

Titre : Le moteur à essence adapté à l'automobile et à l'aviation
Auteur : Boileau, Charles

Mots-clés : Moteurs à explosion
Description : 1 vol. (X-179 p.-[5 pl. dépl.]) ; 28 cm
Adresse : Paris : H. Dunod et E. Pinat, 1918
Cote de l'exemplaire : CNAM-BIB 8 De 272

URL permanente : <http://cnum.cnam.fr/redir?8DE272>



La reproduction de tout ou partie des documents pour un usage personnel ou d'enseignement est autorisée, à condition que la mention complète de la source (*Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique <http://cnum.cnam.fr>*) soit indiquée clairement. Toutes les utilisations à d'autres fins, notamment commerciales, sont soumises à autorisation, et/ou au règlement d'un droit de reproduction.

You may make digital or hard copies of this document for personal or classroom use, as long as the copies indicate *Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique <http://cnum.cnam.fr>*. You may assemble and distribute links that point to other CNUM documents. Please do not republish these PDFs, or post them on other servers, or redistribute them to lists, without first getting explicit permission from CNUM.

LE

MOTEUR A ESSENCE

ADAPTÉ

A L'AUTOMOBILE ET A L'AVIATION

8^e De 272 - Juillet 16, 1918

LE

8^e De 272

MOTEUR A ESSENCE

ADAPTÉ

A L'AUTOMOBILE ET A L'AVIATION

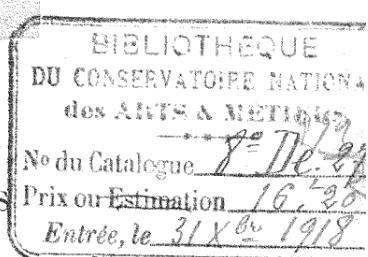
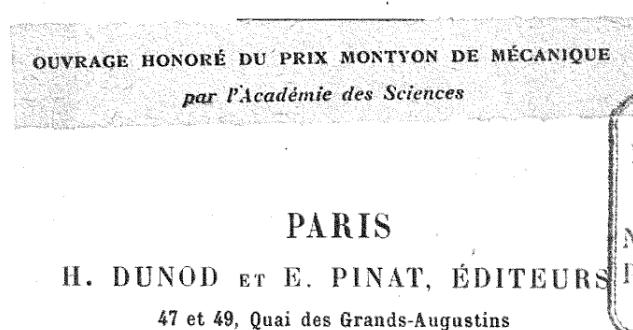
PAR

CH. BOILEAU

Ingénieur civil,
Ancien Élève de l'Institut Montefiore, de Liège.

PRÉFACE DE G. KOENIGS

Professeur à la Sorbonne, Directeur du Laboratoire de Mécanique
de la Faculté des Sciences de Paris.



1918

Tous droits de reproduction, de traduction et d'adaptation réservés pour tous pays.
Copr. by Dunod et Pinat 1918.

PRÉFACE

Le développement intensif que prend sous nos yeux l'Industrie des Moteurs à combustion interne exige une connaissance de plus en plus serrée des conditions de leur construction et de leur marche. En conséquence, il n'est plus possible de maintenir sur le terrain qualitatif l'étude d'aucune des questions qui les concernent. La forme précise, c'est-à-dire numérique des résultats, s'impose chaque jour davantage. Or rien ne semble plus difficile à obtenir et même à comprendre que l'infexion des formules à la représentation des phénomènes réels. Cette infexion paraît également pénible d'une part au mathématicien pur, inconscient du concret, habitué à la rigidité et à la sécheresse des équations et qui ne sait en goûter que l'exactitude formelle, et d'autre part au technicien qui, ayant, lui, la vision intuitive des réalités, ignore l'art d'en préciser les contours, d'en accuser les traits essentiels pour arriver à les fixer dans le cadre toujours étroit d'une formule. Cependant comme la possession de résultats numériques est reconnue indispensable, pour tant que l'on redoute l'Algèbre, il faut bien y venir. Seulement il y a la manière.

L'art ne consistera pas ici à suivre le développement systématique d'une grande Théorie, vraie par endroits mais fausse dans d'autres, capable uniquement de satisfaire des esprits scolastiques, mais bien plutôt à suivre dans ses inflexions la complexité des phénomènes, à oser faire, au moment voulu, l'hypothèse hardie qu'un jugement sain, appuyé sur une patiente pratique, aura permis de formuler. Dans un ordre de faits aussi complexes, l'analyse individuelle des questions a seule quelque chance d'aboutir. C'est cette méthode rationnelle et raisonnable que l'auteur de ce livre a fort heureusement mise en pratique. Les lecteurs n'y trouveront pas seulement les résultats utile

qu'un ouvrage de ce genre ne saurait s'abstenir de donner sans manquer son but. Ils y trouveront de caractéristiques exemples, je puis même dire des modèles, de discussions de questions concrètes ; ils verront comment, en mettant en relief les éléments essentiels et se résignant à en négliger d'autres notoirement secondaires, on peut parvenir à la conception simplifiée qui aboutit à la formule suffisamment vraie. La part de l'auteur dans l'application de cette méthode est importante. Nous signalerons entre autres les discussions relatives aux emballages, aux cames excentrées, les études sur les admissions réduites, qui sont éparses dans l'ouvrage, et enfin la méthode d'établissement des diagrammes de la marche d'une automobile.

Il convient d'ajouter que le livre de M. Boileau a déjà fait ses preuves. Il est en effet le développement des Leçons professées par l'auteur à un groupe d'anciens élèves des Écoles d'arts et métiers candidats au brevet de mécanicien militaire. Le grand succès de ces Leçons est un garant de celui que ce volume ne manquera pas de trouver auprès de ceux, heureusement de plus en plus nombreux en France, qui, soucieux de collaborer au développement d'une grande industrie, ont la volonté d'asseoir sur des bases fermes et exactes leur connaissance des moteurs.

G. KOENIGS,

Professeur à la Sorbonne,
Directeur du Laboratoire de Mécanique
de la Faculté des Sciences de Paris.

A VANT-PROPOS

On ne connaît bien un phénomène que si
l'on a pu le réduire en chiffres.

Lord KELVIN.

Le présent ouvrage est destiné aux jeunes Ingénieurs, élèves-Ingénieurs, et élèves de toutes Écoles professionnelles qui s'intéressent au moteur à essence et à son emploi dans l'automobile ou l'aviation. Il suppose déjà acquise une connaissance sommaire du fonctionnement du moteur, ce qui est d'autant plus vraisemblable que la plupart de ces jeunes gens ont été mobilisés dans des emplois techniques de leur compétence.

D'ailleurs, d'autres livres traitent particulièrement bien ce sujet, et je n'ai pas voulu surcharger ce volume qui sera plutôt le trait d'union entre ces ouvrages élémentaires et les Traités proprement dits, compilations diverses et Formulaires.

C'est d'ailleurs en essayant d'approfondir certaines démonstrations esquissées dans ceux-ci, que j'ai été amené à rédiger ces notes. J'espère avoir ainsi facilité la besogne des lecteurs plus curieux de solutions précises que de renseignements presque commerciaux et d'illustrations.

C'est dire que ce livre, comme son titre l'indique d'ailleurs, est absolument dégagé de toute question de firme ou de brevet.

Je serai reconnaissant aux lecteurs qui voudront bien me signaler les erreurs ou imperfections inévitables, et remercie particulièrement M. Schevin, qui a bien voulu se charger de la composition des épures et de la correction des épreuves.

INTRODUCTION

L'application du moteur à essence à l'automobile et à l'aviation a donné lieu à une éclosion de solutions cinématiques toutes plus ingénieuses les unes que les autres, comme cela arrive forcément dans tout genre nouveau de machines. Mais la pratique a eu raison de la plupart d'entre elles, et actuellement les solutions cinématiques bizarres, tout au moins pour les parties essentielles du moteur, sont à peu près abandonnées.

Seuls ont survécu :

1° Le moteur dit fixe, à refroidissement par eau, ou par air, ce dernier procédé réservé aux modèles d'aviation de puissance au plus égale à 110 chevaux, et d'ailleurs à peu près abandonné.

2° Le seul type de moteur rotatif où, le vilebrequin étant fixe par rapport au châssis, les cylindres tournent autour de lui, tandis que l'embielage tourne autour du maneton.

Le constructeur actuel n'a plus que le choix entre ces deux types ; et dès qu'il l'a fait, le problème devient avant tout une question de dynamique.

En effet, le moteur doit avoir la plus grande puissance massique, particulièrement sur l'avion pour lequel il constitue un poids mort — tandis qu'à la rigueur la question poids est moins capitale en automobile.

La consommation en essence et en huile, dans les deux cas, et surtout sur l'avion, doit être réduite au minimum. Or, ces conditions conduisent à faire travailler les organes à des taux de résistance que l'on ne soupçonnait pas il y a peu de temps encore. Il faut donc avant tout se rendre compte de tous les efforts, en grandeur comme en direction, qui vont agir sur les diverses pièces, et savoir les évaluer rigoureusement : donc avant tout problème de dynamique.

Par contre, les services accessoires, la distribution, etc., ont bénéficié largement de l'esprit inventif des constructeurs, et c'est dans ce domaine des accessoires que la cinématique a retrouvé son véritable emploi. Elle contribue finalement à assurer au moteur la régularité de marche et la compacité.

Même pour le moteur d'aviation, la tendance actuelle est le retour au moteur fixe d'automobile, perfectionné dans ses moindres détails, en utilisant des matériaux d'une résistance et d'une non fragilité toujours plus grandes, sans se laisser hypnotiser par une recherche excessive de la légèreté, aux dépens de la sécurité du fonctionnement et par suite, sécurité propre du pilote et des observateurs.

Les gros moteurs actuels, au delà de 150 à 180 HP, manifestent complètement cette tendance et si l'on objecte que les rotatifs tiennent toujours chez nous pour les puissances inférieures à cette limite, et même se sont introduits chez nos ennemis qui n'en avaient pas fait jusqu'ici, cela tient à la perfection remarquable avec laquelle ces moteurs peuvent être actuellement construits, malgré leur grande délicatesse de mise au point, et surtout à ce qu'ils forment, avec certains types d'avions, des appareils répondant tellement bien au genre de service que l'armée attend d'eux, que leurs défauts disparaissent en regard de leurs avantages.

Il faut dire de plus que par bien des côtés le rotatif se rapproche de la turbine à injection partielle, qui est presque le moteur idéal. D'ailleurs tous les efforts actuels tendent vers la mise au point de la turbine à gaz, devant laquelle toutes les solutions présentes apparaissent plus grossières les unes que les autres. Mais la parole est aux métallurgistes.

Nous allons commencer par l'étude des forces en présence dans le moteur.

N.-B. — Les calculs numériques ont été exécutés à la règle de 26 centimètres.

LE MOTEUR A ESSENCE

ADAPTE A L'AUTOMOBILE ET A L'AVIATION

PREMIÈRE PARTIE

DYNAMIQUE DU MOTEUR

CHAPITRE PREMIER

LE MONOCYLINDRE

Qui dit « force » dit « masse » et « accélération ». L'accélération est la variation de vitesse de cette masse. C'est le lien inévitable entre la force et les effets de cette force, c'est-à-dire, le déplacement de cette masse.

Si l'on peut évaluer la vitesse de telle pièce du moteur en chacune de ses positions et que l'on connaisse son poids, la variation de vitesse à chaque instant donnera l'accélération. En multipliant cette dernière par la masse, on obtiendra la valeur de la force agissante.

Réciproquement, la masse étant toujours connue, si l'on peut évaluer la valeur de la force, on en déduira l'accélération, d'où la vitesse, et finalement la loi du déplacement de la pièce.

Ce sont ces deux problèmes qui se présentent constamment dans l'étude du moteur. Toutes les pièces étant reliées entre elles de façon que la position d'un point de l'une quelconque oblige toutes les autres à avoir une position unique et bien définie, on pourra exprimer la loi du mouvement de chaque pièce en fonction d'une et toujours même variable, qui sera dans notre cas ou l'angle de la manivelle avec une direction fixe, ou la portion de course du piston, par exemple.

MOTEURS FIXES

Vitesse du piston. — Si AB est la bielle, OB la manivelle, et θ l'angle de la manivelle avec l'axe du cylindre, le déplacement correspondant du piston sera ED. Or

$$ED = EC + CD \text{ (fig. 1).}$$

$$EC = R(1 - \cos \theta) \quad \text{et} \quad CD(2AD - CD) = BC^2.$$

4

On néglige dans cette dernière formule CD devant $2AD$ qui est au moins cent fois plus grand, d'où :

$$CD = \frac{BC^2}{2AD}, \quad \text{Or} \quad BC = R \sin \theta \quad \text{d'où} \quad CD = \frac{R^2 \sin^2 \theta}{2l}$$

en appelant l la longueur de la bielle. Or $\sin^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2}$

$$\text{d'où finalement } ED = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{4l}(1 - \cos 2\theta) = e.$$

La vitesse $\frac{de}{dt} = \frac{de}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$ est donc égale à $R \left(\sin \theta + \frac{R}{2l} \sin 2\theta \right) \frac{d\theta}{dt}$.

Vitesse angulaire. — L'expression $\frac{d\theta}{dt}$ que l'on représente par la lettre ω s'appelle la vitesse angulaire du moteur.

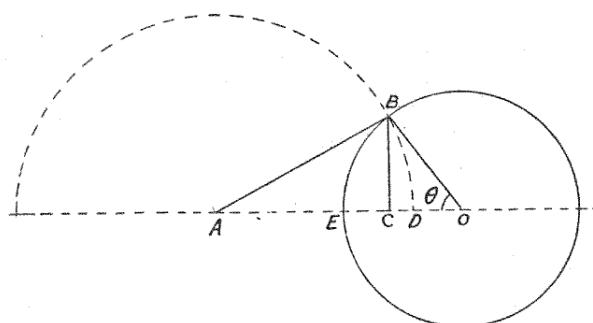


Fig. 1.

Si cette vitesse est constante, et que N soit le nombre de tours par minute,

$$\omega_s = \frac{2\pi N}{60}.$$

Vitesse circonférentielle. — La vitesse du bouton de la manivelle est donc égale à $\frac{2\pi RN}{60} = \omega R$.

Cette notation est très usitée en mécanique.

Puissance. — Si F est une force tangentielle appliquée au bouton de la manivelle de rayon R , tournant d'une vitesse ω , la puissance développée par cette force est égale au produit de la force par la vitesse du point d'application.

$$P = F_0 R.$$

Or FR est le couple moteur C , d'où

$$P \equiv G\omega,$$

Force vive E. — Elle est égale à $\frac{1}{2} MV^2 = \frac{1}{2} \omega^2 MR^2$.

Si la masse M est concentrée en un point, cette formule s'applique immédiatement.

Si le corps est composé d'une quantité de masses m correspondant chacune à un rayon r , on a

$$E = \frac{1}{2} \omega^2 \Sigma m r^2.$$

Pour un tel corps, $\Sigma m r^2$ s'appelle le moment d'inertie par rapport à l'axe de rotation et se désigne par la lettre I .

$$E = \frac{1}{2} \omega^2 I.$$

Accélération du piston j.

$$j = \frac{d}{dt} \cdot \frac{de}{dt} = \frac{d^2 e}{dt^2}$$

ou, si l'on appelle u la vitesse $\frac{de}{dt}$

$$j = \frac{du}{dt} = \frac{du}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega^2 R \left(\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right).$$

Cette formule, comme celle de la vitesse, n'est donc qu'approchée.

Accélérations dans le mouvement circulaire. — On sait qu'une masse animée d'un mouvement circulaire possède deux accélérations, l'une dite centripète égale à $\frac{v^2}{R}$, v étant la vitesse instantanée de rotation et R le rayon de la trajectoire, la seconde dite tangentielle est égale à $\frac{dv}{dt}$.

MOTEURS ROTATIFS

Vitesse du piston (fig. 2). — La projection du maneton étant OA , et la bielle se projetant en BA , la vitesse absolue du piston est la résultante de deux vitesses : la vitesse d'entraînement du cylindre, laquelle est dirigée suivant BD perpendiculaire à OB et égale à $\omega \overline{OB}$, et la vitesse relative au cylindre, donc parallèle à OB . La vitesse absolue est perpendiculaire à AB , puisque le piston tourne autour de A . Donc si on porte une longueur BD égale à : $\omega (l \cos \alpha + R \cos \theta)$ et qu'on mène DE perpendiculaire à BD , la longueur BE représentera la valeur de la vitesse absolue.



Fig. 2.

Celle-ci est donc égale à

$$v = \omega l \left(1 + \frac{R}{l} \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right).$$

Accélération tangentielle du piston. — Elle est égale à $\frac{dv}{dt}$.

Si on désigne par x le rapport $\frac{R}{l}$, on a $\sin \alpha = x \sin \theta$

d'où

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{\omega^2 xl}{\cos^2 \alpha} \left(-\cos \alpha \sin \theta + \cos \theta \sin \alpha x \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right) = \frac{\omega^2 xl \sin \theta (x^2 - 1)}{(1 - x^2 \sin^2 \theta)^{3/2}}$$

Applications. — 1° Une tête de bielle pèse 2 kilogrammes, $R = 0,07$ m. $N = 20$ tours par seconde. $\omega = 125,7$ $\omega^2 R = 1094$ mètres par seconde²

$$m\omega^2 R = 223,30 \text{ kg.}$$

C'est donc la valeur de la force centrifuge. Elle est égale et opposée à la force centripète qui maintient cette masse sur sa trajectoire circulaire.

2° Supposons une variation régulière de vitesse circonférentielle de ± 6 p. 100 par tour, la vitesse moyenne de rotation = ω moyen $\times 0,07 = 8,80$ m. par seconde.

La variation de 6 p. 100 = 0,528 m. Elle dure $1/40^{\circ}$ de seconde. Donc l'accélération et la retardation tangentielles vaudront :

$$\frac{0,528}{1/40} = 21,12 \text{ m.}$$

Et la force d'inertie tangentielle vaudra $\frac{2}{9,81} \times 21,22 = 4,30$ kg. en valeur absolue.

3° Si $\frac{R}{l} = x = 0,33$, le maximum de la vitesse aura lieu pour $\cos \theta + 0,33 \cos 2\theta = 0$ d'où $\theta = 73^{\circ}40'$ et $V_{\max} = 1,056 \omega R = 9,30$ m. par seconde tandis que si la bielle était infinie, ou pour une bielle à cadre, la vitesse maxima serait de 8,80 m. et aurait lieu pour $\theta = 90^{\circ}$, $\cos \theta = 0$. Le terme en 2θ est donc dû à l'obliquité de la bielle.

4° Dans les mêmes conditions $j_{\max} = \omega^2 R (1 \pm x)$

$$4,333 \times 4,094 \text{ mètres} = 14,58 \text{ mètres par seconde par seconde.}$$

$$0,666 \times 4\,094 = 730 = \dots =$$

$$\text{done } m\omega^2 R(1+x) = 298 \text{ kilogrammes (au point mort haut)}$$

$$m\omega^2 R (1-x) = 149 \quad - \quad (\text{au point mort bas})$$

tandis qu'avec une bielle infinie les deux valeurs sont égales à 223,30 kg.

Diagrammes.

Soit t_1 la durée d'une demi-course, et supposons d'abord une bielle de longueur infinie, $\omega = 125,7$, les diagrammes de j , v , e , relatifs au piston prennent les formes suivantes, en fonction de t ou de θ qui lui est proportionnel.

Diagramme de j . — j est nul pour $t = \frac{t_1}{2}$. Les tangentes aux points morts haut et bas sont parallèles à l'axe des t . A la mi-course l'inclinaison de la tangente sur l'axe des t est égale à $-\omega^3 R$ (fig. 3).

Diagramme de v (fig. 4). — Les tangentes pour $t = 0$, et t_1 donnent l'accélération en ces points. Elles sont symétriquement inclinées par rapport à la droite $t = \frac{t_1}{2}$. L'inclinaison a pour valeur $\pm \omega^2 R$.

Diagramme de e (fig. 5). — Les tangentes pour $t = 0$ et t_1 sont paral-

lèles à l'axe des temps. A mi-course, donc pour $t = \frac{t_1}{2}$, la tangente a pour valeur ωR .

Ces diagrammes changent de forme quand $\frac{R}{l} = x$ n'est plus égal à 0.

Supposons $\frac{R}{l} = 0,333$.

Diagramme de j (fig. 6). — Les points j_0, j_{180° sont connus, les valeurs

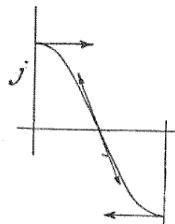


Fig. 3.

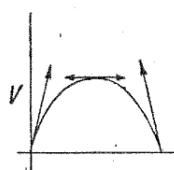


Fig. 4.

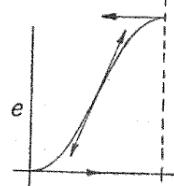


Fig. 5.

de j y sont $\omega^2 R (1 \pm x)$. Les tangentes représentées sont celles obtenues par la formule exacte.

Pour $\theta = 73^\circ 40'$ ou $t = 0,44 t_1$, $j = 0$.

Diagramme de v (fig. 7). — Le maximum a lieu pour $j = 0$. La tangente

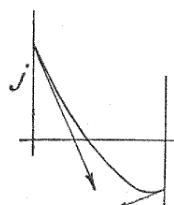


Fig. 6.

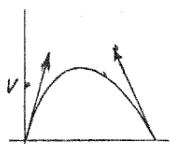


Fig. 7.

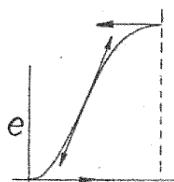


Fig. 8.

pour $t = 0$ a une inclinaison double de celle au point mort bas, en valeur absolue.

Diagramme de e (fig. 8). — La courbe découle de la connaissance de la courbe v .

On voit que pour tracer exactement ces courbes avec les tangentes, il faut d'abord connaître l'accélération, au moyen de deux dérivations successives de la fonction $e = f(\theta)$ qui ne dépend que de l et R . De là on remonte aux vitesses, puis aux espaces parcourus.

Ces résultats vont nous servir immédiatement dans l'étude des forces d'inertie.

FORCES EN PRÉSENCE DANS LE MOTEUR

Ces diverses forces peuvent se classer en quatre catégories :

1^o Forces dues à la pression des gaz ;

- 2° Forces de frottement ;
- 3° Forces d'inertie ;
- 4° Effort résistant en vue duquel le moteur fonctionne.

Nous allons les étudier successivement :

4° FORCES DUES A LA PRESSION DES GAZ

Cette pression varie comme suit, au cours des quatre temps qui constituent le cycle du moteur considéré.

Pendant l'aspiration, le piston établit une certaine dépression à l'intérieur du cylindre et de la tuyauterie d'alimentation et qui peut descendre, suivant la rapidité du mouvement et les facilités d'écoulement ménagées aux gaz, de 0,80 à 0,50 de la pression atmosphérique. Cette dernière agit constamment sur l'autre face du piston. C'est donc la différence des deux valeurs qui agit en fin de compte et pour ce premier temps en sens inverse du mouvement.

Le retard à la fermeture d'admission, qui peut atteindre 40° après le point mort bas, a pour but d'utiliser l'inertie de la colonne gazeuse et d'améliorer ainsi la cylindrée. Il a également l'avantage d'amortir progressivement le mouvement de cette colonne et de faciliter son renversement de sens en vue de l'alimentation des autres cylindres. Pendant ce retard, la pression résultante sur le piston est dans le sens du mouvement.

Dès que la pression du mélange croît au delà de la pression atmosphérique, la pression résultante s'oppose au mouvement du piston. Elle croît plus que proportionnellement à la diminution de volume et peut se représenter par la formule approximative

$$pv^{1,31} = \text{constante.}$$

En même temps la température du mélange croît, et, si le mouvement se fait assez rapidement et que les parois soient déjà portées, par une marche antérieure par exemple, à une certaine température, la quantité de chaleur développée par cette compression sera utilisée tout entière à échauffer les gaz.

En réalité il y a toujours pertes de chaleur par les parois, la compression ne dureraît-elle même que 1/300° de seconde. D'autre part il y a forcément quelques fuites par les joints. C'est ce qui diminue un peu l'exposant de v dans cette formule. A la limite optima il serait égal à 1,41 et on aurait dans ce cas une compression adiabatique.

Le taux de compression, ou indice de compression volumétrique dans un moteur donné, s'exprime par le rapport $m = \frac{V + v_0}{v_0}$, V étant le volume engendré par une course de piston et v_0 le volume de la chambre de compression.

Si l'on appelle c l'augmentation de pression réelle du mélange en tenant compte de l'élévation de température, on peut écrire

$$c = m^{1,31}.$$

C'est cette compression préalable qui constitue la supériorité du cycle à quatre temps, inventé par Beau de Rochas, car en élevant la température du gaz, elle facilite son inflammation et augmente très sensiblement la valeur de la pression d'explosion, comme il résulte du tableau ci-dessous :

$\frac{V + v_0}{v_0}$	2,12	2,99	3,585	4	4,7
c	2,7	4,23	5,4	6,25	7,5
pression	11,9 kg.	14,35 kg.	19,7 kg.	27,3 kg.	33,5 kg.

Les valeurs ci-dessus sont des résultats expérimentaux d'essais. Mais on peut calculer les valeurs correspondantes théoriques :

Soient p_1 , T_1 , les valeurs de la pression et de la température absolues des gaz au commencement de la compression; p_2 et T_2 les mêmes valeurs en fin de compression, et p_3 et T_3 au moment de l'explosion supposée instantanée.

Celle-ci ayant lieu théoriquement à volume constant $v_2 = v_0$, l'équation des gaz parfaits $pv = RT$ donne $\frac{p_3}{T_3} = \frac{p_2}{T_2} = m \frac{p_1}{T_1}$.

D'autre part on a $p_1 v_1^{1,31} = p_2 v_2^{1,31}$. En combinant ces deux équations on a

$$T_2 = m^{0,31} T_1.$$

Pour avoir T_3 , on écrit que la quantité de chaleur développée par l'explosion à volume constant a servi à échauffer de T_2 à T_3 les produits de la combustion.

Un kilogramme d'essence de densité moyenne développe en brûlant 44 000 calories et donne naissance à 3,091 kg. de CO_2 et 1,443 kg. de vapeur d'eau, ce qui donne 3,477 kg. d'oxygène combiné. Il faut donc au moins 13,100 kg. d'air contenant par suite 11,620 kg. d'azote. Admettons un excès d'air de 4,9 kg. de façon à avoir exactement 20 kilogrammes d'air. Les chaleurs spécifiques à volume constant des gaz sont : $\text{CO}_2 = 0,155$; azote 0,174; air 0,170; vapeur surchauffée 0,60.

La vapeur d'eau qui était à T_2 (correspondant à une pression de saturation d'environ 170°), passe à T_3 (correspondant à une pression de saturation d'environ 260°); l'accroissement de chaleur est

$$[0,305 (T_3 - T_2) + 0,60 (T_3 - T_2 - 90^\circ)] 1,443 = Q$$

on a donc

$$\frac{11\,000}{T_3 - T_2} = 3,091 \times 0,155 + 11,620 \times 0,174 + 4,9 \times 0,170 + \frac{Q}{T_3 - T_2}$$

d'où on tire $T_3 - T_2 \simeq 2400^\circ$.

$$\begin{aligned} \text{Si } m = 4,7 \quad m^{0,31} = 1,57 \quad T_1 = 288^\circ \quad p_1 = 1 \\ T_2 = 1,57 \times 288 = 452^\circ \\ T_3 = 2852^\circ \text{ environ, d'où } t_3 \text{ centigrades } \simeq 2580^\circ. \end{aligned}$$

et $p_3 = \frac{2852}{452} \times 4,7^{0,31} = 47,25 \text{ kg.}$ La pression réelle sur le piston serait donc $46,25 \text{ kg.} \cdot \text{cm}^2$ alors qu'en réalité on ne trouve guère que 32 à 35 kilogrammes.

La différence tient à de nombreuses causes : explosion non instantanée, pertes de chaleur pendant la compression et pendant l'explosion, variation de la composition centésimale de l'essence, du poids d'air admis, de la quantité de gaz brûlés restants, des fuites, du coefficient de remplissage, donc et surtout de la valeur de p_1 , qui ne dépasse guère 0,85, etc.

S'il n'y avait pas compression préalable, on aurait $T_2 = 288^\circ$, l'augmentation de chaleur de la vapeur d'eau serait :

$$1,44 [0,305 (T_3 - 288) + 0,6 (T_3 - 288 - 235)].$$

On trouve alors que $T_3 - T_2 = 2250^\circ$ d'où $p_3 = \frac{2538}{288} = 8,8 \text{ kg. par cm}^2$.

On voit bien que les pressions d'explosion croissent plus vite que les compressions volumétriques correspondantes.

Donc, pour le constructeur, il y a avantage à employer la plus grande compression réalisable. Ce qui limite cette compression, c'est le risque d'auto-allumage. Pratiquement, la plus forte compression volumétrique qui ait été réalisée jusqu'à ce jour sans crainte d'auto-allumage et de baisse de puissance après quelques minutes de marche, ne dépasse guère 5,3, et encore faut-il répéter que cette valeur ne peut être admise que pour une marche de quelques instants. C'est le cas d'un moteur d'avion destiné à fonctionner à de grandes altitudes où la densité de l'air et par suite le poids par cylindrée sont beaucoup plus faibles qu'au sol. Un moteur ainsi « surcomprimé » conservera à quelques mille mètres une compression normale.

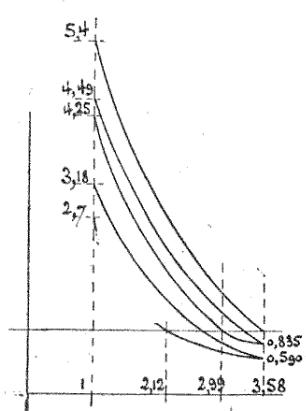


Fig. 9.

C'est donc avec la valeur maxima admissible de m que le constructeur calcule son moteur. C'est avec elle qu'il lui donnera sa puissance maxima — aux essais tout au moins.

Admission réduite. — Pour le client, le problème se pose autrement, et nous verrons par la suite qu'il aura tout intérêt à ne pas faire marcher son moteur à toute puissance. Il y arrive en modifiant à son gré la quantité de

gaz admise au moyen de la manette ad hoc. Recherchons alors comment varieront la compression réelle et la pression maxima avec la variation de cylindrée admise (fig. 9).

Soit 4 la valeur de l'espace mort. Supposons, pour utiliser les chiffres ci-dessus, que $3,585$ soit la compression volumétrique normale de notre moteur. Réduisons l'admission de telle sorte que la nouvelle quantité de mélange aspiré ne soit plus que les $\frac{2,99}{3,585}$ de la quantité normale et à la même température.

La pression au point mort bas sera égale à $\frac{2,99}{3,585} = 0,833$ de la pression habituelle, au commencement de la compression, et au point mort haut sera donnée par l'équation $0,833 \times 3,585^{1,31} = x$, d'où $x = 4,49$.

En procédant par interpolation, on trouve qu'à $4,49$ correspond une pression maxima de $15,47$ au lieu de $19,7$.

En raisonnant de même sur une admission réduite à $\frac{2,42}{3,585}$ de la cylindrée normale, on trouve une compression réelle de $3,48$ à laquelle correspond une pression maxima de $12,66$.

On voit que les pressions maxima baissent très rapidement. Ces résultats pourront être évoqués par la suite pour établir le rapport des nouvelles puissances et consommations aux valeurs correspondantes obtenues à pleins gaz. Pour le moment nous ne nous occuperons que des forces.

Pendant la détente, la pression diminue très rapidement avec l'augmentation de volume suivant une loi qui est approximativement la même que pour la compression.

Si l'on appelle h la hauteur d'un cylindre équivalent au volume v_0 et de base égale à l'alésage, on a donc à chaque instant très sensiblement :

$$P = P_{\max} \left[\frac{h}{h + R(1 - \cos \theta)} \right]^{1,31}.$$

Cette formule sert, comme nous allons le voir ci-dessous, dans la pré-détermination des valeurs maxima de l'effort tangentiel, effort radial, etc., en fonction de θ .

En pratique la détente ne dure pas une course entière de piston, l'ouverture de la soupape d'échappement se fait avec une notable avance qui varie de 30° à 45° suivant les moteurs. A partir de ce moment, la pression, qui valait encore de 6 à 8 kilogrammes par centimètre carré, tombe rapidement à une valeur comprise habituellement entre 3 et 5 kilogrammes au point mort bas.

Pendant le quatrième temps ou échappement proprement dit, la pression des gaz diminue progressivement jusqu'à la valeur de la pression atmosphérique. La force résultante sur le piston est donc de sens contraire au mouvement.

Le diagramme ci-contre représente les variations de la pression par centimètre carré sur les parois du cylindre et le piston pendant un cycle complet (fig. 10). Les pressions sont cotées en valeur absolue. Pour avoir les pressions résultantes sur la face active du piston, il suffit de lire le diagramme par rapport à la droite $p = 1$.

Ce diagramme nous servira ultérieurement pour l'évaluation des travaux et puissances.

Pour connaître la pression réelle totale sur le piston, il suffit de multiplier la pression unitaire par la surface active du piston en projection sur

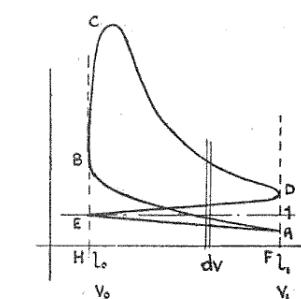


Fig. 10.

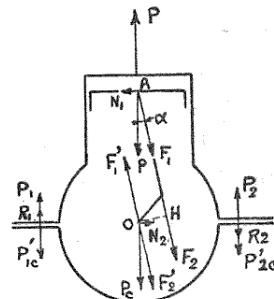


Fig. 11.

un plan perpendiculaire à l'axe du cylindre. Ainsi un 123 d'alésage a une surface de 122 centimètres carrés, d'où, en prenant une pression maxima absolue de 21 kilogrammes par centimètre carré, un effort maximum de 2450 kilogrammes à l'explosion. C'est l'effort auquel doivent résister pistons, bielles, cylindres, axes, etc., car, bien que les forces d'inertie, comme nous allons le voir, puissent diminuer à ce moment l'effort moteur, il peut toujours arriver qu'au départ les pièces soient soumises à l'effort d'explosion total : c'est le cas dans un moteur à n cylindres pour celui qui explose le premier. Il faut donc dimensionner les pièces en vue de cet effort total.

Décomposition de la force due à l'explosion et à la détente. — L'effort variable P se décompose à chaque instant en F_1 et N_1 , suivant la direction de la bielle et celle de la perpendiculaire à l'axe du cylindre (fig. 11).

Cet effort agit également sur le fond du cylindre en sens inverse du déplacement du piston. Transportons F_1 en F_2 . En appliquant à l'arbre deux forces F'_1, F'_2 de sens contraire et égales à F_1 , on obtient donc :

Sur l'arbre : un couple $F_2 F'_1$, une pression F'_2 .

Sur le cylindre : une force P verticale, une force N_1 horizontale.

Décomposons F'_2 en P_c et N_2 , puis P_c en ses deux composantes égales P'_{1c} et P'_{2c} . Remplaçons P par ses deux composantes aux appuis P_1 et P_2 : il y a donc équilibre entre P_c et P sur les points d'appui, c'est-à-dire *sur le*

châssis. Et dans le moteur il ne reste en présence que les forces ou couples suivants :

- Couple N_1N_2 dit de renversement ;
- Couple F'_1F_2 dit couple moteur.

Or, moment de $N_1N_2 = N \times AO$ et moment de $F'_1F_2 = F_1 \times OH$. Ces deux valeurs sont égales comme égales à $F_1 \times AO \sin \alpha$. Les couples sont donc égaux et de sens contraire. Mais N_1N_2 agit sur le bloc cylindre carter, F'_1F_2 agit sur l'arbre moteur.

Ils doivent donc être équilibrés chacun séparément :

- N_1N_2 par un couple de réaction du châssis R_1R_2 ;
- F'_1F_2 par le couple résistant.

Ce mode de décomposition s'applique également aux trois autres temps du cycle⁴.

Effort tangentiel. Effort radial de compression. — L'effort $F_2 = \frac{P}{\cos \alpha}$. Décomposons maintenant F_2 suivant la tangente et le rayon (fig. 12).

On a : T ou effort tangentiel $= F_2 \sin (\alpha + \theta) = \frac{P}{\cos \alpha} \sin (\alpha + \theta)$.

C ou effort de compression $= F_2 \cos (\alpha + \theta) = \frac{P}{\cos \alpha} \cos (\alpha + \theta)$.

C se compose avec P_c pour donner la compression variable en grandeur et direction du vilebrequin sur les paliers.

Il faut remarquer que si le couple N_1N_2 est équilibré par le couple R_1R_2 , cela n'empêche pas que N_1 , par exemple tende à décoller le cylindre du carter. Il faudra donc que le mode de fixation soit calculé en conséquence. D'ailleurs, quand on parle d'équilibre de forces, il faut bien spécifier par l'intermédiaire de quelles pièces se réalise cet équilibre, car elles devront toutes être calculées en vue de l'effort correspondant. Ainsi N_1 qui appuie le piston sur le cylindre est équilibré par la réaction de ce dernier. D'où force de frottement dont nous parlerons tout à l'heure.

La force tangentielle part de 0 pour $\theta = 0$, et revient à 0 pour $\theta = 180^\circ$. Elle passe par un maximum qu'il est facile de calculer en remplaçant, dans la formule ci-dessus, P par sa valeur trouvée plus haut en fonction de P_{\max} ,

4. Nous laissons au lecteur le soin de traiter lui-même le cas où l'axe du cylindre n'est pas perpendiculaire au plan supposé horizontal de fixation du carter sur le châssis. (Cas d'un cylindre de moteur en V.) Il faut alors décomposer les forces suivant l'horizontale et la verticale.

Il y a alors non seulement renversement, mais oscillations verticales et horizontales de l'ensemble.

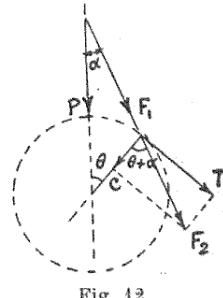


Fig. 12.

et $\frac{\sin(\alpha + \theta)}{\cos \alpha}$ par sa valeur en fonction de $\frac{R}{l}$ et de θ . En pratique le maximum a lieu pour $\theta \sim 45^\circ$.

Moteurs désaxés (fig. 13). — La décomposition des forces se fait de même. Mais au couple de renversement $N_1 N_2$ s'ajoute le couple PP_e qui a la valeur du désaxement pour bras. Nous verrons plus loin l'avantage de ce désaxement au point de vue cinématique.

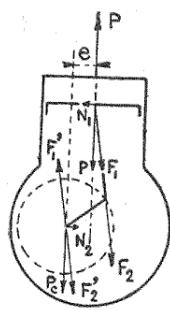


Fig. 13.

2^e FORCES DE FROTTEMENT

Il y a deux sortes de frottements :

Le frottement immédiat, c'est-à-dire sans interposition de lubrifiant ;

Le frottement médiat, avec emploi de lubrifiant.

a) Lois de contact immédiat (Coulomb).

On est d'accord à peu près pour admettre que le frottement est proportionnel à la pression totale P , indépendant de l'éten-
due des surfaces en contact, et de la vitesse du déplacement. Cependant il est toujours plus grand au démarrage qu'au régime. Il varie avec la nature des surfaces.

Si P est la pression totale en kilogrammes, f étant le coefficient dû à la nature des surfaces, la force de frottement = $f \times P$ en kilogrammes.

Si l est le déplacement relatif des deux surfaces en mètres, le travail dû au frottement sera égal à $f \times P \times l$ en kilogrammètres. Si ce déplacement dure t secondes, la puissance perdue sera $\frac{fPl}{t}$ en kilogrammètres par seconde.

Pour les pièces en mouvement circulaire cette dernière valeur est égale à $fP \frac{N}{60} \pi d$, N étant le nombre de tours minute, et d le diamètre de la circonference de contact.

Cette puissance se transforme en chaleur, 425 kilogrammètres produisant une calorie. Ainsi, un 100×140 , donnant 10 HP à 1 200 tours, avec une pression d'explosion de 14,5 kilogrammes par centimètre carré, un diamètre de maneton égal à 50 millimètres, et un coefficient de frottement immédiat de 0,20 perd par le seul fait du frottement une puissance de 4HP, sans préjudice de la détérioration des pièces. Il est donc indispensable de graisser.

b) Lois de contact médiat (Hirn).

Le frottement est proportionnel à la racine carrée des : vitesse de glissement, surfaces en contact et pression, et proportionnel à la viscosité de l'huile. Le coefficient de frottement qui est égal à $\frac{\text{Frottement}}{\text{Pression}}$ est donc proportionnel à $\frac{1}{\sqrt{\text{Pression}}}$, par conséquent il diminue avec la pression (prati-

quement tant que $P \leq 25$ kilogrammes par centimètre carré). On admet d'habitude dans les calculs $P = 25$ à 50 kilogrammes par centimètre carré pour des roulements avec efforts constants et $P = 100$ à 150 kilogrammes pour des roulements soumis à des efforts alternatifs. Avec les vitesses actuelles, les métaux antifrictions et bronzes phosphoreux actuels, les pressions d'huile atteignant 10 à 12 kilogrammes par centimètre carré, on descend pour f à des valeurs comprises entre 0,006 et 0,01. Et on a pu faire descendre la proportion des pertes par frottement de 10 p. 100 à 6 p. 100 de la puissance totale développée par le mélange gazeux.

Une bonne part de cette perte par frottements est due à la pression latérale N_1 du piston sur le cylindre.

$$N_1 = P \operatorname{tg} \alpha.$$

En évaluant comme ci-dessus P et $\operatorname{tg} \alpha$ en fonction de P_{\max} , $\frac{R}{l}$, et θ on peut très facilement rechercher la valeur de $N_{1\max}$, et pour quelle valeur de θ ce maximum a lieu.

Il est plus simple d'ailleurs pour ces recherches de procéder graphiquement en calculant trois points pour θ compris entre 30° et 45° et dessinant la courbe. Le maximum de N_1 a lieu en général pour $\theta \sim 38^\circ$ à 40° . $N_{1\max}$ vaut alors de 0,10 à 0,15 P_{\max} .

Dans les forces de frottement on doit comprendre également les pertes par ventilation des pièces mobiles. Dans les moteurs fixes, cette perte n'est pas très grande : 4 à 6 p. 100. Mais dans les rotatifs la puissance absorbée par la ventilation est bien plus grande. Ainsi un Gnôme 70 HP demande en plus environ 10 HP pour sa propre ventilation.

3^e FORCES D'INERTIE

Ces forces, dont nous avons vu tout à l'heure l'origine, sont des plus importantes à évaluer car, si on peut réduire au minimum les forces de frottement en utilisant des roulements à billes, en perfectionnant l'ajustage des pièces, le graissage sous pression, etc..., il n'y a aucun remède pour diminuer la force d'inertie d'une pièce pesant tel poids nécessaire par ses conditions de résistance, et animée de telle accélération par suite de ses liaisons. Mais ce qu'on peut faire, c'est d'essayer d'équilibrer cette force par une autre force d'inertie due à une autre pièce. Cela sera même beaucoup mieux. Encore faut-il savoir évaluer ces forces rigoureusement en direction et intensité.

Il faut noter de plus que ces forces d'inertie étant proportionnelles au carré de la vitesse angulaire et le chemin parcouru étant proportionnel à la vitesse, la puissance perdue par le frottement des pièces, sous l'influence des forces d'inertie, est proportionnelle au cube de la vitesse. Les forces

d'inertie sont donc le plus grand obstacle à l'accroissement des vitesses soit de rotation, soit de translation de piston, qui cependant augmente d'autant le rendement du moteur.

On peut partager leur étude en deux grandes catégories :

1° Forces d'inertie dans les moteurs fixes ;

2° Forces d'inertie dans les moteurs rotatifs.

Chaque catégorie peut être divisée en deux classes :

a) Forces dues aux pièces en mouvement alternatif ;

b) Forces dues aux pièces en mouvement circulaire.

1° MOTEURS FIXES

a) *Forces dues aux pièces en mouvement alternatif.*

Le maneton est soumis, en plus de la pression résultante due au gaz et de la force de frottement, à une force d'inertie provenant des masses du piston, du pied de la bielle et d'une certaine fraction du corps de bielle qu'on prend en général égale aux $2/3$ et qu'on suppose pour la facilité du calcul concentrée au pied de bielle. Soit M la somme de ces masses. La force d'inertie est donc égale à

$$- M\omega^2 R \left(\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right).$$

Le premier terme correspond aux forces de premier ordre, indépendantes de l'obliquité de la bielle, le deuxième aux forces du deuxième ordre qui en dépendent.

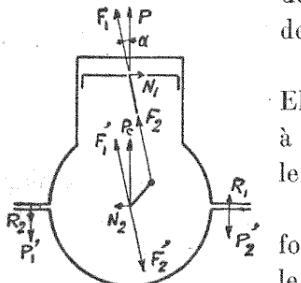


Fig. 14.

Décomposition de la force d'inertie (fig. 14). — Elle se fait de la même façon que pour la force due à l'explosion. Mais il y a une différence capitale dans le nombre des forces en présence.

Tout à l'heure, le fond du cylindre recevait une force P égale et de sens contraire à la pression sur le piston ou son égale P_c de l'arbre sur le carter. Le châssis restait donc insensible à cette force P . Il n'en est plus de même ici.

La force d'inertie P , née de la masse et de la vitesse du bloc piston bielle, est transmise *par l'arbre au châssis qui doit fournir cette fois* les réactions P'_1, P'_2 en plus du couple $R_1 R_2$ égal et de sens contraire à $N_1 N_2$. Ce qui fait comprendre de suite la nécessité de diminuer autant que possible ces forces et d'équilibrer leurs efforts *sur le châssis, donc sur l'arbre*.

Nous avons vu d'après la formule que les deux maxima ont lieu au point mort haut et point mort bas et ont pour valeur : $M\omega^2 R \left(1 \pm \frac{R}{l} \right)$.

Si $M = 2/9,81$, $N = 1200$ t. m., $R = 0,07$ $l = 0,21$ la force totale maxima

sera de 298 kilogrammes au P.M.H. et de 149 kilogrammes au P.M.B. Ces forces sont dirigées, pour chaque temps, dans le sens du mouvement pendant la deuxième moitié de la course (quand la vitesse du piston diminue), et dans le sens inverse du mouvement en partant des P.M. (quand la vitesse croît). Cet effort de 298 kilogrammes doit donc se retrancher de l'effort dû à l'explosion. Et l'effort de 149 kilogrammes s'ajoute à la pression due aux gaz détendus en fin de course de détente. Il saute donc aux yeux dès maintenant, que si l'on parvient à remplacer ce piston en acier ou en fonte par un piston en aluminium ne pesant qu'un kilogramme, ce sera un gain de 150 kilogrammes au moment de l'explosion, et 75 kilogrammes de moins à amortir en fin de course. On pourra donc pousser ce moteur, c'est-à-dire le faire tourner plus vite et lui faire donner plus de puissance, à condition simplement de lui assurer une bonne alimentation. Nous reviendrons là-dessus.

b) *Forces dues aux pièces en rotation.*

a) **FORCES CENTRIFUGES.** — M étant la masse de la tête de bielle et du tiers restant de la bielle, la force centrifuge sera $M\omega^2 R$. Si $M = 0,5/9,81$, $N = 1\ 200$ t. m., $R = 0,07$ on trouve que $M\omega^2 R = 56$ kilogrammes.

Cette force est directement appliquée à l'arbre d'où au carter. La direction tourne avec le maneton.

b) **FORCES TANGENTIELLES.** — Pour évaluer ces dernières il faudrait connaître la loi de variation de vitesse des pièces en rotation. Or, comme nous le verrons, celle-ci dépend de la valeur du volant. Rappelons que pour une variation de ± 6 p. 100 par tour nous avions obtenu avec les données ci-dessus : $\frac{dv}{dt} = 21,12$; $M \frac{dv}{dt} = 1,1$ kg. pour cette petite tête de bielle seule. Et avec le maneton qui pèse 2 kilogrammes, et la moitié des deux bras qui en pèsent autant on arrive à environ 10 kilogrammes. Cette force tangentielle donne un couple retardateur ou accélérateur, suivant le moment, et une pression sur le châssis variable en grandeur et en direction de 0 à 10 kilogrammes et tournant à la vitesse du vilebrequin.

2^o **MOTEURS ROTATIFS**

a) *Forces alternatives.*

Pratiquement, il n'y en a pas à considérer, les seules pièces animées de mouvements alternatifs étant les soupapes.

b) *Forces dues à la rotation.*

a) **FORCES CENTRIFUGES.** — 1^o *Cylindre et carter.* — ω est considéré comme fixe à cause de la grande valeur de la masse en rotation. La force centrifuge

d'une tranche de masse m concentrique à l'axe de rotation et de rayon moyen r est égale à $m\omega^2 r$. Elle est appliquée à son centre de gravité et est dirigée suivant le rayon. Pour l'ensemble de toutes ces tranches, la force centrifuge totale est égale à $\omega^2 \Sigma m r$ qu'on peut écrire $\omega^2 M R$ en appelant M la masse totale et R le rayon du centre de gravité de l'ensemble. Pour égaliser le travail dans chaque section, la ligne des centres de gravité doit autant que possible être un rayon de symétrie et le centre de gravité de l'ensemble être alors sur ce rayon.

Supposons ce rayon égal à 0,28 cm. comme dans le Gnôme 50HP, M étant égal à $\frac{5}{9,81}$, on aura : (fig. 45) F centrifuge $= \frac{5}{9,81} \times 4376 = 2200$ kilogrammes, c'est-à-dire qu'elle est comparable à la force d'explosion.

2° *Piston et bielle.* — Nous avons calculé plus haut la vitesse de rotation du piston autour de l'axe du maneton. Elle est égale à

$$\omega l \left(1 + x \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right).$$

La force centrifuge U est donc égale à

$$M \frac{v^2}{l} = M \omega^2 l \left(1 + x \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right)^2.$$

Cette force est dirigée suivant la bielle. Elle varie de grandeur avec

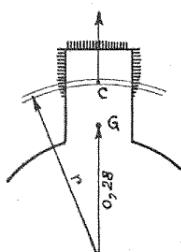


Fig. 45.

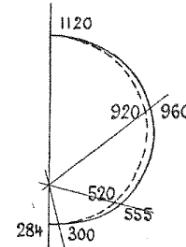


Fig. 46.

l'angle θ . Au sommet, c'est-à-dire au point mort haut, $\cos \theta$ et $\cos \alpha$ sont égaux à 1. Pour $l = 0,21$, $1 + x = 1,33$, $\omega = 125,7$ et $M = \frac{2}{9,81}$ on obtient $U_{\max} = 1120$ kilogrammes (fig. 46). Au point mort bas $\theta = 180^\circ$, $\cos \theta = -1$, $\cos \alpha = 1$; $1 + x = 0,666$; $U_{\min} = 284$ kilogrammes.

En calculant U pour les diverses valeurs intéressantes on obtient le tableau suivant :

$\theta = 0^\circ$	52°	104°	156°	180°
$U = 1120$ kg.	960 kg.	555 kg.	300 kg.	284 kg.

On peut en tracer le diagramme polaire ci-contre.

Nous nous servirons dans le prochain chapitre de ces valeurs pour calculer leur résultante, dans le cas du moteur polycylindrique.

Constatons seulement pour le moment que, sauf dans les positions verticales haute et basse de la bielle, la force centrifuge du piston n'est pas dirigée suivant l'axe du cylindre, mais bien suivant la bielle. Il faut donc la décomposer, en vue de son action sur le vilebrequin fixé au châssis, en deux composantes : l'une $U \cos \alpha$ parallèle à l'axe du cylindre, l'autre perpendiculaire à cet axe et égale à $U \sin \alpha$.

Le maximum de cette dernière sera donné par

$$\frac{d}{d\theta} \left(1 + x \frac{\cos \theta}{\sqrt{1 - x^2 \sin^2 \theta}} \right)^2 \sin \theta = 0.$$

En donnant à x les valeurs courantes autour de $1/3$ on trouve que le maximum a lieu pour θ égal à environ 45° .

On peut dresser le tableau suivant pour $x = 1/3$ (fig. 47).

$\theta = 0^\circ$	26°	45°	52°	104°	136°	180°
$U \sin \alpha = 0$	173 kg.	259 kg.	250 kg.	185 kg.	25 kg.	0 kg.

Gi-contre le diagramme polaire correspondant.

Cet effort s'ajoute à la pression N_1 sur le cylindre due à l'obliquité de la bielle, à laquelle il est comparable en grandeur.

La force $U \cos \alpha$ agit radialement. Elle varie avec θ : (fig. 46)

$\theta = 0^\circ$	26°	52°	104°	136°	180°
$U \cos \alpha = 4120$ kg.	4040 kg.	920 kg.	520 kg.	298 kg.	284 kg.

Nous verrons qu'une composante de la force tangentielle d'inertie se retranche de $U \cos \alpha$.

3) FORCES TANGENTIELLES. — 1^o *Cylindre et carter*. — Nous verrons, quand nous parlerons de la régularité et du volant, qu'en raison du grand moment d'inertie du cylindre par rapport à l'axe de rotation, les variations de vitesse angulaire sont négligeables. Il n'y a donc pas lieu de considérer de force d'inertie tangentielle pour le bloc cylindre.

2^o *Piston et bielle*. — Nous avons calculé précédemment la valeur de l'accélération tangentielle du piston. La force d'inertie correspondante est, si la masse considérée a pour valeur M :

$$T = \frac{M \omega^2 l x \sin \theta (1 - x^2)}{(1 - x^2 \sin^2 \theta)^{3/2}} \text{ en valeur absolue.}$$

Cette force agit suivant la perpendiculaire à la bielle et applique le piston contre le cylindre, s'ajoutant à la pression latérale et à la composante $U \sin \alpha$.

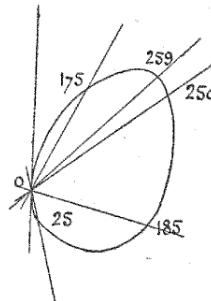


Fig. 47.

de la force centrifuge du piston. Cherchons le maximum de T et pour quelle valeur de θ il a lieu. Pour cela il suffit de chercher le maximum de

$$\frac{\sin \theta}{(1 - x^2 \sin^2 \theta)^{3/2}}.$$

On a $\cos \theta (1 - x^2 \sin^2 \theta)^{1/2} (1 + 2x^2 \sin^2 \theta) = 0$.

Comme $x < 1$ on ne peut pas avoir $\sin^2 \theta = \frac{1}{x^2}$, et comme $1 + 2x^2 \sin^2 \theta$ est toujours positif, il faut donc que $\cos \theta = 0$, c'est-à-dire $\theta = 90^\circ$ et 270° , d'où $\cos \alpha = \sqrt{1 - x^2}$, d'où $T_{\max} = M\omega^2 l (1 - x^2) \frac{x}{(1 - x^2)^{3/2}} = \frac{M\omega^2 R}{\cos \alpha}$ et non $M\omega^2 R$ comme on l'indique parfois.

Pour les valeurs ci-dessus, on peut donc dresser le tableau suivant :

$\theta = 0^\circ$	26°	52°	90°	104°	180°
$T = 0$	97 kg.	171 kg.	240 kg.	213 kg.	0

La figure ci-contre (fig. 18) montre la position relative du cylindre et du piston pour $\theta = 90^\circ$. Il faut bien faire attention que θ se compte de O et non pas de A . On voit que $T \sin \alpha$ se retranche de $U \cos \alpha$. Quant à $T \cos \alpha$, il s'ajoute à la pression latérale sur le cylindre et à $U \sin \alpha$. On a donc sur les parois du cylindre la somme de trois forces :

$$P \operatorname{tg} \alpha + T \cos \alpha + U \sin \alpha.$$

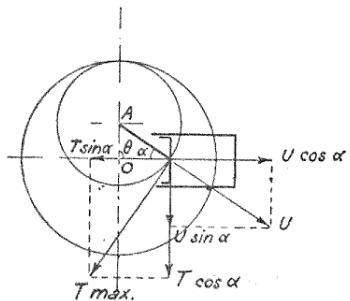


Fig. 18.

La première varie de 0 à 200 kilogrammes environ, maxima pour $\theta \sim 40^\circ$.

La deuxième varie de 0 à 220 kilogrammes environ, maxima pour $\theta = 90^\circ$.

La troisième varie de 0 à 260 kilogrammes environ, maxima pour $\theta \sim 40^\circ$.

Donc en détente, nous avons sur la paroi du cylindre les pressions suivantes correspondantes aux valeurs de θ :

$\theta = 0^\circ$	26°	52°	104°	180°
Pression = 0 kg.	423 kg.	550 kg.	500 kg.	0 kg.

À la remontée du cylindre (échappement et compression) ces trois forces s'ajoutent également, mais dans le sens opposé au mouvement. D'où ovalisations dans le plan de l'embellage.

ÉQUILIBRAGE DES FORCES D'INERTIE

Généralités. — Comme nous l'avons vu, il est impossible d'annuler les forces d'inertie, qui sont inhérentes au mouvement même des pièces. Si

elles ne faisaient que fatiguer ces dernières, on en serait quitte pour les dimensionner et les construire en conséquence. Mais leur inconvénient capital est que, n'étant pas équilibrées *sur le châssis* par des forces égales et opposées à chaque instant, comme l'étaient P et P_c , c'est le châssis qui doit recevoir toutes ces forces par l'intermédiaire de l'arbre et des paliers et y répondre par un travail élastique. D'où vibrations qui peuvent, pour une certaine fréquence de ces efforts, atteindre des amplitudes très grandes. C'est le phénomène de la résonance qu'on retrouve dans tous les mouvements périodiques. Un petit effort périodique se reproduisant en résonance avec le mouvement d'une pièce — comme l'effort du sonneur de cloche à chaque oscillation de celle-ci — arrive à lui donner des oscillations absolument exagérées, qu'un effort unique bien plus considérable n'arriverait jamais à lui communiquer. Les pièces les plus légères commencent alors à travailler à un taux exagéré, subissent une déformation permanente, puis se rompent.

L'équilibrage des forces d'inertie est donc d'une importance capitale.

Équilibrage des forces centrifuges. — On crée des forces centrifuges égales et exactement opposées par rapport à l'axe de rotation.

On arrive ainsi à les équilibrer exactement.

Fig. 49. 1° Une force centrifuge $M\omega^2 R$ peut être équilibrée dans le plan normal à l'axe, qui la contient par la force centrifuge d'une autre masse M_1 telle que (fig. 49) $M_1\omega^2 R_1 = M\omega^2 R$ c'est-à-dire en passant aux poids $P_1 R_1 = PR$, condition d'égalité statique.

2° Si on ne peut pas placer cette masse M_1 dans le plan normal à l'axe contenant M , il faudra deux contrepoids

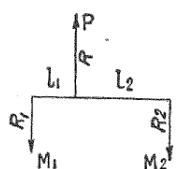


Fig. 20.

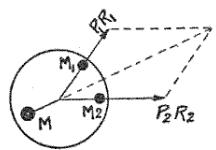


Fig. 21.

