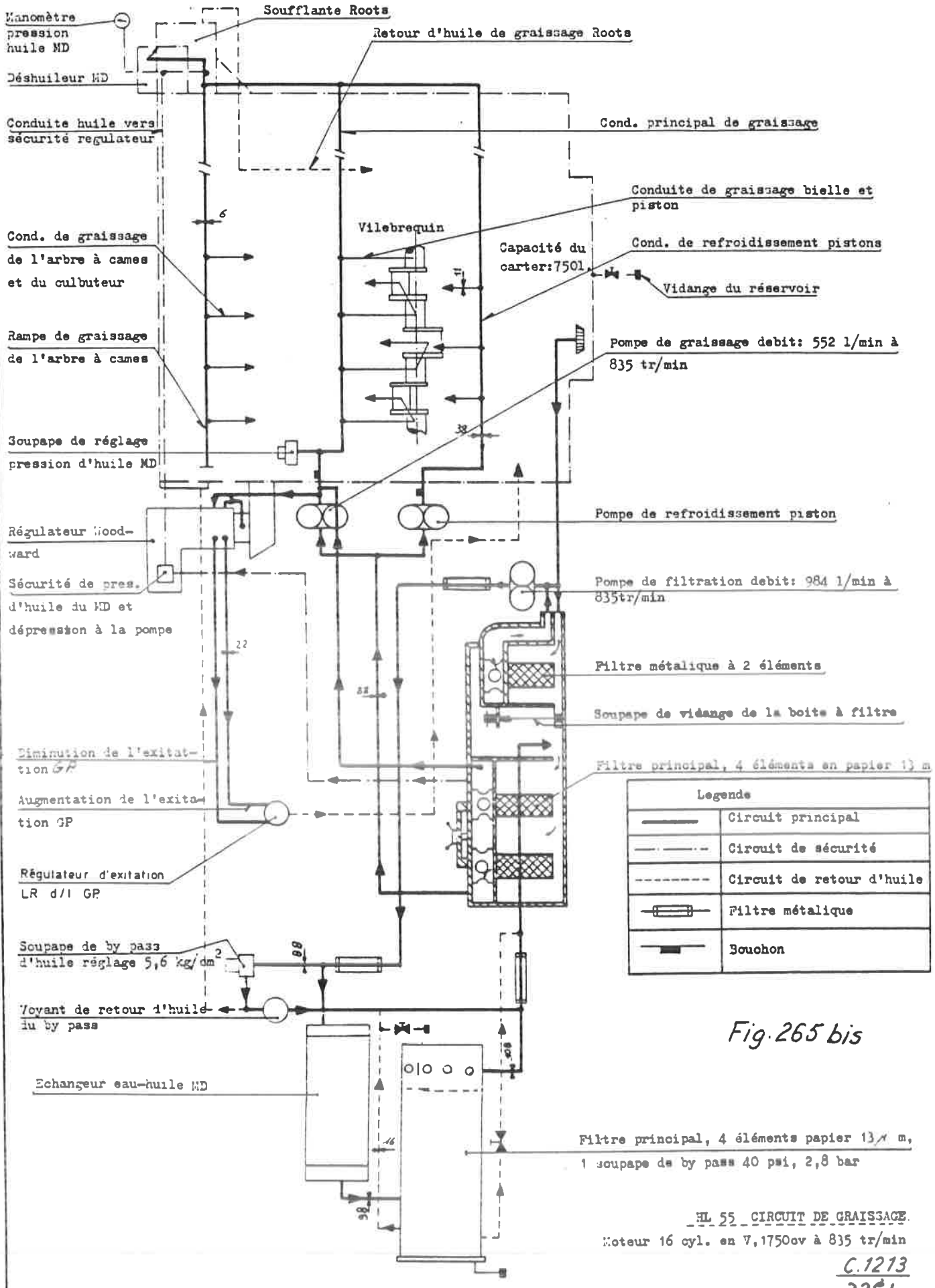


Fig. 265 bis

HL 55 CIRCUIT DE GRAISSAGE.
Moteur 16 cyl. en V, 1750ov à 835 tr/min

C.1213
32ᵉL

Annexe 142

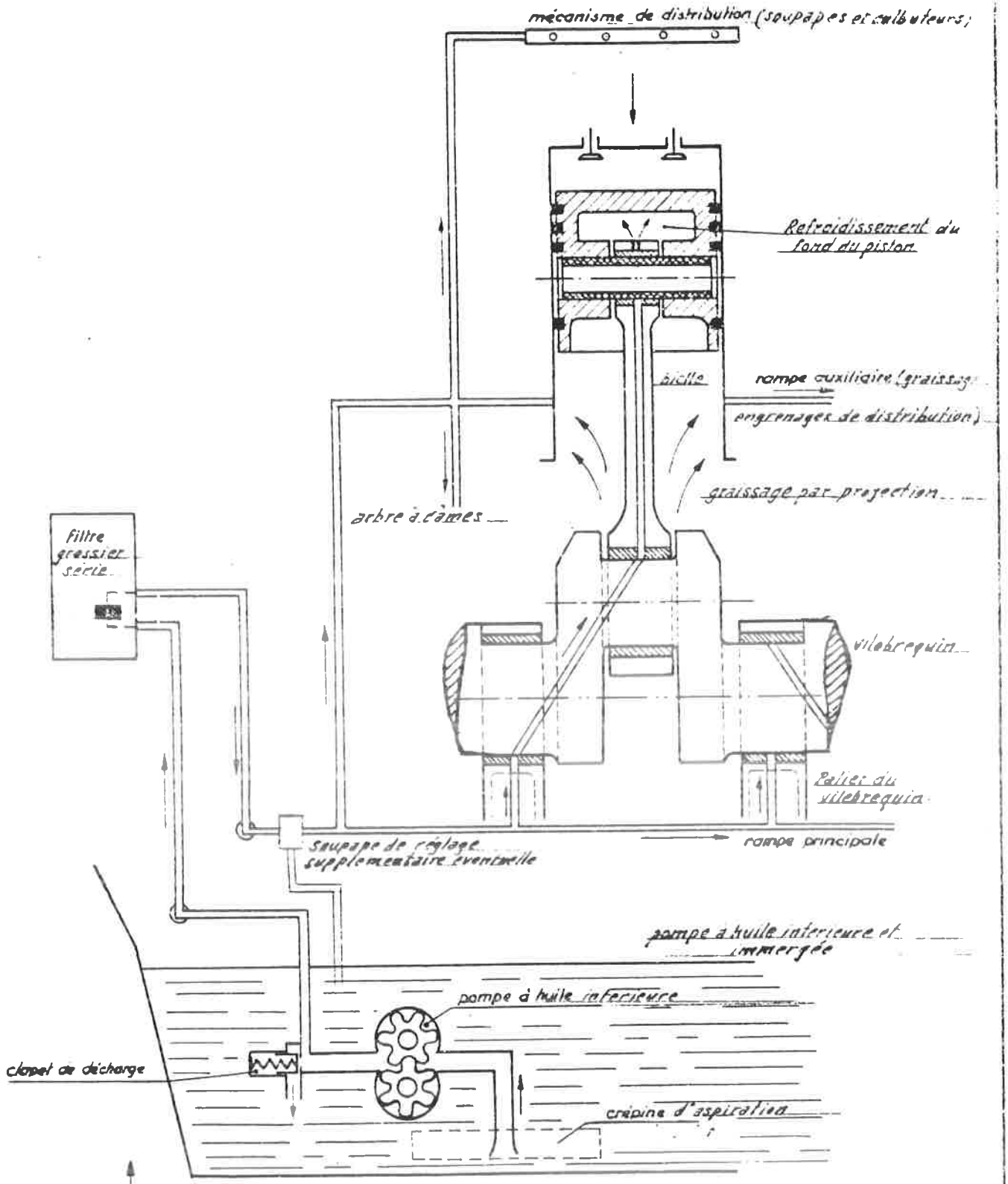


Fig. 266

C. 1213
32 me L

V.P NB: Souvent la crépine est disposée à l'extérieur en amont de la soupape de retenue

Circuit de graissage des moteurs ABC, montés sur les locomotives de manœuvres 70

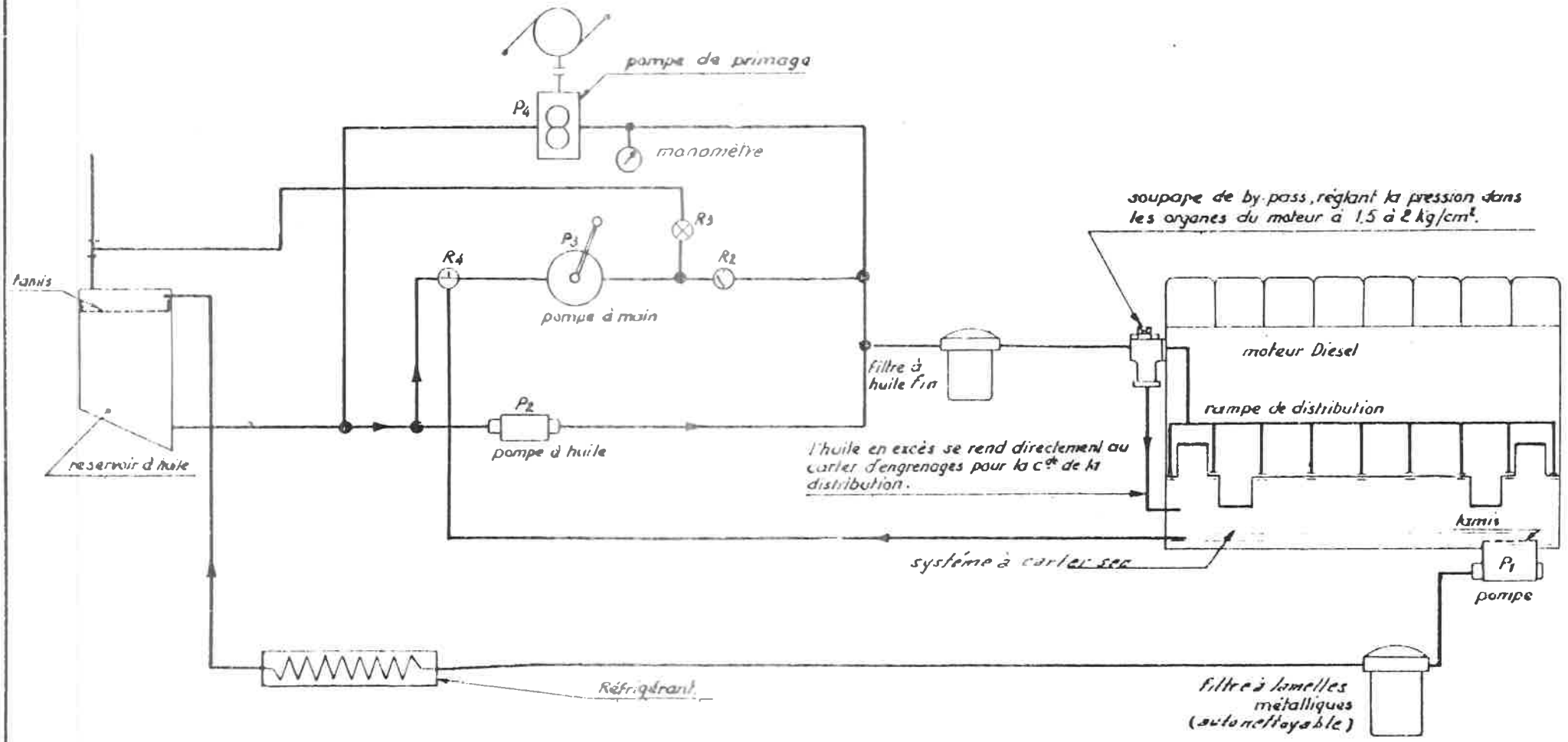


Fig. 257

Pompe de graissage à engrenages
(schéma de principe)

