

S.N.C.B

Enseignement Professionnel

Freinage

Cours 1220 B

I/III

2^e partie

Leçons 1 à 7



Freinage : 2e partie

~~1ère Leçon.~~

Chapitre I. Etude des triple-valves.

1.1. Description simplifiée de la triple-valve (fig. 1).

Le corps de la triple-valve renferme un piston principal (5) dont la butée (5a) peut entraîner un tiroir (6) lors du déplacement du piston. Le tiroir (6) comporte intérieurement un canal (b) et un canal (e) et repose sur une surface parfaitement plane et polie appelée "glace" où viennent déboucher l'orifice (B), communiquant avec le cylindre de frein et l'orifice (D) qui communique avec l'atmosphère.

Une valve (7) fixée à la tige du piston, pénètre à l'intérieur du tiroir (6) et peut obstruer ou dégager l'orifice du canal (e). Cette valve est appelée "valve de graduation".

Une rainure d'alimentation (d) fraisée dans le fourreau intérieur du corps de la triple-valve, permet d'alimenter le réservoir auxiliaire, lorsque le piston est repoussé à fond.

La triple-valve possède un raccord qui la fait communiquer avec la conduite générale.

Les connections avec le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein s'établissent par le support de la triple-valve.

1.2. Fonctionnement de la triple-valve.

1.2.1. Desserrage du frein et alimentation du réservoir auxiliaire (fig. 1).

Lorsque le conducteur place la poignée du robinet de mécanicien vers la position de remplissage, l'air du réservoir principal qui pénètre à pleine pression dans la conduite générale, agit sur la face droite du piston (5). Sous cette action le piston (5) se déplace et prend la position indiquée à la fig. 1 ce qui a pour effet de dégager la rainure d'alimentation dans la chambre (s) à gauche du piston (5).

2.

L'air de la conduite générale, fourni par le réservoir principal, pénètre ainsi par la rainure d'alimentation (d) dans la chambre (s) et, de là se rend directement, par (C), au réservoir auxiliaire, qui est ainsi alimenté.

En même temps, la valve de graduation (7) a entraîné, dans sa course, le tiroir (6) dont le canal (b) vient alors mettre en communication les orifices (B) et (D) dans la glace du tiroir, de sorte que l'air du cylindre de frein s'échappe à l'atmosphère par B-b-D, tandis que toute communication entre le cylindre de frein et le réservoir auxiliaire est interrompue.

1.2.2. Marche normale - Freins desserrés (fig. 2).

La pression de régime (5 bar), régnant dans la conduite générale (robinet de mécanicien dans position de marche), maintient le piston (5) dans la position de desserrage (fig. 2), de sorte que la rainure d'alimentation (d-f) maintient la communication entre la conduite générale et le réservoir auxiliaire. Celui-ci sera donc, à tout moment, à la même pression que la conduite générale. En même temps, le canal (b) dans le tiroir (6), maintient la communication entre l'atmosphère (D) et le cylindre de frein (B) de sorte que les freins sont desserrés.

1.2.3. Serrage gradué (fig. 3-4-5).

Dès que le conducteur provoque dans la conduite générale une certaine dépression, la pression qui agit sur la face gauche du piston est plus forte que celle agissant sur la face droite et fait déplacer le piston (5) vers la droite. Celui-ci ferme alors la rainure d'alimentation (d-f) et entraîne, en même temps, la valve de graduation (7) qui ouvre le passage (e) dans le tiroir (6). L'air du réservoir auxiliaire pénètre ainsi dans le passage (e) du tiroir. A un moment donné, la butée (5b) du piston (5) vient en contact avec le tiroir (6) (fig. 3).

Le piston (5) continuant à se déplacer vers la droite, la butée (5b) du piston (5) entraîne maintenant le tiroir (6). Ce mouvement vers la droite prend fin lorsque le piston (5) entre en contact avec la paroi du corps. Dans cette position du tiroir (6), le passage (e) se trouve exactement en regard de l'orifice (B) vers le cylindre de frein (voir fig. 4). Ainsi, la communication entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein est réalisée, tandis que toute communication entre le cylindre de frein et l'atmosphère est interrompue.

La dépression provoquée dans la conduite générale se stabilise, de sorte qu'une pression bien déterminée s'installe à la droite du piston. A gauche du piston, la pression descend continuellement, par la détente de l'air passant du réservoir auxiliaire au cylindre de frein.

Dès que la pression dans le réservoir auxiliaire, c-à-d à gauche du piston (5), tombe un peu au-dessous de la pression dans la conduite générale, la force agissant vers la gauche est grande assez pour vaincre la résistance au déplacement du piston due au frottement dans l'alésage.

De ce fait, le piston (5) se déplace vers la gauche. Au moment que la valve de graduation (7) vient en contact avec le tiroir (6) une deuxième résistance (c-à-d le frottement du tiroir sur la glace) s'oppose au mouvement du piston. De ce fait, le déplacement du piston se termine à ce moment (voir fig. 5) et la valve de graduation (7) ferme l'orifice (e) dans le tiroir (6). La communication entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein est ainsi interrompue (Elle restera interrompue aussi longtemps que la pression dans la conduite générale reste inchangée). Le piston (5) est en équilibre, comme indiqué à la fig. 5, aussi longtemps que la pression dans la conduite générale reste inchangée.

Une nouvelle dépression dans la conduite générale provoque à nouveau un déplacement du piston (5) et de la valve de graduation (7) tandis que le tiroir (6) reste immobile. Il en résulte une nouvelle alimentation du cylindre de frein par (e - B) (fig. 4).

Dès que la pression dans la conduite générale est stabilisée à nouveau, le piston (5) revient vers la gauche et la valve de graduation (7) referme pour la seconde fois l'orifice (e) (fig. 5).

Et ainsi de suite.

Grâce à la répétition de ce mouvement du piston (5) et de la valve de graduation (7), le conducteur peut obtenir graduellement, la pression voulue dans le cylindre de frein jusqu'à un maximum de 3,5 à 4 bar. Ce maximum sera obtenu à la suite d'une série de dépressions successivement engendrées dans la conduite générale. Lorsqu'une chute de pression d'environ 1,2 bar aura été obtenue dans la conduite générale, on aura atteint la pression maximum dans le cylindre de frein, qui correspond avec la pression qu'on obtient en mettant le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein en pleine communication.

1.2.4. Desserrage du frein.

Pour desserrer les freins, le conducteur provoque la réalimentation de la conduite générale en plaçant la poignée du robinet de mécanicien en position de remplissage.

De ce fait, l'augmentation de pression dans la conduite générale (E) agit également sur le côté droit du piston principal (5) de la triple-valve.

4.

Etant donné qu'avant le desserrage, les pressions agissant sur les deux faces du piston (5) étaient sensiblement égales, l'augmentation de pression sur la face de droite, résultant de la réalimentation de la conduite générale, aura pour effet de repousser le piston à fond de course à gauche.

Par la même occasion, la rainure d'alimentation est dégagée et le tiroir est repoussé à sa position d'origine.

Comme pour l'armement du frein (voir 1.2.1), l'air de la conduite générale alimente le réservoir auxiliaire, le cylindre de frein est mis en communication avec l'atmosphère par l'intermédiaire du tiroir.

L'air s'échappe à l'atmosphère et les freins se desserrent. La communication entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein est coupée.

Contrairement au serrage des freins, le desserrage ne peut être gradué. On dit que ce frein n'est pas modérable au desserrage.

1.2.5. Remarques.

1.2.5.1. Inconvénients résultant de l'inétanchéité du piston principal (5).

Lorsque le piston principal manque d'étanchéité, les deux faces de ce piston sont donc mises en communication et il peut en résulter les inconvénients ci-après en cours de fonctionnement.

a) Serrage difficile du frein.

Quand on laisse échapper de l'air de la conduite générale dans le but de provoquer un serrage des freins (fig. 3), l'air du réservoir auxiliaire traverse la chambre (s), passe par les inétanchéités du piston (5) et pénètre dans la conduite générale. Le piston (5) se déplace ainsi difficilement ou même pas du tout. En outre, la pression maximum future du cylindre de frein s'en trouve diminuée par suite de la perte d'air au réservoir auxiliaire.

b) Desserrage difficile du frein.

Quand le frein est serré, les organes de la triple-valve occupent la position indiquée à la fig. 5. Pour desserrer le frein, on augmente la pression dans la conduite générale ainsi que derrière le piston (5). Si celui-ci présente une forte inétanchéité, l'air de la conduite générale, en passant par les inétanchéités, alimente le réservoir auxiliaire qui revient à la pression de régime sans que le piston se déplace à la position indiquée à la fig. 1. Le frein reste donc serré.

Ces difficultés au desserrage se présentent spécialement quand la dépression dans la conduite générale n'a pas été très importante (inférieure à 1/2 bar). Il en résulte que lors de la réalimentation pour desserrer les freins, la différence de pression entre les deux faces du piston est trop faible pour pouvoir déplacer le piston et le tiroir.

Pour ces raisons, il est recommandé d'effectuer les serrages des freins avec une dépression qui n'est pas inférieure à 1/2 bar.

1.2.5.2. Rôle de la rainure d'alimentation.

La rainure (d) d'alimentation doit encore jouer un autre rôle que celui de canal d'alimentation du réservoir auxiliaire. Nous savons que, pour desserrer les freins, le conducteur place le robinet de mécanicien d'abord dans la position de remplissage et ensuite dans la position de marche. Dans la première position on obtient un à-coup de remplissage dans la conduite générale qui fait monter pendant un moment la pression au-delà de la pression de régime. Au retour, dans la position de marche, il se peut que la pression soit encore supérieure à la pression de régime (par exemple 5,5 bar au lieu de 5 bar). Cette surpression s'élimine lentement au cours de l'élimination réglée automatiquement par le robinet de mécanicien, jusqu'à obtention de la pression de régime.

Cette réduction lente de la pression dans la conduite générale ne doit pas avoir pour conséquence de provoquer un serrage des freins.

C'est pourquoi, la rainure d'alimentation (d) à une section suffisante pour laisser s'écouler l'air du réservoir auxiliaire à la conduite générale dans le même temps que l'air de la conduite générale s'échappe lentement à l'atmosphère.

On prescrit que le frein ne doit pas entrer en action pour une chute de pression de 0,3 bar par minute, dans la conduite générale.

En conséquence, l'élimination automatique par le robinet de mécanicien doit être plus lente.

1.3. Éléments de base des triples-valves Westinghouse.

1.3.1. Généralités.

Considérons les organes principaux de la triple-valve (fig. 6). Lors d'une dépression effectuée dans la conduite

6. générale, le piston, par son inertie et les résistances dues aux frottements, ne se déplace pas instantanément dès que la dépression s'est produite. De ce fait un peu d'air, venant du réservoir auxiliaire, passe par la rainure d'alimentation et va dans la conduite générale. Quand le piston se sera déplacé, la capacité totale occupée par l'air à évacuer (conduite générale) aura diminué du volume indiqué à droite du piston (voir la fig. 6).

Ces actions retardent la propagation de la dépression le long de la conduite générale. La tête du train sera freinée bien avant la queue et il s'en suivra, surtout dans un train long, des tassements et réactions. La vitesse de propagation, dans ces conditions, n'est pas supérieure à 100 mètres par seconde, c'est-à-dire que le frein du dernier véhicule d'un train de 400 mètres de longueur ne se serre que 4 secondes après l'application du frein sur le premier véhicule.

Pour augmenter la vitesse de propagation du freinage lors de l'introduction d'un freinage de service, on a été amené à compenser les actions retardatrices, en munissant la triple-valve d'une poche accélératrice.

La triple-valve améliorée ainsi conçue s'appelle "triple-valve Lu".

Il existe une gamme de triples-valves Lu qui sont réalisées par la combinaison de un ou plusieurs éléments de base suivant le(s) régime(s) de freinage qu'on veut réaliser sur le véhicule.

Ces différents types seront étudiés dans les points 1.4 à 1.7.

1.3.2. La poche accélératrice.

La poche accélératrice est une sphère creuse divisée en deux compartiments qui communiquent entre eux par un orifice central à section réduite.

La poche accélératrice est mise à l'atmosphère quand les freins sont desserrés (fig. 7).

Elle est reliée à la conduite générale lors du serrage et absorbe un volume d'air qui compense l'action retardatrice. Il se produit, de plus, une dépression locale qui actionne la triple-valve du véhicule suivant (fig. 8) et ainsi de suite.

L'absorption de l'air comprimé de la conduite générale dans la poche se fait en deux temps:

- a) une absorption rapide dans la cavité inférieure de la poche;
- b) une absorption ralentie dans la cavité supérieure de la poche par le passage à section réduite.

La disposition qui consiste à diviser la poche en deux compartiments a pour but d'éviter les coups de bélier qui pourraient se produire dans la conduite générale par un appel d'air trop brusque.

La vitesse de propagation avec les triples-valves Lu atteint 120 m/sec.

1.3.3. Remplissage en deux temps des cylindres de frein du matériel à marchandise (boîte de réglage).

1.3.3.1. Principes.

Nous avons que les trains de marchandises sont longs, que tous les wagons ne sont pas freinés, que certains wagons sont vides et d'autres chargés et que les attelages entre véhicule sont lâches pour faciliter le démarrage. Pour ces raisons, des réactions dans les attelages et des ruptures d'attelage se produiraient régulièrement si l'on ne réalisait pas:

- 1) un serrage lent et progressif;
- 2) un desserrage lent et progressif (voir point 1.4.7).

1.3.3.2. Serrage lent et progressif.

Le serrage lent et progressif se fait en deux temps grâce à une boîte de réglage (fig. 9), qui est incorporée sur le chemin du réservoir auxiliaire vers le cylindre de frein et qui comporte:

- un clapet (13);
- un petit orifice calibré (W);
- un piston (14) avec des rondelles d'étanchéité (19 et (20));
- un ressort (15).

1.3.3.3. Fonctionnement de la boîte de réglage (fig. 9 et 10).

Lors d'un serrage des freins, l'air du réservoir auxiliaire arrive à la boîte de réglage (fig. 9). L'air comprimé passe principalement par le large orifice du clapet (13) ouvert et entre rapidement dans le cylindre de frein. La pression régnant dans le cylindre de frein agit sur la partie supérieure du piston (14) suivant une section égale au diamètre de la chambre circulaire (16).

Lorsque la pression exercée sur la partie centrale du piston produit un effort de haut en bas, supérieur à la tension du ressort (15), le piston s'abaisse et cette descente est facilitée par la mise en action de la surface entière du piston soumise alors à la même pression que la partie centrale et le piston vient s'appliquer rapidement sur la rondelle inférieure (20).

8.

Ce mouvement du piston a pour effet (fig. 10): de laisser la soupape (13) reposer sur son siège et d'interrompre la communication à large débit; seul, le passage d'alimentation calibré (W) subsiste et l'alimentation du cylindre de frein se fait, dès lors, lentement et progressivement jusqu'à la pression maximum.

Le ressort (15) a une résistance un peu supérieure à la valeur de la pression qui permet au piston du cylindre de frein de vaincre la résistance de la timonerie.

Le piston (14) se déplace vers le bas et le clapet (13) se ferme lorsque la pression dans le cylindre de frein atteint 0,8 bar.

L'orifice (W) est calibré pour obtenir un remplissage du cylindre de frein jusqu'à 95 % de la pression maximum, en un temps de 37 à 47 secondes.

1.3.4. Desserrage lent et progressif.

Le desserrage lent et progressif s'obtient en créant une résistance à l'échappement.

a) pour le régime "marchandises" cette résistance est constituée par deux douilles montées en parallèle et placées sur le corps de la poche accélératrice. Elles contiennent des plaquettes percées de trous en chicane (fig. 11).

Le dispositif permet deux régimes de desserrage, suivant la position de la carotte que l'on manoeuvre de l'extérieur du véhicule, c-à-d:

1° le régime "Plaine" P.

La vidange du cylindre de frein s'effectue par les deux douilles en 40 secondes (fig. 12).

2° le régime "Montagne" M.

Après avoir manoeuvré la poignée de la carotte avant le départ du train, la vidange du cylindre de frein s'effectue par une seule douille en 80 secondes (fig. 13).

Cette disposition permet la recharge complète du réservoir auxiliaire entre deux serrages, même sur les fortes pentes.

b) pour le régime voyageurs cette résistance est constituée par une douille de vidange appropriée sur le corps de la triple-valve.

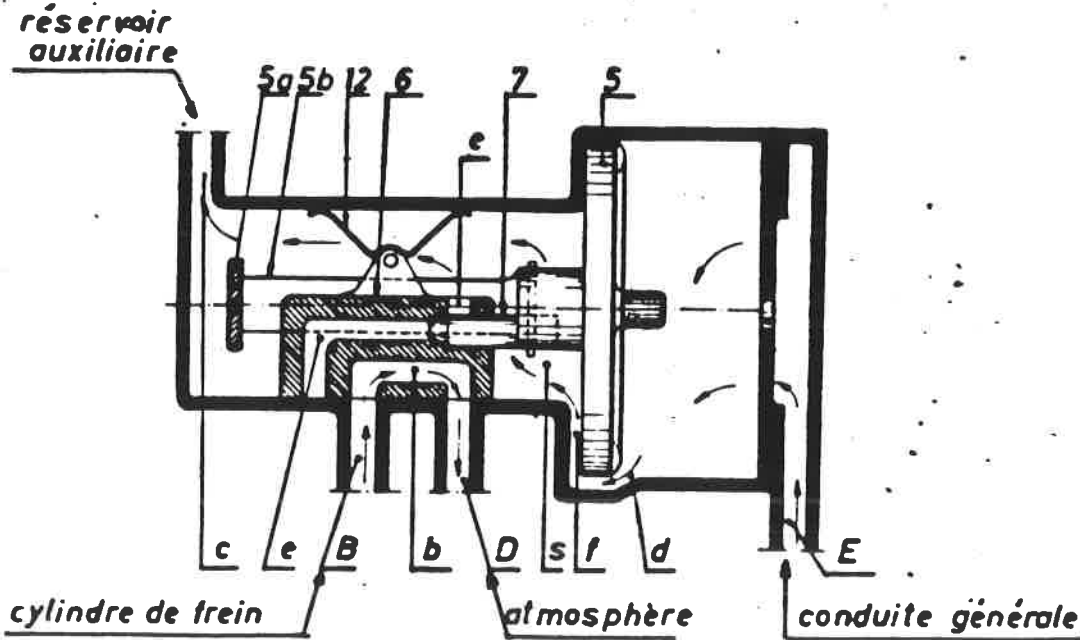


Fig: 1. Desserrage des freins et alimentation du réservoir auxiliaire.

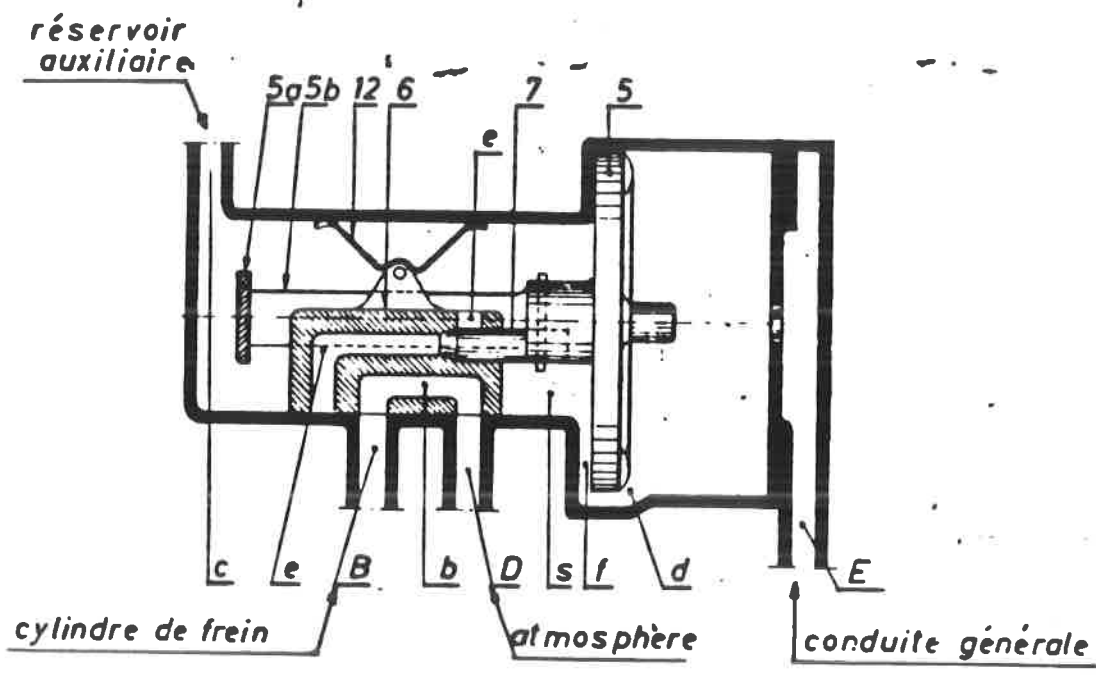


Fig: 2. En cours de route: freins desserrés.

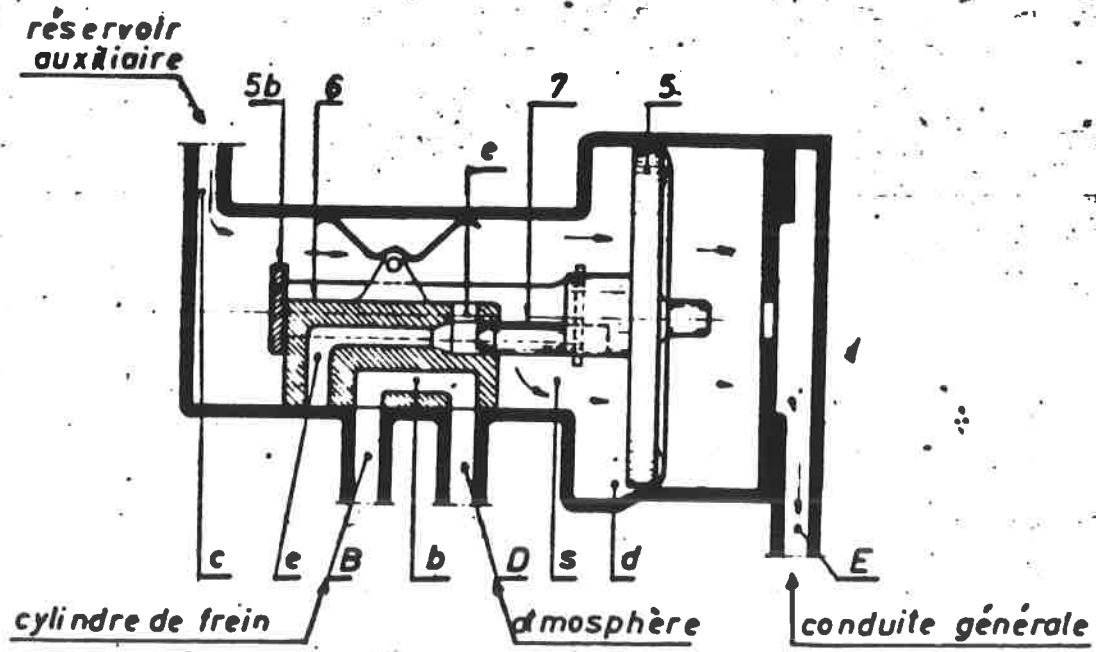


Fig. 3. Serrage ordinaire (gradué)

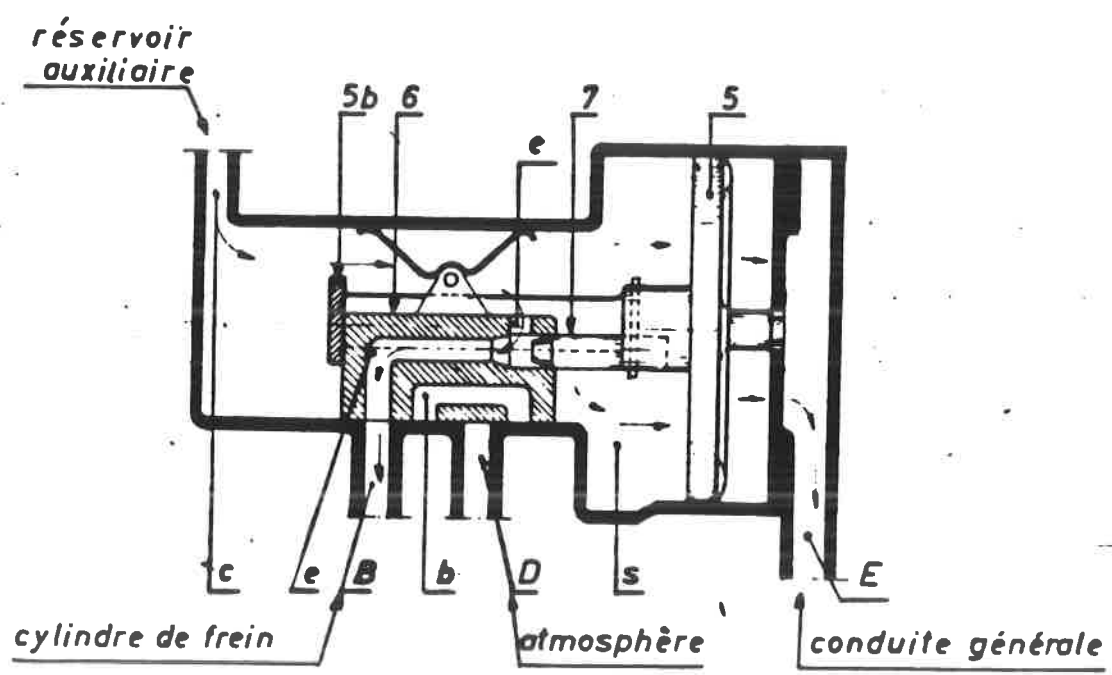


Fig. 4. Serrage ordinaire (gradué).

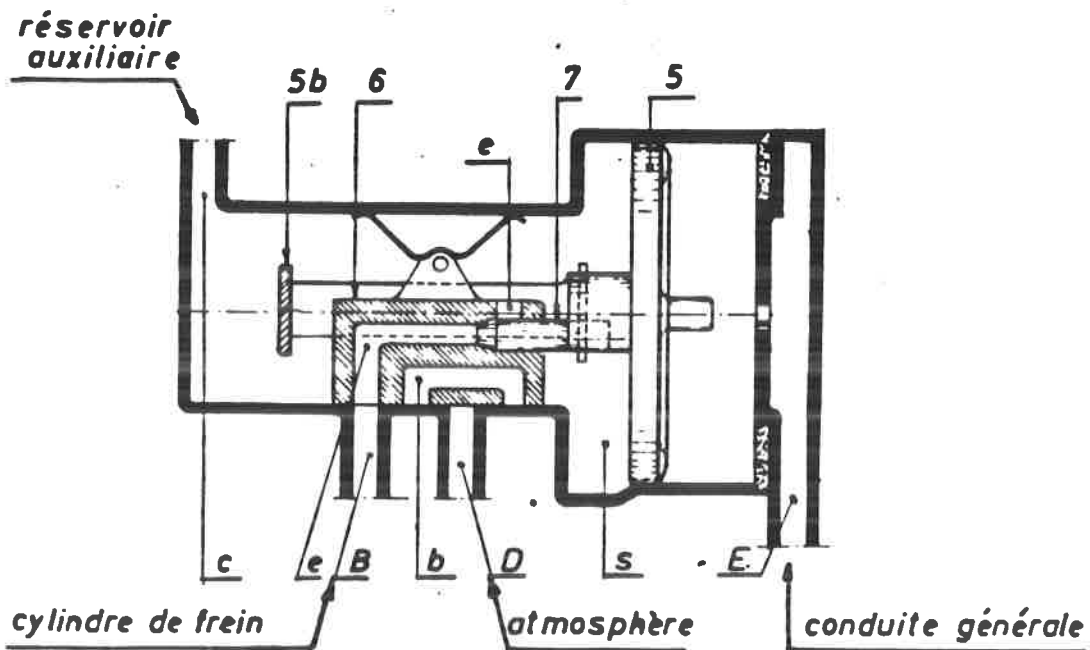


Fig: 5. Position neutre

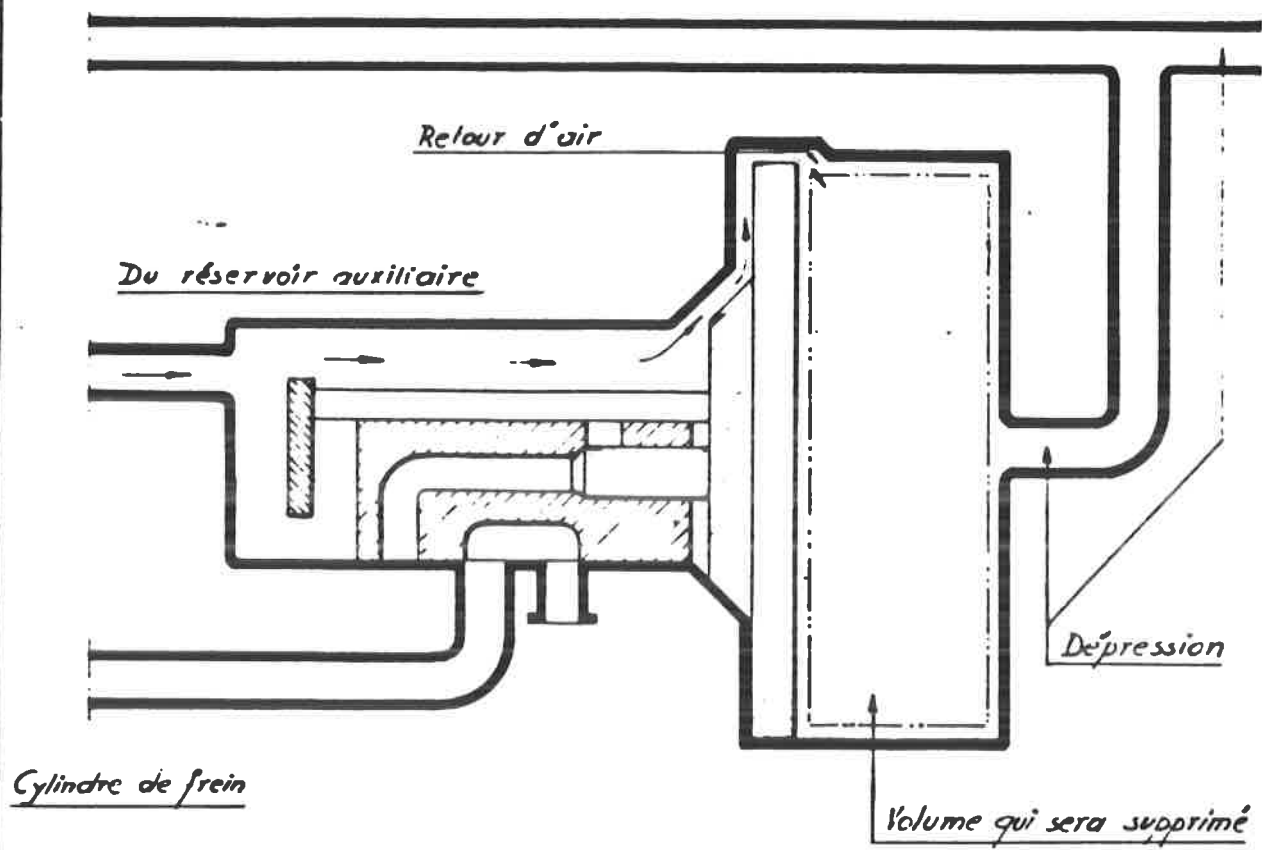


Fig. 6.

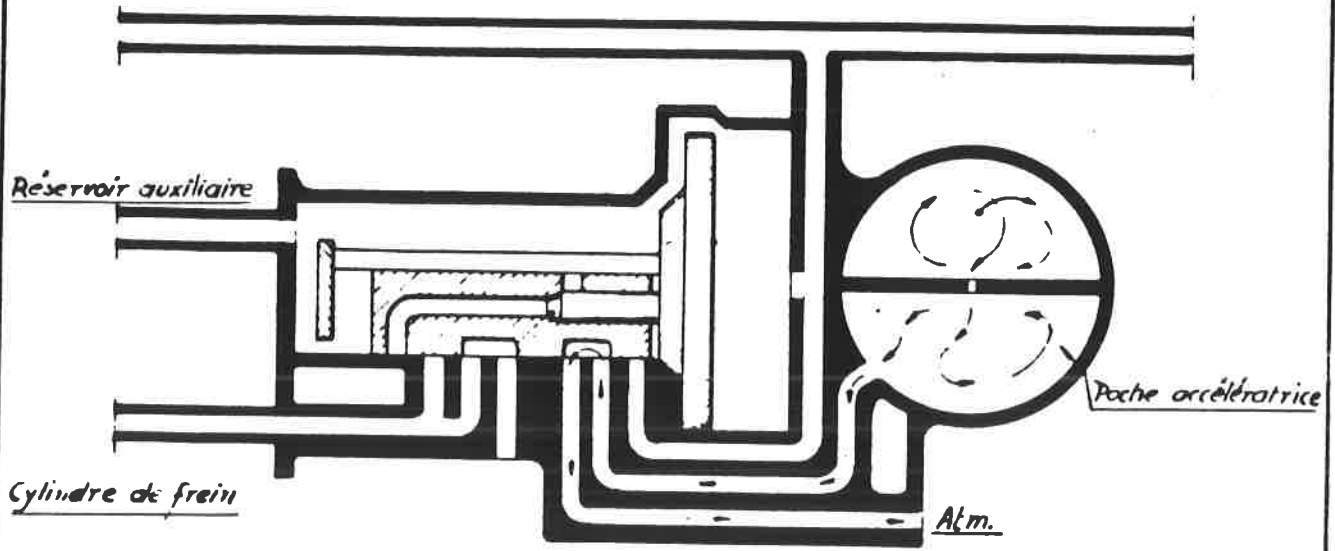


Fig. 7

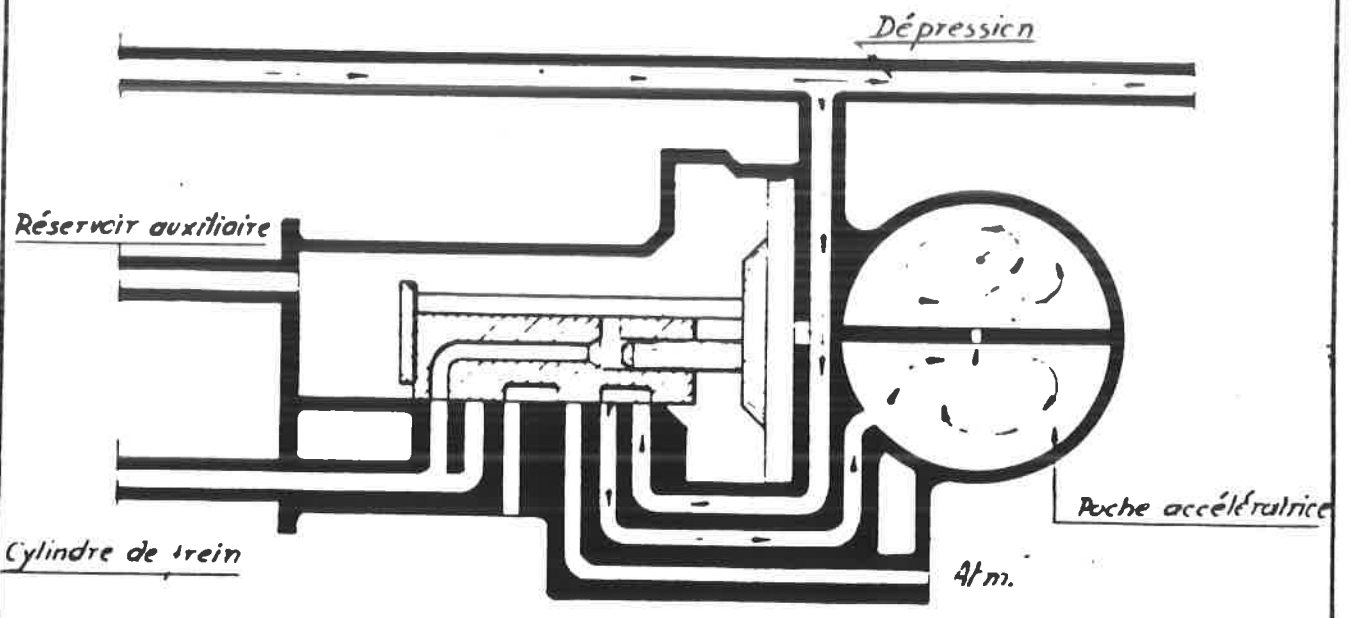


Fig. 8.

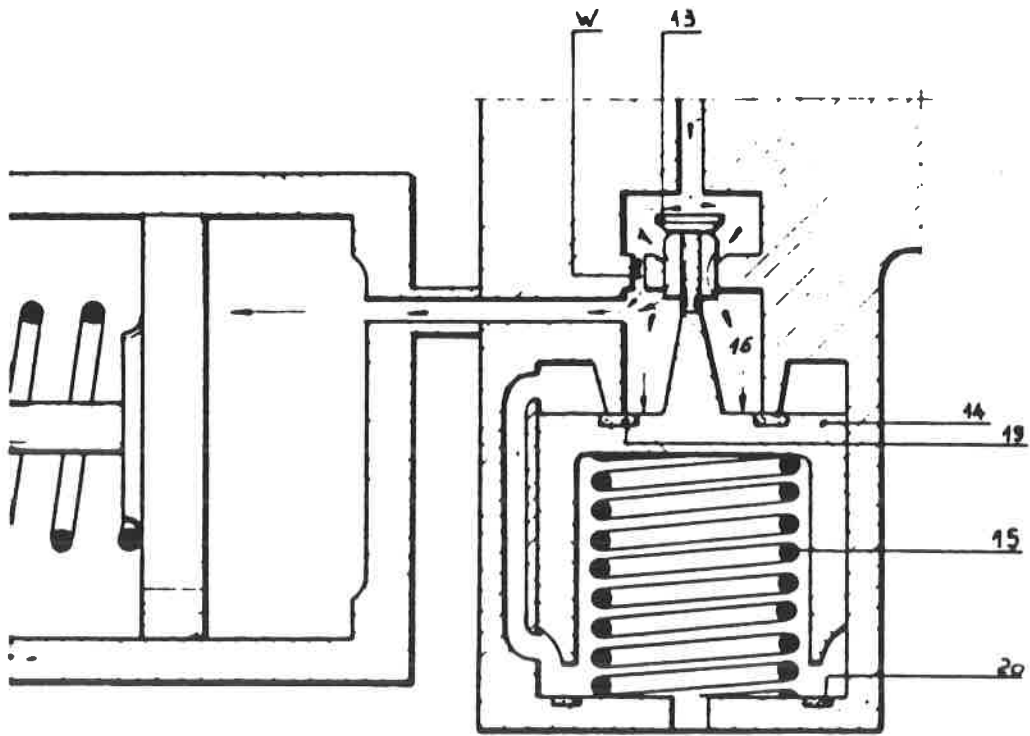


Fig. 9.

SERRAGE DES FREINS 1^{er} TEMPS

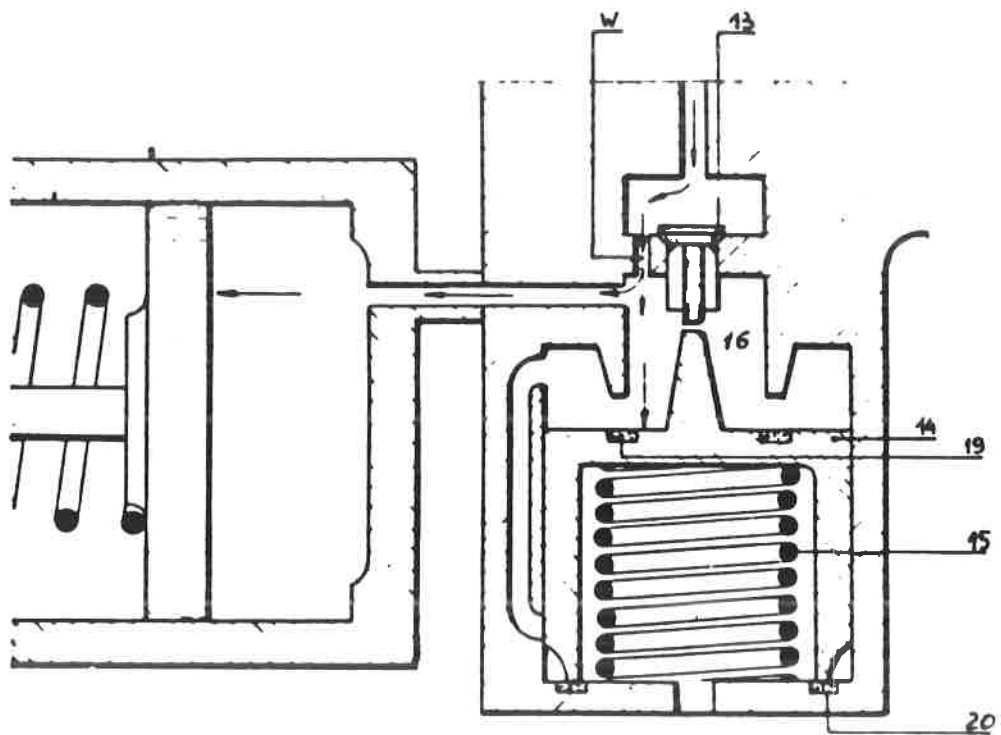
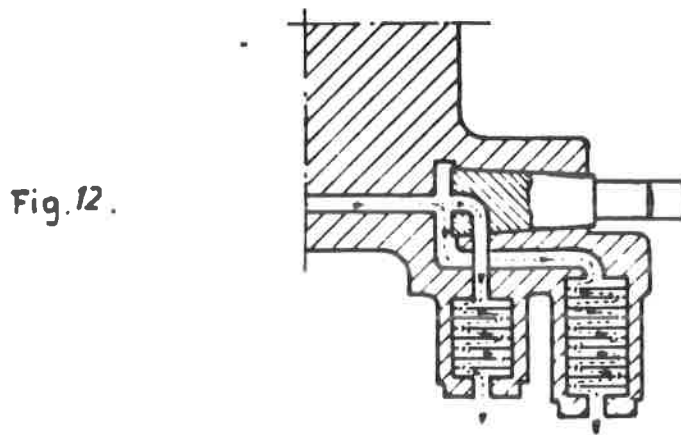
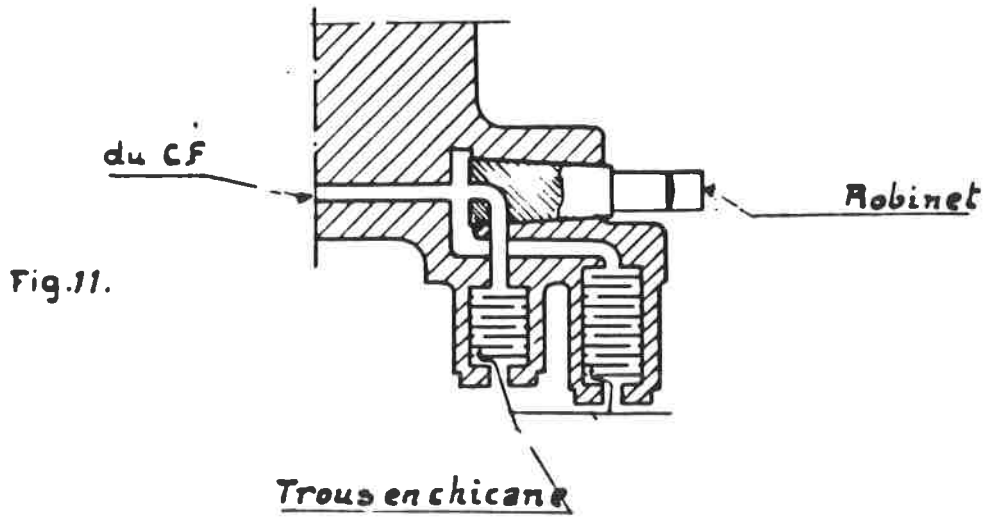


Fig. 10.

SERRAGE DES FREINS 2^{ème} TEMPS

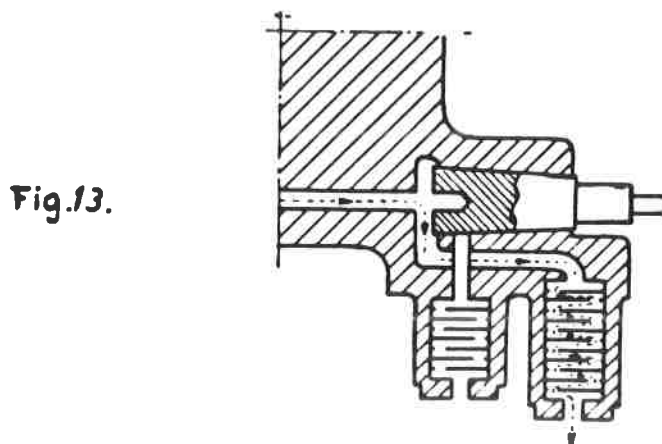
RESISTANCE A L'ECHAPPEMENT.



Echappement "Plaine."

P

Vidange par les deux résistances



Echappement "Montagne."

M

Vidange par la grande résistance seule

1.3.5. Combinaisons différentes.

Suivant le genre de véhicule pour lequel la triple-valve est destinée, un ou plusieurs éléments de base, décrits dans les points 1.3.2 à 1.3.4, sont ajoutés. Ainsi nous pouvons considérer les genres suivants de triples-valves :

Éléments de base	Genre de triple-valve			
	Lu R	Lu I	Lu V-I	Lu I-II
Poche accélératrice	x	x	x	x
Boîte de réglage temps de remplissage cyl. de frein		x	x	x
Alternateur "Plaine-Montagne"		x	x	x
Douille de vidange régime voyageurs	x			
Alternateur "Voyageurs - marchandises"			x	
Alternateur "Vide-Chargé"				x

1.4. La triple-valve Lu R.

Du tableau ci-dessus il apparaît que la triple-valve Lu R permet seulement le freinage en régime voyageurs.

A la SNCB elle est montée sur + 1 200 voitures, construites avant la guerre.

1.4.1. Organes constitutifs (fig. 14 et 15).

La triple-valve Lu R comprend essentiellement (fig. 14 et 15) :

- 1° un corps de triple-valve, avec piston (5), valve de graduation (7) et tiroir (6), organes déjà connus.
- 2° une poche accélératrice (3).

2.

1.4.2. Fonctionnement de la triple-valve Lu R.

1.4.2.1. Marche normale (freins desserrés) (fig. 16).

Pendant la marche normale, le robinet de mécanicien alimente la conduite générale à 5 bar ainsi que le réservoir auxiliaire par la rainure d'alimentation (d-f) de la triple-valve. La poche accélératrice 3, est en communication avec l'atmosphère par les canaux (s) et (r) et de la cavité (P) du tiroir (6). Le cylindre de frein communique également avec l'atmosphère par la cavité (b) du tiroir et le canal (g).

1.4.2.2. Serrage des freins (fig. 15).

Lorsqu'on produit une dépression dans la conduite générale pour serrer les freins, le tiroir (6) de la triple-valve met le réservoir auxiliaire en communication avec le cylindre de frein par (C) - (e) - (a) et la poche accélératrice avec la conduite générale par (s) - (P) - (t).

La triple-valve Lu R permet, comme il a été expliqué à la 1ère leçon, de graduer, par dépressions successives la pression de freinage (modérabilité au serrage) jusqu'à la réalisation du freinage maximum. Pendant ces serrages successifs, la poche accélératrice reste en communication permanente avec la conduite générale.

1.4.2.3. Desserrage des freins (fig. 16).

Les freins étant serrés, le desserrage s'obtient par la réalimentation de la conduite générale.

Dès que la pression dans la conduite générale est supérieure à la pression régnant dans le réservoir auxiliaire, le piston de la triple-valve est poussée dans la position indiquée à fig. 16.

A remarquer qu'une fois le desserrage commencé, si la pression dans la conduite générale continue à croître ou à rester stationnaire, le desserrage se poursuit jusqu'à vidange complète du cylindre de frein; par contre, si la pression dans la conduite générale diminue au cours du desserrage, il peut s'en suivre un nouveau serrage.

Ce nouveau serrage n'est toutefois jamais aussi puissant que le premier étant donné que le réservoir auxiliaire n'a pas été réalimenté à la pression de 5 bar. Si l'on effectuait plusieurs serrages et desserrages successifs sans attendre la réalimentation complète de réservoir auxiliaire, celui-ci se viderait et l'on obtiendrait finalement plus de freinage; on dit alors que le frein s'épuise.

1.4.2.4. Caractéristiques de fonctionnement de la triple-valve Lu R.

Temps de remplissage du cylindre de frein jusqu'à 95 % de la pression maximum : 3 à 5 sec. Ce temps est réalisé en plaçant dans le canal (a) (voir fig. 15) un orifice calibré adapté au volume du cylindre de frein à remplir.

Temps de remplissage du réservoir auxiliaire de 0 à 4,8 bar, le robinet de mécanicien étant dans la position de marche : 105 à 125 sec. (réalisé par la section exacte de la rainure d'alimentation (d).

Durée de la vidange du cylindre de frein jusqu'à 0,4 bar : 10 à 20 sec. (réalisé par l'orifice calibré dans le canal (g) de la fig. 16).

1.5. La triple-valve Lu I (fig. 17).

La triple-valve Lu I est utilisée sur les équipements de frein des wagons freinés pour la "tare" seule, ou des wagons freinés pour la tare et "tare-charge". Dans ce dernier cas, la timonerie de frein est pourvue d'un dispositif mécanique de changement d'amplificateur qui permet d'obtenir le régime de freinage "tare-charge" sans cylindre de frein supplémentaire.

1.5.1. Organes constitutifs. (fig. 18).

La triple-valve Lu I comporte essentiellement les organes suivants :

- le corps de la triple-valve, avec piston (5), tiroir (6) et valve de graduation (7);
- la poche accélératrice (3);
- la boîte de réglage avec piston (14), ressort (15), soupape (13) et orifice calibré (W);
- le dispositif "plaine-montage".

1.5.2. Fonctionnement.

1.5.2.1. Marche normale - Freins desserrés (fig. 17 et 1²).

En marche normale :

- l'air comprimé de la conduite générale a repoussé le piston principal (5) et le tiroir (6) dans leur position extrême gauche et la valve de graduation (7) obstrue le canal (1) du tiroir. Dans ces conditions :

- le réservoir auxiliaire est alimenté en air comprimé à 5 bar, par la conduite générale et la rainure d'alimentation (d) et (f) du corps de la triple-valve;
- la poche accélératrice (3) communique avec l'atmosphère par les conduits (s) et (r) et l'évidement (p) du tiroir;
- le cylindre à frein communique avec l'atmosphère par les conduits (o), (g) et l'évidement (b) du tiroir, ainsi que par les douilles d'échappement (17) et (18) en "plaine P" et uniquement (17) en "montagne M";
- le piston (14) de la boîte de réglage, soulevé par le ressort (15) contre son siège supérieur, soulève en même temps la soupape (13).

1.5.2.2. Serrage des freins (fig. 19 et 20).

Nous savons que le serrage des freins avec triple-valve Lu pour trains de marchandises est lent et progressif et s'effectue en deux temps (voir point 1.3.3.).

- un premier temps court, qui correspond à une alimentation rapide du cylindre de frein jusqu'à une pression de 0,8 à 1 bar, assurant le déplacement rapide du piston et de la timonerie et par conséquent une application immédiate des sabots sur les bandages;
- un deuxième temps long, durant lequel l'alimentation du cylindre de frein se poursuit jusqu'à la pression maximum et assure son remplissage en un temps imposé.

a) Premier temps (fig. 18 et 19).

Lors d'une chute de pression dans la conduite générale, la pression dans la chambre A de la triple-valve, baisse en même temps. Il se produit un déséquilibre de pression sur les deux faces du piston (5) qui, de ce fait, se déplace vers la droite.

Dès le début du déplacement, la rainure d'alimentation (d-f) est obstruée et la valve de graduation (7) découvre le canal (1) du tiroir (6).

La communication entre le réservoir auxiliaire et la conduite générale est coupée et l'air du réservoir auxiliaire s'engage dans le canal (1) du tiroir (6).

En continuant son déplacement jusqu'à sa position extrême droite, le piston (5) entraîne avec lui le tiroir (6) qui réalise les conditions suivantes :

- Remplissage de la poche accélératrice (3) avec l'air de la conduite générale par les conduits (t), (p) et (s);
- Remplissage du cylindre de frein avec l'air du réservoir auxiliaire par le conduit (1) du tiroir (6), le conduit (a), la soupape 13 (soulevée) et l'orifice calibré (W).

L'alimentation du cylindre est rapide et provoque l'application immédiate des sabots de frein sur les bandages.

- Suppression de toute communication entre le cylindre de frein et l'atmosphère.

b) Deuxième temps (fig. 20).

Lorsque la pression du cylindre de frein règnant dans la chambre (D) au-dessus du piston (14) de la boîte de réglage produit un effort de haut en bas supérieur à la tension du ressort (15), le piston (14) s'abaisse et vient s'appliquer rapidement sur le joint inférieur (20).

Le mouvement de descente est facilité par l'intervention d'une surface annulaire plus grande, dès que le piston a quitté son siège supérieur. Ce mouvement du piston a pour effet :

- de provoquer la descente de la soupape (13) sur son siège et d'interrompre le passage à large débit; le cylindre de frein continue alors à être alimenté lentement et progressivement jusqu'à la pression maximum, par l'orifice calibré (W) seul.

Le serrage des freins peut être gradué par une série de dépressions limitées dans la conduite générale, grâce à l'intervention de la valve de graduation de la triple-valve (voir point 1.2.3).

1.5.2.3. Desserrage des freins (fig. 18).

Le desserrage des freins s'obtient par la réalimentation de la conduite générale. Lorsque la pression dans celle-ci (face droite du piston (5) de la triple-valve) devient supérieure à celle du réservoir auxiliaire (face gauche du piston (5)), le piston (5) se déplace et revient avec le tiroir (6) dans sa position extrême gauche.

Les conditions suivantes sont alors réalisées :

- l'air de la conduite générale recharge immédiatement le réservoir auxiliaire par la chambre (A), la rainure d'alimentation (d-f), la chambre (c).

6.

- la poche accélératrice est mise en communication avec l'atmosphère par les conduits (s), (p) et (r).
- l'air du cylindre de frein s'écoule à l'atmosphère par les conduits (o), (b), (g) et les douilles 17 et 18 en régime "Plaine", ou la douille 17 seule en régime "Montagne".

On obtient ainsi le desserrage complet des freins.

1.6. La triple-valve Lu I - II (fig. 21).

La triple-valve Lu I - II est utilisée sur les équipements de frein des wagons sur lesquels on veut freiner soit la tare seule, soit la tare et la charge.

Pour le freinage de la tare, la triple-valve agit sur un seul cylindre de frein ordinaire dit "cylindre de la tare".

Pour le freinage de la charge, elle agit en plus sur un cylindre spécial dit "cylindre à crémaillère ou de charge".

1.6.1. Organes constitutifs (fig. 21 et 23).

La triple-valve Lu I - II ne diffère de la triple-valve Lu I que par les particularités suivantes :

- présence d'un conduit supplémentaire (m - q) débouchant, d'une part, au cylindre de frein "charge" et, d'autre part, aux parties supérieure et inférieure de la boîte de réglage (canal u).
- présence d'un robinet (9) destiné à donner les deux régimes de freinage, soit tare seule, soit tare + charge .

Il est manoeuvrable de l'extérieur du véhicule au moyen d'une poignée se trouvant sur une plaque de manoeuvre fixée au longeron de chaque côté du wagon.

Ce robinet peut occuper deux positions :

- une position d'ouverture permettant l'alimentation du cylindre de charge au 2e temps de serrage, par un trou supplémentaire calibré (x) en cas de freinage tare + charge fig. 23;
- une position de fermeture permettant au cylindre "charge" d'être en communication constante avec l'atmosphère, en cas de freinage de la tare seule (canal i) fig. 22.

1.6.2. Fonctionnement de la triple-valve Lu I-II.

1.6.2.1. Freinage de la tare seule (fig. 22).

Dans ce cas, le robinet (9) mis en position fermeture (position vide du levier de commande), isole le cylindre "charge" qui est mis en communication permanente avec l'atmosphère par le conduit (m), l'encoche (i) du robinet, les conduits (1) et (g) et les douilles (17) et (18).

Le fonctionnement de la triple-valve Lu I-II est alors identique à celui de la triple-valve Lu I.

1.6.2.2. Freinage de la tare et de la charge.

Le robinet (9) est placé en position "ouverture" (position "chargé" du levier de commande).

a) Marche normale à freins desserrés (fig. 23).

En marche normale :

- l'air comprimé de la conduite générale a repoussé le piston principal (5) et le tiroir (6) dans leur position extrême gauche et la valve de graduation (7) obstrue le canal (1) du tiroir. Dans ces conditions :

- le réservoir auxiliaire est en communication avec la conduite générale par la rainure d'alimentation (d-f) du corps de la triple-valve;
- la poche accélératrice (3) communique avec l'atmosphère par les conduits (s), (r) et l'évidement (P) du tiroir;
- le cylindre de tare C₁ communique avec l'atmosphère par le conduit (o), l'évidement du tiroir (b), le conduit (g) les douilles (17) - (18) (en plaine) la douille 17 seule (en montagne).
- le cylindre de charge communique avec l'atmosphère par le canal (m), le robinet (9), le trou Z de la partie inférieure de la boîte de réglage.
- le piston (14) de la boîte de réglage soulevé par le ressort (15) soulève en même temps la soupape (13).

b) Serrage des freins (fig. 24 et 25).

De même que pour la triple-valve Lu I, le serrage s'effectue en deux temps. Toutefois, lors du premier temps, l'application rapide des sabots est provoquée par le cylindre de tare seule tandis qu'au deuxième temps, l'action simultanée des deux cylindres de frein intervient pour déterminer l'effort de freinage.

8.

Premier temps (fig. 24).

Lors d'une dépression dans la conduite générale, le piston et le tiroir de la triple-valve se déplacent vers la droite, comme indiqué précédemment pour la triple-valve Lu I. Les autres organes se trouvent placés dans la situation suivante :

- la poche accélératrice (3) est remplie avec l'air de la conduite générale par les conduits (t) (p) et (s);
- le cylindre de tare reçoit l'air du réservoir auxiliaire simultanément par :
 - a) le conduit (1) du tiroir (6), le conduit (a), le trou (x) du robinet (9), le canal (y);
 - b) la soupape (13) soulevée et l'orifice calibré (W), le conduit (y).
- la communication entre le réservoir auxiliaire et la conduite générale est coupée,
- le cylindre de charge est en communication avec l'atmosphère par le canal (m), le trou (n) du robinet (9), le canal (q), le canal (u) et le trou (z) de la boîte de réglage.

L'alimentation du cylindre à la tare provoque immédiatement l'application des sabots sur les bandages des roues.

Deuxième temps (fig. 25).

Lorsque la pression dans la chambre (D) atteint un certain taux (+ 1 bar), le piston (14) de la boîte de réglage s'abaisse sur son siège inférieur. Dans ces conditions :

- la soupape (13) retombe sur son siège;
- la communication entre le cylindre de charge et l'atmosphère est coupée par suite de l'obstruction du conduit (u) par le piston (14);
- le cylindre de charge est mis en communication avec la chambre (D) parce que l'abaissement du piston (14) a dégagé l'orifice du canal (q).

A partir de ce moment, les deux cylindres sont alimentés parallèlement :

le cylindre de tare par le trou (x) du robinet (9), l'orifice calibré (W) et le conduit (y);

le cylindre de charge en partant du conduit (y) et de la chambre D, par le conduit (q), le trou (n) du robinet (9) et le conduit (m).

La pression sur les sabots augmente alors lentement et progressivement jusqu'à l'obtention de la valeur maximum.

c) Desserrage des freins (fig. 26-27).

Le desserrage des freins s'effectue en deux temps.

Premier temps (fig. 26).

Par suite de la réalimentation de la conduite générale, le piston (5) et le tiroir (6) de la triple-valve se sont déplacés dans leur position extrême gauche.

Dans ces conditions :

- le réservoir auxiliaire est réalimenté par l'air de la conduite générale;
- la poche accélératrice se vide à l'atmosphère;
- le cylindre de tare se vide à l'atmosphère par le conduit (o), l'évidement (b) du tiroir, le conduit (g) et les douilles d'échappement (17) et (18);
- le cylindre de charge se vide également par le trou (n) du robinet (9), le conduit q, la chambre D, le conduit (y) et ensuite par les mêmes conduits que le cylindre de tare.

La première phase de desserrage dure aussi longtemps que la pression dans les cylindres de frein, et par conséquent dans la chambre (D), est suffisante pour maintenir le piston (14) abaissé dans la boîte de réglage ($p = + 1$ bar).

Deuxième temps (fig. 27).

Dès l'instant où la pression sur le piston (14) n'est plus suffisante pour équilibrer l'action du ressort (15), ce dernier réagit et soulève rapidement le piston (14) jusqu'à son siège supérieur.

A partir de ce moment, le cylindre de tare continue à se vider par les douilles (17) et (18), tandis que le cylindre de charge se vide par le trou (n) du robinet (9), les conduits (q) et (u) et l'orifice inférieur (z) de la boîte de réglage.

Cette deuxième phase a pour effet d'activer le desserrage des freins.

1.7. La triple-valve Lu V-I ("Voyageurs" - "Marchandises") (fig. 28).

La triple-valve Lu V-I est utilisée sur les équipements de frein des véhicules que l'on veut freiner soit au régime "voyageurs P" soit au régime "marchandises G", c'est-à-dire ceux pouvant entrer dans la composition des trains de voyageurs, des trains à marche rapide ou des trains de marchandises ordinaires.

Cette triple-valve n'agit que sur un seul cylindre de frein et dans les deux régimes, ne freine que la tare seule. Toutefois si la timonerie de frein est équipée d'un dispositif de changement d'amplification, on peut obtenir le freinage de la tare + la charge aussi bien dans le régime de freinage "marchandises" que dans le régime "voyageurs".

1.7.1. Organes constitutifs.

La triple-valve Lu V-I ne diffère de la LU I-II que par les particularités suivantes :

en régime "voyageurs" (voir fig. 30)

- la carotte du robinet (9) ne comporte plus que le trou (x), le trou (n) étant remplacé par la rainure (i);
- le canal (m) débouche à l'atmosphère alors qu'il était relié au cylindre de charge dans la triple-valve Lu I-II.

en régime "marchandises" (voir fig. 29) les canaux (x) et (i) sont supprimés.

Comme pour la triple-valve Lu I-II, la commande du robinet (9) s'effectue à l'aide d'une poignée placée sur une plaque de manoeuvre, fixée au longeron de chaque côté du wagon.

1.7.2. Fonctionnement.

1.7.2.1. Freinage en régime "Marchandises" (fig. 29).

En régime "marchandises", le robinet (9) est placé dans la position indiquée à la fig. 29 et le fonctionnement de la triple-valve est identique à celui de la triple-valve Lu I.

1.7.2.2. Freinage en régime "voyageurs".

Le robinet (9) est placé dans la position indiquée (fig. 30).

a) Serrage des freins (fig. 30 - 31).

Comme sur les autres triples-valves Lu pour matériel "marchandises", le serrage s'effectue en deux temps.

Au premier temps de serrage (fig. 30), l'alimentation du cylindre de frein s'effectue par le trou calibré (x) du robinet (9), par la soupape (13) (soulevée) et par le trou calibré (W) du siège de la soupape.

Après le premier temps de serrage (fig. 31), l'alimentation du cylindre de frein ne s'effectue plus que par l'orifice calibré (x) du robinet (9) et l'orifice calibré (W) du siège de la soupape par suite de la descente du piston (14) de la boîte de réglage, qui a permis à la soupape (13) de retomber sur son siège.

Le freinage est rapide grâce à la section relativement grande du trou (x) dans le robinet (9).

b) Desserrage des freins (fig. 32).

La vidange du cylindre de frein s'effectue par les douilles (17) et (18) et surtout directement par le conduit (i) et le canal (m) qui débauche en permanence directement à l'atmosphère.

Cette disposition permet une évacuation rapide de l'air du cylindre de frein et une vidange rapide des freins du véhicule.

1.8. Temps de remplissage des cylindres de frein au serrage et temps de vidange des cylindres au desserrage pour les différents types de triple-valve Lu.

Ces temps sont résumés dans le tableau ci-dessous. Au serrage des freins, les temps sont calculés dès le moment d'entrée de l'air dans le cylindre de frein jusqu'à obtention de 95 % de la pression maximale. Au desserrage des freins, les temps sont calculés du commencement de l'écoulement de l'air jusqu'au moment où la pression est tombée à 0,400 bar.

