

CHAPITRE XII

BIELLES

Les bielles sont des organes rigides articulés à leurs deux extrémités à deux autres organes pour transmettre le mouvement de l'un à l'autre en le conservant ou en le transformant.

A. — BIELLE MOTRICE

La bielle dite motrice, sert à transformer le mouvement rectiligne alternatif qu'elle reçoit de la crosse de piston en un mouvement circulaire continu de la manivelle. Dans une bielle, on distingue le corps et les deux têtes d'articulation, celle vers l'avant à la crosse ou petite tête et celle vers l'arrière à la manivelle motrice ou grosse tête. La longueur de la bielle est la distance d'axe en axe des têtes.

1^{er} Corps de bielle.

Nous avons obtenu (*fig. 198*).

$$Q = P : \cos \alpha$$

pour l'effort moteur dû à la vapeur auquel est soumise la bielle motrice. En tenant compte des forces d'inertie horizontales, on a :

$$Q = \frac{P - I_2}{\cos \alpha} \text{ (fig. 1^{er} du tome II)}$$

Cet effort sera maximum pour α maximum et I_2 minimum, c'est-à-dire pour la position de la bielle correspondant à la manivelle verticale. La bielle travaille à la compression pendant une course du piston et à la traction pendant l'autre course. Comme elle a une grande longueur (6 à 10 fois le rayon de la manivelle) par rapport à sa section, il faut la calculer au flambage et tenir compte des efforts de flexion dus au frottement des tourillons, au poids de la bielle et à la force d'inertie de sa masse.

Pour donner à la bielle une forme d'égale résistance aux efforts de traction et de compression suivant son axe on augmente la section de son corps vers le milieu de la longueur.

D'une part, pour tenir compte du travail total de frottement par tour de roue plus impor-

tant sur le coussinet de grosse tête que sur le coussinet de petite tête, le premier sera plus volumineux (diamètre et longueur) afin d'obtenir un travail équivalent par unité de surface d'appui.

D'autre part, la force d'inertie à laquelle est soumise par la vitesse un point de la bielle a une composante horizontale sensiblement parallèle à la bielle et négligeable et une composante verticale dont il faut tenir compte. Dans son mouvement d'oscillation dans le plan vertical, la bielle motrice est assimilable à une pièce reposant par ses deux extrémités et soumise à des charges verticales variables en tous les points de sa longueur mais croissant d'une valeur nulle à la petite tête à une valeur maximum à la grosse tête. Le foudroyement est donc plus sensible du côté de la manivelle que du côté de la crosse et la position C (fig. 198) de la section du corps de bielle qui rend le moment fléchissant maximum est plus rapprochée du côté de la manivelle. Ces deux raisons expliquent que la section de la bielle aille en croissant de la crosse à la manivelle et qu'afin de présenter dans le plan vertical le maximum de résistance sous un poids minimum cette section soit rectangulaire (le grand côté vertical) ou mieux évidée en double T. On démontre que le moment de

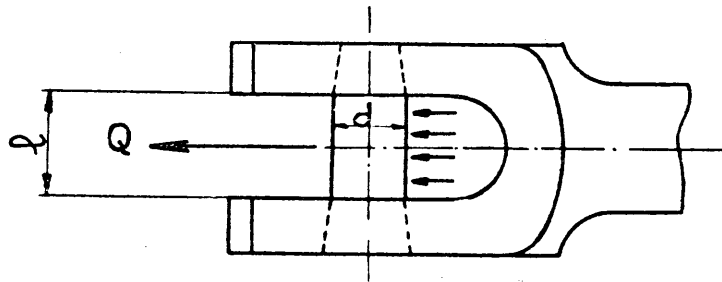


FIG. 211

flexion est maximum en C (BC = environ 0,6 BA) et est égal mq kgm. lorsque la manivelle est verticale à :

$$Mf = 0,0064 p \omega^2 r l^2 \text{ (kg/m)}$$

formule dans laquelle p est le poids par mètre de longueur de la bielle supposée à section constante, ω la vitesse angulaire, r le rayon de la manivelle et l la longueur de la bielle.

Les têtes sont raccordées au corps par des congés à grands rayons de façon à faire croître la section de façon continue et éviter ainsi les variations brusques de tension qui sont d'autant plus nuisibles que la vitesse de la bielle est plus grande.

Le corps de bielle est généralement en acier mi-dur ou mi-doux traité. Récemment pour diminuer leur poids, on a essayé d'utiliser un acier nickel-chromé à meilleures caractéristiques mécaniques.

2° Petite tête de bielle.

La petite tête de bielle est généralement constituée par un œil garni d'une bague de bronze sans rattrapage de jeu, introduite à frottement doux, puis clavetée. Elle est rarement rectangulaire et pourvue de coussinets entièrement en bronze avec coin de serrage toujours placé du côté arrière (fig. 210). La petite tête de bielle est articulée sur le boulon de crosse ; le plus souvent, elle n'a pas de godet graisseur et elle reçoit l'huile d'un réservoir sur la crosse, cette huile tombe dans une cavité ménagée autour du canal de graissage.

L'usure de la bague ou des coussinets de petite tête de bielle est généralement peu importante.

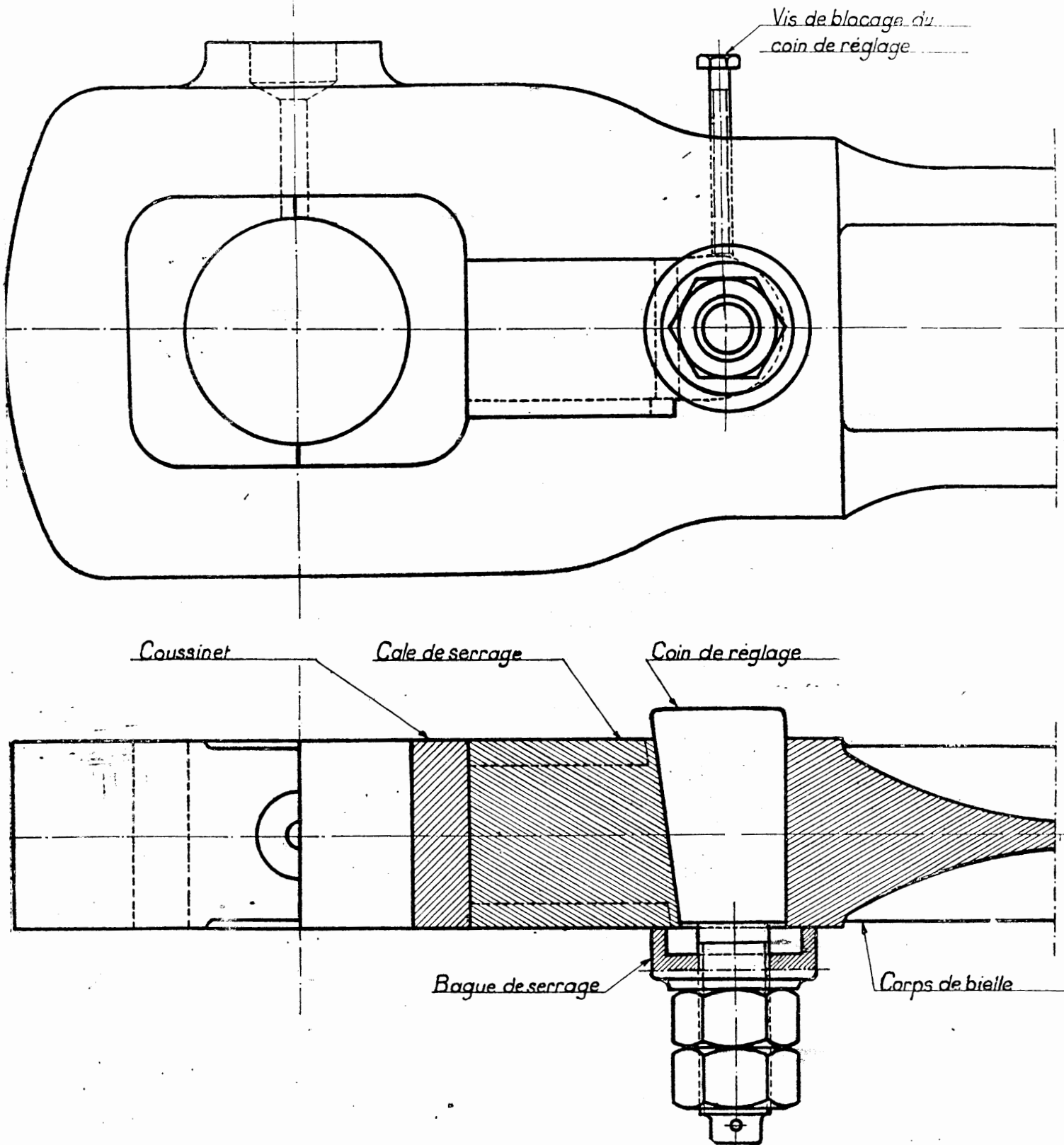


FIG. 210

Il y a cependant parfois ovalisation ou grippage, par défaut de graissage. Il en résulte des chocs aux fonds de course qu'il faut faire disparaître aussitôt qu'on les perçoit.

Le grippage des faces latérales de la petite tête est provoqué généralement par l'insuffisance de jeu latéral dans la crosse ou par un défaut de montage.

En considérant le boulon de crosse simplement posé sur deux appuis distants de la longueur l du tourillon (fig. 211) et si l'on suppose qu'il était toujours sans jeu, il pourrait être considéré comme encastré; le diamètre d permettant au boulon de résister à la flexion est donné par la formule :

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 Q l}{\pi R}}$$

ce qui donnerait dans le cas de la bielle HP d'une 141 P :

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \times 26.500 \times 100}{\pi \times 50}} = 40 \text{ m/m environ}$$

Le diamètre réel étant de 95, le coefficient de sécurité est de 13,8.

La pression moyenne pm entre le boulon et la bague de petite tête : $\frac{Q}{ld}$, quotient de la charge par le rectangle d'appui, doit être telle que l'huile ne soit pas expulsée ; on peut admettre 2 kg./mm². Dans le cas ci-dessus, on trouve :

$$d = \frac{20.000}{2 \times 99} = 95 \text{ m/m.}$$

Le travail de frottement ne donnant pas lieu d'autre part à une grosse élévation de température, l'amplitude d'oscillation étant très faible, (12° environ), c'est donc la formule relative à la pression moyenne qui donne le plus grand diamètre à choisir.

On n'antifrictionne pas les bagues de petite tête parce que les pressions unitaires sont trop considérables et que le travail de frottement est faible.

3° Grosse tête de bielle.

a) Tête de bielle à chape.

Dans ce type de bielle, le corps est terminé par une partie à section rectangulaire sur laquelle s'ajuste une chape ou bride qui embrasse les coussinets à section extérieure polygonale (fig. 212). Cette chape est assujettie par 2 boulons parallèles emmanchés sans jeu dans des trous alésés en correspondance dans les deux branches de la chape et dans l'extrémité du corps de bielle. Le serrage du coussinet s'obtient par une clavette ou par un coin vertical manœuvré par une vis. La clavette ou le coin permet de rattraper le jeu dû à l'usure des coussinets et un dispositif de sûreté empêche leur desserrage pendant la marche. Les branches de la chape sont soumises d'une part à un effort de traction.

Au moment du montage, le coin enfoncé pour serrer les coussinets produit un effort de traction difficile à déterminer, mais qu'on peut admettre égal à Q ; par suite lorsque la bielle est en fonctionnement les branches de la chape sont soumises à un effort approximatif $\frac{3Q}{2}$.

Elles sont soumises d'autre part à deux moments de flexion dus l'un aux forces d'inertie (voir § 1^{er}) et l'autre au frottement du tourillon sur les coussinets.

On démontre que ce dernier est égal à : $M_f = \frac{\pi Q d}{4}$. Chaque section de branche doit résister à la fois à la moitié de ce couple et à la moitié de l'effort de traction. C'est pour mieux résister au moment de flexion résultant qu'on met deux boulons, un seul pouvant suffire à résister à l'effort de traction. La partie courbe de la chape est soumise à l'action de la charge $\frac{3Q}{2}$ uniformément répartie (on lui donne donc une épaisseur, au milieu, supérieure à celle de chaque branche) et aux efforts $\frac{3Q}{4}$ (fig. 212 bis).

Les boulons présentent une très légère conicité et sont ajustés à plein trou de manière à ame-

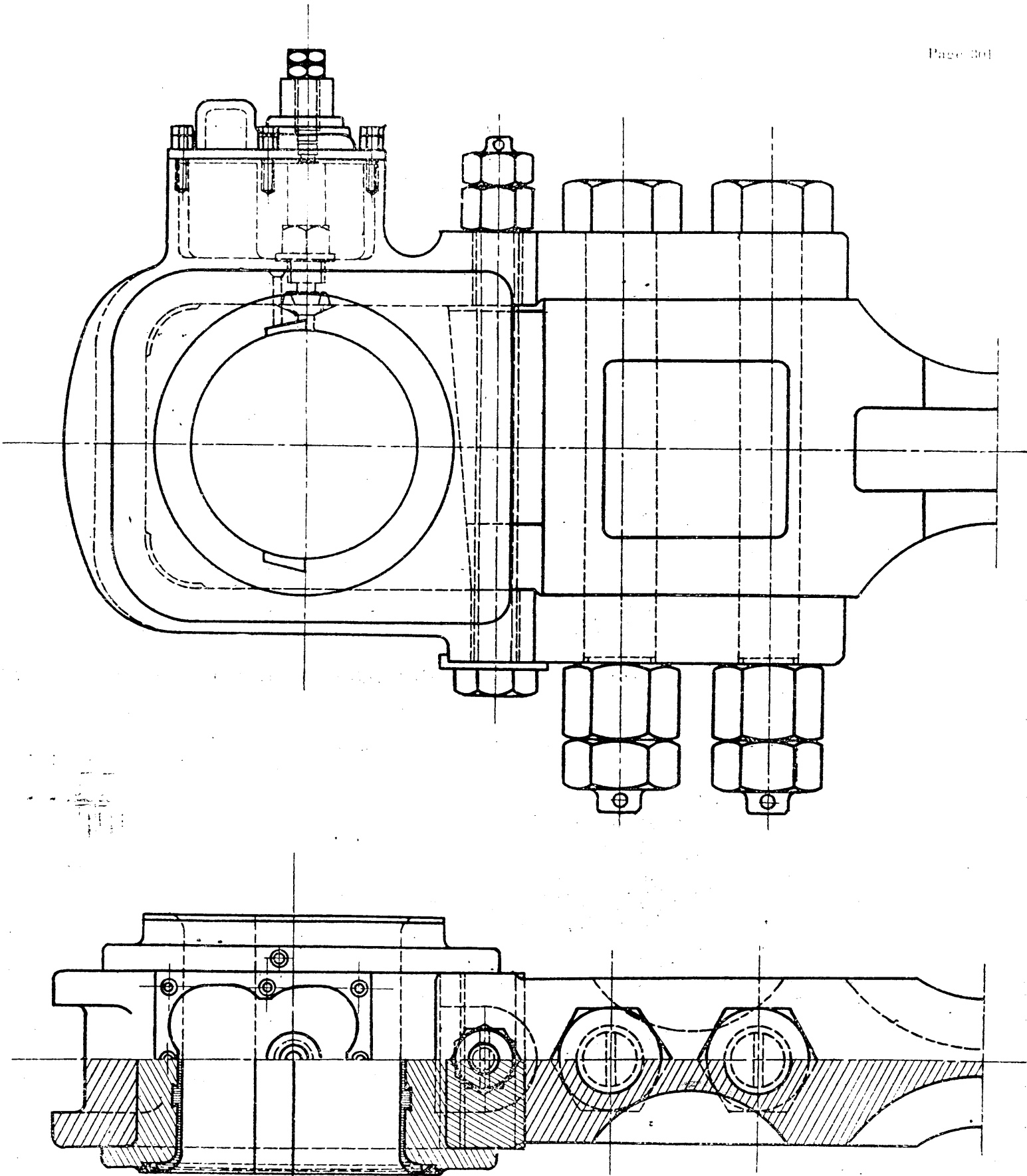
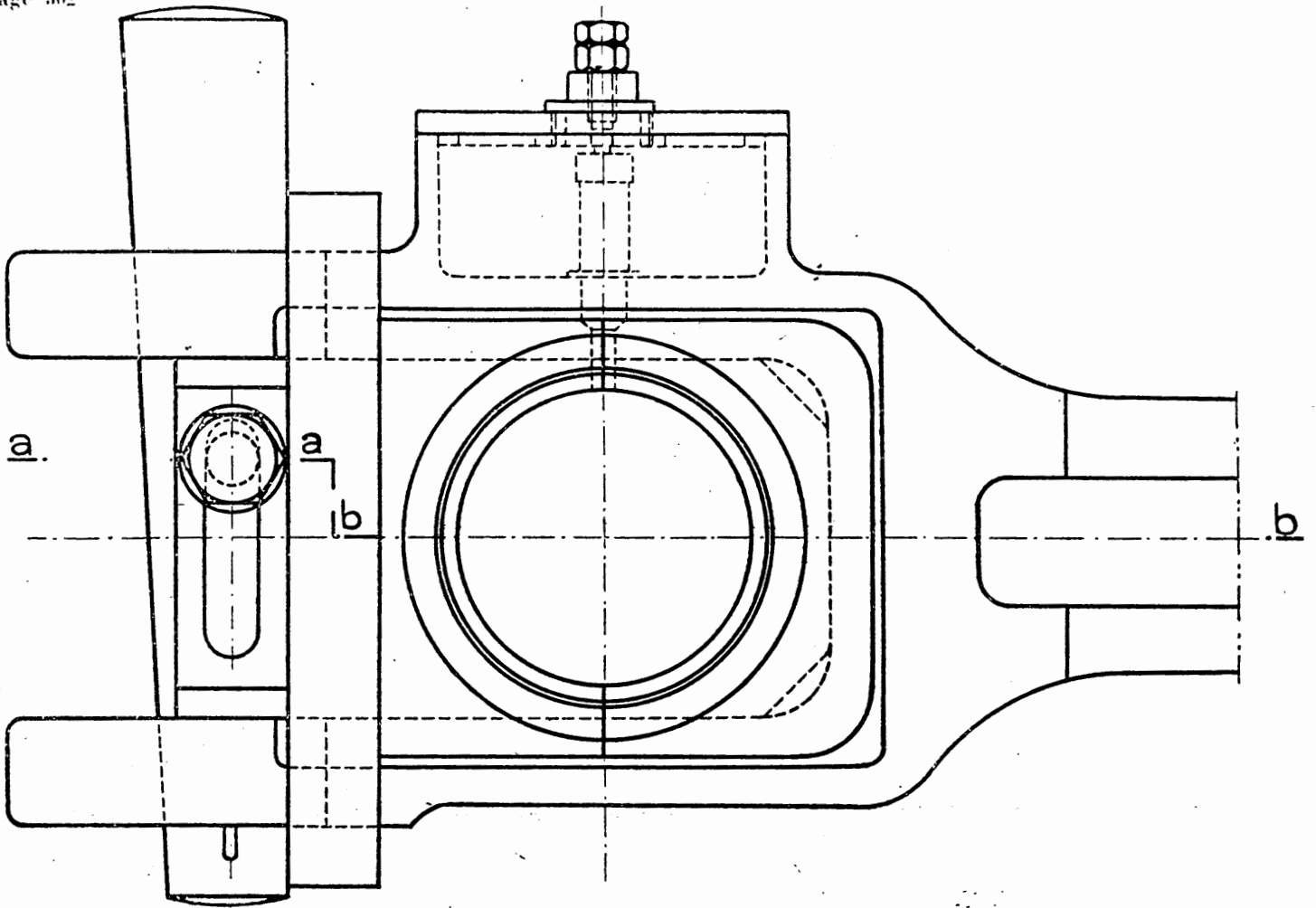


