

## CHAPITRE III

### ESSIEUX

#### A. — DIFFÉRENTS TYPES D'ESSIEUX

On donne le nom d'essieux montés ou encore de paire de roues montées à l'ensemble formé par l'essieu proprement dit, par les deux roues dans le moyeu desquelles il est fixé et par les deux bandages posés sur la jante des roues (*fig. 27*).

#### 1° Efforts auxquels sont soumis les essieux.

Il convient de distinguer les types suivants :

*a) Essieu porteur non freiné.*

Il subit normalement la seule charge statique  $W$  sur chaque fusée. La *figure 26 A* donne le diagramme du moment de flexion  $BM$ .

*b) Essieu porteur freiné.*

Il subit en plus de la charge statique verticale  $W$  un effort  $BF$  d'application horizontale des sabots de frein contre les bandages.

La *figure 26 B* donne les 2 diagrammes des deux moments de flexion correspondants. Le diagramme du moment de flexion résultant a même forme.

*c) Essieu droit moteur principal.*

Il subit normalement la charge statique verticale  $W$  et les efforts horizontaux moteurs dus à l'action de la vapeur. La *figure 26 C* donne le diagramme des moments de flexion dans la position considérée la plus désavantageuse des manivelles. On n'y tient pas compte des efforts de freinage ni des efforts dynamiques.

Le moment de flexion résultant est ensuite composé avec le moment de torsion.

*d) Essieu droit accouplé non moteur.*

La *figure 26 D* donne le diagramme des moments de flexion dans la position considérée la plus désavantageuse des manivelles.

La force  $P$  prévue sur le diagramme et s'exerçant sur un côté seulement est supérieure à celle normalement transmise par la bielle d'accouplement. Remarquons que cette dernière force tend à amener l'essieu avec les manivelles à faire un angle de  $45^\circ$  par rapport à l'horizontale. Dans cette position, supposons que le maneton de manivelle remontant du point mort exerce la pression et que cette dernière soit suffisamment forte pour déplacer les deux roues à la limite du patinage.

On aura :

$R'$  étant le rayon de la roue,  
 $0,707 R$  le bras de manivelle effectif sous l'angle de  $45^\circ$   
et  $Wr$  la charge sur le rail par roue

$$P = 2 \cdot \frac{0,3 Wr R'}{0,707 R}$$

c) **Essieu coudé moteur.**

La figure 26 E donne le diagramme des moments de flexion rencontré dans un essieu coudé d'une locomotive à 2 cylindres.

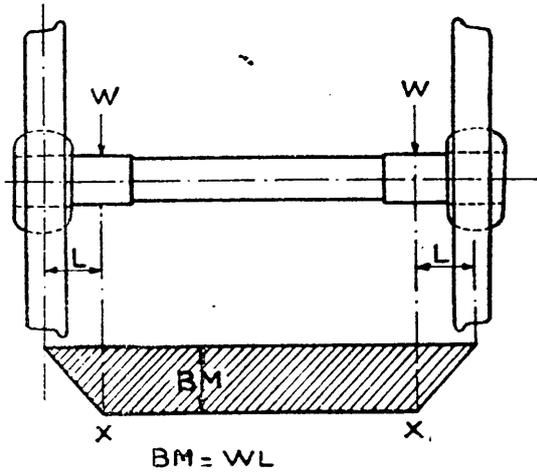


FIG. 26 A

La charge  $p$  dans la bielle d'accouplement gauche se détermine en faisant les suppositions suivantes :

Le couple total développé par chaque manivelle motrice est égal à  $0,707 PR$ . Le couple transmis le long de l'essieu varie d'un bout à l'autre de celui-ci, une partie du couple engendré par le cylindre droit étant transmise à la roue droite et le reste participant par l'intermédiaire de l'essieu à la formation du couple de la manivelle du cylindre gauche. Ce couple est transmis, en partie, à la roue gauche, mais sert surtout à actionner les autres roues couplées par l'intermédiaire de la bielle d'accouplement gauche.

Voici les valeurs des différents couples :

1° Couple entre la manivelle droite et la roue droite :

$$0,707 PR \frac{1}{N}$$

N'étant le nombre d'essieux couplés.

2° Couple entre la manivelle droite et la manivelle gauche :

$$0,707 PR - \frac{0,707 PR}{N}$$

3° Couple entre la manivelle gauche et la roue gauche :

$$0,707 PR + 0,707 PR - \frac{0,707 PR}{N} = 1,414 PR - \frac{0,707 PR}{N}$$

Si  $1,414 PR$  représente le couple total développé et  $\frac{1,414 PR}{N}$  celui absorbé par l'essieu en question, la différence correspond au couple transmis aux autres essieux et cette valeur divisée par  $0,707 R$  (les rayons des manivelles motrices et d'accouplement étant égaux à  $R$ ) donnera la charge  $p$  se manifestant sur la bielle d'accouplement gauche.

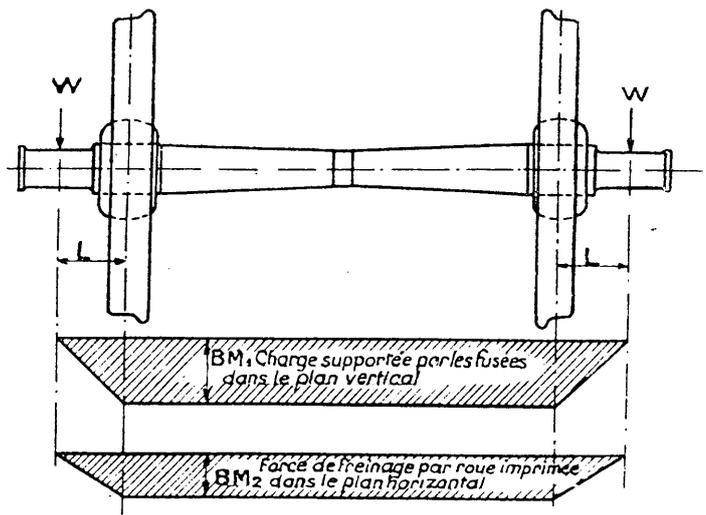
$$p = \frac{1,414 PR - \frac{1,414 PR}{N}}{0,707 P} = 2P \left( 1 - \frac{1}{N} \right)$$

La figure 26 F donne le diagramme du moment de flexion dans le cas d'une locomotive à 4 cylindres agissant sur le même essieu. Ce moment est finalement composé avec le moment de torsion ;

Les essieux subissent également des efforts anormaux en service. Ce sont :

— Ceux dus au mouvement de roulis du véhicule qui accroissent la charge statique d'une fusée au détriment de l'autre.

— Ceux caractérisés par des chocs produits par un arrêt subit de la rotation de la roue à la suite d'un sablage ou par le franchissement à grande vitesse de côurs et de pointes d'aiguille.



$$BM_2 = BF \times L$$

$$\text{Moment de flexion résultant } BM_r = \sqrt{(BM_1)^2 + (BM_2)^2}$$

FIG. 26 B

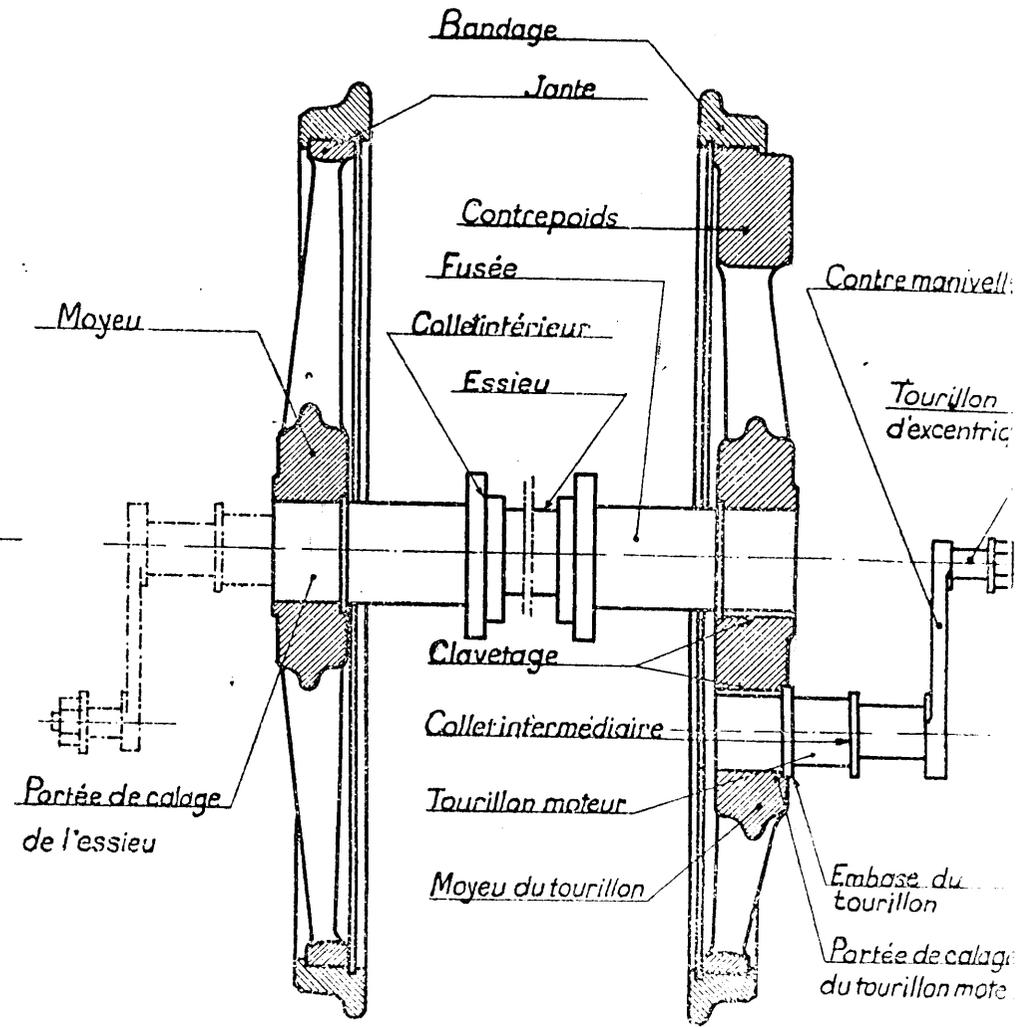
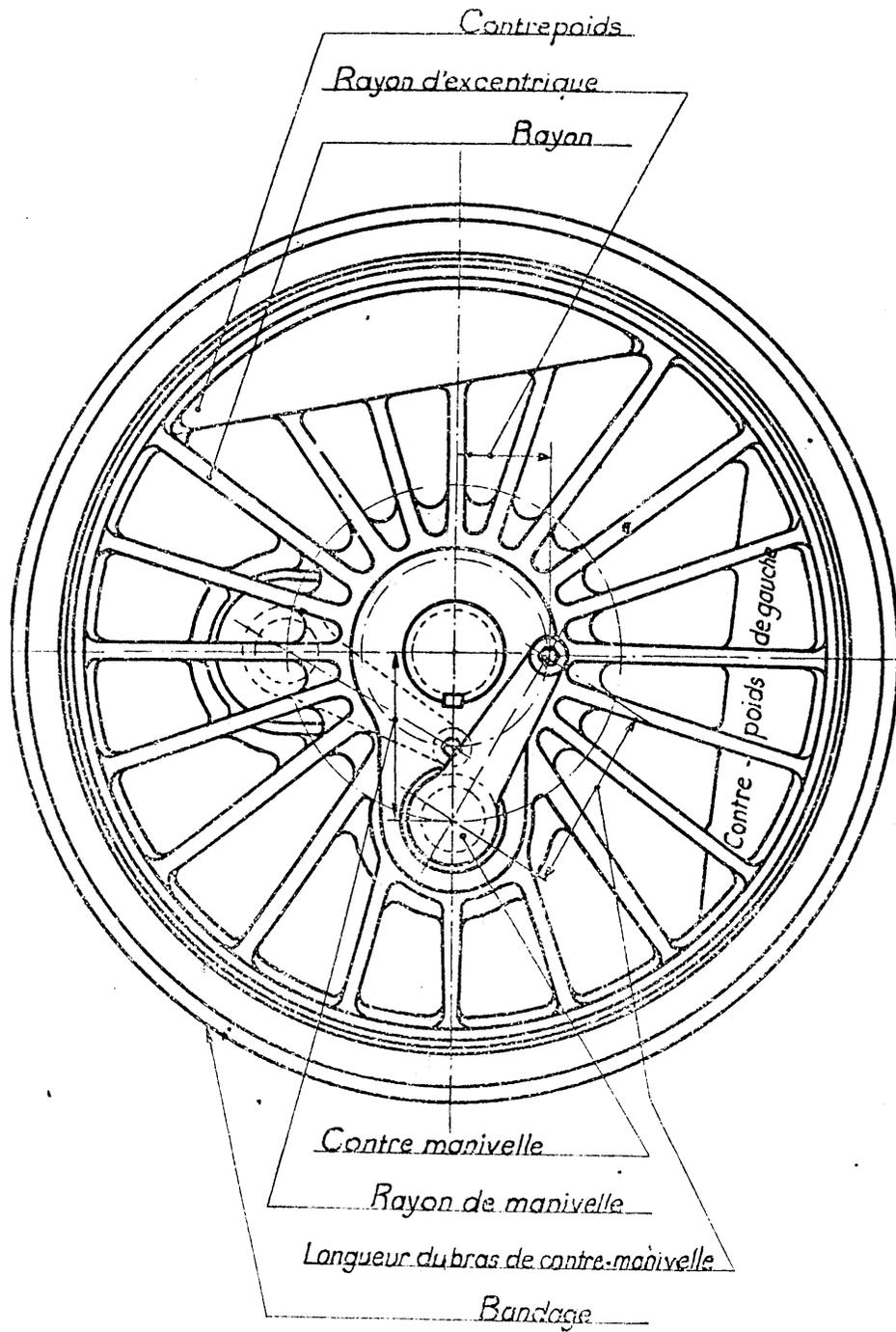


FIG. 27

- Ceux dus aux forces latérales de contact entre le rail et le boudin de la roue dans le guidage du véhicule et qui prennent souvent la forme d'un choc.
- Ceux dus aux forces centrifuges non équilibrées (particulièrement sensibles dans certains essieux coudés).
- Ceux dus à l'emmanchement pressé des centres de roues.