Type de triple-valve	Temps au serrage		Temps au desserrage	
	Marchandises	Voyageurs	Marchandises	Voyageurs
Lu R	-	3" à 5"	-	10" à 20"
Lu I) 28" à 50"	3" à 8") Plaine	10" à 20"
Lu I -II) 25 à 50"	
Lu V-I) Montagne 45" à 110"	

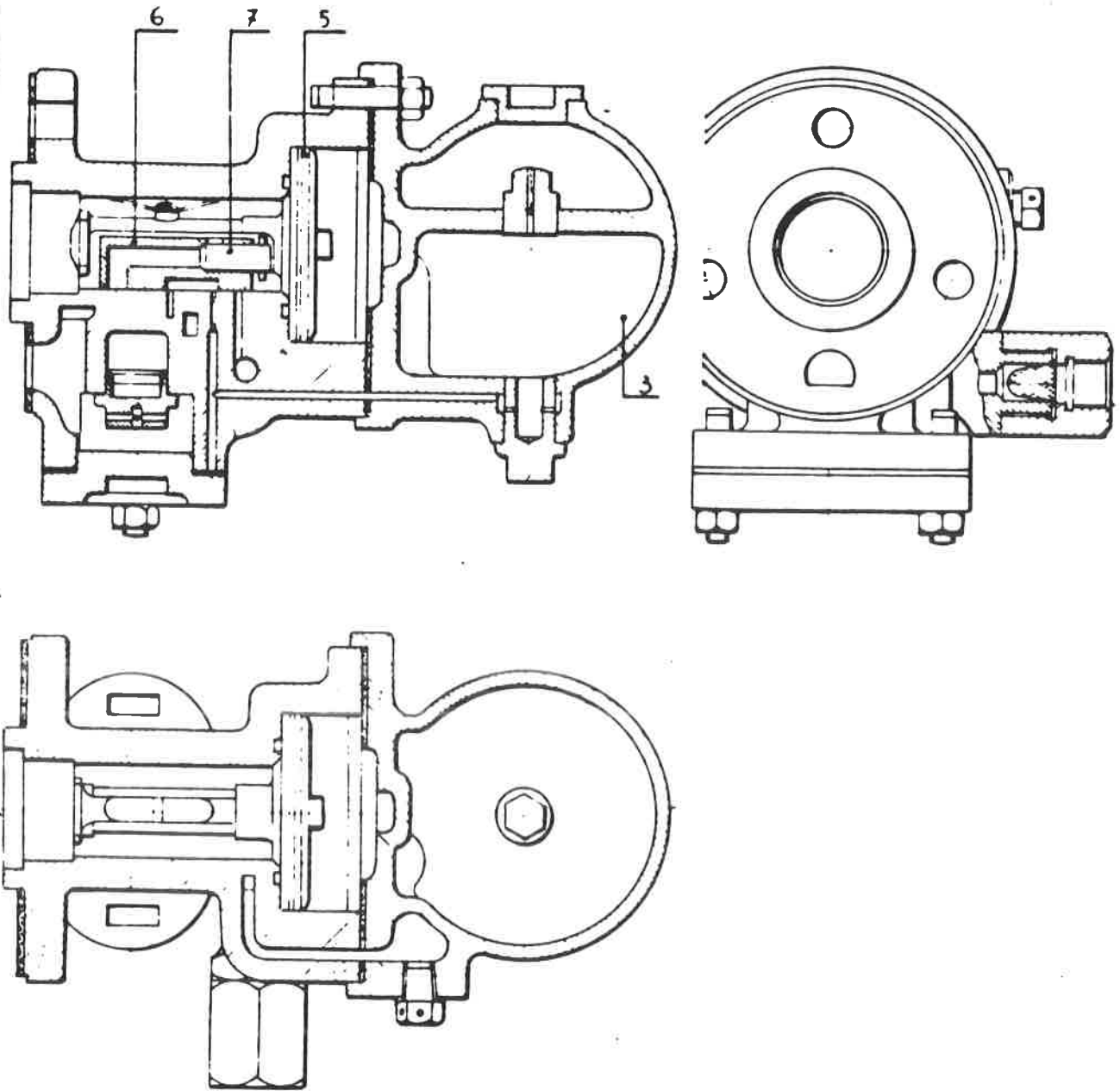


Fig.14.

TRIPLE VALVE LUR.

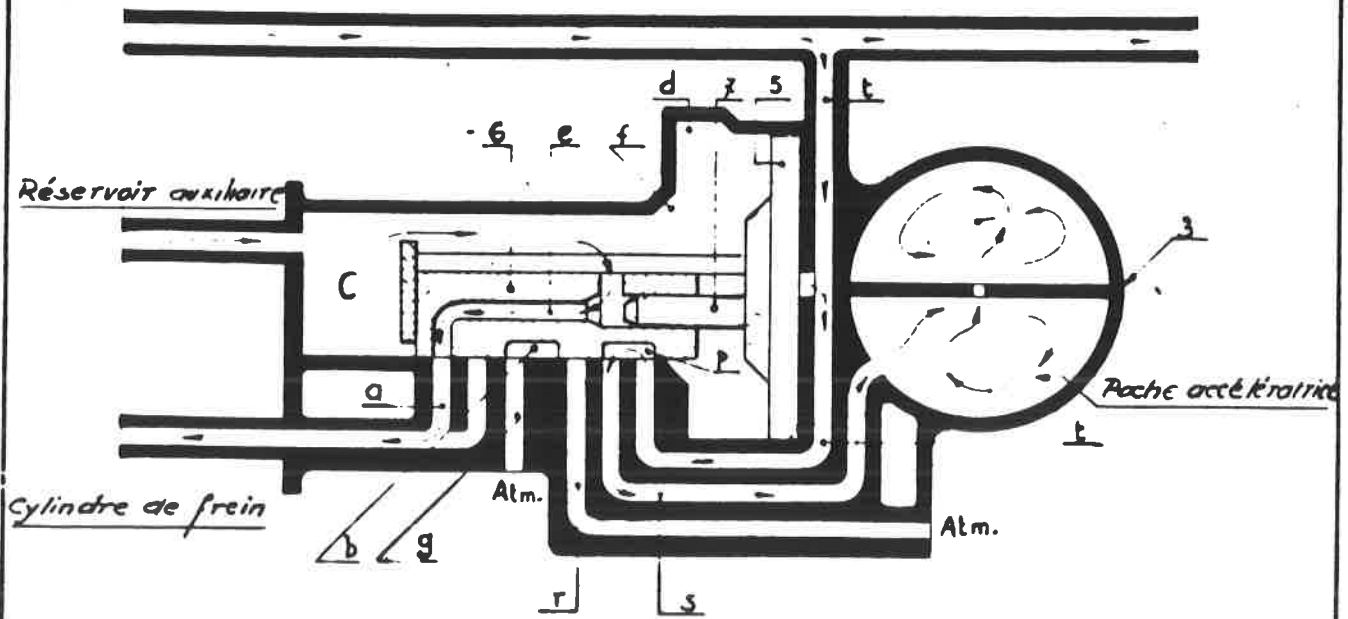


Fig. 15.

TRIPLE VALVE LUR. - SERRAGE

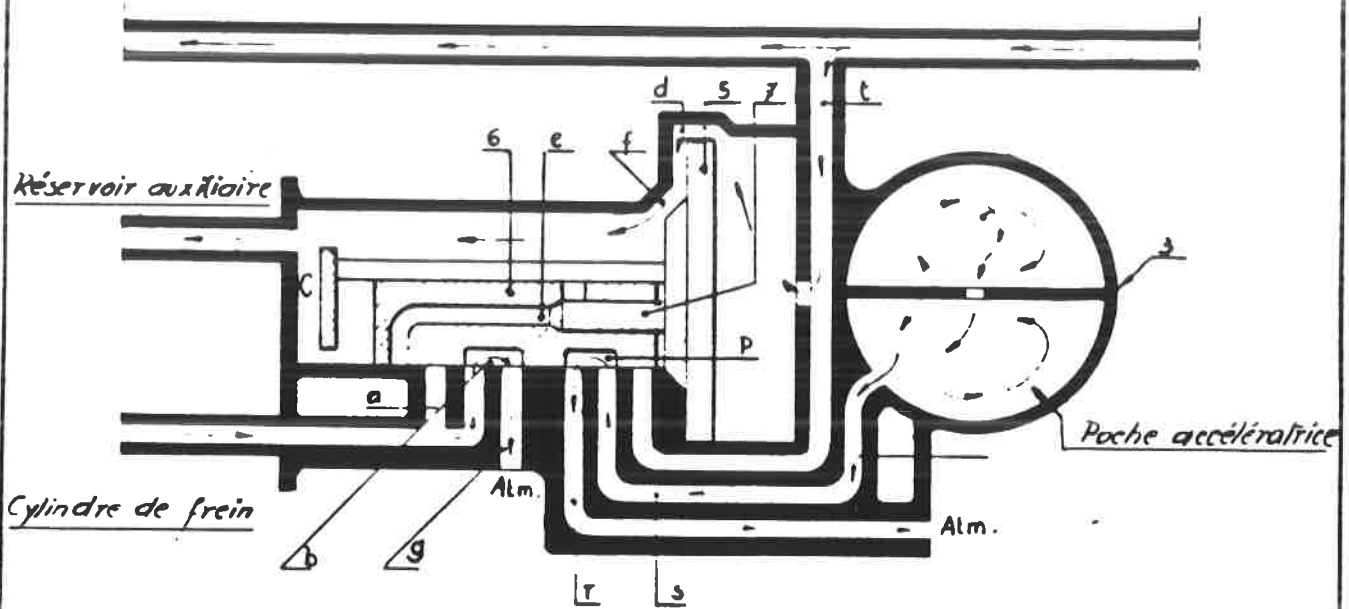


Fig. 16.

TRIPLE VALVE LUR. - DESSERRAGE

TRIPLE VALVE LuI.

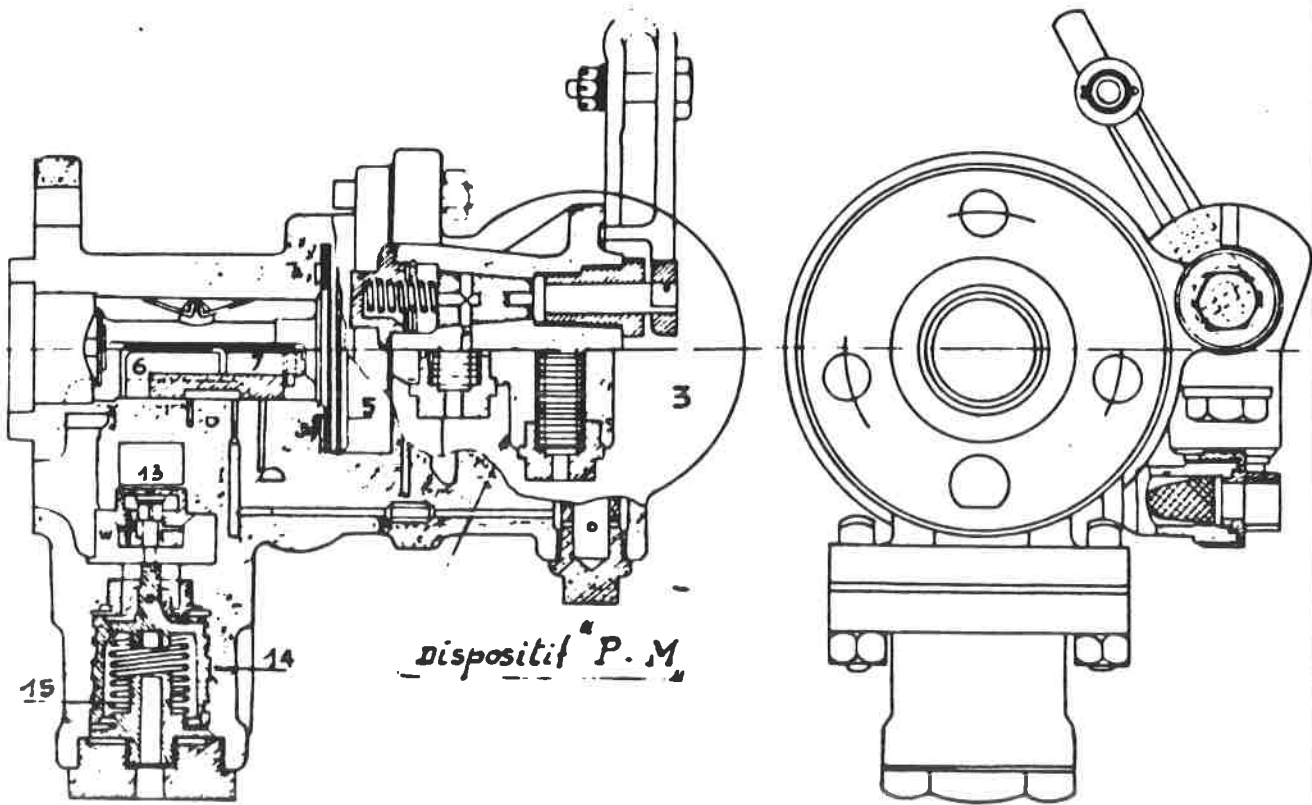
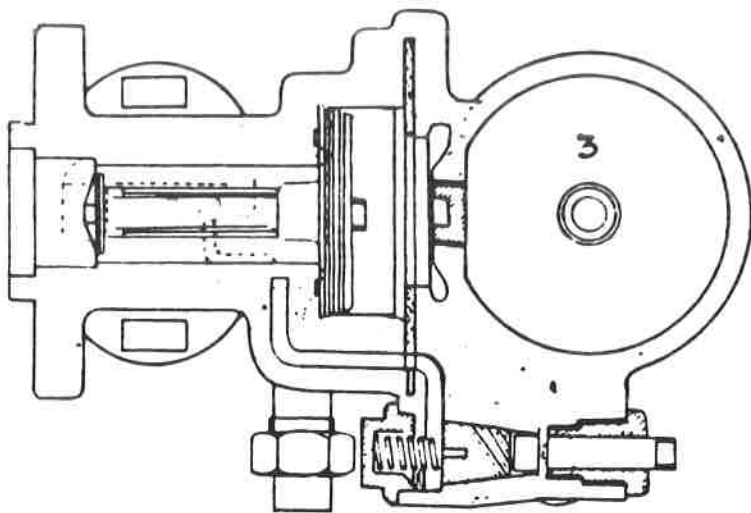


Fig. 17.



La triple valve Lu-1.
 Marche normale, freins desserrés.

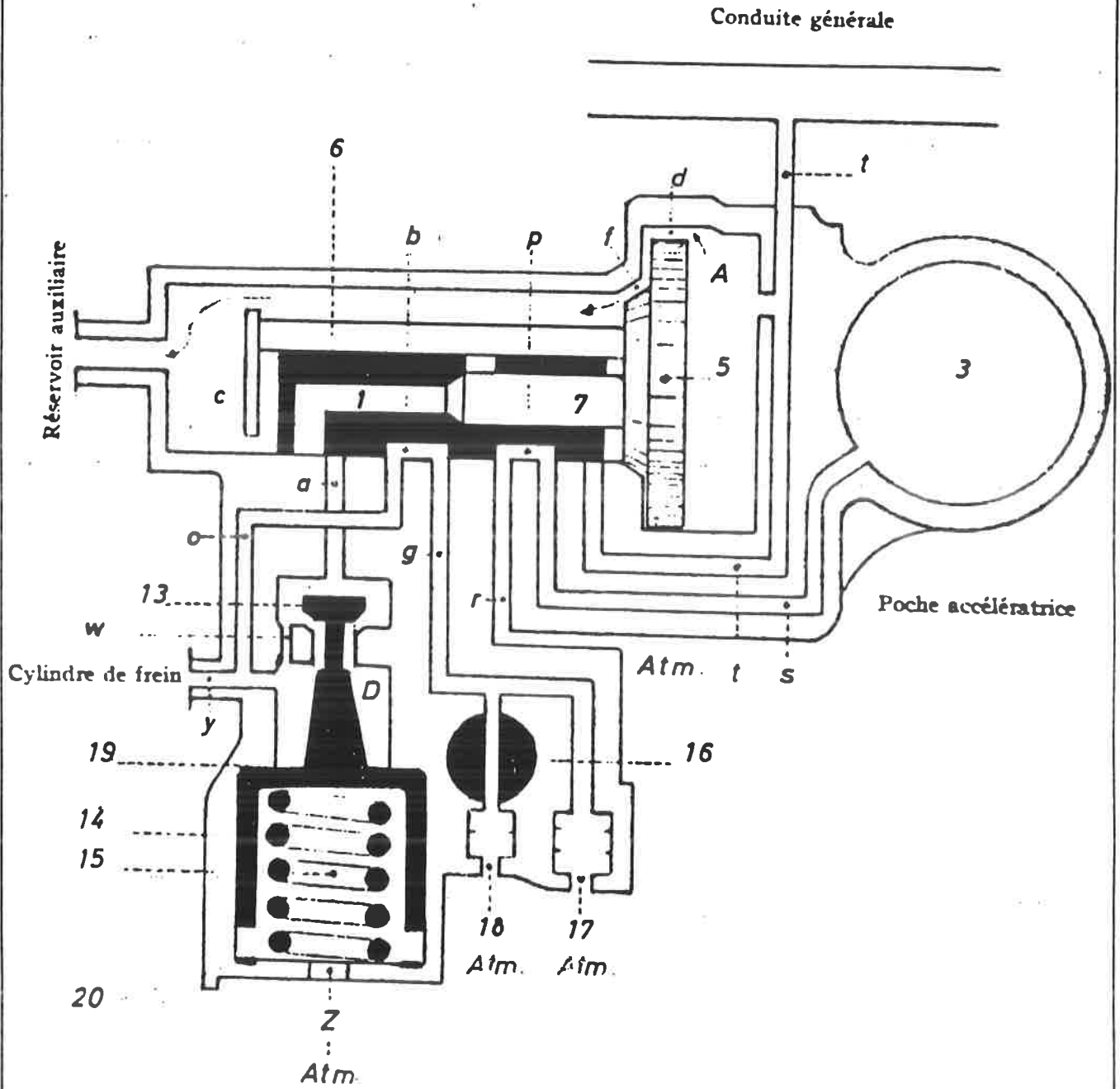


Fig : 10.

La triple valve Lu-I.
Serrage des freins, 1^{er} temps.

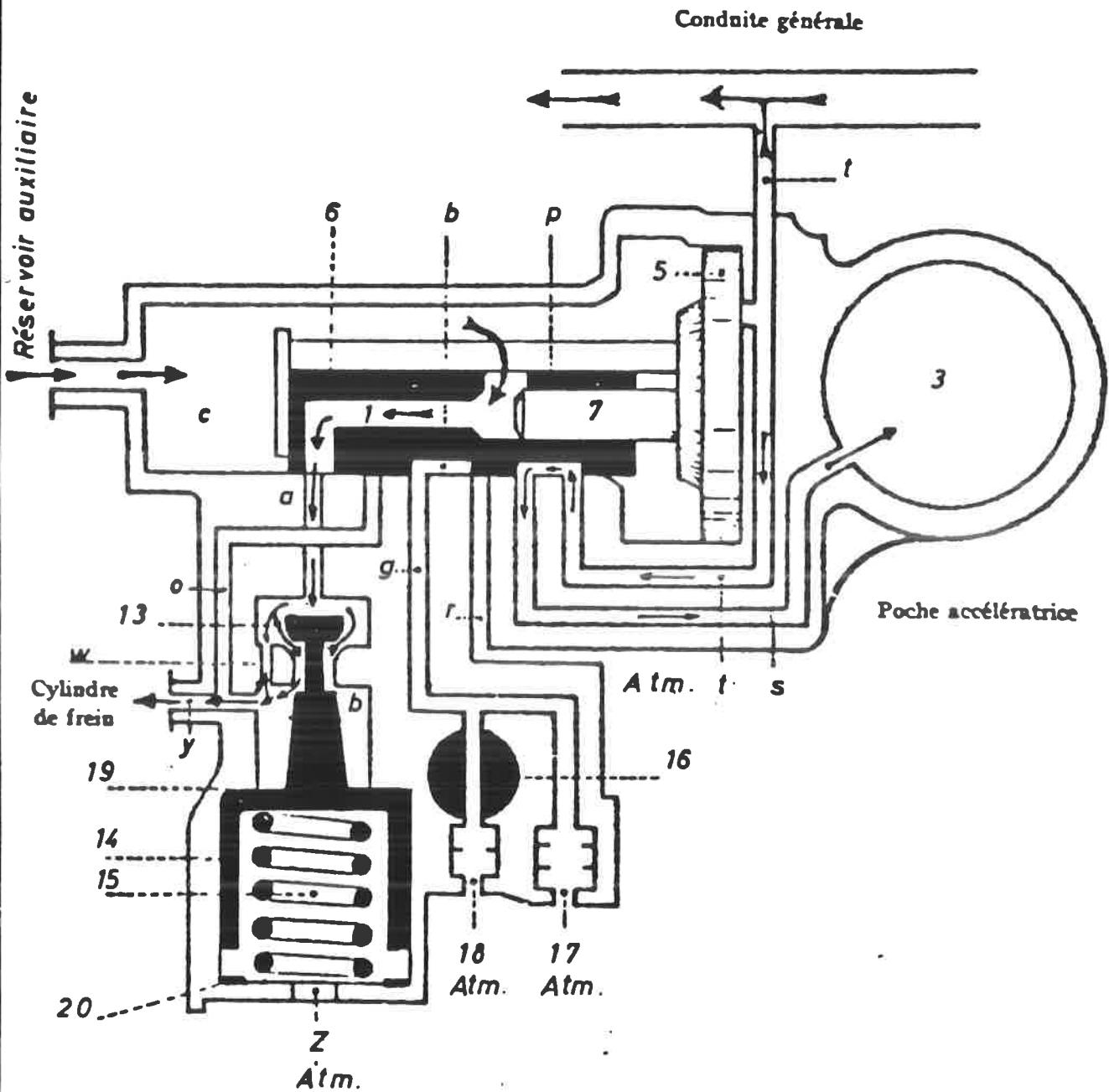


Fig: 19

La triple valve Lu-L.
Serrage des freins, 2^{me} temps.

Conduite générale

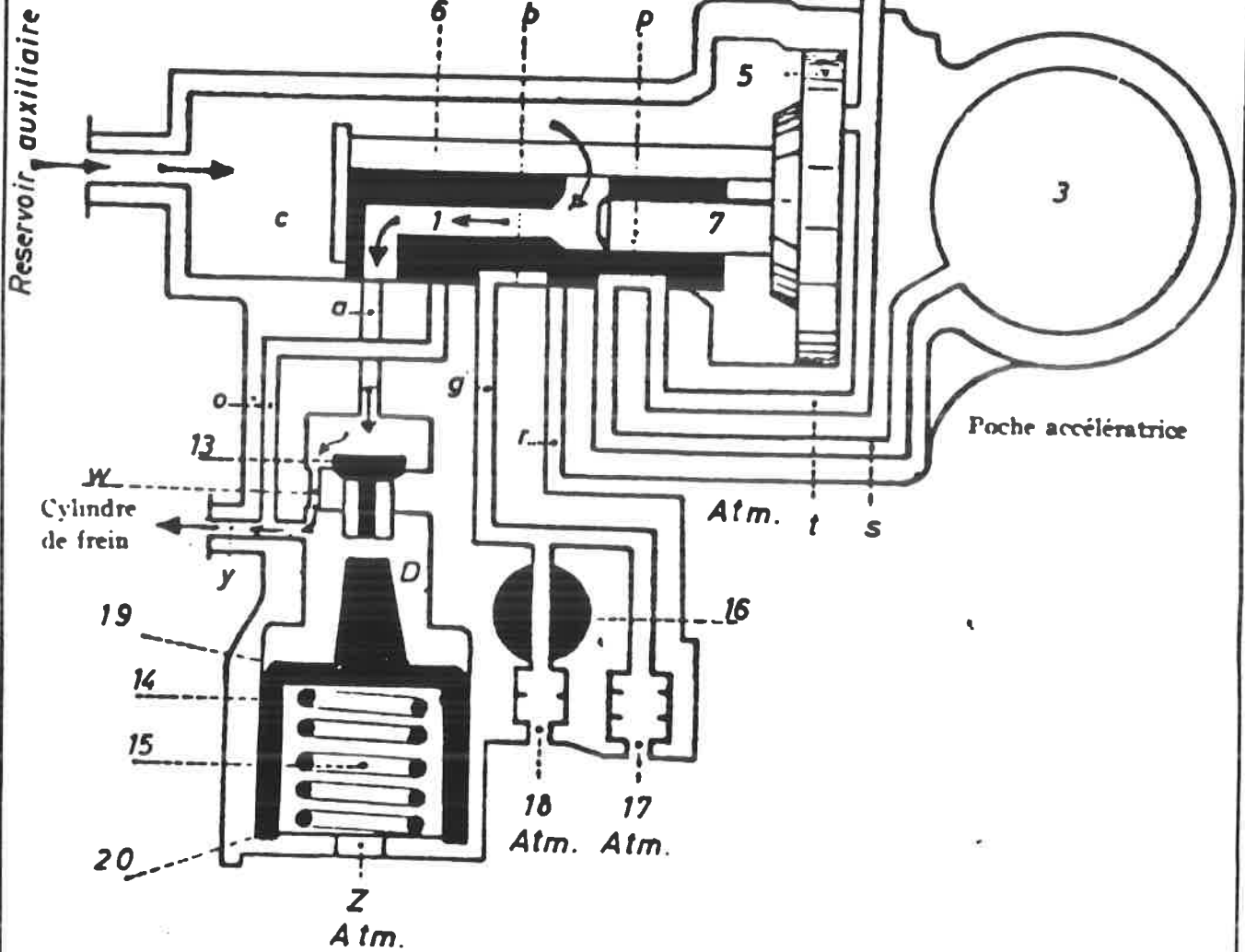


Fig. 20.

TRIPLE VALVE Lu.II.

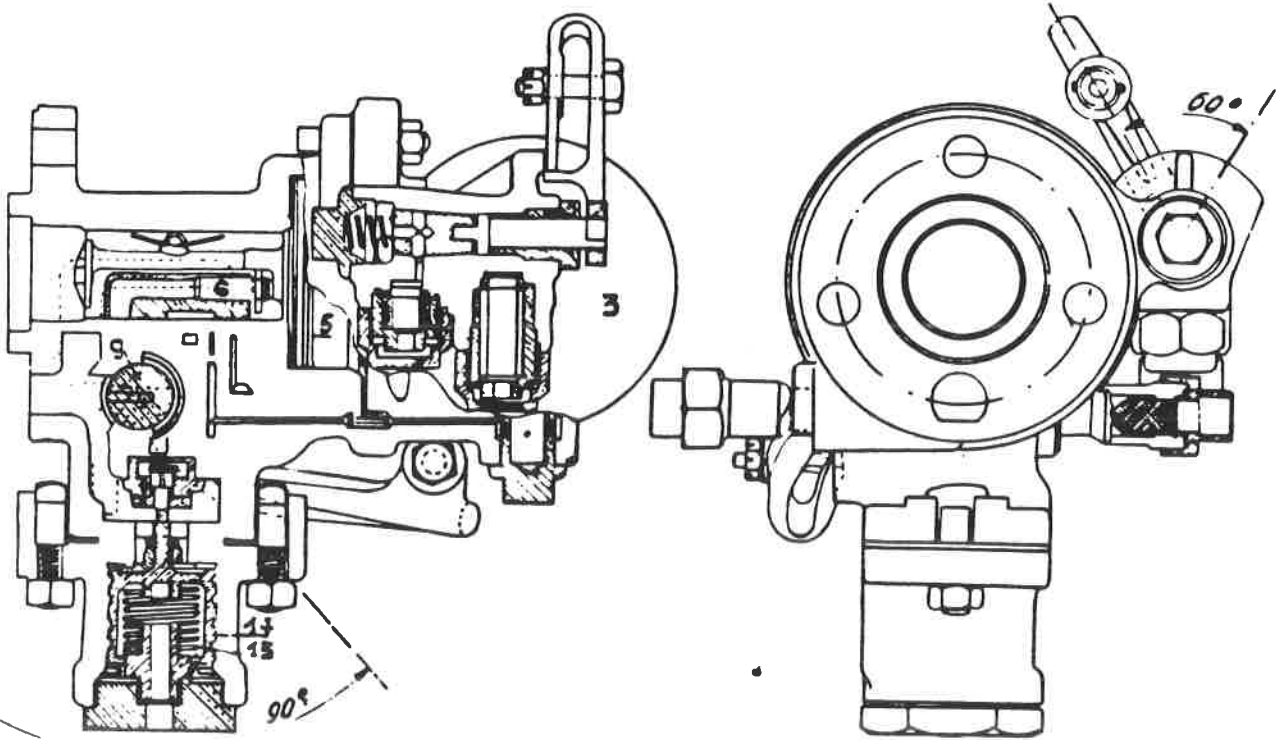
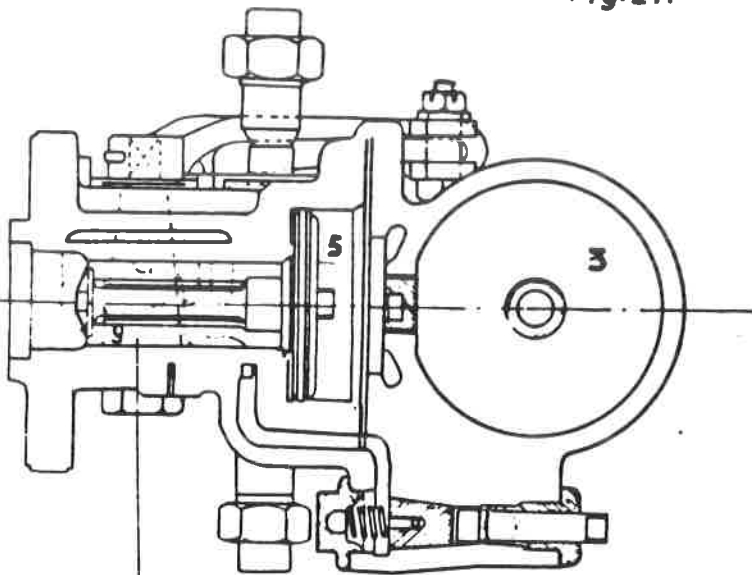


Fig. 21.



Robinet Vide-Charge.

La triple valve Lu-1-11.
 (Disposée pour le freinage de la tare seulement).
 Marche normale, freins desserrés.

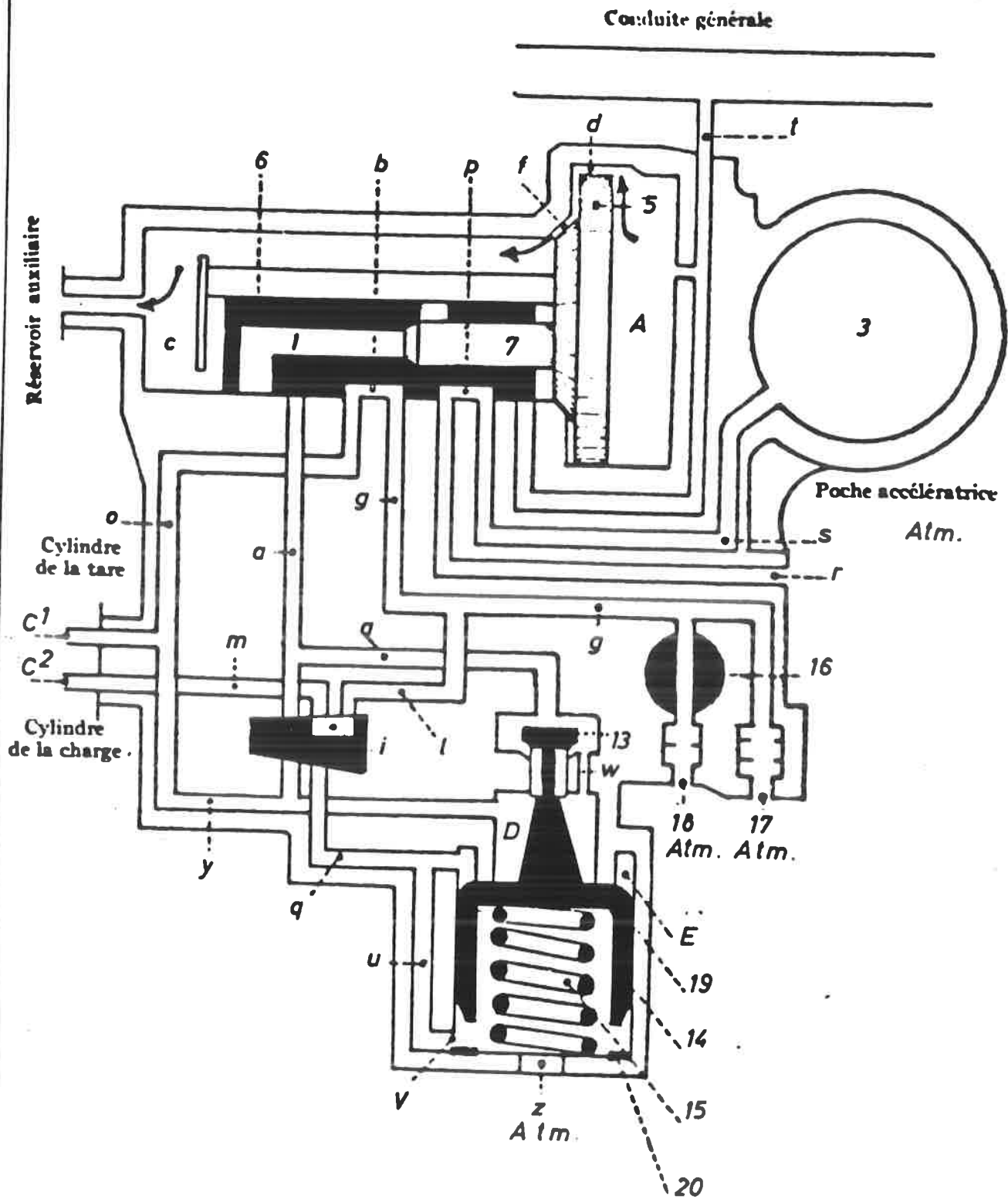


Fig. 22.

La triple valve Lu-I-II.
 (Disposée pour le freinage de la tare et de la charge).
 Marche normale, freins desserrés.

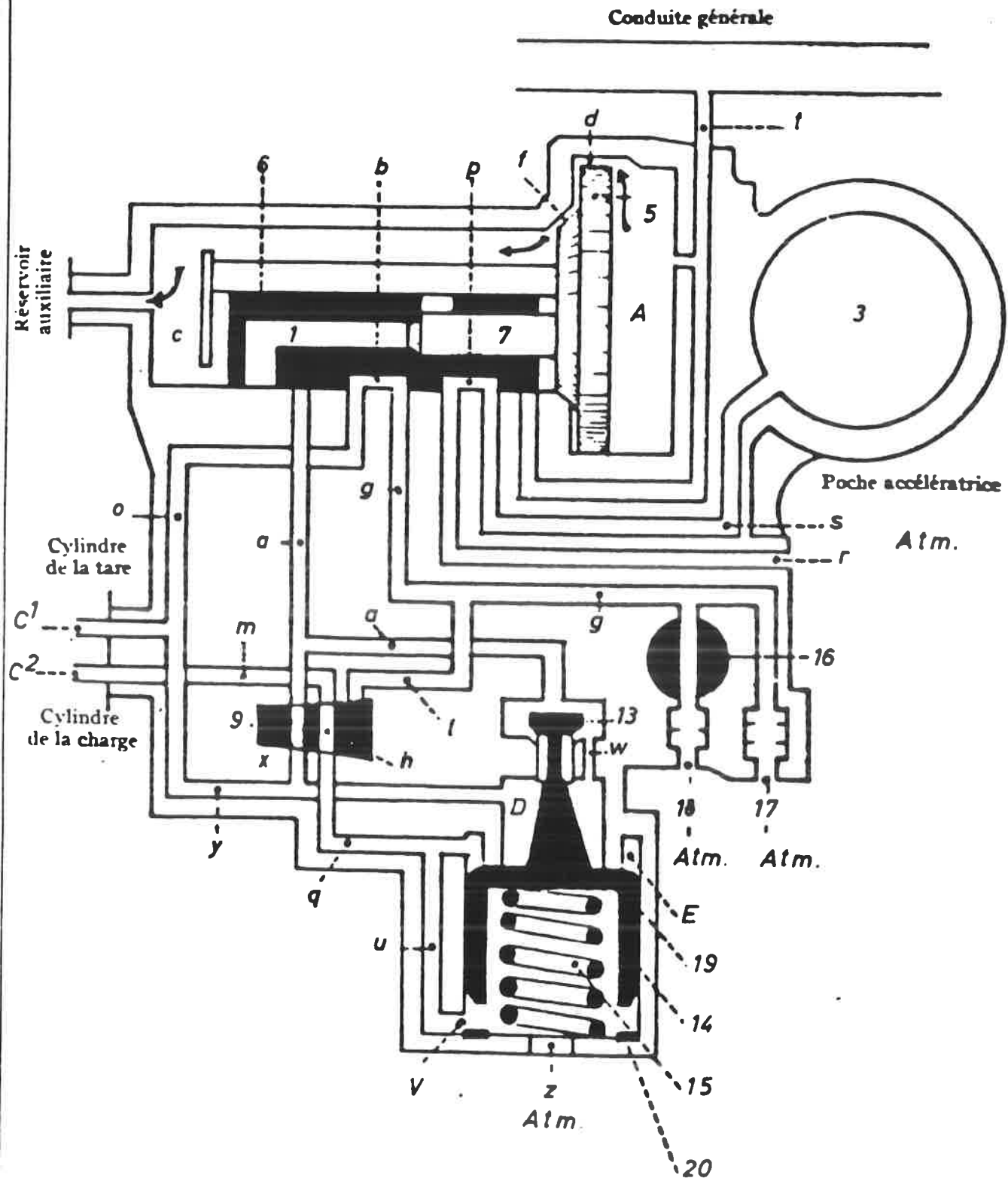


Fig 23.

La triple valve Lu-I-II.
 (Disposée pour le freinage de la tare et de la charge).
 Serrage des freins, 1^{er} temps.

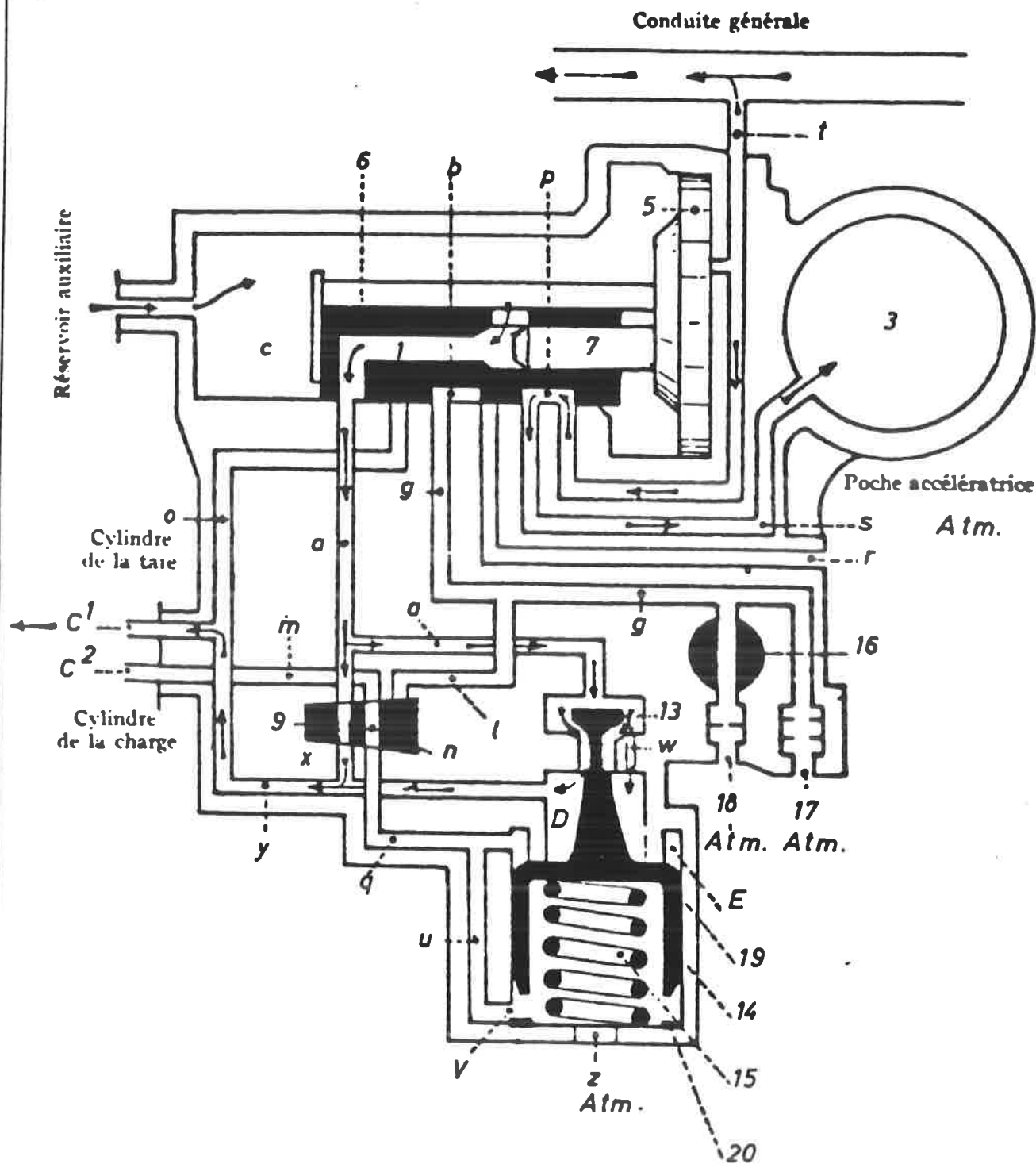


Fig. 24.

La triple valve Lu-I-II.
 (Disposition pour le freinage de la tare et de la charge).
 Serrage des freins. 2^{me} temps.

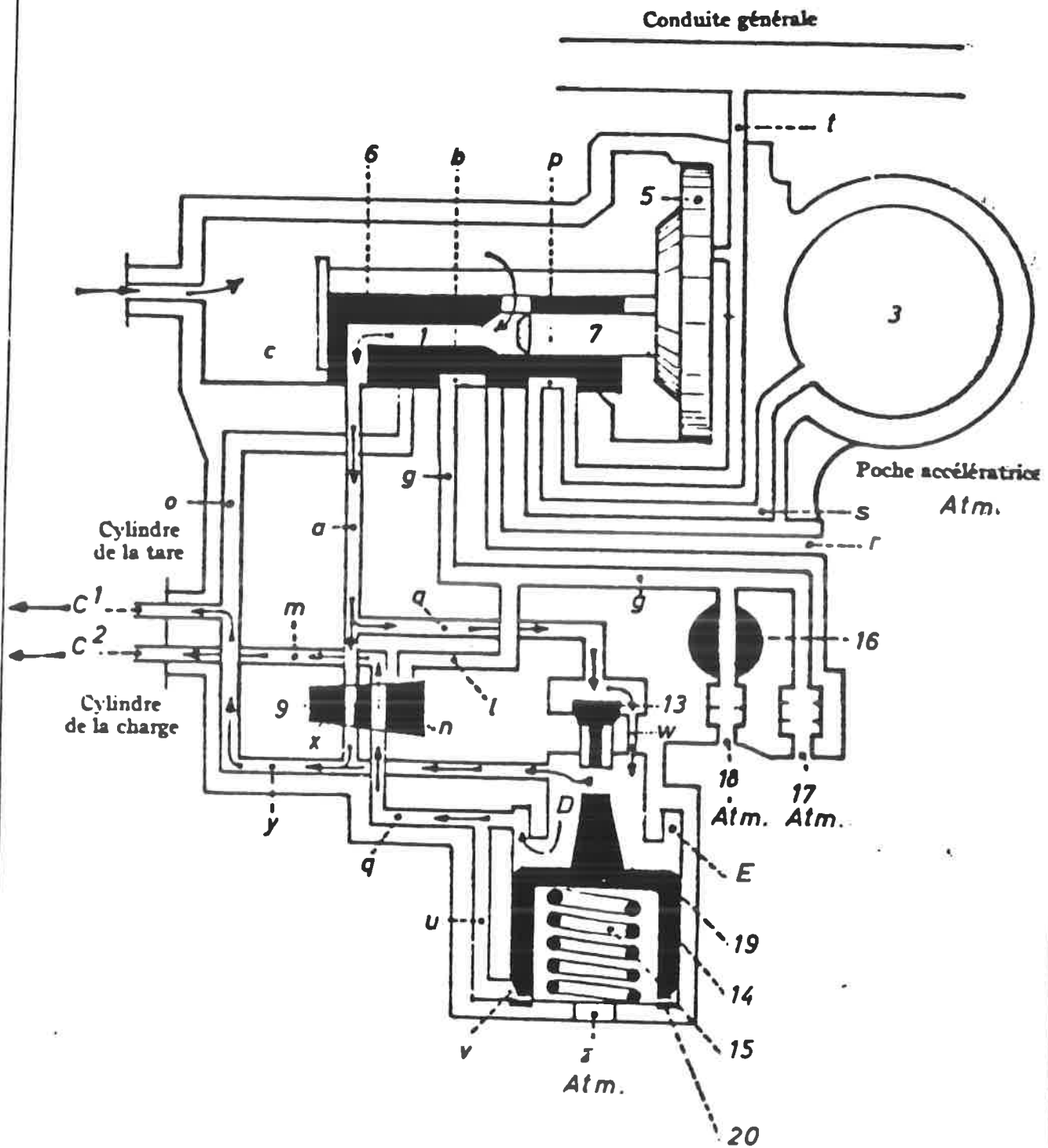


Fig. 25.

La triple valve Lu-I-II.
 (Disposée pour le freinage de la tare et de la charge).
 Desserrage des freins, 1^{re} phase.

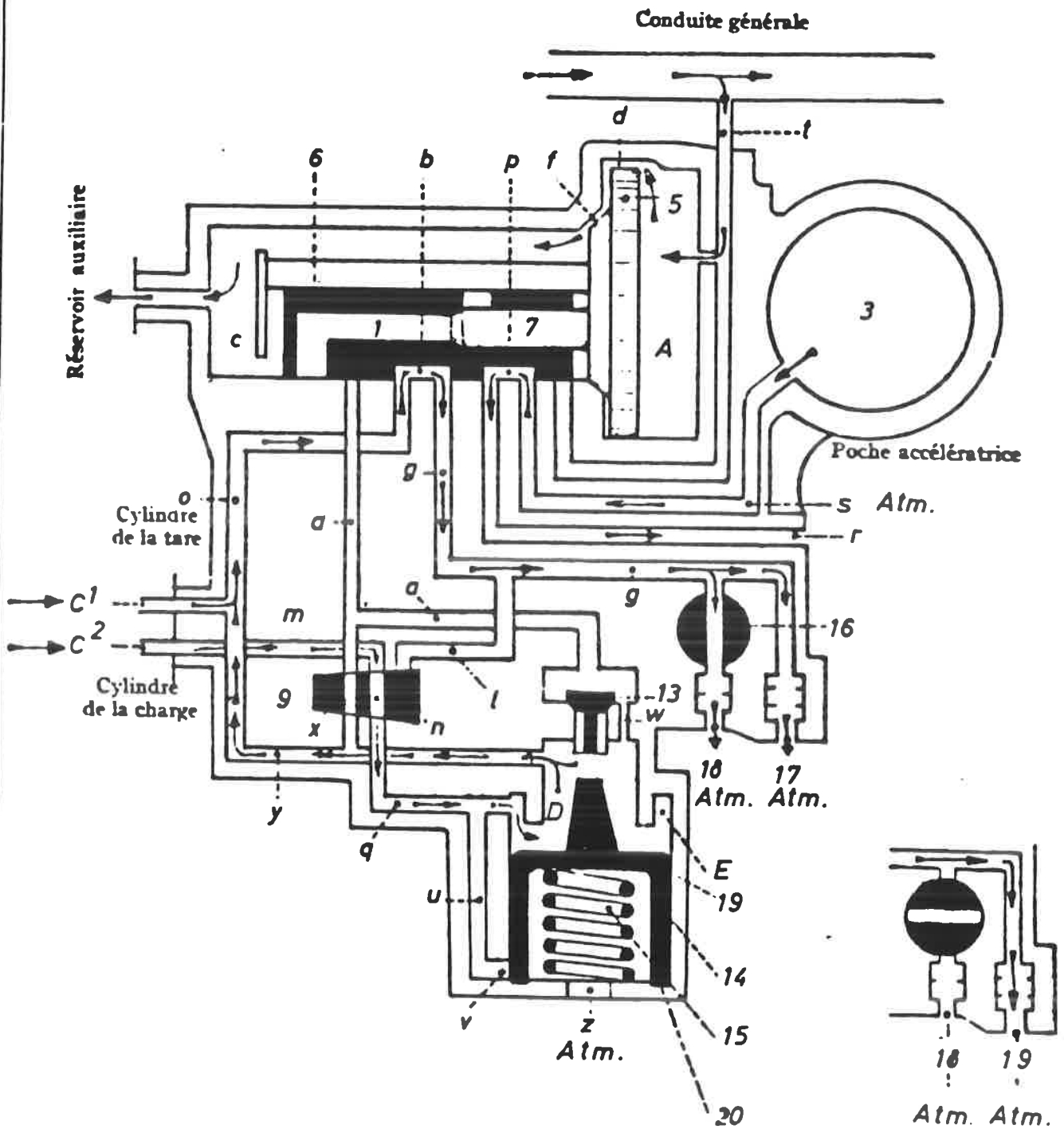


Fig. 26.

La triple valve Lu-I-II.
 (Disposée pour le freinage de la tare et de la charge).
 Desserrage des freins, 2^{me} phase.

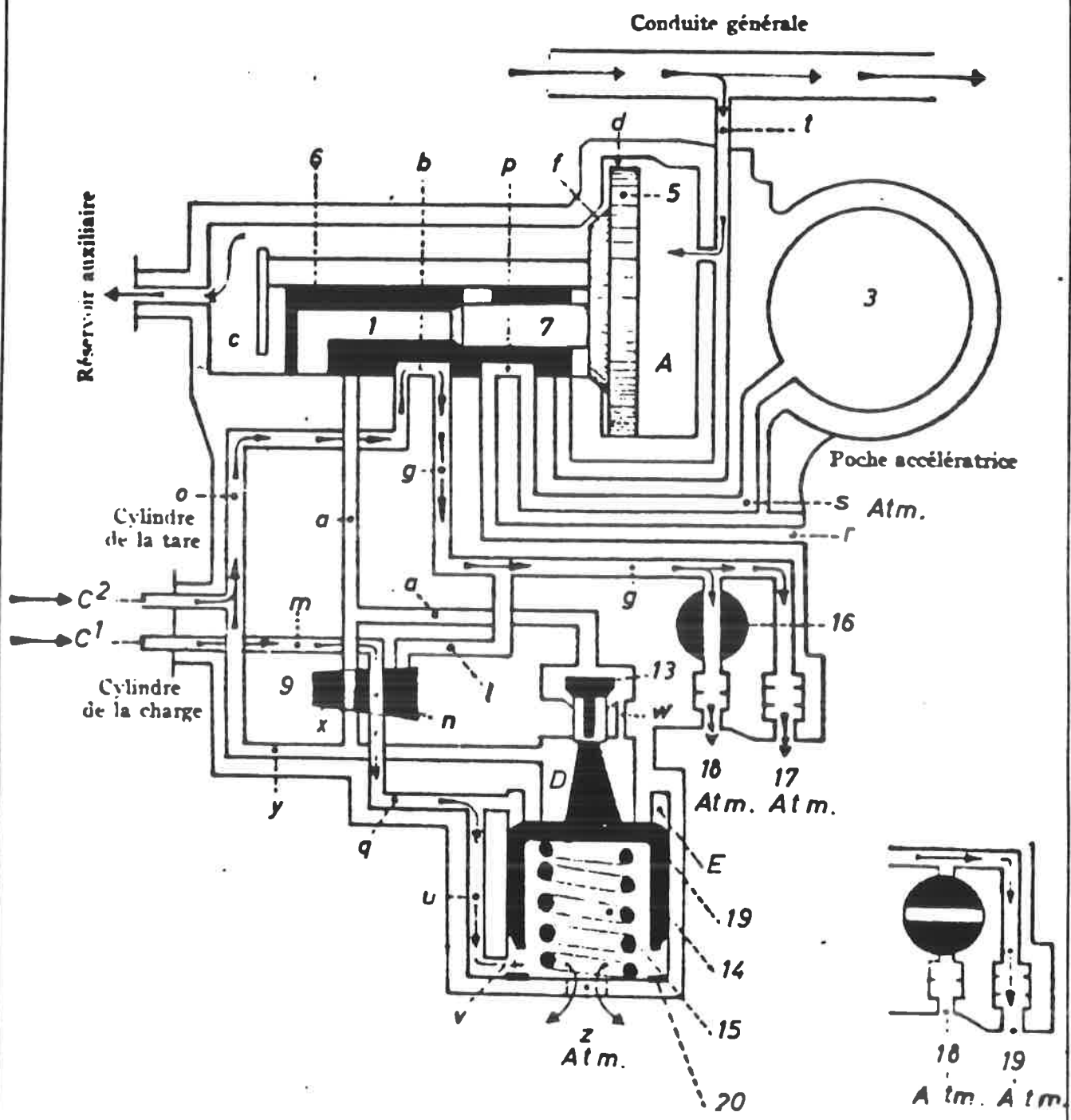


Fig.27.

C 1220 B
 2 Seçon

TRIPLE VALVE L.VI.

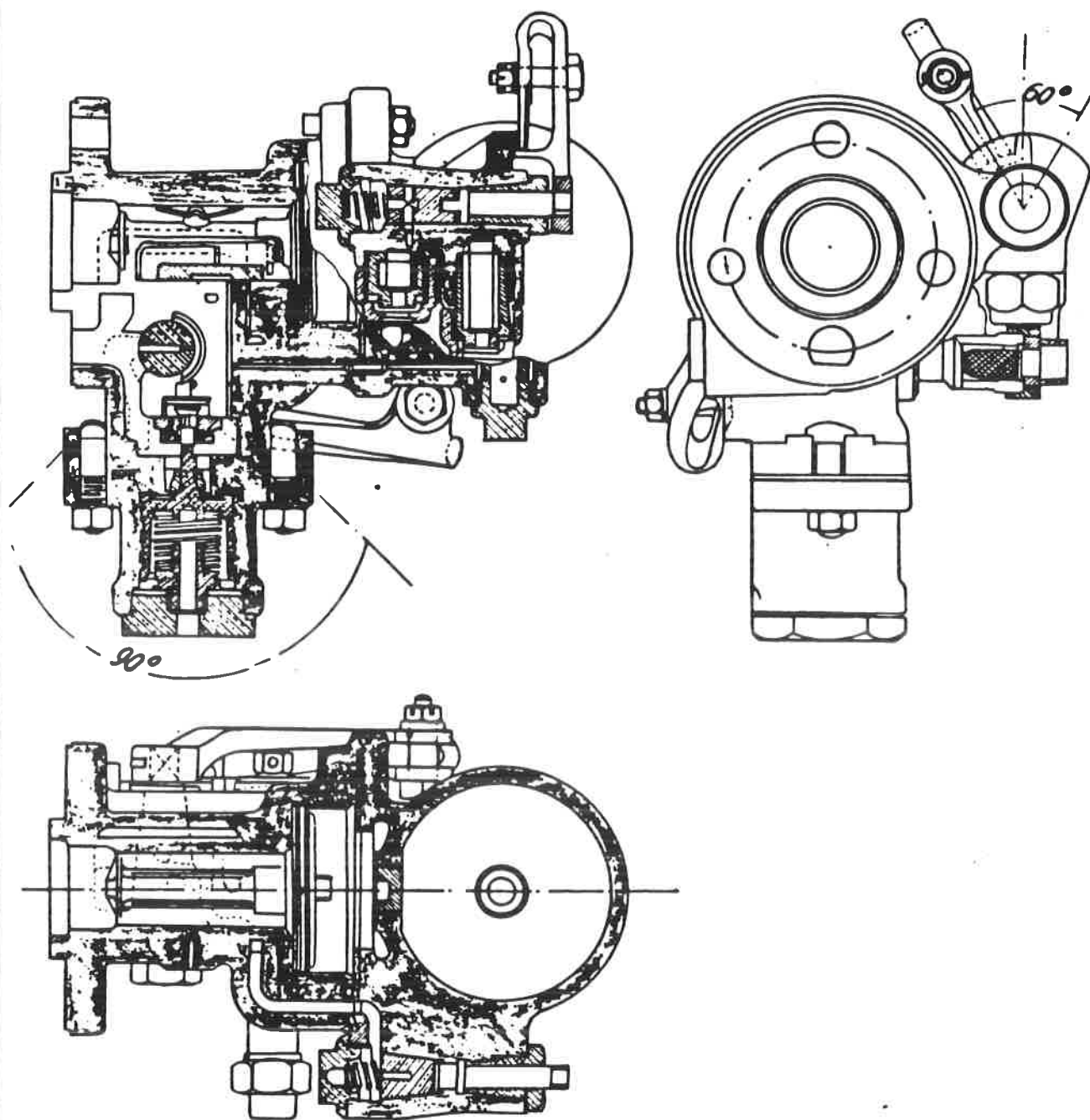


Fig.26.

La triple valve Lu-V-L.
 (Disposée pour le régime "marchandises").
 Marche normale, freins desserrés.

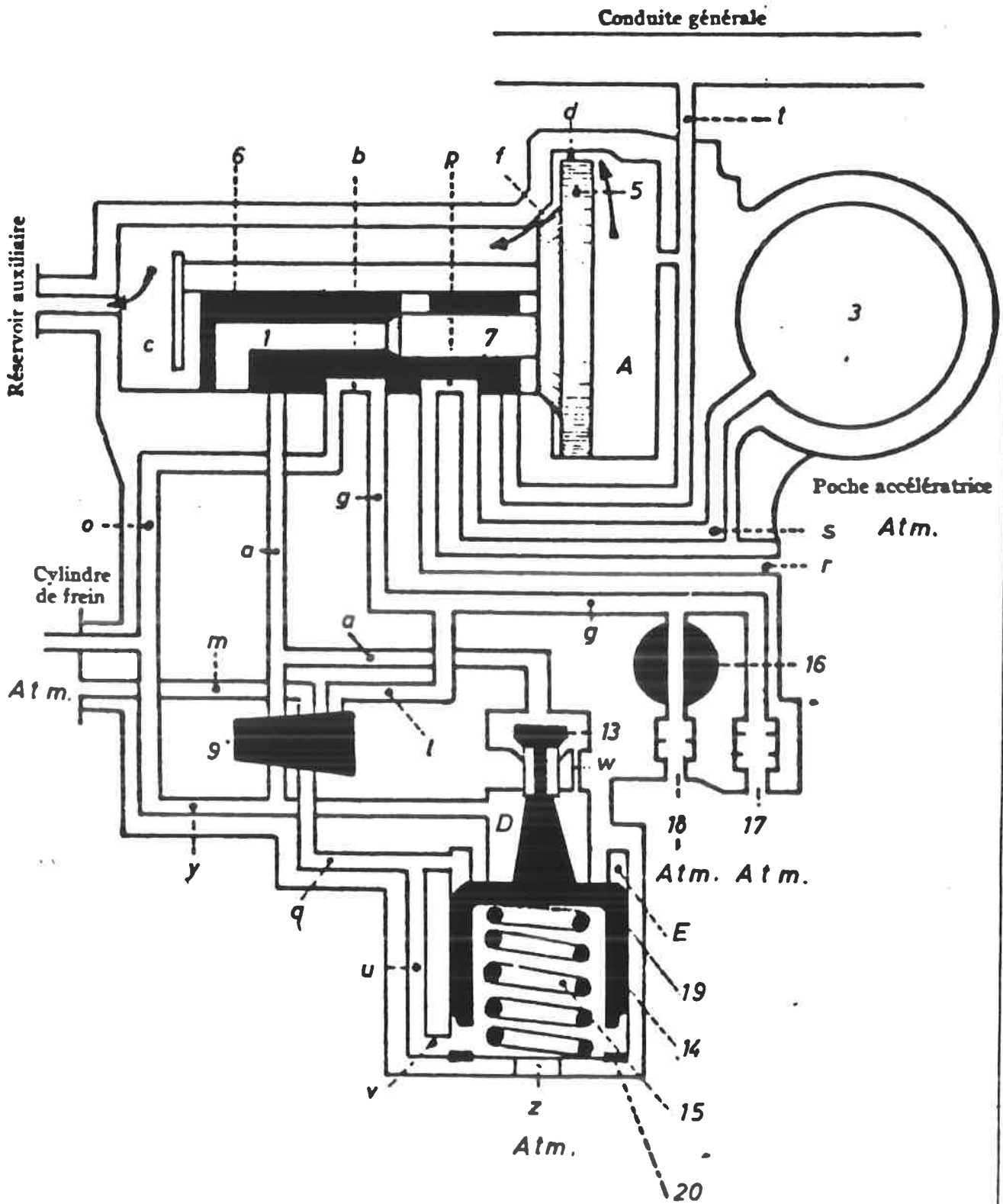


Fig. 29.

La triple valve Lu-V-I.
 (Disposée pour le régime "voyageurs").
 Serrage des freins, 1^{er} temps.

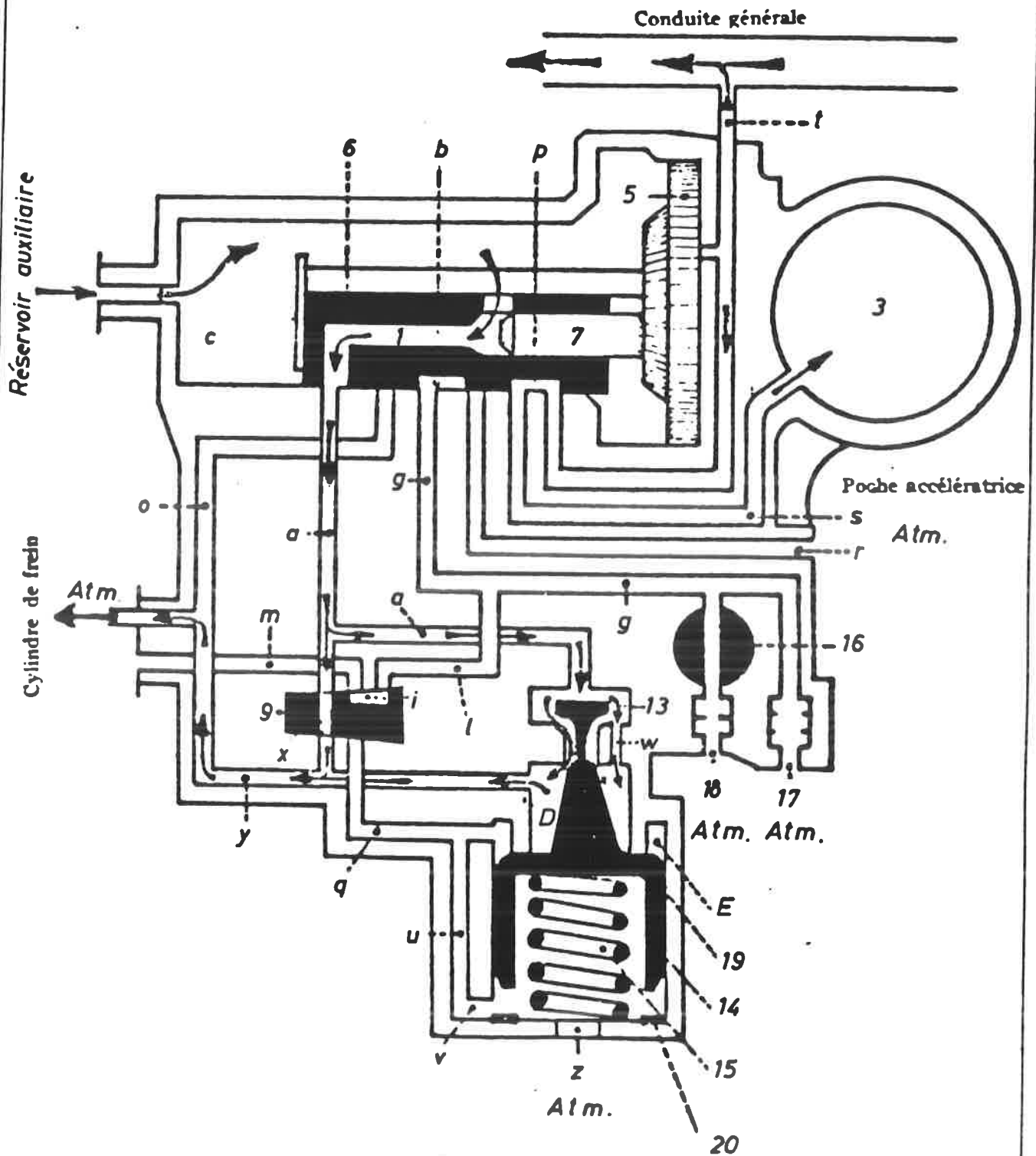


Fig. 30.

La triple valve Lu-V-1.
 (Disposée pour le régime "voyageurs").
 Serrage des freins, 2^e temps.

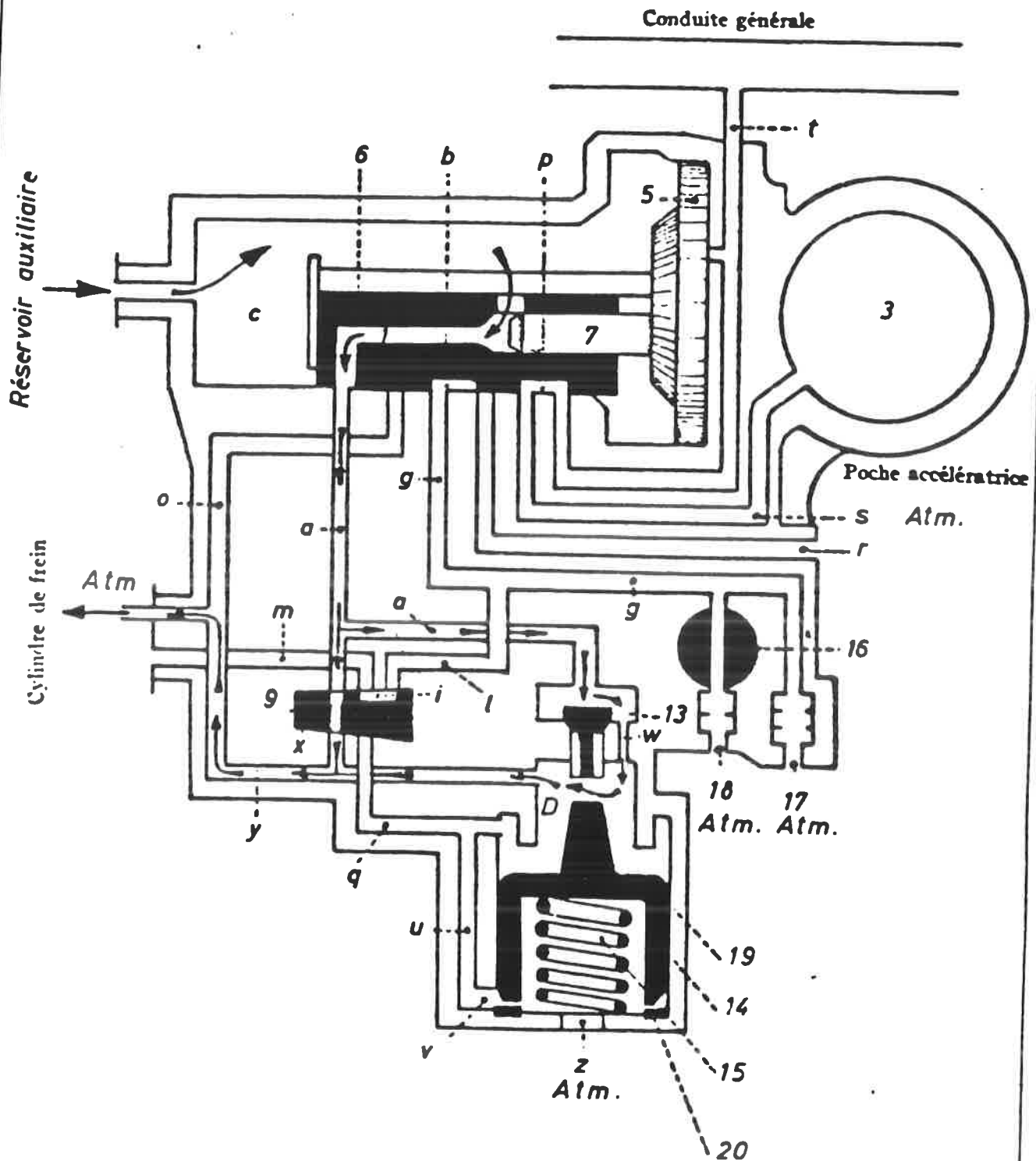


Fig. 31.