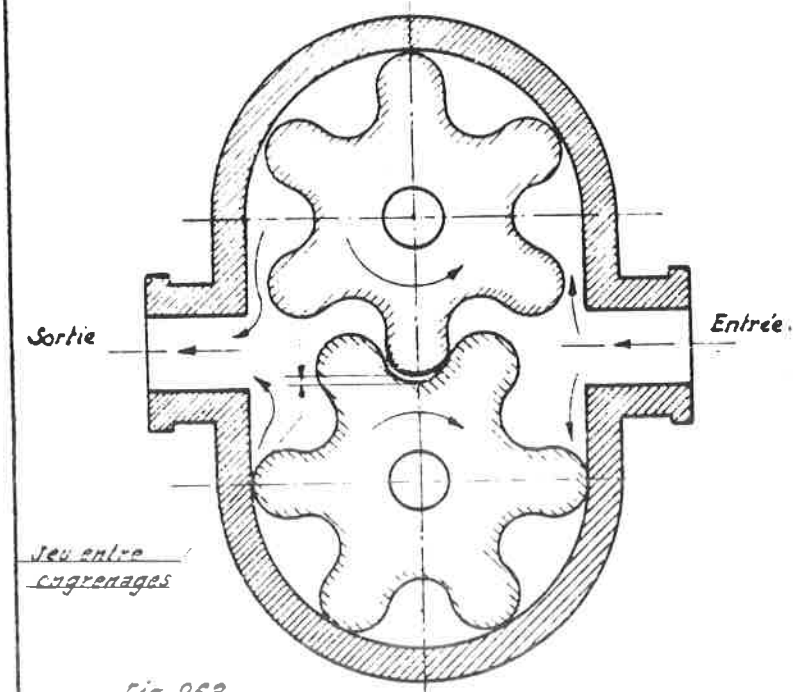
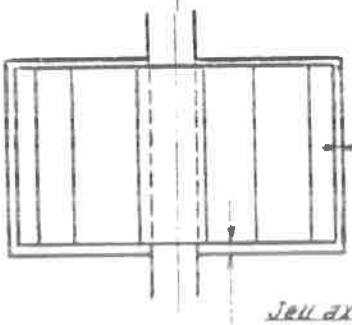
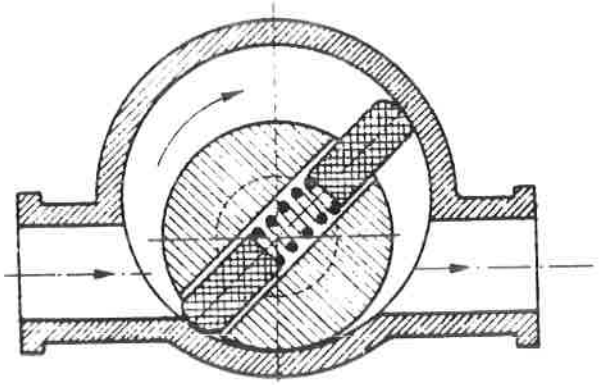


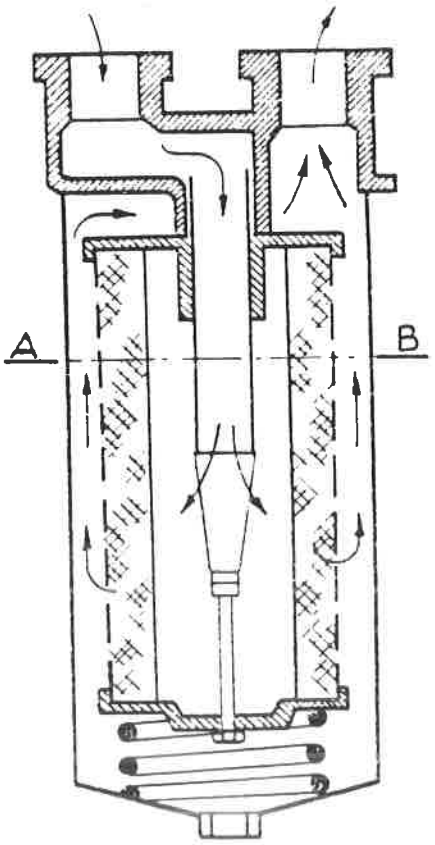
Fig. 268

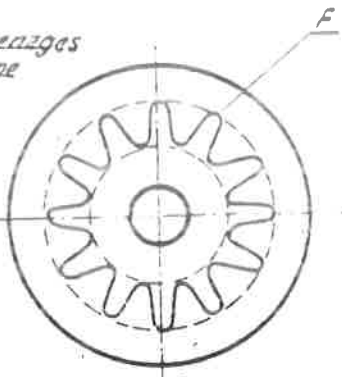




Pompe à palettes
(schéma de principe)

Fig. 271





Filtre à cartouche "Vokes"
moteur Brossel.

Fig. 272

Croquis de pompe à huile avec limites d'usure
pompe de moteur Brossel 120.B.

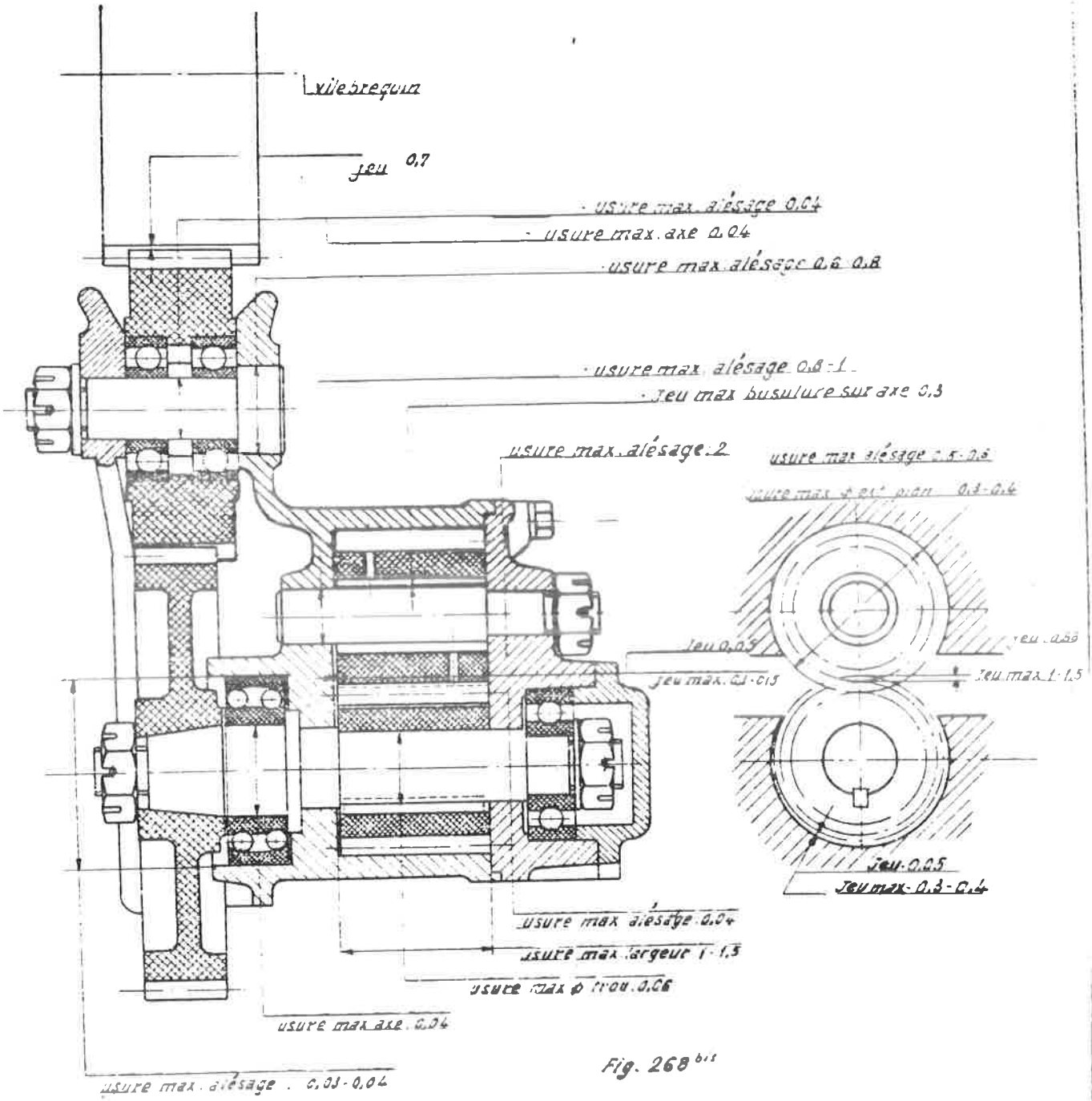


Fig. 268 bis

Pompe à huile avec soupape de décharge (moteur S.E.M. - CRRELS)