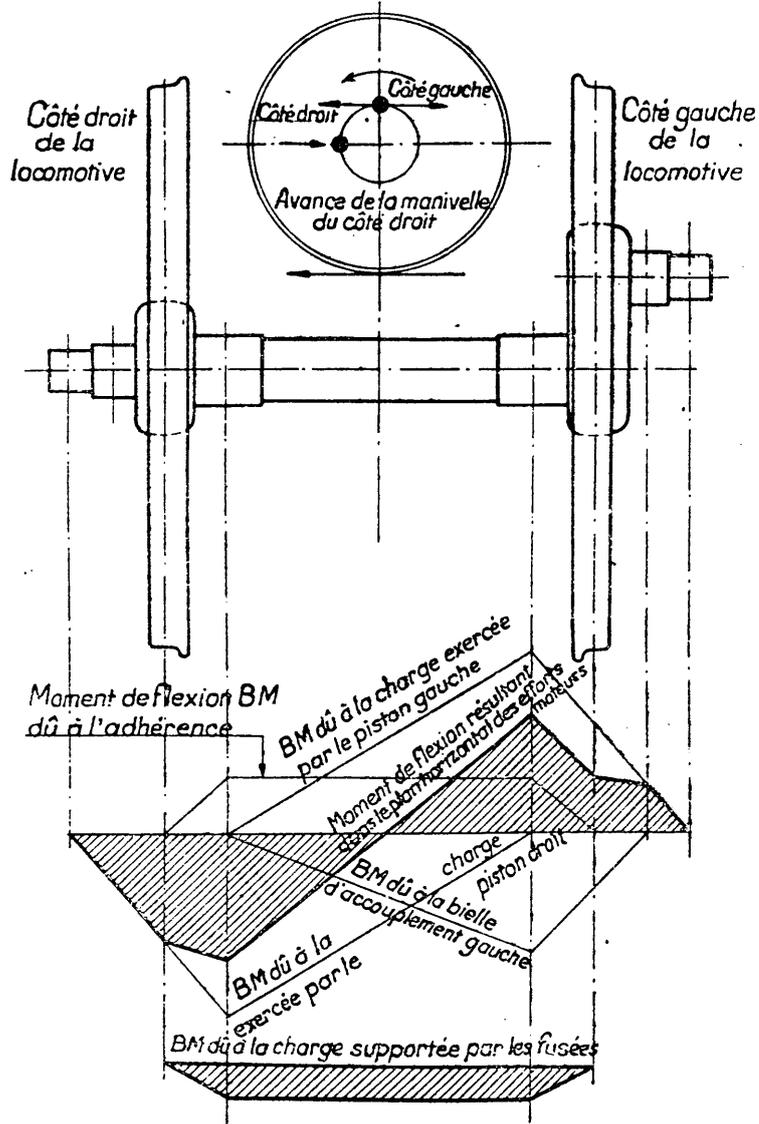


FIG. 26 C

En raison de la difficulté d'estimer ces efforts totaux on s'impose dans le calcul des dimensions des essieux de gros coefficients de sécurité. (1)

(1) La Revue Générale des Chemins de Fer a publié (n° 5 sept.-oct. 1945) un article sur la fatigue des essieux, la détermination de leur forme et de leurs dimensions.

## 2° Essieux droits.

### a) Dispositions générales.

Les essieux porteurs et accouplés, les essieux moteurs des locomotives à cylindres extérieurs, les essieux de tenders sont droits (fig. 27). Les essieux moteurs des machines à cylindres intérieurs sont coudés (fig. 28).

Les essieux droits des machines ne diffèrent en général des essieux, des tenders et des voitures que par leurs dimensions et la position des fusées par rapport aux roues. Ces fusées sont le plus souvent placées entre les roues (fig. 27) mais peuvent être extérieures aux roues (bissel AR des 141 R).

Les essieux se composent d'un corps, généralement cylindrique ou parfois ayant la forme de deux troncs de cône réunis par leur petite base et raccordés par une courbe de grand rayon; de deux portées qui sont calées dans le moyeu des roues; de deux fusées supportant le châssis par l'intermédiaire des boîtes. Les fusées sont extérieures aux roues quand le châssis est lui-même extérieur à ces roues.

Des collets en saillie existent généralement aux extrémités des fusées, servant à maintenir l'essieu transversalement dans les coussinets des boîtes et permettant l'entretoisement du châssis par les essieux. Cependant, les essieux des machines récentes (américaines A et B, et 141-P-R) n'ont en général pas de collet aux fusées; les moyeux des roues forment butée par leurs faces intérieures, ce qui simplifie un peu la construction (fig. 29). L'essieu droit est constitué en acier D (R = 48 kg) ou en acier EDR (R = 56 kg.).

Pour les machines modernes les plus puissantes on peut adopter des essieux creux qui permettent à égalité de résistance de les alléger, de traiter à cœur le métal et d'obtenir de grands diamètres de fusées d'où des pressions unitaires sur l'alésage du coussinet plus faibles. Le cylindre plein de diamètre D et le cylindre creux de diamètre extérieur (d) et intérieur (d') ont la même résistance à la flexion si leurs moments d'inertie sont égaux, c'est-à-dire si la relation suivante est vérifiée :

$$\frac{D^3}{32} = \frac{(d^4 - d'^4)}{32 d}$$

ou  $D^3 = \frac{d^4 - d'^4}{d}$

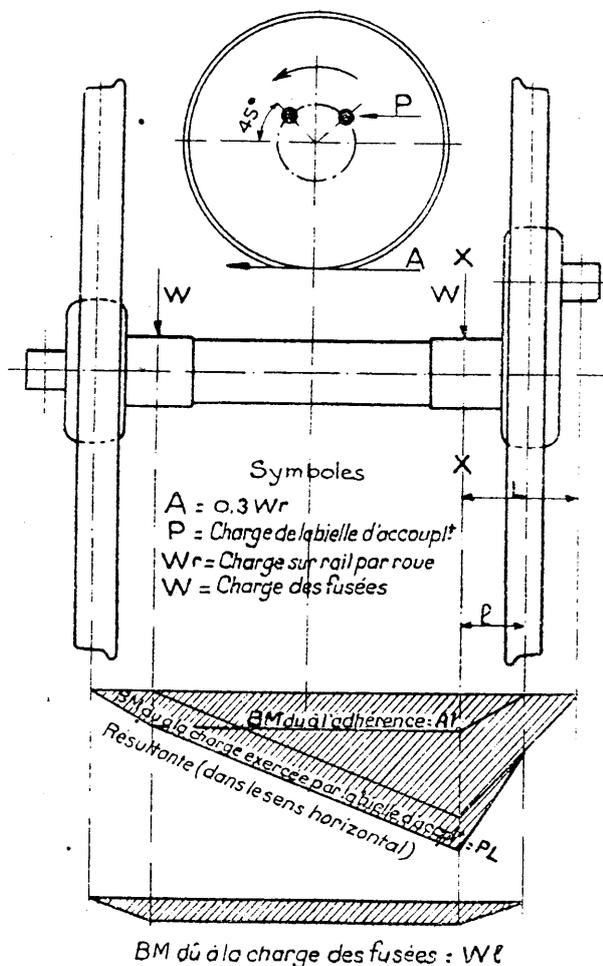


FIG. 26 D

**b) Congés et collets.**

Quelque paradoxal que cela puisse paraître, on affaiblit un arbre de diamètre uniforme en le freinant (calage des moyeux de roues) ou en y ménageant un collet. L'augmentation d'épaisseur du métal correspond à un affaiblissement à moins de ménager des congés de raccordement de très grand rayon.

Au voisinage d'un changement de section qui se produit à angle vif ou avec un congé de faible rayon, il se produit des tensions qui sont de 20 à 50 % plus fortes que la tension moyenne dans la partie la plus étroite. Par conséquent, il y a des points du métal qui sont

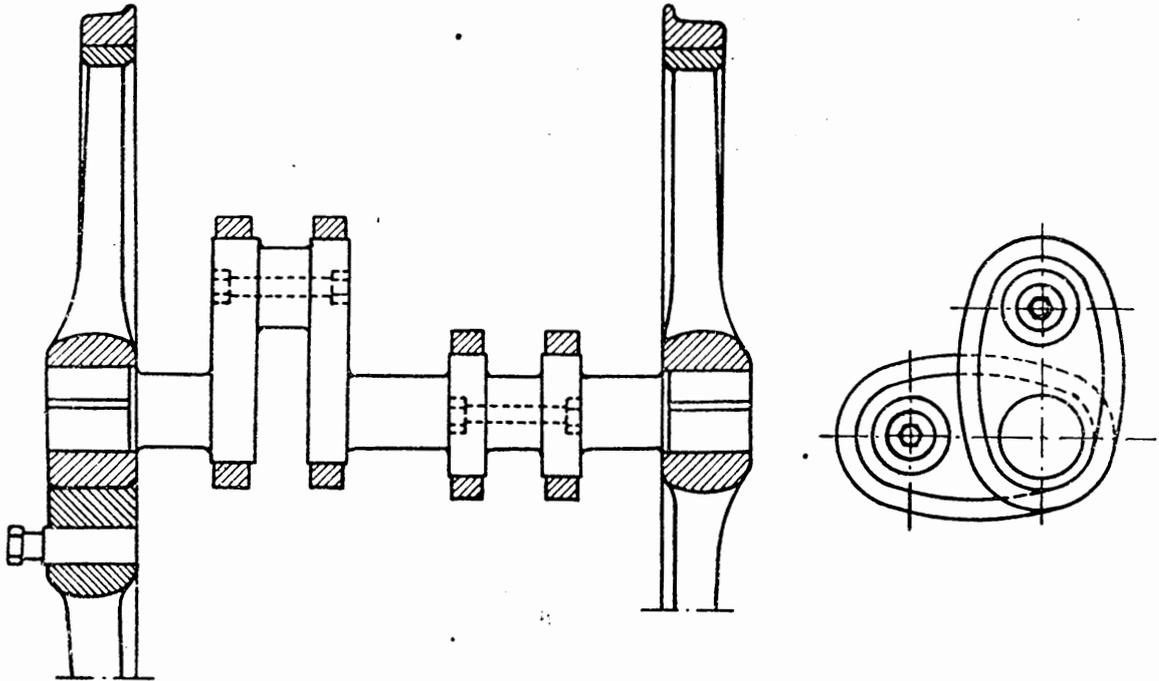


FIG. 28

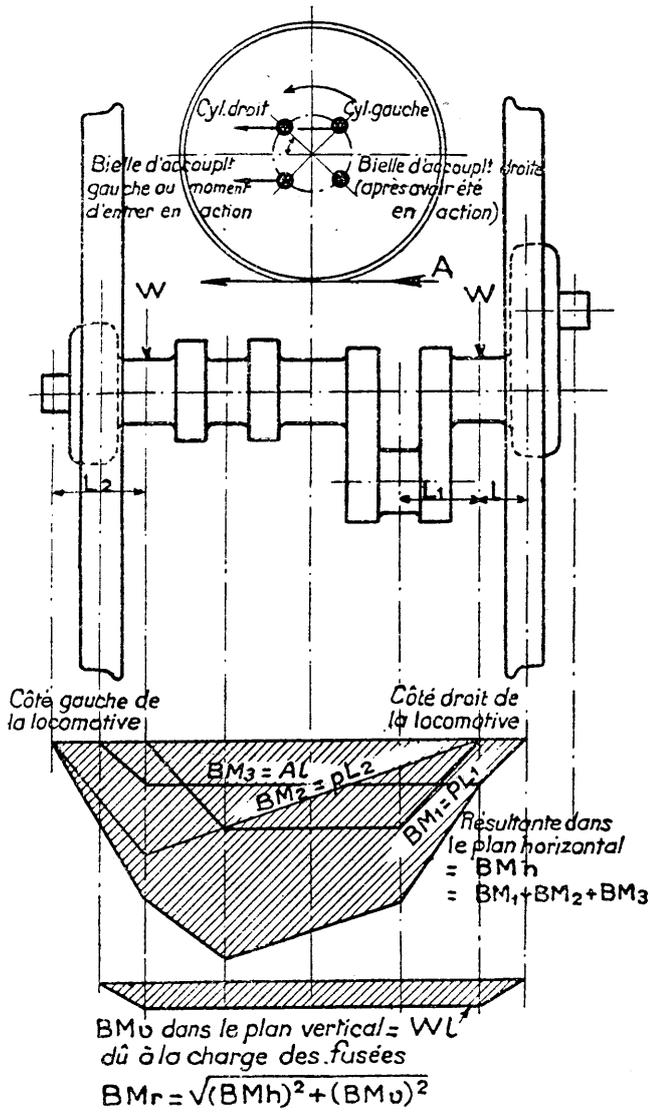
soumis à des tensions plus fortes que si l'arbre était de section uniforme. Il faut donc éviter tout changement de diamètre dans un arbre ou tout changement de section dans une pièce. Lorsqu'il est nécessaire de prévoir des changements de section, les raccordements entre les deux parties doivent se faire sur une longueur aussi grande que possible. Sur un arbre circulaire, les congés doivent être d'aussi grand rayon que possible. On ne devrait jamais faire de congé dont le rayon soit inférieur au 1/10 de diamètre de l'arbre.

