

CHAPITRE VII

SUSPENSION (ORGANES)

A. — RESSORTS

On utilise dans le ressort les propriétés élastiques de la matière pour amortir les chocs et obtenir des appuis présentant une certaine douceur. Le ressort résiste aux forces extérieures en subissant des déformations qui disparaissent au moment où les forces cessent d'agir.

1^o Ressorts à lames multiples ou ressorts de flexion.

a) Description.

Il est formé de plusieurs lames d'acier de même section rectangulaire, cintrées suivant des arcs de cercle concentriques. Ces lames sont étagées sauf les 2 ou 3 premières voisines de la lame maîtresse ou lame supérieure. Le ressort se trouve ainsi avoir, dans le plan vertical seulement, la forme approchée d'un solide d'égale résistance, encastré en son milieu et chargé par ses deux extrémités (*fig. 99-100-101*) : Cette forme a l'avantage de donner au ressort une flexibilité à peu près double de celle qu'il posséderait si toutes les feuilles avaient la même longueur.

La feuille maîtresse reçoit à ses extrémités la charge de la machine par l'intermédiaire des liges de suspension.

Les lames de ressorts sont maintenues transversalement les unes par rapport aux autres, au milieu, par une bride en fer forgé, dressée intérieurement puis posée à chaud pour assurer un serrage énergique. Parfois encore la bride est serrée à la presse simultanément sur ses 4 faces à une pression élevée. Ce serrage suffit généralement à empêcher le glissement longitudinal de l'ensemble des lames mais on peut arriver au même résultat ou le compléter par un embrèvement de la bride dans une entaille des lames ou avec une clavette enfoncée entre cuir et chair ou avec des étoquiaux rendant solidaires les lames entre elles et la lame inférieure d'une cale à talon (*fig. 100 bis*).

Les feuilles de ressorts comportent généralement, venue de laminage, une petite nervure arrondie sur une face et une gorge reproduisant en creux le profil de cette nervure sur l'autre face. Nervures et gorges s'emboîtent et assurent une liaison transversale parfaite sur toute la longueur des lames.

Les ressorts sont fabriqués avec une certaine flèche variant suivant leur longueur et leur flexibilité et calculée en général de manière que le ressort ne se redresse pas complètement

sous la plus forte charge. Cependant, il y a aussi des ressorts droits qui se cintrent vers le bas, sous l'action de la charge.

Sur les bogies de tender on emploie quelquefois des ressorts à pincettes (*fig. 101 bis*) formés par la superposition de 2 ressorts semblables se touchant par leurs extrémités et tour-

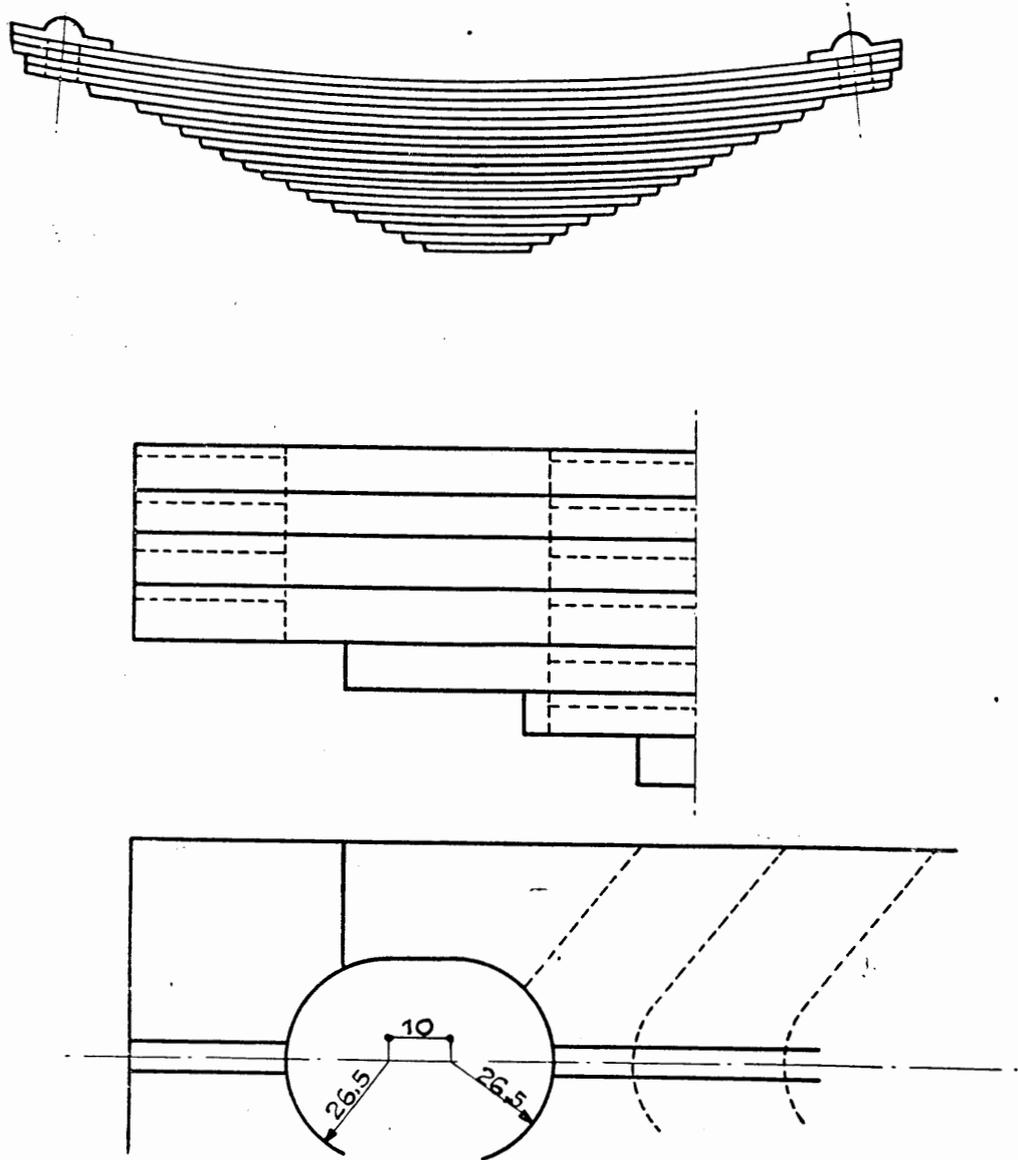
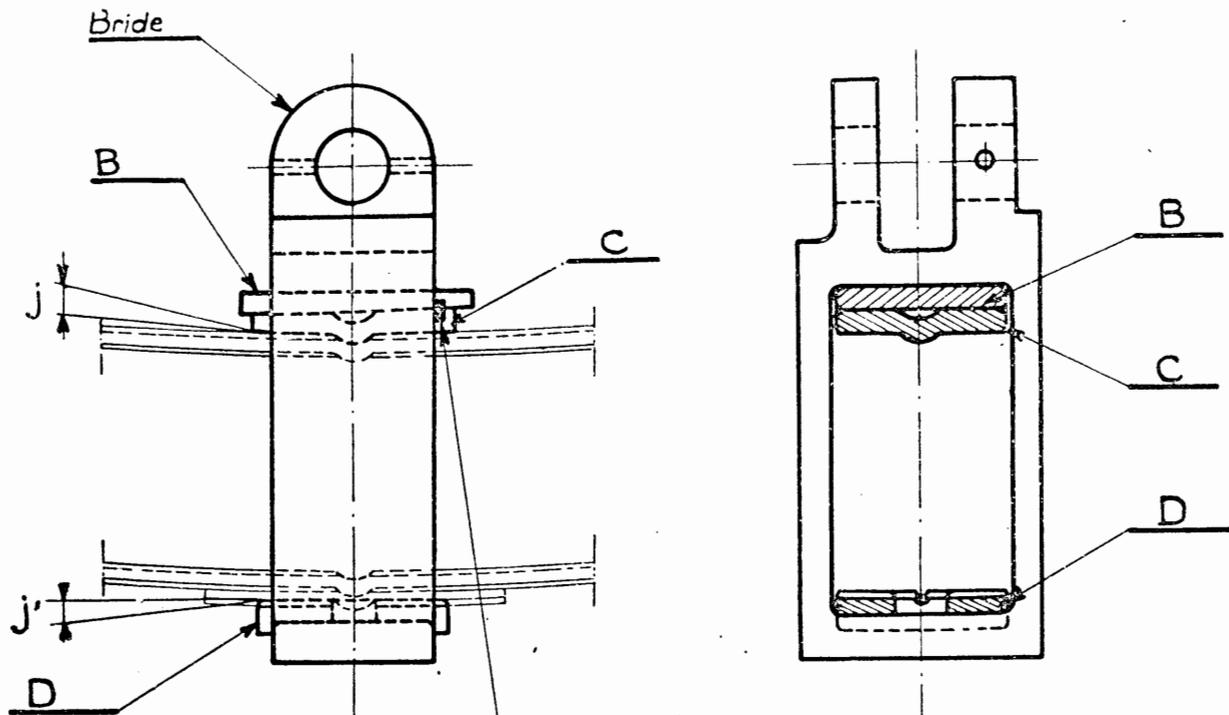


FIG. 99

nant l'un vers l'autre leur concavité. La flexibilité de l'ensemble est double de celle de chaque ressort considéré en particulier.

La flexibilité des ressorts à lames des locomotives varie de 5 à 12 mm. par tonne pour les ressorts d'essieux moteurs et accouplés et peut atteindre 25 mm. pour les essieux porteurs.



*Après montage, le coin et la clavette seront fixés ensemble
et à la bride par 2 points de soudure*

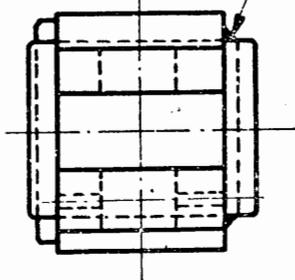
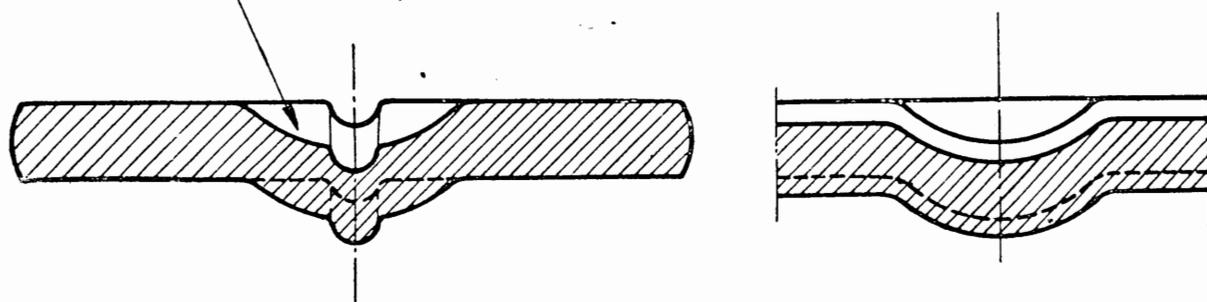


FIG. 100^{bis}

Etoqiau

Section des lames



La flexibilité des différents ressorts des essieux couplés d'une même machine doit présenter une assez grande uniformité sans laquelle il se produirait, en vitesse, des surcharges excessives sur les ressorts les plus raides et leurs essieux du fait des dénivellations de la voie.