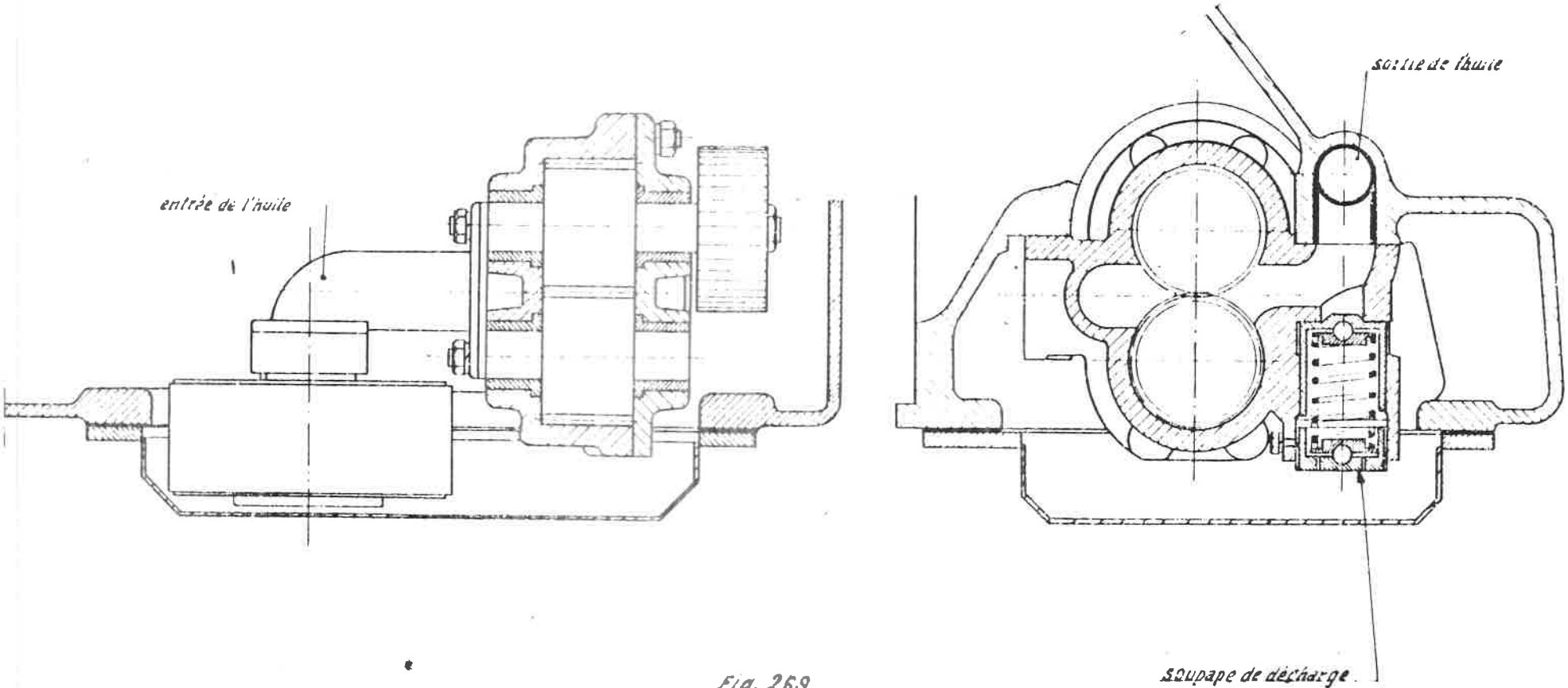
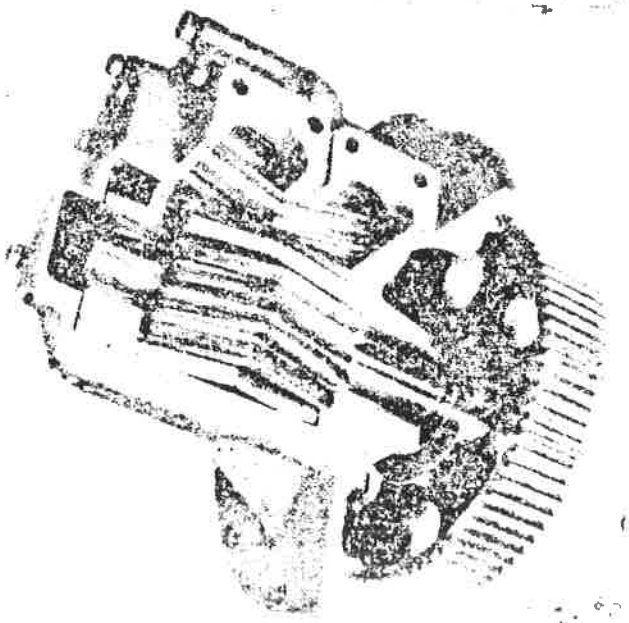


Fig. 269

C. 1213
J 2 ter 7

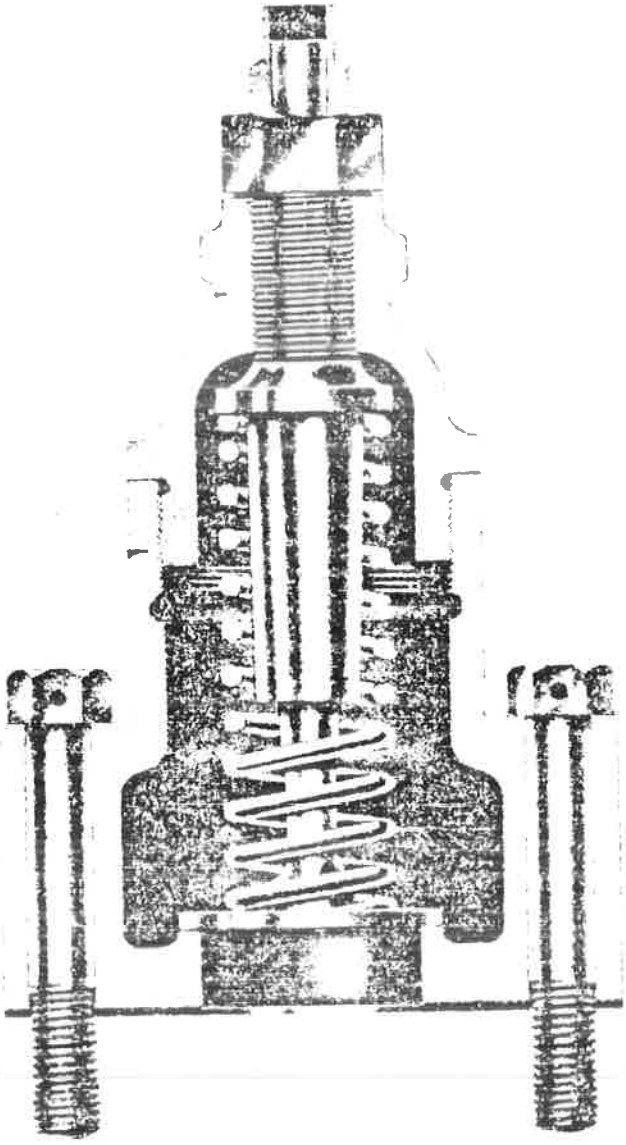
Annexe 145

Moteur GM. L. 567.



Pompe à huile

Fig. 270.



Soupape de réglage de la pression huile (GM. L. 567)

Filtre à huile à manchette (filtrant en surface.)

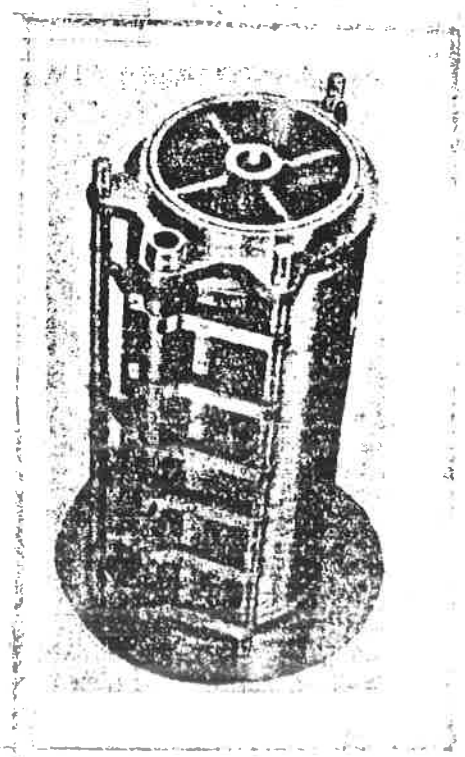


Fig. 274 bis

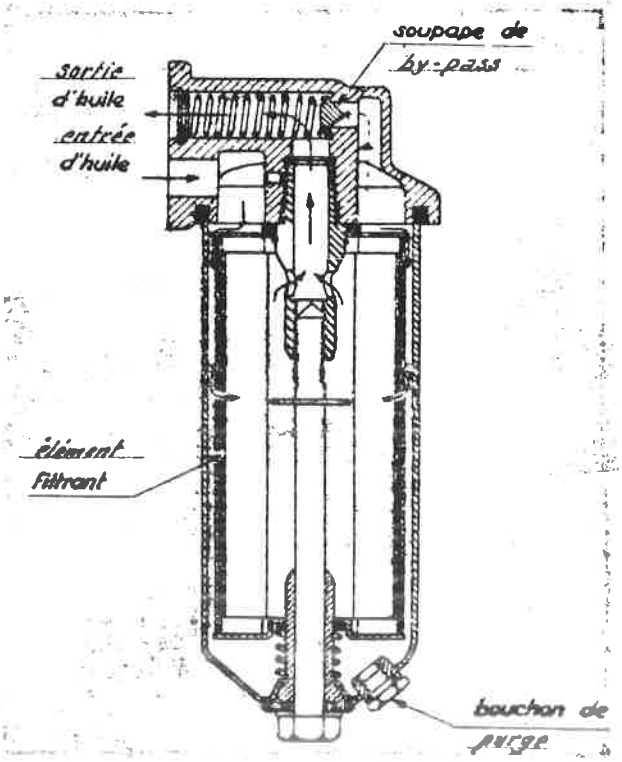
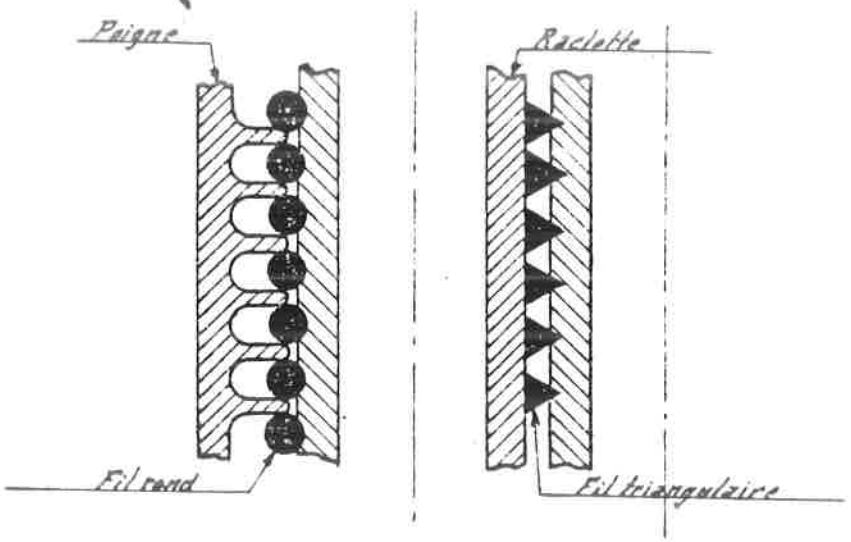


Fig. 273.



Annexe 145 quad.

