2e Année. — N° 23. Novembre 1907.

La Technique Automobile

SUPPLÉMENT MENSUEL DE *LA VIE AUTOMOBILE*

Rédacteur en Chef : **POL RAVIGNEAUX**, ancien élève de l'École Polytechnique

H. DUNOD et E. PINAT, Éditeurs

Rédaction et Administration, Quai des Grands-Augustins, 49, Paris, vie

CALCUL DES RESSORTS A BOUDIN

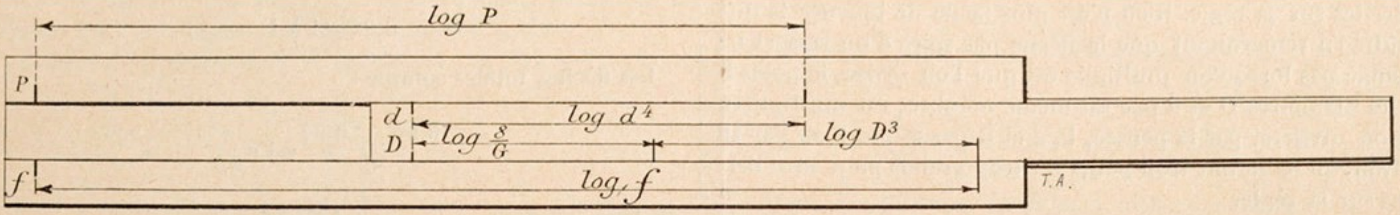

Fig. 1. — Principe d'établissement de la règle.

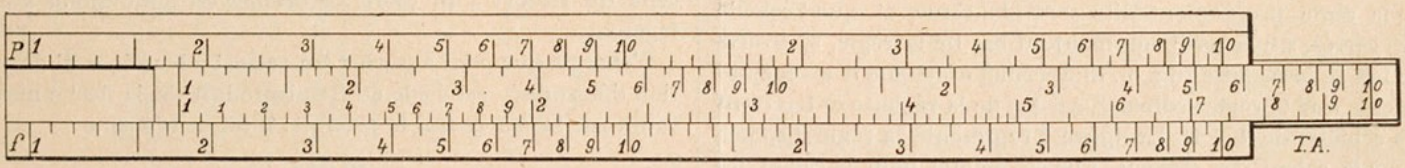

Fig. 2.

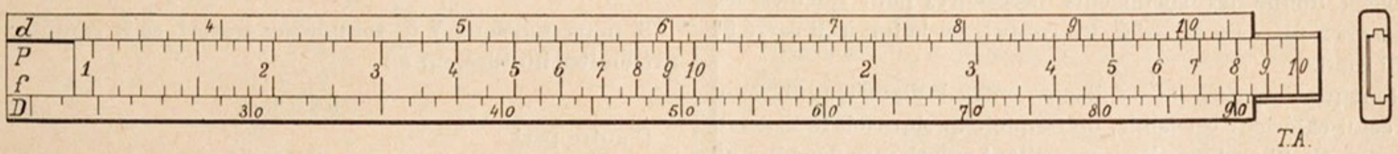

Fig. 3. — Vue de la règle disposée pour les calculs ordinaires.

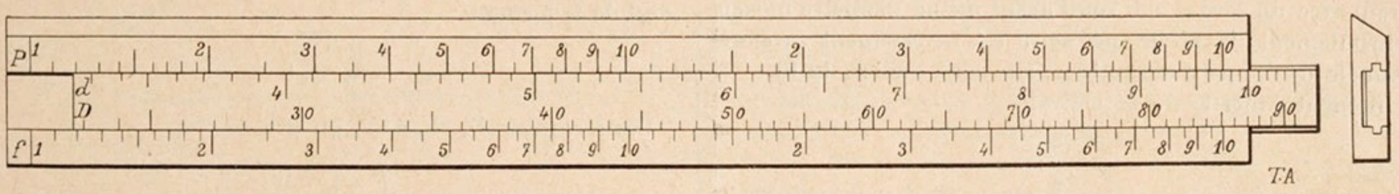

Fig. 4. — Vue de la règle disposée pour le calcul des ressorts.

levier de direction est inconnu, de même que celui du levier de manœuvre. Il faut donc se donner un des calages pour trouver l'autre et l'on est forcément amené à des formules indigestes. Il est bien plus simple de les remplacer par une petite épure descriptive.

Remarquons en passant que l'on peut être certain, *a priori*, que si, dans une voiture, lorsque les roues sont droites, le levier de direction est vertical, et que le levier de manœuvre est dans l'axe de l'essieu, il faut *moins* tourner le volant de direction pour braquer à *gauche* qu'à *droite*.

