

LES MOTEURS A COMBUSTION

DIESEL ET SEMI-DIESEL

OUVRAGES DU MÊME AUTEUR

- Traité pratique sur la construction du moteur à explosions.** (Cours de l'École Technique d'Aéronautique et de Construction automobile), 2^e édition revue et augmentée. 1 vol. gr. in-8 br. de 152 pages et 65 figures, 1927..... 22 fr. 50
- Traité pratique sur le fonctionnement du moteur à explosions.** Moteurs à quatre temps et à deux temps. Principe. Fonctionnement. Réglage. Entretien. Pannes. 2^e édition. 1 vol. gr. in-8 br. de 153 pages et 94 fig. 1931..... 27 fr.
- Essais, réglage et mise au point des moteurs d'automobiles et d'aviation.** 1 vol. gr. in-8 br. de 91 pages avec 50 fig., 1930. 18 fr.
- La magnéto à la portée de tout le monde.** Fonctionnement, divers types, réglage, pannes, 10^e édition revue et augmentée, 1 vol. in-8 br. 95 pages, 53 fig., 1930..... 9 fr.
- Le carburateur.** Fonctionnement, divers types, réglage, pannes, 5^e édition, in-8, 112 pages, 55 fig., 1929..... 9 fr.
- L'éclairage et le démarrage électriques des automobiles.** Description, fonctionnement, installations-types, entretien, pannes. 5^e édit., in-8 br., 66 pages, 38 fig., 1930 8 fr.
- Le guide du dessinateur mécanicien.** 1 vol. gr. in-8 br. de 112 pages avec 55 dessins, figures et de nombreux tableaux dans le texte, 1925..... 21 fr.
- La recherche méthodique des pannes d'automobiles,** leurs causes et leurs remèdes, 1 vol. in-16 br. de 46 pages, 1925..... 3 fr.
- Le mécanicien d'automobile.** Réglage et mise au point du moteur, vérification et entretien général du moteur et de la voiture, causes du mauvais fonctionnement, pannes. 3^e édition, 1 vol. in-8 br. de 72 pages, 37 fig., 1928..... 8 fr.
- Les machines électriques industrielles.** Dynamos et moteurs à courant continu, alternateurs et moteurs à courants alternatifs ; principe, fonctionnement, divers types, montage, pannes. 1 vol. in-8 br. de 79 pages avec 65 fig., 1927..... 8 fr.
- La technique du bobinage des machines électriques** (dynamos, alternateurs, moteurs, transformateurs), 1 vol. in-16 br. de 72 pages avec 36 fig., 1928..... 6 fr.
- Les groupes électrogènes.** Fonctionnement du moteur, de la dynamo et des accumulateurs. Montage. Entretien. Causes de mauvais fonctionnement et pannes. Installations électriques et tableaux de distribution. 1 vol. gr. in-8 br. de 130 pages, avec 70 fig., 1926. 18 fr.
- Les rhéostats et contrôleurs électriques.** Rhéostats de réglage et de démarrage. Contrôleurs et régulateurs de traction. Démarreurs pour ascenseurs, treuils et ponts roulants. Fonctionnement et schémas de montage, 1 vol. gr. in-8 de 64 pages avec 42 fig., 1926 9 fr.

LES MOTEURS A COMBUSTION
DIESEL
ET
SEMI-DIESEL

PRINCIPE — FONCTIONNEMENT — MISE AU POINT
RÉGLAGE — CONDUITE — ENTRETIEN
CAUSES DE MAUVAIS FONCTIONNEMENT

PAR

René BARDIN

INGÉNIEUR E. S. A. — E. S. M. E.
DIRECTEUR DE L'ÉCOLE TECHNIQUE D'AÉRONAUTIQUE
ET DE CONSTRUCTION AUTOMOBILE

Troisième édition revue et augmentée



LIBRAIRIE CENTRALE DES SCIENCES
DESFORGES, GIRARDOT ET C^{ie}
27 et 29, Quai des Grands-Augustins, PARIS-6^e

1933

LES MOTEURS A COMBUSTION DIESEL ET SEMI-DIESEL

INTRODUCTION

Les gaz parfaits, dont l'hydrogène est celui des gaz usuels qui se rapproche le plus de cette appellation, obéissent aux lois suivantes :

LOI DE MARIOTTE. — A température constante, le volume d'une certaine masse de gaz est inversement proportionnel à sa pression, ce qui s'exprime encore en disant que dans l'évolution d'un gaz, le produit de sa pression par son volume, est constant :

$$P \times V = \text{constante.}$$

LOI DE GAY-LUSSAC. — A volume constant, la pression d'un gaz est proportionnelle à sa température absolue, ce qui s'exprime encore en disant que le quotient de sa pression par sa température absolue est constant :

$$\frac{P}{T} = \text{constante ;} \quad T = (t + 273^{\circ}).$$

TRANSFORMATION ISOTHERMIQUE. — Un gaz évolue suivant une transformation isothermique, lorsque la variation de volume et de pression s'effectue à température constante.

TRANSFORMATION ADIABATIQUE. — Un gaz évolue suivant une transformation adiabatique lorsqu'il ne reçoit ni ne cède de chaleur.

TRANSFORMATION ISOBARE. — La transformation est isobare lorsque la variation de volume s'effectue à pression constante.

DIAGRAMME ET CYCLE. — Les évolutions des gaz qui viennent d'être envisagées ont été représentées par *Clapeyron* au moyen de

deux axes rectangulaires sur lesquels on porte en ordonnées les pressions, et en abscisses les volumes.

Les courbes précédentes sont alors représentées par la figure 1.

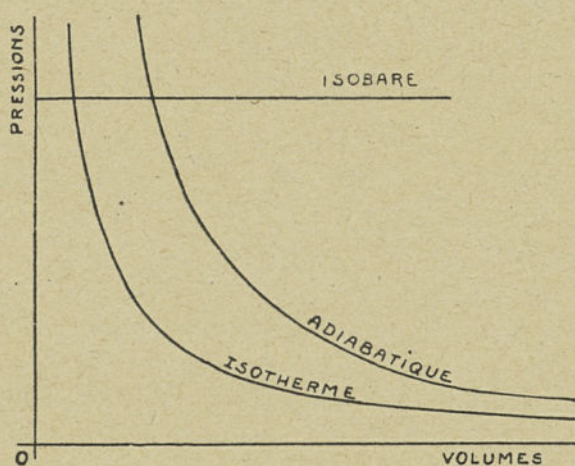


Fig 1.

D'autre part, lorsqu'un gaz accomplit un *cycle fermé*, c'est-à-dire lorsqu'il revient à son état initial après transformations, la courbe d'ensemble constitue une ligne fermée, et le travail développé par le gaz pendant son évolution est représenté par la surface enfermée par la courbe.

CHAPITRE PREMIER

LE MOTEUR DIESEL

Les premiers moteurs Diesel furent construits sur les données d'un projet de moteur thermique et d'une machine d'essai établis par *Diesel* en 1893.

Dans ce moteur, Diesel envisageait une compression préalable d'air pur permettant d'atteindre initialement, dans le cylindre, la température de combustion ; puis l'injection graduelle dans cet air chauffé d'un combustible finement pulvérisé. Dans un ouvrage de Diesel : *L'origine du moteur Diesel*, l'auteur indique que son moteur devait être alimenté avec de l'huile lourde.

Le cycle de travail qui devait concorder avec le cycle parfait de *Carnot* était réalisé de

la façon suivante : en premier lieu, compression isothermique ou à la température constante de l'air pur correspondant à 3 kilogrammes, l'air étant mis en présence d'eau injectée ; puis compression adiabatique, c'est-à-dire sans échange de chaleur, jusqu'à 250 kilogrammes, correspondant à la température de combustion,

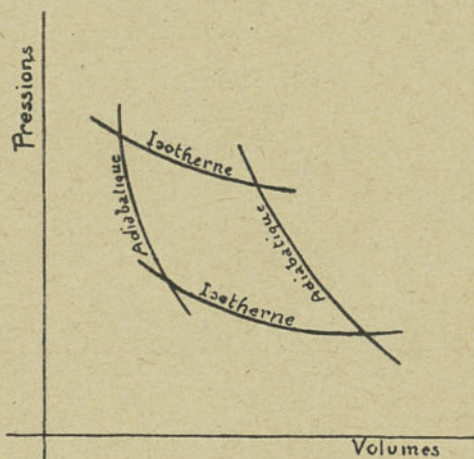


Fig. 2. — Cycle de Carnot.

800°. Ensuite, injection dosée de combustible de manière à obtenir une combustion isothermique, autrement dit sans élévation de température, à pression finale de 90 kilogrammes, suivie d'une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique.

Le rendement thermique de ce cycle est de 0,727, mais sa réalisation présente de grosses difficultés (*fig. 2*, Cycle de Carnot).

Ce cycle est représenté d'une façon schématique par la figure 2, pour la clarté du dessin. En réalité les courbes qui le constituent sont celles tracées sur la figure 1.

Aussi le premier moteur construit utilisait seulement une compression de 45 kilogrammes, était alimenté au pétrole, et le cycle définitif comprenait une compression seulement adiabatique, une combustion à pression constante et une détente adiabatique. La consommation de pétrole avec un tel cycle était de 190 grammes par cheval-heure.

Cycle du moteur Diesel. — D'après ce que nous venons d'in-

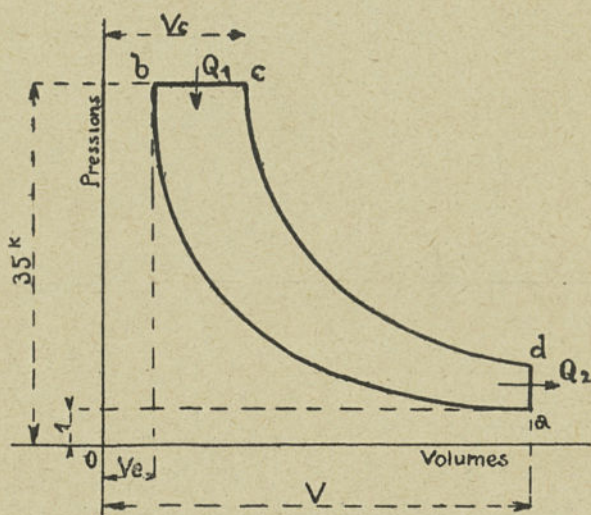


Fig. 3. — Diagramme théorique.

diquer, le cycle théorique d'un moteur Diesel (*fig. 3*) se compose :
1° d'une compression adiabatique d'air pur suivant *ab* jusqu'à la

pression maximum ; 2° d'une combustion à pression constante suivant l'isobare bc ; 3° d'une détente adiabatique suivant cd suivie d'une communication avec l'atmosphère correspondant à l'évacuation des gaz suivant da .

Dans la compression initiale, le volume total du cylindre V est réduit au volume de l'espace mort V_c ; pendant la combustion à pression constante, le volume augmente de V_c à V_e d'une quantité correspondante à l'apport de chaleur Q_1 dégagée par la combustion ; pour augmenter de nouveau de V_e à V pendant la période de détente. L'échappement des gaz correspond à une perte de chaleur Q_2 et le rendement thermique du cycle s'exprime par la relation :

$$R = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} ;$$

autrement dit, ce rendement est le rapport entre la chaleur utilisée et la chaleur fournie. Ce rendement est voisin de 0,5 pour un moteur Diesel normal.

De l'étude de ce cycle on déduit que le rendement thermique augmente quand la compression croît et quand la puissance diminue. On constate expérimentalement que la consommation de combustible par cheval-heure indiqué pour une pression moyenne déterminée diminue avec le nombre de tours du moteur ; et, pour un nombre de tours déterminé, cette consommation diminue avec la pression moyenne indiquée ; de même pour la température des gaz d'échappement.

D'autre part, le travail employé pour le fonctionnement de la pompe à air est proportionnel au nombre de tours du moteur et indépendant de la pression moyenne indiquée, et le travail des résistances nuisibles augmente avec le nombre de tours et avec la pression moyenne. De plus la quantité d'air dans le cylindre diminue quand le nombre de tours augmente.

Il y a donc lieu, au point de vue commercial, d'envisager le rendement global du moteur, caractérisé par la consommation de combustible par cheval-heure effectif.

Diagramme réel. — Le cycle théorique que nous venons d'exa-

miner diffère avec les diagrammes réels relevés dans le cylindre à l'aide de l'indicateur. Ainsi, l'injection de pétrole ne peut être réglée avec assez de précision pour que la pression pendant la combustion soit rigoureusement constante de b en c ainsi que l'indique le diagramme (fig. 3), et le diagramme réel comporte à cet endroit un arrondi (fig. 4). De même il existe une contre-pression à l'échappement

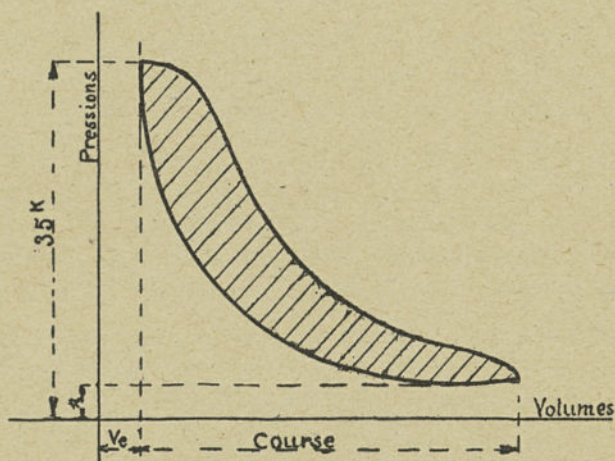


Fig. 4. — Diagramme réel.

qui nécessite une avance à l'évacuation des gaz brûlés et qui se traduit sur le diagramme réel par une perte de travail indiqué.

En outre le remplissage des cylindres n'est jamais parfait : la compression et la détente ne sont pas rigoureusement adiabatiques et il se produit des pertes de chaleur par les parois. Le diagramme réel présente donc par rapport au premier un certain rendement de l'ordre de 70 % que nous retrouvons dans l'expression du travail moteur.

Nous voyons donc que la courbe du diagramme, qui peut être relevée par un indicateur, fournit à chaque position du piston la pression correspondante dans le cylindre et permettra de se rendre compte de ce qui se passe dans ce dernier, ainsi que nous le verrons à la mise au point du moteur.

Le rendement du diagramme réel est voisin de 0,35.

Travail moteur. — Le *travail indiqué*, \mathfrak{G}_i , est le travail représenté par l'aire du diagramme réel relevé dans le cylindre. Il diffère du *travail moteur théorique* représenté par l'aire du diagramme (*fig. 3*) par le rendement du diagramme et est fonction du bon remplissage du cylindre et du réglage de l'injection de combustible.

Le *travail utile* \mathfrak{G}_u , est le travail recueilli sur l'arbre du moteur et évalué à l'aide d'appareils (freins de mesure) que nous examinerons par la suite.

Ce travail est inférieur au précédent et est diminué du *rendement mécanique* du moteur qui est ici de 0,75 environ.

On a donc la relation :

$$\mathfrak{G}_u = \mathfrak{G}_i \times 0,75.$$

Le rendement mécanique est légèrement supérieur dans les Diesel quatre temps où il atteint 0,80 par rapport aux moteurs deux temps où il se rapproche de 0,70 par l'emploi supplémentaire de la pompe à balayage.

La *puissance* correspondante dans chaque cas est, comme nous le savons, l'expression du travail par seconde.

Rendement global du moteur. — Dans le cas général, le rendement est le rapport entre le travail obtenu et l'énergie dépensée en vue de l'obtenir.

Pour un moteur Diesel consommant 190 grammes de mazout, d'un pouvoir calorifique de 10.900 calories par kilogramme, par cheval-heure effectif, le rendement d'ensemble serait :

$$\begin{array}{l} \text{Puissance utile recueillie.....} \quad 75 \text{ kgm/sec} \\ \text{Puissance utile fournie :} \\ \frac{0 \text{ kg, } 190 \times 10900 \times 425}{3600} = 244,5 \text{ kgm/sec} \end{array}$$

d'où le rendement d'ensemble du moteur :

$$R_t = \frac{75}{244,5} = 0,31 \quad \text{soit} \quad 31 \text{ } 0/0$$

Pour une consommation de 240 grammes d'huile lourde d'un pouvoir calorifique de 10.700 calories, le rendement d'ensemble serait :

$$R_t = \frac{75 \times 3600}{0 \text{ kg}, 240 \times 10700 \times 425} = 0,25 \quad \text{soit} \quad 25 \text{ 0/0.}$$

Nous voyons donc que le rendement d'ensemble du moteur Diesel n'est pas très différent de celui des bons moteurs à explosion ; mais sa consommation de combustible est moindre par suite de l'emploi des compressions élevées et son rendement économique est supérieur, son combustible étant d'un prix moins élevé que l'essence.

Pression. — La pression est l'effort exercé par centimètre carré de surface et normalement à la surface considérée.

Sur un piston de 320 millimètres de diamètre, sur lequel s'exerce une pression de 35 kilogrammes enfin de compression, l'effort total reçu par ce piston sera :

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \times p = \frac{3,1416 \times 32^2}{4} \times 35 = 28.140 \text{ kilogrammes.}$$

effort considérable qui nécessitera des organes extrêmement robustes.

Pression moyenne indiquée. — Considérons le diagramme du cycle, relevé dans le cylindre, dont la surface représente, ainsi que nous l'avons vu, le travail moteur indiqué (*fig. 5*). Mais nous savons que toute surface peut se représenter par le produit de deux lignes droites. Si nous prenons pour l'une de ces droites la course du piston MN, la seconde droite P_m sera exprimée par la relation:

$$P_m = \frac{S}{MN},$$

S représentant la surface du diagramme.

La droite P_m mesurée à l'échelle des pressions est la *pression moyenne indiquée* sur le piston pendant un cycle.

On peut également déterminer la pression moyenne indiquée en

divisant la distance MN en un certain nombre de parties égales, dix par exemple, et en faisant la somme arithmétique des longueurs $p_1, p_2, p_3, \dots, p_9$, obtenues en élevant les perpendiculaires à MN de chaque point équidistant.

On a alors :

$$P_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_9}{10}.$$

Pour le cycle à quatre temps, il y a lieu de retrancher de chaque ordonnée p_1, p_2 , etc..., l'ordonnée correspondante à la surface hachurée du diagramme (fig. 5) qui représente un travail nuisible, négligeable en pratique.

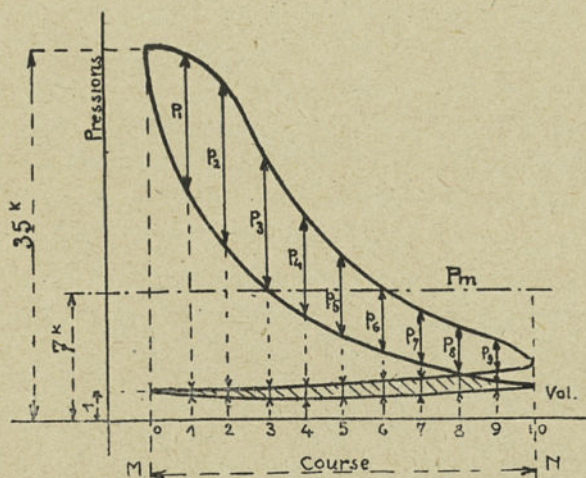


Fig. 5. — Pression moyenne.

Sur les diagrammes donnés par les indicateurs, la mesure des longueurs en millimètres représente généralement la pression en kilogrammes par centimètre carré.

La pression moyenne indiquée varie de 7 à 10 kg/cm².

Pression moyenne efficace. — La pression moyenne indiquée que nous venons de définir est supérieure à la pression moyenne efficace, le rendement mécanique du moteur venant diminuer cette dernière.

La pression moyenne efficace est voisine de 7 kg/cm².

Ce rendement n'est d'ailleurs pas constant et il diminue quand la puissance diminue.

Un rendement mécanique de 70 % à pleine puissance sera de 63 % aux trois quarts de puissance, 60 % à demi-puissance, et 55 % au quart de puissance.

En effet, le travail produit dans le cylindre pendant la course de compression est négatif et donne lieu à des réactions et à un travail de frottement indépendant de la puissance. Par suite cette diminution de rendement est ici très sensible, vu la compression très élevée des moteurs à combustion.

Cylindrée. — La cylindrée est représentée par le volume du cylindre correspondant au déplacement du piston.

Elle est déterminée, ainsi que nous le verrons à l'étude des caractéristiques des moteurs, par la quantité d'air nécessaire pour brûler le combustible injecté dans le cylindre, qui est fonction de la puissance demandée au moteur.

Elle est généralement calculée avec excès de façon à pouvoir brûler 500 à 600 grammes de combustible par cheval-heure.

Dans les deux temps, la cylindrée utile correspond à la course utile du piston, c'est-à-dire la course déterminée, d'une part, par le point mort haut et, d'autre part, par la partie supérieure des lumières de distribution ménagées au bas du cylindre.

Vitesse moyenne du piston. — La vitesse de rotation des moteurs Diesel n'excède pas 500 t/m et la vitesse moyenne du piston est de l'ordre de 4 à 5 mètres par seconde.

Cette vitesse est déterminée par la relation :

$$V = \frac{CN}{30}$$

C, course du piston en mètres ;

N, nombre de tours par minute.

Pour un moteur de 500 CV, d'une course de piston de 650 millimètres, nombre de tours : 190, on a :

$$V = \frac{0,65 \times 190}{30} = 4^m, 12$$

Cette vitesse ne doit pas dépasser 5 m, 5 pour usure normale des cylindres du piston, dans les gros moteurs.

Rapport volumétrique. — Si nous désignons par v le volume de l'espace mort, V désignant le volume correspondant à la course utile du piston, le rapport volumétrique ρ sera le rapport :

$$\rho = \frac{V + v}{v}.$$

Ce rapport volumétrique est de l'ordre de 12 dans les moteurs Diesel.

La compression en fin de course est sensiblement supérieure, le volume de l'air augmentant par suite de l'élévation de température avec la pression.

Aussi, quand le piston arrive au point mort haut, la pression de l'air est environ de 35 kilogrammes par centimètre carré, correspondant à une température voisine de 500°.

Pression de combustion. — Nous avons vu, lors de l'étude du diagramme, que la pression de combustion était maintenue constante et égale à la pression en fin de compression, soit 35 kg/cm² environ. A cet effet l'injection de combustible n'a pas lieu instantanément (ce qui provoquerait des pressions élevées), mais durant une partie de la course descendante du piston, correspondant environ à 0,15 de la course totale.

La température en fin de combustion est voisine de 1.500°.

Puissance du moteur. — La puissance d'un moteur s'exprime en fonction de la surface utile des pistons, de la course de ces pistons, du nombre de tours de l'arbre moteur, de la pression moyenne indiquée et du rendement mécanique.

Si nous désignons par :

D , l'alésage du cylindre en centimètres ;

C , la course du piston en centimètres ;

P_m , la pression moyenne indiquée (pression des diagrammes) ;

N, le nombre de tours par minutes ;
 n, le nombre de cylindres du moteur ;
 K, le rendement mécanique ;

la puissance effective en chevaux-vapeur sera pour un moteur à quatre temps :

$$(1) \quad P_e = \frac{K \times \pi D^2 \times P_m \times CN \times n}{8 \times 60 \times 75 \times 100}.$$

Pour un moteur à deux temps, il faudra multiplier théoriquement par 2, pratiquement par 1,85, car nous avons, ainsi que nous le verrons par la suite, une combustion complète par tour au lieu d'une combustion tous les deux tours comme dans les moteurs à quatre temps.

La formule précédente s'établit de la façon suivante :

L'effort agissant sur le piston est : $\frac{\pi D^2}{4} \times P_m$. D'autre part, pour un tour du moteur, le chemin parcouru est égal à 2C ; pour N tours, il est égal à 2CN. Mais en considérant le moteur à quatre temps, comme nous avons seulement un temps moteur sur quatre, le chemin effectif parcouru par minute est :

$$\frac{2CN}{4} = \frac{CN}{2}$$

Le travail indiqué en une minute pour un cylindre de moteur à quatre temps sera donc :

$$\mathcal{G} = \frac{\pi D^2}{4} \times P_m \times \frac{CN}{2} = \frac{\pi D^2 \times P_m \times CN}{8}$$

La puissance indiquée en kilogrammètres par seconde, D et C étant exprimés en centimètres, sera :

$$\mathcal{P}_i = \frac{\pi D^2 \times P_m \times CN}{8 \times 60 \times 100}$$

D'où la puissance indiquée pour un moteur de n cylindres, exprimée en chevaux-vapeur, sera :

$$\mathcal{P}_i = \frac{\pi D^2 \times P_m \times CN \times n}{8 \times 60 \times 100 \times 75}$$

La *puissance effective* \mathcal{P}_e , qui est la puissance recueillie sur l'arbre du moteur, sera inférieure à la puissance indiquée, le rendement mécanique du moteur venant diminuer cette dernière. Nous aurons donc :

$$\mathcal{P}_e = \mathcal{P}_i \times K,$$

d'où la formule générale (1) donnée précédemment.

REMARQUE. — Nous pouvons exprimer la puissance effective en fonction de la pression moyenne efficace : $P_e = P_m \times K$ et de la vitesse moyenne du piston : $V_m = \frac{CN}{30}$. Ces valeurs portées dans la formule (1) donnent pour un moteur à quatre temps :

$$\mathcal{P}_e = \frac{n}{382} \times D^2 \times P_e \times V_m$$

\mathcal{P}_e , puissance effective en chevaux ;

n , nombre de cylindres du moteur ;

D , alésage en centimètres ;

P_e , pression moyenne efficace ($P_e = P_m \times K$) ;

V_m , vitesse du piston en mètres par seconde.

Pour les moteurs à deux temps, le résultat doit être multiplié théoriquement par 2, et pratiquement par 1,80 à 1,85, ainsi que nous le verrons par la suite.

Détermination des pressions moyennes. — Pour évaluer la *puissance d'un moteur en essai*, nous avons vu qu'on pouvait facilement déterminer P_m à l'aide des diagrammes relevés sur le moteur et on en déduit P_e par l'observation de la puissance effective donnée par un essai au frein.

Pour évaluer la *puissance d'un moteur en projet* et déterminer ses dimensions, on pourra se baser sur des valeurs de P_e déduites de moteurs existants ou calculer directement la pression moyenne en fonction du rapport volumétrique de compression et de la pression maximum de combustible.

Pratiquement on ne peut guère dépasser une pression moyenne indiquée de 8 kilogrammes et la plupart des moteurs Diesel fonctionnent avec une pression moyenne effective de 5 à 5,5 kilogrammes par centimètre carré.

CHAPITRE II

PRINCIPE ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

Les moteurs Diesel fonctionnent suivant les cycles à quatre temps ou à deux temps ; la vitesse moyenne de l'arbre moteur est d'environ 500 t/m et la puissance développée atteint jusqu'à 600 CV par cylindre.

Cycle à quatre temps. — Le cycle est effectué en quatre courses du piston correspondant à deux tours de la manivelle du vilebrequin. Nous avons donc seulement une course motrice sur quatre et le cycle s'effectue de la façon suivante :

Premier temps. — Le piston se déplace du point mort haut au point mort bas et provoque une aspiration d'air frais par la soupape d'admission A qui est ouverte ; la courbe correspondante est figurée sur le diagramme par la ligne MN correspondant à la course descendante du piston (*fig. 6*).

Deuxième temps. — Le piston remonte dans le cylindre et produit la compression de l'air frais préalablement introduit, la soupape d'aspiration étant fermée. La courbe correspondante est figurée sur le diagramme par la ligne NO et la pression passe de la pression atmosphérique à 35.kg./cm² correspondant à une élévation de température de 500° environ.

Troisième temps. — En fin de compression et lorsque le piston a atteint le point mort haut, on commence l'injection de combustible qui a lieu pendant une partie de la course descendante du piston,

environ 0,15 de cette course. La courbe correspondante à la combustion du combustible ainsi introduit est figurée sur le diagramme par la ligne OP indiquant théoriquement une combustion à pression constante.

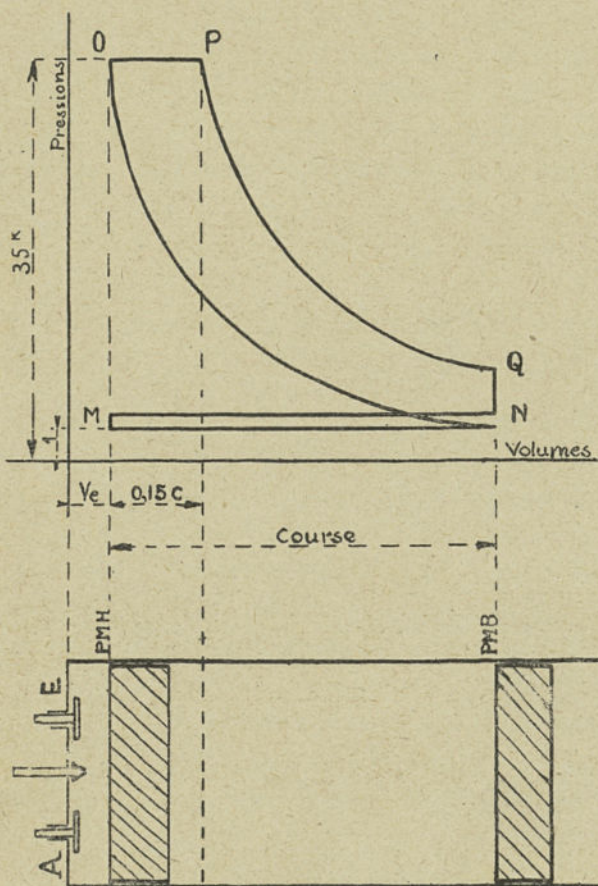


Fig. 6. — Cycle à quatre temps.

La température qui est de 500° au moment de la combustion, atteint 1.500° en fin de combustion.

La combustion est ensuite suivie d'une détente qui se poursuit pendant le reste de la course descendante du piston et qui correspond à la ligne PQ. Pendant cette détente, la pression passe de 35 kilogrammes à 3 kg/cm^2 environ.

Quatrième temps. — Le piston remonte du point mort bas au point mort haut et chasse les gaz brûlés par la soupape d'échappement E qui est ouverte. L'échappement correspond à la ligne QNM du diagramme et la pression dans le cylindre revient à la pression atmosphérique ; puis le cycle recommence.

Donc en résumé : nous avons :

Premier temps : admission d'air frais ; course descendante ;

Deuxième temps : compression d'air frais ; course montante ;

Troisième temps : injection de combustible, combustion et détente ; *course descendante motrice* ;

Quatrième temps : échappement des gaz brûlés ; course montante.

D'où quatre courses du piston, dont une seule motrice, correspondant à deux tours du vilebrequin.

Cycle à deux temps. — Le cycle à deux temps s'effectue en deux courses du piston correspondant à un tour de manivelle du vilebrequin. Nous avons donc une course motrice par tour de manivelle et le cycle s'effectue de la façon suivante :

Premier temps. — Le piston se déplace du point mort bas au point mort haut ; l'air frais envoyé par une pompe de balayage pénètre dans le cylindre par l'ouverture A et chasse les derniers gaz brûlés, dont il prend la place, par l'ouverture E, puis est comprimé dans le cylindre dès que le piston atteint la limite supérieure des ouvertures (*fig. 7*). La pression dans le cylindre est en fin de course vers le point mort bas légèrement supérieure à la pression atmosphérique par suite de la présence des gaz brûlés ; elle se rapproche de la pression atmosphérique en fin de balayage, la pression de l'air introduit étant de 0 kg, 200 à 0 kg, 400, au-dessus de la pression atmosphérique pour atteindre 35 kilogrammes par centimètre carré en fin de compression. La courbe correspondante aux différentes pressions des gaz dans le cylindre pendant la course montante du piston est figurée suivant NO sur le diagramme.