La triple valve Lu-V-I.
 (Disposée pour le régime "voyageurs").
 Desserrage des freins.

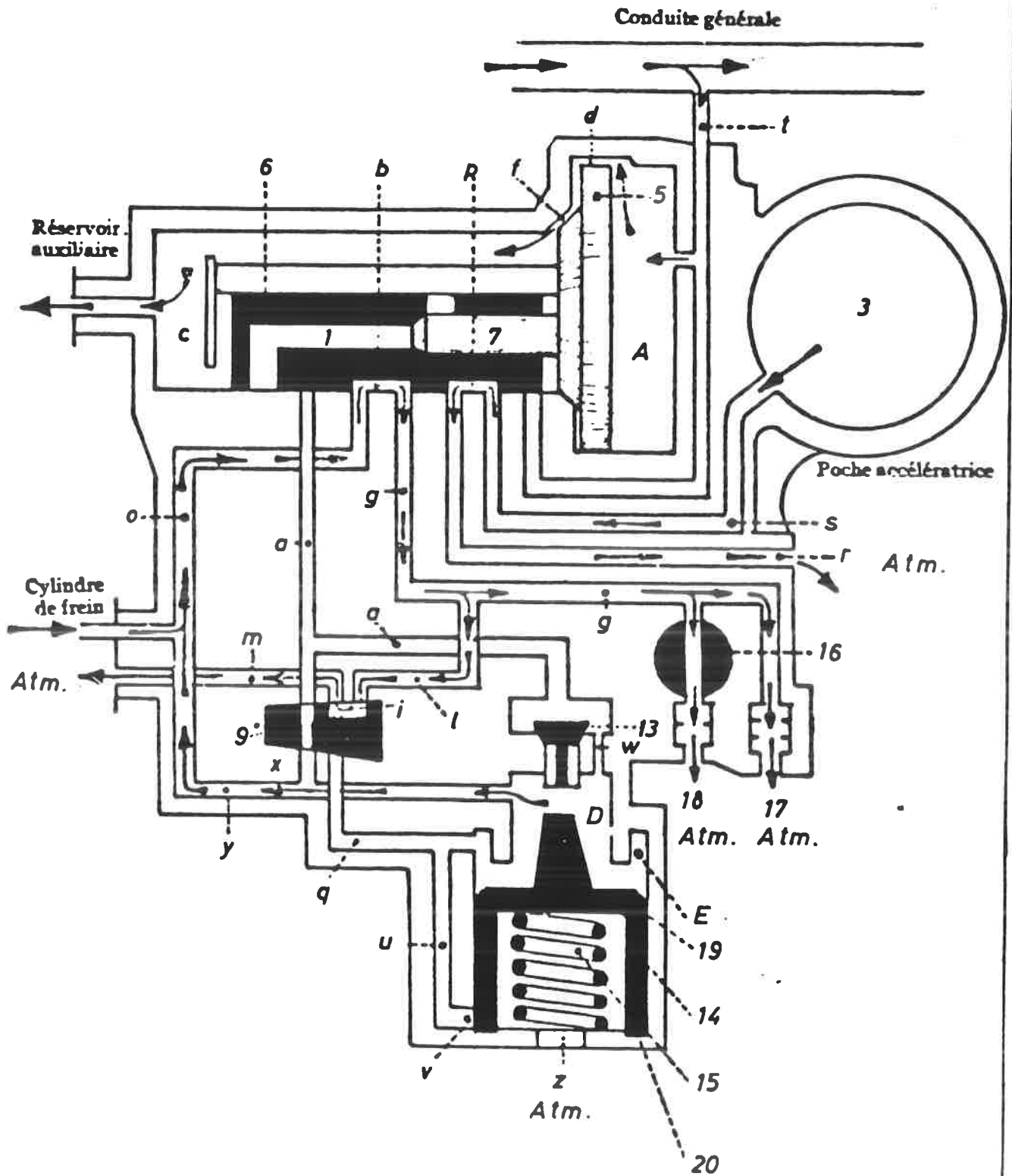


Fig. 32.

CHAPITRE 2

ETUDE DES DISTRIBUTEURS "OERLIKON" TYPE EST

POUR MATERIEL REMORQUE

2.1. Généralités.

Nous avons vu que le frein automatique Westinghouse avec triple-valve ne réalise pas la modérabilité au desserrage du frein (desserrage gradué).

Par suite de l'augmentation de la vitesse des trains, la modérabilité des freins au desserrage est devenue une nécessité car elle permet :

- une mise à quai plus facile des trains;
- une régulation de la vitesse des trains sur les longues pentes.

L'utilisation du distributeur "Oerlikon" sur le frein automatique en remplacement de la triple-valve a permis d'obtenir cette modérabilité sans pour cela changer l'équipement existant. Il ne nécessite que l'utilisation d'un petit réservoir supplémentaire appelé "réservoir de commande".

Etant donné que ce distributeur réalise également tous les régimes de freinage, il est applicable sur tout le matériel roulant : locomotives, voitures, wagons et matériel automoteur.

2.1.1. Particularités constructives.

Dans le distributeur "Oerlikon", l'ouverture et la fermeture d'orifices n'est plus obtenue par des tiroirs glissant sur une glace commandés par pistons à segments, mais par des soupapes à siège plat commandées par des pistons à membranes en caoutchouc synthétique.

Le corps du distributeur est un alliage léger de sorte que son poids est minime.

Les clapets, soupapes, et différents poussoirs sont en acier inoxydable.

Les ressorts sont en acier cadmié ou en acier inoxydable.

Les sièges des clapets et des soupapes sont en caoutchouc dur.

2.

Les membranes sont en caoutchouc synthétique, elles sont inaltérables dans l'huile, leurs caractéristiques ne varient pratiquement pas pour des écarts de température supérieurs à ceux que l'on rencontre habituellement. Montée sous tension, elles sont étanches sous la pression de l'air comprimé. Appuyées sur toute leur surface active sur des rondelles ou bagues en alliage léger, elles n'ont pratiquement pas d'efforts à supporter du fait des différences de pression.

Les pièces du distributeur ne nécessitent pas de graissage pour assurer leur bon fonctionnement.

2.1.2. Parties essentielles des distributeurs type EST.

Les distributeurs de frein Oerlikon sont conçus pour le freinage au moyen du frein automatique ou au moyen du frein direct de tous les types de véhicules de chemin de fer.

Les distributeurs de frein Oerlikon comportent essentiellement les parties ci-après :

- Le dispositif principal de commande établissant exactement la valeur de la pression au cylindre de frein en fonction de la dépression dans la conduite générale;
- Le dispositif de poche accélératrice provoquant une baisse de pression supplémentaire dans la conduite générale lorsque le frein est déclenché;
- Le dispositif d'alimentation du réservoir auxiliaire, interrompant la communication normale entre le réservoir auxiliaire et la conduite générale dès le début de la dépression dans la conduite générale;
- Le dispositif d'égalisation interrompant la communication entre le réservoir de commande et la conduite générale dès le début de la dépression dans la conduite générale;
- Les valves de purge permettant d'évacuer l'air du réservoir de commande et éventuellement du réservoir auxiliaire.

Les distributeurs destinés aux wagons à marchandises comportent en outre un dispositif d'admission et de coupure du premier temps.

Les distributeurs destinés aux wagons à marchandises dont le frein doit avoir le régime mixte "marchandises-voyageurs" comportent un robinet de changement de régime.

Les distributeurs destinés aux voitures avec frein à haute puissance comportent un relais transformateur de pression à deux étages de pression avec électrovalve de commande.

Les distributeurs destinés aux wagons avec dispositif de freinage à la charge pneumatique comportent un relais transformateur de pression permettant de régler la pression au cylindre de frein en fonction de la charge du wagon.

Le relais des distributeurs destinés aux voitures avec frein à haute puissance peut comporter une électrovalve à pression modérable avec double valve d'arrêt pour la commande électrique du frein (cas des automotrices électriques).

Les distributeurs destinés aux véhicules équipés d'un frein électro-pneumatique (avec 2 conduites et 3 fils) sont combinés avec un bloc électro-pneumatique pour le vidange ou le remplissage accéléré de la conduite du frein automatique.

2.1.3. Types des distributeurs et explication des symboles.

Tous les distributeurs "Oerlikon" pour matériel remorqué portent la dénomination de base EST suivie par une série plus ou moins longue de symboles suivant le schéma suivant :

EST . . . / . . .
(1)(2)(3)(4)(5)(6)(7)

Les symboles ont la signification suivante :

- (1) Chiffre indiquant le matériel pour lequel le distributeur est destiné.

Chiffre 3 : distributeur construit pour matériel à marchandises; il comporte un dispositif pour ralentir le remplissage et le vidange du cylindre de frein.

Chiffre 4 : distributeur construit pour matériel à voyageurs. Il ne peut que remplir et vider le cylindre de frein à vive allure (régime voyageurs).

- (2) Caractère qui indique la construction interne.

a : distributeur sans valve de purge et sans protection spéciale contre les surcharges. La valve de purge est montée sur le réservoir de commande proprement dit.

b : identique comme sous a, comportant en plus une valve de purge.

N.B. Les types EST 3a et EST 3b n'existent pas à la S.N.C.B. mais bien les types EST 4a et EST 4b.

4.

c et d : distributeur avec valve de purge ordinaire ajoutée et ayant une protection spéciale contre les surcharges.

e : identique comme sous d, comportant en plus une valve de purge automatique.

f : identique comme sous e, ayant toutefois un accélérateur différent.

(3) Symbole G ou GP. Ce symbole ne peut exister qu'au cas où pour (1) le chiffre "3" est indiqué.

G : le distributeur convient seulement pour le régime "marchandises" (remplissage et vidange lent du cylindre de frein).

G-P : le distributeur est équipé d'un alternateur "voyageurs"-
(P : remplissage et vidange rapides du cylindre de frein)-
"marchandises" (G : remplissage et vidange lents du cylindre de frein).

(4) Symbole indiquant l'ajoute d'un relais transformateur.

REL 2 } : relais transformateur à deux étages de pression pour le
R 2 M } frein autovariable en fonction de la vitesse.

REL 1 : relais transformateur à un étage de pression (par ex. pour les freins à disques).

R BE 1 } : relais transformateur comportant en plus un régulateur
R BE 2 } électro-pneumatique ELS 1 (pour le frein EP des automobiles électriques).

R BE 1 : à un étage de pression

R BE 2 : à deux étages de pression.

AL 2a } : relais transformateur adaptant la pression dans le cy-
AL 2b } lindre de frein au poids du véhicule (frein autocontinu ou autovariable en fonction de la charge).

(5) Existants seulement sur les relais à deux étages de pression :

EV3 : électro-valve pour frein autovariable, commandée par un contacteur centrifuge et alimentée par une batterie.

EV6 : électro-valve pour frein autovariable, commandé par un alternateur GR1.

(6) Existe seulement lorsque le distributeur comporte un limiteur de pression

HB1	}	Exécutions différentes du limiteur de pression.
HB2		
HB9300		

(7) Nombre indiquant le nombre et le diamètre (en pouces) des cylindres de frein pour lesquels le distributeur a été construit.

Ex. : 2 x 14" : 2 cylindres de 14".

Exemple : EST 3e GP10" : distribution pour

- matériel à marchandises (symbole 3)
- avec valve de purge automatique (symbole e)
- avec alternateur "voyageurs-marchandises" (symbole GP)
- destiné pour un wagon avec un cylindre de frein de 10".

Remarques :

- 1) Il est évident qu'en réalité, les symboles se rapportant aux organes qui entrent dans la composition réelle du distributeur, se suivent immédiatement.
- 2) On pourrait croire qu'en vertu de l'exposé fait ci-dessus, qu'il y a une grande diversité de distributeurs "Oelikon". En réalité, il s'agit en général des différences secondaires qui ne s'opposent pas à l'interchangeabilité.

2.2. Exposé simplifié du distributeur EST.

2.2.1. Description simplifiée du distributeur.

Organes principaux.

L'organe essentiel du distributeur de frein, est le dispositif principal de commande. Il assure l'alimentation du (ou des) cylindre(s) de frein par l'air comprimé du réservoir auxiliaire, dès qu'une dépression est provoquée dans la conduite générale du frein automatique. Cette alimentation des cylindres de frein est réglable, c'est-à-dire que le frein est modérable au serrage.

Il assure également la vidange du (ou des) cylindre(s) de frein en laissant échapper l'air à l'atmosphère lorsque la pression dans la conduite générale est augmentée. La vidange des cylindres de frein est réglable, c'est-à-dire que le frein est modérable au desserrage.

6.

Le distributeur comporte aussi un dispositif d'égalisation interrompant la communication entre le réservoir de commande et la conduite générale dès qu'un freinage est réalisé et rétablissant cette communication quand le frein est desserré.

La figure 33 représente les organes principaux du distributeur de frein en connexion avec les réservoirs, les cylindres de frein et la conduite générale.

2.2.2. Fonctionnement.

2.2.2.1. Remplissage des réservoirs et desserrage du frein (fig 34)

La fig. 34 représente les différents organes dans la position qu'ils occupent lors du desserrage du frein.

Dans cette position, la conduite générale alimente :

- le réservoir auxiliaire au travers du clapet de retenue (2) qui s'ouvre sous l'action de la pression d'air de la conduite générale;
- la chambre (10) du dispositif de commande;
- le réservoir de commande de 14 litres (lorsqu'il est combiné avec le support : 9 l) et la chambre (11) du dispositif principal de commande par la chambre (41), le clapet de fermeture (44) du dispositif d'égalisation, l'orifice calibré (8) dénommé orifice de sensibilité et le canal (1).

Les chambres (10) et (11) du dispositif principal étant toutes les deux à la pression de la conduite générale du frein automatique, le ressort (43) peut pousser la tige creuse (19) vers le bas et mettre le cylindre de frein en communication avec l'atmosphère au travers l'alésage dans la tige (19) l'ouverture (34) et le bouchon d'échappement (35).

2.2.2.2. Serrage du frein (fig 35).

a) Fermeture du réservoir de commande.

Pour serrer les freins, on a provoqué une réduction de pression dans la conduite générale du frein automatique.

Pour éviter que l'air du réservoir de commande ne retourne à la conduite générale par le canal (1), la chambre (74) du dispositif d'égalisation, l'orifice de sensibilité (8), la chambre (41) et le canal (4), la communication avec le réservoir doit être coupée immédiatement pour y maintenir la pression de régime. Cette coupure est réalisée par le dispositif d'égalisation.

Cours 1220 B.

3e leçon

En effet, la réduction de pression à la conduite générale se manifeste également, par le canal (4) dans la chambre (41) à droite du piston à membrane (38).

Le diamètre de l'orifice de sensibilité (8) a été choisi de façon que, pour une réduction de pression à la conduite générale assez rapide correspondant à un serrage des freins opéré par un robinet de mécanicien, la pression dans la chambre (74) ne sache pas suivre immédiatement cette réduction de pression. Il y a donc une différence de pression sur les faces du piston à membrane (38) et ce dernier pousse la tige creuse (44) vers la droite jusqu'à ce qu'elle vienne en contact avec la soupape (36) qui provoque la fermeture de la tige creuse.

Le réservoir de commande est donc fermé dès qu'une chute de pression relativement rapide se manifeste à la conduite générale du frein automatique (*).

b) Remplissage du cylindre de frein (fig. 39).

La réduction de pression opérée dans la conduite générale se reproduit également dans la chambre (10) du dispositif principal, tandis que la pression dans la chambre (11) ne varie pas.

Il résulte de cette différence de pression entre les chambres (10) et (11) que le piston à membrane (9), se soulève et surmonte la force du ressort (43).

La tige creuse (19) se déplace vers le haut avec le piston à membrane (9) et s'applique contre la soupape d'admission (20), qu'elle soulève de son siège. L'air comprimé s'écoule alors du réservoir auxiliaire dans le cylindre de frein à travers la soupape d'admission (20) et le conduit (21).

Entre-temps, la pression dans le cylindre de frein, qui agit également sur la face supérieure de la membrane (33) a atteint une valeur telle que l'effort, agissant vers le bas, qui en résulte est égal à l'effort créé sur la membrane (9) agissant de bas en haut, résultant de la différence de pression entre les chambres (10) et (11). Par suite de l'équilibre des efforts, la tige creuse (19) se déplace vers le bas jusqu'à ce que la soupape d'admission (20) vienne reposer sur son siège. La tige creuse continue toutefois à appuyer légèrement contre la soupape de sorte que l'air du cylindre de frein ne peut s'échapper par l'alésage de la tige creuse et l'orifice (34).

(*) Le frein doit serrer pour une baisse de pression à la conduite générale au plus égale à 0,6 bar en 6 secondes. Par contre, le frein ne peut pas serrer pour une baisse de pression à la conduite générale au plus égale à 0,3 bar en 60 secondes (conventions internationales).

8.

Lorsqu'on effectue une nouvelle dépression dans la conduite générale du frein automatique, la pression dans la chambre (10) diminue à nouveau. La tige creuse est poussée vers le haut et soulève la soupape (20); l'air du réservoir auxiliaire pénètre dans le cylindre de frein où la pression augmente. Dès que l'équilibre s'établit entre l'effort dû à la pression de l'air du cylindre de frein sur la membrane (33), avec l'effort résultant de la différence de pression des chambres (10) et (11), la soupape (20) revient contre son siège.

Par des réductions successives de la pression dans la conduite générale, on peut graduer ainsi le serrage des freins. On dit que le frein est modérable au serrage.

c) Pression maximum au cylindre de frein.

La pression maximum au cylindre de frein doit être comprise entre 3,7 et 3,9 bar.

C'est l'air du réservoir auxiliaire à la pression de 5 bar avant le serrage du frein qui se détend dans le cylindre de frein.

A chaque réduction de pression dans la conduite générale, une certaine quantité d'air du réservoir auxiliaire pénètre dans le cylindre de frein. Ainsi, à chaque palier de serrage, la pression du réservoir auxiliaire diminue et la pression au cylindre augmente. A un certain moment, les deux pressions sont égales et la pression ne peut plus monter au cylindre de frein, malgré les nouvelles réductions de pression que l'on pourrait effectuer dans la conduite générale.

Pour obtenir une pression d'équilibre au réservoir auxiliaire et au cylindre de frein comprise entre 3,7 et 3,9 bar, il convient donc de choisir le volume du réservoir auxiliaire en rapport avec le diamètre du cylindre de frein et la course du piston de ce cylindre de frein.

2.2.2.3. Desserrage du frein (fig. 36).

a) Vidange du cylindre de frein.

Si après un serrage des freins, on augmente la pression dans la conduite générale à une valeur donnée, cette augmentation se manifeste dans la chambre (10) sur le piston à membrane (9) qui pousse la tige creuse (19) vers le bas de sorte que l'air du cylindre de frein s'écoule à l'atmosphère par l'alésage de la tige (19), l'ouverture (34) et l'orifice (35).

La pression dans le cylindre de frein diminue jusqu'à ce que la poussée exercée sur le piston à membrane (33) rétablisse l'équilibre avec la nouvelle différence de poussée exercée sur le piston à membrane (9).

A partir de ce moment, la tige creuse se déplace vers le haut et vient s'appuyer légèrement contre la soupape d'admission (20) sans l'ouvrir; le cylindre de frein reste à la pression ainsi obtenue.

Par des augmentations successives de la pression dans la conduite générale du frein automatique, on peut ainsi graduer le desserrage des freins. On dit que le frein est modérable au desserrage.

b) Vidange complète du cylindre de frein -Egalisation (fig. 36).

Lorsque la pression dans la conduite générale atteint presque la pression du réservoir de commande, le dispositif d'égalisation est soumis d'une part à la pression du réservoir de commande (chambre 74) et, d'autre part, à la pression de la conduite générale (chambre 41) ainsi qu'à l'effort du ressort d'égalisation (37). Lorsque la pression de la conduite générale atteint dans la chambre (41) presque la pression du réservoir de commande (chambre 74), le ressort d'égalisation aide le refoulement du piston à membrane (38) vers la gauche, la tige creuse (44) quitte le clapet (36) mettant en communication les chambres (41) (conduite générale) et (74) (réservoir de commande) par l'intermédiaire de l'orifice de "sensibilité" (8) dans la tige creuse. Il en résulte une égalisation des pressions régnant dans les chambres (10) et (11).

Le frein se desserre complètement par suite de la poussée du ressort (43) et de l'air du cylindre de frein (dans la chambre (24) du dispositif principal) sur le piston à membrane (33) maintenant ainsi la communication du cylindre de frein avec l'atmosphère.

Il est évident que l'on peut obtenir le desserrage du frein en une seule fois, sans graduations successives, en rétablissant la pression de régime dans la conduite générale.

c) Pression d'égalisation.

Pour faciliter le desserrage du frein, la communication du réservoir de commande avec la conduite générale est rétablie bien avant que la pression de la conduite générale atteigne la pression du réservoir de commande, c'est-à-dire la pression qui existait à la conduite générale avant le début du serrage des freins.

Ce résultat est obtenu grâce au ressort (37) du dispositif d'égalisation, ressort que l'on appelle "ressort d'égalisation".

La force de ce ressort (37) est telle que l'égalisation commence dès que la pression de la conduite générale atteint la pression de 4,850 bar, c'est-à-dire la pression du réservoir de commande 5 - 0,150 bar.

10.

Exemple numérique.

Le piston à membrane (38) du dispositif d'égalisation présente une surface active de 3 cm².

La membrane est soumise aux efforts suivants :

- à gauche, la pression de l'air du réservoir de commande soit :
 $5 \text{ bar} \times 3 \text{ cm}^2 = 15 \text{ DN}.$
- à droite, la pression de l'air de la conduite générale, par exemple,
4,5 bar,
augmentée de la poussée du ressort (37) 0,5 DN soit =
 $4,5 \text{ bar} \times 3 + 0,5 \text{ DN} = 13,5 + 0,5 \text{ DN} = 14 \text{ DN}.$

Cette poussée sur la face droite étant inférieure à celle exercée sur la face gauche, le dispositif d'égalisation reste fermé.

Si, par contre, la pression à la conduite générale atteint 4,85 bar, la poussée sur la face droite devient :

$$4,85 \text{ bar} \times 3 = 14,55 \text{ DN}.$$

A cette poussée, nous devons de nouveau ajouter la poussée du ressort (37) ce qui donne en total : $14,55 \text{ DN} + 0,5 \text{ DN} = 15,05 \text{ DN}.$

Cette poussée de 15,05 DN étant maintenant supérieure à la poussée de 15 DN, le piston à membrane (38) se déplacera vers la gauche et libèrera le passage d'air de la tige creuse, permettant à l'air du réservoir de commande de repasser dans la conduite générale. Le frein est donc complètement lâché pour cette pression de 4,85 bar ou d'une façon plus générale lorsque la pression dans la conduite générale atteint la valeur qui existait au début du serrage diminuée d'une valeur constante de 0,150 bar.

Lors d'une chute de pression lente à la conduite générale et par conséquent dans la chambre (41), la poussée exercée par le ressort (37) empêchera la fermeture de la tige (44) sur son siège (36). C'est pourquoi, il ne faut pas craindre un blocage du frein lorsqu'on élimine lentement une surcharge volontaire de la conduite générale.

2.2.2.4. Compensation des fuites au cylindre de frein (fig. 35).

S'il y a une fuite au cylindre de frein, le frein étant serré, la pression au cylindre de frein, ainsi que la pression dans la chambre (24) du dispositif principal diminue.

L'équilibre des efforts sur les pistons du dispositif principal est rompu et la tige creuse (19) est poussée vers le haut et soulève la soupape (20). L'air du réservoir auxiliaire est admis de nouveau au cylindre de frein pour y rétablir, ainsi que dans la chambre (24) du dispositif principal, la pression qui correspond à la réduction de pression opérée dans la conduite générale au cours du serrage des freins.

Ainsi, lorsqu'il y a des fuites au cylindre de frein, celles-ci sont compensées par l'air venant du réservoir auxiliaire et la pression au cylindre de frein est maintenue.

2.2.2.5. Inépuisabilité du réservoir auxiliaire.

Le réservoir auxiliaire est alimenté par la conduite générale par l'intermédiaire du clapet de retenue (2). En conséquence, la pression au réservoir auxiliaire est toujours au moins égale à la pression de la conduite générale. Ainsi, le frein est inépuisable car les fuites au cylindre de frein sont compensées par l'air venant du réservoir auxiliaire qui, lui, est lui-même alimenté par la conduite générale, que le frein soit serré ou non.

Distributeur OERLIKON Est 3 e

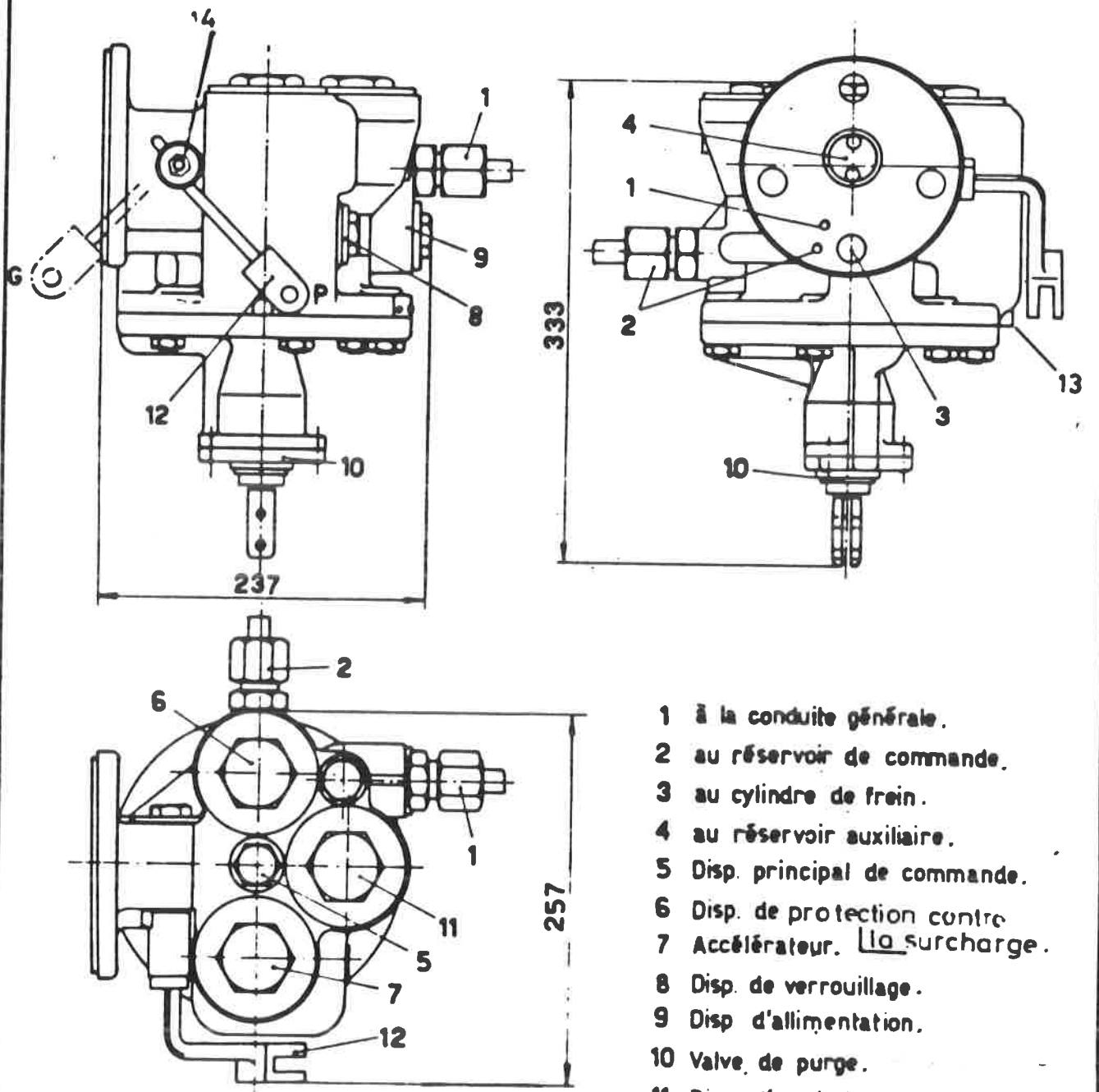
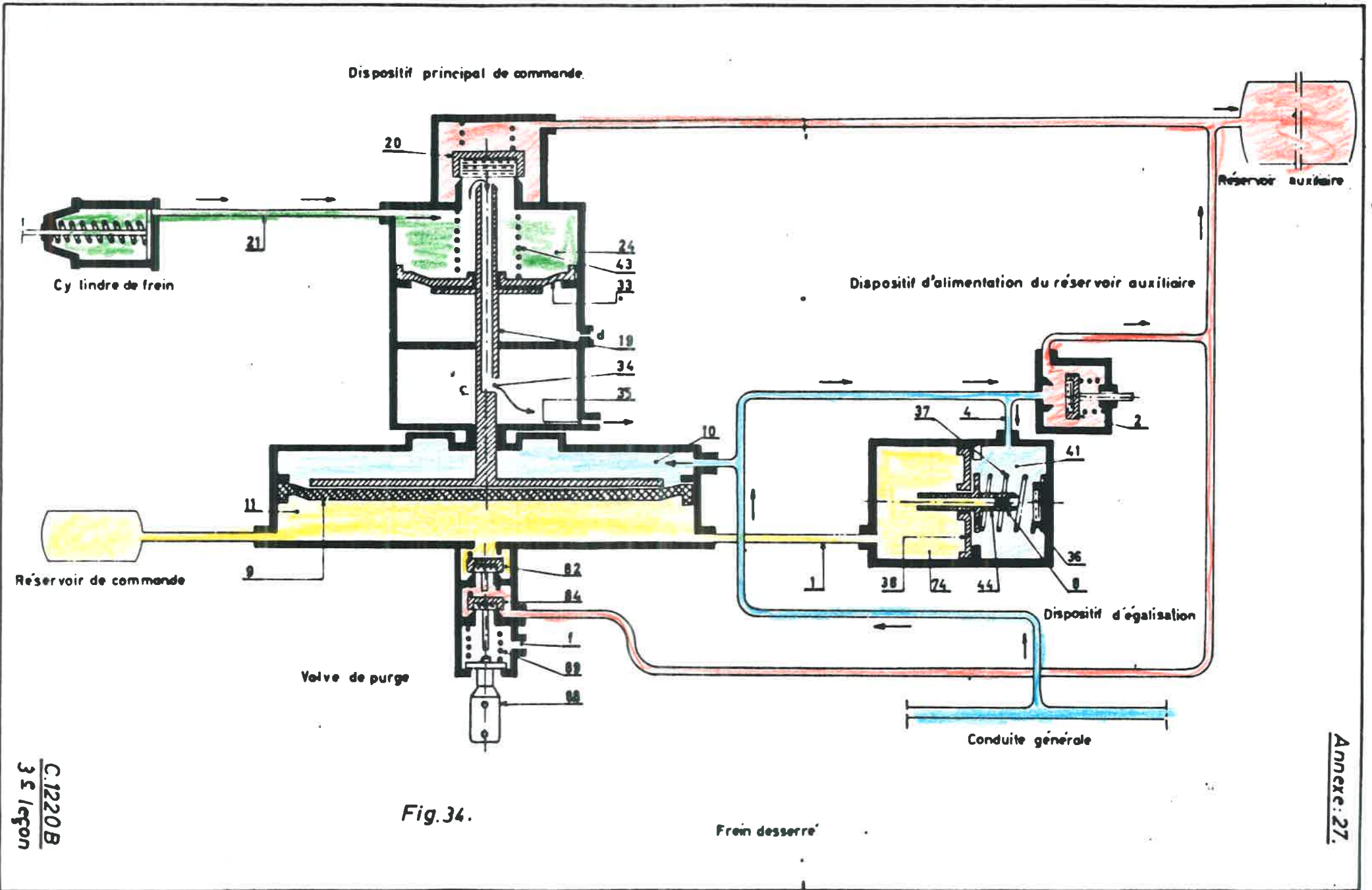


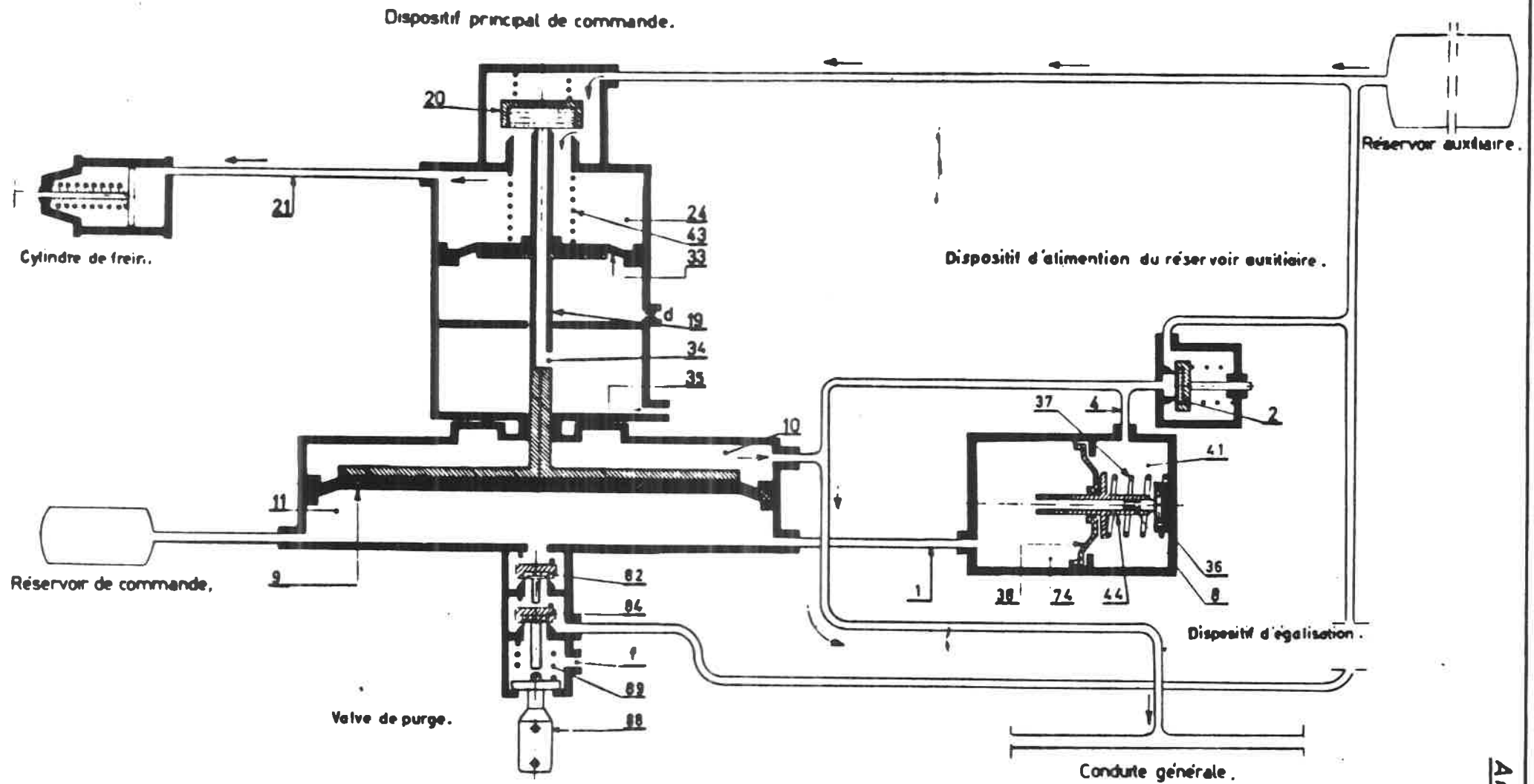
Fig.33.

- 1 à la conduite générale.
- 2 au réservoir de commande.
- 3 au cylindre de frein.
- 4 au réservoir auxiliaire.
- 5 Disp. principal de commande.
- 6 Disp. de protection contre
- 7 Accélérateur. La surcharge.
- 8 Disp. de verrouillage.
- 9 Disp d'alimentation.
- 10 Valve de purge.
- 11 Disp d'admission du premier temps.
- 12 Levier d'inversion G/P.
- 13 Orifice de mise à l'atmosphère de la poche accélératrice.
- 14 Bouchon d'échappement du cylindre de frein.



C.1220B
35 leçon

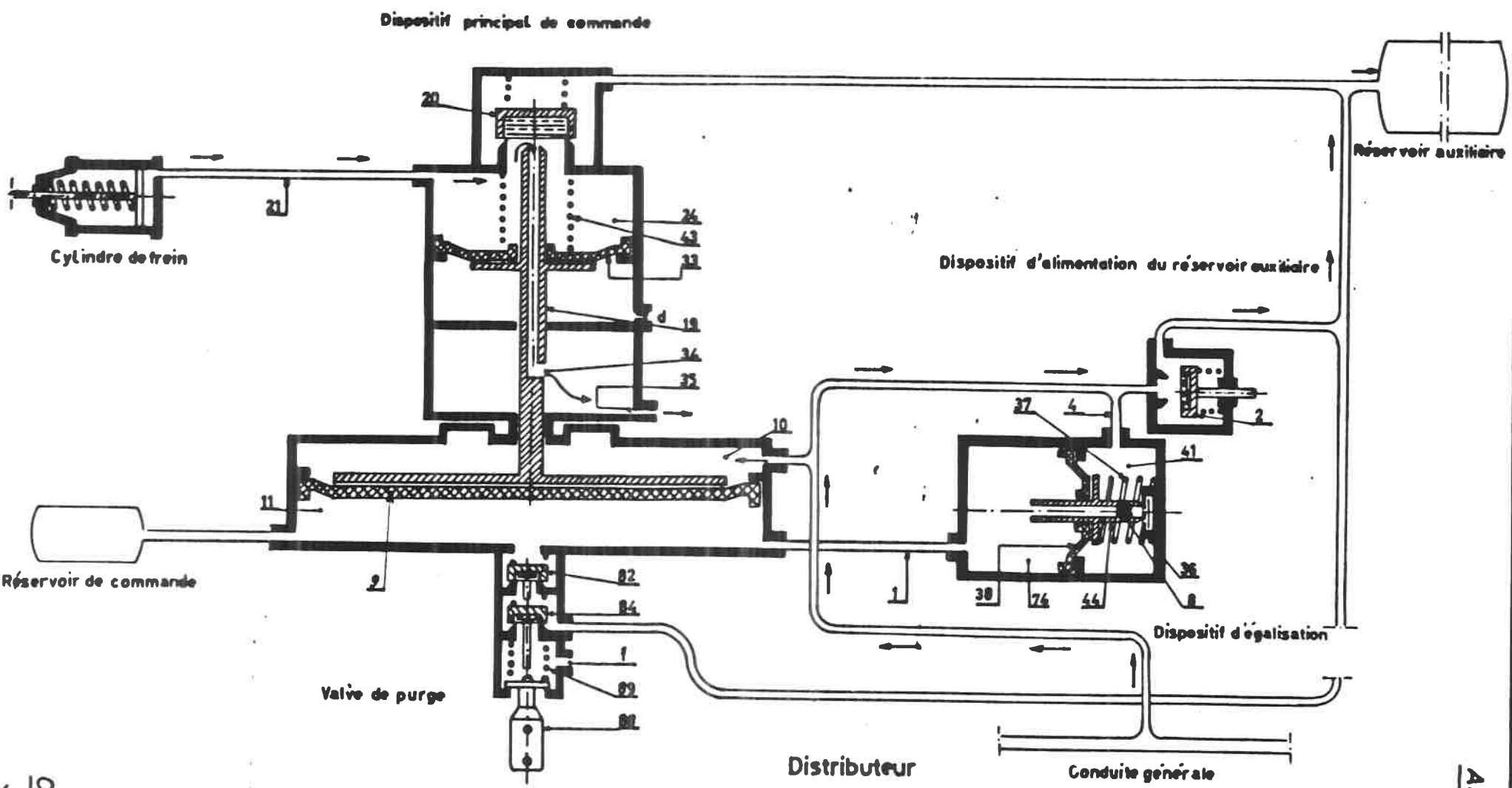
Annexe: 27.



Serrage des freins. Fig 35.

C.1220B
3^e leçon

Annexe 28.



C1220B
3^e légon

Fig. 36.

Distributeur
type EST3
Desserrage du frein

Annexe 29.

1977.

LES DISTRIBUTEURS OERLIKON (Suite).

2.3. Les distributeurs types EST 3d, EST 3e et EST 3f. pour le matériel à marchandises.

Le distributeur tel qu'il vient d'être décrit ne comporte que les parties essentielles; en réalité, il est pourvu d'organes complémentaires dont la description, le rôle et le fonctionnement font l'objet de l'exposé ci-après.

Ces organes concernent :

- l'accélérateur;
- le dispositif d'admission et de coupure au premier temps;
- le dispositif de changement de régime "marchandises-voyageurs";
- le dispositif d'alimentation;
- la valve de purge (ordinaire ou automatique);
- le dispositif de protection, contre la surcharge.

Le distributeur complet avec valve de purge ordinaire est appelé type EST 3 d GP (fig 37-38-39) et celui avec valve de purge automatique type EST 3 e GP ou EST 3 f GP (fig 45-46-47).

2.3.1. Accélérateur.

2.3.1.1.

a) Rôle.

L'accélérateur n'entre en action qu'au freinage et uniquement lors de la première dépression dans la conduite générale.

Il assume double rôle, c'est-à-dire :

- provoque une chute de pression franche dans la conduite générale sous chaque véhicule, pour réaliser rapidement la fermeture du dispositif d'égalisation (2.2.2.2. a) et isoler la conduite générale du réservoir de commande, de manière à conserver dans ce dernier la pression de régime. Cette dépression franche ne se produirait pas si tout l'air dû à la réduction de pression dans la conduite devait s'échapper par le robinet du mécanicien sur la locomotive.
- assurer la propagation rapide du serrage des freins le long du train en absorbant dans la poche de l'accélérateur un certain volume d'air de la conduite générale, dès la première réduction de pression.

Le frein de chaque véhicule commence ainsi à s'appliquer rapidement après celui du véhicule qui le précède.

2.

2.3.1.2.

Parties essentielles (fig 37)

L'accélérateur comporte essentiellement :

- Une poche accélératrice qui doit absorber un certain volume d'air (0,6 litre) de la conduite générale dès la première dépression;
- Un dispositif de verrouillage qui doit annuler la fonction de l'accélérateur, après le premier palier de serrage et pendant toute l'opération de freinage.

2.3.1.3.

Exécutions différentes.

Dans les distributeurs Oerlikon type ESt, il existe trois types d'accélérateurs dont l'évolution de construction s'est faite progressivement.

Le type le plus ancien est incorporé dans le distributeur ESt 3 d et partiellement dans les distributeurs ESt 3e, tandis que le dernier type a été créé en même temps que le distributeur ESt 3 f.

2.3.1.4.

L'accélérateur des distributeurs ESt 3 d (voir fig. 37 à 41).

Lorsque le frein est desserré, les différents organes de l'accélérateur se trouvent comme indiqué (fig. 37 et 38), c'est-à-dire :

- la chambre (14) et le cylindre de frein sont à la pression atmosphérique;
- la soupape (13) repose sur son siège;
- le levier (12) est dans le prolongement de la tige de la soupape (13);
- la chambre (29) du dispositif de verrouillage se trouve en communication avec l'atmosphère.

Au serrage du frein (fig 41), le piston à membrane (9) du dispositif principal de commande se soulève par la différence des pressions, de la conduite générale et du réservoir de commande, dans les chambres (10) et (11). Par ce mouvement, la soupape (13) de l'accélérateur est soulevée d'abord légèrement par le levier basculant (12) (voir fig. 39).

Cours 1220 B.

4e leçon.

Ensuite, la pression de la conduite générale peut agir sur toute la surface du disque (103) dont la surface est 20 fois plus grande que la surface active de la soupape lorsqu'elle se trouve dans sa position normale de marche (position représentée à la fig. 38). Par cette force élevée, la soupape (13) prend immédiatement sa position supérieure (fig. 40) en libérant les ouvertures (102), par lesquelles l'air de la conduite générale peut remplir la chambre (14). L'air qui s'écoule de la conduite générale, se détend dans la chambre (14) de l'accélérateur et y fait régner une certaine pression. L'écoulement s'interrompt dès que la pression dans la chambre (14) s'égalise avec la pression dans la chambre (10).

A cet instant, la soupape (13) se ferme sous l'action du ressort (18) car, entretemps, le levier (12) a été basculé de côté par le mouvement du dispositif principal de commande. La chambre (14) de l'accélérateur se vide dans l'atmosphère à travers l'orifice (15) de 2mm. de diamètre.

La brusque chute de pression dans la chambre (10) (voir fig. 41) du dispositif principal de commande a permis à ce dernier d'ouvrir la soupape d'admission (20) et l'air du réservoir auxiliaire peut alors accéder au cylindre de frein par le canal (21).

En même temps, la pression de serrage parvient par le canal (28) dans la chambre (29) du dispositif de verrouillage où elle agit sur le piston à membrane (30); la tige (31) est déplacée contre la chape de guidage (32) du levier basculant (12) et arrête cette dernière dans sa position supérieure, de telle sorte que le levier basculant reste renversé.

L'accélérateur ne peut ainsi plus entrer en fonction, lors des paliers de serrage ou de desserrage ultérieurs.

Réarmement.

L'accélérateur reste neutralisé tant que la pression au cylindre de frein maintient le verrouillage de la chape (32) du levier basculant (12). La chape et le levier se déverrouillent lorsque la pression au cylindre de frein devient inférieure à 0,3 bar et le dispositif revient en position d'armement (fig. 37).

On dit que l'accélérateur est réarmé quand l'accélérateur est apte à fonctionner à nouveau lors d'une dépression dans la conduite générale.

2.3.1.5. L'accélérateur des distributeurs EST 3e.

L'accélérateur des distributeurs EST 3e se distingue de l'accélérateur des distributeurs EST 3d par le dispositif de verrouillage.

Ce dispositif de verrouillage proprement dit est identique à celui qui est incorporé dans l'accélérateur du distributeur EST 3f (voir 2.3.1.6).

2.3.1.6.

L'accélérateur des distributeurs EST 3 f. (voir fig. 42 et 43).

L'accélérateur EST 3 f se distingue des autres par un artifice ayant pour but de tenir plus longtemps ouvert la soupape de l'accélérateur, ce qui a pour effet de retirer une plus grande quantité d'air de la conduite générale.

Lorsque le frein est desserré, les différents organes de l'accélérateur se trouvent comme indiqué (fig. 42), c.à.d. :

- les chambres (14) et (17) de même que le cylindre de frein sont à la pression atmosphérique;
- par l'action du ressort (18), la soupape (13) repose sur son siège;
- la jambe droite du levier (12) est dans le prolongement de la tige de la soupape (13);
- sur les membranes (30) en communication avec le cylindre de frein et en communication avec la chambre 14 de l'accélérateur du dispositif de verrouillage agit la pression atmosphérique.

a) Fonctionnement de l'accélérateur - Echappement à l'atmosphère.

Au serrage du frein (fig. 43), le piston à membrane (9) du dispositif principal de commande se soulève par la différence des pressions de la conduite générale et du réservoir de commande (chambres (10) et (11)). Par ce mouvement, la soupape (13) de l'accélérateur est soulevée d'abord un peu.

Ensuite, la soupape est soulevée complètement par l'action de l'air de la conduite générale qui s'écoule dans la chambre (14) et qui, en même temps agit sur le piston à membrane (76). Après détente dans la chambre (14), l'air de la conduite générale peut entrer par l'orifice calibré (22) dans la chambre (17). Un peu avant l'égalisation des pressions dans les chambres (14) et (17), la soupape (13) se ferme sur l'action du ressort (18).

Cette fermeture est rendue possible par le fait qu'en même temps le levier (12) a basculé (voir point b). Tout le temps de l'ouverture de la soupape (13), la conduite générale a été en communication avec l'atmosphère par l'ouverture (15). En conséquence, la quantité d'air totale retirée de la conduite générale est celle emmagasinée dans les chambres (14) et (17) augmentée de la quantité d'air se libérant pendant ce temps à l'atmosphère par l'ouverture (15). Cette dernière quantité peut être augmentée ou diminuée en réduisant ou en agrandissant l'orifice calibré (22).

Cours 1220 B.

4e leçon.

b) Verrouillage (voir fig. 43).

Le verrouillage ou la mise hors service de l'accélérateur se fait ici en faisant basculer directement le levier (12), par la tige de piston (31) portant les pistons à membrane (30) et (76).

Ces pistons à membrane sont influencés d'une part par la pression du cylindre de frein (membrane 30) et d'autre part par la pression de la chambre (14) de l'accélérateur (membrane 76).

2.3.2. Temps de remplissage et de vidange du cylindre de frein.

2.3.2.1.

Les différents régimes de freinage.

Dans le freinage des trains, on distingue deux régimes de freinage, le régime "marchandises" désigné par l'abréviation "G" et le régime "voyageurs" désigné par l'abréviation "P".

Le régime "marchandises" est utilisé pour le freinage des trains de marchandises très longs et dont la vitesse est relativement faible (80 km/h) HKM-G.

Le régime "voyageurs" est utilisé pour le freinage des trains de voyageurs ainsi que pour les trains de marchandises à marche rapide mais dont la composition est relativement faible (HKV et HKM-P).

Les deux régimes de freinage se distinguent par le temps de remplissage du cylindre de frein au serrage ainsi que par le temps de vidange du cylindre de frein au desserrage.

En régime "marchandises" en partant de la pression normale de régime, lors de la mise en action du frein, soit par serrage rapide, soit par serrage ordinaire, la pression au cylindre de frein doit s'établir rapidement et être suffisante pour appliquer les sabots de frein sur les roues. L'effort aux sabots de frein ainsi réalisé doit être de 10 à 20 % environ de l'effort maximum qui peut être obtenu en fin de serrage. Ensuite, l'élévation de la pression jusqu'à sa valeur maximum doit être progressive; le temps de remplissage au cylindre de frein au serrage rapide, mesuré entre le moment où l'air commence à pénétrer dans le cylindre et celui où la pression y atteint 95 % de sa valeur maximum, doit être compris entre 20 et 28 secondes.

6.

En régime "voyageurs" lors de la mise en action du frein, la pression au cylindre de frein doit augmenter d'une manière continue jusqu'à sa valeur maximum. Au serrage rapide, le temps de remplissage du cylindre de frein, mesuré entre le moment où l'air commence à pénétrer dans le cylindre et celui où la pression y atteint 95 % de sa valeur maximum, doit être compris entre 3 et 6 secondes. Les temps de vidange du cylindre de frein, de la pression maximum jusqu'à 0,4 bar, sont compris entre 45 et 60 secondes en régime "G" et 15 à 20 secondes en régime "P".

2.3.2.2.

Le dispositif de changement de régime "marchandises-voyageurs" (fig. 41).

Pour changer les temps de remplissage et de vidange du cylindre de frein, le distributeur comporte un dispositif de changement de régime qui est constitué soit par un robinet à boisseau soit par deux soupapes dont l'ouverture et la fermeture sont commandées par des cames.

En régime "G", soit en régime marchandises, l'air va du réservoir auxiliaire au cylindre de frein en passant par un orifice calibré du dispositif d'inversion (U).

Au desserrage, l'air du cylindre de frein s'échappe à l'atmosphère par un bouchon comportant l'orifice calibré du dispositif d'inversion (U).

En régime "P", soit en régime voyageurs, les dispositifs d'inversion "U" changent les orifices de passage d'air pour le remplissage et la vidange du cylindre de frein (orifices plus grands que les précédents).

2.3.2.3.

Le dispositif d'admission et de coupure au premier temps (fig. 41).

Le dispositif d'admission et de coupure au premier temps provoque une rapide introduction d'air comprimé dans le cylindre de frein. Ce premier temps prend fin dès que la pression dans le cylindre de frein a atteint environ 0,7 bar.

Au serrage du frein, l'air du réservoir auxiliaire parvient au cylindre de frein par le canal (55), par la soupape (57) de grande section du dispositif d'admission du premier temps qui est maintenue ouverte par le ressort (56), le canal (58) et la soupape (20) et par le canal contenant l'orifice (U) de remplissage.

Cours 1220 B.

4e leçon.

Pour une pression dans le cylindre de frein d'environ 0,7 bar, pression qui agit également sur la face supérieure du piston à membrane (59), ce piston surmonte la force du ressort (56) et la soupape (57) se ferme; l'air comprimé du réservoir auxiliaire ne peut plus arriver au cylindre de frein que par le canal contenant l'orifice de remplissage "U".

2.3.3. L'alimentation du réservoir auxiliaire (fig. 37).

Le réservoir auxiliaire doit pouvoir être rempli rapidement pour éviter l'épuisement du frein lors de serrages et desserrages gradués successifs.

D'autre part, pour obtenir le desserrage complet et rapide des freins de tout le train, la pression de régime doit se rétablir rapidement et uniformément dans la conduite générale sur toute la longueur du train. Il faut donc pour cela qu'à partir d'un certain moment, le réservoir auxiliaire se remplisse plus lentement.

Au desserrage du frein, le réservoir auxiliaire doit donc se remplir rapidement jusqu'à une pression proche de la pression de régime de 5 bar par ex : 4,850 bar et ensuite beaucoup plus lentement pour permettre une montée rapide de la pression dans la conduite générale du train entier.

Pour obtenir ce résultat, l'air de la conduite générale passe par un grand orifice pour se rendre au réservoir auxiliaire, tant que la pression dans ce dernier est inférieure à 4,850 bar, par ex, et passe par un orifice plus petit lorsque la pression du réservoir est supérieure à 4,850 bar. L'air de la conduite générale ne s'écoulant plus aussi rapidement au réservoir auxiliaire, la pression dans cette conduite peut monter rapidement.

2.3.4. Protection contre les surcharges.

2.3.4.1.

Protection contre l'à-coup de remplissage sur frein desserré (fig. 37).

Au desserrage du frein, bien que la pression de régime soit rétablie dans la conduite générale du train, il se peut que le frein d'un véhicule reste bloqué.

Ce fait se produit généralement avec les anciens systèmes de frein, par le frottement des organes mobiles dans les triples-valves.

8.

Le conducteur peut débloquent ces freins "paresseux" en donnant un "à-coup de remplissage", qui est provoqué par la mise en communication de la conduite générale avec le réservoir principal pour un temps court.

On admet que le robinet du mécanicien doit pouvoir donner un à-coup d'une durée de deux secondes, sans que les freins puissent s'appliquer d'une manière intempestive.

Pour que le frein ne réagisse pas sur un à-coup de deux secondes sur frein desserré, il est absolument nécessaire de ne pas surcharger le réservoir de commande (qui n'est pas isolé de la conduite générale puisque le frein est desserré).

Sur le distributeur ESt 3, la protection du réservoir de commande contre l'à-coup de remplissage sur frein desserré est automatiquement réalisé, car :

- 1° Le clapet (36) étant fermé, l'alimentation du réservoir auxiliaire et du réservoir de commande ne s'effectue que par l'orifice (6);
- 2° Le réservoir auxiliaire fait office de réservoir-tampon.

En effet, les à-coups soulèvent le clapet de retenue (2) du réservoir auxiliaire qui absorbe en grande partie la surcharge alors que celle du réservoir de commande sera très limitée du fait de la résistance offerte au passage de l'air par l'orifice de sensibilité (8). Lorsque l'à-coup cesse, le clapet de retenue (2) du réservoir auxiliaire retombe sur son siège et la surcharge de ce réservoir ne peut se répercuter sur le réservoir de commande.

2.3.4.2.

Protection contre l'à-coup de remplissage sur frein serré:

Pour desserrer rapidement les freins d'un train, il faut pouvoir maintenir une haute pression à la conduite générale du train pendant une longue durée, de telle sorte que le remplissage des réservoirs auxiliaires de tous les véhicules du train s'effectue rapidement ainsi que le rétablissement de la pression de régime à la conduite générale.

On admet notamment qu'après un serrage à fond, si une pression de 6 bar est maintenue dans la conduite générale pendant au moins 25 secondes en régime "marchandises" et 10 secondes en régime "voyageurs", aucune surcharge de pression, de nature à gêner le fonctionnement ultérieur du frein, ne s'établit dans le réservoir de commande.

Cours 1220 B.

4e leçon.

Si ce réservoir était trop surchargé, le frein s'appliquerait intempestivement dès qu'on abaisse rapidement la pression de 6 bar à la pression de régime de 5 bar.

Dispositif de protection contre la surcharge. (fig. 48-49).

Ce dispositif comporte une soupape (5) avec orifice calibré (47) destinée à interrompre la communication normale, entre le réservoir auxiliaire et la conduite générale. La soupape (5) peut être appuyée sur son siège (63) par la tige de poussée (46) et par la pression dans la chambre (7), pour autant que cette pression soit de 0,5 bar plus élevée que celle régnant en-dessous de la soupape (et donc aussi dans la chambre (41) et le réservoir auxiliaire).

La tige de poussée (46) est influencée par deux pistons à membrane :

le piston à membrane (26) sur lequel agit la pression du cylindre de frein et qui tente de déplacer la tige (46) vers le bas;

le piston à membrane (27) sur lequel agit la pression de la conduite générale et qui tente de déplacer la tige vers le haut.

Pendant la période de remplissage (fig. 48) de la conduite générale, la chambre (25) est à la pression atmosphérique, la soupape (5) est soulevée de son siège (63) et l'air de la conduite générale s'écoule vers les réservoirs auxiliaires et de commande par la chambre (7) et l'orifice (6).

Lorsque le frein est serré (fig. 49), la chambre (25) est à la pression du cylindre de frein, la soupape (5) repose sur son siège et la tige (46) ferme le passage de l'orifice (47) aménagé dans le clapet (5). La communication par l'orifice (6) entre la conduite générale et les réservoirs auxiliaires et de commande est interrompue. Cette communication continue cependant à exister par la soupape (36) ouverte.

Lors du desserrage, à mesure que la pression s'élève dans la conduite générale et par suite dans la chambre (10) du dispositif principal de commande, elle baisse dans la chambre (24) de ce dispositif et dans la chambre (25) du dispositif de coupure.

Lorsque l'effort ascendant résultant de la pression sous le piston à membrane (27) est supérieur à l'effort résultant de la pression qui s'exerce sur le piston à membrane (26), la tige (46) remonte et la communication entre la conduite générale, le réservoir auxiliaire et la chambre (41) se rétablit.

Deux cas se présentent selon la valeur de la pression dans la conduite générale.

10.

a) Si la pression dans la conduite générale est supérieure à 5,5 bar environ (fig. 50), c'est-à-dire si la conduite générale a été remplie rapidement à haute pression, cette pression agissant au-dessus de la soupape (5) la maintient sur son siège, L'air laminé par l'orifice (47) de la soupape (5) alimente le réservoir auxiliaire en soulevant la soupape (2) sans décoller prématurément le poussoir (44) de la soupape (36) comme cela se produirait si l'air arrivait brutalement dans la chambre (41).

Cette disposition renforce la protection du réservoir de commande contre les surcharges, néanmoins que cette protection est déjà bonne au cas où le réservoir de commande est ouvert, par la disposition du clapet de retenue (2) du réservoir auxiliaire (voir art. 2.2.2.1).

b) Si la pression dans la conduite générale est inférieure à 5,5 bar environ (fig. 48), le ressort de rappel (45) de la soupape (5) décolle celle-ci de son siège. L'air de la conduite générale s'écoule directement de la chambre (7) par l'orifice calibré (6), vers le réservoir auxiliaire par la soupape (2) et vers la chambre (41). L'orifice (6) suffit à éviter une arrivée brutale d'air dans la chambre (41) et le réservoir auxiliaire peut ainsi être réalimenté correctement avant l'ouverture du réservoir de commande.

Il n'y a donc pas lieu de craindre une chute de pression au réservoir de commande introduisant l'épuisement du frein ou une augmentation de la pression (surcharge) pouvant provoquer un blocage intempestif des freins.

Le dispositif de protection contre la surcharge permet donc de réalimenter correctement le réservoir auxiliaire avant d'ouvrir le réservoir de commande et garantit ainsi une inépuisabilité très poussée.

2.3.5. Protection contre l'épuisement du réservoir de commande.

2.3.5.1.

Fermeture du réservoir de commande (fig. 44)

Lorsqu'on utilise des réservoirs auxiliaires de grande capacité, il arrive que, lors d'un serrage des freins par une faible réduction de pression dans la conduite générale, la baisse de pression au réservoir auxiliaire soit très faible. Il en résulte également une faible chute de pression dans la chambre (41) du dispositif d'égalisation et d'alimentation.

De ce fait, il arrive que la soupape (36) ne décolle pas de son siège par suite de l'action de son ressort de rappel. L'évacuation de l'air de la chambre (41) à la conduite générale ne se fait pas et la fermeture correcte du réservoir de commande peut devenir incertaine.

Pour remédier à cet inconvénient, le dispositif d'égalisation est pourvu d'une soupape de retenue (76) en parallèle avec la soupape (36). La soupape (76) est constituée par une feuille de caoutchouc couvrant un orifice, qui permet dans tous les cas une baisse rapide de pression dans la chambre (41) équivalente à celle provoquée dans la conduite générale (chambre 42).

2.3.5.2.

Protection contre l'ouverture prématurée du réservoir de commande.

La mise en communication du réservoir de commande avec la conduite générale ou le réservoir auxiliaire avant la réalimentation correcte de la conduite provoque une chute de pression dans le réservoir de commande. Il en résulte qu'au serrage des freins suivant, il faut réaliser des réductions de pressions plus importantes dans la conduite générale pour obtenir les pressions habituelles aux cylindres de frein.

Ce danger pourrait exister surtout si la pression au réservoir auxiliaire est nettement inférieure à la pression de régime.

Dans ce cas, et si l'à-coup de desserrage est tel que la pression monte dans la chambre (41) à une pression voisine de celle du réservoir de commande malgré l'action de l'orifice calibré (3), la soupape (36) repose sur son siège interrompant l'arrivée d'air dans la chambre (41). Lorsque la pression a baissé dans la chambre (41), par suite de la réalimentation du réservoir auxiliaire, la soupape (36) est de nouveau décollée de son siège.

Le réservoir de commande n'est donc pas mis en communication avec la conduite générale et la pression dans ce réservoir ne peut donc pas diminuer.

2.3.5.3.

Limitation de la chute de pression au réservoir de commande (fig. 47 et 50).

Dès le début de l'ouverture du réservoir de commande, la tige (44) décolle du clapet (36) sans revenir complètement en position "frein desserré" par suite de l'écart de pression entre les cham-

12.

bres (74) (environ 5 bar) et (41) (4,850 bar au plus). La soupape (71) est appliquée sur son siège par son ressort de rappel (70) (fig 47). Le réservoir de commande est mis en communication avec la conduite générale par un orifice de faible section (72), ce qui évite une chute de pression brusque au réservoir de commande.

Lorsque les pressions sont équivalentes dans les chambres (74) et (41), la tige (44) revient dans la position "frein desserré". La soupape (71) bute contre la paroi de la chambre (74) et décolle de son siège (73). Le réservoir de commande est mis en communication avec la conduite générale par l'orifice (72) et par le passage entre les pièces (71) et (73) (fig. 50).

Cours 1220 B.
4e leçon.

C1220 B
45 leçon

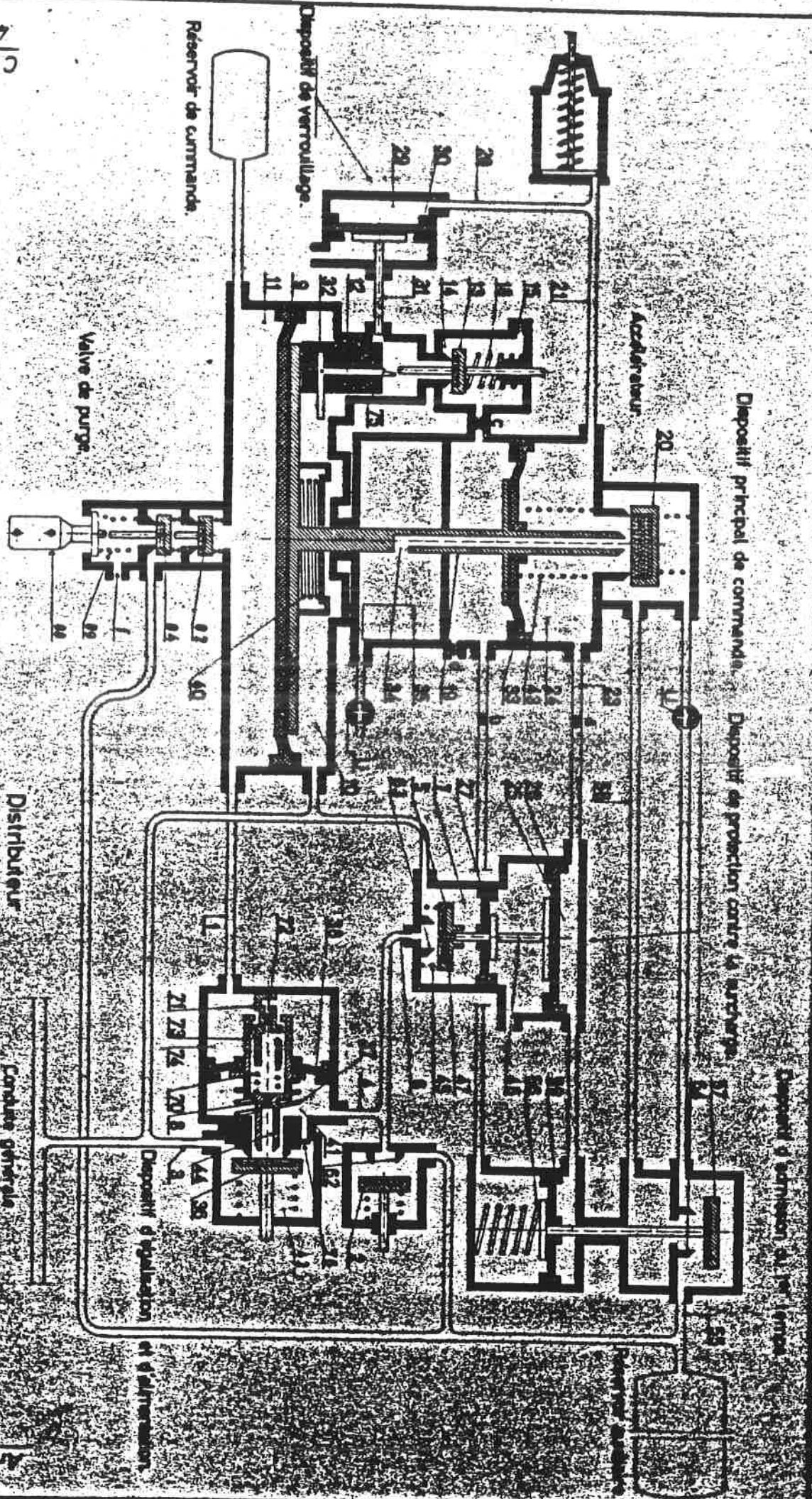


Fig. 37.