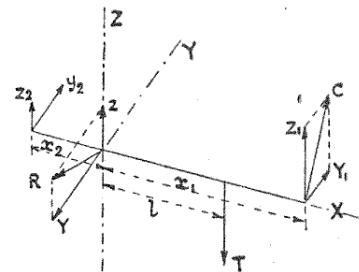


Fig. 22.

de façon à ce que l'axe ne bascule pas dans son plan sous l'effet du couple perturbateur qu'entraînerait un seul contrepoids. On aura donc, si M_1 , M_2 et M sont dans un même plan passant par l'axe (fig. 20) :

$$\begin{aligned} P_1 R_1 + P_2 R_2 &= PR \\ P_1 l_1 R_1 &= P_2 l_2 R_2. \end{aligned}$$

3° Si on a deux masses M_1 , M_2 , dans un même plan normal à l'axe, on peut équilibrer leurs forces centrifuges par un contrepoids unique de masse M ,

situé sur la diagonale du parallélogramme construit sur P_1R_1 et P_2R_2 , dans l'angle opposé à M_1OM_2 , et à une distance OR telle que $PR =$ (résultante de P_1R_1 et P_2R_2), c'est-à-dire que le centre de gravité des trois masses doit être sur l'axe, et que leur résultante doit être nulle (fig. 24).

En général. — Soit un arbre reposant sur deux appuis O et O' (fig. 22).

Toutes les forces centrifuges peuvent chacune se décomposer en deux composantes passant par les portées d'appui et normales à l'axe. Nous aurons ainsi, en composant toutes ces forces aux portées, les composantes aux appuis qui généralement ne seront pas dans un même plan.

Soient ces deux forces R et T et posons $OO' = l$.

Menons trois axes OX , OY , OZ ce dernier par exemple parallèle à T et de sens contraire. Décomposons R suivant les directions Y et Z . Pour que l'arbre soit en équilibre, il faut introduire de nouvelles forces telles que

$$\Sigma Z = 0 \quad \Sigma Y = 0$$

et que les moments de toutes les forces par rapport à OY et $OZ = 0$

$$\Sigma Zx = \Sigma M = 0, \quad \Sigma Yx = \Sigma N = 0.$$

Or nous ne pouvons satisfaire à l'équilibre avec une seule masse. En effet ΣYx se réduirait alors à un seul terme $Y_1 x_1$. Il faudrait donc que $Y_1 = 0$, ce qui est impossible puisque, d'après $\Sigma Y = 0$, on doit avoir $Y + Y_1 = 0$. On aurait alors $Y = 0$ ce qui est faux.

Donc nous devrons mettre deux contrepoids, d'où quatre composantes et deux distances d'application, soit six inconnues pour quatre équations, donc deux à choisir arbitrairement ; ce seront les distances d'application.

Exemple. — Soit $T = -20$ kilogrammes, $R = -34$ kilogrammes, décomposé en $Z = 8$ kilogrammes et $Y = -33$ kilogrammes, $l = 0,30$.

Choisissons $x_1 = 0,50$ et $x_2 = -0,20$. On a donc

$$\begin{aligned} Z_1 + Z_2 &= 42 \\ Y_1 + Y_2 &= 33 \\ Y_1 \times 0,50 - Y_2 \times 0,20 &= 0 \\ Z_1 \times 0,50 - 20 \times 0,30 &= 0 \end{aligned}$$

d'où $Z_1 = 42$, $Z_2 = 0$, $Y_2 = 23,6$, $Y_1 = 9,4$, $C = 45,24$ ⁴.

Équilibrage partiel des forces alternatives d'inertie. — Ces forces varient constamment de valeur, mais sont toujours parallèles à l'axe du cylindre. Elles changent donc constamment de valeur par rapport à la manivelle qui les transmet à l'arbre d'où au châssis.

4. On peut également procéder par enlèvement de matière. C'est le cas pour un vilebrequin qu'on essaie à la balance dynamique avant montage. La balance statique ne permet de vérifier que les deux conditions : $\Sigma Z = \Sigma Y = 0$. C'est suffisant pour un corps dont l'axe de rotation est petit vis-à-vis du diamètre (hélice, volant), mais insuffisant pour un vilebrequin de polycylindre.

On peut équilibrer — pour une certaine direction de manivelle — l'à-coup qu'elles donnent au châssis en remplaçant la réaction du châssis sur l'arbre par une force telle par exemple que la force centrifuge d'un contrepoids. L'équilibre exact n'aura donc lieu que pour deux positions à peu près diamétralement opposées.

Ce qu'on recherche plutôt, c'est de diminuer les valeurs des maxima qui ont lieu, nous le savons, aux PMH et PMB, celui-ci étant le plus faible. Le contrepoids est calculé dans ce cas pour réduire par exemple aux $2/3$ la valeur de la force d'inertie alternative au point mort haut, donc au $1/3$ celle au point mort bas, dans le cas où $\frac{R}{l} = 1/3$. Il faudra d'ailleurs réaliser ce contrepoids en deux masses M_1 et M_2 , comme dit plus haut pour éviter le couple perturbateur.

Mais le contrepoids ainsi calé va créer cette force centrifuge constante pour toutes les directions de la manivelle. Et au lieu d'avoir, pour les deux directions à peu près horizontales de la manivelle, des accélérations nulles, nous aurons créé une force alternative perturbatrice. D'où balancement latéral, en plus des trépidations verticales plus faibles, il est vrai.

En automobile, cela n'a pas un très grand inconvénient à cause de la largeur de la voie des voitures et de cette façon on n'a pas à craindre les résonances possibles des ressorts de suspension, qui se produiraient si on avait des forces verticales importantes.

On peut d'ailleurs diminuer les vibrations au moyen d'amortisseurs qui freinent les oscillations des ressorts et les soustraient à l'action directe du châssis. Quant à celui-ci, il est en général assez lourd et ne possède pas de pièces longues et légères, faciles à faire vibrer.

Ce n'est pas le cas d'un fuselage d'avion sur lequel les forces d'inertie non équilibrées peuvent avoir une action funeste en faisant travailler tout le châssis pour fournir la réaction nécessaire. Certaines pièces peuvent alors entrer en résonance. Il se forme des ventres de vibration qu'il faut supprimer soit en fixant les points où ils se révèlent, soit en changeant le poids et l'élasticité de la pièce, ce qui l'alourdit toujours.

À ce point de vue, on ne peut donc pas songer à monter un monocylindre sur un avion.

4^e EFFORT RÉSISTANT (fig. 23).

Il varie bien entendu avec le genre d'application du moteur, mais, quel que soit l'emploi de celui-ci, l'arbre supposé libre peut être considéré comme ne recevant directement : 1^o qu'une force passant par son centre de gravité qui doit être sur l'axe, s'il est équilibré ; 2^o qu'un couple qui tend à le faire tourner autour d'un axe déterminé passant par ce point, mais qui, en général, ne se confondra pas avec l'axe de rotation.

Décomposons ce couple et cette force parallèlement à l'axe de l'arbre OZ et à deux perpendiculaires à cet axe et entre elles OX, OY.

Les forces X et Y sont équilibrées par les réactions des coussinets.

La force Z est la poussée sur l'arbre qu'on équilibre avec des paliers de butée.

Les couples parallèles à OX, OY sont équilibrés par les couples des réactions des coussinets, et finalement le couple autour de OZ est le couple résistant.

Il y a évidemment intérêt à ce que X et Y soient nuls pour soulager les paliers, de même que les couples OX, OY. De cette façon l'arbre tendra naturellement à tourner autour de son axe propre et l'effort résistant n'introduira aucune cause de déséquilibre.

C'est ce qu'on cherche à obtenir de l'hélice employée en aviation, ou des systèmes de transmission employés dans la traction automobile et dont nous parlerons quand nous étudierons l'adaptation du moteur.

Nous allons passer maintenant de l'étude des forces à celle des travaux et puissances.

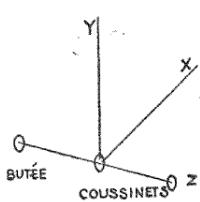


Fig. 23.

CHAPITRE II

DU MONOCYLINDRE AU POLYCYLINDRE

Effort tangentiel. Couple. — Le couple moteur agissant sur la soie du maneton est donc égal à chaque instant au produit par le rayon du maneton de la force tangentielle résultante appliquée à la tête de bielle.

On peut, au moyen d'appareils indicateurs dont nous nous occuperons à propos des essais, relever à chaque instant la pression des gaz sur le piston. On peut donc, connaissant l'obliquité de la bielle en fonction de

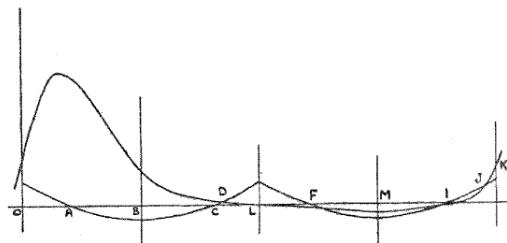


Fig. 24.

l'angle θ , construire la courbe de la composante tangentielle en prenant pour abscisses le chemin parcouru par l'axe du maneton pendant un cycle, soit $4\pi R$. Mais il faut tenir compte des forces alternatives d'inertie dues à la masse M concentrée sur le piston et à son accélération j .

Nous avons appris à les évaluer pour chaque position du maneton.

Nous pouvons en dessiner la courbe sur le même diagramme (fig. 24).

L'effort résultant sur le piston sera $P \pm Mj$ (fig. 25).

L'effort tangentiel deviendra alors $T = \frac{P \pm Mj}{\cos \alpha} \cos \beta$ (fig. 26).

Or $\cos \beta = \sin (\alpha + \theta)$ et $\sin \alpha = x \sin \theta$

d'où finalement $T = (P \pm Mj) \left[\sin \theta + \frac{4}{2} \frac{x \sin 2\theta}{\sqrt{1 - x^2 \sin^2 \theta}} \right]$.

Les deux courbes (fig. 24) représentent un diagramme type ainsi construit avec des valeurs moyennes courantes. On voit de suite les effets, le

plus souvent nuisibles, dès forces alternatives d'inertie, particulièrement de

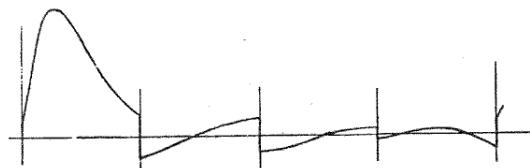


Fig. 25.

O à A, de B en D, de L en F, de M à I, mais avantageux de A en B, de D en L, de F en M, de I en J.

Le diagramme (fig. 27) représente les variations de l'effort tangentiel T et par suite du couple moteur qui est égal à TR .

Remarque. — Il faut noter que même en équilibrant les forces d'inertie

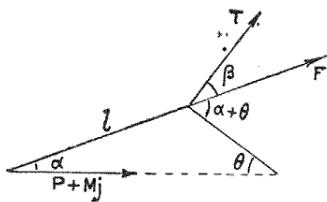


Fig. 26.

alternatives pour les deux points morts, au moyen d'un contrepoids M_j qui créera une force centrifuge $M_j \omega^2 R_j$, venant en ces deux points en déduction de $M \omega^2 R$ ($1 \pm x$), cela ne change rien à l'effort tangentiel, puisque celui-ci et la force centrifuge sont toujours perpendiculaires l'un à l'autre. Le contre-

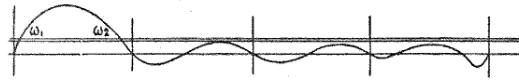


Fig. 27.

poids ne sert donc qu'à diminuer les à-coups des pièces mobiles sur la bielle et sur le vilebrequin, c'est-à-dire finalement sur le châssis, mais la force centrifuge de ce contrepoids n'agit pas plus comme effort moteur que la réaction $M \omega^2 R$ ($1 \pm x$) que donne l'arbre quand il n'y a pas de contrepoids.

Travail moteur par cycle. Travail et effort moyens (fig. 27). — Pour passer de T au travail moteur, il suffit de remarquer que la surface comprise entre l'axe des déplacements du maneton, une portion de diagramme et les deux ordonnées verticales qui la limitent, représente le travail moteur produit par ce déplacement du maneton.

Si nous traçons une parallèle à l'axe des déplacements, telle que la surface du diagramme comprise au-dessus de cette horizontale soit égale à celle comprise au-dessous, le rectangle ainsi délimité représentera le travail

moyen par cycle, et l'ordonnée de cette droite représentera l'effort moyen.

Si H est la puissance en chevaux du moteur tournant à N tours par minute, le travail moyen par cycle est égal à

$$t_m = \frac{\frac{75 \times H}{1 \cdot \frac{N}{60}}}{\frac{1}{2} \cdot \frac{60}{N}} = \frac{2 \times 60 \times 75 \times H}{N} \text{ kilogrammètres.}$$

Travail résistant t_r . — L'effort, ou le couple résistant, est, en aviation comme en automobile, fonction de la vitesse. La vitesse de rotation du moteur est liée mécaniquement à la vitesse de déplacement du véhicule. Comme celui-ci possède une grosse masse, donc une grande inertie, le couple résistant pendant deux tours de vilebrequin variera très peu.

Nous admettrons qu'en régime il est constant.

Pour que le mouvement de régime puisse se continuer après les quatre temps d'un cycle, il faut que pendant celui-ci, la somme des travaux moteurs ait été exactement équilibrée par la somme des travaux résistants. Le travail résistant supposé constant devra donc être exactement identique au travail moyen moteur. Les deux droites se confondent donc sur le diagramme : $t_m \equiv t_r$ (fig. 27).

Coefficient de régularité. — Quand le travail moteur est plus grand que le travail résistant, il y a accélération du mouvement, et retardation quand il est plus petit. Donc, pour qu'il puisse y avoir succession de cycles semblables, il faut que la droite t coupe la courbe de l'effort tangentiel ou du couple, un nombre pair de fois. Dans les moteurs à explosion, elles se coupent en général deux fois par cycle. Aux intersections, les vitesses de rotation sont, maxima vers la fin du temps de détente (vitesse ω_2), et minima tout au début de cette course (vitesse ω_1).

Nous savons que la variation de force vive $W = \frac{1}{2} \Sigma MR^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)$ entre ces deux vitesses est égale à la variation du travail total entre les deux instants correspondants, c'est-à-dire à l'excès e du travail moteur sur le travail résistant.

On trouve d'habitude pour un monocylindrique que $\frac{e}{t} = 1,05$.

Or $\omega_{\text{moyen}} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$, la variation de vitesse $= \omega_2 - \omega_1$.

Posons $\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} = k'$ d'où $(\omega_2^2 - \omega_1^2) = 2k'\omega_m^2$ ou $e = k'\omega_m^2 \Sigma MR^2$.

En appelant I le moment d'inertie de l'ensemble en rotation on a donc

$$e = k'\omega_m^2 I.$$

Supposons que dans notre moteur $e = \omega_m^2 I$, d'où $k' = 1$, nous voyons que la vitesse variera du simple au triple par cycle.

Ce qu'on exprime en disant que le coefficient de régularité == 1.

Pour rendre la variation de vitesse plus faible, il faut donc augmenter I . On aura ainsi un k' plus faible. Ce sera le rôle du volant¹.

Moment d'inertie et poids d'un tore (fig. 28). — Soit L la hauteur du cylindre, δ la densité du métal, g l'accélération due à la pesanteur, R_1 et R_2 les rayons intérieur et extérieur. Un élément cylindrique d'épaisseur dr aura une masse égale à

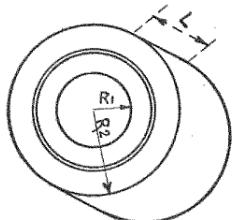


Fig. 28.

$$\frac{2\pi r dr L \delta}{g}, \quad I = \sum m r^2 = \int_{R_1}^{R_2} \frac{2\pi r^3 dr L \delta}{g} = \frac{1}{2} \pi L \frac{\delta}{g} (R_2^4 - R_1^4)$$

et le poids est égal à $\pi L \delta (R_2^3 - R_1^3)$. Connaissant I on tire immédiatement de la première formule, soit L en se donnant R_1 et R_2 , soit R_1 en se donnant R_2 et L .

Calcul du volant d'un monocylindrique. — D'après la régularité que l'on veut obtenir on se donne la valeur de k' à priori.

De

$$e = k' \omega^2 I \quad \text{on tire}$$

$$I = \frac{e}{t} \cdot \frac{4}{k'} + \frac{4}{\omega^2} \cdot \quad \text{Prenons } \frac{e}{t} = 1,05$$

d'où

$$I = \frac{1}{k'} \cdot 1,05 \cdot \frac{820\,900 \text{ H}}{\text{N}^3}.$$

Exemple : pour 12 HP, 1 200 tours, $\frac{1}{k'} = 30$ la formule ci-dessus donne
 $I = 0,4796$.

Calcul par les tables. Valeurs de k et de E . — Certains formulaires et ouvrages contiennent des tables dispensant de faire le calcul de I , entre autres l'agenda Dunod.

Il faut faire attention, pour l'usage de ces tables, qu'elles sont établies en appelant coefficient de régularité non pas $k' = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m}$, mais bien $k = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_2 + \omega_1} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_m} = \frac{k'}{2}$, c'est-à-dire la moitié de celui que nous avons considéré jusqu'ici et qu'on considère toujours dans les machines à vapeur. Donc un même I donnera d'après la deuxième définition et pour des valeurs égales de ω_m et de e un coefficient de régularité moitié moindre que d'après la formule générale. Le moteur semblera deux fois plus régulier.

De plus le calcul se fait dans ces tables par l'intermédiaire de E force vive du volant et égale à $1/2 \omega^2 I$.

1. Noter cette première anomalie qu'un moteur est d'autant plus régulier que son coefficient de régularité est plus faible. L'expression coefficient d'irrégularité souvent employée est bien plus logique. Etant donné le but de cet ouvrage, nous avons conservé intentionnellement la première définition.

Les tableaux donnent alors pour $\frac{e}{t}$ connu ou pris en moyenne égal à 1,05 la valeur de E correspondant à chaque k exigé *a priori*.

Ainsi les tables donnent pour l'exemple ci-dessus

$$E = 7,88 t \quad \text{pour} \quad k = 1/30 \quad \text{donc} \quad E = 709,2 \text{ kilogrammètres.}$$

En calculant par $E = \frac{1}{2} \omega^2 I$ nous trouvons bien le double :

$$1/2 \times 15800 \times 0,1796 = 1418,4 \text{ kgm.}$$

Cette différence tient à l'introduction très regrettable d'une définition spéciale de k dans la pratique automobile et électrique.

De nombreux ouvrages indiquent aussi comme coefficient de régularité, ou d'irrégularité, les valeurs inverses de ceux que nous avons considérés. Un moteur est alors d'autant plus régulier que son coefficient est plus grand, ce qui est plus logique. Il faut donc bien spécifier de quel coefficient on fait usage quand on discute régularité d'un moteur.

La formule en I a d'autre part l'avantage de s'appliquer à tous les cas possibles et montre que toutes choses égales d'ailleurs, I varie inversement proportionnellement à N^3 .

Donc, pour un moteur 12 HP, avec $k = 1/30$, mais à 600 tours seulement, il nous faudra un I huit fois plus grand.

Les formulaires donnent alors les formules de construction suivantes :

$$\text{On se donne } R_2 \text{ et } L \text{ d'où } R_1^4 = R_2^4 - \frac{2gI}{\pi L \delta}$$

$$\text{On se donne } R_2 \text{ et } R_1 \text{ d'où } L = \frac{2gI}{\pi \delta (R_1^4 - R_1^4)}$$

valeurs tirées des formules précédentes.

Exemple : Pour $H = 12 \text{ HP}$, $N = 1200$, $k = 1/30$, $\delta = 7800$ pour l'acier,

$$\text{on a} \quad t = \frac{2 \times 60 \times 75 \times 12}{1200} = 90 \text{ kilogrammètres.}$$

Prenons : R_2 égal à 40 cm, R_1 égal à 30 cm.

La table donne $E = 7,88 t = 709,2$

$$\text{donc} \quad L = \frac{4 \times 9,81 \times 709,2}{\pi \times 7800 \times (0,40^4 - 0,30^4)} = 0,043 \text{ m.}$$

La vitesse périphérique $125,7 \times 0,40 = 50$ mètres par seconde.

Le poids du volant sera $\pi \times 0,043 (0,40^2 - 0,20^2) 7800 = 66$ kilogrammes.

Travail du métal du volant (fig. 29). — Le procédé de calcul ci-dessus ne tient compte que de la densité et non de la résistance du métal dont

sera construit le volant. Il faut éviter que les parties les plus fatiguées ne travaillent à un taux exagéré. Évaluons donc la tension unitaire due à la rotation.

Si celle-ci est uniforme, le volant n'est soumis qu'à la force centrifuge.

Considérons un demi-volant et évaluons les deux forces égales N qui tendent à le séparer de l'autre moitié. Un élément $\left[\frac{(r.d\varphi. L. dr)^{m^3}. \delta}{g} \right]$ kilogramme masse subit une force centrifuge $\frac{\omega^2 L \delta}{r^2 dr. d\varphi}$.

Donc, r variant de R_2 à R_1 , la valeur de la force, pour une tranche d'ouverture $d\varphi$ et de longueur L , sera égale à : $\frac{Lw^2}{2} (R_2^3 - R_1^3) d\varphi$.

Faisons varier maintenant $d\varphi$ de 0 à $\frac{\pi}{2}$, puis de $\frac{\pi}{2}$ à π , et projetons la résultante sur l'axe OY perpendiculaire à OX. La projection sera égale à

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \left[\frac{\omega^2 L \delta}{3g} (R_2^3 - R_1^3) \sin \varphi d\varphi \right] + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \left[\frac{\omega^2 L \delta}{3g} (R_2^3 - R_1^3) \sin \varphi d\varphi \right].$$

L'intégrale de $\sin \varphi d\varphi$ est $-\cos \varphi$. Sa valeur définie entre les deux limites ci-dessus est égale à 4, donc

$$2N = 2 \frac{\omega^2 L \hat{\rho}}{3a} (R_2^3 - R_1^3),$$

La surface de séparation des demi-volants est égale à $(R_2 - R_1)L$, donc la force par unité de section est égale à

$$\frac{N}{S} = \frac{\omega^2 \delta (R_2^3 - R_1^3)}{3 g (R_1 - R_2)}.$$

Pour le volant ci-dessus, on trouve que $\frac{N}{s} = 4,97$ kg. par millimètre carré.

La formule précédente donne la vitesse angulaire en fonction de $\frac{N}{s}$.

$$\omega = \sqrt{\frac{3g}{\delta} \cdot \frac{N}{S} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_2^3 - R_1^3}}.$$

Si R_2 est relativement peu différent de R_1 , $\frac{R_2 - R_1}{R_2^3 - R_1^3}$ diffère très peu de $\frac{4}{3R^2}$, en appelant R le rayon moyen de la jante. On a donc

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\delta} \cdot \frac{N}{S} \cdot \frac{4}{R^2}} \quad \text{d'où} \quad \frac{N}{S} = \frac{\delta}{g} \omega^2 R^2 = \frac{\delta}{g} V_{\text{moyen}}^2$$

On voit que, pour une substance de densité donnée, la tension unitaire dépend uniquement du carré de la vitesse. C'est par la condition de résistance du métal qu'il faut commencer le calcul de la vérification d'un volant.

Règle. — On prend pour ω la plus grande valeur qu'il doit avoir, soit dans l'exemple ci-dessus $\frac{2\pi \cdot 1220}{60}$. On se donne $\frac{N}{S}$ d'après le métal employé (ne pas dépasser 2 à 3 kilogrammes pour la fonte), d'où immédiatement V moyen. Celui-ci ne doit pas dépasser 30 mètres pour la fonte, 60 mètres pour l'acier estampé, et dans certains cas exceptionnels 150 mètres à 180 mètres pour aciers spéciaux et frettés. On tire de là R moyen par la formule $R = \frac{V}{\omega}$. Cette valeur permet de choisir R_2 et R_1 et le calcul se continue comme ci-dessus.

Les effets de l'accélération tangentielle, sensibles si la régularité doit être très faible, ou en cas d'embrayages et débrayages rapides, se font surtout sentir dans les bras. La rapidité de variation de sens des forces peut très rapidement amener une cristallisation du métal et causer la rupture. Aussi est-il bon de construire ces volants à âme pleine et avec un fort coefficient de sécurité.

DU MONOCYLINDRE AU POLYCYLINDRE

Pour augmenter la régularité au delà des limites assez faibles, on voit qu'on est amené de suite à avoir des volants énormes. Comme nous ne pouvons rien faire, dans un moteur à explosions, pour aplatis la courbe du couple moteur, en le rapprochant d'une valeur moyenne, ce qui serait encore possible sur une machine à vapeur par exemple en diminuant la pression et en variant l'admission, il faut bien recourir à un autre procédé qui sera l'emploi de moteurs polycyclindriques, les cylindres donnant leur explosion à des intervalles réguliers, en général, les uns des autres par cycle complet.

On reconnaît de suite que la forme de la courbe couple résultant s'aplatit, les maxima tendant à se rapprocher de la valeur moyenne et les minima qui sont négatifs pour un, deux, trois et même quatre cylindres, deviennent positifs pour cinq cylindres à explosions également décalées dans le temps, à plus forte raison pour un plus grand nombre.

Au fur et à mesure que croît le nombre des cylindres, pour un même travail moyen par deux tours, le travail instantané maximum se rapproche de plus en plus du travail moteur moyen, autrement dit l'excès maximum du travail moteur sur le travail moyen entre deux instants correspondant aux points de rencontre de la droite t avec la courbe en dents de scie du couple, diminue de plus en plus.

Nous avons vu qu'en moyenne sur les monocyclindriques de compression volumétrique égale environ à 5, et de pression d'explosion égale à 25 kilogrammes par centimètre carré, on avait $\frac{e}{t} = 1,05$.

Si on recherche cette même valeur sur les épures relatives aux polycylindres on trouve les valeurs moyennes suivantes :

Pour 1 cylindre	$e/t = 1,05$
— 2 cylindres, manivelles à 0°	$e/t = 0,426$
— 2 — — — 180°	$e/t = 0,678$
— 2 — — à 90° , 1 manivelle	$e/t = 0,554$
— 3 — — à 120° , 4 — — — — —	$e/t = 0,224$
— 3 — — — parallèles, 3 manivelles	$e/t = 0,224$
— 3 — — — 2 à 0° , 1 à 180°	$e/t = 0,392$
— 4 — — — 2 à 0° , 2 à 180°	$e/t = 0,418$
— 6 — — — deux par deux à 120°	$e/t = 0,036$
— 8 — — — ou à 90° , maniv. à 0° et 180° . $e/t = 0,015$	

Rappelons la formule $I = \frac{4}{k'} \cdot \frac{e}{t} \cdot \frac{820\,900 \text{ H}}{N^3}$.

Si nous comparons entre eux des moteurs monocylindriques et polycylindriques à 2, 3, 4, 6, 8 cylindres, de même régularité, même puissance, même vitesse angulaire, on voit que I devra varier exactement comme e/t , c'est-à-dire dans le rapport des valeurs ci-dessus. En divisant ces valeurs par le nombre de cylindres du moteur, on arrive à trouver que les moments d'inertie par cylindre, de deux moteurs équivalents, l'un monocylindrique, l'autre à 8 cylindres sont dans le rapport de 1 à 0,0018.

Exemple de calcul. — Soit un 4 cylindres, 12 HP, 1200 tours-minute.

Donnons-nous $\frac{N}{S} = 1,5$ kg. $k = 1/30$. Volant en fonte $\delta = 7500$.

Par les tables on trouve de suite, en s'aidant du résultat ci-dessus relatif au monocylindrique

$$I_4 = \frac{0,418}{1,05} \times \frac{1}{2} I_1 = 0,0104.$$

La formule en I donne, en effet, puisque $k = \frac{k'}{2}$

$$I = 30 \times \frac{0,418}{2} \times \frac{820\,900 \times 12}{1\,200^3} = 0,0104$$

$$V_{\text{moyen}} = \sqrt{\frac{g}{7500}} \cdot 1,5 = 44 \text{ mètres.}$$

$$R_{\text{moyen}} = \frac{44}{125,7} = 0,35 \text{ m.} \quad \text{Prenons } R_2 = 0,38 \\ R_1 = 0,32$$

On trouve $L = 0,0235$ m. Cette valeur est constructivement trop faible, R_2 est trop encombrant et V_{moyen} trop fort. Donc réduire R_2 .

Posons $R_2 = 0,22$ $R_1 = 0,18$ on trouve $L = 0,0645$ et $V = 25$ mètres.

Il vaut toujours mieux se donner les R et calculer L , les calculs sont plus faciles et plus précis.

Le poids de la jante en fonte ordinaire est dans ce cas

$$\pi (0,22^2 - 0,18^2) \times 0,0645 \times 7500 = 24,300 \text{ kg.}$$

au lieu de 66 kilogrammes d'acier pour un monocylindrique équivalent.

Volants de moteurs d'aviation. — Étant donné le grand moment d'inertie des moteurs rotatifs, ceux-ci constituent eux-mêmes un volant d'une régularité remarquable. On arrive à des $1/k$ variant de 1 000 à 3 000.

L'hélice bien centrée constitue également par elle-même un volant d'une certaine inertie ; le ventilateur dans les moteurs à refroidissement par air remplit le même rôle. Cependant, si un de ces derniers moteurs devait être utilisé en hélice tractive, il faudrait enlever le ventilateur, ce qui pourrait diminuer la régularité au point d'amener des vibrations très nuisibles dans le fuselage. Le cas s'est produit réellement et, sur certains moteurs ainsi transformés, il a fallu remplacer le ventilateur par un volant pesant environ 12 kilogrammes de poids absolument mort. Cet exemple prouve bien que la question régularité et volant n'est pas aussi oiseuse qu'on veut souvent le laisser croire, de peur de quelques calculs bien simples. Quant aux gros moteurs actuels, à refroidissement par eau, c'est au nombre des explosions réparties sur deux tours de vilebrequin (de 8 à 12), à la légèreté de leurs pièces en mouvement alternatif, et à leur grande vitesse de rotation qu'ils doivent d'avoir une régularité à peu près suffisante, sans le secours de volants.

Volant de moteur d'automobile. — Dans ce cas, les vibrations ayant moins d'importance que sur l'avion, le volant sert uniquement à faire franchir au moteur le point critique de fin de compression, à la vitesse la plus faible qu'il doit réaliser. On descend jusqu'à $k = \frac{1}{30}$.

CHAPITRE III SUITE DU POLYCYLINDRE

Généralités. — Nous avons vu qu'un monocylindre soumet son châssis à des mouvements vibratoires intéressant l'ensemble et chaque pièce séparément en vertu de sa longueur, de son poids, etc.

Si nous introduisons successivement toutes les conditions de marche réelle d'un moteur à explosions, ces vibrations s'accentueront.

Nous avons admis que P et P_c s'équilibraient exactement, mais on ne peut jamais être sûr que ces deux forces seront exactement opposées l'une à l'autre. Il y aura fatalement un petit bras de levier entre elles et d'autant plus grand que l'ensemble du moteur sera moins symétrique par rapport à l'axe du cylindre. On aura donc un nouveau couple de roulis et un couple de tangage avec trépidations verticales ou galop.

Quant aux forces d'inertie partiellement équilibrées, elles exagéreront les déplacements latéraux et le roulis et pourront même donner lieu, si l'ensemble du moteur n'est pas également réparti de chaque côté de l'axe du cylindre, à un mouvement de lacet, c'est-à-dire d'oscillation autour d'un axe vertical.

Les segments sont élastiques, l'arbre est élastique, il joue forcément un peu dans ses coussinets. Si nous introduisons les frottements qui décalent la soie du maneton dans le coussinet dans le sens du mouvement, si les forces centrifuges ne sont pas toutes exactement équilibrées, nous aurons exagération de tous ces mouvements périodiques : roulis, tangage, galop, lacet. Et si nous considérons que pour deux instants infiniment petits seulement, par deux tours de vilebrequin, le couple moteur est égal au couple résistant, nous voyons que l'arbre sera non seulement animé d'un mouvement de rotation autour de son axe mais encore sera projeté successivement sur toutes les génératrices intérieures de ses coussinets. D'où nouvelles causes de vibrations et de mouvements périodiques de l'ensemble.

Nous avons vu justement qu'un des grands avantages des moteurs poly-

cylindriques était de régulariser le couple moteur et par suite de réduire au minimum cette dernière perturbation.

Mais ils en ont un second plus important encore : c'est de permettre un équilibre bien plus facile et plus complet que les moteurs monocylindriques, des forces alternatives d'inertie.

Nous avons déjà expliqué ce qu'il faut entendre par équilibrage *sur le châssis* de ces forces qui agissent sur l'ensemble du moteur comme des forces extérieures, comme agirait par exemple le choc d'une masse sur le carter. Nous allons passer rapidement en vue les divers procédés d'équilibrage les plus répandus.

Rappelons la valeur de l'ensemble des forces d'inertie alternatives

$$F_{i_1} + F_{i_2} = M\omega^2 R \left(\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right) \text{ à très peu près.}$$

Pour l'équilibre complet il faut qu'en projection sur trois axes rectangulaires OX, OY, OZ ce dernier étant l'axe même du vilebrequin, on ait :

$$\begin{aligned} \Sigma F_{i_1} &= 0 & \Sigma F_{i_2} &= 0 \\ \text{puis :} \quad \Sigma \text{ Moments } F_{i_1} &= 0 & \Sigma \text{ Moments } F_{i_2} &= 0 & \text{par rapport à OX} \\ \text{et OY.} \end{aligned}$$

Dans les moteurs en rangées verticales ou horizontales, dont les axes des cylindres sont dans un plan passant par l'arbre, les F_i étant contenues dans ce plan, il suffit d'appliquer les quatre équations ci-dessus dans ce plan. De même pour les moteurs en étoile pour le plan contenant les bielles.

Si ces conditions sont réalisées, le vilebrequin n'est soumis tout au plus qu'à un couple résultant autour de son axe propre. Le carter y reste donc insensible.

Nota. — Nous aurons, dans ce chapitre, l'occasion de dire que tel ou tel moteur est complètement équilibré. Il faut bien se rappeler qu'il ne s'agit que de l'équilibre des F_i sur vilebrequin, d'où sur le châssis. On ne tient aucun compte ici des forces dues à la pression des gaz, ni de l'élasticité propre du vilebrequin, ni des jeux divers, etc..., et le vilebrequin est assimilé à un simple axe mathématique.

Dès qu'on introduit dans les calculs ne serait-ce que le poids du vilebrequin, il faut faire appel de suite à des notions de mécanique qui ne seraient pas de mise ici.

Les résultats élémentaires suivants servent uniquement à montrer que, toutes choses égales d'ailleurs, l'équilibre des F_i sur l'arbre d'un polycylindre est plus facile et plus complet que sur un monocylindre.

En admettant donc que les F_i soient même complètement équilibrées, sur un certain type de moteur, il ne faut pas oublier les autres causes perturbatrices et particulièrement celle due à l'ordre des explosions.

Les polycylindres à ce point de vue ne sont pas encore la perfection. Sauf

les moteurs rotatifs et en étoile, ils présentent même de ce fait un mouvement de lacet très prononcé et d'autant plus sensible que le vilebrequin est plus long. Certains moteurs tels que le 6 cylindres verticaux, les moteurs en V sont assez désavantageux à ce sujet. Ils possèdent même des vitesses critiques donnant lieu à des vibrations absolument dangereuses et que le mécanicien doit soigneusement éviter de laisser prendre à son moteur.

1° MOTEURS VERTICAUX

1° *Deux cylindres à manivelles à 180°* (fig. 30). — Cette solution est mauvaise pour la régularité du couple, puisque nous avons deux explosions qui se suivent, puis deux temps perdus, puis deux explosions, etc. Mais

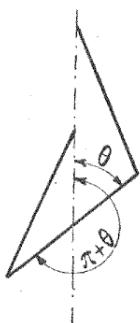


Fig. 30.

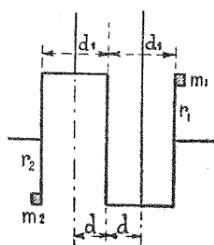


Fig. 31.

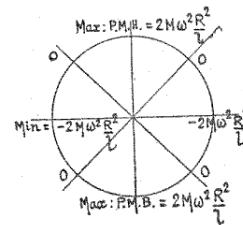


Fig. 32.

pour l'équilibrage des forces alternatives d'inertie, elle est plus commode que la solution avec deux manivelles à 360°.

Si M est la masse correspondant à une manivelle, on a :

$$\begin{aligned}\Sigma F_{i1} &= M\omega^2 R [(\cos \theta + \cos (\pi + \theta))] = 0 \\ \Sigma F_{i2} &= M\omega^2 \frac{R^2}{l} [(\cos 2\theta + \cos (2\pi + 2\theta))] = 2M\omega^2 \frac{R^2}{l} \cos 2\theta.\end{aligned}$$

Donc ΣF_{i2} n'est nulle que pour : $\pm \theta = \pm \frac{\pi}{4}$ et $\pm \frac{3\pi}{4}$.

$$\Sigma \text{ Moments } F_{i1} = M\omega^2 R [d \cos \theta - d \cos (\pi + \theta)] = 2M\omega^2 R d \cos \theta$$

$$\Sigma \text{ Moments } F_{i2} = M\omega^2 \frac{R^2}{l} [d \cos 2\theta - d \cos (2\pi + 2\theta)] = 0 \text{ (fig. 31).}$$

Donc la résultante des forces d'inertie n'est pas nulle constamment (fig. 32). Elle est maxima aux points morts haut et bas pour lesquels elle vaut $2M\omega^2 \frac{R^2}{l}$. Elle est nulle pour les points à $\pm 45^\circ$ et $\pm 135^\circ$ et elle est minima pour la position à 90° et égale alors à $-2M\omega^2 \frac{R^2}{l}$.

La différence entre la valeur maxima et la valeur minima pour $\frac{R}{l} = 1/4$ par exemple est égale à $2M\omega^2 \frac{R^2}{l} + 2M\omega^2 \frac{R^2}{l} = M\omega^2 R$. Si au lieu de la formule approchée en $\cos \theta$ et $\cos 2\theta$, on employait la formule rigoureusement exacte de l'accélération, on trouverait pour cette dernière valeur de la différence :

$1,016 M\omega^2 R$. La différence entre les deux formules est donc pratiquement négligeable.

Comme il est expliqué plus haut, on peut équilibrer une certaine fraction du couple variable dû aux forces d'inertie par deux contrepoids. Soient m_1 et m_2 ces contrepoids agissant au bout de rayons r_1 et r_2 . On devra d'abord, pour ne pas troubler l'équilibre des forces, avoir (fig. 34)

$$m_1\omega^2 r_1 = m_2\omega^2 r_2.$$

Puis, si l'on s'impose par exemple d'équilibrer le $1/3$ du moment du couple des F_{i_1} au point mort, il faudra que

$$\frac{1}{3} \cdot 2M\omega^2 R d = m_1 r_1 \omega^2 d_1.$$

Pour donner une idée du couple perturbateur des F_{i_1} on peut citer l'exemple suivant : moteur 100×120 , 4000 tours, poids du piston, 1,190 kg., entr'axe des cylindres 124 millimètres, valeur du couple 17,8 mètres-kilogrammes.

2^o *Deux cylindres, manivelles à 360°*. — Une explosion par tour. S'équilibre comme un moteur monocylindrique de masse alternative $2M$, dont on équilibre une partie de la force $2M\omega^2 R \left(1 + \frac{R}{l}\right)$ soit par exemple le $1/3$ ou les $2/3$.

3^o *Quatre cylindres normal* (fig. 33). — C'est la répétition du deux cylindres avec manivelles à 180° , symétriquement par rapport au milieu du vilebrequin.

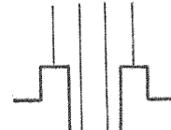


Fig. 33.

$$\Sigma F_{i_1} = 0 \quad \Sigma \text{ Moments } F_{i_1} = 0 \quad \Sigma \text{ Moments } F_{i_2} = 0$$

par raison de symétrie.

Mais $\Sigma F_{i_2} = 4M\omega^2 \frac{R^2}{l} \cos 2\theta$, ne s'annule que pour $\pm\theta = \pm\frac{\pi}{4}$ ou $\pm\frac{3\pi}{4}$, donc quatre fois par tour de vilebrequin.

4^o *Huit cylindres avec manivelles à 90°, deux par deux* (fig. 34).

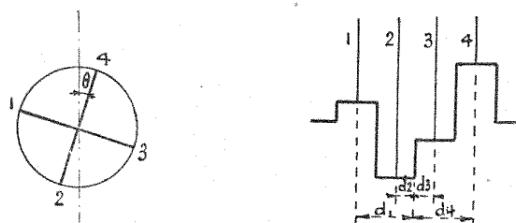


Fig. 34.

$$\Sigma F_{i_1} = 2M\omega^2 R \left[\cos \theta + \cos \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) + \cos (\pi + \theta) + \cos \left(\frac{3\pi}{2} + \theta \right) \right] = 0$$

$$\Sigma F_{i_2} = 2M\omega^2 \frac{R^2}{l} \left[\cos 2\theta + \cos (\pi + 2\theta) + \cos (2\pi + 2\theta) + \cos (3\pi + 2\theta) \right] = 0$$

$$\begin{aligned}\Sigma \text{ Moments } F_{i_1} &= 2M\omega^2 R \left[d_4 \cos 0 + d_3 \cos \left(\frac{\pi}{2} + 0 \right) + d_2 \cos (\pi + 0) + d_1 \cos \left(3 \frac{\pi}{2} + 0 \right) \right] = \\ &= 2M\omega^2 R [d_4 - d_2] (\cos 0 - \sin 0), \text{ nul pour } 0 = \frac{\pi}{4} \text{ et } 5 \frac{\pi}{4} \\ \Sigma \text{ Moments } F_{i_2} &= 2M\omega^2 \frac{R^2}{l} [d_4 \cos 20 + d_3 \cos (\pi + 20) + d_2 \cos (2\pi + 20) + d_1 \cos (3\pi + 20)] = 0.\end{aligned}$$

Il y a donc un couple de tangage dû aux F_{i_1} . On peut le modifier comme ci-dessus par des contrepoids.

2^o MOTEURS A CYLINDRES OPPOSÉS (Gobron, Eole, Darracq.)

1^o *Type Darracq.* — L'équilibrage est presque parfait. Reste cependant le couple dû aux composantes N_1 normales à l'axe des cylindres, qui fait osciller l'ensemble autour de l'axe (fig. 35).

2^o *Type Eole.* — Ici c'est un mouvement de compression et de soulage-

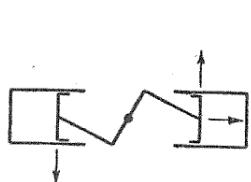


Fig. 35.

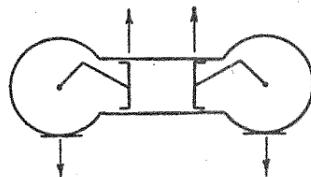


Fig. 36.

ment du châssis à chaque demi-tour. Si le carter n'est pas d'une rigidité absolue, il est cisillé par le milieu (fig. 36).

3^o *Type Gobron.*

Les deux cylindres sont réunis bout à bout en un seul. Il n'y a qu'un

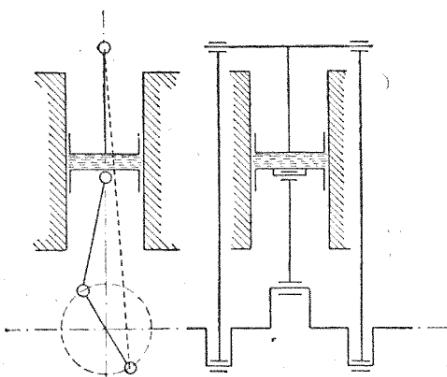


Fig. 37.

vilebrequin. Un des pistons attaque directement le maneton correspondant, l'autre a une tige fixe comme un piston ordinaire de machine à vapeur. Il attaque deux manetons placés de part et d'autre et à 180° du premier par

L'intermédiaire de deux bielles dont les pieds tourillonnent sur une traverse fixée à l'extrémité de la tige. Ce dispositif est renouvelé du gros moteur à gaz pauvre Oëchelhauser. En proportionnant le poids des pièces mobiles, on peut arriver pour un cylindre double à un certain équilibre des F_i . Mais la régularité cyclique exige toujours 4 cylindres. Le vilebrequin est alors assez compliqué. Ce moteur ne se prête pas à de grandes vitesses de rotation (fig. 37).

3° MOTEURS EN V

Remarquons avant tout que la régularité dans la succession des explosions dépend de l'angle d'ouverture du V.

Si on a n cylindres, il faudra qu'en deux tours de vilebrequin tous aient explosé. Pour que la succession soit régulière, il faut donc que $n\alpha = 4\pi$, en appelant α l'angle du V.

Pour un 8 cylindres, il faudrait donc que $\alpha = 90^\circ$; pour 12 cylindres, 60° . Certaines maisons ne s'astreignent pas à observer rigoureusement ces chiffres, en vue d'obtenir d'autres avantages plus importants à leur point de vue.

1° Deux cylindres à 90° (fig. 38).

$$\begin{aligned} \text{Pour le cylindre de droite } F_{i_1} &= M\omega^2 R \cos \theta \text{ dirigée suivant OX.} \\ \text{Pour le cylindre de gauche } F_{i_2} &= M\omega^2 R \sin \theta \quad \text{---} \quad \text{--- OY.} \\ \text{Résultante} &= M\omega^2 R \quad \text{---} \quad \text{--- OA.} \end{aligned}$$

Il suffit donc pour l'équilibrer rigoureusement et constamment d'avoir en B, par exemple, un contrepoids de masse M.

$$\Sigma F_{i_2} = M\omega^2 \frac{R^2}{l} \sqrt{(\cos 2\theta)^2 + (\cos 2\theta)^2} = \sqrt{2} M\omega^2 \frac{R^2}{l} \cos 2\theta$$

cette résultante est dirigée constamment suivant l'horizontale, d'où mouvements de déplacement latéral.

Les forces concourant sur l'axe, il n'y a pas lieu d'écrire l'équation des moments.

2° Huit cylindres en V à 90° .

$\Sigma F_{i_1} = 0$ comme pour un V à deux cylindres, ou pour deux rangées de quatre cylindres.

Σ moments $F_{i_1} = 0$ puisque chaque V donne une résultante $M\omega^2 R$ passant par l'axe et que les deux couples dus aux quatre V s'annulent comme dans un 4 cylindres ordinaire par raison de symétrie.

$$\Sigma F_{i_2} = 4 \sqrt{2} M\omega^2 \frac{R^2}{l} \cos 2\theta,$$

puisque il y a quatre V simples.

Cette résultante est horizontale comme dans le cas précédent, et change quatre fois de sens par tour de vilebrequin, suivant une loi sinusoïdale.

Il y a toujours donc des déplacements transversaux sur ces moteurs. (Noter que si $\alpha < 90^\circ$ comme sur certains moteurs, il faut y ajouter un mouvement de galop. Cas limite : le 4 cylindres normal.)

Σ moments $F_{i2} = 0$ par raison de symétrie comme pour les F_{i1} .

3^e Douze cylindres (deux rangées de six cylindres en V à 50°) (fig. 39).

a) Couple de deux cylindres en V.

Un cylindre donne $M\omega^2 R \cos \theta$, l'autre $M\omega^2 R \cos (50^\circ - \theta)$. En projetant ces deux forces sur les deux axes horizontal et vertical, on a :

$$\begin{aligned}\Sigma X &= M\omega^2 R \cos \theta \cos 65^\circ - M\omega^2 R \cos (50^\circ - \theta) \cos 65^\circ = -2M\omega^2 R \cos 65^\circ \sin 25^\circ \sin (\theta - 25^\circ) \\ \Sigma Y &= M\omega^2 R \cos \theta \sin 65^\circ + M\omega^2 R \cos (50^\circ - \theta) \sin 65^\circ = 2M\omega^2 R \sin 65^\circ \cos 25^\circ \cos (\theta - 25^\circ)\end{aligned}$$

b) Chaque maneton ayant son symétrique par rapport au plan XOY nor-

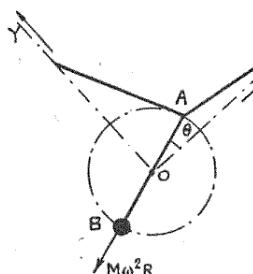


Fig. 38.

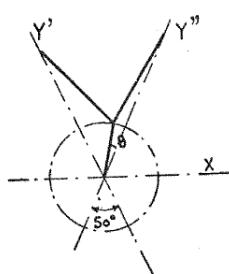


Fig. 39.

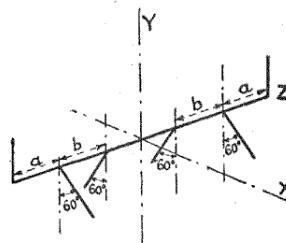


Fig. 40.

mal au milieu de l'arbre et les six manetons étant par groupes de deux à 120° l'un de l'autre, faisons pour l'ensemble ΣX et ΣY (fig. 40). On trouve :

$$\begin{aligned}\Sigma X &= -4M\omega^2 R \cos 65^\circ \sin 25^\circ [\sin (\theta - 25^\circ) + \sin (\theta + 95^\circ) + \sin (\theta + 215^\circ)] = 0 \\ \Sigma Y &= 4M\omega^2 R \cos 65^\circ \cos 25^\circ [\cos (\theta - 25^\circ) + \cos (\theta + 95^\circ) + \cos (\theta + 215^\circ)] = 0\end{aligned}$$

Quant aux moments, par raison de symétrie, ils s'annulent par rapport à un point quelconque de l'arbre. L'arbre est donc rigoureusement équilibré indépendamment d'ailleurs du choix de l'angle de 50° qui n'influe que sur la régularité de succession des explosions, et constitue le minimum compatible avec les facilités de construction. Avec le mode d'attaque des soupapes par culbuteurs type Mercédès, il faut en effet réduire au minimum l'angle du V de façon à assurer une bonne étanchéité des carters d'arbres à came. Cette disposition améliore également la visibilité à droite et à gauche du moteur et réduit au minimum le parcours des gaz frais entre le carburateur central et les cylindres.

Le calcul ci-dessus suppose que les directions des bielles de l'une et de l'autre rangée passent par le centre du maneton. S'il n'en est pas ainsi et si, pour chaque V il n'y a qu'une bielle maîtresse et que l'autre bielle tou-

rillonne sur un axe fixé excentriquement à la tête de bielle maîtresse, nous verrons dans le chapitre suivant que les déplacements des deux pistons ne sont pas identiques, le rapport $\frac{R}{l}$ n'étant pas le même pour les deux bielles.

On remédie partiellement au déséquilibrage résultant, en alternant dans les V successifs bielles et biellettes.

4° MOTEURS EN ÉTOILE

Soit un moteur à n cylindres décalés de l'angle α tel que $\alpha = \frac{2\pi}{n}$.

1° La *force centrifuge* due aux pièces en rotation pourra être équilibrée

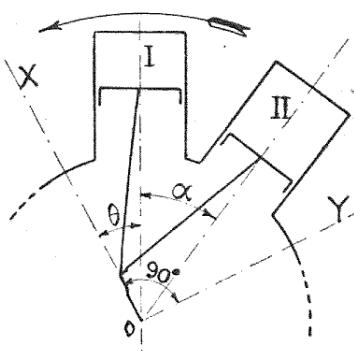


Fig. 41.

par un seul contrepoids symétrique du maneton par rapport à l'axe, par exemple, et calculé comme nous l'avons vu.

2° *Forces alternatives* (fig. 41) :

$$\text{Pour le cylindre } 1 \quad F_1 = M\omega^2 R \left(\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right)$$

$$\text{Pour le cylindre } p+1 \quad F_{p+1} = M\omega^2 R \left[\cos (\theta + p\alpha) + \frac{R}{l} \cos 2(\theta + p\alpha) \right]$$

Décomposons la somme de ces forces suivant la direction de la manivelle et suivant la direction perpendiculaire :

1° ΣF_{i_1} a) Sur la manivelle :

pour le premier cylindre on a

$$M\omega^2 R \cos \theta \cos \theta$$

pour le $(p+1)$ ème

$$M\omega^2 R [\cos (\theta + p\alpha) \cos (\theta + p\alpha)]$$

La somme est égale à :

$$M\omega^2 R [\cos^2 \theta + \cos^2 (\theta + \alpha) + \cos^2 (\theta + 2\alpha) + \dots + \cos^2 [\theta + (n-1)\alpha]] = \frac{n}{2} M\omega^2 R$$

donc constante.

En effet :

$$\begin{array}{ll} \text{posons} & \Sigma_0^{n-1} \cos^2(\theta + p\alpha) = A \quad \Sigma_0^{n-1} \sin^2(\theta + p\alpha) = B. \\ \text{on a} & A + B = n \quad A - B = D = \Sigma_0^{n-1} \cos 2(\theta + p\alpha) \\ \text{et} & C = \Sigma_0^{n-1} \sin 2(\theta + p\alpha). \end{array}$$

D'après la formule de Moivre on peut écrire :

$$D + iC = (\cos 2\theta + i \sin 2\theta) \Sigma_0^{n-1} (\cos 2\alpha + i \sin 2\alpha)^n.$$

La somme des derniers termes en progression géométrique est égale à :

$$\frac{(\cos 2\alpha + i \sin 2\alpha)^n - 1}{\cos 2\alpha + i \sin 2\alpha - 1}$$

Or $(\cos 2\alpha + i \sin 2\alpha)^n = \cos 2n\alpha + i \sin 2n\alpha$.

Mais $\cos 2n\alpha = 1 \quad \sin 2n\alpha = 0 \quad \text{donc } D + iC = 0$

$$\text{d'où} \quad D = 0, \quad C = 0, \quad A = B = \frac{n}{2}.$$

b) Sur la perpendiculaire :

La somme des projections donne $M\omega^2 R \Sigma_0^{n-1} \cos(\theta + p\alpha) \sin(\theta + p\alpha)$
c'est-à-dire $\frac{1}{2} M\omega^2 R \Sigma_0^{n-1} \sin 2(\theta + p\alpha)$, nul puisque $C = 0$.

2^o ΣF_{i_2} .

a) Sur la direction de la manivelle.

La somme des projections est égale à $M\omega^2 \frac{R^2}{l} \Sigma_0^{n-1} \cos 2(\theta + p\alpha) \cos(\theta + p\alpha)$
or d'une façon générale $\cos x \cos 2x = 2 \cos^3 x - \cos x$
et $4 \cos^3 x = \cos 3x + 3 \cos x$
d'où $\cos x \cos 2x = \frac{1}{2} (\cos 3x + \cos x)$.

En remplaçant x par $(\theta + p\alpha)$ on démontre identiquement comme ci-dessus que :

$$\begin{array}{ll} \Sigma_0^{n-1} \cos 3(\theta + p\alpha) = 0, & \Sigma_0^{n-1} \sin 3(\theta + p\alpha) = 0 \\ \text{et} & \Sigma_0^{n-1} \cos(\theta + p\alpha) = 0, \quad \Sigma_0^{n-1} \sin(\theta + p\alpha) = 0. \end{array}$$

La somme des projections sur la manivelle est donc nulle.

b) Sur la perpendiculaire à la manivelle.

$$M\omega^2 \frac{R^2}{l} \Sigma_0^{n-1} \cos 2(\theta + p\alpha) \sin(\theta + p\alpha).$$

En transformant comme ci-dessus le produit $\cos 2x \sin x$ on obtient la double sommation suivante :

$$\Sigma_0^{n-1} [\sin 3(\theta + p\alpha) - \sin(\theta + p\alpha)]$$

que nous venons de démontrer être nulle.

On n'a donc comme résultante unique des forces d'inertie alternatives

qu'une force constante $\frac{n}{2} M\omega^2 R$, et dirigée constamment suivant l'axe de la manivelle. Ces forces pourront donc être équilibrées rigoureusement au moyen d'un seul contrepoids que l'on composera avec celui destiné à équilibrer les forces centrifuges. C'est le principe du moteur C. U.

On peut vouloir supprimer ce contrepoids, en juxtaposant deux étoiles sur deux manetons à 180° . On obtient alors un couple comme sur un 2 cylindres, mais ce couple a un moment constant et par suite on l'équilibre exactement au moyen de deux contrepoids dont la somme des masses est plus petite que pour un contrepoids unique, toutes choses égales d'ailleurs. C'est le principe des moteurs Anzani (fig. 42).

5° MOTEURS EN ÉVENTAIL R. E. P. (fig. 43 et 44)

Les forces alternatives se réduisent en : 1° une force centrifuge dirigée

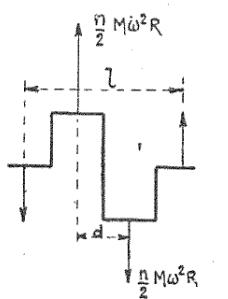


Fig. 42.

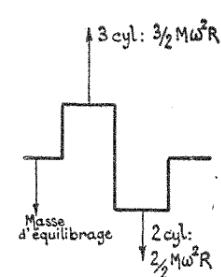


Fig. 43.

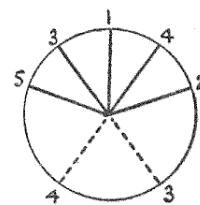


Fig. 44.

pour chaque groupe de 3 ou 2 cylindres suivant la direction de leur manivelle et égale respectivement à $\frac{3}{2} M\omega^2 R$, et $\frac{2}{2} M\omega^2 R$. Comme elles sont dans un même plan passant par l'axe de l'arbre, un seul contrepoids m suffit ; 2° à une force centrifuge constante en grandeur $0,3 M\omega^2 R$ et dont la direction oscille par rapport à la manivelle.

Si on décompose cette dernière suivant la direction de la manivelle et la perpendiculaire, on trouve que la composante radiale est maxima et égale à $0,3 M\omega^2 R$ quand la manivelle passe devant le cylindre vertical et que la composante tangentielle est maxima et égale à la même valeur quand la manivelle est à 45° . Il en résulte des vibrations assez sensibles sur un avion.

6° MOTEURS ROTATIFS

1° Equilibrage des forces centrifuges.

a) PISTON. — On sait que pour chaque piston la force centrifuge varie suivant une loi définie par

$$\frac{M\omega^2}{l} = M\omega^2 l \left(1 + x \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right)^2.$$

Pour n cylindres, il suffit donc de faire varier pour un piston la valeur de θ de 0 à $\frac{2\pi}{n}$, de lire sur le diagramme dessiné plus haut la variation de chaque composante relative à un cylindre pour cette période et de dessiner la résultante — en admettant que tous les M soient égaux, ce qui n'a lieu

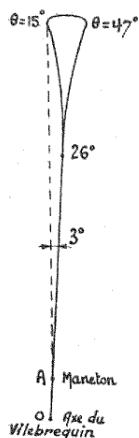


Fig. 45.

qu'approximativement dans les moteurs à bielle maîtresse, comme le Gnôme et le Rhône où la portion de bielle supposée concentrée sur le maneton est plus forte pour le premier cylindre que pour les autres. Il en est de même pour les embiellages à têtes superposées. Nous allons étudier ces points plus en détail dans le chapitre suivant. Pour plus de rigueur il faut alors rechercher la résultante pour un tour entier. Pratiquement la différence n'est pas très grande (fig. 45).