Deuxième temps. — L'injection de combustible s'effectue lorsque le piston a atteint le point mort haut et la combustion dure pendant une partie de la course correspondant à OP, combustion théorique

ment à pression constante de 35 kg/cm^2 comme dans le cycle à quatre temps. La combustion est suivie d'une détente figurée par la ligne PQ du diagramme ; puis de l'évacuation des gaz brûlés qui s'échappent

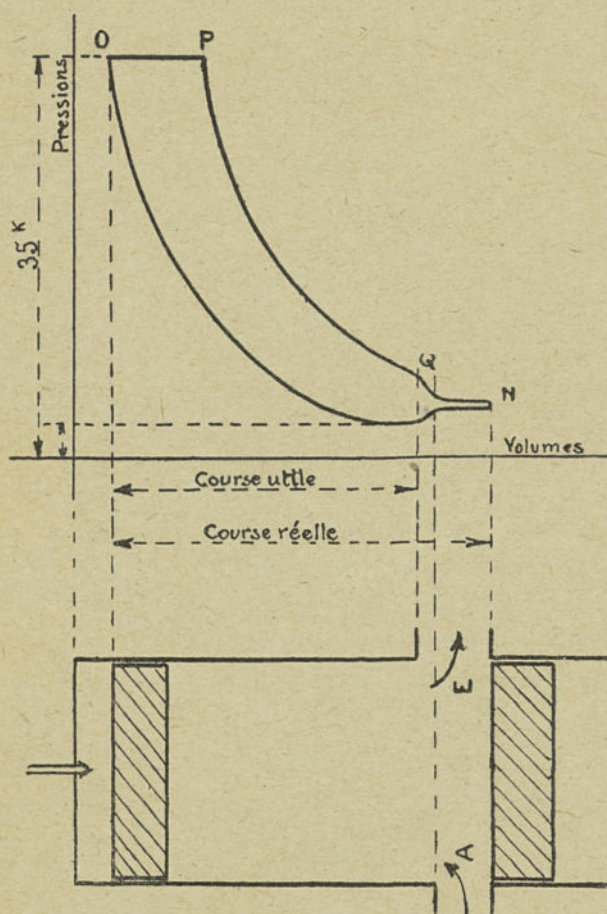


Fig. 7. — Cycle à deux temps.

par E et dont l'expulsion est activée par l'air de balayage arrivant par A et entrant en jeu en fin de course descendante du piston. Nous voyons donc que cet air de balayage a le double rôle d'aider à l'évacuation des gaz brûlés et de remplir le cylindre d'air frais lorsque le piston va remonter.

La courbe de fin de détente et d'échappement est figurée sur le diagramme par la ligne QN. Puis le cycle recommence.

Nous avons donc en résumé :

Premier temps : fin du balayage, compression d'air frais, course montante ;

Deuxième temps : injection de combustible, combustion et détente, commencement du balayage, *course descendante motrice*.

D'où deux courses du piston, dont une motrice, correspondant à un tour du vilebrequin.

REMARQUE. — On reproche aux *moteurs à explosions* à deux temps d'avoir un mauvais rendement, la fin du balayage des gaz brûlés s'effectuant à l'aide des gaz carburés dont une partie est évacuée à l'échappement et constitue une perte de combustible. Il n'en est pas de même pour les *moteurs Diesel* où le balayage par l'air pur ne présente aucune difficulté et n'entraîne aucune perte du combustible qui est injecté à un moment bien déterminé.

Donc à égalité d'alésage, de course utile, de nombre de tours et de nombre de cylindres, le moteur Diesel à deux temps permet de réaliser théoriquement une puissance double du quatre temps. Pratiquement, le remplissage de la cylindrée étant moins bon que dans ce dernier, la puissance du deux temps est égale environ à 1,85 de celle du quatre temps.

De même sa consommation est légèrement supérieure, environ 10 % en plus qu'avec le quatre temps.

Ces inconvénients sont compensés par de nombreux avantages, en particulier un gain de poids de 30 à 40 % sur le moteur à quatre temps de même puissance, et un encombrement moindre ; ce qui présente un gros intérêt pour la navigation. D'autre part, le couple moteur est deux fois plus régulier dans le moteur deux temps par rapport au quatre temps, et il sera choisi de préférence pour la conduite de machines demandant une grande régularité de marche : alternateurs, métiers à tisser, etc... De même le cycle à deux temps sera adopté lorsque la puissance du moteur donnerait des cylindres trop grands ou en trop grand nombre avec le cycle à quatre temps.

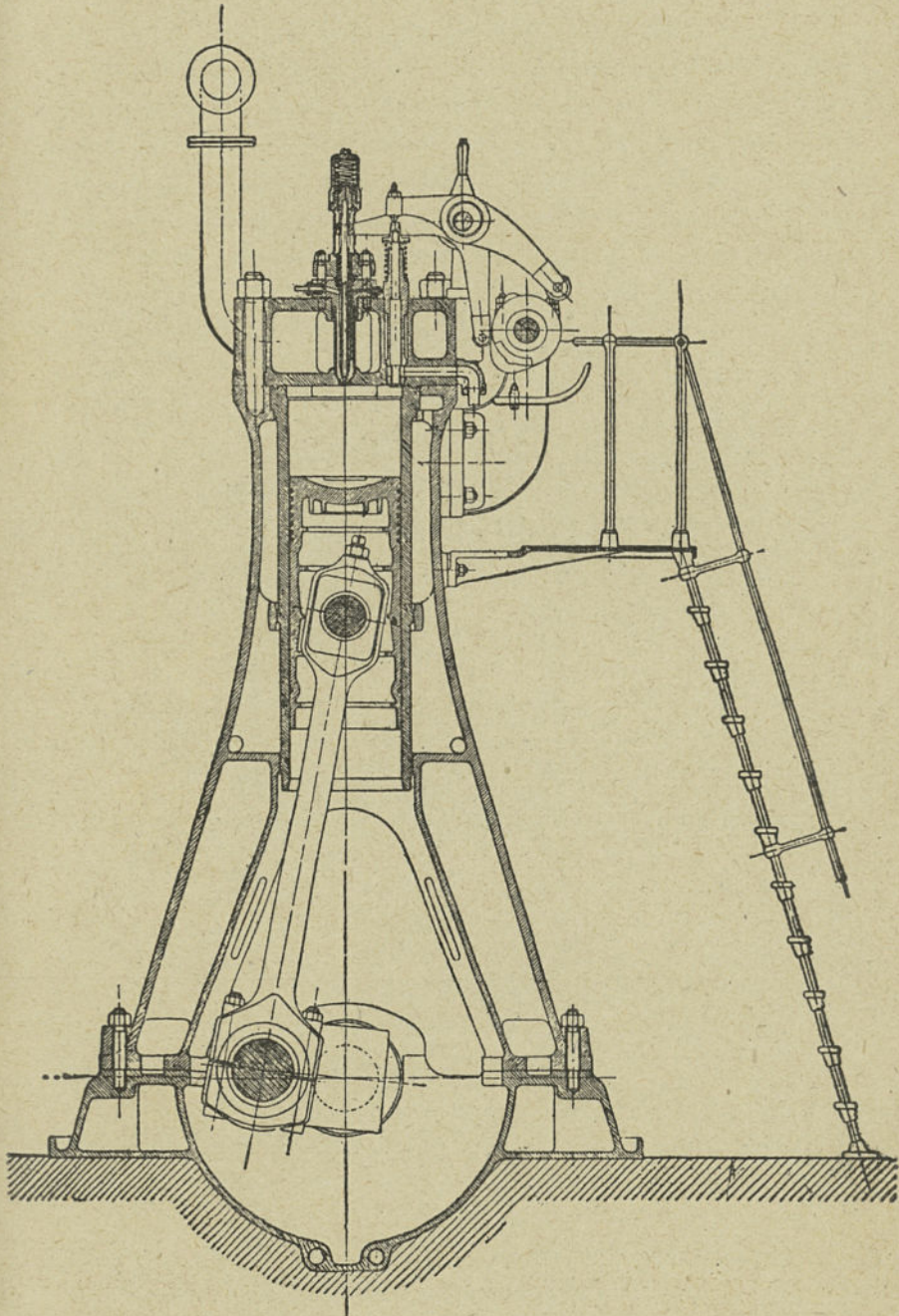


Fig. 8. — Ensemble moteur Diesel..

Fonctionnement du moteur à quatre temps. — Le moteur Diesel se compose essentiellement d'un *cylindre* muni d'une enveloppe pour le refroidissement par eau et d'une *culasse* rapportée. Un *piston* dont l'étanchéité est assurée par des *segments* coulisse dans le cylindre et transmet son mouvement alternatif à une *bielle* qui le transforme en mouvement de rotation à l'axe d'un arbre à manivelle ou *vilebrequin*, reposant sur les paliers du carter (*fig. 8*).

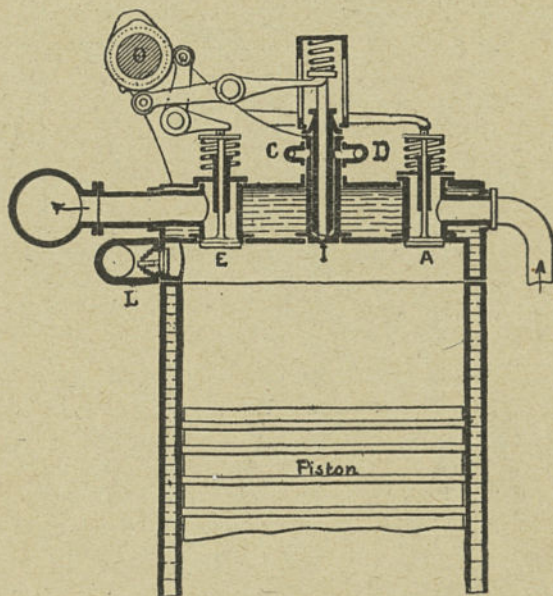


Fig. 9. — Détail des soupapes.

La culasse porte tous les organes de distribution et en particulier : une *soupape d'aspiration* A permettant l'introduction d'air frais dans le cylindre ; une *soupape d'échappement* E pour l'évacuation des gaz brûlés ; une *soupape de combustible* appelée aussi *aiguille d'injection* I, et assurant l'introduction du combustible dans le cylindre au point mort haut de compression ; enfin, une *soupape de lancement* L, s'il y a lieu (*fig. 9*).

Les soupapes sont commandées à l'aide de *leviers à galets* actionnés par des *cames* solidaires d'un *arbre à cames* O commandé par le moteur et tournant à demi-vitesse de l'arbre vilebrequin.

L'aiguille d'injection est alimentée par une *pompe à combustible* dont le débit est réglable et commandé par un *régulateur*. Chaque cylindre est muni d'une pompe à combustible afin d'avoir pour l'ensemble des cylindres d'un même moteur un dosage identique. En plus de la pompe à combustible, l'aiguille d'injection est en communication avec un *réservoir d'air comprimé*, dont la pression de 45 à 60 kg/cm² est supérieure à la pression de fin de compression dans le cylindre qui n'est que de 35 kilogrammes et qui permet l'insufflation du combustible dans ce dernier, au moment où le piston va redescendre.

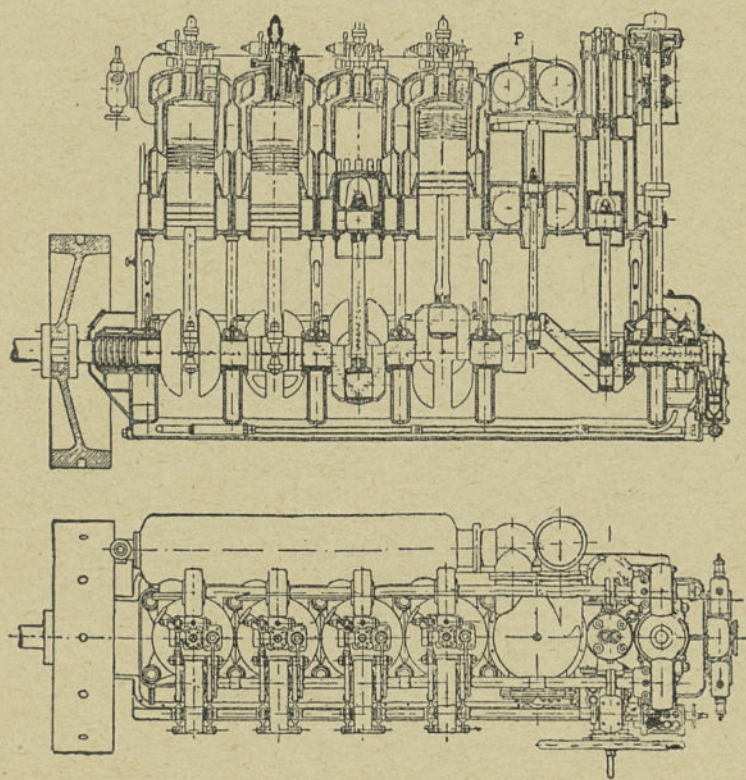


Fig. 10. — Ensemble moteur Diesel deux temps.

Dans ces conditions, le combustible arrive à l'aiguille par l'ouverture C et l'air comprimé par l'ouverture D.

Un *deuxième réservoir d'air comprimé* est le plus souvent nécessaire pour le démarrage du moteur. L'air comprimé est fourni à l'aide d'un *compresseur* à plusieurs étages, muni d'un système de refroidissement destiné à abaisser la température de l'air.

Un *graissage sous pression* par pompe assure la lubrification des organes en frottement, et souvent un *graissage séparé*, également par pompe, est prévu pour le cylindre.

Le *refroidissement* des divers organes : cylindres, culasses, pistons, est assuré par une circulation d'eau par pompe.

Nous étudierons par la suite, en détail, les organes du moteur dont nous venons d'examiner succinctement le rôle.

Moteurs à deux temps.

Les moteurs à deux temps diffèrent des moteurs à quatre temps par les organes de distribution et par l'adjonction d'une pompe de balayage P, nécessaire, ainsi que nous l'avons vu, pour l'évacuation complète des gaz brûlés et pour le remplissage du cylindre d'air frais (fig. 10).

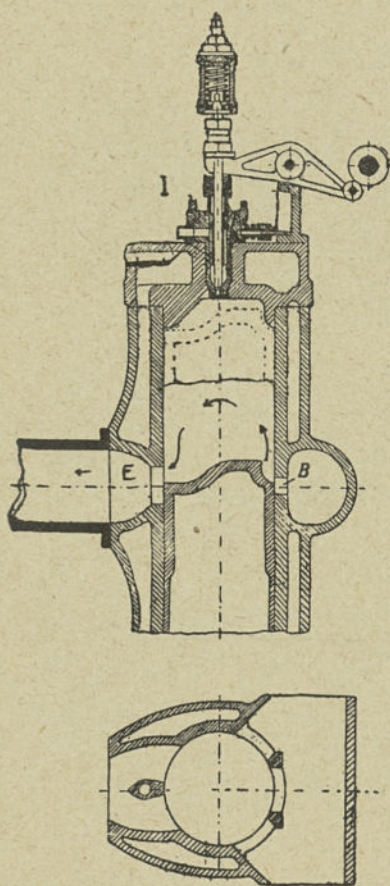


Fig. 11. — Détail d'un cylindre deux temps.

une série de lumières pour l'évacuation des gaz brûlés E communiquant

La distribution peut s'effectuer au moyen de lumières disposées au bas du cylindre et découvertes par le piston en fin de course descendante. Dans ce cas, le cylindre comporte une série de lumières pour le balayage B en communication avec la pompe de balayage et

avec le collecteur d'échappement (*fig. 11*). La pompe de balayage assure par cycle et par cylindre un débit d'air d'environ une fois et demie le volume du cylindre, à la pression de 0 kg, 200 à 0 kg, 400 par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique. En outre la culasse comporte une soupape à combustion ou *aiguille d'injection* I et une *soupape de lancement*, s'il y a lieu. Les lumières pour le balayage peuvent être remplacées par une ou plusieurs soupapes disposées sur la culasse du cylindre et commandées par cames (*fig. 12*).

Dans ce moteur, l'arbre portant les cames de commande tournera à la vitesse de l'arbre manivelle, puisque nous avons un cycle complet par tour.

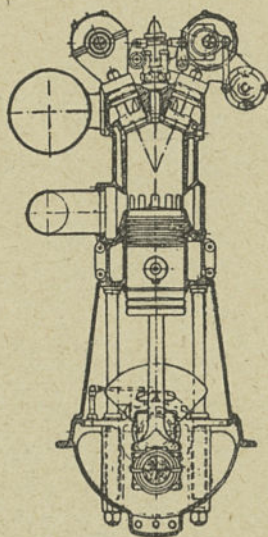


Fig. 12. — Moteur deux temps à soupapes sur culasse.

CHAPITRE III

ETUDE DES ORGANES

Les moteurs Diesel, dont les puissances varient de 25 à 3.000 CV et au-dessus, sont des machines industrielles d'un prix d'achat élevé, mais qui représentent par contre, en dehors de leur utilisation économique, des qualités d'endurance appréciables dues à leur faible vitesse de rotation et à l'emploi d'organes robustes et présentant un minimum d'usure.

C'est ainsi que dans les grosses puissances, on prévoit un guidage indépendant du piston et un refroidissement de ce dernier, dans le but de réduire l'ovalisation du cylindre et la détérioration du fond du piston par le jet enflammé du combustible.

La légèreté est sacrifiée ici à la bonne tenue du moteur et on obtient pour les deux temps des poids variant de 100 à 150 kilogrammes par cheval effectif et pour les quatre temps 200 kilogrammes environ par cheval. Néanmoins certains moteurs marins du type léger pèsent de 20 à 30 kilogrammes au cheval, moteur nu.

Nous allons examiner en détail les caractéristiques principales des divers organes.

Cylindres. — Les cylindres des moteurs ainsi que l'enveloppe d'eau de refroidissement sont généralement en fonte. La chemise intérieure du cylindre dans laquelle coulisse le piston est, soit venue de fonderie avec l'ensemble, soit rapportée (*fig. 13*). Pour les gros moteurs, il y a intérêt à adopter cette dernière solution dans le but de faciliter les réparations et en particulier le remplacement de la chemise, après usure. Les chemises rapportées sont ajustées à frot-

tement dur dans l'enveloppe ; l'étanchéité est obtenue à l'aide de joints en caoutchouc ou en plomb.

Les *culasses* des cylindres sont en fonte ou en acier moulé et le plus souvent rapportées sur le cylindre. Ainsi que nous l'avons vu, la culasse porte tous les organes de distribution : soupapes disposées verticalement et réparties autour de l'aiguille d'injection, placée de préférence dans l'axe du cylindre. Cette disposition d'ensemble permet d'avoir des chambres de combustion sans aucun recoin, ce qui

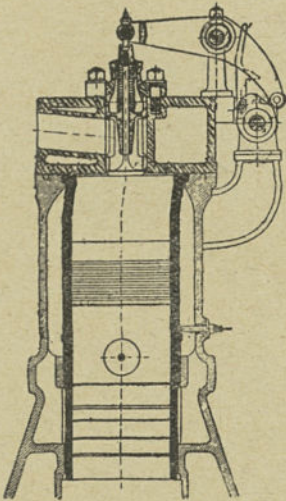


Fig. 13. — Cylindre à chemise rapportée.

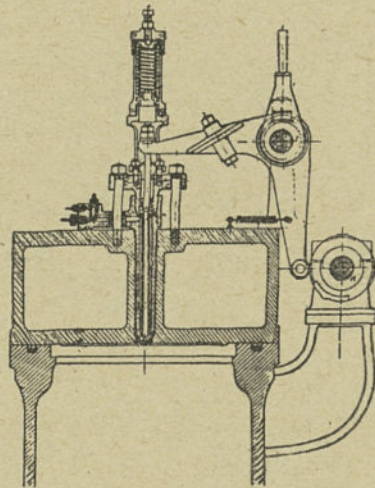


Fig. 14. — Culasse rapportée.

facilite la combustion. La culasse soumise aux fortes pressions et aux températures élevées de la combustion doit présenter une grande résistance et être largement refroidie (*fig. 14*).

La culasse rapportée est assemblée au cylindre à l'aide d'un emboîtement avec interposition d'un joint en cuivre rouge ou métalloplastique. Sa réunion au cylindre est assurée au moyen de goujons filetés répartis sur le pourtour du cylindre, soit par l'intermédiaire de boulons réunissant l'ensemble culasse et cylindre au bâti du moteur.

Dans le premier cas, le cylindre est fixé directement sur le carter à l'aide de boulons.

L'alésage maximum employé pour les moteurs Diesel actuels est environ 750 millimètres.

Pistons. — Ainsi que nous le savons, le piston est l'obturateur mobile qui se déplace dans le cylindre et transmet la pression due à la combustion, au système bielle et manivelle.

Les pistons des moteurs Diesel sont généralement en fonte grise ; le fond est nervuré pour résister aux hautes pressions de la combustion, sans poids prohibitif (*fig. 15*). Nous verrons en effet qu'il y a intérêt à réduire le poids des pistons pour diminuer la valeur des forces d'inertie.

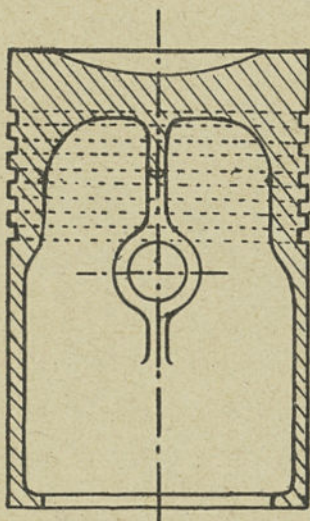


Fig. 15. — Piston.

Le fond du piston étant en contact direct avec les gaz enflammés se dilate davantage que toute autre partie et il est indispensable de donner au piston une forme conique, allant en diminuant vers le haut et de diamètres inférieurs à celui du cylindre. Le diamètre supérieur du piston présente par rapport au diamètre du cylindre un jeu correspondant à 0,004 environ de son diamètre, et le reste du corps un jeu moitié moindre.

L'étanchéité de la chambre de combustion est obtenue par l'emploi de segments en fonte disposés à la partie supérieure du piston, au nombre de six environ. Un segment racleur d'huile est souvent prévu dans le bas du piston pour éviter à l'huile de graissage de remonter à la partie supérieure du cylindre.

Le piston est généralement en une seule pièce dans les petits moteurs et n'est pas refroidi. Il arrive de ce fait que la partie supérieure du piston se désagrège à la longue par suite de l'action du jet enflammé de combustible. Il peut même se produire des fissures dans le fond entraînant des fuites dangereuses et nécessitant la réparation immédiate du piston. Pour éviter cet inconvénient, on peut constituer la partie supérieure du piston en acier moulé, métal plus résistant que

la fonte et prévoir une circulation d'eau dans le piston, refroidissement indispensable pour les gros moteurs.

L'axe du piston, sur lequel vient osciller le pied de bielle, est placé vers le milieu du piston. Il est fixé à ce dernier au moyen de clavettes ou de vis de blocage prenant appui sur les bossages. L'axe est en acier à faible teneur de nickel.

Pour les gros moteurs, le guidage du piston s'effectue à l'aide de glissières, analogues à celles des machines à vapeur. Cette disposition a l'avantage d'éviter la pression latérale du piston sur le cylindre et par suite leur usure ; par contre elle augmente l'encombrement du moteur.

Bielles. — La bielle, organe de liaison entre le piston et la manivelle, comporte le pied de bielle articulé sur l'axe du piston, la tête de bielle qui tourillonne sur l'arbre manivelle, et le corps, qui réunit l'ensemble (*fig. 16*).

Le corps de bielle se rapproche généralement de la forme circulaire. La bielle est en acier forgé, et sa longueur d'axe en axe est légèrement variable de façon à pouvoir modifier le volume de la chambre de compression et par suite la compression elle-même. A cet effet, le coussinet du pied de bielle est réglable, ou la tête est rapportée et s'emboîte dans le corps avec interposition de cales d'épaisseur variable.

Les pressions unitaires sur les coussinets des têtes et pieds de bielles doivent être les plus faibles possible pour réduire leur usure. A cet effet, les surfaces de portage doivent être largement établies, surtout pour le pied de bielle qui supporte directement la pression de combustion.

La bielle est forée intérieurement sur toute sa longueur pour assurer le graissage sous pression des coussinets.

Dans les moteurs de faible puissance, elle réunit directement le piston à l'arbre manivelle ; pour les puissances élevées, son pied est articulé sur un système de patin coulissant dans une glissière (*fig. 17*).

Arbre manivelle. — L'arbre manivelle ou vilebrequin est en acier de bonne qualité présentant une résistance à la rupture d'au

moins 60 kilogrammes et un allongement de 15 à 20 %. Il est forgé ou découpé dans la masse.

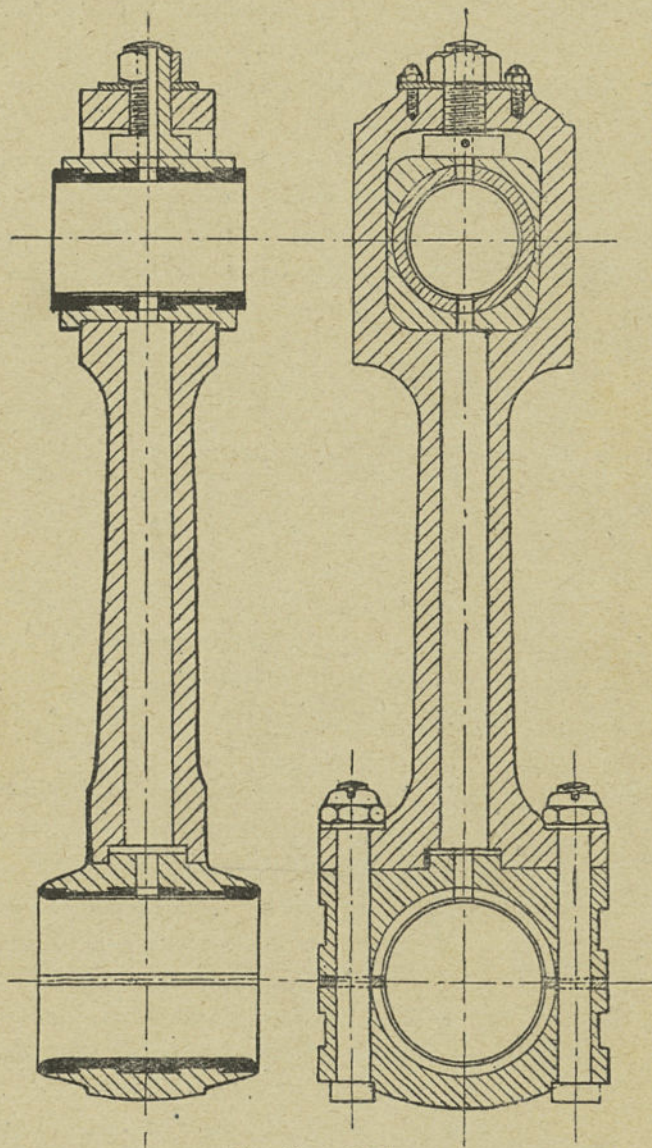


Fig. 16. — Bielle.

Pour les moteurs à grand nombre de cylindres, le vilebrequin peut être en deux parties, assemblées dans le plan médian du moteur.

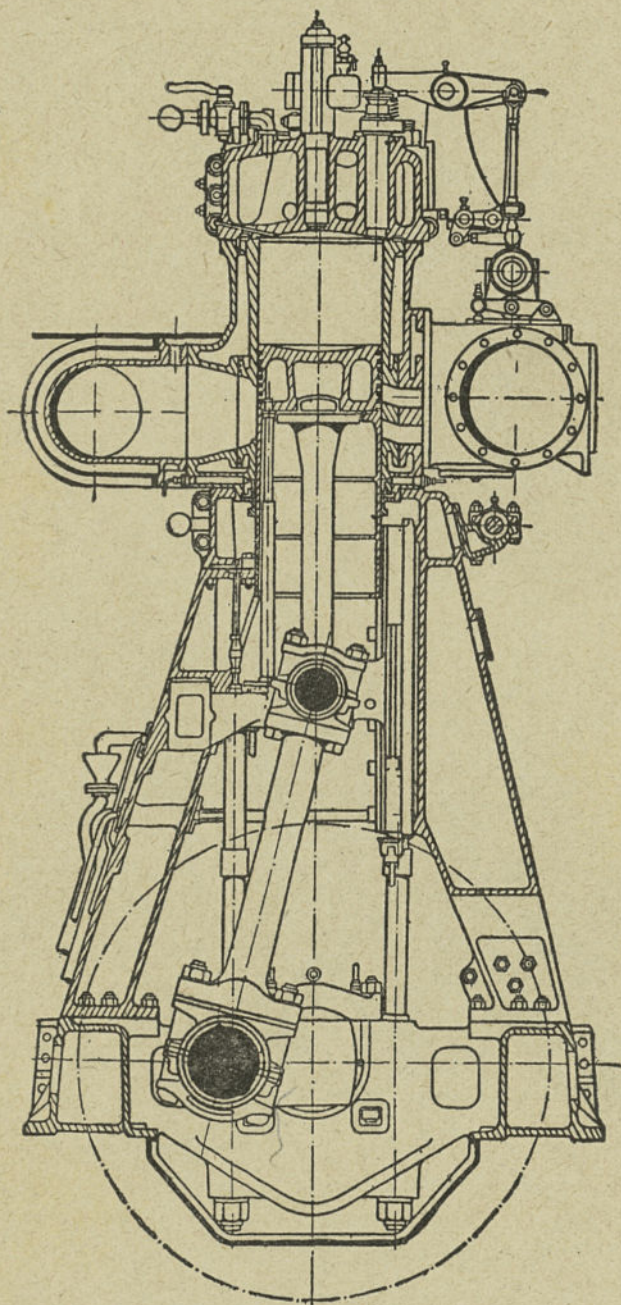


Fig. 17. — Bielle à patin.

Le vilebrequin est supporté par des paliers extrêmes et intermédiaires disposés entre chaque cylindre. Les manetons sont calés à 180° dans un quatre cylindres quatre temps et à 90° dans un quatre cylindres deux temps ; les quatre combustions ayant lieu dans ce dernier cas pour un tour de manivelle. Nous avons donc pour le calage des manivelles :

Diesel 2 cyl. : 4 temps : manivelles à 360° ; 2 temps ; manivelles à 180°							
— 3 —	4 —	—	—	240°	2 —	—	120°
— 4 —	4 —	—	—	180°	2 —	—	90°
— 6 —	4 —	—	—	120°	2 —	—	60°

Les commandes du compresseur et de la pompe à balayage dans les deux temps sont généralement assurées par des coudes disposés à l'une des extrémités du vilebrequin, l'extrémité opposée supportant le volant, ainsi que nous le voyons sur les plans d'ensemble.

Bâti-carter. — Le bâti sert de support aux divers organes du moteur et assure la rigidité et la fixation de l'ensemble (*fig. 18 et 19*).