Distributeur
Type EST3dGP
Frein desserré

Annexe 30

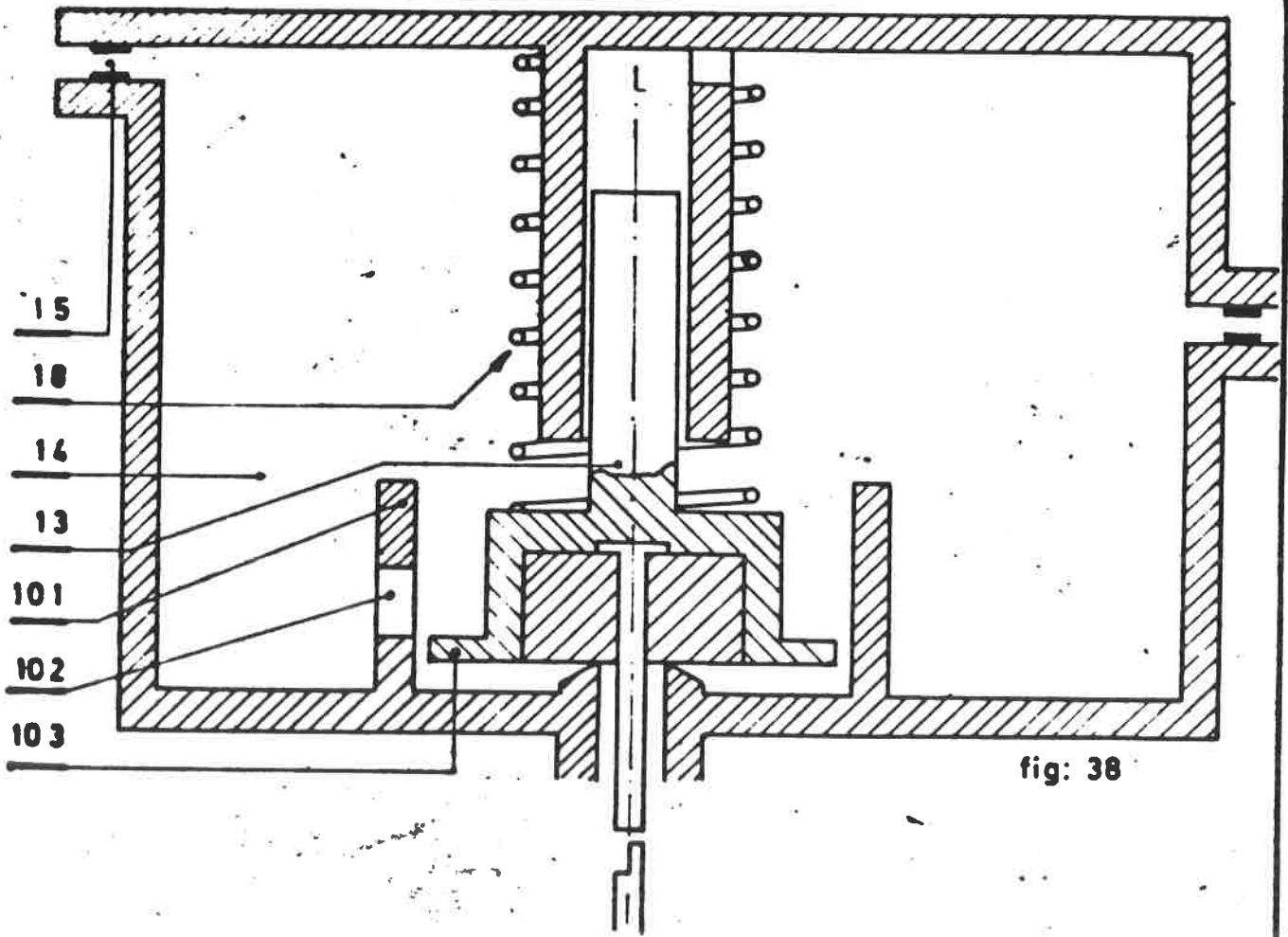


fig: 38

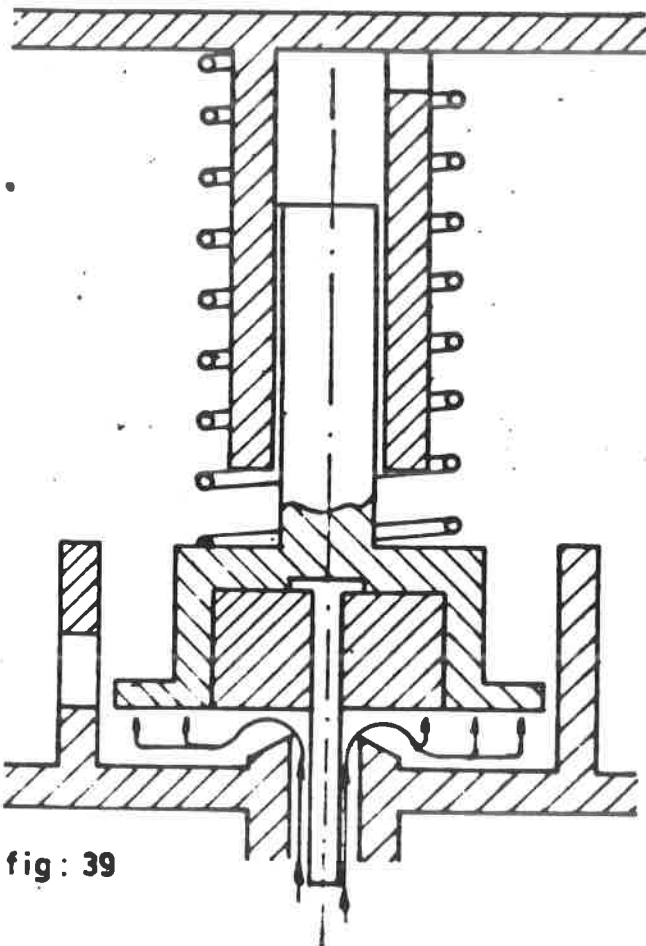


fig: 39

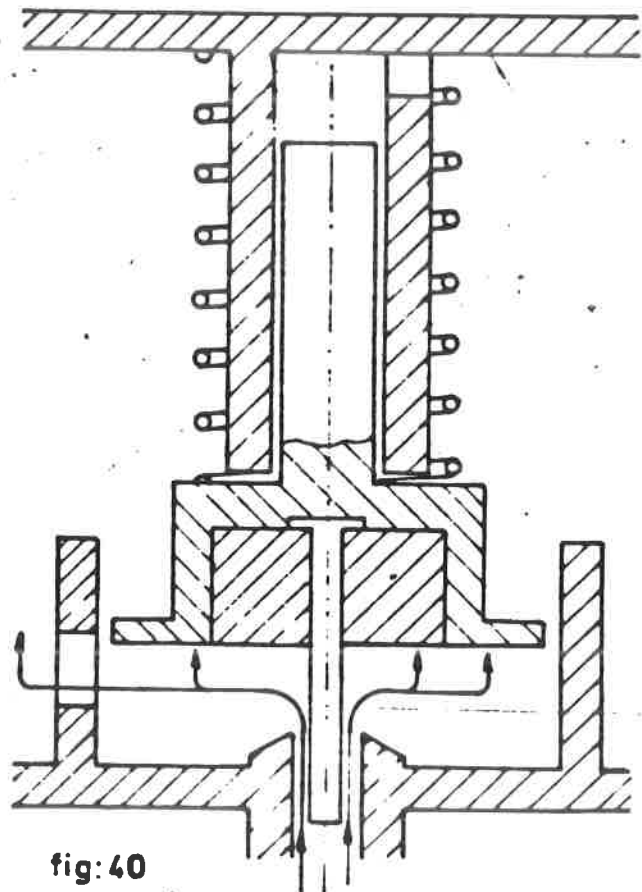


fig: 40

Dispositif principal de commande.

Dispositif de protection contre la surcharge.

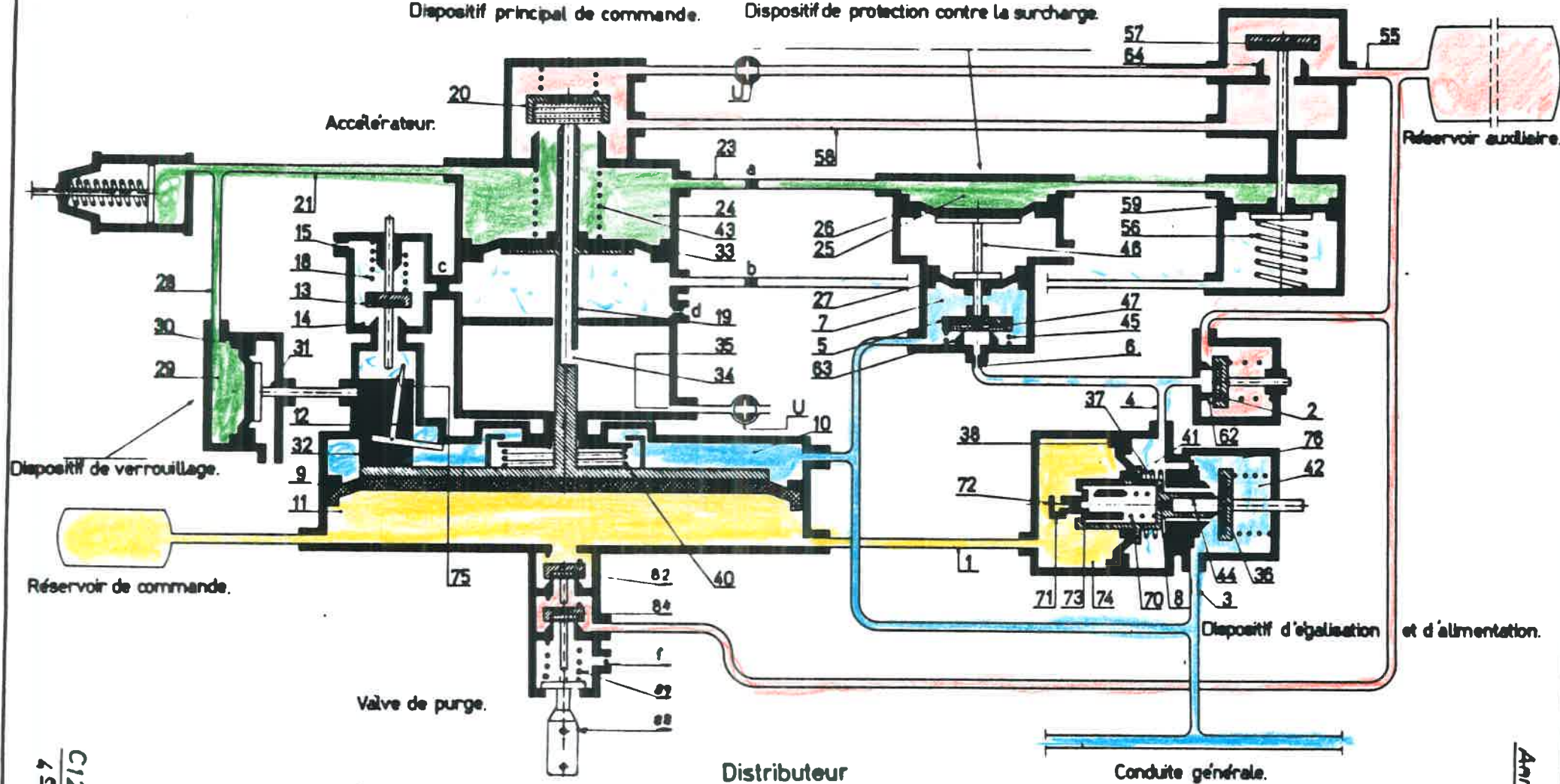


Fig: 41

type EST3dGP.
Serrage des freins.

C1220B
45 leçon

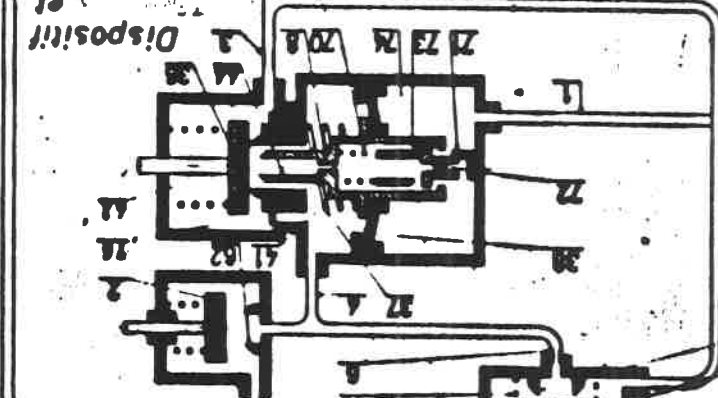
Annexe 32

DISTRIBUTEUR TYPE EST 31.

Frein desserre.

Conduite générale.

Dispositif d'alimentation et d'égalisation.



Réservoir auxiliaire

Dispositif d'admission du 1er temps. Dispositif de protection contre la surcharge.

Dispositif principal de commande.

Accélérateur 20

Dispositif de verrouillage.

Réservoir de commande

Valve de purge automatique.

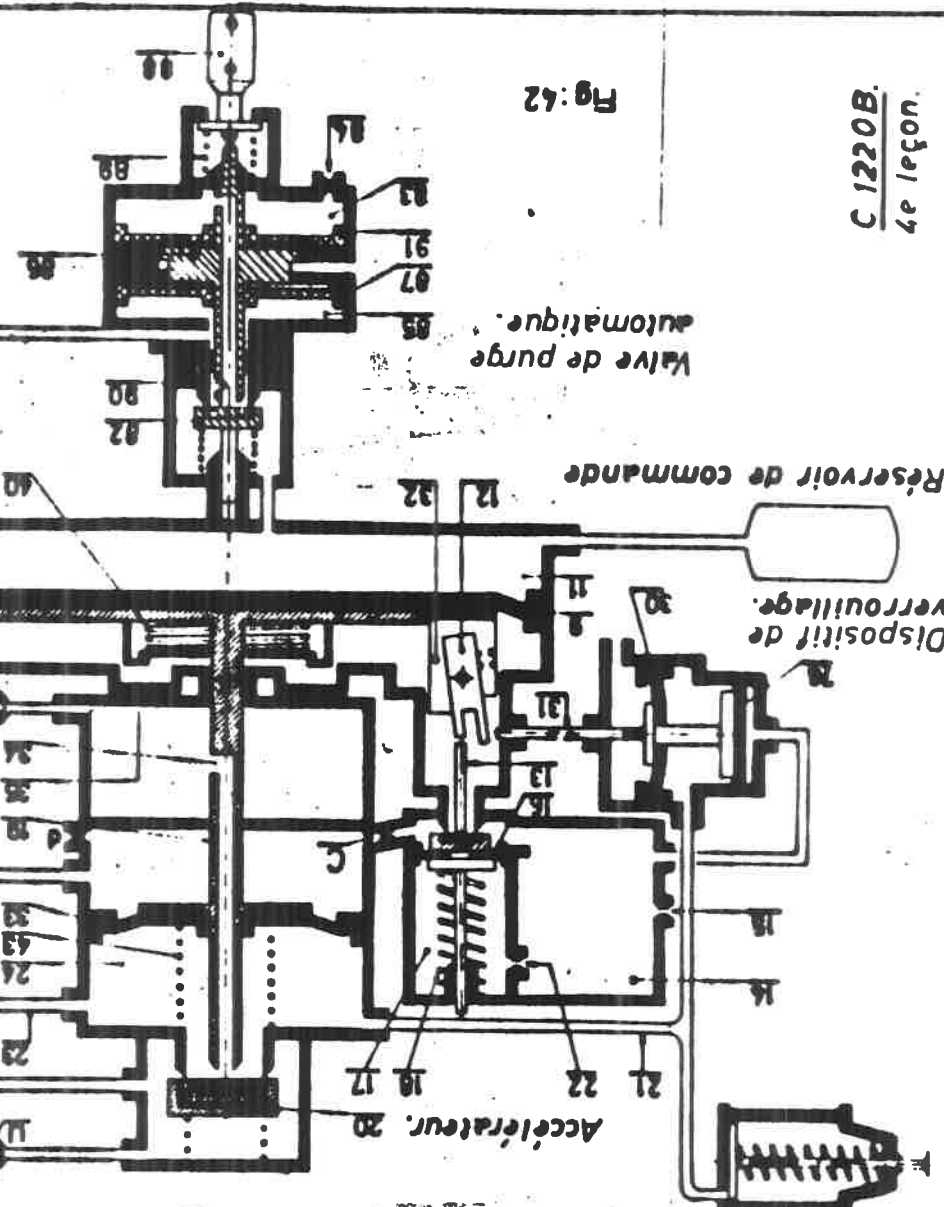


Fig:42

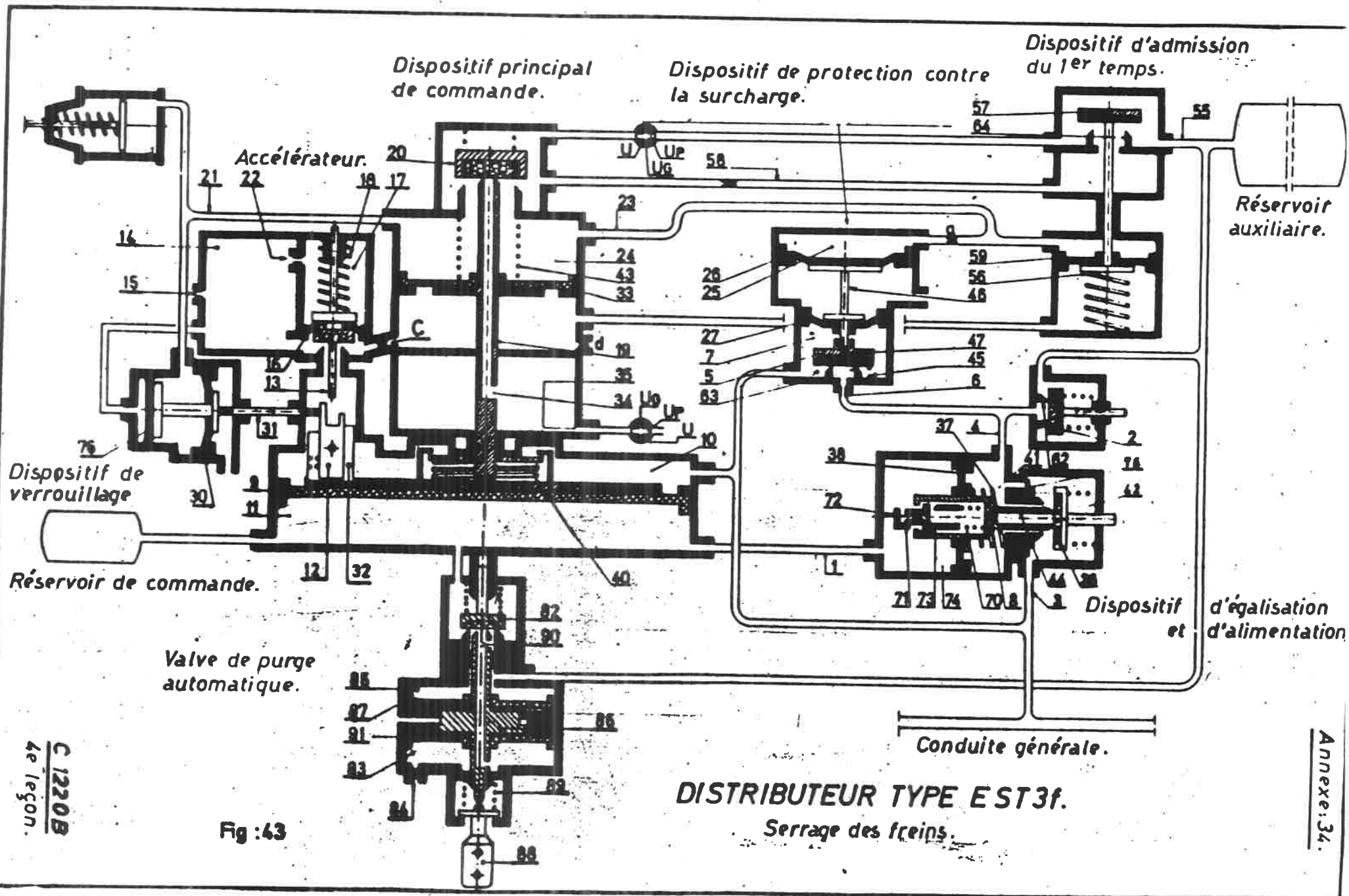
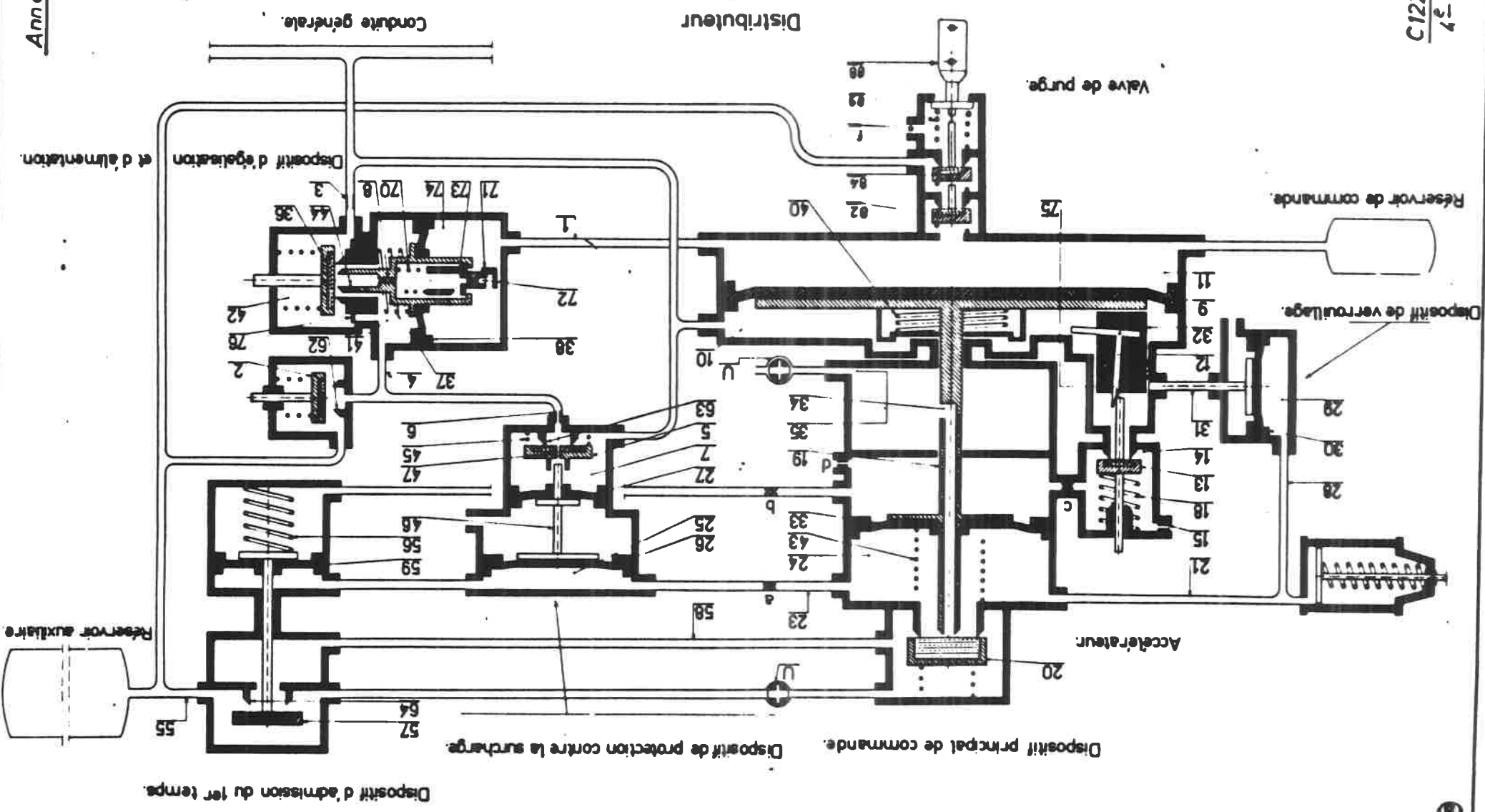
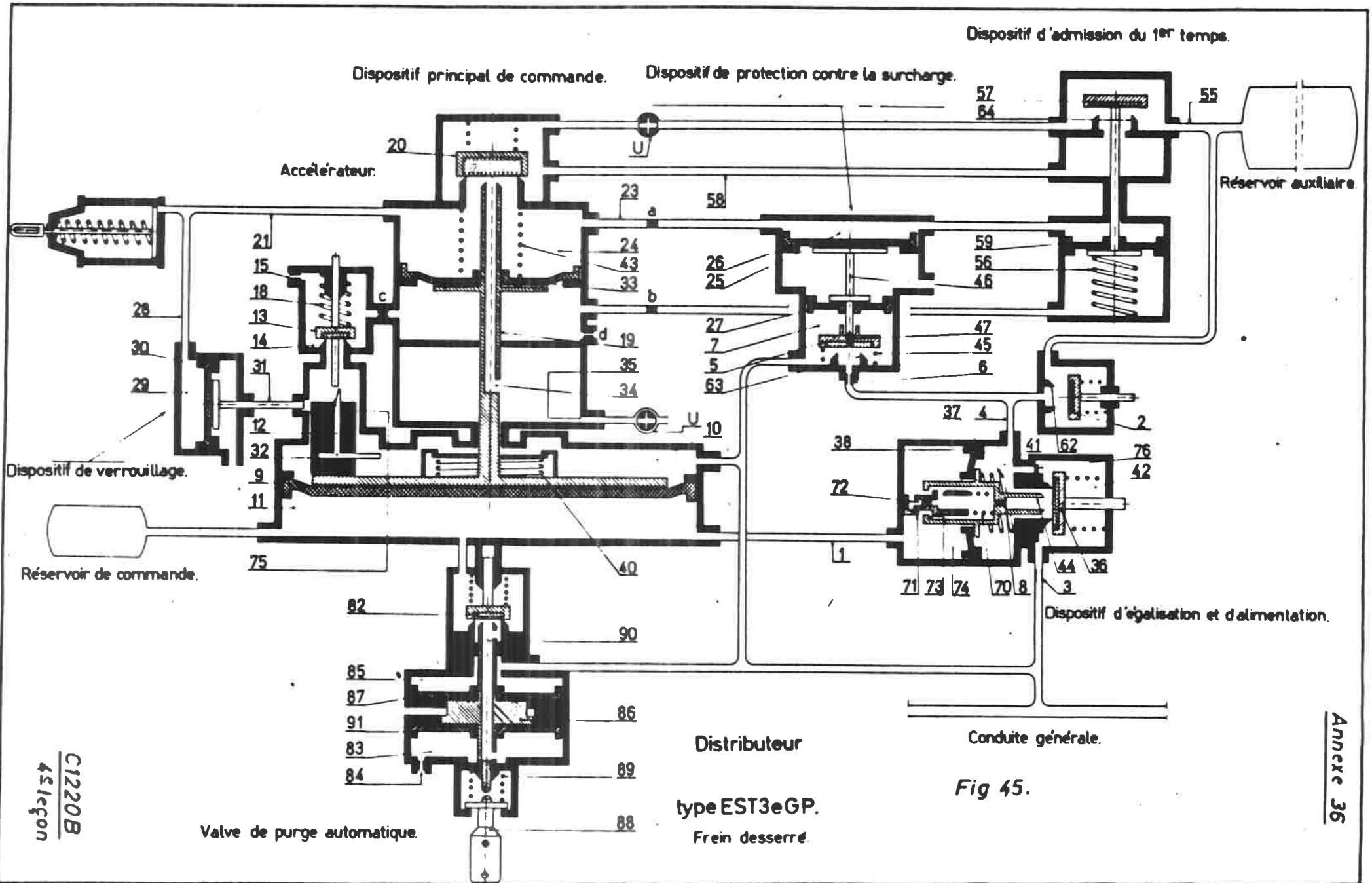


Fig: 44.
Type EST3DGP.
Desserrage du frein, conduite générale à 4,85 bar.





C1220B
45 leçon

Annexe 36

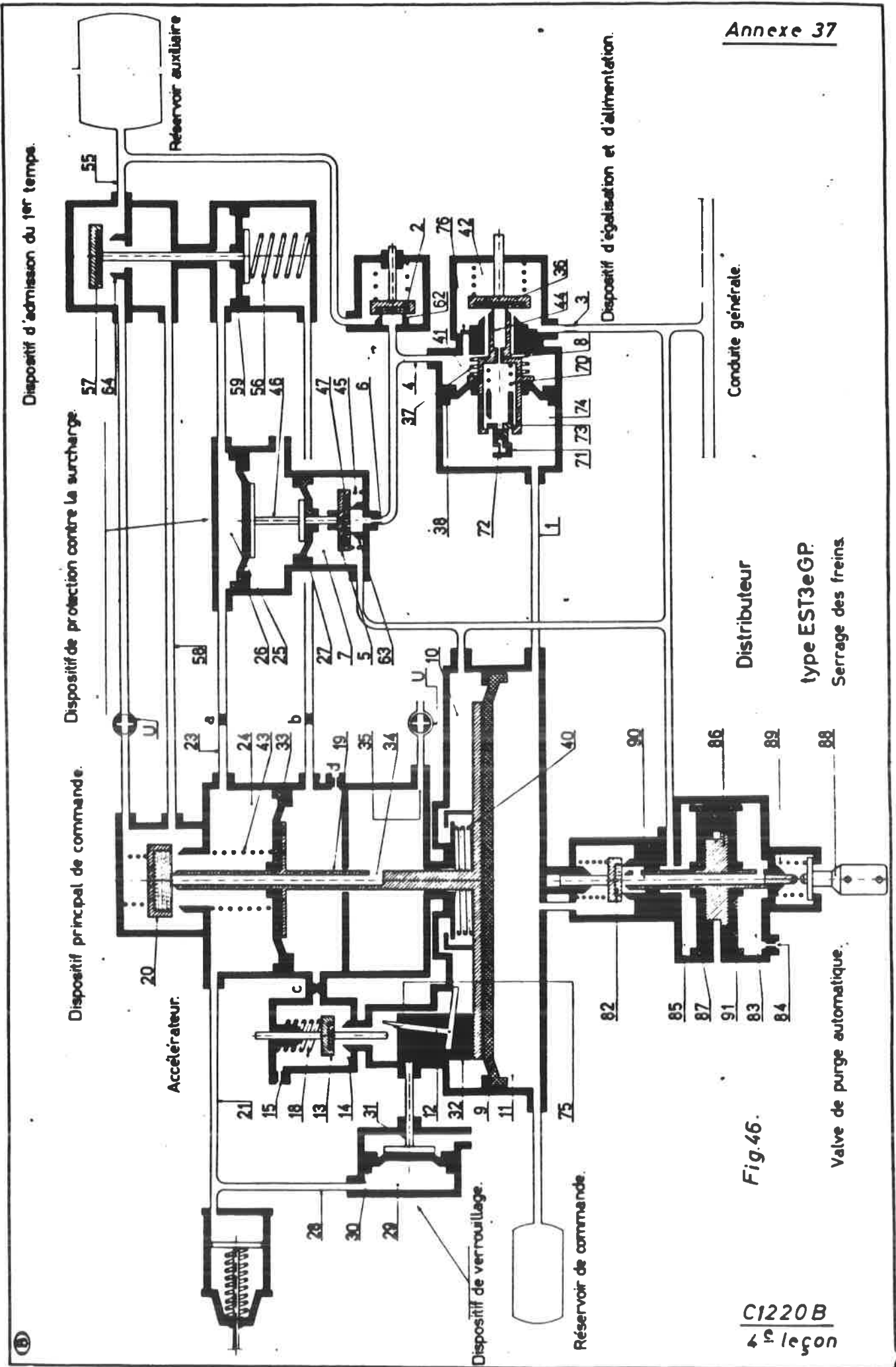


Fig.46.

C1220B
4^e leçon

(B)

Dispositif d'admission du 1^{er} temps.

Dispositif principal de commande.

Dispositif de protection contre la surcharge.

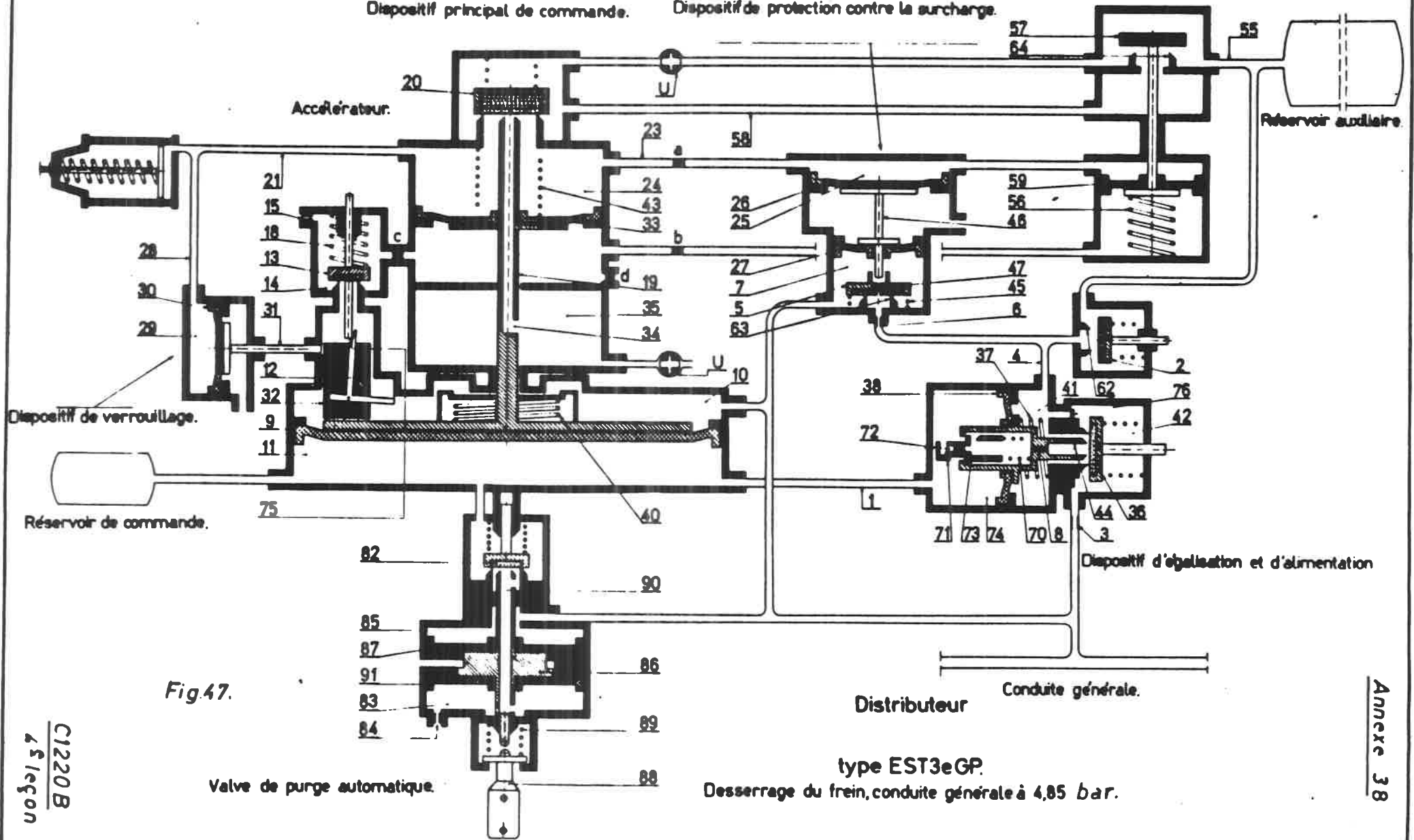


Fig.47.

type EST3eGP.
Desserrage du frein, conduite générale à 4,85 bar.

C1220B
45 leçon

Annexe 38

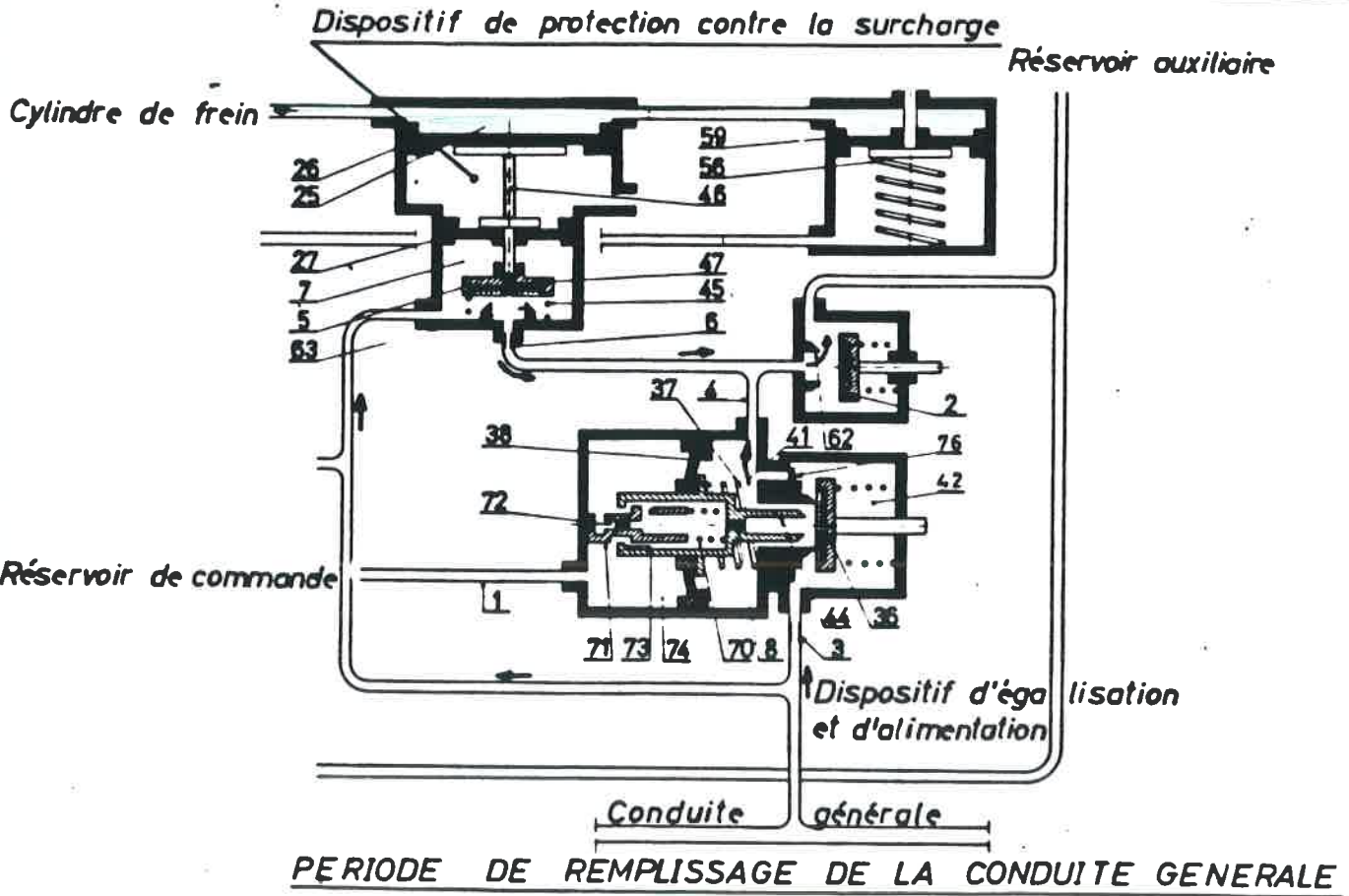


Fig. 48.

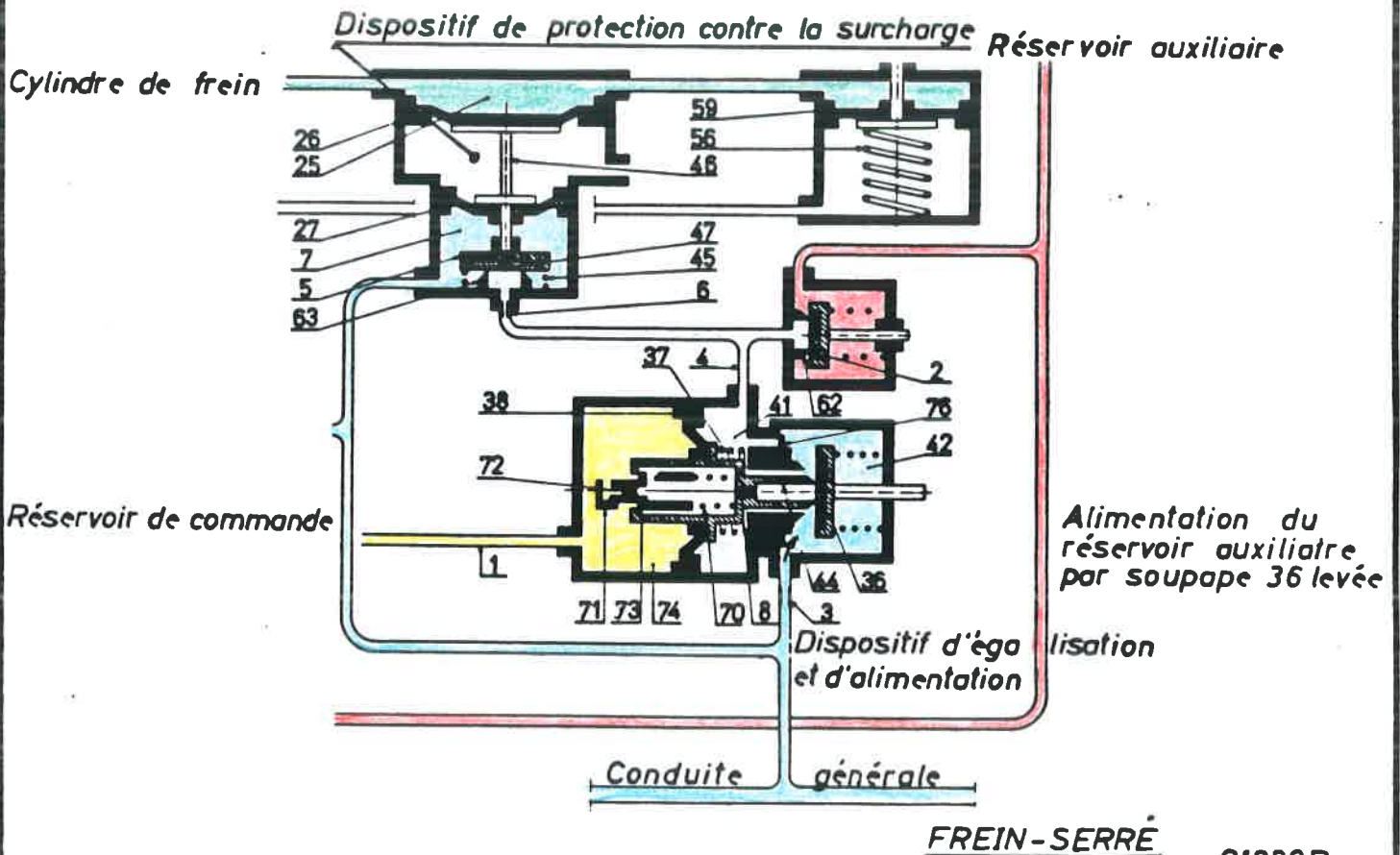


Fig. 49.

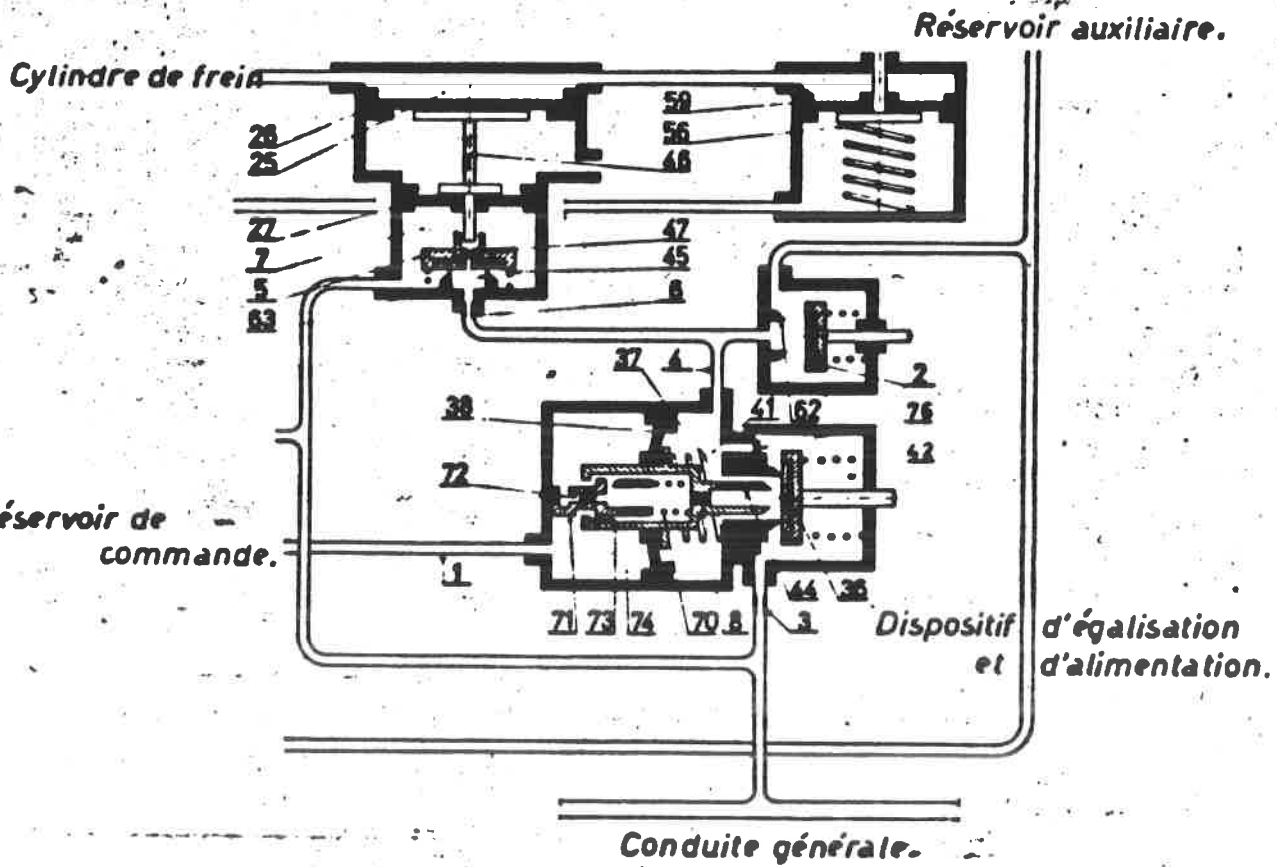


Fig.50.

Si la pression dans la conduite générale est supérieure à 5,5 bar environ.

2.3.6. - La valve de purge.

Dans les gares de formation, on doit pouvoir manoeuvrer les wagons qui ne sont plus accouplés à la conduite générale du frein automatique.

Avant le débranchement sur les bosses de triage, la conduite générale des trains à l'arrivée, doit être complètement vidée. De ce fait, les freins s'appliquent à fond. Il faut alors débloquent les freins en vidangeant le réservoir de commande.

A cet effet, le distributeur de frein Oerlikon est muni d'une valve de purge qui permet de vider le réservoir de commande et parfois le réservoir auxiliaire.

Elle est commandée de l'extérieur du wagon par des fils d'acier reliés à l'extrémité inférieure du levier (88) de la valve de purge et fixés au châssis du wagon (fig. 51 et 52).

2.3.6.1. - Valve de purge ordinaire.

La valve de purge ordinaire est montée sur le distributeur (distributeur BSt 3d voir fig 51) et comprend en dehors du levier (88) mentionné plus haut, deux soupapes (84) et (82), dont l'une sépare le réservoir de commande du réservoir auxiliaire et l'autre le réservoir auxiliaire de l'atmosphère.

Lors des grandes réparations du distributeur, la liaison avec le réservoir auxiliaire est supprimée par le placement du bouchon 105.

Quand on tire sur le levier au moyen des fils, les soupapes (84) et (82) sont soulevées de leur siège et l'air comprimé s'échappe à l'atmosphère par l'orifice (f). Aussitôt qu'on lâche le levier, il se remet en place et les soupapes (82) et (84) sont repoussées sur leurs sièges arrêtant l'échappement de l'air du réservoir de commande et du réservoir auxiliaire.

Pour vider complètement les réservoirs de frein, il convient donc de maintenir les soupapes (82) et (84) ouvertes jusqu'à ce qu'il n'y ait plus d'échappement d'air.

Lorsque, par suite d'une pression trop élevée au réservoir de commande, le frein d'un wagon reste serré, après que la pression de régime à la conduite générale a été rétablie, on peut obtenir le déblocage complet du frein de ce wagon en agissant fortement pendant deux ou trois secondes sur le levier de la valve de purge. La soupape (82) du réservoir de commande se soulève et de ce fait, ramène la pression à une valeur inférieure à celle de la conduite générale.

2.

L'air du cylindre de frein s'échappe ensuite à l'atmosphère par l'alésage de la tige creuse (19) et l'orifice (35) du dispositif principal et le frein se desserre (fig 54).

2.3.6.2. - Valve de purge automatique type LV3 des distributeurs EST 3e et EST 3f (fig. 52).

Pour éviter que le manoeuvre ne doive maintenir la valve de purge ouverte jusqu'à ce qu'il n'y ait plus d'air qui s'échappe, les distributeurs de frein Oerlikon ont été munis d'un dispositif qui maintient la valve de purge ouverte après une brève traction sur la tirette.

Les wagons munis de ce dispositif sont pourvus de plaquettes soudées sur les poignées des tirettes, portant la suscription "AUTOM".

La soupape (82) de la valve de purge repose sur son siège et sépare le réservoir de commande (11) de l'atmosphère. La chambre (83) est reliée à l'atmosphère par l'intermédiaire de l'orifice calibré (84). La chambre (85) communique avec la conduite générale. La tige creuse (86) est donc poussée vers le bas par l'effet de la pression de la conduite générale sur la membrane (87). Le levier de commande (88) est appliqué par un ressort puissant (89) sur son assise inférieure.

Lorsqu'on exerce une traction sur le fil de commande du levier (88), la tige creuse (86) est soulevée et ouvre la soupape (82). L'air comprimé du réservoir de commande pénètre par l'ouverture (90) dans la chambre (83) produisant ainsi une poussée sur la membrane (91). La surface active du piston à membrane (91) soumise à la pression du réservoir de commande étant plus grande que la surface active du piston à membrane (87) soumise à la pression de la conduite générale, la tige creuse (86) maintient la soupape (82) ouverte, même si le levier de commande (88) reprend tout de suite sa position initiale. La tige creuse (86) ne reprend sa position basse qu'au moment où la pression du réservoir de commande tombe à une pression inférieure d'environ 0,2 à 0,4 bar à celle régnant dans la conduite générale, fermant ainsi la soupape (82). L'air du réservoir de commande s'échappe à l'atmosphère à travers l'orifice calibré (84).

Ainsi, il suffit d'actionner un moment le levier de commande (88), pour faire laisser automatiquement la pression du réservoir de commande au-dessous de celle de la conduite automatique.

En même temps, le dispositif principal établit la communication entre le cylindre de frein et l'atmosphère.

Dans une gare de formation, pour desserrer les freins des véhicules après vidange de la conduite générale du train, il suffit d'exercer une brève traction sur la tirette de la valve de purge. Le réservoir de commande se vide complètement, ce qui provoque le desserrage du frein; il n'y a pas de danger que le frein se bloque à nouveau au cours des manoeuvres; contrairement à ce qui se passe avec la valve de purge ordinaire, l'air est ici maintenu dans le réservoir auxiliaire, d'où économie d'air et de temps de remplissage lorsque la locomotive de remorque vient contre la rame et charge les appareils de frein. Pour vider dans un atelier le réservoir auxiliaire, il suffit de lâcher les écrous qui fixent le distributeur sur son support.

En cas de calage du frein par suite d'une surcharge du réservoir de commande, il suffit pour les décaler d'exercer une brève traction sur la tirette de la valve de purge. Cette traction, tout en étant brève, doit être très forte car il faut vaincre la poussée verticale vers le bas résultant de la présence d'air dans la conduite générale, c'est-à-dire au-dessus de la membrane (87). Le frein se débloquent complètement.

Pour éviter qu'un choc brutal sur un wagon ne puisse, par la masse des tringles de commande de la valve de purge, faire actionner la valve et desserrer ainsi complètement les freins, le levier de commande (88) a été construit de telle façon qu'il ne se lève que lorsqu'une traction est exercée dans le sens des tringles de commande, c'est-à-dire dans le sens perpendiculaire à l'axe longitudinal du wagon.

2.3.6.3. - Valve de purge automatique type LV 7 (fig 53).

La valve de purge automatique type LV 7 est montée sur les wagons français et sur certains wagons belges de construction française. Elle n'est automatique pour autant que la conduite principale soit vide.

Fonctionnement.

Supposons les réservoirs de commande et auxiliaire remplis et la conduite générale vide.

Les différents organes occupent la position indiquée à la fig. 53.

Lorsqu'on tire latéralement sur le levier (17), la tige (2) avec les pistons (3) et (5) se soulèvent. Par ce mouvement ascendant, la soupape (22) d'abord et la soupape (12) ensuite sont soulevées de leur siège, mettant à l'atmosphère le réservoir de commande et le réservoir auxiliaire.

Un petit déplacement du levier (17) est suffisant pour ramener la tige de la soupape (22) contre la partie cylindrique du piston 3. Etant donné que la conduite générale est vide, la position du piston(3) ne changera plus après libération du levier (17).

En conséquence, les soupapes (22) et (12) restent ouvertes aussi longtemps que la conduite générale est vide.

Cependant, dès que la conduite générale se remplit, le piston (5) (avec piston 3) se déplace vers le bas, et les soupapes (22) et (12) se ferment sous l'influence des ressorts des soupapes.

Si on veut éliminer un calage de frein, le réservoir de commande est en communication avec l'atmosphère, aussi longtemps qu'on tire sur le levier (17).

2.4. Le distributeur Oerlikon Est 4d, Est 4e et Est 4f pour matériel de voyageurs.

Les distributeurs type Est 4d, Est 4e et Est 4f se distinguent des distributeurs Est 3d, Est 3e et Est 3f par l'absence de l'alternateur "voyageurs-marchandises" et du dispositif d'admission et de coupure au premier temps. Ces particularités mises à part, ils sont complètement identiques.

Par exemple, dans la fig. 54, est représenté le schéma du distributeur Est 4d. Pour la description et le fonctionnement, voir le chapitre 2.3.

2.5. Le distributeur type Est/R pour le frein autovariable.

2.5.1. - Généralités sur le frein auto-variable.

Il a été constaté depuis longtemps, en fonction de la vitesse, que lors d'un freinage d'arrêt, le coefficient de frottement entre les sabots de frein en fonte et les bandages en acier des roues, augmente lorsque la vitesse du train diminue.

La valeur de ce coefficient reste sensiblement constante jusqu'à la vitesse de 40 km/h, puis augmente rapidement au fur et à mesure que la vitesse diminue, pour atteindre sa valeur maximum à l'arrêt du train alors que le coefficient d'adhérence sur rails reste sensiblement constant.

La pression maximum, avec laquelle les sabots sont appliqués sur les bandages, doit être limitée pour éviter l'enrayage des roues et leur glissement sur les rails qui réduisent l'efficacité du freinage et provoquent la formation des plats dans les bandages.

Pour atteindre le point limite avant le glissement des roues, il faut exercer sur les sabots de frein un effort plus grand au début du freinage lorsque la vitesse est élevée, que vers la fin du freinage lorsque la vitesse diminue et tend vers l'arrêt.

On peut, sans inconvénient, augmenter l'effort aux sabots aux vitesses supérieures à 40 km/h et voir même la doubler, pourvu qu'elle soit réduite à sa valeur normale lorsque la vitesse diminuera.

On réalise de cette façon de plus courtes distances de freinage, que si l'on maintient un effort constant aux sabots depuis le début du freinage jusqu'à l'arrêt.

Pour les trains à grande vitesse, il convient donc d'appliquer les sabots de frein sur les roues avec un grand effort de manière à réduire rapidement la vitesse du train. Lorsque cette vitesse est réduite à environ 50 km/h, cet effort doit être réduit pour éviter le glissement des roues sur les rails.

Une solution simple a été trouvée, en réglant la pression de l'air dans le cylindre de frein en fonction de la vitesse, de telle façon que le régime de haute pression soit automatiquement débranché dans le domaine des vitesses inférieures.

2.5.2. - Le distributeur "Oerlikon" EST 4d/R2M pour matériel à voyageurs.

Pour réaliser les deux étages de pression exigés par le frein à haute puissance, le distributeur "Oerlikon" du type EST décrit aux rubriques 2.3 et 2.4 a été complété par un relais transformateur de pression type R. (fig. 59).

Lors d'un freinage, le cylindre de frein reçoit la haute ou la basse pression, selon la vitesse du véhicule, par un dispositif de commande des pressions; celui-ci est constitué par une électrovalve fixée sur le relais transformateur de pression type R. et un détecteur de vitesse. Le détecteur de vitesse, entraîné par un des essieux du véhicule, consiste, soit en un contacteur centrifuge, soit en une génératrice de courant alternatif avec redresseur à semi-conducteurs et des relais à transistors.

A grande vitesse, le contact du détecteur de vitesse est fermé et la bobine de l'électrovalve du frein à haute puissance est excitée. A basse vitesse, le contact est ouvert, interrompant ainsi le circuit électrique alimentant l'électrovalve.

2.5.3. Description simplifiée du relais transformateur de pression type R (fig. 55 -fig. 56).

6.

2.5.3.1. - Description.

Réduit à ses éléments essentiels, le relais transformateur de pression type R se compose : (fig. 55).

- d'un piston à membrane (53) qui reçoit "la pression de freinage" produite par l'organe principal type EST;
- d'un piston à membrane (59) de même diamètre que le précédent;
- d'un piston à membrane intermédiaire (58) de plus grand diamètre que les deux autres.

Ces trois pistons à membrane sont solidaires d'une tige creuse (56) et partagent le relais transformateur de pression en quatre chambres :

- la chambre (50), à gauche de la membrane (53), qui communique avec le distributeur EST;
- la chambre (63), comprise entre les membranes (53) et (58), qui communique avec l'atmosphère;
- la chambre (54), comprise entre les membranes (58) et (59), qui communique avec l'électro-valve (52);
- la chambre (61), à droite de la membrane (59), qui communique avec le cylindre de frein.

Le relais comporte en outre une soupape d'admission (57) appliquée sur son siège par un ressort. La chambre (66) qui contient cette soupape est en communication avec le réservoir auxiliaire.

2.5.3.2. - Fonctionnement du relais transformateur de pression.

Lors d'un serrage des freins, l'air comprimé fourni par le distributeur EST ne se rend pas au cylindre de frein, mais bien dans la chambre (50) du relais transformateur de pression. La pression de l'air agissant sur la membrane (53), pousse la tige creuse (56) contre la soupape (57) et la soulève.

Il en résulte que :

- a) la communication, entre le cylindre de frein et l'atmosphère, est coupée;
- b) l'air comprimé venant du réservoir auxiliaire alimente le cylindre de frein par le canal (68), ainsi que la chambre (61) du relais transformateur de pression et au cas où la soupape (78) prend sa position inférieure (voir fig. 56) la chambre 54.

Cours 1220 B.

5e leçon.

Dès que la pression dans le cylindre de frein, qui règne aussi dans la chambre (61) (et éventuellement dans la chambre 54) atteint une valeur telle que les forces sur les pistons (53) et (59) (soupape(78) dans sa position supérieure), ou sur les pistons (53) et (58) (soupape (78) dans sa position inférieure), sont équivalentes, la tige creuse (56) retourne à sa position d'origine, sans se décoller de la soupape (57) qui s'applique sur son siège. Le frein reste donc serré, car l'air comprimé qu'il contient ne peut s'échapper à l'atmosphère par l'intérieur de la tige creuse.

Selon que la membrane (58), de plus grande surface que les membranes (59) et (53) est soumise ou non à la pression de l'air du cylindre de frein, on obtient une plus petite ou une plus grande pression dans le cylindre de frein, pour une baisse de pression donnée dans la conduite générale.

L'électro-valve (52), fixée sur le distributeur et commandée par le détecteur de vitesse, commande l'arrivée de l'air du cylindre de frein dans la chambre (61) et (54) et détermine la basse ou la haute pression.

a) Freinage "basse pression" (fig. 56).

Dans le domaine des vitesses inférieures à 50 km/h, l'électro-valve (52) ne reçoit pas de courant. La pression du cylindre de frein peut alors agir également sur la membrane (58), par le canal (67), la soupape (78) ouverte de l'électro-valve et le canal (81). Dans ces conditions, la pression est de 2 bar dans le cylindre de frein, pour un serrage à fond.

b) Freinage haute pression (fig. 55).

Dans le domaine des vitesses supérieures à 50 km/h, l'électro-valve reçoit du courant et la soupape (78) est soulevée et appliquée contre son siège supérieur.

La pression du cylindre de frein n'agit plus que sur la membrane (59) et la pression dans le cylindre monte à 4 bar pour un serrage à fond. La chambre (54) est mise à l'atmosphère par l'intermédiaire de l'électro-valve.

2.5.4. - Description plus complète du relais transformateur de pression type R. (fig. 57 et 58).

Le relais transformateur de pression complet est représenté aux fig. 57 et 58.

8.

En plus des organes essentiels, cités précédemment, le relais transformateur complet comporte les dispositifs supplémentaires suivants :

- un dispositif permettant de contrôler convenablement la vitesse des trains de voyageurs sur les pentes;
- une paroi de séparation avec orifice calibré pour le remplissage et la vidange accélérés du cylindre de frein;
- une soupape d'entrée équilibrée;
- une chambre d'expansion pour amortir les coups de belier.

2.5.4.1. - Dispositif permettant un meilleur contrôle de la vitesse.

Ce dispositif comporte une membrane supplémentaire (60), une buselure (84) et un ressort (64) (voir fig. 57).

C'est le ressort (64) qui en agissant sur la tige creuse permet, lors d'un freinage à haute pression, d'obtenir une très faible pression au cylindre de frein moyennant une très faible dépression dans la conduite générale. Le freinage ainsi obtenu permet au conducteur de contrôler la vitesse du train sur les pentes.

La membrane (60) avec la buselure (84) ont pour rôle d'annuler l'effet du ressort (64) lors du freinage en "basse pression".

2.5.4.2. - La paroi de séparation avec orifice calibré (fig. 57).

La chambre (61) est séparée de la chambre (69) (cylindre de frein) par la paroi de séparation avec orifice calibré (62). En conséquence, les variations de pression dans la chambre (69) ne peuvent se propager dans la chambre (61) qu'avec un certain retard. Il s'ensuit que lors d'un freinage, la soupape (57) s'élève plus haut et qu'elle reste plus longtemps soulevée; de même, lors d'un desserrage des freins, la tige creuse (56) s'éloigne plus loin et plus longtemps de la soupape (57).

Donc, la présence de la paroi de séparation avec orifice calibré (62) permet le remplissage et la vidange plus rapides du cylindre de frein.

2.5.4.3. - La chambre d'expansion (fig. 57).

En réponse à une chute de pression dans la conduite du frein automatique, le distributeur EST, doit établir une certaine pression dans la chambre 50. Vu le volume réduit de cette chambre 50, une petite affluence d'air donnera lieu à des suppressions momentanées.

Ces suppressions sont absorbées dans la chambre d'expansion (85) par l'orifice calibré (86).

2.5.4.4. - La soupape d'entrée équilibrée.

La soupape 57 (fig. 55) est poussée vers la gauche par une force égale à la somme de la tension du ressort et de la force produite par la différence des pressions entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein, cette dernière agissant sur la surface à l'intérieur du siège fixe de la soupape.

Ceci provoque une insensibilité importante du relais de transformation.

Pour remédier à ce désavantage, la soupape d'entrée a été équilibrée (fig. 57 et 58). Dans ce but, la tige de la soupape a été munie d'une bague d'étanchéité et la face supérieure de la soupape a été mise en communication avec le cylindre de frein. Par conséquent, la tension du ressort seule pousse la soupape sur son siège et les pressions dans le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein n'ont aucune influence.

2.5.5. - Description plus complète du fonctionnement du relais transformateur type R (fig. 57 et 58).