Ceci n'a qu'une importance relative, car on s'y habitue très vite, mais qu'on se garde de confier une voiture ayant ce défaut à un chauffeur qui, sans connaître ce détail, ou n'ayant pas l'habitude de la voiture, doit mener vite.

*
* *

Une direction doit être insensible tant aux chocs latéraux qu'aux chocs verticaux.

On annule les premiers par l'irréversibilité du mécanisme qui démultiplie le mouvement; irréversibilité atteinte en même temps que l'angle du frottement (pratiquement 13° environ). Quant aux chocs verticaux, ils ne peuvent pas être annulés tant que le levier de manœuvre est relié par une simple bielle de connexion ou levier de direction.

En effet, si le ressort avant est fixé à une main avant rigide, l'essieu décrit dans un cahot une courbe qui s'incurve vers l'avant, puisque le ressort s'allonge quand l'essieu se soulève, tandis qu'au contraire le bout de la bielle de connexion décrit à ce moment-là une courbe s'incurvant vers l'arrière. Donc les roues s'inclineront à droite si des ressorts amortisseurs ne peuvent annuler ce choc.

Cette considération avait amené plusieurs constructeurs à fixer le ressort à l'arrière, en mettant les jumelles à la main avant.

La direction fut en effet plus douce de ce fait. Il est vrai que dans le plus grand nombre de cas, il est inutile de chercher aucune complication, car si la bielle de connexion a près de 1 mètre d'axe en axe et les ressorts avant à peu près autant, les flèches des arcs décrits sont insignifiantes; et il suffit de veiller à ce que la bielle de connexion soit presque horizontale (l'inclinaison exacte a d'ailleurs été déterminée précédemment dans *La Technique Automobile*). En surélevant la direction, en diminuant un peu son levier, et, à la rigueur, en faisant passer la bielle au-dessous de l'essieu, on peut toujours atteindre ce résultat.

*
* *

La dernière condition exigée par les organes de direction est la robustesse.

Pour se placer dans le cas le plus défavorable, il faut choisir le plus grand effort — évidemment latéral, — auquel la direction devra pouvoir résister.

En ligne droite comme en virage, les roues étant le plus souvent situées extérieurement aux pivots de l'essieu font travailler la barre d'accouplement à l'extension si elle est à l'avant et à la compression si elle est à l'arrière. Mais cet effort, — choc normal mis à part, — est assez faible; et c'est pour cela que l'idée de donner, par une forme spéciale des roues ou des moyeux, la voie elle-même pour entre-axe de l'essieu n'a pas prévalu.

L'effort maximum se produira quand la voiture « ripera » contre un trottoir un peu haut.

On ne peut savoir quels sont, dans cette hypothèse, la valeur absolue des efforts en jeu, et comme il est impossible de faire les pièces de direction assez résistantes pour des chocs violents, on emploie toujours un métal possédant un grand allongement avant rupture.

Comme une direction dont l'ensemble aussi bien que les détails n'admettent pas le moindre reproche, séduit toujours l'acheteur par l'impression de sécurité qu'elle lui donne, il est de l'intérêt même des constructeurs de toujours y apporter tous leurs soins.

A. Odier.
Ingénieur des Arts et Métiers.

CALCUL DES RESSORTS A BOUDIN

On emploie beaucoup les ressorts à boudin en automobile: les ressorts d'embrayage, les ressorts de soupapes, les ressorts de régulateur, les ressorts de carburateur, les ressorts de rappel de frein et des commandes, etc. Certains n'étant pas familiarisés avec le calcul de ces ressorts les commandent en donnant seulement au fabricant la charge et la longeur en charge, il arrive souvent que l'espace ménagé pour recevoir ces organes est insuffisant ou leur flexibilité trop faible, ils ne correspondent pas au service que l'on attend d'eux.

Nous croyons être utiles aux lecteurs de *La Technique Automobile* en exposant le calcul d'un ressort et décrivant une règle à calcul, permettant d'opérer rapidement, que chaque ingénieur pourra construire lui-même.

Les ressorts à fil rond et enroulement cylindrique sont les plus employés, f la flèche par spire en millimètre est donnée par la formule connue :

$$f = \frac{8PD^3}{G\,d^4},$$

P étant la charge en kilos, D et d, le diamètre moyen d'enroulement et le diamètre du fil en millimètres, G le coefficient d'élasticité à la torsion du métal égal environ à 7 500 pour l'acier à ressort.