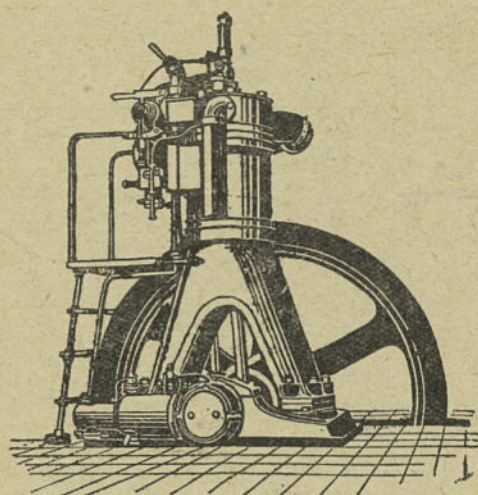


Fig. 18. — Bâti d'un monocylindre.

Le bâti est généralement en fonte ou en acier moulé, ce dernier métal étant plus léger que la fonte à résistance égale.

La partie supérieure du bâti permet la fixation des cylindres ; des cloisons transversales supportent les paliers de l'arbre manivelle, et la paroi inférieure du bâti, généralement constituée par une tôle emboutie, constitue le réservoir d'huile de graissage. Les organes inférieurs du moteur sont donc enfermés dans un carter étanche, les préservant de toute action extérieure (*fig. 8, 10 et 17*).

Un écran ménageant le passage de la bielle, est disposé à la base de chaque cylindre afin d'éviter l'entraînement de l'huile de graissage dans la chambre de combustion, ce qui à la longue encrasserait cette dernière.

De même, pour éviter les pertes de lubrifiant, les paliers extrêmes sont munis de joints avec feutre ou de cannelures ramenant l'huile dans le carter.

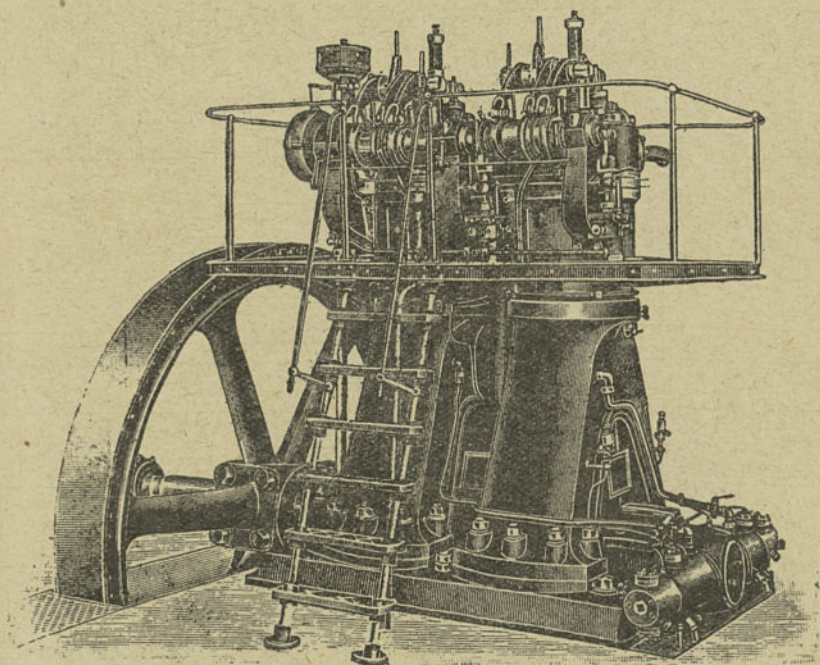


Fig. 19. — Bâti d'un deux cylindres.

Le bâti porte à sa partie inférieure les pattes d'attache assurant la fixation du moteur.

Dispositifs d'injection du combustible. — On rencontre sur les moteurs Diesel deux dispositifs principaux, l'un à injection pneumatique, l'autre à injection mécanique.

Dans le premier cas, une *soupe à combustible*, située sur la culasse, assure l'injection au moyen d'une aiguille commandée, la quantité

de combustible étant envoyée par *une pompe*, à chaque course motrice.
Nous allons examiner en détail ce dispositif.

Soupape à combustible. — La soupape à combustible ou *aiguille d'injection* est essentiellement constituée :

1° Par une *aiguille* A faisant fonction de soupape, commandée mécaniquement par une came et un levier L et rappelée sur son siège par un ressort R (*fig. 20*). Cette aiguille a pour but de doser la quantité de combustible liquide à envoyer dans le cylindre ;

2° Par un *pulvérisateur* P qui entraîne le combustible au moyen d'air comprimé, dont la pression est nécessairement supérieure à celle existant dans le cylindre ;

3° Par un *diffuseur* D dont le rôle consiste à canaliser le jet à la sortie de l'aiguille et à répartir le combustible dans l'ensemble de la capacité constituant la chambre de combustion.

La soupape à combustible se compose extérieurement d'une boîte cylindrique en acier forgé, fixée sur la culasse du cylindre. A sa partie centrale est disposée l'aiguille commandée, coulissant dans un presse-étoupe et reposant sur son siège, en O.

Le combustible est envoyé par la canalisation C tandis que l'air comprimé arrive par une canalisation différente E. Le combustible devant être introduit lorsque le piston atteint le point mort haut de compression, alors que la pression dans le cylindre est d'environ 35 kilogrammes, la pression de l'air comprimé d'insufflation arrivant par E devra être de 45 à 70 kilogrammes par centimètre carré, selon la quantité de combustible à introduire.

On conçoit de ce fait toute l'importance du *presse-étoupe* J, qui devra permettre le déplacement facile de l'aiguille tout en présentant une parfaite étanchéité. On obtient un bon résultat en composant sa garniture de copeaux d'antifriction ou d'un comprimé d'amiante, de dissolution de caoutchouc et de plombagine.

Le *pulvérisateur* P est généralement constitué par un ensemble de chicanes à travers lesquelles passent simultanément le combustible et l'air comprimé. Le pulvérisation doit être aussi parfaite que pos-

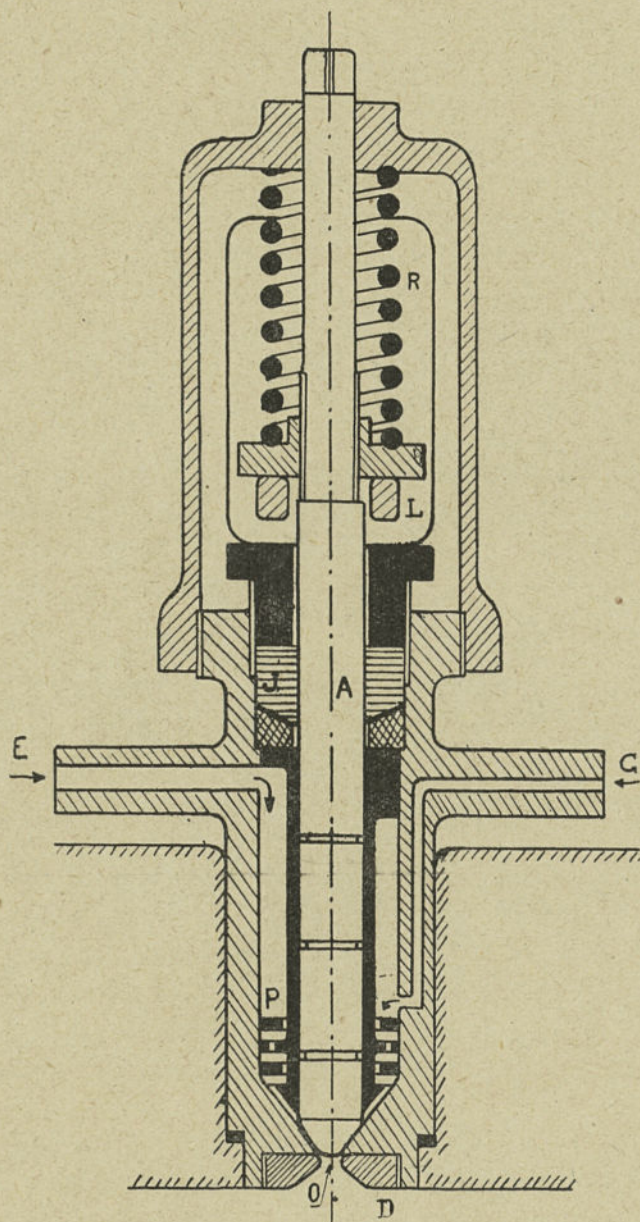


Fig. 20. — Aiguille d'injection.

sible pour obtenir une bonne combustion et éviter les dépôts charbonneux sur les parois du cylindre.

Dans d'autres pulvérisateurs, le combustible liquide est entraîné par différence de pression provoquée par l'air comprimé à travers des canalisations disposées autour de l'aiguille.

Le *diffuseur* peut être constitué par un simple trou placé dans l'axe de l'aiguille (*fig. 21*). Ce dispositif présente la qualité d'un fonctionnement sûr sans risque d'encrassement, mais il a le désavantage de localiser le jet enflammé sur le centre du piston, ce qui en active l'usure et, d'autre part, de ne pas intéresser instantanément toute la capacité du cylindre à la combustion.

Aussi le diffuseur est généralement constitué par un certain nombre de trous inclinés par rapport à l'axe et divergeant vers l'intérieur du cylindre (*fig. 22*). Cette disposition répartit le jet enflammé sur une plus grande surface du piston et répartit le combustible dans l'ensemble du cylindre. Il en résulte une combustion meilleure qui se traduit par une dépense d'air comprimé moindre et par l'emploi

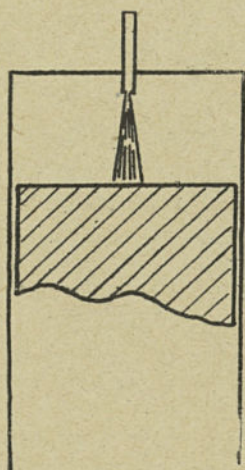


Fig. 21. — Pulvérisateur à jet unique.

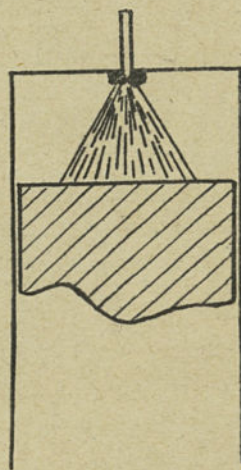


Fig. 22. — Pulvérisateur à plusieurs jets.

d'une compression initiale moins élevée, vis-à-vis du diffuseur à un seul trou.

Ainsi que nous le voyons, l'aiguille d'injection est un organe essen-

tiel et très délicat et doit être entretenue en bon état de propreté et d'étanchéité.

REMARQUE. — Nous avons vu que l'aiguille d'injection devait traverser une garniture étanche et de plus se mouvoir librement de façon à revenir rapidement sur son siège sous l'action du ressort de rappel dès que la came cesse d'agir.

Pour tourner la difficulté, la maison Sulzer enferme entièrement l'aiguille et le levier de commande dans une boîte qui reste constamment soumise à la pression d'air d'injection. Le levier de commande est alors actionné de l'extérieur par un axe animé d'un mouvement de rotation alternatif et dont la garniture est maintenue plus facilement étanche.

Pompes à combustible. — La pompe à combustible est généralement du type à piston plongeur, commandé par excentrique, le piston et le corps de pompe P étant en bronze.

La pompe est munie d'une soupape d'aspiration A dont l'ouverture est réglable et solidaire d'une commande actionnée par le régulateur, et d'une soupape de refoulement R (fig. 23).

La commande de la pompe est prévue de manière que le piston donne une course de refoulement tous les deux tours dans le moteur à quatre temps et une course tous les tours dans le moteur à deux temps. De plus, le refoulement de combustible à l'aiguille doit être terminé avant la fin de la compression dans le cylindre moteur. Le débit de la pompe est de deux fois environ celui qui correspond à la consommation à pleine puissance.

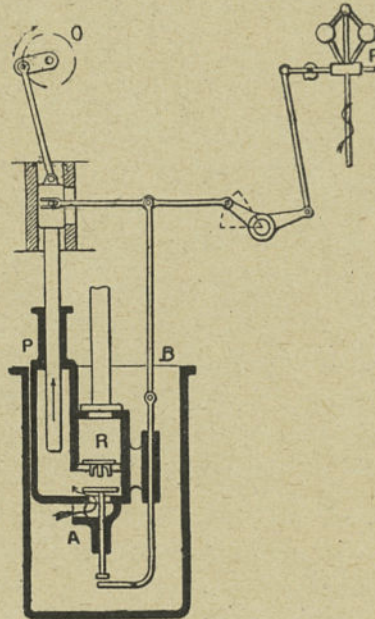


Fig. 23. — Pompe à combustible.

Le régulateur R agit directement sur le débit de la pompe et règle la quantité de combustible en maintenant la soupape d'aspiration soulevée par l'intermédiaire de la tige B pendant une durée variable, durant la course de refoulement. On réalise ainsi un réglage qualitatif qui permet des consommations réduites pour la marche du moteur à faible puissance.

Dans le but d'obtenir l'alimentation régulière du moteur, on emploie une pompe à combustible par cylindre. On constate en effet que dans le cas d'une seule pompe pour plusieurs cylindres, il est très difficile d'obtenir une égale répartition du combustible autour des aiguilles et que le premier et le dernier cylindre qui se trouvent sur la conduite de refoulement en reçoivent une plus grande quantité que les cylindres intermédiaires. Cet excès de combustible a pour inconvénient de provoquer dans le cylindre une température excessive, à pleine charge, et peut amener le grippage du piston.

D'autre part l'emploi d'une pompe par cylindre permet d'effectuer, une fois pour toutes, un réglage précis du débit ; le réglage variable par régulateur est identique pour chaque pompe, les commandes étant solidaires d'un même axe de manœuvre.

Un dispositif permettant de mettre l'aspiration en communication avec le refoulement est en outre prévu sur chaque pompe dans le cas où il devient nécessaire d'immobiliser un cylindre sans arrêter le moteur, ce qui peut se produire, ainsi que nous le verrons plus loin, par suite du mauvais fonctionnement de l'aiguille d'injection.

Une vis de vidange est prévue sur chaque pompe pour évacuer l'eau qui peut se trouver mélangée au combustible.

Ainsi que nous le voyons, la pompe à combustible est un organe primordial et délicat, attendu qu'elle doit fonctionner à la pression très élevée demandée pour l'injection (40 à 60 kg/cm²).

Sa construction, ainsi d'ailleurs que celle de l'aiguille d'injection, demande tous les soins du constructeur, et leur entretien, ainsi que nous le verrons par la suite, toute l'attention du mécanicien conducteur.

REMARQUE. — Nous verrons, à l'étude des moteurs semi-Diesel, que le réglage de la pompe à combustible s'obtient simplement en faisant varier la course du piston. Mais ici, où la pompe doit vaincre

une pression élevée, on maintient constante la course du piston, car la moindre bulle d'air dans le cylindre de la pompe empêcherait la soupape de refoulement de se soulever.

Compresseur d'air. — Le compresseur d'air, généralement actionné par le moteur, a pour but essentiel de fournir l'air comprimé nécessaire à l'insufflation et à la pulvérisation du combustible dans le cylindre. En outre il sert au remplissage des bouteilles pour le lancement du moteur et peut être utilisé pour des commandes à l'air comprimé par servo-moteurs.

La pression de l'air d'insufflation doit être au moins de 45 kilogrammes, puisque nous avons dans le cylindre une pression voisine de 35 kilogrammes. Il est donc nécessaire d'avoir un compresseur pouvant fournir l'air comprimé à 60 ou 80 kilogrammes de pression et d'un débit par cycle correspondant au dixième du volume des cylindres.

D'autre part, la compression de l'air à une pression aussi élevée effectuée dans un seul cylindre et en une seule phase, aurait l'inconvénient de provoquer un échauffement considérable correspondant à 800° environ pour 80 kilogrammes ; température inadmissible qui aurait, entre autres inconvénients, celui de brûler le combustible avant son introduction dans le cylindre.

On est donc obligé d'effectuer la compression de l'air dans plusieurs cylindres et en plusieurs phases, trois en général, et de refroidir l'air comprimé entre chaque phase. On utilise alors des compresseurs à plusieurs étages, comprenant en général trois cylindres superposés ; ou quatre cylindres fixes disposés en étoile à 90° les uns des autres, dont les diamètres vont en diminuant, le plus faible correspondant à la plus haute pression. Ce compresseur, du type *Reavel* (fig. 24), comprend deux cylindres opposés constituant la phase basse pression, et le dernier cylindre, la phase haute pression. Dans les trois phases, l'air comprimé qui atteint successivement : 3½ kilogrammes, 15 à 20 kilogrammes et 60 à 80 kilogrammes, passe d'un cylindre au suivant à l'aide de serpentins refroidis extérieurement par une circulation d'eau.

Dans le moteur représenté par les figures 10 et 29 par exemple,

nous avons un type de compresseur à deux étages, à cylindres et pistons superposés, muni d'un serpentin pour le refroidissement de l'air comprimé.

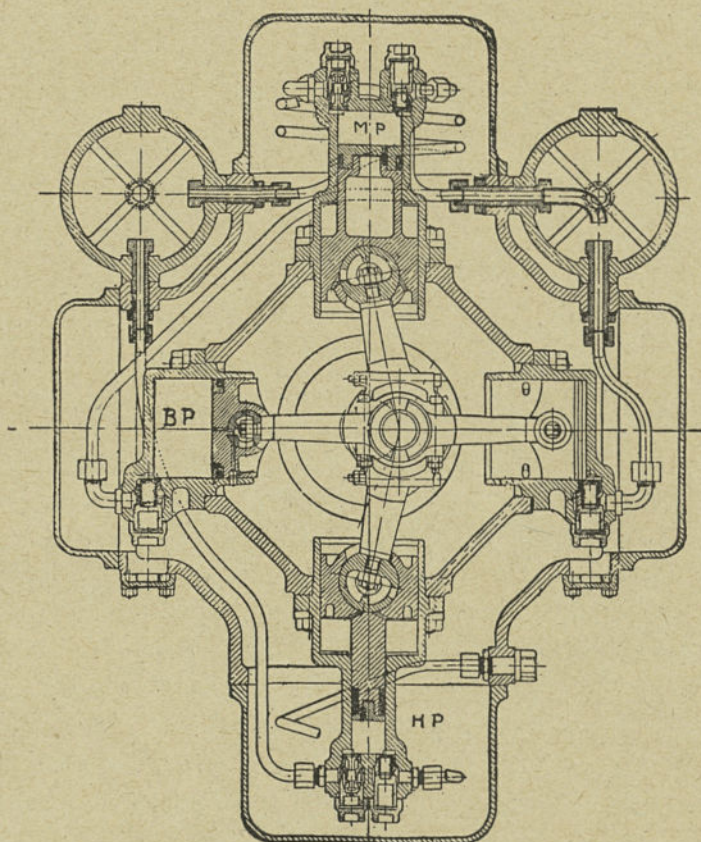


Fig. 24. — Compresseur Reavel.

Dans les deux temps, la pompe de balayage peut être utilisée comme cylindre basse pression.

Par mesure de sécurité, on prévoit généralement, sur les enveloppes des cylindres et réfrigérants du compresseur, des joints très minces pouvant se déchirer en cas de fuite d'air comprimé dans les enveloppes, afin d'éviter l'éclatement de ces enveloppes qui ne sont pas prévues pour supporter des pressions aussi élevées.

Le débit d'air comprimé nécessaire à l'insufflation et à la pulvérisation du combustible est environ 10 % du volume d'un cylindre, par cylindre et par cycle.

Injecteur mécanique. — Dans le but de supprimer le compresseur d'air, on a cherché à injecter et à pulvériser le combustible au moyen d'une pompe et d'un organe régulateur intermédiaire entre la pompe et l'injecteur, sans le secours d'air comprimé.

La pompe fournit dans ce cas une pression de 150 kilogrammes environ et le régulateur est constitué, par exemple, par une cloche à air, jouant le rôle de pulsateur et complétée par un clapet de retenue.

Le liquide combustible arrivant avec une forte pression, pénètre dans la chambre de combustion avec une grande vitesse et sous forme de jets très fins qui se répartissent en vésicules très petites immédiatement enflammées dans l'air surchauffé.

La soupape d'injection se réduit à une simple aiguille obturant le diffuseur.

L'injecteur mécanique a sur le précédent l'avantage de supprimer le compresseur, les bouteilles d'air d'insufflation et les canalisations correspondantes; le rendement du moteur est meilleur par suite de la suppression du travail absorbé par le compresseur.

On reproche néanmoins à l'injecteur mécanique une mauvaise pulvérisation du combustible, plus difficile à obtenir avec ce procédé qu'avec l'air comprimé. Mais les nombreux moteurs qui fonctionnent avec ce système indiquent que des solutions satisfaisantes ont été réalisées.

Soupapes de sûreté. — Des soupapes de sûreté sont disposées sur la culasse de certains moteurs et attirent l'attention du conducteur lorsque des surpressions se produisent dans un cylindre. Ces soupapes, tarées à 50 kilogrammes environ, peuvent être constituées par un cylindre dans lequel un piston maintenu par un ressort fait fonction de clapet.

Canalisation reliant la pompe à combustible à l'aiguille.

— Pour éviter que l'air comprimé envoyé à l'aiguille d'injection puisse parvenir à la pompe et par suite la désamorcer, on dispose sur la canalisation deux clapets de retenue, l'un à l'arrivée de l'aiguille et l'autre à la sortie de la pompe.

Ces clapets sont indispensables pour assurer le bon fonctionnement de la pompe.



CHAPITRE IV

ÉTUDE DYNAMIQUE DU MOTEUR

Couple moteur. — Le couple moteur est l'impulsion moyenne donnée à l'arbre manivelle par l'effort provoqué par la combustion, durant un tour de l'arbre moteur. Si nous représentons schématiquement le moteur par la figure 25, nous pourrions remplacer les pressions agissant sur la face supérieure du piston, et dues à la combustion du liquide injecté en fin de compression, par une force résultante F dirigée suivant l'axe du piston et appliquée à son centre. Nous pouvons considérer la force F comme appliquée au pied de la bielle en A et à un instant donné de la course descendante motrice du piston, ses composantes sont :

1° F_1 dirigée suivant l'axe de la bielle et appliquée au bras de la manivelle ;

2° F_2 , dirigée perpendiculairement à l'axe du cylindre, force qui applique le piston contre la paroi du cylindre et qui provoque l'ovalisation de ce dernier.

La force F_2 est donc une force nuisible dont la valeur est d'autant plus grande que la bielle est courte. Aussi, dans le but de soustraire

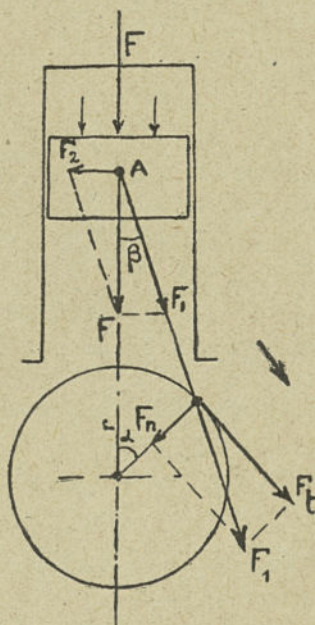


Fig. 25. — Couple moteur.

le cylindre à ses effets, on guide le piston, au moyen d'une glissière dans les moteurs Diesel de grosse puissance. Nous voyons dans ce cas que la force F_2 appliquée à l'articulation de la glissière, n'intéresse plus le cylindre (fig. 26).

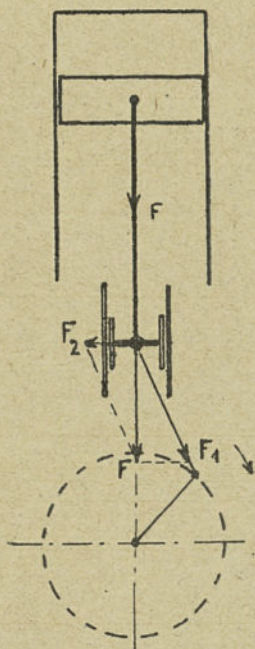


Fig.26.— Guidage du piston.

Si maintenant nous décomposons la force F_1 (fig. 25) appliquée à l'arbre manivelle, en deux forces rectangulaires suivant le bras de la manivelle et la tangente au cercle décrit par le maneton, nous obtenons :

3° F_t , *force d'impulsion utile*, qui entraîne la manivelle dans le sens de rotation indiqué par la flèche.

Cette force F_t est appelée *force tangentielle* et le *couple moteur* à un instant donné est le produit de la force tangentielle par la longueur du bras de la manivelle, pour le cylindre considéré. Ce couple moteur : $C = F_t \times r$ suit donc les mêmes variations que la force tangentielle et est nul aux points morts haut et bas du piston.

Enfin nous avons :

4° F_n , *force radiale*, qui est une force nuisible annulée par la réaction des paliers supportant l'arbre manivelle.

Régulation du couple moteur. — D'après ce que nous venons de voir, si nous considérons le diagramme représentatif du couple moteur d'un monocylindre quatre temps (fig. 27) obtenu en portant en ordonnées les valeurs algébriques du couple et en abscisses les angles de rotation de l'arbre manivelle, nous constatons que nous avons un couple négatif pendant trois temps sur quatre, dans le cas du cycle à *quatre temps*. D'où la nécessité de munir le moteur d'un volant important.

Si maintenant nous considérons la courbe représentative du couple moteur résultant dans un moteur quatre cylindres à quatre temps,

ayant les bras de manivelle calés à 180° nous constatons un couple moteur beaucoup plus régulier sur les deux tours, par suite du temps moteur à chaque demi-tour (fig. 28). L'aire des surfaces hachurées

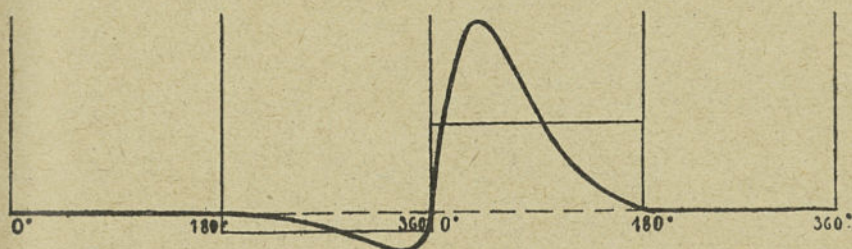


Fig. 27. — Couple d'un moteur à un cylindre.

situées au-dessus du couple moyen, représente à l'échelle déterminée le travail que le volant doit emmagasiner à chaque tour.

Pour les moteurs à *deux temps* où nous avons une explosion par tour et par cylindre, le couple moteur sera deux fois plus régulier

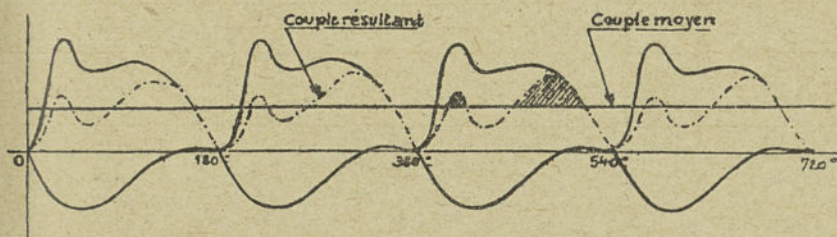


Fig. 28. — Couple d'un moteur à quatre cylindres.

que pour un quatre temps, à nombre de cylindres égal. Cet avantage est important et fait donner la préférence aux moteurs à deux temps pour l'entraînement des machines électriques en particulier, qui doivent présenter une grande régularité de marche.

Valeur du couple moyen. — Si nous désignons par C_m le couple moteur moyen, par \mathcal{P}_e la puissance effective en chevaux et par ω , la vitesse angulaire de l'arbre moteur, nous avons la relation :

$$\mathcal{P}_e = \frac{C_m \times \omega}{75},$$

d'où nous tirons :

$$C_m = \frac{\mathcal{T}_e \times 75}{\omega};$$

comme d'autre part : $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, N étant le nombre de tours par minute, nous avons finalement la relation :

$$C_m = \frac{\mathcal{T}_e \times 75 \times 60}{2\pi N} \text{ mètres/kilogrammes.}$$

Ce couple moteur moyen est différent du couple moteur à un instant donné : $C = F_t \times r$ que nous avons envisagé précédemment et qui est maximum lorsque la force tangentielle F_t est elle-même maximum. C'est ce dernier couple, qui, en particulier, provoque l'effort de torsion dans les tourillons de l'arbre manivelle.

Volant. — Nous venons de voir à l'étude du couple moteur que la force tangentielle appliquée à la manivelle donne un travail positif, seulement au temps d'explosion. Pour réaliser les trois autres courses du piston, dans le cas du cycle à quatre temps, et aussi pour régulariser le mouvement circulaire de l'arbre manivelle, on place sur ce dernier un volant, qui recueille la puissance fournie par le piston au temps d'explosion, en rend, en vertu de son inertie, une partie au moteur pour la réalisation du cycle et conserve l'autre partie, de beaucoup la plus importante, pour une utilisation pratique, extérieure au moteur. -

Pour un moteur à un seul cylindre, d'une puissance élevée, nous aurons donc un volant très lourd. Mais en augmentant le nombre des cylindres du moteur, on régularise le couple moteur, ainsi que nous l'avons déjà vu, et on diminue l'importance du volant.

L'utilisation du cycle à deux temps est à ce sujet intéressante, car elle permet d'obtenir un couple beaucoup plus régulier et un volant de poids moindre que pour le cycle à quatre temps, à puissance égale.

Le volant est généralement en fonte et en deux parties assemblées pour les gros moteurs.

Équilibrage. — Les variations de vitesse dans le mouvement rectiligne alternatif, comme dans le mouvement circulaire, font naître dans les organes mobiles d'un moteur : pistons, bielles, arbre manivelle, etc., des forces, dont les actions se superposent aux forces d'impulsion et qui sont la manifestation de l'inertie des pièces en mouvement.

Prenons un exemple : pour faire remonter le piston dans le cylindre quand il arrive à fond de course descendante, il faut annuler son élan qui tend à se conserver. Puis, quand on a obtenu l'arrêt du piston, on constate qu'il faut, pour le faire repartir, une force égale à celle qu'il fallait pour l'arrêter.

Cette force est d'autant plus grande que la masse du piston et sa vitesse sont elles-mêmes plus grandes.

Ces effets de l'inertie, lorsqu'ils ne sont pas annulés, entraînent des vibrations, des trépidations et par suite des ruptures d'assemblages et une usure plus grande.

L'équilibrage d'un moteur a donc pour but d'annuler ou tout au moins de réduire autant que possible ces forces d'inertie, en donnant aux pièces en mouvement un poids minimum, et en régularisant le couple moteur par l'augmentation du nombre de cylindres.

En outre on déterminera la forme des organes mobiles de manière que les forces s'équilibrent mutuellement et on prévoiera, s'il y a lieu, des pièces supplémentaires ou contrepoids, donnant des forces d'inertie propres, égales et de sens contraire à celles que l'on veut annuler.

Il sera ainsi très facile d'équilibrer les forces d'inertie centrifuges, de l'arbre manivelle en particulier, en disposant à l'opposé du bras de la manivelle une masse telle que le centre de gravité de l'ensemble soit sur l'axe de l'arbre.

Pour annuler les forces d'inertie alternatives, il sera nécessaire d'opposer d'autres forces d'inertie également alternatives, ce qui pourra être réalisé en partie dans les moteurs monocylindres par les machines auxiliaires à mouvement alternatif, en particulier le compresseur d'air, et dans les moteurs polycylindres, par l'ensemble des cylindres.