En résumé, les pièces mécaniques ne doivent jamais présenter que de très lentes variations de section ou de direction générale.

Ces conclusions sont tirées des études photoélasticimétriques. La photo élasticimétrie est un procédé direct d'essai des matériaux. Il rend visible à l'intérieur du matériau essayé non seulement les directions mais aussi les valeurs de fatigue ou contraintes (écrasement ou traction). Il est basé sur le fait qu'un faisceau lumineux traversant une lame de verre soumise à une déformation se dédouble en 2 rayons polarisés à angle droit dans des directions qui sont précisément celles des contraintes maximum et minimum (fig. 29 a).

On construit donc des modèles de verre ou de plexiglas auxquels on fait subir pour l'étude au banc optique des efforts analogues à ceux réels sur le matériau réel.

Les études photoélasticimétriques ont ainsi montré que lorsqu'il est nécessaire de faire une gorge dans une pièce, on peut diminuer les tensions maxima qui résultent de sa présence en ménageant, dans son voisinage, des rainures de forme convenable et convenablement disposées (fig. 29 b). On obtient donc



- Symboles**
- P - Charge totale des pistons
  - p - Charge dans la bielle d'accoupl. gauche
  - A -  $0,3 W_r$
  - $W_r$  - Charge sur rail par roue
  - W - Charge sur chaque fusée

FIG. 26 E

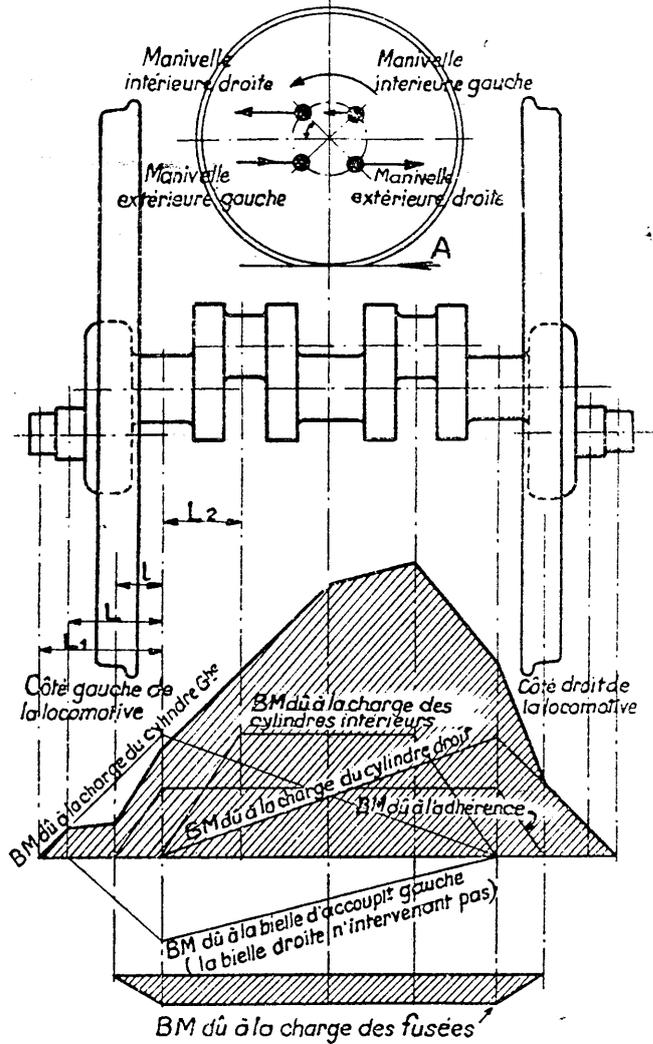


FIG. 26 F

ce résultat paradoxal de diminuer la fatigue du métal aux points où les efforts sont plus grands, en enlevant du métal dans leur voisinage, c'est-à-dire en diminuant le poids de la pièce (on voit combien il peut être faux de décider l'augmentation du poids d'une pièce sous prétexte qu'elle casse en service; on peut, en certains cas, éviter les ruptures en enlevant du métal en des points judicieusement choisis).

Une application curieuse des rainures de décharge a été faite à la suite de la constatation des nombreuses ruptures d'essai qui se produisent à la portée de calage des roues

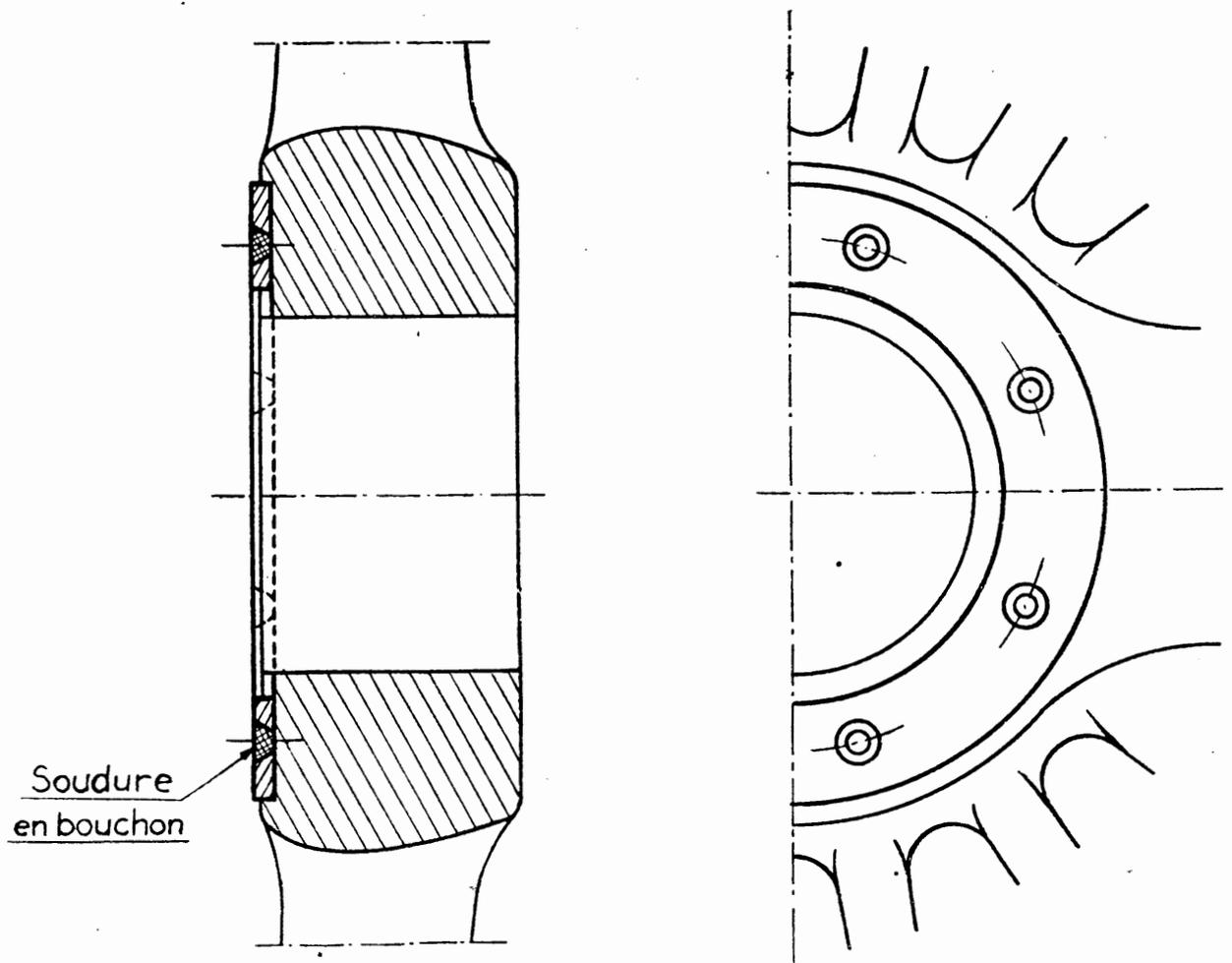


FIG. 29

(les cas de rupture en service sont plus fréquents sur les essieux d'autorail que sur les essieux de locomotive).

On a étudié, par photoélasticimétrie, les efforts que crée le calage d'une roue sur un essieu et on a constaté l'existence de tensions considérables aux points où se produisent effectivement les ruptures, c'est-à-dire à peu près dans le plan correspondant au bord du moyeu. Les conséquences de la présence d'un moyeu calé sur un essieu peuvent être rapprochées de celles d'une augmentation brusque de section aggravée par la pression de calage. On a pu diminuer les surtensions en ménageant un léger congé dans le moyeu, mais on a obtenu de meilleurs résultats en ménageant, sur le plat du moyeu, une gorge circulaire dont la profon-

leur et l'emplacement ont été déterminés par tâtonnement sur des modèles soumis aux études photoélastométriques (Timken).

On supprime à titre d'essai sur un certain nombre d'essieux à fusées extérieures (type NLI de tenders) pour diminuer les concentrations de fatigue ~~le collet~~ qui existe entre la portée de calage et le corps de l'essieu (note de modification n° 1525 du 29-9-12) ce qui simplifie en outre leur confection.

Il semble de même possible de diminuer la fatigue du métal au voisinage des coudes d'un essieu coudé en ménageant des entailles convenablement disposées dans les flasques.

Le cordon formant angle vif entre fusées et flasques ~~de l'essieu BP des 221-100~~ a été remplacé par un arrondi de 25 mm.; les congés des raccords du corps et des tourillons avec les flasques des essieux BP des 231-500 ont été renforcés (note de modification n° 391 du 31-8-33).

On a aussi étudié par photoélasticimétrie des éprouvettes, sur lesquelles avaient été ménagés des entailles, des variations de section avec congés, des trous et qui ont été ~~soumises~~ soumises à des efforts de flexion.

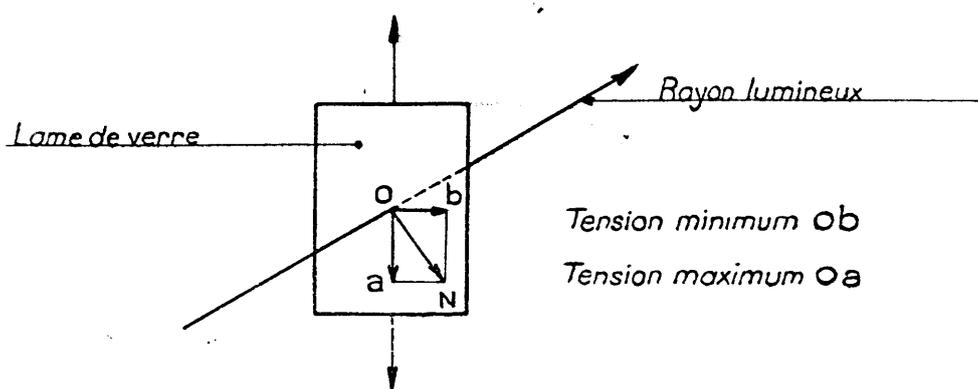


FIG. 29 a

Toutes ces irrégularités donnent lieu, comme dans le cas des efforts de traction simples, à des surtensions; mais, résultat un peu inattendu, ces surtensions sont, en général, plutôt inférieures à celles qui se produisent dans le cas de la traction simple.

Le changement de  $\frac{1}{5}$  du diamètre d'un arbre avec un congé d'un quart de circonférence (*fig. 29 c*) produit, à la base du congé, un effort qui n'est que de 1,41 fois la tension de la fibre la plus fatiguée.

Une entaille à fond rond, faite dans une éprouvette soumise à une flexion uniforme (*fig. 29 d*) n'augmente que de 32 % la tension maximum rapportée à la section la plus étroite, alors qu'elle augmente de 70 % la tension maximum dans la même éprouvette soumise à un effort de traction.

La photoélasticimétrie, malgré ses possibilités limitées, doit ainsi permettre d'étudier dans un grand nombre de cas la forme rationnelle à donner aux pièces de machines qu'il n'est pas possible de déterminer par le calcul.

### c) Polissage des fusées.

On doit polir aussi parfaitement que possible les surfaces de glissement pour diminuer le coefficient de frottement et l'échauffement consécutif. Pour cela on peut faire usage de la meule, ou mieux, du rodoir ou de l'appareil à galeter. Le but est de réaliser une surface très nette, restant parfaitement régulière et présentant un durcissement ou écrouissage superficiel pour reculer l'usure et éviter le grippage. L'outil à galeter dont le rôle est simplement d'écrouir ne doit pas être employé pour rectifier une surface irrégulière (traits grossiers d'outils de tour dus à une profondeur de coupe et une avance trop grande de la dernière passe, ou matages) mais uniquement pour durcir une surface aussi bien finie que possible au préalable.

Il est même recommandé de rectifier les fusées avant de les galetter pour éviter d'écraser des paillettes de métal susceptibles de se décoller par la suite.

Le galetage est une opération très intéressante à condition qu'elle soit parfaitement exécutée avec des appareils appropriés, les derniers sont brevetés et utilisent 3 galets de 18 à 20 cm. de diamètre en acier spécial.

