

ÉCOLE D'APPLICATION D'ARTILLERIE

Organisation et Fonctionnement
des
**Véhicules
automobiles**

PAR

PIERRE PRÉVOST

Chef d'Escadron d'Artillerie
Ancien élève de l'École Polytechnique

TOME II

Le Moteur (fin). - La Voiture

DEUXIÈME ÉDITION

ÉCOLE CENTRALE DE LILLE



D0000010100

IMPRIMERIE
DE L'ÉCOLE D'APPLICATION D'ARTILLERIE
DE FONTAINEBLEAU

1928

NI = 14531
Dewey = 629.222 # PRE
14531. H



ÉCOLE D'APPLICATION D'ARTILLERIE

Organisation et Fonctionnement

des

Véhicules automobiles

PAR

PIERRE PRÉVOST

Chef d'Escadron d'Artillerie
Ancien élève de l'École Polytechnique



CENTRE
DE DOCUMENTATION

TOME II

Le Moteur (fin). - La Voiture

DEUXIÈME ÉDITION

IMPRIMERIE
DE L'ÉCOLE D'APPLICATION D'ARTILLERIE
DE FONTAINEBLEAU

1928



É
CENTRALE
C
590
VILLE
FRANCE
GÈDE

Véhicules
automobiles

CHAPITRE I

MOTEUR A DEUX TEMPS (1)

Nous ne traiterons ici que les moteurs à deux temps employés dans l'industrie automobile, sans prétendre que les moteurs couramment employés dans l'industrie comme moteur fixes, Diesel ou plutôt semi-Diesel, ne puissent, par la suite, présenter également un intérêt en matière automobile.

Le moteur classique à deux temps trois lumières. — Longtemps, grâce à sa simplicité et sa robustesse, ce type de moteur à deux temps parut devoir se généraliser dans l'industrie automobile. Il reste la base des études à faire sur les deux temps.

Description. — Dans un cylindre se déplace un piston relié par une bielle à un vilebrequin. Le piston est d'une forme un peu spéciale : le fond comporte une sorte de bossage appelé déflecteur dont nous verrons plus loin le rôle.

Ce cylindre comporte à sa partie inférieure trois orifices ou lumières :

Une lumière *e* (ou plusieurs) d'échappement.

Une lumière *a* d'admission.

(1) D'après l'intéressant ouvrage de M. CHAUVIERRE : *Théorie et pratique du moteur à deux temps*, que nous nous sommes borné à résumer.

Une lumière *c* de communication avec le carburateur, située généralement un peu en dessous de la lumière d'échappement. Nous l'appellerons lumière d'aspiration (*fig. 1*).

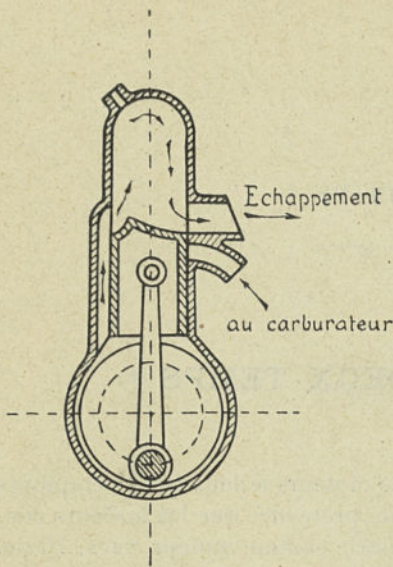


FIG. 1.

Schéma d'un moteur à deux temps.

L'allumage est réalisé, comme d'ordinaire, par une bougie placée au sommet du cylindre dont la culasse est généralement hémisphérique.

Le carter doit être absolument étanche.

Supposons que le piston parte du point mort bas. En s'élevant, il crée une dépression dans le carter. Il découvre alors la lumière *c*, c'est-à-dire que le carter se remplit de mélange combustible.

La hauteur et la course du pistons ont choisis de manière que dans son mouvement ascendant, il ne découvre pas les lumières d'échappement et d'admission.

Compression, explosion et détente se produisent comme dans un quatre temps.

Le piston, en descendant, comprime les gaz admis dans le carter. Près d'arriver au point mort bas — 25 à 30 % de la course avant ce point — il commence à découvrir la lumière d'échappement, de telle manière que les gaz brûlés s'échappent. Puis il découvre la lumière *a* qui permet au mélange comprimé dans le carter de pénétrer dans le cylindre.

La forme du piston, c'est-à-dire le déflecteur, tend à rejeter les gaz admis vers le haut ; leur action facilite l'expulsion des gaz brûlés par la lumière d'échappement.

Le piston, en remontant, comprime le mélange admis, les mêmes phénomènes se reproduisant : on voit que le cycle complet est parcouru en deux temps.

Il est évident que l'admission du mélange combustible dans

le cylindre n'est possible que grâce à la compression préalable réalisée dans le carter : les gaz brûlés ne s'échappent pas assez vite pour qu'il soit possible de croire que la pression, dans le cylindre, tombe au niveau de la pression atmosphérique, sans pourtant qu'elle en soit bien éloignée. Mais surtout, sans compression préalable, le remplissage ne saurait être assez rapide.

Ce moteur paraît à première vue presque parfait : si le remplissage en était comparable à celui du quatre temps, la perfection serait sans doute, en effet, bien près d'être réalisée. Malheureusement, cette question de remplissage est loin d'avoir reçu des solutions satisfaisantes, au moins dans la forme simple de deux temps que constitue le moteur à trois lumières.

LE REMPLISSAGE DU CARTER

Il est facile d'établir que le remplissage sera d'autant meilleur, en admettant l'*étanchéité parfaite*, que :

- 1° La section du diffuseur du carburateur sera plus grande ;
- 2° Que la hauteur de la lumière d'aspiration correspondra à un angle de rotation plus grand du moteur ;
- 3° Que le volume du carter sera plus petit ;
- 4° Que la vitesse de rotation sera plus faible.

Nous savons déjà que cette dernière condition est contraire au bon rendement.

La troisième condition, d'apparence simple, entraîne néanmoins de sérieuses difficultés de dessin et de réalisation.

La section du diffuseur, qui est la plus petite section de passage du gaz, toujours inférieure à la lumière, ne peut être augmentée inconsidérément, sous peine de nuire à la préparation du mélange combustible : pulvérisation et vaporisation.

La hauteur de la lumière d'aspiration, enfin, n'est pas un élément simple. En effet, cette hauteur détermine la course utile du piston au point de vue aspiration dans le carter, car on n'admet pas qu'au moment où la lumière se ferme et où la précompression commence, la pression dans le carter soit supérieure à la pression atmosphérique. La cylindrée aspirée sera donc nécessairement plus petite que la cylindrée proprement dite.

On démontre d'ailleurs (1) que, au seul point de vue du rem-

(1) Cf. CHAUVIERRE, page 12.

plissage, il existe une valeur de la hauteur de la lumière d'admission qui donne le meilleur résultat.

Il faudrait donc que cette hauteur varie avec la vitesse de rotation.

On peut donc, d'ores et déjà, affirmer qu'un moteur deux temps trois lumières ne sera pleinement satisfaisant — s'il l'est jamais — que pour des vitesses voisines d'une vitesse de régime.

Transvasement des gaz. — Au paragraphe précédent, nous n'avons défini que les conditions d'un bon remplissage du carter où se fait la précompression, ou compression préalable à l'admission.

Ce bon remplissage, s'il est nécessaire, n'est pas suffisant à définir le remplissage réel du cylindre.

Il paraît naturel de chercher à expulser aussi complètement que possible les gaz brûlés. Ceci n'est pourtant pas indiscutable, puisque certains constructeurs en conservent volontairement une partie, par le dessin de leurs moteurs, afin d'obtenir des moteurs à caractéristique plate, de puissance variant peu avec le régime. Une telle théorie peut se défendre, mais conduit à des puissances spécifiques faibles et à des rendements très mauvais.

Il est évident qu'un échappement complet n'est possible que grâce à une ouverture précoce, c'est-à-dire à une grande hauteur des lumières d'échappement.

Cette hauteur est naturellement plus grande que celle de la lumière d'admission ; sinon, il est certain que les gaz brûlés s'en iraient d'abord dans le carter et l'on en imagine les inconvénients.

La hauteur trop considérable des lumières d'échappement est extrêmement nuisible au rendement thermique du moteur. Ce rendement, nous le savons, est lié au taux de détente, nettement différent ici du taux de compression qui, dans les quatre temps, se confond pratiquement avec lui.

Certes, on pourrait employer des moteurs ayant un rapport de la course à l'alésage très élevé, supérieur à 2 par exemple et le taux de détente serait alors acceptable, en admettant même que les lumières d'échappement aient une hauteur supérieure à trente pour cent de la course (et ceci est exceptionnel sinon sur les moteurs de courses). Mais on se heurte alors à un inconvénient très grave, résultant du mode de transvasement adopté.

En effet, l'étude expérimentale a mis en évidence que, malgré

les déflecteurs, même en leur donnant une inclinaison sur la verticale (du côté de l'admission) croissante avec la course, les remous augmentaient considérablement en même temps que le rapport de la course et l'alésage. Ils sont si importants que dès que ce rapport dépasse l'unité, on ne peut empêcher une fraction du mélange combustible admis de s'échapper immédiatement par les orifices d'échappement : d'où chute énorme du rendement.

C'est la raison pour laquelle, dans la pratique, les constructeurs ont adopté un rapport course-alésage voisin de l'unité, malgré son mauvais rendement thermique.

Malgré le mauvais rendement du deux temps trois lumières, il semble qu'on en puisse obtenir une puissance spécifique élevée. Ceci n'est que partiellement vrai : en effet, le trajet à parcourir par les gaz frais pour obtenir le remplissage complet et le balayage des gaz brûlés est évidemment le double de la hauteur qui sépare les lumières du fond de la culasse. Ce trajet relativement long est presque impossible à réaliser, à moins d'une pré-compression très importante. Mais alors le travail résistant de la pré-compression prend une importance relative énorme : les remous deviennent plus importants, qui entraînent des pertes de gaz frais, c'est-à-dire que, finalement, le rendement devient plus médiocre encore, au point d'être franchement mauvais. Tel moteur de course de 250 centimètres cubes donnant 12 CV à 3600 tours consommait 6 litres aux cent kilomètres. Un quatre temps de même cylindrée, au même régime, n'eut sans doute pas consommé la moitié.

Conclusion relative aux deux temps trois lumières. —

Une comparaison détaillée d'un tel deux temps par rapport au quatre temps (1) montre des simplifications considérables au point de vue construction, ne fut-ce que par la suppression de tout système de distribution.

Le principal avantage en est donc la simplicité.

Il fournit néanmoins, à vitesse égale, une puissance plus élevée, on peut donc le faire tourner moins vite, diminuant ainsi l'usure : le moteur est donc également robuste.

Mais son rendement est toujours mauvais.

De plus, il exige une étanchéité parfaite du carter : il faut

(1) CHAUVIERRE, page 29.

donc s'attendre à refaire souvent les joints, ou bien à ajuster avec beaucoup de précision les portées du vilebrequin.

L'encrassement en est généralement rapide, ce qui exige des démontages fréquents.

Certes, le prix de revient en est faible, mais l'accroissement énorme de la consommation compense certainement cet avantage, au bout d'un temps relativement court.

Enfin, la consommation d'huile en est toujours élevée; le balayage du carter par le mélange admis entraînant l'huile qui s'y trouve en suspension, quel que soit le mode de graissage adopté.

Mais il existe d'autres moteurs à deux temps possibles et même déjà employés en automobile, moteurs ayant réalisé des perfectionnements par rapport aux deux temps trois lumières.

Nous passerons rapidement en revue ces divers perfectionnements, réalisés ou prévus.

PERFECTIONNEMENTS DU DEUX TEMPS

Précompression dans le carter. — Il est intéressant de réduire le plus possible le volume du carter, où se réalise la précompression.

On s'arrangera donc pour que le carter constitue une sorte d'enveloppe au volume engendré par le vilebrequin et la bielle. Ceci conduit à un moteur tel que celui qui est représenté par la figure 2, où l'on n'a pas craint de combler partiellement, par des bossages en aluminium rapportés sur le carter, l'espace

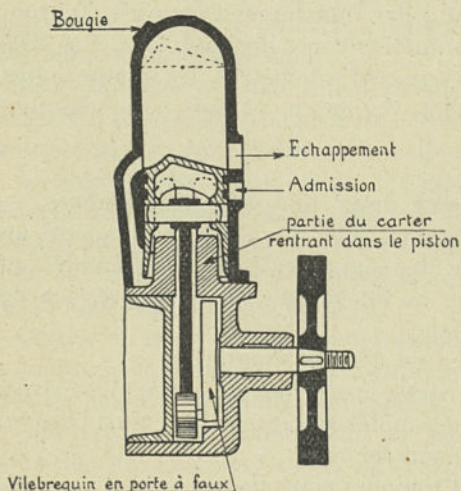


FIG. 2.

qui existe à l'intérieur du piston.

Notons pourtant que l'augmentation de la précompression ne va pas sans inconvénients : l'étanchéité nécessaire est plus difficile à assurer et à maintenir et il vient un moment où la puissance absorbée par la précompression est telle que la puissance spécifique diminue.

Le moteur Violet à deux cylindres opposés — construit pour les véhicules de série ou de course — constitue une solution intéressante de la réduction du volume du carter.

En effet, les deux cylindres opposés sont montés sur un carter

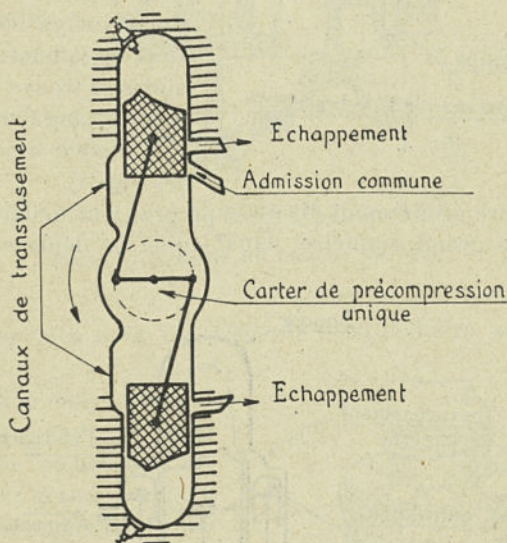


FIG. 3. — Schéma du moteur Violet.

unique dont le volume n'est évidemment pas double de celui du carter d'un monocylindre de même cylindrée. Cette solution (fig. 3) est, par ailleurs, assez favorable à l'équilibrage, puisque les mouvements opposés des deux pistons s'équilibrent. Mais la régularité cyclique n'est naturellement que celle d'un monocylindre ordinaire.

A cette régularité près (question de volant), l'équilibrage peut donc être rigoureux, si l'on admet, bien entendu, la parfaite rigidité du vilebrequin.

Pompes de précompression. — Trois solutions ont été jusqu'ici employées.

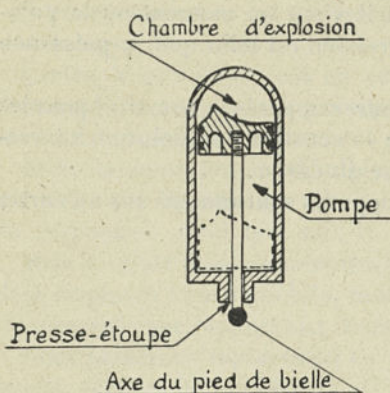


FIG. 4.

a) *Compression dans la partie inférieure du cylindre (fig. 4).* Ceci exige que le piston soit monté sur la bielle par l'intermédiaire d'une tige, qui traversera le fond du cylindre muni d'un bon joint.

Ce joint est difficile à conserver en bon état, et, de plus, la hauteur du cylindre se trouve considérablement augmentée.

b) *Moteur à pistons étagés (fig. 5).*

Le cylindre proprement dit est superposé à un deuxième cylindre de plus grand diamètre, dans lequel se déplace un piston

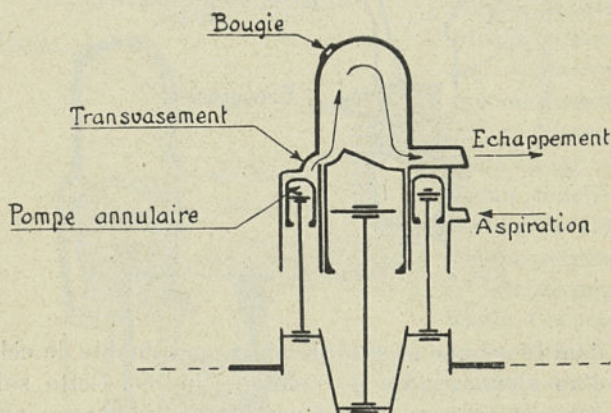


FIG. 5. — Moteur à pistons étagés.

solidaire du piston principal. L'espace annulaire compris entre les pistons et le deuxième cylindre constitue la pompe, mais il est facile de voir que cette pompe ne peut alimenter le cylindre sur lequel elle est montée, puisque les compressions dans la

pompe et le cylindre sont simultanées. Un tel moteur ne peut donc fonctionner que par cylindres jumelés, selon le schéma

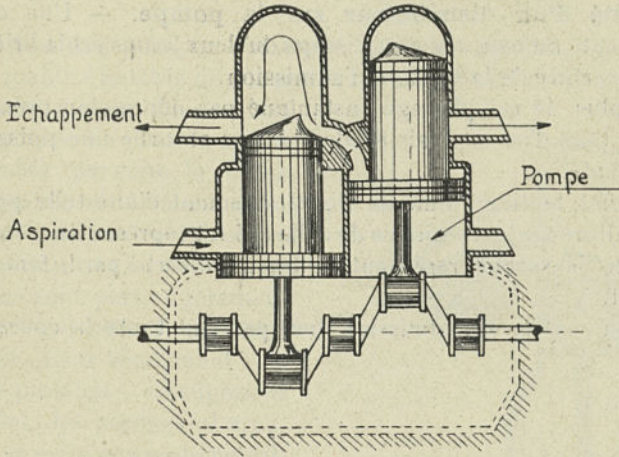


FIG. 6. — Schéma du moteur Wardill.

ci-contre ou bien avec un réservoir intermédiaire avec distributeur.

L'admission dans la pompe est ici indépendante de la cylindrée réelle : en utilisant une pompe assez grande, on peut donc obtenir un meilleur remplissage du moteur.

On peut imaginer un système un peu différent, mais voisin des pistons étagés : un cylindre pompe annulaire est placé au-dessous du cylindre principal, son piston étant commandé directement par le vilebrequin. C'est le cas du moteur Wardill (fig. 6). La commande du piston-pompe est réalisée par excentrique, de manière à décaler son mouvement d'un temps sur le piston principal.

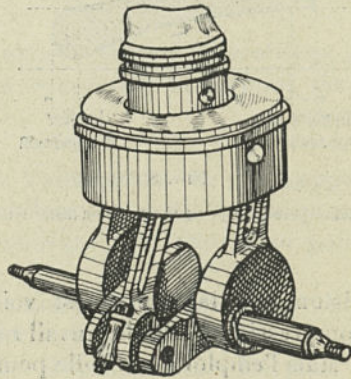


FIG. 7. — Moteur Wardill.

c) Pompes rotatives (fig. 7).

On peut enfin utiliser des pompes rotatives, mais alors il faut employer un système de distribution, dont nous verrons d'ailleurs plus loin l'utilité.

Utilité d'un distributeur sur la pompe. — Une cause importante du mauvais remplissage du deux temps est la brièveté de l'ouverture de la lumière d'admission.

De plus, le remplissage instantané par dépression préalable est toujours d'un mauvais rendement, et absorbe une puissance importante.

En effet, le diagramme de fonctionnement d'une telle pompe a une allure toujours voisine de celle qui est représentée ci-contre (fig. 8). Sa surface représente le travail absorbé par le fonctionnement.

Si, au contraire, l'admission dure pendant toute la course du

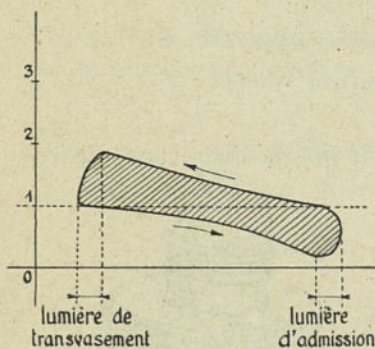


FIG. 8.

Diagramme d'une pompe à admission instantanée

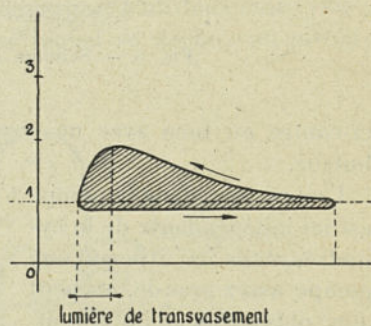


FIG. 9.

Diagramme d'une pompe avec distributeur

piston, le diagramme est voisin de celui de la figure 9. A compression égale, le travail résistant est notablement diminué.

Mais l'emploi d'une telle pompe n'est possible que grâce à un système de distribution, quel qu'il soit (soupape automatique ou commandée, distributeur rotatif, etc...), dont les inconvénients sont les mêmes que pour le quatre temps, et qui constitue toujours une complication mécanique.

Signalons, particulièrement, la solution spéciale au deux temps

que constitue la distribution par l'axe du vilebrequin (Motos Gillet, d'Herstal).

On lira avec profit les descriptions des moteurs Violet 1.500 cm^3 , Benjamin, etc..., dans l'ouvrage de M. Chauvierre (1).

Utilité des pompes rotatives. — Il faut toujours introduire une quantité notable de gaz pendant un temps très court, dans le cylindre moteur. La pression à la pompe ne peut être considérable : par suite, la vitesse des gaz est un élément comportant du bon remplissage, et l'on sait que les pompes rotatives sont particulièrement capables d'assurer un débit rapide. Leur rendement — à basse pression — est supérieur à celui des pompes alternatives et enfin une seule pompe peut alimenter tout un groupe de cylindres.

Nous avons déjà décrit (voir TOME I : la suralimentation) le compresseur Cozette, dans lequel des solutions mécaniques excellentes ont été réalisées, et qui a déjà été employé pour la commande de certains deux temps (fig. 10).

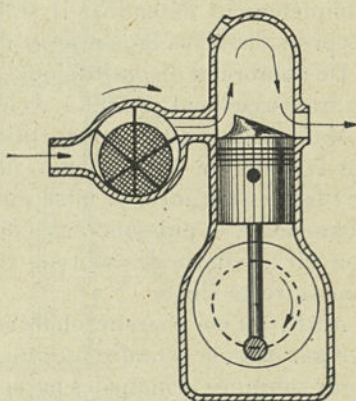


FIG. 11.

Moteur avec compression Cozette.

Utilité du décalage entre l'admission et l'échappement. — Dans le deux temps, trois lumières, considéré jusqu'ici, l'ouverture des lumières est symétrique par rapport au point mort bas.

Or, l'ouverture simultanée des lumières d'admission et d'échappement permet évidemment la sortie immédiate d'une certaine quantité de gaz frais par la lumière d'échappement. De plus, il serait certainement favorable de n'admettre les gaz frais que lorsque la pression résiduelle dans le cylindre est aussi voisine que possible de la pression atmosphérique.

(1) *Théorie et pratique du moteur à deux temps* (Dunod, éditeur, 92, rue Bonaparte).

Si l'on diminue la hauteur de la lumière d'admission (de transvasement) le remplissage diminue. On se heurte donc à un dilemme : haute lumière, mauvais rendement par pertes des gaz frais ou lumière basse et mauvais remplissage, c'est-à-dire faible puissance spécifique et mauvais rendement.

Le seul remède paraît être l'emploi de lumières de transvasement assez hautes, mais commandées par un système de distribution qui ne permet l'admission que lorsque les gaz brûlés sont complètement détendus. Il suffira de fermer la lumière quand les pressions dans la pompe et dans le cylindre seront égales.

De nombreux dispositifs ont été réalisés, pour la commande du transvasement (Pollet - Acher, etc...).

Malgré les perfectionnements apportés à la précompression et par l'emploi de distributeurs, facilitant en particulier la marche aux faibles régimes, la mise en route et la régularité du fonctionnement, la puissance spécifique reste assez faible, faute de pouvoir atteindre des vitesses élevées (déflexion) et la consommation reste élevée.

Ainsi, a-t-on cherché à perfectionner la circulation des gaz dans le cylindre ou plus exactement le balayage des gaz. Deux solutions principales paraissent avoir été utilisées jusqu'ici : *les déflecteurs fixes et le balayage par équicourant.*

Déflecteur fixe. — Les cylindres sont groupés par deux, comme le montre la figure 11, accolés et ayant une chambre d'explosion commune.

L'admission se fait dans un cylindre et l'échappement dans l'autre. Les deux pistons sont calés sur le même maneton.

Il est évident que chacun des cylindres est parcouru par le courant gazeux dans un sens unique. Rien ne s'oppose, d'autre part, à ce qu'on emploie le système de précompression et de distribution que l'on souhaite.

A côté de ces avantages certains, le moteur à déflecteur fixe (Garelli, 1921 — Violet, circuit du Mans 1922), conserve certains inconvénients : long trajet imposé aux gaz, et possibilité de l'échappement d'une petite portion de gaz frais.

Balayage en équicourant. — On dit qu'il y a balayage en équicourant lorsque l'admission des gaz frais et l'échappement des gaz brûlés ne se font pas à la même extrémité du cylindre,

soit que les gaz frais continuent à être admis par le bas et que l'échappement se fasse par le haut, soit plutôt que l'admission

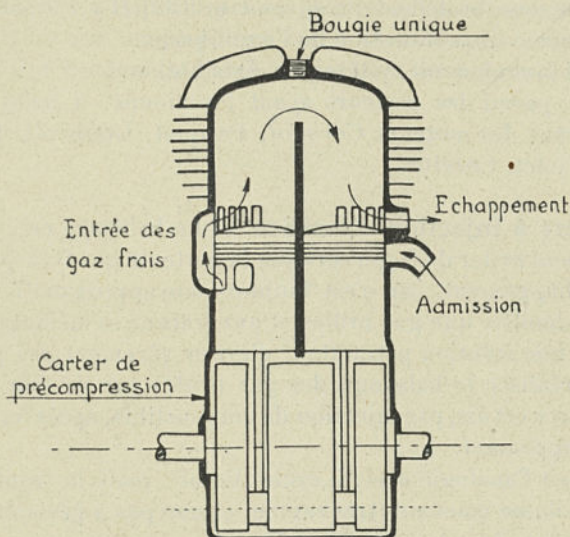


FIG. 11. — Moteur à déflecteur fixe.

se faire par le haut, l'échappement des gaz brûlés se faisant par le bas.

Rien ne s'oppose alors à ce que l'admission et l'échappement se fassent chacun par série de lumières occupant toute la circonférence du cylindre : il en résulte une diminution certaine des remous.

Les gaz frais n'ont à parcourir le cylindre que dans un seul sens : ils repoussent devant eux les gaz brûlés, agissant presque comme un piston et l'on peut ainsi diminuer les pertes de gaz frais, si la distribution est bien choisie.

Le trajet à parcourir par les gaz étant plus court, le moteur peut tourner plus vite : d'où augmentation de la puissance spécifique et du rendement.

Le mode de balayage peut s'appliquer à des moteurs de longue course : le deux temps trois lumières est au contraire toujours à faible course. Le moteur à balayage en équicourant doit donc permettre un meilleur rendement thermique.

Enfin le piston peut être moins long et parfaitement symétrique : moins long puisqu'il n'y a plus à maintenir fermée une lumière d'échappement pendant la marche ascendante et symétrique puisque le déflecteur devient inutile. Il y a donc là une double raison d'amélioration de l'équilibrage.

Mais il faut alors un système de distribution.

Citons parmi les moteurs ayant fonctionné, à balayage en équicourant, les moteurs *Caradot*, *Pasquet*, *Goubault*, *Blériot*, *Small*, *Violet*, *Cozette*.

Moteurs à injection d'essence. — Le balayage en équicourant ne peut éviter de façon certaine la perte de gaz frais par l'orifice d'échappement, car c'est toujours une approximation grossière d'admettre que gaz brûlés et gaz frais ne se mélangent pas. Il existe une solution permettant d'éviter sûrement ces pertes : c'est de réaliser le balayage des gaz brûlés par de l'air pur, et de carburer cet air, par injection de combustible, après fermeture de l'échappement.

On saisit l'analogie avec le cycle Diesel : mais la combustion reste à volume constant (très rapide) et non pas à pression constante comme dans le cycle Diesel.

Il semble donc que ce problème soit facile à résoudre, puisque les Diesel et semi-Diesel fonctionnent actuellement de manière satisfaisante. Il n'en est rien pourtant, au moins en général.

En effet, les Diesel ou semi-Diesel, sont des moteurs de fortes dimensions : grosses cylindrées à faible vitesse. On cherche au contraire à réaliser des deux temps à grande vitesse moyenne et faible cylindrée. Mais alors la quantité d'essence à injecter par cylindrée est extrêmement faible, par exemple *quatre centigrammes* d'essence pour un demi-litre de cylindrée. Une injection aussi précise est extrêmement difficile, et, de plus, la pulvérisation et la vaporisation sans auto-allumages constituent également des problèmes extrêmement ardu.

Des moteurs à deux temps à injection d'essence ont pourtant fonctionné (moteur *Leroy*) et des injecteurs précis paraissent exister.

Conclusion. — Nous avons vu plus haut les avantages et inconvénients du deux temps trois lumières.

Puis nous avons brièvement passé en revue les perfectionne-

ments à envisager : précompression, distribution, déflecteurs fixes et surtout balayage en équicourant et injection d'essence.

C'est dire que la question est loin d'être complètement au point et qu'il semble logique de penser que, en devenant moins simple, le moteur à deux temps pourra lutter avec le quatre temps, au point de vue rendement, tout en gardant sur lui des avantages certains.

CHAPITRE II

MOTEURS A HUILE LOURDE

Actuellement, la question des combustibles se pose avec assez d'acuité pour que l'on ait étudié sérieusement l'utilisation des huiles lourdes, beaucoup moins coûteuses que l'essence.

Leur emploi dans les moteurs que nous avons décrits jusqu'ici, à quatre ou à deux temps, est impossible. Leur viscosité et leur faible volatilité ne permet pas aux carburateurs, même modifiés, de constituer un mélange combustible convenable. Leur combustibilité, généralement faible, ne permet pas d'obtenir de grandes vitesses de rotation, ni même d'obtenir un réglage, qualitatif ou quantitatif, pour faire varier la vitesse d'emploi.

On sait que les moteurs Diesel et semi-Diesel utilisent ce genre de combustibles. Mais ils paraissent impropres, jusqu'ici, à la commande des voitures automobiles, sauf, toutefois, à la rigueur, celles qui pourraient se contenter d'une souplesse très restreinte, comme les tracteurs et notamment les tracteurs agricoles.

De nombreuses tentatives ont déjà été faites : parmi les plus intéressantes, nous noterons le moteur Tartais, construit par la maison Peugeot, et dont la mise au point a du être abandonnée, les moteurs Held, Benz, Robert Bosch, etc....

On se heurte toujours aux mêmes difficultés.

D'abord on ne peut utiliser les combustibles trop lourds, dont la viscosité est si grande qu'ils exigent un réchauffage préalable à leur utilisation, comme le mazout, le fuel-oil, etc....

Ensuite la souplesse du moteur est extrêmement médiocre, puisque les mélanges utilisés ne brûlent bien qu'à une vitesse de rotation déterminée, ou pour des vitesses voisines.

Il est pratiquement très difficile de faire varier la vitesse de rotation de ces moteurs, sous peine de calage : en effet les mélanges cessent d'être combustibles, ou bien l'allumage ne se fait plus, soit que, sur un Diesel, la pression ne soit plus suffisante, soit que sur un semi-Diesel, la température de la boule d'allumage diminue.

On pourrait, il est vrai, imaginer des Diesel à réglage qualitatif seulement, ou bien utiliser un allumage par bougies dans un semi-Diesel... qui ressemblerait alors beaucoup à un moteur ordinaire.

Mais l'introduction du combustible se fait par un injecteur, alimenté par une pompe; l'injecteur est un appareil délicat, qui s'encrasse facilement, et paraît exiger un réglage spécial à chaque combustible. Les pompes sont délicates, car elles doivent être très petites, si petites qu'il est bien difficile de régler la variation de leur débit....

On peut donc affirmer sans crainte, actuellement, que la question est loin d'être au point, et même que les solutions actuelles ne paraissent pas susceptibles des grands progrès qui, seuls, permettraient leur généralisation.

CHAPITRE III

MESURES DE PUISSANCE

On appelle puissance d'un moteur le travail fourni par ce moteur en une seconde. Mais lorsqu'on parle du travail fourni par un moteur, ce travail peut être entendu de trois façons différentes :

1° Travail théorique. — C'est le travail que fournirait le moteur si toute la chaleur disponible était transformée en travail.

Comme il est facile de déterminer la consommation en essence, nous pouvons savoir quelle en est la quantité p consommée par seconde. Son pouvoir calorifique étant de 11 calories par gramme, le travail théoriquement disponible est égal à $p \times 11 \times 425$ en kilogrammètres.

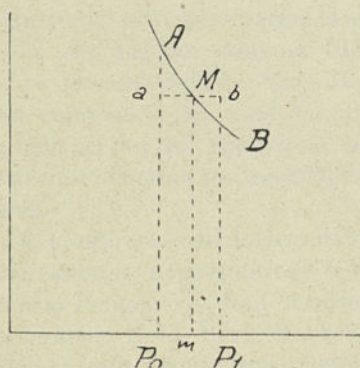


FIG. 12.

2° Travail indiqué. — C'est le travail qui serait effectué par le piston, s'il n'était soumis qu'à la pression des gaz et à la pression atmosphérique. On dit que c'est le travail disponible sur le piston.

On l'appelle travail indiqué parce qu'il est représenté par le diagramme (fig. 12).

Soit en effet un élément de diagramme AB correspondant à une course P_0P_1 du piston. On sait que le travail effectué par le piston est égal au produit de la force qui s'exerce sur lui par son déplacement.

Or nous pouvons, par un procédé élémentaire, nous rendre compte que ce travail est bien égal, à un facteur constant près, à l'aire du trapèze ABP_1P_0 .

En effet, ce trapèze curviligne a pour hauteur P_0P_1 , c'est-à-dire le déplacement du piston. Mais la force qui s'exerce sur le piston pendant le trajet P_0P_1 et qui est la pression des gaz moins la pression atmosphérique, multipliée par un facteur constant, la surface du piston, varie de P_0A à P_1B . Nous pouvons la remplacer par sa valeur moyenne Mm telle que M soit au milieu de AB . Dans ces conditions, l'aire du rectangle P_0P_1ba représente bien le travail. Mais cette aire est la même que celle du quadrilatère curviligne ABP_1P_0 , qui représente donc bien aussi le travail effectué par le piston se déplaçant de P_0 en P_1 .

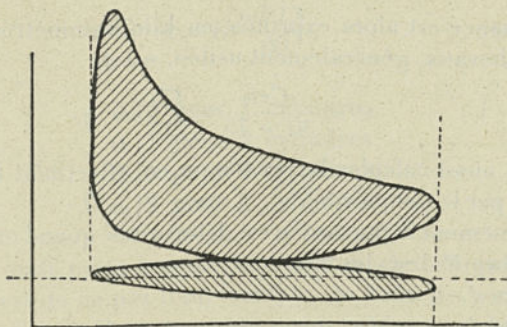


FIG. 13.

Si nous voulons déterminer le travail effectué pendant un cycle complet, nous compterons positivement les travaux effectués par le piston se déplaçant dans le sens des abscisses croissantes, et négativement les travaux effectués par le piston au retour.

Il est facile de se rendre compte que le travail effectué pendant le cycle est représenté par l'aire du diagramme, la boucle inférieure étant comptée négativement (*fig. 13*).

Nous avons vu, dans l'étude du cycle à quatre temps, que l'on pouvait déterminer les diagrammes au moyen du manographe. Ce procédé nous permet donc de déterminer le travail indiqué.

3° Travail effectif. — Le travail effectif est le travail effectué réellement par l'arbre moteur. C'est naturellement celui qui nous importe le plus.

La puissance sera théorique indiquée ou effective selon le travail considéré.

Mesure de la puissance effective. — Si la vitesse de rotation du moteur est constante et égale à n tours par minute, la vitesse angulaire de rotation est égale à :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

La puissance est égale au produit du couple moteur C exprimé en mètres-kilogrammes (produit d'une longueur par une force) par la vitesse angulaire exprimée en radians.

$$\mathcal{P} = C\omega = \frac{C\pi n}{30}$$

La puissance est alors exprimée en kilogrammètres. La puissance en chevaux, généralement usitée, est de :

$$\mathcal{P} = \frac{C\pi n}{30 \times 75} = \frac{Cn}{716}$$

On peut aussi calculer la puissance en effectuant le quotient du travail par le temps.

Théoriquement la puissance est déterminée quand on se donne :

Le nombre N de cylindres.

L'alésage d .

La course l .

Le taux de compression ρ .

Le nombre n de tours par minute.

La forme de la chambre d'explosion.

Le réglage de la distribution.

La section de passage des gaz à hauteur des soupapes.

Les tuyauteries.

Le refroidissement.

Le graissage.

L'emplacement des bougies, etc..., etc....

On peut se proposer de déterminer la puissance, soit par le calcul au moyen de formules dites de prédétermination, soit par des mesures effectuées directement.

Formules de prédétermination de la puissance. — De nombreuses formules, dont aucune ne tient compte de tous les éléments précédents, ont été proposées pour le calcul de la puissance d'un moteur.

Dans l'impossibilité de tenir compte de tous ces éléments, on admet qu'ils sont ceux adoptés par la majorité des constructeurs, mais comme les directives des constructeurs ont notablement varié, chaque formule s'applique seulement aux moteurs que l'on construisait au moment où elle a été proposée.

C'est ainsi qu'à l'époque où tous les moteurs étaient carrés (c'est-à-dire où la course était à peu près égale à l'alésage), on a pu employer des formules qui ne tenaient compte que de l'alésage (Varlet, par exemple).

Formule utilisée par le service des mines (calcul de l'impôt). — Jusqu'ici, le service des Mines a utilisé, pour le calcul de la puissance qui sert de base à l'impôt, la formule :

$$\mathcal{P} = K \frac{nd^2LN}{60},$$

avec :

$$K = \begin{cases} 0,19 & \text{pour 1 cylindre} \\ 0,17 & \text{pour 2 cylindres} \\ 0,15 & \text{pour 4 cylindres} \\ 0,13 & \text{pour 6 cylindres.} \end{cases}$$

Cette formule prête à un certain nombre de critiques dont la principale est de ne pas tenir compte du taux de compression. Elle donne des nombres beaucoup trop faibles pour les moteurs actuels et elle est d'un emploi délicat, en raison de la difficulté de fixer la vitesse n de régime imposable.

C'est pourquoi il vient d'être décidé que cette vitesse serait fixée uniformément à 1.800 tours pour les moteurs des voitures de tourisme et à 1.200 pour les moteurs des poids lourds.

Formule thermodynamique (Cl. Devillers).

$$\mathcal{P} = Cd^2LNn \left(1 - \frac{1}{\rho^{0,3}} \right)$$

qu'on peut simplifier en introduisant la cylindrée totale

$$V = \pi \frac{d^2}{4} l N.$$

$$\varpi = K V n \left(1 - \frac{1}{\varphi^{0.3}} \right)$$

avec

$$K = \frac{1}{48}$$

pour les moteurs poussés actuels.

Le tableau suivant donne les valeurs de $1 - \frac{1}{\varphi^{0.3}}$ pour les diverses valeurs de φ :

| φ | $1 - \frac{1}{\varphi^{0.3}}$ |
|-----------|-------------------------------|
| 3..... | 0,281 |
| 3,5..... | 0,313 |
| 4..... | 0,340 |
| 4,5..... | 0,363 |
| 5..... | 0,383 |
| 5,5..... | 0,400 |
| 6..... | 0,416 |

Cette formule convient aux moteurs poussés actuels, au moins aux moteurs de série.

Règle de Lienhard. — A) Pour les moteurs de haut rendement à culasses sensiblement hémisphériques, la puissance est sensiblement proportionnelle au nombre de tours et au taux de compression. Pour un taux de compression de 5,5, elle est de 10 HP au litre à 1.000 tours.

B) Pour un moteur poussé, mais qui n'est pas à soupapes en dessus, la puissance est environ les 7/10 de celle qui serait calculée par la règle A.

C) Pour un moteur non poussé, la même règle B s'applique tant que la vitesse moyenne du piston est supérieure à 5 mètres

par seconde. Aux vitesses inférieures, le coefficient de réduction diminue encore. Cette vitesse moyenne a pour expression :

$$v = \frac{n}{60} \times \frac{21}{100} = \frac{nl}{3.000} \text{ m/sec.}$$

Exemple numérique. — Pour donner une idée du degré d'approximation des diverses formules indiquées, nous calculerons, en les appliquant successivement, la puissance d'un moteur dont les caractéristiques sont les suivantes :

d : 78^{mm}, 1 : 156^{mm}, d'où $V=3$ litres, n : 3.000, N : 4, $p=5,5$ moteur poussé avec soupapes en dessus (Peugeot, monté sur voiturette de course 1913, Indianapolis 1919, Targa Florio 1920, etc...).

| | |
|--------------------------------------|--------------------|
| 1° Formule de l'impôt | 15 chevaux environ |
| 2° Formule thermodynamique | 75 HP |
| 3° Formule de Lienhard | 90 HP |

Le moteur donnait en réalité 91 HP. Il n'y a pas lieu de s'étonner de la diversité des résultats obtenus, chacune de ces formules correspondant à un moteur d'un type déterminé, c'est-à-dire construit à une époque déterminée.

Si l'on faisait les calculs pour un moteur dont le taux de compression est de 3,5 et qui tourne à 1.500 tours, les résultats trouvés seraient voisins des résultats exacts, au moins pour les premières formules, qui s'appliquent précisément à un tel moteur.

Il peut sembler fâcheux, néanmoins, que la formule usitée par le fisc soit inexacte. Ceci conduit, en effet, les constructeurs à établir des voitures puissantes, mais payant peu, ce qui n'est pas toujours conforme à ce que l'on devrait réaliser. Telles voiture, par exemple, s'appelle 15 HP et en fait 60. Telle autres, au lieu de 18 HP, en font plus de 80, et près de 150 au lieu de 30.

La formule thermodynamique s'applique aux moteurs poussés pour voitures de série, c'est-à-dire est la plus ordinairement applicable (avec la règle *B* de Lienhard).

Mesure de la puissance effective. — En principe on détermine, non pas la puissance, mais le couple et la vitesse de rota-

tion de l'arbre, d'où l'on déduit la puissance par la formule :

$$x = C\omega = \frac{C\pi n}{30 \times 75} = \frac{Cn}{716}$$

Les principaux appareils utilisés sont :

- 1° Le frein de Prony.
- 2° Le moulinet Renard.
- 3° La dynamo-dynamomètre.
- 4° Le dynamomètre hydraulique Froude.
- 5° Le banc-balance.
- 6° La dynamo étalonnée.

Frein de Prony (fig. 14). — Il se compose d'une poulie *A* calée sur l'arbre du moteur dont on veut déterminer la puissance. Cette poulie est serrée entre les mâchoires d'un appareil qui

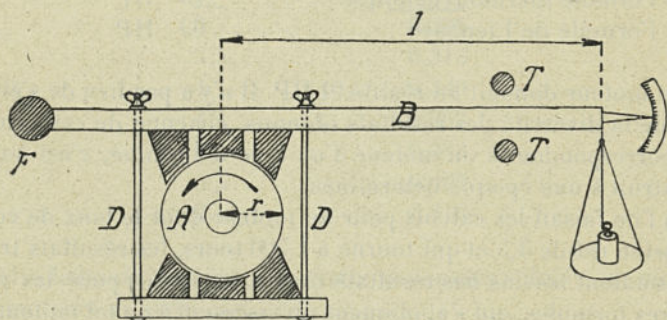


FIG. 14. — Frein de Prony.

constitue le frein de Prony. Ces mâchoires sont portées par un bâti composé de deux pièces de bois *B* et *C* réunies par les deux écrous à oreilles *D*. A l'extrémité du bras *B* peut être suspendu un plateau sur lequel on place des poids.

Le frein doit être équilibré à l'aide d'un contrepoids *F* quand la poulie est folle. Il se complète par un dispositif de sécurité constitué par deux taquets *T* solidement fixés à un bâti et limitant les oscillations du frein.

On dispose le levier dans un sens tel que le mouvement du moteur tende à le soulever, puis le moteur étant en marche, on

serre progressivement les écrous *D*. Le frottement des sabots augmentant, le moteur va tendre à entraîner l'ensemble du frein. Pour empêcher ce mouvement, on met des poids dans le plateau jusqu'au moment où l'équilibre est réalisé.

Soit *P* le poids total placé dans le plateau. Le moment de ce poids *P* équilibre le couple moteur *C*.

$C = P \times l$, *l* longueur du bras de levier du frein etant une constante de l'appareil.

D'autre part, nous mesurons au moyen d'un compte-tours la vitesse de rotation du moteur, soit *n* tours par minute, d'où la vitesse angulaire $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

La puissance effective est donc : $P l \frac{\pi n}{30}$.

Le frein de Prony était assez précis pour mesurer la puissance des moteurs peu importants, tournant à moins de 800 tours. Il est impossible de l'employer avec les vitesses de rotation actuelles.

Moulinet Renard (fig. 15). — Le moulinet Renard est un frein à air. Il se compose essentiellement d'une pièce de bois, géné-

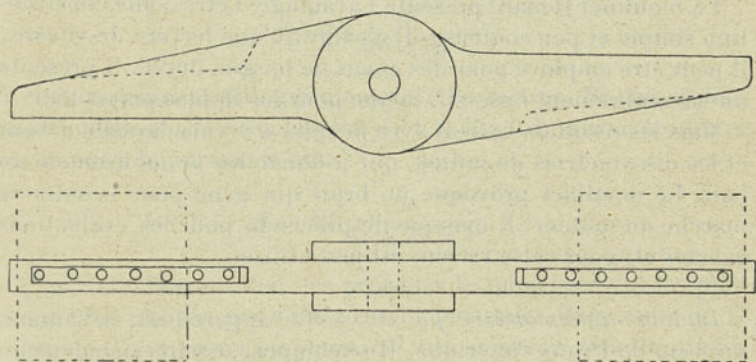


FIG. 15. — Moulinet Renard.

ralement en frêne, entraînée par l'arbre moteur perpendiculairement à l'axe de rotation et sur laquelle sont calés deux plans placés symétriquement par rapport à cet axe de rotation. Ces plans sont en aluminium, ou en lames de bois à fibres entre-

croisées. Leur écartement peut varier, car chacun des plans est fixé par deux boulons passant par des trous ménagés dans la pièce de bois.

Nous savons que la résistance opposée par l'air au mouvement de ces éléments pleins est proportionnelle au carré de leur vitesse, à leur surface et à la densité de l'air (on admet que les conditions normales sont $t = 15^{\circ}$ $p = 76$ centimètres cubes. Lorsque le mouvement de rotation est uniforme, le couple moteur est égal au couple résistant. La puissance est égale à $C \frac{\pi n}{30}$.

Mais le moment C étant proportionnel au carré de la vitesse, soit à n , la puissance est donc proportionnelle à n^3 .

Il faut déterminer pour chaque mesure la position des palettes pour laquelle le mouvement devient uniforme et pour cette position faire le calcul du couple résistant.

Mais il est plus simple de faire ce calcul une fois pour toutes et de construire des abaques donnant la puissance pour chaque position des palettes et chaque vitesse de rotation. On voit que, néanmoins, si ces abaques, livrés avec le moulinet ou construites, permettent de lire directement la puissance, on calcule en réalité le couple moteur.

Le moulinet Renard présente l'avantage d'être d'une construction simple et peu coûteuse. Il n'exige qu'une lecture de vitesse ; il peut être employé pour des essais de longue durée. Il présente un encombrement excessif, même pour les faibles puissances.

Mais les résultats varient avec le cube d'air de la salle d'essai et les dissymétries du milieu, qui influent sur le mouvement de l'air. Le moulinet provoque un bruit qui gêne pour écouter la marche du moteur. Il manque de précision pour les évaluations exactes et, pour cette raison, est peu utilisé.

Dynamo-dynamomètre (fig. 16). — Cet appareil est, en somme, un frein de Prony électrique. Il se compose, comme une dynamo ordinaire, d'un induit qui tourne entre des inducteurs, mais les inducteurs sont ici montés sur des paliers concentriques à l'axe de l'induit.

Donc induit et inducteurs peuvent tourner indépendamment autour du même axe.

L'induit est calé sur l'arbre moteur. Lorsqu'il tourne, l'inducteur est sollicité par un couple dû aux forces magnétiques, qui

tend à le faire tourner dans le même sens que l'induit. Lorsque le mouvement est uniforme, le moment du couple moteur est égal au moment du couple résistant.

On équilibre ce couple en plaçant un poids P sur une tige gra-

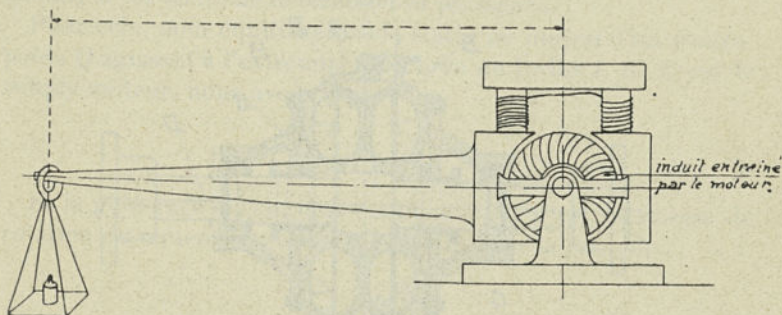


FIG. 16. — Dynamo-dynamomètre.

duée solidaire de l'inducteur, comme le bras de levier est solidaire des sabots dans le frein de Prony. Si la dynamo est directement accouplée au moteur, la puissance en chevaux est

$$\mathcal{P} = Rl \frac{n}{30 \times 75}$$

R étant exprimé en kilogrammes et l en mètres. Si l'on utilise une transmission de rendement r et si l'induit tourne à n tours par minute, la puissance est :

$$\mathcal{P} = Rl \frac{n}{30 \times 75 \times r}$$

C'est actuellement l'un des procédés les plus précis et les plus commodes utilisés pour mesurer la puissance d'un moteur. Il exige que la dynamo emploie une transmission démultipliant si les vitesses de régime ne sont pas les mêmes. L'uniformité du mouvement est obtenue par la manœuvre d'un rhéostat contenu dans un circuit sur lequel débite la dynamo

Frein Froude. — Le dynamomètre hydraulique Froude (Heenan and Froude) est composé d'un rotor A , tournant dans l'eau contenue par une enveloppe B formant stator (fig. 17).

Le rotor *A* est solidaire d'un arbre *D* susceptible d'être accouplé à l'extrémité du vilebrequin du moteur à essayer. Il constitue une sorte de pompe axiale, double, de manière à équilibrer les

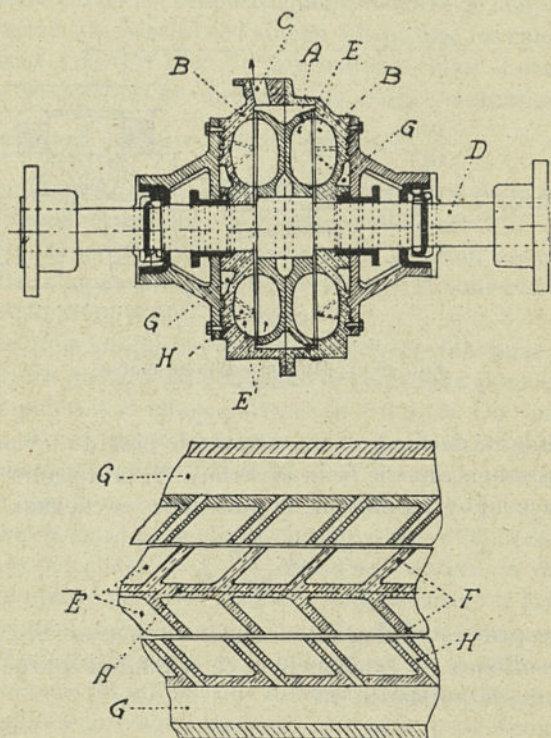


FIG. 17. — Frein-froude.

poussées suivant l'axe. Chacune de ses faces porte un canal circulaire *E* à profil semi-elliptique, divisé en alvéoles au moyen de cloisons obliques.

Le stator *B* commande également des canaux circulaires *E*, de même profil, placés en face des canaux de *A*. Il est monté fou, sur l'arbre *D*, par des galets ou des rouleaux. Il est alimenté en eau par deux orifices *G* et *H*. Des alvéoles du stator, l'eau est projetée dans celles du rotor qui la renvoie au stator et ainsi de suite pour être finalement évacuée par un orifice unique *C*.

Le mouvement de l'eau produit sur le stator une réaction qui tend à le faire tourner. Cette réaction dépend du travail développé sur l'arbre moteur : aux frottements près, elle est égale au couple moteur. Si nous admettons que cette cause d'erreur est négligeable, il est facile de déterminer la puissance.

Pour cela, nous équilibrerons le stator au moyen d'un contre-poids Q agissant à l'extrémité d'un bras de levier l . Si C est le couple moteur, nous avons donc :

$$C = Ql.$$

Et la puissance en chevaux est donnée, si n est la vitesse de rotation du moteur (en tours par minute) par la formule :

$$x = \frac{Qln}{716}.$$

Ce système de mesure de la puissance a l'avantage d'une grande précision. Il est peu encombrant, peut être facilement modifié pendant la marche, puisqu'il est aisé de modifier les résistances qui s'opposent au passage de l'eau, en fermant plus ou moins l'orifice C .

Il est particulièrement commode pour les essais de longue durée, car il ne s'échauffe pas.

Le moteur peut être mis en marche sans modification du frein, dont l'effort de freinage dépend de la vitesse.

Le système animé d'un mouvement de rotation est relativement léger, n'imposant au vilebrequin que de faibles efforts de torsion, insuffisants pour amener la rupture.

Mais il exige une circulation d'eau continue et un organe de lancement du moteur qui peut être, pour les moteurs puissants, le démarreur électrique dont ils sont maintenant fréquemment munis. De plus, il exige des pressions d'eau parfois considérables.

Le frein Froude est actuellement le système le plus souvent utilisé pour les mesures de puissance des moteurs à essence, au moins en automobile.

Banc-Balance (fig. 18). — Le moteur est muni d'un frein à air quelconque, moulinet ou hélice, qui n'intervient que pour absorber la puissance ; il est monté sur une plate-forme pouvant osciller autour d'un axe horizontal O parallèle à l'axe de l'arbre

moteur. Cette plate-forme est montée sur un roulement à billes.

On commence par réaliser l'équilibre de l'appareil au repos au moyen d'un petit contrepoids q mobile sur un bras de levier horizontal.

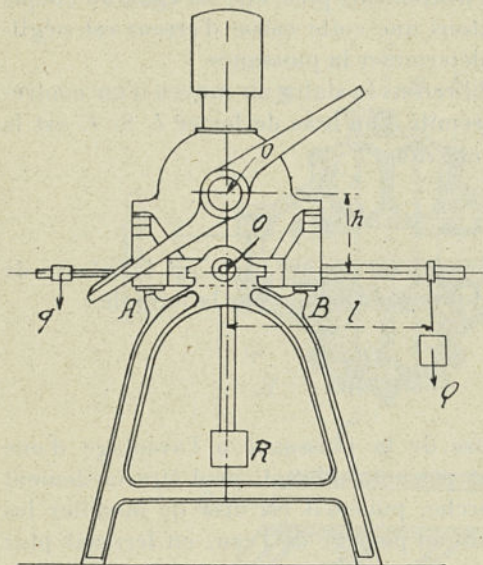


FIG. 18. — Banc-balance.

Deux butées A et B limitent les déplacements de l'appareil. Le moteur étant mis en route, à son régime normal, l'ensemble mobile tend à basculer en sens inverse du mouvement. On rétablit l'équilibre par un poids Q situé à une distance l de l'axe O . Il y a, à ce moment, équilibre entre toutes les forces extérieures qui agissent sur le système (les forces

d'inertie périodiques sont de valeur moyenne nulle) et on note l'équilibre moyen.

Les forces extérieures sont : 1° le poids P de tout l'équipage mobile; 2° le poids Q ; 3° les réactions de l'axe d'oscillation; 4° les résistances exercées par l'air sur le moulinet ou l'hélice et qui se réduisent à un couple (et dans le cas d'une hélice à un effort de traction suivant son axe).

Le banc-balance très employé pour les moteurs d'aviation et toujours pour les rotatifs, est d'une précision suffisante dans la pratique, d'une construction simple et n'exige aucun tarage mais il est encombrant et bruyant.

Dynamo étalonnée. — Le moteur à essayer est accouplé à une dynamo de caractéristiques connues. Soit ρ le rendement de la dynamo, W le nombre de watts qu'elle fournit, la puissance du moteur en chevaux sera

$$\begin{aligned} \mathcal{P} &= 736 \rho W \\ \text{car } 1 \text{ CV} &= 736 \text{ watts.} \end{aligned}$$

Le rendement doit être connu pour toutes les allures de fonctionnement. Mais ce rendement n'est constant que si le champ inducteur est d'intensité constante. Il faut donc une excitation indépendante ; le courant sera emprunté à une batterie d'accumulateurs ou à un secteur, un rhéostat de champ permettant de maintenir le débit constant quand la résistance varie par suite de l'échauffement. Un ampèremètre permettra de constater ce débit.

La dynamo étalonnée peut être également employée pour des essais prolongés, même pour des puissances élevées et des régimes élevés. La variation de charge en marche est aisée à obtenir. Mais l'appareil est peu précis, à moins que des vérifications ne soient d'abord opérées sur l'appareillage électrique utilisé : ampèremètre, voltmètre et wattmètre.

CHAPITRE IV

RENDEMENT

On appelle rendement, le rapport de la puissance effective, disponible sur l'arbre moteur, à la puissance théorique :

$$r = \frac{P_e}{P_t}$$

Cette expression peut s'écrire, en introduisant la puissance indiquée :

$$r = \frac{P_e}{P_i} \times \frac{P_i}{P_t}$$

Le deuxième terme $\frac{P_i}{P_t}$ s'appelle le *rendement thermique* du moteur : c'est le rapport du travail mécanique disponible sur le piston au travail théorique introduit dans le moteur sous forme d'énergie calorifique. Ce rapport définit donc les qualités de la machine thermique, au point de vue de la transformation de la chaleur en travail.

Le terme $\frac{P_e}{P_i}$ est le *rendement mécanique*. La différence entre la puissance disponible sur l'arbre moteur et la puissance disponible sur le piston ne provient que des travaux résistants déterminés par le fonctionnement des organes de transmission. Elle est donc d'autant plus faible que la perfection mécanique de la machine est plus grande.

En résumé, pour augmenter le rendement d'un moteur, on est conduit à augmenter *le rendement mécanique et le rendement thermique.*

Rendement mécanique. — Pour augmenter le rendement mécanique, il faut diminuer les travaux résistants dus au fonctionnement des organes de transmission.

Il faut donc d'abord chercher à réduire les frottements, aussi bien par la précision de l'usinage que par un graissage satisfaisant. En particulier, il est généralement avantageux de remplacer les portées lisses par des roulements à billes, ou simplement à rouleaux.

Il faut également réduire les jeux, qui sont l'origine des chocs entraînant des pertes de travail sensibles. Cette réduction peut être obtenue par un choix convenable des matériaux et un usinage précis.

Il faut enfin éviter les vibrations dues aux défauts d'équilibrage ou aux réactions des châssis sur le moteur. Il faut donc équilibrer le moteur, améliorer la suspension du châssis, voire même la fixation du moteur sur le châssis.

Le rendement mécanique d'un moteur est de l'ordre de 70 % environ : nous verrons, en effet (le frein moteur) que la puissance qu'il faut fournir à un moteur pour le faire tourner à une vitesse déterminée est voisine du tiers de la puissance qu'il est susceptible de fournir à ce même régime.

Il est certain que le rendement mécanique d'un moteur très usagé peut tomber à 50 %.

Il conviendra, lorsque nous étudierons la voiture, de tenir compte du rendement mécanique de la transmission qui est rarement supérieur à 80 %, et tombe même souvent à 70 %.

RENDEMENT THERMIQUE D'UN MOTEUR PARFAIT

Ce rendement ne dépend que du rapport des températures maximum et minimum atteintes dans le moteur.

$$\frac{T - T^0}{T} = 1 - \frac{T^0}{T}$$

Nous savons que si les transformations du mélange gazeux

sont adiabatiques, le rapport $\frac{T^0}{T}$ ne dépend que du taux de compression du moteur considéré.

En effet, la loi d'évolution du mélange gazeux est la loi de Poisson

$$p v^\gamma = c^{10}$$

Considérons deux états du mélange gazeux, définis : le premier par $p_0 v_0 T_0$; l'autre par $p v T$. Nous avons :

$$p v^\gamma = p_0 v_0^\gamma$$

Nous savons que les trois variantes sont liées par la relation $p v = R T$ où R est une constante.

$$\text{Donc : } \frac{P}{P_0} = \frac{T v_0}{T_0 v} \quad \text{car} \quad R = \frac{p v}{T} = \frac{p_0 v_0}{T_0}$$

$$\text{Mais : } \frac{p}{p_0} = \left(\frac{v_0}{v}\right)^\gamma$$

$$\text{Donc : } \frac{T}{T_0} = \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Soit en posant, selon l'usage :

$$\frac{v_0}{v} = \rho$$

$$\frac{T}{T_0} = \rho^{\gamma-1}$$

L'expression du rendement thermique devient :

$$1 - \frac{T_0}{T} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

formule bien connue qui met en évidence un résultat important.

Dans un moteur parfait, le taux de compression détermine

seul le rendement thermique, qui est indépendant du taux de remplissage.

Rendement thermique d'un moteur réel. — Un moteur réel diffère du moteur parfait parce que l'évolution du mélange gazeux n'est plus adiabatique, en raison de l'influence des parois.

Pour obtenir d'un moteur un rendement aussi élevé que possible, il faut donc :

1° Transformer aussi complètement que possible la chaleur développée par la combustion.

2° Rendre l'influence des parois aussi peu nuisible que possible, c'est-à-dire se rapprocher autant qu'on le peut du moteur théorique.

Augmentation du taux de compression. — Il est évident que le travail théorique est d'autant plus grand que la détente est plus longue, dans la limite où la pression intérieure reste supérieure à la pression atmosphérique.

L'augmentation du rendement thermique paraît nous conduire à l'emploi de longues détentes, c'est-à-dire de taux de compression élevés à moins qu'à partir d'un certain moment les pertes par frottement qui déterminent le rendement mécanique du moteur ainsi que le travail résistant des forces d'inertie, ne prennent une valeur supérieure au travail moteur fourni par la détente. L'influence des parois, pendant la détente, ne peut être un obstacle : en effet, si nous comparons les chaleurs perdues par les parois, en deux cylindres de même forme et de courses inégales, celui qui a la plus longue course perd plus de chaleur par les parois, mais le supplément de chaleur perdu est perdu également dans le premier, dans les gaz d'échappement, et nous n'avons pas le travail utile supplémentaire fourni par l'augmentation de la course.

S'il est nécessaire de chercher à utiliser un taux de compression élevé, on est arrêté, dans la pratique, par les phénomènes parasites de détonation incompatibles avec un rendement élevé et un fonctionnement satisfaisant du moteur (cognements).

Ces taux sont voisins de : 5,5 pour l'essence,

7 pour le benzol,

9 pour l'alcool,

à la condition toutefois que l'usinage des moteurs soit excellent,

leur refroidissement satisfaisant, et que le dosage du mélange combustible soit bon (voir *Phénomènes d'Inflammation et de Combustion*).

Nous verrons plus loin que des considérations dues à l'influence des parois tendent à déterminer la forme des chambres de combustion. Dans ces conditions, si le taux de compression est donné et la forme de la chambre également, la course du piston est complètement déterminée, ou plus exactement le rapport de course à l'alésage, car les dimensions de la chambre sont fonctions de l'alésage.

Influence des parois. — A) Il y a intérêt à utiliser le pouvoir calorifique aussi complètement que possible, c'est-à-dire à obtenir une température finale d'explosion aussi élevée que possible, *pour des conditions initiales déterminées.*

Cette température est déterminée par le taux de compression, par les pertes à travers les parois, par les chaleurs spécifiques des gaz brûlés, le volume spécifique des produits de la combustion et la chaleur latente de vaporisation du combustible liquide employé.

Pour que les pertes soient minimums pendant l'admission et la compression, il est évidemment nécessaire que les parois soient aussi chaudes que possible, puisqu'il y aura réchauffage des gaz admis et non pas cession de chaleur aux parois, sauf peut-être en fin de compression. On ne peut utiliser les parois chaudes que dans la limite où elles ne déterminent pas d'auto-allumages.

B) Pour que les pertes de chaleur pendant la combustion soient aussi faibles que possible, il faut :

1° *Que la différence de température entre le mélange gazeux et les parois soit minimum, c'est-à-dire que les parois soient chaudes.* Mais on voit aussi qu'il y a intérêt à ce que la température développée soit aussi faible que possible. C'est ainsi que l'alcool (et d'une manière générale les combustibles à grosse chaleur latente de vaporisation) permet un rendement plus élevé que les autres combustibles. Cette condition n'est nullement contradictoire avec celle que nous avons énoncée plus haut : si les conditions initiales sont bien déterminées, il convient que la température finale soit maximum, car un abaissement de cette température ne peut provenir que d'un accroissement des pertes, c'est-à-dire témoigne d'une diminution du rendement.

2° *Que la surface de contact entre le mélange et la paroi, c'est-à-dire la surface de la chambre d'explosion soit minimum.*

Cette condition nous conduit à l'emploi de culasses compactes (la forme idéale étant la forme hémisphérique puisque la sphère est la surface minimum enveloppant un volume déterminé) et de cylindres de faible alésage ;

3° *Que la durée du contact soit minimum, c'est-à-dire la durée de la combustion elle-même.*

Mais on sait que la durée de la combustion dépend, par ordre d'importance :

De la nature du combustible ;

De la température du mélange ;

De sa pression ;

De la turbulence ;

Du dosage du mélange ;

De la forme de la chambre d'explosion ;

De la position et du nombre des bougies ;

Des qualités de l'étincelle ;

Des ondes explosives qui se produisent dans le mélange.

C) Il y a également intérêt, pour une température maximum atteinte en fin de combustion, à diminuer les pertes de chaleur pendant la détente.

Ceci nous conduit :

A des parois chaudes ;

A des cylindres de petite dimension ;

A une détente rapide, c'est-à-dire à un moteur tournant vite.

Le rendement dépend donc, en résumé :

a) De la température des parois ;

b) De la vitesse de rotation ;

c) Du taux de compression et du taux de remplissage ;

d) Des dimensions et de la forme du cylindre, de la position des bougies et des qualités de l'étincelle.

e) Du mélange combustible (nature du combustible, température du mélange, dosage).

a) **Température des parois.** — Il est certainement avantageux que les parois du moteur soient chaudes. Mais on est arrêté, dans l'emploi des parois chaudes, par des difficultés nombreuses.

Un échauffement excessif entraîne des dilatations susceptibles de déterminer le grippement. Le graissage peut devenir impos-

sible, si la température atteinte est supérieure au point d'éclair et surtout au point d'ignition du lubrifiant. Le rendement mécanique baissera donc, lorsque la température augmente, mais seulement à partir d'une température assez élevée, puisque, jusqu'à 150 ou 200°, au contraire, la viscosité de l'huile diminue et que les pistons sont usinés avec des jeux permettant une dilatation convenable.

Les parois chaudes influent sur le remplissage du cylindre, qu'elles diminuent. Le rendement peut donc se trouver diminué, de ce fait, d'une quantité supérieure au gain réalisé par la chaleur des parois.

Surtout il peut se produire des allumages anticipés qui entraînent une grosse perte de rendement.

Comme les pertes les plus importantes ont lieu pendant la combustion, il est naturel que la portion la plus chaude soit la culasse du cylindre, c'est-à-dire la chambre d'explosion. C'est là un avantage des culasses « compactes », c'est-à-dire se rapprochant de la forme hémisphérique.

b) **Vitesse de rotation.** — Le rendement thermique n'augmente avec la vitesse de rotation que dans la limite où les troubles de remplissage ne risquent pas de le diminuer. En admettant que le dosage du mélange reste satisfaisant aux grandes allures, on sait en effet que le taux de remplissage diminue, les cylindres n'ayant pas le temps de se remplir pendant la durée très courte de l'ouverture de l'orifice d'admission, ou même les soupapes ne pouvant pas se fermer en temps utile et laissant échapper les gaz frais admis ou rentrer les gaz brûlés déjà évacués.

La recherche des grandes vitesses de rotation entraînera donc une étude approfondie des organes de distribution permettant d'obtenir un remplissage satisfaisant. Il pourra même être intéressant d'utiliser des dispositifs d'alimentation sous pression, dans la limite au moins où l'accroissement du remplissage n'entraîne pas la nécessité de diminuer le taux de compression.

Surtout, l'emploi des vitesses de rotation élevées entraîne la nécessité d'un équilibrage rigoureux, sous peine de voir diminuer très vite le rendement mécanique, c'est-à-dire aussi le rendement effectif du moteur. Et c'est généralement le mauvais rendement mécanique qui limite dans la recherche des vitesses élevées.

c) **Taux de compression et taux de remplissage.** — Il est avantageux d'obtenir une pression aussi élevée que possible avant l'allumage, en fin de compression. Ceci n'est possible qu'en employant à la fois un taux de compression et un taux de remplissage élevés.

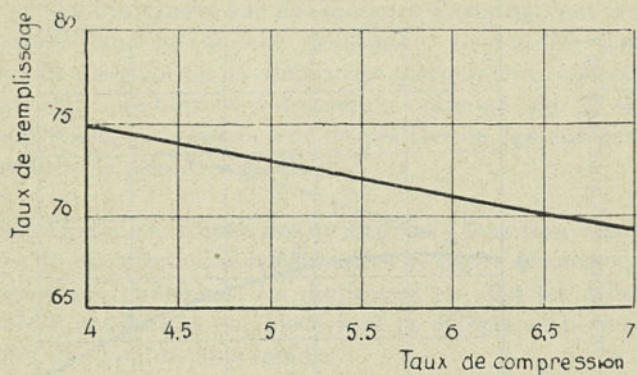


FIG. 19.

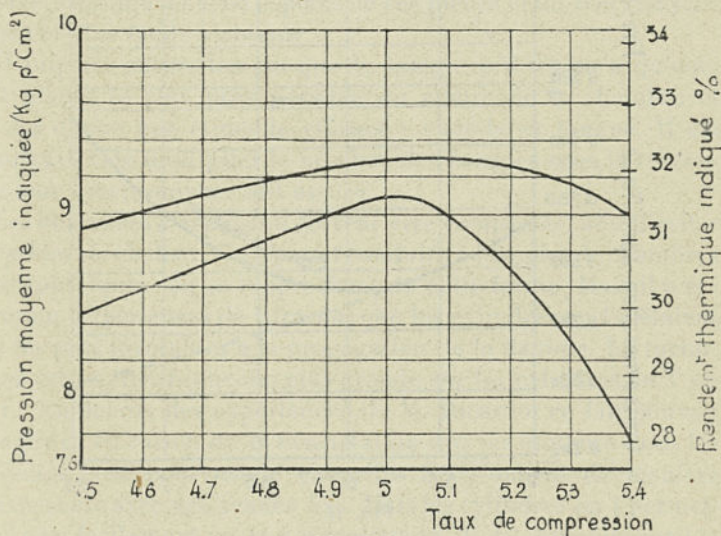


FIG. 20.

Nous savons qu'un combustible déterminé ne permet pas de dépasser un taux de compression limite, au-dessus duquel, pour un bon remplissage les auto-allumages se produisent toujours.

Pratiquement, comme tous les moteurs actuels doivent pouvoir marcher à l'essence, le taux limite est de 5,5.

Ceci ne veut pas dire que sur un moteur dans lequel tous les éléments seraient donnés : dimensions de cylindres, vitesse de rotation, refroidissement, distribution, combustible utilisé,

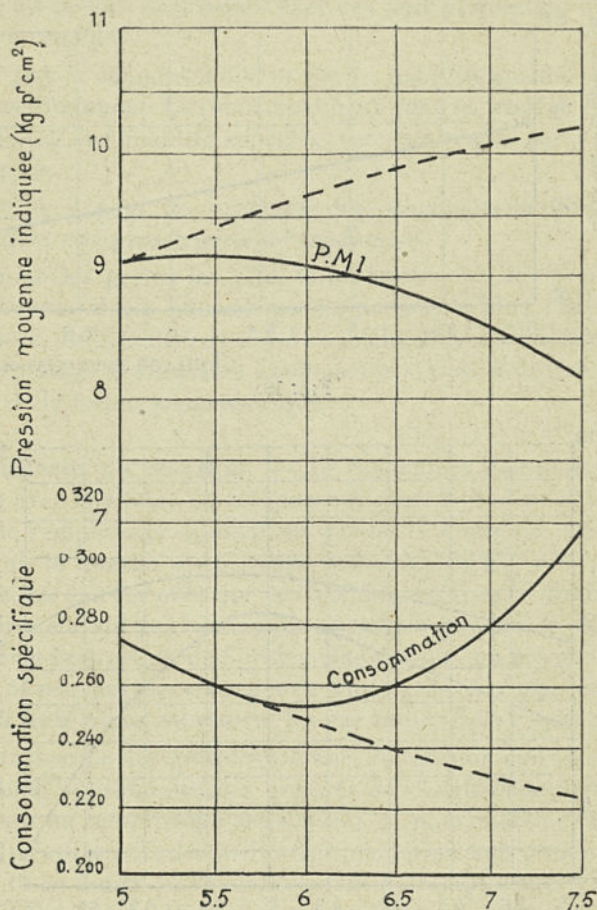


FIG. 21.

richesse de mélange, etc..., le rendement augmente avec le taux de compression.

D'abord le taux de remplissage (quelquefois appelé rendement volumétrique) varie avec le taux de compression, ainsi que le

montre le graphique ci-contre, (fig. 19) emprunté au compte rendu des expériences de M. Ricardo (*Automobil Engineer*, 1921).

Il varie aussi avec la nature du combustible, la richesse du mélange, etc...

Les expériences de M. Ricardo, confirmant des expériences faites pendant la guerre sur des moteurs d'aviation, ont montré qu'il existe, sur un moteur déterminé, c'est-à-dire dont le système de distribution est déterminé (carburateur, collecteurs, orifices, etc...) un taux de compression optimum (fig. 20 et 21).

Il appartient au constructeur de réaliser un moteur permettant un taux de compression élevé.

d) Dimensions et forme des cylindres. - Position des bougies. — Il est certain que les cylindres de petite dimension sont favorables au rendement. Ils diminuent en effet les échanges de chaleur pendant la combustion et la détente et permettent d'obtenir des combustions rapides.

De plus, les forces d'inertie des pièces en mouvement se trouvent diminuées avec le poids de ces pièces et un bon remplissage est plus facile à obtenir.

Il importe naturellement que la bougie (s'il n'y en a qu'une) soit placée le plus près possible du centre de la chambre et qu'elle donne une étincelle efficace : chaude et longue. Il est avantageux de multiplier le nombre des bougies sous la réserve que leur synchronisme soit assuré.

Les chambres d'explosion doivent être compactes, afin d'éviter les pertes de chaleur. Ceci paraît conduire à l'emploi de chambres hémisphériques, ou se rapprochant de cette forme. Mais il a été reconnu (expériences de Ricardo) que les cylindres en I n'étaient pas les plus favorables à la propagation de la flamme. La turbulence est en effet beaucoup plus grande sur les cylindres en T ou en L. En dehors des expériences de M. Ricardo, ce fait pouvait être prévu en raison de la constatation que les moteurs dont les cylindres sont pourvus de chapelles fonctionnent de manière satisfaisante avec une avance fixe. Mais les cylindres en I permettent plus facilement un bon remplissage. Il est donc impossible d'affirmer de façon indiscutable leur supériorité au point de vue rendement, sauf toutefois pour les grandes vitesses de rotation. L'usage même paraît établir la supériorité des culasses Ricardo.

Le rapport de la course à l'alésage se trouve en général déter-

miné par le taux de compression et la forme de la chambre d'explosion, celle-ci étant elle-même déterminée par le nombre et la dimension des soupapes, et par la turbulence désirée.

Considérons en effet par exemple un cylindre en I à chambre rigoureusement hémisphérique. Le volume de la cylindrée est égal à $\pi r^2 l$ où r est le demi-alésage et l la course.

Le volume de la chambre est $\frac{2}{3} \pi r^3$.

Donc :

$$\frac{\pi r^2 l + \pi r^3}{\frac{2}{3} \pi r^3} = \rho$$

$$3 \pi r^2 l + 2 \pi r^3 = 2 \rho \pi r^3$$

$$3 l = 2 r (\rho - 1).$$

Si nous faisons $\rho = 5,5$ taux limite pour l'emploi de l'essence

$$3 l = 2 r \times 4,5.$$

Posons $2 r = a$, a étant l'alésage

$$l = 1,5 a$$

qui est bien le rapport le plus communément usité actuellement.

Augmentation de la course et forme de la chambre d'explosion. — De nombreux auteurs ont signalé l'intérêt que présente, toutes autres choses restant égales, l'augmentation de la course. Mais, en général, pour un alésage déterminé, la forme de la chambre d'explosion est complètement déterminée par le nombre, la disposition, et la hauteur de levée des soupapes, la dimension et l'emplacement de la bougie, la turbulence, et la condition d'avoir une surface minimum.

Augmenter la course revient à augmenter le taux de compression... mais on sait qu'il y a une valeur limite pour chaque combustible, voisine de 5 pour l'essence.

Toute augmentation de la course doit donc être compensée par une modification de la chambre d'explosion. Si la chambre était primitivement de forme et dimensions optima, on verra donc le

rendement tendre à diminuer en même temps que l'accroissement de la course tend à l'augmenter.

Il semble que l'expérience soit actuellement décisive puisque les constructeurs ont renoncé aux longues courses : la forme de la chambre est plus importante que la longueur de la course.

e) **Influence du mélange combustible sur le rendement.**

— Le mélange combustible intervient par trois éléments différents : la nature du combustible utilisé, le dosage du mélange et sa température initiale.

Il est avantageux d'avoir une température initiale assez élevée, mais nous savons que le réchauffage diminue le taux de remplissage. Il diminue donc la puissance maximum du moteur et peut également diminuer le rendement, si la perte due à la diminution du taux de remplissage est supérieure au gain résultant du réchauffage.

La tendance à la détonation augmente avec la température d'admission : il se peut donc qu'un réchauffage trop énergique détermine des cognements interdisant une puissance et un rendement élevés.

Des expériences multiples, effectuées dans les conditions les plus parfaites, par M. *Ricardo*, en 1920, pour le compte de la compagnie Asiatic-Petroleum, ont montré, conformément aux prévisions théoriques préalablement exposées par MM. *Tizard* et *Pye* (*The Automobil Enginer 1919-1920*) que le rendement des divers combustibles est le même, pour un taux de compression déterminé, exception faite de l'alcool (alcool éthylique ou alcool méthylique, ou esprit de bois), qui permet d'obtenir un rendement un peu élevé.

Ce résultat suppose naturellement que chacun des combustibles est utilisé dans les conditions qui lui conviennent le mieux (réchauffage, dosage, avance à l'allumage, etc...).

Mais le taux de compression maximum que l'on peut utiliser avec un combustible déterminé dépend de son régime de combustion ou plus exactement de son régime de détonation. On sait que pour les combustibles usuels, ces taux de compression sont respectivement de 5,5 pour l'essence ; 7,5 pour le benzol ; 9 pour l'alcool.

On remarquera que les tendances à l'auto-allumage ne dépendent nullement de la densité et de la volatilité des hydro-carbures

employés, le pétrole brut ou le pétrole lampant détonant pour des taux de compression de 4 par exemple. *Il est donc illogique de fixer seulement ces éléments pour définir la qualité d'un combustible* : leur importance ne suffit pas à juger entièrement ce combustible.

Parmi tous les constituants de l'essence, celui qui a le plus d'action pour éviter la détonation est le toluène (et les autres carbures de la série aromatique). Il y a donc intérêt à ce que les essences soient riches en toluène, *contrairement à l'idée généralement répandue que les essences les plus volatiles sont les meilleures*. Ceci ne veut pas dire non plus que les combustibles lourds soient les meilleurs.

Les tendances à détonation dépendent seulement de la composition du combustible et il est difficile de donner des résultats présentant une généralité suffisante, en raison des différences considérables de composition des essences suivant leur provenance. Il paraît certain, en tout cas, que l'adjonction de benzol ou d'alcool à l'essence permet d'employer un taux de compression plus élevé, mais n'augmente pas le rendement d'un moteur.

La richesse du mélange intervient également dans la détermination du rendement maximum.

Des expériences ont été faites à ce sujet par M. *Ricardo*, en adjoignant aux gaz admis une certaine quantité de gaz brûlés, c'est-à-dire complètement inertes. Elles ont permis de vérifier que cette adjonction rendait possible l'emploi de taux de compression plus élevés.

Il est certain que l'admission d'air additionnel, appauvrissant le mélange, joue un rôle analogue, c'est-à-dire que les mélanges qui permettent le meilleur rendement ne sont pas ceux qui brûlent sans résidu de combustible ni d'oxygène.

Ce résultat n'est pas exact pour l'alcool et les produits analogues (alcool éthylique, esprit de bois, acétone) qui donnent leur rendement maximum pour des mélanges un peu trop riches, à cause de la valeur élevée de la chaleur latente de vaporisation et de l'accroissement considérable du volume spécifique par la combustion.

Ce sont d'ailleurs les valeurs différentes du volume spécifique des produits de la combustion, qui permettent aux divers combustibles (carbures) d'avoir le même rendement, car nous insisterons sur le fait que l'énergie disponible dans un combustible

est son *énergie interne*, qui ne dépend pas seulement du pouvoir calorifique, mais encore de la variation de volume spécifique.

Rappelons encore qu'il existe des produits antidétonants, dont l'adjonction au combustible permet d'augmenter le taux de compression du moteur utilisé.

CHAPITRE IV

VARIATIONS DE LA PUISSANCE

Il est intéressant, voire même nécessaire, d'étudier les variations de la puissance d'un moteur avec sa vitesse de rotation.

Nous supposons d'abord que l'obturateur est complètement ouvert, c'est-à-dire que nous ne nous occuperons que de la puissance maximum que le moteur est susceptible de fournir à chaque régime.

Il est commode de représenter graphiquement ces variations par une courbe qui s'appelle *caractéristique de puissance*.

Plus généralement on appelle courbes caractéristiques d'un moteur, les courbes représentant en fonction de la vitesse de rotation, la puissance maximum, le couple moteur et la consommation spécifique ou poids d'essence consommé par cheval-heure (*fig. 22*).

Ces courbes ne sont pas indépendantes.

En effet, nous avons vu, en étudiant les méthodes de mesure de la puissance, que la puissance est liée au couple moteur par la formule :

$$P = K C n,$$

où

$$K = \frac{\pi}{30 \times 75} = \frac{1}{716}$$

et n est la vitesse angulaire de rotation exprimée, suivant l'usage, en tours par minute.

Inversement, nous pouvons écrire :

$$C = \frac{1}{K} \frac{P}{n}$$

C'est-à-dire qu'à un point M quelconque de la courbe des puissances correspond un point M' de la caractéristique des couples

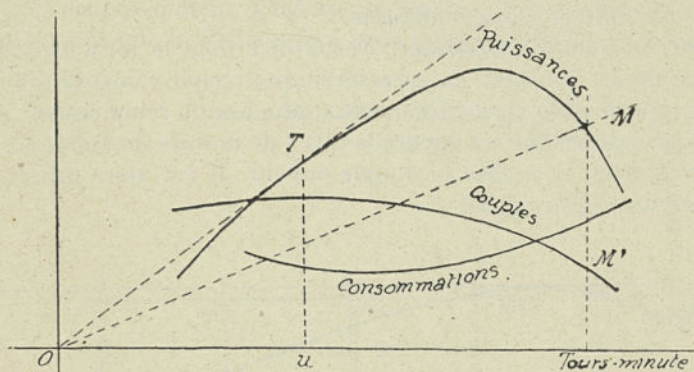


FIG. 22. — Courbes caractéristiques.

tel que l'ordonnée de ce point M' représente, à un facteur près, $\frac{1}{K} = 716$, le coefficient angulaire de la droite OM .

En particulier, si nous menons la tangente OT à la caractéristique puissance issue de l'origine, le point de contact définit la vitesse de rotation u , pour laquelle le couple moteur est maximum. Inversement, d'ailleurs, connaissant la caractéristique des couples, on pourrait déterminer géométriquement le maximum de la puissance.

La caractéristique des consommations spécifiques peut également se déduire de celle des couples, ainsi que nous le verrons plus loin.

Caractéristique des couples. — Il est commode d'introduire, pour l'étude du couple, une notion nouvelle, celle de la pression moyenne.

On appelle pression moyenne, une pression *fictive constante* qui, agissant sur les pistons pendant les détentes, fournirait par seconde un travail égal à la puissance.

Il est facile de voir que le couple moteur ne diffère de la pression moyenne que par une constante. La caractéristique des couples représente donc aussi la pression moyenne.

Mais cette pression moyenne dépend surtout de la pression d'explosion, puisque la pression en fin de détente ne varie pas beaucoup d'un moteur à l'autre. Elle dépend donc de tous les éléments qui déterminent cette pression en fin d'explosion, parmi lesquels le taux de compression et le taux de remplissage ont une influence prépondérante.

Sur un moteur déterminé, c'est-à-dire dont le taux de compression est constant, la caractéristique couple constitue donc une représentation grossièrement approchée du remplissage.

Nous savons que les appareils dits « de mesure de puissance » déterminent en réalité le couple moteur. Il est alors facile de construire cette courbe.

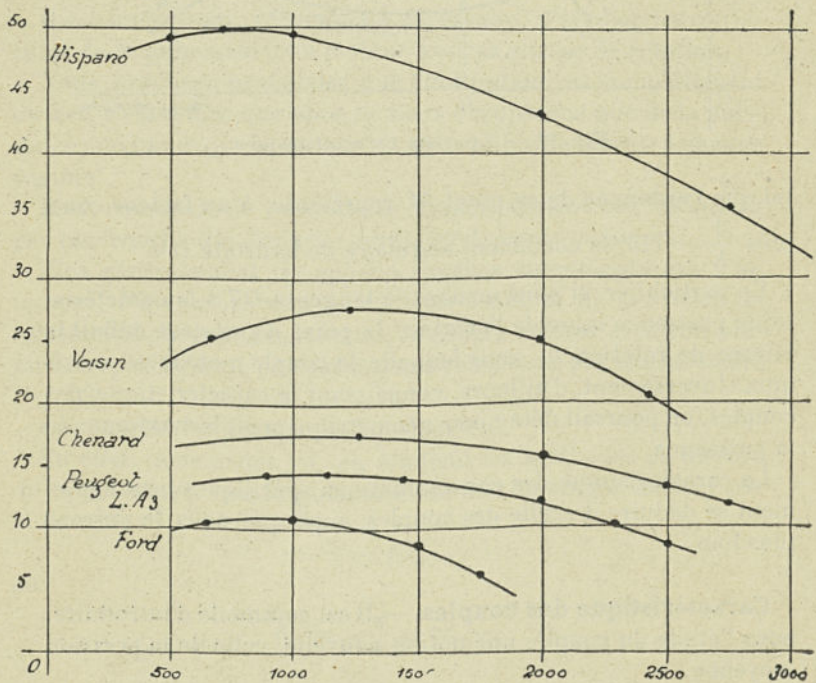


FIG. 23. — Courbes des couples de différents moteurs (1922).

La figure 23 représente les couples d'un certain nombre de voitures usuelles vers 1922. On voit que le couple commence par croître, passe par un maximum, puis décroît.

Ceci est naturel, puisque nous savons que le taux de remplissage commence par croître avec la vitesse de rotation, c'est-à-dire avec la dépression, puis décroît : aux grandes vitesses, il devient très faible en raison de l'inertie des gaz et de leur frottement sur les parois.

Le couple moteur gardera sa valeur élevée d'autant plus longtemps que la distribution sera mieux étudiée : un moteur à

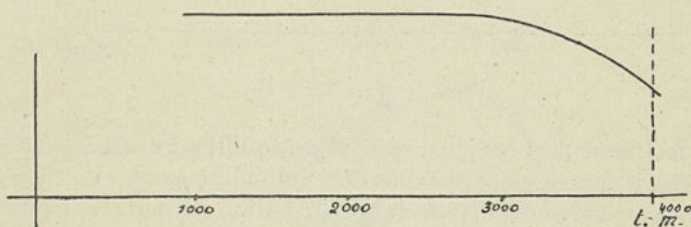


FIG. 24.

grands orifices, à tuyauteries simples et larges, conçues en vue de diminuer les remous, permettra d'atteindre des vitesses élevées avec un taux de remplissage satisfaisant.

On peut donc affirmer que, plus l'étude de la distribution aura été poussée, plus la courbe représentative du couple moteur se rapprochera de la forme ci-contre (fig. 24), c'est-à-dire, présentera un long palier horizontal. Cette courbe est d'ailleurs surtout théorique ; l'examen des courbes de la figure 23 montre que, dans la pratique, les caractéristiques couple moteur s'en écartent passablement.

Par contre, une distribution médiocre sera caractérisée par une caractéristique couple telle que celle de la figure 25, c'est-à-dire à courbure très accentuée.

Les courbes de la figure 23 nous donnent les valeurs absolues des couples, mais il est plus intéressant de rapporter le couple à l'unité de volume de cylindrée, c'est-à-dire au litre. Ce couple est dit « couple spécifique ». Il montre mieux jusqu'à quel point est utilisée la capacité des moteurs, et avec quelle perfection est réalisée l'alimentation (fig. 26).

Les grandes vitesses permises par une étude poussée de la distribution ne sont possibles que grâce au perfectionnement de la construction mécanique du moteur : il faut réduire au minimum

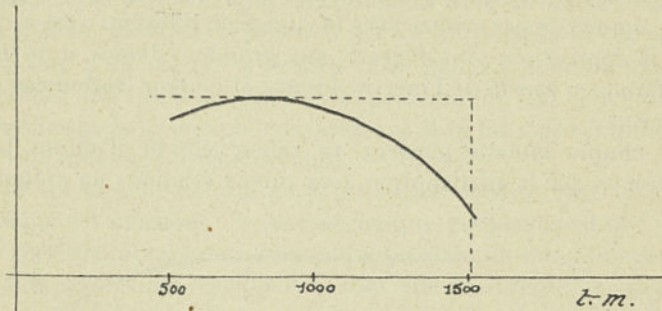


FIG. 25.

les frottements et les jeux, réaliser un^eéquilibrage satisfaisant, un refroidissement efficace évitant les auto-allumages, etc. Ce n'est donc pas seulement l'étude de la distribution qui doit être poussée,

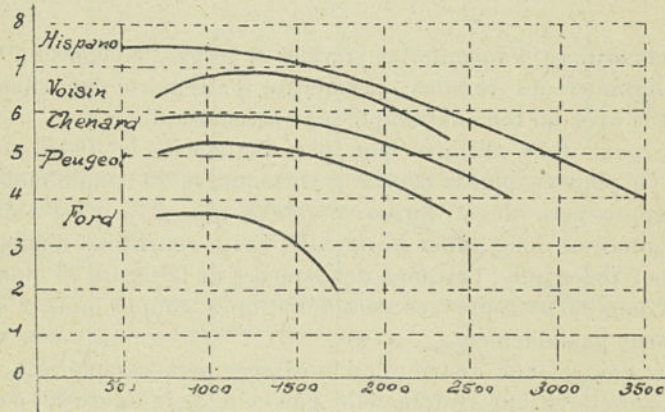


FIG. 26. — Courbes des couples spécifiques.

mais celle du moteur tout entier. C'est là ce qui justifie la qualificatif « poussé » accordé généralement aux moteurs à grande vitesse de rotation, par opposition aux moteurs plats.

Nous voyons que, même à vitesse de rotation égale, le couple spécifique d'un moteur poussé est supérieur à celui d'un moteur

plat. Puisque le couple ne diffère que par un facteur constant du travail par tour, c'est dire que de deux voitures identiques (même poids, même maître couple, même multiplication), munies l'une d'un moteur poussé, l'autre d'un moteur plat, de même cylindrée, celle qui aura le moteur poussé pourra vaincre des résistances plus élevées... Ceci ne veut pas dire que son rendement sera meilleur : au contraire, la consommation aux 100 kms du moteur poussé sera souvent plus forte.

Caractéristique de puissance. — Nous savons que la valeur de la puissance se déduit de celle du couple, c'est-à-dire aussi que

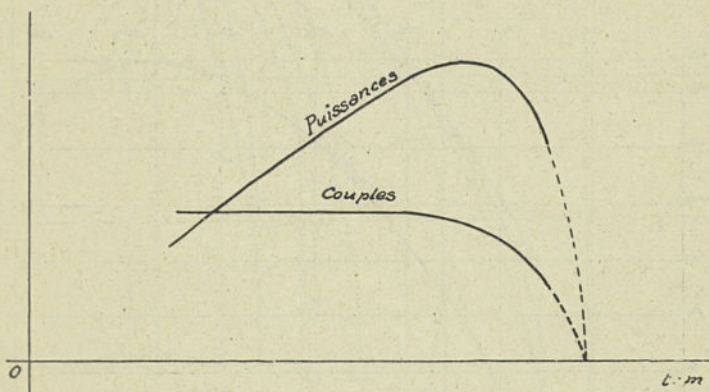


FIG. 27.

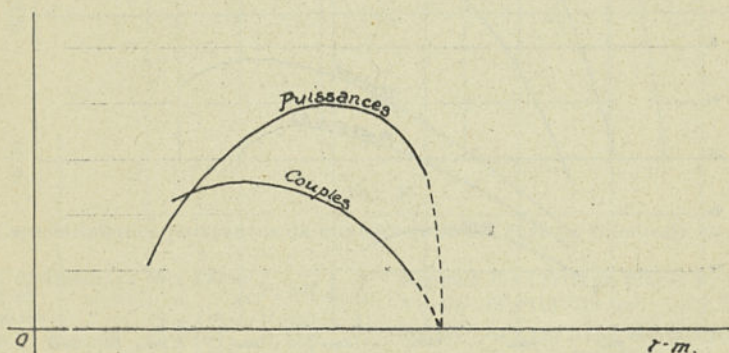


FIG. 28.

la caractéristique puissance se déduit de la caractéristique du couple moteur.

Nous remarquerons que la puissance continue à croître quand le couple décroît.

Un moteur poussé aura une caractéristique puissance dont la partie ascendante sera d'abord presque rectiligne, puisque les valeurs du couple varient peu. La courbure de cette caractéristique sera d'autant plus forte que le moteur sera moins poussé. C'est ce qui justifie l'opinion qu'un moteur plat est un moteur à caractéristique courbe et qu'un moteur poussé est un moteur à caractéristique pointue.

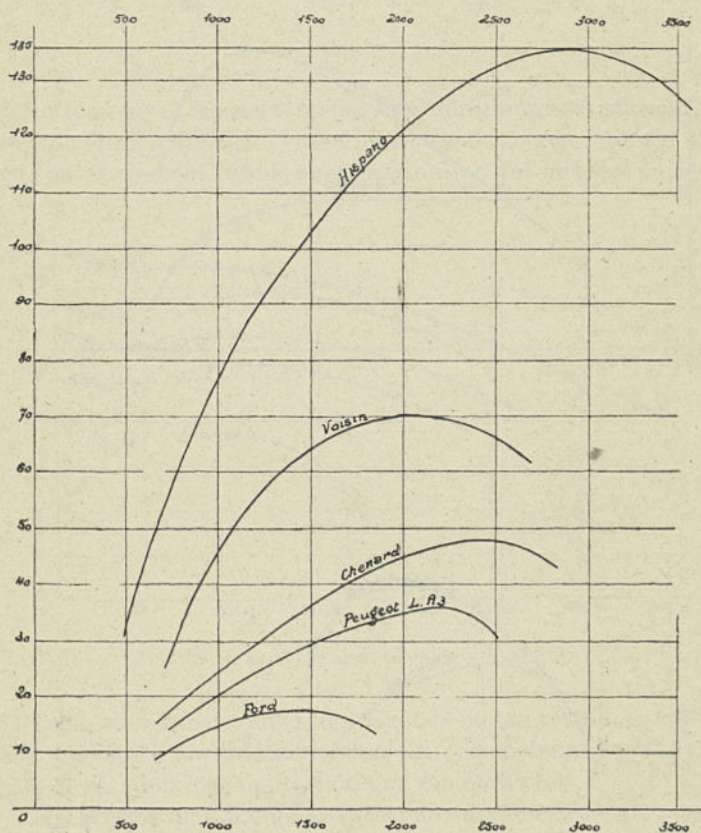


FIG. 29. — Courbes des puissances de différents moteurs (1922).

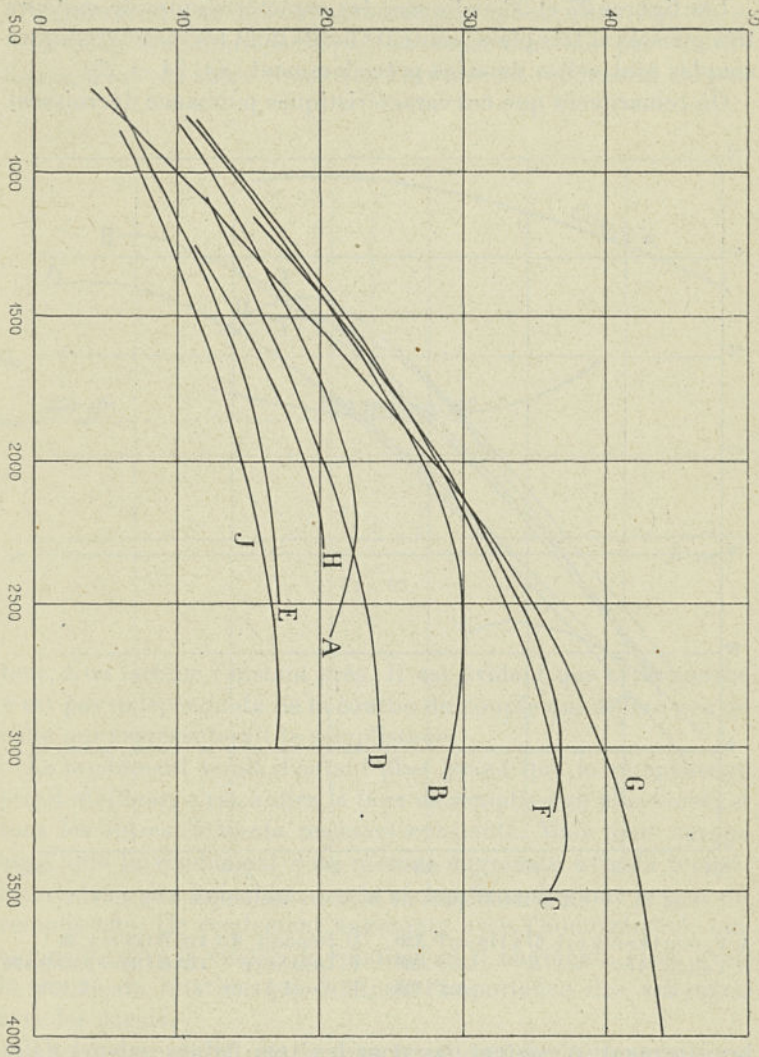


FIG. 30.

Caractéristiques puissances de moteurs de 10 CV environ construits en 1927.

| | | | | | | | | | | |
|---------------|----------|---|---------|---|---|----------|---------------------|---|---------|---|
| T 87 Delahaye | 70 x 120 | = | 1', 847 | } | A | Renault | 75 x 120 (type 259) | = | 2', 120 | F |
| T 97 " | " | = | " | | B | Voisin | 67 x 110 (10 cv) | = | 1', 551 | G |
| T 107 " | 72 x 110 | = | 1', 791 | | C | Ballot | 67 x 120 (type 465) | = | 1', 692 | H |
| B 14 Citroën | 70 x 100 | = | 1', 536 | | D | D. F. P. | 62 x 91 | = | 1', 100 | J |
| B 2 " | 68 x 100 | = | 1', 450 | | E | | | | | |

Les figures 27 et 28 indiquent les caractéristiques de moteurs très poussés et très plats : moteurs fictifs dont les caractéristiques couples sont celles données précédemment (fig. 24 et 25).

On remarquera que ces caractéristiques puissance décroissent

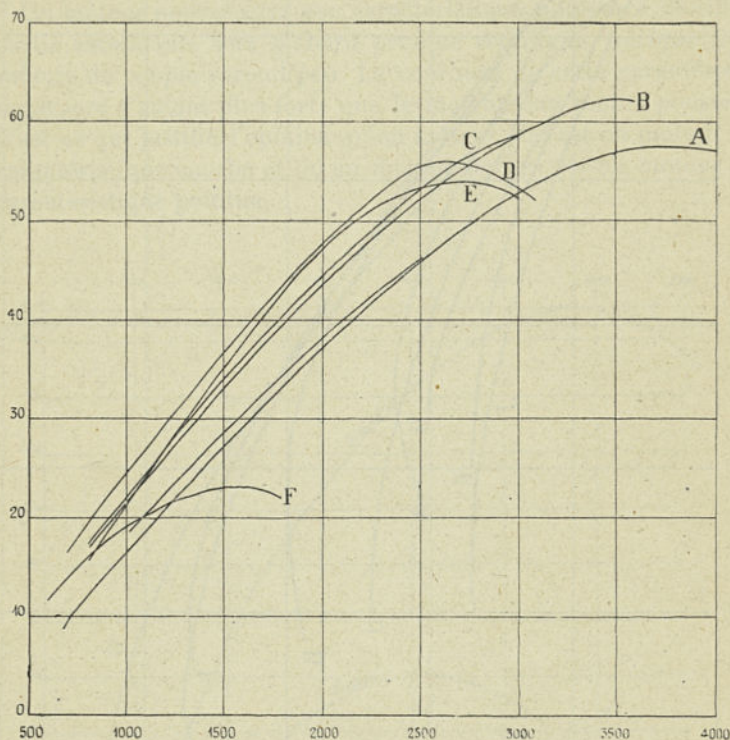


FIG. 31. — Caractéristiques de moteurs modernes, 14 à 15 C.V.

| | |
|--|---|
| A. Voisin 14 cv. 6 cyl. 67 x 110 = 2 ^l ,330 | D. Renault, 15 cv. 6 cyl. 75 x 120 = 3 ^l ,180 |
| B. Talbot 14 cv. — = 2 ^l ,600 | E. Delahaye — 4 cyl. 85 x 130 = 2 ^l ,940 (type 94) |
| C. Chrysler — = 3 ^l ,300 | F. Ford 14 cv. = 2 ^l ,850 |

brusquement, n'existent pas pour les très faibles valeurs de la vitesse de rotation et s'arrêtent brusquement.

Les prolongements des caractéristiques puissance et couple, tracés par sentiment de continuité, se coupent sur l'axe des vitesses.

La figure 29 donne les caractéristiques puissance des moteurs correspondant aux caractéristiques couple de la figure 23.

Caractéristique des consommations spécifiques (fig. 32). —

La consommation spécifique, ou consommation par cheval-heure, n'est pas autre chose que l'inverse du rendement du mo-

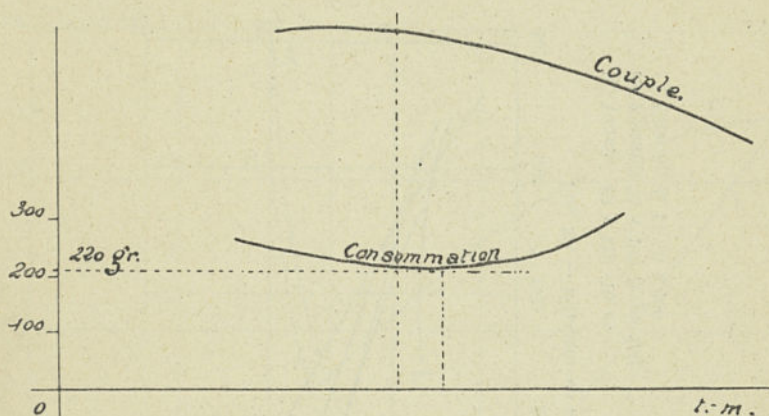


FIG. 32.

teur, à un facteur constant près. Il est évident que cette courbe n'est pas indépendante de la courbe du couple qui diffère peu de celle qui représenterait le remplissage.

Le rendement serait d'autant plus grand que le remplissage serait meilleur, c'est-à-dire le taux de remplissage plus élevé, si tous les autres éléments restaient constants. Mais nous savons aussi que le rendement d'un moteur augmente avec la température des gaz admis, bien que le réchauffage diminue le taux de remplissage. Ce rendement augmente avec l'homogénéité, qui augmente avec la vitesse de rotation, et il augmente aussi avec la vitesse de rotation qui diminue l'importance des échanges avec les parois.

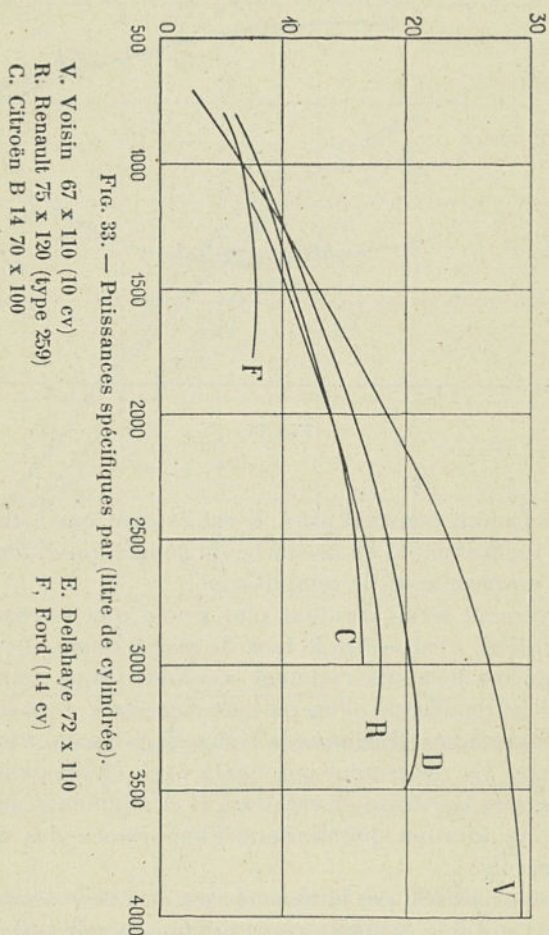
Il est donc naturel que la caractéristique des consommations spécifiques soit une courbe à courbure opposée de celle du couple et dont le minimum correspond à une vitesse un peu plus élevée que celle qui donne le couple maximum.

En réalité, il existe une autre façon de concevoir les consommations spécifiques, plus utile dans la pratique.

En effet, il est rare que le moteur fonctionne à pleine charge

et il est intéressant de connaître les consommations spécifiques, aux régimes d'utilisation.

On appelle courbe d'utilisation d'une voiture la courbe représentant la puissance nécessaire à cette voiture pour se déplacer



en fonction de sa vitesse linéaire. Mais chaque vitesse linéaire correspond à une vitesse de rotation bien déterminée du moteur qui ne donne, à ce régime, la puissance exigée, que grâce à un étranglement convenable des gaz. Il est intéressant de connaître

la consommation spécifique pour ces régimes d'utilisation du moteur, ainsi que nous le verrons plus loin.

Nous donnons ici, à titre d'exemple (*fig. 34*), la courbe de consommation spécifique en régime d'utilisation d'un moteur

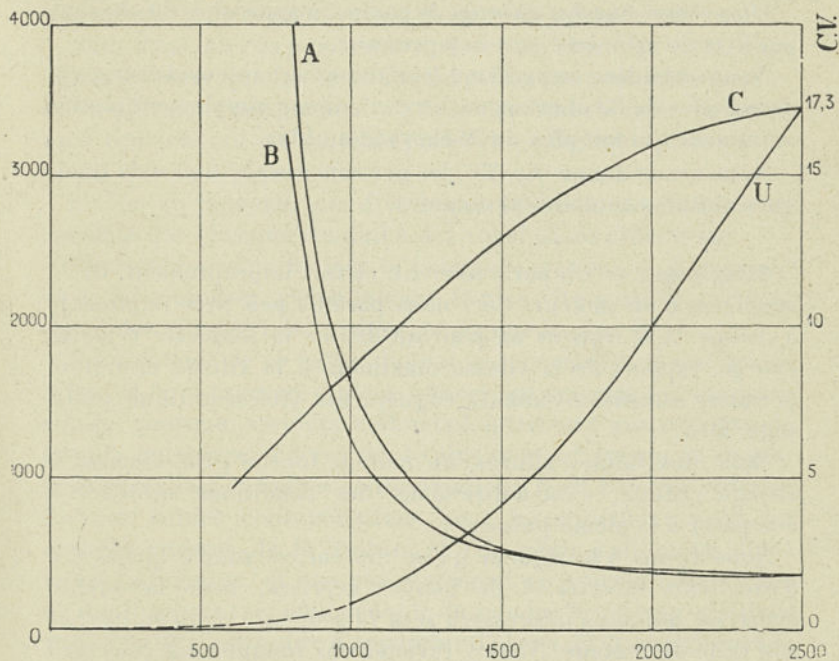


FIG. 34. — Citroën B 2.

A et B, Consommations spécifiques avec deux carburateurs différents de la même marque (Solex); C, Caractéristique puissance; U, Courbe d'utilisation.

Citroën B 2. On voit que cette consommation passe par un minimum, mais qu'elle est considérable aux faibles allures. Ceci a une grosse importance dans le choix des allures économiques, ainsi que nous verrons plus loin.

Moteurs poussés et moteurs plats. — Puissance spécifique. — Nous avons énuméré les différences entre moteurs poussés et moteurs plats. Il convient toutefois de remarquer que ces termes sont essentiellement relatifs : un moteur n'est poussé que par rapport à d'autres qui le sont moins. Il peut être plat par

rapport à d'autres plus poussés. Il convient donc de n'employer ces termes qu'avec la plus grande circonspection.

Il est plus précis et plus simple, pour définir un moteur, d'étudier sa *puissance spécifique*, ou puissance par litre décylindrée — et particulièrement sa puissance spécifique maximum.

On a réussi, sur des moteurs de course, à approcher 60 chevaux par litre de cylindrée sans compresseur.

Nous considérerons comme *très poussé* un moteur de série qui donne plus de 30 chevaux au litre et comme simplement poussé un moteur qui fait plus de 20 chevaux au litre.

Nous avons donné (*fig. 33*), les puissances spécifiques de quelques voitures actuelles et connues.

Souplesse. — On parle souvent, et fort improprement, de la souplesse d'un moteur. Ceci nous paraît à peu près impossible à définir. A la rigueur on pourrait définir la *souplesse à pleine charge*, rapport de la vitesse maximum à la vitesse minimum permises sans inconvénients (cognements, vitesse critique, graissage, etc...).

Mais, aux faibles allures, un moteur tourne généralement à charge réduite, c'est-à-dire dans des conditions difficiles à comparer à la pleine puissance.

Nous dirons à la rigueur qu'un moteur est souple quand il a d'excellents ralentis et de bonnes reprises, mais la qualité maîtresse qui nous intéressera sera la *souplesse de la voiture*, et non celle du moteur. Nous y reviendrons longuement plus tard après avoir étudié « la voiture ».

Il semble que les moteurs à faible puissance spécifique aient des ralentis meilleurs que les moteurs plus poussés. Il est certain, que l'augmentation du nombre des cylindres, en améliorant la régularité du couple moteur, permet d'améliorer les ralentis : c'est dans ce sens surtout qu'il faut comprendre que les voitures à six cylindres par exemple, sont plus souples que les quatre cylindres. L'adjonction d'un volant lourd améliorera la souplesse ainsi conçue.

Le ralenti est une question assez complexe, qui dépend de la carburation, de la distribution et de l'équilibrage : les problèmes à résoudre sont souvent différents de ceux que soulève la recherche des puissances spécifiques élevées, plus productive, semble-t-il, au point de vue des progrès à réaliser par l'industrie

automobile. Toutefois l'agrément de conduite, élément important au point de vue commercial, est lié à ce ralenti.

Régimes d'utilisation. — On entend souvent parler de « régime d'utilisation du moteur » et l'on pourrait croire ainsi que chaque moteur a un régime qui est préférable à tous les autres.

Sauf dans des cas particuliers, il n'en est rien ! En effet, nous allons montrer que les conditions d'utilisation restent bonnes — ou simplement acceptables — dans des limites assez larges et qu'il conviendrait par suite de parler des « limites d'utilisation » plutôt que du régime.

Si l'on se rapporte aux diverses caractéristiques étudiées, on constate que chacune conduit à des conclusions différentes.

Pour obtenir d'un moteur sa puissance maximum, il convient de le faire tourner, généralement, le plus vite possible, en tout cas, à des vitesses très voisines du régime le plus élevé.

Pour obtenir de ce même moteur sa consommation minimum, il faut le faire tourner, à *pleine charge*, au voisinage d'une autre vitesse, presque toujours nettement inférieure aux régimes de grande puissance. En réalité, le plus souvent, lorsqu'on se propose de réaliser de faibles consommations, c'est à *charge réduite* : car ces faibles consommations sont incompatibles avec les grandes vitesses de la voiture et l'on règle l'allure en diminuant l'admission, et non pas seulement en appauvrissant (bien qu'il soit souvent recommandable de joindre le réglage qualitatif au quantitatif, c'est-à-dire d'appauvrir d'abord, et diminuer ensuite la quantité de mélange admis). Même à charge réduite, les consommations minimums correspondent à des vitesses d'emploi du moteur assez réduites (*fig. 35*).

Enfin le maximum du couple moteur correspond à des allures plus restreintes encore.

Il est donc impossible de concilier ces trois points de vue de façon parfaite, et il faudra se contenter d'un compromis, variable avec la voiture à réaliser, et le moteur à utiliser.

Il est évidemment séduisant, en particulier, de chercher à tirer toujours du moteur le maximum de puissance. Mais ceci n'est possible, en général, que sur des véhicules spécialement étudiés, pour la course, à la rigueur pour les types dits « grand sport ». En effet, aux régimes élevés qui, sur les moteurs poussés, permettent la puissance maximum, diverses difficultés se présen-

lent : solidité insuffisante des soupapes qui se cassent ou se voilent, des bougies qui se fendent et même se cassent complètement, magnétos qui fonctionnent mal, défauts de graissage, de refroidissement, d'étanchéité des segments, etc... Il en résulte que, aux exceptions près dites plus haut, les moteurs ordinaires même poussés, ne doivent être employés à leur régime maximum que pendant un temps assez bref.

Nous donnerons comme exemple la 14 CV Voisin (1926). Cette voiture est, incontestablement très rapide, et peut faire 125 km à l'heure, le moteur tournant à 4.000 tours, avec une démultiplication de 13/61. Le moteur peut tourner plus vite (jusqu'à 4.500 tours environ) mais le constructeur prévient que « *la garantie de l'usine cesse au dessus de 4.000 tours* » (1) : il faut donc éviter d'emballer le moteur.

Le constructeur prévient également que « *les positions d'utilisation les meilleures sont placées entre 1.500 et 3.000 tours* » (2) et que « *la Voisin 14 CV est mieux utilisée à 2.800 tours qu'à 4.500* » (3).

Il est plus réduisant encore, sur les voitures économiques, d'utiliser les régimes voisins du régime de consommation minimum, qui *dépend de la voiture*. La figure 34 n'est qu'un cas particulier. Mais personne ne consent à se priver de la vitesse maximum possible et l'on ne peut songer à choisir des démultiplications telles que le chauffeur serait constamment exposé à emballer son moteur.

Enfin les ralentis en charge qui permettent de monter les côtes sans changer de vitesse sont également réduisants... et ils correspondent aux plus faibles régimes de la caractéristique à pleine charge.

L'idéal est évidemment qu'un moteur ait une souplesse à pleine charge suffisante pour être utilisé de manière satisfaisante dans les limites les plus larges, depuis le maximum du couple jusqu'au maximum de puissance. Il faut pour cela qu'il n'ait pas de régime critique dans cet intervalle, et que ses consommations ne soient pas trop exagérées aux régimes extrêmes.

Et, compte tenu de tous ces éléments — et de quelques autres

(1) Notice 14 CV. page 72.

(2) Notice 14 CV. page 71.

(3) Notice 14 CV. page 76.

parmi lesquels le nombre de vitesses que souhaite le client — le constructeur se fixera des limites entre lesquelles il vaut mieux, à son avis, faire tourner le moteur. D'après cela il choisira la

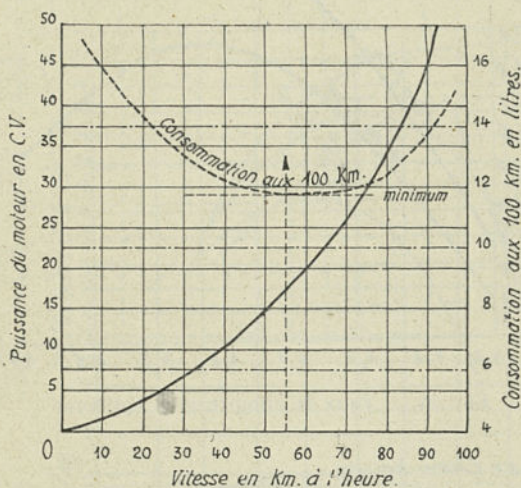


FIG. 35. — Variation de la consommation avec la vitesse de la voiture.

La courbe en trait plein, ou courbe d'utilisation, représente les puissances exigées du moteur de la vitesse de la voiture.

valeur et le nombre de ses démultiplications et le bon conducteur devra conduire de manière à respecter ces limites que, certainement, le constructeur a eu les meilleures raisons de choisir. On voit qu'en tout ceci, il n'y a pas place pour une vitesse de régime.

Variations de la puissance. — *Influence du taux de compression* (fig. 36 et 37). Sur un moteur donné, c'est-à-dire dont la course et l'alésage sont déterminés, ainsi que les orifices de remplissage, collecteurs, etc..., et sur lequel la distribution est également déterminée, il existe un taux de compression optimum, aussi bien au point de vue puissance qu'au point de vue rendement.

En dépassant ce taux optimum, il se produit des auto-alluma-

ges, c'est-à-dire que, pour que l'augmentation du taux de com-

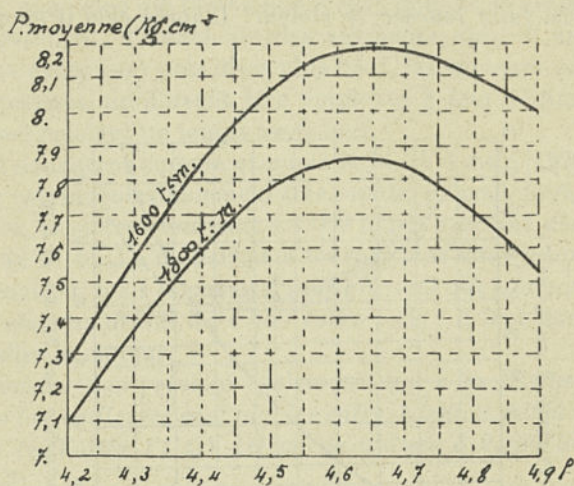


FIG. 36. — Taux de compression optimum.

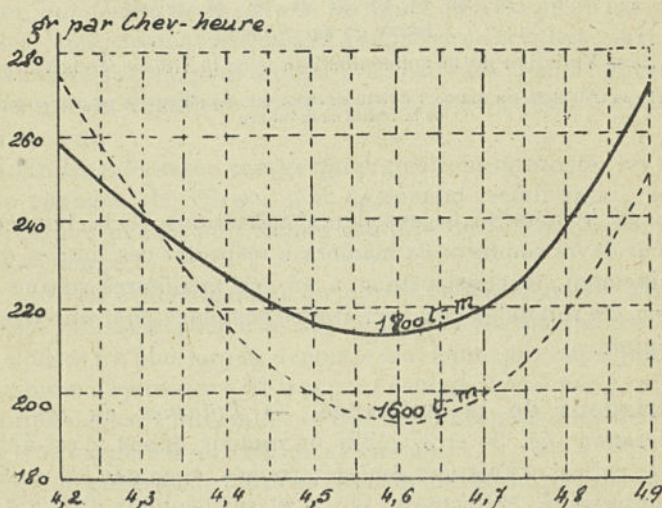


FIG. 37. — Influence de ρ sur la consommation. Cylindres en acier 100×140 (ailette en aluminium).

pression soit avantageuse, il faut en même temps améliorer le moteur, au point de vue refroidissement, en particulier.

L'influence de la distribution sur la puissance est considérable. Les courbes de la figure 38 mettent en évidence cette influence. Elles ont été obtenues sur un moteur 12 HP Panhard (1911) où l'on déréglait les soupapes en modifiant de 1 millimètre la position des poussoirs. On remarquera qu'un déréglage simultané et

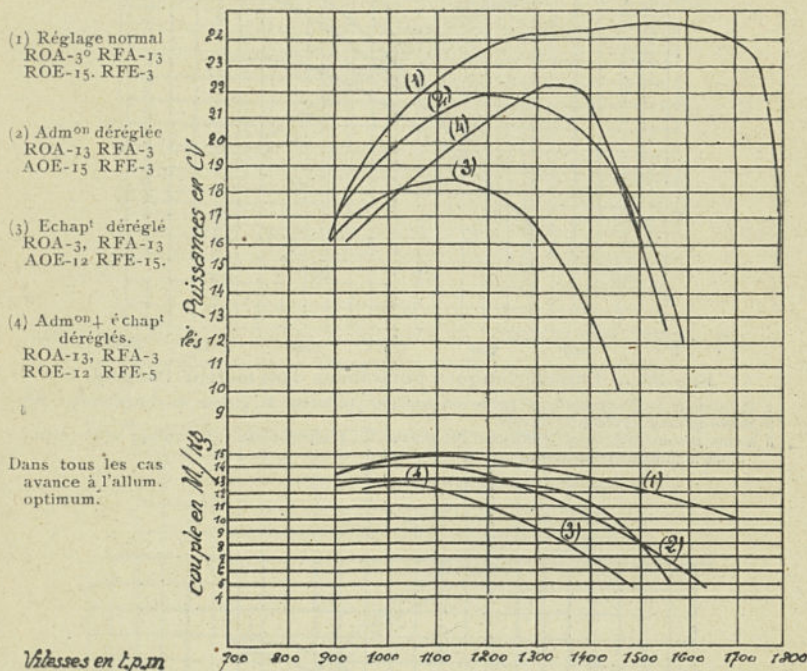


FIG. 38.

de même sens des deux soupapes avait moins d'influence, à certains régimes, que le déréglage d'une seule.

(Expériences faites au Centre d'Instruction Automobile de Fontainebleau.)

Au point de vue rendement, on constate que le rendement maximum d'un moteur ne correspond pas à l'admission maximum, en général du moins, mais à une position du papillon déterminant un très léger étranglement. Si l'on étrangle complètement les gaz, le rendement diminue beaucoup.

Influence du réglage du carburateur sur la puissance. — Nous savons qu'avec un carburateur monté sur un moteur déterminé,

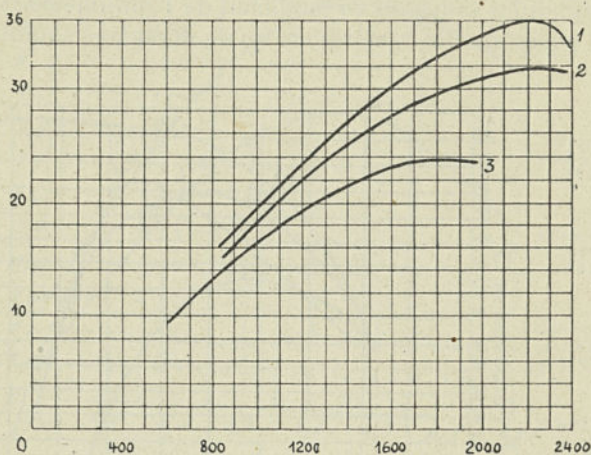


FIG. 39. — Caractéristiques puissances d'un moteur Peugeot.

1. Du moteur neuf (communiqué par le constructeur). Diffuseur, 25; gicleur, 90; compensateur, 130.
2. Même moteur, correcteur ouvert.
3. Même moteur très usagé. Diffuseur, 23; gicleur, 95; compensateur, 130; réglage ayant donné alors la puissance maximum.

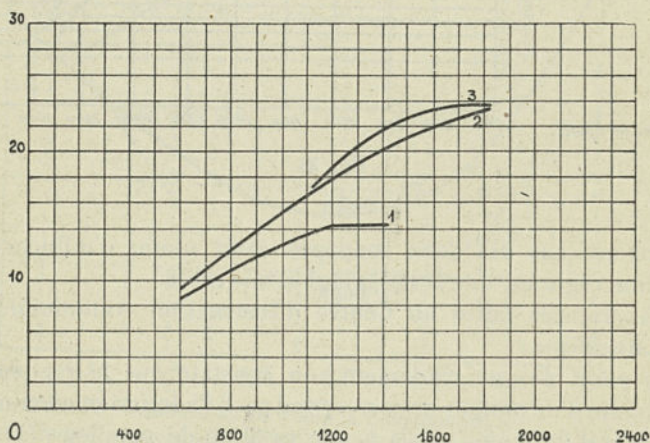


FIG. 40.

Influence de la variation du gicleur. (Diffuseur, 23; compensateur, 115).

1. Gicleur de 80. - 2. Gicleur de 95. - 3. Gicleur de 110.

à un réglage bien déterminé correspond le rendement maximum (consommation spécifique minimum).

Les graphiques des figures 39 à 41 montrent les variations de

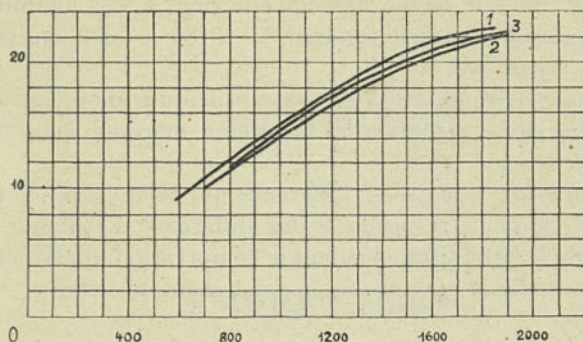


FIG. 41.

Influence de la variation du compensateur. Diffuseur, 23; gicleur, 95.

1. Compensateur de 115. - 2. Compensateur de 130. - 3. Compensateur de 145.

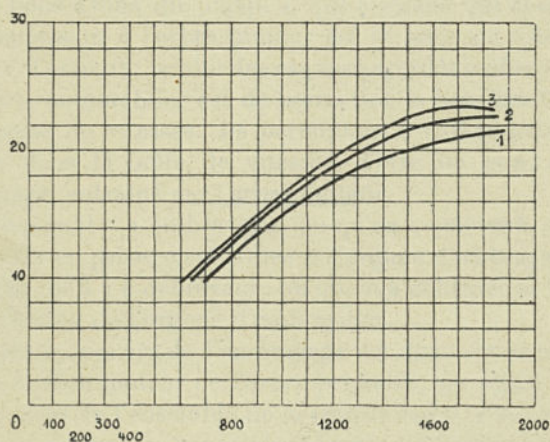


FIG. 42.

Influence de la variation du diffuseur (Compensateur, 130; gicleur, 95).

1. Diffuseur de 21. - 2. Diffuseur de 23. - 3. Diffuseur de 25.

la puissance d'un moteur Peugeot 12 HP — 4 cylindres — 80 × 130, muni d'un carburateur Zénith, lorsqu'on fait varier gicleurs et compensateurs.

On constate qu'un mélange pauvre (gicleur 80) ne permet d'obtenir ni la puissance maximum, ni la vitesse de rotation maximum.

Sur la figure, on a représenté, en outre, la caractéristique de ce même moteur, neuf, telle qu'elle nous a été communiquée par la maison Peugeot (moteur L. A. 80 × 130, équipant les voitures types 153).

La figure 42 représente les caractéristiques du même moteur neuf, avec deux carburateurs de même marque, mais de type différent.

On remarquera la grosse différence qui existe entre le moteur neuf et le moteur très usagé. Cette différence s'explique par les pertes qui se produisent pendant la compression, du fait de l'ovalisation, et par la diminution du rendement mécanique.

CHAPITRE V

EMBRAYAGES

On appelle embrayage, en mécanique, tout organe servant à accoupler deux arbres.

Mais nous avons dit (chap. 1) que l'organe qui réunit l'arbre de transmission à l'arbre moteur est la boîte de vitesses (voir chap. VI, Tome II) ; le rôle des organes appelés embrayages, dans l'industrie automobile, est de permettre le bon fonctionnement de la boîte de vitesses. Ils permettent à l'arbre primaire, qui pénètre dans la boîte de vitesses, d'être ou non, au gré du conducteur, entraîné par l'arbre moteur.

On dira qu'il y a embrayage, ou qu'on a embrayé, si les deux arbres sont en prise, c'est-à-dire si l'organe d'embrayage agit.

On dira qu'il y a débrayage, ou qu'on a débrayé, si l'on a supprimé l'action de l'organe d'embrayage.

Un rôle accessoire de l'embrayage est donc, en permettant de séparer l'arbre moteur de l'arbre primaire, de séparer aussi cet arbre moteur de l'ensemble de la transmission, c'est-à-dire de la voiture. Il permet, en supprimant l'action de la force motrice, de ralentir la voiture, alors même que la boîte de vitesses n'est pas au point mort. Mais ce n'est là qu'un rôle accessoire.

Conditions auxquelles doit satisfaire un bon embrayage.

— Il est évident qu'un bon embrayage doit être progressif. En effet, il doit réaliser l'accouplement de l'arbre moteur et de l'arbre primaire, à des instants où celui-ci est solidaire de toute la trans-

mission, alors que ces deux arbres peuvent tourner à des vitesses différentes. Si l'accouplement était brusque, les arbres mis en prise seraient soumis à des efforts de torsion considérables : il faut donc que l'accouplement soit progressif, afin de permettre à l'arbre primaire, soumis à un couple résistant très important, de ne prendre que progressivement la même vitesse que l'arbre moteur.

Une fois l'accouplement effectué, il faut que tout déplacement relatif des deux arbres devienne impossible : cette condition s'énonce, pour les embrayages à friction, en disant qu'ils ne doivent pas patiner.

La progressivité et le non-patinage sont partiellement contradictoires. La progressivité, en effet, n'est pas utile seulement au moment de l'embrayage : si, pendant la marche, l'effort résistant vient à être brusquement modifié (terrain meuble, par ex :), tous les organes de transmission seront soumis à un couple de torsion qui peut être dangereux. Si, à ce moment, l'embrayage peut patiner, il en résultera une fatigue moindre de tous les organes risquant la torsion.

Il faut que le débrayage soit possible quelle que soit la force physique du conducteur : on admet qu'il ne devra jamais avoir besoin d'exercer une force supérieure à une dizaine de kilogrammes sur les voitures de tourisme, et à 20 kilogrammes sur les poids lourds.

L'embrayage doit être équilibré, c'est-à-dire n'exercer aucune poussée longitudinale sur le vilebrequin, ni sur l'arbre primaire.

Nous verrons enfin qu'il est nécessaire, pour le bon fonctionnement de la boîte de vitesses, que l'arbre primaire ait une inertie aussi faible que possible, ce qui conduit à alléger au maximum la portion de l'embrayage portée par le primaire.

Il existe actuellement des embrayages très divers, que l'on peut faire entrer, suivant le principe de leur fonctionnement, dans l'un des types suivants :

- 1° Embrayages à friction ;
- 2° Embrayages magnétiques ;
- 3° Embrayages hydrauliques.

Embrayages à friction. — Le plus simple des embrayages à friction est l'embrayage à plateau unique, dont le principe est le suivant (*fig. 35*).

Supposons que l'arbre moteur soit terminé par un plateau *A* disposé à l'intérieur du volant ou solidaire de ce volant. Supposons que l'arbre primaire porte aussi à son extrémité un autre plateau *B* pouvant coulisser sur lui, soit que cet arbre primaire ait une forme prismatique, soit qu'il porte des cannelures.

Pour que l'entraînement de l'arbre primaire soit réalisé, il faut et il suffit que les deux plateaux *A* et *B* soient pressés l'un sur

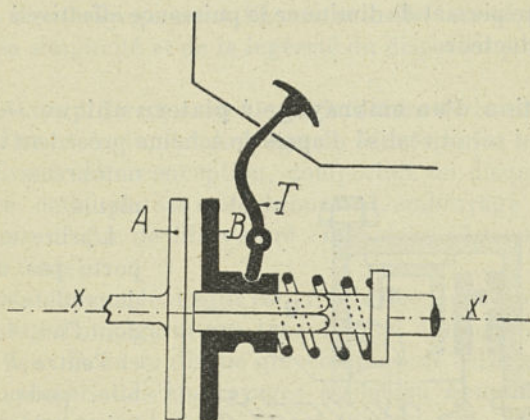


FIG. 35. — Embrayage à friction.

l'autre avec une force suffisante pour que l'adhérence interdise tout déplacement relatif.

Pour que les deux disques exercent l'un sur l'autre une certaine pression *P*, il suffit que l'un deux soit appuyé sur l'autre par un ressort susceptible d'exercer cette pression. L'adhérence des deux disques est alors égale à *fP*, *f* étant le coefficient de frottement des deux plateaux l'un sur l'autre.

Le disque *A* est solidaire de l'arbre moteur. Il est donc soumis au moment moteur *C*, développé par le moteur. La force qui tend à faire tourner le disque est alors : $\frac{C}{r}$ où *r* représente la distance moyenne des points du plateau *B* à l'axe fictif *XX'*. Pour qu'il n'y ait pas patinage, il faut et il suffit que :

$$Pf > \frac{C}{r},$$

ce qui détermine soit le couple moteur maximum $C = Pfr$ que

peut transmettre un embrayage donné (r et P connus), soit la force minimum que doit avoir un ressort pour transmettre un couple moteur donné, à l'aide d'un plateau de dimension donnée, soit enfin la dimension minimum du plateau pour transmettre un couple déterminé, avec un ressort donné.

Pour débrayer, il suffira d'écarter le plateau B du plateau A en exerçant sur lui, à l'aide du tringlage T , une action supérieure à celle du ressort. L'emploi de bras de leviers convenables dans ce tringlage permet de diminuer la puissance effective à déployer par le conducteur.

Réalisation d'un embrayage à plateau unique. — Un embrayage qui serait réalisé d'après le schéma précédent aurait de nombreux inconvénients.

L'arbre moteur ne porte pas un, mais deux plateaux A et B , dont l'un, A , est fixe, et l'autre B est mobile, pouvant recevoir un déplacement longitudinal sous l'action de ressorts b (fig. 36).

L'arbre primaire porte un plateau C pouvant lui aussi subir un déplacement longitudinal, mais par simple coulissement sur l'arbre.

Si on laisse les ressorts agir, le plateau B vient serrer C contre A . La force de frottement se trouve ainsi doublée puisque C tend à être entraîné à la fois par A et B . La condition de non-patinage devient alors :

$$2fP > \frac{C}{r}$$

$$P > \frac{2rf}{C},$$

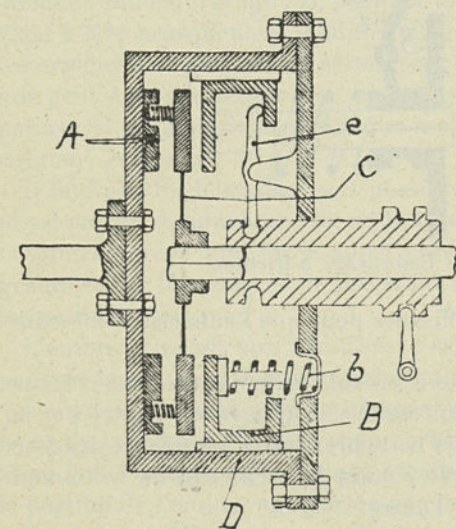


FIG. 36. — Embrayage à plateau.

ce qui permet de diminuer la force du ressort, c'est-à-dire de rendre plus aisée la commande du débrayage.

Dans ce cas, le plateau *B* est solidaire d'un couvercle *D* monté sur le volant, et il est relié à ce couvercle par les ressorts *b* disposés à sa périphérie.

Le débrayage est produit souvent au moyen de plusieurs leviers *e* qui écartent le plateau mobile en agissant sur un manchon, dont le déplacement est commandé par la pédale de débrayage.

Ce type d'embrayage est à l'heure actuelle très répandu, en raison de sa simplicité et de la légèreté du dispositif porté par le primaire.

Les solutions diffèrent surtout par la nature de la surface des plateaux. Par exemple, l'embrayage de Dion, qui fut le premier réalisé suivant cette conception, comportait un disque d'acier serré entre deux plateaux de bronze. L'embrayage Panhard comporte un disque de fibre serré entre deux plateaux d'acier (parfois de fonte).

Plus généralement le disque est en tôle d'acier et les plateaux sont couverts d'une garniture type ferodo, à moins que ce ne soient les deux faces du disque qui comportent cette garniture.

Dans la plupart des embrayages à plateau unique, on doit assurer non seulement le déplacement du plateau *B*, mais encore celui de *C* au moment du débrayage. Pour cela on dispose généralement dans l'épaisseur du plateau *A* des ressorts de décollement, agissant sur de petits pistons.

Ce type d'embrayage présente néanmoins un inconvénient : il peut obliger à disposer des ressorts de force assez considérable, si le couple à transmettre est important.

Par exemple, si le moteur donne 60 chevaux à 3.000 tours, c'est-à-dire 4.500 kilogrammes, soit, puisque le moteur tourne à 50 tours par seconde, 90 kilogrammètres par tour, nous voyons que :

$$P = \frac{90}{2\pi} \times \frac{1}{2 \times 0,15 \times 0,1}, \text{ soit } 955 \text{ kilogrammes.}$$

en admettant que le rayon moyen du plateau d'embrayage soit de 0^m, 15 et le coefficient de frottement de 0,1.

Mais, par contre, il suffira d'un très faible déplacement du plateau *B* pour assurer le débrayage complet. Le tringlage de com-

mande du débrayage devra permettre de comprimer aisément les ressorts, mais n'aura à déterminer qu'un faible déplacement.