FIG. 212



Coupe aabb

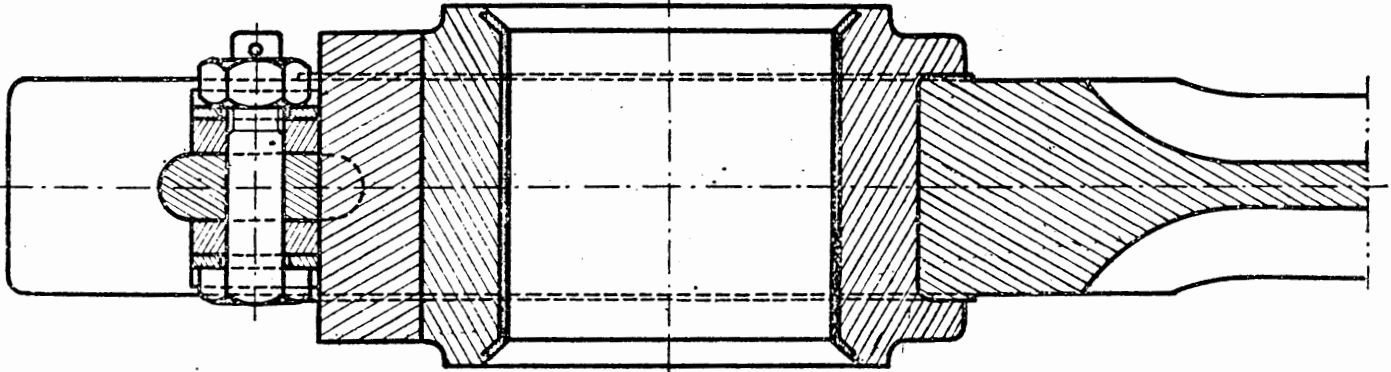


FIG. 213

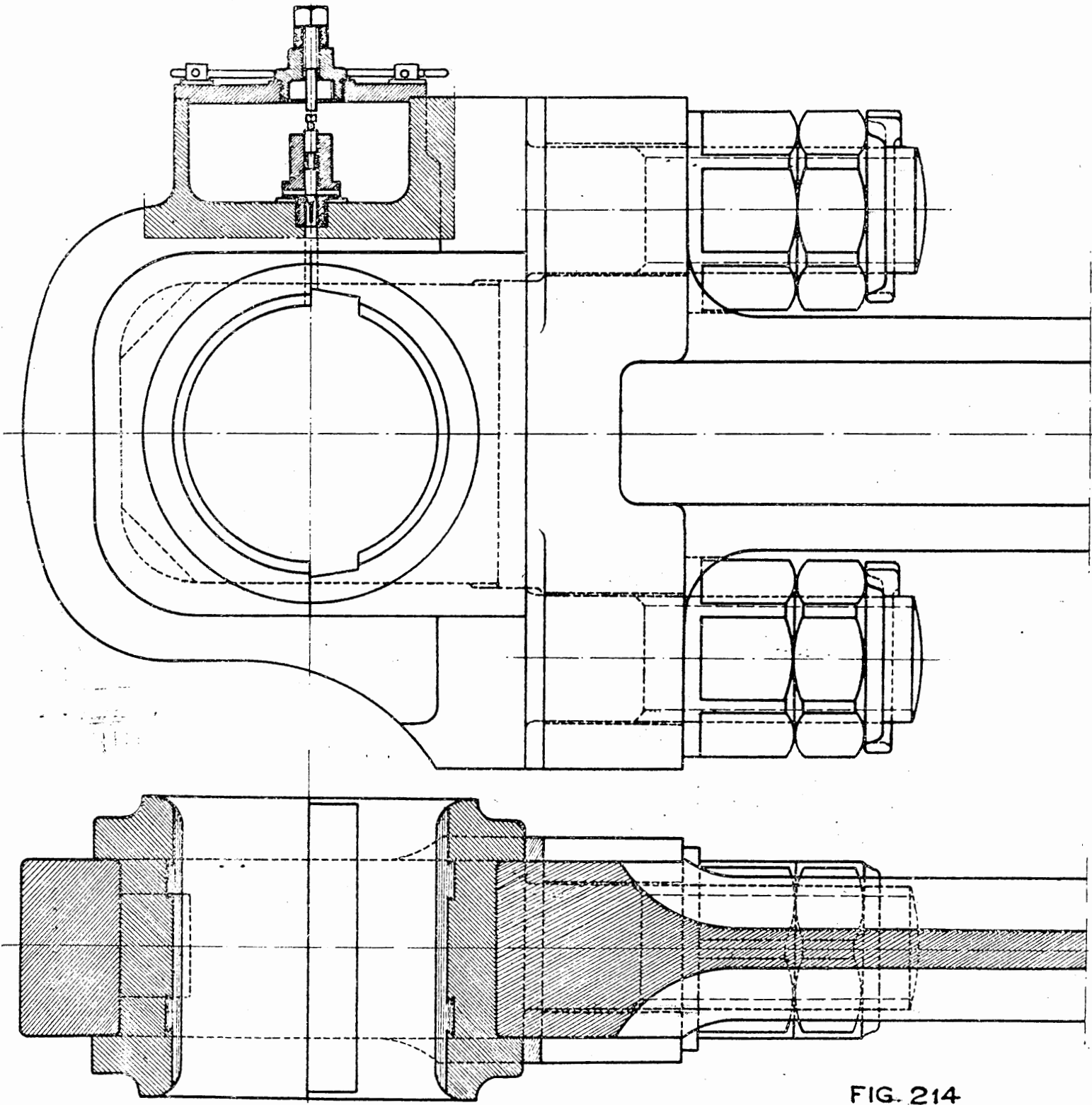


FIG. 214

ner un conoement empêchant le desserrage et à ce que le coin ne serve exclusivement qu'à la fixation et au réglage des coussinets sans participer à la fermeture de la tête de bielle.

b) Tête de bielle ouverte.

Dans ce type de bielle, le corps est terminé par une fourche qui embrasse les coussinets et est entretoisée par une plaque ajustée sur les branches de la fourche et appliquée contre les coussinets par une clavette transversale qui s'engage dans une mortaise pratiquée dans la fourche (fig. 213). Cette plaque sert aussi à augmenter la surface de contact pour éviter que la clavette ne vienne entamer les coussinets. Le dispositif de sécurité pour la clavette consiste, d'une part en une petite clavette transversale qui présente sur la goupille l'avantage d'être de plus grande section et de permettre un léger serrage sur la branche inférieure de la fourche, d'autre part en deux plaques rectangulaires ajustées entre les deux branches de la fourche, percées d'une rainure dans lesquelles passe le corps d'un boulon qui s'engage entre elles deux dans un trou de la clavette, de

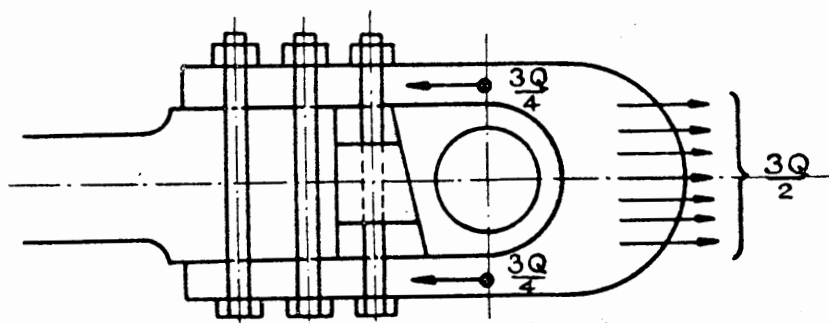


FIG. 212 bis

manière que l'écrou serré et goupillé très juste rend la clavette solidaire des deux plaques et par suite immobile.

Les branches de la fourche sont soumises aux mêmes efforts que ceux indiqués pour les branches d'une chape. La clavette est un organe servant à la fois à fixer et régler les coussinets et à fermer la tête de bielle.

c) Tête de bielle rapportée ou tête-palier

Ce type est moins encombrant que les deux précédents. Il est exécuté à la façon d'un palier et suivant deux montages.

Premier montage (fig. 214).

Le corps de bielle se termine en forme de T sur la face duquel vient se placer l'un des coussinets. Pour serrer les coussinets sur le tourillon on emploie un chapeau en acier formant étrier et comportant deux bouffons de serrage parallèles à l'axe de la bielle et venus de forge avec le chapeau. Ce montage offre peu de rigidité dans le sens transversal et résiste mal aux moments de flexion dus, l'un au frottement du tourillon et l'autre aux forces d'inertie verticales.

Pour offrir plus de solidité l'assemblage comporte bien un encastrement ajusté, de talons ménagés sur l'embase du corps de bielle et pénétrant à l'intérieur des branches de l'étrier, mais il est

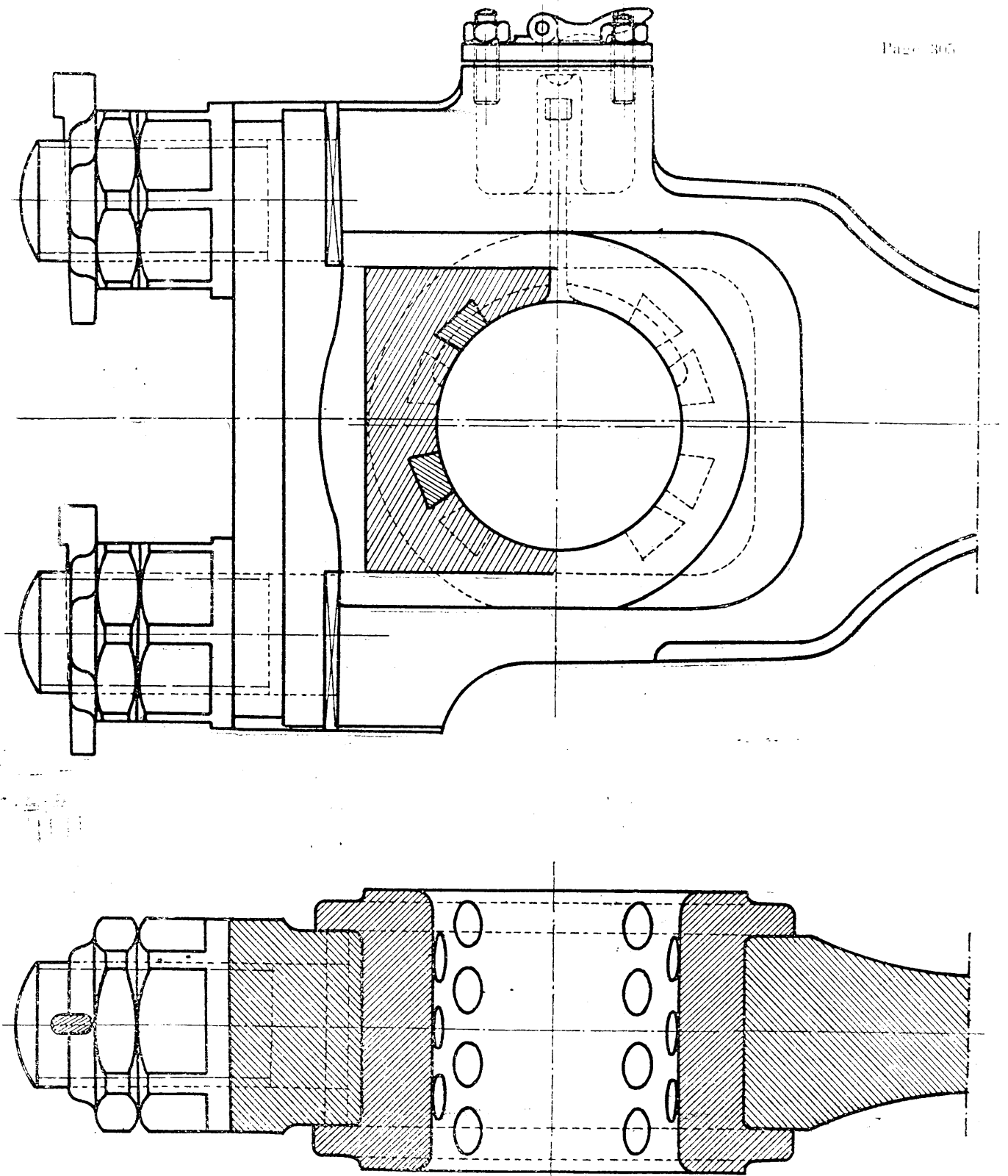


FIG. 216

peu profond comparativement à la longueur d'emboîtement de la chape du montage *figure 212*.

Aussi, pour obtenir un assemblage correct et parfaitement rigide doit-on interposer des cales (dénommées improprement cales de propreté) entre le talon de bielle et le chapeau : ces cales doivent être à peine moins serrées que les coussinets par le blocage des écrous des tiges filetées qui assurent ainsi à la fois, comme dans la tête de bielle ouverte, la fixation des coussinets et la fermeture de la tête de bielle. Enfin, en principe, les parties lisses des tiges filetées doivent être à plein trou dans les œils correspondants du pied de bielle.

On rapproche autant que possible les deux boulons afin de diminuer le volume et le poids de la tête et la fatigue sur le chapeau. Les écrous de serrage qui ont toujours tendance à se desserrer sont fixés par des contre-écrous clavetés. La clavette est préférable à la goupille qui exige que le contre-écrou revienne toujours à la même place alors que la clavette peut être serrée plus ou moins suivant l'enfoncement de l'écrou.

Si la clavette ne fait pas serrage et joue simplement le rôle d'une goupille, l'épaisseur de la rondelle sous écrou doit être réglée au montage de la tête de bielle de manière que la clavette goupillée se présente normalement sous une encoche de l'écrou après blocages successifs énergiques de l'écrou et du contre-écrou.

Un des avantages de ce montage (et de celui de la *figure 212*) est qu'en démontant le chapeau ou la chape, on peut retirer la bielle par dessous sans faire tourner les roues.

2^e montage (fig. 216).

Le corps de bielle se termine par une sorte de fourche dont chaque branche comporte une tige filetée parallèle à l'axe de la bielle et qui sert au serrage du chapeau maintenant les coussinets.

La liaison du palier avec le corps de bielle est plus robuste dans ce montage que dans le précédent du fait que l'encastrement (point faible de l'assemblage n'est plus entre les deux axes d'articulation de la bielle. Cette tête est aussi rigide que celle d'une bielle ouverte (*fig. 213*) pour résister aux moments de flexion déjà envisagés. Bien que plus rationnel, ce montage (employé sur les 030-000) n'a pas été étendu parce qu'il complique l'opération de forgeage de la bielle et la sacrifie en cas de rupture d'une tige filetée.

d) Tête de bielle fermée.

Les trois premiers types de biellets examinés sont du type ouvert. Les essieux coulés et les contre-manivelles non démontables des mouvements extérieurs nécessitent leur emploi. Le type à tête fermée est plus rigide et plus simple. Il est exécuté suivant deux montages :

1^{er} montage (fig. 217).

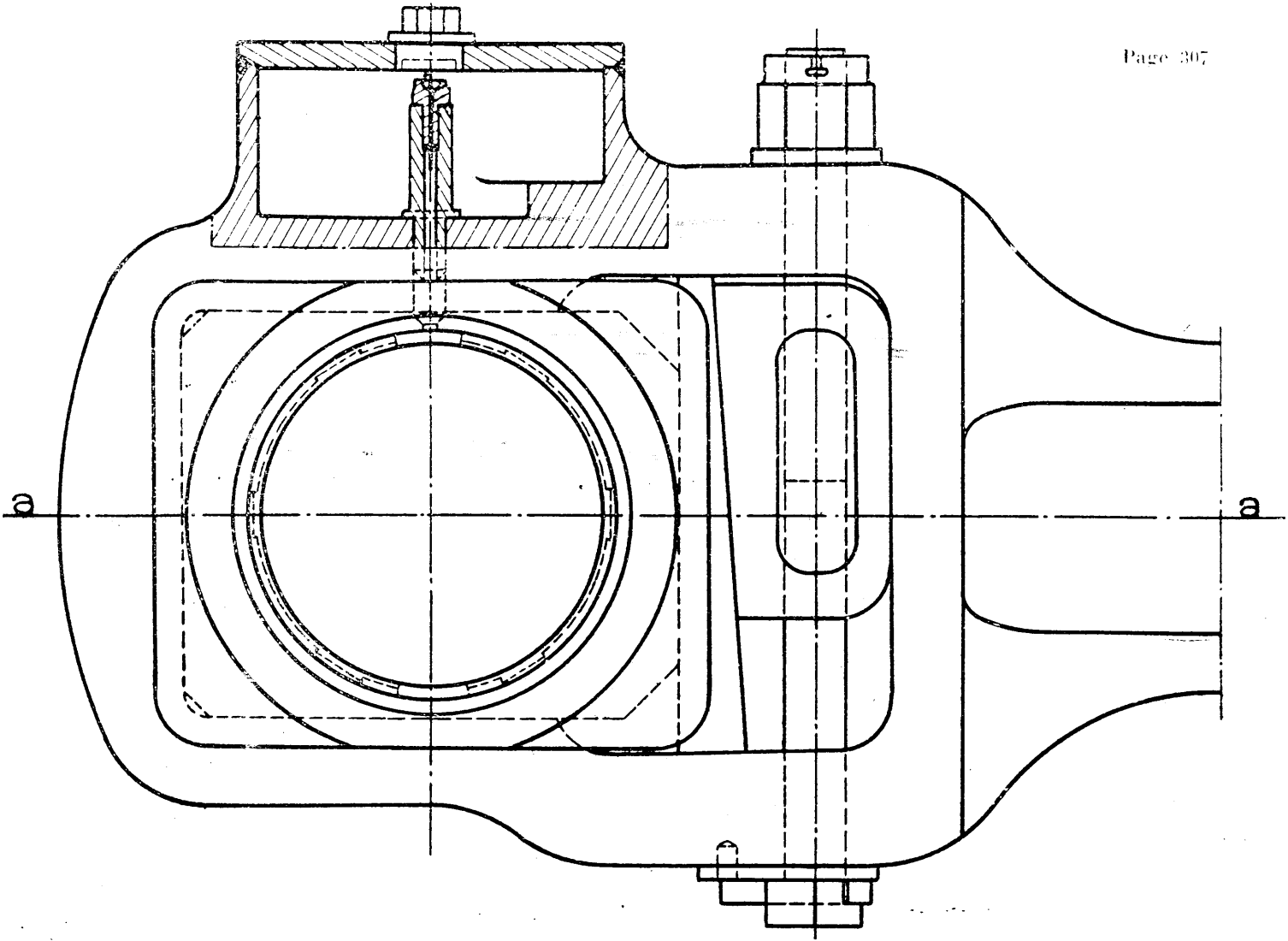
La bielle se termine par une cage formée d'un cadre venu de forge. A l'intérieur de cette cage sont placés les coussinets serrés par un clavetage ou un coin. On interpose une cale ou contre-clavette entre la clavette ou le coin et le coussinet de manière à offrir une grande surface de portage. Le coin est de largeur égale à l'épaisseur de la cage, sa hauteur un peu supérieure à la demi-largeur de la cage, l'inclinaison assez forte (7 à 15 %), son épaisseur minimum au moins égale au double du diamètre de la vis de manœuvre. Cette vis a pour but de serrer le coin de manière à exercer une pression supérieure à $\frac{Q}{2}$; adoptons Q, l'effort P à faire par la vis est donné par la formule :

$$P = Q \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi \right]$$

Pour $\alpha = 7^\circ$, $\varphi = 6^\circ$, $Q = 26$ tonnes, on trouve $P = 8,7$ tonnes. Les clavettes sont quelquefois terminées par une partie filetée et l'on agit sur elles au moyen d'un écrou vissé au lieu d'un marteau. La vis est empêchée de tourner par un frein goupillé à clé et tétou.