Pratiquement le moteur à six cylindres en ligne est complètement équilibré, au point de vue des forces d'inertie centrifuges et alternatives, par ses propres organes, à la condition d'être symétrique par rapport au plan médian du moteur et de présenter un ensemble rigide.

CHAPITRE V

DISTRIBUTION

La distribution a pour but d'assurer les diverses phases du cycle, c'est-à-dire de donner au moteur au moment voulu et en quantité convenable l'air et le combustible nécessaires à son fonctionnement et à assurer l'évacuation des gaz brûlés lorsqu'ils ont fourni leur travail.

Pour remplir cette fonction, nous avons déjà vu que le moteur Diesel était muni de deux soupapes : une d'aspiration et une d'échap-

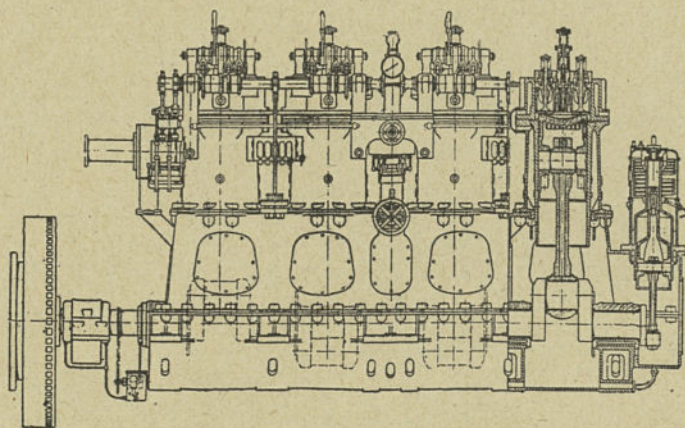


Fig. 29. — Distribution moteur à quatre temps.

pement dans le cas du cycle à quatre temps (*fig. 29*) ; ou de lumières assurant la distribution dans le cas du cycle à deux temps. En outre, une aiguille d'injection de combustible est indispensable dans les deux cas.

Les *soupapes*, généralement en acier dur au nickel-chrome, s'ouvrent vers l'intérieur du cylindre de façon à ce que la pression agissant sur leur surface assure leur étanchéité. Un refroidissement par circulation d'eau est au moins prévu pour la soupape d'échappement, pour éviter un échauffement exagéré au contact des gaz évacués.

Les *sièges*, en fonte douce ou en acier fondu, sont rapportés afin de permettre leur remplacement après usure.

L'*arbre à cames*, disposé généralement à la partie supérieure du moteur, latéralement à la ligne des cylindres, est commandé par pignons d'angles tournant dans un bain d'huile. Les cames sont en acier, cimenté et trempé, puis rectifié; elles commandent les soupapes à l'aide de leviers à galets, rappelés par des ressorts.

Il y a lieu de remarquer que l'ouverture des soupapes se fait de haut en bas, tandis que l'ouverture de l'aiguille est commandée de bas en haut.

Dans le moteur à quatre temps, la came devant produire une levée de soupape pour deux tours du moteur, la réduction de vitesse de l'arbre à cames sera de un demi; tandis qu'il devra tourner à la même vitesse que l'arbre moteur pour le cycle à deux temps.

Réglage de la distribution pour le cycle à quatre temps. —

Théoriquement l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement devraient avoir lieu aux points morts correspondants du piston; mais pratiquement, il n'en est pas ainsi, car il faut tenir compte de l'inertie acquise des gaz et on est amené à réaliser le réglage suivant :

<i>Soupape d'aspiration</i>	{	avance à l'ouverture.....	4 à 8°
		retard à la fermeture.....	6 à 10°
<i>Soupape d'échappement</i>	{	avance à l'ouverture.....	15 à 25°
		retard à la fermeture.....	10 à 18°
<i>Aiguille d'injection</i>	{	avance à l'ouverture.....	3 à 4°
		fermeture : 30 à 35° après le point mort haut.	

Un réglage moyen est indiqué par le graphique (*fig. 30*).

L'avance à l'ouverture pour la soupape d'aspiration avant l'arrivée

du piston au point mort haut est prévue, afin de n'avoir aucun retard pour l'introduction de l'air frais dans le cylindre. *Le retard à la fermeture de la soupape d'aspiration*, après le point mort bas du piston a pour but de donner un meilleur remplissage du cylindre. En effet, aux environs des points morts, la vitesse du piston est insignifiante ; au contraire, la vitesse d'aspiration de l'air est très élevée et son énergie cinétique est telle qu'il a tendance à venir se tasser contre le piston qui remonte.

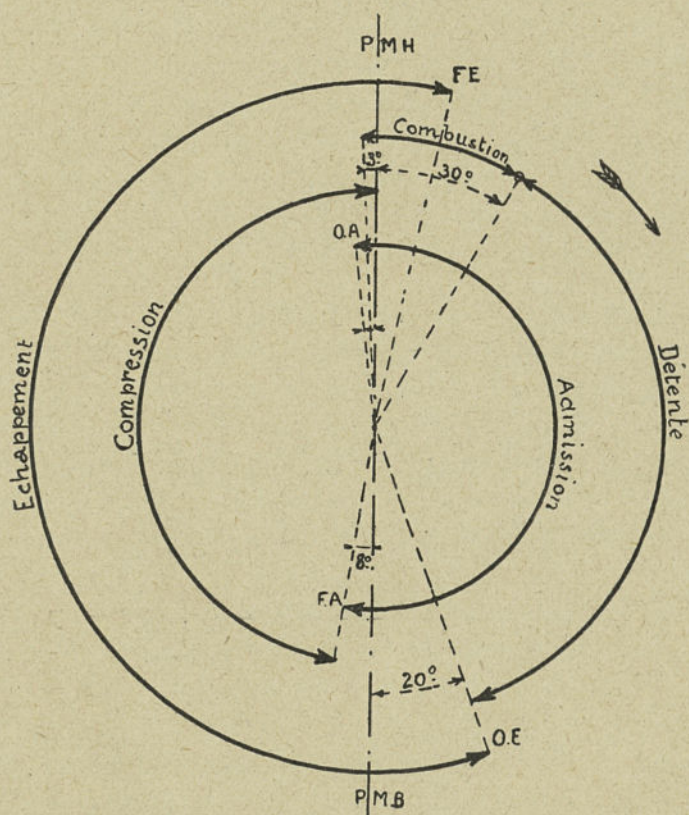


Fig. 30. — Epure de réglage pour un quatre temps.

L'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement évite la contre-pression des gaz brûlés à l'évacuation. En effet, si l'on ouvrait la soupape d'échappement exactement au point mort bas, les gaz n'au-

raient pas une issue suffisante pour s'échapper et, comme leur pression serait encore élevée, le piston aurait à vaincre, en remontant, une compression non négligeable, qui se traduirait par un travail nuisible.

Le retard à la fermeture de la soupape d'échappement après le point mort haut du piston permet une évacuation plus complète des gaz brûlés, en vertu de l'énergie cinétique acquise par ces gaz et qui se conserve alors que le piston redescend.

L'avance réalisée pour la commande d'ouverture de l'aiguille d'injection correspondant à un angle de 3 à 4° est seulement prévue pour tenir compte de l'inertie des pièces mécaniques et de la durée de levée de l'aiguille, de façon à provoquer l'injection du combustible exactement *au point mort* haut de compression. La fermeture de l'aiguille, qui reste ouverte pendant le temps de la combustion, a lieu ainsi que nous venons de le voir, 30 à 35° après le même point mort haut, ce qui correspond environ à 12 ou 15% de la course.

Réglage de la distribution pour le cycle à deux temps. —

Le réglage de l'aiguille est le même pour les moteurs à deux temps que celui que nous venons d'examiner pour les quatre temps.

Dans les moteurs à deux temps, nous avons déjà vu que la distribution pouvait être réalisée par le piston même du moteur, faisant fonction de tiroir, et découvrant aux environs du point mort bas des lumières correspondant à la pompe de balayage et au collecteur d'échappement.

Cette disposition, relativement simple, présente l'inconvénient de n'utiliser qu'une partie de la course réelle du piston.

En effet, pour éviter que les gaz enflammés pénètrent dans le collecteur de la pompe de balayage à la fin de détente, il est nécessaire de prévoir les lumières d'échappement plus hautes que celles de balayage. D'où, au moment de la compression, alors que le piston ferme les lumières de balayage, celles d'échappement restent en partie ouvertes et permettent l'évacuation d'une partie de l'air frais préalablement introduit.

Tout se passe donc comme si le piston n'avait qu'une course correspondante à la distance comprise entre le point mort haut et la

partie supérieure des lumières d'échappement, l'air dans le cylindre étant à la pression atmosphérique.

Pour éviter cette perte de rendement, on supprime les lumières de balayage et on les remplace par une soupape disposée sur la culasse du cylindre, commandée au moyen d'une came. Cette soupape s'ouvre environ 40° avant le point mort bas et se ferme environ 80° après. La

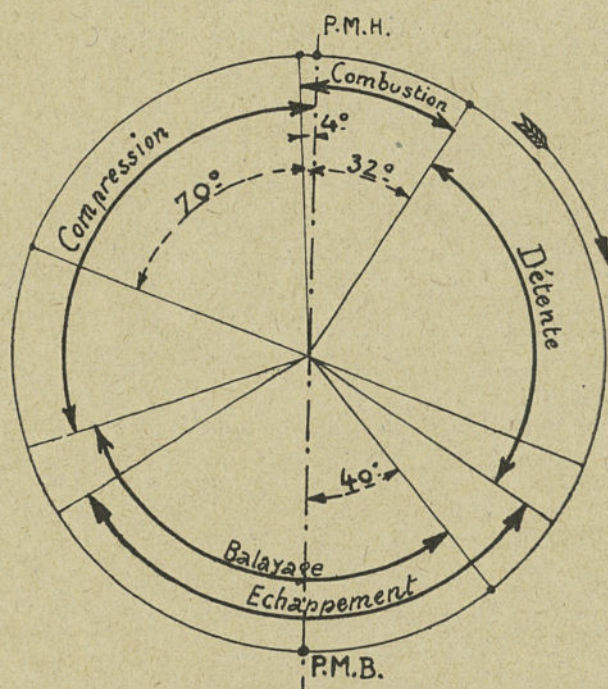


Fig. 31. — Epure de réglage pour un deux temps.

course réelle du piston correspond à 70 % environ de la course totale, mais ici la pression initiale de l'air contenu dans le cylindre correspond à la pression de balayage, soit 1 kg, 300, au lieu d'être à la pression atmosphérique. Nous avons dès lors un coefficient de remplissage correspondant à $1,3 \times 0,70 = 0,91$ de la cylindrée totale, sensiblement équivalent au remplissage d'un cylindre de quatre temps.

Les soupapes de balayage sont souvent au nombre de deux par cylindre pour éviter une soupape unique de dimensions élevées.

Les soupapes de balayage doivent être parfaitement étanches, afin d'éviter l'introduction des gaz de combustion dans le collecteur de balayage.

La hauteur des lumières d'échappement correspond à 22 % environ de la course réelle du piston à partir du point mort bas et la fermeture des soupapes de balayage a lieu à une distance correspondante de 30 % de la course également à partir du point mort bas.

Le graphique de réglage d'un moteur deux temps suivant les indications ci-dessus est indiqué par la figure 31.

REMARQUE. — Pour éviter de placer les soupapes de balayage sur la culasse, ce qui amoindrit sa solidité, la maison Sulzer fait communiquer les lumières de balayage placées au bas du cylindre à un conduit latéral fermé par une soupape, qui ne s'ouvre qu'au moment où le piston remonte et ferme les lumières d'échappement. De même, c'est le piston qui dans ce cas ferme les lumières de balayage et la fermeture de la soupape a lieu après cette obturation, par exemple 70° avant l'injection de combustible (*fig. 31*). Le cylindre est ainsi rempli d'air à la pression de balayage.

CHAPITRE VI

REFROIDISSEMENT

La combustion du mélange gazeux développe dans le cylindre une température voisine de 1.500° et les gaz brûlés au moment de l'échappement ont encore une température de 500° environ.

Cette température élevée échaufferait les organes métalliques du moteur et décomposerait l'huile employée au graissage si on n'abaissait pas la température des parois en refroidissant le cylindre et sa culasse, ainsi que le piston, dans les gros moteurs, à l'aide d'une circulation d'eau.

Cette circulation est réalisée au moyen d'une pompe à engrenages ou à pistons, qui aspire l'eau destinée au refroidissement et la refoule dans un collecteur longitudinal au moteur.

De ce collecteur partent des canalisations dont le débit est réglable à l'aide de robinets et qui alimentent les cylindres et le compresseur d'air.

L'eau circule dans les chemises des cylindres, passe ensuite dans les culasses et dans les enveloppes des soupapes d'échappement, puis est évacuée le plus souvent dans une chemise entourant le collecteur d'échappement des gaz brûlés.

Les robinets placés sur les canalisations permettent de régler leur débit de façon que la température de l'eau ne dépasse pas 60° .

Le refroidissement du piston par circulation d'eau est assez délicat à réaliser du fait du mouvement alternatif du piston. Il est nécessaire d'employer des tuyautages mobiles, formant trombone (*fig. 32*), qui

entraînent des joints dont l'étanchéité doit être parfaite, lorsqu'ils sont placés à l'intérieur du moteur. Sinon l'eau de circulation provenant de fuites aux presses-étoupes, tombe dans le fond du carter et se mélange à l'huile de graissage, ce qui présente l'inconvénient, avec l'eau de mer, de former un mélange pâteux qui risque de ne plus circuler à travers les lumières de graissage. Il y a donc intérêt à employer de l'eau douce, dans tous les cas, pour le refroidissement du piston, et de n'utiliser qu'une faible pression de circulation.

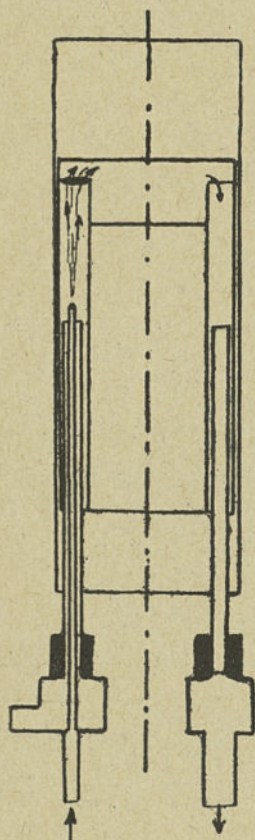


Fig. 32.
Refroidissement des pistons.

On peut également employer une circulation d'huile pour refroidir le fond du piston, ce qui évite les inconvénients de mélange ; mais d'autre part il est nécessaire de refroidir l'huile et de prévoir un débit plus grand qu'avec l'eau, sa chaleur spécifique étant plus faible.

La consommation totale d'eau de refroidissement pour un moteur Diesel est d'environ 15 à 25 litres par cheval-heure pour les grosses puissances et 20 à 30 litres pour les petites. L'eau peut être réutilisée après refroidissement. Dans le cas des moteurs fonctionnant à bord des navires, l'eau est directement puisée à la rivière ou à la mer à l'aide d'une crépine et d'un filtre.

CHAPITRE VII

GRAISSAGE

Nous savons que le rôle essentiel du lubrifiant est d'assurer le graissage continu des surfaces du moteur glissant l'une sur l'autre : pistons et cylindres, arbres et portées, cames et galets, etc..., afin de réduire les pertes de puissance par frottement, de diminuer l'usure et d'éviter le grippage de ces organes.

A cet effet, le graissage des moteurs Diesel s'effectue généralement :

1° *Sous pression*, pour les paliers placés à l'intérieur du carter et pour les têtes et pieds de bielles ;

2° Par *projection* ou *par pompe spéciale* pour l'intérieur du cylindre ;

3° Par *graisseurs fixes* ou *à la main* pour les organes et mécanismes extérieurs au carter.

Fonctionnement du graissage. — L'huile est puisée dans le fond du carter à l'aide d'une pompe à huile, généralement à engrenages, munie d'un filtre et d'un clapet de retenue, évitant le désamorçage à l'arrêt du moteur. L'huile est ensuite envoyée dans une canalisation longitudinale comportant une dérivation au droit de chaque palier, ce qui permet le graissage des coussinets de l'arbre moteur. Les coussinets sont munis de pattes d'araignées assurant la répartition sur l'ensemble du tourillon.

L'huile, qui est sous pression, à l'intérieur de l'arbre moteur, débouche à l'aide d'orifices au droit de chaque tête de bielle qu'elle lubrifie, puis chemine à l'intérieur de la bielle qui est creuse, pour venir graisser le pied de bielle. L'excédent d'huile retombe dans le carter et est repris par la pompe pour servir de nouveau à la lubrification du moteur.

Les cylindres et pistons sont généralement lubrifiés par l'huile projetée sur leurs parois par la tête de bielle. Lorsque le moteur comporte des pistons à tiges et glissières, le graissage est assuré par une

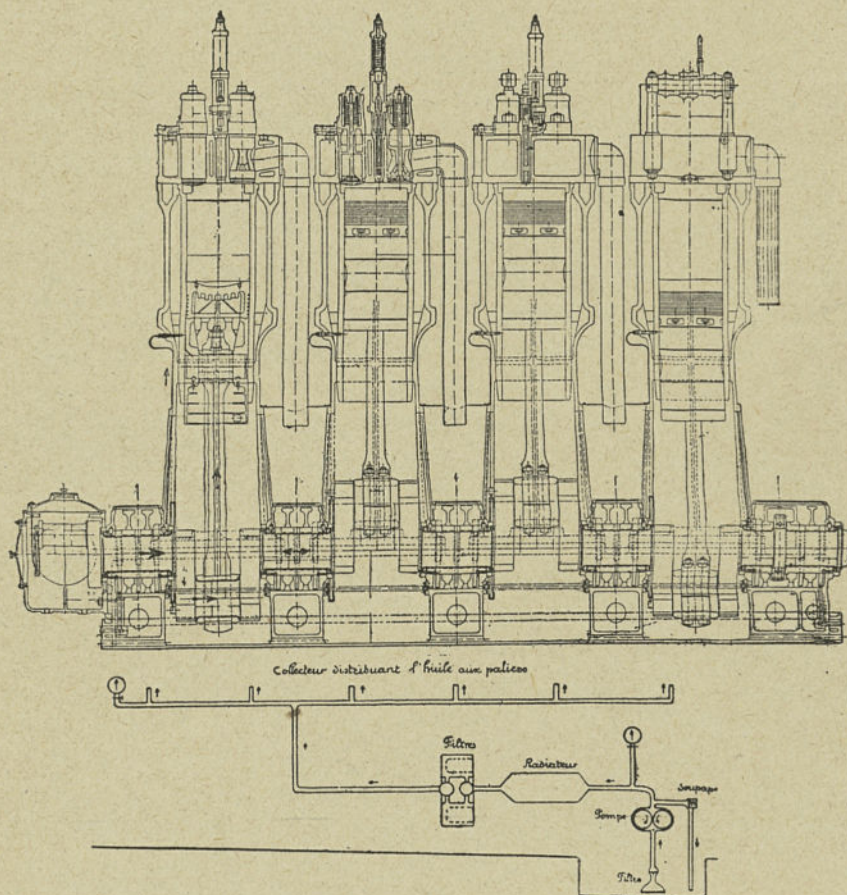


Fig. 33. — Schéma de circulation d'huile.

pompe spéciale qui envoie l'huile à la partie inférieure du cylindre.

Les articulations extérieures : engrenages, cames, paliers divers, sont munies de graisseurs fixes, ou lubrifiées à la main. Nous avons déjà vu que les engrenages, et en particulier ceux de distribution, étaient enfermés de préférence dans un carter où leur graissage avait lieu par barbotage.

La pression de refoulement de l'huile est d'environ 2 à 3 kilogrammes et un ou plusieurs manomètres branchés sur les conduites principales permettent au mécanicien de se rendre compte du bon fonctionnement du graissage.

Le *refroidissement* de l'huile est nécessaire pour les gros moteurs à allure rapide et un appareil réfrigérant est dans ce cas disposé sur le circuit de graissage à la sortie de la pompe. Cet appareil est constitué par un faisceau de tubes d'assez gros diamètre, 15 à 20 millimètres, dans lesquels l'huile circule, les tubes étant refroidis extérieurement par la circulation d'eau du moteur.

La température de l'huile ne doit pas dépasser 60°, sans quoi elle risque d'être décomposée et de ne plus remplir son rôle de lubrifiant. Un thermomètre à distance permet en général de contrôler cette température.

Un *filtre* à large section est prévu à la sortie de la pompe ou du système réfrigérant, de façon à arrêter les impuretés que peut contenir l'huile. Les filtres sont souvent prévus en double de façon à permettre le nettoyage même en marche du moteur.

Une *soupape de sûreté*, soupape de décharge ordinaire, est disposée en dérivation sur le refoulement de la pompe et permet à l'huile de retomber dans le carter quand la pression dépasse celle admise pour le graissage.

Le schéma, figure 33, donne un ensemble de la circulation d'huile.

La *consommation* d'huile de graissage est d'environ 10 grammes par cheval-heure ; un niveau en communication avec le carter indique la quantité d'huile en réserve.

Les *huiles minérales* sont employées pour le graissage, car leur viscosité et leur point d'inflammation sont supérieurs aux huiles végétales et animales, impropres pour une bonne lubrification.

CHAPITRE VIII

ÉCHAPPEMENT

Les gaz, à la sortie du cylindre, sont très dilatés et sortent à une température de 350 à 450°. De plus, par suite du faible orifice de sortie et sous l'action de la pression exercée par le piston en remontant, les gaz d'échappement possèdent au moment de leur évacuation une vitesse voisine de 200 mètres par seconde, qui occasionne un choc sur l'air ambiant et donne naissance au bruit caractéristique des moteurs à échappement libre.

Pour éviter ce bruit désagréable et la contre-pression qui en résulte on munit le moteur d'un silencieux calculé de façon à détendre progressivement la masse gazeuse en se rapprochant d'un écoulement continu des gaz. La capacité de la chambre d'échappement doit être largement prévue, en particulier dans les deux temps, de façon à ce que l'évacuation des gaz brûlés se fasse avec le moins de résistance possible pour obtenir un meilleur balayage.

De même on peut refroidir les gaz d'échappement au moyen d'une injection d'eau, ou mieux par circulation d'eau autour du tuyau d'échappement, ce qui a l'avantage de diminuer le bruit.

Les gaz d'échappement doivent présenter à leur sortie une couleur incolore ; car l'échappement de couleur bleue indique une combustion incomplète et l'échappement de couleur noire, une mauvaise combustion et perte de combustible.

CHAPITRE IX

BALAYAGE DANS LES MOTEURS A DEUX TEMPS

Nous avons vu à l'étude du moteur deux temps, qu'il était nécessaire, en fin de détente, de chasser les gaz brûlés et de remplir le cylindre d'air frais. Cette opération s'effectue à l'aide d'une *pompe de balayage* pouvant donner un grand débit d'air sous faible pression. L'air est envoyé dans le cylindre par une série de lumières placées vers le bas et découvertes par le piston, ou par une soupape commandée, placée sur la culasse.

Cet air est fourni par une pompe aspirante et foulante à la pression de 0 kg, 200 à 0 kg, 300 au-dessus de la pression atmosphérique. Il n'y a pas intérêt à employer une pression plus élevée, car l'air de balayage doit agir comme un piston chassant devant lui les gaz brûlés, et risquerait de passer simplement au travers de leur masse si on élevait sa pression au-dessus des chiffres ci-dessus.

Dans les premiers moteurs Diesel, la *pompe de balayage* était constituée par un ensemble cylindre et piston, superposés au cylindre moteur, les pistons étant solidaires d'une même tige. La pompe était aspirante et foulante et la distribution de l'air était assurée à l'aide de clapets automatiques constitués par des lames d'acier.

Cette disposition présente l'avantage de grouper les organes du moteur et d'assurer le guidage du piston principal (*fig. 34*). Mais, d'autre part, elle complique la construction du cylindre et la proximité du corps de pompe avec le cylindre moteur entraîne, par conductibilité, une élévation de température de l'air de balayage et la nécessité de le refroidir à la sortie de la pompe, d'où complication.

Aussi on préfère en général utiliser une pompe de balayage séparée,

le plus souvent placée dans l'axe du moteur et commandée par l'arbre manivelle (fig. 9.).

La pompe est aspirante et foulante, à double effet, et la distribution de l'air est assurée par des clapets d'aspiration et de refoulement automatiques, ou par tiroirs commandés.

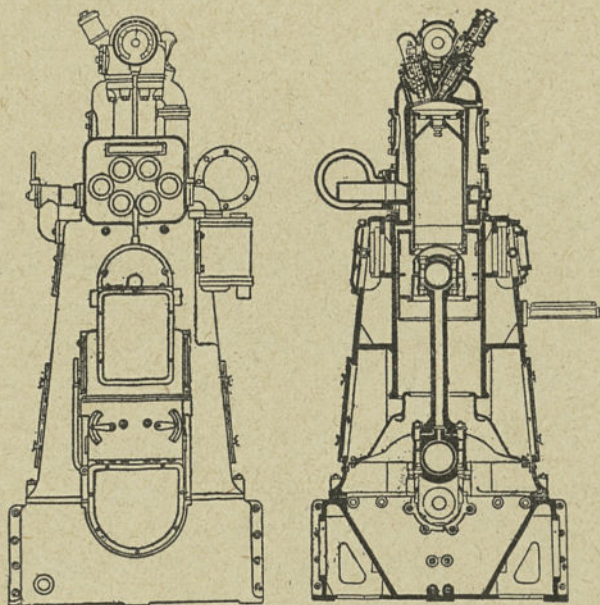


Fig. 34. — Moteur Diesel à pistons différentiels.

La pompe de balayage peut être remplacée par un ventilateur commandé électriquement lorsqu'on dispose d'énergie électrique, puisque nous avons vu qu'il suffisait d'un grand débit d'air sous une faible pression pour obtenir un bon balayage et un remplissage convenable du cylindre.

Le débit volumétrique moyen de la pompe de balayage est environ de 10 mètres cubes d'air à la pression atmosphérique par cheval-heure effectif. La cylindrée doit correspondre de 1,6 à 1,8 à celle des cylindres du moteur.

CHAPITRE X

MOTEURS DIESEL MARINS

Les Diesel employés dans la marine sont des moteurs à cylindres verticaux fonctionnant dans les mêmes conditions que les moteurs étudiés précédemment, soit suivant le cycle à deux temps ou à quatre temps et développant jusqu'à 4.000 chevaux.

Leur emploi tend à se généraliser de plus en plus pour la propulsion des bateaux, car ils présentent pour cette fonction de nombreuses qualités. En effet, leur consommation, qui est environ de 0 kg,200 de combustible par cheval-heure, est inférieure à la consommation des machines à vapeur dont les chaudières brûlent environ 1 kilogramme de charbon pour fournir le même travail. D'où moins de poids mort, facilité de logement du combustible, chargement plus facile et plus rapide et gain de place.

D'autre part le moteur Diesel est d'une mise en marche facile par rapport à la machine à vapeur, demande moins de personnel et exige de ce dernier un travail moins dur.

Aussi l'emploi du Diesel s'impose en particulier sur les sous-marins, pour ses qualités d'économie et le danger moindre d'incendie.

Pour des raisons de légèreté et d'encombrement, le moteur à deux temps est généralement préféré au quatre temps et l'on rencontre des moteurs à deux, trois, quatre, six et huit cylindres, suivant la puissance développée (moteur marin huit cylindres, figure 35).

Les cylindres sont fixés sur un bâti en forme de caisse ou supportés par des colonnes assemblées par des traverses. Des portes de visite ménagées en face de chaque manivelle permettent de contrôler leur fonctionnement. Le bâti est fixé sur les carlingues du bateau, faisant corps avec l'ensemble.

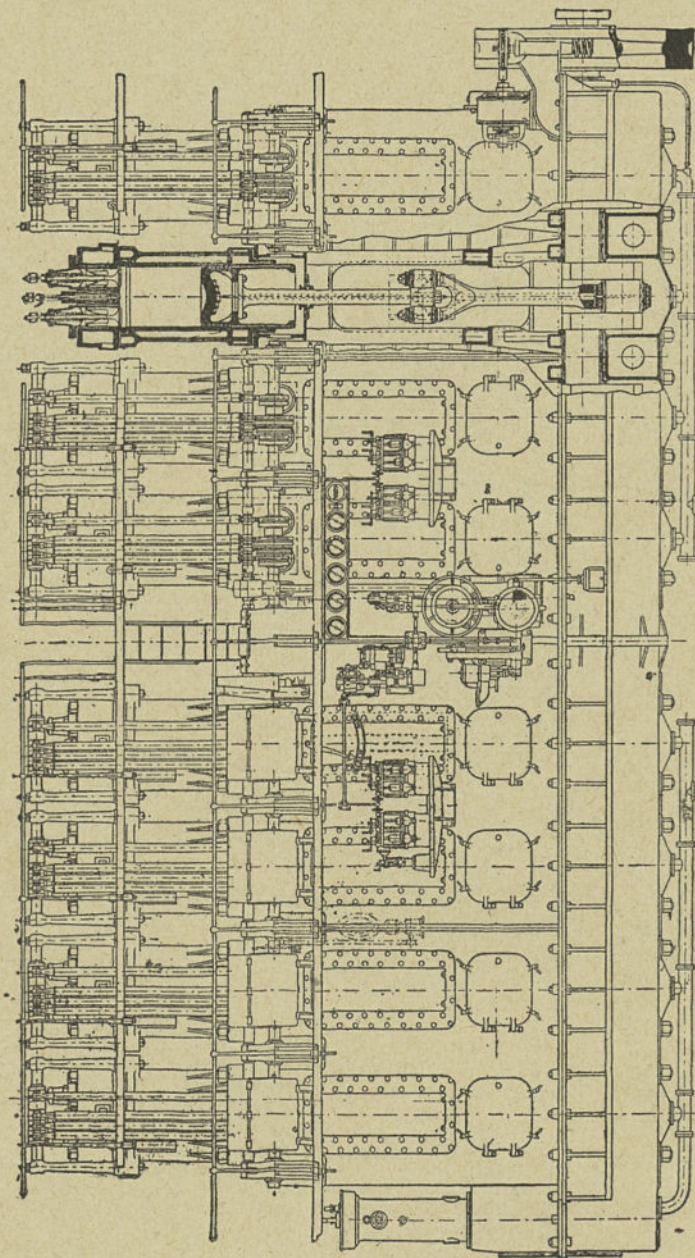


Fig. 35. — Moteur marin à huit cylindres.

Un palier de butée est disposé à l'extrémité de l'arbre manivelle afin d'absorber la réaction de l'hélice qui se traduit par une poussée dans le sens de son axe.

Le refroidissement des cylindres se fait à l'eau de mer et le refroidissement des pistons à l'eau douce, ainsi que nous l'avons déjà vu.

Le volant peut être supprimé dans les moteurs deux temps à six cylindres où le couple moteur est suffisamment régulier.

Outre ces particularités les moteurs Diesel marins doivent répondre à des obligations particulières : être pourvus d'une marche arrière et pouvoir tourner à tous les régimes de vitesse pour les manœuvres du bâtiment.

