

CHAPITRE X

TIMONERIES

1^o Généralités.

a) Définition.

La timonerie d'un frein consiste en une série de leviers et de bielles destinés à transmettre aux sabots des roues l'effort exercé par l'air comprimé sur le piston du cylindre de frein, avec le meilleur rendement possible.

La disposition à donner à ce mécanisme est étudiée de façon à transmettre efficacement les efforts et que ses mouvements ne soient jamais entravés par une résistance ou un frottement inutile. Les proportions données aux organes sont telles qu'en partant d'un effort donné au cylindre de frein, on puisse assurer sur chaque sabot l'effort de freinage désiré. La résistance des pièces est calculée avec un coefficient de sécurité élevé (1). On évite tout déplacement inutile des organes, ainsi que l'emploi de tout ressort non indispensable au rappel de la timonerie dans sa position normale.

b) Multiplication de la timonerie.

On appelle multiplication ou amplification d'une timonerie de frein le rapport entre l'effort total exercé sur l'ensemble des sabots d'un véhicule et la force agissant sur le piston de frein.

La multiplication de la timonerie peut varier entre les limites suivantes :

Cylindres horizontaux	}	à longue course	6 à 10
		à course réduite	4,75 à 8
Cylindres verticaux			4 à 6,75

Cylindres horizontaux pour bogies locomotive inférieure : à 4.

Les multiplications les plus élevées sont adoptées lorsque, par raison d'économie d'air comprimé, on veut employer un cylindre de diamètre réduit mais par contre, l'usure des sabots et des axes, plus prononcée, entraîne une augmentation anormale de la course du piston qui tend à diminuer l'efficacité du frein ou exige des réglages plus fréquents.

Le jeu à ménager entre les sabots et les bandages doit être tel qu'avec une multiplication donnée, on obtienne pour le piston la course moyenne (en général 130 à 140 mm.).

(1) La fatigue unitaire des barres de traction varie de 6 à 18 kg/mm² selon les types de locomotives; la contrainte normale de compression (qui se complique de flambage) est de l'ordre de 4 kg/mm²; la fatigue unitaire de cisaillement des axes d'articulation est de l'ordre de 5 kg/mm².

c) **Cylindres de frein.**

On recherche le type de cylindre qui, par ses dimensions, permet de réaliser le coefficient

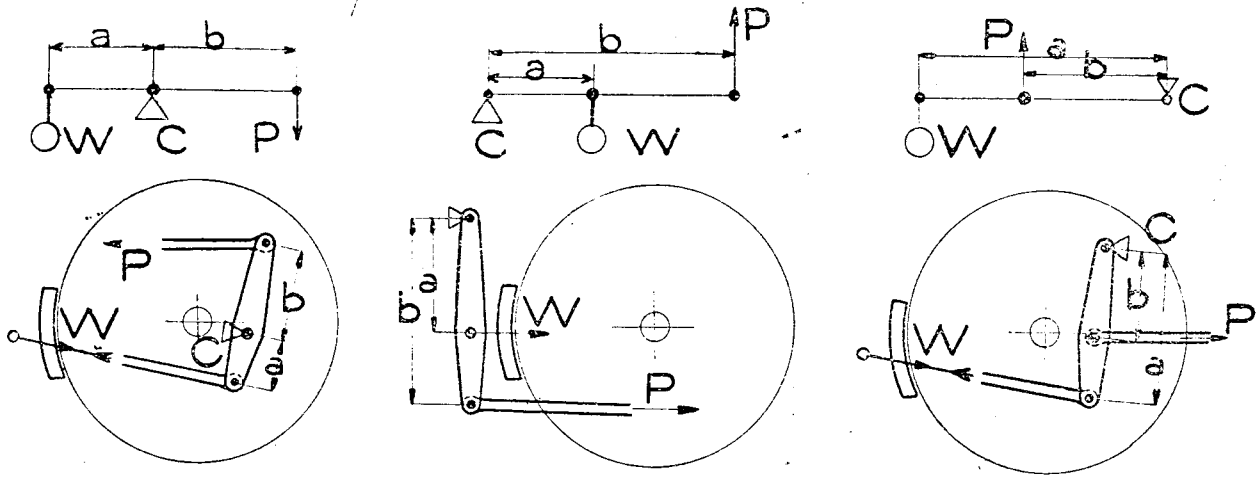


FIG. 96

de freinage recherché avec une amplification convenable. On adopte en général pour les voitures et wagons des cylindres horizontaux à longue course et pour les locomotives des cylindres verticaux ou parfois horizontaux à faible course; sur les tenders, suivant la place et les faci-

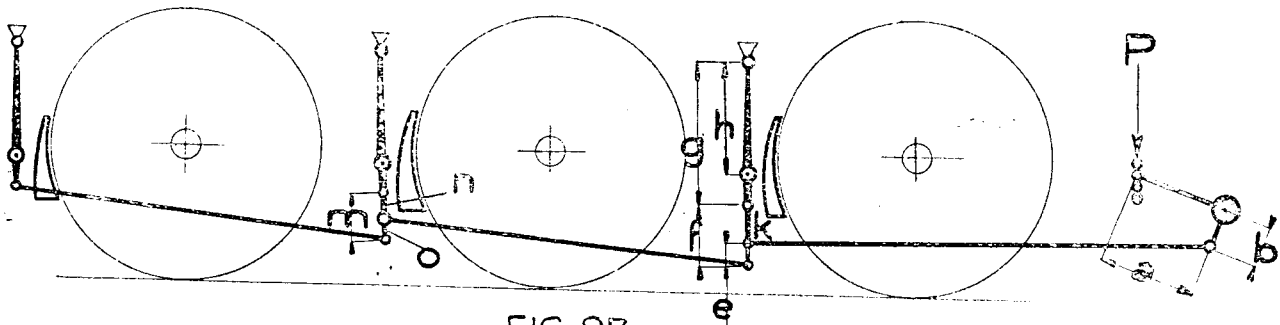


FIG. 97

lités plus ou moins grandes de montage on peut appliquer des cylindres à longue course ou course réduite.

Les diamètres de cylindres utilisés sont : 152 mm., 203, 254, 305, 330, 355, 380, 394; 406, 432. Pour éviter d'employer des diamètres supérieurs à 380 les essieux couplés sont, exception faite de locomotives anciennes ou de certains tenders (1-11-P) freinés par deux cylindres.

2. Disposition générale des timoneries.

a) **Leviers.**

Ils peuvent se classer en trois catégories suivant les positions relatives de l'axe, de la force et de la résistance (*fig. 96*). La force P agissant dans le sens de la flèche produit sur

la roue un effort W et sur l'axe une réaction C . Si trois de ces valeurs a, b, P, W sont connues il est facile de déduire la quatrième.

$$W = P \times \frac{b}{a}; \quad P = W \times \frac{a}{b}; \quad a = \frac{P \times b}{W}; \quad b = \frac{W \times a}{P}$$

Et, si :

- l'axe C est situé entre la force P et la résistance W : $C = W + P$,
- la résistance W est située entre la force P et l'axe C : $C = W - P$,
- la force P est située entre la résistance W et l'axe C : $C = P - W$.

b) Exemple de calcul d'établissement d'une timonerie (fig. 97).

Soit P la pression exercée par le piston du cylindre de frein.

Q l'effort total de freinage exercé sur les sabots.

L'effort de freinage total sur l'ensemble des trois essieux est de :

$$Q = P \times \frac{a}{b} \times \frac{g}{h}$$

En effet, la paire de roues la plus proche de l'arbre de frein reçoit un effort de freinage de :

$$B_1 = P \times \frac{a}{b} \times \frac{e}{f} \times \frac{g}{h}$$

tandis que l'effort de freinage agissant sur les roues du milieu, est de :

$$B_2 = P \times \frac{a}{b} \times \frac{k}{f} \times \frac{o}{m} \times \frac{g}{h}$$

et celui agissant sur les roues extrêmes de :

$$B_3 = P \times \frac{a}{b} \times \frac{k}{f} \times \frac{n}{m} \times \frac{g}{h}$$

Il découle de ces formules que l'effort de freinage total dépend des longueurs des leviers a, b et g, h , quelles que soient les proportions des leviers compensateurs f et m .

Toutefois, la répartition de l'effort de freinage sur les 3 essieux est réglée par les proportions de ces leviers compensateurs. La timonerie doit être établie de façon à donner un effort identique sur les sabots d'une même roue ou de plusieurs roues également chargées. Dans ce cas, l'effort sur les roues du 1^{er} essieu doit être égal au tiers de l'effort total :

$$B_1 = \frac{1}{3} B$$

Nous avons donc :

$$P = \frac{a}{b} \times \frac{e}{f} \times \frac{g}{h} = \frac{1}{3} P \times \frac{a}{b} \times \frac{g}{h}$$

ou :

$$\frac{e}{f} = \frac{1}{3}$$

Les proportions exactes du levier compensateur sur le 1^{er} essieu ainsi établies, on détermine de même les dimensions du levier compensateur de l'essieu du milieu :

$$\frac{o}{m} = \frac{n}{m} = 1 \quad \text{ou : } o = n.$$

c) Timonerie de locomotive et tender.

Chaque sabot est suspendu au châssis par l'intermédiaire d'une biellette de suspension (voitures, wagons et tenders) ou d'un levier de serrage (locomotives). Les sabots situés d'un

même côté de l'axe de l'essieu (à l'exception toutefois des bogies de locomotives) sont reliés de part et d'autre du châssis par une pièce transversale appelée triangle de frein (voitures, wagons et tenders) ou entretoise des leviers de serrage (locomotives). Cet organe a pour but de recevoir l'effort des bielles de traction de la timonerie et de le transmettre sans perte à faux aux 2 sabots tout en le répartissant, dans les conditions normales de fonctionnement, également sur chacun d'eux. Sur les locomotives les entretoises des leviers de serrage transmettent cet effort aux supports des leviers de serrage et non pas directement aux sabots eux-mêmes.

La figure 98 représente l'installation-type de la timonerie à leviers Westinghouse pour véhicules. Les balanciers horizontaux sont montés de façon à être perpendiculaires à l'axe longitudinal du cylindre quand le piston a effectué la moitié de sa course. Pour remener la timonerie dans sa position normale, un ressort est placé entre les balanciers, reliés d'autre

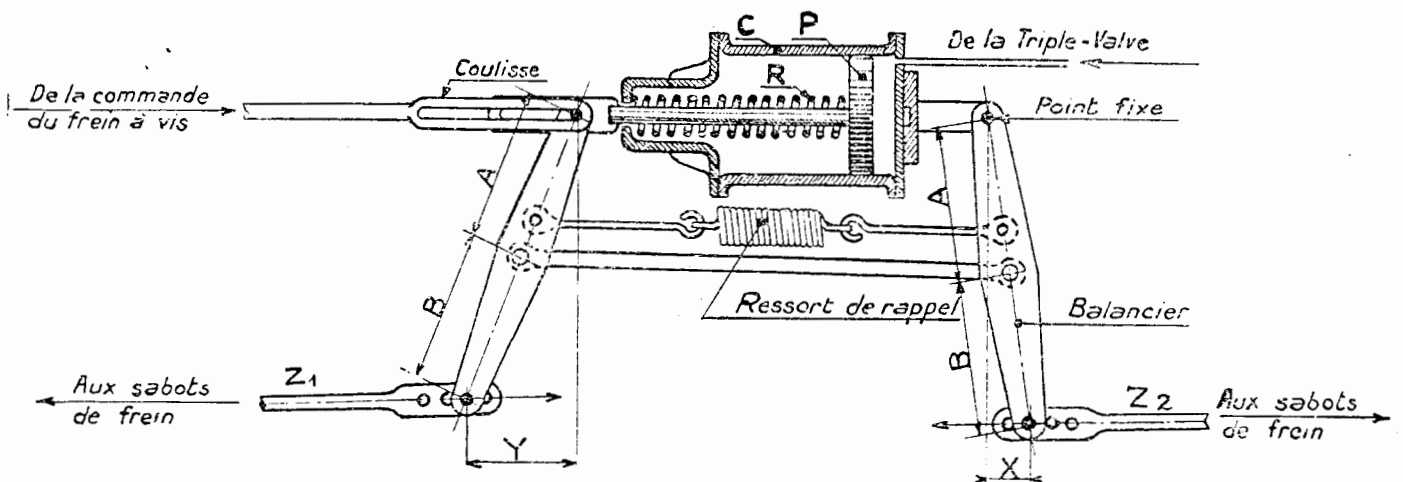


Fig. 98
Cylindre de frein et sa timonerie.

part par une bielle de connexion. Les distances X et Y, mesurées quand le frein est desserré et le piston à sa position normale au fond du cylindre doivent être les suivantes :

$$\begin{aligned} X &= \frac{B}{A} \times \frac{s}{2} \\ Y &= s + X \end{aligned}$$

s étant la course du piston. Lorsqu'on a par exemple $A = B$ et $s = 300$ mm., on trouve : $X = 75$ mm et $Y = 225$ mm. Ce serait donc une pratique défectueuse, nuisible au rendement de la timonerie, d'égaliser au montage X et Y.

On démontre facilement que l'effort de freinage est également réparti entre les 2 bielles Z_1 et Z_2 .

La figure 99 représente l'installation de la timonerie des tenders de 1-1-P. Les balanciers sont montés de façon à être également inclinés en sens inverse par rapport à l'axe du cylindre, lorsque le piston a effectué la moitié de sa course. Cela a ainsi permis de réduire la distance Y lorsque le frein est desserré.

On remarquera sur les figures 98 et 99 la conjugaison du frein à main avec le frein à air, la bielle d'action du frein à main circulant sur la crosse de tige de piston ou sur le balancier. La figure 100 représente une commande différente de la timonerie analogue pour le reste à celle de la figure 99. Elle est appliquée sur les tenders 22 C.

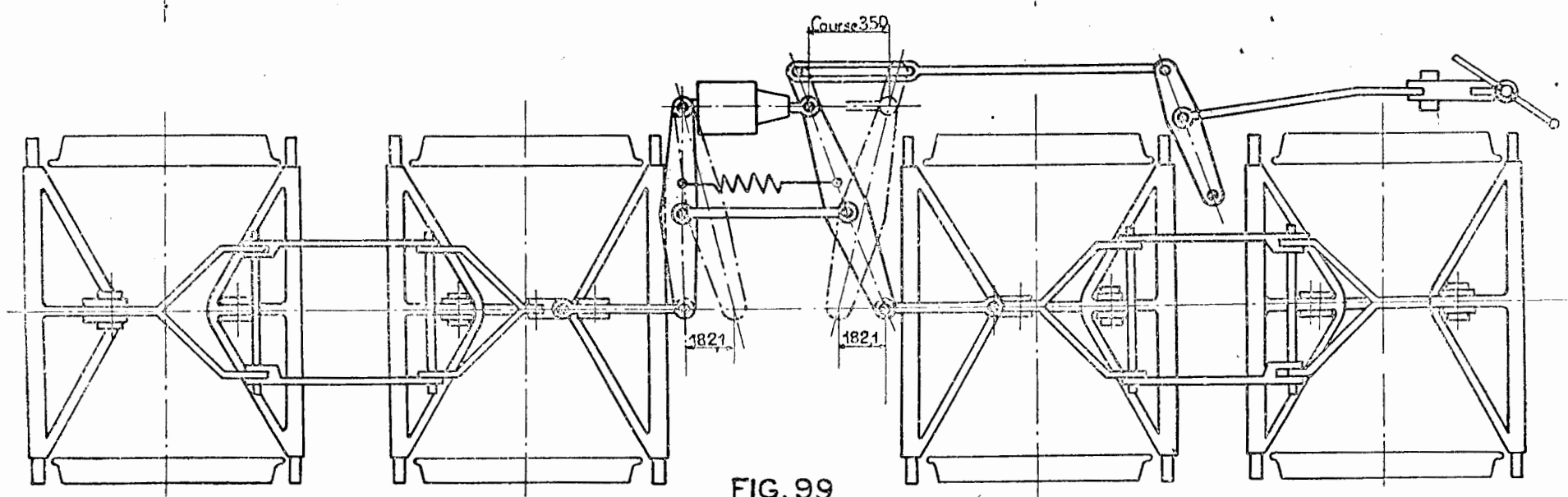
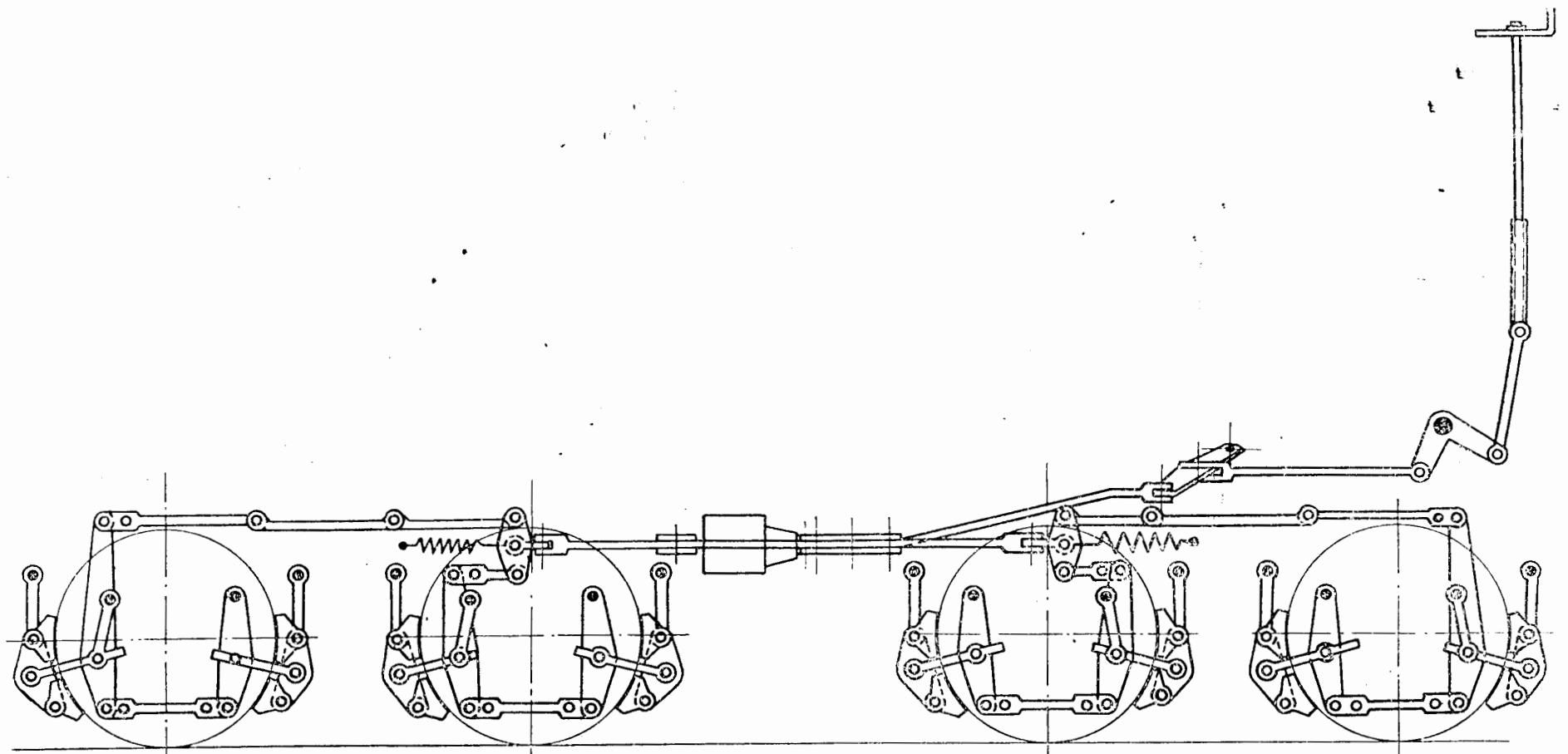