On trouve que R_1 est toujours dirigée vers le haut.

Par exemple pour $M = 0,2$, $n = 71200$ tours-minute on obtient :

$R_{1\max} = 750$ kilogrammes quand un cylindre passe au zénith.

$R_{1\min} = 450$ kilogrammes quand un cylindre passe au nadir.

b) CARTER ET CYLINDRES. — La force centrifuge calculée plus haut tend à faire éclater le carter, et décoller chaque cylindre du carter. Mais quand tous les cylindres sont fixés symétriquement sur le pourtour du carter, les forces centrifuges s'équilibrivent sur le vilebrequin...

2^e Forces alternatives tangentielles.

PISTON. — En opérant comme pour les forces centrifuges et en décomposant à chaque instant de la rotation les forces individuelles calculées plus haut, on arrive à une résultante générale R_2 de grandeur et direction légèrement variables, mais toujours dirigée vers le bas et oscillant pour l'exemple ci-dessus entre 680 à 700 kilogrammes.

Cette résultante passe à quelques centimètres à peine de l'axe du maneton et se trouve en opposition à peu près complète avec R_1 (fig. 46).

Mais R_2 est appliquée au roulement à billes carter sur vilebrequin et R_1 est appliquée au maneton. Il se forme donc un couple dans le plan vertical du vilebrequin — couple qui doit être équilibré par le couple d'encastrement du vilebrequin. Il faut ajouter à ce couple déséquilibrant l'effet de la pesanteur et celui des explosions, sur l'arbre, donc

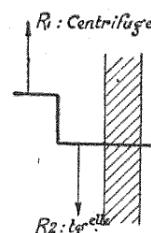


Fig. 46.

sur le fuselage. Il y a donc malgré tout une source de vibrations assez sensibles (mais de période très courte et d'autant plus courte qu'il y a plus de cylindres), en admettant même que statiquement le moteur soit parfaitement équilibré — condition primordiale.

DEUXIÈME PARTIE CINÉMATIQUE DU MOTEUR

CHAPITRE IV LES EMBIELLAGES

Généralités. — Les moteurs d'automobile ne comportent actuellement que de très simples mouvements cinématiques aussi bien pour les pièces principales, embiellages par exemple, que pour les services accessoires.

Par contre les moteurs d'aviation offrent de nombreux exemples d'applications intéressantes, voire même, en ce qui concerne les distributions, des solutions absolument originales. Ni les unes ni les autres n'ont pu d'ailleurs jamais sauver un moteur qui péchait dans sa conception même, ce qui en montre bien le rôle nettement secondaire.

Sans prétendre les étudier toutes, nous nous arrêterons un moment seulement sur certaines solutions remarquables des trois problèmes suivants :

1^o Transformation de mouvements circulaires en mouvements circulaires par trains épicycloïdaux. Exemple : l'embielage C. U.

2^o Transformation de mouvements rectilignes en mouvements circulaires. Exemples : embielages Renault et autres.

3^o Transformation des mouvements circulaires en mouvements rectilignes. Exemples : distributions par came unique, came excentrée, sans soupapes. Ce troisième problème fera l'objet du chapitre V.

1^o TRAINS ÉPICYCLOÏDAUX ET HYPOCYCLOÏDAUX

Nous supposerons toujours qu'une des roues est fixe, pour plus de simplicité et nous calculerons la vitesse de l'autre.

1^o *Trains hypocycloïdaux.*

a) *R fixe* : Soit une couronne fixe R dentée intérieurement, un pignon double $r r'$ entraîné par un levier tournant autour de l'axe commun, d'un mouvement uniforme dans le sens inverse des aiguilles d'une montre par exemple. Le pignon r roule sur la couronne R , chacun de ses points décrit une hypocycloïde, le pignon r' tourne à la même vitesse angulaire que r et entraîne la roue R_1 . Quelle sera la vitesse angulaire de cette dernière ? (fig. 47).

Décomposons le mouvement de R_1 , qui est affecté de deux vitesses, la première : relative au levier, la seconde : vitesse d'entraînement du levier. Rendons libre par la pensée R et donnons d'abord à R_1 son déplacement relatif au levier censé immobile dans l'espace. Pour cela, faisons tourner r dans le sens des aiguilles d'une montre qui sera son sens réel, et de l'angle π par exemple. Le pignon r' tournera également de π , et la roue R tournera dans le même sens d'un angle α tel que $\alpha R = \pi r$. R_1 tournera alors de α' tel que $\alpha' R_1 = \pi r'$ avec $\alpha' < \alpha$.

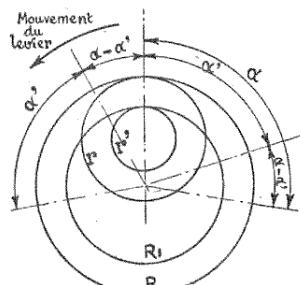


Fig. 47.

Donnons maintenant au bloc composé du levier et des pignons r et r' immobiles par rapport à lui, le mouvement d'entraînement α vers la gauche de façon à ramener R en place. Tous les organes à ce moment seront dans leur position réelle correspondant à un déplacement α du levier. R_1 sera revenue vers la gauche de l'angle α , donc retardera par rapport au levier de l'angle α' . Elle n'aura donc tourné que de $\alpha - \alpha'$ par rapport à la roue R fixe.

$$\text{Donc } \frac{\text{vitesse de } R_1}{\text{vitesse du levier}} = \frac{\pi \frac{r}{R} - \pi \frac{r'}{R_1}}{\pi \frac{r}{R}} = 1 - \frac{r'}{r} \cdot \frac{R}{R_1}.$$

Comme $R \geq R_1$, $r' \leq r$, ce rapport tend donc vers 0 quand R_1 tend vers R , et R_1 va toujours en retard sur le levier.

Si $R = R_1$ et $r = r'$, R_1 reste immobile comme R .

b) *R_1 fixe* : R mobile. En employant le même raisonnement on trouve que R va toujours en sens inverse du levier, et le rapport des deux vitesses est : $\frac{r}{R} \cdot \frac{R_1}{R} - 1 = \frac{\text{vitesse } R}{\text{vitesse levier}}$ (fig. 48).

Ce rapport tend également vers 0 quand R tend vers R_1 , et r vers r' .

Donc avec $R = R_1$, $r = r'$, R_1 immobile, R reste également immobile. C'est le cas limite précédent.

2^o *Trains épicycloïdaux.*

a) R fixe : Même raisonnement. Le levier et R_i vont en sens contraire

$$\frac{\text{vitesse } R_i}{\text{vitesse levier}} = \frac{\pi \frac{r'}{R_i} - \pi \frac{r}{R}}{\pi \frac{r}{R}} = \frac{r'}{r} \cdot \frac{R}{R_i} - 1 \text{ (fig. 49).}$$

Si $r = r'$, $R = R_i$, R_i restera immobile également. C'est le principe de

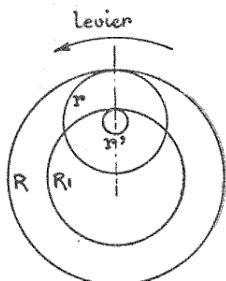


Fig. 48.

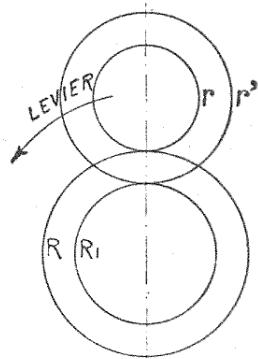


Fig. 49 et 50.

l'emballage Canton-Unné, dont nous verrons plus loin la réalisation pratique.

b) R_i fixe : On obtient un mouvement dans le même sens (fig. 50)

$$\frac{\text{vitesse } R}{\text{vitesse levier}} = 1 - \frac{r}{r'} \cdot \frac{R_i}{R}.$$

R va donc moins vite que le levier. À la limite R reste immobile comme R_i .

3^o *Trains épi-hypocycloïdaux.*

a) R fixe : On obtient un mouvement dans le même sens de R_i et du

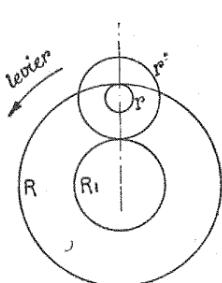


Fig. 51.

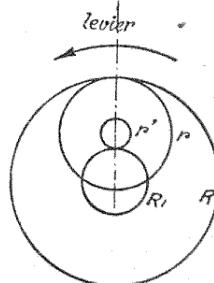


Fig. 52.

levier : $\frac{\text{vitesse } R_i}{\text{vitesse levier}} = 1 + \frac{r'}{r} \cdot \frac{R}{R_i}.$ On arrive à faire tourner R_i très vite avec

cette disposition (fig. 51) où $r' > r$. Avec la disposition figure 52 le rapport des vitesses est plus faible.

$$b) R_1 \text{ fixe} : \frac{\text{vitesse } R}{\text{vitesse levier}} = 1 + \frac{r}{r'} \cdot \frac{R_1}{R}.$$

Avec la disposition de la figure 52, R tourne encore suffisamment vite.

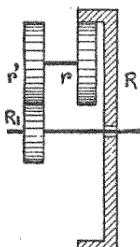


Fig. 53.

Avec la disposition de la figure 51 où $\frac{r}{r'} < 1$ et $\frac{R_1}{R}$ sont petits, la différence des deux vitesses peut être très faible.

Ainsi, avec $R_1 = 3$, $r = r' = 7,5$, $R = 48$, la vitesse de R_1 est égale aux $7/6$ de la vitesse du levier. Nous rappellerons cette remarque en étudiant les distributions par came unique, page 65.

Donc en résumé, pour faire tourner une roue plus ou moins vite qu'un levier concentrique, la seconde roue étant fixe, on peut employer les dispositions suivantes :

1 ^o Plus vite que le levier, même sens.	beaucoup plus vite. . .	Train épi-hypo.	R fixe, $r < r'$
		moyennement plus vite. . .	— — —	R — $r > r'$
		très peu plus vite. . .	— — —	R_1 — $r > r'$
2 ^o Moins vite que le levier, même sens	un peu moins vite . . .	— hypo	R —
		beaucoup moins vite . . .	— épi	R_1 —
3 ^o En sens contraire	beaucoup plus vite. . .	— épi	R —
		très peu plus vite. . .	— hypo	R_1 —

Il faut tenir compte non seulement du rapport et du sens des vitesses, mais aussi des relations de construction. Ainsi pour avoir : vitesse de $R = 7/6$ de vitesse du levier, on prend un train épi-hypocycloïdal, avec R_1 fixe. Il faut donc se donner la valeur minima de R_1 , soit $R_1 = 3$ (fig. 53). On écrit aussi que $R_1 + r' = r +$ rayon de l'arbre + jeu et que $R - R_1 = r + r'$, d'où, si on a pris rayon de l'arbre + jeu = 3, $r = r' = 7,5$.

Autre exemple : $R_1 = 2,5$, $r = r' = 6,25$, $R = 45$.

2^o EMBIELLAGES

Tant qu'il n'y a qu'une bielle qui agit sur le maneton, rien n'est plus simple comme transformation de mouvement : l'effort de la bielle est toujours dirigé dans l'axe du maneton, il n'y a aucun déséquilibrage.

Dès qu'il y a deux bielles, non dirigées dans l'axe du maneton, le problème est différent.

Il y a ainsi deux grandes solutions : 1^o Anzani, Rhône, Peugeot, Hispano-Suiza où les bielles concourent toutes sur l'axe du maneton.

2^o Renault et autres, où elles ne concourent pas.

Dans les premières solutions, tous les cylindres fonctionnent donc identiquement. Pour chaque instant identique du fonctionnement d'un cylindre,

les organes dépendants seront dans une position identique, les pistons auront même course, on aura la même avance à l'allumage, à l'échappement, à l'admission, la même obliquité de bielle sur le maneton.

Exemples : 1^o *Anzani*. Chaque tête de bielle embrasse environ le 1/3 de la surface extérieure du coussinet cylindrique, les surfaces de contact des trois têtes sont hélicoïdales, les bielles sont de section en I, ont la même longueur. Les patins hélicoïdaux arrivent à peine au contact quand les bielles font entre elles l'angle minimum. Les patins des bielles sont maintenus extérieurement par une couronne en bronze formée de deux demi-colliers. Ceci n'est possible que si chaque patin peut embrasser suffisamment de surface du maneton pour que la pression par unité de surface ne dépasse pas le maximum admissible.

Donc peu de cylindres, ou faible puissance et maneton relativement gros.

2^o *Le Rhône* est basé à peu près sur le même principe. Mais comme les bielles se rapprochent beaucoup plus que dans l'*Anzani*, à cause du plus grand nombre de cylindres, on n'a pu loger toutes les têtes sur une même surface et il a donc fallu les superposer par étages. Sur un des types, les surfaces d'appui ou talons des têtes des huit biellettes (pour un 9 cylindres) sont maintenus dans trois rainures circulaires concentriques à la tête de bielle. Une bielle qui s'emmanche dans un étage inférieur par exemple est suivie d'une autre qui s'emmanche dans un étage supérieur. Les surfaces de portée sont donc très augmentées. La tête de la neuvième bielle maintient toutes les autres en place.

Les bielles sont donc de différentes longueurs (une maîtresse, trois courtes, trois moyennes, deux longues) mais elles travaillent toutes identiquement sur l'axe du maneton.

Sur les autres types, il n'y a pas de bielle maîtresse, et les bielles ont leurs talons dans trois rainures concentriques d'une même coquille en bronze.

3^o Quand le nombre des cylindres par maneton n'est pas grand, comme dans les moteurs en V, on utilise (Peugeot, de Dion) les bielles à fourche dont les deux bras enserrent la tête de bielle centrale qui tourillonne soit directement sur la soie du maneton, soit sur la portée extérieure du coussinet de la bielle à fourche (coussinet antifrictionné intérieurement et extérieurement).

Chez Hispano-Suiza c'est la tête de bielle centrale qui forme coussinet antifrictionné intérieurement et extérieurement et sur lequel tourne la bielle à fourche.

La deuxième catégorie comprend les embiellages où l'on n'a pas cherché à éviter les perturbations provenant de l'excentricité des efforts d'explosion

par rapport à l'axe du maneton. Il n'y a donc pas toujours identité absolue dans le fonctionnement des divers cylindres. Les trois types les plus remarquables sont :

1° Le Gnôme, le R. E. P., le Clerget, avec bielle maîtresse sur la tête de laquelle tourillonnent excentriquement les têtes des autres bielles.

2° Le Canton-Unné, le Verdet où des engrenages intermédiaires amènent pour certains instants intéressants chaque piston et bielle dans une position identique par rapport à l'arbre.

3° Le Renault en V, chaque tête de bielle portant excentriquement un logement pour l'axe sur lequel tourillonne la bielle opposée.

1° *Solutions par bielle maîtresse et bielles désaxées.*

La tête de bielle 1 porte sur son pourtour six ou huit axes également répartis autour de l'axe de la bielle maîtresse et sur lesquels tourillonnent les autres bielles toutes égales. De la sorte, les courses de tous les pistons 2, 3, 4 ou 5, 6, 7 dans un 7 cylindres ou 2, 3, 4, 5 ou 6, 7, 8, 9 dans un 9 cylindres ne peuvent pas être égales. Il en résulte un déséquilibrage qu'on admet insensible.

Il en résulte également des différences d'obliquité des bielles sur l'axe des cylindres, pour un même instant de la course des différents pistons (pouvant aller jusqu'à 6° pour les cylindres les plus éloignés de 1).

Il en résulte aussi que le corps de la bielle-mère reçoit des efforts latéraux, provenant des efforts moteurs ou résistants sur les bielles des autres cylindres. Ces efforts produisent donc sur la bielle maîtresse, supposée tenue par l'axe de son pied et la soie du vilebrequin sur lequel elle tourillonne, un effort soit en porte à faux, soit appliqué vers le raccord de la tige à la tête de bielle, qui n'est pas insensible à cet à-coup de 30 à 50 kilogrammètres, comme il est figuré sur l'épure planche I.

La bielle maîtresse et toutes les bielles réagissent donc constamment les unes sur les autres et la tête de bielle maîtresse est soumise constamment : 1° à des chocs contre la soie du maneton (résultante de toutes les pressions suivant les bielles) ; 2° à des couples qui tendent à la faire tourillonner sur la soie du maneton et par suite à briser la bielle à sa naissance. La planche I donne l'épure d'un emballage ainsi établi en prenant les valeurs courantes de moteurs rotatifs. Les tableaux et épures montrent bien les obliquités variables suivant le numéro du cylindre. On se rend compte de l'effort que subit la bielle maîtresse à son raccord avec la tête de bielle. Ce système ne peut donc être employé pour de grosses puissances par cylindre qu'avec une bielle de très forte section et en acier de qualité supérieure.

On pourrait se demander pourquoi l'on n'a pas fait tourillonner la bielle, actuellement maîtresse, sur un axe comme les autres. C'est parce que rien

n'empêcherait alors (pour une position donnée du vilebrequin par rapport au moteur) la tête de bielle commune de tourillonner à droite ou à gauche, de près de 180° , c'est-à-dire que la tête de bielle serait folle sur le maneton. Il faut une liaison de plus sur cette tête de bielle par rapport au coude du vilebrequin. Cette liaison peut être réalisée de plusieurs façons. La plus connue est celle employée sur les moteurs Canton-Unné.

2^e Montage Canton-Unné.

La liaison est réalisée sur le C. U. par l'intermédiaire d'un satellite dont l'axe est solidaire du coude du vilebrequin et engrenant d'une part sur la tête de bielle cylindrique, ou pièce centrale, d'autre part sur une couronne fixe concentrique à l'arbre. C'est un cas particulier des trains épicycloïdaux. Les centres de R et de R_t ne sont pas confondus, mais $O O' O''$ est un triangle indéformable qui tourne autour de O . Donc, les mouvements rela-

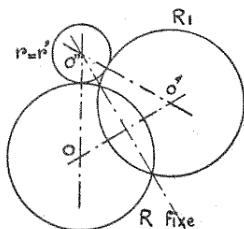


Fig. 54.

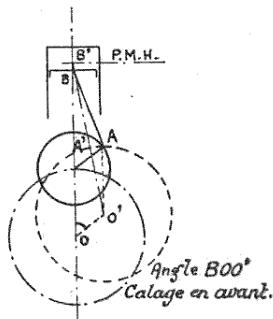


Fig. 55.

tifs des roues entre elles deux à deux restent les mêmes que quand la ligne OO' est réduite au point O . La couronne dentée R a le même rayon que R_t , donc nous avons vu que R_t aura même vitesse de rotation que R . R est fixe dans l'espace, donc R_t aura une orientation fixe dans l'espace (fig. 54).

Donc toutes les sept ou neuf bielles qui tourillonnent sur elle auront identiquement les mêmes mouvements pour un tour complet. Les obliquités, les compressions, les courses, etc... seront toutes égales pour les différents cylindres. Par contre, on ne pourra avoir coïncidence de l'axe de la bielle théorique centrée sur le maneton avec la direction de la bielle réelle que pour deux positions à choisir : le calage du pignon fixe relativement à la pièce centrale est réglé par cette condition.

Il serait naturel de profiter de la latitude que cette disposition donne, pour caler la pièce centrale, de façon à réaliser le désaxement du moteur dans le sens de la marche, c'est-à-dire tourner un peu la pièce centrale sur la soie du maneton de telle sorte que, le piston d'un cylindre étant au P. M. H, sa bielle soit déjà un peu inclinée sur le maneton, de façon à éviter l'arc-

boutement et pouvoir donner de suite un effort tangentiel notable — ce qui constitue l'avantage du moteur désaxé (fig. 55).

Au lieu de cela, que recommande-t-on dans le Canton ? — de donner un désaxement à l'envers de 6° environ, c'est-à-dire de caler la pièce centrale par rapport au pignon fixe de façon qu'un piston étant au P. M. H. par exemple, sa bielle fasse un angle en retard d'un peu moins de 6° avec la bielle théorique centrée sur le maneton.

Si l'on a dû renoncer à cet avantage du désaxement en avant c'est qu'on le payait par une usure exagérée des dents et cela se comprend facilement (fig. 56).

Supposons qu'il n'y ait même pas de désaxement en avant et que l'axe de la tête de bielle du cylindre supérieur soit calé dans la verticale du centre du maneton, que va-t-il se passer ?

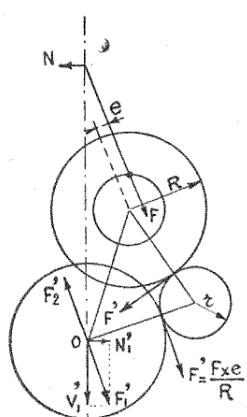


Fig. 56.

L'effort d'explosion F du cylindre, transmis à son axe de tête de bielle, est un effort excentré par rapport à l'axe du maneton. Il peut se remplacer par une force F appliquée au centre du maneton et donnant l'effort moteur, plus un couple $F \times e$ qui tend à faire tourner la pièce centrale sur le maneton. Le couple $F \times e$ est équivalent à $F' \times R$. La force F est transportée par l'intermédiaire du satellite r au point d'engrènement de ce dernier sur le pignon fixe, d'où finalement, force de compression F'_1 sur l'arbre en O , et couple $F' \times R$ appliqué au châssis.

Chaque piston, pour cette position donnée du vilebrequin, fournit, qui un effort moteur, qui un effort de compression, etc..., lesquels efforts se décomposent comme nous venons de le dire en une pression totale résultante sur l'axe du maneton et un couple de rotation de la pièce centrale sur la soie du maneton. En composant les sept ou neuf forces et les sept ou neuf couples, on détermine l'effort résultant total sur l'axe du maneton, qui donne le couple moteur, et l'effort d'excentricité résultant lequel se résout en un couple appliqué au pignon fixe, dans le sens de la rotation du vilebrequin, égal à $\Sigma F' \times R$ et une pression totale variable en grandeur et direction $\Sigma F'$, du carter sur l'arbre.

Ainsi, pour un seul cylindre vertical considéré au temps d'explosion, nous voyons que F'_1 se décompose en N'_1 et V'_1 .

V'_1 diminue d'autant la réaction que le carter offre à l'effort de percussion de l'arbre sur les coussinets et communique un mouvement de trépidation au moteur; N'_1 tend à jeter le moteur de côté.

De plus les dents des pignons s'usent extrêmement vite.

Il a donc bien fallu opérer le décalage en arrière de façon à ce que la pression maxima due à l'explosion ait lieu à très peu près quand la bielle est centrée sur l'axe du maneton. Pour cette position, en effet, le couple F_R sera à peu près annulé. Par tâtonnements on a dû chercher à compenser d'une part l'avantage d'une moindre usure et d'efforts perturbateurs moins durs, d'autre part, le désavantage au point de vue du couple moteur. Le meilleur résultat final a été obtenu pour le décalage à l'envers de 6° recommandé par la maison.

Si ce désaxement, au point de vue couple moteur, est désavantageux en ce sens qu'il diminue le bras de levier au bout duquel agit la pression des gaz (OM au lieu de OM' dans le cas d'un calage à 0° , et OM'' pour un calage en avant), il présente tout de même au point de vue des vitesses différentes du piston remontant ou descendant, le petit avantage du moteur désaxé en avant, car il suffit de regarder la figure pour se rendre compte que le cylindre — à ce point de vue — est bien désaxé en avant par rapport à la trajectoire réelle de la tête de bielle (fig. 57). Nous aurons donc une course $A'A''$ correspondant à la descente, plus grande que $A''A'$, donc plus grande à la détente et à l'aspiration, qu'à la compression ou à l'échappement; réciproquement la vitesse moyenne du piston sera plus petite à la descente qu'à la montée, la détente sera donc un peu plus douce, la compression un peu plus énergique que sans désaxement, et surtout qu'avec un désaxement de la pièce centrale en avant. Mais ce sont là des avantages un peu factices puisque le moteur travaille toujours avec une avance notable à l'échappement, ce qui diminue la course utile et rend négligeable l'allongement de la course du maneton. Il est à présumer que si la résistance des pièces l'avait permis, c'est en avant et non pas en arrière qu'on aurait décalé la pièce centrale.

On a cherché à utiliser cette différence de vitesse linéaire du piston à la descente et à la montée pour réaliser avec une seule came par cylindre, pour l'échappement et l'admission — un échappement plus long que l'admission, bien que la durée de soulèvement des deux soupapes soit identique. La vitesse moyenne de descente du piston étant plus petite que celle de

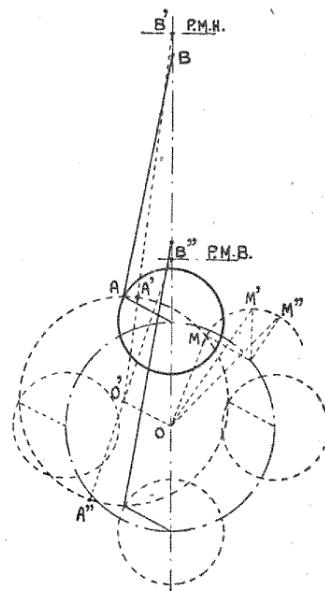


Fig. 57.

montée, l'espace parcouru par le piston, pour une même durée d'ouverture de soupape, sera plus petit en course descendante qu'en course montante. Par rapport à la course totale du piston, la soupape aura une durée d'ouverture plus grande à la montée qu'à la descente. C'est ce qu'on désire justement obtenir des soupapes. On peut remarquer à ce propos que :

1^o le profil du bossage de la came étant déterminé ainsi que la position des tringles de soupape, le calage de la came devient le seul arbitraire — avec les jeux — laissé pour le réglage de la distribution. Le point d'ouverture de la soupape d'admission étant réglé, la fermeture d'admission, l'ouverture et fermeture d'échappement sont réglés *ipso facto*.

2^o La progressivité d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission est la même que pour la soupape d'échappement et l'on sait que si l'admission

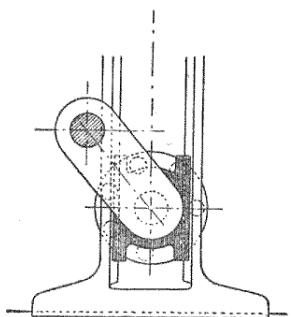


Fig. 58.

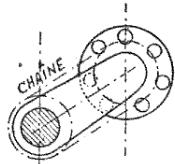


Fig. 59.

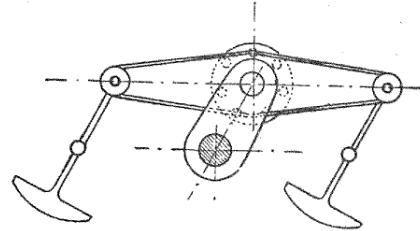


Fig. 60.

sion doit être très progressive, l'échappement doit être le plus rapide possible.

Ce dispositif n'est d'ailleurs pas employé sur le type A. 9 dont la distribution est une application immédiate de la came unique R. E. P.

C'est la propriété ci-dessus qui fait dire parfois que si l'un des cylindres donne moins qu'un autre, il y a tendance à compoundage de la part des autres cylindres. Mais il faut bien comprendre qu'il n'y a en effet que *tendance* à l'égalisation du travail des différents cylindres. Il n'y a en réalité aucun lien élastique entre les différents cylindres et ce dispositif éminemment rigide n'a aucun point de comparaison avec le genre d'accouplement élastique, par exemple, que présentent les champs tournants de moteurs synchrones et d'alternateurs en parallèle sur un réseau.

La solution par engrenages du Canton n'est pas la seule qu'on ait pu imaginer dans le même but (fig. 58, 59, 60).

On aurait pu garder à la pièce centrale son orientation fixe dans l'espace au moyen d'une bielle à cadre guidée par deux patins coulissant verticalement ou horizontalement sur deux glissières fixées au carter.

De même avec une bielle d'accouplement équilibrée, ou mieux encore une chaîne reliant le pignon de la pièce centrale au pignon fixe de même rayon.

A vrai dire, les avantages de la pièce centrale fixe ne compensent pas la lourdeur, la complication et le mauvais rendement des dispositifs qu'elle exige. La solution Gnôme renforcée permettrait certainement à ce moteur de mieux faire valoir toutes ses autres qualités.

3° Embiellage type Renault.

Dans ce genre d'embielage spécial aux moteurs en V, une bielle est maîtresse et porte sur sa tête, à 90° de la direction de la bielle principale, un épaulement avec logement pour un axe sur lequel vient tourillonner la biellette du cylindre lui faisant vis-à-vis.

Le sens de rotation de l'ensemble n'est pas indifférent. Il suffit de jeter les yeux sur l'épure II pour voir que si le moteur tournait en sens inverse le piston côté biellette donnerait à l'explosion un à-coup de 2 500 kilogrammes sur la bielle principale reposant d'une part sur la soie du maneton, de l'autre sur l'axe de son pied et aurait bien des chances de la casser.

Tandis que sur l'épure il est visible que l'effort d'explosion du cylindre à biellette se produit juste au moment où la biellette est dans la direction de l'axe du maneton. L'effort maximum est donc transmis directement au maneton, ou avec des obliquités négligeables.

La planche II indique les six positions remarquables de l'embielage, soit les deux positions où la tangente à la trajectoire du tourillon de la biellette est perpendiculaire à l'axe du cylindre (points B, F) ces deux points sont ceux le plus à droite et le plus à gauche du lieu de la tête de biellette par rapport à l'axe de son cylindre ; celles où elle est parallèle à l'axe du cylindre (points E et G) ; et les deux positions où la biellette est exactement centrée sur l'axe du maneton H et K. Les dimensions ont été calculées visiblement pour que le plus grand effort à l'explosion ait lieu précisément à ce moment. Puis pendant la plus grande partie de la détente, le rayon réel du bras de levier de la biellette est plus grand que le rayon du maneton. C'est l'avantage que n'a pas l'embielage Canton.

L'épure indique également le calcul des courses, avances linéaires à l'allumage. On voit que les courses sont égales, mais que les points morts analogues sont plus éloignés de l'axe du vilebrequin du côté biellettes que du côté bielles.

Le point d'allumage est à la même distance de l'axe du vilebrequin pour deux cylindres opposés, il s'en suit que l'avance à l'allumage est plus grande pour les cylindres côté biellettes que pour les autres.

D'autre part l'espace mort est théoriquement plus petit pour ces cylindres.



dres, si les culasses sont identiques, d'où dissymétrie de l'effort P . Il y a de plus pour les positions obliques de la biellette par rapport à la biellette théorique axée, des efforts excentrés qui amènent une compression variable sur l'axe du maneton, et un couple de rotation de la tête de bielle, donc de la bielle-mère autour du maneton — la bielle-mère, étant, pour ainsi dire, tenue entre deux appuis fixes le maneton et le cylindre. Il faut donc renforcer la bielle-mère en conséquence. Mais les couples perturbateurs se transmettent néanmoins par les cylindres au châssis, de même que les forces par le vilebrequin.

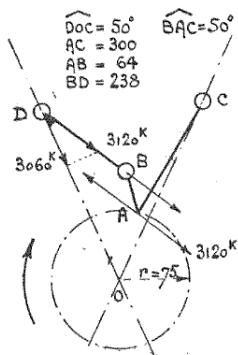


Fig. 61.

Cependant les avantages de simplicité, et l'accroissement du couple moteur sont certainement plus grands que les inconvénients ci-dessus surtout dans les moteurs 12 cylindres où l'alternance dans chaque rangée, de biellettes et de bielles, conduit à l'équilibre à peu près parfait de ces perturbations sur le châssis.

Il faut noter que dans ce dernier cas, trois des emballages fonctionnent donc en sens inverse des autres et de la rotation admise dans le 80 HP par exemple, c'est-à-dire que l'explosion du cylindre à biellettes tend à rompre la bielle maîtresse (fig. 61).

Mais comme ici, l'angle du V est réduit à 50°, il suffit de faire une épure analogue à l'épure II pour se rendre compte que le couple de rupture est très réduit. Avec les valeurs prises à l'échelle sur le croquis ci-contre, on trouve un moment fléchissant de 45,2 m.-kg.

Comme la bielle à la section dangereuse possède un module d'inertie égal à 3.780, le métal travaille donc à $\frac{45200}{3780} = 12$ kilogrammes par millimètre carré, taux de travail suffisant, étant donné qu'il y a choc.

CHAPITRE V

DISTRIBUTIONS

4° DISTRIBUTION PAR CAME UNIQUE

1° Solution originale R. E. P.

Nous donnerons d'abord un exemple pour faire saisir le problème. Soit un moteur fixe à cinq cylindres décalés de α tel que $5\alpha = 2\pi$.

Le vilebrequin tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, et une couronne concentrique, portant sur sa surface extérieure deux repères à 180° tourne en sens inverse au $1/4$ de la vitesse du vilebrequin (fig. 62).

A un certain moment, le repère 1 vient de quitter le pousoir du cylindre 1. Quand le vilebrequin aura décris l'angle $2z$, le repère 2 sera sous le pousoir du cylindre 3 puisqu'il aura avancé de Z' à Z_3 qui sont séparés par l'angle $\frac{2z}{4}$. Quand le vilebrequin sera en Z_s le repère 1 sera sous le pousoir du cylindre 5..., et ainsi de suite. Quand le vilebrequin aura fait deux tours, la couronne en aura fait un demi en sens inverse et tous les cylindres auront vu leur pousoir toucher l'un ou l'autre repère à intervalles réguliers et successivement de deux en deux dans l'ordre suivant : 1, 3, 5, 2, 4, 1...

Posons maintenant le problème.

2^o Moteur fixe en étoile. Vilebrequin et came tournant en sens inverse.

Le bossage 1 de la came est sous le poussoir 1. Le vilebrequin tourne à droite de 2α et vient en Z_3 . Le bossage 2 de la came est venu au-devant de lui de l'angle x . C'est donc que les deux bossages sont à $(2\alpha + x)$ l'un de l'autre. Posons $2\alpha + x = \beta$. Après deux tours de vilebrequin, il faudra à nouveau qu'un bossage se retrouve sous 1. Si c'est le bossage 2, celui-ci aura donc avancé de β .

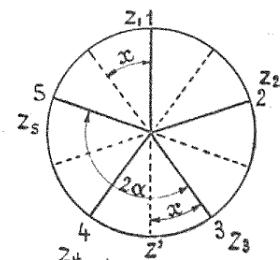


Fig. 62.

On a donc la proportion $\frac{x}{2\alpha} = \frac{\beta}{4\pi}$ ou $\frac{\beta}{x} = \frac{4\pi}{2\alpha} = \frac{2N\alpha}{2\alpha} = N$ nombre de cylindres, d'où $x = \frac{\beta}{N}$

et $\beta = 2\alpha + x = \frac{4\pi + \beta}{N}$ d'où $\beta = \frac{\frac{2\pi}{2}}{N-1}$.

Il faut donc une came à $\frac{N-1}{2}$ bossages.

Et le rapport des vitesses est $\frac{x}{2\alpha} = \frac{\frac{2\pi}{2}}{N-1 \times 4\pi} = \frac{1}{N-1}$.

Si $N = 5$, $\frac{N-1}{2} = 2$, donc deux bossages, rapport des vitesses $\frac{1}{4}$.

3° Moteurs à 2 temps.

Au lieu du bossage 2, admettons que ce soit le bossage suivant qui sera en 3 quand le vilebrequin sera en 3. Il suffit alors d'écrire : $\beta = \alpha + x$, $\frac{x}{2\alpha} = \frac{2\beta}{4\pi}$, β étant l'angle de deux bossages.

On arrive ainsi à $N-2$ bossages, rapport des vitesses $\frac{2}{N-2}$ d'où dans le cas présent trois bossages, vitesse $2/3$; mais on reconnaît immédiatement que lorsque le vilebrequin serait en 2 après une rotation de α , le bossage 2 serait également en 2 ce que nous ne voulons pas, puisque admissions ou échappements doivent se faire de deux en deux. Ce cas serait celui d'un moteur à cylindres à deux temps, en nombre quelconque explosant dans l'ordre 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7... 1, 2...

4° Moteurs en éventail.

Pour le moteur en éventail à 5 cylindres qui est une étoile où les deux cylindres inférieurs ont tourné de 180° , supposons qu'une came spéciale

soit affectée à ces deux derniers, il faudra donc faire tourner également cette came de 180° , et comme les bossages sont eux-mêmes à 180° , ce sera donc la même, et l'on aura la succession 4, 3, 5, 2, 4.

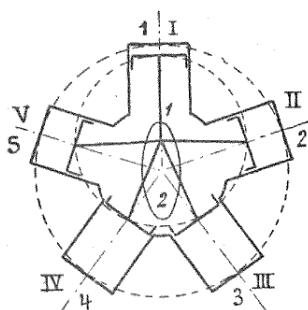


Fig. 63.

5° Moteurs rotatifs. Came tournant plus vite que le moteur (fig. 63).

Soit un moteur en étoile 5 cylindres, le vilebrequin tournant à 1200 tours-minute à droite par exemple, la came à 300 tours-minute à gauche. Donnons au tout une rotation de 1200 tours-minute à gauche, le vilebrequin devient immobile, les cylindres tournent à gauche à 1200 tours-minute, et la came tourne dans le même sens qu'eux à 1500 tours-minute.

Le bossage 1 est sous le cylindre 1. Quand le cylindre 3 sera venu en I, le bossage 2 aura fait $144^\circ \frac{1500}{1200} = 180^\circ$ et sera précisément lui aussi en I pour y actionner le cylindre 3 dans la position verticale; le bossage 4 se sera avancé et rapproché du cylindre 5 venu en III, il le rattrapera juste quand il passera en I, comme le bossage 2 y avait actionné le cylindre 3. C'est le principe de la distribution Clerget.

6° *Moteurs fixes. Came tournant dans le même sens que le vilebrequin.*

Il suffit alors d'écrire que $\beta = 2\alpha - x$. Le raisonnement est le même et l'on obtient $\beta = \frac{2\pi}{\frac{N+1}{2}}$. Il faut donc $\frac{N+1}{2}$ bossages et le rapport des vitesses $= \frac{4}{N+1}$.

C'est le cas du Canton A9 où $N = 9$, le rapport des vitesses $= \frac{4}{10}$ et il y a cinq bossages.

Dans notre cas ci-dessus, on trouve trois bossages et vitesse de la came égale à 200 tours et dans le même sens que le moteur.

7° *Moteurs rotatifs. Came tournant moins vite que le moteur.*

Si nous donnons comme précédemment une rotation de 1200 tours-minute inverse du mouvement du vilebrequin, rien ne sera changé aux mouvements relatifs, les cylindres tourneront à l'envers à 1200 tours-minute, le vilebrequin restera immobile, et la came tournera à 1 000 tours. On peut dire qu'elle recule relativement aux cylindres et vient chaque fois, par le bossage situé en arrière du précédent, actionner le cylindre placé à deux intervalles en arrière du précédent.

Il faut donc une came à plus de bossages, tournant moins vite. C'est le cas de la distribution Rhône.

8° *Calcul de la largeur de la came.*

Tout ceci n'est encore que théorique, car il s'agit non seulement de toucher un instant le poussoir; mais bien de le pousser pendant toute la durée d'un temps : échappement ou aspiration, et de pouvoir régler ces temps à volonté.

Continuons à raisonner sur le rotatif 5 cylindres 1 200 tours-minute, la came tournant dans le sens des cylindres et à 1 500 tours-minute. Nous voulons que la soupape reste ouverte, par exemple pendant une rotation des cylindres de 210° , c'est-à-dire, si c'est la soupape d'échappement, avec une avance de 30° et retard nul. Or, quand le cylindre aura tourné de 210° , la came aura tourné de $210 \left(1 + \frac{1}{4}\right) = 262^\circ 30'$, elle aura donc avancé de $52^\circ 30'$

par rapport au poussoir. Le bossage de la came doit donc régner sur une longueur angulaire de $52^{\circ}30'$ égale à $\left(\frac{1}{N-1}\right) \times$ angle d'échappement.

Si le bossage 1 vient par exemple de lâcher le poussoir 1 sous I, la tête de ce bossage est $52^{\circ}30'$ en avant et se trouve donc à $72^{\circ} - 52^{\circ}30' = 19^{\circ}30'$ du poussoir 5 qu'il ne doit pas rattraper avant que 5 soit arrivé à $360^{\circ} - 210^{\circ} = 150^{\circ}$ de la verticale supérieure. Or, quand 5 aura décrété $150^{\circ} - 72^{\circ}$, la came aura avancé sur lui de $\frac{78^{\circ}}{4} = 19^{\circ}30'$. Nous voyons donc que le cylindre 5 commencera son échappement juste au moment voulu.

On démontre tout aussi bien que cela est vrai pour sept, neuf, onze cylindres.

La largeur, ou encombrement du bossage sur la périphérie de la came est donc facile à calculer.

La hauteur est égale, comme pour une came ordinaire à la levée du poussoir augmentée du jeu. Quant au profil, il dépend de la loi de progression d'ouverture des soupapes qu'on s'est imposée et de la forme de l'extrémité des poussoirs.

On peut utiliser soit des galets, soit des poussoirs terminés en arête, ou en demi-cercle de très petit rayon.

La première solution est utilisée dans le Rhône. Elle exige des cames d'un diamètre assez grand.

La deuxième admet un diamètre beaucoup plus petit de la came, mais amène toujours un certain matage du poussoir, ce qui peut fausser la distribution. On pourrait, pour réduire ce matage, et en même temps éviter la complication des galets, songer à construire des poussoirs présentant un certain encombrement angulaire sur la périphérie de la came. Il suffirait de rétrécir d'autant la largeur des bossages. Le glissement relatif des deux profils l'un sur l'autre aurait lieu dans de bien meilleures conditions puisqu'il se répartirait sur deux surfaces assez longues. On arrive ainsi à diminuer la largeur des bossages, mais sans en changer la hauteur puisqu'elle doit toujours être un peu supérieure à celle de la levée du poussoir. La rampe du bossage devient donc de plus en plus raide, mais on est vite arrêté dans cette voie par l'arc-boutement du taquet à l'attaque du bossage.

2^e CAME EXCENTRÉE

On a tourné élégamment la difficulté en montant les bossages sur une came excentrée par rapport à la circonférence lieu des extrémités des taquets.

Une excentrique n'est jamais qu'une came dont la levée varie très pro-

gressivement de 0 au double de l'excentricité, par tour complet pour un pousoir en contact permanent avec lui : $l = 2e$ (fig. 64).

Comme nous ne devons, dans notre cas particulier, avoir contact que pendant un certain angle correspondant à la période d'admission ou d'échappement, soit π + Avance à l'échappement, ou π + Retard fin admission, il suffira de reculer les pousoirs, par rapport à l'encombrement minimum de l'excentrique, d'une certaine quantité j .

L'épure ci-contre l'indique très clairement et la levée n'est plus alors que $l' = 2e - j$.

L'attaque d'une telle came est d'une très grande douceur, mais la levée n'est plus ensuite assez brusque. Ce n'est qu'en combinant les avantages de la came unique avec ceux de la came excentrée qu'on arrive à un résultat intéressant. C'est la solution adoptée dans la distribution Clerget dont nous allons donner une explication sommaire.

ÉTUDE D'UNE DISTRIBUTION GENRE CLERGET PAR CAME UNIQUE EXCENTRÉE
(Planche III).

Nous traiterons par exemple le cas de l'échappement avec des valeurs exagérées pour plus de clarté.

Soit n nombre de cylindres = 7, V = vitesse du moteur;
levée maxima = 18 millimètres;
angle total d'ouverture = 260°.

Remarquons de suite qu'il n'est pas nécessaire de fixer le point de fermeture ou d'ouverture à l'échappement, pour faire le tracé. D'après l'épure, c'est uniquement affaire d'orientation de la ligne des centres dans l'espace. On peut donc calculer d'abord la distribution pour l'angle total donné, en supposant que la fermeture se fasse exactement au P.M.H., c'est ce que nous avons fait ici.

La came tourne ici dans le même sens que le moteur, à une vitesse égale à $V \times \frac{n}{n-1}$ (plus vite que le moteur de $\frac{1}{n-1}$). Pour un 7 cylindres, elle tourne donc 1/6 plus vite. De plus cette came excentrée aura $\frac{n-1}{2} = 3$ boulages.

1^o Recherche de l'excentricité de la came et de son rayon (fig. 65).

Soit $OO' = e$ l'excentricité cherchée, $O'C$ le rayon de la came, $BC = a$ la levée maxima, θ le 1/2 angle d'ouverture de la soupape, soit ici 130°. La

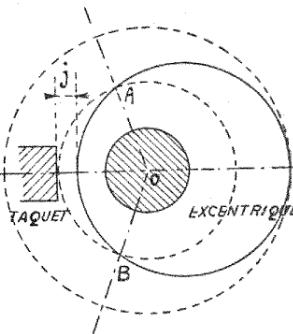


Fig. 64.

levée maxima a lieu sur la bissectrice de l'angle d'ouverture de la soupape, c'est-à-dire sur la ligne des centres. Le rayon de la circonference sur laquelle

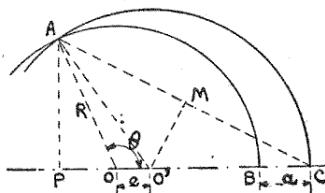


Fig. 65.

sont répartis régulièrement les extrémités des taquets est $OB = R$.

On a

$$AP = R \sin(\pi - \theta) \quad OP = R \cos(\pi - \theta).$$

$$O'A^2 = AP^2 + O'P^2.$$

$$(a + R - e)^2 = R^2 \sin^2(\pi - \theta) + [R \cos(\pi - \theta) + e]^2$$

d'où l'on tire

$$e = \frac{a^2 + 2aR}{2(a + R - R \cos \theta)}.$$

Graphiquement, le point O' se trouve sur la perpendiculaire élevée sur le milieu de AC .

Comme nous avons posé $R = 92$, on tire de la formule ci-dessus $e = 10,78$ d'où

$$O'A = a + R - e = 99,22.$$

2^e Tracé du taquet. (Voir la planche III.)

Nous nous donnons la forme de la partie active du bossage, soit un cercle de rayon 10 par exemple.

a) Prenons un cylindre à fin d'échappement en A. La came sera en H, tel que l'angle des rayons OA et O'H = $\frac{130^\circ}{6}$. Le point de tangence de la came et du taquet pourra être pris en D tel que DH soit parallèle à OA. De cette façon au moment de la fermeture (comme à celui de l'ouverture puisque l'épure doit être symétrique) la poussée du bossage sur le taquet se fera normalement aux surfaces en contact, et parallèlement à l'axe du poussoir. Pour une rotation infinité petite de la came à gauche, elle quittera ainsi le taquet qui est à sa position extrême de course. Le point extrême du taquet est donc connu.

b) Prenons le cylindre au milieu de la période d'échappement. La came se trouvera en C. Le point de tangence du taquet et de la came sera C. D'autre part le point extrême du taquet doit être en D', point obtenu en ramenant de 130° en arrière le point D. Il suffit donc de reporter C en A tel que CB = levée du taquet, pour avoir la position respective des deux points principaux de la came. La courbe de la came est déterminée par les

deux tangentes en B et D', perpendiculairement à OC. Il suffit donc de tracer deux arcs de cercle, l'un en B de rayon $r > r'$, l'autre en D' raccordés par un profil conforme à la loi de progressivité imposée et au rayon du bossage — profil à rechercher par tâtonnement — et le taquet sera déterminé dans ses grandes lignes.

L'épure montre la position des trois bossages de came par rapport aux cylindres, un cylindre étant au P.M.H fin échappement. Elle indique la fermeture d'échappement au P.M.H. Si on voulait fermer après le P.M.H, il faudrait en conservant le même e , faire tourner OO' autour de O. On ouvrirait donc également plus tard de la même quantité. Si on veut modifier la durée totale d'ouverture de la soupape, avoir un angle différent de 260° (sans varier les jeux bien entendu) une autre épure serait nécessaire, le rayon d'excentricité et sa position dans l'espace étant modifiés.

On voit que dans une telle distribution, les taquets ont un profil de came, et les cames un profil de taquet. C'est ce que nous avions prévu plus haut.

Discussion de l'épure. — La description très simplifiée ci-dessus permet de comprendre très facilement le mode de fonctionnement d'une distribution par came unique excentrée. Il peut être cependant intéressant d'en pousser l'analyse plus à fond.

Prenons de nouvelles valeurs plus vraisemblables : (Planche IV)

$$e = 6 \text{ millimètres} \quad \theta \text{ échappement} = \frac{249^\circ}{2} \quad a \text{ échappement} = 9,8; \\ \text{Rayon de la came} = 53, \quad \theta \text{ admission} = \frac{230^\circ}{2} \quad a \text{ admission} = 9,8.$$

Échappement. — Nous avons admis sur l'épure simplifiée n° III que le point extrême D d'échappement, comme son symétrique d'attaque, de la came et du taquet, était sur la verticale du centre H du bossage. Cela donne une poussée relative des deux pièces exactement parallèle au guide du taquet, qui ainsi exige le plus petit effort pour coulisser. Or on se rend bien compte qu'on peut incliner cette ligne de poussée par rapport à l'axe du guide jusqu'à attaquer suivant un angle φ , complémentaire de l'angle de frottement du taquet dans son guide (en tenant compte également de la force centrifuge et de la force antagoniste du ressort). C'est d'ailleurs ce qui se passe pour les rampes des cames ordinaires. On peut donc déplacer sur le bossage le point d'attaque pour le rapprocher du centre du taquet jusqu'à une limite L pour laquelle il y aurait arc-boutement du taquet sur son guide, ce qui bloquerait le moteur. Il y a à cela deux avantages : 1° le taquet a un encombrement de plus en plus réduit ; 2° cela permet d'avoir des levées beaucoup plus brusques, ce qui est la caractéristique des cames d'échappement.

La loi de progressivité d'ouverture et fermeture de la soupape est représentée sur la planche IV d'après des valeurs courantes. On a dessiné

également la came concentrique R.E.P. et le galet qui donneraient identiquement la même loi de levée.

On a tracé également, ce que par comparaison avec les autres moteurs, on peut appeler le chemin neutre, c'est-à-dire un tracé de taquet tel que, toutes choses égales d'ailleurs, il y aurait simplement contact bossage taquet et non pas levée. Le profil neutre n'est autre que l'enveloppe des positions du bossage de la came sur un plan solidaire des cylindres, dans le mouvement relatif. Le point de tangence L' du chemin neutre et du bossage dessiné en fin ou commencement de soulèvement de taquet, donne le second point limite de contact bossage et taquet, l'autre point limite L étant connu, c'est nous l'avons vu le point pour lequel il y aurait arc-boulement.

Si on prenait pour point de contact un point situé sur le bossage au delà de L' , on aurait un nouveau soulèvement intempestif du taquet au lieu de décollage. On se rend bien compte que plus le tracé du taquet réel sera en Ω par rapport au chemin neutre qui est en forme de Ω , plus la levée et la fermeture seront brusques. Or, pour cela, on constate pratiquement qu'il faut attaquer le taquet de plus en plus obliquement, c'est-à-dire aux environs de L . Mais aussi, plus la direction de poussée est oblique par rapport à la tige du poussoir et plus l'effort de poussée devra être grand, plus l'usure des pièces sera grande.

Admission. — Nous avons constaté dans la théorie simplifiée que, la came étant en position d'attaque ou échappement du taquet, le point central de celui-ci devait être le point d'intersection des deux circonférences de centres O et O' . Cela n'est pas indispensable.

Rappelons que cette distribution exige que le rapport d'engrènement pignon porte-cames sur la couronne soit de $6/7$, de plus que le nombre des dents du porte-cames soit un multiple de 3 puisqu'il doit y avoir trois bossages également répartis sur la périphérie; il faut évidemment avoir le minimum de poids et d'encombrement; de plus il faut pouvoir emboîter les deux porte-cames et les deux couronnes d'entraînement l'une à travers l'autre et les construire autant que possible interchangeables. Nous devons donc nous tirer d'affaire avec les mêmes valeurs de e , de R et de a , bien que les deux angles θ_e et θ_a soient très différents (230 et 249°). De plus nous devons avoir ici une levée progressive et non pas brusque, donc attaquer autant que possible par le point du bossage le plus loin du centre de la came.

Il est donc bien clair que la formule donnée plus haut ne peut plus s'appliquer et qu'elle ne constitue qu'une solution particulière du problème.

En effet, sur l'épure III, rien ne changeant, modifions par exemple le tracé du taquet en lui donnant la forme d'une droite DC' . Cela ne change

rien à l'angle d'ouverture, mais augmentera seulement la levée totale de la quantité AC' et la loi d'ouverture.

Réciiproquement, pour un même tracé DC' , si nous voulons avoir la même levée totale, c'est l'angle total d'ouverture qui devra diminuer. Or comme l'angle d'ouverture d'admission est précisément plus petit que celui d'échappement, nous voyons bien que le tracé du taquet d'admission devra être surbaissé.

Le tracé se fait donc de la façon suivante : on connaît e, R, a et θ . Sur la ligne de symétrie de la distribution, on porte $\widehat{OO'} = e$. On trace OA tel que $\widehat{AOO'} = \frac{230^\circ}{2}$ et HO' tel que $\widehat{HO'O} = 180^\circ - 7/6 \times \frac{230^\circ}{2}$. On trace les trois circonférences de centre O' et rayon $R + a - e$,

de centre O et rayon $R + a$

de centre O et rayon R . On dessine la came et son bossage en position de fin de soulèvement du taquet. On a de suite le point milieu du taquet au point de rencontre de la droite OA et du cercle OB . Quant au point extrême, il est à choisir sur le tracé du bossage entre L et L' , autant que possible à l'extrémité K de façon à avoir la levée la plus douce, et on cherche par tâtonnement les points intermédiaires de façon à réaliser la progressivité demandée.

On reconnaît qu'il faut adopter un tracé sensiblement circulaire, de façon à épouser à peu près la forme du cercle de repos du fond des taquets. On comprend donc très bien que l'on doive avoir ainsi une usure très faible des pièces.

On pourrait très facilement établir et discuter une formule générale en fonction de e, a, R, θ et θ', θ' étant l'angle de la ligne de symétrie OO' avec OA passant par le point d'intersection des deux cercles, et θ l'angle réel d'ouverture de la came. La formule donnée plus haut n'en est qu'un cas particulier correspondant à $\theta = \theta'$. Mais le tracé graphique est bien suffisant.

Nous avons dessiné par comparaison une came concentrique à trois bossages (fig. 66) remplissant exactement le même effet que la came excentrée. Cette solution (R.E.P originale) serait possible, mais moins élégante. Elle pourrait être réalisée au moyen d'un train épi-hypocycloïdal tel que celui que nous avons calculé plus haut, avec un petit pignon fixe sur le nez du vilebrequin et de rayon $R_1 = 2,5$, un levier solidaire du carter et portant par symétrie deux paires de satellites de rayon $6,25$ et attaquant une roue de 15 solidaire de la came. Cette disposition serait équilibrée et ne serait

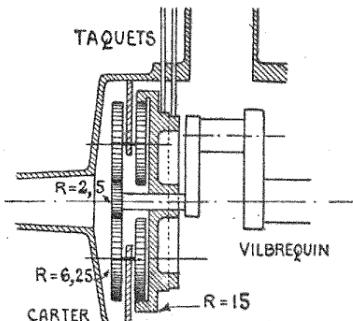


Fig. 66.

guère plus encombrante que celle ci-dessus. L'usure des pignons serait peut-être un peu plus sensible.

3^e DISTRIBUTIONS SANS SOUPAPES

Le moteur à explosions exige une très grande étanchéité de la chambre de compression. Or les soupapes actuellement usitées, particulièrement pour l'échappement, atteignent facilement des températures de 1 100°. Leur matage rapide sur les sièges les voile facilement. Leurs queues s'allongent et obligent à ménager des jeux entre pousoirs et tiges dont on n'est pas toujours très maître en marche. Il peut donc en résulter des fuites qui diminuent en très grande proportion le rendement du moteur.

On a donc cherché une autre solution au problème de la distribution. Et naturellement on s'est rejeté sur les dispositifs que les constructeurs de machines à vapeur avaient abandonnés... précisément pour adopter la souape.

Cela peut sembler paradoxal. En réalité, il y a de grandes différences dans le fonctionnement des deux types de machines.

L'espace mort qui est un espace nuisible dans la machine à vapeur est au contraire nécessaire au moteur à explosions.

L'étanchéité des lumières d'admission et d'échappement, pour les raisons ci-dessus, n'a pas la même importance dans la machine à vapeur que dans celle à gaz. La vapeur fuyant par une lumière d'admission contribuera à l'effort moteur et compensera la contre-pression que peut donner une fuite semblable à la lumière placée de l'autre côté du piston, ou une fuite de la lumière d'échappement de ce côté. Ce sont en effet, à l'encontre du moteur à gaz, les lumières d'admission qui travaillent beaucoup plus que celles d'échappement. Elles travaillent cependant au plus à 400°, quand celles d'échappement du moteur à gaz travaillent à 1 100°.

Les machines à vapeur les plus rapides — d'ailleurs sans soupapes — types Willans et autres font 400 à 600 tours par minute. Les moteurs à essence arrivent à 3 000. Il ne peut donc être question pour eux de dash-pot, amortisseurs, etc. Le matage des soupapes est fatal au bout de très peu de temps, emploierait-on même des aciers rapides pour leur fabrication.

Pour toutes ces raisons, il est très compréhensible qu'on ait songé à abandonner la souape sur le moteur à essence. On a essayé les tiroirs plats et cylindriques, simples ou étagés qu'on avait abandonnés sur les machines à vapeur rapides, pour leur trop grande inertie, les robinets, les pistons-valves, etc.

Toutes ces solutions sont de simples adaptations ou même copies de ce qui se fait en machine à vapeur.

Une particularité cependant est intéressante par la façon élégante dont elle a été réalisée par certaines maisons. Dans la machine à vapeur, le tiroir est constamment appliqué sur sa glace par la pression de la chaudière. Dans le moteur à gaz au contraire la grande pression est à l'intérieur du cylindre. Il faut donc inverser la position relative des chemises, boîtes à gaz, tiroirs, etc.,

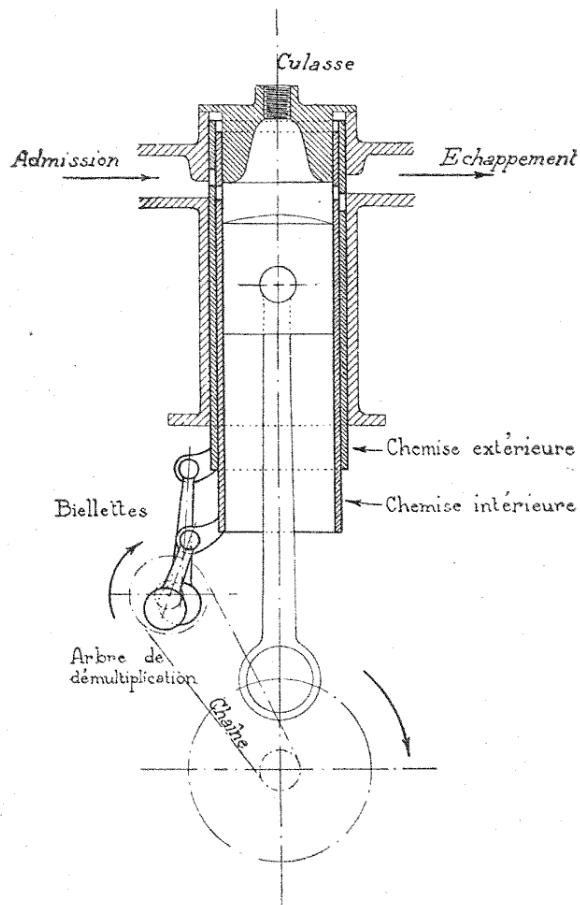


Fig. 67.

si l'on ne veut pas exagérer les frottements en guidant sans jeu le ou les tiroirs entre chemises intérieures et extérieures du cylindre.