Les ressorts doivent être composés de lames ayant la même qualité et la même section. Tous les ressorts neufs ou réparés doivent être essayés individuellement à la flexion

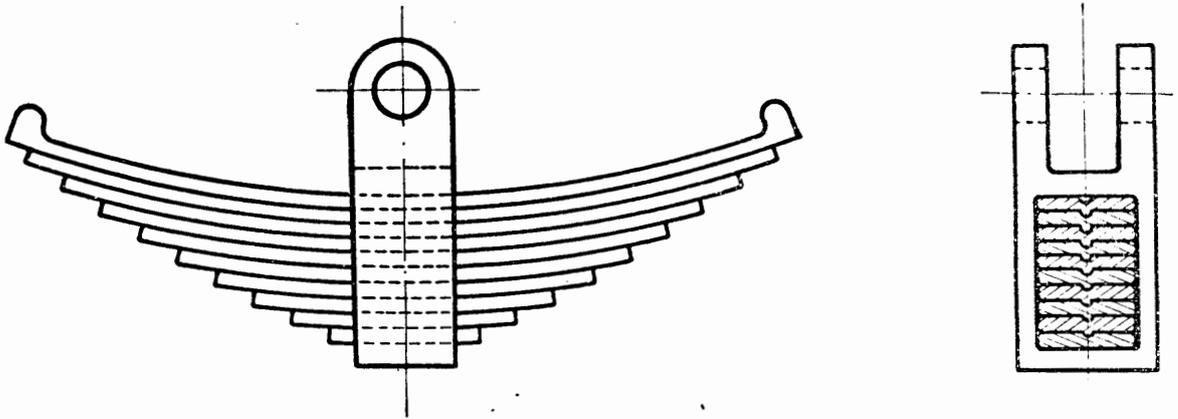


FIG. 100

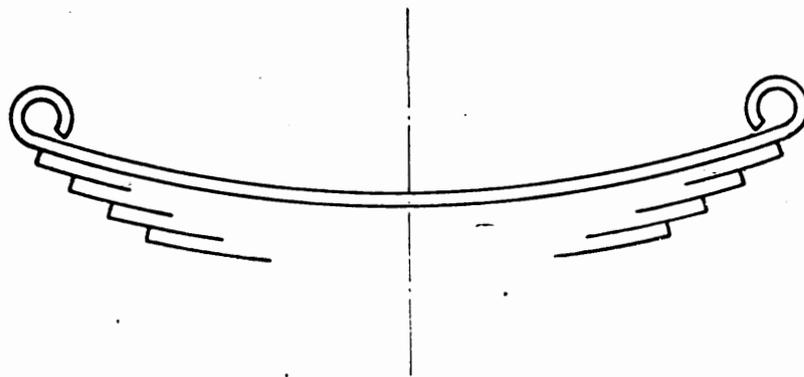


FIG. 101

avant le montage de la bride. Cet essai consiste à faire subir au moins 5 flexions successives, correspondant à la charge d'essai indiquée par les dessins. Après cette épreuve, la tolérance d'exécution est :

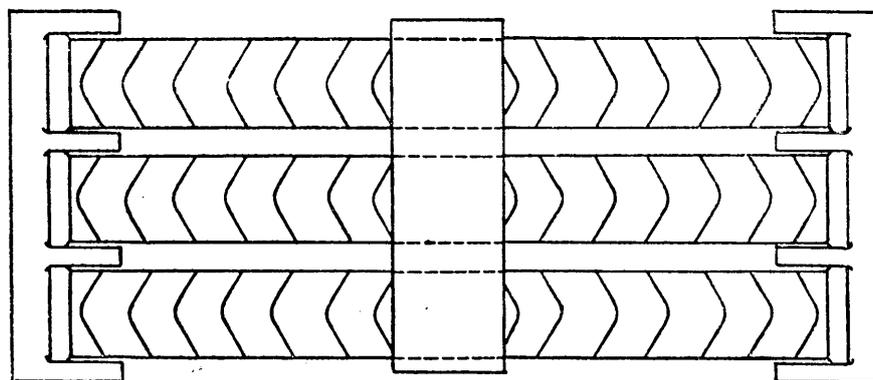
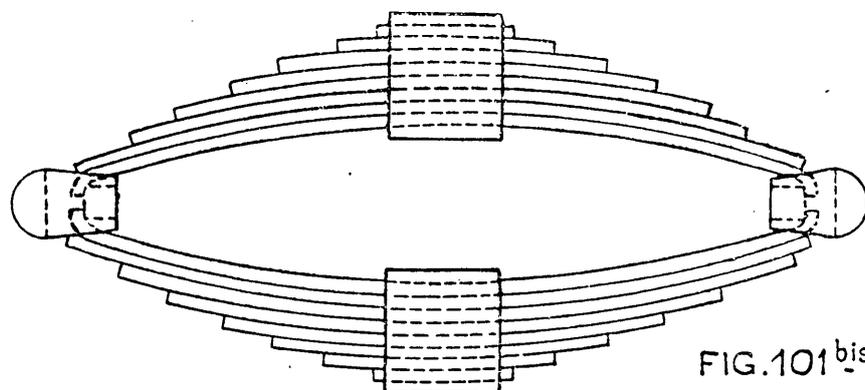
| | | |
|---------|---|------------------------------------|
| + 5 mm. | } | pour une flèche nominale < 100 mm. |
| - 0 | | |
| + 5 % | } | pour une flèche nominale > 100 mm. |
| - 0 | | |

Le ressort en service est envoyé en réparation en cas de perte de flèche par rapport à la flèche nominale dépassant :

— 5 mm. pour une flèche nominale < 100 mm.

— 5 % pour une flèche nominale > 100 mm.

L'album des ressorts que les dépôts ont encore à leur disposition leur donne les diffé-



rents types de ressorts en service sur les machines, leur désignation, leurs dimensions et leurs caractéristiques, notamment :

— Le nombre, la largeur et l'épaisseur des feuilles.

— La flèche de fabrication.

— La flexion pour 1.000 kg. de charge.

— La longueur développée de la première feuille entre les points de suspension.

C'est-à-dire tous les renseignements qui peuvent servir à déterminer, sans machine à essayer, si un ressort peut être maintenu en service ou si, fatigué, il doit être retiré et remplacé.

b) Fabrication.

L'acier utilisé pour la fabrication des ressorts est un acier dur spécial, de la catégorie « S » (Spécification Technique Unifiée n° 8-B) qui contient 0,4 à 0,8 % de manganèse, 1 à 1,5 % de silicium et dont la teneur en phosphore ne doit pas dépasser 0,05 %. Cet acier possède une grande période d'élasticité, il supporte sans se détériorer la fatigue due à la répétition d'efforts alternés; pour permettre des calculs exacts il doit posséder des qualités mécaniques bien déterminées.

L'acier livré en longueur commerciale est débité en lames à la cisaille sur laquelle est adaptée une jauge permettant de débiter les barres sans avoir à les tracer d'avance, les extrémités des lames sont ensuite mises à la forme prévue (le plus souvent en forme de langue d'aspic).

Ce dernier travail se fait généralement à chaud; les lames étant chauffées à leurs extrémités dans un four à mazout. L'extrémité des lames est ensuite réduite d'épaisseur au laminoin ou au marteau, puis meulée pour « ébavurage ». L'amincissement des lames à leurs extrémités a pour but d'obtenir les résultats suivants :

- rendre le travail plus régulier à chaque extrémité: le moment de flexion diminuant du centre vers les extrémités, le moment d'inertie doit suivre la même variation;
- assurer une flexion plus régulière du ressort en faisant varier d'une façon plus continue la section à chaque étage.

Les trous pour le passage du rivet central d'assemblage, qui est en acier « A » ou

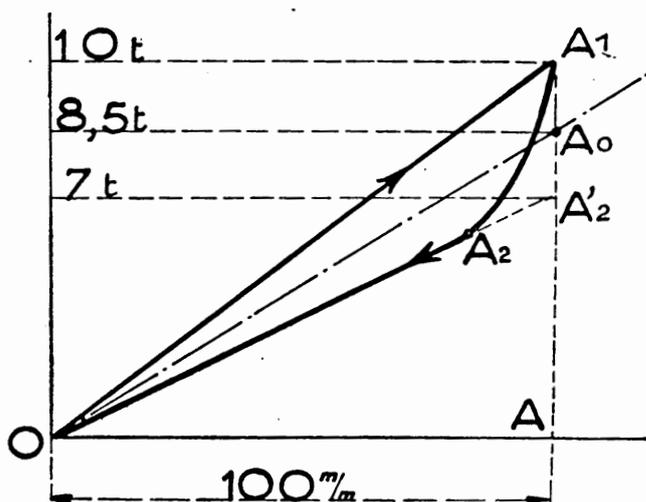


FIG. 102

« B », sont percés au foret et non poinçonnés ; le poinçon a, en effet, l'inconvénient de créer une zone écaillée autour du trou et d'amorcer des fissures en étoile qui diminuent la résistance du métal. Ce trou doit avoir un diamètre supérieur d'au moins 0 mm. 5 au diamètre du rivet prévu pour l'assemblage.

Les extrémités des maîtresses-lames des ressorts à rouleaux sont enroulées à chaud sur une forme spéciale constituée par un axe et un mandrin destiné à pincer l'extrémité au moment de l'enroulement sur l'axe, de façon que l'axe du rouleau soit bien normal à l'axe longitudinal de la lame. L'œil de chaque rouleau est ensuite calibré sur un mandrin. Après refroidissement, la distance d'axe en axe des rouleaux est vérifiée à l'aide d'une jauge munie de deux talons s'introduisant sans jeu dans l'œil de chacun des rouleaux.

Les lames sont ensuite rapidement cintrées à chaud (rouge cerise) à l'appareil à rouleaux ou au conformateur, puis elles sont trempées dans de l'eau à 40°, température qu'il est nécessaire de maintenir pour éviter la formation de tapures dans les lames. La température de trempé est de 720°; (l'acier au silicium se trempé à plus haute température que l'acier au carbone seul, même si la teneur en carbone des 2 aciers est la même).

Après trempé, les lames sont remises dans un four à recuire, pour subir un revenu à la température de 250° à 400° (bois blanc fumant).

Les lames doivent être soigneusement examinées avant montage. Elles sont ensuite graissées sur leur face inférieure au moyen d'huile mélangée de mine de plomb ou de suif fondu ou, éventuellement de paraffine. Cette opération facilite le glissement des lames les unes sur les autres en service.