Filtre lamellaire "Man-Hummel" (autonettoyable)

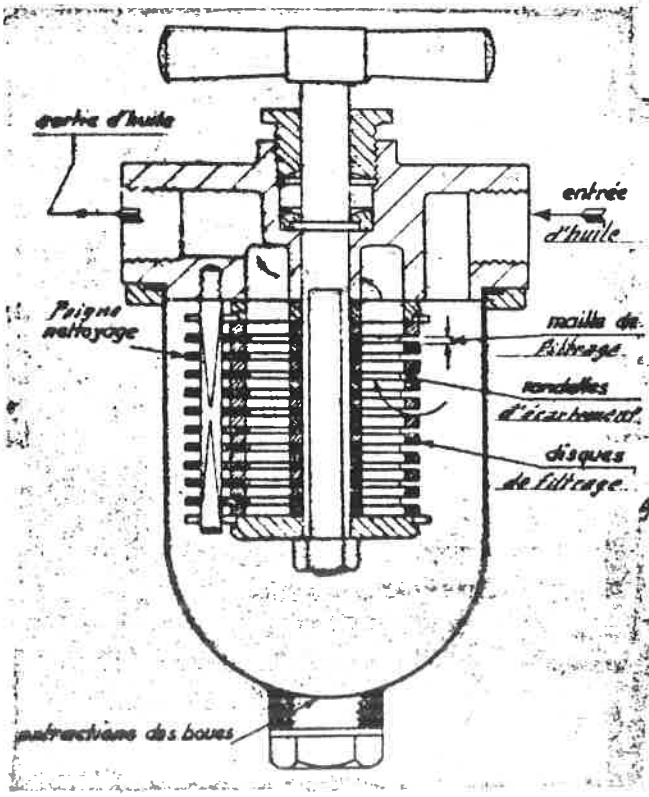
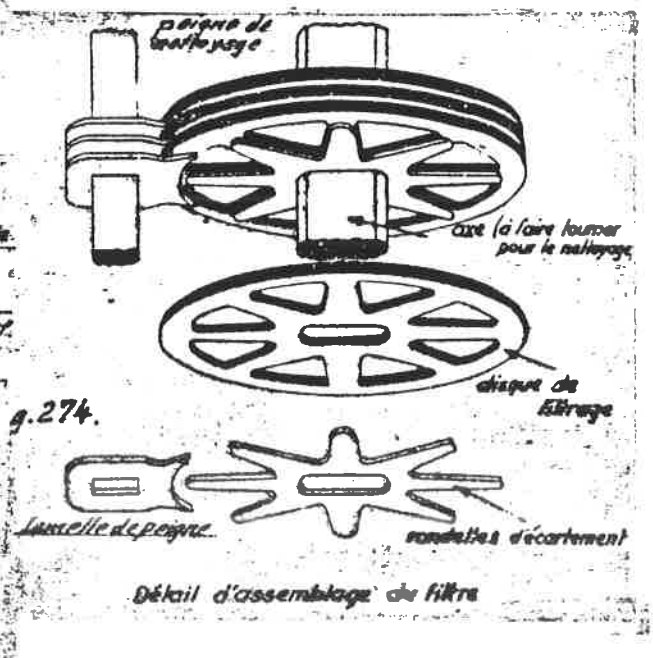
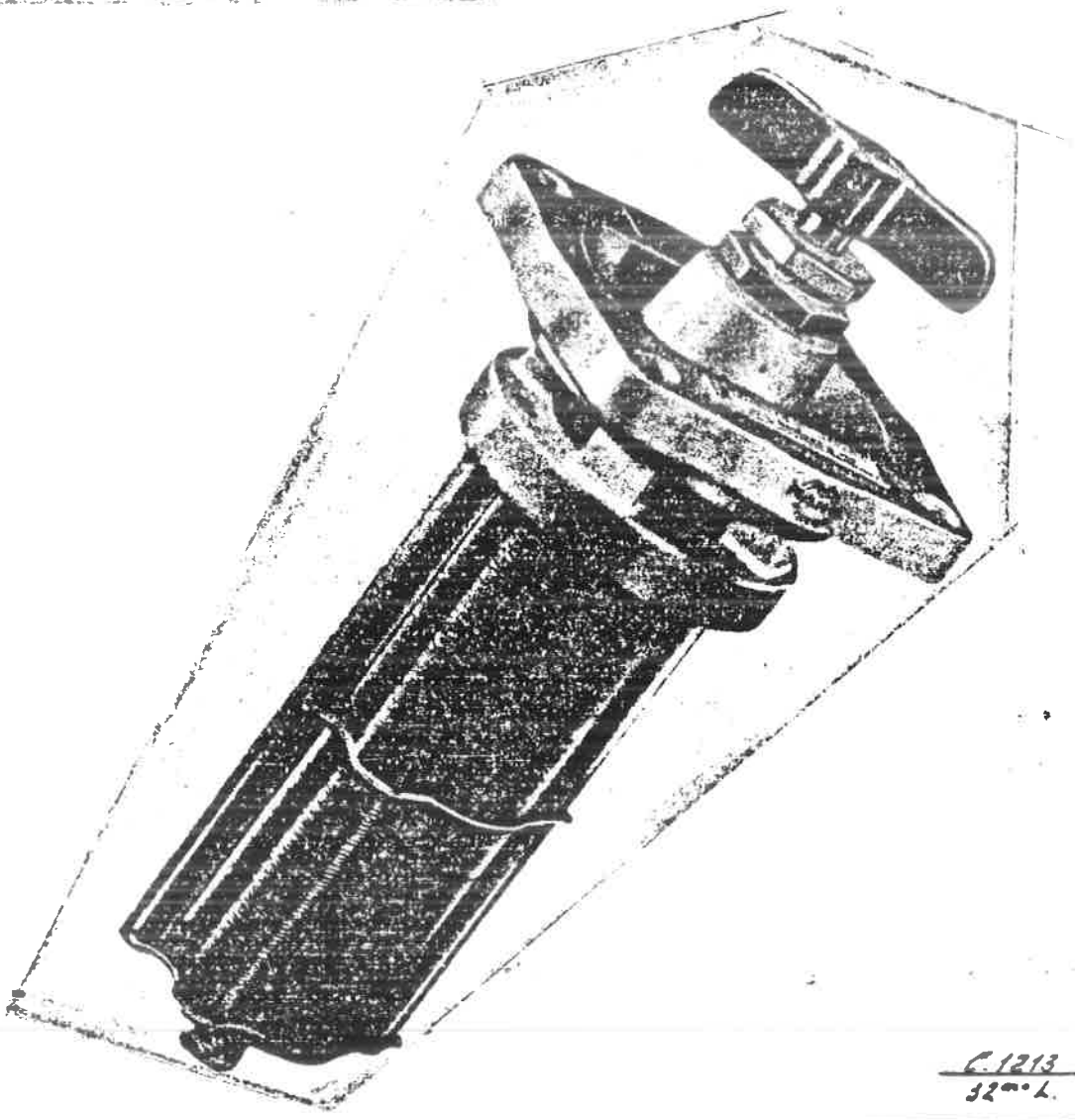


Fig. 274.



g. 274.

Détail d'assemblage du filtre



C. 1213
32me L.

Filtre à bourre de coton (à monter en dérivation

Annexe 146

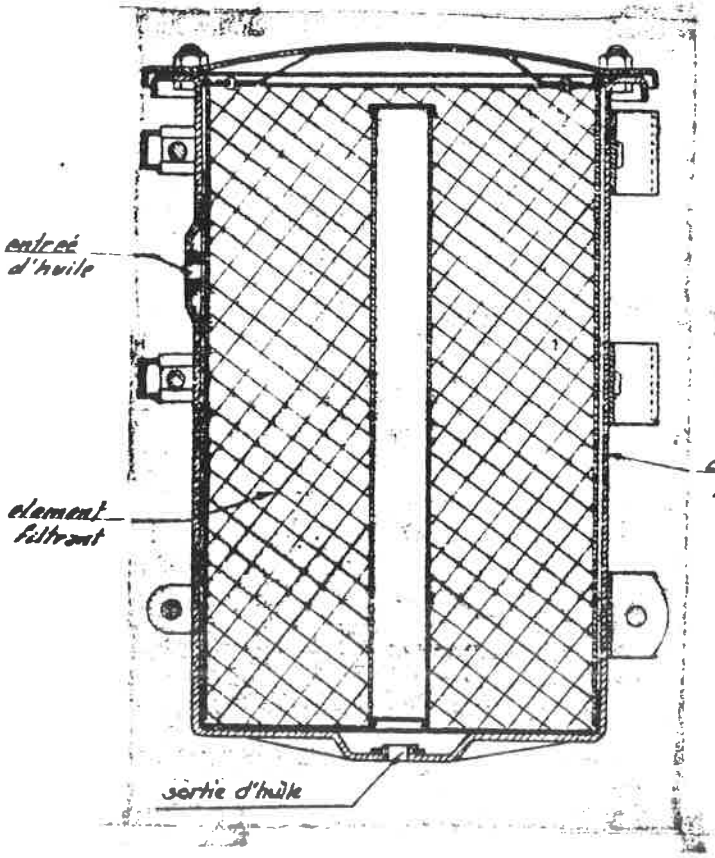
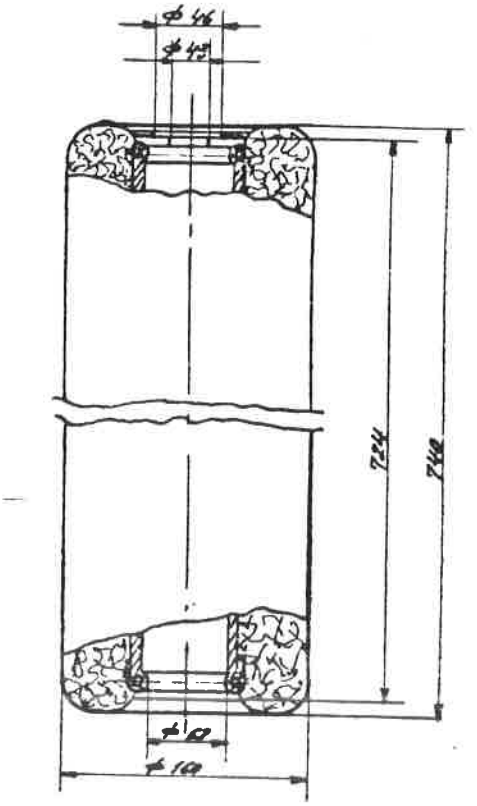


Fig. 275



Element-2H

Fig. 275 bis

Refroidissement d'un piston par pulvérisation d'huile

Filtre centrifuge

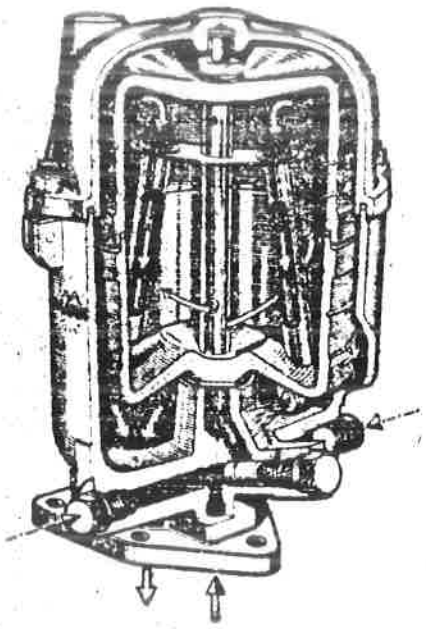


Fig. 276

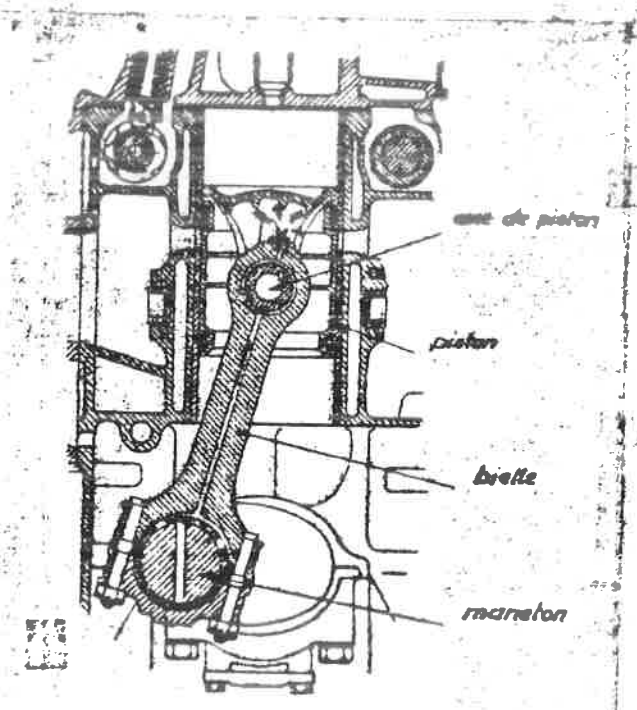


Fig. 277

G 1213
32 L.