2^e montage (fig. 218).

La bielle est terminée par une tête ronde dans l'alésage de laquelle une bague en bronze est entrée à la presse.



1/2 Coupe a a

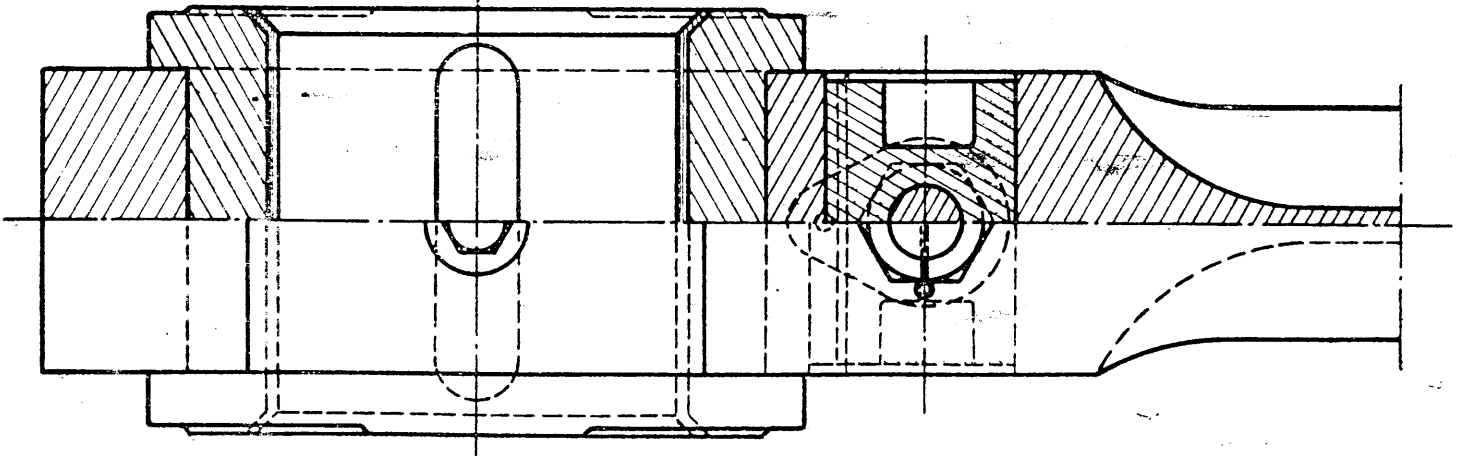


FIG. 217

*Tracé spécial à la bielle
côté gauche*

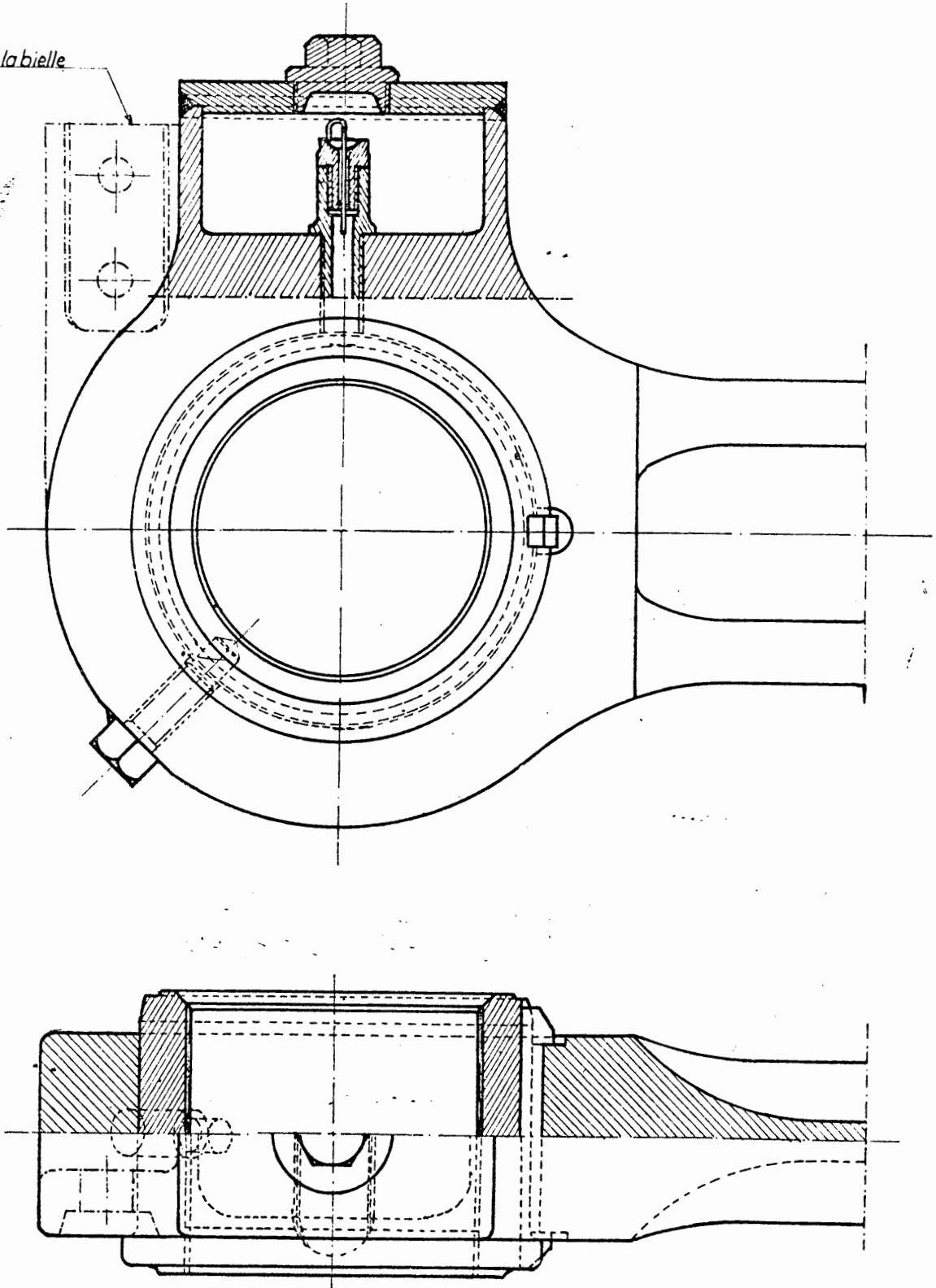


FIG. 218

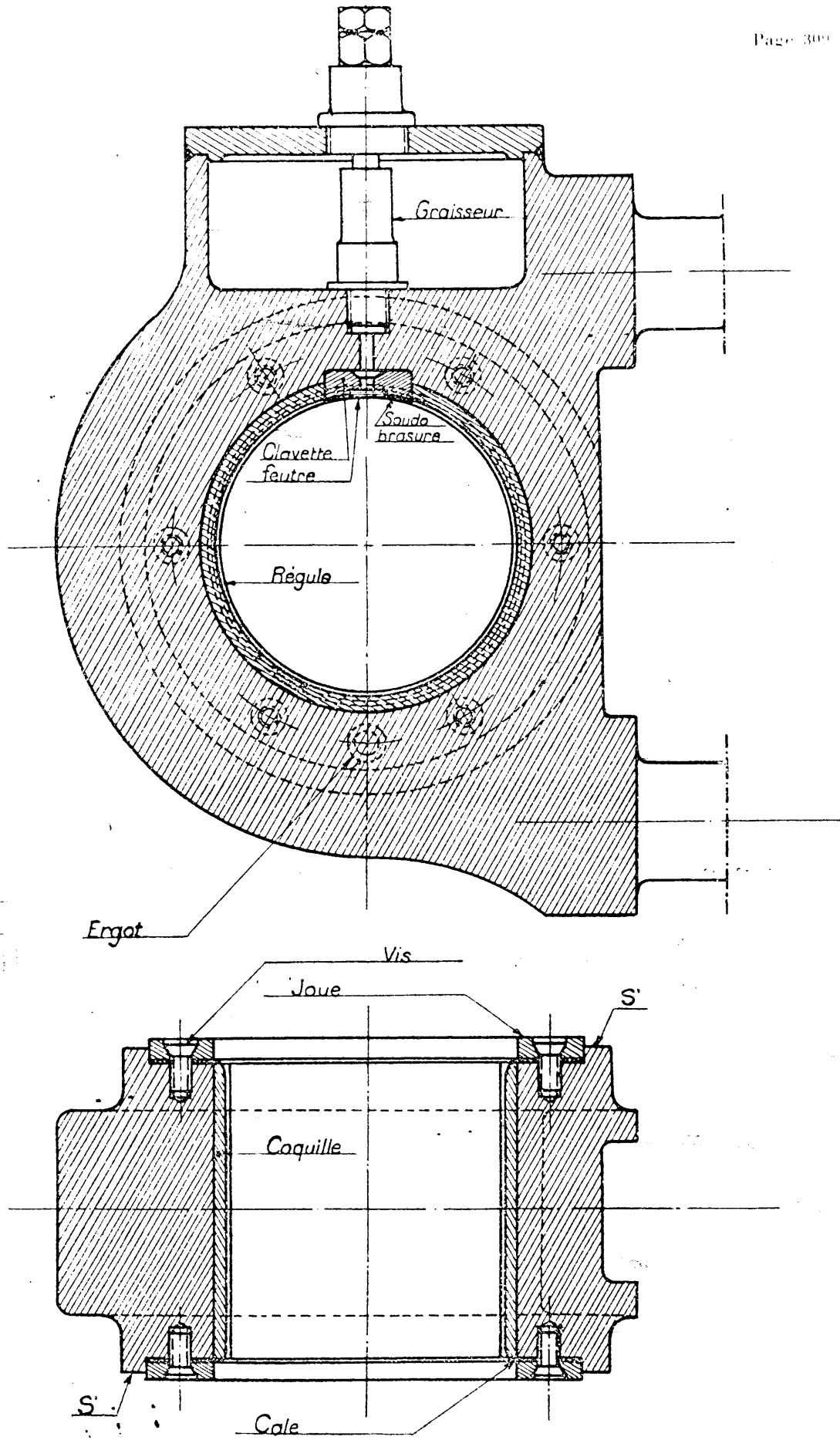


FIG. 220 A

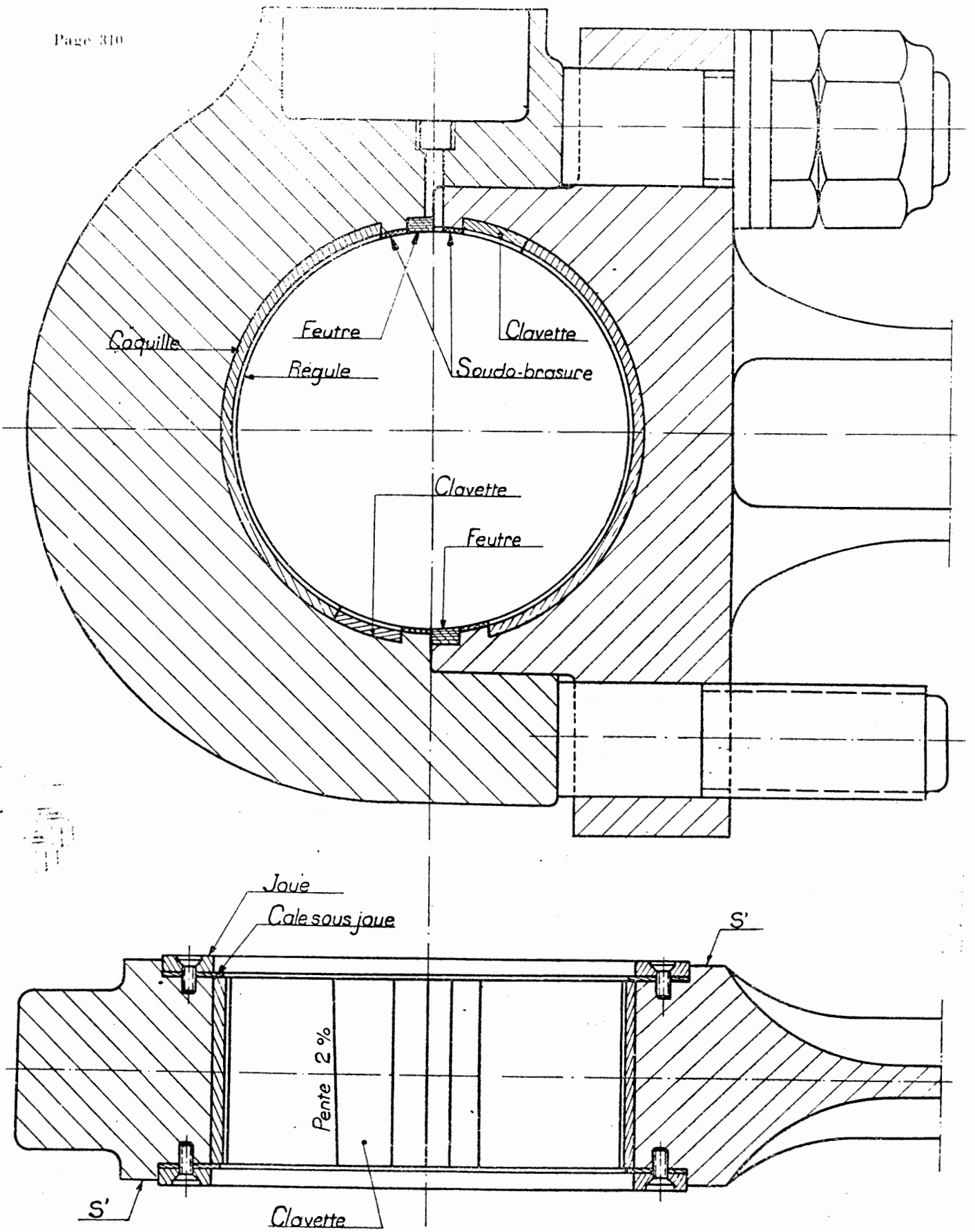


FIG. 220 b

Le rattrapage de jeu est impossible. La bague n'est pas aléurée mais possède vers le dehors une joue circulaire sur laquelle se fait le portage latéral.

Ce type de bielle est en voie de généralisation à la SNCF. Il présente de grands avantages au point de vue entretien. La simplicité et la solidité du montage font d'une part qu'aucun jeu ne se développe en service, exception faite évidemment de l'usure par défaut de graissage ; elles évitent d'autre part les incidents consécutifs au desserrage des organes d'assemblage susceptibles de se produire avec les autres types de bielle lorsque leur surveillance est négligée ; enfin, les travaux de réfection d'une tête de bielle pour reprise de jeu se réduisent à un réglage et à un alésage (on est dispensé de l'ajustage de coussinets, coins, clavettes, tiges filetées et freins).

L'application nouvelle de bielles à bagues sur les locomotives existantes nécessite de rendre les contre-manivelles démontables. Il est également nécessaire d'obtenir à l'atelier une grande précision d'usinage en ce qui concerne l'entr'axe des têtes.

e) Bielles à coquille et joue normalisées système « Augereau ».

Le principe de ce système a été exposé au chap. IV du tome II. Les coussinets de bielles des types courants peuvent recevoir l'application de coquilles, et joues dans les mêmes conditions que les boîtes. Il est cependant préférable de supprimer les coussinets et de les remplacer par des remplissages soudés dans les têtes ou d'utiliser des têtes spéciales en cas de remplacement de la bielle.

La figure 220 A représente une tête monobloc ronde assujettie au corps de bielle par deux tiges filetées. Cette tête reçoit une bague ou coquille normalisée à réglage mince. Un ergot d'arrêt empêche le cisaillement des vis de fixation des joues.

La figure 220 B représente une tête de bielle rapportée applicable à une bielle motrice intérieure. On remarquera que la suppression du demi-coussinet de fond a permis un encastrement profond du talon de bielle, favorable à la solidité de l'assemblage.

Les coquilles normalisées sont recouvertes d'une couche de régule de 1,5 m/m. La clavette est ajustée dans un logement *ad hoc* de la tête (en raison du trou graisseur). Pour faciliter le démontage elle est repérée à ses extrémités + et — suivant la pente (2 %).

Pour compenser l'usure du tourillon, on insère entre bielle et coquille une fourrure dont l'épaisseur est égale à l'usure radiale du tourillon. L'épaisseur de la cale sous joue s'accroît de même de l'usure latérale du côté correspondant, son rayon intérieur est égal à celui du tourillon + 2,5 m/m. La largeur de la clavette compense les variations de diamètre du tourillon, à l'état neuf la largeur L de celle-ci est de 40 m/m, en cas d'usure, le diamètre D du tourillon étant réduit à d, on a (fig. 220 C).

$$L = 40 - 1,6 (D - d)$$

Cette réduction de largeur n'intéresse qu'une hauteur très légèrement supérieure à l'épaisseur de la coquille.

Les surfaces S comportent toujours 2 m/m de cupro-alliage déposé par soudo-brasure. L'épaisseur de la clavette s'accroît de l'usure radiale du tourillon. Cet accroissement d'épaisseur est obtenu par soudure à l'arc déposée du côté opposé au tourillon.