FIG. 99

A

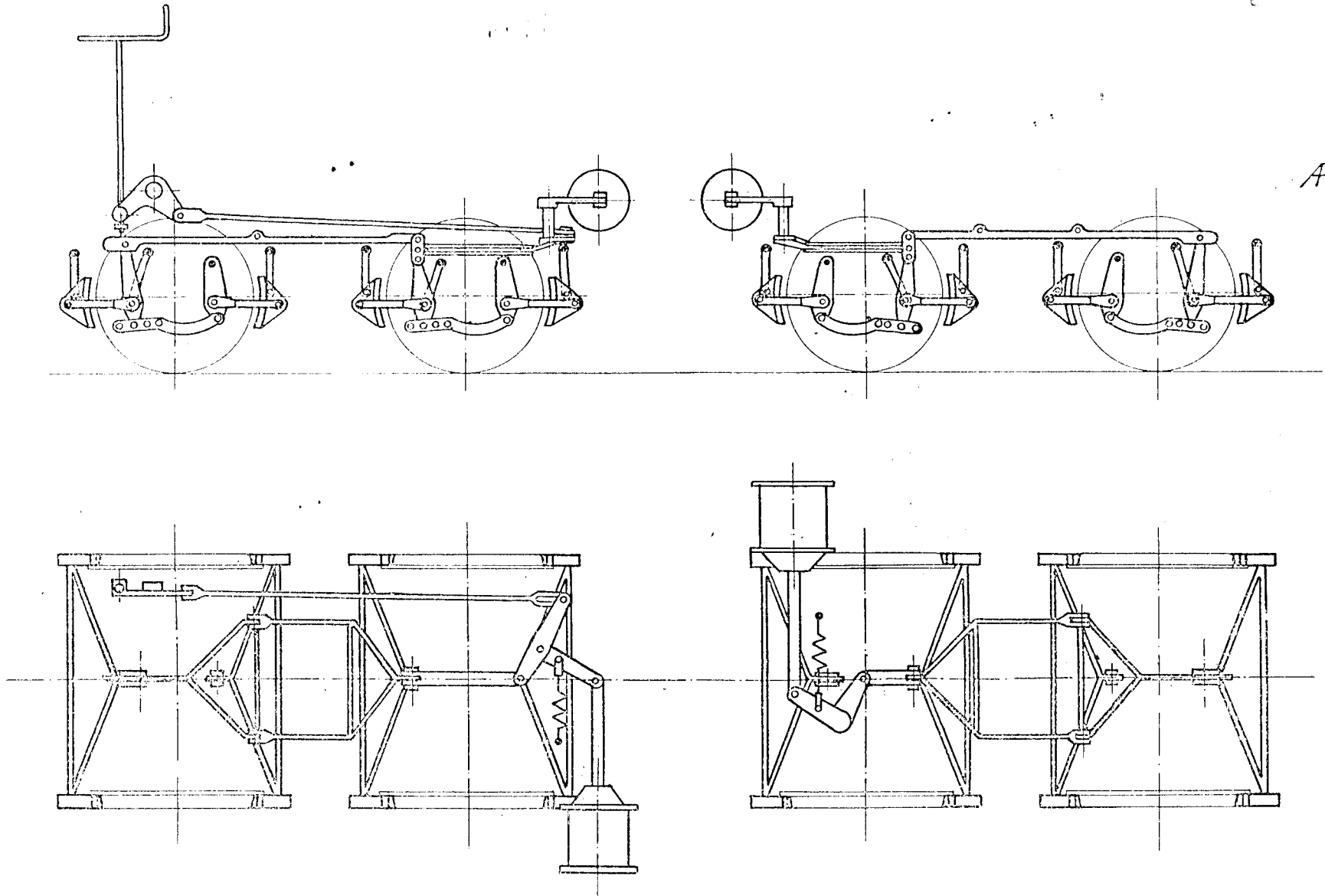


FIG. 100

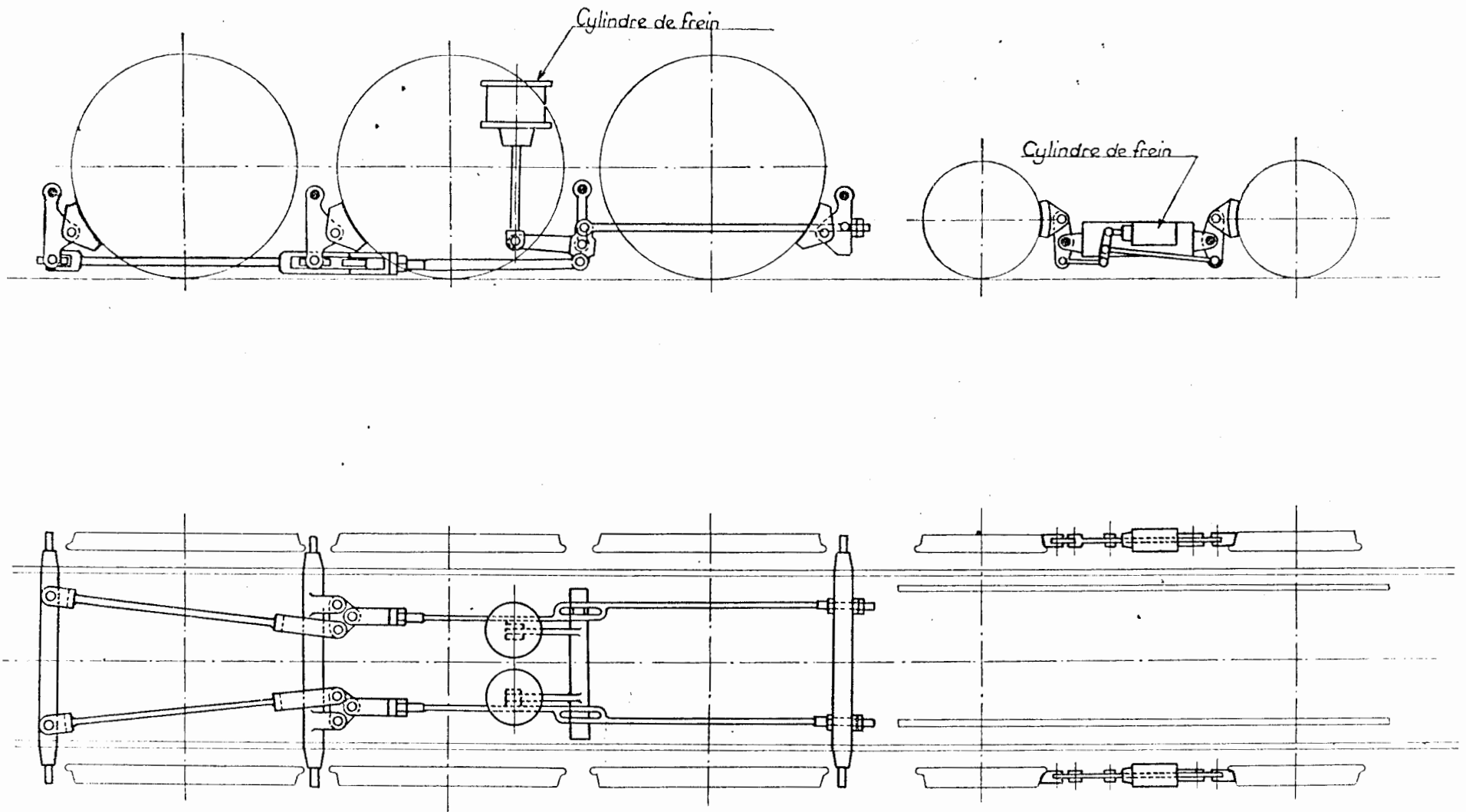


FIG. 101

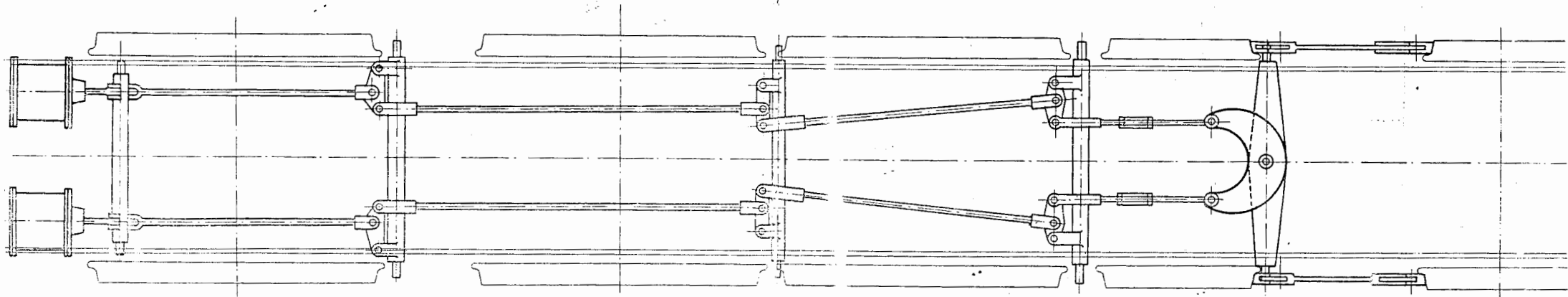
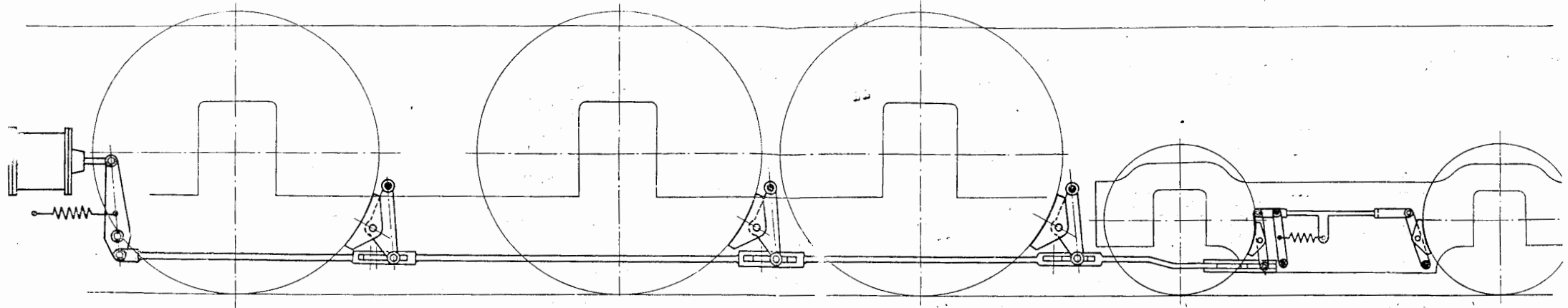


FIG. 103 A

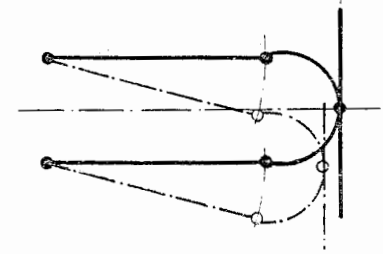
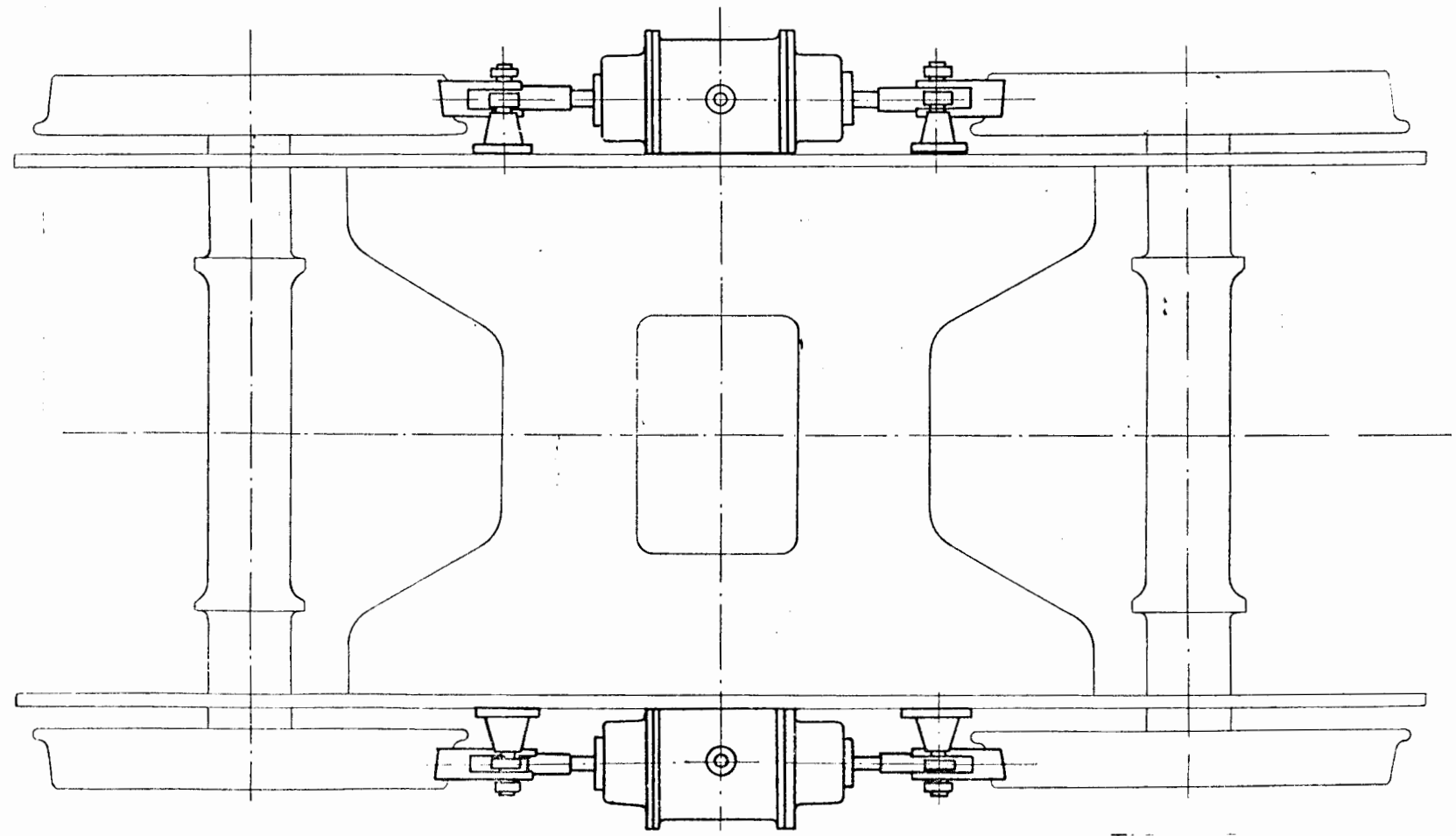
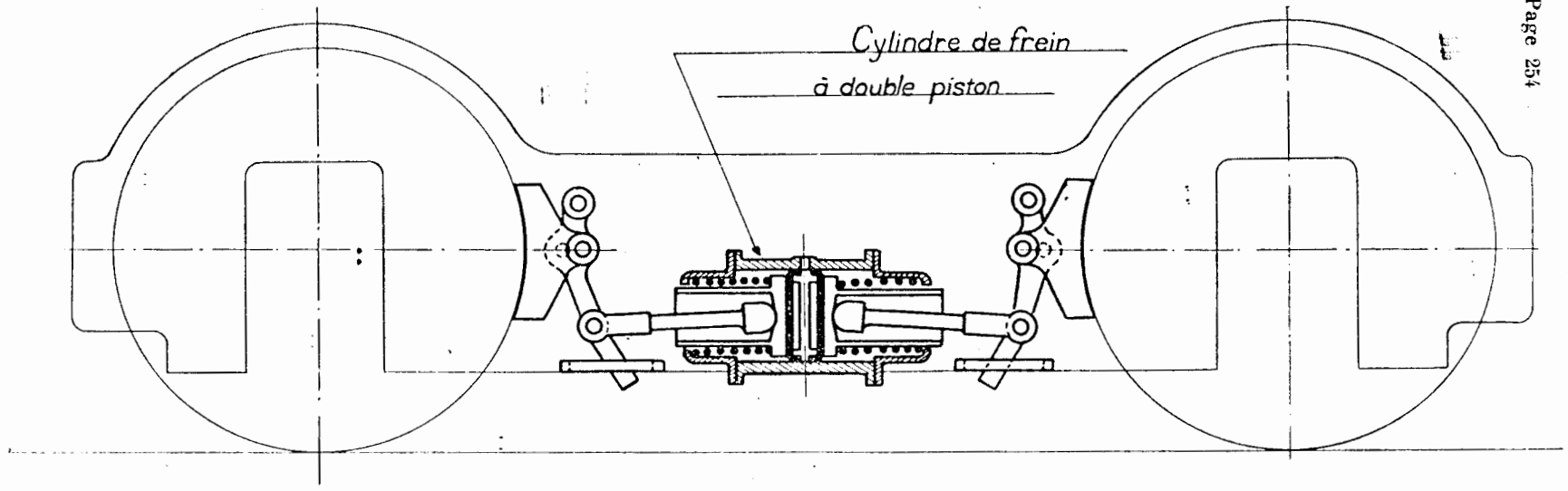