Circuit d'huile des moteurs Carels (S.E.M.)

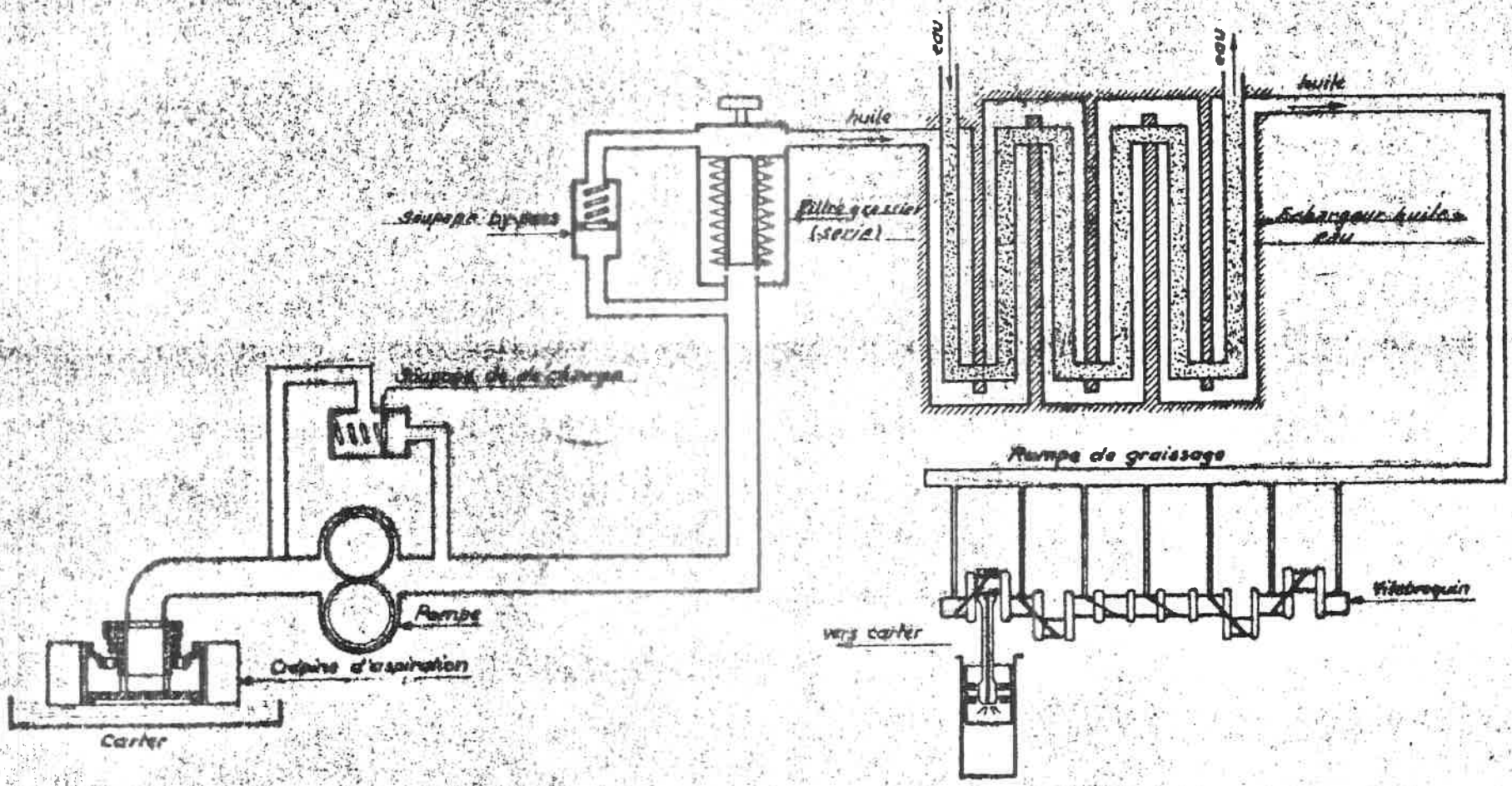


Fig. 278

Annexe 1/47

F 12/13

Echangeur et filtre d'huile (mot. S.E.M-Carels)
A.R.t 43

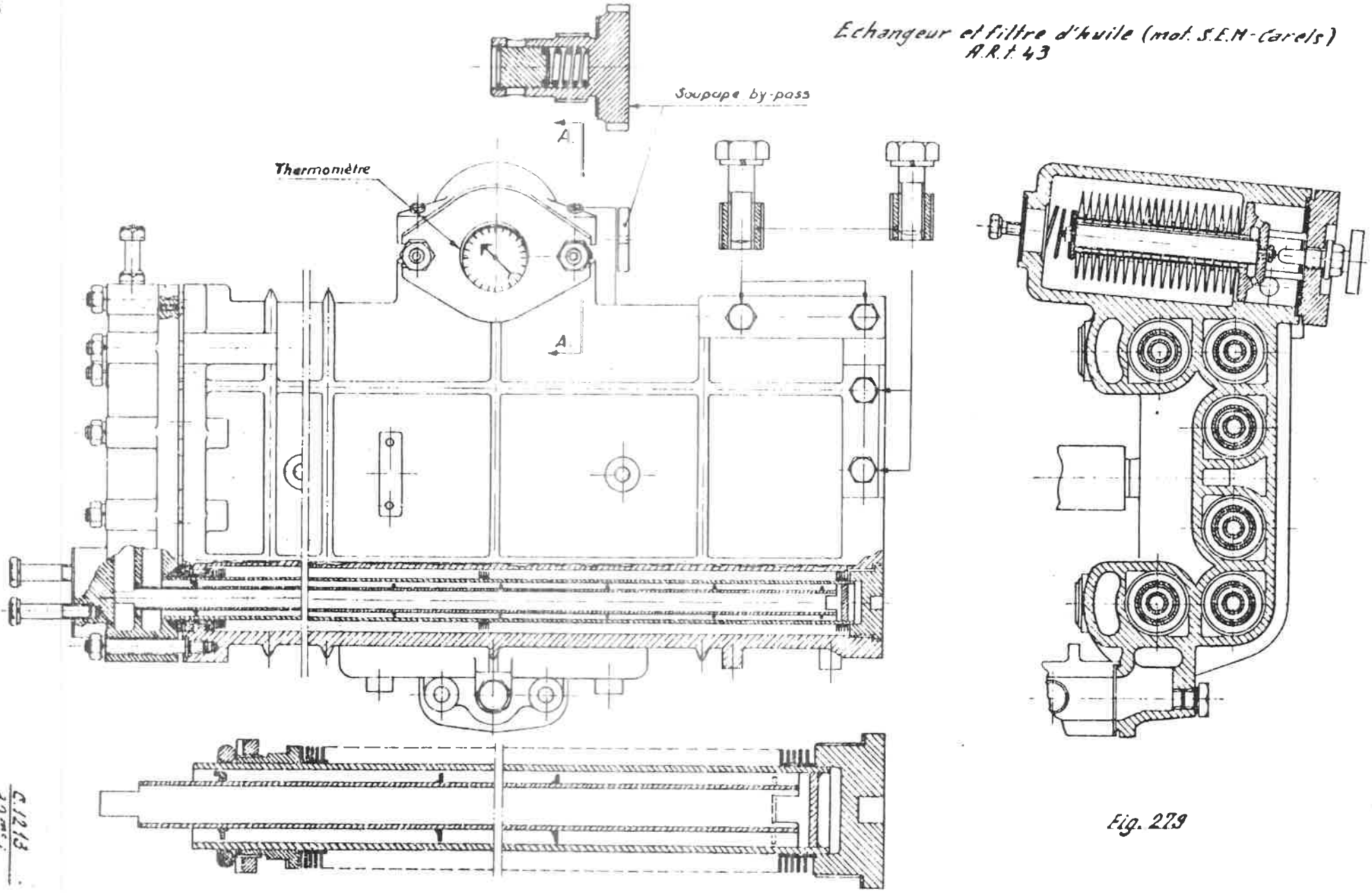
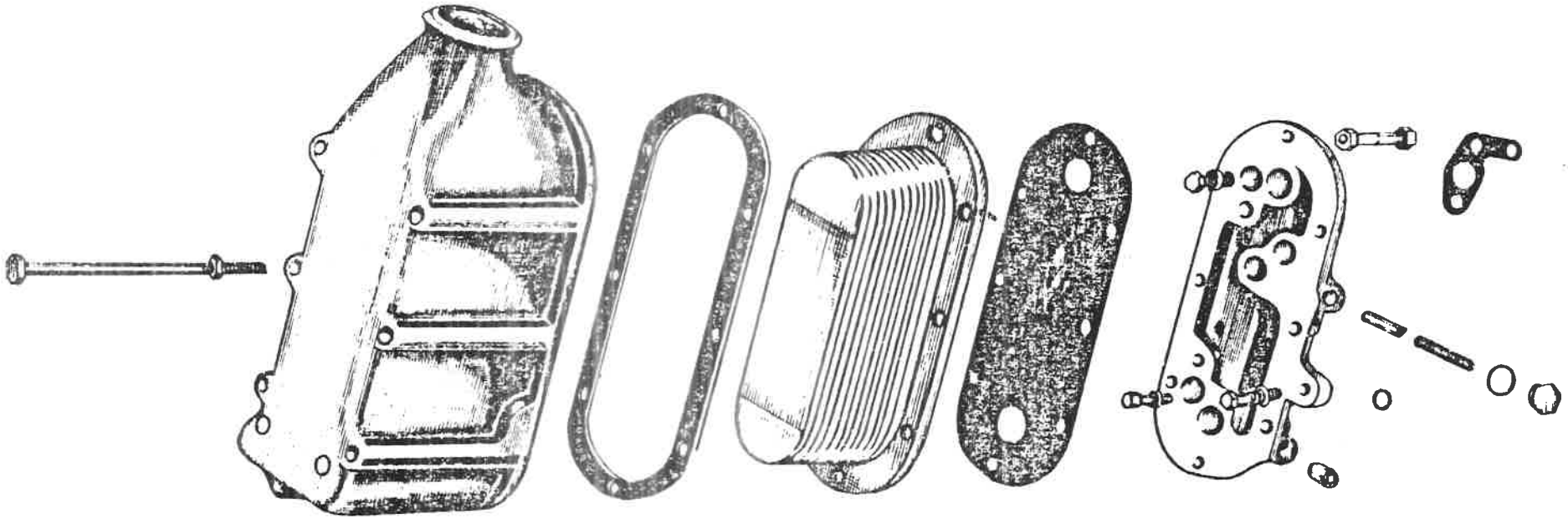