Les surfaces S' comportent également un rechargement par soudure à l'arc pour assurer un encastrement minimum de la joue d'un quart d'épaisseur.

Pour les bielles intérieures, la clavette est analogue à celle des boîtes et sa largeur varie suivant les diamètres.

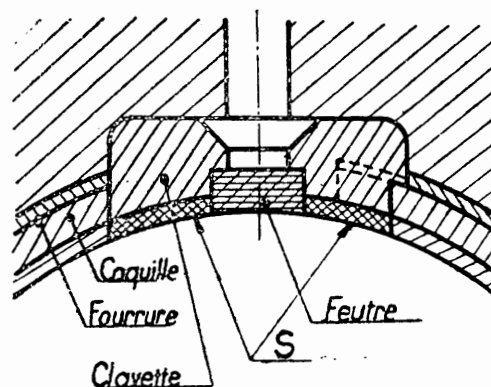


FIG. 220 C

4° Coussinets de grosse tête.

a) Dimensions du tourillon (diamètre et longueur).

Le diamètre se détermine en tenant compte de la fatigue à la flexion d'après la composition du plus grand effort horizontal transmis par la bielle et du plus grand effort vertical d'inertie. S'il s'agit d'un tourillon extérieur le diamètre est donné par la formule :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 Fl}{\pi R}}$$

où F est la composante de l'effort moteur Q et de l'effort d'inertie.

La longueur se détermine en tenant compte de ce que le travail de frottement ne doit pas donner lieu à une élévation inadmissible de température. On démontre que ce dernier est égal par unité de surface d'appui à :

$$Tf = \frac{P_m}{15} \frac{nf}{10^3 l}$$

n étant le nombre de tours par minute, f le coefficient de frottement, P_m l'effort moyen transmis et l la longueur du tourillon. De cette expression, on tire :

$$l = \frac{P_m n}{a}$$

en posant (a) égal à une constante dont la valeur pour les tourillons de manivelles de locomotives doit être comprise entre 15.000 et 30.000 ($a = 30.000$ correspond à une valeur admise $Tf = 0,10$ kgm. par mm^2 de surface du tourillon et à un coefficient de frottement de 0,05).

Pour la bielle motrice HP de 141 P, si l'on admet $P_m = 15.000$ kg.; $n = 300$ t/m ; $a = 30.000$, on trouve $l = 150$ m/m.

Soit d'autre part $F = 30$ tonnes et $R = 50$ kg., en remplaçant l par sa valeur dans la formule ci-dessus donnant d , on a :

$$d = 80 \text{ m/m environ.}$$

d réel étant de 160 m/m, le coefficient de sécurité à la rupture est de 8.

La pression moyenne d'autre part, étant très faible, c'est donc pour la grosse tête la formule relative au travail de frottement qui donne les plus grandes dimensions à observer.

b) Conditions de montage auxquelles les coussinets doivent satisfaire et efforts supportés.

L'effort moteur, toujours dirigé suivant l'axe longitudinal de la bielle et changeant de sens à chaque demi-tour de roue tend à ovaliser les demi-coussinets suivant cet axe, c'est-à-dire à les desserrer en augmentant le jeu entre leurs coupes. Les jeux longitudinaux du coussinet sur la fusée ou dans la chape provoquent donc des chocs qui matent les surfaces de contact du coussinet avec la chape. Jointes à l'échauffement, ces chocs les déforment en refermant les branches à venir pincer le tourillon, ce qui leur donne d'autre part du jeu en hauteur. Les coussinets doivent donc présenter par eux-mêmes une grande rigidité et à cet effet, une épaisseur suffisante surtout s'ils débordent de chaque côté pour qu'ils ne puissent fléchir.

L'épaisseur sera plus grande suivant l'axe de la bielle qu'aux coupes où les branches n'ont à résister qu'aux efforts moins importants d'inertie. La légère dépouille de l'alésage à l'endroit des becs, préconisée par certains pour éviter les chauffages consécutifs aux déformations possibles n'est pas recommandable parce qu'elle a pour effet de diminuer l'effet amortisseur de l'huile (passant alors facilement d'un demi-coussinet à l'autre) et même de permettre à cette huile de s'échapper vers l'extérieur.

Les coussinets doivent aussi être fixés d'une manière absolument rigide et bien ajustés extérieurement sur toutes leurs faces, le serrage se faisant à bloc jusqu'à ce que les coupes se touchent. Ils ne doivent pas porter dans les angles extérieurs.

Les coussinets comportent des joues latérales ajustées qui viennent s'emboîter exactement sur des parties dressées des têtes de bielles et servent à empêcher tout mouvement transversal générateur d'usure et de jeu.

Les arrondis qui terminent parfois les bords extérieurs des coussinets doivent présenter un rayon légèrement supérieur à celui des congés de raccord des tourillons avec leurs collets afin qu'ils ne viennent pas porter au fond de ces congés ce qui amènerait infailliblement des chauffages.

c) Carcasse et garnissage.

La forme cylindrique de la carcasse ne convient qu'aux bagues monobloc ; pour rendre plus

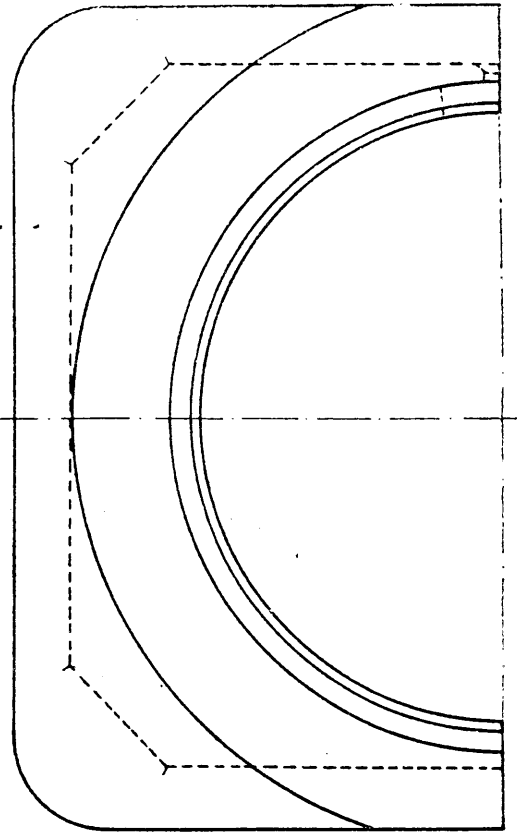
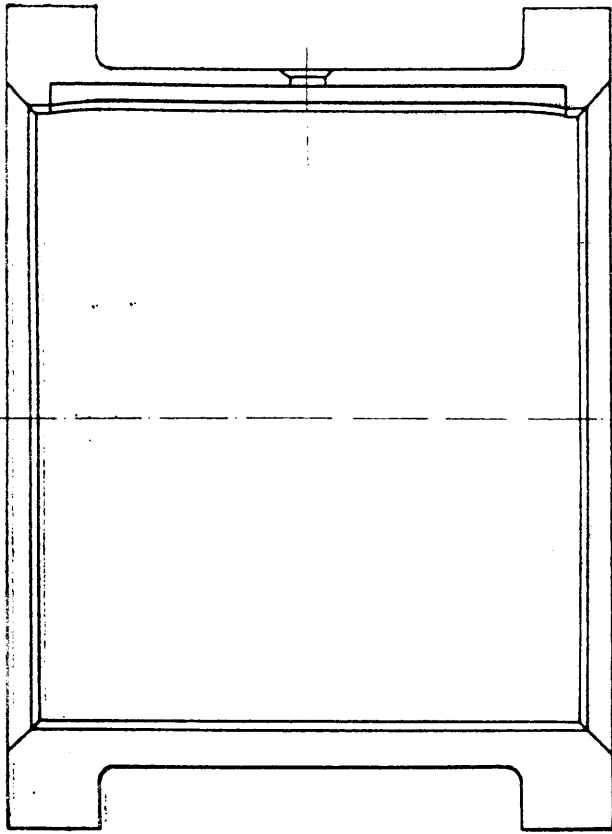
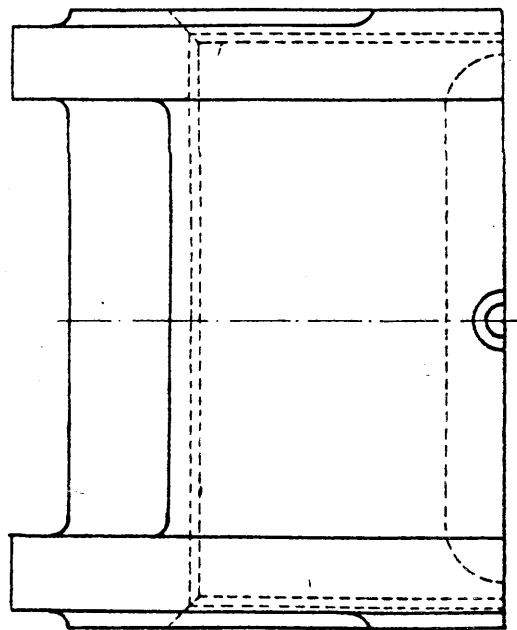


FIG. 219



rigides les demi-coussinets et faciliter leur serrage, ils présentent extérieurement la forme rectangulaire ou polygonale.

La carcasse est généralement en bronze, parfois en acier pour raison d'économie. Les carcasses en acier ont l'inconvénient d'être d'un usinage plus coûteux, d'un étamage plus difficile, d'user plus rapidement les chapes des bielles et d'occasionner des avaries plus graves au tourillon en cas de fusion du métal blanc.

La carcasse est garnie de métal blanc à l'endroit de l'alésage. Ce métal qui présente un faible coefficient de frottement, assez mou pour ne pas user le tourillon, assez dur et assez bon conducteur pour ne pas avoir tendance à s'échauffer, assez tenace pour ne pas se fendre sous l'action des chocs et efforts alternés supportés, est plus approprié que le bronze du coussinet choisi en vue de résister à des efforts, d'ordre différent. La propriété la plus intéressante de l'antifrictoin est de se mouler sans chauffage sur les légères imperfections du tourillon (conicité par exemple).

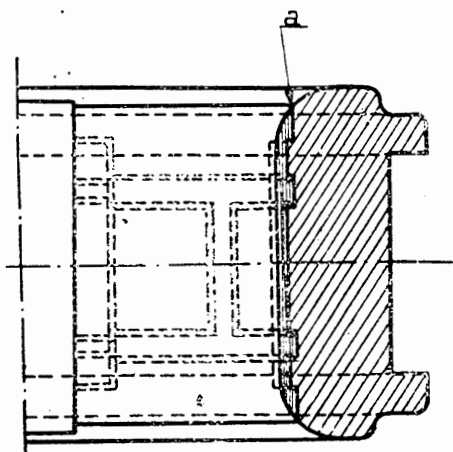


FIG. 220

L'application se fait suivant les indications de la figure 219. Autrefois l'épaisseur de règle était de 8 à 10 m/m ; l'usure du tourillon se compensait par la règle ; quatre talons de sécurité également espacés dans la surface régulée facilitaient l'accrochage du métal blanc et évitaient les avaries de fond de cylindre en cas de fusion de ce métal dont 3 m/m seulement d'épaisseur les recouvraient. Aujourd'hui, l'épaisseur de règle est uniformément de 3 m/m ; elle nécessite un étamage soigneux et des coussinets d'entretien.

Les arrondis et joues extérieurs peuvent porter sur le bronze (fig. 220) afin de mieux résister aux efforts latéraux, toutefois la partie « a » en angle très aigu se fend rapidement, se perd, d'où diminution de portée ; pour remédier à cet inconvénient on peut usiner un méplat oblique régulé ou non (fig. 217 et 219). Le jeu latéral prévu est de 1 m/m pour les coussinets moteurs HP et de 1,5 m/m pour les coussinets moteurs BP. Pour tenir compte des différences de dilatation du tourillon et du coussinet sous l'in-

fluence de l'élévation de température prise en service, il faut que le coussinet présente après alésage un très léger jeu (0,1 à 0,2).

B. — BIELLES D'ACCOUPEMENT

Ces bielles transmettent aux diverses roues l'effort de la bielle motrice afin d'augmenter l'adhérence de la locomotive. Elles constituent avec les manivelles motrices un parallélogramme articulé transformant une rotation continue en une rotation continue avec rapport de vitesses angulaires constant et égal à 1.

1° Efforts dynamiques auxquels sont soumises les bielles d'accouplement.

Elles doivent résister au moment de flexion des forces d'inertie généralement importantes et à une partie de l'effort moteur.

a) **Efforts d'inertie verticaux.**

En examinant la *figure 221*, on voit que tous les points B, B', B'' de la bielle d'accouplement décrivent une circonférence de même rayon OB. L'action de la force centrifuge dirigée suivant l'axe de la manivelle sera maximum sur la bielle lorsque celle-ci sera perpendiculaire aux manivelles. On démontre que dans cette position le moment de flexion dû aux forces d'inertie qui est maximum pour la section milieu a pour valeur :

$$M f = 0,0127 p \omega^2 r l^2 \text{ (kg/m)}$$

En comparant ce moment à celui des bielles motrices (§ 1^o) on voit qu'il est à peu près le double. Lorsque la vitesse est considérable et la bielle lourde, les efforts d'inertie sont plus importants que les efforts moteurs.

Les bielles d'accouplement arrières d'origine des 230 G, les plus longues qui existent sur nos machines, ont dû

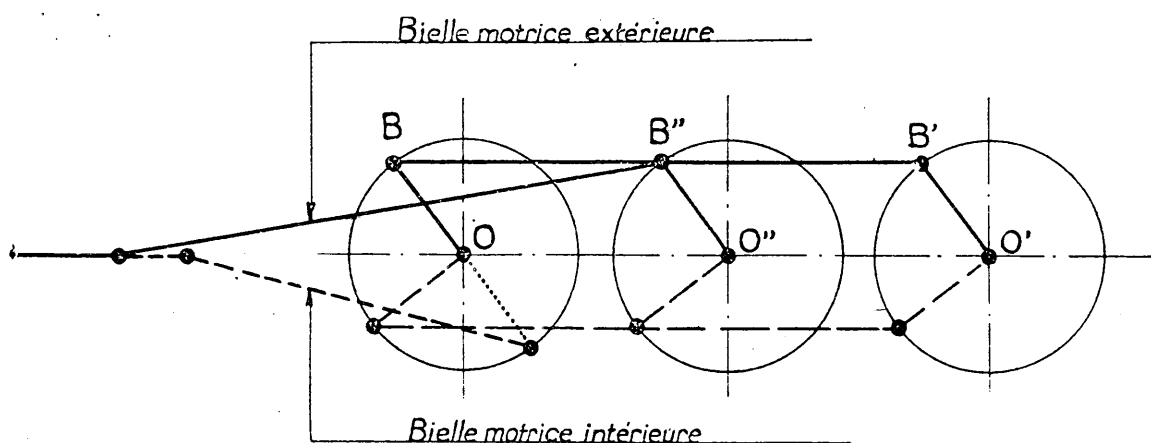


FIG. 221

être remplacées par d'autres plus légères en raison des ruptures fréquentes qui se produisaient à grande vitesse par propagation de fissures apparaissant sur les angles du corps de bielle.

b) **Efforts moteurs suivant l'axe des bielles.**

Différents cas sont à considérer :

Premier cas. — Trois essieux couplés, deux cylindres moteurs, bielle motrice articulée sur le boulon de la roue du milieu (030-000). Les trois roues absorbant le même travail et recevant le même effort, chaque bielle d'accouplement transmettra un effort égal approximativement (*fig. 198*) à $\frac{Q \cos \alpha}{3} = \frac{P}{3}$. Chaque bielle travaille à la traction et à la compression comme la bielle motrice.

Deuxième cas. — Quatre essieux couplés, deux cylindres moteurs, bielle motrice articulée sur le bouton de la première roue du milieu.

La bielle d'accouplement avant transmet un effort approximatif égal à $\frac{P}{4}$, la première bielle arrière transmet $\frac{P}{2}$ et la suivante $\frac{P}{4}$.

Troisième cas. — Trois essieux couplés, quatre cylindres moteurs, bielles motrices articulées sur les boutons des roues avant et milieu (231-500).

La bielle d'accouplement avant transmet un effort approximatif égal à $\frac{P}{3}$ et la bielle arrière à $\frac{2P}{3}$. Pratiquement, pour tenir compte des différences d'adhérence des roues susceptibles de leur faire amorcer des patinages individuels, c'est-à-dire de modifier l'égalité répartition des travaux absorbés par chaque roue la bielle d'accouplement avant aura les mêmes dimensions que celle arrière afin de pouvoir résister à un effort P dans le cas très défavorable où les deux roues arrière patineraient sans aucun effort résistant.

Quatrième cas. — Quatre essieux couplés, quatre cylindres moteurs, bielles motrices articulées sur les boutons des deux roues milieu ($141 P$).

La bielle d'accouplement avant transmet un effort approximatif égal à $\frac{P}{2}$, celle milieu un effort nul et celle arrière un effort égal à $\frac{P}{2}$. On pourrait dans ce type de locomotive supprimer la bielle d'accouplement milieu et avoir ainsi deux mécanismes indépendants, mais des essais analogues faits autrefois au Nord, sur une machine à deux essieux moteurs ont montré que ces bielles d'accouplement étaient nécessaires pour régulariser les efforts tangentiels, assurer la rapidité des démarrages dans toutes les positions d'arrêt des pistons, et diminuer la valeur des perturbations verticales maxima en conservant aux manivelles du même côté leurs calages respectifs.

Pratiquement pour tenir compte des patinages et de ce qu'exceptionnellement la bielle d'accouplement milieu est susceptible d'avoir à transmettre des efforts moteurs supérieurs à ceux des bielles d'accouplement extrêmes, elle sera de plus grandes dimensions.

Cinquième cas. — Cinq essieux couplés, trois cylindres moteurs, bielle motrice intérieure articulée sur le deuxième essieu couplé, bielles motrices extérieures articulées sur le troisième essieu couplé ($150 A$).

On calcule facilement que la première bielle d'accouplement supporte un effort approximatif égal à $\frac{3P}{10}$, la seconde égal à $\frac{P}{10}$ la troisième égal à $\frac{6P}{10}$ et la quatrième à $\frac{3P}{10}$.

Pratiquement les deux bielles d'accouplement milieu sont de mêmes dimensions légèrement supérieures à celles des deux bielles d'accouplement extrêmes interchangeable.

2° Efforts statiques anormaux auxquels sont soumises les bielles d'accouplement.

a) Influence des rayons de manivelle.

Supposons que les angles de calage des tourillons soient égaux pour les divers essieux, que les longueurs de bielles soient égales aux écartements des essieux et que seuls les rayons de manivelle soient inégaux.