Embrayages à disques. — Afin de permettre de diminuer l'importance du ressort, et le rayon moyen des plateaux, c'est-

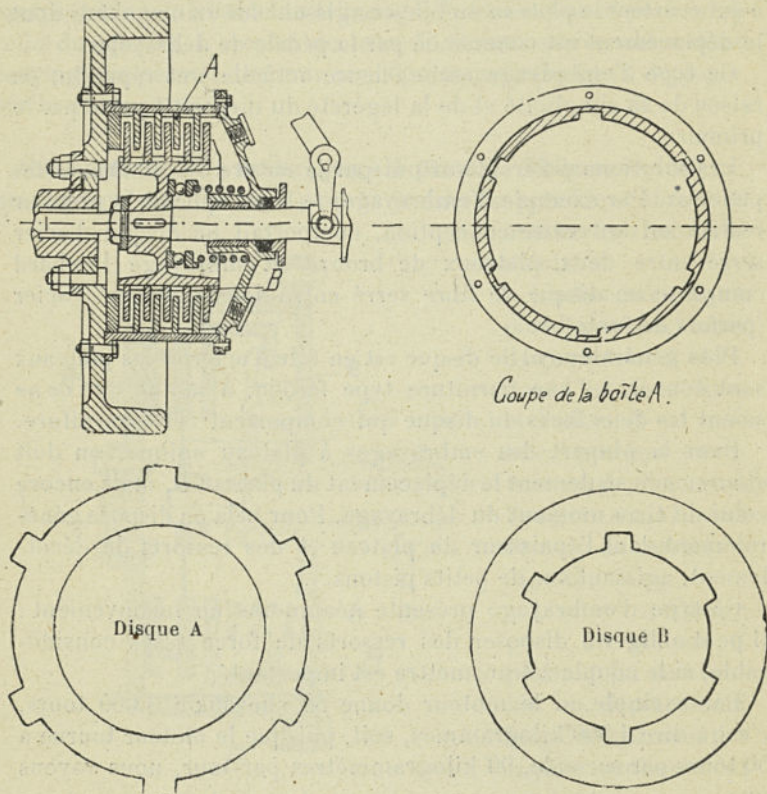


FIG. 37. — Embrayage à disques.

à-dire l'encombrement de l'embrayage, on a multiplié les surfaces en contact.

Celles-ci sont le plus souvent en acier, parfois alternativement en acier et en bronze, et sont disposées de la manière suivante : sur le volant est montée une boîte cylindrique *A* creuse, pourvue intérieurement de cannelures,

Sur l'arbre primaire est montée une boîte cylindrique B pourvue extérieurement de cannelures (*fig. 37*).

Des disques sont introduits dans l'espace annulaire qui subsiste entre les deux boîtes A et B et ces disques sont de deux catégories: les uns, que nous appellerons disques A , portent une denture extérieure s'adaptant exactement aux cannelures de A . Ils sont donc entraînés dans le mouvement de rotation de l'arbre moteur. Les autres disques, B , sont pourvus de dentures intérieures s'adaptant exactement aux cannelures de B . Tout mouvement de rotation des disques B entraînera donc la rotation de B . Au montage, on alterne les disques A et les disques B .

L'effet du ressort d'embrayage est alors de presser les disques les uns contre les autres et l'on voit que si nous avons n disques A et n disques B , l'adhérence totale du système A sur le système B est :

$$(2n - 1) fP$$

La condition de non-patinage deviendra alors :

$$P > \frac{C}{(2n - 1) rf}$$

ce qui permet, on le voit, de diminuer la force du ressort P ou le rayon r .

Ce type d'embrayage fonctionne parfois dans l'huile. De plus en plus on tend à les employer sans graissage.

Il semble que les embrayages fonctionnant dans l'huile soient plus progressifs, puisque l'entraînement peut commencer à se produire par l'intermédiaire de l'huile, mais ils patinent également plus facilement, les coefficients de frottement étant évidemment plus faibles. De plus, il faut employer des huiles assez fluides, puisque les huiles visqueuses déterminent un entraînement, alors même qu'on a complètement débrayé. En hiver, en particulier, au moment surtout de la mise en route, l'entraînement peut se produire (ex. : voiture Ford, ancien modèle).

Pour faciliter le décollement, qui doit être plus important que dans un embrayage à plateau unique, on

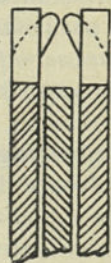


FIG. 38.
Ressorts de décollement.

dispose fréquemment, entre les disques, des ressorts, qui peuvent être constitués par des portions des disques eux-mêmes, découpées et légèrement embouties (fig. 38).

On doit éviter de laisser patiner, pour éviter de déformer les disques. Ceci est d'ailleurs nécessaire pour tous les embrayages quels qu'ils soient (fig. 39).

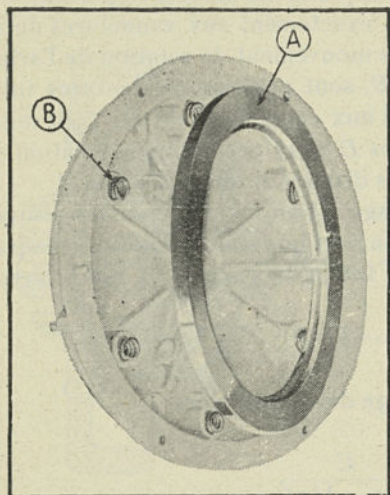


FIG. 39. — Embrayage à disques (Citroën B 2).

A. Couronne d'embrayage. - B. Ressorts d'embrayage.

En effet, le patinage détermine un polissage des surfaces de contact, qui, en diminuant leur coefficient de frottement, facilite le patinage en marche normale.

Mais de plus, dans le cas de disques, il détermine des déformations rapides (voile) qui mettent l'embrayage hors d'usage.

Plutôt que de conduire en débrayant, il vaut toujours mieux utiliser une combinaison de vitesses permettant un meilleur ralenti, et s'arrêter s'il en est besoin.

Le chauffeur doit être bien persuadé qu'il y a toujours intérêt à ne pas laisser patiner son embrayage, et que *les reprises de la voiture seront d'autant meilleures qu'il emploie une démultiplication grande, c'est-à-dire une vitesse plus petite.*

Embrayages à cônes. — Toujours dans le but d'augmenter l'adhérence des surfaces en contact, on a employé largement, jusqu'ici, les embrayages à cônes.

On sait, en effet, que l'adhérence de deux surfaces coniques de révolution d'angle au sommet α , pressées sur l'autre avec une force P , est égale à :

$$\frac{fP}{\sin \alpha}$$

où f est le coefficient de frottement des deux surfaces en contact.

Il suffit, pour le démontrer, de considérer la force P comme la somme géométrique d'un système de forces élémentaires p appliquées aux divers éléments en contact et de décomposer chaque force p en deux forces p_1 et p_2 dirigées l'une suivant la normale à la surface, l'autre suivant la normale à l'axe :

$$p_1 = \frac{p}{\sin \alpha}.$$

L'adhérence d'un élément est donc :

$$f \frac{p}{\sin \alpha}.$$

La somme de ces forces élémentaires est donc bien :

$$f \frac{P}{\sin \alpha}.$$

On voit qu'il suffira de réaliser deux surfaces coniques portées, l'une par le volant, l'autre par le primaire, et pouvant être appliquées l'une sur l'autre par un ressort d'embrayage.

On dit que l'embrayage est à cône droit ou direct si le sommet du cône est du côté du moteur; dans le cas contraire, il est dit à cône inverse.

Embrayage à cône droit. — La jante du volant a été usinée de manière à comporter intérieurement une surface tronconique, l'angle d'ouverture du cône étant voisin de 20° .

L'arbre primaire, dont l'extrémité est carrée ou pourvue de cannelures, porte un cône mâle pouvant coulisser sur lui, et constitué généralement par une armature d'aluminium recouverte de cuir ou de ferodo : c'est cette garniture qui viendra en contact avec la surface métallique intérieure du volant. L'armature est en aluminium pour diminuer l'inertie du dispositif.

Le ressort d'embrayage R agit en poussant le cône mâle vers l'avant. A son autre extrémité, il s'appuie sur une cuvette solidaire de l'arbre moteur ou du primaire, suivant que l'embrayage est ou non équilibré (*fig. 40 et 41*).

On voit aisément, en effet, que dans le cas de la figure 40 le

système des forces appliquées soit au vilebrequin, soit au primaire, est équivalent à zéro lorsqu'on est embrayé. Il n'en est évidemment pas de même au moment du débrayage : le ressort

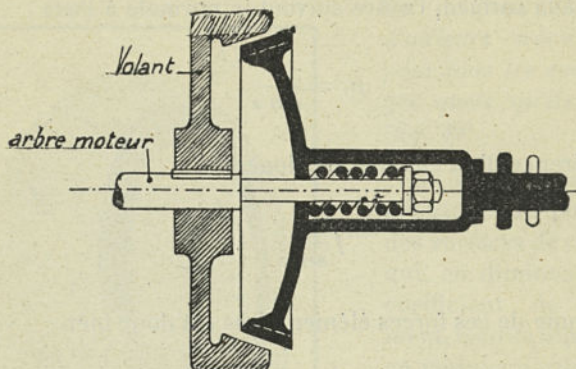


FIG. 40. — Embrayage équilibré.

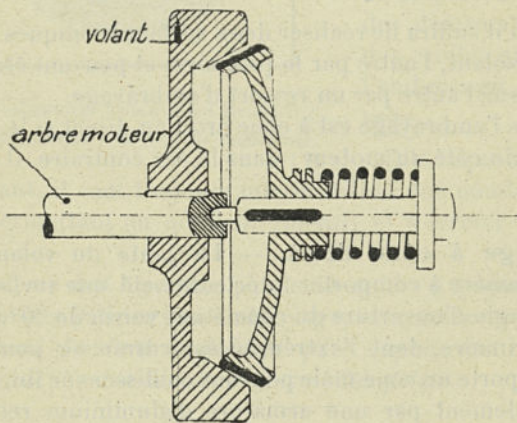


FIG. 41. — Embrayage non équilibré.

exerce sur l'arbre une action qui entraîne la nécessité de jeux aux pieds de bielle ou aux têtes de bielle, afin que les déformations élastiques de l'arbre, sous l'influence de cette action, ne déterminent pas une flexion des bielles.

Pour rendre cet embrayage progressif, divers dispositifs ont été adoptés : ressorts soulevant légèrement le cuir, ou le traver-

sant. La progressivité est assurée non parce que la surface de contact est plus petite, mais parce qu'il faut vaincre la force des petits dispositifs élastiques, ce qui diminue l'effort disponible. Ainsi au début de l'embrayage les deux surfaces coniques entrent en contact par les portions soulevées ou par les têtes des ressorts qui doivent être comprimés (*fig. 42*).

Ajoutons que, à notre avis, ces dispositifs sont bien plutôt

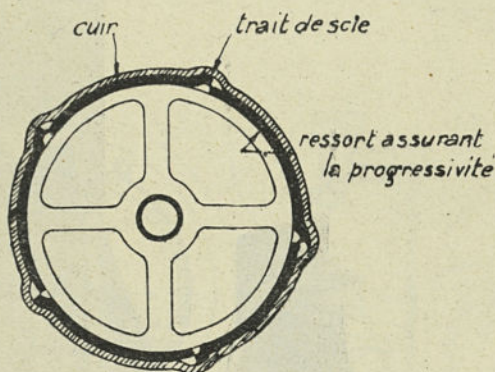


FIG. 42. — Dispositif permettant d'obtenir la progressivité de l'embrayage.

destinés à faciliter le décollement, au débrayage, qu'à assurer la progressivité à l'embrayage.

Le cuir est un cuir de bœuf ordinaire; il ne doit pas être graissé, sans quoi l'embrayage patine (diminution du coefficient de frottement); si portant l'embrayage est trop dur, on graisse le cuir avec de l'huile de pied de bœuf. S'il est trop gras, on le lave au pétrole.

Il arrive maintenant très souvent que les garnitures des cuirs soient remplacées par des garnitures à base d'amiante.

L'angle d'ouverture ne peut être plus faible que 20° environ, car il faudrait alors un déplacement trop grand pour séparer les deux cônes au moment du débrayage, ce qui rendrait la commande malaisée. Les embrayages à cône cuir ordinaires doivent être tels que le cône mâle puisse être déplacé d'une longueur de 12 à 15 millimètres.

Embrayages à cône inverse. — Le cône mâle vient alors s'ap-

puyer sur le cône femelle en se déplaçant en arrière. Le cône femelle est alors rapporté et boulonné sur le volant (*fig. 43*).

1. Manchon d'entraînement.
2. Moyeu de friction.
3. Couronne en caoutchouc.
4. Butée à billes.
5. Ressorts d'embrayage.
6. Cône mâle.
7. Cuir d'embrayage.
8. Cône femelle.
9. Volant.

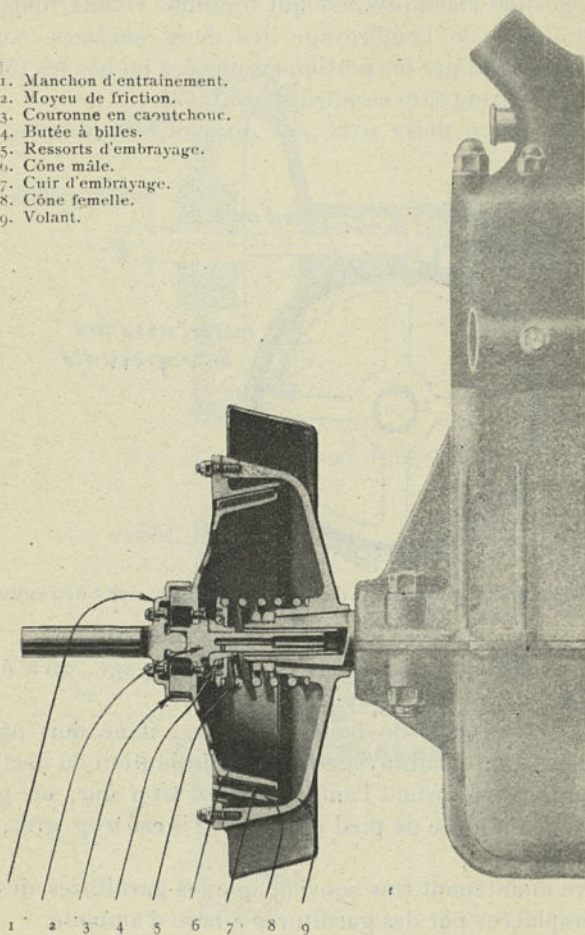


FIG. 43. — Embrayage à cône (Renault, 6 CV.)

Embrayages à ruban et à segments. — Ces embrayages présentent respectivement une très grande analogie avec les freins dits à mâchoires ou à segments.

Ils comportent toujours un tambour solidaire du volant. Sur ce tambour, dans les embrayages à ruban, deux rubans d'acier garnis de ferodo peuvent venir exercer un serrage suffisant pour

que tout déplacement relatif du tambour et des rubans soit impossible. Ces rubans sont montés sur un croisillon solidaire de l'arbre primaire (fig. 44).

Si le ruban d'acier fait plus d'un tour autour du tambour, l'embrayage est dit à spirale (Lindsay, Mercedes anciennes).

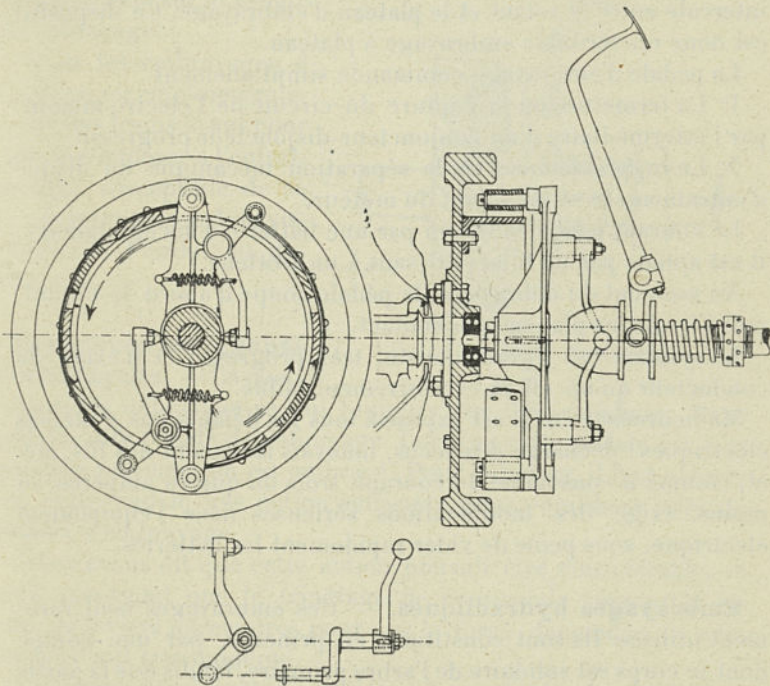


FIG. 44. → Embrayage à segments.

Ces types d'embrayages présentent un avantage important : l'inertie du système porté par le primaire est très faible.

Dans les embrayages à segments, deux segments peuvent venir se serrer intérieurement contre le tambour (Brouhot, Moto-bloc, Mercedes).

Dans les deux cas (ruban ou segments), nous avons donc un véritable frein qui détermine le blocage dans la position dite : embrayage.

Embrayages magnétiques. — Ce type d'embrayage n'a été que rarement utilisé (Gibbs, Pipe, Cotal).

Il se compose généralement d'un électro aimant logé dans le volant ordinaire du moteur. Un plateau d'embrayage peut tourner librement sur le manchon qui le supporte, mais il en est indépendant.

L'arbre primaire porte un disque d'entraînement très léger, intercalé entre le volant et le plateau d'embrayage. Ce dispositif est donc un véritable embrayage à plateau.

La pédale d'embrayage commande simultanément :

1° La fermeture ou la rupture du circuit de l'électro-aimant, par l'intermédiaire d'un conjoncteur-disjoncteur progressif.

2° Le rapprochement ou la séparation mécanique du disque d'entraînement et du volant du moteur.

Le courant peut être fourni par une batterie d'accumulateurs : il est amené par un fil aboutissant à un frotteur.

Au moment du débrayage, la pédale coupe d'abord le circuit, puis sépare les plateaux en contact.

Le système est léger, robuste, très progressif et n'exige du conducteur qu'un effort excessivement faible.

Malheureusement il est exposé à tous les défauts des systèmes électriques : décharge des accus, mauvais isolement des fils, etc. et, comme il consomme du courant, trois ou quatre ampères au moins, exige des modifications sérieuses dans l'équipement électrique, sous peine de vider rapidement les batteries.

Embrayages hydrauliques. — Ces embrayages sont rarement utilisés. Ils sont constitués, en principe, par une pompe dont le corps est solidaire de l'arbre primaire, tandis que la partie mobile (roue à palettes ou piston) est solidaire du volant du moteur.

Freins d'embrayage. — Quel que soit le type d'embrayage utilisé, nous verrons que l'inertie de la portion de cet organe portée par le primaire est nuisible au bon fonctionnement de la boîte de vitesses.

Pour diminuer l'importance de cette inertie, on dispose parfois dans les embrayages doués d'une inertie trop considérable, c'est-à-dire surtout les embrayages à cônes, un frein permettant d'arrêter rapidement l'arbre primaire.

Il est constitué généralement par une lame de ressort fixée à une traverse du châssis, ou à l'axe de la pédale, et garnie de cuir (*fig. 45*). Si le cône porté par le primaire subit un déplacement suffisant, il vient frotter sur cette lame et se trouve freiné. Le frein d'embrayage ne fonctionnera donc que si l'on appuie à fond sur la pédale de débrayage.

Dans les embrayages à disques, on emploie également des freins ayant pour but de s'opposer à l'entraînement susceptible de se produire en raison de la viscosité de l'huile, au débrayage.

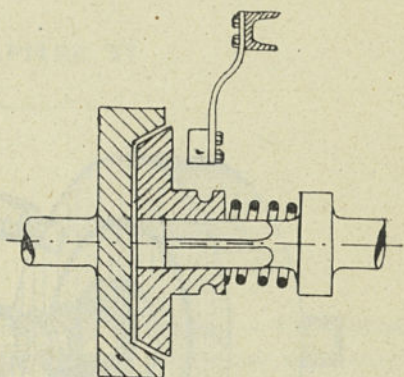


FIG. 45. — Frein d'embrayage.

Commande des organes d'embrayage.

— La commande du débrayage se fait toujours par l'intermédiaire d'une pédale, dite pédale de débrayage. Lorsque cette pédale est à sa position normale, on est embrayé. Pour débrayer, il faut exercer sur cette pédale une action suffisante pour équilibrer celle du ressort d'embrayage.

Nous avons dit que cette action pouvait être considérable, et qu'il convenait que le tringlage de commande comportât les bras de leviers nécessaires pour que la force demandée au conducteur soit très modique.

Un premier levier est constitué par le pied lui-même qui, s'appuyant sur le talon, agit généralement sur la pédale par le bout.

Cette pédale est articulée sur un axe autour duquel elle tourne : elle doit être réglée de manière à ce que sa course maximum ne dépasse pas 7 à 8 centimètres, et que cette course maximum :

1° Soit suffisante pour assurer le débrayage complet, c'est-à-dire le déplacement des disques, plateaux ou cônes, très faible dans le cas du plateau, mais assez important dans le cas des cônes ;

2° Ne comprenne que des positions pour lesquelles l'action du pied s'effectue sans avoir besoin de quitter le plancher de la voiture ;

3° Ne soit pas limitée par ce plancher.

Le manchon M d'articulation de la pédale porte un doigt vertical qui agit souvent directement pour déterminer le débrayage par l'intermédiaire de la fourchette.

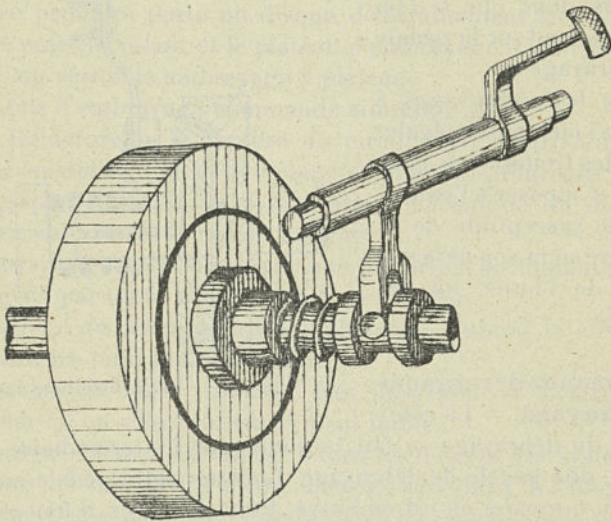


FIG. 46. — Commande d'embrayage.

Mancœuvre de l'embrayage. — Quelle que soit la progressivité automatique des organes d'embrayage, il est difficile de se fier complètement à elle pour éviter les efforts que fait subir à toute la transmission un embrayage trop brusque.

Donc, si le conducteur peut appuyer brutalement sur la pédale pour débrayer, il ne doit pas la lâcher brusquement.

Mais on ne doit pas non plus perdre de vue que, lorsqu'on appuie sur la pédale sans débrayer complètement, l'embrayage patine, ce qui lui est toujours nuisible.

Il est certain cependant qu'un bon embrayage doit pouvoir patiner légèrement dans le cas où un effort résistant anormal s'exerce brutalement sur la transmission, sous peine de ruptures fréquentes dans les organes de transmission (différentiel, pont arrière, joints de cardan, etc...).

CHAPITRE VI

BOITES DE VITESSES

Nécessité des changements de vitesses. — Un véhicule qui se déplace sur une route, et plus encore sur un mauvais terrain, doit vaincre des résistances variables. Les principaux éléments de variation, que nous étudierons au chapitre Adhérence, sont : l'état du sol, la pente et le vent.

A tout instant, l'effort fourni par le moteur doit équilibrer exactement l'effort résistant, c'est-à-dire que la puissance à la jante doit être égale à la puissance absorbée. La puissance à la jante est le produit de la puissance du moteur P par le rendement ρ de la transmission, que nous supposerons constant, la puissance P étant elle-même le produit du couple moteur C par la vitesse angulaire ω .

La puissance absorbée est le produit du travail résistant R qui s'oppose au déplacement de la voiture pendant que les roues motrices font un tour, par la vitesse angulaire de rotation ω' de ces roues motrices.

Nous avons donc :

$$\rho C \omega = R \omega',$$

soit :

$$R = C \rho \frac{\omega}{\omega'}.$$

Mais ρ est constant pour une multiplication donnée, c'est-à-dire pour une valeur donnée du rapport $\frac{\omega}{\omega'}$ que nous conviendrons d'appeler multiplication.

Si donc, à une certaine vitesse du véhicule, l'effort résistant vient à augmenter, il faut, pour que l'équilibre soit possible, c'est-à-dire pour que la voiture conserve sa vitesse, que le couple moteur puisse varier en même temps que l'effort résistant et dans le même sens.

Or nous savons que ceci n'est possible, à un régime donné, qu'en modifiant l'admission, par exemple en appuyant sur l'accélérateur. Si le véhicule avait une vitesse telle qu'il ait fallu, pour la lui donner, ouvrir à fond l'admission (nous supposons naturellement que l'avance à l'allumage est optimum), l'équilibre est impossible. L'ensemble des travaux appliqués au véhicule (travail moteur et travail résistant) prendra donc une valeur négative, c'est-à-dire que le véhicule ralentira son allure.

Mais, au fur et à mesure qu'il ralentit, le travail résistant diminue. D'autre part, il peut arriver que le couple moteur augmente : c'est même ce qui arrive le plus souvent dans les voitures modernes



FIG. 47. — Essais d'un moteur Panhard 4 cylindres 90 × 120.

(Essais effectués au Centre Automobile de Fontainebleau en 1921).

dont les moteurs tournent vite : la branche descendante de la caractéristique couple moteur est seule utilisée (fig. 47). En tout cas, le couple varie généralement peu pendant un temps assez long. Il est donc possible de trouver une vitesse d'équilibre.

Il se peut aussi que cet état d'équilibre ne soit jamais atteint, ou ne le soit que pour une vitesse de rotation inacceptable, par exemple parce qu'à cette vitesse le moteur cogne ou parce que son rendement est très mauvais, ou qu'elle est vraiment trop faible.

Pour qu'un équilibre soit possible dans des limites de vitesse convenables, il faut donc nécessairement changer la multiplication employée, et en prendre une autre plus petite.

Si l'effort résistant augmente de nouveau, par exemple parce que la pente de la route augmente, il faudra de nouveau changer la multiplication.

On voit donc que le moment où il est nécessaire d'adopter une nouvelle multiplication dépend des conditions d'emploi du moteur.

On peut évidemment employer un moteur tant qu'il ne cogne pas (limite inférieure) et tant qu'il ne vibre pas (limite supérieure). Mais ces limites d'emploi, très larges, sur les moteurs modernes, se trouvent généralement restreintes, en pratique, par d'autres considérations, dont les principales sont d'éviter les régimes critiques que présentent de nombreux moteurs à l'intérieur des limites précédentes et d'éviter les consommations exagérées.

Nous savons (étude des caractéristiques de consommation) que l'emploi d'un moteur est plus économique au voisinage d'une certaine vitesse, c'est-à-dire que l'on a intérêt à ne pas sortir de limites assez étroites.

Nous verrons enfin, en étudiant le nombre des multiplications que doit comporter une voiture, qu'il peut y avoir intérêt à augmenter ce nombre pour augmenter la vitesse moyenne du véhicule (Voir : *Adaptation du moteur au véhicule*).

Choix des multiplications. — Supposons que nous disposions d'un moteur dont la vitesse maximum est de 3.000 tours, vitesse au-dessus de laquelle il vibre et que nous ne voulions pas employer ce moteur de façon courante au-dessous de 2.000 tours, soit parce qu'il cogne, soit parce qu'il consomme alors trop, soit qu'il y ait un peu en dessous un régime critique.

Les limites de vitesses peuvent être choisies par le constructeur non pas seulement parce que le moteur ne fonctionne de façon parfaite qu'entre ces limites, mais parce que leur choix dépend d'autres éléments qui définiront les qualités de la voiture au point de vue *souplesse, agrément de conduite*, etc... Nous en ferons

plus loin une étude spéciale, quand nous aurons examiné tous les organes de la voiture.

Supposons que la voiture fasse 72 kilomètres à l'heure, lorsque la multiplication employée est la plus grande que permette le véhicule et lorsque le moteur tourne à 3.000 tours. Nous verrons plus loin que ce cas est celui qui correspond généralement à ce qu'on appelle « prise directe », cas dans lequel la boîte de vitesses ne démultiplie pas le mouvement qu'elle transmet. Nous représenterons par le nombre 1 la multiplication donnée par cette prise directe.

Supposons que la résistance que rencontre la voiture commence à croître. La voiture va ralentir, c'est-à-dire aussi le moteur : lorsque la vitesse de la voiture sera tombée à 48 kilomètres à l'heure, la vitesse du moteur sera tombée à 2.000 tours.

Si la résistance continue à augmenter, il nous faut donc changer la multiplication pour que le moteur ne tourne pas au-dessous de 2.000 tours.

La nouvelle multiplication employée doit évidemment être telle, en principe, qu'elle permette au moteur de tourner à 3.000 tours, lorsque la vitesse de la voiture est de 48 kilomètres à l'heure. Elle doit donc être avec la précédente dans le rapport :

$$\frac{2.000}{3.000} = \frac{2}{3}$$

Si la résistance augmente toujours, la vitesse du moteur et celle du véhicule recommenceront à diminuer. Quand le moteur sera tombé à 2.000 tours, le véhicule ne faisant plus que 32 kilomètres à l'heure, il faudra de nouveau changer la multiplication et en adopter une qui sera encore avec la précédente dans le rapport $\frac{2}{3}$. c'est-à-dire $\frac{4}{9}$ de la première.

De même, on serait conduit ensuite à adopter une nouvelle multiplication qui serait les $\frac{2}{3}$ de celle-ci, c'est-à-dire les $\frac{8}{27}$ de la première et qui permettrait au véhicule une vitesse voisine de 21 kilomètres à l'heure.

On voit donc que, théoriquement, les multiplications successives seraient entre elles comme les différents termes d'une progression géométrique dont la raison est le rapport des vitesses minimum et maximum que l'on s'est fixé dans l'emploi du moteur.

Mais ceci suppose que la boîte de vitesses est destinée *uniquement* à permettre au moteur de tourner à une vitesse comprise entre des limites bien déterminées. Nous verrons en étudiant l'adaptation du moteur au véhicule, que le problème, en réalité, est moins simple.

En pratique on ne peut guère, dans l'état actuel des réalisations mécaniques, dépasser un nombre de multiplications égal à 4.

L'organe qui permet de réaliser ces multiplications successives est la boîte de vitesses. il permet également la marche arrière, c'est-à-dire le renversement du sens de marche de la voiture.

La loi prescrit, en effet, que tout véhicule automobile pesant plus de 350 kilogrammes, doit être muni d'un dispositif de marche arrière. En pratique tous les véhicules, même de poids inférieur, ont un dispositif de marche arrière (sauf les motos).

Les multiplications réalisées ne sont cependant jamais entre elles comme les termes d'une progression géométrique. En effet, lorsqu'on passe de la combinaison qui ne démultiplie pas (prise directe) à la suivante, le rendement de la transmission réalisée par la boîte de vitesses diminue, pouvant tomber à 0,9. Il faut donc, dans l'hypothèse faite, que la seconde multiplication soit à la première dans le rapport :

$$\frac{2}{3} \times 0,9 \times \frac{18}{30} = \frac{9}{15}$$

La plus grande démultiplication adoptée doit permettre le démarrage en toute circonstance, et doit permettre également l'ascension d'une rampe déterminée, variable naturellement avec le véhicule.

Enfin interviennent des difficultés de réalisation mécanique, de sorte que les multiplications adoptées sont à peu près entre elles, dans le cas où elles sont au nombre de 4, comme les nombres :

$$1, \quad \frac{2}{3}, \quad \frac{1}{2}, \quad \frac{1}{4}$$

Elles s'appellent vitesses, la plus faible s'appelant première vitesse et les suivantes deuxième, troisième et quatrième.

Nombre de vitesses. — La majorité des voitures automo-

biles a longtemps présenté quatre vitesses. Il est évident pourtant que si l'on dispose d'un moteur assez souple, c'est-à-dire que si les limites d'emploi en sont suffisamment écartées, on peut parfaitement tomber à trois. Il suffit par exemple d'avoir trois combinaisons qui soient entre elles dans le rapport $1 \frac{1}{2} \frac{1}{4}$, c'est-à-dire un moteur dont la vitesse minimum d'emploi est la moitié de la vitesse maximum. Certaines voitures même n'ont que deux vitesses (Ford, Bugatti 1920).

Ceci ne veut pas dire d'ailleurs qu'il en résulte une économie (sinon au point de vue fabrication de la boîte de vitesses), ni une augmentation de la vitesse moyenne du véhicule sur un parcours accidenté.

Au contraire, les véhicules appelés à donner leur rendement maximum comme certaines voitures de course, ou bien les tracteurs appelés à rencontrer des résistances très différentes (tracteur Latil) ont parfois cinq vitesses.

Changement de vitesses. — La plupart des dispositifs utilisés pour les changement de vitesses sont constitués par des systèmes d'engrenages, contenus dans un carter appelé boîte de vitesses, mais ce terme sert le plus souvent à désigner l'ensemble du système.

Il existe également d'autres systèmes de changement de vitesses, dont le principal avantage est généralement d'être très progressifs : poulies extensibles, plateaux à friction, systèmes hydrauliques, magnétiques, etc... Nous les étudierons également, mais les systèmes à engrenages sont beaucoup plus répandus, et même presque uniquement employés.

Boîtes de vitesses sans prise directe (*fig.* 48). — Une boîte de vitesses sans prise directe transmet le mouvement d'un arbre primaire qui reçoit lui-même son mouvement de l'arbre moteur par l'intermédiaire de l'embrayage, à un arbre secondaire qui devra lui-même, grâce à de nouveaux organes, entraîner les roues motrices.

Ces deux arbres ne sont pas dans le prolongement l'un de l'autre. Chacun d'eux porte un nombre d'engrenages égal au nombre des vitesses que l'on veut réaliser, chaque engrenage étant de dimension telle qu'il peut engrener avec un engrenage

placé sur l'autre arbre. Ces engrenages sont de simple roues dentées à denture droite.

Sur l'un des arbres, les roues dentées sont fixes. Leur diamètre croît d'une extrémité à l'autre de l'arbre.

Sur l'autre arbre, généralement le primaire, sont placées des

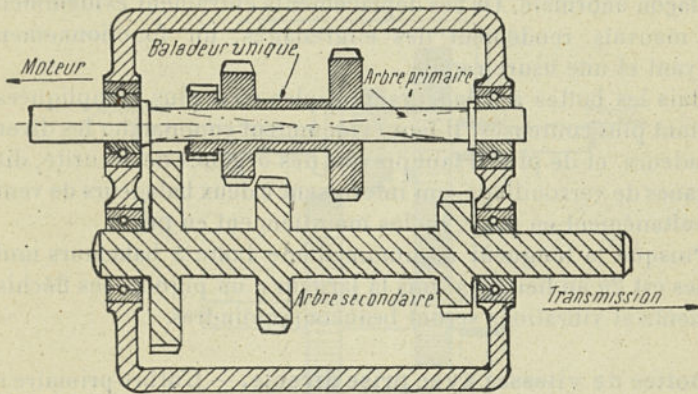


FIG. 48. — Boîte de vitesses, à trois vitesses et à un seul baladeur.

roues dentées pouvant coulisser le long de l'arbre, tout en l'entraînant, soit que cet arbre soit carré ou hexagonal, soit qu'il soit pourvu de cannelures. Ces engrenages mobiles sont dits baladeurs.

Une commande spéciale, que nous décrirons plus loin, permet de mettre en prise le couple d'engrenages que l'on veut.

On appelle parfois pignons les engrenages du primaire, et roues ceux du secondaire.

La figure 48 représente une boîte de vitesses sans prise directe, à trois vitesses. Elle est dite à baladeur unique, parce que les trois pignons mobiles sur l'arbre primaire sont solidaires les uns des autres. Ils peuvent aussi être séparés ; la boîte est dite alors à baladeurs multiples (double, triple, suivant le nombre des groupes qu'ils forment).

La simplicité du baladeur unique n'est pas compensée par l'inconvénient qu'il présente.

Une boîte à n vitesses, à baladeur unique, doit avoir une longueur supérieure à n^2 fois la largeur de chaque dent (tandis qu'une boîte à baladeurs multiples peut n'avoir qu'une longueur

égale à $2n$ fois la largeur d'une dent) en supplément d'une quantité suffisante pour permettre les jeux nécessaires. Ceci entraîne donc l'obligation de réaliser des arbres primaires et secondaires dont la longueur entre leur entrée et leur sortie est si grande qu'elle permet des fléchissements et des vibrations notables, auxquels on ne pourrait parer qu'en augmentant leur diamètre de façon anormale. Or ces déplacements entraînent évidemment un mauvais rendement des engrenages, un fonctionnement bruyant et une usure rapide.

Mais les boîtes à baladeurs multiples sont plus compliquées, partant plus coûteuses. Il faut évidemment commander les divers baladeurs, et de plus il faut prévoir des organes de sécurité, dits organes de verrouillage, qui interdisent à deux baladeurs de venir simultanément en prise, ou les maintiennent en prise.

Puisque la longueur minimum d'une boîte à baladeurs multiples est $2n$ au lieu de n^2 fois la largeur d'un pignon, les fléchissements et vibrations seront beaucoup moindres.

Boîtes de vitesses avec prise directe. — L'arbre primaire et l'arbre secondaire sont alors dans le prolongement l'un de l'autre

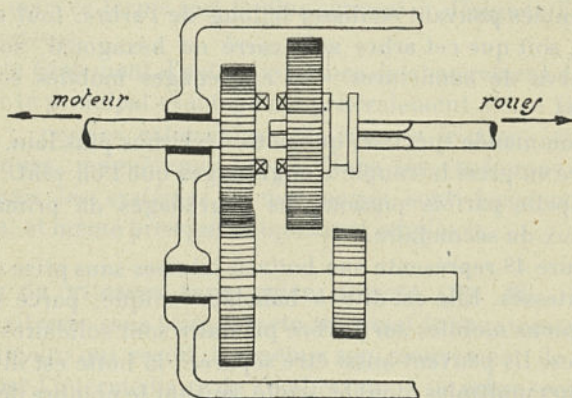


FIG. 49. — Prise directe à l'avant.

et peuvent être mis en prise sans le concours d'aucun engrenage, ce qui améliore évidemment le rendement de la transmission : on sait en effet que l'emploi d'un couple d'engrenages diminue fréquemment de 5 à 10 % le rendement d'une transmission.

Les autres multiplications sont alors obtenues au moyen d'un *arbre intermédiaire*, constamment en prise par l'intermédiaire d'un train d'engrenages, soit avec le primaire (*fig. 49*), soit avec le secondaire (*fig. 50*). Cet arbre intermédiaire jouera le rôle que joue le secondaire dans les boîtes sans prise directe.

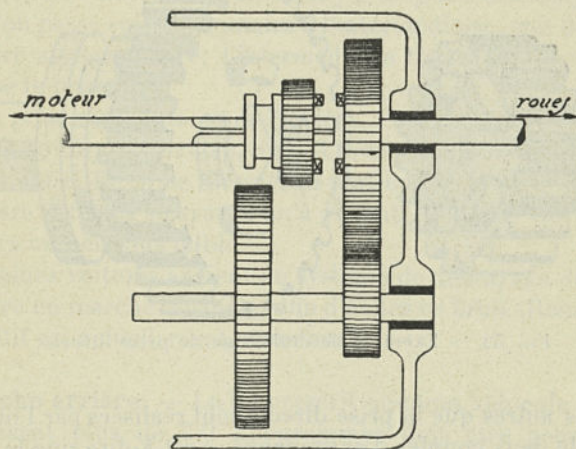


FIG. 50. — Prise directe à l'arrière.

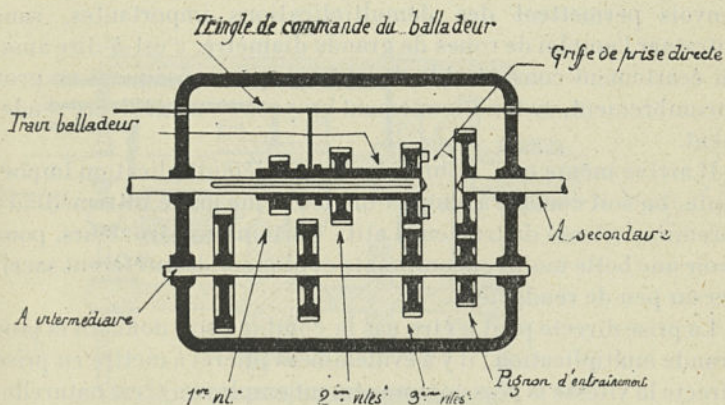


FIG. 51. — Boîte de vitesses avec prise directe à l'arrière.

La figure permet aisément de comprendre le fonctionnement de la boîte de vitesse (*fig. 51*).

La prise directe est le plus souvent réalisée par l'intermédiaire d'un crabotage (fig. 52) qui est monté à l'extrémité d'un baladeur ; beaucoup plus rarement on emploie des engrenages à chevrons.

L'inconvénient des boîtes avec prise directe, c'est que les com-

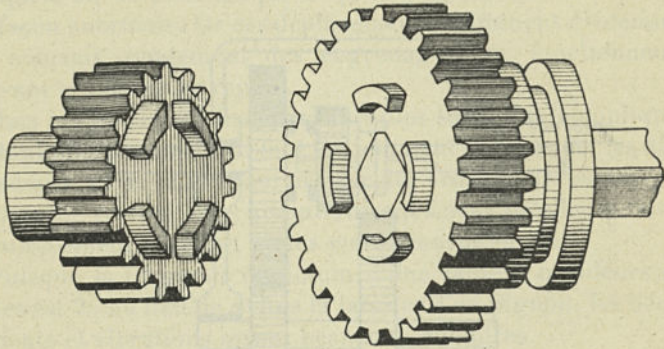


FIG. 52. — Exemple de crabotage de prise directe.

binaisons autres que la prise directe sont réalisées par l'intermédiaires de deux couples d'engrenages, c'est-à-dire que le rendement des vitesses dites intermédiaires diminue. Naturellement aussi, elles deviennent plus bruyantes. Il est vrai que ces deux renvois permettent des démultiplications importantes, sans entraîner l'emploi de roues de grands diamètre, c'est-à-dire aussi un écartement considérable des arbres, par conséquent un gros encombrement, un fonctionnement bruyant et un médiocre rendement.

Il arrive même que, pour obtenir une démultiplication importante, on soit conduit à adopter un deuxième arbre intermédiaire (première vitesse du tracteur Latil). Certains constructeurs, pour avoir une boîte moins encombrante et plus solide, préfèrent sacrifier un peu de rendement.

La prise directe peut n'être pas la combinaison donnant la plus grande multiplication : il y a évidemment intérêt à mettre en prise directe la vitesse la plus communément employée. C'est naturellement la plus grande sur la majorité des véhicules. Mais on comprend qu'un tracteur ou un camion soit appelé à se déplacer plus souvent en charge qu'à vide, et qu'il y ait intérêt, par exemple, à avoir une troisième vitesse en prise directe avec la quatrième

surmultipliée (camion White). Le tracteur Latil a cinq vitesses dont la quatrième en prise directe ; le tracteur à chenilles Renault a sa deuxième vitesse en prise directe (4 vitesses).

Si la prise constante est à l'avant, l'arbre intermédiaire tourne en même temps que le primaire, c'est-à-dire alors même que la voiture est arrêtée. Mais, comme il y a toujours démultiplication lorsqu'on passe soit du primaire à l'intermédiaire, soit de l'intermédiaire au secondaire, l'intermédiaire tourne toujours moins vite que le primaire.

Si la prise constante est à l'arrière, l'intermédiaire ne tourne pas si la voiture est arrêtée, mais il tourne toujours plus vite que le secondaire. En prise directe, en particulier, la prise constante à l'arrière est plus bruyante qu'à l'avant. L'inertie du primaire est alors un peu plus faible.

Certaines voitures avaient un système de débrayage de l'intermédiaire en marche normale, afin d'éviter ce bruit (Renault). Ce dispositif est actuellement abandonné.

Marche arrière. — La loi prescrit que tout véhicule automobile pesant plus de 350 kilogrammes doit être pourvu d'un dispositif permettant la marche arrière.

Les moteurs employés dans l'industrie automobile ne peuvent

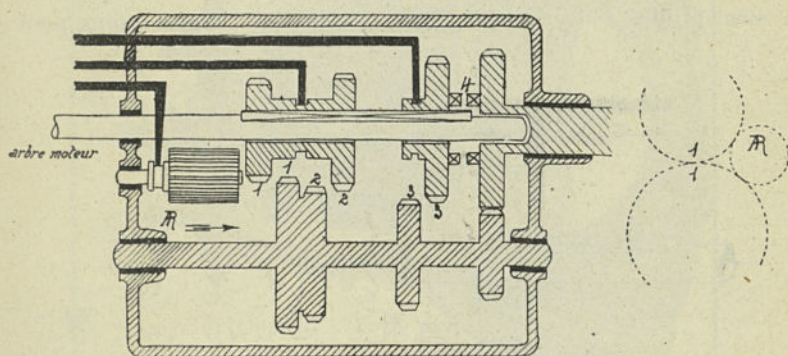


FIG. 53. — Baladeur de marche arrière.

comporter un dispositif de renversement de marche. Il faut donc obtenir la marche arrière par un renvoi d'engrenages.

Le principe est le suivant : on interpose un pignon ou un arbre supplémentaire entre deux pignons pouvant engrener l'un sur l'autre pour donner la première vitesse.

1° On interpose un pignon de grande largeur.

Ceci peut être obtenu de deux façons, soit que ce pignon puisse coulisser sur un arbre fixe très court (*fig. 53*), soit plutôt qu'il puisse venir en contact des deux pignons de première vitesse par basculement (*fig. 54*).

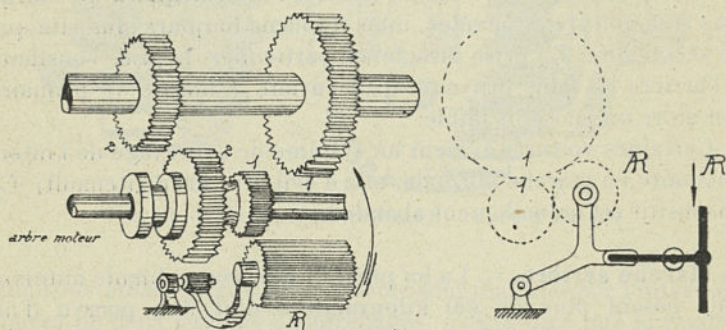


FIG. 54. — Pignon basculant.

2° On interpose un arbre supplémentaire portant deux pignons susceptibles d'être entraînés par lui et dont l'un au moins peut

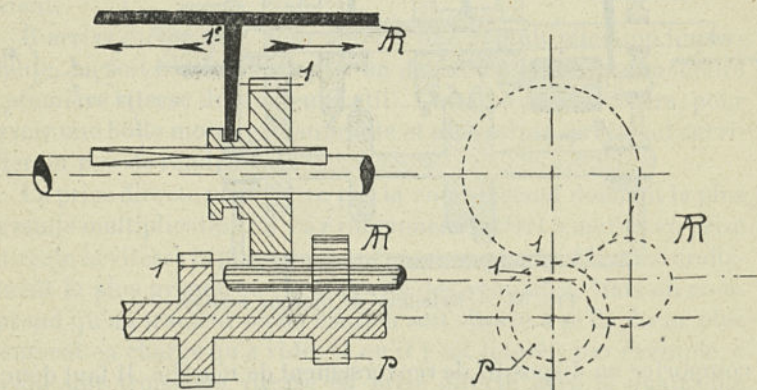


FIG. 55. — Pignon de prise constante.

coulisser sur cet arbre. L'autre pignon peut être ou non fixe. S'il est fixe, il est en prise constante avec le pignon de première du primaire, par exemple.

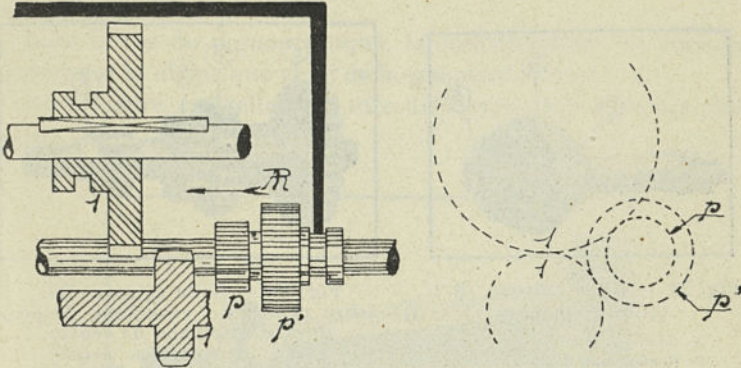


Fig. 56. — Baladeur à deux pignons.

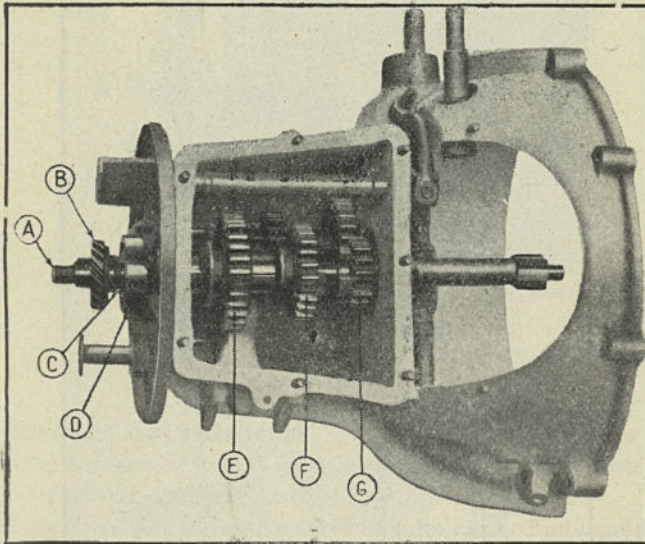


Fig. 57. — Boite Citroën (B 2).

A. Arbre primaire. - B. Turbine de retour d'huile. - C. Rondelle d'écrasement. - D. Roulement de l'arbre. - E. Baladeur de 1^{re} et marche arrière. - F. Baladeur de 2^e et de prise directe. - G. Pignon de renvoi à griffes.

L'arbre de marche arrière est donc constamment entraîné. Pour se mettre en marche arrière, il suffit donc de mettre en prise le pignon mobile avec le pignon de première de l'intermédiaire (fig. 55).

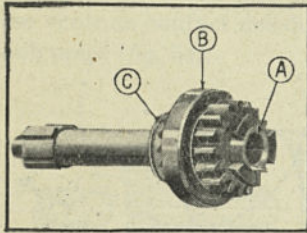


Fig. 58. — Boîte Citroën (B 2).
Arbre secondaire.

- A. Bague du pignon.
- B. Roulement à billes.
- C. Écrou de roulement.

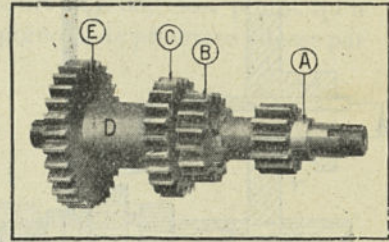


Fig. 59. — Boîte Citroën (B2).
Arbre primaire : crabotage de prise
directe et pignon de renvoi.

- A. Arbre. - B. Pignon de première.
- C. Pignon de deuxième. - D. Entretoise.
- E. Pignon de renvoi.

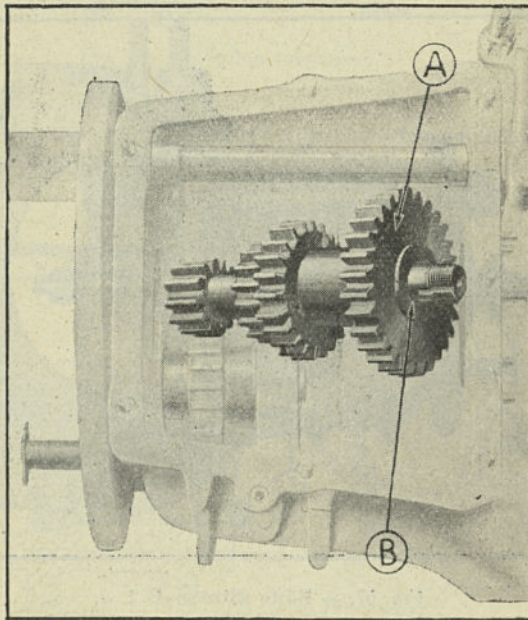


Fig. 60. — Boîte Citroën B 2. - Arbre intermédiaire.
A. Pignon de renvoi. - B. Rondelle entretoise.

Si les deux pignons sont mobiles, ils constituent un baladeur unique qu'on déplace de manière à les amener simultanément en prise avec les pignons de première du primaire et de l'intermédiaire (*fig. 56*).

Dans tout ce qui précède, on peut remplacer primaire par secondaire.

Dans le cas du pignon unique, la multiplication de marche arrière est la même que celle de la première vitesse.

Dans l'autre cas, elle peut être différente : elle est alors plus petite.

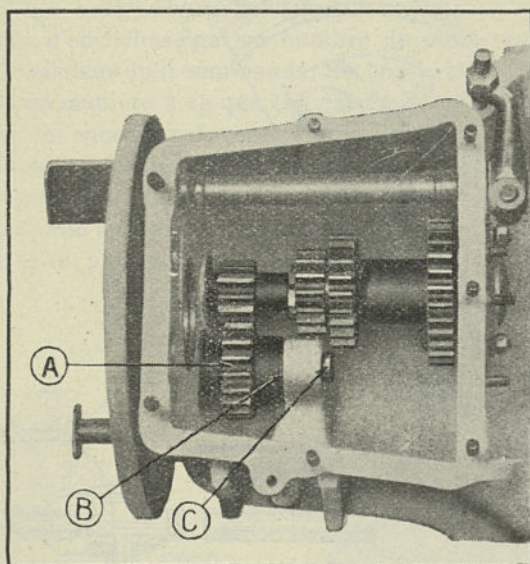


FIG. 61. — Boîte Citroën B 2.

A Pignon de marche arrière - B Rondelle de réglage - C Axe du pignon

Commande des baladeurs. — Les boîtes de vitesses sont toujours commandées, sauf dans le cas de la Ford, par l'intermédiaire d'un levier de manœuvre.

Ce levier agit sur les engrenages baladeurs par l'intermédiaire d'un tringlage.

Chaque baladeur est solidaire d'un système rigide comprenant une fourchette et un coulisseau. Ce dernier, parallèle à l'arbre

sur lequel peut coulisser le baladeur, est susceptible de se déplacer longitudinalement.

a) *Commande par levier coulissant mobile dans un secteur à grille (fig. 62).* — Le levier est susceptible de recevoir deux déplacements : translation et rotation. Pour qu'il puisse subir

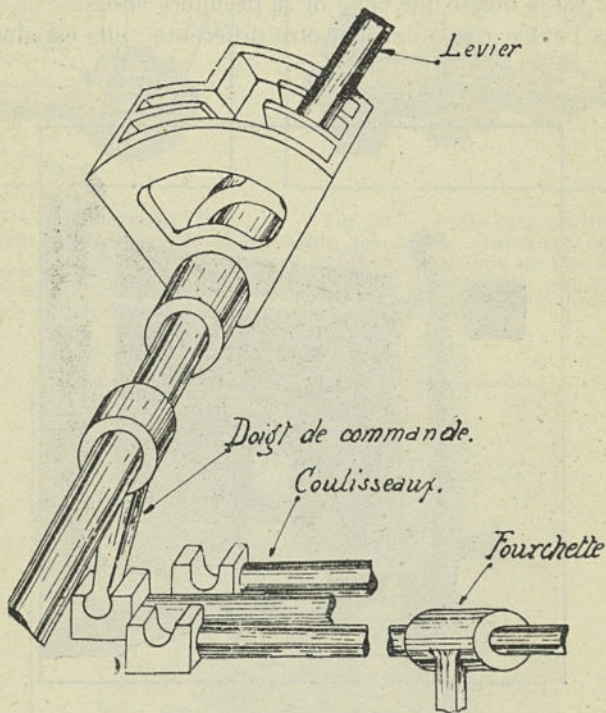


FIG. 62. — Commande des baladeurs.

une rotation, il faut qu'il se déplace dans un seul des compartiments de la grille. La translation lui permet de passer de l'un à l'autre de ces compartiments.

Ce levier de commande est solidaire d'un arbre transversal par l'intermédiaire duquel il commande un doigt, dont la position moyenne est verticale, ou mieux qui est fixé sur la traverse de manière à être vertical quand le levier subit une translation.

Ce doigt, dont l'extrémité est généralement en forme de rotule

ou de cylindre, peut s'engager dans un logement pratiqué à l'extrémité de chaque coulisseau.

On voit donc que la translation du levier amène le doigt de commande en prise avec un coulisseau, et que la rotation détermine une translation de ce coulisseau dans sa propre direction.

Mais une telle commande doit obligatoirement être complétée par un verrouillage, c'est-à-dire par un dispositif interdisant à deux baladeurs de se déplacer simultanément de manière à ce que deux vitesses ne risquent pas de venir simultanément en prise, ce qui mettrait inévitablement la boîte de vitesses hors d'usage.

Verrouillage automatique. — Chaque coulisseau est pourvu d'un nombre d'encoches égal au nombre de positions que peut prendre le baladeur qu'il commande. Un bonhomme (ou guignol) est disposé de manière à ce que son extrémité puisse venir s'engager dans ces encoches. Le cas le plus simple est celui où les encoches sont en forme de V : le bonhomme se termine par un doigt triangulaire : il est poussé par un ressort *R* et une goupille passant dans une mortaise l'empêche de tourner (*fig. 63*).

Un dispositif plus perfectionné est le verrou automatique à

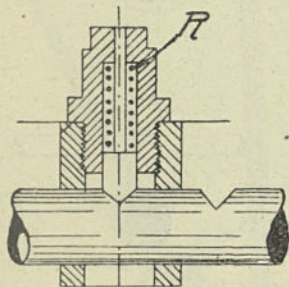


FIG. 63.

Verrouillage automatique
par bonhomme d'arrêt.

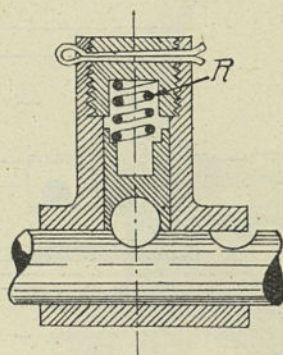


FIG. 64.

Verrouillage automatique par rouleur.

rouleur (*fig. 64*). Les encoches sont de forme cylindrique et un rouleur vient s'engager dans ces encoches. Le rouleur est logé dans une pièce guidée à la manière d'un piston et poussée par un ressort.

Le doigt triangulaire ou le rouleau peut être remplacé par une bille.

Mais ces verrouillages ne peuvent être suffisants. En effet, il faut que leur efficacité n'empêche pas le coulisseau de se mettre en mouvement quand le conducteur agit sur le levier. De plus, l'usure intervient vite pour modifier le profil des encoches : c'est elle qu'il faut le plus souvent incriminer lorsqu'une vitesse ne tient pas, c'est-à-dire lorsque le baladeur tend à se déplacer, entraînant le levier.

Verrouillage positif. — D'autres verrouillages automatiques ont été imaginés, mais le plus souvent, sur les voitures modernes, on adopte un système dit verrouillage positif et commandé par le levier.

Chaque coulisseau est commandé grâce à une rainure ménagée

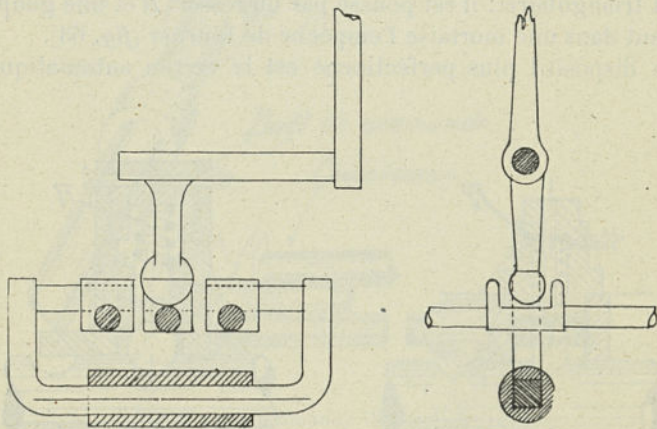


FIG. 65. — Verrouillage à ancre.

dans sa tête (fig. 65), rainure dans laquelle s'engage le doigt de commande.

Une pièce spéciale, montée de manière à coulisser dans une douille fixe, et appelée ancre (elle peut osciller au lieu de coulisser) porte deux bras susceptibles de s'engager dans les rainures des coulisseaux. Les déplacements de l'ancre sont déterminés

par la pression que le doigt de commande exerce sur les bras de l'ancre.

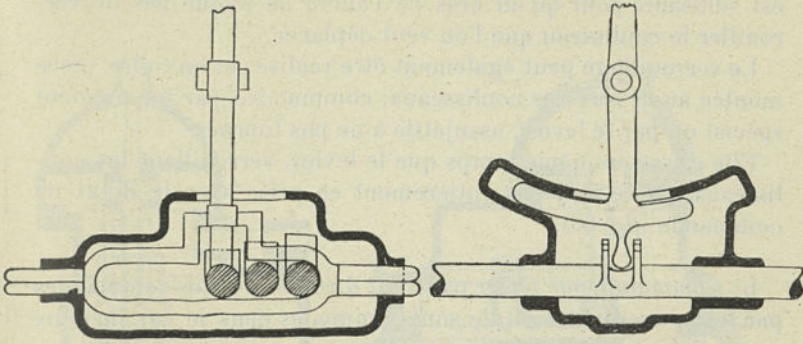


Fig. 66. — Verrouillage à cadre.

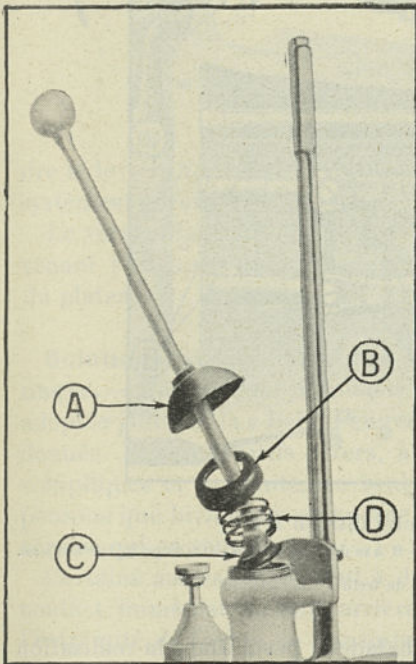


Fig. 67. — Boîte Citroën (B 2).
Commande à rotule.

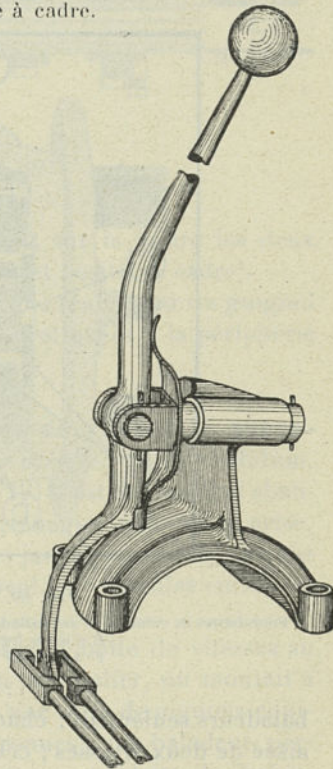


Fig. 68.
Commande de la 6 C.V. Renault
(Autre type de commande à rotule)

La largeur du doigt de commande est un peu supérieure à celle des têtes des coulisseaux et la distance de deux coulisseaux est suffisante pour qu'un bras de l'ancre ne risque pas de verrouiller le coulisseau que l'on veut déplacer.

Le verrouillage peut également être réalisé par un cadre, pièce montée au-dessus des coulisseaux, commandée par un segment spécial ou par le levier, assujettie à ne pas tourner.

Elle glisse en même temps que le levier, verrouillant les coulisseaux qui ne sont pas entièrement en prise avec le doigt de commande (fig. 66).

b) *Commande par levier oscillant à rotule.* — Les commandes par levier oscillant à rotule sont commodes dans le cas de deux

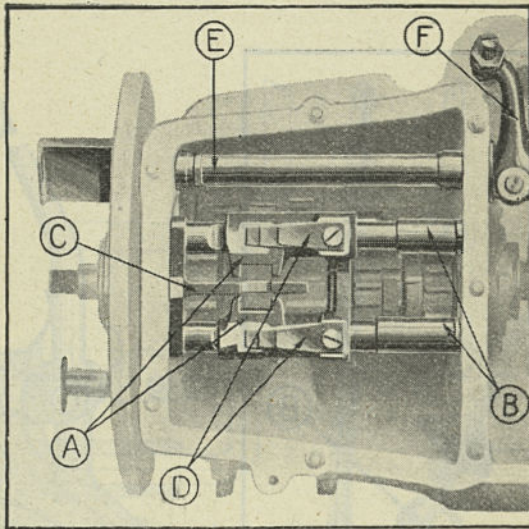


FIG. 69. — Boîte Citroën B 2.

A Fourchettes de commande des baladeurs. - B Axe des fourchettes. - C Chape de verrouillage.
 E Clé de frein } frein sur
 F Levier de la clé de frein } mécanisme

baladeurs seulement ; chaque baladeur permettant la réalisation aisée de deux vitesses ; cette commande est donc le plus souvent employée sur des boîtes à trois vitesses et marche arrière (fig. 67, 68, 69).

Les figures ci-contre montrent la manière dont les coulisseaux sont alors commandés, ainsi que les déplacements que peut pren-

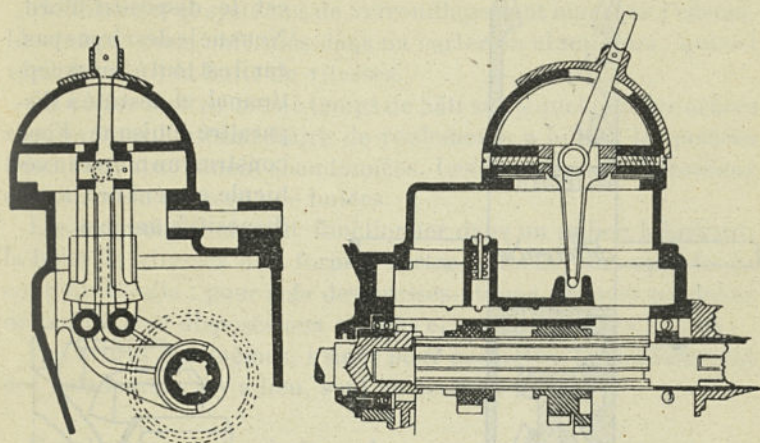


FIG. 70.
Boîte Georges Irat 1922

dre le levier (*fig. 70*). On voit également sur la figure les deux systèmes de verrouillage : automatique et positif (à cadre).

Le verrouillage automatique est parfois réalisé par un guignol venant s'engager dans des encoches pratiquées à la périphérie du plateau.

Solutions particulières des boîtes de vitesses à engrenages. — *Boîtes ayant plus d'une prise directe.* — Cette solution, adoptée jadis sur la « Bébé Peugeot » (1914) est aujourd'hui abandonnée. Les dispositifs divers, à engrenages toujours en prise, compliqués et bruyants, ne sont plus jamais construits et nous pensons que bien rares sont actuellement les véhicules encore en service qui en sont munis.

Certains autres obligeaient à disposer la boîte de vitesses au contact immédiat du pont arrière. En particulier, on montait à l'extrémité de l'arbre de transmission une série de pignons coniques engrenant avec des grandes couronnes : un baladeur permettait de rendre un seul de ces pignons solidaire de l'arbre, les autres tournant fous (*fig. 71*).

Les changements de vitesses avec dispositifs planétaires appartiennent aussi à la catégorie des boîtes à engrenages toujours en

prise. Le plus commun est le dispositif Ford. Nous ne le décrirons pas, car il est tout à fait exceptionnel, et destiné à disparaître puisque Ford construit un nouveau véhicule et renonce à ses dispositifs anciens.

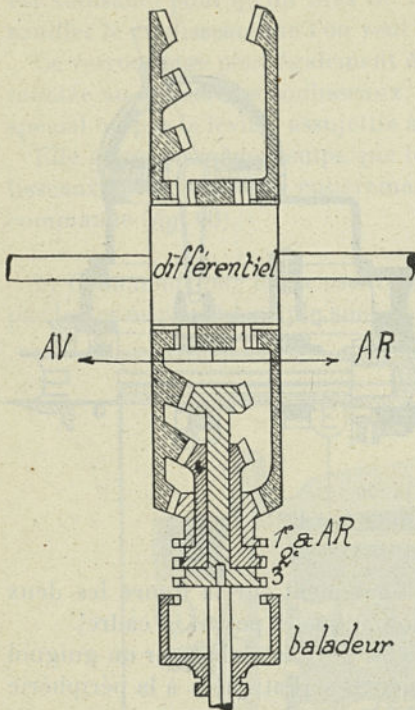


Fig. 71. — 3 vitesses à prise constante.

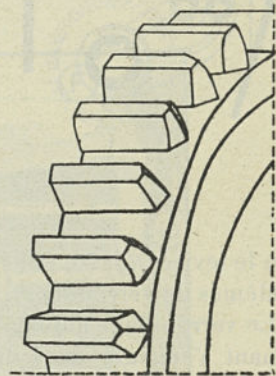


Fig. 72. — Entrée des dents.

Construction des boîtes de vitesses. — Les engrenages sont en acier dur dont l'emploi est maintenant fréquent dans l'ensemble des transmissions. Les dentures sont presque toujours des dentures droites. Pourtant on a réalisé récemment des combinaisons à dentures hélicoïdales dont le rendement est meilleur, et dont l'emploi, par suite, est moins bruyant. Ceci est particulièrement destiné à éviter le bruit caractéristique de nombreuses boîtes, dès qu'on utilise une vitesse intermédiaire.

Les engrenages comportent toujours des entrées de dents (fig. 72) afin de faciliter leur mise en prise.

Les coulisseaux et les fourchettes sont en acier demi-dur ; on a même fait des coulisseaux en bronze, ayant une grande résis-

tance à la rupture, mais naturellement susceptibles de déformations assez importantes (allongement) pour entraîner la nécessité d'ajustages fréquents.

Coulisseaux et systèmes de verrouillage sont ainsi que l'ensemble des pignons, enfermés dans un carter en aluminium, qui est véritablement la boîte de vitesses.

Ce carter sert en même temps de bâti sur lequel tous les arbres reposent par l'intermédiaire de roulements à billes : les portées lisses sont absolument abandonnées. Les engrenages hélicoïdaux entraînent la nécessité de butées.

Les engrenages devant fonctionner dans un milieu lubrifiant, la boîte de vitesses doit former carter étanche, susceptible de contenir l'huile : pour cela des presses-étoupe, simples rondelles de feutre, sont disposés aux entrées et sorties d'arbres.

Les arbres eux-mêmes, usinés pour permettre le coulisement des baladeurs, s'il y a lieu, sont en acier au nickel.

Emplacement des boîtes de vitesses à engrenages. —

Les boîtes de vitesses actuelles, de construction à peu près uniforme (vitesse maximum en prise directe, et vitesses inférieures obtenues par un arbre intermédiaire, et baladeurs multiples) n'ont pas sur le châssis une position parfaitement définie.

Les solutions adoptées, à quelques exceptions près (et alors la transmission est généralement particulière), peuvent se ramener à trois types :

- 1° Boîte indépendante du moteur ;
- 2° Bloc-moteur ;
- 3° Boîte montée au voisinage immédiat du pont arrière.

Dans le premier cas, solution adoptée sur la majorité des voitures françaises avant la guerre, la boîte de vitesses était fixée soit sur deux traverses, soit sur les longeronnets, par l'intermédiaire de quatre pattes. Des cales étaient placées sous ces pattes afin d'améliorer la suspension du carter.

Cette solution est encore assez fréquemment employée.

Mais l'expérience montre que, même si boîte et moteur sont montés sur un faux châssis, les déformations du système sont trop importantes pour que l'arbre primaire soit absolument rigide. Il faut alors prévoir sur cet arbre un joint déformable au moins.

Les joints employés peuvent être des joints à cardan (à croisillons, à anneau extérieur, à dés, en olive à quatre ou six pans,

etc...) des flectors, des joints à lame élastique, des joints en acier.

Les démontages de la boîte, de l'embrayage et du moteur peuvent alors être effectués séparément, mais les montages sont fréquemment délicats.

Les joints ont besoin d'être entretenus, et, dans le cas où l'embrayage est insuffisamment progressif (ne peut patiner en cas d'effort résistant anormal) se rompent assez facilement.

La commande, toujours fixée au châssis, n'a pas besoin d'être déformable.

Bloc-moteur. — La solution du bloc-moteur est actuellement très en faveur et paraît appelée à devenir presque uniquement employée.

La boîte de vitesses et le carter du moteur sont solidaires, ce qui permet un alignement parfait de l'arbre primaire et du secondaire avec le vilebrequin et rend inutile tout joint déformable.

L'embrayage est alors enfermé dans le carter commun, ce qui peut faciliter son graissage (disques).

Le montage de l'ensemble moteur, embrayage, boîte de vitesses, se trouve alors aussi simplifié que possible, mais toute réparation à l'un de ces organes entraîne le démontage de l'ensemble. Les interventions dans la boîte de vitesses ou l'embrayage se trouvent donc par là même compliquées.

Cette solution conduit à porter la boîte de vitesses plus en avant : elle charge donc un peu plus l'essieu avant, mais elle permet d'employer un arbre de transmission à cardans plus long, dont le rendement est meilleur puisqu'il travaille sous un angle plus faible. La longueur de cet arbre dépend, il est vrai, d'autres considérations. (Suspension, poussée).

Si le levier de commande est à droite, il doit comporter avec la boîte une liaison déformable. La solution la plus simple est d'avoir le levier à l'aplomb de la boîte, c'est-à-dire à égale distance des longerons, par conséquent d'avoir la direction à gauche pour que le levier soit manié de la main droite, ou bien de manœuvrer ce levier de la main gauche si la direction est à droite.

Boîtes montées à l'extrémité de l'arbre de transmission ou sur le pont arrière. — Cette solution qui complique la commande, en obligeant à réaliser une timonerie de grande longueur, c'est-à-dire aisément déformable, alourdit nécessairement

le pont arrière, si le différentiel n'est pas fixé au châssis. Cette solution, actuellement presque abandonnée, paraît donc destinée surtout aux véhicules de très petite dimension (quadrillette Peugeot) où la boîte est légère, ou bien à ceux qui ont leur différentiel suspendu (transmissions à chaînes ou à cardans transversaux).

Manœuvre du changement de vitesses. — Le critérium d'un changement de vitesses bien effectué est de ne percevoir aucun bruit, ni aucun à-coup dans la marche de la voiture.

Pour qu'il n'y ait aucun bruit, il faut que les deux engrenages qui entrent en prise aient la même vitesse linéaire.

Pour qu'il n'y ait pas d'à-coup, il faut évidemment que l'embrayage soit progressif, soit automatiquement, soit grâce à l'habileté du conducteur.

Pour éviter un ralentissement sensible de la voiture, le conducteur doit en outre choisir le moment convenable pour effectuer le changement, c'est-à-dire celui où la vitesse de la voiture est à peine supérieure à la vitesse maximum que peut permettre la combinaison suivante si l'on descend les vitesses (en côté, par exemple). Si l'on monte les vitesses (accélération), il faut changer au moment où la vitesse est à peine supérieure à la vitesse minimum de la combinaison suivante. Dans les deux cas, le changement doit être effectué aussi vite que possible.

Considérons le cas d'une boîte de vitesses avec prise constante à l'arrière, 4 vitesses, et supposons que la troisième vitesse soit réalisée par la prise d'un pignon P_3 du primaire ayant 20 dents, avec un pignon I_3 de l'intermédiaire en ayant 25. Les pignons de prise constante ont le même nombre de dents. Ceci donne donc en troisième une démultiplication de $\frac{20}{25} \times \frac{20}{25} = \frac{16}{25}$ voisine de $1/3$, qui est bien de l'ordre des démultiplications ordinaires en troisième (*fig. 74*).

Supposons que la seconde vitesse soit réalisée par la prise directe de deux pignons : P_2 sur le primaire ayant 18 dents et I_2 sur l'intermédiaire ayant 27 dents, ce qui donne pour la seconde vitesse une démultiplication de $\frac{2}{3} \times \frac{4}{5} = \frac{8}{15}$.

La première opération du changement de vitesses est toujours le débrayage, car nous tiendrons comme une virtuosité inutile et dangereuse le passage des vitesses sans débrayer.

Supposons que nous voulions passer de deuxième en troisième. Au moment du passage les engrenages I_2 et P_2 ont même vitesse linéaire, la vitesse linéaire de P_3 est $20/18$ ou $10/9$ de celle de P_2 et celle de I_3 est de $25/27$ de celle de I_2 . Si donc nous voulons

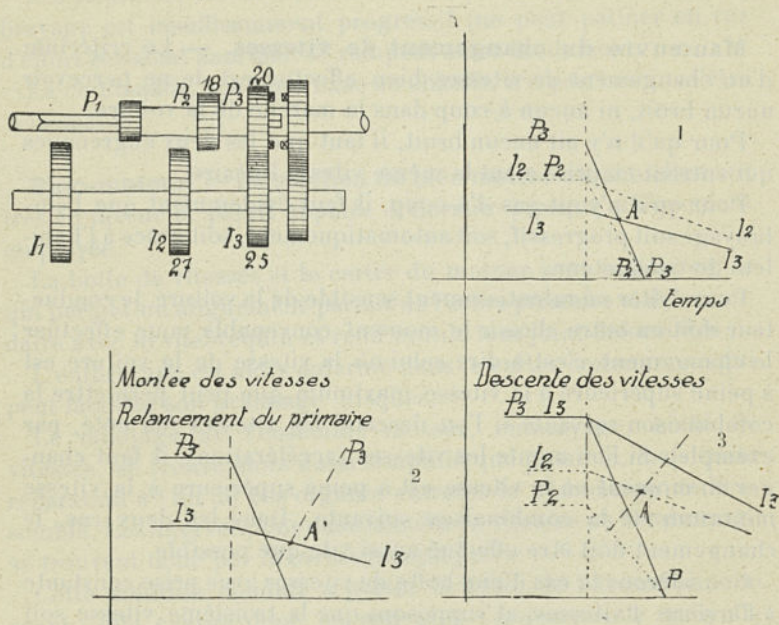


FIG 73.

mettre I_3 et P_3 en prise au moment même où nous séparons I_2 et P_2 , il y aurait inévitablement choc, car la vitesse linéaire de P_3 est supérieure à celle de I_3 .

Mais l'arbre primaire a une inertie relativement faible, puisqu'il tourne fou. Nous avons même dit, en étudiant l'embrayage, qu'il devait être aussi léger que possible, de manière à avoir une faible inertie. Cet arbre primaire va donc ralentir très vite son mouvement, alors que l'intermédiaire, solidaire de la voiture, ne ralentira que lentement.

Si nous traçons les courbes représentatives des vitesses linéaires de I_2 et P_2 d'une part (trait pointillé), de I_3 et P_3 d'autre part (trait plein) en fonction du temps, après débrayage complet,

nous voyons que le changement, pour être correct, doit être effectué au point *A*, toujours très proche du moment où l'on a débrayé (*fig. 73-1*).

Si le conducteur a trop attendu, il doit, pour effectuer un changement correct, relancer l'arbre primaire, ce qui est facile puisque l'inertie de cet arbre est faible (*fig. 73-2*).

L'habileté du conducteur consistera, soit à effectuer le changement au moment correct (en *A*), soit à relancer le primaire par un embrayage partiel de manière à amener sa vitesse à la valeur convenable (courbe en trait mixte). Il sera donc à peu près nécessaire de connaître la voiture.

Supposons maintenant que nous voulions passer de troisième en seconde. Au moment où on sépare les engrenages I_3 et P_3 les vitesses linéaires de I_2 et P_2 sont dans le rapport $\frac{27}{25} \times \frac{9}{10}$ c'est-à-dire que la vitesse de P_2 est inférieure à celle de I_2 . Or le primaire ralentit plus vite que l'intermédiaire. Les deux courbes, tracées comme précédemment (*fig. 73-3*), n'auront donc aucun point commun, et le seul moyen de passer correctement la vitesse est de relancer le primaire par un embrayage partiel.

Ce mode de changement est appelé *double débrayage*.

Le conducteur doit naturellement faire immédiatement cette opération et ne donner au primaire que strictement la vitesse suffisante. L'habitude de conduire un véhicule déterminé pourra lui permettre d'obtenir cette vitesse en laissant patiner l'embrayage, c'est-à-dire en ne débrayant pas à fond. Mais l'opération doit toujours être effectuée le plus vite possible (deux à trois secondes au maximum).

En descente, si l'on veut descendre les vitesses pour augmenter l'action retardatrice du moteur, il faut freiner la voiture avant d'effectuer l'embrayage partiel.

Pannes dues aux boîtes de vitesses. — Ces pannes très rares, consistent généralement, soit dans la rupture d'une dent, soit dans un dérèglement des tringlages de commande.

Si une dent est cassée, il faut la retirer de la boîte de vitesses, et rentrer en n'utilisant pas la combinaison d'engrenages détériorée.

Un dérèglement peut être assez sérieux, car il permet aux dents de ne pas venir en prise sur toute leur longueur, entraînant ainsi

une usure prématurée des engrenages et un fonctionnement bruyant.

Mais il est fréquent que l'usure des pignons oblige à leur remplacement.

L'arbre primaire peut présenter un défaut d'alignement : l'usure des dents est plus rapide. Les roulements à billes chauffent et s'usent.

Pratiquement, les boîtes actuelles, souvent bruyantes, sont néanmoins d'un fonctionnement extrêmement sûr.

CHANGEMENTS DE VITESSES PROGRESSIFS

Les divers changements de vitesses à engrenages ont le caractère commun de ne fournir qu'un nombre limité de combinaisons dont on ne peut augmenter le nombre sans augmenter en même temps le poids et l'encombrement des boîtes de vitesses.

Cette limitation du nombre des multiplications, sans grand inconvénient pour les moteurs à grand excédent de puissance, peut devenir gênante sur des véhicules légers dont le moteur est généralement moins souple et ne comporte pas d'excédent de puissance notable.

De plus, il peut être intéressant de remplacer le dispositif ordinaire des boîtes à engrenages, assez lourd, par des dispositifs plus légers. Les divers dispositifs utilisés, qui pourraient, en théorie, être absolument progressifs, mais qui en pratique en donnent qu'un nombre de vitesses limité par le nombre des crans que l'on peut ménager sur le secteur du levier, sont les suivants :

- 1° Changements de vitesses par poulies extensibles ;
- 2° Changements de vitesses par friction ;
- 3° Transmissions hydrauliques ;
- 4° Transmissions magnétiques.

Poulies extensibles. — Les courroies, malgré leur souplesse, sont à peu près abandonnées, en raison de l'encombrement qu'elles entraînent, et en raison de leurs variations de longueur qui nécessitent un système de tendeurs. Quelques cyclecars ont repris cette solution en 1921.

Dans une transmission à poulie extensible, le moteur entraîne

une poulie extensible composée de deux moyeux portant des rayons alternés et pouvant coulisser l'un sur l'autre (fig. 74).

L'arbre à commander porte une poulie identique, dont la partie coulisante est commandée par un levier. L'action de la courroie détermine le coulisement de la poulie portée par l'arbre moteur, lorsque l'autre est commandée. Celle-là est ramenée à sa position par un tringlage comportant un ressort.

Changement de vitesses à friction. — Les changements de vitesses à friction constituent à la fois un système d'embrayage et de réalisation de multiplications variables (fig. 75).

Le moteur entraîne avec lui, calé à l'extrémité de l'arbre moteur, un disque *A*. Parallèlement à ce plateau est disposé un axe *B* porté par des roulements à billes, ces roulements pouvant coulis-

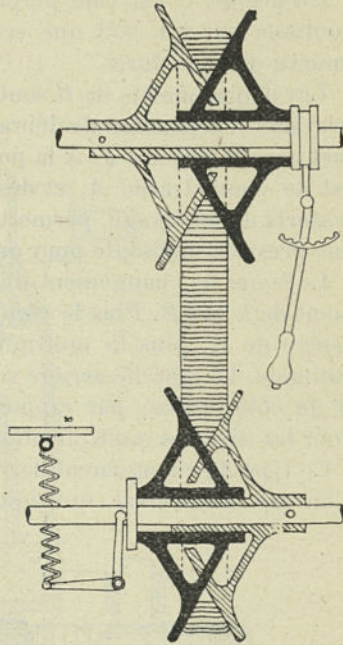


FIG. 74. — Poulies extensibles.

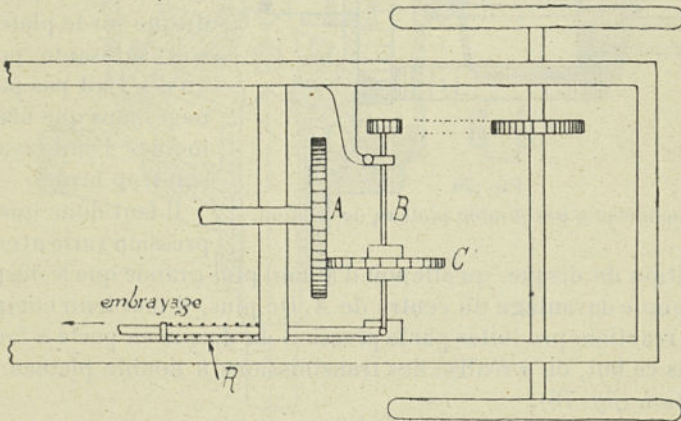


FIG. 75. — Changement de vitesses à friction.

ser de manière à permettre à l'axe *B* des déplacements parallèlement à lui-même, ou par pivotement.

Un disque *C* est calé perpendiculairement à l'axe *B*, il peut coulisser sur lui, soit que cette axe soit carré, soit qu'il soit pourvu de cannelures.

Les déplacements de *B* sont déterminés par une pédale de débrayage. A la position de débrayage, le disque *C* n'est pas en contact avec le plateau *A*. A la position de l'embrayage, le disque *C* est au contact avec *A*, et des ressorts, qui sont en somme des ressorts d'embrayage, permettent à ce disque *C* d'exercer sur *A* une pression suffisante pour qu'il n'y ait pas patinage.

Le levier de changement de vitesses déterminera le coulissement de *C* sur *B*. Plus le contact de *C* avec *A* aura lieu loin du centre de *A*, plus la multiplication sera grande, s'il n'y a pas patinage. La marche arrière sera réalisée lorsque *C* s'appuie sur *A* du côté opposé, par rapport au centre à celui où il s'appuie pour les diverses multiplications en marche avant.

Ce type de changement de vitesses détermine donc la rotation d'un axe transversal, qui doit transmettre son mouvement, en général, par l'intermédiaire de chaînes.

Il présente de sérieuses difficultés de réalisation. Il faut, en effet, que la pression exercée par le disque sur le plateau soit suffisante pour qu'il n'y ait pas patinage, sans que néanmoins l'embrayage soit trop brutal.

Il faut donc que la pression varie avec la

position du disque, qu'elle soit d'autant plus grande que le disque s'éloigne davantage du centre de *A*. De plus, il faut tenir compte des réactions produites par la pression du disque en porte-à-faux. Dans ce but, on a réalisé des transmissions à double plateau de friction (*fig. 76*).

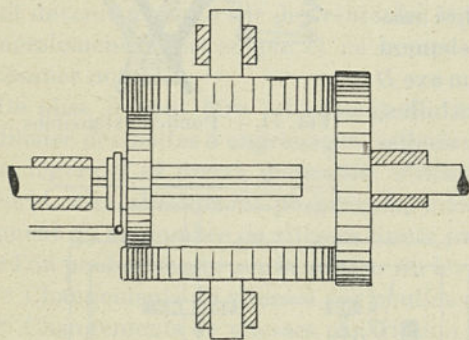


FIG. 76.

Transmission par double plateau de friction.

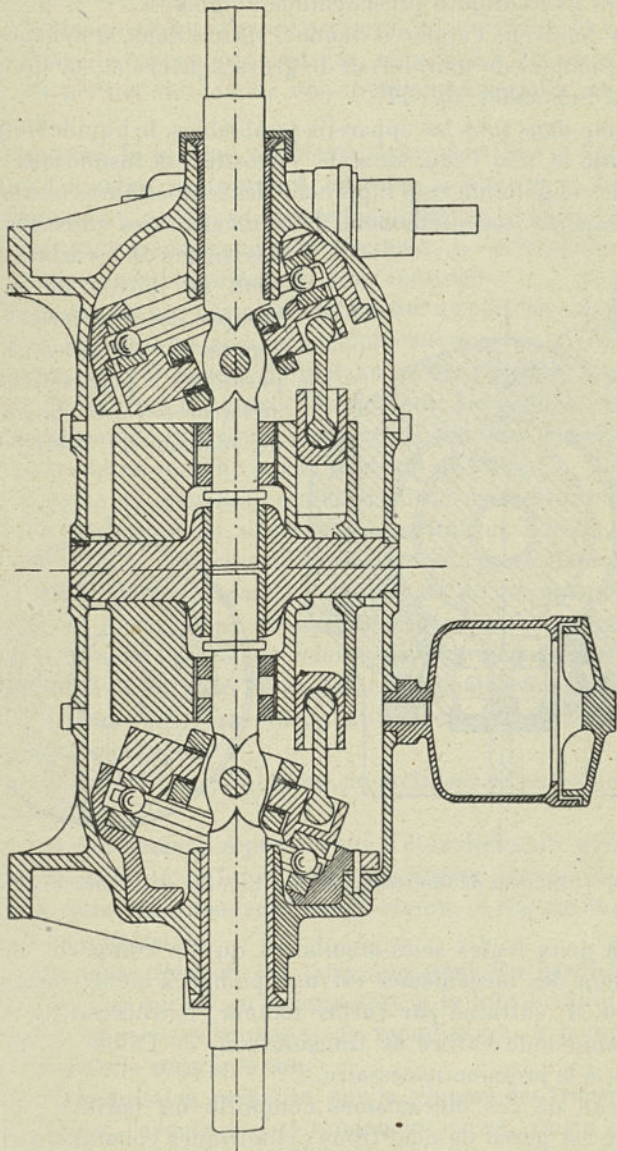


FIG. 77. — Transmission Janney.

Transmissions hydrauliques. — Les changements de vitesses hydrauliques présentent de notables analogies avec les embrayages hydrauliques précédemment signalés.

Nous décrivons l'appareil Janney, utilisé dans la marine pour les commandes de tourelles et de grosses pièces et sur les chars d'assaut Schneider (*fig. 77*).

Comme dans tous les appareils semblables, le liquide employé est l'huile et non l'eau, dont la viscosité est insuffisante et le point de congélation trop rapproché des températures ordinaires.

Il comporte essentiellement deux mécanismes enfermés dans des carters où les arbres pénètrent au moyen de presse-étoupes, ces deux carters étant séparés par une cloison à faces parallèles perpendiculaires aux arbres. Cette cloison sert de plateau de distribution;

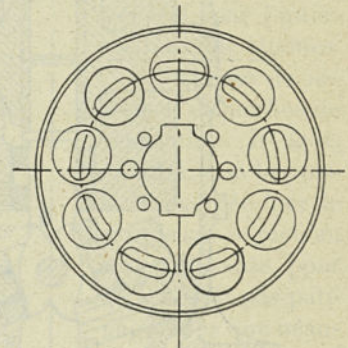
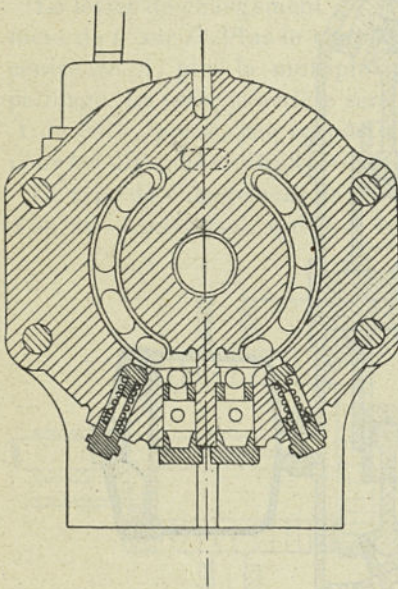


Fig. 78. — Plateau de distribution. • Fig. 79. — Barillet à cylindres.

grâce à deux fentes semi-annulaires qu'elle comporte (*fig. 78*).

Chacun des mécanismes est une pompe à débit variable, le premier *M*, entraîné par l'arbre moteur, fournissant au second (qui commande l'arbre de transmission) de l'huile en quantité voulue, à la pression nécessaire.

Chacun de ces mécanismes comporte un barillet : chaque barillet est percé de neuf trous cylindriques constituant chacun une pompe à piston dont l'axe rencontre le plateau suivant la

circonférence moyenne des fentes semi-annulaires (*fig. 79*). Les pistons sont menés par des bielles articulées au moyen de têtes sphériques sur un plateau relié à l'arbre par un joint de cardan.

Le plateau calé sur l'arbre primaire est oscillant, et celui calé sur l'arbre de transmission est fixe, et incliné à 70° sur son arbre. Une vis permet de donner une inclinaison variable au plateau oscillant.

Supposons le plateau oscillant perpendiculaire à l'arbre primaire. Cet arbre, en tournant, entraîne le plateau et le barillet correspondant, pistons et bielles fonctionnant comme de simples clavettes sans prendre aucun mouvement. Le mécanisme calé sur l'arbre de transmission restera donc immobile.

Si l'on donne une certaine inclinaison au plateau oscillant, par la vis de réglage, les pistons se déplacent dans les cylindres : les uns, ceux qui s'éloignent du plateau de distribution, aspirent de l'huile, tandis que les autres la refoulent. Le barillet est pressé sur le plateau de distribution, au repos par des ressorts, automatiquement en marche par la pression de l'huile.

Le plateau de distribution a ainsi un de ses collecteurs constamment sous pression, et l'autre en aspiration. L'huile, comprimée à travers le collecteur de refoulement, passe dans le mécanisme récepteur, déplaçant les pistons de ce mécanisme, ce qui entraîne le mouvement du barillet récepteur et de ce plateau fixe, solidaire de l'arbre secondaire (ou de transmission).

La vitesse de rotation de ce dernier dépend évidemment de la quantité d'huile qui le traverse, c'est-à-dire de l'inclinaison donnée au plateau oscillant.

La marche arrière est obtenue en inclinant le plateau oscillant en sens inverse.

Le fonctionnement reposant sur l'étanchéité du système et l'incompressibilité du liquide, la transmission comporte des soupapes de sûreté montées sur les collecteurs, et réglant la pression maximum admissible.

L'huile sous pression est contenue dans les barillets et les collecteurs ; ce qui est en dehors sert à la lubrification, ou, en passant à travers les soupapes de remplissage, à compléter la quantité d'huile sous pression.

Cette transmission présente, sur la plupart des transmissions hydrauliques, l'avantage d'un rendement élevé, voisin de 85 % jusqu'aux multiplications de $1/5$, alors qu'il est fréquent que les

transmissions hydrauliques voient leur rendement tomber à 50 %.

Il faut une construction excessivement soignée : les joints sont difficilement capables de résister longuement aux trépidations.

Transmission de Lavaud. — Une transmission mécanique en quelque sorte imitée du principe de la transmission hydraulique Janney a été réalisée par M. Sansaud de Lavaud et montée sur des voitures. Une transmission par bielles remplace le système hydraulique à partir du plateau oscillant.

Un arbre *A* entraîne un plateau *B* par l'intermédiaire d'un tourillon qui lui permet de prendre des inclinaisons variables par rapport à cet arbre (*fig. 80*).

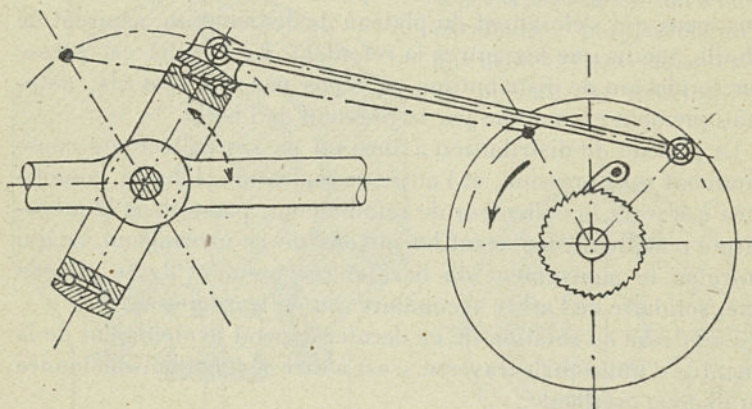


FIG. 80. — Schéma de la transmission de Lavaud.

Autour du plateau *B* est montée, par l'intermédiaire d'un roulement à billes, une couronne qui participe donc aux variations d'inclinaison de *B*, mais peut prendre par rapport à ce plateau, un mouvement de rotation. En réalité un dispositif spécial l'empêche de tourner, sans lui interdire d'osciller avec le plateau *B* (*fig. 81*).

Imaginons une bielle articulée d'une part sur la couronne et d'autre part sur un plateau qu'un dispositif quelconque (cliquet agissant sur une roue à rochet, par ex.) oblige à ne tourner que dans un sens. La couronne lorsque le plateau *B* est animé d'un mouvement de rotation autour de l'arbre *A*, prend elle-même

un mouvement oscillatoire, que la bielle transforme en mouvement de rotation du plateau *P* lequel peut être calé sur un essieu. Pour assurer la continuité du mouvement, il suffira de faire agir sur le plateau *P* une deuxième bielle ou même deux.

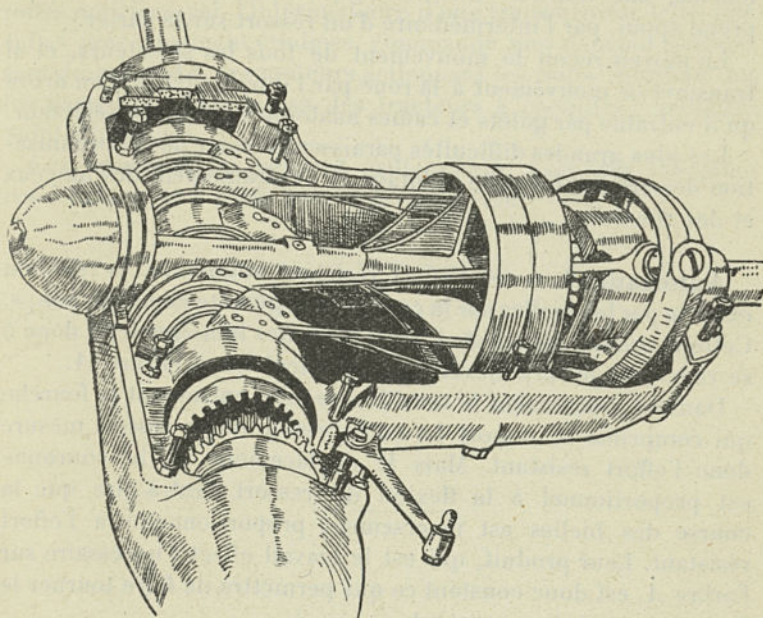


FIG. 81. — Transmission de Lavaud.

Le plateau *B* est calé sur l'arbre de transmission de manière à pouvoir coulisser sur lui : la section de l'arbre est en forme de losange dans un plan parallèle au plan de symétrie de la voiture, et en forme de rectangle dans un plan vertical transversal. De plus le plateau *B*, qui est plutôt un manchon, porte deux axes qui peuvent coulisser dans des lumières ménagées dans l'arbre *A*.

La couronne est fixée sur le manchon *B* par l'intermédiaire de deux roulements à billes. Elle porte des rotules sur lesquelles viennent s'articuler les bielles qui, par leur autre extrémité, viennent attaquer le plateau appelé sélecteur.

Les sélecteurs sont organisés de manière à pouvoir entraîner les moyeux par l'intermédiaire de galets et de cames.

La couronne porte en outre deux tourillons opposés diamétra-

lement, portant un anneau extérieur. Cet anneau est muni de deux autres tourillons diamétralement opposés et perpendiculaires aux deux premiers; par ces tourillons, il s'articule aux deux branches d'une fourche assujettie à pouvoir coulisser longitudinalement, sans tourner. Elle est munie d'un prolongement qui prend appui, par l'intermédiaire d'un ressort sur le carter.

Le moyeu reçoit le mouvement de tous les sélecteurs, et il transmet ce mouvement à la roue par l'intermédiaire d'un arbre qu'il entraîne par galets et cames analogues à ceux du sélecteur.

Les plus grandes difficultés paraissent résider dans l'organisation des articulations, le montage et l'entraînement des moyeux et des roues.

Automaticité. — Si l'effort résistant augmente, la réaction exercée par les bielles sur la couronne augmente en même temps. Cette couronne du fait de l'inclinaison des lumières tend donc à se redresser jusqu'à devenir perpendiculaire à l'arbre *A*.

Dans ce mouvement le tourillon recule, entraînant la fourche qui comprime le ressort. La compression de ce ressort mesure donc l'effort résistant. Mais le déplacement de la couronne est proportionnel à la flexion du ressort c'est-à-dire que la course des bielles est inversement proportionnelle à l'effort résistant. Leur produit, qui est le travail effectif nécessaire sur l'arbre *A*, est donc constant ce qui permettra de faire tourner le moteur à un régime constant.

Avantages. — On imagine aisément les avantages d'un tel dispositif.

1° Supprimer la boîte de vitesses, et surtout sa manœuvre.

2° Permettre de faire tourner le moteur à une vitesse constante, c'est-à-dire au régime de consommation spécifique minimum par exemple, si l'on veut réaliser des économies.

3° Possibilité d'employer des moteurs semi-Diésel, puisque la souplesse du moteur est devenue inutile.

4° Démarrage meilleur, présentant un intérêt particulier sur les véhicules servant au transport en commun. Le démarrage est en effet plus doux, plus progressif et l'accélération plus rapide.

Quelles que soient ses qualités, cette transmission ne paraît pas actuellement destinée à une utilisation industrielle, non plus

que la transmission *Constantinesco*, qui vise, elle aussi, à remplacer le changement de vitesses actuel.

Transmissions électriques. — Il a été construit des véhicules dans lesquels le moteur à explosion, au lieu d'attaquer les roues motrices par l'intermédiaire d'une transmission telle que celles précédemment étudiées, commande une dynamo fournissant du courant à des moteurs actionnant les roues motrices (ou les barbotins, dans le cas des tracteurs à chenilles : artillerie Saint-Chamond).

Ces transmissions peuvent évidemment, avec des rhéostats convenables, être parfaitement progressives.

CHAPITRE VII

TRANSMISSION

DIFFÉRENTIEL

Utilité du différentiel. — Supposons que les roues motrices soient simultanément commandées par un dispositif les obligeant à tourner toujours à la même vitesse, par exemple par un arbre unique, Dans un virage, elles ont évidemment à parcourir des chemins différents ce qui n'est alors possible que si l'une d'elles au moins glisse sur le sol. Mais nous savons que ceci entraînerait une usure rapide des bandages qui garnissent les roues.

Il donc utile — mais non nécessaire — de commander ces roues au moyen d'un dispositif qui, tout en les entraînant, leur permette de tourner à des vitesses différentes. Nous verrons au chapitre « Pneumatiques » que l'emploi de ce dispositif peut présenter aussi des inconvénients.

Le dispositif utilisé est appelé « différentiel ». Il sert à entraîner deux demi-arbres situés dans le prolongement l'un de l'autre, tout en leur permettant de tourner à des vitesses différentes. Les roues motrices peuvent être ou non, suivant le mode de transmission adopté, montées aux extrémités de ces demi-arbres.

Différentiel à pignons coniques (*fig. 82*). — Les deux demi-arbres à entraîner se terminent chacun, à une extrémité par un pignon conique appelé planétaire. Les deux planétaires sont égaux et engrenent simultanément sur un certain nombre de

pignons coniques plus petits, montés fous sur leurs axes et appelés satellites. Les axes de ces satellites sont invariablement fixés à un carter qui enveloppe le tout et que l'on appelle carter du différentiel ou coquille du différentiel.

S'il n'y a que deux satellites, ils sont diamétralement opposés

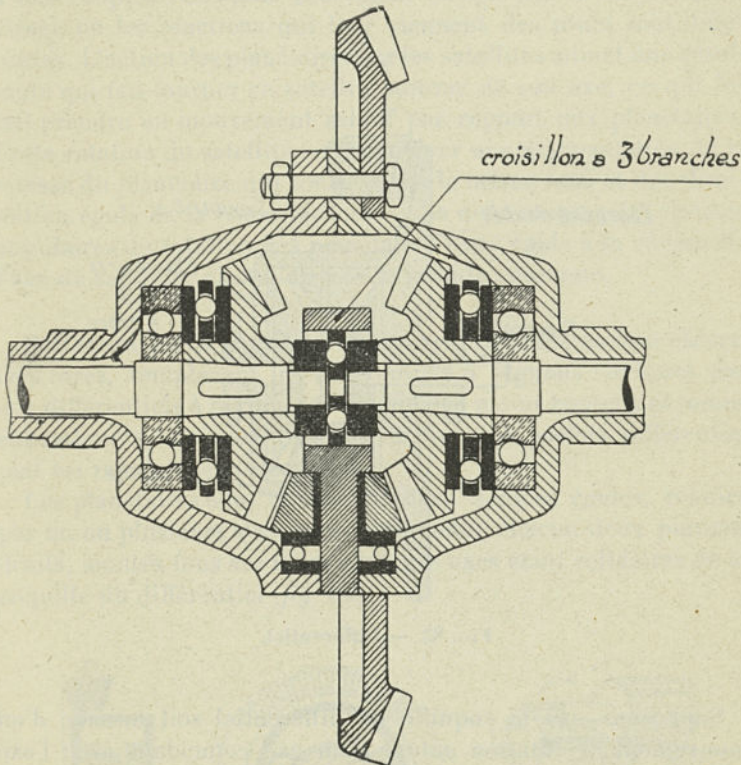


FIG. 82. — Différentiel à pignons coniques.

et montés sur le même axe : ils sont montés sur un croisillon à trois ou quatre branches (solidaires de la coquille), s'ils sont trois ou quatre.

Comme les engrenages coniques exercent toujours des pressions les uns sur les autres, une butée doit être disposée derrière chaque planétaire et chaque satellite, butée à billes autant que

possible. Les demi-arbres eux-mêmes reposent sur la coquille du différentiel par des roulements à billes.

Fonctionnement du différentiel. — Considérons un système constitué par les deux demi-arbres *A* et *B* avec leurs planétaires, et par un satellite *C* (fig. 83).

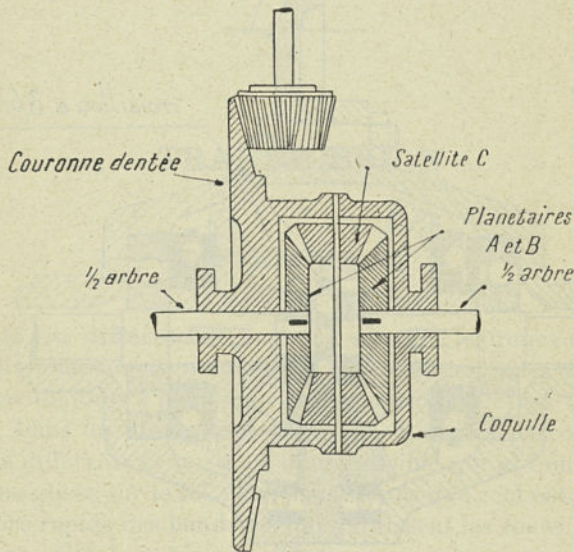


FIG. 83. — Différentiel.

Supposons que la coquille du différentiel soit animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe coïncidant avec l'axe commun des deux demi-arbres supposés dans le prolongement l'un de l'autre : ceci suppose qu'elle repose sur un bâti dans lequel elle peut tourner ; nous étudierons plus tard son montage sur ce bâti, qui est le pont arrière et sur lequel elle repose par des roulements à billes.

Si les deux demi-arbres rencontrent, dans le mouvement de rotation qu'ils prennent, des efforts résistants égaux, les réactions exercées par les planétaires *A* et *B* sur le satellite *C* sont égales : le moment résultant par rapport à l'axe de ce satellite est nul.

Ce satellite restera donc fixe par rapport à son axe et constituera une véritable clavette réunissant les deux planétaires.

Mais ce satellite est entraîné par son axe dans le mouvement de rotation de la coquille du différentiel. Il entraîne donc en même temps les deux demi-arbres à la même vitesse.

Supposons maintenant que les deux demi-arbres soient soumis à des couples résistants différents, ce qui est le cas dans un virage où les réactions qui leur viennent des roues sont différentes. L'action des planétaires sur les satellites admet une résultante qui fait tourner ce satellite autour de son axe, ce qui lui fait prendre un mouvement relatif par rapport aux planétaires. Cette rotation du satellite se traduit par une augmentation de la vitesse du planétaire qui tourne dans le même sens et une diminution égale de la vitesse de l'autre. La demi-somme des vitesses angulaires de rotation des planétaires reste égale à la vitesse de l'axe du satellite, c'est-à-dire de la grande couronne.

Différentiels à pignons droits. — Certains constructeurs, très rares, remplacent les différentiels à pignons coniques par des différentiels à pignons droits, un peu moins coûteux et moins encombrants. Le seul dispositif utilisé, dit parfois différentiel plat est représenté ci-dessus.

Les planétaires sont alors des roues dentées égales, réunies par un ou plusieurs systèmes comprenant chacun deux pignons droits, montés fous sur leurs axes, ces axes étant solidaires de la coquille du différentiel (*fig. 84*).

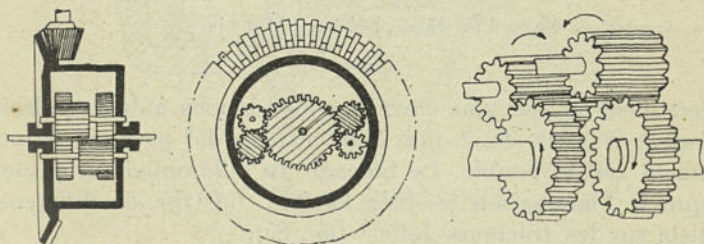


FIG. 84. — Différentiel à pignons droits.

Chacun de ces pignons, dits satellites, engrène avec l'autre satellite et avec le planétaire : leur interposition permet donc aux

deux planétaires de tourner à la même vitesse, si le système des satellites fonctionne comme clavette, ou de prendre une vitesse relative, c'est-à-dire de tourner à des vitesses différentes si les satellites tournent autour de leurs axes.

Différentiels à vis. — On peut également remplacer les pignons coniques par des pignons hélicoïdaux (ou vis) engrenant les uns sur les autres. Ce type de pignons est généralement d'un

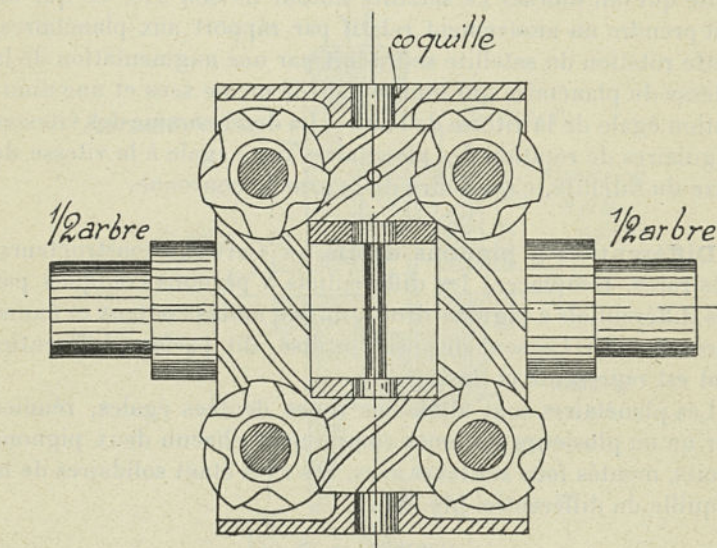


FIG. 85. — Différentiel à vis.

rendement un peu plus élevé que les pignons à denture droite. L'angle des filets de vis doit être voisin de 45° pour que le mouvement soit réversible. Le blocage du différentiel est automatique si l'inclinaison est bien choisie. Ce type de différentiel existe sur les tracteurs Jeffery (*fig. 85*).

Blocage du différentiel. — Outre les inconvénients provenant de l'influence du différentiel sur l'usure des bandages, et que nous étudierons à propos des pneumatiques, le différentiel présente l'inconvénient de rendre parfois le démarrage difficile, sinon impossible.

Imaginons en effet qu'un véhicule se trouve arrêté sur le bas-côté d'une route, de manière que l'une des roues motrices repose sur le sol ferme de la route, l'autre reposant sur le terrain souvent boueux qui constitue les bas-côtés. Il peut arriver qu'au moment où l'on veut démarrer, la roue reposant sur le sol boueux patine, c'est-à-dire tourne sans avancer (voir Adhérence). Il se peut qu'elle tourne alors deux fois plus vite que la coquille du différentiel, c'est-à-dire que l'autre roue motrice reste immobile : le véhicule ne se déplace pas.

On est donc conduit à supprimer l'action du différentiel, de manière que l'adhérence de la roue placée sur bon terrain permette le démarrage.

Il suffit d'avoir un dispositif dit de blocage.

Ce dispositif est généralement constitué par un crabotage qui permet de rendre l'un des deux arbres solidaire de la coquille du différentiel (*fig. 86*).

Un bon dispositif de blocage du différentiel doit pouvoir être

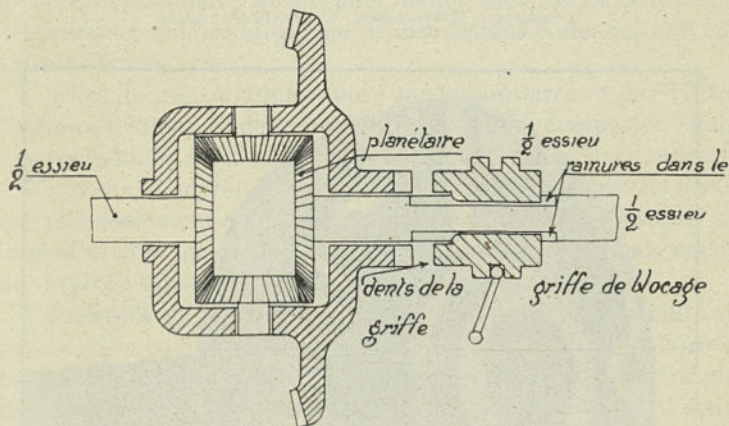


FIG. 86. — Blocage du différentiel.

commandé par le conducteur à partir de son siège. Sans cela, en effet, le conducteur, après avoir bloqué son différentiel pour démarrer, est tenté de ne pas s'arrêter pour descendre et débloquer. S'il ne le fait pas, les arbres subissent des efforts de torsion pour lesquels ils ne sont pas prévus.

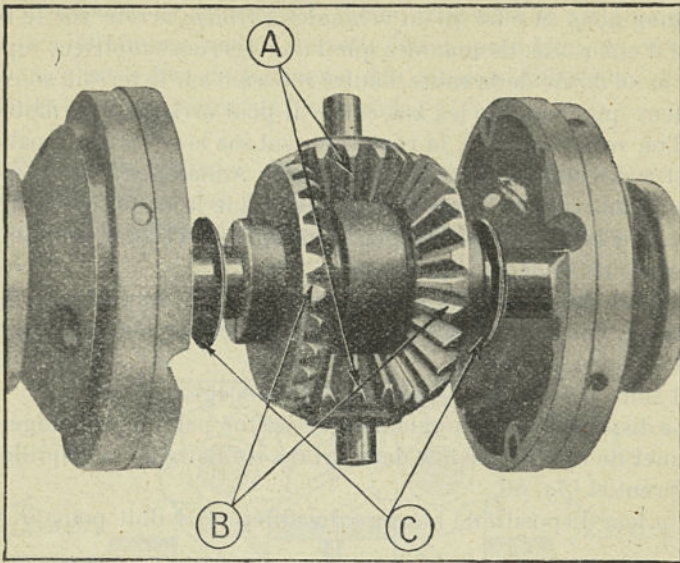


FIG. 87. — Différentiel Citroën (B 2).

A Satellites. - B Planétaires. - C Rondelles de réglage.

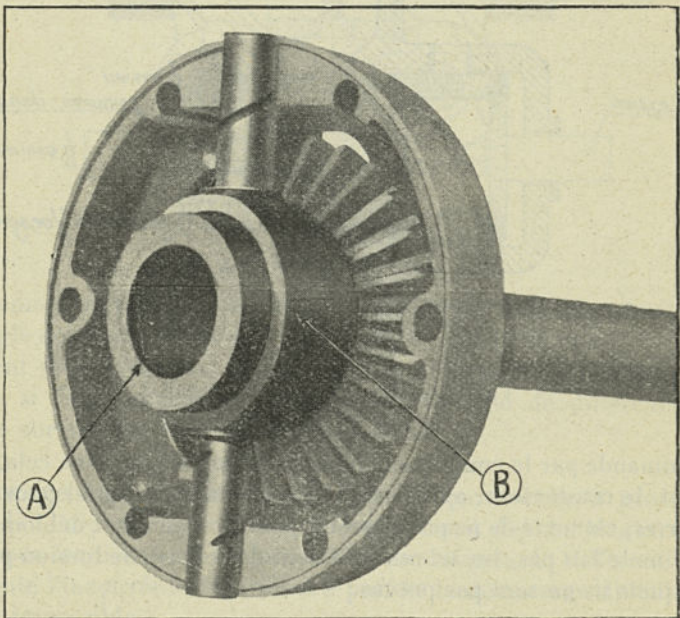


FIG. 88. — Différentiel ouvert (Citroën B 2).

A Entretoise des planétaires. - B Axe des satellites.

Fabrication du différentiel. — Les pignons doivent être en acier aussi résistant que possible, comme ceux des boîtes de vitesses. La coquille du différentiel est en acier ordinaire (*fig. 87 et 88*).

ATTAQUE DU DIFFÉRENTIEL

La rotation de la coquille du différentiel peut être déterminée par deux moyens différents : soit par couple conique, soit par vis sans fin.

Couple conique. — Dans le cas le plus fréquent, un pignon conique à denture droite, appelé couronne, est calé invariablement sur la coquille du différentiel, qu'il entoure, et sur l'axe de laquelle il est centré.

Ce pignon est entraîné par un pignon d'angle calé à l'extrémité d'un arbre appelé arbre de transmission, qui est le prolongement de l'arbre secondaire, et qui peut même, dans certains cas, être cet arbre secondaire lui-même (transmissions à chaînes et à cardans latéraux).

L'arbre de transmission repose sur le pont arrière par l'intermédiaire de deux roulements à billes. Il doit comporter également une butée à billes pour supporter la réaction longitudinale.

De même, l'emploi de la grande couronne entraîne la nécessité non seulement de faire reposer la coquille du différentiel sur le pont arrière par roulements à billes en A (*fig. 89*), mais encore de disposer une butée à billes en arrière.

L'ensemble de la grande couronne et du pignon d'angle s'appelle couple conique : il est enfermé dans un carter solidaire du bâti qui le supporte et qui constitue le pont arrière. Sur la plupart des véhicules, ce pont arrière est en même temps l'essieu porteur.

Démultiplication. — Il est évident qu'en général le différentiel ne peut tourner à la même vitesse que le moteur. En effet, si les roues étaient calées à l'extrémité des demi-arbres, elles tourneraient à la même vitesse angulaire : si par exemple, le moteur tourne à 1.000 tours par minute (30 tours par seconde), si les roues ont 80 centimètres de diamètre (2^m, 51 de tour), la voiture ferait 75 mètres par seconde, soit 270 kilomètres à l'heure.

Il est donc nécessaire d'interposer dans la commande, en prise directe, une démultiplication permettant une vitesse maximum de la voiture correspondant à la vitesse de régime du moteur.

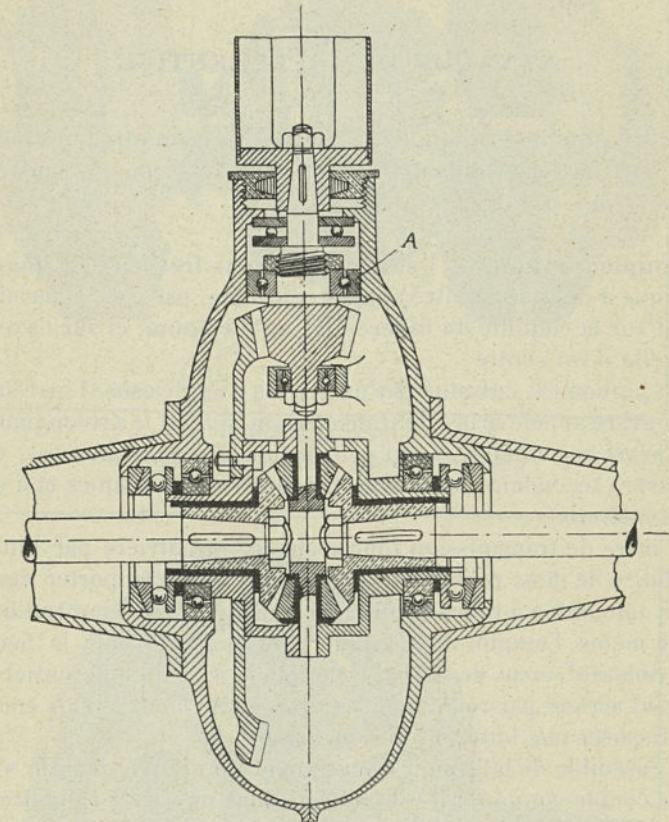


Fig. 89. — Attaque du différentiel.

Le couple conique permet cette démultiplication, mais pour lui conserver un rendement suffisant, le rapport du nombre de deux pignons (démultiplication) ne doit pas dépasser 4,5.

Couples à denture Gleason. — On fait aux pignons coniques droits le reproche d'avoir un fonctionnement bruyant et d'exiger un montage très précis. Il faut en effet, théoriquement, que les

axes de deux pignons se rencontrent, et le jeu tolérable, au montage, ne dépasse guère 8/10 de millimètre.

C'est pour cette raison que presque tous les constructeurs emploient maintenant des pignons à denture hélicoïdale que l'on obtient d'ailleurs assez aisément au moyen de machines spéciales dont les premières furent imaginées par le constructeur américain Gleason, qui a donné son nom à ce type d'engrenages (*fig. 90*).

Leur fonctionnement est beaucoup plus silencieux. Ils tolèrent des erreurs de montage, ou jeux, atteignant deux millimètres. Ils permettent avec un bon rendement (0,94 à 0,96) des démultiplications voisines de sept, ce qui est avantageux avec les moteurs modernes tournant vite. L'engrènement

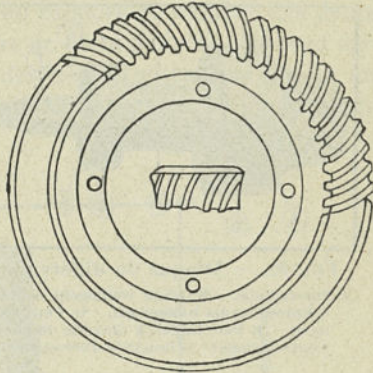


FIG. 90. — Denture Gleason.

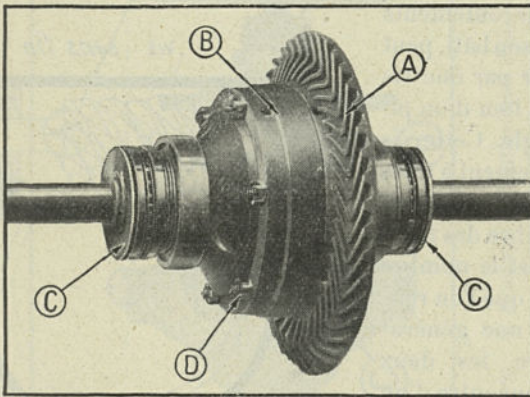


FIG. 91. — Différentiel Citroën B 2 (attaque par chevrons).

A Couronne du différentiel. - B Bottiers. - C Rondelles de réglage.
D Boulons d'assemblage

de ces dents se fait sur une surface plus grande que celui des dents droites.

Mais la poussée axiale qu'ils exercent sur leurs arbres est plus importante qu'avec des dentures droites, et de plus, cette poussée peut s'exercer dans les deux sens (cas de la marche arrière). Il faut donc prévoir deux butées à billes au lieu d'une, et plus robustes.

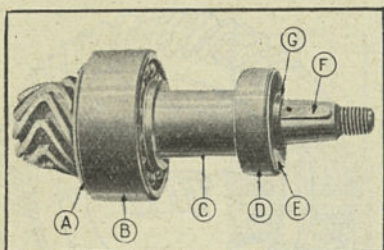


FIG. 92. — Attaque du différentiel.

A Parere-huile. - B Grand roulement double. - C Entretoise des roulements. - D Petit roulement. - E Pare-huile. - F Clavette du plateau d'entraînement. - G Rondelle d'écrasement.

Engrenages à chevrons (fig. 91, 92, 94). — On emploie parfois aussi des engrenages dits à chevrons (Citroën). Les dents comportent deux parties inclinées en sens inverse, et du même angle, sur la génératrice du cône primitif.

Leur rendement est voisin de celui des dentures Gleason, sans tolérer les mêmes jeux. La maison Citroën a abandonné ce type de denture sur ses modèles récents (B 12, B 14, B 15).

Vis sans fin (fig. 93). — L'arbre de transmission, reposant toujours par roulements à billes sur son bâti, peut se terminer par une vis sans fin, au lieu d'un pignon d'angle. Cette vis est généralement à trois ou quatre filets (on sait que le nombre des filets d'une vis est le nombre de spirales que l'on rencontre sur une génératrice entre les deux points de rencontre d'un même filet avec cette génératrice, en comptant une fois ce filet lui-même).

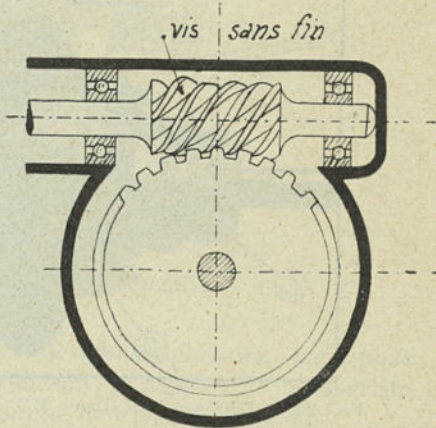


FIG. 93.

Commande du différentiel par vis sans fin.

Cette vis engrène avec une couronne ou roue cylindrique. Les vis sont parfois des vis

globiques, dont la forme épouse celle de la roue, permettant ainsi à un plus grand nombre de dents d'être simultanément en prise, ce qui améliore naturellement le rendement de la transmission.

La démultiplication est égale au rapport du nombre des dents de la grande couronne au nombre de filets de la vis. On peut utiliser avec un bon rendement, des démultiplications de six au moins, c'est-à-dire voisines de celles qui permettent les dentures spirales.

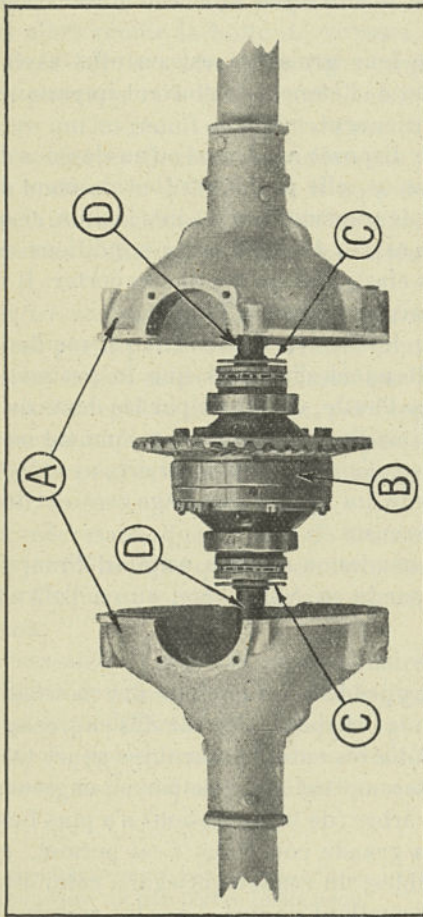


Fig. 93. — Montage du différentiel dans le pont Citroën B 2.

A Carter du pont (demi-coquilles). - B Différentiel. - C Rondelles de réglage. - D Demi-arbres.

L'inclinaison des filets de vis est voisine de 45° puisque le mouvement doit être réversible. Les vis globiques exigent un montage excessivement précis, et sont plus coûteuses.

Les vis sont en acier et les couronnes en bronze ; il en résulte généralement une usure assez rapide des couronnes. Il faut toujours, en changeant une couronne, vérifier la vis qui peut être usée, ou plus souvent avoir pris sur la couronne usée des particules de bronze, pendant les périodes d'échauffement. Ceci suffirait à user très vite une couronne neuve.

Les transmissions par vis sont relativement silencieuses, au moins en bon état, mais s'usent vite, car elles s'échauffent facilement.

Le problème de leur graissage est en effet assez difficile à résoudre, en raison de l'étanchéité souvent imparfaite des ponts arrière qui les contiennent.

La vis peut être disposée au-dessus ou au-dessous de la grande couronne. Au-dessous, elle peut travailler aisément dans l'huile, mais alors l'arbre de transmission est très incliné, ce qui diminue son rendement en raison des médiocres conditions de fonctionnement des joints élastiques qu'il doit comporter. Il est vrai que l'on peut alors abaisser un peu le bloc moteur.

Si la vis est au-dessus, le rendement est meilleur. Certains constructeurs prétendent d'ailleurs que le graissage est alors meilleur parce que l'huile, entraînée par les dents de la roue, ne contient plus de limailles métalliques au moment où les engrenages sont en prise. Tandis qu'au contraire, avec la vis en dessous, le bain d'huile qui sert au graissage contient des particules métalliques nombreuses.

Ce mode de transmission est peu usité en France (Peugeot), mais fut assez répandu en Angleterre, où on l'abandonne aussi maintenant.

Engrenages hypoid. — Signalons une nouveauté intéressante : les engrenages hypoid. Ce sont des engrenages en quelque sorte intermédiaires entre les dentures genre Gleason et les vis : la grande couronne est attaquée par un engrenage en bout d'arbre, mais cet arbre (de transmission) n'a plus besoin de rencontrer l'axe de la grande couronne. Ceci permet, grâce à des dentures convenables, un rendement égal à celui des Gleason et des vis tout en permettant de surbaisser les voitures et de dimi-

nuer le diamètre des couronnes. Ce système a été employé jusqu'ici par Packard et Mathis (1928), seulement, mais il est actuellement à l'étude chez de nombreux constructeurs.

SYSTÈMES DE TRANSMISSION

Deux cas très différents peuvent se présenter, suivant que le différentiel et le couple conique sont fixés ou non au châssis,

1° *Différentiel sur châssis ou suspendu.* — L'arbre de transmission doit alors réunir la boîte de vitesses et le différentiel, tous deux fixés sur le cadre. Ces deux organes ne peuvent prendre l'un par rapport à l'autre que de très faibles déplacements : l'arbre qui les réunit peut alors, sans aucun inconvénient, subir les très légères flexions qu'entraînent les déplacements relatifs de la boîte et du différentiel. Il sera donc constitué par l'arbre secondaire lui-même, du moins en général. C'est le cas des transmissions à chaînes et à cardans latéraux.

2° *Différentiel non suspendu.* - *Arbre de transmission.* — Le différentiel est porté par l'essieu arrière, dont il fait d'ailleurs partie. Mais cet essieu est relié au châssis par les ressorts, c'est-à-dire qu'il est susceptible de prendre, par rapport à ce châssis, des déplacements importants et assez compliqués par le fait que les deux ressorts peuvent fléchir inégalement, sous des actions différentes.

Il est donc nécessaire que l'arbre de transmission comporte au moins un joint élastique qui lui permette de suivre ces déplacements sans flexion ni torsion. Il arrive même souvent qu'il en comporte deux.

Le plus nécessaire est placé sur le secondaire en un point très voisin de la boîte de vitesses. C'est après ce joint seulement que l'arbre, qui est alors différent du secondaire, et n'est pas horizontal comme lui (1), prend le nom d'arbre de transmission.

Fréquemment, un deuxième joint élastique est interposé immé-

(1) Cette horizontalité n'est pas une condition nécessaire et il arrive que l'arbre secondaire ait une légère inclinaison.

diatement avant le couple conique, et améliore les conditions de travail de la transmission.

Le pont arrière est dit oscillant lorsque l'arbre à cardans ne comporte qu'un seul joint, placé à la sortie de la boîte de vitesses.

Dans le second cas — deux joints déformables — il est dit non oscillant. Cette solution tend à disparaître.

VIBRATIONS DES ARBRES DE TRANSMISSION

La stabilité longitudinale du châssis exige que le théorème de Brouhiet soit satisfait. La longueur de l'arbre de transmission et sa dimension ne sont pas, pourtant, complètement déterminées, par la condition de satisfaire à ce théorème, quand l'organe de réaction au couple de cabrage est l'arbre lui-même, ou son carter (tube central) et par la condition d'avoir une résistance suffisante aux divers efforts qu'il supporte (résistance à la flexion, à la torsion, etc...).

L'expérience montre, en effet, que ces arbres, comme leurs carters, peuvent se mettre à vibrer à des régimes qui constituent pour eux de véritables régimes critiques.

Ces vibrations atteignent parfois des valeurs considérables. M. Renaud (*Omnia*, n° 36), dit avoir mesuré, sur un arbre creux, de 1^m, 50 de longueur, 52 $\frac{m}{m}$ de diamètre extérieur et 44 de diamètre intérieur, des ventres (élongation maximum) de 200 $\frac{m}{m}$ à 3.400 tours, alors qu'à tous les autres régimes, l'arbre restait droit. Il donne d'ailleurs deux formules permettant de calculer les vitesses critiques, suivant que l'arbre est plein ou creux,

$$N = 125.000.000 \frac{d}{L^2} \quad \text{arbres pleins.}$$

$$N = 125.000.000 \frac{\sqrt{d_i^2 + d_e^2}}{L_2} \quad \text{arbres creux} \quad \left\{ \begin{array}{l} d_i \text{ diamètre intérieur.} \\ d_e \text{ diamètre extérieur.} \end{array} \right.$$

Il donne aussi un tableau de ces vitesses critiques pour les longueurs usuelles et les dimensions moyennes.

Il constate en outre que ces vibrations ont, en quelque sorte une origine musicale, car deux arbres, rendant le même son lorsqu'on les frappe (leurs extrémités étant libres, en les suspen-

gant par un fil) ont la même vitesse critique, quelle que soit leur matière (acier, duralumin, etc...). C'est donc sans doute par résonance que ces vibrations s'amorcent, et non sous l'influence de la force centrifuge.

Il convient, en tout cas, de tenir compte de ce fait dans l'établissement des arbres, de leurs carters, et le choix des organes de poussée et de réaction. Ils ne peuvent être indépendants, quel que soit l'effort transmis, des vitesses de rotation utilisées.

Remarquons d'ailleurs que les liaisons imposées aux arbres de transmission modifient souvent beaucoup leurs vitesses critiques déterminées par les formules ci-dessus et que les vibrations constituent un travail résistant susceptible de réduire notablement la vitesse maximum.

On ne doit jamais employer une voiture de façon prolongée à une allure qui est critique pour l'arbre de transmission.

JOINTS ÉLASTIQUES

Les joints élastiques les plus employés sont les joints à la Cardan (du nom du géomètre Jérôme Cardan qui les imagina) et sont plus communément appelés joints de cardan ou simplement cardans.

Joint de cardan. — Ils permettent de transmettre le mouve-

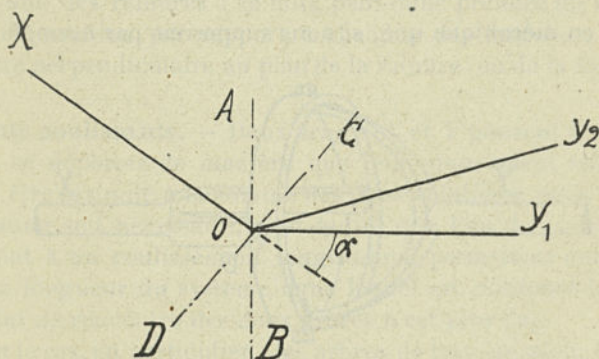


FIG. 95.

ment de rotation d'un arbre X à un arbre Y faisant avec le premier un certain angle α , sans que cet angle soit constant (fig. 95).

Le joint de cardan doit donc permettre aux deux arbres X et Y de prendre un nombre infini de positions relatives. Or, on dé-

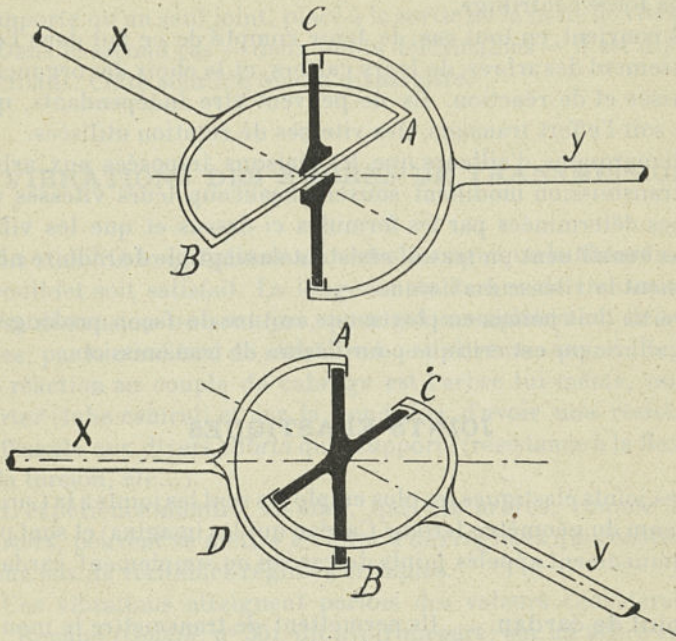


FIG. 96.

montre en mécanique que, si nous supposons par exemple l'axe

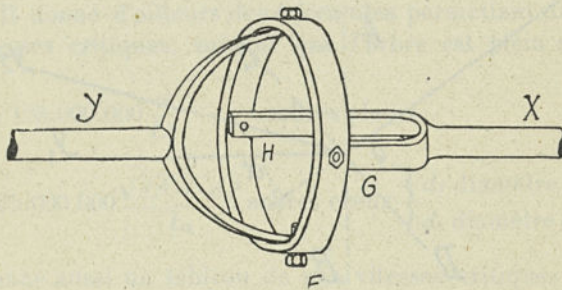


FIG. 97.