Puis elles sont assemblées et maintenues par le rivet central. On place, avant rivetage, une cale sans cordon, mais avec rainure, sous la plus petite feuille pour avoir ultérieurement un bon portage sur la bride.

Au cintrage, on a soin de donner des rayons très légèrement décroissants de la maîtresse-lame à la plus petite lame, ceci dans le but de bien faire pincer la lame inférieure dans la lame supérieure; on évite ainsi le « baillement ».

Le ressort monté avec son rivet est bridé.

La bride est une frette centrale, mise en place à la température du rouge cerise clair (850°).

et comprimée simultanément sur les quatre faces avec une force d'environ 30 tonnes pour éviter le glissement en service.

Cette opération doit être menée rapidement, afin que la trempe à l'eau qui suit immédiatement la pose de la bride se fasse à une température suffisante. Il est indispensable que la bride soit bien située au milieu du ressort.

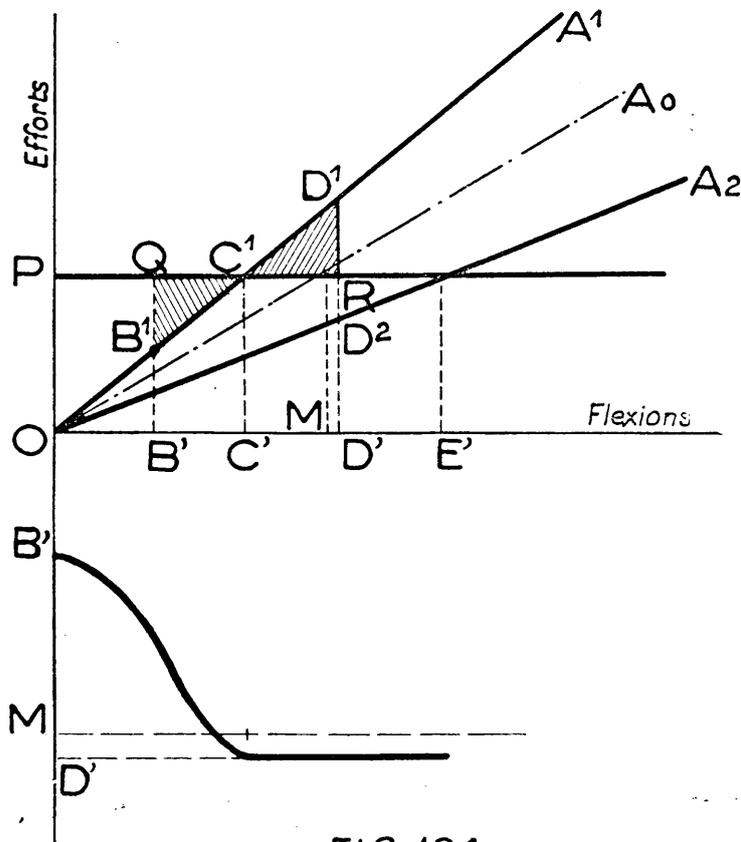


FIG.104

Depuis 1941 l'application du bridage à froid aux ressorts de matériel moteur est en voie de généralisation. Le dispositif comprend (*fig. 100 bis*) :

- une cale D en acier A à double talon, rainée et portant un trou destiné au logement de l'étoquiau de la lame inférieure. Elle s'applique au fond de la cage de la bride;
- une clavette C en acier D munie d'un étoquiau qui la rend solidaire de la lame-maitresse et d'un double épaulement formant butée sur la bride;
- un coin de serrage B en acier G dont l'épaisseur est variable suivant l'épaisseur réelle du paquet de lames sans pouvoir être toutefois inférieure aux cotes du dessin. Ce coin est enfoncé à refus au marteau à devant après avoir eu soin de bander le ressort avec un dispositif spécial de façon que la maitresse-lame soit à la position correspondant au ressort en charge.

L'ensemble coin et clavette est rendu solidaire de la bride au moyen de deux points de soudure.

Avant bridage, les ressorts sont tous éprouvés à la presse hydraulique pour s'assurer qu'ils ne présentent aucun point faible et que leur flexibilité répond bien aux conditions

imposées par les dessins, la flèche après premier essai est considérée comme flèche initiale, la perte de flèche se mesure au second essai.

Les ressorts, après bridage et matage de la cale, sont recouverts d'une couche de noir à train.

c) Frottement du ressort à lames.

Si l'on enregistre graphiquement sur une machine d'essai de ressorts les courbes de variations des efforts de compression et de détente en fonction des flexions on obtient le diagramme de la *figure 102*.

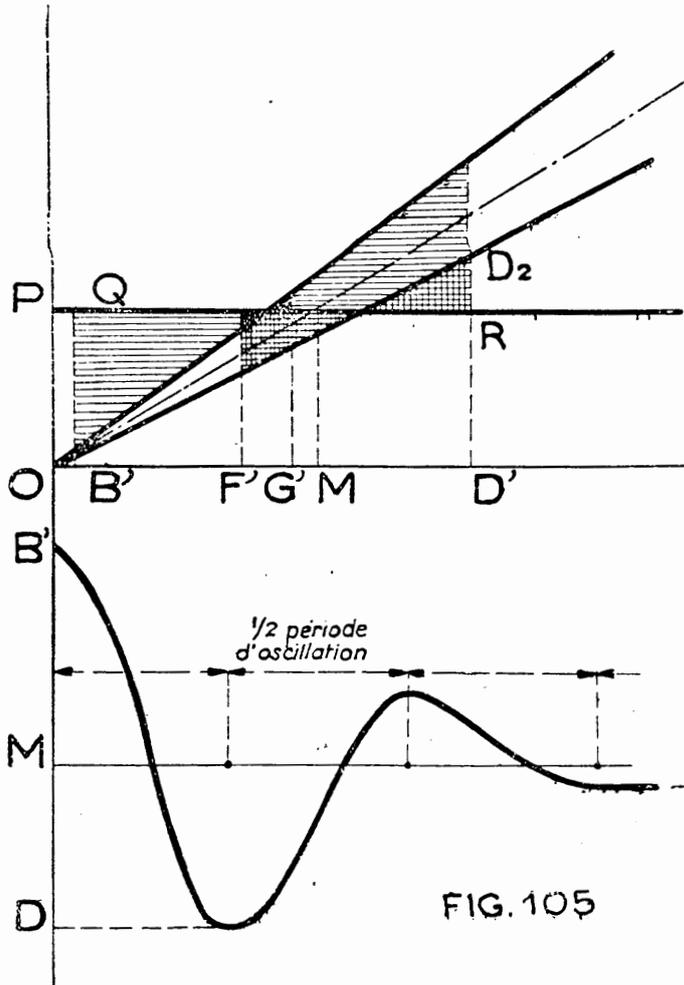


FIG. 105

A la compression la flexion est proportionnelle à la charge et le point figuratif suit la droite OA_1 ; si l'on diminue la charge après avoir atteint ce point A_1 , la flexion reste d'abord à peu près stationnaire puis diminue proportionnellement à la décharge et le point figuratif suit la courbe A_1A_2 et la droite A_2O .

La surface comprise dans les 2 courbes du point figuratif mesure le travail absorbé et dissipé en chaleur par frottement.

La droite OA_0 , bissectrice de OA_1 et OA_2 correspond au même ressort supposé sans frottement. Le coefficient de frottement

$$f = \frac{A_0A_1}{A_0A} = \frac{A_0A_2}{A_0A}$$

atteint couramment 0,15. Il peut être évalué sans essai pratique par la formule

$$f = 2q(n-1) \frac{c}{l}$$

dans laquelle q est le coefficient de frottement des lames les unes sur les autres, (n) le nombre de lames, (c) leur épaisseur (l) la longueur de la maîtresse-lame.

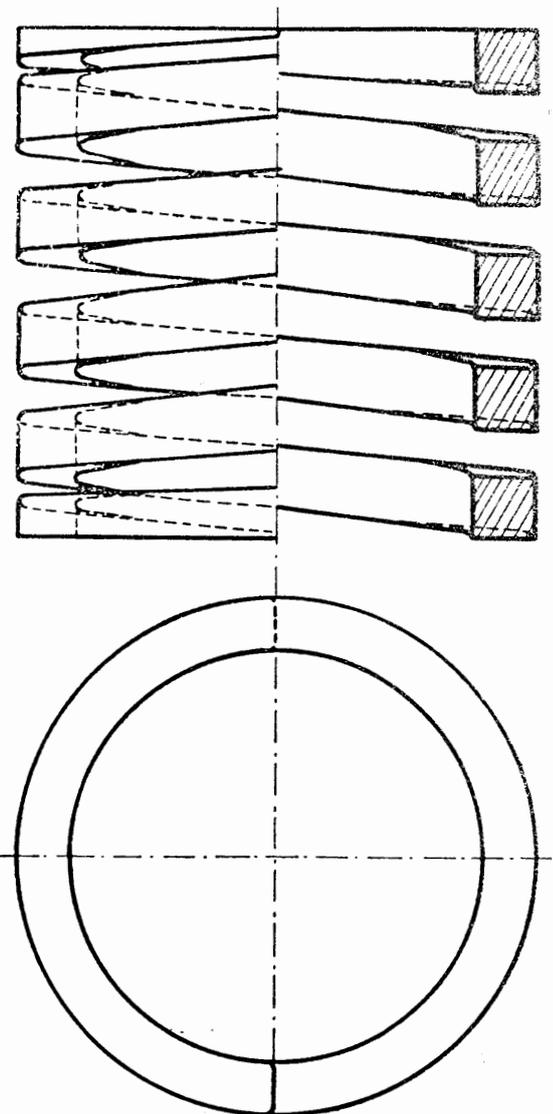
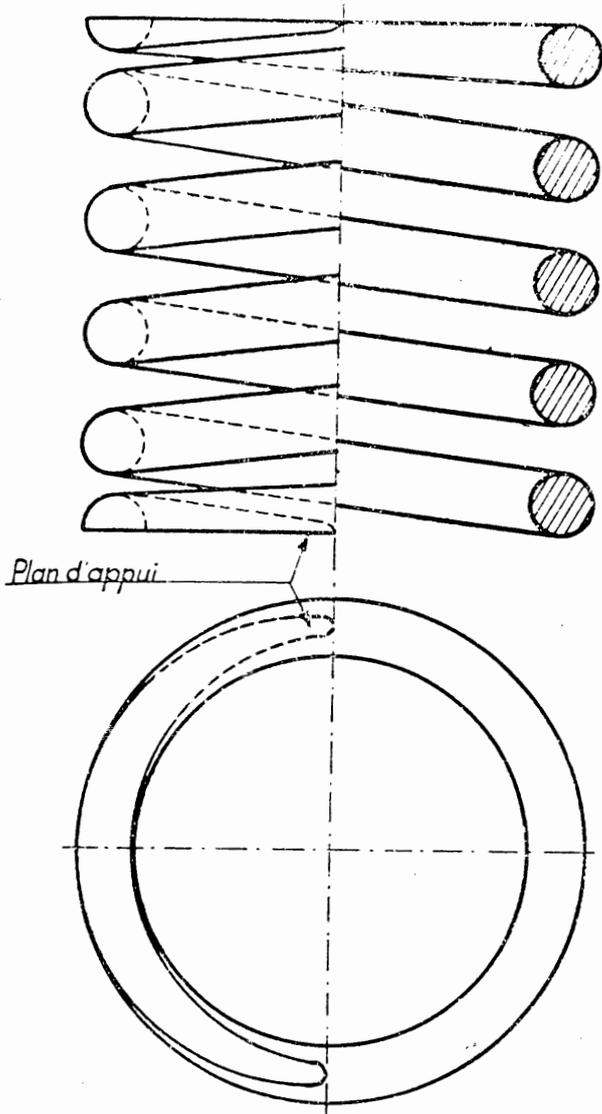
Il peut varier pour des ressorts de même type de 0,07 à 0,23 suivant le serrage de la bride, l'état de poli et de graissage des lames (4) et même aussi avec l'état vibratoire du ressort au cours de l'essai.