R_1, la tension moléculaire à la torsion, est :

$$R_1 = \frac{8\,PD}{\pi\,d^3}.$$

R_2, la tension moléculaire au cisaillement, est :

$$R_2 = \frac{4\,P}{\pi\,d^2}$$

R, la tension moléculaire maximum, est :

$$R = R_1 + R_2.$$

Prenons comme exemple le calcul d'un ressort d'embrayage de 60 kg. à l'embrayage et qui ne doit pas dépasser 80 kg. pour un débrayage de 15 mm. Imposons-nous le maximum de tension moléculaire, 50 kg. par mm², sous cette dernière charge, le diamètre moyen d'enroulement déterminé par les organes de l'embrayage étant de 50 mm.

Déterminons le diamètre du fil :

$$R = R_1 + R_2 = \frac{8PD}{\pi\,d^3} + \frac{4\,P}{\pi\,d^2}$$

$$\pi R\,d^3 - 8PD - 4Pd = 0,$$

une équation du troisième degré, en négligeant d'abord R_2 qui est très petit par rapport à R_1 :

$$d = \sqrt[3]{\frac{8\,PD}{\pi\,R}}$$

$$= \sqrt{\frac{8 \times 80 \times 50}{\pi \times 50}} = 5{,}88 \text{ mm.},$$

soit 6 mm.

La tension moléculaire par ce diamètre de fil, est :

$$R = R_1 + R_2 = \frac{8 \times 80 \times 50}{\pi\, 6^3} + \frac{4 \times 80}{\pi\, 6^2} = 47 + 2,82 = 49,82.$$

La surcharge du ressort doit être égale ou inférieure à 20 kg. pour un débrayage de 15 mm.

Calculons la flèche par spire sous une charge de 20 kg.

$$f = \frac{8 \times 20 \times 50^3}{7\,500 \times 6^4} = 2,06 \text{ mm.}$$

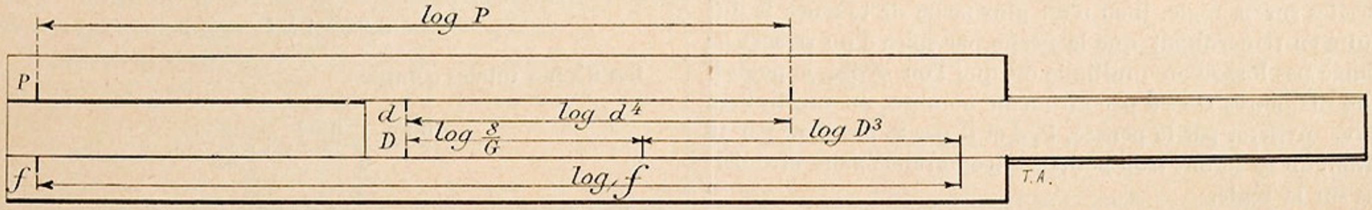

Fig. 1. — Principe d'établissement de la règle.

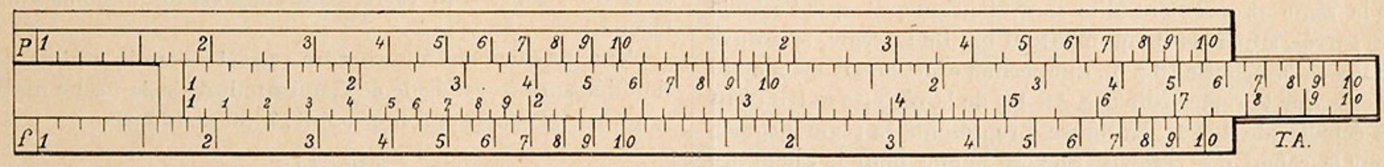

Fig. 2.

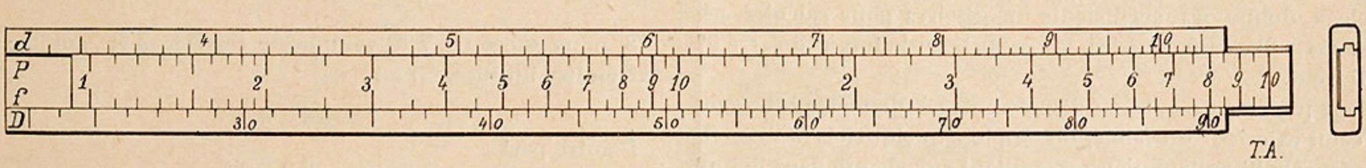

Fig. 3. — Vue de la règle disposée pour les calculs ordinaires.