X fixe, on peut toujours passer d'une position Y_1 à une autre position Y_2 par deux rotations effectuées autour de deux axes perpen-

diculaires, AB et CD passant par le point O et respectivement perpendiculaires à X et Y . Les joints à la cardan constituent seulement une réalisation mécanique de ce principe.

Dans le cas le plus simple AB et CD constituent un croisillon monté de telle façon que X puisse tourillonner autour de AB (ou ce qui revient au même, si X est fixe, que le croisillon puisse tourner autour des paliers de X qui supportent AB) et que Y puisse tourner dans les mêmes conditions autour de CD (fig. 96).

Il se peut que la partie centrale du croisillon soit supprimée et que les axes AB et CD soient réduits à leurs parties utiles, celles qui tourillonnent dans des douilles portées par les fourches qui terminent X et Y . Mais alors ces extrémités d'axes, appelés dés, sont rendues solidaires les unes des autres par une pièce extérieure (fig. 97).

Dans les joints à noix (fig. 98), très robustes, employés surtout sur les arbres transversaux de tracteurs, le croisillon est remplacé par une pièce massive, la noix, creusée de deux rainures disposées dans deux plans diamétraux perpendiculaires; chacun des arbres X et Y se termine par une fourche qui vient s'ajuster dans l'une des rainures : la noix peut donc prendre un mouvement de rotation par rapport à chacune des fourches, autour d'un axe perpendiculaire au plan de la rainure (ou de la fourche).

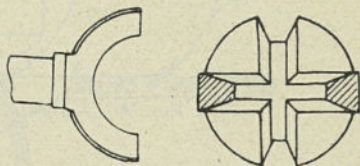


FIG. 98. — Joints de cardans à noix.

Joints coulissants. — Deux arbres X et Y peuvent être amenés à se déplacer de manière que leur mouvement relatif ne puisse être assimilé à la somme des deux rotations, mais qu'une translation soit nécessaire, c'est-à-dire que l'un des arbres soit contraint à un coulissement longitudinal permettant une variation de longueur du système dans lequel est interposé le joint. Le point de rencontre des deux arbres n'est plus fixe.

C'est le cas, en particulier, des arbres de transmission, lorsque le différentiel n'est pas suspendu et que les ressorts, qui unissent l'essieu au châssis, ont un point fixe sur le châssis et un sur l'essieu. Les déplacements relatifs du différentiel, solidaire de l'essieu, et du châssis, sont déterminés par l'allongement du ressort

entre ces deux points fixes : le système de transmission doit donc ne pas limiter ces déplacements sous peine de durcir la suspension et d'exiger des diverses parties de la suspension et de la transmission des efforts anormaux.

Les joints permettant le coulisement, joints de cardan transformés, sont les joints à dés coulissants et les joints en olive.

Joint à dés coulissants (fig. 99). — La tête de cardan est un

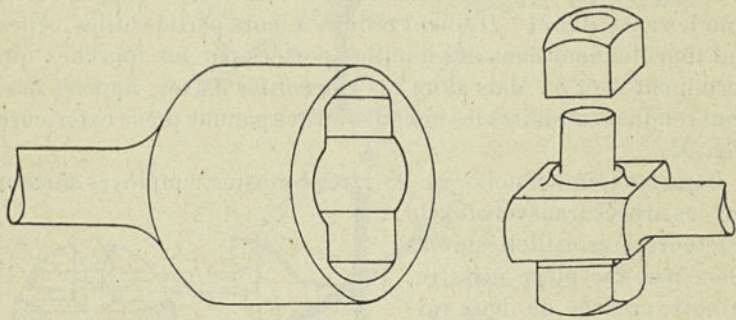
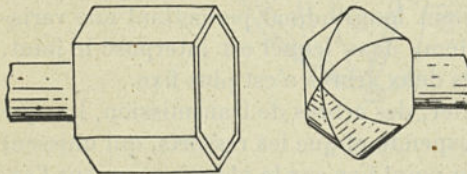
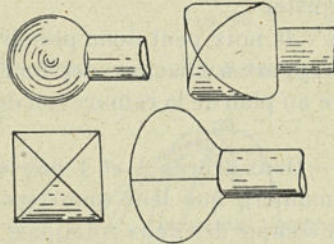


FIG. 99. — Joints à dés coulissants.

cyindre coupé par une large entaille diamétrale et fretté par un

Joints en olive à tête carrée.



Joints en olive à 6 pans.

FIG. 100.

autre cylindre. L'un des arbres est solidaire de cette tête. L'autre arbre porte, fixé sur lui et perpendiculairement à lui-même, un croisillon en acier. Aux deux extrémités de ce croisillon viennent s'ajuster deux dés en acier, constitués chacun par un cube dont la face supérieure est remplacée par une calotte sphérique, les deux calottes faisant partie d'une sphère ayant

pour rayon le rayon intérieur de la frette. La largeur des dés est

égale à la largeur de l'entaille; leurs faces supérieures viennent s'appuyer sur la frette cylindrique de la tête de cardan.

Le coulisement est possible par glissement des dés dans l'entaille. Le croisillon peut tourillonner dans les dés formant douille (première rotation) et les calottes sphériques des dés peuvent rouler à l'intérieur de la frette (deuxième rotation).

Joints en olive (fig. 100). — Ces joints sont constitués par une tête: pièce d'acier dans laquelle est fraisé un logement prismatique à section carrée ou hexagonale, et par un dé, épanouissement à quatre ou six pans constitués par des surfaces sphériques.

Ce joint (arbre à cardan des Renault) est moins parfait que le précédent; il exige pour fonctionner un jeu appréciable d'autant plus petit que le nombre des pans est plus grand.

Joints élastiques divers. — On remplace souvent, soit sur

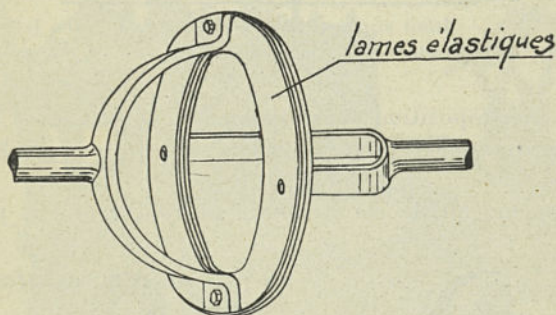


FIG. 101. — Joints à lames élastiques.

l'arbre de transmission, soit sur l'arbre primaire, les joints de cardan précédents par des joints élastiques divers: accouplements à lames élastiques et flectors.

L'accouplement à lames élastiques est réalisé de la manière suivante: un paquet de disques plats est relié par deux ou trois points à chacun des arbres à entraîner. L'élasticité de ces disques leur permet un gauchissement suffisant pour que la transmission du mouvement puisse s'effectuer avec un bon rendement si les deux arbres ne font que des angles très faibles (*fig. 101 et 102*).

Les disques peuvent être des lames d'acier minces; plus souvent

maintenant ils sont en cuir chromé, en toile imprégnée de caout-

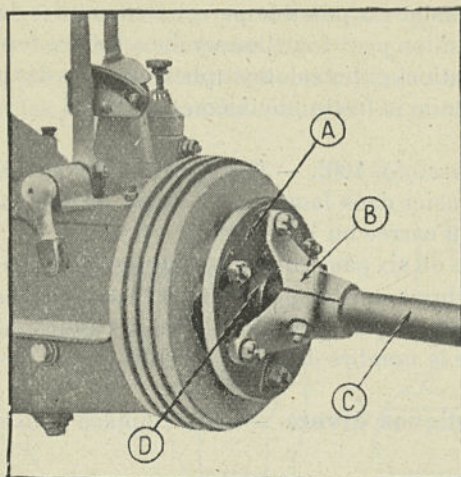


FIG. 102. — Joint sur la transmission de la Citroën B 2.

A Joint flexible. - B Pièce d'entraînement. - C Arbre de transmission. - D Coquille de retenue.

chouc ou en composition à base d'amiante (fig. 103) joint Hardy).

Un autre exemple de joint élastique est le flector, type Panhard anciennes.

C'est un anneau de caoutchouc, souvent renforcé par une

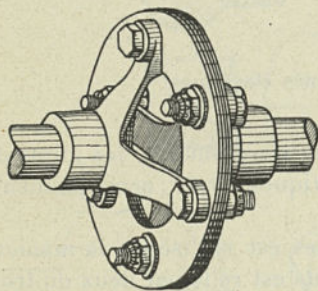


FIG. 103. — Joint en cuir (Citroën B 14).

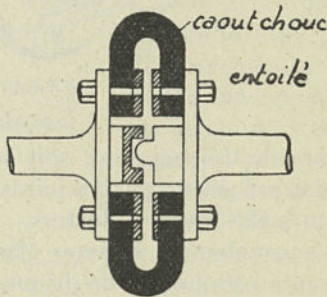


FIG. 104. — Flector Panhard.

armature métallique interne. Cet anneau de caoutchouc, ayant grossièrement la forme d'une enveloppe de pneumatique, est interposé entre les deux arbres (fig. 104).

Ces divers accouplements présentent sur les joints de cardan le gros avantage de n'avoir pas besoin d'être graissés, de ne pas s'user et de ne pas prendre de jeu. Ils sont donc plus silencieux. Leur remplacement est facile et peu coûteux, mais ils se prêtent moins que les joints de cardan à la transmission d'efforts importants et, très probablement, limitent moins les vibrations. Nous avons, personnellement, reculé de 500 tours une vitesse critique en remplaçant un flector par un Spicer. On sait que les joints Spicer-Glaenzer sont des joints à cardan, dont le mode de graissage a été relativement perfectionné.

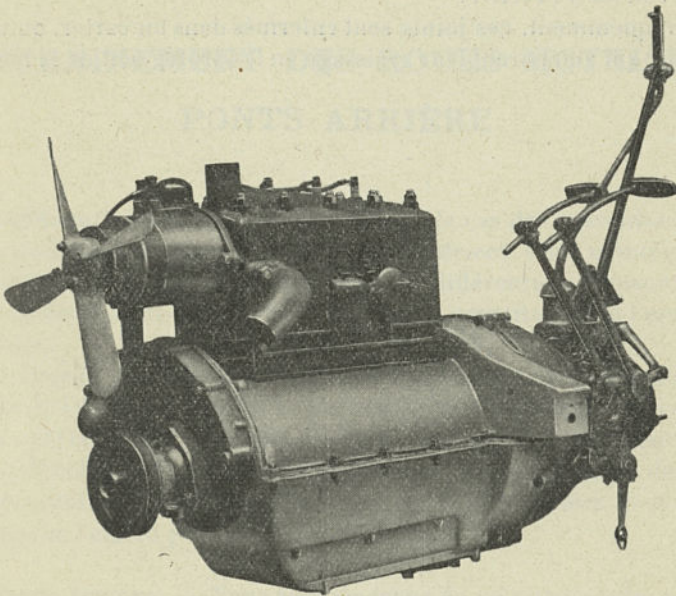


FIG. 105. — Bloc-Moteur Citroën (B-14).

Conditions de travail des joints à la cardan. — Le rendement d'un joint à la cardan est d'autant plus élevé que l'angle α des deux arbres qu'il réunit est plus petit.

De plus, la vitesse de rotation de l'arbre Y n'est pas la même que celle de l'arbre X : les vitesses de rotation sont entre elles dans le rapport de $\cos \alpha$ à $\frac{1}{\cos \alpha}$. Un joint de cardan présente donc l'inconvénient de ne pas transformer un mouvement de rotation uniforme en un autre mouvement uniforme.

C'est en partie pour leur assurer de meilleures conditions de travail que les arbres de transmission portent fréquemment deux joints à la cardan : ainsi l'arbre qui porte le pignon conique peut être parallèle au secondaire, et avoir comme lui une vitesse de rotation uniforme. De plus, le rendement du couple conique est meilleur que si le pignon peut subir des déplacements qui rendent moins parfait son engrènement avec la grande couronne.

Les joints de cardan doivent être *très soigneusement graissés*, car ils travaillent beaucoup. Les constructeurs donnent toujours les indications nécessaires à ce graissage, *indications qui doivent être suivies à la lettre*.

Fréquemment, ces joints sont enfermés dans un carter, ou une gaine, qui améliorent leur graissage en les protégeant de la boue.

CHAPITRE VIII

ENTRAÎNEMENT DES ROUES MOTRICES PONTS ARRIÈRE

Différentiel non suspendu. — Dans le cas des transmissions longitudinales à cardans, les roues motrices sont montées à l'extrémité des demi-arbres sortant du différentiel. L'ensemble de ces deux demi-arbres et du différentiel constitue donc l'essieu moteur.

L'étude du montage des roues motrices, dans ce cas, est inséparable de l'étude du bâti sur lequel repose ce différentiel, ainsi que le couple conique et les demi-arbres eux-mêmes, le mode d'entraînement étant partiellement déterminé par la façon dont les demi-arbres sont montés sur le bâti — qui est le *pont arrière* — et qui constitue l'essieu porteur (*fig. 106 et 108*).

Ponts arrière. — Nous conviendrons de ne comprendre sous ce nom que les organes qui constituent le support et en même temps le carter des organes de transmission du mouvement entre la boîte de vitesses et les roues, bien que l'on désigne fréquemment dans l'expression pont arrière, l'ensemble des organes de transmission et de leurs supports.

Un rôle essentiel du pont arrière est de constituer l'essieu porteur, bien que sa réalisation dépende fréquemment des liaisons qu'il comporte avec le châssis, liaisons qui peuvent l'appeler à jouer un rôle important dans la *poussée* ou la *réaction au couple de cabrage*.

1. Carter de différentiel en deux pièces.
 2. Boîtier à billes pour arbre de transmission.
 3. Tube enveloppe d'arbre de transmission.
 4. Arbre de transmission.
 5. Ecrou de blocage de roulement et de butée sur arbre de transmission.
 6. Arrêtoir pour cet écrou.
 7. Bague de butée de roulement.
 8. Roulement annulaire de l'arbre de transmission.
 9. Entretoise avant de la butée à billes de commande de différentiel.
 10. Manchon de réglage du pignon de commande de différentiel.
 11. Ecrou de fixation de la butée à billes dans le manchon.
 12. Arrêtoir du manchon de réglage du pignon de commande.
 13. Vis de fixation de cet arrêtoir.
 14. Butée à billes double de commande de différentiel.
 15. Entretoise arrière de la butée à billes de commande de différentiel.
 16. Roulement annulaire du pignon de commande.
 17. Pignon de commande de différentiel.
 18. Ecrou de blocage du pignon de commande de différentiel.
 19. Roue de commande de différentiel.
 20. Boîtier de différentiel en deux pièces.
 21. Boulon d'assemblage du boîtier de différentiel et de la roue de commande.
 22. Croisillon de différentiel.
 23. Pignon satellite de différentiel.
 24. Pignon central de différentiel.
 25. Rondelle de butée du pignon central de différentiel.
 26. Roulement annulaire de différentiel, côté opposé à la roue de commande.
 27. Butée à billes de différentiel.
 28. Roulement annulaire de différentiel côté roue de commande.
 29. Arbre de commande de roue.
 30. Tube d'essieu arrière.
 31. Ecrou de bout d'arbre de commande de roue.
 32. Rondelle de portée de cet écrou.
 33. Roulement annulaire de roue arrière.
 34. Cage de presse-étoupe.
 35. Rondelle feutre de presse-étoupe.
 36. Rondelle de serrage de presse-étoupe.
 37. Bouchon de boîtier de roulement à billes de roues.
 38. Boulon de fixation de ce bouchon sur le boîtier à billes.
 39. Moyeu de roue.
 40. Trous d'évacuation d'huile.
 41. Pare-huile du moyeu.
 42. Bouchon de moyeu de roue arrière.
 43. Ecrou bronze pour fixation de la roue.
 44. Roue Michelin.
 45. Tambour de frein.
 46. Boîtier support de frein et de roulement de roue.
 47. Tôle de protection de frein.
 48. Arbre à came de commande de segments de frein.
 49. Graisseur à huile d'axe à came.
 50. Levier de commande de l'axe à came.
 51. Vis de réglage du levier de commande de l'axe à came.
 52. Rondelle de portée de cet écrou.
 53. Ecrou de blocage du levier sur l'axe à came.
 55. Axe d'articulation des segments de frein.
 56. Segment de frein.
 57. Bague d'arrêt de segment de frein sur axe.
 58. Support d'articulation de jumelle de ressort arrière.
- (D'après la notice publiée par la maison Renault).

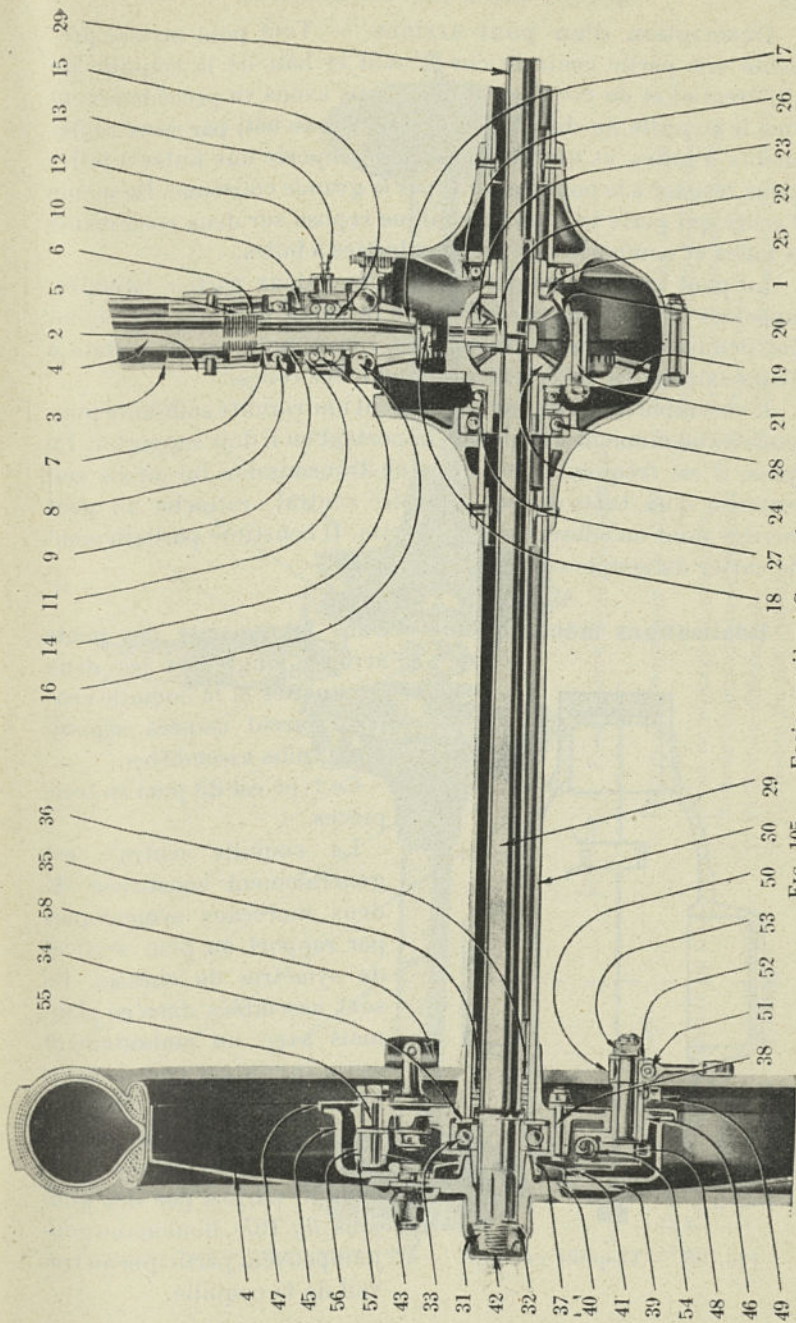


Fig. 105. — Essieu arrière. Coupe longitudinale.
6 CV RENAULT

Description d'un pont arrière — Tout pont arrière présente une partie centrale constituant le bâti de la coquille du différentiel et du couple conique. Nous avons vu précédemment que la coquille du différentiel repose sur ce bâti par deux roulements à billes, et que son montage comporte une butée à billes pour résister à la poussée subie par la grande couronne. De même l'arbre qui porte le pignon conique repose sur deux roulements à billes et comporte une ou deux butées à billes.

Le pont arrière comporte également deux parties latérales, appelées trompettes, assemblées à la partie centrale, contenant les demi-arbres qui entraînent les roues motrices, et portant à leurs extrémités, directement ou non, ces roues.

L'ensemble doit avoir naturellement une rigidité suffisante pour résister au moment fléchissant important qu'il doit supporter. De plus, il est fréquent que l'arbre de transmission lui-même soit entouré d'un tube carter, dit tube central, rattaché au pont arrière dont on admet qu'il fait partie. Il constitue partiellement le carter du couple conique.

Réalisations mécaniques. — Dans la majorité des ponts arrière, longtemps les deux trompettes et la coquille centrale furent usinées séparément, puis assemblées.

Ce type est dit pont en trois pièces.

La coquille centrale est généralement constituée de deux morceaux symétriques par rapport au plan vertical de symétrie du châssis. Ils sont assemblés dans ce plan, mais avec un emboîtement assez important pour assurer un centrage parfait et une grande solidité à leur assemblage maintenu par des boulons ou parfois par des goujons (*fig. 107*). Boulons ou goujons peuvent participer au travail de la coquille.

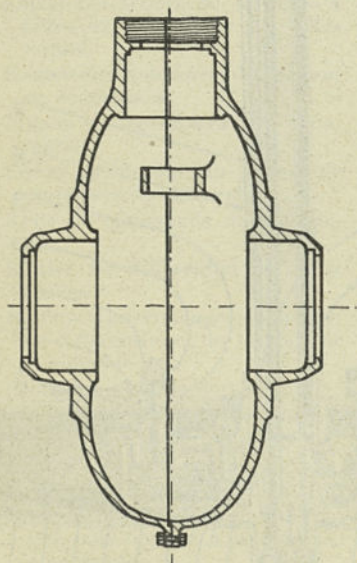


FIG. 107. — Coquille centrale.

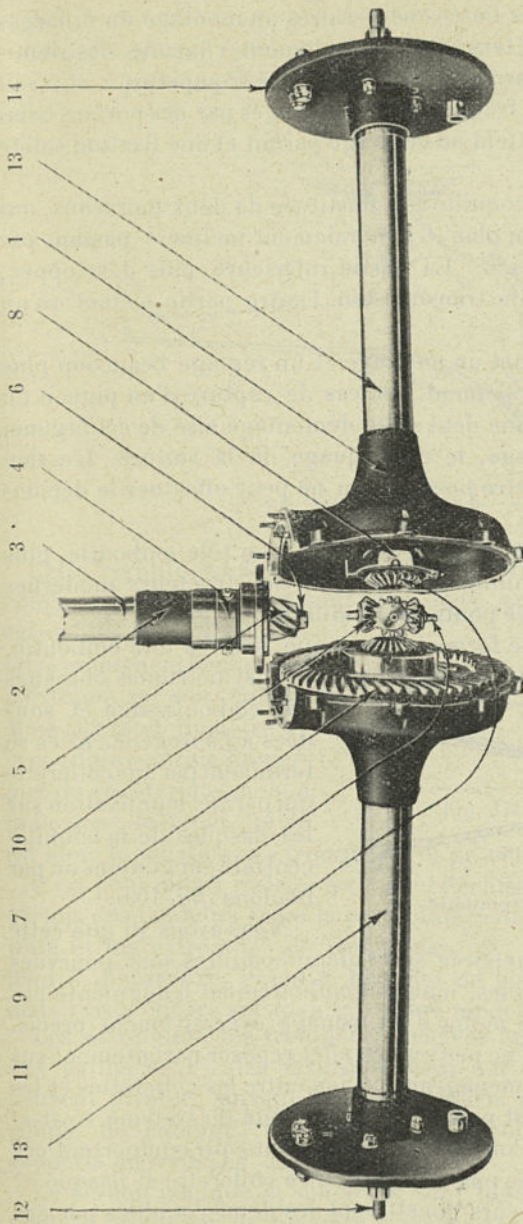


FIG. 108. — Pont arrière de la 6 CV Renault.

- | | | |
|--|---|---|
| <p>1. Carter du différentiel. 2. Boîtier. 3. Tube enveloppe d'arbre de transmission. 4. Arrêteur du manchon de réglage du pignon de commande.</p> | <p>5. Pignon de commande de différentiel. 6. Ecrou de blocage de ce pignon. 7. Roue de commande du différentiel. 8. Boîtier de différentiel. 9. Croisillon du différentiel.</p> | <p>10. Pignon-satellite de différentiel. 11. Pignon central de différentiel. 12. Arbre de commande de roue. 13. Tube d'essieu arrière. 14. Tôle de protection des freins.</p> |
|--|---|---|

Chaque demi-coquille est usinée intérieurement pour recevoir les roulements et les butées nécessaires au montage du différentiel. Deux flasques terminent latéralement chacune des demi-coquilles, afin de permettre la fixation des trompettes.

Les flasques sont fréquemment prolongés par des portées tronconiques qui permettent un centrage parfait et une fixation solide des trompettes.

Plus rarement la coquille est constituée de deux morceaux, qui s'assemblent dans un plan — généralement incliné — passant par l'axe de l'essieu arrière. La partie inférieure, plus développée, reçoit les organes de transmission, l'autre partie n'étant qu'un simple couvercle.

Ce dispositif permet un montage et un réglage beaucoup plus aisés. Il permet également, en cas de rupture d'un pignon du différentiel — ou d'une dent — un démontage aisé de cet organe, puis après démontage, le remorquage de la voiture. L'essieu arrière doit en effet être *porté* si l'on ne peut effectuer le démontage sur la route.

Les coquilles sont en acier coulé, ou en tôle emboutie, plus rarement en aluminium, bien que les constructeurs modernes emploient parfois des ponts en aluminium.

Les trompettes, de forme tronconique, sont en tôle emboutie, généralement constituées de deux moitiés symétriques obtenues

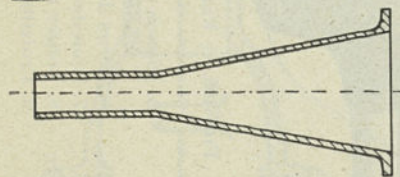


Fig. 109. — La trompette.

par emboutissage et soudées à l'autogène. Elles se terminent par une collerette qui permet leur fixation sur les flasques de la coquille centrale par goujons ou par boulons (*fig. 109*).

Nous avons vu que cette fixation peut être améliorée si les demi-coquilles sont pourvues de portées tronconiques, mais cet emboîtement n'augmente pas la rigidité du pont, à moins d'un usinage excessivement précis. Les portées coniques ne peuvent en effet reposer parfaitement sur les trompettes qu'en ménageant un jeu entre les collerettes et les flasques. Or ce jeu est nuisible à l'étanchéité du système, c'est-à-dire au graissage. Pourtant, dans les ponts qui comportent ces portées, on ne dispose pas de joints entre collerette et flasque.

Certains constructeurs constituent les demi-coquilles par des

épanouissements des trompettes, venus avec elles à l'emboutissage.

Ce procédé, qui réduit à deux les pièces du pont, paraît améliorer la rigidité de l'ensemble, mais rend le montage assez difficile.

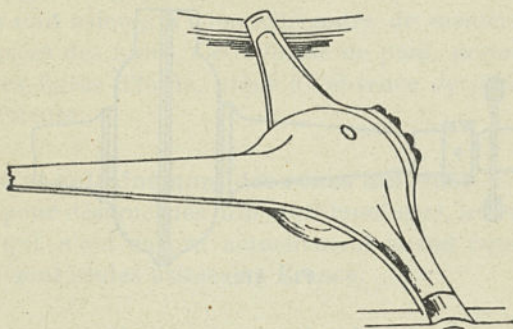


FIG. 110. — Pont Fiat.

Cette rigidité est la qualité essentielle du pont qui travaille comme une poutre reposant par deux points d'appui à ses extrémités. Il est donc soumis à un moment fléchissant maximum en son milieu. Mais le grand diamètre de la coquille centrale lui permet de résister aisément à la flexion ; le point faible est donc la jonction des trompettes et de cette coquille.

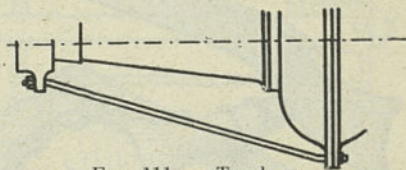


FIG. 111. — Tendeur.

C'est pour mieux résister à cet effet fléchissant que l'on dispose parfois des tendeurs entre la partie inférieure de la coquille centrale et les extrémités de trompettes (fig. 111)). Ce dispositif tend à disparaître, grâce à l'emploi de ponts mieux étudiés, mais existe encore sur mainte voiture moderne (5 CV Peugeot).

Les extrémités des trompettes portent les patins de ressorts. Ces patins sont calés invariablement sur les trompettes, ou peuvent pivoter, suivant que les ressorts résistent ou non au couple de cabrage. Les trompettes reçoivent également les supports de frein (fig. 112).

Le pignon conique et son arbre sont logés dans un carter qui peut se prolonger de manière à constituer carter de l'arbre de

transmission. Sinon il se termine au droit du joint de cardan arrière.

Le montage du tube central, fixé par des boulons sur le pont arrière, dépend de la manière dont la poussée et la réaction au couple de cabrage sont assurées.

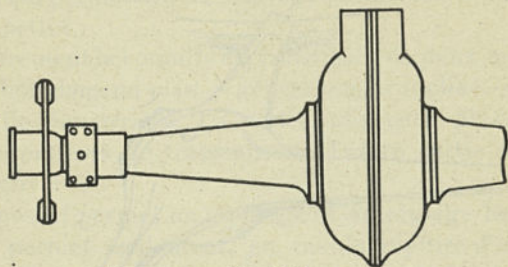


FIG. 112.

Ponts-banjos et ponts en tôle. — Pour améliorer la rigidité du système, plusieurs constructeurs modernes ont réalisé des

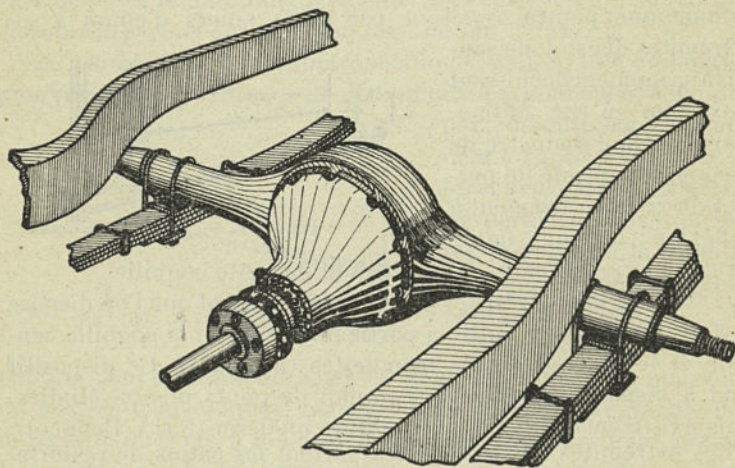


FIG. 113. — Pont banjo.

ponts arrière constitués par une pièce unique en acier constituant les deux trompettes et formant le bâti du carter central qui est terminé par de simples calottes — souvent en aluminium — en

avant et en arrière. Ce type de pont peut permettre le démontage du différentiel sans suspendre la voiture. Il est appelé pont-poutre ou pont banjo (*fig. 113*).

Enfin, des ponts ont été réalisés, constitués de deux moitiés symétriques réunies dans le plan horizontal passant par l'axe du pont. Montage et réglage se font dans la coquille inférieure. Les trompettes sont usinées à leurs extrémités de manière à constituer les fusées des roues. Cette forme de pont, permet d'éviter aisément les fuites d'huile, grâce à l'absence de joints dans la moitié inférieure.

Montage et entraînement des roues motrices. — Nous emploierons, pour désigner les différents montages, les expressions anglaises qui n'ont encore actuellement aucun équivalent en français et sont seules usitées en France.

Plain live axle. — Dans ce dispositif, aujourd'hui complètement abandonné, le différentiel était porté par les demi-arbres, par l'intermédiaire de roulements à billes. Les roues étaient calées à l'extrémité de ces arbres par cône et clavettes, un écrou vissé sur l'extrémité de l'arbre maintenant le moyeu (*fig. 114*).

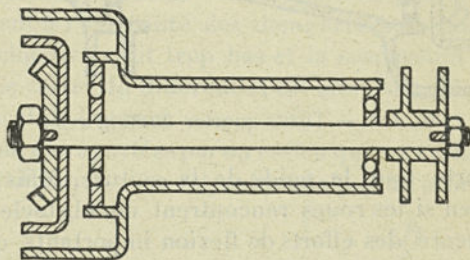


FIG. 114. — Plain live axle.

Semi-floating. — La roue est montée directement sur l'arbre, qui est assemblé avec le moyeu de la roue par cône et clavette, avec écrou de fixation. Cet arbre est porté par le différentiel, lui-même porté par le pont, et par un roulement à billes placé à l'extrémité de la trompette.

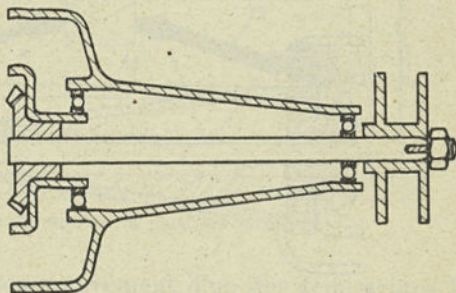


FIG. 115. — Semi-floating axle.

La roue est donc complètement en porte-à-faux et l'arbre doit être assez résistant pour supporter les efforts de flexion dus au poids de la voiture, qui viennent s'ajouter aux efforts de torsion de la transmission.

C'est la solution adoptée sur les voitures Renault (*fig. 115*).

Three quarter floating. — La roue est alors montée à l'extrémité de la trompette formant fusée et repose sur cette trompette par un seul roulement à billes, comportant souvent, d'ailleurs, deux rangées de billes.

Le demi-arbre est porté d'un côté par le différentiel; de l'autre côté il entraîne la roue par un assemblage à cône et clavette avec écrou de fixation (*fig. 116*).

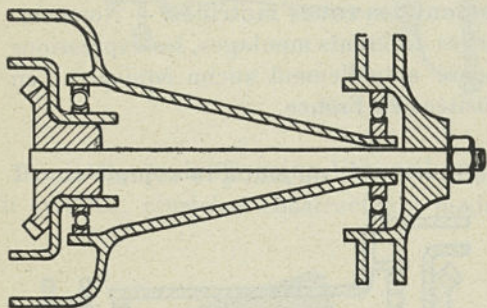


FIG. 116. — Three quarter floating axle.

Le roulement est dans le plan moyen de la roue. Il en résulte que lorsque la voiture se déplace en ligne droite, c'est le pont arrière qui supporte tout le poids de la voiture. Mais dans les virages, ou bien si les roues rencontrent un obstacle latéral, l'arbre subit encore des efforts de flexion importants, qui obligent à le faire aussi solide que dans le montage semi-flôating.

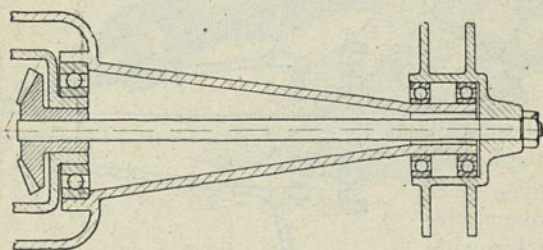


FIG. 117. — Full floating axle.

Full floating. — La roue est alors montée sur la trompette, qui forme fusée, par deux roulements à billes écartés l'un de

l'autre. L'assemblage de l'arbre et du moyeu de la roue s'effectue par des cannelures ou plus souvent maintenant par l'intermédiaire de griffes qui viennent attaquer extérieurement le moyeu de la roue (*fig. 117*).

Les demi-arbres ne sont donc jamais porteurs et n'ont à supporter que les efforts de torsion. Le pont arrière travaille toujours comme l'essieu porteur. On peut alors enlever les demi-arbres sans soulever le châssis.

Les roulements à billes subissent des efforts très importants.

DIFFÉRENTIEL SUSPENDU

Lorsque le différentiel est fixé sur le châssis, la transmission peut être du type dit « à joints de cardan latéraux » ou du type « à chaînes ».

Transmission à cardans latéraux. — Les roues ne peuvent être montées directement à l'extrémité des demi-arbres sortant du différentiel, car le châssis serait trop bas et la suspension à peu près irréalisable. Le carter du différentiel est alors sensiblement dans le plan vertical de l'essieu.

Les roues motrices sont alors portées par un essieu qui est exclusivement essieu porteur. Chaque roue est entraînée par un arbre

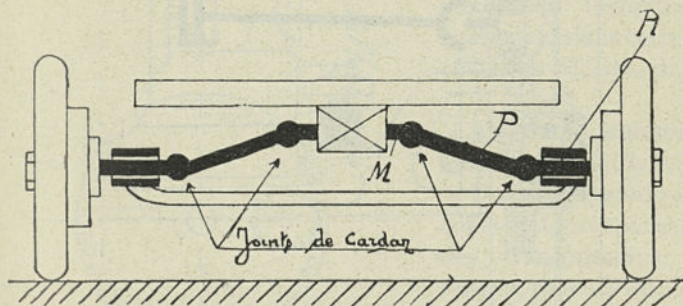


FIG. 118. — Transmission à cardans latéraux.

R qui reçoit lui-même son mouvement d'un des demi-arbres *M* du différentiel, auquel il est relié par un arbre intermédiaire *P*, dont l'inclinaison sur l'horizontale est nécessairement assez grande et variable. Cet arbre *P* reçoit donc son mouvement de *M* par un joint de cardan et le transmet par un autre joint (*fig. 118*).

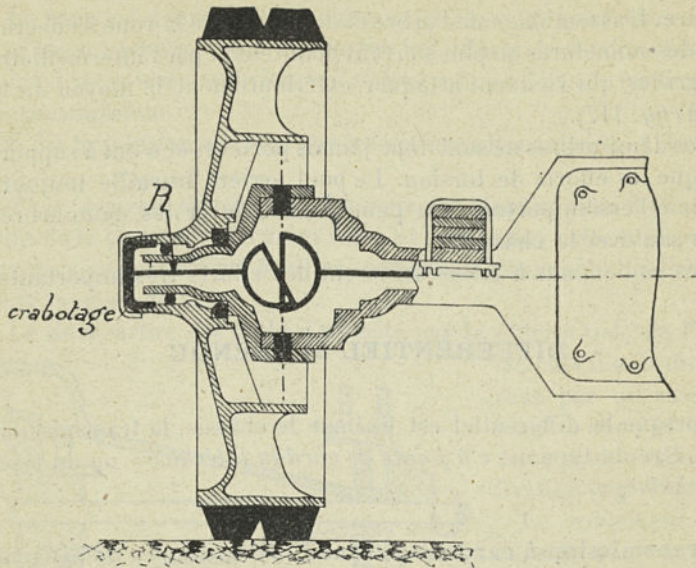


FIG. 119. — Tracteur Renault.

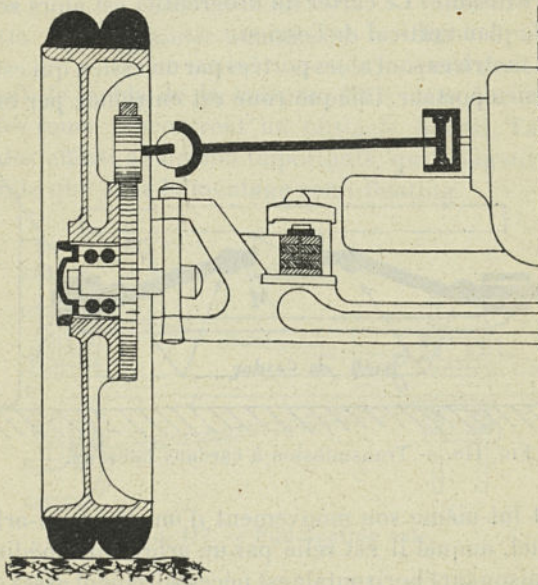


FIG. 120. — Tracteur Latil.

Les roues peuvent subir des déplacements importants par rapport au châssis, auquel elles sont reliées par les ressorts : il est nécessaire que l'un des joints de cardan soit coulissant. Sur les tracteurs Latil par exemple, l'un des joints est à dés coulissants et l'autre à noix.

L'arbre *R* peut entraîner directement la roue par un crabotage (tracteur Renault) (fig. 119).

Il peut aussi se terminer par un pignon cylindrique qui engrène

avec une roue dentée calée sur le moyeu de la roue. Ce système a l'avantage de permettre une démultiplication supplémentaire (tracteurs Latil et Panhard) (fig. 120).

Ce système de transmission, primitivement employé par les maisons de Dion et Pilain, est surtout utilisé sur les tracteurs. Pourtant les voitures ayant des suspensions à roues indépendantes l'emploient également dans certains cas (Beck, Sizaire, etc...)

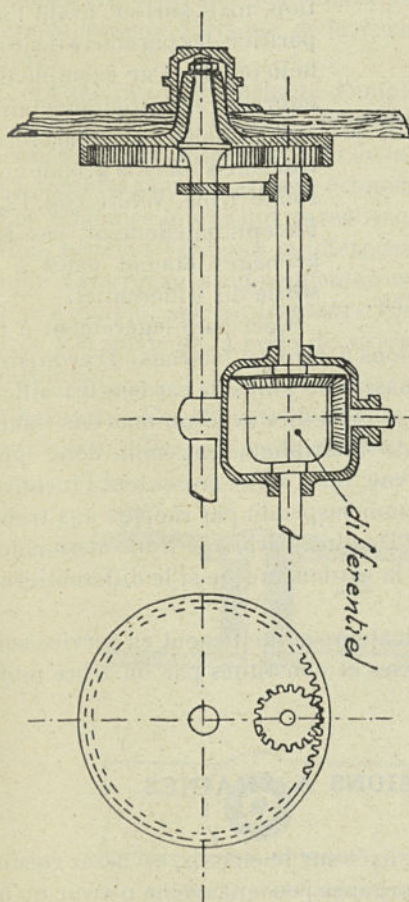


FIG. 121. — Transmission Chenard.

Ancienne transmission Chenard (fig. 121).

— Un certain nombre de constructeurs ont réalisé des transmissions où l'essieu porteur est distinct de l'essieu moteur.

Dans la transmission Chenard, par exemple, le différentiel était fixé

sur l'essieu porteur, c'est-à-dire non suspendu. Les demi-arbres sortant du différentiel attaquent alors les roues par pignons cylin-

driques, permettant de réaliser ainsi une démultiplication supplémentaire.

Cette transmission a été employée également sur les autobus de Dion. Elle est actuellement abandonnée.

Ponts démultiplicateurs. — D'autres transmissions ont été réalisées, sous le nom de ponts démultiplicateurs, permettant

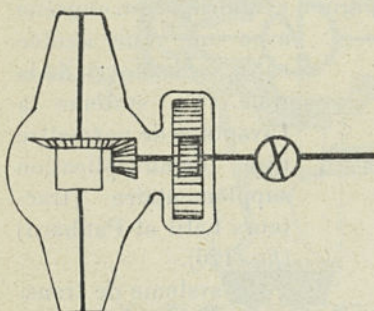


FIG. 122. — Démultiplication Unic.

d'augmenter la démultiplication, mais surtout avant l'apparition des pignons à denture hélicoïdale. Par exemple des engrenages supplémentaires étaient calés entre l'arbre de transmission et la grande couronne (Unic, White) (fig. 122). Exceptionnellement, ces engrenages étaient calés à la sortie du différentiel.

Ceci pare légèrement à un inconvénient des transmissions à cardans latéraux. D'ordinaire, le différentiel étant fixé au châssis, les joints de cardans travaillent sous des angles importants, c'est-à-dire avec un mauvais rendement. Les transmissions de multiplicatrices sont donc plus avantageuses à ce point de vue, mais elles présentent l'inconvénient d'augmenter le poids non suspendu par rapport aux transmissions à cardans latéraux. De plus, l'arbre de transmission doit présenter une articulation à la cardan, inutile si le différentiel est fixé au châssis.

La plupart des démultiplicateurs actuellement en service sont montés sur la boîte de vitesses et constitués par un arbre intermédiaire supplémentaire.

TRANSMISSIONS A CHAINES

La coquille du différentiel, fixée sur le châssis, est assez voisine de la boîte de vitesses : ces organes peuvent même n'avoir qu'un carter unique. Les arbres transverses qui sortent du différentiel se terminent chacun par un pignon.

Les roues motrices sont montées folles sur un essieu unique-

ment porteur, et reposant sur les fusées d'essieu par des roulements à billes, parfois par des roulements lisses sur les poids lourds. Cet essieu est venu de forge, d'une seule pièce.

Ces roues motrices portent chacune, calé sur leur moyeu, un pignon de chaîne, de diamètre supérieur à ceux qui sont calés sur les arbres transverses. L'entraînement est réalisé par des chaînes du type Galle, engrenant d'une part sur les pignons des demi-arbres, et d'autre part sur ceux des roues. On voit que ce mode de transmission permet une démultiplication, comme les cardans latéraux lorsque l'attaque de la roue se fait par pignons cylindriques.

C'est une raison importante d'employer cette transmission sur les poids lourds, où l'on doit fréquemment réaliser des démultiplications importantes en raison de la faiblesse des vitesses maxima tolérables pour un emploi économique.

Les véhicules lourds qui ne réalisent pas ainsi cette démultiplication, peuvent l'obtenir en interposant dans la transmission un couple d'engrenages supplémentaires.

Par exemple, sur les tracteurs Renault, ces engrenages sont placés à la sortie de la boîte de vitesses. (Voir plus haut démultiplicateurs.)

Chaînes. — Les chaînes employées sont toujours du type Galle (à rouleaux). Elles comprennent deux types de maillons. Chaque

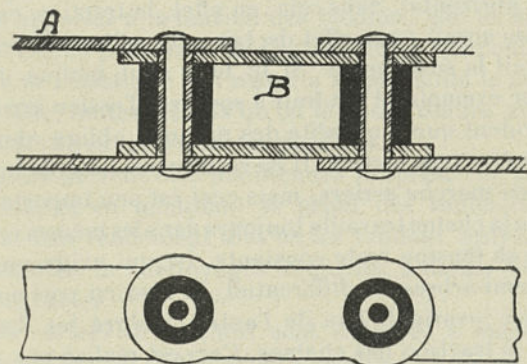


FIG. 123. — Chaîne de transmission.

maillon est composé de deux flasques, de forme arrondie, et épaouis à leurs extrémités (*fig. 123*). Les deux types de maillons ne

différent que par l'écartement des flasques, qui permet aux maillons *B* de s'ajuster exactement dans les maillons *A*. Des rivets

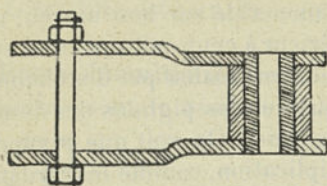


FIG. 124.

Maillon de raccord ou faux-maillon.

font corps avec les flasques des maillons *A* et les maillons *B* peuvent tourillonner autour des rivets. De plus, chaque tourillon de *B* est entouré lui-même d'un tube, appelé rouleau, qui peut tourner sur lui à frottement doux. C'est ce rouleau qui vient en contact avec les dents des pignons.

On voit qu'une chaîne doit comporter un nombre pair de maillons, puisqu'il faut alternativement un maillon large *A* et un maillon étroit *B*. Mais on fabrique, pour permettre un meilleur ajustage des chaînes, des maillons spéciaux, dits faux maillons, composés d'un demi-maillon *A* et d'un demi-maillon *B* (fig. 124).

Conditions de travail des chaînes. — Pour avoir un bon rendement, une chaîne doit avoir une tension convenable. Elle doit, de plus, être bien graissée; il est évident qu'elle ne doit pas être encrassée.

Il faut enfin que la position relative des pignons sur lesquels elle engrène soit telle que le brin supérieur de la chaîne soit sensiblement horizontal. Sans cela, en effet, la traction exercée par cette chaîne aurait pour effet de faire travailler les ressorts, ce qui durcirait la suspension. Si le brin était incliné d'avant en arrière, par exemple, il tendrait à soulever l'essieu arrière.

Il est évident que l'inégalité des pignons oblige alors le brin inférieur à être très incliné. Il en résulte une notable traction sur le ressort en marche arrière, mais ceci est peu important.

Pour que la chaîne travaille toujours dans les mêmes conditions, il faut que sa tension reste constante, ce qui exige que l'essieu moteur (demi-arbres de différentiel) et l'essieu porteur soient à une distance invariable l'un de l'autre, malgré les flexions des ressorts et la traction des chaînes. Ceci est réalisé par l'interposition entre ces deux essieux d'organes rigides appelés « tendeurs de chaînes » ou parfois bielles de poussée. Ces tendeurs doivent néanmoins permettre, par des articulations convenables, les mouvements relatifs de l'essieu porteur et du châssis.

On les appelle tendeurs de chaînes parce qu'ils sont organisés de manière à permettre de modifier la tension des chaînes. Des modifications sont en effet rendues nécessaires par le fait que les chaînes s'allongent assez vite, sans que l'on puisse compenser exactement l'allongement par l'enlèvement d'un ou deux maillons.

Ces tendeurs sont généralement constitués par deux barres placées dans le prolongement l'une de l'autre, articulées l'une

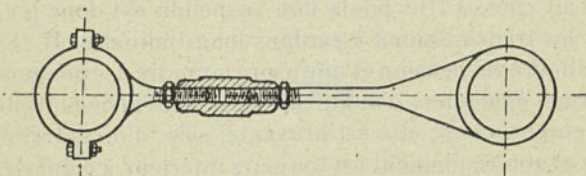


Fig. 125. — Schéma d'un tendeur de chaîne.

sur le demi-arbre, l'autre sur le moyeu, et portant chacune, à l'extrémité opposée, un filetage. Les deux filetages sont de même pas et de sens inverse (fig. 125) et sont réunis par une douille formant écrou fileté à la demande de ces deux pas de vis. On peut donc, suivant le sens dans lequel on tourne cette douille écrou, augmenter ou diminuer la longueur de l'ensemble. Il est évident que ce dispositif ne doit être employé que pour les faibles modifications à apporter à la tension des chaînes, car le mouvement relatif de l'essieu porteur et de l'essieu moteur ne peut avoir lieu sans modifier l'élasticité des ressorts et par suite la suspension.

Il faut donc, toutes les fois qu'on le peut, rendre aux chaînes leur tension par suppression des maillons.

Les chaînes doivent être maintenues propres, car la boue les use très vite, et en modifiant le profil des rouleaux, diminue rapidement leur rendement tout en les rendant bruyantes. Elles nécessitent donc des nettoyages fréquents, à moins d'être protégées par un carter.

Mais les carters de chaînes sont difficiles à établir, car ils doivent permettre les déplacements relatifs de l'essieu et du châssis. Sur certains véhicules (camions Fiat), ce carter est en même temps tendeur de chaînes.

Pour être maintenues propres, les chaînes, si le véhicule n'a pas de carter de chaîne, doivent être presque journellement lavées au

pétrole, puis trempées dans un mélange de suif fondu et de plombagine, qu'on laisse refroidir avant d'en sortir la chaîne. C'est dire que souvent les conducteurs ne prennent pas les précautions convenables.

Il faut apporter un soin tout particulier au manchon-écrou du tendeur, exposé à rouiller, Il doit être fréquemment lavé au pétrole et graissé avec une huile très visqueuse.

Avantages de la transmission à chaînes. — Le différentiel est fixé au châssis : le poids non suspendu est donc plus faible que sur les transmissions à cardans longitudinales. Il en résulte une meilleure suspension et une usure moindre des pneumatiques. Elle permet également d'augmenter aisément la démultiplication.

Malheureusement, elle est bruyante, sale, d'un entretien désagréable et son rendement est toujours inférieur à celui des transmissions à cardan. Les chaînes peuvent se casser, s'user. Elles exigent des réglages et par suite sont à proscrire, *comme tous les dispositifs qui exigent l'intervention du conducteur.*

CHAPITRE IX

ROUES

Les roues d'automobile subissent des efforts beaucoup plus importants que celles des véhicules hippomobiles, en raison des efforts considérables auxquels elles sont soumises normalement : transmission et poussée.

Mais elles sont également soumises à de nombreux efforts accidentels, comme les chocs qui résultent du passage sur les inégalités de la route, s'exerçant généralement dans le plan de la roue, et les chocs contre les obstacles latéraux : pierres, trottoirs, etc.

Pour leur donner une rigidité plus grande et par suite augmenter leur résistance aux efforts latéraux, on leur donne souvent de l'écuanteur, c'est-à-dire que les rais ou le voile qui réunissent le moyeu et la jante forment une surface conique (fig. 126).

Si la fusée de la roue était horizontale, l'écuanteur conduirait les rais à travailler à la flexion à l'instant où ils sont dans le plan vertical de l'axe de la roue, c'est-à-dire à l'instant où ils travaillent le plus. Pour qu'ils puissent travailler verticale-

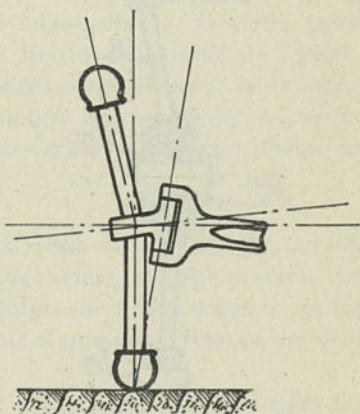


FIG. 126. — Carrossage.

ment, c'est-à-dire à la compression, tout en conservant à la roue son écuaneur, on incline la fusée d'un certain angle appelé *carrossage*.

Nous verrons plus tard que le carrossage peut aussi faciliter direction et freinage, en permettant à l'axe de pivotement de rester vertical, avec ou sans chasse.

Les roues employées dans l'automobile peuvent être en bois, ou métalliques. Les roues métalliques elles-mêmes se subdivisent en quatre catégories :

- 1° Roues en fils d'acier ;
- 2° Roues à voile plein ;
- 3° Roues en acier coulé ;
- 4° Roues type Sankey (poids lourds).

Roues en bois — Une roue comprend toujours un moyeu et une jante. Sur les roues en bois, ces deux parties sont réunies par des rayons en bois appelés rais.

Le moyeu se compose d'un corps en acier, tubulaire, avec portées cylindriques, pour les roulements à billes par lesquels il repose sur la *fusée*, qui fait partie de l'essieu.

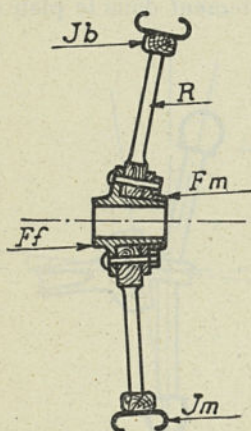


FIG. 127. — Roue en bois.

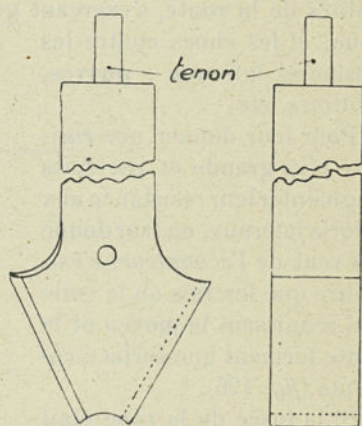


FIG. 128. — Rais.

Le corps du moyeu porte, venue de forge avec lui, une collerette appelée flasque.

Le moyeu est complété par une deuxième flasque, solidaire d'un corps tubulaire qui peut glisser sur le corps du moyeu (*fig. 127*).

Les rais sont des morceaux de bois à section moyenne ronde ou ovale et se terminant par un pied prismatique et un tenon cylindrique. Les pieds prismatiques des différents rais viennent s'emboîter entre les deux flasques du moyeu, et sont serrés par des boulons (*fig. 128*).

Les tenons cylindriques s'ajustent dans des logements pratiqués dans la jante.

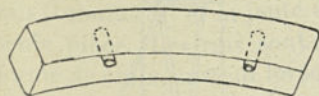


FIG. 129. — Jante.

La jante est en bois composée de morceaux à section carrée cintrés à la vapeur, avec angles inférieurs arrondis (*fig. 129*).

Elle est renforcée par une jante en acier dont la section dépend de la forme des pneus utilisés (pneus à talons ou à tringles).

On appelle embattage l'opération qui consiste à placer la jante en acier, opération faite autrefois à chaud et maintenant à froid.

Autrefois la jante d'acier chauffée, donc dilatée, était placée sur la roue en bois qu'elle serrait en refroidissant. Il fallait que la température de la jante d'acier ne fût pas trop élevée, afin de ne pas brûler le bois, malgré un arrosage copieux.

L'embattage à froid se fait en serrant la jante en acier, de diamètre à peine supérieur au diamètre extérieur de la jante en bois, au moyen d'une presse hydraulique à corps de pompes multiples, disposés suivant les rayons d'un même cercle. Il suffit, pour opérer le serrage, de dépasser la limite d'élasticité de l'acier.

Les roues en bois sont actuellement employées par un nombre assez restreint de constructeurs, malgré leur souplesse, en raison du jeu qu'elles prennent, après que le bois a travaillé, même si ce bois est bien choisi.

Roues en fils d'acier. — Les roues en fils d'acier ont un moyeu en acier portant deux flasques venus de forge avec lui. La jante est en acier également, sa forme ne différant pas de celles qui sont fixées sur les roues en bois et que nous verrons en étudiant les pneumatiques.

Les rayons sont des fils d'acier cylindriques, terminés par un épanouissement fileté et retenu dans la jante par un écrou spécial logé dans une cuvette pratiquée dans la jante par emboutissage.

Les rayons sont généralement placés de manière à former trois surfaces coniques de révolution ayant même axe que la roue

(fig. 130), de manière à assurer la rigidité transversale du système.

Employées au début de l'industrie, puis à peu près abandonnées à cause des ruptures fréquentes de rayons, elles sont aujourd'hui très souvent utilisées. La qualité des rayons est meilleure,

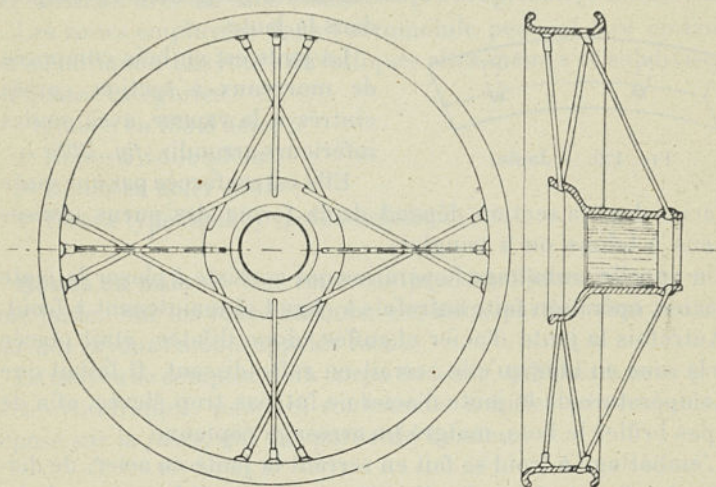


FIG. 130. — Roue métallique à rayons.

leur tension est plus uniforme (on obtient la tension uniforme en faisant résonner les rayons) et surtout cette tension est supérieure à celle qu'on leur donnait autrefois.

Il semble que les roues en fils d'acier soient les plus légères qui soient, pour un diamètre et une résistance donnés. Elles sont également très élastiques, et participent par là même à la perfection de la suspension.

Leur nettoyage est assez difficile, et elles sont les plus coûteuses. Cependant Ford, pour ses nouvelles voitures, a adopté des roues à rayons.

Roues à voiles pleines (fig. 131). — Le moyeu est muni d'une large collerette percée de trous, sur lesquels on boulonne le voile de la roue, rivé d'autre part sur la jante. Ces roues, moins légères que les roues en fils d'acier, sont beaucoup moins coûteuses et plus faciles à nettoyer. Elles ont l'inconvénient d'être assez sonores et d'amplifier ainsi les bruits produits par le pont arrière.

Elles permettent aisément le jumelage et sont actuellement très répandues, d'autant plus qu'elles ont un effet heureux au point de vue résistance de l'air, mais surtout en raison de leur économie.

Roues en acier. — Le moyeu, les rais (tubulaires) et la jante sont d'une seule pièce. Les rais sont parfois en forme de croix, surtout lorsque la roue est obtenue par matriçage, ce qui est actuellement exceptionnel. Elles sont employées actuellement, plutôt sur des poids lourds.

Roues type Sankey. — Ce sont des roues en acier qui ont l'apparence des roues en bois. On les obtient par emboutissage de deux moitiés symétriques, soudées à l'autogène suivant le plan moyen de la roue. Elles sont plus légères que les roues en acier, mais néanmoins assez lourdes pour n'être, comme elles, employées que sur les poids lourds, en général du moins car la maison Mercedes, par exemple, en équipe actuellement ses deux litres six cylindres.

Jantes amovibles. — Pour éviter les opérations, longues et difficiles à pratiquer sur la route, que comporte un changement de pneumatiques, on a imaginé de monter des pneus sur des jantes amovibles. Mais ces jantes, qui se montaient par-dessus la jante métallique de la roue, alourdissaient l'ensemble, augmentant considérablement son moment d'inertie, c'est-à-dire l'échauffement et l'usure des pneus. On a maintenant à peu près complètement renoncé à cette solution.

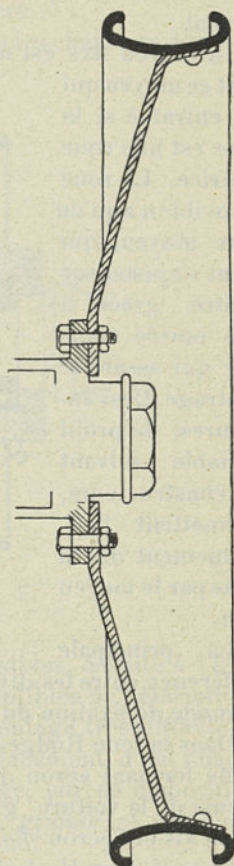


FIG. 131.
Roue à voile plein.

Roues amovibles. — Tous les constructeurs modernes munissent leurs voitures de roues dites amovibles, c'est-à-dire de roues dont le montage et le démontage sont extrêmement faciles.

Ces roues peuvent être d'un type quelconque : en bois, en fils d'acier, ou à voile plein. Leur construction repose sur le principe suivant :

Un moyeu fixe est monté à demeure sur la fusée de l'essieu ; c'est ce moyeu qui est entraîné si la roue est une roue motrice. La roue amovible n'a qu'un faux moyeu, qui vient s'ajuster sur l'autre, grâce à une portée conique qui assure le centrage. Des cannelures, de profil variable suivant les constructeurs, permettent l'entraînement de la roue par le moyeu fixe.

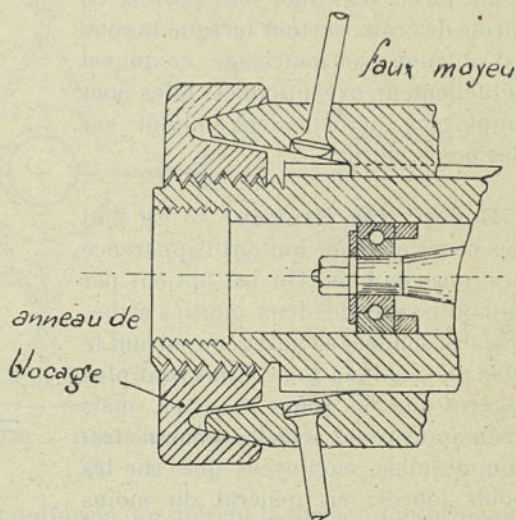


FIG. 132. — Roue amovible Rudge-Witworth.

La principale différence entre les diverses roues amovibles réside surtout dans le mode de fixation du faux moyeu sur le moyeu.

Dans la roue Rudge-Witworth, par exemple, c'est un manchon fileté formant écrou dont le serrage est produit par la marche même de la voiture, grâce à une légère différence de diamètre de la vis et l'écrou (*fig. 132*).

Dans la roue *R. A. F.*, c'est une sorte de barillet denté extérieurement et porté par le moyeu, dont la denture vient en prise avec une denture intérieure portée par le faux moyeu (*fig. 133*).

Ces roues, même montées, doivent être entretenues : graissage du faux moyeu et de l'essieu.

Toute roue non montée doit avoir un chapeau fermant hermétiquement le faux moyeu pour éviter l'introduction de corps étrangers pouvant rendre le montage très difficile.

Les roues à voile plein sont très facilement amovibles, grâce au boulonnage des voiles sur les collerettes des moyeux.

REMARQUE. — Les roues doivent être graissées périodiquement, surtout les roues avant, car les roues arrière sont graissées par le lubrifiant du mécanisme du pont arrière.

On doit soigneusement éviter de perdre les chapeaux des roues,

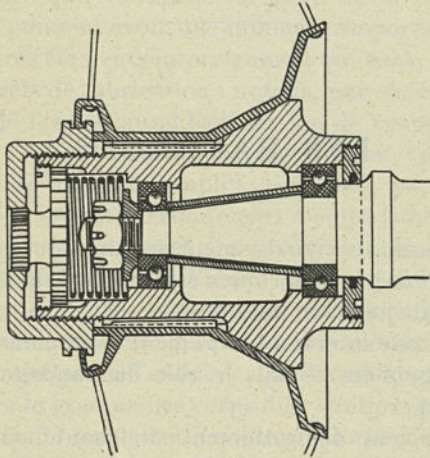


FIG. 131. — Roue R. A. F.

afin de parer, d'abord aux accidents possibles, ensuite à l'introduction de boues ou de poussières susceptibles de détériorer les roulements à billes et de rendre le démontage très difficile. On doit même toujours pourvoir au remplacement d'un chapeau perdu, en attendant la pièce de rechange, par un dispositif de fortune, comme un chiffon bourré de graisse et solidement ligaturé.

CHAPITRE X

LES BANDAGES

Le caoutchouc. — Qu'ils soient pneumatiques ou pleins, les bandages sont toujours fabriqués essentiellement avec du caoutchouc qui paraît jouer un double rôle :

1° Son élasticité intervient largement — et même entièrement pour le bandage plein — dans le rôle du bandage au point de vue suspension.

2° Le coefficient de frottement du caoutchouc sur le sol, quelle que soit la nature de ce sol, macadam goudronné ou non, ciment, pavé, etc... est supérieur au coefficient de frottement de toutes les matières que l'on pourrait être tenté d'employer jusqu'ici. Ainsi l'adhérence d'un véhicule se trouve augmentée, c'est-à-dire aussi la puissance du moteur qui peut l'équiper et par suite les possibilités (vitesse et poids); de plus, les tendances au patinage et au dérapage sont diminuées, c'est-à-dire que la sécurité du véhicule se trouve augmentée.

Actuellement, l'unanimité est réalisée : tous les bandages sont en caoutchouc.

L'utilisation de cette matière, toutefois, n'a été possible que grâce à la *vulcanisation*, découverte par Goodyear en 1843. Cette opération qui permet seule au caoutchouc d'acquiescer une *imperméabilité*, une *élasticité* et une *solidité durables*, est un traitement de la gomme par le soufre, dans des conditions qui, chez tous les fabricants actuels de pneumatiques, constitue un secret de fabrication jalousement gardé.

La gomme traitée n'est d'ailleurs pas la gomme brute, puisque celle-ci subit immédiatement quelques opérations ayant pour but d'améliorer sa conservation et ses facilités de transport.

Les résultats de la vulcanisation dépendent de nombreux éléments : la proportion de soufre, la forme sous laquelle le soufre est incorporé à la gomme avant traitement, les conditions de pression, température et durée de la cuisson, car la vulcanisation se fait toujours à chaud dans la fabrication des pneumatiques. On conçoit que les lois de variation de la température et de la pression puissent avoir une influence importante.

Enfin, d'autres éléments interviennent qui sont, avant tout, les véritables secrets de fabrication : notons, par exemple, l'état hygrométrique de l'air, et aussi l'adjonction de corps variés, dont le rôle précis n'est peut être pas parfaitement connu au point de vue chimique et dont l'emploi, par suite, paraît comporter actuellement encore une certaine part d'empirisme.

Nous signalerons, à ce sujet, les travaux de M. Charles Moureu (professeur au collège de France, Membre de l'Institut) concernant l'action des corps antioxygène sur la gomme : le vieillissement du caoutchouc (6^5H^3)ⁿ serait essentiellement une polymérisation due au contact de l'oxygène. Il suffirait donc, pour la retarder, d'ajouter à la gomme des corps dits « antioxygène » : d'après lui la gomme brute serait inutilisable sans l'action de la pyrocatechine pendant l'enfumage des feuilles. Et il améliora notablement la conservation d'échantillons de caoutchouc par l'adjonction d'hydroquinone ou de pyrogallol en solution acide.

On conçoit que la variété des corps antioxygène et l'incertitude qui règne encore sur leurs actions permettent encore d'entrevoir de notables progrès dans la technique de la gomme.

On sait d'ailleurs quelles gigantesques améliorations dans la qualité des bandages ont été réalisées au cours des dix dernières années.

Pourtant, d'ores et déjà, on peut affirmer que les bandages livrés par les fabricants ne peuvent impunément supporter les modifications chimiques consécutives à une nouvelle vulcanisation : il importe donc de n'entreprendre les grosses réparations, qui exigent cette vulcanisation, qu'avec la plus extrême circonspection. Seuls des établissements parfaitement outillés paraissent capables de l'entreprendre avec la certitude du succès. Il faut admettre que certaines réparations doivent être vulcanisées,

mais que cette nouvelle vulcanisation ne peut pas améliorer le bandage....

LES BANDAGES PLEINS

Les bandages pleins sont constitués par des anneaux de caoutchouc pleins, montés sur la roue, et sont uniquement employés sur les véhicules lourds et lents : camions, tracteurs.

En réalité, les bandages pleins sont fixés lors de leur fabrication sur une fausse jante en acier, qui sera fixée ensuite sur la roue. Cette fausse jante, polie sur la surface intérieure qui sera montée sur la roue, porte sur sa face externe des stries, destinées à assurer une meilleure adhérence du bandage.

La difficulté de la fabrication est d'obtenir une adhérence suffisante entre l'acier, pratiquement indéformable, et la gomme du bandage dont l'élasticité est une qualité essentielle. Pour que les déformations relatives de la gomme élastique et de son armature soient moins dangereuses, on place d'abord au contact de l'acier un anneau d'ébonite : le bandage lui-même n'est pas constitué d'une masse homogène de gomme, mais par superposition de trois anneaux au moins de dureté, et d'élasticité différentes. Un anneau dur est au contact de l'ébonite, une masse souple vient ensuite, et enfin la bande de roulement est en gomme dure (fig. 132).

Le tout est vulcanisé, ainsi que nous l'avons expliqué plus haut.

Le montage du bandage sur les roues s'effectue au moyen d'une presse hydraulique. Le

diamètre intérieur de l'armature du bandage est inférieur, de 5 à 6 dixièmes de millimètre, au diamètre extérieur de la roue sur laquelle il doit être monté. Il présente un léger échanfrinement,

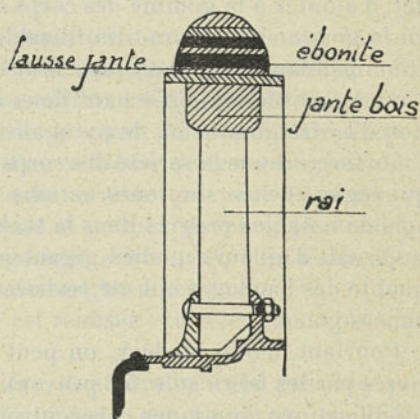


FIG. 132. — Bandage plein.

permettant de le placer sur cette roue. L'élasticité du métal suffit alors à assurer une fixation suffisante.

Utilisation des bandages pleins. — Les bandages pleins peuvent supporter de lourdes charges, mais ne résistent pas longtemps aux grandes vitesses. Il semble qu'on ne puisse employer avantageusement des bandages pleins au-dessus de 25 ou 30 kilomètres à l'heure. C'est la principale raison de l'emploi des régulateurs sur les véhicules lourds.

Leur durée moyenne dépend essentiellement des conditions d'emploi : sur les autobus de la ville de Paris, ils font 30.000 kilomètres ; sur les camions circulant sur route, ils dépassent rarement 12.000. Enfin, pendant la guerre, sur certaines routes particulièrement mauvaises, les bandages ne dépassaient pas en moyenne 2.500 kilomètres (transports de Verdun sur « la Voie sacrée »).

Un bandage périt généralement par les flancs, qui se coupent. Les coupures tendent à pénétrer de plus en plus profondément et pour éviter cela, il est bon, lorsqu'un bandage présente des coupures importantes, de les faire disparaître en abattant le flanc du bandage, dans les parties touchées, au moyen d'une lame humide. Il est évident que cette intervention ne doit être pratiquée qu'avec mesure.

Bandages pleins ou pneumatiques. — Longtemps on a discuté pour savoir si l'on devait monter les véhicules lourds sur bandages pleins ou sur pneumatiques. Il est certainement impossible de donner une solution générale, mais nous reproduisons ici les principaux arguments qui permettront au lecteur de se faire une opinion dans chaque cas concret.

Incontestablement, les dépenses inhérentes à l'emploi des bandages sont notablement plus élevées dans l'emploi des pneumatiques que dans celui des bandages pleins, et d'autant plus que les voies utilisées sont plus mauvaises.

Mais, non moins certainement, la suspension est considérablement améliorée par l'emploi des pneumatiques. Ceci suffit à augmenter la durée du véhicule et à diminuer les réparations nécessaires, au point que l'amortissement peut souvent être réduit de moitié.

La vitesse moyenne est augmentée, souvent doublée, c'est-à-

dire que le tonnage transporté est augmenté et que le rayon d'action du véhicule est élargi.

Donc, il s'agit, dans chaque cas, de décider si l'accroissement des dépenses en bandages est compensé ou non par la diminution des frais résultant de l'amélioration de la suspension, et par l'accroissement des recettes résultant de l'augmentation du tonnage et du rayon d'action.

Nous pensons que, en général, l'emploi des pneumatiques s'impose. Jumelés (1) à l'arrière pour les véhicules dépassant quatre ou cinq tonnes en charge.

(1) Nous reviendrons plus loin sur la question des pneus jumelés.

CHAPITRE XI

LES PNEUMATIQUES

Les chambres à air. — Les chambres à air sont fabriquées à l'aide de bandes homogènes de gomme, maintenues plastiques par la chaleur, et étirées au moyen de machines appelées filières ou boudineuses, qui leur donnent la forme d'un tore.

C'est depuis quelques années seulement avant la guerre que cette forme torique est universellement adoptée. Certains fabricants en avaient longtemps fait un cylindre d'abord, dont les extrémités étaient en suite soudées. Il est évident que la circonférence extérieure devait alors travailler à la traction, à moins que de tolérer des plis le long de la circonférence intérieure : l'élasticité et la résistance se trouvaient donc diminuées le long de la bande de roulement, précisément là où elles auraient dû être maxima.

Il importe que la section soit rigoureusement circulaire, toute autre forme étant l'origine de tensions anormales, c'est-à-dire d'usure, éclatements, etc...

La chambre à air porte, sur sa circonférence intérieure, un trou rond et très petit, par lequel on introduit la valve.

Valves. — *Valves Michelin type 1903.* — Jusqu'en 1920, il n'existait, en pratique, qu'un seul type de valve, basé sur le même principe que la valve Michelin type 1903.

La valve (*fig. 135*) comportait un corps *A* terminé par une embase recouverte de toile gommée. Cette embase était intro-

duite dans la chambre par le petit orifice qui y avait été ménagé, introduction possible seulement grâce à la grande élasticité du caoutchouc, puisque

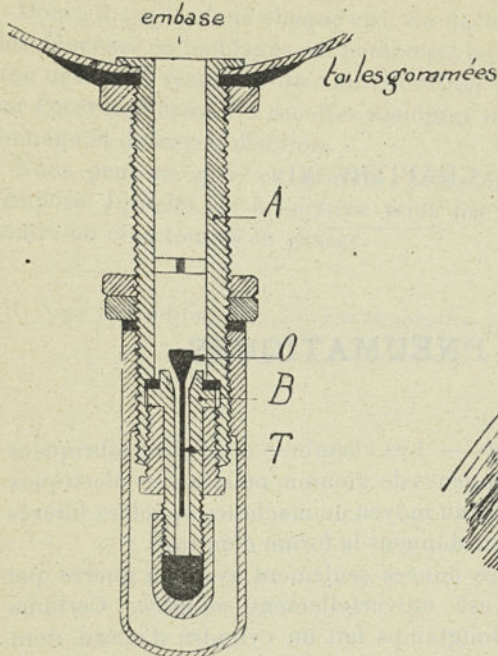


FIG. 135. — Valve.

l'embase est beaucoup plus grande que l'orifice.

Dans ce corps *A*, une pièce *B* servait de siège à un obus *O* en caoutchouc, muni lui-même d'une tige

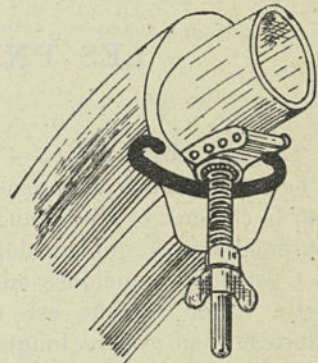


FIG. 136. — Boulon-valve.

T. La pièce *B* était maintenue par un écrou vissé sur le corps de valve : son étanchéité par rapport au siège était assurée par un joint de caoutchouc.

L'étanchéité de cette valve n'était pas assurée seulement par l'obus formant clapet, mais encore par une rondelle de caoutchouc plastique, formant tampon.

Une butée fixe interdisait à l'obus toute remontée exagérée.

Un dispositif, dit boulon-valve (*fig.* 136) servait à maintenir l'enveloppe, au lieu des boulons de sécurité antérieurement utilisés. Il comportait une plaquette enfilée sur le corps de valve et serrée par un chapeau formant vis à oreilles.

Ce type de valve présentait quelques inconvénients, notamment l'usure rapide des joints de caoutchouc, le desserrage de l'écrou maintenant la pièce *B*, le collage de l'obus sur sa butée fixe provoquant le dégonflement total dès qu'on enlevait le bouchon. C'est pourquoi la maison Michelin adopta ensuite la valve 1922.

Valve Michelin 1922 (fig. 137). — Cette valve se compose d'un corps *A* de 12 $\frac{m}{m}$ de diamètre (au lieu de 15) à l'intérieur duquel se visse une pièce *B* dont la partie conique repose sur l'arête vive de l'embase du corps de valve, assurant ainsi sans joint l'étanchéité.

La pièce *B* porte à son extrémité un chapeau dans lequel est sertie une butée *K* ayant pour but d'interdire à l'obus les remontées exagérées.

La pièce *B* est en outre percée de deux trous *R* dont le rôle est de permettre l'évacuation rapide de l'air en cas de dégonflage voulu.

En outre, elle porte à son extrémité un orifice de forme carrée où vient s'emmancher le carré mâle *C* du bouchon pour permettre de dévisser la pièce *B*.

Le pneu étant gonflé, l'étanchéité est assurée par le bouchon *E* à l'intérieur duquel est sertie une cuvette *F* contenant un joint de caoutchouc prenant appui sur la face intérieure de *B*.

Le rôle de l'obus *O* est seulement d'assurer l'étanchéité au moment du gonflage, puisque la tige est soulevée par le bouchon dès que celui-ci est complètement vissé.

Pour dégonfler, on dévisse la pièce *B* : l'air passe par les orifices *R*.

La valve modèle 22 présente encore quelques inconvénients : des poussières mélangées d'huile entraînent le coincement ou le gommage de l'obus, qui ne revient plus sur son siège. C'est pourquoi, dans le nouveau modèle, type 1925, on a supprimé le chapeau : un épanouissement de la tige de l'obus suffit à lui interdire de sortir. On a supprimé le trou *R* et pour assurer le dégonflage ; il suffit, de dévisser la pièce *B*.

Valve Schrader (fig. 138). — En Angleterre et en Amérique, on utilise la valve Schrader. Elle comporte un corps *A*, d'une seule pièce ; à l'intérieur de *A* est vissée une pièce *B* qui s'appuie

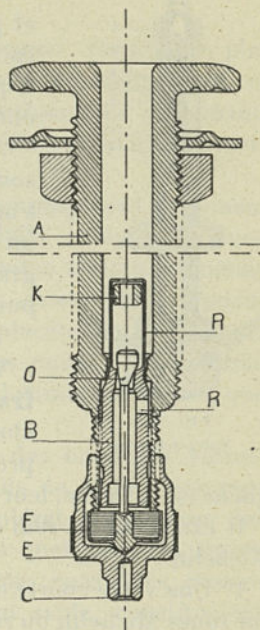


FIG 137.

Valve Michelin 1922.

sur une portion conique de *A* par l'intermédiaire d'un cône *C*, caoutchouté.

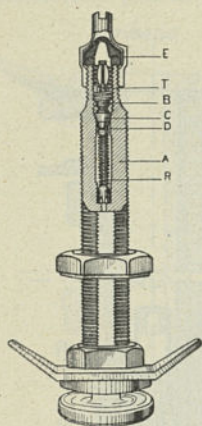


FIG. 138.
Valve Schrader.

Une tige *T* traverse l'écrou *B* et son cône *C* et porte une sorte de cupule *D* doublée de caoutchouc. *E* est maintenue au contact de *C* par un ressort *R*, et assure ainsi l'étanchéité.

Au gonflage, l'air comprimant le ressort soulève la cupule et passe, mais la cupule s'oppose à son retour en arrière. Néanmoins, un bouchon *E* assure l'étanchéité absolue, grâce à un tampon de caoutchouc qui s'appuie sur le nez de valve.

Valves employées sur le marché français. — Suivant les dimensions des chambres et la nature des roues, les valves présentent des différences notables de longueur et de forme, leur fonctionnement restant le même.

Il existe sur le seul marché français, livrées par la maison Michelin.

1° Une valve courte de $65 \frac{m}{m}$ de long pour chambres montées sur roues Michelin ou roues à rayons métalliques ;

2° Une valve longue de $100 \frac{m}{m}$ pour les chambres montées sur les roues en bois ou les roues Sankey ;

3° Une autre valve longue de $84 \frac{m}{m}$ pour roues en bois et Sankey ;

4° Une valve extra-courte de $45 \frac{m}{m}$ pour montage avec un tambour de frein très grand, enchâssé dans la roue Michelin ;

5° Une valve extra-longue de $130 \frac{m}{m}$ pour roues à jante amovible en bois (américaines) ;

6° Pour le pneu dit « Confort » (Michelin) une valve de $65 \frac{m}{m}$ inclinée, plus accessible à la partie extérieure de la roue ;

7° Pour le poids lourd une valve coudée pour le montage en jumelé ;

8° Pour le poids lourd une valve doublement coudée, dite « en pipe », pour permettre l'introduction facile de l'enveloppe sur la jante.

ENVELOPPE

L'enveloppe est constituée par une *carcasse*, formée de plusieurs nappes de tissu de coton imprégné de caoutchouc, et recouverte par un croissant de gomme, ou bande de roulement.

Elle porte, à sa partie inférieure, deux bourrelets qui permettent son accrochage sur la jante.

Les procédés de fabrication des tissus employés ont largement évolué en quelques années. Jusque vers 1920, le tissu était une toile ordinaire, dans laquelle trame et chaîne étaient de même importance. Pourtant, depuis longtemps, existaient des pneus dits « à cordes » où les toiles étaient remplacées par des nappes de cordes jointives et l'on savait que ces pneus s'échauffaient moins et avaient une rigidité plus faible, à dimension égale, que les pneus en toile.

On s'aperçut alors que la déformation des bandages entraînait des déplacements élémentaires des fils de chaîne par rapport aux fils de trame, et qu'il y avait intérêt à employer des tissus dits « câblés » où subsistaient seuls quelques très légers fils de trame, tandis que les fils de chaîne, constitués chacun par une torsade de plusieurs fils formant câble, constituaient une nappe dont la déformation était plus facile que celle des toiles précédemment employées et qui ne s'usaient plus par frottement des fils les uns sur les autres.

D'ailleurs les toiles ne pouvaient supporter, sans se casser rapidement, les déformations considérables imposées aux pneus à basse pression, dits « ballon ».

Même, on a cru longtemps que la solidité d'un pneu aussi bien au point de vue durée que résistance aux perforations, dépendait du nombre des nappes de tissu dans la carcasse et qu'il était avantageux d'avoir le plus grand nombre de nappes possible. Ceci est faux : en effet, malgré l'élasticité des toiles câblées actuellement employées, élasticité qui ne peut que s'accroître quand elles sont imprégnées de gomme (pour devenir imputrescibles) et calandrées (recouvertes de feuilles de gomme, très minces) les déformations des pneumatiques déterminent un glissement relatif des nappes, accompagné d'un échauffement. Cet échauffement, pour un affaissement donné du bandage, est d'autant

plus grand que le tissu est plus serré (très fort avec les toiles ordinaires, non çablées), que la pression de gonflage est plus grande, et que le nombre des toiles est plus élevé.

L'emploi d'un grand nombre de toiles, sur les pneus à basse pression surtout, entraînerait un échauffement du caoutchouc préjudiciable à la vie du bandage.

Certes, on ne peut diminuer outre mesure le nombre des nappes de tissu sans augmenter les risques de crevaison ou d'éclatement, mais il faut être persuadé que ce nombre, ainsi d'ailleurs que l'épaisseur de la bande de roulement, est lié à la dimension du pneu, par l'intermédiaire de sa pression de gonflage et de la charge qu'il supporte.

Il serait donc ridicule d'imposer a priori au constructeur, dans un cahier des charges par exemple, un nombre minimum de toiles. L'intérêt des fabricants de bandage est trop grand à livrer des produits qui satisfassent la clientèle pour que l'armée, par exemple, ait intérêt à leur imposer des conditions spéciales, qui ne peuvent améliorer la qualité. Ces conditions spéciales, au contraire, empêchent souvent les plus réputés parmi nos constructeurs, de participer aux adjudications jusqu'ici organisées par l'armée pour ses fournitures.

Les pneus à basse pression, dont l'emploi est actuellement à peu près général sur toutes les voitures de tourisme, n'ont pu être réalisés que grâce à une diminution du nombre des nappes par rapport aux bandages dits « à haute pression » précédemment employés. Néanmoins, il n'est pas contesté qu'ils ont une durée supérieure de 50 % au moins. On ne peut prétendre que ceci soit du aux améliorations du traitement des gommes, puisque les toiles ne cèdent pas alors que, précédemment, les toiles s'usaient en même temps que la gomme... et souvent plus vite.

Fixation des enveloppes sur la jante. — *Pneumatiques à talons.* — Longtemps, en Europe, on n'a utilisé que le bandage dit « à talons », dans lequel le bourrelet servant à la fixation de l'enveloppe sur la jante était élastique. Il était constitué par un fort cordon de caoutchouc, sur lequel venaient s'enrouler les nappes de tissu de la carcasse. Talon et jante avaient des profils tels qu'ils puissent, après montage, s'appliquer exactement l'un sur l'autre grâce à des crochets qui, en outre, s'opposaient au déjantage, partiellement au moins. Nous disons partiellement

puisque, toujours, des boulons valve, plaquettes de sécurité, etc... étaient ajoutés pour diminuer encore ce risque (*fig. 139*).

L'élasticité du talon était telle que l'on pouvait monter aisément l'enveloppe sur la jante, malgré que le diamètre intérieur du bandage, compté suivant le talon, fut inférieur au diamètre de la roue, compté suivant la circon-

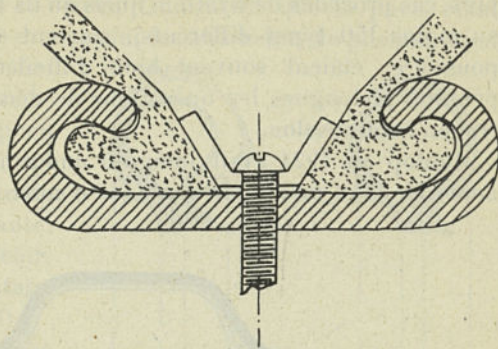


FIG. 139. — Pneu à talon.

férence extérieure de la jante. Chacun se souvient des leviers employés pour exercer les tractions nécessaires.

Cependant, alors même que l'emploi du pneu à talons était à peu près général, on savait que son déjantage était possible, soit exceptionnellement sur les voitures très rapides sous la seule influence de la force centrifuge (on a vu des bandages quitter leur roue), soit plutôt dans les virages, spécialement en cas d'éclatement ou de pression intérieure insuffisante.

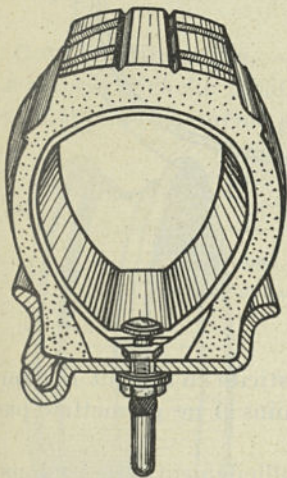


FIG. 140. — Straight side.

C'est pourquoi l'on préconisait déjà les [bandages dits « straight side » (*fig. 140*), dont le bourrelet ne présentait pas la même élasticité, le cordon de caoutchouc central étant remplacé par un fort câble métallique de fils tressés, ou tringle.

A cette époque, toutefois, devant l'impossibilité de monter ou démonter une enveloppe straight side sur une jante ordinaire, on n'avait pas imaginé d'autre procédé que de rendre amovible l'un des crochets de la jante, que l'on enlevait pour introduire l'enveloppe et que l'on remettait ensuite. Il fallait, naturellement, fixer par des

moyens sûrs, ce cercle-crochet amovible : les procédés de fixation étaient lourds et alourdissaient la jante, inconvénient évident. De plus, ces procédés de fixation, quels qu'ils fussent (et il y en avait au moins 150 types différents), souvent rouillés, couverts de poussière, étaient souvent bien difficiles à utiliser, rendant pénibles et longues les opérations de démontage. Mais la sécurité en était absolue.

Dunlop en 1924 avait imaginé une amélioration : le crochet amovible était un simple segment d'acier logé dans une gorge

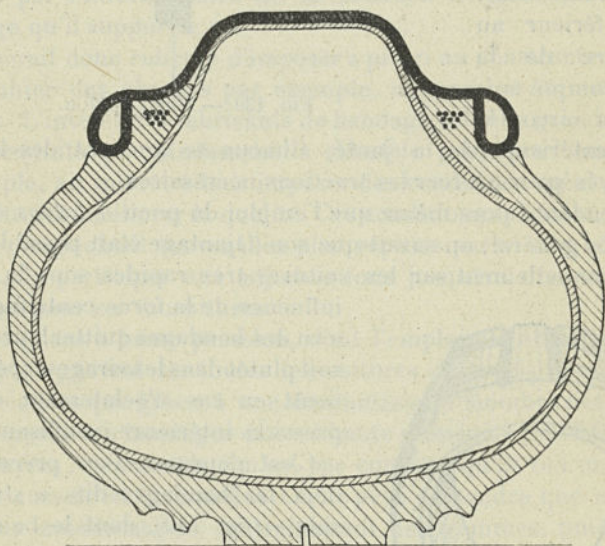


FIG. 141. — Pneu Ballon Dunlop.

On a représenté les fils métalliques du talon.

ménagée sur la jante et coupé. Son élasticité en rendait le montage et le démontage facile, et néanmoins il ne permettait pas l'arrachement (*fig. 141*).

Le pneu à basse pression pouvait difficilement être à talons, surtout sur les voitures rapides. Deux solutions modernes ont permis l'emploi du straight side dans des conditions simples offrant, semble-t-il, toute sécurité : la *jante base creuse Dunlop* et le « *Confort Bibendum* » de Michelin.

Jante base creuse. — La jante base creuse Dunlop est représentée par les figures ci-contre. On conçoit que le pneu étant dégonflé, si l'on amène en un point les bourrelets du pneu au fond de la gorge de la jante au lieu de les laisser sur leurs rampes, les bourrelets du pneu au point diamétralement opposé viennent au niveau du bord extérieur de la jante, qu'ils peuvent ainsi franchir, rendant possible montage et démontage (fig. 142).

Il importe après montage de vérifier.

1° Comme toujours que la chambren'est pas pincée.

2° Que les tringles reposent bien partout, sur le pourtour, sur les crochets de la jante.

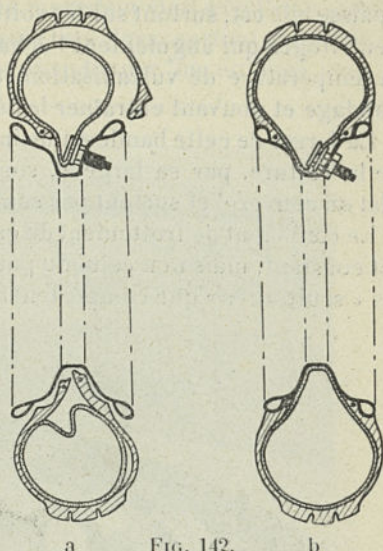


FIG. 142. Schéma du pneu Dunlop, jante base creuse
a, monté; b, pendant montage ou démontage.

Confort Bibendum. — La maison Michelin paraît avoir appliqué le même principe dans la réalisation de son bandage dit « Confort Bibendum ».

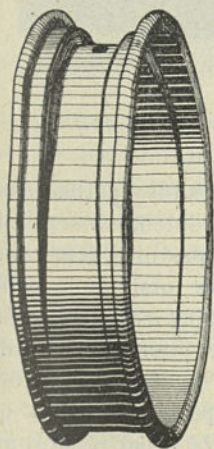


Fig. 143.
Jante du Confort Bibendum.

Il est évidemment inutile que la gorge affecte toute la roue : il suffit qu'elle ait un développement suffisant pour qu'on y puisse amener en un point les deux bourrelets de l'enveloppe. Ainsi Michelin a évidé sa roue, suivant une gorge, au voisinage de la jante : pour démonter ou monter, on soulève la valve (coudée) et l'on amène les bourrelets au fond de la gorge. Le profil de la gorge va en décroissant (fig. 143), et elle n'existe plus dans la partie de la roue opposée à la valve : l'enveloppe peut évidemment se monter ou démonter comme dans le cas de la jante base creuse Dunlop.

Bande de roulement : antidérapants. — L'épaisseur de la bande de roulement est, comme le nombre des toiles, un élément non arbitraire ; trop mince, elle entraîne une usure rapide et trop épaisse elle est, surtout sur les voitures rapides, l'origine de forces centrifuges qui augmentent l'échauffement au point de dépasser la température de vulcanisation, accélérant le vieillissement du bandage et pouvant entraîner le déchapage.

La forme de cette bande a une influence certaine sur la stabilité de la voiture, par sa largeur, son profil moyen (plus ou moins plat ou convexe) et surtout par son action antidérapante (*fig. 144*).

Le coefficient de frottement du caoutchouc sur un sol déterminé est constant, mais non celui du pneu. Il est évident, en effet, que les « sculptures » que comportent actuellement tous les bandages

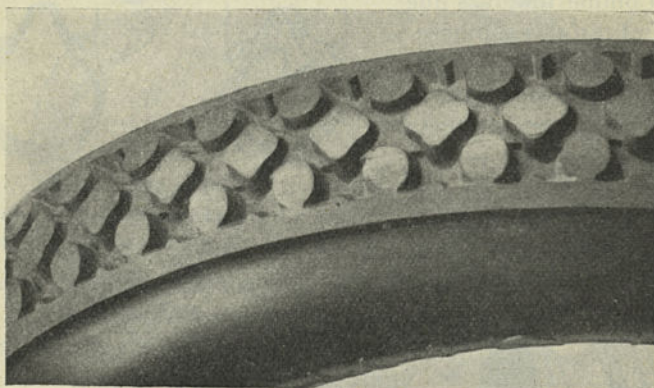


FIG. 144. — Antidérapant (Pneu Michelin).

s'opposent partiellement aux glissements possibles, patinages ou dérapages. C'est d'ailleurs la principale raison de leur existence. La forme exacte de ces sculptures, nervures ou pastilles, leur relief, leur surface relative par rapport à la largeur totale de la bande de roulement sont encore actuellement l'objet d'études expérimentales acharnées, car on sait l'importance, pour la sécurité des véhicules, de ces mouvements de glissement, du dérapage surtout. Elles sont dites antidérapantes et longtemps les bandages qui en étaient munis étaient dits « *antidérapants* », par rapport aux pneus lisses actuellement abandonnés.

Il existait une autre catégorie d'antidérapants : les bandages du type semelle, munis de rivets en acier fixés dans une bande de cuir chromé placée sous la bande de roulement. Ces rivets, dont l'action antidérapante sur le macadam était excellente, sont au contraire nuisibles sur les sols très durs, surtout mouillés : bitume et pavé. On tend à les abandonner ou en tout cas à

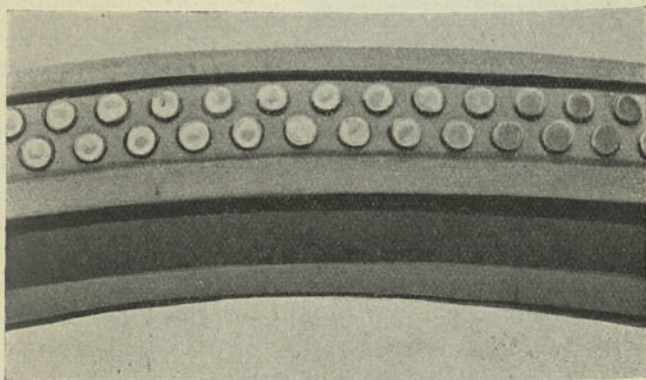


FIG. 145. — Antidérapant mixte (Michelin).

combiner la semelle et la sculpture dans des *antidérapants mixtes*, dans lesquels le centre de la bande de roulement est garni de rivets et les côtés sont garnis de pastilles ou nervures antidérapantes (*fig. 145*).

Choix des pneumatiques. — D'une manière absolue, on doit se conformer, pour le choix des pneumatiques — et leur emploi — aux indications données par le fabricant des bandages. Le constructeur livre toujours une voiture munie de roues convenables, exigeant l'emploi de bandages d'un diamètre bien déterminé.

Les fabricants, pour un diamètre de boudin déterminé, ont soigneusement établi les bandages et communiquent les tableaux faisant connaître les pressions de gonflage correspondant aux poids portés, en même temps qu'ils donnent le poids limite dont ils peuvent être chargés *et qu'il ne faut jamais dépasser*.

Il convient de se conformer strictement à leurs indications. Il

n'est donc pas sans intérêt de connaître le poids d'une voiture et surtout le poids porté par chacun des essieux.

Avec les pneus à basse pression, il est inutile de chercher à modifier la pression intérieure avec l'usure, en admettant que ceci mérite d'être fait avec les pneus à haute pression — et la question est discutable. — Avec les bandages à basse pression, le surprofilage, souvent pratiqué autrefois, et également discutable, est devenu impossible.

Emploi des pneus jumelés. — Il est évident que l'emploi des pneus jumelés expose l'un des bandages à travailler seul, soit que sa pression intérieure soit supérieure à celle de son jumelé, soit qu'il touche seul un obstacle. Dans les virages notamment, et dans les chocs latéraux (trottoirs), le pneu extérieur travaille beaucoup plus.

Il faut donc que chaque bandage soit, à la rigueur, capable de travailler seul sans usure trop anormale.

L'emploi fréquent du « *contrôleur de pression* », permet d'éviter les usures anormales. Nous pensons qu'il est également nécessaire, en cas de jumelage, d'utiliser des *avertisseurs de dégonflement* (*crevaïson*).

Malgré les inconvénients certains du jumelage, nous ne pensons pas qu'il doive être proscrié sur les poids lourds. En effet, il permet d'utiliser à l'arrière des bandages de même dimensions qu'à l'avant, c'est-à-dire de n'avoir qu'un seul type de rechanges.

Par contre, nous ne pensons pas qu'il puisse être défendu sur les voitures de tourisme, dut-on employer à l'avant des pneumatiques un peu plus gros qu'il ne serait strictement nécessaire.

Contrôleur de pression. — C'est un simple manomètre que l'on visse sur la valve : il repousse la tige du clapet et un dispositif permet d'immobiliser l'aiguille pour faciliter la lecture.

Il doit être employé régulièrement, le plus souvent possible, surtout avec les bandages à basse pression. Il ne faut en effet pas croire que l'on puisse apprécier avec une précision suffisante la pression intérieure, d'après l'écrasement. Ceci ne veut pas dire qu'il faille négliger, *avant chaque sortie*, l'inspection rapide des bandages qui suffit à mettre en évidence crevaisons et dégonflements anormaux.

Il est surtout fréquent que l'on roule trop gonflé.

Avertisseur de crevaison. (*fig. 146 et 147*). — En roulant avec un pneu crevé, on le met généralement hors de service en un trajet extrêmement restreint. Il peut donc être utile d'être prévenu immédiatement en cas de crevaison — bien que la direction donne aux conducteurs des avertissements aisément perceptibles aux initiés — même si le pneu n'est pas encore complètement à plat.

L'appareil est placé comme le serait une seconde valve qui serait amovible, la chambre à air

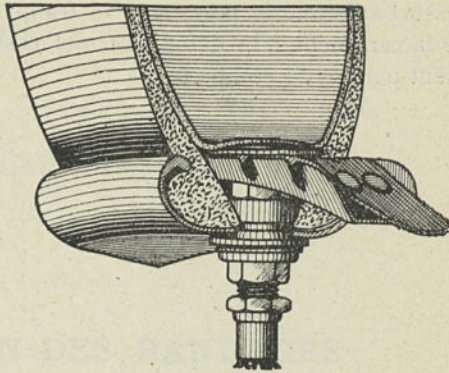


FIG. 146.

Montage de l'avertisseur de dégonflement.

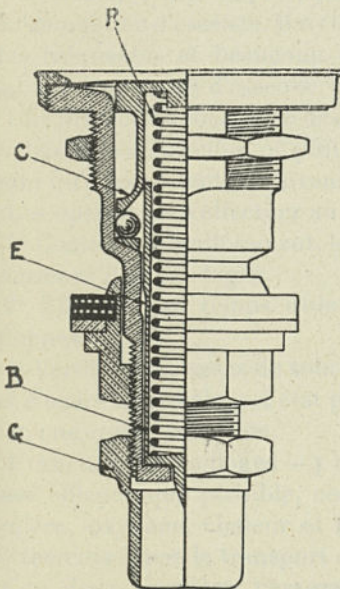


FIG. 147.

Avertisseur de dégonflement.

portant directement sur le diaphragme qui forme le fond de l'appareil. Dans le cas des pneus à talons, la plaquette fixée au pied de l'avertisseur se trouve ainsi à l'intérieur de l'enveloppe : elle maintient les talons grâce au serrage de l'écrou de fixation et constitue un véritable boulon de sécurité.

Pour armer l'appareil, on repousse le percuteur *B*, au moyen de la tige que porte la clé, jusqu'à ce qu'il reste accroché. A ce moment, les billes repoussées par la cloche *C* sur laquelle appuie directement la chambre à air, viennent se loger sous un épaulement circulaire *E* que porte le percuteur et maintiennent celui-ci à la position armé, comprimant le ressort *R* contenu dans ce percuteur.

On place une cartouche dans le porte-cartouche *G*. Dès que la pression n'est plus suffisante pour maintenir les billes calées sous l'épaulement du percuteur, ces billes s'écartent et, le ressort agissant, le percuteur va frapper l'amorce de fulminate de la cartouche : la détonation est assez forte pour être aisément perçue du conducteur.

CHAPITRE XII

ENTRETIEN DES BANDAGES

On ne saurait trop répéter que les bandages ont, dans le budget d'une voiture, une importance voisine de celle que prend la consommation d'essence. Mais les usures anormales sont beaucoup plus fréquentes et beaucoup plus coûteuses que les consommations anormales d'essence.

Une inspection soigneuse des bandages doit permettre d'éviter les dépenses anormales, où plutôt d'en faire disparaître les causes avant qu'elles n'aient pu devenir importantes.

Les opérations à effectuer au garage sont les suivantes,

1° Contrôler régulièrement, le plus souvent possible, la pression intérieure des bandages.

2° Effectuer en temps utile les petites réparations des enveloppes.

3° Vérifier avec assez de soin l'état extérieur des bandages : en cas d'usure anormale, cet état permet d'en pronostiquer l'origine avec une quasi-certitude.

4° Abriter les bandages — y compris les rechanges — de façon aussi efficace que possible, contre les ennemis de la gomme : lumière, oxygène, chaleur et froid, dissolvants du caoutchouc, frottements (dans le transport des rechanges).

Ces deux derniers paragraphes méritent d'être un peu développés, même sans les approfondir : le chauffeur doit savoir ce qu'il risque !

Usures anormales. — Dans son *Manuel pratique du pneu Poids Lourds*, et dans le *Manuel pratique du pneu*, édités en 1923, la maison Michelin donnait des indications très complètes, avec photographies remarquablement caractéristiques, sur les diverses apparences que prenait le bandage usé anormalement et les causes de l'usure.

Nous les énumérerons en renvoyant à cette brochure pour les détails et surtout les photographies.

1° *Vieillessement du caoutchouc* (fig. 148).

On l'évite en faisant rouler souvent les rechanges et en mettant le plus possible les pneus à l'abri du soleil, de la lumière et

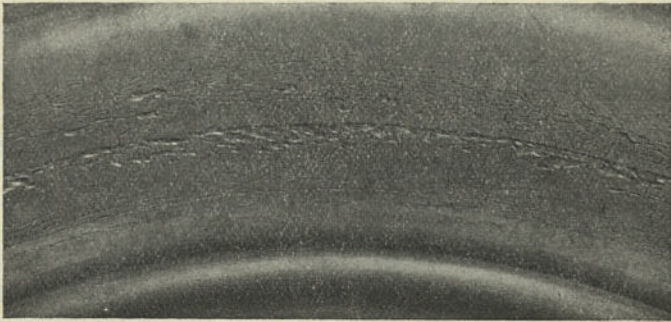


FIG. 148. — Vieillessement du caoutchouc.

même de l'air. C'est pour cela qu'il est recommandé d'envelopper les rechanges de papier, noir de préférence. Il est souhaitable qu'un garage soit dans l'obscurité complète, une fois fermé : les fenêtres doivent avoir des volets opaques.

2° *Usure anormale de toute la bande de roulement des pneus avant.*

Cette usure est due au défaut de parallélisme des roues avant, soit que le tringlage d'accouplement soit faussé, soit plutôt que ses articulations aient du jeu, ou que la direction ait un jeu exagéré (qui produit le dandinement). Plus généralement, le dandinement produit cette usure.

3° *Usure d'un côté de la bande de roulement* (fig. 149).

La fusée de la roue (ou l'essieu) est faussée. Il peut y avoir du

jeu dans les roulements à billes. Dans ce dernier cas, l'usure est généralement en dents de scie *fig. (150)*.

4° *Usure localisée.*

Elle est due à un voile de la roue, déformée généralement par un choc (trottoirs).

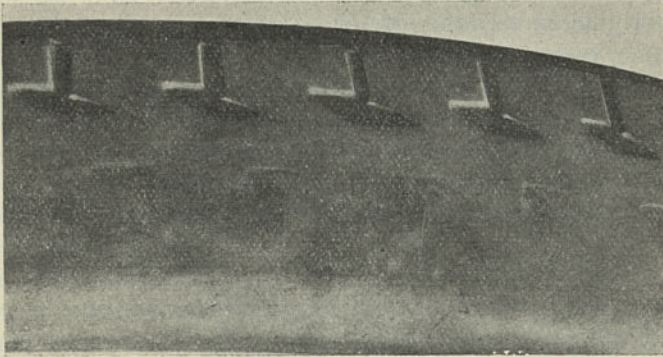


FIG. 149. — Usure d'un côté de la bande de roulement.

5° *Arrachement de la gomme.*

a) Côté voiture.

Ceci est dû au frottement anormal contre un organe de la voiture, en général au moment du braquage.

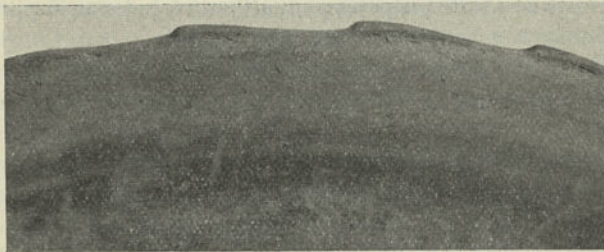


FIG. 150. — Usure en dent de scie.

On peut limiter le braquage par une butée.

b) A l'extérieur.

L'arrachement est alors accidentel et presque toujours produit par le frottement contre un trottoir.

Il résulte par suite d'une faute de conduite.

c) Au milieu de la bande.

C'est alors un coup de frein brutal qui a arraché la gomme et mis à nu les toiles.

6° *Gomme rongée.*

L'aspect de la gomme est alors caractéristique, analogue à celui qu'entraînerait un vieillissement exagéré.

L'origine en est toujours dans l'action d'un dissolvant de la gomme, essence ou huile.

On ne saurait se méfier trop des taches d'huile si fréquentes sur le sol des garages ou des fuites, (huile ou essence) susceptibles d'éclabousser les bandages.

7° *Coupures et déchirures au-dessus des bourrelets.*

Ont pour origine le roulage à plat — ou très insuffisamment gonflé.

8° *Détériorations. — Déchirures et écrasement des bourrelets.*

Peuvent avoir la même cause que précédemment. Mais peuvent aussi avoir pour origine le mauvais état des crochets des jantes, rouillés ou à bords coupants.

9° *Décollement des nappes de tissu. — Tâches noirâtres sur la toile intérieure et rupture de fils.*

Provient de la pression intérieure habituellement trop faible.

10° *Ruptures. — Coupures des nappes de tissu.*

Peuvent provenir de perforations, de chocs contre des pierres ou trottoirs.

Il est possible aussi qu'une coupure de la gomme, en permettant à l'humidité de s'infiltrer peu à peu, ait pourri le tissu, supprimant — localement — toute résistance.

11° *Hernies de poussière.*

Produites par la poussière qui s'infiltré dans des coupures non bouchées.

A ces détériorations nombreuses de l'enveloppe, il faut ajouter les diverses détériorations possibles des chambres et des jantes.

Chambres. — 1° *Perforations au montage par coup de levier, ou par pincement.*

2° *Hernies.*

Mise au rond trop énergique. On doit toujours gonfler doucement et surveiller la chambre, en s'arrêtant dès qu'une hernie apparaît, et en dégonflant alors légèrement.

3° *Boursoufflures.*

Proviennent d'un contact avec de l'huile, accidentel en général, mais parfois aussi systématique par projection de légères gouttelettes lorsqu'on utilise un gonfleurs mécanique trop graissé.

On doit toujours s'assurer que les gonfleurs ne projettent pas d'huile, en interposant, avant gonflage, une feuille de papier blanc sur le jet d'air débité : la moindre trace huileuse apparaît.

4° *Détériorations par jantes rouillées (fond de jante).*

Résulte d'un mauvais entretien de la jante. On peut coller sur la jante un protecteur en caoutchouc.

5° *Détériorations des chambres de rechange.*

a) Usure par frottement dans une boîte ou un coffre, contact avec des outils, avec des matières grasses, etc....

On doit strictement observer les consignes relatives à la conservation des rechanges.

b) Vieillessement.

Résulte toujours d'une longue exposition à la lumière. On ne saurait trop accorder d'importance à la conservation des rechanges : à l'abri de la lumière surtout — du soleil à plus forte raison — et même de l'air, et à une température moyenne.

Jantes. — Les jantes ne doivent être ni rouillées, ni déformées. Dans les types straight-side à dispositifs de fixation, ces dispositifs doivent être entretenus (légèrement vaselinés).

Conclusion. — Les causes de détérioration et d'usure anormales sont nombreuses. Le chauffeur ne doit pourtant pas s'en effrayer : elles sont rares, et d'autant plus que la voiture est mieux conduite et que le chauffeur sait mieux son métier. Elles ont peu d'importance si un œil exercé — et surtout intéressé — les constate en temps utile.

Elles sont mêmes si rares que, malgré l'intérêt incontestable que présente cette documentation pour le chauffeur, la maison Michelin, dans son plus récent manuel d'entretien. (*Pour que vos pneus durent longtemps*), édité en 1926, a cru devoir réduire considérablement la présentation qui en était jadis faite dans les brochures citées plus haut, pour éviter d'inquiéter la clientèle par une sorte de « Musée des horreurs ». Il n'est pas toujours bon pour le moral du malade de connaître parfaitement la médecine...

Quand même, nous pensons que le chauffeur, même le moins

compétent, doit connaître à fond la question des bandages, tant les économies à réaliser sont importantes.

USURE NORMALE DES BANDAGES

Evidemment les bandages s'usent. Mais les lois de leur usure normale sont connues et utiles à connaître... mieux, pour le chauffeur moyen du moins.

L'usure des bandages est d'autant plus rapide que la *vitesse du véhicule est plus grande, et que le poids porté est plus considérable.*

Il est difficile d'énoncer des résultats très précis : on peut admettre que l'usure est proportionnelle au carré de la vitesse, au cube du poids suspendu et à la quatrième puissance du poids non suspendu.

Il est évident, que l'influence du conducteur est prépondérante dans l'usure dite normale : la même vitesse moyenne peut être obtenue avec des vitesses maxima très différentes, suivant l'habileté du chauffeur, et les coups de frein qu'il donne : le meilleur, au point de vue économie et même peut être de manière absolue — est celui qui freine le moins.

Il est bon, notamment, de ne pas prendre les virages trop vite, d'éviter les freinages trop secs, les démarrages trop rapides.

L'influence du sol est également considérable... mais il appartient seulement à nos ingénieurs des ponts et chaussées d'y penser.

Rôle du différentiel. — Lorsque les roues quittent le sol, elles emballent et, en revenant au sol, sont énergiquement freinées. Il en peut donc résulter une usure anormale que permet ainsi le différentiel... mais l'expérience montre que, même sur les voitures rapides, l'usure des bandages est bien plus rapide sans différentiel.

Précautions à prendre contre certaines causes d'usure normale. — Il faut vérifier la pression intérieure des bandages et ne jamais surcharger la voiture.

Les coupures de la gomme doivent être, le plus tôt possible, constatées... et obturées, les silex enlevés, les hernies vidées et obturées.

On évitera autant que possible d'arrêter la voiture au soleil — on fera l'obscurité dans le garage quand ceci est possible et l'on y évitera les taches d'huile.

Les bandages de rechange seront fréquemment utilisés : le travail élastique de la gomme est favorable à sa conservation.

Soins à donner aux pneus. — Les soins à donner aux bandages résultent de tout ce qui a été dit plus haut.

On peut les résumer en quelques formules simples et faciles à retenir (1).

- 1° Ne pas surcharger les pneus.
- 2° Les maintenir à la pression correcte.
- 3° Exécuter soigneusement montages et démontages.
- 4° *Sur leur usure* (pour éviter les usures anormales).
- 5° Exécuter en temps utile les menues réparations.
- 6° Ne jamais rouler à plat.
- 7° Nettoyer les jantes et vérifier leur forme (crochets).
- 8° Conduire sagement.
- 9° Conserver avec soin les rechanges.

On ne répètera jamais trop ces quelques principes, élémentaires pourtant, mais constamment négligés.

LES RECHANGES

Le caoutchouc vieillit d'autant plus vite qu'il est exposé à une lumière plus vive, à l'air, à des températures différentes de la moyenne (10 à 15°), et qu'il travaille moins.

Quelles que soient d'ailleurs les précautions prises, on ne peut éviter ce vieillissement, au point que les fabricants interdisent de manière absolue à leurs agents de conserver leurs invendus pendant un temps supérieur à une limite relativement faible (6 mois par exemple). Il est vrai que les bandages livrés ne sont jamais frais, mais sont fabriqués depuis plusieurs mois.

Il en résulte que l'on doit, *de façon absolue*, éviter le stockage des bandages. Au point de vue militaire, non seulement les approvisionnements doivent être interdits dans les unités et même les parcs, mais encore il y a une grosse difficulté dans le stockage

(1) Voir brochure Michelin : *Pour que vos pneus durent longtemps*.

des matériels automobiles, tracteurs ou autres : leurs bandages sont ruinés après une période assez faible.

Des pneumatiques qui ne roulent pas doivent rester gonflés. Mieux vaut, si l'inutilisation doit être longue, les démonter et les conserver comme les pneus neufs, enveloppes roulées dans un papier opaque, et chambres bien pliées (voir notices) dans des boîtes en carton.

Les chambres ne doivent pas être transportées dans ces boîtes, mais dans des sacs spéciaux, et en évitant tout contact susceptible de les endommager, notamment celui des outils, chiffons gras, etc...

Les bandages montés sur roue de rechange s'usent autant à ne pas rouler qu'à rouler : il faut donc fréquemment changer cette roue.

Répétons qu'il y a toujours intérêt à éviter sur les bandages l'action de la lumière : on mettra donc les rechanges non transportés dans un placard, une armoire, un coin obscur, et même on tentera de faire l'obscurité dans le garage.

RÉPARATIONS

A. Par le chauffeur.

Chambre à air. — Les perforations et coupures de la gomme ayant moins de un centimètre seront fermées avec la pâte bouche-trou.

On passe au papier de verre la surface à réparer, puis on la nettoie avec un chiffon imbibé d'essence. On laisse alors sécher,

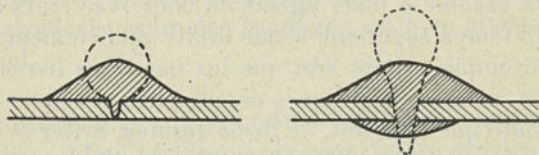


FIG. 151. — Schéma de l'emploi de la pâte bouche-trou.

puis on enduit d'une légère couche de dissolution et, après séchage, d'une seconde couche.

Avec des doigts *très propres* on pétrit une boule de pâte de la

grosseur d'une noisette, l'amollissant avec un peu d'essence si elle est trop sèche : on l'applique alors sur le trou en une couche plus épaisse au centre que sur le bord (*fig. 151*). Talquer avant montage.

S'il s'agit d'une coupure, on fait pénétrer dans la fente une partie de la pâte.

Il est bon de rouler le plus tôt possible après réparation.

Enveloppe. — Nous admettrons que le chauffeur prudent a nettoyé soigneusement ses bandages des traces d'huile et de la boue, en évitant le lavage à grande eau : il suffit de frotter avec une éponge humide.

Une inspection minutieuse décelera les coupures de la gomme : on en extraira les graviers et poussières qui, s'insinuant peu à peu, finissent par endommager les nappes de tissu et former des hernies. On utilisera à cet effet un petit outil métallique non aigu, tournevis par exemple.

Si la coupure paraît atteindre le tissu, on la nettoiera à l'essence puis on y mettra un peu de dissolution. Après séchage, on y introduira une boule de *mastic* spécial, préalablement pétrié. On comprime ensuite, avec les doigts, les bords de la coupure, pour faciliter la prise : on attendra cinq ou six heures avant de rouler.

Emplâtres. — Les emplâtres, fabriqués en plusieurs dimensions, sont des feuilles de tissu caoutchouté que l'on place à l'intérieur des enveloppes, bien à plat, pour éviter le pincement de la chambre entre les bords d'une cassure ou déchirure de l'enveloppe, soit pour arriver à l'étape en attendant la réparation de cette enveloppe, soit pour user complètement une enveloppe ne méritant pas la réparation.

La chambre, mise au rond, doit être placée avec soin pour ne pas déplacer l'emplâtre avant le gonflage qui le maintiendra.

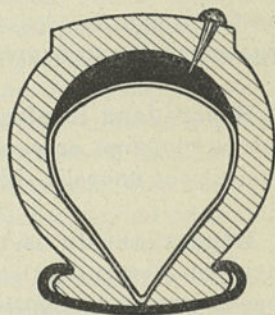


FIG. 152.

Schéma du montage de pare-clous.

Pare-clous. (*fig. 152*). — Le pare-clous est un anneau de caoutchouc très souple qui empêche les clous d'atteindre la chambre.

Il se place entre la chambre et l'enveloppe, même dans des pneus neufs.

Inutile dans les pneus mixtes (1), il est, à notre avis, surtout précieux pour user complètement des pneus dont la gomme est usée, et qui ne valent pas le rechapage, presque toujours discutable.

B. Par le spécialiste ou le fabricant.

Chambre à air. — Les grosses détériorations, éclatements par exemple, exigent la pose de larges pièces, manchons, bandes longitudinales, opération longue et délicate qu'il est bon de confier à un *spécialiste* ou au fabricant, car la vulcanisation est alors nécessaire.

Enveloppe. — **Rechapage.** — Il peut être avantageux de faire rechaper une enveloppe lorsque la bande de roulement s'est usée de manière anormale, par exemple parce que l'on a roulé avec des roues non parallèles, une fusée faussée, etc... ou que l'on a roulé avec une voiture peu chargée sur des routes rafeuses.

On doit alors faire rechaper quand, la bande de roulement étant usée, la gomme grise est apparue sans que pourtant l'on aperçoive encore la toile.

Après durée normale d'un bandage, même si la toile intérieure (visible) est en bon état, il ne faut pas faire rechaper.

Le chauffeur doit savoir que le rechapage n'est une opération profitable que dans des cas assez exceptionnels. On ne doit utiliser une enveloppe rechappée qu'après 2 ou 3 mois.

Réparations locales. — En cas d'arrachement partiel ou larges coupures, on peut remettre de la gomme : il faut naturellement une nouvelle vulcanisation.

Réparations du tissu. — Tout à fait exceptionnelles, elles ne peuvent être entreprises que si la détérioration ne dépasse pas une quinzaine de centimètres et n'est pas la conséquence d'un gonflage insuffisant, d'une surcharge, ou d'un roulage à plat.

(1) Notice Michelin.

CHAPITRE XIII

LA SUSPENSION

Le rôle essentiel de la suspension, sur les voitures modernes, est de leur assurer le plus grand confort possible.

En dehors de ce rôle principal, les organes de suspension sont nécessaires pour une autre raison importante, qui, à elle seule, suffirait à les rendre indispensables : on sait quelle est l'influence fâcheuse des chocs répétés, et des vibrations qu'ils déterminent, sur la résistance des divers organes de la voiture et même de leur assemblage. En particulier, les longerons du cadre peuvent perdre une partie de leur résistance, en raison des modifications que subit l'état moléculaire de l'acier. Les vilebrequins, les arbres de transmission, les tringlages de direction, voient également leur résistance diminuer. L'importance du jeu augmente ; les carrosseries deviennent bruyantes. Par conséquent, *le rôle secondaire de la suspension est de soustraire les divers organes de la voiture aux actions de la route, aux chocs et vibrations qui en résultent, dans la mesure du moins où la chose est possible.*

La meilleure preuve de l'importance de ce rôle, bien que nous l'appelions secondaire, est que les véhicules servant au remorquage, les tracteurs, sont suspendus.

Par ailleurs, il ne faut pas perdre de vue que les divers organes de la voiture, simplement parce qu'ils existent, sont appelés à jouer des rôles accessoires. Par exemple, il est incontestable que la tenue à la route d'un véhicule dépend largement de sa suspension, aussi bien par la nature des bandages qui garnissent

les roues et déterminent *l'adhérence du véhicule*, que par le fonctionnement des ressorts qui influe non seulement sur cette adhérence, mais sur *la stabilité du véhicule et sur la direction*.

Les ressorts de suspension peuvent en outre être appelés à servir d'organes de poussée et d'organes de réaction.

Organes de suspension. — La suspension d'une voiture dépend de plusieurs organes, dont l'élasticité intervient, plus ou moins.

1° Les bandages.

2° Les ressorts de suspension (ou dispositifs les remplaçant).

3° Les coussins.

Ajoutons que, actuellement, les ressorts de suspension ne peuvent être considérés en dehors des amortisseurs, qui modifient largement le fonctionnement de ces ressorts.

Il est évident que les coussins ne jouent un rôle dans la suspension que si l'on considère la question du confort. Ils n'interviennent pas dans la protection des organes de la voiture, et très peu dans les fonctions accessoires : stabilité, adhérence, assez peu pour qu'on puisse les négliger alors complètement.

Nous avons étudié précédemment les bandages. Nous précisons leur rôle un peu plus loin, dans *l'étude théorique de la suspension*.

LES RESSORTS

On entend généralement par organes de suspension proprement dits des ressorts élastiques interposés entre essieux et châssis. On conçoit aisément le rôle du dispositif déformable interposé : un choc exercé par la route, par exemple par passage sur un fort caillou, déforme le ressort qui, à son tour exerce une action sur le châssis. Mais cette action est progressive, de sorte que l'on substitue ainsi à un choc brutal une action plus douce. Nous examinerons plus loin le mécanisme de fonctionnement de la suspension, dans une étude théorique un peu détaillée des mouvements produits, mais ceci suffit à faire concevoir l'utilité des organes de suspension.

Il semble que tout organe élastique devrait pouvoir être utilisé. Seuls, pourtant, les ressorts « à lames » sont employés, à de rares exceptions près, qui utilisent des ressorts à boudins ou des dispositifs pneumatiques.

Remarquons en passant que si les pneus sont des organes de suspension, l'emploi d'organes pneumatiques interposés entre essieux et châssis reste exceptionnel. Nous étudierons donc surtout les ressorts à lames.

Ressorts à lames. — La principale raison qui fait employer les ressorts à lames, de préférence aux ressorts à boudin, est que le frottement des lames les unes sur les autres entraîne un amortissement du mouvement d'oscillation que prend le ressort après déformation. Et nous verrons que ces oscillations sont toujours nuisibles au fonctionnement de la suspension.

Un ressort à lames est composé de lames d'acier superposées, dont les dimensions et le nombre dépendent de la flexibilité et de l'amortissement que l'on veut réaliser. Ces lames ont, avant montage, des courbures généralement différentes, croissantes en



FIG. 153.

raison inverse de leurs longueurs : ce dispositif a pour but d'augmenter les efforts de frottement des lames les unes sur les autres, facilitant ainsi l'amortissement des oscillations.

Les éléments qui définissent un ressort sont :

- 1° La dimension et le nombre des lames.
- 2° Sa longueur.
- 3° Sa flexibilité.

La longueur du ressort est celle de la lame maîtresse, mesurée d'œil à œil. On appelle œil la partie du ressort qui est fixée au châssis par l'intermédiaire d'un axe autour duquel elle peut tourillonner. Cet œil est généralement obtenu en roulant convenablement la lame maîtresse, et, pour améliorer le frottement, en la baguant d'une bague en bronze. L'œil peut être roulé en dessus, c'est le cas le plus fréquent, roulé en dessous ou épaulé (fig. 153).

Exceptionnellement la lame maîtresse peut être terminée par des patins permettant son montage sur des glissières (*fig. 154*) (tracteurs).

Les lames autres que la lame maîtresse sont terminées en

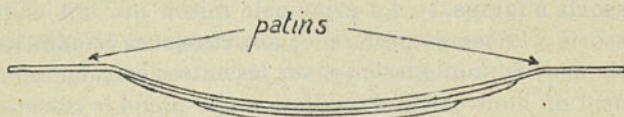


FIG. 154.

carré, en rond ou en pointe. Elles sont toujours de longueur décroissante, et généralement de courbure croissante à partir de la lame maîtresse. Parfois, pourtant, la première lame a une longueur très voisine de celle de la lame maîtresse, afin de mieux l'épauler.

Réunion des lames. — Les lames sont assemblées entre elles, toujours par un boulon central, qui sert en même temps à fixer le ressort sur son patin, et qui est parfois à section ovale lorsque

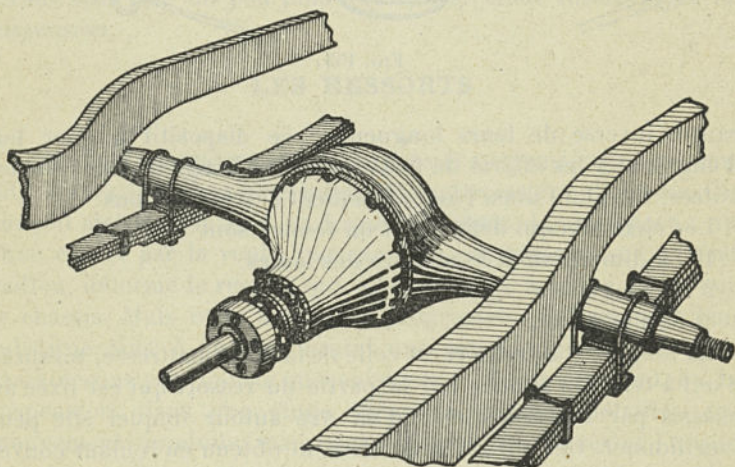


FIG. 155.

Schéma montrant un montage de ressorts sur le pont arrière, et une réunion des lames par étriers.

le ressort assure la poussée. L'étrier qui fixe le ressort sur le patin sert aussi de dispositif d'assemblage des lames (*fig. 155*).

Ceci ne suffirait pas à empêcher les lames de glisser les unes par rapport aux autres, de manière à former une sorte d'éventail, inadmissible puisque la lame maîtresse travaillerait à peu près seule. Pour empêcher les lames de pivoter autour du boulon central, on emploie divers dispositifs :

a) Des étriers (fig. 156 a).

b) Des étoquiaux, petits rivets à tête prismatique qui pénètrent dans des logements ménagés pour eux, dans la lame qui suit celle qui est munie de l'étoquiau (fig. 156 b).

c) Des nervures longitudinales. Ce dispositif, employé pour les ressorts des wagons de chemins de fer, n'est guère utilisé en automobile, sinon pour quelques véhicules lourds. Les nervures s'embotent alors les unes dans les autres.

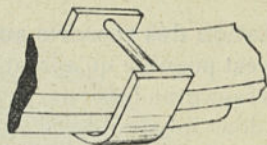


FIG. 156 (a).

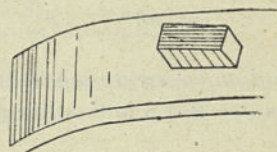
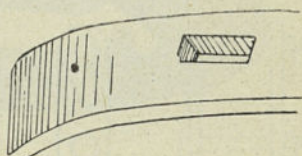


FIG. 156 (b).

Flexibilité. — On appelle *flexibilité* d'un ressort, la variation de flèche qu'il subit pour une charge de cent kilogrammes, cette variation étant mesurée en millimètres.

On admet généralement que la flexibilité d'un ressort est constante. En réalité, ceci est une approximation assez grossière : la flexibilité varie avec la charge. Elle varie naturellement avec la nature, les dimensions, le nombre des lames. Mais, si l'on emploie le ressort pour des charges inférieures à une charge limite, il est commode d'admettre que sa flexibilité est constante jusqu'à cette limite, c'est-à-dire de confondre la courbe qui la représente avec sa corde. La flexibilité des ressorts employés en construction automobile varie entre 25 et 40 (25 à 40 millimètres par 100 kilogs de surcharge).

On appelle *flèche sur table* du ressort la flèche du ressort à l'état libre.

On appelle *flexion* du ressort la variation de flèche du ressort lorsqu'il est soumis à une charge.

On appelle *flèche de charge* la flexion que subit le ressort en charge, c'est-à-dire la différence entre la flèche sur la table et la flèche en charge normale.

Fixation des ressorts au châssis. — La déformation du ressort n'est possible qu'autant que sa longueur peut changer, du moins sans grandes chances de rupture et sans efforts anormaux. Il est donc impossible de fixer un ressort au châssis en immobilisant ses deux extrémités. Il faut, en effet, d'abord que l'orientation du ressort, par rapport au châssis, puisse changer, ce qui est réalisé par le tourillonnement de l'œil sur son axe.

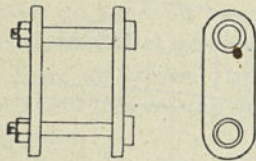


FIG. 157.

Il faut ensuite qu'une extrémité au moins puisse se déplacer par rapport au châssis, ce qui est réalisé par l'intermédiaire de *jumelles*, ou exceptionnellement de glissières.

Une jumelle est un système de deux axes (*fig. 157*), dont l'un peut tourillonner sur un logement qui lui est ménagé sur le châssis, et l'autre sert à la fixation de l'œil qui peut tourillonner sur lui.

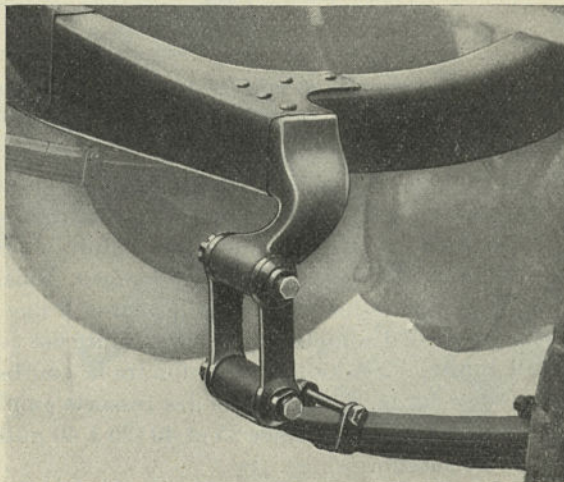


FIG. 158 (Citroën B 12).

Montage d'un ressort arrière sur main arrière par l'intermédiaire d'une jumelle. On remarquera l'étrier de réunion des James.

Pour disposer plus facilement les axes de fixation des ressorts sur le châssis, que cette fixation se fasse directement ou par l'intermédiaire de jumelles, le châssis est muni d'organes spéciaux appelés *mains de ressort* , dont la forme et la position sont variables avec la suspension réalisée, et avec le rôle que les ressorts peuvent jouer au point de vue poussée ou réaction (*fig. 158 et 159*).

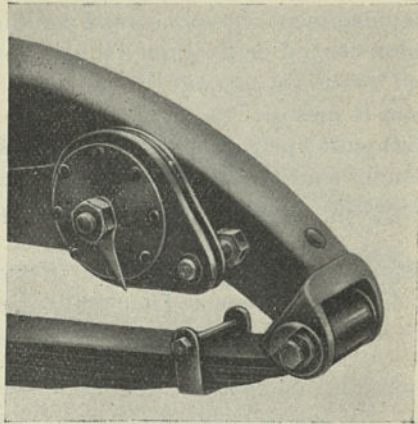


FIG. 159.

Ces mains sont le plus souvent rivées aux longerons du cadre, et présentent les formes les plus diverses. Seules les mains avant des ressorts avant sont souvent un simple prolongement du longeron.

Fixation des ressorts sur l'essieu. — Le ressort est fixé sur un *patin* par l'intermédiaire d'étriers. Fréquemment, on in-

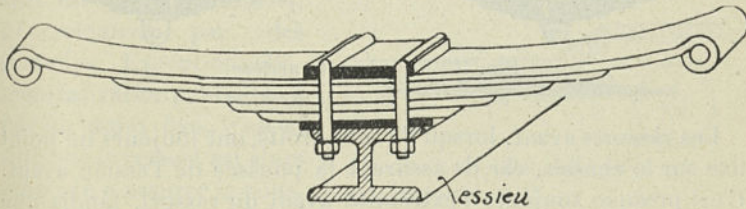


FIG. 160. — Montage d'un ressort sur bride d'essieu.

terpose une mince plaquette de fibre entre ressort et patin, et parfois, une petite plaquette munie d'encoches maintient constant l'écartement des deux brides (*fig. 160*).

Remarquons que l'on doit apporter le plus grand soin, au montage, à ce que d'abord le serrage sur le patin soit réel, c'est-à-dire, que les brides ne touchent pas le patin, et qu'il y ait bien

serrage. Ceci exige que les boulons de serrage ne soient pas à fond de course.

Incidemment signalons aussi combien il est nécessaire que le boulon central de fixation, s'il existe, pénètre bien dans le logement qui lui est ménagé dans le patin, et ne forme pas butée soulevant le ressort.

Les patins peuvent être fixés sur l'essieu, ou bien peuvent tourner sur lui. Les patins de ressorts arrière ne sont fixes que si le ressort assure la réaction au couple de cabrage.

Montage des ressorts. — a) *Ressorts droits.* — Un ressort est dit droit lorsque sa lame maîtresse est la plus haute, c'est-à-dire lorsque la convexité en est tournée vers le bas (fig. 161, 162).

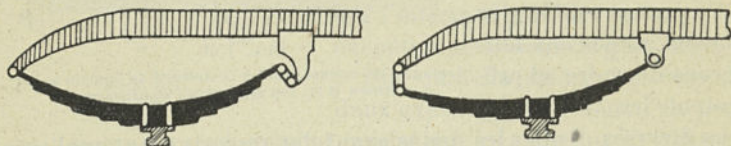


FIG. 161. — Ressorts avant.

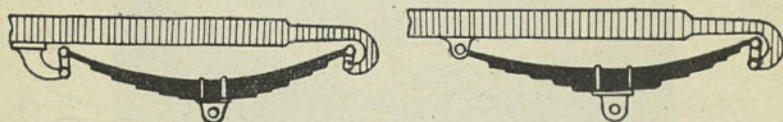


FIG. 162. — Ressorts arrière.

Les ressorts avant, lorsqu'ils sont droits, ont toujours un point fixe sur le châssis, car ils assurent la poussée de l'essieu avant. C'est presque toujours l'extrémité avant du ressort, tandis que l'extrémité arrière est fixée par une jumelle.

Les ressorts arrière, s'ils ont un point fixe, c'est-à-dire s'ils ne sont pas montés avec jumelles à chacune de leurs extrémités, assurent la poussée et non pas seulement la suspension.

b) *Ressorts en cantilever.* — Un ressort est dit monté en cantilever lorsque sa lame maîtresse est la plus basse, c'est-à-dire lorsque sa convexité est tournée vers le haut (fig. 163).

Un ressort monté en cantilever est toujours fixé à l'une de ses

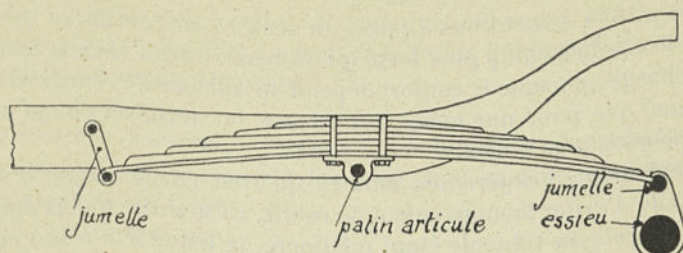


FIG. 163. — Cantilever arrière.

extrémités sur l'essieu : cette fixation se fait par un patin oscillant, voire même par un système formant jumelle (fig. 164, 165, 166).