2.5.5.1. - Serrage des freins - Régime "basse pression" (fig. 57).

Au serrage du frein, l'air de précommande fourni par le distributeur EST arrive dans la chambre (50) du relais de transformation de pression sur le piston à membrane (53). Celui-ci, sous l'action de la pression, pousse la tige creuse (56) contre la soupape d'admission (57) et la soulève.

L'air du réservoir auxiliaire alimente alors le cylindre de frein par le canal (65), la chambre (66), la soupape (57) levée et la conduite (68).

Comme aux vitesses inférieures à 50 km/h, l'électro-valve (52) n'est pas excitée, la soupape (78) est appliquée sur son siège inférieur sous la pression du ressort (80). L'air du cylindre de frein peut alors passer dans la chambre (51), par la soupape (78) de l'électro-valve et le canal (79) et dans la chambre (54) par le canal (81). La pression de l'air contenu dans la chambre (51) agit sur le piston à membrane (60). Celui-ci comprime le ressort (64) par la buselure (84) et l'assiette (82); la collerette (83) de la tige creuse (56) est libérée et l'action du ressort (64) neutralisée.

L'air du cylindre de frein alimente également la chambre (61) en passant par l'orifice calibré (62) et agit sur le piston à membrane (59) qui est donc soumis sur ses deux faces à la même pression et est de ce fait neutralisé.

La pression dans le cylindre de frein augmente donc jusqu'à ce que la poussée exercée sur le piston à membrane (58) équilibre la poussée qui agit sur le piston à membrane (53).

Les surfaces des membranes (53) et (58) étant sensiblement dans le rapport 1 à 2, la pression dans le cylindre de frein en régime basse pression n'est que la moitié de celle régnant dans la chambre (50).

Dès que l'équilibre des poussées est atteint, la tige creuse (56) reprend sa position première, la soupape (57) se ferme et interrompt toute alimentation du cylindre de frein. La tige creuse (56) restant contre la soupape (57), l'air contenu dans le cylindre de frein, ne peut s'échapper à l'atmosphère et les freins restent serrés.

En augmentant graduellement la pression dans la chambre (50) par des dépressions successives dans la conduite générale, on obtient au cylindre de frein des pressions de freinage correspondantes.

2.5.5.2. - Serrage des freins - Régime haute pression (fig. 58).

Aux vitesses supérieures à 50 km/h, la bobine de l'électrovalve (52) est excitée et la soupape (78) est attirée sur son siège supérieur; les chambres (54) et (51) sont mises à l'atmosphère par l'intermédiaire de l'électrovalve. Il s'ensuit que seul le piston à membrane (59), dont la surface effective est plus petite que celle de la membrane (58), est en action.

Comme la membrane (59) a la même surface que celle de la membrane (53), on obtient en principe dans le cylindre de frein, la même pression que celle régnant dans la chambre (50).

Toutefois, la chambre (51) étant à la pression atmosphérique, le ressort (64) appuie la cuvette (84) contre la collerette (83) de la tige creuse. La tension du ressort (64) s'ajoute à la pression exercée sur la membrane (59) et agit sur la tige creuse (56). La pression au cylindre de frein sera plus faible que prévue initialement et réduite d'une valeur fixe qu'elle ne soit celle régnant dans la chambre (50).

C'est cette disposition qui permet de contrôler convenablement la vitesse des trains de voyageurs sur les pentes.

En effet, supposons que pour limiter la vitesse d'un train de voyageurs sur une pente, il y ait lieu de provoquer une faible dépression dans la conduite générale du frein automatique; par exemple une dépression de 0,4 bar. Avec cette dépression, la pression dans la chambre (50) du relais de pression s'établit à environ 1 bar et par conséquent, sans le ressort antagoniste (64), à une pression de 1 bar dans le cylindre de frein en régime haute pression; ce qui constitue pratiquement le minimum de pression réalisable.

La pression maximum dans le cylindre de frein étant de 3,8 bar, le minimum de pression représente déjà 26 % de la pression maximum; valeur trop forte pour limiter la vitesse sur la pente.

Grâce au ressort antagoniste (64), la pression dans le cylindre de frein sera réduite d'une valeur fixe, donc relativement importante pour les freinages faibles et négligeable pour les freinages puissants.

Dans le régime de freinage basse pression, le ressort antagoniste (64) ne doit pas intervenir. En effet, en reprenant l'exemple précédent, pour une pression de 1 bar dans la chambre (50) du relais, on n'obtient qu'une pression de 0,5 bar dans le cylindre de frein, ce qui, compte tenu des forces antagonistes dues aux ressorts de rappel de timonerie, ne donnera qu'un freinage très faible.

2.5.5.3. - Serrage des freins - Passage de la haute pression à la basse pression (fig. 57 et 58).

Au cours d'un freinage d'arrêt ou de ralentissement, la vitesse du véhicule passe des vitesses supérieures aux vitesses inférieures et par conséquent, par la valeur pour laquelle le détecteur de vitesse fait désexciter l'électrovalve du frein haute pression.

De ce fait, la soupape (78) est repoussée sur son siège par le ressort (80) et les chambres (54) et (61) sont mises en communication par les canaux (67) et (81).

Les deux faces du piston à membranes (59) sont alors soumises à la même pression (celle du cylindre de frein) et ce piston est neutralisé.

La pression du cylindre de frein n'agissant plus que sur le piston à membrane (58) du régime basse pression, ce dernier ainsi que la tige creuse (56) est poussée vers la gauche, permettant à l'air du cylindre de frein de s'échapper à l'atmosphère par l'alésage de la tige et l'orifice (63).

La pression du cylindre baisse rapidement jusqu'à ce que le nouvel équilibre de poussée soit établi. Elle est ainsi réduite d'environ la moitié et il n'y a plus de risque d'enrayer les roues.

2.6. - Le distributeur type EST 3e/REL/HBG300 utilisé sur les wagons pour le transport des voitures automobiles.

Le distributeur type EST 3e/REL/HBG 300 (fig. 60) se distingue du distributeur EST 4d/R2M, décrit sous le point 2.5., par les points suivants :

1. Il comprend un dispositif de changement de régime "voyageurs-marchandises", avec un organe permettant le remplissage régime "marchandises" (voir les points 2.3.2.2 et 2.3.2.3);
2. Il comprend une valve de purge automatique au lieu d'une valve de purge ordinaire (voir point 2.3.6.2);
3. L'électrovalve pour le passage de la "haute pression" à la "basse pression", est du type EV6, c.à.d. avec commande électrique (voir chapitre 6, point 6.2.2.2);
4. Le distributeur comprend un limiteur de pression type HBG 300, qui est décrit ci-dessous.

2.6.1. - Description du limiteur de pression HBG 300.

Le limiteur de pression HBG 300 est un dispositif auxiliaire ayant pour but de fermer la soupape d'entrée (20) de la fig. 34, montée entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein (fictif ou réel), dès que dans le cylindre frein, la pression maximale est atteinte. En conséquence, l'appareil est monté au-dessus du distributeur, à l'endroit de la soupape 20 (de la fig. 34). Cette dernière soupape est d'ailleurs la même soupape que la soupape d'entrée (1) de la fig. 61.

Le limiteur de pression comprend (fig. 61) une valve d'entrée équilibrée (1) et un piston (15) avec la membrane (18).

Le réglage de la tension du ressort (14) est tel que le piston (15) est en équilibre pour une pression sur la membrane (18) égale à la pression maximale admise.

La soupape de fermeture (2) de la tige creuse A est mobile dans la soupape (1) et est poussée vers le bas par le ressort (4)

2.6.2. - Fonctionnement du limiteur de pression HBG 300.

a) Freinages gradués.

Dans ce cas, la pression de freinage, qui s'établit aussi dans la chambre B, est plus basse que la pression maximale. En conséquence, le piston (15) se trouve dans son point le plus haut.

De ce fait, la tige creuse A peut par l'intermédiaire de la soupape (2) et le ressort (4); soulever la soupape (1) de son siège, permettant au réservoir auxiliaire de remplir le cylindre de frein à la pression appropriée.

Lors d'un desserrage des freins, la tige creuse A descend, mais la soupape (2) est retenue dans la soupape (1), de sorte que le cylindre de frein est mis à l'atmosphère par la tige creuse suivant la manière classique.

b) Freinage maximum.

Lorsque, lors du remplissage du cylindre de frein, la pression sur le piston à membrane (15) atteint une valeur telle, que la précontrainte du ressort (14) est légèrement dépassée, le piston (15) descend et de ce fait, pousse la soupape (1) sur son siège interdisant toute communication entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein.

Le mouvement ascendant de la tige creuse A, *suite* à une baisse de pression plus poussée dans la conduite générale du frein automatique, n'a pour seul effet qu'une compression du ressort (4).

La valve de purge ordinaire.

Annexe:41.

Réservoir de commande.

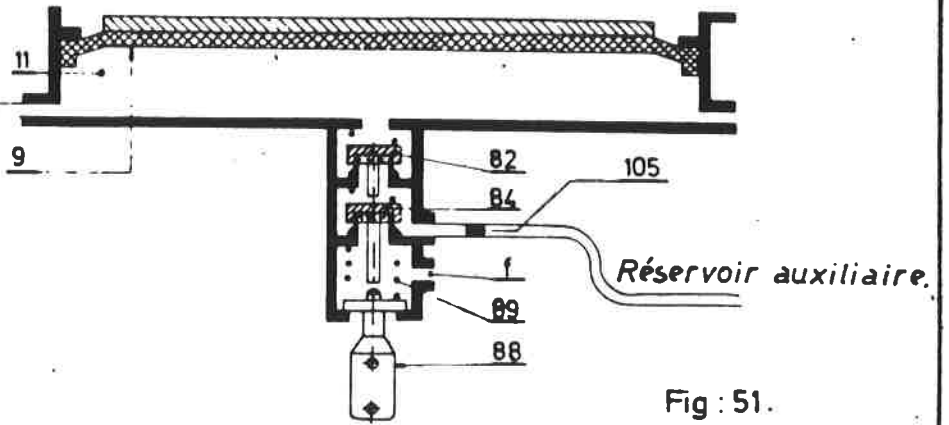


Fig : 51.

La valve de purge automatique type L.V. 3.

Réservoir de commande.

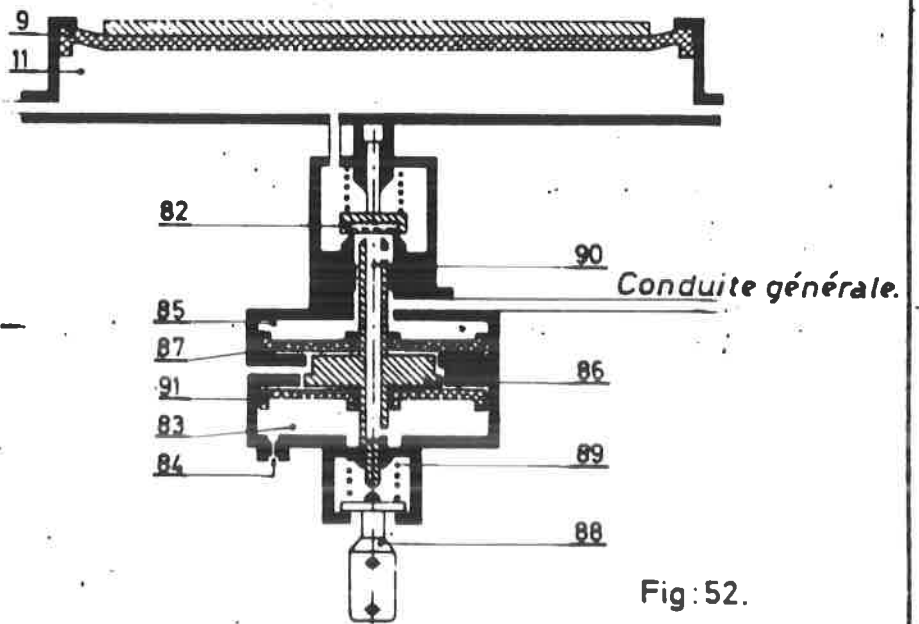


Fig : 52.

La valve de purge automatique type L.V. 3. - en position de purge.

Réservoir de commande.

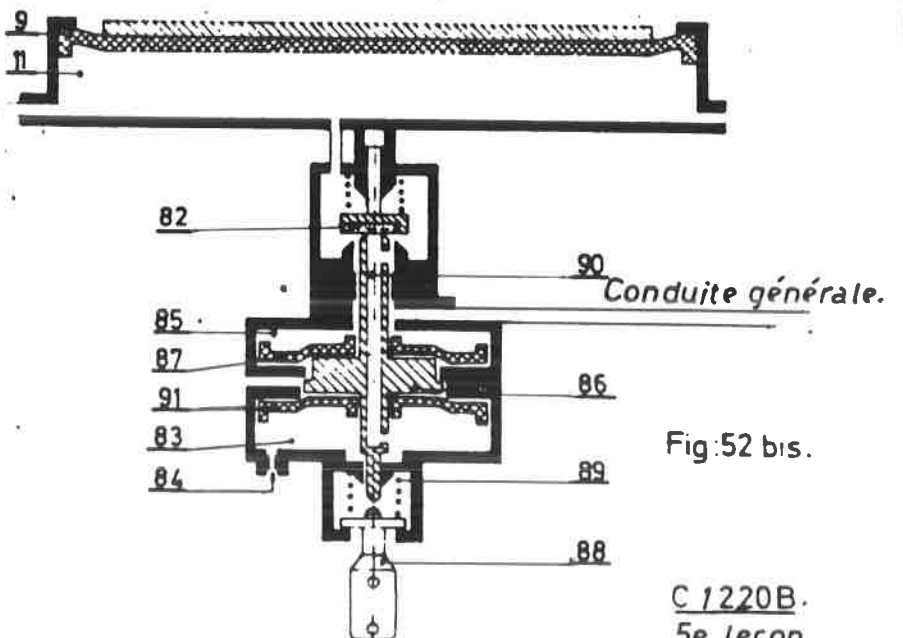
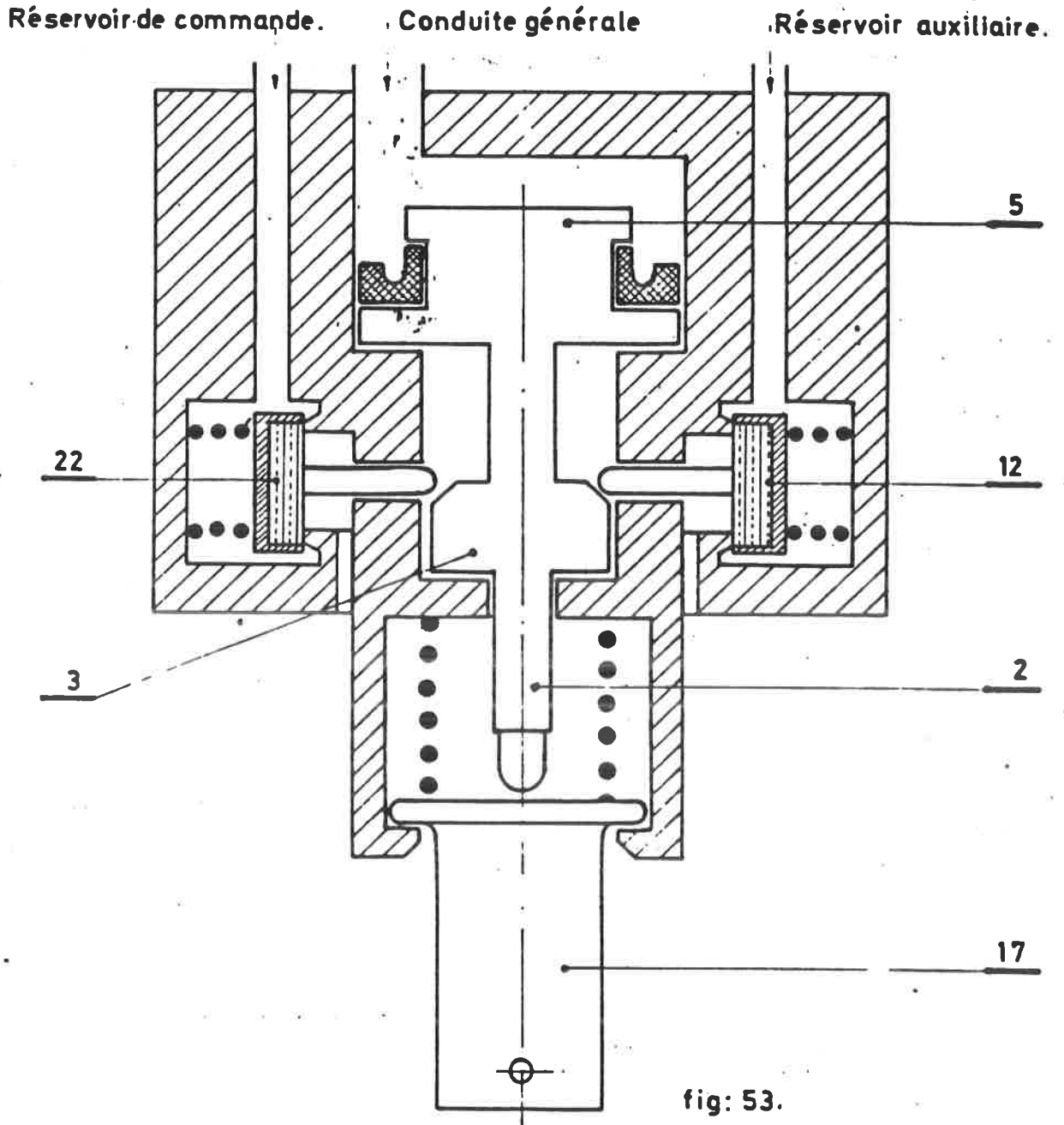
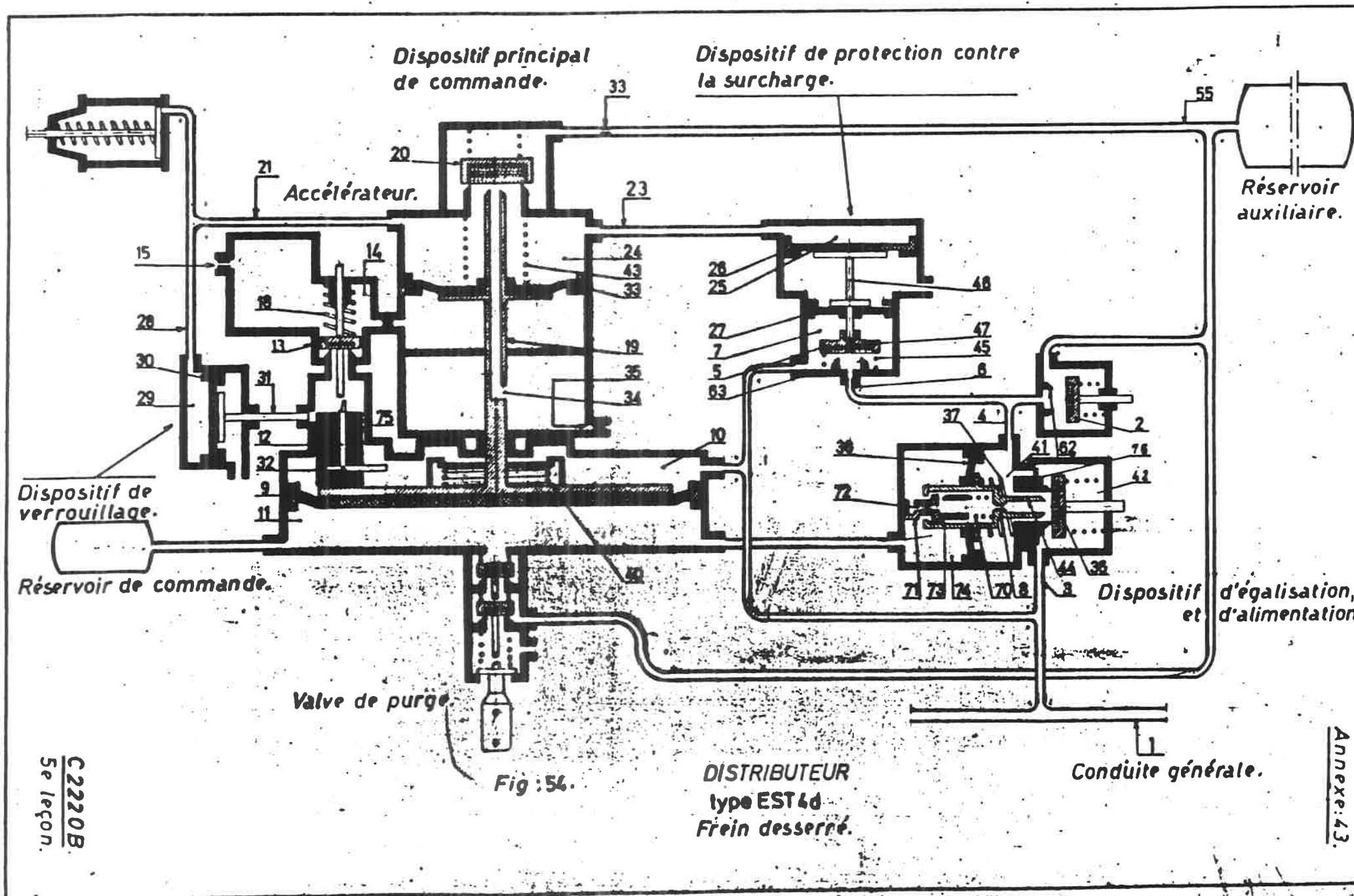


Fig:52 bis.

La valve de purge L.V.7.





C2220B
5e leçon.

Conduite générale du frein automatique

Distributeur
EST

Réservoir auxiliaire

atm.

Réservoir de commande

Détecteur de vitesse

Batterie

Relais de
pression
Type R

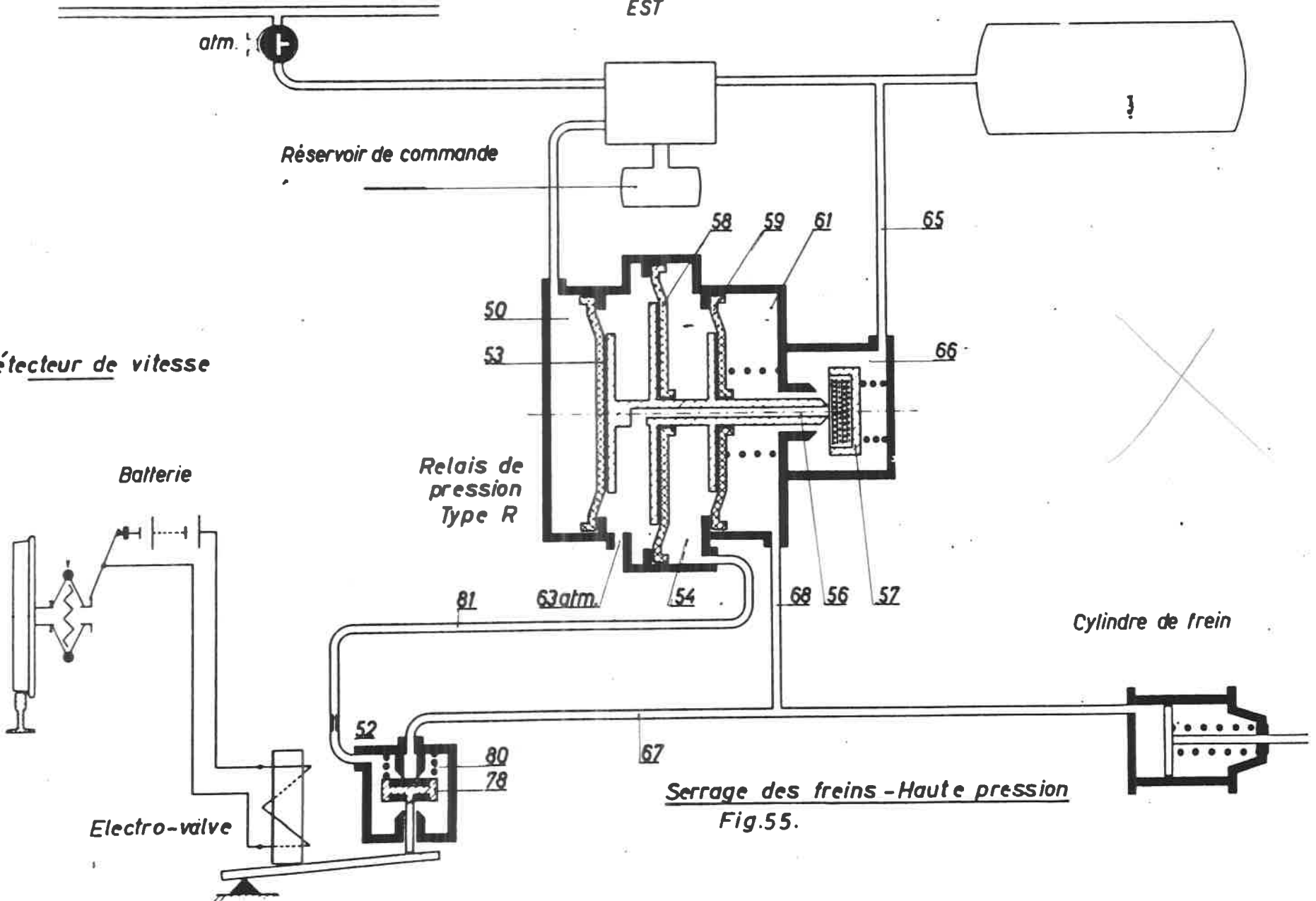
Cylindre de frein

Electro-valve

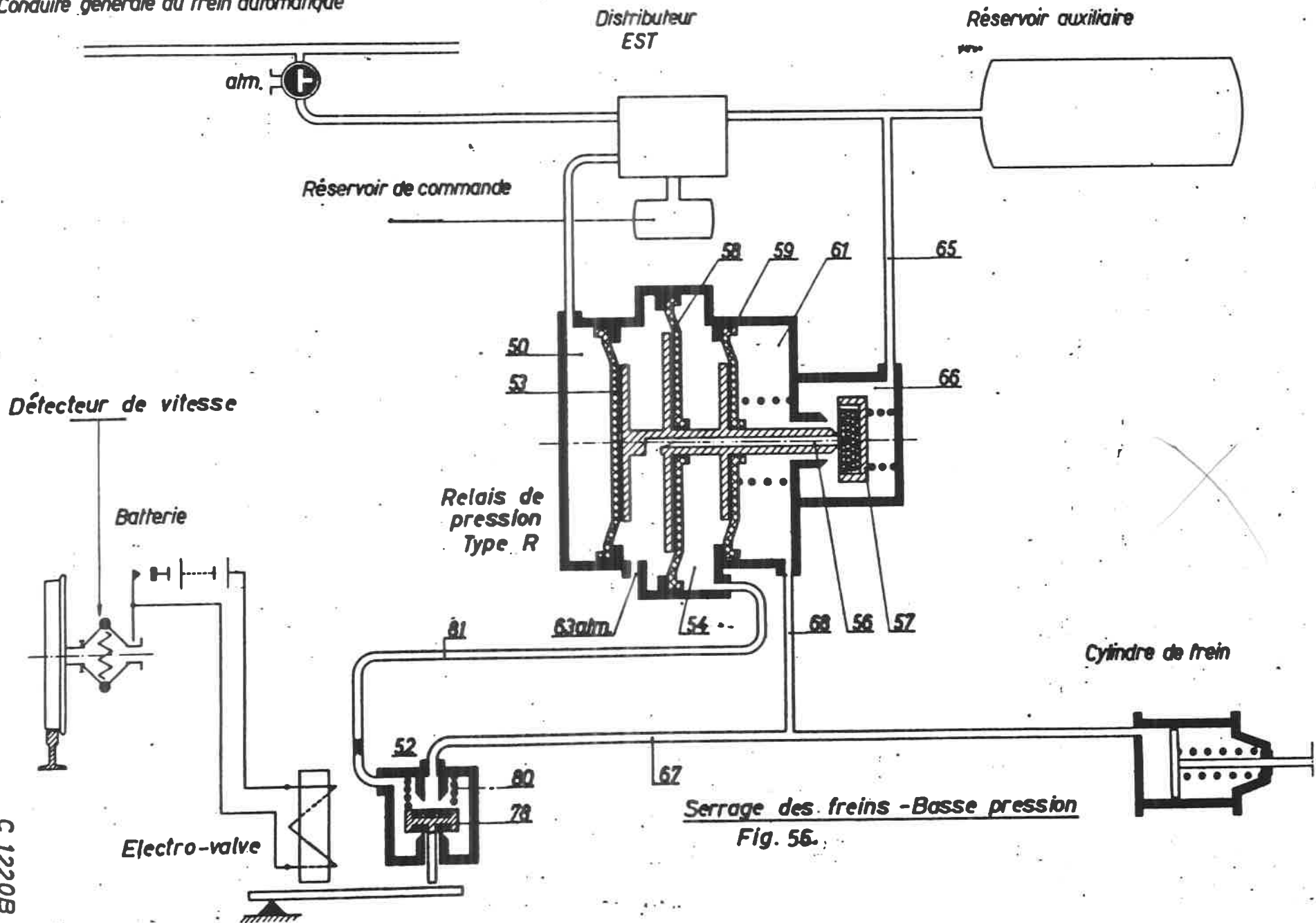
Serrage des freins - Haute pression
Fig.55.

Annexe: 44.

C.1220B
5e leçon



Conduite générale du frein automatique

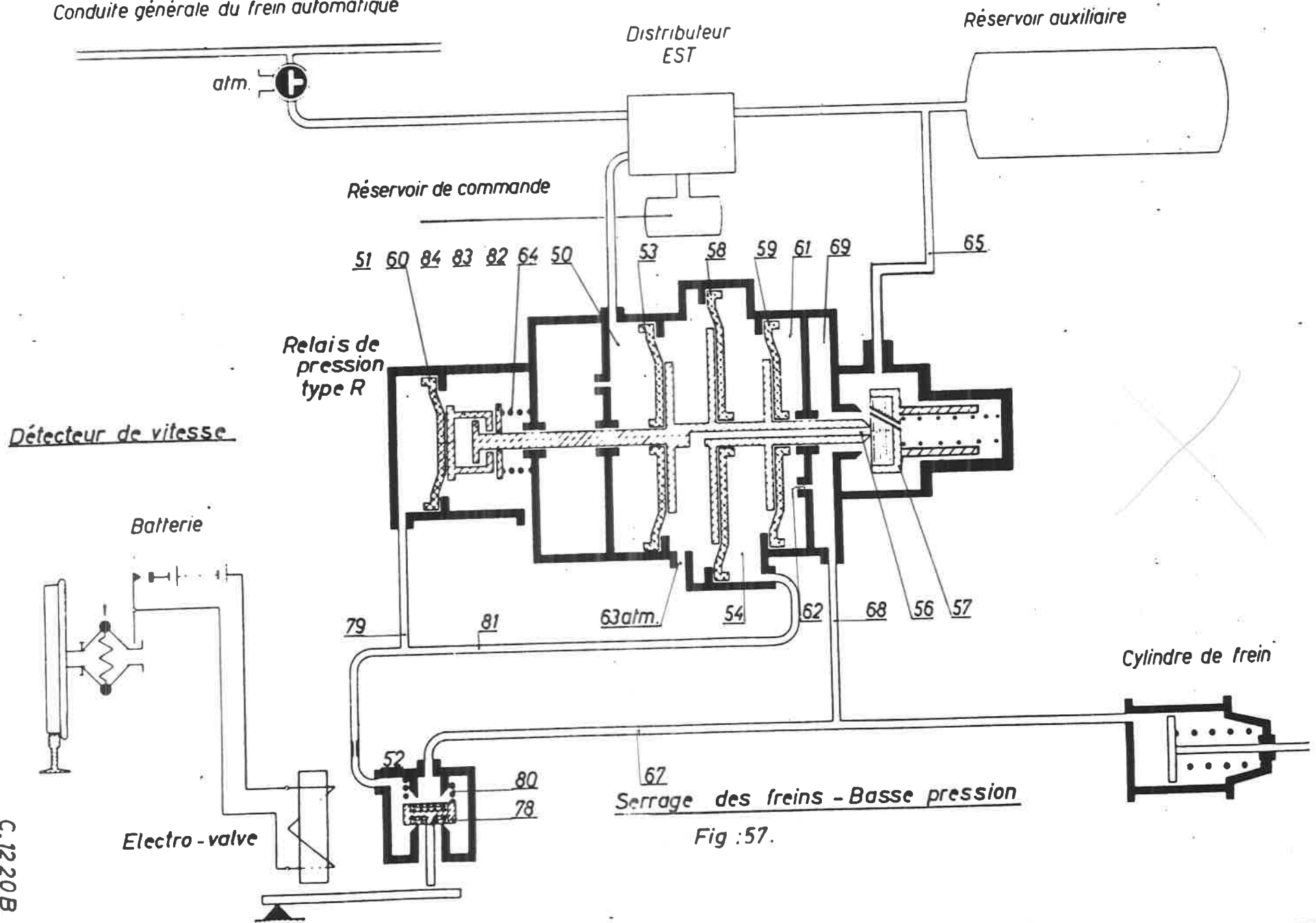


Serrage des freins - Basse pression
Fig. 56.

C.1220B
55 leçon

Annexe 45.

Conduite générale du frein automatique



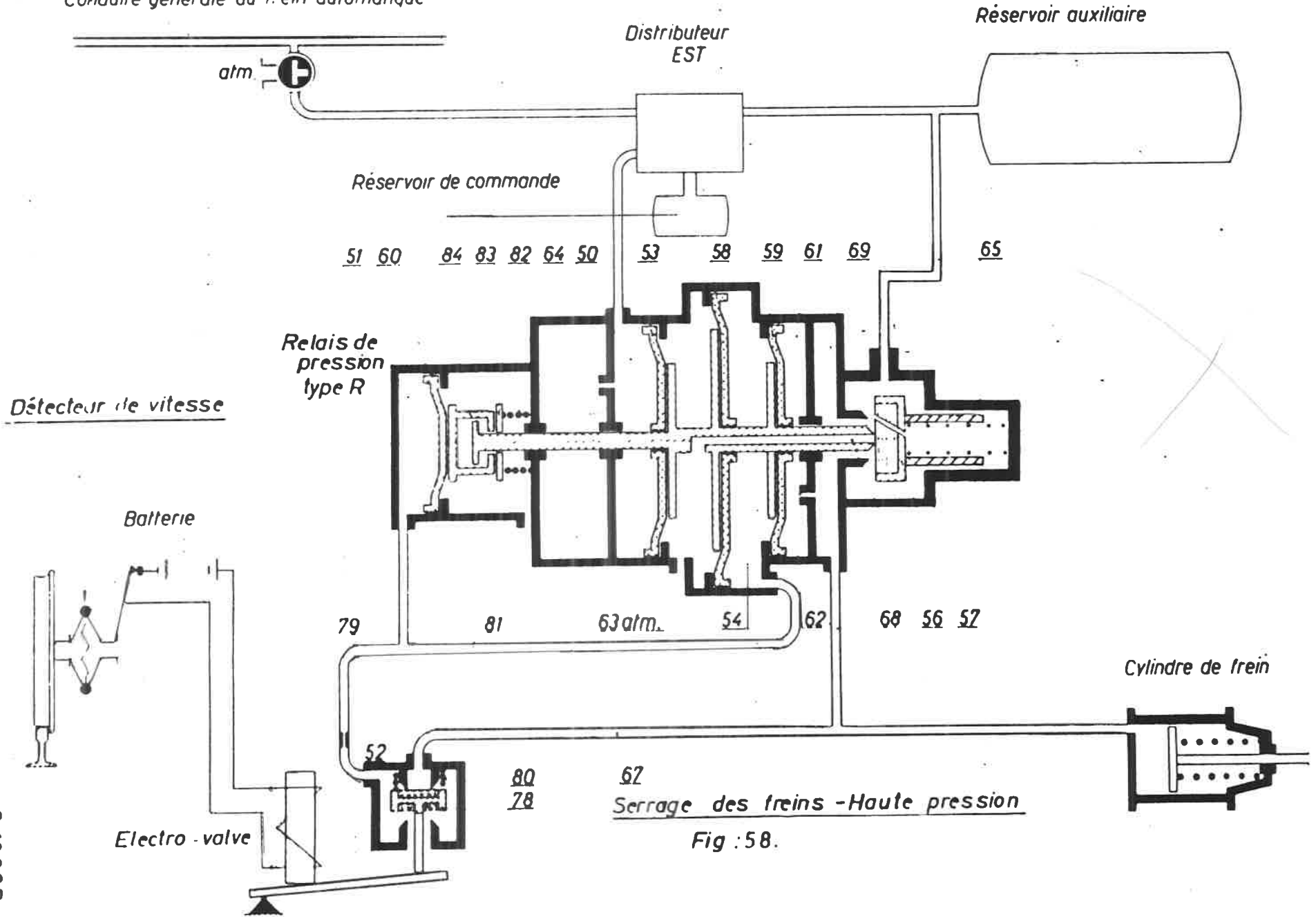
Serrage des freins - Basse pression

Fig :57.

C.1220B
55 leçon

Annexe : 46.

Conduite générale du frein automatique



Serrage des freins - Haute pression

Fig : 58.

C 1220B
Ssi egon

Annexe : 47.

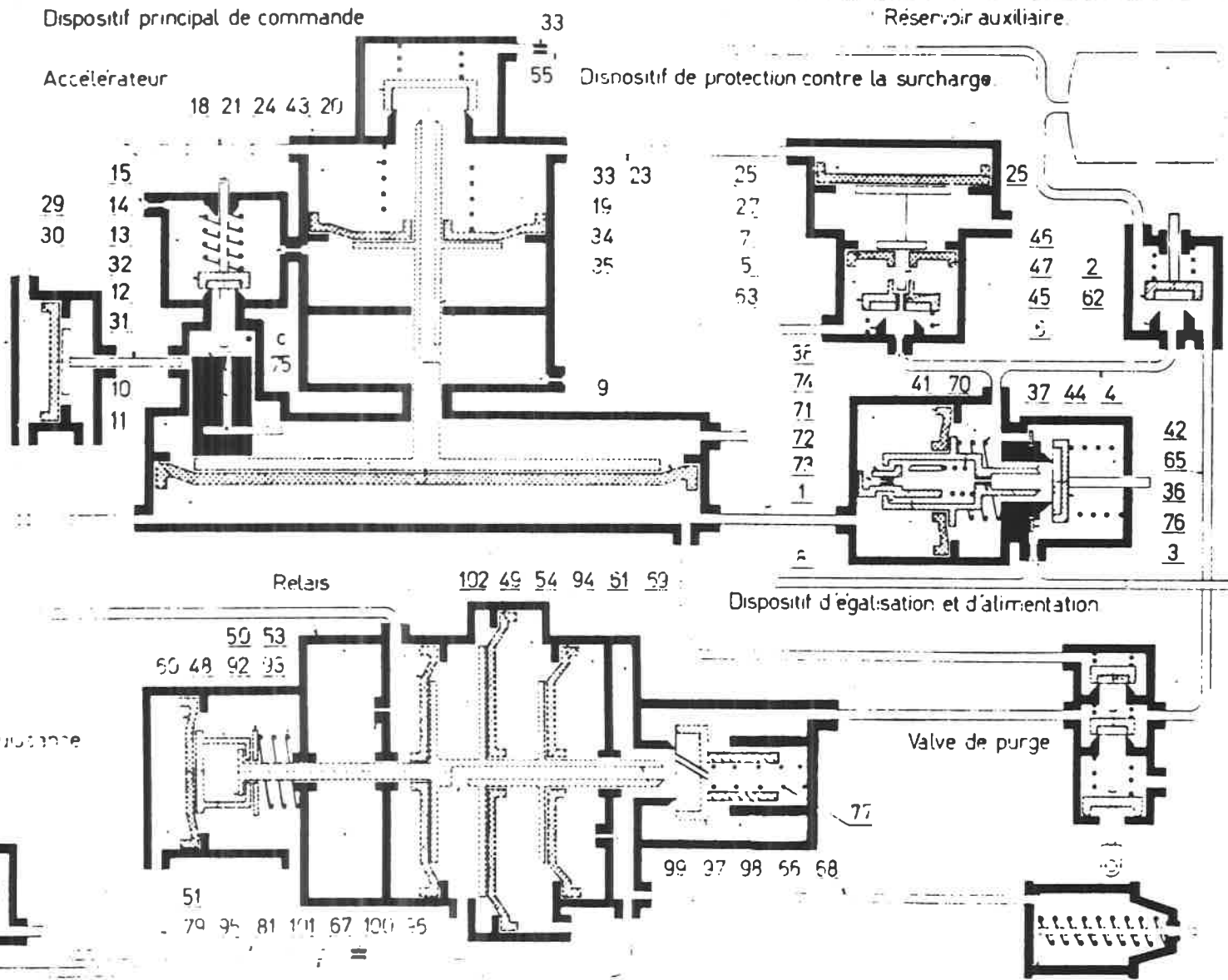
Distributeur

Type EST4d/R2M.

Frein desserré

Conduite générale du frein automatique

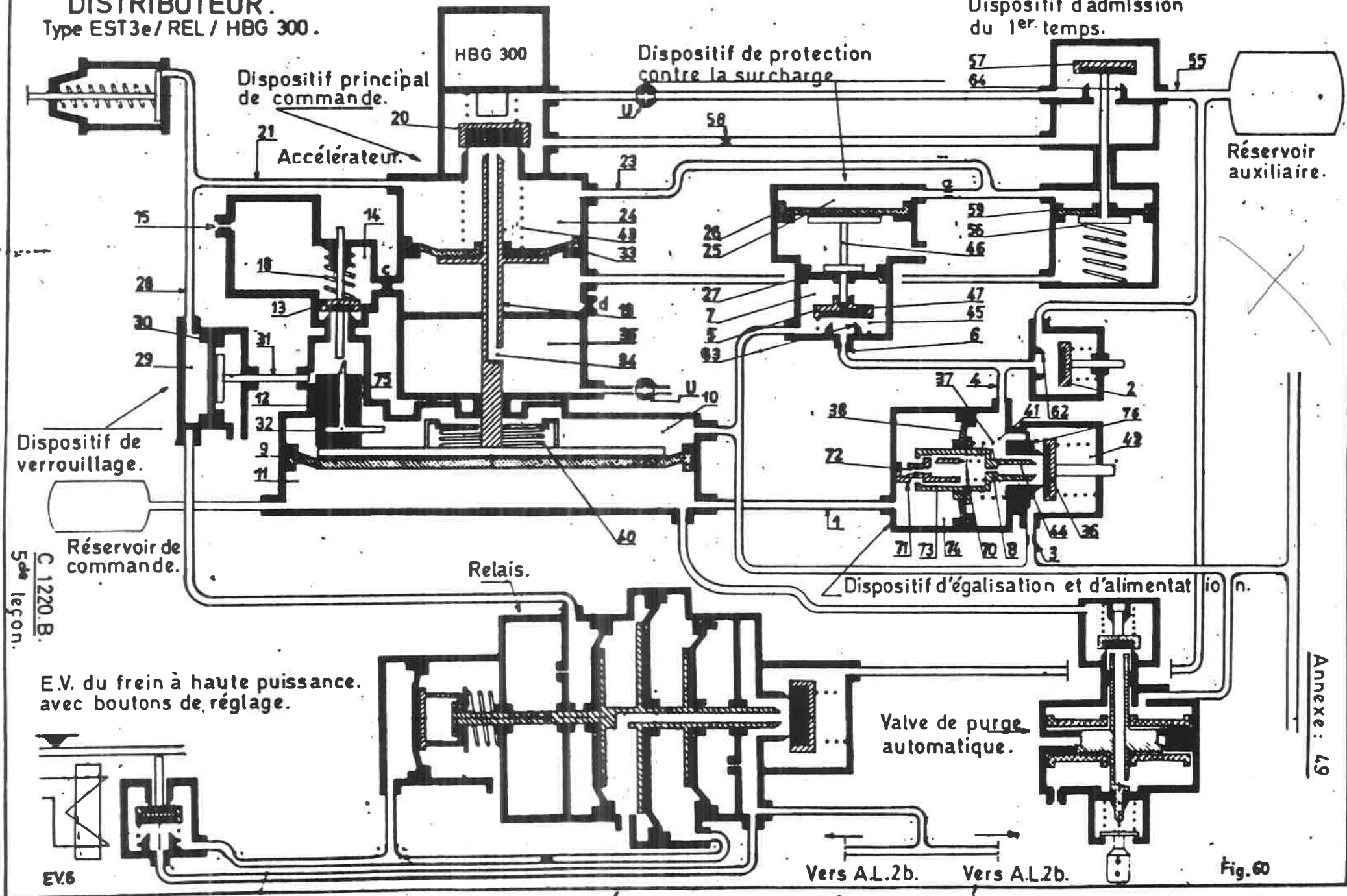
Fig. 59.



C 220 B
Seigon

Annexe 48

DISTRIBUTEUR.
Type EST3e/REL/HBG 300.



C.1220.B.
5^{de} leçon.

Annexe : 49

Fig. 60

Limiteur de pression maximum type: HBG.300

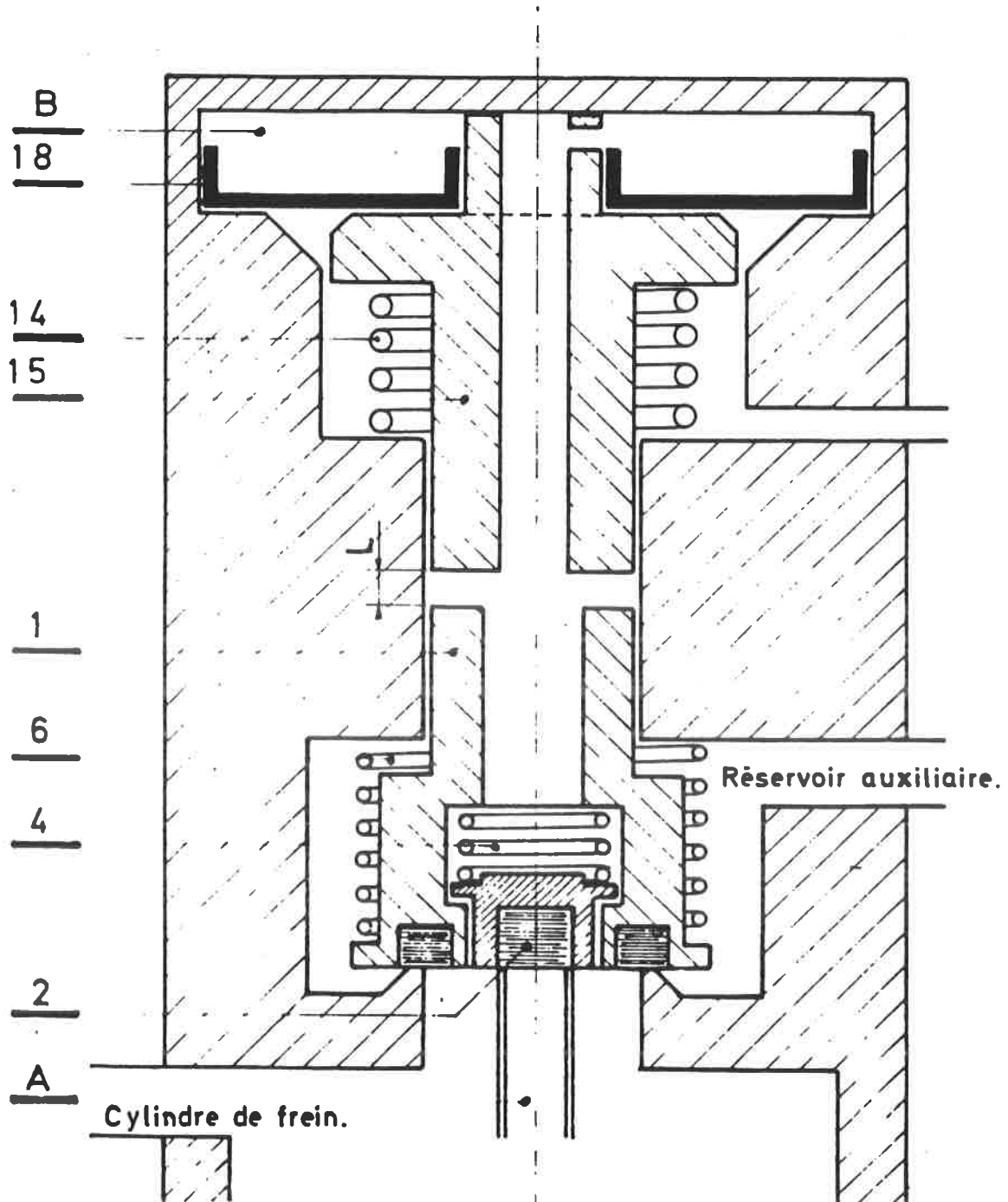


fig: 61

6ème leçon.

2.7. Le distributeur type EST 4b/R pour les voitures-pilotes des rames réversibles.

Ces voitures ne sont pas seulement équipées d'un frein automatique mais aussi d'un frein direct. Ce dernier frein est utilisé lors des arrêts pour immobiliser la rame lorsque le conducteur se trouve dans la cabine de conduite.

Le distributeur EST 4b/R monté sur ces voitures se distingue du distributeur EST 4d/R2M, décrit dans l'article 2.5, par les points suivants (fig. 62 et 68):

- a) Le distributeur travaille toujours dans le régime "haute pression", pression maximum 4 bar. En effet la valeur de 4 bar est ici la pression normale pour le freinage à un étage. Pour avoir toujours en service le piston à membrane "haute pression", l'électrovalve pour le changement des régimes est remplacée par un couvercle avec un orifice approprié.
- b) Dans le conduit de l'organe EST vers le relais transformateur de pression, une double valve d'arrêt a été montée (fig. 62), qui est également reliée avec la conduite du frein direct.

De ce fait, le relais transformateur de pression peut être commandé aussi bien par le frein automatique que par le frein direct.

2.7.1. Fonctionnement en frein automatique (fig. 62).

Supposons que la conduite du frein direct est vide. Par suite d'une chute de pression dans la conduite automatique, l'organe EST envoie une pression de commande au relais transformateur de pression. Cette pression agit sur le côté droit du piston de la double valve d'arrêt. En conséquence, le piston se met dans la position extrême gauche et isole de ce fait le frein direct. A partir de ce moment, le fonctionnement du distributeur est identique à ce qui a été décrit dans l'article 2.5.5.2.

2.7.2. Fonctionnement comme frein direct (fig. 63).

Supposons la conduite du frein automatique remplie à 5 bar, de sorte que le frein automatique est lâché.

En admettant une certaine pression dans la conduite du frein direct, elle agit également sur le côté gauche du piston de la double valve d'arrêt. En conséquence, le piston se met dans la position extrême droite et isole, de ce fait, l'organe principal de l'EST du relais transformateur de pression.

En plus, la pression de la conduite du frein direct peut se propager vers la chambre (50) du relais transformateur de pression.

2.

Le remplissage de la conduite du frein direct a une pression de 0 à 4 bar, où la vidange partielle ou complète de cette conduite a, au point de vue du relais transformateur de pression, le même résultat que de faire soit:

- baisser la pression dans la conduite du frein automatique de 5 à 3,5 bar,
- de la remplir complètement ou partiellement.

2.7.3. Fonctionnement simultané du frein direct et du frein automatique.

Dans le cas où l'organe principal de l'EST et le frein direct veulent établir ensemble une pression de commande vers la chambre (50) du relais transformateur de pression, c'est la pression la plus importante qui est admise.

Supposons le frein automatique lâché et la conduite du frein direct remplie à une pression de 2 bar. Le piston de la double valve d'arrêt se trouve dans la position extrême droite (fig. 63) et c'est seulement la pression de la conduite du frein direct qui détermine la pression dans le cylindre de frein.

Si maintenant l'organe principal de l'EST fournit une pression de commande de 3 bar, le piston de la double valve d'arrêt subit une force, proportionnelle à la différence des pressions, vers la gauche (fig. 62). Il prend la position extrême gauche et isole la conduite du frein direct. La pression de commande de 3 bar est maintenant admise vers la chambre (50) du relais transformateur de pression.

2.8. Le distributeur Oerlikon type EST 4d/RBE des automotrices électriques.

Pour des raisons de compatibilité d'accouplement, ce distributeur est également monté sur les voitures médicales et les voitures de mesure 11 et ES.

Le frein électro-pneumatique est le frein utilisé normalement sur les automotrices électriques. Dans le cas où le frein électro-pneumatique serait hors service, le frein direct pneumatique est prévu comme frein auxiliaire.

Finalement il y a encore le frein automatique qui a son utilité dans les cas de rupture d'attelage ou de fonctionnement d'un signal d'alarme.

Chacun de ces trois systèmes peut commander le distributeur EST 4d/RBE.

En conséquence il est différent du distributeur EST 4d/R2M, décrit dans l'article 2.5, par l'adjonction des dispositifs auxiliaires suivants (voir fig. 64):

- a) un régleur électro-pneumatique type ELS1 qui produit une certaine pression de commande comme réponse à une tension électrique entre deux fils-train (voir point 2.8.1.1);
- b) deux doubles valves d'arrêt, placées dans les conduites de commande du frein automatique, du frein direct et du frein électro-pneumatique, de telle manière que la pression de commande la plus élevée est admise dans la chambre de commande du relais transformateur de pression (voir point 2.7.3);
- c) un limiteur de pression qui admet la pression de commande au relais transformateur de pression pour autant que la pression maximale autorisée ne soit pas dépassée;
- d) le réservoir auxiliaire est alimenté directement à travers un clapet de retenue, au départ de la conduite d'alimentation, de ce fait, ce réservoir contient toujours une quantité d'air à pression élevée.

De ce distributeur il existe dans le service deux réalisations:

- la réalisation EST 4d/RBE2 utilisée sur les automotrices munies des sabots de frein en fonte, pouvant produire deux étages de pression en fonction de la vitesse. En conséquence cette exécution comprend une électrovalve pour le changement des régimes;
- la réalisation EST 4d/RBE1 utilisée sur les automotrices munies du frein à disques. Ce distributeur ne produit qu'un seul niveau de pression indépendant de la vitesse; en conséquence il n'y a pas d'électrovalve pour le changement des régimes.

2.8.1. Description du distributeur EST 4d/RBE.

La description des organes de base est donnée dans 2.5. La description des organes auxiliaires est donnée ci-après.

2.8.1.1. Le régleur électro-pneumatique type ELS1.

Ce régleur électro-pneumatique a comme fonction de produire une pression de commande déterminée comme réponse à une tension électrique donnée par l'intermédiaire du robinet FVEL4 ou FVEL5.

La partie électrique comprend (voir fig. 67) le noyau (89) et la bobine (88).

La partie pneumatique comprend un piston (91) avec membrane d'étanchéité (90), l'ouverture d'échappement (94) et la valve d'admission (92).

La chambre (93) à droite de la membrane (90) est reliée avec la chambre (50) du relais transformateur de pression, par une double valve d'arrêt. La chambre de la soupape (92) est alimentée par le réservoir de commande du distributeur.

Fonctionnement du régleur électro-pneumatique ELS1.

(voir fig. 67)

En appliquant par les fils de train, une tension aux bornes de la bobine (88), le noyau (89) subit une force proportionnelle à cette tension.

Le noyau (89) pousse la tige creuse du piston (91) vers la droite, où elle se ferme contre la soupape (92). La chambre (93) est maintenant isolée de l'atmosphère. Ensuite la soupape (92) est soulevée de son siège. L'air du réservoir de commande passe alors dans la chambre (93) (fig. 68). De cette façon on établit une pression dans les chambres (50) et (93) qui en agissant sur le piston (91) provoque une réaction contre la force électro-magnétique appliquée au noyau (89). En conséquence à certain moment, par la soupape (92) ouverte, la pression, dans les chambres (50) et (93), atteindra une telle valeur, qu'elle fera équilibre avec la force magnétique sur le noyau (89). A ce moment la soupape (92) se ferme (voir fig. 67) et les chambres (50) et (93) sont isolées de l'atmosphère et du réservoir de commande.

En augmentant la tension de commande dans les fils de train, la force électro-magnétique devient plus grande que la force pneumatique sur le piston (91). De ce fait, la soupape (92) s'ouvre à nouveau jusqu'au moment où dans les chambres (50) et (93) s'est installée une nouvelle pression d'équilibre (plus élevée).

En augmentant par palier la tension de commande aux bornes du régleur électro-pneumatique ELS1, ce dernier envoie une pression, augmentant par palier, dans la chambre (50) du relais transformateur de pression. De cette façon, lors du serrage des freins, le frein électro-pneumatique est modérable.

Lorsque la tension de commande dans les fils de train diminue, la force électro-magnétique sur le noyau (89) diminue en même temps et la force pneumatique sur le piston (91) devient prépondérante. De ce fait (voir fig. 66) la tige creuse du piston s'écarte de la soupape (92). Par suite, les chambres (50) et (93) sont en communication avec l'atmosphère par l'ouverture (94) et la pression sur le piston (91) diminue. En conséquence, il vient un moment où la pression dans les chambres (50) et (93) est descendue de telle valeur que la force pneumatique sur le piston (91) fait de nouveau équilibre avec la force électro-magnétique diminuée sur le noyau (89).

En diminuant par paliers, la tension de commande dans les fils de train, la pression dans les chambres (50) et (93) descend aussi par paliers. Donc, lors du desserrage des freins, le frein électro-pneumatique est modérable.

2.8.1.2. Le limiteur de pression maximale.

Etant donné que la pression maximale, dans les systèmes de freinage à deux étages de pression, dépend de la vitesse du train, le limiteur de pression ne peut pas être commandé par la pression

de freinage même. C'est pourquoi il est placé immédiatement avant le relais transformateur de pression et qu'il est commandé par la pression de commande.

Le limiteur de pression maximale est représenté aux fig. 69 et 70. Il comprend une soupape (15), un piston à membrane (13) et un ressort de réglage (14). La tension du ressort de réglage (14) est réglée par la vis de réglage (87) de telle manière que le piston à membrane (13) soit en équilibre lorsque sur ce dernier agit la pression maximale autorisée.

Lorsque dans la chambre (50) du relais transformateur de pression, règne une pression plus basse que la pression maximale autorisée, la tension du ressort (14) est prépondérante, et la soupape (15) reste ouverte. De cette façon, toute variation de pression, désirée dans la chambre (50), peut se réaliser.

Au contraire, lorsque dans la chambre (50) règne une pression dépassant légèrement la pression maximale autorisée, le piston (13) comprime le ressort (14) et la soupape (15) est fermée.

De cette manière, il est impossible de faire augmenter la pression dans la chambre (50). Toutefois, il est possible d'y faire descendre la pression, parce que, pour une première chute de pression, la soupape (15) se comporte comme un clapet de retenue; ensuite, pour les chutes de pression suivantes, la soupape (15) est tenue ouverte par le piston(13).

Conclusion: il est impossible de faire entrer dans la chambre (50) du relais transformateur de pression, une pression de commande plus élevée que celle qui correspond à la pression maximale autorisée dans les cylindres de frein.

2.8.1.3. Les doubles valves d'arrêt.

Comme il a été dit plus haut au début du point 2.8, le distributeur EST 4d/RBE peut être commandé par trois systèmes de freinage différents, qui agissent tous sur la chambre (50) du relais transformateur de pression. Dans les fig. 71, 72 et 73 la situation des deux doubles valves d'arrêt est déterminée pour chaque système de freinage, dont la pression de commande momentanément la plus élevée est autorisée à s'appliquer dans la chambre (50) du relais transformateur de pression.

La fig. 71 donne la situation pour le frein électro-pneumatique, la fig. 72 pour le frein automatique et la fig. 73 pour le frein direct.

2.8.1.4. L'alimentation directe du réservoir auxiliaire.

Dans le but de réaliser des temps de remplissage du cylindre de frein extra-courts et de pouvoir atteindre dans certains cas

6.

la pression maximale prévue dans les cylindres de frein, les réservoirs auxiliaires ne sont plus alimentés par la conduite du frein automatique (toutefois cette méthode d'alimentation reste possible) mais directement de la conduite d'alimentation (voir fig. 65).

Un clapet de retenue (98), placé entre le réservoir auxiliaire et la conduite d'alimentation, évite la vidange du réservoir auxiliaire dans le cas où la pression dans la conduite d'alimentation chuterait brusquement (éclatement de boyau ou bris de conduite).

Un robinet d'isolement (99) placé en série avec ce clapet de retenue permet l'isolement et la vidange du réservoir auxiliaire dans le cas d'un distributeur avarié.

2.8.2. Fonctionnement du distributeur EST 4d/RBE.

2.8.2.1. Fonctionnement comme frein automatique (fig. 65 et 72).

Supposons le frein direct et le frein électro-pneumatique desserrés. Suite à une chute de pression dans la conduite du frein automatique, l'organe principal EST 4d produit une pression de commande qui se propage jusqu'au piston (97) de la première double valve d'arrêt. De ce fait, cette dernière prend la position gauche en isolant la conduite du frein direct. Maintenant la pression de commande peut continuer jusqu'au piston (92) de la deuxième double valve d'arrêt, dont le piston se déplace également vers la gauche en isolant le régleur ELS. Finalement, la pression de commande peut entrer la chambre (50) du relais transformateur de pression.

Le distributeur fonctionne maintenant comme décrit dans l'article 2.5.5.2.

2.8.2.2. Fonctionnement comme frein direct (fig. 65 et 73).

Supposons le frein automatique et le frein électro-pneumatique desserrés.

Lorsqu'une certaine pression est établie dans la conduite du frein direct, cette pression agit sur la paroi gauche du piston (97) de la première double valve d'arrêt. Ce piston se met dans sa position droite et isole le frein automatique. Maintenant la pression de la conduite directe peut continuer jusqu'au piston (92) de la deuxième double valve d'arrêt, dont le piston se déplace vers la gauche en isolant le régleur ELS. Finalement, la pression de la conduite directe peut entrer dans la chambre (50) du relais transformateur de pression.

Remplir la conduite du frein direct de 0 à 4 bar ou vidanger cette conduite complètement ou partiellement produit sur le relais transformateur de pression le même effet qu'une chute de pression de 5 à 3,5 bar dans la conduite automatique et ou le remplissage complet ou partiel de cette conduite.

2.8.2.3. Fonctionnement comme frein électro-pneumatique (fig. 65 et 71).

7.

Supposons le frein direct et le frein automatique desserrés. Lorsqu'une certaine tension électrique est mise aux bornes du régleur ELS1, cette dernière envoie une certaine pression vers la deuxième double valve d'arrêt dont le piston (92) se déplace vers la droite. De ce fait le frein automatique et le frein direct sont isolés et la pression de commande peut s'appliquer dans la chambre (50) du relais transformateur de pression où elle produit le même effet que la pression de commande fournie par le frein automatique dans le cas d'une chute de pression dans la conduite du frein automatique ou la pression envoyée par la conduite du frein direct.

2.8.2.4. Fonctionnement simultané de deux ou trois systèmes de freinage (fig. 71 - 72 - 73).

Lorsque le frein direct et le frein automatique sont actionnés en même temps, le piston (97) de la première double valve d'arrêt se déplace vers le côté de la pression la plus faible et de ce fait envoie la pression la plus élevée dans la chambre à droite du piston (92) de la deuxième valve d'arrêt. Le piston (92) compare cette pression avec celle venant du régleur ELS1 et se place vers le côté où la pression est la plus faible et de ce fait envoie la pression la plus élevée vers la chambre (50) du relais transformateur de pression.

Donc, comme il résulte de cet exposé que des trois pressions fournies par le frein électro-pneumatique, le frein direct et le frein électro-pneumatique, c'est la pression la plus élevée qui est appliquée dans le relais transformateur de pression et qui détermine la pression dans le cylindre de frein.

2.8.2.5. Rôle du limiteur de pression maximale.

Comme il est visible dans la fig. 65, les pressions de commande fournies par les trois systèmes de freinage, passent par le limiteur de pression maximale.

Le rapport des surfaces des pistons à membrane du relais transformateur de pression est tel, que la pression maximale de freinage est obtenue pour une pression de commande d'environ 4 bar dans la chambre (50). Lors d'un serrage d'urgence avec le frein automatique, l'organe principal ESt 4d produit une pression de commande égale à la pression régnant dans la conduite principale, de sorte que la pression admissible dans le cylindre de frein, serait dépassée de loin.

La pression admissible dans le cylindre de frein serait aussi dépassée de loin, lors d'un freinage avec le frein électro-pneumatique lorsqu'on met la pleine tension de batterie sur les bornes du régleur ELS1.

8.

Dans tous les cas, le limiteur de pression maximale, ne laisse passer que cette partie de la pression de commande vers la chambre (50) qui n'engendrera pas une pression inadmissible dans le cylindre de frein.

x x x

CHAPITRE 3

Appareils de commande pour triples valves et distributeurs.

3.1. Appareils de commande des triples valves Lu I - Lu I II - Lu VI.

3.1.1. Triple valve Lu I (fig. 74).

Nous avons vu que cette triple valve ne possède que le robinet "plaine - montagne" (16) placé près de la poche accélératrice.

L'appareil de commande de ce robinet est constitué par deux plaques en acier moulé fixées sur chaque longeron et portant en creux venu de coulée, la lettre P, initiale du mot "plaine". Ces deux plaques se font face, sur un axe perpendiculaire à l'axe longitudinal du véhicule. Elles sont percées dans le bas d'un trou carré dans lequel coulisse une tige dont l'extrémité vers l'extérieur est pourvue d'une poignée. L'autre extrémité de la tige attaque la poignée à deux branches du robinet (16) de la triple valve. L'une des branches de cette poignée est dirigée vers le haut et l'autre vers le bas, de manière que le passage d'une position à l'autre du robinet s'effectue par une même manoeuvre, soit par tirage, soit par poussée de la poignée de l'un ou l'autre côté du véhicule.

Pour obtenir la position "plaine", les poignée doivent être poussées contre les plaques tandis que pour obtenir la position "montagne", elles doivent être tirées. Dans ce cas, une palette articulée sur la tringle glisse à travers une ouverture rectangulaire ménagée dans la plaque et vient se redresser contre celle-ci en recouvrant la lettre P. La palette porte en creux, venu de coulée, la lettre M initiale du mot "Montagne".

3.1.2. Triples valves Lu I II et Lu VI (fig. 75).

Dans ces triples valves, deux robinets sont à commander:

- le robinet (16) donnant le régime "plaine - montagne";
- le robinet (9) logé dans le corps de la TV et donnant, soit le régime "vide-chargé" (TV Lu I II), soit le régime "voyageurs-marchandises" (TV Lu VI).