Si l'on n'oublie pas ce phénomène d'hystérésis lors d'un pesage de locomotive on ne sera pas étonné d'enregistrer des résultats très différents suivant que les ressorts ont été amenés à leur position de repos par des mouvements différents de compression ou de détente (3 t d'écart par exemple pour un ressort de 10 tonnes).

Pour obtenir pratiquement une pesée précise éliminant les frottements des ressorts il semble donc qu'il soit nécessaire de procéder à de nombreuses pesées successives, soit en déplaçant la machine, soit en prenant la précaution entre chaque pesée de détruire le précédent équilibre des fléaux, en les faisant jouer tous par exemple; on peut accepter finalement la moyenne des poids relevés sur chaque balance qui, comme nous l'avons expliqué, et comme on le constate effectivement, peuvent varier de plusieurs tonnes.

Ressort hélicoïdal cylindrique
à section circulaire

Ressort hélicoïdal cylindrique
à section carrée



Groupe de 2 ressorts hélicoïdaux

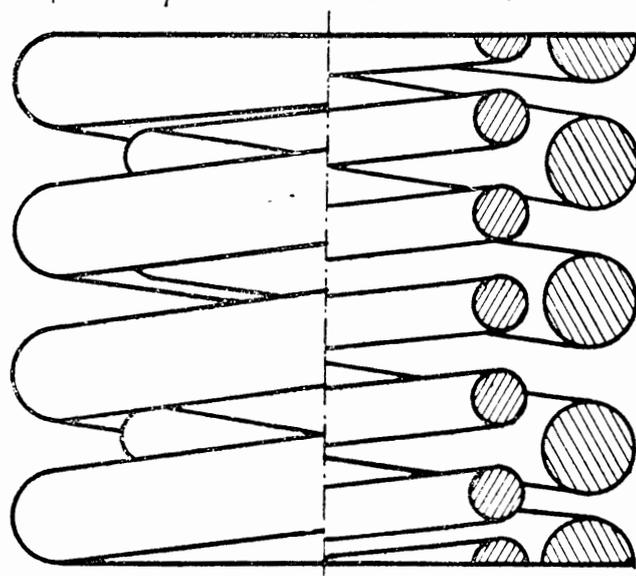


FIG. 107

d) **Oscillation d'un poids sur ressort à lames reposant sur une roue circulant sur voie rectiligne.**

Pendant l'oscillation descendante du poids, le frottement s'ajoute à la compression résistante du ressort (OA_1) (*fig. 104*), pendant l'oscillation ascendante au contraire, le frottement se retranche de la compression motrice du ressort (OA_2).

Il y aura équilibre entre le poids P et le ressort tant que la position verticale de P sera comprise entre OC' et OE' . Supposons que OB' corresponde à la position culminante de P . P tombera jusqu'à ce que le travail du poids (surface Q, R, D', B') soit devenue égale au travail résistant du ressort avec frottement (surface B', B_1, D_1, D'), c'est-à-dire pour $C'D' = B'C'$.

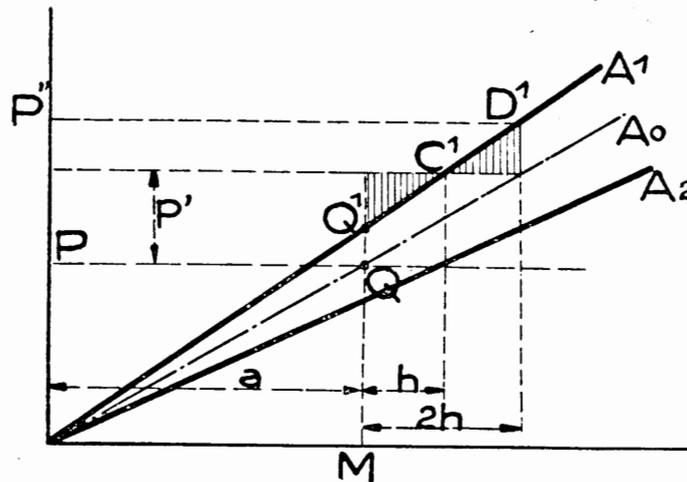


FIG. 106

Il ne pourra y avoir d'oscillation de retour puisque $D'D_2 < D'R$. Le poids restera en bas de l'oscillation descendante à cause du frottement du ressort.

Dans le cas de la *figure 105* (oscillation de plus grande amplitude ou frottement moindre) on a $D'D_2 > D'R$. Le ressort peut relever le poids, on aura une oscillation ascendante jusqu'au point F' et une dernière oscillation descendante jusqu'en G' .

e) **Flèche maximum prise par un ressort à lames immobile, sous l'application brusque d'une charge.**

Soit Q le point figuratif du ressort en équilibre sous la charge P quand on applique la surcharge P' . Ce point figuratif va suivre (*fig. 106*) la ligne Q, Q_1, D_1 ; le point D_1 étant tel que le travail du poids suspendu oscillant ($P + P'$) soit égal à celui des forces élastiques, c'est-à-dire tel que $C_1 D_1 = C_1 Q_1$. Le point D_1 correspond à une charge statique d'équilibre P'' supérieure à $(P + P')$.

On voit que si le ressort était sans frottement on aurait :

$$P P'' = 2 P'. \quad (Q_1 \text{ étant confondu avec } Q).$$

A la fin de la première oscillation la flexion statique du ressort serait augmentée du double de celle correspondant à la surcharge et la compression également. Ce résultat est connu sous le nom d'oscillation de double amplitude.

f) **Flèche maximum prise par un ressort à lames oscillant, sous l'application brusque d'une charge.**

Supposons qu'une surcharge P' soit appliquée au poids P déjà animé d'une oscillation primitive. Si cette surcharge se produit au début de l'oscillation descendante propre du ressort et de P , elle a pour effet d'augmenter de $2h'$ l'oscillation descendante primitive de P (h' étant la flexion statique correspondant à la surcharge P'). Si elle se produit pendant l'oscillation descendante propre du ressort elle a pour effet d'augmenter cette dernière d'une valeur variable inférieure à $2h'$, d'autant plus petite que P se rapproche de la fin de son oscillation descendante. Les deux oscillations se sont composées, mais en se contrariant.

g) **Variation proportionnelle de charge du ressort à lame dans le passage d'une roue sur une dénivellation.**

A grande vitesse et si la dénivellation (h) (fig. 106) est brusque, le châssis matérialisé par le poids P n'a pas le temps de s'affaisser (il est suspendu sur plusieurs autres essieux non dénivelés et son inertie est grande). L'oscillation du ressort se limite à (h). La variation de charge sera dans le cas de la figure 106 (relèvement de la voie)

$$P' = P \left[\frac{h}{a} + f \left(1 + \frac{h}{a} \right) \right]$$

et dans le cas d'une dénivellation

$$P' = -P \left[\frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a} \right) \right]$$

(a) étant la flexion statique du ressort.

Si par exemple une roue chargée d'un ressort de flexion statique $a = 40$ mm. tombe dans une dénivellation (h) de 20 mm. de profondeur et que (f) soit égal à 0,20, la décharge proportionnelle du ressort est égale à : $\frac{20}{40} + 0,10 = 0,60$

(60 %) et la surcharge proportionnelle si la roue passe sur une surélévation de hauteur (h) : 80 %.

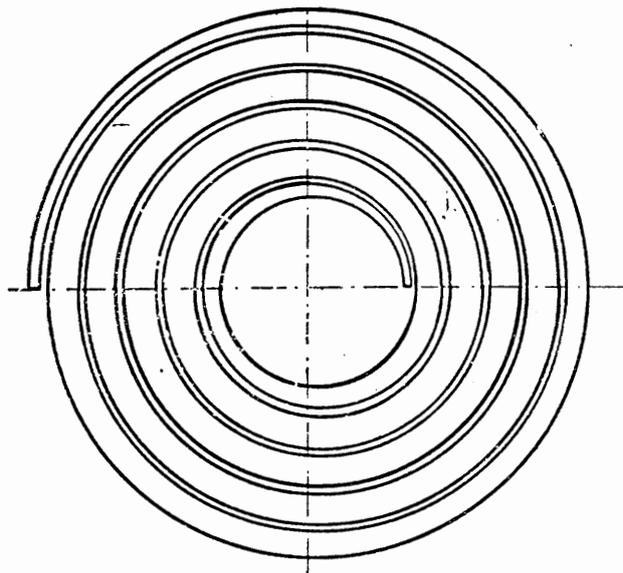
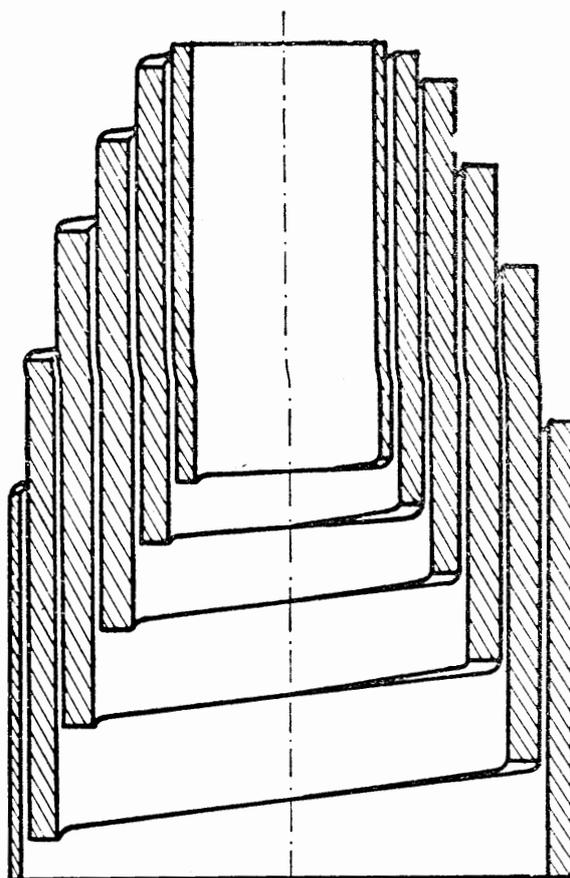


FIG. 108

2° Ressorts hélicoïdaux et coniques en spirale ou ressorts de torsion.

a) Description.