Le milieu du ressort est fixé au châssis par une main de forme spéciale, oscillante. Si elle était fixe, cela reviendrait à limiter la partie utile du ressort à la portion comprise entre la main et l'essieu.

L'autre extrémité du ressort est fixée au châssis, généralement par des jumelles. Exceptionnellement la fixation peut se faire par un point fixe, c'est-à-dire que le ressort est alors employé à assurer la poussée.

Les ressorts en cantilever permettent de réduire la longueur du cadre, pour un empattement donné. Cet allègement sera toujours utile, particulièrement pour les modèles légers et économiques.

Ils permettent également de réduire le poids non suspendu, ce

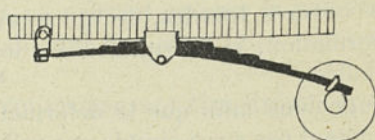


FIG. 164.

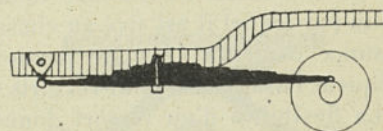


FIG. 165.

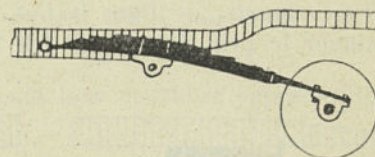


FIG. 166.

qui, nous le verrons, est toujours favorable au bon fonctionnement de la suspension.

De plus, à dimensions égales, un ressort en cantilever prend une flèche beaucoup plus forte qu'un ressort droit sous la même surcharge : puisque le confort dépend de la flèche de charge, il est normal que pour une même robustesse, le cantilever donne une suspension plus douce.

Seulement, l'expérience montre qu'avec ce montage, il est difficile d'éviter le mouvement de roulis, c'est-à-dire que la stabilité latérale du véhicule étant médiocre, la tenue à la route peut se trouver largement diminuée. C'est dans le but d'améliorer cette stabilité latérale que certains constructeurs ont disposé les cantilevers obliquement par rapport au châssis.

De plus, le porte à faux des longerons, à l'arrière, lorsqu'ils sont prolongés au delà de leur point d'appui sur les ressorts, entraîne souvent des déformations du cadre lui-même ou de la carrosserie. Remarquons que c'est précisément le cas des voitures où l'on veut un grand emplacement de carrosserie, c'est-à-dire des voitures lourdes, ce qui augmente encore les chances de déformation, si la rigidité des longerons n'est pas largement calculée.

Signalons enfin que la déformation d'un cantilever n'est évidemment pas aussi simple que celle d'un ressort monté droit. On en modifie la flexibilité lorsqu'on modifie la longueur entre essieu et châssis c'est-à-dire lorsqu'on modifie la position du patin par lequel il est fixé au châssis. C'est d'ailleurs la prépondérance évidente de cette portion du ressort qui a rendu si fréquent l'usage des demi-ressorts en cantilever.

La flexibilité d'un ressort donné, en cantilever, est d'autant plus grande, que cette portion utile est plus longue.

Demi-ressorts. — Dans le but d'alléger les voitures, et de diminuer le prix de revient des ressorts, on a fréquemment

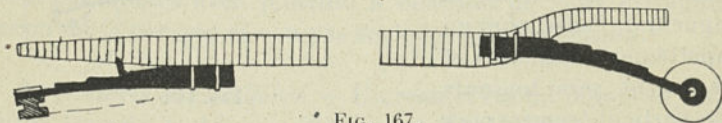


FIG. 167.

employé sur les véhicules économiques et légers, des demi-ressorts montés en cantilever (*fig. 167*).

Ce dispositif, en particulier, fut à peu près uniquement employé sur les cyclecars, véhicules dont la légèreté était excessive (moins de 350 kilogrammes à vide). Il reste actuellement usité, mais nettement en répression. La maison Citroën, qui l'employa sur le type B 2, y a renoncé ensuite.

Ressorts transversaux. — Un certain nombre de constructeurs ne disposent pas les ressorts dans des plans sensiblement parallèles au plan de symétrie de la voiture, mais dans le plan vertical de l'essieu.

Ces ressorts sont alors fixés à leur partie centrale sur le cadre par l'intermédiaire d'un patin.

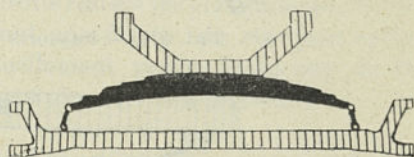


FIG. 168. — Suspension Ford.

Les extrémités en sont fixées sur l'essieu par des jumelles (fig. 168). Naturellement, les ressorts transversaux ne peuvent assurer la poussée, pas même celle de l'essieu avant qui doit alors être réuni au cadre par des organes spéciaux.

Exceptionnellement, les extrémités peuvent être fixées sur le cadre et le milieu sur l'essieu.

Il arrive que ces ressorts soient employés par deux dans le

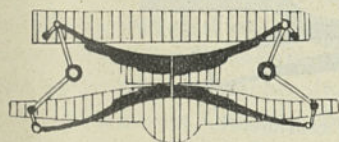


FIG. 169. — Suspension Marshall.

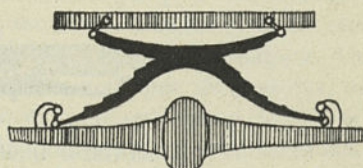


FIG. 170. — Suspension Alda.

même plan, les deux ressorts ayant leur courbure opposée (fig. 169, 170).

Montages divers. — Il arrive parfois que les ressorts ne soient pas employés seuls, mais par groupe de deux. Des considérations de flexibilité, d'amortissement, de tenue à la route,

peuvent conduire à l'emploi de combinaisons dont les plus répandues sont :

- 1° Les ressorts elliptiques (*fig. 171*).
- 2° Les ressorts en croise, où semi-elliptiques (*fig. 172*).

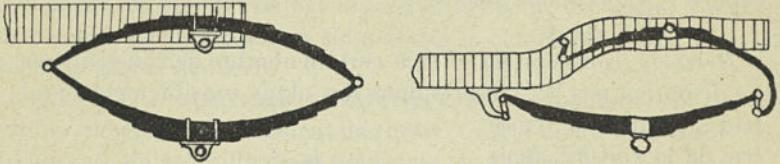


FIG. 171. — Ressorts elliptiques.

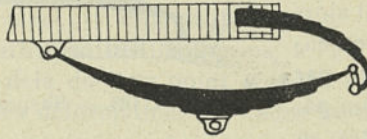


FIG. 172. — Ressorts semi-elliptiques.

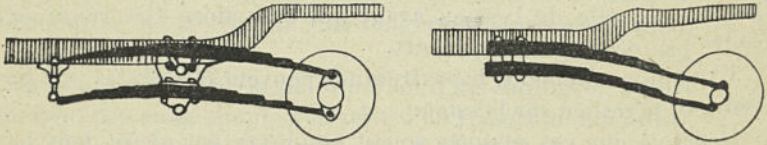


FIG. 173. — Double cantilevers.

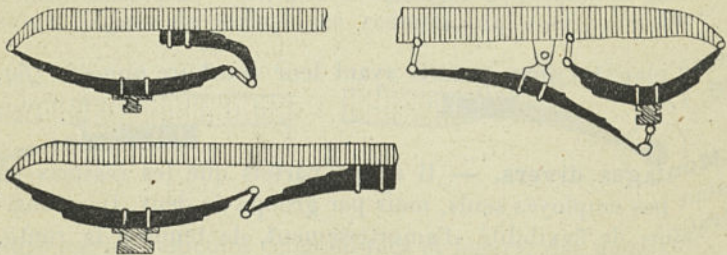


FIG. 174. — Montages divers.

3° Les doubles cantilevers, l'un des deux cantilevers ou même les deux pouvant se réduire à un demi-ressort (*fig.* 173 et 174).

Conclusion. — L'extrême diversité des montages encore aujourd'hui adoptés montre bien à quel point le problème de la suspension est loin d'être parfaitement résolu.

En matière automobile, lorsqu'une solution s'impose, elle est vite adoptée ou imitée par tous les constructeurs. Nous n'en sommes pas encore là pour les ressorts.

Actuellement, les ressorts droits restent les plus communément employés. Le cantilever connut une faveur très marquée après la guerre, mais semble actuellement perdre beaucoup de la sympathie que lui témoignèrent alors les constructeurs.

Entretien des ressorts. — Les articulations des ressorts doivent être lubrifiées d'après les indications données par les constructeurs des véhicules. Le graissage de l'œil est toujours nécessaire.

Le graissage des ressorts eux-mêmes n'est pas universellement admis : il y a lieu de s'en tenir aux indications des constructeurs. Un graissage excessif diminue le coefficient de frottement des lames, transformant donc la suspension.

La lubrification peut, dans une large mesure, éviter l'oxydation des lames, qui augmente ce coefficient de frottement et durcit la suspension. Actuellement on tend à ne plus graisser les ressorts que très rarement, alors qu'il était admis jusqu'à ces dernières années qu'ils devaient être fréquemment démontés pour être graissés au moyen d'un mélange de suif et de plombagine. On trouve même dans le commerce des enveloppes de ressorts, en tissu parfaitement étanche, destinées à éviter l'action de l'humidité sur les lames. Certains constructeurs, dont les voitures sont très soignées au point de vue suspension, ont livré des véhicules avec des ressorts munis de telles enveloppes, dont la fixation ne permettait guère le démontage. (Ex. : Napier 1922).

Accidents provenant des ressorts. — La rupture des ressorts, et particulièrement des lames maîtresses, est un accident malheureusement possible, et dont les conséquences peuvent être très graves, par suite du mouvement que prennent les essieux brusquement privés de leur liaison avec le châssis.

Pour les ressorts avant, la gravité dépend des points de rupture. Il se peut que l'essieu, cessant d'être poussé, recule par rapport au châssis, déterminant un braquage du côté où la rupture s'est produite, braquage d'autant plus rapide que la direction est plus irréversible. Il est bon de disposer une butée venue avec la main arrière, placée de manière à ne pas gêner le jeu de la jumelle, mais suffisante pour interdire un recul anormal de l'essieu (*fig. 175*).

La rupture des ressorts arrière peut également amener des accidents graves.

Avec les cantilevers, une rupture de la lame maîtresse près de la jumelle avant, entraîne un soulèvement du pont par rapport

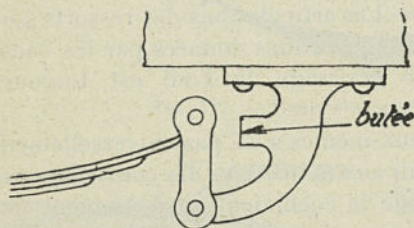


FIG. 175.
Butée de ressort avant.

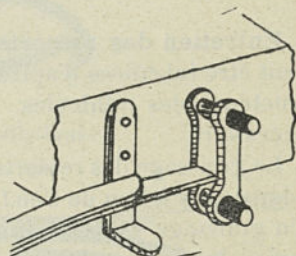


FIG. 176.
Butée du cantilever arrière.

au châssis. Le mouvement de bascule peut être assez accentué pour que le pont vienne heurter la carrosserie. Ceci peut être évité en disposant une équerre d'acier sur le longeron (*fig. 176*) (Rochet-Schneider anciennes).

Dans le cas où les ressorts servent à la poussée, un accident très grave peut se produire. Tant que le pont arrière pousse la voiture, il ne se passe rien, le ressort brisé trouvant toujours un point d'appui. Mais au premier coup de frein, l'arbre longitudinal peut se déboîter et tomber à terre, déterminant soit un arrêt brusque, soit une terrible embardée qui entraîne à peu près inévitablement un accident grave. On peut parer à cela en disposant une très légère traverse au-dessous de l'arbre.

Si la transmission est à double joint de cardan, c'est le joint arrière, seul coulissant qui se déboîte et l'accident est sans gravité, mais l'arbre traîne à terre et le conducteur est privé du frein sur mécanisme.

Si les divers dispositifs cités peuvent parer dans une certaine mesure aux accidents, il faut dire que l'idéal serait d'avoir des suspensions assez bien étudiées pour que la rupture ne se produise pas ou du moins soit exceptionnelle.

Les amortisseurs qui agissent dans les deux sens et dès la première déformation évitent ces ruptures. C'est pour cette raison que presque toutes les voitures de course et de sport ont de tels amortisseurs. On a longtemps préconisé, également, le ficelage des ressorts : le ressort était enveloppé d'une ficelle bien serrée qui interdisait à la lame maîtresse de travailler seule et obligeait toutes les lames à fléchir simultanément. Ce ficelage doit être complété en superposant à la ficelle un enroulement de chat-terton évitant l'humidité qui rouillerait vite les lames. Ce dispositif peut être avantageusement employé pour éviter les ruptures systématiques de certaines suspensions, ou pour permettre de rentrer un véhicule dont un ressort a une lame cassée, si cette lame n'est pas la lame maîtresse. Actuellement, il n'a plus sa raison d'être : les ressorts sont assez bien calculés et montés, leurs aciers assez résistants, pour que les ruptures soient exceptionnelles.

Une panne possible, très rare il est vrai, est la rupture ou le desserrage d'un étrier. Ceci peut suffire, en rendant une direction flottante, à provoquer des accidents graves. Il faut donc vérifier les étriers des ressorts avant lorsqu'une direction accuse un jeu anormal, en même temps, naturellement, qu'on doit aussi vérifier les brides de fixation sur l'essieu.

CHAPITRE XIV

AMORTISSEMENT ET AMORTISSEURS

Utilité des amortisseurs. — Nous verrons plus loin, dans une étude technique de la suspension, ce qu'il faut attendre des amortisseurs. Quoique l'on en puisse penser, il faut reconnaître que dans l'état actuel des routes, et avec la technique adoptée, les amortisseurs sont devenus nécessaires. Ceci est tellement vrai que nombreux sont les constructeurs qui livrent leurs voitures munies d'amortisseurs, même sans demande préalable du client.

Un ressort, après avoir été déformé, ne revient à sa position d'équilibre qu'après un certain nombre d'oscillations. Or ces oscillations sont certainement nuisibles.

En effet, au seul point de vue du confort, il est évident que l'idéal est de rester dans la position d'équilibre, c'est seulement lorsqu'elle est atteinte que le confort maximum est obtenu.

Elles sont très gênantes aussi, au point de vue tenue à la route. En effet, la pression que chaque roue exerce sur le sol est égale à son propre poids augmenté de la tension du ressort — tension qui en état d'équilibre est égale au poids porté par le ressort. Mais l'adhérence dépend de la pression de la roue sur le sol ; or, tant que le ressort oscille, la pression est variable, c'est-à-dire aussi l'adhérence. L'expérience montre, par exemple, combien il est difficile de maintenir une voiture en ligne droite lorsqu'elle est animée d'un mouvement de roulis un peu prononcé.

Enfin, l'oscillation peut ne pas s'amortir, mais au contraire

s'accroître, s'il arrive qu'à un instant où l'élongation est croissante, une cause nouvelle vienne à augmenter la déformation du ressort. Il peut alors arriver que les ressorts se détendent tellement que les lames maîtresses travaillent à peu près seules, et qu'elles cassent. Il arrive aussi que, très comprimés d'abord, ils se détendent ensuite avec tant de violence que voiture et passagers soient soumis à un brusque mouvement, et que même les roues soient amenées à quitter le sol ; ce phénomène de détente du ressort est le coup de raquette, qui, naturellement, tend d'autant plus à se produire que les oscillations sont moins amorties.

Travail des amortisseurs. — Nous étudierons plus loin les divers types d'amortisseurs, dont le principe et le fonctionnement sont assez variables.

Toujours ils créent un effort résistant qui limite la déformation du ressort, mais ils peuvent se ranger en trois catégories différentes :

1° Les amortisseurs qui interviennent quelle que soit la déformation du ressort ;

2° Les amortisseurs qui ne freinent que la détente du ressort ;

3° Les amortisseurs qui laissent le ressort se déformer librement mais freinent le retour à la position d'équilibre, quel que soit le sens de ce retour.

Il apparaît que les premiers sont en quelque sorte des durcisseurs de ressorts. En effet, au frottement des lames les unes sur les autres s'ajoute le travail résistant créé par l'amortisseur, et ceci, quel que soit le sens de la déformation au passage de l'obstacle, compression ou détente.

Il peut être avantageux, il est vrai, d'augmenter le travail de déformation par un amortisseur plutôt que par le travail intérieur du ressort, d'abord, parce que l'amortisseur est réglable, et surtout parce que l'amortissement se fait suivant d'autres lois que si le ressort est abandonné à lui-même. En tous cas, cette première catégorie augmente la sécurité de la suspension en évitant les ruptures de ressort, et elle augmente aussi, incontestablement, le confort.

Nous verrons d'ailleurs, en parlant du shimmy, que le simple fait de diminuer la flexion des organes de suspension peut améliorer grandement la tenue de route d'une voiture.

Les amortisseurs de la seconde catégorie, actuellement rares, laissent le ressort travailler librement à la compression, comme c'est le cas au moment du passage sur un obstacle en relief. Mais ils freinent toujours la détente. Ils évitent ainsi les inconvénients les plus graves résultant des oscillations des ressorts, mais limitent les déformations des ressorts lorsque la voiture passe sur des trous, c'est-à-dire toutes les fois que les roues tendent à s'éloigner du châssis.

Les amortisseurs de la dernière catégorie semblent en principe, les plus satisfaisants. Ils laissent au ressort toute sa flexibilité quel que soit l'obstacle rencontré, en relief ou en creux. Ils amortissent les oscillations, puisqu'ils freinent le retour du ressort à sa position d'équilibre : ils sont donc vraiment des amortisseurs, tandis que les appareils des deux premières catégories sont plutôt des durcisseurs de suspension, [agissant dans un sens (deuxième catégorie) ou dans les deux sens.

Cette constatation théorique ne prouve nullement que de tels appareils ne puissent donner des résultats satisfaisants, car la théorie abrégée que nous avons exposée est loin de les définir complètement. Nous décrirons dans chaque catégorie, un appareil particulièrement caractéristique, choisi parmi les plus connus, et nous étudierons plus complètement, un peu plus tard, le rôle des amortisseurs, quand nous posséderons les éléments théoriques nécessaires.

Signalons quand même tout de suite, que les appareils de la première catégorie paraissent actuellement devoir l'emporter.

PREMIÈRE CATÉGORIE

Amortisseurs Hartford (*fig. 177*). — Il se compose de deux branches articulées formant compas, dont l'une est fixée au châssis et l'autre au ressort ou à l'essieu.

L'articulation est formée par une sorte de boîte que l'on ne peut mieux décrire qu'en la comparant à un embrayage à disques : chacune des branches est solidaire d'une catégorie de disques. Les uns sont métalliques, solidaires de l'une des branches ; et les autres sont en bois, solidaires de l'autre branche.

Ce bois est un bois spécial, exotique — gaïac, disent les constructeurs — spécialement traité, imprégné de lubrifiant, puis comprimé.

Un écrou de réglage, placé extérieurement permet de régler la pression des disques les uns sur les autres ; c'est-à-dire, en même

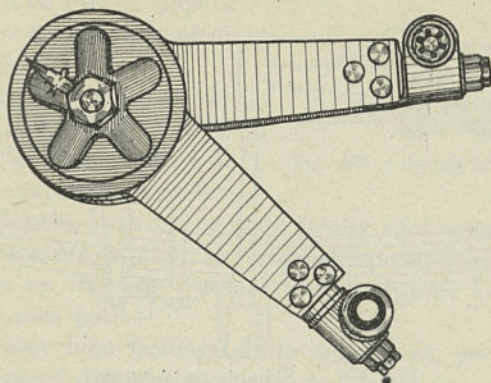


FIG. 177. — Amortisseur Hartford.

temps, le travail résistant créé par le frottement, lorsque les deux branches du compas se déplacent l'une par rapport à l'autre.

Or il est évident que, quelle que soit la déformation du ressort c'est-à-dire quelle que soit le déplacement de l'essieu par rapport au châssis, il y a rotation des branches du compas, l'amortisseur diminue donc la flexibilité du ressort dans les deux sens.

Il existe de nombreux amortisseurs autres que le Hartford, et construits suivant le même principe (Citroën B 14 par exemple).

DEUXIÈME CATÉGORIE

Amortisseur Houdaille. — Cet amortisseur est interposé entre essieu et châssis d'après le schéma ci-contre. Une déformation du ressort entraîne un déplacement de l'articulation de la bielle verticale invariablement liée au ressort avec la bielle *B* qui commande le fonctionnement de l'amortisseur (*fig. 178*).

Cet amortisseur proprement dit est constitué par la boîte fixée au longeron. Cette boîte, cylindrique et plate, est partagée en deux compartiments par une cloison fixe *A*. Une seconde cloison mobile est constituée par deux palettes, dirigées suivant un même

plan diamétral, et solidaires d'un pivot, auquel est fixé la bielle.

A la position d'équilibre, les deux cloisons sont perpendicu-

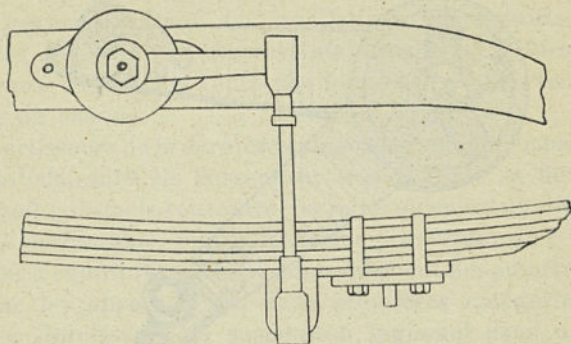


FIG. 178. — Schéma de montage.

lares l'une à l'autre et forment quatre compartiments étanches.

L'appareil est rempli d'huile (*fig. 179*).

Un déplacement de l'essieu entraîne une rotation du pivot, avec les palettes. L'huile étant pratiquement incompressible, la rotation

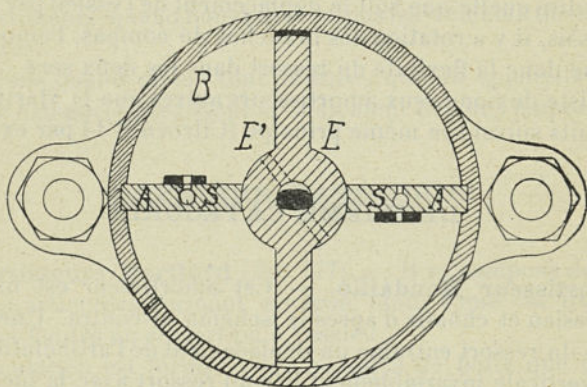


FIG. 179. — Coupe de la suspension compensée Houdaille.

des palettes mobiles n'est possible que si des orifices de passage sont ménagés pour cette huile, quel que soit le sens de la rotation.

On veut que le déplacement soit aisé dans un sens, celui qui

correspond à la compression du ressort. Pour cela, les cloisons *A* sont pourvues d'orifices fermés par des billes formant clapets, maintenues par des ressorts de faible tension. La figure montre le détail d'un de ces clapets, qui s'ouvre sous la pression du liquide (*fig. 180*).

Lorsque le ressort se détend, au contraire, la pression de l'huile s'ajoute à la tension des ressorts pour fermer les clapets. Mais des orifices étroits sont ménagés, canaux percés au travers du pivot, au travers desquels l'huile peut passer, mais avec un freinage d'autant plus énergique que le passage offert est plus petit.

Il y a donc bien freinage de la détente et, par conséquent, amortissement des oscillations.

Pour régler l'action de l'amortisseur, un boisseau traverse le pivot, et se termine extérieurement par un écrou. La rotation de ce boisseau — par son écrou — permet de modifier les orifices de passage offerts à l'huile.

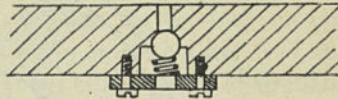


FIG. 180. — Détail d'une soupape.

TROISIÈME CATÉGORIE

Amortisseur Derilhon (nouveau modèle). — L'amortisseur Derilhon est un amortisseur à liquide. Il se compose d'une boîte que l'on fixe au châssis, à l'intérieur de laquelle peut pivoter un volet dont les déplacements sont commandés par l'essieu au moyen de deux leviers calés l'un sur le volet, l'autre sur l'essieu, et articulés par une rotule (*schéma, fig. 181*).

Ce volet et une cloison fixe *M* déterminent trois compartiments étanches *A*, *B*, *C*, tous trois remplis d'huile (*fig. 182*). La cloison fixe *M* sépare les compartiments *B* et *C*. Elle est percée d'un orifice étroit *O* réglable au moyen d'un robinet. L'axe du volet est creux ou plutôt comporte un volume annulaire percé de trous : deux de ces trous sont fermés par des soupapes *S* et *S'*, le troisième *D* est libre, mais à la position d'équilibre du ressort il est placé en face de la cloison *M*.

Supposons un déplacement quelconque de l'essieu : le volet tourne ; l'un des compartiments *B* et *C* augmente, *B* par exemple

et l'autre diminue. L'huile doit donc passer de *B* en *C* puisqu'elle ne peut passer dans *A*, qui est plein d'huile et dont la capacité ne

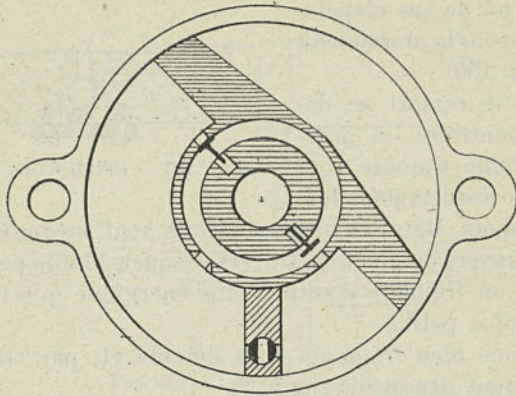


FIG. 181. — Amortisseur Derihon

représenté en fonctionnement, l'huile passant de droite à gauche, grâce au soulèvement de la soupape que l'on peut remarquer).

varie pas. La soupape *S* se lève si l'on admet par exemple que c'est *B* qui diminue et l'huile passe de *B* dans l'espace annulaire et, par l'orifice libre *E*, dans *C*. Si les orifices *S* et *E* sont suffisants, il n'y a pas de freinage de cette première déformation du ressort.

Mais l'huile ne peut suivre le trajet inverse, puisqu'elle ferme

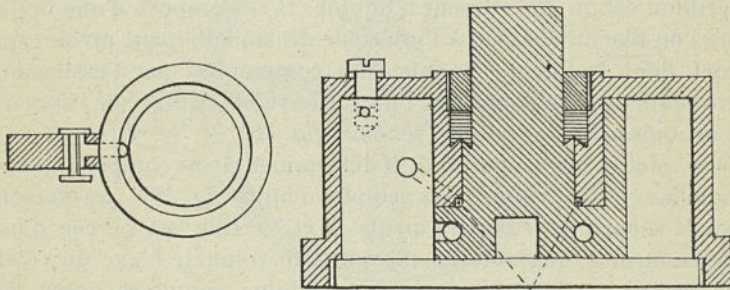


FIG. 182. — Amortisseur Derihon (détail).

alors la soupape *S*. Le retour à la position d'équilibre n'est donc possible que si l'huile passe par l'orifice étroit *O* : d'où freinage dont on est maître, puisque le robinet permet de modifier la dimension de cet orifice.

L'étanchéité a été obtenue par des dispositifs particuliers. Nous avons vu plus haut que le compartiment *A* faisait office de joint hydraulique.

Entre l'axe du volet et la boîte, l'étanchéité est obtenue au moyen d'un cuir qui n'est pas un simple presse étoupe. Taillé en biseau, il s'appuie à la fois sur l'axe du volet et sur un coussinet *H*, faisant partie de la boîte qui porte cet axe *G*. L'inclinaison des côtés du biseau augmente l'efficacité du dispositif. De plus, on a évité l'action de la pression de l'huile sur ce dispositif en ménageant une rainure circulaire tout autour de l'axe du volet. Cette rainure fait communiquer les compartiments *B* et *C* par le moyen d'un petit canal ménagé dans la cloison fixe *M*, et commandé par une soupape double qui interdit le passage direct de l'huile de *B* en *C*. Mais celle des deux chambres où il y a dépression est ainsi mise en communication avec la rainure *P* et toute pression sur le joint est supprimée.

Les articulations de l'amortisseur sont des rotules montées sur coussinets avec des ressorts antagonistes, comme des doigts de direction. Les coussinets en bronze sont garnis de bois de gatac plombaginé réalisant une auto-lubrification et fonctionnant sans graissage.

Le boîtier est cannelé extérieurement et il est fixé au châssis par l'intermédiaire d'un anneau également cannelé qui permet de réaliser le montage avec une orientation quelconque par rapport au châssis, facilitant l'adaptation à un véhicule quelconque.

Conclusion. — L'expérience montre actuellement l'importance des amortisseurs : la majorité des voitures en est pourvue.

L'expérience montre également que, quel que soit leur principe, ils sont susceptibles de rendre de grands services : la manière dont ils agissent, c'est-à-dire les efforts résistant qu'ils déterminent et la variation de ces efforts, est pour le moins aussi importante que le moment où s'exerce cette action.

Ceci ne prouve pas, pourtant, qu'une suspension parfaite ne puisse jamais être réalisée sans amortisseurs : nous verrons plus loin comment se pose le problème théorique de la suspension et nous expliquerons l'imperfection pratique des suspensions actuelles.

Il faut retenir que, actuellement, les voitures ne peuvent se passer d'amortisseurs, et que toujours, la suspension d'une voiture

est améliorée par l'adjonction d'amortisseurs bien réglés, au moins sur nos routes de France souvent imparfaites.

Les voitures étrangères livrées sans amortisseurs, quelle que soit leur qualité, sont impossibles à conduire vite sur nos mauvaises routes ou, du moins, très désagréables.

CHAPITRE XV

LES COUSSINS

On oublie volontiers, dans l'étude des suspensions, le rôle que jouent les coussins, au moins en ce qui concerne le confort.

Il est incontestable que ce que l'on appelle le confort est lié à l'ensemble des impressions ressenties par le passager. Ces impressions dépendent évidemment des forces qui agissent sur lui, lesquelles forces sont transformées non seulement par les bandages, mais encore par les coussins.

C'est pourquoi, actuellement, l'étude des coussins, par le carrossier, est l'objet d'une véritable technique.

Autrefois, le coussin était une sorte de sommier surmonté d'un rembourrage de crin. Et l'on ne songeait qu'à faire des coussins plus ou moins tendres avec des ressorts plus ou moins faibles. Or, l'expérience a montré rapidement, sur nos mauvaises routes d'après guerre, qu'on pouvait être très mal dans une voiture munie de coussins extrêmement souples, et que des coussins plus durs pouvaient rendre la même voiture supportable, voire même agréable sur les plus médiocres routes.

Ceci est tout à fait naturel : il ne suffit pas de mettre sur une voiture des ressorts très flexibles pour que la suspension en soit excellente.

Actuellement plusieurs procédés sont employés :

a) *Coussins pneumatiques*. — En Angleterre surtout, les coussins sont pneumatiques, c'est-à-dire que les ressorts formant

sommier sont remplacés par des coussins pneumatiques que l'on gonfle à volonté. Ces coussins peuvent se superposer à des ressorts. Ils ont l'inconvénient d'exiger un entretien : il faut les gonfler de temps à autre, mais ils ont le gros avantage que l'on est maître de leur donner l'élasticité voulue, par la pression de gonflage.

b) *Coussins ordinaires*. — On améliore les coussins ordinaires, formés d'un sommier surmonté d'une matelassure de crin, en limitant les détentes possibles au moyen de courroies fixées au plancher de la voiture et que l'on peut régler. Ceci évite les coups de raquette provenant des coussins trop tendres et amortit les oscillations.

c) *Coussins à double rangée de ressorts*. — Pour éviter l'oscillation ou du moins en diminuer l'importance, au lieu d'un sommier unique, on en superpose deux, constitués par des ressorts de tension différente. Ces ressorts ont alors des périodes d'oscillation différentes et leurs vibrations ne peuvent être synchrones. Mais la flexibilité totale reste la somme des flexibilités.

CHAPITRE XIV

ÉTUDE THÉORIQUE DE LA SUSPENSION

Considérons une voiture qui se déplace sur une route. Elle comporte :

1° Des trains roulants, organes non suspendus. Un train roulant se compose d'un essieu et des roues sur lesquelles il repose, mais, lorsqu'il s'agit de l'essieu arrière, il comporte en général d'autres organes, ceux qui assurent la transmission. En effet, c'est le pont arrière qui constitue le système porteur proprement appelé essieu, et les organes de transmission sont logés à l'intérieur de ce pont.

2° Les organes suspendus, constitués surtout par l'ensemble du cadre et de tous les organes qu'il supporte : moteur, carrosserie, etc....

3° Les organes de liaison entre ces deux premiers éléments, c'est-à-dire :

a) Pour l'essieu arrière : organes de suspension, de poussée, de réaction, de transmission et commandes des freins.

b) Pour l'essieu avant : organes de direction, de suspension, de poussée et de commande des freins.

Comme les divers organes de cette troisième catégorie sont fixés d'une part à un train roulant, d'autre part au cadre ou à un mécanisme porté par lui, c'est-à-dire suspendu, on peut admettre qu'ils font partie à la fois du train roulant pour une part et du poids suspendu d'autre part.

Il est évident qu'une étude rigoureuse des mouvements relatifs d'un essieu et du châssis devrait tenir compte des différentes liaisons, ne fut-ce qu'en raison des frottements qu'elles déterminent. Pourtant, pour simplifier un peu, nous admettrons que tout se passe comme si la seule liaison entre essieu et châssis était celle qui résulte de la suspension.

FONCTIONNEMENT D'UN RESSORT ACTIONS RÉCIPROQUES AVEC LE CHASSIS

Considérons, pour simplifier encore davantage, le mouvement d'une roue, portant un certain poids par l'intermédiaire d'un ressort qui ne comporterait qu'une seule lame.

Si la roue se déplace sur un sol parfaitement uni, la flèche du ressort est constante et la force élastique exercée par ce ressort fléchi, ou tension du ressort, équilibre exactement le poids du châssis.

En période normale la tension du ressort est égale au poids suspendu.

a) *La roue descend.* — Supposons que la route, horizontale jusque là, présente une brusque dénivellation (fig. 183).

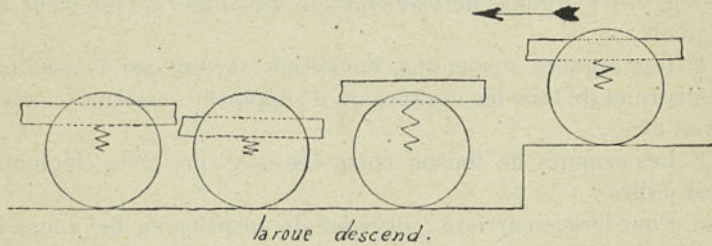


FIG. 183.

La roue ne tombe pas en chute libre : elle est projetée vers le bas par une force qui est la somme de son poids et de la tension du ressort, laquelle au début du mouvement est égale au poids suspendu

$$P = Mg.$$

Le châssis, au contraire, tend d'abord à poursuivre son chemin horizontal, puisque, à l'instant initial où la roue quitte le sol pour tomber, le poids de ce châssis ou poids suspendu est exactement équilibré par la tension du ressort. Exactement, il va lui aussi tomber, mais d'un mouvement dont l'accélération, d'abord nulle, va en croissant au fur et à mesure que la roue s'écarte davantage, c'est-à-dire que la tension du ressort diminue.

Supposons que, après cette chute, la roue se trouve de nouveau sur un sol horizontal : c'est le cas représenté par la figure ci-contre.

La flèche du ressort s'est trouvée notablement augmentée : il est partiellement détendu. Nous négligerons le choc produit sur le sol et dont la réaction tend à faire rebondir la roue en comprimant de nouveau le ressort. Il nous faudrait, en effet, faire intervenir l'élasticité du bandage : nous tenterons plus loin d'en préciser le rôle.

Mais le châssis continue à tomber, comprimant le ressort d'abord détendu. La compression réalisée dépend naturellement de la dénivellation de l'obstacle qui détermine la variation de flèche du ressort, c'est-à-dire la détente.

En effet, l'accélération de ce mouvement de chute est fonction de cette détente, puisqu'elle est proportionnelle à la différence qui existe entre le poids et la tension du ressort.

Ainsi, après avoir été d'abord détendu, le ressort va se trouver comprimé. Sa tension devenant supérieure au poids suspendu, celui du châssis, va réagir pour projeter ce châssis vers le haut.

Ainsi s'établira un mouvement d'oscillation — que l'on sait d'ailleurs être périodique — de l'ensemble des organes suspendus, que nous appellerons tout simplement la voiture, par opposition avec le train roulant.

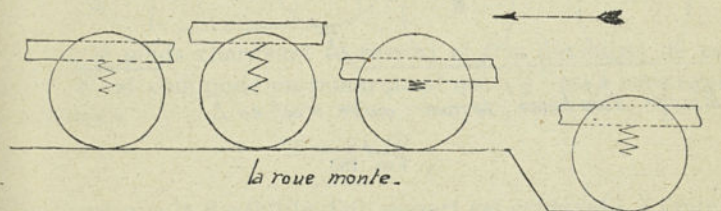


FIG. 184.

b) *La roue monte.* — Une étude analogue montrerait le ressort d'abord comprimé commençant par projeter la voiture en l'air

en se détendant, puis comprimé de nouveau par la chute de cette voiture. C'est dire que l'oscillation périodique de la voiture sur ses ressorts se produit comme dans le cas précédent (fig. 184).

c) *Obstacles usuels.* — Dans la pratique, les obstacles ne sont pas si simples : d'abord ils ne sont pas à profil aussi net et ensuite,

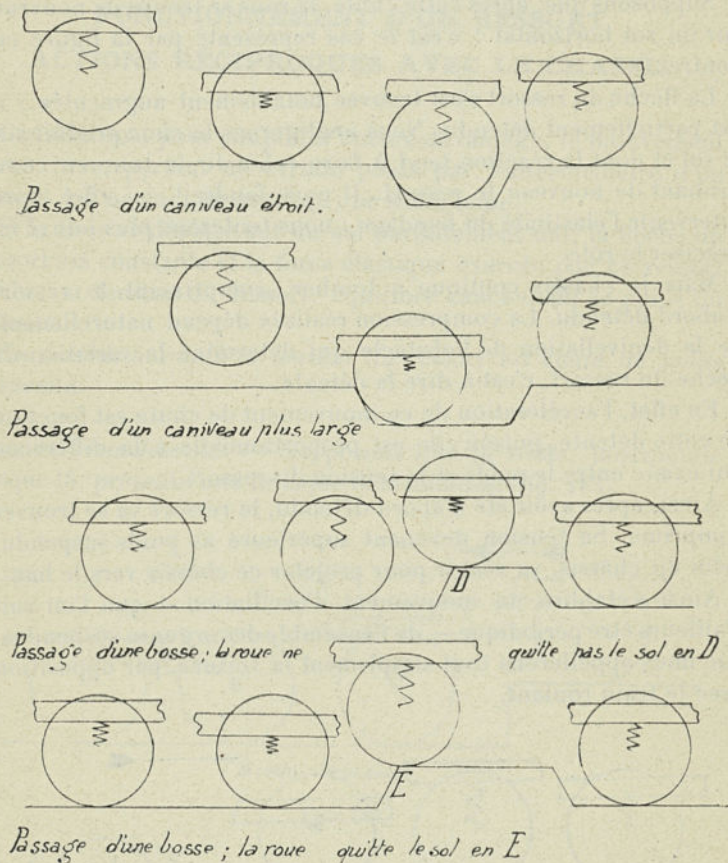


FIG. 185.

sauf cas exceptionnels, ce sont des cavités ou saillies. Donc, après une chute, la roue rencontre un obstacle en relief, ou inversement, après un obstacle en relief, elle doit redescendre (fig. 185).

Il n'en est pas moins vrai que le premier déplacement de la roue chute ou montée, tend à donner naissance à un mouvement oscillatoire. Le deuxième déplacement exerce une nouvelle action, qui peut aussi bien augmenter l'amplitude du mouvement que la diminuer, mais le *mouvement résultant conserve la même durée d'oscillation*, élément caractéristique du système oscillant.

L'amplitude augmentera lorsque la nouvelle action s'exerce dans le sens où le ressort est en mouvement. Par exemple après une chute de la roue, le ressort se comprime sous le poids du châssis : si pendant cette compression survient un obstacle en saillie, le ressort tend davantage encore à se comprimer.

On conçoit par suite que l'effet d'un même obstacle dépend beaucoup de la vitesse de la voiture. La période du mouvement oscillant amorcé par la première partie de l'obstacle est constante dans le temps, mais l'instant où l'action de la deuxième partie s'exerce dépend du temps que met la voiture à franchir la largeur qui sépare ces deux parties (les bords d'un trou ou d'un cassis, en général) c'est-à-dire de la vitesse de cette voiture.

En tous cas, nous retiendrons que, quel que soit l'obstacle rencontré par la roue, le poids qu'elle porte tend à prendre un mouvement d'oscillation, d'amplitude variable, mais de période constante.

Mouvement oscillatoire de la voiture. — Remarquons bien qu'il s'agit du mouvement d'oscillation du poids reposant sur les ressorts, c'est-à-dire, en généralisant, de la voiture sur ses ressorts.

La période de ce mouvement d'oscillation est :

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{Pf}{g}}$$

où P est le poids chargeant le ressort et f la flexibilité de ce ressort. Il est commode en remarquant que \sqrt{g} est à près égal à π d'écrire :

$$t = 2\sqrt{Pf}$$

On admet que la flexibilité d'un ressort est constante, à l'intérieur de ses limites d'emploi. Le produit Pf de la flexibilité par poids suspendu n'est donc pas autre chose que ce que nous avons

la flèche de charge, différence entre la flèche à l'état libre ou flèche sur table et la flèche sous charge.

Si nous appelons C cette flèche de charge, nous arrivons à une expression simple de la période d'oscillation

$$t = 2 \sqrt{C}$$

où C étant exprimé en centimètres, t est donné en dixièmes de seconde.

Il convient de ne pas s'étonner du manque d'homogénéité de cette formule, car nous avons remplacé une accélération g par sa valeur numérique.

Dans la pratique, on n'emploie pas un ressort à lame unique, mais un paquet de lames, dont le fonctionnement est légèrement différent, puisque toute déformation du ressort est accompagnée d'un glissement relatif des lames les unes par rapport aux autres.

Nous admettons néanmoins que l'expression précédente de la durée d'oscillation reste exacte.

Mouvements du train roulant. — Ce mouvement oscillatoire de la voiture est un mouvement vertical relatif aux essieux supposés fixes; par exemple, c'est le mouvement qui se produirait sous l'influence d'actions verticales s'exerçant sur une voiture immobile et dont les roues ne seraient pas garnies de bandages.

Si la voiture restait fixe et que l'on imprime à l'essieu un déplacement, si nous supposons la voiture brusquement soulevée de telle manière que l'essieu puisse osciller librement sous la seule action du ressort, il prendrait un mouvement vibratoire de période bien déterminée et égale à :

$$t_1 = 2 \pi \sqrt{\frac{mg \times f}{g}}$$

où mg est le poids du train roulant (m sa masse) f étant la flexibilité du ressort, soit, avec le même artifice de calcul que précédemment.

$$t_1 = 2 \sqrt{mg \times f}$$

Mais le poids mg non suspendu est toujours inférieur au poids

suspendu P ; donc, si le train roulant était libre de toute liaison avec le sol, il prendrait un mouvement vibratoire de période différente de celle du mouvement de la voiture sur ses ressorts.

Pour être exceptionnelle, cette situation n'en est pas moins possible : on sait en effet qu'il arrive assez fréquemment — surtout avec les voitures rapides, munies de bandages à forte pression, ou de ressorts très flexibles — que les roues quittent le sol. A ce moment, chaque roue tend à prendre, sous l'action de son propre poids et de la tension du ressort par lequel elle porte la voiture, un mouvement oscillatoire qui lui est propre.

En réalité, le problème des mouvements du train roulant se trouve compliqué par divers facteurs.

Le sol intervient pour limiter certains déplacements : non seulement il limite le mouvement de chute du train roulant, mais encore il exerce alors, au moment du contact, une réaction sur ce train qui tend à le projeter vers le haut.

Le rôle du contact du sol est d'autant plus compliqué que le bandage de la roue est lui-même élastique, et susceptible, comme tout organe élastique, de donner à la roue qu'il porte un mouvement oscillatoire : ce mouvement d'oscillation de la roue sur son bandage est encore de période différente des précédents.

Enfin, chacune des roues n'est pas libre. La liaison des deux roues d'un même essieu modifie le mouvement que prendrait chacune d'elles. Les liaisons des roues ou des essieux avec le châssis interviennent elles aussi, et l'expérience montre que les essieux peuvent mêmes réagir l'un sur l'autre, donnant naissance à des mouvements de galop.

Conclusion. — De ce bref exposé, il résulte au moins qu'il convient de n'aborder l'étude théorique de la suspension qu'avec la plus grande circonspection.

Il est commode, en particulier, d'y voir deux problèmes différents.

Le premier est l'étude des mouvements de la voiture, c'est-à-dire du poids suspendu, à proprement parler, c'est là ce que nous conviendrons de nommer *suspension proprement dite*.

Le second est l'étude des *mouvements du train roulant*.

C'est pour avoir trop souvent confondu et mélangé ces deux études que l'on a tant de peine à expliquer le fonctionnement des suspensions et à comprendre les qualités et les défauts de certains dispositifs.

En particulier, l'étude des mouvements du train roulant, sans être absolument indépendante de celle de la suspension, montre bien l'erreur commise par de nombreux chercheurs : avoir cru « qu'un organe placé entre l'essieu et le châssis pouvait être la panacée universelle de la suspension dans toute sa généralité », c'est-à-dire la solution simultanée des deux problèmes précédents.

Nous avons mis entre guillemets une phrase empruntée à un article publié dans *Automobilia* (1) par Monsieur Brouhiet. Nous saisissons ici l'occasion de signaler les travaux intéressants de Monsieur Brouhiet, dont nous parlerons plus loin, et qui eut le mérite de séparer et de poser les divers problèmes possibles et d'en avoir indiqué des solutions pratiques satisfaisantes.

Après avoir tenté de séparer les deux séries de problèmes qui se posent au chercheur, en matière de suspension, il est commode de les interpréter, en revenant aux définitions pratiques données plus haut.

Le premier rôle des organes de suspension, avons nous dit, est d'assurer le confort des voyageurs transportés, et plus généralement de soustraire la voiture (poids suspendu) aux chocs de la route; l'étude des mouvements de la voiture est donc l'étude du confort.

Nous avons ajouté que les organes de suspension allaient jouer un rôle dans la « tenue de route » du véhicule. On comprend que c'est précisément l'influence des mouvements possibles du train roulant qui déterminera cette tenue de route.

Ainsi, avant même d'avoir approfondi ces deux questions, confort et tenue de route, on s'explique qu'il ait été si souvent difficile de concilier les solutions au point que certains auteurs ont pu dire que ces solutions étaient contradictoire.

(1) Voir *Automobilia* N^{os} 55-56-64-67-77-92-109.

CHAPITRE XVII

SUSPENSION PROPREMENT DITE

CONFORT - ÉQUILIBRE DE LA VOITURE

Suspension astatique. — Il paraît évident que l'idéal pour les occupants d'une voiture, serait que cette voiture se déplaçât en en restant toujours à la même hauteur par rapport à la surface moyenne du sol.

Mathématiquement, cette condition est facile à traduire : il faut que le dispositif de suspension exerce une action constante sur la voiture. Une telle suspension est dite « *astatique* ». Mais cette condition n'est pas suffisante : il faudrait de plus que le point d'appui de cette suspension, c'est-à-dire l'essieu, fut fixe.

Son premier et plus grand inconvénient est d'être instable. En effet, l'action constante est nécessairement égale au poids porté, mais alors la plus légère surcharge détruit cet équilibre. Or, évidemment, une suspension pratique doit être compatible avec des variations de charge assez importantes.

On pourra, il est vrai, chercher à réaliser des suspensions à réaction aussi peu variables que possible ; nous verrons que des solutions mécaniques satisfaisantes ont été exécutées.

Les difficultés de réalisation, ou de réglage, de tels dispositifs constituent toujours un inconvénient sérieux.

Enfin, il faut qu'une suspension astatique soit compatible avec l'équilibre général de la voiture, c'est-à-dire ne favorise pas les mouvements d'oscillation longitudinale ou transversale.

Pour mémoire, il faut aussi que la stabilité du train roulant reste satisfaisante.

Pratiquement, les suspensions actuelles ne sont pas astatiques.

Rapports entre le confort et les mouvements de la partie suspendue. — Nous identifierons le confort et la suspension, bien qu'il puisse y avoir de notables différences. Le confort est défini par l'impression physiologique ressentie par le passager transporté : il ne faut pas perdre de vue, dans des études théoriques, ce côté pratique de la question. Il est toutefois intéressant de savoir quelles relations il y a entre les sensations du passager transporté — ou les indications d'appareils enregistreurs placés comme lui — et les éléments qui définissent le mouvement de la voiture, son anatomie et la qualité des ressorts. Nous ne nous occuperons pas ici du moins, du confort des véhicules de tourisme, auquel participent les coussins : il est certain qu'il y a là un élément permettant d'améliorer ce confort, mais il serait souhaitable qu'on n'eut pas besoin d'y recourir, puisque la qualité de la suspension influe beaucoup sur la conservation des divers organes.

Décollement du passager. — Il semble que le confort soit essentiellement lié aux déplacements éventuels du passager par rapport à son siège : il y aura manque de confort quand il y aura mouvement relatif. Le confort, toutefois, n'est pas indépendant des mouvements que le passager exécute en même temps que ce siège, c'est-à-dire que la caisse.

Or, en temps normal, le passager est maintenu au contact de cette caisse par la pesanteur, force verticale. Pour qu'il se déplace, il faut donc, ou bien que s'exerce sur la voiture une réaction non verticale (démarrage, freinage, virage) donnant naissance à une accélération relative, c'est-à-dire supérieure à l'adhérence du passager sur son siège, ou bien une action verticale telle que le passager prenne une vitesse verticale par rapport à son siège, c'est-à-dire telle que les accélérations du passager et du siège soient différentes.

Le premier cas ne nous intéresse pas dans l'étude de la suspension. Notons cependant que le résultant n'est pas absolu, car il ne tient pas compte des mouvements que le passager exécute autour de ses propres articulations et l'on sait qu'en général, seul, le haut du corps est déplacé par les fautes de conduite — démarrages, freinages, virages effectués trop brutalement. —

Supposons d'abord, pour étudier le décollement du passager que le siège soit rigide (nous faisons ainsi abstraction des coussins mais ceci n'est pas une veine fiction puisque de nombreux véhicules n'en ont pas, même destinés, comme les autobus, à transporter des voyageurs).

Nous négligerons d'autre part les divers frottements qui viennent limiter le mouvement de la caisse, soit par les liaisons avec les essieux, soit par le travail intérieur du ressort.

Dans ces conditions, il est évident que, lorsque le ressort ayant été fortement comprimé soulève ensuite la caisse, le passager ne peut prendre un mouvement différent; aussi longtemps que l'action du ressort est dirigée vers le haut. Mais le décollement se produira dès que l'action du ressort deviendra retardatrice et, dans nos hypothèses ceci ne se produira que si la détente du ressort est assez prolongée pour qu'il arrive à dépasser la position de tension nulle, c'est-à-dire telle que sa flèche sur table.

Dans les hypothèses faites, il n'y a pas d'amortissement des oscillations, puisque nous négligeons les frottements. une telle détente ne peut donc se produire que si la flexion initiale du ressort a été supérieure à la flèche de charge. Si P est le poids porté et f la flexibilité du ressort, la flèche de charge est égale à Pf . Pour qu'il n'y ait pas décollement, il faut donc, dans le cas que nous avons étudié (mouvement ascendant après flexion du ressort) que la flèche de charge soit certainement supérieure à la plus grande flexion que puisse subir le ressort en charge. Cette flexion maximum est le débattement d , distance verticale de la caisse à l'essieu.

On voit que la flexibilité doit être choisie de manière que soit satisfaite l'inégalité $Pf > d$, c'est-à-dire que la flexibilité a une limite inférieure bien déterminée, $\frac{d}{P}$, pour que le décollement ne se produise pas.

On sait que le débattement doit être tel que la caisse ne vienne pas talonner l'essieu, au contact d'un seul obstacle important usuel tel qu'un trottoir, ce qui lui impose des valeurs comprises entre 15 et 20 centimètres. On ne peut d'autre part augmenter le débattement, sous peine, en élevant le centre de gravité du véhicule, de diminuer sa stabilité.

Nous n'avons pas étudié le cas du talonnement. Dans le cas où il y a talonnement, le mouvement ascendant se produit sous

la double impulsion de la tension du ressort et du choc. Il y a donc toutes chances pour que se produise le décollement.

Il pourrait y avoir aussi décollement dans un mouvement de chute de la voiture, théoriquement au moins, si la roue qui tombe, on sait, plus vite que la voiture, venait à s'en éloigner d'une quantité telle que le ressort dépasse sa position de tension nulle. Ceci suppose un obstacle important, supérieur à la flèche de charge, laquelle, nous venons de le voir, doit être supérieure au débattement. Il ne doit donc pas y avoir décollement, dans ce cas non plus, si cette condition est remplie.

Il semble alors qu'il devrait être facile d'éviter le décollement en satisfaisant cette unique condition. Mais il ne faut pas perdre de vue que c'est une condition limite, faisant abstraction de nombreuses réalités, et notamment de l'amortissement des ressorts et des liaisons du cadre et des essieux, actions retardatrices. Ces actions tendent à ralentir la vitesse et surtout l'amplitude des détentes du ressort.

Nous avons surtout supposé l'absolue rigidité de la caisse, y compris le siège. Les phénomènes d'élasticité peuvent modifier largement nos conclusions.

Il est bien évident — et l'expérience suffirait à le démontrer — que le passager peut décoller. Les décollements sont dus aux coussins, et surtout aux efforts que les ressorts ne peuvent transformer, c'est-à-dire les chocs par talonnage et ceux qui déterminent les trépidations c'est-à-dire dont l'énergie est trop faible pour déterminer une flexion des ressorts.

Remarque. — Dans le cas où la flexibilité a sa valeur limite $\frac{d}{P}$, l'accélération j du châssis, au moment où le ressort est complètement écrasé, est précisément égale à l'accélération de la pesanteur.

Pour cette valeur limite, la flèche de charge est égale au débattement.

Variation de vitesse verticale du châssis. — Il est certain que le confort n'est pas lié seulement au décollement, et que toute variation de vitesse verticale est sensible au passager, c'est-à-dire que le confort paraît lié non seulement à la valeur limite de l'accélération, mais aussi à toutes ses valeurs.

Même, nous pensons que ces variations de vitesse verticale constituent l'élément le plus important du confort : en effet, une variation de vitesse horizontale, pour être sentie fortement, ne peut être due qu'à une reprise trop brutale, à un changement de vitesse mal effectué ou à un freinage trop brusque : *fautes de conduite*, mais non de construction.

Deux éléments influent particulièrement sur le mouvement vertical du châssis au passage d'un obstacle, la flexibilité et le rapport du poids suspendu au poids non suspendu.

Influence de la flexibilité. — La brusque rencontre d'un obstacle détermine, en somme, une dénivellation de l'essieu (sans tenir compte du rôle du bandage) égale au relief de l'obstacle. Nous pouvons admettre que, pendant cette brutale variation de position de l'essieu, la voiture dotée d'une inertie considérable n'a pas bougé, c'est-à-dire que la variation de flèche ou flexion du ressort est égale au relief de l'obstacle. Cette hypothèse est la plus défavorable, car, si l'obstacle est à profil adouci, le châssis a le temps de se déplacer en même temps que l'essieu et la flexion du ressort est diminuée.

La tension du ressort qui va agir sur la voiture, est égale au rapport $\frac{e}{f}$, où e est la variation de flèche et f la flexibilité du ressort. Puisque e ne dépend que de l'obstacle, il semble donc y avoir intérêt à augmenter la flexibilité.

Si cette flexibilité était infinie, on aurait précisément la suspension astatique dont nous avons dit d'abord qu'elle serait idéale, si sa réalisation ne se heurtait à des difficultés pratiques considérables, en particulier à son instabilité.

Mais nous trouvons ici la démonstration du fait expérimental bien connu : *les efforts transmis à la voiture sont d'autant plus faibles, au passage d'un obstacle, que la flexibilité des ressorts de suspension est plus grande.*

Il est évident que l'on ne peut augmenter cette flexibilité autant qu'on le voudrait. En effet, il faut d'abord que le ressort soit assez solide pour supporter les divers efforts qu'il aura à supporter : poids, poussée, réaction, torsion.

Il faut aussi que sa flèche de charge ne varie pas dans des proportions trop larges avec la charge, sans quoi l'on risquerait de n'avoir plus, pour les fortes charges, un débattement suffisant,

ou bien d'avoir, aux faibles charges, une position du centre de gravité trop élevée pour être compatible avec une bonne stabilité de la voiture. On entrevoit qu'en se rapprochant des suspensions astatiques, on compromettrait la stabilité de la voiture.

Influence du poids suspendu et du poids non suspendu. —

Le rapport de ces poids a une influence considérable sur le fonctionnement de la suspension. Il est indispensable, pour expliquer ce rôle, de faire appel à quelques notions mathématiques.

On peut assimiler le passage d'une roue sur un obstacle à une percussion, où pour employer l'expression complète et rigoureuse à l'impulsion d'une force de percussion, car on peut ici faire l'hypothèse que l'essieu prend instantanément une variation de vitesse.

Cette percussion donne naissance à une quantité de mouvement mv où m est la masse de la roue (ou du train roulant) et v sa vitesse ascensionnelle. Il en résulte une force vive égale à $\frac{1}{2}mv^2$.

Cette force vive est employée pour la plus large part à soulever le poids suspendu et pour une faible part à entraîner le train roulant dans le mouvement ascendant. Si nous négligeons l'énergie absorbée par le mouvement du train roulant, on voit que dans le mouvement de la voiture prend naissance une force vive $\frac{1}{2}MV^2$ (M masse suspendue, V vitesse verticale atteinte par le châssis) égale à la force vive perdue par le train roulant. Ceci n'est que l'application du théorème de Carnot sur les percussions :

$$mv^2 = MV^2$$

soit :

$$V = v \sqrt{\frac{m}{M}}$$

Par suite, si l'on veut réduire la vitesse verticale de la voiture il faut réduire le rapport du poids non suspendu au poids suspendu.

On s'explique alors l'influence de ce rapport sur la qualité des suspensions, et que les grosses voitures soient mieux suspendues que les petites, puisque, dans ce dernier cas, le poids des trains roulants est toujours relativement plus important que dans le premier, car ce poids ne croit pas proportionnellement au poids des organes suspendus.

Ce n'est pas, d'ailleurs, la seule raison de l'infériorité des voitures légères au point de vue suspension : la flexibilité de leurs ressorts intervient également, flexibilité déterminée par les variations de la flèche de charge avec les variations de charge.

L'influence du rapport du poids suspendu au poids non suspendu explique ainsi que les suspensions avant soient toujours supérieures aux suspensions arrière : le rapport est plus grand pour l'essieu avant que pour l'essieu arrière.

Le confort varie avec la période des oscillations. — Indépendamment de toutes les considérations précédentes, des expérimentateurs dignes de foi, parmi lesquels nous citerons : avant guerre M. Lanchester et plus récemment M. Brouhiet, ont établi que le confort était en relations étroites avec la période du mouvement d'oscillation. Ils sont d'accord pour affirmer qu'une suspension est nettement mauvaise lorsque cette période est inférieure à 6/10 de seconde, acceptable jusqu'à huit et bonne au delà.

Après avoir cherché maintes explications de la qualité de certaines suspensions, comme par exemple la qualité des aciers de ressorts, le nombre des lames, la disposition des ressorts, etc..., on a constaté qu'il n'était pas de bonne suspension qui n'eut une durée d'oscillation voisine de huit dixièmes de seconde ou plus grande.

Si l'on se reporte à la formule que nous avons donnée plus haut donnant cette période en fonction de la flèche de charge, on constate

1° Que la période ne dépend que de la flèche de charge

2° Que la valeur moyenne des flèches de charge compatibles avec le confort est de 16 centimètres (période de huit dixièmes).

De nouveau, nous retrouvons, mais sous un jour nouveau, l'influence de la flexibilité sur la qualité d'une suspension, puisque la flèche de charge dépend de la flexibilité, du moins dans une certaine mesure.

Ce résultat explique à la fois la supériorité des voitures lourdes et le fait, constaté par tous les chauffeurs, qu'une voiture chargée normalement est mieux suspendue que lorsqu'elle roule à vide.

Les suspensions doivent être réalisées, en effet, de telle manière qu'elles soient au moins passables quand la voiture roule à vide, aussi bonnes que possible en charge, et que l'essieu ne vienne

pas talonner pour des surcharges accidentelles (un ou deux voyageurs par exemple suivant l'importance de la voiture). La flèche de charge et les durées d'oscillations sont d'autant plus grandes et, par suite, le confort meilleur.

La surcharge à prévoir par le constructeur, sans risque de talonnage, est, par exemple, d'un voyageur. On comprend que, pour une voiture légère, cette surcharge est relativement considérable et entraîne l'emploi de ressorts assez durs.

Considérons notamment, le véhicule appelé cyclecar, c'est-à-dire pesant moins de 350 kgs à vide. En charge, avec un pilote léger, et un faible approvisionnement (essence, outils, etc...) il pèse environ 425 kgs. Avec deux voyageurs, quelques bagages et un approvisionnement complet, il dépasse fréquemment 600. Dans le premier cas, chacune des roues motrices porte 100 kgs environ et 160 dans le second. Le rapport de ces deux poids est plus grand que $3/2$. Or on admet pratiquement que le nombre des oscillations par minute d'une suspension doit rester compris entre 90 et 70, c'est-à-dire que le rapport des charges maximum et minimum doit être inférieur à $9/7$. On voit que ceci est irréalisable dans le cas du cyclecar,

Plus généralement, il sera d'autant plus facile de rester dans ces limites que la voiture est plus importante.

Remarquons, de plus, qu'une voiture importante peut avoir un centre de gravité un peu plus élevé qu'un petit véhicule : au point de vue stabilité c'est surtout le rapport de cette hauteur à la voie de la voiture qui est important. Mais alors le débattement entre essieu et caisse peut être plus grand en valeur absolue, ce qui permet des variations de flèche plus grandes, sous l'influence des surcharges.

Influence de l'amplitude des oscillations. Utilité de l'amortissement. — La valeur absolue des dénivellations subies par la voiture dans son mouvement d'oscillation n'a pas d'importance sur le confort : on conçoit que si les déplacements verticaux étaient suffisamment lents, le voyageur transporté ne sentirait rien.

En réalité, il n'en est pas ainsi, et l'expérience la plus élémentaire montre que les voyageurs perçoivent toujours les oscillations quand elles se produisent. Il est donc certainement avantageux, au point de vue confort, d'amortir le plus rapidement

possible les oscillations, et probablement même de limiter les déplacements, c'est-à-dire la déformation des ressorts.

En dehors même des sensations que procure aux passagers le mouvement ondulatoire d'une voiture, il est certain que l'entretien de ce mouvement à d'autres inconvénients.

D'abord, il augmente les chances qu'un nouvel obstacle entraîne un fort déplacement de la caisse, si l'action de cet obstacle se produit au mauvais moment, par exemple au moment où l'amplitude de la vibration était maximum précisément dans le sens où le nouvel obstacle tend à déformer le ressort. On est ainsi exposé à des ruptures de lames maîtresses qui peuvent compromettre la sécurité de la voiture. On est au moins exposé alors à des coups de raquette qui sont toujours désagréables, s'ils sont rarement dangereux.

Dans la voiture, divers organes peuvent eux aussi prendre des mouvements vibratoires, particulièrement les longerons et les arbres. L'action périodiquement variable des ressorts d'une caisse oscillante peut faire naître, ou entretenir, ces mouvements vibratoires, toujours nuisibles à la conservation de ces organes.

Enfin, l'on peut se placer à un autre point de vue: pendant les oscillations, l'adhérence des roues sur le sol est constamment variable. Or elle détermine dans une large mesure la tenue à la route: il est donc intéressant de rétablir le plus tôt possible la tenue de route normale, en supprimant les mouvements oscillatoires: ceci explique la faveur actuelle des amortisseurs, qui freinent la déformation du ressort, quel que soit son sens, et sans retard.

AMORTISSEMENT. — ROLE DES AMORTISSEURS

Lorsqu'on parle de l'amortissement, en matière de suspension, il faut d'abord ne pas oublier que, même abandonné à lui-même après déformation, le mouvement oscillatoire d'un ressort s'amortit plus ou moins rapidement, suivant la nature du ressort.

La résistance de l'air intervient, sur le ressort ou plutôt sur les organes qui lui sont liés, mais l'amortissement se produit même dans le vide.

Surtout la déformation d'un ressort, si simple soit-il, à boudin ou à lame unique par exemple, est accompagnée d'un travail

moléculaire qui l'échauffe : l'énergie thermique ainsi développée se dissipe par rayonnement. On admet fréquemment que ces résistances intérieures sont proportionnelles à la vitesse de déformation du ressort (CORNU : *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 12 Février 1894).

Un ressort, quel qu'il soit, n'est donc pas simplement l'agent qui transforme l'action d'une force qui agit sur lui : une partie de l'énergie en jeu est transformée en travail résistant : chaleur qui se dissipe.

L'amortissement, en matière de suspension des véhicules automobiles, est si nécessaire que l'on a été conduit à employer comme dispositifs élastiques ceux dont le fonctionnement donne lieu au travail résistant le plus important : les ressorts à lames. Nous ne prétendons pas que la disposition actuelle des ressorts à lames ne résulte que de cette nécessité : on sait en effet que le profil optimum d'une lame élastique est triangulaire, pour résister aux efforts tranchants qu'elle subit, et que, ne pouvant donner à une lame l'épaisseur nécessaire, par suite de l'importance des efforts intérieurs, on utilise des lames multiples, de longueur décroissante.

Constante de frottement. — Trépidations. — Lorsqu'un ressort à lames se déforme, deux lames voisines frottent l'une sur l'autre, la force de frottement étant le produit Pf de la pression P qu'elles exercent l'une sur l'autre par le coefficient de frottement (acier sur acier, avec interposition de lubrifiant). Les lames exercent les unes sur les autres des pressions qui dépendent non seulement du poids, mais de leur serrage : il existe en tous cas une résultante à toutes ces forces de frottement, résultante que nous pouvons supposer constante, et que nous appellerons *constante de frottement*.

Par conséquent, pour déformer un ressort à lames, il faut exercer sur lui un effort supérieur à cette force minimum.

Tout effort inférieur à la constante de frottement est intégralement transmis par le ressort, qui fonctionne alors comme une liaison rigide, au châssis. Il en résulte en général un léger déplacement vertical qui est « *la trépidation*. »

On voit que les trépidations seront d'autant plus importantes que la constante de frottement sera plus grande.

Il y a là un élément indiscutable de manque de confort, méritant quelques explications.

Evidemment, un ressort très flexible ne peut avoir une constante de frottement élevée : le travail résistant des forces de frottement, à moins que d'avoir des lames si minces qu'elles seraient trop fragiles, est incompatible avec des flexions importantes. Par suite, non seulement un ressort *dur* transmet à la caisse, après passage sur un obstacle déterminé, un effort plus grand qu'un ressort flexible, mais encore il transmet des trépidations beaucoup plus importantes. Les ressorts durs devraient donc être proscrits si la tenue à la route n'intervenait pas, c'est-à-dire le problème du train roulant, ainsi d'ailleurs que la stabilité longitudinale et transversale de la caisse que l'on ne peut tenir pour indépendante de la tenue à la route.

Influence de l'amortissement. — L'amortissement des oscillations, par les frottements intérieurs des ressorts, à une influence certaine sur les mouvements; cette influence est toutefois assez complexe.

Nous la considérerons surtout aux deux points de vue de l'amplitude des oscillations et de leur durée, mais nous ne prétendons pas que ces deux points de vue soient suffisants pour expliquer complètement le rôle de l'amortissement.

Il est certain que l'amplitude des oscillations est diminuée par les frottements : le travail résistant ainsi créé ne peut que diminuer les déplacements, puisqu'il absorbe une partie de l'énergie qui, dans un système non amorti, serait intégralement consacrée au déplacement du poids porté.

A ce point de vue, par conséquent, l'amortissement est certainement avantageux. On démontre, d'autre part (1) :

1° Que, si l'on tient compte de l'effet d'amortissement des travaux moléculaires intérieurs (une seule lame) la période d'oscillation se trouve allongée.

2° Que l'amortissement par résistance de viscosité ralentit les oscillations, d'autant plus qu'il est plus rapide.

3° Que l'amortissement par frottement ne modifie pas la période des oscillations, mais seulement la loi suivant laquelle diminuent les amplitudes.

(1) Mémorial de l'artillerie 1924 :

a) *Théorie des ressorts manométriques*, par M. CHARBONNIER (page 556).

b) *Statique et dynamique des ressorts*, par M. THULOUP (page 434).

Ces deux derniers résultats sont obtenus, il est vrai, au prix de quelques hypothèses qui ne sont pas tout à fait rigoureuses, à savoir :

1° *Que la force de frottement est constante dans l'amortissement à frottement.*

2° *Qu'elle est proportionnelle à la vitesse du déplacement quand la résistance est due à la viscosité.*

Ces résultats sont néanmoins applicables aux ressorts à lames.

En effet, si nous faisons abstraction du travail moléculaire interne de chacune des lames, qui ne peut qu'allonger la période d'oscillation, le frottement des lames entre elles est à peu près constant.

Il n'en est pas nécessairement de même du frottement des *amortisseurs*. Les résultats précédents ne leur restent applicables que si les hypothèses faites sont à peu près exactes.

Amortisseurs. — En ce qui concerne les amortisseurs à liquide, on peut admettre que les résistances qu'ils font naitre sont proportionnelles à la vitesse du déplacement : *leur adjonction augmente donc la période des oscillations, c'est-à-dire ainsi le confort, puisque nous savons que le confort est lié à cette période.* Ainsi que tous les amortisseurs, ils diminuent également l'amplitude des oscillations.

L'action des amortisseurs à frottement dépend essentiellement de leur mode d'action, c'est-à-dire de leur constitution et de leur réglage. Si leur action résistante s'exerce dès que le ressort commence à se déformer et pour les plus petites déformations, *et que cette action soit constante*, ils paraissent vraiment des *durcisseurs* : il semble qu'on obtiendrait un résultat à peu près analogue à ceux d'un tel amortisseur en augmentant le frottement des lames de ressort, par un accroissement convenable du serrage des étriers, s'il y en a. En particulier, ils augmentent la trépidation. On sait que, par exemple, des voitures de course munies de ressorts durs et d'amortisseurs à frottement agissant sans retard, sont presque intolérables à faible allure sur un pavé médiocre.

Il est vrai que la dureté d'un ressort ne dépend pas seulement du frottement des lames, mais encore et surtout de leur épaisseur.

Il semble donc préférable, pour un amortisseur à frottement, de ne pas agir pour les faibles déformations des ressorts, de deux

ou trois centimètres par exemple, qui correspondent au passage sur les petits obstacles usels, et encaissent les déformations résultant du passage sur les pavés — dans la mesure où les bandages n'ont pas annulé le rôle de ces faibles dénivellations — De tels amortisseurs existent ou ont existé : nous citerons entre autres l'amortisseur Krebs.

Il est également favorable, pour l'amortissement rapide des oscillations sans accroissement des trépidations, par l'emploi d'amortisseurs à frottement, que la force résultante créée soit fonction du déplacement, mais non proportionnelle : la force doit croître plus vite que le déplacement. Il n'est pas difficile d'imaginer des appareils à serrage variable ou plutôt progressif.

En réalité, il est certain que la loi du freinage par un amortisseur est loin d'être assimilable à l'action d'une force constante : ceci explique que l'on ne puisse considérer un amortisseur comme un simple système durcisseur de ressorts, quel que soit son principe.

L'expérience serait en tout cas suffisante, à elle seule, pour démontrer, en dehors de toute théorie, que l'adjonction d'amortisseurs à frottement ne donne pas les mêmes résultats que la substitution de ressorts plus durs.

En tout cas, il est certain que les amortisseurs hydrauliques ont un rôle nettement différent, puisqu'ils influent sur la période d'oscillation, et toujours pour l'augmenter. Ici encore, les lois du freinage sont généralement plus compliquées que la simple proportionnalité à la vitesse : ces hypothèses, parfois exactes, sont destinées surtout à faciliter les explications techniques, où à établir par le calcul des approximations sur les lois de frottement à réaliser.

De plus, il est bien rare que ces amortisseurs n'ajoutent pas en tout temps une résistance supplémentaire à la déformation des ressorts même dans les courses non freinées, car l'écoulement du liquide n'est jamais libre.

Flexibilité et amortissement. — Il faut se garder d'identifier la dureté d'un ressort, c'est-à-dire sa faible flexibilité, avec le durcissement qui résulte de l'amortissement.

On peut parfaitement imaginer, en effet, des ressorts de flexibilité égale et d'amortissement différent, suivant qu'ils sont composés d'un nombre de lames plus ou moins grand, ces lames

étant d'autant plus minces qu'elles sont plus nombreuses. L'amortissement est évidemment d'autant plus rapide que le nombre des lames est plus grand.

On conçoit ainsi, sachant ce que nous savons maintenant, que l'on ait depuis longtemps compris l'intérêt qu'il y avait à multiplier le nombre des lames, dans la limite où chacune d'elles ne devient pas trop fragile.

Certes, on ne peut affirmer que la flexibilité des deux ressorts ayant un nombre de lames différents, une même flèche de charge pour la charge moyenne qu'ils ont à supporter, soit rigoureusement la même. On sait, en effet, que les courbes représentant les flexibilités des ressorts ne sont pas tout à fait des droites; ici les courbes réelles ne seraient pas identiques, mais elles sont encore plus près l'une de l'autre qu'elles ne sont de la droite avec laquelle on les confond.

Le durcissement d'un ressort par adjonction d'un amortisseur à frottement constant ne doit donc pas être considéré comme une simple variation de la flexibilité, laquelle peut n'être que faiblement modifiée, l'amortissement l'étant beaucoup.

Le frottement entre les lames d'un ressort est variable, puisque l'état des lames au point de vue graissage, rouille, serrage des étriers dépend beaucoup du chauffeur qui peut effectuer plus ou moins parfaitement l'entretien. Il est donc logique de chercher l'effet d'amortissement dans un organe extérieur au ressort, c'est-à-dire dans des amortisseurs.

La recherche de l'amortissement par l'augmentation du nombre des lames entraînerait une augmentation de prix, de poids et même de fatigue du métal.

Notons que, généralement, les ressorts sont, ou surchargés dans leurs lames maitresses qui cassent alors facilement — ou trop peu chargés sur les petites lames. — Mais ceci ne peut être évité, puisque la lame maitresse doit être suffisante pour que chaque œil de ressort soient assez forts.

En résumé, il nous paraît que la meilleure solution de la suspension soit le ressort de flexibilité convenablement choisie, n'assurant pas d'autre fonction (poussée, réaction), à lames bien entretenues et complété par un amortisseur convenablement réglé.

Dispositifs tendant vers l'astaticité. — A l'époque où l'on

cherchait surtout l'amélioration du confort, sans se préoccuper suffisamment de la tenue à la route qui dépend largement du train roulant, on imagina diverses solutions.

Nous rappellerons ici deux dispositifs (ou du moins leurs principes) qui tendraient à rendre aussi peu variables que possible l'ensemble des actions verticales exercées sur la caisse en créant à chaque instant entre essieu et châssis, une action nouvelle égale et opposée à la variation de force élastique du ressort.

Le contre accélérateur de suspension s'appuyait sur le principe suivant (fig. 186).

Soit la bielle ab de longueur constante, assujettie à glisser par ses deux extrémités

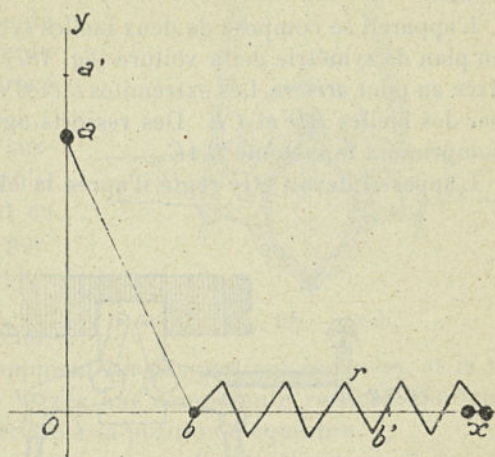


FIG. 186. — Principe du contre-accélérateur.

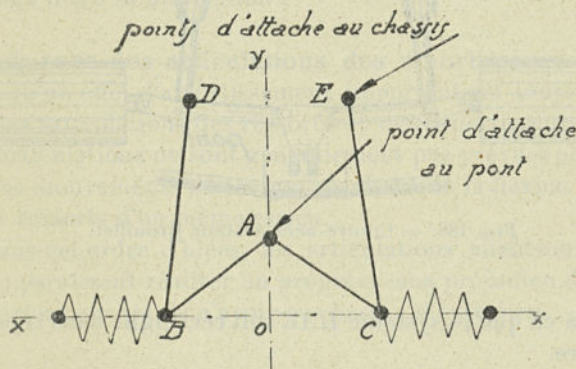


FIG. 187. — Schéma du contre-accélérateur.

sur deux axes rectangulaires. Supposons que le pied b soit pressé par un ressort, de manière que la pression exercée soit dirigée suivant l'axe sur lequel b est astreint à se déplacer. Supposons

en outre que ce ressort soit tel qu'il soit complètement détendu lorsque le point b est en O , la bielle étant dirigée alors suivant oy . L'action que la bielle exerce en a sur son point d'appui est à chaque instant égale à celle que le ressort exerce en b (cf. *Automobilia*, n° 92).

L'appareil se compose de deux bielles symétriques par rapport au plan de symétrie de la voiture (fig. 187). L'articulation A est fixée au pont arrière. Les extrémités B et C sont reliées au châssis par des bielles BD et CE . Des ressorts agissent en B et C qui compriment le système BAC .

L'appareil devait être réglé d'après la charge du véhicule de

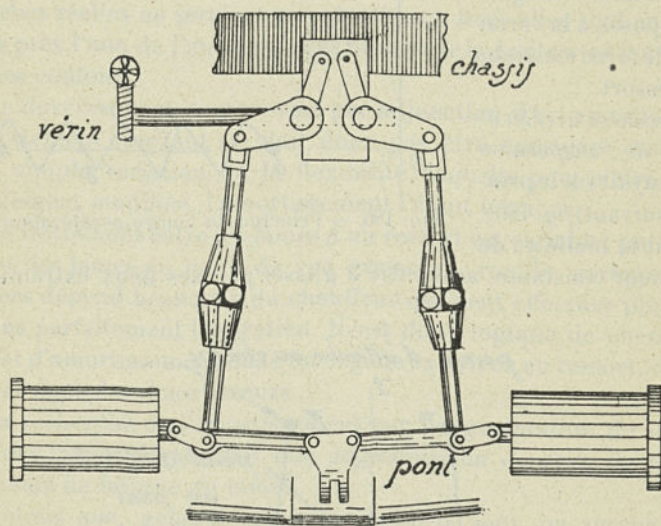


FIG. 188. — Contre-accélérateur Brouillet.

manière à ce que le système BAC soit rectiligne dans la position d'équilibre.

Ce réglage était effectué au moyen d'un vérin de manœuvre, par tâtonnements, le conducteur devant discerner la position pour laquelle la manœuvre du vérin présente une égale dureté dans les deux sens.

Un dispositif de sécurité évitait les chocs à fond de course.

Stab. — L'appareil dénommé le Stab est un ressort à lames en forme de V (*fig. 189*) fixé par son milieu au châssis et tourné vers le bas. Sur chacune des branches du ressort est fixé un galet, qui s'appuie sur un chemin de roulement, solidaire du pont arrière et de tracé spécial.

Si les ressorts de suspension sont en équilibre, les galets sont en contact avec des portions verticales du chemin de roulement.

Si les ressorts se déforment, les galets s'appuient sur des portions inclinées, et la tension du ressort en V crée une composante verticale qui tend à ramener le pont arrière à sa position d'équilibre.

Cet appareil crée donc une contre accélération. Il présente l'avantage de n'avoir pas besoin de réglage : l'expérience montre presque toujours, en matière automobile, que le conducteur moyen est incapable d'utiliser convenablement les dispositifs de réglage mis à sa disposition.

Influence des articulations des amortisseurs. — Signalons qu'un effet d'amortissement important est toujours obtenu par les articulations des ressorts et des amortisseurs. En effet, ces articulations ne sont généralement pas prévues pour permettre les mouvements de torsion résultant de la flexion inégale des deux ressorts d'un même essieu.

Dans cet ordre d'idées, les articulations silentsouple (silent-bloc) paraissent réaliser un progrès, sans préjudice du fait plus important encore de n'avoir pas besoin d'entretien.

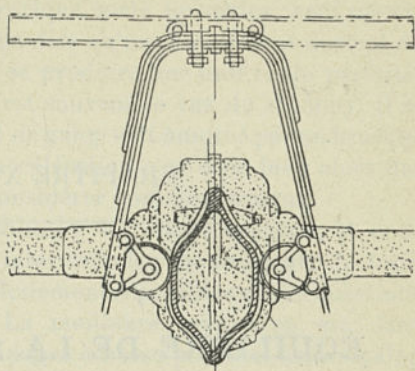


FIG. 189. — Stab.

CHAPITRE XVIII

ÉQUILIBRE DE LA SUSPENSION OU DE LA CAISSE SUR SES RESSORTS

Dans tout ce qui précède, nous n'avons étudié que le fonctionnement d'un système élastique unique, comme si le véhicule ne comportait qu'une seule roue, ou un seul train roulant assujéti à se déplacer de telle manière que son axe reste constamment parallèle au châssis.

La réalité est beaucoup plus compliquée. Il y a deux trains roulants, du moins en général, et chacun d'eux comporte deux roues qui peuvent n'être pas affectées de la même façon par les obstacles.

On conçoit, en particulier, que se produisent des flexions alternatives des suspensions avant et arrière, suivant un mouvement oscillatoire et périodique qui s'appelle généralement *galop* et que l'on pourrait nommer *tangage*.

Des flexions alternatives des ressorts produisent un *dandinement*, qui n'est qu'un cas particulier du *shimmy*. Le dandinement est fréquemment accompagné d'un braquage alternatif des roues avant.

Des flexions alternatives des ressorts arrière produisent le *roulis*, particulièrement désagréable au point de vue confort.

Ces divers mouvements peuvent se produire non seulement sous l'influence du passage d'obstacles, mais encore par suite d'actions en quelque sorte normales, qui ne donnent lieu à un

mouvement périodique et entretenu que par suite d'un défaut dans l'anatomie de la voiture.

Nous disons : causes en quelque sorte normales, ceci mérite une explication. Nous voulons dire qu'un mouvement normal du châssis sur ses ressorts peut se produire sur une route parfaitement plane ; par exemple, c'est souvent le cas du shimmy. Il se peut aussi que le mouvement de galop soit amorcé par un brusque ralentissement ou une vive accélération : ce sont bien alors des phénomènes que l'on peut considérer comme normaux.

Nous ferons plus loin du shimmy une étude spéciale, et nous tenterons ici de ne pas faire intervenir les mouvements du train roulant, bien qu'ils soient difficilement séparables de ces questions d'équilibre de la voiture. La meilleure preuve en est dans l'influence fréquente des bandages à basse pression sur le galop et le roulis.

ÉQUILIBRE LONGITUDINAL DE LA SUSPENSION

Nous n'avons jusqu'ici étudié la suspension qu'en considérant les actions verticales qui pouvaient s'exercer, du fait des obstacles, sous l'influence du déplacement des trains roulants.

D'autres forces interviennent, variables, qui doivent n'exercer aucune action sur la suspension pour que la voiture reste en équilibre sur sa caisse : ce sont l'action du vent, les forces d'inertie, l'effort tangentiel, la résistance au roulement. Ces forces sont toutes horizontales, chacune étant appliquée en un point fixe : centre de poussée, ou centre de gravité, ou point de contact de la roue au sol.

Rappelons que l'essieu arrière est obligatoirement muni d'un dispositif de réaction au couple de cabrage.

Le problème qui se pose alors est de donner aux divers organes de la voiture des dimensions telles que les actions des suspensions avant et arrière sur la voiture soient constantes, lorsque varient les forces énoncées plus haut.

Le châssis exerce une pression constante sur les ressorts et la rotule par laquelle le système de réaction s'articule sur lui. La somme des réactions exercée par ces différents points est donc également constante. Mais la réaction exercée par la rotule est variable avec le couple moteur, *il est donc impossible d'assurer rigoureusement l'équilibre de la voiture sur sa suspension.*

Seulement il est possible de rendre constante la réaction du train roulant arrière, à condition que les organes de la voiture soient disposés de telle manière que, lorsque la réaction de la rotule varie — elle varie avec le couple moteur : accélérations ou freinages — la réaction du train avant soit seule à varier.

Si l'on néglige l'influence de la résistance de l'air, il est facile de démontrer que cette condition est la suivante, connue sous le nom de : *théorème de Brouhiet*.

Pour qu'une voiture ait sa suspension arrière indifférente aux efforts d'inertie donnés par les accélérations ou les ralentissements, il faut et il suffit que le rapport de la hauteur du centre de gravité au rayon des roues motrices soit égal au rapport de l'empattement à la longueur du bras de réaction.

Soit F la force d'inertie appliquée au centre de gravité. Elle est égale et opposée à l'effort tangentiel appliqué à la roue motrice.

La rotule de réaction, considérée comme faisant partie du pont arrière, est soumise à une réaction dont la composante horizontale est égale et opposée à F , et dont la composante verticale Y dépend de la tension T du ressort appliqué à l'essieu et de la composante verticale N de la réaction du sol, dépendant elle-même des frottements (*fig. 190*).

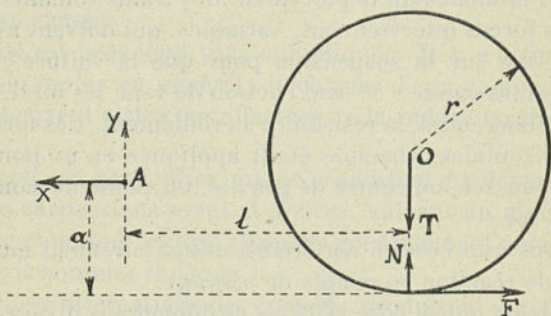


FIG. 190.

Si nous prenons le moment de ces forces par rapport à O , il doit être nul. D'où :

$$Y \times l = F \times r$$

soit :

$$Y = F \frac{r}{l}.$$

Supposons que la rotule soit dans le plan horizontal de l'essieu avant. Les forces appliquées au châssis sont alors les réactions des deux essieux, la réaction de la rotule dont les composantes sont opposées à X et Y , et la force d'inertie F .

Prenons le moment par rapport à l'essieu avant. Si l'on veut que la réaction T soit indépendante de F , il faut que le moment des forces qui dépendent de F soit nul, soit :

$$F \times (h - r) = Y(L - l)$$

Puisque X rencontre alors l'essieu avant,

Soit en remplaçant Y par sa valeur $F \frac{r}{l}$

$$F(h - r) = F \frac{r}{l}(L - l)$$

$$l(h - r) = r(L - l)$$

$$\frac{h}{r} = \frac{L}{l}$$

L'énoncé du théorème n'est donc permis qu'au prix de deux approximations.

1° *Négliger la résistance de l'air.* On pourrait, il est vrai se contenter d'admettre que le centre de poussée est dans le plan horizontal du centre de gravité.

2° *Admettre que la rotule de réaction est dans le plan des essieux.*

En tous cas, on voit que la longueur du bras de réaction d'une voiture est déterminée de manière unique ; elle devrait varier avec le type de carrosserie, si la hauteur du centre de gravité varie en même temps.

Cette condition ne s'applique qu'à l'essieu arrière.

Toutefois, il ne faut pas perdre de vue que la suspension de l'essieu arrière a une importance prépondérante. En effet, les voyageurs transportés sont placés sur cet essieu ; il a toujours tendance à être moins bien suspendu en raison des valeurs élevées du poids non suspendu, tandis que l'essieu avant, plus favorisé à ce point de vue, pourra plus facilement supporter les effets du déséquilibre longitudinal.

Pour que l'essieu avant échappe aux effets des variations d'inertie, il faudrait que le centre de gravité fut dans le plan horizontal de l'axe de cet essieu, condition évidemment irréalisable dans l'état actuel de la construction automobile.

Si les défauts d'équilibre longitudinal, inévitables sur les essieux avant, sont trop désagréables, il sera toujours facile d'y porter remède par l'adjonction d'amortisseurs, dans la mesure où la suspension de l'essieu avant ne sera pas trop dure pour que les organes supportés par cet essieu et particulièrement le moteur, puissent en souffrir. On peut toujours utiliser des ressorts assez flexibles, complétés par un amortisseur, ne freinant pas la première déformation.

Influence de l'anatomie de la voiture sur le mouvement de galop. — Malgré les propositions établies précédemment, le mouvement de galop peut évidemment se produire, ne fut-ce que par suite des actions mutuelles des deux suspensions, après passage sur un ou plusieurs obstacles.

Ce mouvement de galop est un mouvement d'oscillation périodique autour d'un axe transversal. Il sera d'autant plus facilement supportable que sa période sera plus longue, c'est-à-dire aussi que le rayon de giration sera plus grand. Si p est le poids d'un point dont r est la distance à l'axe de giration, axe perpendiculaire au plan de symétrie de la voiture et passant par le centre de gravité, le rayon de giration est :

$$\rho = \sqrt{\frac{\sum pr^2}{\sum p}}$$

Par suite, il y a intérêt, au point de vue du galop, à réaliser des voitures à grand empattement, sur lesquelles les masses importantes seraient rejetées le plus loin possible à l'arrière.

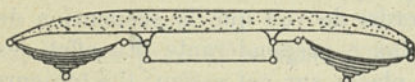


Fig. 191.

Il est évident aussi que, dans ce mouvement de galop, les trains roulants jouent un rôle important. Toute amélioration dans leur tenue de

route entraînera donc ainsi, sans doute, une diminution des mouvements de galop.

Un autre moyen de diminuer les actions réciproques des suspensions avant et arrière est de les rendre solidaires l'une de l'autre par un système cinématique quelconque (suspension Kohl (fig. 191), suspension Guillery, wagons à boggies, fig. 192)

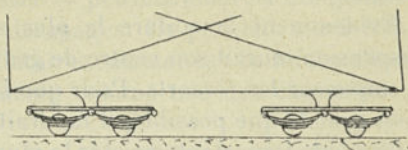


FIG. 192.

ou même d'avoir un système unique interposé entre les deux trains roulants d'une part et le châssis d'autre part.

ÉQUILIBRE TRANSVERSAL DE LA SUSPENSION

L'expérience montre que les voitures sont fréquemment animées de mouvements oscillatoires transversaux, mouvements d'oscillation autour d'un axe horizontal situé dans le plan de symétrie de la voiture. Ces mouvements constituent un véritable roulis.

L'expérience montre qu'ils sont d'autant plus fréquents et d'autant mieux entretenus que les ressorts sont plus flexibles.

Ces oscillations transversales sont amorcées généralement par la flexion inégale des ressorts arrière. La flexion alternative des ressorts avant est le dandinement, qui produit rarement le roulis.

On démontre que, pour chaque position du centre de gravité, l'équilibre latéral de la voiture sur ses ressorts ne peut être stable que si la flèche de charge est inférieure à

$$\frac{l^2}{h-r}$$

où h est la hauteur du centre de gravité au-dessus du sol, r le rayon des roues motrices, l le demi-écartement des ressorts ⁽¹⁾.

Pour une flèche de charge déterminée — et nous savons que c'est surtout la flèche de charge qui définit le confort — il y a donc avantage à ce que les ressorts soient aussi écartés que possible l'un de l'autre (il s'agit seulement de leurs points d'attache

(1) *Automobilia*, n° 109 (1921), page 39.

sur l'essieu) et à ce que le centre de gravité soit aussi bas que possible.

Evidemment la voiture la plus stable, latéralement, sur sa suspension, aurait son centre de gravité dans le plan d'appui de la caisse sur les ressorts. Pour que sa période d'oscillation soit aussi grande que possible, il faudrait que la carrosserie fut large, et les poids importants rejetés le plus loin possible à l'extérieur, afin que le rayon de giration soit maximum.

Il est vrai que l'augmentation de la période est à peu près inséparable de l'accroissement des amplitudes, ce qui ne va pas non plus sans inconvénient.

SUSPENSIONS A ROUES INDÉPENDANTES

A plusieurs reprises déjà ont été réalisées des suspensions à roues indépendantes, c'est-à-dire telles que les deux roues avant et les deux roues arrière ne soient plus liées respectivement par un essieu ou du moins par un système rigide.

Il est certain que l'utilisation des essieux rigides n'est pas sans inconvénient, telle qu'elle est actuellement réalisée, en général du moins.

En particulier, les essieux rigides paraissent faciliter le mouvement de roulis que la voiture tend à prendre sous l'influence des flexions inégales des ressorts d'un même essieu. Nous avons dit précisément que cette flexion inégale, et le déplacement du châssis qui en résulte, donnent naissance à un mouvement d'oscillation autour d'un axe horizontal et longitudinal de giration.

Les roues indépendantes permettent fréquemment de diminuer le déplacement du centre de gravité qui résulte du passage d'une seule roue sur un obstacle. Ce dispositif présente donc, à ce titre, un premier avantage au point de vue de la stabilité du véhicule.

Il est une autre raison qui peut expliquer également une amélioration de la stabilité. Lorsqu'une roue passe sur un obstacle, l'essieu prend une certaine inclinaison : il en résulte que l'autre roue ne peut rester verticale, même si elle repose sur un sol parfaitement horizontal. Il en résulte toujours, et surtout avec les bandages à faible pression dont l'emploi tend actuellement à se généraliser, une déformation anormale du bandage, telle que la trace sur le sol n'est plus rectiligne et affecte une forme plus

ou moins sinusoïdale. Cette déformation — et le retour à la position d'équilibre qui peut être dépassée — peuvent amorcer des glissements latéraux qui sont des dérapages. Ils peuvent aussi être l'origine de mouvements oscillatoires entretenus : la déformation des pneus ballon a été considérée comme une des causes possibles du shimmy.

S'il n'est guère douteux que les suspensions à roues indépendantes puissent présenter des avantages au point de vue de la stabilité latérale, il semble que la suppression des essieux puisse être justifiée encore par d'autres raisons.

En particulier le poids des essieux et surtout des essieux moteurs est assez considérable. Or nous savons qu'il y a toujours intérêt à réduire le poids non suspendu : les roues indépendantes seront toujours supérieures, à ce point de vue, aux essieux rigides.

De plus, quand un essieu prend une position oblique par rapport au châssis, ce mouvement entraîne une torsion des ressorts, susceptible d'amorcer des ruptures, et une pression latérale sur les jumelles ou les axes d'oscillation, qui tend à accélérer leur usure et à les rendre bruyantes.

En ce qui concerne l'essieu avant, les flexions de ressorts entraînent un déplacement longitudinal de l'essieu par rapport au châssis, accompagné d'une obliquité si la flexion est inégale. Il en résulte une réaction sur le tringlage de direction, susceptible d'amorcer le dandinement, ou de réagir sur le volant en rendant ainsi la direction désagréable.

Enfin, les essieux sont relativement fragiles : on sait la fréquence de leurs déformations et même de la rupture des fusées. (1)

Les suspensions à roues indépendantes permettent de fixer le différentiel au châssis, diminuant ainsi notablement le poids suspendu, mais elles entraînent l'obligation d'employer des transmissions à cardans transversaux, dont le rendement est toujours inférieur à celui des transmissions ordinaires.

(1) D'après un article de M. SIZAIRE. (*Omnia*, Décembre 1925)

SUSPENSION SIZAIRE

Parmi les suspensions à roues indépendantes, nous citerons la Sizaire qui existe, actuellement, depuis plusieurs années (*fig. 193*).

Les essieux sont remplacés par des ressorts transversaux fixés au châssis par le milieu, qui est boulonné, et à leurs extrémités sur la partie inférieure d'un pivot, par l'intermédiaire d'une rotule.

Les fusées des roues sont solidaires des pivots et chaque pivot est relié d'autre part, par sa partie supérieure, à un amortisseur

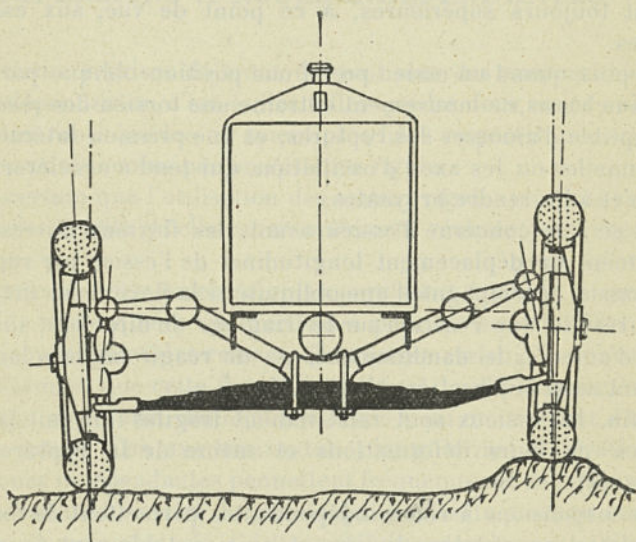


FIG. 193.

fixé au châssis : pivot et amortisseur sont reliés par une bielle avec articulation à rotule entre la bielle et le pivot.

La direction est dessinée de façon spéciale pour que les leviers d'attaque — chaque roue avant est commandée directement — aient des mouvements compatibles avec ceux du pivot, qui a une double liaison, par le ressort et l'amortisseur, avec le châssis. Ainsi le fonctionnement de la direction est indépendant du fonc-

tionnement des ressorts. Les phénomènes du shimmy paraissent évités, ou du moins ne sont jamais apparus sur ces voitures....

Stabilisateurs. — De même que la contre-accelération a été appliquée aux mouvements verticaux de la voiture, des dispo-

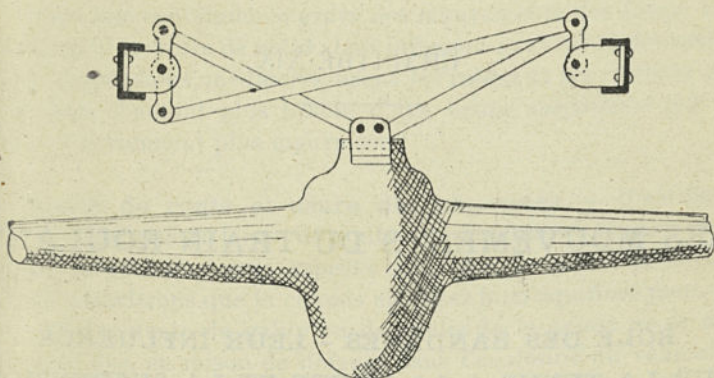


FIG. 194.

sitifs ont été créés tentant de s'opposer aux mouvements latéraux du châssis.

Par exemple, le stabilisateur *Adex* (fig. 194) est constitué par un système de bielles et leviers reliant le pont aux longerons, et tels que l'axe de l'essieu tende constamment à être parallèle au plan des longerons.

D'autres appareils stabilisateurs ont été essayés : aucun n'a été généralisé et ne paraît actuellement devoir survivre.

CHAPITRE XIX

LES MOUVEMENTS DU TRAIN ROULANT

ROLE DES BANDAGES - LEUR INFLUENCE SUR LA TENUE A LA ROUTE ET LA SUSPENSION

Il ne faut pas considérer la suspension de la voiture (poids suspendu) et le mouvement des trains roulants comme deux problèmes absolument distincts, bien qu'ils soient nettement différents. Il est seulement commode de les étudier séparément.

L'étude des mouvements du train roulant a pris récemment une importance nouvelle, du fait de l'utilisation des bandages à basse pression et de la fréquence relative des phénomènes de shimmy : nous verrons que le shimmy n'est pas autre chose que l'ensemble des mouvements que peut prendre l'essieu avant, lorsque ces mouvements sont périodiques et entretenus.

L'ensemble du poids suspendu n'est soumis qu'à deux forces verticales : son poids et la tension du ressort — en négligeant les réactions sur le châssis des organes de liaison avec les essieux. — Le mouvement vertical d'un train roulant est plus compliqué, puisqu'il est soumis non seulement à son poids et à la tension variable des ressorts, mais encore aux actions qui résultent du fonctionnement des bandages élastiques par l'intermédiaire desquels il repose sur le sol. Naturellement, les mouvements du poids suspendu ont une importance, puisqu'ils déterminent en partie l'un des éléments du problème : la tension des ressorts.

Mais, en admettant même que l'on ait réalisé une suspension parfaitement astatique, le problème du train roulant n'en resterait pas moins à résoudre avec ses répercussions sur la tenue de route. L'expérience a montré d'ailleurs — essais et expériences de M. Brouhiet — que la tenue de route d'un véhicule muni d'une suspension astatique pouvait être exécrable.

Il est une conséquence grave des mouvements des trains roulants qu'il importe de noter : leur influence sur l'usure des routes. Les suspensions médiocres usent les routes et les voitures ont, dès lors, d'autant plus besoin d'une bonne suspension que les routes deviennent plus mauvaises.

Tenue de route et usure des chaussées. — Il est facile de montrer que la tenue de route du véhicule et l'usure de la route ne sont que deux aspects différents du même problème. Nous admettrons que le châssis est assez bien équilibré pour que des mouvements de galop ou de roulis de la caisse ne se produisent pas, en raison de défauts dans l'anatomie du véhicule : les réactions des trains roulants peuvent néanmoins entraîner ces mouvements qui participent de l'idée que l'on se fait généralement d'une mauvaise tenue de route.

Dans les oscillations verticales des trains roulants, la pression de la roue sur le sol est à chaque instant modifiée. En elles-mêmes, ces variations de la pression n'auraient guère d'importance pour la route, capable de supporter des efforts bien supérieurs, sans écrasement des matériaux superficiels.

Mais la pression exercée par le bandage sur le sol détermine son adhérence, produit du poids porté par le coefficient de frottement sur le sol. Si l'adhérence diminue, il arrivera un moment où l'effort à la jante lui deviendra supérieur et, à ce moment, le mouvement de roulement se transformera en un glissement : le patinage (ou le dérapage).

Ce patinage est mauvais pour la route, qui n'est pas faite pour résister à des efforts d'arrachement horizontaux. On sait qu'il est également néfaste aux bandages. Enfin, il est nuisible à la tenue de route, car le glissement longitudinal ou patinage, se transforme aisément en un glissement latéral, ou dérapage, susceptible de compromettre la sécurité du véhicule.

Si la limite d'allègement qui peut déterminer le patinage n'est pas atteinte, la route ne souffre pas, mais les tendances au pati-

nage et surtout au dérapage se trouvent notablement augmentées : en particulier, une action latérale anormale : force centrifuge dans un virage, bombement de la chaussée, suffit à déterminer le dérapage.

Si la roue vient à quitter le sol, son mouvement s'accélélera tandis qu'elle est en l'air, de sorte qu'en reprenant terre, elle sera freinée mais jouera sur le sol le rôle d'une meule : route et bandage subiront des efforts d'arrachement considérables.

L'effet de choc de la roue qui tombe vient encore augmenter par son martèlement l'usure de la chaussée.

Influence des trains roulants sur la suspension. — Si nous voulions négliger l'influence de la voiture sur les mouvements des roues, il n'est pas possible de négliger aussi l'influence des mouvements verticaux des trains roulants sur la suspension proprement dite, c'est-à-dire sur les mouvements verticaux du poids suspendu.

La première partie de notre étude supposait implicitement que les efforts reçus par la roue étaient intégralement transmis aux ressorts ; il y a trépidation si l'effort est inférieur à la constante de frottement, flexion du ressort avec toutes ses conséquences si l'effort est plus important. Les mouvements de l'essieu déterminaient les variations de la tension du ressort.

En réalité un premier organe élastique subit l'effet de l'obstacle : c'est le bandage. Nous sommes donc ramenés à étudier le rôle des bandages, en matière de suspension. En étudiant ce rôle, nous serons amenés à comparer constamment les différents types de bandages, et par suite à préciser les raisons qui ont entraîné l'adoption des pneus type-ballon.

LE RÔLE DES BANDAGES

Influence de l'affaissement en charge. — Tout ce que nous avons dit de la suspension de la caisse sur les ressorts reste vrai de la suspension de l'essieu sur les bandages, et particulièrement l'influence de la flèche de charge du dispositif élastique, flèche de charge qui devient ici l'affaissement du bandage.

De même qu'une variation du poids porté détermine une varia-

tion de la flèche du ressort, de même elle détermine une variation de l'affaissement du pneu.

Le rôle du bandage sur les mouvements des essieux dépend donc de sa flexibilité, comme le rôle des ressorts dépend de leur propre flexibilité : la flexibilité du bandage étant sa variation d'affaissement, en millimètres, pour une charge de 100 kilogs.

Il y a donc certainement intérêt, au point de vue des mouvements verticaux, à employer des bandages à grande flexibilité, c'est-à-dire aussi à fort affaissement en charge, sous réserve des mêmes inconvénients que nous avons vu pour la caisse sur ses ressorts : tendances au galop et au roulis. Ceci signifie l'emploi des bandages à faible pression intérieure, qui présentent évidemment une flexibilité plus grande.

LES PNEUS « BALLON »

Une difficulté nouvelle intervient ; il est à craindre que les nappes de tissus qui constituent l'armature du bandage ne supportent que difficilement les travaux auxquels elles seront soumises au cours de ces flexions importantes. D'autre part, elles peuvent se trouver pliées au point de se couper peu à peu. Enfin, la déformation du bandage n'est possible que si les diverses nappes se déplacent les unes par rapport aux autres ; ce travail de déformation était pour une large part responsable de l'échauffement important des anciens pneus en toile. Un premier progrès fut l'emploi des nappes plus facilement déformables : ce furent les pneus dits « cablés » et les pneus « corde ».

Toutefois, les affaissements importants que l'on peut souhaiter n'étaient que difficilement possibles avec les boudins employés jadis, à forte pression, soit que l'on risque de voir, aux chocs importants, la jante presser directement le bandage moins gonflé, soit que, avec les courbures de ces bandages, les déformations des nappes de tissus restent très difficiles.

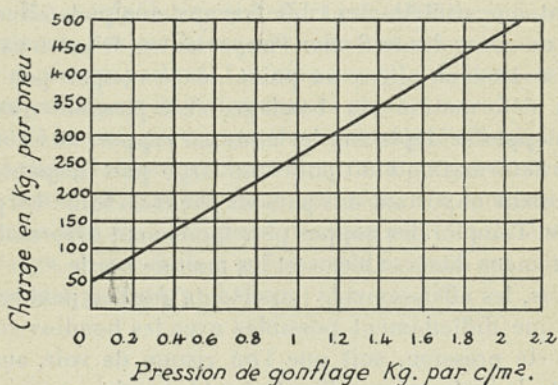
C'est ainsi qu'on arriva aux pneus dits « ballon », de grande dimension — relativement aux boudins précédemment employés — et gonflés à pression relativement faible. La réalisation de ces pneus ne fut possible qu'en diminuant le nombre des nappes qui en constituent l'armature : à dimensions égales, tel bandage qui, sous sa forme ancienne avait 7 nappes n'en a plus que 3 ou 4.

Contrairement aux craintes que l'on pouvait à priori manifester, le nombre des crevaisons n'en fut pas augmenté... il semble même certain qu'il est diminué.

Amortissement du bandage. - Rigidité. — Lorsqu'un bandage gonflé fléchit sous une charge, les matériaux qui constituent l'enveloppe portent une partie de cette charge. On a mesuré les efforts nécessaires pour déformer l'enveloppe de la manière suivante, ces efforts définissant la *rigidité* du bandage.

On a réalisé une même flexion du bandage pour diverses surcharges, en gonflant convenablement pour chaque poids porté. La courbe représentative des pressions de gonflage en fonction des poids portés est une droite, qui ne passe pas par l'origine. On peut admettre que l'ordonnée du point de rencontre de cette droite avec l'axe des poids représente l'effort nécessaire pour déformer l'enveloppe (*fig. 195*) : la *rigidité* est donc bien définie!

Ballon de 135 sous 30,5 m/m d'affaissement.



On pourrait étudier la variation de cet effort : il est peu probable qu'il soit proportionnel aux flexions. Il croît certainement plus vite.

En tout cas, ceci met en évidence l'existence d'un travail résistant, et par suite le fait que toute déformation élastique du bandage sera amortie, grâce à la rigidité, comme les déformations

élastiques des ressorts le sont par le frottement des lames, ici remplacées par les nappes de tissu.

Conformément aux prévisions possibles, la rigidité des pneus ballon est plus faible que celle des pneus à cordes, inférieure elle-même à la rigidité des pneus en toile.

Il est certain d'ailleurs que la pression intérieure intervient dans la rigidité, car le frottement des différentes nappes les unes sur les autres ne peut être indépendant de cette pression.

Dimensions maxima des bandages. — Il est certain que, pour une même pression intérieure, de deux bandages constitués de la même façon, c'est le plus gros qui fléchira le moins, car sa rigidité est plus grande. De plus, au fur et à mesure que les dimensions des bandages augmentent, le nombre des nappes de l'armature croît également, c'est-à-dire aussi la rigidité.

Par suite, l'emploi de pneus de grandes dimensions se heurte à cette difficulté que les pressions de gonflage à employer décroissent quand le diamètre du boudin augmente. Il faut naturellement que l'affaissement en charge du pneu augmente avec sa section, pour que le confort reste le même, puisque la rigidité augmente.

On admet généralement (1) que les pneus dits « ballon » doivent fonctionner avec un affaissement en charge de 22/100 de leur section.

Il résulte de tout ceci que l'on ne peut pas dépasser, pour ce type de bandage, le diamètre de 185, que certains trouvent même déjà trop élevé.

On ne peut donc envisager une généralisation illimitée du pneu ballon pour tous les types de voitures — du moins avec les mêmes résultats au point de vue confort. — De là, le développement du pneu dit « semi-ballon ».

Le pneu et les petits obstacles. — Il est incontestable que l'emploi des bandages, même à haute pression, entraîne une notable amélioration du confort. Par exemple, avant même l'apparition des pneus type ballon, on avait remarqué que le confort

(1) D'après M. HEALEY (Institut des Ingénieurs de l'Automobile d'Angleterre).

augmentait quand la pression de gonflage diminuait : malheureusement, l'usure des bandages était excessive.

En particulier le pneu diminue largement les trépidations et cela s'explique aisément : nous avons vu, à propos des ressorts, que tous les efforts inférieurs à une force que nous avons appelée la constante d'amortissement étaient transmis intégralement par l'essieu au châssis, puisqu'ils étaient insuffisants pour fléchir les ressorts. Or, les obstacles que l'on rencontre sur les routes, petites bosses, cailloux roulants, etc... créent précisément de telles forces : elles seraient l'origine des trépidations si les bandages n'étaient pas là pour amortir leur effet.

Contrairement à une opinion très répandue, le bandage ne permet pas à l'essieu d'éviter les déplacements verticaux : car c'est bien là l'opinion que se font la majorité des chauffeurs de l'expression « boire l'obstacle ».

En réalité, il n'en est rien et c'est pourquoi l'expression « boire l'obstacle », remarquable au point de vue publicité, doit être évitée comme susceptible de conduire à des idées fausses.

Il est incontestable que l'essieu, après passage sur un petit obstacle (quelques centimètres) décrit une trajectoire. Ceci est facile à mettre en évidence expérimentalement, en cinématographiant la trajectoire d'un essieu après passage sur un obstacle. Signalons ici, en passant les expériences entreprises par la maison Talbot et dont on trouvera le compte rendu dans *la Vie Automobile* (1923, pages 137, 156, 172). On peut aussi s'en rendre compte théoriquement, par des considérations empruntées à la mécanique : la force verticale qui prend naissance au passage d'un obstacle est trop importante pour être absorbée entièrement par déformation du bandage.

Le rôle du bandage est donc de transformer l'action de la force qui prend naissance au passage de l'obstacle et l'avantage du bandage à basse pression est ici évident : la durée de l'action exercée par l'obstacle est d'autant plus grande que le bandage est plus gros et plus mou. Or, d'après le théorème des quantités de mouvement, la variation de vitesse verticale est égale au produit de la force moyenne de l'action par la durée de l'action. Par conséquent la force de choc sera d'autant plus faible que la durée de son action sera grande, en admettant que la variation de vitesse verticale soit la même, et elle est plutôt diminuée.

Mais au passage de l'obstacle, prend naissance un mouvement oscillatoire de l'essieu.

Certes, ce mouvement est beaucoup moins important que ceux du poids suspendu, mais tous les raisonnements que nous avons faits concernant l'influence de l'amortissement sur la qualité de la suspension subsistent; il y a donc intérêt à ce que les oscillations soient amorties le plus rapidement possible.

Si nous supposons que les ressorts n'aient pas été fléchis sous le choc, le mouvement oscillatoire n'est dû qu'à l'influence des bandages élastiques, et l'amortissement des bandages élastiques doit se faire par leur propre fonctionnement.

L'expérience et la théorie sont d'accord pour montrer que cet amortissement est en relation avec la structure du bandage : les pneus en toile amortissent plus rapidement le mouvement oscillatoire que les pneus en corde. A l'époque où l'on employait encore les deux types de bandages avec les mêmes pressions, il est incontestable que les bandages en toile présentaient un net avantage au point de vue de la suspension.

Au point de vue amortissement, les pneus ballon sont inférieurs aux pneus ordinaires. Par exemple, d'après les renseignements rapportés par M. Healey, le coefficient d'amortissement (1) d'un bandage de 75 millimètres de diamètre est d'environ $1,5 \times 10^5$ (en unités C. G. S.) alors que celui d'un confort de 112 est seulement $0,9 \times 10^5$. Pour un bandage de 125 environ à haute pression, il est de 10^6 et seulement de 6×10^5 pour le bandage de 185, à basse pression qui lui correspond.

En réalité, le plus souvent les ressorts fléchiront sous l'action du choc : par suite, on serait obligé pour faire un raisonnement absolument précis, de tenir compte de leurs flexions. Mais le résultat subsiste : les chocs transmis par les bandages sont diminués par eux, d'autant plus qu'ils sont moins gonflés, et ils participent à l'amortissement suivant une loi qui dépend de leur structure, les bandages actuels à basse pression étant ceux dont le coefficient d'amortissement est le plus faible.

La dénivellation subie par l'essieu au passage d'un obstacle, dépend naturellement de la vitesse de la voiture — et même du

(1) On appelle coefficient d'amortissement le nombre qui, multiplié par la vitesse de fléchissement du bandage donne la force résultante due aux frottements intérieurs.

carré de cette vitesse par l'intermédiaire de la force vive. — Mais la nature des bandages employés influe également sur la valeur absolue des dénivellements : l'expérience et la théorie sont d'accord pour montrer que bandages à basse pression entraînent un accroissement de l'amplitude des oscillations, ce qui est naturel, puisque les frottements intérieurs y sont plus faibles; c'est-à-dire qu'après déformation, l'énergie non absorbée employée au déplacement de l'essieu est plus grande.

La considération des durées d'oscillation peut nous guider également dans l'étude du rôle des bandages. L'essieu, considéré comme suspendu sur son bandage oscille avec une période qui est donnée par la même formule :

$$t = 2\sqrt{a}$$

que nous avons déjà vu pour les ressorts, a étant ici l'affaissement du bandage. Le confort sera d'autant plus grand que cette durée sera plus grande, c'est-à-dire que la pression sera plus faible.

Condition pour que la roue ne quitte pas le sol. — La vitesse de la voiture pour laquelle le décollement de la roue se produit dépend de l'affaissement en charge. En effet, l'énergie élastique du bandage sous un affaissement a du bandage est le produit de cette affaissement a par le poids P qui a déterminé cet affaissement.

Pour que le bandage quitte le sol, il faut que cette énergie disparaisse complètement, grâce à une autre source d'énergie agissant en sens contraire. Or, dans la voiture en mouvement existe une énergie potentielle qui est la force vive $1/2 mV^2$: si toute cette énergie est employée à produire le décollement, il se produira pour une valeur de v telle que

$$1/2 mV^2 = Pa$$

mais
$$m = \frac{P}{g}$$

donc
$$\frac{PV^2}{2g} = a$$

$$V = \sqrt{2ga}.$$

Nous admettons ici que le poids P est le poids porté par un seul bandage considéré comme isolé. Les liaisons des roues modifieraient le résultat, mais il n'en reste pas moins établi un fait très important : la vitesse maximum pour laquelle se produit le décollement dépend de la flèche de charge.

Donc, les bandages à basse pression quitteront moins facilement le sol que les autres : avantage incontestable des pneu type ballon.

Mais une grosse voiture, équipée avec des bandages de 130 à 4 kgs sera dans les mêmes conditions, au point de vue du bondissement des roues qu'une petite voiture, équipée avec des pneus de 130 à 2 kgs.

Le temps pendant lequel la roue reste soulevée a naturellement une grosse importance, par l'influence du bondissement, aussi bien sur la stabilité que sur l'accélération du mouvement angulaire de la roue. Ce temps dépend surtout du ressort ou plus exactement de la période d'oscillation du train roulant considéré comme soumis à la tension du ressort et à son propre poids. Ce temps est d'autant plus court que le ressort est plus dur.

Il est facile de comprendre que la durée du décollement dépend de la vitesse verticale du mouvement. Les bandages à basse pression, qui déterminent la vitesse ascendante, sont donc les plus favorables, même au point de vue de la durée du bondissement.

En résumé, au passage sur un obstacle, le rôle des bandages est d'autant plus favorable que la pression intérieure est moins grande, sauf aux points de vue de l'amplitude des oscillations de l'essieu, et de l'amortissement de mouvement oscillatoire de cet essieu. On peut donc prévoir l'heureuse influence des amortisseurs sur les voitures munies de bandages à faible pression.

Le bandage et les trous de la route. — Il est évidemment impossible au bandage *d'absorber* les inégalités de la route, trous dont la largeur est généralement bien supérieure à la longueur de la surface de contact de la roue et du sol. C'est donc seulement l'affaissement en charge du bandage qui intervient.

A la rigueur, on pourrait craindre que la déformation élastique du bandage produite par toute inégalité n'ait la même période que les actions successives : ceci est peu à craindre. En effet, les flexions sont généralement nettement inférieures à quatre centi-

mètres, c'est-à-dire que la durée d'oscillation est inférieure à deux dixièmes de seconde et souvent même voisine de un dixième pour les bandages à haute pression.

Si nous songeons qu'à une allure très moyenne : 36 kilomètres à l'heure, la voiture fait dix mètres par seconde, on voit qu'il faudrait que les obstacles eussent une largeur comprise entre un et deux mètres pour être alors dangereux.... Or, les « nids de poule » ont rarement une dimension supérieure à 80 centimètres : c'est donc seulement à des allures plus faibles et dépendant à la fois de la dimension moyenne des trous et de la pression intérieure des bandages que l'on risquera l'influence défavorable du synchronisme par passage sur un seul obstacle.

Il est vrai que des obstacles successifs pourront intervenir ; nous étudierons plus loin leur influence possible.

LES MOUVEMENTS PENDULAIRES DU CHASSIS ET DE L'ESSIEU

Influence des bandages. — Dans l'étude de la suspension, nous avons constamment admis que la caisse oscillait sur des essieux qui n'auraient subi aucune dénivellation.

En réalité, l'influence des bandages modifie légèrement la période d'oscillation, en l'augmentant, et d'autant plus que les bandages sont moins gonflés. Par exemple : pour fixer les idées, nous signalerons avec M. Healey que telle voiture qui avait 85 oscillations à la minute avec des pneus à haute pression n'en aura plus que 80 avec des ballons.

Au premier mouvement pendulaire qui est celui de la caisse sur les ressorts vient s'en superposer un second : le mouvement oscillatoire de l'essieu, sous la double influence des ressorts et des bandages. Remarquons d'ailleurs que ce dernier mouvement est bien plus compliqué, mais que les périodes d'oscillation de l'essieu considéré comme oscillant sous la seule influence des ressorts (quand les roues sont en l'air par exemple) ou sous la seule influence des bandages (ressorts durs non déformés) sont du même ordre de grandeur, le dixième de seconde.

Dans ce deuxième mouvement pendulaire, la pression intérieure des bandages a une influence plus grande encore que dans le premier, et l'on notera, en particulier, l'augmentation des

déplacements de l'essieu, en hauteur, due aux bandages type ballon.

Retenons qu'il existe, dans le fonctionnement des suspensions modernes, par ressorts et bandages, deux mouvements vibratoires différents.

Périodicité des trous sur mauvaise route. — Il semble que l'on puisse considérer les « nids de poule » qui creusent les mauvaises routes comme répartis à peu près uniformément sur le sol (*fig. 197*).

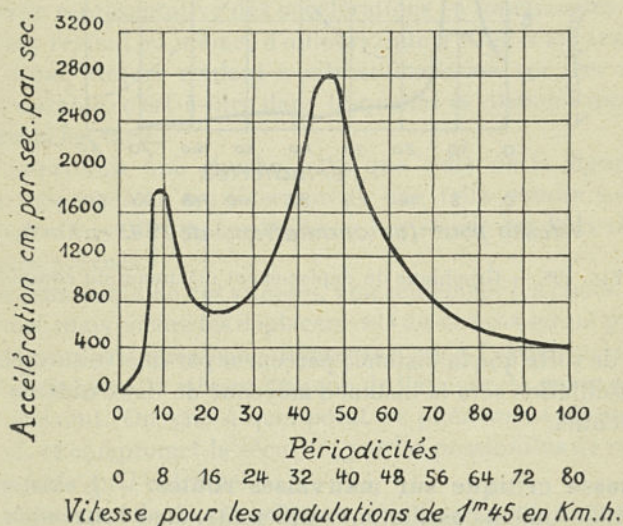


FIG. 197.

Graphiques des chocs éprouvés par un châssis dans diverses conditions de vitesse — et sur divers sols (ondulés).

Il y a deux raisons à cette régularité de la répartition des trous. D'abord, il y a probabilité pour que, un grand nombre de trous étant répartis sur une route, leur répartition soit à peu près uniforme. Ensuite, la périodicité dans le fonctionnement des suspensions intervient également (*fig. 198*).

En effet, on peut admettre que la période des oscillations des caisses ne varie guère : pratiquement les suspensions actuelles ont des flèches de charge comprises entre 13 et 16 centimètres,

c'est-à-dire que les périodes ne varient guère de plus de un dixième et demi de seconde. Mais les vitesses des diverses voitures sur une même route, dès qu'elle est médiocre, ne varient guère non

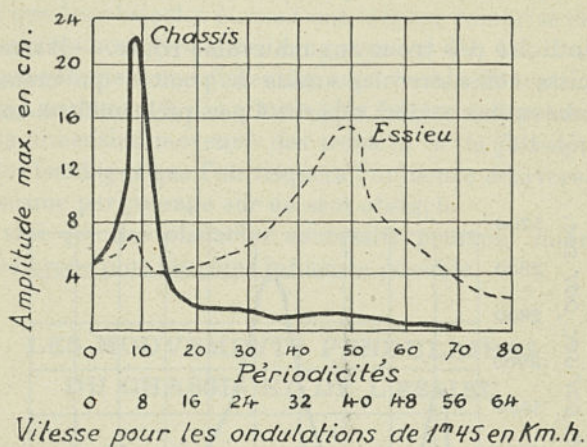


FIG. 198. — Graphique du déplacement maximum du châssis.

plus, de sorte que la distance parcourue par une voiture pendant une oscillation sera la distance moyenne de deux nids de poule consécutifs.

Vitesse critique sur mauvaises routes. — L'existence de deux mouvements oscillatoires différents, dans l'ensemble d'une suspension, justifie l'existence sur mauvaises routes de deux vitesses critiques de la voiture, vitesses qui, pour une voiture donnée (y compris sa charge) dépendent de la route.

Certes nous ne prétendons pas que la répartition des trous soit uniforme, sur une mauvaise route, mais il arrivera fréquemment alors que plusieurs obstacles successifs soient à des distances égales les unes des autres.

Si ces distances sont précisément égales à la longueur parcourue par la voiture pendant une période d'oscillation, le mouvement sera entretenu et même amplifié. Sans même que ces distances soient égales, il suffit qu'elles soient telles que l'obstacle ait une action qui tende à augmenter, au moment où elle se

produit l'amplitude du mouvement d'oscillations et l'on conçoit que ceci soit assez fréquent.

L'expérience justifie pleinement ces conclusions. Tout les automobilistes ont remarqué que la vitesse à laquelle on roule sur mauvaise route a une importance sur le confort. Ils ont remarqué aussi que les faibles vitesses sont fréquemment l'origine d'un défaut de confort supérieur à celui que l'on constate aux grandes allures.

Supposons que la voiture roule sur très mauvaise route à toutes les allures possibles, que l'on puisse mesurer l'accélération verticale maximum du châssis à chaque allure, et que l'on construise la courbe représentative des accélérations en fonction des vitesses. Ceci revient au même, d'ailleurs, que d'étudier les accélérations d'une voiture roulant à vitesse uniforme sur des routes d'état variable, c'est-à-dire dans lesquelles la distance moyenne des obstacles varie.

On trouverait une courbe telle que celle de la figure 197 qui se rapporte à un cas déterminé — une telle courbe ne peut être générale. — Elle met en évidence l'existence des deux vitesses critiques prévues.

A la plus faible de ces vitesses, non seulement les chocs (accélérations) mais encore les déplacements du châssis seront grands. Les vitesses critiques sont différentes pour l'essieu arrière et l'essieu avant : à la vitesse critique de l'arrière, le galop se produira souvent. On sait à quel point ce phénomène diminue le confort, et compromet la sécurité, par les possibilités de rupture des ressorts qu'il entraîne.

A la plus grande de ces vitesses, les chocs sont plus grands encore. Les déplacements du châssis sont faibles, et ceux de l'essieu considérables. On perçoit des bruits et des chocs : comme le châssis se déplace peu, le galop ne se produit pas

Influence des bandages. — Les bandages ont une première influence par la variation des périodes d'oscillation qu'ils déterminent : les vitesses critiques diminuent avec les pressions intérieures.

Ils ont une influence également parce que l'amplitude des oscillations dépend de la pression intérieure : elle augmente quand la pression diminue. Il en résulte que les mouvements de galop (ou de roulis) seront plus accentués avec les bandages à basse pression.

Enfin, le rôle des bandages dépend aussi de leurs facultés d'amortissement : les nouveaux bandages, type ballon, ayant un coefficient d'amortissement plus faible que les boudins à forte pression, seront plus fréquemment l'origine de mouvement de mouvement de galop. Notons encore que l'amortissement des pneus est d'autant moindre que la vitesse est plus grande.

Influence des bandages sur la nécessité des amortisseurs.

— Nous avons vu que l'emploi des bandages à basse pression entraînait une amélioration, nette et absolument incontestable, avec cette seule réserve que les mouvements oscillatoires entretenus étaient plus amples et plus fréquents : galop et roulis.

Il est naturel, par suite, que l'on ait été conduit à diminuer l'importance de cet inconvénient, par l'emploi des amortisseurs. Un fort serrage des amortisseurs avant suffit en particulier à réduire considérablement les mouvements de galop, en importance et en nombre.

L'emploi des amortisseurs paraît à peu près indispensable avec les pneus actuels à basse pression : certes, ils ne sont pas sans influence sur la flexibilité des ressorts, mais, tous comptes faits,

il est plus avantageux d'employer des bandages type ballon, et des amortisseurs que des bandages à haute pression, sans amortisseurs : *il y a là un fait d'expérience absolument indiscutable actuellement.*

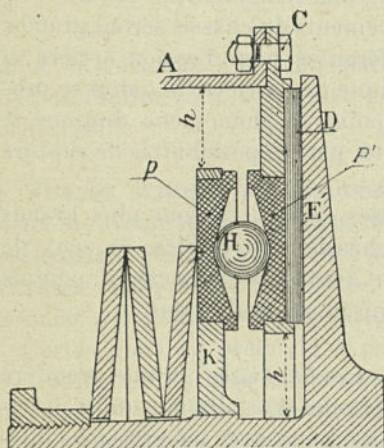


FIG. 200. — Frein de centre Brouthiel.

Frein de centre. — On peut concevoir pourtant d'autres moyens que les amortisseurs pour absorber l'énergie du train roulant dans son mouvement vibratoire.

On ne peut absorber d'énergie que par le travail d'une force résistante : le point d'appui de cette force ne sembla d'abord pouvoir être pris ailleurs que sur le châssis et on en eut les amortisseurs (fig. 200 et 201).

Un inventeur, toutefois, M. Brouhiet, eut idée de séparer le train roulant en deux parties, mobiles l'une par rapport à l'autre, en montant un système de freinage de leurs déplacements rela-

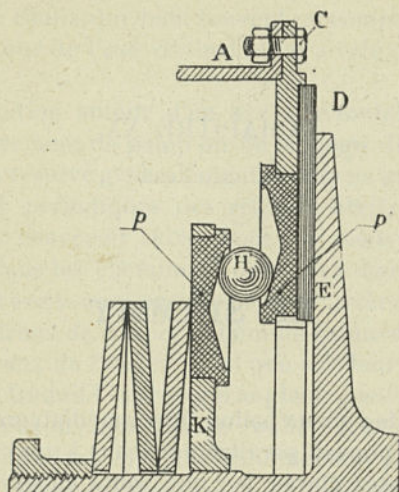


FIG. 201. — Frein de centre Brouhiet.

tifs. Ainsi chacune des portions forme système oscillant : les deux systèmes ont des périodes différentes et dissipent de l'énergie dans le frein qui les sépare.

CHAPITRE XX

LE SHIMMY

L'apparition des pneus ballon fut immédiatement suivie d'un phénomène qui pouvait paraître nouveau : à une certaine vitesse, généralement assez élevée, sur une route en excellent état, les roues avant prennent des mouvements oscillatoires tout à fait anormaux, au point de se soulever. L'amplitude va en croissant, à tel point que parfois suivent des ruptures de direction, et que toujours la conduite de la voiture devient difficile.

Il est impossible de se maintenir à cette allure : il faut accélérer — si on le peut — ou ralentir : quelquefois, le phénomène subsiste jusqu'à ce que la vitesse soit très réduite, ou bien que des inégalités de la route soient venues le troubler, la mauvaise route le faisant disparaître.

Ce phénomène a gardé en France le nom que lui avaient donné les Américains, qui furent les premiers à utiliser les pneus ballons et par suite à connaître cet inconvénient : c'est le « shimmy ».

Définition du shimmy. — Il est commode de considérer les déplacements de l'essieu avant, par rapport au châssis, comme résultant de rotations autour de trois axes dont l'un serait vertical et les deux autres horizontaux, l'un de ces derniers étant dans le plan de symétrie de la voiture et l'autre perpendiculaire à ce plan.

Le premier mouvement, qui est le braquage alternatif des roues

correspond à peu près à ce que l'on avait jusqu'ici coutume d'appeler le dandinement, du moins aux cas les plus simples de dandinement.

La rotation autour d'un axe horizontal et longitudinal est le mouvement de roulis, qui, bien souvent, accompagne légèrement la rotation autour de l'axe vertical et lui a valu ce nom de dandinement.

Enfin la rotation autour d'un axe horizontal et transversal définit le mouvement de galop ou de tangage. Dans une voiture automobile, on réserve généralement le nom de galop aux flexions alternatives et périodiques des ressorts arrière et avant. En réalité, on peut concevoir autre chose : un mouvement — qui est appelé galop dans les chemins de fer — et dans lequel l'essieu avant se déplacerait (avec ou sans l'essieu arrière) verticalement. Nous conviendrons de donner le nom de balancement, aux mouvements verticaux de l'essieu, quel que soit leur axe de rotation : c'est le mot qui traduit l'expression anglaise « *bobbing* ». Ajoutons que les Anglo-Saxons appellent le roulis « *tramping* » et traduisent ce que nous avons appelé le dandinement par « *wable* » qui signifie plutôt louvoisement ou lacet.

Le shimmy est un mouvement qui peut participer de ces trois mouvements simultanés.

En réalité, le dandinement, que l'on constatait déjà avant l'apparition des pneus ballon, n'est qu'un cas particulier du shimmy, qui n'est donc pas une chose nouvelle.

Seulement, il est incontestable que les pneus ballon en ont beaucoup augmenté les caractères, et il est à peu près certain que les freins avant ont aussi une part de responsabilité.

LES CAUSES DU SHIMMY

Le shimmy se produisant *sur bonne route*, et étant supprimé par la mauvaise route, il est certain que l'on peut, en toute sûreté, affirmer que c'est à la structure actuelle des voitures qu'il faut imputer le shimmy, mais aussi que l'emploi des bandages à basse pression et des freins avant est en grande partie responsable de ce phénomène, puisqu'il ne se produisait, antérieurement à leur emploi, que sous des formes très atténuées.

De nombreuses causes ont été reconnues possibles, qui, toutes

peuvent suffire à produire le shimmy. Par exemple, M. Strickland, à lui seul, en a trouvé une vingtaine. C'est dire qu'il est difficile, dans chaque cas particulier, d'affirmer l'origine de ce phénomène et de le faire disparaître.

Nous nous bornerons à énumérer les plus connues et les plus indiscutées de toutes ces causes.

Nous énumérerons donc, en même temps, les causes du dandinement, qui se produit, en général, à des vitesses plus faibles que le shimmy proprement dit, en tâchant seulement de préciser celles qui déterminent plutôt le dandinement que le shimmy.

Nous utiliserons plus particulièrement pour cette énumération, les articles parus dans la *Technique Automobile*, traduits de l'anglais par M. H. Petit, et une conférence sur le shimmy faite par M. Devaut, ingénieur chez Michelin.

Effet gyroscopique des roues. — Considérons un solide de révolution tournant autour d'un axe qui n'est pas vertical, par exemple une toupie. On constate que si la vitesse de rotation est grande, l'axe de rotation prend lui-même un mouvement de rotation autour d'un axe vertical passant par son point d'appui : ici, c'est la pointe de toupie qui repose sur le sol. L'axe de rotation du solide, c'est-à-dire l'axe de la toupie, décrit donc un cône de révolution d'axe vertical. Ce mouvement conique s'appelle la *précession* : il n'est pas constant, mais sa période est si courte qu'elle est difficile à percevoir.

En réalité, l'axe de rotation du solide ne fait pas un angle constant avec la verticale. Un point de cet axe décrit non pas une circonférence, mais une cycloïde, c'est-à-dire que l'axe est animé d'une sorte d'oscillation latérale, qui est la *nutation*.

De plus, toute action exercée directement sur l'axe de rotation entraîne, pour cet axe, un déplacement perpendiculaire à la direction de la force.

Fréquemment, les expériences sur le gyroscope sont faites en prenant comme solide de révolution un tore, dont l'axe est fixé sur une double suspension qui lui laisse toute sa liberté : c'est le gyroscope de Foucault.

On peut considérer les roues d'une voiture et le volant du moteur comme des gyroscopes. Les effets gyroscopiques du volant sont très faibles et négligeables. Ceux des deux roues arrière sont un peu plus marqués : le virage ou le dérapage

latéral produiront une réaction perpendiculaire avec roulis ; un mouvement de roulis déterminera une action horizontale provoquant une tendance au dérapage.

Les roues avant ont un degré de liberté suffisant pour permettre toutes les manifestations des effets gyroscopiques. Il en résulte que, par exemple, un mouvement de roulis de l'essieu avant déterminera une réaction horizontale sur ces roues. De même un déplacement horizontal des roues — ou une action latérale sur elles — pourra provoquer un mouvement de roulis assez important pour entraîner le décollement alternatif des roues, ce qui est précisément la pire manifestation du shimmy.

Le mouvement de nutation est d'autant plus important que le solide qui tourne est plus allongé (toupie). On conçoit donc qu'il ait une importance plus grande avec les roues munies de pneus ballons et que non seulement la forme, mais le poids des roues, *y compris les tambours de freins*, ait une influence sur le mouvement gyroscopique des axes de pivotement.

Les phénomènes gyroscopiques auront, certainement, une influence pour de multiples raisons.

Ils dépendent du poids des roues ; ceci explique en partie l'influence fâcheuse des freins avant qui augmentent le moment d'inertie.

Ils dépendent de la vitesse de rotation : ceci explique que le shimmy se produise aux grandes allures.

Ils sont périodiques : leurs périodes (précession ou nutation) peuvent donc être synchrones d'une action quelconque et le résultat de ce synchronisme sera une amplification.

Dès qu'un axe de pivotement tend à prendre un mouvement quelconque, l'effet gyroscopique crée une réaction perpendiculaire.

L'effet des phénomènes gyroscopiques sera d'autant plus important que les liaisons imposées aux roues seront moins rigides : on a donc certainement intérêt à ne pas tolérer de jeux dans les tringlages de direction et d'accouplement.

En énumérant les diverses causes possibles de shimmy et en les étudiant, nous serons conduits à signaler plusieurs fois que l'effet gyroscopique vient s'y ajouter pour accentuer ou compliquer un mouvement amorcé. Là est sa véritable importance : car nous pensons que, à lui seul, il est rarement responsable du shimmy.

Utilisation des pneus ballon. — Il est évident que les pneus à basse pression sont une cause importante de shimmy, puisque cet inconvénient s'est manifesté surtout avec eux, et n'a jamais pris la même intensité avec les boudins à faible diamètre et haute pression.

Ceci peut s'expliquer pour divers raisons :

a) D'abord le branle-bas des essieux est beaucoup plus important, en valeur absolue et moins rapidement amorti : il y a donc plus de chances pour qu'une cause nouvelle, venant s'appliquer à un essieu qui vibre, entretienne et amplifie son mouvement.

b) L'inertie d'un train de roues équipées avec pneus ballon est plus grande que celle des mêmes roues équipées avec bandages à haute pression et diamètre plus faible. Ceci augmente donc les effets gyroscopiques. De plus, le poids étant plus grand, les défauts d'équilibrage des roues seront normalement plus grands en valeur absolue.

c) L'instabilité latérale des pneus ballon est beaucoup plus considérable. Nous entendons par là que les déformations latérales du bandage sont beaucoup plus importantes, quelle qu'en soit la cause. Par exemple, sous l'influence d'une force centri-

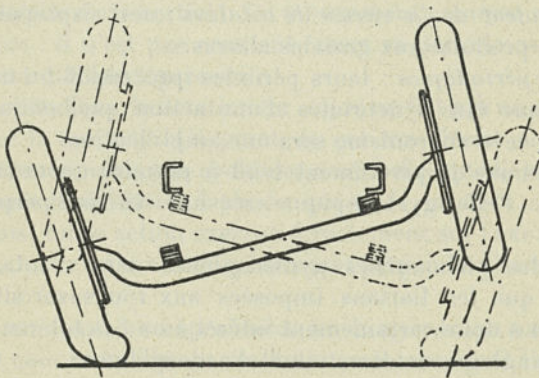


FIG. 202.

fuge, le bandage subira une déviation latérale. Plus souvent, sous l'influence d'une flexion inégale des ressorts d'un même essieu, cet essieu prend une inclinaison qui est accompagnée

d'une déformation latérale du bandage, suivant le schéma ci-contre (*fig. 202*).