L'appareil de commande de ces robinets se compose de deux plaques en acier moulé (une de chaque côté du véhicule) fixées sous les longerons, sur un même axe perpendiculaire à l'axe longitudinal du véhicule.

Une partie de chacune de ces deux plaques est utilisée pour la commande du robinet (16) (dispositifs plaine-montagne) et est entièrement semblable au dispositif de l'appareil de commande du même robinet dans la triple valve Lu I.

10.

L'autre partie utilisée pour la commande du robinet (9) (vide-chargé) porte une poignée fixée à une tringle (c) reliant les deux plaques. Les poignées sont calées sur la tringle et peuvent occuper deux positions à 90° l'une de l'autre. La tringle actionne le robinet (9) par l'intermédiaire de la manivelle (a) et de la biellette (b).

En regard des deux positions extrêmes de la poignée chacune des deux plaques porte des indications peintes à la couleur (fig. 76-77).

Pour la triple valve Lu I II, ces indications sont les suivantes: (fig. 76)

- 1° à gauche, le poids-frein du wagon correspondant au freinage de la tare seule;
- 2° à droite, le poids-frein du wagon correspondant au freinage de la tare et de la charge;
- 3° dans l'axe de la plaque, au-dessus de l'axe de rotation de la poignée, le poids de changement, c'est-à-dire le nombre de tonnes de poids total + chargement, en-dessous duquel il faut obligatoirement utiliser le freinage à la tare seule (position gauche de la poignée).

Règle à observer pour le changement de régime (fig. 76).

Si le poids total du wagon tare + charge est inférieur au poids de changement (chiffre du milieu sur la plaque), la poignée doit être placée en position "vide" (nombre de gauche).

Si, au contraire, le poids total est égal ou supérieur au poids de changement, la poignée doit être placée en position "chargé" (face au nombre de droite).

Pour la triple valve Lu VI, les indications sont les suivantes (fig. 77):

- 1° à droite, la lettre P qui correspond au freinage "voyageur";
- 2° à gauche, la lettre G qui correspond au freinage "marchandises" (tare).

Remarque:

Le mouvement à exécuter, pour placer la poignée de l'alternateur "vide-chargé" ou "voyageurs-marchandises" dans une position donnée, est le même quel que soit le côté du véhicule.

A cette fin, une des plaques est pourvue de deux secteurs dentés inversant le mouvement. Cette disposition a été établie dans le but d'éviter toute hésitation de la part du personnel dans la manoeuvre des poignées.

C. 1220 B

6ème leçon

3.1.3. Triples valves Lu I combinées avec un dispositif mécanique pour le changement de régime "vide-chargé".

Sous la dénomination "dispositif mécanique pour le changement de régime" est désigné le dispositif qui adopte l'amplification de la timonerie au poids du wagon.

Encore dans ce cas, la fig. 76 reste d'application, mais comme dit ci-dessus, le levier de commande n'agit plus sur la triple valve mais bien sur la timonerie.

3.1.4. Triples valves Lu VI combinées avec un dispositif mécanique pour le changement de régime "vide-chargé".

Dans ce cas, le longeron porte trois poignées:

- la poignée PM et la poignée G-P, agissant toutes les deux sur la triple valve, comme indiqué dans la fig. 75;
- la poignée "vide-chargé", comme décrit dans l'art. 3.1.2 et agissant sur la timonerie.

La fig. 78 représente la disposition complète. Vu que pour le freinage à "vide" ou "chargé", les poids-frein sont différents suivant que le freinage est effectué dans le régime "marchandises" ou "voyageurs", des voyants sont pratiqués dans la plaque "vide-chargé", où apparaissent des nombres qui sont différents suivant que la poignée "G-P" se trouve dans la position "G" ou dans la position "P".

Sur les wagons de construction récente, les valeurs G et P sont identiques, et les voyants mobiles y sont supprimés.

3.2. Appareil de commande dans le cas des distributeurs EST 3 et EST 4.

3.2.1. Les distributeurs EST 3.

Trois cas peuvent se présenter:

- une seule poignée, pour le dispositif "vide-chargé" agissant sur la timonerie (fig. 79 mais sans le dispositif PM);
- une seule poignée, pour le dispositif "voyageurs-marchandises", agissant sur l'alternateur du distributeur (fig. 80 droite). Dans ce cas le wagon est équipé ou bien d'un dispositif automatique pour le freinage de la charge, ou bien d'un dispositif pour le freinage auto-continu ou autovariable en fonction de la charge du wagon;
- deux poignées, c-à-d la première pour le dispositif "voyageurs-marchandises" agissant sur l'alternateur du distributeur et la deuxième pour le dispositif "vide-chargé" agissant sur la timonerie (fig. 78 sans P-M).

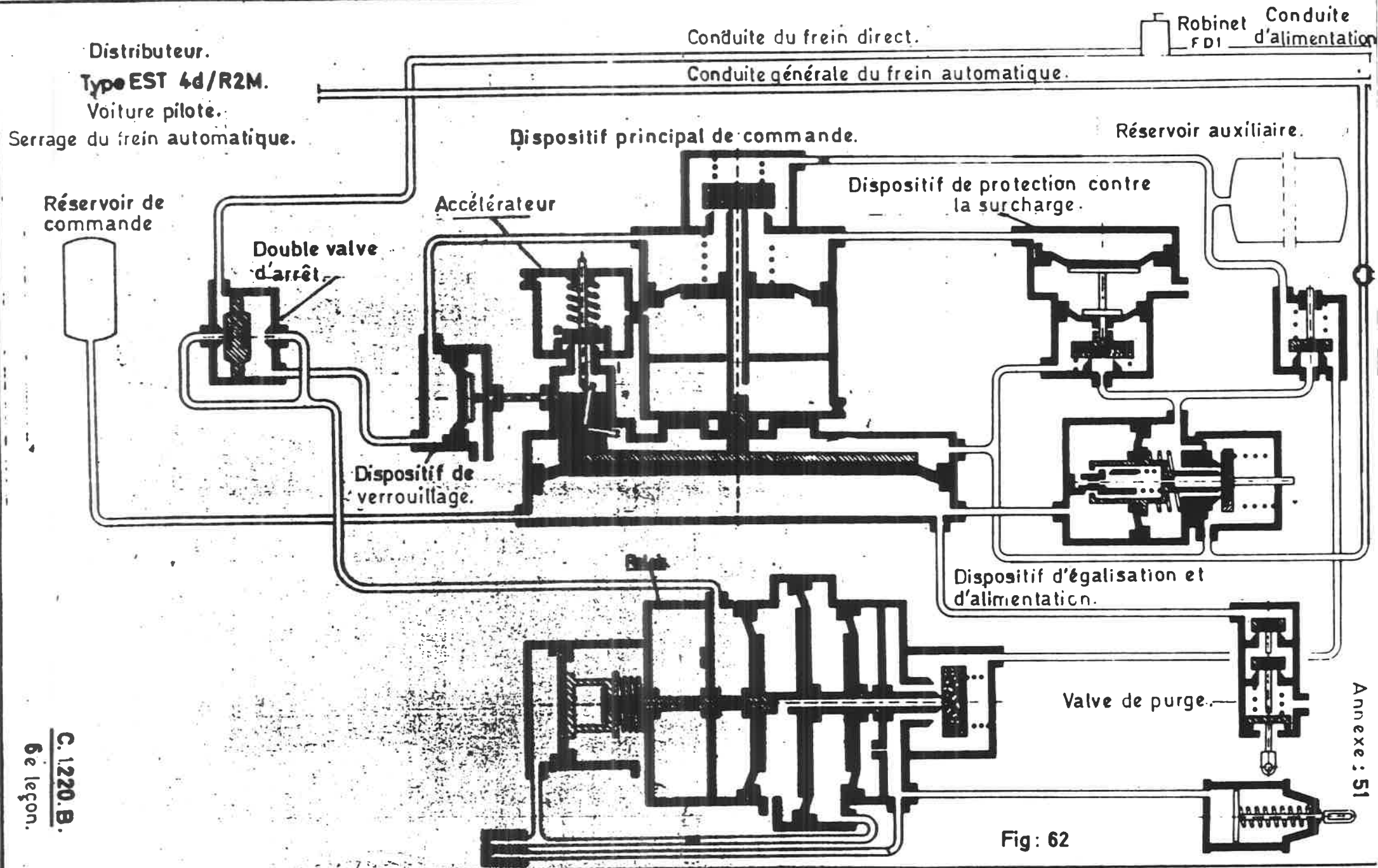
12.

3.2.2. Les distributeurs EST 4/R.

Ces distributeurs sont seulement destinés pour le matériel à voyageurs et il n'y a pas de poignée "G-P", ni de poignée "vide-chargé".

Toutefois, certaines voitures sont pourvues d'un dispositif de changement "RIC-R", avec lequel l'électrovalve de changement montée sur le distributeur, pour le frein autovariable en fonction de la vitesse est mis en service (position R) ou bien est court-circuitée pneumatiquement (position RIC) (fig. 82).

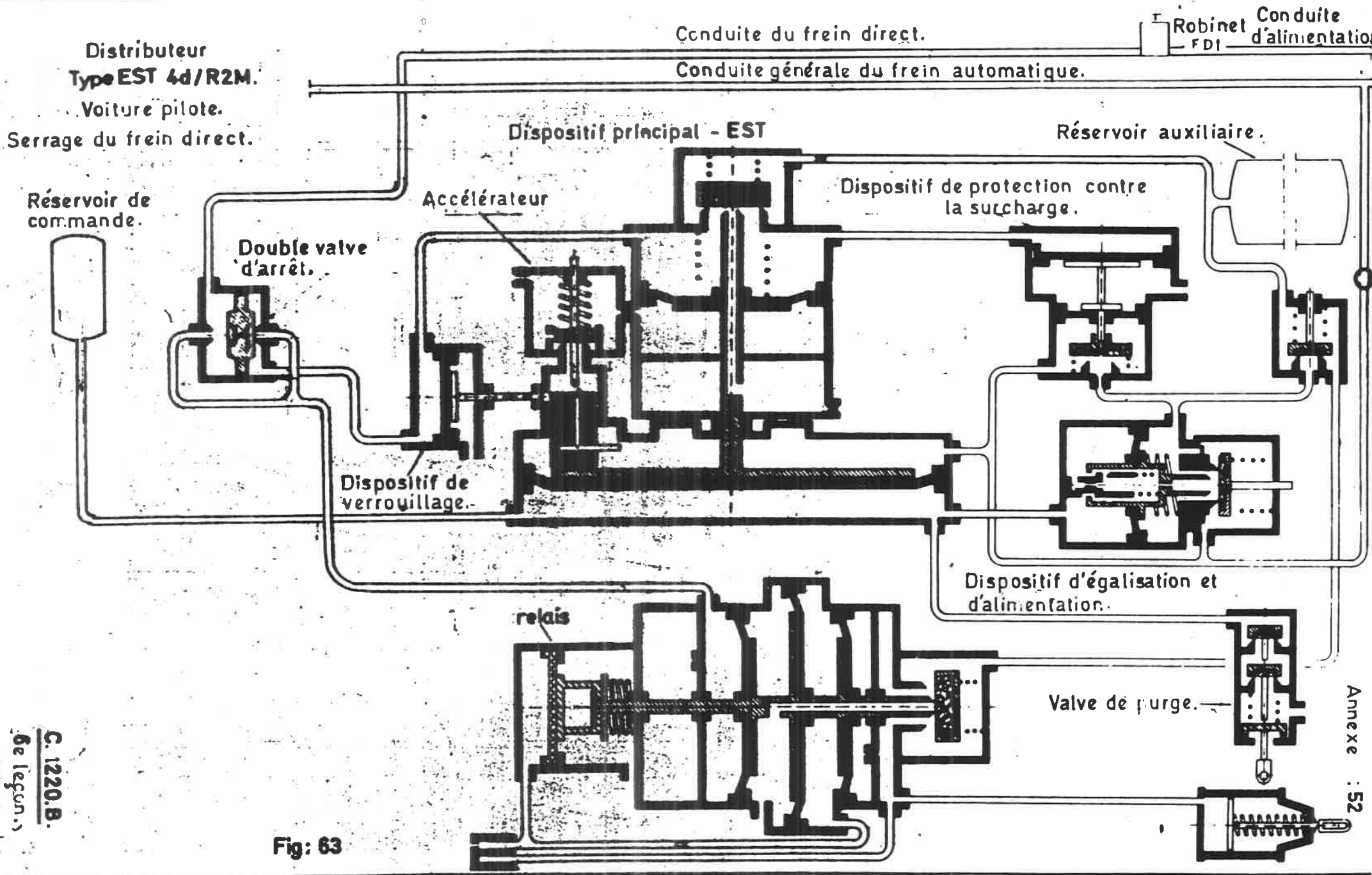
Sur les voitures modernes il y a même des dispositifs de changement à 4 positions: G - P - R - R+MG, dont nous avons déjà étudié les trois premières positions, tandis que dans la dernière position le frein magnétique sur rail est mis en service (fig. 83).



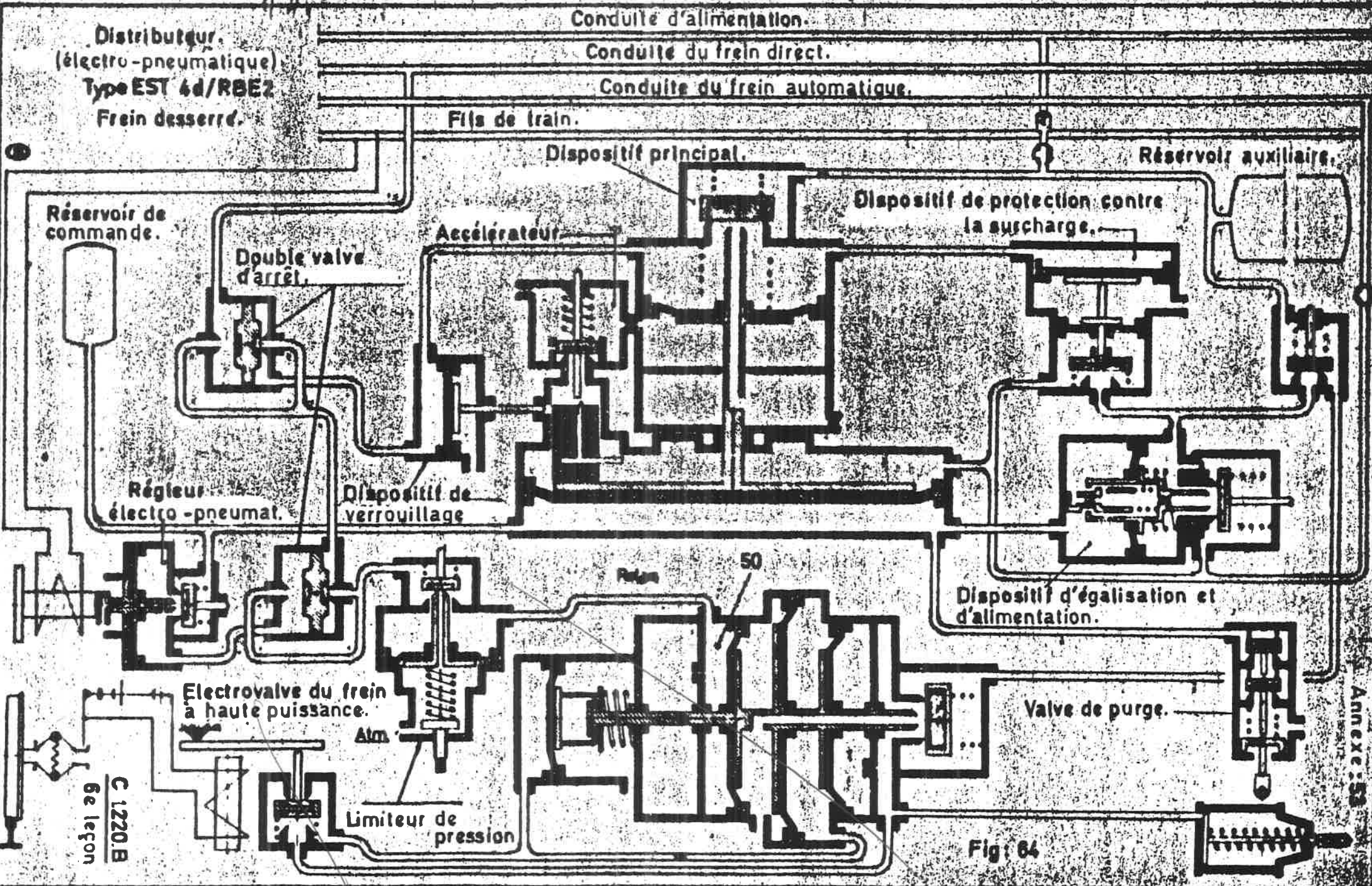
C. 1220.B.
6e leçon.

Fig: 62

Annexe: 51



C. 1220.B.
Ge legun



C 1220 B
Ge lejon

Fig: 64

Annexe: 53

Distributeur
(électro-pneumatique)
Type EST 4d/RBE1
Frein desserré

Conduite d'alimentation.
Conduite du frein direct.
Conduite du frein automatique.

Fils de train.

Dispositif principal.

Réservoir auxiliaire.

Réservoir de
commande.

Double valve
d'arrêt.

Accélérateur.

Dispositif de protection contre
la surcharge.

Régleur
électro-pneumat.

Dispositif de
verrouillage.

Dispositif d'égalisation et
d'alimentation.

Relais 50

Atm

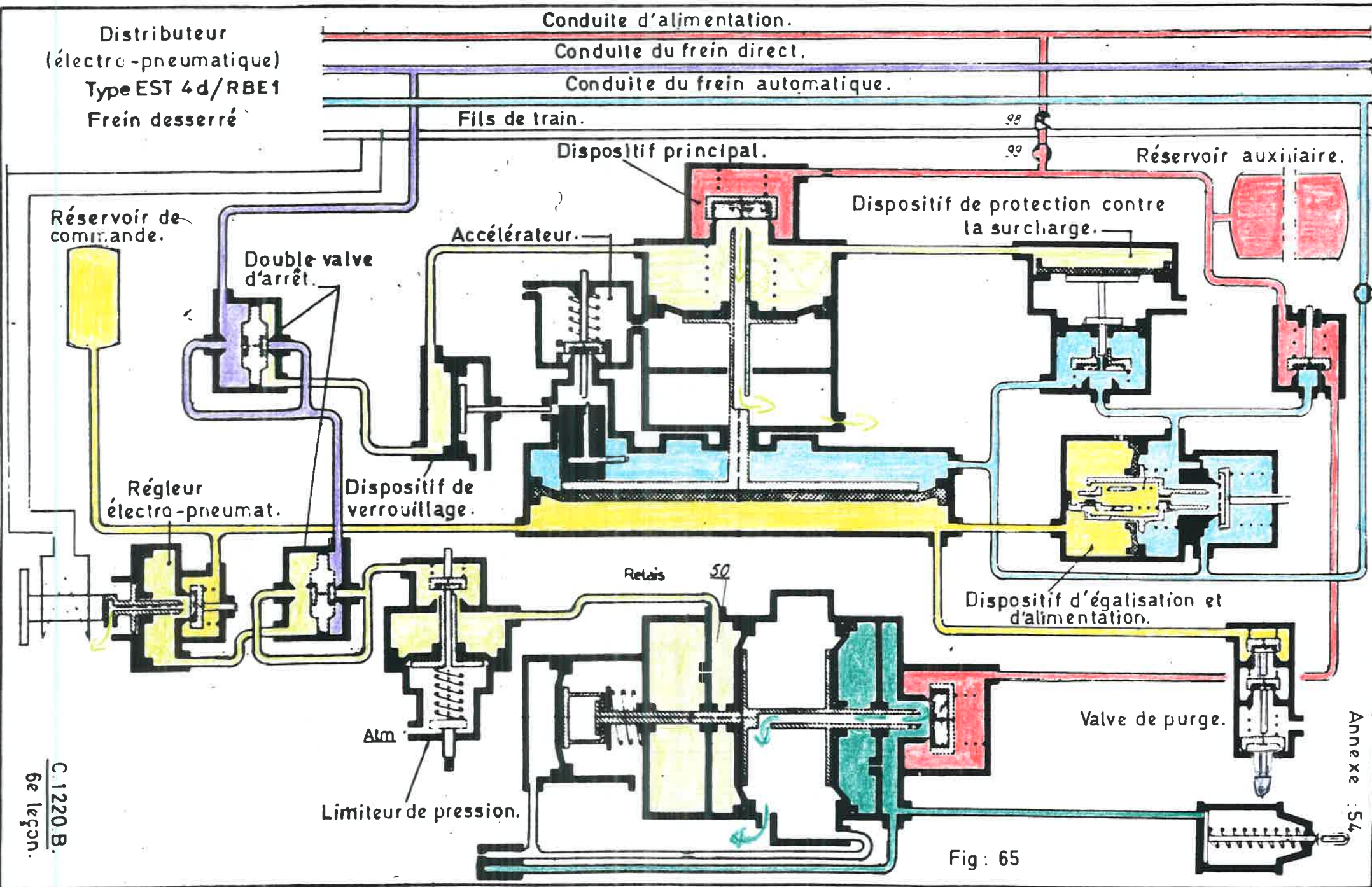
Limiteur de pression.

Valve de purge.

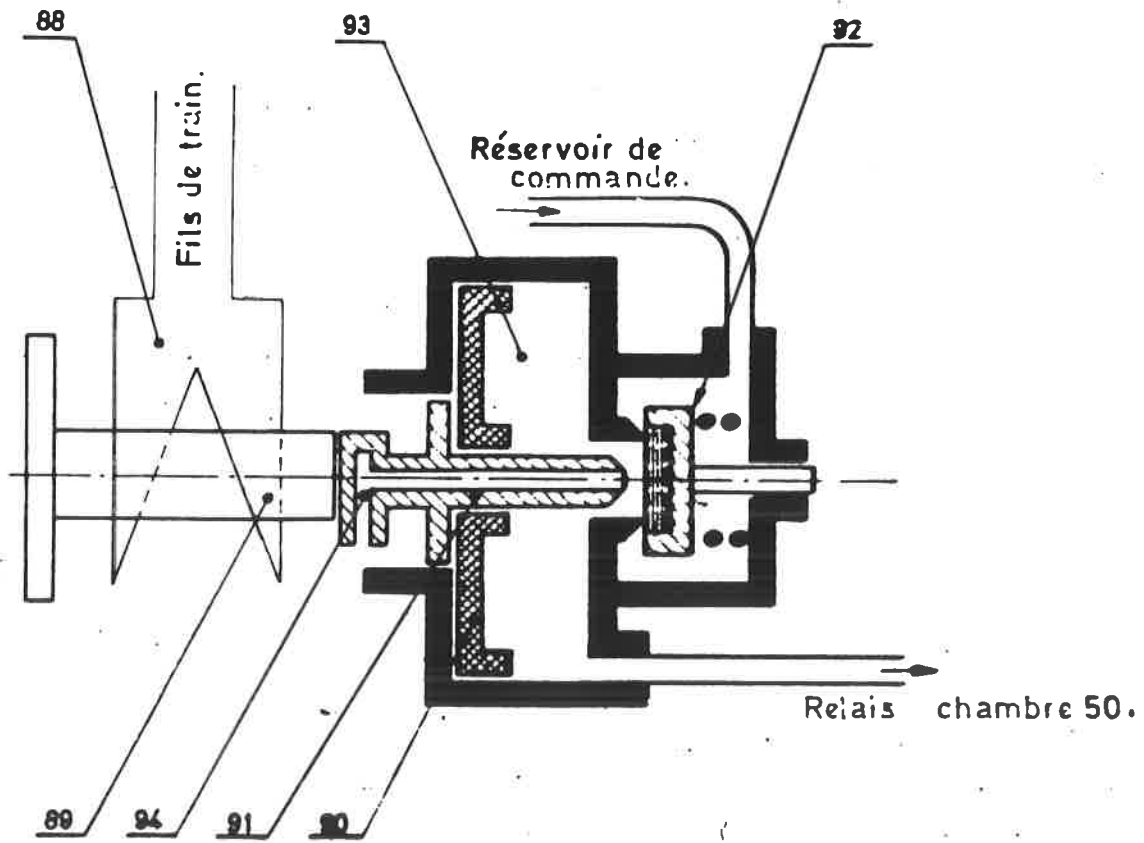
Annexe : 54

C.1220.B.
6e légcn.

Fig: 65

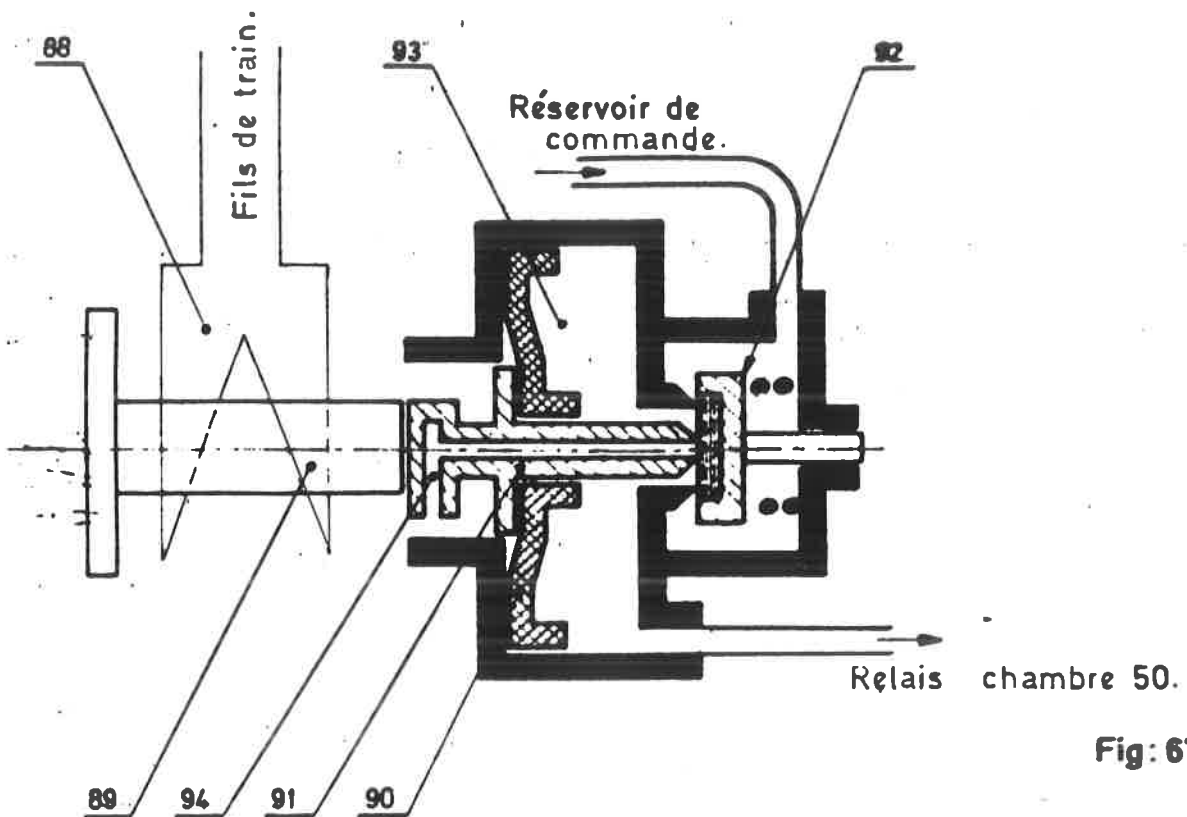


REGLEUR ELECTRO-PNEUMATIQUE ELS1.



Position de desserrage.

Fig: 66



Position d'équilibre.

Fig: 67

REGLEUR ELECTRO-PNEUMATIQUE ELS 1.

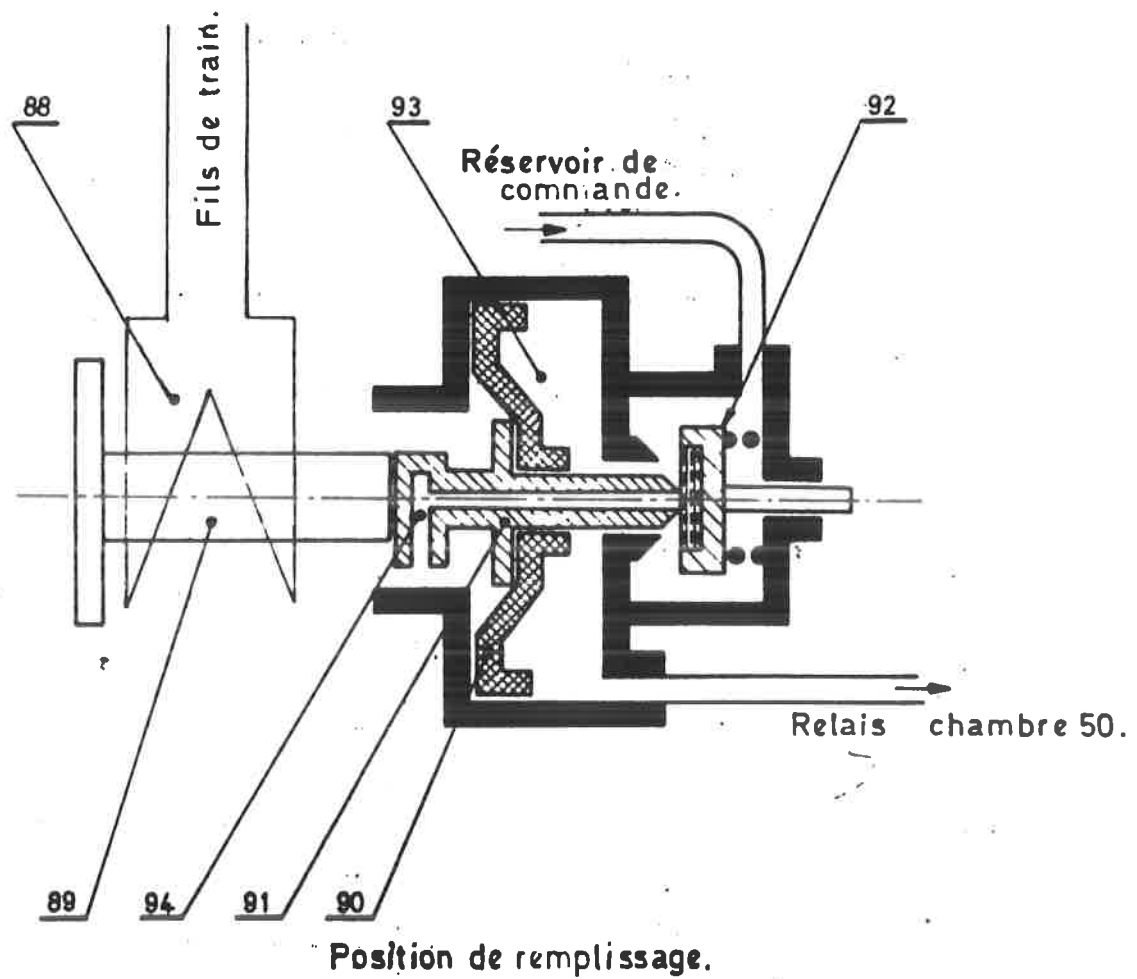
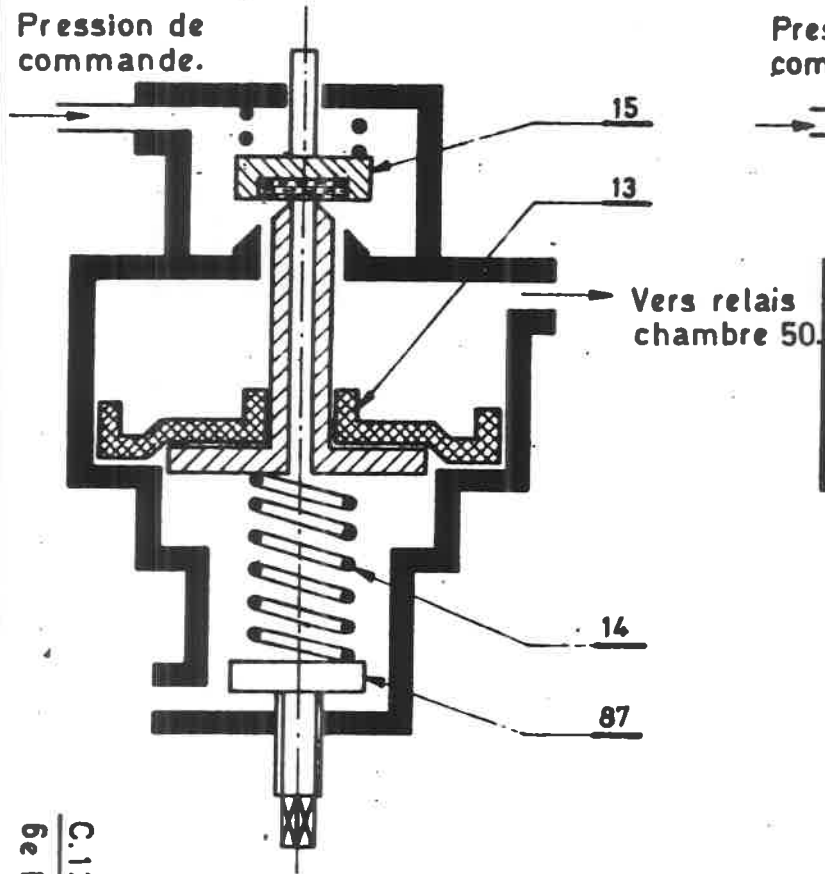


Fig: 68

LIMITEUR DE PRESSION

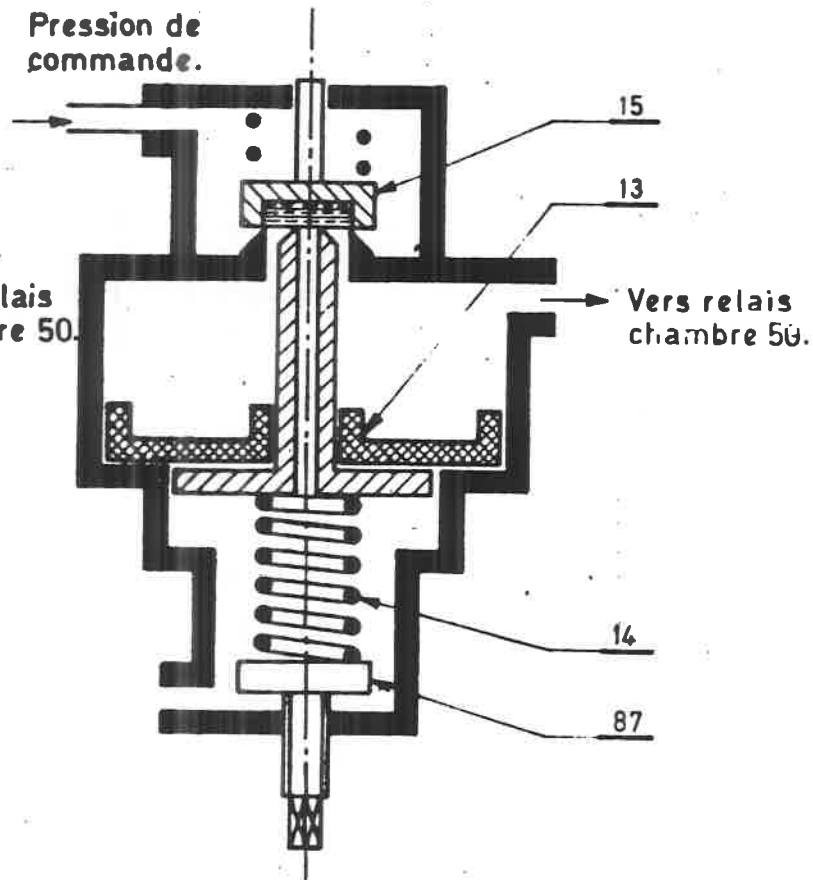
Pression de commande plus petite que la valeur réglée.

Fig. : 69



Pression de commande plus grande que la valeur réglée.

Fig. : 70



C. 1220.B.
Ge leçon.

Conduite du frein direct.

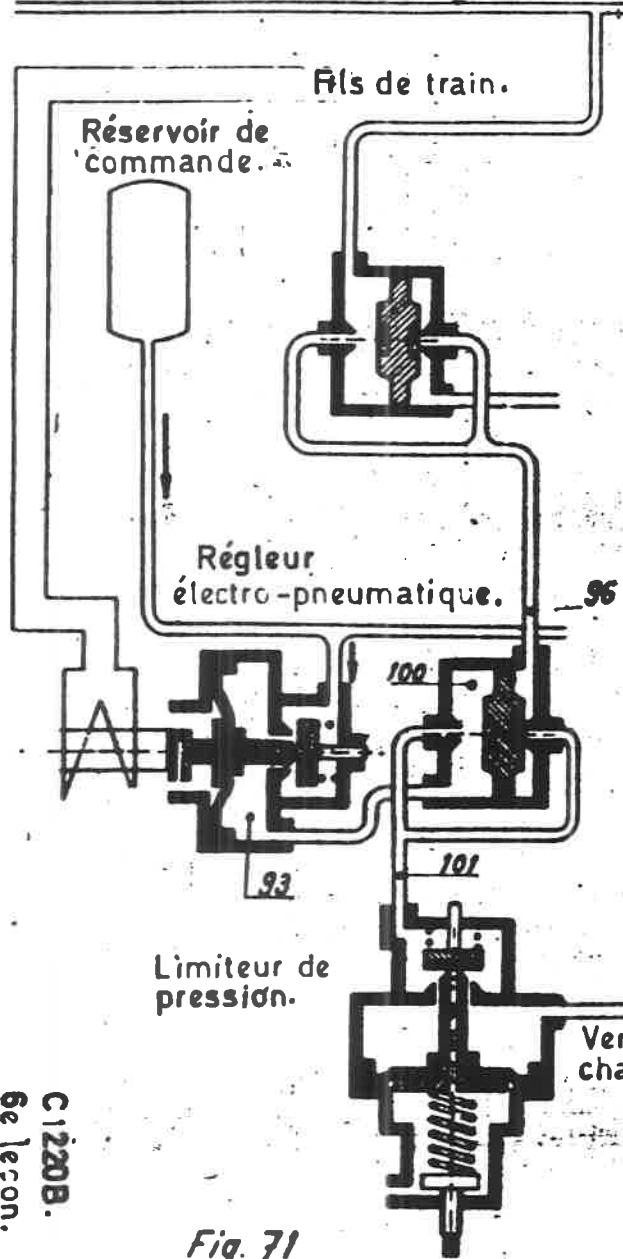


Fig. 71
Frein électrique en service.

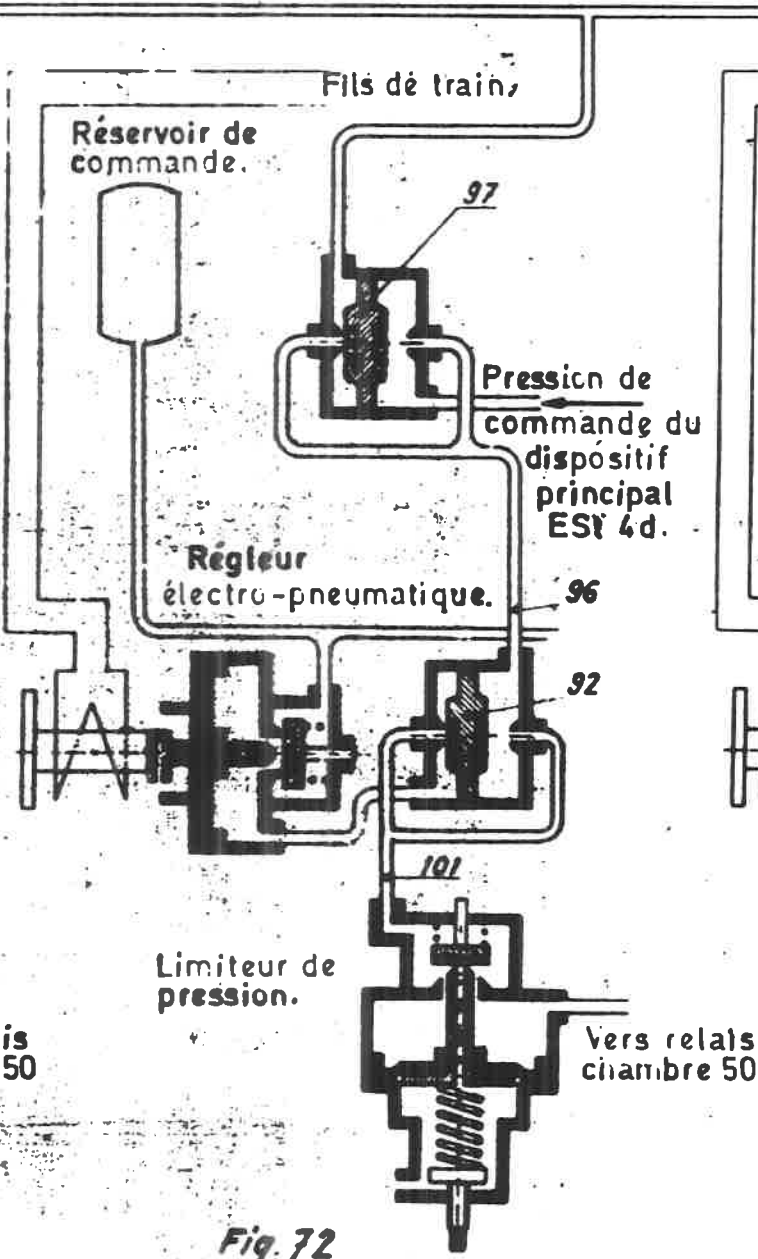


Fig. 72
Frein automatique en service.

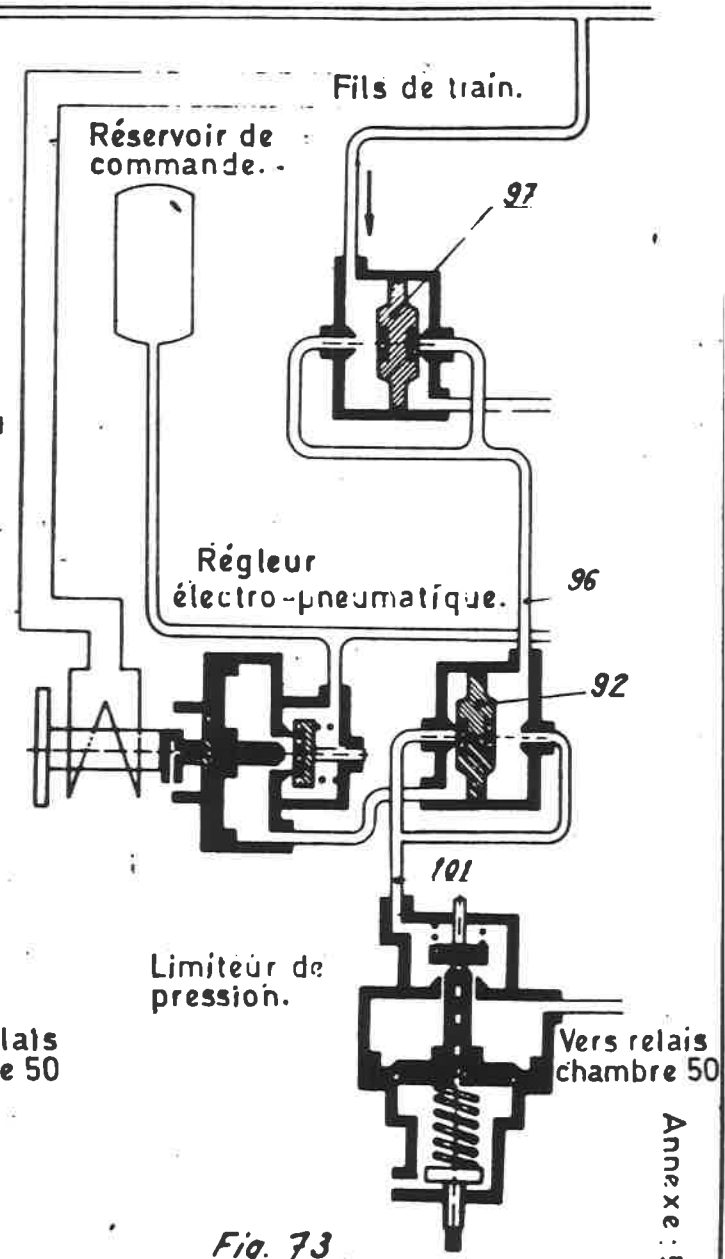


Fig. 73
Frein direct en service.

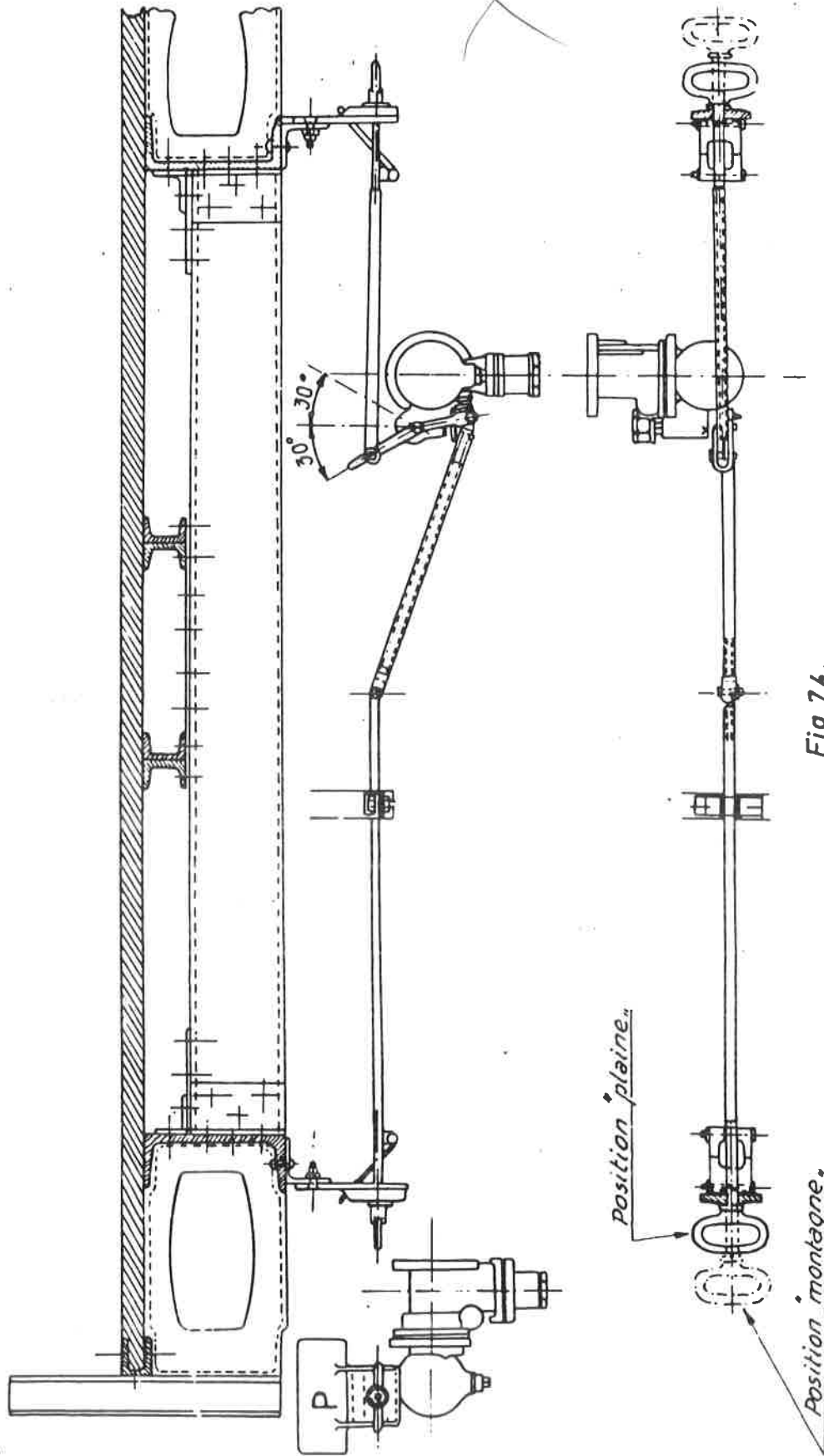


Fig. 74.

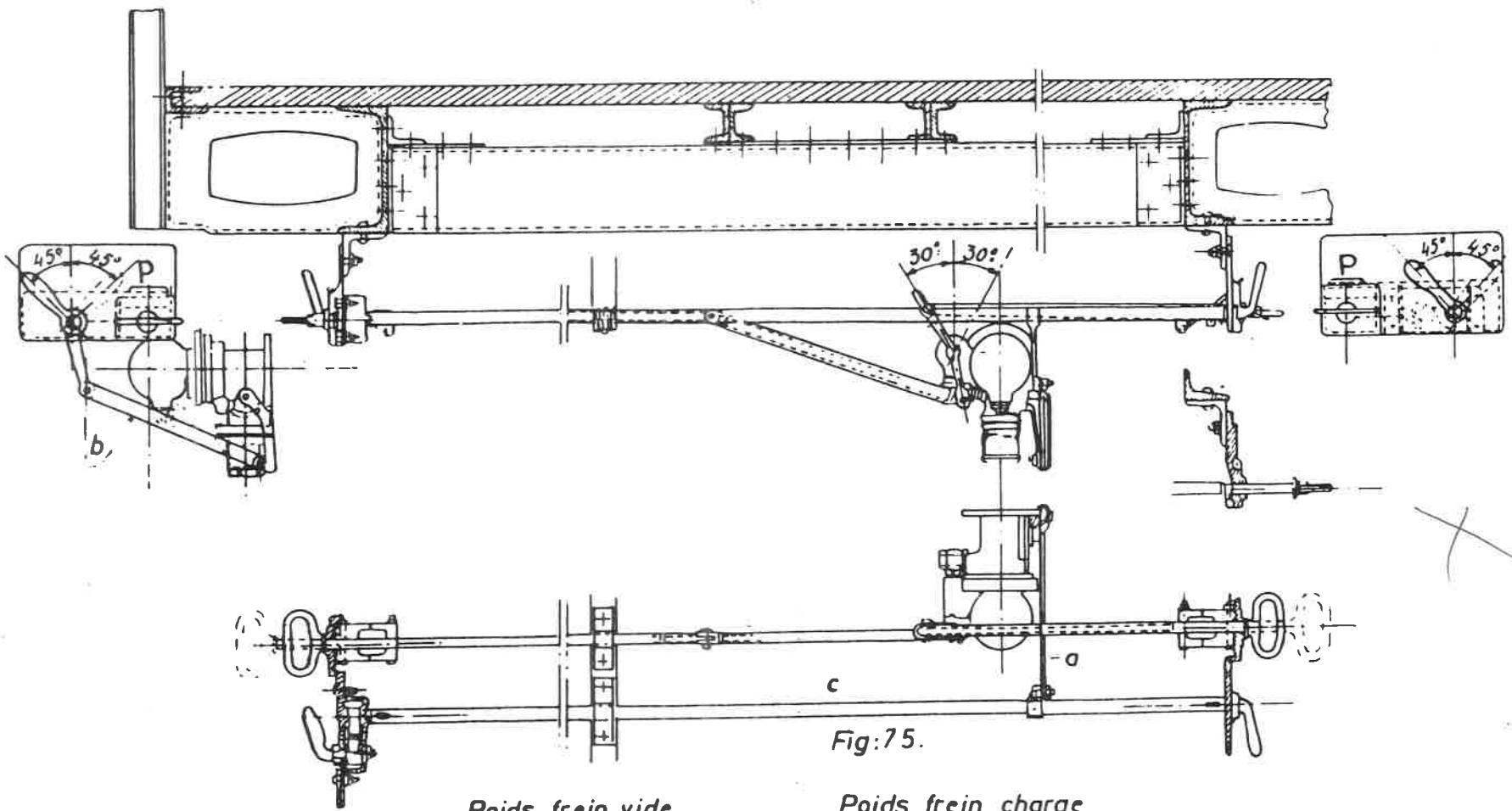
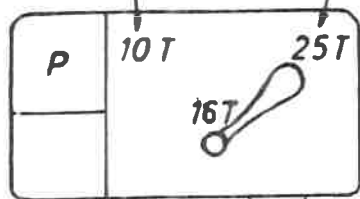


Fig:75.

Poids. frein vide

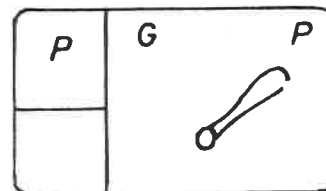
Poids frein charge

Fig. 76.



poids de changement

Fig.77.



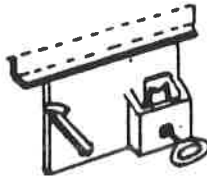


Fig. 81

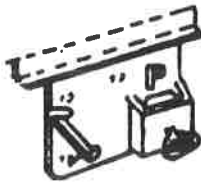
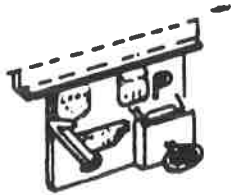


Fig. 79.



Fig. 80.

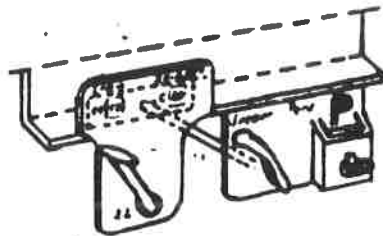


Fig. 78.

Changement de régime "voyageurs frein R., (P- \diamond R)

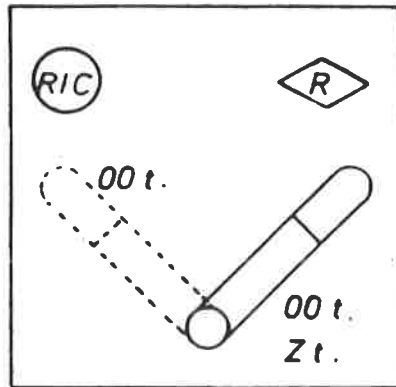


Fig: 82.

Changement de régime "marchandises-voyageurs de la catégorie P., - frein magnétique.

(G - P - \diamond R - Mg)

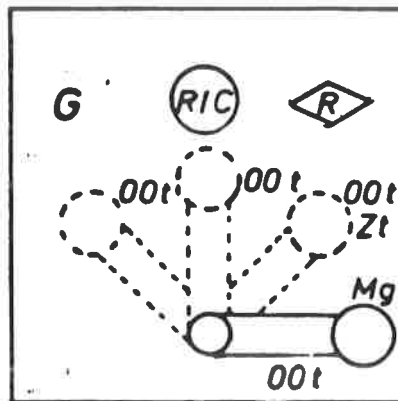


Fig: 83.

Le poids-frein Zt, obtenu avec utilisation d'un accélérateur de vidange de conduite, sera inscrit en couleur rouge.

Chapitre 4.

LE DISTRIBUTEUR DE FREIN TYPE LST POUR LOCOMOTIVES.

4.1. GENERALITES.

Propriétés du distributeur de frein type LST.

Le distributeur de frein type LST a été conçu spécialement pour les locomotives modernes (fig. 84).

Ce distributeur présente les propriétés suivantes :

- Modérabilité au serrage et au desserrage du frein automatique de la locomotive.
- Compensation des fuites au cylindre de frein pendant le freinage.
- Alimentation du réservoir auxiliaire à la même pression que celle du réservoir principal par suite de la limitation de la pression maximum au cylindre de frein.
- Utilisation, d'une façon très simple, du frein antipatinage.
- Utilisation de l'air comprimé du réservoir principal, à haute pression, ce qui permet de réduire le diamètre des cylindres de frein.
- Peut comporter un dispositif de changement de régime de freinage permettant de choisir le régime de freinage haute puissance, voyageurs ou marchandises, selon le cas.
- En régime de freinage "marchandises", réalise un "premier temps" pour l'application rapide des sabots de frein contre les bandages.
- Le distributeur peut être complété d'une unité électro-pneumatique pour l'application du frein électro-dynamique sur les locomotives. Dans ce cas la pression de freinage est diminuée en fonction de la puissance réelle exercée par le frein électro-dynamique.

4.2. DESCRIPTION SIMPLIFIEE DU DISTRIBUTEUR DE FREIN.

4.2.1. Organes principaux.

Réduit à ses éléments essentiels, le distributeur comporte un dispositif principal de commande et un dispositif de coupure.

La fig. 85 représente les organes principaux du distributeur de frein en connexion avec les réservoirs, les cylindres de frein et la conduite générale.

2.

Le distributeur assure l'alimentation du (ou des) cylindre(s) de frein au moyen de l'air comprimé du réservoir auxiliaire, dès qu'une dépression est provoquée dans la conduite générale du frein automatique. L'alimentation des cylindres de frein peut se faire par paliers, c'est-à-dire que le frein est modérable au serrage.

Le dispositif principal de commande assure également la vidange du (ou des) cylindre(s) de frein en laissant échapper l'air à l'atmosphère lorsque la pression dans la conduite générale est augmentée. La vidange des cylindres de frein peut également se faire par paliers, c'est-à-dire que le frein est modérable au desserrage.

Le dispositif de coupure interrompt la communication entre le réservoir de commande et la conduite générale dès qu'un freinage est réalisé et rétablit cette communication quand le frein est desserré.

4.2.2. Fonctionnement simplifié.

4.2.2.1. Remplissage des réservoirs et desserrage du frein.

La fig. 85 représente les différents organes dans la position qu'ils occupent lors du desserrage du frein.

Le réservoir auxiliaire (14) est alimenté à la pression de la conduite d'alimentation et du réservoir principal au travers du clapet de retenue (15).

Le réservoir (34) de 9 litres et la chambre (5) du dispositif principal de commande sont alimentés à la pression de la conduite générale du frein automatique.

Le réservoir de commande (3) de 9 litres et la chambre (2) du dispositif principal de commande sont alimentés en partant de la conduite générale du frein automatique au travers du clapet de fermeture (25) du dispositif de coupure et de l'orifice calibré (4) dénommé orifice de sensibilité.

Les chambres (2) et (5) du dispositif principal étant toutes les deux à la pression de la conduite générale du frein automatique, le ressort (6) peut pousser la tige creuse (7) vers le bas et mettre les cylindres de frein en communication avec l'atmosphère au travers d'alésage dans la tige (7) et de l'orifice (10).

4.2.2.2. Serrage du frein (fig. 86).

Lors du serrage des freins, la réduction de pression dans la conduite générale du frein automatique, se reproduit également dans le réservoir (34) et dans la chambre (5) du dispositif principal; cette réduction de pression ne peut influencer immédiatement la pression du réservoir de commande (3) ni celle de la chambre (2) du dispositif principal, par suite de la présence de l'orifice calibré (4).

Il en résulte donc une différence de pression, entre les chambres (2) et (5) séparées, qui provoque la levée du piston à membrane (18) et surmonte la force du ressort (6). La tige creuse (7) se déplace vers le haut, avec le piston à membrane (18) et vient se fermer contre la soupape d'admission (12), qu'elle soulève ensuite de son siège (19). L'air comprimé, s'écoule alors du réservoir auxiliaire (14) dans le cylindre de frein, à travers la soupape d'admission (12) ouverte et la conduite (9). La pression de l'air du cylindre de frein agit en même temps sur la face supérieure du piston à membrane (23) du dispositif de coupure et dans les chambres (67 et 68) sur le piston à membrane (28) du dispositif principal.

Fonctionnement du dispositif de coupure (fig. 86).

La face inférieure du piston à membrane (23) du dispositif de coupure, étant soumise à la pression atmosphérique, il s'ensuit qu'une faible pression dans le cylindre de frein (agissant sur la face supérieure de la membrane (23)), fait appliquer la soupape de coupure (25) sur son siège (26). Le réservoir de commande (3) est isolé de la conduite générale et l'air qu'il contient (à la pression de 5 bar), ne peut retourner dans la conduite générale du frein automatique (à une pression inférieure à 5 bar, étant donné la dépression effectuée).

Graduation du serrage.

Entre-temps, la pression dans le cylindre de frein, qui agit sur la face supérieure de la membrane (28) a atteint une valeur telle que l'effort (agissant vers le bas) qui en résulte, devient égal à l'effort (agissant vers le haut) appliqué sur la membrane (18) provenant de la différence de pression entre les chambres (2) et (5). A la suite de cet équilibre, le ressort (6) se détend et la tige creuse (7) se déplace vers le bas jusqu'à ce que la soupape d'admission (12) vienne se reposer sur son siège (19). La tige creuse reste d'autre part, appliquée contre la soupape, de sorte que l'air du cylindre de frein ne peut s'échapper à l'atmosphère, par l'intérieur de la tige creuse et l'orifice (10).

Lorsqu'on effectue une nouvelle dépression dans la conduite générale, la pression dans la chambre (5) diminue à nouveau. La tige creuse (7) est poussée vers le haut, la soupape (12) est soulevée de son siège et l'air du réservoir auxiliaire (14) pénètre dans le cylindre de frein où la pression augmente. Dès que la valeur de la pression dans le cylindre de frein, qui agit sur la face supérieure de la membrane (28), a atteint la valeur telle que l'effort qui en résulte est égal au nouvel effort créé sur la membrane (18) par la différence de pression dans les chambres (2) et (5), la tige creuse revient à sa position neutre.

Par des réductions successives de la pression dans la conduite générale, on peut graduer ainsi le serrage des freins jusqu'à obtention de la pression maximum au cylindre de frein.

4.

4.2.2.3. Desserrage du frein (fig. 87).

Si après un serrage des freins, on augmente la pression à une valeur donnée, dans la conduite générale et dans la chambre (5), le piston à membrane (18) pousse la tige creuse (7) vers le bas de sorte que l'air des cylindres de frein s'écoule à l'atmosphère par l'alésage de la tige (7) et l'orifice (1).

La pression dans les cylindres de frein diminue jusqu'à ce que la pression exercée sur le piston à membrane (28) rétablisse à nouveau l'équilibre avec la nouvelle différence de pression exercée sur le piston à membrane (18).

A partir de ce moment, la tige creuse se déplace vers le haut et vient s'appuyer légèrement contre la soupape d'admission (12) sans l'ouvrir; les cylindres de frein restent à la pression ainsi obtenue.

Par des augmentations successives de la pression dans la conduite générale du frein automatique, on peut ainsi graduer le desserrage des freins.

Desserrage complet du frein (fig. 85).

Lorsque la pression dans le cylindre de frein au-dessus de la membrane (23) est tombée à une valeur très faible, le ressort du dispositif de coupure soulève la soupape (25) et rétablit la liaison entre la conduite générale du frein automatique d'une part, le réservoir de commande (3) et la chambre (2) du dispositif principal d'autre part; les chambres (2) et (5) du dispositif principal étant portées à la même pression, les freins se desserrent complètement.

Il est évident que l'on peut obtenir le desserrage du frein en une seule fois, sans graduations/successives, en rétablissant la pression de régime dans la conduite générale.

4.2.2.4. Exemple numérique.

Les surfaces actives des pistons à membrane (18) et (28) sont respectivement 80 cm² et 30 cm².

Lorsqu'on effectue une dépression de 1,5 bar dans la conduite générale, la pression dans la chambre (5) (conduite générale) est de 5 bar - 1,5 bar = 3,5 bar alors que la pression dans la chambre (2) (réservoir de commande) est toujours de 5 bar.

La pression de 5 bar agit sur les 80 cm² du piston (18) et exerce un effort vers le haut de $5 \times 80 = 400 \text{ daN}$.

La pression de 3,5 bar agit sur l'autre face du piston (18) et exerce un effort vers le bas de $3,5 \times 80 = 280 \text{ daN}$. La poussée résultante $400 - 280 = 120 \text{ daN}$ agissant vers le haut fait ouvrir la soupape d'admission (12).

L'air qui s'écoule vers le cylindre de frein agit sur le piston (28) et tend à le pousser vers le bas. Pour faire équilibre avec la poussée vers le haut exercée par le piston (18) et de faire fermer la soupape (12) la poussée sur le piston (28) doit être de 120 daN .

Cette poussée doit être fournie par la pression de l'air agissant sur la surface supérieure du piston (28) de 30 cm^2 . Il faut donc une pression de $\frac{120 \text{ daN}}{30 \text{ cm}^2} = 4 \text{ bar}$.

Cela veut dire que lorsque la pression au cylindre de frein aura atteint 4 bar, que la soupape d'admission (12) se refermera.

4.3. Description plus complète du distributeur de frein LST 1.

Le distributeur type LST 1 dans sa forme la plus complète ("marchandises - voyageurs", "basse et haute pression", "anti-patinage" est représenté aux fig. 90 (frein desserré) et 91 (frein serré).

4.3.1. Organes complémentaires.

4.3.1.1. Dans le dispositif principal :

une cloison avec orifice (e) qui sépare l'espace au-dessus du piston à membrane (27) en deux chambres (67) et (68).

- le piston principal à membrane (18) commandant le serrage et le desserrage du frein
- les pistons à membrane (27) et (28) qui reçoivent la pression du cylindre de frein de manière à faire équilibre à la poussée provoquée par la différence de pression agissant sur le piston principal (18)
- un piston à membrane (49) pour le frein anti-patinage
- une soupape d'admission (12) équilibrée.

4.3.1.2. Dans le distributeur :

- une valve "Marchandises - Voyageurs" qui permet d'obtenir l'un ou l'autre régime de freinage. En régime "marchandises" l'orifice (40) règle les temps de serrage et de desserrage du frein de manière à réaliser le freinage correspondant. En régime "voyageurs" ce sont les orifices (35) et (d) qui règlent ces temps
- une valve limitant à une valeur déterminée la pression au cylindre de frein

6.

- un clapet de retenue (36)
- un dispositif de remplissage rapide avec membrane (64).

4.3.1.3. Dans l'installation :

- une électrovalve (54) de commande du frein antipatinage
- une électrovalve (51) de commutation "Marchandises - Voyageurs"
- une électrovalve (52) pour le desserrage du frein de la locomotive
- une électrovalve (53) pour frein à haute pression.

4.3.2. Description et fonctionnement des organes complémentaires.

4.3.2.1. Cloisonnement de la chambre du dispositif principal. (fig. 90).

En séparant le piston à membrane (27) du dispositif principal du cylindre de frein au moyen d'une cloison, on réalise deux chambres (67) et (68) qui communiquent par l'orifice (e). On peut ainsi obtenir une augmentation ou une diminution de pression plus rapide dans le cylindre de frein au cours du serrage ou du desserrage du frein.