Ces ressorts sont constitués d'une tige en acier de section circulaire ou d'une lame de section rectangulaire enroulée en hélice sur un cylindre (*fig. 107*) ou en spirale sur un cône (*fig. 108*). Suivant ce mode d'enroulement on les appelle encore respectivement ressorts à boudin ou ressorts à volute.

Ces ressorts ont l'avantage de présenter moins d'encombrement et de poids que les ressorts à lames. A poids égal, le ressort hélicoïdal à section constante absorbe une énergie 1,5 fois plus faible qu'un ressort théorique d'égale résistance et 2 fois plus forte qu'un ressort à lames. Ils sont terminés à leurs extrémités par un plan perpendiculaire à leur axe quand

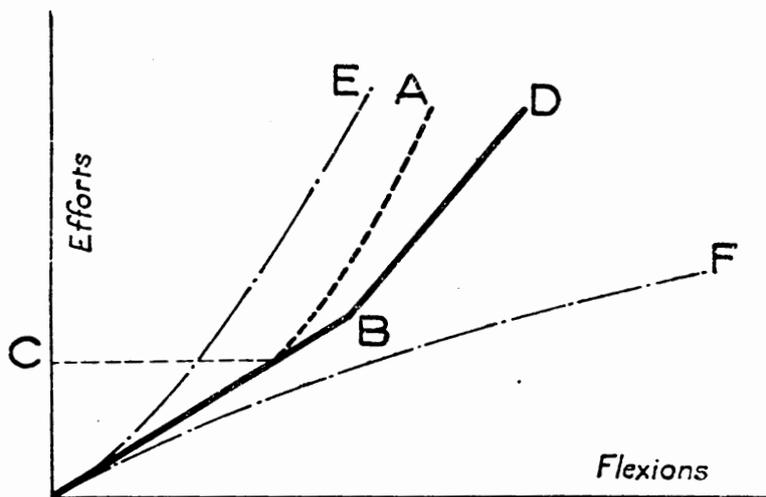


FIG. 108 ^{ter}

la force n'agit que pour les raccourcir. A section égale et diamètre de la grande spire égal les ressorts cylindriques et ceux à spirale conique sont à peu près équivalents. Les ressorts cylindriques sont en général placés par couple, les sens d'enroulement étant inversés pour compenser les réactions sur les appuis de directions autres qu'axiales. A encombrement égal les ressorts coniques dont les spires s'emboîtent, permettent de plus grandes déformations que les ressorts cylindriques.

b) Amortissement des oscillations.

Les ressorts de torsion ne donnent lieu à aucun frottement propre (1). Pour cette raison, si aucun autre frottement ne vient absorber une partie du travail d'oscillation du poids suspendu, les oscillations continuent indéfiniment sans être amorties comme dans le cas des *figures 104* et *105*. L'amortissement des oscillations a une grande importance. Si la durée

d'oscillation propre du ressort qui ne dépend que de sa flexion statique (a) : $(T = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}})$

coïncide avec la période d'oscillation des roues circulant sur une voie à dénivellations régulièrement espacées (cette période dépendant de la vitesse), il se produit un phénomène de

(1) Il existe toutefois un amortissement interne, mais beaucoup plus faible que le frottement des lames.

résonance. Chaque nouvelle impulsion augmente l'énergie du système d'une quantité faible, mais qui s'ajoutant chaque fois aux énergies antérieurement acquises finit par transmettre à ce système une énergie — donc une amplitude — considérable. Grâce à ce phénomène, une force même faible peut en se répétant donner un effet notable. Si le ressort se trouve complètement déchargé les risques de déraillement de la roue correspondante sont très grands. On démontre que la condition générale pour que les oscillations convergent ou s'amortissent est : $h < 2 fa$; pour que la première oscillation s'éteigne de suite est : $h = fa$.

Les ressorts de torsion ne peuvent donc être employés seuls pour la suspension que si d'autres dispositions mécaniques opposent un frottement important à l'oscillation du poids suspendu, c'est le cas par exemple pour les châssis auxiliaires suivant la conception de leur liaison avec le châssis principal.

c) **Ressorts apériodiques à flexibilité variable.**

Tous les ressorts décrits jusqu'ici ont la propriété commune de donner une flexion proportionnelle aux efforts (droites OA_1 et OA_2). Or, il peut être intéressant d'utiliser des ressorts de raideur croissante ou décroissante (pour les tenders dont la charge varie avec l'approvisionnement en eau et pour les rappels de bogie). On peut employer la combinaison de 2 ressorts superposés, le deuxième ressort ne commençant à agir qu'à partir d'une certaine charge. La suspension type Mestre des tenders comporte par exemple des ressorts à lames ordinaires munis à leurs extrémités de ressorts à spirale montés avec tension initiale. On peut aussi, en ce qui concerne les ressorts coniques, les modifier facilement.

Remarquons d'abord, que pour que le ressort soit d'égale résistance, il faudrait employer une lame à section décroissante de la grande spire vers la petite. S'il n'en est pas ainsi, on peut constater l'anomalie suivante : les spires les plus grandes sont plus faibles relativement que les plus petites; au fur et à mesure de l'affaissement sous la charge, les spires de diamètres décroissants peuvent venir appuyer successivement sur le plan de pose de la grande spire.

Le nombre de spires qui agissent va en diminuant, d'où une flexibilité décroissante et non plus proportionnelle à la charge à mesure que le ressort s'affaisse. Par conséquent, lorsqu'on désire profiter de ce phénomène d'aplatissement en l'accentuant, on emploie une lame à section croissante de la grande vers la petite spire, soit de largeur constante et d'épaisseur croissante, soit de largeur croissante et d'épaisseur constante. On obtiendra un ressort de raideur croissante avec la charge.

Les ressorts à flexibilité variable ou à flexion statique non proportionnelle aux charges sont dits « apériodiques » du fait que leur durée d'oscillation, fonction de la flexion statique, n'est pas non plus proportionnelle aux charges.

La figure 108 ter représente la courbe OA d'un ressort à raideur croissante à partir de

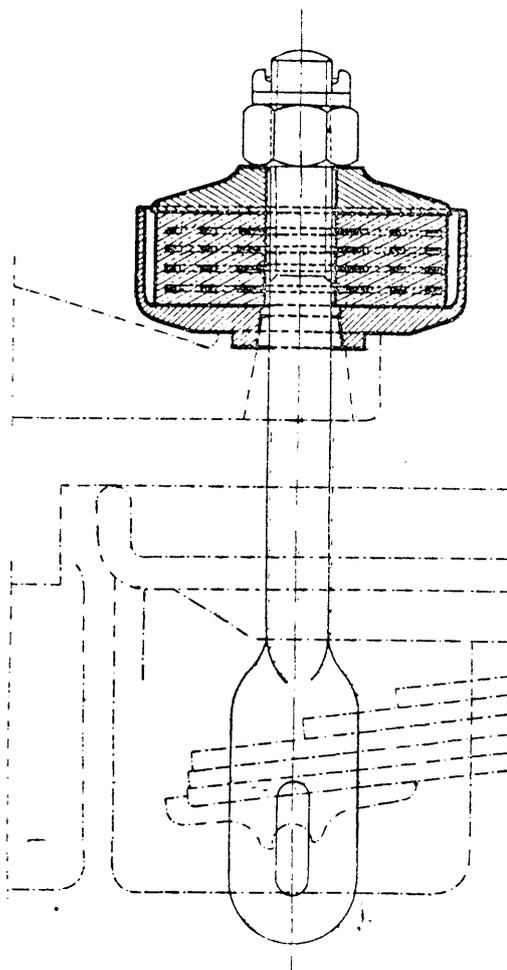


FIG. 108 bis

la charge C, la courbe OBD d'un couple de ressorts superposés, la courbe OE du caoutchouc à la compression et OF à l'extension.

Amortisseurs.

La *figure 108 bis* représente un ressort amortisseur auxiliaire «Hodge et Spencer» monté sur la tige de tension avant de ressort de bissel de 231-K 300. La partie élastique de ce ressort est constituée d'un bloc de caoutchouc armé. Cette rondelle travaille exactement comme un

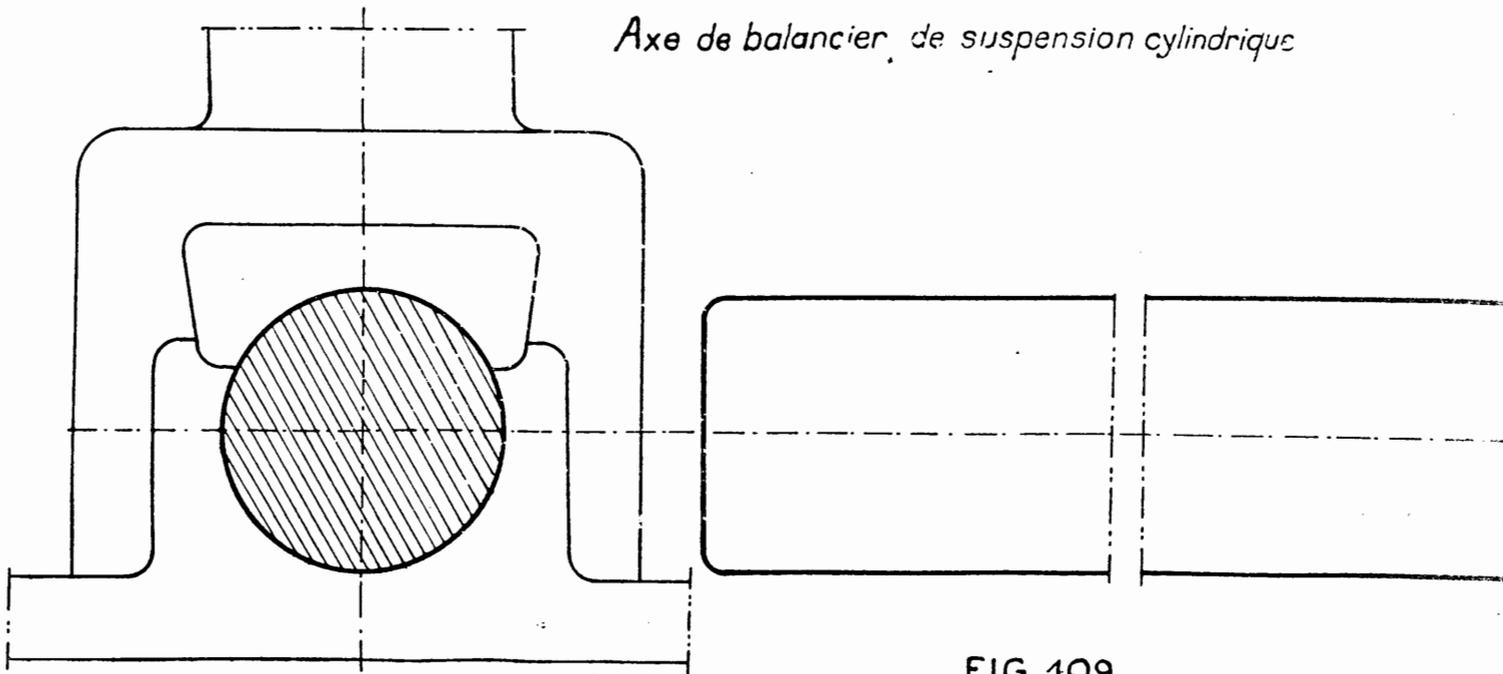


FIG. 109

ressort ordinaire mais sous une très faible course elle est capable d'absorber des quantités de travail beaucoup plus grandes. Ce ressort a pour but d'amortir les chocs anormaux, il limite les effets de résonance et de vibration des longs balanciers longitudinaux et de plus améliore le confort de l'abri. Il peut être remplacé par un ressort spiral conique très dur, ayant peu de spires de grosse section.