On remarquera d'abord qu'il est toujours possible de procéder au montage en mettant les manivelles verticales. En effet, on a (*fig.* 222) :

$$P - l = \frac{(R - r)^2}{2l}$$

soit pour $R - r = 1$ m.m., $l = 2$ mètres.

$$P - l = \frac{1}{4.000} \text{ m/m, ce qui est négligeable.}$$

Considérons les trois cas possibles de positions relatives de trois manivelles de rayon R . ($R - e$), ($R + e$) représentés *figure* 223 A, B, C.

Le passage des bielles d'accouplement aux points morts est théoriquement impossible, mais il est pratiquement favorisé par les jeux. Le cas le plus défavorable est celui des *figures* 223 B et C

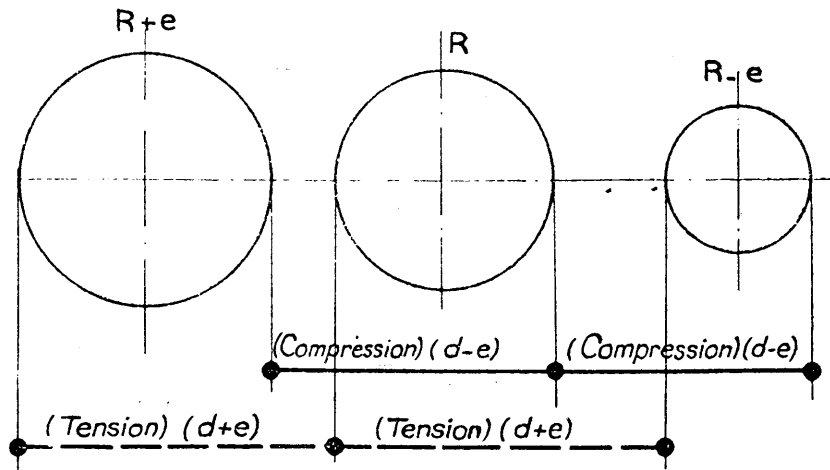


FIG. 223 A

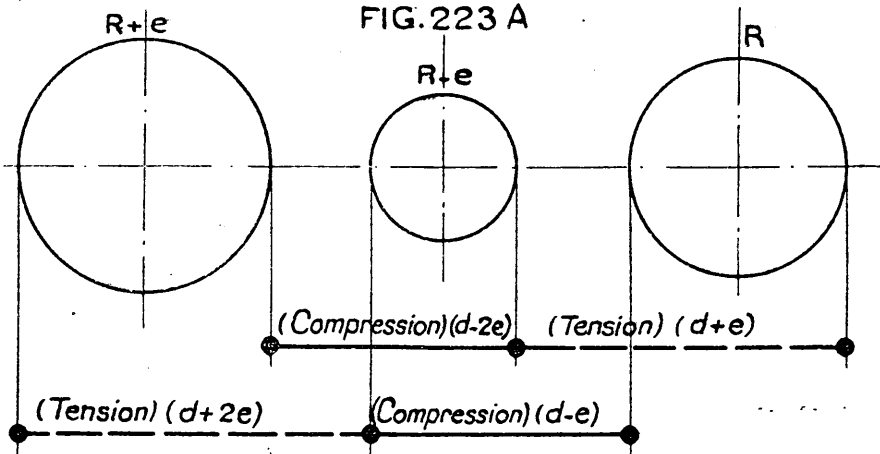


FIG. 223 B

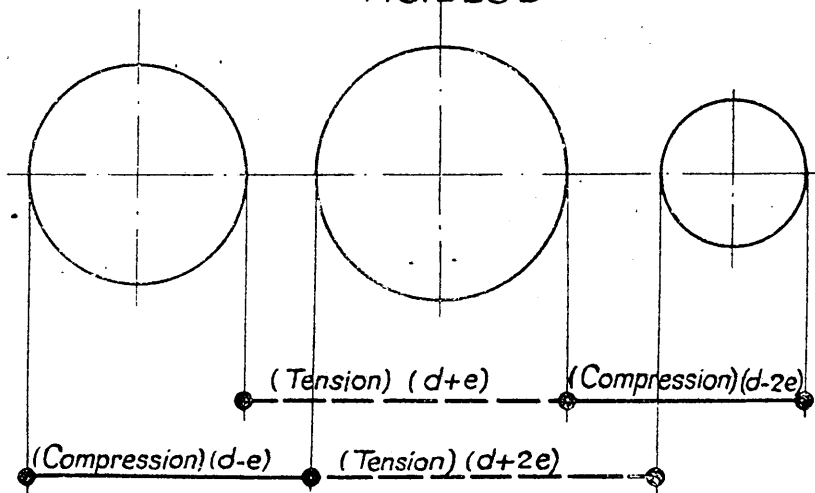


FIG. 223 C

où la bielle doit s'allonger de $2e$. On ne peut compter sur le jeu dans l'alésage des coussinets de bielles prévu égal à $\frac{1}{20}$ mm., ni sur la compressibilité du régule qui est négligeable, il faut donc compter sur la dépouille de l'alésage des coussinets de boîtes et sur les jeux entre les boîtes, les glissières et les coins. Si on l'estime égal au maximum pour chaque roue à 1 m/m en service et 0,75 m/m au levage, on en déduit que les rayons des manivelles de deux tourillons voisins et d'un même côté de la garniture de roues ne doivent pas différer de plus de 1 m/m pour les machines en service et de 0,75 m/m pour les machines au levage.

Soit le cas d'une locomotive Pacific sur laquelle (fig. 223 B) on relève $e = 1$ m/m et des jeux totaux par roue de 0,6 m/m. La plus grande variation de longueur de la bielle sera de :

$$2e = 1,2 \text{ m/m} = 0,8 \text{ m/m}$$

Pour les dimensions suivantes du tourillon moteur extrême : longueur 95 m/m, diamètre 120 m/m et pour celles de la bielle d'accouplement avant : longueur 2,050 mètres, plus petite section $S = 90 \times 45 = 4050 \text{ m/m}^2$ on calcule que l'effort anormal maximum transmis par la bielle est de 34,8 tonnes, que la fatigue maximum corrélatrice du métal des bielles est égale à 8,6 kg/mm² (on risque donc peu la rupture), que l'effort anormal moyen transmis par la bielle est de 18,6 tonnes (le travail de frottement corrélatif par unité de surface d'appui est de 0,15 kgm. par m/m² et dépasse la valeur admise de 0,10 kgm), et que la pression unitaire entre le coussinet et le tourillon est égale à 3,05 kg/mm² (le film d'huile est rompu au-dessus de 2 kg. environ). Pour ces deux dernières raisons le chauffage est inévitable et rapide.

b) Influence des angles de calage des tourillons.

On remarquera d'abord que la différence entre les angles de calage des tourillons de deux essieux voisins a son influence maximum lorsque les rayons de manivelles sont verticaux. On en déduit d'une part que les écarts maxima admis entre les rayons de manivelle et entre leurs angles voisins peuvent coexister sans qu'il en résulte d'inconvénient accru pour les bielles et, d'autre part, qu'il est toujours possible de monter les bielles dans la position verticale des manivelles en rapprochant ces dernières.

On choisit des tolérances conduisant à une variation de longueur des bielles de 1,5 m/m en service. Un écart d'angles est générateur de patinages dans la position des manivelles verticales, dans laquelle, d'une part, s'exerce l'effort tangentiel moteur maximum et pour laquelle, d'autre part, la tension ou la compression de la bielle due à l'écart d'angle est aussi maximum. Enfin, un écart d'angle ne développe pas rapidement les jeux de boîtes utiles comme un écart de rayons. Pour un rayon moyen de 325 m/m et une variation maximum de longueur de bielle de 1,5 m/m on déduit facilement que l'angle de calage des deux tourillons d'accouplement d'un essieu ne doit pas différer de celui des tourillons de l'essieu voisin de plus de 15' pour les machines en service (et de 10' pour les machines en levage):

c) Influence de la longueur de bielle.

Une longueur de bielle différente de l'entraxe des essieux provoque les mêmes graves inconvénients qu'un écart entre les rayons de manivelles en ce qui concerne le franchissement des points morts et qu'un écart d'angles de calage en ce qui concerne les efforts anormaux de tension et compression générateurs de patinage dans la position verticale des manivelles. La longueur des bielles doit donc être rigoureusement égale à celle de l'entraxe des essieux qu'elles relient. Pour ne pas modifier la longueur de ces bielles lors de la suppression du jeu des coussinets, il est indispensable que les clavettes des deux têtes se trouvent du même côté du tourillon.

d) Influence du diamètre des roues couplées.

Une différence des diamètres de deux roues couplées a tendance à provoquer un patinage con-

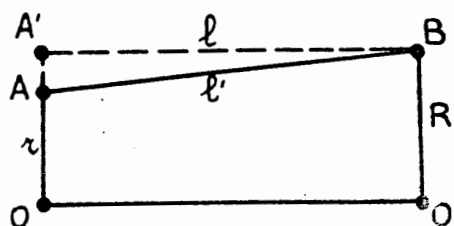


FIG. 222

tinu égal et de sens inverse pour chaque roue avec mise en tension et compression alternatives des bielles. Ces efforts anormaux en s'ajoutant algébriquement aux efforts moteurs ont tendance à diminuer l'effort tangentiel produit par la petite roue au profit de la grande.

Soit par exemple, deux roues couplées voisines de même diamètre à chacune desquelles est transmis un effort tangentiel moyen de 0,3 tonnes ; pour qu'une des roues n'exerce aucun effort tangentiel moteur, l'autre exerçant alors un effort double de 0,6 tonnes, il faudra que le diamètre de la première soit réduit par rapport à celui de la seconde de telle quantité que la différence géométrique de chemin déroulé soit égale au pseudo-glisement du deuxième essieu dû à son effort moteur. Si ce pseudo-glisement est égal pour des roues de 1,3 m. à 2 m/m. par tonne et par mètre, il faudra :

$$\frac{\pi(d-d')}{\pi d} = 0,002 \times 0,6$$

d'où $d - d' = 0,0012 \times 1,3 = 1,5 \text{ m/m.}$

Il est pratiquement toléré 1 m/m de différence entre les diamètres moyens de deux bandages d'un même essieu et entre les diamètres moyens de deux bandages quelconques du jeu.

Les écarts dans la répartition des efforts moteurs entre plusieurs roues couplées varient donc proportionnellement aux écarts de diamètres et pour un écart de diamètre donné, l'écart proportionnel d'efforts moteurs est d'autant plus grand que l'effort total est plus petit. Au-delà d'un écart de diamètre correspondant au défaut d'adhérence, il y a évidemment patinage.

Inversement, on a pu constater autrefois sur les machines compound à deux cylindres développant chacun un effort moteur sensiblement différent, une usure plus accentuée de tous les boudins d'un même côté de la garniture d'essieux couplés due au déplacement latéral de chaque essieu pour compenser les pseudo-glisements différents de ses roues.

On constate aussi que les bandages des essieux moteurs (ceux attaqués directement par les bielles motrices) s'usent plus vite que ceux des essieux couplés. Ceci s'explique par les patinages élémentaires continus et inévitables de ces essieux qui travaillent en général au-dessus de leur limite propre d'adhérence et qui, avant que les jeux divers soient rattrapés (deux fois par tour de roue) peuvent être considérés comme transmettant au véhicule l'effort total de traction. Pour éviter en service, par usure, une différence trop importante de diamètre entre les roues motrices et couplées on peut munir les roues motrices de bandages plus durs, ou autoriser une surépaisseur de ces bandages (variable suivant les constatations faites) afin de réduire entre deux levages l'écart maximum. De construction, il est pour la même raison avantageux de multiplier le nombre des essieux moteurs par rapport au nombre des essieux couplés.

e) Effets généraux des incorrections de montage.

Toutes les anomalies examinées (différences de rayons de manivelle, de longueurs de bielles, de diamètre des roues, écarts d'angles de calage) provoquent des efforts anormaux se traduisant par des chauffages de bielles et boîtes, des desserrages répétés de têtes de bielles et de coins de boîtes, des patinages, des vibrations sensibles aux grandes vitesses confirmées nettement par les diagrammes d'appareils enregistreurs, voire même des ruptures de bielles et une accentuation des décalages des roues sur les essieux.

Il a été constaté, par exemple, sur un grand nombre de garnitures de machines 231-500 Ouest transformées, qu'entre deux passages aux Ateliers de ces garnitures, livrées avec des écarts d'angles de calage de manivelles inférieurs à 10', la moitié, au retour, avaient des écarts maximum dépassant 10'.

La fréquence des décalages était la même pour les trois essieux. La fréquence des augmentations d'angles d'un essieu considéré isolément était voisine de la fréquence des diminutions. Les valeurs absolues moyennes de ces augmentations ou diminutions étaient également voisines.

Il est bien évident que des constatations très différentes pourraient être faites sur d'autres types de garnitures.

3 Description.

a) Articulation.

Quand on accouple plus de deux essieux, on ne peut employer de chaque côté une bielle entièrement rigide; les déplacements verticaux des essieux dans les glissières de boîtes, sous l'action des inégalités de la voie feraient casser ces bielles. On doit employer pour chaque côté de la machine

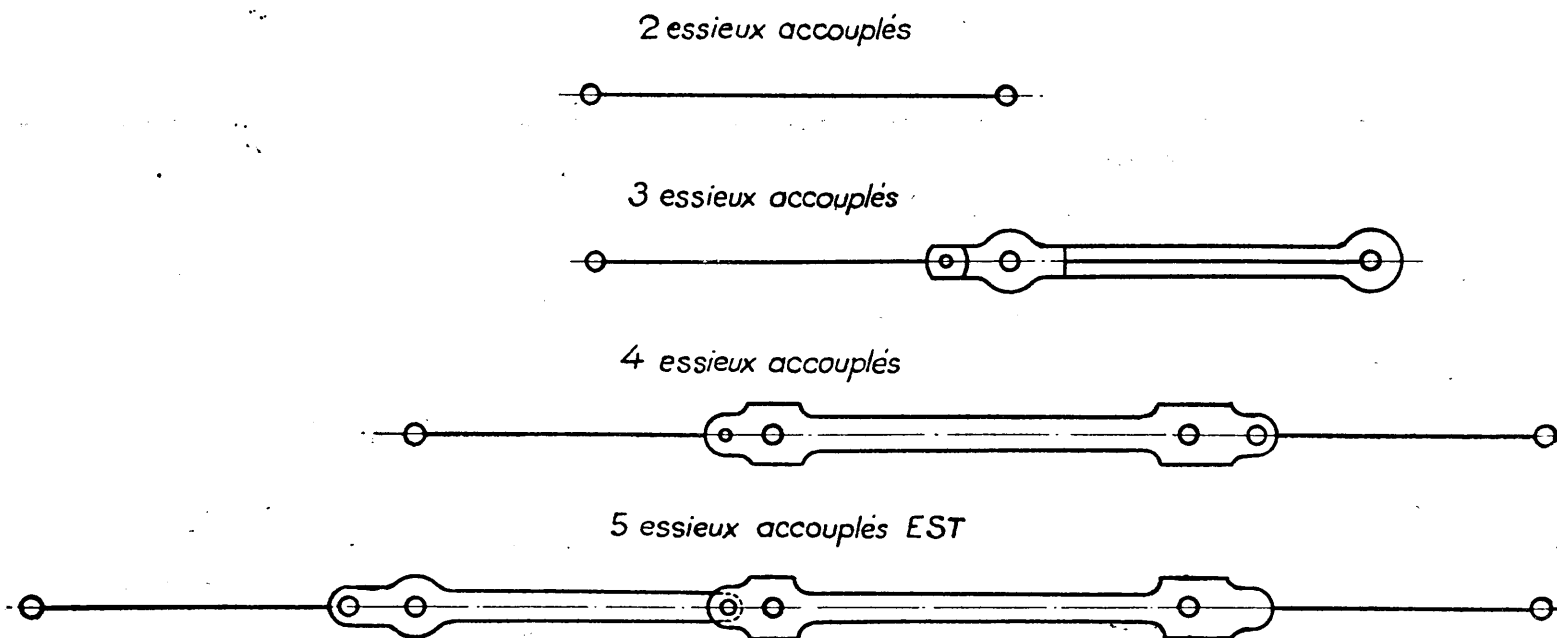


FIG. 224

un nombre de bielles indépendantes égal au nombre des essieux moins un. On pourrait les monter séparément, côte à côte sur les mêmes tourillons mais on préfère pour réduire l'encombrement latéral les articuler dans le même plan vertical autour d'un axe spécial, placé en avant ou en arrière du tourillon d'accouplement correspondant et ajusté dans la fourche de la bielle voisine (fig. 224).

Si l'un des essieux couplés possède un certain jeu latéral, comme c'est le cas par exemple pour l'essieu avant des 141 P et 140 C à bogie-bissel Zara, pour faciliter le mouvement latéral la bielle d'accouplement est prévue avec une articulation dans le plan horizontal ou une articulation sphérique. La pression unitaire reste ainsi égale sur toute la surface d'appui du coussinet. Les techniques américaine et allemande cependant ne considèrent pas cette articulation supplémentaire comme indispensable et la remplacent par du jeu latéral aux bielles. Remarquons en effet que la longueur dont doit varier une bielle de 1,8 m. pour un déplacement latéral de 10 m/m est négligeable : 0,028 m/m.