Changement de marche. — Pour les moteurs de faible puissance, le changement de marche peut se faire à l'aide d'engrenages ; mais, pour les moteurs de grosse puissance, on préfère l'inversion interne et directe qui nécessite l'arrêt et la remise en marche du moteur, mais supprime tout organe intermédiaire. Le moteur possède le nombre de cylindres nécessaire pour la mise en marche possible par l'air comprimé pour toutes les positions de l'arbre manivelle et le changement de rotation nécessite un jeu de cames supplémentaires pour la distribution.

A cet effet le moteur à quatre temps comporte une double série de cames, un jeu pour la marche avant et un autre jeu pour la marche arrière. Le changement de cames s'opère à la main pour les moteurs de moyenne puissance et à l'air comprimé pour les grosses unités. Le moteur comporte en outre un système de relevage des leviers de commande qui sont de nouveau rendus libres pour la nouvelle position des cames.

Dans les deux temps, où les diagrammes sont symétriques dans les deux sens de marche, le décalage des cames sera produit par rotation de l'arbre distributeur avec correction pour la came de mise en route.

Réglage du nombre de tours. — La correction du nombre de tours, suivant le régime de vitesse demandé, se fait à la main en réglant le débit des pompes à combustible. On prévoit néanmoins un

régulateur de sûreté pour éviter que le moteur s'emballe et dépasse sa vitesse limite, lorsque l'hélice est amenée hors de l'eau ou découverte. Le régulateur lève les soupapes d'aspiration des pompes et le régime normal reprend dès que le nombre de tours diminue, le moteur continuant à tourner par sa vitesse acquise.

Les *réservoirs d'air comprimé* pour la mise en route sont au moins au nombre de deux et une installation de secours ou de réserve est toujours prévue, dans le cas d'épuisement des réservoirs ordinaires.

Pour les *petites puissances*, on peut employer, en dehors de l'inversion par engrenages, le changement de marche avec hélice à pales réversibles. Le mécanisme d'orientation des pales est généralement placé dans le moyeu de l'hélice, ce qui le rend peu accessible.

Moteurs de sous-marins. — Le nombre de moteurs est généralement de deux par unité; leur puissance développée varie de 400 à 900 CV. à la vitesse moyenne de 400 t/m.

Pour la marche en surface, la question des moteurs ne présente rien de spécial, mais pour la marche en plongée, il n'en est pas de même. En effet, dans ce dernier cas, il est nécessaire de ne pas accuser la trace de passage du bâtiment et on ne peut employer de machine ayant à rejeter à l'extérieur des gaz d'échappement. On a recours alors à des batteries d'accumulateurs, chargées par une dynamo actionnée par le moteur, pendant la marche en surface. Mais les accumulateurs sont lourds et encombrants, demandent un entretien difficile, provoquent des émanations dangereuses et limitent le rayon d'action du sous-marin, car on est obligé de naviguer en surface pour recharger la batterie.

On a cherché à remplacer les batteries par des accumulateurs de chaleur constitués par des réservoirs d'eau chaude sous pression, système encore lourd et encombrant qui limite toujours le rayon d'action du navire.

Il serait donc préférable de supprimer les échappements des moteurs à combustion et de remplacer l'air comburant par de l'oxygène.

La difficulté consiste dans ce cas d'arrêter complètement l'acide carbonique des gaz d'échappement, et par suite de complications matérielles, ce système est actuellement peu employé.

CHAPITRE XI

MISE EN ROUTE DU MOTEUR

La mise en route consiste à amener le moteur à un nombre de tours suffisant pour que la compression dans le cylindre atteigne la pression et par suite la température correspondante à l'inflammation du combustible.

Le nombre de tours à atteindre pour obtenir la mise en route est d'environ 150 et la puissance développée correspond environ au quart de la puissance effective maximum du moteur.

En effet, la vitesse d'entraînement doit être assez élevée de manière à ce que la température développée par la compression ne soit pas abaissée par perte de chaleur à travers les parois, et, d'autre part, il est nécessaire que la vitesse du piston soit assez grande pour éviter les fuites d'air à travers les segments.

La *mise en route* peut se faire à l'aide d'un moteur auxiliaire ou par le moteur Diesel lui-même fonctionnant pendant la période de mise en marche comme moteur à air comprimé.

Dans le cas de *mise en marche par moteur auxiliaire*, on utilise généralement le moteur électrique ou un moteur à air comprimé qui peut être la pompe de balayage dans le cas des deux temps.

Le moteur électrique est tout indiqué comme démarreur dans les centrales électriques possédant plusieurs groupes moteurs ou dans les sous-marins pourvus d'une batterie d'accumulateurs.

La mise en marche s'effectue alors en lançant le moteur à vide, l'arrivée de combustible étant coupée. Dès que le nombre de tours de mise en route est atteint et que le compresseur donne la pression d'insufflation nécessaire, on établit l'arrivée de combustible aux

aiguilles d'injection, et la combustion se produit aux différents cylindres. Le moteur auxiliaire est alors débrayé.

Pour faciliter cette mise en route, le moteur Diesel est souvent muni d'un système de décompression que l'on utilise pour faciliter le démarrage.

Dans le cas où le *moteur Diesel assure lui-même son lancement* en fonctionnant comme moteur à air comprimé pendant la période de démarrage, il est nécessaire d'adjoindre une soupape commandée permettant l'introduction de l'air comprimé dans le cylindre. D'autre part le fonctionnement des soupapes d'aspiration et l'arrivée de combustible sont interrompus pendant cette période de démarrage.

L'air comprimé, pour la mise en route, est fourni par des bouteilles à la pression de 40 à 50 kilogrammes et est envoyé dans les cylindres jusqu'à ce que le nombre de tours correspondant au lancement soit atteint. A ce moment on arrête l'air comprimé et la commande de soupape de lancement et on rétablit les commandes ordinaires et l'arrivée de combustible.

Le démarrage par air comprimé doit être effectué avec soin et ne doit durer que le temps nécessaire à atteindre la vitesse de lancement de façon à ne pas refroidir les parois du moteur, la température de l'air s'abaissant pendant sa détente.

De même, si le moteur n'obéit pas dès les premiers tours, il vaut mieux arrêter et examiner les organes principaux, plutôt que de consommer inutilement de l'air comprimé.

On doit en outre veiller à l'étanchéité des soupapes de lancement, afin d'éviter des fuites d'air.

D'autre part, pour que la mise en marche par l'air comprimé soit possible dans toutes les positions de l'arbre manivelle du moteur, il faut que le moteur possède au moins six cylindres dans le cas d'un quatre temps et trois cylindres pour un deux temps de façon à ce qu'un des pistons se trouve toujours au début d'une course descendante motrice.

Dans le cas contraire, il faut amener un des pistons du moteur à cette position.

CHAPITRE XII

MISE AU POINT ET RÉGLAGE DU MOTEUR

La mise au point du moteur consiste à assurer le réglage de la distribution de la pompe à combustible et de l'injecteur, dans les conditions qui permettent de faire développer au moteur une puissance maximum pour une consommation minimum de combustible.

La mise au point comportera également la vérification et correction, s'il y a lieu, du taux de compression et le réglage du régulateur.

Le premier essai permettra en outre de se rendre compte du bon fonctionnement mécanique du moteur et sera fait avec un graissage abondant des pièces en frottement.

Après un rodage à vide de quelques heures, on contrôlera la marche du moteur, en particulier par le relevé des diagrammes des divers cylindres et on déterminera le rendement par les essais au frein.

Nous allons voir que le relevé des diagrammes nous donne des indications précieuses pour la mise au point du moteur.

Indicateur pour prise de diagrammes. — Cet appareil est dérivé de l'indicateur de Watt, utilisé pour relever les diagrammes dans les machines à vapeur.

Il se compose essentiellement d'un cylindre, en communication avec la chambre de combustion du moteur par son extrémité, et obturé par un piston mobile P taré par un ressort R équilibrant la pression existant à l'intérieur du cylindre du moteur.

La tige du piston de cet appareil est solidaire d'un levier articulé à l'une de ses extrémités et muni à l'autre extrémité d'un stylet S se déplaçant sur un tambour C (*fig .36*).

Le tambour est animé d'un mouvement de rotation à l'aide d'un fil enroulé à sa base inférieure et relié à un point d'attache animé du même mouvement alternatif que le piston. Les déplacements du tambour sont donc proportionnels aux déplacements du piston et par suite aux volumes variables engendrés par ce dernier dans le

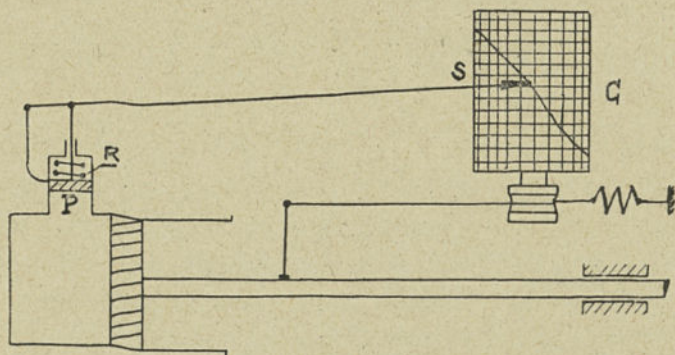


Fig. 36. — Indicateur de Watt.

cylindre moteur ; tandis que les déplacements du stylet sur le tambour sont proportionnels aux pressions existant à chaque instant dans ce même cylindre. Nous avons ainsi une courbe, tracée sur le tambour, dont l'aire représente à une échelle déterminée la puissance indiquée du moteur ; ce qui nous permet, comme nous l'avons déjà vu, de déterminer la pression moyenne indiquée dans le cylindre.

Nous voyons donc que la courbe fournie par l'indicateur, donnant pour chaque position du piston la pression correspondante dans le cylindre (*fig. 37*), va nous permettre de suivre les variations de cette pression et d'en tirer des enseignements.

Emploi de l'indicateur. — L'emploi de l'indicateur est indispensable au moment des essais ; par la suite, il sera nécessaire de relever les diagrammes de chaque cylindre après une réparation importante ou dans le cas de mauvaise marche du moteur.

Dans un moteur bien réglé, les cylindres doivent travailler également. On s'en rend compte aisément en comparant les diagrammes des divers cylindres, leur surface étant proportionnelle à la puissance.

ndiquée de ces derniers. Donc, si un diagramme présente une surface moindre que ceux des cylindres voisins, c'est l'indice que ce cylindre travaille moins que les autres.

L'allure de la courbe du diagramme peut nous renseigner dans les différents cas de mauvais fonctionnement d'un cylindre. En effet :

1° Dans le cas de *mauvaise étanchéité*, piston ou soupapes non étanches ou fuites aux joints, le diagramme aura l'aspect représenté par la figure 38. La pression relevée est inférieure à la pression normale des autres cylindres ;

2° Dans le cas d'un *mauvais état de la pompe à combustible*, dérèglement ou fuites dans les pompes ou canalisations de refoulement, la surface du diagramme sera inférieure à celle des diagrammes des autres cylindres et présentera, par rapport au diagramme normal, la courbe, figure 39. Toutes les pompes à combustible devront avoir le même débit ;

3° Il peut également arriver que le *pulvérisateur soit encrassé* ; dans ce cas, il y aura une combustion incomplète et détente irrégulière, caractérisées par le diagramme, figure 40 ;

4° D'autre part, une *fuite à l'aiguille d'injection* se traduira par une augmentation de pression, le combustible provenant de la fuite étant mélangé à l'air de compression et provoquant une combustion partielle avant le point d'injection.

Cette augmentation de pression sera indiquée par le diagramme qui présentera une pointe vers le haut d'autant plus importante que la fuite sera plus forte. Les figures 41 et 42 donnent l'allure des courbes des diagrammes dans ce cas ;

5° Des diagrammes présentant des courbes irrégulières pourront être dus à la présence de l'eau dans le combustible.

REMARQUE. — Pour vérifier l'étanchéité d'un cylindre, il suffira de prendre un diagramme à vide, c'est-à-dire en coupant le combustible au cylindre considéré. Dans le cas de bonne étanchéité, les courbes de détente et de compression du diagramme devront sensiblement coïncider.

Détermination de la pression maximum. — La pression en fin de compression nous renseignera également sur l'étanchéité de

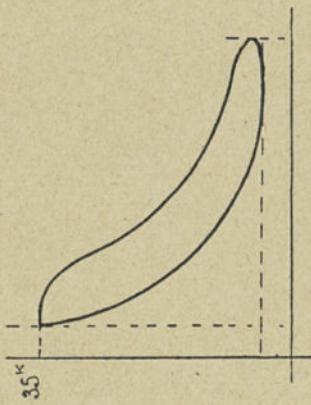


Fig. 37.

Diagramme normal

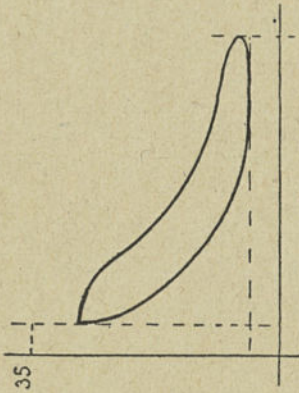


Fig. 38.

Diagramme de mauvaise étanchéité

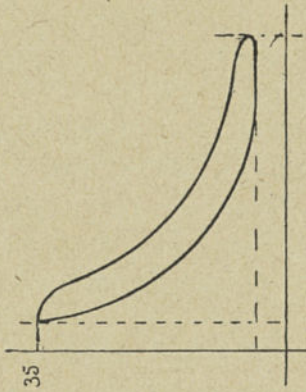


Fig. 39.

Diagramme de mauvais état de pompe.

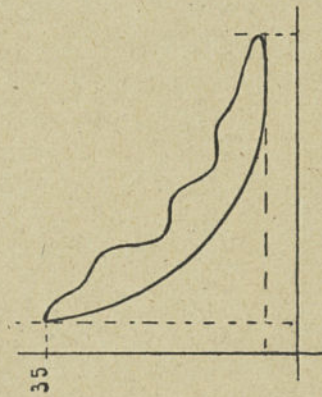


Fig. 40.

Diagramme de combustion incomplète

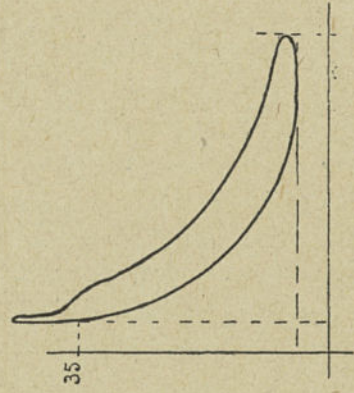


Fig. 41.

Diagramme de fuites à l'aiguille

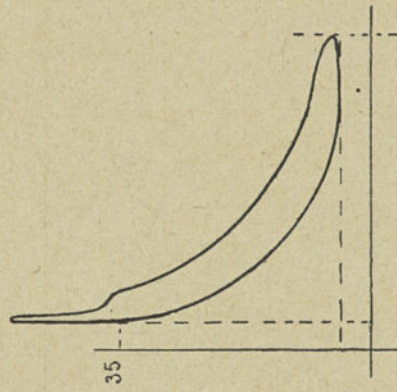


Fig. 42.

Diagramme de fuites à l'aiguille.

la chambre de combustion et des aiguilles. Cette pression peut être facilement relevée à l'aide d'un indicateur composé d'un manomètre avec clapet de retenue. Un diagramme à vide nous donnera également la plus grande pression, ce diagramme étant pris le moteur étant chaud.

Le réglage de la pression maximum, qui est fonction de la compression volumétrique, s'effectuera en modifiant par exemple la longueur de la bielle dont le pied comporte en général des cales prévues à cet effet.

Réglage de l'aiguille d'injection. — Le combustible doit être injecté à un moment bien déterminé, de façon à obtenir une combustion à pression constante.

Si la pression dans le cylindre, au moment de la combustion, est supérieure à la pression donnée par le diagramme à vide ou par l'indicateur de pression maximum, c'est l'indice d'une injection de combustible anticipée, le commencement de combustion avant le point mort haut élevant la compression.

Si le diagramme s'élargit en dessous de la pression maximum, c'est au contraire l'indication d'un retard d'injection.

Nous avons vu que l'on donnait une avance de 3° environ à l'ouverture de l'aiguille d'injection dans le but de corriger le retard dû à l'inertie des commandes et du fluide en mouvement.

Réglage de l'insufflation. — L'air d'insufflation sert uniquement à injecter et pulvériser le combustible dans le cylindre moteur. Sa pression doit donc être réglée en fonction de la puissance donnée par le moteur, de façon à éviter le gaspillage de l'air comprimé. En effet, ce dernier ne contribue en rien à la puissance développée et son excès se traduirait au contraire par un travail nuisible correspondant au supplément de puissance demandé par le compresseur.

Le réglage de la pression d'insufflation, qui doit néanmoins rester supérieure à la pression de compression du cylindre, s'effectue en obturant plus ou moins l'arrivée d'air extérieur à l'aspiration basse pression du compresseur, à l'aide d'un volet.

Une pression d'insufflation trop basse se traduit par une fumée

noire à l'échappement et une pression trop forte par une fumée blanche. Le mécanicien doit régler la pression de manière que l'échappement soit régulier et incolore.

Régulateur. — La correction du nombre de tours et du jeu du régulateur s'effectue à la mise au point du moteur, de façon à amener la vitesse à la valeur désirée. Cette vitesse ne doit varier que modérément avec la charge.

Le moteur étant en fonctionnement, dans le cas de démontage, bien repérer le réglage du régulateur tel qu'il est prévu par le constructeur et bien se garder d'y apporter la moindre modification.

Consommation. — Des mesures de consommation compléteront les essais du moteur et permettront de chercher le réglage économique correspondant à une puissance déterminée et normalement utilisée.

CHAPITRE XIII

DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE EFFECTIVE

Nous avons déjà vu que la puissance effective est la seule pratiquement intéressante et que l'effort du constructeur doit tendre à la rapprocher le plus possible de la puissance indiquée ; autrement dit tâcher d'obtenir un rendement organique le plus élevé possible.

La puissance effective recueillie sur l'arbre moteur se détermine généralement au moyen d'appareils mécaniques, électriques ou hydrauliques transformant le travail moteur en frottement facilement mesurable : *frein de Prony*, balances dynamométriques ; *frein Froude* ; moulinet Renard ; *dynamo-dynamomètre*, ou simplement une dynamo ordinaire de rendement connu dont le débit est réglé et absorbé par des résistances.

D'autre part nous savons que la puissance effective en chevaux \mathcal{P}_e peut être exprimée par la relation :

$$\mathcal{P}_e = \frac{C\omega}{75}$$

C, couple en mètres kilogrammes ;

$$\omega, \text{ vitesse angulaire} = \frac{2\pi N}{60}$$

N étant le nombre de tours par minute.

Nous voyons donc qu'il nous suffira, sauf pour les essais à la dynamo, de mesurer le couple moteur et la vitesse de rotation pour obtenir la valeur de la puissance correspondante.

Les freins que nous venons d'indiquer, et dont le plus employé pour les essais de moteur *Diesel à grande puissance* est le *frein Froude*, auront donc pour but de déterminer la valeur du couple moteur.

Frein de Prony. — Le frein de Prony, encore utilisé pour les petites puissances, est constitué par un collier portant des sabots de frottement et entourant la poulie motrice sur une partie de sa circonférence (fig. 43). Un levier équilibré est maintenu horizontal au moyen de poids, lorsque, par suite du serrage des mâchoires, la pou-

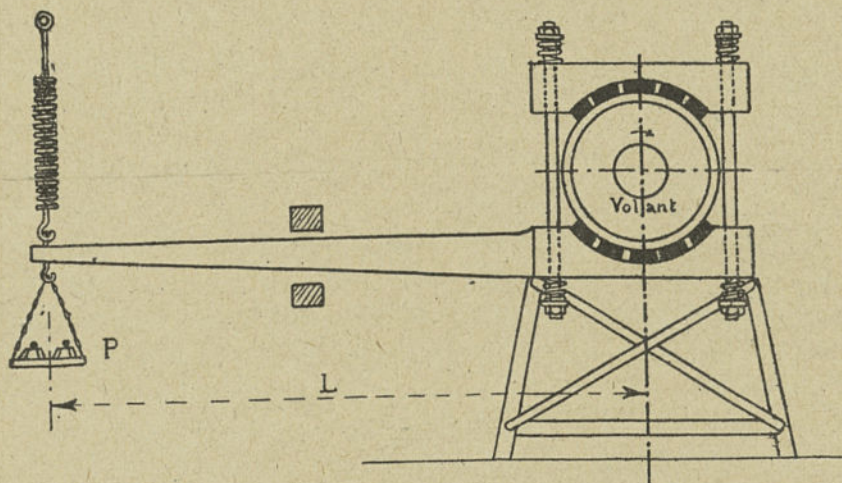


Fig. 43. — Frein de Prony.

lie motrice tend à entraîner l'ensemble dans son mouvement de rotation, par suite du frottement développé. En faisant varier le serrage des mâchoires on arrive à amener le moteur à sa vitesse de régime en maintenant le levier horizontal à l'aide des poids.

Si alors nous désignons par :

- P, le poids supporté par le levier augmenté d'une partie du poids du levier dans le cas où ce dernier n'est pas équilibré, en kgr.;
- L, la longueur du levier, en mètres ;
- N, le nombre de tours-minute relevés au moment de l'équilibre par un compte-tours ;

on a pour la valeur de la puissance :

$$\mathcal{P}_d = \frac{P \times L \times 2\pi N}{60 \times 75} \text{ chevaux.}$$

Pour assurer le bon fonctionnement du frein, la jante est arrosée

avec un liquide gras, généralement de l'eau de savon. Malgré cela le frein s'use rapidement, même avec des sabots à circulation d'eau, dès que la puissance est élevée.

Dynamo-frein. — Pour déterminer la puissance effective avec ce procédé, le moteur est accouplé avec une génératrice qui fournit un courant électrique absorbé par des résistances réglables. Une simple lecture et une transformation d'unité permettent de connaître l'équivalent mécanique de l'énergie électrique fournie correspondant au régime du moteur, lorsqu'on connaît le rendement de la dynamo à ce régime.

En effet, lorsque le régime de marche est obtenu, la puissance en watts est donnée par la relation :

$$W = E \times I,$$

E, voltage exprimé en volts et donné par le voltmètre ;

I, intensité exprimée en ampères et donnée par l'ampèremètre.

Le cheval-vapeur valant 736 watts, si nous supposons un rendement de la dynamo à ce régime, égal à 0,9, la puissance effective du moteur en chevaux sera donnée par la relation :

$$\mathcal{P}_e = \frac{E \times I}{736} \times \frac{1}{0,9}.$$

Par suite des erreurs qui peuvent se glisser dans l'évaluation du rendement de la dynamo, ce procédé est peu employé.

Dynamo-dynamomètre. — Dans cet appareil, les réactions électromagnétiques, qui tendent à entraîner la carcasse inductrice oscillante de la dynamo, sont équilibrées par des poids disposés à l'extrémité d'un levier (*fig. 44*). Il permet de tracer avec précision les courbes du couple et de la puissance du moteur.

Pour obtenir ces courbes, on commence par chercher le couple maximum correspondant à la plus faible vitesse du moteur. Cette plus faible vitesse s'obtient en augmentant le débit de la dynamo, soit en mettant en circuit le plus de résistance possible, soit en agissant sur le rhéostat d'excitation, en ayant soin en même temps de maintenir le levier horizontal en ajoutant des poids.

La vitesse la plus basse que l'on s'est fixée étant atteinte, la lecture directe donne la valeur du couple correspondant à ce nombre de tours et par suite la puissance, comme nous l'avons déjà vu pour le frein de Prony.

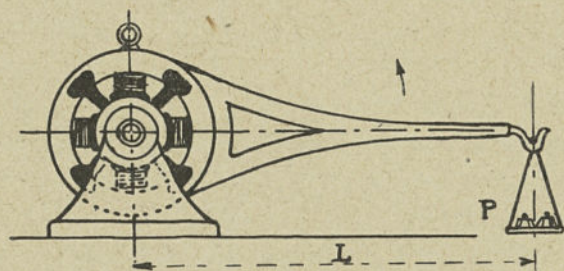


Fig. 44. — Dynamo-dynamomètre.

Le premier point de la courbe étant obtenu, on augmente la vitesse du moteur en diminuant la résistance électrique du circuit et en faisant varier les poids du fléau ; on obtient une autre valeur du couple et de la puissance pour une vitesse déterminée et ainsi de suite jusqu'à la vitesse de régime du moteur.

L'essai à la dynamo-dynamomètre a l'avantage de ne pas exiger, comme dans le cas précédent, la détermination préalable du rendement de la dynamo.

Essai au frein Froude. — Le frein Froude, dans lequel les réactions de frottement entre la partie fixe et la partie mobile du frein sont absorbées par l'intermédiaire de l'eau, est le plus employé pour les essais de moteur de grande puissance.

Il se compose essentiellement d'un disque ou rotor accouplé avec l'arbre moteur et tournant à l'intérieur d'une enveloppe ou stator montée libre sur l'axe. Le rotor et le stator portent des aubes cloisonnées obliquement de façon que l'eau arrivant par des tuyères dans les aubes du rotor est projetée par le mouvement de rotation dans les aubes correspondantes du stator où il se produit un mouvement rotatif qui fait revenir l'eau dans les aubes du rotor et ainsi de suite. La rotation du rotor tend par réaction à faire tourner sur des galets le bâti mobile, que l'on équilibre au moyen de poids placés

à l'extrémité d'un levier (*fig. 45*). Pour les grosses puissances, le levier est chargé d'un poids très supérieur à la force de freinage maximum équilibré par un dynamomètre. Dans ce cas, si Q_1 est la valeur du poids maintenant le levier et Q_2 l'effort opposé lu sur le dynamomètre, le poids P intervenant dans l'évaluation du couple sera :

$$P = Q_1 - Q_2$$

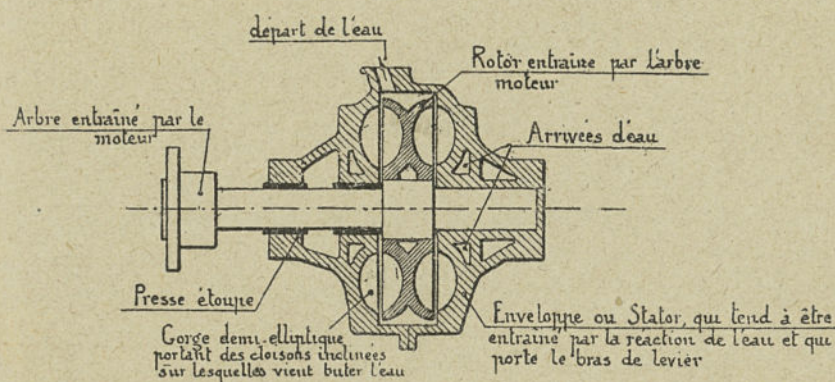


Fig. 45. — Frein Froude.

Pour procéder à l'essai, on met en route les vannes d'eau fermées, puis on amène le moteur au régime voulu en ouvrant de plus en plus les arrivées d'eau.

L'eau doit arriver sous pression et en grande quantité et il faut tabler sur une consommation de 9 à 12 litres par cheval-heure. L'eau doit quitter l'appareil à la température de 60° maximum.

Le dynamomètre étant réglé pour une charge déterminée, il suffit de régler l'arrivée de l'eau, de façon que le dynamomètre se trouve constamment en équilibre pendant la marche du moteur.

La puissance effective se calcule alors comme avec le frein de Prony.

CHAPITRE XIV

CONDUITE ET ENTRETIEN

Le mécanicien chargé de la conduite doit connaître à fond le fonctionnement de son moteur et être au courant des particularités que peuvent présenter ses différents organes.

Il doit veiller à la bonne marche du moteur et à cet effet consulter fréquemment les instruments de contrôle et en particulier :

1° Le *compte-tours*, qui indique, ainsi que nous le savons, la vitesse angulaire instantanée de l'arbre moteur, et dont le régime ne doit pas varier ;

2° Les *manomètres de pression d'air*, du compresseur, de la pression d'insufflation, du balayage dans le cas des deux temps, dont le contrôle permet de constater le mauvais fonctionnement ou les fuites intéressant les organes s'y rattachant ;

3° Les *manomètres de pression de circulation d'eau* permettant de contrôler le fonctionnement efficace du refroidissement, par l'observation parallèle des *thermomètres* à distance indiquant la température de l'eau de circulation ;

4° Le *manomètre de pression d'huile de graissage* dont le contrôle est l'un des plus importants. Une pression nulle indique que le graissage ne fonctionne plus et il faut d'urgence arrêter le moteur et rechercher la cause de mauvais fonctionnement sous peine d'accidents graves : coussinets fondus, grippage de pistons, etc.

En outre, sitôt qu'un bruit anormal se fait entendre, il y a lieu d'en rechercher immédiatement la cause et au besoin d'arrêter le moteur si on ne se rend pas compte de ce qui le provoque. A cet effet il y a lieu, avant chaque mise en route de vérifier très soigneusement

le serrage des différents écrous et les jeux pouvant exister dans les articulations.

D'autre part il est indispensable de se conformer aux instructions spéciales données par le constructeur et bien se garder d'apporter une modification quelconque au réglage ou aux organes sans l'avis de ce dernier.

Le moteur a été établi après une étude approfondie et mis au point par des essais nombreux et minutieux et on risquerait fort de faire plus mal en voulant l'améliorer.

Dans le cas de la rupture accidentelle d'une pièce, il y a intérêt à rechercher la cause de l'accident, qui peut être dû à une imperfection du métal ou à une fausse manœuvre, ce qui entraîne simplement le remplacement de la pièce. Si l'accident se reproduit sans cause apparente, il y a lieu d'en référer au constructeur.

L'entretien du moteur consiste à maintenir le moteur en excellent état.

Le premier soin du mécanicien sera de tenir la machine et ses accessoires parfaitement propres et de veiller particulièrement aux organes suivants :

Les soupapes d'aspiration et d'échappement devront être rigoureusement étanches et à cet effet on devra procéder à leur nettoyage et à leur rodage d'une façon régulière, tous les mois, pour un moteur assurant un service journalier.

De même on devra vérifier les soupapes de démarrage, de décompression et de sûreté qui doivent toujours être étanches.

Les aiguilles d'injection doivent également être parfaitement étanches aussi bien sur leur siège qu'au presse-étoupe. Il est nécessaire de les vérifier tous les quinze jours environ et il ne faut pas hésiter à changer une aiguille ou une garniture si celles-ci sont défectueuses.

CHAPITRE XV

CAUSES DE MAUVAIS FONCTIONNEMENT

Le mauvais fonctionnement du moteur peut provenir principalement :

1° *D'une mauvaise compression* due aux soupapes qui portent mal sur leurs sièges ou à des segments de piston cassés. Le relevé des diagrammes et la vérification de la pression maximum indiqueront ces défauts, ainsi que nous l'avons indiqué ;

2° *De fuites* dans les organes accessoires ou canalisations, en particulier à *l'aiguille d'injection*. Dans ce dernier cas, les fuites prennent une grande importance, car le pétrole mélangé à l'air de compression provoque une explosion prématurée pendant la compression.

La pression au point mort haut, qui est généralement de 35 kilogrammes, peut atteindre et dépasser 100 kilogrammes, le moteur à combustion fonctionnant alors en moteur à explosion. Il s'ensuit un choc brutal sur le piston du cylindre intéressé qui peut causer des accidents locaux et entraîne la perturbation de l'ensemble. Aussi, dès que les détonations violentes dues aux fuites de l'aiguille se font entendre, il faut immédiatement couper le combustible au cylindre intéressé et rechercher la cause de non-étanchéité, qui provient généralement d'un manque de rodage, d'un encrassement ou coincement et quelquefois de la rupture de la tête d'aiguille.