Cette déformation latérale du bandage est certainement nuisible. Elle peut donner lieu à un mouvement oscillatoire de l'essieu. En tous cas, elle déplace latéralement la surface de contact du bandage et du sol : par suite, les réactions du sol auront une action plus grande sur le mouvement des roues par rapport à l'axe de pivotement. Sur les voitures actuelles, en effet, on cherche à réaliser des essieux à *moment nul*

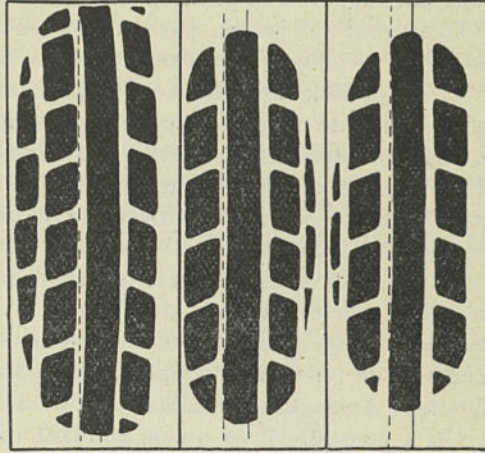


FIG. 203.

(*drop-center*), c'est-à-dire tels que le centre de l'ellipse de contact du bandage et du sol soit sur le prolongement de l'axe de pivotement. Ceci ne

reste possible que si le centre ne se déplace pas latéralement. L'expérience est d'accord avec la théorie : on constate que les empreintes de pneus ballon sur le sol ont tendance à être sinusoïdales. Nous signalons à ce sujet les expériences de M. White, dont les résultats sont matérialisés par les

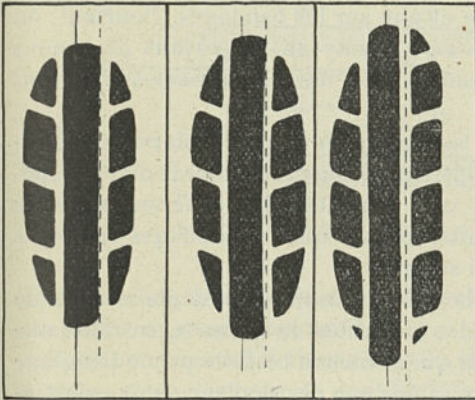


FIG. 204.

figures ci-contre (*fig. 203 et 204*).

En particulier, M. Brouhiet, en France, a étudié très complè-

tement le rôle des déformations, et il a donné au phénomène le nom d'*envirage*.

Il n'est pas douteux qu'il ait pour résultat de faire osciller la roue par rapport à sa position moyenne.

La largeur des jantes, par son influence sur les déformations latérales, a également une répercussion sur le shimmy.

d) La période de vibration propre des bandages ballon est plus voisine de celles des autres mouvements vibratoires : mouvement de l'essieu sous l'action des ressorts seuls, mouvements de précession et nutation gyroscopique, oscillations des roues sous l'effet de défauts d'équilibrage (la période est ici la vitesse de rotation des roues).

On constate, en effet, qu'en gonflant davantage les pneus, on recule la vitesse critique du shimmy d'une voiture. Le phénomène était déjà connu sur les voitures de course : il avait entraîné l'emploi de pneus relativement petits, fortement gonflés, et le montage d'amortisseurs très serrés.

On a constaté aussi qu'en gonflant différemment les pneus d'un même essieu avant, on peut faire disparaître le shimmy, comme d'ailleurs en remplaçant un seul ballon par un pneu à haute pression.

Ces solutions, malheureusement, diminuent le confort de la suspension : il faut donc chercher à faire disparaître le shimmy en agissant sur la voiture et non sur les bandages. Pourtant, on diminuera les tendances au shimmy en employant des pneus pas trop gros et à pression pas trop faible, *les roues avant étant parfaitement équilibrées*.

e) L'augmentation de la surface de contact intervient également. Sans pouvoir se mettre absolument d'accord, divers expérimentateurs américains ont constatés des différences nettes dans le confort et les bruits, suivant que les bandages employés étaient lisses, cannelés ou sculptés.

f) L'augmentation de la valeur absolue des déplacements de l'essieu, sous l'influence des inégalités de la route, entraîne une difficulté plus grande pour que la liaison réalisée par le tringlage de direction ne soit pas modifiée par ces déplacements, c'est-à-dire pour qu'il n'y ait pas braquage.

Actions tendant à modifier le braquage des roues. —

I. *Manque de fixité par incompatibilité des liaisons.* — On sait

que l'essieu avant est relié au châssis par une série d'organes : organes de suspension (ressorts) et organes de direction.

Le plus souvent, actuellement, les ressorts avant ont un point fixe à l'avant, de sorte qu'un point de l'essieu, comme par exemple, l'extrémité du levier d'attaque, solidaire de la fusée sur laquelle vient s'articuler la bielle de direction, décrit, lorsque le ressort se déforme, une courbe dont la concavité est dirigée vers l'avant (*fig. 205*).

Ce même point, considéré comme extrémité de la bielle de direction, tend à décrire une courbe ayant comme centre l'articulation de la bielle de direction avec le doigt vertical qui sort de la boîte. Cette courbe a sa concavité dirigée vers l'arrière. La

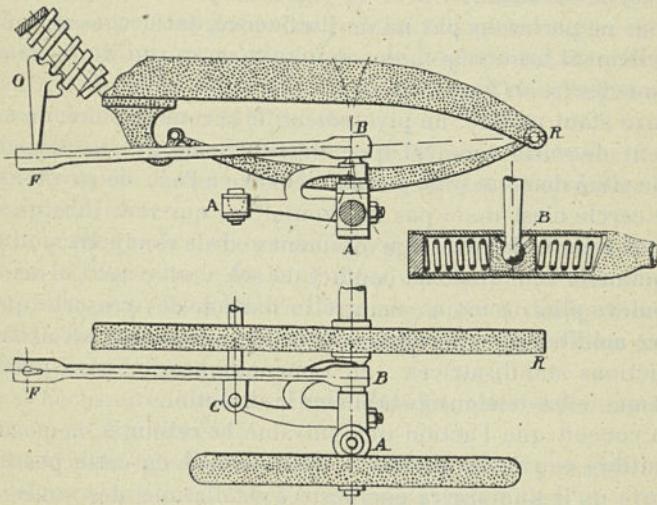


FIG. 205. — Dessin correct d'une direction.

compatibilité absolue des deux liaisons n'est donc pas possible, avec cette anatomie des voitures.

C'est pourquoi les articulations de la bielle de direction sont mobiles entre des ressorts dont la déformation atténue les effets de l'incompatibilité. Ces ressorts ont une action stabilisatrice sur la direction, mais ils ont aussi une période d'oscillation propre, qui peut, par synchronisme avec un autre mouvement périodique, avoir des effets plus importants.

Des modifications de la tension de ces ressorts peuvent faire disparaître le dandinement.

Il est incontestable, par ailleurs, que la suppression des jeux dans les tringlages de direction et d'accouplement atténue ou supprime le shimmy.

II. *Inclinaison de l'axe de pivotement. - Jeux aux butées.* — Toute inclinaison de l'axe de pivotement constitue un dispositif de stabilisation de la direction, c'est-à-dire tendant à ramener les roues dans une position parallèle au plan de symétrie de la voiture. Ceci est vrai pour la chasse, que nous considérerons comme une inclinaison longitudinale de l'axe de pivotement, comme pour l'inclinaison proprement dite, qui est mesurée dans le plan vertical de l'essieu.

Nous ne parlerons pas ici de l'influence de la chasse, qui est actuellement beaucoup moins employée en raison de la généralisation des freins avant.

L'axe étant incliné, un pivotement de la roue entraîne un mouvement de cette roue tel que son centre de gravité décrit un cercle situé dans un plan perpendiculaire à l'axe de pivotement.

Ce cercle n'est donc pas horizontal, ce qui veut dire que les niveaux relatifs de l'axe de pivotement et de la roue sont modifiés.

Comme la roue reste au contact du sol, c'est donc l'essieu qui se soulève plus ou moins, malgré la tension des ressorts qui se trouve modifiée. Les variations de cette tension sont précisément les actions stabilisatrices : en ramenant l'essieu à sa position moyenne, elles tendent à stabiliser la direction.

On conçoit que l'action qui entraîne le retour à la position d'équilibre entraînera parfois le dépassement de cette position ; de sorte qu'il s'amorcera une série d'oscillations des roues, qui constituent le dandinement.

Le soulèvement de l'essieu est très faible, comme le mouvement pendulaire d'oscillation des roues : ils seraient peu importants si les effets gyroscopiques ne venaient les accentuer ou si leur période ne pouvait être synchrone des oscillations des pneus ou des ressorts.

La combinaison de la chasse et de l'inclinaison de l'axe de pivotement entraîne un mouvement dissymétrique des fusées dans leur déplacement. Le soulèvement inégal des deux côtés de la voiture peut amorcer le roulis. Ceci est encore une raison de

supprimer la chasse. Il ne faudrait d'ailleurs pas en conclure qu'il faut que l'axe de pivotement rencontre le sol rigoureusement au centre de l'ellipse de contact du bandage; pratiquement il existe fréquemment entre ces deux points une distance de deux ou trois centimètres.

Un jeu important dans le montage de l'axe de pivotement et particulièrement aux butées est susceptible d'amorcer le shimmy: ceci est facile à comprendre si l'on considère la dissymétrie des efforts qui s'exercent.

III. *Défauts d'équilibrage des roues.* — Il est évident que tout défaut d'équilibrage d'une roue se traduit, lorsqu'elle tourne, par la production d'une force centrifuge dont l'importance dépend du balourd (défaut d'équilibrage) et de la vitesse de rotation.

Ces défauts ne sont pas exceptionnels: ils peuvent être dûs au poids de la valve, de sa plaquette, de boulons de sécurité, de procédés de fixation d'une jante rapportée ou d'un straight-side, à un manchon ou un emplâtre, etc...

Nous avons personnellement mesuré, sur des voitures actuelles (1928) des balourds de roues 13×45 atteignant 100 grammes sur des voitures neuves.

On conçoit que la force centrifuge puisse déterminer des rotations de la roue autour de l'axe de pivotement: le cas le plus défavorable sera celui où les deux roues étant déséquilibrées, les effets de leurs balourds s'ajouteront: il suffit qu'elles soient décalées d'un demi-tour.

Il est nécessaire, sur les voitures rapides, que les roues soient parfaitement équilibrées.

Il est évident que l'équilibrage à réaliser n'est pas seulement l'équilibrage statique, mais l'équilibrage dynamique.

Poids des essieux avant. - Répartition de ce poids. —

M. Healy, dans son rapport à *l'Institution of Automotive Engineers* signale que l'essieu peut prendre deux mouvements oscillants qui lui sont propres, l'un correspondant à une flexion égale des deux ressorts et étant une rotation autour d'un axe horizontal et transversal, l'autre au contraire correspondant à des flexions inégales des ressorts (roulis) et qui est une rotation autour d'un axe horizontal et longitudinal.

Chacun de ces deux mouvements a une période qui lui est propre. Pour des ressorts et des bandages déterminés, le premier

mouvement ne dépend que du poids de l'essieu, quelle que soit sa répartition.

Le second, au contraire, dépend de la répartition de ces poids : la période en est d'autant plus grande que les masses sont plus éloignées de l'axe de giration, c'est-à-dire que les extrémités de l'essieu sont plus lourdes.

On conçoit, par suite, que toute surcharge des essieux à leurs extrémités puisse, par l'augmentation de la période de vibration, et de l'amplitude des oscillations, avoir un effet important sur le shimmy, soit par synchronisme avec une autre action, soit plutôt par l'amplification qui résulte des effets gyroscopiques.

Résumé. - Remèdes pratiques au shimmy. — Il ne peut être question de ne pas employer des bandages à basse pression.

Nous pensons que les constructeurs devront s'appliquer à *réaliser des directions stables* ne s'usant pas, ou à prévoir des dispositifs de rattrapage du jeu. Certains ont déjà réalisé des directions doubles, où chaque roue est commandée directement.

Le réparateur devra d'abord vérifier l'état de la direction, en cas de shimmy, ensuite seulement il envisagera chacune des causes que nous avons énumérées, et appliquera le remède convenable.

CHAPITRE XXI

POUSSÉE ET RÉACTION

LIAISONS DU PONT ARRIÈRE ET DU CHASSIS

Poussée. — La propulsion d'un véhicule automobile est assurée par l'action que la route exerce sur le bandage, action égale et opposée à celle que le bandage, c'est-à-dire la roue, exerce sur le sol. Cette réaction du sol se transmet du bandage au moyeu de la roue par l'intermédiaire des rayons ou du voile, et par les roulements à billes, aux fusées, c'est-à-dire à l'essieu arrière.

Celui-ci est donc poussé en avant (si les roues tournent dans leur sens normal) et doit entraîner le véhicule. Il faut donc que les organes interposés soient susceptibles de supporter la poussée, ou la traction, que l'essieu moteur va exercer sur le châssis.

Ceci est vrai quel que soit le mode de transmission adopté : cardan longitudinal, cardans transversaux ou chaînes.

Nous avons vu déjà que l'essieu moteur était réuni au châssis par les organes de suspension et les organes de transmission. Ces organes devront donc assurer la poussée, à moins que de nouveaux organes, dits organes de *poussée*, ne soient chargés d'assurer cette fonction.

Réaction. — Considérons d'autre part le couple conique. Si les roues arrière étaient immobilisées, le pignon conique tendrait à monter sur la grande couronne si l'on faisait tourner l'arbre

de transmission. Cette grande couronne serait immobile, puisque nous supposons les roues motrices immobiles. Mais le pignon conique ne peut monter sans entraîner son support, qui, dans les voitures à cardan longitudinal est le pont arrière. Donc, ce pont arrière, dans l'hypothèse faite, tend à se renverser d'avant

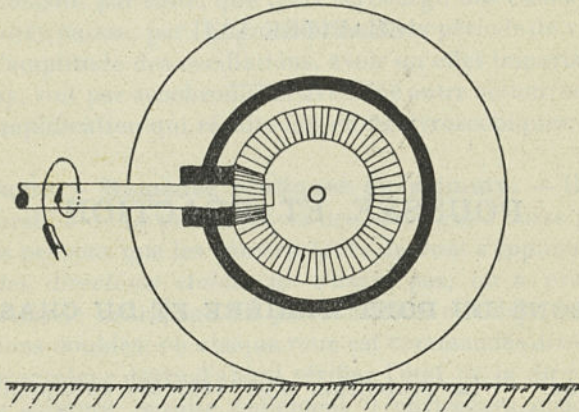


FIG. 206. — Réaction.

en arrière sous l'influence du couple moteur, c'est-à-dire à se cabrer (*fig. 206*).

En pratique, les roues motrices ne sont pas immobilisées, mais elles sont soumises à un couple, résultant de l'ensemble des résistances passives appliquées à la voiture. Le couple, qui détermine le cabrage, est donc égal et opposé au couple moteur, nécessaire pour faire tourner les roues : c'est la réaction de l'essieu moteur sur la transmission, égale et opposée à l'action de la transmission sur l'essieu.

Ce couple de cabrage est appliqué au support de l'arbre de transmission, c'est-à-dire au carter du couple conique. Si ce carter est invariablement fixé au châssis (voitures à chaînes ou à cardans transversaux), il résistera lui-même au couple moteur, pourvu qu'il ait la résistance nécessaire (et il l'aura aisément). Si ce carter peut se déplacer par rapport au châssis, c'est-à-dire si la transmission est à cardan longitudinal, il faut prévoir des organes spéciaux pour résister au couple. Ces organes sont dits organes de réaction : ils peuvent être constitués par les organes

reliant déjà l'essieu au châssis (suspension, transmission, poussée) montés spécialement pour assurer cette fonction.

L'ensemble des organes destinés à assurer la liaison essieu-moteur-châssis doit donc assurer :

- 1° La transmission ;
- 2° La suspension ;
- 3° La poussée ;
- 4° La réaction.

Le montage de ces divers organes doit être tel qu'un travail anormal ne puisse jamais être imposé à l'un d'eux, dans les déplacements de l'essieu par rapport au châssis. Ces déplacements, résultant du fonctionnement des ressorts, sont de deux types :

- 1° Les déplacements provenant de flexions égales des deux ressorts : rotation autour d'un axe horizontal transversal ;
- 2° Les déplacements provenant de flexions inégales des ressorts : rotation autour d'un axe horizontal longitudinal.

Organes susceptibles d'assurer la poussée. — 1° *Ressorts* (fig. 207). — Si un ressort doit assurer la poussée, il doit comporter un point fixe sur le châssis, c'est-à-dire être fixé directement sur la main du ressort.

Le point fixe est généralement à l'avant, mais il pourrait être à l'arrière.

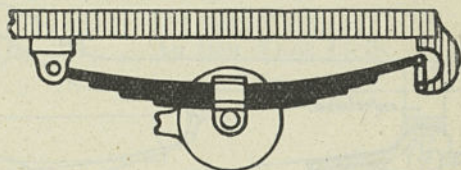


FIG. 207. — Ressort assurant la poussée.

Si la réaction au couple est assurée par un autre organe, le ressort doit être monté sur l'essieu par patin oscillant, c'est-à-dire calé sur une bague pouvant tourner par rapport à l'essieu.

2° *Bielles de poussée* (fig. 208). — L'effort de poussée peut être transmis par des organes spéciaux, rigides, interposés entre l'essieu et le châssis. Il y a évidemment intérêt à ce que ces organes, en général simples bielles fixées d'une part sur le pont arrière et de l'autre sur le châssis, soient orientés de telle manière que leur prolongement rencontre l'axe de l'essieu ; sans quoi la bielle travaillerait à la flexion. D'autre part, la bielle doit être fixée au châssis de manière à permettre les mouvements du pont, résultant de la flexion des ressorts.

Ce type d'organe est actuellement à peu près abandonné, sauf

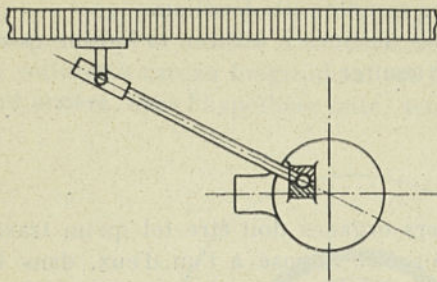


FIG. 208. — Bielle de poussée.

sur les véhicules à chaînes où les tendeurs de chaînes, nécessaires, jouent en même temps le rôle de bielles de poussée. Il est évident alors que les deux extrémités des ressorts doivent être pourvus de jumelles, pour ne pas travailler à la poussée, imposant ainsi au véhicule une deuxième liaison incompatible avec la première.

3° *Tube central* (fig. 209). — Nous avons dit, à propos des ponts arrière, que l'arbre de transmission était généralement logé dans un tube formant carter, et fixé invariablement sur le pont, dont on admet d'ailleurs qu'il fait partie.

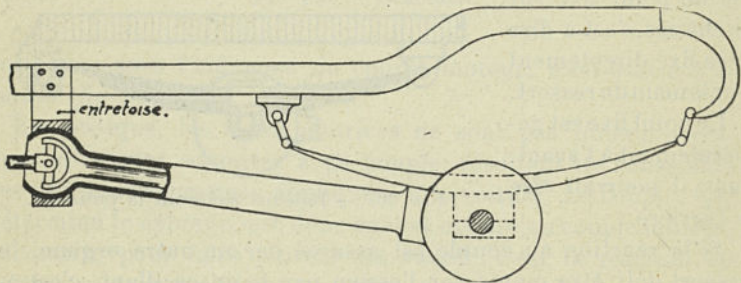


FIG. 209. — Poussée par le tube central.

Cet organe peut assurer la poussée et il est en effet actuellement très souvent employé à cet usage. Ceci suppose naturellement que ce tube, fixé sur l'essieu, vient d'autre part se fixer au châssis, qui comporte alors très souvent une traverse ou entretoise spéciale.

Organes susceptibles d'assurer la réaction. — 1° Ressorts.
— Si un ressort assure la réaction au couple, il doit être invariablement

blement calé sur l'essieu, c'est-à-dire être monté sur patin non oscillant. Mais il est certain que cette fonction nouvelle imposée à un ressort, comme d'ailleurs celle de la poussée, ne peut que diminuer sa flexibilité sous l'influence de la charge et des chocs résultant des obstacles de la route.

2° *Bielles de réaction* (fig. 210). — Ces bielles sont interposées entre pont et châssis. Mais, contrairement aux bielles de poussée, il y a évidemment intérêt à ce que leur prolongement passe aussi loin que possible de l'axe de l'essieu.

Leur montage doit être tel qu'il soit compatible avec les autres liaisons, c'est-à-dire que ces bielles ne doivent point faire obstacle au fléchissement des ressorts et ne fassent pas double emploi avec les organes de poussée. Ces organes ne sont plus employés sous cette forme.

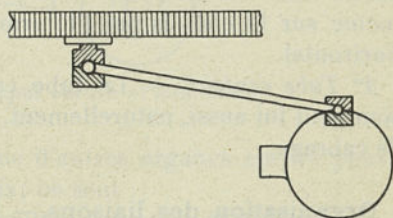


FIG. 210. — Bielle de réaction.

3° *Jambes de force* (fig. 211). — Au lieu d'une bielle unique

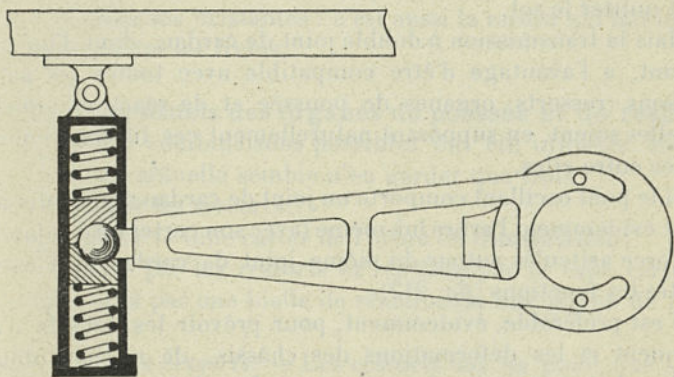


FIG. 211. — Jambe de force.

de réaction, on peut employer un système dit jambe de force et composé de deux bielles de réaction réunies par des entretoises

permettant au système, plus rigide, de résister plus aisément à la flexion qui lui est imposée.

Les articulations d'une jambe de force sont généralement les suivantes :

Les deux bielles de réaction sont fixées sur le pont arrière. Leur commune extrémité est souvent une articulation à rotule, ou bien une articulation par œil autour d'un axe horizontal transverse, extrémité d'une bielle pendante articulée elle-même sur le châssis par l'intermédiaire d'un axe longitudinal horizontal.

4° *Tube central.* — Le tube carter de l'arbre de transmission peut lui aussi, naturellement, assurer la réaction au couple de cabrage.

Organisation des liaisons. — Le pont arrière est parfois non oscillant, c'est-à-dire que l'arbre de transmission comporte deux joints de cardan dont l'un est placé à la sortie de la boîte de vitesses.

En raison des faibles variations de l'angle sous lequel travaille le joint unique, dans le cas d'un pont oscillant, les inconvénients sont de faible importance. En effet, les variations de vitesse, produites par les variations de l'angle sous lequel travaille le joint de cardan, sont généralement inférieures aux variations de la vitesse de rotation des roues, au moment des cahots qui leur font quitter le sol.

Mais la transmission à double joint de cardan, dont l'un coulissant, a l'avantage d'être compatible avec toutes les autres liaisons (ressorts, organes de poussée et de réaction), quelles qu'elles soient, en supposant naturellement ces liaisons compatibles entre elles.

Si le pont oscillant comporte un joint de cardan non coulissant, c'est évidemment l'arbre lui-même (avec son carter ou des jambes de force articulés autour du même joint de cardan) qui assure toutes les fonctions (*fig. 212*).

Il est préférable, évidemment, pour prévoir les défauts d'alignement et les déformations des châssis, de ne pas obliger l'arbre de transmission à assurer une fonction en même temps que son carter ou des jambes de force.

On emploiera donc un joint coulissant, qui lui évitera de travailler à la poussée.

Si le constructeur doit choisir sa transmission de manière à ce qu'elle ne subisse ou n'impose aucun travail anormal, il ne doit pas non plus perdre de vue (et ceci est également important au

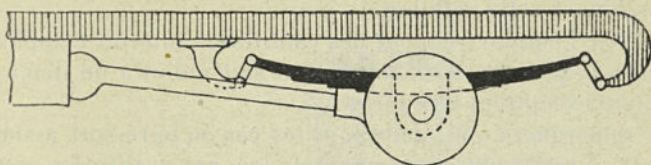


FIG. 212. — Tout par l'arbre et son carter.

point de vue réparations) que d'autres organes encore peuvent exister entre essieu et châssis; ce sont :

- a) Le tringlage de commande de la boîte de vitesses si cette boîte est solidaire du pont (exceptionnel);
- b) Le tringlage de commande des freins.

La réalisation de ces tringlages est d'autant plus compliquée que l'on doit tenir compte, pour les établir, non seulement des efforts anormaux qu'ils peuvent subir en travaillant partiellement à la poussée et surtout à la réaction, mais encore des déformations, élastiques ou permanentes du châssis.

Les déformations (allongements) des tiges de commandes des freins sont précisément dues fréquemment à une étude insuffisante des liaisons existantes : c'est aussi la raison qui fait le plus souvent brouter les freins.

Montages usuels des organes de poussée et de réaction.

— Toutes les combinaisons possibles ont été utilisées. Mais la construction actuelle semble n'en garder que trois :

- 1° Tout par les ressorts;
- 2° Tout par le tube carter de l'arbre de transmission;
- 3° Poussée par les ressorts et réaction par le tube carter ou très rarement par une bielle de réaction ou une jambe de force.

Tout par les ressorts. — Les ressorts ont un point fixe sur le châssis et sont montés sur patin non oscillant.

Cette solution, imaginée par Hotchkiss, a joui longtemps de la plus grande faveur, en particulier immédiatement après la guerre. Il est évidemment difficile d'imaginer plus simple, mais

l'obligation pour les ressorts d'assurer poussée et réaction leur impose des travaux et des déformations qui diminuent leur flexibilité. La nécessité d'améliorer les suspensions, imposée par le mauvais état des routes a conduit de nombreux constructeurs à abandonner cette solution.

De plus, l'emploi fréquent des cantilevers interdit l'emploi du ressort à la poussée, à moins qu'il ne soit réduit à un demi-ressort (sauf exceptions très rares).

On remarquera que, dans tous les cas où le ressort assure la poussée, il prend plus rapidement du jeu, par ovalisation, autour de son point d'appui.

Ce jeu peut se rattraper par l'emploi de bagues de bronze faciles à changer, ou par interposition, entre l'axe et l'œil, d'une feuille de clinquant.

Si poussée et réaction sont assurées par les ressorts, le tube carter n'est pas fixé au châssis, mais plutôt sur une rotule concentrique à un joint de cardan, ayant même centre et reposant sur l'arbre secondaire.

Tout par le tube central. — Cette solution, également très

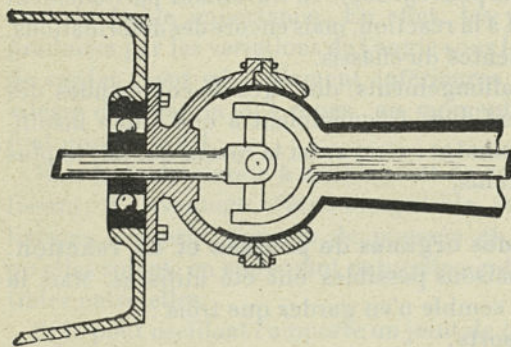


FIG. 213. — Rotule sur la boîte de vitesses.

simple, paraît actuellement la plus en faveur.

Le tube carter est fixé au châssis par l'intermédiaire d'une rotule dont le logement est aménagé à l'arrière de la boîte de vitesses (fig. 213), ou plutôt sur une traverse auxi-

liaire (Hispano, Hotchkiss, etc...) (fig. 214).

Cette dernière solution a l'avantage de permettre l'emploi d'un pont moins lourd, puisque ce tube fait partie du pont, et de se rapprocher davantage des conditions énoncées dans le théorème de Brouhiet :

$$\frac{h}{r} = \frac{e}{c},$$

h hauteur du centre de gravité, r rayon des roues motrices, e empattement, c longueur du bras de cardan.

La rotule de poussée et ses coussinets sont enfermés dans un boîtier oscillant : le montage est tel que la rotule permet les

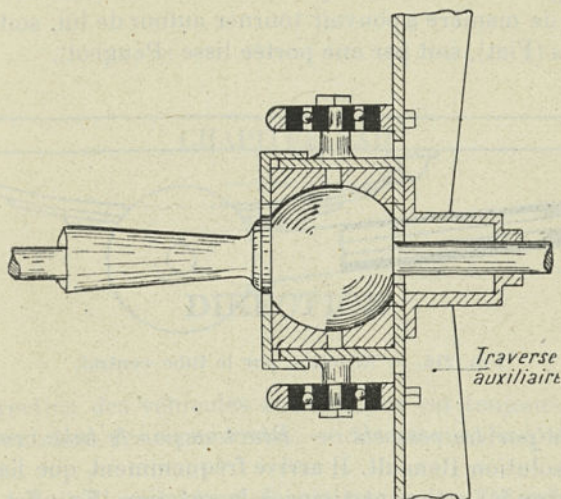


FIG. 214. — Rotule sur traverse auxiliaire.

déplacements transversaux (horizontaux) et les petits déplacements angulaires, tandis que les déplacements verticaux se font sur deux forts roulements à billes.

La rotule doit avoir même centre que le joint de cardan de transmission, sous peine de faire travailler celui-ci à la torsion. Souvent, l'arbre de transmission comporte une partie cannelée permettant le coulissement longitudinal.

Si le tube carter ne se termine pas par une rotule, il se termine

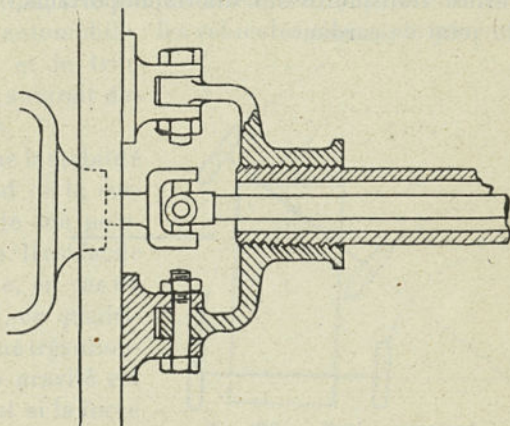


FIG. 215. — Fourche.

par une fourche susceptible de tourillonner autour d'un axe horizontal (Fiat, Peugeot ancienne, etc...). Pour que le pont ne travaille pas à la torsion, la pièce enfourchée est fixée sur le tube (fig. 215) de manière à pouvoir tourner autour de lui, soit par un pas de vis (Fiat), soit par une portée lisse (Peugeot).

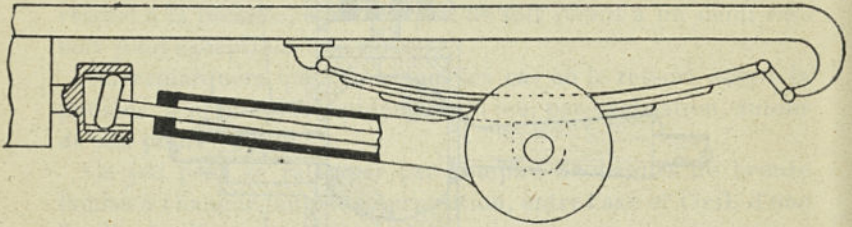


FIG. 216. — Réaction par le tube central.

Poussée par les ressorts. — Réaction par le tube central. — C'est la solution Renault. Il arrive fréquemment que l'arbre de transmission lui-même participe à la réaction. En effet le tube carter ne peut être fixé au châssis. Il se termine donc avant le joint de cardan (Renault) (fig. 216), soit autour du joint de cardan, et c'est l'arbre qui assure la réaction. Il faut alors que l'arbre transmette des efforts importants, par l'intermédiaire du joint de cardan.

CHAPITRE XXII

DIRECTION

La direction des véhicules automobiles est toujours réalisée par l'orientation des roues avant : on les braque du côté où l'on veut aller.

Il en est d'ailleurs de même pour tous les véhicules; mais l'orientation des roues avant des voitures attelées est réalisée par un procédé différent; l'essieu avant, qui est dit à cheville ouvrière, pivote autour d'un axe situé en son milieu.

Ce mode de direction, très simple à réaliser, ne peut être utilisé dans l'industrie automobile : les véhicules n'auraient pas une stabilité suffisante, et le tringlage de commande subirait des réactions trop fortes.

On sait en effet que la stabilité d'un système dépend de la surface et de la forme de son polygone de sustentation. Il est facile de voir (*fig. 217*) que, en cas de braquage important, ce quadrilatère prend une forme très allongée. Si le centre de gravité est trop haut, et surtout si la force centrifuge est suffisante pour que la résultante des forces appliquées au centre de gravité (pesanteur et force centrifuge) rencontre le sol en dehors de ce polygone, la voiture se renversera facilement.

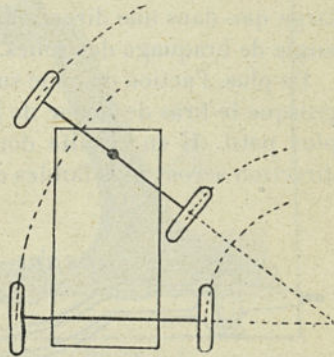


FIG. 217. — Essieu pivotant.

De plus, si une roue subit un choc, l'effort tend alors à faire tourner l'essieu entier. Et son action est d'autant plus forte que la distance de la roue à l'axe de pivotement est plus grande. Le tringlage de commande subira des efforts considérables, qui tendront à braquer la direction du côté du choc et fatigueront le conducteur.

Pour parer à cet inconvénient, les véhicules automobiles sont toujours munis de directions dites « à essieu brisé ».

Direction à essieu brisé. — L'orientation des roues est obtenue en les faisant pivoter autour de deux axes de pivotement, situés aux extrémités de l'essieu (*fig. 218*).

On voit que le polygone de sustentation est toujours plus

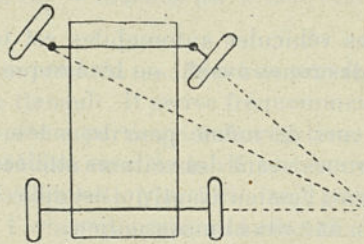


FIG. 218. — Essieu brisé.

large que dans une direction à cheville ouvrière, pour un même angle de braquage des roues.

De plus, l'action du choc sur une roue est beaucoup plus faible, puisque le bras de levier de la force qui s'exerce est beaucoup plus petit. Il en résulte donc que les réactions subies par la direction seront plus faibles et la voiture plus stable.



FIG. 219. — Essieu avant.

Essieu avant (*fig. 219*). — L'essieu avant se compose d'une partie fixe en acier forgé, solidaire du châssis auquel elle est

reliée généralement par les ressorts et des fusées qui peuvent pivoter autour des extrémités de la partie fixe.

Ce pivotement peut être réalisé de deux manières, suivant que l'essieu est à chapes ouvertes ou à chapes fermées (on dit alors souvent que l'essieu est à fusées-chapes).

a) *Essieu à chapes ouvertes* (fig. 220, 221). — Ce type d'essieu, souvent dit simplement essieu à chapes, se termine à chacune de

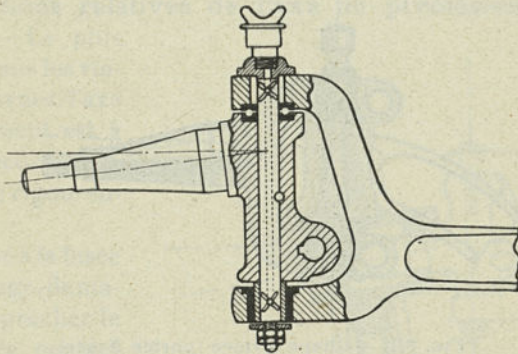


FIG. 220. — Chape ouverte.

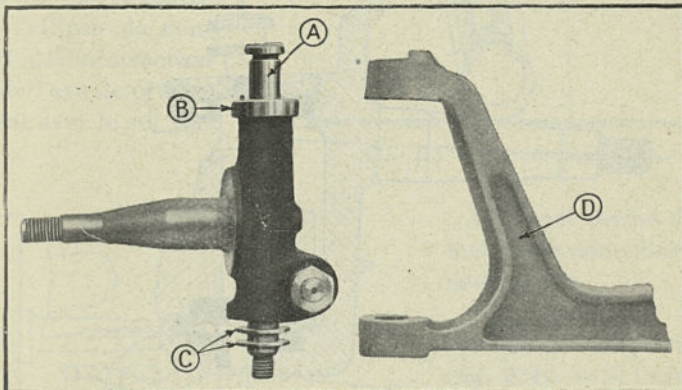


FIG. 221. — Montage d'une fusée (Citroën B-2).

A, pivot d'articulation de la fusée dans la chape de l'essieu D; B, cuvette d'appui de l'essieu; C, rondelle de réglage.

ses extrémités par une sorte de fourche qui est la chape. Les deux bras de la chape sont usinés de manière à permettre le

tourbillonnement d'un axe, qui est l'axe de pivotement, et qui est solidaire de la fusée. Ce tourbillonnement peut se faire par portées lisses : les chapes sont alors munies de bagues en bronze et l'axe est en acier cémenté. Il peut se faire également par roulements à billes.

L'essieu repose toujours sur la fusée par une butée à billes placée entre la fusée et le bras supérieur de la chape.

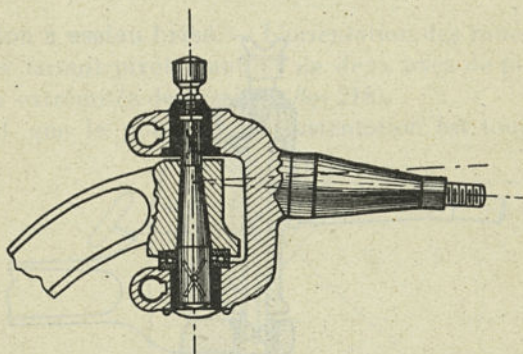


FIG. 221. — Chape fermée (portée lisses).

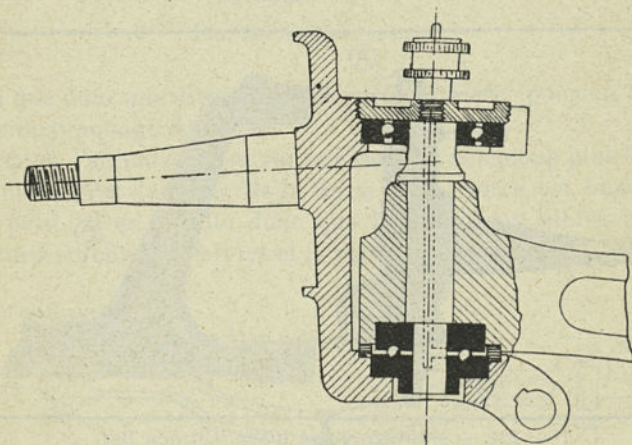


FIG. 222. — Essieu à chape fermée (roulements à billes).

b) *Essieu à chapes fermées, ou à fusées chapes (fig. 221, 222).*
 — Ce cas ne diffère guère du précédent : c'est alors la fusée qui

comporte une chape à deux bras, dans lesquels peut tourillonner l'axe de pivotement solidaire de l'essieu.

Mais la butée à billes par laquelle l'essieu repose sur la fusée est interposée entre l'essieu et le bras inférieur de la chape.

Quel que soit le mode de montage adopté, l'axe de pivotement est généralement percé de canaux qui permettent d'introduire le lubrifiant nécessaire au graissage des divers roulements ou portées.

Dispositions relatives de l'axe de pivotement et des fusées. — Le plus souvent, dans les voitures modernes, l'axe de pivotement est à peu près vertical, souvent même rigoureusement.

On donne à la fusée du carrossage, de manière à rapprocher le point *A* de contact de la roue et du sol (c'est-à-dire le centre de l'ellipse de contact) de l'intersection *B* de l'axe de pivotement avec le sol (*fig.* 223).

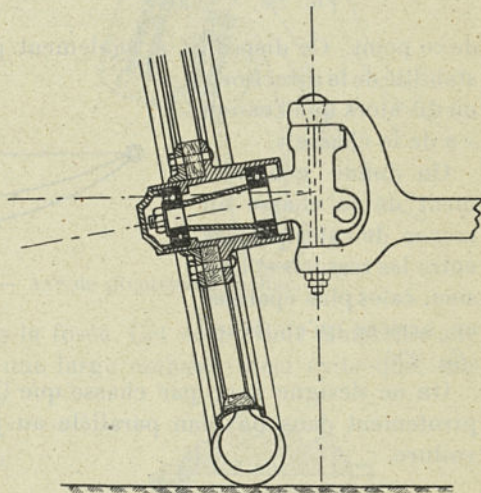


FIG. 223. — Carrossage.

On peut même aisément faire coïncider ces deux points.

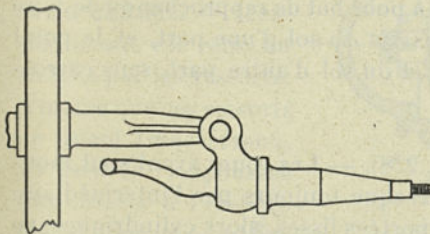


FIG. 224. — Fusée déportée.

Ce dispositif a pour but d'améliorer la stabilité de la direction.

Fusées déportées (*fig.* 224). — Si l'axe de la fusée ne rencontre pas l'axe de pivotement, la fusée est dite déportée.

Chasse (*fig. 225*). — Il arrive également que l'axe de pivotement est légèrement

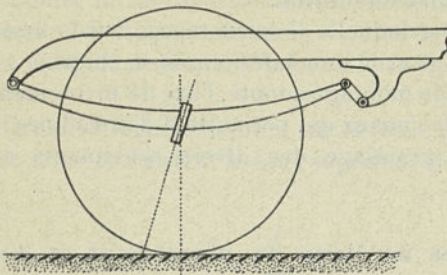


FIG. 225. — Chasse.

incliné par rapport à la verticale, l'axe de la fusée restant dans le plan vertical moyen de l'essieu. L'axe de pivotement rencontre alors le sol en un point différent du point de contact de la roue, et en avant

de ce point. Ce dispositif a également pour but d'améliorer la stabilité de la direction : on dit alors que l'essieu « a de la chasse ».

On donne généralement de la chasse au moyen de cales placées entre les ressorts et l'essieu, cales plus épaisses en arrière qu'en avant (*fig. 226*).

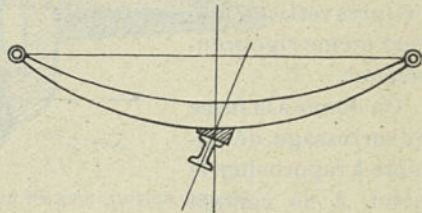


FIG. 226.

On ne désigne donc par chasse que l'inclinaison de l'axe de pivotement dans un plan parallèle au plan de symétrie de la voiture.

Axe de pivotement incliné (*fig. 227*). — On peut donner à l'axe de pivotement une inclinaison dans le plan vertical moyen de l'essieu. Cette inclinaison a pour but de rapprocher ou de faire coïncider l'intersection de l'axe et du sol d'une part, et le point moyen de contact de la roue et du sol d'autre part, sans carrossage exagéré.

Montages des roues (*fig. 228*). — Les roues avant sont montées folles sur les fusées, presque toujours par l'intermédiaire de roulements à billes. Les portées lisses (alors cylindriques) ne sont employées que sur quelques véhicules lourds.

Si le montage est effectué avec roulements à billes, la fusée a la forme d'un tronc de cône réunissant deux portées cylindriques

sur lesquelles sont placés les roulements à billes. L'écartement entre ces roulements est maintenu par une entretoise et le tout

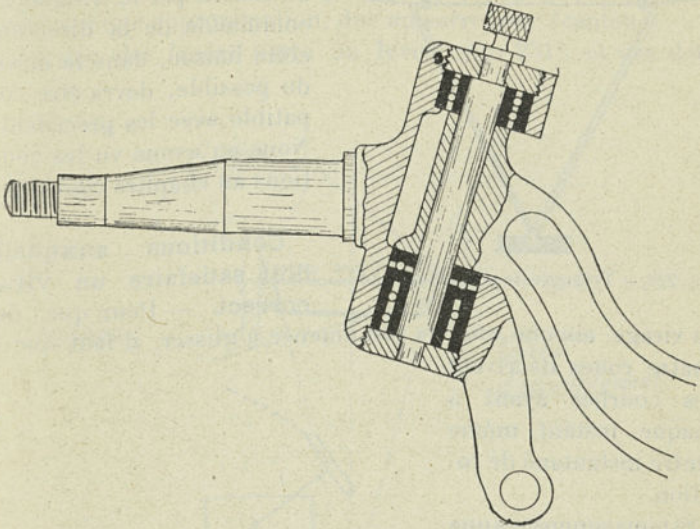


FIG. 227. — Axe de pivotement incliné.

par un écrou vissé dans la fusée. Cet écrou doit maintenir une rondelle ou présenter une large embase : ceci évite que, une bille étant cassée, les autres ne s'échappent, laissant la roue libre de quitter la fusée.

Liaisons de l'essieu et du châssis. — L'essieu avant est relié au châssis par les ressorts. A moins que ces ressorts ne soient transversaux, ils assurent la poussée (du châssis à l'essieu). Ils ont donc un point fixe sur le châssis, presque toujours à l'avant.

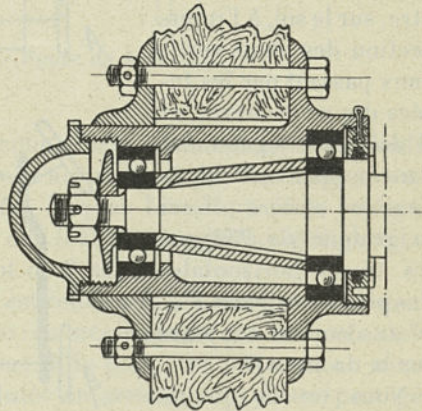


FIG. 228. — Montage de roue avant.

Si les ressorts sont des ressorts transversaux, il faut des

organes spéciaux pour assurer la pousseé (Ford, fig. 229).

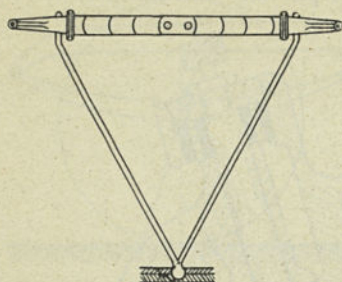


FIG. 229. — Triangle de pousseé (Ford).

un virage, aucune roue ne soit amenée à glisser, il faut que les quatre roues décrivent des courbes ayant à chaque instant même centre instantané de rotation.

Sin nous supposons que les axes de pivotement sont verticaux et le sol horizontal, ce centre instantané de rotation doit être, sur le sol, à l'intersection des plans verticaux passant par les fusées des roues avant, et il doit être également dans le plan vertical de l'essieu arrière. Ceci exige donc (fig. 230) que les traces horizontales des plans verticaux F et F' se coupent toujours sur la droite AB .

Nous voyons qu'une direction à cheville ouvrière est toujours correcte. Mais la réalisation d'une direction à essieu brisé parfait

De plus l'essieu sera relié au châssis par le tringlage de commande de la direction : cette liaison, dans la mesure du possible, devra être compatible avec les précédentes. Nous en avons vu les conditions au chapitre *Shimmy*.

Conditions auxquelles doit satisfaire un virage correct. — Pour que, dans

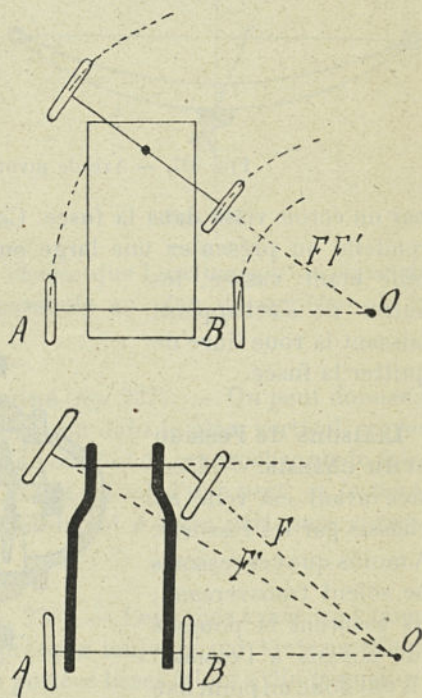


FIG. 230.

tement correcte entraînerait un tringlage extrêmement compliqué : une solution exacte, de Carlo Bourlet, comportait dix-huit bielles ou articulations. C'est pourquoi, dans la pratique, on se contente d'une approximation, due au carrossier Jeantaud.

Chacune des fusées porte un levier (*fig. 231*), et ces deux

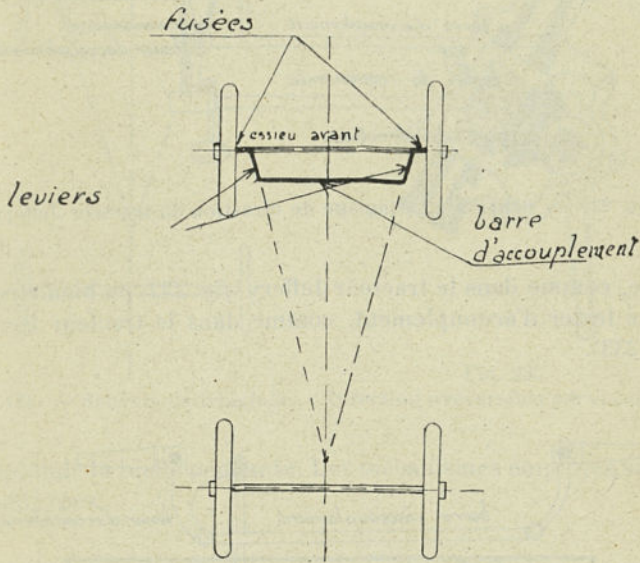


FIG. 231. — Épure de Jeantaud.

leviers, appelés leviers d'accouplement, sont réunis par une bielle transversale, appelée barre d'accouplement. Ce tringlage est réalisé de telle manière que, lorsque la voiture roule en ligne droite, les prolongements des leviers, supposés rectilignes, se rencontrent un peu en avant de l'essieu.

La barre d'accouplement est reliée aux leviers d'accouplement par des articulations à rotule (ou même par un axe vertical autour duquel elle peut tourillonner). Elle peut être disposée en avant ou en arrière de l'essieu, plutôt en arrière, afin d'être protégée par lui contre les chocs.

Il reste seulement à déterminer le pivotement d'une roue, puisque le tringlage d'accouplement commandera l'autre roue.

Pour cela, la fusée droite (si la direction est à droite) porte un levier *C*, dit levier d'attaque.

Le levier d'attaque peut être le levier d'accouplement lui-

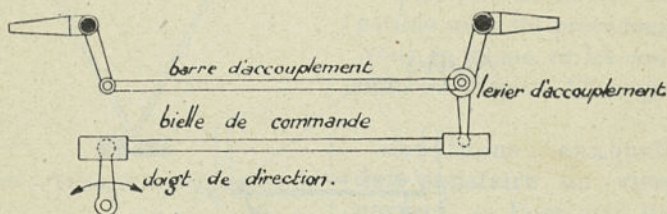


FIG. 232. — Schéma du tringlage de direction du tracteur Jeffery.

même, comme dans le tracteur Jeffery (*fig. 232*) ou bien être fixé sur ce levier d'accouplement, comme dans le tracteur Renault (*fig. 233*).

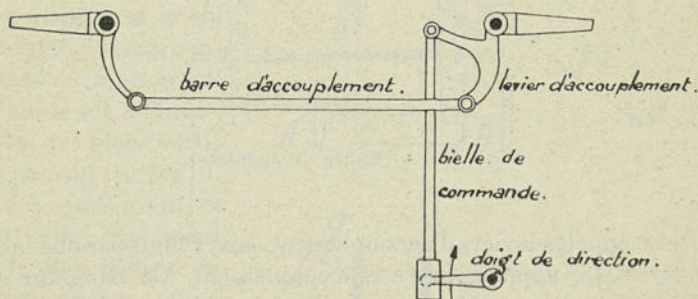


FIG. 233. — Schéma du tringlage de direction du tracteur Renault.

Ce levier d'attaque est lui-même commandé par une bielle dite bielle de commande, ou bielle de direction, dont la position moyenne est horizontale et, en général, parallèle au plan vertical de symétrie de la voiture (*fig. 234*).

La bielle de direction elle-même est commandée par une bielle verticale, dite levier de commande, ou doigt de direction, ou bielle pendante, qui fait partie de la boîte de direction.

Boîte de direction. — La boîte de direction est un carter qui renferme le mécanisme par l'intermédiaire duquel le volant

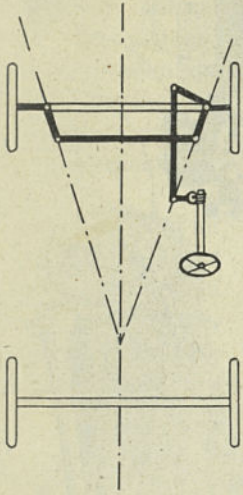


FIG. 234. — Schéma du tringlage. Direction irréversible par vis sans fin.

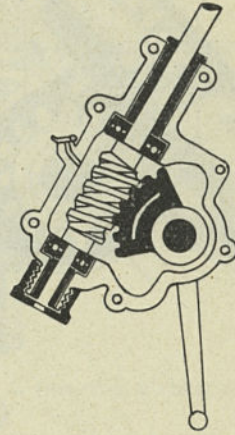


FIG. 235.

commande la bielle pendante. Les mécanismes employés sont de divers types.

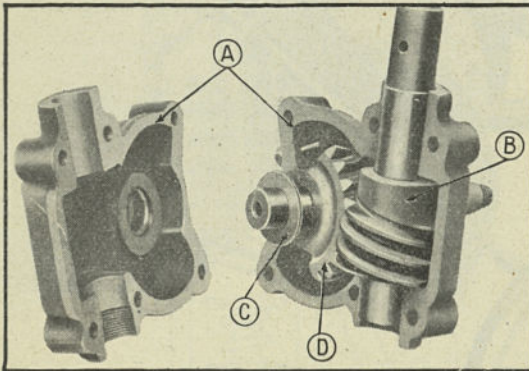
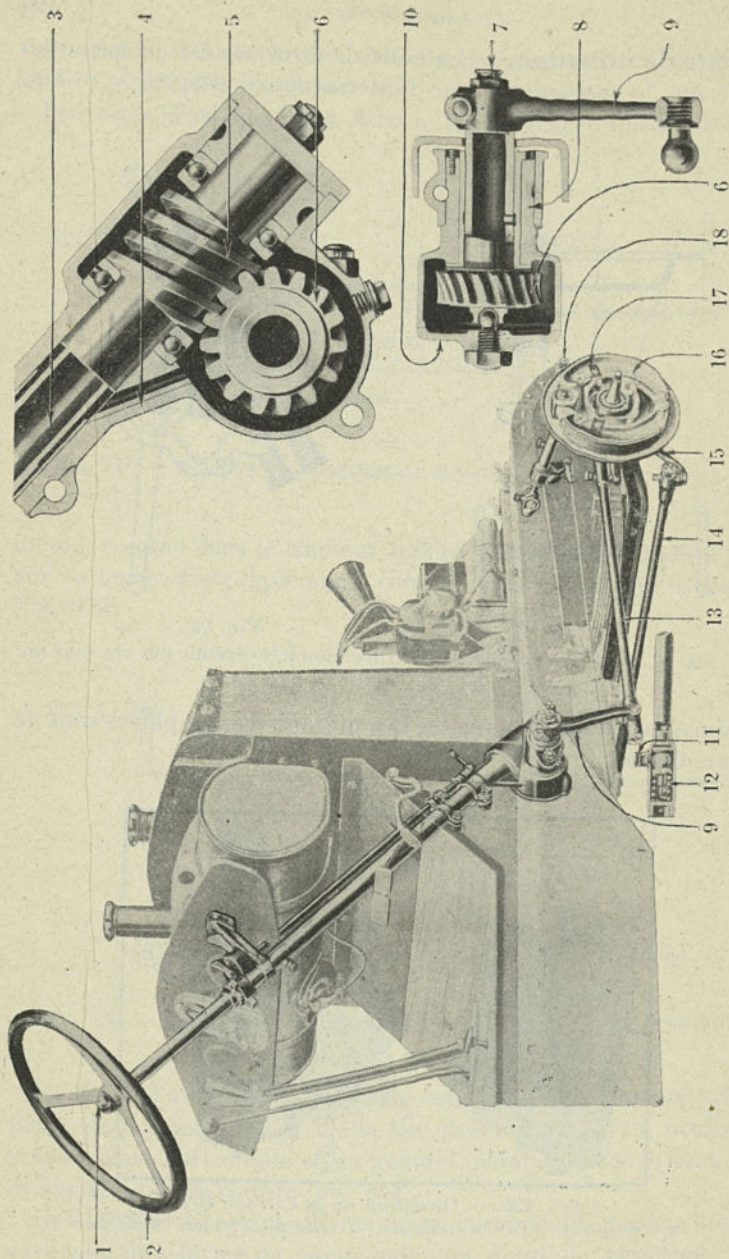


FIG. 236. — Direction de la Citroën B-2.
A Demi-boltiers. - B Vis de commande. - C Rondelle de réglage. - D Secteur.

Direction à vis et secteur denté (fig. 235). — Le volant est solidaire d'un axe portant une vis et maintenu dans la boîte entre deux



- 1. Bouton d'avertisseur.
- 2. Tube axe de commande de direction.
- 3. Volant de direction.
- 4. Boltier de direction.
- 5. Vis de commande de direction.
- 6. Roue de commande de direction.
- 7. Graisseur.
- 8. Support de direction.
- 9. Levier de commande de direction.

- 10. Couvercle du boîtier de direction.
- 11. Graisseur de bielle de direction.
- 12. Ressort amortisseur de bielle.
- 13. Bielle de direction.
- 14. Tube de connexion.
- 15. Levier de connexion droit.
- 16. Segments de frein.
- 17. Guide de segment de frein.
- 18. Graisseur de main de ressort.

FIG. 237. — Direction de la 6 C. V. Renault.

butées à billes, de manière à ne pouvoir que tourner sans monter ni descendre. Cette vis engrène avec un secteur denté, mobile autour d'un axe. Le secteur, dans son mouvement de rotation, entraîne la bielle pendante qui lui est invariablement liée (fig. 236, 237).

On peut, au lieu d'un secteur denté, employer une roue, qui permet, en modifiant son calage, de rattraper le jeu provenant de l'usure des dents.

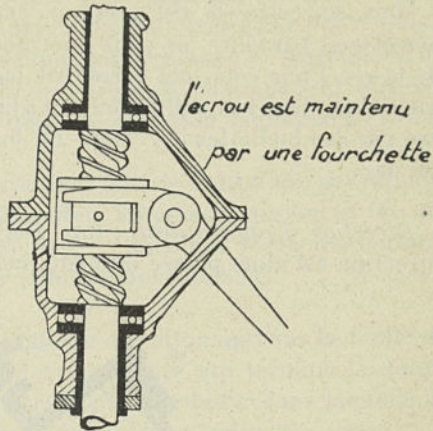


FIG. 238. — Direction à vis et écrou.

Direction à vis et écrou (fig. 238). — L'axe du volant porte

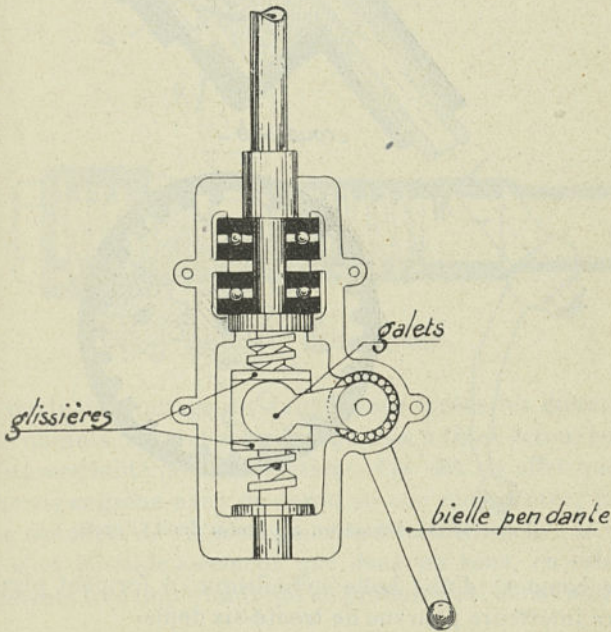


FIG. 239. — Direction à vis et écrou.

encore une vis assujettie à ne pouvoir que tourner sans monter ni descendre, car elle est comprise entre deux butées à billes.

Mais, sur cette vis, est monté un écrou, assujetti à ne pas tourner et qui, par suite, ne peut que monter ou descendre le long de la vis. Pour cela, cet écrou est par exemple, muni de deux glissières, dans lesquelles peuvent glisser deux galets reliés à un axe par des biellettes (fig. 239). La bielle pendante tourne avec cet axe.

Direction à pignon droit : type Ford (fig. 240). — La boîte de direction est alors placée immédiatement au-dessous du volant.

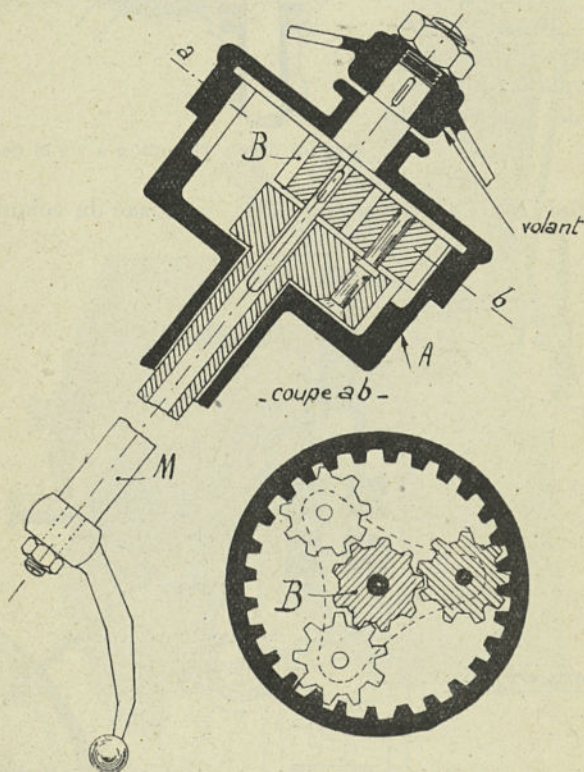


FIG. 240. — Direction à pignon droit (Ford).

Elle se compose d'une boîte cylindrique *A* formant pignon, à denture intérieure pourvue de trente-six dents.

Le volant porte lui-même un pignon cylindrique *B* droit, centré sur la boîte de direction, et pourvu de douze dents.

Entre *A* et *B* sont intercalés trois pignons, montés fous sur leurs axes, ces axes étant invariablement fixés à une pièce métallique formant étoile à trois branches et montée à l'extrémité d'un arbre *M*. Les déplacements de l'arbre *M* commandent directement les déplacements du doigt de direction, boulonné à l'extrémité de l'axe.

Cette direction est relativement peu démultipliée, par rapport à celle des autres types. En effet, lorsque le pignon *B* fait un tour, comme la boîte *A* est fixe, l'étoile qui porte les pignons tourne de un quart de tour (trains épicycloïdaux).

Articulations. — Le doigt de direction agit sur la bielle de direction par l'intermédiaire d'une rotule qui termine le doigt. La bielle de direction se termine par une boîte dans laquelle la rotule est prise entre deux coussinets en acier (*fig.* 241).

Ces deux demi-coussinets sont montés dans la boîte entre deux ressorts à boudin, dits amortisseurs.

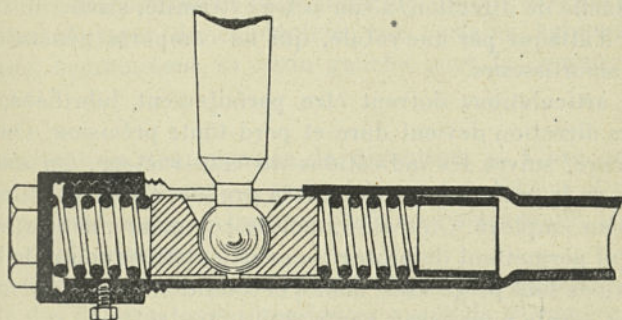


FIG. 241. — Boîte à rotule.

Ce mode de montage est employé sur toutes les directions de types courants (à vis et secteurs, ou bien à vis et écrou) en raison de l'irréversibilité de ces directions. On sait en effet que, lorsqu'une vis engrène avec un écrou ou une roue dentée, si l'inclinaison des filets de vis n'est pas assez voisine de 45° , le mouvement n'est possible aisément que dans un sens, en raison des frottements très importants qui se produiraient dans l'autre sens.

On peut donc, en choisissant convenablement l'inclinaison des filets de la vis, avoir une direction aussi irréversible que l'on veut. Mais il ne faut pas non plus perdre de vue que de cette inclinaison dépend aussi la démultiplication de la direction, et aussi dans une certaine limite, sa perfection au point de vue douceur, absence de shimmy, etc.... On admet que le braquage maximum doit pouvoir être réalisé pour une rotation du volant de trois quarts de tour, ce qui conduit à une démultiplication voisine de 8.

L'irréversibilité ne peut être absolue, car elle imposerait à l'essieu avant et au châssis une liaison incompatible avec une bonne suspension et aurait une notable influence sur le shimmy.

Lorsqu'un choc est transmis par les roues au tringlage de direction, les ressorts amortisseurs qui maintiennent les coussinets suffisent à atténuer suffisamment ce choc pour en diminuer les effets sur la boîte de direction, c'est-à-dire rendre pratiquement la direction irréversible.

Les ressorts doivent être assez durs pour ne pas fléchir trop facilement, sans quoi la direction perdrait toute précision.

Ils doivent, d'autre part, rattraper automatiquement le jeu qui tend à se produire entre la rotule et les coussinets.

La bielle de direction, à son autre extrémité, s'articule avec le levier d'attaque par une rotule, qui ne comporte généralement pas d'amortisseurs.

Les articulations doivent être parfaitement lubrifiées, sans quoi la direction devient dure et perd toute précision. On doit, ici encore, suivre les indications du constructeur. On emploie l'huile ou la graisse (plus souvent la graisse) selon le système de graisseur employé. On trouve, dans le commerce, des gaines de cuir qui permettent de protéger ces articulations contre la boue ; ces gaines sont précieuses, mais à la condition d'être très souvent visitées, car la poussière s'y introduit toujours.

On ne doit tolérer aucun jeu dans l'articulation ; le jeu peut se produire par usure de la rotule : les deux demi-coussinets portent alors l'un sur l'autre, et la déformation de la rotule peut lui permettre, dans un cahot, grâce aux ressorts amortisseurs, d'échapper aux demi-coussinets, privant ainsi le conducteur de toute action sur la voiture.

Position du volant. — La boîte de direction est souvent fixée au longeron du châssis et parfois, mais rarement, sur le carter du moteur. L'axe du volant, qui sort de cette boîte, est géné-

ralement maintenu d'autre part par le tablier de la voiture au moyen d'une emplanture.

Le volant, en bois ou en ébonite, comporte une armature métallique. Il peut être à droite ou à gauche.

Les partisans de la direction à gauche disent que les croisements peuvent être plus précis ; il est généralement parfaitement inutile de serrer de près un croisement.

Ils disent également que, étant donnée l'obligation de dépasser à gauche, il est plus facile, lorsqu'on passe un véhicule, de découvrir si la route est libre en avant. Ceci est vrai en ville, à Paris particulièrement et partout où la circulation est dense ; mais sur la route un conducteur prudent ne dépassera jamais un véhicule sans être sûr que la route est libre ; en particulier, il n'effectuera jamais un dépassement dans un virage.

La direction à gauche permet en outre, sur les voitures à bloc-moteur, d'avoir la commande de la boîte de vitesses à droite et la portière de gauche est alors libre.

La direction à droite, sans inconvénient sur la route, permet à l'arrêt de se rapprocher avec plus de précision d'un trottoir sans le heurter. Elle présente l'inconvénient, si les commandes sont à droite, de condamner la portière de droite, et si elles sont à gauche, d'exiger du conducteur une certaine habitude pour utiliser couramment sa main gauche pour la commande des leviers.

Fabrication des organes de direction. — L'axe qui porte la vis, et la vis elle-même, sont en acier dur. Écrous et secteurs sont généralement en bronze, parfois en acier coulé, très rarement en aluminium.

Le tringlage de commande doit être en métal susceptible de subir des déformations importantes avant de se rompre. Après avoir employé autrefois des aciers doux, on utilise maintenant des aciers demi-durs ou aciers de cémentation non cimentés. $A = 25$ (A est l'allongement pour 100 millimètres avant rupture).

Qualités et défauts des directions. — Les défauts que l'on rencontre le plus habituellement dans les organes de direction sont (1) :

(1) D'après un article de M. PETIT dans la *Vie Automobile*.

- 1° La dureté ;
- 2° Le jeu ;
- 3° L'imprécision ;
- 4° Le défaut de parallélisme des roues ;
- 5° Le manque de fixité ;
- 6° L'instabilité ;
- 7° Le dandinement (cas particulier du shimmy).

Dureté. — Ce défaut rend la conduite désagréable, souvent difficile, et toujours fatigante. La direction peut être dure pour tous les angles de braquage ou seulement — et c'est généralement le cas des voitures usagées — pour les braquages importants.

Ceci peut résulter d'abord de ce que, soit par un mauvais usage, soit par usure, les surfaces qui frottent les unes sur les autres ont des coefficients de frottement exagérés. En particulier, le graissage présente à ce point de vue une grosse importance et il est fréquent que les constructeurs n'y attachent pas une importance suffisante pour que l'entretien en soit facile. Il y aurait intérêt, en particulier, à ce que l'huile puisse toujours être employée, au lieu de la graisse introduite par un stauffer ou graisseur de même principe.

Il se peut, en particulier, qu'après suppression de certains jeux, les frottements deviennent trop considérables. De nombreuses boîtes de direction par exemple comportent un écrou permettant de régler les butées : il ne faut pas exagérer le serrage.

De même se produit fréquemment une usure entre vis et secteur ou bien entre vis et écrou, mais naturellement surtout dans les portions en contact pendant la marche normale, c'est-à-dire en ligne droite. Si l'on veut rattraper ce jeu, en rapprochant le secteur de la vis à l'aide de douilles excentrées, les dents non usées seront trop serrées dans les braquages importants : la direction n'aura plus de jeu en ligne droite, mais sera dure dans les virages à faible rayon de courbure.

Si la rotule du doigt de direction est ovalisée, et qu'on veuille rattraper le jeu en rapprochant les demi-coussinets, la direction devient dure, puisque, dans un braquage, c'est la partie non ovalisée de la rotule qui tend à venir se placer entre les coussinets et qu'elle n'y fait sa place qu'en comprimant les amortisseurs.

Enfin le tracé de la direction peut être une cause de dureté.

Nous verrons plus loin quels moyens l'on emploie pour améliorer la fixité et la stabilité d'une direction ; nous verrons aussi que l'emploi inconsideré de ces moyens peut rendre la direction dure.

Le déportage des fusées, en particulier, durcit toujours une direction. En effet, dans le braquage, le centre de la roue décrit un cercle et le plan moyen de la roue n'est pas tangent à ce cercle, de sorte que le déplacement de la roue n'est possible que grâce à un glissement transversal qui augmente plus ou moins, selon le tracé, la dureté de la manœuvre.

Une autre cause de dureté, facile à corriger, est une mauvaise fixation de l'emplanture qui retient le tube du volant par rapport au tablier de la voiture, rendant le mouvement trop difficile à réaliser. Cette cause est probablement la plus fréquente.

Jeux. — Les jeux sont parfois une cause de dureté, toujours d'imprécision et d'usure. On cherchera d'abord à situer les jeux dans le tringlage de commande ou dans la boîte de direction. Pour cela, on donne au volant un mouvement de va-et-vient tel que les roues ne soient pas commandées ; si le doigt de direction suit les mouvements du volant, le jeu existe dans la timonerie, aux articulations : il est généralement peu important.

Plus généralement le jeu existe dans la boîte de direction. Mais il peut se produire en divers endroits ; si la direction est à vis et secteurs, il peut se produire :

- 1° Aux butées de la vis ;
- 2° Entre la vis et le secteur ;
- 3° Aux butées du secteur ;
- 4° Aux coussinets de l'axe du secteur.

Si la direction est à vis et écrou, il peut se produire :

- 1° Aux butées de la vis ;
- 2° Entre les filets de la vis et ceux de l'écrou ;
- 3° A l'articulation de l'écrou et du bras calé sur l'axe du doigt de direction ;
- 4° Au dispositif de coulissement entre ce bras et l'écrou (glissière) ;
- 5° Au guidage de l'écrou (qui l'empêche de tourner avec la vis ;
- 6° Aux butées de l'axe du doigt de direction ;
- 7° Aux coussinets de cet axe.

On peut parfois discriminer certains de ces jeux sans démon-

tage. On donne, comme précédemment, un mouvement de va et vient au volant. Si l'on voit l'axe monter et descendre (à la sortie de la boîte ou du tube fixe), le jeu est aux butées. Si la bielle pendante se déplace longitudinalement, le jeu est aux butées du secteur; si cette bielle monte et descend, le jeu est aux coussinets de son axe.

Le plus fréquent de tous ces jeux est celui qui se trouve aux butées de la vis : c'est aussi celui qui est le plus facile à rattraper, car la plupart des directions modernes comportent des écrous de réglage permettant de serrer ces butées.

Une direction doit être bien étudiée afin de réaliser des surfaces frottantes aussi grandes que possible. On peut utiliser des écrous réglés (12 HP Benz, 1914) dont l'usinage est assez facile pour permettre de rattraper aisément les jeux.

Imprécision de la direction. — Cette imprécision est généralement déterminée par des jeux, soit dans le tringlage, soit dans la boîte de direction. Elle peut provenir également de la faiblesse des ressorts amortisseurs.

Mais l'imprécision peut provenir aussi d'un mauvais dessin de la direction : les déplacements de la fusée peuvent n'être pas proportionnels à ceux du volant, c'est-à-dire qu'une même rotation du volant détermine des braquages différents, suivant les points de la course de ce volant.

Défaut de parallélisme des roues avant. — On constate généralement ce défaut à l'usure anormal des bandages.

On constate également que la voiture ne peut donner la vitesse dont elle est capable. Ceci s'explique aisément puisque les déplacements des roues ne sont pas possibles sans glissement latéral. Ce glissement détermine un travail supplémentaire qui diminue le rendement de la voiture et use *très vite* les pneumatiques.

Comme on a remarqué qu'une légère convergence des roues n'a pas le résultat néfaste de la divergence, on donne parfois un peu de *pincement*, c'est-à-dire que les roues sont montées avec une légère convergence. Mais ce pincement doit être léger et tel seulement qu'il évite les divergences que produisent généralement les jeux de tringlage d'accouplement.

Le défaut de parallélisme est produit soit par les jeux du trin-

glage d'accouplement, soit par une déformation de l'essieu consécutive à un choc. Il est bon de vérifier fréquemment le parallélisme des roues, en comparant leur écartement à l'avant et à l'arrière.

Fixité. — On dit qu'une direction est d'autant plus fixe que les déviations subies par les roues avant, au passage des dénivellations, sont plus faibles. Il ne faut pas confondre la fixité avec la stabilité, propriété que possède une direction de corriger automatiquement les braquages.

Le manque de fixité provient toujours d'une étude insuffisante des liaisons de l'essieu avant et du châssis, c'est-à-dire des ressorts et du tringlage de direction.

Les fléchissements des ressorts devraient être sans action sur les braquages des roues. Mais on conçoit que certaines déformations des ressorts entraînent un braquage des roues. Si la direction est irréversible, le conducteur ne sent rien, mais la voiture fait une embardée à chaque cahot; si la direction n'est pas irréversible, le volant est entraîné et le conducteur doit constamment ramener sa voiture dans la bonne direction.

Ceci s'explique aisément : considérons l'extrémité M du levier d'attaque sur laquelle s'articule la bielle de direction (*fig.* 242).

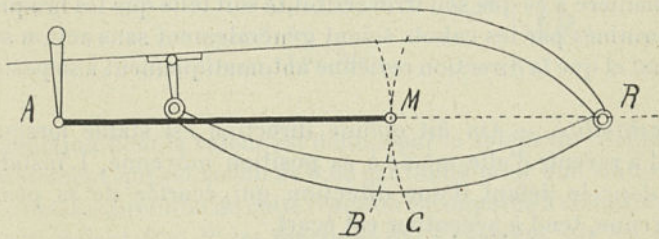


FIG. 242.

Ce point M fait partie de l'essieu. Lorsque les ressorts fléchissent, il décrit une certaine courbe C dont le centre de courbure est l'extrémité fixe R du ressort, qui est toujours, ou presque, l'extrémité avant.

D'autre part, ce point M est relié par la bielle de direction à

l'extrémité A de la bielle pendante, qui est fixe par rapport au châssis si on ne tourne pas le volant.

Donc, lorsque, par suite de la flexion des ressorts, l'essieu se déplace, le point M doit décrire une circonférence B de centre A et de rayon AM . Il est donc astreint à se déplacer en restant à la fois sur deux courbes B et C dont les courbures sont généralement opposées, c'est-à-dire que les deux liaisons sont incompatibles.

Pour qu'elles le soient le moins possible, c'est-à-dire pour que les flexions des ressorts n'entraînent que des déformations très petites du tringlage de direction (braquage faible), il faut que ces deux courbes soient aussi voisines que possible, c'est-à-dire tangentes. Il faut donc avoir une bielle de direction longue, des ressorts longs et aligner les trois points $AM_0R - M_0$ étant la position du point M lorsque les ressorts ont leur flèche normale.

Dans le cas où l'essieu avant est suspendu par demi-ressorts en cantilever (Citroën B 2), les deux courbes sont à courbure de même sens. Elles peuvent donc être osculatrices.

Il en est de même dans le cas où la suspension est réalisée par des ressorts transversaux. Le centre du triangle de poussée est du même côté que la boîte de direction par rapport à l'essieu. Dans ces deux cas, les actions réciproques de la suspension et de la direction sont diminuées.

La direction doit avoir une démultipliation assez grande (7 à 8) de manière à ce que son irréversibilité soit telle que les braquages déterminés par les cahots soient généralement sans action sur le volant et que la direction revienne automatiquement à sa position.

Instabilité. — On dit qu'une direction est stable lorsqu'elle tend à revenir d'elle-même à sa position moyenne, l'instabilité est donc le défaut d'une direction qui, écartée de sa position moyenne, tend à accentuer cet écart.

Un tel défaut rend évidemment la direction pénible et même dangereuse. La stabilité ne peut être améliorée que par une heureuse disposition relative de la roue et de son axe de pivotement ; les procédés employés sont :

- 1° Déporter les fusées ;
- 2° Donner de la chasse ;
- 3° Incliner l'axe de pivotement (sans déportage des fusées ni chasse) ;

4° Utiliser un axe de pivotement vertical et des roues avec un carrossage tel que le point de contact soit confondu avec l'intersection de l'axe de pivotement et du sol.

Ces divers procédés permettent aux forces qui s'exercent sur les roues braquées de constituer des couples qui tendent à les ramener automatiquement dans leur plan normal.

Ces forces sont :

- 1° La réaction du sol sur les roues ;
- 2° La force centrifuge.

Considérons une voiture dans laquelle les roues avant sont braquées pour une raison quelconque, le sens du mouvement étant celui de la flèche M (fig. 243). Le sol exerce sur chaque roue

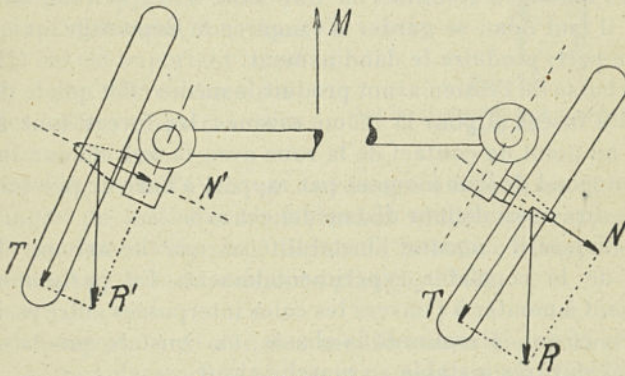


FIG. 243.

une réaction dont la valeur est définie par la valeur du coefficient de roulement qui est voisin de 0,02 par tonne pour une voiture de tourisme. La direction de cette réaction est opposée à celle du mouvement. Soient R et R' les réactions qui s'exercent sur les deux roues; les points d'application sont les points de contact des roues avec le sol (centre des ellipses de contact). Si nous décomposons chaque force R en deux forces, l'une T dirigée dans le plan de la roue, l'autre N perpendiculaire, nous voyons que les composantes T et T' s'annulent, puisqu'elles tendent à faire tourner les roues en sens contraire. Les effets de N et N' s'ajoutent au contraire.

La force centrifuge s'exerce perpendiculairement au sens du mouvement : si l'épure de Jeantaud était rigoureuse, elle serait

dirigée suivant la fusée et n'aurait pas de composante dans le plan de la roue. Il est facile de voir que, dans ces conditions, les réactions que le sol exerce sur les roues verraient leur effet s'ajouter pour ramener la roue dans son plan.

En réalité, il y a des composantes dans le plan des roues ; ces composantes tendent à faire tourner les roues en sens inverse, mais ne s'annulent pas tout à fait, car les réactions du sol sur les deux roues ne sont pas égales. La plus forte tend à augmenter le braquage. Néanmoins, l'effet des composantes normales est beaucoup plus important. L'effet de la force centrifuge l'emporte en général sur celui des forces de frottement.

Mais les fusées déportées, si elles augmentent la stabilité en marche avant, la diminuent en marche arrière. De plus, puisqu'elles tendent à stabiliser la direction, elles la rendent plus dure : il faut donc se garder d'exagérer le déportage qui peut, d'autre part, produire le dandinement.

La chasse de l'essieu avant produit le même effet que le déportage des fusées et pour la même raison : les forces sont appliquées au point de contact de la roue avec le sol et leur importance dépend de leur moment par rapport à l'axe de pivotement, c'est-à-dire aussi de leur distance à cet axe.

Ce dispositif entraîne l'instabilité en marche arrière. Il est facile de le constater expérimentalement. En particulier, si l'on vient à monter à l'envers les cales interposées entre essieu et ressorts et qui déterminent la chasse, on constate que la direction devient très instable en marche avant.

L'inclinaison latérale des axes de pivotement dans le plan vertical de l'essieu détermine également une stabilisation automatique de la direction. Quand on braque les roues, chacune d'elles tourne autour de son axe de pivotement de manière que son plan moyen reste tangent à un cône de révolution ayant pour axe l'axe de pivotement. Dans ce mouvement, le centre de gravité de chaque roue tend à s'élever et à s'abaisser. Mais, comme sa distance au sol est nécessairement constante, il faut, pour que le braquage soit possible, que ce soit l'essieu qui s'élève ou qui s'abaisse par rapport au sol, détendant ou comprimant les ressorts. C'est donc l'action du poids de la voiture et de l'élasticité des ressorts qui sera stabilisatrice.

Dans le cas où l'on donne de la chasse, d'ailleurs, il en est de même : le centre de gravité de la roue, tournant autour d'un axe incliné, tend aussi à s'élever ou à s'abaisser,

Un braquage important ne peut pas non plus s'exécuter sans torsion des ressorts ; ceci constitue une action stabilisatrice.

Il arrive enfin fréquemment, sur les voitures modernes, que l'axe de pivotement soit rigoureusement vertical, et que les roues aient un carrossage tel que le point de contact avec le sol se trouve sur l'axe de pivotement. Il ne se produit nulle action stabilisatrice, mais nous pouvons dire que la direction est indifférente : les forces appliquées à la roue (réaction du sol) ont un moment nul par rapport à l'axe de pivotement. Elles sont donc sans effet. Ce cas est important : c'est souvent celui des voitures susceptibles d'être montées avec freins sur roues avant.

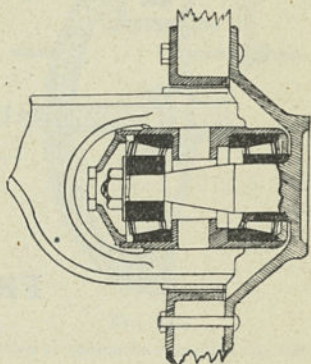


FIG. 244.

Axe de pivotement dans le plan moyen de la roue.

Pour éviter alors d'avoir un carrossage exagéré, on cherche, par l'emploi de fusées convenablement étudiées, à rapprocher l'axe de pivotement du plan moyen de la roue : certains constructeurs ont pu le mettre dans ce plan (*fig. 244*).

Dandinement. — A côté des modifications à apporter à la chasse, du remplacement des ressorts amortisseurs et de l'équilibrage des roues, on a préconisé divers procédés qui, dans certains cas suppriment le dandinement.

1° Renforcer la partie antérieure du longeron par des fers plats, formant jambe de force entre le longeron et le faux châssis du moteur.

2° Rattraper le jeu latéral des ressorts au moyen de brides.

3° Modifier les butées à billes interposées entre essieu et fusées (diminuer leur épaisseur).

CHAPITRE XXIII

FREINAGE

Nécessité des freins. — La loi prescrit que tout véhicule automobile pesant plus de 350 kilogrammes doit être muni de deux freins au moins, dont l'un au moins agit directement sur les roues.

Cette loi répond évidemment à une nécessité : la sécurité des usagers de la route exige que l'on soit maître d'arrêter un véhicule automobile en un temps aussi restreint que le permettent les lois de la mécanique. Mais la sécurité absolue dépend surtout des conducteurs qui ne doivent jamais lancer leur voiture à une vitesse telle qu'ils ne puissent arrêter assez rapidement pour éviter tout obstacle.

Pour diminuer la vitesse d'un véhicule, il faut créer un effort résistant, dont le travail absorbera la force vive dont dispose ce véhicule.

Actuellement tous les dispositifs mécaniques de freinage réalisent cet effort résistant par le frottement d'un organe mobile solidaire de la transmission ou des roues sur un organe fixe solidaire du châssis ou d'un essieu.

L'organe mobile est un tambour solidaire d'un arbre du système de transmission : primaire, secondaire, arbre de transmission, essieu moteur.

L'organe fixe, solidaire du châssis ou du pont arrière, peut être intérieur au tambour : le frein est à segments. Il peut être extérieur : le frein est dit à mâchoires ou à rubans.

Frein à segments. — L'organe fixe se compose de deux segments articulés autour d'un axe fixe. Le serrage des segments contre le tambour est obtenu en écartant l'une de l'autre les extrémités libres des segments au moyen d'une came dont le profil, fort simple, varie avec les constructeurs.

Cette came est elle-même solidaire d'une douille, mobile autour d'un axe, et dont les déplacements sont obtenus au moyen d'un levier fixé sur elle d'une part et articulé d'autre part sur une tringle de commande (*fig. 245*).

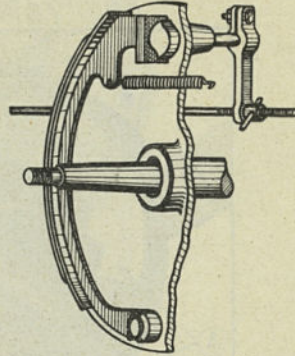


FIG. 245.

Schéma de commande de la came d'un frein.

Chaque segment est constitué par une armature aussi rigide que possible, en acier, recouverte d'une garniture qui, seule, frotte sur le tambour, et dont la longueur dépend du montage des segments, ainsi que nous le verrons en étudiant, dans les défauts des freins, le broutage. Il est avantageux que les extrémités des segments sur lesquelles agit la came soient constituées par des « semelles » faciles à changer (*fig. 248*).

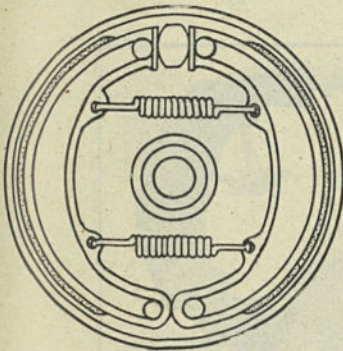


FIG. 246. — Schéma d'un frein.

Un frein doit cesser d'agir dès qu'on abandonne le dispositif de commande, pédale ou levier. Pour cela, dans les freins à segments, des ressorts sont disposés entre les segments, et tendent à rapprocher l'un de l'autre ces segments, dès que la cause n'est plus maintenue à sa position.

Signalons, parmi les freins à segments, les dispositifs un peu particuliers créés par Perrot, d'abord le frein à enroulement (Perrot-Farman) (*fig. 251*), puis le Perrot-Bendix à trois segments (*fig. 252*), dispositifs classés parfois parmi les servo-freins,

leur efficacité étant un peu plus grande que celle des freins ordinaires.

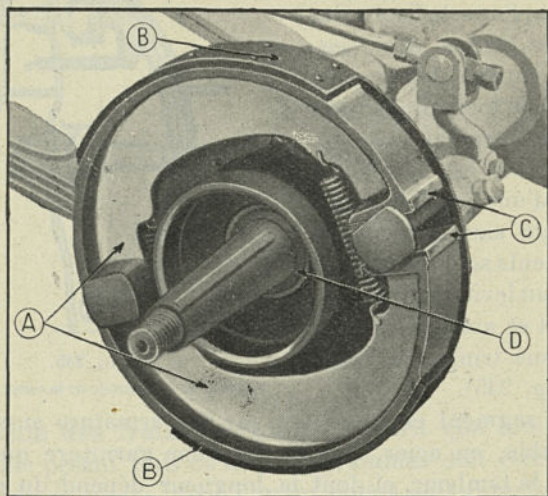


FIG. 247. — Frein sur roue AR, Citroën B-2.

A, segments. - B, garnitures. - C, plaquettes de frottement. - D, garniture d'étanchéité.

Freins à mâchoires (fig. 253). — L'organe fixe se compose

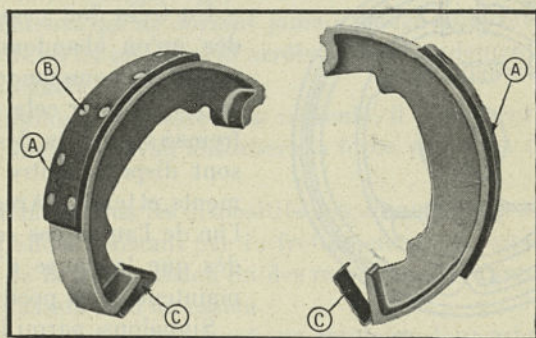


FIG. 248. — Segments de frein Citroën B-2.

A, garnitures. - B, rivet. - C, Plaquettes de frottement.

alors de deux mâchoires extérieures au tambour (le tambour porte généralement le nom de poulie dans ce type de frein).

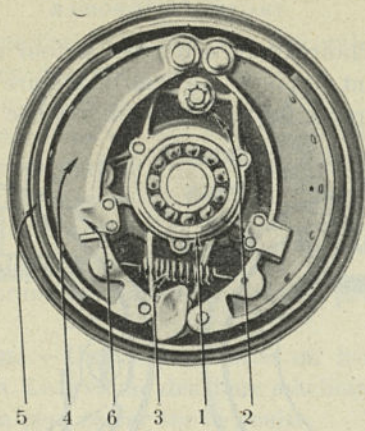


FIG. 249. — Frein de la 6 CV. Renault.

1. Bouchon de boîtier de roulement à billes de roues
2. Boîtier support de frein et de roulement de roues
3. Ressort de rappel
4. Segment de frein
5. Bande pour segment de frein
6. Guide de segment de frein

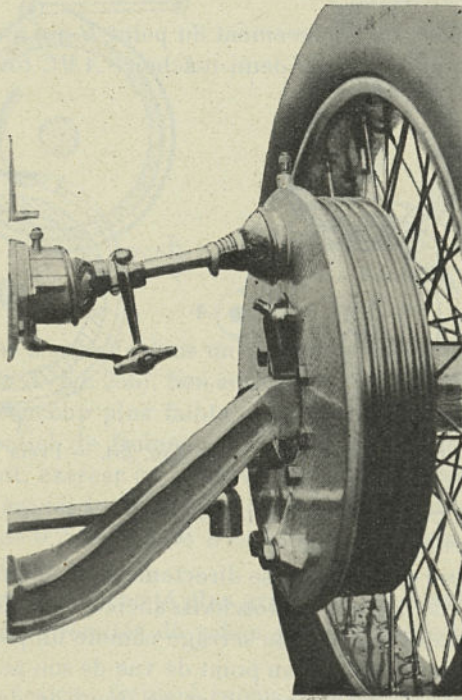


FIG. 252. — Frein Perrot (avant).

Les deux mâchoires sont articulées autour d'un axe fixe A et autour d'un point mobile C . La demi-mâchoire ABC est articulée en B : pour serrer le frein, la traction exercée par la timorie ED

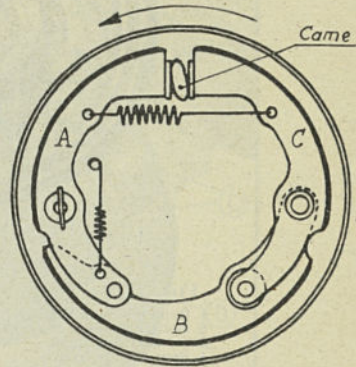
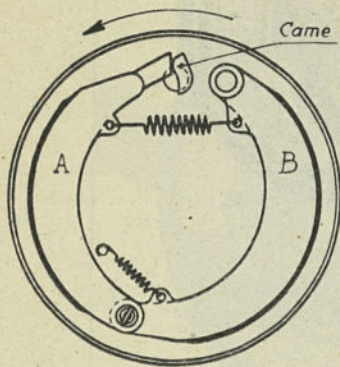


FIG. 251. — Frein Perrot Waseige.

FIG. 252. — Frein Perrot Bendix.

détermine d'abord un déplacement du point B qui amène AB au contact de la poulie, Puis la demi-mâchoire AMC tourne autour

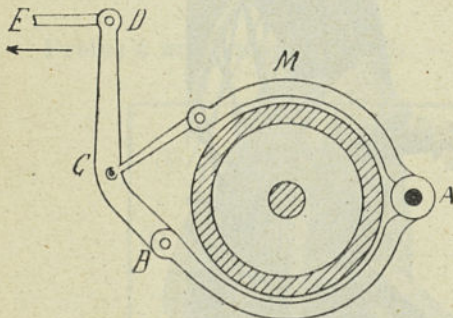


FIG. 253. — Frein à mâchoires.

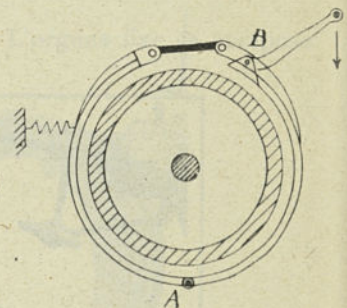


FIG. 254. — Frein Hotchkiss.

du point B qui constitue un point fixe. Le tringlage nécessaire est fréquemment compliqué.

Il se peut aussi que l'on agisse directement sur le point B pour serrer la demi-mâchoire AB (Hotchkiss ancien) (fig. 254), ce point B fonctionnant dès le début du serrage comme un point fixe.

Un dispositif symétrique, au point de vue de son action sur les deux mâchoires, est réalisé par un arbre muni de deux rampes

qui agissent lorsque l'arbre tourne, sur des galets montés aux extrémités mobiles des mâchoires (Fiat ancien) (*fig. 255*).

Les freins à mâchoires ne sont employés que sur l'arbre secondaire, à de rares exceptions près, mais les freins à segments sont d'un emploi beaucoup plus courant, actuellement même à peu près général.

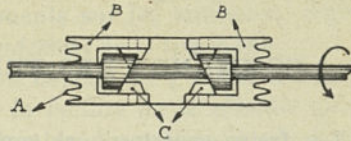


FIG. 255. — Frein Fiat (vue en plan).

Freins à ruban. — Un cas particulier du frein à mâchoires est le frein à ruban. Le système des deux mâchoires est remplacé par un ruban qu'on peut serrer sur la poulie.

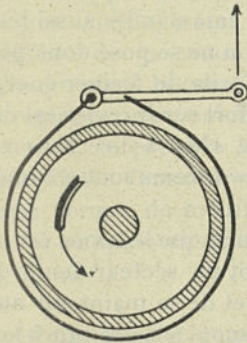


FIG. 256.

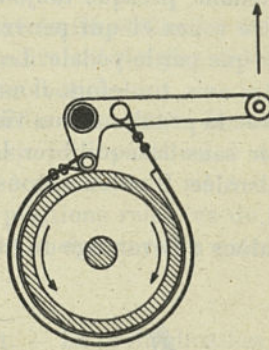


FIG. 257.

Ce frein ne serre que dans un sens lorsque le ruban est fixé en un point fixe *A* (*fig. 256*). Son action en marche arrière, sans être nulle, est beaucoup plus faible. Par exemple, pour obtenir un effort tangentiel de freinage de 300 kilogrammes, il faut, en marche avant, exercer un effort de 128 kilogrammes et de 428 en marche arrière, si le coefficient de frottement des surfaces en contact est de 0,2 et l'angle d'enroulement de six radians, soit environ de 346° .

On obtient une efficacité plus grande en exerçant une traction sur les deux extrémités du ruban par un tringlage convenable (*fig. 257*).

Dans tous les cas, freins à ruban ou à mâchoires, il faut pré-

voir des ressorts ramenant automatiquement les freins à la position de non-serrage.

COMMANDE DES FREINS ET TIMONERIES

Les freins sont toujours commandés l'un par une pédale et l'autre par un levier.

Longtemps, jusqu'à l'époque où les freins avant se sont généralisés au point d'être montés sur les véhicules les plus faibles, même construits en grande série, on discuta sur la nature des freins selon la commande. Car, généralement, l'un des freins était sur mécanisme (arbre-secondaire le plus souvent) et l'autre était monté sur les roues arrière.

Maintenant, presque toujours, les voitures ont des freins sur les quatre roues et qui peuvent être commandés aussi bien par le levier que par la pédale. La question ne se pose donc plus.

A notre avis, toutefois, il est plus facile de freiner énergiquement avec la pédale, car un violent effort sur le levier est difficile à fournir sans déséquilibrer le corps, c'est-à-dire sans risquer une embardée. D'ailleurs, tous les servo-freins sont à commande au pied.

Signalons à l'avantage du frein à main que le levier est mobile devant un secteur denté qui lui permet de se maintenir automatiquement à la position à laquelle on l'a amené, le déclenchement étant commandé par le chauffeur au moment où il veut desserrer le frein. On peut donc ainsi freiner tout en abandonnant la commande.

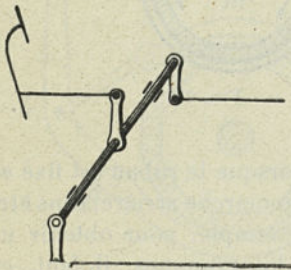


FIG. 258.
Schéma d'une commande de frein.

Pratiquement on tend de plus en plus à ne considérer le frein

à main que comme un frein de secours, destiné surtout à immobiliser la voiture à l'arrêt.

Notons en passant que les freins sur transmission sont, toujours en raison de leur position, plus difficiles à entretenir et à régler.

Les timoneries de commande, qui relient pédale ou levier à la came (ou aux cames) ont la plus grande importance.

D'une part, en effet, elles réalisent la multiplication de l'effort qu'elles transmettent, c'est-à-dire que l'effort de la came sur les segments et par suite des segments sur les tambours, dépend de cette multiplication et *du rendement* de la timonerie.

D'autre part, de leur réalisation dépend en général le réglage des freins, aussi bien quant à la facilité de le rétablir qu'aux chances qui existent qu'il soit durable. En particulier, de l'organisation des timoneries dépend la possibilité d'obtenir des deux freins d'un même essieu un serrage identique.

Tringles, doigts et palonniers. — Le type de commande le plus simple serait le suivant : la pédale (ou levier) est solidaire d'une douille qui porte deux doigts sur lesquels viennent s'attacher deux tringles ou câbles ou rubans. La douille-tourillonne sur un axe appelé palonnier.

Chaque tringle, à son autre extrémité, s'attache au doigt de commande de la came, c'est-à-dire au doigt solidaire de la douille qui porte la came de commande.

Le réglage consiste alors à modifier la longueur des tringles de commande, le procédé le plus simple consistant à avoir une tringle filetée formant vis. Un écrou ou une vis à oreilles de réglage permet de modifier les positions relatives du doigt sur lequel il s'appuie et de la tringle, à chacune des extrémités de celle-ci

Multiplication et rendement. — La multiplication finale du système de commande dépend évidemment du rapport de la course du segment à la course de la pédale (ou du levier). Elle est donc surtout fonction de l'organisation intérieure du frein : forme des segments, position du point fixe, etc....

Mais la multiplication n'est pas égale au rapport de ces courses. En effet, il faut tenir compte des rendements de la transmission, provenant des frottements des divers organes et de l'orientation des tringles par rapport aux doigts sur lesquels elles s'articulent :

Il est donc nécessaire de graisser les articulations et les palonniers.

Il serait d'autre part souhaitable que les tringles fussent toujours dirigées normalement aux doigts sur lesquels elles se fixent. Ceci ne pouvant être réalisé dans toutes les positions, il

paraît logique de le réaliser pour la position de serrage maximum. Donc, si l'on admet que les tringles sont horizontales, et ceci n'est jamais bien loin de la vérité, il faudrait que le calage des doigts sur les douilles fut tel que chaque doigt soit vertical pour la position de serrage maximum.

Une commande bien conçue devrait donc permettre de modifier le calage des doigts sur les douilles.

Conservation du réglage — Elle dépend de l'usure des garnitures, *qui est faible*, de la nature et de l'usinage des tambours, de la force des rivets, etc... Elle dépend de l'allongement

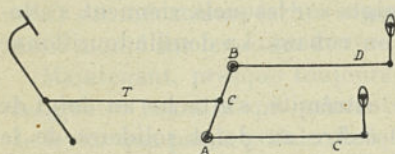


FIG. 259. — Schéma de palonnier à fléau.

et légèrement — et ceci nous paraît indiscutable — les tractions proviennent surtout de la compatibilité imparfaite des systèmes de commande avec les organes de poussée intercalés entre essieux et châssis.

On sait que l'essieu arrière est lié au châssis par un organe de poussée, dont l'articulation sur le cadre se fait par un point

fixe, rotule ou point de rencontre d'axes perpendiculaires. Autrement dit, un point quelconque de l'essieu est assujéti seulement à rester sur une sphère ayant ce point pour centre.

Mais la liaison de la came et du système de commande est telle que l'extrémité du doigt de commande de la came, qui fait partie de l'essieu, tend à rester sur un cylindre de révolution dont le palonnier serait l'axe.

Les deux liaisons ne sont donc jamais parfaitement compatibles si la poussée se fait en un point.

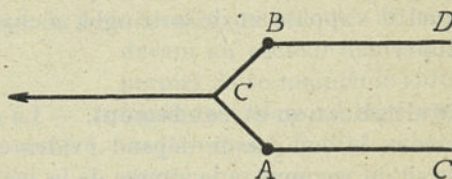


FIG. 260.

Schéma d'un palonnier avec fléau affectant la forme d'un levier coudé.

Lorsqu'elle est assurée par les ressorts, ou par des bielles de poussée, la liaison qui en résulte est plus compliquée et résulte seulement de la loi de déformation des ressorts : on se rend compte aisément, en tout cas, qu'il est plus facile de rendre la

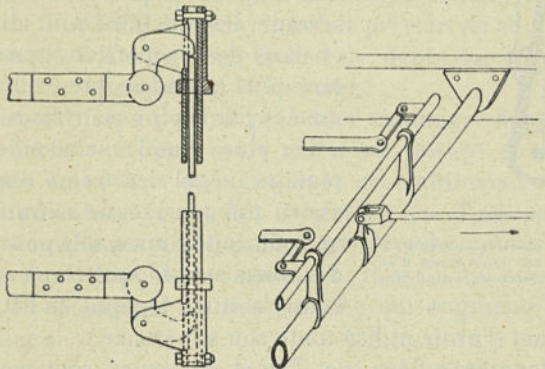


FIG. 261. — Schéma d'un palonnier Panhard-Levassor.

commande des freins compatible avec les ressorts, mais que néanmoins la compatibilité rigoureuse est impossible.

Dans tous les cas, il y a certainement avantage à ce que le dernier palonnier soit placé de manière à passer le plus près possible du centre de poussée ou de l'axe de poussée, tout en restant horizontal, c'est-à-dire aussi parallèle à cet axe de poussée quand les organes de poussée sont les ressorts.

La timonerie de commande doit être réalisée de manière à permettre un égal serrage des deux freins d'un même essieu, pour une position donnée de la pédale ou du levier.

Il faut faire justice d'abord de l'idée fautive et très répandue d'après laquelle un serrage inégal des deux roues d'un même essieu serait dangereux. Certes les réactions du sol sur les roues sont alors différentes,

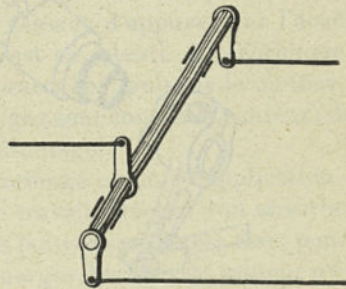


FIG. 262.

Schéma d'un palonnier défectueux.

mais ceci n'a souvent aucune importance, même pour les roues avant et dans tous les cas ne risque pas d'entraîner un accident si le conducteur n'est pas négligent.

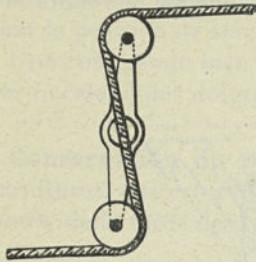


FIG. 263.

Palonnier à câble répartissant les efforts sur les deux roues d'un même côté, une roue avant, une roue arrière.

Bien plus, les deux roues d'un même essieu roulent si fréquemment sur des sols différents que, pour un même serrage, les réactions sont différentes et dans des proportions qui peuvent être plus grandes que celles déterminées par le plus mauvais réglage.

Le plus grand inconvénient d'un réglage inégal des freins d'un même essieu est que l'on ne saurait en tirer une efficacité convenable puisque l'une des roues sera bloquée bien avant que l'autre soit sur le point de l'être, c'est-

à-dire avant d'avoir utilisé toute son adhérence.

Les palonniers à fléau (*fig. 259*) et élastiques, sont maintenant exceptionnels. .

La construction soignée tend à utiliser des systèmes différentiels, tels que celui de la figure 264; nous en verrons plus loin

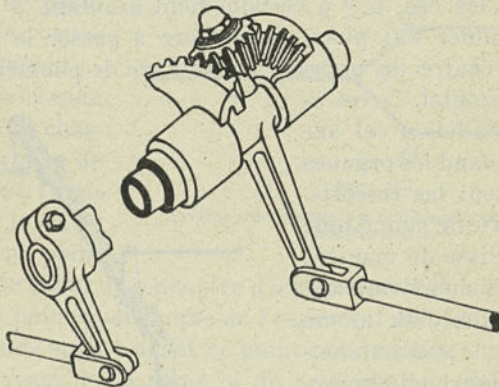


FIG 264. — Palonnier différentiel.

des exemples dans les servo-freins Hispano-Suiza et Rolls-Royce.

Nous ne pouvons avoir la prétention de décrire tous les palonniers utilisés. On consultera avec profit la *Vie Automobile*, 1925, page 505 et suivantes.

Frein et débrayage. — Il arrivait fréquemment autrefois qu'on liait la commande du frein à celle du débrayage, de manière à débrayer en même temps qu'on freinait. Ceci était dû à une interprétation fâcheuse du règlement de police qui prescrivait que le conducteur doit à tout instant être maître de sa voiture et de son moteur. Le procédé était assez délicat, puisque, en réglant la timonerie du frein, il fallait prévoir, en supplément de la course de freinage, une course de débrayage et un temps mort entre le débrayage et le freinage.

Ce dispositif, qui pouvait présenter un danger dans le cas où un conducteur étourdi avait arrêté sa voiture en freinant et débrayant sans passer au point mort, est maintenant abandonné.

Il était d'ailleurs tout à fait illogique : en effet, nous verrons que la nécessité pour la voiture d'entraîner le moteur détermine un travail résistant assez important. Il est donc absurde de se priver, en débrayant, d'une résistance qui augmente l'efficacité du freinage.

EFFICACITÉ DU FREINAGE

Le meilleur frein sera celui qui, en cas de besoin, permettra d'arrêter aussi rapidement que possible la voiture, tout en diminuant les risques d'usure anormale des bandages et des divers organes de transmission.

Evidemment, pour freiner, on commencera par supprimer l'action motrice du moteur en cessant d'appuyer sur l'accélérateur, ou en débrayant si l'on est au ralenti. *Le débrayage ne doit pas être effectué dans tout autre cas*, puisque le moteur n'a qu'une action retardatrice si les gaz sont coupés. Le mieux, dans tous les cas, serait de couper l'allumage.

Nous pouvons considérer le freinage comme l'application aux essieux d'un couple résistant : le travail effectué doit absorber la force vive du véhicule, que nous pouvons supposer être, pendant le freinage, la source unique d'énergie, l'action du moteur n'étant plus motrice grâce à des manœuvres convenables.

Le couple résistant est créé par le frottement des garnitures de frein sur les tambours, qui s'ajoute aux frottements déjà existants : frottement de roulement des roues sur le sol, des roues sur les fusées, organes de transmission sur leurs supports, etc....

On sait que ce couple résistant a une limite, atteinte lorsque les efforts à la jante, retardateurs, qui résultent de l'action de ce couple comme les efforts de poussée résultent du couple moteur, sont égaux à l'adhérence des roues freinées.

A ce moment, en effet, se produit le glissement des roues freinées sur le sol : on dit que les roues sont bloquées. L'action du frein est alors toute différente : le frottement se produit uniquement entre les roues et le sol, au lieu de se produire entre tambour et patin.

Inutilité du blocage. — Il semble naturel — *et beaucoup d'automobilistes le croient encore* — que le freinage réalisé ainsi, par glissement des roues sur le sol, soit le plus efficace, c'est-à-dire qu'il y ait intérêt, pour s'arrêter vite, à bloquer les roues.

Il n'en est rien.

En effet, dans le mouvement de glissement, il faut considérer deux cas où plutôt il y a lieu de définir deux coefficients de frottement de glissement : le coefficient de frottement au départ et le coefficient de frottement en mouvement.

Ceci signifie que pour déterminer le glissement d'un corps de poids P , sur une surface plane, il faut exercer sur lui un effort, parallèlement à la surface, égal ou supérieur à Pf , où f est le coefficient de frottement au départ du corps et de la surface. Pour entretenir ce mouvement de glissement, il suffit d'exercer une force Pf' , f' étant le coefficient de frottement en mouvement, toujours inférieur à f . Sa valeur atteint quelquefois à peine $\frac{3f}{4}$.

Mais l'adhérence est le produit Pf , c'est-à-dire que, aussi longtemps que la roue n'est pas bloquée, l'effort retardateur peut être très voisin de cette valeur, mais sans l'atteindre. Dès que les roues sont bloquées, au contraire, l'effort retardateur devient Pf' , inférieur à celui que l'on peut obtenir tant que les roues tournent.

Il est donc certainement inexact que l'efficacité maximum du freinage soit réalisée par le blocage des roues.

Bien plus, il est incontestable que ce blocage présente de graves inconvénients. Il est l'origine de travaux anormaux dans la transmission et spécialement il fait patiner les embrayages... et peut amener le moteur à caler si l'on ne débrayé pas, c'est-à-dire que le conducteur se trouve alors en difficulté.

L'usure de bandages glissant sur le sol est excessivement rapide, au point d'entraîner parfois l'éclatement.

Très souvent le glissement longitudinal ou patinage des roues arrière amorce un glissement latéral ou dérapage, qui compromet la sécurité de la voiture.

Enfin les roues directrices, bloquées, cessent de pouvoir déterminer un virage par leur braquage.

Qualités des bons freins. — Le système de frein le plus parfait est celui dont l'effort retardateur aux jantes se rapproche le plus de l'adhérence totale du véhicule, tout en lui restant inférieur.

Il y a donc intérêt à freiner sur les quatre roues et serrer tant que l'on peut, sans toutefois bloquer les roues.

Nous verrons plus loin que, seuls, des dispositifs régulateurs peuvent éviter le blocage. Comme, dans la pratique, on craint bien plus de ne pas serrer assez fort que de bloquer, on essaiera donc tout simplement de créer un effort retardateur maximum.

Toutefois, indépendamment de l'effort à la jante, on peut étudier la question en évaluant le travail résistant produit par le frottement des freins : si F est la pression des segments et f leur coefficient de frottement sur les tambours, la force de frottement est Ff . Si r est le rayon du tambour, le travail de cette force est

$$2 \pi r F f$$

soit pour le travail par seconde

$$2 \pi r \frac{n}{60} F f$$

n étant la vitesse de rotation du tambour en tours minutes.

Donc, pour augmenter l'efficacité du frottement, il y a lieu d'augmenter séparément r , n , F et f c'est-à-dire :

- 1° Prendre des tambours aussi grands que possible.
- 2° Les monter sur un arbre tournant aussi vite que possible.
- 3° Choisir des garnitures à coefficient de frottement très élevé.
- 4° Augmenter la pression des segments sur les tambours.

Les deux premières conditions sont faciles à interpréter. Notons pourtant que les tambours de grande dimension augmentent l'inertie des roues.

Notons aussi que, malgré l'avantage théorique des freins montés sur la transmission, avant démultiplication, on tend à les abandonner en faveur des freins de roues, plus simples et plus accessibles.

Les deux dernières conditions sont actuellement les plus employées pour augmenter l'efficacité des freins : nous allons voir qu'elles ne sont pas indépendantes.

Les garnitures. — Actuellement, on tend à utiliser des garnitures en tissu d'amiante, genre «ferrodo» dont le coefficient de frottement, après polissage, ne paraît pas dépasser 0,4, tandis que le coefficient des garnitures en fonte est de l'ordre de 0,2.

On a presque renoncé au bronze et à l'acier,

Il ne faut pas croire que le choix des garnitures d'amiante soit un gain sans réserves : en effet, plus compressibles que les garnitures métalliques, elles exigent une course de garde plus grande entre segment et tambour, c'est-à-dire que l'on perd en partie, en raison de la multiplication différente, le gain dû à la garniture.

Nous pensons même que, dans la pratique, le gain serait à peu près nul, si les garnitures en tissu d'amiante ne jouissaient, par rapport aux garnitures métalliques, de deux avantages certains.

a) Elles se modifient moins sous l'influence de la chaleur.

b) Leur coefficient ne change guère lorsqu'elles subissent des projections de corps gras (freins qui graissent) alors que le coefficient des garnitures métalliques peut être réduit de plus de moitié.

Augmentation de la pression des segments sur les tambours. — Cette pression est déterminée par deux éléments : l'effort exercé sur l'organe de commande, pédale ou levier, et la multiplication de cet effort par les leviers successifs que réalise l'ensemble du tringlage, en admettant que l'on ne tienne pas compte du rendement de cet ensemble.

Il est facile de se rendre compte du fait que, très souvent, le conducteur est incapable d'exercer un effort suffisant pour que

le freinage sur les quatre roues ait l'efficacité maximum possible, c'est-à-dire tel que l'effort retardateur aux roues soit égal à l'adhérence totale.

On admet, en général, que la limite supérieure de l'effort moyen qu'on peut attendre d'un conducteur est de trente kilogrammes. Il s'agit ici de l'effort soutenu — et non instantané — que peut exercer sans faiblir le chauffeur pendant la durée du freinage intensif. Encore, à notre avis, cette limite est-elle bien élevée ! Toutefois, l'effort de conducteurs exercés atteint couramment 70 kg.

Il est commode d'admettre que la multiplication de l'effort par l'ensemble de la commande est égale au rapport de la course de la pédale (ou de l'extrémité du levier) à l'écart qui existe, pour la position de non serrage, entre segments et tambours.

Si nous considérons seulement le cas du frein au pied, qui est généralement le plus efficace, nous pouvons admettre que la course de la pédale ne dépasse pas 10 centimètres.

D'autre part la course du segment c'est-à-dire l'écart qui existe, entre les deux positions extrêmes, du segment (serrage et déserrage maximums), ne peut descendre pratiquement au dessous d'un millimètre. Encore, à notre avis, est-ce la une garde presque irréalisable, car elle suppose d'abord que les segments et les tambours sont parfaitement rigides. En effet, la moindre déformation des uns ou des autres déterminerait le broutage.

D'autre part, cela suppose également que le dessin des commandes est à peu près parfait, au point de vue de la compatibilité des liaisons entre essieux et châssis, en ce qui concerne les tringlages de freins et les organes de poussée, compatibilité qui, on le sait, n'est jamais rigoureuse et qui même, hélas, paraît souvent largement négligée par les bureaux d'études.

Enfin, si la garniture est compressible (tissus d'amiante), la course de compression est elle même de l'ordre du millimètre, exigeant par conséquent une course totale plus grande pour ménager une garde suffisante et ceci est tout à fait normal.

Nous témoignons donc d'une extrême confiance dans les constructeurs en admettant une course aussi faible car bien souvent c'est deux, voire trois millimètres qu'il faut prendre comme course utile du segment.

Donc la démultiplication réalisée par l'ensemble de la com-

mande est exactement de 100, dans les conditions très optimistes où nous nous sommes placés.

Par suite, en négligeant les pertes inévitables dues aux frottements des diverses articulations, des palonniers sur leurs supports et des déformations des tringles — pertes pourtant importantes — c'est une pression maximum de 3.000 kilogs que les segments exerceront sur les tambours.

Mais l'effort utile du segment sur le tambour est la force de frottement qui prend alors naissance, égale au produit de la pression par le coefficient de frottement des garnitures sur l'acier du tambour.

Dans le cas le plus favorable (garniture d'amiante) ce coefficient est de 0,4 environ : l'effort utile est donc de 1.200 kilogs seulement. Il serait de 600 à peine si la garniture était métallique.

L'effort à la jante est égal à cet effort utile multiplié par le rapport des diamètres des roues et des tambours de frein, qui est de l'ordre de 2. Donc, finalement, l'effort retardateur aux jantes le plus élevé que puisse produire un conducteur serait de 2.400 kilogs environ.

Encore avons-nous été optimiste dans la plupart de nos approximations, sinon toutes.

Si l'adhérence d'un véhicule est supérieure à cet effort retardateur maximum, il sera impossible à un conducteur, si parfait que soit le réglage des freins, de freiner avec la plus grande efficacité : nous savons en effet que l'idéal serait d'exercer un effort retardateur infiniment voisin de l'adhérence totale, tout en restant inférieur à cette adhérence.

Si nous admettons que, sur bonne route, le coefficient de frottement des bandages sur le sol est de 0,8, on voit que le conducteur seul ne pourra freiner avec toute l'efficacité désirable que des véhicules dont le poids total soit inférieur à

$$\frac{2.400}{0,8} = 3.000 \text{ kilogrammes.}$$

C'est à peu près le poids d'une forte voiture de tourisme en ordre de marche. Nous tirerons donc la conclusion suivante : *Il est à la rigueur possible de freiner avec le maximum d'efficacité possible une voiture de tourisme, à la condition que les freins soient construits de façon très sérieuse et qu'ils soient parfaitement réglés.*

La perfection de la construction suppose la rigidité parfaite des tambours et des segments, et la compatibilité des diverses liaisons, permettant de ne laisser qu'une très faible course de garde entre segment et tambour, le blocage étant réalisé pour une course totale très faible. Elle suppose que les frottements du tringlage sont presque nuls.

Un réglage parfait est naturellement nécessaire pour utiliser ces qualités : il est vrai qu'un frein très bien construit se dérègle peu.

On conçoit donc que certains constructeurs, réputés pour la qualité des voitures qu'ils livrent à leur clientèle, comme Farman ou Panhard, n'aient pas cru devoir, jusqu'ici, prévoir de servo-freins.

Utilité et nécessité du servo-frein. — Avant que l'on n'utilise les freins avant, l'adhérence des essieux freinés, essieux moteurs, ne dépassait guère la moitié de l'adhérence totale, au moment du freinage, si l'on tient compte du délestage de l'essieu arrière qui se produit alors.

C'est dire que, avec des freins bien construits, permettant une multiplication élevée de l'effort du conducteur, cet effort pouvait suffire pour freiner avec efficacité, c'est-à-dire créer des efforts retardateurs voisins de l'adhérence utile, tant que le véhicule ne dépassait pas six tonnes. Dans la pratique, on pouvait donc prétendre que les poids lourds eux-mêmes n'avaient nul besoin de dispositifs nouveaux.

A la vérité, le bon sens le plus élémentaire suffit pour prouver combien cette théorie est dangereuse.

En effet, une construction assez parfaite pour permettre une multiplication de l'ordre de $100 \left(\frac{10 \frac{c}{m}}{1 \frac{m}{m}} \right) n$ est généralement possible que sur des véhicules à prix de revient très élevé : donc les voitures construites en grande série, et les poids lourds, logiquement, seront exclus de ce bénéfice. Nous croyons pouvoir dire que, plus couramment, il faudra se contenter d'une multiplication de 40 environ. Pour peu que les garnitures soient métalliques (coefficient 0,2) *c'est donc à partir d'un poids total de 600 kilogs que le conducteur moyen, exerçant un effort de 30 kilogs, et disposant des freins sur les quatre roues, ne pourrait plus freiner avec l'efficacité maximum.* D'ailleurs, même avec des garnitures

d'amiante, à chaud (après freinage prolongé) et avec des tambours en acier dur, le coefficient s'abaisse jusqu'à 0,18.

Il était donc naturel que les constructeurs fissent appel, pour augmenter l'effort de freinage, à des dispositifs asservis, ou servo-moteurs, susceptibles d'exercer un effort beaucoup plus considérable que le chauffeur moyen. Ces dispositifs sont les servo-freins.

On voit que, seuls, ils permettent de freiner avec efficacité un véhicule dit poids lourd, et que, même sur les voitures de tourisme, ils seront précieux pour diverses raisons :

a) Ils rendent la conduite plus facile en diminuant l'effort du conducteur pendant le freinage.

b) Ils permettent un usinage moins soigné de l'ensemble des freins, c'est-à-dire diminuent le prix de revient.

c) Ils parent, dans une certaine mesure, aux défauts de réglage, en permettant de freiner efficacement avec des freins médiocrement réglés.

Catégories diverses de servo-freins. — L'utilisation directe du moteur ne peut être envisagée, pour fournir l'effort de freinage, puisqu'il se peut que l'on soit plus ou moins complètement privé de son action motrice au moment du freinage.

De plus, on aurait mauvaise grâce à se priver de l'action retardatrice du moteur, dès qu'on cesse d'accélérer ou que l'on coupe l'allumage.

Mais, à défaut d'action motrice, il existe une force toujours utilisable si le moteur tourne — à moins d'accidents infiniment rares (moteur calé) — c'est la dépression importante qui règne dans le collecteur d'admission dès que l'on cesse d'accélérer, force qui n'est jamais inférieure à 500 grammes par centimètre carré et atteint souvent même 700. C'est cette action qui est utilisée sur les servo-freins actuellement les plus répandus : Dewandre et Westinghouse, qui constituent la catégorie des *servo-freins à dépression*.

La seconde catégorie est celle des freins dont la commande se fait par un fluide comprimé, gazeux ou liquide, c'est-à-dire des freins pneumatiques et hydrauliques, à condition que le compresseur soit commandé par un organe de la voiture, et non par le conducteur qui règle seulement son intervention.

Ensuite, nous citerons les freins électriques ou électromagnétiques.

Enfin, une catégorie importante de servo-freins utilisent la force vive du véhicule lui-même pour augmenter l'effort de freinage du conducteur : ce sont, par exemple, les servo-freins Hispano-Suiza — Rolls Royce — Renault — Hallot.

Conditions à réaliser par un servo-frein — Il est à craindre que l'effort de freinage ne devienne aisément trop considérable, et ne soit en particulier trop brutal. Il faut donc prévoir des dispositifs en quelque sorte de sécurité pour éviter les incidents et accidents, que ne manquerait pas de produire le freinage trop énergique réalisé par le conducteur, s'il n'avait à déployer, pour freiner, qu'un effort extrêmement faible.

C'est ainsi que tous les servo-freins sont organisés de manière à ce que l'action du conducteur doive être voisine du maximum qu'il peut exercer, lorsqu'il veut effectuer le freinage le plus efficace.

Il existe même des dispositifs dits « régulateurs » dans lesquels, automatiquement, le freinage cesse lorsque le blocage des roues est réalisé.

Nous avons vu plus haut quels avantages ceci représente : on évite à la fois l'usure anormale des bandages produite par un mouvement de glissement, et le dérapage qui en est souvent la conséquence, et compromet grandement la sécurité de la voiture.

Nous décrirons d'abord les divers servo-freins de la dernière catégorie, qui ont l'avantage d'être en même temps régulateurs.

DISPOSITIFS DE SERVO-FREINAGE

Appareils utilisant la force vive du véhicule lui-même.

Frein Hallot (*fig. 265*). — L'appareil servo-régulateur est un frein à ruban, mais le tambour est une poulie montée folle sur son moyeu. L'entraînement de la poulie est réalisé par l'intermédiaire de masselottes, calées sur une sorte d'étoile solidaire de l'essieu, et qui s'appliquent d'autant plus énergiquement sur la face interne de la poulie que le moyeu, solidaire de la transmission (c'est souvent l'arbre secondaire) tourne plus vite. Les masselottes sont fixées à l'étoile par des ressorts.

La vitesse de rotation de cette poulie est proportionnelle à la

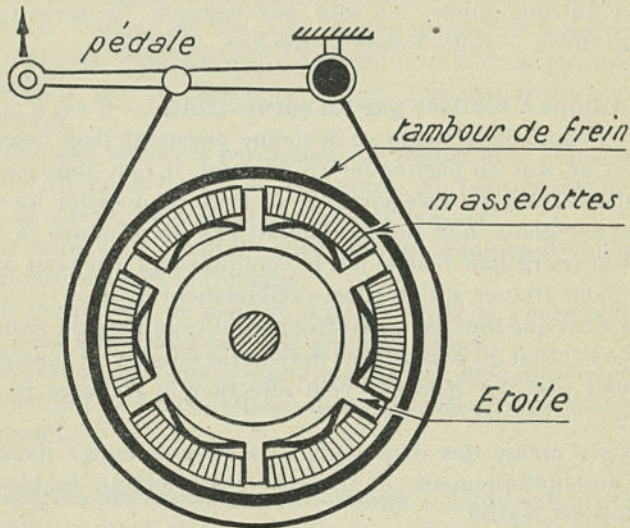


FIG. 265. — Schéma du frein Hallot.

force centrifuge qui agit sur les masselottes. L'intensité du freinage est ainsi proportionnelle au carré de la vitesse du véhicule.

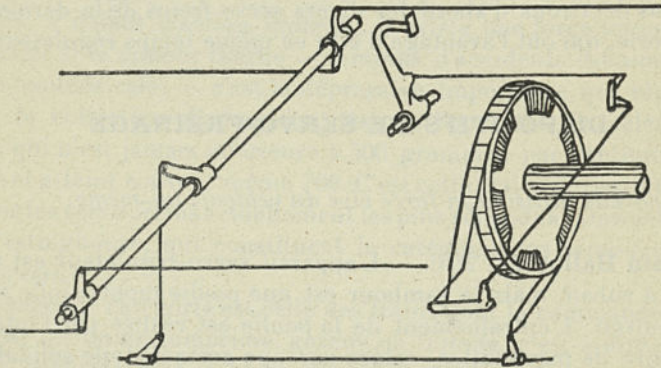


FIG. 266. — Schéma du montage du servo-frein Hallot.

Un tel frein est bien régulateur : en effet, si les roues sont vivement bloquées, la transmission l'est en même temps (patinage

de l'embrayage). Donc les masselottes ne sont plus soumises à la force centrifuge et la poulie devient folle.

Un tel frein ne pourrait être utilisé seul, puisqu'il ne peut servir aux faibles allures.

Pour en faire un servo-frein, il suffit de relier par des tiges le ruban qui s'enroule sur la poulie, d'une part au palonnier sur lequel sont calées les commandes des freins, et d'autre part au palonnier sur lequel agissent pédale et levier (fig. 266). L'effort exercé sur la pédale, en outre des multiplications réalisées par le tringlage, se trouve multiplié par un coefficient qui dépend de l'arc d'enroulement du ruban et du coefficient de frottement des surfaces en contact.

Servo-frein Hispano-Suiza (fig. 267). — Un tambour *A* est entraîné par la voiture : généralement, il est calé par engrenage hélicoïdal sur l'arbre secondaire, ou plutôt par vis et roue.

Ce tambour constitue une sorte de frein auxiliaire dont les deux segments *B* peuvent pivoter chacun autour d'un axe *C*. Les

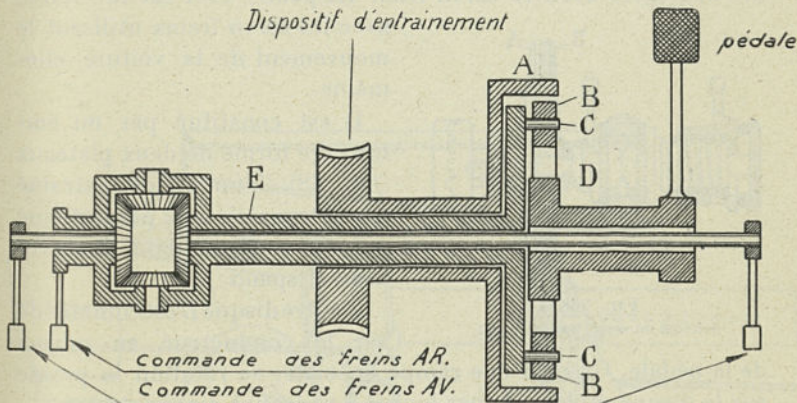


FIG. 267. — Servo-frein Hispano-Suiza.

deux axes *C* sont diamétralement opposés et calés sur un disque monté à l'extrémité d'un arbre *E* centré sur le tambour *A*.

Le conducteur, par la pédale, commande une noix *D* qui agit sur les segments et les applique sur le tambour. L'axe de cette noix est dans le prolongement de l'axe *E*, mais en est indépendant.

Le tambour, dans son mouvement de rotation, entraîne les segments et avec eux la pièce *E* qui porte les axes *C* et qui forme palonnier différentiel.

Le palonnier réel est constitué par les deux demi-arbres qui sortent du différentiel dont la boîte est solidaire de *E*.

Le système réalise donc l'équilibrage automatique des deux freins d'un même essieu.

La rotation de *E* entraînerait le retour des segments à leur position primitive si l'appui sur la pédale n'était ininterrompu.

REMARQUE. — Ce servo-frein Hispano est, en somme, dans son principe, très analogue au servo-frein Hallot, lui-même copie de l'ancien frein à cordes Lemoine, utilisé dans l'artillerie. L'effort sur le câble est multiplié par un facteur qui dépend de l'enroulement : les segments du servo-frein Hispano sont un véritable enroulement intérieur. Il n'agit qu'en marche avant... mais l'on n'a évidemment pas besoin de servo-frein en marche arrière.

Servo-frein Renault. — Ce système présente naturellement des analogies avec le servo-frein Hispano ; ceci est inévitable avec les servo-freins utilisant le mouvement de la voiture elle-même.

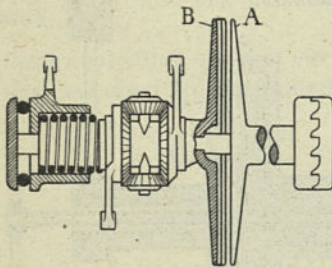


FIG. 268.

Schéma du servo-frein Renault.

Il est constitué par un embrayage formé de deux plateaux (fig. 268). L'un, *A*, est entraîné par la transmission, par le même procédé que le tambour du servo-frein Hispano.

L'autre disque *B* est commandé par le conducteur, au moyen

de la pédale. Grâce à une rampe spéciale, sa rotation le presse sur le disque mobile *A*, par lequel il se trouve ainsi entraîné.

Le disque *B* étant relié à la timonerie de commande, le servo-freinage est réalisé.

Une astuce particulière permet au dispositif d'agir dans les deux sens : la traction sur la tringlerie est réalisée par une chaîne s'enroulant sur le disque fixe (commandé par la pédale) à une extrémité et à l'autre sur un axe solidaire d'une tringle qui tire par un doigt sur le palonnier de commande (fig. 270).

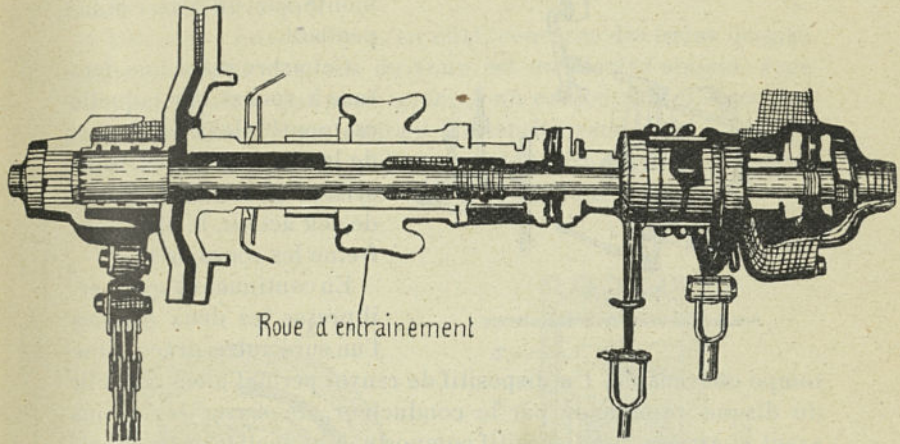


FIG. 269. — Montage du servo-frein Renault (coupe).

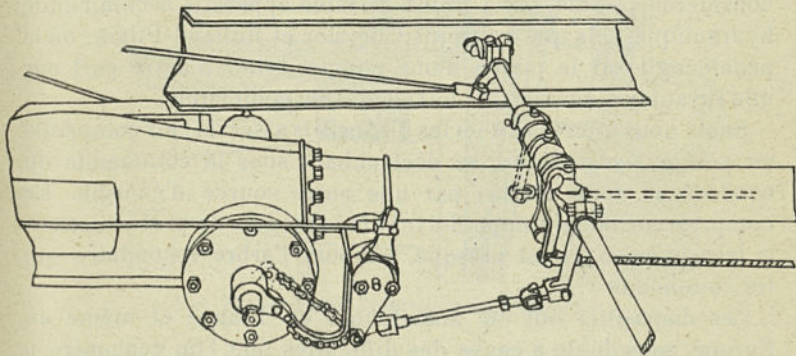


FIG 270. — Montage du dispositif de commande à partir du servo-frein.

Servo-frein Rolls-Royce (*fig. 271*). — Il comporte comme le Renault un embrayage à plateaux, dont l'un tourne avec la transmission et l'autre est monté sur un arbre indépendant.

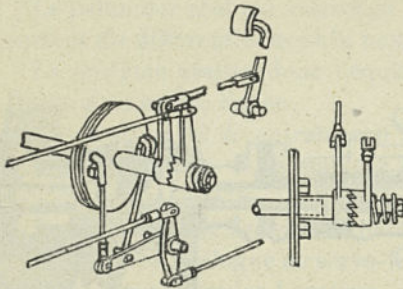


FIG. 271.

Schéma du servo-frein Rolls-Royce.

Cet arbre porte une denture à rochet sur laquelle est monté le levier de renvoi de la commande des freins arrière. Donc, dès le début de son action, le chauffeur freine les roues arrière.

En continuant à appuyer, il presse les deux disques l'un sur l'autre, grâce à une

rampe convenable. Un dispositif de renvoi permet alors, à partir du disque commandé par le conducteur, de serrer les freins avant et arrière : ce dispositif comporte deux bielles qui permettent au système d'agir dans les deux sens.

Il y a donc ainsi un double système de commande des freins arrière, l'un direct, l'autre asservi.

Freins pneumatiques et hydrauliques. — Il ne faut pas considérer comme servô-freins certains appareils à commande hydraulique, tels que les freins Chrysler et Rolland-Pilain, où la pédale agit sur le piston d'une pompe, reliée d'autre part par une tuyauterie convenable aux cames de commande.

Seuls nous intéressent ici les dispositifs asservis : air comprimé ou pompe hydraulique, se déclanchant sous la commande du conducteur, mais tendus par une autre source d'énergie. Le compresseur ou la pompe doivent être montés de préférence sur la transmission : c'est presque toujours l'arbre secondaire qui les commande.

Ces dispositifs ont été abandonnés en France et même en Europe, sans doute à cause des difficultés que l'on rencontre à assurer une étanchéité satisfaisante.

Dispositifs électriques. — Nous ne parlons pas ici du freinage électrique possible sur les véhicules à transmission électriques.

A notre connaissance, malgré plusieurs brevets, le freinage électrique n'a pas été réalisé, sauf très récemment le frein « Eclair ». Nous donnons, à titre d'exemple, le détail du frein Lanchester électrique.

Un brevet « Lanchester », en effet, concerne des freins magnétiques : une des portions du frein est un électro-aimant, logé dans le tambour, qui peut, grâce à un conjoncteur-disjoncteur progressif, recevoir un courant d'intensité variable. Le serrage proportionnel à l'attraction de segments à garnitures métalliques, est donc aussi progressif qu'on peut le souhaiter (*fig. 272*).