La figure 225 représente les articulations de la bielle d'accouplement avant des 141 P. L'arti-

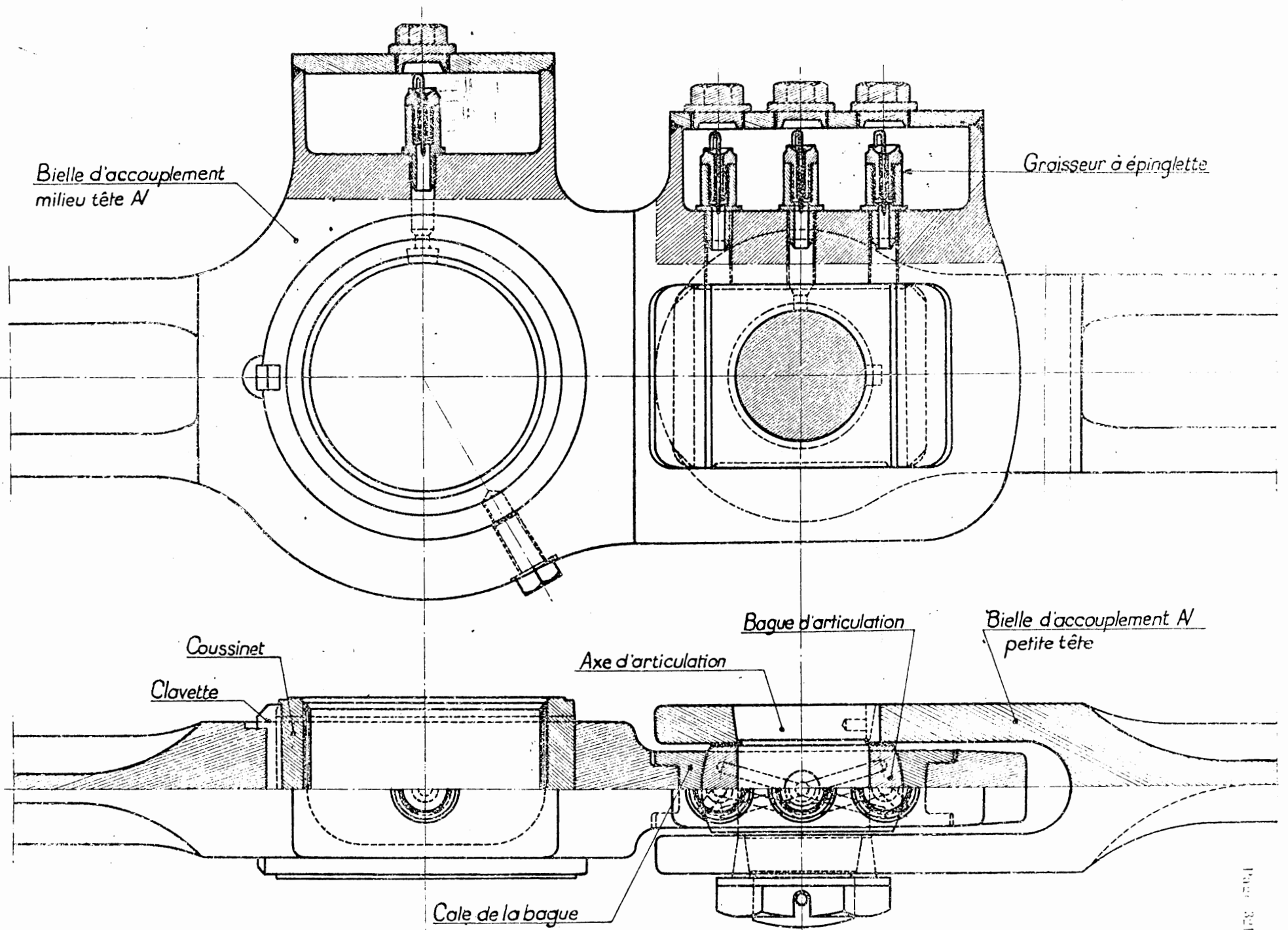


FIG. 225

culation avant comporte un coussinet monobloc dont les faces extérieures cylindriques (axe vertical) peuvent glisser contre les faces correspondantes de deux cales. La cale avant est immobilisée latéralement par des joues, le coussinet par son ajustage extérieur cylindrique, la cale arrière par une entaille verticale dans laquelle s'ajuste la clavette et la clavette par sa mortaise dans le corps de bielle. La clavette ne doit pas être bloquée à refus, sinon elle empêcherait les mouvements de rotation du coussinet dans les cales, mais il ne doit cependant exister aucun jeu au montage. Trois graisseurs graissent l'alésage du coussinet et ses faces de portée entre les deux branches de la chape et entre les deux cales. L'articulation arrière comporte de même une bague d'articulation monobloc à faces extérieures cylindriques serrées entre deux cales à joues, le tout étant monté sans jeu et sans organe de réglage. L'axe d'articulation est à portées coniques de même sommet. Il est empêché de tourner par une clavette longitudinale encastrée immobilisée elle-même par un ergot. Une bague bi-conique fendue assure le coincement de l'axe simultanément dans les deux branches de la bielle

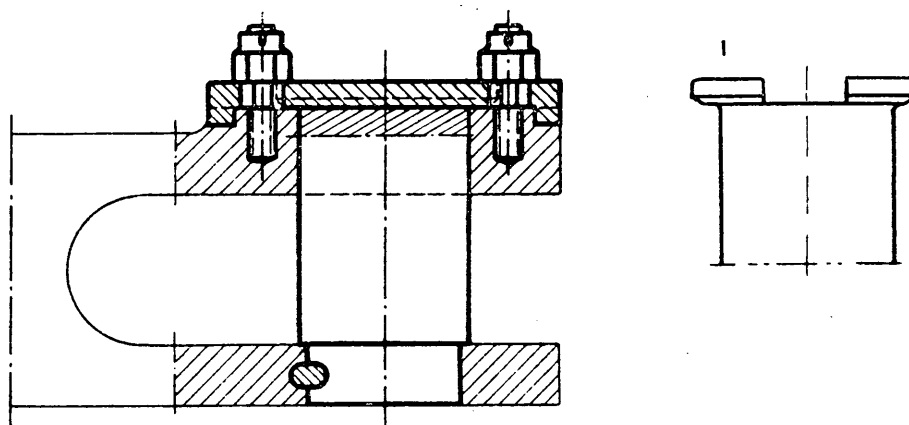


FIG. 227 A

et permet le rattrapage de jeu. La partie cylindrique de l'axe empêcherait en effet plusieurs rectifications successives en une même passe d'outil des deux portées coniques ; condition nécessaire à un montage correct (la non simultanéité des portées, ou rapproche les deux branches de la fourche, ou laisse subsister un jeu dans la branche opposée à l'écrou).

La figure 226 représente les articulations sphériques de la bielle d'accouplement avant des 140 C. L'articulation avant comporte un coussinet classique en deux parties dont l'alésage est sphérique. Ces bielles ont donné lieu à des incidents nombreux (ruptures du tourillon sphérique qu'on a dû renforcer et ruptures de la chape du deuxième essieu couplé). Ces incidents peuvent s'expliquer par diverses causes concomitantes : déplacement latéral du premier essieu, non alignement de l'axe de la rotule arrière (qui reçoit l'effort horizontal) et de l'axe de la rotule du coussinet avant (qui transmet l'effort au tourillon) (1), montage incorrect de la chape arrière (talon du pied de bielle non perpendiculaire à l'axe horizontal de la bielle) ayant pour effet de répartir inégalement les efforts dans les deux tiges filetées, jeux dans l'assemblage de la chape (talon d'encastrement ou partie lisse des tiges filetées dans les coïls du pied de bielle).

Les axes d'articulation peuvent être montés différemment. Sur la figure 227 C (141 P) l'axe est cylindrique et libre de tourner (ajustage soigné) ; le rattrapage de jeu se fait par remplacement des bagues emmanchées dans les deux branches de la fourche. Sur la figure 227 B (050 TX) l'axe est conique et empêché de tourner par une clavette encastrée Woodruff ; le serrage s'obtient par un écrou avec rondelle d'épaisseur variable évitant de percer de nouveaux trous de gouille.

(1) Cette disposition a pour but de diminuer le porte à faux des manetons.

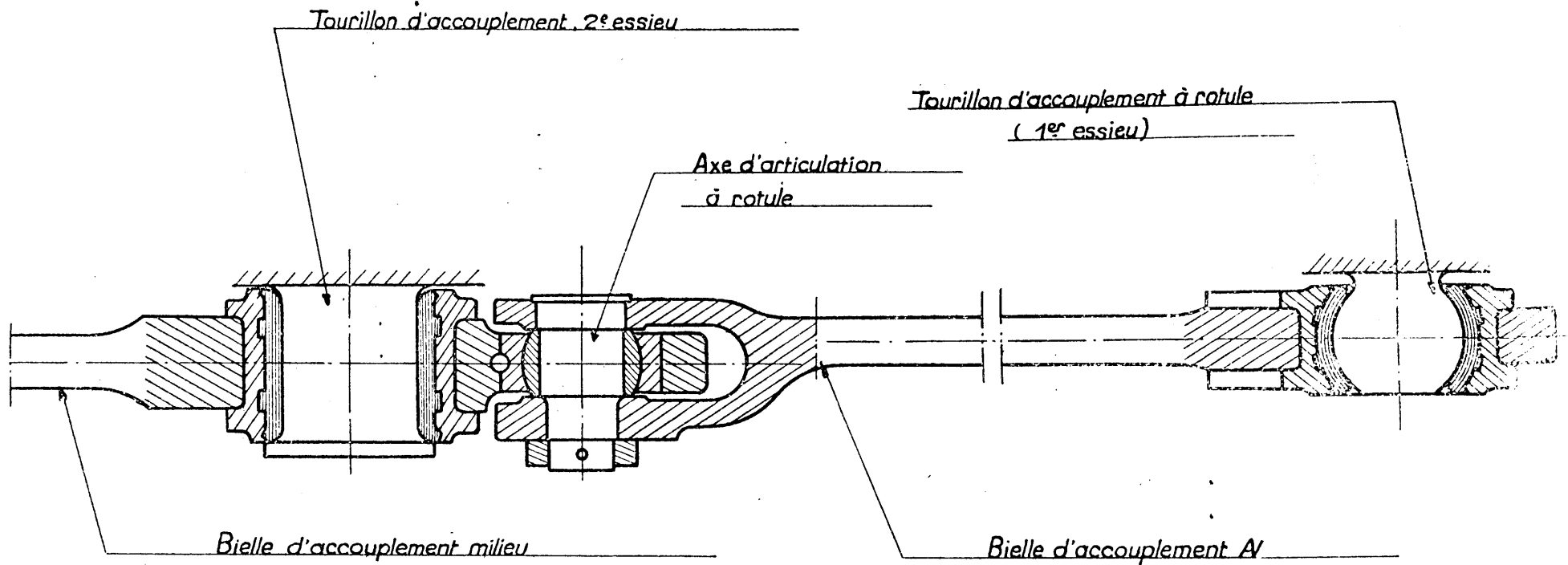


FIG. 226

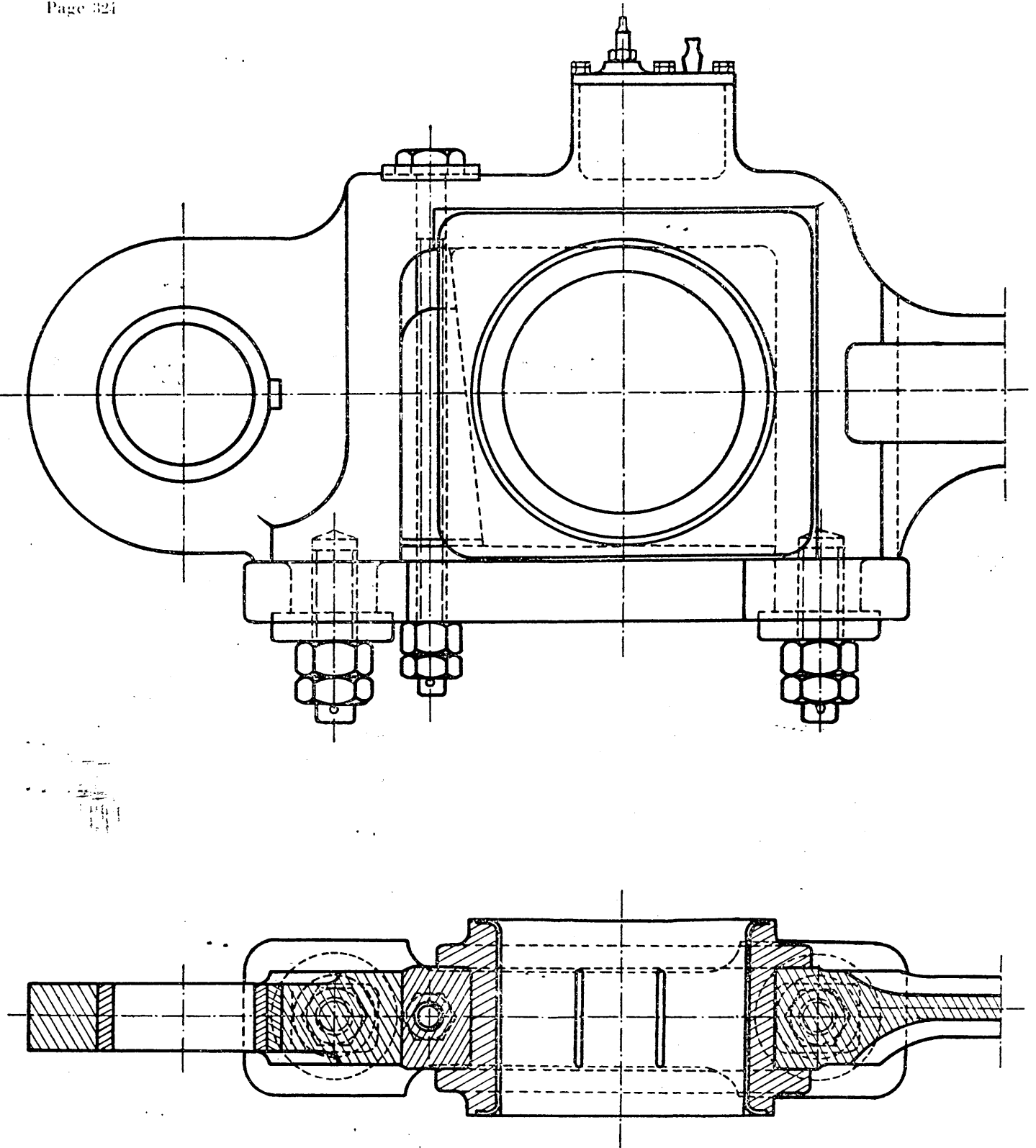
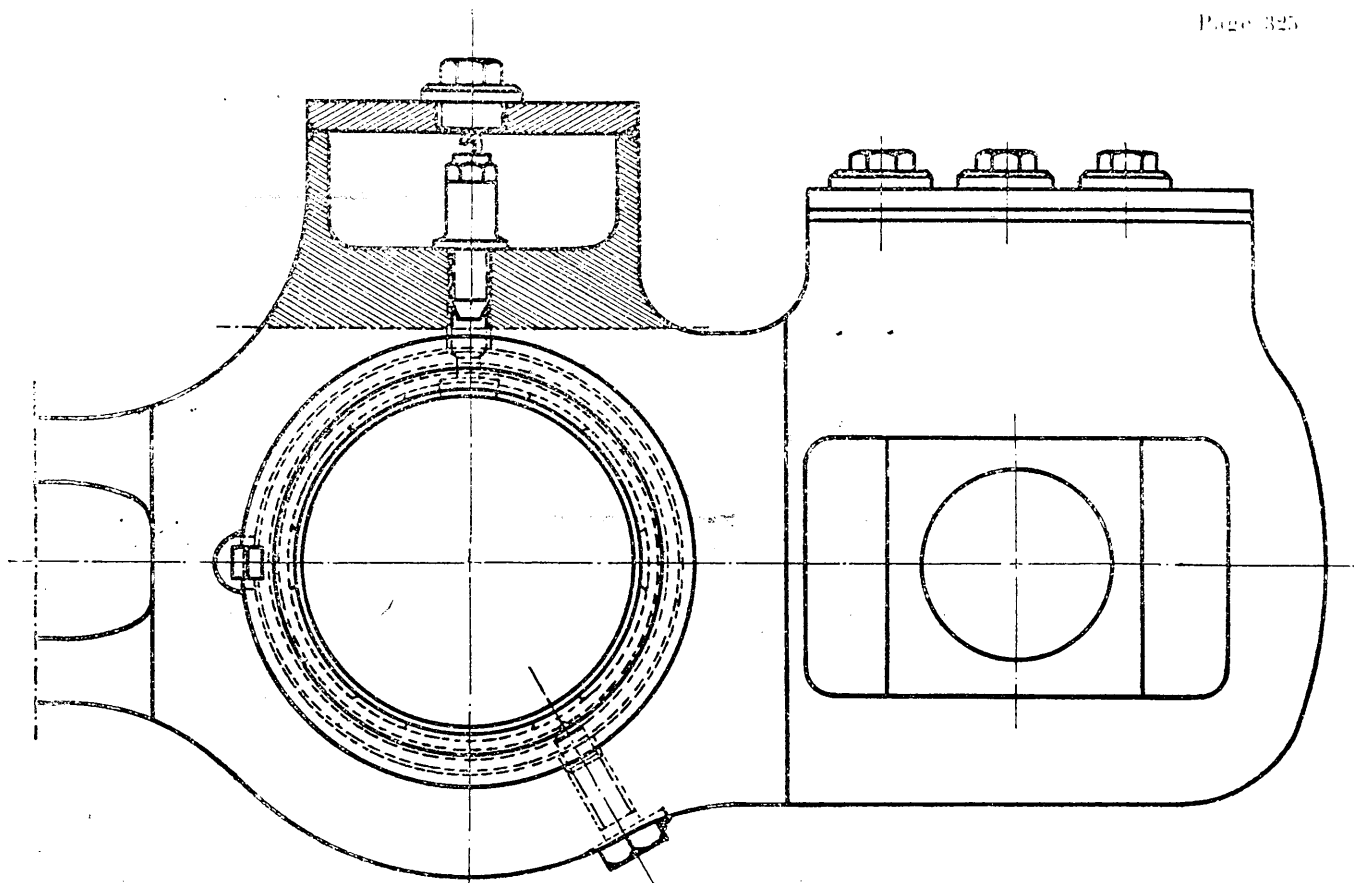


FIG. 228



Clavette à 2 têtes

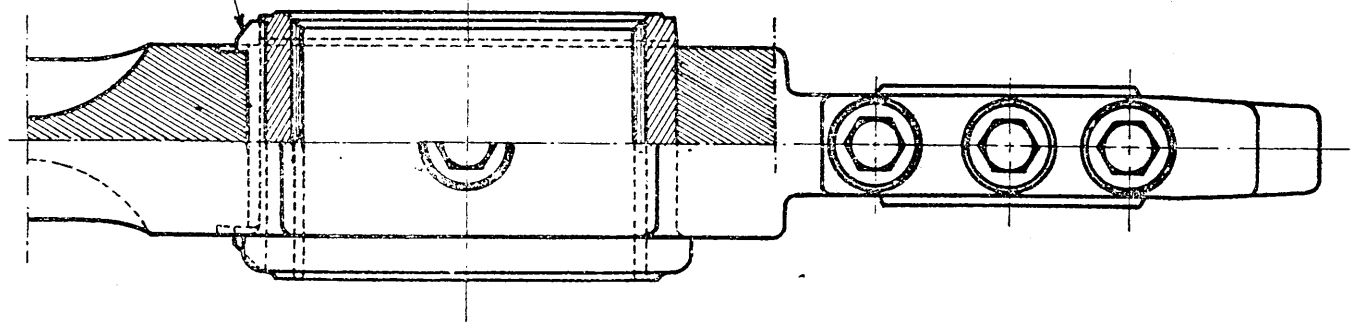


FIG. 229

Sur la *figure 227 A* (150 A) l'axe est cylindrique, il est empêché de tourner par une goupille conique ajustée entre cuir et chair dans une branche, il est fixé par une plaquette encastrée dans sa tête et dans l'autre branche et vissée sur cette dernière.