FIG 103 B



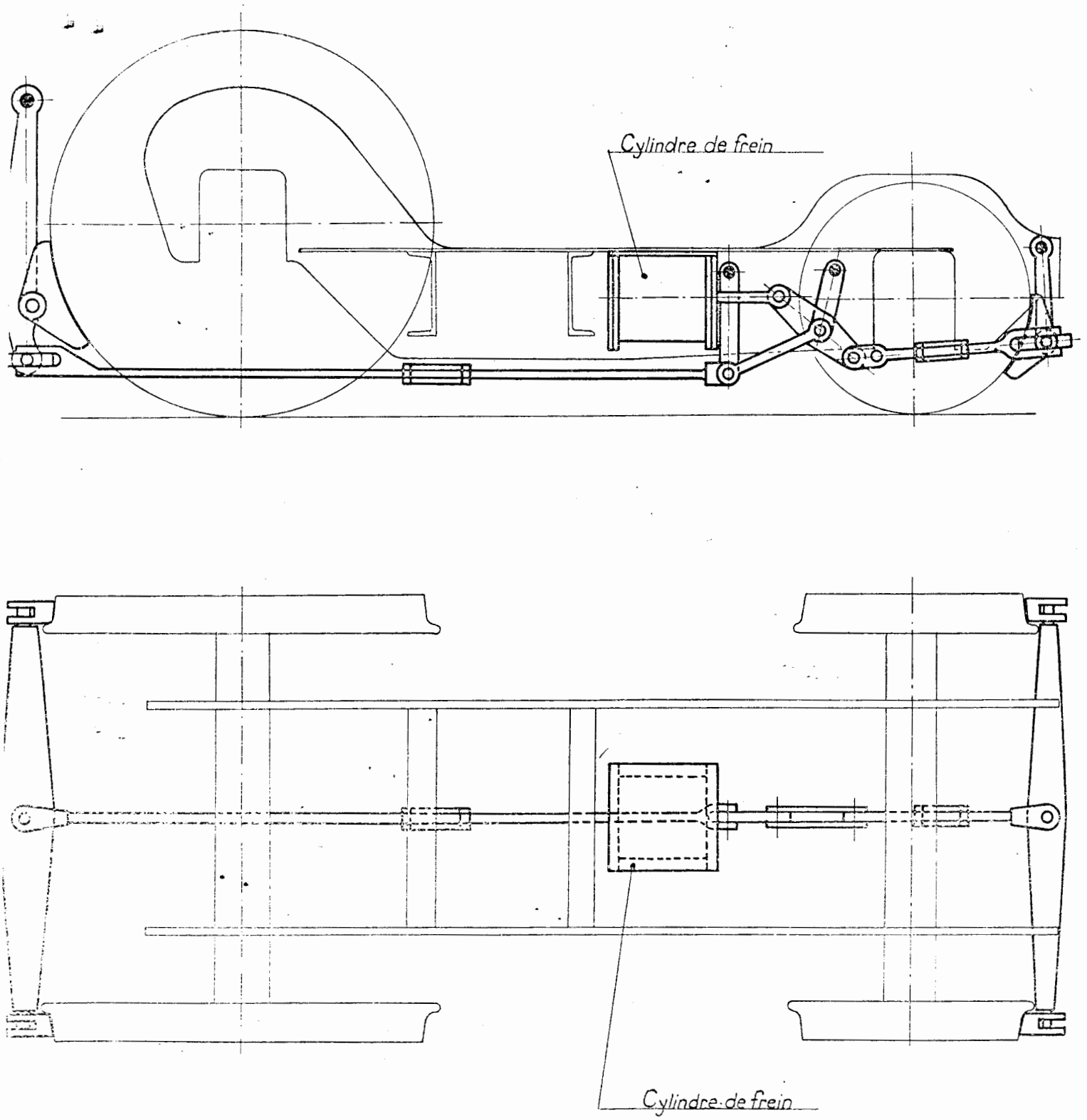


FIG. 104

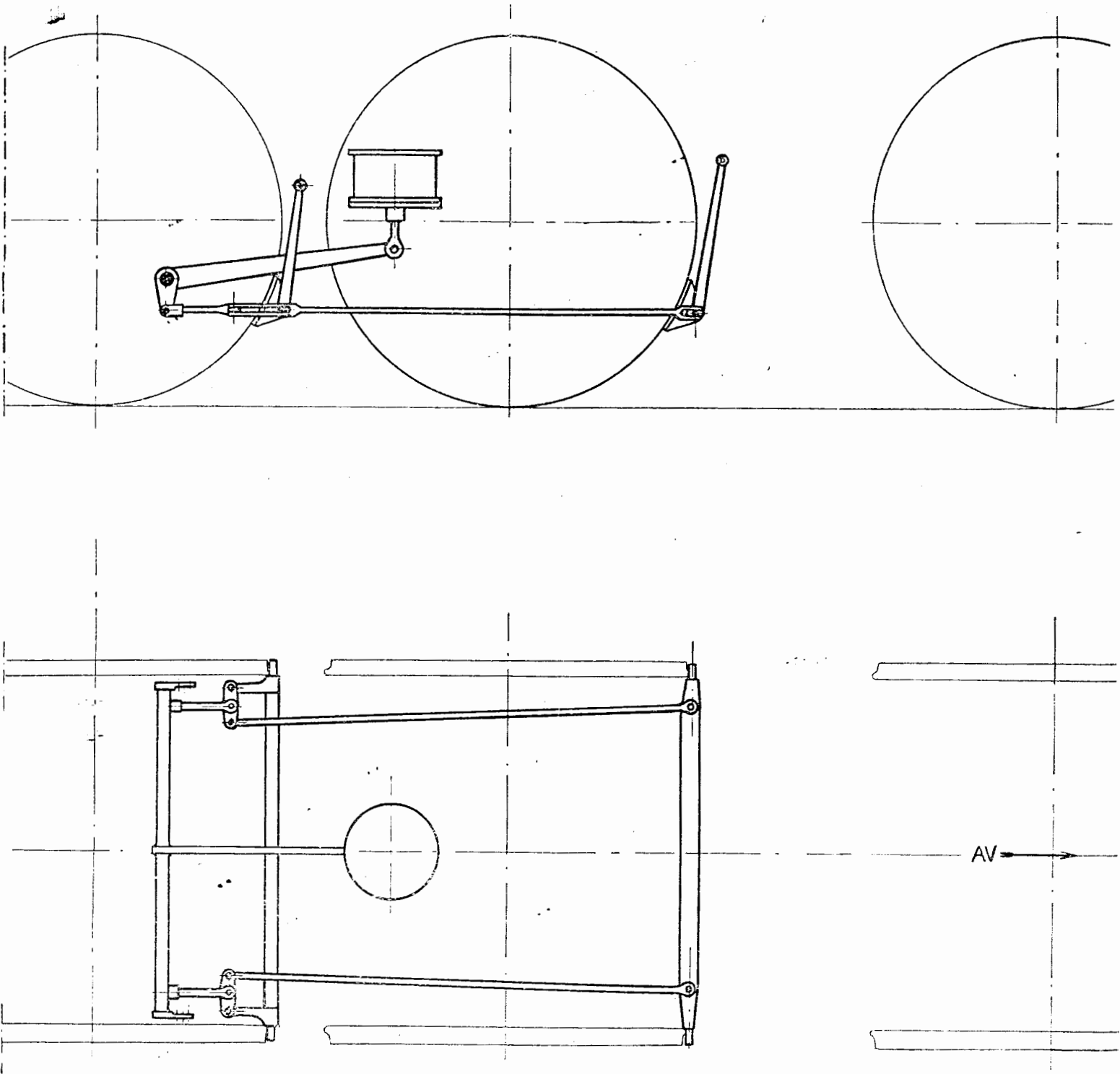


FIG. 105

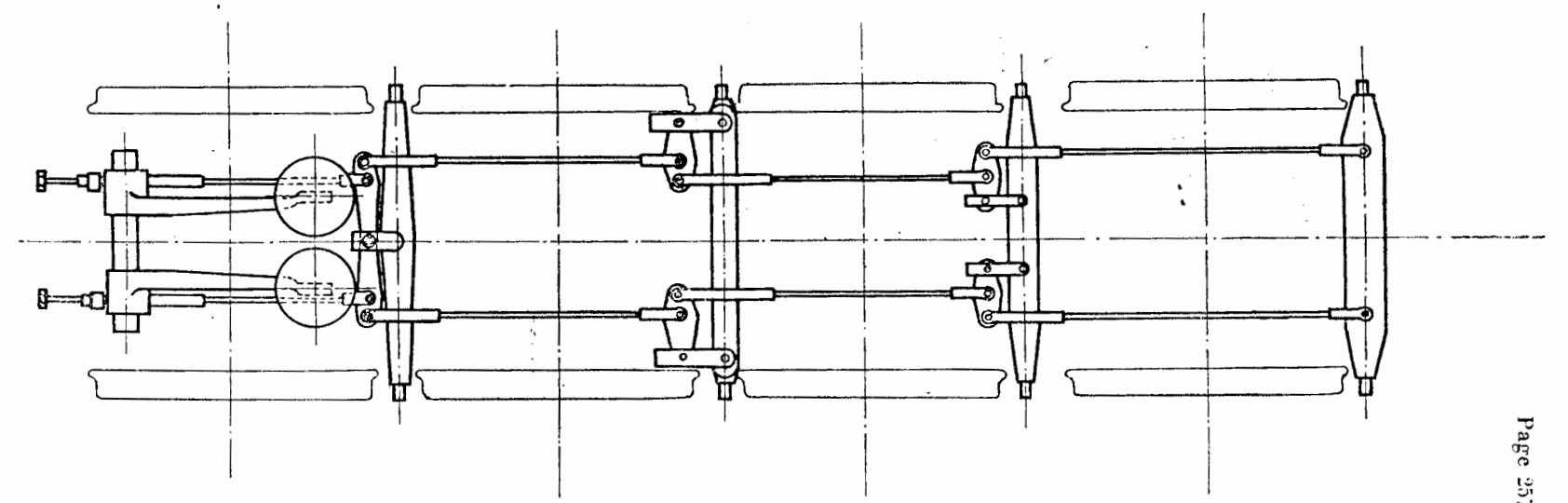
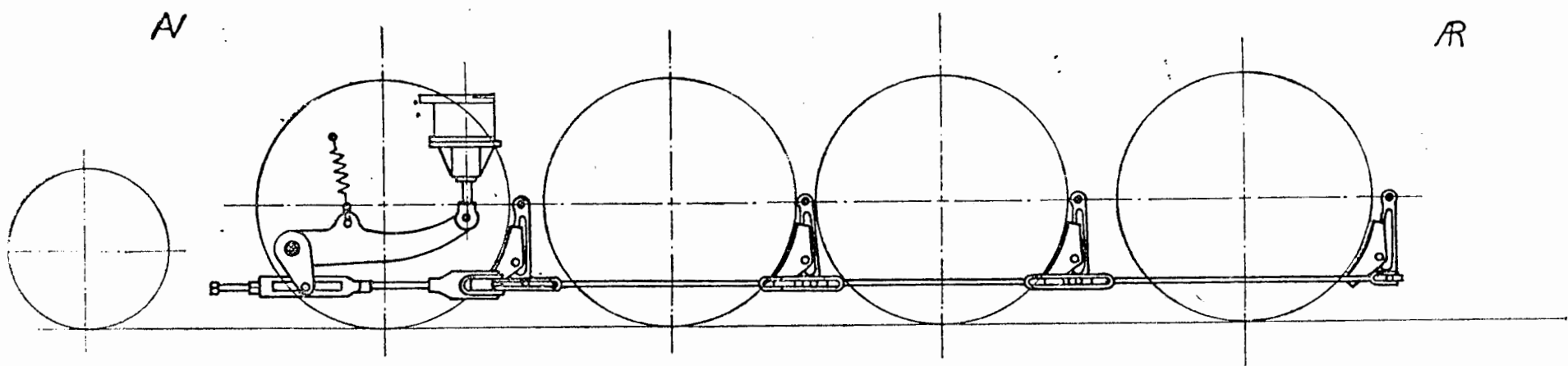


FIG. 106

Le freinage des bogies est assuré :

- soit par deux cylindres à frein à axe horizontal, fixés à l'extérieur des longerons de bogie, chacun d'eux actionnant les sabots situés d'un même côté du bogie. Ces cylindres à frein sont à simple piston (*fig. 101*) sur les machines d'origine Ouest et à double piston sur les 241 A (*fig. 102*).
- soit par les cylindres à frein des essieux couplés de la locomotive dont la timonerie agit sur les essieux de bogie (231 B et 230 G) (*fig. 103 A*). Dans ce cas, l'effort de traction

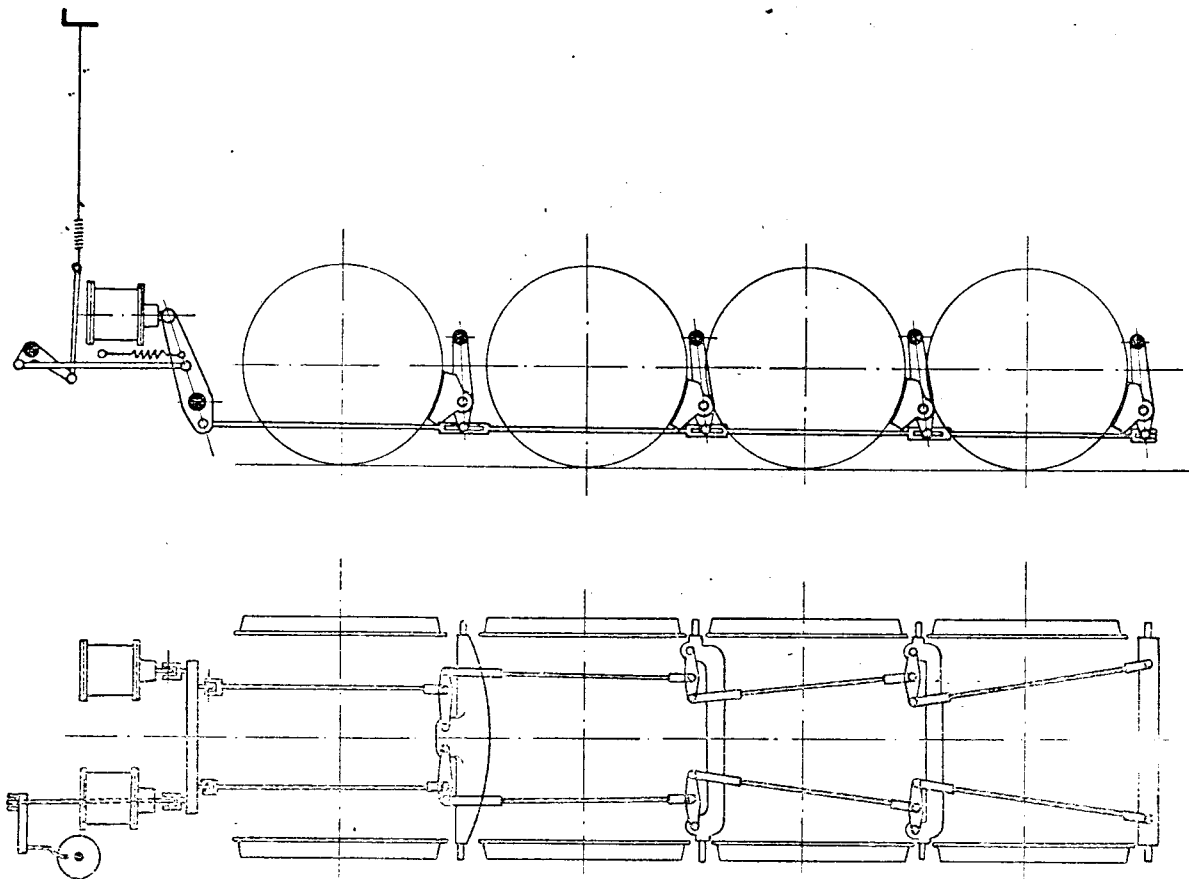


FIG. 107

s'exerce au milieu du palonnier transversal des leviers de serrage afin de permettre une orientation de ce dernier lorsque le bogie pivote. D'autre part, afin d'éviter que les déplacements latéraux du bogie ne déséquilibrent les efforts de traction des 2 barres articulées à ce palonnier, on emploie une pièce intermédiaire en forme de demi-lune dont la *figure 103B* explique l'utilité; les 2 barres restent également tendues (le déplacement latéral du bogie accentue le serrage des freins).

- soit par un seul cylindre fixé au châssis de la locomotive dans l'axe du bogie. C'est le cas du bogie-bissel Zara des 140 C (*fig. 104*).

Les bielles de traction sont simples et articulées au milieu des palonniers entretoises des leviers de serrage afin de maintenir la répartition uniforme des efforts sur chaque sabot lorsque le bogie-bissel pivote et se déplace latéralement. Les leviers de serrage sont suspendus

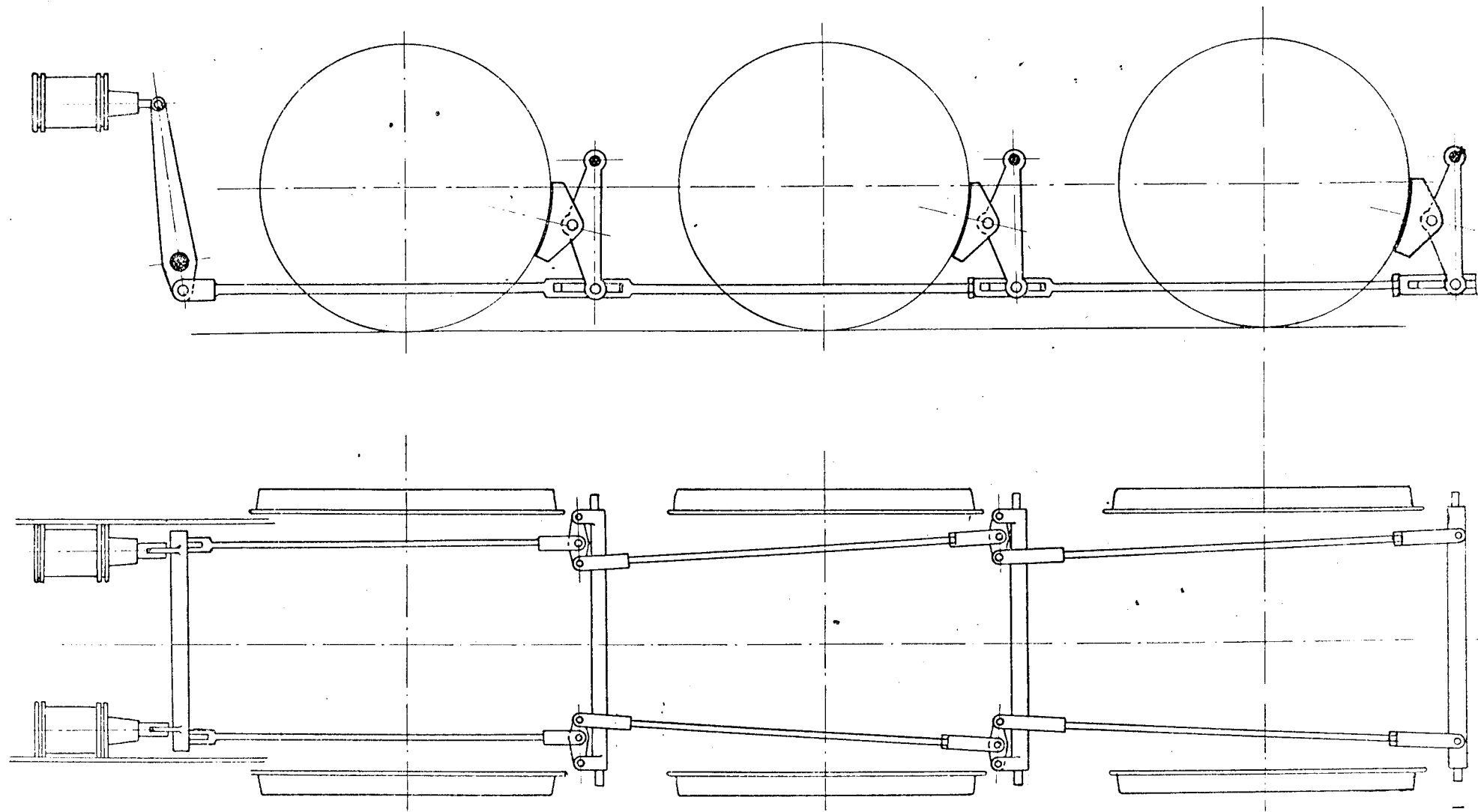


FIG. 108

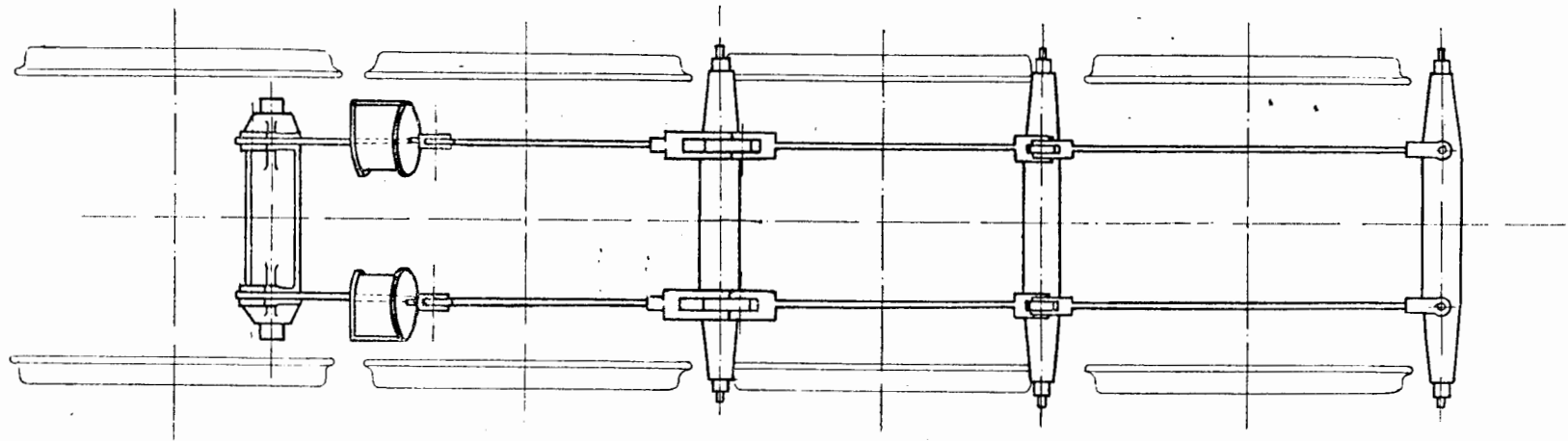
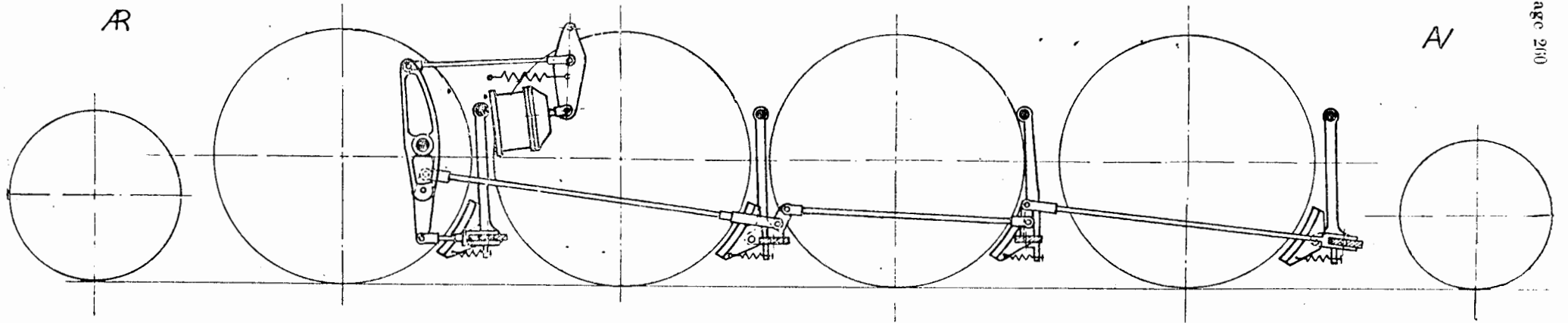


FIG. 109

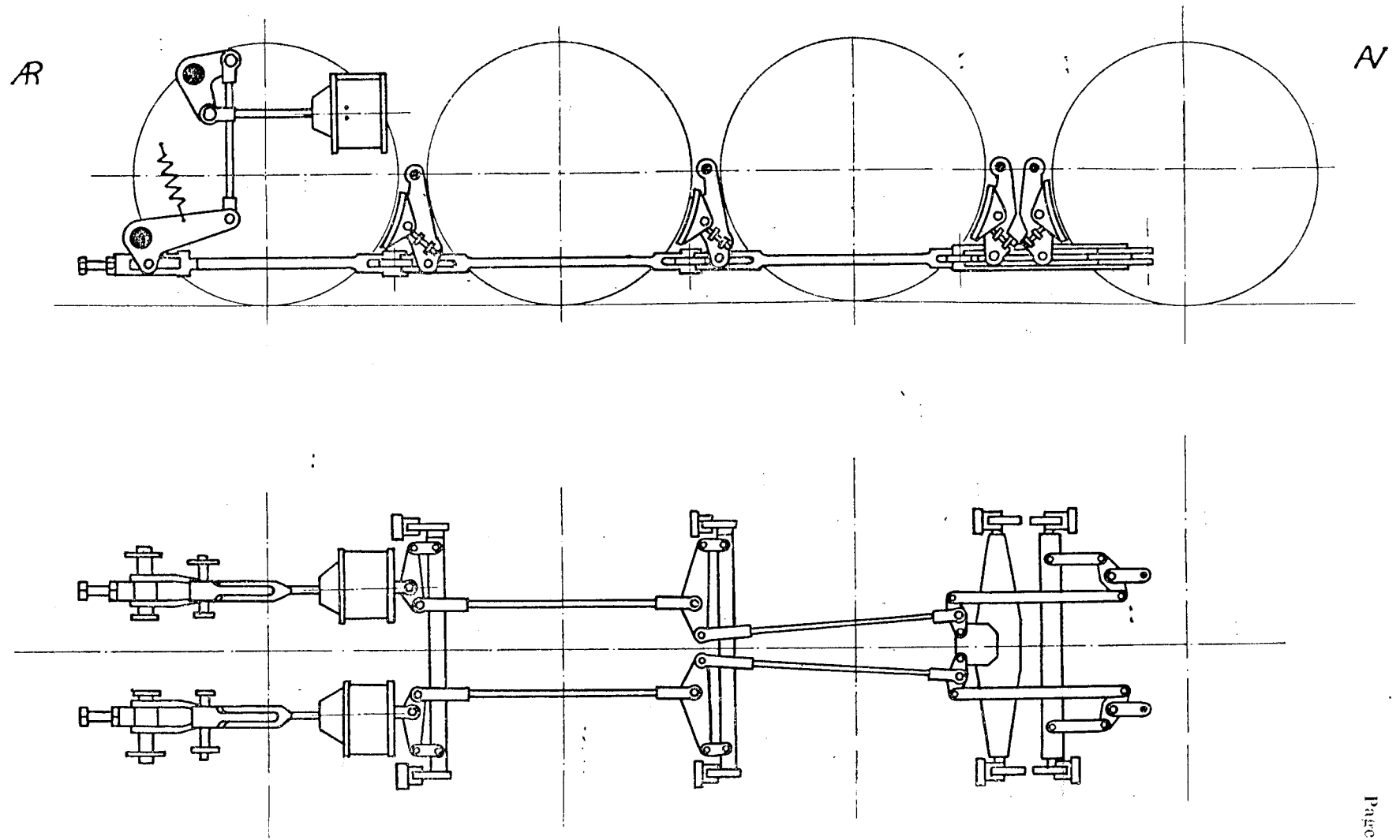


FIG. 110

LÉGENDE
 ● Point fixe
 ○ Articulation mobile
 ≡ Tiges ou leviers horizontaux

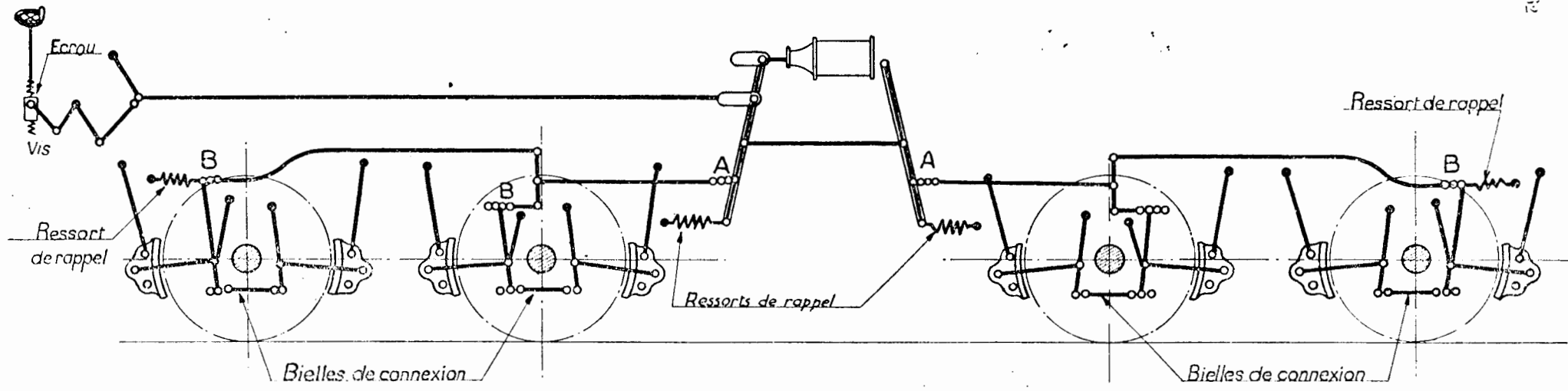


FIG. 110 bis A

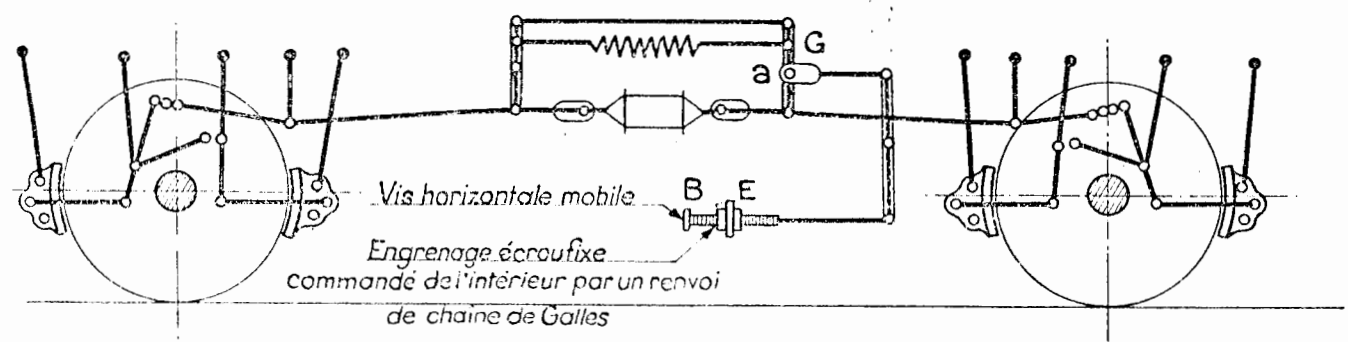
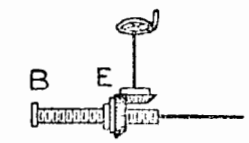


FIG. 110 bis B

Variante



Vis horizontale mobile avec écrou fixe portant un pignon conique commandé de l'intérieur par un arbre vertical et un autre pignon cône.

au châssis de la locomotive afin d'éviter toute inclinaison vers l'avant ou l'arrière (suivant le sens de marche) du châssis de bogie. (Voir § d suivant).