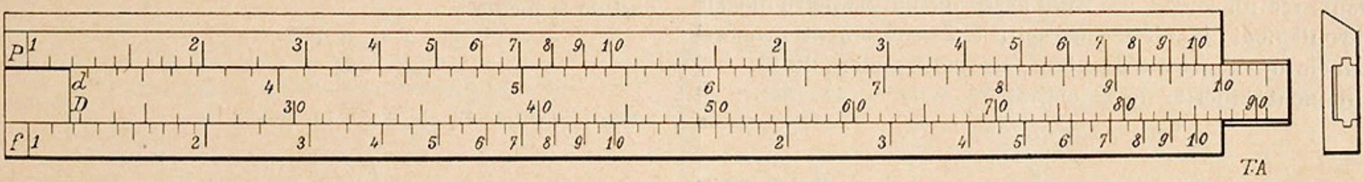

Fig. 4. — Vue de la règle disposée pour le calcul des ressorts.

Il faudra donc :

$$\frac{15}{2,06} = 7,3,$$

soit huit spires utiles.

Pour 20 kg., la flèche totale sera :

$$8 \times 2,06 = 16,48 \text{ mm.},$$

les flèches étant proportionnelles aux charges.

Pour 15 mm. de débrayage, la surcharge sera :

$$\frac{20 \times 15}{16,48} = 18,2 \text{ kg.}$$

La flèche totale sous 60 kg. sera :

$$\frac{60}{20} \times 2,06 \times 8 = 49,4.$$

Pour un ressort à la compression, n étant le nombre de spires utiles, le nombre total des spires varie de $(n+1)$ à $(n+1,5)$

La longueur du ressort sous sa plus grande charge est égale à $(n+1)\,d$ plus un certain jeu.

La longueur du ressort sous $60 + 18,2 = 78,2$ kg, sera :

$$(8+1) \times 6 = 54 \text{ plus le jeu soit } 60 \text{ mm.}$$

Sa longueur sous 60 kg. sera :

$$60 + 49,4 = 109,4$$

et sa longueur libre :

$$109,4 + 15 = 124,4$$

Il y a avantage en vue de diminuer l'encombrement le poids et le prix des organes d'avoir des ressorts le plus petits possible. Pour les ressorts d'embrayage des voitures à cardan, la longueur surtout doit être réduite à son minimum, afin de réserver le plus de longueur possible à celui-ci ; si la longueur trouvée dans un premier calcul est trop grande, on y remédiera en augmentant les diamètres D et d de façon à ne pas dépasser la tension moléculaire maximum.

Ces tâtonnements sont assez longs étant donné qu'il faut calculer la flèche d'après la formule :

$$f = \frac{8\,P\,D^3}{G\,d^4}$$

chaque fois que l'on change les données du ressort.

L'équation qui lie f, P, D et d peut être résolue, par rapport à l'une des quatre variables, d'un seul coup de règle avec une règle à calcul à une seule réglette.

En effet, on a :

$$\log P - \log d^4 + \log \frac{8}{G} + \log D^3 - \log f = o$$

La réglette ou la règle, figure 1, porteront, l'une deux échelles logarithmiques identiques pour f et P, l'autre une échelle logarithmique pour d^4 et une pour D^3 décalées de la longueur $\log \frac{8}{G}$.

On utilisera la réglette d'une règle à calcul ordinaire en l'enveloppant d'une règle en papier fort ou en métal, ou encore en utilisant une vieille règle à calcul dont on aurait enlevé les graduations de la règle proprement dite, sur la règle extérieure ainsi obtenue on portera en haut les logarithmes à une échelle quatre fois plus grande que celle de la réglette, et en bas une échelle trois fois plus grande seulement en ayant soin de décaler les indices de ces deux échelles de $\left(\log\frac{8}{G}\right)$ compté à l'échelle de la réglette (fig. 2). Les chiffres de la réglette 1,2,3... 9,10, 2, 3, 4... doivent être lus 10, 20, 30... 90, 100, 200, 300,400... lorsqu'il s'agit du poids P.

Connaissant trois des quantités D, d, f et P on détermine la quatrième en une seule opération. La règle une fois établie les chances d'erreurs sont réduites au minimum.

Il peut se faire que les dimensions du ressort ne soient pas inscrites sur la règle. Rien n'est plus facile de tourner la difficulté en remarquant que la flèche par spire d'un ressort ne change pas lorsqu'on multiplie ou que l'on divise le poids P et les diamètres D et d par un même nombre; on multipliera ou on divisera, par la pensée, P, d et D par 2, par 5 ou par 10 suivant qu'ils seront trop petits ou trop grands pour être lisibles sur la règle.