B. — BALANCIERS, TIGES DE SUSPENSION ET PIÈCES DIVERSES

1° Balanciers.

Les balanciers se font en acier forgé de section rectangulaire ou en acier moulé avec section en I. Ils ne doivent pas être placés sur un bouton en porte à faux, mais doivent être chargés par des supports à fourche qui les embrassent des 2 côtés. De même, les 3 points sur lesquels on peut considérer reposer les charges du châssis et des 2 tiges de suspension doivent être dans un même plan vertical.

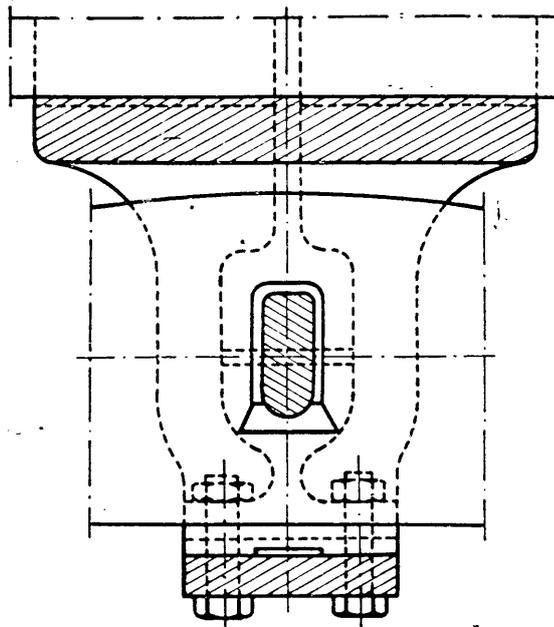
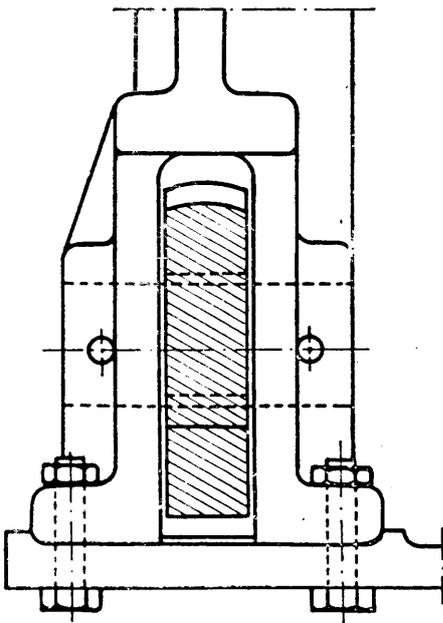
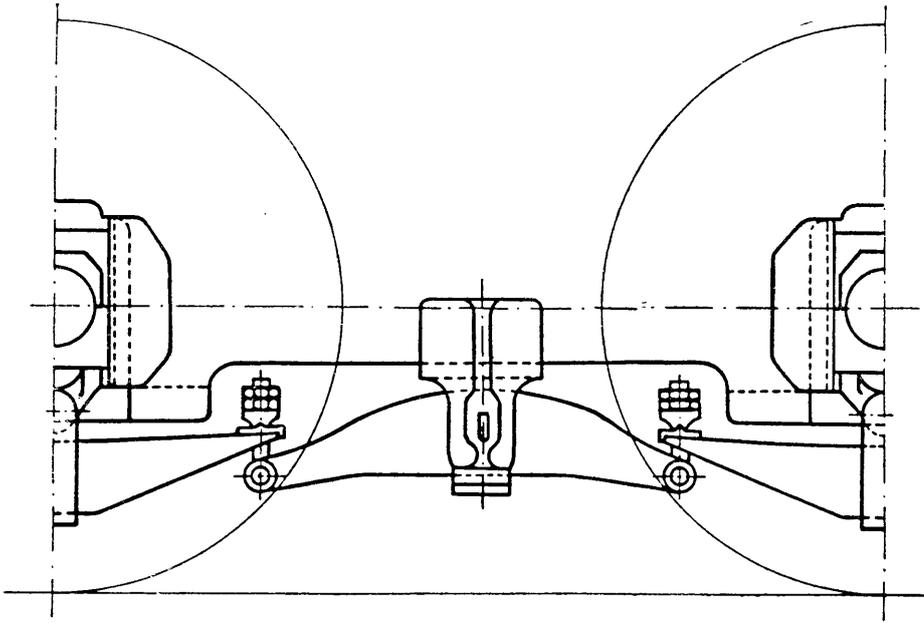


FIG. 110 b

L'articulation se fait parfois sur un tourillon cylindrique (*fig. 109*). On préfère le plus souvent les articulations sur couteaux à angles arrondis qui assurent une plus grande sensibilité (*fig. 110 a et b*). Les couteaux doivent être en acier dur trempé ainsi que les platines solidaires du châssis qui viennent les charger ou les grains ou bagues solidaires du balancier qui reçoivent la charge, sinon leur usure serait très rapide. Pour aider à maintenir la rigidité du châssis, les couteaux de 2 balanciers homologues de chaque côté de la machine appartiennent parfois à une même barre entretoise (*fig. 111*). Les axes et couteaux sont immobilisés dans les 2 branches des chapes par des ergots ou goupilles. Les grains des balanciers doivent être bien ajustés dans leur logement pour ne pas se rompre sous la charge: les bagues de balanciers sont emmanchées à la presse.

Axe de balancier de suspension à couteau

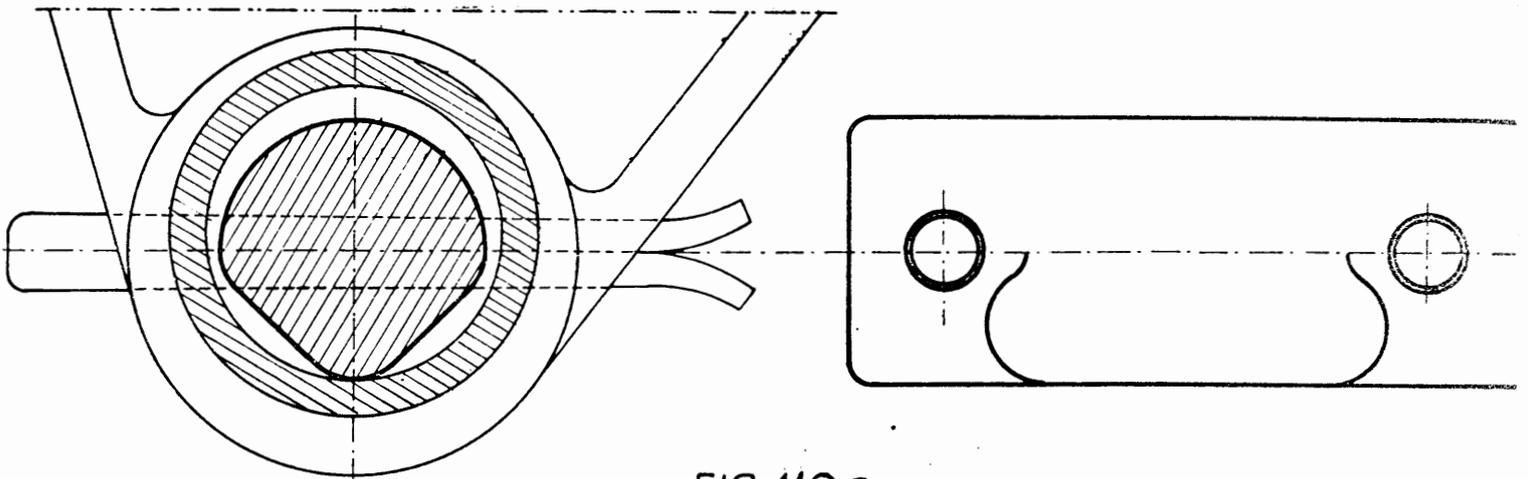


FIG. 110 a

Le châssis porte des butées de balancier lorsqu'en cas de rupture d'une tige de suspension, l'autre extrémité pourrait être exposée à engager le gabarit et raboter la voie.

2^o Tiges de suspension.

Elles travaillent soit à la traction (*fig. 85 et 86*), soit à la compression (*fig. 87*), on les appelle respectivement suivant ce genre d'effort : tiges de tension ou tiges de pression.

a) Description.

Elles sont généralement filetées pour permettre le réglage de la suspension. Elles comportent un œil à une extrémité et un filetage à l'autre extrémité. On emploie le filet rond et l'on plane la partie cylindrique non filetée pour éviter, le plus possible, qu'il se produise des fissures et des amorces de cassure dans les sillons dus aux traces d'outils et que produiraient les efforts de flexion subis du fait de contacts avec les lames. Les tiges doivent être visitées avant mise en place pour s'assurer qu'elles ne présentent pas ces défauts.

Avant le montage on doit graisser le filetage et les écrous et vérifier qu'ils se vissent sans difficulté, graisser les axes d'articulation et enfin, s'assurer qu'étant en place, la tige ne sera soumise à aucun effort de cisaillement dans les lames du ressort du fait du contact de ces lames.

Au démontage, si l'enlèvement de l'écrou est rendu difficile par l'oxydation, il faut éviter d'agir trop énergiquement à l'aide de clés à rallonge, car on risquerait de provoquer des amorces de fissures à fond de filet. Il est préférable de chauffer les écrous et de les graisser abondamment avec de l'huile chaude. Il faut s'assurer, aussitôt son démontage, que la tige ne porte pas de trace de contact du ressort tendant à la faire fléchir et dans l'affirmative en rechercher la cause pour la supprimer au remontage. Ceci a une importance primordiale pour éviter la rupture des tiges en service.