Le freinage des essieux couplés est assuré :

- soit par un cylindre à frein vertical sur les machines de séries anciennes (030-000) (fig. 105).
- soit par 2 cylindres à freins verticaux avec dispositions différentes de renvoi. Sur les machines récentes d'origine Ouest, le 1^{er} essieu couplé est freiné à l'avant, les 2 autres à l'arrière

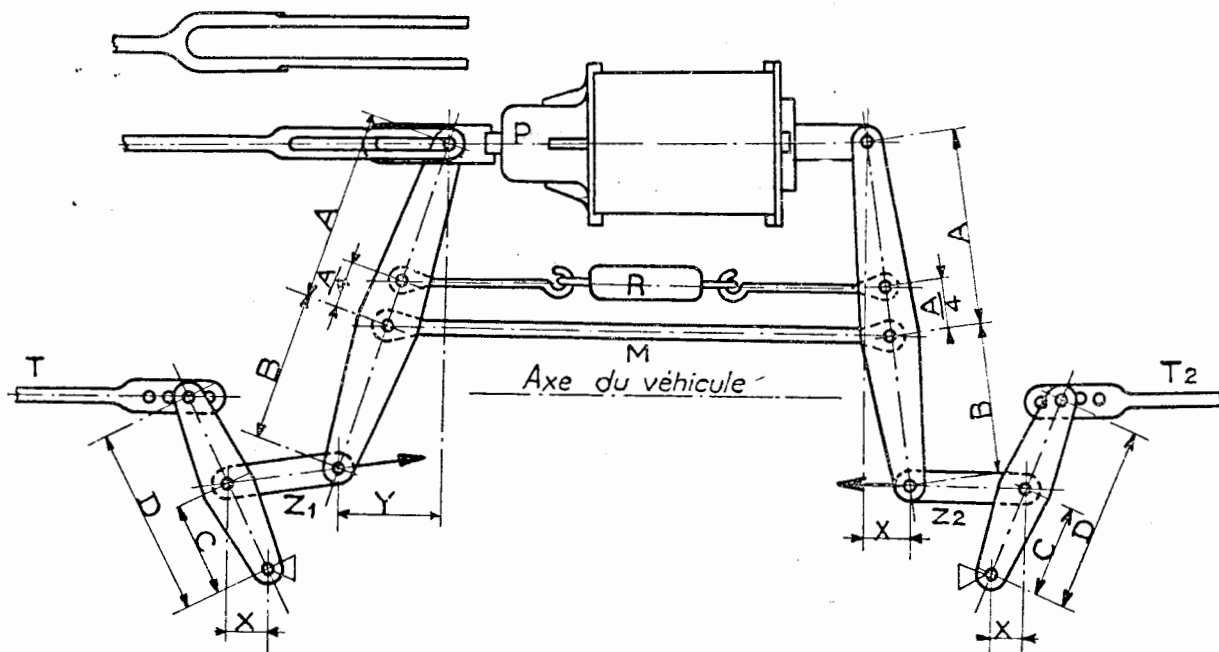


FIG. 110^{bis} C

(231-C à J, 230 J, 230 A, B, C, D, F) (fig. 101). Sur les machines américaines, tous les essieux sont freinés à l'arrière (140 A et B) (fig. 106).

— soit par 2 cylindres à freins horizontaux.

040 - TA (fig. 107)

131 - TA (fig. 108)

141 - B-C (fig. 109)

141 - P. (fig. 110)

d) Timonerie des véhicules.

La figure 110 bis A représente schématiquement une timonerie en série pour voiture à bogies avec cylindre à simple piston et bielles de connexion sous les essieux (freins à vis et à air conjugués).

La figure 110 bis B représente une timonerie pour véhicule à 2 essieux avec cylindre à double piston et bielles de connexion au-dessus des essieux (freins à vis et à air conjugués).

Quand on emploie des cylindres de grand diamètre, il est quelquefois difficile d'avoir une multiplication suffisante sans arriver à des valeurs inadmissibles pour les bras de levier horizontaux A et B (fig. 98). On résout cette difficulté en employant le montage représenté

figure 110 bis C qui permet de raccourcir les leviers B, la réduction des rapports des bras de leviers étant obtenue au moyen des leviers C et D.

Les ressorts de rappel pour ramener la timonerie dans sa position normale sont le plus avantageusement disposés lorsqu'ils relient les leviers parallèlement à la biellette de connexion (*fig. 98 - 110 bis B*). Leur allongement total reste ainsi toujours égal à la course du piston multipliée par le rapport des distances de l'axe du ressort à l'axe de la bielle de connexion et à l'axe de la tige de piston. La disposition de la *figure 110 bis A* où les leviers sont reliés par des ressorts au châssis du véhicule risque en cas de réglage défectueux de la timonerie de modifier la répartition de l'effort de freinage sur les 2 bogies.

3^o Oscillations et variations de charge dues au frein.

a) Influence de la position relative des sabots et de la roue.

Sur la *figure 111* le sabot et son levier de serrage AB figuré en position verticale sont en équilibre sous l'action des forces suivantes :

E. Effort de freinage reçu de la barre de traction;

Q. Réaction du bandage normale à la surface de contact;

Qf'' . Force de frottement due à la rotation de la roue;

R. Réaction du châssis au point d'attache A du levier de serrage.

On a donc :

$$E + Q + Qf'' + R = 0$$

En supposant : Qf'' appliqué en B, on obtient :

$$Q = \frac{E}{\cos \alpha - f'' \sin \alpha}$$

$$R = E \frac{\sin \alpha + f'' \cos \alpha}{\cos \alpha - f'' \sin \alpha}$$

soit par exemple pour $\alpha = 30^\circ$ et $f'' = 0,15$

$$Q = 1,26 E \quad \text{et} \quad R = 0,79 E.$$

La roue est en équilibre sous l'action des forces suivantes :

Q' Effort d'application du sabot égal et opposé à Q;

R' Réaction verticale complémentaire du rail au point de contact rail-roue, égale et opposée à R;

E' Réaction horizontale complémentaire du coussinet;

$Q'f''$ Effort résistant de frottement du sabot égal et opposé à Qf'' ;

T Réaction tangentielle du rail égale et opposée à $Q'f''$.

On a donc :

$$E' + Q' + Q'f'' + R' + T = 0$$

d'où l'on tire :

$$E' = E - T,$$

ce qui était évident a priori.

Le châssis est soumis à l'action de 3 couples de forces : le premier comprenant la force R appliquée en A et la force R' appliquée au milieu de la ligne joignant les points d'attache des tiges de suspension du ressort de la roue, le second comprenant une force égale et opposée à E appliquée au point d'attache C du cylindre de frein et une force égale à E appliquée en D sur la glissière de boîte, le troisième comprenant une force égale à T appliquée en D sur la glissière de boîte et une force T' égale et opposée à T appliquée au centre de gravité G du châssis. Ce dernier couple et une partie du premier couple sont dus à l'inertie et s'annulent

ainsi que les forces Qf'' et $Q'f''$ lorsque le mouvement cesse, même si les freins restent appliqués.

Suivant la disposition particulière de la *figure 111 bis* dans laquelle il existe deux sabots diamétralement opposés la force d'application E' de la boîte sur sa glissière arrière se réduit à T puisqu'il existe par ailleurs 2 forces E égales et opposées. Suivant la disposition de la *figure 111 ter* dans laquelle la roue est freinée à l'arrière (même sens de rotation) la force d'application E' de la boîte sur sa glissière avant est égale à $E - T$. Cette force est nulle lorsque $E = T$, c'est-à-dire (voir formule précédente) lorsque :

$$\frac{f''}{\cos \alpha - f'' \sin \alpha} = 1, \text{ c'est-à-dire, si } f'' = 0,20$$

pour $\alpha = 33^\circ$.

Ainsi, dans le cas général du freinage de la roue par un seul sabot la disposition *figure*

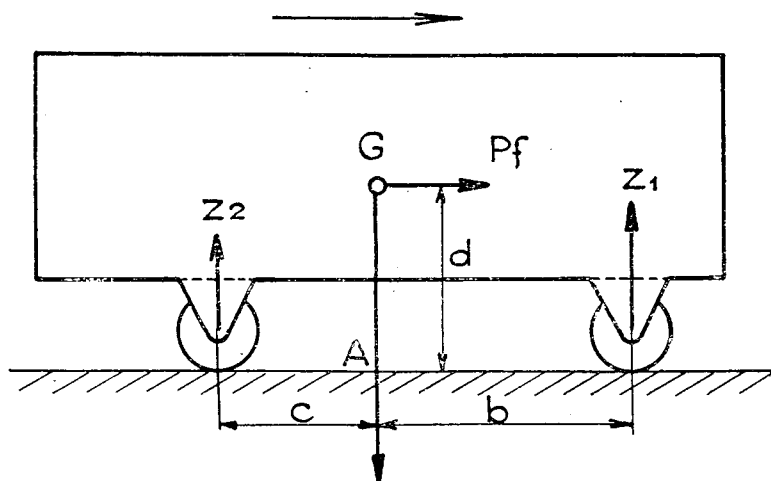


FIG. 112

111 *ter* avec $\alpha = 30^\circ$ environ sera la meilleure relativement à la tenue des boîtes, elle est celle des machines américaines). (1)

Il est tenu compte des efforts appliqués à l'essieu dans le calcul de ses dimensions (voir tome II, chap. III § 2^o).

Le couple résistant auquel est soumis le châssis serait très complexe à déterminer dans le cas d'une timonerie complète. On voit cependant qu'il se produit une variation de charge des roues sur les rails dépendant de la position des sabots — au-dessus ou au-dessous de l'axe de l'essieu, à l'avant ou à l'arrière — de la position des points d'attache des points fixes de la timonerie, du nombre des essieux freinés, de leur position par rapport au centre de gravité et de l'intensité de l'effort de freinage. Si en particulier les sabots sont appliqués au niveau du plan médian des essieux (malgré les entr'axes et l'empattement rigide plus grand qui en résulte) l'effort E de freinage est sans aucun effet sensible sur la suspension. On a en effet (voir formule précédente) pour $\alpha = 0$:

$$R = Ef''$$

et l'on aurait $R = 0$ pour $\alpha = 10^\circ$ environ (au-dessus de l'axe des essieux pour le sens de rotation indiqué).

(1) Remarquons que sur les locomotives l'angle $\alpha = 30^\circ$ est aussi souvent nécessité par l'impossibilité de loger un sabot entre deux roues couplées à hauteur de l'essieu.

b) Cas particulier de l'influence de la position des sabots sur un bogie ou véhicule à 2 essieux.

Lorsque les 2 roues de chaque côté d'un bogie sont freinées chacune par un seul sabot ce qui est toujours le cas pour les bogies de locomotives, il est préférable de disposer les sabots entre les roues.

En effet, d'une part l'avant du châssis s'élève, sous l'effet de la traction des sabots sur les bielles de suspension et l'arrière s'abaisse sous l'effet de la poussée des sabots sur les bielles de suspension (forces R de la *figure 111*). Soit par exemple 3,500 kg. la pression exercée par sabot suivant l'axe de l'essieu, l'effort de traction ou de poussée de chaque bielle verticale de suspension sera, avec un coefficient de frottement de 0,15 égal à $3.500 \text{ kg.} \times 0,15 = 525 \text{ kg.}$ Si les sabots sont entre les roues et si 0 m. 40 est la distance horizontale des points d'attache au châssis des bielles de suspension le couple de basculement du bogie est égal à :

$$0 \text{ m. } 40 \times 525 = 210 \text{ kgm.}$$

Le chargement de la 2^e roue et le déchargement de la 1^{re} roue du bogie (entr'axe des essieux de 2 m. 10) seront sur un bogie formant balancier longitudinal de :

$$\frac{2,10}{2,10} = 100 \text{ kg.}$$

Si les sabots sont placés sur la face externe des roues, l'avant du châssis s'abaisse et l'arrière s'élève et le couple de basculement est plus élevé : $3 \text{ m. } 300 \times 525 = 1.732 \text{ kgm.}$ correspondant à une variation de charge des roues de :

$$\frac{1,732}{2,10} = 828 \text{ kg.}$$

Des tiges de retenue élastiques ou des cales appropriées devraient limiter ce déversement dans le cas de bogie type P. L. M. formant balancier longitudinal (voir tome II, chap. X, § 5^o). S'il s'agit d'un bogie de tender ayant 4 sabots par essieu le couple est de : $1.732 \text{ kgm.} - 210 \text{ kgm.} = 1.522 \text{ kgm.}$ Le déversement y est limité par la forme plate du pivot d'appui de la caisse (le bogie ne formant pas balancier longitudinal).

c) Cas particulier de l'influence du couple d'inertie TT'.

Dans les efforts calculés précédemment *figure 111*, qui dépendent de la disposition de l'appareillage de frein et ont pour effet de déverser ou cabrer le châssis, il existe un couple TT' ne dépendant que de l'inertie du véhicule, c'est-à-dire de l'effort total du frein et de la masse du véhicule. L'oscillation résultante est analogue au phénomène de déchargement permanent de l'avant de la locomotive lorsque cette dernière exerce un effort de traction.

Le véhicule (*fig. 112*) est soumis à un couple qui a pour forces, l'une l'adhérence utilisée des roues sur les rails et l'autre le produit de la masse du véhicule par l'accélération de ralentissement, ces forces sont appliquées, l'une au niveau des rails, l'autre au centre de gravité G du véhicule.

Soient P₁ et P₂ les charges statiques des essieux d'avant et d'arrière et P le poids du véhicule. On a :

$$P_1 = P \frac{c}{b + c}$$

$$P_2 = P \frac{b}{b + c}$$

Supposons le frein serré avec toute sa puissance, la valeur maximum des forces du couple est égale à Pj.

Soient Z_1 et Z_2 les nouvelles charges des roues sur les rails après les premières oscillations dues au serrage brusque du frein.

On a :

$$\begin{cases} Z_2 c + P d f = Z_1 b \\ Z_1 + Z_2 = P \end{cases}$$

d'où l'on tire :

$$\begin{cases} Z_1 = P \frac{c + d f}{b + c} \\ Z_2 = P \frac{b - d f}{b + c} \end{cases}$$

Les variations proportionnelles de pression des roues sur les rails sont :

$$\begin{cases} \frac{Z_1 - P_1}{P_1} = \frac{d}{c} \cdot f = V_1 \\ \frac{Z_2 - P_2}{P_2} = \frac{d}{b} \cdot f = V_2 \end{cases}$$

En réalité, il faudrait multiplier ces chiffres par un coefficient qui peut être évalué à 1,25 pour tenir compte des frottements.

Application : La *figure* 112 peut s'appliquer à une locomotive 230 dont les essieux couplés sont conjugués par balanciers.

Soient $b = 3$ m., $c = 1$ m., $d = 1$ m. 70

On a : $V_1 = 0,42$ et $V_2 = 0,14$

Le déchargement des roues couplées présente des inconvénients au point de vue adhérence.

Si l'on desserrait brusquement le frein, le poids suspendu se renverserait en arrière. Dans ce cas, il faudrait multiplier V_1 et V_2 par un autre coefficient K' qui peut être évalué à 0,5. On aurait alors :

$$V_1 = -0,17 \quad \text{et} \quad V_2 = 0,06$$

Le déchargement du bogie présente un inconvénient au point de vue déraillement.

d) Influence du freinage sur le fonctionnement des ressorts de suspension.

On peut penser a priori qu'il faut ajouter au frottement des lames de chaque ressort la composante verticale du frottement des sabots. Cette force s'exerce aussi bien lorsque la roue est soulevée que lorsqu'elle s'abaisse. Par contre, la force de frottement de la boîte contre sa glissière ne gêne pas le fonctionnement du ressort lorsque la roue passe sur une dénivellation. Si la roue est freinée par 2 sabots la composante verticale du frottement des sabots est nulle.

4° Réglage des timoneries.

a) Utilité.

D'une manière générale, les timoneries sont établies de façon à réserver entre les roues et les sabots, le frein étant desserré, un certain jeu minimum lorsque les bandages et les sabots sont à l'état neuf. (6 à 10 mm. pour les roues couplées et 15 à 20 mm. pour les roues de bogie).

Ce jeu est nécessaire pour éviter le frottement des sabots contre les bandages lorsque le frein est desserré. Le jeu minimum moyen de tous les sabots d'un même véhicule correspond à la *course minimum* du ou des pistons de cylindre de frein (cylindre à simple piston ou à double piston). Sur les véhicules, il faut au surplus que le piston du cylindre de frein dépasse la rainure de fuite.

En service, les axes et les trous de timoneries prennent du jeu, les bandages des roues et les semelles de sabots s'usent la distance à parcourir par ces derniers pour s'appliquer sur les bandages augmente petit à petit, et la course du piston augmente aussi dans les mêmes proportions. Mais, si la course du piston augmente, la quantité d'air contenue dans l'ensemble du réservoir auxiliaire et du cylindre de frein étant la même alors que le volume offert est plus grand, la pression sera moins forte lors d'un serrage à fond. La force d'application des sabots sur les bandages sera donc plus faible, d'où serrage moindre. Il faut donc limiter le jeu des sabots de frein à une *course maximum* du ou des pistons de cylindre de frein.

Les limites des courses de pistons entre lesquelles il faut régler les timoneries d'essieux, et les procédés à suivre pour effectuer ce réglage sur les divers types de véhicules en service et sur le matériel locomoteur, sont indiqués ci-après.

Pour le *matériel remorqué* la course du piston doit être comprise entre les valeurs suivantes :

matériel à voyageurs } cylindre à simple piston : course de 100 à 200 mm.
 } cylindre à double piston : course de 50 à 100 mm., pour chaque piston.
matériel à marchandises : cylindre de tare : course de 100 à 180 mm.,
matériel américain « Standard U. S. A. » (wagons Kkuw) : course de 150 à 210 mm.

Pour les *machines et tenders* la course du piston varie avec les types de cylindres utilisés (voir chapitre XIII).

b) Réglage normal.

Le réglage des timoneries se fait au moyen de bielles et de connecteurs à trous (*fig. 113*).

La position des articulations qui correspond à l'épaisseur maximum des bandages et des semelles de sabots est la position de début. Quand le jeu entre les sabots et les roues s'accroît, on le réduit en déplaçant l'axe d'articulation des bielles de manière à rapprocher les sabots des bandages, tandis que les leviers verticaux reprennent leur position primitive.

Il peut arriver également, après le remplacement d'une ou de plusieurs semelles de sabots, que le jeu entre les sabots et bandages devienne inférieur au jeu minimum défini précédemment.

A ce moment, la course du ou des pistons de cylindre de frein est inférieure au minimum admis; il pourrait en résulter l'enrayage des roues.

Il faut donc aussi, à ce moment, régler les timoneries des essieux pour obtenir une course de piston aussi voisine que possible de la course minimum, mais légèrement supérieure.

Sur les locomotives le réglage consiste à mettre les bielles reliant les palonniers de chaque essieu bien de longueur, pour donner aux leviers et biellettes intermédiaires la plus grande course possible, afin que les sabots portent tous en même temps sous l'action du piston à air ou du frein à main.

Le réglage du frein doit être fait par l'arrière. Les vis de réglage placées à l'AV, doivent être réglées à la mise de longueur des bielles reliant les palonniers et ne plus être retouchées.