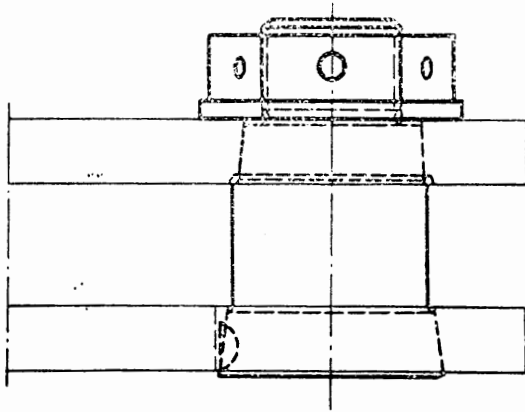


FIG. 227 B

On emploie de plus en plus des bielles à têtes rondes garnies de bagues en bronze régulé, introduite à la presse avec un serrage variant de 0,2 à 0,37 m/m suivant le diamètre et maintenues au moyen de vis, ou de goupilles entre cuir et chair, ou de clavette encastrée (*fig. 229*). Cette disposition qui est la plus simple est en usage depuis longtemps sur les locomotives anglaises et américaines. Elle diffère de la disposition à coussinets réglables qui exige un plus grand nombre de pièces et un travail d'ajustage ; elle requiert par contre un usinage préalable très exact des bielles à la même longueur que l'entraxe des essieux, des contre-manivelles démontables, des tourillons à rondelles, et le remplacement, d'ailleurs facile, des bagues dès le développement du jeu maximum. Il est à remarquer que ces têtes peuvent être, à poids et encombrement égal, usinées à un diamètre plus grand que celles à coussinets ce qui réduit l'usure.

4°. Tourillons d'accouplement.

Les manetons sont entrés à la presse dans les bossages des roues. La partie encastrée a souvent un diamètre un peu supérieur à celui du tourillon qui s'applique parfois sur la face externe du

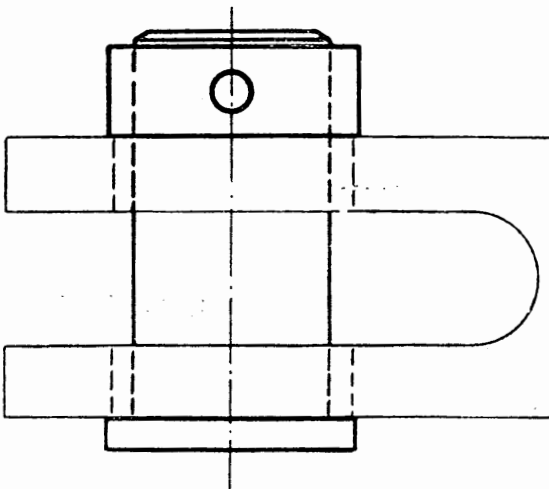


FIG. 227 C

b) Têtes de bielles.

On retrouve dans les bielles d'accouplement les mêmes formes de têtes que dans les bielles motrices.

La *figure 228* représente une forme de tête à cage ouverte par le bas de telle sorte qu'une fois son chapeau démontré on peut, après avoir fait tourner la bielle d'un angle très faible, juste suffisant pour dégager le maneton, la sortir en tirant horizontalement sans faire tourner les roues (cette disposition s'emploie pour les bielles placées derrière les glissières ou pour l'accouplement moteur).

Le chapeau est assemblé à la tête de bielle avec double encastrément destiné à éviter aux vis d'assemblage les efforts de cisaillement.

moyeu par un collet à demi ou entièrement noyé qui lui est rattaché par des congés de petit rayon (fig. 230 A). Quand la tête de bielle est démontable et comporte un réglage, le maneton se termine en dehors par un petit collet venu de forge qui sert à maintenir la bielle en place. Avec les bielles

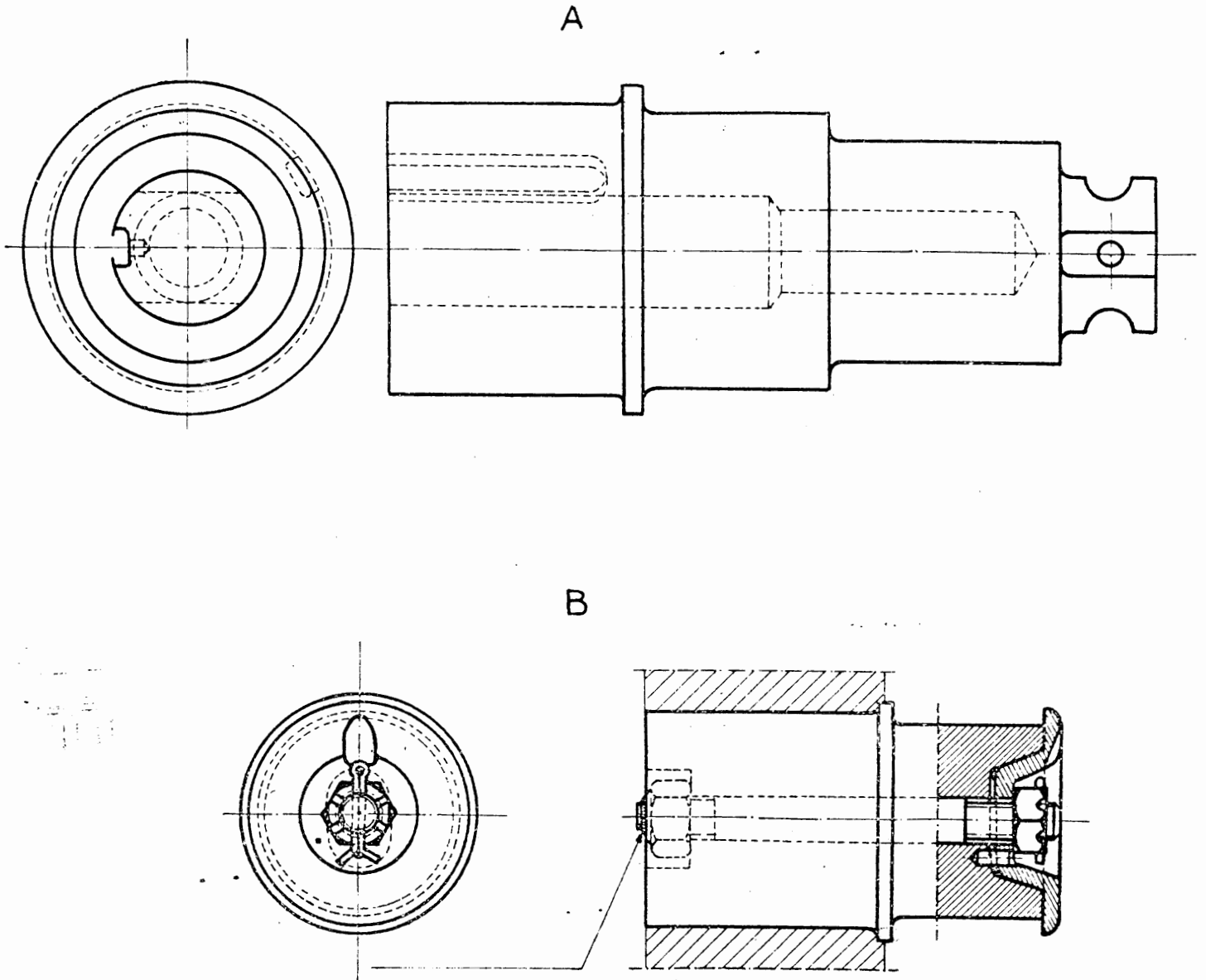


FIG. 230

à tête ronde, on remplace le collet par une rondelle rapportée fixée par un écrou se vissant sur une partie filetée de plus petit diamètre pratiquée sur un prolongement du tourillon ou se vissant sur un boulon traversant le maneton suivant son axe (fig. 230 B).

On interposait autrefois un collet en saillie entre les deux bielles motrice et d'accouplement

pour ne pas qu'elles se touchent. Cette disposition défavorable à la résistance est abandonnée, la différence de diamètre entre les deux tourillons empêchant d'ailleurs la bielle d'accouplement de venir coincer la bielle motrice.

C. — GRAISSAGE DES BIELLES

Le graissage des coussinets de têtes de bielles s'effectue généralement à l'aide de godets graisseurs portés par les têtes elles-mêmes. Comme il ne saurait être question de film d'huile, on assure un graissage satisfaisant en amenant l'huile sur le tourillon très régulièrement et en très minime quantité pour entretenir la pellicule nécessaire au graissage onctueux.

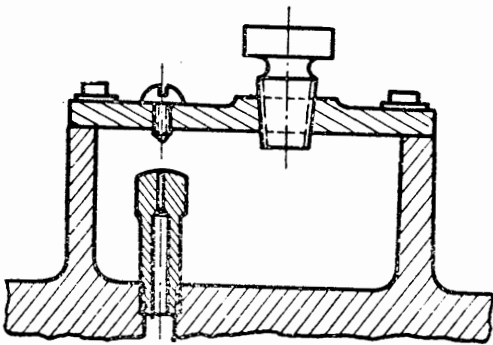


FIG. 231

1° Graisseur à siphons.

a) Graisseur à siphon capillaire (fig. 231).

Sous l'action de la force centrifuge l'huile est projetée contre les parois du réservoir et quelques gouttes viennent tomber dans l'orifice du siphon dont la partie supérieure est convexe pour éviter l'obstruction. Le réservoir ne doit pas être complètement rempli, sans quoi l'huile ne peut s'écouler. Le godet comme d'ailleurs aussi tous ceux des autres types de graisseurs, doit être bien étanche et ne pas laisser sortir l'huile sous l'action de la force centrifuge et des trépidations, ni pénétrer

la poussière. Ce type de graisseur présente l'inconvénient de ne pouvoir être réglé suivant les besoins.

b) Graisseur à épinglette (fig. 232).

Dans la crainte que le trou ($3/4$ m/m) du graisseur à siphon capillaire vienne à s'obstruer, on a donné un diamètre plus fort au trou dans lequel vient se placer une épinglette mobile en acier qui bouche la presque totalité du trou et le nettoie au fur et à mesure des secousses qu'elle reçoit. En utilisant des épinglettes de diamètres différents (22-24-25-26-27-28 et 29 dixièmes) dans un conduit capillaire évasé vers le bas (conicité 5 %) de 3 mm. de diamètre à la partie supérieure, on a la possibilité de régler le débit. Les épinglettes sont en fil d'acier (corde à piano) parfaitement calibré (tolérance = $3/100$) ; leur extrémité est taillée en pointe pour faciliter la formation et la chute régulière de la goutte d'huile. Elles sont repérées par des coches suivant le diamètre. Le siphon est en deux parties pour faciliter l'entretien.

c) Graisseur à pointe fixe (fig. 233).

L'orifice du siphon, de plus grand diamètre que celui de la figure 231, peut être plus ou moins obturé par une vis de hauteur réglable terminée à son extrémité par une partie conique. Les axes du siphon et de la vis doivent être en prolongement. On s'assure de l'étanchéité du pointeau bloqué sur son siège, du joint du couvercle, des filetages du siphon dans le corps et de la vis dans le couvercle, en montant sur l'orifice du bouchon de remplissage une petite pompe d'épreuve.

Le niveau doit rester légèrement au-dessous de la partie supérieure du siphon pour éviter toute perte inutile en stationnement. Le remplissage du réservoir empêche aussi l'huile de s'écouler, pour

remédier à cet inconvénient on aménage parfois une réserve d'air sous le couvercle au moyen d'une ventouse. On s'est aperçu sur l'Est que l'emplacement du siphon avait une certaine impor-

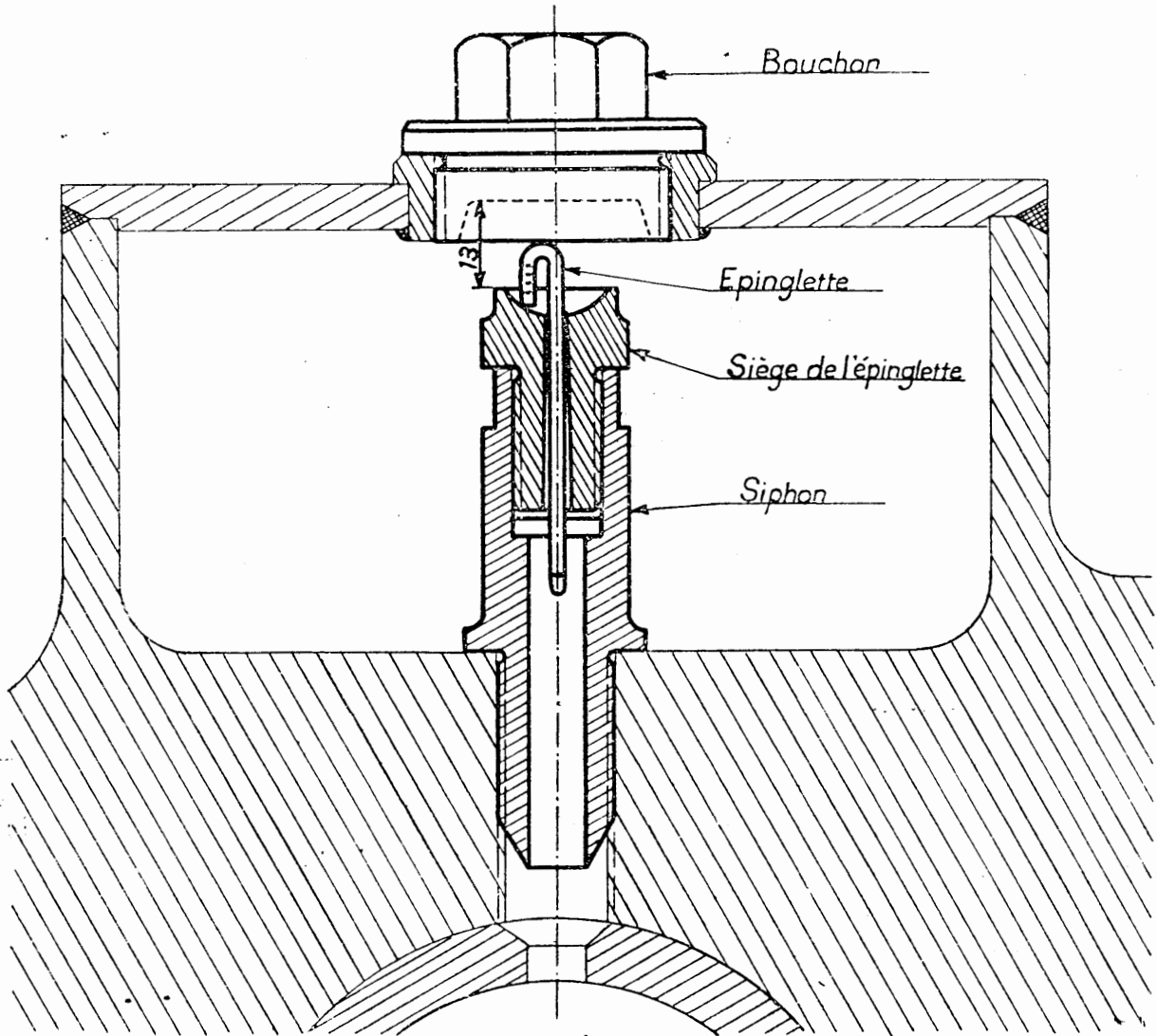


FIG. 232

tance, quel que soit le système utilisé d'ailleurs (pointeau fixe ou mobile, épinglette). Quand le siphon est disposé à l'intérieur du godet, le débit diminue au fur et à mesure que le niveau d'huile baisse ; il arrive même que le godet ne peut être vidé complètement. Il a été reconnu qu'en désaxant le siphon et son pointeau dans le réservoir à l'avant ou à l'arrière, le débit restait à peu près régulier et de plus qu'il était possible d'utiliser la totalité de l'huile. Cette disposition a été adoptée sur quelques bielles.

d) **Graisseur à clapet Berckmann** (fig 234).

L'ouverture du réservoir est fermée par un bouchon conique appliqué du dedans vers le dehors par un ressort à boudin entourant la tige centrale solidaire de ce bouchon et qui, s'ajustant à frottement doux dans le conduit du graisseur tient lieu d'épinglette. Cette tige porte sur toute sa longueur des rainures permettant l'écoulement de l'huile. On ouvre le godet en appuyant sur un bouton qui surmonte extérieurement le bouchon mobile.

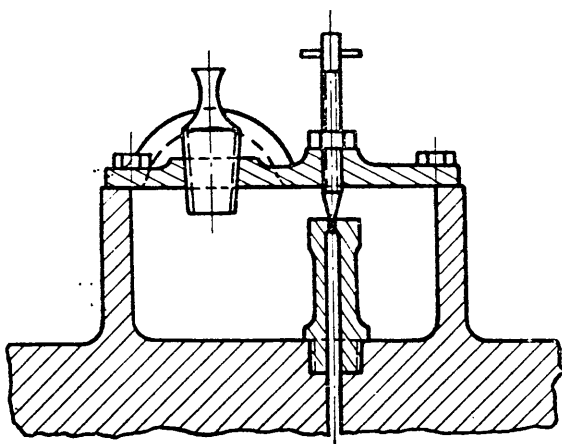


FIG. 233

2° **Graisseur centrifuge** (fig. 235).

Ce système est destiné à lubrifier les coussinets des bielles BP. Il comprend essentiellement un réservoir fixé sur le flasque intérieure du tourillon et une canalisation en cuivre rouge (7/4) allant du réservoir au tourillon.

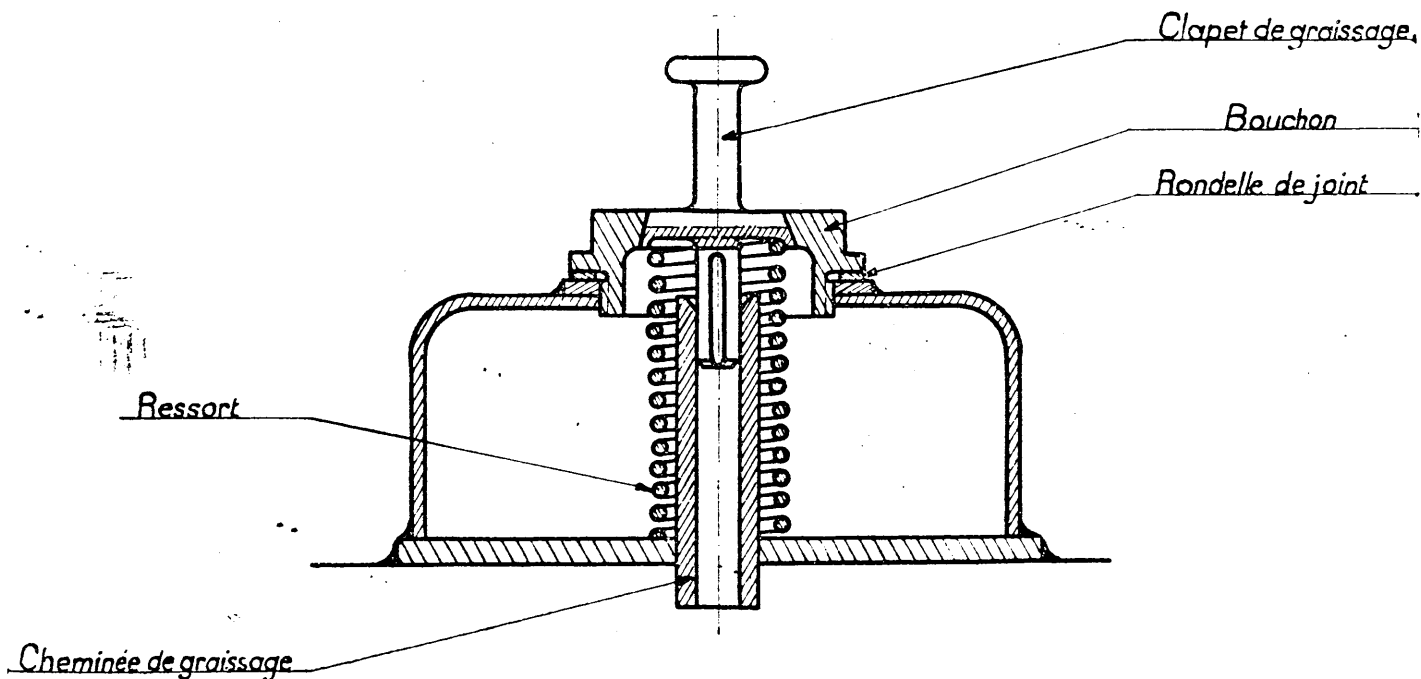


FIG. 234

3° **Graisseur à pointeau mobile** (fig. 236).