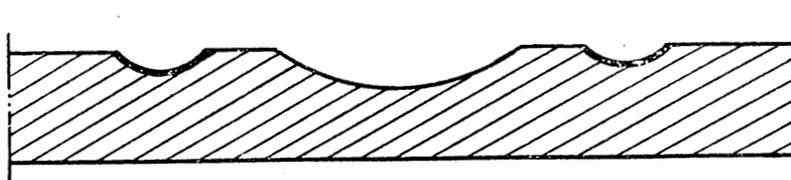


FIG. 29 b

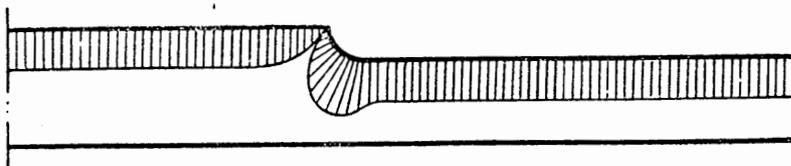


FIG. 29 c

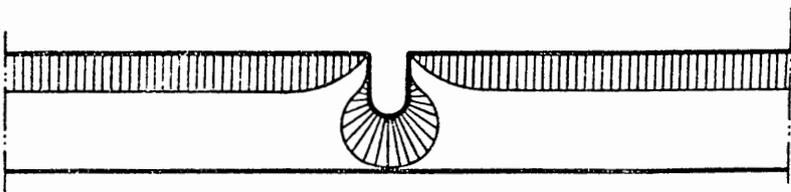


FIG. 29 d

### 3° Essieux coudés monoblocs.

#### a) Description.

Les essieux coudés portent deux manivelles calées à  $90^\circ$  dont l'entraxe est égal à celui des cylindres placés entre les longerons (*fig. 28*). Dans les machines qui n'ont qu'un cylindre intérieur, l'essieu coudé n'a qu'un seul coude (*fig. 30*).

Les coudes sont obtenus par forgeage puis usinés au tour. Ils sont généralement à section droite rectangulaire, leurs bras ou flasques étant parallèles. Les types les plus répandus sous les machines de la Région sont les suivants :

— Les bras des coudes sont parallèles et oblongs (*fig. 28*).

— les bras des coudes sont parallèles et circulaires (*fig. 31*). Ces essieux sont appelés

Essieux « Worsdell », ou encore essieux coulés à corps droit. La forme circulaire permet à égalité de résistance avec les coudes oblongs de les faire moins épais et moins lourds.

— les bras extérieurs des deux coudes sont circulaires, comme dans le cas précédent, mais les bras intérieurs et la partie milieu de ceux-ci sont remplacés par une partie oblique par rapport à l'axe de l'essieu (*fig. 32*).

Ce type d'essieu est appelé coulé à corps oblique ou essieu coulé en Z.

Les coudes sont le plus souvent frettés à chaud par une frette de section rectangulaire qui augmente la solidité des coudes (*fig. 33*), d'autres ont leurs manivelles munies de boulons

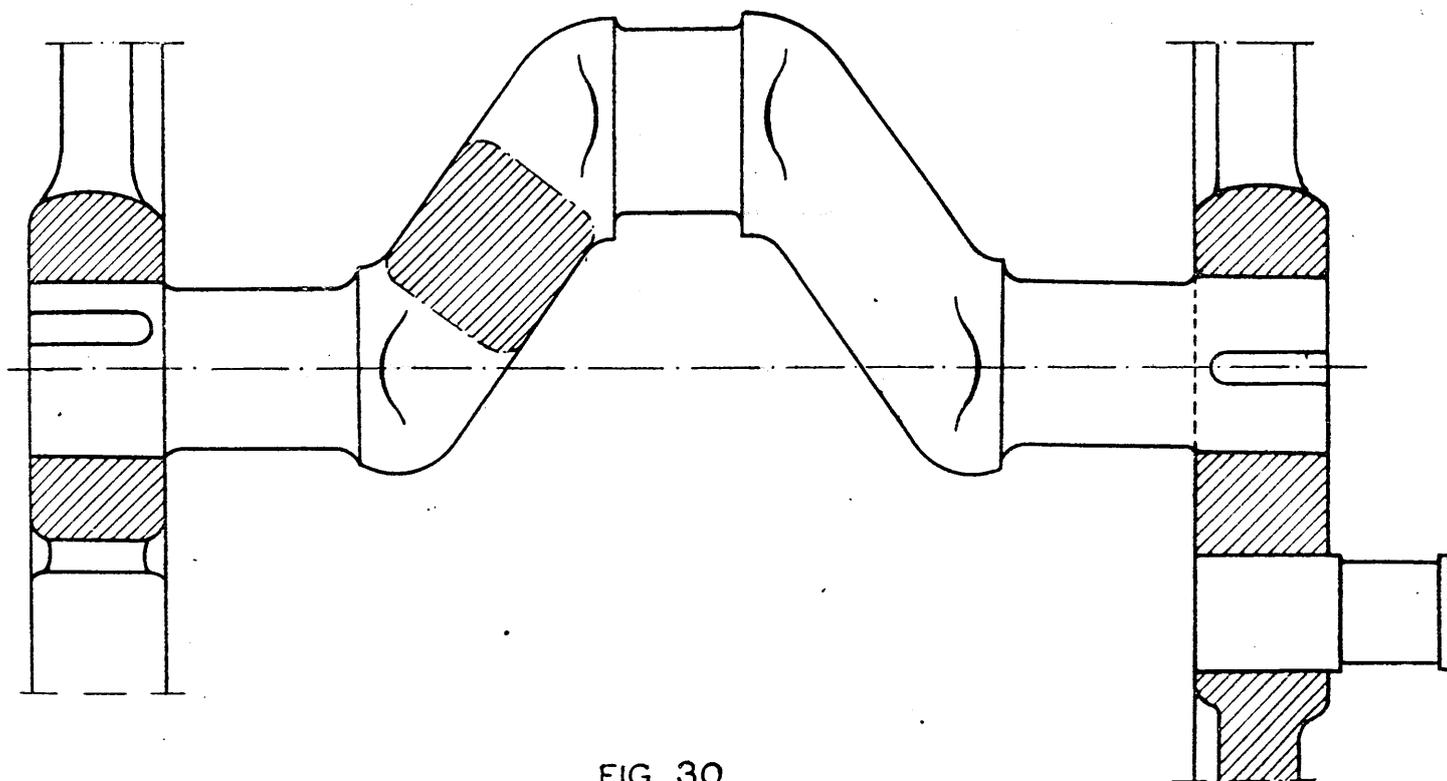


FIG. 30

de sécurité (*fig. 34*), ou les deux dispositifs sont appliqués à la fois.

L'essieu coulé est une pièce de fabrication difficile. Il subit des efforts considérables et variés. Il est, en effet, généralement le premier placé des essieux accouplés et de ce fait subit plus fortement que les autres le contre-coup des chocs contre les rails dans les passages en courbe. Comme il est plus flexible que les essieux droits ses déformations sont plus importantes. Alors qu'un effort latéral de 15 t. exercé sur le boudin peut provoquer dans un essieu coulé un voile des roues de 19 mm. (11 mm. en bas, 8 mm. en haut), dans un essieu droit il n'est que de la moitié environ (ces chiffres varient suivant les caractéristiques mécaniques de l'acier). Il subit la poussée et la traction des bielles et les chocs de ces organes aux fonds de course, dont les effets déformateurs sont d'autant plus importants que les manivelles sont placées à des distances appréciables des fusées des boîtes. Il supporte la charge suspendue qui atteint 14 à 18 t. par essieu suivant les machines. Enfin, la force centrifuge non compensée des coudes est la cause dominante des déformations de l'essieu coulé aux grandes vitesses (*fig. 35*). La solution pratique consiste à les équilibrer par contrepoids rapportés (*fig. 36*) ou non s'il s'agit d'un élément d'essieu polybloc.

L'épaisseur des bras des coudes est limitée sur toutes les machines par l'écartement des longerons, par la largeur à donner aux fusées, par l'entraxe des cylindres. Aussi, en raison des fatigues qu'ils subissent, faut-il les surveiller très attentivement.

Certains ont dû être retirés sur nos machines Pacific après parcours de 50.000 km., d'autres ont parcouru plus de 500.000 km. Ces différences énormes montrent l'importance de leur surveillance en service.

Cependant, les plus grands soins sont apportés à leur fabrication. Ils sont prévus en acier ordinaire (D), en acier F (R = 40 kg.) ou en acier FS. L'essieu monobloc des Pacific est en acier F.

Ils sont forgés à la presse ou au pilon dans des lingots d'acier obtenus au four Martin ou au four électrique, pour l'acier ordinaire; au four Martin à sole basique, au four électrique ou au creuset pour l'acier supérieur et l'acier spécial.

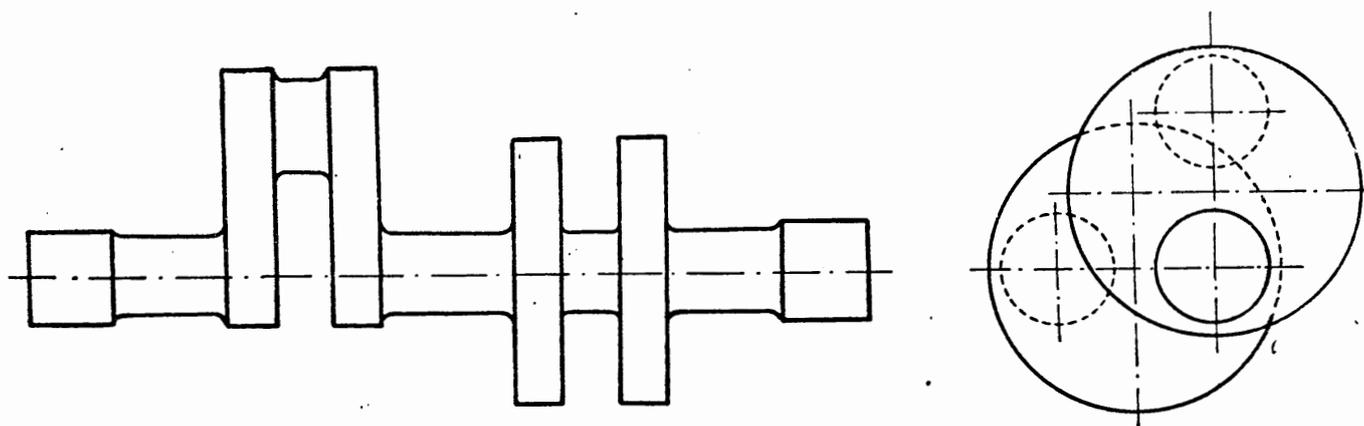


FIG. 31

Les essieux coudés subissent après ébauchage et forgeage un traitement thermique consistant en une trempe à l'air, à l'eau ou à l'huile, suivie d'un revenu.

Ils sont réchauffés au préalable d'abord assez lentement, jusqu'à température de 400°, dans des fours disposés de telle façon que tous les points de l'essieu soient portés à la même température et à l'abri du contact des flammes.

Chaque essieu coudé est soumis aux essais suivants : on prélève à chacune de ses extrémités, après traitement, une rondelle de 40 mm. d'épaisseur, dans lesquelles on découpe des éprouvettes pour un essai de texture, un essai de traction en travers, un essai de choc en travers, avec examen micrographique, une analyse chimique.

Les résultats de ces essais doivent être conformes aux spécifications techniques unifiées S. N. C. F.

#### b) Délais de garantie.

Les essieux coudés qui, avant l'accomplissement d'un parcours de 250.000 km. ou avant l'expiration du délai de cinq ans, se rompent ou présentent des défauts les rendant impropres au service (fissures, déformations, etc...), sont rebutés.

Le délai de cinq ans commence à partir de la date apposée sur l'essieu au moment de la réception. Ce délai expiré, le fournisseur est dégagé de toute garantie, quel que soit le parcours effectué.

Lorsqu'au retrait de l'essieu, le parcours effectué est inférieur à 50.000 km., le fournisseur doit rembourser à la S. N. C. F. le prix de la commande.

Si le parcours effectué est compris entre 50.000 et 250.000 km. la somme S facturée au fournisseur est celle qui résulte de la formule :

$$S = \frac{5 P (250.000 - K)}{1.000.000}$$

dans laquelle P est le prix de livraison de l'essieu et K le parcours effectué en kilomètres.

Ces délais de garantie doivent être connus de tous ceux qui ont la charge de la surveillance et de la réparation des locomotives, pour que les essieux coulés en approvisionnement soient mis en service dans l'ordre de leur fabrication, et qu'ils soient ensuite signalés dès que les

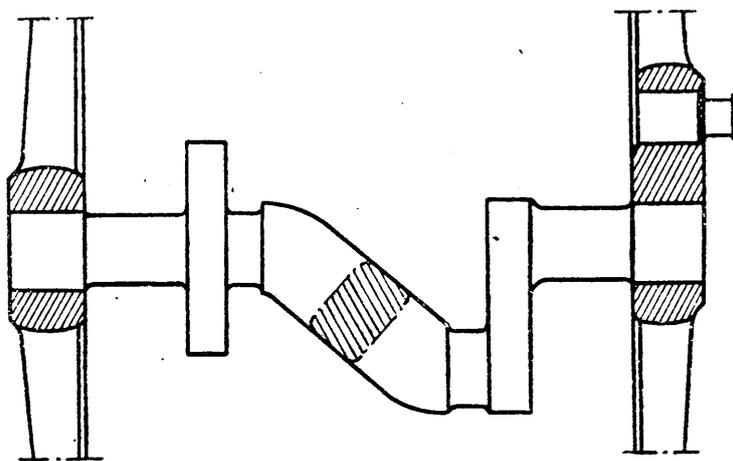


FIG. 32

défauts qui y sont relevés sont de nature à les rendre impropres au service. Si ces règles ne sont pas suivies, la S. N. C. F. risque de subir un préjudice parfois important.