Pour obtenir un bon réglage de frein, on place, entre les sabots et le bandage des cales en fer plat de 6 à 7 mm. d'épaisseur, de toute la longueur du sabot. On serre ensuite énergiquement ces cales par les écrous arrière de la timonerie. Si le travail est bien fait, le piston à air ne bouge plus dans son cylindre. On retire ensuite les cales placées entre les sabots, en desserrant la timonerie après avoir fait un repère sur l'écrou de réglage. La timonerie est ensuite réglée au repère établi.

Le frein ainsi réglé, le piston doit parcourir dans le cylindre à air 115 à 125 mm. si la course maximum est de 150 mm. Si le rapport des bras de leviers de l'arbre de frein est par exemple de 3, il résulte que le frein ainsi réglé permet d'user les sabots de 10 mm. environ. Après 2 reprises de serrage, on aura usé les sabots.

Le serrage du frein à main doit être repris très souvent il est réglé par le tendeur qui se trouve en-dessous du contre-poids de la plate-forme de la machine.

c) Réglage automatique.

Pour remédier à l'inconvénient d'un réglage manuel fréquent des longueurs de courses de pistons à la suite de l'usure des sabots, on utilise des régleurs automatiques de timonerie.

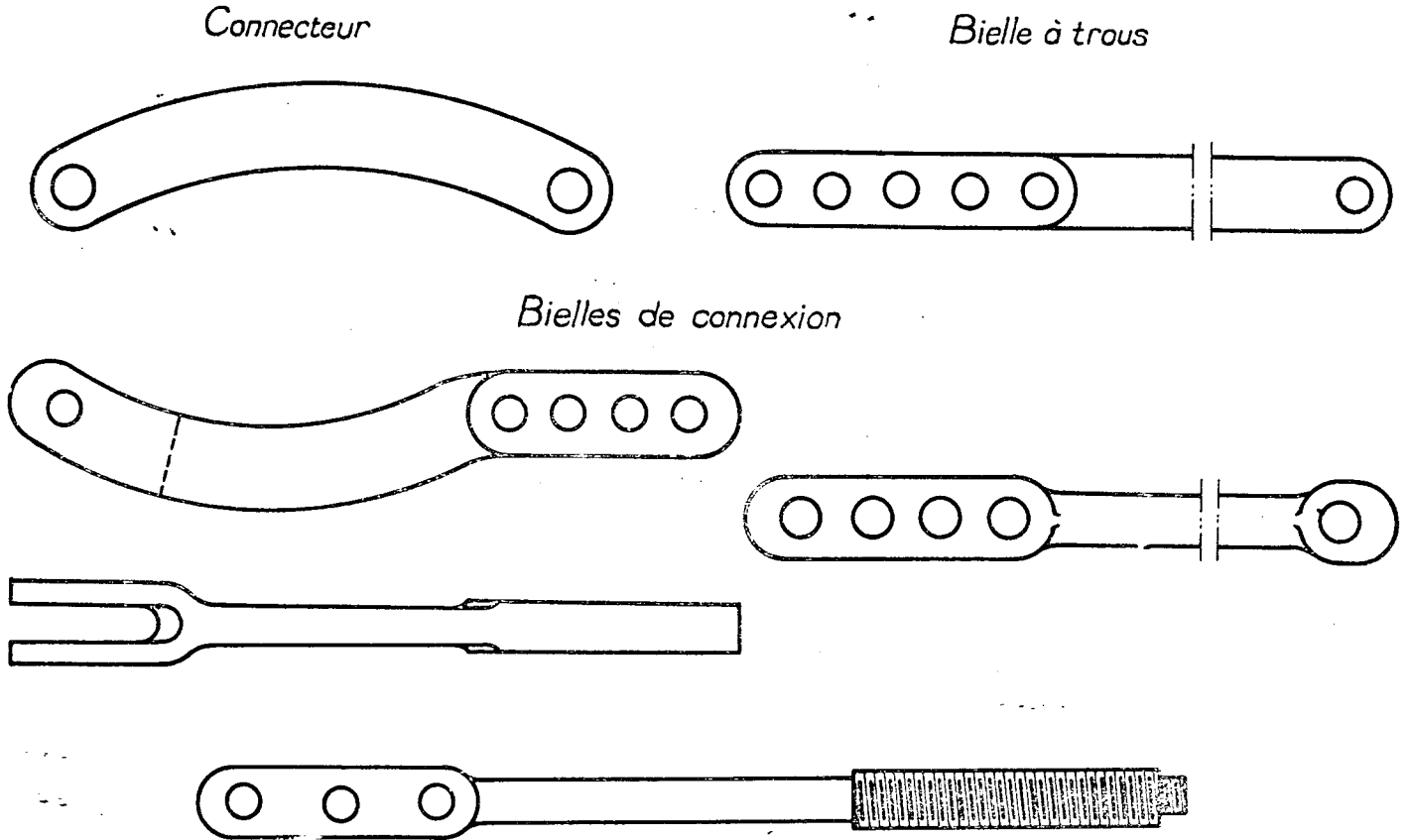


FIG. 113

L'emploi de ces appareils a pour effet de maintenir pratiquement constante la course du piston pour un même véhicule et une même pression au cylindre de frein. Sur les engins moteurs électriques, il permet ainsi d'augmenter la rotation du matériel en évitant les rentrées au dépôt.

I. Régleur de frein S. A. B type D.

Le régleur de frein S. A. B. type D, utilisé sur les voitures électriques standard (750 volts), sur certaines voitures métalliques à panneaux lisses, certaines voitures à étage, sur les voitures allégées et sur une grande partie du matériel ex-allemand est un appareil de réglage à double action, c'est-à-dire qu'il travaille automatiquement dans les deux sens, aussi bien en augmentant des jeux trop petits, qu'en diminuant des jeux trop grands (1).

L'augmentation des jeux des sabots trop petits et ainsi de la course de piston jusqu'à

(1) Toutefois les 2 D 2 sont équipées d'un régleur S A B non réversible.

sa valeur correcte, se produit d'un seul coup, lors du premier freinage. La diminution des jeux des sabots trop grands se fait au contraire progressivement, assurant ainsi à l'appareil un travail régulier et continu pendant le service normal.

Le régleur de frein S. A. B. type D est caractérisé par l'utilisation d'une vis de réglage à grand pas permettant le dévissage de l'appareil par réversibilité, sous la seule action de la tension de freinage.

Cette même tension de freinage produit le blocage du dévissage de l'appareil; le système de commande empêche que ce blocage ne s'effectue avant que le piston ait parcouru la course d'application des sabots pour laquelle l'appareil est réglé.

Si le dispositif de commande est accidentellement mis hors d'action, l'appareil se bloque alors automatiquement contre le dévissage sitôt qu'une tension est créée.

Construction.

Le régleur de freins constitue une partie de la timonerie de frein et a pour objet de maintenir constante la course du piston de frein nécessitée par l'application des sabots contre les roues. Dans ce but, une bielle de traction est en partie remplacée par le régleur de freins S. A. B. organe de traction possédant la faculté de se raccourcir ou de s'allonger automatiquement suivant que les jeux des sabots sont trop grands ou trop petits.

Les principales parties suivantes peuvent être distinguées dans le régleur de freins S. A. B. type D (voir *figure 114*).

1° tige de réglage.

La tige de réglage 21 est une vis à filetage réversible qui est reliée à la timonerie de frein à l'aide d'une extrémité de bielle de traction soudée sur elle.

Elle est munie de la bague d'arrêt 23 qui l'empêche de sortir de l'écrou 17.

2° La partie tournante.

Se compose de l'écrou de réglage 17, du tube de réglage 16, du manchon d'accouplement 15, de l'axe du mécanisme 3 avec la bague d'appui 4, du ressort de compression 5, de la bague de butée 6 et de la cage à billes.

C'est par rotation de cette partie dans un sens ou dans l'autre, que l'écrou de réglage 17 se visse ou se dévisse sur la tige de réglage 21, et que, par suite, les jeux des sabots sont respectivement diminués ou augmentés. L'écrou de réglage 17 est muni de la gaine 19 qui protège les filets de la tige de réglage 21, et le tube de réglage 16 est muni de la bague de dévissage à main 62, laquelle facilite le dévissage à main du régulateur.

Entre la cage à billes et le manchon d'accouplement 15, est intercalée une bague 14 qui effectue la liaison avec les autres pièces du mécanisme (voir la suite). Les pièces 14 et 15 en contact produisent ainsi un embrayage plan à friction chargé par la force du ressort 5.

3° La partie fixe.

Composée de la chape 2 avec son prolongement, le manchon-guide 9.

La chape 2 est articulée sur un balancier de la timonerie de frein à l'aide d'un axe.

4° Le carter du mécanisme.

Composé de deux demi-carter 10 et 12, le premier portant la manivelle du régleur avec le tourillon 11 du mécanisme.

Quand la manivelle du régleur se trouve dans sa position extrême, vers la gauche en regardant le régleur côté chape (voir *figure 115*) les différentes pièces du mécanisme se trouvent dans les positions indiquées par la *figure 114*. Il existe alors un jeu entre les portées coniques des pièces 4 et 9. Si l'on tourne la manivelle vers la droite, le carter se déplace le long des rampes hélicoïdales C_1 et C_2 et subit ainsi un déplacement axial qui l'éloigne de la chape, déplacement auquel participent la bague 14 et la partie tournante. Il en résulte donc une diminution du jeu situé entre les cônes des pièces 4 et 9 jusqu'à ce que la manivelle ait atteint la position dessinée, « **position de blocage** », pour laquelle le jeu est nul.

Durant tout le temps pendant lequel la manivelle du régleur se trouve dans le secteur placé à gauche de la position de blocage (voir *figure 115*), il existe un jeu entre le cône de

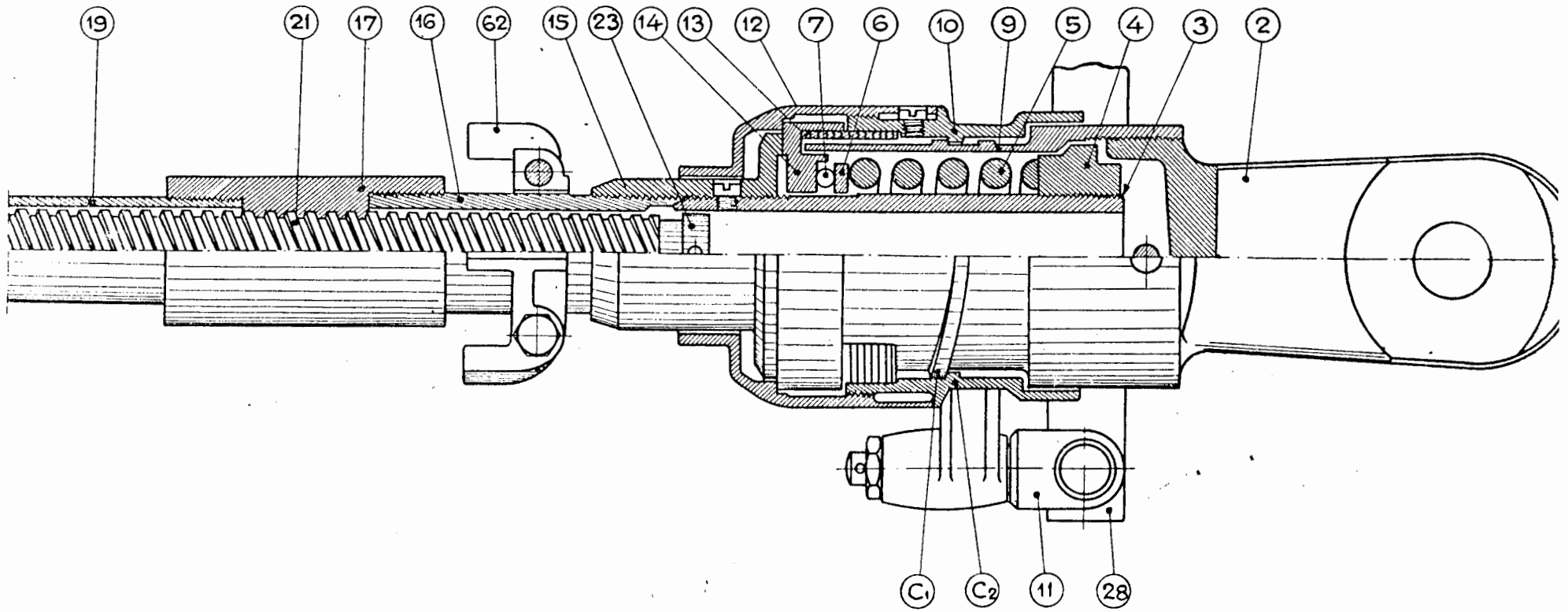


FIG. 114

la pièce 4, et son siège dans 9, tandis que, lorsqu'elle se trouve dans le secteur à droite de la position de blocage, le cône mâle de la pièce 4, est en prise avec le cône femelle de la pièce 9.

Dans le secteur à droite de la position de blocage, le carter tourne sans déplacement axial correspondant, grâce au fait que les logements des filets C_1 , C_2 sont beaucoup plus larges que les filets eux-mêmes.

Le carter du mécanisme est lié à la bague 14 par le ressort d'entraînement 13. Lorsque la manivelle du régleur, et, par conséquent, le carter, tournent de la gauche vers la droite, l'appareil étant vu côté chape suivant la *figure 115*, les spires du ressort 13 sont influencées en direction d'une diminution de leur diamètre, d'où il résulte que le carter tourne sans entraînement de la bague 14. Lorsque la manivelle tourne de la droite vers la gauche, les spires du ressort ont au contraire tendance à augmenter leur diamètre d'où coïncement dans leur enveloppe et participation de la bague 14 à la rotation du carter du mécanisme dans cette direction.

La disposition du montage du régleur de freins S. A. B. type D est montrée dans la *figure 116*.

Au régleur proprement dit, décrit dans ce qui précède, est joint un **dispositif de commande** faisant partie de l'équipement.

Ce dispositif de commande se compose (voir *fig. 116 et 116 bis*) de la coulisse 29, de l'équerre basculante 26 et de la bielle de commande 28.

La coulisse est, d'un côté, suspendue sur un prolongement du boulon de crossette 34, et de l'autre côté articulée sur l'attache 33 par la bielle de coulisse 32. Un galet 27, guide dans la rainure de la coulisse, le boulon de crossette sur lequel tourne l'équerre basculante 26. La coulisse est encore munie d'un axe-guise 31, déplaçable servant de support à un galet.

Fonctionnement.

Le mode de fonctionnement du régleur de freins est déterminé d'une part par les tensions qu'il supporte lors des freinages, et d'autre part par les mouvements et positions de la manivelle du régleur.

Lors d'un freinage, l'équerre basculante suit la crossette du piston de frein dans son mouvement rectiligne longitudinal et tourne simultanément autour de son axe, de sorte que son goujon 51 a une position bien déterminée pour chaque position de la crossette.

Les déplacements transversaux du goujon 51 sont transmis à la manivelle du régleur par la bielle de commande 28 reliant le goujon 51 de l'équerre au tourillon 11 du mécanisme.

La manivelle du régleur prend donc, pour chaque valeur de la course du piston, des positions qui sont représentées par le diagramme de la *figure 115*. Au serrage des freins, le

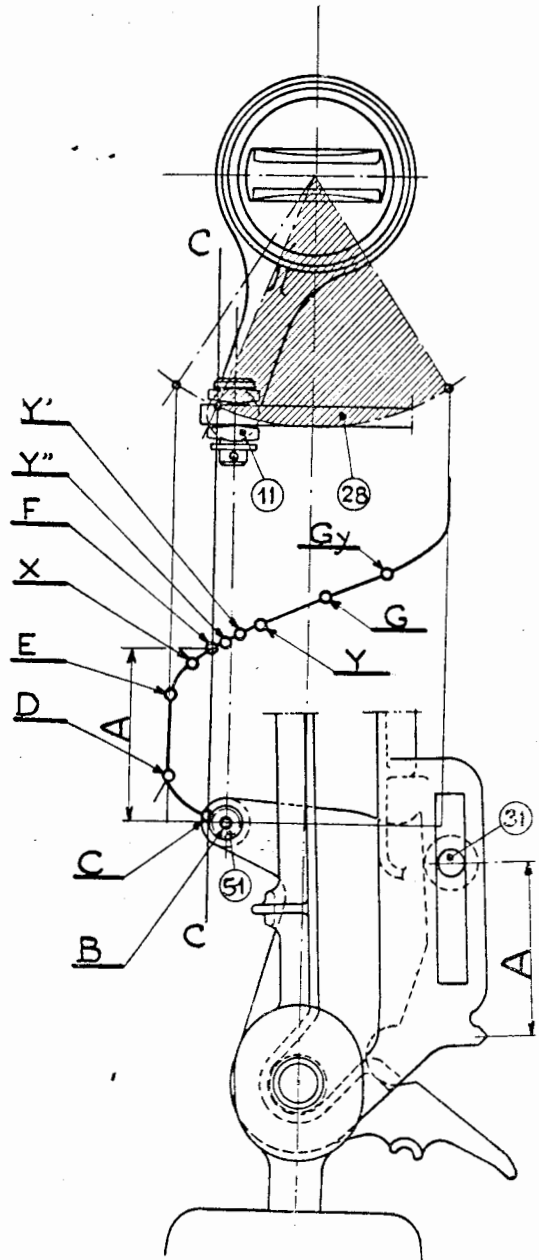


FIG. 115

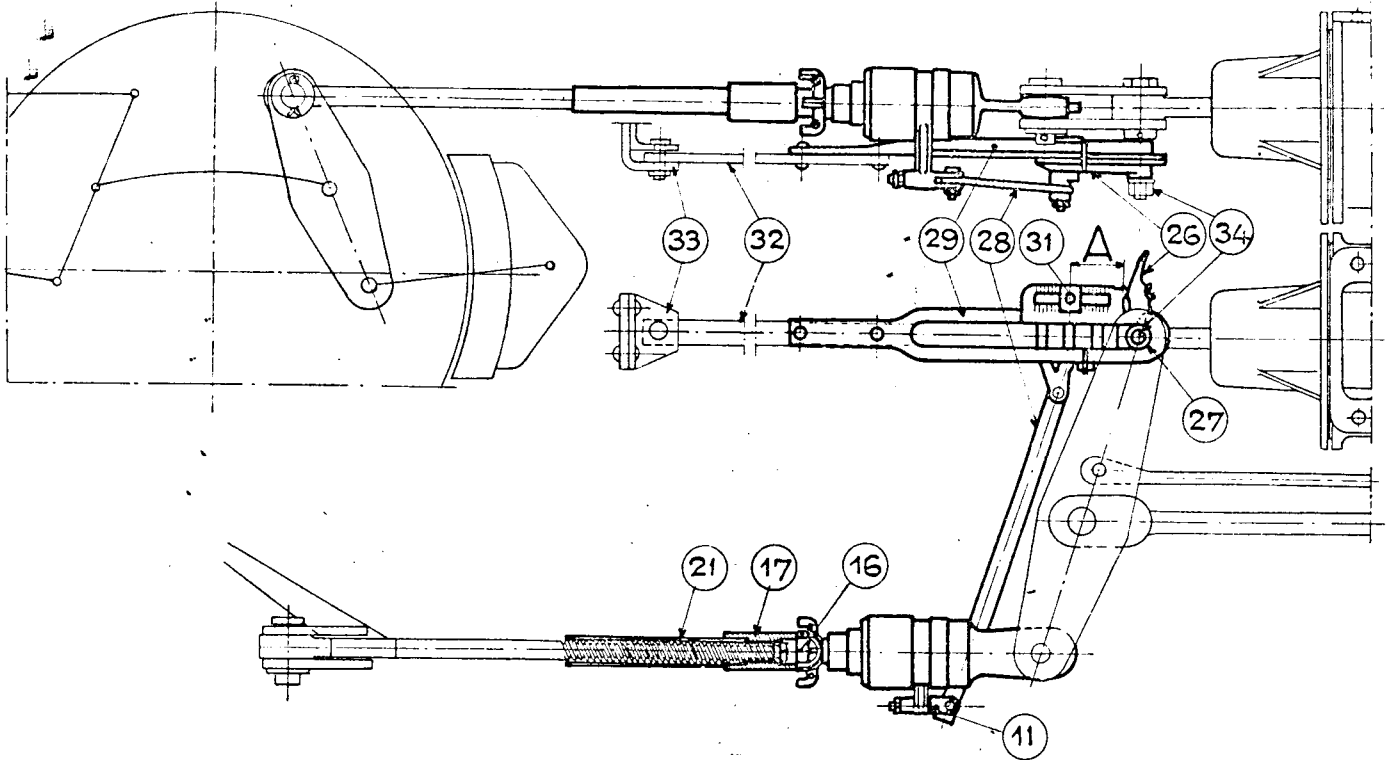


FIG. 116

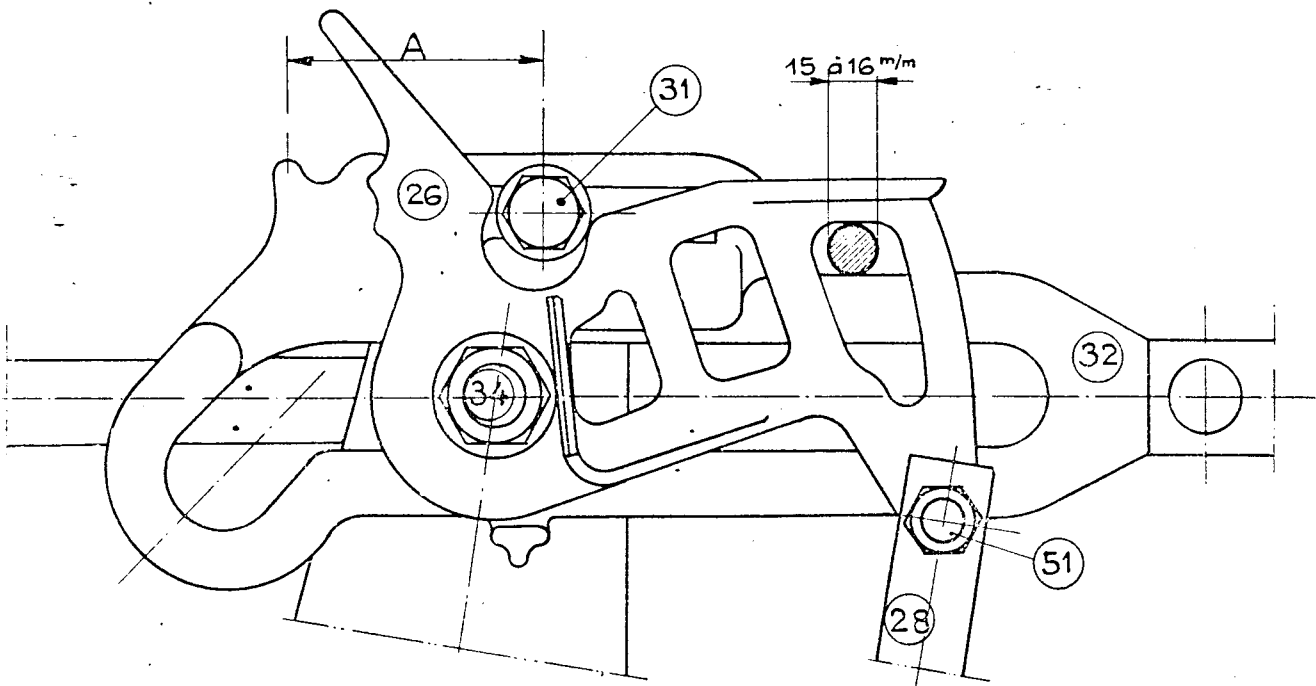


FIG. 116 bis

diagramme est parcouru dans la direction B-E-F-G et au desserrage dans la direction inverse : G-F-E-B.