Les recherches effectuées en vue d'obtenir un débit constant pour une levée donnée du clapet, quel que soit le niveau de l'huile dans le godet ont abouti à la création d'un pointeau de précision.

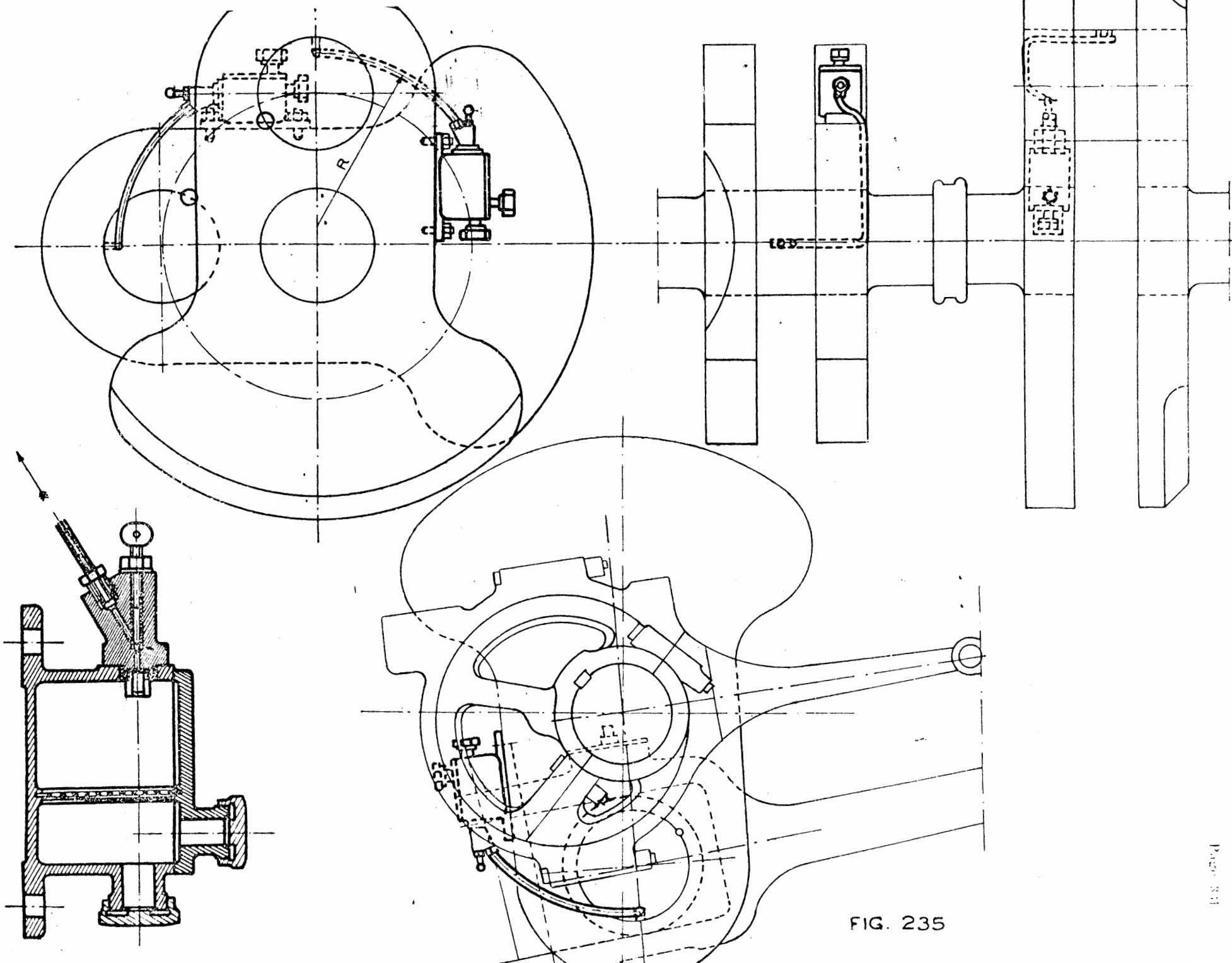


FIG. 235

Celui-ci agit à la fois à la manière d'une épinglette et d'un clapet : il se compose essentiellement d'une tige parfaitement calibrée coulissant avec un léger jeu (0,5 mm) dans le conduit central du siphon. Cette tige est prolongée à sa partie inférieure par une sorte d'aiguille légèrement conique qui obture plus ou moins l'orifice capillaire du siphon (aiguille de 3,9 dans un orifice de 4 mm.) Le siphon porte à sa partie inférieure un siège sur lequel vient s'appliquer une portée conique ménagée sur la tige.

L'huile peut pénétrer par deux petits canaux, percés à la base du siphon de telle façon que leur axe soit dirigé parallèlement à l'axe longitudinal de la bielle. Cette disposition a pour but de permettre à l'huile de pénétrer dans le siphon. De plus, il a été reconnu que ces canaux doivent affleurer la grande base du tronc de cône formant le siège du pointeau.

Il faut veiller à la parfaite étanchéité de la portée du clapet sur son siège. Pour cela, le clapet doit être soigneusement rodé. La moindre défectuosité peut provoquer la vidange plus rapide du godet.

Les débits donnés par le pointeau de précision sont très sensibles aux variations de levée du pointeau.

Il est prescrit de donner à la vis de réglage une longueur telle qu'il existe un jeu de 1 mm, au-dessus du pointeau lorsque la vis est serrée à fond sur son contre-écrou sans interposition de rondelle. Si la levée de 1 mm. est insuffisante une rondelle en acier d'épaisseur convenable est placée entre la tête de la vis et son contre-écrou et l'ensemble bloqué (1).

Cette disposition a pour but d'empêcher le mécanicien de bloquer le pointeau tout en lui permettant d'augmenter le débit en cas de nécessité par le desserrage de la vis.

On a reproché à ce système de pointeau de ne se soulever qu'à partir d'une certaine vitesse.

4° Pattes d'araignée des coussinets-Feutres.

Le conduit de graissage d'un coussinet aboutit à des rainures (pattes d'araignée) creusées sur la surface intérieure, qui servent à distribuer l'huile sur la portée de la fusée. La forme à donner aux pattes d'araignée est très variable.

La disposition la plus simple consiste en un seul conduit placé sur la génératrice supérieure ; les conduits peuvent être disposés obliquement, les pattes ayant alors une projection la forme de deux conduits droits en croix.

Dans tous les cas, il faut éviter d'exagérer le nombre ou la largeur des pattes d'araignée ce qui présenterait l'inconvénient de favoriser le décollement du métal anti-friction ou d'augmenter les risques de chauffage, par diminution de la surface de frottement.

Il faut que les pattes d'araignée soient arrêtées avant la naissance des arrondis des coussinets et que leurs arêtes soient adoucies.

Actuellement tous les coussinets ayant une épaisseur suffisante sont munis de feutres en remplacement des pattes d'araignée pour améliorer le graissage.

Ces feutres sont au nombre de quatre pour les bielles de grand diamètre afin d'augmenter la réserve d'huile. Chaque demi-coussinet en reçoit deux, l'un en haut, l'autre en bas. Il n'est mis que deux feutres aux autres bielles, l'un en haut, l'autre en bas, sur le demi-coussinet de fond (fig. 238 A).

Le logement des feutres est exécuté à l'étau-limeur ou à la fraiseuse aux cotes rigoureuses 25×8 .

Pour permettre un graissage direct, des canaux de 5 m/m de diamètre sont percés dans les joues des coussinets quand leur épaisseur le permet. Ils sont évasés vers l'extérieur en forme d'entonnoir, pour faciliter l'écoulement de l'huile. Ils débouchent dans l'axe du feutre supérieur quand il n'y a que deux feutres aux coussinets et sont percés dans la coupe du coussinet dans le cas de bielles à quatre feutres.

(1) Cette valeur de levée minimum de 1 m/m a été réduite pendant la guerre pour réaliser des économies d'huile. On peut actuellement admettre une levée de 0,8 m/m pour les bielles BP et de 0,6 m/m pour les autres.

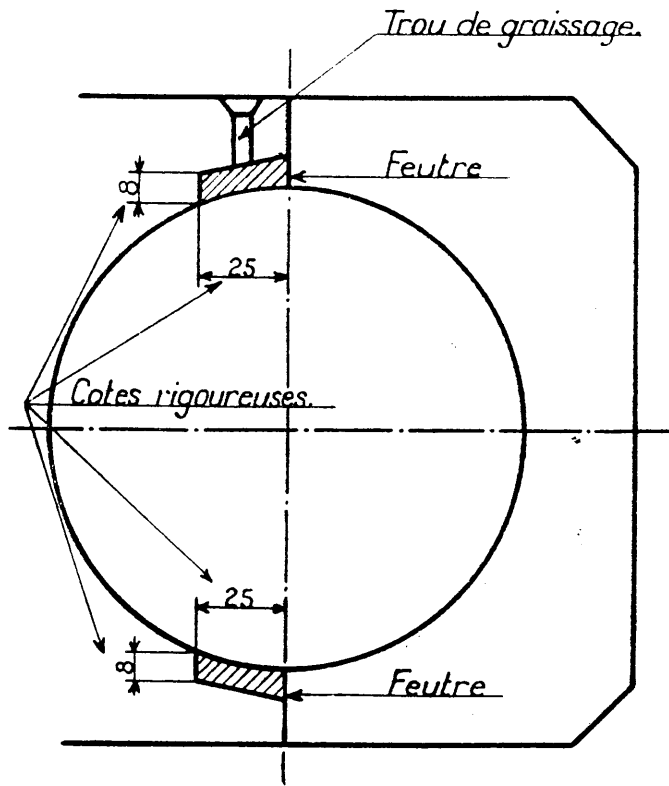


FIG. 238 A

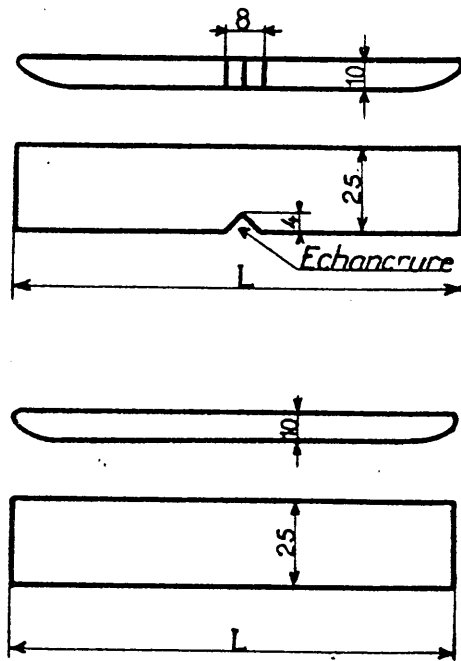


FIG. 238 B

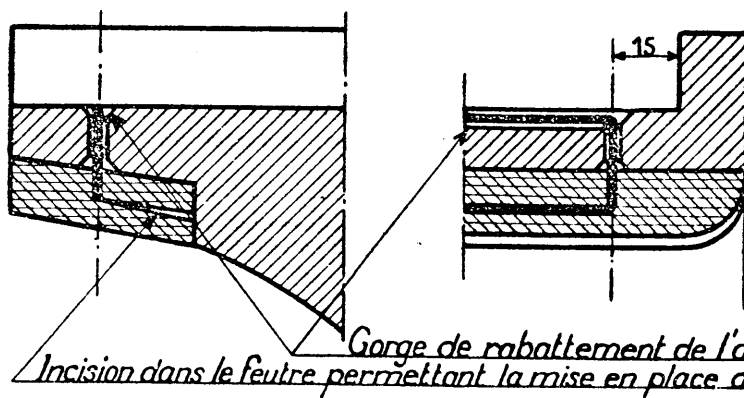


FIG. 238 C

Le feutre de section 25 m/m \times 10 m/m est coupé en bandes de longueur L (fig. 238 A) et les extrémités sont taillées au couteau selon le profil du congé. Le ou les feutres supérieurs sont échancrés en V au droit du trou de graissage (fig. 238 B) afin de permettre la descente directe de l'huile sur la fusée.

Le feutre approvisionné doit toujours être de même qualité et aux dimensions fixées qui doivent être contrôlées à chaque livraison aux dépôts. L'augmentation d'épaisseur, non seulement accroît les difficultés de mise en place, mais oblige à comprimer le feutre exagérément au détriment de la réserve d'huile qu'il doit contenir. Il faut cependant qu'il soit suffisamment comprimé pour ne pas se déplacer à la longue et se détériorer. Les feutres doivent toujours être trempés dans l'huile pendant plus de 24 heures pour en être saturés avant leur montage. Cependant, dans les cas imprévus qui doivent être exceptionnels, ce délai peut être réduit au minimum à deux heures, pour que ces feutres soient imbibés au moment de leur mise en place.

Pour éviter que le feutre ne se déplace ou ne batte dans son logement, on l'agrafe par un fil de laiton de 1 mm. de diamètre environ.

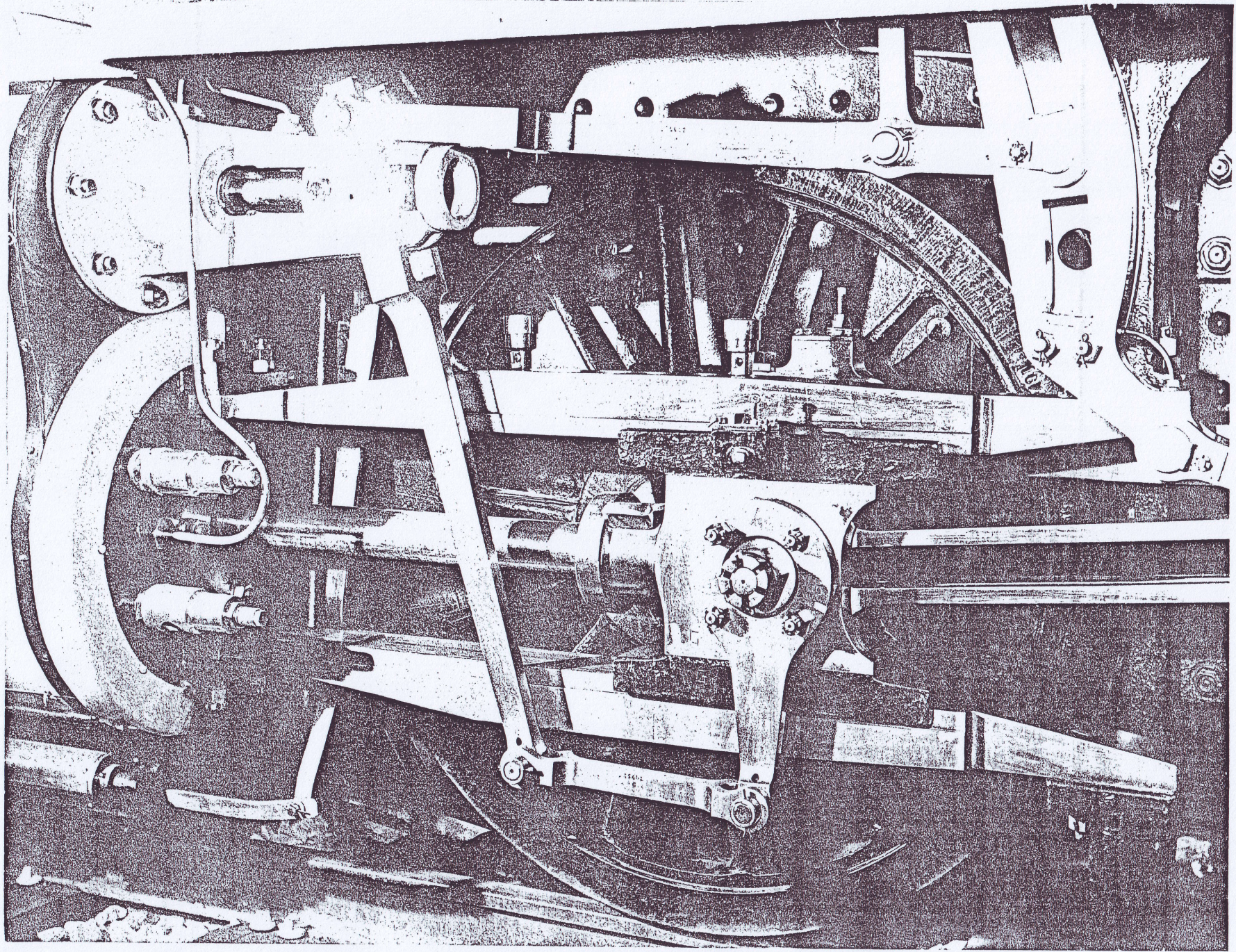
Pour cela, on l'incise dans le sens de son épaisseur pour permettre la mise en place de l'agrafe (fig. 238 C).

L'angle de la fraisure avec le trou de passage du fil de laiton doit être abattu au grattoir, afin d'éviter le portage du fil d'agrafage sur un angle vif.

Les feutres des coussinets de grosses têtes de bielles motrices B. P. des machines 231-500 et 241-600 doivent être remplacés tous les 25.000 km. et ceux des autres bielles de ces machines et de toutes les autres séries de locomotives doivent l'être à chaque révision.

Recommandation générale.

Il faut veiller tout spécialement au contact des surfaces du coussinet et de la chape vers le point d'aboutissement du conduit de graissage, sinon l'huile peut s'échapper par le joint. Sur l'Est, on pratique une gorge autour de conduit pour éviter le cheminement de l'huile, on fraise en tous cas le trou de graissage du coussinet pour former chambre à huile et mieux recueillir la goutte s'écoulant du siphon.



P. Hoffmann