On en arrive donc à faire déplacer le piston moteur à l'intérieur du ou des fourreaux formant tiroir. Cette disposition a été appliquée avec succès dans le moteur Knight (fig. 67).

Nous nous contenterons de rappeler en deux mots le principe des distributions par tiroir simple, puis des distributions par tiroirs superposés — renvoyant pour plus de détails aux traités de machines à vapeur.

Tiroir simple. — Dans la machine à vapeur, le tiroir simple est commandé par une manivelle calée par rapport à celle du piston de telle sorte que celui-ci étant au P. M. H. par exemple, le tiroir commence seulement à admettre la vapeur en se déplaçant en sens inverse du piston pour découvrir sa lumière, puis revenir sur ses pas et la fermer au degré d'admission voulu.

La manivelle du tiroir doit donc être décalée en arrière de la manivelle motrice d'un angle $\leq 90^\circ$, et elle doit tourner à la même vitesse, puisque la machine à vapeur est à deux temps seulement.

Sur la figure 68, O est l'axe commun de rotation des manivelles. L'angle

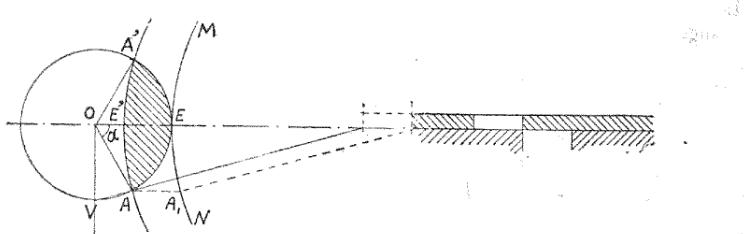


Fig. 68.

de calage de la manivelle OA sur la direction OE de la manivelle motrice au P. M. H. est l'angle α . Supposons la tige du tiroir non désaxée. En traçant l'arc de cercle MEN de rayon égal à celui de la tige et tangent en E au cercle OA, le segment AA₁ parallèle à OE mesure le déplacement maximum du tiroir. En reportant ce cercle en AE'A' on voit que le segment de cercle hachuré représente, pour chaque variation angulaire de la manivelle du tiroir, le déplacement correspondant du tiroir, donc la loi d'ouverture de la lumière.

Ce dispositif peut s'appliquer exactement au moteur à explosions, en guidant le tiroir extérieurement de façon que l'explosion ne le décolle pas de sa glace. Mais il faudra faire tourner la manivelle du tiroir à demi-vitesse du vilebrequin puisqu'il n'y a qu'un temps moteur sur quatre. Dans ce cas, on voit que l'angle α vaudra à peu près 50° . Les vitesses d'ouverture et de fermeture seront donc assez faibles, et il y aura laminage des gaz. Pour l'éviter, il vient naturellement à l'esprit de faire déplacer la glace elle-même, soit en sens contraire du tiroir de façon à ce que les vitesses s'ajoutent, soit dans le même sens, mais avec une bien plus grande rapidité. C'est l'idée qui a donné lieu aux tiroirs superposés.

Tiroirs superposés. — En calant les deux manivelles commandant les deux tiroirs à environ 90° on réalisera successivement les deux conditions ci-dessus, puisqu'aux environs de la vitesse nulle de l'un des tiroirs, correspondra la vitesse maxima de l'autre. On peut d'ailleurs varier à l'infini

les combinaisons d'abord en variant la grandeur respective des manivelles, puis en désaxant le plan des tiroirs par rapport à l'axe des manivelles, puis en variant l'obliquité des tiges. Nous donnons ci-dessous l'ébauche d'une solution simplifiée, à manivelles inégales et non désaxées. C'est en étudiant soi-même sur la planche à dessin les modifications apportées à l'épure par l'introduction successive des variantes qu'on se rendra le mieux compte du fonctionnement réel d'une semblable distribution.

ÉBAUCHE DE LA SOLUTION

La seule quantité dont on soit sûr au début du calcul est la hauteur de l'espace mort, compris entre le haut du piston mobile et le bas du piston fixe formant culasse.

Admettons comme toute première approximation que la lumière d'admission

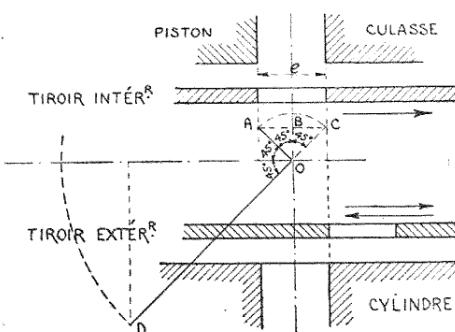


Fig. 69.

sion fixe, et les deux lumières des tiroirs lui soient égales. Soit e cette hauteur. Admettons que l'admission ait lieu sur 180° c'est-à-dire sans retard. Posons que l'ouverture d'admission se fasse, comme nous l'avons vu ci-dessus, en combinant le mouvement de montée du tiroir intérieur avec le mouvement de descente au point mort bas du tiroir extérieur calé à 90° en arrière. De cette façon, à l'explosion les lumières seront abritées par le piston fixe.

Si l'admission dure 180° , l'amplitude correspondante du mouvement des manivelles sera de 90° , répartis symétriquement pour le tiroir intérieur, de chaque côté d'une perpendiculaire à l'axe du cylindre, et pour la bielle extérieure, de chaque côté d'une parallèle à ce même axe. La figure montre alors que la longueur de la manivelle de tiroir intérieur sera $\frac{e}{2 \cos 45^\circ} = \frac{e}{1,41}$.

En ce qui concerne la lumière du tiroir extérieur, sa lèvre inférieure devra, à son point le plus bas, c'est-à-dire après une rotation de 45° , être venue, au plus à hauteur de la lèvre inférieure de la lumière fixe du cylindre, et au

moins à hauteur de la lèvre inférieure du tiroir intérieur, c'est-à-dire au milieu de la lumière fixe. C'est le moment d'ouverture maxima. Donc le rayon de la

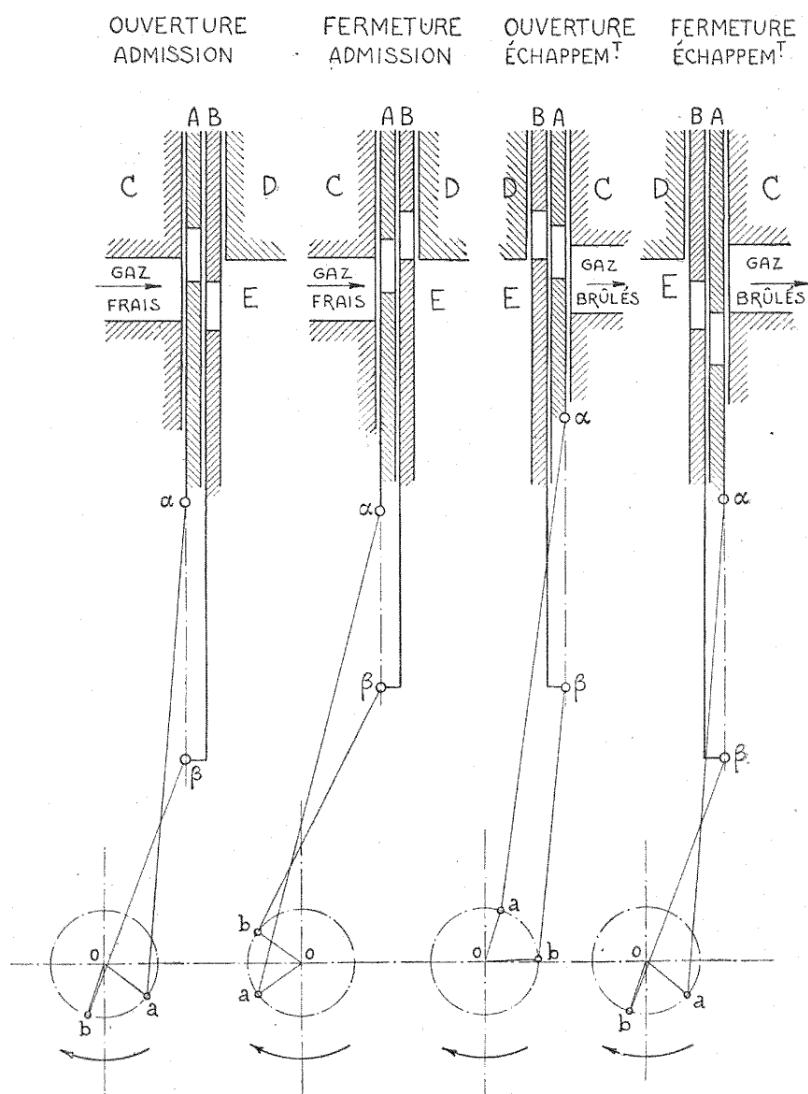


Fig. 70. — Distribution du moteur Knight.

A, chemise extérieure. — B, chemise intérieure. — C, corps du cylindre. — D, culasse ou piston fixe. — E, chambre d'explosion.

o, arbre de commande des chemises, tournant à demi-vitesse du vilebrequin. — o, a, manivelle de la chemise extérieure. — o, b, manivelle de la chemise intérieure. — a, α, bielle de la chemise extérieure. — b, β, bielle de la chemise intérieure.

manivelle du tiroir extérieur doit être compris entre $\frac{e}{1 - \cos 45^\circ}$ et $\frac{e}{2(1 - \cos 45^\circ)}$. Ce qui donne une manivelle de deux à trois fois plus longue que l'autre, donc des amplitudes maxima très différentes, ce qui est gênant pour la construction.

On constate de plus qu'avec une telle distribution, il peut y avoir étranglement subit des ouvertures après le maximum, puis de nouveau réouverture avant la fin régulière de l'admission.

Comme la durée de l'admission a toujours un retard de 25° à 30°, il faut donc modifier cette ébauche. On constate qu'on améliore la distribution en déplaçant vers le point mort bas le centre O des manivelles, en réduisant l'angle des manivelles jusqu'à environ 70° et en diminuant la hauteur des lumières des deux tiroirs par rapport à la lumière fixe. La section de passage des gaz, calculée en général d'après une vitesse comprise entre 50 et 80 mètres par seconde, est alors maintenue en augmentant la largeur circonférentielle des lumières proportionnellement. C'est ce que nous avons fait sur la figure n° 70. De l'examen même de l'épure, il suit que la coïncidence des deux lumières a lieu deux fois par tour entier. À la seconde coïncidence les fuites sont empêchées par le piston fixe.

Les mêmes fourreaux peuvent servir pour l'échappement. Il suffit pour cela de décaler de la quantité voulue les lumières échappement et admission du tiroir extérieur — en laissant les lumières admission et échappement du tiroir intérieur en face exactement l'une de l'autre.

Les quatre figures du n° 70 représentent les positions respectives des différents organes aux ouverture et fermeture d'admission et d'échappement d'une telle distribution désaxée.

TROISIÈME PARTIE CARACTÉRISTIQUES ET ESSAIS

CHAPITRE VI CARACTÉRISTIQUES

Il ne suffit pas, pour acheter un moteur, et l'affecter à telle ou telle destination (conduite d'atelier, moteur d'avion, conduite de pompe alternative) de savoir qu'il fait tant de chevaux maxima à tant de tours. Il y a toute une série de valeurs qui caractérisent son fonctionnement aux diverses charges qu'il est appelé à fournir et que l'acheteur doit connaître à fond avant de décider de son choix : puissance aux diverses allures, couple moteur, consommation d'essence, rendement, etc. Les diverses valeurs exprimées chaque fois par rapport à une variable qui est en général la vitesse, forment des familles de courbes qui caractérisent le fonctionnement du moteur et qu'on appelle pour cela des caractéristiques.

Inutile de pousser plus loin l'examen d'un moteur, si vous constatez que des pièces principales qui devraient être en acier sont en fonte ou en fer, inutile également de vous entêter à employer un moteur dont les caractéristiques vous montrent qu'il n'est pas adaptable à l'emploi auquel vous le destinez. Et c'est même par cela qu'il faut avant tout commencer l'examen. On n'achète pas un mulet du Poitou à la place d'un percheron, quand même ils seraient chacun en leur genre d'autant belle qualité et vaudraient aussi cher.

Nous allons examiner successivement les diverses courbes qu'on exige généralement à l'examen d'un moteur, discuter leurs diverses formes et l'influence qu'ont sur ces formes les variations des divers facteurs principaux.

1^o COURBES THÉORIQUES

Nous savons que le moteur à explosions offre cette particularité d'avoir un couple théoriquement constant, puisque chaque explosion est théorique-

ment identique à la précédente, comme provenant d'une même quantité de mélange identique, comprimé de même, à la même température, et se détenant dans des conditions identiques. Un tel moteur, qui est en somme une machine à donner des coups de poing, plus ou moins rapides, mais toujours aussi forts, a donc une puissance rigoureusement proportionnelle à sa vitesse et ses caractéristiques seraient figurées par le diagramme ci-contre (fig. 71).

En réalité, il n'en est pas tout à fait ainsi. Mais il faut bien faire attention quand on discute caractéristiques de moteur à explosions. Et la rigueur qui est de mise dans les essais de machines à vapeur ou électriques serait bien difficilement applicable ici. En effet dans un essai de groupe à vapeur,

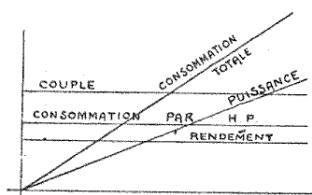


Fig. 71.

on règle la pression, la surchauffe, le vide au condenseur, la température d'eau de refroidissement, comme on le veut, ou tout au moins, ayant pris bonne note de deux en deux, ou de cinq en cinq minutes de chacune des valeurs intéressantes, on peut toujours corriger l'essai affecté de quelques variations de ces valeurs et établir un résultat d'essai

qui serait exactement le même que celui obtenu en maintenant rigoureusement la constance de tous les éléments de marche.

Les équations de la thermodynamique, de la mécanique rationnelle, de la physique mathématique le permettent. A plus forte raison, un essai proprement dit de machine électrique, paraît-il simple à exécuter — si ce n'est à préparer. Avec une machine à essence, qui fait elle-même fonction de chaudière, de collecteur de vapeur, de surchauffeur, de condenseur, etc., chaque variation d'un élément réagit forcément sur tous les autres et il sera rigoureusement impossible de trouver deux fois de suite les mêmes valeurs à de grandes approximations près.

2^e COURBES OPTIMA OU A PLEINS GAZ

La caractéristique la plus intéressante est celle obtenue dans les meilleures conditions possibles réunies. C'est la caractéristique optima. C'est celle qu'on cherche à obtenir en réalisant de plus près toutes les conditions théoriques, principalement en ce qui concerne la carburation et alimentation qui est l'élément perturbateur par excellence, et l'avance à l'allumage.

Donc, toutes conditions étant les meilleures — ce dont on s'assure en les faisant légèrement varier en plus et en moins — nous mesurons par des procédés que nous étudierons au chapitre des essais, pour chaque vitesse maintenue constante, le couple maximum, d'où la puissance effective sur

l'arbre, liés entre eux par la formule $P = C\omega$, la consommation et nous traçons ces courbes en fonction de ω .

1^o *Puissance et couple* (fig. 72).

Constatons d'abord qu'il y a une vitesse minima que le moteur ne peut donner sans risquer de caler : au-dessous, il s'arrête brusquement sans pouvoir franchir le point mort de la fin de compression.

Au-dessus de cette vitesse $O\omega'$, la puissance commence par grandir assez rapidement pour se rapprocher du diagramme idéal (droite en diagonale partant de l'origine) que nous avons vu tout à l'heure. La courbe se confond avec cette droite sur une petite longueur, mais ne s'y maintient pas très longtemps. La puissance croît toujours avec la vitesse, mais de moins en moins vite et passe finalement par un maximum ; elle diminue ensuite de plus en plus vite pour finalement tomber très rapidement à 0.

De ce que $P = C\omega$ nous déduisons de suite que la courbe du couple indique précisément la variation de l'inclinaison du rayon vecteur joignant l'origine au point indicateur M de la courbe puissance, $\frac{P}{\omega}$ étant pour chaque point M de la courbe P la tangente de l'angle XOM . Le couple part donc de la valeur 0 quand la puissance est égale à 0. Il grandit vite, mais de moins en moins vite jusqu'à rester presque constant, croissant insensiblement jusqu'à la vitesse pour laquelle OM est tangente à la courbe P , après quoi il diminue petit à petit, puis de plus en plus vite à partir du point où P est maximum pour arriver à une valeur nulle quand $P = 0$.

De quoi proviennent ces modifications aux deux droites théoriques précédentes ?

Nous venons de voir que l'existence d'une limite minima de vitesse provenait de la difficulté du moteur à franchir le point mort fin de compression. C'est, nous l'avons vu, le but du volant de lui faciliter ce passage. La vitesse minima sera d'autant plus faible que le volant sera plus lourd, ou, ce qui revient au même, que la courbe du couple instantané pour un cycle se rapprochera plus de la droite du couple moyen, dont le point figuratif du diagramme ci-contre donne l'ordonnée. Il importe de bien comprendre la relation qu'il y a entre le diagramme présent, et le diagramme qui nous a servi pour le calcul du volant.

Aux grandes vitesses, le fléchissement des deux courbes provient de ce que l'alimentation ne se fait plus si facilement, de ce que les frottements et

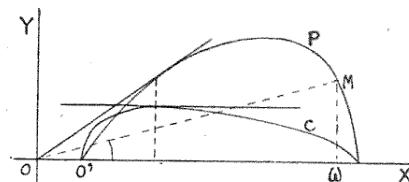


Fig. 72.

les forces d'inertie non équilibrées deviennent de plus en plus importants et absorbent une plus grande part de la puissance disponible.

Le calcul du moteur consiste précisément à proportionner les divers éléments de façon à ce qu'il donne sa puissance maxima pour la plus grande vitesse compatible avec la résistance des pièces. Autrement dit, un moteur ne doit jamais fonctionner suivant un point figuratif situé à droite de l'ordonnée P maxima (du moins, en régime permanent).

Donc, deux points intéressants : 1^o la vitesse correspondant au couple maximum, ou vitesse de régime correspondant à la puissance normale ; 2^o la vitesse correspondant à la puissance maxima. Ces deux points sont en général placés de telle sorte que la vitesse correspondant au couple maximum soit égale aux $2/3$ environ de la vitesse à la puissance maxima.

2^o Consommation. Rendement.

Nous voyons de suite qu'une même puissance peut être obtenue à deux vitesses différentes. Ce qui différencie les deux régimes, c'est d'abord que le couple

a forcément une valeur plus faible pour la grande vitesse que celle correspondant à la plus petite vitesse — et puis, que la consommation totale, ou ce qui revient au même la consommation par H. P. H., est plus forte à la grande vitesse qu'à la petite, même pour un carburateur réglé au mieux bien entendu.

Si on représente les consommations totales et spécifiques en fonction de la vitesse on obtient les courbes ci-contre (fig. 73).

Pour une même puissance $P = AM' = BM''$, on a deux consommations totales $AC' < BC''$. Le réglage d'un carburateur a précisément pour but, d'accord avec tous les compensateurs, freins, soupapes d'air additionnel, etc., d'arriver à réduire autant que possible cette variation.

Il est vrai que la partie du diagramme à droite de P_{\max} ne nous intéresse pas essentiellement. Cependant, même en nous tenant à la portion du diagramme à gauche de M , nous constatons que la consommation par H. P. H., si elle reste à peu près constante tant qu'on se tient aux environs et en deçà du couple maximum, augmente de plus en plus au fur et à mesure qu'on s'approche de la puissance maxima.

La marche aux environs du couple maximum est donc la plus économique et fournit le meilleur rendement, c'est-à-dire le meilleur rapport entre la puissance disponible sur l'arbre et la puissance qui était contenue à l'état potentiel dans le mélange gazeux. Nous allons revenir sur cette notion.

C'est donc encore une fois, en agissant chaque fois pour le mieux sur

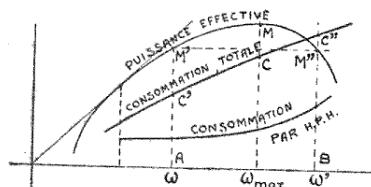


Fig. 73.

le volet des gaz et sur le carburateur, s'il n'est pas automatique, ou simultanément avec le fonctionnement du carburateur s'il est automatique, que nous avons obtenu ces différentes courbes optima. Pour cela il a fallu évidemment offrir au moteur un couple résistant variable pour chaque point. On y arrive comme nous allons le voir en freinant plus ou moins le moteur au moyen de freins plus ou moins serrés, d'hélices de pas différents, etc.

3^e COURBES A ADMISSION RÉDUITE

Les moteurs industriels, de quelque nature qu'ils soient : à vapeur, électriques, à gaz, etc., peuvent se ranger en deux grandes catégories :

1^o *Moteurs type atelier.* — Destinés à donner plus ou moins de puissance et cela dans de très grandes limites, mais toujours sensiblement à la même vitesse.

2^o *Moteurs type traction.* — Destinés en principe à donner toute leur puissance, mais à des vitesses forcément très variables suivant le profil.

Il y a évidemment quelques exceptions : telles que l'emploi de moteurs synchrones, ou de moteurs continus shunt à vitesse sensiblement constante pour la traction sur lignes très accidentées (récupération sur les pentes), mais elles sont peu importantes.

Sur chacun des deux types ci-dessus on obtient — en général — les divers régimes de marche en modifiant, ou laissant se modifier par des procédés automatiques, l'admission du fluide actif. On arrive ainsi à faire varier l'admission dans de très larges limites variant de 10 p. 100 à 125 p. 100 de la normale.

Si l'on relève sur une machine à vapeur d'atelier par exemple la consommation spécifique à ces divers régimes, on constate qu'elle varie relativement peu. Cela tient à ce que les courbes caractéristiques $P = f(\omega, \text{admission})$ forment un faisceau divergent partant de l'origine et présentant leur maximum à très peu près sur une ordonnée verticale qui sera donc l'ordonnée de fonctionnement normal de la machine à vitesse constante et admission très variable, donnant chaque fois le meilleur rendement précisément pour cette vitesse, en admettant que l'alimentation en vapeur soit toujours assurée, quels que soient le nombre des cylindrées à la minute, et la valeur de ces cylindrées, ce qui a lieu pour une machine fixe (fig. 74).

De même pour une locomotive à vapeur, chaque admission comporte une vitesse limite au-dessus de laquelle la chaudière n'arrive plus à fournir la quantité de vapeur demandée. Si l'on réunit par un trait les points limites pour ces diverses admissions, on obtient le rectangle figuré ci-contre, qui enveloppe la région de marche à tous les régimes de la locomotive. Vitesses et puissances ont beau être très variables, on constate que la

machine travaille sensiblement toujours sur la première partie (ascendante) de la courbe $P = f(\omega, \text{admission})$, donc à excellent rendement (fig. 75).

Or, avec le moteur à essence, le réglage de la puissance et de la vitesse

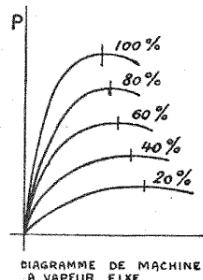


Fig. 74.

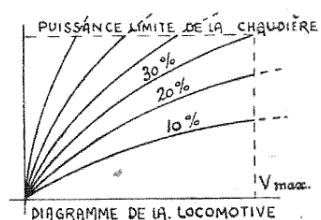


Fig. 75.

se fait bien lui aussi par modification d'admission, mais les résultats ne sont pas du tout comparables, au point de vue rendement.

Cela tient à ce qu'au lieu d'obtenir un faisceau de courbes divergentes, nous n'obtenons ici qu'une série de courbes se détachant du tronc commun

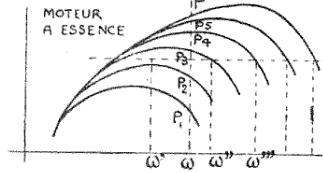


Fig. 76.

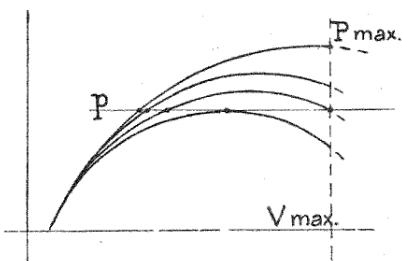


Fig. 77.

constitué par la courbe optima à pleins gaz, et qui plongent presque immédiatement après (fig. 76).

Donc on se rend compte que si on veut faire du réglage sur le moteur à explosions, c'est presque uniquement sur les parties de plus en plus plongeantes (donc à rendement rapidement mauvais) qu'il faudra fonctionner — surtout si l'on veut avoir des puissances différentes à vitesse constante. Ce dernier cas sera traité en détail pages 80-81.

Dans le cas de puissances constantes, à vitesse variable, il n'en est pas tout à fait de même. Ce sont bien entendu les mêmes courbes qui servent, mais en les coupant horizontalement par des droites de puissance constante. On voit que ce sont les points élevés des parties plongeantes qui sont utilisés, et même aux vitesses réduites les parties supérieures ascendantes, donc à assez bon rendement (fig. 77).

Le moteur n'est donc pas si désavantageux dans ce cas. Il est loin cepen-

dant d'offrir une marge aussi considérable de puissances et de vitesses par réduction d'admission que la machine à vapeur : avec celle-ci on descend facilement à 25 p. 100, 15 p. 100 de la charge maxima sans trop grande exagération de consommation spécifique. Voyons ce qu'il en est sur le moteur à explosions.

Diagramme d'indicateur. Pression moyenne.

Nous avons vu au chapitre des forces que les quatre temps d'un moteur à explosions pouvaient se représenter par des courbes donnant pour chaque point de la course du piston la pression régnant à ce moment dans le cylindre. Nous dirons un mot des appareils indicateurs avec lesquels on relève immédiatement ces courbes, au chapitre des essais (fig. 78). Or, il suffit de surfaçer un tel diagramme pour obtenir le travail que le piston a fourni pen-

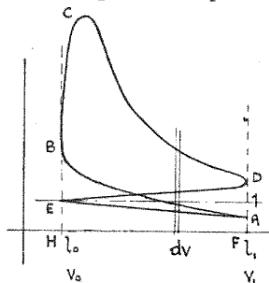


Fig. 78.

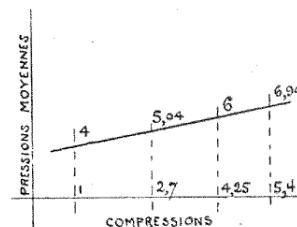


Fig. 79.

dant cette période de deux tours de vilebrequin. En effet, si le piston de surface active s , avance d'une longueur dl engendrant ainsi un volume $s.dl = dv$, le travail du piston est égal à $p.s.dl = p.dv$, puisque p ne varie que d'une quantité infiniment petite et peut être considéré comme constant pendant le temps dt correspondant.

Ainsi, le travail développé par le gaz pendant la course motrice est représenté par la surface $HCDF$, diminuée du rectangle $HEIF$ qui représente le travail négatif dû à la pression atmosphérique. De même pendant les trois autres temps. En faisant la somme algébrique des travaux positifs et négatifs dus aussi bien aux gaz qu'à la pression atmosphérique, on arrive finalement à la valeur du travail indiqué T_i positif.

En divisant T_i par la course du piston, on obtient ce qu'on appelle la pression moyenne. Le commandant Martinot-Lagarde donne à ce sujet les renseignements suivants :

Valeurs des compressions.	2,7	4,25	5,4
Valeurs correspondantes des pressions moyennes. . .	5,04	6	6,94

Le graphique ci-contre montre que dans ces limites tout au moins, les pressions moyennes varient linéairement avec la compression réelle (fig. 79).

Prédétermination de la puissance d'un moteur.

Le tableau ci-dessus permet de déterminer rapidement la puissance indiquée d'un moteur dont on connaît le degré de compression réelle, et la vitesse moyenne du piston v .

Si n est le nombre de tours par minute.

L la course du piston en mètres.

N le nombre de cylindres.

D l'alésage en mètres, le moteur fait $\frac{n}{120}$ courses motrices par seconde.

Le chemin utile parcouru par le piston par seconde $= \frac{nL}{120}$. C'est pendant ce déplacement qu'agit la pression moyenne p .

$$\text{D'où } P = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot p \cdot \frac{nL}{120} \cdot N}{75} \text{ en chevaux. Or, } n = \frac{60v}{2L}, \text{ d'où pour un 4 cylindres } P = \frac{D^2 p v}{100}.$$

Cette relation est le point de départ des nombreuses formules dites de prédétermination de puissance, telles que celles de l'A.C.F., du service des Mines, etc., et que donnent tous les agendas. Elles sont obtenues en maintenant explicitement la valeur de D , parfois aussi celle de L , c'est-à-dire des dimensions invariables et faciles à mesurer. Quant à la valeur de p et celle de v , elles sont prises arbitrairement d'après des moyennes.

Puissances et consommations réduites à vitesses constantes.

Sur un moteur donné et dans les meilleures conditions d'alimentation, la cylindrée réelle n'est jamais parfaite. Elle est toujours affectée d'un coefficient de réduction dit de remplissage, variable avec la rapidité d'ouverture des lumières, vitesse du piston, diamètre des tuyauteries, etc. ; le coefficient varie de 0,90 au maximum, à 0,50.

D'autre part les gaz brûlés jouent un rôle très important et bien moins défavorable qu'on serait tenté de l'admettre, par leur volume et par leur chaleur. Les praticiens savent bien que souvent on améliore le rendement d'un moteur en trichant sur les cames d'échappement pour forcer les proportions des gaz restants. L'influence du volume est prédominante aux faibles admissions. En effet, raisonnons comme page 9 avec $V = 3 v_0$. Pour une cylindrée complète, la compression réelle vaudra 6,25, tandis qu'à 4/6, 2/6, 1/6 de cylindrée correspondront des pressions en fin de compression égales à 4,68 — 3,9 — 2,34. Les compressions relatives diminuent donc moins vite que l'admission, donc également les pressions moyennes et les puissances.

Mais ce raisonnement ne tient pas compte de la nature des gaz frais. Or avec l'étranglement des gaz et pour une même vitesse de rotation, la

vitesse de l'air au diffuseur est plus faible, il y a laminage au droit du volet, puis détente qui se continue jusque dans le cylindre. Il peut donc y avoir condensation partielle. Interviennent alors les échanges de chaleur entre gaz et parois qui aboutissent à un réchauffage des gaz frais et revolatilisation des gouttelettes s'il y a lieu. Cet effet sera d'autant mieux assuré que l'arrivée des gaz frais se fera plus près de la soupape d'échappement.

Si l'on compare plusieurs moteurs de même type, il sera d'autant moins sensible que v_o diminuera par rapport à V (moteurs surcomprimés), que la vitesse de rotation sera plus rapide (car les pertes de chaleur par les parois sont naturellement déjà plus faibles à grande vitesse et le mélange gaz frais et chauds a moins de temps pour se faire), que l'homogénéité du gaz frais se sera mieux maintenue dans les tubulures.

Pour un moteur donné l'avantage diminue avec l'étranglement, car le réchauffage des gaz est de plus en plus faible, l'influence des parois devenant plus grande. Il faudrait donc en même temps pouvoir forcer la proportion des gaz brûlés restants en variant les jeux de soupapes, et diminuer le refroidissement des parois, ce qui serait assez compliqué sur moteurs mobiles mais peut très bien être appliqué sur moteurs fixes d'atelier.

De ce qui précède on peut conclure qu'au point de vue thermodynamique il doit certainement y avoir avantage à marcher à gaz réduits tout au moins jusqu'à un certain degré d'admission. Mais ce qui diminue très rapidement, c'est le rendement organique car les forces d'inertie, les pertes par ventilation, circulations d'huiles et d'eau, commande des soupapes, etc., restent les mêmes, ce qui désavantage surtout les moteurs lents de petite puissance et à caractéristiques incurvées. Les deux exemples ci-dessous sont typiques. Il s'agit d'un gros moteur poussé de 490 HP à 1500 t. m., et d'un moteur d'auto très plat de 36 HP à 1400 t. m.

Puissances effectives, HP :	493	179,3	144,4	84,5		36	33	30	23
Consommation spécifique, gr. :	261	248	238	260		390	386	390	430

Comme conclusion de cette étude nous admettrons dans nos calculs que la consommation spécifique reste constante par réglage d'admission jusqu'à $P_i = 0,60 P_{i \text{ max}}$, et croît ensuite avec l'étranglement des gaz.

Souplesse du moteur.

Nous voyons donc que la marge de puissances et de vitesses, variables par réglage d'admission est bien plus petite avec le moteur à explosions qu'avec le moteur à vapeur.

Cette marge sera, toutes choses égales d'ailleurs, d'autant plus grande cependant que les courbes des puissances seront plus aplatis sur l'axe des

vitesses. C'est précisément ce qu'on cherche à obtenir pour le moteur d'automobile qui doit être ce qu'on appelle un moteur plat.

Si la courbe optima est elle-même assez plate, la courbe $0,60 T$, délimitera avec l'abscisse de vitesse maxima et la courbe optima une région de marche où la variation de vitesse sera relativement très grande pour une variation de puissance assez faible. On aura un moteur souple (fig. 80).

Cette condition implique donc que la courbe couple = $f(V)$ donne des valeurs décroissantes lorsque V croît.

Dans les moteurs à explosions les plus souples, la courbe est encore légèrement concave par rapport à l'axe des V , c'est-à-dire que le couple baisse de plus en plus vite avec la vitesse au delà de la vitesse normale, autrement dit qu'il remonte de moins en moins vite quand la vitesse décroît pour excès de charge.

Dans les moteurs électriques série traction, cette courbe est convexe par

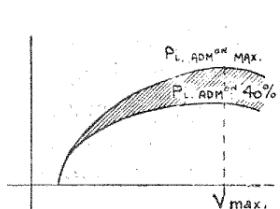


Fig. 80.

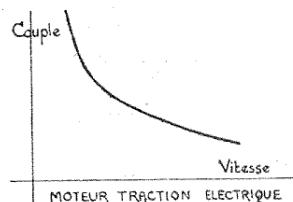


Fig. 81.

rapport à l'axe des V et affecte la forme d'une branche d'hyperbole équilatérale ayant les deux axes pour asymptotes. C'est le moteur souple et auto-régulateur par excellence (fig. 81).

Pour $V = 0$, le couple est très grand et n'a pour limite que la valeur compatible avec l'échauffement des conducteurs. En pratique, il peut atteindre de cinq à vingt fois le couple moyen. Il se règle au moyen d'une résistance ou rhéostat de démarrage, ou controller (tramways) qui limite le courant absorbé au démarrage.

C'est donc la forme de cette courbe couple qui caractérise la souplesse d'un moteur à vitesse variable tel qu'un moteur de traction. Il faut en effet pour celui-ci que le couple augmente au fur et à mesure que le moteur ralentit et va caler, puisque s'il ralentit c'est que l'effort résistant à la jante augmente, c'est-à-dire le couple résistant. Perdre de la vitesse, passe encore, mais tomber à un couple moteur qui serait si peu que ce soit inférieur au couple résistant, c'est fini, il n'y a plus moyen d'avancer, il faut, comme l'on dit en automobile, changer de vitesse. Tandis qu'avec un moteur très souple, dont le couple augmente au fur et à mesure que la vitesse diminue, et même d'autant plus vite, comme dans le moteur électrique série, il n'y aura pas

à changer de vitesse, d'où bien plus grande facilité de conduite et usure bien moins grande des engrenages.

On comprend donc très bien que la souplesse d'un moteur à explosions d'automobile soit un desideratum des plus importants.

Organes dont dépend la souplesse du moteur.

Ce sont principalement : le carburateur, les tubulures d'aspiration, les pièces en mouvement alternatif.

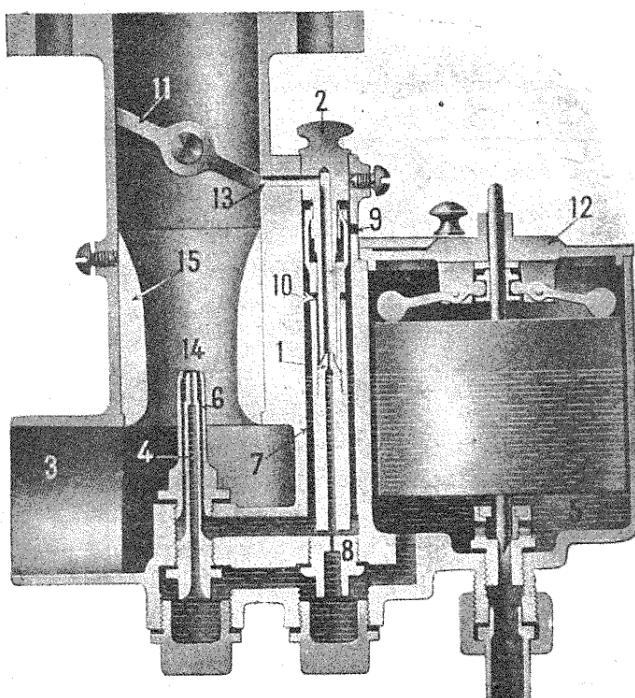


Fig. 82. — Coupe du carburateur. Zénith, type série pour voitures.

1. Buse aspirant l'essence pour l'extrême ralenti. — 2. Pièce portant le gicleur d'extrême ralenti. — 3. Orifice d'entrée d'air. — 4. Gicleur alimenté par la cuve à niveau constant 5. — 5. Cuve à niveau constant. — 6. Gicleur alimenté par le puits 7. — 7. Puits. — 8. Trou calibré. — 9. Entrée d'air au puits. — 10. Entrée d'air au gicleur d'extrême ralenti. — 11. Papillon. — 12. Couvercle de la boîte du flotteur. — 13. Sortie du mélange d'extrême ralenti. — 14. Orifice des gicleurs. — 15. Diffuseur.

1^o *Carburateur.* — Nous raisonnons sur un carburateur type, le Zénith par exemple (fig. 82).

On sait qu'il se compose de deux gicleurs. Le premier appelé gicleur central est relié directement à une cuve à l'air libre, où l'essence est maintenue automatiquement à un niveau constant au moyen d'un obturateur d'entrée commandé par des flotteurs. L'orifice de ce gicleur se trouve au centre de la gorge d'un diffuseur en forme d'ajutage convergent-divergent par où se fait l'appel d'air aux cylindres. L'essence étant sous charge constante, le débit

de ce gicleur, sous l'influence de la dépression créée par le passage rapide de l'air au diffuseur, n'est fonction que de la vitesse de l'air, donc de la vitesse du moteur. Si l'on relève la teneur en essence d'un mélange réalisé avec ce diffuseur et ce seul gicleur aux différentes vitesses, on trouve qu'elle grandit très vite avec la vitesse. Un seul gicleur ne peut donc assurer cette qualité primordiale du mélange : constance du rapport $\frac{\text{essence}}{\text{air}}$ qui théoriquement doit être de 1/16 en poids, mais pratiquement doit valoir 1/20.

C'est pourquoi on lui a adjoint un deuxième gicleur dit compensateur. Celui-ci est alimenté également de la cuve, mais par un trou calibré de très petite section telle qu'aux grandes allures son débit par cylindrée soit presque nul, tandis qu'aux faibles allures, son débit total restant constant,

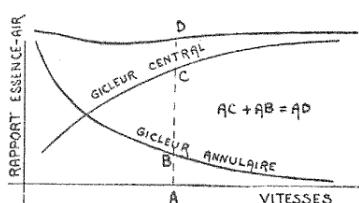


Fig. 83.

le débit par cylindrée est multiplié dans le rapport inverse des vitesses. Le débit d'essence par cylindrée, de ce gicleur, peut donc être exactement représenté en fonction des vitesses par une branche d'hyperbole équilatère, tandis que la courbe du débit du gicleur central affecte une forme très concave par rapport à l'axe des vitesses

(fig. 83). Il y a donc tendance à compensation. Le problème est donc de choisir gicleur central, gicleur compensateur, trou calibré, diffuseur de telle sorte que la compensation puisse se réaliser : 1^o à toutes les vitesses et pour tous les degrés d'admission; 2^o à tous les changements de vitesse.

En général, il n'est pas possible d'obtenir pratiquement une compensation exacte pour toutes les allures. Il y a toujours un fléchissement dans la courbe de débit total. Si l'on peut prévoir que l'on marchera le plus souvent à telle ou telle allure, il faudra modifier le gicleur central, ou le compensateur, ou les deux à la fois pour que ce soit aux environs de cette vitesse que se fasse le mieux la compensation. Mais il vaut mieux bien connaître son carburateur et éviter si possible de marcher au régime où la carburation a été reconnue la moins bonne.

Ainsi en automobile, on choisira le gicleur central qui donne la plus grande vitesse en palier puisque c'est lui qui fournit, peut-on dire, toute l'essence aux grandes allures. Le compensateur (trou calibré et gicleur annulaire) se choisira en essayant la voiture sur une forte rampe, d'où très faible vitesse; à ce moment c'est le compensateur qui est seul à donner.

Quant aux changements d'allure, il faut distinguer entre la marche *au ralenti*, et l'*extrême ralenti*.

Le premier terme s'applique à la marche économique à gaz réduits, le moteur donnant toute sa puissance compatible avec l'ouverture du volet et

l'effort résistant à vaincre. Le deuxième terme au contraire concerne le fonctionnement du moteur à vide.

Souplesse et nervosité d'un moteur.

Le moteur marchant au ralenti, nous pouvons :

Ou augmenter brusquement l'arrivée des gaz,

Ou diminuer brusquement l'effort résistant à vaincre, de façon, dans les deux cas, à obtenir identiquement la même puissance. Nous aurons chaque fois une plus ou moins belle reprise, mais celle obtenue dans le premier cas sera bien moins instructive que celle obtenue dans le deuxième, au point de vue souplesse. Or, c'est la plus facile à exécuter, et c'est avec elle qu'on impressionne le plus favorablement l'acheteur, les quantités de gaz par cylindrée étant bien plus grandes, d'où par suite échappement bien plus fort.

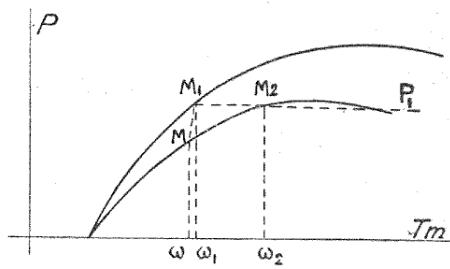


Fig. 84.

En effet, reportons nous au diagramme ci-contre (fig. 84). Nous marchons au ralenti suivant le point figuratif M , vitesse ω . Si nous ouvrons en plein les gaz pour obtenir une nouvelle puissance P , le moteur viendra fonctionner en M_1 (vitesse ω_1). Au contraire, si, gardant la même ouverture de gaz, nous diminuons seulement l'effort résistant de façon à réaliser cette même puissance P_1 , le moteur devra venir fonctionner en M_2 (vitesse ω_2). Le maintien d'une bonne carburation sera donc bien plus difficile à y assurer, car le compensateur devra pour ainsi dire passer la main au gicleur central, ce qui ne peut se faire sans quelques bafouillages, à cause de l'inertie des colonnes d'essence. Tandis que, dans le premier cas, on voit que compensateur et central continueront à fonctionner très sensiblement dans la même proportion. De plus, dans le deuxième cas, les gaz subissent une perte de charge bien plus grande au droit du volet que dans le deuxième.

Cependant chacune de ces expériences a son utilité, suivant l'emploi auquel est destiné le moteur. Pour l'aviateur qui doit pouvoir, comme nous le verrons, passer très rapidement du vol horizontal à puissance et admission réduites à la montée la plus raide à admission maxima, la première expérience aura une signification très importante. Elle lui permettra de juger de la « nervosité » de son moteur. Tandis que pour l'automobiliste, qui doit se mouler au profil de la route, en consommant le moins d'essence possible, et sans avoir à toucher constamment à l'admission la deuxième expérience,

facile à exécuter au frein réglable, sera une indication très claire de la « souplesse » de son moteur.

S'il ne le trouve pas assez souple, il peut tenter de changer le diffuseur pour un plus petit, car, pour une même quantité de gaz nécessaire, la vitesse de l'air au diffuseur sera inversement proportionnelle à la section, d'où appel d'essence plus violent et accélération facile du mélange en reprise — et d'autre part bien meilleure alimentation et relèvement du couple moteur si la vitesse décroît comme en rampe, par exemple.

Il ne faut pas cependant par trop le réduire, car on étranglerait l'alimentation et on pourrait faire caler le moteur aux vitesses supérieures. Il est préférable d'essayer d'abord un compensateur plus fort. En général, le mécanicien n'a que le trou calibré à changer. Le gicleur annulaire placé par l'usine est toujours suffisant, quelle que soit l'amplitude du réglage.

Quant au passage de l'extrême ralenti à vide, à la marche en charge, il n'a guère d'intérêt qu'au point de vue commodité et principalement pour le mécanicien d'automobile de ville. Il est assuré sur le Zénith par un gicleur spécial débouchant au droit du volet même et prenant son essence dans un puits à l'air libre, monté en dérivation sur la canalisation du compensateur. A l'extrême ralenti, le moteur use si peu d'essence que celle-ci monte dans le puits (et dans le compensateur) au même niveau que dans la cuve. Si on ouvre le volet des gaz, le compensateur est prêt à fonctionner, la charge de l'essence dans le puits s'ajoutant en reprise, à celle de l'air atmosphérique dans le cas de son fonctionnement normal en régime. La transition entre le gicleur d'extrême ralenti et le compensateur doit se faire imperceptiblement. Encore une fois ce n'est là qu'une commodité pour le mécanicien, sans que cette reprise-là puisse permettre de préjuger sérieusement de la souplesse du moteur.

2^o *Tubulures d'aspiration.* — Ce que nous avons dit de la réduction du diffuseur permet de comprendre qu'en réduisant le diamètre des tubulures d'aspiration, on rende un moteur plus souple — aux dépens bien entendu de sa puissance maxima. Le fournisseur du carburateur a donc intérêt à ce point de vue à fournir des tubulures un peu justes. Un tel moteur d'automobile sera donc très souple, très agréable, surtout s'il est un peu plus puissant qu'il ne serait strictement nécessaire pour le service qu'on lui demande.

En avion, le problème ne se pose pas ainsi. Il s'agit de pouvoir tirer d'un moteur la puissance maxima dont il peut être capable. Il faut donc d'abord le nourrir à satiété, et pour cela, lui donner des tubulures, telles qu'au régime le plus rapide, l'alimentation se fasse encore très bien. Dans ces conditions, le diagramme se rapproche de la droite théorique et la courbe puissance a une forme bien moins étalée. Le couple se maintient

donc sensiblement constant jusqu'à la vitesse maxima. On a ce qu'on appelle un *moteur poussé*.

3^e *Poids des pièces en mouvement*. — Il est évident qu'en réduisant les tubulures d'admission, si l'on obtient de plus belles reprises, en un mot un moteur plus souple, ce résultat s'achète aux dépens de la puissance maxima dont serait susceptible ce même moteur si on l'alimentait plus largement, à condition néanmoins que les pièces en mouvement alternatif soient assez légères pour ne pas exagérer les pertes dues aux forces d'inertie.

Puisqu'un moteur d'automobile n'est pas destiné à travailler poussé, il sera donc inutile de construire ces pièces très légères, ce qui comporte toujours un certain aléa et exige l'emploi de métaux très cher. Ce moteur aura donc des pièces mobiles un peu lourdes. Et comme sa puissance maxima est plus faible, sa puissance massique sera finalement assez faible.

En faisant le raisonnement contraire pour le moteur d'aviation, on se rend compte que celui-ci doit être construit aussi léger que possible, notamment dans ses pièces en mouvement alternatif, ce qui explique les résultats surprenants comme puissance massique des nouveaux moteurs à piston en aluminium et emballages extra légers en aciers de haute qualité.

Certains de ces moteurs présentent la particularité d'avoir une courbe de consommation spécifique inclinée en sens inverse du sens habituel : la consommation décroît avec la vitesse de rotation. Citons un moteur de 190 HP qui consomme 230 grammes par HPH à 1 500 t. m., et 278 grammes pour 125 HP, 1 000 t. m. On a donc intérêt, au point de vue consommation, à faire toujours tourner ces moteurs le plus vite possible. Le lecteur pourra se rappeler utilement cette remarque quand nous parlerons des adaptations spéciales : voitures de course de vitesse en côte (fig. 125), avions type défense (fig. 154).

La souplesse de ces moteurs, qui semblerait devoir être très faible, puisque le couple reste constant, est néanmoins très bonne dans ces cas particuliers car 1^o les véhicules auxquels ils sont adaptés sont relativement légers, donc faciles à remettre en vitesse, 2^o étant destinés à aller très vite, l'effort le plus important qu'ils ont à vaincre est la résistance de l'air qui croît avec le carré de la vitesse. L'effort disponible restant diminue alors très vite avec la vitesse, ce qui rend précisément le moteur souple, *mais à ces grandes allures seulement*. Il sera facile au lecteur de s'en rendre compte en traitant le même genre de problème que celui de la page 131, mais avec un moteur 130 HP à caractéristiques droites, et à des vitesses de 120 à 150 kilomètres-heure.

CHAPITRE VII

ESSAIS DE MOTEURS

Maintenant que nous avons une idée générale des courbes caractéristiques des moteurs, nous allons étudier comment on les relève aux essais, quitte à revenir ensuite sur la discussion des formes variées qu'elles peuvent affecter, quand on modifie les conditions de fonctionnement du moteur.

Pour faire un essai de moteur, il faut savoir mesurer des forces, des puissances, des temps, des vitesses, des quantités de liquides et des débits, des températures.

Forces. — Les forces statiques, c'est-à-dire appliquées à des corps sans mouvement, se mesurent par les mêmes procédés que les poids du commerce, par des balances. On fait agir l'effort par l'intermédiaire d'un bras sur le plateau de la balance, et on équilibre le moment de cette force par des poids contenus dans l'autre plateau. C'est ce qu'on appelle une mesure par réduction au zéro.

On peut aussi utiliser un appareil taré donnant directement par simple lecture la valeur de l'effet cherché. Ici, il y a un ressort qui se déforme, et peut ne pas se déformer toujours identiquement.

La méthode est donc plus rapide, mais moins précise.

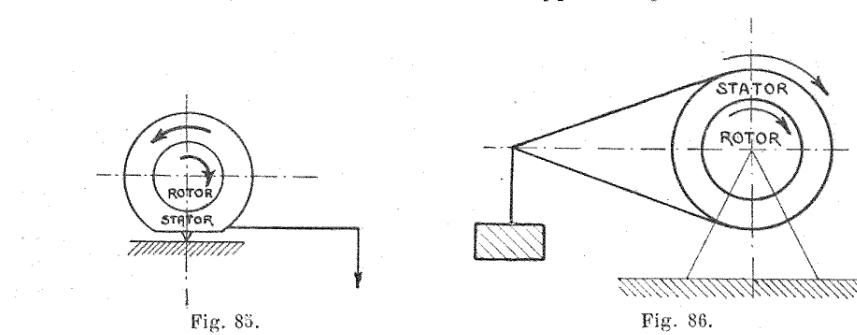
A. — *Puissances par calcul des couples et des vitesses.*

Il importe de dissiper de suite les confusions qui naissent souvent à l'examen des divers procédés employés pour mesurer la puissance d'un moteur. Il faut bien se rendre compte qu'un moteur comprend trois parties : un stator, un rotor, et le fluide qui prenant appui sur le premier, produit la rotation du second. Donc si le rotor tourne dans le sens des aiguilles d'une montre par exemple, le stator lui, tend à tourner en sens contraire. Si le stator au lieu d'être fixé au sol, peut osciller autour d'un axe parallèle à celui du rotor, il tournera donc dans le sens ci-dessus. Pour l'empêcher de tourner, il faudra disposer un contrepoids à droite. (Ex. : banc-balance) (fig. 85).

D'autre part les divers freins inventés pour équilibrer la puissance du

moteur sont également composés de trois parties : rotor entraîné par le moteur, stator et fluide interposé qui cette fois tend à entraîner le stator dans le même sens que le rotor. Si donc le stator est mobile autour d'un axe, le contrepoids à lui appliquer devra être à gauche. (Ex. : frein de Prony, frein Froude, dynamodynamomètre) (fig. 86).

D'où deux classes bien différentes d'appareils pour mesurer les puissances, au moyen des couples. Dans chaque classe, on peut d'ailleurs employer soit la méthode de lecture au 0, en équilibrant, au moyen d'un poids agissant au bout d'un levier, le couple qui tend à emporter le stator, soit la méthode directe en faisant agir le bout du levier sur un appareil taré à ressort.



sances, au moyen des couples. Dans chaque classe, on peut d'ailleurs employer soit la méthode de lecture au 0, en équilibrant, au moyen d'un poids agissant au bout d'un levier, le couple qui tend à emporter le stator, soit la méthode directe en faisant agir le bout du levier sur un appareil taré à ressort.

1° MESURE PAR INTERMÉDIAIRE DE FREINS

a) *Frein de Prony*. — Il se compose de deux mâchoires en bois, serrées par deux boulons sur une poulie ou tambour claveté à l'arbre (fig. 87).

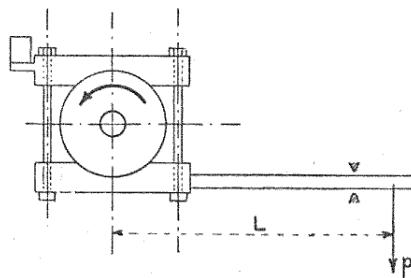


Fig. 87.

La mâchoire inférieure est prolongée par un levier équilibré par rapport à l'axe de rotation, pouvant osciller entre deux butées et supportant un plateau destiné à recevoir des poids.

En variant les poids et le serrage des boulons, on obtient que le levier L reste en équilibre horizontal, quand le tambour tourne à sa vitesse de régime. A ce moment le couple moteur est égal au couple résistant. Celui-ci est égal

à pL . La puissance du moteur est donc, avec n = nombre de tours-minute, $pL \times \frac{2\pi n}{60}$ kilogrammètres ou $\frac{pL \cdot 2\pi n}{60 \times 75}$ chevaux.

Toute la puissance a été transformée en chaleur par le frottement, il faut donc lubrifier à l'eau de savon. On ne dépasse pas 500 tours-minute avec cet appareil. Pratiquement on ne peut obtenir l'équilibre strictement horizontal. On fait donc les lectures, en réglant serrage et poids de façon à ce que l'appareil vienne légèrement buter d'abord en haut, puis en bas et on fait la moyenne des lectures.

Nous n'avons cité cet appareil que parce qu'il est classique. Mais dans les essais de moteurs à grande vitesse, il ne peut être employé.

Variante pour efforts très faibles.

On se sert d'une simple corde amarrée à un point fixe A, par l'intermédiaire d'un peson à ressort t taré. A l'autre bout de la corde, on attache

un poids p . La poulie doit tourner de façon à essayer de lever p . On

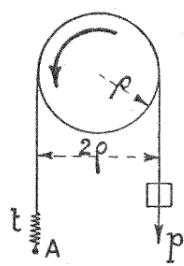


Fig. 88.

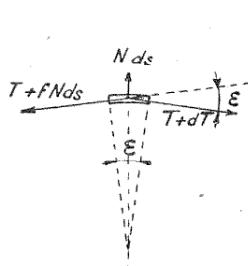


Fig. 89.



Fig. 90.

règle ce poids de façon à avoir la vitesse de régime (fig. 88).

Considérons l'élément de corde appliqué sur l'arc infiniment petit ds de la poulie. Il est en équilibre sous l'action de trois forces : $T + f. N. ds$, $T + \alpha T$ et $N. ds$, f étant le coefficient de frottement, T la tension de la corde au point considéré, et $N. ds$ la réaction normale de la poulie sur l'élément de corde.

$T + dT$ et $T + f. N. ds$ étant opposées l'une à l'autre, à un infiniment petit angle ϵ près, on a (fig. 89)

$$dT = f. N. ds.$$

D'autre part on a, ρ étant le rayon de la poulie (fig. 90)

$$N. ds = 2T \sin \frac{\epsilon}{2}. \quad \text{Or } ds = \rho \epsilon$$

$$\text{et} \quad \lim \sin \frac{\epsilon}{2} = \frac{\epsilon}{2}. \quad \text{d'où } N\rho\epsilon = 2T \frac{\epsilon}{2}. \quad \text{d'où } T = N\rho.$$

Donc si la poulie tourne d'un angle $d\theta$, le travail du frottement de l'élément de corde ds sur la poulie sera

$$f. N. ds. \rho. d\theta = dT. \rho. d\theta,$$

d'où pour dT variant de p à t , et $d\theta$ de 0 à 2π par tour, le travail par tour sera

$$2\pi\rho (p - t)$$

et si la poulie fait n tours par minute, la puissance sera

$$\frac{n}{60} \cdot 2\pi\rho (p - t) = \rho (p - t) \omega.$$

$\rho (p - t)$ est donc le couple résistant et l'effort tangentiel résistant est : $p - t$. La tension dans l'arc de corde au contact avec la poulie varie donc de t à p , graduellement, comme le long d'un train de chemin de fer l'effort au crochet de chacun des véhicules croît depuis t (effort au crochet AV du dernier wagon) à p (effort au crochet AR de la locomotive). Le principe ci-dessus est appliqué dans de nombreux freins et appareils d'embrayage et de débrayage. C'est pourquoi nous avons tenu à le noter.

b) *Frein Froude*. — Dans cet appareil on utilise comme fluide l'eau. Le rotor est une espèce de pompe axiale double de façon à équilibrer les poussées sur l'axe. L'eau qui arrive à l'intérieur est rejetée de chaque côté parallèlement à l'axe contre les ailettes intérieures en saillie sur les flasques du stator qu'elle tend à entraîner dans son mouvement. Un organe de réglage, composé de deux vannes en forme de demi-coquilles et dont on peut à volonté régler la distance, permet de modifier le nombre d'ailettes du stator actionnées par le jet d'eau, d'après le couple résistant à réaliser et la vitesse du rotor. C'est donc en rapprochant le plus les vannes que le frein oppose la résistance minima.

Le couple d'entraînement est équilibré comme dans le Prony par un levier chargé à gauche si le moteur tourne dans le sens des aiguilles d'une montre. La formule de l'appareil est celle du frein de Prony soit $\frac{pn}{K}$, K étant la constante égale à $\frac{60 \times 75}{2\pi L}$. Quant à p il est obtenu par lecture directe au moyen d'un peson taré. Si l'appareil est prévu par exemple pour 80 chevaux à 1 000 tours, on fixe au bout du levier un poids tel que l'effort total en bout (poids du levier compris) soit égal à : $K \times \frac{80}{1000}$.