Ainsi que nous l'avons vu, les diagrammes décèlent ces fuites avant qu'elles aient atteint une importance dangereuse.

De même un défaut de graissage d'un cylindre amènera un commencement de grippage du piston et des *coups sourds* se feront entendre dans le cylindre.

D'autre part on peut constater les cas de mauvais fonctionnement indiqués ci-dessous :

Le moteur ne part pas ; le défaut provient généralement d'une mauvaise arrivée du combustible.

Si le combustible n'arrive pas à la pompe, s'assurer que le réservoir n'est pas vide, que les robinets sont ouverts ; le filtre ou les canalisations peuvent d'autre part être obstrués.

Il peut se faire que la pompe fonctionne mal ; vérifier dans ce cas les clapets et le serrage du presse-étoupe, qui doit laisser libre le mouvement du piston.

Une compression insuffisante, provenant de soupapes inétanches, des segments de pistons usés, d'un joint de culasse qui fuit, rendront le départ difficile.

Enfin, une pression de démarrage suffisante est nécessaire pour obtenir un bon départ.

Le moteur cogne ; le cognement peut provenir d'une surcharge, d'une pression d'insufflation trop forte, d'une combustion prématurée due par exemple à une fuite d'aiguille, ce qui dans ce cas entraîne des surpressions dangereuses.

L'usure du pied ou de la tête de bielle, le début du grippage d'un piston entraînent des cognements mécaniques, auxquels on doit remédier dans le plus bref délai.

Le moteur ne donne pas toute sa force ; la diminution de puissance est alors suivie d'une baisse au compte-tours et provient d'une mauvaise alimentation de combustible, provoquée par le fonctionnement défectueux de la pompe ou de l'aiguille, ou encore d'un graissage imparfait. La baisse du compte-tours peut encore provenir de l'augmentation anormale de la résistance provoquée par la machine réceptrice.

Un cylindre a des ratés ; il y a lieu de vérifier le fonctionnement des soupapes, de la pompe à combustible et de l'aiguille d'injection.

Un cylindre ne donne pas ; on constate généralement dans ce cas un défaut d'alimentation ou la mise hors d'état d'une soupape qui peut être cassée ou grippée dans son guide. On reconnaît facilement le cylindre qui ne donne pas en observant le rythme du moteur et

en coupant successivement le pétrole aux différents cylindres. Celui pour lequel le rythme est identique à celui observé au début est le cylindre qui ne donne pas.

Les soupapes crachent ; des surpressions anormales se produisent dans le cylindre et sont généralement dues à un défaut d'étanchéité de l'aiguille d'injection.

Le moteur vibre ; vérifier le serrage des boulons d'attache et l'entraînement des différents organes conduits par le moteur.

En outre, l'observation de la couleur des gaz d'échappement renseignera sur la marche de la combustion. C'est ainsi qu'un *échappement bleu* indiquera une combustion incomplète, et un *échappement noir*, une mauvaise combustion. Il y aura lieu dans les divers cas de vérifier la distribution de combustible, et en particulier l'insufflation, ainsi que nous l'avons indiqué précédemment.

De même, et ainsi que nous l'avons vu dans certains cas, *une baisse du compte-tours* sera l'indice : d'une irrégularité d'alimentation de combustible ; d'une défectuosité de graissage, ou d'une augmentation anormale de résistance.

Ainsi que nous le voyons, les cas de mauvais fonctionnement seront pour la plupart facilement évités par une connaissance approfondie du moteur, complétée par un bon entretien et une surveillance attentive de la part du mécanicien conducteur.

CHAPITRE XVI

MOTEURS SEMI-DIESEL

Les moteurs Diesel sont surtout utilisés en grosses puissances, dans les installations importantes, pouvant disposer de personnel mécanicien capable d'en assurer la bonne marche. Leurs organes accessoires : compresseur ; pompe de balayage dans les deux temps ; aiguilles d'injection, en font des machines coûteuses et d'un entretien délicat.

Pour remédier à cet inconvénient, on a donc cherché à utiliser les combustibles lourds et bon marché, le pétrole en particulier dans des moteurs généralement de faible puissance, en moyenne 10 à 25 CV., fonctionnant suivant un cycle mixte et appelés moteurs semi-Diesel.

Dans ces moteurs, la compression est seulement poussée jusqu'à la réalisation de la combustion par auto-allumage ; la pression maximum de combustion est de l'ordre de 15 à 20 kilogrammes par centimètre carré et les organes accessoires se réduisent à une pompe à combustible et à un gicleur dans les deux temps, le balayage ayant lieu par le carter, ainsi que nous le verrons plus loin.

Donc, plus de compresseur, aiguille d'injection et soupapes comme dans le Diesel ; d'où grande économie de prix de revient et d'entretien, tout en utilisant un combustible peu coûteux et peu dangereux.

L'emploi de ces moteurs est donc tout indiqué dans la petite industrie, pour l'agriculture ; et leur usage est actuellement très courant sur les bateaux de pêche utilisés en particulier à l'étranger.

En outre, on rencontre actuellement sur des véhicules industriels, Tracteurs et camions, des moteurs semi-Diesel qui paraissent bien

devoir supplanter le moteur à essence, pour les poids lourds, le prix du combustible employé permettant de réaliser une sérieuse économie dans l'exploitation du véhicule.

Principe. — La condition indispensable à réaliser dans le moteur semi-Diesel est la vaporisation complète et par suite la combustion intégrale du pétrole injecté. En effet, la compression étant relativement peu élevée, il arrive qu'aux environs de 300° le pétrole donne bien des gaz combustibles, mais qui ne brûlent qu'en partie et laissent sur les parois un mélange carbonneux qui encrasse le moteur.

Pour arriver à une vaporisation plus complète les constructeurs ont eu recours au début à un vaporisateur fixé sur le cylindre du moteur et constituant un tube d'allumage par incandescence, par lequel arrive le pétrole.

La vaporisation se fait ainsi dans ce tube maintenu au rouge sombre par une lampe extérieure et l'allumage est déterminé par l'action du tube en fin de compression.

La première application de ce principe a été réalisée en 1895 sur le moteur *Capitaine*.

Dans le but de simplifier le moteur en supprimant en particulier le brûleur, et pour utiliser des compressions plus élevées, on injecta ensuite le pétrole dans le cylindre en fin de compression, dans une partie de la culasse, chauffée au rouge sombre pour la mise en marche seulement. Cette partie se maintiendra ensuite à une température suffisamment élevée pour assurer la combustion, si on évite toute introduction d'air frais dans ses parages.

D'autre part, la vapeur du combustible ne peut s'enflammer dès son introduction, la partie de la chambre où elle se forme étant remplie de gaz brûlés. C'est donc seulement vers la fin de la compression, et, au moment où l'air frais chauffé pénètre dans la culasse et vient en contact avec la vapeur de pétrole, que la combustion commence, si la compression est suffisante pour provoquer l'auto-allumage.

Le combustible et l'air frais n'étant pas intimement mélangés, les conditions de fonctionnement se rapprochent du cycle à combustion, ce qui permet la réalisation du moteur dans des conditions économiques.

Fonctionnement. — Ces moteurs fonctionnent en général suivant le *cycle à deux temps* et le piston est utilisé comme distributeur en remplacement des soupapes (*fig. 46*).

Le fond de la culasse comporte une sphère creuse S, chargée d'assurer l'allumage. Cette sphère est chauffée au rouge cerise au moment du départ par une lampe à essence L et est ensuite maintenue à la température voulue grâce à la chaleur cédée par la combustion.

Le fonctionnement est alors le suivant : lorsque le piston descend, il comprime l'air précédemment aspiré dans le carter qui est étanche. Avant le point mort bas, l'orifice d'échappement E est en premier démasqué et les gaz brûlés sont évacués à l'extérieur. Le piston continuant sa course vers le bas découvre ensuite l'orifice d'un canal C en communication avec le carter et l'air comprimé emmagasiné dans ce dernier rentre dans le cylindre et continue l'expulsion des gaz brûlés.

Puis, grâce à l'inertie du volant et des organes en mouvement, le piston remonte, masque les orifices d'admission d'air et d'échappement et comprime l'air resté dans le cylindre. L'injection de combustible pulvérisé est faite alors à l'aide d'une pompe d'alimentation et d'un gicleur G placé à la partie supérieure de la culasse, et lorsque la chaleur fournie par le travail de compression ajoutée à celle fournie par la partie chauffée de la chambre de combustion amène la masse gazeuse à une température suffisante, la combustion se produit. Cette combustion dépend donc seulement de la compression et de la pulvérisation du combustible et ne peut être réglée extérieurement, comme dans le moteur Diesel.

Durant la course montante du piston, ce dernier crée un certain vide dans le carter qui provoque l'admission d'air frais par des clapets automatiques A. Cet air est ensuite comprimé à 0 kg, 200 environ pendant la course descendante du piston et sert au balayage des gaz brûlés et au remplissage du cylindre.

La distribution peut être assurée par piston entaillé (*fig. 46*) ou par piston lisse (*fig. 47*) ; dans le premier cas, une usure plus rapide est à craindre si le piston est insuffisamment long. La partie supérieure du piston est munie d'un déflecteur favorisant l'expulsion des gaz brûlés.

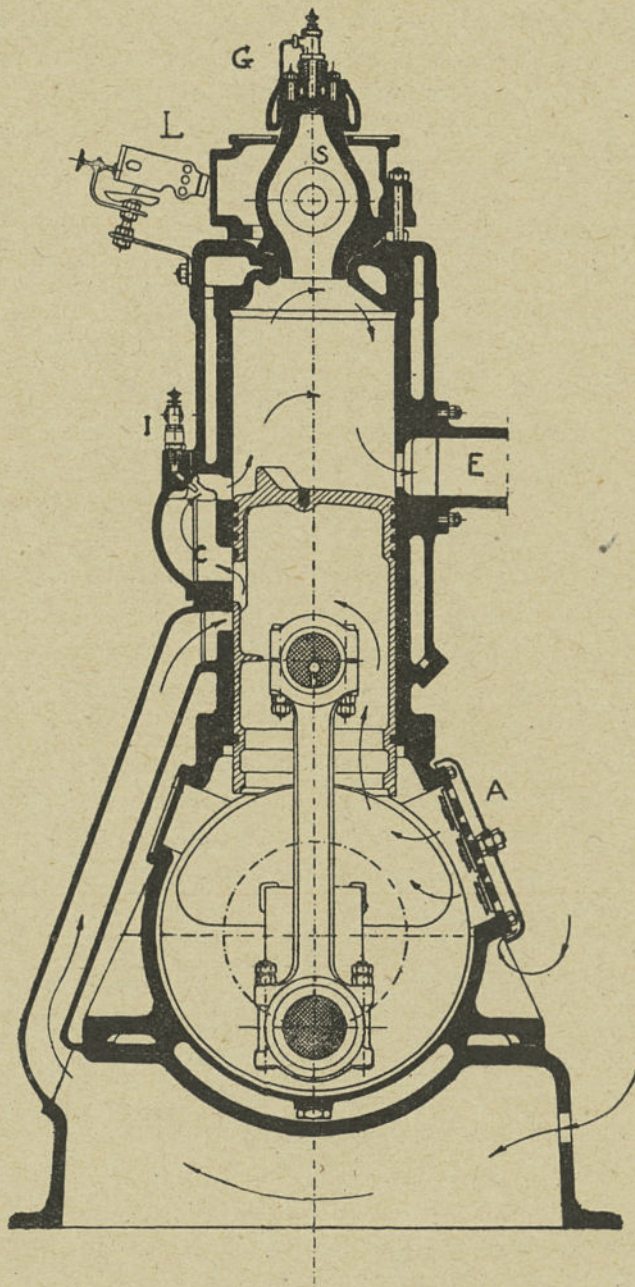


Fig. 46. — Moteur semi-Diesel.

Injection d'eau. — Les compressions volumétriques généralement usitées pour les moteurs semi-Diesel sont de l'ordre de 6. L'emploi de compressions plus élevées, 8 et 10, dans le but d'améliorer le rendement du moteur, ont conduit les constructeurs à réaliser une injection d'eau au moment de l'aspiration d'air, dans le but d'abais-

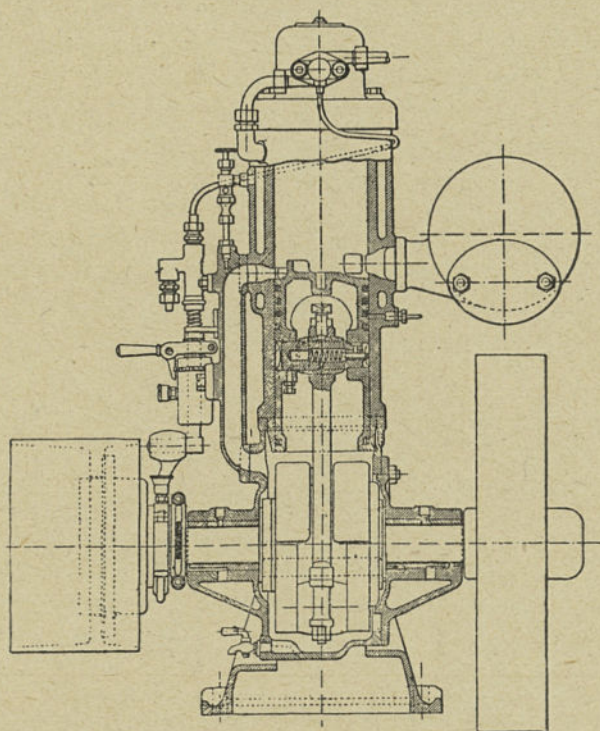


Fig. 47. — Moteur semi-Diesel.

ser la température. Dans ce cas, l'injecteur d'eau I est placé sur le canal d'amenée d'air de balayage (*fig. 46*). La vaporisation de l'eau emprunte en effet de la chaleur au milieu et la présence de la vapeur d'eau dans le mélange gazeux rend les explosions moins brutales. On constate néanmoins dans ce cas une consommation légèrement inférieure due à l'emploi de compressions plus élevées.

L'abaissement de la température est nécessaire avec les taux de compression élevés pour éviter les combustions prématurées et pour

ne pas dépasser la température limite de 600° environ admise pour la chambre d'ignition.

L'injection d'eau peut être automatique ou commandée à la main ; elle présente l'inconvénient d'exiger de l'eau aussi pure que possible, une surveillance et un réglage minutieux.

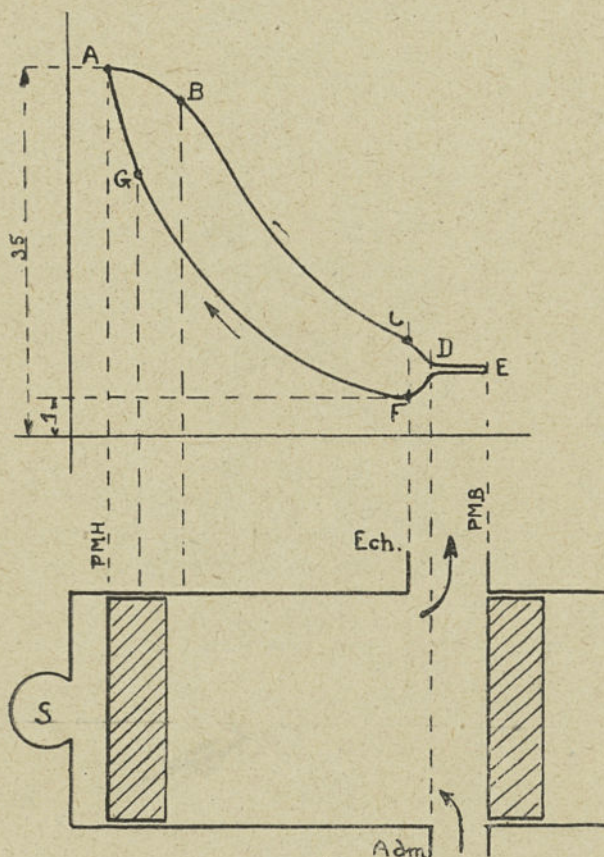


Fig. 48. — Diagramme du moteur semi-Diesel deux temps.

Diagramme du moteur semi-Diesel. — Si nous considérons le moteur représenté schématiquement (fig. 48) et que nous portions sur deux axes rectangulaires les distances correspondantes aux déplacements du piston et aux différentes pressions développées

dans le cylindre, nous obtenons le diagramme représenté par la courbe ABCDEFG.

Nous voyons que la combustion commence au point G, avant le point mort haut de compression et se continue jusqu'en B, le maximum de pression étant atteint en A.

Au point C commence l'évacuation des gaz brûlés qui se poursuit suivant CDEF, et au point F la compression commence.

Le combustible est refoulé dans la partie supérieure de la culasse en S au début de la compression ; la pression dans le cylindre est à ce moment relativement faible et permet un dosage précis du pétrole. L'introduction du combustible est terminée vers la fin de la course de compression.

Le point d'inflammation G est fonction de la température développée par la compression et de celle de la chambre d'ignition ; ce point et par suite l'allure du diagramme est légèrement variable sans qu'il soit possible d'intervenir par réglage, comme dans le moteur Diesel.

Les cycles réalisés se rapprochent du cycle Diesel, la combustion se produisant au contact de la vapeur du combustible et de l'air réchauffé par compression et non par mélange intime du comburant et du combustible.

Le rendement thermique est seulement inférieur de 10 % environ au cycle Diesel, une partie de la combustion ayant lieu à volume constant dont le rendement est supérieur à la combustion à pression constante.

Par suite des compressions moins élevées, le rendement d'ensemble est de 20 % environ inférieur au Diesel et les consommations des moteurs semi-Diesel varient de 250 à 300 grammes de combustible par CV. heure.

Dans les moteurs ordinaires, le nombre de tours ne peut dépasser 500 à 550 pour assurer une combustion complète et une consommation normale. La moyenne de ces moteurs tourne à 400 t/m.

Nous verrons plus loin qu'il est possible de réaliser des moteurs semi-Diesel à allure plus rapide.

Pompe à combustible. — La quantité de combustible à injecter

par cycle est peu élevée et correspond par exemple à 0 cm³, 250 pour un moteur d'environ 15 CV. L'alésage de la pompe sera donc le plus faible possible et le piston en bronze ou en acier est rodé dans le cylindre inversement en acier ou en bronze. La pompe est généralement commandée par un excentrique calé sur l'arbre manivelle et le réglage du combustible s'effectue par variation de course du piston.

La pompe comporte une soupape d'aspiration et une de refoulement automatique qui doivent être entretenues parfaitement étanches.

Pompe à eau. — Le point de combustion étant, ainsi que nous l'avons vu, fonction immédiate de la température de la culasse, il est nécessaire que le refroidissement du cylindre soit régulier et limité. A cet effet, les moteurs semi-Diesel sont généralement pourvus d'une pompe à eau alternative à débit constant pour un nombre de tours déterminé.

Mode de lancement. — Le lancement à bras est généralement appliqué et le moteur part sur un retour. Autrement dit, le passage du point mort haut étant le plus souvent impossible à franchir par suite de la compression, on fait un lancement en sens inverse : et le retour en arrière après combustion permet le démarrage dans le sens de marche.

Bien entendu, il est nécessaire au préalable, quand le moteur est froid, d'amener la culasse d'allumage à la température du rouge cerise en la chauffant avec une lampe à souder.

Pour les gros moteurs, on utilise le lancement par air comprimé ou moteur auxiliaire.

CHAPITRE XVII

MOTEURS SEMI-DIESEL LÉGERS

Les moteurs semi-Diesel ordinaires que nous venons d'étudier sont des moteurs lourds, pesant jusqu'à 100 kilogrammes au cheval. Ce grand poids est dû tout d'abord à la faible vitesse de rotation utilisée, 400 à 500 t/m, nécessaire pour assurer un temps suffisant à la combustion.

D'autre part le remplissage d'air de la cylindrée n'est pas parfait avec le balayage par le carter, le volume d'air envoyé dans le cylindre étant limité au volume engendré par le déplacement du piston moteur.

Nous voyons donc que les conditions de simplicité, qui sont primordiales quant au prix de revient du moteur et à sa facilité de conduite, sont contraires à son emploi à la locomotion.

Il y a là pourtant une application considérable du moteur semi-Diesel, surtout pour l'automobile et l'aviation, pour lesquels le prix de revient du combustible et la sécurité sont des facteurs importants.

Il est donc naturel que des recherches aient été orientées dans le but :

1° *D'augmenter la rapidité de la combustion* par une meilleure pulvérisation du combustible et un brassage des gaz :

2° *D'assurer un bon remplissage de la cylindrée* en remplaçant le balayage par le carter, par un balayage par pompe, comme dans les moteurs Diesel à deux temps ordinaires :

3° *De régulariser la combustion* par un allumage se produisant sensiblement au même point pour chaque cycle. Nous avons vu à ce sujet que l'allumage était fonction de deux facteurs : la compres-

sion et la chaleur apportée par la chambre en ignition. Il y a donc lieu, pour régulariser l'allumage d'augmenter le premier facteur, indépendamment des causes extérieures, en employant une compression plus élevée. La combustion instantanée à volume constant sera évitée du fait que le combustible est injecté dans une partie de la culasse remplie de gaz brûlés et on évitera ainsi les surpressions excessives.

Les diverses considérations qui viennent d'être exposées ont été réalisées par M. Tartrais sur un moteur semi-Diesel, dont nous allons examiner le fonctionnement.

Moteur Tartrais. — Le moteur Tartrais est un moteur à deux temps du type semi-Diesel dont l'expulsion des gaz brûlés et l'admission d'air pur se font par pompe de balayage séparée.

Le moteur comprend deux cylindres verticaux de 120 millimètres d'alésage et 150 millimètres de course : sa puissance est de 40 CV. à 1.200 t/m. et son poids total n'exécède pas 250 kilogrammes, ce qui correspond au poids de 5 kilogrammes au cheval, pour une consommation de 200 grammes de combustible par cheval-heure à pleine puissance.

Description et fonctionnement. — La culasse du cylindre est essentiellement constituée par une cavité T en forme de tore qui est la *chambre de combustion* (fig. 49). A sa partie supérieure et dans son axe est placé le *pulvérisateur* P constitué par un clapet reposant sur un siège circulaire et distribuant le combustible sous forme de nappe mince circulaire.

La partie inférieure de la chambre de combustion communique avec le cylindre moteur au moyen d'une ouverture cylindrique c dans laquelle vient s'engager, à fond de course, un *téton* A placé à la partie supérieure du piston. Ce téton porte des cannelures inclinées vers le centre de chaque partie du tore de façon à ce que l'air comprimé en fin de compression, chassé entre la paroi supérieure du piston et la partie inférieure de la culasse, pénètre dans les cannelures et provoque une couronne d'air violemment chassée à l'intérieur du tore. Ce « coup de soufflet » venant agir sur la nappe horizontale des vapeurs combustibles les brasse énergiquement dans la chambre de combustion et permet une combustion rapide qui

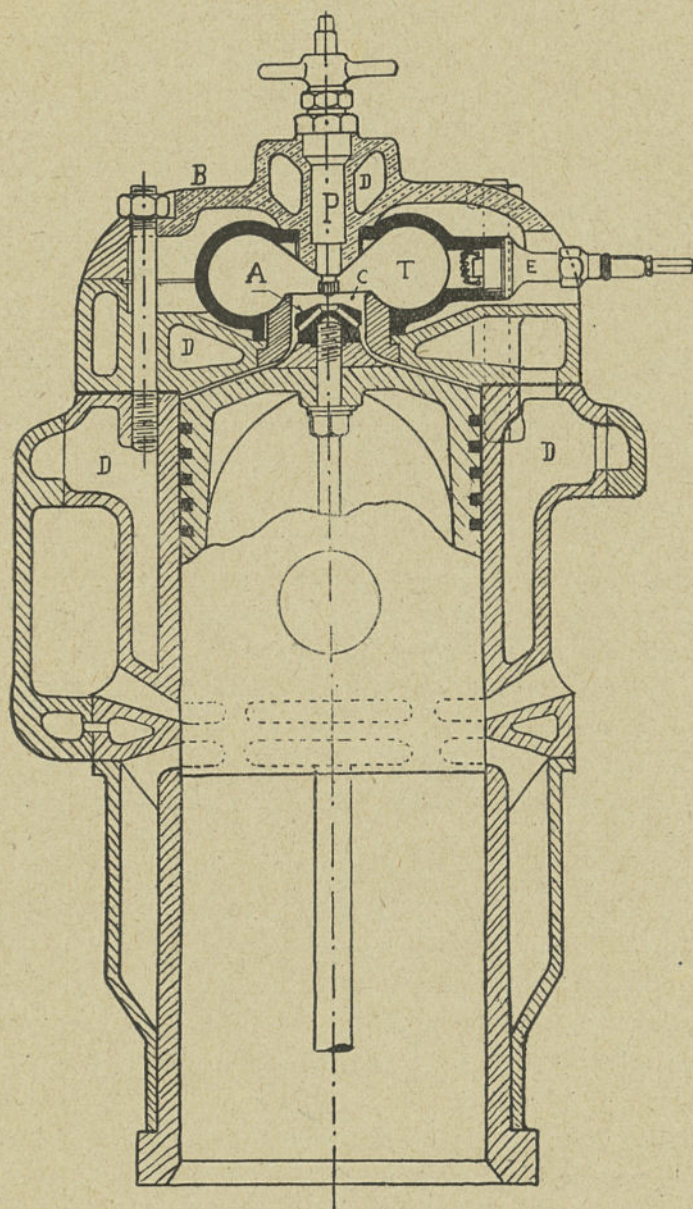


Fig. 49. — Moteur Tartrais.

Moteurs Diesel et Semi-Diesel

7

s'effectue sensiblement à volume constant, les déplacements du téton dans la chambre de combustion n'augmentant pas sensiblement le volume de cette chambre.

Le tore de combustion est protégé contre le refroidissement par une calotte extérieure en bronze B, avec intervalle d'air.

Le combustible est injecté, en fin de course de compression, par une pompe à débit réglable par la course du piston, à soupape d'aspiration commandée.

Une circulation d'eau par pompe refroidit en D les cylindres et le pulvérisateur, de façon à éviter, dans ce dernier, la formation de vapeur qui, circulant dans le tuyautage, nuit à l'alimentation régulière en combustible.

Le balayage s'effectue à l'aide d'une pompe verticale, placée sur le côté des cylindres, à deux temps et à double effet et commandée par un maneton fixé sur l'arbre manivelle.

L'évacuation des gaz brûlés s'effectue par des lumières disposées circulairement vers le bas des cylindres, et le balayage par une autre série de lumières placées au-dessous des premières.

La mise en route est obtenue à l'aide d'une bougie spéciale E, constituée par un fil de platine, porté au rouge par le courant d'une batterie d'accumulateurs, ce qui évite le chauffage préalable de la chambre de combustion.

La compression volumétrique correspond à 9, ce qui donne en fin de compression 22 kilogrammes environ de pression, correspondant à une élévation de température de 420°. D'où nous voyons que la température de la paroi chaude n'a pas besoin d'être excessive, ce qui accroît la résistance de la culasse et assure un bon départ à froid par suite de la compression élevée.

La consommation du moteur est d'environ 200 grammes de combustible à 9.000 calories au kilogramme à pleine charge et 250 grammes à charge réduite, par cheval-heure effectif, et 10 grammes d'huile de graissage.

Le moteur peut fonctionner en utilisant les combustibles suivants : huiles lourdes de houille, huiles légères de goudron, huiles minérales provenant du naphte, mazout, pétrole lampant, et même les huiles végétales, palme, coco, arachide, ricin, coton, ce qui présente un

intérêt considérable pour les pays producteurs des végétaux ci-dessus, dépourvus généralement d'autres combustibles.

Moteur Charles. — Le moteur Charles, du type semi-Diesel, utilise un prélèvement d'air comprimé dans le cylindre pour réaliser l'injection du combustible sans secours de pompe et d'injecteur.

A cet effet le moteur comprend un système distributeur constitué essentiellement par une arrivée de combustible dont le débit est réglé par le piston P, communiquant avec un réservoir R ou chambre à combustible, dont le niveau correspond à la quantité nécessaire à une cylindrée (fig. 50).

Une dérivation d'air comprimé prise dans le cylindre moteur pendant la période de compression est envoyée dans un petit réservoir en communication intermittente avec le cylindre et préalablement chauffé par une dérivation des

gaz chauds. Cet air est carburé dans le petit réservoir au moyen d'une arrivée spéciale de combustible et cette explosion auxiliaire obtenue sous l'effet de la pression et de la chaleur est utilisée dans le système des cônes convergents et divergents C pour provoquer l'introduction sous pression du combustible H dans le cylindre

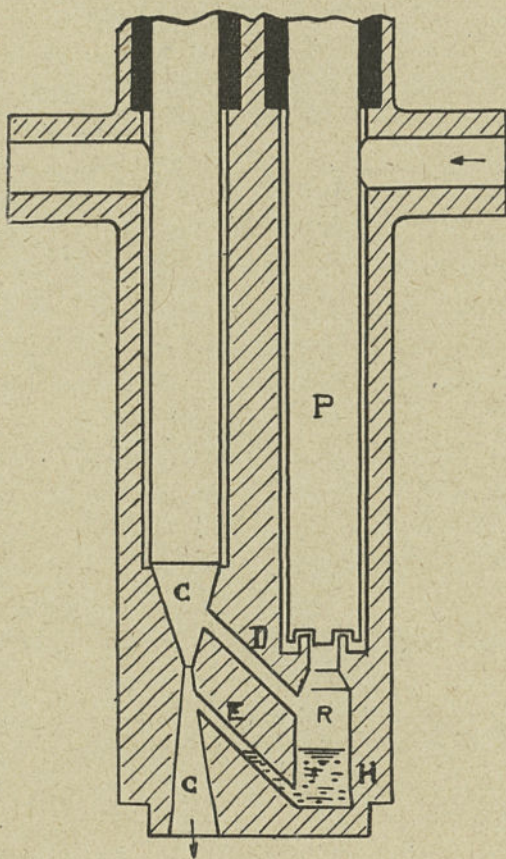


Fig. 50. — Moteur Charles.

au moyen des communications D et E. Le combustible est ainsi

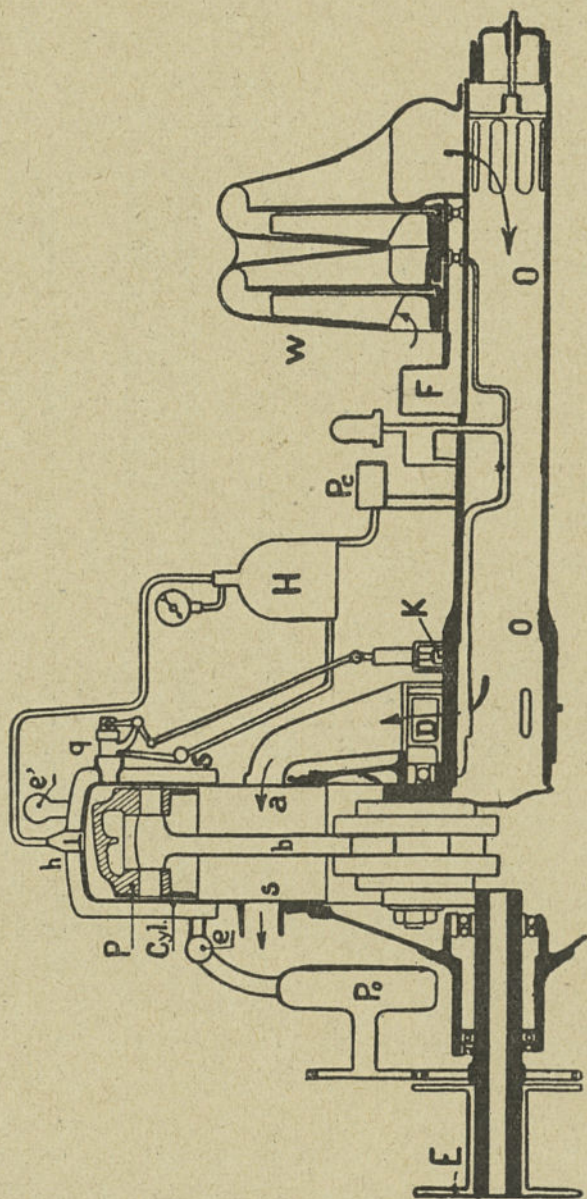


Fig. 51. — Moteur Garuffa.

amené par simple gravité à travers une sorte d'injecteur Giffard.