Fig. 279

Annexe 14.3

C.12.13
32 m/c



Echangeur d'huile-eau "GM" (mod. série 71 A.R.T 44-45)

Fig. 280

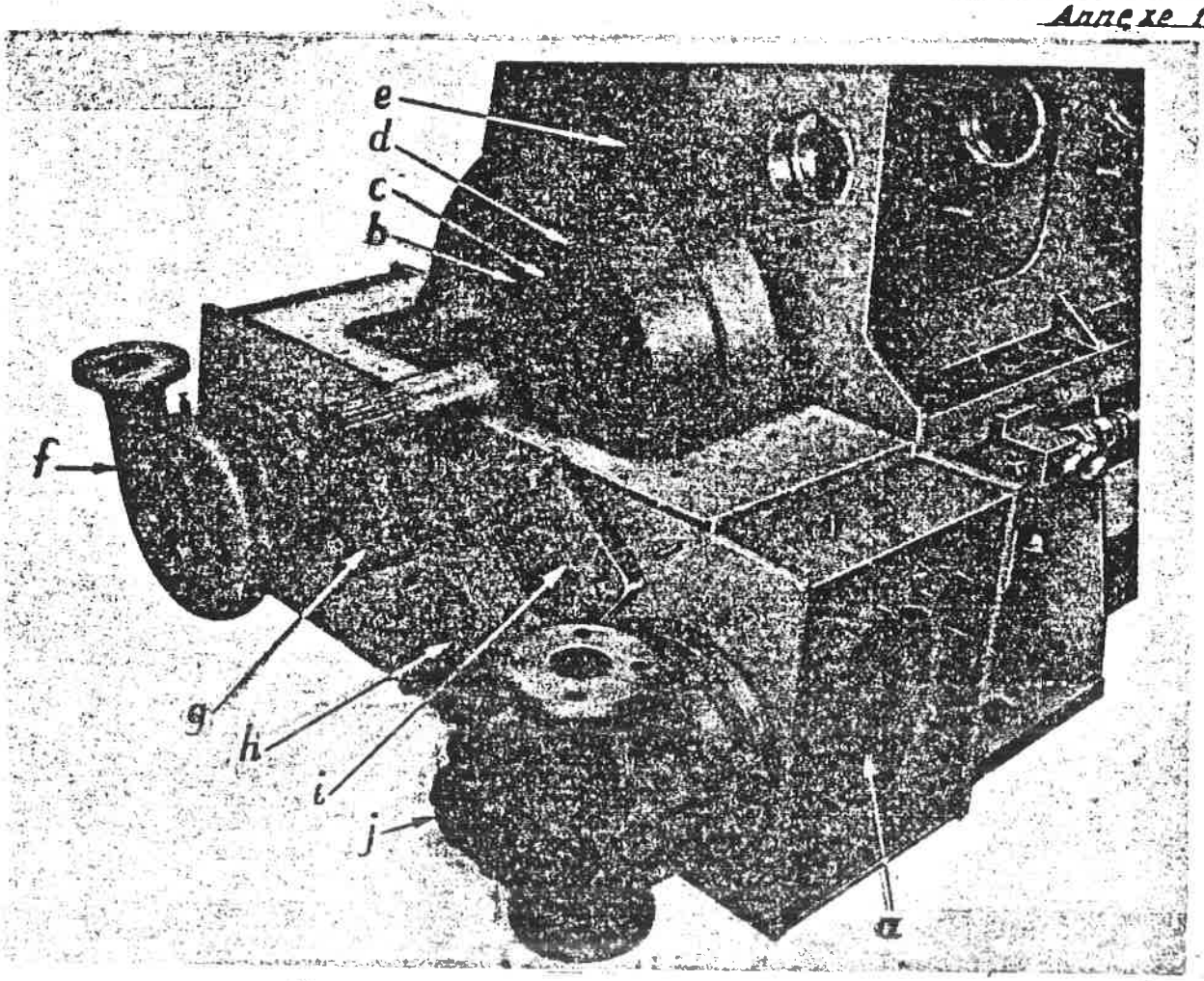


Fig. 280 bis Commande pompe à huile sur moteur Cockerill

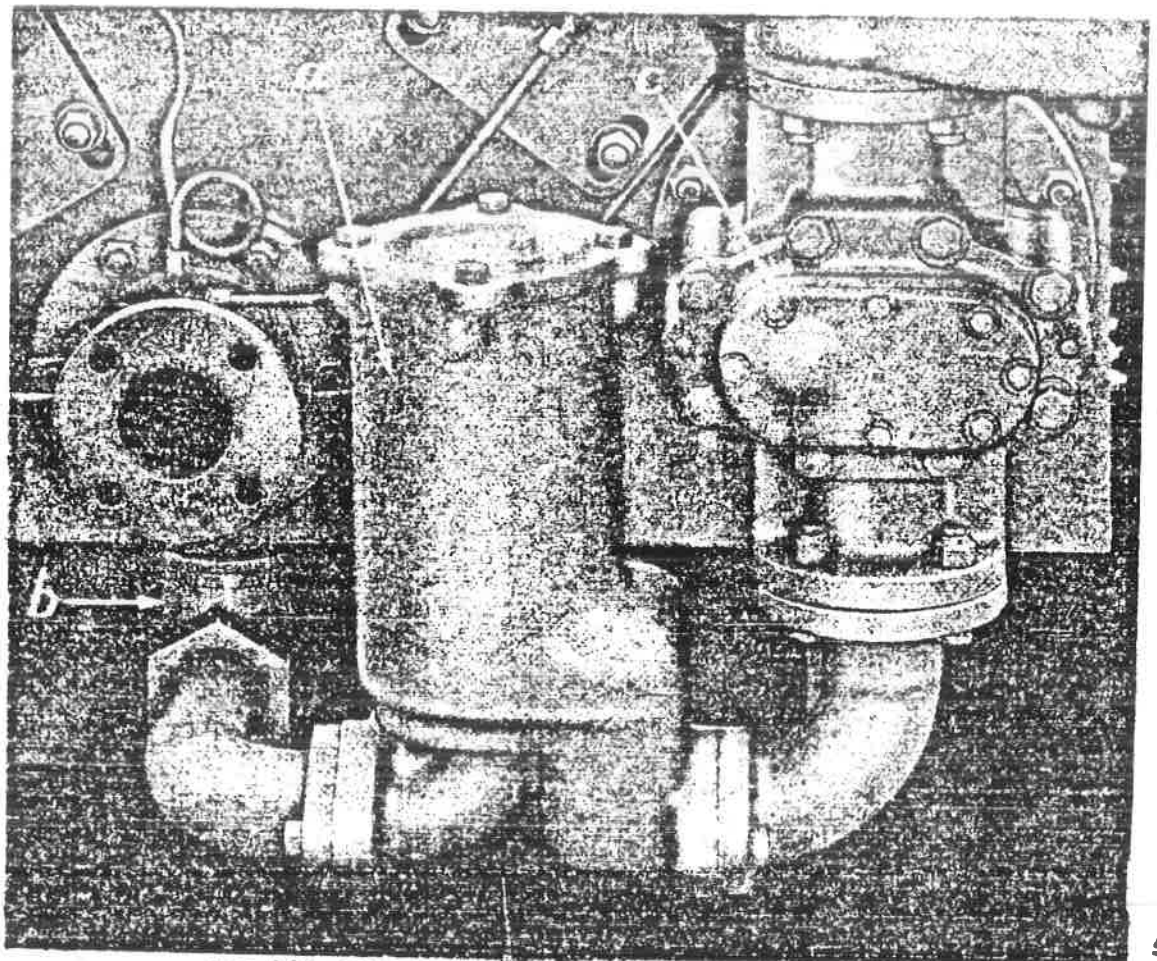


Fig. 281 Filtre crépine d'aspiration du mot. Cockerill

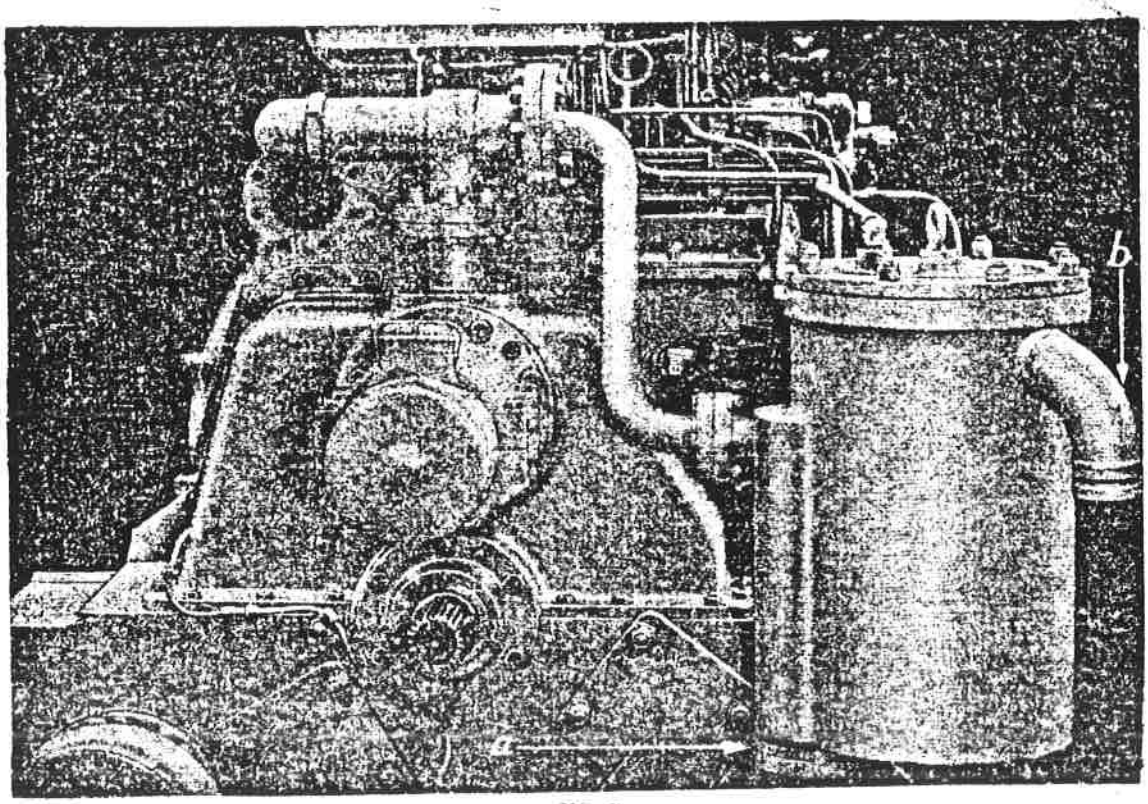


Fig. 282 - Filtre fin "Philips" sur mot. 635 S.A. Cockerill - Hz. 1483

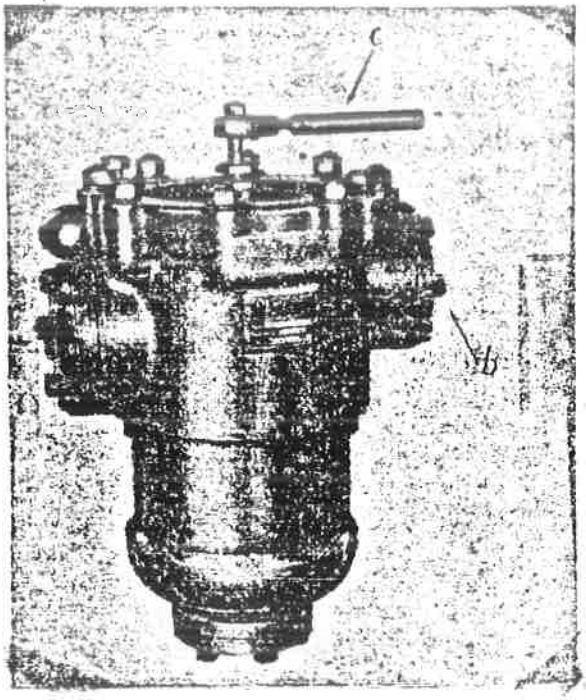


Fig. 282 bis Filtre à lamelles ou à fil enroulé

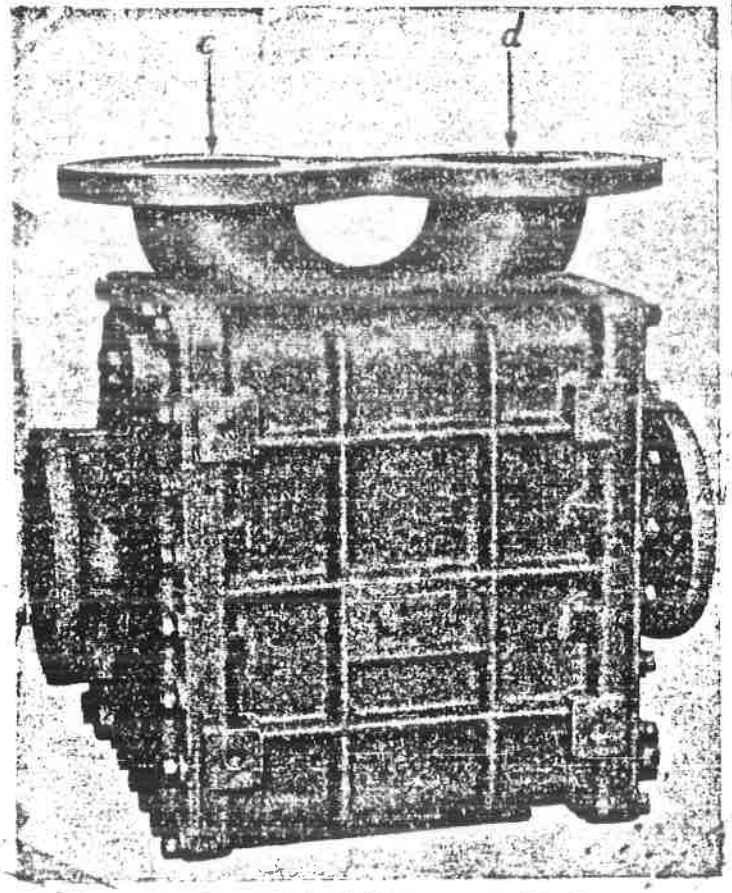


Fig. 283 Réfrigérant d'huile "Brausson" moteur Cockerill

V. Conséquences et causes d'un graissage insuffisant des moteurs.

A. Conditions d'un graissage correct.

407. Lorsque l'huile est appropriée, la condition principale pour que le graissage d'un moteur soit correct est que l'huile lui soit fournie en débit suffisant et continu assurant une pression correcte.

Cette pression est appelée généralement "pression d'huile du moteur".

Une faible pression d'huile est par conséquent toujours le premier indice d'un graissage insuffisant.

408. Une pression d'huile correcte n'est pas toutefois l'unique condition pour que le moteur soit graissé suffisamment. L'huile doit être aussi fournie en débit suffisant et continu à tous les organes du moteur.

Ainsi, une canalisation de distribution obstruée peut donner lieu à un graissage défectueux et à des avaries d'organes importants du moteur alors que la pression d'huile est normale.

B. Conséquences d'un graisaage insuffisant.

409. Selon les points touchés, un graissage insuffisant peut amener une usure généralisée des organes du moteur et des destructions d'assemblages importants du moteur.

1. Usure accélérée et généralisée du moteur.

C'est le plus souvent la conséquence d'une usure abrasive ou érosive :

- Huile lubrifiante contenant des abrasifs;
- Débit d'huile insuffisant, contrôlé par une pression d'huile trop faible.

La pression d'huile est toujours nulle au lancement du moteur (la pompe à huile est en effet entraînée directement par le moteur à graisser). D'après l'avis général des constructeurs, 80 % de l'usure d'un moteur, constatée après un certain temps, s'est produite lors du lancement du moteur à froid.

410. Afin de remédier à cet inconvénient, les moteurs de grande puissance et coûteux seront souvent munis d'une installation de primage qui assure le prégraissage. Dans ce cas, une pompe à huile entraînée électriquement fournit de l'huile en quantité adéquate à tous les organes du moteur avant son lancement.

Cette pompe de prégraissage est arrêtée dès que la pompe à huile, entraînée par le moteur, assure une pression et un débit suffisants pour garantir le graissage. En général, les moteurs de la S.N.C.B. d'une puissance de 600 ch et plus, sont tous, à quelques exceptions près, pourvus d'une pompe de prégraissage.

2. Avaries localisées du moteur.

411. Une interruption accidentelle et locale de l'arrivée d'huile provoque une usure adhésive (contact métal-métal). Celle-ci peut évoluer vers le grippage qui est, en fait, une somme de soudures locales et qui peut amener des points chauds étendus avec fusion étendue (cas de coussinets à alliage à bas point de fusion).

La figure 284 représente un piston grippé d'un moteur à faible puissance.

C. Protection d'un moteur contre une pression et un débit d'huile insuffisants.

412. Si la pression d'huile d'un moteur est trop faible, le moteur doit être arrêté sans tarder. Il est donc nécessaire de prévoir dans le circuit d'huile du moteur des appareils de protection.

Cette protection peut se faire :

- De façon indirecte (protection par simple avertissement sonore ou (et) lumineux, sans arrêt automatique du moteur);
- De façon directe (protection automatique).

1. Protection par simple avertissement sonore ou (et) lumineux sans arrêt automatique du moteur.

413. Dans ce cas, l'attention de l'opérateur chargé de la surveillance du moteur, est attirée sur la valeur trop faible de la pression d'huile par un manomètre ou par l'allumage d'une lampe témoin ou par le tintement d'une sonnerie commandée par un contact à pression d'huile.

Cette méthode présente l'avantage que l'installation de protection est de conception simple facile à entretenir et peu sensible aux dérangements pouvant conduire à des conclusions erronées.