Pour maintenir le levier au repos en équilibre horizontal, on fait agir cet effort directement aussi sur un peson taré dont le ressort se comprime en conséquence. Lorsque le moteur tournera, le levier aura tendance à se soulever, il déchargera donc le peson de la quantité p et le ressort, en se distendant en conséquence, pourra, au moyen d'un mécanisme tel que crémaillère et pignon denté par exemple, indiquer sur un cadran gradué une fois pour toutes la puissance transmise au rotor du frein — à vitesse constante fixée *a priori*. Comme dans tous ces appareils il faut surveiller particulièrement les ressorts et la constance de leur flexibilité (fig. 91 et 92).

Pour le lancement de cet appareil, on dispose en bout d'arbre un moteur

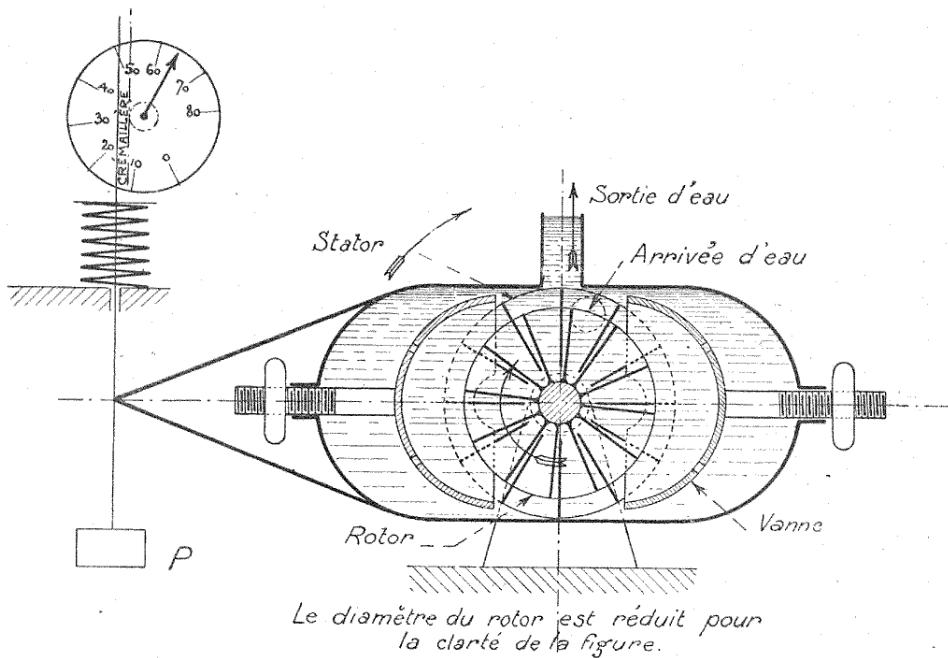


Fig. 91.

électrique à embrayage à griffes que l'on peut débrayer une fois le moteur à explosion parti.

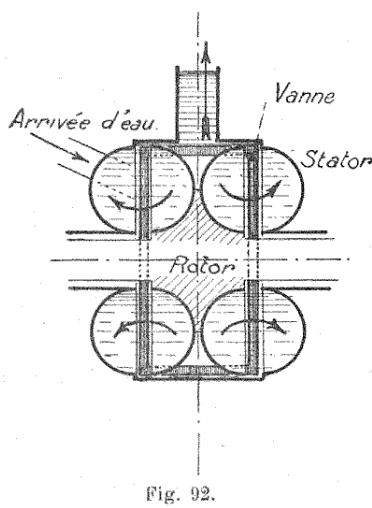


Fig. 92.

c) *Balance électrodynamométrique ou dynamodynamomètre.* — Cet appareil a comme rotor un induit de dynamo, entraîné par l'arbre du moteur à essayer. Le stator mobile est l'inducteur de cette dynamo qui peut tourner fou sur l'arbre de l'induit. Ce sont ici les attractions électromagnétiques qui produisent l'effet d'entraînement. Les résultats se discutent comme ceux des appareils précédents.

Dans ces trois appareils la puissance perdue par la rotation du frein (donc par les frottements de son arbre dans ses pâliers, par la ventilation du tambour ou de l'induit) n'apparaissent pas, le stator mobile du frein n'enregistrant que ce qui lui est fourni par le fluide interposé (eau, agent électrique, etc.). Il faut donc évaluer séparément ces pertes, pour en ajouter la valeur à la puissance indiquée par l'appareil.

L'appareil de la figure 92 a l'avantage d'être plus simple et moins coûteux que les deux autres. Cependant, il présente des difficultés de mise en œuvre et de réglage.

Le dernier appareil a le grand avantage sur les deux autres, d'être d'abord plus propre, plus facile à manipuler, et surtout de se prêter à la récupération de l'énergie électrique produite, ce qui est intéressant pour une usine essayant chaque jour, à raison de quatre heures par exemple par moteur, une dizaine de moteurs de 200 HP.

2^o MESURE SUR LE STATOR DU MOTEUR LUI-MÊME

Ces appareils sont connus sous le nom de balances.

a) *Balance dynamométrique.* — Le moteur est muni d'un frein quelconque calé sur le nez du rotor (frein à palettes, hélice) et qui n'intervient pas autrement que pour absorber la puissance du moteur. Le stator, au lieu d'être fixe comme précédemment, est mobile autour d'un axe parallèle à l'axe du moteur. On règle l'équilibre horizontal au repos. Pour que cet équilibre soit stable, il faudrait comme pour une balance, que le centre de gravité de l'ensemble soit plus bas que l'axe d'oscillation. Mais comme dans ce cas particulier, l'appareil est retenu par les deux butées du levier, il est préférable d'accroître le plus possible sa sensibilité en marche, en amenant ce centre de gravité aussi près que possible de l'axe de rotation. On y arrive au moyen d'un contrepoids placé le plus bas possible de façon à être le plus léger possible et de petits contrepoids de réglage p' et p'' placés sur l'axe du levier et dans son prolongement.

En marche, comme nous l'avons vu, il faudra ajouter un poids p au bout du levier, à gauche, si le frein tourne dans le sens inverse des aiguilles d'une montre par exemple (fig. 93).

$$\text{On a donc Couple} = pL \quad \text{et} \quad P = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{pL}{75} \text{ HP} = \frac{pLn}{716} \text{ HP.}$$

Pour la facilité de la manipulation, il est commode de maintenir constante l'une ou l'autre des valeurs p ou L .

En prenant $L = 0,716$, on voit que $P = \frac{pn}{1000}$. Un moteur de 120 HP, à 1 200 tours par exemple, exigera un poids de 100 kilogrammes. C'est bien peu commode à manœuvrer. Aussi pour les gros moteurs, peut-on faire agir le premier fléau sur le petit bout d'une romaine à rapport de réduction de 1/10 par exemple, ce qui permettra de ne manipuler qu'un poids de 10 kilogrammes environ.

On peut alors avec cette nouvelle disposition préférer laisser fixe la

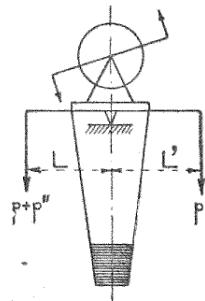


Fig. 93.

valeur du poids p et faire glisser celui-ci, comme un curseur, sur le fléau gradué proportionnellement en conséquence.

Les résultats fournis par cet appareil peuvent varier en plus ou moins de 3 à 4 p. 100 environ du résultat juste.

Pour enlever le moins possible à la sensibilité, il faudra que l'axe d'oscillation soit monté sur billes. Il faudra également s'assurer de l'exactitude des longueurs attribuées aux divers leviers. Quant aux erreurs dues aux poids et aux vitesses, elles peuvent atteindre 1 à 2 p. 100.

L'erreur due à l'inclinaison que prend le fléau entre les deux butoirs n'est jamais très grande si le centre de gravité de l'ensemble est très près de l'axe de rotation, ou mieux encore sur l'axe même. Il faut donc bien s'assurer avant tout de cette nouvelle condition. En effet si le centre de gravité est plus haut que l'axe, par exemple, dans le mouvement de soulèvement du fléau, le moment du poids de l'ensemble s'ajoute à celui du couple de basculement, il faudra donc augmenter le poids p pour s'y opposer, on fausse donc les indications de l'appareil par excès.

Si le centre de gravité est trop bas, ce sera le contraire.

Cet effet est très important. Il y a lieu de vérifier avant tout au repos, en basculant l'appareil à la main, que le centre de gravité est bien sur l'axe, les pleins étant faits et le moteur prêt à tourner.

L'échappement des gaz brûlés par le côté peut aussi par la réaction de l'air fausser les indications, par excès si l'échappement se fait du côté du fléau, par défaut en sens contraire.

Influence de la pression et de la température.

Pour permettre de comparer exactement entre eux les divers moteurs à explosions, on a convenu que la puissance nominale d'un moteur serait celle qu'il peut donner sous une pression atmosphérique de 760 millimètres et par une température ambiante de 15°C.

On admet en pratique que la puissance réelle d'un moteur varie proportionnellement à la pression atmosphérique, — étant bien entendu que le rapport $\frac{\text{essence}}{\text{air}}$ reste toujours suffisant, ce qui, nous le verrons, exige sur le carburateur un appareil de correction. Donc il faudra multiplier la puissance, calculée par les méthodes ci-dessus, par le rapport $\frac{760}{H}$, H étant la pression actuelle.

Le nombre de tours du moteur à 760 millimètres restera d'ailleurs le même qu'à la pression H avec une hélice ou tout appareil de freinage basé sur la résistance de l'air, puisque le couple résistant augmentera dans la même proportion. C'est admettre implicitement que la puissance varie proportionnellement à la cylindrée et à H .

De même, l'on peut compter que pratiquement un moteur de 100 HP perd un cheval pour une élévation de température de 3° C. Il est donc facile de corriger un essai de puissance et de le ramener à 15° et 760 millimètres.

On admet que la consommation spécifique restera ce qu'elle était au moment de l'essai, mais cela suppose qu'on aura dû régler en conséquence le carburateur, car celui-ci, avec un réglage invariable, donnera un rapport $\frac{\text{poids essence}}{\text{poids d'air}}$ qui varie dans le rapport inverse des racines carrées des pressions barométriques, et des consommations horaires qui sont proportionnelles à la racine carrée du rapport des densités de l'air correspondantes (Application de la loi de Bernouilli à l'air et à l'essence).

3^e DYNAMOMÈTRES DE TRANSMISSION. (Principe.)

Ces appareils s'interposent entre le moteur à essayer et la machine réceptrice à conduire qui peut donc être celle même en vue de laquelle le moteur est construit. Ils sont basés sur la détermination expérimentale de la réaction de l'arbre conduit sur l'arbre moteur. Ce sont en général de simples manchons élastiques composés de deux plateaux par exemple, l'un calé sur l'arbre moteur, l'autre sur l'arbre conduit, et susceptibles de se

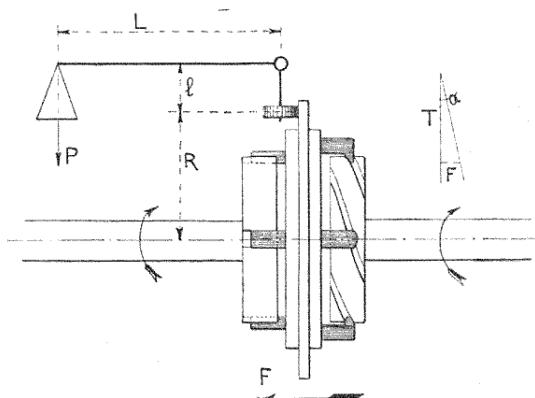


Fig. 94.

déplacer en marche l'un par rapport à l'autre d'un angle proportionnel à l'effort transmis, grâce à des ressorts qui les relient l'un à l'autre. Si on connaît la vitesse de rotation à chaque instant, et qu'un enregistreur inscrive le déplacement relatif des deux plateaux d'où l'effort correspondant et par suite le couple moteur, la puissance est donnée par la formule $P = C\omega$. On peut réaliser de façons très variées le mode d'entraînement, et le mode d'enregistrement de la flexion des ressorts.

Dans le dynamomètre Farcot, les deux plateaux calés sur les deux bouts (fig. 94) d'arbres sont à rainurés et reliés élastiquement par un manchon

d'entraînement à griffes de part et d'autre. Les rampes des rainures sont hélicoïdales du côté arbre conduit et rectilignes parallèlement à l'axe du côté conducteur ; donc en marche et pour un certain effort tangentiel, le manchon mobile tend non seulement à prendre une certaine avance sur le plateau de l'arbre conduit, mais encore à s'écartez de lui. L'équilibre est obtenu si ce déplacement du manchon parallèlement à l'axe est contrebalancé par l'effort qu'exerce en sens contraire un levier coudé dont le grand bras est chargé d'un poids variable comme un fléau de banc-balance, de façon à faire une lecture au 0. On pourrait également équilibrer cette tendance au déplacement par l'action d'un ressort antagoniste ou peson à axe normal au bras de levier et qui indiquerait directement l'effort de compression nécessaire pour s'opposer au mouvement du manchon. Le calcul d'un semblable appareil est traité complètement dans l'agenda Dunod : construction automobile. Nous y renvoyons le lecteur.

B. — Mesure des puissances par la mesure du travail lui-même.

On peut citer comme appareils propres à ce genre de mesure les moulinets réglables, les dynamos tarées.

1^o MOULINETS RÉGLABLES

1^o *Formule théorique.* — La résistance R est appliquée au centre de poussée de la plaque qui est ici le centre de symétrie de la surface S du plan, et elle lui est perpendiculaire.

Si r est la distance du centre du plan à l'axe, le couple résistant M est égal à : $2rR$. Or $R = akSV^2 = akS (\omega^2 R^2)$

a étant la densité de l'air.

$$\text{donc } M = 2rakS (\omega r)^2 = a \left(\frac{N}{1000} \right)^2 K_m \quad \text{avec } \omega = \frac{2\pi N}{60}.$$

$$\text{La puissance } P = M\omega = \frac{\pi}{30} \cdot a \cdot K_m \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \cdot N.$$

$$\text{Pour la facilité des calculs on pose } K_t = \frac{100\pi}{3} K_m = 104,72 K_m.$$

$$\text{On a alors } P = a \cdot K_t \left(\frac{N}{1000} \right)^3.$$

Pour avoir la valeur de K_m correspondant, pour un moulinet donné, à l'écartement r des plans, on opère à la balance avec un moteur électrique de rendement connu et de vitesse bien constante. On tire donc $K_m = \frac{M}{a \left(\frac{N}{1000} \right)^2}$

d'où la valeur de K_t qui sera constante quel que soit V , pour chaque valeur de S et de r .

2^o *Similitude.* — Dans ces types de moulinets, toutes les dimensions sont des multiples de la distance entre deux trous de réglage qu'on appelle module et qu'on désigne par μ .

On a ainsi en particulier : longueur totale = 24μ
épaisseur = μ .

hauteur de profil de la barre = 2μ .

La largeur des plans varient avec les constructeurs :

Ainsi les plans Renard sont en forme de carré de côté égal à $60/11 \mu$, tandis que, pour les plans Jahan (modèles de l'Automobile Club) les dimensions sont les suivantes :

Grands plans : carré de 6μ de côté;

Petits plans : carré de $3,5 \mu$ de côté.

Le nombre de trous de chaque côté de l'axe central est de 11.

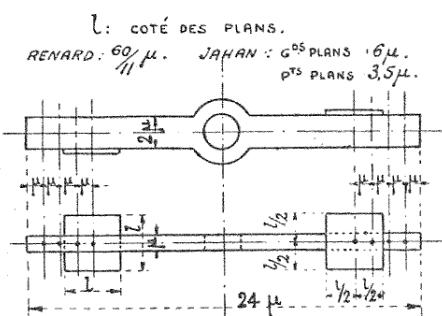


Fig. 95.

Les moulinets d'un type sont donc tous semblables et leur rapport de similitude est le rapport de leurs modules (fig. 95).

Or nous avons vu que $M = 2raKS\omega^2r^2$.

Comme $S = f(r^2)$ il résulte que $M = \text{fonction de } \mu^3$.

Donc, pour deux moulinets de modules μ_1 et μ_2 , les valeurs de K_t , pour le même numéro de trou, seront dans le rapport de μ_1^3 à μ_2^3 .

3^e Formules pratiques de puissances. — Les formules pratiques contiendront donc pour chaque trou le produit $\mu^3 N^3$. Les coefficients destinés à tenir compte du numéro n du trou correspondant au centre des plans et compté à partir de l'axe ont été déterminés expérimentalement. Ci-dessous leurs valeurs.

a) *Moulinets Renard.*

D chevaux = $K\mu^3 N^3 (0,1587 + 0,00553 n + 0,000743 n^3)$.

Les valeurs du coefficient K varient avec la valeur de n .

On a le tableau de concordance suivant :

$n =$	3	4	5	6	7	8	9	10	0
$k =$	0,1015	0,131	0,159	0,182	0,190	0,187	0,181	0,1775	0,073

b) *Moulinets Jahan (grands plans).*

D chevaux = $K\mu^3 N^3 (0,1587 + 0,00819 n + 0,00091 n^3)$.

Valeurs de K d'après n :

$n =$	5	6	7	8	9	10	0
$k =$	0,176	0,199	0,202	0,198	0,1875	0,187	0,073

c) *Moulinets Jahan (petits plans).*

D chevaux $= K \cdot \mu^3 \cdot N^3 (0,1587 + 0,000818 n + 0,000267 n^3)$.

Valeurs de K d'après n :

$n =$	4	5	6	7	8	9
$k =$	0,097	0,114	0,125	0,132	0,137	0,133

Il est facile, d'après ces formules, de calculer soi même les éléments d'un moulinet destiné à tel ou tel usage.

Ainsi pour relever les caractéristiques d'un moteur 80 HP, 900 tours-minute par exemple, on choisira un moulinet tel qu'avec les grands plans placés le plus près possible de l'axe (soit au trou 5) on obtienne environ le régime maximum du moteur. En écartant les plans, on obtiendra les points correspondants aux vitesses inférieures. On vérifie qu'un moulinet type Jahan $\mu = 7,3$ convient très bien. Nous avons reproduit l'abaque relatif à ce moulinet. On peut en déduire tous les autres simplement par la loi de similitude (fig. 96).

Il faut toujours vérifier que les conditions suivantes sont bien remplies : 1^o vitesse de l'extrémité de la barre < 100 mètres; 2^o tension des fibres les plus fatiguées < 100 kilogrammes-centimètre carré (limites AB et BC).

Influence de la pression atmosphérique.

Les formules ci-dessus sont établies pour $H = 760$ millimètres, $t = 15^\circ \text{C}$.

Or, de deux moteurs qui, avec deux moulinets identiques, donnent le même nombre de tours N , l'un sous 760 millimètres, l'autre sous 740 millimètres, c'est évidemment le second qui donne actuellement la puissance la plus faible, puisque la résistance que lui oppose l'air est la plus petite. Les deux puissances actuelles P_1 et P_2 sont liées par la relation $P_2 = \frac{740}{760} P_1$, tandis que la puissance calculée au moyen du moulinet est pour le second également P_1 .

Si, maintenant, nous cherchons ce que deviendra la puissance du deuxième sous la pression de 760 et pour le même nombre de tours, nous devrons multiplier P_2 par $\frac{760}{740}$ et nous obtiendrons précisément P_1 , c'est-à-dire la valeur donnée par l'abaque ou la formule d'après n et N .

On voit donc que dans le cas d'essais au moulinet réglable, il n'y a pas lieu de tenir compte de la pression atmosphérique.

Et cela n'est pas en contradiction avec ce qui a été dit plus haut des moulinets freins. Car les deux genres d'appareils ne sont pas du tout basés

sur le même principe. Les premiers étant indépendants du fluide même qui sert au freinage du moteur, tandis que dans les moulinets réglables, ce fluide est l'air ramené une fois pour toutes par les formules à $H = 760$ millimètres.

Le même raisonnement peut approximativement être tenu pour la tem-

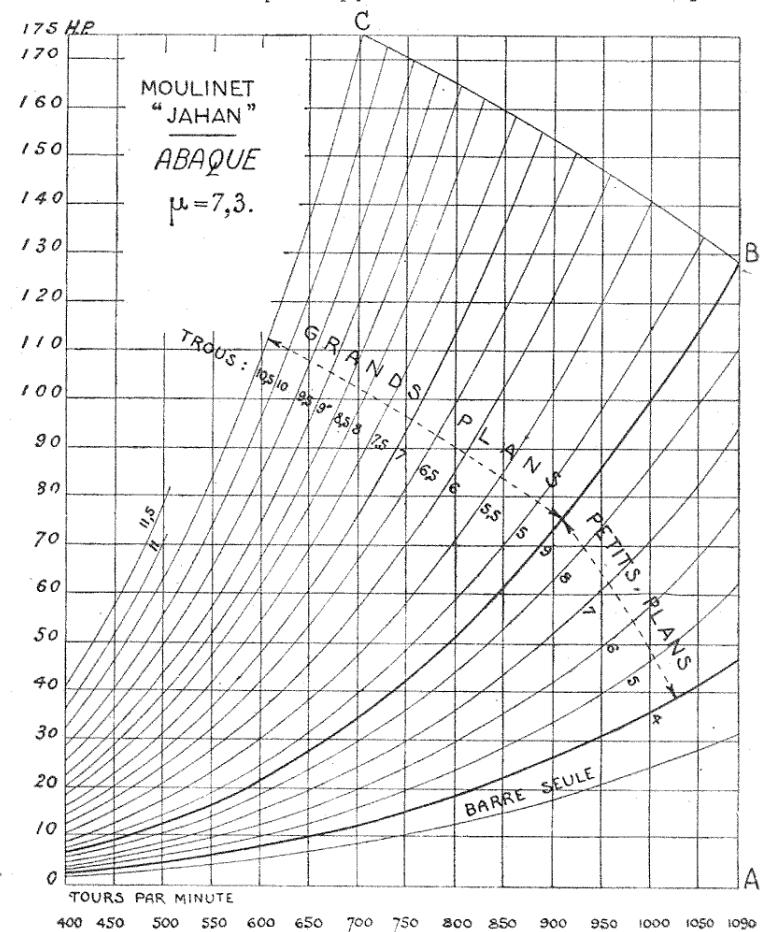


Fig. 96.

pérature, car si cette dernière s'élève, la densité de l'air décroît, donc le couple résistant également.

Par contre, il faut bien faire attention aux influences des parois qui doivent se présenter dans les mêmes conditions et donner les mêmes facilités de mouvement à l'air pour donner des résultats comparables. Ainsi un moteur rotatif qui brasse lui-même l'air facilite le travail du moulinet qui indique 8 à 10 p. 100 en trop. Il faut évaluer séparément ce travail en faisant tourner, par exemple avec un moteur électrique taré, le moteur à vide à la même vitesse, et bien le spécifier dans la rédaction des résultats

d'essai. C'est dans ce même but qu'on recommande de monter les moteurs sur les bancs-balances de telle sorte que l'arbre porte-hélice soit aussi près que possible de l'axe d'oscillation.

2^e DYNAMOS TARÉES

On peut faire actionner une dynamo dont toutes les caractéristiques sont exactement connues, par le moteur à essayer. Cette disposition permet de récupérer l'énergie ainsi produite. Cette méthode ne parle pas aux yeux comme les précédentes. Elle exige que l'acheteur ait pleine confiance dans les courbes de la dynamo, et dans l'exactitude des ampèremètre, voltmètre, wattmètre du tableau. Elle ne peut pas servir pour un essai contradictoire, à moins de faire auparavant un essai encore plus compliqué de tous ces appareils électriques.

Comptage des vitesses et des nombres de tours.

On peut se servir de compte-tours à cadrans gradués ou à chiffres mobiles. Nous ne nous occuperons que des premiers.

Le plus universellement connu est le compte-tours à pointeau, dont on se sert concurremment avec un chronographe à secondes. On compte 0 au départ de l'aiguille des secondes, en même temps qu'on applique le pointeau du compte-tours dans le logement ménagé en bout d'arbre dans l'axe de ce dernier et on le laisse deux ou trois minutes.

On obtient ainsi le nombre de tours moyen pendant le temps ci-dessus, avec une erreur relative qui peut atteindre 1/100 pour une erreur d'une demi-seconde sur une minute.

Les appareils nommés tachoscopes sont des compte-tours à pointeau, comportant enclenchement et déclenchement automatiques du chronographe. Ils sont des plus recommandables pour la vérification des tachymètres industriels employés couramment aux essais.

Les indicateurs basés sur le principe des tachymètres à force centrifuge se dérèglent facilement et doivent être souvent étalonnés.

Si on veut chercher les variations de vitesse d'un volant, on colle sur sa toile une feuille recouverte de noir de fumée et on en approche un style monté sur un diapason.

La sinusoïde tracée sur le papier procure une division du temps en intervalles d'égale durée (437 vibrations pour le la normal), qui permet d'estimer les variations de vitesses cherchées.

La méthode stroboscopique est également applicable. On regarde le volant, le moulinet, ou l'hélice, dont on cherche la vitesse, à travers les trous faits dans un disque mobile. Si la vitesse de ce dernier est égale à

celle du volant, celui-ci paraît immobile. Mais si le volant, par exemple, tourne moins vite, on voit passer successivement les rayons du volant comme s'ils tournaient dans le même sens que le disque. Supposons que le volant porte vingt divisions. Si en vingt secondes, quatre divisions ont passé devant les trous du disque, en cent secondes vingt divisions auront passé, c'est-à-dire que le volant aura semblé avancer d'un tour entier sur le disque. Sa vitesse est donc inférieure de $1/100$ à celle du disque. Connais-
sant une fois pour toutes la vitesse de ce dernier, entraîné par exemple par un petit moteur synchrone, on trouve très simplement la vitesse du volant. Si par exemple le disque tournait à 4 200 tours-minute, le volant tourne à 1 188 tours-minute.

Compteur Tel.

Comme appareil de bord, ce compteur est très employé. Il est d'un mé-
canisme assez compliqué que nous allons essayer de faire comprendre.

Sur un arbre A, peuvent tourner tous trois pignons 1', 2', 3' dentés, portant chacun une denture sur les $4/5$ environ de leur périphérie, tandis que le reste de leur jante est lisse sauf un taquet arrêteoir placé en fin de denture comme l'indique la vue perspective. Une tige arrêteoir T sert au repos à bloquer les pignons qui sont constamment sollicités vers elle par des petits ressorts à boudin fixés d'une part à cette tige, de l'autre au moyeu de chaque pignon (fig. 97).

L'aiguille est montée sur un grand étrier qui peut tourner, lui aussi, fou sur l'arbre et que les taquets des trois pignons peuvent pousser avec eux, quand ces pignons seront entraînés chacun à leur tour — comme nous le dirons par la suite — proportionnellement à la vitesse du moteur.

En faisant démarrer l'appareil, à vitesse constante, devant soi, cadran enlevé, on voit le mouvement se décomposer en trois temps de durée égale grâce à un mouvement d'horlogerie.

En comptant 3, 1' se met en marche de gauche à droite, et pousse l'aiguille proportionnellement à la vitesse de A.

En comptant 1, 1' s'arrête;

2' se met en marche de gauche à droite.

En comptant 2, 2' rattrape l'étrier de l'aiguille;

1' retombe fou;

3' se met en marche de gauche à droite.

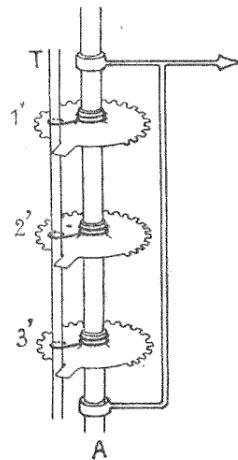


Fig. 97.

En comptant 3, 3' rattrape l'étrier de l'aiguille, la maintient ;

2' retombe fou ;

1' se remet en marche et ainsi de suite.

On voit donc que pour une vitesse constante, l'aiguille ne bouge plus une fois mise en place, elle indique le nombre de tours constant fait pendant chaque période, de 3 à 1, de 1 à 2, de 2 à 3.

Si le nombre de tours diminue par exemple dans l'intervalle 1 à 2, le

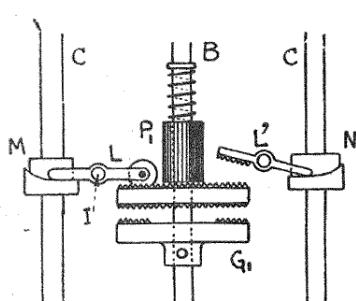


Fig. 98.

pignon 2' n'arrivera pas, quand on comptera 2, à rattraper l'étrier de l'aiguille qui brusquement reviendra en arrière de la différence, et sera maintenu (nous allons voir comment) dans cette nouvelle position jusqu'au temps 3. Si le nombre de tours avait au contraire augmenté, 2' tournant plus vite aurait rattrapé l'étrier de l'aiguille plus tôt et l'aurait poussé en avant d'une quantité proportionnelle à l'accroissement de vitesse.

On voit donc que l'appareil indique temps par temps les vitesses moyennes durant le temps précédent.

Les dispositifs de mise en marche des pignons et de leur déclenchement sont ainsi composés (fig. 98) :

L'arbre B tourne proportionnellement à la vitesse du moteur au moyen d'un flexible, et d'un mouvement assez réduit par une démultiplication préalable. Sur lui peuvent coulisser, en face de chaque pignon 1', 2', 3', des pignons P_1 , P_2 , P_3 solidaires de plateaux striés qui peuvent venir s'enclencher avec des secteurs striés G_1 , G_2 , G_3 clavetés sur cet arbre. Quand ces plateaux sont agrippés par les secteurs G , les pignons tournent avec l'arbre et emmènent leurs pignons 1', ou 2', ou 3' correspondant.

Ce mouvement d'agrippage est provoqué, pour chaque plateau, par un levier basculeur L qu'une came M à rampe hélicoïdale montée sur l'arbre C fait osciller autour de son axe I . Cet arbre C tourne uniformément grâce à un mouvement d'horlogerie. Les bossages longitudinaux des cames sont donc dessinés de façon à mettre en prise ou faire lâcher prise aux plateaux aux moments voulus, c'est-à-dire :

En comptant 1, P_1 est décliqueté P_2 est encliqueté

2, P_2	—	P_3	—
3, P_3	—	P_1	—

Il faut aussi que, en comptant 1, 2 et 3, les pignons P_1 , P_2 , P_3 soient immobilisés pendant un temps pour maintenir 1', 2', 3' en place avec l'aiguille. Le même arbre C, et les mêmes cames commandent donc d'autres leviers

basculeurs L' , à secteurs dentés qui viennent aux temps 1, 2, 3 maintenir pour un temps les pignons, donc l'aiguille en place.

L'arbre C a été présenté dédoublé pour la clarté de la figure.

Donc finalement le mouvement est le suivant :

Au début 1' est en marche et pousse l'aiguille.

En comptant 1, 1' s'arrête avec l'aiguille ;

3' retombe lâché par L'_3 ;

P_1 est décliqueté de G_1 , mais immobilisé par L'_1 .

L'aiguille indique où s'est arrêté 1'.

P_2 est encliqueté par G_2 et

2' se met en marche.

(Au cours de ce temps, si la vitesse a cru, 2' a rattrapé l'aiguille et la pousse.)

En comptant 2, 2' s'arrête ;

1' retombe lâché par L'_1 (si la vitesse au cours du temps précédent a diminué l'aiguille retombe instantanément sur 2' et marque où 2' s'est arrêté) ;

P_2 est décliqueté de G_2 , mais immobilisé par L'_2 ;

P_3 est encliqueté par G_3 et

3' se met en marche.

En comptant 3, 3' s'arrête ;

2' retombe lâché par L'_2 (l'aiguille retombe instantanément sur 3' et marque où 3' s'est arrêté).

P_3 est décliqueté de G_3 , mais immobilisé par L'_3 ;

P_1 est encliqueté par G_1 ;

1' se met en marche et ainsi de suite.

Une démultiplication suffisante est nécessaire pour permettre aux encliquetages de fonctionner convenablement.

Le nouveau modèle présente des dispositions mécaniques un peu plus compactes, mais le principe reste identiquement le même.

Compteur Arnoux.

Cet appareil n'est autre qu'une petite magnéto à vitesse variable et dont la force électromotrice est sensiblement proportionnelle à la vitesse, si la chute de tension dans l'enroulement est négligeable. Un milliampèremètre fonctionnant en voltmètre indique sur un cadran gradué ad hoc, le nombre de tours de l'appareil.

C'est donc un appareil à mesure directe qu'il faut vérifier de temps en temps au chronotachoscope par exemple.

ESSAIS DE LABORATOIRE. INDICATEURS. DIAGRAMMES

Tous les appareils ci-dessus servent à faire les essais industriels de moteurs qu'un bon mécanicien doit être capable de faire lui-même couramment.

Dans les laboratoires d'essais, on peut de plus prendre les diagrammes dont nous avons parlé plus haut au moyen d'indicateurs spéciaux.

L'indicateur de Watt est inutilisable à cause des forces d'inertie de ses pièces en mouvement à de très grandes vitesses.

On utilise alors un indicateur lumineux consistant essentiellement en un miroir extrêmement léger, d'une période d'oscillation propre très courte, et susceptible de recevoir deux mouvements :

1^o De rotation autour d'un axe vertical et proportionnel au déplacement du piston (c'est l'analogue du mouvement du tambour cylindrique dans le Watt).

2^o De rotation autour d'un axe horizontal et proportionnel à la pression à enregistrer (c'est l'analogue de la levée du style dans le Watt).

On conçoit donc qu'un rayon lumineux projeté sur ce miroir, puis renvoyé sur un écran, dessine sur ce dernier un diagramme identique à celui que dessinerait un style de Watt d'inertie négligeable. Il suffit alors de photographier ou de cinématographier le diagramme en question. C'est, en somme, le principe de l'oscillographe de Blondel.

On trouve ainsi la puissance indiquée P_i en surfacant ces diagrammes comme dit plus haut.

Si on veut seulement connaître la pression maxima à l'explosion, on peut se servir d'un manographe enregistreur tel que celui de Mathot et composé uniquement d'un piston mobile dans un cylindre allongé que l'on visse sur le sommet de la culasse. Le piston subit d'une part la force de l'explosion, de l'autre la force antagoniste d'un ressort qui prend appui sur le fond du cylindre. La levée du piston, donc du style monté sur lui, est proportionnelle à la pression résultante sur la surface active du piston du moteur.

RENDEMENTS

Ayant mesuré — par la durée d'écoulement d'un litre ou par pesée totale — la consommation d'essence du moteur pendant l'essai, rien n'est plus facile que de calculer son rendement.

Un cheval heure vaut $3\,600 \times 75 = 270\,000$ kilogrammètres.

Comme une calorie vaut 425 kilogrammètres, un cheval-heure vaut

$$\frac{270\,000}{425} = 635 \text{ calories.}$$

Comme un kilogramme d'essence vaut 11 000 calories, une consommation

de 300 grammes par HPH indiqué, par exemple, vaudra $\frac{300}{1000} \times 11000 = 3300$ calories et comme on en a recueilli 635, le rendement thermique sera égal à $\frac{635}{3300} = 0,19$ (varie de 0,17 à 0,36).

Mais de la puissance indiquée P_i , il faut déduire les pertes par frottements dans le moteur (fig. 99).

P_i — frottement = Puissance effective sur l'arbre. C'est cette P_{eff} que nous avons mesurée aux bancs d'essais

et on a $\frac{P_{eff}}{P_i} = \text{rendement organique du moteur}$ (environ 80 p. 100).

Finalement le rendement économique de notre moteur est égal à $\rho_{th.} \times \rho_{org.} = \rho$ (de 0,15 environ à 0,30).

Dans les moteurs à vapeur, on arrive à peine, en partant de la chaleur contenue dans la vapeur à avoir un rendement thermique de 0,15 (soit 6 kilogrammes de vapeur à 200° par cheval-heure. Il faut environ 100 grammes de charbon à 7000 calories, soit 700 calories par kilogramme d'eau, ou $700 \times 6 = 4200$ calories par cheval-heure indiqué, d'où rendement thermique de 0,15). Avec un rendement organique de 0,80, on arrive donc à un rendement global de 0,12.

Lecture des diagrammes d'indicateur.

Ces diagrammes sont extrêmement utiles au laboratoire non seulement pour évaluer les puissances indiquées et séparer les deux rendements (ce

qu'on pourrait faire également en entraînant le moteur à vide au moyen d'un moteur électrique taré), mais encore pour

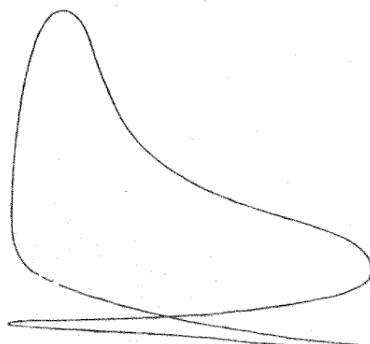


Fig. 400. — Bonne avance à l'allumage.

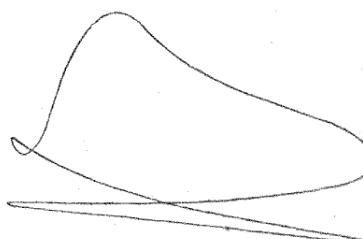


Fig. 401. — Allumage retardé. La pression maxima est plus petite. Le gaz a fait long feu.

analyser les défauts de fonctionnement interne du moteur, principalement en ce qui concerne les soupapes, l'allumage.

Nous donnons ci-contre les huit diagrammes typiques (fig. 400 à 407) qu'on peut être amené à trouver et l'indication sommaire des causes des diverses modifications.

Le mécanicien n'aura jamais, pour ainsi dire, l'occasion de prendre par lui-même de tels diagrammes. Mais au moins doit-il savoir lire et interpréter les diagrammes de démonstration qu'on prendra devant lui à l'école, ou au cours d'essais en usine ou autres.

C'est surtout à l'aide de ses sens et particulièrement à l'ouïe qu'il doit juger du fonctionnement de son moteur. Pour cela il doit savoir comment et pourquoi son moteur marche normalement, comment et pourquoi il peut

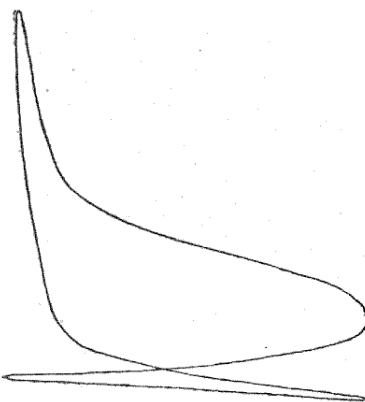


Fig. 102. — Trop d'avance à l'allumage. L'explosion fournit la pression maxima pendant le temps de compression. Le moteur cogne.

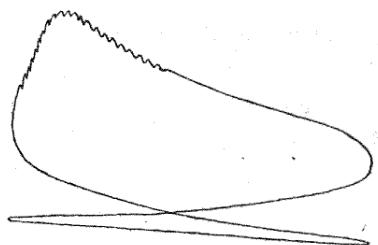


Fig. 103. — Mélange trop pauvre. Les dents indiquent que l'explosion se propage lentement.

marcher mal. La pratique du dépannage lui viendra ensuite toute seule. Nous allons examiner brièvement l'influence des éléments principaux de

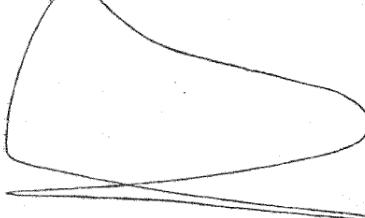


Fig. 104. — Cylindrée incomplète. La courbe de compression est très aplatie. La courbe d'aspiration est très inféchie.

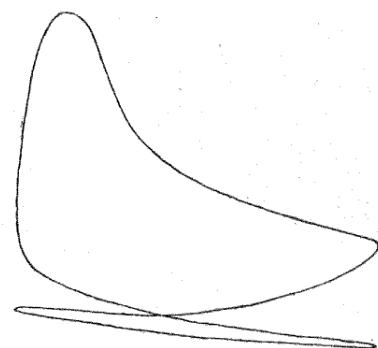


Fig. 105. — Retard ouverture d'échappement. Contre-pression à la fin de l'échappement.

construction, mise au point et réglage sur le bon fonctionnement du moteur.

Quant à l'analyse des pannes, tous les ouvrages en donnent des tableaux très détaillés, et le mécanicien n'a que l'embarras du choix pour y trouver celles qui s'approchent le plus de la sienne. Nous ne les répéterons pas,

mais préférions inviter le lecteur à se préparer au dépannage pratique de son moteur en se créant à lui-même les pannes les plus courantes suivant

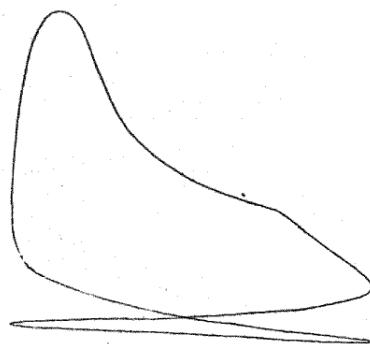


Fig. 406. — Avance à l'échappement exagérée. La pression baisse très rapidement en fin de détente.

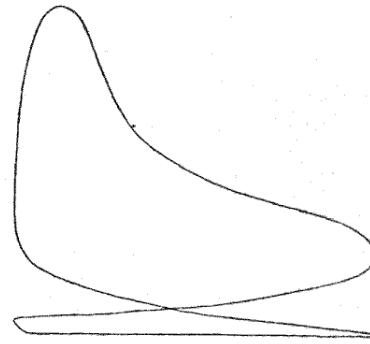


Fig. 407. — Retard ouverture d'admission. Le début de la courbe aspiration est fortement plongeant.

une progression méthodique dont nous donnerons un exemple en fin de chapitre.

Influence, sur le fonctionnement du moteur des éléments de construction et de mise au point.

Il y a de ces éléments sur lesquels il n'y a plus à revenir une fois le moteur construit : éléments de construction, d'autres qu'on règle avant la livraison : éléments de mise au point, d'autres enfin qui restent plus ou moins à la disposition du client, une fois le moteur en exploitation.

1^o ÉLÉMENTS DE CONSTRUCTION. — Ce sont principalement le rapport de la course à l'alésage, la vitesse de rotation, les forces d'inertie. Tous ces éléments se tiennent entre eux, on ne peut faire varier l'un sans devoir faire varier tous les autres en sens plus ou moins opposés et l'établissement définitif de ces dimensions caractéristiques n'est que la recherche du meilleur moyen terme entre divers désiderata opposés.

Vitesse linéaire. — C'est avant tout question de vitesse linéaire moyenne des pièces en mouvement alternatif, c'est-à-dire du piston, et de vitesse extrême de rotation pour les pièces en mouvement circulaire, mais surtout de vitesse linéaire, car pour les volants qui sont les pièces en rotation les plus importantes nous avons vu qu'on est un peu maître des dimensions pour une même puissance et une même régularité, tandis que la variation de vitesse linéaire du piston touche à l'économie même du fonctionnement du moteur. Cela résulte des deux lois suivantes établies par M. Witz.

1^o Le rendement thermique du moteur croît avec la vitesse linéaire du piston, ou le nombre de tours par seconde.

2^o La rapidité de l'explosion varie avec la vitesse linéaire du piston.

Cela se comprend facilement, car les pertes de chaleur par les parois diminuent au fur et à mesure que les explosions se succèdent de plus en plus vite, et on s'approche ainsi de plus près des formes théoriques du diagramme. De plus un moteur rapide, à égalité de puissance, a une masse spécifique plus faible qu'un moteur lent. La limite provient de l'exagération de l'usure des pièces et des forces d'inertie, pour ce qui est du rendement organique, et de la diminution de la valeur de la cylindrée au point de vue thermodynamique. On arrive actuellement à 12 mètres de vitesse linéaire moyenne pour certains moteurs, mais ordinairement cette vitesse varie entre 6 et 8 mètres.

Course et alésage. — Au point de vue pertes de chaleur et vitesse de rotation il faudrait donc un cylindre présentant la moindre surface possible pour un volume donné; c'est-à-dire un cylindre dont la hauteur soit égale au diamètre $\frac{C}{A} = 1$. Si on augmente ce rapport, on aura, pour une même cylindrée, une même compression et une même vitesse linéaire du piston, une détente plus longue avec une vitesse de rotation plus petite. Le désavantage de la diminution de vitesse de rotation est compensé jusqu'à un certain point par l'amélioration de la cylindrée, l'utilisation plus complète de l'énergie des gaz brûlés et leur meilleure évacuation.

Pratiquement le rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$ varie entre 1 et 2, se rapprochant plutôt de la première valeur pour les raisons citées plus haut.

2^o ÉLÉMENTS DE MISE AU POINT. — Ils comprennent surtout : le réglage de la compression, le calage des soupapes.

Réglage de la compression. — La compression a les avantages que nous connaissons déjà. Elle augmente la température du mélange au moment de l'explosion et facilite donc l'inflammation, diminue la durée de l'explosion, et augmente plus que proportionnellement la pression maxima. Donc avec la compression, la puissance indiquée et le rendement augmentent ; l'explosion étant plus subite, la vitesse linéaire du piston peut augmenter, donc également la vitesse de rotation. Mais pour comprimer beaucoup, il faut avant tout une cylindrée aussi parfaite que possible, donc grand rapport $\frac{C}{A}$ et faible vitesse de rotation. L'emploi de chapelles latérales, qui exigent un espace mort relativement haut, conduit aux mêmes conclusions. On voit donc encore une fois qu'on est pris entre deux tendances opposées et qu'il s'agit de trouver le moyen terme le plus avantageux, qui sera d'autant plus près du moteur carré dont $\frac{C}{A} = 1$, que l'espace mort sera mieux dessiné comme dans les moteurs actuels à soupapes dans le fond des cylindres, ou moteurs sans soupapes.

Si, pour un moteur donné d'un type donné, le degré de compression le plus avantageux n'est pas atteint, on peut le retoucher soit en diminuant la valeur de l'espace mort, en vissant un bouchon sur la culasse, en mettant des cales aux coussinets de tête de bielle, en utilisant des pistons à fond plus haut — soit en l'augmentant, au cas où il y aurait auto-allumage, par les moyens inverses, dévisser le bouchon, aplatisir le piston, épaisser les joints de la culasse sur le corps du cylindre. Il faut bien entendu s'assurer avant tout qu'il n'y a pas de fuites par les joints ou par les segments.

Calage des soupapes. — Le calage des soupapes est la partie la plus délicate et la plus aléatoire de l'établissement du moteur et de son réglage. Pour le mécanicien, il faut s'en tenir aux valeurs données par les usines dans leurs notices, sans trop chercher à comprendre. La fabrication a été tenue à certaines dimensions : il a fallu tenir compte d'une part de la résistance des soupapes à l'explosion, d'autre part de la suffisance des sections de passage des gaz, deux conditions qui sont contradictoires puisqu'il faut avoir les soupapes le plus légères possibles.

Le laboratoire, lui, ne peut jouer ensuite que sur les levées et les instants d'ouverture et de fermeture. Si la soupape est automatique il faudrait en plus régler de très près la tension du ressort, c'est précisément la difficulté d'y arriver qui a fait supprimer les soupapes automatiques.

Pour les soupapes commandées, les ressorts doivent être suffisants pour empêcher que les soupapes ne s'ouvrent inopportunément (celles d'échappement à l'aspiration par exemple), et qu'elles ne vibrent sur leurs sièges. Ils ne doivent pas être trop forts pour ne pas mater trop rapidement les portées. Ce n'est après cela qu'une simple question de réglage de l'engrènement des pignons de l'arbre à cames et de commande, et des jeux des taquets, qui peut être fait une fois pour toutes pour chaque type de moteur.

Le mécanicien n'a qu'à suivre les indications ainsi fournies par le laboratoire. Ce n'est qu'en la montant et la remontant qu'il apprendra à régler méthodiquement sa distribution en se rappelant que :

Si les soupapes ouvrent trop vite et ferment trop vite, c'est que la came vient frapper le taquet trop vite et le lâche trop vite. La came est donc trop avancée, il faut désengrenner l'arbre à cames de l'arbre vilebrequin, et réengrenner de manière à reculer la came.

Si les soupapes ouvrent trop tard et ferment trop tard, cela vient encore de la came qui, dans ce cas, arrive trop tard et lâche trop tard, donc désengrenner et réengrenner après avoir avancé l'arbre à came.

Si les soupapes ouvrent trop vite et ferment trop tard, c'est qu'il n'y a pas assez de jeu entre taquets et tiges de soupape.

Si les soupapes ouvrent trop tard et ferment trop tôt, c'est qu'il y a trop de jeu.

3° ÉLÉMENTS LAISSES À LA LIBRE DISPOSITION. — Ce sont surtout l'avance à l'allumage et la carburation.

Avance à l'allumage. — L'avance est réglable sur certains moteurs. Elle doit toujours être réglée en tenant compte de la vitesse de déflagration du mélange pour éviter soit la contrepression et le cognement caractéristiques de l'allumage anticipé, soit, en cas d'allumage retardé, la perte sèche due à l'abaissement de la pression maxima, bien que cette pression se produise à un moment plus favorable au point de vue de l'effort tangentiel.

L'avance doit donc varier en sens inverse de la compression et en raison directe de la vitesse de rotation. La première étant fixe pour chaque degré d'admission, c'est la deuxième qui réglera l'avance. Il y a donc une double infinité de cas à considérer. C'est un peu beaucoup. En fait l'avance doit être nulle à la vitesse 0, croître avec la vitesse, et c'est affaire d'habileté de la part du mécanicien de s'arrêter à la valeur la plus favorable dans chaque cas. On arrive à 25° ou 30° alors que théoriquement 8° devraient suffire dans un moteur 1 200 tours-minute par exemple puisque la durée de propagation de l'explosion est de 1/1000 de seconde qui correspond dans ce cas à 8° de rotation. Les 17° ou 22° de complément sont dus aux retards de toute sorte dans le fonctionnement mécanique des pièces distributrices de courant.

Carburation. — L'élément variable le plus important laissé à la libre disposition du client est la carburation. Aussi, les constructeurs, peu confiants à juste raison dans ses connaissances techniques, se sont-ils ingénier à rendre le fonctionnement du carburateur aussi automatique que possible, c'est-à-dire, s'adaptant aussi simplement que possible aux divers régimes auxquels le moteur est susceptible de marcher.

Si le moteur est destiné à marcher continuellement dans les mêmes conditions de température, de pression extérieure, de charge et de vitesse, il est bien inutile par définition d'employer un carburateur automatique.

Si l'une des deux premières, ou les deux à la fois de ces deux conditions varient ensemble, mais assez lentement et suivant une loi élémentaire continue, ce qui est le cas d'un moteur d'avion qui s'élève peu à peu dans une nappe d'air calme, le réglage à la main, au fur et à mesure de ces variations concomitantes, est très simple et à la portée du pilote. L'automaticité est donc inutile. Le pilote sait par exemple que lorsque la température s'élève, la densité de l'air décroît, il y aurait donc un moindre poids d'air par cylindrée si l'on ne diminuait pas l'arrivée d'air chaud, avec augmentation d'arrivée d'air froid, si le type de carburateur s'y prête, ou si l'on ne freinait légèrement l'arrivée d'essence avec d'autres types de carburateur.

La règle à retenir est bien facile : en augmentant le réchauffage d'un carburateur, on rend le mélange plus riche, mais on tend à diminuer la valeur de la cylindrée en quantité. On pourra avoir des explosions à l'échap-

pement, si l'on exagère le réchauffage. En diminuant le réchauffage, on appauvrit le mélange et on diminue son homogénéité. On pourra avoir des retours au carburateur, si l'on exagère l'arrivée d'air froid.

De même quand la pression atmosphérique varie, la densité de l'air varie dans le même sens ; et le rapport $\frac{\text{essence}}{\text{air}}$, nous l'avons vu, varie dans le rapport inverse des racines carrées des pressions barométriques. En général la température varie aussi. Il résulte de ces deux variations à tendances contraires une variation totale que le pilote sait très rapidement apprécier et à laquelle il proportionne progressivement soit ses arrivées d'air, soit son débit d'essence.

Certains carburateurs dits correcteurs d'altitude présentent des dispositifs qui permettent au pilote de combiner ces manœuvres le plus simplement possible, mais aucun n'est encore véritablement automatique.

De même quand l'air est saturé d'humidité, il faut forcer la proportion d'essence ; ce n'est pas rigoureusement parlant rendre le mélange plus riche, c'est seulement compenser, par un excès d'essence, l'excès de vapeur d'eau contenue dans l'air.

Si les deux variations ci-dessus, pression et température, au lieu d'être lentes sont assez brusques, ce qui est le cas pour un avion se déplaçant dans des conditions extérieures très variées, le raisonnement s'applique de même, car le carburateur automatique ne pourra suivre ces variations et agir qu'avec un certain décalage dans le temps. Un tel appareil ne serait donc pas utile, il serait même nuisible.

Il faut bien avouer cependant qu'on en est ainsi réduit à ne pas désirer l'automaticité absolue, surtout parce que les constructeurs ne sont pas encore parvenus à la réaliser. Cependant on peut en réalité très bien s'en passer sur avion, car en général, nous le verrons, les points de fonctionnement ou vitesses relatives de régime d'un moteur d'avion se ramènent pratiquement à 3.

Mais si le pilote tient à utiliser toute la gamme des vitesses et des puissances dont il peut disposer entre la plus réduite et la maxima, ce qui entre de plus en plus en pratique, cela fait déjà trois variations concomitantes : température, pression, charge liée à la vitesse. Jusqu'à présent les pilotes d'avion n'ont à tenir compte que de ces trois variations, les changements de vitesse relative de l'hélice et du moteur n'étant pas encore entrés dans la pratique.

Mais quand ils seront adoptés, et dès maintenant en aérostation et en automobile, nous pouvons considérer les quatre variations indépendantes simultanées de température, pression, charge et vitesse. Et alors le carburateur automatique devient pour ainsi dire indispensable. Encore faut-il bien se dire que cette automaticité n'est qu'une compensation moyenne

pour les cas les plus courants d'emploi du moteur. Il faut donc en plus et malgré tout que le mécanicien sache parfaitement aider à l'automaticité par les deux moyens qui restent à sa disposition : avance réglable à l'allumage, manette des gaz.

Tout ceci concerne un moteur marchant à un régime bien défini, par exemple aux environs soit de la puissance maxima, soit du couple maximum, avec l'admission soit maxima, soit la plus réduite.

Quant aux passages brusques d'un régime à l'autre, ils sont en général, sur tous les carburateurs modernes, assurés d'une façon très suffisamment automatique par la seule manœuvre du volet des gaz. Nous en avons vu un exemple dans l'étude du Zénith.

En automobile ces reprises sont commandées par la pédale d'accélérateur. Cet appareil est un vestige de l'ancien régulateur centrifuge qu'on avait appliqué au début à l'alimentation du moteur à essence et qui commandait le volet d'admission des gaz, de façon comme en machine à vapeur, à empêcher l'emballement du moteur lors de la marche à vide pour une cause ou pour une autre.

L'accélérateur à pédale soulageait ou même permettait de supprimer complètement à volonté l'action du régulateur. Les régulateurs ont en général disparu et ne sont plus utilisés que comme limiteurs de vitesse, grâce aux nouveaux carburateurs qui permettent la marche automatique à l'extrême ralenti sans autre manœuvre que de couper à peu près tous les gaz. Il est resté l'accélérateur au pied en automobile tout au moins. Dans ce cas son mouvement est lié à celui de la manette des gaz placée sur le volant, de telle sorte que, si on abandonne l'accélérateur, on vienne à marcher automatiquement en admission réduite correspondant à consommation réduite, ce qui implique nécessairement vitesse réduite économique.

Nous allons le voir de suite de plus près.

ÉTUDE SYSTÉMATIQUE DES PANNES ET INCIDENTS DE MARCHÉ

PROGRESSION

Les causes des différentes pannes sont à étudier préférablement dans l'ordre suivant :

- 1^o Réglage, mise au point ;
- 2^o Allumage ;
- 3^o Carburation ;
- 4^o Distribution ;
- 5^o Commandes ;
- 6^o Graissage ;
- 7^o Refroidissement.

Étudier d'abord les pannes individuellement, c'est-à-dire tout étant en ordre sur le moteur, sauf l'organe unique dont on veut démontrer le mauvais fonctionnement. On provoquera ensuite des pannes simultanées provenant d'organes différents et donnant des résultats analogues, pour apprendre à les différencier.

Ce n'est qu'ensuite que l'on provoquera des pannes combinées.

Les pannes de réglage, de graissage et de refroidissement, sont mentionnées surtout à titre indicatif, étant susceptibles d'endommager sérieusement le moteur si on n'y prend garde. Il est bon d'utiliser dans ce cas si possible un moteur hors service. De même, certaines pannes de magnéto nécessitent des machines hors service (pannes d'induits). Les autres peuvent être provoquées sur un moteur même en état de service.

Faire attention cependant aux pannes comportant retours au carburateur et explosions anticipées.

Le moteur étant en parfait ordre de marche, on le fera d'abord tourner à tous les régimes ; ralenti, marche normale, marche à pleine puissance, reprises, arrêts, en notant les positions des diverses manettes qui donnent chaque fois la meilleure marche. Se familiariser avec la sensation d'une bonne compression au lancé, le bruit caractéristique du moteur tournant bien rond, avec les signes d'une bonne carburation, l'odeur des gaz brûlés, de l'huile. Puis, en expérimentant tous les régimes de marche, on passera aux pannes dans l'ordre indiqué ci-dessous.

1^o DÉRÉGLAGE DU MOTEUR

a) *Jeux divers et serrages de boulons.* — Fixation du moteur sur son châssis (trépidations).

Serrage des paliers de vilebrequin.

Serrage des chapeaux de tête de bielle (cognements).

Serrage des écrous de goujons de fixation de cylindres (serrage trop fort à chaud, les fonds de culasse fléchissent, ou les goujons cassent).

Joint en papier ou métalloplastiques trop épais, pas assez épais ou écornés.

Prisonnier cassé au ras d'un joint. Ergots saillants.

Segments non tiercés, de saillie trop faible.

Décompresseurs mal fermés.

Mauvais montage de l'entraînement des pompes.

Insuffisance de rodage pour un moteur neuf, ou muni de pistons et segments neufs, etc.

Pignons mal clavetés.

b) *Poids des pièces.* — Avoir un piston alourdi intérieurement et le changer de cylindre (défaut d'équilibrage). Également pour les bielles.

c) *Mauvais entretien du moteur.* — Cylindres rayés.

Fonds de piston non grattés, culasses non décalaminées (risque d'allumage à l'aspiration et retour au carburateur).

Mauvais rodage des portées de coussinets.

Roulements à billes cassés.

Logement d'axe de pied de bielle ovalisé.

Culasse fêlée. Piston fêlé.

Joints pleins aux tuyauteries d'échappement.

2^e PANNES D'ALLUMAGEA. — *Bougies.*

Électrodes trop écartées, trop rapprochées, perle métallique les court-circuitant, encrassées, restant incandescentes (retour au carburateur).