La ligne C - C du diagramme qui correspond à la « **position de blocage** », définie précédemment, de la manivelle du régleur est caractérisée par le fait que, pour toute position de la manivelle située à sa gauche, il existe un jeu entre les cônes des pièces 4 et 9, tandis que pour toute position de la manivelle située à sa droite, le cône de la pièce 4 est appliqué sur son siège.

Donc, si pendant un freinage, l'application des sabots sur les roues a lieu quand la manivelle du régleur occupe une position quelconque sur la courbe B-E-F, définie par exemple par le point X, la tension créée produit une diminution de la force dans l'embrayage 14-15 (la pièce 14 appuyée contre un arrêt du carter qui, lui-même est maintenu par les filets C₁ et C₂). Par conséquent la partie tournante, étant libérée et soumise au mouvement de rotation provoqué par le filetage réversible de la tige de réglage et son écrou de réglage 17, tourne sur la butée à billes dans le sens du dévissage. Il en résulte donc un allongement de l'appareil qui se continue jusqu'au point F, point où le cône de la pièce 4 s'applique sur son siège.

La force de traction passe alors directement de la partie tournante à la partie fixe, empêchant le dévissage, et transformant ainsi l'appareil en un organe continu de traction.

L'application des sabots sur les roues ne devient donc effective que pour une course de piston correspondant au point F, car ce n'est qu'après ce point que la force de traction peut dépasser la valeur pour laquelle le dévissage a lieu.

A cause de l'élasticité dans la timonerie de frein, le piston continue encore un peu sa course: d'une quantité fonction de la pression du cylindre par exemple, jusqu'à ce que le point G soit atteint.

Si les jeux des sabots sont assez grands pour que l'application des sabots n'ait lieu qu'après le point F, par exemple au point Y, il ne se produit aucun dévissage, car la manivelle se trouve dans la région à droite de la ligne C - C quand la tension est créée. La course totale du piston prend donc une plus grande valeur, par exemple Gy.

Quand on desserre le frein et que la manivelle du régleur se déplace vers la gauche, la bague 11 est, par le ressort d'entraînement 13, liée au carter.

La partie tournante étant à cause de la force de freinage bloquée et immobilisée, l'accouplement 14-15 glisse jusqu'à ce que les sabots décollent, ce qui se produira au point Y ou un peu plus tôt.

Comme, à partir de ce point, la tension dans l'appareil est diminuée, l'accouplement 14-15 ne glisse plus et la partie tournante est entraînée par la bague 14 et le carter pendant la continuation du desserrage. Il se produit donc un rattrapage pendant le chemin correspondant à Y-F (1) dont le résultat est qu'au prochain freinage, l'application des sabots aura lieu plus tôt, par exemple en Y'.

Au freinage suivant, l'application des sabots se produira en Y''..., etc..., toujours de plus en plus près du point F.

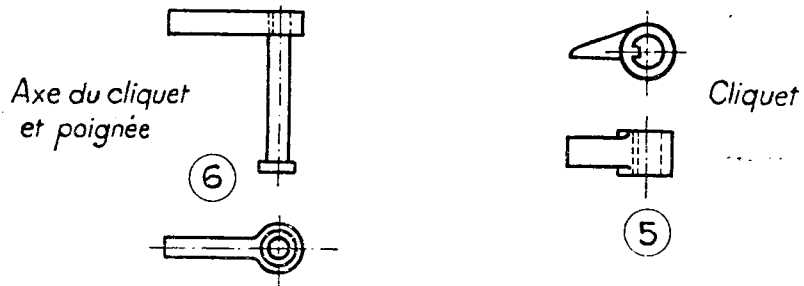
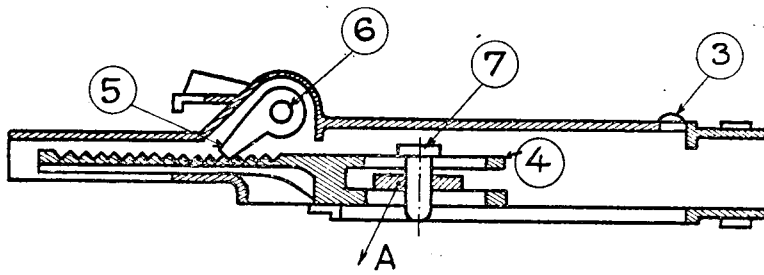
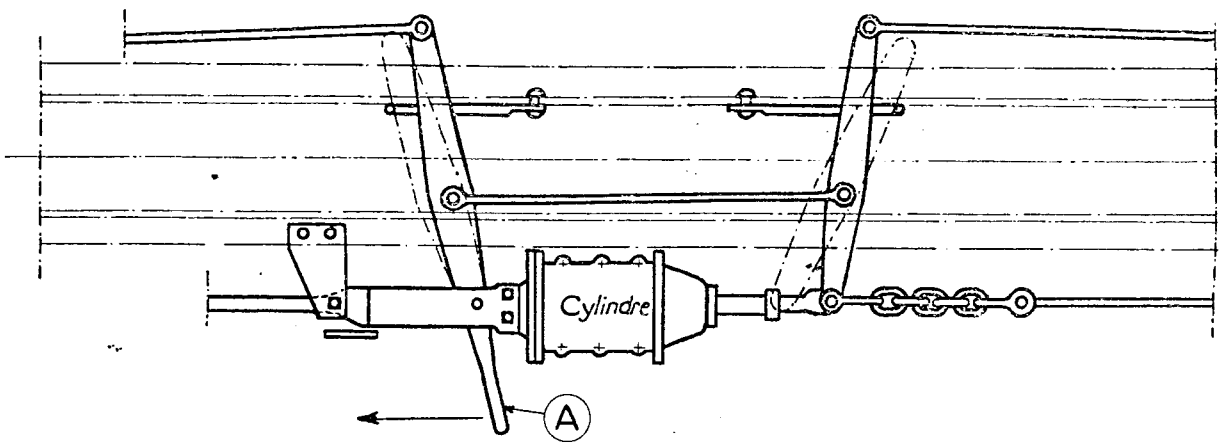
Ainsi, comme il est montré précédemment, on voit que, aussi bien pour des jeux de sabots trop petits, par un seul dévissage, que pour des jeux de sabots trop grands, par des vissages successifs, l'application effective des sabots contre les roues est toujours amenée, par le régleur, à se produire au point F.

La course du piston au point F est donc la course d'application des sabots A, réglée par le régleur de freins.

Lors du montage du régleur de freins, il est donné à la cote A, par déplacement de l'axe guide 31 sur la coulisse 29, la valeur nécessaire pour obtenir la course totale du piston désirée.

La coulisse porte un repère venu de fonderie qui sert d'origine à la mesure de ce déplacement pour le réglage de A. Sa distance au galet de l'axe 31 est égale à la course du piston pour laquelle le goujon 51 se trouve au point F.

(1) Les déplacements de la manivelle dans la région à gauche de la ligne CC, ne produisent pas de modification de longueur parce que, lorsqu'il existe un jeu entre le cône de la pièce 4 et son siège, la partie tournante suit le carter dans ses 2 sens de rotation, à cause de la friction créée entre la pièce 14 et le carter 12, par les faibles tensions existant mêmes si les sabots ne sont pas en contact avec les roues. Par contre, dans la région à droite de CC, la partie tournante reste immobile pendant le déplacement de la manivelle vers la droite.



Tige du rochet

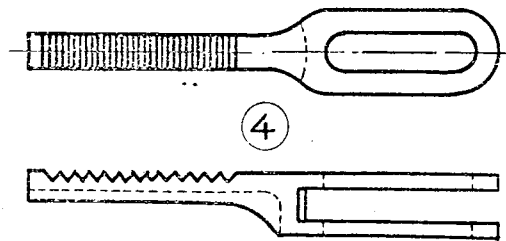
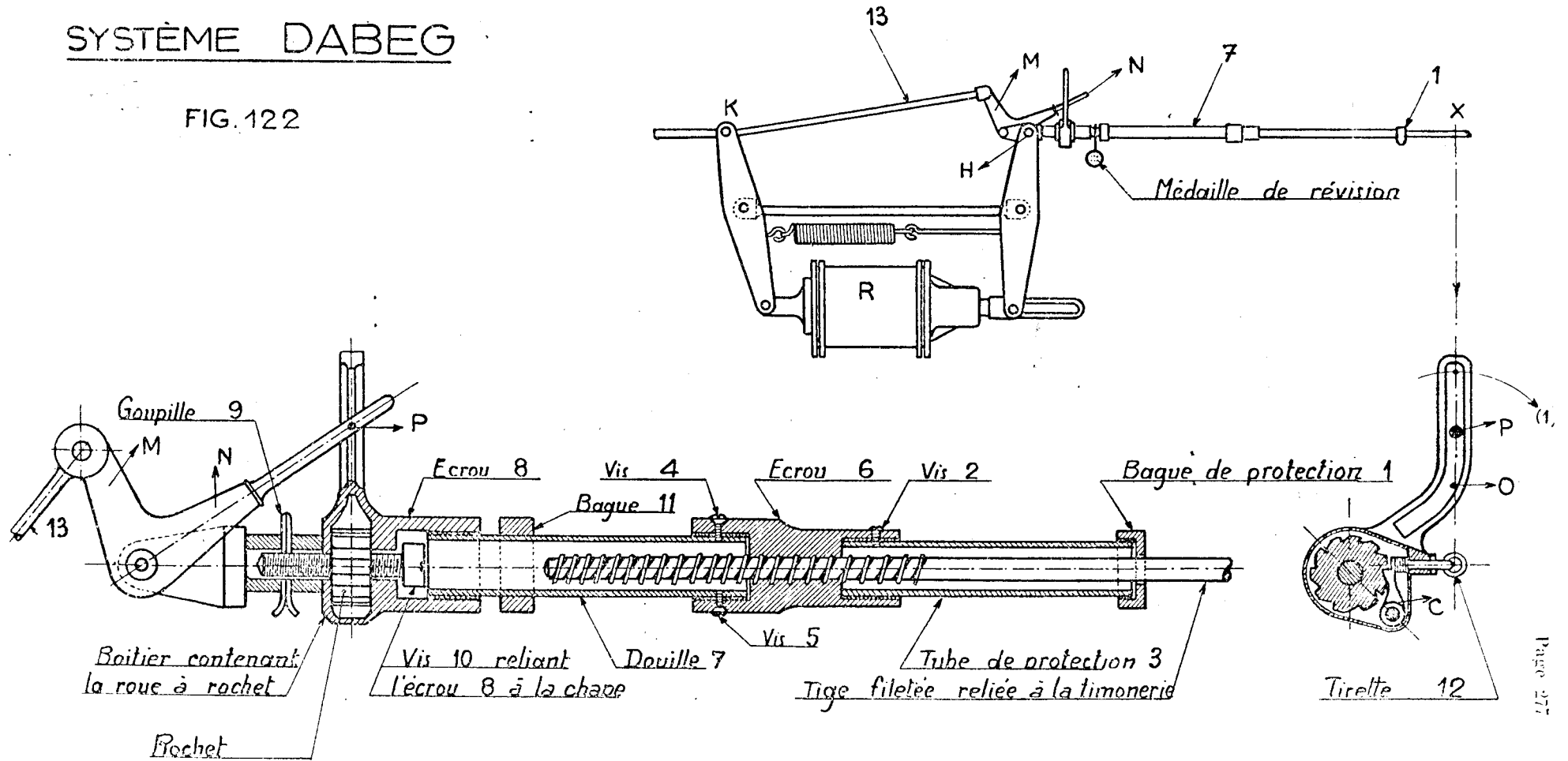


FIG. 117

RÈGLEUR AUTOMATIQUE DE TIMONERIE

SYSTÈME DABEG

FIG. 122



A ce qui précède, on peut ajouter que, lors du dévissage sous l'influence de la force de freinage, la pièce 14 cherche à suivre la partie tournante en rotation dans le sens du dévissage, mais en est empêchée par le ressort d'entraînement qui l'accouple au carter lequel à son tour est relié au dispositif de commande.

Si l'on suppose que, par suite d'accident ou de montage défectueux, le dispositif de commande soit mis hors d'action, de telle sorte que le carter du régleur soit ainsi rendu libre, rien ne s'oppose à ce que la bague 14 et le carter suivent la rotation de la partie tournante. Il s'en-

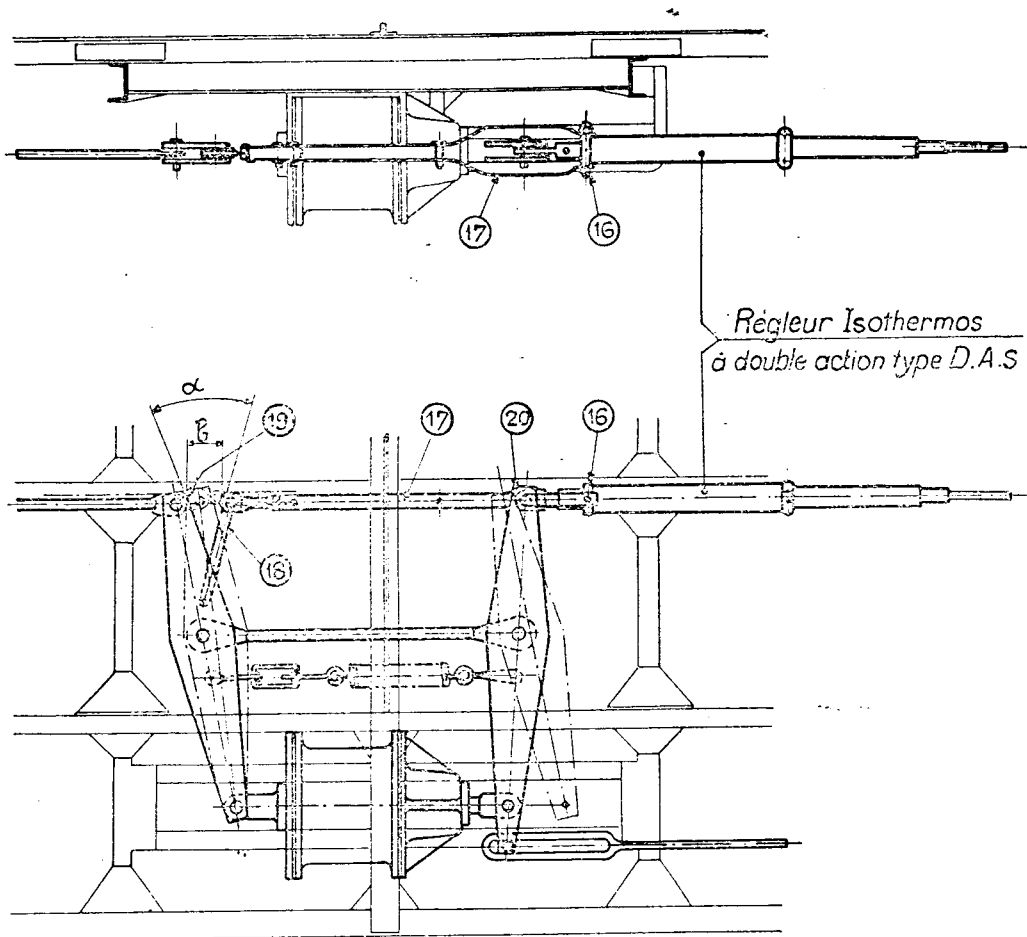


FIG. 123

suit alors que la manivelle vient dans le « secteur de blocage », tout dévissage est donc rendu impossible et le régleur de freins fonctionne dès lors comme une bielle de traction ordinaire jusqu'à ce que l'avarie ait été réparée. Une avarie qui met le régleur hors d'action, n'entraîne donc pas ainsi avec elle, la mise hors d'action du frein.

II. — Régleur de frein « Royal Adjuster » des 141 - R. (Fig. 117).

Ce régleur n'est pas à proprement parler automatique. Pour régler la course du piston en service, on n'agit pas sur un tendeur, mais il suffit de tirer à la main la poignée A dans la direction de la flèche aussi loin que possible. Au premier serrage l'axe 7 du palonnier se

déplace en sens inverse de la longueur totale de la rainure intérieure de la tige du rochet 4, ce qui correspond au jeu minimum de la timonerie, ou à la course minimum du piston.

Pour changer les sabots on désencliquète le cliquet 5 de la crémaillère en levant la poignée

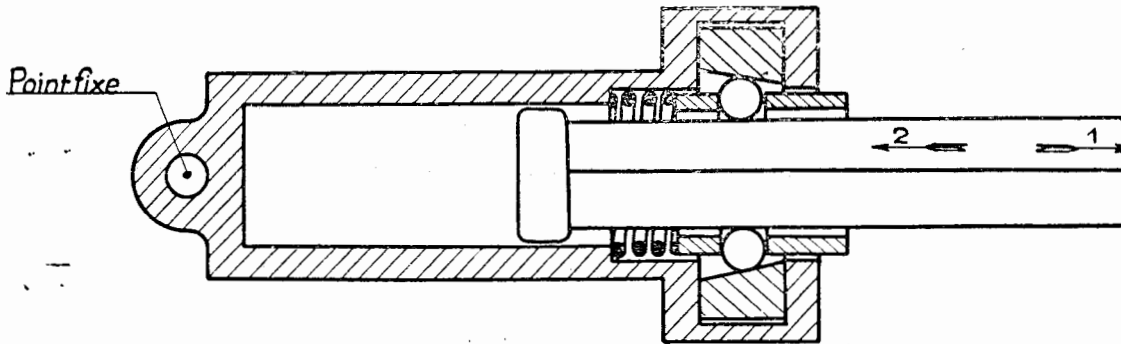


FIG. 124

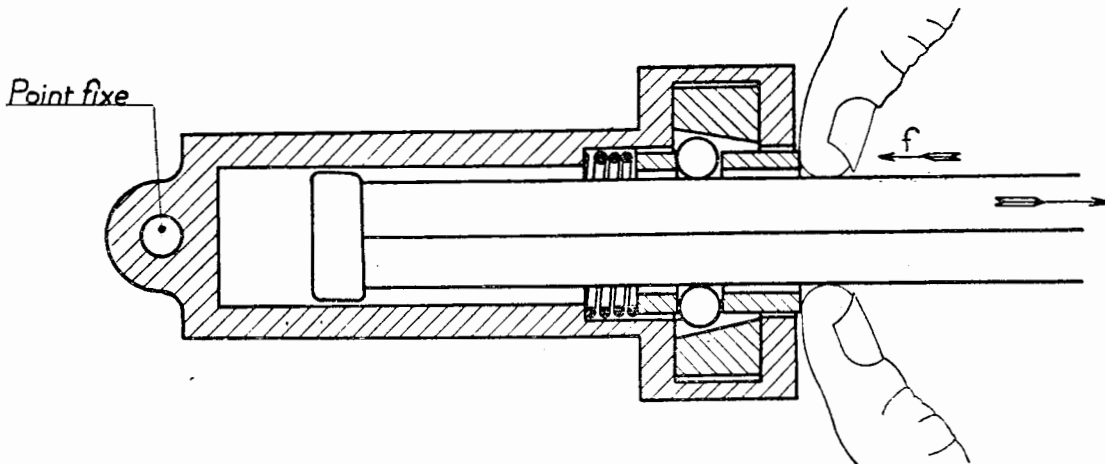


FIG. 125

extérieure 6 de son axe. On pousse la poignée A en arrière aussi loin qu'elle peut aller, ce qui donne le jeu maximum de la timonerie.

L'axe 7 ne peut se désamarrer et s'échapper que par l'orifice 3 du bâti-guide, normalement condamné par une broche.

III. — Régleur Dabeg.

Cet appareil représenté schématiquement *figure 122* est monté sur les motrices élec-

triques 5^e série Alsthom et un certain nombre de voitures banlieue et fourgons métalliques.

Supposons que les sabots soient usés et que l'appareil doive fonctionner dès le premier coup de frein. Le point K va se déplacer vers la droite et le point H vers la gauche. La distance KH diminuant, le levier 13 va pousser le levier M dans le sens des aiguilles d'une montre, entraînant dans le même sens le levier N qui lui est solidaire. Le point P de ce levier se déplacera sur un même plan horizontal vers la droite. Il glisse tout d'abord contre le bras O sans provoquer sa rotation. C'est seulement dans la dernière partie de l'action du freinage (sens de la flèche (1)) que ce point P se heurte à O (partie coudée de la coulisse) et le fait tourner. Le cliquet glisse alors sur le dos d'une dent de la roue à rochet. Quant au desserrage l'écartement du sabot et du bandage se produit, en même temps la rotation de O et de son bâti entraîné par P sous l'action des forces de desserrage (ressort R) cale le cliquet dans une dent. Puis la roue à rochet, l'écrou 8, la douille 7 et l'écrou 6 commencent immédiatement à tourner, entraînant le raccourcissement de la barre HX. Il convient donc d'observer que l'action de réglage s'opère au début de la période de desserrage quand les forces de rappel de desserrage sont minimum.