D'autre part, cette méthode présente l'inconvénient que la protection dépend de la vigilance et du jugement de l'opérateur.

On distingue :

414. a) La protection par un manomètre de pression d'huile.

C'est en général un manomètre à basse pression avec une capacité de mesure de 0 à 5 bar (pression effective) relié à l'extrémité de la conduite principale de graissage.

(manque de pression d'huile par l'obstruction du filtre ou par le blocage en position ouverte de la soupape de dérivation).

415. b) La protection par un mano-contact alimentant une lampe témoin ou une sonnerie d'alarme.

Un mano-contact ou contact à pression d'huile ou pressostat est un appareil muni d'une membrane très souple qui, sous l'influence de la pression d'huile se déforme et, de ce fait, ferme ou ouvre un circuit électrique (fig. 285).

Le contact électrique interrompt le circuit d'une lampe témoin ou d'un dispositif d'alarme.

2. Méthode directe (ou automatique) de protection contre une pression d'huile trop faible.

416. Ici, l'opérateur n'intervient plus pour l'arrêt du moteur en cas d'une pression d'huile trop faible.

L'arrêt est produit automatiquement par l'intervention d'un élément sensible à la pression (ex. manocontact électrique).

Cet élément agit, en général, sur un relais et un servomoteur qui ramène les pompes à combustible à la position : "débit nul" et annule en même temps la charge par une méthode qui dépend de la nature de celle-ci.

Il est à remarquer que certains moteurs sont équipés d'un régulateur muni d'un dispositif incorporé qui assure cette protection (voir régulateurs Maybach, Woodward "UG 8" et "PG").

La fig. 286 représente un pressostat de type "Penn".

D. Causes diverses d'un graissage insuffisant de moteur diesel.

Remarques.

1. Niveau d'huile dans le carter ou réservoir à huile séparé.

417. Le niveau d'huile correct est contrôlé par une jauge avec repères mini-maxi ou parfois par un niveau tubulaire s'il s'agit d'un réservoir séparé (carter sec).

Le niveau d'huile doit, exception faite pour des cas spéciaux, toujours être contrôlé de 10 à 15 minutes après l'arrêt du moteur (pour laisser d'abord s'écouler toute l'huile se trouvant dans les conduites).

418. Si le niveau se trouve sous le trait "MINI", l'aspiration de la pompe peut être découverte et le débit d'huile compromis.

Si le niveau se trouve au-dessus du trait "MAXI", les têtes de bielles peuvent plonger dans l'huile et provoquer des projections exagérées amenant une consommation d'huile excessive, un encrassement interne possible du moteur et le dégagement de gaz d'échappement de teinte bleue.

2. Pression d'huile.

419. En général, la pression d'huile d'un moteur doit atteindre au ralenti 0,75 à 1 bar et à pleine charge 2,5 à 3,5 bar.

Ce ne sont pas des valeurs fixes, étant donné qu'elles sont variables suivant le type et l'état du moteur.

420. 3. Avant de conclure que les indications d'un manomètre à pression d'huile sont insuffisantes, il faut d'abord vérifier le bon état du manomètre.

Cela vaut aussi après intervention d'un manocontact, pressostat ou régulateur. Il faut d'abord vérifier le réglage et le bon état de ces appareils et de leur circuit électrique.

Principales causes du graissage défectueux des moteurs Diesel.

421 1. Absence de pression d'huile.

Indices	Causes principales	Motifs possibles
- Aucune pression n'est indiquée par le manomètre. Indication lumineuse ou (et) acoustique de défaut de pression. - Arrêt du moteur par l'équipement de protection contre manque de pression d'huile	1. Niveau du carter nul ou insuffisant	- Remplissage non effectué - Fuite importante au carter ou bâti (bouchon de vidange, joints, fissures). - Fuites importantes au circuit d'huile. - Consommation d'huile exagérée par suite du mauvais état du moteur (gaz d'échappement bleus) (manque d'étanchéité des pistons, segments,.....)

	2. Défaut d'entraînement de la pompe à huile.	- Bris du pignon de commande, de la chaîne d'entraînement ou de l'axe de commande. - Fixation défectueuse de la pompe (dans le cas de pompe immergée)
	3. Pompe à huile défectueuse.	- Jeu latéral ou axial exagéré. - Rupture d'axe de la roue motrice.
	4. Déréglage ou manque d'étanchéité de la soupape de décharge.	- Blocage par un corps étranger. - Bris du ressort. - Vis de réglage lâchée.
	5. Bris de la rampe principale de graissage.	