Porcelaine cassée. Joints non étanches.

B. — *Fils.*

Mauvais contact à la bougie.

Isolant coupé.	{	Mise à la masse permanente.	Selon l'inclinaison ou les vibrations du moteur.
— — — intermittente.		Permanents.	

Courts-circuits entre deux fils.

{ Intermittents.

Mauvais contact au distributeur.

Inversions de fils. Montrer sur un cylindre l'effet d'un allumage :

En fin d'aspiration, retour franc au carburateur,

En fin de détente, explosion à l'échappement.

En fin d'échappement, explosion à l'échappement. (Si l'avance à l'allumage est assez faible, possibilité d'un retour au carburateur.)

Faire l'application sur un 4 cylindres. Intervertir les fils 1 et 4, 2 et 3 qui correspondent à des groupes de manetons également inclinés. On aura donc allumage en fin d'échappement au lieu de l'avoir en fin de compression, donc explosions à l'échappement et si l'avance est trop faible, possibilité d'un retour au carburateur. Intervertir ensuite des fils correspondant à des manetons non également inclinés, tels que 1 avec 2 ou 3, etc.

Également sur un 6 cylindres, échappement 1, 5, 3, 6, 2, 4, par exemple. Si on intervertit 1 et 5, on aura en 5 une explosion au milieu de la compression ; peut être dangereux.

Le rythme des explosions dans le cas d'une inversion de fils est absolument caractéristique.

Pour rendre plus facile l'étude des pannes par interversion de fils, il

est bon de préparer soi-même pour chaque type de moteur un tableau dans le genre du suivant (pour un 6 cylindres parallèles, par exemple) :

ALLUMAGE	COMPRESSION	ASPIRATION	FIN D'ÉCHAPPEMENT	ÉCHAPPEMENT	FIN DE DÉTENTE
4	5	3	6	2	4
5	3	6	2	4	1
3	6	2	4	4	5
6	2	4	1	5	3
2	4	4	3	3	6
4	4	5	3	6	2

C. — Distributeur.

Chemin de frottement du charbon rotatif sale.

Court-circuit entre deux plots provoqué par poussière de charbon ou limaille métallique.

Mise à la masse par suite d'isolant fendu.

Distributeur décalé.

D. — Magnéto.

Magnéto mal fixée sur son support (surtout avec embase cylindrique).

a) *Aimants détrempés* (pour mémoire).

Aimants mis en court-circuit (inversion de l'un d'eux ou plaque magnétique entre les pôles).

b) *Induit*. — Mauvaise mise à la masse du primaire.

Mauvaise soudure primaire-secondaire.

Court-circuit dans l'enroulement.

Induit grillé.

Câble souple secondaire mal isolé.

Mauvais calage.

c) *Rupteur*. — Lingot grippé sur son axe.

Vis platinée isolée à la masse.

Mauvais contact entre les grains de platine.

Mauvais réglage de l'écartement maximum des grains de platine. (Il faut porter l'écartement de 3/10 à 2 millimètres pour bien s'en apercevoir à l'allure du moteur.)

Contact permanent des grains de platine.

Mauvais calage du rupteur.

d) *Condensateur*. — Grillé.

Mauvais contacts.

e) *Parafoudre.* — Mauvais écartement des électrodes : trop (risque de griller l'induit, panne d'ailleurs inutile).

Pas assez. Ratés aux cylindres.

Électrodes court-circuitées.

f) *Interrupteur d'allumage.* — Mise à la masse intermittente (câble dénudé touchant à une partie métallique du moteur par suite de trépidations du moteur).

Mise à la masse impossible. On ne peut plus couper l'allumage (très dangereux à pratiquer, surtout pour un moteur d'aviation).

g) *Avance.* — Mauvais choix de l'avance adopté.

h) *En cas de double allumage*, magnéto desservant les mêmes cylindres ne donnant pas rigoureusement en même temps (les vis platinées de chacune des magnéto étant séparément bien réglées, elles doivent décoller en même temps, pour le bon fonctionnement).

Nota. — Être circonspect dans la manipulation des magnéto. On ne saurait jamais prendre assez de soins avec ces appareils qui demandent à être traités comme une pièce d'horlogerie. Ne jamais les démonter en plein air, mais dans un local sans poussières et devant un établi. Ne pas entreprendre un démontage complet d'une magnéto si on n'en connaît pas *complètement* chaque pièce détachée et la façon dont elle est fixée dans l'ensemble de l'appareil.

3° CARBURATION

Rappel des signes d'une bonne carburation ;

Couleur des flammes d'échappement (rouges à pointe bleue) ;

Tous les cylindres également et normalement chauds ;

Bruit normal de l'échappement ;

Odeur normale des gaz d'échappement ;

Pas de condensation aux tubulures.

Distinction immédiate, en déréglant chaque organe, dans un sens, puis dans l'autre, entre les signes et causes d'un *excès d'essence*, et ceux d'un *excès d'air*, c'est-à-dire explosion à l'échappement et retour au carburateur.

a) *Alimentation d'essence :*

Manque d'essence ;

Réservoir presque vide très incliné ;

Réservoir non mis à l'air libre ou manque de pression ;

Tubes d'arrivée d'essence engorgés, de diamètre insuffisant. Durits dissous ;

Eau dans l'essence ;

Couper brutalement l'essence seule.

Retours
au
carburateur

b) *Alimentation d'air :*

Faire varier les rapports d'air froid et d'air chaud, aux différents régimes et à des températures ambiantes très différentes :

Trop de réchauffage : **explosion à l'échappement.**

Insuffisance de réchauffage : **retours au carburateur.**

a) *Carburateur proprement dit :*

Cuve à niveau constant non à l'air libre. Niveau trop haut ou trop bas.

Signes irréguliers.

Pointeau faussé. Grain de sable dans son logement. } Explosions à
Flotteur trop lourd (carburateur noyé). } l'échappement.

Flotteur trop léger : **Retours au carburateur.**

Essayer des combustibles de densités très différentes :

Essence légère, benzol, pétrole rectifié.

Filtre à essence engorgé (y noter la présence de l'eau) : **retours au carburateur.**

Trous calibrés et gicleurs engorgés. } **Signes variables** selon le type
Gicleurs divers trop larges, trop } de carburateur, selon que les dé-
étroits. } réglages ci-contre introduisent

Diffuseurs trop larges, trop étroits. } excès d'air ou excès d'essence
Diffuseur posé renversé ou trop haut. } dans le mélange carburé.

Boucher la prise d'air du puits (carburateur Zénith). **Explosions à l'échappement.**

d) *Tuyauteries* : bouchées, coudées, percées.

Varier les sections.

Rentrées d'air par les joints : **Retours au carburateur.**

Fuite de la conduite d'eau de réchauffage dans la conduite des gaz.

4° DISTRIBUTION

Décaler la distribution en désengrenant les arbres à came et arbres intermédiaires et les engrenant en avant, en arrière.

Dérégler les jeux des taquets.

Varier la longueur des tiges.

Soupapes. — Voilées, mal rodées.

Jeux entre guides et tiges insuffisants ou trop larges.

Queue de soupape trop courte, trop longue. Dans tous les cas, manque de compression et retours au carburateur ou explosion à l'échappement suivant le cas.

Ressorts. — Trop forts, insuffisants, détrempés.

Cuvette de ressort se vissant ou se dévissant en marche sur la tige de soupape.

5° COMMANDES

- Ressorts de rappel trop faibles.
- Câbles ou tiges coincés.
- Mauvaise conjugaison des commandes si le moteur possède 2 carburateurs, 2 magnétos, etc...

6° GRAISSAGE

Se familiariser avec l'odeur de l'huile dans un graissage normal et quand il y a excès d'huile.

- Obturation partielle des canaux de graissage.
- Filtres trop sales. Huiles trop épaisses, trop fluides. Particules métalliques entraînées. Cloche à air, tubes ou manomètres fuyant.
- Turbines d'arrêt d'huile montées à l'envers.
- Pompe à huile fraîche supplémentaire ne fonctionnant pas.

7° REFROIDISSEMENT

- a) *A air*. — Noter les différences de température du fond du cylindre avec la température ambiante, pour de grandes variations de celle-ci. Mettre une turbine de ventilateur où manquent quelques ailettes.
- b) *A eau*. — Eau calcaire, boueuse. Éléments de radiateurs brisés. Influence de la glycérine, de l'alcool, manque d'eau.

Mettre la pompe de gauche à droite et réciproquement.

8° VITESSE ET PUISSANCE

Lecture du tachymètre. Tout étant en ordre dans le moteur et *s'il n'arrive pas à donner sa vitesse, c'est qu'il n'est pas en ordre de route ou de vol*.

Le moteur est accidentellement freiné, soit par les freins non desserrés de la voiture, soit par l'hélice de pas trop fort (hélice voilée, moulinet à pales trop écartées).

Le combustible a un pouvoir calorifique trop faible.

QUATRIÈME PARTIE

ADAPTATION

CHAPITRE VIII

ADAPTATION DU MOTEUR A L'AUTOMOBILE

Généralités. — L'adaptation d'un moteur à essence à la propulsion d'une automobile comporte deux problèmes bien différents :

Le premier est une question de disposition matérielle des organes intermédiaires au moyen desquels la rotation du vilebrequin sera transmise aux roues motrices, pour de là entraîner la propulsion de la voiture. C'est un problème général n'admettant en tout que quatre ou cinq grandes solutions et qui sont applicables à toutes les voitures.

Le deuxième concerne le moteur proprement dit. C'est un problème particulier à chaque véhicule. Quel poids, quelle puissance, quelle vitesse de rotation, quel encombrement, en un mot quelles caractéristiques doit présenter le moteur destiné à telle voiture en vue de tel service ?

1^o PROBLÈME

Il y aurait donc autant de cas à examiner que de voitures ou tout au moins de types de voiture. Ce n'est pas le rôle de ce petit ouvrage. Il nous semble préférable de traiter avec suffisamment de détails un cas bien précis : nous choisirons par exemple celui de la voiture de tourisme à transmission par cardans longitudinaux.

Ce genre de transmission constitue l'une des quatre ou cinq solutions générales du premier problème.

Les autres les plus usitées sont les suivantes :

Transmission par cardans transversaux ;

Transmission par chaînes ;

Transmission par vis sans fin ;

Transmissions spéciales pour tracteurs à adhérence totale.

Nous en dirons quelques mots avant d'aborder le deuxième problème relatif à la voiture que nous considérons.

TRANSMISSION PAR CARDANS LONGITUDINAUX

Réduit à sa plus simple expression un tel châssis monté se compose (fig. 107 bis) :

Du châssis métallique proprement dit, longerons et traverses sur lequel

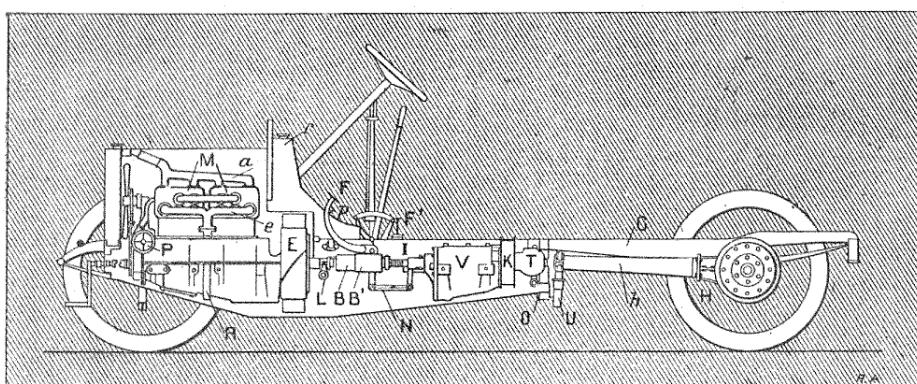


Fig. 107 bis. — Châssis à transmission par cardans longitudinaux.

M moteur ; P pompe à eau ; e tuyau d'échappement ; r réservoir-tablier ; P pédale de débrayage ; E embrayage ; BB' fourchette de débrayage ; V boîte de vitesse ; K frein sur le mécanisme ; T joint de cardan ; h tube de poussée ; H différentiel ; C châssis.

est boulonné le moteur, le vilebrequin dans le plan de symétrie même de la voiture.

Des quatre ressorts de suspension servant d'intermédiaires élastiques entre les essieux et le châssis auquel ils sont fixés chacun par au moins un organe déformable (menotte ou jumelle) destiné à tenir compte de la flexion.

De deux paires de roues AV et AR avec leurs essieux. Les premières sont seulement porteuses et directrices, les secondes seules servent à la propulsion.

A l'encontre du genre de construction usité en chemin de fer, essieux et roues ne sont pas fixes l'un par rapport à l'autre. En particulier l'essieu AR, tubulaire sur toute sa longueur, se termine aux deux extrémités par deux fusées également creuses sur l'extérieur desquelles tournent les moyeux des roues.

Ces moyeux sont plus longs que les fusées, de façon à pouvoir être clavetés sur l'arbre moteur qui tourne à l'intérieur de l'essieu et des fusées.

Cet arbre reçoit son mouvement du vilebrequin au moyen d'une couronne dentée, engrenant avec un pignon monté en bout d'un arbre longitudinal relié d'autre part à l'extrémité du vilebrequin par un joint à la

cardan pour tenir compte de la différence de hauteur entre le pignon et le vilebrequin.

Couronne dentée et pignon d'angle sont enfermés dans un carter solidaire de l'essieu tubulaire et qui laisse passer en le guidant l'arbre longitudinal.

Bien entendu un organe d'embrayage et de débrayage est interposé sur l'arbre longitudinal à la disposition du mécanicien.

Le mouvement de rotation des roues AR est donc assuré par ces seuls organes. On pourrait le vérifier en soulevant le châssis, en mettant le moteur en marche et embrayant.

Mais il ne s'agit pas que de tourner, il faut propulser la voiture et cela soit en ligne droite, soit en courbe et sous toutes les charges prévues possibles.

a) *Propulsion en ligne droite. Adhérence.*

Le mécanisme de la propulsion est simple. L'arbre moteur, enfermé dans l'essieu et entraîné par l'arbre longitudinal, applique à chacune des

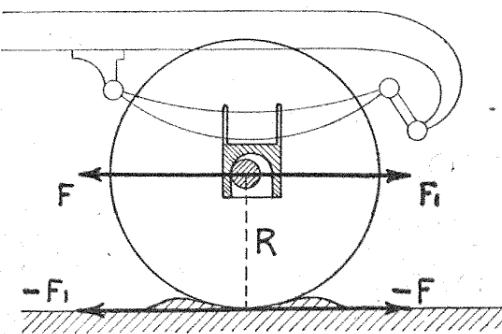


Fig. 108.

roues, en admettant qu'il y ait symétrie complète, un certain couple C tel que $2C\omega = K \cdot P$.

ω étant la vitesse angulaire de l'arbre moteur, P la puissance effective du moteur et K un coefficient tenant compte du rendement de l'ensemble des transmissions.

Or la roue prend appui par ses propres aspérités sur celles du sol, et cela d'autant mieux que la charge qu'elle transmet au sol est plus grande. C'est ce fait qui constitue l'adhérence. La roue ne pouvant pas glisser sur le sol doit donc tourner d'un bloc autour du point de contact qui sera le centre instantané de rotation. Par suite, son axe aura un déplacement perpendiculaire au rayon instantané, donc parallèle au sol.

Et la force F qui le poussera dans cette direction sera définie par la rela-

tion $C = F \times R$. R étant le rayon de la roue en tenant compte de l'aplatissement du bandage.

La force F qui est l'effort de propulsion de la demi-voiture, est donc égale, parallèle et de sens contraire à la force $-F$, résultante tangentielle des pressions dues aux aspérités de la jante sur celles du sol, et avec laquelle elle forme le couple moteur. Ces forces sont respectivement opposées, F à F_1 , réaction du châssis, et $-F$ à $-F_1$ réaction tangentielle du sol. Si $F = F_1$, la voiture conserve sa vitesse uniforme. Si $F \geq F_1$, il y a accélération positive ou négative, suivant le cas (fig. 108). On appelle également *2F effort total à la jante ou de traction*, car c'est l'effort qu'il faudrait exercer avec un tracteur, si l'on voulait tirer au crochet cette même voiture dans des conditions identiques d'adhérence, de vitesse, de profil, d'accélération, moteur débrayé et transmission tournant à vide; puisqu'on peut alors négliger les pertes et prendre $K \sim 1$.

On comprend de suite que la valeur de cet effort ne devra jamais dépasser la limite de résistance du sol au patinage des roues qui n'est fonction que du poids transmis par la roue au sol et de la nature des surfaces en contact (caoutchouc, fer, macadam, pavé, etc.). Si on appelle π ce poids et f le coefficient de frottement au départ ou d'adhérence relatif aux deux surfaces en contact on doit avoir la relation $F < \pi f$. f dans notre cas varie de 0,30 à 0,60. Si les roues patinent sur place, le coefficient d'adhérence diminue lui-même beaucoup par suite du polissage des surfaces; le patinage s'exagère donc. Il faut diminuer fortement F , c'est-à-dire C et reprendre le démarrage plus doucement, à moins qu'on puisse augmenter π ou f .

La roue AR, par sa propulsion, entraîne celle de l'essieu sur la fusée duquel elle tourne et celle de l'arbre que nous avons appelé moteur avec sa couronne dentée. Or, avant même de chercher comment cette poussée pourra être transmise au châssis, il faut reconnaître de suite que, si les roues sont sollicitées à tourner dans un sens, l'essieu creux qui supporte l'axe du pignon d'angle est sollicité par le fait même à tourner en sens inverse. Il suffit, pour s'en rendre aisément compte, d'imaginer que le moteur soit boulonné à l'essieu creux formant carter et qu'il ait pour vilebrequin l'arbre moteur lui-même. Il faut donc dès maintenant prévoir un organe qui s'opposera à cette réaction, ou mouvement de cabrage dans le cas de la propulsion AV, de l'essieu creux.

Il nous faut donc concurremment et un organe de poussée et un organe de réaction, pour assurer la propulsion de la voiture en ligne droite.

Or grâce aux ressorts, à chaque variation de charge, à chaque cahot l'essieu sera sollicité et par les ressorts, et par l'arbre longitudinal, et par l'organe de poussée, et par l'organe de réaction, qui oscillent chacun autour de points différents. Il faut donc disposer judicieusement comme nous allons

le voir ces divers éléments pour éviter toute incompatibilité de mouvement.

b) *Propulsion en courbe. Le différentiel.*

Une nouvelle difficulté va surgir. Si la voiture est en courbe, la roue intérieure tourne moins vite que l'extérieure. Comme elles sont commandées par le même arbre, l'une patinera tandis que l'autre ripera sur le sol.

Pour éviter cet inconvénient, l'arbre moteur n'est pas solidaire de la couronne dentée, mais se compose de deux demi-arbres qui reçoivent le mouvement de cette couronne au moyen d'un équipage différentiel comme le montre le schéma ci-contre (fig. 409).

Cet équipage se compose : 1^o de deux planétaires ou couronnes dentées identiques calées en bout de chacun des deux demi-arbres; 2^o d'un axe parallèle au plan de la grande couronne dont il est solidaire et sur lequel peuvent tourner tous deux petits pignons d'angle ou satellites, qui engrènent également sur l'un et l'autre planétaire.

Si la vitesse des deux roues motrices est la même, satellites, planétaires et couronne dentée forment bloc et tournent comme dans la première disposition théorique. Sinon les satellites rouleront sur leur axe entre les deux planétaires et avec une vitesse périphérique égale à la différence des vitesses périphériques des deux planétaires.

Le fonctionnement sera le même si un obstacle soudain, un coup de frein inégalement réparti par exemple, empêche une des roues de tourner plus facilement que l'autre, auquel cas la voiture tend à pivoter autour de la roue bloquée.

Et si, au démarrage, les deux roues se trouvent, grâce à la nature du sol, dans des conditions très différentes d'adhérence, la roue la plus adhérente offrira un appui suffisant aux satellites pour qu'ils entraînent la roue la moins adhérente et la fassent patiner sans que l'autre bouge. Impossible de démarrer. Il faut dans ce cas utiliser un système de blocage de différentiel que l'on prévoit sur les voitures susceptibles de démarrer en terrains très divers.

Le différentiel est donc loin d'être un appareil parfait. Néanmoins jusqu'à nouvel ordre on n'a pas trouvé mieux.

L'ensemble d'un essieu AR avec son différentiel s'appelle : le pont arrière. Nous avons ainsi énuméré tous les organes absolument indispensables.

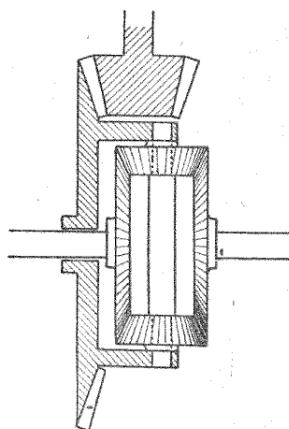


Fig. 409.

sables au roulement, à la propulsion en ligne droite, en courbe et sous charge variable. Il reste à en étudier les conditions de compatibilité et d'incompatibilité.

INCOMPATIBILITÉS ENTRE ORGANES DE TRANSMISSION, DE POUSSÉE ET DE RÉACTION

En général l'appareil de débrayage et embrayage se place directement sur le prolongement du vilebrequin à sa sortie du carter. C'est donc à la suite de cet embrayage que devra se trouver le joint à la cardan ou joint flexible en caoutchouc (flector P. L.), à placer entre moteur et pont arrière pour tenir compte de la différence de niveau et de sa variation par aplatissement des ressorts.

Simple cardan. S'il n'y a qu'une cardan, le mouvement de rotation de

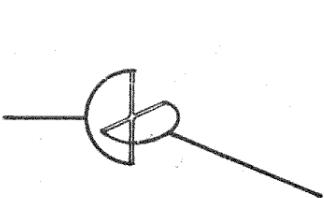


Fig. 410.

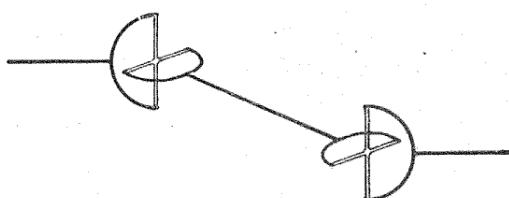


Fig. 411.

l'arbre longitudinal n'est pas uniforme comme celui du vilebrequin (fig. 410).

Double cardan. S'il y en a deux et que les croisillons soient montés bien parallèles, le mouvement du dernier arbre conduit (pignon de la couronne dentée) est exactement uniforme comme celui du conducteur (fig. 411). On emploie donc la simple cardan si la variation de vitesse des roues par tour d'arbre conducteur n'est pas importante, ce qui est le cas pour un arbre longitudinal long (1,50 m. et plus) et peu incliné sur l'horizontale et la double cardan dans le cas contraire, soit pour les très petites voitures par force — ou les grosses par luxe.

4° TRANSMISSION PAR DOUBLE CARDAN

Il faut donc que le pont reste toujours parallèle à lui-même, pour que le parallélisme des croisillons se maintienne ; donc déjà pas de pont dit oscillant. On entend par cette expression un pont tubulaire en T c'est-à-dire composé de l'essieu, et du carter d'arbre longitudinal oscillant autour d'un axe horizontal qui passe précisément par le centre de la cardan articulée au dispositif d'embrayage. Également pas de pont à tube enveloppant l'arbre longitudinal. Mais uniquement pont dit fixe — et un joint de coulissolement dans l'arbre longitudinal pour tenir compte du déplacement longitudinal du pont sous l'aplatissement des ressorts.

Ceux-ci peuvent être fixés à l'essieu de deux manières : ou bien ils peuvent osciller librement autour de lui, ou bien ils en sont rendus solidaires au moyen de patins boulonnés. On a ce qu'on appelle des ponts à patins oscillants, ou à patins non oscillants, qu'il ne faut pas confondre avec les ponts oscillants ou les ponts fixes dont nous avons parlé tout à l'heure.

Ce pont fixe peut dans ce cas être ou non à patins oscillants.

a) *A patins oscillants.* — Il faut un organe pour empêcher le pont de tourner en sens inverse des roues dans la douille fixée au ressort. Il faut donc une bielle de réaction articulée sur chandelle oscillant autour d'un axe fixé au châssis et fixée d'autre part au carter du différentiel, en général aux

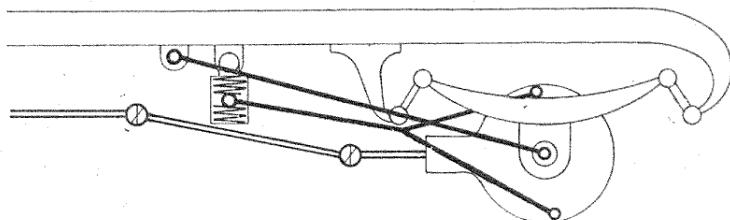


Fig. 412.

points le plus haut et le plus bas de façon à ne travailler qu'à la traction dans l'un ou l'autre sens de marche. Cette bielle doit pouvoir prendre un peu de gauche en cas de soulèvement oblique du pont.

Les ressorts peuvent alors être à double jumelle avec bielle de poussée

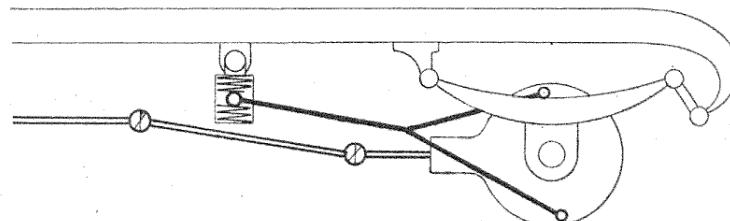


Fig. 413.

(fig. 412). Exemple : Delaunay-Belleville, ou à simple jumelle à l'arrière ou à l'avant et point fixe à l'avant ou à l'arrière pour la poussée. Exemple : voiturette Le Gui (fig. 413).

On préfère généralement le point fixe à l'avant, car le ressort pousse ainsi la voiture plus près de son centre de gravité, au lieu de la tirer par la crosse arrière du longeron. Cette disposition permet l'emploi du ressort demi-pincette AR, plus commode que la demi-pincette AV. De plus, en cas de freinage brusque, la voiture traîne le pont AR par le ressort travaillant à la traction, c'est-à-dire dans de bonnes conditions tandis qu'avec le point fixe AR la demi-lame maîtresse AR travaillerait à la compression et flexion

combinées et casserait. Il faut noter de plus qu'avec le point fixe à l'arrière, le coulissolement de l'arbre longitudinal pour un même aplatissement des ressorts est plus grand qu'avec le point fixe avant. Dans le premier cas les deux effets d'aplatissement de l'arbre longitudinal et du ressort s'ajou-

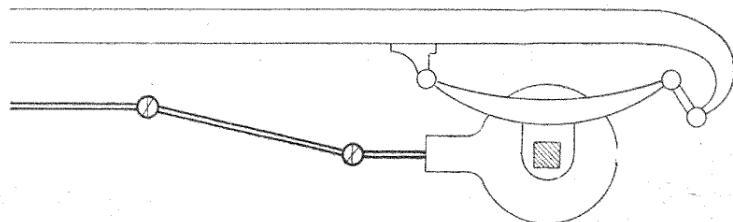


Fig. 414.

tent, dans le deuxième ils se retranchent. Pour s'en rendre compte, il suffit de dessiner dans les deux cas les deux circonférences ayant pour centres le point fixe et l'axe de cardan et passant par l'axe de l'essieu.

b) *A patins non oscillants*. — Ce sont les ressorts qui font office de bielle de réaction.

Quant à la poussée :

S'ils sont à point fixe, ils peuvent également servir pour la poussée (fig. 414). Exemple : voiture Unic.

S'ils sont à double jumelle, il faut un organe spécial, une bielle de poussée (fig. 415). Exemple : voiture de Dion.

Noter que dans ces deux cas il est possible de faire contribuer à l'anti-

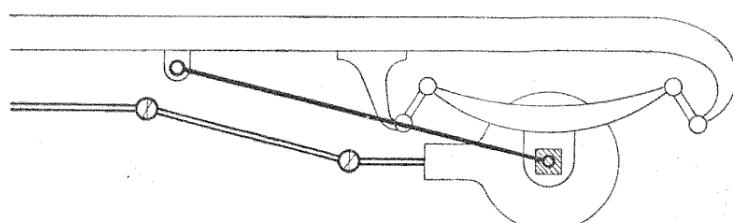


Fig. 415.

cabrage, une bielle de réaction articulée sur chandelle, concurremment avec les ressorts, grâce précisément à l'articulation sur chandelle oscillante. Elle ne risquera rien, mais sera tout au plus superflue.

2^e TRANSMISSION PAR SIMPLE CARDAN

L'axe du pignon d'angle de différentiel pouvant s'incliner par rapport au châssis, on peut utiliser les ponts oscillants.

Si le pont est oscillant, l'anti-cabrage et la poussée se feront par le

tube central, donc tout le reste doit être libre. Il faut donc des patins oscillants, et des ressorts à double jumelle, pas de joint de coulissemement (fig. 416). Exemple : voitures Panhard, avec flector remplaçant le cardan. Le tube central remplit exactement le rôle d'une bielle de réaction ou jambe de force, mais non articulée sur chandelle oscillante. La fourche terminale du

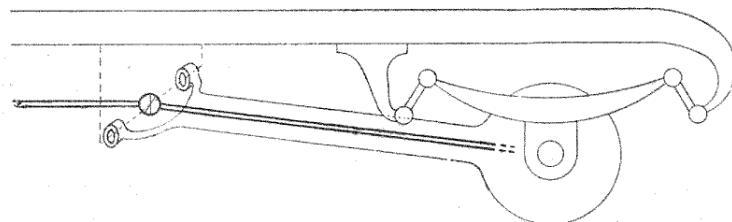


Fig. 416.

tube peut d'ailleurs se remplacer par un joint à rotule concentrique à la cardan (PL. SS.).

Si le pont n'est pas oscillant, il faut un joint de coulissemement dans un tube ou non.

A) PONTS SANS TUBE AVEC JOINTS DE COULISSEMENT. — Dans ce cas l'anti-cabrage ne peut être assuré par l'arbre de transmission, et il faut :

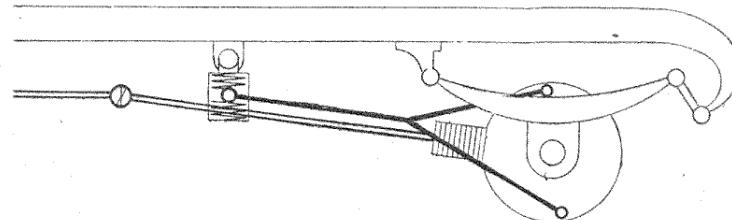


Fig. 417.

1^o *Ou une bielle de réaction articulée.* — Dans ce cas la poussée sera assurée.

a) Soit par les ressorts à point fixe avec patins oscillants (fig. 417). Exemples : voitures Lorraine-Diétrich ou Bollée.

b) Soit par une bielle de poussée — donc ressorts à double jumelle et patins oscillants (fig. 418).

c) Soit par la bielle de réaction elle-même, mais non articulée sur chandelle oscillante (fig. 419), et qui peut être tubulaire comme dans la voiture Grégoire. Ceci n'est possible que si les déplacements du pont par rapport à la cardan sont peu importants (arbre longitudinal presque horizontal et très long, ressorts plats à faible flexibilité), les centres d'oscillation de la bielle et de la cardan autant que possible en ligne droite avec l'axe du pignon du différentiel et aussi rapprochés l'un de l'autre que possible. Dans ce cas

le joint de coulissolement remplit le rôle d'articulation de bielle de cabrage. En effet le pont tourne autour de l'articulation de la bielle et également

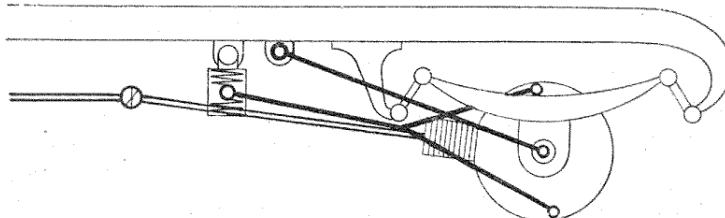


Fig. 418.

autour de l'axe de la cardan. Comme la bielle est de longueur fixe, il faut bien que la distance de la cardan au pont varie : c'est le rôle du joint de coulissolement de l'arbre qui doit, dans ce cas, également permettre une

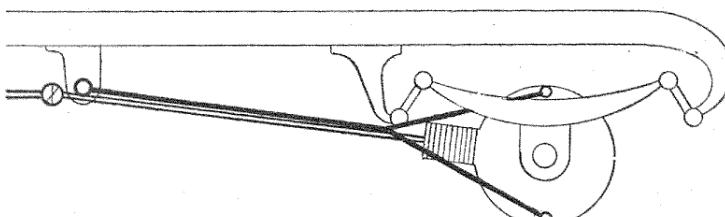


Fig. 419.

légère déformation angulaire. Il faut bien entendu que les ressorts soient à double jumelle et à patins oscillants. La bielle unique devra intéresser le pont AR aussi bien à la partie supérieure qu'à la partie inférieure du carter (jambe de force) et avoir assez de jeu dans l'articulation sur le châssis pour

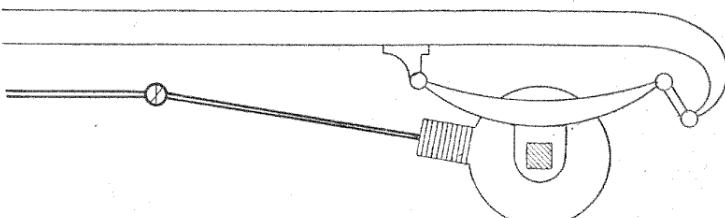


Fig. 420.

supporter sans se rompre un soulèvement oblique du pont. Exemple : voitures Grégoire-Bellanger.

2^o *Ou assurer l'anti-cabrage par les ressorts*, donc avoir des patins fixes. Même remarque que plus haut pour l'adjonction d'une bielle de réaction articulée.

Dans ce cas la poussée sera assurée :

a) Soit par les ressorts, s'ils sont à simple jumelle (fig. 420). Exemple : voiture Hispano-Suiza.

b) Soit par une bielle de poussée qui devra être le plus longue possible pour que l'allongement de l'empattement sous la charge ne la casse pas, bien que les ressorts soient à double jumelle, dans ce même but (fig. 121).

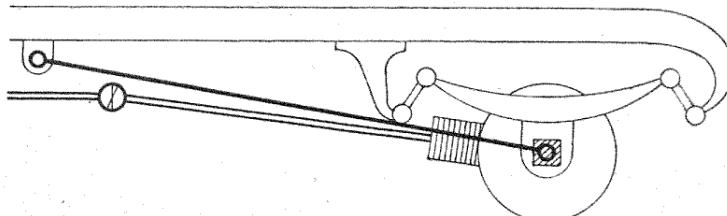


Fig. 121.

B) PONTS AVEC TUBE CENTRAL CONTENANT LE JOINT DE COULISSEMENT. — Ce tube reporte l'effort de cabrage sur l'arbre longitudinal aussi près que possible de la cardan. Il n'y a donc pas besoin de bielle de cabrage et les patins

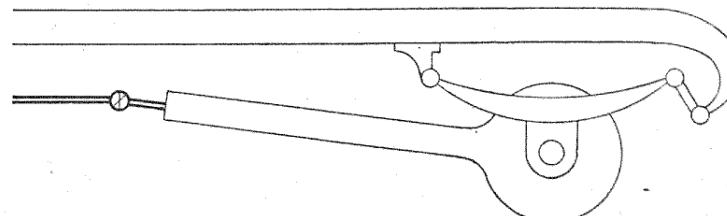


Fig. 122.

doivent être oscillants. Dans ce cas les coussinets de cardan fatiguent beaucoup.

La poussée sera alors assurée :

- a) Soit par les ressorts à point fixe et patins oscillants (fig. 122). Exemple : voiture Berliet.
- b) Soit par une bielle de poussée, donc ressorts à double jumelle et à

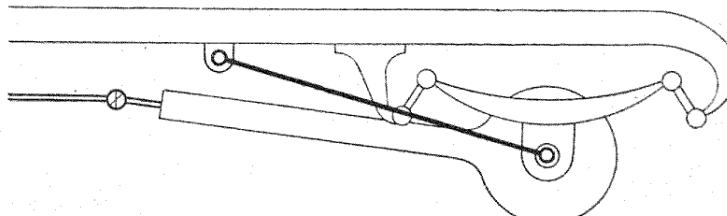


Fig. 123.

patins oscillants (fig. 123). Exemples : voitures Benz, Rochet-Schneider.

Comme on le voit, le problème organique de l'adaptation du moteur à la traction automobile n'est pas précisément simple. Cependant, en se rappelant que patins non oscillants et bielle de cabrage sont exclusifs l'un de

l'autre, ainsi que ressorts à point fixe et bielle de poussée, il est facile d'ébaucher rapidement une solution qu'on ne peut mettre ensuite au point que sur la table de dessin.

Quelle que soit la combinaison d'organes employés pour assurer la poussée dans ce genre de transmission par cardans longitudinaux, on se rend compte que l'ensemble des roues AR et du pont AR n'est pas suspendu. Or celui-ci peut arriver à peser des centaines de kilogs. Il fatigue donc beaucoup au roulement, et diminue d'autant la charge sur les ressorts ; donc pour que leur rapidité de vibrations n'augmente pas (ce qui est très désagréable, et mauvais pour les mécanismes) il faudra mettre des ressorts plus flexibles.

Pour mémoire nous citerons les autres dispositions également employées.

TRANSMISSION PAR CHAÎNES

Les deux demi-arbres moteurs transversaux sont attaqués comme ci-dessus par un dispositif différentiel. Mais au lieu d'être logés dans l'essieu creux AR, ils tournent dans des coussinets solidaires du châssis, et se terminent par deux pignons dentés sur lesquels s'enroulent les chaînes de commande des roues AR. Celles-ci sont alors montées comme des roues de véhicule ordinaire, sur fusées pleines terminales d'un essieu également plein et uniquement porteur.

Une roue dentée calée sur chaque moyeu de roue AR reçoit par chaîne sans fin le mouvement du pignon denté ci-dessus.

Un tendeur à vis, articulé d'une extrémité sur le longeron du châssis, de l'autre sur l'essieu au moyen d'un collier qui lui permet d'osciller librement, permet de tendre suffisamment cette chaîne et en même temps sert de bielle de poussée. Les ressorts peuvent être par suite à double jumelle.

Dans cette transmission, seules les roues AR et l'essieu plein ne profitent pas de la suspension. La masse non suspendue est donc bien plus faible que dans le premier cas et surtout moins fragile.

TRANSMISSION PAR CARDANS TRANSVERSAUX

Ce genre de transmission participe des avantages des deux dispositions précédentes. L'essieu AR n'est que porteur. Les deux demi-arbres transversaux mobiles cette fois par rapport au châssis, sont articulés par cardans d'une part aux axes des planétaires des différentiels, de l'autre aux moyeux des roues AR, soit directement, soit par l'intermédiaire de trains d'engrenages suivant la démultiplication nécessaire.

Cette disposition est assez compliquée et demande un graissage très soigné. (Voitures de Dion, tracteurs et camions Latil.)

TRANSMISSION PAR VIS SANS FIN

Dans cette transmission, le pignon d'angle du différentiel est remplacé par une vis sans fin en acier, et la couronne dentée, par une vis globoïde en bronze. Les autres organes restent identiquement les mêmes. Cette disposition est très en honneur sur les camions de construction américaine.

Nota. — Nous nous sommes abstenu intentionnellement de surcharger cette énumération de tout autre organe, y compris la boîte de vitesses, car rien dans les raisonnements jusqu'ici n'en a encore démontré l'utilité — à preuve que certaines voitures américaines bien connues n'en ont pas.

Leur étude relève du problème suivant et d'ailleurs ne change absolument rien aux différentes règles exposées ci-dessus.

2^e PROBLÈME

Le plus clair sera de prendre de suite un cas concret : soit un 4 cylindres, donnant une P_i max. de 38 HP à 1 400 ~ 1 500 tours-minute. Essayé au banc, ce moteur nous donne (voir planche n° V) :

$$P_{\text{eff. max.}} = 30 \text{ HP à 1 400 tours-minute.}$$

$$\text{Couple max.} = \frac{1873}{92,4} = 20,30 \text{ m. kg. à 880 t.-m., pour 25 HP.}$$

$$\text{Couple à la } P_{\text{eff. max.}} = \frac{2250}{146,2} = 15,41 \text{ m. kg. à 1 400 t.-m. 30 HP.}$$

Ce moteur est destiné à une voiture de tourisme pesant en ordre de marche 1 800 kilogrammes, répartis 600 sur l'essieu AV, 1 200 sur l'essieu AR. Vérifier son adaptation.

Décomposition des pertes. Résistance à l'avancement.

Évaluons d'abord les diverses pertes successives que la puissance sur l'arbre du moteur $P_{\text{eff.}}$ va subir. Leur somme forme ce qu'on appelle : la résistance à l'avancement.

Une première perte est celle par la transmission du mouvement du moteur aux roues. Cette perte en p. 100 est à peu près constante jusqu'à une vitesse assez élevée et peut être évaluée à environ 12 p. 100 de la puissance effective. La valeur du coefficient K (p. 121-2) est donc ~ 0,88.

La courbe que nous obtenons en fonction du nombre de tours, en défaillant cette perte de la $P_{\text{eff.}}$, nous donnera ce qu'on appelle la puissance à la jante P_j . C'est cette puissance qui est directement appliquée à la propulsion de la voiture. Elle est absorbée successivement.

Par le travail de roulement et de ventilation des roues AR;

Par le travail de roulement et de ventilation des roues AV;

Par le travail dû à résistance de l'air;

Par le travail d'élévation de la voiture sur rampes.

Et le surplus sera disponible pour accélérer la vitesse de la voiture.

Comme la vitesse de roulement des roues est précisément la vitesse d'avancement de la voiture, si nous ne tenons pas compte du glissement relatif qui est très faible, nous pouvons immédiatement réduire la vitesse en nombre de tours par seconde du moteur, en vitesse en kilomètres à l'heure, si nous connaissons le rapport de démultiplication du mouvement.

Supposons que les roues aient un développement réel de 2,65 m., en tenant compte de l'aplatissement du pneu, et que sans parler encore d'autres organes, l'arbre longitudinal attaque le différentiel par un pignon et couronne dentée de rapport 1/3. Nous aurons par exemple la concordance suivante : 70 kilomètres-heure ou 19,44 m. par seconde correspondant à 7,33 tours des roues par seconde ou 22 tours du moteur par seconde ou 1 320 tours-minute.

Nous relevons sur la caractéristique que le moteur fait en ce moment 26,4 HP de puissance à la jante¹.

Cette puissance P_j est le produit de l'effort total tangentiel $2F$ par la vitesse de propulsion en mètres par seconde.

On a donc : $26,4 \times 75 = 2F \times v$, d'où $2F = 101,6$ kgs.

Admettons que cet effort total se répartisse également entre les deux roues AR en marche normale.

Il va être équilibré par :

L'effort tangentiel relatif aux roulement et ventilation des roues AR.

— — — — — AV.

— correspondant à la résistance de l'air sur la voiture.

Et le surplus servira : à vaincre la composante tangentielle de l'effort dû à la pesanteur dans le cas d'une rampe, à donner de l'accélération à la voiture dans le cas où il y aurait un excédent.

En totalisant par des expériences répétées les pertes dues aux deux premiers postes, on reconnaît que le travail de roulement des quatre roues est sensiblement proportionnel à la vitesse. En réalité, dans le présent essai, il a varié un peu plus que proportionnellement à la simple vitesse. De 2,5 HP de pertes vers 20 kilomètres-heure, la perte passe à 10 HP vers 70 kilomètres-heure. Sur les 26,4 HP disponibles à la jante, nous n'en disposons donc plus que de 16,4 après avoir compté le roulement des quatre roues. Nous désignerons cette valeur par P_{A+R+j} . On évalue souvent la perte due au roulement en reportant l'effort nécessaire au poids propulsé exprimé en

1. Pour plus de détails sur les procédés employés pour relever ces diverses caractéristiques, consulter Riedler, *Essais d'Automobiles* (Dunod et Pinat, éditeurs, Paris).

tonnes. Ainsi les 40 HP perdus à 70 kilomètres-heure représentent un effort de roulement de $\frac{75 \times 40}{19,44} = 38,5$ kg. Notre voiture pesant 1,8 tonne, cela fait un effort de roulement en palier de $\frac{38,5}{1,8} = 21$ kilogrammes par tonne. C'est le *coefficient de traction en palier* de la voiture transmissions déduites. C'est une valeur moyenne dans le cas présent, les limites étant 12 et 30 kilogrammes.

Il ne nous reste donc que : $\frac{16,4 \times 75}{19,44} = 63,4$ kilogrammes d'effort tangentiel disponible.

La résistance de l'air s'évalue, en appelant S la section la plus large présentée au vent (maître couple) et V la vitesse en mètres *p.s* par la formule $R = 0,08 \cdot SV^2$.

Si dans notre cas $S = 2,1 \text{ m}^2$ on constate que ces 63,4 kg. suffisent juste à vaincre la résistance de l'air à 70 kilomètres-heure.

Ce n'est donc qu'en palier que la voiture marchant à 30 HP de puissance effective à 1 320 tours-minute pourra soutenir l'allure de 70 kilomètres-heure.

En refaisant le même calcul pour les différentes valeurs correspondantes : puissance, vitesse de la voiture, inférieures à celles-là, on arrivera à trouver chaque fois un certain supplément de puissance, car la puissance diminue doucement, puis plus vite avec la vitesse (la forme de la courbe étant concave vers l'axe des vitesses) tandis que la résistance de l'air varie comme le carré de la vitesse.

Donc nous pouvons aborder des rampes de plus en plus fortes et nous y maintenir à une vitesse constante de moins en moins grande. En particulier si le point figuratif de fonctionnement correspond au point de la courbe puissance à admission maxima où le couple est maximum, notre voiture travaillera dans les meilleures conditions de rendement. Ce point correspond à une vitesse de 47 kilomètres-heure à peu près.

Rampes. — Cherchons quelle rampe nous pourrons gravir sans accélération.

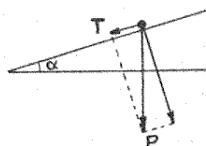


Fig. 124.

Si, pour les petits angles ne dépassant pas des pentes de 12 à 15 p. 100, on décompose le poids normalement et tangentiellement à la route, la composante tangentielle est égale au poids multiplié par la tangente de l'angle. Si on exprime la pente par millièmes, et le poids en tonnes, le produit de ces deux valeurs donnera l'effort tangentiel supplémentaire à vaincre en kilogrammes : $T^x = P^t \times p$ (fig. 124).

Reprendons notre exemple : 47 kilomètres-heure équivalent à 13,055 m. par seconde, ou à 887 tours-minute au moteur.

Le moteur donne une valeur P_{A+R+J} égale à 16 HP, c'est-à-dire un effort disponible $E_{A+R+J} = \frac{16 \times 75}{13,05} = 91,6$ k.

La résistance de l'air prend $0,8 \times 2,1 \times 13,05^2 = 28,56$ k.

Reste donc $91,6 - 28,56 = 63$ kilogrammes pour rampes et accélération s'il y a lieu. La voiture pèse 1,8 t., donc elle pourra gravir une rampe de $\frac{63}{1,8} = 35$ millièmes ou 3 centimètres et demi par mètre.

Si à ce moment du fonctionnement, la rampe s'abaissait tout d'un coup à 40 millièmes seulement, il suffirait de 18 kilogrammes pour maintenir la vitesse uniforme de 47 kilomètres-heure. Nous disposerions donc de 45 kilogrammes de trop. Appliquons la règle de proportionnalité des forces aux accélérations. Sous l'action de la pesanteur égale à 1800 kilogrammes, la voiture prendrait une accélération de 9,81 m. par seconde. Sous l'action d'une force de 45 kilogrammes elle prendra une accélération de

$$9,81 \times \frac{45}{1800} = 0,2457 \text{ p. s. p. s.}$$

Donc, dans les premières secondes, la vitesse va croître de 0,2457 m. p. s. p. s. Mais la résistance de l'air variant comme le carré de la vitesse, l'accélération va diminuer progressivement et il faudra rechercher sur la courbe ou par le calcul le point où la voiture aura atteint sa nouvelle vitesse de régime. On vérifie que celle-ci sera de 63,5 km.-h. ou 17,60 m. par seconde. Si l'effort accélérateur restait toujours le même, il faudrait $\frac{17,60 - 13,05}{0,2457} = 18$ secondes pour arriver à cette nouvelle vitesse ; pratiquement il faudra donc en prendre environ le double, soit une demi-minute.

Diagrammes de marche.

Diagramme des Puissances. — Nous possédons donc le moyen d'évaluer pour chaque vitesse de la voiture (et partant, chaque vitesse du moteur puisque la démultiplication est constante) la résistance totale à l'avancement en palier. En multipliant cet effort par la vitesse de la voiture, on trouve la puissance utile P_u , dont on peut dessiner la courbe sur le même diagramme où on a déjà dessiné P_{eff} moteur.

On obtient ainsi deux courbes qui se coupent à l'origine et en un autre point qui ne doit pas être quelconque. C'est en cela que réside le problème de l'adaptation du moteur à la voiture de tourisme considérée.

Si la courbe P_u coupe la courbe P_{eff} trop au delà de son maximum correspondant à peu près à la vitesse maxima de rotation du moteur et puissance indiquée maxima, le moteur et la voiture seront mal adaptés. En effet, le point de fonctionnement défini par cette intersection donnera la vitesse limite que la voiture peut atteindre en palier du fait de sa résistance totale à l'avancement. Le moteur sera donc inutilement trop fort (fig. 125).

Raisonnement analogue dans le cas contraire. Le moteur est alors trop faible. Toute la partie du diagramme à droite de l'ordonnée correspondant à

la vitesse de rotation maxima du moteur et $P_{\text{eff. max.}}$ ne peut être utilisée (fig. 426).

Pour bien faire, il faut que les deux courbes se coupent à très peu près aux environs de $P_{\text{eff. max.}}$, et plutôt un peu en deçà (fig. 427). En effet, dessinons maintenant la série des courbes Pu correspondant non plus à la marche en palier, mais à la marche sur rampe constante : 1 p. 100, 2 p. 100, 3 p. 100, etc... Il suffira pour cela de remonter les ordonnées de la courbe Pu_0 proportionnellement aux abscisses, la puissance nécessaire pour chaque 1 p. 100 de rampe en plus étant égale à $18 \times V$ dans notre cas. Ce que nous disons pour les rampes est vrai pour les pentes dont le faisceau corres-

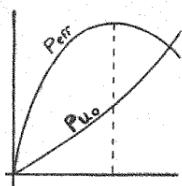


Fig. 425.
Course de vitesse en côte,
vitesse très démultipliée.

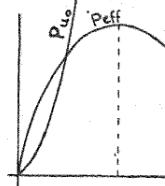


Fig. 426.
Course en descente,
vitesse multipliée.

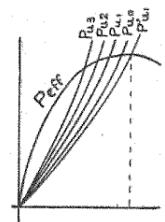


Fig. 427.
Tourisme, course en palier,
démultiplication normale.

pondant sera alors au-dessous et à droite de Pu_0 . Il résulte de ce tracé que chaque point d'intersection de ces nouvelles courbes Pu_1 , Pu_2 , $P'u_1$, etc..., avec la courbe $P_{\text{eff.}}$, est un point de fonctionnement à admission totale donnant par simple lecture la vitesse de régime correspondant à chaque rampe.

Le diagramme est limité à gauche pratiquement par l'ordonnée correspondant à la vitesse minima de rotation du moteur, qui d'après notre démultiplication correspond à environ 16 kilomètres par heure. Nous voyons que la courbe 5 p. 100 coupe en deux points de régime la courbe $P_{\text{eff.}}$ et que la courbe 5,15 p. 100 lui est tangente. C'est la rampe limite pour cette démultiplication.

La courbe $P'u_1$, de pente 1 p. 100, coupe $P_{\text{eff.}}$ à très peu près au maximum de vitesse de rotation et puissance maxima. La voiture aura donc à ce moment le maximum de vitesse compatible avec la vitesse maxima de rotation du moteur. On voit pourquoi le point d'intersection de Pu_0 et $P_{\text{eff.}}$ doit être un peu en deçà de $P_{\text{eff. max.}}$. C'est pour permettre à la voiture de donner toute sa vitesse sur une pente légère. En tout cas, le point d'intersection ne doit jamais en être trop loin, surtout au delà. C'est donc en modifiant le diamètre des roues, ou le rapport d'engrènement du différentiel qu'on arrivera à satisfaire à cette condition. Dans le cas de la figure 425, il faudra ou augmenter le diamètre des roues, ou diminuer la démultiplication. Avec la figure 426 ce sera le contraire (sauf exceptions indiquées).

Vitesse ascensionnelle. — L'ordonnée différentielle comprise entre $P_{\text{eff.}}$ et P_{u_0} pour chaque vitesse de translation donne la mesure de la vitesse ascensionnelle de la voiture. En effet cette vitesse est $\frac{P_{\text{eff.}v} - P_{u_0v}}{\text{Poids de la voiture}}$, $P_{\text{eff.}v}$ et P_{u_0v} étant les deux valeurs de la puissance effective et de la puissance utile en palier pour chaque vitesse.

En les exprimant en kilogrammètres par seconde, et le poids de la voiture en kilogrammes, cette formule donne la vitesse d'ascension en mètres par seconde. On constate qu'il y a une ordonnée différentielle maxima (correspondant ici à peu près à 40 kilomètres-heure) pour laquelle la vitesse verticale d'ascension est la plus grande. C'est donc sur la rampe 4,15 p. 100 correspondante que la voiture s'élève le plus vite.

Ce point n'a pas une très grande importance en automobile où le chauffeur est bien obligé de prendre la rampe telle qu'elle est. Il n'aurait d'intérêt ici que pour adapter un moteur à cette voiture, en vue d'une course de vitesse et de consommation sur un parcours comprenant une grande proportion de rampes ~ 4 p. 100. Tandis qu'en aviation, ce point a une très grande importance, car là le pilote est maître de sa rampe grâce à l'incidence variable. S'il monte, c'est qu'il doit monter, il doit donc le faire très vite et avec le meilleur rendement, donc aux environs du couple maximum ou bien sur certains appareils, le plus vite possible, la consommation étant alors secondaire, donc, à la puissance maxima. C'est là une des conditions de la bonne adaptation du moteur d'avion. Nous verrons cela en détail au chapitre suivant. Je n'ai cité ce diagramme des puissances et particulièrement le type fig. 125 que pour amener justement cette comparaison.

Diagrammes d'^e marche. Efforts. — Pratiquement, en traction, le diagramme précédent n'est pas utilisé. Il est bien plus logique d'établir le graphique directement en fonction des efforts de traction, puisqu'il faut d'abord calculer ceux-ci pour établir la puissance utile.

Il suffira d'établir, une fois pour toutes pour le moteur, la courbe puissance à la jante en tenant compte de la perte connue par transmissions. En défaillant les pertes par roulement des roues AR et propulsion des roues AV, on obtiendra la courbe puissance disponible pour résistance de l'air, rampes et accélération P_{A+R+J} .

En divisant les ordonnées de cette courbe par les vitesses en mètres correspondantes, nous obtenons la courbe des efforts tangentiels, roulements exclus E_{A+R+J} . En la comparant sur le même diagramme à la courbe : effort résistant de la voiture dû à la résistance de l'air E_A , les ordonnées différentielles nous donneront comme tout à l'heure pour chaque point de fonctionnement à pleine admission situé sur la courbe E_{A+R+J} la vitesse et la rampe obligées (fig. 128).

Les courbes correspondant à des rampes 1 p. 100, 2 p. 100, 3 p. 100, etc.,

seront tracées comme tout à l'heure, mais en ajoutant cette fois à l'ordonnée $E_{0,A}$ correspondant à une vitesse quelconque, autant de fois la longueur représentant 18 kilogrammes que la rampe comporte de p. 100.

Diagramme pratique. — Mais on peut tracer encore un diagramme bien plus simple. Retranchons de la courbe E_{A+R+j} les ordonnées de la courbe E_A . Il nous vient la courbe E_{R+j} . C'est maintenant l'axe des V qui remplace la courbe de la voiture en palier. Et les courbes de rampe constante sont tout simplement des droites parallèles à l'axe des V, équidistantes, l'équidistance étant de 18 kilogrammes par p. 100 de rampe. Ces droites ont l'avantage de servir pour quelque démultiplication que ce soit, tandis que les courbes de rampe constante dans le diagramme des puissances sont

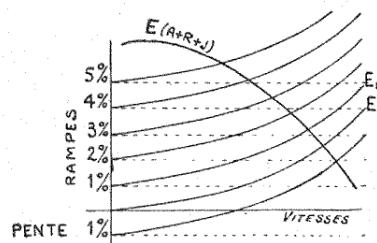


Fig. 428.

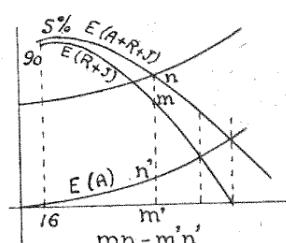


Fig. 429.

à établir pour chaque démultiplication. La courbe 5 p. 100 en prise directe par exemple n'a rien de commun avec la courbe obtenue avec une autre démultiplication dans le diagramme des puissances (fig. 429).

Ce diagramme est le diagramme pratique en usage dans tous les services de traction. Il est aussi facile à lire qu'à tracer. Il part dans notre cas, de 90 kilogrammes pour une vitesse limite inférieure de 16 kilomètres-heure environ correspondant à la vitesse de calage 300 tours-minute du moteur, et rampe 5 p. 100. Le point de rampe maxima est celui d'ordonnée maxima 92,7 kg. environ, correspondant à 5,15 p. 100. Celui de montée le plus rapide n'apparaît pas. Il faut le reporter du diagramme des puissances.

Changements de vitesses. — Nous constatons seulement qu'au dessous de 40 kilomètres-heure l'effort tangential n'augmente plus beaucoup et que nous sommes à la merci de la moindre augmentation accidentelle de rampe ou d'effort dû aux courbes, mauvais état de la route, etc., qui peuvent être englobés dans les efforts dus aux rampes.

D'autre part, à partir de ce moment, la puissance du moteur tombe très rapidement. Le moteur est donc mal utilisé. Pour lui permettre de donner alors, bien que la rampe ne change pas, toute sa puissance, il n'y a qu'à opérer une nouvelle démultiplication ce qui lui donnera une augmentation de vitesse, puisque l'effort résistant sur cette rampe ne changera pas ou peu. Ces changements de vitesse s'opèrent au moyen de trains d'engrenages

à pignons baladeurs à la volonté du mécanicien, et contenus dans un carter dit boîte de vitesses, intercalé entre l'organe d'embrayage et le pont AR. La transmission telle que nous venons de l'étudier jusqu'ici s'appelle : prise directe.