Fonctionnement.

Lorsqu'au cours d'un serrage des freins, le cylindre de frein est mis en communication avec le réservoir auxiliaire, par la soupape (12) ouverte, l'augmentation de pression dans la chambre (68) s'effectue plus rapidement que dans le cylindre de frein parce que cette chambre se trouve près de l'alimentation.

La séparation empêche cette augmentation de pression rapide d'agir immédiatement sur le piston à membrane (28) (fig. 86) et de refermer la soupape d'admission car l'augmentation de pression dans la chambre (67) suit celle de la chambre (68) avec un certain retard par l'orifice (e) de la séparation. En conséquence, l'augmentation de pression dans le cylindre de frein se réalise plus rapidement.

Le fonctionnement est semblable au cours d'un desserrage du frein.

La pression dans la chambre (67) diminue avec un certain retard par rapport à celle de la chambre (68), de sorte que l'alésage de la tige creuse reste ouvert complètement pendant une plus longue durée pour laisser échapper l'air du cylindre de frein.

De cette façon, la pression dans le cylindre de frein diminue plus rapidement.

Ce dispositif permet de synchroniser le remplissage ou la vidange des 2 capacités : chambre (67) et cylindre de frein.

4.3.2.2. Soupape équilibrée du dispositif principal (fig. 90).

Lorsque la soupape (12) n'est pas équilibrée, elle est appuyée sur son siège par un ressort et principalement par la pression de l'air du réservoir auxiliaire. Dans ces conditions, lorsqu'il n'y a pas d'air dans le cylindre de frein, il faut une force de 3 daN/ environ pour soulever la soupape et vaincre la pression de 8 bar du réservoir auxiliaire.

Si l'on munit la partie supérieure de la soupape d'un piston, sur lequel on fait agir la pression de l'air du cylindre de frein, on annule presque complètement la force de 3 daN.

Pour soulever la soupape, la pression de l'air du cylindre de frein, agissant sous la soupape, ne doit plus vaincre que celle du réservoir auxiliaire agissant sur la couronne circulaire de la partie supérieure de la soupape c'est-à-dire $\frac{\pi}{4} (D_2 - d_2)^2$ 8 bar.

Avec cette disposition, le dispositif principal réagit même lorsque les réductions de pression dans la conduite générale sont effectuées par petits paliers.

4.3.2.3. Le limiteur de pression maximum (fig. 90).

Lorsqu'on effectue des freinages à fond et des freinages d'urgence, la valve limitant la pression maximum, limite à 1,5 bar la chute de pression dans les chambres du distributeur qui sont sous la pression de la conduite générale. Il en résulte que la pression maximum dans le cylindre de frein est aussi limitée, indépendamment de la valeur de la pression dans le réservoir auxiliaire.

Fonctionnement.

Lorsque la dépression totale dans la conduite générale du frein automatique est égale à 1,5 bar, la pression dans le cylindre de frein atteint la valeur de 4 bar (en régime de freinage ordinaire). Pour éviter que cette pression ne dépasse la valeur maximum de 4 bar pour des dépressions dans la conduite générale supérieure à 1,5 bar, il faut éviter que la différence de pression entre les chambres (5) et (2) dépasse 1,5 bar. A cet effet, la chambre (5) est isolée de la conduite générale par la fermeture de la soupape (32) du limiteur dès que la chute de pression dans la conduite générale atteint 1,5 bar.

La soupape (32) est commandée par la membrane (30) sur laquelle agit, d'un côté la pression du réservoir de commande (2), et de l'autre côté la pression de la chambre (5) et la tension du ressort (31). Dès que la différence entre les pressions agissant sur les 2 faces de la membrane (30) est supérieure à 1,5 bar, la force du ressort (31) est surmontée et la soupape (32) se ferme. La pression dans la chambre (5) et dans le réservoir (34) ne peut donc pas diminuer davantage, même lors d'un freinage d'urgence.

8.

Lors de la réalimentation de la conduite générale, la chambre (5) et le réservoir (34) sont remis en communication avec la conduite générale par l'intermédiaire du clapet de retenue (65) dès que la pression dans la conduite générale est supérieure à la pression de la chambre (5).

4.3.2.4. Le frein à haute puissance (fig. 91).

Pour réaliser le freinage à haute pression, un contacteur centrifuge entraîné par un des essieux de la locomotive ferme à grande vitesse le circuit électrique qui excite l'électrovalve (53). Dès lors, lorsqu'on effectue un freinage à vitesse élevée, l'air du cylindre de frein n'agit que sur la face supérieure du piston à membrane (27) dans la chambre (67) et ne peut se rendre dans la chambre (69) pour agir sur la membrane (28). La chambre (69) communique avec l'atmosphère par l'électrovalve (53) qui coupe également la communication entre les chambres (68) et (69).

Lorsque la vitesse de la locomotive devient inférieure à 50 km/h, le contact du contacteur centrifuge s'ouvre et l'électrovalve (53) est désexcitée, et permet l'admission de l'air du cylindre de frein au-dessus du piston (28) dans la chambre (69). La pression sur les deux faces du piston (28) étant deux fois plus grande que la surface du piston (27) l'effort sur la tige creuse est deux fois plus grand. La tige creuse (7) est poussée vers le bas et laisse échapper de l'air du cylindre de frein par l'alésage de la tige et l'orifice d'échappement (10) jusqu'à ce que le nouvel équilibre soit établi. On obtient alors une pression de 4 bar au cylindre de frein.

Lorsque le freinage est effectué à partir d'une vitesse inférieure à 50 km/h, l'électrovalve (53) n'est pas excitée et l'air admis au cylindre de frein agit dans la chambre (68) et dans la chambre (69) au-dessus du piston à membrane (28).

L'air du cylindre de frein arrive dans la chambre (69) par le passage libre de l'électrovalve, par l'orifice (f) et ensuite par l'orifice (k) de 0,3 mm et le grand passage (62) à côté de cet orifice. C'est donc l'orifice (f) qui retarde la montée de la pression dans la chambre au-dessus du piston (28), ce qui permet une ouverture prolongée de la soupape d'admission (12) et par conséquent un remplissage rapide du cylindre de frein.

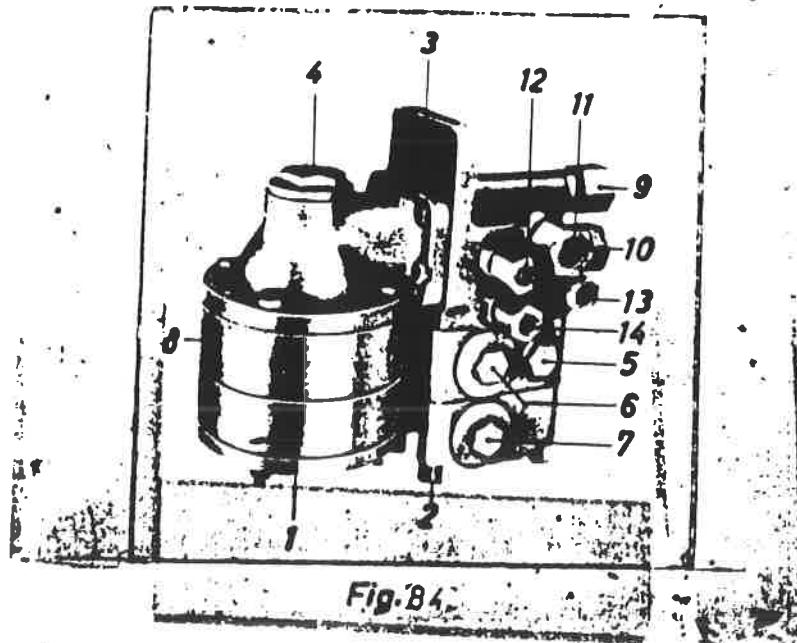


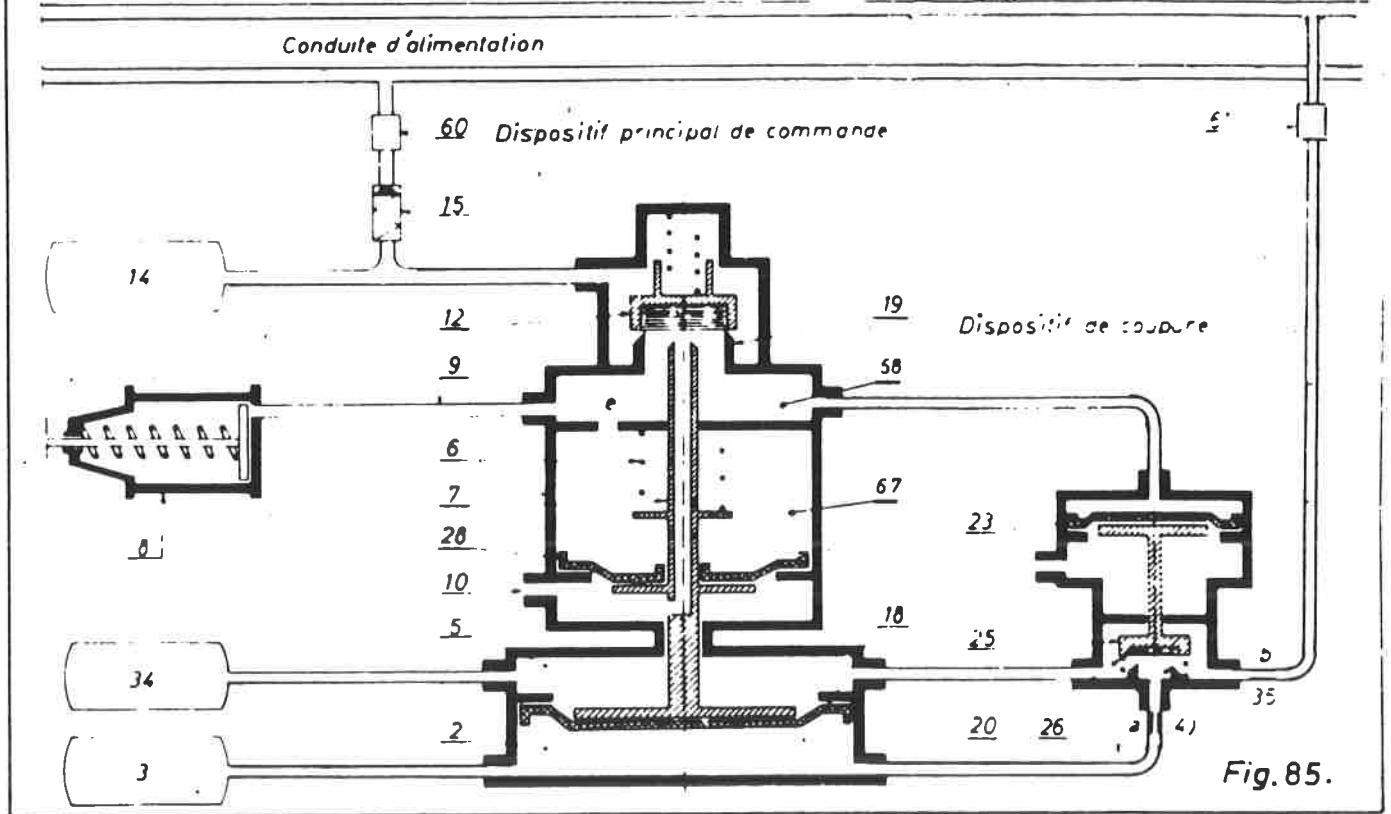
Fig. 84

1. - Dispositif principal
2. - Organes auxiliaires
3. - Support
4. - Soupape d'admission
5. - Soupape (36)
6. - Dispositif M.V.
7. - Limiteur de pression max.

8. - Echappement cylindre de frein
9. - Réservoir auxiliaire
10. - Cylindre de frein
11. - Réservoir de commande
12. - Frein antipatinage
13. - Electrovalve R
14. - Electrovalve M.V.

Conduite du frein automatique

Conduite d'alimentation

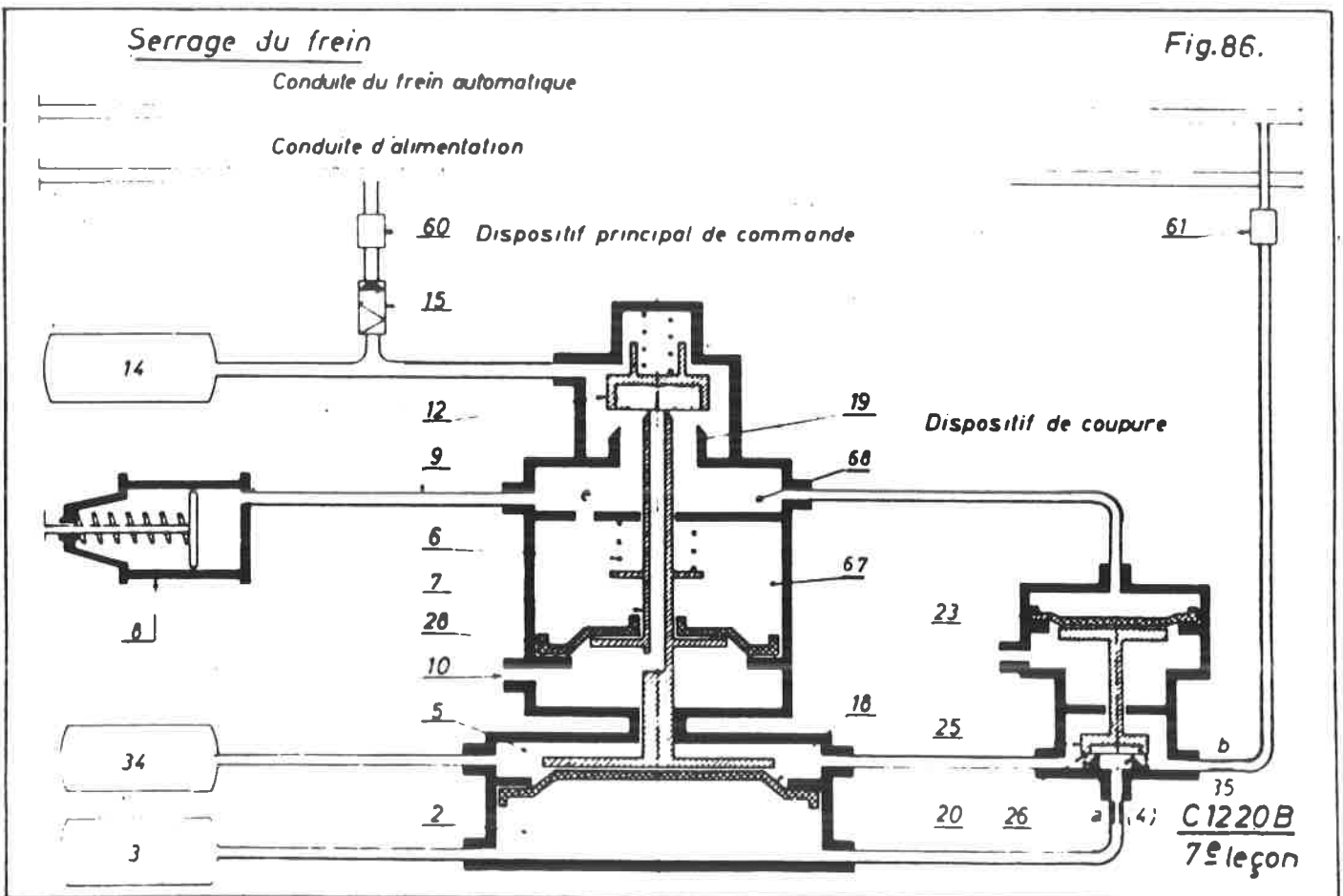


Serrage du frein

Fig.86.

Conduite du frein automatique

Conduite d'alimentation



35
C1220B
7^e leçon

Desserrage gradué

Annexe.68.

Conduite du frein automatique

Conduite d'alimentation

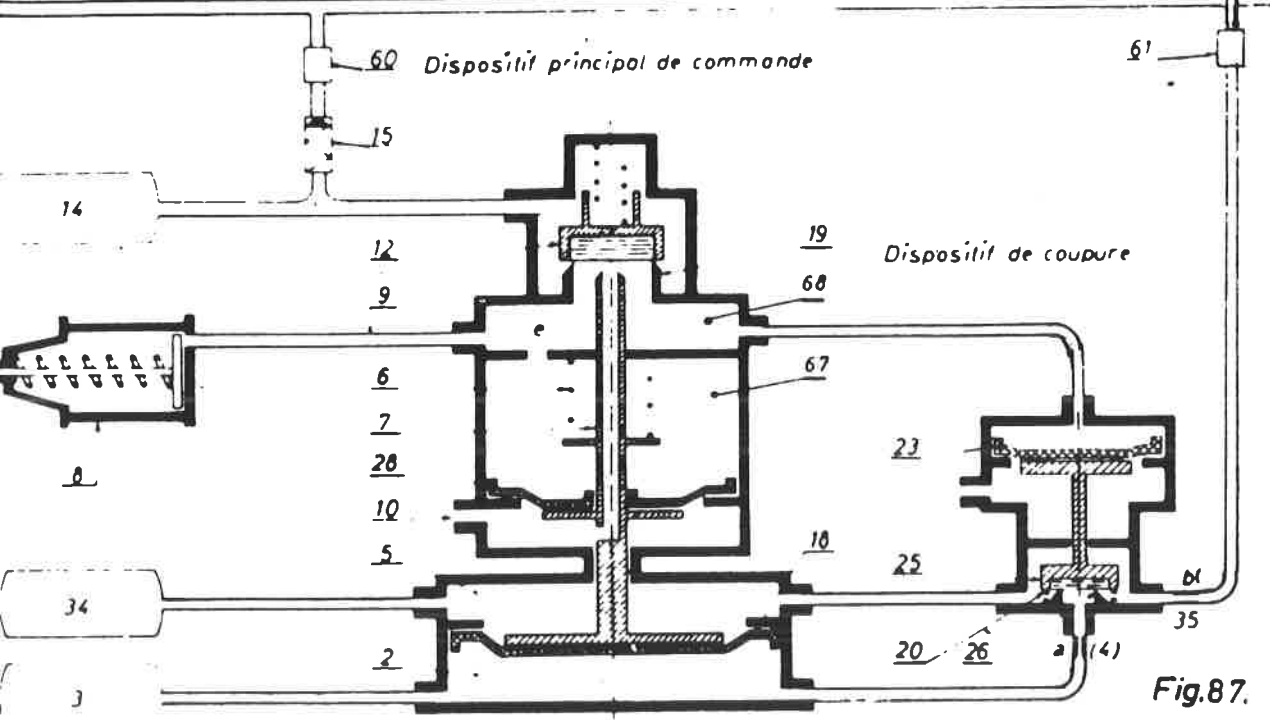


Fig.87.

Serrage du frein automatique.

Conduite du frein direct.

Réservoir auxiliaire

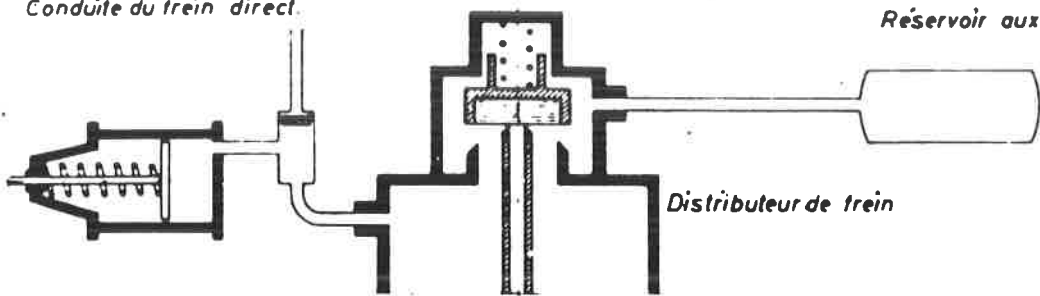


Fig. 88.

Serrage du frein direct.

Conduite du frein direct

Réservoir auxiliaire

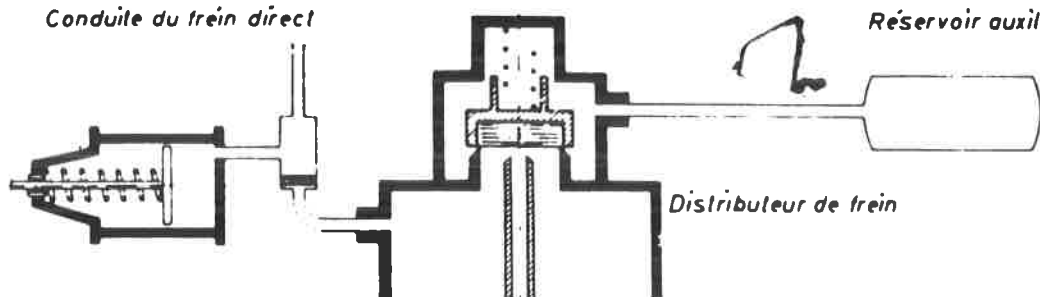


Fig. 89.

C1220B
7^e leçon

DISTRIBUTEUR Lst.

Annexe: 69.

Marchandises.
Voyageurs.
Haute puissance.
"Anti-patinage."
(Frein desserre)

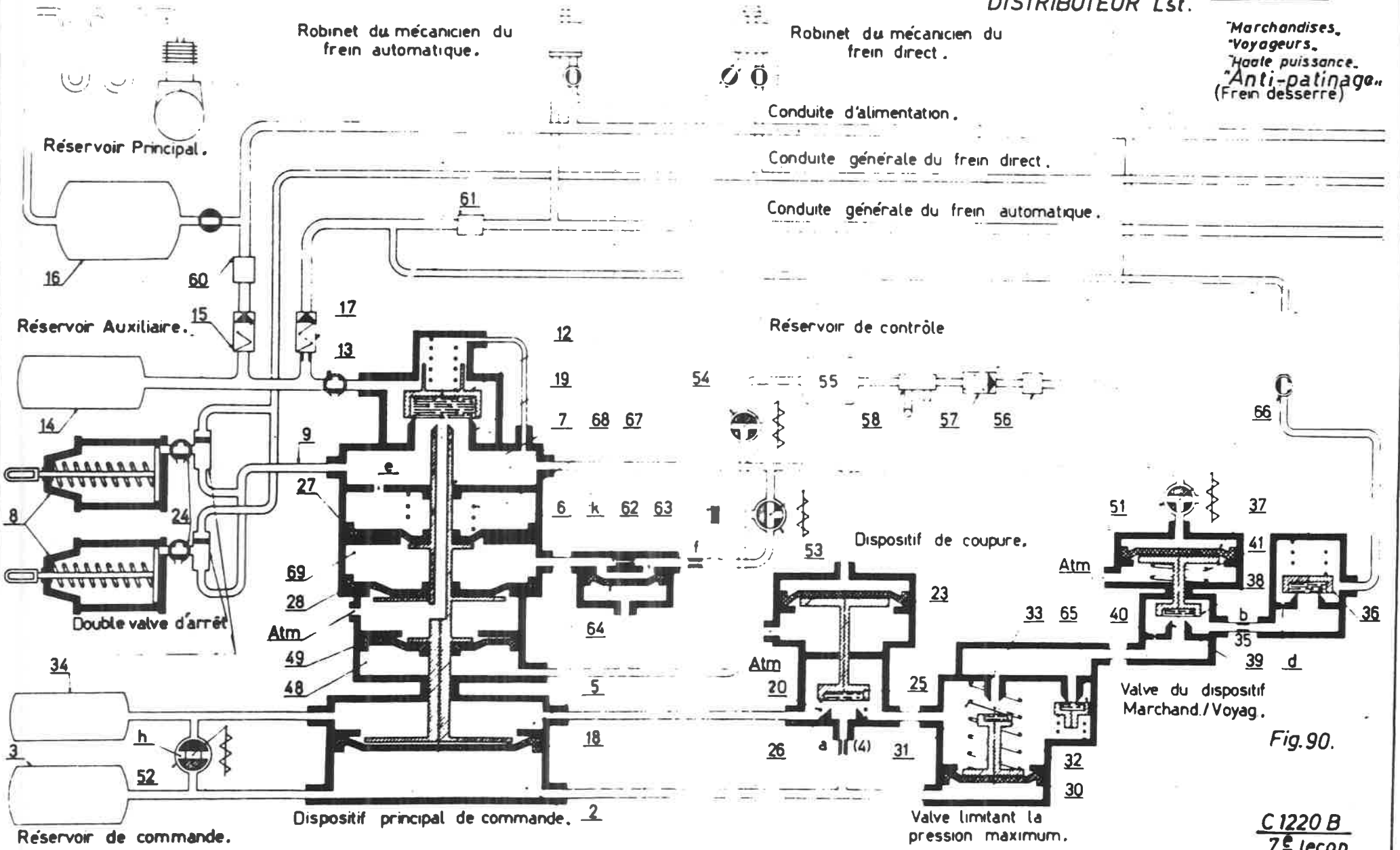
Robinet du mécanicien du
frein automatique.

Robinet du mécanicien du
frein direct.

Conduite d'alimentation.

Conduite générale du frein direct.

Conduite générale du frein automatique.



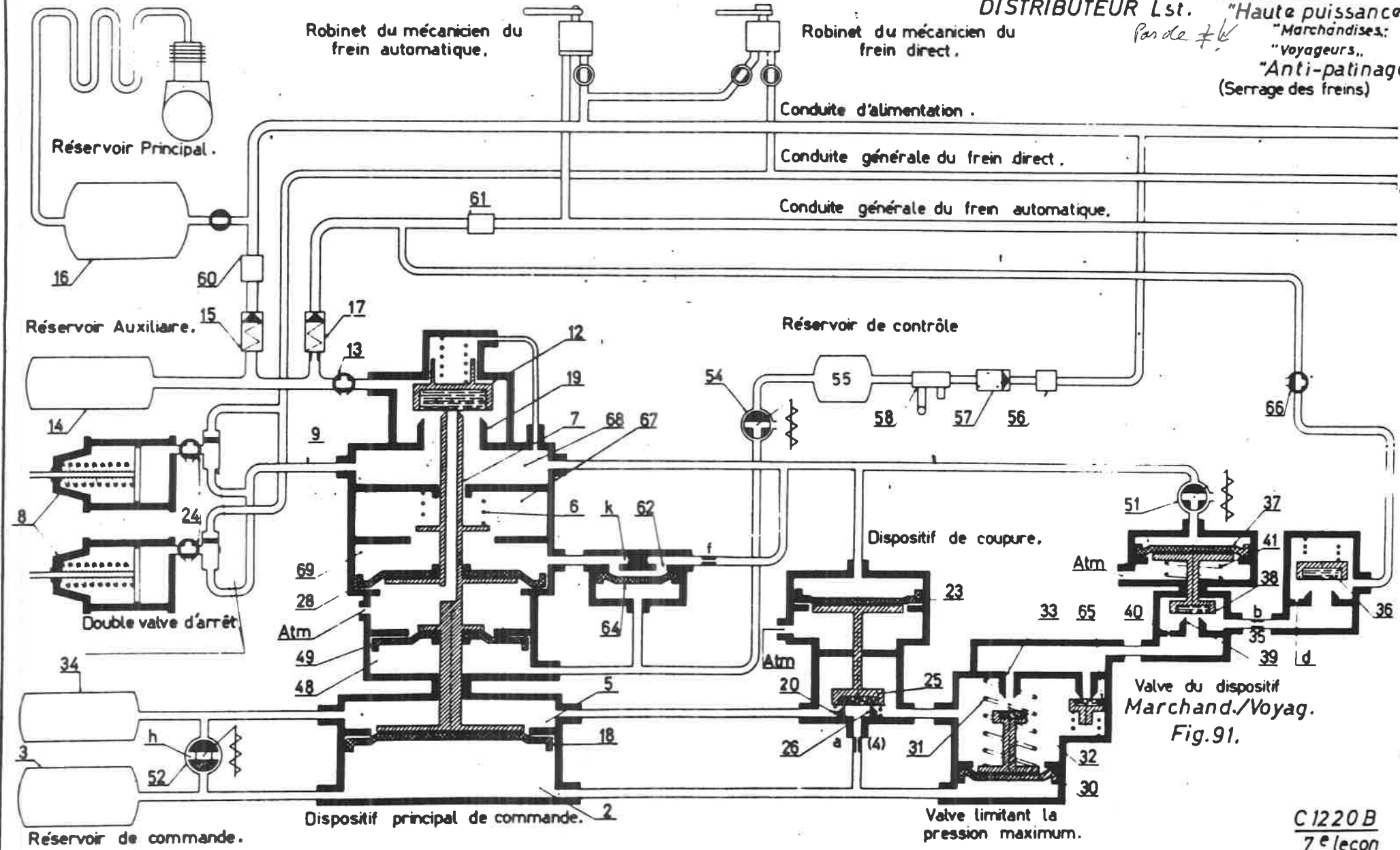
Valve du dispositif
Marchand / Voyag.

Valve limitant la
pression maximum.

Fig. 90.

Annexe: 70.
 "Haute puissance",
 "Marchandises",
 "Voyageurs",
 "Anti-patinage",
 (Serrage des freins)

DISTRIBUTEUR Lst.



S.N.C.B

Enseignement Professionnel

Freinage

Cours 1220 B

II/III

2^e partie

Leçons 8 à 16



4.3.2.5. Le frein antipatinage (fig. 92).

Pour éviter le glissement des roues de la locomotive au démarrage d'un train lourd, il convient d'appliquer les sabots de frein de la locomotive contre les bandages avec une pression d'air de 1 bar environ dans les cylindres de frein.

On peut expliquer l'effet de ce léger freinage comme suit:

L'emballement des roues est provoqué par un manque d'adhérence des rails. Par l'application rapide des blocs de frein on évite que les roues s'emballent et on les oblige de tourner à une allure normale. En plus, par le frottement des blocs de frein sur les bandages, on nettoie et on dépolit les tables de roulement des roues ce qui provoque une meilleure adhérence.

A cet effet, on excite l'électrovalve (54) qui ouvre alors le passage de l'air du réservoir de contrôle (55) vers la chambre (48) du dispositif principal de commande. La pression agit sur la membrane (49) qui pousse la tige creuse (7) vers le haut provoquant ainsi l'alimentation des cylindres de frein par la soupape (12 levée).

La pression dans les cylindres de frein monte très rapidement parce que l'action de la pression du cylindre de frein sur les pistons à membrane (27) et (28), qui doivent repousser la tige creuse vers le bas à l'effet d'arrêter l'alimentation des cylindres de frein dès que la pression voulue y est établie, est retardée.

En effet, la pression du cylindre de frein ne peut agir sur le piston à membrane (27) que lorsque l'air du cylindre de frein a passé, à travers l'orifice (e) de la cloison, c'est-à-dire avec un retard.

La pression du cylindre de frein ne peut agir sur le piston à membrane (28) que lorsque l'air du cylindre de frein a passé à travers l'électrovalve du frein à haute puissance, l'orifice (f) et l'orifice (k) car l'air du réservoir de contrôle agissant sur la membrane (64) a fermé le passage (62).

Le réservoir de contrôle (55) reçoit l'air:

- ou bien de la conduite d'alimentation en passant par le filtre (56), le clapet de retenue (57) et la soupape d'alimentation (58) réglée à 5 bar (fig. 92);
- ou bien de la conduite du frein automatique à travers un orifice calibré.

Une pression de 5 bar dans la chambre (48) donne une pression de 1 bar dans les cylindres de frein. Pour les locomotives électriques avec frein "haute puissance" cette pression est ramenée à 0,75 bar au lieu de 1 bar.

2.

En désexcitant l'électrovalve (54), la chambre (48) est mise en communication avec l'atmosphère et le frein de la locomotive se lâche.

4.3.2.6. Le dispositif "Marchandises-Voyageurs" (fig. 92).

Ce dispositif est commandé par l'électrovalve (51). Le courant électrique est envoyé à la bobine de l'électrovalve par l'intermédiaire d'un commutateur pouvant occuper deux positions:

- position "Voyageurs": (circuit de courant ouvert);
- position "Marchandises": (circuit de courant fermé) (fig. 92).

Position "Voyageurs" (circuit électrique ouvert).

Lors du serrage des freins, l'air de la chambre (5) du dispositif principal et du réservoir (34) s'échappe à travers le dispositif "Marchandises - Voyageurs" par la soupape (38) ouverte et la douille calibrée (35) dont la section est telle que la chute de pression dans le réservoir (34) se produit dans le temps correspondant dû au freinage des trains de voyageurs.

La soupape (36) de retenue n'offre qu'une petite résistance à l'écoulement de l'air.

Position "Marchandises" (électrovalve sous tension).

Dans cette position, l'électrovalve (51) permet à l'air du cylindre de frein d'agir sur la membrane (37) de la valve qui provoque la fermeture de la soupape (38). L'air du réservoir (34) et de la chambre (5) s'échappe par l'orifice (40) et la douille calibrée (35).

Etant donné que la section de l'orifice (40) est plus petite que celle de la douille (35), c'est l'orifice (40) qui règle l'échappement et la chute de pression dans le réservoir (34) et la chambre (5) se produit plus lentement.

Comme la soupape (38) ne peut se fermer que lorsque la pression dans le cylindre de frein surmonte la force du ressort (41), la première chute de pression dans la chambre (5) s'effectue rapidement lors de la mise en action du frein. Il s'ensuit une admission rapide d'air comprimé au cylindre de frein qui provoque une application rapide des sabots sur les bandages des roues. L'augmentation de pression dans les cylindres de frein se fait ensuite lentement comme l'exige le frein des trains de marchandises.

4.3.2.7. Réglage des temps de serrage et de desserrage des freins.

Temps de serrage.

Régime "voyageurs". Les cylindres de frein doivent être remplis à 95 % de la pression maximum en 5 secondes.

C. 1220 B

8e leçon

Régime "Marchandises". La même condition doit être remplie en 20 à 30 secondes.

L'orifice (35) détermine le temps de serrage en régime "Voyageurs" tandis que les orifices (40) et (35) déterminent le temps de serrage en régime "Marchandises".

Temps de desserrage.

Régime "Voyageurs". Les cylindres de frein doivent se vider jusqu'à 0,4 bar en 15 secondes environ (temps réglé par les orifices (d) et (35)).

Régime "Marchandises". La même condition doit être remplie en 35 secondes environ (temps réglé par les orifices (d), (35) et (40) au premier temps et (d), (35) au deuxième temps de desserrage).

4.3.2.8. Electrovalve de desserrage (fig. 92).

Cette électrovalve permet de desserrer le frein automatique de la locomotive alors que les freins de la rame sont encore serrés.

L'électrovalve de desserrage (52) est branchée entre le réservoir (34) en communication avec la chambre (5) et le réservoir de commande (3) en communication avec la chambre (2).

Lorsque le frein automatique est serré, si l'on excite l'électrovalve (52), la chambre (5) est mise en communication avec la chambre (2) et les pressions s'égalisent dans ces deux chambres.

Lorsque, au moyen d'un robinet de mécanicien, le frein est desserré par un à-coup de remplissage, il existe un réel danger de surcharger le réservoir de commande si on excite en même temps l'électrovalve de desserrage.

Pour remédier à cet état de choses, ^{le} plus souvent un limiteur de pression US1 est monté en série avec l'électrovalve de purge. Grâce à cet appareil, le réservoir de commande ne peut être chargé par le réservoir d'expansion à une pression supérieure à 5,3 bar.

L'appareil US1 a été décrit dans le cours 1220 A, chapitre 11.

4.4. Dispositifs pneumatiques complémentaires pour le freinage de la locomotive.

4.4.1. Le frein direct de la locomotive.

Les locomotives disposent de deux freins: le frein automatique et le frein direct.

Le frein automatique est desservi par le robinet de mécanicien du frein automatique et le frein direct par le robinet de mécanicien du frein direct FDI.

Grâce à la double valve d'arrêt, le frein automatique et le frein direct peuvent agir sur les mêmes cylindres de frein (annexe 68, fig. 88).

Lorsqu'on peine avec le frein direct, la double valve d'arrêt isole les appareils du frein automatique, dans le cas contraire, lorsque le frein automatique est actionné, toute liaison avec le frein direct est interrompue.

La double valve d'arrêt comprend un piston se mouvant dans un cylindre. Les deux côtés du piston portent des joints en caoutchouc pouvant fermer ou bien la conduite venant du distributeur, ou bien la conduite du frein direct.

Le cylindre de frein reçoit:

- ou bien l'air venant du réservoir auxiliaire par le distributeur (annexe 68, fig. 88);
- ou bien l'air venant de la conduite du frein direct (annexe 68, fig. 89)

Au cas où le frein direct et le frein automatique sont actionnés en même temps, c'est la pression la plus importante qui est admise dans le cylindre de frein.

4.4.2. L'alimentation du réservoir auxiliaire par la conduite générale (fig. 90).

L'alimentation du réservoir auxiliaire s'effectue également en partant de la conduite générale du frein automatique, par l'intermédiaire d'un clapet de retenue (17) comportant un orifice diaphragmé.

L'alimentation du réservoir auxiliaire en partant de la conduite générale ne s'effectue que lorsque la locomotive est remorquée comme véhicule, étant donné que le réservoir principal de la locomotive est alors vide.

Dans ces conditions, le réservoir auxiliaire est alimenté à la pression de régime de la conduite générale du frein automatique.

Lorsque le compresseur de la locomotive est en service, l'orifice diaphragmé (\varnothing 1 mm) évite, en cas d'inétanchéité du clapet de retenue, une montée rapide de la pression dans la conduite générale du frein automatique ce qui empêcherait le serrage normal des freins.

4.4.3. Les robinets d'isolement (fig. 90).

Sur toutes les locomotives équipées de distributeurs de frein type LST, ce distributeur est entouré de robinets d'isolement qui peuvent remplir chacun une mission bien déterminée.

Le robinet d'isolement (66) est le robinet d'isolement du frein automatique. Il est intercalé entre la conduite générale et le distributeur. Ce robinet comporte une mise à l'atmosphère du tuyau raccordé au distributeur.

La fermeture du robinet interrompt la communication du distributeur avec la conduite générale du frein automatique et provoque la mise à l'atmosphère de la partie de la conduite générale comprise entre le distributeur et le robinet d'isolement, ce qui entraîne le serrage à fond du frein de la locomotive. Le desserrage du frein doit être obtenu ensuite par l'excitation de l'électrovalve de desserrage.

La fermeture du robinet d'isolement (66) n'a aucune influence sur le frein antipatinage, ni sur le frein direct.

Le robinet d'isolement (13) est le robinet permettant d'arrêter l'alimentation du distributeur en cas d'avarie à celui-ci.

Le robinet est intercalé entre le réservoir auxiliaire et la soupape d'admission du dispositif principal. Ce robinet comporte une mise à l'atmosphère du tuyau raccordé au distributeur. La fermeture du robinet interrompt la communication du distributeur avec le réservoir auxiliaire et provoque la mise à l'atmosphère du distributeur.

Les robinets d'isolement (24) sont les robinets d'isolement des cylindres de frein. Ils sont utilisés pour isoler complètement le frein à air en cas d'avarie à la timonerie de frein ou au cylindre de frein ou simplement au cours du remplacement des blocs de frein. Ces robinets comportent une mise à l'atmosphère du tuyau raccordé au cylindre de frein. La fermeture du robinet interrompt l'alimentation du cylindre de frein (aussi bien avec le frein automatique qu'avec le frein direct) et provoque la mise à l'atmosphère du cylindre de frein isolé.

4.4.4. Les électrovalves de commande.

L'électrovalve Oerlikon (fig. 96) comporte les organes ci-après:

- une boîte à soupape (1),
- un électro-aimant (2).

La boîte à soupape comporte deux soupapes (3) et (6) fixées sur la tige (10). La soupape (3) est normalement appuyée sur le siège (4) par l'action du ressort (11). Ce ressort maintient également la soupape (6) sur le siège (7).

Quand la tige (10) est poussée vers le haut, en comprimant le ressort (11), la soupape (3) se lève du siège (4); la soupape (6) quitte le siège (7) et est appuyée sur le siège (5).

6.

L'électro-aimant comporte une bobine (8) et un noyau en fer doux (9). Quand un courant électrique parcourt la bobine, le noyau est attiré à l'intérieur de la bobine et pousse la tige (10) vers le haut. Quand le courant électrique est interrompu, le noyau (9) tombe par son propre poids et la tige (10) revient à sa position initiale par suite de l'effort du ressort (11).

Ces électrovalves permettent d'ouvrir ou de fermer les circuits pneumatiques qui sont nécessaires pour le fonctionnement du distributeur LST.

4.4.4.1. Electrovalve (51) de commutation marchandises-voyageurs.

Quand le circuit électrique est établi, le piston à membrane (37) (fig. 93) doit se trouver en communication avec le cylindre de frein; quand il est interrompu, le piston à membrane (37) doit se trouver en communication avec l'atmosphère.

A cet effet, les orifices de l'électrovalve sont reliés comme suit (fig. 96):

- I. Cylindre de frein;
- II. Valve de commutation "marchandises-voyageurs";
- III. Atmosphère;
- IV. Atmosphère.

4.4.4.2. Electrovalve (52) pour le desserrage du frein.

Quand le circuit électrique est interrompu, la liaison entre les réservoirs (3) et (34) doit être interrompue. Quand le circuit électrique est établi, les deux réservoirs doivent se trouver en communication.

A cet effet, les orifices de l'électrovalve sont reliés comme suit:

- I. Réservoir (3);
- II. Réservoir (34) avec orifice calibré dans la nippelle de l'électrovalve;
- III. A boucher (sinon le réservoir (34) se vide par III lorsque la bobine est désexcitée);
- IV. Atmosphère.

L'orifice calibré dans la nippelle de l'électrovalve empêche une égalisation trop rapide des pressions dans les réservoirs (34) et (3).

Il est donc possible de lâcher partiellement les freins de la locomotive en excitant l'électrovalve pendant une courte durée.

4.4.4.3. Electrovalve (53) du frein à haute puissance.

Quand le circuit électrique est interrompu, les chambres (68) et (69) doivent se trouver en communication. Quand la bobine est excitée, la chambre (69) doit se trouver en communication avec l'atmosphère.

A cet effet, les orifices de l'électrovalve sont reliés comme suit:

- I. A boucher;
- II. Chambre (68);
- III. Chambre (69);
- IV. Atmosphère.

4.4.4.4. Electrovalve (54) du frein antipatinage.

Quand le circuit électrique est établi, le réservoir de contrôle (55) doit se trouver en communication avec la chambre (48) du distributeur principal; quand le circuit électrique est interrompu, la chambre (58) doit se trouver en communication avec l'atmosphère.

A cet effet, les orifices de l'électrovalve sont reliés comme suit:

- I. Réservoir de contrôle;
- II. Chambre (48);
- III. Atmosphère;
- IV. Atmosphère.

4.4.5. Le limiteur de pression US1.

Le limiteur de pression décrit dans le point 11.4.1 du cours 1220 A est mis en série avec l'électrovalve de desserrage entre le réservoir d'expansion et le réservoir de commande. Cette disposition sert à éviter les calages de frein éventuels sur la locomotive lorsqu'on excite l'électrovalve pendant l'à-coup de remplissage.

En effet, lors de l'à-coup de remplissage donné par un robinet de mécanicien FV4, la pression dans le réservoir d'expansion peut monter à une valeur de 6 à 6,5 bar. Si on excite à ce moment l'électrovalve de desserrage, la pression dans le réservoir de commande monterait à une pression inadmissible. Si on interrompt à ce moment l'excitation de l'électrovalve, avant la disparition de l'à-coup de remplissage, on provoquerait un calage de frein au moment de la disparition de l'à-coup de remplissage.

Le limiteur de pression US 1 limite, dans les circonstances décrites ci-dessus, la pression à 5,3 bar dans le réservoir de commande, ce qui évite les calages de frein.

4.5. Utilisation du distributeur LST.

4.5.1. Aperçu des types utilisés.

Le distributeur LST est construit en partant des éléments de base suivant le principe d'une boîte de construction.

Suivant la nature et le nombre de ces éléments de base standard utilisés dans la composition, on obtient un distributeur possédant des propriétés appropriées.

8.

A cet effet, le distributeur comporte un support à deux surfaces d'appui (fig. 84). A la surface verticale est attaché l'organe principal tandis que la surface horizontale porte une, deux ou trois boîtes à soupapes.

Le distributeur type LST est utilisé sur les locomotives comme indiqué dans le tableau de la dernière page de cette leçon.

Ce tableau nous fournit en même temps les informations nécessaires concernant les caractéristiques du distributeur ("R" = haute puissance ou frein autovariable en fonction de la vitesse; "P" = régime "voyageurs", "G" = régime "marchandises", "A-0,75" = frein antipatinage avec une pression de freinage de 0,75 bar, "A-1,0" = frein antipatinage avec une pression de freinage de 1,0 bar, "E" pour combinaison avec frein électro-dynamique).

Dans la colonne "composition" du tableau suivant les symboles utilisés ont les significations suivantes:

Caractéristiques des organes entrant dans la composition des distributeurs LST.

A. Organe principal.

Symbole	N° nomenclature	Basse pression	Haute pression	Anti-patinage		pour support.		Frein dynm.
				0,75 bar	1,00 bar	ancien	nouveau	
A1	673.23.121.14	x	-	-	-	-	x	-
A2	673.25.001.14	x	-	-	x	-	x	-
A3	573.22.801.14	x	x	x	-	-	x	-
A4	673.23.016.14	x	x	-	x	-	x	-
A5	673.22.906.14	x	-	-	x	x	-	-
A6	573.22.010.14	x	x	x	-	-	x	x

B. Bloc "Limiteur de pression - dispositif de coupure".

- B1 : 573.25.201.14, pour régime "P"
 B2 : 573.22.803.14, " " "G-P"
 B3 : 573.22.030.14, " " "G-P" et le montage des transducteurs de pression

C. Bloc "voyageurs"marchandises".

- C1 : 573.22.502.14, réalisation normale, pour combinaison avec B2
 C2 : 573.22.050.14, pour montage des transducteurs de pression

C. Bloc intercalaire entre l'organe principal et le support.

D1 : 573.22.070.14, avec EV pour frein combiné E et D.

E. Bloc "transducteur".

E1 : 573.22.090.14, monté sur B3

4.5.2. Description des différentes sortes de distributeurs LST en usage.

4.5.2.1. Le distributeur GPRA (fig. 90).

Ce distributeur comprend un dispositif marchandises-voyageurs (GP) un dispositif basse pression - haute pression (P-R) et un dispositif d'antipatinage (A).

Sur les locomotives électriques la pression d'antipatinage s'élève à 0,75 bar. Sur les locomotives diesel cette pression s'élève à 1,00 bar.

4.5.2.2. Le distributeur PRA (fig. 98).

Ce distributeur est différent du précédent par le fait que le dispositif "marchandises-voyageurs" n'existe pas. Sur le support, un bouchon est mis à la place de l'électrovalve "G.P."

4.5.2.3. Le distributeur GPA pour le régime de freinage ordinaire.

Les distributeurs destinés aux locomotives qui n'ont pas le frein à haute puissance (locomotives destinées à remorquer des trains à vitesse limitée), ne comportent pas de piston à membrane (27). Ce type de distributeur est représenté à la fig. 92. Toutefois, pour certains repères mentionnés ci-dessous, voir la fig. 90.

Le raccordement de la chambre au-dessus du piston à membrane (28) avec l'électrovalve est bouché. Le bouchon (63) se trouvant dans le support du distributeur est enlevé, ce qui permet à l'air du cylindre de frein d'arriver dans la chambre au-dessus du piston à membrane (28). Pour éviter que l'air du cylindre de frein arrive également dans cette chambre par l'orifice (e) dans la cloison (le piston à membrane (27) est enlevé), cet orifice est bouché dans ce type de distributeur.

4.5.2.4. Le distributeur GP pour le régime de freinage ordinaire.

Ce distributeur est différent du précédent par l'absence du dispositif anti-patinage. Sur le support, un bouchon est mis à la place de l'électrovalve.

4.5.2.5. Le distributeur P pour le régime "voyageurs" (fig. ¹⁰⁰99).

Ce distributeur est destiné aux locomotives qui ne comportent ni le frein à haute puissance, ni le frein "marchandises" (locomotives destinées aux manoeuvres de gare).

10.

Il ne comporte pas de piston à membrane (27), ni de dispositif "marchandises-voyageurs".

Ce type de distributeur est représenté à la fig. 100.

Equipement des locomotives.

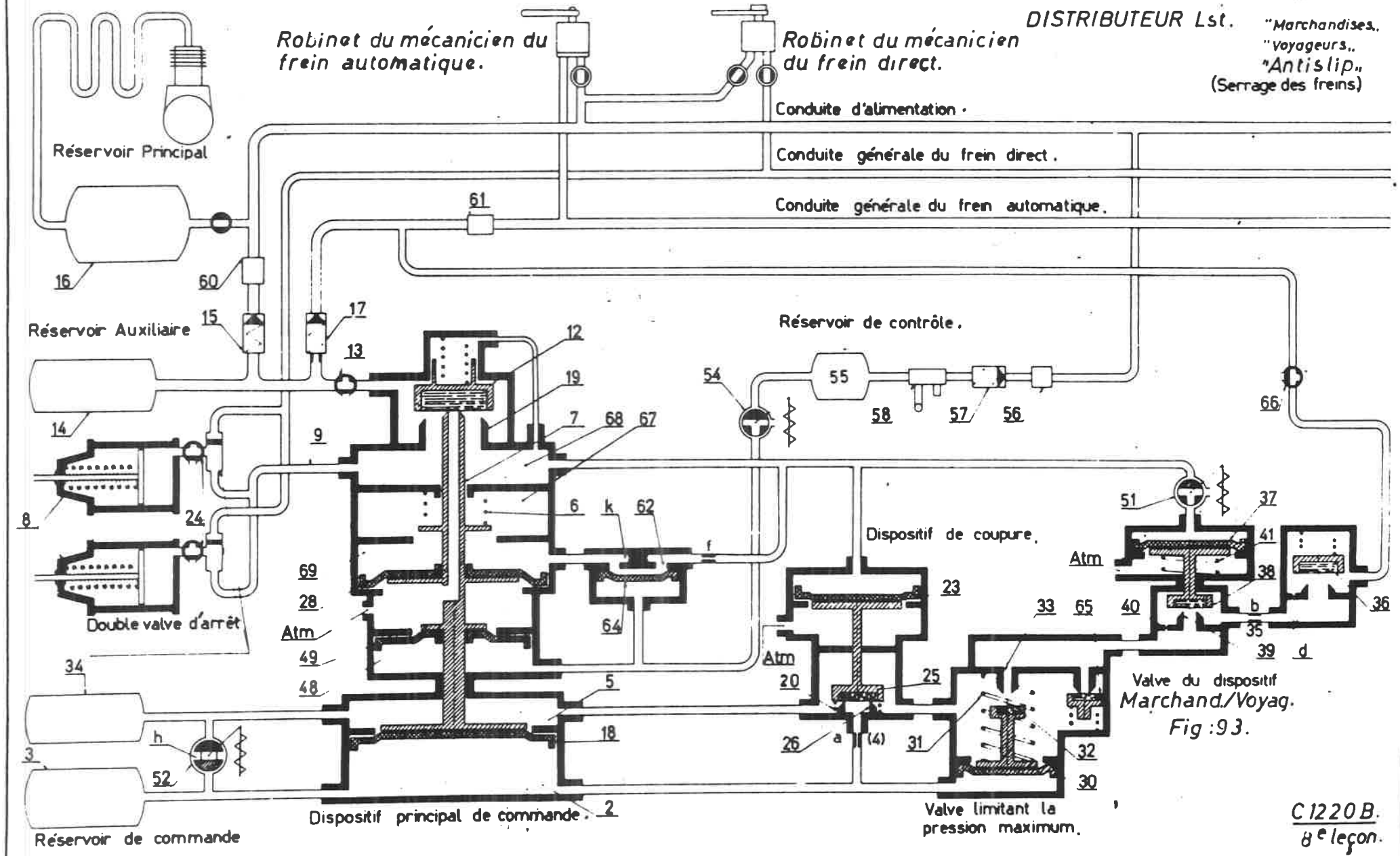
Loc. série	G	P	R	Anti-pati- nagé		E	Composition
				0,75	1,00		
15-16	-	x	x	x	-	-	A3 + B1
18	-	x	x ¹⁾	x	-	-	A3 + B1
20	x	x	x	x	-	x	A6 + B3+C2+D1+E1
22-23-24-25-(26	x	x	x	x	-	-	A3 + B2 + C1
28	x	x	-	-	x	-	A2 + B2 + C1
29	x	x	-	-	-	-	A1 + B2 + C1
50	x	x	x	-	x	-	A4 + B2 + C1
<u>51-52-53-54</u>	x	x	-	-	x	-	A2 + B2 + C1
55	x	x	x	-	x	-	A4 + B2 + C1
60-62-64-65	x	x	-	-	x	-	A2 + B2 + C1
66	x	x	-	-	x	-	A2 + B2 + C1
70	x	x	-	-	x	-	A2 + B2 + C1
71	x	x	-	-	-	-	
72	-	x	-	-	-	-	A1 + B1
73	x	x	-	-	-	-	A1 + B2 + C1
80-81	-	x	-	-	-	-	A1 + B1
82	x	x	-	-	-	-	A1 + B2 + C1
83-84-85	-	x	-	-	-	-	A1 + B1
92	-	x	-	-	-	-	A1 + B1

G : régime marchandises - P : régime voyageurs basse pression

R : haute pression - E : dispositif pour le freinage dynamique et pneumatique combiné

1) 6 bar et seulement dans le cas d'un freinage d'urgence sur le réseau DB.

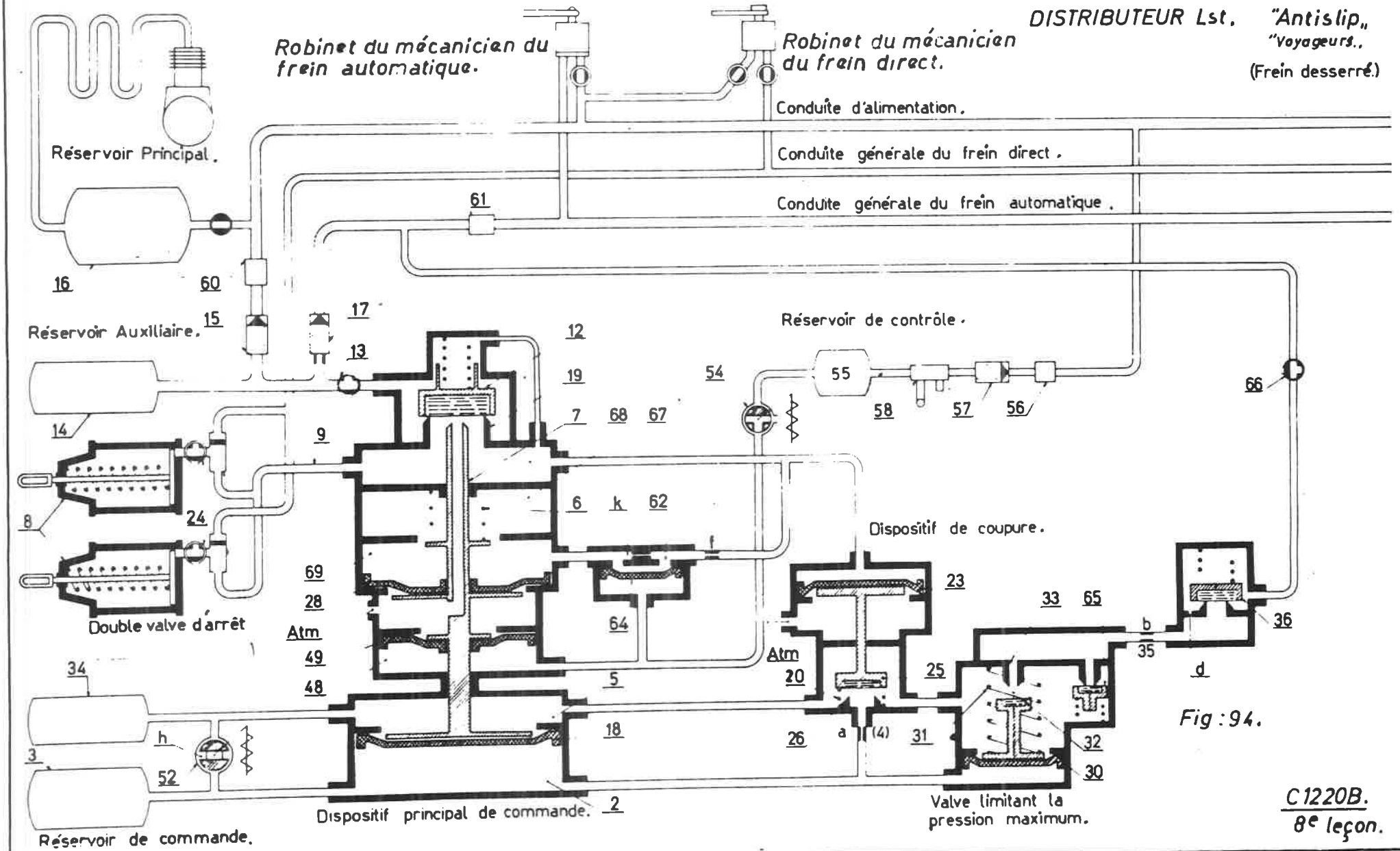
DISTRIBUTEUR Lst. "Marchandises,"
"Voyageurs,"
"Antislip,"
(Serrage des freins)



Valve du dispositif
Marchand/Voyag.
Fig:93.

Annexe: 73.

DISTRIBUTEUR Lst. "Antislip,"
"Voyageurs,"
(Frein desserré.)



Annexe: 74.

DISTRIBUTEUR Lst. "Antislip,"
"Voyageurs."

(Serrage des freins)

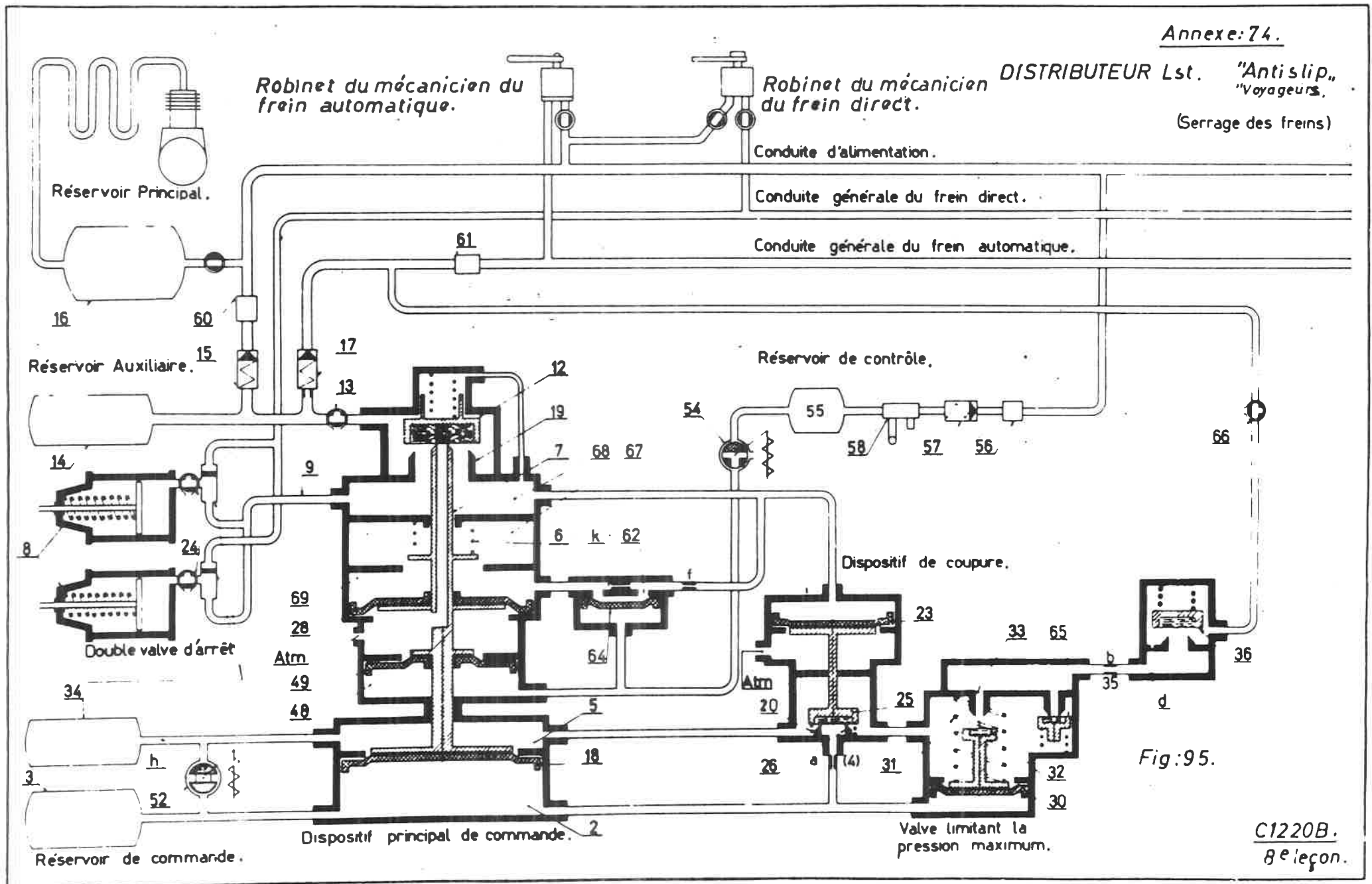


Fig: 95.

C1220B.
8^e leçon.

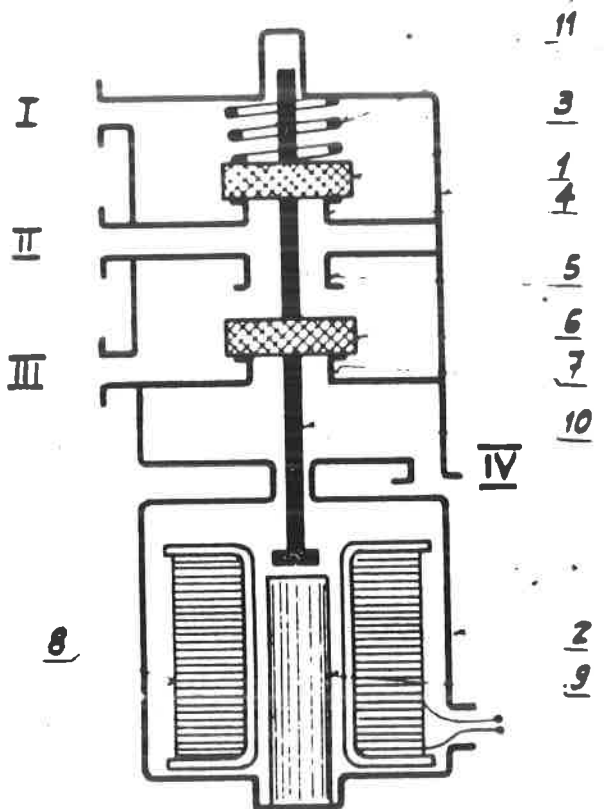
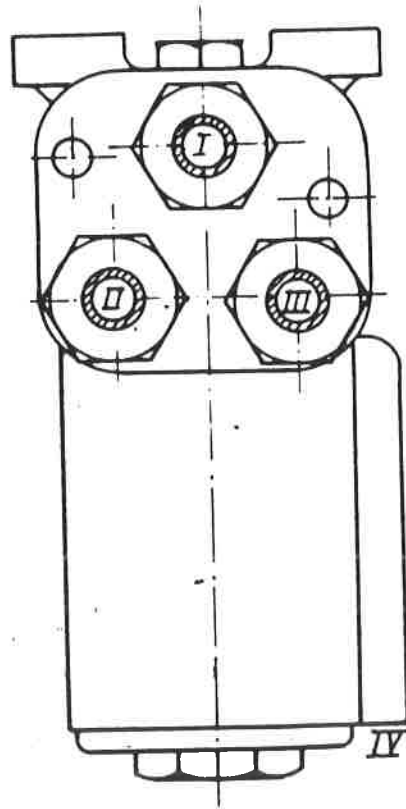


Fig: 96.

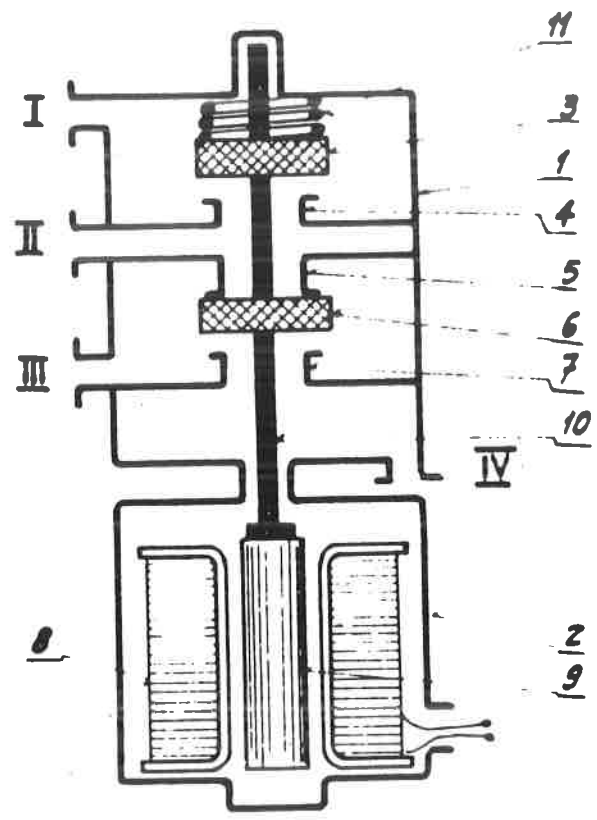


Fig: 97.

"Haute puissance," R.
"Voyageur," P.
"Antislip," A
(Serrage des freins.)