Les tiges de suspension américaines n'ont pas d'écrou de réglage mais des clavettes de fixation épaulées. Elles sont en fait des biellettes doubles ou simples articulées par axes cylindriques.

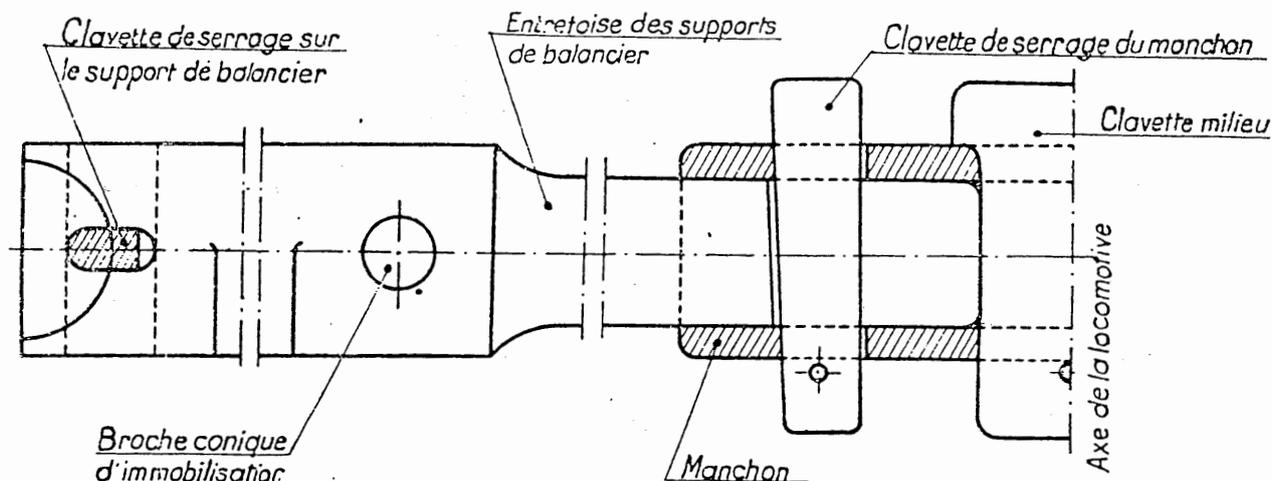


FIG. 111

b) Ecrou et contre-écrou de réglage.

Il est recommandé, contrairement à la pratique générale très irrationnelle, de placer l'écrou le plus épais (contre-écrou) sur celui moins épais appuyant directement sur le ressort. D'autre part, il faut que le contre-écrou soit serré davantage sur l'écrou que ce dernier ne l'a été sur le ressort si l'on veut que le contre-écrou remplisse son office de frein au desserrage. En effet, soient Q la pression de contact entre A et C, et F entre A et B (fig. 112).

Si $F < Q$ (contre-écrou peu serré) les réactions de la vis N et N_1 sont de même sens; si à l'occasion de trépidations, Q s'annule l'ensemble de l'écrou et du contre-écrou se desserre.

Si $F > Q$ (contre-écrou bloqué), les réactions N et N_1 sont de sens contraire; si à l'occasion de trépidations s'appliquant à la masse relativement importante du ressort par rapport à celle des écrous, Q s'annule, il subsiste une force de contact entre A et B égale à $(F-Q)$. Cette force croît quand Q diminue et ne s'annule pas par les trépidations en raison de la faible masse de l'ensemble des 2 écrous qui reste ainsi bloqué sur la tige. Le contre-écrou devant être serré plus que l'écrou il est nécessaire, si l'on désire que les usures des filets ne soient pas plus accentuées dans l'un qu' dans l'autre, qu'il soit plus épais.

Les écrous des tiges de suspension doivent être montés sans jeu.

c) Liaison des tiges de suspension avec le ressort.

Les tiges sont disposées verticalement ou un peu obliquement, chacune en sens opposé, de manière que leur direction se rapproche vers le haut de celle de la normale aux extrémités

de la maîtresse-lame, on diminue ainsi la fatigue de cette dernière qui n'est plus soumise dans le sens de sa longueur à un effort de compression d'autant plus grand que le rayon de courbure du ressort est plus petit et que la tige de suspension fait avec la lame supérieure un angle plus obtus.

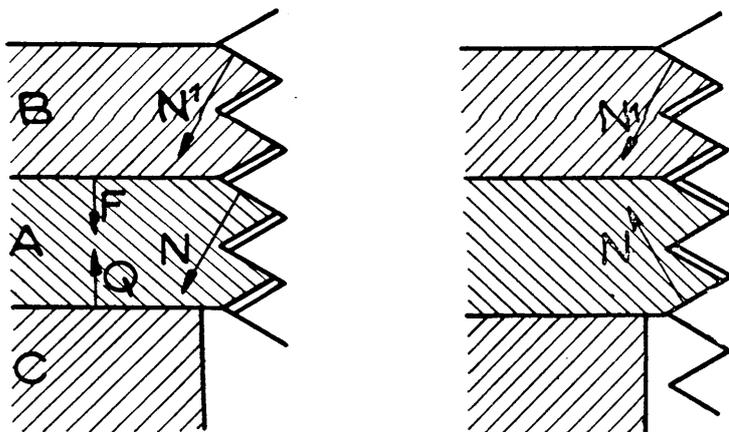


FIG. 112

Dans le système d'articulation de la tige au ressort le plus usité, les feuilles principales du ressort sont percées à peu de distance des extrémités d'un trou ovalisé un peu plus grand que le diamètre de la tige qui le traverse (fig. 99). La charge est supportée au-dessus par une platine rapportée en acier dur, ordinairement épaulée sur le bout du ressort et qui porte à sa partie supérieure une arête transversale arrondie formant une sorte de couteau sur lequel vient porter la rondelle placée sous les écrous (fig. 85 et 86). L'attache sur le châssis ou le ba-

lancier s'opère parfois de la même manière (fig. 113). La maîtresse-lame peut comporter, venue de forge, une arête formant couteau (fig. 100).

D'autres systèmes qui évitent l'affaiblissement des lames dû au perçage des trous comportent soit des tiges de tension se terminant par un crochet qui vient saisir le bout de la maîtresse-lame, soit des tiges de tension se terminant par une chape (fig. 113), soit des tiges se terminant par une fourche à œil dans lequel passe un axe introduit d'autre part dans un enroulement de l'extrémité de la maîtresse-lame (fig. 101). Dans ces systèmes le réglage se fait au point d'attache sur le châssis.

3° Étrier de suspension.

Les ressorts placés sous les boîtes chargent l'essieu par l'intermédiaire des 2 branches verticales de la boîte auxquelles elles sont rattachées par un étrier et un axe d'articulation (fig. 114). Les étriers à 2 broches (fig. 115) sont généralement abandonnés lorsque les tiges de suspension sont des tiges de tension en raison de la rigidité qu'ils donnent à l'ensemble boîte et ressort, mais ils sont presque de règle dans le cas de tiges de pression non guidées verticalement. La bride du ressort comporte une chape venue de forge liée avec l'étrier par un axe cylindrique. Les brides de ressorts doivent avoir leurs faces intérieures raccordées par des arrondis de 3 à 5 mm. afin d'éviter la formation d'angles aigus qui favoriseraient les ruptures.

Les ressorts placés sur les boîtes les chargent soit directement par un bossage sphérique

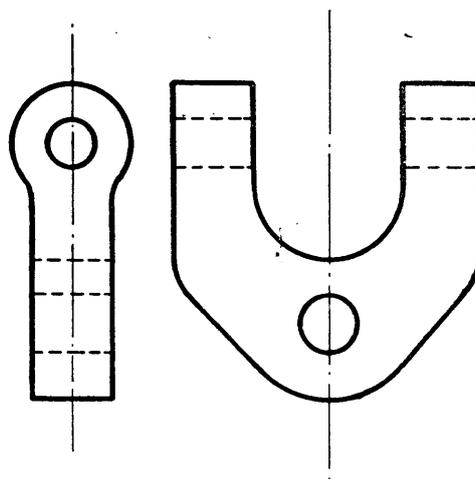


FIG. 114

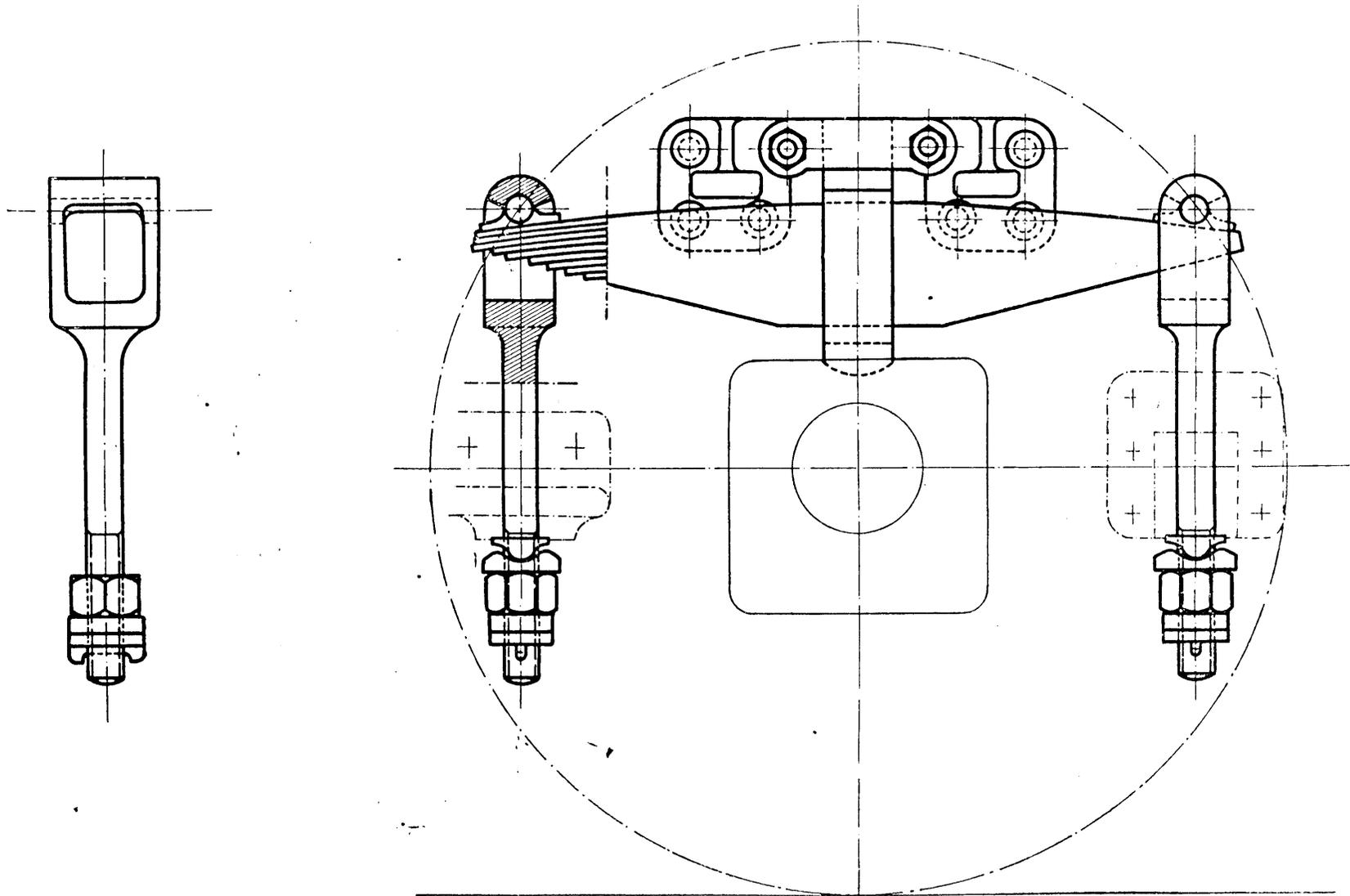


FIG. 113

de la partie inférieure de la bride, soit, si le ressort est trop haut, par une béquille guidée ou une sellette d'appui embrassant le longeron (machines américaines).