Le poids du moteur actuel est environ de 10 kilogrammes par cheval.

Moteur Garuffa. — Le moteur italien Garuffa, spécialement étudié en vue de son application à l'aviation, se présente sous forme d'un moteur neuf cylindres en étoile, pesant environ 1 kilogramme au cheval et susceptible de brûler les combustibles lourds.

Le moteur fonctionne suivant le cycle à deux temps, la distribution est assurée au moyen de lumières *a* et *s* disposées à la partie inférieure du cylindre, l'admission étant réglée par un distributeur D (*fig. 51*).

Le combustible est injecté par un collecteur sous pression dans chaque cylindre au moyen de pulvérisateurs : l'alimentation se fait à l'aide d'une pompe unique. A cet effet, la pompe *P_e* envoie le combustible dans la cloche régulatrice *H* qui communique avec le collecteur *S* par le clapet *h* ; le collecteur étant en communication avec le cylindre par un clapet *q* commandé au moment de l'injection par la came *K*.

Le balayage est réalisé à l'aide d'un ventilateur Rateau *W* commandé par le moteur et envoyant l'air comprimé par l'arbre moteur *O* qui est creux. Ce ventilateur est également utilisé pour permettre le fonctionnement du moteur aux diverses altitudes, en conservant par surcompression une puissance constante.

La circulation d'eau est obtenue par une pompe *P_o* commandée par le moteur et envoyant l'eau dans des collecteurs *e* et *é*.

Les pistons *P* et les bielles *b* sont montées sur un maneton unique et l'hélice est bloquée sur le moyeu *E* disposé à l'avant du moteur.

La mise en marche se fait à l'essence et au décompresseur, l'allumage étant assuré à ce moment par une magnéto.

NOUVEAUX MOTEURS DIESEL POUR AUTOMOBILE ET AVIATION

Dans les moteurs Diesel légers utilisés en automobile et aviation on a abandonné l'injection à l'aide de l'air comprimé, ce qui entraînerait l'emploi d'un compresseur et augmenterait ainsi le poids et le prix de revient du moteur.

On utilise l'injection directe du combustible, sous forme de liquide, comme d'ailleurs dans les trois moteurs précédemment décrits et dont les inventeurs furent les précurseurs des moteurs modernes actuels.

Les systèmes employés pour l'injection peuvent se classer en trois catégories.

1° *Injection directe* du combustible, dans la chambre de combustion, système dit à « Solid-injection », qui nécessite des pressions d'injection élevées : 400 à 600 kgr/cm². Ce système est utilisé sur la majorité des moteurs d'aviation.

2° *Injection dans une chambre de précombustion* où le combustible s'enflamme au préalable dans une chambre de petites dimensions communiquant par un canal à la chambre de compression. L'inflammation du combustible se fait alors en deux phases : une première combustion partielle ayant lieu au début dans la chambre et dont l'élévation de pression chasse les produits de combustion dans la chambre principale entraînant le reste du combustible, qui brûle après avoir été énergiquement brassé, ce qui favorise l'inflammation.

3° *Injection dans antichambre* où la chambre de combustion est constituée par une cavité ménagée dans le fond du piston ou dans la culasse.

La combustion se fait dans ce cas dans cette cavité qui fait intégralement partie de la chambre de combustion.

La pression d'injection est dans ce cas relativement basse, de l'ordre de 60 à 100 kgr/cm².

Avantages. — Ces moteurs emploient comme combustibles l'huile lourde ou le gas oil. Pour les faibles compressions, les allumages du début peuvent être assurés par un fil de platine incandescent.

En ce qui concerne leur utilisation en aviation, ils présentent au point de vue incendie, une sécurité totale, du fait même de l'emploi des combustibles lourds non inflammables à la température ordinaire.

Pour l'automobile, leur avantage réside dans l'économie réalisée par l'emploi des combustibles utilisés, le gas oil par exemple coûtant bien meilleur marché que l'essence (1/3 environ) : la consommation

spécifique de combustible étant d'autre part légèrement inférieure.

Nous allons décrire quelques moteurs de ce genre, actuellement en service.

Moteur Diesel léger Peugeot, licence Junkers. Type industriel. — Ce moteur, à deux temps, avec balayage, comporte deux pistons opposés par cylindre, qui se déplacent en sens inverse. Le cylindre porte, à sa partie supérieure, les lumières d'admission et à sa partie inférieure, les lumières d'échappement.

Le piston inférieur est articulé sur une bielle centrale travaillant à la compression, tandis que le piston supérieur est solidaire d'une traverse en liaison avec deux bielles latérales, travaillant à la traction.

Les bielles sont articulées sur un vilebrequin à trois coudes, ce qui donne un ensemble présentant un excellent équilibre.

La pompe de balayage est située au-dessus du cylindre, son piston fait corps avec le piston moteur supérieur auquel il assure le guidage.

La distribution, montée en bout du vilebrequin, comporte une came de commande pour la pompe à combustible du type à piston plongeur et une commande par vis et roue hélicoïdale pour la pompe à huile et le régulateur qui règle le dosage du combustible.

La quantité de combustible est réglée par la rotation du piston de la pompe dont la partie supérieure, en oblique, masque plus ou moins l'orifice d'admission d'huile.

Fonctionnement. — Les pistons, en se rapprochant simultanément, enferment un volume d'air qui atteint une forte compression et par suite subit un fort échauffement. Le combustible, finement pulvérisé, est projeté dans le cylindre en fin de compression et s'enflamme instantanément.

Les pistons s'écartent alors violemment l'un de l'autre et actionnent le vilebrequin au moyen des bielles latérales et de la bielle centrale. En fin de course, les gaz brûlés s'échappent par les ouvertures inférieures et l'évacuation est rendue totale par le balayage d'air frais, admis par les ouvertures supérieures.

Cet air frais est encore admis alors que les lumières d'échappe-

ment sont fermées par le piston inférieur, et lorsque les orifices de balayage sont obturés à leur tour, le cycle recommence.

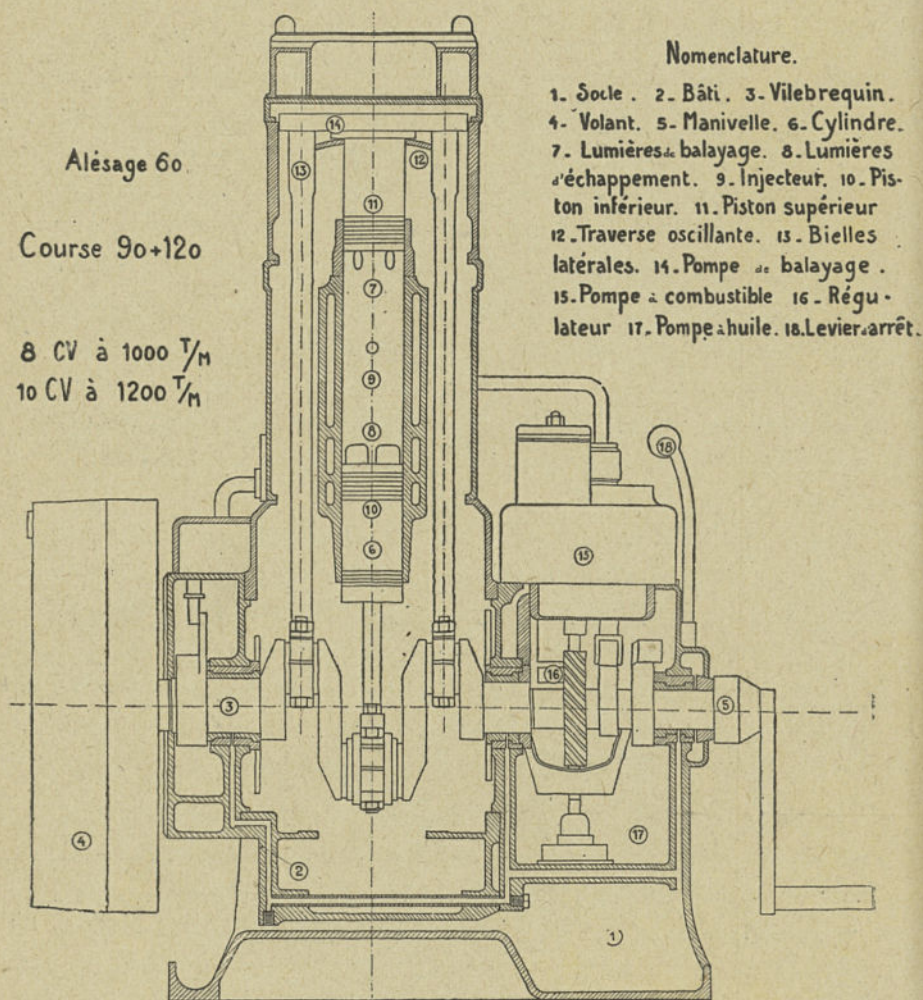


Fig. 52. — Moteur Peugeot, licence Junkers.

Les gaz brûlés et l'air de balayage sont orientés suivant un même sens, l'un des pistons démasquant les orifices de balayage du haut pendant que l'autre piston démasque les orifices d'échappement

du bas. Ce système, à équilibre, assure un excellent balayage et a déjà été employé avec succès sur les moteurs à essence.

Le système d'attelage des bielles, qui permet l'équilibrage des forces d'inertie et des forces d'explosions qui s'annulent sur le vilebrequin, évitant ainsi l'effort sur les paliers, a déjà été employé d'une façon analogue sur divers moteurs en particulier par Gobron-Brillé.

Le départ du moteur, qui se fait au combustible normal d'utilisation, ne nécessite pas d'effort exceptionnel, par suite du bon équilibre des masses en mouvement.

Une seule commande permet d'obtenir toutes les variations de régime et de charge comprise entre 250 et 1.200 tours/minute.

Le moteur utilise les combustibles liquides à bas prix : gas oil ; fuel oil ; huiles de schistes, d'arachide, etc., avec une consommation moyenne de 210 grammes au cheval-heure.

La figure 52 représente le moteur monocylindre Peugeot-Junkers industriel, 10 CV. à 1.200 T/M, d'un poids de 200 kilogrammes.

Un moteur du même type, à deux cylindres, est utilisé pour les camions.

Moteur Diesel léger Saurer d'automobile. — Les établissements Saurer ont adopté sur leurs camions automobiles des moteurs Diesel légers qui peuvent remplacer, sur ces véhicules, les moteurs à essence existants.

Le moteur Diesel, actuellement en usage, comporte quatre cylindres : alésage : 110 ; course : 180 et donne une puissance de 40 CV. à 1.000 T/M et 47 CV. à 1.200 T/M. Le rapport volumétrique de compression est d'environ 15 et la pression en fin de compression dans le cylindre est environ 30 kilogr. par centimètre carré.

L'élévation de pression pendant la combustion n'est pas très grande : elle varie de 36 à 42 kilogr. par centimètre carré, suivant l'avance donnée à l'injection de combustible.

La pression d'injection est de 60 kilogr. par centimètre carré et la consommation est de 220 grammes de gas oil au cheval-heure.

Le poids de ce moteur est de 630 kilogr. ce qui correspond environ à 14 kilogr. au cheval.

Ce moteur peut se substituer au moteur à essence en usage sur les camions.

Les nouveaux camions Saurer utilisant le moteur Diesel, seront équipés avec un six cylindres d'alésage 110 et course 150, avec vilebrequin à sept paliers, montés à rouleaux.

Ces moteurs comportent un système spécial d'injection placé dans la culasse du cylindre (*fig. 53*).

La chambre de compression A, ménagée dans la culasse, reçoit, lorsque le piston arrive au haut de sa course, le mélange d'air et de

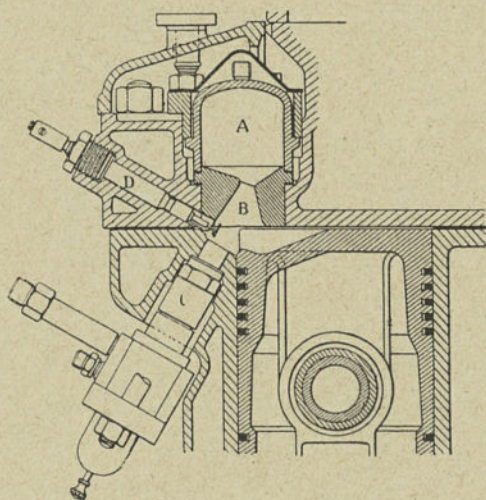


Fig. 53. — Culasse du moteur Saurer.

combustible, ce dernier étant injecté avec une avance d'environ 15° avant le point mort haut, par l'injecteur C.

Ce mélange, porté à une température élevée, s'enflamme de lui-même et la combustion commence au moment où le piston commence à descendre, cette combustion se faisant à la sortie de la chambre de combustion.

La mise en route du moteur est assurée au moyen d'un démarreur électrique, et une bougie de réchauffage D, dont le filament est porté au rouge par un courant électrique de 2 volts, facilite le départ du moteur à froid.

L'injection directe du combustible dans le cylindre moteur est assurée au moyen d'une pompe Bosch, comportant autant de corps de pompe d'alimentation que le moteur possède de cylindres.

Le diamètre du piston de la pompe varie de 6 à 10 millimètres, la course est d'environ 10 millimètres.

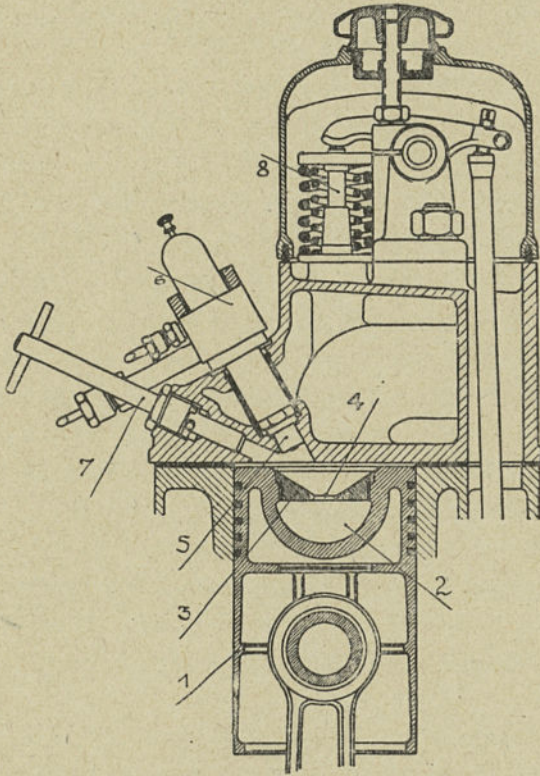


Fig. 54. — Moteur Diesel Berliet (licence Acro).

1. Piston. — 2. Chambre de précompression. — 3. Entonnoir de combustion. —
 4. Orifice de communication avec la chambre de combustion. — 5. Injecteur. —
 6. Support de l'injecteur. — 7. Broche porte amadou pour démarrage. —
 8. Soupape.

L'injecteur Bosch est du type à aiguille, les pressions utilisées sont environ de 60 kilogr. par centimètre carré.

Les nouveaux Diesel Saurer comportent une chambre de pré-combustion disposée dans le fond du piston, type Acro.

La conduite des camions munis de ces moteurs est identique à celle des véhicules utilisant les moteurs à essence.

Moteur Diesel Berliet (licence Acro) d'automobile. — Le moteur Berliet utilisé sur les camions est un 6 cylindres fonctionnant suivant le cycle Diesel à 4 temps. Il donne une puissance de 80 CV à 1.350 T/M.

Ce moteur comporte dans le fond du piston une chambre de pré-combustion qui communique avec l'autre partie de la chambre par un orifice de petite dimension (Fig. 54).

Le combustible commence à brûler dans la chambre de pré-combustion, mais non entièrement, l'air étant en quantité insuffisante. Mais sous l'influence de ce commencement de combustion les gaz se détendent brutalement, entraînant le combustible et réalisant ainsi un mélange parfaitement homogène, permettant une combustion très rapide.

Moteur Diesel Clerget d'aviation. — Le moteur Clerget, fonctionnant suivant le cycle Diesel à 4 temps, monté sur avions, est un neuf cylindres en étoile, à refroidissement par air. Sa puissance normale est de 230 CV. et il peut développer une puissance maximum de 300 CV. à 1.800 T/M. L'alésage est de 130 mm. et la course de 170 mm.; son poids est de 300 kgs.

Le rapport volumétrique de compression est de 16. Le *carter* en acier comprend une partie centrale d'une seule pièce, sur laquelle sont vissés les *cylindres* également en acier. Chaque cylindre comporte à la partie supérieure, une soupape d'admission et une soupape d'échappement.

L'embiellage est du type ordinaire avec bielle maîtresse et biellettes, le vilebrequin est en deux parties avec assemblage conique.

Les *pompes à combustible* sont placées à l'avant du moteur et commandées par quatre taquets, disposés sur un plateau tournant au 1/8^e de la vitesse du moteur et en sens inverse.

Chaque cylindre porte un pulvérisateur à jets multiples permettant de brûler les huiles lourdes industrielles sans que sa consommation dépasse 220 grammes au cheval-heure.

Moteurs Diesel Hispano-Suiza (licence Clerget). — Le moteur, type 9 T est un neuf cylindres en étoile, à refroidissement par air, fonctionnant suivant le cycle Diesel à 4 temps. Alésage : 130 mm.,

course : 170 mm. ; puissance nominale 300 CV à 1.800 T/M pour une consommation de 180 grammes de combustible au CV/heure ; puissance maximum : 400 CV à 2.100 T/M pour une consommation de 215 gr/cv/h.

Ce moteur possède la particularité de tourner dans les deux sens, sur simple commande, et peut fonctionner dans n'importe quelle position.

Le *carter* en acier forgé est circulaire. Il porte les *cylindres* vissés à sa périphérie qui sont orientés et maintenus en place par une clavette et un écrou.

Deux flasques en acier, rapportées sur le carter, portent les roulements du vilebrequin.

Les *cylindres* sont en acier nickel-chrome, emboutis et usinés. Le refroidissement est assuré par une chemise extérieure, en aluminium, emmanchée sur le cylindre et munie d'ailettes. La partie supérieure porte les soupapes d'admission et d'échappement ; l'injecteur est placé entre les deux soupapes. A l'avant du cylindre un clapet permet le démarrage par l'air comprimé.

Les *pistons* sont en alliage d'aluminium. Chaque piston pèse 1 kg 450 et sa partie supérieure évidée, assure une bonne turbulence. Il comporte 4 segments d'étanchéité et un racleur et est relié à la bielle par un axe flottant, libre dans le pied de bielle et dans les bossages.

L'*embiellage* est en acier au nickel-chrome avec bielle maîtresse à section double et biellettes à section tubulaire. La tête de la bielle maîtresse tourne sur le vilebrequin par l'intermédiaire d'un coussinet réglé.

Le *vilebrequin* en acier nickel-chrome, en deux parties, porte à son extrémité les cannelures pour le montage de l'hélice.

La *distribution*, pour la commande des soupapes, est assurée par deux cames, à quatre bossages, tournant au 1/8^e de la vitesse du moteur et en sens inverse.

Les *pompes à combustible* sont commandées, par leur piston, au moyen de quatre taquets, portés par un plateau qui tourne au 1/8^e de la vitesse du moteur et en sens inverse. Les taquets sont actionnés au moyen de basculeurs par une came unique, tournant à la vitesse

du moteur, et permettant les allumages dans l'ordre 1,3,5,7,9,2,4,6,8.

Les pompes à combustible, au nombre de neuf, sont disposées radialement, à l'avant des cylindres et dans leur axe. Chaque pompe est aspirante et foulante, avec un seul clapet à bille sur le refoulement et toujours en contact avec le combustible pour éviter les rentrées d'air.

L'injecteur est du type à aiguille à jet unique.

La mise en route du moteur est assurée par un compresseur Viet, sous une pression d'air comprimé de 35 kg/cm².

Le moteur 14 U comporte 14 cylindres en étoile disposés sur une double rangée, chaque rangée étant décalée l'une par rapport à l'autre.

Alésage 140 mm., course 170 mm., ce qui donne une cylindrée totale de 36,6 litres.

Le rapport de compression volumétrique de 16 donne un taux de compression réel de 35 kg/cm². La puissance nominale est de 500 CV à 1.900 T/M et la puissance maximum 640 CV à 2.200 T/M. Le poids total du moteur est de 510 kilogrammes.

Moteur Diesel Packard. — Le moteur Packard d'aviation (*fig. 55*), fonctionnant suivant le cycle Diesel à 4 temps, a les caractéristiques suivantes :

Neuf cylindres en étoile, refroidissement par l'air, alésage 120 mm., course : 150 mm. ; puissance : 225 CV, à 1.950 T/M. Son poids est de 1 kg au cheval.

Le rapport volumétrique de compression est de 16 ; l'air est comprimé à 36 kg/cm² et la température atteint 540°.

L'injection de combustible a lieu 45° avant le point mort haut et la pression d'injection est de 430 kg/cm². Au point mort haut la pression dans le cylindre atteint 90 kg/cm². L'injection dure jusqu'au point mort haut. L'échappement a lieu 45° avant le point mort bas. La consommation d'huile lourde est de 180 gr. au CV/H. et la consommation d'huile de graissage de 22 grammes. Ce moteur comprend des dispositions particulières de construction que nous allons examiner.

Carter. Le carter, en électron, d'un poids de 16 kg., est en une seule pièce et les cylindres sont maintenus par des anneaux d'acier, disposés à l'avant et à l'arrière, prenant appui sur les embases des

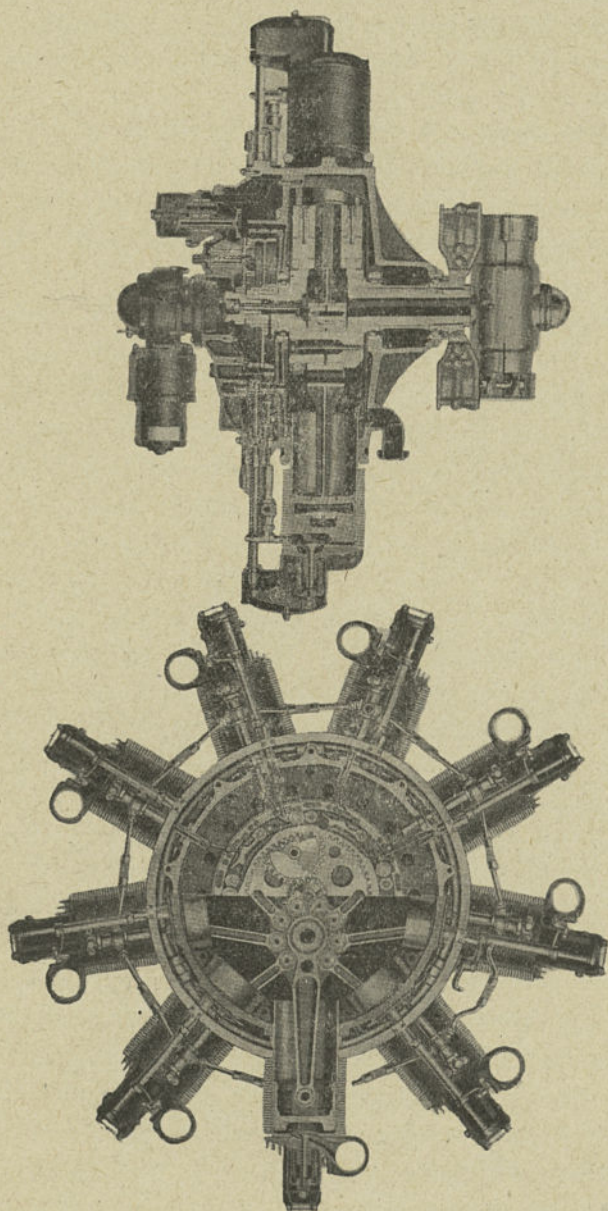


Fig. 55. — Moteurs Packard.

cylindres. Ces anneaux sont maintenus sous tension par trois manchons filetés permettant de répartir régulièrement l'effort de tension.

Cylindres. Les cylindres sont en acier avec ailettes prises dans la masse et fond de culasse rapporté également en acier. Le poids d'un cylindre est de 5,2 kgs.

Une seule soupape est utilisée pour l'admission et pour l'échappement et la tubulure est constituée par un venturi placé tangentiellement à la paroi du cylindre, qui favorise la turbulence. Chaque soupape est rappelée par douze ressorts, disposés concentriquement autour de son axe.

Le vilebrequin à maneton unique, est monté sur roulements à rouleaux et les masses d'équilibrage sont reliées aux bras à l'aide de ressorts travaillant en compression.

L'embiellage est constitué par une bielle maîtresse et huit biellettes. La tête de la bielle maîtresse est d'une seule partie, le vilebrequin étant en deux parties, assemblées par boulon et clavette.

Le piston en alliage d'aluminium porte un déflecteur qui favorise la turbulence.

Chaque cylindre comporte *une pompe et un injecteur*, réunis en un seul organe, et commandés ainsi que les soupapes par deux cames à quatre bossages tournant au $1/8^e$ de la vitesse du moteur et en sens inverse.

Le démarrage est obtenu par un démarreur par inertie et des bougies incandescentes permettent le lancement du moteur aux basses températures.

Moteurs Junkers-Diesel d'aviation. — Les moteurs Junkers fonctionnent suivant le cycle Diesel à 2 temps.

Chaque cylindre comprend deux pistons opposés actionnant chacun un vilebrequin. Les deux vilebrequins sont accouplés par un train d'engrenage dont l'un d'eux porte l'arbre moteur.

L'injection de combustible se fait au moyen de quatre injecteurs par cylindre répartis sur son pourtour et le balayage est effectué par un ventilateur centrifuge.

Les orifices de ventilation sont disposés tangentiellement aux parois du cylindre, de manière à créer un mouvement tourbillonnaire

de l'air permettant un mélange homogène avec le combustible, introduit par les quatre injecteurs (Fig. 56, Balayage et injection de combustible). Les caractéristiques de ce moteur sont indiquées sur le tableau à la fin du chapitre.

Moteur de la Compagnie Lilloise (licence Junkers). — Un moteur d'aviation du type Junkers a été réalisé par la Compagnie Lilloise (Etablissements Peugeot). Ce moteur, à 2 temps, à refroidissement par eau, comporte 6 cylindres en ligne, alésage 105 mm., course 160

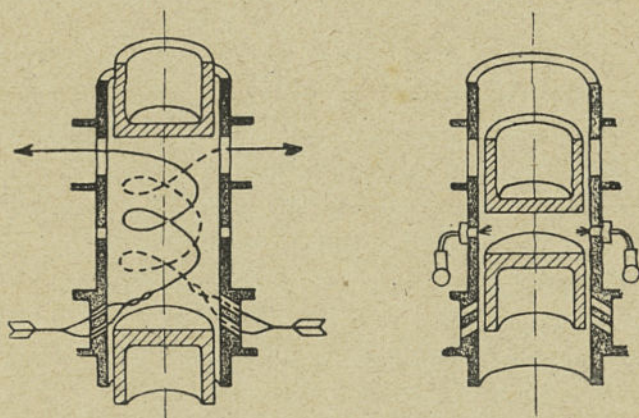


Fig. 56. — Balayage et injection dans les moteurs Junker.

mm., développant une puissance maximum de 500 CV. à 2.100 T/M. L'hélice, démultipliée, tourne à 1.200 T/M pour 1.900 T/M au moteur. La consommation, à la puissance normale est au CV/H de 170 grammes de gaz oil et 12 gr. d'huile. Le poids du moteur est de 502 kilogs.

Le moteur comprend deux arbres manivelles reliés entre eux par cinq engrenages, dont l'un porte le moyeu d'hélice.

L'alimentation en air du moteur se fait par un compresseur centrifuge Rateau.

Le carter et les cylindres, d'un seul bloc en alliage d'aluminium, sont pourvus pour les cylindres de chemises en acier chrome ni.kel où coulisent les pistons, en alliage d'aluminium.

Douze pompes à combustible alimentent chacune deux injecteurs, soit quatre injecteurs par cylindre, répartis sur sa périphérie.

Moteur Fiat-Diesel d'aviation. — Ce moteur, comprend 6 cylindres en ligne, à refroidissement par air, alésage de 140 mm. course de 180 mm.

Il fonctionne suivant le cycle Diesel à 4 temps et développe une puissance maximum de 220 CV à 1.700 T/M.

Sa consommation est de 190 gr. au CV/H d'huile lourde et son poids est de 400 kilogr.

Les six pompes à combustible sont groupées par trois, et sont reliées aux pulvérisateurs de combustible, un par cylindre, placé au centre, entre les deux soupapes d'aspiration et les deux soupapes d'échappement.

Moteur Jalbert à huile lourde. — Dans ce moteur, le combustible est injecté sous forme de vapeur à l'aide d'un piston et cylindre d'injection disposés au-dessus du cylindre moteur.

Un système de carburateur à aiguille permet le dosage du combustible et d'air avant son introduction dans le cylindre injecteur, où l'allumage prématuré n'est pas à craindre, ce mélange étant toujours très riche.

Une soupape placée dans le fond du cylindre moteur permet l'injection du mélange dans ce dernier.

Le cylindre est en outre muni d'une soupape d'aspiration pour l'air pur et d'une soupape d'échappement.

CARACTÉRISTIQUES DE QUELQUES MOTEURS DIESEL LÉGERS

Moteurs Diesel d'automobile

	CYCLE	NOMBRE DE CYLINDRES	CYLIN- DRÉE EN LITRES	PUISSANCE MAXIMUM EN CV	T/M
Saurer	4	4	6,8	49	1.100
Berliet	4	6	10,85	80	1.350
Renault	4	6	11,25	95	1.500
Panhard	4	6	7,4	90	1.800
Mercédès	4	6	7,58	95	1.700
Junkers	2	2	3,16	45	1.200
Akro	4	6	11,25	80	1.200

Moteurs Diesel d'aviation

Clerget	4	9	20	300	1.800
Hispano-Suiza	4	9	20	400	2.100
(licenc. Clerget)	4	14	36,6	640	2.200
Packard	4	9	16	225	1.950
Junkers	2	6	28,5	700	1.700
Cie Lilloise	2	6	16,6	500	2.100
Fiat	4	6	16,6	220	1.700
Jalbert	4	6	13,2	235	2.000

CHAPITRE XVIII

COMBUSTIBLES EMPLOYÉS POUR LES MOTEURS DIESEL ET SEMI-DIESEL

Les combustibles généralement employés pour les moteurs Diesel et semi-Diesel sont les *pétroles lourds* et les *huiles de goudron*.