#### c) Evidement Frémont.

Pour limiter le développement des fissures on a essayé d'évider les coudes avant la mise en service à l'endroit où ces fissures se produisent généralement. Cette modification appelée évidemment Frémont, du nom de l'Ingénieur qui en a eu l'idée, est indiquée à la figure 37. Elle peut n'être pratiquée que lorsque la fissure est constatée et de manière à la faire disparaître entièrement.

Cette méthode qui est certainement assez coûteuse, présente néanmoins l'avantage d'apprécier exactement la gravité des fissures et de retirer à coup sûr du service les essieux sur lesquels ces fissures dépassent les limites fixées.

L'avantage du bras évidé est de donner un peu d'élasticité au système et de répartir l'effort transmis sur une plus grande masse de métal dont la fatigue unitaire diminue; les zones de fatigue maximum qui sont en A et H dans un coude ordinaire se partagent suivant  $A_1H_1$ , et  $A_2H_2$  avec bras de manivelle évidés.

#### 4° Essieux coulés polyblocs.

Les fibres du métal des essieux monoblocs étant particulièrement torturées dans la délicate opération du forgeage, la pièce est peu apte à supporter les efforts de flexion alternés et les chocs qu'il subit en service et qui provoquent des fissures dans les coudes.

L'essieu polybloc constitué en acier D (ou E) ou en acier G (R = 70) ou en acier NC (nickel-chrome) remédie par sa conception aux défauts ci-dessus. Par contre, il lui arrive de se décaler; mais il peut se réparer facilement par remplacement d'un élément quelconque (1).

La figure 38 représente les différentes manières d'assemblage des 3, 5, 7 ou 9 éléments des essieux polyblocs. Le montage a lieu généralement à chaud (le flasque étant chauffé à 350°) avec un serrage égal à  $\frac{3}{1000}$  du diamètre de la portée de calage. Pour éviter le décalage de l'élément voisin, lors du montage on ne chauffe le flasque qu'à 150° et l'on compense son insuffisance de dilatation par une contraction du tourillon que l'on plonge dans l'azote liquide (-195°).

L'extension de l'essieu polybloc est trop récente (1934) pour pouvoir affirmer sa suprématie, les résultats des 2 solutions dépendent essentiellement de la conception et de la qualité

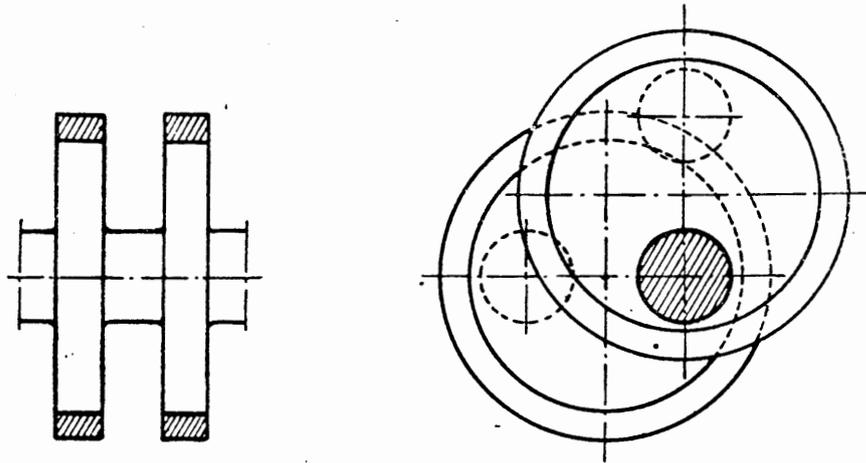


FIG. 33

de fabrication. On voit par exemple apparaître (sur dix 141 P construites aux Forges et aciéries de la Marine) l'essieu coudé monobloc équilibré obtenu par une nouvelle méthode de forgeage (Méthode RR) où les fibres du métal épousent le contour des manivelles et contre-poids rapportés.

## 5° Roues et contreponds.

### a) Roues.

Les roues qui se faisaient autrefois en fonte, en fer forgé ou en fer matricé, sont maintenant, d'une façon générale, en acier moulé. Elles se composent d'un moyeu et d'une jante reliés par les rayons. Certaines améliorations ont été apportées à leur tracé pour en faciliter la coulée. Dans la roue Léonard le rais se divise en 2 branches au point d'intersection avec la jante et dans certains cas au point d'intersection avec le moyeu.

(1) Voir note de M. Keufer (n° juillet 1936 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) rapportant la construction des essieux coudés polyblocs en neuf morceaux pour les Pacific de l'ex-réseau A. L.

Le moyeu doit avoir une épaisseur et un diamètre suffisants pour assurer un calage énergique.

Les bras sont généralement de forme elliptique et leur section décroît du moyeu à la jante pour bien résister aux réactions latérales de la voie ainsi qu'aux efforts de flexion importants dans les variations de vitesse angulaire de l'essieu. Les points de raccordement des rais avec la jante ou le moyeu où se produisent les moments de flexion maxima sont leurs points faibles.

La face interne des bras est le plus souvent verticale, la face externe inclinée pour raccorder le moyeu très épais aux jantes qui le sont moins.

L'orientation des bras est parfois différente et la roue de forme dite écuée ou en parapluie, ou carrossée, les jantes se trouvant alors à l'extérieur du plan des moyeux.

Les jantes doivent avoir une section suffisante car si elles sont faibles on doit compter sur la résistance du bandage pour soutenir la roue; mais on doit alors retirer les bandages avant que leur épaisseur ne soit réduite, car ils se lâchent. C'est ce qui se produit pour les roues accouplées des machines 231-500 par exemple, qui ont une jante faible et la forme dite en parapluie.

Dans un but d'allègement et pour réaliser un excellent équilibrage les américains ont apporté récemment une modification plus radicale à la confection des roues. Celles dénommées « Boxpock » (montées sur quelques 141 R sont creuses (double toile avec grands évidements) et ne comportent plus de rais (*fig. 38 bis*).

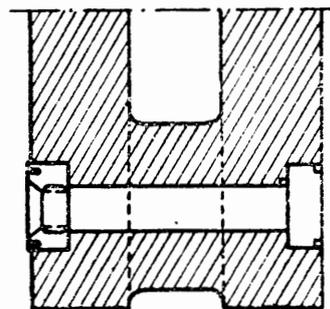


FIG. 34

#### b) Contrepoids.

Les roues des véhicules de chemins de fer doivent être parfaitement équilibrés, de manière à ne présenter aucun balourd; elles doivent donc se trouver en équilibre dans toutes les positions, l'essieu étant monté sur les pointes d'un tour. S'il en était autrement, la roue en tournant exercerait sur le rail, sous l'action de la force centrifuge, une pression verticale plus grande quand le balourd vient vers le rail, et se trouverait au contraire soulagée d'une quantité égale dans la position diamétralement opposée. Dans le premier cas, des ruptures de rails ou de coussinets pourraient se produire, dans le second les détailllements seraient facilités.

Les roues motrices et accouplées ne sont pas naturellement équilibrées puisqu'elles sont solidaires de leurs manivelles et boutons et des têtes de bielles d'accouplements et de bielles motrices.

On équilibre avec soin toutes les pièces tournantes mais une partie seulement du poids des pièces oscillantes ( $\frac{1}{3}$  à  $\frac{1}{4}$ ). En effet, le contrepoids d'équilibre horizontal devrait être plus lourd que celui d'équilibre vertical, de sorte qu'en voulant détruire entièrement les perturbations horizontales on ferait naître des perturbations verticales en sens contraires de celles qui existent sans contrepoids. Avec la proportion ci-dessus du poids des masses oscillantes équilibrées, le ressaut vertical ne dépasse pas environ 15 % de la charge statique à la vitesse maximum de la locomotive. Le contrepoids est placé sur la roue. Comme les plans dans lesquels se meuvent les masses à équilibrer ne sont pas confondus avec ceux des roues on ajoute des contrepoids additionnels dits d'équilibre transversal que l'on compose avec le contrepoids principal. Toutefois la méthode américaine n'en tient pas compte pour les essieux couplés non moteurs (141 R). Le contrepoids d'équilibre horizontal est en général réparti sur les diverses roues couplées afin d'atténuer l'inconvénient du déséquilibre vertical qu'il crée.

Les contrepoids sont coulés de fonderie avec les roues. On les parfait à l'aide de masselottes de plomb serties dans des trous des contrepoids. Lorsque, pour l'acheminement à froid des machines, les bielles d'accouplement et les bielles motrices sont démontées, le contrepoids n'est plus équilibré; il est prescrit pour cette raison, de ne démonter les bielles d'accou-

plement des machines à acheminer froides, qu'en cas de nécessité absolue, et s'il en est ainsi, de limiter la vitesse à 30 km./h. au maximum.

c) **Calage des roues sur les essieux.**

Le calage des roues se fait à la presse à froid, soit cylindriquement avec une légère entrée, soit coniquement. Dans ce cas, la différence entré les diamètres des troncs de cônes de la portée ou de l'alésage est sensiblement égale au serrage, et ce dernier de  $\frac{15}{10000}$  du diamètre de la portée de calage (1). Le calage se fait sur certaines Régions à sec, sur d'autres Régions

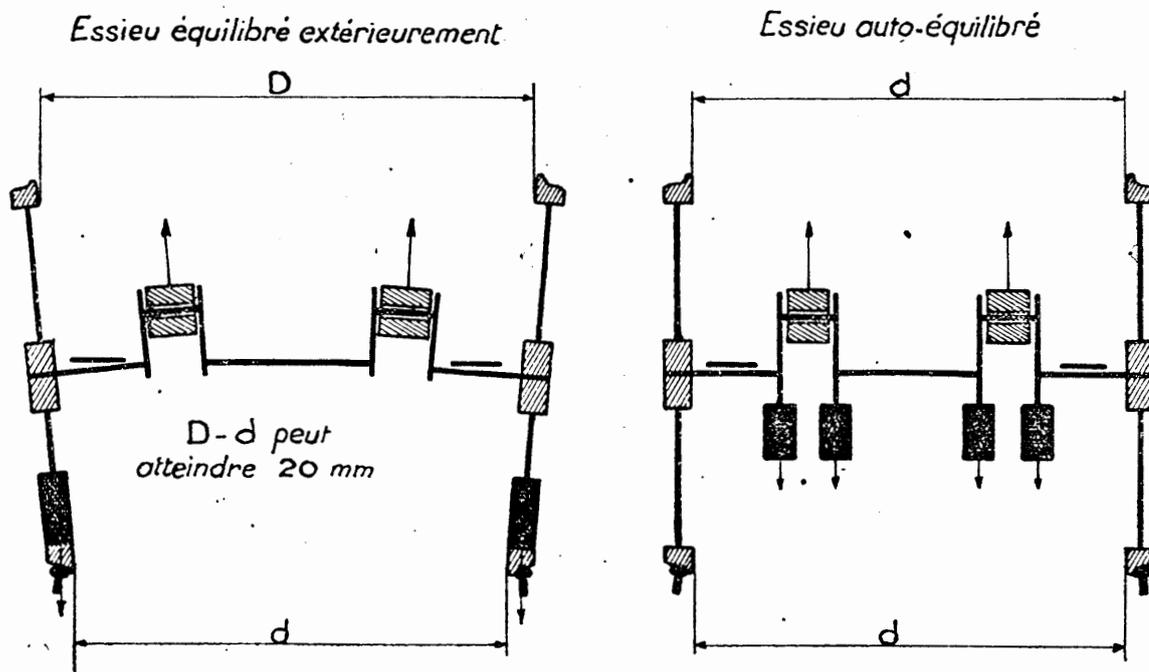


FIG. 35

(1) La possibilité de substituer au procédé actuel de calage à froid, celui du calage par frettage (c'est-à-dire échauffer préalablement le centre de roue puis le mettre en place sur l'essieu, les surfaces de contact mutuel étant rectifiées, soit cylindriques, soit coniques avec une très faible pente) a été étudiée en 1936 par l'O. C. E. M. Des essais systématiques de frettage à chaud avec des serrages variables, chacun de ces essais étant suivi d'un décalage au cours duquel on relevait la pression nécessaire à cette opération ont permis de déterminer le serrage par frettage nécessaire pour obtenir une pression de décalage donnée. En même temps, dans un but de comparaison, il était effectué des essais de calage à froid par emmanchement à la presse, toutes autres conditions étant égales.

Ces essais ont mis en évidence l'influence du serrage géométrique (différence des diamètres de l'alésage et de la portée de calage) ainsi que celle de l'état des surfaces en contact et de leur graissage et ont permis d'améliorer la technique du calage à froid. Les serrages relativement réduits  $\frac{D}{1000} + 10$  à 15/100 au maximum) que les Ateliers peuvent aisément réaliser, avec des surfaces en contact bien planées donnent des résultats constamment bons si le graissage est convenablement effectué, c'est-à-dire obtenu par enduction complète des surfaces (roue et essieu) au suif naturel, non refondu, puis essuyé au chiffon propre et sec. Le graissage optimum est caractérisé par la légère tache faite sur les surfaces avec le doigt. Dans ces conditions, le diagramme du calage qui est obligatoirement enregistré présente toujours l'allure très régulière caractéristique d'un bon travail.

La technique du calage à froid ainsi amélioré reste la seule pratiquée. En effet, la méthode du frettage, même dans les meilleures conditions, donc sans les impédiments de la chauffe (propreté de l'alésage en particulier), obligerait à utiliser la presse pour éprouver l'assemblage; on ne tirerait donc aucun avantage économique de la solution en perdant tout le bénéfice du diagramme de l'emmanchement. Par ailleurs, si nous avons l'expérience des décalages effectués dans d'excellentes conditions, longtemps après le calage à la presse, il n'en est pas de même pour ceux effectués après frettage, réalisés assez laborieusement parfois, 24 heures seulement après le calage, dans les essais. D'autre part, le problème du calage d'un essieu ne consiste pas exclusivement à poser les roues avec le maximum de résistance au décalage. S'il faut assurer d'abord la sécurité totale de l'assemblage, il est encore nécessaire que le démontage sans détérioration des éléments demeure une opération pratiquement réalisable; or il a été constaté dans les essais de calage successifs que le troisième décalage était impossible.