I. — Régleur D. A. S. (Société Westinghouse).

Réalisation.

L'équipement complet (*fig. 123*) comporte comme organes essentiels : le régleur proprement dit, le dispositif de commande du régleur.

La tête du régleur est fixée par une chape à l'extrémité d'un des palonniers, l'autre extrémité du régleur est simplement vissée sur la bielle de timonerie.

Le dispositif de commande du régleur est constitué par une bielle à fourche 17 dont les branches sont fixées au collier-support 16 du régleur et dont l'autre extrémité est reliée à une bielle 18 articulée sur le palonnier de frein opposé à celui sur lequel est monté le régleur.

Cette bielle 18 est disposée de façon telle que, la timonerie étant au repos, elle forme, avec la palonnier sur lequel elle est articulée, un angle α tel que la distance b corresponde à la course d'approche des sabots sur les bandages.

Pendant l'opération de freinage, l'angle α se fermera d'abord, amenant le contact entre l'extrémité du palonnier de gauche et celle de la bielle à fourche (position indiquée en traits mixtes) puis provoquera un léger déplacement relatif vers la droite de la gaine extérieure du régleur qui, par cette dernière opération, se trouvera bloqué et pourra subir, sans s'allonger, la mise en tension de freinage.

On conçoit qu'il est aisé de déterminer l'angle α , c'est-à-dire la valeur de b , pour que le blocage se produise exactement au moment où la course du piston atteint la valeur fixée d'avance; la bielle à fourche est d'ailleurs au surplus dotée, elle-même, d'un dispositif permettant d'accroître ou de réduire la longueur b et de modifier de la sorte, à son gré, le réglage initial de la course du piston.

Principe de construction.

Considérons (*fig. 124 et 125*) un système constitué par une cuvette à facettes inclinées maintenue rigidement dans une gaine, une tige polygonale et une couronne de galets interposés entre les pans de la tige et les facettes de la cuvette. Au repos les galets sont maintenus en contact entre la cuvette et la tige par un fourreau sur lequel agit un léger ressort.

— Premier principe (allongement impossible et raccourcissement libre).

On sait que pour un angle des facettes assez faible, les galets peuvent se coincer entre cuvette et tige et s'opposer à tout effort tendant à faire sortir la tige de la gaine (flèche 1). Par contre, la tige peut rentrer librement (flèche 2) dans la gaine car dans ce mouvement les galets tendent à se dégager des coins respectifs.

— Deuxième principe (allongement et raccourcissement libres).

Si nous décollons les galets des coins en repoussant le fourreau vers la gauche (flèche f); il est évident que nous pourrions faire sortir ou rentrer librement la tige dans sa gaine.

— Troisième principe (allongement freiné et raccourcissement libre).

Le système représenté *figure 126* diffère du précédent en ce que le fourreau porte-galets est solidaire de la gaine tandis que la cuvette, montée avec jeu, est poussée vers la gauche par un ressort calibré.

Les galets seront donc pressés avec un effort bien défini contre la tige polygonale et il en résultera un freinage également défini sur cette dernière lorsqu'on la soumettra à une traction dans le sens de la flèche 1 en vue de la faire sortir de la gaine; car, dans ce mouvement, les galets tendent à se coincer entre tige et cuvette.

On conçoit que la valeur de ce freinage est, toutes choses égales, fonction de la tension du ressort et peut donc être déterminée au préalable.

Lorsqu'au contraire, on exerce une poussée dans le sens de la flèche 2 en vue de faire rentrer la tige dans la gaine, il y a tendance au décroincement des galets et on observe que, dans ce dernier cas, le freinage sur cette tige est très faible et peut être considéré comme pratiquement négligeable.

C'est par la conjugaison astucieuse des organes permettant de réaliser ces trois principes,

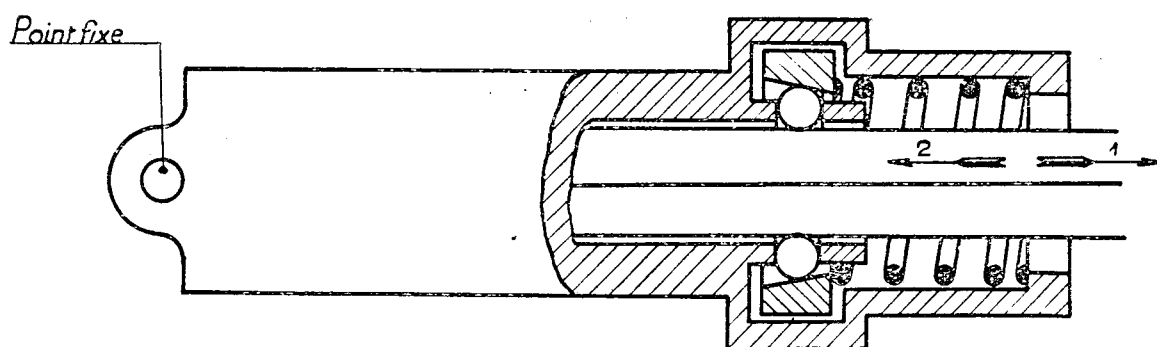


FIG. 126

qu'il a pu être créé un appareil extrêmement simple et robuste remplissant toutes les fonctions auxquelles doit satisfaire un régleur dit à « double action ».

Les organes enfermés dans le corps du régleur sont les suivants en partant de la gauche de la *figure 127*.

1° Un certain nombre de cuvettes 3 dites de retenue (leur nombre est fonction de l'effort qu'aura à supporter le régleur).

Entre les facettes inclinées des cuvettes et les faces planes de la tige polygonale, sont logés des galets 4.

2° Une cuvette 5 avec ses galets, dont les facettes inclinées sont orientées en sens inverse, a pour fonction d'empêcher un glissement intempestif de la tige vers la gauche, par exemple pendant le montage et les diverses manipulations de l'appareil.

3° Un fourreau 6, comportant des logements pour les galets, maintient, lorsque le régleur est au repos, ces derniers en contact avec les faces inclinées de la cuvette 5. Un ressort 7 sollicite constamment vers la droite l'équipage mobile constitué par des rondelles-entretoises 8, le fourreau 6 et les rangées de galets correspondant aux cuvettes 3 et 5.

Le corps 1 du régleur est lui-même entouré d'une gaine 9, renfermant un fort ressort 10 de rappel, prolongée par un manchon 11 dont elle est rendue solidaire par le collier 12. Ce manchon 11 comprend un fourreau 13 porte-galets d'une cuvette 14 dite de rattrapage, qui est toujours sollicitée vers la gauche par un ressort 15.

La gaine 9 susvisée porte, extérieurement à son extrémité gauche, un collier-support 16 du dispositif de commande du régleur.

L'ensemble « support de fourche 16 — gaine 9 — collier d'assemblage 12 — fourreau 13 — cuvette de rattrapage 14 et ses galets-ressort 15 » que nous dénommerons par la suite « système mobile », peut se déplacer sur le corps 1 du régleur sous l'action du dispositif de commande (*fig. 123*): la valeur de ces déplacements relatifs est elle-même fonction des jeux existant dans la timonerie au moment du freinage ainsi que nous le montrerons plus loin.

Fonctionnement.

Nous supposerons le régleur monté sur le palonnier de droite et la biellette de la fourche de commande sur le palonnier de gauche.

Premier cas. — Timonerie trop longue (*fig. 127, 128, 129*).

Si, au moment d'un freinage, le jeu entre sabots et bandages est devenu trop grand, la course du piston de frein dépassera celle prévue pour un freinage normal; ce qui aura pour effet de rapprocher les têtes 19 et 20 des palonniers d'une quantité supérieure à celle correspondant à un freinage avec timonerie à longueur convenable.

Pendant ce rapprochement, l'extrémité de la biellette 18 franchit la distance b , la bielle à fourche 17 repousse ensuite vers la droite, le « système mobile » (représenté en noir) d'abord de la quantité i nécessaire au blocage du régleur puis de la valeur l correspondant à l'excédent de jeu entre sabots et bandages et enfin de la valeur m représentant la déformation élastique de la timonerie lors de l'application de l'effort de freinage.

Pendant le desserrage, les têtes 19 et 20 des palonniers s'éloigneront. Le « système mobile » n'étant plus sollicité par la fourche de commande 17, se déplacera progressivement vers la gauche sous l'action du grand ressort 10 et entraînera dans son mouvement (de la quantité l correspondant à l'excédent de jeu entre sabots et bandages) la tige polygonale sur laquelle les galets de la cuvette 14 de rattrapage se seront agrippés avec un effort fonction de la tension du ressort 15 (troisième principe).

Pendant le retour de cet ensemble vers sa position de repos, la tige polygonale aura glissé sous les galets des cuvettes 3 de retenue (sens contraire au coincement et galets de la cuvette 5 dégagés) et la timonerie se trouvera automatiquement remise à longueur convenable.

Deuxième cas. — Timonerie à longueur convenable.

Dans ce cas les têtes 19 et 20 se rapprochent, lors du freinage (*fig. 130, 131, 132*) d'une quantité égale à la somme de :

1° La course d'approche b et de simple mise en contact des sabots avec les bandages. Exactement à ce moment la fourche commence à repousser le « système mobile » de :

2° La valeur i (très faible) nécessaire au blocage du régleur.

Pendant cette opération de blocage, le régleur s'allonge de la valeur $\frac{i}{2}$.

3° La valeur m correspondant à l'absorption de la déformation élastique de la timonerie pendant l'application de l'effort.

Dans ce mouvement le « système mobile » s'est donc déplacé vers la droite sur le corps du régleur de $m + i$.

Au défreinage, les têtes 19 et 20 s'écarteront d'abord de la valeur m ; pendant ce trajet le régleur ne subira pas de raccourcissement car, d'une part, la tige polygonale reste soumise à une traction importante jusqu'à résorption de la déformation élastique m de la timonerie et que, d'autre part, la tension du grand ressort 10 est suffisante pour vaincre le freinage des galets correspondant à la cuvette 14 de rattrapage qui glisseront sur la tige.

Ensuite de la quantité i correspondant au déblocage pendant lequel le régleur se raccourcira de $\frac{i}{2}$ pour revenir à sa longueur initiale car à ce moment l'agrippage des galets de la cuvette 14 sur la tige est supérieur à la résistance à vide de la timonerie.

Enfin les têtes 19 et 20 retourneront à leur position de départ avant freinage, rétablissant ainsi le jeu initial aux sabots.

Troisième cas. — Timonerie trop courte.

Lors du freinage les sabots viendront en contact avec les bandages des roues avant que le piston ait parcouru sa course normale, c'est-à-dire avant que l'extrémité de la biellette 18 ait franchi la distance b .

Le régleur, n'étant pas bloqué et sa tige n'étant freinée que par les galets de la cuvette 14, s'allongera jusqu'à ce que la sortie du piston ait atteint sa valeur normale de réglage.

A cet instant les têtes 19 et 20 se seront rapprochées de la valeur b et nous nous retrouvons dans le cas d'une timonerie à longueur convenable.

Remarques.

Le régleur D.A.S. agit de façon à maintenir automatiquement à une valeur donnée, elle-même réglable à volonté lors du montage, la course du piston correspondant à la course d'approche et de simple mise en contact des sabots avec les bandages des roues; en d'autres termes, il maintient constant le jeu existant, au repos, entre ces éléments.

Le régleur D.A.S. est à rappel positif et intégral. Il en résulte, qu'en toutes circonstances, il est capable de résorber en un seul coup de frein un allongement très important de la timonerie provoqué soit par une usure excessive des sabots consécutive à un freinage particulièrement intense, soit par la chute ou la rupture d'un ou même plusieurs sabots, soit encore par suite du remplacement des sabots usés ayant nécessité, au préalable, un fort allongement de la timonerie pour permettre l'introduction des sabots neufs ou pour toutes autres raisons.

Cette particularité importante réside dans le fait que l'opération du raccourcissement par le régleur s'effectue pendant la course de retour du piston à sa position de repos.

L'opération d'allongement d'une timonerie trop courte s'effectue, au contraire, pendant la première période de la course de freinage; le blocage des organes de retenue du régleur et partant la mise en tension de la timonerie, ne se produira qu'au moment précis où le piston aura effectivement atteint la position correspondant à un freinage normal, la timonerie sera donc ramenée à sa longueur correcte pendant la première partie de la course de sortie du piston c'est-à-dire avant la première application de l'effort de freinage.

Toute variation de la course du piston étant immédiatement corrigée, non pas par à-coups ou paliers, mais à tout instant, et ce, quelle que soit la valeur positive ou négative de cette variation; on n'aura donc jamais à accéder à ce régleur pour les diverses opérations d'entretien du frein.

Le régleur Westinghouse type D.A.S. tout en étant le plus simple — car il ne comporte aucun système de verrouillage mécanique, aucun mouvement à vis, aucun organe intérieur articulé et par suite aucune pièce sujette à usure rapide — est aussi le plus complet des dispositifs de ce genre existant actuellement.

Il est actuellement monté sur trois remorques 750 volts, deux voitures métalliques à panneaux lisses et trente-sept voitures de banlieue 1932.

5° Axes de timonerie unifiés.

Le fonctionnement des articulations des pièces de timonerie nécessitant des jeux relativement importants, il est appliqué des axes tournants avec ajustement dit de « qualité grossière » A 11-d 12. Cet ajustement permet de réaliser, tant pour les bagues que pour les axes un usinage économique (voir tome III chap. XII, § 4° et tome II chap. VII, § B 4°).

Les axes normalisés ont été substitués dans la mesure du possible aux axes existants non normalisés. La pratique a montré que le taux de fatigue limite acceptable pour la bonne tenue des bagues et axes de timonerie était de 10 kg./mm².

Le jeu diamétral maximum entre axe et bagues, tolérable en service dans le cas d'articulations à axe tournant de qualité grossière pour timoneries, est de 2,5 mm. Des calibres de rebut ont été établis pour ce contrôle. Cette tolérance est nécessaire pour maintenir les sabots dans le plan des roues; s'il en était autrement (et alors l'aspect qu'ils présentent par

FIG. 129

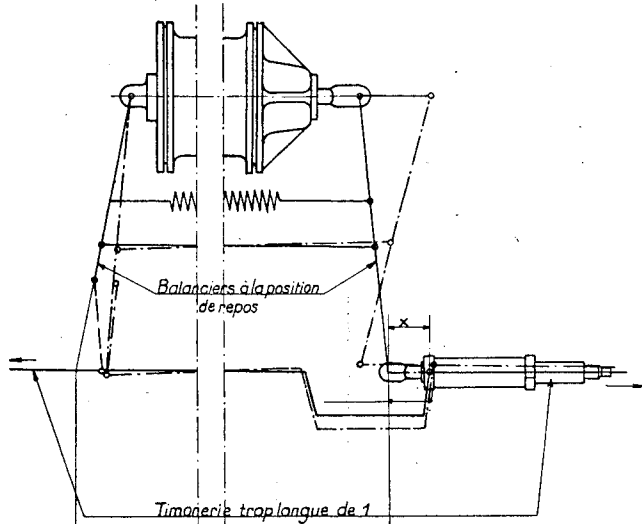
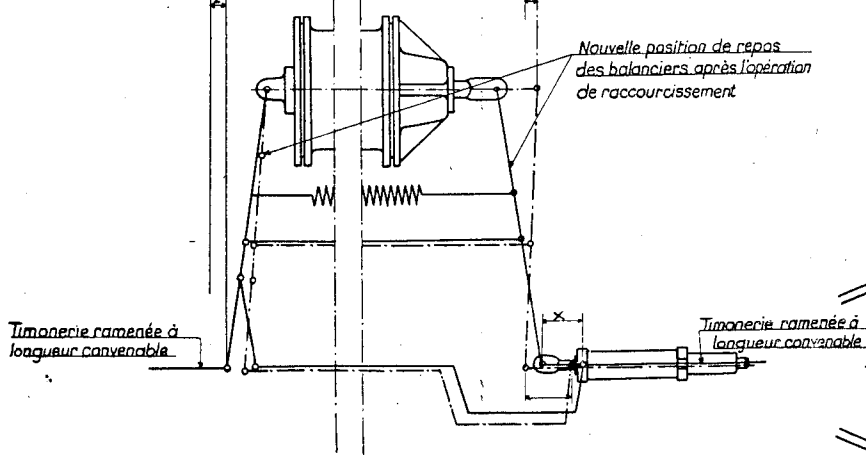
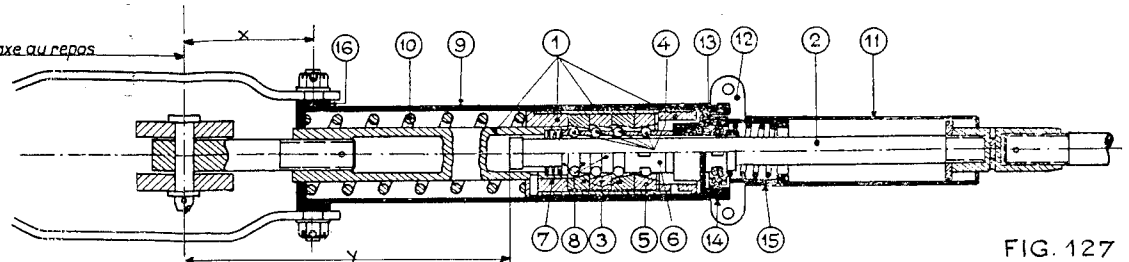


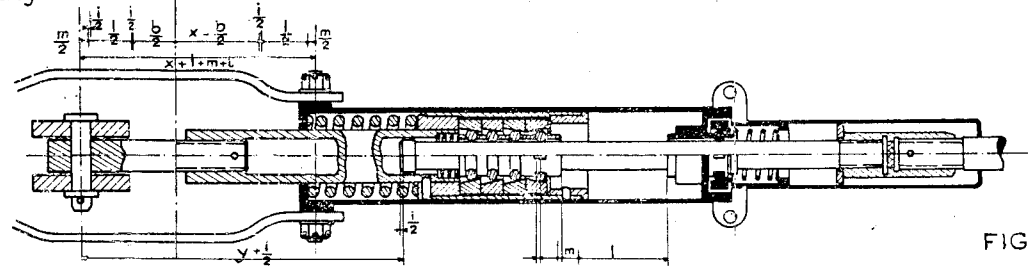
FIG. 132



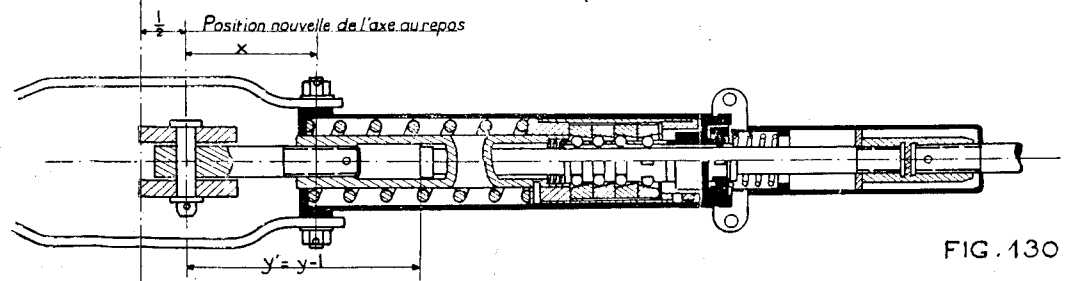
Position initiale de l'axe au repos



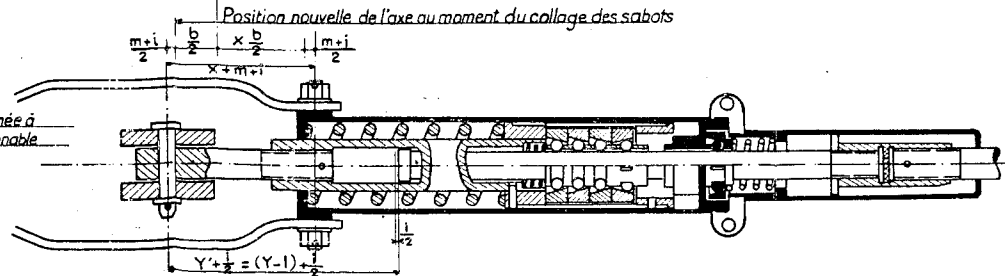
Position de l'axe au moment du collage des sabots



Position nouvelle de l'axe au repos



Position nouvelle de l'axe au moment du collage des sabots



rapport aux roues choqué l'œil le moins averti) les sabots ne tarderaient pas à glisser vers l'extérieur et à n'avoir avec les bandages qu'une surface de contact tout à fait réduite qui n'améliorerait pas le freinage.

Quand le jeu dépasse les tolérances, on remplace l'axe ou la bague de l'œil d'articulation. Lorsqu'il s'agit d'une articulation sur tourillon (supports de balanciers porte-sabots ou entretoises de ces leviers) on recharge ce tourillon par soudure à l'arc (électrodes, catégorie V : $R_r = 68 \text{ kg/mm}^2$) : les portées ne sont pas cimentées.

De même, en cas de matage, les faces latérales d'une articulation sont réparées par soudure à l'arc, mais en utilisant des électrodes de la catégorie R ($R_r = 38 \text{ kg/mm}^2$). Dans certains cas, l'usure de l'œil d'articulation est compensée par rechargement à l'arc (électrodes catégorie R) au lieu de l'être par bagues.

6° Sabots et semelles de frein.

a) Types.