Le *pétrole lampant* provenant de la distillation des pétroles bruts a constitué le premier combustible utilisé dans les moteurs Diesel : son prix de revient est relativement élevé. Aussi on utilise industriellement le *mazout*, résidu de la distillation du pétrole brut. Le mazout présente à la température ordinaire une viscosité trop grande pour son utilisation dans les pompes à combustible et il est nécessaire de le réchauffer par l'eau de circulation du moteur, le départ s'opérant au pétrole lampant.

On peut également mélanger le mazout avec du pétrole lampant pour augmenter sa fluidité.

L'indice de compression volumétrique de 12 est suffisant pour assurer la bonne combustion des combustibles dérivés du pétrole.

Sur les moteurs Diesel d'automobiles, on utilise le *gas oil*, produit de la distillation fractionnée des huiles de pétrole naturelles, qui vient immédiatement après les pétroles lampants et avant les huiles de graissage. Ce combustible n'est pas volatil à la température ordinaire et peut facilement se conserver sans perte. Sa densité à 15° est 0,850, son pouvoir calorifique 10.800 calories et son point de congélation — 16°.

Les *huiles de houille et de goudron*, résidus de la fabrication de coke ou de la distillation des goudrons, ont une température d'inflammation

plus élevée et une rapidité de combustion moins grande que les précédentes.

La compression volumétrique est alors de 14 à 16, pour assurer leur combustion.

Les *huiles végétales*, en particulier les huiles de palme et d'arachide, peuvent également être utilisées comme combustibles dans les moteurs Diesel et semi-Diesel, ce qui présente un gros avantage pour les pays producteurs, les colonies en particulier, dépourvues d'huiles minérales.

L'huile de palme doit être réchauffée avant son utilisation et la mise en route du moteur doit se faire à l'aide d'un combustible plus volatil.

Des moteurs semi-Diesel, alimentés par ces combustibles, fonctionnent de façon satisfaisante dans les colonies africaines.

CHAPITRE XIX

DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES D'UN MOTEUR SEMI-DIESEL, 2 TEMPS 12/14 C. V.

Nous avons vu que pour obtenir une bonne vaporisation du combustible et par suite une marche régulière du moteur on ne devait pas dépasser, dans le moteur semi-Diesel ordinaire, la vitesse 500 t/m. Au delà de cette vitesse, la combustion est incomplète, et des dépôts de carbone se produisent sur les parois du cylindre.

Détermination de la cylindrée. — Supposons l'emploi de combustibles de densité 0,8 à 1, d'un pouvoir calorifique de 10.000 calories. Le rendement thermique sera de l'ordre de 30 % et le rapport pratique du mélange air et combustible sera de 20 % en poids (20 grammes d'air pour brûler 1 gramme de combustible).

La vitesse admise sera de 500 tours par minute.

Pour obtenir un fonctionnement économique, il faut tabler sur une consommation maximum de 350 grammes de combustible par cheval-heure, soit pour un cycle et par conséquent pour un tour :

$$\frac{350 \times 14}{60 \times 500} = 0^{\text{gr}},163.$$

Le poids nécessaire sera donc :

$$0,163 \times 20 = 3 \text{ gr. } 26.$$

Mais nous savons qu'avec balayage par le carter la cylindrée est très imparfaite par suite de l'échauffement préalable de l'air par compression et également par contact et mélange possible de cet air

avec les gaz brûlés. Nous tablerons donc pour obtenir le volume de la cylindrée utile sur une densité de l'air de 0,70 seulement, ce qui donnera :

$$\frac{3,26}{0,70} = 4,7,$$

ce qui donnerait un moteur d'environ 185 millimètres d'alésage et 180 millimètres de course utile, le rapport $\frac{\text{alésage}}{\text{course utile}} = \frac{1}{1}$ étant généralement adopté.

La course totale sera égale à la course utile augmentée de la hauteur des lumières d'échappement et d'admission correspondant à une avance déterminée pour les premières.

En prenant une hauteur de lumière de 60 millimètres, la course totale du piston sera donc :

$$180 + 60 = 240 \text{ millimètres.}$$

Pompe d'injection. — Ainsi que nous le savions déjà, cette pompe est de dimensions réduites. Son débit étant réglable par la course du piston, il y aura intérêt à prendre un cylindre de diamètre le plus petit possible, le piston n'étant pas muni de garnitures.

Si nous adoptons un diamètre de 8 millimètres correspondant à une section de $\frac{3,14 \times 8^2}{4} = 50,24$ millimètres carrés, nous voyons que pour une consommation de combustible de 0,163 grammes par tour, nous devons avoir un cylindre de corps de pompe de volume utile de $\frac{0,163}{0,8} = 0,204$ centimètre cube, en prenant 0,8 comme densité du combustible, d'où une course du piston correspondant à :

$$\frac{204}{50,24} = 4 \text{ millimètres.}$$

Pratiquement la course en pleine charge est légèrement supérieure par suite de l'inertie des clapets et de la résistance présentée par le gicleur d'injection.

Dimensions des organes. — Les divers organes sont calculés par les méthodes ordinaires en tenant compte des surpressions éventuelles. Le vilebrequin aura un maneton de 60 millimètres de diamètre et de 90 millimètres de longueur environ avec tourillons de 60 millimètres de diamètre et 120 millimètres de longueur. La tête de bielle sera munie de coussinets en bronze phosphoreux avec graissage par couronne centrifuge. Le cylindre et le pied de bielle seront graissés par projection (1).

Distribution. — Le réglage du moteur correspondra aux chiffres ci-dessous :

Avance à l'ouverture de l'échappement.....	60° environ
— de l'admission.....	40° —
Hauteur des lumières d'échappement	60 millim
— d'admission	40 —

L'injection de combustible commencera à 6° avant le point mort bas pour se terminer 50° après.

Régulation. — Le réglage par « tout ou rien » a généralement été adopté sur ces moteurs par suite de sa simplicité. A cet effet, le poussoir de commande de la pompe à combustible est mobile et se trouve maintenu au moyen d'un ressort contre une rampe inclinée. Lorsque la vitesse dépasse celle de régime du moteur, l'inertie de la tête mobile du poussoir contrebalance la tension du ressort : le poussoir abandonne la rampe et la commande de la pompe n'a plus lieu. Le moteur diminuant de vitesse, la marche normale reprend.

(1) Voir les méthodes générales de calcul des organes dans le *Traité pratique sur la Construction du moteur à explosions.*

CHAPITRE XX

DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES D'UN MOTEUR DIESEL, DEUX TEMPS, DE 500 C. V. A 190 T/M A QUATRE CYLINDRES

Détermination de la cylindrée. — Nous savons par expérience qu'il faut 5,8 mètres cubes d'air par cheval-heure effectif pour un moteur deux temps, nous aurons donc pour la cylindrée totale du moteur :

$$5,8 \times 500 = 2.900 \text{ mètres cubes par heure.}$$

En prenant un rapport de la course C à l'alésage D de 1,5, nous avons, en écrivant que le volume d'une cylindrée multiplié par le nombre de cylindres 4 est égal au volume total de la cylindrée par minute et par tour, la relation :

$$\frac{\pi D^2}{4} \times 1,5 D \times 4 = \frac{2.900}{190 \times 60}$$

ou

$$4,7 D^3 = 0,254 \text{ (unité : m}^3\text{);}$$

d'où :

$$D^3 = \frac{254}{4,7} = 54 \text{ (unité : dcm}^3\text{)} \quad \text{et} \quad D = 380 \text{ millimètres}$$

et par suite :

$$C = 1,5 D = 1,5 \times 380 = 570 \text{ millimètres.}$$

Soit un moteur quatre cylindres de 380 millimètres d'alésage et

570 millimètres de course, correspondant à une cylindrée de 64 décimètres cubes.

Chambre de compression. — L'indice de compression volumétrique généralement adopté est 12 et la pression correspondante en fin de compression est alors :

$$P_e = (12)^{1,41} = 33,25 \text{ kg/cm}^2.$$

D'autre part, si nous désignons par v le volume de l'espace mort, V désignant le volume de la cylindrée, le volume total du cylindre sera $V + v$ et l'indice de compression volumétrique ρ aura pour expression :

$$\rho = \frac{V + v}{v};$$

d'où

$$v = \frac{V}{\rho - 1} \quad \text{où} \quad V = \frac{\pi D^2}{4} \times C,$$

ce qui nous donne pour notre moteur un volume de chambre de compression de :

$$v = \frac{64 \text{ dm}^3}{12 - 1} = 5^{\text{dm}^3},82$$

Nous aurons donc une cylindrée de 64 litres, une chambre de combustion de 5,82 litres et un volume total du cylindre de 69,82 litres.

Pression moyenne. — De la formule générale de la puissance

$$\mathcal{P}_e = \frac{n}{382} \times D^2 \times P_e \times V_m \times 1,80; \text{ pour un deux temps}$$

établie au début, nous tirons :

$$P_e = \frac{\mathcal{P}_e \times 382}{n \times D^2 \times V_m \times 1,80},$$

où

P_e , pression moyenne efficace, que nous cherchons ;

\mathcal{P}_e , puissance du moteur en chevaux = 500 ;

n , nombre de cylindres du moteur = 4 ;

D , alésage en centimètres = 38 ;

$$V_m, \text{ vitesse du piston en mètres par seconde} = \frac{CN}{30} = \frac{0,57 \times 190}{30} = 3^{\text{m}},6$$

ce qui nous donne :

$$P_e = \frac{500 \times 382}{4 \times 38^2 \times 3,6 \times 1,80} = 5 \text{ kg/cm}^2.$$

En admettant un rendement organique de 0,70, la pression moyenne indiquée serait de : $\frac{5}{0,7} = 7 \text{ kg/cm}^2$ environ.

Débit de la pompe d'injection. — Nous nous sommes fixé au début le volume d'air en fonction de la puissance, ce qui nous a amenés à une cylindrée de 64 décimètres cubes correspondant à un poids d'air de $64 \times 1,3 = 83$ grammes, à la pression atmosphérique.

Sachant qu'il faut 20 grammes d'air pour brûler 1 gramme de combustible, nous voyons que la quantité de combustible maximum à injecter par cylindre et par cycle sera de :

$$\frac{83}{20} = 4^{\text{gr}},15.$$

On pourrait également déterminer la quantité de combustible en partant de la consommation. Si nous tablons sur une consommation maximum de 300 grammes de combustibles par cheval-heure, nous brûlerons pour un cycle complet, par tour et pour les quatre cylindres :

$$\frac{300 \times 500}{60 \times 190} = 13 \text{ grammes,}$$

soit environ 3 grammes par cylindre, ce qui nous montre que pratiquement on prend un débit supérieur réglé ensuite par le régulateur.

Débit de la pompe de balayage. — La pompe de balayage doit fournir l'air correspondant à la cylindrée du moteur, soit 2.900 mètres cubes à l'heure augmenté de la quantité d'air à fournir au compresseur, correspondant à 940 litres par cheval-heure, soit :

$$0,940 \times 500 = 470 \text{ mètres cubes,}$$

donc au total :

$$2.900 + 470 = 3.370 \text{ mètres cubes par heure,}$$

soit par cycle :

$$\frac{3370}{60 \times 190} = 295 \text{ décimètres cubes.}$$

Débit de la pompe de circulation d'eau. — Pour le refroidissement des cylindres et du compresseur, il est bon de prévoir 30 litres par cheval-heure effectif, soit :

$$30 \times 500 = 15.000 \text{ litres}$$

et pour le refroidissement du piston, 4 litres par cheval-heure effectif, soit :

$$4 \times 500 = 2.000 \text{ litres.}$$

Au total il faudrait donc un débit horaire de 17 mètres cubes

Débit de la pompe de graissage. — Par expérience on table sur un débit de 8 litres d'huile de graissage par cheval-heure effectif, ce qui correspondrait à $8 \times 500 = 4.000$ litres comme débit horaire de la pompe.

CARACTÉRISTIQUES DE MOTEURS DIESEL

Moteurs fixes et marins à deux temps et à simple effet.

PUISSANCE EN CHEVAUX	FIXES				MARINS			
	25	50	75	100	25	50	75	100
Nombre de cylindres	1	2	3	4	1	2	3	4
Diamètre des cylindres	240	240	240	240	240	240	240	240
Course des pistons	360	360	360	360	360	360	360	360
Nombre de tours	320	320	320	320	320	320	320	320
Largeur du moteur.....	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Longueur sans poulie.....	1.660	2.200	2.740	3.280	1.200	1.740	2.280	2.820
Hauteur du moteur.....	1.875	1.875	1.875	1.875	1.870	1.870	1.870	1.870
Hauteur pour démontage	900	900	900	900	900	900	900	900
Diamètre du volant	1.400	1.400	1.400	1.400	800	800	800	800
Net du moteur seul	2.500	4.100	5.700	7.300	2.400	4.000	5.600	7.200
Volant	700	700	700	700	700	700	700	700
Tuyauteries et accessoires.....	200	300	400	500	200	300	400	500
Brut total.	3.900	5.600	7.300	9.000	3.800	5.500	7.200	8.900

Moteurs marins à deux temps et à simple effet.

PUISSANCE EN CHEVAUX	175	350	500	800	1000	1500	2000	2.250	3000
	Nombre de cylindres.....	4	4	4	4	4	4	4	6
Diamètre des cylindres.	240	310	370	500	550	620	700	620	700
Course des pistons	450	550	650	700	750	800	920	800	920
Nombre de tours	250	220	190	170	160	150	130	150	130
Largeur du moteur	1.400	1.850	2.100	3.600	4.250	4.750	5.250	4.750	5.250
Long. du moteur (sans le volant) ...	4.000	5.250	6.000	6.750	8.000	10.000	11.000	12.500	13.500
Hauteur du moteur.	2.375	3.200	3.700	4.800	5.100	5.400	6.100	5.400	6.100
Hauteur pour démontage.	3.200	4.100	4.750	6.100	6.600	7.100	7.800	7.100	7.800
Diamètre du volant	1.000	1.250	1.500	1.800	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000
Net du moteur.	18.000	40.000	58.000	95.000	117.000	155.000	205.000	225.000	290.000
Brut du moteur (avec volant et accessoires)	20.000	44.000	63.000	104.000	127.500	167.500	220.000	240.000	310.000
Tuyauteries, réservoirs, etc... (indicatif).	4.000	6.000	7.500	9.000	12.000	15.000	18.000	18.000	20.000

Moteurs fixes verticaux à quatre temps et à simple effet.

MOTEURS A TROIS ET QUATRE CYLINDRES

PUISSANCE EN CHEVAUX	150	200	225	300	375	450	500	650
Nombre de cylindres..	3	4	3	4	3	3	4	4
Diamètre des cylindres.....	0.310	0.310	0.370	0.370	0.500	0.550	0.500	0.550
Course des pistons.	0.550	0.550	0.650	0.650	0.700	0.750	0.700	0.750
Nombre de tours	220	220	190	190	170	160	170	160
Largeur du moteur.	3.000	3.000	3.250	3.250	3.500	4.000	3.500	4.000
Longueur sans poulie.	4.750	5.500	5.500	6.500	7.500	7.750	8.750	9.000
Hauteur du moteur	3.000	3.000	3.300	3.300	4.000	4.250	4.000	4.250
Hauteur pour démontage	4.500	4.500	5.000	5.000	6.250	6.500	6.250	6.500
Diamètre du volant	2.700	2.700	3.200	3.200	3.600	3.800	3.600	3.800
Net du moteur seul.	20.000	25.000	32.000	40.000	60.000	80.000	75.000	97.500
Volant	4.000	4.000	6.500	6.500	12.000	16.000	12.000	16.000
Tuyauteries et accessoires....	6.500	7.500	7.750	8.250	12.000	13.500	15.000	16.000
Brut total.	33.500	40.000	50.000	60.000	90.000	117.500	110.000	137.500

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

LE MOTEUR DIESEL

	Pages
Introduction.....	1
Cycle du moteur Diesel.....	4
Diagramme réel.....	5
Travail moteur.....	7
Rendement global du moteur.....	7
Pression.....	8
Pression moyenne indiquée.....	8
Pression moyenne efficace.....	9
Cylindrée.....	10
Vitesse moyenne du piston.....	10
Compression.....	11
Pression de combustion.....	11
Puissance du moteur.....	11
Détermination des pressions moyennes.....	13

CHAPITRE II

PRINCIPE ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

Cycle à quatre temps.....	14
Cycle à deux temps.....	16
Fonctionnement du moteur à quatre temps.....	20
Moteurs à deux temps.....	22

CHAPITRE III

ÉTUDE DES ORGANES

Cylindres.....	24
Pistons.....	26
Moteurs Diesel et semi-Diesel.....	9

	Pages
Bielles	27
Arbres manivelle.....	27
Bâti-carter	30
Soupape à combustible.....	32
Pompes à combustible	35
Compresseur d'air.....	37
Injecteur mécanique	39
Soupapes de sûreté.....	39
Canalisation reliant la pompe à l'aiguille.....	39

CHAPITRE IV

ÉTUDE DYNAMIQUE DU MOTEUR

Couple moteur.....	41
Régulation du couple moteur.....	42
Valeur du couple moyen.....	43
Volant	44
Equilibrage	45

CHAPITRE V

DISTRIBUTION

Réglage de la distribution pour le cycle à quatre temps	48
Réglage de la distribution pour le cycle à deux temps.....	50

CHAPITRE VI

REFROIDISSEMENT

Circulation d'eau.....	53
------------------------	----

CHAPITRE VII

GRAISSAGE

Fonctionnement du graissage.....	55
----------------------------------	----

CHAPITRE VIII

ÉCHAPPEMENT

Evacuation des gaz brûlés.....	58
--------------------------------	----

TABLE DES MATIERES

127

CHAPITRE IX

BALAYAGE DANS LES MOTEURS A DEUX TEMPS

	Pages
Pompes de balayage.....	59

CHAPITRE X

MOTEURS DIESEL MARINS

Changement de marche	63
Réglage du nombre de tours.....	63
Moteurs de sous-marins.....	64

CHAPITRE XI

MISE EN ROUTE DU MOTEUR

Modes de lancement.....	65
-------------------------	----

CHAPITRE XII

MISE AU POINT ET RÉGLAGE DU MOTEUR

Indicateur pour prise de diagrammes.....	67
Emploi de l'indicateur.....	68
Détermination de la pression maximum.....	69
Réglage de l'aiguille d'injection.....	71
Réglage de l'insufflation.....	71
Régulateur	72
Consommation	72

CHAPITRE XIII

DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE EFFECTIVE

Frein de Prony.....	74
Dynamo-frein	75
Dynamo-dynamomètre.	75
Essai au frein Froude.....	76

CHAPITRE XIV

CONDUITE ET ENTRETIEN

Contrôle de la bonne marche du moteur.....	78
--	----

CHAPITRE XV

CAUSES DE MAUVAIS FONCTIONNEMENT

	Pages
Causes et remèdes.....	80

CHAPITRE XVI

MOTEURS SEMI-DIESEL

Principe.....	84
Fonctionnement.....	85
Injection d'eau	87
Diagramme du moteur semi-Diesel.....	88
Pompe à combustible.....	89
Pompe à eau.....	90
Mode de lancement.....	90

CHAPITRE XVII

MOTEURS SEMI-DIESEL LÉGERS

Moteur Tartrais.....	92
Moteur Charles.....	95
Moteur Garuffa.....	97
<i>Nouveaux moteurs Diesel d'automobile et d'aviation</i>	97
Moteur Peugeot, licencié Junkers	99
Moteur Saurer.....	101
Moteur Berliet	104
Moteur Clerget d'aviation.....	104
Moteur Hispano-Suiza (licence Clerget).....	104
Moteur Packard	106
Moteur Junkers-Diesel d'aviation.....	108
Moteur de la Cie Lilloise.....	109
Moteur Fiat-Diesel.....	110
Moteur Jalbert à huile lourde	110
Caractéristiques de quelques moteurs Diesel légers.....	111

CHAPITRE XVIII

COMBUSTIBLES EMPLOYÉS POUR LES MOTEURS DIESEL
ET SEMI-DIESEL

Huiles minérales et végétales.....	112
------------------------------------	-----

CHAPITRE XIX

**DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR
SEMI-DIESEL DEUX TEMPS**

	Pages
Détermination de la cylindrée.....	114
Pompe d'injection	115
Dimensions des organes.....	116
Distribution	116
Régulation	116

CHAPITRE XX

**DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES
D'UN MOTEUR DIESEL**

Détermination de la cylindrée.....	117
Chambre de compression.....	118
Pression moyenne.....	118
Débit des pompes.....	119

CHAPITRE XXI

CARACTÉRISTIQUES DE MOTEURS DIESEL

Moteurs à deux temps.....	121
Moteurs à quatre temps.....	123

LIBRAIRIE CENTRALE DES SCIENCES
DESFORGES, GIRARDOT ET C^o
27 et 29, Quai des Grands-Augustins, PARIS-6^e

TRAÇAGE, FILETAGE

TRACÉ DES ENGRENAGES

CALCUL DES VITESSES DES MACHINES-OUTILS

A L'USAGE DES
ÉLÈVES DES ÉCOLES PRATIQUES ET PROFESSIONNELLES
ET DES
APPRENTIS ET OUVRIERS AJUSTEURS, TOURNEURS
ET MONTEURS MÉCANICIENS.

PAR
A. FIAT

Professeur technique
Chef des Ateliers de l'École Nationale Professionnelle de Nantes
Officier d'Académie.

5^e édition revue et augmentée, 1 volume in-8^o broché de 264 p. avec 184 fig. . 27 fr.

TABLE DES MATIÈRES. — Chap. 1^{er} : Quelques notions d'arithmétique. — Chap. II : Quelques définitions géométriques. — Chap. III : Abréviations et formules diverses. — Chap. IV : Tracés géométriques simples et problèmes fréquemment utilisés à l'occasion du traçage. — Chap. V : Notions sommaires de trigonométrie. — Chap. VI : Lecture du dessin. — Chap. VII : Traçage, généralités. — Chap. VIII : Traçage à plat. — Chap. IX : Traçage en l'air. — Chap. X : Quelques exemples de traçage en l'air. — Chap. XI : Engrenages. — Chap. XII : Filetage. — Chap. XIII : Vitesse des machines.

TRAVAIL DES MÉTAUX

PAR
J. MICHEL

I. — **Fusion des métaux. Alliages, Moulages** : Composition des bronzes, laitons, antifricions, etc. Fonderie. — II. **Forge. Chaudronnerie. Estampage** : Travail des tubes, des fils. Rivetage, Matage. — III. **Travail à la lime, au burin, aux machines-outils** : Traçage, Limage. Meulage, Affûtage. Travail au tour et à la perceuse. Fraisage, Rabotage, Alésage. — IV. **Montage et Tours de Main** : Vis et Boulons, Clefs, Clavetage, Frettage. Réparations et usinages divers. — V. **Traitements thermiques des métaux** : Trempe, Cémentation, Recuit, Revenu. — VI. **Soudure et Brasure** : Chalumeaux et Soudures autogènes diverses. Brasures de pièces cassées. Aluminothermie. — VII. **Métaux précieux** : Alliages d'argent, d'or, de platine. Essais. Bijouterie et Horlogerie. — VIII. **Recettes diverses** : Mastics et ciments pour joints. Gravure. Enduits divers pour métaux.

2^e édition, 1 vol. in-16 broché de 360 pages avec 153 fig., 1921..... 24 fr.

Ajouter 10 p. 100 pour frais de port et d'emballage.

LIBRAIRIE CENTRALE DES SCIENCES
DESFORGES, GIRARDOT ET C^{ie}
27 et 29, Quai des Grands-Augustins, PARIS-6^e

LES MOTEURS D'EMBARCATIONS

Guide Pratique des Réparations de Moteurs à Explosion
raisonnées sur une Théorie approchée de ces Moteurs

CARBURATEURS. — MAGNÉTOS. — LIGNE D'ARBRE. — INVERSEUR DE MARCHÉ. —
HÉLICE. — RÉGULATION. — MISE AU POINT. — PANNES. — ESSAIS AU BANC. —
ESSAIS A LA MER.

THÉORIE APPROCHÉE DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

PAR

A. GROUSSET

AGENT TECHNIQUE PRINCIPAL DE LA MARINE
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE TECHNIQUE SUPÉRIEURE DE LA MARINE

Préface de R. COLIN

INGÉNIEUR DU GÉNIE MARITIME
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

1 volume grand in-8 broché de VIII-288 pages, avec 149 figures dans le texte,
1927..... 40 fr.

(Franco par la poste : France et Colonies, 42 fr. 50 ; Etranger, 47 fr.)

NOTE DES ÉDITEURS

Cet ouvrage a été écrit pour tous ceux qu'une connaissance par trop superficielle sur les moteurs à explosion et sur les moteurs Diesel ne peut satisfaire.

Pour rester à la portée de tous, l'auteur n'a laissé subsister dans cet ouvrage que les calculs élémentaires strictement indispensables à sa compréhension.

La première partie est un rappel sommaire des notions de mécanique que l'on rencontre par la suite dans la théorie, succincte d'ailleurs, sur laquelle repose le fonctionnement des moteurs à explosion et des moteurs à combustion interne, dits moteurs Diesel.

La deuxième partie, formant l'objet principal de l'ouvrage, se rapporte uniquement à la réparation des organes principaux d'un moteur à explosion et de ses accessoires, où pour chacun de ces organes, et après avoir recherché la raison ou la cause de l'avarie, les procédés à employer pour leur réparation sont exposés, en tenant compte des moyens dont on dispose, mais sans perdre de vue le résultat à atteindre.

Cette partie contient en outre des tableaux donnant les caractéristiques des matériaux employés, leur traitement et le choix judicieux à en faire suivant leur destination.

Nous ajouterons d'ailleurs que cette partie, ne traitant que des moteurs à explosion, reste entièrement applicable aux moteurs d'automobiles, dont le principe est exactement le même que celui des moteurs d'embarcation, les dimensions seules, à puissances égales, étant différentes.

La troisième partie se rapporte à l'étude des carburateurs et magnétos, régulation du moteur et essais à l'atelier. Une étude sur les inverseurs de marche et sur l'hélice est également faite, et l'auteur termine enfin par l'exposé de la conduite des essais à la mer de l'embarcation, après que l'installation du groupe moteur est terminée.

Ce rapide exposé montre donc que cet ouvrage convient tant à ceux qui font les réparations qu'à ceux qui en ont la responsabilité. Il convient aussi à tous les possesseurs de moteurs qui se doivent de connaître leur outil pour l'employer au mieux de leurs intérêts, le conduire, y effectuer les menues réparations et surveiller d'une façon efficace celles qu'ils font exécuter.

LIBRAIRIE CENTRALE DES SCIENCES
DESFORGES, GIRARDOT ET C^{ie}
27 et 29, Quai des Grands-Augustins, PARIS-6^e

LE CHEF MÉCANICIEN-ÉLECTRICIEN

ENCYCLOPÉDIE RATIONNELLE ET APPLIQUÉE
A L'USAGE DES TECHNICIENS ET PRATICIENS
DE L'INDUSTRIE, DE LA MARINE ET DES CHEMINS DE FER

par A. BLANC, *Ingénieur électromécanicien*

Tome I : **MATHÉMATIQUES PRATIQUES**. 1 vol. in-16 br. de xvi-319 pages, avec 215 figures 15 fr.

ARITHMÉTIQUE. Nombres entiers. Propriétés des nombres. Fractions. Système métrique. Puissances et racines. Rapports et proportions. — ALGÈBRE. Calcul algébrique. Equations du premier degré. Equations du second degré. Progressions, logarithmes, etc... — GÉOMÉTRIE. Géométrie à une dimension : droites, courbes. Géométrie à deux dimensions : similitudes, surfaces. Géométrie à trois dimensions : volumes, courbes complémentaires. — TRIGONOMÉTRIE. Mesure des angles. Fonctions. Opérations. Résolutions. — GÉOMÉTRIE DESCRIPTIVE. Le point. La droite. Le plan. Intersections. Plus courtes distances. Plans cotés et nivelés. — ÉLÉMENTS TECHNOLOGIQUES. Dessin géométrique. Applications graphiques. Étude d'un projet. Pièces de machines. Éléments d'assemblages. Pièces fixes. Pièces mobiles. Pièces flexibles.

Tome II : **PHYSIQUE ET CHIMIE PRATIQUES**, 1 vol. in-16 br. de 320 pages, avec 163 figures 15 fr.

PHYSIQUE. Matière et pesanteur. Hydrostatique : statique des liquides, statique des gaz. Chaleur ; effets de la chaleur, vapeurs, hygrométrie et condensation. — CHIMIE. Métalloïdes : notation et nomenclature, familles diverses. Métaux : propriétés, métaux alcalins, métaux alcalino-terreux. Métallurgie : fer et dérivés, divers, métaux précieux. Matières organiques : corps gras, aromates, alimentation.

Tome III : **MÉCANIQUE GÉNÉRALE**. 1 vol. in-16 br. de 664 pages, avec 420 figures 35 fr.

MÉCANIQUE RATIONNELLE. Statique : combinaisons de forces, centres de gravité, machines simples. Cinématique : combinaisons de mouvements, transformations de mouvements, engrenages, liens et guides de mouvements. Cinétique : motridynamique, myodynamique, thermodynamique, hydrodynamique, aérodynamique. RÉSISTANCES MÉCANIQUES. Résistances passives : percussion, frottements, roulement, frottement mixte, raideur des cordes. Résistance des matériaux : préliminaires, moment d'inertie, forces longitudinales, forces transversales, solides d'égalité résistance, pièces de machines. CONSTRUCTIONS INDUSTRIELLES. Statique graphique : forces diverses, résistance graphostatique. Ciment armé : ciments, ciments et métaux, mise en œuvre, instructions officielles, analyse mécanique.

Tome IV : **ÉLECTRICITÉ GÉNÉRALE** : 1 vol. in-16 br. de 607 pages avec 230 figures 35 fr.

Electromagnétisme. Unités électromagnétiques. Aimantation générale. Phénomènes électromagnétiques. Expériences et lois. Induction générale. — *Effets et utilisation des courants*. Effets. Electrochimie. Galvanoplastie. — *Instruments et procédés de mesure*. Contrôle général. Régulation et conductibilité. Intensité. Quantités. Différence de potentiel. — *Piles et transformateurs*. Principe des piles. Types principaux. Travail. Théorie générale des accus. Systèmes principaux. Applications. Principes et types de transformateurs. Applications. — *Génératrices à continu*. Dynamo théorique. Dynamo pratique. — *Génératrices à alternatifs*. Courants alternatifs. Alternateurs. — *Electroénergie*. Installation. Conduite. Règlement syndical. — *Eclairage électrique*. Lampes à arc. Lampes à incandescence. Installations électrolumineuses. Appareils accessoires. Épreuves usuelles. Grandes installations urbaines. Instructions générales. Sonneries. — *Télécommunication*. Télégraphie. Téléphonie. Télégraphie sans fil. Législation internationale. Téléphonie sans fil.

Conditions de paiement : *Au comptant* : Envoi franco de la Collection au reçu d'un mandat ou chaque postal de 90 francs. — *A tempérament* : 35 fr. à la commande et le solde payable en 5 traites mensuelles de 15 francs chacune.