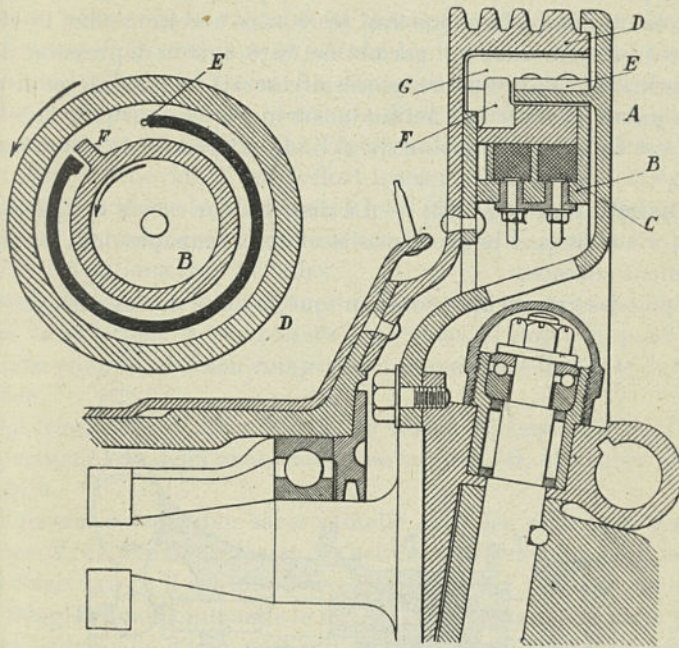


FIG. 272. — Frein électrique Lanchester.

Un tel dispositif alourdit notablement les roues. Quand même les commandes électriques présenteraient une sécurité parfaite — et nous n'en sommes pas là — il faudrait y renoncer : les effets gyroscopiques compromettraient la stabilité de la direction et ne pourraient manquer de développer le shimmy.

Servo-freins à dépression. — Le plus connu et le plus répandu de ces appareils est le servo-frein Devandrè.

Le principe en est le suivant : on admet que la dépression qui règne dans le collecteur d'admission est de 500 grammes au moins par centimètre carré. Ce chiffre est très largement dépassé lorsque, au moment de freiner, on lâche l'accélérateur, c'est-à-dire lorsque la voiture entraîne le moteur, papillon des gaz fermé.

Il est donc facile d'obtenir une force aussi grande qu'on peut le souhaiter en faisant agir cette dépression sur le piston d'un cylindre auxiliaire de dimensions suffisantes : un alésage de 150 $\frac{m}{m}$ assure une force minima de 80 kilogrammes environ.

Le piston sera relié à la timonerie de commande des freins, et le rôle du conducteur pourrait se réduire à commander l'ouverture du distributeur qui permet de faire agir la dépression dans le cylindre. Mais l'effort nécessaire serait trop faible pour que l'on puisse exercer une action mesurée : c'est pourquoi une liaison est établie entre piston du cylindre et pédale de commande.

Distributeur (fig. 273). — Le distributeur est un cylindre *D* à l'intérieur duquel peuvent coulisser deux soupapes dont les tiges forment chemises.

Ce corps cylindrique communique, à l'une de ses extrémi-

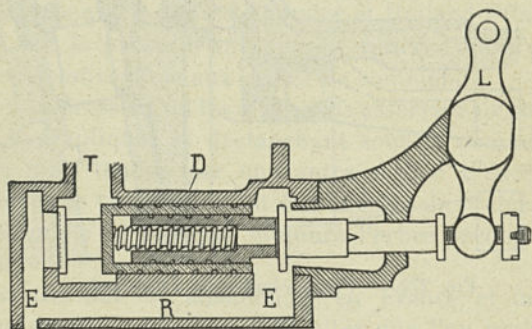


Fig. 273. — Distributeur du servo-frein Dewandrè.

tés, par une tubulure *T* avec la tuyauterie d'admission. A l'autre extrémité peut se faire sentir la pression atmosphérique. Ces deux extrémités, annulaires et de diamètre un peu plus grand

que le cylindre *D*, forment les lumières d'un véritable distributeur à tiroir.

A cet effet, le cylindre principal communique, par une série d'orifices *E*, avec un espace *R* qui peut être mis en communication avec l'un ou l'autre des espaces annulaires du distributeur, suivant que l'une ou l'autre des soupapes est ouverte.

Les deux soupapes sont maintenues par un même ressort et commandées par un même levier *L* qui ouvre l'une ou l'autre suivant le sens dans lequel il se déplace.

Ce levier *L* est lui-même en relation avec la tringle *X* directement commandée par la pédale, par l'intermédiaire du dispositif que nous verrons plus loin.

Si la pédale est au repos, c'est la soupape d'air qui est ouverte.

Liaison du piston et de la pédale. La figure 274 montre clairement cette liaison. Quand la dépression se fait sentir dans le cylindre du servo-frein, la tringle *Y* et la tringle *X* sont simultanément commandées, par l'intermédiaire de la chaîne et du doigt *Z*. Il est évident que l'effort transmis à la pédale est égal à l'effort exercé par le piston, multiplié par le rapport des bras de leviers. Il y a donc une réaction sur la pédale, assez forte pour éviter les actions trop brutales.

Si le conducteur résiste à cette réaction, la soupape de dépression va se fermer et tout restera dans l'état. Il importe, pour s'en rendre compte, de bien comprendre le montage de toute la tringlerie.

La tringle *X* est articulée sur le levier *M*, lequel, à son tour, est articulé sur deux axes, dont l'un est fixe, *O*, et l'autre *Q* est mobile.

Formant en quelque sorte jumelle avec les axes *O* et *Q* et le levier *M*, un deuxième levier *N* s'articule sur ces deux axes, mais, sur l'axe fixe *O*, il est monté avec un large jeu de 6 $\frac{m}{m}$ environ. La tringle *R* qui commande le levier *L* dont nous avons parlé plus haut, s'articule d'une part à l'extrémité de ce levier opposée à celle qui commande les soupapes et d'autre part, par une douille, sur la tête cylindrique de *N*, montée avec jeu sur l'axe *O*.

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale, il exerce par la tringle *X* une traction sur le levier *M*, traction qui est transmise par l'axe *Q* au levier *N*, c'est-à-dire aussi à *R* par l'intermédiaire de *N* et *R* qui commande à son tour *L*. La soupape de dépression s'ouvre, si léger que soit l'appui sur la pédale : en effet, grâce au

jeu ménagé entre la tête de *N* (et de *R*) et l'axe *O*, aucune traction n'est alors exercée sur le piston.

La dépression entrant en action tire le piston, qui, à son tour tire sur les leviers *M* et *N*. Mais, la pression de *M* sur l'axe *O* est suffisante pour changer le sens d'appui de cet axe dans la tête de *N* : donc le levier *L* cessera de commander la soupape de dépres-

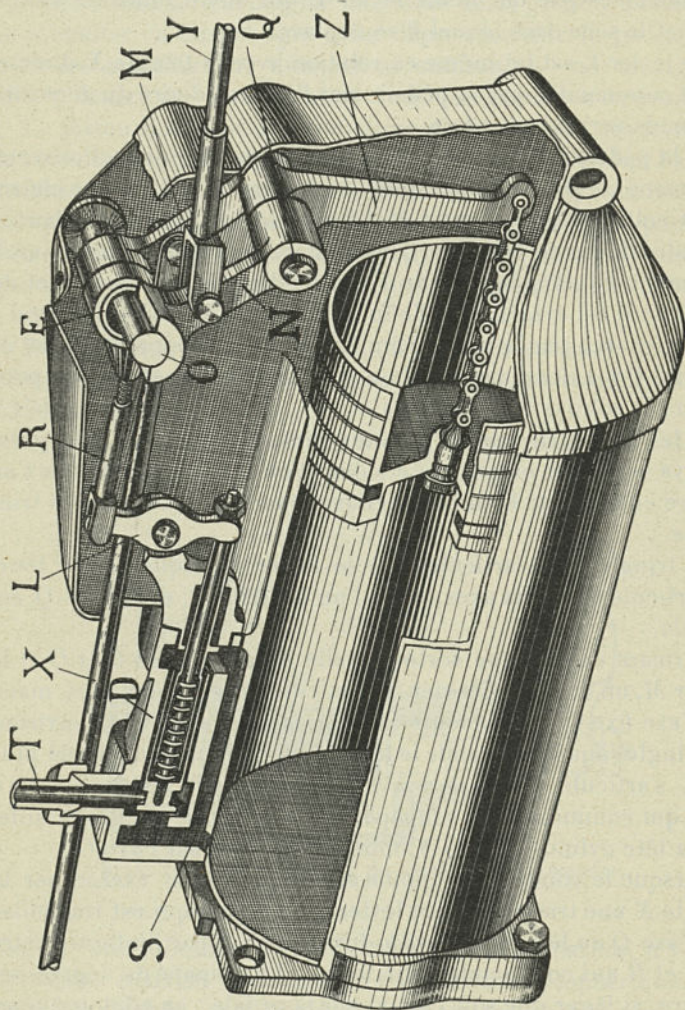


Fig. 274. — Servo-frein Dewandre (coupe).

sion qui se fermera. Tout restera en état, si le pied du conducteur ne bouge pas.

Le plus léger appui suffira à ouvrir de nouveau la soupape de dépression, de même qu'il suffit de laisser la pédale se relever pour que s'ouvre la soupape d'air, c'est-à-dire que nulle action ne s'exerce plus sur le piston, donc nulle action du servo frein.

Avantages accessoires. — Le graissage de l'appareil est automatique : pour cela, la rentrée d'air du distributeur est branchée sur le carter du moteur. L'air est donc chargé d'un brouillard d'huile suffisant pour assurer le graissage.

Le montage en est extrêmement simple et ne nécessite en général qu'une faible modification de la tringlerie de commande des freins, sur laquelle le servo-frein est en quelque sorte intercalé.

Enfin, si le moteur est arrêté, c'est-à-dire si la dépression est nulle, l'appareil servo-frein ne fonctionne plus comme servo-moteur, mais l'action du conducteur s'exerce comme si l'ensemble constituait un tringlage ordinaire.

L'appareil existe en deux tailles : 125 et 150 d'alésage.

Servo-frein Westinghouse. — La société Westinghouse, spécialisée jusqu'ici dans la construction des freins à air comprimé, construit maintenant un frein à dépression pour les véhicules automobiles. Il suffit qu'il ait été adopté sur une voiture construite en grande série, la Citroën (B 14) pour affirmer son intérêt. L'expérience montre sa grande efficacité.

Fonctionnement (fig. 275). — Lorsque le conducteur appuie sur la pédale, il commande un petit palonnier U s'appuyant en O sur une tringle A , qui s'articule par un doigt sur le palonnier de commande des freins.

Le point O , grâce à la résistance des freins, constitue un point fixe pour le palonnier U , qui, par son extrémité N , exerce alors une traction sur la tige du distributeur. La dépression se faisant sentir, le piston du cylindre frein exerce une traction sur la commande des freins, par l'intermédiaire du tringlage que l'on voit sur la figure.

Lorsque le pied se relève, le distributeur se referme automatiquement et le servo-frein n'exerce plus aucune traction.

On peut régler l'effort nécessaire au conducteur pour commander le servo-frein en déplaçant le point *R* sur le palonnier *U*. Généralement *RN* est trois ou quatre fois plus grand que *RO*.

La tige du piston agit elle-même sur le tringlage de commande par un système multiplificateur.

Distributeur. — Le distributeur est un détendeur à diaphragme équilibreur.

Ce diaphragme est soumis, à sa partie supérieure, à la pression atmosphérique. En dessous règne la même pression que dans le cylindre frein (*fig. 276*).

On voit aisément que la traction sur la tige *T*, réalisée par l'appui sur la pédale, soulève la soupape qui permet à la dépression de se faire sentir dans le cylindre. En réalité c'est une soupape double.

La dépression s'exerçant alors sous le diaphragme, la pression du pied sur la pédale doit être suffisante pour équilibrer cette force : le conducteur sera donc maître de l'effort du freinage.

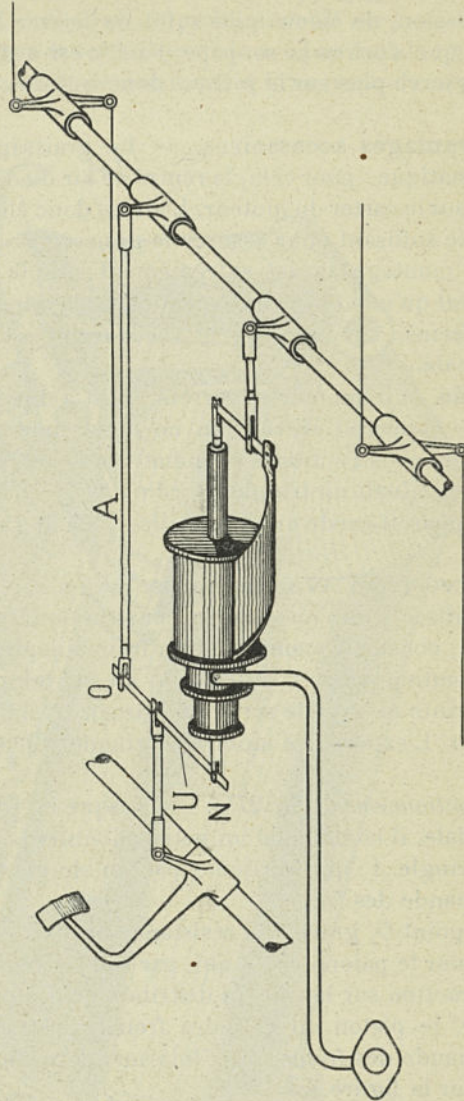


FIG. 275. — Schéma de servo-frein Westinghouse.

Conclusion. — Il semble que, actuellement, les appareils à dépression prennent un net avantage sur les servo-freins à inertie. Ceux-ci ont l'avantage d'être régulateurs, c'est-à-dire d'interdire le blocage. On conçoit malheureusement que seules des voitures de prix relativement élevé et de construction soignée en soient munies, car leur prix de revient est beaucoup plus élevé et leur entretien est moins simple.

Nous avons négligé de signaler les dispositifs améliorant le fonctionnement des freins : quelle que soit leur valeur, en effet, ils ne sont pas des servo-freins. Mais il est certain que l'on peut parfaitement réaliser, sur une voiture de tourisme, quel que soit son poids, un dispositif de freinage aussi efficace qu'on peut le souhaiter sans servo-frein. Répétons seulement que l'usinage doit être alors si parfait que l'on peut, sans crainte, conclure que la solution du servo-freinage est la plus économique de celles qui donnent au chauffeur toute sécurité.

Nous avons négligé également les freins-moteurs, dispositifs anciens utilisés par Saurer et Panhard, sur leurs poids lourds, pour augmenter l'effort résistant créé par le moteur entraîné par la voiture. Le chauffeur ne doit jamais oublier, le cas échéant, que le moteur constitue toujours un premier frein, peu efficace mais progressif.

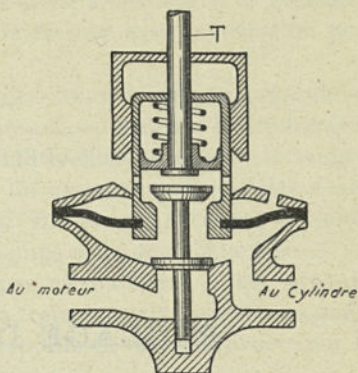


FIG. 276.
Schéma du distributeur
du servo-frein Westinghouse.

CHAPITRE XXIII

RÉGLAGE DES FREINS

Nous étudierons le réglage des freins avant d'avoir énuméré les défauts qu'ils peuvent présenter, les causes et les remèdes de ces défauts. Ceci peut paraître illogique, mais nous verrons plus loin que, le plus souvent, les défauts apparents des freins proviennent d'un réglage insuffisant. Or, il est très facile d'opérer le réglage, et l'étude des opérations à effectuer mettra en évidence les inconvénients possibles.

Buts du réglage. — On peut résumer les différents buts à atteindre par les quatre conditions suivantes :

1° Assurer aux freins leur efficacité maximum en leur permettant de bloquer les roues.

2° Vérifier que, lorsqu'on ne freine pas, il n'y a pas contact entre les garnitures et les tambours.

3° Vérifier que les deux roues d'un même essieu sont également freinées.

4° Assurer la prépondérance du freinage sur les roues avant dans le cas où un même frein commande simultanément les freins sur les quatre roues.

Remarquons que certaines de ces conditions sont discutables.

En effet, nous avons vu que le blocage des roues ne donnait pas le maximum d'efficacité et l'on sait même qu'il est dangereux, à cause des dérapages qu'il amorce quand il se produit à l'arrière et même par l'impossibilité de diriger la voiture si les roues

avant sont bloquées. Certes, les systèmes régulateurs sont les meilleurs... mais ils sont coûteux. C'est pourquoi, en pratique, nous conseillons de régler de manière à permettre le blocage : il appartiendra au conducteur de freiner avec modération pour en éviter les inconvénients.

Remarquons que le blocage des roues avant ne présente un réel inconvénient que dans les virages, ou pendant les embardées, à la vérité exceptionnelles. Le chauffeur doit connaître le danger : d'ailleurs, s'il est prudent, il ne lui arrivera guère d'être obligé de freiner brutalement dans un virage, car il aura, d'avance, réglé son allure pour juger en temps utile des obstacles.

Si le réglage ne permettait pas ce blocage, il est probable qu'après un temps assez bref, les freins ne serreraient plus guère, puisque, en général, ils sont de moins en moins efficaces au fur et à mesure que le réglage s'éloigne.

Le blocage des roues arrière est évidemment dangereux ; c'est pourquoi nous conseillerons d'y parer, toutes les fois qu'un frein commande les quatre roues, en assurant la prépondérance du freinage avant. De la sorte, le chauffeur devra serrer de manière à ne pas même bloquer ses roues avant, donc jamais les roues arrière, sinon dans des cas si exceptionnels que l'on doit tout risquer.

Cette prépondérance a été discutée précisément à cause de l'inconvénient indiqué plus haut : des roues avant bloquées ne sont plus directrices. Nous avons dit que cet inconvénient nous paraissait léger. Si l'on songe que des roues avant freinées ne dérapent presque jamais, tandis qu'au contraire le moindre freinage des roues arrière risque d'amorcer le fâcheux glissement latéral sur route glissante ou bombée, on conçoit que notre façon de voir nous paraisse plus logique.

Il y a évidemment des cas d'espèce : si l'on a, à l'avant, des bandages très usagés, on préférera peut-être n'en pas risquer l'éclatement sur un coup de frein brutal. Mais avec des bandages douteux, on roule assez prudemment pour éviter cette brutalité!

Il ne faut pas non plus attacher une importance trop grande à l'identité des réglages des deux freins d'une même roue. Certes, il est indiscutable que cette identité est souhaitable. Mais il faut songer que, souvent, les roues subissent de la part du sol des réactions bien différentes. C'est le cas dans tous les virages, par exemple, et le plus souvent aussi lorsqu'on est amené à rouler très près du bas-côté où la terre est plus meuble.

Opérations à effectuer.

I. *Mettre les roues sur chandelles.* — On commencera par monter sur chandelles les deux roues de l'essieu dont on veut régler les freins et même les quatre roues si la voiture a des freins sur les quatre roues.

L'opération est facile, au garage, si le chauffeur a pris le soin de se pourvoir de quatre billes de bois de dimensions suffisantes.

REMARQUE. — Pour régler un frein sur mécanisme, il suffit de mettre une seule roue arrière sur chandelle.

II. *Vérifier que les freins, non serrés, ne broutent pas.* — Il se peut que, même non serrés, les freins exercent une légère action par frottement des garnitures sur les tambours. Ceci ne devrait pas se produire, mais il arrive que segments ou tambours se déforment légèrement, ou que le réglage soit défectueux.

On a pu s'en apercevoir en constatant que *les freins chauffaient sans avoir été serrés* et par le fait que la voiture n'atteignait pas la vitesse maximum prévue.

Quand les roues sont sur chandelles, on vérifie qu'il n'y a pas broutage en tournant les roues à la main. On ne doit éprouver aucune résistance anormale et *ne rien entendre* en approchant l'oreille des tambours de freins.

Si un léger broutage se produit, on tentera d'y porter remède en modifiant le réglage du frein : il faudrait un gros défaut pour que ceci soit impossible, et dans ce cas une réparation s'imposerait (tambours déformés, en général).

A notre avis, il serait préférable de vérifier que le frein n'agit

FIG. 277. — Ensemble de commande de freins (6 C V Renault).

- | | |
|--|---|
| 1. Levier réglable de commande de frein. | 13. Grand palonnier pour équilibrage des freins avant et arrière. |
| 2. Câble droit de commande de frein. | 14. Levier double de commande de frein avant. |
| 3. Câble gauche de commande de frein. | 15. Petit palonnier pour équilibrage des freins avant. |
| 4. Levier à main de commande de frein. | 16. Levier de renvoi de commande de frein avant. |
| 5. Tringle de commande de frein à main. | 17. Levier double de commande de frein arrière. |
| 6. Tringle de commande de frein à pédale. | 18. Tube axe de commande de frein avant. |
| 7. Levier double intermédiaire. | 19. Levier simple de commande de frein avant. |
| 8. Câble de commande de frein droit. | 20. Carré de la vis de réglage du levier de frein arrière. |
| 9. Câble de commande de frein gauche. | |
| 10. Levier d'axe à came de frein arrière. | |
| 11. Arbre à cardan de commande de frein. | |
| 12. Carré de la vis de réglage du levier de frein avant. | |

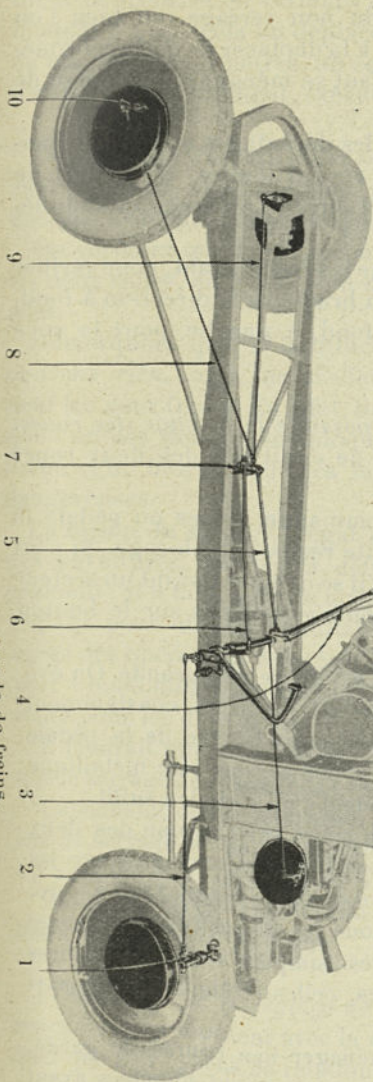
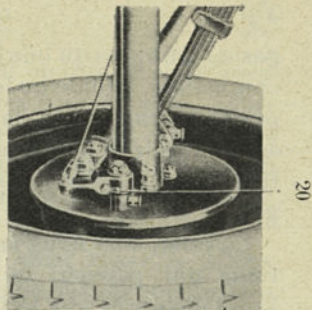
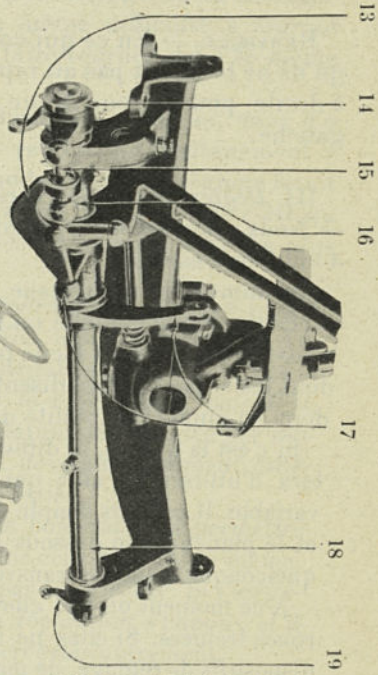
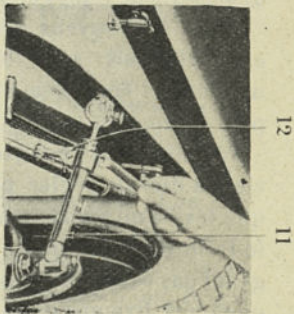


Fig. 277. — Ensemble des commande de freins.



pas même après qu'une légère action a été exercée sur l'organe de commande, pédale ou levier. Par exemple on placera le levier au premier cran après la position du non serrage, ou bien l'on appuiera sur la pédale de manière à la déplacer de *deux* centimètres au plus. Nous dirons qu'il faut se ménager une course de garde.

En effet, ceci nous met à l'abri des dérèglages et des déformations qui peuvent se produire; en particulier, on évitera le broutage après que le frein, par un serrage prolongé, a chauffé.

REMARQUE. — En ce qui concerne les freins avant, pour vérifier qu'ils ne broutent pas au repos, on braquera la direction à fond, à droite, pour la roue droite, et à fond, à gauche, pour la roue gauche.

III. *Régler de manière à rendre possible le blocage des roues.* — Nous supposérons d'abord qu'il ne s'agit que des deux roues d'un même essieu.

On immobilisera l'organe de commande, levier ou pédale, à la position pour laquelle on souhaite réaliser le blocage. Si c'est le levier, la chose est facile puisqu'il se déplace devant un secteur dont les crans l'immobilisent, si l'on n'appuie pas sur le bouton dont est munie l'extrémité du levier.

Si c'est la pédale, la difficulté n'est guère plus grande. On évitera d'utiliser un aide qui appuierait de façon constamment variable. Il est plus simple de glisser entre la tige de la pédale et le plancher, en dessous de ce plancher, une tige métallique quelconque disposée transversalement : un fort clou suffit.

A ce moment on fera effort, à la main, sur chacune des deux roues freinées. Si elles ne sont pas bloquées, on agira sur les dispositifs de réglage, de manière à ce que le blocage soit assuré.

Nous ne pouvons décrire ici tous les dispositifs de réglage existants; ils sont toujours très simples sur les voitures modernes : écrous ou vis à oreilles, celles-ci étant à notre avis plus commodes.

Ici encore, il importe de se ménager une course de garde, c'est-à-dire de régler pour que les roues soient bloquées avant que levier ou pédale soient à l'extrémité de leur course. En effet, le frein tend toujours à se dérégler et l'on risque, en ne se ménageant pas cette course de garde, de ne plus pouvoir bloquer après quelques dizaines de kilomètres.

On complètera cette première opération en desserrant légèrement le frein, et en vérifiant que les roues cessent alors d'être bloquées. Pour cela on déplacera le levier d'une dent et la pédale de quelques millimètres, un centimètre au maximum. On pourra d'ailleurs, à ce moment, exécuter la quatrième partie du réglage.

IV. *Vérifier l'identité du freinage des deux roues.* — Mieux vaut pourtant, naturellement, placer l'organe de commande dans une position également éloignée du non serrage et du blocage.

On vérifiera que l'on rencontre la même difficulté à tourner les deux roues, en ayant soin de les faire tourner dans le même sens.

Remarquons que, si la difficulté n'est pas la même, *nous n'y pouvons rien*, sauf, naturellement, remettre simultanément à neuf les deux freins. En effet, toute modification du réglage ferait que l'un des deux freins bloquerait avant l'autre : or, c'est au moment du blocage que les inégalités de serrage sont les plus dangereuses.

La raison du serrage inégal est généralement l'usure inégale des garnitures, parfois la déformation d'un tambour ou d'un segment ; il a fallu agir de manière inégale sur les dispositifs de réglage pour obtenir simultanément le blocage et finalement, après des opérations répétées, l'orientation des tringles par rapport à leurs doigts de commande, est devenue nettement différente pour les deux freins d'un même essieu.

Il faudrait remettre toutes choses en bon état pour permettre que le serrage des deux freins redevienne constamment le même.

Cependant, cette vérification n'est pas sans utilité. Si l'inégalité de serrage est par trop grande, la réparation s'impose, et il est possible que l'on ne puisse s'en apercevoir autrement.

Mais l'on voit qu'il est inutile de faire cette vérification chaque fois que l'on règle les freins.

IV bis. *Vérifier le réglage de la came.* — On vérifiera que les roues freinées tournent avec la même difficulté l'une que l'autre, quel que soit le sens de rotation des roues.

Si cette condition n'était pas satisfaite, c'est que l'une des comes a besoin d'être réglée.

Notons que ceci n'a généralement pas une très grande importance, à tel point que de nombreux constructeurs n'ont prévu aucun dispositif de réglage des comes.

V. *Prépondérance des freins avant.* — Cette prépondérance s'obtient en réglant le blocage, dans le cas où le constructeur n'a pas réalisé un tringlage qui assure automatiquement la prépondérance du freinage avant.

Pour cela on amènera levier ou pédale à une position voisine du serrage complet, mais pas à fond de course.

On opérera le réglage du blocage des freins avant comme il a été dit plus haut.

Ensuite on amènera pédale ou levier à fond de course et on réglera le blocage des roues arrière pour cette position seulement.

Ainsi on peut être assuré que le serrage des roues avant sera plus efficace que celui des roues arrière. Sans que ceci soit rigoureux, on peut admettre que le serrage à l'avant commencera avant le serrage à l'arrière et c'est bien le but à atteindre.

Périodicité du réglage. — Il est impossible de donner une règle absolue, car le réglage est d'autant plus durable que les freins sont mieux établis et moins souvent utilisés. Le chauffeur percevra facilement, en conduisant, le moment où le freinage n'est plus aussi efficace qu'il devrait l'être.

Nous pensons, cependant, que le réglage doit toujours être repris après 1.000 kilomètres environ, parfois moins, et qu'il exige un décalage des leviers tous les trois à quatre mille kilomètres.

Décalage des leviers. — On conçoit en effet que l'on ne peut indéfiniment agir sur la longueur des tringles de commande. Au bout d'un certain temps, il faut modifier le calage des leviers de commande (doigts verticaux) généralement montés par l'intermédiaire de rochets qui rendent très simple l'opération du décalage, communément nommée par les mécaniciens « faire un cran ».

CHAPITRE XXV

DÉFAUTS DES FREINS

Nous ne considérerons comme défauts que les inconvénients qui ne peuvent disparaître par réglage. Mais il ne faut pas perdre de vue que, presque toujours, les imperfections des freins n'ont pas d'autre cause qu'un défaut de réglage. Il est bon de connaître les phénomènes par quoi se manifeste la nécessité de reprendre ce réglage.

Freins peu efficaces. — Si l'efficacité des freins est inférieure à ce qu'elle devrait être, il est probable que le réglage y peut porter remède.

S'il n'en était pas ainsi, c'est que l'adhérence des segments sur les tambours, au freinage, est insuffisante. Ceci ne peut provenir que du coefficient de frottement, ou de la pression.

Avec les garnitures en tissu d'amiant employées actuellement de manière presque générale, il faut que les freins graissent pour que le coefficient diminue, et que ce graissage soit abondant ou bien, naturellement, qu'il y ait usure des surfaces en contact.

Avec des garnitures métalliques, de faibles projections d'huile ou de graisse pouvaient amener cet inconvénient.

Si la pression est insuffisante, il faut accuser le tringlage, ou l'usure des garnitures.

Le tringlage peut être *mal entretenu*. Les leviers sur lesquels s'articulent les freins peuvent avoir *une orientation défectueuse*,

mais ceci provient de réglages successifs qui ont modifié l'angle initial et qui ont été exigés par l'usure des garnitures ou la déformation des tringles, qui sont alors les inconvénients réels que la réparation peut seule faire disparaître par un décalage des leviers.

En résumé, le défaut d'efficacité peut être dû :

- 1° Aux déformations du tringlage (allongement des tringles);
- 2° Au mauvais entretien de ce tringlage;
- 3° A l'usure des garnitures;
- 4° Au graissage du frein.

Autres défauts. — D'autres défauts peuvent se révéler, qui sont les suivants :

- 1° Freins qui chauffent;
- 2° Freins qui broutent;
- 3° Tringlage bruyant;
- 4° Freins bruyants.

***Défauts de tringlage.** — Nous admettons, naturellement, que le constructeur n'a pas commis de fautes et que les tringlages de commande sont compatibles avec toutes les autres liaisons.

Le tringlage a besoin d'être entretenu, puisque les palonniers tourillonnent sur leurs supports, les organes de commande sont mobiles, les comes et leurs supports tourillonnent sur des axes fixes, etc.... Il importe donc d'exécuter *minutieusement* l'entretien de tout le tringlage, tel qu'il est prévu dans les notices et de vérifier souvent, même après entretien, le parfait fonctionnement de ce tringlage.

Si le tringlage est bruyant, les causes en sont faciles à discerner. Le plus souvent, c'est que des vibrations se produisent, qu'on supprimera en imposant aux tringles vibrantes un frottement léger — en créant un support nouveau, si léger soit-il, recouvert de fibre, cuir, etc.... toutes matières non sonores.

Si le tringlage s'est allongé ou déformé de manière quelconque, il faut, pour la réparation, s'inspirer des circonstances. Un changement complet peut être indispensable. Rappelons que ceci est mis en évidence, comme l'usure des garnitures, par l'inclinaison anormale des tringles sur les doigts de commande.

Position incorrecte des doigts (leviers ou clefs). — Rappelons que la position la plus correcte est telle, que, à la position du

serrage maximum, la tringle soit normale au doigt sur lequel elle s'articule, que ce doigt commande directement la came ou qu'il soit commandé par un palonnier.

Il est facile de se rendre compte que, s'il n'en est pas ainsi, le moment de la force exercée par la tringle (ou sur elle), n'a pas sa valeur maximum, c'est-à-dire que le serrage sera inférieur à ce qu'il doit être.

Le plus souvent, la cause de l'orientation relative anormale de la tringle et d'un levier, est l'usure de la garniture du frein correspondant. Il peut être nécessaire de changer la garniture, mais il serait bien difficile de réparer les deux freins d'un essieu pour que les garnitures soient toutes deux dans le même état, de sorte qu'il est plus commode de modifier légèrement le calage des segments. Pour cela, il suffit de rapporter, sur les surfaces des segments qui servent d'appui à la came, des plaquettes d'épaisseur convenable, rivées ou mieux vissées (voir *fig.* 248).

Freins qui graissent. — C'est là un défaut extrêmement fréquent et qui, évidemment, est grandement nuisible à l'efficacité des freins.

Il est deux causes particulièrement fréquentes : d'abord et surtout l'excès d'huile dans le pont arrière joint à l'étanchéité imparfaite des dispositifs qui devraient interdire les sorties du côté des freins. Ensuite on peut incriminer l'excès de graissage des axes qui portent les comes, excès fréquent depuis que l'on emploie des dispositifs de graissage forcé et notamment avec les systèmes de graissage automatique.

Le graissage des freins serait donc exceptionnel si l'entretien était correct.

On y peut parer en améliorant les joints, en perçant des trous dans le tambour, à l'endroit où il se raccorde avec le voile qui ferme le frein.

Avec des garnitures métalliques, il suffit parfois d'un serrage prolongé pour enlever ou brûler l'huile qui s'est introduite dans les freins. Il est plus simple de laver au pétrole les garnitures grasses, en injectant le liquide dans le frein préalablement échauffé par un serrage prolongé.

Freins qui chauffent. — Nous ne parlerons pas des freins qui chauffent de manière anormale lorsqu'ils sont serrés. Tous

les freins s'échauffent dans ces conditions, mais les tambours doivent être prévus, avec des ailettes par exemple, de manière à ce que leur échauffement ne puisse devenir suffisant pour troubler le fonctionnement du frein.

Un frein peut chauffer aussi parce qu'il serre constamment ou plus exactement parce qu'il y a toujours contact entre segment et tambour, même à la position de non serrage. C'est pourquoi nous avons prévu dans le réglage, une course de garde. Mais un réglage n'est pas éternel... ou peut être mal fait.

Evidemment, sur un frein bien conçu, nul échauffement anormal ne devrait se produire qui soit perceptible, lorsque la course de garde n'existe pas. Il doit y avoir simplement ralentissement du véhicule, puisqu'il y a freinage, même léger.

Si le frein chauffe, on perçoit généralement, en outre, une odeur de peinture brûlée. Si un commencement de grippage se produit, le bruit en est caractéristique.

Le remède est alors évidemment de modifier le réglage du frein, mais il y a une faute de construction : le tambour devrait se refroidir assez pour que nul inconvénient sérieux n'apparaisse. A la rigueur on peut le frotter avec une frette munie de fortes ailettes.

Freins qui broutent. — On dit qu'un frein broute lorsque, pour une position donnée de la pédale ou du levier, le serrage n'en est pas constant. Il en résulte des réactions variables, par les segments, sur les essieux, avec les vibrations plus ou moins importantes que produit toujours une action variable.

Le broutage se produit surtout aux faibles allures.

Les principales causes de broutage sont :

- 1° La déformation des tambours ;
- 2° La déformation des segments ;
- 3° Le jeu excessif des roulements des roues ;
- 4° Une disposition défectueuse des garnitures.

Déformation des tambours ou des segments. — Ceci est un défaut de construction ; le remède est de renforcer le tambour par une frette. Mais il faut changer les segments, supports des garnitures, lorsqu'ils sont assez faibles pour se déformer.

Jeu excessif des roulements. — Il y a là un défaut provenant

généralement de l'usure et qui exige le changement des roulements défectueux.

Disposition défectueuse des garnitures. — Les garnitures doivent être fixées sur les segments de manière absolument parfaite, par des rivets nombreux à tête noyée. Leur longueur ne doit pas excéder un maximum qui dépend de l'organisation du frein, et qui est généralement de l'ordre du tiers de la longueur totale du tambour c'est-à-dire à peu près le diamètre. Ceci ne s'applique pas aux servo-freins à enroulement Perrot-Vaseige ou Perrot-Bendix. Les extrémités des garnitures doivent enfin être « détalonnées », c'est-à-dire adoucies, à la lime.

Il est facile de montrer qu'une longueur excessive de la garniture tend à bloquer le frein. Soit A le centre de la came et B le centre de l'articulation fixe du segment. La réaction du tambour sur le segment en un point est $F = P \operatorname{tg} \mu$, si P est la pression exercée et μ l'angle de frottement ($\operatorname{tg} \mu = f$, f coefficient de frottement).

La direction de cette force est en chaque point celle de la tangente à un cercle de centre O (centre du tambour) et rayon $R \sin \mu$, R étant le rayon du tambour. L'équilibre n'est stable que si cette force rencontre AB entre A et B .

Nous n'avons pas à parler ici d'un défaut malheureusement encore fréquent, et susceptible d'entraîner le brouillage; c'est l'incompatibilité des freins avec les organes de poussée. Mais c'est un défaut de construction, difficile et généralement même impossible à rattraper, et malheureusement trop fréquent.

En résumé, les défauts des freins sont rarement tels qu'on ne puisse aisément les faire disparaître. Si le réglage n'y suffit pas, le diagnostic des réparations à effectuer, ou des changements à faire est toujours simple.

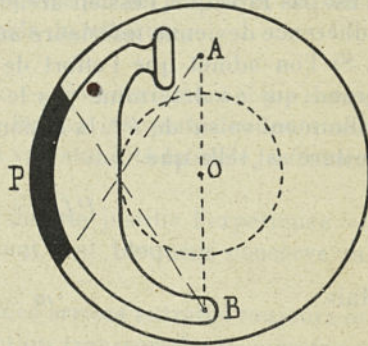


FIG. 278.

CHÂPITRE XXVI

FREINAGE SUR LES ROUES AVANT

La supériorité des freins avant, quant à leur efficacité, est incontestable, puisque seuls ils permettent d'utiliser l'adhérence totale du véhicule, tandis qu'au moment d'un freinage brutal, il n'est pas rare que l'essieu arrière soit délesté au point que son adhérence devienne inférieure au quart de l'adhérence totale.

Si l'on admet que l'effort de freinage optimum est le plus grand qui ne détermine pas le patinage, c'est-à-dire qu'il soit infiniment voisin de Pf , la distance d nécessaire à l'arrêt d'une voiture est telle que

$$Pfd = \frac{1}{2} m V^2.$$

Mais
$$m = \frac{P}{g}$$

soit :
$$2fgd = V^2$$

$$d = \frac{V^2}{2fg}.$$

Sur une très bonne route $f = 0,8$ environ. Or $g = 9,81$.

Donc nous pouvons prendre comme formule donnant la distance d'arrêt minimum d'une voiture, en fonction de sa vitesse, en négligeant la résistance de l'air

$$d = \frac{V^2}{2 \times 0,8 \times 9,81}$$

soit environ :

$$d = \frac{V^2}{15}$$

approximation par excès.

Soit, pour 100 kilomètres à l'heure environ 50 mètres.

On peut faire assez nettement mieux, grâce à la résistance de l'air que nous n'avons pas fait intervenir dans ce calcul.

On n'a longtemps freiné que les roues arrière, c'est-à-dire aussi motrices, des véhicules automobiles.

On sait pourtant que l'efficacité du freinage sur un essieu ou sur la transmission qui est solidaire de l'essieu moteur, dépend de l'adhérence des roues de cet essieu, cette adhérence étant elle-même proportionnelle au poids porté par l'essieu.

Évidemment, l'essieu arrière supporte un poids supérieur à l'essieu avant, du moins en temps normal c'est-à-dire quand la voiture est chargée. Mais, sous l'action du coup de frein, cet essieu moteur se trouve partiellement délesté : l'adhérence utile au freinage est donc alors déterminée par un poids qui est seulement à peu près la moitié du poids du véhicule.

Sécurité du freinage avant. — Non seulement il y a avantage au point de vue efficacité à freiner les quatre roues, mais encore il y a intérêt, au point de vue stabilité latérale, à freiner les roues avant.

L'expérience montre — et la théorie justifie l'expérience — qu'un véhicule dont les roues avant sont bloquées conserve sa direction.

Au contraire, le blocage des roues arrière entraîne toujours le dérapage, dès que la moindre action transversale se manifeste (bombement de chaussée, force centrifuge, etc....)

Ceci peut être utilisé d'ailleurs pour prendre les virages sans ralentir : un coup de frein sec bloque les roues arrière en même temps qu'un léger coup de volant permet au conducteur de virer en se contentant de débrayer avant le coup de frein et d'embrayer ensuite. Ce procédé est peu recommandable... sinon en course ou en cas de nécessité.

Au point de vue stabilité latérale, il y a donc avantage certain à freiner les roues avant plutôt que les roues arrière.

Au point de vue stabilité longitudinale, *le freinage des roues*

avant ne risque nullement de déterminer le panache, comme on le dit trop souvent.

Le seul inconvénient est que des roues bloquées ne sont plus directrices : par suite, si l'on bloque les roues avant dans un virage ou pendant une embardée, on n'est plus maître de la direction de la voiture qui poursuit son chemin suivant le plan vertical passant par la tangente à la courbe décrite par le centre de gravité de ce véhicule.

Difficultés à résoudre. — Si les constructeurs se sont longtemps contentés de ne freiner que les roues arrière, c'est que ce freinage ne présente pas les difficultés de réalisation du freinage des roues avant. Les roues motrices, en effet, gardent généralement une orientation fixe par rapport au châssis, et il suffit, pour réaliser un frein correct, que les liaisons imposées par la timonerie soient compatibles avec celles qui servent à la réaction.

Les freins des roues directrices doivent être réalisés :

1° De manière à ce que le freinage ne détermine pas le braquage.

2° De manière à ce que le braquage ne détermine pas le freinage.

3° De manière à ce que les déplacements de l'essieu par rapport au châssis, consécutifs aux déformations des ressorts, n'entraînent pas le freinage (ceci est vrai également pour les freins arrière).

C'est-à-dire, en résumé, que les diverses liaisons de l'essieu avant et du cadre doivent être compatibles.

Influence du freinage sur le braquage. — Pour que la première condition soit réalisée, il suffit que les freins soient parfaitement équilibrés, c'est-à-dire que l'action exercée sur les deux roues soit la même. Mais l'emploi des palonniers les plus soignés, sauf peut-être ceux qui comportent un différentiel (Hispano), ne réalise pas un équilibrage rigoureux, et il faut toujours prévoir la rupture accidentelle d'une tige de commande.

Pour que le freinage n'entraîne pas le braquage, même dans le cas où les freins sont mal équilibrés, il faut et il suffit que le point d'intersection de l'axe de pivotement et du sol soit confondu avec le point de contact de la roue et du sol.

En effet, une action exercée sur la roue (effort retardateur) par le sol, ne détermine pas sa rotation, c'est-à-dire ne tend pas à la

braquer. La direction est alors indifférente, elle peut être néanmoins stable, grâce à l'action stabilisatrice de l'inclinaison de l'axe de pivotement.

Si au contraire les points définis plus haut ne coïncident pas, les actions retardatrices qui s'exercent sur les roues tendent toutes deux à braquer les roues.

Cette condition n'est pas absolument rigoureuse, car il est dif-

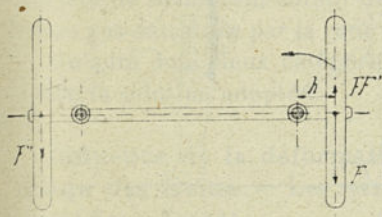


FIG. 279.

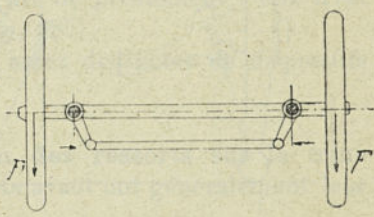


FIG. 280.

ficile d'affirmer que l'ensemble des actions du sol sur la roue soit équivalent à une force unique passant par le centre de l'ellipse de contact.

Si les freins ne sont pas équilibrés, les deux réactions du sol ne s'équilibrent pas et il peut y avoir braquage, bien que le couple résultant soit assez faible (*fig. 279*).

Si les freins sont équilibrés, les deux actions se détruisent, mais non sans faire travailler à la compression la barre d'accouplement, c'est-à-dire favoriser les jeux qui détermineront ensuite la divergence des roues (*fig. 280*).

On sait que pour réaliser la coïncidence de ces deux points on peut employer :

1° Un axe de pivotement vertical et donner du carrossage (*fig. 281*). Ceci peut avoir l'inconvénient de faire travailler les rayons des roues dans des conditions défavorables ;

2° Employer un axe de pivotement incliné (*fig. 282*) sans carrossage, mais alors les butées à billes des axes de pivotement s'useront plus vite (danger de shimmy) ;

3° Rapprocher le plus possible l'axe de pivotement de la roue jusqu'à le mettre dans le plan moyen de cette roue (*fig. 283*).

Cette solution, qui permet l'emploi d'un axe de pivotement

vertical et évite le carrossage, est évidemment la meilleure, mais elle est beaucoup plus difficile à réaliser mécaniquement, c'est-à-dire aussi plus coûteuse.

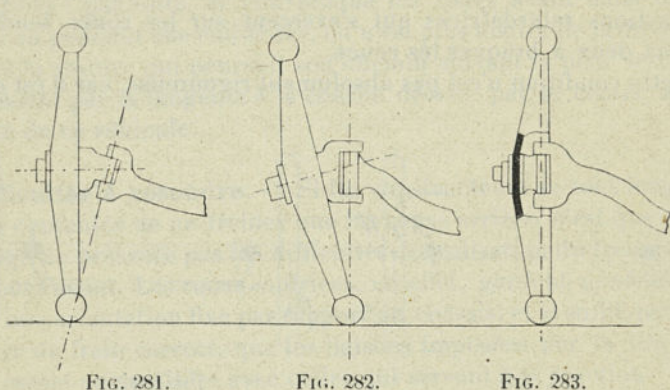


FIG. 281.

FIG. 282.

FIG. 283.

L'importance du couple de braquage est assez faible pour que la coïncidence rigoureuse des deux points ne soit pas nécessaire.

Influence du braquage sur le freinage. — Pour que l'on puisse braquer les roues sans que ce braquage agisse sur les

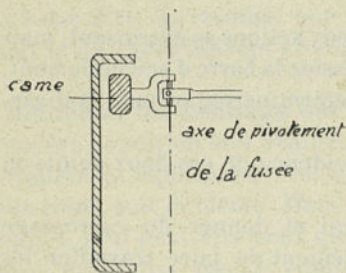


FIG. 284.

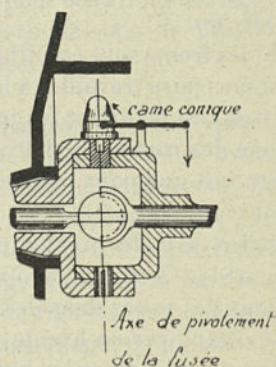


FIG. 285.

freins, il faut et il suffit que la came qui commande les segments soit organisée de manière à ne pas agir lorsque la roue tourne

autour de l'axe de pivotement, entraînant avec elle les segments.

On peut réaliser cette condition de deux manières :

1° En commandant la came par un levier articulé dont le joint (rotule ou cardan) a son centre sur l'axe fictif de l'axe de pivotement. La came est alors entraînée dans le mouvement des segments, mais sans les commander puisqu'elle ne tourne pas par rapport à eux (*fig. 284*);

2° En disposant la came de manière à ce qu'elle constitue une surface de révolution autour de l'axe de pivotement : elle n'est alors pas entraînée par la roue (*fig. 285*).

On aura donc deux catégories assez distinctes de dispositifs selon la solution adoptée.

Influence de la déformation des ressorts sur le tringlage des freins. — Les ressorts avant ont généralement leur point fixe à l'avant.

Il faudrait donc que le frein fût commandé au moyen d'un palonnier ayant même axe que les yeux avant des lames maîtresses,

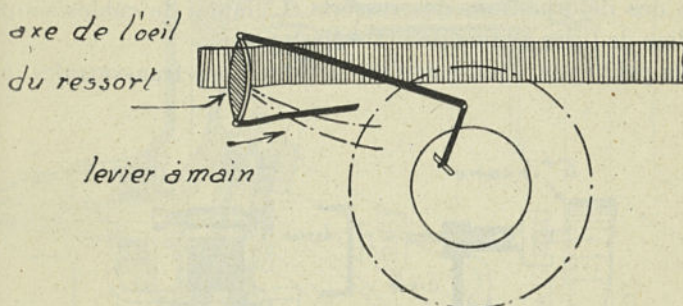


FIG. 286. — Schéma du frein avant du tracteur Jeffery.

c'est-à-dire passant par les points fixes ou à la rigueur très rapprochés de ces points fixes.

C'est la solution du tracteur Jeffery (*fig. 286*).

Si la solution adoptée comporte un joint de cardan, on peut employer un joint coulissant, ou à défaut d'un véritable joint coulissant, constituer l'arbre transversal de commande par deux tubes coulissant l'un dans l'autre dont l'un est relié au joint et l'autre au châssis par une rotule (*fig. 287*) (frein Perrot), ou par un joint de cardan (Hispano) (*fig. 288*).

Mais, dans bien des cas, on se fie à l'élasticité de la timonerie et à l'amplitude de la course de freinage pour éviter le serrage

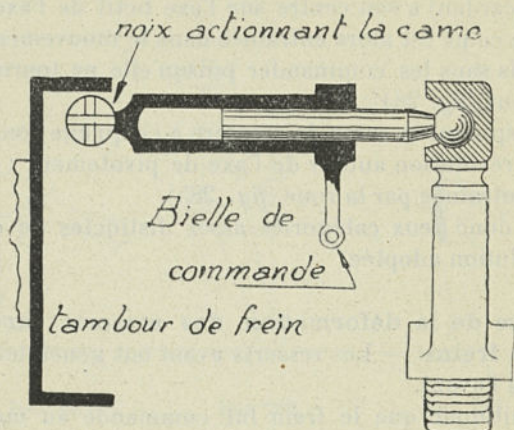


FIG. 287. — Schéma de frein Perrot.

lors des déformations des ressorts. L'emploi de câbles souples au lieu de tiges augmente cette élasticité.

On peut éviter l'influence des déformations transversales (tor-

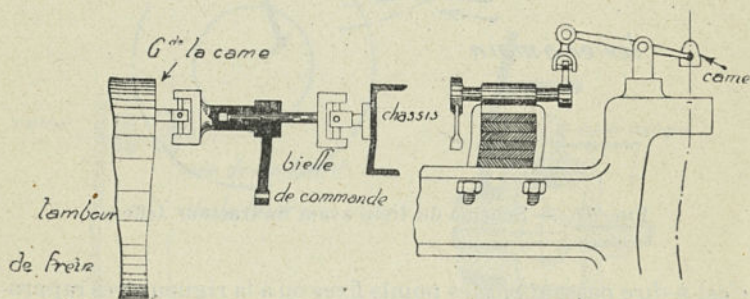


FIG. 288.

FIG. 289.

sions des ressorts) en fixant le tringlage sur le ressort et non sur l'essieu (tracteur Renault) (fig. 289).

Fatigue des organes avant. — Les efforts de freinage ont évidemment une répercussion sur les organes qui relient l'essieu avant au châssis, ressorts et tringlage de direction.

L'expérience a montré que tous les organes : essieu, ressorts, direction, longerons, doivent être établis comme si chacune des roues devait subir une poussée horizontale légèrement supérieure au poids qu'elle peut porter.

Pourtant il n'apparaît pas nécessaire d'utiliser des bielles de poussée.

DISPOSITIFS DE FREINAGE DES ROUES AVANT

PREMIÈRE CATÉGORIE

Frein Perrot (*fig. 290*). — Ce système de frein, adopté par de nombreux constructeurs français (Delage, Peugeot, Hispano, Bignan, Chenard, etc...), appartient au premier type. Il est utilisé depuis 1910 sur les voitures anglaises Argyll.

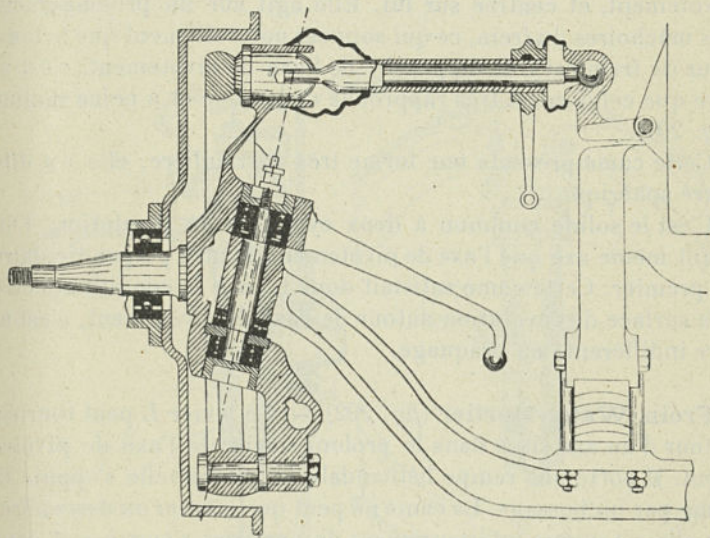


FIG. 290. — Frein Perrot.

Le joint de cardan, articulation entre le levier qui porte la came et le levier de commande, est un joint à noix du type ordi-

naire. Le levier de commande articulé sur la noix d'une part, est fixé d'autre part par une rotule au châssis.

La rotule repose d'ailleurs généralement sur un levier oscillant autour d'un axe horizontal longitudinal.

L'axe de pivotement est incliné.

Les articulations sont munies de systèmes de graissage et souvent pourvues de gaines de cuir qui les abritent de la poussière et de l'humidité.

Le braquage ne peut s'opérer sans décalage de l'un des freins par rapport à l'autre : la roue intérieure se trouve automatiquement serrée plus que la roue extérieure si l'on freine dans un virage.

DEUXIÈME CATÉGORIE

Frein Isotta-Fraschini. — La came est placée sur l'axe de pivotement, et centrée sur lui. Elle agit sur un prolongement des mâchoires du frein, ce qui suppose naturellement que le tambour de frein est très rapproché de l'axe de pivotement, c'est-à-dire que celui-ci est très rapproché de la roue et à peine incliné (*fig. 291*).

Cette came présente une forme très particulière, elle est dite carré sphérique.

C'est le solide commun à deux cylindres de révolution, l'un ayant même axe que l'axe de pivotement, l'autre perpendiculaire au premier. Cette came satisfait donc bien à la condition d'être une surface de révolution autour de l'axe de pivotement, c'est-à-dire indifférente au braquage.

Frein Watel-Mortier (*fig. 292*). — Le levier *L* peut tourner autour d'un axe situé dans le prolongement de l'axe de pivotement. Il porte une rampe hélicoïdale *H* sur laquelle s'appuie la came par un bossage. La came ne peut que monter ou descendre, car elle est munie intérieurement de nervures s'engageant dans des cannelures portées par l'axe de pivotement. Elle est de révolution autour de cet axe, mais de forme telle qu'elle constitue un coin qui dans son mouvement ascendant écarte les segments par l'intermédiaire de galets qui roulent sur sa surface lorsque l'on braque la roue. Les segments sont en aluminium garni de ferodo.

Ce frein n'est plus construit actuellement.

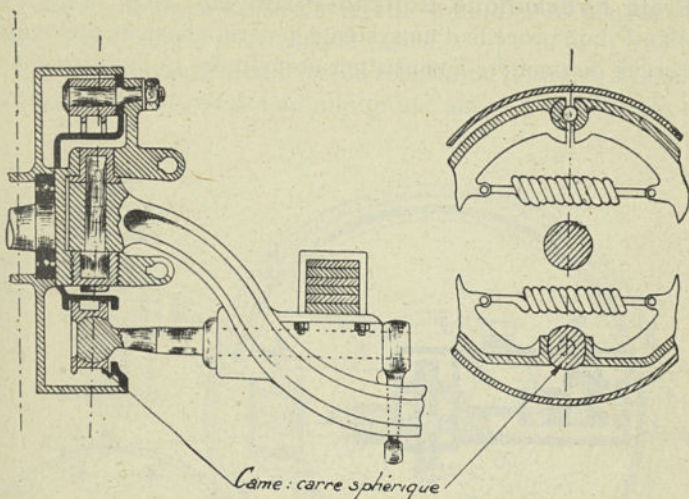


FIG. 291. — Frein Isotta-Fraschini.

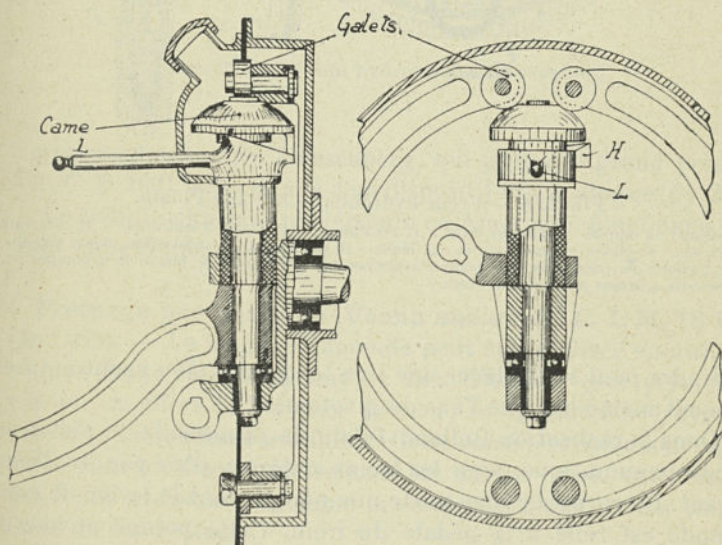


FIG. 292. — Frein Watel-Mortier.

Frein hydraulique Rolland-Pilain (fig. 293). — Le frein Rolland-Pilain procède d'un système général : l'axe de pivotement est creux de manière à constituer un cylindre. A l'intérieur de ce

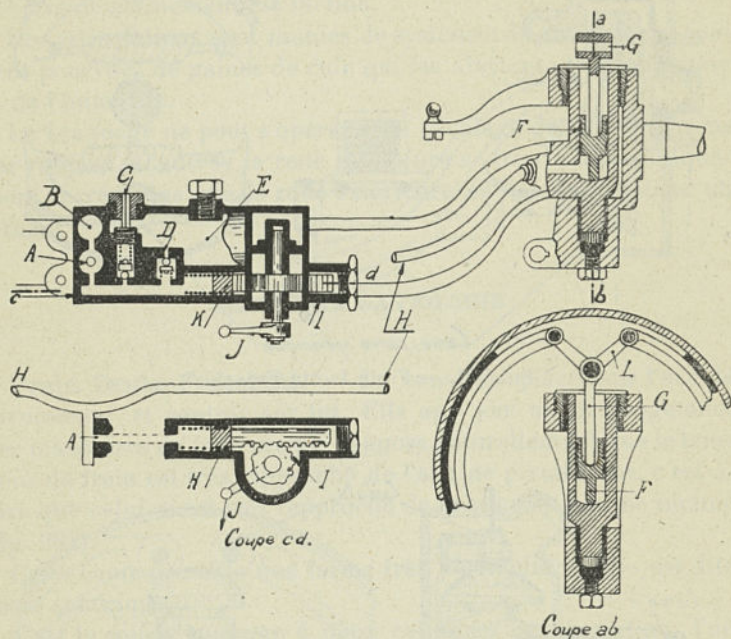


FIG. 574. — Frein hydraulique Rolland-Pilain.

A, départ du liquide. - B, cloche d'air. - C, régulateur. - D, clapet d'aspiration. - E, réservoir d'huile. - F, piston commandant O. - G, bielle. - H, tuyauterie. - I, crémaillère et son pignon. - J, bielle de commande de la pompe, actionnée par la pédale. - K, piston de la pompe. - L, bielle écartant les sabots de frein.

cylindre peut se déplacer une tige formant piston ayant naturellement même axe que l'axe de pivotement.

Dans la réalisation Rolland-Pilain, la commande du piston est hydropneumatique, pour les freins arrière comme pour les freins avant. Le corps d'essieu porte une pompe dont le levier de commande est relié à la pédale du frein. Cette pompe envoie de l'huile dans les deux cylindres constitués par les axes de pivotement. Chaque piston porte deux biellettes qui commandent les extrémités des sabots.

Ce système présente l'avantage de simplifier le tringlage : il suffit d'une tringle pour chaque essieu.

Mais la grande difficulté est la réalisation de joints étanches : la tuyauterie est réduite au minimum ; aucun tube flexible n'est

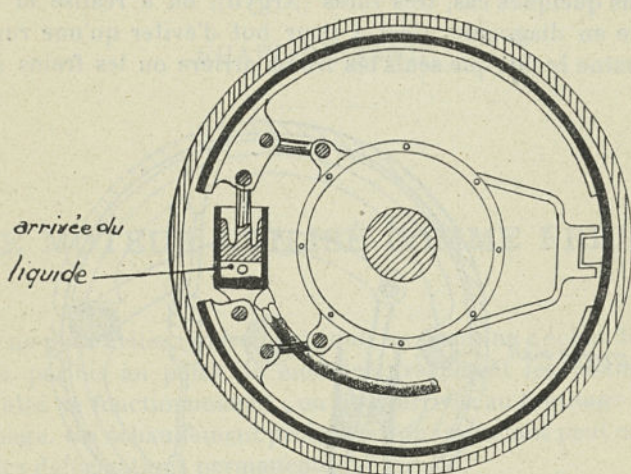


FIG. 294. — Frein hydraulique Duesenberg.

employé. La voiture Duesenberg, qui gagna le grand prix de l'A. C. F. 1921, était munie d'un dispositif très analogue (fig. 294).

Le frein Lockheed, très répandu en Amérique, fonctionne suivant un principe analogue.

Freinage pneumatique (Voisin ancien, S. L. I. M. 18 HP) (fig. 295). — La même commande peut être réalisée en utilisant comme fluide l'air comprimé au lieu d'huile : ceci permet de réaliser un effort de freinage intense, le conducteur n'ayant à exercer qu'une action très faible. Cette considération a son importance pour les dispositifs freinant les quatre roues, car l'emploi des freins ordinaires entraîne la nécessité d'une action importante du conducteur.

Nous avons étudié précédemment les dispositifs servo-moteurs et avons vu que ces dispositifs utilisant la pression (et non la dépression) sont actuellement abandonnés.

Commande des freins avant. — Les timoneries de ces freins ne diffèrent pas, sauf dans les conditions dites plus haut, des timoneries de frein arrière. Les freins avant sont presque toujours commandés en même temps que les freins arrière, afin d'utiliser l'efficacité maximum.

Dans quelques cas, très rares (Argyll), on a réalisé la commande en diagonale. Ceci a pour but d'éviter qu'une rupture n'entraîne le fait que seuls les freins arrière ou les freins avant

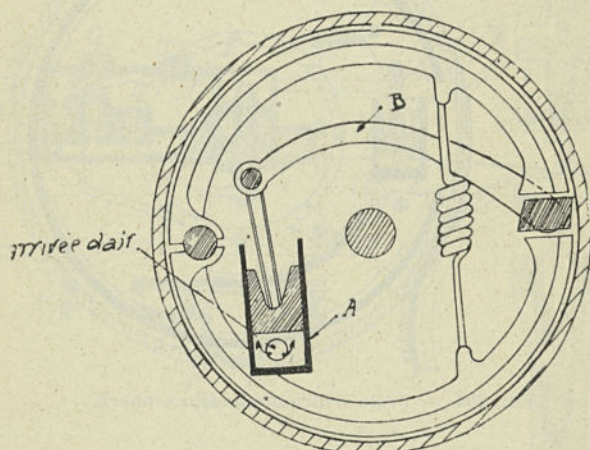


FIG. 295. — Frein à air comprimé S. L. I. M.

soient serrés. Mais l'équilibrage des freins est alors particulièrement difficile à réaliser.

On a réalisé, d'ailleurs, à peu près tous les types de commande. Il devient de plus en plus fréquent que la pédale et le levier agissent tous deux sur les quatre roues.

Certains constructeurs ne freinent plus les roues arrière : l'un des freins est sur le mécanisme et l'autre sur les roues avant.

Toutefois l'emploi des freins sur mécanisme est en régression considérable. Le freinage paraît près de la perfection, théorique et mécanique : théorique car les distances d'arrêt sont voisines de celles que l'on calcule ; mécanique car les constructeurs sont arrivés à réaliser partout des dispositifs semblables.

CHAPITRE XXVII

LE MOTEUR UTILISÉ COMME FREIN

On ne peut éviter, en freinant, que les freins ne s'échauffent et même parfois au point de modifier gravement les conditions normales de fonctionnement : on peut arriver au broutage et au bloquage. Un échauffement prolongé trop important peut entraîner des déformations permanentes.

Certes, les constructeurs ont actuellement réalisé des modèles qui diminuent la fréquence et surtout l'importance des échauffements. Notamment, la généralisation des freins à segments, à l'intérieur de tambours à nervures extérieures, est un progrès considérable. On ne peut éviter toutefois qu'un freinage prolongé, fréquemment nécessaire en montagne, ne présente de sérieux inconvénients.

Fort heureusement, le moteur peut créer des résistances passives supplémentaires, suffisantes même pour éviter presque complètement l'emploi des freins.

Les résistances passives créées par le moteur. — Supposons d'abord que, au moment où l'on veut ralentir, on lâche l'accélérateur. On sait qu'un moteur, abandonné à lui-même, ralentit très vite à partir du moment où l'on ferme le papillon des gaz du carburateur : en quelques secondes sa vitesse tombe du maximum à l'allure du ralenti. La voiture, au contraire, qui dispose d'une force vive considérable, ne ralentit son mouvement que lentement quand on supprime l'action du moteur.

On conçoit donc que, sur une voiture lancée, l'action du moteur soit retardatrice à partir du moment où l'on cesse d'appuyer sur l'accélérateur.

Il en résulte une règle de conduite indiscutable : quand on veut ralentir, en freinant ou non, on ne doit pas débrayer, mais seulement cesser d'appuyer sur l'accélérateur, jusqu'au moment, du moins, où le moteur risquerait de caler.

Supposons maintenant que l'on coupe l'allumage : l'effort résistant du moteur augmentera, puisqu'il ne transformera plus en énergie mécanique l'énergie calorifique de l'essence : il y aura, il est vrai, gaspillage inutile d'essence.

Le rendement mécanique du moteur nous définit approximativement, à chaque allure, l'effort retardateur exercé. Supposons en effet, par exemple, qu'un moteur ait à une certaine vitesse un rendement mécanique de 80 %, sa puissance effective, à ce régime étant de 40 chevaux. Ceci signifie que les résistances intérieures (inertie, frottements, etc...), absorbent 10 chevaux.

Ceci est seulement à peu près exact, car le travail des gaz et le graissage ne restent pas identiques, même si la distribution et la carburation ne sont pas modifiées.

En réalité, à ce moment, la voiture entrainera le moteur par l'intermédiaire de toute la transmission, dont le rendement n'est souvent pas beaucoup supérieur à 80 %. Ce n'est donc pas dix chevaux que doit fournir la voiture, mais bien

$$10 : 0,8 = 12,5 \text{ C. V.}$$

Il n'est nullement nécessaire de conserver au moteur les mêmes conditions d'admission. Il est même beaucoup plus naturel de fermer le papillon des gaz, ne fut-ce que parce que le débit d'essence se trouve ainsi limité.

L'expérience montre en effet, d'accord avec la théorie, que l'effet retardateur du moteur se trouve augmenté par la fermeture du papillon des gaz.

Des expériences faites à l'Ecole d'Automobile de Fontainebleau sur un moteur Aster, usagé, donnant 24 chevaux à 1.400 tours, ont donné les résultats indiqués par la figure 296.

On a mesuré les puissances absorbées par le moteur.

- 1° En fermant le papillon des gaz (courbe A).
- 2° En ouvrant le papillon des gaz (courbe B).

3° En enlevant les bouchons de soupape de manière à ce que la pression intérieure soit constamment très voisine de la pression atmosphérique (courbe C).

On voit que la puissance absorbée est notablement plus grande dans le cas du papillon fermé.

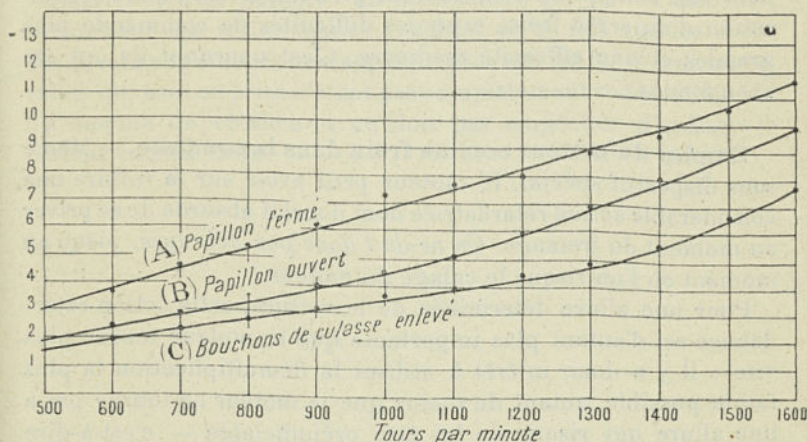


FIG. 296. — Puissance absorbée par un moteur tournant à vide.

Il résulte de ceci que l'emploi des économiseurs, s'il réduit la consommation et évite les remontées d'huile dans les descentes, diminue l'efficacité de l'action retardatrice du moteur. Ces appareils sont d'ailleurs pratiquement condamnés par l'expérience.

Dispositifs spéciaux. — Afin d'augmenter encore la puissance absorbée par le moteur, divers constructeurs ont imaginé de modifier le système de distribution. Il est évident, en effet, que le travail absorbé pendant la compression est en partie restitué pendant la détente.

Les firmes Saurer et Panhard, notamment, ont longtemps muni leurs poids lourds de tels dispositifs spéciaux.

Dans tous les cas, une came spéciale provoquait l'ouverture de la soupape d'échappement en fin de compression.

Chez Saurer, on réalisait un décalage de la distribution de un tour du moteur, par un déplacement convenable de l'arbre à cames (rotation de un quart de tour).

Chez Panhard, l'arbre à cames d'échappement recevait un déplacement longitudinal permettant l'intervention d'une nouvelle came.

Ces divers dispositifs ont perdu beaucoup de leur intérêt avec la généralisation des freins avant, l'apparition des servo-freins et les progrès réalisés dans la technique des appareils. Ils entraînent une complication mécanique plus importante que l'organisation d'un servo-frein, avec des difficultés de commande plus grandes et une efficacité médiocre. C'est pourquoi ils ont été abandonnés.

Emploi du moteur comme frein dans la conduite. — Même sans dispositif spécial, le moteur peut avoir sur la voiture une considérable action retardatrice dont il serait absurde de se priver au moment du freinage. *On ne doit donc pas débrayer*, jusqu'au moment où l'on risque le calage du moteur.

Pour une allure déterminée de la voiture, cette action retardatrice est d'autant plus importante que le moteur tourne plus vite : il y a donc intérêt à utiliser la démultiplication la plus faible possible, autant du moins que le moteur ne tourne pas à une allure qui risque de lui être préjudiciable — c'est-à-dire trop rapide — On sait en effet que l'on rencontre alors fréquemment des vitesses critiques ou que le graissage devient insuffisant.

On admet généralement que, pour descendre une rampe à une allure sage, le moteur peut, à lui seul, constituer un frein suffisant si l'un utilise la démultiplication qui serait nécessaire pour gravir la même côte.

Ceci ne signifie pas que l'on puisse éviter complètement l'emploi des freins. En effet, il arrivera fréquemment que l'allure devra être diminuée pour prendre un virage, on bien que, la déclivité s'accroissant, on doit utiliser une démultiplication plus grande : or, dans ce cas, le double débrayage doit obligatoirement être accompagné d'un freinage.

L'emploi du moteur comme frein, toujours recommandable, l'est particulièrement en montagne où un freinage prolongé, souvent nécessaire, risque d'entraîner un échauffement anormal des freins.

Toutefois, *nous conseillons de ne pas couper l'allumage*, car il peut être précieux de conserver l'action motrice dans certains virages, pour éviter ou combattre le dérapage par un coup d'accélérateur.

Le seul inconvénient de l'emploi du moteur comme frein réside dans les remontées d'huile pendant les périodes de dépression, remontées qui sont alors très importantes et entraînent d'abord une consommation d'huile anormale, ensuite un fort encrassement des cylindres et *surtout des bougies*, au point de rendre les reprises difficiles (ratés).

Il arrive qu'on perçoive un ronflement qui paraît anormal, surtout sur une voiture neuve : ceci est dû au fait que les dents des divers engrenages ne s'appuient plus sur les faces ordinaires, celles qui sont en prise n'étant pas complètement rodées. Ce bruit n'a aucune importance et ne doit pas empêcher d'utiliser le moteur comme frein.

CHAPITRE XXVIII

ADHÉRENCE - TRACTION

La plus élémentaire observation des conditions d'emploi d'un véhicule automobile nous fait connaître que les roues d'une voiture automobile peuvent tourner sans glisser et le véhicule est alors poussé en avant, ou bien tourner en glissant. Dans ce dernier cas, il se peut que la voiture ne soit plus poussée et que les roues tournent sans faire avancer la voiture.

Frottement de glissement. — Les lois du frottement de glissement montrent que, pour qu'un corps quelconque puisse glisser sur une surface plane qui le porte, si f est le coefficient de frottement de ces deux surfaces, il faut et suffit que l'effort exercé sur ce corps, parallèlement à la surface, soit supérieur à son adhérence.

On appelle *adhérence* le produit du poids P de ce corps par le coefficient de frottement f des deux surfaces, quelquefois appelé coefficient d'adhérence.

Dans le cas d'une voiture automobile, l'effort qui peut déterminer le glissement est l'effort tangentiel résultant de l'application du couple moteur à l'essieu moteur, ou plutôt la réaction du sol, égale et opposée à cet effort tangentiel.

Nous savons calculer cet effort tangentiel F . C'est une force telle que son moment par rapport à l'axe fictif de l'essieu soit égal au couple appliqué à cet essieu. Nous savons par ailleurs

calculer le couple appliqué à l'essieu : il est égal au produit du couple moteur par le rendement de la transmission.

Il nous sera donc facile de prévoir à quel moment une roue risque de glisser par rapport au sol, si nous connaissons le poids P porté par cette roue et le coefficient de frottement f .

Pour un poids P et une valeur de f déterminés, nous connaissons donc la limite de l'effort, moteur ou retardateur, que l'on peut appliquer à un essieu sans en faire glisser les roues.

En réalité, ceci est la condition nécessaire et suffisante pour que les roues n'amorcent pas un mouvement de glissement. L'expérience montre en effet que, pour entretenir le mouvement de glissement, il suffit d'une force un peu inférieure à l'adhérence. Ceci prouve que le frottement pendant le mouvement est plus petit que le frottement au départ.

Résistance au roulement. — L'expérience peut nous conduire aisément à la détermination de la résistance au roulement, c'est-à-dire de la force qu'il faut appliquer à une roue pour qu'elle prenne un mouvement de rotation.

On constate qu'il faut et suffit que cette force soit supérieure au produit du poids porté par un certain coefficient f_1 qui est le coefficient de roulement ou de traction :

$$R = f_1 P.$$

Cette résistance est la somme de deux résistances partielles, la résistance au roulement sur la chaussée et le frottement de la fusée.

Il est d'ailleurs possible d'établir ce résultat théoriquement, en étudiant le système des forces directement appliquées à la roue, venant du sol ou de la fusée (cf. DEVILLERS, page 782).

Nous supposons naturellement qu'on peut négliger l'action de l'air sur la roue, les forces d'inertie développées dans la roue et sa propre masse.

Pour qu'une roue commence à rouler, il faut donc lui appliquer un effort supérieur à $f_1 P$, mais elle se met à glisser dès que l'effort devient supérieur à fP .

Ceci est généralement possible. En effet, le coefficient de frottement des bandages de caoutchouc sur un sol moyen est de l'ordre de 0,5. Il tombe rarement au-dessous de 0,15. Le coefficient

de roulement est au contraire rarement supérieur à 0,03, mais il augmente lorsque le sol devient de moins en moins solide, alors que le coefficient de frottement diminue.

TRACTION

Pour qu'un véhicule se déplace, il faut et il suffit que la poussée soit supérieure à la somme des efforts résistants appliqués au véhicule.

Ces efforts résistants sont les suivants :

- 1° Force d'inertie de la voiture ;
- 2° Résistance au roulement ;
- 3° Résistances dues aux pentes ;
- 4° Résistance de l'air,

en négligeant les résistances dues aux virages.

Force d'inertie. — Les forces d'inertie de la voiture se réduisent à une résultante appliquée au centre de gravité, dirigée dans le sens du mouvement si la voiture accélère et en sens contraire si la voiture ralentit. Si γ est l'accélération de la voiture, P son poids, g l'accélération de la pesanteur, cette force d'inertie a pour expression :

$$F_1 = -\frac{P}{g}\gamma.$$

Résistance au roulement. — La résistance au roulement est généralement inférieure, nous l'avons vu plus haut, à :

$$F_2 = 0,03 P.$$

Pour les voitures de tourisme, on prend même souvent comme coefficient de traction 0,02 au lieu de 0,03. Mais cette valeur peut se trouver trop faible si le terrain est très mauvais.

Résistance due à la pente. — Soit une masse de poids P se déplaçant sur un plan incliné suivant la ligne de plus grande pente.

Soit α , l'angle de cette ligne de plus grande pente avec l'horizontale (*fig. 297*).

Décomposons le poids en deux composantes, l'une parallèle à la ligne de plus grande pente, et l'autre perpendiculaire ayant respectivement pour valeur $P \sin \alpha$ et $P \cos \alpha$.

Le mouvement de la voiture est alors assimilable au mouve-

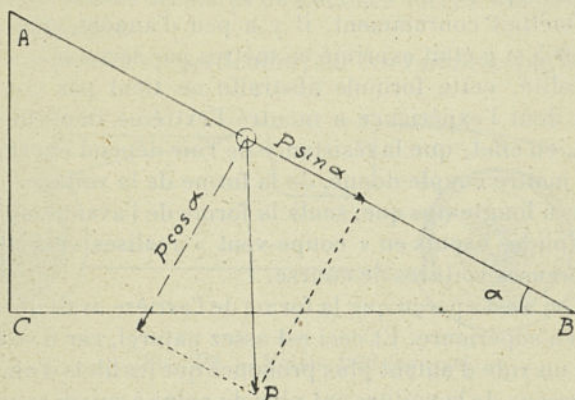


FIG. 297.

ment sur un sol horizontal d'une voiture de poids $P \cos \alpha$ et soumise à un effort $P \sin \alpha$, résistant si la voiture monte, et moteur si elle descend.

Pratiquement, les valeurs de la pente étant généralement assez faibles, on peut remplacer $\cos \alpha$ par le nombre 1 et $\sin \alpha$ par tangente α , c'est-à-dire par le rapport $\frac{AC}{BC} = p$ qui définit la pente.

En effet, pour une pente de 10° par exemple (16/100), on remplace $\cos 10^\circ = 0,9840$ par le nombre 1 et $\sin 10^\circ = 0,1736$ par $\text{tg } 10^\circ = 0,1763$, soit une erreur de 0,0162 pour le premier cas et de 0,0073 pour le second.

Nous conviendrons donc que l'effort résistant supplémentaire à vaincre pour gravir une côte est égal au produit du poids par la pente.

$$F_3 = Pp.$$

Résistance de l'air. — La résistance de l'air s'exprime généralement par la formule :

$$F_4 = Ksv^2,$$

où K est un coefficient constant, v la vitesse et s la surface du maître couple.

Le maître couple est une surface fictive : c'est à peu près la surface du contour apparent de la voiture, vue par l'avant, essieux et roues exceptés.

On admettait couramment, il y a peu d'années, que K était égal à 0,065 si v était exprimé en mètres par seconde.

En réalité, cette formule abstraite ne tient pas compte de données dont l'expérience a montré l'extrême importance. On constate, en effet, que la résistance de l'air dépend énormément, pour un maître couple donné, de la forme de la voiture.

On a cru longtemps que, seule la forme de l'avant était importante : d'où les capots en « coupe-vent » réalisés vers 1905 sur de nombreuses voitures de course.

Puis l'on s'est aperçu que la forme de l'arrière avait une importance bien supérieure. Et ceci est assez naturel, car il se forme à l'arrière un vide d'autant plus prononcé que les filets d'air écartés par le passage de la voiture ont plus de peine à suivre exactement la caisse.

Les études faites pour l'aviation ont conduit à préférer pour les véhicules rapides les formes fuselées analogues à celles des

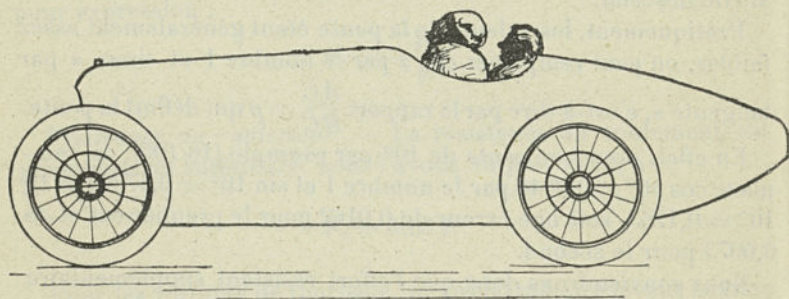


FIG. 298. — Sunbeam 1923 (course).

dirigeables, des coques d'avions (*fig. 298*). Mais ceci n'est pas tout à fait exact, car les expériences sur lesquelles on s'appuie pour énoncer ces résultats ont été faites en milieu isotrope, c'est-à-dire identiques dans toutes les directions. La présence du sol, au voisinage immédiat de la voiture, modifie ces conclusions :

c'est pourquoi, en 1923, certaines voitures de course (Bugatti, Voisin, ont eu une forme très particulière : le dessous plat et l'ensemble ayant l'apparence générale d'une carapace de tortue (aile épaisse d'avion) (fig. 299 et 300). Les 1.100 mm³ Chenard qui eurent ces années dernières de notables succès s'inspiraient des mêmes principes.

On remarquera en particulier, sur ces voitures, que les remous

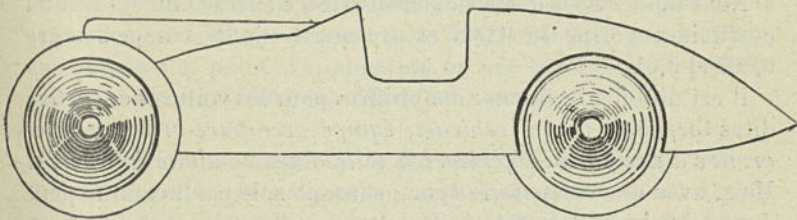


FIG. 299. — Voisin 1923 (course).

créés par les roues ordinaires constituent également un effort résistant considérable, surtout avec les roues à rayons communément employées sur les voitures rapides. Un simple entoilage de ces roues augmente toujours la vitesse.

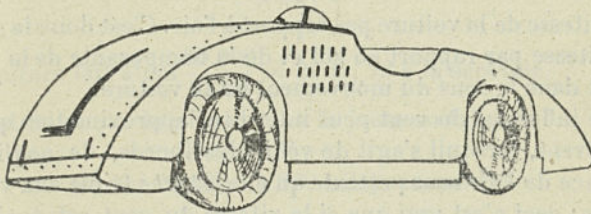


FIG. 300. — Voiture de course Bugatti 1923.

La forme des ailes a également une grosse importance. On réalisera donc, autant que possible, des carrosseries fuselées en évitant toutes les irrégularités créées par des objets en saillie (roue de rechange, caisses à outils, etc...).

En résumé il est plus simple de calculer la résistance de l'air par la formule

$$R = KV^2$$

où K est un coefficient qui dépend de la forme et de l'importance de la voiture: nous conviendrons d'appeler finesse le coefficient $\frac{1}{K}$.

Si V est exprimé en kilomètres à l'heure — c'est-à-dire suivant le mode le plus usuel — le coefficient K peut varier de 0,003 correspondant aux meilleures réalisations de voitures de course à 0,02 dans le cas de véhicules poids lourds à carrosserie fermée (camions bachés).

Nous admettrons que les conduites intérieures actuelles ont un coefficient voisin de 0,008 et presque toujours compris entre 0,007 et 0,01.

Il est difficile de donner des chiffres pour les voitures ouvertes, dites torpédos. *Un tel véhicule, équipé avec pare-brise avant et arrière a une finesse inférieure à celle d'une conduite intérieure.* Mais, avec une carrosserie sport, sans ailes, le coefficient K peut descendre jusqu'à 0,004 et peut-être un peu plus bas, puisque l'on rencontre tous les véhicules possibles depuis la voiture de course jusqu'au torpédo à résistance maximum.

Influence du vent. — La vitesse qui intervient dans la formule qui donne la résistance de l'air :

$$F_4 = K v^2,$$

est la vitesse de la voiture par rapport à l'air. C'est donc la somme de la vitesse par rapport au sol et de la composante de la vitesse du vent dans le sens du mouvement de la voiture.

Cette influence du vent peut interdire l'approximation que l'on fait souvent, lorsqu'il s'agit de véhicules lourds, de négliger la résistance de l'air sous prétexte qu'elle est très faible aux vitesses usuelles; ceci n'est vrai que si la vitesse du vent est également négligeable. Or, elle atteint parfois 20 mètres-secondes et même plus.

Efforts de traction. — Les études précédentes sur la traction et l'adhérence nous permettent de déterminer la puissance nécessaire à un moteur pour que la voiture sur laquelle il est monté satisfasse à des conditions déterminées : vitesse maximum en palier, rampe maximum que peut monter un véhicule en prise directe ou en première, charge maximum qu'il pourra porter

dans l'ascension d'une rampe, charge maximum qu'il pourra remorquer, etc...

Nous admettons que le rendement d'une transmission de voiture ou de voiturette est de 85 %, celui de la transmission d'un camion ou d'un tracteur de 80 % (tout ceci est très optimiste) ; ces chiffres s'appliquent à la prise directe, il faut les diminuer de 10 % pour les vitesses intermédiaires.

Connaissant la somme des efforts résistants à une vitesse donnée, le calcul de la puissance absorbée est aisé, puisque la puissance est égale au produit de la force résistante par le déplacement de son point d'application en une seconde ; c'est-à-dire par la vitesse exprimée en mètres par seconde.

Exemple I. — Calcul de la puissance nécessaire au moteur d'une voiture ouverte ayant un maître couple de $1 \text{ m}^2, 4$ pour faire 80 kilomètres à l'heure en palier sans vent, sur une bonne route : coefficient de roulement 0,025. La voiture en état de marche pèse 1.500 kilogrammes.

L'effort résistant est égal à :

$$\begin{aligned} F &= 0,025 \times 1.500 + 0,065 \times 1,4 \times 22,22^2 \\ &= 37 \text{ kg}, 500 + 44 \text{ kg}, 9. \end{aligned}$$

Soit :

$$82 \text{ kg}, 4.$$

La voiture fait alors $\frac{80.000}{3.600} = 22 \text{ m}, 22$ à la seconde.

Il faut donc que la puissance à la jante soit de :

$$82,4 \times 22,22 = 1.829 \text{ kilogrammètres.}$$

Nous avons admis que le rendement de la transmission était voisin de 85 % ; il est donc nécessaire que la puissance de son moteur soit de :

$$\frac{1.849}{0,85} = 2.151 \text{ kilogrammètres.}$$

C'est-à-dire de $\frac{2.151}{75} = 28 \text{ HP}$ environ.

Les hypothèses que nous avons faites (maître couple, poids, vitesse maximum) correspondant à une voiture équipée en tourisme ou au point de vue militaire à une voiture dont les possibilités seront largement suffisantes aussi bien au point de vue vitesse que poids transporté.

Il est intéressant de se rendre compte de la diminution de vitesse qu'entraînerait, pour cette voiture, un vent debout de 10 mètres par seconde, c'est-à-dire assez fort.

L'effort résistant est alors, à la vitesse limite permise :

$$F = 37^{\text{kg}},500 + 0,065 \times 1,4 (v + 10)^2 \text{ en kilogrammètres} \\ = 0,091v^2 + 0,182v + 46,6 \text{ kilogrammètres.}$$

La puissance absorbée par cet effort résistant est alors de :

$$vF = 0,091v^3 + 0,182v^2 + 46,6v.$$

Nous pouvons calculer une limite supérieure de cette vitesse, en supposant que l'effort moteur à la jante reste constant et égal à l'effort moteur maximum. Ceci est d'ailleurs généralement faux, puisque nous n'utilisons que des vitesses de rotation du moteur pour lesquelles la caractéristique est ascendante. La voiture allant moins vite, le moteur donnera une puissance plus faible.

Si donc nous supposons la puissance à la jante constante et égale à 1.828 kilogrammètres, v serait racine de l'équation du troisième degré :

$$0,065v^3 + 0,130v^2 + 44v = 1.828 \text{ kilogrammètres.}$$

Ceci donne une vitesse voisine de 72 kilomètres à l'heure qui est plus grande que la vitesse limite réelle.

Nous verrons plus loin un procédé graphique permettant la détermination exacte de cette vitesse limite.

REMARQUE. — Il est intéressant également de se rendre compte de l'amélioration des performances possible par une amélioration de la finesse. Si l'on songe que dans la formule $R = Kv^2$, il est possible de faire tomber K de 0,01 à 0,007, on voit qu'il est possible, rien qu'en modifiant les formes extérieures, de faire passer la vitesse maximum d'une voiture de 90 à 100 km/4.

Exemple II. — Calcul de la puissance nécessaire à un camion pesant 6.000 kilogrammes en charge (3 tonnes de charge utile) pour être capable de gravir une pente de 12 % en première vitesse à 3^{km},600 à l'heure (1 mètre par seconde) sans vent.

L'effort résistant est alors :

$$\begin{aligned} F &= (0,03 + 0,12) 6.000 \\ &= 900 \text{ kilogrammètres.} \end{aligned}$$

puisque nous pouvons supposer négligeable la résistance de l'air.

La puissance absorbée est donc de 900 kilogrammètres, ce qui exige pour le moteur, en admettant que le rendement de la transmission est de 0,7 $\frac{900}{0,7} = 1.285$ kilogrammètres, soit approximativement 18 chevaux (approximation par excès).

Il est intéressant de se rendre compte de l'état de la route, c'est-à-dire de la valeur du coefficient d'adhérence, pour lequel le camion patinerait sans avancer. Si nous admettons que la répartition du poids sur les essieux est la répartition usuelle : $\frac{3}{5}$ sur l'essieu arrière, $\frac{2}{5}$ sur l'essieu avant, le poids, porté par l'essieu arrière, est de 3.600 kilogrammes.

Pour que l'adhérence soit de 900 kilogrammes, il faut que le coefficient d'adhérence soit de 0,25, ce qui est très possible, puisque, sur une mauvaise route boueuse, il peut tomber à 0,15. Il se peut donc que le camion se mette à patiner si la route est mauvaise.

Remarquons que dans ce calcul nous n'avons pas tenu compte de la résistance de l'air. La quantité Kvs^2 où $K = 0,065$ et $s = 4$ mètres carrés est insignifiante si $v = 1$ mètre. Elle est égale à 0,260.

Mais pour un vent violent, elle peut prendre une valeur suffisante pour avoir une influence. En tout cas, le moteur du camion devra être tel que la rampe puisse être gravie dans tous les cas où l'adhérence le permet.

Exemple III. — Calculer la puissance nécessaire à un tracteur à 4 roues motrices pesant 5 tonnes pour remorquer un poids de 10 tonnes sur une rampe de 10 %.

L'effort de traction nécessaire pour que tracteur et remorque puissent gravir la rampe est de :

$(0,03 + 0,1) 15.000$ kilogrammes,

soit :

1.950 kilogrammes.

L'adhérence du tracteur est généralement supérieure à cet effort, au moins si la route est bonne. Mais, dès que la route devient médiocre ($F = 0,4$ environ), les roues patineront et le tracteur cessera d'avancer. Nous pouvons admettre que la rampe sera gravie à une vitesse moyenne de 2 kilomètres à l'heure soit :

$$\frac{2.000}{3.600} = 0 \text{ m, } 60 \text{ à la seconde.}$$

La puissance correspondante (à la jante) est donc de :

$$1.950 \times 0,6 = 1.080 \text{ kilogrammètres ;}$$

soit pour le moteur une puissance au moins égale à :

$$\frac{1.080}{0,7} = 1.540 \text{ kilogrammètres.}$$

soit environ 21 chevaux.

On voit que les chiffres obtenus, aussi bien pour le tracteur à quatre roues motrices que pour le camion, sont inférieurs aux chiffres usuels donnant la puissance maximum, mais ceci n'a rien d'étonnant, car ces puissances sont celles que doivent donner les moteurs au régime pour lequel le couple moteur est maximum, régime qui est loin d'être celui pour lequel la puissance est maximum.

CHAPITRE XXIX

DÉTERMINATION DES ÉLÉMENTS D'UNE VOITURE

Les principaux éléments à déterminer dans une voiture sont

- 1° Le poids ;
- 2° La forme extérieure ;
- 3° Le moteur ;
- 4° La valeur et le nombre des démultiplications ;
- 5° Le prix.

Ces éléments ne sont pas indépendants les uns des autres.

Pour les déterminer, le constructeur se donne, à priori, un certain nombre de conditions auxquelles doit satisfaire le véhicule. Elles ne sont pas sans intérêt pour l'automobiliste car le problème qui se pose à l'acheteur éventuel est à peu près le même que celui que se pose le fabricant : Quelles qualités doit avoir ma voiture et quels défauts tolérerais-je chez elle ? puisqu'une voiture ne peut avoir toutes les qualités.

La conception générale d'un véhicule a la plus grande influence sur son succès et cette conception doit, à notre avis, avoir une base commerciale, et non technique. Nous entendons par là que le constructeur doit se dire : je vais réaliser une voiture ayant telles possibilités et non pas se donner à priori son moteur : trois litres, ou deux litres ou même x chevaux. Le moteur doit être une conséquence, et non pas la voiture, sans perdre de vue pourtant que son choix a une importance par la consommation qu'il entraîne

et par les impôts à payer, jusqu'ici définis par sa puissance fiscale.

En étudiant le budget d'une voiture, nous avons vu que les impôts à payer n'ont qu'une influence relativement faible sur les dépenses totales. Nous verrons plus loin que la consommation d'essence ne varie pas dans des limites tellement larges, suivant le moteur choisi pour équiper une voiture et que les éléments qui doivent intervenir, pour définir ce moteur, prépondérants à notre avis sont : *la vitesse maximum et la souplesse*.

Les possibilités de la voiture. — Ces possibilités nous paraissent à peu près complètement définies par les éléments suivants :

- 1° Le poids utile transporté ;
- 2° Le confort assuré ;
- 3° La vitesse maximum (ou la pente maximum) ;
- 4° L'agrément de conduite (y compris le silence) ;
- 5° La consommation (essence, huile, bandages).

sans prétendre que cet ordre soit celui de leur importance.

Ces possibilités étant fixées, il devient possible de choisir ou d'en déduire les éléments qui définissent la voiture.

Poids et forme du véhicule. — Lorsqu'on connaît le poids utile à porter et les conditions de confort dans lesquelles ce transport doit être assuré, le poids et la forme extérieure du véhicule à réaliser sont à peu près déterminées, à l'époque du moins où l'on se fixe ces possibilités.

On peut admettre que, à une époque, il y a une relation à peu près générale et connue entre le poids transporté et le poids de la voiture, lorsqu'on se donne la carrosserie, c'est-à-dire — en partie du moins — le confort souhaité. Le confort dépend par ailleurs de l'ensemble de la suspension qui sera un problème technique bien déterminé, quand on connaîtra le poids du véhicule et la répartition de ce poids sur les essieux.

Certes, ce poids évolue constamment, et dans le sens de la diminution : les carrosseries, par exemple, sont moins lourdes qu'autrefois et même ne paraissent plus susceptibles de s'alléger beaucoup. Elles pourront pourtant recevoir d'énormes améliorations dans leurs profils... mais il faut pour cela modifier la mode et, en ceci, les révolutions sont impossibles.

La qualité des matériaux, le dessin des divers organes vont

en s'améliorant sans cesse et, grâce à cela, on peut escompter dans l'avenir un gain notable sur le poids des voitures. Il n'en demeure pas moins vrai qu'actuellement, pour une qualité de dessin, d'exécution, et de matériaux déterminée, le poids total est connu, à priori, avec une assez grande approximation, quand le poids utile est imposé.

Ce poids est, d'ailleurs le plus grand ennemi contre lequel doit lutter le technicien : nous avons vu qu'il définit en partie les efforts résistants, la consommation et l'usure des bandages. *Le progrès est dans sa diminution, et dans l'amélioration des formes.*

Le moteur — Le choix du moteur dépend des autres possibilités de la voiture : vitesse maximum, agrément de conduite, consommation, compte tenu du poids et de la forme.

Ce choix est précisément le sujet du chapitre prochain, dans lequel nous étudierons les variations des possibilités de la voiture avec la dimension et les qualités du moteur.

Il est étroitement lié au choix des démultiplications : en prise directe et sur les vitesses intermédiaires.

Le prix. — Le prix du véhicule, pour être un résultat, n'en est pas moins l'élément le plus important du problème qui se pose au fabricant et à l'acheteur.

Nous avons vu que le budget total d'une voiture dépend beaucoup du prix d'achat, par l'intermédiaire de l'amortissement — et aussi, par conséquent, de la qualité. — Si l'on ajoute à ceci que les disponibilités de l'acheteur limitent évidemment son choix, on conçoit aisément que le prix d'achat soit l'élément prépondérant qui emportera ce choix.

Le but du constructeur étant, naturellement, plutôt de vendre des voitures que de construire des engins parfaits, il devra s'arranger pour choisir des possibilités telles que le prix de revient permette de toucher une clientèle aussi étendue que possible.

Il faudra donc, à l'usine, une étroite liaison entre le service commercial qui connaît les besoins, et les services techniques (bureau d'études et atelier) qui exécutent, pour arriver à une solution finale acceptable.

Notons pour terminer qu'il faut se garder de croire que l'abais-

sement du prix de revient ne peut être produit que par la série importante : celle-ci n'est permise que par un prix de revient suffisamment bas — obtenu avec des possibilités aussi étendues que possible et une qualité satisfaisante.

CHAPITRE XXX

CHOIX DU MOTEUR

COURBES D'UTILISATION D'UNE VOITURE

On appelle courbe d'utilisation d'une voiture, pour une pente déterminée, la courbe qui représente, en fonction de la vitesse de ce véhicule, la puissance qui lui est nécessaire pour gravir (ou descendre) cette pente, sans vent.

Nous avons énuméré, (voir Chapitre XXIV) les efforts résistants que doit vaincre un véhicule pour se déplacer. L'effort total est alors :

$$R = \frac{P}{g} \gamma + P(p + f) + K v^2$$

où P est le poids du véhicule,

γ l'accélération qui lui est appliquée, positive ou négative,

v la vitesse du véhicule,

g l'accélération de la pesanteur,

f le coefficient de résistance au roulement que nous supposons égal à 0,025,

p la pente,

K un coefficient qui dépend des formes de la voiture.

La puissance nécessaire au véhicule pour rouler à une vitesse uniforme v est alors, puisque $\gamma = 0$, dans ce cas :

$$P = R v = K v^3 + P(p + f) v$$

qui définit une famille de cubiques tangentes à l'origine à l'axe des vitesses.

Pour fixer les idées, au cours de notre étude, nous étudierons

un exemple concret : celui d'une voiture pesant 1.500 kgs en ordre de marche, poids utile compris, et dont le coefficient K serait de 0,007, soit avec les notations anciennes (Ksv^2) un maître couple de $1 \text{ m}^2 4$ et un coefficient de 0,065.

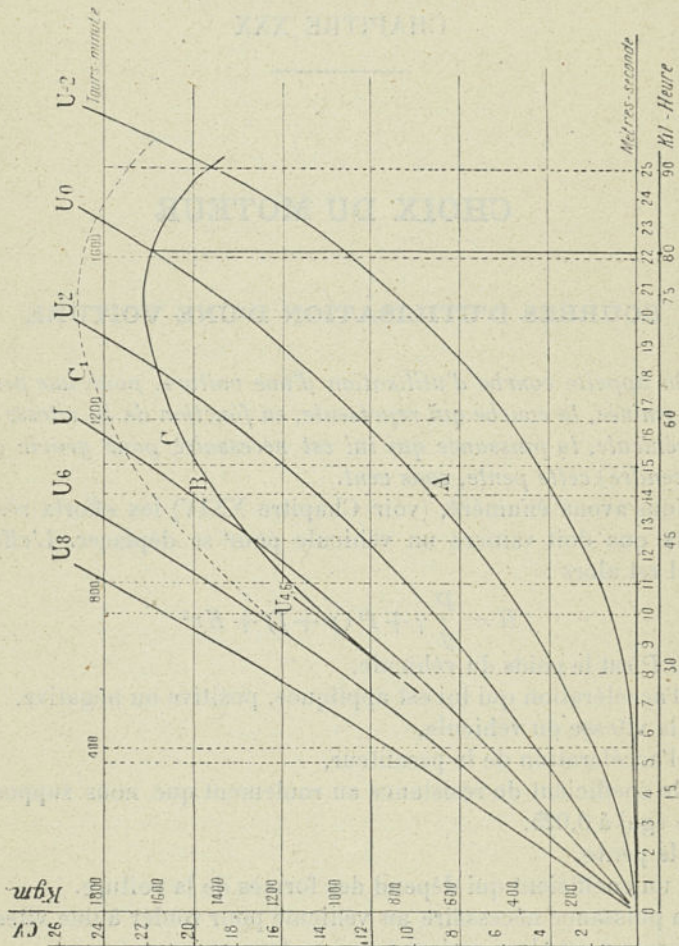


FIG. 301. — Réseau de courbes d'utilisation.

Il nous est facile de construire, pour les différentes valeurs de p — mêmes négatives — les courbes d'utilisation correspondantes, en les déterminant point par point.

Il ne doit jamais être perdu de vue que les courbes d'utilisation représentent des puissances à la jante, c'est-à-dire le travail des efforts résistants à la jante.

La figure 301 donne le réseau des courbes d'utilisation de la voiture définie plus haut.

Moteur et voiture. — La comparaison des courbes d'utilisation d'une voiture avec la caractéristique puissance du moteur qui l'équipe nous permettra de déterminer à peu près complètement ses possibilités.

Après avoir effectué cette comparaison, nous verrons comment résoudre le problème qui se pose réellement : choisir le moteur d'une voiture de manière à réaliser un programme défini.

Cependant, la comparaison servira également au chauffeur ordinaire : nous montrerons qu'elle lui permet de tirer de sa voiture le meilleur parti dans toutes les conditions possibles.

Superposition des graphiques. — Supposons que la voiture à laquelle se rapportent les courbes d'utilisation ait été équipée avec un moteur dont la caractéristique puissance est la courbe C_1 : la caractéristique des puissances à la jante est alors la courbe C , obtenue en réduisant les ordonnées de C_1 dans le rapport de 85 %, c'est-à-dire dans un rapport égal au rendement moyen de la transmission en prise directe (ce chiffre est d'ailleurs très optimiste, à notre avis du moins).

Remarquons qu'en superposant le graphique des courbes d'utilisation et celui des caractéristiques, nous faisons le choix implicite d'une démultiplication : en effet, les courbes d'utilisation représentent des puissances en fonction de la vitesse v de la voiture, tandis que les caractéristiques représentent des puissances en fonction de la vitesse n de rotation du moteur. En portant sur un même axe, celui des abscisses, des vitesses linéaires et des vitesses de rotation, nous supposons connu leur rapport, défini par la relation

$$v = 2 n \gamma \lambda \frac{n}{60}$$

où γ est le rayon des roues motrices et λ le rapport de démultiplication, c'est-à-dire le rapport de la vitesse de rotation du moteur à celle des roues motrices.

VITESSE ET PENTE MAXIMUMS

Vitesse maximum en palier. — La vitesse maximum en palier est définie par l'intersection de la courbe d'utilisation U_0 et de la caractéristique C . On voit qu'elle est ici de 80 kilomètres à l'heure.

Vitesse maximum sur une pente déterminée. — Nous pouvons déterminer également la vitesse maximum possible sur une rampe déterminée : c'est l'abscisse du point d'intersection de la courbe d'utilisation relative à cette pente, avec la caractéristique du moteur,

Une pente de 2 %, par exemple, peut être montée à une vitesse de 18 mètres par seconde, soit environ 65 kilomètres à l'heure.

Une pente de 4 % peut être montée à une vitesse de 12 m 30 par seconde, soit 44 kilomètres à l'heure :

Pente limite. — La pente limite que l'on peut gravir en prise directe est celle dont la courbe d'utilisation est tangente à la caractéristique.

On voit ici qu'elle est comprise entre 4 % et 5 %, plus exactement (par interpolation) qu'elle est de 46/1000. Elle serait gravie à une vitesse de 8 mètres par seconde environ, soit 29 kilomètres à l'heure environ.

REMARQUE. — Les solutions graphiques précédemment trouvées impliquent non seulement le choix d'une démultiplication, mais encore certaines hypothèses implicites sur le moteur.

Nous supposons, en effet, que nous pouvons rester en prise directe, *le moteur tournant à pleine charge*, dans des limites assez larges.

La limite inférieure est ici de 29 kilomètres à l'heure. La limite supérieure n'est pas la vitesse maximum en palier, car on admet, en général, que la multiplication doit être choisie de telle manière que la voiture puisse descendre, moteur lancé à pleine admission, une pente descendante de 2 % environ, ce qui correspond ici à la vitesse de 90 km/h. pour la voiture.

Ceci suppose par suite, que la souplesse du moteur, à pleine charge, est suffisante, c'est-à-dire que dans des limites comprises

à peu près entre 600 et 1.800 tours, il peut tourner sans vibrer ni cogner.

Remarquons bien, d'ailleurs, que le fait pour la caractéristique des puissances à pleine charge de ne plus exister pour les faibles vitesses de rotation (au dessous de 800 ici) ne prouve nullement que le moteur ne puisse tourner au ralenti, à charge réduite, dans des conditions excellentes.

Il n'y a pas beaucoup de relations entre les ralentis à pleine charge et les ralentis à charge plus ou moins réduite d'un même moteur, sans pourtant qu'on puisse les admettre indépendants, puisqu'il y a continuité entre l'extrême ralenti à pleine charge et l'extrême ralenti à charge réduite.

Il est possible que le moteur à faible puissance spécifique dont nous avons tracé la caractéristique cogne, à pleine charge, bien avant d'être tombé à 800 tours.

VITESSES INTERMÉDIAIRES

Nous pouvons résoudre, pour toutes les vitesses intermédiaires, les mêmes problèmes que pour la prise directe.

Il suffit pour cela de modifier légèrement la caractéristique, en réduisant ses ordonnées dans le rapport défini par le nouveau rendement de la transmission (généralement voisin de 75 %). La nouvelle caractéristique à la jante se déduit donc de l'ancienne en réduisant les ordonnées dans le rapport $\frac{85}{75}$.

En même temps, on modifiera les courbes d'utilisation, les abscisses étant augmentées dans le rapport inverse de la nouvelle démultiplication par rapport à la prise directe.

On pourrait également conserver sans modification le réseau des courbes d'utilisation et tracer de nouvelles caractéristiques à échelle convenable : ordonnées réduites avec le rendement et abscisses réduites avec la multiplication.

Le premier procédé est plus commode, car le second conduirait à utiliser un graphique dans lequel les courbes d'utilisation relatives aux pentes les plus fortes seraient trop voisines les unes des autres pour permettre d'obtenir des résultats précis.

Supposons par exemple que les démultiplications successives soient dans le rapport $1, \frac{2}{3}$ (troisième), $\frac{1}{2}$ (seconde), $\frac{1}{4}$ (première).

On sait que ces chiffres sont toujours très voisins de ceux qui définissent les démultiplications exactes d'une voiture à quatre vitesses.

Les figures 302, 303, 304 nous permettent de déterminer graphiquement les possibilités de la voiture aux diverses allures.

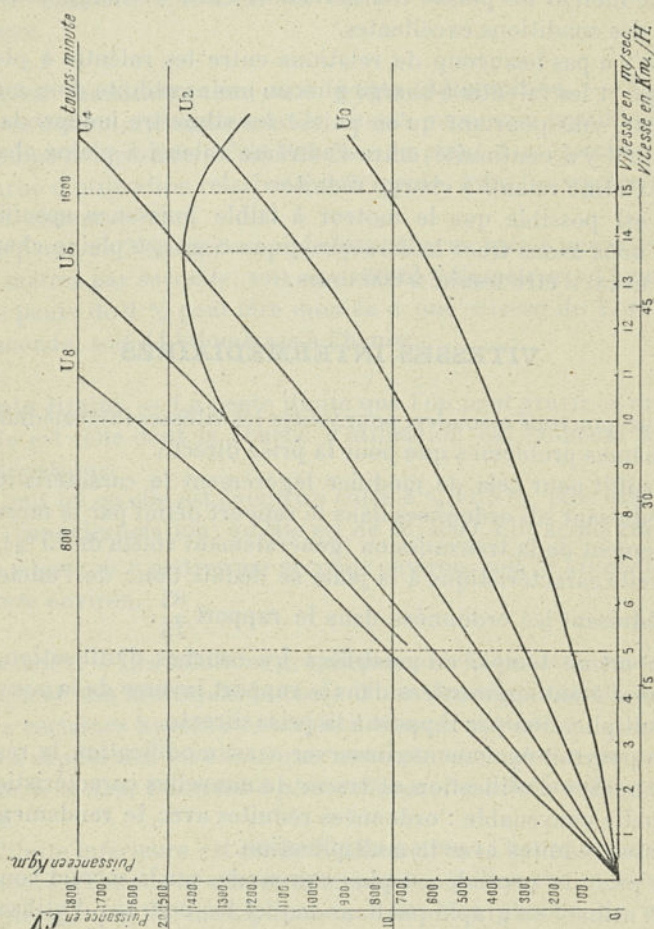


FIG. 302. — Courbes d'utilisation. - Troisième vitesse.

On peut, en troisième, monter une rampe de 7 % environ à une allure de 23 kilomètres à l'heure environ. Il est intéressant de constater qu'une pente de 4 % peut être gravie plus vite en

troisième qu'en prise directe : 13 m. 70 au lieu de 12 m. 40 par seconde. Ceci nous prouve qu'il peut être intéressant de changer de vitesse, alors que la prise directe « tient » encore. Souvent même, on utilise ainsi le moteur dans des conditions plus avantageuses.

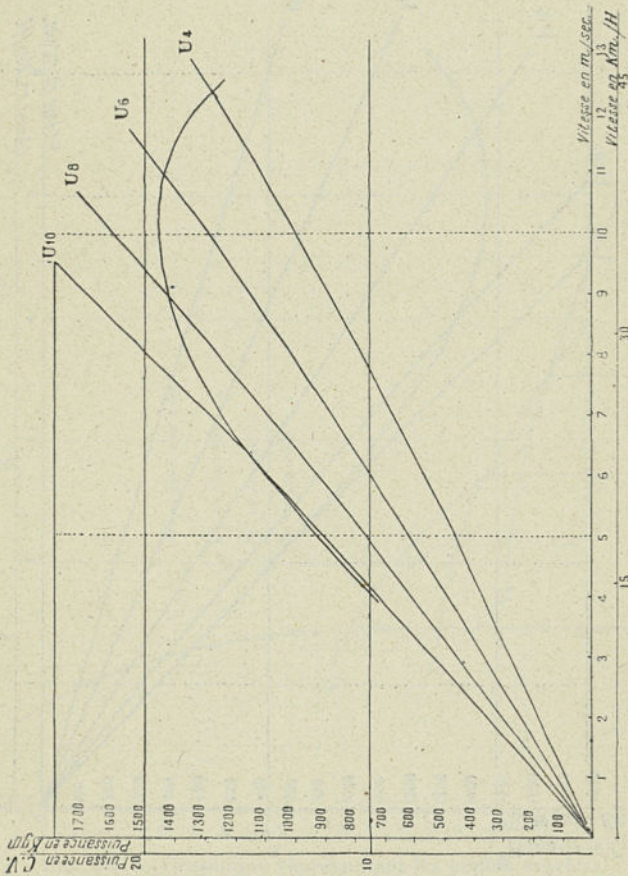


FIG. 303. — Courbes d'utilisation. - Seconde vitesse.

En première vitesse, la voiture pourrait monter une rampe de 22 % à une vitesse de 2 m. 40 par seconde.

REMARQUE. — Les conducteurs ayant l'expérience de la route et

surtout de la montagne pourront être étonnés de ces chiffres. Rappelons d'abord que nous avons pris, pour le rendement, une valeur très élevée, car il semble probable que le rendement en prise directe ne dépasse guère 75 % (au lieu de 85).

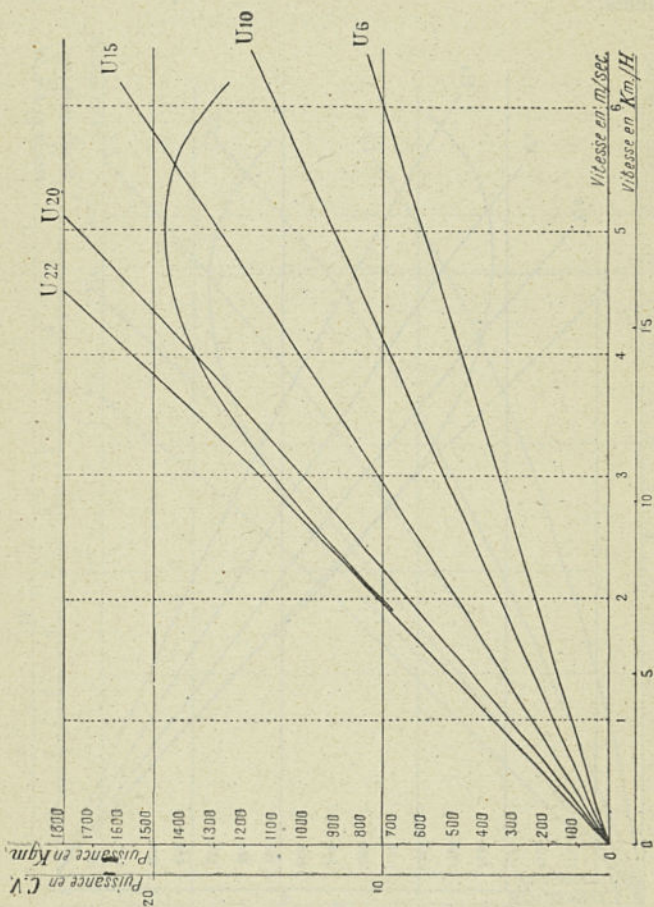


FIG. 304. — Courbes d'utilisation. — Première vitesse.

Signalons surtout que, en montagne, où se trouvent les pentes les plus fortes, le moteur perd de sa puissance au fur et à mesure que l'altitude augmente. On connaît d'ailleurs les lois de cette chute de puissance.

Donc, il faudrait, pour chaque altitude, prendre comme base la caractéristique vraie du moteur. Mais la méthode exposée est quand même rigoureuse.

Détermination des instants où l'on doit changer de vitesse en côte. — Ces divers graphiques peuvent nous per-

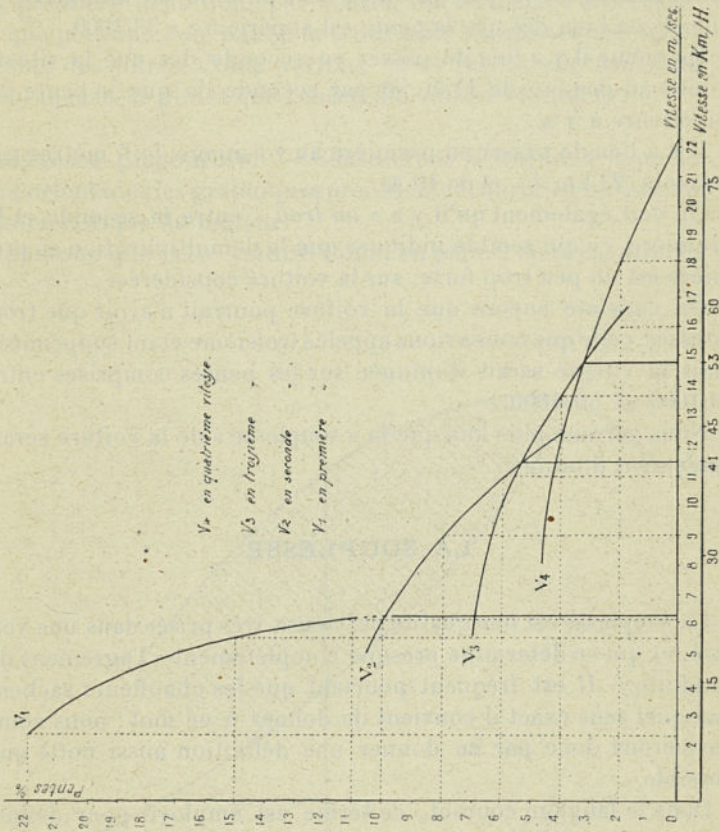


FIG. 305. — Graphique représentant les pentes maxima que l'on peut gravir, en fonction des vitesses de la voiture.

mettre également de déterminer, indirectement, le moment à partir duquel il est préférable de changer de vitesse. C'est celui où les deux combinaisons qu'il faut échanger permettent la même allure. Il suffit donc de construire les courbes représentant la

vitesse maximum à laquelle on peut gravir une rampe, en fonction de la pente de cette rampe.

Les courbes V_4 , V_3 , V_2 , V_1 sont faciles à construire point par point en utilisant les graphiques précédents (*fig.* 305).

On constate qu'il y a lieu de quitter la prise directe pour passer en troisième dès que, sur une pente croissante, la vitesse est tombée à 14 m. 40 par seconde, soit environ 50 kilomètres à l'heure ou bien dès que la pente est supérieure à 33/1000.

De même il y a lieu de passer en seconde dès que la vitesse tombe au-dessous de 11 m. 50 par seconde ou que la pente est supérieure à 5 %.

Il y a lieu de passer en première au voisinage de 6 mètres par seconde (22 km/h.) et de 10 %.

On voit également qu'il y a « *un trou* » entre la seconde et la première, ce qui semble indiquer que la démultiplication en première est un peu trop forte, sur la voiture considérée.

On constate encore que la voiture pourrait n'avoir que trois vitesses, celle que nous avons appelée troisième étant supprimée : mais la vitesse serait diminuée sur les pentes comprises entre 33/1000 et 50/1000.

Nous verrons plus loin que la « *souplesse* » de la voiture serait également diminuée.

LA SOUPLESSE

La souplesse est une qualité précieuse, très prisée dans une voiture, et qui en détermine presque complètement « l'agrément de conduite ». Il est fréquent pourtant que les chauffeurs sachent mal quel sens exact il convient de donner à ce mot : nous commencerons donc par en donner une définition aussi nette que possible.

Dans le langage courant, ce terme est employé pour définir trois qualités différentes.

Souvent, on entend par souplesse la possibilité pour une voiture de rouler, en palier, en prise directe à une allure très lente.

Plus souvent, on entend la possibilité de gravir en prise directe des pentes importantes.

Enfin on entend aussi par souplesse la possibilité, pour une voiture, d'accélérer rapidement son mouvement : on dit alors aussi, souvent, que la voiture est nerveuse.

Nous démontrerons sans peine que les deux dernières définitions se confondent à peu près et peuvent être remplacées par une autre plus générale, dont le seul inconvénient est de faire appel à une notion nouvelle, celle de puissance disponible : *la souplesse d'une voiture, à une allure déterminée, est d'autant plus grande que la puissance disponible est plus grande.*

La première définition, par contre, est nettement différente, sans que pourtant l'on puisse la tenir pour complètement indépendante des autres. Nous verrons qu'en réalité elle concerne surtout le moteur plutôt que l'ensemble voiture et moteur.

Puissance disponible. — Considérons la voiture à laquelle se rapportent tous les graphiques précédents : courbes d'utilisation et caractéristique du moteur.

Supposons que cette voiture roule, en palier, en prise directe

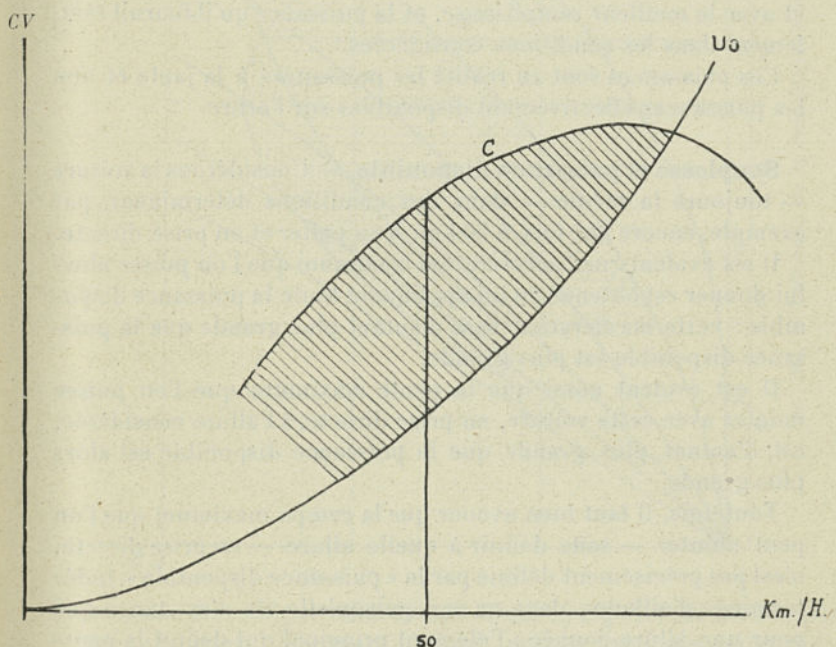


FIG. 306. — Puissance disponible.

à une vitesse de 50 kilomètres à l'heure. La puissance à la jante qui lui est nécessaire est de 700 kilogrammètres environ, soit un

peu moins de 10 chevaux. Le moteur tourne alors à 1.000 tours par minute environ. Mais, à cette même vitesse de rotation, il est capable de fournir 1.400 kilogrammètres environ (à la jante), soit 19 chevaux, à *pleine charge*, c'est-à-dire le papillon des gaz grand ouvert (*fig.* 306).

L'allure de 50 kilomètres à l'heure n'est obtenue, à cette vitesse du moteur, qu'en diminuant la charge, c'est-à-dire en n'appuyant que partiellement sur l'accélérateur. Donc, à ce moment, on dispose d'une certaine réserve de puissance que l'on peut mettre en jeu en appuyant à fond sur l'accélérateur : réserve qui est ici de 9 chevaux (19-10) et qui est précisément *la puissance disponible* à l'allure considérée.

On appelle puissance disponible d'une voiture, à une allure et sur une pente déterminées, la différence entre la puissance maximum que le moteur peut fournir, à la même vitesse de rotation et avec le meilleur remplissage, et la puissance qu'il fournit réellement dans les conditions considérées.

Ces puissances sont en réalité les puissances à la jante et non les puissances effectivement disponibles sur l'arbre.

Souplesse et puissance disponible. — Considérons la voiture — toujours la même — dans des conditions déterminées, par exemple, encore une fois, à 50 km./h en palier et en prise directe.

Il est évident que l'accélération maximum que l'on puisse alors lui donner est obtenue en lui appliquant toute la puissance disponible : cette accélération sera d'autant plus grande que la puissance disponible est plus grande.

Il est évident aussi que la pente maximum que l'on puisse monter avec cette voiture, en prise directe, à l'allure considérée, est d'autant plus grande que la puissance disponible est alors plus grande.

Toutefois, il faut bien avouer que la rampe maximum que l'on peut monter — sans définir à quelle allure — en prise directe, n'est pas précisément définie par la « puissance disponible », indéterminée d'ailleurs, dans ce cas, puisqu'elle n'a d'existence que pour une allure donnée : l'élément principal qui définit la pente maximum est « la démultiplication » et nous allons voir, d'ailleurs, que les puissances disponibles et par suite la souplesse dépendent étroitement de la démultiplication choisie.

Souplesse et démultiplication. — Considérons toujours la

même voiture, définie par ses courbes d'utilisation. Supposons qu'elle soit équipée avec le même moteur dont nous nous sommes donnés la caractéristique, d'abord avec la démultiplication

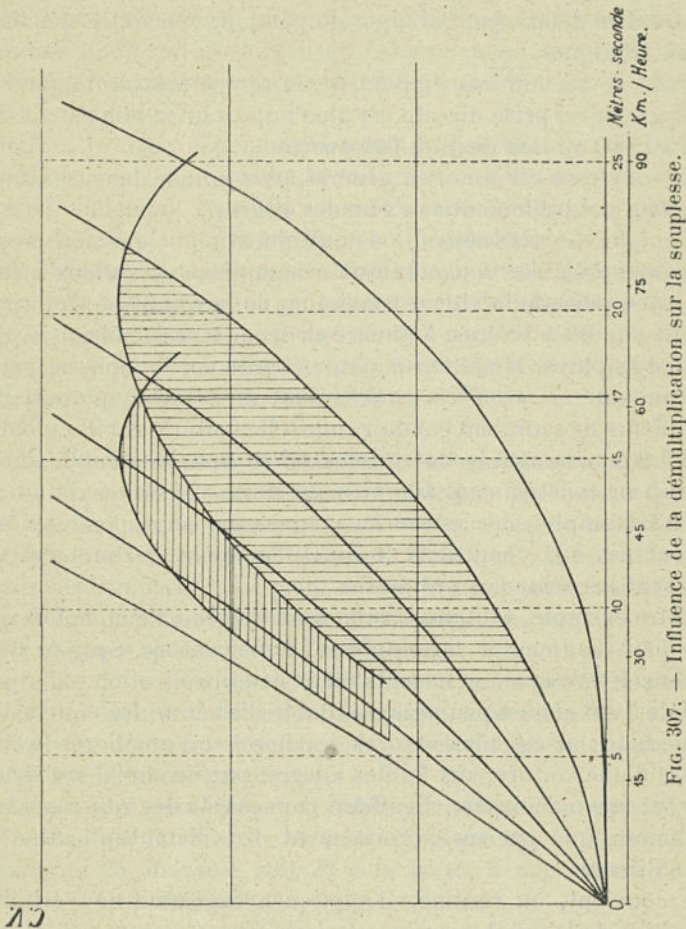


FIG. 307. — Influence de la démultiplication sur la souplesse.

en prise directe que nous avons admise jusqu'ici (22 mètres par seconde pour 1.600 tours minute), ensuite avec une démultiplication plus forte (*fig. 307*).

Il nous suffit de superposer sur le graphique des courbes d'utilisation les caractéristiques de puissance du moteur à la jante, avec choix convenable des abscisses dans chaque cas.

On voit que, dans le second cas (démultiplication plus grande), la souplesse est plus grande à toutes les allures inférieures à 61 kilomètres à l'heure environ, allure pour laquelle les moteurs tournant à pleine charge donnent la même vitesse à la voiture, c'est-à-dire définie par l'abscisse du point de rencontre des deux caractéristiques.

Dans ce second cas également, la rampe maximum que l'on peut gravir en prise directe est plus importante : elle est voisine de 75/1.000 au lieu de 46/1.000 environ.

La souplesse est donc, en général, plus grande dans ce second cas, sauf naturellement aux grandes allures.

L'emploi de cette nouvelle démultiplication — que nous avons à dessein exagérée — conduirait néanmoins à de sérieux inconvénients, puisque la vitesse maximum de la voiture se trouverait réduite de 80 à 68 km. à l'heure environ. Il deviendrait impossible d'employer le moteur à pleine charge sur la moindre pente descendante *et même en palier*. C'est dire que la plupart des chauffeurs ne sauraient conduire une telle voiture, car ils emballeraient fréquemment le moteur et auraient certainement tendance à l'utiliser constamment au voisinage de sa vitesse maximum.

Un tel emploi, nécessaire en course, ne correspond généralement pas aux conditions de fonctionnement des moteurs qui équipent les véhicules ordinaires

Notre exemple, toutefois, suffit à mettre en valeur ce fait que l'on peut augmenter la souplesse d'une voiture, équipée d'un moteur déterminée, en accentuant la démultiplication.

Mais il est alors à peu près inévitable d'en tirer une conclusion immédiate : il est plus naturel de chercher à améliorer la souplesse d'une voiture, aux faibles allures, par un choix (constructeur) et une manœuvre (chauffeur) convenable des vitesses intermédiaires, que par un accroissement de la démultiplication en prise directe.

Il convient, en résumé, d'appliquer sagement la véritable définition de la souplesse : *la souplesse d'une voiture est définie par l'aire comprise entre la courbe d'utilisation de cette voiture en palier et la caractéristique des puissances à pleine charge du moteur qui l'équipe.*

Choix de la démultiplication. — Une voiture et un moteur étant donnés, on conçoit que la démultiplication à choisir pour la prise directe ne soit pas absolument déterminée.

On remarquera que les constructeurs livrent souvent leurs châssis avec des prises directes plus ou moins démultipliées, sur la demande du client. Mais un élément intervient alors : la carrosserie que le client entend monter sur ce châssis et le poids utile qu'il prétend porter, éléments qui définissent les courbes d'utilisation de la voiture à réaliser. Généralement une seule de ces démultiplications convient parfaitement aux désirs du client... mais il n'en sait rien ?

Toutefois, le choix dépend également du nombre des vitesses intermédiaires que comportera la voiture et ce nombre n'est pas déterminé seulement par des considérations techniques, mais aussi par des éléments commerciaux ou psychologiques.

Nous admettrons néanmoins comme une approximation assez bonne que la multiplication en prise directe doit être telle que la voiture puisse descendre à pleins gaz une pente comprise entre 2 et 3 %, sans que le moteur atteigne une vitesse critique pour laquelle son emploi devient impossible.

Nombre des vitesses. - Souplesse et puissance spécifique. — Pour une puissance maximum donnée du moteur qui équipe une voiture, la souplesse peut varier dans de notables proportions avec la forme de la caractéristique. Il est donc nécessaire de comparer, à ce point de vue, sur une même voiture, deux moteurs de même puissance maximum, l'un poussé ou à grande puissance spécifique, et l'autre plat.

Imaginons donc que sur la voiture dont nous avons donné jusqu'ici les courbes d'utilisation, on monte successivement ces deux moteurs, dont nous tracerons les caractéristiques puissance à la jante sur le même graphique.

L'un, assez plat, sera justement celui que nous avons supposé, jusqu'ici, équiper la voiture : sa caractéristique est *C*. Il donne au maximum 25 chevaux, soit 22 à la jante, à une vitesse de 1.600 tours environ (*fig.* 308).

L'autre a pour caractéristique la courbe *D*, constamment ascendante (au moins dans sa partie utilisable) et donne sa puissance maximum aux environs de 4.000 tours au moins.

On voit que la souplesse de la deuxième voiture est constamment inférieure à celle de la première : il est *incontestable qu'à puissance maximum égale, le moteur plat donne à une voiture une souplesse plus grande qu'un moteur poussé.*

Même la vitesse maximum en palier est légèrement plus grande.

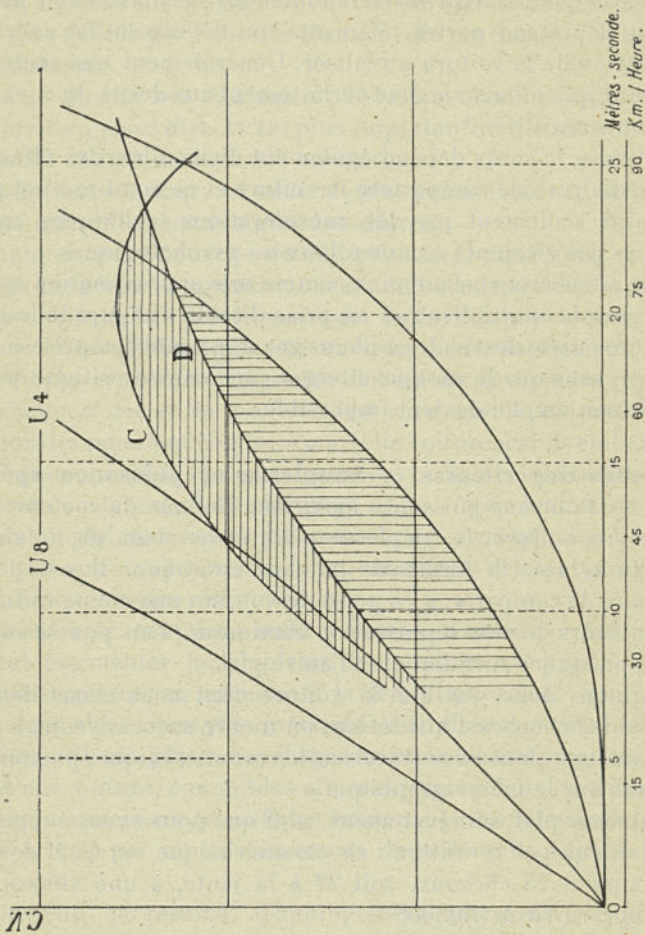


FIG. 308. — Souplesse comparées d'une voiture équipée d'un moteur plat et d'un moteur poussé.

Souplesse et vitesses intermédiaires. — Nous avons vu plus haut qu'on augmentait toujours la souplesse, aux basses allures, en augmentant la démultiplication employée — en prise directe.

Ceci reste vrai sur les vitesses intermédiaires. La figure 308 le

montre clairement, sur laquelle ont été tracées d'une part les courbes d'utilisation, d'autre part les caractéristiques de puissance à la jante du moteur avec les diverses démultiplications :

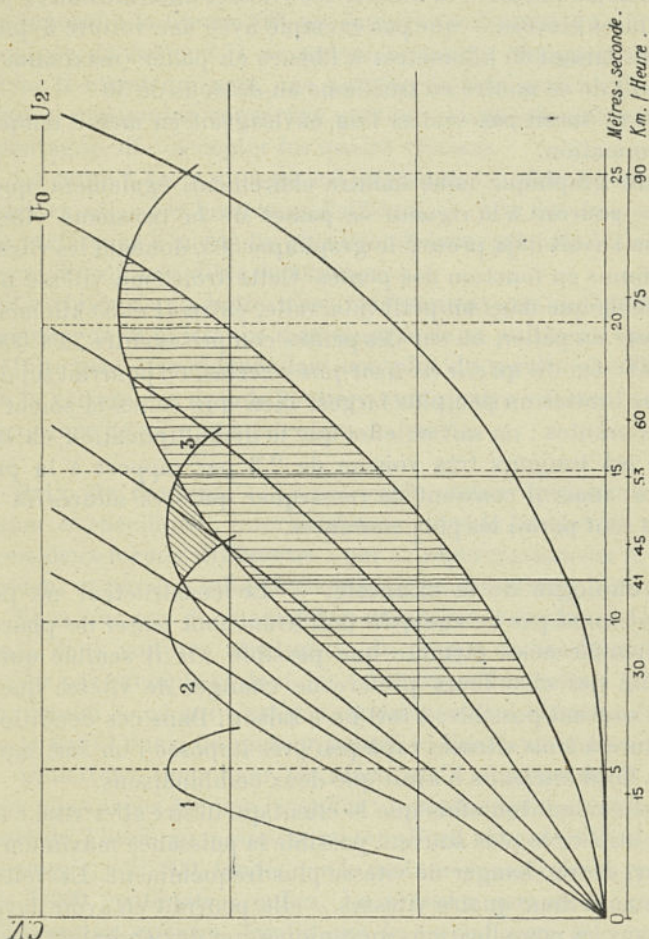


FIG. 308. — Influence de la souplesse sur les vitesses intermédiaires.

prise directe (courbe C), troisième (3), seconde (2) et première (1).

Ce graphique détermine même les allures à partir desquelles, en palier, il convient de changer de vitesse pour que la voiture ait la plus grande souplesse possible. Ce sont précisément — la

chose est évidente a priori — les allures maximums possibles sur les pentes limites pour lesquelles il convient de changer.

Ces résultats sont importants à interpréter, car la plupart des chauffeurs ignorent à quel point ils ont intérêt — *au point de vue souplesse ou vitesse* — à utiliser les vitesses intermédiaires pour des allures élevées — que par exemple avec une voiture à quatre vitesses faisant 80 kilomètres à l'heure en palier (maximum), il convient de se mettre en troisième au-dessous de 50.

Ceci ne serait pas vrai si l'on envisageait en même temps la consommation.

Notre graphique nous montre clairement, également, que la voiture pourrait à la rigueur se passer de la troisième vitesse, comme l'avait déjà prouvé le graphique 305, donnant les vitesses maximums en fonction des pentes. Cette troisième vitesse n'est préférable que dans un petit intervalle, entre 41 et 53 kilomètres à l'heure en palier, ou sur des pentes comprises entre 33/1.000 et 55/1.000. On dit qu'*elle ne tient pas* : certes, on pourrait lui donner des limites un peu plus larges, bien que celles-là soient les plus courantes : on sait en effet que la démultiplication en troisième est toujours très voisine de 2/3 par rapport à la prise directe; mais il convient de remarquer que ces allures et ces pentes sont parmi les plus courantes.