Il existe deux types de sabots de frein :

— le sabot de frein monobloc. Le sabot représenté *figure 172* est appliqué sur les voitures, wagons et tenders. Un modèle analogue est utilisé sur les locomotives ;

— le sabot de frein en deux parties qui a remplacé le monobloc parce que son remplacement est plus facile et moins coûteux dans l'ensemble. Il est appliqué sur une partie du matériel roulant et certains tenders (*fig. 173*) (140-B).

Ces blocs en deux parties se composent :

1° D'un support en acier moulé ou en tôle emboutie suspendu au châssis par une bielle et sur lequel le triangle de frein reste monté en permanence (sauf avarie) ; dans le matériel de construction américaine récente le porte-semelle fait corps avec le triangle.

2° D'une semelle en fonte qui est interchangeable.

Ces deux parties sont assemblées l'une à l'autre par une clavette en acier.

Sur le dos de la semelle, se trouve, prise dans la fonte, une platine en tôle d'acier de 3 mm. d'épaisseur qui, en cas de rupture, retient les morceaux de la semelle.

Sur le côté de cette semelle et à mi-hauteur se trouve, venu de coulée, un index de 50 mm. de hauteur et de 5 mm. de largeur qui sert de repère pour indiquer la limite d'usure à partir de laquelle la semelle est à remplacer.

Les sabots et les semelles de frein présentent une surface frottante conique leur permettant, même à l'état neuf de s'appliquer sur les bandages avec un maximum de contact et par suite d'effort.

b) Nombre de sabots par essieu.

Sur le matériel roulant et les tenders chaque roue est, en général freinée par deux sabots situés de part et d'autre de l'axe longitudinal de l'essieu. Les essieux doivent en effet conserver une certaine liberté, même au cours du freinage. S'ils n'étaient freinés que par un seul sabot, les fusées de roulement seraient appliquées fortement sur une faible portée du coussinet et les boîtes à huile rendues solidaires du châssis. Des chauffages, d'une part, et des difficultés d'inscription dans les courbes d'autre part, pourraient en résulter.

Les locomotives (à part quelques rares exceptions), ne sont freinées que par un seul sabot sur chaque bandage. Leur coefficient de freinage est néanmoins suffisant en raison de la présence de deux cylindres de frein.

A titre exceptionnel, les tenders de 34 m₃ accouplés aux locomotives 141 P et les voitures allégées possèdent une double semelle de frein (*fig. 174 et 174 bis*).

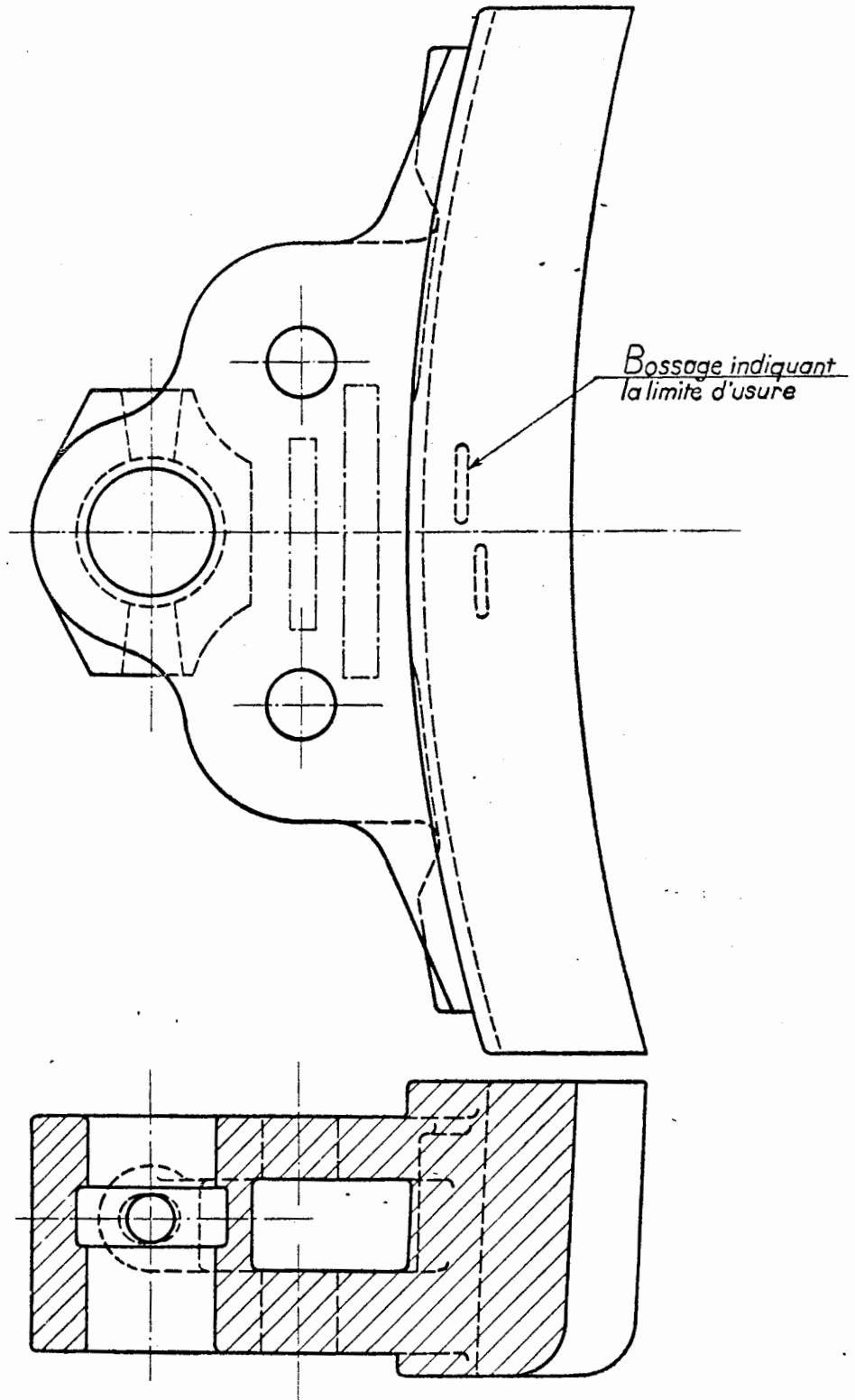
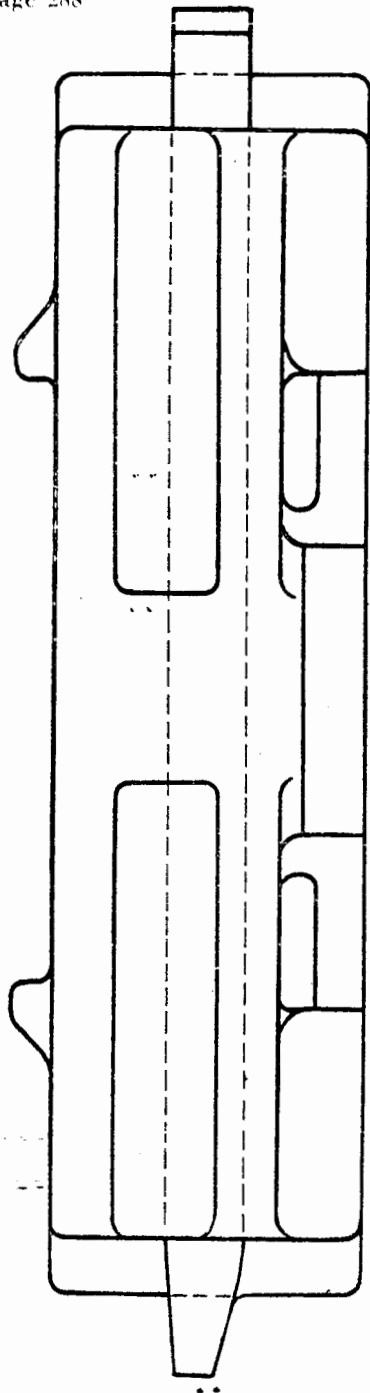


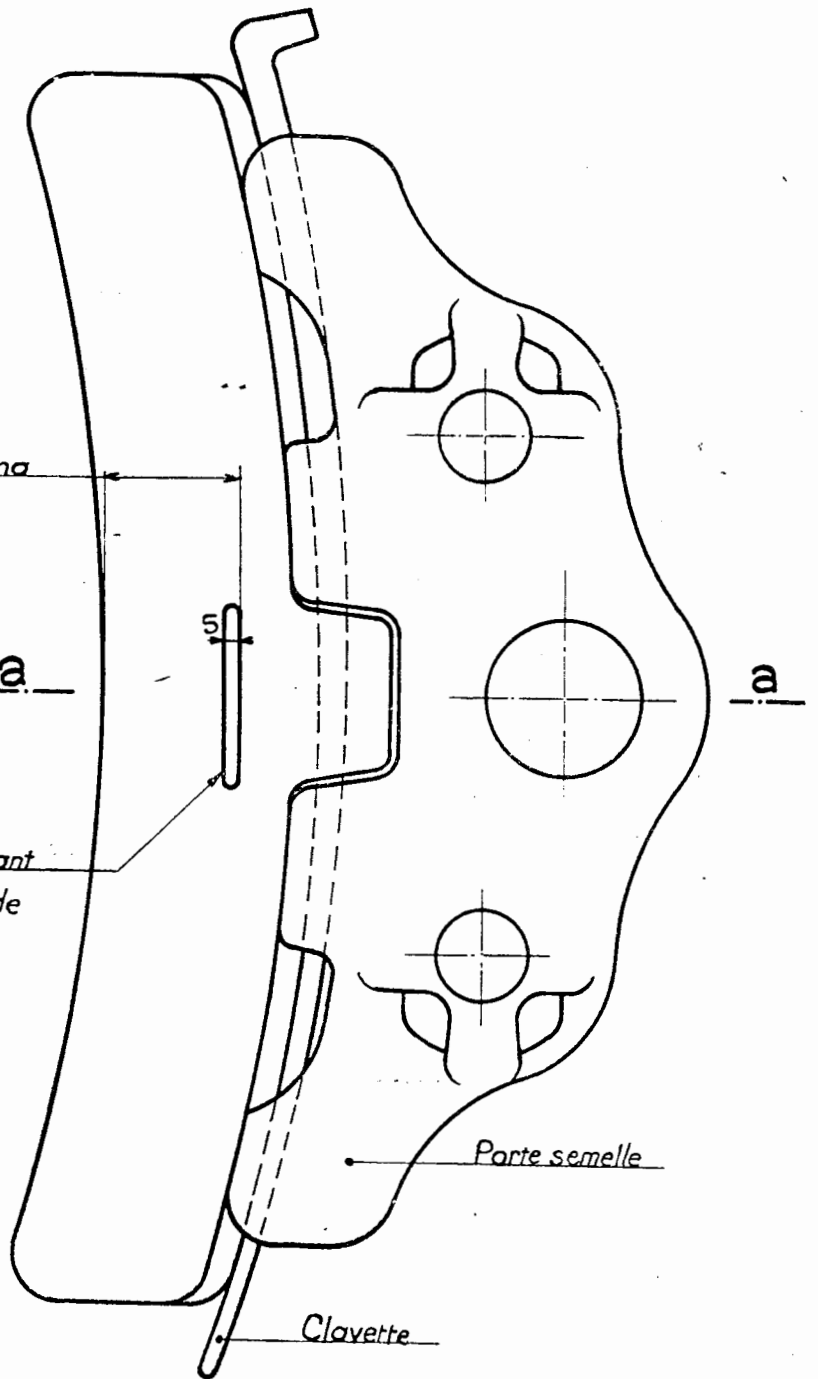
FIG. 172



*Usure maxima
de la semelle*

a

*Bossage indiquant
la limite d'usure de
la semelle*



Porte semelle

Clavette

Coupe a a

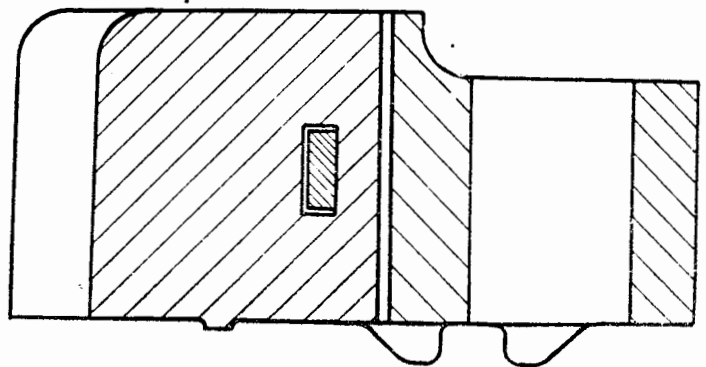


FIG. 173

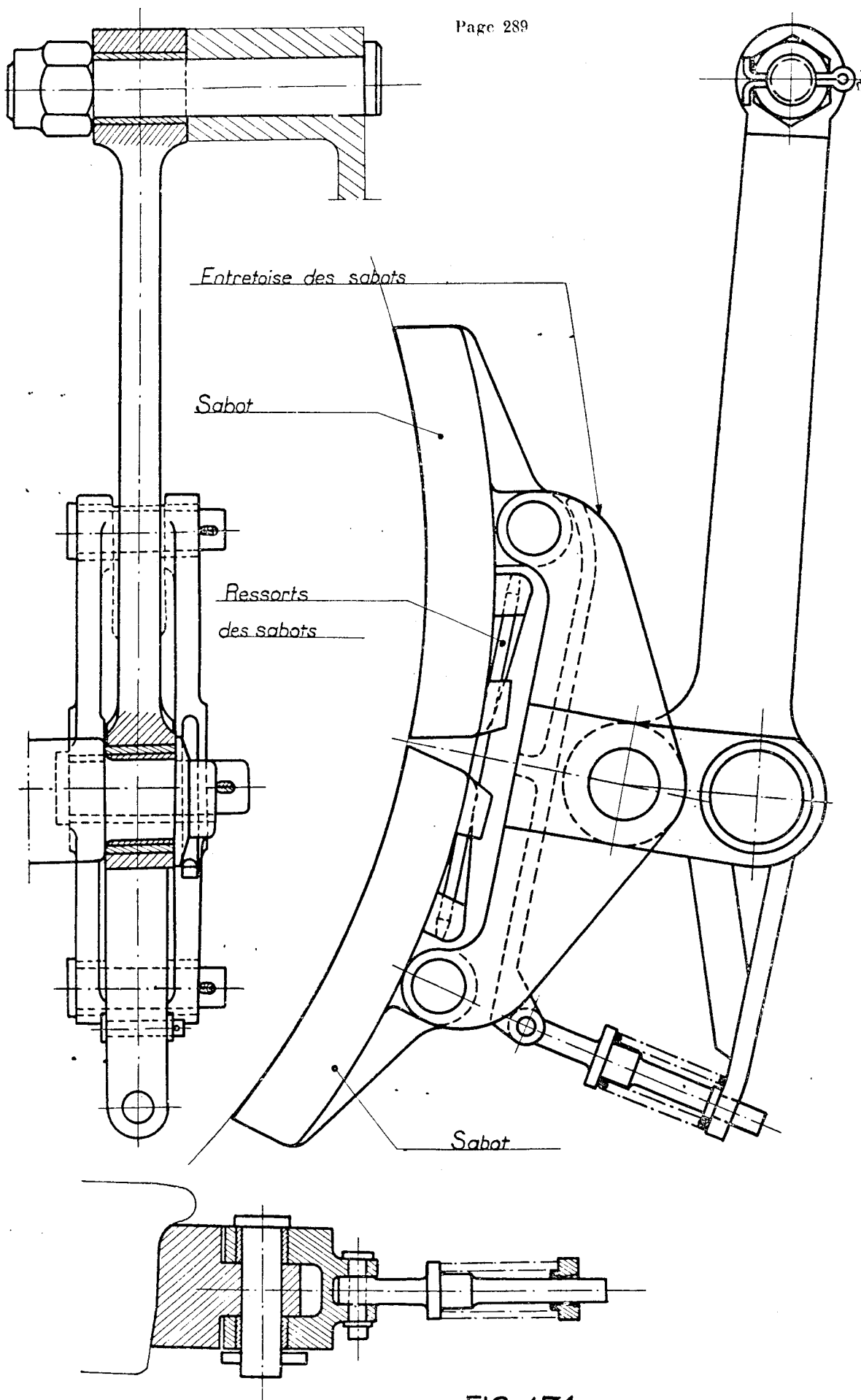
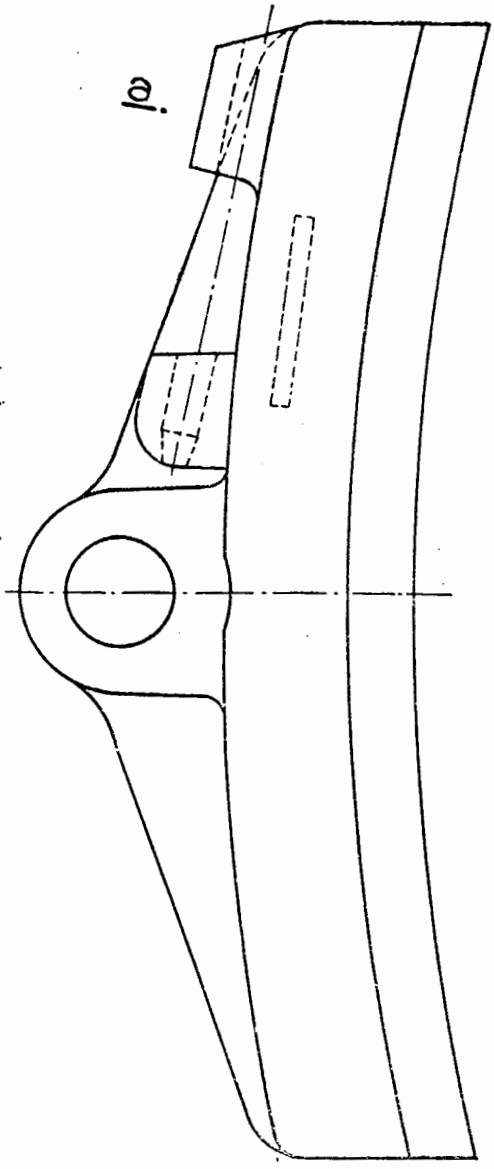
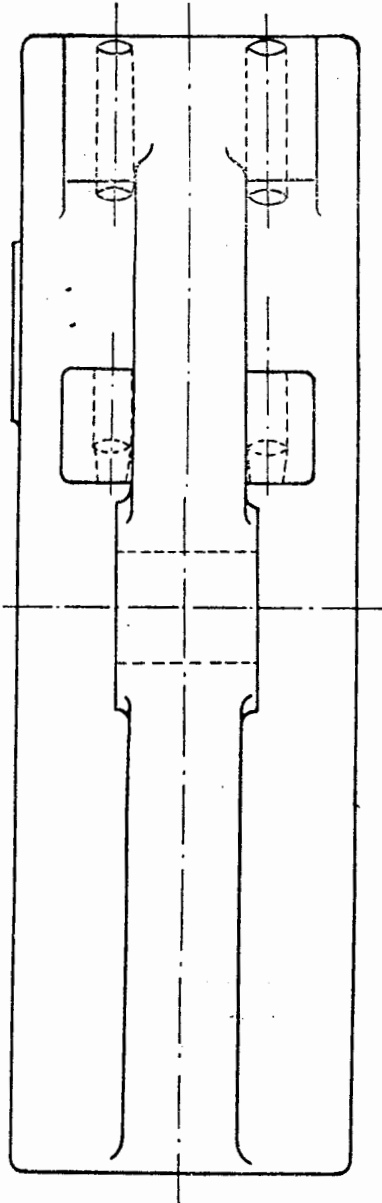


FIG. 174



aa



bb

bb

Section aa

Section bb

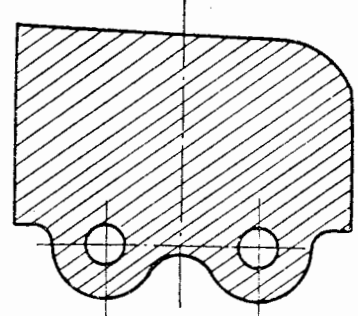
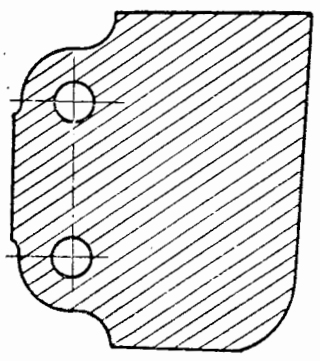


FIG. 174 bis

En raison de leur poids important les sabots de frein des locomotives peuvent venir frotter en permanence par leur bec supérieur sur les bandages dans la position de non serrage. Pour éviter cette usure inutile, les sabots sont maintenus normalement écartés de la roue par un ressort fixé sur les leviers de serrage. Sur la *figure 174* par exemple on remarque que le ressort à boudin jouant ce rôle est réglable par interposition de rondelles et qu'il existe un second ressort à lame entre les deux semelles.

c) Matière.

Les sabots sont confectionnés en fonte FF devant avoir une teneur en phosphore d'environ 1 %. Nous avons vu (chap. I, § 1^o c) que dans le cas de sabots en fonte le coefficient de frottement f' entre sabots et roues conserve une valeur très sensiblement constante f'^e depuis l'instant où la pression de freinage est établie jusqu'à celui où la vitesse du véhicule est tombée à 60 — 40 km./h. environ. Il augmente ensuite fortement jusqu'à l'arrêt, où il atteint sa valeur maximum f'^m . D'autre part, f'^e est pour une même pression par sabot d'autant plus grand que la vitesse initiale est plus faible, et pour une même vitesse initiale d'autant plus grand que la pression par sabot est plus faible.

Ces lois sont différentes dans le cas d'usage de sabots en matière amiantée (genre Ferodo) : lors d'un freinage d'arrêt exécuté avec une pression constante Q aux sabots, le coefficient f' conserve une valeur très sensiblement constante pendant toute la durée du freinage, sa valeur est indépendante de la vitesse initiale et varie simplement avec la pression par sabot (1).

(1) L'O C E M avait étudié le freinage sur un tambour spécial extérieur à la roue, d'un diamètre un peu inférieur à celui du cercle de roulement. Les causes d'usure et d'ébranlement des bandages dus à l'action des freins seraient ainsi supprimées.