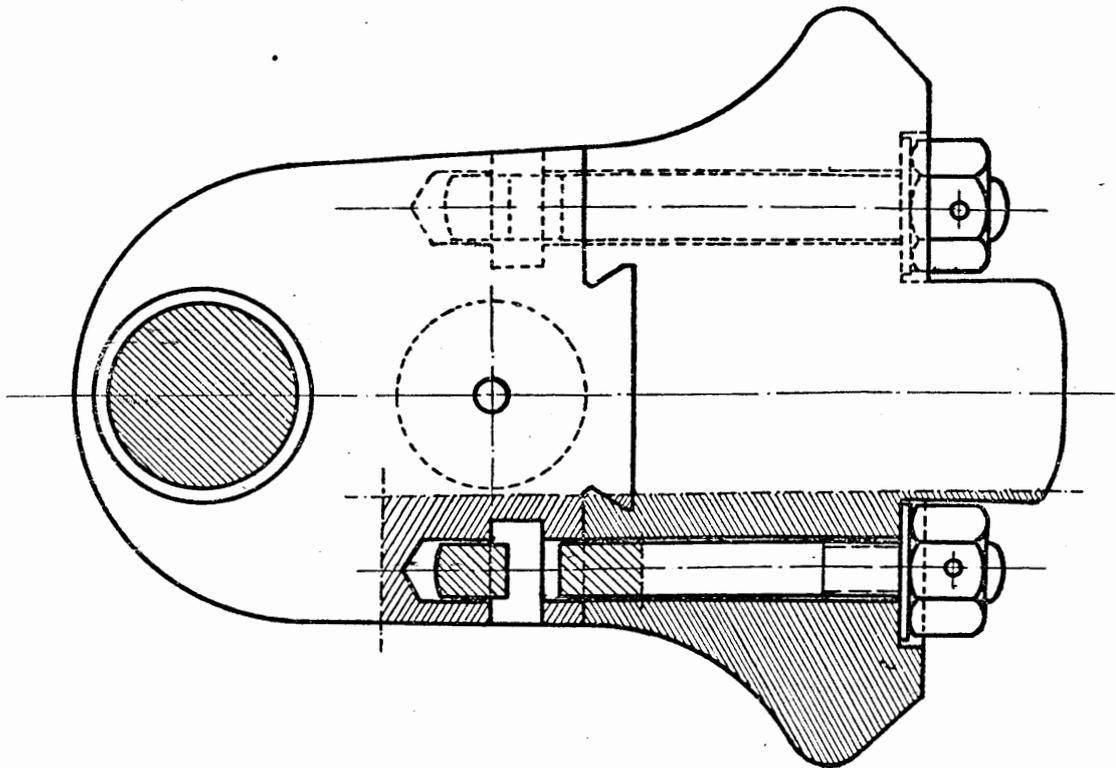
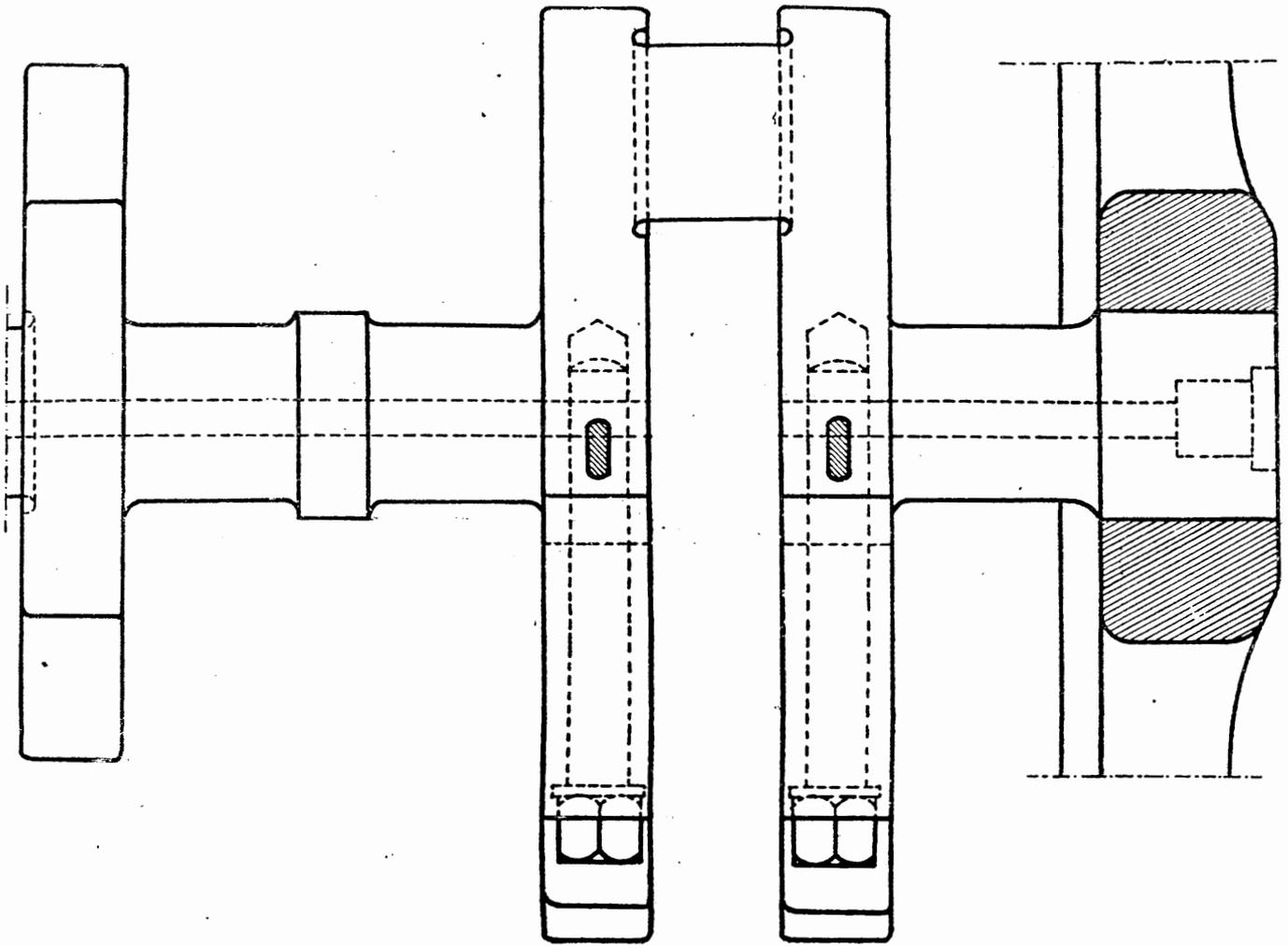


FIG. 36

les parties frottantes sont graissées au suif blanc pur. Les pressions de calage qui varient suivant les diamètres des portées doivent être comprises entre un maximum et un minimum, 20 à 30 tonnes pour les très faibles diamètres, 50 à 80 tonnes pour les gros diamètres (1).

Le calage des boutons de manivelles motrices extérieures et des boutons d'accouplement se fait dans les mêmes conditions. Ces boutons étaient rivés autrefois côté intérieur des roues. D'une façon générale, ils ne le sont plus aujourd'hui.

Le calage des essieux est complété par un clavetage.

La clavette habituellement utilisée est à section rectangulaire (*fig. 38 ter A*). Le logement dans la portée de calage est à section rectangulaire avec congé de raccordement très réduit entre faces planes et fond de logement cylindrique normal à l'axe de l'essieu (*fig. 38 ter B*). On constate parfois, avec ce type de clavetage, des fissures dans le voisinage du

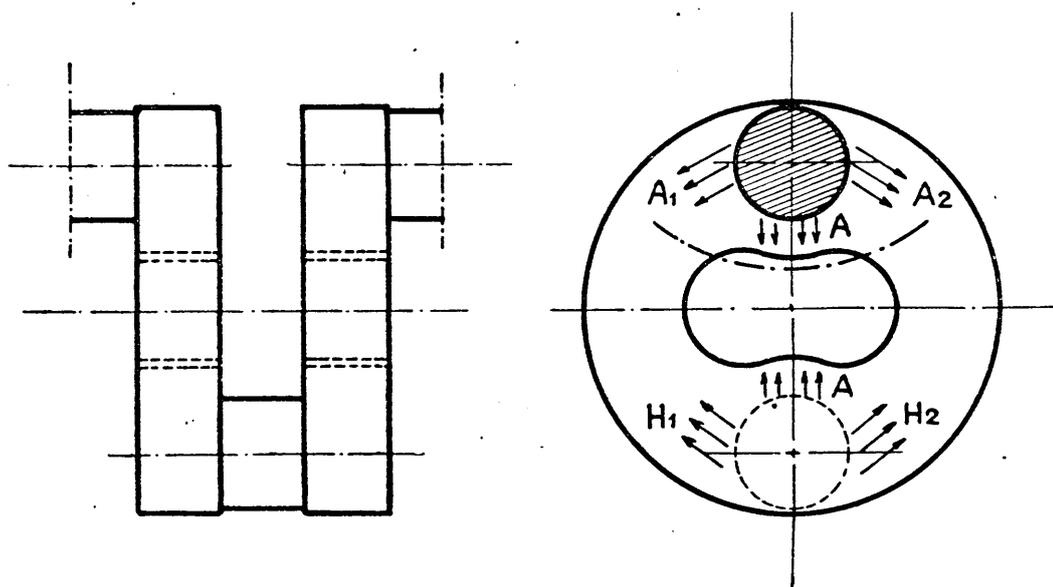


FIG. 37

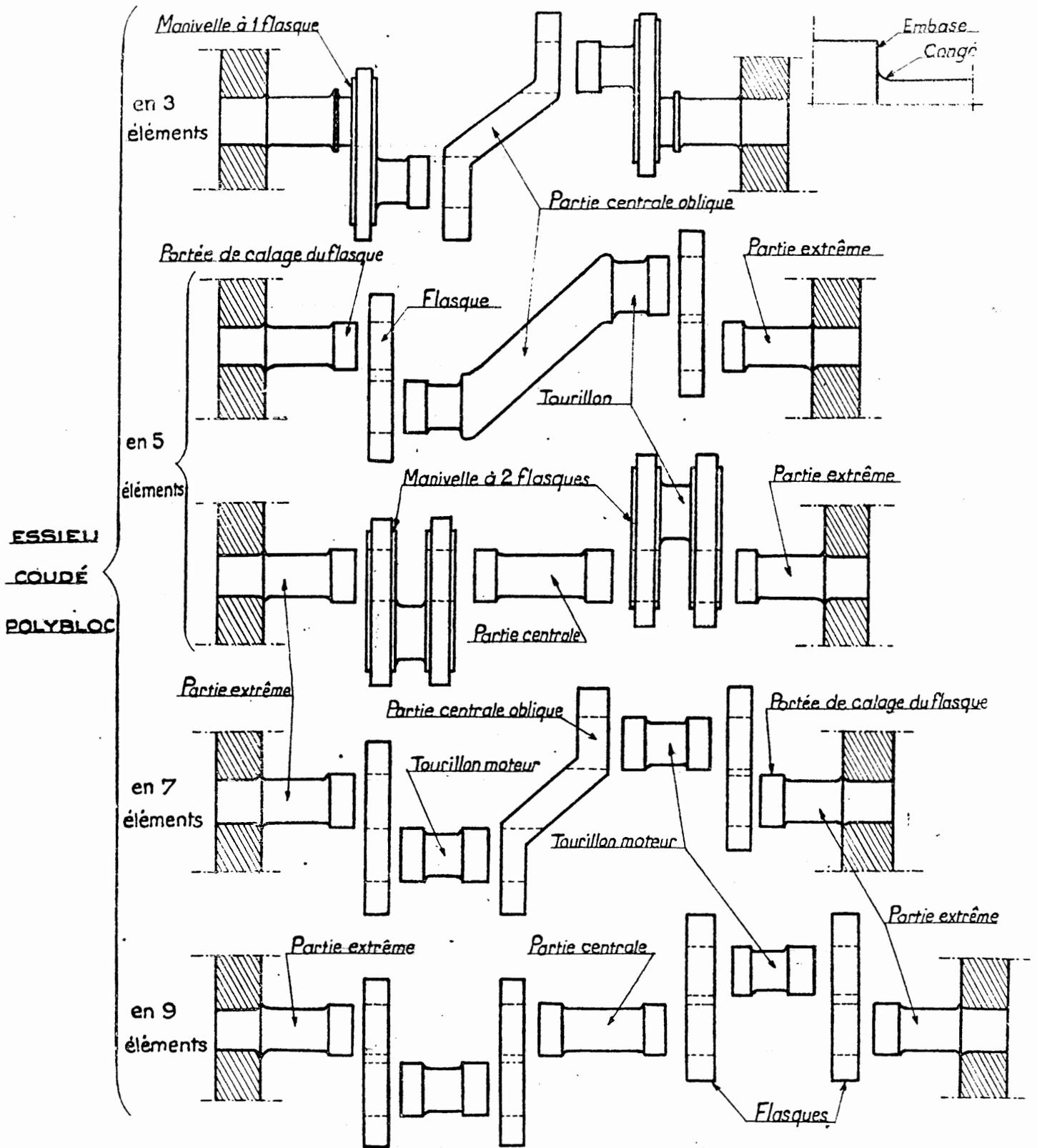
raccordement de l'angle vif qui existe sur le pourtour du logement de la clavette avec le raccordement du fond. Au montage la clavette vient buter au fond de son logement (*fig. 38 ter C*) et le raccordement en question travaille.