4° Axes et bagues normalisés.

La normalisation des articulations des engins moteurs a fait l'objet d'études dont les principes seront exposés au tome III. En ce qui concerne la suspension, les axes tournants du type TG sont les seuls recommandés et sont substitués dans la mesure du possible aux axes existants non normalisés.

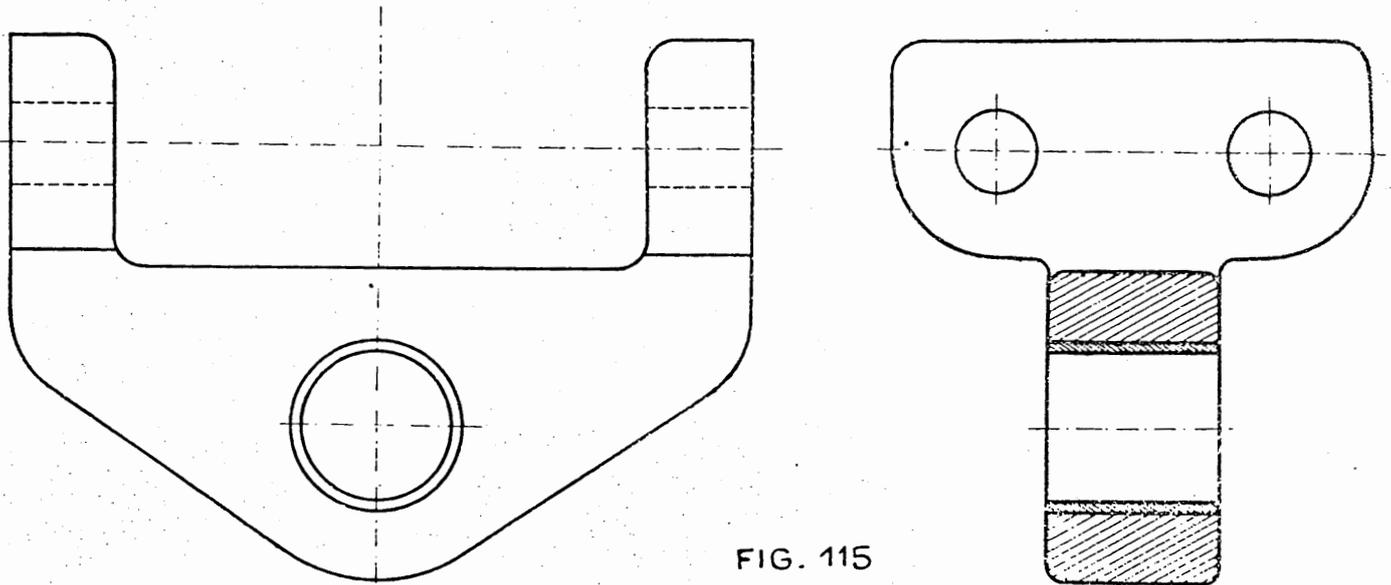


FIG. 115

L'ajustement TG, dit de qualité grossière A 11-d 12 permet de réaliser, tant pour les bagues que pour les axes, un usinage économique et évite :

- Pour les bagues : toute opération complémentaire après emmanchement, malgré la réduction de diamètre qui en résulte.
- Pour les axes : toute rectification après traitement.

A la qualité A 11 fixée pour la bague par le diamètre intérieur correspond une valeur réelle assez éloignée de son diamètre nominal, dans les limites rappelées au tableau ci-dessous :

| Diamètres nominaux | Diamètres réels | | Diamètres nominaux | Diamètres réels | |
|--------------------|-------------------|-------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| | Limite inférieure | Limite supérieure | | Limite inférieure | Limite supérieure |
| 18 | 18,290 | 18,400 | 45 | 45,320 | 45,480 |
| 20 | 20,300 | 20,430 | 52 | 48,320 | 48,480 |
| 22 | 22,300 | 22,430 | 48 | 52,340 | 52,530 |
| 24 | 24,300 | 24,430 | 56 | 56,340 | 56,530 |
| 27 | 27,300 | 27,430 | 60 | 60,340 | 60,530 |
| 30 | 30,300 | 30,430 | 64 | 64,340 | 64,530 |
| 33 | 33,310 | 33,470 | 68 | 68,360 | 68,550 |
| 36 | 36,310 | 36,470 | 72 | 72,360 | 72,550 |
| 39 | 39,310 | 39,470 | 76 | 76,360 | 76,550 |
| 42 | 42,320 | 42,480 | 80 | 80,360 | 80,550 |

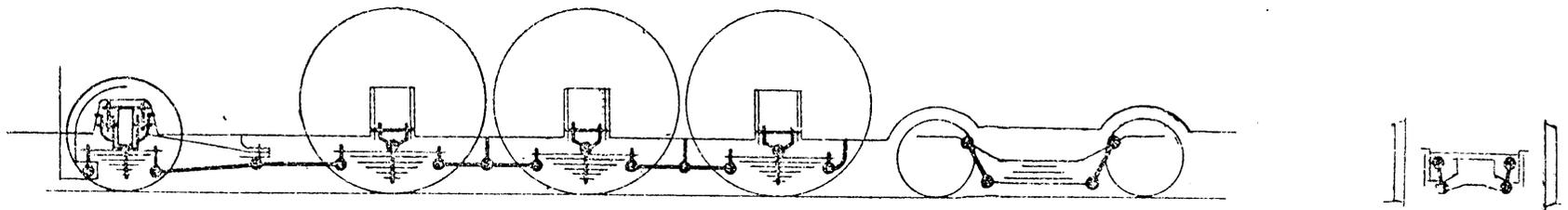


FIG. 115 bis A

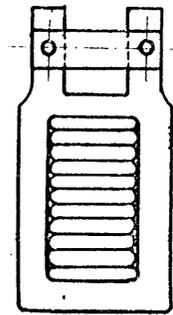
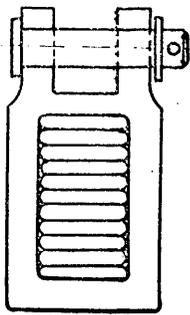


FIG. 115 bis B

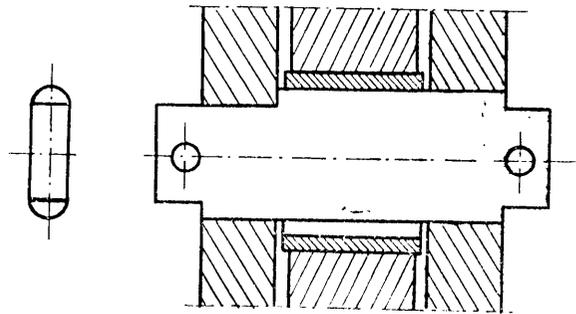


FIG. 115 bis C

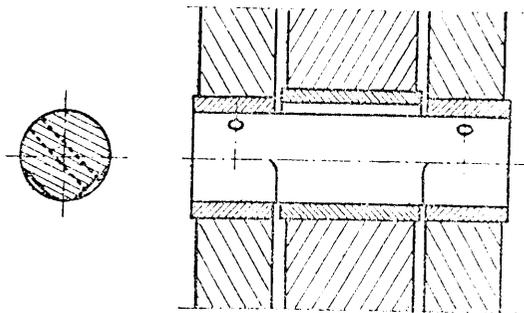


FIG. 115 bis D

A la qualité *d* 12 fixée pour le corps, correspondent les valeurs des diamètres réels et nominal du tableau ci-dessous :

| Diamètres nominaux | Diamètres réels | | Diamètres nominaux | Diamètres réels | |
|-----------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|-------------------|-------------------|
| | Limite inférieure | Limite supérieure | | Limite inférieure | Limite supérieure |
| 6 | 5,850 | 5,970 | 36 | 35,670 | 35,920 |
| 8 | 7,810 | 7,960 | 39 | 38,670 | 38,920 |
| 10 | 9,810 | 9,960 | 42 | 41,670 | 41,920 |
| 12 | 11,770 | 11,950 | 45 | 44,670 | 44,920 |
| 14 | 13,770 | 13,950 | 48 | 47,670 | 47,920 |
| 16 | 15,770 | 15,950 | 52 | 51,600 | 51,900 |
| 18 | 17,770 | 17,950 | 56 | 55,600 | 55,900 |
| 20 | 19,725 | 19,935 | 60 | 59,600 | 59,900 |
| 22 | 21,725 | 21,935 | 64 | 63,600 | 63,900 |
| 24 | 23,725 | 23,935 | 68 | 67,600 | 67,900 |
| 27 | 26,725 | 26,935 | 72 | 71,600 | 71,900 |
| 30 | 29,725 | 29,935 | 76 | 75,600 | 75,900 |
| 33 | 32,670 | 32,920 | 80 | 79,600 | 79,900 |

La *figure 115 bis A* représente le schéma d'application d'axes et bagues normalisés à une 231-500.

a) Axe des brides des ressorts de suspension.

Il n'est pas possible de prévoir l'application systématique de bagues normalisées par suite de la déformation :

- Des œils des chapes des brides pendant le bridage à chaud.
 - Des chapes pendant le bridage à froid
- déformation nécessitant un réalésage des œils.

On se borne donc à ne prévoir que l'emploi d'axes normalisés.

Deux cas sont à envisager (*fig. 115 bis B*) :

- Possibilité de prévoir un axe tournant type TG (symbole *d* 12).
- Si l'encombrement ne le permet pas, nécessité de maintenir un axe fixe des types FS ou FFS (symbole *f* 8). Dans ce dernier cas, on utilise de préférence des axes sans tête, goupillés dans les 2 branches de la chape.

b) Les *figures 115 bis CD* représentent les montages normalisés des axes de balanciers.