L'effort résistant avec la nouvelle démultiplication, que nous appellerons : 1^e Δ , s'augmentera seulement des résistances dues au nouveau mécanisme introduit. Relativement aux pertes précédentes, dues à toutes les transmissions antérieures, cette nouvelle perte est en général très petite. Les diagrammes des P_{A+R+j} , et la planche de l'étude des changements de vitesse par les puissances montrent ce qu'il en est. Sur ce dernier diagramme, les courbes P_{eff} et P_u correspondant à la nouvelle démultiplication sont faits en traits interrompus. On voit que l'augmentation de P_u pour une même vitesse correspond à peine à 1 p. 400 de rampe en plus.

Nous allons donc opérer notre changement de vitesse quand, à pleine admission, la voiture attaquera une rampe égale ou supérieure à 4,15 p. 400; c'est-à-dire devra ralentir à 40 kilomètres-heure ou au-dessous.

Nous pourrions construire notre démultiplication ou boîte de vitesses, de telle sorte que si on enclenche la 1^e Δ précisément en passant au point de fonctionnement 40 kilomètres-heure, la voiture garde à cet instant la même vitesse, le moteur tournant maintenant à sa vitesse correspondant à la puissance maxima soit 4 400 tours-minute. Cela semble logique et éviterait tout à-coup si faible qu'il soit.

Mais, dans l'état de la route, dans notre appréciation de l'effort demandé au moteur, dans son état de fonctionnement, dans la carburation, que sais-je, il y a toujours un certain flottement. En construisant la boîte de vitesses ainsi, nous voyons que la courbe des rampes possibles pour la 1^e Δ se déta-cherait de celle en prise directe juste au point 40 kilomètres-heure $E_{R+j} = 74,8$ kg., en remontant progressivement au fur et à mesure que la vitesse décroît. Dans ce cas, nous serions obligés, toutes les fois que la rampe diminuerait un peu ou que l'état de la route s'améliorerait passagèrement ou que la carburation se ferait mieux, de passer immédiatement en prise directe, pour éviter que le moteur s'emballe.

De plus on voit que la nouvelle courbe des rampes possibles, ne s'élevant au-dessus de la première que très lentement, nous n'arriverons pas, tout en demeurant aux environs de 300 tours-minute au moteur, à pouvoir dépasser un effet total bien supérieur à celui donné par la prise directe. Le changement n'en vaudrait donc presque pas la peine. C'est pourquoi nous relèverons franchement à l'origine cette nouvelle courbe des rampes possibles dont nous pouvons déjà dessiner approximativement la forme d'après la première, et décidons-nous par exemple qu'à 40 kilomètres-heure la marge de rampe possible sera assez grande, de 4 p. 400 à 6 p. 400 environ corres-

pondant à un excédent d'effort d'environ 40 kilogrammes. Cela reviendra d'après la courbe des puissances $A + R + J$ à faire le changement de vitesse quand cette puissance aura à peu près atteint 14 HP, vitesse 750 tours-minute et à la remonter à sa valeur maxima de 20 HP, pour 1400 tours-minute, $E_{A + R + J} = 135$ kilogrammes, rampe de 6,36 p. 100. C'est cette condition qui définit le nouveau rapport de démultiplication qui deviendra égal à $\frac{1}{3} \times \frac{750}{1400} = \frac{1}{5,6}$. Cette courbe se construira comme la précédente.

Elle donne un maximum de $E_{R + J}$ égal à 180 kilogrammes donnant une rampe possible de 10 p. 100 vers 10 kilomètres-heure et qui retombe brusquement à 0 pour une vitesse de 9 kilomètres-heure correspondant à la vitesse de calage du moteur.

Nous avons donc une région nouvelle de marche en régime, définie en remontant la courbe des efforts de 74,8 k. en prise directe, à 114 kilogrammes en 1^{re} Δ , puis à 180 kilogrammes et 0.

Il est bien évident que si nous passons de l'une à l'autre vitesse, la transition ne se fera pas brutalement.

L'effort immédiatement en excédent donnera lieu, comme nous l'avons vu, à une accélération égale à $\pm \frac{9,81}{1800} \times F$, en appelant $\pm F$ l'effort en excédent, et le régime croîtra ou décroîtra progressivement jusqu'à venir se stabiliser au point unique de fonctionnement correspondant à la rampe ou en général à l'effort résistant donné.

Nous pouvons répéter ce que nous venons de dire au sujet de la nécessité de l'établissement d'une 2^{re} Δ .

En raisonnant de même, nous trouvons qu'il faudra démultiplier à nouveau dans le rapport $\frac{750}{1400}$ c'est-à-dire avoir un rapport total de

$$\frac{1}{3} \cdot \left(\frac{750}{1400} \right)^2 = \frac{1}{10,8}$$

Nous voyons donc qu'on est amené à établir les démultiplications en progression géométrique décroissante. Ici la raison de cette progression sera $\frac{750}{1400}$, le dénominateur de la fraction étant toujours le nombre de tours maxima du moteur, et le numérateur le nombre de tours minimum compatible avec une bonne utilisation du moteur et d'autant plus faible que le couple remonte plus avec la diminution de vitesse, c'est-à-dire que le moteur est plus souple. Grâce à la forme parabolique des courbes, on voit que les rampes limites maxima sont également en progression géométrique mais croissante et la raison est à peu près l'inverse de la raison décroissante des démultiplications, soit ici environ 2, donc rampes de 5 p. 100, 10 p. 100, 20 p. 100. Il faut bien se rappeler que ce diagramme ne concerne que la marche à pleine admission.

Condition d'adhérence au démarrage. — Il résulte de l'exposé ci-dessus qu'en démarrant en démultiplication la plus réduite, de façon à avoir la plus grande accélération, on appliquera aux roues l'effort tangentiel maximum dont le moteur soit capable. Or, nous avons vu que cet effort ne devait pas dépasser la limite d'adhérence égale à $f.\pi$.

Cette condition donnera donc la limite inférieure de démultiplication à choisir, suivant la qualité du sol et le service de la voiture à prévoir. Ainsi dans notre cas $2F = 360$ kilogrammes, donc 180 kilogrammes par roue, $\pi = \frac{2}{3} \cdot 1800 = 1200$ kilogrammes, donc 600 kilogrammes par roue. Le coefficient d'adhérence minimum évitant le patinage sera égal à $\frac{180}{600} = 0.30$, valeur déjà un peu forte pour service en terrain varié.

Si d'ailleurs les roues patinent au démarrage en démultiplication la plus réduite, il n'y a d'abord qu'à embrayer plus progressivement si possible, charger l'AR de la voiture, sinon à enclencher une « vitesse supérieure », le seul risque à courir est alors de faire caler le moteur.

Dans ce dernier cas, il n'y a plus qu'à essayer d'augmenter artificiellement l'adhérence par interposition de mordants.

Admission réduite. — Tout ceci, encore une fois, ne concerne qu'une voiture qui marcherait tous gaz ouverts et dans les meilleures conditions de carburation.

Or, en plus de la question de vitesse sur une rampe donnée, il y a la question d'économie de combustible qui en général est la plus importante. Il est évident que si c'est la vitesse qui est absolument exigée, comme pour un transport de toute urgence, il n'y a pas de discussion, ce sont les courbes ci-dessus qui définiront à chaque instant automatiquement le point de fonctionnement de la voiture. La seule chose laissée à l'arbitraire du chauffeur sera l'instant de changement de vitesse dans les intervalles où il peut y avoir doute.

Cependant on constate, par exemple, qu'à moins de dépasser 1400 tours-minutes au moteur, il serait impossible de rouler sur une rampe comprise entre 5 p. 100 et 6,36 p. 100. C'est une conséquence directe de la condition que nous nous sommes imposée de relever rapidement la courbe de $1^{\text{re}} \Delta$.

Si la transition ne doit pas durer trop longtemps, et s'il y a nécessité urgente, on pourra se risquer à pousser légèrement le moteur tournant enclenché en $1^{\text{re}} \Delta$ jusqu'à retrouver la courbe maxima (accélérateur) et en ce moment enclencher la prise directe à 50 kilomètres-heure 1750 tours-minute. Sinon admettons que la rampe se stabilise à 5,5 p. 100. Impossible matériellement d'aller en prise directe, impossible d'y tenir en $1^{\text{re}} \Delta$, tous gaz ouverts, on ferait du 50 à l'heure, mais à 1750 tours au moteur. On en arrive donc à marcher à admission réduite et à utiliser de nouvelles courbes analogues

exactement aux courbes à détente variable en usage dans la traction à vapeur.

Il est très facile de les tracer d'après ce que nous avons dit jusqu'ici de l'admission réduite. Pour pouvoir les graduer, non seulement en p. 100 de la consommation à admission maxima, mais encore en consommation absolue en grammes d'essence par cheval-heure, ou mieux par kilomètre-voiture, ou kilomètre-tonne, ce qui est la seule chose intéressante, on procède comme suit :

Considérons la courbe caractéristique de consommation d'essence par cheval-heure, en fonction de la vitesse du moteur et traçons-la une fois pour toutes. La consommation varie par exemple de 250 grammes pour 750 tours à 330 grammes pour 1 400 tours suivant la loi figurée sur la planche.

Si nous multiplions pour chaque vitesse du moteur, la puissance effective par la consommation spécifique, nous aurons la consommation par heure. Divisant cette consommation par la vitesse correspondante, nous obtiendrons la consommation par kilomètre-voiture.

Ci-dessous les résultats concernant notre voiture.

Consommation spécifique en grammes par HP. H.	250	250	250	270	295	333
Vitesses en kilom.-heure.	20	30	45	55	65	75
P_{eff} en chevaux.	10,8	16	24	27,6	29,4	30
Consommation en kilo- grammes par heure.	2,7	4	6	7,45	8,54	10
Consommation kilomét.	0,135	0,134	0,133	0,133	0,133	0,133

La consommation kilométrique est donc une constante pour l'ouverture maxima des gaz et égale à 133 grammes en prise directe. Il s'en suit que toute courbe d'admission réduite constante en p. 100 de l'admission totale sera une courbe de charge constante en p. 100 de la charge à admission totale correspondante.

Ainsi en se reportant à ce qui a été dit au chapitre des caractéristiques (réduction de P_i en fonction de la réduction d'admission), on pourra tracer par exemple une courbe $P_i = 70$ p. 100 et consommation $C = 70$ p. 100 ou $0,70 \times 133 = 93$ gr. par kilomètre-voiture.

Nous avons vu qu'on pouvait descendre avec avantage jusqu'à 60 p. 100 de $P_{i\text{max}}$ correspondant à $C = 60$ p. 100 de la consommation à admission maxima ou 79,8 gr. par kilomètre-voiture.

Tracé des courbes à admission réduite. — Soit à tracer la courbe $T_i = 85$ p. 100 (faute des caractéristiques gaz réduits, on suppose : P_{eff}/P_i constant).

Calculons le point correspondant à $V = 42,500$ km.-h., $E_A = 23$ kilogrammes.

$$P_{A+R+J.\text{max.}} = 15 \text{ HP} \quad P_{i\text{max.}} = 28,2 \text{ HP} = 2120 \text{ kgm. par seconde.}$$

$$\text{On écrit } \frac{2120 - x}{2120} = 0,85 \text{ d'où } x = 318 \text{ kgm. représentant } 318 \times \frac{45}{28,2}$$

soit 169 kgm-seconde à la jante, c'est-à-dire $\frac{169}{44,80} = 14,30$ kg., à retrancher de 72 kilogrammes, effort disponible $R + J$, pour l'admission totale.

$72 - 14,30 = 57,70$. Le point 57,70 kg. est un point de la courbe.

Soit le point 55 kilomètres à l'heure ou 15,30 m. à la seconde.

$$P_{A+R+J} = 17,4 \text{ HP} \quad P_i = 34,4 \text{ HP} = 2580 \text{ kilogramm\text{\`e}tres par seconde.}$$

$$\frac{2580 - x}{2580} = 0,85 \quad x = 387 \text{ kilogramm\text{\`e}tres.}$$

$$387 \times \frac{47,1}{34,4} = 492,5 \quad \frac{492,5}{45,30} = 12,6 \text{ kg.}$$

$45 - 42,6 = 32,4$, nouveau point de la courbe.

On voit donc que les courbes d'égale admission, partant d'égale consommation kilométrique sont de plus en plus couchées sur l'axe des vitesses.

On trace de même les courbes $T_i = 0,70$, $T_i = 0,60$ cette dernière correspondant à 79,8 grammes par kilomètre-voiture est la courbe inférieure limite. Elle passe pour le moteur considéré et en prise directe par les points

42,500 km	34 kilogrammes.
55 kilomètres	42 kilogrammes.

L'examen de ces courbes permet de juger de la souplesse de la voiture sur une rampe donnée. Ainsi sur une rampe 2,2 p. 100 la voiture peut, à 60 p. 100 d'admission, marcher à 40 kilomètres à l'heure et en augmentant l'admission jusqu'au maximum, arriver à 58 kilomètres à l'heure, la consommation kilométrique passant de 0,079 kg. à 0,133 kg. Donc augmentation de vitesse de 45 p. 100 pour une augmentation de consommation de 66 p. 100. On comprend donc tout l'intérêt de la marche à admission réduite.

Cet intérêt est d'ailleurs d'autant plus grand que la rampe est plus faible, à cause de la forme concave des courbes par rapport à l'axe des vitesses. Ainsi, en palier

$$\begin{array}{llll} \text{Admission} & 60 \text{ p. 400.} & \text{Vitesse} & 59,5 \text{ km. h.} \\ \hline & 100 & & 70 \\ \text{Rapport des vitesses} & \frac{59,5}{70} = 85 \text{ p. 100.} & \text{Rapport des consommations} & \frac{79}{433} = 60 \text{ p. 400.} \end{array}$$

Tandis qu'en rampe 2,5 p. 400, on a :

Admission . . . 60 p. 100. Vitesse . . . 35 km.-h. Consommation . . . 0,079
 — . . . 100 — — . . . 55 — — — . . . 0,133
 Rapport des vitesses $\frac{35}{55} = 63$ p. 100. Rapport des consommations 60 p. 100.

Done pour une économie d'essence de 40 p. 100, on ne perd que 15 p. 100 de vitesse en palier, mais 37 p. 100 en rampe de 2,5 p. 100.

La marche à admission très réduite sur rampe diminue évidemment la

rampe maxima possible. Ainsi l'on voit qu'en réduisant l'admission à 60 p. 100, on ne peut pas atteindre la rampe 3 p. 100, l'effort maximum dans ces conditions ne dépassant pas 52 kilogrammes.

Comme on doit marcher de façon à avoir toujours une marge de rampe accidentelle possible devant soi sans rien toucher à l'admission, on voit donc finalement que la région de régime de la voiture en prise directe est limitée par l'axe des vitesses, par une verticale passant par la vitesse 35 kilomètres-heure environ, et par les deux courbes d'effort à admission totale et admission 60 p. 100. Mais il est bien évident que dans la pratique les phénomènes se compliquent; car il n'en est pas de même ici que dans une distribution à détente réglable de vapeur, sur une locomotive où la pression reste pratiquement toujours la même, et où par suite, à chaque position du coulisseau correspond très sensiblement une seule et même quantité de vapeur. Nous avons déjà traité ce point, page 80.

Les phénomènes de carburation, d'échappement plus ou moins complet des gaz brûlés font que l'on n'est jamais sûr qu'à ouverture constante du volet des gaz, correspondra une consommation constante en essence. Néanmoins les résultats du calcul prouvent qu'il y a économie très sensible à marcher à admission assez réduite, comme cela est d'ailleurs de pratique courante non seulement comme nous venons de le voir en automobile, mais encore comme nous le verrons, en aviation.

Trace des courbes en démultiplications réduites. — Si nous recommandons le même calcul pour l'ouverture maxima des gaz, en première démultiplication, nous trouvons que celle-ci reste également pratiquement constante et égale en moyenne à 210 grammes par kilomètre-voiture, variant de 206 à la plus grande vitesse à 215 grammes à la plus petite.

De même pour la 2^e Δ , 390 grammes pour la plus grande vitesse et 425 grammes pour la plus petite, moyenne \sim 405 grammes.

Nous pouvons alors tracer également les courbes de travail et admission réduits pour ces deux démultiplications.

On constate que du point 74,8 kg. correspondant à la prise directe, rampe 4,15 p. 100, vitesse 40 kilomètres à l'heure, part la courbe $T_i = 0,74$, en 1^{re} Δ avec consommation de 0,149 kg. par voiture-kilomètre.

Traçons de même les courbes de la 2^e Δ .

La courbe $T_i = 0,60$ passe par les points :

10 kilomètres-heure.	214 kilogrammes.	rampe 11,9 p. 100.
20 —	175 —	— 9,8 —

et coupe la courbe à admission maxima de la 1^{re} Δ au point

22 kilomètres-heure.	166 kilogrammes.	9,35 p. 100.
----------------------	------------------	--------------

Mais ici la consommation d'essence varie même pour une courbe T_i constante dans des limites assez étendues :

de 0,425 kg. pour 10 kilomètres-heure à 0,390 kg. pour 22,5 km./h.

Pour être rigoureux, une fois les courbes en T_i tracées, il faudra pour avoir les courbes à consommation kilométrique constante qui sont les seules intéressantes, multiplier les ordonnées par le rapport des consommations.

Ainsi la courbe $T_i = 0,80$ passe par les points :

22,5 km.	203 kilogrammes.	$C = 0,312$
20 kilomètres.	234 —	$C = 0,312$
40 —	285 —	$C = 0,340$

La courbe de consommation 0,390 passe par le point 10 kilomètres-heure, 335 kilogrammes, et se raccorde à la courbe maxima à 20 kilomètres-heure, pour $F = 292$ kilogrammes.

De même le point 40 kilomètres-heure, $F = 214$ kilogrammes, $T_i = 0,60$, $C = 0,255$ définit le point de départ de la courbe limite inférieure.

La courbe $T_i = 0,60$ passe par les points

22,5 km.	153 kilogrammes.	$C = 0,230$
20 kilomètres.	175 —	$C = 0,242$

En relevant proportionnellement cette courbe en tenant compte de la variation de consommation d'essence, on constate que la courbe $C = 0,255$ coupe la courbe maxima de la 1^{re} Δ au point 21 kilomètres-heure, $F = 168$ kilogrammes.

C'est la courbe limite minima du fonctionnement à la plus grande démultiplication en régime permanent, sans exagérer la consommation.

On peut donc finalement tracer l'ensemble des zones de régime de la voiture sur toutes les rampes à toutes les vitesses et toutes ouvertures et consommations des gaz.

Ces calculs peuvent sembler fastidieux et dénués d'intérêt pratique à ceux qui ne voient dans l'automobile qu'un sport, ou une commodité. Mais pour les entreprises de transports en commun, il est hors de doute qu'on se trouvera aussi bien de leur usage que les compagnies de chemins de fer à vapeur ou électriques se trouvent des leurs.

On constate finalement qu'il y a toujours intérêt à marcher avec une certaine réduction de l'admission (1/3 ou même 1/2), d'autant plus que la consommation spécifique croît et que le couple décroît plus vite avec ω .

Pour en revenir à la question des changements de démultiplication, la marche à admission réduite nous donne la faculté de venir recouper les courbes de la nouvelle démultiplication sans dépasser la vitesse normale de 1 400 tours-minute pour le moteur.

Ainsi pour passer d'une rampe 4 p. 100 en prise directe, ouverture des gaz maxima, à une rampe 8 p. 100, il suffit d'enclencher la 1^{re} Δ en passant au point 40 kilomètres-heure, en même temps qu'on diminue les gaz de 30 p. 100. On suit donc la courbe $T_i = 0,70$, et en augmentant progressivement l'admission on vient se stabiliser au point 32 kilomètres-heure qui sera le point de régime.

Autre exemple de démultiplication en quatre vitesses. — Le moteur est un 4 cylindres 70 × 140 donnant 15 HP à 1 500 tours-minute, les roues sont de 880.

En prise directe, la démultiplication due au différentiel est $\frac{1}{3}$ (fig. 430).

Le tableau de correspondance des vitesses est le suivant :

Prise directe :	$\frac{1}{3}$	1 500 t.-m.	300 t. aux roues p. m.	$V = 48,6$ km.-h.
1 ^{re} Δ :	$\frac{4}{5} \times \frac{2}{3} \times \frac{26}{24}$	1 500 —	216 — —	$V = 35,40$ —
2 ^{re} Δ :	$\frac{4}{5} \times \frac{2}{3} \times \frac{22}{28}$	1 500 —	156 — —	$V = 25,30$ —
3 ^{re} Δ :	$\frac{4}{5} \times \frac{2}{3} \times \frac{15}{35}$	1 500 —	86,24 — —	$V = 14$ —

On voit qu'ici les trois démultiplications : prise directe, 2^{re} Δ et 3^{re} Δ sont elles aussi en progression géométrique, mais on a introduit une vitesse

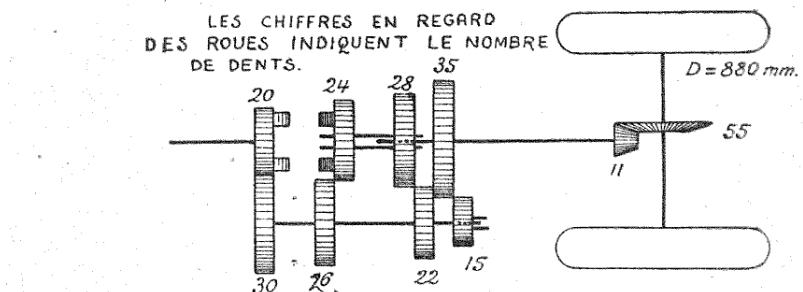


Fig. 430.

intermédiaire tout de suite après la prise directe pour rendre la voiture plus facile en ville, et lui permettre de grimper facilement de faibles côtes. La souplesse de la voiture pallie au manque de souplesse du moteur.

Freinage par le moteur.

1^{re} FREINAGE SUR PENTES. — Nous n'avons jusqu'ici envisagé surtout que les rampes. Il est bien évident que si nous roulons en pente, nous allons avoir, de par la pesanteur, une diminution d'effort égale à la pente multipliée par le poids en tonnes de la voiture, soit pour une pente de 1 p. 100, 18 kilogrammes de moins à fournir à la jante, d'où vitesse correspondante. L'étude se poursuit identiquement de la même façon.

Il y aura une valeur telle de la pente que la voiture lancée, débrayée, sur cette pente à une certaine vitesse s'y maintiendra uniformément. Si l'on néglige les pertes dans la transmission tournant à vide, comme nous l'avons admis page 122 ($K \sim 1$), il suffira d'écrire que :

Travail de la pesanteur = travail de roulement et de résistance de l'air. Ainsi on trouve d'après le graphique que sur une pente de 3,3 p. 100, l'effort dû à la pesanteur étant de 59,4 kilogrammes.

A 30 kilomètres-heure.	$R_{\text{air}} = 42,2$	Roulement = 34	Total 46,2
A 40	—	—	—
A 42,5	—	—	—

Done c'est aux environs de 42 km.-h. que la vitesse descendra cette pente en régime.

Mais si on laisse le moteur embrayé, on introduit en plus les résistances passives du moteur et celles de la transmission tournant en charge. On peut utiliser le travail de ces résistances supplémentaires comme modérateur de vitesse sur les longues pentes. Il suffit de couper l'allumage et presque tous les gaz, de façon que la ligne aspiration et la ligne compression du diagramme d'indicateur du moteur fonctionnant en récepteur soient

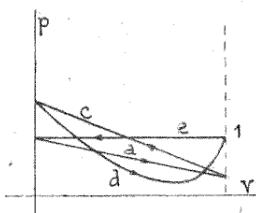


Fig. 131.

presque confondues, ce qui donne pour ces deux temps déjà un excès de travail négatif. Par suite de la perte de chaleur par les parois, la courbe correspondant à la détente est plus surbaissée que la courbe compression dans sa première partie, jusqu'à l'ouverture de l'échappement qui la fait remonter à 1, valeur à laquelle elle reste pendant tout l'échappement. Si on surface le diagramme ainsi obtenu on constate qu'il y a à peu près équivalence entre les travaux négatifs dus à l'excès de la pression atmosphérique sur celle des gaz du cylindre, ou inversement, d'après le sens de marche du piston et les travaux positifs dus aux excès contraires. Il n'y a donc à tenir compte pour le moteur que de son rendement organique $\frac{P_{\text{eff}}}{P_i} = \rho_0$ (fig. 131).

Pour chaque vitesse de régime donnée *a priori*, la valeur de la pente se calcule comme suit :

Le travail de la pesanteur (soit 1,8 tonnes \times pente en millièmes) doit faire équilibre à la somme des travaux dus :

1° A la résistance de l'air ;

2° Au roulement ;

3° A la transmission ;

4° Au moteur tournant à vide.

Les deux premières résistances sont données pour chaque vitesse par

les deux courbes connues. Elles sont indépendantes de la démultiplication choisie.

Les deux dernières dépendent de la démultiplication et s'évaluent comme suit :

Si P_i , P_{eff} , P_j sont les puissances indiquée, effective, à la jante, correspondant pour cette vitesse à la démultiplication embrayée, l'effort à la jante F_m nécessaire pour faire tourner le moteur est

$$F_m = (P_i - P_{\text{eff}}) \times \frac{75}{V_m \text{ p. s.}} \times \frac{P_{\text{eff}}}{P_j}$$

pour tenir compte du rendement $\frac{P_j}{P_{\text{eff}}}$ de la transmission. On voit que pour chaque démultiplication F_m sera sensiblement constant, puisque $P_i - P_{\text{eff}}$ et V sont tous deux proportionnels au nombre de tours du moteur.

Il sera donc facile d'en calculer une valeur pour chaque démultiplication. En prise directe, à 40 à l'heure ou 11,11 m. par seconde.

$$F_m = (26,5 - 22) \times \frac{75}{11,11} \times \frac{22}{19,3} = 35 \text{ kilogrammes.}$$

En 1^{re} Δ à 20 kilomètres à l'heure, ou 5,555 m. par seconde.

$$F_m = (24,9 - 20,3) \times \frac{75}{5,555} \times \frac{20,3}{18} = 70 \text{ kilogrammes.}$$

En 2^{re} Δ à 24 kilomètres-heure ou 6,666 m. par seconde.

$$F_m = (38 - 30) \times \frac{75}{6,666} \times \frac{30}{25,7} = 103 \text{ kilogrammes.}$$

Connaissant F_m et $F_{(\Delta + \text{ROUL}^T)}$, il suffit de faire la somme et de diviser par 18 pour avoir la pente en p. 100 d'où le tableau suivant :

V en km.-h.	$F_{(\Delta + \text{ROUL}^T)}$	F_m	$F_{(\Delta + \text{ROUL}^T)} + F_m$	Pente de régime.
70	102	35	137	7,6 p. 100.
50	71	»	106	5,8 —
40	58	»	93	5,15 —
20	39	»	74	4,1 —
47	68	70	138	7,7 à 1 750 t.m.
40	58	»	128	7,1 p. 100.
20	39	»	109	6 —
16	36	»	106	5,8 —
24	40	103	143	8,4 —
10	35	»	140	7,7 —

Dépasser 50 kilomètres-heure sur des pentes dépassant 5,8 p. 100 n'est pas prudent. On n'utilisera donc pas la descente en prise directe sur pentes > 6 p. 100, mais seulement sur toute pente comprise entre 4 et 5,8 p. 100 ; on descendra en 1^{re} Δ entre 5,8 et 7,7 p. 100 ; et en 2^{re} Δ entre 7,7 et 8,4 p. 100.

Au delà de 8,1 p. 100, il y aura tendance à emballement de la voiture, qu'il faudra modérer de temps en temps au frein à main. Au-dessous de 4 p. 100, le roulement à lui seul suffira pour maintenir la voiture à une vitesse normale.

Plus les pertes à vide et dans la transmission sont faibles, moins bien le moteur fonctionnera comme frein. C'est ce qui explique que dans le cas précédent, la marge des pentes admissibles soit si réduite (4 à 8 p. 100).

Dans le moteur Saurer, on a amélioré le rendement en le faisant travailler comme compresseur d'air à deux temps, ce qui utilise en plus des résistances passives tout le travail de la compression. Il a suffi pour cela de décaler au moment du freinage l'arbre à cames spécial des soupapes d'échappement de la valeur d'un temps, de façon à les faire ouvrir en fin de compression, et fermer à la fin du troisième temps. Aux premier et troisième temps le piston aspire l'air dans le premier cas par la soupape d'aspiration, dans le second par celle d'échappement, et l'air comprimé s'échappe dans le premier cas par la soupape d'échappement, dans le second par celle d'aspiration déconnectée du carburateur par un dispositif spécial.

2^e FREINAGE ET ARRÊT. — a) *Frein-moteur seul.* — Nous n'avons considéré jusqu'ici le frein-moteur que comme régularisateur de vitesse sur les pentes. Il peut être intéressant de se rendre compte de son utilité comme frein d'arrêt. Nous ne considérerons que les arrêts en palier; les arrêts sur rampes ou pentes se traiteraient de même en introduisant le terme $\pm P_i$ dans les efforts résistants.

La voiture roulant par exemple à 70 kilomètres-heure, on coupe les gaz tout en laissant le moteur embrayé. Quelle retardation va-t-elle subir ?

Le problème se traite en appliquant le théorème des forces vives. La voiture pesant 1 800 kilogrammes, sa masse est $\frac{1800}{9,81}$. Si sa vitesse actuelle est v^m par seconde, sa force vive due à la translation est $\frac{1}{2} \cdot \frac{1800}{9,81} \cdot v^2$. Il faut y ajouter la force vive des pièces en rotation. Nous l'évaluerons à 7,5 p. 100 de la force vive due à la translation. La force vive totale $W = \frac{1,075 \times 1800}{2 \times 9,81} \cdot v^2$.

L'effort résistant à la jante est :

$F_A + a_{OULT} + F_m$. On peut l'exprimer pour cette voiture par la formule :

$$\Phi = 68,5 + 0,23 v + 0,168 v^2.$$

Si on veut rechercher rigoureusement la loi du mouvement, il faut écrire que pour une diminution de vitesse dv , la voiture aura parcouru un espace dt tel que $\Phi dt = dW$ d'où t par une quadrature dont on trouve la formule dans les tables d'intégrales.

Il est plus simple et suffisamment exact de décomposer le mouvement

et d'étudier successivement les diminutions de vitesse de 10 en 10 kilomètres-heure. Par exemple, pour passer de 70 kilomètres-heure à 60 kilomètres-heure on écrit :

$$\frac{4,073 \cdot 4800}{2 \cdot 9,81} (19,44^2 - 16,66^2) = \frac{137 + 121}{2} \cdot L \quad \text{et ainsi de suite.}$$

On trouve que la voiture devra parcourir près de 400 mètres avant de s'arrêter. Le frein-moteur est donc complètement insuffisant pour l'arrêt.

b) *Frein-moteur combiné avec frein sur roues.* — Il faut donc prévoir un organe spécial de freinage. (Les règlements publics en exigent même deux.) Nous traiterons seulement des freins sur roues. Ils sont composés en principe d'une jante métallique calée sur la roue, et sur laquelle s'enroule un ruban ou un câble métallique fixé d'une part à l'arrière du châssis, de l'autre à l'extrémité d'un levier à main, avec interposition d'un ressort. La théorie de ces appareils découle immédiatement des équations que nous avons données plus haut au sujet des freins pour petites puissances (voir p. 90).

$$\text{De } \frac{dT}{ds} = fN, \quad \frac{T}{\rho} = N \quad \text{et} \quad d\theta = \frac{ds}{\rho} \quad \text{on tire :}$$

$$\frac{dT}{T} = f \frac{ds}{\rho} = f \cdot d\theta \quad \text{d'où} \quad T = C e^{f\theta}.$$

$$\text{Pour } \theta = 0 \quad T = t \quad \text{done } C = t \quad \text{et} \quad T = t e^{f\theta}.$$

Si α est l'angle embrassé en radians, pour $\theta = \alpha$ on a $T = p$ d'où enfin $p = t e^{f\alpha}$. L'effort tangentiel sur la jante du frein est alors $p - t = t (e^{f\alpha} - 1) = F_f$, d'où $t = \frac{F_f}{e^{f\alpha} - 1}$.

Or il faut noter que f (coefficent de frottement acier sur acier) diminue très vite quand la vitesse augmente. Si le tambour du frein a un diamètre égal au quart de celui de la roue, par exemple, on pourra établir la formule de f en fonction de V , vitesse de la voiture en K_m/h , soit :

$$f = 0,098 + \frac{0,102}{1 + 0,07 V}.$$

Admettons alors que $\alpha = 4\pi$, il sera facile de calculer f et $e^{f\alpha}$ pour toute vitesse de translation de la voiture. On trouve les valeurs suivantes :

$V = 70$	60	50	40	30	20	8	0
$e^{f\alpha} = 4,42$	$4,28$	$4,42$	$4,56$	$5,00$	$5,62$	$7,56$	$12,18$

Donc, pour un même effort de la main du conducteur, l'effort tangentiel de freinage F_f sera 3,5 fois plus faible à 70 kilomètres-heure qu'au moment de l'arrêt.

Il s'établit donc une certaine compensation entre la diminution de Φ et

L'accroissement de F_f pour un serrage constant, mais ce dernier effet l'emporte finalement. Ainsi, à 70 kilomètres heure $\Phi = 437$ kilogrammes, donc 68,5 kg. par roue. Le coefficient d'adhérence roue sur sol étant 0,60 donne 360 kilogrammes d'effort adhérent, la différence $360 - 68,5 = 291,5$ donne la valeur de l'effort tangentiel maximum reporté à la jante de la roue. La valeur au frein $F_f = 291,5 \times 4 = 1166$ kilogrammes, nécessitant un effort t égal à

$$\frac{1166}{4,12 - 1} = 374 \text{ kilogrammes.}$$

$$\text{Un instant avant l'arrêt } \Phi = 74 \quad \frac{\Phi}{2} = 37 \quad 360 - 37 = 323$$

$$\text{d'où} \quad t = \frac{4 \times 323}{4,18 - 1} = 117 \text{ kilogrammes.}$$

Si on avait serré dès le début du freinage de façon à obtenir l'effet maximum, il aurait donc fallu immédiatement desserrer progressivement de 374 à 117 kilogrammes sous peine de bloquer les roues et patiner.

On voit également par cet exemple le peu d'aide apporté pour l'arrêt, par le frein-moteur. On peut le mesurer en prise directe par l'effort de 35 kilogrammes comparé aux 360 kilogrammes, maximum compatible avec l'adhérence. Le frein-moteur ne vaut donc que le 1/10 environ du frein total, le reste étant fourni par F_{A+ROUL^T} et par le frein proprement dit. Or F_{A+ROUL^T} représente au début environ 3/10 et à la fin 1/10 de cet effort total. Le frein doit donc pouvoir donner 6/10 au maximum au début du freinage et 8/10 à la fin, et cela avec un serrage t qui diminue cependant de 374 à 117 kilogrammes.

On conçoit donc que pour éviter cette sujexion du desserrage progressif, on préfère maintenir grâce à un secteur denté ou un autoloc, l'effort sur le ruban bien au-dessous de sa valeur maxima, quitte à ne pas utiliser toute l'adhérence offerte. On obtient ainsi un freinage plus long et on retarde le moment du patinage.

Exemple :

Ne serrons par exemple le frein qu'à 300 kilogrammes au lieu de 391 kilogrammes par roue à 70 kilomètres-heure. On a alors $\frac{300 \times 3,12}{4} = 234$ kilogrammes à la jante de la roue. Or $\frac{\Phi}{2} = 68,5$. L'effort total à la jante est donc : $234 + 68,5 = 302,5$ au lieu de 360. Admettons que cet effort reste constant pendant la diminution de vitesse de 70 kilomètres-heure à 60 kilomètres-heure, on a :

$$\frac{1800 \times 4,075}{2 \times 9,81} (49,44^2 - 16,66^2) = 2 \times 302,5 \times L \quad \text{d'où} \quad L = 16,65 \text{ m.}$$

À ce moment $e^{f*} = 4,28$, le nouvel effort à la jante est donc $\frac{300 \times 3,28}{4} = 246$ kilogrammes et l'effort total devient : $246 + \frac{120}{2} = 306$ kilogrammes.

On voit bien qu'il a varié très peu, ce qui justifie notre approximation.

En continuant le même calcul de 40 en 40 kilomètres-heure, on arrive à la vitesse 20 kilomètres-heure avec $e^{f_2} = 5,62$ donnant un effort à la jante de $\frac{300 \times 4,62}{4} = 346$ kilogrammes à ajouter à $\frac{\Phi}{2}$ qui est égal à 37 kilogs. La somme fait 383 kilogrammes, donc supérieure à la limite adhérente. Il y aura donc déjà patinage. On vérifie que c'est à 25 kilomètres-heure ou 6,95 m. par seconde que la limite 360 kilogrammes sera atteinte, après un parcours total de 56,67 m.

A ce moment il faudra diminuer sensiblement l'effort de freinage, donc d'abord, si cela n'est déjà pas fait, débrayer le moteur pour l'empêcher de caler, puis desserrer progressivement le frein comme nous l'avons vu. Si non, on aura patinage. L'effort résistant sera alors composé de :

$$0,35 \times 1200 \text{ kilogrammes dus au glissement du train arrière}, \\ 0,02 \times 600 \text{ — — — roulement du train avant.}$$

D'autre part les parties en rotation ont leur force vive réduite au moins de moitié. On a alors :

$$(0,35 \times 1200 + 0,02 \times 600) L = 1800 \times 1,035 \times \frac{6,95^2}{2 \times 9,81}$$

d'où

$$L = 10,50 \text{ m.}$$

Pratiquement, f augmente de 0,35 à 0,60 au cours du patinage qui n'aura donc lieu que sur 7 mètres environ.

L'arrêt dans ce cas n'a donc demandé que 64 mètres environ au lieu de 400 avec le frein-moteur seul. Notons cependant que plus la démultiplication enclenchée est grande et plus l'effet du frein-moteur sera sensible et suffisant même dans bien des cas.

L'arrêt brusque par blocage immédiat des roues peut se calculer en prenant $f \sim 0,50$ et en négligeant la résistance de l'air. On a alors :

$$(0,50 \times 1200 + 0,02 \times 600) L = 1800 \times 1,035 \times \frac{49,44^2}{2 \times 9,81}$$

d'où

$$L \sim 53 \text{ mètres.}$$

Et le freinage idéal en utilisant toute l'adhérence donne :

$$(0,60 \times 1200 + 0,02 \times 600) L = 1800 \times 1,075 \times \frac{19,44^2}{2 \times 9,81}$$

d'où

$$L \sim 50,4 \text{ m.}$$

Le patinage est donc (usure des pneus et risques d'éclatement mis à part) bien moins désavantageux pour l'arrêt qu'en matière de chemins de fer. Cela tient à la grandeur relative du coefficient de roulement $\sim \frac{36}{1800} = 2 \text{ p. } 100$ au lieu de 3 à 5 p. 1 000, et au fort coefficient de frottement caoutchouc sur

sol même avec glissement, 0,35 à 0,50 au lieu de 0,40 pour acier sur acier.

Il est bien évident que tout ce que nous venons de dire s'applique tout aussi bien au frein à pédale lequel est d'ailleurs généralement employé, avec ou sans débrayage du moteur gaz fermés, sauf en cas d'urgence.

Nous avons beaucoup insisté sur l'adaptation du moteur à l'automobile car nous allons retrouver dans le chapitre suivant identiquement les mêmes raisonnements et procédés de calcul. Les résultats de l'exemple concret du groupe automobile choisi parlent d'ailleurs mieux à l'esprit et aux yeux, comme étant d'une vérification courante de tous les jours.

Nous allons voir maintenant de plus près les particularités de l'adaptation à l'aviation.

CHAPITRE IX

ADAPTATION DU MOTEUR A L'AVIATION

Nous ne parlerons pas de questions d'encombrement, poids, résistance à l'avancement, etc. Qu'il nous suffise de savoir que le minimum de chaque, compatible avec la solidité et la robustesse de fonctionnement, sera de rigueur.

Le problème organique de l'adaptation est dans ce cas fort simple. Le moteur est boulonné par ses pattes de fixation dans le cas du moteur fixe, ou par un plateau fixé au vilebrequin dans le cas d'un rotatif, au berceau qui est lui-même relié rigidement au fuselage. C'est donc le carter du moteur qui tire ou pousse l'appareil suivant que l'hélice est placée à l'avant ou à l'arrière. L'organe de poussée est donc bien simple : c'est le roulement double de butée du vilebrequin ou plus généralement de l'arbre porte-hélice dans le carter. On s'arrange à faire passer autant que possible cette traction ou propulsion de l'hélice par le centre de gravité de l'appareil, de façon à éviter l'effet de cabrage ou de piqué de l'appareil. L'organe d'anti-cabrage ou de réaction, s'il y en avait besoin, serait donc l'appareil lui-même prenant appui sur l'air par ses différents plans, soit sustentateurs, soit équilibreurs.

Nous nous occuperons plus spécialement ici de l'adaptation des caractéristiques internes du moteur proprement dit : puissance, couple, rendement, vitesse.

Le procédé sera toujours le même. Tracer pour l'avion et le propulseur les courbes correspondantes en fonction de la vitesse de propulsion et les déplacer l'une par rapport à l'autre jusqu'à trouver la solution la meilleure — ou approchant.

Nous connaissons déjà les courbes moteur. Il nous faut donc apprendre à établir les courbes : 1^o de l'avion ; 2^o du propulseur hélice.

Nous commencerons par l'avion, après avoir rappelé quelques principes d'aérodynamique.

RAPPEL DES PRINCIPES D'AÉRODYNAMIQUE

Poussée et trainée. — Les courbes expérimentales de M. Eiffel donnent, pour chaque type de voilure, en fonction de l'incidence I (c'est-à-dire de l'angle d'une certaine ligne de référence du profil de la voilure, avec la tangente à la trajectoire) les coefficients K_x et K_y tels que :

$$F_p \text{ ou force portante} = K_y S V^2 \quad (1)$$

$$T_r \text{ ou trainée} = K_x S V^2 \quad (2)$$

S étant la surface et V la vitesse horizontale en mètres par seconde ;

$$\text{d'où} \quad \frac{F_p}{S} = K_y V^2 \quad \text{ou} \quad V = \sqrt{\frac{1}{K_y} \frac{F_p}{S}} \quad (3)$$

A priori, il est évident que pour porter un poids donné, il y aura intérêt à se rapprocher de la condition $\frac{K_x}{K_y} = \mu$ minimum.

Cette condition définit ce qu'on appelle la meilleure incidence pour un

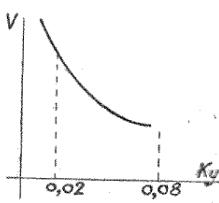


Fig. 132.

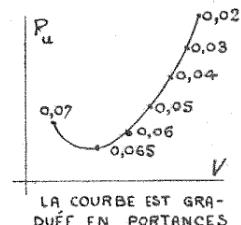


Fig. 133.

type de voilure donné. Pour les voilures à plus grande portance K_y ne dépasse pas 0,078 à 0,08.

D'autre part on ne descend pas au-dessous de 0,02, à cause de la trop grande vitesse résultant de (3) et de la trop grande susceptibilité d'un appareil ainsi construit qui serait à la merci d'une faible diminution accidentelle de I , et risquerait de se gauchir sous une augmentation accidentelle relativement trop forte (houle ascendante). Le maximum de K_y correspond à environ $I = 15^\circ$. La meilleure incidence est toujours petite, 4° à 6° .

Le diagramme $V = f(K_y)$ affecte la forme hyperbolique ci-contre (fig. 132), variable bien entendu avec chaque type de surface et valeur de F_p . Tout point de la courbe correspond à deux incidences, l'une plus grande, l'autre plus petite que celle relative au maximum de K_y . C'est la dernière seule qui présente un intérêt pratique.

Résistances passives. — Les surfaces nuisibles S_n produisent une résistance à l'avancement $R = 0,08 S_n V^2$. L'hélice doit donc fournir une traction T telle que

$$T = T_r + R \quad \text{et la puissance utile } P_u = T \times V.$$

Traçons la courbe $P_u = f(V)$ pour une voilure donnée de surfaces continues S, S_n , supportant un poids total F_p . Cette courbe sera celle de l'avion. Elle est graduée en puissances et portances correspondantes. Il n'y a donc pour un appareil donné qu'une seule vitesse de déplacement horizontale correspondant à une P_u donnée, et cela au moyen d'une incidence unique obligée (fig. 133).

Cette courbe s'obtient en totalisant les ordonnées correspondantes des deux courbes élémentaires suivantes :

1^o Courbe de la puissance nécessaire pour vaincre la traînée. Or SK_x diminue quand l'incidence diminue, c'est-à-dire que les abscisses (vitesses) augmentent. Le produit $SK_x V^3$ passe donc par un minimum au delà duquel la courbe se relève doucement.

2^o Courbe de la puissance nécessaire pour vaincre les résistances passives dues à la surface nuisible S_n . L'effort retardateur est proportionnel au carré de la vitesse et la puissance au cube. La courbe représentative s'élève donc très rapidement. Et par suite se relève aussi très rapidement la courbe résultante en V de l'avion au delà de son minimum.

Nous remarquons dès maintenant une différence capitale entre la courbe P_u de l'avion, et la courbe P_u d'une automobile. La première est en forme de V et ne passe pas par l'origine. La seconde part de 0 et s'élève de suite en tournant sa convexité vers l'axe des vitesses.

D'après ce que nous avons vu en automobile, nous pressentons de suite que l'adaptation d'un groupe moto-hélice à cet avion consistera à présenter une courbe P_{eff} à cette courbe P_u ; les différences d'ordonnée donnant pour chaque vitesse considérée la puissance utilisable pour la montée.

Ces deux courbes se couperont en deux points, qui correspondent ici à des vitesses de rotation très peu différentes (100 à 250 tours-minute) tandis qu'en automobile le premier point était théoriquement l'origine et le second le point de régime en palier à la vitesse maxima. En réalité, l'origine ne correspondait à rien de pratique. C'est la vitesse de rotation minima (300 tours-minute) qui donnait le point inférieur. Mais de toutes façons, la marge est beaucoup plus petite en avion qu'en auto. La souplesse, telle que nous l'avions entendue, ne sera plus ici de rigueur.

Il nous faut maintenant tracer la courbe P_{eff} du groupe moto-hélice et pour cela connaître les propriétés de cette dernière.

L'HÉLICE

1^o Fonctionnement au point fixe.

L'hélice est une surface mobile autour de l'axe du moteur, ou d'un arbre solidaire de ce dernier. Découpons-la en tranches élémentaires au moyen

de plans tangents à des cylindres de rayons très peu différents concentriques à l'axe (fig. 134).

Considérons une de ces tranches et animons-la d'un seul mouvement de rotation uniforme autour de l'axe. La théorie des plaques et des voilures

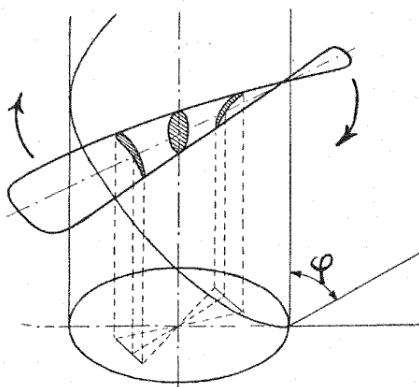


Fig. 134.

courbes s'applique (aux pertes marginales près, ce qui n'a ici qu'une très faible importance). Cette tranche, d'après son profil, l'inclinaison de sa ligne

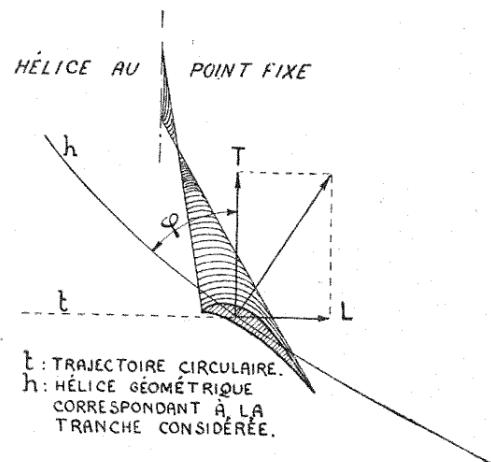


Fig. 135.

de référence par rapport à la tangente à la trajectoire qui est un cercle, donnera une réaction élémentaire contenue dans le plan tangent au cylindre moyen au point d'application connu d'après les expériences de M. Eiffel (fig. 135).

En la décomposant suivant la direction de l'axe de l'hélice et suivant la perpendiculaire au rayon, nous obtenons une traction T dans le sens de l'axe et une force tangentielle L .

Un élément ou tranche correspondante dont chaque point sera symé-

trique d'un point de la première par rapport à l'axe, donnera également une composante axiale T égale et de même sens et une composante tangentielle L égale, mais de sens contraire.

D'après le principe du carré des vitesses on a, avec $V = \omega R$

$$\frac{T}{\omega^2} = A \quad \frac{L}{\omega^2} = B.$$

Et la puissance absorbée $P = 2R \times L \times \omega = f(\omega^3)$.

Les expériences du colonel Renard vérifient cette dernière relation.

De l'extrémité de l'hélice jusqu'à l'axe, on peut considérer les couples de tranches symétriques juxtaposées le long du rayon moyen des pales et donnant chacun une composante tractive $2T$ et un couple $2LR$.

Les efforts tractions s'ajoutent pour donner la traction de l'hélice au point

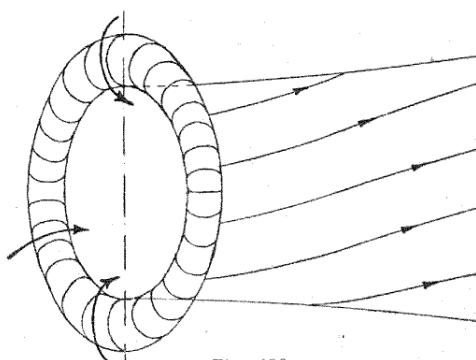


Fig. 436.

fixe, passant par l'axe pour raison de symétrie et mesurable statiquement.

Les couples s'additionnent également pour donner un couple résultant égal et de signe contraire au couple moteur, donc également mesurable.

L'air est aspiré violemment et refoulé en arrière. Les diagrammes de M. Riabouchinsky donnent les valeurs des trois composantes des vitesses des filets d'air. Devant l'hélice, l'air est aspiré en tire-bouchon de diamètre décroissant, la rotation étant dans le sens de l'hélice jusqu'à un certain point assez rapproché (quelques centimètres) de l'encombrement de l'hélice, à partir duquel il est chassé à travers l'hélice en sens inverse de la rotation. Dans la zone AV de l'hélice l'air est en mouvement et affecte la forme d'un tore tournant de l'extérieur à l'intérieur. Dans la zone AR, l'air est violemment refoulé suivant un cylindre légèrement évasé vers l'arrière. Les filets d'air se déplacent suivant une hélice à très grands pas.

Derrière l'hélice, la composante axiale maxima qui a lieu pour tous les points situés à $8/10$ environ du rayon a une valeur d'un peu moins de 2 mètres pour 100 tours à la minute. Elle diminue assez vite avec l'éloignement par rapport à l'hélice.

Pour une hélice donnée, les vitesses axiales v_x de l'air sont proportionnelles au nombre de tours n . Et pour des hélices géométriquement semblables caractérisées par leur diamètre D par exemple, v_x est proportionnel au produit nD .

Nous verrons par la suite que si l'hélice subit un mouvement de translation ces v_x diminuent très vite avec la vitesse de propulsion.

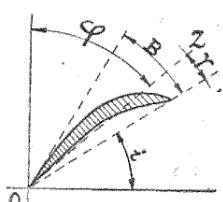


Fig. 437.

L'hélice au point fixe donne donc finalement une traction (Σ , T) variable avec le nombre de tours et une puissance utile P_u nulle.

2^e Fonctionnement de l'hélice propulsive.

L'hélice se déplaçant suivant son axe, analysons son fonctionnement.

Notre tranche élémentaire sera toujours définie par son orientation sur l'axe, donnée par l'angle de sa corde de profil avec le plan perpendiculaire à l'axe, ou angle d'attaque : i , et l'inclinaison γ sur cette corde de sa ligne de référence OZ (fig. 437) à laquelle est perpendiculaire la poussée.

L'incidence au point fixe serait, nous l'avons vu :

$$I = i + \gamma.$$

On appelle ordinairement φ l'angle $\frac{\pi}{2} - (i + \gamma)$.

Si la tranche avance uniformément d'une vitesse V , et avec une vitesse

de rotation $u = \omega r$, r étant le rayon du cylindre moyen, la trajectoire d'un point de cette tranche deviendra une hélice géométrique. La nouvelle inci-

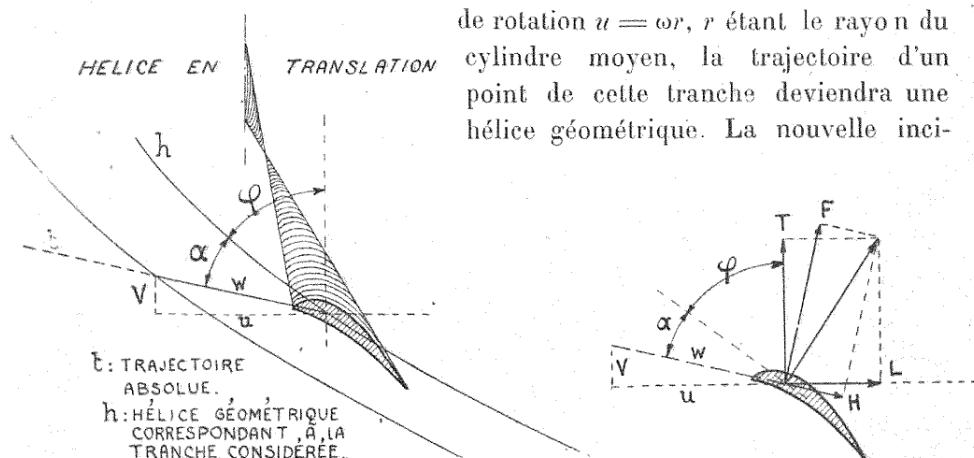


Fig. 438.

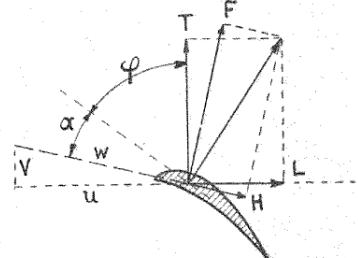


Fig. 439.

dence de cette tranche élémentaire aura diminué et ne sera plus que α telle que $\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) = \frac{u}{V}$, comme le montre la figure de composition des vitesses (fig. 438).

Ceci très approximativement, car il faudrait tenir compte de la vitesse préalable des filets d'air sur les pales. Or v_x qui est de sens contraire à V et s'ajoute donc à lui, diminue très rapidement quand V atteint les vitesses normales actuelles (30 à 35 mètres par seconde). Les vraies valeurs de V et de u , V' et u' sont donc telles qu'elles ne modifient pas sensiblement l'épure.

On peut donc évaluer les composantes de la poussée élémentaire suivant (fig. 139) la trajectoire et la perpendiculaire à celle-ci, soit F et H .

On aura comme toujours des valeurs $K_y SW^2$ et $K_x SW^2$. Mais ce qui nous intéresse, ce sont les valeurs suivant l'axe de l'hélice et la perpendiculaire à l'axe, soit T et L . Or c'est une simple transformation trigonométrique et on arrive à

$$T = K'_y S u^2 \quad L = K'_x S u^2$$

c'est-à-dire des formules en V , u , et $(\varphi + \alpha)$ et non plus explicitement en W car $u = W \sin(\varphi + \alpha)$ et $V = W \cos(\varphi + \alpha)$. Quant aux valeurs de K'_y , K'_x , ce sont de simples fonctions de K_x , K_y , et $(\varphi + \alpha)$.

On peut donc prédéterminer, pour ce groupe de deux tranches élémentaires, la traction et le couple élémentaires, la vitesse de translation, et le rendement

$$\text{Ce dernier } \rho = \frac{VT}{uL} = \frac{T}{L} \cotg(\varphi + \alpha) = \frac{K'_y}{K'_x} \cotg(\varphi + \alpha)$$

Mais au lieu de prendre α comme variable, prenons $\frac{V}{n}$ qui est plus tangible, cela est facile puisque $\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) = 2\pi r \frac{n}{V}$.

K'_y et K'_x étant fonctions de α sont fonctions de $\frac{V}{n}$. Donc finalement φ est seulement fonction de $\frac{V}{n}$.

Pour cette tranche d'hélice déterminée par son profil et son orientation φ , on constate que K'_y est inversement proportionnel à $\frac{V}{n}$ sur une très grande échelle s'étendant du plus petit $\frac{V}{n}$ pratique à sa plus grande valeur qui correspond à la vitesse de translation de l'hélice se vissant dans l'air avec un angle d'incidence α nul.

Quant au rendement, il part de 0 pour $\frac{V}{n} = 0$ et il revient à 0 un peu avant que $T = 0$. La courbe montre qu'il est proportionnel à $\frac{V}{n}$ à peu près jusqu'à $\frac{V}{n} = 0,4$. Or $T = \rho L \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) = 2\pi C \rho \frac{n}{V}$, C étant le couple moteur.

On en conclut que T n'est proportionnel à C que si ρ reste proportionnel à $\frac{V}{n}$, c'est-à-dire entre les valeurs de $\frac{V}{n}$ égales à 0 et 0,4. Or $\frac{V}{n}$ est généralement plus grand. Donc T pratiquement n'est pas proportionnel à C .

Ce que nous venons de dire pour les deux tranches élémentaires symétriques s'applique à toutes les paires de tranches.

Toute la difficulté réside précisément dans l'extension du calcul, ou pour

dire le mot exact, dans cette intégration. Pour opérer il faut se donner la loi suivant laquelle les tranches varient de profil, d'orientation, de largeur, depuis l'extrémité appelée distum, jusqu'à la partie la plus proche de l'axe appelée proximum.

Or, on peut envisager une infinité de ces lois. La pratique en a consacré quelques-unes caractéristiques. On y est arrivé en étudiant les influences relatives sur le rendement des variations de profil, d'orientation, etc. Etant donné le but de cette étude, c'est cela qui nous importe le plus.

Avant d'aborder ce point, signalons les vérifications expérimentales des conclusions théoriques énoncées ci-dessus :

Vérifications expérimentales. — Les diagrammes du colonel Dorand donnent les valeurs de P et de T en fonction de V pour une série de n constants concernant une certaine hélice en bois de 2,50 m. de diamètre.

On vérifie très sensiblement que pour chaque $\frac{V}{n}$ maintenu constant, lorsque V varie, les valeurs $\frac{T}{n^2 D^4}$, $\frac{P}{n^3 D^5}$ et ρ restent constantes.

Si on transforme ces courbes en prenant $\frac{V}{nD}$ pour abscisses, on trouve qu'à chaque valeur de n correspond une courbe séparée, bien que ces différentes courbes soient très rapprochées l'une de l'autre. Celles correspondant au plus grand n sont celles d'ordonnées les plus grandes.