Psychologie de la clientèle. — Le constructeur ne perd généralement pas de vue qu'il doit avant tout tenter de plaire à une clientèle aussi étendue que possible. Or il semble que la majorité des chauffeurs préfère ne changer de vitesse que le moins souvent possible, à tort ou à raison! Dans ces conditions, la voiture à trois vitesses est à peu près imposée : on sait même que la Ford ancienne n'avait que deux combinaisons.

Il est évident toutefois que le client qui désire aller vite, c'est-à-dire utiliser le plus souvent possible la puissance maximum du moteur, devra changer de vitesse plus fréquemment. La voiture rapide aura donc quatre vitesses... elle pourrait en avoir davantage sans les complications mécaniques qui deviendraient nécessaires. Et d'ailleurs l'expérience montre que ces quatre vitesses sont toujours suffisantes.

En montagne, le chauffeur n'aime guère monter les côtes doucement. Or, la boîte à trois vitesses le conduit à employer souvent la seconde dans des conditions où le moteur emballe facile-

ment : il faut réduire l'admission, bien qu'on ait l'impression de ne pas avancer... Seule la boîte à quatre vitesses, bien conçue, permet de pousser le moteur en côte sans risque de l'emballer.

Le moteur poussé, à puissance maximum égale, donne à la voiture une souplesse inférieure à celle du moteur plat. Si l'on se reporte à la figure 308, on conçoit facilement que la voiture équipée du moteur D ne puisse se passer de quatre vitesses. Donc le client qui veut une voiture de très petite cylindrée et désire néanmoins conserver quelque souplesse, notamment en montagne, doit accepter les quatre vitesses.

La boîte à trois vitesses est évidemment plus économique à construire — pas beaucoup d'ailleurs. — Elle est donc réalisée, de préférence à une boîte plus compliquée, par tous les constructeurs de voitures dites économiques.

Le choix de la boîte n'est évidemment pas indépendant du moteur, de sa puissance maximum et de sa puissance spécifique.

Il ne peut être indépendant non plus du service que l'on exige de la voiture : la grande routière aura quatre vitesses tandis que la voiture de ville se contentera de trois.

Prix de revient. — La nature du moteur (puissances maximum et spécifique), intervient aussi dans le budget du véhicule sous deux formes différentes : par sa répercussion sur le prix de revient et par son influence sur la consommation.

Nous sommes donc amenés à comparer, à ce double point de vue, deux voitures identiques, de même vitesse maximum en palier par exemple et dont les moteurs ont la même puissance maximum — ce qui n'est pas rigoureusement la même chose — mais dont l'une a un moteur poussé et l'autre un moteur plat.

Admettons, pour fixer les idées, qu'il s'agisse de la voiture que nous avons étudiée jusqu'ici : le moteur plat aura une cylindrée de 2 litres au moins (le moteur Ford, de caractéristique très analogue, a 2^l,800) tandis que le moteur poussé n'aura que 1.000 ou 1.200 centimètres cubes. Le premier sera donc catalogué 12 chevaux environ, tandis que le second aura une puissance fiscale qui n'excédera pas 7 chevaux.

On sait que l'argument des impôts directs a une grande importance près du client moyen... bien que leur importance relative dans le budget total de la voiture soit faible.

Malgré que le volume du moteur poussé et celui des matériaux

employés à sa construction soient plus faibles que dans le cas du moteur plat, on peut admettre que sa construction est plus coûteuse : matériaux de meilleure qualité, études plus poussées, usinage plus soigné.

Le prix de revient final est sans doute à peu près comparable : à notre avis, il devrait être un peu plus faible dans le cas du moteur poussé, car il ne faut pas croire que l'usinage d'un moteur plat est grossier : Ford n'a-t-il pas monté des voitures avec des pièces de rechange ramassées parmi les stocks de ses agents, pour témoigner de la précision de leur usinage !

Les différents organes de transmission seront plus légers, car le couple maximum à transmettre dans le cas du moteur poussé, est plus faible. La quantité de matière à employer, à qualité égale, sera plus faible. Il semble donc que le châssis puisse être un peu moins coûteux... à moins que la perfection nécessaire au graissage, à l'ajustage des divers engrenages pour obtenir un rendement satisfaisant, ne compense l'avantage réalisé sur le poids.

Tous comptes faits, nous pensons que la 7 C. V. poussée doit être moins chère que la 12 C. V. à caractéristique plate : nous pensons aussi qu'elle doit être moins lourde, à capacité de transport égale. Des exemples pourraient être pris dans l'industrie moderne : ils seraient plus caractéristiques si l'on comparait des 10 chevaux poussées à des 12, voire 14 et 15 non poussées.

A poids total égal, la consommation du moteur poussé, s'il ne l'est pas trop, sera plus faible ! La vitesse de consommation minimum sera plus élevée, c'est-à-dire que l'on pourra, plus économiquement, réaliser des vitesses moyennes plus élevées.

Si le poids du véhicule poussé est plus faible — et c'est le cas dans la pratique — l'économie sera plus nette encore : non seulement il faut moins d'essence pour traîner un poids moindre, mais encore l'usure des bandages sera beaucoup plus faible.

Notre conclusion, discutable peut-être, est donc entièrement favorable au véhicule muni d'un moteur poussé. *Mais l'on se souviendra que sa souplesse est moindre et qu'il doit avoir quatre vitesses.*

Au demeurant, si le constructeur veut égaler à ce point de vue le véhicule muni du moteur plat, il lui suffit de choisir un moteur poussé de puissance un peu plus forte. Et dans l'exemple que nous avons choisi, un moteur poussé de 1¹,5 (10 C. V. pour le

fisc, en général) aurait une caractéristique située constamment au-dessus de celle du moteur plat de 2 litres ou 2^l,5.

La consommation de la voiture poussée ne serait pas supérieure à celle de l'autre, inférieure même. Souplesse et vitesse maximum seraient devenues supérieures, c'est-à-dire que, à tous les points de vue, les possibilités du véhicule à moteur de grande puissance spécifique seraient supérieures.

Seul, peut-être, le prix de revient serait un peu majoré.

Conclusion : Choix du Moteur. — En résumé, le constructeur se trouve avoir le choix entre deux solutions extrêmes : d'une part une voiture à moteur plat et trois vitesses ; d'autre part une voiture à moteur poussé et quatre vitesses, toutes les solutions intermédiaires étant possibles.

Nous pensons que lorsque la clientèle souhaitée est bien déterminée, le choix du constructeur, c'est-à-dire les directives à donner au bureau d'études sont bien près d'être complètement déterminés.

Constructeurs et chauffeurs doivent être simultanément bien persuadés que la voie du progrès est dans la diminution du poids et l'amélioration des formes et que, contrairement à une opinion encore très répandue, ce n'est pas toujours une qualité pour une voiture que d'être largement calculée, c'est-à-dire lourde et de ne pas exiger souvent qu'on change de vitesse.

Le chauffeur habile et averti préférera l'outil qui lui permet de faire constamment ce qu'il désire et nous pensons que cet outil, c'est la voiture légère à moteur poussé, en admettant, bien entendu, que légère n'a ici qu'une valeur relative ; il faut faire aussi léger que le comporte la sécurité parfaite à tous les points de vue.

Au moment où cet ouvrage paraîtra, on verra se manifester un changement assez net dans les tendances de la construction : il semble que, tous comptes faits, on préfère dépenser un peu plus et ne pas se priver des avantages du moteur puissant, sans cependant se heurter aux difficultés de conduite du moteur poussé.

On verra donc, de plus en plus, des moteurs fournissant 20 chevaux au litre de cylindrée, mais de capacité rarement inférieure à 1^l,5... et l'on ne craindra plus les deux litres....

SOUPLESSE ET RALENTI

En donnant, plus haut, les diverses définitions possibles de la souplesse d'une voiture, nous avons signalé que certains chauffeurs considéreraient cette qualité comme définie par la possibilité de rouler au ralenti, en prise directe, à des allures extrêmement réduites.

D'après cette conception, une voiture serait d'autant plus souple qu'elle a un meilleur ralenti.

Remarquons bien que cette définition est nettement distincte de celle que nous avons admise jusqu'ici et qui nous conduira à identifier souplesse et puissance disponible.

La possibilité d'obtenir des ralentis satisfaisants ne dépend que de la régularité cyclique du moteur : on sait qu'il suffit de monter un volant suffisamment lourd ou d'augmenter le nombre des cylindres pour régulariser le couple moteur, c'est-à-dire améliorer le ralenti.

Le poids excessif du volant est évidemment, par ailleurs, un sérieux inconvénient pour un moteur d'automobile exposé à de brusques variations d'allure, au cours desquelles le vilebrequin subit alors des effets de torsion considérables.

Il reste donc que le moyen le plus efficace d'augmenter la souplesse ainsi conçue est d'employer un moteur à cylindres nombreux : on sait quelle campagne est faite actuellement en faveur du six cylindres ! La supériorité qu'on lui accorde au point de vue souplesse doit être interprétée dans ce sens particulier : aptitudes au ralenti supérieures à celles du quatre cylindres.

Il n'y a en effet aucune raison — à notre avis — pour que la puissance disponible d'un six cylindres — à cylindrée égale — soit supérieure à celle des quatre cylindres. Même, il faut reconnaître que l'alimentation satisfaisante de tous les cylindres est un problème beaucoup plus délicat quand leur nombre augmente, à moins que de multiplier le nombre des carburateurs, c'est-à-dire que, à cylindrée égale, *le six cylindres est inférieur au quatre, au point de vue de la souplesse proprement dite.*

L'équilibrage peut en être plus parfait — mais on fait actuellement des quatre cylindres qui ne laissent guère à désirer.

Enfin, les grandes puissances spécifiques sont plus faciles à obtenir avec des cylindres nombreux : plus petits, ils exigent

des pièces mobiles plus légères, diminuant les forces d'inertie; de plus, ils permettent de diminuer les vitesses linéaires des pistons.

Peut-être, à la vérité, peut-on faire intervenir dans l'aptitude au ralenti, autre chose que l'équilibrage (régularisation du moment moteur). Il est indéniable que le réglage de la distribution et celui du carburateur, la valeur des étincelles aux faibles allures, ont également une importance.

Il faut, par exemple, que l'organisation de la carburation permette, aux faibles allures du moteur, d'avoir un remplissage suffisant pour vaincre — malgré le mauvais rendement — la résistance au roulement. Ceci suppose un ralenti riche, avec obturateur incomplètement fermé.

Le retard à la fermeture de l'admission sera faible, sans quoi les gaz admis seraient chassés; l'avance à l'ouverture de l'échappement sera également peu considérable. Mais alors le moteur ne pourra tourner aux grandes vitesses : sa puissance spécifique sera faible et médiocre son rendement.

Un allumage par batterie se prête mieux au réglage du ralenti que la magnéto, dont les étincelles s'améliorent quand la vitesse augmente.

On peut donc résumer ces considérations sur la souplesse, considérée comme aptitude au ralenti, en disant que la voiture n'est généralement pas économique, soit qu'elle ait des cylindres nombreux (plus de quatre), soit qu'elle consomme beaucoup, et paie des impôts plus lourds, puisque son moteur plat est à forte puissance fiscale.

La vraie souplesse d'une voiture, à notre avis, est celle que nous avons définie au chapitre précédent.

Rappelons enfin qu'il est difficile d'introduire la notion de souplesse du moteur, mal définie, à moins que de l'être pour une charge déterminée..., et l'on sait à quel point la charge varie dans l'usage d'un moteur d'automobile.

Les considérations sur la souplesse des véhicules nous amènent à préciser les avis possibles sur les allures qu'il convient d'adopter, et l'usage des vitesses intermédiaires, compte tenu des questions de souplesse d'une part, de consommation et de bonne utilisation du moteur d'autre part.

CHOIX DES ALLURES

Les deux points de vue énoncés jusqu'ici sont nettement opposés.

Nous avons vu, en effet, que, lorsqu'on souhaite seulement que la voiture ait sa souplesse maximum, on doit passer sur chaque vitesse intermédiaire dès que cela est possible sans emballer le moteur.

Il n'est donc pas douteux que, si l'on se place au point de vue des accélérations rapides, des facilités d'évolution de la voiture, il faut utiliser la plus grande démultiplication possible (sans emballer), c'est-à-dire la combinaison de numéro le plus faible.

En particulier, au démarrage, il faut, pour gagner du temps, utiliser successivement toutes les combinaisons depuis la *première*, en poussant le moteur sur chacune jusqu'au voisinage de la vitesse maximum qui lui est permise : il est recommandable de consulter le compte-tours pour ne pas emballer... ni changer trop tôt.

L'expression « démarrer en quatrième » est l'énoncé d'une hérésie mécanique ; exécuter cette manœuvre doit suffire à faire juger un chauffeur.

Rester en prise directe au ralenti est peut-être agréable : la voiture est alors plus silencieuse que sur une vitesse intermédiaire, mais c'est également une manœuvre médiocre, puisqu'ainsi l'on ne dispose que d'une médiocre accélération et que la consommation est souvent élevée. Chercher à accélérer rapidement sans utiliser la boîte de vitesses est la preuve indiscutable que l'on est un automobiliste médiocre... pour ne pas dire plus !

Il faut pourtant se garder d'utiliser à l'excès les démultiplications autres que la prise directe.

En effet, on risque de faire tourner trop souvent le moteur à des régimes élevés qui, pour être possibles, n'en doivent pas moins demeurer exceptionnels. Le novice... et même le chauffeur exercé, doivent fréquemment consulter le compte-tours.

Toujours le fonctionnement devient bruyant.

Enfin, en général, la consommation réalisée est plus élevée qu'en prise directe. Cette question est évidemment importante dans l'utilisation d'une voiture et c'est pourquoi, considérant

comme parfaitement établi le rôle des vitesses dans la conduite, nous terminerons notre étude de l'adaptation du moteur au véhicule par quelques considérations sur les questions de consommation — qui préciseront les choix possibles d'allures !

Consommation. — L'expérience et la théorie sont d'accord pour montrer que toute voiture a, en prise directe, une allure de consommation minimum pour un réglage déterminé de carburateur.

Le réglage ordinaire est celui de puissance maximum : dans

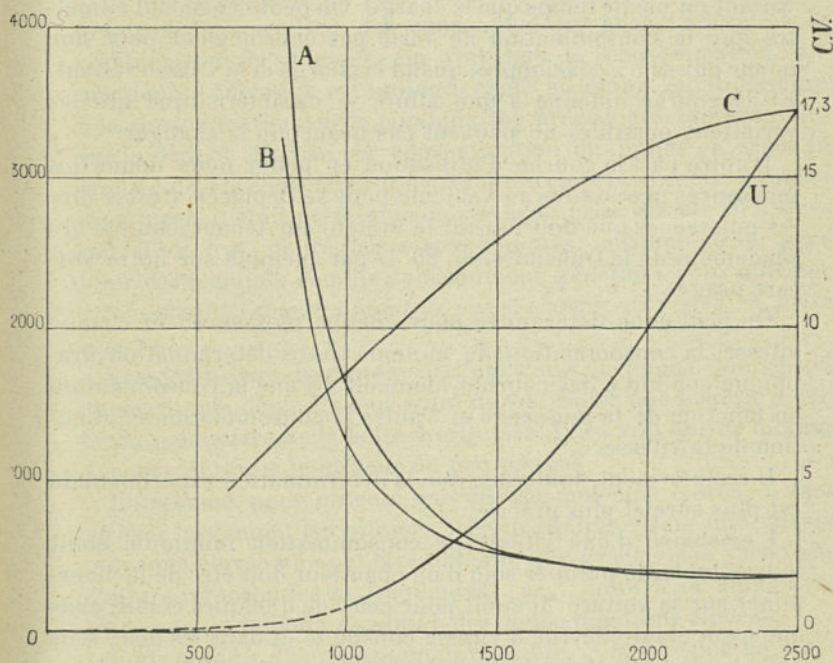


FIG. 310.

A, consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation. - B, avec un carburateur de type plus récent. - C, caractéristique du moteur. - U, courbe d'utilisation de la voiture.

ces conditions, la vitesse de consommation minimum est voisine des deux tiers de la vitesse maximum ; parfois elle est de la moitié seulement.

Rappelons que l'expérience, à elle seule, suffit à établir ce fait.

La théorie l'explique de façon à peu près indiscutable. Supposons que l'on ait déterminé expérimentalement la courbe représentant la consommation spécifique (ou consommation par cheval-heure) *en fonction de la puissance* du moteur. On obtient la courbe A de la figure 310. Cette courbe n'est pas absolument générale : en effet, celle que nous reproduisons ici, d'après la maison Solex, a été obtenue en faisant passer au banc d'essai un moteur 10 CV de type déjà ancien, en déterminant la puissance et la consommation pour différentes positions de l'obturateur. C'est-à-dire que cette méthode néglige le fait que la puissance peut être obtenue d'une infinité de façons, la vitesse de rotation variant en même temps que la charge. On peut cependant admettre que la consommation ne varie pas énormément pour une même puissance développée, quand la charge et la vitesse varient. Et la courbe obtenue a une allure si caractéristique que les variations possibles ne peuvent pas beaucoup la changer.

D'autre part la courbe d'utilisation en palier nous donne les puissances nécessaires au véhicule pour se déplacer, c'est-à-dire les puissances que doit fournir le moteur en tenant compte du rendement de la transmission, 80 % par exemple sur notre voiture usagée.

On peut donc déterminer pour chaque puissance, ou chaque vitesse, la consommation du moteur. Cette détermination graphique conduit à des courbes, donnant : l'une la consommation en fonction de la puissance et l'autre la consommation en fonction de la vitesse.

Il reste évident, toutefois, que la détermination expérimentale est plus sûre et plus précise.

L'existence d'une vitesse de consommation minimum étant indiscutable, le premier soin d'un chauffeur doit être de la déterminer sur sa voiture. Il suffit pour cela, de quelques essais, chaque essai étant effectué à vitesse constante et dans les deux sens de la route pour éliminer l'action du vent.

On remarquera que, au voisinage de cette allure, pour des variations de vitesse de dix kilomètres à l'heure au moins, la consommation varie peu. Mais aux vives comme aux faibles allures, elle est notablement plus élevée.

Dans une étude analogue faite sur une voiture 10 CV Panhard de type ancien, M. Henri Petit trouva que la consommation, qui pouvait être de treize litres aux cent kilomètres environ à cin-

quante-cinq à l'heure, atteignait dix-sept litres soit à l'allure maximum, soit à quinze à l'heure.

Pour consommer, peu il faut donc, sur la prise directe, se tenir le plus souvent possible au voisinage de cette allure optimum. Une vitesse moyenne peut être réalisée de mille manières : la meilleure est incontestablement celle qui comporte le minimum de variations d'allures : toute accélération, tout freinage est une dépense supplémentaire.

On pourrait croire, a priori, que la consommation sur les vitesses intermédiaires obéirait aux mêmes lois : il semble que ce ne soit pas tout à fait exact.

Si l'on se reporte en particulier au graphique 231 (tome I) montrant la variation des consommations avec l'allure et la combinaison de vitesses, on voit que la consommation sur une démultiplication est toujours égale au moins ou supérieure à la consommation sur la combinaison précédente. Par exemple, sur la Talbot étudiée, la consommation minimum en seconde était égale à la consommation maximum en prise directe. A toutes les allures, il était préférable de rester en prise directe. Il s'agissait, il est vrai, de réglages économiques; néanmoins on peut tenir ces résultats comme suffisamment généraux pour affirmer *qu'il est préférable, au point de vue économie, de rester en prise directe.*

Les défenseurs du moteur plat ont donc au moins une raison apparente de défendre leur point de vue, autre que le désir d'éviter la manœuvre de la boîte de vitesses. Il est vrai que ce moteur dépense plus que le moteur un peu poussé.

En résumé, pour obtenir une vitesse moyenne élevée, il faut utiliser largement les vitesses intermédiaires. Mais une vitesse moyenne élevée ne peut être obtenue que grâce à des variations d'allure importantes et fréquentes : ceci, joint à la manœuvre fréquente de la boîte conduit à des consommations élevées.

Pour obtenir une consommation faible, il faut rester en prise directe sauf à l'extrême ralenti et rouler le plus souvent possible à l'allure optimum, généralement très voisine des deux tiers de la vitesse maximum.

Les deux points de vue sont donc inconciliables : chacun choisira telle solution, entre les deux extrêmes, suivant ses propres aptitudes... ou désirs.

CHAPITRE XXXI

PARTICULARITÉS DE CERTAINS VÉHICULES

LE TRACTEUR

Nous avons vu, en étudiant l'adhérence et la traction, qu'un véhicule automobile pouvait non seulement servir à effectuer des transports, mais encore remorquer d'autres véhicules, ce qui augmente considérablement ses possibilités d'utilisation. Les véhicules remorqués peuvent être des remorques chargées, des outils agricoles, des canons, etc...

Mais le poids qu'un véhicule automobile peut remorquer dépend, nous l'avons vu, de son adhérence, qui est la limite supérieure de l'effort à la jante que peut exercer ce véhicule. Il est évident que l'effort au crochet — ou effort disponible — sera d'autant plus grand que cette adhérence sera plus grande.

L'adhérence est proportionnelle au poids porté par l'essieu moteur. Pour augmenter l'adhérence, il faut donc charger le plus possible l'essieu moteur; la meilleure solution pour accroître l'adhérence d'un véhicule donné est évidemment de rendre ses deux essieux moteurs, puisqu'alors son adhérence sera proportionnelle au poids total du véhicule.

C'est pour cela que l'on a construit les tracteurs à quatre roues motrices, ou tracteurs à adhérence totale.

Il existe cependant de nombreux tracteurs qui n'ont qu'un seul essieu moteur (tracteurs agricoles). De plus, ces véhicules sont appelés souvent, soit dans l'agriculture, soit dans les utilisations militaires, à circuler en mauvais terrain. L'augmentation du poids du véhicule, nécessaire pour augmenter l'adhérence, déterminerait l'enfoncement des roues, c'est-à-dire aussi une formidable augmentation de la résistance de l'avancement. C'est pour parer à cet inconvénient que l'on a réalisé les tracteurs à chenilles, en même temps que pour augmenter les possibilités de déplacement en terrain très accidenté.

Tracteurs à quatre roues motrices — Il est impossible, sur un tel véhicule, de réaliser une transmission à cardan longitudinale, puisque deux au moins des roues sont directrices. Mais si deux roues seulement, les roues avant, étaient directrices, il faudrait qu'elles puissent supporter un braquage considérable afin de permettre au tracteur, véhicule important, de tourner sur un rayon assez faible. Ces roues avant, à la fois motrices et directrices, ne peuvent être commandées que par cardans latéraux, pour que le braquage soit possible. Mais un joint de cardan ne transforme pas un mouvement de rotation uniforme en mouvement uniforme, de sorte que, pour les braquages importants, le mouvement transmis aux roues serait extrêmement irrégulier.

Pour éviter cet inconvénient, la direction du tracteur est réalisée en rendant les quatre roues directrices. Il faut naturellement que les roues arrière soient braquées en sens contraire des roues avant et du même angle (approximativement au moins). Le tracteur décrit ainsi une courbe de même rayon, pour un braquage moitié moins grand. Les tracteurs à adhérence totale actuellement en usage peuvent tourner suivant un cercle de 8 mètres de rayon ; certaines manœuvres sont simplifiées par le fait que les roues arrière suivent, si le braquage est constant, la piste tracée par les roues avant.

C'est dans le but de faciliter leur direction que certains autobus, de construction récente, ont été munis de trois essieux dont un seul, l'essieu moyen est moteur, et les deux autres directeurs.

Dans un tracteur, les deux essieux doivent donc être suffisamment déformables pour que le braquage soit possible, c'est-à-dire que la transmission est généralement à cardans transversaux pour les deux essieux.

Ces transmissions ne présentent aucune particularité, en général, sinon que la boîte de vitesses doit commander deux arbres de transmission, dont l'un commande les roues avant et l'autre les roues arrière. Les positions relatives et surtout les commandes de ces deux arbres sont très variables.

1° *Renault*. — Un arbre unique attaque les deux différentiels. Il est entraîné par l'intermédiaire de deux pignons calés l'un sur

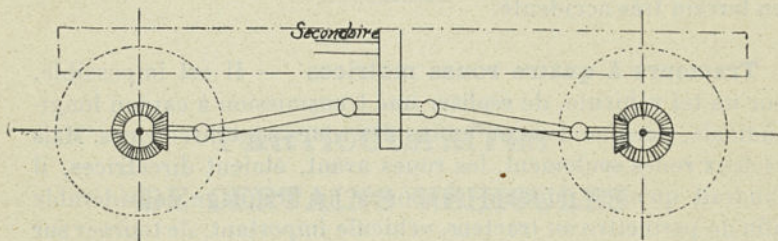


FIG. 311. — Transmission aux roues (Renault).

le secondaire, l'autre sur lui, pignons réalisant une forte démultiplication (fig. 311).

2° *Jeffery*. — Un arbre unique attaque les deux différentiels. Il est commandé par une chaîne silencieuse (fig. 312).

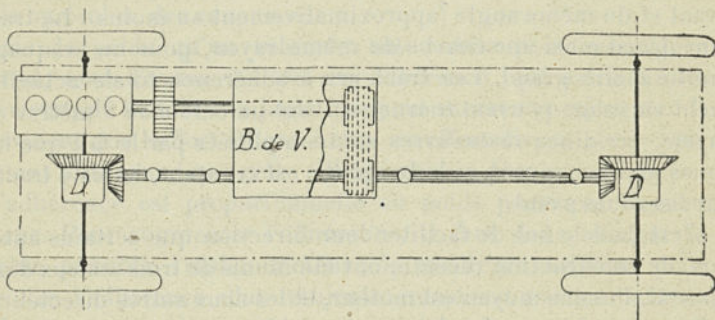


FIG. 312. — Transmission aux roues (Jeffery).

3° *Latil*. — Le différentiel avant est attaqué par l'arbre secon-

daire lui-même à l'intérieur de la boîte de vitesses. Le différentiel arrière est attaqué par l'arbre de transmission (fig. 313).

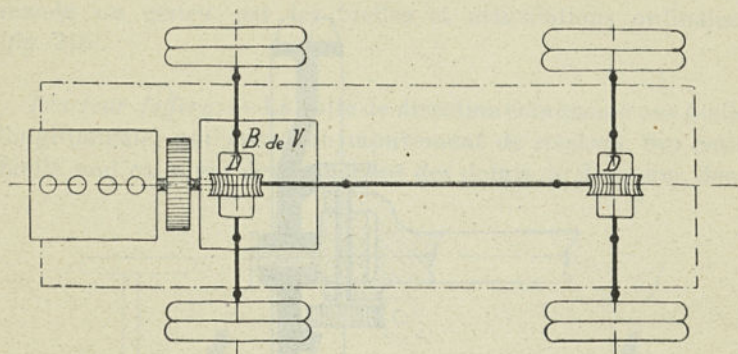


FIG. 313. — Transmission aux roues (Latil).

4° Panhard. — Un différentiel unique commande quatre demi-arbres qui s'en vont commander les quatre roues (fig. 314, 315) : le tracteur Panhard est donc d'un type tout à fait particulier, qui n'est pas tout à fait une transmission à cardans transversaux.

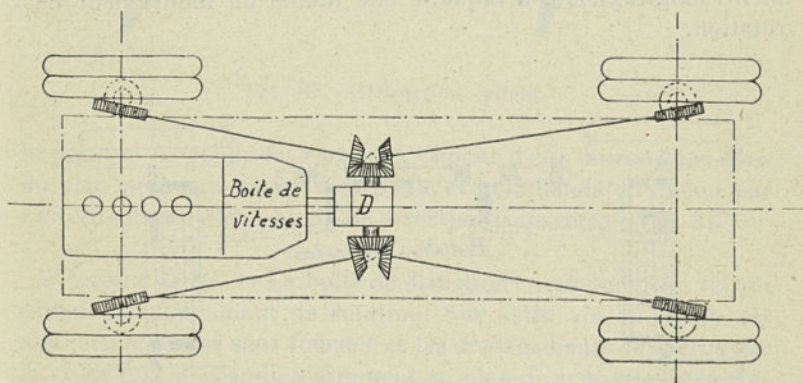


FIG. 314. — Transmission aux roues (Panhard).

Direction. — La commande des deux essieux nécessite l'emploi de solutions particulières, permettant de braquer en sens inverse,

d'un même angle, les roues de ces deux essieux, solutions généralement assez compliquées.

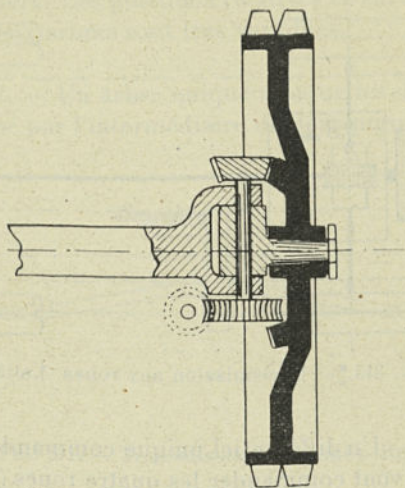


FIG. 315. — Commande d'une roue (Panhard).

Tracteur Renault. — La boîte de direction commande une bielle longitudinale, à laquelle elle donne un mouvement de rotation.

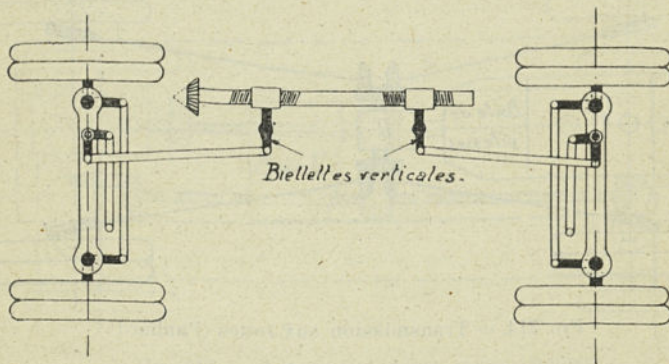


FIG. 316. — Direction Renault.

Cette bielle commande elle-même deux doigts de direction, par engrenages hélicoïdaux. Ces deux doigts tournent en sens

contraire, mais dans un plan parallèle au plan de symétrie ; le renversement du mouvement de rotation est déterminé par l'inclinaison des filets hélicoïdaux. Chaque doigt de direction commande un essieu par les bielles et articulations ordinaires (fig. 316).

Tracteur Jeffery. — La boîte de direction commande une bielle longitudinale, qui prend un mouvement de rotation. Sur cette bielle sont calés par des manchons des doigts de direction, dont

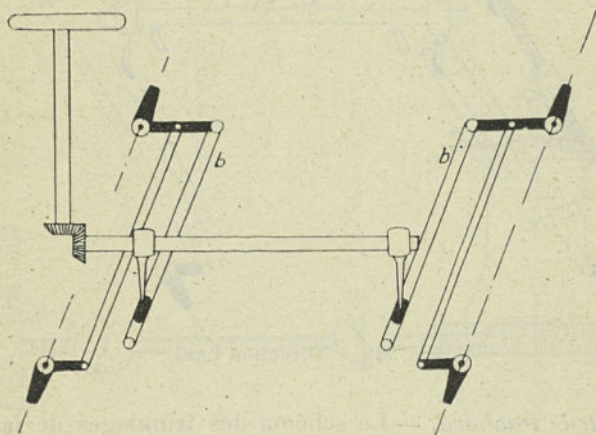


FIG. 317. — Direction Jeffery.

la position moyenne est verticale. Chacun d'eux tourne donc dans un plan perpendiculaire à la bielle et commande un essieu par l'intermédiaire d'une bielle de direction transversale (fig. 317).

Tracteur Latil. — La boîte de direction commande une vis qui prend un mouvement de rotation. Sur cette vis un écrou est assujéti à glisser sans tourner et les déplacements de l'écrou sur la vis se font perpendiculairement au plan de symétrie de la voiture (fig. 318).

Les déplacements de l'écrou commandent la barre d'accouplement de l'essieu avant par l'intermédiaire d'une bielle *B* montée à rotules.

Le mouvement est renvoyé à l'essieu arrière par l'intermédiaire

d'un arbre longitudinal *L* commandé par la bielle *C* et la bielle pendante *D*. Un système de bielle analogue *D'C'* attaque la barre d'accouplement de l'essieu arrière.

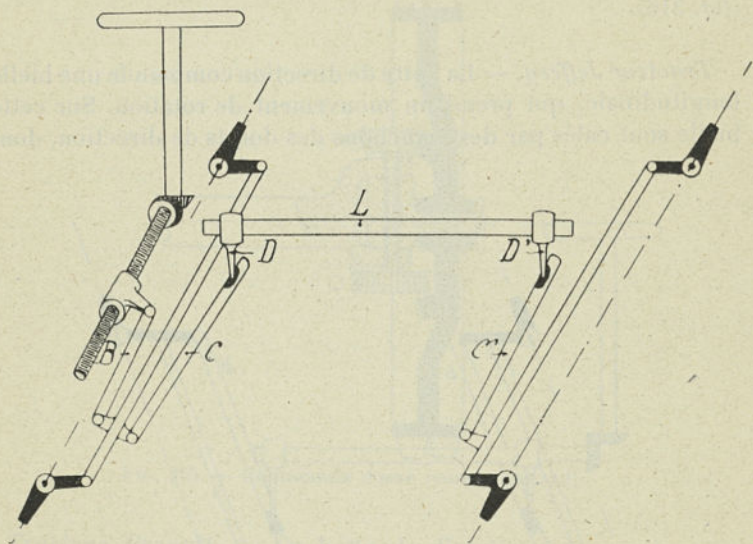


FIG. 318. — Direction Latil.

Tracteur Panhard. — Le schéma des tringlages de la commande de direction est indiqué par la figure 319.

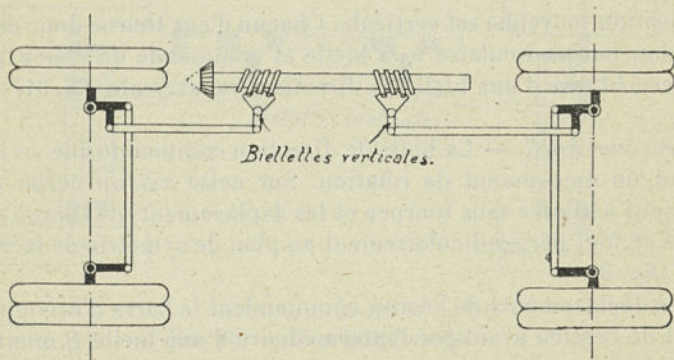


FIG. 319. — Direction Panhard.

Freins sur roues. — Les freins sur roues agissent sur les

quatre roues et sont établis conformément aux principes du freinage sur roues avant.

Treuil et cabestans. — Il est souvent utile, pour les manœuvres de force, de disposer d'une poulie mobile : treuil ou cabestan, permettant d'exercer une traction sur un matériel quelconque, le tracteur restant fixe.

Cette poulie est placée à l'arrière (un treuil est horizontal et un cabestan vertical).

La commande de cette poulie est effectuée par l'intermédiaire d'un arbre, pourvu de deux joints de cardan. Cet arbre, à l'une

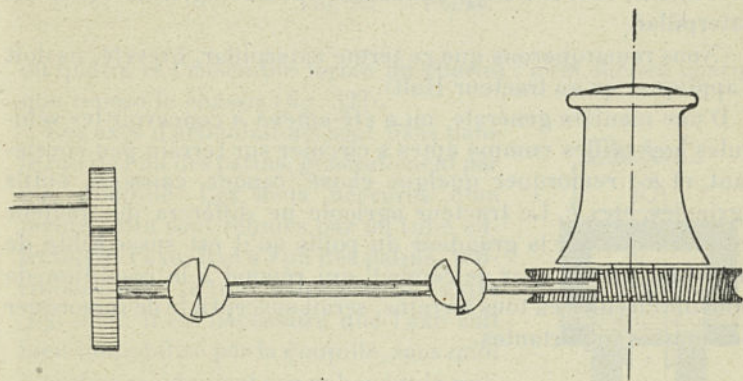


FIG. 320. — Commande de cabestan.

de ses extrémités, est entraîné par l'arbre intermédiaire (Renault et Latil) ou le secondaire (Panhard). A l'autre, il commande la poulie par vis et grande couronne (*fig. 320*).

Ce système de commande permet théoriquement l'irréversibilité, nécessaire pour éviter les accidents qu'entraînerait inévitablement un retour en arrière de la masse remorquée. Pratiquement cette irréversibilité n'est pas absolue et un cliquet empêche le dévirage.

Le pignon calé sur l'arbre longitudinal qui engrène avec l'intermédiaire est baladeur : dans le cas du Latil, il y a même deux baladeurs qui permettent d'avoir une commande de cabestan à deux vitesses.

TRACTEURS A CHENILLES

Les tracteurs à chenilles répondent à la nécessité d'avoir des véhicules susceptibles de remorquer en mauvais terrain des masses importantes. Ce seront donc des véhicules dont l'adhérence sera aussi considérable que possible, mais tels qu'ils exercent sur le sol une pression insuffisante pour déterminer des ornières dont la profondeur, en augmentant la résistance au roulement, arriverait à rendre impossible la propulsion des tracteurs. Les tracteurs à chenilles, desquels dérivent les chars de combat, sont des adaptations du tracteur agricole Holt, dit caterpillar.

(Nous remarquerons que ce terme caterpillar, breveté, ne doit s'appliquer qu'au tracteur Holt).

D'une manière générale, on a été amené à concevoir les véhicules à chenilles comme aptes à circuler sur terrain peu consistant, et à y remorquer quelque chose (canons, caissons, outils agricoles, etc...). Le tracteur agricole ne différera du tracteur militaire que par la grandeur du poids qu'il est susceptible de remorquer. Et le char de combat, qui répond à la condition de pouvoir circuler en tous terrains, serait susceptible de remorquer des masses importantes.

Chemin de roulement. - Organes porteurs. — Le véhicule à chenilles, au lieu de reposer directement sur le sol par des roues, porteuses et motrices, va reposer sur un chemin de roulement, suffisamment large pour que la pression unitaire soit très faible. Ce chemin de roulement est constitué par une chaîne sans fin, ou chenille, composée de patins articulés. Ces patins sont généralement de forme rectangulaire, chacun d'eux étant articulé au précédent par l'intermédiaire d'un axe horizontal (*fig. 320*). Ces articulations permettent à la chenille de se déformer pour suivre le profil du sol. Les patins sont munis, sur leurs faces inférieures, de nervures qui pénètrent dans le sol, donnant ainsi un point d'appui assez solide pour éviter les glissements. La face supérieure porte deux nervures ou rails qui constituent les chemins de roulement sur lesquels le véhicule repose par l'intermédiaire de roues pleines, de très petite dimension, appelées galets.

Chaque galet repose sur les deux chemins de roulement, grâce à sa largeur. Les galets sont généralement réunis par groupes de deux

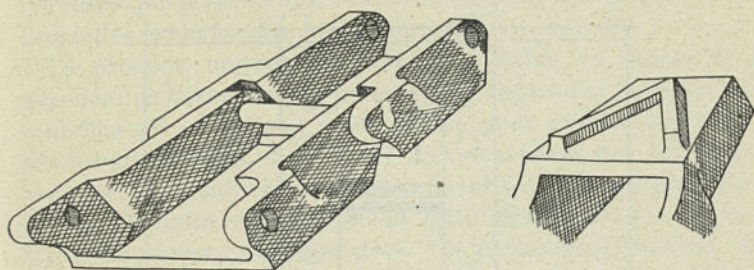


FIG. 321. — Patins.

ou quatre et l'ensemble forme un chariot : c'est sur les chariots que repose le châssis (fig. 322).

Les axes d'articulations sont fixés dans le rail de l'un des patins, généralement par une goupille. Les deux nervures d'un même patin sont réunies par un tube entretoise : l'axe, fixé à l'un des patins, tourne dans le tube entretoise de l'autre (fig. 323). Il est nécessaire que l'axe soit bien immobilisé par la goupille, sans quoi il ovalise rapidement son palier sur le rail, ce qui détermine l'usure des articulations et l'allongement de la chaîne, cause principale de la mise hors d'usage de la chenille.

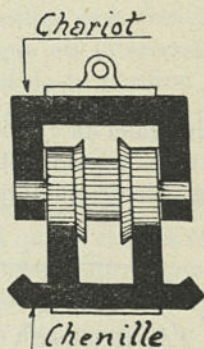


FIG. 322.

Le pas de la chaîne est l'intervalle entre deux axes : le patin est généralement plus long que le pas pour assurer, par recouvrement, la protection des axes.

Progression du tracteur. — Les roues motrices, placées comme dans une automobile à l'arrière, sont de fortes roues dentées appelées barbotins. Elles engrènent avec les axes d'articulation qui constituent une sorte de crémaillère. Leurs paliers sont fixés au châssis.

Le barbotin, après avoir pris appui sur l'axe pour pousser le véhicule, l'entraîne avec lui dans son mouvement de rotation, ce

qui assure le mouvement de la chenille, grâce à une roue folle placée à l'avant, et appelée poulie avant, constituée par le pre-

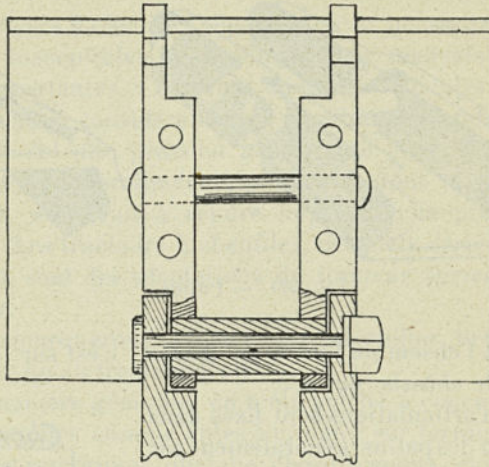


FIG. 323.

mier galet du chariot avant. Cette poulie supporte la chenille à l'avant, la guide, et la renvoie sous les chariots. Sa position est réglable de manière à modifier la tension de la chenille (fig. 324).

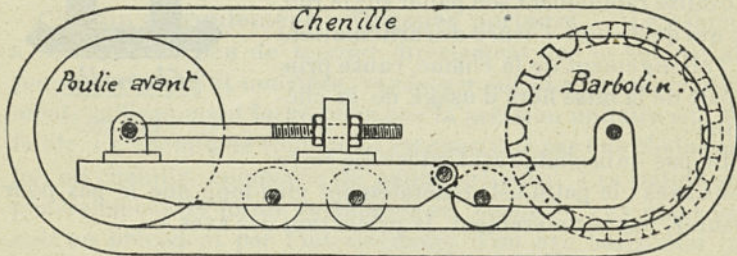


FIG. 324.

La chaîne est d'ailleurs supportée par d'autres galets solidaires du châssis.

Adhérence et pression unitaire. — Le tracteur à chenilles est un véhicule à adhérence totale : cette adhérence est donc le

produit du poids total du véhicule par le coefficient de frottement de la chaîne sur le sol.

Mais ce coefficient est relativement très élevé en raison des nervures que présentent les faces inférieures des patins, et par lesquelles la chaîne s'ancre dans le sol.

La pression unitaire est néanmoins faible, en raison de la grandeur de la surface de contact entre l'appareil et le sol, pourvu toutefois que ce sol soit assez friable pour que les nervures y pénètrent aisément. Sur le sol dur, macadam des routes par exemple, la chenille ne repose sur le sol que par ses nervures : la pression unitaire est tellement forte que les routes peuvent être sérieusement endommagées. Un inconvénient sérieux des tracteurs à chenilles est donc d'imposer aux routes une fatigue excessive : le tracteur lui-même, d'ailleurs, n'est pas fait pour cela, au point de vue suspension en particulier.

Franchissement. — On appelle franchissement la largeur de l'obstacle à bords francs qu'un engin à chenilles peut franchir par ses propres moyens. Cette caractéristique est intéressante pour le passage en terrain varié : elle dépend de la position du centre de gravité et de la longueur de la partie portante des chenilles.

Dispositions particulières aux véhicules à chenilles. — Nous avons déjà vu l'organisation des chenilles et que le châssis était porté par des chariots assujettis à suivre les chemins de roulement constitués par les faces supérieures des patins. Il faut encore que les chariots puissent suivre les déformations des chenilles et des

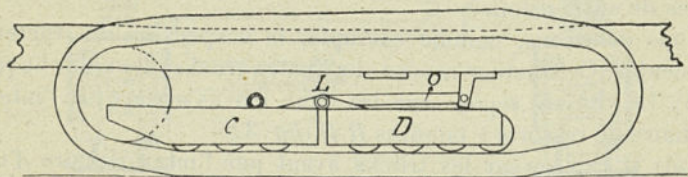


FIG. 325.

ressorts sans dérailler, et, si le tracteur est appelé à marcher à une certaine vitesse, le châssis doit reposer sur les chariots par l'intermédiaire d'organes de suspension.

Un embiellage doit être prévu pour assurer la poussée des chariots et guider leur mouvement.

Dans le tracteur Schneider, par exemple, il y a deux chariots ou trucks *C* et *D* comportant chacun quatre galets. Le chariot avant a trois galets, mais le quatrième est constitué par la poulie de renvoi (*fig. 325*).

Ces deux trucks sont articulés l'un à l'autre par un axe horizontal *L*. Des bielles de poussée sont interposées entre des mains fixées au châssis et cet axe *L*. L'étude du guidage est inséparable de celle de la suspension.

Suspension et guidage. — Il faut non seulement que la suspension joue le rôle amortisseur des suspensions ordinaires, mais encore qu'elle permette les déformations de la chaîne qui épouse la forme du terrain, c'est-à-dire que les liaisons de suspension soient compatibles avec les autres sans que les chariots aient tendance à dérailler. Le problème de la suspension est délicat, au point que certains véhicules à chenilles, dont l'allure

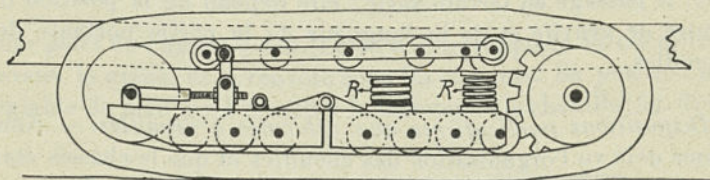


FIG. 326.

ne dépasse pas 3 à 4 kilomètres à l'heure, sont dépourvus d'organes de suspension.

Nous décrirons, comme exemple, la suspension du tracteur Schneider. Ce tracteur repose sur quatre trucks (deux de chaque côté). Le châssis repose sur les deux trucks arrière par l'intermédiaire de ressorts à boudins *R.R* (*fig. 326*).

Mais il repose sur les trucks avant par l'intermédiaire d'un essieu, fixé lui-même à chacune de ses extrémités sur l'un des trucks par une articulation à rotule (*fig. 327*).

Le châssis, lui-même repose sur cet essieu par des ressorts à boudins. Les deux trucks avant peuvent ainsi prendre des positions relatives presque quelconques, leurs déplacements étant pourtant limités par des anneaux de butée *D* et les boulons *F*.

Grâce aux rotules *K*, ils peuvent, à la demande du terrain, s'incliner par rapport au châssis.

L'effort de poussée, transmis au châssis par les barbotins, est transmis aux chariots porteurs par des bielles de poussée *O*, articulées d'une part sur les mains solidaires du châssis et d'autre part sur les axes d'articulation des trucks (voir *fig 325*). Ces biel-

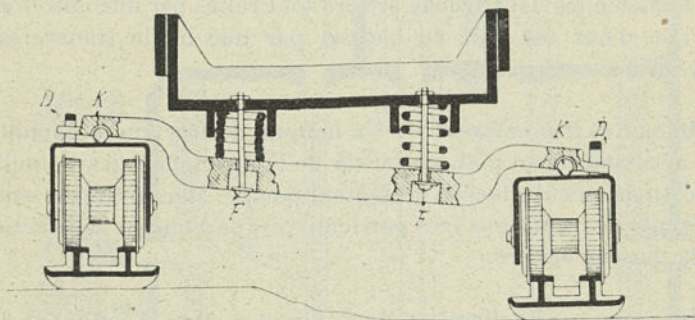


FIG. 327.

les maintiennent donc constamment les trucks à leurs place sous le châssis, en ce qui concerne les déplacements longitudinaux. Mais il faut, pour éviter le déraillement, maintenir un écart

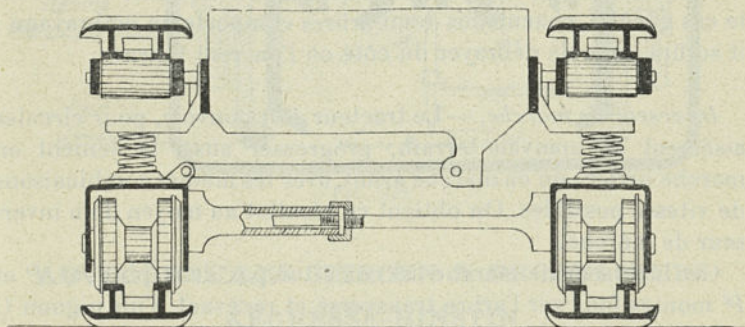


FIG. 328.

constant entre les trucks de droite et ceux de gauche, et maintenir l'axe de l'ensemble des chenilles dans le plan de symétrie

du châssis, fonction que l'essieu ne peut assurer seul : il assure seulement l'écartement constant.

On le complète donc par une bielle transversale articulée à ses deux extrémités, d'une part sur l'un des chariots avant, d'autre part à une main fixée sur une traverse du châssis. Cette bielle ne peut, grâce à ces articulations, gêner les mouvements verticaux du châssis.

De même les deux trucks arrière sont reliés par une entretoise et l'un d'eux est relié au châssis par une bielle transversale (*fig. 328*).

Moteur et transmission. — Un moteur de tracteur à chenilles est nécessairement plat, en raison de l'importance des démultiplications qu'entraînerait un moteur poussé. Mais la transmission présente des solutions très particulières, permettant la direction et la marche arrière.

Direction. — La direction ne s'obtient pas par le braquage des chenilles. Pour effectuer un virage, on donne aux deux chenilles des vitesses différentes, l'une d'elles pouvant même être complètement freinée, si l'on vire sur place.

Si la transmission comporte un différentiel, on freinera plus ou moins l'un des demi-arbres : l'autre tournera plus vite et l'on aura réalisé le virage.

Si la transmission ne comporte pas de différentiel, ce qui est le cas général, chacun des demi-arbres comporte un embrayage : il suffira donc de débrayer du côté où l'on veut tourner.

Inverseur de marche. — Le tracteur doit pouvoir, pour circuler aisément en mauvais terrain, progresser aussi facilement en marche arrière qu'en marche avant, avec les mêmes combinaisons de vitesse possibles. On obtient ce résultat au moyen d'un inverseur de marche.

Cet inverseur de marche est constitué par deux pignons P et P' montés fous sur l'arbre transverse et recevant d'un pignon Q calé sur l'arbre moteur des mouvements de rotation opposés.

Un manchon à griffes M , coulissant sur une partie cannelée de l'arbre transverse, peut à volonté rendre celui-ci solidaire de l'un ou de l'autre pignon.

La figure 329 montre l'ensemble d'une boîte de mécanisme de

tracteur à chenilles : elle comporte une boîte de vitesses, une commande de cabestan et un inverseur de marche.

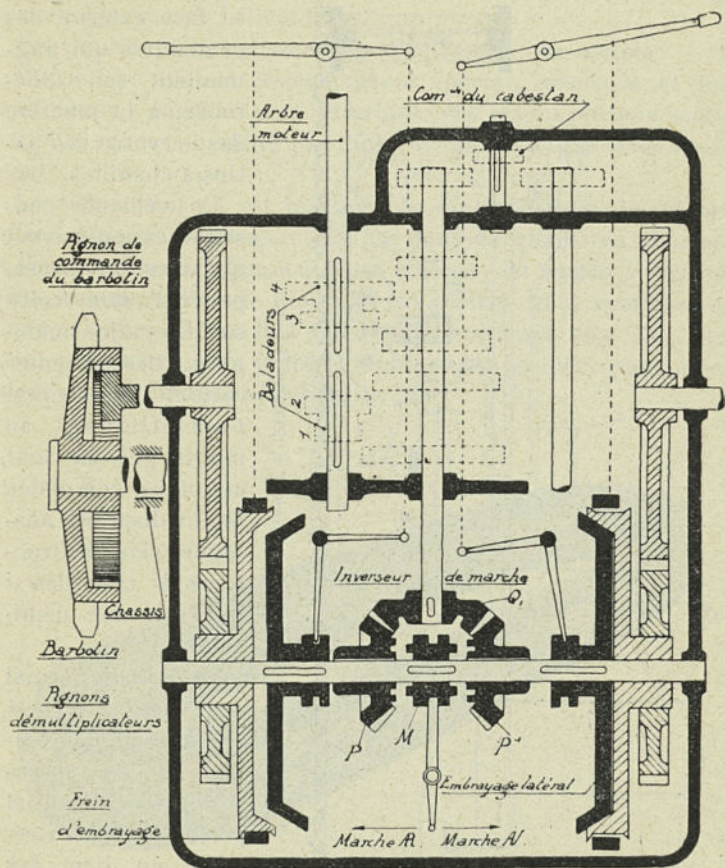


FIG. 329.

AUTOCHENILLES CITROEN A PROPULSEURS KÉGRESSE-HINSTIN

Un cas particulier du tracteur à chenilles est le propulseur Kégresse monté sur les autochenilles Citroën.

Dans les premiers types construits, on a substitué à la chenille

ordinaire, formée d'éléments rigides articulés, une bande de

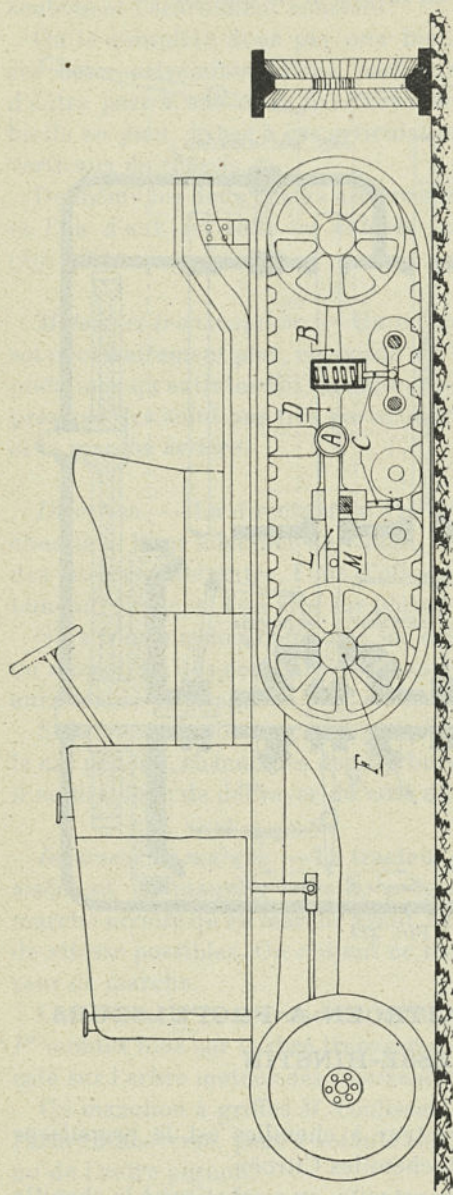


FIG. 330. — Schéma du propulseur Kegresse-Hinstin.

caoutchouc souple et continue, portant sur sa face externe des cannelures qui augmentent son adhérence, à la manière des nervures des patins à chenilles.

Le véhicule conserve ses roues avant qui, dans certains cas, peuvent être fixées sur des patins analogues à des skis, mais restent directrices, partiellement au moins puisque leur action est complétée par un dispositif analogue à celui des tracteurs à chenilles : freinage des demi-arbres.

Le montage normal des essieux arrière est ici largement modifié : les demi-arbres sortant du différentiel portent à leur extrémité, au lieu des roues motrices, des poulies spéciales remplaçant les barbotins des tracteurs à chenilles.

La chenille de caoutchouc portait à sa face inférieure des saillies en forme de

pyramide tronquée, s'engageant dans une gorge ménagée dans

chaque barbotin ; le barbotin est constitué, à cet effet, par deux poulies dont l'intervalle forme gorge et qui exercent un serrage convenable sur les saillies de la chemise grâce à un montage convenable (rampe hélicoïdale).

Les poulies ne remplissent pas d'autre rôle que moteur.

Il existe en effet un essieu porteur spécial, suspendu, et dont le montage a varié un peu. Pourtant, cet essieu porteur repose toujours sur les chenilles par l'intermédiaire de galets de roulement.

La suspension en est réalisée par l'interposition de ressorts entre les galets (souvent réunis par deux ou quatre en chariots) et l'essieu. Sur les premiers types réalisés, on employa des ressorts à boudins. Puis le montage fut réalisé de la manière suivante : l'essieu *B* était fixé entre deux ressorts *C* (*fig. 330*), formant palonniers. Des joues *D* réunissaient les deux palonniers, par leurs extrémités, aux chariots.

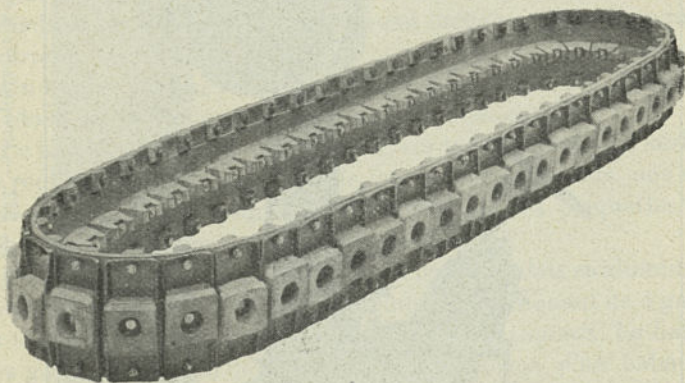


FIG. 331. — Chenille souple

Enfin une poulie *F* de renvoi, reliée à l'essieu par des jambes *H* convenablement articulées, servait de support et de guide à la chenille souple *G*.

Naturellement des bielles de poussée étaient interposées entre l'essieu et le châssis.

Le type P7T ne différait du P4T qu'à par le renversement du montage des poulies motrices *A* et de la poulie de renvoi *F*.

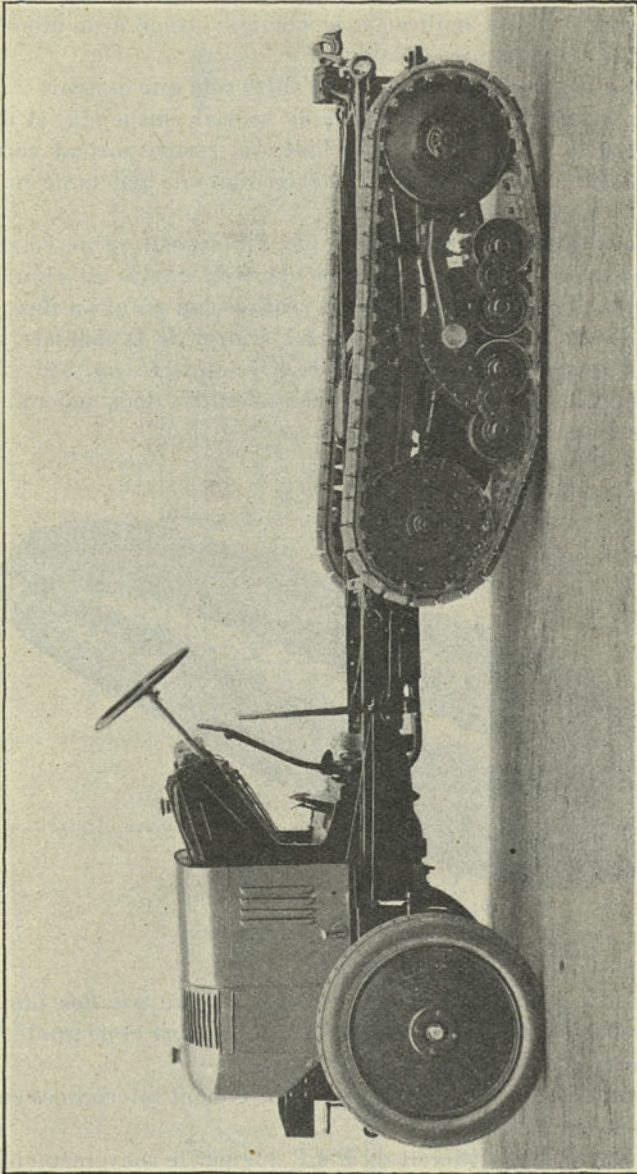


FIG. 332. — Propulseur Kégresse.

Celle-ci était à l'arrière et l'essieu-moteur se trouve alors placé à peu près au milieu de la voiture, réduisant notablement la longueur de l'arbre de transmission.

Types récents. — Les propulseurs Kegresse ont subi, ces temps derniers, des modifications profondes, qui ont été consacrées par le concours militaire d'endurance de tracteurs d'artillerie (Satory, Mailly et Fontainebleau). Ces modifications concernant aussi bien les bandages que le système d'entraînement et le train porteur.

Le bandage est « métallo-plastique » à entraînement positif. Il est composé d'une bande sans fin, plate sur les deux faces, de résistance convenable : elle porte intérieurement des talons de guidage amovibles et, extérieurement, des plaquettes d'acier de forme spéciale recevant, en leur milieu, des blocs de caoutchouc formant chemin de roulement sur le sol.

Du côté interne, les plaquettes portent à chacune de leurs extrémités, des doigts d'entraînement en acier très dur, qui s'engagent dans des ouvertures spécialement ménagées dans les poulies motrices. *

Un boulon unique réunit les talons de guidage, les plaquettes et blocs de caoutchouc du chemin de roulement.

Le bandage ainsi réalisé présente, sur les sols durs, une surface de roulement relativement faible, et, sur les sols mous, une surface considérable puisqu'alors interviennent les plaquettes qui débordent largement le chemin de roulement.

Le train porteur, constitué autrefois par des galets en aluminium montés sur des axes inclinés, se compose maintenant de 4 galets en tôle d'acier emboutie montés sur axes horizontaux. La liaison des galets à l'essieu porteur se fait au moyen d'un balancier rigide, en tôle emboutie, et articulé sur l'essieu. Ce dernier est relié au cadre par des ressorts de suspension, analogues à ceux qui équipent en général les voitures automobiles.

Les machines nouvelles, quelles qu'elles soient (modèle 10 CV, chars d'assaut, auto-mitrailleuses de cavalerie avec moteur Panhard), sont établies avec poulie motrice à l'avant. Ainsi se trouve réduite la longueur de l'arbre de transmission et de toutes les commandes parmi lesquelles, notamment, un réducteur de vitesses. La chenille travaille dans des conditions meilleures puisque l'attaque sur la poulie motrice se fait par le brin supé-

rieur qui ne reçoit aucun effort latéral : le dérailage devient impossible.

Les saletés qui en terrain mou envahissent la chenille auront peu d'importance, puisqu'elles seront arrêtées par la poulie folle de renvoi.

Le franchissement des obstacles est meilleur.

La suspension paraît nettement améliorée, surtout sur route.

Sans croire que la voiture à chenille souple ait atteint son anatomie définitive, on peut admettre sans crainte que son emploi est susceptible d'un développement considérable, en raison de la variété des rôles que peuvent remplir les véhicules qui en sont équipés.

MOTOCYCLETTE

La motocyclette fut d'abord considérée comme une bicyclette munie d'un moteur, mais la construction actuelle en fait plutôt un véritable véhicule automobile, à deux roues seulement, différant beaucoup de la bicyclette, aussi bien par la forme que par l'usinage. On construit d'ailleurs maintenant de nombreux véhicules, dits bicyclettes à moteurs, qui marquent bien la différence qui existe entre la motocyclette et la bicyclette.

Cadre. — Le cadre est à la motocyclette ce que le châssis est à la voiture. Actuellement les cadres sont toujours construits en tubes d'acier étiré, malgré que la tôle emboutie semble devoir être prochainement utilisée. Certains constructeurs l'ont déjà essayée, mais elle entraîne un poids plus grand.

Les raccords des différents tubes sont goupillés et brasés. Le cadre doit avoir une rigidité aussi parfaite que possible, aussi bien verticalement que transversalement. La rigidité dans le plan vertical est assurée par une triangulation convenable des tubes qui constituent le cadre.

Souvent, jusqu'ici, le cadre de motocyclette fut un simple cadre de bicyclette, construit avec des tubes plus résistants, et renforcés par un tube supplémentaire partant du manchon du guidon et aboutissant au manchon de selle.

On tend maintenant à s'éloigner de cette forme, qui, sur les mauvaises routes actuelles, n'offre pas toujours la résistance

désirable. Il y a évidemment intérêt à employer des tubes droits : un cadre tel que celui de la figure 333 semble devoir donner toute satisfaction, mais à condition que la suspension en soit assurée.

De plus, jusqu'ici, on s'est peu occupé de la rigidité transversale que l'on n'obtiendra qu'avec les cadres doubles, ou des châssis en tôle.

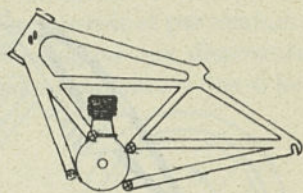


FIG. 333. - Cadre à tubes droits.

Dans beaucoup de machines (Triumph, B. S. A.), le carter du moteur remplace le raccord du pédalier de la bicyclette. Les deux montants du cadre sont alors boulonnés sur le carter, qui assure la liaison.

Dans le cas de la transmission par courroie, un des montants de la fourche arrière est coudé, pour permettre le passage de la poulie et de la courroie.

Suspension. — Comme la voiture automobile et pour les mêmes raisons, la motocyclette doit être suspendue à l'avant comme à l'arrière. Quel que soit l'agrément des selles bien suspendues, ceci ne suffit pas, car le motocycliste seul se trouve soustrait à l'influence des inégalités de la route, dont cadre et moteur continuent à souffrir.

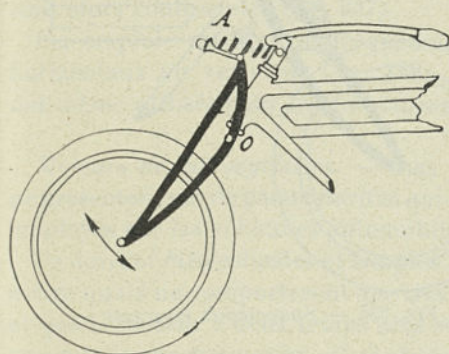


FIG. 334.

Suspension parallèle à la colonne de direction.

Mais le problème de la suspension, dont nous avons vu les difficultés pour les véhicules automobiles ordinaires, est encore plus ardu pour les motocyclettes, véhicules très légers et rapides.

Chacune des roues doit être suspendue, c'est-à-dire reliée au cadre par des organes élastiques.

La suspension des roues avant doit être compatible avec la

direction qui se fait toujours par un guidon permettant de faire tourner la fourche sur laquelle est montée la roue avant. La sus-

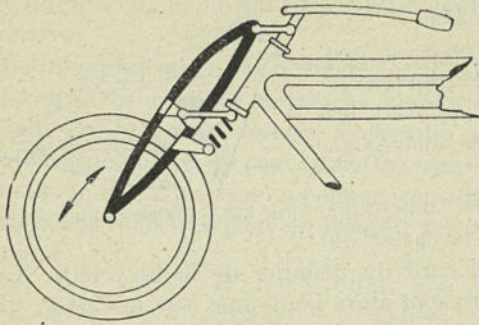


FIG. 335. — Suspension suivant la direction.

sension ne peut donc absorber les réactions transversales, mais elle doit diminuer les actions horizontales et verticales. On peut imaginer, schématiquement, deux sortes de suspensions. Dans l'une, un organe élastique, ressort

à boudins généralement, est disposé entre la fourche et le cadre parallèlement à la colonne de direction (ou suivant cette direction) (fig. 335).

Dans l'autre (fig. 334), un ressort est disposé horizontalement entre l'extrémité *A* de la fourche et la colonne de direction. La fourche est alors mobile autour d'un axe *O*.

En réalité une suspension bien étudiée est une synthèse de ces deux suspensions schématiques. Ceci est maintenant couramment réalisé (fig. 336).

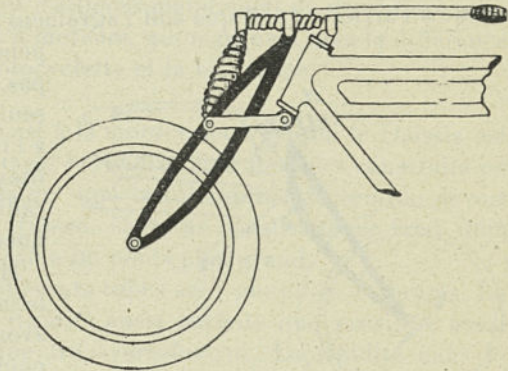


FIG. 336. — Suspension courante.

Les suspensions arrière sont actuellement beaucoup plus sommaires que les suspensions avant, car le motocycliste, assis sur une selle élastique, n'en sent pas le besoin : il est soustrait partiellement aux résultats du passage sur les inégalités de la route par l'élasticité de sa selle et la suspension de la roue avant (ses mains s'appuyant sur le guidon, directement lié à cette roue

avant). Il faut, de plus, que les suspensions arrière ne compromettent pas la rigidité transversale du cadre, nécessaire pour obtenir de la motocyclette une tenue convenable à la route et indispensable avec les transmissions par courroie et par chaînes.

Les dispositifs les plus usités sont analogues aux dispositifs avant; la rigidité n'est satisfaisante (transversalement) que si les

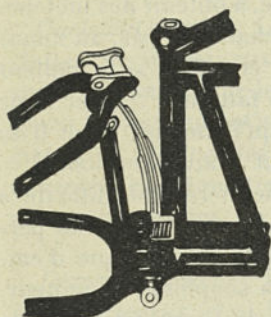


FIG. 338.

Suspension « Griffon » arrière, à ressorts à lames.

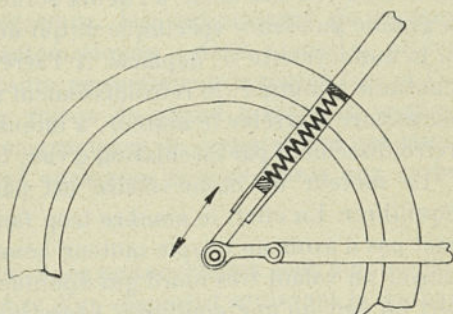


FIG. 337.

Schéma de suspension arrière par ressorts coulissants.

ressorts à boudins sont logés dans les tubes des fourches, qui sont alors coulissantes (*fig. 337*).

On emploie maintenant fréquemment des ressorts à lames, horizontaux ou verticaux (*fig. 338*). Certains constructeurs les ont même utilisés pour les suspensions avant.

Moteurs de motocyclettes. — Les moteurs de motocyclettes ne présentent pas de particularités qui les distinguent des moteurs employés sur les véhicules automobiles en général.

Ils doivent être robustes et simples, tout en étant légers. C'est-à-dire qu'ils ne comporteront que très rarement quatre cylindres, et que le moteur à deux temps sera souvent employé avantageusement. Sa consommation est supérieure à celle du quatre temps puisque son rendement est toujours plus faible, mais cette considération a peu d'importance, en raison des faibles consommations réalisées. De plus son prix de revient est inférieur, ce qui diminue notablement le prix de revient de la machine.

Si le moteur est monocylindrique, le cylindre est généralement vertical. Le refroidissement d'un moteur monocylindrique

est toujours effectué grâce aux ailettes dont le cylindre est pourvu. Cette question du refroidissement est très importante, d'autant plus que l'on tend à faire tourner les moteurs de plus en plus vite. Mais en garnissant d'ailettes les points les plus exposés à s'échauffer : bouchons de soupapes, orifices des tubulures d'échappement, en usinant les parois de manière à éviter les inégalités de dilatation, en soignant le réglage de la distribution, on arrive aisément, à l'heure actuelle, à obtenir des moteurs à grande puissance spécifique et qui ne chauffent pas, au moins si la motocyclette se déplace. A l'arrêt, en effet, si le moteur continue à tourner, le refroidissement se fait mal : il est donc nécessaire d'arrêter le moteur, à moins qu'il ne soit muni d'un refroidissement par circulation d'eau, tout à fait exceptionnel.

Le moteur de motocyclette est particulièrement difficile à équilibrer. En effet, le nombre trop faible des cylindres ne permet pas d'avoir un couple moteur constant, à moins que d'employer un volant très lourd qui diminue la souplesse du moteur. Or, on sait qu'une condition nécessaire de l'équilibrage est la régularité du couple moteur.

On cherche néanmoins à utiliser des moteurs aussi bien équilibrés que possible : un moteur monocylindrique peut l'être partiellement au moyen d'un contrepoids. Le volant est maintenant unique alors que, récemment encore, il était remplacé par un système de deux disques réunis par un maneton formant excentrique.

C'est pour améliorer l'équilibrage (tout en augmentant le nombre des cylindres) que l'on emploie les moteurs à deux cylindres : cylindres en V ou flat-twin.

Nous avons vu, en étudiant l'équilibrage, que l'on pouvait équilibrer aisément — si son couple moteur était constant — un moteur en V, si les deux cylindres sont également inclinés à 45° . Mais en général, pour des raisons d'encombrement, l'angle du V est inférieur à 90° , et de plus le couple moteur n'est pas constant. Les deux cylindres fonctionnent en effet presque ensemble : on est même obligé, pour réaliser l'allumage sans que la magnéto tourne trop vite, d'avoir des cames spéciales permettant de couper deux fois le courant primaire au voisinage de son maximum. Sans quoi si les cylindres, par exemple sont calés à 60° et que l'on veuille une étincelle d'efficacité maximum pour chacun d'eux, il faudrait que la magnéto tourne trois fois plus vite que le moteur.

Les flat-twin (deux cylindres opposés) sont également employés pour raison d'équilibrage. Leur couple moteur est un peu moins irrégulier : les défauts d'équilibrage se traduisent par des efforts horizontaux, plus faciles à supporter que les efforts verticaux.

Pour que la magnéto donne des étincelles suffisamment chaudes, on la fait souvent tourner à la même vitesse que le moteur : il se produit alors des étincelles parasites sans importance.

Carburateurs. — Longtemps, les carburateurs de motocyclettes ne furent pas automatiques : deux manettes placées sur le guidon ou sur le cadre permettaient de régler l'air et l'essence. Actuellement, en raison du grand nombre de motocyclettes en service, les constructeurs de carburateurs ont étudié des modèles automatiques, analogues en tous points aux carburateurs de voiture.

Décompresseur. — Toutes les motocyclettes sont munies d'un décompresseur, c'est-à-dire d'un dispositif soulevant la soupape d'échappement au moment de la mise en route, pour rendre le départ plus aisé. La compression serait suffisante, sans ce décompresseur, pour rendre trop considérable l'effort nécessaire à déplacer la motocyclette soit en pédalant, soit en poussant.

Certaines machines emploient le semi-décompresseur, organe qui soulève la soupape d'échappement pendant une partie seulement de la compression. Le moteur peut tourner avec le semi-décompresseur ouvert, et l'on obtient même, ainsi, un excellent ralenti.

Kick starter. — Les motocyclettes pourvues d'un système d'embrayage sont en général munies d'un organe de démarrage appelé kick starter. C'est une pédale qui actionne un secteur denté en prise avec un pignon du primaire (Triumph) ou du secondaire (B. S. A.). Le premier dispositif est le meilleur, puisqu'il permet de lancer le moteur quand la boîte de vitesses est au point mort et que les embrayages de motocyclettes laissent parfois beaucoup à désirer.

Transmission. — Trois modes de transmission sont actuellement employés : la courroie, la chaîne et le cardan.

Courroies. — Les courroies furent d'abord à section cylindrique, mais leur adhérence était très faible : elles devaient être très tendues et cassaient souvent. On essaya ensuite les courroies de cuir, plates, qui donnèrent des résultats satisfaisants et sont encore parfois employées (motocyclettes employées sur les vélocycles). Depuis une quinzaine d'années, on emploie surtout les courroies trapézoïdales en corde, recouvertes de caoutchouc.

Ce type de courroie a une meilleure adhérence, car elle se coince dans la gorge de la poulie. De plus, elle est souple, constituant ainsi un véritable amortisseur entre le moteur et les roues. Mais elle n'est pas faite pour jouer le rôle auxiliaire de changement de vitesse, voire même de débrayage, qu'on lui fit jouer souvent.

La courroie a l'avantage de n'avoir pas besoin d'être graissée : elle est donc relativement propre. Mais elle patine facilement quand elle est humide. Pour que son rendement soit satisfaisant, il faut que les poulies sur lesquelles elle s'engage soient de grand diamètre : on peut, à cet effet, réaliser une première démultiplication par chaînes.

Il faut que le profil des gorges des poulies soit tel que la courroie s'y adapte exactement ; mais ces gorges s'usent, il faut donc que les joues ou les poulies entières puissent être changées.

La tension des courroies est assez difficile à régler.

Chaînes. — La chaîne a sur la courroie l'avantage d'assurer un entraînement certain, sans patinage, par tous les temps. Mais, pour avoir un bon rendement, elle doit être graissée, ce qui entraîne de nombreux inconvénients ou complications.

Le graissage ne peut être efficace que si la chaîne est enfermée dans un carter, malgré que la majorité des constructeurs ne l'abritent pas. La lubrification par l'huile est la plus efficace, mais la moins durable. De plus les chaînes, quel que soit leur mode de graissage, sont très sales, et particulièrement si elles ne sont pas sous carter. Le carter qui les soustrait à la poussière et à la boue les rend difficilement accessibles, c'est-à-dire que, en pratique, il empêche les vérifications qui évitent les accidents (ruptures) et améliorent le rendement.

Elle est beaucoup moins souple que la courroie : on diminue l'inconvénient de ce manque de souplesse en disposant des butées élastiques en caoutchouc entre pignon et essieu.

Les chaînes sont graissées, le plus souvent, avec un mélange de suif et de plombagine : elles doivent être nettoyées le plus souvent possible et leur tension soigneusement vérifiée.

Cardans. — L'emploi des transmissions à cardan n'est pas applicable sur la majorité des machines, au moins sans complication de montage. Il faut, en effet, que l'arbre moteur soit placé longitudinalement par rapport au cadre (*FN* et *ABC*).

La transmission à cardan est plus brutale encore que la transmission à chaîne.

Changements de vitesse. — Divers dispositifs ont été employés successivement.

1° *Les poulies extensibles*, étudiées précédemment. La gamme des vitesses est insuffisante et de plus il est nécessaire d'avoir un dispositif de tendeur de courroie ;

2° *Les doubles chaînes*. Le moyeu était relié à l'arbre moteur par deux chaînes, engrenant sur des pignons de diamètres différents, et placées de part et d'autre de la roue. En embrayant avec l'une ou l'autre, on avait deux vitesses, mais les deux chaînes s'allongeaient inégalement, ce qui était une source d'ennuis constants ;

3° *Boîtes de vitesses*.

Après avoir employé des boîtes placées sur le moyeu, on emploie maintenant des boîtes exactement semblables à celles des voitures, donnant le plus souvent trois vitesses. Deux des vitesses sont souvent réalisées par train d'engrenages toujours en prise.

Freins. — La motocyclette peut utiliser son moteur comme frein. Mais elle comporte en outre deux freins, l'un sur roue avant et commandé par une poignée, l'autre sur la roue arrière commandé au pied. Lorsque la machine est pourvue d'une transmission par chaîne ou par cardan, le frein arrière est analogue aux freins d'automobiles (tambour et segments).

Roues. — Les roues sont en général à rayons métalliques. Il y a avantage à les prendre aussi larges possible, aussi bien au point de vue confort que pour diminuer l'usure des pneus. Les roues pleines ne paraissent pas avoir grand succès.

Side-car. — Le side-car est un véhicule dérivé de la motocyclette, mais ne paraît guère rationnel. Il répond à deux buts différents :

1° Permettre à la motocyclette d'être utilisée par deux personnes ;

2° Augmenter la stabilité, au moins aux faibles vitesses.

Il apparaît beaucoup plus naturel de réaliser un véhicule spécial, « qui est le cycle-car » presque aussi léger que l'ensemble motocyclette side-car, et travaillant dans des conditions plus normales.

Le side-car impose, en effet, au cadre de la motocyclette des efforts transversaux pour lesquels il n'est généralement pas conçu. Le side-car peut avoir ou non une liaison rigide avec la motocyclette ; mais, dans l'un et l'autre cas, les réactions de la route sur le side-car sont nuisibles à la motocyclette.

On a beaucoup cherché à perfectionner la suspension et le mode d'attache du side-car : ce véhicule semble néanmoins appelé à être remplacé par la voiturette, à peine plus coûteuse et encombrante, beaucoup plus confortable et facile à conduire.

CHAPITRE XXXII

TRANSMISSIONS ÉLECTRIQUES

Nous étudierons seulement la transmission électrique système « Crochat » que l'on rencontre :

- 1° Sur les camions Crochat ;
- 2° Sur les chars d'assaut Saint-Chamond ;
- 3° Sur les matériels d'artillerie dits affût-chenille Saint-Chamond ;
- 4° Sur les locomotives pétroléo-électriques de l'artillerie lourde sur voie ferrée.

Principe. — A la transmission ordinaire d'une automobile, constituée uniquement par des organes mécaniques interposés entre le moteur et les roues motrices du véhicule, on substitue une transmission électrique composée :

a) D'une dynamo qui transforme en énergie électrique l'énergie mécanique produite par le moteur à essence ;

b) De moteurs électriques qui recueillent le courant de la dynamo et qui actionnent directement les roues motrices (roues du véhicule ou barbotins des chenilles)(1). La dynamo est compound. Son enroulement série peut être mis, à la volonté du conducteur,

(1) Aucune confusion ne doit être faite entre les véhicules à transmission électrique dont la source d'énergie est un moteur à essence, et les véhicules électriques dont la source d'énergie est une batterie d'accumulateurs.

soit en circuit, soit hors circuit. Les moteurs électriques sont des moteurs série (fig. 339) ; ils sont constamment branchés sur la dynamo et au cours des différentes manœuvres que nécessitera la conduite du véhicule, le circuit électrique sera constamment fermé, même à l'arrêt. Il n'y aura donc jamais à craindre d'étincelles de rupture ; c'est un avantage particulièrement important.

A l'arrêt le groupe générateur tournant au ralenti, l'enroulement série de la dynamo se trouve hors circuit. On a donc une dynamo shunt branchée sur deux moteurs-série. Or un moteur-série a une résistance électrique pratiquement négligeable et tout se passe comme si la dynamo shunt était branchée sur un court-

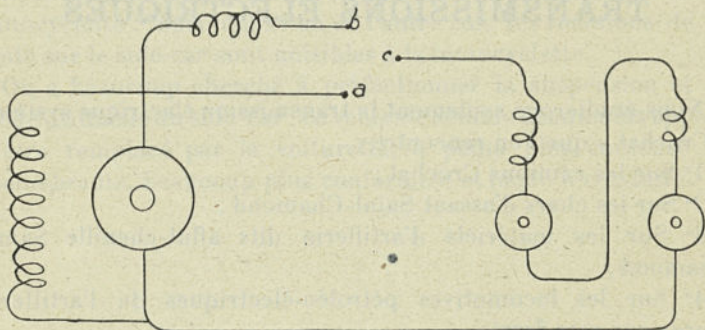


FIG. 339. — Schéma de la transmission Crochat.
Contact *ac*, inducteur série hors circuit. Contact *bc*, inducteur série en circuit.

circuit. On sait que dans ces conditions l'amorçage de la dynamo est impossible.

Pour démarrer on introduit dans le circuit l'enroulement série. On se trouve alors dans le cas d'une dynamo série branchée sur une résistance négligeable, l'amorçage est immédiat. Les moteurs démarrent.

Variations de vitesses. — La manette, qui dans la première partie de sa course met en circuit l'inducteur série, ouvre ensuite le papillon des gaz du moteur à essence si on continue le mouvement. On augmente ainsi la vitesse du groupe électrogène, ce qui élève le voltage de la dynamo et par suite la vitesse des moteurs électriques. Quand les moteurs prennent de la vitesse,

leur force contre-électromotrice augmente et l'intensité qu'ils absorbent diminue. Ces deux causes (augmentation du voltage, diminution de l'intensité) font que l'enroulement série perd de sa prépondérance tandis que l'enroulement shunt en prend. Après le démarrage, la dynamo, bien que ses deux enroulements soient en circuit, fonctionne donc pratiquement en shunt.

Pour arrêter, on fait la manœuvre inverse; on ralentit le véhicule en ramenant la manette, on met le compoundage en court-circuit, puis hors circuit, ce qui produit l'arrêt.

Auto-régulation. — La transmission électrique constitue un changement de vitesse automatique. En effet, nous savons que lorsque le couple résistant croît, la force électromotrice du moteur diminuant, l'intensité absorbée augmente et aussi le couple moteur, qui est proportionnel à l'excitation et à l'intensité.

$$V = IR + E$$

$$C = K \Phi I.$$

C'est avec le moteur série qu'on obtiendra la plus forte augmentation de couple pour une augmentation donnée de l'intensité, puisque dans ce moteur l'excitation, proportionnelle à l'intensité pour les faibles valeurs de celle-ci, croît encore lorsqu'elle continue à augmenter.

Dans la transmission Crochat on complète l'auto-régulation en agissant sur le voltage par les moyens suivants :

1° Les moteurs peuvent être couplés soit en série, soit en parallèle. En parallèle ils fonctionnent sous le voltage V donné par la génératrice, tandis qu'en série ils ne fonctionnent que sous un voltage sensiblement égal à $\frac{V}{2}$.

2° Le compoundage peut être rendu variable. A cet effet l'enroulement série de la dynamo comporte un rhéostat de champ monté en dérivation et manœuvré par le conducteur.

3° La dynamo peut être simplement montée avec deux collecteurs et deux bobines d'induit; on peut utiliser, soit un, soit deux bobinages montés en série.

En dehors de la pédale d'accélération, dont nous avons vu le rôle au moment du démarrage et en marche normale, un *combineur* établit les différentes connexions entre les circuits: C'est un appareil analogue aux controllers de tramway, mais de con-

struction beaucoup plus simple, parce que l'on n'a pas à se protéger contre les étincelles de rupture.

Le freinage électrique complète et renforce le freinage mécanique des essieux; il est commandé aussi par le combinatèur.

Direction. — Dans le camion Crochat la direction n'est pas différente de celle d'un véhicule automobile à transmission mécanique.

Dans le char d'assaut et dans le matériel d'artillerie sur affût-chenille, un volant de direction (*fig. 340*) peut prendre sept positions: une position de marche en ligne droite et de chaque côté trois positions 1, 2, 3, correspondant à des virages de plus en plus courts.

Chacun des moteurs série possède deux paires d'inducteurs: l'une *A* (ou *B*) est branchée sur le circuit principal avant la déri-

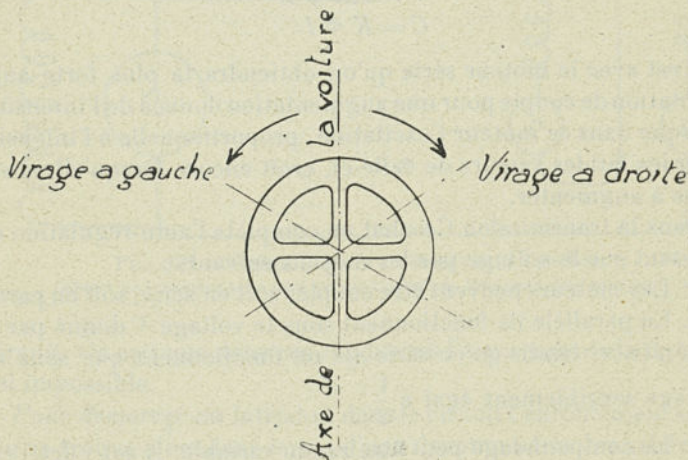


FIG. 340.

vation propre à chaque moteur; l'autre *G* (ou *D*) est branchée après la dérivation.

En outre, des circuits *MM*, *NN* (*PP*, *QQ*) peuvent être ouverts ou fermés par les manœuvres du volant, ainsi que les circuits *R T V* (*STV*) des moteurs.

La figure 341 montre cet ensemble de circuits.

Dans la position *O*, les deux moteurs sont alimentés de même façon (connexions réalisées *a* et *b*).

Pour le virage à droite par exemple :

1° Dans la position 1, le moteur de l'intérieur est alimenté normalement; le moteur de l'extérieur est accéléré, par la mise en court-circuit de son excitation G (connexions réalisées a , b et c).

2° Dans la position 2, le moteur de l'extérieur seul est alimenté et il est traversé par le courant total, le circuit STV étant coupé en b (connexion réalisée a seulement).

3° Dans la position 3, le moteur de l'intérieur est en plus immobilisé par le freinage électrique; à cet effet, le moteur de gauche continue à être traversé par le courant total (connexion a et rupture b); les inducteurs D sont court-circuités (connexion e); le moteur de droite entraîné par la chenille s'amorce en génératrice grâce aux seuls inducteurs B et il est débité en court-circuit (connexion d); ce moteur est donc freiné électriquement.

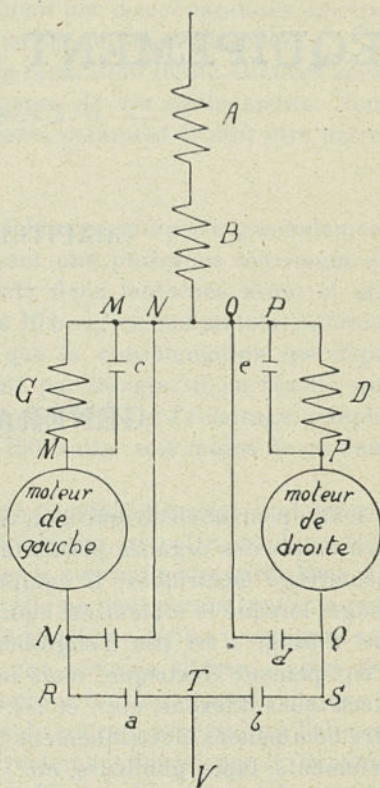


FIG. 341.

Un matériel d'artillerie sur affût-chenille Saint-Chamond (1) se compose de deux voitures chenilles. L'avant-train est automoteur, il porte le groupe électrogène et ses moteurs série. Il transporte les munitions, les agrès et les rechanges. L'arrière-train constitue l'affût proprement dit, il est alimenté par le groupe électrogène de l'avant-train à l'aide d'un câble souple.

Il porte seulement des moteurs série. Les deux trains peuvent être couplés soit en série (sur les terrains dont la pente n'excède pas 5 0/0), soit en parallèle (pour les montées plus raides, où l'on a besoin d'un couple moteur élevé).

(1) Calibres de 194 et 280 millimètres.

ÉQUIPEMENT ÉLECTRIQUE

CHAPITRE XXXIII

GÉNÉRALITÉS

L'équipement électrique d'un véhicule comprend généralement l'ensemble des organes permettant de réaliser l'éclairage et le démarrage électriques. Il comprend aussi les appareils d'allumage, lorsque le moteur est équipé avec un allumage par batterie. L'usage n'est pas d'englober les magnétos dans le terme d'équipement électrique, mais on y comprend les avertisseurs électriques (klaxons, etc.) et les divers accessoires qui peuvent être commandés électriquement (appareils de chauffage : gants, vêtements, tapis, gonfleurs, etc.).

Les appareils permettant de réaliser ces diverses fonctions ne sont naturellement pas tous distincts. En particulier, il faut toujours une *fabrique d'électricité*, machine génératrice commandée par le moteur et permettant à la voiture de transformer une partie de l'énergie mécanique disponible sur le moteur en énergie électrique. Cette machine génératrice est une *dynamo*.

Nous allons d'abord étudier sommairement chacune des fonctions que peut avoir à remplir l'*équipement électrique*, afin d'en déduire les organes qu'il doit comporter.

Nous étudierons ensuite chacun de ces organes séparément, et comme nous l'avons fait dans la première partie de cet ouvrage, pour l'*allumage*, nous éviterons dans la plus large mesure les notions scientifiques abstraites. Nous nous appliquerons surtout

à comprendre les principales raisons du mauvais fonctionnement des équipements électriques, et à donner les moyens de parer à ce mauvais fonctionnement par des réparations généralement simples, ou de l'éviter par un entretien soigneux.

La recherche des pannes et la réparation seront étudiées après la description de tous les organes de ces équipements. Nous dirons, à propos de chaque organe, comment il doit être entretenu.

Éclairage. — Le système d'éclairage comporte généralement deux phares, chacun d'eux ayant une puissance maximum de 100 bougies (50 le plus souvent), deux lanternes avant et une lanterne arrière de puissance 5 à 10 bougies, soit un total inférieur à 250 bougies. Si l'on admet que la consommation spécifique des lampes est voisine de 1 watt par bougie, il en résulte que l'énergie électrique nécessaire pour réaliser l'éclairage complet d'une voiture est inférieure à 250 watts, soit moins de un demi cheval.

Cette faible quantité d'énergie pourrait être aisément fournie par la machine génératrice, ou dynamo, si cette machine était constamment capable de débiter le courant nécessaire. Mais elle est commandée par le moteur : elle ne peut permettre l'éclairage quand ce moteur est arrêté. Même elle ne débite un courant suffisant que lorsqu'elle tourne à une certaine vitesse, c'est-à-dire que c'est seulement quand le moteur tournerait assez vite que la voiture pourrait être éclairée, si le courant nécessaire à l'alimentation des lampes leur était directement fourni par la dynamo.

La dynamo ne peut donc pas débiter directement le courant dans le circuit d'éclairage et c'est pour cela qu'on lui adjoint un auxiliaire, constitué par une *batterie d'accumulateurs*, que nous pouvons comparer à un réservoir recevant l'électricité fabriquée par la dynamo pour la répartir entre les divers organes, selon leurs besoins.

Nous avons déjà vu, en particulier, qu'une batterie d'accumulateurs pouvait être utilisée comme source d'électricité dans l'allumage.

Cette batterie d'accumulateurs ne peut être utilisée sans dynamo pour l'alimenter, surtout si elle doit servir pour l'éclairage et le démarrage. En effet, à moins que d'être très volumineuse et très lourde, elle se déchargerait trop vite : il faut donc

qu'elle soit constamment rechargée, au fur et à mesure de sa décharge, par la dynamo, car son poids et son encombrement seraient sans cela incompatibles avec les voitures actuelles.

Nous verrons un peu plus loin l'organisation des circuits d'éclairage. Ils comportent, naturellement, des appareils de vérification (ampèremètre, voltmètre, etc.). Mais, nécessairement, ils comportent aussi un organe de sécurité, évitant que la batterie d'accumulateurs ne se décharge à son tour dans la dynamo lorsque celle-ci débite un courant trop faible, ou n'en débite pas du tout, c'est-à-dire lorsque le moteur tourne lentement, ou ne tourne pas

Cet organe de sécurité doit donc couper la communication entre batterie et dynamo lorsque la batterie tend à débiter dans la dynamo et inversement rétablir la communication lorsque la dynamo est en état d'alimenter la batterie. Pour cette raison, on l'appelle *conjoncteur-disjoncteur*.

Les appareils nécessaires à l'éclairage sont donc, en dehors des phares et des canalisations nécessaires :

- 1° Une dynamo;
- 2° Une batterie d'accumulateurs;
- 3° Un *conjoncteur-disjoncteur*.

Démarrage. — Le démarrage exige l'existence d'un *moteur électrique* susceptible d'entraîner, au moment utile, le moteur de la voiture. Pour fournir à ce moteur électrique de lancement l'électricité dont il a besoin, il faut une source d'électricité capable de débiter à l'arrêt, c'est-à-dire une batterie d'accumulateurs, laquelle sera rechargée, pendant les périodes de marche, par une dynamo.

La batterie d'accumulateurs et le moteur électrique doivent être suffisants pour fournir au moteur la puissance dont il a besoin pour partir, c'est-à-dire pour tourner à une vitesse de 150 à 200 tours au moins. Nous admettrons que cette puissance est généralement de l'ordre de un cheval, et n'en dépasse pas deux sur les moteurs de forte cylindrée, à taux de compression élevé.

Allumage. — Nous avons énuméré dans la première partie de cet ouvrage les organes nécessaires à l'allumage. La batterie d'accumulateurs nécessaire à l'éclairage et au démarrage est utilisée comme source d'électricité. Actuellement où presque

tous les véhicules modernes sont munis d'un équipement électrique, l'allumage par batterie semble particulièrement simple, puisqu'il évite l'emploi d'un organe supplémentaire, la magnéto. Nous avons comparé ces deux systèmes : il appartient au constructeur de choisir le système qui convient le mieux à son moteur... et à sa clientèle.

Circuit principal. - Tableau de distribution. — Nous appellerons circuit principal celui qui réunit la dynamo et la batterie d'accumulateurs.

Ce circuit se ferme sur la masse, c'est-à-dire que l'une des bornes de la dynamo est reliée à la masse, ainsi qu'une des bornes de la batterie. Ceci comporte deux avantages :

1° La résistance électrique de la masse, ensemble des pièces métalliques de la voiture, est extrêmement faible et pratiquement négligeable ;

2° Les divers circuits (éclairage et démarrage) pourront se fermer également sur la masse, et par conséquent être constitués par un fil simple. Ceci est un avantage sérieux au point de vue simplicité et prix de revient : les chances de mise à la masse accidentelle, par usure du fil, se trouvent réduites, c'est-à-dire aussi les chances de panne.

Le circuit doit comporter au moins un appareil de contrôle, permettant de savoir si la batterie d'accumulateurs se charge ou se décharge.

S'il n'existe qu'un seul appareil de contrôle, ce sera un ampèremètre à double sens. Souvent il existe aussi un voltmètre, mais nous verrons, en étudiant les accumulateurs, que cet appareil est moins utile, car ses indications ont généralement besoin d'être interprétées.

Sur le circuit principal viendront se brancher des circuits secondaires : circuits d'éclairage, d'allumage, etc. Les organes de manœuvre qui permettent d'envoyer le courant principal dans ces circuits secondaires sont réunis, ainsi que les appareils de contrôle, sur un même tableau, que l'on appelle *tableau de distribution*. Ce tableau comporte souvent, même si l'allumage est réalisé par magnéto, un interrupteur permettant de couper l'allumage. A notre avis, ce dispositif n'est pas recommandable : il se peut en effet, après usure de l'isolant par exemple, que le fil de masse soit mis en contact avec un fil venant de la batterie. Le

courant continu ainsi envoyé dans le circuit primaire de la magnéto produira une désaimantation immédiate (fig. 342). Il apparaît donc plus naturel de placer le commutateur de commande

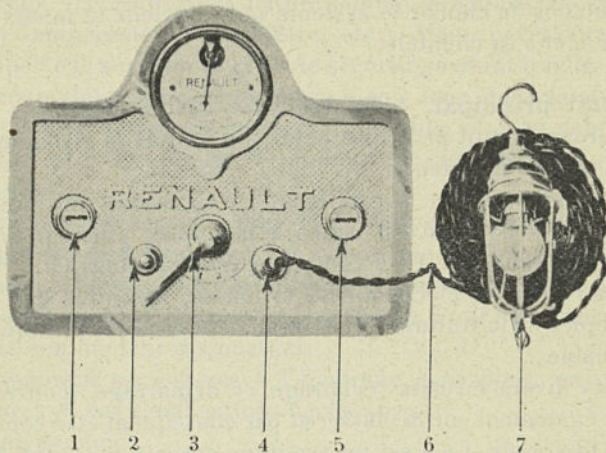


FIG. 342. — Tableau Renault.

Tableau d'installation électrique. Vue extérieure avec baladeuse.

1. Canon complet de verrouillage. - 2. Bouton de masse avec écrou de blocage. - 3. Manette de commutateur. - 4. Canon de prise de courant. - 5. Canon de serrure. - 6. Fil souple de baladeuse. - 7. Baladeuse.

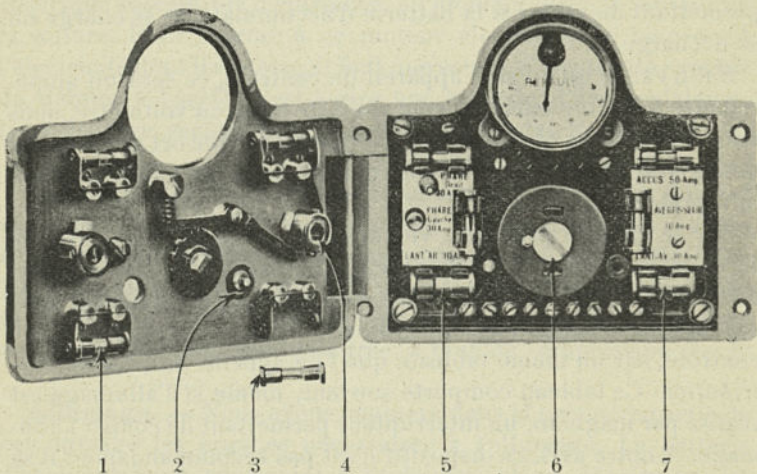


FIG. 343. — Détail du tableau.

Tableau d'installation électrique ouvert.

1, 3, 5, 7. Fusibles 30 ampères. - 2. Ecrou de blocage du bouton de masse. - 4. Came de verrouillage. - 6. Plaque d'entraînement de balai. - 7. Balai.

de l'allumage en un endroit tel qu'aucun contact avec les autres circuits ne puisse se produire.

Il arrive que la commande du démarreur ne fasse pas partie du tableau de distribution (fig. 343).

Le tableau de distribution est monté sur le circuit principal, entre deux bornes *A* et *B*, de manière à pouvoir être démonté pour réparations ou vérifications.

Circuits d'éclairage. — Des circuits d'éclairage distincts doivent permettre d'allumer séparément les phares, les lanternes avant et la lanterne arrière sans parler des lampes destinées à l'éclairage de la voiture (plafonnier, lampe éclairant le tableau de distribution et les appareils de bord).

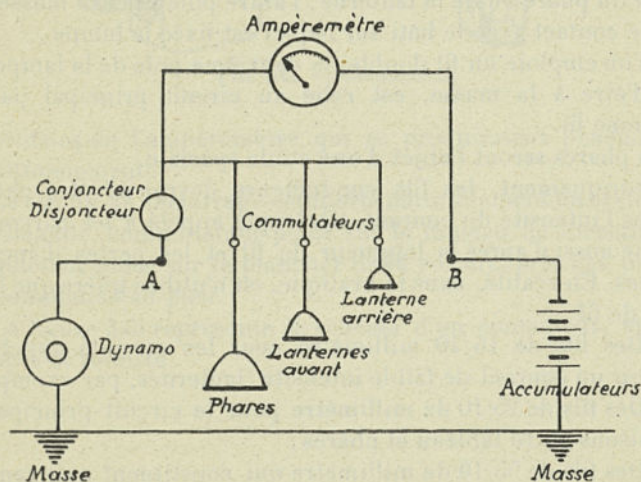


FIG 344. — Schéma d'un système d'éclairage.

Ces circuits d'éclairage sont montés en dérivation sur le circuit principal, c'est-à-dire que l'une des extrémités d'un circuit d'éclairage est liée au circuit principal, l'autre extrémité étant à la masse (fig. 344).

La liaison avec le circuit principal est faite à l'intérieur du tableau de distribution que nous avons représenté sur la figure par les bornes *A* et *B* et son ampèremètre. Elle est faite entre la borne *A* et l'ampèremètre, afin que la lecture de cet ampèremètre

permette à chaque instant de suivre le courant de charge des accumulateurs, même si l'on roule avec les phares allumés, c'est-à-dire si une partie du courant fourni par la dynamo est utilisée pour l'éclairage.

L'ampèremètre est à double sens, car il permet également de se rendre compte si c'est la batterie qui vient au secours de la génératrice ou même la remplace complètement.

Chacun des circuits d'éclairage à utiliser séparément est commandé par un commutateur distinct. Il est prudent de le munir d'un fusible susceptible d'éviter qu'une lampe soit grillée par un courant anormal.

Les connexions d'un circuit d'éclairage sont généralement très simples. Un fil unique part du circuit principal, et arrive au commutateur, d'où il repart pour aller à l'un des pôles de la lampe du phare ou de la lanterne; l'autre pôle est à la masse par simple contact avec le bâti sur lequel est fixée la lampe.

Si l'on emploie un fil double, le deuxième pôle de la lampe, au lieu d'être à la masse, est relié au circuit principal par le deuxième fil.

Les phares seront l'objet d'une étude spéciale.

Théoriquement, les fils conducteurs devraient être choisis d'après l'intensité du courant électrique appelé à les parcourir, comme aussi d'après la longueur du fil et les pertes d'énergie tolérées. En réalité, dans la pratique, on n'utilise guère que trois types de fil :

1° Des fils de 16/10 millimètre pour les circuits appelés à recevoir un courant de faible intensité (lanternes, par exemple);

2° Des fils de 25/10 de millimètre pour le circuit principal et les liaisons entre tableau et phares;

3° Des fils de 55/10 de millimètre qui constituent uniquement le circuit de démarrage appelé à être le siège de courants de grande intensité.

Circuit de démarrage. — Le circuit de démarrage relie le moteur électrique de démarrage ou démarreur, directement à la batterie d'accumulateurs. Démarreur et batterie sont également tous deux reliés à la masse, par laquelle se ferme le circuit.

Le circuit de démarrage ne peut être en dérivation sur le circuit principal, en raison de l'intensité des courants qu'il est appelé à transmettre, et qui dépasse parfois cent ampères. Il faudrait

constituer le circuit principal avec des fils de résistance plus faible, et, de plus, utiliser des ampèremètres de graduation plus étendue, donc moins précis.

Pour une raison analogue, les appareils avertisseurs électriques sont reliés directement à la batterie, afin d'éviter les oscillations

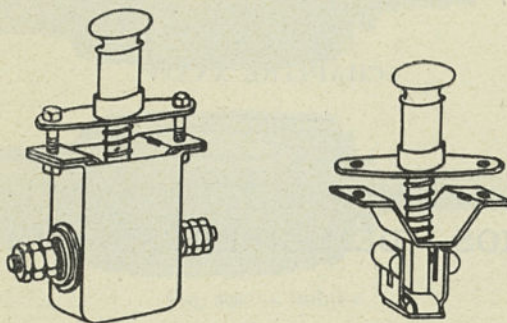


FIG. 345. — Contacteur.

anormales de l'ampèremètre qui se produiraient pendant leur fonctionnement.

Le circuit de démarrage comporte naturellement un système de commande, commutateur placé sur le tableau de direction, ou contacteur placé sur le plancher de la voiture, près des pédales, et commandé au pied.

La figure 345 représente le schéma d'un contacteur, appareil simple et robuste.

CHAPITRE XXXIV

DYNAMOS. - DÉMARREURS. - COMBINÉS

Description d'une dynamo. — La dynamo, ou génératrice, est la véritable source d'électricité d'un système d'équipement électrique, puisqu'elle sert à charger les accumulateurs.

Le principe suivant lequel fonctionnent les dynamos est extrêmement simple : un *induit*, bobine de fer doux sur lequel s'enroule un circuit, tourne dans le champ créé par un *inducteur*. Nous avons vu précédemment, dans l'étude des magnétos, que les variations d'intensité du champ électrique à l'intérieur du noyau de fer doux déterminaient, par induction, le passage d'un courant dans le circuit enroulé sur le noyau.

On pourrait, tout aussi bien, faire tourner les inducteurs, mais, dans les dynamos, c'est toujours l'induit (appelé quelquefois *armature*) qui est mobile.

Induit (fig. 346). — L'induit est toujours constitué par une carcasse de fer doux sur laquelle sont enroulées des bobines de cuivre, montées en série les unes sur les autres. Une bobine ne comporte que quelques spires. C'est dans ces bobines que prend naissance le courant que la dynamo a pour but de créer.

On recueille ce courant au moyen d'un *collecteur* (fig. 347). Ce collecteur est formé d'un certain nombre de lames de cuivre rouge, isolées les unes des autres, l'ensemble constituant une sorte de cylindre fixé à l'une des extrémités de l'induit, sur son axe, par l'intermédiaire d'un moyeu isolant. Les extrémités des

filis qui constituent les bobines sont fixées à ces lames de cuivre.

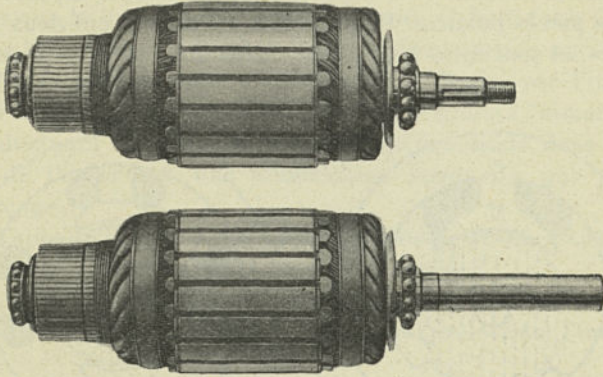


FIG. 346. — Induits.

L'induit est monté sur un axe, lequel repose, par des roulements à billes, sur deux flasques. Ces flasques sont généralement disposés de manière à constituer, avec la carcasse de l'inducteur, un bloc parfaitement étanche, abritant l'ensemble des pièces de la dynamo de la boue, de la poussière, de l'humidité, de l'huile, etc. C'est pour cela qu'on dit que les dynamos sont blindées et c'est le cas de toutes les génératrices employées.

Inducteur. — Il serait difficile d'obtenir une énergie suffisante avec des aimants permanents, et, de plus, on risquerait toujours leur désaimantation. Pour éviter ce dernier inconvénient, et diminuer le poids et l'encombrement du système inducteur, il est constitué toujours par un système d'électro-aimants.

On sait qu'un électro-aimant n'est pas autre chose qu'une bobine : noyau de fer doux sur lequel est enroulé un circuit. Si un courant passe dans le circuit, le noyau de fer doux s'aimante et peut alors jouer le rôle d'inducteur dans la dynamo.

En réalité, l'inducteur est constitué par une carcasse en métal

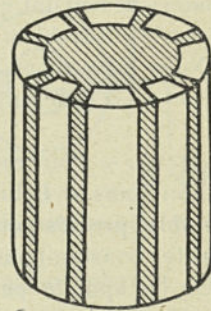


FIG. 347. — Collecteur.

magnétique, sur laquelle sont fixés un certain nombre d'électroaimants, dont les noyaux ne sont souvent que des épanouissements de la carcasse. Ces noyaux (rapportés sur la carcasse) sont appelés pièces polaires. La plupart des dynamos ont deux pièces polaires, et sont dites bipolaires : elles sont dites tétrapolaires

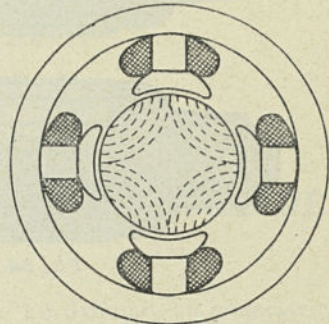
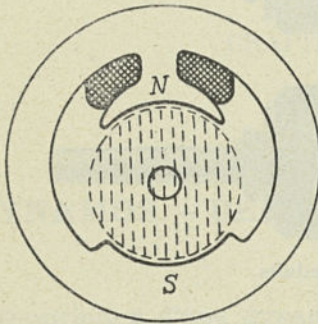


FIG. 348. — Inducteur bipolaire. FIG. 349. — Inducteur tétrapolaire.

quand elles en ont quatre, ce qui est assez exceptionnel pour les appareils utilisés en matière d'équipement électrique.

Nous donnons ici deux figures représentant des inducteurs de forme assez différente (*fig.* 348 et 349).

Balais. — Pour recueillir sur les lames du collecteur le courant produit dans les bobines, on utilise des *balais*, charbons de forme variable, pressés par des ressorts contre le collecteur de manière à rester constamment en contact avec lui.

On les appelle balais parce que, sur les premières dynamos construites, le contact était réalisé au moyen d'un faisceau de fils de cuivre ressemblant à un balai.

Le charbon est généralement fixé sur une armature métallique. Il doit être isolé de toutes les pièces qui l'entourent et chacun des balais est relié, par un fil, à l'une des bornes de la dynamo.

Souvent il n'y a qu'une seule borne extérieure à la dynamo : c'est que le bâti de cette dynamo faisant partie de la masse, il suffit de relier l'un des balais au bâti pour mettre ainsi le circuit principal à la masse.

TYPES DIVERS DE DYNAMOS

Pour que la dynamo débite un courant, il faut donc d'abord réaliser l'*excitation* de l'inducteur, en faisant passer un courant dans les électro-aimants. Ce courant est fourni par l'induit : mais il ne naît un courant dans l'induit que grâce à l'aimantation des inducteurs : il faut donc admettre qu'il subsiste, dans la carcasse de l'inducteur, une aimantation résiduelle qui permet l'amorçage.

On l'appelle parfois aimantation rémanente et elle existe toujours dès que le fer contient un peu de carbone.

On classe les dynamos en deux catégories essentielles suivant la manière dont le courant d'excitation est prélevé sur l'induit.

Dynamo-shunt. — Soit une dynamo *D* et ses deux balais *A* et *B* (fig. 350). Soit *E* l'enroulement d'un électro-aimant, dans lequel nous voulons envoyer un courant. Soient *P* et *Q* les deux bornes de la dynamo reliées aux balais *A* et *B*. Imaginons que les deux extrémités de l'enroulement *E* soient respectivement reliées à *A* et *B*; le circuit *E* sera alors en dérivation par rapport au circuit principal (reliant les deux bornes *P* et *Q*) dans lequel la dynamo est appelée à débiter, et qui comporte des appareils d'utilisation (phares, lanternes, etc...).

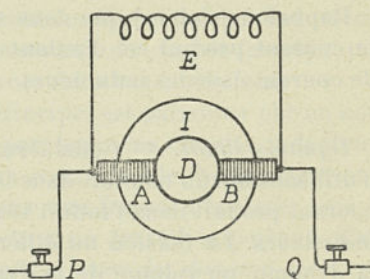


FIG. 350. — Schéma de dynamo-shunt.

Ce mode de montage des inducteurs définit le type des dynamos dites shunt, ou à excitation shunt.

On voit que, dans ce cas, une partie seulement du courant principal sert à l'excitation de l'inducteur.

Dynamo-série. — La dynamo étant toujours représentée par ses balais *A* et *B* et ses bornes *P* et *Q*, imaginons que les deux extrémités de l'enroulement *E* soient respectivement reliées à *A* et *P* (fig. 351).

Ce mode de montage est celui qui définit les dynamos dites série, ou à excitation série.

On voit que, dans l'inducteur d'une dynamo-série, passe le courant principal tout entier.

Dynamo-Compound. —

Il arrive que les deux modes d'enroulement soient réalisés simultanément : on dit alors que la machine est une dynamo-compound.

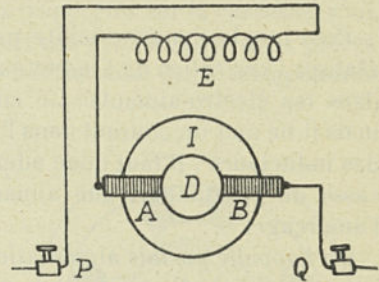


FIG. 351. — Schéma d'une dynamo-série.

Mode d'utilisation des divers types de dynamos. — Il est facile de se rendre compte, sans connaissances techniques spéciales, des raisons qui font adopter l'un ou l'autre de ces types de génératrices, selon le but que l'on se propose de réaliser.

Rappelons d'abord que dans une dynamo, quelle qu'elle soit le courant produit est d'autant plus fort qu'il passe davantage de courant dans les inducteurs.

Dynamo-shunt. — Considérons une dynamo-shunt. Si nous n'utilisons aucun courant dans les appareils d'utilisation, tout le courant produit dans l'induit sera disponible pour alimenter les inducteurs. La tension ou différence de potentiel aux bornes de la dynamo (ou voltage de la dynamo) sera par suite très grande quand le circuit principal sera ouvert, c'est-à-dire quand la dynamo ne débitera pas dans les appareils d'utilisation.

Au contraire, si l'on utilise une partie du courant produit, l'excitation des inducteurs sera moins forte, c'est-à-dire que dans une dynamo-shunt, la tension aux bornes est d'autant plus faible que l'on utilise davantage de courant.

Une dynamo-shunt s'amorce à vide, le circuit d'utilisation ouvert, grâce au magnétisme rémanent dans les inducteurs ; en effet, un courant prend naissance qui passe dans le circuit d'excitation, augmentant ainsi l'aimantation des inducteurs, c'est-à-dire la tension aux bornes. Or la dynamo, qui sert à fournir l'énergie électrique, est normalement dans cette situation du circuit principal ouvert, quand elle doit s'amorcer, puisque ce

circuit comporte un organe spécial, le conjoncteur disjoncteur, chargé d'ouvrir (couper) le circuit quand la tension aux bornes de la dynamo devient trop faible, et que la batterie d'accumulateurs débiterait dans la dynamo.

De plus une dynamo-shunt tourne dans le même sens que le moteur, par l'effet des actions électriques qu'elle peut subir comme génératrice chargeant les accus.

On emploiera donc toujours une dynamo-shunt comme génératrice dans un système d'équipement électrique.

Les enroulements inducteurs sont en fil fin et long : ils consomment peu d'ampères, c'est-à-dire en laissent un nombre plus considérable disponible dans le circuit principal. Naturellement, ces enroulements sont plus délicats que s'ils étaient gros et courts.

Dynamo-série. — Considérons maintenant une dynamo-série. Dans ce cas, le courant d'excitation des inducteurs est toujours le même que celui qui parcourt le circuit d'utilisation. A circuit ouvert, il ne passera aucun courant dans les inducteurs (puisque un courant ne peut parcourir un circuit fermé) : une dynamo-série ne saurait s'amorcer dans ces conditions.

Si, au contraire, le circuit principal est parcouru par un courant intense, ce même courant parcourra les circuits inducteurs et le voltage de la dynamo sera considérable. Nous concevons, puisque le voltage est pour nous une forme d'énergie, que la dynamo sera susceptible d'effectuer un travail important. C'est pourquoi *les démarreurs seront toujours des dynamo-série*, car une dynamo et un moteur électrique ne sont que deux aspects différents d'un même organe : la dynamo transforme l'énergie mécanique en énergie électrique et le moteur effectue l'opération inverse.

Nous n'avons donc pas à consacrer un chapitre spécial à la description des démarreurs : ce que nous avons dit des dynamos s'applique à eux.

Toutefois et ceci nous apparaît maintenant assez naturel, la similitude des deux appareils a conduit certains constructeurs à les grouper en un organe unique, généralement appelé combiné.

Dynamo-compound. — Il arrive que l'on combine les deux procédés d'excitation des inducteurs ; il existe alors deux enrou-

lements distincts ; l'un en fil mince et long monté en dérivation sur les bornes de la dynamo, et l'autre en fil gros et court monté en série sur le circuit d'utilisation.

Les aimantations produites par ces deux enroulements dans une masse polaire peuvent être de même sens et l'on dit alors que la machine est une *dynamo-compound*. Si, au contraire, les effets des deux enroulements sont opposés, on dit que la machine est *anti-compound*. Ce dernier procédé est parfois employé dans les dynamos d'éclairage.

Conclusion. — Dans la pratique, le conducteur n'a pas besoin de connaître les détails de fabrication d'une dynamo, ni même les principes de son fonctionnement. Pourtant il est bon d'être familiarisé avec les phénomènes, simples en somme, dont une dynamo est le siège, afin de ne point la considérer comme une chose mystérieuse et de comprendre qu'elle n'est à peu près jamais l'origine d'un mauvais fonctionnement, si elle est bien construite, bien entretenue et... bien choisie.

La construction actuelle est bonne. Nous verrons que le choix des dynamos par les constructeurs de voitures laisse encore parfois à désirer.

Entretien. — Au point de vue entretien, il suffit de graisser très légèrement et à de longs intervalles les roulements à billes sur lesquels repose l'induit et de vérifier que le contact entre balais et collecteur est satisfaisant.

Avec un peu d'expérience, on constate que le contact est bon si le cuivre n'a pas une couleur trop sombre : l'encrassement par la poussière de charbon met en contact les différentes lames du collecteur et le courant ne passe plus par les balais. Un encrassement isolant (poussière, huile) peut être la cause du même effet : la tension est assez faible pour ne pouvoir vaincre le moindre isolant.

Le remède est toujours facile : nettoyer soigneusement à l'essence, au besoin avec un papier de verre fin, mais jamais à la toile émeri, qui laisse des poussières conductrices. Généralement, le nettoyage à l'essence suffit.

Il faut nettoyer le collecteur sans attendre qu'une panne en marque la nécessité.

RÉGULATION DES DYNAMOS

Il est nécessaire de régulariser le courant que débiterait une dynamo sans dispositif spécial. On sait que l'intensité du courant induit, dans une bobine, augmente avec la vitesse avec laquelle varie le champ auquel elle est soumise, c'est-à-dire avec la vitesse de rotation du moteur.

Nous pouvons admettre que le courant produit pourrait être néfaste à la dynamo elle-même, aux grandes vitesses. En effet, elle doit être capable de fournir le courant nécessaire à l'éclairage pour des vitesses relativement faibles du moteur, sans quoi la batterie d'accumulateurs travaillerait presque toujours seule et ne se rechargerait que pendant les courtes périodes où le moteur tourne vite. Une dynamo donnant un courant suffisant à 600 tours, par exemple, risquerait fort de *griller* à 4.000.

Les lampes elles-mêmes seraient grillées, car elles sont construites pour fonctionner sous un voltage maximum.

Il est donc nécessaire de munir la dynamo d'un dispositif quelconque qui régularise le courant débité, et constitue ainsi un véritable organe de sécurité.

Elle peut être munie d'un fusible protecteur placé au voisinage immédiat de la borne sur laquelle est branché le circuit principal, l'autre borne étant à la masse.

Bien que, souvent, le chauffeur ne puisse avoir aucune action sur un tel dispositif, nous décrirons ici les plus usuels, au moins sommairement, afin que le lecteur ne soit étranger à aucune des notions nécessaires pour comprendre parfaitement le fonctionnement d'un équipement électrique.

Il existe deux procédés généraux pour régulariser le courant produit par la dynamo :

- 1° Rendre constant le voltage de la dynamo.
- 2° Rendre constante l'intensité du courant débité.

Régulation à voltage constant. — La tension aux bornes, ou voltage, de la dynamo est proportionnelle au flux inducteur produit par le courant d'excitation qui est lui-même, d'ordinaire, proportionnel à la vitesse de rotation. Il faut donc trouver un moyen d'interdire au flux cette augmentation, en modifiant le courant d'excitation.

a) *Action d'une résistance variable : contact vibrant à plaques de charbon.* — La résistance d'une plaque de charbon intercalée dans un circuit peut varier dans des proportions considérables avec la pression subie par ce charbon. En particulier, si un contact est réalisé par deux agglomérés de charbon,

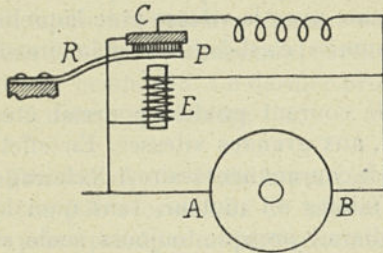


Fig. 352. - Régulateur à plaque de charbon.

leur résistance varie avec la pression qu'ils exercent l'un sur l'autre.

Le circuit d'excitation comporte deux plaques de charbon, pressées l'une sur l'autre par un ressort R (fig. 352).

La plaque P est solidaire du noyau de fer doux d'un électro-aimant E monté lui-même en dérivation sur le circuit d'excitation. Lorsque la tension aux bornes A et B de la dynamo augmente, l'action du noyau E sur la plaque P diminue la pression subie par le charbon C et la résistance *augmente*. Par ce fait l'action du courant inducteur diminue, ce qui est bien le but à atteindre. Il se produit un mouvement oscillatoire, atténué par des phénomènes électriques et magnétiques, qui permet à la tension de varier autour d'une valeur moyenne que l'on règle en modifiant l'action du ressort R . Ce ressort est une simple lame, dont l'élasticité ne varie guère avec le temps, et dont la rupture est extrêmement rare.

Ce système fut utilisé dans les dispositifs Bosch, après la guerre.

b) *Système à trembleur :* *variation de la durée d'action du courant d'excitation.* — On utilise une résistance constante, montée en série sur le circuit d'excitation (fig. 353), et qui est mise hors circuit, périodiquement, au moyen d'un vibreur. La durée et le nombre des mises hors circuit dépendent naturellement de la vitesse de rotation du moteur.

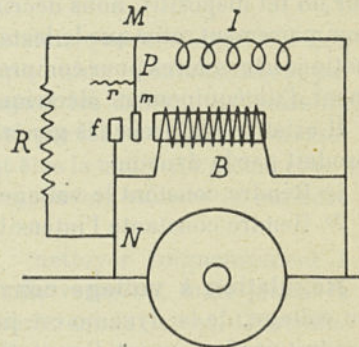


Fig. 353. - Régulateur à trembleur.

Nous pouvons aisément représenter schématiquement ce dispositif. Un électro-aimant B à enroulement de fil fin, est monté en dérivation aux bornes de la dynamo.

La résistance R , montée en série sur le circuit d'excitation, peut être mise en court-circuit par la fermeture d'une dérivation MN comportant deux plots dont l'un f est fixe et l'autre m est mobile. Ce plot m est maintenu au contact de f par un ressort r , jusqu'au moment où l'action de l'électro-aimant B est suffisante pour supprimer l'action du ressort,

A partir de ce moment, la palette P qui porte le plot m se met à vibrer. On constate que la fréquence des oscillations augmente avec la vitesse de rotation de la dynamo et aussi que la durée de la mise en court-circuit de la résistance R diminue par rapport à la durée de sa mise en circuit avec les inducteurs. On conçoit que le voltage puisse rester constant, si le ressort est convenablement réglé.

Ceci n'est vrai que pour des valeurs de la vitesse de rotation inférieures à une vitesse limite à partir de laquelle l'électro-aimant a une action suffisante pour maintenir constamment la palette. Au delà de cette vitesse, le voltage recommence à augmenter. La tension du ressort doit être telle que la vitesse limite soit supérieure à la vitesse maximum que peut prendre la dynamo et l'on arrive à maintenir le voltage constant dans des limites très larges.

Ce système est celui des dynamo S. E. V.

Il existe d'autres procédés reposant tous sur l'action d'un vibreur. Mais, d'une manière générale, il est certain que, actuellement, la régulation à voltage constant est beaucoup moins employée que la régulation à intensité constants. Les systèmes utilisés ne présentent pas la même sécurité, car le contact vibrant, peut se coller, le ressort peut s'affaiblir ou se casser. Surtout les dynamos à tension constante sont incapables de lutter contre la diminution de capacité des batteries d'accumulateurs sulfatées. Il faut un voltage égal à une fois et demie au moins le voltage normal pour recharger complètement une batterie sulfatée. Toutefois, les dynamos à tension constante ont l'avantage de ne pas permettre la surcharge des accus, toujours nuisible.

L'emploi de ces dynamos est indiqué pour les installations qui ne comportent que l'éclairage, car elles peuvent fonctionner sans être accouplées à une batterie.

Hâtons-nous de remarquer qu'il est des installations à tension constante qui fonctionnent de manière absolument satisfaisante.

Régulation à intensité constante ou à débit constant. — Il n'y pas ici de dispositif régulateur proprement dit, et la régulation de l'intensité du courant débité par la dynamo est obtenue grâce à la constitution de la dynamo elle-même.

Deux dispositifs sont surtout employés : l'anticompoundage et la régulation par troisième balai.

Dynamo anticompound. — Nous savons que, dans ce type de dynamos, il existe deux enroulements inducteurs, dont les actions tendent à se diminuer mutuellement.

Toutefois, l'enroulement shunt est prépondérant. Nous pouvons concevoir le rôle du double bobinage de la manière suivante : le courant d'excitation série produit dans les inducteurs un magnétisme de sens contraire à celui que produit le courant le courant d'excitation shunt. Pour cette raison, on l'appelle démagnétisant, ou bien l'on dit que le flux qu'il produit est démagnétisant.

L'expérience montre que l'on peut obtenir ainsi non pas une intensité constante, mais une intensité d'abord croissante, puis décroissante, avec un palier plus ou moins long.

L'essentiel étant de ne point permettre à l'intensité de prendre des valeurs susceptibles d'être nuisibles aux appareils utilisés ou à la dynamo elle-même, le résultat est bien atteint.

Toutefois, remarquons que les dynamos à intensité limitée, quelles qu'elles soient, anticompound ou à troisième balai, exigent une batterie d'accumulateurs montée en série avec la dynamo. Le voltage aux bornes de la dynamo est alors constamment celui de la batterie, c'est-à-dire qu'il est à peu près constant, au moins pour les valeurs de la vitesse de rotation pour lesquelles le conjoncteur a fermé le circuit principal. Pour les valeurs plus faibles, le courant débité ne peut être dangereux.

La batterie, dite parfois batterie-tampon, joue son rôle normal : elle absorbe l'excès de courant fourni par la dynamo, ou débite, selon le cas, le courant nécessaire aux appareils quand le débit de la dynamo n'est pas suffisant,

Si la liaison avec la batterie venait à être rompue, le voltage s'élèverait aux bornes de la dynamo et par suite, à celles du cir-

cuit excitation. Il faudra donc, avec ce montage, installer des fusibles protecteurs de la dynamo et des appareils d'utilisation.

Remarquons encore que la conservation des accumulateurs exige, elle aussi, une limitation de l'intensité du courant qui les charge (Voir charge des accumulateurs).

Dynamos à trois balais ou à réaction d'induit. — On appelle réaction d'induit l'influence de la rotation de l'induit sur la direction des lignes de force du champ créé par les inducteurs.

La figure 354 montre clairement cette réaction d'induit. On a représenté les lignes de force du champ créé par les inducteurs

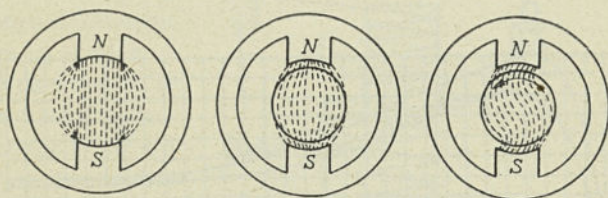


FIG. 354.

d'abord avec l'induit enlevé, puis avec l'induit en place mais immobile et enfin dans le cas où l'induit tourne. On voit que, dans ce dernier cas, les lignes sont déviées dans le sens de rotation de l'induit.

Dans une dynamo ordinaire, bipolaire, les balais sont diamétralement opposés, suivant un diamètre perpendiculaire à la ligne des pôles.

Dans une dynamo à trois balais, on dispose à 90° de la ligne des balais principaux, un troisième balai auquel on fait arriver une extrémité du circuit inducteur, l'autre extrémité étant fixée à un balai principal, celui qui est placé, dans le sens du mouvement, un quart de tour avant le troisième balai (fig. 355).

En réalité, il arrive fréquemment que le troisième balai ne soit pas placé à 90° des deux balais principaux, mais décalé par rapport à ce point théorique, dans le sens du mouvement.

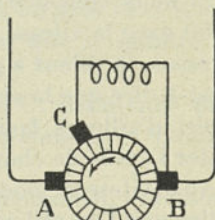


FIG. 355.

Schéma de dynamo à trois balais

La réaction d'induit a pour effet de diminuer la différence de potentiel entre les bornes de l'inducteur, au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, c'est-à-dire aussi au fur et à mesure que le débit tend à augmenter. Il y a donc bien régularisation.

Si l'on représente graphiquement l'intensité du courant débité par la dynamo, en fonction de sa vitesse de rotation, on obtient une courbe telle que celle de la figure 356 communiquée par la maison *North East*.

Les dynamos à troisième balai sont, comme on le voit, fort simples, et ne comportent aucun organe supplémentaire délicat ou nécessitant un réglage : elles sont donc à la fois robustes et

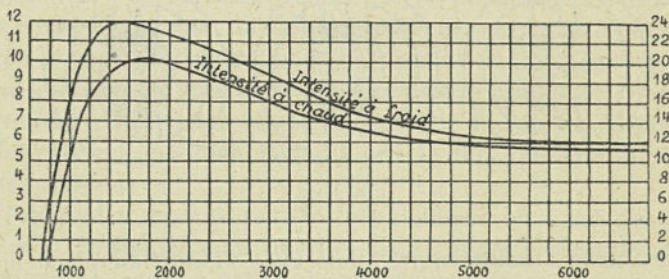


FIG. 356. — Variation de l'intensité avec la vitesse de rotation.

économiques. Mais elles peuvent surcharger la batterie d'accumulateurs lorsqu'on roule longtemps sans utiliser de courant. De plus, elles ne chargent la batterie qu'avec une lenteur relative, lorsqu'on se sert des appareils d'éclairage ou de démarrage.

Si nous considérons la courbe représentant la variation du débit avec la vitesse de rotation, nous voyons que, aux grandes vitesses, la valeur à peu près constante du débit est assez faible, c'est-à-dire que la surcharge de la batterie se trouve diminuée. Il est d'ailleurs facile d'allumer ses phares en plein jour pour éviter l'excès de charge.

Aux vitesses modérées, au contraire, qui sont précisément celles que l'on utilise le plus en ville, le débit est maximum. Or c'est dans la circulation en ville que l'on use le plus de courant : démarrages fréquents, lanternes toujours allumées, usage du klaxon.

Il se trouve donc que les inconvénients signalés plus haut n'ont qu'une faible importance. C'est la raison du succès actuel des dynamos à trois balais, dont l'apparence extérieure, le montage et les liaisons ne diffèrent en rien d'une dynamo ordinaire.

Conjoncteur-Disjoncteur. — Nous avons vu précédemment la nécessité de cet appareil, intercalé entre dynamo et batterie sur le circuit principal : il interdit à la batterie de se décharger dans la dynamo lorsque le débit de celle-ci est insuffisant ou nul, c'est-à-dire quand elle tourne lentement ou bien est arrêtée.

Plus exactement le conjoncteur-disjoncteur coupe le circuit pour une vitesse dite de disjonction, et ferme le circuit pour la vitesse de jonction, celle-ci étant un peu supérieure à celle-là ($5/4$ environ).

Le conjoncteur-disjoncteur comprend un électro-aimant à deux enroulements : un de ces enroulements, dit shunt, est constitué par un fil fin et monté en dérivation aux bornes de la dynamo ; l'autre *G*, dit série, est constitué par un gros fil et il est monté en série sur le circuit principal, ainsi que le montre le schéma ci-contre (fig. 357).

L'électro-aimant peut attirer une armature *C*, maintenue par un ressort *R* résistant à l'action de l'électro-aimant, le circuit principal se ferme par les plots *P*.

Quand le moteur est arrêté ou bien tourne lentement, le ressort *R* maintient écarté le contact *C*. Dès que la dynamo a un voltage suffisant, l'enroulement *F* (fil fin) développe dans le noyau de l'électro-aimant un flux suffisant pour que l'armature *C* soit attirée par ce noyau et maintenue à son contact (fig. 358 et 359).

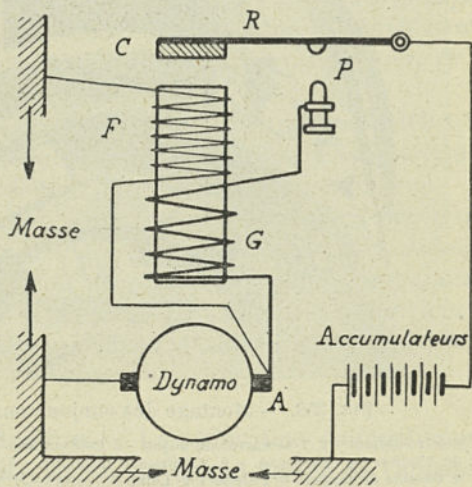


FIG. 357. - Schéma d'un conjoncteur-disjoncteur.

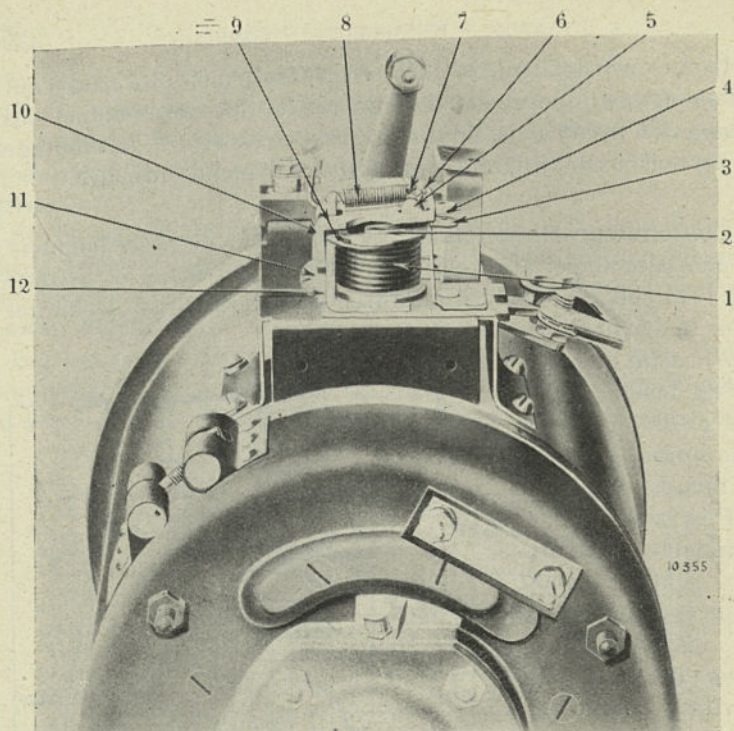


FIG. 35S. -- Montage des conjoncteurs-disjoncteurs.

1. Electro-aimant. - 2. Tête carrée du noyau. - 3. Contact fixe. - 4. Contact de la palette. - 5. Vis de fixation du coulisseau. - 6. Coulisseau réglable. - 7. Languette pour réglage final. - 8. Ressort de rappel. - 9. Palette. - 10. Lame de ressort. - 11. Vis fixant la Palette. - 12. Plaque de fixation de la palette.

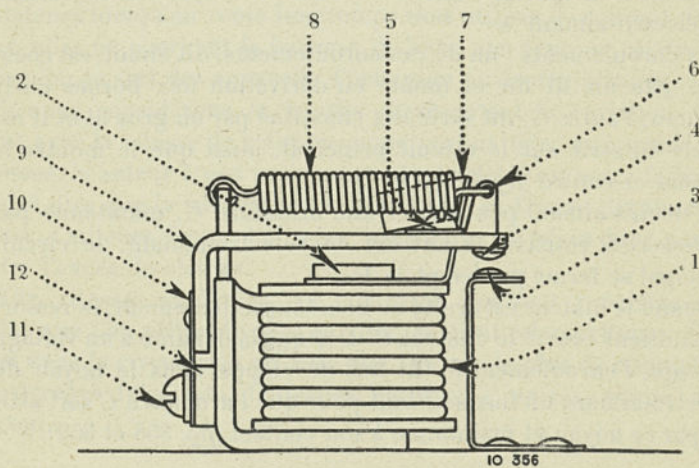


FIG. 359. — Détail du conjoncteur-disjoncteur Renault.