La D.E.L. est d'avis de retenir pour les constructions neuves soit le type de clavette de la *figure 38 ter D* soit celui de la *figure 38 ter E*. Le logement de la clavette (*fig. 38 ter D*) dans le corps d'essieu qui présente la forme d'une portion de cylindre terminée par une portion de sphère ne comporte plus d'arêtes vives, comme avec la clavette à section rectangulaire ni les brusques variations de sections dans le fond du logement. Après mise en place, la clavette ne bute pas au fond de son logement.

La clavette (*fig. 38 ter E*) ne diffère de la précédente que par la forme de la portée au fond du logement qui est plane au lieu d'être cylindrique. L'exécution des logements des deux types de clavettes est analogue. Le second type est encastré davantage et assure, peut-être, de ce fait un meilleur calage. Il est aussi d'exécution plus facile.

Pour l'entretien des clavettes existantes, le fraisage de la *figure 38 ter F* est à préconiser.

(1) Les presses de calage sont munies d'un manomètre enregistreur marquant l'effort effectué en fonction du déplacement linéaire de la presse. L'effort final doit être compris entre les limites fixées par un abaqué.



Un essieu nu est un essieu droit ou coudé non muni de ses roues  
 Un essieu monté est un essieu droit ou coudé muni de ses roues

FIG. 38

## 6° Bandages.

### a) Description.

Ils agissent comme des frettes et consolident les roues. Ils sont en acier A 75 d et prévus pour être remplacés sans que la roue le soit (1). Ils sont obtenus par laminage circulaire d'un disque sans aucune soudure.

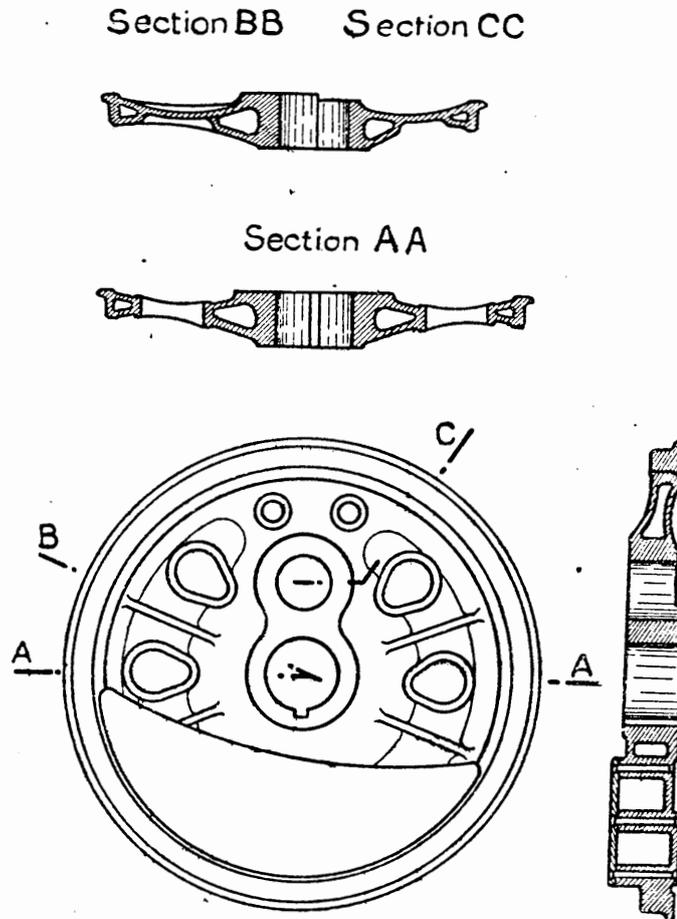


FIG. 38 bis

(1) Depuis 1940 nous disposons en France d'une seule qualité d'acier en bandages dénommé A75d et d'une charge minimum de  $R = 75 \text{ kg/mm}^2$ . La dureté de cet acier est un peu faible, ce qui occasionne des ennuis fréquents spécialement sur les machines modernes dont les essieux sont très chargés. Les chemins de fer étrangers disposent généralement d'acier plus dur que le nôtre. Aux États-Unis d'Amérique en particulier 3 types A, B, C, sont utilisés offrant respectivement des charges  $R = 73,8-80,8$  et  $87,8 \text{ kg/mm}^2$ : les bandages des roues de locomotives pour trains de voyageurs étant pris dans le type B, ceux des roues de locomotives pour trains de marchandises dans le type B ou C. La spécification allemande prévoyait entre autres, un acier spécial très dur ( $R = 100 \text{ kg/mm}^2$ ) pour les bandages destinés aux machines modernes :

Des essais sont envisagés en vue de déterminer les qualités d'acier capable de nous donner satisfaction. Sous réserve qu'ils soient concluants, deux qualités d'acier à bandages seront probablement insérés dans notre spécification.

-- un acier au carbone courant de dureté plus élevée que l'acier A75 actuel donnant au point de vue de ses qualités mécaniques :

R mini = 80 kg.	A % mini = 12
R maxi = 90 kg.	Résilience mini = 2

-- un acier plus dur, allié spécial, traité par trempe à l'huile dont les principales caractéristiques pourraient être :

R mini = 90 kg.	A % mini = 8
R maxi = 100 kg.	Résilience mini = 2.

Cette qualité serait destinée aux bandages des roues motrices et porteuses de nos machines récentes ainsi que de toutes les machines à marchandises.

FIG. 38<sup>ter</sup>A

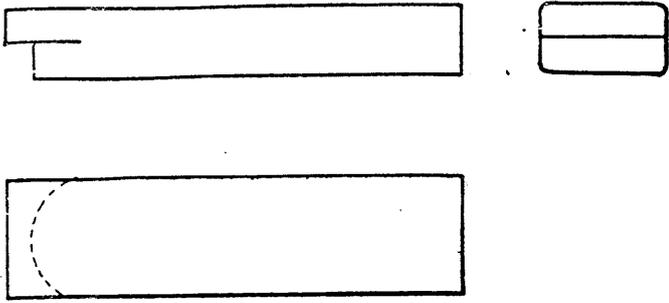


FIG. 38<sup>ter</sup>B

*Amorces de fissures*

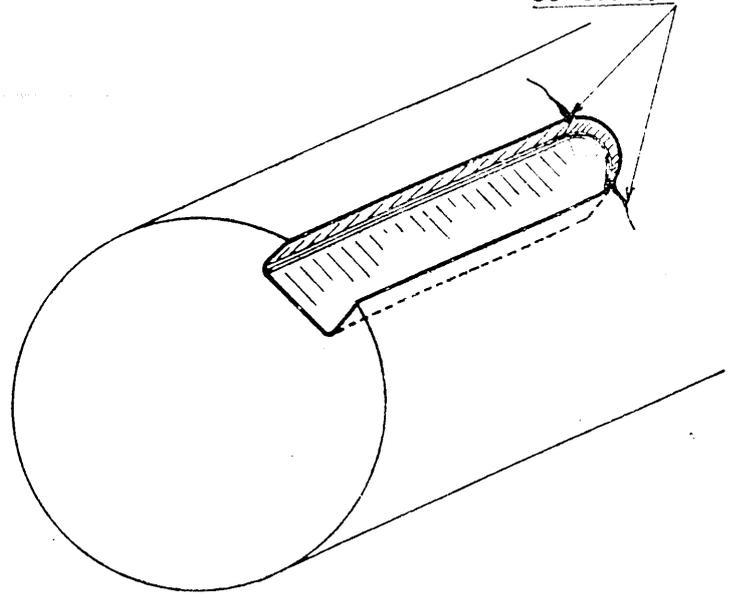


FIG. 38<sup>ter</sup>C

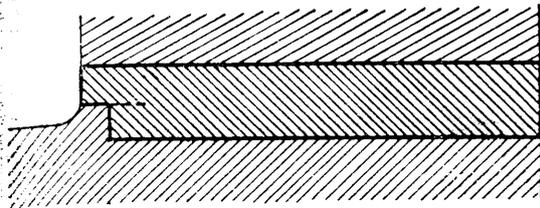
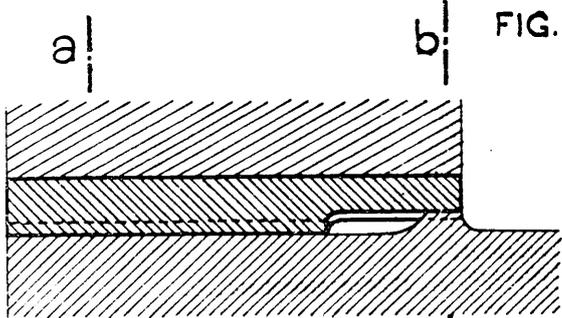


FIG. 38<sup>ter</sup>D



*Section aa*

*Section bb*

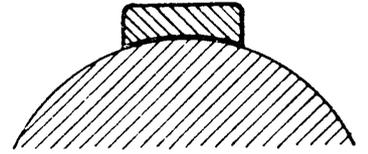
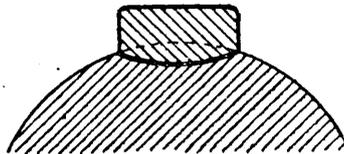
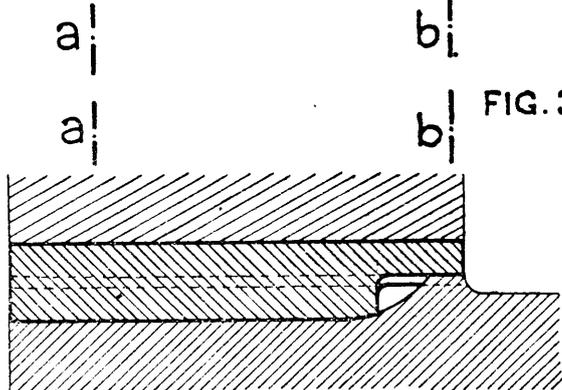


FIG. 38<sup>ter</sup>E



*Section aa*

*Section bb*

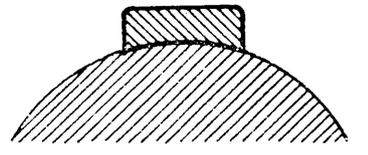
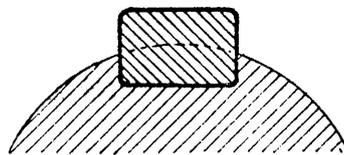
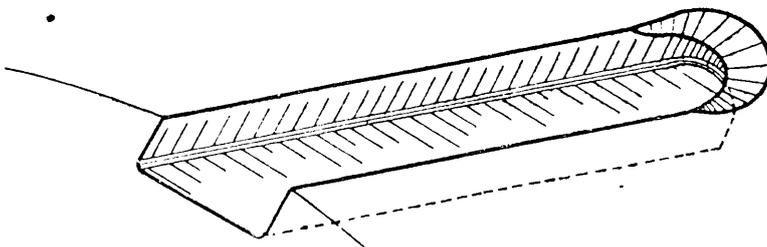


FIG. 38<sup>ter</sup>F



Ils ont une épaisseur assez grande pour supporter plusieurs retournages. Cette épaisseur varie sur nos machines de 70 à 80 mm. Les bandages des 111 P ont toutefois une épaisseur de 90 mm., maximum permis par les laminoirs français. Les bandages sont alésés intérieurement et embattus à chaud sur les jantes avec un serrage de 1 mm. 3 par m. de diamètre de la jante. Un second dispositif de fixation est généralement prévu dans un but de sécurité dans le cas où le bandage se lâche.