422. 2. <u>Pression d'huile insuffisante.</u>

- Manomètre ou dispositif d'alarme indique un manque de pression - Arrêts du moteur suite à l'intervention de la sécurité "PH". Les arrêts de cette origine se produisent souvent lors de la coupure de la traction après une marche à pleine puissance où la température d'huile a atteint une valeur maximale	1. Niveau d'huile du carter trop bas.	voir n° 1 ci-dessus.
	2. Huile de graissage contaminée :	
	a) Dilution par le gasoil.	- Fuites aux tuyaux d'injection ou aux retours. - Injecteur(s) défaillant(s).
	b) Huile mousseuse (air en suspension sous forme de bulles).	- Rentrée d'air à l'aspiration de la pompe.
	c) Huile émulsionnée (aspect laiteux)	- Introduction d'une grande quantité d'eau dans le carter qui émulsionne avec l'huile. Cette eau peut provenir soit du circuit de refroidissement, soit d'une introduction accidentelle (bidons).
	d) Huile trop fluide.	- Introduction accidentelle dans le moteur d'huile de faible viscosité (par ex. huile de turbo-transmission).

	3. Température d'huile exagérée	- Surcharge du moteur. - Refroidisseur insuffisamment efficace (bouché, encrassé). - Avance à l'injection déréglée. - Insuffisance de rëfroidissement par manque d'eau ou défectuosités au circuit de refroidissement.
	4. Débit trop faible de la pompe à huile.	- Jeu radial des roues exagéré ou jeu longitudinal exagéré.
	5. Obstruction de la crépine d'aspiration.	- Huile fortement polluée par des corps étrangers abandonnés ou introduits dans le moteur.
	6. Encrassement de l'élément filtrant du filtre "série".	id.
	7. Déréglage ou manque d'étanchéité de la soupape de décharge.	- Siège défectueux. - Bris du ressort. - Vis de réglage lâchée.
	8. Défaut d'étanchéité des conduites sous pression.	- Fuites aux canalisations externes et internes, raccord ou rupture de tuyauteries. - Jeu exagéré des coussinets sur les tourillons de palier ou sur les manetons.

423. 3. Débit d'huile insuffisant compromettant le graissage d'un organe déterminé.

- Aucun indice particulier n'est décelé par les sécurités. Une irrégularité se manifeste généralement par certains indices : usure rapide, paillettes métalliques, échauffements locaux, résistances anormales.	Obstruction de conduites ou de canaux par des corps étrangers ou par métal fondu.	- Présence de corps étrangers dans les conduites. - Pièces montées avec jeu insuffisant. Dans le cas de l'assemblage piston-cylindre, segmentation du piston trop sévère.
- Le manomètre indique une pression anormalement élevée.	- Soupape de décharge bloquée (fermée) ou réglée à une pression exagérée.	
- Ruptures répétées de joints ou de tuyauteries. - Rupture d'organes de la pompe à huile ou de sa commande.	- Obstruction ou étranglement d'une canalisation principale; la perte de charge dans le circuit est exagérée et a nécessité la modification du réglage de la soupape de décharge.	
	- Viscosité de l'huile exagérée.	- La température de régime du moteur trop basse pendant de longues périodes. - Oxydation rapide de l'huile par des infiltrations d'eau. - Huile non appropriée (par ex. huile de boîte de vitesses introduite par erreur dans le moteur) (moteur autorail). - Dans le cas d'un filtre monté en dérivation, la filtration de l'huile est insuffisante.
	- Colmatage de l'élément filtrant d'un filtre série, non pourvu d'une soupape de dérivation.	

424. 4. Pression d'huile excessive.

- Le manomètre indique une pression anormalement élevée - Ruptures répétées de joints ou de tuyauteries. - Rupture d'organes de la pompe à huile ou de sa commande	- Soupape de décharge bloquée (fermée) ou réglée à une pression exagérée - Obstruction ou étranglement d'une canalisation principale; la perte de charge dans le circuit est exagérée et a nécessité la modification du réglage de la soupape de décharge. - Viscosité de l'huile exagérée.	- La température de régime du moteur trop basse pendant de longues périodes. - Oxydation rapide de l'huile par des infiltrations d'eau. - Huile non appropriée (p.ex. huile de boîte de vitesses introduite par erreur dans le moteur (moteur autorail). - Dans le cas d'un filtre monté en dérivation, la filtration de l'huile est insuffisante.
	- Colmatage de l'élément filtrant d'un filtre série, non pourvu d'une soupape de dérivation.	

PISTON AVARIE PAR GRIPPAGE

Segments complètement calés par gommage.

Profondement rayé et d'aspect noir. Arrachement de métal très apparent.

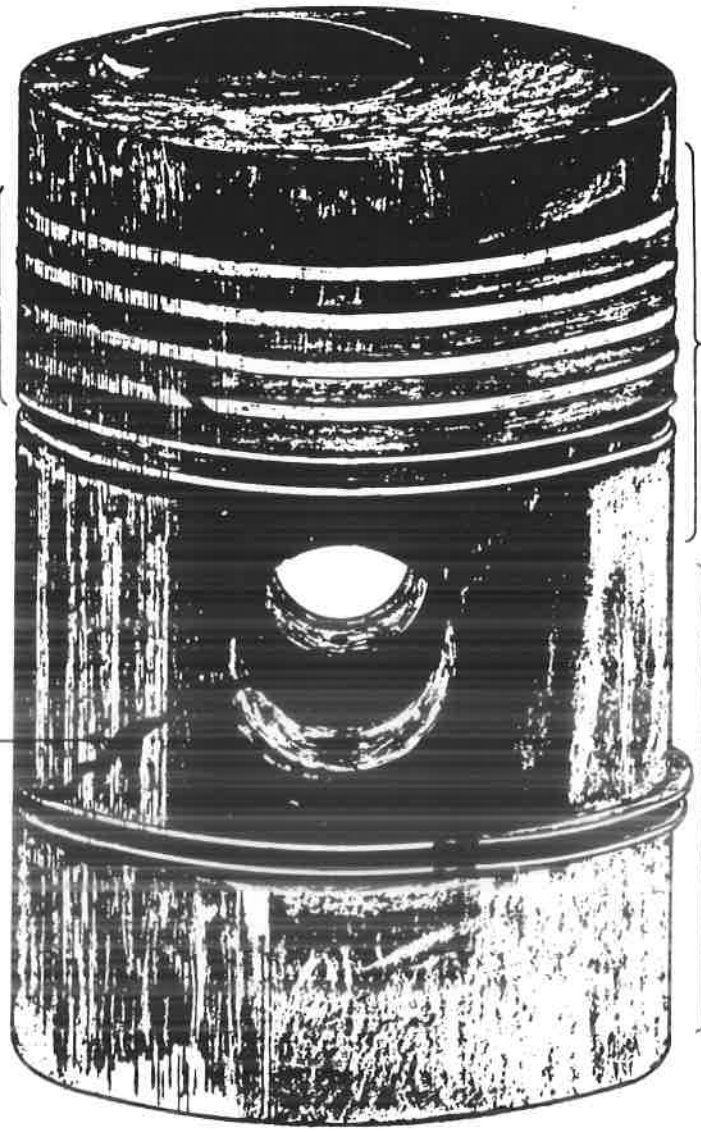


Fig. 284

Section de rupture

Rupture en fragments de dimensions réduites. Les fragments portent des traces de grippage.

MANO-CONTACT

contact s'ouvre lorsque la pression d'huile est suffisante (450 gr)

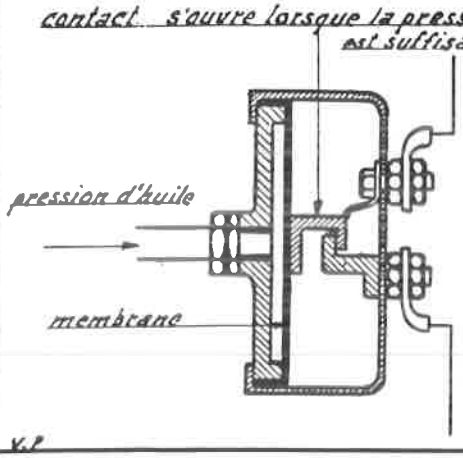


Fig. 285

C. 1213
33 F.M.L

Van Autgaerden Imprs S.A. (Stol)

V.P

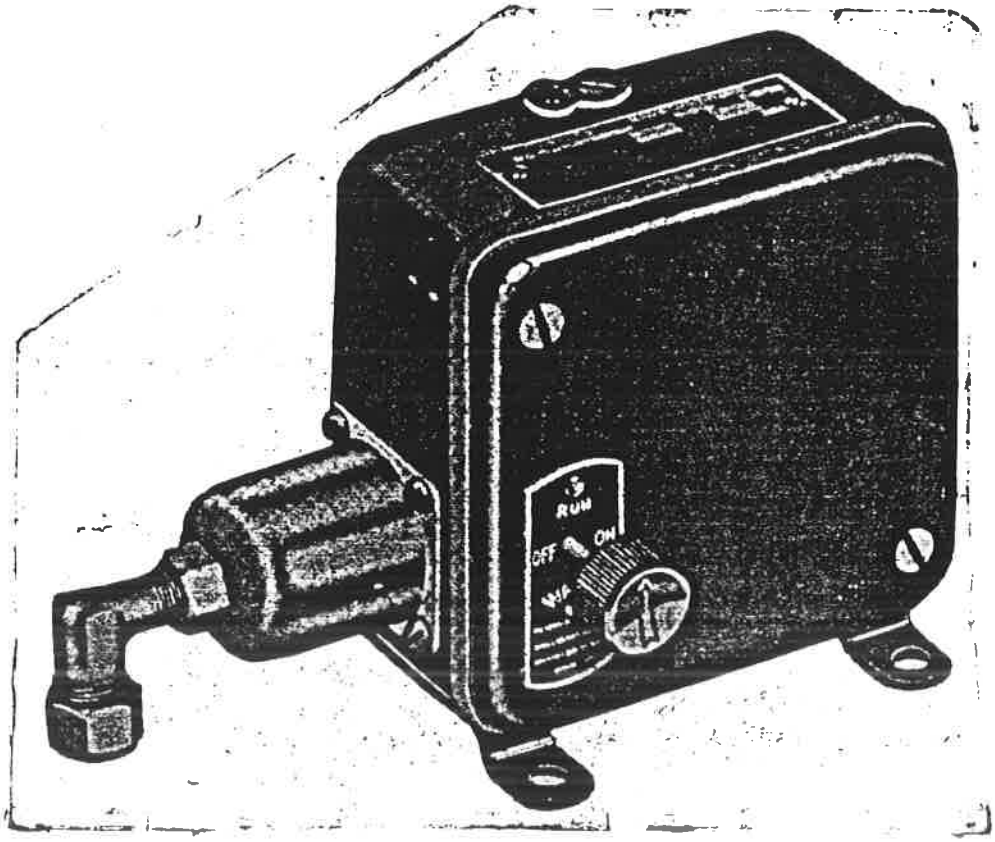


Fig. 286.