A ce moment, l'enroulement série *G* (gros fil) ajoute son action à celle de l'enroulement shunt.

Dès que le voltage aux bornes de la dynamo diminue, au point de devenir un peu inférieur à celui des accumulateurs, l'action du noyau de l'électro-aimant n'est plus suffisante pour équilibrer l'action du ressort *R* et le contact entre *C* et le noyau est supprimé. Le circuit principal se trouve donc coupé.

L'action démagnétisante de l'enroulement série accélère la rupture. En effet, un faible courant circule, dès que le voltage le permet, des accus à la dynamo, courant dont l'action sur le noyau est par conséquent démagnétisante. Cette action démagnétisante tend à diminuer l'écart entre la vitesse de conjonction et la vitesse de disjonction.

Les conjoncteurs-disjoncteurs sont des appareils assez délicats, et c'est la raison pour laquelle ils sont le plus souvent enfermés dans une boîte soigneusement plombée par le constructeur.

Bien qu'ils fonctionnent actuellement de manière très satisfaisante, ils peuvent être l'origine de pannes, soit que le conjoncteur ne ferme pas le circuit principal quand la dynamo tourne et alors la batterie ne se recharge pas, soit au contraire que la disjonction ne se produise pas quand la batterie se décharge dans la dynamo.

Appareils de vérification. — La vérification du fonctionnement du conjoncteur-disjoncteur se fait au moyen de l'appareil placé sur le tableau de distribution, dans le circuit principal, *ampèremètre* à double sens, ou *voyant*, ou *lampe*.

Si c'est un ampèremètre, l'aiguille doit tourner dans le sens de la charge des accumulateurs, dès que la vitesse du moteur atteint 600 à 800 tours, les phares éteints. Si l'indicateur de charge (ampèremètre) ne décèle aucune charge, il est facile de vérifier si le conjoncteur-disjoncteur en est la cause. Pour cela, on débranche les fils qui, partant de l'appareil, arrivent d'une part à la dynamo en *A* (v. fig. 357), d'autre part aux accumulateurs en *H*, et, à un instant où le moteur tourne vite, on met ces deux fils en contact. Si le courant continue à ne pas passer, c'est que la panne provient de la dynamo ou des accumulateurs.

Si la disjonction ne se fait pas, il peut en découler des inconvénients graves. Non seulement la batterie se décharge dans la dynamo, mais encore le courant de décharge peut prendre

une intensité suffisante pour mettre hors d'usage les enroulements de la dynamo. Dans certaines installations, on a prévu un fusible de sécurité.

On est prévenu que le disjoncteur-conjoncteur reste collé par l'ampèremètre, qui indique alors la décharge des accumulateurs, même si tous les appareils d'utilisation sont hors circuit. Il faut alors, sans perdre de temps, débrancher le fil qui part de la dynamo. On réparera ensuite, ou l'on fera réparer le conjoncteur, cette dernière solution étant généralement la meilleure.

L'indicateur peut être un voyant qui disparaît quand le conjoncteur est fermé, ou une lampe qui s'éteint quand la jonction se produit. Cet indicateur est monté sur un circuit partant des accumulateurs, circuit qui se ferme quand la disjonction se produit.

En réalité, les appareils de contrôle : ampèremètre, voltmètre, lampe ou voyant ne servent pas seulement à vérifier le fonctionnement du conjoncteur-disjoncteur.

Le voltmètre ne peut guère servir qu'à vérifier la charge de la batterie et encore faut-il savoir interpréter ses indications... (Voir charge des accumulateurs)

L'ampèremètre, s'il est bon, nous indique si la batterie se charge ou se décharge, et l'intensité du courant, quel que soit son sens. (Il existe malheureusement beaucoup d'appareils médiocres...)

Par suite, le bon chauffeur peut et doit se rendre compte de l'état probable de sa batterie, au point vue charge, et doit également connaître l'importance des décharges : éclairage, d'une part, que l'ampèremètre lui indique, démarrage et avertisseurs d'autre part qui, montés hors du circuit principal, consomment beaucoup d'énergie électrique.

La lampe, ou indicateur de chargement, donne des indications moins certaines et moins précises. Elle s'éteint au moment où le conjoncteur se ferme. Si, à ce moment, on allume les phares, il peut arriver que le courant débité soit supérieur au courant reçu et que, néanmoins, l'indicateur de charge n'indique aucune modification.

Nous verrons plus longuement, dans la recherche des pannes, le rôle de l'ampèremètre et tous les renseignements qu'il donne au conducteur exercé.

Entraînement et montage des dynamos. — En général la dynamo, y compris son régulateur — s'il y en a un — et le conjoncteur, constitue un appareil blindé aussi complètement fermé que possible, afin d'abriter tous les organes de l'humidité, des poussières, etc.

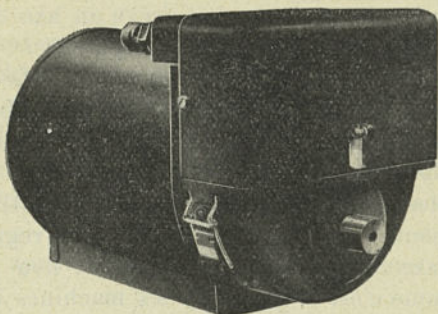


FIG. 360. — Dynamo S. E. V.

Des chapeaux amovibles permettent de vérifier plus ou moins facilement le régulateur et le conjoncteur-disjoncteur, et de procéder au nettoyage du collecteur de l'induit, c'est-à-dire d'effectuer les seules interventions qui ne soient pas du domaine de l'usine.

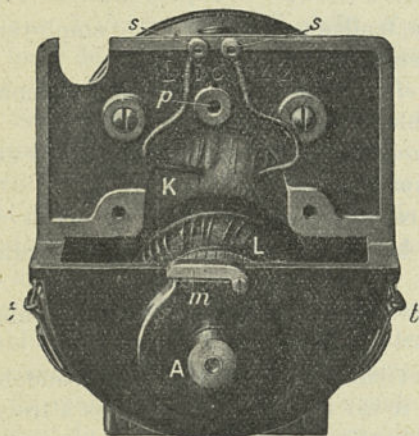


FIG. 361. — Dynamo S. E. V. sans le tableau.

A, palier avant. - K, inducteur. - I, induit. - m, graisseur. - p, trou taraudé pour la fixation du tableau. - s, extrémité des inducteurs. - t, sangle de fermeture.

Nous donnons ici, à titre d'exemple, une dynamo S. E. V. d'abord fermée complètement (fig. 360), puis après avoir enlevé le capot de visite (fig. 361).

Le mode d'entraînement des dynamos est actuellement devenu très simple, car l'équipement électrique est prévu à l'avance par le constructeur.

Dans la plupart des cas, la dynamo est entraînée directement par un arbre parallèle à l'arbre moteur, avec lequel

il est accouplé de préférence par un joint élastique, joint Hardy par exemple.

Fréquemment, on accouple la dynamo et la magnéto en tandem, dans les installations récentes. Ceci donne, il est vrai, une

installation simple, mais présente l'inconvénient qu'une réparation à la dynamo entraîne l'indisponibilité du véhicule, à moins que le constructeur n'ait prévu un axe de rechange permettant de remplacer la dynamo en réparation.

Lorsqu'on installe une dynamo, il faut faire attention à son sens de rotation, mais ceci regarde les bureaux d'études. Généralement les dynamos portent des indications permettant de discerner ce sens.

Remarquons toutefois que l'on définit le sens de rotation d'une dynamo — ou d'un démarreur — en regardant cet appareil face à l'axe conique d'entraînement et non pas face au collecteur, comme c'est le cas dans les machines industrielles. Il y a là, fréquemment, une cause de confusion provoquant des erreurs ou des retards dans les envois de pièces détachées.

LES TENDANCES ACTUELLES

En matière de dynamos, la tendance actuelle est d'employer surtout les appareils à troisième balai.

Pourtant les avantages « électriques » du système à tension constante étaient incontestables. Citons entre autres :

a) La charge est maximum quand la batterie est déchargée et faible quand la batterie est surchargée ;

b) Il est possible de s'éclairer sans batterie ;

c) Le fonctionnement sans batterie et sans éclairage n'a aucun inconvénient ;

d) Les courants de charge sont constants pour un état donné de la batterie.

Néanmoins, leur prix de revient élevé a entraîné leur abandon de plus en plus net. Mais il est vrai que les dynamos à trois balais ont fait de notables progrès et que leurs pires inconvénients disparaissent avec le soin que l'on apporte actuellement à l'établissement des canalisations et l'état d'esprit nouveau des chauffeurs qui, *enfin*, consentent à s'occuper de leurs batteries.

On peut aussi en atténuer les inconvénients en diminuant l'intensité aux régimes élevés : ceci est réalisé automatiquement, mais dans une certaine mesure seulement. On peut aussi employer un régulateur distinct (relai à double débit Marchal).

DÉMARREURS

Nous avons dit plus haut qu'un démarreur ou moteur de lancement, n'était pas autre chose qu'une dynamo à excitation série, fonctionnant en moteur au lieu de fonctionner en génératrice.

On sait, en effet, que les phénomènes d'induction utilisés sont réciproques : si la rotation de l'induit détermine le passage d'un courant, inversement le passage d'un courant détermine la rotation de l'induit.

Ce sont les balais qui apportent le courant au collecteur, au lieu de l'emmenner.

Le moteur série employé est construit en gros fil, de manière à permettre le passage des courants de grande intensité nécessaires au démarrage. Il faut remarquer qu'il ne recevra le courant des accus que pendant un temps très court.

Le démarreur est, au point de vue électrique, un appareil extrêmement simple et robuste, d'entretien aussi facile que celui d'une dynamo, puisqu'il suffit d'y mettre quelques gouttes d'huile de temps à autre et d'entretenir le collecteur en bon état de propreté.

Son fonctionnement est bien plus sûr que celui d'une dynamo, puisqu'il n'a ni régulateur, ni conjoncteur, appareils relativement délicats. Le circuit du démarreur est particulièrement simplé. Il est monté en série avec les accumulateurs, c'est-à-dire qu'un fil unique relie ces deux organes, qui, par leurs pôles libres, sont à la masse.

Le fil unique comporte un commutateur à main, placé sur le tablier de la voiture, ou un *contacteur* au pied, permettant de fermer le circuit quand on veut faire agir ce démarreur.

En réalité, le commutateur à main agit indirectement sur le circuit de démarrage par l'intermédiaire d'un relais.

Entraînement du moteur. — Pour lancer un moteur, il suffit de le faire tourner à une vitesse relativement faible, 150 à 200 tours à la minute.

Le moteur électrique, lui, tourne beaucoup plus vite : il faudrait en effet un démarreur de dimensions inacceptables pour donner une puissance suffisante à la même vitesse de rotation que le moteur.

Il faut donc que la liaison entre le démarreur et le moteur comporte une démultiplication importante.

En général l'arbre du démarreur porte un pignon qui vient attaquer une denture portée par le volant.

Il est évident qu'il est inutile de maintenir la liaison entre démarreur et moteur, une fois que le moteur est parti. En effet, avec la démultiplication réalisée, le démarreur entraîné par le moteur tournerait à des vitesses trop considérables pour être réalisées sans bruit et sans usure très rapide.

Il faut donc réaliser un système de liaison automatique, qui ne fonctionne que lorsqu'on agit sur le contacteur, c'est-à-dire lorsqu'on fait tourner le démarreur.

La maison Bosch adopta jadis, d'abord, le système simple de la roue libre, mais ce système a l'inconvénient d'être bruyant et de s'user en dehors des périodes de fonctionnement du démarreur.

Actuellement l'entraînement est presque toujours réalisé par pignon *Bendix*.

Nous signalerons toutefois le dispositif dit basculeur freiné et l'entraînement direct réalisé dans la Dynastart S. E. V., le dynamoteur Paris-Rhône, etc...

Pignon Bendix. — Le principe, imaginé par un Américain, M. Bendix, est le suivant. L'arbre de l'induit porte un filetage, sur lequel peut avancer un écrou dont le centre de gravité n'est pas sur l'axe. Lorsque l'arbre tourne, l'écrou, par inertie, se déplace sur cet arbre, et vient engrener, par une denture extérieure, avec une denture portée par le volant. La démultiplication réalisée est comprise entre $1/7$ et $1/11$.

Le dispositif réel est un peu plus compliqué (*fig. 362*).

L'arbre du démarreur ne porte pas le filetage, mais il entraîne un manchon, monté sur lui à frottement doux et qui porte extérieurement ce filetage. L'entraînement du manchon *M* par l'arbre est réalisé au moyen d'un ressort *R* qui joue en même temps le rôle d'amortisseur.

Sur le manchon est placé un pignon déséquilibré *P*, c'est-à-dire solidaire d'une masse *A* excentrée de manière à ne pas avoir son centre de gravité sur l'axe. Les dents de ce pignon sont à filet carré, très robustes.

Le pignon *P* peut se déplacer sur le manchon *M* grâce à un filetage hélicoïdal *H*.

Le démarreur se met à tourner et, sous l'action de l'inertie, le pignon *P* se déplace, de manière à engrener avec une denture placée sur le volant. Lorsque le pignon *P* est venu buter sur un

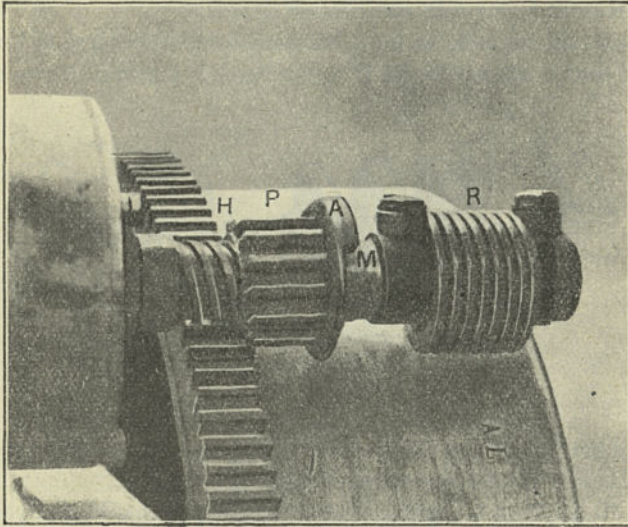


FIG. 362. — Pignon Bendix.

collet disposé sur le manchon, il entraîne le volant, c'est-à-dire le moteur.

Le ressort amortisseur est précieux pour faciliter la prise des deux engrenages, à un moment où l'un tourne assez vite, le pignon *P*, et où l'autre porté par le volant est immobile.

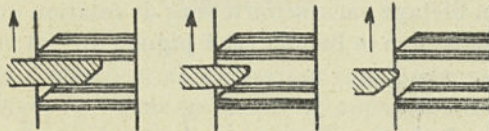


FIG. 363. — Échanfrinement des dents.

La prise est généralement facilitée par un échanfrinement convenable ménagé sur les dents, suivant le schéma ci-contre (fig. 363). La figure 364 montre d'ailleurs la forme exacte des dents.

Dès que le moteur part, c'est lui qui tend à entraîner le démarreur, par l'intermédiaire du pignon *P*. Mais, sous l'influence de la pression qu'il subit, ce pignon se déplace sur le manchon *M* en sens inverse de son sens primitif. Il est donc presque instantanément rejeté à la position de départ.

Le pignon ne peut se déplacer sans que le démarreur tourne, car la masse excentrée qu'il porte tend à l'immobiliser, et, de

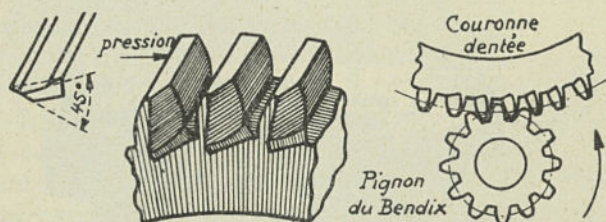


FIG. 365. — Tracé des dents.

plus, il est freiné par un dispositif qui vient freiner sur l'axe.

Le Bendix peut être *rentrant* ou *sortant*.

On dit qu'il est à *pignon rentrant* lorsque, dans le mouvement qu'il prend au démarrage, le pignon *P* se rapproche du démarreur. Ce dispositif est utilisé sur les voitures où l'on peut rapporter une couronne dentée sur le volant et il présente l'avantage de diminuer le porte-à-faux du démarreur.

Le Bendix est à *pignon sortant* lorsque le pignon *P*, au démarrage, s'éloigne du démarreur. Ce dispositif est utilisé sur les voitures où la denture est taillée directement dans le volant. Il faut généralement, dans ce cas, disposer un palier supplémentaire à l'extrémité du démarreur.

Le sens du filetage varie selon le sens de rotation que l'on veut obtenir, et selon que le Bendix est à pignon sortant ou à pignon rentrant.

Basculeur freiné. — Un pignon *A* est calé sur l'arbre du démarreur. Cet arbre porte un bras *B* monté à friction. A l'extrémité de ce bras *B* se trouve un axe parallèle à l'arbre du démarreur et sur lequel tourne fou le pignon *C*. Ce pignon engrène d'une façon permanente avec *A*. Un ressort *R* fixé d'une part à un point fixe *F*, d'autre part à *B*, tend à écarter ce bras de la couronne dentée *K* calée sur le volant du moteur (fig. 365).

Au repos, le pignon *C* est maintenu éloigné de la couronne *K* par l'action du ressort.

Quand le démarreur tourne, dans le sens indiqué sur la figure, le bras *E* est entraîné par adhérence et amène le pignon *C* au contact de la couronne *K*, qu'il entraîne .

Lorsque le moteur part, la vitesse de rotation de *C* se trouve

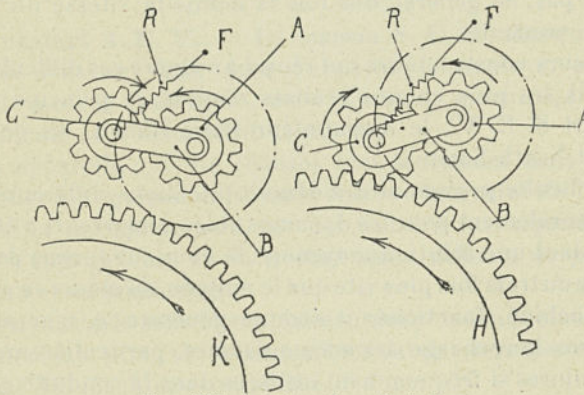


FIG. 366. — Basculeur freiné.

subitement augmentée, car il est entraîné à son tour par *K*. Le bras *B* est renvoyé automatiquement à la position du débrayage, grâce à la pression exercée par les dents de *K* sur celles de *C*, et grâce aussi à l'action du ressort.

Ce procédé n'est plus utilisé actuellement, mais peut se trouver sur des véhicules anciens.

COMBINÉS

Puisqu'une dynamo et un démarreur sont des appareils fonctionnant suivant le même principe, il apparaît naturel de les grouper en un organe unique capable de remplir les deux fonctions : génératrice lorsque le moteur l'entraîne et moteur de lancement lorsqu'on lui fournit le courant.

Pour séduisante qu'elle soit, l'idée nous apparaît difficilement réalisable, maintenant que nous connaissons les caractéristiques distinctes des dynamos et des démarreurs.

Une dynamo est à excitation shunt, possède des organes limitant son débit ou sa tension, et pour donner toute sa puissance doit tourner à une vitesse voisine de celle du moteur qui l'entraîne.

Un démarreur est à excitation série, mais doit avoir une multiplication importante par rapport au moteur. Sa vitesse peut être dix fois celle du moteur, alors que la vitesse d'une dynamo ne dépasse pas, en général, une fois et demie la vitesse du moteur qui la commande.

Plusieurs constructeurs ont réussi à vaincre ces difficultés : les appareils les plus connus réalisés d'après ce principe sont la dynastart S. E. V., le dynamoteur Paris-Rhône, les combinés Delco et North-East.

La difficulté provenant des démultiplications différentes utilisées généralement pour les dynamos et les démarreurs a été levée en adoptant une solution moyenne : le combiné tourne deux fois et demie ou trois fois plus vite que le moteur, au moins en général.

La machine, fonctionnant comme génératrice, n'en assurera que mieux la recharge des accumulateurs, particulièrement aux basses allures si fréquemment utilisées dans la conduite en ville.

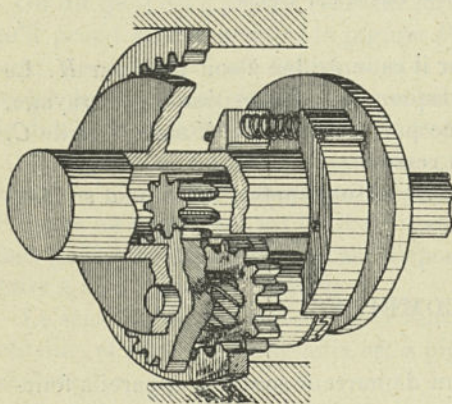


Fig. 367. — Schéma d'une boîte automatique.

Par contre le volume de la machine, fonctionnant comme démarreur, doit être nettement supérieur au volume d'un démarreur ordinaire. Mais, en réalité, l'appareil unique sera généralement moins encombrant qu'une dynamo et un démarreur séparés.

Deux solutions toutefois ont été réalisées.

La première, qui tend actuellement à se développer,

est le montage en prise directe à l'avant de l'arbre. La seconde est le combiné à boîte de vitesse automatique. Une boîte automatique réalise la prise directe d'une part, ou bien une forte démultiplication d'autre part, suivant que l'appareil fonctionne en dynamo ou en démarreur (fig. 367).

On est souvent obligé, avec les combinés, de décoller le moteur froid à la manivelle avant de faire agir le démarreur électrique.

C'est dire que les combinés intéressent surtout les petits moteurs, d'autant plus qu'ils sont relativement économiques et peu encombrants, qualités particulièrement importantes sur de petites voitures.

Nous étudierons sommairement les divers dispositifs utilisés.

Dynastart S. E. V. — La maison S. E. V. construit sous le nom de dynastart deux types d'appareils à employer suivant le type de moteur et assurant, avec une seule machine, l'éclairage du véhicule et le lancement du moteur.

Ces appareils ont été réalisés non seulement dans le but de simplifier les équipements, mais encore dans celui de permettre d'installer un équipement sur une voiture sur laquelle aucune place n'était prévue, et où il était assez difficile de placer une dynamo et un démarreur.

Les dynastarts sont tétrapolaires : deux des inducteurs ont des enroulements shunt et les deux autres ont des enroulements série. Ce sont des machines compound.

Dynastart DS-6. — Le lancement peut être obtenu par commande mécanique (*fig. 368*) ou électrique (*fig. 369*).

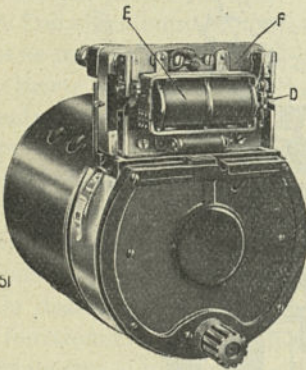


Fig. 368.

Dynastart à commande mécanique.

Dans les deux cas, un câble à forte section va directement de la batterie à la borne convenable de la dynastart, qui comporte une autre borne sur laquelle est branché le fil du circuit principal (batterie, éclairage).

La machine comprend quatre balais dont deux sont constamment en contact avec le collecteur et sont employés pour l'éclairage.

Les deux autres, servant au démarrage ; ne viennent au contact du collecteur que lorsqu'on commande le lancement. En temps normal, un dispositif de *relevage des balais* les maintient écartés du collecteur. Ce relevage est obtenu au moyen d'une came (*fig. 370*) qui écarte deux leviers sur lesquels sont montés les porte-balais. C'est la

commande de cette came qui peut être mécanique ou électrique.

On conçoit que la machine est une génératrice ordinaire

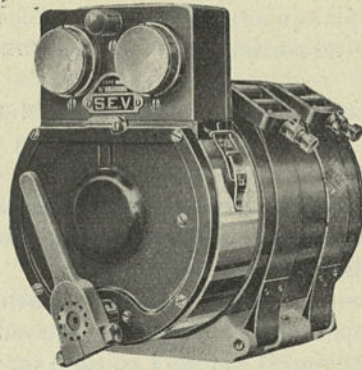


FIG. 369. — Dynastart à commande électrique.

lorsqu'elle fonctionne avec ses deux inducteurs shunt et les deux balais correspondants.

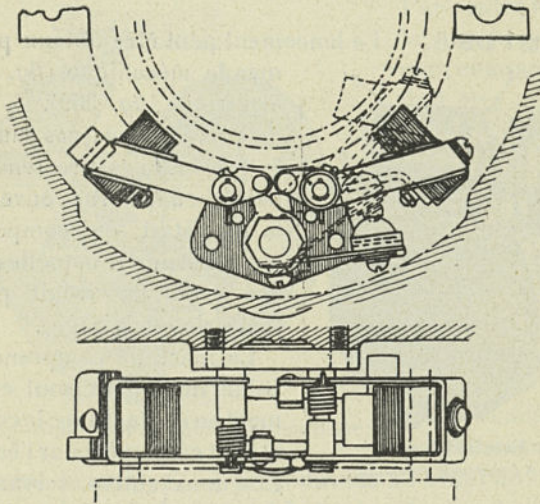


FIG. 370. — Dispositif de relevage.

Elle devient motrice lorsqu'on a appliqué les deux charbons spéciaux sur le collecteur, car, à ce moment, le courant amené

de la batterie par un gros câble et qui va directement aux inducteurs-série, peut passer par l'un des charbons mobiles, le collecteur, l'induit, le second charbon mobile et la masse. Il suffit pour cela de commander le dispositif de relevage.

Commande mécanique. — Un levier est monté sur un bouton molleté ou cannelé, calé lui-même sur l'axe du système de relevage. Ce levier est manœuvré par une tringle, ou un câble.

La rotation de l'axe provoque, par un jeu de cames, la manœuvre des deux balais, qui sont ensuite rappelés à leur position primitive (relevage) par l'action d'un ressort (fig. 370).

Commande électrique (fig. 371). — Quand on appuie sur le bouton de démarrage, les deux épanouissements polaires *U* et la bobine *B* constituent un système inducteur agissant sur l'armature *K* qui aura immédiatement tendance à tourner sur son axe.

Le système mobile *A* va, par suite, entraîner l'arbre de relevage et le lancement s'effectuera dans les mêmes conditions que précédemment.

Si l'on abandonne le bouton, le courant ne passe plus : la bobine *A*, redevenue inerte, est rappelée par un ressort et entraîne l'axe du système de relevage.

Dans le cas où une dynastart du type DS-6 ne fonctionne pas, on doit d'abord vérifier le système de relevage. S'il est mécanique, seule la rupture d'une pièce ou le desserrage peuvent l'empêcher de fonctionner. S'il est électrique, il suffit de voir si un fil n'est pas détaché de sa borne et si le courant passe bien dans le bobinage.

Relais. — Certains démarreurs, parmi lesquels nous citerons les démarreurs S. E. V., sont commandés par l'intermédiaire d'un relais.

Certes, il est toujours simple de commander le démarreur par

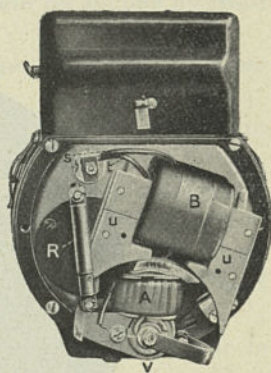


FIG. 371.

Dynastart avec relais pour commande électrique. A, bobine mobile du relais. - B, bobine fixe du relais. - U, armature du relais - v, relais. - s, connexion allant au bouton de commande du relais. - t, extrémité du bobinage du relais.

l'intermédiaire d'un simple interrupteur placé sur le tableau de distribution, ou d'un contacteur au pied. Mais nous savons que le fil, qui doit être parcouru par un courant de grande intensité, est un fil de gros diamètre (faible résistance).

On conçoit que pour réduire le prix des canalisations et surtout diminuer les risques d'accident, on ait été amené à réduire la longueur des câbles parcourus par un courant d'un fort débit. De plus il est difficile de dissimuler les gros câbles, au tablier de la voiture. C'est pourquoi l'on a été amené à utiliser les démarreurs au moyen d'un interrupteur intermédiaire, qui est appelé *relais* et lui-même commandé par un courant de faible intensité.

Un câble de grosse section relie directement le relais à la batterie.

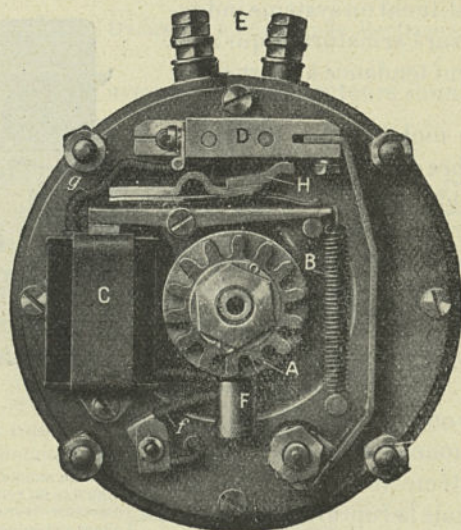


FIG. 372. — Relais.

A, pignon du moteur. - B, ressort de rappel du relais. - C, armature du relais. - D, contact fixe du relais. - E, bornes pour le changement du sens de rotation. - F, graissage du moteur. - H, contact mobile du relais. - t, extrémité du bobinage du relais. - g, extrémité du bobinage du relais.

Le relais est représenté par la figure 372 ci-contre. Il comporte un contact constitué par deux masses de cuivre, robustes, dont l'une est solidaire d'une lame de fer, mobile autour duquel elle peut pivoter sous l'influence de deux actions : celle d'un ressort

B d'une part, et d'autre part celle d'un électro-aimant *C* dans lequel l'interrupteur du tableau envoie le courant de faible intensité.

Entretien du relais. — Il faut vérifier de temps à autre la surface de contact des masses de cuivre comme on vérifie des vis platinées.

En effet, lorsque ces contacts se séparent, il se produit une étincelle de rupture qui altère peu à peu ces surfaces. Il faut donc les polir, sous peine de voir se réduire la surface de contact, c'est-à-dire de laisser augmenter la résistance des systèmes au point d'entraîner un mauvais fonctionnement du démarreur.

On se servira, pour ce polissage, de papier de verre très fin, et l'on aura soin d'abord de ne pas rayer ces surfaces, ensuite de chasser toutes les limailles en soufflant, pour qu'aucune ne reste dans le système.

On devra également faire en sorte de ne point déformer les pièces de contact.

On évitera, autant que possible, les démontages du relais afin de n'en pas modifier le réglage.

On conçoit en effet que l'action du ressort doit être telle qu'elle soit aisément annulée par celle de l'électro-aimant, tout en restant suffisante pour supprimer le contact dès que le courant ne passe plus dans l'électro-aimant. Attraction et rupture doivent être *franches*.

On risquerait, avec un mauvais réglage, de transformer le contact en une sorte de vibreur : la rupture répétée du courant entre les pièces de contact les détruirait très vite.

Dynastart DS-4. — Tétrapolaire comme le type DS-6, la dynastart DS-4 n'en diffère que par le contact constant des quatre balais avec le collecteur.

Elle comporte un régulateur de tension combiné avec le joncteur-disjoncteur. Une borne est reliée au circuit d'éclairage et renferme le fusible. Une autre borne reçoit le câble de démarrage et communique d'autre part avec les inducteurs série.

Le démarrage est commandé par un contacteur au pied ou par un relais séparé.

Dynamoteur Paris-Rhône. — La firme Paris-Rhône cons-

truit un type unique de combiné qu'elle appelle dynamoteur, monté en prise directe (fig. 373).

La machine fonctionnant comme génératrice est une dynamo

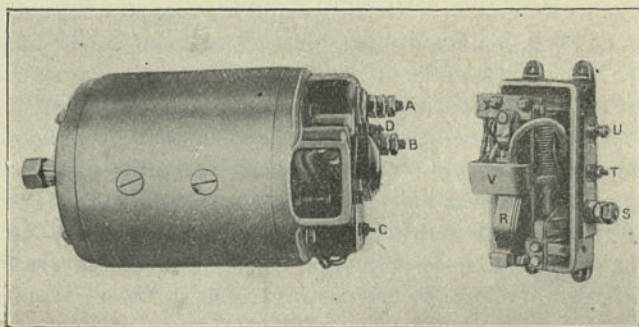


FIG. 373. — Dynamoteur Paris-Rhône.

anticomound, avec enroulement inducteur shunt prépondérant, et enroulement série démagnétisant,

Il existe deux jeux d'inducteurs série : à côté du jeu que nous venons de signaler et dont le rôle est de limiter l'intensité, il existe un enroulement inducteur en très gros fil, permettant le débit du courant de démarrage qui peut atteindre 150 à 200 ampères.

L'intervention de l'un ou de l'autre des deux jeux d'inducteurs série est réalisé au moyen d'un double conjoncteur-disjoncteur, lequel coupe l'inducteur série démarrage quand le moteur est lancé, et coupe l'inducteur série éclairage au moment du lancement.

La rupture du circuit inducteur gros fil est réalisée mécaniquement, par appui sur le bouton de lancement.

Combiné Delco — La machine comporte deux collecteurs. Un premier porte deux charbons, reliés aux inducteurs série. Une pédale permet de couper le circuit.

Le second collecteur porte trois balais : deux sont reliés aux inducteurs shunt et le troisième, relié à un inducteur série, sert à limiter l'intensité comme dans toutes les génératrices à trois balais.

Dans le *combiné North-East*, les inducteurs série n'interviennent pas quand la machine fonctionne en génératrice.

La pédale de lancement les met hors circuit.

APPAREILS COMBINÉS OU APPAREILS SÉPARÉS

L'appareil combiné parait présenter un avantage incontestable : c'est la simplicité du montage.

Actuellement, en particulier, une tendance s'affirme à utiliser les combinés en prise directe, type du dynamoteur réalisé d'abord par Paris-Rhône. D'autres constructeurs réalisent maintenant de tels combinés.

Dans ce cas l'appareil unique est placé à l'avant de l'arbre moteur : les renvois pour la commande deviennent inutiles : plus d'engrenages, de chaînes, d'embrayages, etc... Mais l'appareil est volumineux.

Un argument important, à ajouter à la simplicité, est l'influence favorable sur l'équilibrage du vilebrequin. D'ordinaire, le volant exerce un effet de torsion sur l'arbre ; le dynamoteur, à l'avant, peut équilibrer cet effet.

Les systèmes de commande des démarreurs (Bendix) sont encore incertains et de rendement médiocre.

Les autres combinés se heurtent à des obstacles difficiles : les boîtes de vitesses automatiques sont coûteuses, relativement peu simples, et sont l'origine de pannes plus ou moins fréquentes.

Les dynamos démultipliées doivent actuellement tourner à des vitesses telles que les chaînes de commande s'usent très vite. Des arbres de renvoi ou pignons de commande seraient horriblement bruyants.

Mais le système qui consiste à utiliser des appareils séparés conserve néanmoins des défenseurs acharnés.

Signalons, par exemple, que la maison Robert Bosch, dont la célébrité est mondiale, ne construit pas de combinés en prise directe.

Les appareils dynamo et démarreurs répondant à des nécessités très différentes doivent être réalisés de manière différente : on est conduit à sacrifier une partie de leurs qualités pour les réunir.

Si l'un des deux appareils est momentanément hors d'usage, on peut se servir de l'autre si les appareils sont séparés.

Enfin, malgré les apparences, il semble que le prix d'un combiné soit supérieur à celui des deux appareils séparés.

Nous pensons, personnellement, que le combiné en prise directe est une solution excellente pour les petits moteurs, dont l'alésage ne dépasse pas 70 millimètres par exemple, mais que, pour les autres, il nous paraît préférable de monter une dynamo en bout d'arbre, le démarreur conservant sa place ordinaire en arrière du volant et près de la boîte de vitesses.

CHAPITRE XXXV

ACCUMULATEURS

Nous savons que les accumulateurs sont des appareils susceptibles d'emmagasiner une certaine quantité d'électricité, qu'ils restitueront au moment où on en a besoin pour l'éclairage et le démarrage.

Dans l'industrie automobile, on emploie presque uniquement, actuellement, les accumulateurs au plomb dont le principe est le suivant.

Description d'une batterie d'accumulateurs. — Supposons que deux lames de plomb soient plongées dans un récipient rempli d'eau acidulée et que l'on mette ces deux lames en communication l'une avec le pôle positif, l'autre avec le pôle négatif d'une source d'électricité.

On constate que l'électrode positive s'oxyde profondément, par suite de la formation d'oxygène naissant, à laquelle donne lieu le passage du courant. L'électrode négative reçoit de l'hydrogène qui la réduit, si elle était oxydée.

A un moment donné, l'oxygène et l'hydrogène se dégagent aux deux électrodes, la batterie est chargée. Si l'on supprime les communications avec la source d'électricité et que l'on réunisse les deux électrodes par un fil conducteur, ce conducteur est parcouru par un courant et les réactions inverses des précédentes se produisent jusqu'au moment où les lames de plomb sont ramenées à leur état primitif. Il faut alors recharger la batterie.

En réalité, on peut diviser la décharge en deux périodes. Pendant la première, la force électromotrice (différence de potentiel aux bornes) est constante et voisine de *deux* volts. Pendant la seconde, cette force électromotrice diminue très vite et l'expérience montre que, pour la conservation des accumulateurs, il importe de n'utiliser que la première période.

Le voltage de deux volts est beaucoup trop faible pour le rôle que doivent jouer les accumulateurs. C'est pourquoi si l'on veut, par exemple, une *batterie d'accumulateurs* susceptible de débiter sous une tension de 12 volts, on la constituera au moyen de six éléments tels que celui que nous venons de décrire et l'on n'utilisera cette batterie que si son voltage est supérieur à 10,5 volts environ, c'est-à-dire si le voltage de chacun de ses éléments est supérieur à 1,7 volt.

Le mécanisme simplifié de la charge et de la décharge des accumulateurs, que nous venons d'exposer, montre que c'est l'oxyde de plomb qui joue le rôle important. Il convient donc, pour augmenter la *capacité* d'une batterie, que les plaques de plomb qui la composent soient aussi profondément oxydées que possible.

Ceci appartient naturellement au constructeur, qui réalisait jadis l'oxydation par le procédé dit *formation naturelle*. Ce procédé, long et coûteux, consistait en une série de charges et de décharges qui rendaient les plaques spongieuses.

Actuellement, on emploie uniquement la *formation artificielle*. Elle consiste à utiliser des lames comportant un gaufrage en nid d'abeilles, les cellules ainsi constituées étant remplies d'oxydes de plomb. Les plaques positives sont chargées avec du minium (Pb^2O^+) et les plaques négatives avec de la litharge (PbO). Une fois fabriquées, les lames sont chargées une fois, puis déchargées, et après une nouvelle charge peuvent être mises en service.

En réalité, un élément de la batterie ne se compose pas seulement de deux lames de plomb, mais de huit à douze lames, les éléments pairs étant réunis ensemble et reliés à l'une des bornes, les éléments impairs étant également réunis ensemble et reliés à l'autre borne (*fig.* 374 et 375).

Les plaques métalliques sont séparées les unes des autres, en général, au moyen de plaques isolantes, en ébonite, appelées séparateurs et destinées à éviter les courts-circuits.

Le nombre des plaques positives d'un élément est toujours inférieur d'une unité au nombre des plaques négatives : on utilise ainsi les deux côtés des plaques positives qui définissent la *capacité* de l'élément.

Les plaques sont plongées dans un bac isolant étanche, en celluloïd, ou plutôt en ébonite, qui contient l'eau acidulée, ou électrolyte, nécessaire au fonctionnement des accumulateurs.

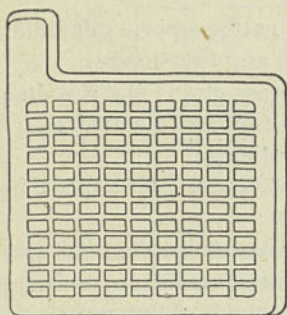


FIG. 374. — Plaque servant à la fabrication des accumulateurs.

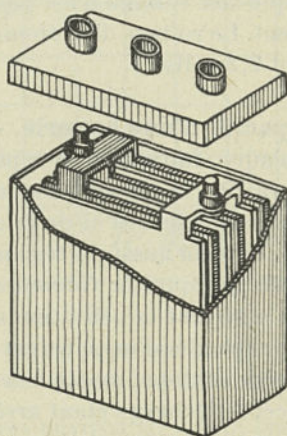


FIG. 375. — Un élément d'une batterie d'accumulateurs.

Cet électrolyte est toujours une solution d'acide sulfurique. Il faut que le niveau de l'électrolyte soit suffisant pour que les plaques soient complètement immergées. Il est donc évident qu'il faudra effectuer le remplacement du liquide perdu par fuite ou évaporation, en veillant toutefois à ce que la composition chimique de l'électrolyte reste constante. Ce remplacement est une des phases les plus importantes de l'entretien des accumulateurs.

Les bacs, en ébonite, insuffisamment résistants, sont enfermés dans des boîtes en bois où ils doivent être parfaitement calés.

Voltage des accumulateurs utilisés. — Il est évident, d'après la description que nous en avons faite, qu'une batterie d'accumulateurs est toujours relativement lourde, d'autant plus que la capacité de chacun de ses éléments est plus grande, et d'autant

plus que le nombre des éléments, c'est-à-dire aussi le voltage total sera plus grand.

Son poids et son encombrement limitent donc sa puissance. En pratique, dans les équipements électriques actuels, le voltage a été standardisé, et l'on ne trouve que des batteries de 6 volts et de 12 volts.

Il est bien entendu que ces valeurs ne sont que des valeurs moyennes, puisque l'on utilise sans inconvénient une batterie tant que son voltage n'est pas tombé au-dessous de 1,7 volt par élément. Le voltage d'un élément chargé, au début de sa décharge, atteint 2,2 volts.

Capacité d'une batterie. — Une batterie porte généralement une plaque, indiquant sa capacité en ampères-heure.

En réalité, la capacité dépend du poids et de l'état des plaques, de leurs dimensions et de la composition de l'électrolyte.

Elle dépend aussi du régime de décharge.

C'est pourquoi la *Chambre syndicale des fabricants d'accessoires* a imposé la définition suivante :

La capacité d'un élément d'accumulateur s'entend pour *la décharge continue en dix heures*, à une température ambiante de 20°, cette décharge étant arrêtée lorsque la différence de potentiel aux bornes de cet élément est de 1,7 volt, le circuit étant fermé. L'électrolyte doit avoir une densité de 20° Baumé en fin de charge.

La plaque indiquant la capacité de l'accumulateur indique en même temps, le plus souvent, l'intensité maximum du courant de charge. Nous verrons plus loin l'intérêt de cette donnée, en étudiant la charge des accumulateurs.

Remarquons que la capacité dépend du régime de décharge. Elle est d'autant plus faible que la décharge est plus rapide et plus intermittente. La figure 376 représente la capacité d'une batterie, en ampères-heure, en fonction du temps de la décharge complète supposée continue. On a indiqué, en même temps que le temps de décharge, l'intensité du courant de décharge.

Le fonctionnement du démarreur correspond donc aux plus mauvaises conditions d'utilisation possibles des accumulateurs.

En effet, le démarrage exige des courants de grande intensité et des démarrages fréquents correspondent précisément à l'intermittence des efforts.

Un calcul simple nous donnera une idée de l'ordre de grandeur du débit nécessaire au démarrage. Imaginons qu'une batterie de 6 volts doive démarrer un moteur auquel il faut fournir un cheval par seconde pour le faire tourner à la vitesse minimum

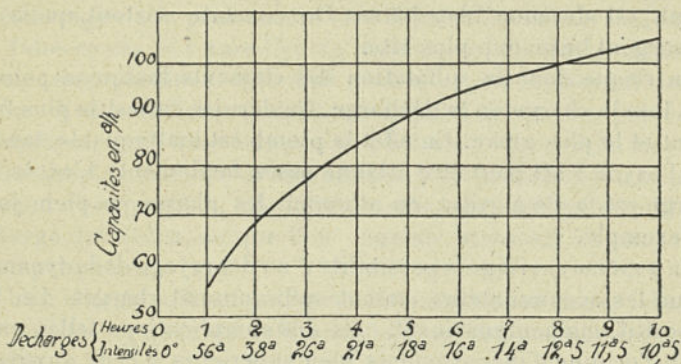


FIG. 376. — Capacité d'une batterie en fonction du temps de la décharge.

de 150 à 200 tours, qui lui est nécessaire pour partir. Un cheval vaut 735 watts. Donc l'intensité du courant débité sera de $\frac{736}{6} = 122$ ampères, soit 150 ampères environ en tenant compte du rendement du moteur électrique.

En réalité, quand le démarreur prend sa force contre-électromotrice, au moment même où le contracteur ferme le circuit, le courant prend une intensité bien plus forte, le démarreur n'étant plus protégé par aucune résistance.

On peut admettre que l'intensité du courant débité, au démarrage, par une batterie, atteint plusieurs centaines d'ampères.

Il faut donc des accumulateurs qui soient à l'épreuve des courts-circuits.

De plus, la décharge réalisée par le fonctionnement du démarreur étant excessivement rapide, il convient de ne point exagérer le nombre des essais, lorsqu'ils sont infructueux, et de rechercher immédiatement la cause pour laquelle le démarreur ne peut lancer le moteur, qu'elle provienne du moteur ou de l'équipement électrique.

Sulfatation des accumulateurs. — Nous pouvons admettre que la charge et la décharge des accumulateurs déterminent la

réduction des oxydes de plomb portés par l'une ou l'autre des électrodes.

Si la réduction est poussée trop loin, l'acide sulfurique va diminuer la capacité de l'élément. On dit qu'il y a sulfatation des accumulateurs. On constate que la couleur des plaques de plomb est devenue blanchâtre. On constate surtout qu'ils se déchargent beaucoup plus vite.

On risque donc la sulfatation des éléments lorsqu'on pousse trop loin la charge ou la décharge. Ce dernier cas est le plus fréquent et le plus grave. En effet le plomb est inattaquable, tandis que l'oxyde PbO peut être attaqué assez facilement. L'excès de charge est facile à éviter, en allumant les phares en plein jour par exemple.

On a même envisagé la possibilité d'un débrayage de la dynamo, quand les accumulateurs étaient suffisamment chargés. Un tel dispositif, malheureusement, crée des complications telles qu'il serait l'origine d'inconvénients bien supérieurs à ceux auxquels on veut remédier.

Il est plus simple d'organiser un système permettant de couper le circuit principal ou le circuit inducteur de la dynamo.

Nous étudierons plus loin ces divers procédés.

Pour éviter la sulfatation par défaut de charge, il faut vérifier fréquemment la charge de sa batterie, et si l'on constate une charge insuffisante, y parer immédiatement. On ne doit pas laisser une batterie avec une charge insuffisante pendant plus d'une journée.

Entretien des accumulateurs. — L'entretien des accumulateurs consiste, essentiellement, dans le *maintien d'une charge suffisante*.

En été, où l'on utilise peu le dispositif d'éclairage, où les démarrages sont plus faciles, la batterie se décharge peu si les canalisations sont bonnes, et l'excès de charge est souvent plus à craindre que le défaut, d'autant plus que souvent on effectue de longues randonnées sur route, au cours desquelles le moteur tourne à haut régime.

En hiver, au contraire, de nombreuses voitures font exclusivement un service de ville. Le moteur tourne rarement très vite, les démarrages sont fréquents et le moteur froid part plus difficilement, consommant plus de courant. Enfin les phares et lan-

ternes sont souvent allumés. En résumé, la consommation est forte et la charge de la batterie souvent insuffisante.

Si la voiture n'est pas employée, la batterie se décharge néanmoins et l'on peut admettre qu'au bout de deux mois d'inaction, elle ne peut plus être employée, au moins pour l'éclairage et le démarrage : elle peut encore être capable de réaliser l'allumage.

Dans ce cas, il y aura lieu de procéder à la recharge de la batterie, en prélevant l'électricité nécessaire sur le courant du secteur. Nous étudierons, dans un chapitre spécial, les procédés à employer, mais il ne faut jamais perdre de vue que le moyen le plus simple est d'utiliser son moteur, c'est-à-dire de s'astreindre, quand c'est possible, à le faire tourner assez vite pour qu'il y ait charge des accus, ce que l'on constate aisément au moyen de l'ampèremètre.

Une charge suffisante ne peut être maintenue que si l'électrolyte existe en quantité suffisante, et si sa composition est convenable.

La solution acide qui constitue cet électrolyte peut en effet s'évaporer. La charge et la décharge constituent de véritables réactions chimiques, au cours desquelles une portion de l'hydrogène et de l'oxygène se dégageant est perdue : on constate un bouillonnement de l'électrolyte à la fin de la charge. Enfin, il peut y avoir des fuites, soit que le bac ne soit pas parfaitement étanche, soit que le couvercle du bac n'interdise pas complètement les pertes, pendant les cahots.

Les pertes diminuent la quantité de liquide : l'évaporation et les dégagements gazeux la diminuent et modifient la composition de l'électrolyte. *Il y a donc lieu de rétablir la quantité et la composition.*

Enfin, il peut y avoir des pertes de charge. Il faut vérifier soigneusement les canalisations toutes les fois que les accumulateurs se déchargent trop vite. Normalement, des accus en bon état doivent pouvoir rester inutilisés pendant un mois sans avoir besoin d'être rechargés. •

La perte de charge peut être due au fait que la boîte en bois qui contient les bacs est devenue conductrice parce qu'elle est imbibée de solution acide. Si les portions de bois ainsi rendues conductrices sont en contact avec la borne positive et un point de la masse, les accumulateurs seront mis en court-circuit : ils se déchargeront, et pendant les périodes où la dynamo les charge une partie du courant sera perdue.

En résumé, les vérifications à faire, spéciales aux accumulateurs, sont :

- 1° Vérification de l'électrolyte;
- 2° Vérification de la charge;
- 3° Vérification des boîtes en bois.

Vérification de l'électrolyte. — Nous avons dit plus haut que l'électrolyte, qui est une solution d'acide sulfurique dans l'eau, devait marquer normalement 28° Baumé.

L'appareil Baumé ou aréomètre Baumé est un appareil en forme de pipette, gradué en degrés. On le plonge dans la solution à étudier et on lit la graduation à laquelle affleure le liquide. Cet appareil peut être remplacé par un densimètre, appareil analogue sur lequel on lit seulement la densité du liquide et fonctionnant suivant le même principe.

Les correspondances entre les deux appareils sont les suivantes, pour les valeurs qui nous intéressent :

| | | | |
|-----------|------------|---------------|---------|
| 33° Baumé | équivalent | à une densité | de 1,3 |
| 28° Baumé | — | — | de 1,24 |
| 25° Baumé | — | — | de 1,21 |
| 20° Baumé | — | — | de 1,16 |

Remarquons que, dans la plupart des cas, il est impossible de plonger directement l'appareil, aréomètre ou densimètre, dans la solution contenue dans les bacs. Il faut donc avoir une pipette spéciale — il en existe dans le commerce — permettant d'extraire une quantité de liquide suffisante, que l'on verse dans une éprouvette suffisamment large pour qu'on y puisse plonger l'appareil.

Nous avons dit que la charge et la décharge modifiaient la composition de l'électrolyte. Il en résulte que deux cas peuvent se présenter :

1° Si la composition de l'électrolyte est bonne, la mesure de la densité constitue en même temps une vérification de la charge. C'est même le meilleur procédé de vérification de la charge.

La densité de l'électrolyte d'une batterie complètement chargée atteint 1,3 (33° Baumé). La densité de l'électrolyte d'une batterie complètement déchargée est de 1,16;

2° Si l'on a des doutes sur la composition de l'électrolyte, on en fera la vérification soit sur la batterie complètement chargée, soit sur la batterie complètement déchargée.

Généralement, on opérera sur une batterie déchargée c'est-à-dire que la densité devra être de 1,16.

Le niveau doit être supérieur de quelques millimètres au niveau supérieur des plaques.

On évitera de faire une vérification en fin de charge, en raison de l'élévation de température produite par la charge.

Préparation de l'électrolyte. — On se souviendra que la densité de l'acide sulfurique pur à 66° Baumé, est de 1,842 (poids du litre), la densité de l'eau étant égale à 1.

a) *La densité est trop forte.* — On videra un peu du liquide des bacs et on le remplacera par de l'eau distillée.

b) *La densité est trop faible.* — Il ne faut pas ajouter d'acide sulfurique pur, mais, après avoir vidé un peu de la solution des bacs, la remplacer par une solution à 40° Baumé (densité 1,37). On procédera par petites quantités jusqu'à ce qu'on ait obtenu la solution convenable : 20° pour la batterie déchargée.

Si l'on ne possède pas une solution bien dosée fournie par un fabricant de batterie, on achètera de l'acide sulfurique pur à 66° Cet acide doit être exempt de fer et d'arsenic, ce qui n'est généralement pas le cas de l'acide que l'on trouve dans le commerce. L'acide qui convient est celui que l'on appelle *acide au soufre*.

Pour préparer la solution on versera *très lentement* l'acide dans l'eau distillée, et jamais l'eau dans l'acide, car il se produit alors des projections qui peuvent être dangereuses.

L'opération doit être faite dans un récipient en verre ou en grès émaillé, inattaquable. On agite constamment la solution et on mesure sa densité, mais elle ne doit être employée que complètement refroidie.

REMARQUE. — Les pertes par évaporation sont complétées par de l'eau.

Une perte accidentelle doit être complétée par une solution de même densité que celle contenue à ce moment dans les boîtes.

Les plus grandes précautions doivent être prises, en versant l'électrolyte dans les bacs, pour ne point en répandre sur la boîte en bois, ni, naturellement, sur un organe quelconque de la voiture.

Vérification des boîtes en bois. — Si l'on s'aperçoit que la décharge des accumulateurs se fait trop vite, ou qu'une dynamo

à voltage constant continue à débiter un courant appréciable alors même que la batterie devrait être chargée, on peut incriminer la boîte en bois qui contient les bacs, si l'on est certain des canalisations.

Il suffit que le liquide acide ait imprégné la boîte, de manière à ce que le pôle positif et la masse soient en contact avec des portions de bois imbibées de cette solution. Le bois imbibé ne sèche guère, et, au contraire, devient plus spongieux, c'est-à-dire manifeste une aptitude croissante à s'imprégner.

Si l'on estime que le débit du courant perdu est trop grand, il faut changer la boîte. Le changement ne peut se faire que chez les fabricants ou chez les réparateurs spécialisés, car le calage des bacs est une opération délicate.

La boîte peut être aussi mise hors service si les bacs présentent des fuites, ou bien si le remplissage a été fait sans soin.

Éliminons cette dernière raison qui ne peut être le fait que d'un chauffeur négligent. En tous cas, si l'on a renversé du liquide acide, il faut immédiatement l'essuyer très soigneusement.

Les bacs peuvent présenter des fissures. C'est même la fréquence de cet inconvénient, avec les bacs en celluloïd, qui a conduit à adopter presque uniquement l'ébonite.

Il est fréquent que l'étanchéité entre les bacs et leurs couvercles soit imparfaite ; l'enduit de brai qui garnit les gouttières des couvercles se dessèche si la température est basse, et constitue alors un joint médiocre.

Il arrive parfois que les bouchons qui obturent les orifices de sortie des bornes présentent également de légers défauts d'étanchéité, malgré le soin avec lequel ils sont réalisés.

Il n'est donc pas anormal que la solution acide vienne mouiller les boîtes en bois : mais il faut toujours chercher d'où vient le liquide gênant, et tenter de porter remède à l'inconvénient qui s'est manifesté.

Vérification de la charge. — Le meilleur moyen est, sans contredit possible, la mesure de la densité de l'électrolyte, ainsi que nous venons de le voir.

Elle suppose que l'on connaît le dosage de cet électrolyte.

On peut également utiliser un voltmètre, qui est précisément, par définition, l'appareil qui permet de mesurer le voltage aux bornes des accumulateurs.

Mais il faudra se garder d'accepter ses indications sans réflexion, car ces indications peuvent dépendre de ce que vient de faire la batterie.

Par exemple, si l'on envoie dans une batterie déchargée un courant de charge de forte intensité, le voltmètre donnera un résultat beaucoup trop élevé.

Si, au contraire, la batterie a eu à effectuer un travail pénible, par exemple des essais de démarrage sur un moteur difficile à faire partir, il peut arriver que l'indication du voltmètre soit nettement trop faible. Le voltage indiqué remonte d'ailleurs spontanément.

Si la batterie ne débite aucun courant, le voltage indiqué par le voltmètre est toujours trop fort.

Il faut donc n'utiliser le voltmètre que pour mesurer le voltage d'une batterie qui travaille, les phares allumés par exemple, sans avoir effectué préalablement de tentatives de démarrage, et plusieurs heures après la fin de la charge, si elle vient d'être chargée.

Une batterie insuffisamment chargée est exposée à ne pouvoir fournir le travail exigé d'elle. Nous avons dit plus haut qu'elle était également exposée à la sulfatation, inconvénient grave puisqu'il diminue sa capacité.

Il faut donc recharger une batterie insuffisamment chargée ou déchargée, dans le cas où la dynamo ne suffit pas à effectuer cette besogne pendant que la voiture roule.

RECHARGE DES ACCUMULATEURS

A. Au moyen de la dynamo. — Le meilleur moyen est évidemment de ne point laisser se décharger les accumulateurs, c'est-à-dire de les recharger par le fonctionnement normal de l'équipement électrique, qui devrait se suffire à lui-même.

Il se peut, quelque bien conçu que soit cet équipement, que la chose soit impossible, particulièrement en hiver, quand la voiture assure un service en ville.

On peut alors recharger, partiellement au moins, les accumulateurs en faisant tourner le moteur. Mais ceci oblige à emballer le moteur à vide et entraîne toujours une grosse dépense.

Imaginons, par exemple, qu'il faille recharger une batterie de 12 volts, dont la capacité est de 60 ampères-heure. La dynamo

ne fournira pas un courant de plus d'une dizaine d'ampères, 15 au plus. Il faudrait donc six heures environ pour recharger complètement la batterie ; le moindre moteur consommerait dans ce temps plusieurs bidons d'essence. Une grosse partie de l'énergie disponible est perdue. Un tel procédé n'est donc admissible que si l'on ne dispose d'aucun autre.

Il peut néanmoins être utilement employé lorsque des accumulateurs sont déchargés au point de ne plus permettre l'allumage d'un moteur comportant l'allumage par batterie. La faible charge nécessaire pourra être fournie par la dynamo entraînée par le moteur, le courant nécessaire au moteur étant alors fourni par une batterie de renfort ou une batterie de piles.

B. Utilisation du courant d'un secteur. — En général, on fera appel, pour recharger la batterie déchargée, au courant du secteur, débité par une usine quelconque de lumière et force.

Quel que soit le courant dont on dispose, il faut observer quelques règles générales.

Nous avons dit que, presque toujours, la batterie portait une plaque indiquant sa capacité, et l'intensité maximum du courant de charge.

Il en résulte que l'on ne doit pas dépasser une intensité maximum, dans la charge d'une batterie. Si cette intensité n'est pas indiquée, on admet qu'elle est de 0,75 ampère par kilogramme de plaques ou 1/6 de la capacité en dix heures.

Il arrive fréquemment qu'une dynamo débite un courant d'intensité plus grande que ce maximum, mais il s'agit alors d'une batterie presque déchargée et ce débit ne dure que peu de temps ; il faut entendre que seul, un débit continu, à grande intensité, est préjudiciable aux accus.

Il faut arrêter la charge dès que la densité de l'électrolyte atteint 1,3 sinon on risque la sulfatation. Un bouillonnement indique généralement la fin de la charge. Si l'un des éléments ne bouillonne pas, c'est qu'il est en court-circuit et une révision de cet élément s'impose, y compris ses connexions.

Pendant toute la charge, il faut enlever les bouchons afin de faciliter le dégagement des produits gazeux.

Reconnaître la nature du courant du secteur. — Il importe avant tout de savoir quel est le courant dont on dispose, continu ou alternatif, et son voltage.

Le plus simple est naturellement de s'adresser à l'usine pour en avoir les spécifications.

On connaît toujours le voltage, inscrit sur les lampes que l'on utilise. C'est généralement 110 volts.

A Paris, le courant est toujours alternatif, sauf dans un petit secteur (Edison : Opéra, rue Lafayette, etc.). En banlieue, le courant est toujours alternatif. En province, il existe encore d'assez nombreuses installations en courant continu, presque toutes anciennes, mais la majorité est maintenant en alternatif.

A défaut d'autres indications, citons celles que portent généralement les compteurs : une ligne horizontale (—) pour le continu et ondulée (\frown) pour l'alternatif.

Enfin, citons un procédé qui nous permet en même temps de déterminer la polarité des fils.

Plongeons les extrémités dénudées des deux fils d'une prise de courant dans une cuvette contenant un peu d'eau salée. Dès que le courant passe, il se dégage des bulles, à chaque fil, que nous recueillerons dans deux éprouvettes ou simplement dans deux verres à liqueur renversés et pleins d'eau.

Les fils doivent être assez écartés pour que le courant qui passe ne risque pas de faire sauter les plombs.

Si le volume du gaz qui se dégage aux deux électrodes est le même, le courant est alternatif.

Si l'une des éprouvettes contient deux fois plus de gaz, le courant est continu, et cette éprouvette contient de l'hydrogène.

Le pôle négatif est celui où se dégage l'hydrogène.

Le pôle positif est celui où se dégage l'oxygène, que l'on sait aisément reconnaître dans le cas du courant alternatif, en y rallumant une allumette presque éteinte.

1° *Cas du courant continu.* — Ce cas est de beaucoup le plus favorable pour les chauffeurs et il permet sans frais la recharge des accumulateurs.

Il faut d'abord reconnaître la polarité des fils. Nous venons de donner un premier moyen, mais il en existe d'autres plus simples.

a) *Emploi du papier pôle.* — C'est un papier spécial, imprégné de phtaléine : on appuie les extrémités des deux fils sur le papier préalablement mouillé et une tâche rouge se forme au pôle négatif.

On peut employer les papiers bleus utilisés pour la reproduc-

tion des dessins industriels : une tâche blanche se forme au pôle négatif appuyé sur le papier mouillé pour être rendu conducteur. A défaut de papier pôle on peut toujours se procurer aisément ce papier bleu au ferro-prussiate.

b) *Utilisation de lampes formant résistance auxiliaire.* — Le courant du secteur est à 110 volts, quelquefois à 220. On intercalera sur le circuit de charge des lampes en quantité suffisante pour que l'intensité du courant de charge soit inférieure au maximum prévu, et ne puisse faire sauter les plombs de la canalisation d'éclairage.

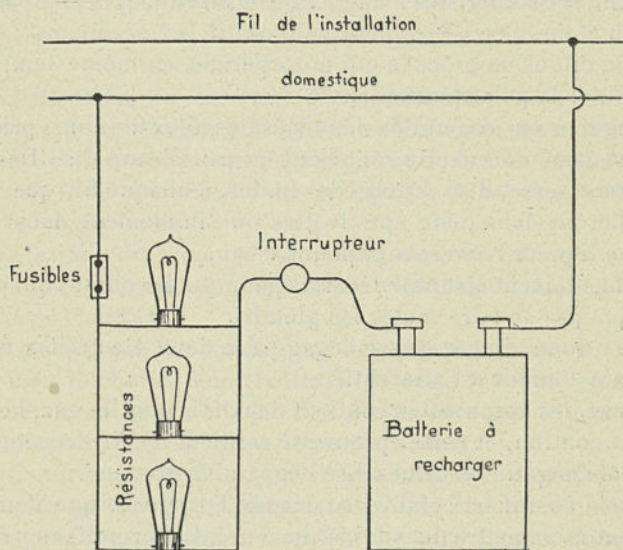


FIG. 377.

Schéma du montage des lampes pour recharge d'une batterie à l'aide du courant continu.

Une lampe à filament de charbon, dont la résistance est inférieure à celle des filaments métalliques, laisse passer un courant de :

0,5 ampère pour 16 bougies,
1 ampère pour 32 bougies, etc.

Les lampes seront montées suivant le schéma ci-contre (fig. 377), c'est-à-dire en dérivation. On en emploiera d'autant plus que l'on désire une charge plus rapide.

Imaginons que la batterie à recharger ait une capacité de 60 ampères-heure, supportant un courant de charge maximum de 18 ampères. Nous monterons au maximum 18 lampes.

En réalité, le courant de charge que peut supporter économiquement cette batterie, de manière continue, n'excède pas 6 ampères. Le plus souvent, elle n'est pas complètement déchargée et nous pourrions nous contenter de lui débiter 3 ampères pendant dix heures pour compléter sa charge. Nous monterons donc seulement trois lampes de 32 bougies.

Si l'on fait passer le courant, les lampes s'éclairent. On inverse alors les connexions des pôles de la batterie : *les lampes prennent toujours un éclat différent.*

Le montage correct est celui qui correspond au plus faible éclat des lampes. C'est naturellement celui pour lequel le fil négatif de la prise est relié au pôle négatif (noir) de la batterie et le fil positif au pôle positif (rouge).

Dans ce cas, l'éclat des lampes est un peu plus faible que leur éclat normal, car la force électromotrice du courant qui les traverse n'est que la différence entre le voltage du courant du secteur et le voltage aux bornes de la batterie.

Précautions à prendre. — Les liaisons établies ainsi qu'il vient d'être expliqué, compte tenu de la polarité, il faut encore prendre les quelques précautions nécessaires au maniement d'un courant de tension assez élevé.

D'abord éviter les courts-circuits, qui feraient fondre les fusibles qui *doivent* exister dans une installation correcte. Pour cela éviter de rapprocher les fils dénudés, et employer des prises de courant bien isolées.

Ensuite, éviter de faire passer des courants d'intensité trop forte, car la canalisation d'éclairage risquerait d'être insuffisante.

Prix de revient. — Admettons que nous ayons utilisé trois lampes pendant dix heures pour avoir un courant de 3 ampères. Le courant débité n'est pas seulement celui qui a rempli les accus, mais surtout celui qui a maintenu les lampes allumées. C'est un courant débitant 3 ampères sous 110 volts, soit 330 watts-heure. Il a été consommé 3.300 watts-heure pour en avoir un nombre infime dans les accus. Ces 30 ampères-heures, débités à 6 ampères sous 12 volts, nous fourniront 360 watts-heure. Le rendement de

cette installation, en négligeant les pertes de charges, est donc de $\frac{360}{3.300}$, soit à peine plus de 1/10.

A 1 fr. 50 le kilowatt, la demi-charge des accu s a coûté 1 fr. 50 \times 3,3 = 4 fr. 95, soit 5 francs environ.

La recharge complète aurait coûté 10 francs en admettant le prix élevé de 1 fr. 50 le kilowatt.

Procédés économiques. — Il est commode d'utiliser comme résistance auxiliaire non pas un tableau à douilles spécial, que l'on garnit de lampes qui n'ont d'autre rôle que celui de résistances, mais l'installation d'éclairage normal.

Pour cela on coupe l'un des fils à la sortie du compteur et on branche les deux extrémités aux deux bornes de la batterie, en tenant compte de la polarité, déterminée comme nous l'avons dit.

Les lampes de la maison feront un peu moins clair, mais en général ceci n'aura presque aucune importance et l'on ne dépensera rien de plus que ce qui eut été dépensé normalement pour s'éclairer.

Malheureusement ce procédé est peu efficace. En effet, on emploie maintenant, pour l'éclairage, des lampes à filament métallique de consommation plus faible (1 watt par bougie) et même souvent les lampes dites demi-watt, qui si elles sont suffisamment fortes, ne consomment pas plus de 0,7 watt par bougie.

Dans ces conditions une lampe monowatt de 25 bougies laisse passer un courant dont l'intensité est à peine de 1/4 ampère $\frac{25}{110-15}$ (si 15 volts est le voltage des accu s en charge).

Si nous avons quatre lampes allumées de manière continue, le débit dans la batterie sera de 1 ampère seulement.

Le procédé est donc beaucoup trop lent, mais sera intéressant pour un chauffeur ordinaire lorsqu'il voudra recharger de petits accu s d'installation domestique (allumeurs, T. S. F., sonneries, etc.). *Dans un garage ou une usine, en hiver, le procédé est à la fois peu coûteux et très efficace.*

On pourra même alors monter plusieurs batteries en série.

2° *Cas du courant alternatif.* — Une installation de recharge en courant continu ne coûte rien : quelques lampes et un peu de fil.

La recharge en courant alternatif ne peut être exécutée sans un outillage spécial, qui ne peut que bien difficilement être réalisé avec des moyens de fortune.

Cet outillage spécial existe dans le commerce. Il est inutile à un chauffeur de se le procurer, le prix d'achat étant généralement supérieur à ce que lui coûtera la recharge de ces accumulateurs faite dans un garage, même répétée un grand nombre de fois.

Nous donnerons néanmoins quelques indications (d'après M. Petit dans les numéros 754 et 755 de *la Vie Automobile*) sur ces appareils qui peuvent intéresser certains chauffeurs, et ont leur place dans tous les grands ateliers et garages. Mais nous ne donnerons ici que le principe de leur fonctionnement, et les renseignements à fournir au constructeur pour obtenir un appareil convenable.

Notions élémentaires sur le courant alternatif. — Le courant alternatif est un courant à débit variable et qui change de sens périodiquement, la période étant très courte puisque, dans les courants alternatifs utilisés pour l'éclairage, le nombre des périodes par seconde (fréquence) est voisin de 50. Si l'on représente graphiquement l'intensité de ce courant, la courbe représentative est une sinusoïde (*fig. 378*).

Un tel courant ne peut évidemment servir à recharger une batterie d'accumulateurs, à moins que d'être transformé ou, pour employer l'expression usuelle, redressé. Ce redressement est toujours une transformation qui donne un courant dont le sens reste constant; que ce courant soit continu (*fig. 379*) — ce qui ne veut pas dire à intensité constante — ou ondulé (*fig. 380*).

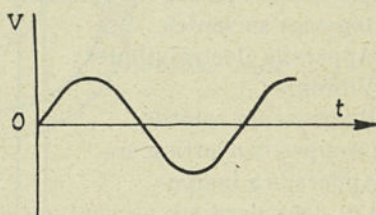


FIG. 378 — Courant alternatif.

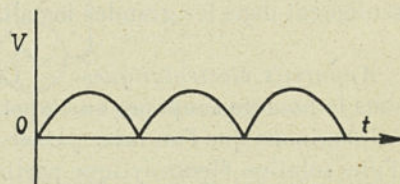


FIG. 379. -- Courant redressé.

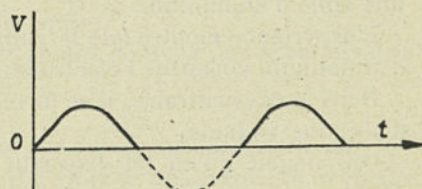


FIG. 380. — Courant ondulé intermittent.

Le voltage des courants alternatifs employés est de 110 ou de 220 volts, trop considérable dans tous les cas pour être utilisé pour la recharge. C'est la raison pour laquelle on commence toujours par réduire la tension de ce courant au moyen d'un transformateur, bobine à deux enroulements. Le courant dont on dispose est envoyé dans l'enroulement primaire. L'enroulement secondaire, *plus gros et plus court*, est alors parcouru par un courant de même période, dont la tension peut être aussi réduite qu'on le veut, selon les caractéristiques de ce circuit secondaire.

Donc, le système de recharge des accus au moyen d'un courant alternatif de secteur comporte d'abord *un transformateur*. Les appareils de recharge proprement dits appartiennent à l'une des catégories suivantes :

- Appareils électrolytiques ;
- Vibreurs ;
- Redresseurs rotatifs ;
- Groupes convertisseurs ;
- Appareils à lampes.

Les deux derniers ne sont pas employés pour la recharge des petites batteries utilisées dans les équipements de voitures, mais seulement dans les grandes installations industrielles.

Appareils électrolytiques. — Ces appareils sont plus connus sous le nom de soupapes ou clapets Naudon.

Imaginons que l'on fasse passer un courant continu au travers d'une solution électrolytique particulière : solution de phosphate de soude, les électrodes étant l'une une lame de plomb, l'autre une lame d'aluminium.

L'expérience montre que le courant ne passe que si la lame d'aluminium constitue l'électrode négative.

Dans le cas contraire, il se forme sur l'aluminium une couche d'alumine isolante.

On conçoit qu'un tel dispositif ne laissera passer le courant que dans un sens. Si nous intercalons sur le circuit une batterie, elle sera parcourue par un courant ondulé dont la représentation graphique est celle que nous avons donnée plus haut (*fig. 380*).

Les dimensions des électrodes dépendent de l'intensité du courant que l'on suppose nécessaire d'y faire passer.

On indiquera au constructeur :

- 1° Le voltage de la batterie à recharger ;

2° L'intensité maximum de charge et le régime normal de charge ;

3° Le voltage et la fréquence du courant employé.

Si le courant alternatif employé, au lieu d'être monophasé,

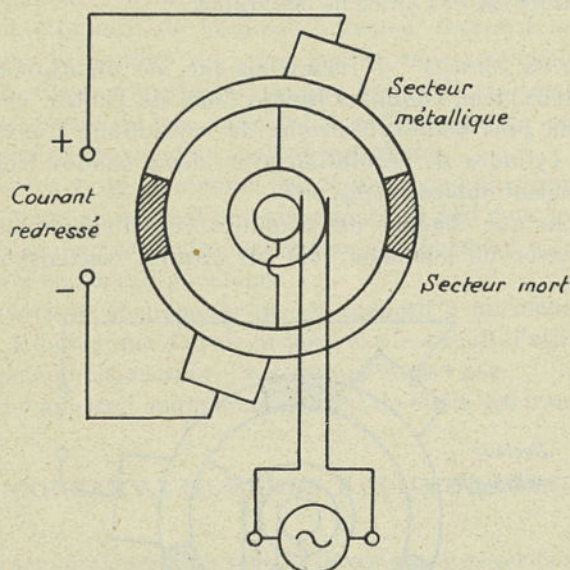


FIG. 381 — Redresseur rotatif pour courant monophasé.

est triphasé, on indiquera si la distribution est en triangle ou en étoile. Si elle est en étoile, on indiquera en outre si l'on a deux ou trois fils ou trois fils et un fil neutre.

Les soupapes Naudon sont les moins coûteux des appareils de charge (200 francs environ).

Vibreurs. — Imaginons que sur le circuit parcouru par le courant alternatif soit monté un vibreur qui ferme le circuit quand le courant a un sens déterminé et le coupe quand le sens change. Cet appareil nous donnera encore un courant ondulé.

Le vibreur est une lame de fer doux, actionnée par un électro-aimant parcouru par le courant alternatif. Le noyau de cet électro-aimant attire et repousse le vibreur selon le sens du courant et précisément suivant la même période, puisque c'est le courant alternatif lui-même qui agit.

Le plus connu des appareils à vibreur est l'appareil Soulier.

Ces appareils sont très simples et n'ont pas besoin que l'on détermine la polarité des fils : une vis pressant plus ou moins la lame vibrante.

A titre d'indication, le prix d'un appareil Soulier pour batterie de 6 à 12 volts est de l'ordre de 500 francs.

Redresseurs rotatifs. — Imaginons que, sur un arbre, soient montées deux demi-coquilles isolées l'une de l'autre, chacune étant à peu près demi-cylindrique de révolution. L'ensemble forme un cylindre de révolution avec deux bandes isolantes diamétralement opposées (fig. 381).

Imaginons que chacune des coquilles soit en communication constante avec un manchon calé sur l'arbre, convenablement

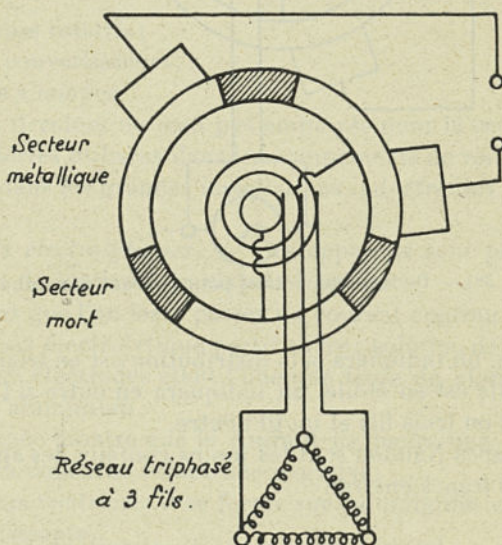


FIG. 382 — Redresseur rotatif pour courant triphasé.

isolé, les deux manchons étant respectivement reliés aux deux pôles de la source, c'est-à-dire aux deux fils positif et négatif.

Deux balais fixes sont pressés constamment sur le cylindre.

Imaginons que la vitesse de rotation du cylindre soit telle que la demi-coquille en contact avec le balai change en même temps

que le sens du courant. Le circuit reliant les deux balais fixes sera parcouru par un courant redressé (*fig. 382*).

La difficulté est évidemment de faire tourner l'appareil à la vitesse qui convient. On réalise ceci au moyen d'un moteur synchrone.

Un moteur synchrone est un moteur qui, alimenté par un courant alternatif de fréquence donnée, tourne à une vitesse telle que le nombre de tours par seconde soit égale à la fréquence. C'est précisément ce que l'on veut réaliser ici. Or on sait construire de tels moteurs. Il suffira donc de commander l'appareil au moyen d'un moteur synchrone.

L'existence de ce moteur est déjà une complication. De plus ces moteurs ne peuvent démarrer seuls : il faut donc leur adjoindre un moteur série ou bien opérer le lancement à la main au moyen d'un démultiplicateur.

On ne peut abandonner un tel appareil à lui-même une fois lancé, à moins que d'avoir disposé sur le circuit d'utilisation un conjoncteur-disjoncteur, l'appareil ne repart pas.

Un tel appareil coûte actuellement de 600 à 800 francs.

CONSERVATION DES ACCUMULATEURS

Les accumulateurs en service devraient être vérifiés fréquemment au point de vue électrolyte, et constamment au point de vue charge par observation de l'ampèremètre. Nous verrons en étudiant le dépannage des équipements électriques quels sont les symptômes qui peuvent nous conduire à une vérification des accus.

Adoptons comme règle générale que l'électrolyte doit être vérifié au moins une fois par mois et la charge au moins deux fois.

En hiver, les accumulateurs non employés doivent être rechargés tous les mois, à moins qu'il ne soient complètement démontés, comme on le fait dans le cas où on les envoie en réparation, par exemple.

Dans ce cas, les accumulateurs *sont d'abord complètement déchargés*. Puis on remplit avec de l'eau pure. On change plusieurs fois l'eau, de manière à enlever toute trace d'acide et éviter ainsi la sulfatation.

Comment réparer une batterie sulfatée. — Affirmons d'abord une vérité indiscutable : il vaut mieux prévenir la sulfatation que d'avoir à y porter remède. Un entretien soigneux doit éviter la sulfatation.

Pourtant on peut essayer de tirer parti d'une batterie sulfatée. A cet effet nous recommanderons les procédés suivants :

1° *Procédé chimique : action de la soude.* — On cherche à décomposer le sulfate de plomb qui s'est formé par l'action d'une base, soude ou potasse.

Pour cela, on électrolyse une solution de sulfate de sodium, faite à raison de 200 grammes par litre d'eau, ou de sulfate de potassium à raison de 150 grammes par litre. Le produit employé doit être parfaitement pur; le sulfate de soude, par exemple, doit être la qualité communément appelée : *sulfate neige* ou *sulfate aiguilles* absolument exempt de chlorures. Il est facile d'ailleurs de reconnaître la présence de ces chlorures qui, traités par l'azotate d'argent, donnent un précipité blanc, qui noircit à la lumière.

L'accumulateur sulfaté est rempli de la solution de sulfate de soude.

On le soumet alors à un courant de charge normal : sous l'action de ce courant, le sulfate alcalin est décomposé et il se forme de la soude autour des plaques négatives et de l'acide sulfurique autour des plaques positives. La soude formée décompose le sulfate de plomb, en donnant d'une part de l'oxyde de plomb et d'autre part du sulfate de soude qui se trouve ainsi régénéré.

Pour faire disparaître la sulfatation des plaques positives, il suffit de renverser le sens du courant.

Ce procédé est dit *action d'un alcali naissant*. On emploie en effet la soude au fur et à mesure de sa production, et on ne risque pas de détériorer les plaques, ainsi que cela arriverait certainement si l'on faisait agir brutalement une solution de soude sur les plaques sulfatées :

On lavera soigneusement à l'eau pure, plusieurs fois, les éléments sulfatés; on le replacera dans les bacs garnis de la solution sulfurique à 28° Baumé et on les rechargera.

2° *Procédé électrolytique.* — On remplit les bacs avec une solution très étendue d'acide sulfurique, marquant 5° Baumé : ceci correspond à peu près à 5 % d'acide pour 95 % d'eau.

On fait alors passer un courant de charge de même voltage que le courant généralement employé, mais d'intensité très faible et égale à 0,25 ampère, par décimètre carré de plaque positive.

Ce courant décompose lentement le sulfate de plomb en plomb et en acide sulfurique.

L'acide à employer est le même que celui que l'on emploie pour le remplissage des batteries, ordinairement, l'acide parfaitement pur, dit acide au soufre.

La durée de l'opération est très grande : elle peut être de plusieurs jours, jusqu'à ce que la coloration blanchâtre indiquant la sulfatation ait complètement disparu.

A ce moment, on vide la solution étendue, et on la remplace par la solution ordinaire à 28° Baumé.

Le procédé électrolytique est beaucoup plus long que le procédé chimique, mais tous deux permettent la remise en état d'une batterie sulfatée.

Comment éviter les excès de charge. — Nous avons dit qu'il y avait inconvénient à ce que les accumulateurs soient trop chargés bien que cet inconvénient soit très faible.

Différents procédés peuvent être employés pour éviter cet excès.

Le plus simple est évidemment d'utiliser la batterie, fût-ce à faire marcher les phares en plein jour.

Sinon deux cas sont à considérer, suivant que la dynamo est à voltage constant ou à tension constante. Si elle est à voltage constant, elle ne débite à peu près rien dans la batterie complètement chargée, son voltage étant à peine inférieur à celui de cette batterie.

Si la dynamo est à intensité constante, un dispositif évitant l'excès de charge peut être intéressant.

Le débrayage de la dynamo a été envisagé : la complication est bien grande de disposer un embrayage dans la commande. Le plus simple est de disposer un interrupteur, permettant de couper le circuit d'excitation de la dynamo, qui tourne alors à vide, n'exigeant qu'un travail très faible.

Malheureusement, que l'on emploie le débrayage de la dynamo ou la rupture du circuit d'excitation, de sérieux inconvénients sont à craindre. Le chauffeur pourra oublier d'embrayer la dynamo ou de fermer le circuit quand l'excès de charge ne

sera plus à craindre ; même, la batterie pourra, par suite de la négligence du chauffeur, se décharger au point de se sulfater. En effet, même en été, une batterie se décharge, par le fonctionnement du démarreur, du klaxon, et par les pertes : une batterie à circuit ouvert se décharge lentement.

Nous recommanderons donc, si l'on veut éviter l'excès de charge avec une dynamo à débit constant, d'installer un interrupteur sur le circuit d'excitation, mais de vérifier fréquemment la charge de la batterie.

Conclusion — Les batteries d'accumulateurs ont souvent mauvaise réputation et on leur attribue — à juste titre — la plupart des cas de mauvais fonctionnement des équipements électriques.

Certes, elles sont en effet une cause assez fréquente de pannes mais seulement parce qu'elles ne sont pas entretenues, c'est-à-dire par la faute des chauffeurs.

Peut-être faut-il incriminer aussi, assez souvent, les constructeurs qui ont placé les batteries en des endroits si difficilement accessibles que les chauffeurs sont excusables, dans une certaine mesure, de négliger un peu les vérifications nécessaires.

Nous poserons comme un résultat certain qu'une *batterie suffisamment forte, dont on vérifie fréquemment la charge et l'électrolyte, n'est jamais une cause de pannes.*

Et, comme le reste de l'équipement est robuste, les pannes d'équipements électriques doivent être extrêmement rares.

LES ACCUMULATEURS ALCALINS

LEUR EMPLOI ÉVENTUEL

Nous croyons utile de signaler l'existence d'un type d'accumulateurs différents de celui que nous venons d'étudier : c'est l'accumulateur dit alcalin, ou au fer et nickel, bien qu'il soit encore actuellement, dans l'industrie automobile, d'un emploi exceptionnel.

Il est d'une constitution semblable à l'accumulateur au plomb, mais les plaques sont des oxydes de fer et de nickel, enfermées dans des boîtes plates en acier (ou en nickel) perforées, réunies dans des cadres et pressées sous un plateau.

La solidité mécanique de cet appareil est infiniment plus grande que celle des appareils au plomb. C'est dire que les trépidations sont sans influence : c'est ainsi que, sur les chemins de fer (P. L. M.) des batteries ont pu être utilisées pendant quatre ans sans que leur capacité soit modifiée.

De plus, l'accumulateur alcalin ne subit aucun inconvénient quand il est abandonné à lui-même.

Mais il a des défauts.

D'abord il faut des éléments plus nombreux, la tension aux bornes de chaque élément n'étant que de 1,25 volt au lieu de 2 volts (éléments Plauté). Pour une même tension totale, l'encombrement sera doublé et le poids augmenté de 50 % environ.

Le prix de revient, à capacité égale, en est triple.

Enfin, sa résistance électrique est considérable et ceci présente de grands inconvénients, au moment du démarrage car la tension de la batterie diminuera beaucoup plus que celle d'une batterie au plomb, de sorte que son débit diminuera aussi.

Si on trace la courbe des puissances qui peut fournir une batterie alcaline, en fonction de l'intensité du débit, on constate que la puissance passe par un maximum quand l'intensité du courant est double de la capacité de la batterie en ampères-heure.

Avec une batterie en plomb la puissance maximum est obtenue quand l'intensité est cinq fois supérieure à la capacité.

Comme les démarreurs, établis économiquement, sont des appareils de rendement très médiocres, souvent égal à 30 % environ, on comprend qu'une batterie alcaline ne puisse démarrer un moteur, dans bien des cas.

Mais certains constructeurs ont établi des démarreurs spéciaux. Et nous pensons, par suite, que leur utilisation, conjuguée à des batteries alcalines, malgré le prix initial élevé, se traduirait finalement par une économie. En dehors du prix de revient, la sécurité augmentée est un facteur trop important pour que la question ne mérite pas d'être étudiée de près, non pas seulement par le constructeur, mais par le client, puisque tous les appareils nécessaires existent.

CHAPITRE XXXVI

CANALISATIONS

Les équipements électriques sont actuellement arrivés à un degré de perfection suffisante pour fonctionner de manière satisfaisante dans tous les cas où ils sont bien entretenus.

Par contre, il n'en est pas de même des canalisations. Elles doivent, en effet, répondre à de multiples conditions. D'abord, elles doivent être parfaitement isolées. Ceci ne serait pas très difficile à réaliser si, en même temps, les canalisations ne devraient être souples pour épouser toutes les formes des organes du châssis ou de la carrosserie sur lesquelles elles sont fixées. Elles doivent résister aux vibrations, aux variations de température et aux projections d'huile.

Il est certain, en particulier, que bien souvent des défauts d'isolement se manifestent dus à l'usure de l'isolant qui recouvre le câble, cette usure elle-même étant produite par un frottement qui n'existe qu'en raison des vibrations.

Il appartient donc au constructeur, d'abord de choisir des câbles souples et résistants, ensuite de les fixer de manière à éviter cette usure par frottement en évitant aussi, naturellement, le contact de pièces susceptibles de s'échauffer.

Au point de vue isolement, les fils employés rentrent toujours dans l'une des catégories suivantes :

1° Isolants en tresses de coton ou de soie gommée, susceptibles d'être colorés, et permettant de distinguer entre eux les divers circuits ;

2° Les gaines articulées, en laiton, formées de spires agrafées entre elles ;

3° Les enveloppes flexibles, en fils d'acier tressés, pouvant servir de retour au courant.

Dans tous les cas, entre le câble et le protecteur extérieur se trouvent, donnant un parfait isolement, des couches alternées, d'épaisseur variable, de gutta, de caoutchouc et de chatterton.

Les câbles employés dans les équipements électriques sont actuellement standardisés, suivant trois catégories :

a) Câble de 16/10 de millimètre de diamètre : section de $2^{\text{mm}^2},01$;

b) Câble de 25/10 de millimètre de diamètre : section de $4^{\text{mm}^2},90$;

c) Câble de 55/10 de millimètre de diamètre : section de $23^{\text{mm}^2},75$.

Les câbles de 16/10 de millimètre sont employés pour les circuits parcourus par des courant de faible intensité : lanternes, circuits du relais d'un démarreur ou d'une dynastart, mise à la masse de l'enroulement primaire de l'armature d'une magnéto, etc...

Les câbles de 25/10 sont utilisés pour les canalisations des phares.

Enfin, les câbles de 55/10 sont utilisés pour les circuits de démarrage.

Montage des câbles. — Les principales difficultés à résoudre dans le montage sont :

1° D'assurer de bonnes connexions, c'est-à-dire une fixation de l'extrémité des fils assurant un contact parfait, et susceptible d'être rapidement effectuée ;

2° Monter correctement les câbles ;

3° Éviter les épissures.

Connexions. — Pour assurer les connexions, les appareils fixes sont munis de bornes sur lesquelles viennent se placer les fils dont les extrémités ont été convenablement préparées,

Il est généralement bon de sertir l'extrémité des gaines métalliques pour éviter que celles-ci, en se déplaçant, ne soient l'origine de mises à la masse. Si la gaine est en coton, il faut monter sur cette gaine, à une extrémité, un embout en matière isolante imperméable.

Il est recommandé, pour avoir de bonnes connexions de revêtir la portion métallique qui doit être serrée, d'un tube de clinquant, maintenu par de la soudure.

Les figures 383 et 384 indiquent le processus de cette opération.

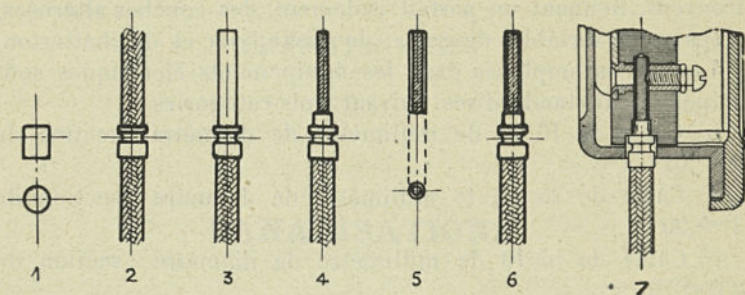


FIG. 383.

FIG. 384.

Un tube de laiton (1) est serti sur la gaine métallique (2) qui sera coupée à la partie supérieure du tube (3). L'extrémité de cette gaine se trouvera ainsi invariablement fixée au câble. L'isolant est laissé sur une longueur de quelques millimètres, puis coupé pour laisser dépasser l'âme du fil (4). Cette dernière est alors introduite dans un petit tube de clinquant (5). C'est le fil ainsi préparé (6) que l'on introduit dans la borne.

Les bornes spéciales comportent une vis pointeau qui écrase le fil, assurant un contact excellent et robuste.

Dans certains cas, on peut avoir avantage à terminer le câble par un œillet. L'extrémité dénudée de l'âme est roulée autour d'un œillet et celui-ci est serti au moyen d'une pièce spéciale, suivant un diamètre qui dépend de la connexion à réaliser.

Signalons en passant que les connexions des câbles aboutissant à la batterie peuvent être oxydées par l'action de l'acide. *Elle doivent être constamment en parfait état de propreté.* Pour éviter l'attaque du métal, on les nettoiera avec un chiffon imbibé d'eau ammoniacale. Puis on les sèche et on les graisse à la vaseline.

Les contacts des divers éléments des accus doivent être traités de la même façon.

Bornes. — Le plus généralement le fil est serré par un écrou entre une partie fixe et une partie mobile.

Il existe des bornes spéciales, constituant de véritables prises de courant, comme, par exemple, les bornes S. E. V. du type Rapide (fig. 385) (1).

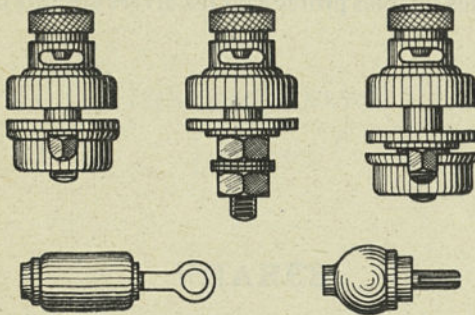


FIG. 385 — Borne Rapide S. E. V.

Elles exigent que les extrémités des fils aient été munies de prises appropriées à ces bornes.

Accessoires de pose. - Montage. — Les câbles sont maintenus par des colliers fixés de distance en distance par des vis, vis à métaux ou vis à bois selon les cas.

Les câbles doivent être bien serrés par ces colliers, mais non écrasés.

Les coudes brusques doivent être soigneusement évités, ainsi d'ailleurs que tout montage qui soumet le fil à un effort de cisaillement : pression sur une arête, traction sur un collier.

Il ne doit pas exister de jeux tels qu'ils permettent le frottement.

On munira les câbles de manchons isolants, pour passer au travers des longerons, ferrures, etc.

Boîtes de jonction ou de raccordement. — On doit, autant que possible, éviter les épissures qui constituent toujours des points faibles, aussi bien au point de vue isolement qu'au point de vue résistance.

C'est pourquoi l'on emploie des boîtes de jonction dans l'installation d'un équipement électrique, lesquelles permettent de

(1) Communiqué par la maison S. E. V.

brancher plus tard, sans toucher aux canalisations, les accessoires que l'on désire : avertisseurs, lampes de tablier, plafonniers, ustensiles chauffants, etc.

Les boîtes de jonction, placées avant le tableau de distribution, comportent des fusibles protégeant les divers circuits d'éclairage.

CHAPITRE XXXVII

PHARES

Rappelons seulement que les phares sont des appareils qui doivent être suffisamment puissants pour éclairer la route de manière à permettre au conducteur de voir tous les obstacles.

Ceci est actuellement presque toujours réalisé en donnant au phare une forme spéciale : il est constitué par un miroir parabolique, et, pour une source lumineuse d'intensité donnée, le faisceau lumineux produit par le phare est d'autant plus parfait que cette source lumineuse est placée plus près du foyer de ce miroir (*fig. 386 et 387*) (1).

Nous ne nous occuperons pas ici de la fabrication des phares, mais seulement de leur utilisation pour l'éclairage, c'est-à-dire de leur réglage, de leur entretien, ou des pannes d'ordre électrique dont ils peuvent être l'objet.

Pourtant la construction des phares et leur fixation sur le châssis peuvent avoir souvent une grosse importance sur leur fon-

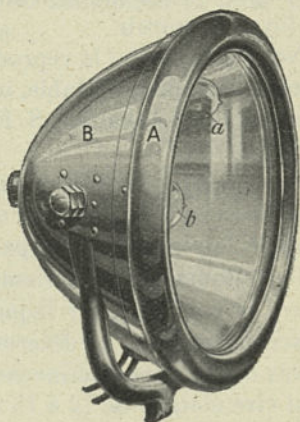


FIG. 386 — Phare.

(1) Communiqué par la maison S. E. V.

tionnement. Par exemple, un phare doit être parfaitement étanche, afin que le réflecteur argenté qui constitue le miroir parabolique ne puisse être terni. Remarquons en passant que *ce réflecteur ne doit jamais être astiqué*, mais simplement nettoyé en l'esuyant doucement.

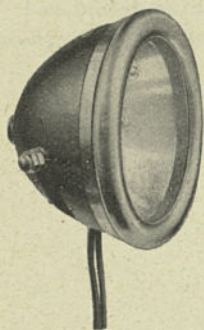


FIG. 387. — Lanterne.

Si le procédé de fixation a du jeu, la conservation de la lampe peut se trouver compromise, et la parfaite étanchéité l'est toujours.

L'idéal serait d'avoir une source lumineuse réduite à un point, et que cette source fût placée rigoureusement au foyer du miroir. Mais le point est une fiction mathématique : dans la pratique, nous choisirons une lampe dont le filament soit

aussi *petit et rectiligne* que possible.

La douille destinée à recevoir cette lampe doit comporter un procédé de réglage, permettant d'amener le filament de la lampe au foyer du miroir.

Nous donnons ici la reproduction d'une douille réglable, utilisée dans les installations S. E. V. (fig. 388).

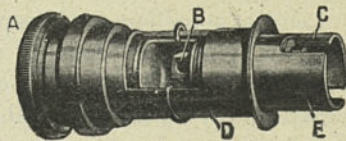


FIG. 388. — Douille réglable.

Pour assurer le réglage, on opérera de la façon suivante : on se placera en face d'un mur ou d'une porte cochère et l'on examinera l'éclairage réalisé par le phare que l'on veut régler.

Par tâtonnement, en vissant plus ou moins la douille, on cherchera la position pour laquelle l'éclairage est maximum, le faisceau lumineux ne déterminant alors qu'un faible halo sur les bords de la tache lumineuse qu'il projette sur le mur. Ce mur doit être éloigné de 12 à 15 mètres au moins.

Éclairage non aveuglant. — Le nouveau code de la route prescrit que, en cas de rencontre de deux véhicules la nuit, leur éclairage doit pouvoir être modifié de manière à éviter l'aveuglement.

Divers procédés ont été envisagés pour obéir à ces dispositions nouvelles. Les unes sont d'ordre mécanique : on déplace le

phare de manière à modifier la direction du faisceau lumineux. D'après le nouveau code, en effet, ce faisceau ne doit pas s'élever à plus d'un mètre du sol. On peut donc le diriger juste en face de la voiture, et sur le sol, ou le rejeter vers l'extérieur.

Électriquement, on peut modifier l'intensité de la lampe ou bien disposer dans le phare une deuxième lampe non placée au foyer. Cette solution, adoptée par la maison S. E. V., permet d'obtenir un éclairage suffisant pour circuler en ville (où l'usage des phares aveuglants est interdit) ou effectuer un croisement sur la route.

Puissance des lampes. — Remarquons que le chauffeur ne doit jamais modifier l'intensité des lampes qui équipent ses phares. En effet, elles ont été choisies par le constructeur d'après l'équipement électrique du véhicule, c'est-à-dire d'après la capacité de la batterie et la puissance de la dynamo.

Si l'on augmente le pouvoir éclairant des lampes, on augmente également leur consommation, et il est possible alors que la dépense de courant soit trop grande pour ne pas entraîner la décharge rapide de la batterie : d'où sulfatation et mise hors service prématurée de cette batterie.

CHAPITRE XXXVIII

RECHERCHE DES PANNES

Nous essaierons de montrer que, lorsqu'un équipement électrique ne fonctionne pas, ou fonctionne mal, il est généralement facile, par une recherche méthodique, de localiser rapidement la cause du mauvais fonctionnement.

Nous préciserons, toutes les fois que cela sera possible, les procédés à employer pour découvrir exactement cette cause. Toutefois, nous mettrons en garde le lecteur contre l'opinion qu'il peut se faire de trouver ici une sorte de dictionnaire dans lequel il lui suffira de chercher, pour trouver à coup sûr.

Les appareillages électriques sont maintenant très répandus et l'on ne peut entrer dans le détail de *toutes* les pannes pouvant se produire avec *tous* les systèmes. Nous verrons, de plus, qu'une panne peut avoir des causes très différentes, parmi lesquelles on ne discernera la bonne que par un raisonnement ou des recherches méthodiques.

Au fur et à mesure de l'étude des différents organes nous avons étudié leur défektivités possibles : il nous reste donc seulement à rassembler les résultats que nous connaissons, en les groupant d'après leurs symptômes.

La recherche des pannes, qu'il s'agisse ou non d'équipements électriques, est un diagnostic comparable à celui du médecin : il exige non seulement des connaissances techniques, mais surtout du bon sens.

ALLUMAGE

Nous ne ferons aucune étude particulière des défauts de l'allumage par batterie.

La seule panne qui soit spéciale à ce système est la charge insuffisante des accumulateurs, facile à constater, et à laquelle nous savons, dans tous les cas, porter remède.

Nous avons dit, au chapitre allumage, comment elle se manifestait.

ÉCLAIRAGE

Les défailances du système d'éclairage peuvent se manifester de trois façons différentes :

- 1° Par une baisse de lumière ;
- 2° Par une extinction partielle des lampes ;
- 3° Par une extinction totale des lampes.

Baisse de lumière. — Une baisse de lumière ne peut provenir que de l'insuffisance du courant fourni à la lampe sur laquelle se manifeste cette baisse.

Le courant est fourni, suivant le cas, par la batterie, ou par la dynamo, ou par tous les deux. Mais on peut incriminer également les canalisations qui amènent le courant.

Canalisations ou connexions. — Si la baisse de lumière se produit à toutes les allures, on incriminera d'abord ces canalisations, soit que l'isolement des câbles soit défectueux, soit que les connexions soient médiocres, c'est-à-dire que les contacts soient encrassés.

Si la baisse se manifeste sur une simple lampe, il faut chercher sur le circuit de cette lampe le défaut d'isolement ou le mauvais contact, et l'on peut presque certainement incriminer la canalisation.

Si elle se produit sur toutes les lampes, il faut chercher le défaut sur le circuit principal.

Dans tous les cas, si le défaut provient d'un isolement mauvais, il ne durera pas longtemps, car le défaut d'isolement s'accroîtra

très vite, au point d'amener l'extinction totale. S'il persiste, il peut provenir des connexions, sales ou mal serrées. La mise à la masse de la batterie peut être médiocre, pour être faite sur un endroit du châssis recouvert de peinture, de vernis, ou même de saletés.

Accumulateurs. — La baisse de lumière peut être due à l'insuffisance de charge des accumulateurs. Mais alors *elle ne doit se manifester qu'à l'arrêt du moteur ou bien quand ce moteur tourne lentement* puisque, aux grandes allures, la dynamo doit suffire à entretenir les lampes.

Nous savons comment vérifier la charge des accumulateurs, c'est-à-dire qu'il sera très facile, soit au moyen d'un voltmètre, soit plutôt au moyen d'un densimètre ou d'un aréomètre, de vérifier si la batterie est la cause de la baisse de lumière. De mauvais contacts dans la batterie donnent les mêmes caractères qu'une insuffisance de charge, ou un défaut dans les connexions. Les traces d'oxydation des électrodes sont alors perceptibles : on y remédie par le lavage à l'eau ammoniacale des contacts, qui sont ensuite séchés et graissés à la vaseline.

On doit immédiatement apporter remède à un défaut de charge, en opérant, dans la journée, la recharge de la batterie. Il importe également de connaître les raisons pour lesquelles la batterie est insuffisamment chargée, afin d'y porter remède.

Signalons en particuliers les fuites de bacs, qui se manifestent par l'humidité du fond de la boîte en bois, l'imprégnation de cette boîte par l'électrolyte. Dans le cas où la boîte est responsable de la décharge rapide des accus, on constate que cette décharge anormale se produit même sans fonctionnement de l'éclairage et du démarrage, Un défaut d'isolement sur une canalisation produit le même effet.

Signalons encore l'insuffisance du courant débité par la dynamo. Alors la baisse de lumière se manifeste même aux grandes allures, à moins que par hasard la dynamo soit susceptible de débiter tout juste le courant nécessaire aux phares. Mais le chauffeur doit connaître le débit de sa dynamo aux grandes allures.

Une diminution de ce débit se manifeste par les indications de l'ampèremètre.

Dynamo. — Si la baisse de lumière se manifeste aux grandes

allures et que les vérifications faites permettent de mettre hors de cause les canalisations et les connexions, c'est que non seulement la batterie est insuffisamment chargée, mais encore que la dynamo fonctionne mal.

Mauvais contact. — L'appui des balais sur le collecteur doit être franc : il faut donc que la surface frottante des balais et celle du collecteur soient parfaitement polies et propres. Tout balai usé jusqu'à 1 millimètre de l'armature doit être remplacé. Le nettoyage s'effectue soit à l'essence, soit, si l'encrassement est trop fort, au papier de verre très fin, mais jamais à la toile émeri.

Le conjoncteur ne fonctionne pas. — L'ampèremètre n'indique jamais aucun courant de charge, Nous avons dit plus haut comment vérifier le fonctionnement du conjoncteur-disjoncteur. On débranche les fils qui partant de l'appareil, arrivent d'une part à la dynamo, d'autre part à la batterie. On les met en contact à un moment où le moteur tourne vite ; si l'ampèremètre indique un courant de charge, la responsabilité du conjoncteur est établie. Si le courant continu à ne pas passer, il faut incriminer la dynamo — ou les connexions à la masse.

Le disjoncteur ne fonctionne pas. — A l'arrêt, l'ampèremètre indique un fort courant de décharge.

Le régulateur ne fonctionne pas. — Si une dynamo tourne dans le bon sens, et si sa borne est bien isolée, le mauvais fonctionnement ne peut provenir que du régulateur ou de la dynamo elle-même. On pourra essayer de changer le régulateur. Si ce changement ne donne rien, il faut envoyer la dynamo à réparer.

Toutefois on tentera de vérifier si l'induit chauffe : ceci peut suffire pour diminuer considérablement le débit de la dynamo et témoigne d'un défaut de graissage, ou d'un mauvais emplacement de la dynamo.

Si la dynamo est protégée par un fusible, ce fusible peut être fondu.

Le fusible ne peut fondre que par suite d'un accident à la machine ou à son régulateur, ou par suite d'un débit exagéré dû à l'emploi de lampes de puissance excessive ou à un mauvais isolement de la batterie ou des canalisations.

On vérifiera donc l'isolement de l'installation par rapport à la

masse. Puis on changera le régulateur et, si le fusible recommence à fondre, on enverra la génératrice à l'usine.

En résumé, les défauts de l'équipement qui peuvent déterminer la baisse de lumière sont les suivantes :

Baisse de lumière constante :

- a) Batterie insuffisamment chargée et dynamo fonctionnant mal;
- b) Défaut d'isolement des canalisations;
- c) Connexions en mauvais état.

Baisse de lumière à l'arrêt du moteur :

- a) Batterie insuffisamment chargée;
- b) Défaut d'isolement des canalisations;
- c) Connexions en mauvais état.

Extinction partielle des lampes. — L'extinction d'une lampe (ou de plusieurs, mais non de toutes) prouve que le courant ne passe plus dans le circuit de cette lampe.

Nous n'avons pas à incriminer les sources, batterie ou dynamo, puisque d'autres lampes témoignent de leur bon fonctionnement. Seuls sont donc à vérifier les circuits des lampes éteintes et ces lampes elles-mêmes.

On commencera par vérifier la lampe, en la mettant à la place d'une autre qui fonctionne.

On vérifiera ensuite tout le circuit, en commençant par le montage des fils sur les bornes, qui peuvent être desserrées au point que le conducteur soit échappé de la borne. On vérifiera ensuite que les douilles des lampes sont en bon état, c'est-à-dire que leurs pistons fonctionnent normalement, et si les connexions à l'intérieur des douilles ne sont pas défaits ou brisées.

A défaut de tout cela, on incriminera un défaut d'isolement ou une rupture de la canalisation, souvent très difficile à trouver.

A ce sujet, nous signalerons combien il convient de procéder méthodiquement lorsque, au cours d'une inspection de l'appareillage, on défait les connexions. Nous recommanderons de les rétablir au fur et à mesure de leur vérification, pour éviter de les brouiller. Il peut arriver qu'on ait à en défaire plusieurs : le plus sage est alors de munir chaque fil libéré — ou borne sans indication — d'une fiche indiquant sa destination.

Extinction totale des lampes. — 1^o *A l'arrêt.* — Il faut incriminer la batterie d'accumulateurs, qui peut être déchargée, ou le circuit principal entre tableau et batterie.

Nous savons faire la vérification de la charge.

Dans la vérification du circuit, nous apporterons une attention toute particulière aux contacts intérieurs de la batterie, à la mise à la masse de cette batterie, au serrage des bornes.

2^o *Dans tous les cas.* — Si les lampes ne fonctionnent pas, même quand le moteur tourne vite, nous savons que non seulement la batterie est déchargée, mais encore que la dynamo ne fonctionne pas (naturellement nous supposons alors que les connexions et canalisations sont bonnes).

Nous avons énuméré précédemment, à propos de la baisse des lampes, les diverses causes possibles.

Résumons-nous : les pannes proviennent le plus généralement de la batterie et témoignent d'un défaut d'entretien. Si elles proviennent de la dynamo, c'est en général du contact entre balais et collecteur, c'est-à-dire encore d'un défaut d'entretien. Si elles proviennent des connexions, c'est par suite d'une borne desserrée, ce qui prouve que l'entretien d'un équipement comporte le resserrage périodique des bornes. Si les contacts intérieurs de la batterie sont mauvais (oxydés), on aurait dû s'en apercevoir à leur couleur lors de la précédente vérification de cette batterie, de même que l'on doit vérifier qu'il n'y a pas de fuites d'électrolyte.

Si une rupture ou un défaut d'isolement par usure s'est manifesté sur la canalisation, ceci est rarement accidentelle, et il y a lieu de modifier le montage.

Répetons à ce propos que porter remède à une panne n'est que la première partie du rôle d'un bon chauffeur, qui doit chercher à en connaître la cause pour éviter qu'elle se renouvelle.

Précisons enfin le rôle de l'appareil de vérification que comporte le tableau de distribution.

ROLE DE L'AMPÈREMÈTRE

Nous avons vu comment était monté l'ampèremètre sur le tableau de distribution, entre la batterie et le joncteur-disjoncteur.

Nous avons dit que les ampèremètres employés sont à double sens, afin de pouvoir mesurer aussi bien l'intensité du courant de charge de la batterie, quand la dynamo tourne assez vite, que du courant de décharge lorsque des lampes sont allumées, le moteur arrêté (ou à l'extrême ralenti).

Donc, l'ampèremètre donnera des indications précieuses, dans tous les cas, en permettant au conducteur de connaître le régime de charge ou de décharge de la batterie, c'est-à-dire en lui permettant, *à priori*, en dehors de toute vérification ou mesure, *d'avoir une opinion justifiée sur l'état de cette batterie*. Il évitera peut-être ainsi de laisser sa batterie insuffisamment chargée.

Conjonction. — L'ampèremètre doit normalement donner une indication dès le départ, car le conjoncteur doit fonctionner pour une allure du moteur très faible, dès le ralenti ou à peine au-dessus.

Si l'indication de l'ampèremètre croit au fur et à mesure de la vitesse du moteur, l'intensité finale étant normale, il faut penser que la dynamo n'est pas assez démultipliée. Dans ce cas, le conjoncteur ne fonctionne que pour un régime assez élevé.

Si le conjoncteur ne fonctionne qu'à un régime élevé, mais indique aussitôt une intensité normale, c'est que ce conjoncteur est dérégulé, la fermeture étant très difficile.

Si l'ampèremètre ne bouge pas, l'aiguille restant au zéro, divers cas sont possibles.

- 1° Le conjoncteur ne fonctionne pas.
- 2° La dynamo ne s'amorce pas.
- 3° Le fusible de la dynamo est fondu (ou le fusible du circuit principal).
- 4° Les connexions sont coupées.
- 5° L'ampèremètre lui-même ne fonctionne pas.

Disjonction. — Il ne faut pas vérifier seulement les indications de l'ampèremètre au moment de la conjonction, c'est-à-dire au départ, mais encore au moment de la disjonction, c'est-à-dire à l'arrêt.

Nous disons à l'arrêt. En effet, la disjonction doit se produire pour une allure inférieure à la conjonction, qui elle-même se produit à faible allure.

Après disjonction, l'aiguille de l'appareil indique d'abord un

courant de *décharge*, c'est-à-dire qu'elle change de sens, mais revient très vite au zéro. Il faut noter la déviation maximum, qui doit être comprise entre deux et quatre ampères. Trop faible, elle prouve que, au ralenti, des conjonctions et disjonctions successives peuvent se produire, qui usent l'appareil. Trop forte, elle prouve que les contacts du conjoncteur-disjoncteur ont tendance au collage, ou bien que le conjoncteur fonctionne trop tôt. Dans ces deux derniers cas (déviation trop forte) le réglage de l'appareil est à revoir.

Si la disjonction ne se fait pas, l'ampèremètre indique un courant de *décharge* : la batterie débite dans la dynamo. On débranchera la dynamo aussitôt, mais nous conseillons de relancer d'abord le moteur si l'on a un démarreur.

INDICATIONS SUR LA CHARGE

On peut dire que, actuellement, toutes les dynamos sont ou bien à régulateur de tension — ou bien à troisième balai. — Suivant le cas, l'ampèremètre donnera des indications différentes mais que l'on doit toujours interpréter.

1° *Dynamo à tension constante.* — Les courbes de fonctionnement d'une telle machine sont telles que celles représentées sur la figure ci-contre.

A et *A'* représentent les intensités en fonction de la vitesse de rotation suivant que la batterie est peu chargée ou l'est beaucoup. *B* et *B'* représentent les forces électromotrices suivant que la batterie est peu chargée ou beaucoup ; *C* est la vitesse de conjonction

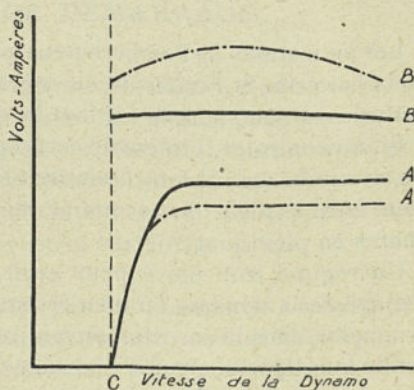


FIG 389.

On voit que l'intensité est plus faible dans le second cas que dans le premier : la batterie reçoit un courant plus faible comme

il est logique, puisque la surcharge est un danger. L'indication de l'ampèremètre peut donner une indication, car l'on doit connaître l'intensité du courant de charge sur batterie bien chargée.

Toute lecture de l'ampèremètre en désaccord avec ce qui vient d'être exposé, témoigne de l'un des inconvénients suivants : mauvais fonctionnement de la dynamo (électrique ou mécanique) ; réglage du régulateur à refaire ; circuit en mauvais état.

2° *Dynamo à troisième balai.* — Les courbes de fonctionnement sont alors représentées ci-contre (fig. 390).

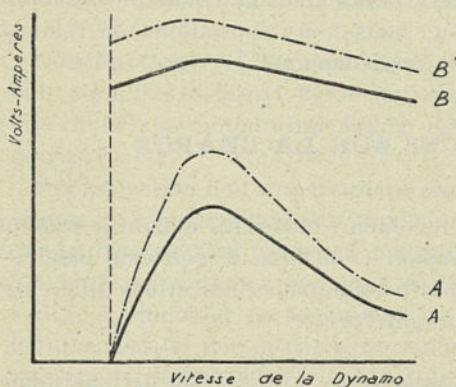


FIG. 390.

A et A' représentant les intensités respectives des courants de charge sur batterie peu ou beaucoup chargée, B et B' les tensions respectives dans les mêmes conditions.

L'intensité aux grandes allures est nettement inférieure à l'intensité maximum, d'un tiers au moins.

Les indications de l'ampèremètre permettent de juger de l'état de la batterie. Si l'intensité du courant de charge est faible, la batterie est peu chargée : il faut la ménager... et la recharger.

Si, au contraire, l'intensité est trop grande, c'est que la batterie se surcharge : il faut craindre l'évaporation rapide de l'eau, donc faire le plein des accus et ne pas craindre d'allumer les phares en plein jour.

Un régime trop élevé peut avoir d'autres causes : mauvais réglage de la dynamo ou bien résistance trop grande du circuit principal. Dans le cas du mauvais réglage, l'appareil doit être confié à un spécialiste. La résistance trop grande du circuit peut être due à des défauts des canalisations ou à un manque d'eau.

Conclusion. — Le conducteur soucieux du bon fonctionnement de son équipement électrique doit *toujours, au départ et à l'arrêt,*

lire les indications de son ampèremètre. *Il ne doit pas s'en désintéresser en marche*

Voltmètres et voltampèremètres. — Certains tableaux sont munis d'un voltmètre. Nous avons dit, en étudiant la recharge des accumulateurs, le rôle possible des voltmètres et les précautions à prendre pour les lire : une indication n'est valable que si le circuit est ouvert (une lampe allumée par exemple), et si la batterie n'a pas été très récemment soumise à un courant de charge important, ou astreinte à fournir un gros effort (démarrages répétés, par exemple).

Certains équipements (S. E. V. par exemple) construisent un appareil appelé voltampèremètre. Ces appareils sont des ampèremètres susceptibles d'être transformés en voltmètres, si le conducteur appuie sur un bouton dont ils sont munis.

Ces appareils sont des ampèremètres à double sens, mais la graduation du côté charge mesure également, en volts, la tension aux bornes de la batterie.

On obtient ce résultat en construisant l'appareil avec shunt, de manière à ce qu'il puisse n'être parcouru que par une fraction minime du courant.

PANNES DE DÉMARRAGE

Les cas qui peuvent se présenter sont simples et peu nombreux. Le démarreur part ou ne part pas. S'il part, il peut caler au moment où il attaque le moteur. Le moteur peut tourner ou ne peut pas tourner. Le démarreur peut entraîner le moteur sans que celui-ci consente à partir. Enfin le démarreur peut ne pas s'arrêter.

Nous étudierons successivement ces différents cas.

1° **Le démarreur ne part pas.** — Toutes les causes possibles rentrent évidemment dans trois catégories différentes.

a) L'énergie fournie au démarreur n'est pas suffisante, c'est-à-dire que le courant fourni par la batterie a une tension insuffisante : *la batterie est déchargée.*

b) *Le circuit du démarreur est défectueux.* — Il faut alors vérifier tout ce circuit, depuis les bornes de prise de courant de la batterie, qui peuvent être encrassées ou desserrées jusqu'à la

borne du démarreur, le collecteur et les balais de ce démarreur.

Le collecteur doit être entretenu comme celui d'une dynamo et les balais changés quand ils sont usés.

On terminera la vérification du circuit en s'assurant que toutes les connexions sont bonnes, et que le fil ne présente aucun défaut d'isolement, ni aucune rupture.

c) *L'appareil de commande ne fonctionne pas.* — Si c'est un *contacteur*, c'est-à-dire une pédale commandée au pied, le seul défaut interdisant le départ est un montage défectueux, tel que le plancher limite la course de la pédale avant que la fermeture du circuit n'ait été réalisée.

Si c'est un *relais*, il faut en vérifier le circuit, vérifier ensuite les connexions, puis le fonctionnement du bouton de départ placé sur le tableau de distribution. Vérifier enfin le libre fonctionnement de la pièce mobile du relais, qui peut se trouver calée par un corps étranger, ou dont les contacts peuvent être encrassés. On peut incriminer enfin le fonctionnement de la bobine du relais.

Dans le cas du relais, la vérification la plus délicate est presque toujours celle du fonctionnement du bouton de départ. Donnons à titre d'exemple, l'explication du montage de ce bouton dans les tableaux S. E. V.

La partie fixe du contact est une vis en argent, vissée dans une pièce cylindrique en cuivre noyée dans la matière isolante constituant le socle des divers organes intérieurs du tableau de distribution et reliée au pôle positif de la batterie.

La partie mobile du contact, actionnée par le bouton, est une lame d'acier formant ressort et doublée de lamelles en cuivre rouge assurant une meilleure conductibilité. Cette lame est fixée par l'une de ses extrémités à la borne d'où part le câble qui va du tableau au relais. A l'autre extrémité elle porte un petit plot en argent devant former contact avec la vis fixe.

Le bouton est généralement métallique. Il fait partie de la masse, c'est-à-dire qu'il est en liaison avec le pôle négatif de la batterie. Pour éviter que le circuit ne se ferme par ce bouton, on le munit d'une portion isolante de galalithe, encastrée suivant son axe, et formant pièce intermédiaire entre le bouton et la lame mobile. On doit donc toujours s'assurer que cette petite tige de galalithe est correctement placée, et surtout qu'elle existe.

On effectuera de temps à autre un nettoyage au *papier de verre fin*, des contacts en argent.

On contrôlera l'arrivée du courant au relais en détachant le fil qui vient du tableau de distribution, puis en faisant éclater des étincelles entre l'extrémité devenue libre et la borne sur laquelle elle doit s'attacher.

2° Le démarreur part, mais cale aussitôt. — C'est au moment de l'attaque du moteur que se produit le calage.

C'est donc qu'à ce moment l'énergie fournie par le démarreur est insuffisante (batterie déchargée) ou bien au contraire que le moteur exige une dépense anormale d'énergie.

Ce dernier cas peut être celui d'une voiture où la boîte de vitesses est en prise, d'un frein de mécanisme serré. Les raisons qui peuvent empêcher un moteur de tourner, ou le rendre difficile, sont nombreuses. Nous ne les étudierons pas ici, où nous n'avons en vue que les défauts d'ordre électrique.

Remarquons qu'un isolement défectueux du circuit du démarreur peut aussi déterminer le calage.

3° Le démarreur parti ne cale pas, et le moteur ne tourne pas. — Il faut incriminer le dispositif d'engrènement du Bendix. Ce dispositif peut être faussé, cassé, ou avoir simplement besoin d'être nettoyé et graissé.

Notons que cet entretien des Bendix n'est presque jamais effectué et qu'il y a lieu, pour le chauffeur avisé, de ne point trop négliger cet organe malgré sa robustesse.

4° Le démarreur et le moteur tournent; le moteur ne part pas. — C'est le moteur qui est responsable.

5° Le moteur étant parti, le démarreur ne s'arrête pas. — Il est possible que le dégagement du démarreur ne se produise pas, parce que le Bendix fonctionne mal; le pignon denté du démarreur peut être cassé; un corps étranger a pu coincer ce pignon denté sur le volant.

Il est possible aussi que le contacteur ou le relais fonctionne mal, ne coupant pas le circuit de démarrage quand on abandonne la commande.

C'est alors généralement la faute du ressort de rappel cassé ou détendu, à moins qu'un corps étranger ne se soit introduit dans l'appareil, lui interdisant de revenir à sa position d'équilibre.

Conclusion. — Dans une installation bien comprise, les pannes de démarrage sont rares et faciles à trouver. Toutefois l'entretien des accumulateurs prend une importance primordiale : nous ne saurions donc trop insister sur la nécessité pour le chauffeur de connaître parfaitement les devoirs qui lui incombent, vis-à-vis de sa batterie.

Un équipement électrique bien entretenu fonctionne toujours. C'est pourquoi bien que nous ayons toujours signalé ce que devait faire le conducteur pour entretenir les divers appareils, nous rappellerons brièvement, dans un dernier chapitre, quelles vérifications périodiques doit opérer le chauffeur et comment il doit entretenir son équipement.

CHAPITRE XXXIX

ENTRETIEN

On admet souvent que l'entretien d'une voiture comporte diverses opérations dont les unes sont journalières, les autres hebdomadaires, les autres enfin mensuelles.

Ces expressions n'ont rien d'absolu. Cela veut dire que le bon conducteur ne néglige pas, chaque fois qu'il sort, d'effectuer certaines vérifications : plein d'essence, remplissage de la circulation d'eau, niveau d'huile, état des bandages, etc. Cela signifie qu'il est des organes qui doivent être graissés toutes les semaines, si l'on roule peu, et au bout de quelques centaines de kilomètres si l'on roule beaucoup. Et enfin qu'il n'est point d'organe qui puisse rester plus d'un mois, ou subir plus de 3.000 kilomètres sans entretien.

Vérifications journalières. — Il n'en est point d'autre que le fonctionnement des accumulateurs, indiqué par l'ampèremètre du tableau de distribution.

Sachant qu'une batterie était complètement chargée, le conducteur se rend compte, grossièrement, si les dépenses l'emportent sur les recettes, et il peut être conduit à vérifier la charge de la batterie avant que d'avoir constaté son insuffisance par le mauvais fonctionnement du démarreur, ou l'éclat médiocre des lampes.

Pourtant il est bon de vérifier assez souvent qu'il n'y a pas de fuites d'électrolyte, laissant des traces humides sur les boîtes.

Vérifications hebdomadaires. — On vérifiera assez souvent, sans jamais attendre plus de quinze jours, le niveau de l'électrolyte et l'on opérera le remplissage dans le cas où les plaques ne sont plus submergées.

Vérifications mensuelles. — On vérifiera *la charge de la batterie et la densité de l'électrolyte.*

En général on se contentera de vérifier la densité, car le niveau du liquide n'a pas baissé. Si le niveau a baissé, c'est le plus souvent par évaporation; il est bon alors de se faire une idée exacte de la composition de cet électrolyte car il a pu se produire des fuites, non remarquées, ou une décomposition de cet électrolyte.

On mettra quelques gouttes d'huile aux roulements de la dynamo et du démarreur.

Il est bon de graisser aussi le bendix. On nettoiera les collecteurs de la dynamo et du démarreur au moyen d'un chiffon imbibé d'essence; on vérifiera l'état des balais.

Enfin on vérifiera les connexions, c'est-à-dire que l'on resserrera les bornes et l'on suivra attentivement les fils, sur tout leur trajet, pour constater toute usure à son début.

Il est bon, de temps à autre, mais pas tous les mois, de vérifier les connexions intérieures des éléments de la batterie qui peuvent s'oxyder.

Nous avons vu qu'il suffit de les nettoyer avec une solution ammoniacale et de les graisser après les avoir bien laissé sécher.

Vérifications occasionnelles. — Toutes les fois que l'équipement électrique ne fonctionne pas ou fonctionne mal, il importe non seulement d'en découvrir la cause, mais encore de rechercher si elle est systématique. Par exemple, l'usure d'un fil vient d'un mauvais montage que l'on doit modifier.

Remarquons que ce conseil est absolument général et doit s'appliquer à tous les organes de la voiture automobile.

CHAPITRE XL

QUELQUES CRITIQUES

Nul ne voudrait, aujourd'hui, acquérir une voiture neuve qui ne soit pas munie d'un équipement électrique. Pourtant, l'on entend maint chauffeur se plaindre du fonctionnement défectueux de cet équipement, et certains n'ont pas encore oublié la boutade qui fut à la mode, il y a trois ou quatre ans : l'éclairage électrique, ça dure un mois ! Mais le démarrage, ça dure huit jours !

Les mécontents sont certainement aussi des négligents. En suivant tous les conseils que nous avons donnés, et surtout en ne laissant jamais sa batterie déchargée ou insuffisamment chargée, un conducteur est à peu près sûr de n'avoir que de faibles ennuis avec son équipement.

Pourtant les mécontents n'ont pas tout à fait tort.

D'abord, *les accumulateurs devraient toujours être placés de manière que leur contrôle soit facile.*

Ensuite, l'ensemble de l'équipement devrait être choisi par le constructeur de telle manière que les recharges au moyen du courant du secteur soient exceptionnelles. Ces recharges, en effet, doivent être faites le plus souvent par un garage ; pendant ce temps, le chauffeur ne dispose plus de l'usage du démarreur, ne peut plus sortir la nuit faute d'éclairage, à moins que d'avoir un système de secours toujours coûteux et généralement inutile.

Insuffisance des batteries. — C'est surtout pendant l'hiver que les équipements électriques donnent des mécomptes, précisément quand il est désagréable de lancer à la main un moteur froid, qu'il est impossible de se passer d'éclairage.

Faisons le bilan des dépenses et des recettes électriques dans le cas d'une petite voiture. Elle est généralement équipée avec une batterie de 6 volts. Les lampes fournies par le constructeur pour les phares, sont le plus souvent des lampes de 32 bougies, mais, trop souvent, le chauffeur, trouvant que *ses phares n'éclairaient pas*, remplace les lampes de 32 bougies par des lampes de 50, et, s'il s'agit d'une voiture plus forte préfère 100 bougies à 50.

Nous admettons que, pour les deux phares, avec une batterie de 6 volts, il faut à peu près 10 ampères. Les lanternes qui doivent rester allumées pendant les stationnements consomment bien encore 4 ampères.

Imaginons que notre voiture roule pendant une heure avec ses phares allumés et stationne pendant une heure de nuit ; l'éclairage seul a entraîné une dépense de 14 ampères-heure et l'on conviendra que l'hypothèse où nous nous plaçons n'a rien d'excessif. Combien de médecins de campagne utilisent leur voiture pendant plus de deux heures après la tombée de la nuit ? Et pour les chauffeurs qui circulent en ville seulement, combien seront obligés de dépenser davantage, pour peu qu'ils utilisent leur voiture après le diner... et même sans cela, de 16 à 20 heures, en décembre.

Il est difficile de chiffrer exactement la dépense d'électricité causée par le démarrage. On sait que la batterie débite alors un courant intense, très bref, suivant un régime de décharge qui diminue la capacité apparente : une batterie qui fournit 6 ampères pendant dix heures n'en pourrait fournir 60 pendant une heure. Nous admettons le chiffre moyen de 1/2 ampère-heure par démarrage. Il ne paraît pas exagéré d'admettre que l'on utilisera une douzaine de fois le démarreur, c'est-à-dire que la dépense totale d'électricité, éclairage compris, atteindra 20 ampères-heure par jour.

Passons maintenant aux recettes. Admettons que cette voiture effectue chaque jour une moyenne de 100 kilomètres. Elle roule sans doute à peine 35 kilomètres à grande allure (50 à 60 à l'heure), et la moitié du temps à allure moyenne. Or la dynamo qui équipe une telle voiture est généralement capable de débiter au maxi-

mum 8 ampères-heure. A grande vitesse elle débitera donc 4 ampères-heure (8 ampères pendant une demi-heure). Pendant qu'elle roule à vitesse moyenne, elle débitera 6 à 8 ampères-heure et rien du tout aux faibles allures. Donc les dépenses sont supérieures aux recettes d'au moins 5 à 6 ampères-heure par jour. Une batterie de 60 ampères-heure se déchargera complètement en douze jours...

Ajoutons à ce bilan qu'il est établi en admettant la batterie en bon état. En général, médiocrement entretenue, cette batterie voit sa capacité diminuer par suite de la sulfatation. Par temps froid, cette capacité est toujours inférieure au chiffre indiqué par le constructeur, qui indique des chiffres optimums : batterie neuve par temps chaud.

Le remède est évident : employer une dynamo plus forte ! Malheureusement il n'est pas possible de l'employer sans que la batterie soit elle aussi modifiée.

En effet, lorsque nous avons étudié la recharge des accumulateurs, nous avons dit que chaque batterie devait être rechargée au moyen d'un courant dont l'intensité ne peut dépasser une certaine limite. Il est sage d'adopter, pour l'intensité du courant de charge, le dixième de la capacité exprimée en ampères-heure, c'est-à-dire d'opérer la recharge complète en dix heures.

Le chiffre de 8 ampères que nous avons admis pour notre dynamo à débit constant, constitue donc un maximum, si la batterie est de 60 ampères.

Nous voilà donc conduits, tout naturellement, à choisir une batterie de 120 ampères-heure afin de pouvoir employer une dynamo plus forte.

Les fautes du constructeur. — Si l'on peut à la rigueur excuser le constructeur, qui, contraint par la nécessité de vendre bon marché utilise des batteries trop faibles, il est quelques défauts qui ne sont pas pardonnables.

Nous citerons notamment le fait de placer les divers appareils de manière à ce que leur entretien ou contrôle soit presque impossible, par défaut d'accessibilité.

Les accus ou la dynamo peuvent être trop près de la tuyauterie d'échappement : ces appareils, les accus surtout, supportent mal la chaleur.

Les défauts de suspension se manifestent par une accélération

de l'usure des batteries : l'oxyde se détache des plaques, formant au fond des bacs une bourbe noirâtre.

Nous admettons, naturellement, que la dynamo est capable de charger convenablement la batterie : ce n'est, hélas ! pas toujours le cas.

Les excuses du constructeur : le poids de la batterie sera double et son prix de revient également. La dynamo sera un peu plus volumineuse et un peu plus chère. Au total, la voiture sera un peu alourdie, ce qui est peu de chose, mais son prix se trouvera légèrement majoré, ce qui est beaucoup. La clientèle, en effet, ne discute pas toujours la valeur de son équipement électrique ; pourvu que la voiture en ait un, cela lui suffit et elle choisit la voiture la moins chère. Ne jetons pas la pierre aux constructeurs dont le but est, avant tout, de vendre les produits de leur fabrication.

Souhaitons seulement que tous, clients et constructeurs, comprennent que leur intérêt se confond : il faut des batteries de grande capacité, chargées par des dynamos à débit important, atteignant 15 à 20 ampères, au maximum, 10 à 12 en régime moyen.

Quelques points à vérifier. — Quel que soit notre équipement, nous pouvons éviter tous les inconvénients si nous maintenons nos batteries en bon état et bien chargées. Or l'électricité est maintenant assez répandue pour qu'il soit facile d'installer chez soi un dispositif de recharge et de l'utiliser toutes les fois qu'il en est besoin.

Seulement, le constructeur doit placer la batterie de manière qu'elle soit aisément accessible. S'il faut enlever planche par planche, le fond de la voiture (et ces planches sont souvent vissées), si le mode de fixation des couvercles des bacs est particulièrement difficile à vaincre — et ceci est fréquent — s'il faut, pour accéder aux bornes, se livrer à une gymnastique pénible, ne rien voir sans le secours d'une lampe balladeuse, alors ce n'est point le chauffeur qu'il faut accuser de négligence, mais bien le constructeur.

Il est certain que la position la plus accessible pour la batterie est tout simplement le marche-pied. C'est malheureusement peu esthétique.

Remarquons encore que si le froid prive une batterie d'une partie de ses qualités, il en est de même d'un échauffement excessif et que, pour cette raison, une batterie ne doit jamais être placée au voisinage immédiat de la tuyauterie d'échappement.

Avant d'acheter une voiture, il sera bon de s'assurer que les accumulateurs sont bien placés. — On s'assurera également que leurs bornes sont solidement fixées : nous recommandons tout spécialement le système qui consiste à les fixer à la boîte extérieure (Société Tudor).

La dynamo ne doit pas, elle non plus, être placée au voisinage de la tuyauterie d'échappement, car l'échauffement anormal, s'il ne peut entraîner d'avaries, détermine néanmoins une sérieuse perte de rendement.

Insuffisance du démarreur. — Nous n'avons parlé jusqu'ici que de l'influence de la batterie à laquelle un bon entretien doit pouvoir porter remède.

Pourtant, il arrive que le démarrage électrique ne fonctionne pas, et ceci s'explique encore, si l'équipement est bien entretenu, par l'insuffisance de cet équipement : démarreur ou batterie.

Le plus généralement, il faut incriminer la batterie, insuffisamment remplie en électrolyte, ou insuffisamment chargée. Nous savons, il est vrai, que la capacité d'une batterie diminue peu à peu : si le démarreur a été choisi par trop juste, il est possible que, dans certains cas, une insuffisance se manifeste. Le constructeur de la voiture cherche presque toujours à en diminuer le prix de revient, et pour cela, choisit, d'après *le catalogue du constructeur d'équipement*, l'appareil le plus économique.

Or ce fabricant d'équipements fournit des courbes représentatives des couples de ses démarreurs, courbes exactes, nous en sommes sûrs, mais... obtenues dans les conditions les plus favorables, avec des batteries de grande capacité, bien chargées, des démarreurs neufs, avec balais parfaitement ajustés.

Le constructeur lui-même détermine le couple nécessaire au démarreur dans des conditions moyennes, et non comme il le faudrait, sur un moteur très froid, par temps de forte gelée, avec une huile très usagée.

Rien d'étonnant à ce que, dans ces conditions, le démarreur soit insuffisant. Soyons un peu plus larges. Que les constructeurs établissent des appareillages électriques moins justes. Que les

clients n'hésitent pas à acheter la sécurité, en n'oubliant pas que le moindre système d'éclairage de secours leur coûtera plus que la différence de prix entre un bon équipement et un autre insuffisant.

Ajoutons encore que le graissage des démarreurs doit être facile ; non pas seulement celui des roulements, mais encore celui des pignons Bendix.

Et soyez sûrs que, lorsque le constructeur aura suffisamment confiance dans son client pour lui livrer des équipements mieux conçus, *mais plus chers*, lorsque ce client saura les entretenir, nul ne médiera plus des équipements électriques.

TABLE DES MATIÈRES

DU TOME II

LE MOTEUR (Suite)

| Chapitres | Pages |
|---|-------|
| I. — Moteur à deux temps | 1 |
| II. — Moteurs à huile lourde. | 16 |
| III. — Mesures de puissance | 18 |
| IV. — Rendement. | 32 |
| IV. — Variations de la puissance. | 46 |

LA VOITURE

| | |
|--|-----|
| V. — Embrayages | 67 |
| VI. — Boîtes de vitesses | 83 |
| VII. — Transmission. | 120 |
| Différentiel. | 120 |
| Attaque du différentiel. | 127 |
| Systèmes de transmission | 133 |
| Joints élastiques. | 135 |
| VIII. — Entraînement des roues motrices | 143 |
| Ponds arrière. | 143 |
| Cardans latéraux. | 153 |
| Chaines | 156 |
| IX. — Roues | 161 |
| X. — Bandages. | 168 |
| XI. — Pneumatiques | 173 |
| XII. — Entretien des bandages | 187 |
| XIII. — Suspension. | 197 |
| XIV. — Amortisseurs. | 212 |
| XV. — Coussins | 221 |
| XVI. — Étude théorique de la suspension | 223 |
| XVII. — Confort et équilibre de la voiture | 231 |
| XVIII. — Équilibre de la suspension | 248 |
| XIX. — Mouvements du train roulant | 258 |
| XX. — Le Shimmy. | 274 |
| XXI. — Poussée et réaction | 285 |
| XXII. — Direction. | 295 |

| Chapitres | Pages |
|--|-------|
| XXIII. — Freinage | 320 |
| Efficacité du freinage | 331 |
| Servo-freins | 339 |
| XXIII. — Réglage des freins | 352 |
| XXV. — Défauts des freins | 359 |
| XXVI. — Freins avant | 364 |
| XXVII. — Frein moteur. | 377 |
| XXVIII. — Adhérence. - Traction | 382 |
| XXIX. — Détermination des éléments d'une voiture | 393 |
| XXX. — Choix du moteur | 397 |
| XXXI. — Particularités de certains véhicules | 424 |
| Tracteurs | 424 |
| Tracteurs à chenilles. | 432 |
| Propulseur Kégresse. | 439 |
| Motocyclette | 444 |
| XXXII. — Transmissions électriques | 453 |

ÉQUIPEMENT ÉLECTRIQUE

| | |
|---|-----|
| XXXIII. — Généralités. | 458 |
| XXXIV. — Dynamos. - Démarreurs. - Combinés. | 466 |
| XXXV. — Accumulateurs | 499 |
| XXXVI. — Canalisations | 524 |
| XXXVII. — Phares | 529 |
| XXXVIII. — Recherche des pannes | 532 |
| XXXIX. — Entretien | 545 |
| XL. — Quelques critiques | 547 |