Autrefois fixés par des vis, ou par un léger redent, les bandages sont actuellement à

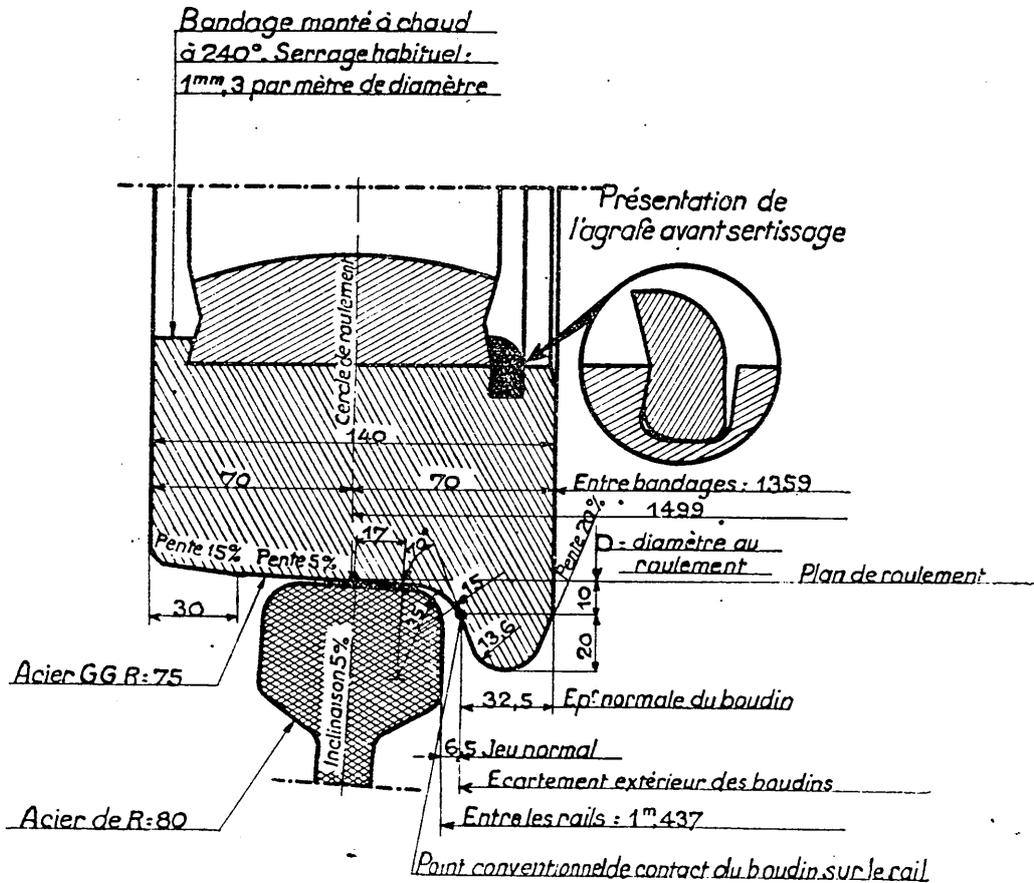
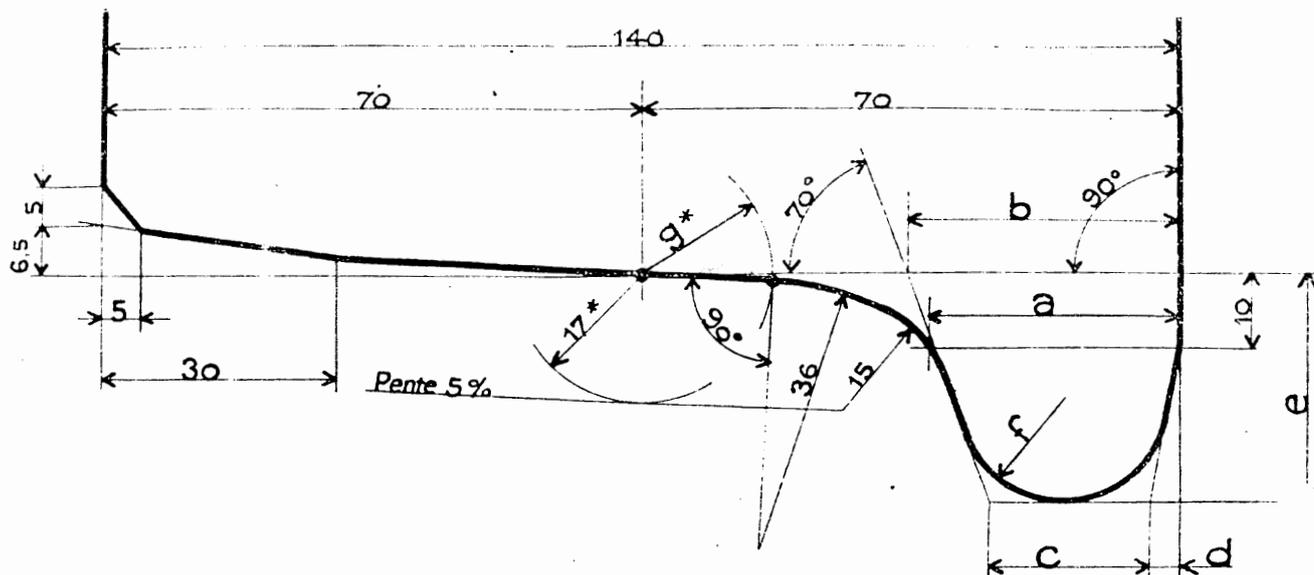


FIG. 39

agrafes (fig. 39). Une gorge rectangulaire est ménagée circulairement sur la face intérieure du bandage, gorge dans laquelle on sertit un petit cercle rapporté de section elliptique, et on rabat le métal du bandage sur cette agrafe, généralement au marteau pneumatique.

La technique moderne américaine supprime l'agrafe. Cette suppression ne présente d'inconvénient qu'en cas de lâchage du bandage qui n'est plus retenu transversalement vers l'extérieur que par le boudin. Pour l'application ultérieure en France à ces roues (141-R) d'un cercle agrafe, celui-ci ne sera pas sertit mais fermé, en place, par un cordon de soudure n'ayant aucun contact avec jante et bandage.

Un repère de position permet de déceler le moindre déplacement en service des bandages sur la jante.



Désignation du profil	Epaisseur du boudin	b	c	d	e	f	g*
L 32,5**	32,5	35,6	20,7	4	30	13,6	17
L 30	30	33,1	18,2	4	30	12	19,5
L 27,5**	27,5	30,5	15,6	4	30	10,2	22,3
L 25	25	28	13,1	4	30	8,6	24,8
L 22,5**	22,5	25,4	11,6	3,6	28	7,6	27,4
L 20	20	22,9	9,7	3,4	27	6,4	29,9
L 17,5**	17,5	20,3	8,2	3	25	5,4	32,6
L 12,5**	12,5	15,2	6	2	20	4	37,8

\* Ces cotes ne sont pas indispensables pour déterminer les profils. Ce sont des valeurs calculées, destinées à faciliter l'exécution des tracés.

\*\* Pour le matériel neuf, seuls ces profils sont à suivre.

### Profil LO

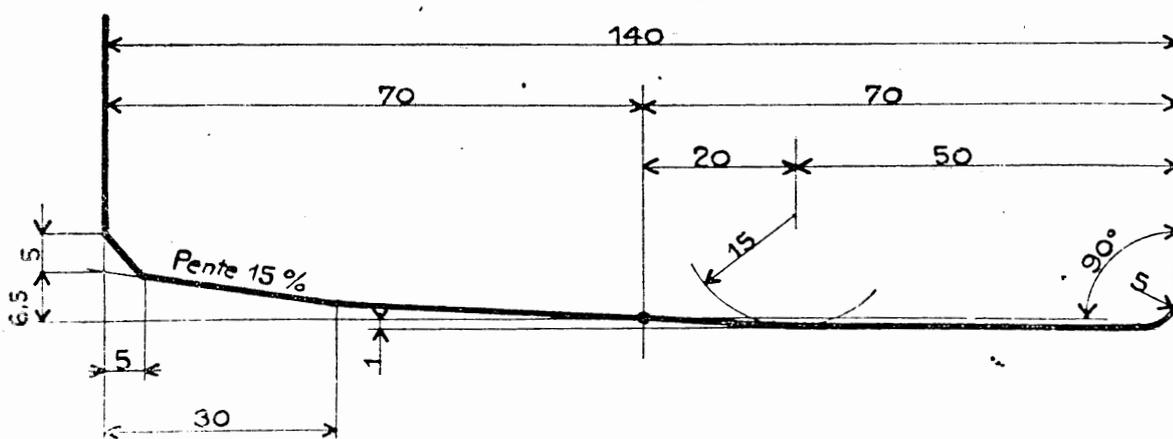


FIG. 40

**b) Profils.**

La *figure 39* donne les éléments principaux du profil du bandage normal. L'écartement des faces intérieures des bandages doit être compris entre 1 m. 357 et 1 m. 366 mais l'écartement des cercles de roulement reste fixé à 1 m. 499.

Les profils des bandages sont ceux de la Norme NF-F 02-101 (*fig. 40*).

Le tableau *figure 41* donne la liste des séries de locomotives de la Région sur lesquelles les profils réduits de la norme sont utilisés ainsi que les profils réduits spéciaux utilisés sur les machines 241 Al à 049, 040 TX et 050 TX.

## B. — MARQUE DES ESSIEUX

Pour permettre la tenue des statistiques imposées par décret ministériel il est nécessaire de donner aux essieux montés une numérotation particulière.

### 1° Marque des essieux montés.

Ces marques sont :

**a) Numéro de type.**

Pour les essieux couplés c'est celui de la série de locomotives sur lesquelles ils se montent. Certains essieux isolés de rechange (ils reçoivent comme n° de série la marque R suivie de l'indicatif de la Région, 3 pour l'Ouest, et d'un nombre pris dans la série 001 à 099) peuvent être affectés provisoirement à une machine à titre de secours mais ils doivent être remplacés par l'essieu normal du jeu au 1<sup>er</sup> levage.

Pour les autres essieux les numéros de types S.N.C.F. sont pris dans les tranches suivantes :

101 à 199 pour les bogies, bissels et porteurs de machines.

601 à 699 pour les tenders.

Les numéros des types Ouest sont précédés de l'indicatif 3.

**b) Numéro d'ordre.**

Il est le même pour tous les essieux couplés d'un jeu, une lettre indiquant la position relative de chacun.

**c) Numéro de succession.**

Dans le cas où l'essieu nu a été remplacé plusieurs fois.

Exemple : L'essieu monté marqué  $\left\{ \begin{array}{c} F 3 \\ 231 B - 19 - A.5 \end{array} \right\}$  représente l'essieu monté BP de la garniture n° 19 de la série de machine française (F) de la 3<sup>e</sup> Région 231-B dont l'essieu nu a été remplacé 4 fois.

Suivant les anciennes règles régionales les marques de numérotage sont par exemple :

ETAT - CI - 91            essieu de bissel n° 91 pour locomotive 140 - 101 à 370.

ETAT - 141 - 005 - 1

ETAT - 111 - 005 - 2

ETAT - 111 - 005 - 3

ETAT - 111 - 005 - 4

} garniture de roues couplées montée à l'origine sur la 141 - 005

**d) Marque de fabrication.**

Apposée par le fournisseur qui comporte :

— le n° de coulée,



- le n° d'ordre dans la coulée,
- la marque du fournisseur (initiales),
- la date de fabrication (mois et millésime de l'année),
- la catégorie de l'acier (1).

Exemple : 11.238-25-FY-10-38

A. 56e

Les marques de numérotage et de fabrication sont disposées aux deux bouts des essieux sauf les dernières qui ne figurent que côté gauche et qui sont répétées sur le corps de l'essieu :

- pour les essieux droits sur 2 génératrices diamétralement opposées de l'essieu nu et orientées à la lecture vers la fusée droite;
- pour les essieux coudés à corps oblique sur 2 génératrices opposées du corps oblique et dans les mêmes conditions que pour les essieux droits;
- pour les essieux en V sur un côté extérieur du V en long;
- pour les essieux coudés à corps droit sur la face la plus rapprochée du milieu de l'essieu du flasque intérieur de la manivelle droite.

## 2° Marques des roues.

Les roues sont classées par types désignés par des numéros de modèles d'approvisionnement.

Exemple : F.3 - 10.329-FY-0003-2.39-B est une roue française de la 3<sup>e</sup> Région de la S.N.C.F., de n° de modèle 10.329, fabriquée à Firminy en février 1939, n° de coulée 3, catégorie d'acier B.

Ces marques sont appliquées sur la face extérieure du moyeu autour de la portée de calage. En outre, éventuellement et pour les roues sans contrepoids seulement un coup de pointeau apposé sur le champ extérieur de la jante indique la position du balourd et la valeur en grammes de ce balourd poinçonnée près du coup de pointeau.

## 3° Marques des bandages.

Les bandages sont classés d'après leurs diamètres intérieurs, la nature du métal et leur profil. Les marques sont poinçonnées sur le champ extérieur du bandage (si des marques étaient enlevées au cours d'un retournage elles devraient être reproduites plus près du talon). En outre, l'atelier effectuant la pose ou un resserrage à la tôle doit apposer sa marque et la date de réparation.

Exemple : 002-FY-2,39-G-0-6.40-QM est un bandage fabriqué à Firminy en février 1939 (coulée n° 2) acier G, poinçon de réception O, réparé à Quatre-Mares en juin 1940.

### Observations générales.

a) L'emploi des poinçons à arêtes vives pour l'apposition de toutes ces marques ou numéros est formellement interdit afin d'éviter les amorces de fissures.

b) Les essieux (à l'exception des essieux coudés garantis 5 ans), les centres de roues et les bandages sont garantis 3 ans, l'origine du délai étant la date de fabrication apposée. Il convient donc de signaler toute pièce présentant des défauts et se trouvant encore dans la période de garantie et ceci aussitôt que son avarie se produit afin que le recours de la S.N.C.F. contre le fournisseur puisse s'exercer sans retard ni contestation.

---

(1) AM. Acier Martin;  
AF. Acier fondu au creuset;  
AB. — au convertisseur;  
AE. — four électrique;  
DD. Acier supérieur;  
NC. Acier au nickel-chromé.

## C. — STATISTIQUES DES ESSIEUX MONTÉS

### 1<sup>o</sup> Bulletins de mutation.

Lors de la mise en place des essieux couplés on doit observer qu'ils forment un tout inséparable, c'est-à-dire qu'un essieu ne peut être retiré isolément d'une garniture pour être remplacé par un autre de même type pris dans une autre garniture.

Tout changement d'essieu monté (retrait ou placement) effectué à une locomotive ou à un tender doit être signalé aussitôt au service Régional par un bulletin de mutation détaché d'un livre à souche. Un seul bulletin peut être utilisé si le placement d'un essieu est opéré moins de 8 jours après le retrait. Les bulletins sont numérotés à partir de l'unité chaque année et les souches doivent être conservées à l'établissement.

### 2<sup>o</sup> Registres statistiques.

Les 2 registres suivants sont tenus au Service Régional.

#### a) Registre historique d'essieux montés.

Les essieux montés y sont groupés par type ou par jeu d'essieux couplés à raison d'une page par garniture. En tête, figurent tous les renseignements identificatifs puis par ordre chronologique les renseignements concernant les mutations, parcours sous chaque unité, réparations (cause, nature, atelier réparateur, etc.).

#### b) Registre de la situation des essieux montés.

Les machines y sont groupées par séries et par n<sup>o</sup> à raison d'une page par machine. On y indique les parcours mensuels de la machine et les parcours effectués par les essieux sous la machine entre chaque mutation.

---