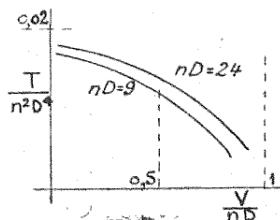


Fig. 140.

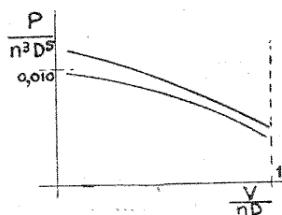


Fig. 141.

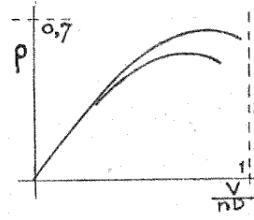


Fig. 142.

Donc notre seule formule ne peut pas toutes les représenter et il faut ajouter un terme correcteur qui peut provenir soit d'avoir négligé l'influence de la vitesse axiale v_x de l'air, soit de l'inexactitude de la loi du carré des vitesses.

Si, au lieu de comparer les fonctionnements d'une hélice en fonction de $\frac{V}{n}$ et de n , on veut comparer entre elles des hélices géométriquement semblables, M. Eiffel a prouvé que les courbes du colonel Dorand s'appliquaient également en prenant nD pour variable au lieu de n et il a établi ses diagrammes en fonction de $\frac{V}{nD}$. On retrouve les mêmes séries de courbes correspondant à des nD différents et très rapprochées l'une de l'autre ; d'où il suit bien que la cause perturbatrice doit être v_x , car nous savons que v_x varie avec nD . Sa formule doit donc être $K \frac{nD}{V}$. M. Soreau a établi que

$K = 0,46$, donc v_x varie de 0,70 m. à 0,90 m. pour les valeurs courantes de $\frac{V}{n}$.

Les courbes de M. Eiffel affectent les formes données par les figures (140-1-2).

Influence des divers facteurs principaux.

1^o $\mu = \frac{H}{F} = \frac{K_x}{K_y}$. Comme pour les voitures d'avion, il faut que μ soit minimum, ce qui donne le meilleur angle d'incidence α pour chaque section. Nous savons que c'est un angle très petit, 4° à 6°. Il faudra que la courbe μ soit le plus étalé possible aux environs de cette valeur optimale pour que le rendement ne subisse pas de trop grandes variations quand α changera. μ varie en général de 0,05 à 0,45.

Ceci est vrai pour chaque tranche élémentaire de l'hélice. Mais on comprend que de très bons rendements élémentaires de presque toutes les régions moyennement efficaces n'arrivent pas à compenser un rendement médiocre des tranches les plus efficaces. Le rendement de chaque tranche a donc un poids qui dépend des autres dimensions : rayon, largeur, etc.

2^o *Influence de φ . Hélices à pas constant, à pas progressif.* — a) On peut se donner la condition que toutes les sections aient le même pas, c'est-à-dire que leur angle d'incidence $i + \gamma$ au point fixe varie inversement proportionnellement au rayon. En effet :

$$\text{pas} = 2\pi r \cot \varphi.$$

Donc l'angle α variera avec chaque section. Or $\frac{V}{n}$ étant le même à chaque instant pour toutes les sections, il sera impossible qu' α soit précisément le meilleur pour toutes les sections en même temps, au point de vue rendement.

Avec des hélices ainsi construites, il faudra s'arranger (étant données les limites où doit varier $\frac{V}{n}$) pour que ce soient les sections d'efficacité maxima qui aient le meilleur α , c'est-à-dire μ minimum. On peut donc, en choisissant judicieusement les sections, arriver cependant à un fort bon rendement, pour des valeurs de $\frac{V}{n}$ assez différentes (hélice : Chauvière-Intégrale).

b) On peut aussi se donner la condition que pour la valeur de $\frac{V}{n}$ normale prévue, toutes les sections aient en même temps l'angle d'incidence α le meilleur. Ceci est plus logique. De telles hélices s'appellent : rationnelles pour un $\frac{V}{n}$ donné. Dans ce cas, toutes les sections auront un pas différent qui croîtra en général du proximum au distum (hélice normale, Ratmanoff). On choisit les profils de telle sorte que μ varie le moins possible autour de son minimum pour les variations prévues de $\frac{V}{n}$.

3° *Largeur des pales.* — On peut leur donner la plus grande largeur dans la région la plus active (environ 0,7 R), cette largeur ne devant pas dépasser 0,20 R. Les largeurs varieront jusque-là proportionnellement au rayon, puis diminueront pour tenir compte de la fatigue des fibres, de la force centrifuge, des vibrations, etc... (Intégrale).

On peut aussi leur donner une largeur constante ou à peu près (Normale : Ratmanoff).

Détermination des sections. Exemples. — Les formules proposées en

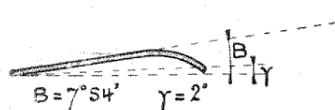


Fig. 143.

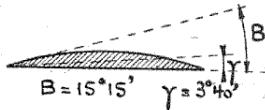


Fig. 144.

fonction de tous ces éléments sont assez compliquées. Mais, réduites en tableaux comme l'a fait M. Soreau, elles permettent de calculer rapidement les valeurs de T, P, ρ et R en fonction de μ , V et ω .

Ceci dépasse notre but qui est seulement de faire comprendre les variations de fonctionnement d'une hélice en vue de son appropriation à un service donné.

Il nous suffira de connaître les principales formes adoptées.

Les trois sections les plus caractéristiques sont celles situées : près du distum, aux 0,7 du rayon, à l'encastrement.

Pour les premières, elles devront être, pour cause de résistance, le plus



Fig. 145.

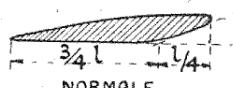


Fig. 146.

légères possible, donc peu épaisses, peu larges, avec un pas qui pourra être plus réduit que le pas de la section la plus active (Wright), ou même le plus réduit de toute la pale (Perfecta), mais est le plus souvent le plus grand (Chauvière, Progressive, Normale).

Le type de profil employé est figuré ci-contre (fig. 143-144). L'épaisseur varie de 6 à 9 millimètres.

Aux 0,7 du rayon, est en général la région la plus active. On lui donne les profils ci-contre où $B = 8^\circ$, $\gamma = 2^\circ$ (fig. 143-146). L'épaisseur varie de 12 à 19 millimètres. C'est là que la largeur est la plus grande, souvent aussi le pas y est le plus grand.

Plus près du moyeu, ce sont plutôt les efforts dus à l'encastrement qui

règlent la forme. On emploie généralement les formes ci-contre (fig. 147-148) en vue de l'écoulement facile de l'air.

Vérifications expérimentales. — Les formules de constructions et tableaux déduits sont vérifiés par des séries d'expériences classiques dont les tableaux récapitulatifs seront à notre point de vue plus utiles.

Les plus instructifs sont ceux du colonel Dorand d'après les expériences



Fig. 147.



Fig. 148.

de Chalais-Meudon. Ils permettent de comparer entre elles toutes les hélices d'un même type.

Nous avons vu qu'étant donnée une certaine hélice toutes les hélices géométriquement semblables lui étaient équivalentes pour un même $\frac{V}{nD}$. Toutes ces hélices forment ce qu'on appelle une famille d'hélices semblables. Le rapport de similitude est en général défini par le rapport des D .

Il s'en suit que les pas de construction des sections d'hélices appartenant à une même famille, prises à une distance du moyeu égale à une fraction constante des diamètres, sont également dans le rapport de ces derniers.

On a donc, pour une famille d'hélices la relation : $\frac{\text{pas}}{D} = \text{constante}$. C'est cette valeur qu'on appelle pas relatif, ou pas proportionnel.

Si le type d'hélice considéré est à pas constant, pour toutes les sections (secteur d'hélicoïde gauche sans épaisseur, c'est-à-dire surface de vis, et approximativement hélice Chauvière), il est très facile de mesurer le numérateur de cette fraction.

On mesure la pente p d'une section à la distance d'un mètre à partir de l'axe et le pas est alors égal à $2\pi p$.

Si on a affaire à un type d'hélice à pas variable, le numérateur de cette fraction n'a plus de signification absolue.

M. Soreau cite l'exemple de l'hélice de 2,50 m. de diamètre, essayée par le colonel Dorand et dont le pas de construction était censé de 1,875 m. alors que le pas réel en serait d'après ses propres recherches de 2,325 m. Cette dernière valeur serait obtenue comme suit :

On considère les courbes Dorand P et T de l'hélice données pour une valeur n constante quelconque. La traction devient nulle pour un certain $\frac{V}{n} = a'$. C'est le cas pour une surface de vis quand elle se visse littéralement dans l'air, avançant par tour de toute la longueur de son pas. Il est clair alors que l'incidence des pales est nulle, il n'y a donc aucun effort sur elles, donc aucune traction. Il y a cependant pour une hélice réelle encore un

très faible couple résistant à ce régime, dû aux résistances passives et qui ne s'annule que pour une vitesse un peu supérieure, ainsi qu'il résulte des courbes Dorand extrapolées. Soit $\frac{V}{n} = a''_0$, ce second régime où la puissance = 0. M. Soreau propose alors pour la formule du pas moyen :

$$a'_0 + \frac{a''_0 - a'_0}{4} = \frac{3a'_0 + a''_0}{4}$$

Qu'on applique cette formule, ou qu'on prenne pour pas moyen le pas

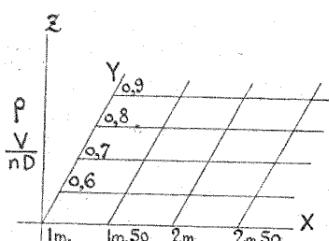


Fig. 149.

d'une section située à une fraction constante du diamètre, la valeur du pas proportionnel trouvé n'est plus qu'une convention, mais caractéristique cependant de chaque famille d'hélices semblables.

Si pour chaque type d'hélices, on porte sur un axe OX les diamètres, sur OY les pas proportionnels croissant par exemple de 0,5 à 1,5, les familles forment les rangées

parallèles à OX, les séries d'un même diamètre et à pas moyens croissants forment les rangées parallèles à OY (fig. 149).

On pourra alors porter parallèlement à un troisième axe OZ les diverses valeurs des rendements, $\frac{V}{nD}$ optima, P_u , etc.

D'après les courbes Eiffel ci-dessus, il est clair *a priori* que chaque famille comprendra une hélice d'un rendement supérieur à toutes les autres de cette famille et cela pour un $\frac{V}{nD}$ qui sera le $\frac{V}{nD}$ optimum de cette famille. C'est ce que démontre le tableau suivant pour un certain type :

Pas proportionnel . . .	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,15
ρ maximum . . .	0,45	0,53	0,61	0,70	0,76	0,80	0,84
$\frac{V}{nD}$ optimum . . .	0,29	0,38	0,47	0,55	0,63	0,72	0,84

De l'ensemble de toutes ces expériences on conclut que plus le rapport $\frac{\text{pas}}{D}$ ou pas proportionnel croît, plus $\frac{V}{nD}$ optimum croît. Donc si n est constant, V devra croître avec le pas pour donner la valeur de ρ maxima. Donc les grands pas proportionnels conviennent aux grandes vitesses de propulsion, avec des moteurs rapides ou à multiplication. Si on monte une hélice pour appareil rapide sur un moteur lent ou à démultiplication, son ρ maximum peut être maintenu avec une vitesse réduite telle que $\frac{V}{nD}$ le meilleur reste le même.

Nous reviendrons sur ce point au sujet de la démultiplication.

De même enfin, avec des moteurs rapides, on pourra obtenir avec une hélice de même famille, c'est-à-dire de même pas proportionnel, un même

rapport $\frac{V}{nD}$ correspondant au même ρ maximum, en diminuant D , et augmentant n , ce qui concorde avec les conditions de bon fonctionnement du moteur à essence et de résistance mécanique de l'hélice.

Adaptation du moteur et de l'hélice.

Étant donné un certain moteur d'aviation, réglé au mieux, calons sur son arbre une hélice et montons le groupe ainsi constitué sur un truc mobile sur rails et susceptible de s'y déplacer à des vitesses variables et réglables au moyen d'un moteur électrique par exemple.

Pour $V = 0$, on relèvera la puissance fournie par le moteur $P_{\text{eff.}o}$. Pour chaque V , on relèvera $P_{\text{eff.}}$ moteur, et on construira la courbe

$$P_{\text{eff.}} = f(V) \text{ (fig. 450).}$$

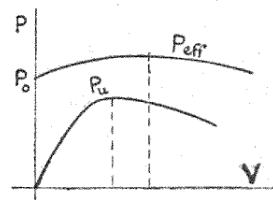


Fig. 450.

C'est une simple transformation de la courbe connue $P_{\text{eff.}} = f(n)$, puisque pour l'hélice considérée V et n sont liés par une relation en fonction de D et ω , et qu'on connaît les caractéristiques moto-électriques du truc.

La courbe P_u donne pour chaque valeur de V le produit de V par T (T étant mesurable directement par un dynamomètre). Cette courbe part de 0 pour $V = 0$ (point fixe), passe par un maximum pour un certain V et retombe à 0 pour la vitesse correspondant à peu près à $T = 0$.

Ces deux valeurs maxima n'auront pas lieu forcément pour la même vitesse.

Si par exemple $P_{u \text{ max.}}$ a lieu pour une vitesse inférieure à celle de $P_{\text{eff.} \text{ max.}}$, en raisonnant identiquement comme dans le cas de l'automobile, on peut dire que le moteur n'est pas adapté à l'hélice, car il ne pourra donner sa puissance maxima que pour une vitesse où l'hélice ne donne déjà plus son ρ maximum. L'hélice fonctionnera donc sous le meilleur $\frac{V}{n}$ quand le moteur ne donnera pas toute sa puissance.

On fera un raisonnement analogue dans le cas contraire.

Donc, indépendamment de toute autre question, il faut que les deux maxima aient lieu pour la même vitesse de translation. Ceci, à peu près bien entendu. La condition sera d'autant plus facile à réaliser, et le groupe d'autant mieux adapté que les deux courbes seront plus étaillées. Cela sera possible en variant, soit D , soit le pas de l'hélice, soit le réglage du moteur.

Donc, en prenant un moteur réglé au mieux, donnant $P_{\text{eff.} \text{ max.}}$ à n tours-secondes, nous pourrons l'essayer avec une infinité d'hélices différentes. D'après leur pas proportionnel nous les classerons en familles. Dans chaque famille nous trouverons un D tel que $\frac{P_{u \text{ max.}}}{P_{\text{eff.} \text{ max.}}}$ soit maximum pour le nombre

de tours n . D'où l'on trouvera la valeur V optima. En répétant cette expérience sur chaque famille, on trouvera chaque fois un D optimum, d'où le pas, la vitesse et le rendement le meilleur.

Le tableau suivant, pris dans l'ouvrage du capitaine Duchêne, représente la série des opérations concernant une série d'hélices bien adaptées à un moteur 50 HP, 4 200 tours-minute.

PAS PROPORTIONNEL (1)	DIAMÈTRE de l'hélice bien adaptée. (2)	PAS DE L'HÉLICE bien adaptée. Produit des chiffres des colonnes 1 et 2. (3)	MEILLEURE VITESSE		RENDEMENT maximum du propulseur. (6)	PUISSSANCE UTILE maxima fournie par le propulseur en HP. Produit des chiffres de la colonne 6 par 50 HP. (7)
			en mètres-seconde. (4)	en kilom-heure. (5)		
0,5	2,46	1,23	14,2	51	0,45	22,5
0,6	2,33	1,40	17,7	64	0,53	26,5
0,7	2,24	1,57	21,4	76	0,61	30,3
0,8	2,16	1,73	23,8	86	0,70	33
0,9	2,09	1,88	26,4	95	0,76	38
1,0	2,04	2,04	29,5	106	0,80	40
1,15	1,98	2,28	33,3	126	0,84	42

Donc, pour un moteur donné, il n'y a théoriquement qu'une seule meilleure série d'hélices (une par pas proportionnel) qui soit bien adaptée au moteur. Et la vitesse nécessaire au meilleur rendement ainsi assuré est une et distincte pour chacune de ces hélices.

Pour cette meilleure série, les valeurs de ρ , P , V sont d'autant plus grands que le pas proportionnel est plus grand, donc que D est plus petit.

En réalité, la pratique admet une certaine tolérance dans ces déductions.

Adaptation du groupe moto-hélice à l'avion. Admission maximum.

Comme nous l'avons dit, il ne nous reste plus qu'à comparer la courbe P_{eff} du groupe ainsi constitué pour le mieux, qui n'est autre que la courbe P_u de l'hélice ci-dessus, à la courbe P_u de l'avion, ces deux courbes étant établies en fonction de la vitesse de translation.

Quand il s'agit d'automobile, nous avons vu que la différence entre les deux ordonnées correspondant à une certaine vitesse, donnait la valeur de la rampe obligée en régime à cette vitesse. Nous avons appris à tracer et graduer les courbes d'égale rampe (fig. 451). Il en sera de même pour l'avion. La seule particularité, c'est que le pilote devra lui-même se créer la rampe, au moyen de l'incidence variable. Les courbes doivent donc porter en plus la graduation en incidences correspondantes, ou en valeurs de K_y . Toute la région comprise entre les deux points de rencontre des courbes est une région de régime possible.

Or, la caractéristique avion ne change pas si les conditions atmosphériques ne changent pas, tandis que les courbes du groupe moto-hélice peuvent varier pour un moteur donné si même les conditions atmosphériques ne changent pas :

1° Par variation d'admission ;

2° Par changement d'hélice ;

3° Par démultiplication.

1° *Effets de la variation d'admission.* — A chaque degré d'admission correspond pour le groupe une courbe particulière qui peut être graduée comme la première et donne lieu aux mêmes calculs de puissance disponible pour la montée, d'où vitesse de montée exprimée en mètres par seconde, en

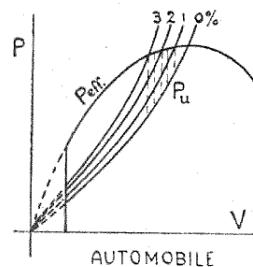


Fig. 451.

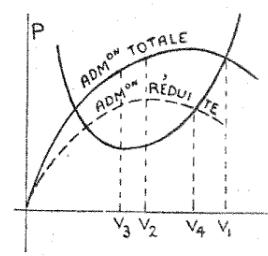


Fig. 452.

divisant la puissance disponible exprimée en kilogrammètres par seconde par le poids de l'appareil. C'est la répétition textuelle du cas de l'automobile (fig. 452).

Dans ce dernier cas, nous avions vu que tout point de la région intérieure du diagramme commun trouvait son emploi le plus avantageux, suivant que se posait la question : économie d'essence, vitesse maxima désirable, la rampe étant toujours obligée.

Ici rien de semblable. Ou il faut aller le plus vite possible, ou le plus économiquement possible, ou monter le plus vite possible.

Le point de montée le plus rapide est le point V_2 d'ordonnée différentielle maxima. Il ne correspond pas en général à la vitesse de puissance maxima du groupe, sinon d'après la forme de la courbe avion, tout point situé à droite de cette ordonnée donnerait pour le moteur une vitesse dépassant sa vitesse de rotation maxima. Donc toute la région située à droite de l'ordonnée de $P_{eff. max.}$ serait inutilisable.

Quant à la région comprise entre les deux courbes $P_{eff.}$ admission totale, et P_u avion, mais à gauche de la plus grande ordonnée différentielle, elle correspond à des incidences de plus en plus grandes.

Si on y fonctionne à pleine admission, la vitesse d'ascension diminuera, mais la pente augmentera. Nous retrouvons les mêmes conclusions qu'avec

notre automobile, laquelle en prise directe donnait sa plus grande vitesse d'ascension verticale à 40 kilomètres-heure et rampe 4,4 p. 100, tandis que la rampe maxima possible était 5,15 p. 100 à 22 kilomètres-heure (fig. 453). La pente augmentera donc jusqu'à un certain point V_s , correspondant à une certaine incidence, au delà de laquelle plus on donnera à monter, et moins l'on montera.

Cette région correspondrait en automobile à la portion de courbe à gauche de l'ordonnée maxima de la courbe des efforts. Nous savons qu'elle a un développement assez faible. Le régime y serait d'ailleurs instable à cause de l'obligation de se mouler à la rampe ou de caler. La marche, dans cette région, si elle n'est pas à proprement parler instable pour l'avion, qui se crée sa rampe à lui, n'a cependant pas d'intérêt.

La région de régime normal est donc comprise entre les deux courbes et à droite de l'ordonnée correspondante à l'excès le plus grand de puissance motrice P_{eff} sur la puissance résistante P_u en trajectoire horizontale (V_2).

Le troisième point intéressant est celui de marche horizontale normale à gaz réduits pour ne pas fatiguer inutilement le moteur. Ce point ne doit pas être trop éloigné de celui d'incidence optima. L'ouverture minima d'admission sera donc définie par cette condition et la vitesse correspondante est V_4 .

Donc, en marche horizontale, le pilote peut fonctionner sur la courbe avion entre les deux points V_1 (puissance et vitesse maxima), V_4 (puissance et vitesse minima, gaz réduits) en ayant soin, chaque fois, de régler son admission d'après l'incidence conformément aux cotes de la courbe.

Nous voyons donc bien pourquoi la souplesse du moteur d'avion n'a rien de comparable avec celle exigée du moteur d'automobile.

L'adaptation d'un groupe moto-hélice à un avion telle que nous venons de la présenter répond au cas d'un avion omnibus peut-on dire, ayant des qualités moyennes en tout, assez grand écart de vitesses, assez grand excès de puissance pour la montée. Mais comme en automobile ou plus généralement en traction, il s'agit de spécialiser les types d'après le service qu'on en attend plus particulièrement.

Prenons le cas, par exemple, d'un avion plus particulièrement destiné à la défense des villes contre incursions aériennes. Cet appareil est appelé à prendre l'air, à peine l'ennemi annoncé et à recevoir celui-ci quelques minutes après et à une altitude déjà supérieure à la sienne. Le problème devra être traité comme celui d'une voiture de course de vitesse en côte.

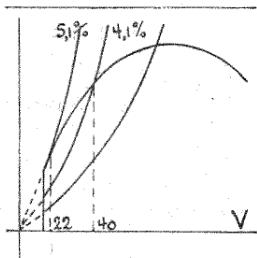


Fig. 453.

Les deux courbes avion et groupe moto-hélice à admission totale devront être décalées de façon à ce que le minimum de la première et le maximum de la seconde se correspondent à peu près sur la même abscisse qui devra être celle d'incidence optima. L'écart de vitesses sera donc assez faible, mais en adaptant judicieusement l'hélice au moteur, et secondelement en démultipliant la vitesse du moteur s'il le faut, on arrivera toujours à le rendre suffisant et à satisfaire sensiblement aux deux conditions de montée la plus rapide, et de vitesse horizontale assez rapide à gaz réduits. (Un tel diagramme peut être représenté par la figure 454.)

C'est ce que nous allons voir dans les paragraphes suivants.

2^e Effets du changement d'hélice. — La courbe $P_{\text{eff.}}$, changera bien entendu, quoique nous supposions toujours prendre une hélice bien adaptée au moteur de façon à ce que son rendement maximum corresponde à la puissance maxima du moteur à vitesse maxima, ce qui implique chaque fois la vitesse la meilleure de translation (fig. 456).

Les courbes de cette meilleure série se détachent d'un tronc commun sensiblement parallèle au lieu des sommets.

Si nous ne pouvions que diminuer l'admission, rien ne nous empêche d'augmenter le pas proportionnel de façon à relever le point $P_{\text{eff. max}}$. Nous obtiendrons alors pour le même moteur et le même avion des vitesses et des rendements maxima de plus en plus grands, mais correspondant à des incidences de plus en plus faibles. (Nous savons qu'il n'est pas prudent de descendre au-dessous de certaines valeurs de K_y : 0,02 par exemple.) Nous aurons de même des excès de $P_{\text{eff.}}$ sur P_u croissants quoique de moins en moins vite. En effet la courbe avion se redressant de plus en plus avec V et les courbes $P_{\text{eff.}}$ prolongeant de plus en plus le tronc commun initial de façon à couper la courbe P_u en des points de plus en plus rapprochés, il y aura une limite au delà de laquelle il n'y a plus intérêt à augmenter le pas proportionnel.

Ce genre de variations a pour analogue en automobile les variations du diamètre des roues, combinées avec la réduction fixe du pignon et couronne du différentiel.

Mais l'uniformisation du diamètre des roues d'un même type, nécessitée par l'emploi des pneumatiques, rend cette étude très simple : on prend la roue courante du type de voiture et on recherche théoriquement, mais surtout expérimentalement celui de tous les rapports d'engrenage qui donne soit la plus grande vitesse en palier pour le nombre de tours maxima du

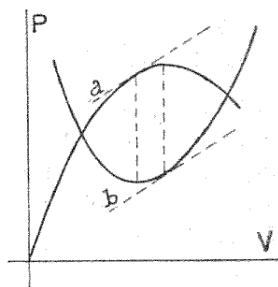


Fig. 454.
Avion de défense.

moteur, soit la plus grande vitesse d'ascension sur certaine côte, soit toute autre condition imposée par le genre de service de la voiture et compatible avec la résistance des matériaux employés.

C'est donc la variation très grande du rendement des hélices même bien adaptées à un moteur qui nécessite cette étude dans l'adaptation à l'avion, tandis qu'en automobile le diamètre et le rendement de la roue sont pratiquement fixes.

Si le maximum de vitesse est atteint, par exemple pour une automobile avant que le moteur ait donné toute sa vitesse avec toute sa puissance, c'est que la courbe $P_{\text{eff.}} = f(V)$ (fig. 155) pour cette démultiplica-

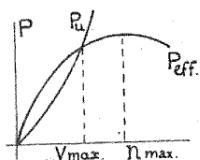


Fig. 155.

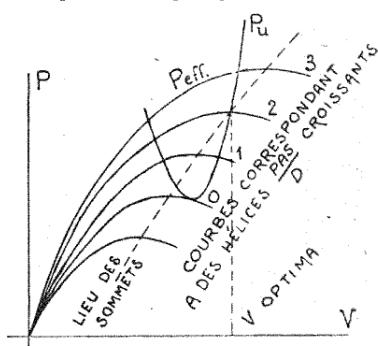


Fig. 156.

tion du différentiel est trop aplatie sur l'axe des vitesses. Il faudra diminuer le diamètre des roues ou prendre une démultiplication du différentiel un peu plus forte jusqu'à ce que la nouvelle courbe $P_{\text{eff.}}$ coupe P_u à $P_{\text{eff. max.}}$ (voir page 135).

En avion, la condition est la même. Donc parmi toutes les hélices bien adaptées au moteur, et en vue d'un avion de caractéristique donnée, il n'y en a qu'une qui soit le mieux adaptée. C'est celle qui correspond à la construction (2) de la figure (156), c'est-à-dire où le maximum de $P_{\text{eff.}}$ correspond exactement à un point de la courbe P_u qui définit ainsi la vitesse maxima de l'appareil. Il est bien évident que les conditions de marche variant fortement avec l'altitude, la température, etc., cette indication n'est qu'une moyenne. Appelons H_2 cette hélice la mieux adaptée.

Les dispositifs à l'étude d'hélices à pas variables cherchent précisément à obtenir la stabilité de la courbe $P_{\text{eff.}}$.

Il est bien clair d'après cette figure que moins la courbe P_u d'un appareil se relève rapidement et plus la meilleure adaptation d'un certain type d'hélices à cet appareil sera facile, la courbe concave, lieu des sommets des courbes $P_{\text{eff.}}$ se rapprochant sur une plus grande longueur, c'est-à-dire pour un plus grand écart de pas proportionnel, de la courbe convexe P_u . Moins l'appareil offre de résistances passives à l'avancement, plus il est fin, plus il tend à se rapprocher de cette condition.

3^e *La démultiplication.* — Il y a peut-être une manière de compenser les très grandes variations relatives des courbes sur un avion muni d'une hélice invariable. C'est le même procédé des changements de vitesse employé en automobile quand les rampes par exemple devenaient trop fortes et faisaient éclater la voiture en prise directe.

Nous avons vu qu'on changeait de vitesse entre les deux points caractéristiques de montée la plus rapide et de pente la plus forte.

Le même type de diagramme nous servira ici. Nous savons que nous ne pouvons employer les hélices même bien adaptées au moteur, mais dont le pas proportionnel serait plus grand (hélice H_m , prise directe, fig. 157) que celui de l'hélice la mieux adaptée (hélice H_2 , fig. 156).

Si cette condition nous donne une région commune trop réduite, donc trop peu d'excès

de puissance possible pour la montée, et un mauvais rendement, il vaudra mieux essayer une de ces hélices, soit H_m , de pas proportionnel plus grand mais démultipliée. Cela reviendra à changer la pente du tronc commun des courbes P_{eff} et à l'augmenter, les valeurs maxima des deux courbes H_m prise directe et démultipliée restant sensiblement les mêmes. On gardera donc le même pas proportionnel à l'hélice H_m démultipliée, ce qui oblige à lui donner un diamètre plus grand de façon que $\frac{V}{nD}$ reste le meilleur. On voit que dans ce cas V maximum augmente très peu, l'excès de puissance, et l'écart des deux vitesses limites supérieure et inférieure augmentant par contre sensiblement (fig. 157).

Nous savons que dans ce cas $\frac{V}{nD}$ restant constant, le rendement ρ reste à peu près constant. Cependant il faut tenir compte des pertes dues au mécanisme démultiplicateur. En pratique le meilleur rendement a lieu pour $\frac{V}{nD}$ compris entre 0,7 et 0,8. Il n'y a intérêt à démultiplier l'hélice que si $\frac{V}{nD}$ n'arrive pas à 0,5 pour l'hélice la mieux adaptée et de plus grand pas proportionnel possible, c'est-à-dire du diamètre le plus réduit. On est donc ainsi amené à établir comme faisant partie intégrale du moteur un démultiplicateur fixe quand *a priori* les courbes P_{eff} et P_u sont par trop décalées. Le rapport de démultiplication varie pour le même moteur, suivant l'avion auquel il est destiné : hydroplane, appareil de chasse, appareil de bombardement.

Mais il n'y a pas lieu d'envisager l'application à l'avion de ces changements de vitesse progressifs employés en automobile, à cause de la forme en U de la courbe dont une seule branche à peine est utilisable. Ce n'était

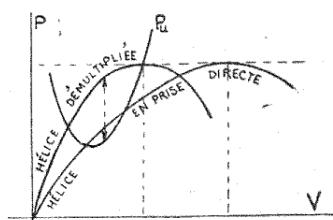


Fig. 157.

pas le cas en automobile où la marge d'utilisation contenait toute la gamme des vitesses comprise entre le démarrage en forte rampe, et le maximum à pleine puissance en descente.

Le procédé n'est donc applicable que d'une façon fixe et une fois pour toutes quand les courbes P_{eff} et P_u avion sont par trop décalées l'une par rapport à l'autre.

Variations dues à l'altitude.

La densité de l'air variant en sens inverse de l'altitude, les valeurs de la poussée et de la traînée pour une même surface, une même vitesse et une même incidence, diminueront également. Comme première approximation, on peut admettre que la réaction totale sur la surface varie propor-

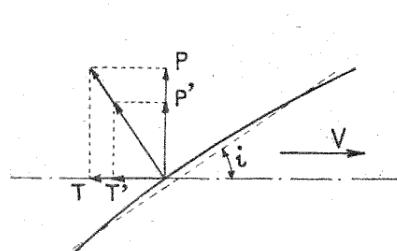


Fig. 458.

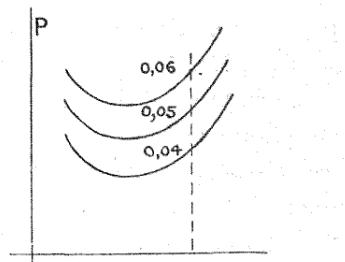


Fig. 459.

tionnellement à la densité de l'air et que $\mu = \frac{K_x}{K_y}$ ne change pas (fig. 458). Dans ces conditions la courbe P_u avion tendra à remonter sur le diagramme (fig. 459) au fur et à mesure de la montée.

En effet, pour une même vitesse de l'appareil suivant sa trajectoire, le poids à porter ne changeant pas ou peu, il faudra augmenter l'incidence de façon à obtenir le même K_y qu'au sol. Or, d'après les formes des courbes donnant K_y et K_x en fonction de l'incidence, si on augmente celle-ci, K_x augmente plus vite que K_y . En revenant donc au même K_y , on arrivera à une valeur de K_x supérieure à la première. La traînée sera donc plus grande. Quant aux résistances passives, elles tendent d'une part à augmenter en raison de la surface nuisible due à la nouvelle incidence, mais d'autre part elles tendent à diminuer par suite de la raréfaction de l'air. Ces deux effets se compensent à peu près. Nous n'en obtenons pas moins une augmentation très sensible de la traînée, donc de la traction nécessaire de l'hélice pour maintenir la vitesse, et par suite de P_u avion, qui peut atteindre 20 p. 100 à 3 000 mètres.

Il est évident que si l'augmentation d'incidence nécessaire peut être obtenue par une rotation des ailes autour d'un axe parallèle aux longerons, les résistances passives diminueront plus vite et tendront à contre-balance l'effet d'accroissement de traînée.

D'autre part la courbe P_{eff} à admission maxima du groupe moto-propulseur s'abaisse, c'est-à-dire que pour V maintenu constant, la nouvelle valeur de P_{eff} est plus petite que celle au sol. En effet P_{eff} est la puissance VT de l'hélice. Or, si u reste constant, T diminue avec la densité de l'air, donc également VT .

Nous admettons que u reste constant. Cela est vrai dans le cas d'un moteur à air atmosphérique carburé, puisque les deux couples moteur et résistant varient l'un et l'autre comme la pression. Il n'en serait pas de même avec un autre type de moteur. Et d'ailleurs, on n'aurait pas intérêt, avec une hélice invariable, à réaliser une autre loi de variation du couple moteur, car le rendement diminuerait. De toutes façons d'ailleurs il y a tendance au maintien de u et l'équilibre obtenu est stable, car à toute variation relative d'un couple dans un sens correspond une variation de u qui s'y oppose.

Du calage relatif des deux courbes sur les figures 154 et 160 dépendent la loi de variation de l'excès de puissance et par suite les sens des variations d'incidence et de vitesse de translation au cours de la montée la plus rapide.

Il arrivera un moment où la courbe P_{eff} à admission maxima passera tout entière au-dessous de la courbe P_u relevée (fig. 160). Au moment où les deux courbes ne sont plus que tangentes en F , on dit que l'appareil a atteint sa hauteur de plafonnement. Comme nous avons vu que les graduations en portances sur la courbe P_u croissent pour une même abscisse au fur et à mesure que cette courbe se relève, il faudra d'ailleurs faire attention que le point d'intersection, ou de contact au plafonnement, ne corresponde pas à une incidence exagérée, c'est-à-dire dépassant en général 15° .

Donc déjà le moteur et l'hélice ne sont pas bien adaptés, mais également le groupe moto-hélice n'est plus bien adapté à l'avion.

Comme on ne peut rien faire à l'avion (on a essayé cependant des plans à tiroir permettant une augmentation relative de la force portante), il faut agir sur le groupe moto-hélice :

D'abord essayer de relever autant que possible la courbe P_{eff} du moteur ;

Puis maintenir bien adaptée l'hélice au moteur ;

Puis enfin maintenir bien adapté le groupe moto-hélice à l'avion.

Pour relever autant que possible la courbe P_{eff} du moteur, nous avons vu qu'on avait essayé des moteurs à très forte compression. On peut également prévoir une injection forcée d'air comprimé, ou encore mieux l'emploi d'un carburateur à pression constante, obtenue par un compresseur

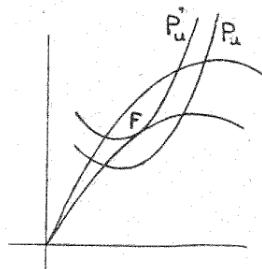


Fig. 160.

d'air rotatif et dont on réglerait le débit comme on règle pression et débit d'un gazogène à air soufflé. Cette alimentation forcée pourrait être la règle, ou bien n'intervenir que comme appont au fur et à mesure de la montée. Un tel appareil peut, *a priori*, sembler bien compliqué. Il suffit de suivre l'évolution depuis quelques années, des dispositifs de refroidissement, de graissage, d'allumage sur les gros moteurs pour se rendre compte que cela n'a rien de si utopique.

Pour un moteur de 150 HP à 1200 tours aspirant environ 125 litres

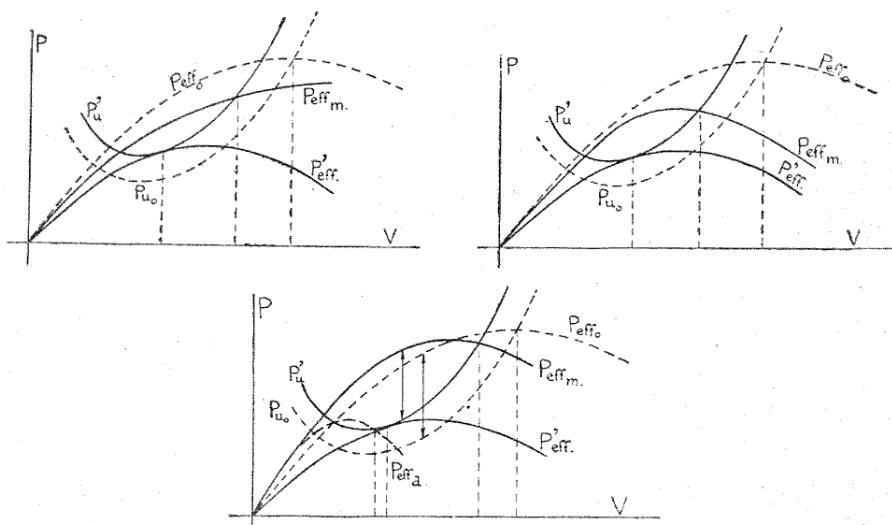


Fig. 161, 162, 163.

P_u , puissance utile au sol. — P'_u , puissance utile au plafond. — P_{eff} , puissance effective au sol. — P'_eff , puissance effective au plafond. — P_{eff_m} , puissance effective modifiée. — P_{eff_a} , puissance effective obtenue par simple démultiplication.

par seconde, la puissance absorbée par le compresseur d'air pour ramener à 1 kilogramme la pression initiale de l'air, si la pression atmosphérique est tombée à 0,7 serait égale à $\frac{125 \times 3}{75 \times 0,5} = 10$ HP en admettant un rendement de 0,5 au compresseur. D'où bénéfice net de 30 à 40 chevaux sur l'arbre.

Admettons que nous ayons réussi à maintenir constante la puissance de notre moteur, il va évidemment s'emballer puisque le couple résistant de l'hélice diminue avec la raréfaction de l'air. Pour équilibrer le couple moteur, il faut donc freiner l'hélice, donc augmenter son pas. De cette façon nous relèverons l'inclinaison du tronc initial des courbes P_{eff} groupe moto-hélice. En effet, pour V et u constants (fig. 139), T et L croissent avec α , si $\alpha < \sim 15^\circ$, donc également P_u hélice et P_{eff} moteur nécessaire, cette dernière d'ailleurs plus vite, ce qui diminue φ . Donc avec ce nouveau pas, u redevenant pour un même V sensiblement le même qu'au sol grâce à la surpuissance du moteur, on a (fig. 161) $P_{eff_m} > P_{eff}$. La vitesse pour

$P_{\text{eff. m.}} = 0$, $\alpha = 0$, a d'ailleurs augmenté, donc le sommet de la courbe remonte vers la droite.

Pour que la nouvelle courbe avion relevée coupe la nouvelle courbe $P_{\text{eff.}}$ à son sommet, il suffira maintenant de supposer qu'on puisse augmenter le diamètre de l'hélice jusqu'à obtenir un pas proportionnel légèrement inférieur au pas proportionnel primitif, comme l'indique clairement la figure 162.

Les conditions primitives de marche auront légèrement changé : la vitesse de translation sera un peu diminuée ainsi que la puissance maxima utile. L'incidence nécessaire aura augmenté. L'excès de puissance disponible aura cependant beaucoup diminué, ainsi que la zone d'utilisation des courbes à admission réduite. Il est vrai que ce n'est plus le moment d'utiliser ces dernières. Même raisonnement pour caractéristique type fig. 154.

A la limite, c'est-à-dire quand la courbe avion remontée ne sera plus à nouveau que tangente à $P_{\text{eff.}}$, nous aurons obtenu un nouveau plafond bien supérieur à l'ancien.

Les dispositifs de pales orientables permettent d'accroître le pas de l'hélice en marche au moyen de servo-moteurs à huile ou autres. Le changement de diamètre jusqu'ici n'a pas été tenté.

Quant aux dispositifs de changement progressif de démultiplication employés en automobile, on se rend bien compte qu'ils ne peuvent à eux seuls servir de rien, car ils transportent parallèlement à l'axe des vitesses la courbe $P_{\text{eff.}}$ abaissée, tandis que la courbe P_u échappe en remontant. On arriverait vite ainsi d'ailleurs à faire couper les deux courbes en un point d'incidence trop grande (fig. 163). Mais, combiné avec tous les autres dispositifs analysés ci-dessus (accroissement du couple moteur, du pas et du diamètre), l'emploi d'une démultiplication, en reportant la courbe vers la gauche du diagramme, permettrait théoriquement, et si le rendement mécanique était suffisant, de donner à l'appareil encore un certain excès de puissance, et une vitesse horizontale un peu plus grande, se rapprochant de la vitesse maxima au sol.

BIBLIOGRAPHIE

LÉON LECORNU. — *Dynamique appliquée.*
AGENDAS DUNOD. — *Construction automobile. Mécanique.*
PETIT. — *Le moteur à explosion.*
RODOLPHE SORÉAU. — *L'hélice aérienne propulsive.*
CAPITAINE DUCHÈNE. — *Causeries techniques sans formules sur l'aéroplane.*
CAPITAINE MARTINOT-LAGARDE. — *Le moteur à explosions. — Le moteur d'aviation.*

TABLE DES MATIÈRES

PRÉFACE	V
AVANT-PROPOS	VII
INTRODUCTION	IX

PREMIÈRE PARTIE

DYNAMIQUE DU MOTEUR

CHAPITRE PREMIER

LE MONOCYLINDRE

Moteurs fixes. — Moteurs rotatifs. — Vitesses. — Accélérations des pièces en mouvement alternatif et circulaire. — Forces en présence dans le moteur. — Forces dues à la pression des gaz. — Admission réduite. — Compression. — Explosion. — Détente. — Echappement. — Forces de frottement. — Forces d'inertie : moteurs fixes, moteurs rotatifs. — Forces dues aux pièces en mouvement alternatif et circulaire. — Equilibrage des forces d'inertie centrifuge. — Equilibrage partiel des forces alternatives. — Effort résistant.	1
---	---

CHAPITRE II

DU MONOCYLINDRE AU POLYCYLINDRE

Effort tangentiel. — Couple moteur. — Travail et effort moyens. — Travail résistant. — Coefficients de régularité. — Définitions de K et de K' . — Calcul par la formule en I et par les tables en E . — Avantage du polycylindrique pour la régularité. — Calculs de volants. — Exemples. — Volants de moteurs d'aviation, de moteurs d'automobile	23
---	----

CHAPITRE III

SUITE DU POLYCYLINDRE

Avantage au point de vue équilibrage des forces d'inertie. — Moteurs verticaux 2, 4, 8 cylindres. — Moteurs à cylindres opposés. — Moteurs en V à 2, 8, 12 cylindres. — Moteurs en étoile. — Moteurs en éventail. — Moteurs rotatifs.	32
---	----

DEUXIÈME PARTIE

CINÉMATIQUE DU MOTEUR

CHAPITRE IV

LES EMBIELLAGES

Trains épicycloïdaux et hypocycloïdaux. — Embiellages à bielles concourantes sur l'axe du maneton. — Embiellages à bielles non concourantes. — Exemples des premiers : Anzani, Rhône, bielles à fourche. — Exemples des seconds. — Solutions par bielle maîtresse et biellettes excentrées. — Solution par engrenages intermédiaires. — Solution spéciale aux moteurs en V par bielle et biellette excentrée unique Renault	45
---	----

CHAPITRE V

DISTRIBUTIONS

Distributions par came unique. — Solution originale REP. — Moteur fixe en étoile. — Moteur à deux temps. — Moteur en éventail. — Moteurs rotatifs. — Calcul de la largeur de la came. — Distribution par came excentrée. — Excentrique. — Distribution par came unique excentrée genre Clerget. — Recherche de l'excentricité et du rayon de la came. — Tracé du taquet. — Discussion de l'épure. — Distributions sans soupapes.	57
--	----

TROISIÈME PARTIE

CARACTÉRISTIQUES ET ESSAIS

CHAPITRE VI

CARACTÉRISTIQUES

Courbes théoriques. — Courbes optima ou à pleins gaz. — Puissance, couple, consommation. — Courbes à admission réduite. — Diagramme d'indicateur. — Pression moyenne. — Travail indiqué. — Puissances et consommations réduites. — Souplesse du moteur. — Organes dont dépend la souplesse du moteur. — Nervosité du moteur	73
---	----

CHAPITRE VII

PRATIQUE DES ESSAIS

Mesure des forces. — Mesure des puissances par les couples et vitesses. — Deux méthodes : 1 ^o par intermédiaire de freins : Frein de Prony. — Frein à enroulement. — Frein Froude. — Balance électrodynamométrique. — 2 ^o Sur le moteur lui-même :
--

TABLE DES MATIÈRES

179

Banc-balance. — Influence de la pression et de la température. — Mesure des puissances par la mesure du travail. — Moulinets réglables. — Influence de la pression atmosphérique. — Dynamos tarées. — Dynamomètre de transmission. — Comptage des vitesses. — Compteur Tel. — Essais de laboratoire — Indicateurs. Diagrammes. — Influence, sur le fonctionnement du moteur des éléments de construction, de mise au point, éléments à la disposition du mécanicien. Etude systématique des pannes	88
--	----

QUATRIÈME PARTIE

ADAPTATION

CHAPITRE VIII

ADAPTATION DU MOTEUR A L'AUTOMOBILE

Problème organique. — Propulsion en ligne droite. — Adhérence. — Propulsion en courbe. — Différentiel. — Incompatibilités entre organes de poussée, de réaction, de transmission, et de suspension. — Transmissions diverses. — Deuxième problème. — Application à une voiture donnée. — Décomposition des pertes. — Résistance à l'avancement. — Diagrammes de marche : puissances. — Diagrammes de marche : Efforts. — Diagramme pratique. — Changements de vitesse. — Admission réduite. — Tracé des courbes à toutes démultiplications. — Freinage par le moteur.	119
---	-----

CHAPITRE IX

ADAPTATION DU MOTEUR A L'AVIATION

Rappel des principes d'aérodynamique. — La courbe de l'avion. — L'hélice. — Fonctionnement au point fixe. — Fonctionnement de l'hélice propulsive. — Vérifications expérimentales. — Influence des facteurs principaux, μ , φ , largeur des pales. — Le pas proportionnel. — Familles d'hélices. — Rendement maximum. — $\frac{V}{nD}$ optimum. — Adaptation du moteur à l'hélice. — Adaptation du groupe moteur-hélice à l'avion. — Admission maximum. — Effets de la variation d'admission, du changement d'hélice, d'une démultiplication. — Variations dues à l'altitude	153
--	-----

BIBLIOGRAPHIE.	176
------------------------	-----

ÉVREUX, IMPRIMERIE CH. HÉRISSEY

PI. EMBIELLAGE D'UN MOTEUR EN ÉTOILE PAR BIELLE MAÎTRÉSSE ET BIELLETTES, SI

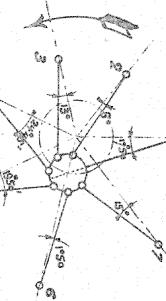
EMBELLAGE D'UN MOTEUR EN ETOILE STYLÉ PAR STYLÉ PAR LES COTES DE MODÈLE. MATELLÉ MONTRÉAL, 1954, 100-7000.

ÉTUDES FAITES AVEC LES COTES DU MOTEUR GNOME 80 CV. 124,149 7 CYL.

OIGAUNTS PERSPECTIVES

DE LA BIELE MAÎTRESSE
ET PET SŒURS

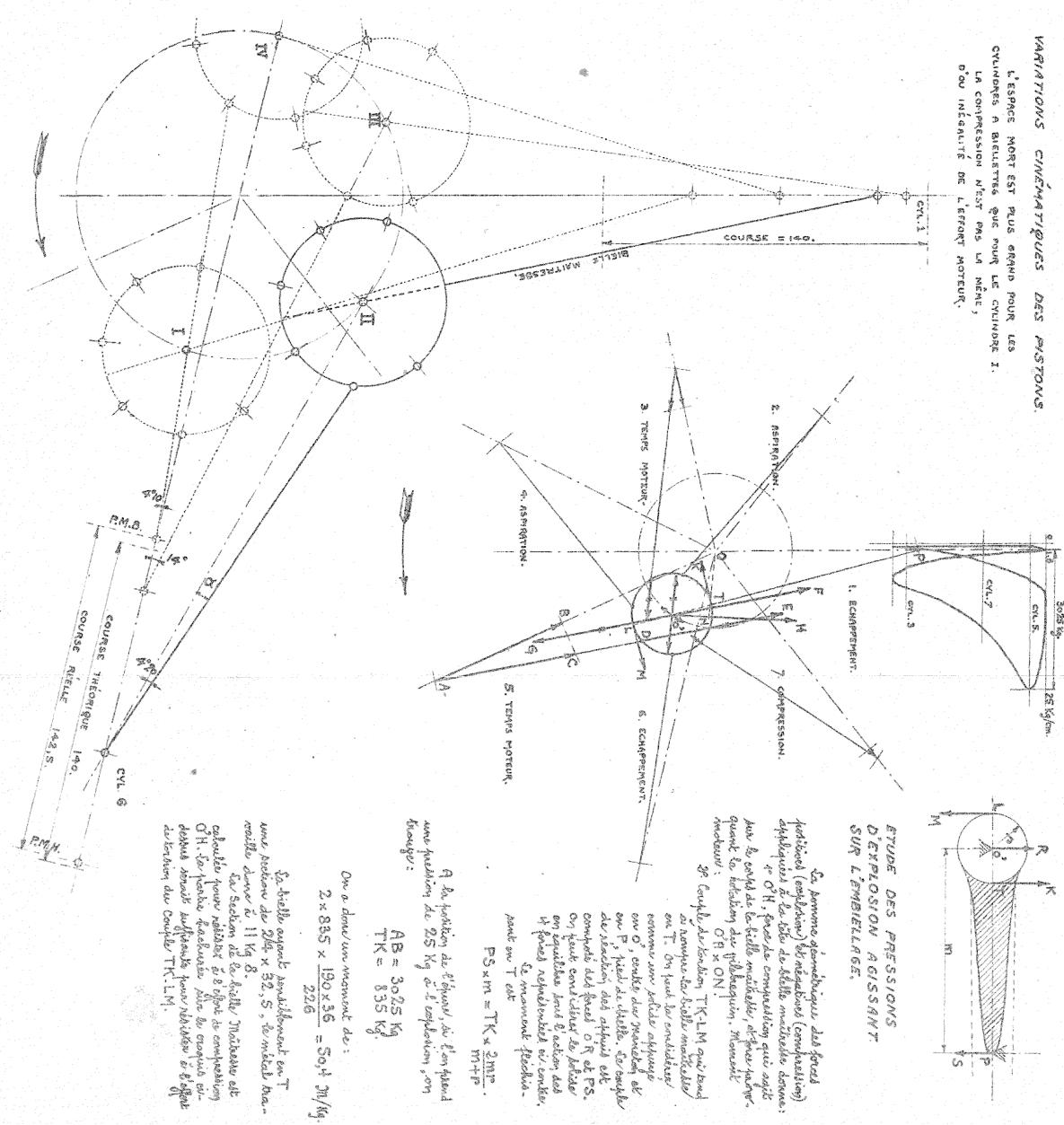
SCHÄFER SEPTIME RE TOWNS



Pièces porte-biellettes présentes devant les cylindres:	Bielles solides					
	1	2	3	4	5	6
0	-51°15'	20°	-9°	9°	20°	15°
15°15'	-18°	-23°15'	-12°30'	5°15'	-13°	5°
17°50'	-15°	-16°50'	-21°45'	-5°	-5°	5°
3°	21°45'	16°55'	-0°50'	-19°	-23°5'	-11°
8°	11°55'	23°55'	19°	0°50'	-16°55'	-2°
15°	15°	15°	-0°50'	-19°	-18°55'	-1°
17°50'	-16°50'	-23°50'	12°30'	23°45'	18°	-1

Oblique	Obliquity						
	1	2	3	4	5	6	7
1							
0°	-8°5'	-10°	-20°	9°	20°	15°15'	15°15'
1°56'	-15°	-18°	-23°1'	-12°30'	-24°8	-15°	-5°
3°	-15°	-15°	-15°	-15°	-15°	-15°	-15°
8°	-21°45'	-16°55'	-10°55'	-5°55'	-1°55'	-1°55'	-1°55'
8°	-11°55'	-23°15'	-19°	-5°55'	-20°15'	-11°55'	-24°15'
5°	-5°55'	-13°	-19°55'	-19°55'	-19°55'	-19°55'	-19°55'
5°	-16°55'	-23°15'	-23°15'	-23°15'	-23°15'	-23°15'	-23°15'
7	-14°55'	-13°	-8°	-5°55'	-1°55'	-1°55'	-1°55'

VALEURS RÉLEVÉES DANS QUATRE POSITIONS DE L'ENBIEILLAGE



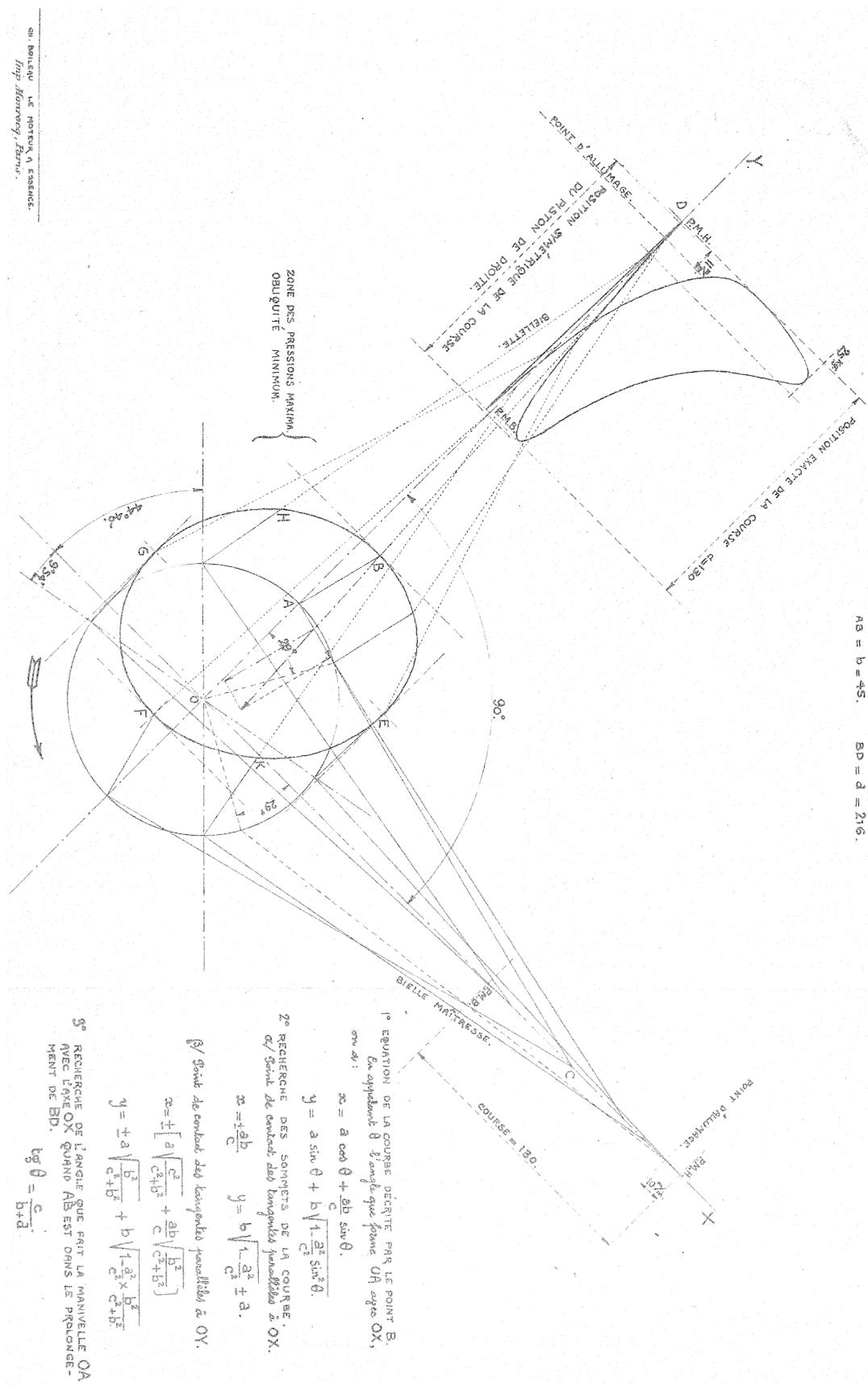
on la étude que les mouvements des patients 7, 6, 5, les mouvements des patients 2, 3, 4, étaient symétriques

Pl. II. EMBELLAGE D'UN MOTEUR EN V PAR BIELLE MAÎTRESSE & BIELLETTE DÉSAXÉE.

TRACE DE LA COURBE DÉCRITE PAR LA TÊTE DE BIELLETTE B.

EVISÉS PARIS AVEC LES COTES DU MOTEUR RENAULT 20 HP 105x130 8 cyl.

$$OA = a = 65, \quad AC = c = 258, \\ AB = b = 45, \quad BD = d = 216.$$



PIV. DISTRIBUTION D'UN MOTEUR

ROTATIF

PAR CANDES EXCENTRÉES.

LE LIEU PRINCIPIAL DU TRAQUET

LIGNE NEUTRE (ENVELOPPE DES
POSITIONS DE LA CANDE, LE TRAQUET
MAINTENU DANS LA POSITION
DE LA SOUPAPE FERMÉE)

LIGNE NEUTRE (ENVELOPPE DES
POSITIONS DE LA CANDE, LE TRAQUET
MAINTENU DANS LA POSITION
DE LA SOUPAPE FERMÉE)

LE LIEU DES POSITIONS DU POINT A
DU TRAQUET.

TRAQUET RÉEL
D'ÉCHAPPEMENT.

CANDES CONCENTRIQUES
DONNANT LES MÊMES LÉVÉES
DE TRAQUET ET GALET
CORRESPONDANT.

SOUUPAPES
OUVERTES
À LEUR
MÉNIMUM.

ÉCHAPPEMENT.

LIGNE NEUTRE

COMMENCEMENT ADMISSION

LIEU DES POSITIONS DU POINT A₁ DU TRAQUET

TRAQUET RÉEL
D'ADMISSION.

PI.V.—DIAGRAMMES DE MARCHÉ D'UNE VOITURE AUTOMOBILE.