La règle construite de toutes pièces pour le calcul des ressorts diffère des règles à calcul ordinaire, en ce que les deux échelles de la règle proprement dite sont identiques et que l'échelle des carrés, située ordinairement au bas de la règle, se trouve au bas de la réglette (fig. 3). Elle permet exactement les mêmes calculs que la règle ordinaire. Au dos de la réglette se trouvent les échelles de d et D. La figure 4 représente la règle disposée pour le calcul des ressorts. Elle est établie pour le calcul des ressorts à fil rond en acier (G = 7500). Au dos de la règle, un tableau donne les coefficients nécessaires pour calculer les ressorts à fil carré en acier, les ressorts en laiton à fil carré et à fil rond.

Lorsque l'espace dont on dispose entre le diamètre intérieur et celui extérieur est faible, on emploie quelquefois le fil carré et même le fil rectangulaire travaillant sur champ dans le but d'augmenter la force du fil. On calcule ces ressorts en les comparant avec un ressort à fil rond ayant même diamètre moyen d'enroulement; la flèche par spire est inversement proportionnelle au moment d'inertie polaire de la section du fil.

Le moment d'inertie du cercle est :

$$\frac{\pi d^4}{32}$$

Celui d'un carré ayant d pour côté est :

$$\frac{d^4}{6}$$

Le rapport de la flèche d'un ressort carré à la flèche d'un autre à fil rond de même dimension sous la même charge est :

$$\frac{\frac{\pi d^4}{32}}{\frac{d^4}{6}} = 0,59$$

On peut se demander, quand on veut réduire le plus possible la longueur du ressort tout en conservant un diamètre d'enroulement donné, s'il est plus avantageux d'employer le fil rond ou le fil carré.

La charge P et la tension moléculaire R_1 à la torsion étant les mêmes, si d est le diamètre du fil de l'un des ressort et c le côté du carré du fil de l'autre les $\frac{I_o}{V}$ des sections de fils sont égaux et l'on a :

$$\frac{\pi d^3}{16} = \frac{c^3}{3\sqrt{2}}$$

d'où :

$$c = d\sqrt[3]{\frac{3\pi\sqrt{2}}{16}} = 0,94.$$

Les moments d'inertie polaire sont respectivement :

$\frac{\pi d^4}{32}$ pour le fil rond,

et :

$\frac{\overline{0,94}^4 d^4}{6}$ pour le fil carré.

Les flèches par spires sont entre elles comme :

$$\frac{\overline{0,94}^4 d^4}{6} \text{ est à } \frac{\pi d^4}{32}.$$

Les nombres de spires sont sensiblement comme :

0,94 est à 1.

Les flèches totales comme :

$$\frac{\overline{0,94}^4 \times 0,94}{6} \text{ est à } \frac{\pi}{32}$$

ou bien comme : 1,27 est à 1.

La flexibilité du ressort à fil rond est 27 0/0 plus grande que celle du ressort à fil carré. Ce dernier est donc moins avantageux.

L'énergie que peut absorber un ressort à boudin à fil de section déterminée est égale au demi-produit de la flèche maximum par la charge qui la produit; il est de la forme :

$$\frac{P^2 D^3 n}{G d^4}. \qquad (1)$$

Si nous appelons V le volume du ressort, sans compter les extrémités inutiles, on a :

$$V = K d^2 D n. \qquad (2)$$

D'autre part :

$$R_1 = \frac{8 P D}{\pi d^3}$$

d est de la forme :

$$\sqrt[3]{\frac{PD}{R_1}}. \qquad (3)$$

Des formules (1), (2) et (3), on tire :

$$T = K' \frac{V R_1^2}{G}$$

L'énergie d'un ressort à boudin à fil de section de forme donnée est proportionnelle au volume des spires utiles au carré de la tension moléculaire et à $\frac{1}{G}$.

Les métaux les plus avantageux à volume égal seront ceux dont le facteur $\frac{R^2}{G}$ sera le plus grand, et, à poids égal, le facteur

$$\frac{R^2}{G\delta},$$

δ étant la densité.

La forme de la section du fil étant connue, si l'on impose la tension moléculaire à la torsion R_1, on peut calculer le poids d'un ressort indépendamment des diamètres D et d connaissant la charge P et la flexion F qu'elle produit.

Pour le fil rond, ce poids est :

$$p = \frac{2 G\delta}{R_1^2 10^6} P F$$

en comptant pour l'acier :

$$\delta = 7,8,\ G = 7500\ R_1 = 50$$

$$p = \frac{P F}{21\,400} \text{ (1).}$$

N. Causan.

(1) Pratiquement, il faut ajouter à ce poids celui des spires de finition.