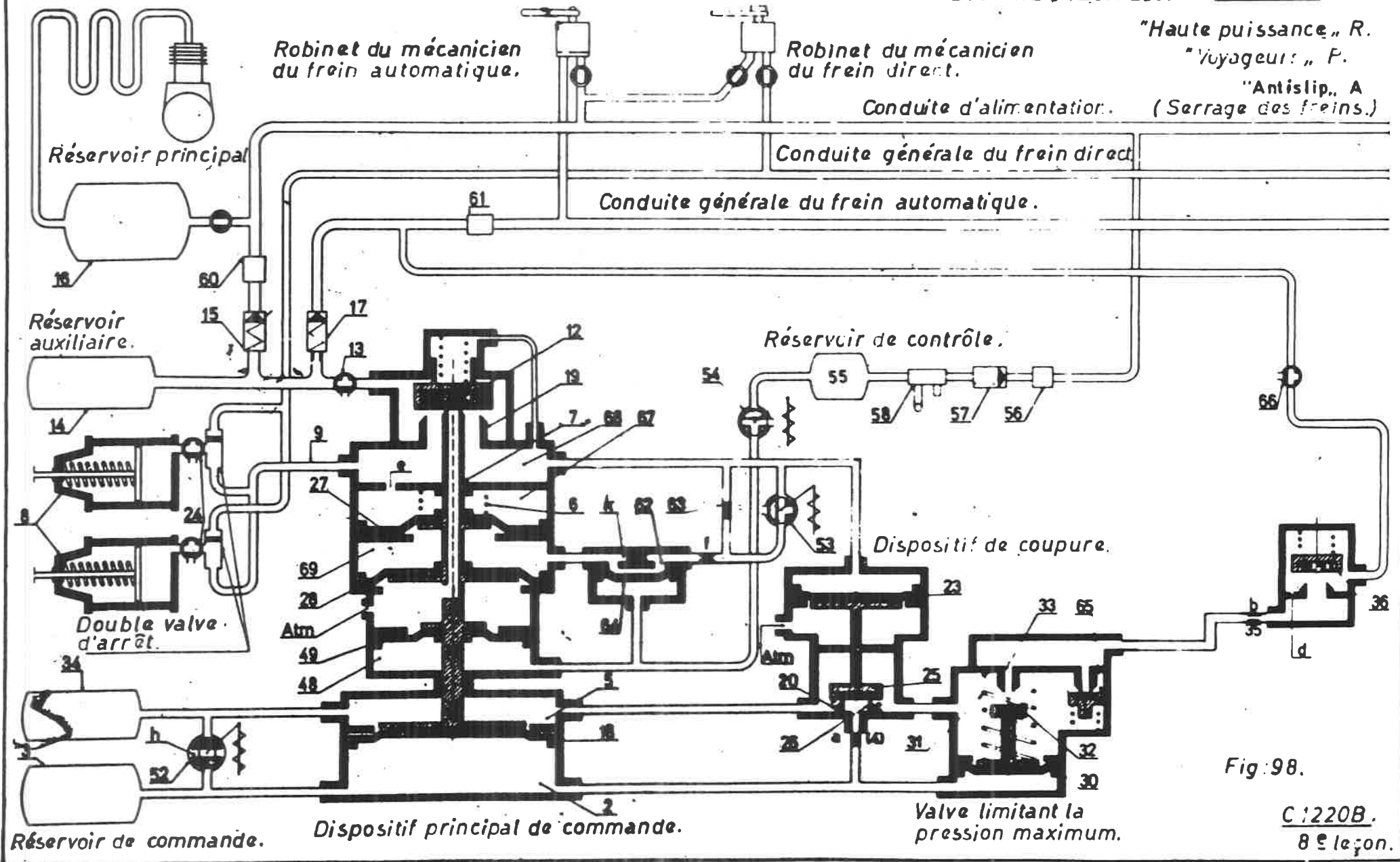


Fig: 98.

DISTRIBUTEUR Lst.

Annexe : 77
"Marchandises" G.
"Voyageurs" P.
(Frein desserré.)

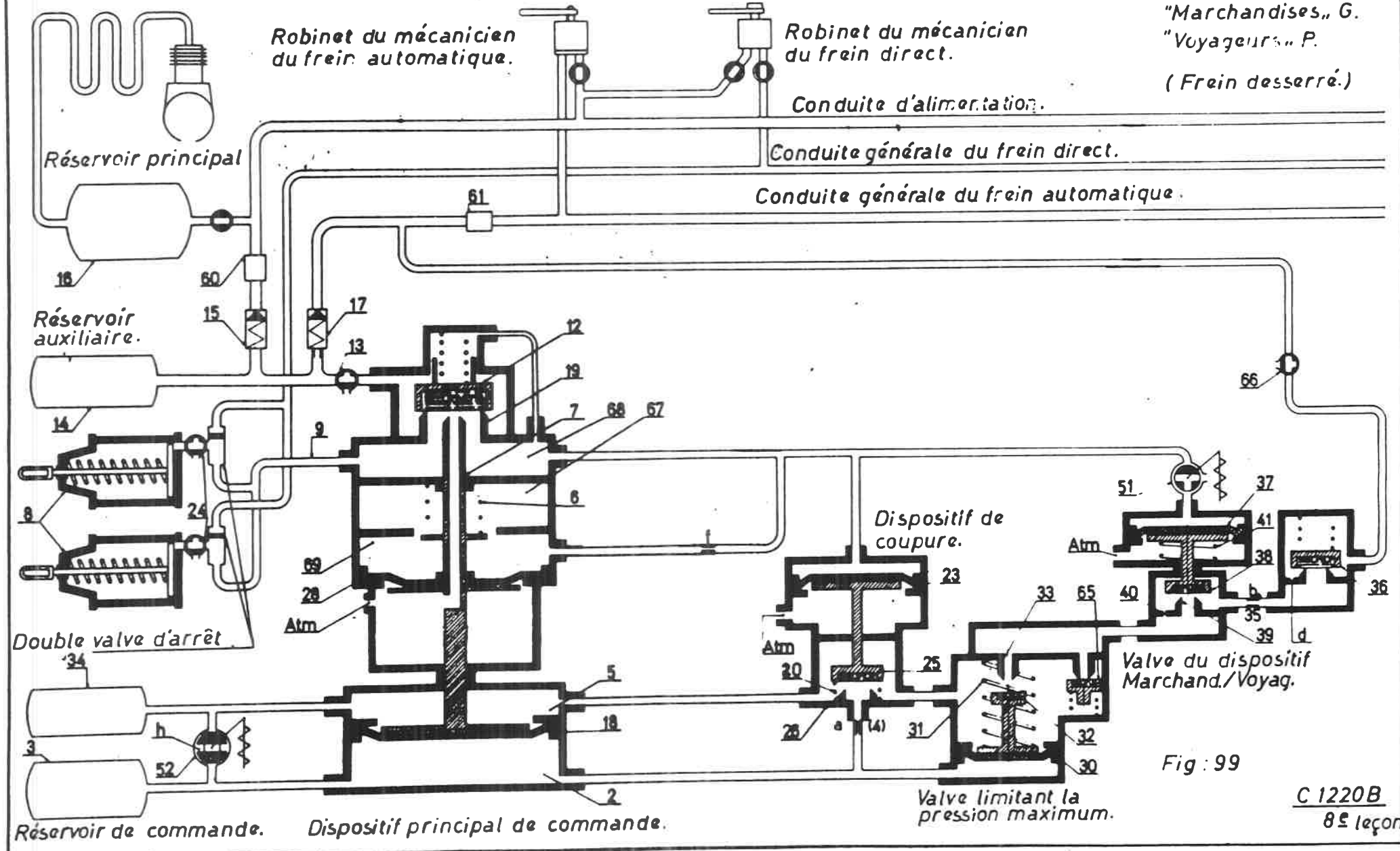
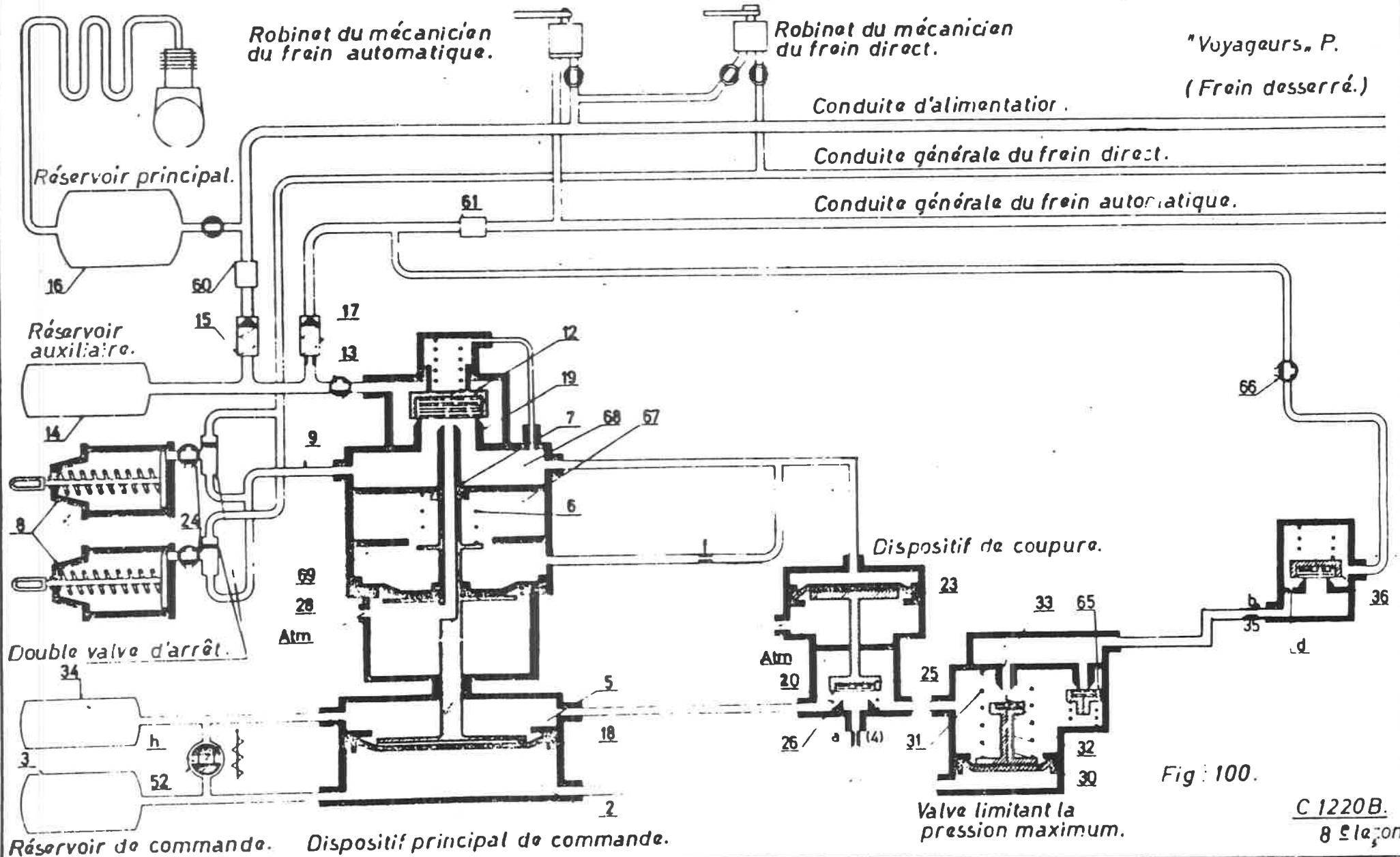


Fig : 99



9e leçon.

4.6. Le distributeur LST - 403 pour le freinage pneumatique et rhéostatique combiné et l'unité électronique LSE 100.

4.6.1. Introduction.

Les locomotives de la série 20 sont équipées d'un frein rhéostatique puissant, utilisant l'adhérence totale pour des vitesses comprises entre 40 et 85 km/h.

Au-dessus de 85 km/h l'effort du freinage rhéostatique diminue lorsque la vitesse augmente; en dessous de 40 km/h l'effort de freinage diminue lorsque la vitesse décroît.

En conséquence, le frein pneumatique normal doit être mis complètement hors service pour les vitesses comprises entre 40 et 85 km/h.

Pour les vitesses en dessous de 40 km/h ou au-dessus de 85 km/h, il ne doit intervenir que pour compenser l'insuffisance du frein rhéostatique.

4.6.2. Principe de commande du frein rhéostatique (fig. 101).

Pour la clarté de l'exposé, la fig. 101 a été fortement simplifiée.

Sur le réservoir d'expansion du distributeur LST d'un bogie, il est branché un transducteur de pression DT, qui émet une tension électrique proportionnelle à la baisse de pression en regard de la valeur normale de 5 bar, de manière que le signal maximum soit émis pour une pression de 3,5 bar dans le réservoir d'expansion.

Ce signal, par l'intermédiaire d'un relais-contacteur K, ne peut être transmis que, pour autant que la dépression initiale soit égale ou supérieure à 0,3 bar.

Lorsque la chute de pression dépasse 0,3 bar, le signal du transducteur est communiqué à l'appareillage de commande et de réglage du frein rhéostatique.

Dans la fig. 102 est représentée la valeur de l'effort du frein rhéostatique installé, en fonction de la vitesse et de la dépression D_p dans la conduite du frein automatique.

4.6.3. Freinage pneumatique complémentaire.

Dans le graphique inférieur de la fig. 102 il est démontré que :

- dans la zone des petites vitesses l'effort de freinage rhéostatique est toujours insuffisant. Il doit être renforcé ou même remplacé par un effort de freinage pneumatique.

C. 1220 B.

2.

- dans la zone des grandes vitesses, lorsqu'il est demandé des efforts de freinage élevés, l'effort de freinage rhéostatique doit être renforcé d'une même manière.

Le graphique supérieur de la fig. 102 représente les pressions aux cylindres de frein nécessaires pour obtenir un effort de freinage à peu près constant en combinaison avec le frein rhéostatique.

4.6.4. Principe de la réduction de la pression dans le cylindre de frein proportionnellement avec l'effort du frein rhéostatique.

4.6.4.1. Description du distributeur LST - 403.

Dans la fig. 103 le distributeur LST-403 est représenté schématiquement.

Le distributeur LST 403 est obtenu en partant d'un distributeur LST en ajoutant ou en modifiant les organes suivants :

- un transducteur de pression T S 2 qui mesure la pression dans la chambre (165) et émet une tension électrique proportionnelle à cette pression;
- un transducteur de pression T S 1 qui mesure la différence de pression entre le réservoir de commande (3) et le réservoir d'expansion (34) et émet une tension électrique proportionnelle à cette différence de pression;
- un piston à membrane (162), qui mis sous pression, pousse l'ensemble du piston différentiel vers le bas. La capacité (166) sert comme chambre d'expansion pour la chambre (165);
- deux électrovalves, EV 1 et EV 2, la première placée entre le réservoir auxiliaire et la chambre (165), la seconde entre la chambre (165) et l'atmosphère;
- le dispositif de coupure modifié, le piston (167) est soumis à la même pression que le piston (162);
La soupape 25 est sur son siège quel que soit le type de frein utilisé (pneumatique ou rhéostatique).
- le dispositif "voyageurs-marchandises" modifié, dans lequel la pression de commande n'est plus fournie par le cylindre de frein mais par une conduite de commande (EV 51 et membrane 37).

4.6.4.2. Fonctionnement simplifié. (fig. 103 et 104).

A. Freins desserrés.

"Freins desserrés" implique que :

- il n'y a pas de différence de pression entre le réservoir de commande et le réservoir d'expansion. En conséquence le signal de T S 1 est nul;

C. 1220 B

9e leçon.

- il n'y a pas de pression dans le cylindre de frein. En conséquence le signal de T S 2 est nul;
- la pression dans la conduite du frein automatique est stabilisée à 5 bar. En conséquence le signal de DT est aussi nul.

Les électrovalves EV 1 et EV 2 ne sont pas excitées, ce qui veut dire que la chambre (165) est en communication avec l'atmosphère et isolée du réservoir auxiliaire.

B. Serrage des freins.

Lorsque la pression de la conduite automatique chute :

- le piston 18 subit un effort vers le haut qui est proportionnel à la réduction de pression, ce qui provoque le remplissage des cylindres de frein;
- le frein rhéostatique est mis en service;
- les électrovalves EV 1 et EV 2 sont excitées d'une manière appropriée et pendant des intervalles appropriés, par l'intermédiaire d'un appareillage électronique, de sorte que dans la chambre (165) une pression proportionnelle avec l'effort du frein rhéostatique, est installée.

Lorsque cette pression proportionnelle, dans la chambre (165), est telle que l'effort exercé vers le bas sur le piston (162) est égal ou plus grand que l'effort agissant vers le haut sur le piston (18), les cylindres de frein restent en communication avec l'atmosphère par la tige creuse (7). L'effort du frein pneumatique est nul. Le frein rhéostatique seul fournit l'effort de freinage nécessaire.

Lorsque la pression dans la chambre (165) est telle que l'effort exercé vers le bas sur le piston (162) est plus petit que l'effort agissant vers le haut sur le piston (18), un effort agit vers le haut sur l'ensemble du piston différentiel. Cet effort est égal à la différence des efforts travaillant sur les pistons (18) et (162).

La soupape (12) est ouverte par cette différence d'efforts jusqu'au moment où dans les cylindres de frein et dans la chambre (67) ou (69) (suivant la vitesse) une pression est installée telle que les efforts agissant sur les pistons (27) et (28) augmentés de l'effort sur le piston (162), font équilibre avec l'effort agissant sur le piston (18).

En conséquence, dans les cylindres de frein il existe dans chaque cas, la pression nécessaire mais pas supérieure à ce qu'il est nécessaire, pour compléter d'une manière pneumatique le frein rhéostatique de telle façon qu'ils fournissent ensemble l'effort de freinage demandé.

4.

4.6.5. Description et fonctionnement simplifiés de l'appareillage électronique pour le freinage rhéostatique et pneumatique combiné.

4.6.5.1. Description.

Chaque locomotive possède deux distributeurs LST.

L'installation comprend : (voir fig. 104)

- Dans chaque distributeur un transducteur de pression TS 1 (bogie 1) et TS 3 (bogie 2) qui mesurent chacun la différence de pression entre le réservoir d'expansion et le réservoir de commande en produisant un signal électrique proportionnel à cette différence.

Le signal électrique est dirigé vers l'appareillage de réglage du frein électro-dynamique. A condition que l'unité électronique LSE 100 l'autorise, cet appareillage fait fonctionner le frein électro-dynamique et dirige par ligne (ou par hâcheur), un signal proportionnel à l'effort de freinage électro-dynamique aux amplificateurs A 5 de l'unité électronique LSE 100 (fig. 105) une unité LSE 100 (fig. 105) comprenant deux moitiés identiques, (sauf en ce qui concerne l'alimentation, c.-à-d. une par bogie ou par hâcheur.

Par bogie ou par hâcheur, l'unité LSE 100 comprend :

- l'amplificateur A 5, déjà mentionné;
- les amplificateurs A 1 et A 2 pour l'amplification des signaux en provenance de TS 1 et T S 2 (pour l'autre bogie TS 3 et TS 4);
- le comparateur LD 1 dont le rôle est de vérifier si le signal émis par TS 1 dépasse une valeur pré-réglée;
- le comparateur LD 2 dont le rôle est de vérifier si le signal émis par TS 2 est compris entre une valeur minimale et maximale pré-réglées;
- les comparateurs A 3 et A 4 comparant les signaux venant de A 2 et A 5;
- les *portes* GT 1, GT 2 et GT 3;
- un relais K, commandant, lorsque ses contacts sont fermés, pour les circuits de puissance, la position "freinage".

Les électrovalves EV 1 et EV 2 ne font pas partie du LSE 100 mais du distributeur LST 403.

4.6.5.2. Fonctionnement.

A. Le distributeur n'a commandé aucun freinage.

Le transducteur TS 1 ne donne aucun signal.

Le relais K n'est pas excité et ses contacts sont ouverts. Le freinage rhéostatique n'est pas demandé. Il est possible de tractionner.

En même temps les entrées des portes GT 2 et GT 3 ne sont pas libérées. De ce fait les électrovalves EV 1 et EV 2 ne sont pas excitées. En conséquence la chambre 162 est mise à l'atmosphère et en même temps isolée du réservoir auxiliaire.

B. Le distributeur a commandé un freinage.

Le transducteur TS 1 émet un signal qui est amplifié par A 1.

Lorsque ce signal amplifié dépasse le seuil préréglé du comparateur L D 1 (C.-à-d. lorsque la différence de pression entre réservoir de commande et réservoir d'expansion du distributeur LST atteint au moins 0,3 bar), le comparateur commande :

- l'excitation du relais K autorisant un freinage rhéostatique;
- la libération des entrées correspondantes des portes GT 2 et GT 3, de manière que les électrovalves EV 1 et EV 2 soient influencées par les comparateurs A 3 - A 4, pour autant que les entrées commandées par LD 2 soient libérées.

Le comparateur LD 2 libère les entrées correspondantes des portes GT 2 et GT 3 pour autant que le signal proportionnel au freinage rhéostatique réalisé, appliqué sur A 5, soit compris entre 2,5 et 6 volt.

Pour un signal plus petit que 2,5 V il n'y a pas de freinage rhéostatique et le freinage pneumatique ne peut pas être influencé.

Lorsque le signal est plus grand que 6 V, il faut conclure qu'un signal erroné est appliqué sur A 5 et le freinage pneumatique ne peut pas être influencé. Enfin, les comparateurs A 3 et A 4 comprennent tous les deux les signaux u_p (signal amplifié de T S 2) et u_c .

Lorsque $u_c > u_p$:

- A 4 commande par GT 3 l'excitation de EV 1, c.-à-d. une augmentation de pression dans la chambre 162;
- A 3 commande par GT 1 et GT 2 l'excitation de EV 2, c.-à-d., que l'air compris dans la chambre 162 y est retenu.

Résultat : la pression monte dans la chambre 162.

6.

Lorsque $u_p > u_c$:

- l'électrovalve EV 1 n'est pas excitée (il n'y a pas d'admission d'air dans la chambre 162)
- A 3 commande par GT 1 la coupure du courant vers l'électrovalve EV 2. (la chambre 162 est mise à l'atmosphère).

Résultat : la pression dans la chambre 162 *diminue*.

Lorsque $u_p = u_c$:

- l'électrovalve EV 1 n'est pas excitée (il n'y a pas d'admission d'air dans la chambre 162).
- A 3 commande par GT 1 et GT 2 l'excitation de l'électrovalve EV 2, c.-à-d. l'air compris dans la chambre 162 y est retenu.

Résultat : la pression dans la chambre 162 reste constante.

De cette façon on obtient dans la chambre 162 une pression proportionnelle au freinage rhéostatique réellement réalisé.

4.7. Utilisation des distributeurs LST.

Choix du régime de freinage.

4.7.1. Locomotives équipées de(s) distributeur(s) GPR (marchandises - voyageurs - freinage à deux étages de pression).

Sur ces locomotives on doit mettre le sélecteur du régime de freinage :

- 4.7.1.1. - dans la position G = "Marchandises", lorsque la locomotive remorque un train de marchandises pour lequel il est prévu de freiner les véhicules en régime "marchandises".

Il s'agit des trains de la catégorie "HKM-G" dont la vitesse maximale est limitée à 80 km/h.

Le conducteur de train est avisé suivant les prescriptions du RGM 2.3.4.2 qu'il conduit un train appartenant à cette catégorie.

- 4.7.1.2. - dans la position R = freinage à deux étages de pression, pour :

- 1) les parcours à vide;
- 2) les manoeuvres;
- 3) la remorque des trains de voyageurs;

- 4) la remorque des trains de marchandises pour lequel il est prévu de freiner les véhicules en régime "voyageurs".

Il s'agit des trains des catégories HKV et HKI - HKM-P.

Lorsque la réglementation prévoit qu'il faut tenir compte du poids et du poids-frein de la locomotive de remorque, le personnel de factage doit faire usage des poids-frein se trouvant dans la colonne "R" du tableau du RGM. 2.3.4.2.

4.7.1.3. Remarques.

- a) Les séries des locomotives électriques des séries 20, 22, 24, 25, 26 et 50 n'ont pas une position "R", quoiqu'elles sont équipées des distributeurs G-P-R.

Toutefois, le régime "R" y est en service, lorsque (avec le sélecteur sur "P"), la poignée du robinet de mécanicien Oerlikon FV 3 ou FV 4 est placée dans la position freinage d'urgence IV. Dans cette position de la poignée, le contacteur CRM ferme le circuit de l'électrovalve haute puissance.

Sauf pour les locomotives des séries 20 et 26, la pression de freinage, ainsi obtenue, descend jusqu'à celle prévue pour le régime "P" au moment où la vitesse tombe en dessous de 50 km/h.

- b) Sur les locomotives des séries 20 et 26 la pression normale de 7 bar est obtenue et retenue lorsqu'une ou plusieurs des conditions citées ci-après sont remplies :

- emploi du frein direct;
- freinage d'urgence dans la position IV du robinet FV 4;
- fonctionnement de la veille automatique;
- élimination de la veille automatique et freinage maximal avec le frein automatique.

Cette pression de freinage est obtenue pour une vitesse quelconque au moment du freinage et quel que soit le régime de freinage (G ou P).

- c) Seules les locomotives de la série 55 sont équipées d'un sélecteur avec 3 positions G, P et R.

8.

d) Lorsque la locomotive est remorquée, le frein travaille toujours en régime "P", quelle que soit la position du sélecteur.

En effet, lorsque l'inverseur de marche se trouve dans la position neutre, les électrovalves "G" et "R" ne peuvent pas être excitées.

4.7.2. Locomotives équipées de(s) distributeur(s) G-P (Marchandises - voyageurs).

Sur ces locomotives, le sélecteur doit se trouver :

- sur la position G, dans les cas cités au paragraphe 4.7.1.1;
- sur la position P, dans les cas cités au paragraphe 4.7.1.2.

4.7.3. Locomotives équipées de(s) distributeur(s) P-R (voyageurs - freinage à deux étages).

Les locomotives des séries 15 et 16 ne sont pas équipées d'un sélecteur G-P-R, parce que ces locomotives ne doivent pas remorquer des trains de marchandises.

De plus, lorsque l'inverseur est placé en position "marche avant" ou "marche arrière", le régime à deux étages de pression est toujours en service.

4.7.4. Cas spéciaux.

4.7.4.1. Locomotives des séries 52-53 et 55.

Ces locomotives sont équipées d'un frein rhéostatique. La mise en service de ce frein élimine automatiquement et complètement le frein automatique par l'excitation de l'électrovalve de purge.

Lors d'un freinage d'urgence le frein rhéostatique est éliminé et le frein automatique est remis en service.

4.7.4.2. Locomotives de la série 23.

Ces locomotives sont équipées d'un frein à récupération.

La mise en service de ce frein élimine le frein automatique de la locomotive par l'excitation des électrovalves qui interrompent la liaison entre distributeur et cylindres de frein.

4.7.4.3. Locomotives série 18.

Quoique ces locomotives soient équipées des blocs de freins en matière composite et de ce fait n'ont besoin que d'un distributeur à un seul étage de pression, elles possèdent un distributeur du type PR.

En plus elles sont équipées d'un frein rhéostatique qui est commandé, comme le frein pneumatique automatique par une dépression dans la conduite du frein automatique. Les deux systèmes de frein fonctionnent en même temps.

Lorsqu'un freinage est commandé, la préparation des circuits pour le freinage rhéostatique demande un certain temps, de sorte que, lors d'un freinage d'urgence (sur le réseau DB = 15 kV) :

- le régime R est utilisé aussi longtemps que le frein rhéostatique n'est pas réellement en service;
- le régime P est utilisé dès le moment que le frein rhéostatique est efficace.

4.7.4.4. Les locomotives série 20 (voir aussi les points 4.7.1.3 a et b).

Les locomotives série 20 sont équipées d'un frein rhéostatique puissant, fournissant un effort de freinage proportionnel à la dépression dans la conduite du frein automatique.

Ceci n'est possible que dans la zone des vitesses moyennes. Pour les vitesses très élevées et les vitesses très basses, le frein pneumatique doit suppléer à l'insuffisance de puissance du frein rhéostatique.

L'appareillage électronique faisant partie du distributeur LST, règle automatiquement cette intervention.

P: 105 → 120%

R: 128 → 149%

R: 150 → 170%

\square rouge: avec accélération de vidange

\square rouge + Mg: sans + Frein Magnétique

A: direction (cf. autoroute) à la charge
(A. A. A.)

Vous limit H/T VI, Bords a,

Annexe 1

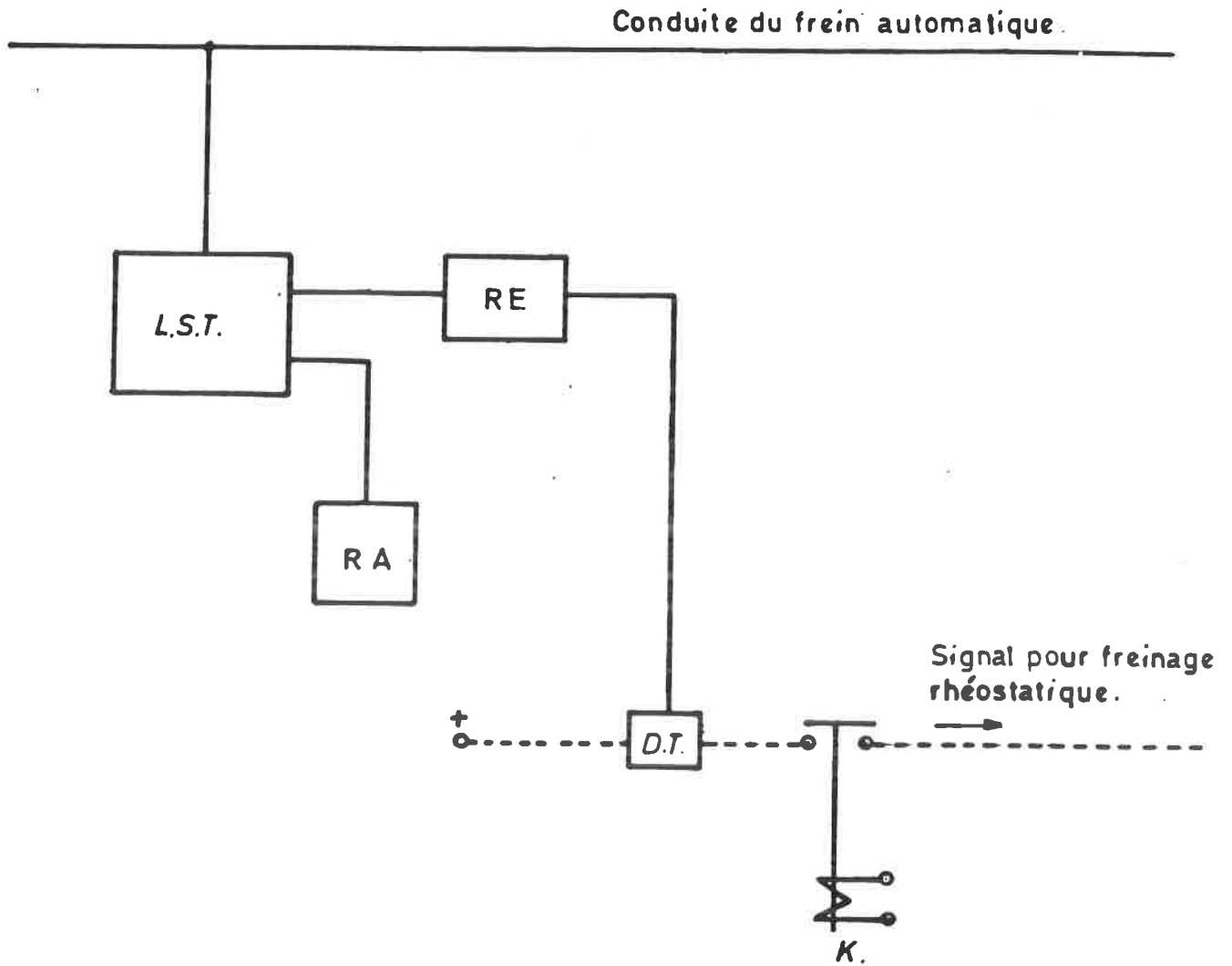


Fig.101.

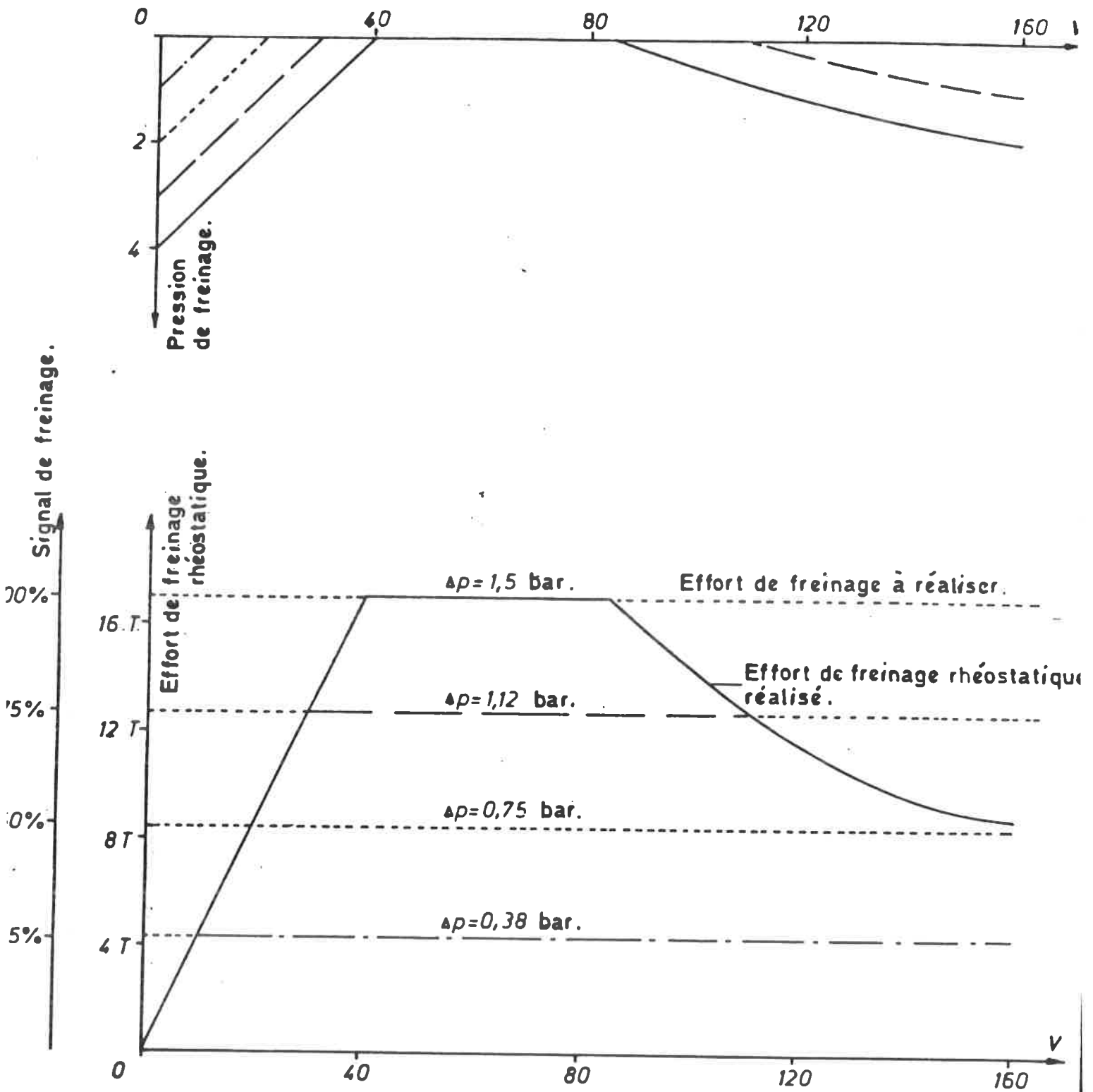
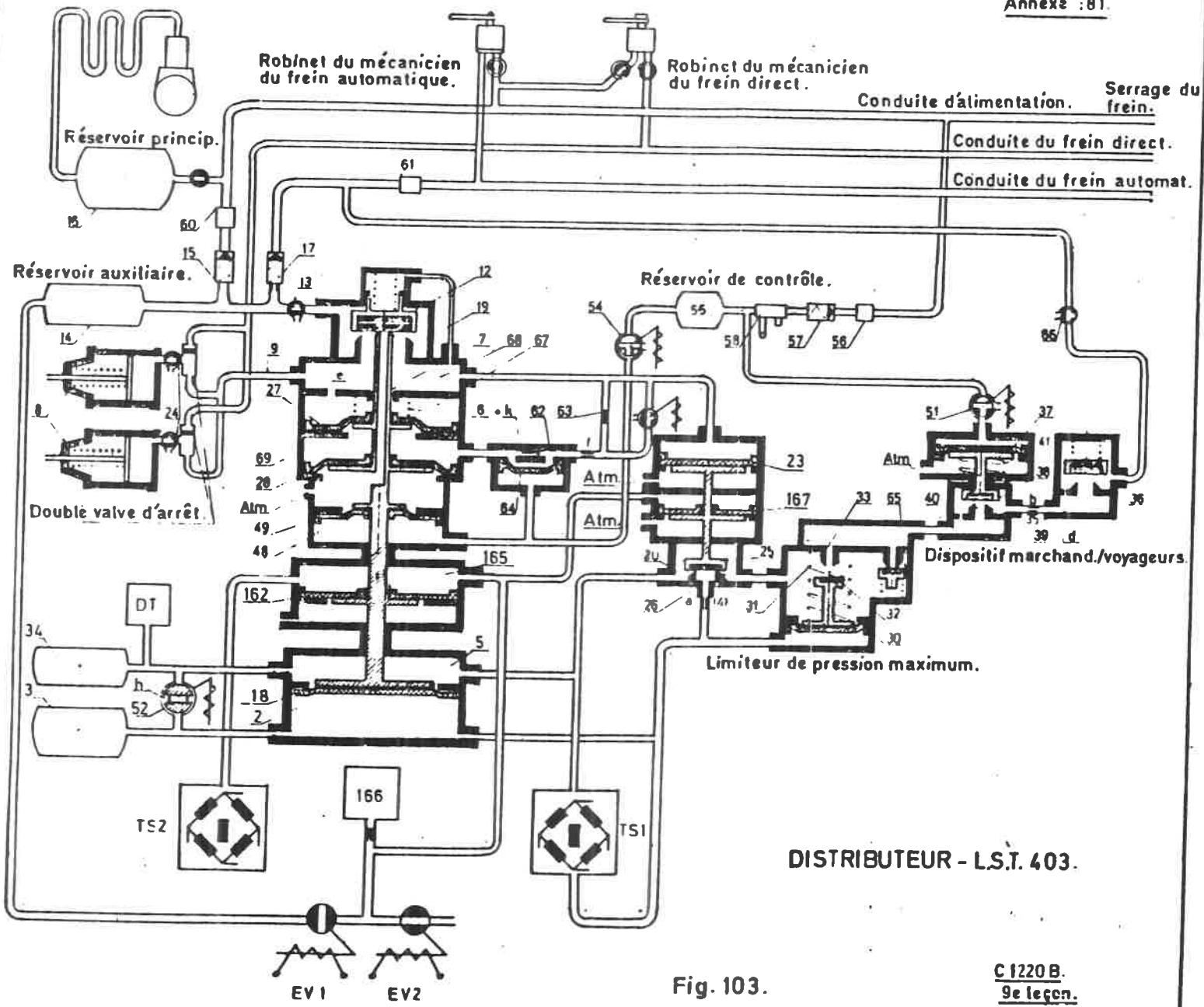


Fig. 102.



DISTRIBUTEUR - L.S.T. 403.

Fig. 103.

C 1220 B.
9e leçon.

Conduite du frein automatique.

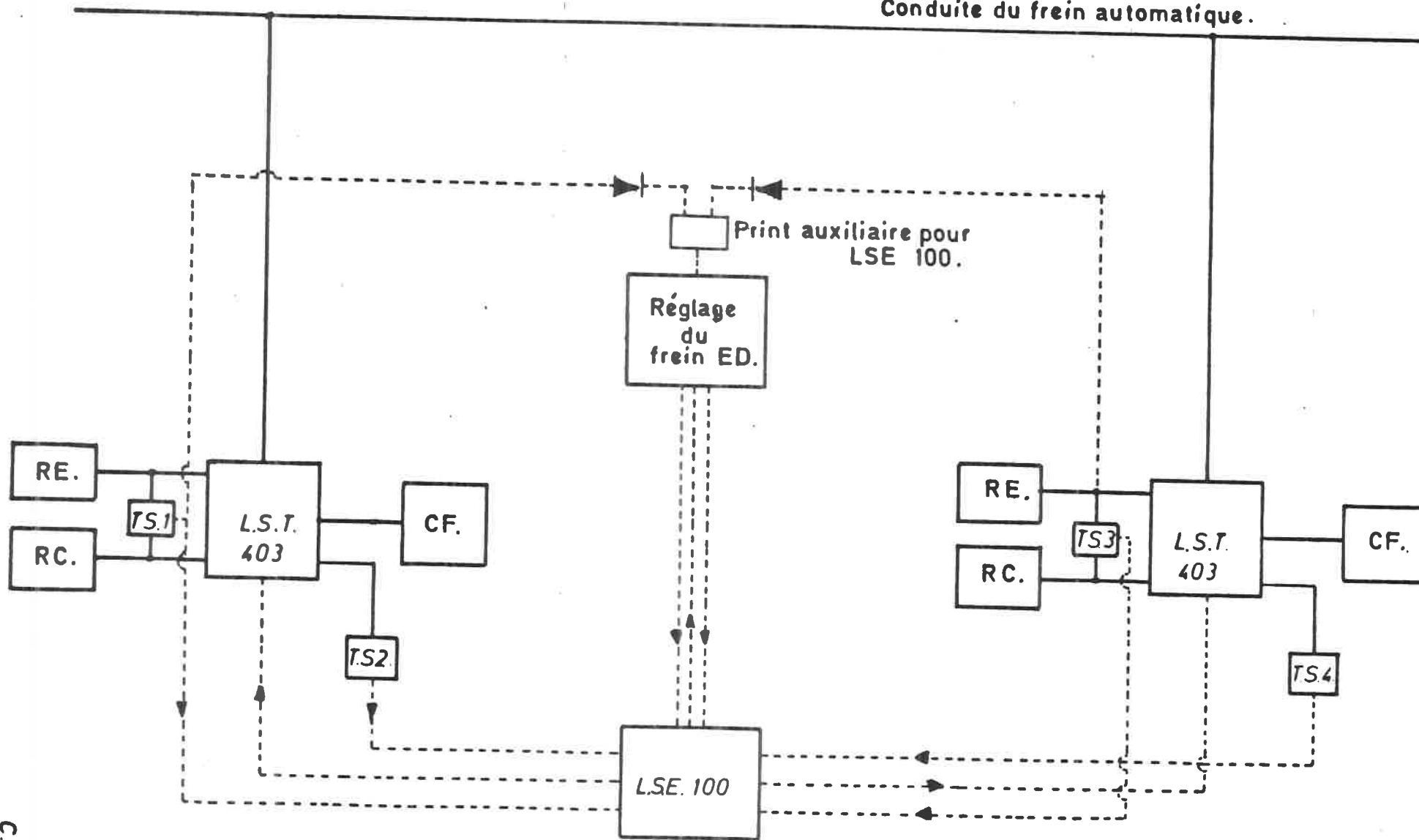


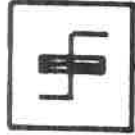
Fig. 104.

Schéma simplifié du LSE.100.

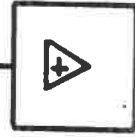
Entrée.

Sortie.

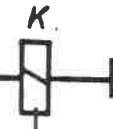
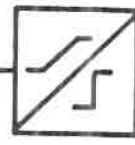
Transducteur de pression
T.S.1.



A1.



LD1.

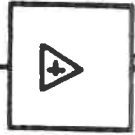


Commande de freinage
(RFre)

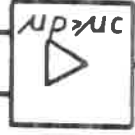
Transducteur de pression
T.S.2.
(chambre
162)



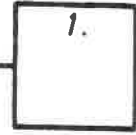
A2.



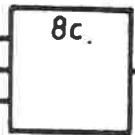
A3.



GT1.



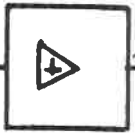
GT2.



Electro-valve E.V.2.
(chambre d'échappement 162)

Effort de freinage ED.
réalisé.

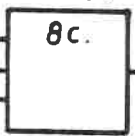
A5.



LD2.



GT3.



Electro-valve E.V.1.
(chambre d'admission 162)

Fig. 105.

Le relais d'inversion type ABV 1.

5.1. Introduction.

Certains engins de traction, d'une construction simple comme les locotracteurs et les autorails du service ES, sont équipés seulement d'un robinet du mécanicien du frein direct, type FD 1, remplissant ou vidant directement les cylindres de frein, pour la commande du frein. Alors, une veille automatique simplifiée, comme le type TMV 1 agit sur les mêmes cylindres de frein (description dans le point 14.4.4 du cours 2220 A).

Ces engins de traction doivent pouvoir remorquer et freiner à l'aide du frein automatique, une petite rame. Ceci implique que la simple desserte du robinet du mécanicien du frein direct doit aussi avoir pour conséquence le remplissage ou la vidange de la conduite du frein automatique. Dans ce but (fig. 106) une soupape d'alimentation FVF2 (réglée à 5 bar) et un relais d'inversion ABV1 sont ajoutés à l'équipement.

Finalement, une rupture d'attelage dans la rame ou une perte d'air considérable doit avoir pour conséquence l'application des freins. A cet effet, sur la conduite du frein automatique un manoccontact est ajouté, faisant fonctionner la veille automatique lorsque la pression dans la conduite du frein automatique descend en-dessous de 1,5 bar.

5.2. Emplacement du relais d'inversion ABV1.

Comme il est indiqué dans la fig. 106, le relais d'inversion ABV1 est placé entre la soupape d'alimentation FVF2 et la conduite du frein automatique et il est influencé par la pression dans les cylindres de frein.

Un orifice d'évacuation vers l'atmosphère et la liaison avec un réservoir de commande de 6 l sont également prévus.

5.3. Rôle du relais d'inversion.

Le relais d'inversion permet:

- l'alimentation de la conduite du frein automatique ainsi qu'éventuellement des organes de frein des véhicules accouplés;
- de réaliser, lors d'un freinage avec le frein direct sur le véhicule moteur, une baisse de pression dans la conduite du frein automatique, provoquant ainsi le freinage des véhicules accouplés;

2.

- de provoquer un freinage à fond sur les véhicules accouplés lorsque le frein est appliqué sur le véhicule moteur par le fonctionnement de la veille automatique.

5.4. Description.

Le relais d'inversion comprend (fig. 106):

- une soupape 2 située d'un côté entre la soupape d'alimentation FVF2 et la conduite du frein automatique et de l'autre côté entre cette dernière et l'atmosphère;
- un piston à membrane (6) influencé par la pression des cylindres de frein;
- un piston à membrane (8) influencé au-dessus par la pression de la conduite du frein automatique et au bas par la pression du réservoir de commande;
- une tige creuse (7) reliant les deux pistons à membrane (6) et (8);
- un ressort (12) exerçant un effort permanent vers le haut sur l'ensemble des pistons.

5.5. Fonctionnement du relais d'inversion.

5.5.1. Position de marche du robinet du mécanicien FD1. Remplissage de la conduite du frein automatique.

Dans la position de marche du robinet FD1, la pression sur le piston (6) est nulle et c'est seulement la tension du ressort (12) qui agit sur l'ensemble des pistons (la tension du ressort (11) est à négliger).

La soupape (2) est ouverte par la force du ressort (12). La conduite du frein automatique est alimentée par la soupape d'alimentation (réglée à 5 bar) et la soupape (2) ouverte. La chambre (4) est alimentée en même temps à la même pression. La membrane (8) fait fonction d'un clapet de retenue et permet le remplissage de la chambre (9) et du réservoir de commande (10) (fig. 106).

En conséquence, après un certain temps une pression de 5 bar est installée dans la conduite du frein automatique et dans les chambres (4), (9) et (10).

Etant donné que la pression sur le piston (6) est nulle et que le piston (8) est en équilibre (5 bar sur les deux côtés), la soupape (2) est tenue ouverte par le ressort (12).

5.5.2. Freinage (fig. 107).

Si une certaine pression est admise dans les cylindres de frein, cette pression s'établit aussi dans la chambre (5) où elle agit sur le piston à membrane (6).

Le piston à membrane (6) agit sur la tige creuse (7) et la fait descendre. Par ce fait, la soupape (2) se remet sur son siège, coupant ainsi la liaison entre la soupape d'alimentation et la conduite générale du frein automatique (3).

La tige creuse (7) continue son mouvement descendant et perd le contact avec la soupape (2). En même temps une liaison est réalisée entre la conduite générale du frein automatique (3) (la chambre (4)) et l'atmosphère.

Etant donné que la membrane (8) se ferme contre le piston, la pression dans la chambre (9) ne descend pas.

Par l'influence de la différence des pressions entre les chambres (4) et (9), une poussée dirigée vers le haut naît et influence le piston (8).

Lorsque l'équilibre est établi (fig. 108) entre les forces agissant sur la membrane (6) et la membrane (8), la tige creuse (7) aura un mouvement ascendant sous l'influence de la pression du réservoir de commande, jusqu'au moment où elle entrera en contact avec la soupape (2). De ce fait la réduction de pression dans la conduite générale du frein automatique sera limitée à une valeur proportionnelle à la pression dans le cylindre de frein.

En augmentant la pression de freinage, l'équilibre des forces est rompu. Il s'en suit une nouvelle réduction de pression dans la conduite du frein automatique.

En conséquence, en augmentant graduellement la pression dans le cylindre de frein, on fait descendre graduellement la pression dans la conduite du frein automatique.

La proportionnalité des surfaces des pistons (6) et (8) est telle qu'à une pression de freinage maximum de 4 bar, correspond une réduction de pression de 2 bar dans la conduite du frein automatique.

5.5.3. Desserrage (fig. 109).

Ensuite, en réduisant la pression dans les cylindres de frein et donc en même temps dans la chambre (5), la membrane (6) en même temps que la tige creuse (7) se déplaceront vers le haut sous l'influence de la différence des pressions sur le piston (8). La tige creuse (7) ouvrira la soupape (2) ce qui entraînera le remplissage de la conduite générale du frein automatique et de la chambre (4).

En conséquence, la valeur de l'augmentation de la pression dans la conduite générale du frein automatique est en proportion avec la valeur de réduction de pression effectuée dans les cylindres de frein. En diminuant graduellement cette pression on remplit graduellement la conduite du frein automatique.

CHAPITRE 6

Etude des détecteurs de vitesse.

6.1. Introduction.

Certains organes du matériel roulant doivent être commandés à une vitesse bien déterminée du véhicule.

Par exemple:

- les équipements de freins à deux étages de pression: le changement de régime "haute pression" en "basse pression" (ordinairement à 50 km/h);
- le déclenchement du frein magnétique sur rail ($V \geq 70$ km/h) et le verrouillage des portes (± 20 km/h) sur le matériel international.

Ce cours se limitera à deux équipements spécifiques pour les équipements de frein à deux étages de pression.

Le détecteur de vitesse est entraîné par un des essieux du véhicule. Il consiste, soit en un contacteur centrifuge, soit en une génératrice de courant alternatif avec redresseur à semi-conducteur et des relais à transistors.

Il a pour but, à grande vitesse, de fermer le circuit électrique et d'exciter la bobine de l'électrovalve du frein à haute puissance et, à basse vitesse, d'ouvrir le circuit et de désexciter la bobine de l'électrovalve.

6.2. Le contacteur centrifuge.

Le contacteur centrifuge est utilisé:

- sur les automotrices électriques équipées uniquement de blocs de frein en fonte;
- sur la plupart des voitures pourvues d'un équipement de frein à deux étages;
- ainsi que sur les locomotives possédant un équipement de frein à deux étages de pression qui n'est pas commandé par le tachymètre.

Sur certaines voitures, il est placé en bout d'arbre de la dynamo d'éclairage et sur d'autres, de même que sur les locomotives, il est entraîné sans intermédiaire par un essieu du véhicule.

Le contacteur comporte un système articulé portant des masses soumises à la force centrifuge (fig. 110).

Ce système permet de réunir deux contacts séparés au point de vue électrique, l'un d'eux étant actionné par les masses articulées.

Lorsque les contacts sont réunis, le circuit électrique d'excitation de la bobine de l'électrovalve du frein haute puissance est fermé; lorsqu'ils sont séparés, la bobine de l'électrovalve est désexcitée.

L'appareil est réglé pour obtenir la fermeture des contacts à la vitesse de 70 km/h du véhicule, en vitesse croissante et l'ouverture à la vitesse de 50 km/h à vitesse décroissante.

6.3. L'alternateur GR1 avec électrovalve EV6.

Cet équipement (GR1 + EV6) est toujours utilisé en combinaison avec un distributeur Oerlikon Est-REL. Il établit dans ces distributeurs le régime à haute puissance pour les vitesses supérieures à 70 km/h et le régime à basse puissance pour les vitesses inférieures à 50 km/h.

Il est constitué d'un alternateur, entraîné par une extrémité d'un des essieux et d'une électrovalve alimentée par cet alternateur.

La tension aux bornes de l'alternateur est proportionnelle à la vitesse de rotation de l'essieu entraîneur. La tension est dirigée vers la partie électronique de l'électrovalve EV6; pour une valeur déterminée de cette tension, c'est-à-dire pour une vitesse déterminée, le passage du courant vers la bobine de l'électrovalve est établi, produisant l'inversion de la basse puissance à la haute puissance.

6.3.1. Caractéristiques de l'équipement - Combinaison GR1 + EV6.

La combinaison GR1-EV6 se distingue surtout des systèmes classiques d'inversion, par les points suivants:

- Le fonctionnement de cet équipement est indépendant de la présence d'une source d'énergie électrique du véhicule ou de son bon état.
De par cette caractéristique le double régime de freinage est également utilisable sur le matériel à marchandises, ce qui le rend apte à circuler aux grandes vitesses (par ex. wagons pour trains autocouchettes).
- La vitesse d'enclenchement et de déclenchement peut être établie par un simple bouton de réglage et ce en fonction du diamètre de la roue.
- Le bloc électronique et la bobine de l'électrovalve ne se trouvent sous tension que pendant le freinage.

6.

6.3.2. Description de l'équipement.

6.3.2.1. L'alternateur type GR1 (fig. 111).

L'alternateur type GR1 est fixé sur la boîte de l'essieu à la place du couvercle de la boîte.

Entraînement (fig. 112).

L'entraîneur 39 est soudé à la rondelle de blocage (a) qui est fixée à l'extrémité de la fusée b au moyen de vis.

Une extrémité du ressort 38 s'ajuste dans la rainure de l'entraîneur 39 et l'autre extrémité s'ajuste dans la rainure du disque d'accouplement 35.

Le disque 31 est fixé sur l'extrémité dentelée de l'axe du rotor f.

Les disques à friction c et d fixés respectivement aux disques 31 et 35 permettent au disque 31 de suivre le mouvement de l'essieu.

Caractéristiques.

L'alternateur est du type monophasé à aimant permanent. Il fournit aux bornes une tension alternative monophasée qui augmente proportionnellement avec le nombre de tours par minute, c-à-d avec la vitesse du véhicule.

Les caractéristiques de l'alternateur ont été choisies de telle sorte que, débitant à travers une résistance de 165 ohms et après redressement, il fournit les tensions suivantes:

Vitesse de rotation	Tension redressée (en V)
250 t/min	13,85 - 14,55
500	25,65 - 26,95
750	35,8 - 37,6

L'alternateur est raccordé à l'électrovalve EV6 soit par un câble blindé flexible (voir fig. 113 cas des wagons à marchandises) soit par une boîte à bornes (cas des voitures).

6.3.2.2. L'électrovalve type EV6.

Montage.

L'électrovalve EV6 (voir fig. 114) est fixée au corps du relais de pression du distributeur Oerlikon Est/R. Elle peut être également montée en lieu et place

des anciennes électrovalves EV3 qui étaient alimentées via un contacteur centrifuge. Au point de vue électrique, elle est raccordée par une fiche multiple, soit directement à la génératrice GR1, soit à une boîte à bornes (fig. 113).

Description de l'électrovalve EV6 (fig. 115).

En plus des parties classiques des électrovalves Oerlikon notamment la bobine 12, le noyau 16, le poussoir 10 et la double valve 4, l'électrovalve EV6 comprend encore les accessoires suivants:

- un piston à membrane 19 et 20, influencé par la pression de l'air du freinage qui ferme le circuit électrique de l'électrovalve EV6 lors d'un freinage seulement;
- un micro-switch, actionné par le piston à membrane 19-20;
- un ensemble électronique 28;
- une fiche multiple 36.

Description de la partie électronique de l'électrovalve EV6.

La partie électronique 28 de la fig. 115 comprend essentiellement les accessoires suivants (voir fig. 116 et 117):

- un redresseur au sélénium (G1) pour redresser la tension alternative fournie par l'alternateur;
- un potentiomètre 10-11-12 (P2) utilisé pour le réglage de la vitesse de déclenchement du frein à haute puissance dont la position est choisie en fonction du diamètre de la roue et de la vitesse de transition;
- un potentiomètre 13-14-15 (P1) utilisé pour le réglage de la vitesse d'enclenchement du frein à haute puissance dont la position est choisie en fonction du diamètre de la roue et de la vitesse de transition;
- une diode (D1) et une diode Zener (Z);
- un transistor (H) dont la base, selon la position du contacteur K2, est raccordée à un des potentiomètres (P1) ou (P2);
- un relais (K);
- un potentiomètre (P3) servant à remédier aux tolérances de fabrication du transistor (H).

6.3.3. Fonctionnement.

6.3.3.1. L'alternateur GR1.

La tension alternative fournie par l'alternateur augmente linéairement avec la vitesse de rotation de l'essieu sur lequel il est placé.

8.

Pour une roue d'un diamètre de 850 mm par ex. le nombre de tours mentionnés sous 6.3.2.1 est atteint lors des vitesses de trains suivantes:

Nombre de tours GR1 min.	Vitesses train	Tension moyenne
250 t/min	40 km/h	14,2 V
500 t/min	80 km/h	26,3 V
750 t/min	120 km/h	36,6 V

En indiquant ces valeurs sur un diagramme tension-vitesse on obtient la courbe 1 de la fig. 118.

Si ce même alternateur était monté sur un essieu avec roues d'un diamètre de 1150 mm, les tensions susmentionnées ne seraient atteintes que pour des vitesses respectives de 54 km/h, 108 km/h, 162 km/h.

La variation de la tension en fonction de la vitesse pour un tel diamètre de roue est représentée par la courbe 4. Les courbes 2 et 3 correspondent à des diamètres de 950 et 1050 mm.

6.3.3.2. L'électrovalve EV6 (fig. 116 et 118).

Pour un diamètre de roue déterminé par ex. 850 mm, le frotteur r se trouve branché en un point bien déterminé du potentiomètre P1. La base du transistor H est alimentée par une fraction déterminée de la tension produite par l'alternateur. La variation de la tension établie à la base du transistor, en fonction de la vitesse, est représentée par la courbe 5 de la fig. 118.

Si la même installation équipait un véhicule avec roues d'un plus grand diamètre, la position du frotteur r du potentiomètre P1 étant inchangée, on obtiendrait une tension plus faible. Le potentiomètre P1 est gradué en fonction du diamètre des roues, de telle sorte que pour une position correcte du frotteur et à une vitesse déterminée, on obtient toujours la même tension entre le pôle + et le frotteur r quel que soit le diamètre de la roue. La courbe 5 de la fig. 118 représente donc pour tous les diamètres de roues la variation de la tension qui règne au frotteur r de P1.

La courbe 6 de la fig. 118 représente d'une manière analogue la variation de tension au frotteur r de P2.

Par ajustage du potentiomètre P1 et si nécessaire P2, à une valeur de vitesse plus élevée d'enclenchement ou de déclenchement, la tension au frotteur r du potentiomètre diminue.

Enclenchement du régime haute puissance (fig. 116 et 118).

Supposons que le véhicule roule à une vitesse V_1 .

S'il n'y a pas de freinage, l'interrupteur S est ouvert. Le relais K n'est donc pas alimenté et les contacts K_1 et K_2 sont ouverts. La base du transistor H est raccordée via la diode Zener Z et la diode D_1 au frotteur r du potentiomètre P_1 .

Lors d'un freinage à la vitesse V_1 le contact S se ferme. Il s'établit alors à la base du transistor H une tension U_1 qui dépasse la tension de la diode Zener. Celle-ci permet le passage du courant et le transistor H devient conducteur, ce qui fait que le relais K est alimenté et ferme ses contacts K_1 et K_2 .

Par suite de la fermeture du contact K_2 l'alternateur GR_1 peut alimenter la bobine de l'électrovalve EV_6 et le véhicule est freiné au régime haute puissance.

Par suite de la fermeture du contact K_1 , la base du transistor H est raccordée au frotteur r de P_2 . Il s'établit à ce moment à la base une tension U_2 qui dépasse encore davantage la tension de la diode Zener. La diode D_1 empêche la circulation du courant entre les frotteurs de P_1 et P_2 .

Déclenchement du régime haute puissance (fig. 116 et 118).

Lorsque la vitesse diminue, la tension U_2 à la base du transistor H évolue suivant la courbe $\underline{6}$ de la fig. 118.

La tension U_2 dépasse la tension de la diode Zener et le transistor reste conducteur aussi longtemps que la vitesse du véhicule est supérieure à la vitesse VA .

Dès que la vitesse du véhicule tombe en-dessous de la valeur VA , la tension U_2 à la base du transistor devient plus faible que la tension de la diode Zener qui n'offre plus de passage au courant, le transistor H coupe alors le courant par le relais K qui ouvre à ce moment ses contacts K_1 et K_2 .

Par suite de l'ouverture du contact K_2 , la base du transistor est à nouveau raccordée au potentiomètre P_1 , ce qui fait baisser davantage la tension à la base.

L'ouverture du contact K_1 provoque l'interruption de l'alimentation de la bobine EV_6 supprimant ainsi le fonctionnement du frein à haute puissance. La diode D_2 protège les contacts K_1 contre l'influence de la self-induction de la bobine EV_6 lors de leur ouverture.

Le condensateur C_2 empêche l'effet de pompage du relais K lors des basses fréquences (vitesse réduite de l'alternateur GR_1).

Le potentiomètre P_3 permet d'écarter les différences de constructions inévitables du transistor H .

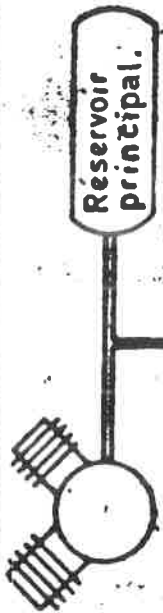
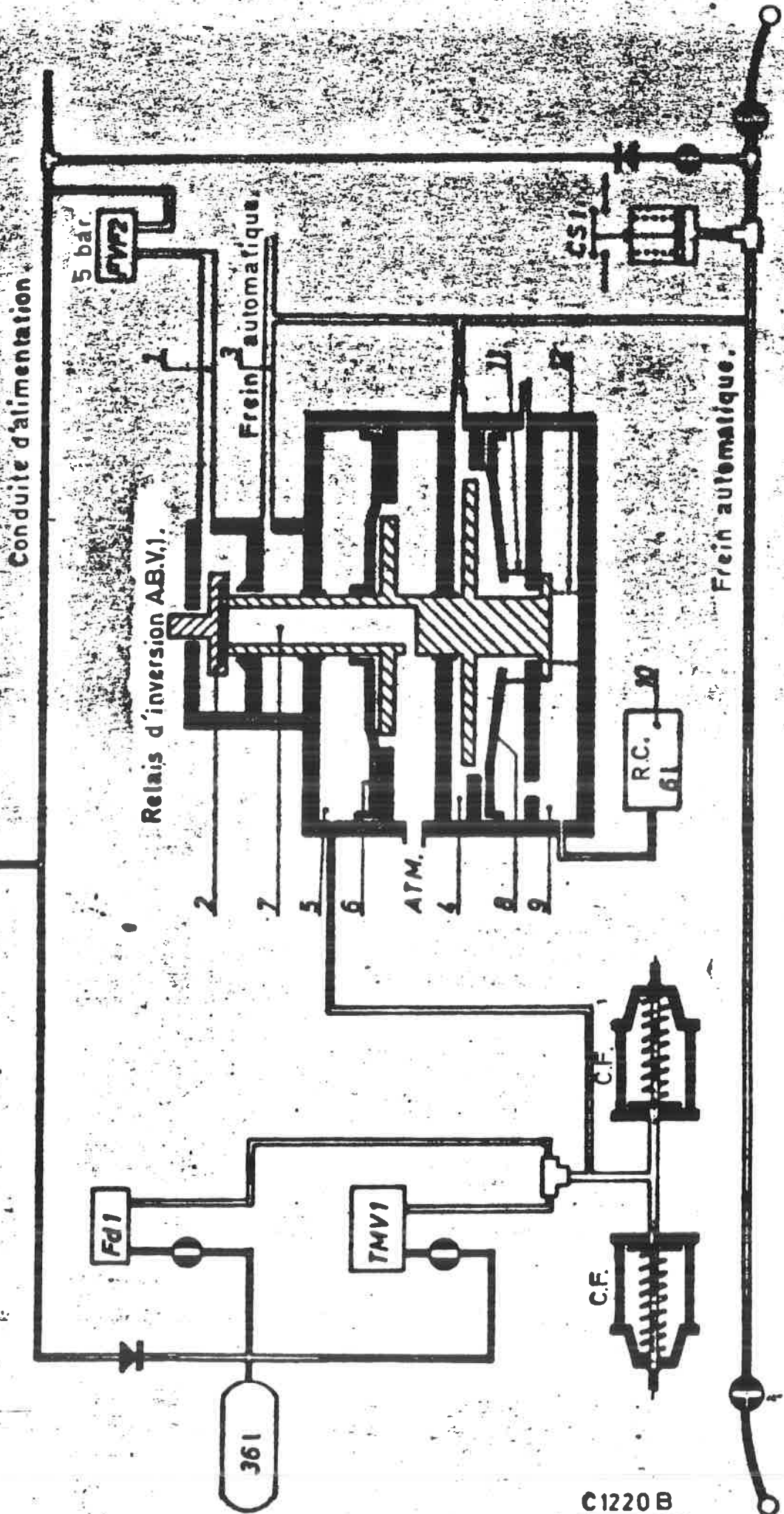


fig.106



Fonctionnement du relais d'inversion A.B.V.1.

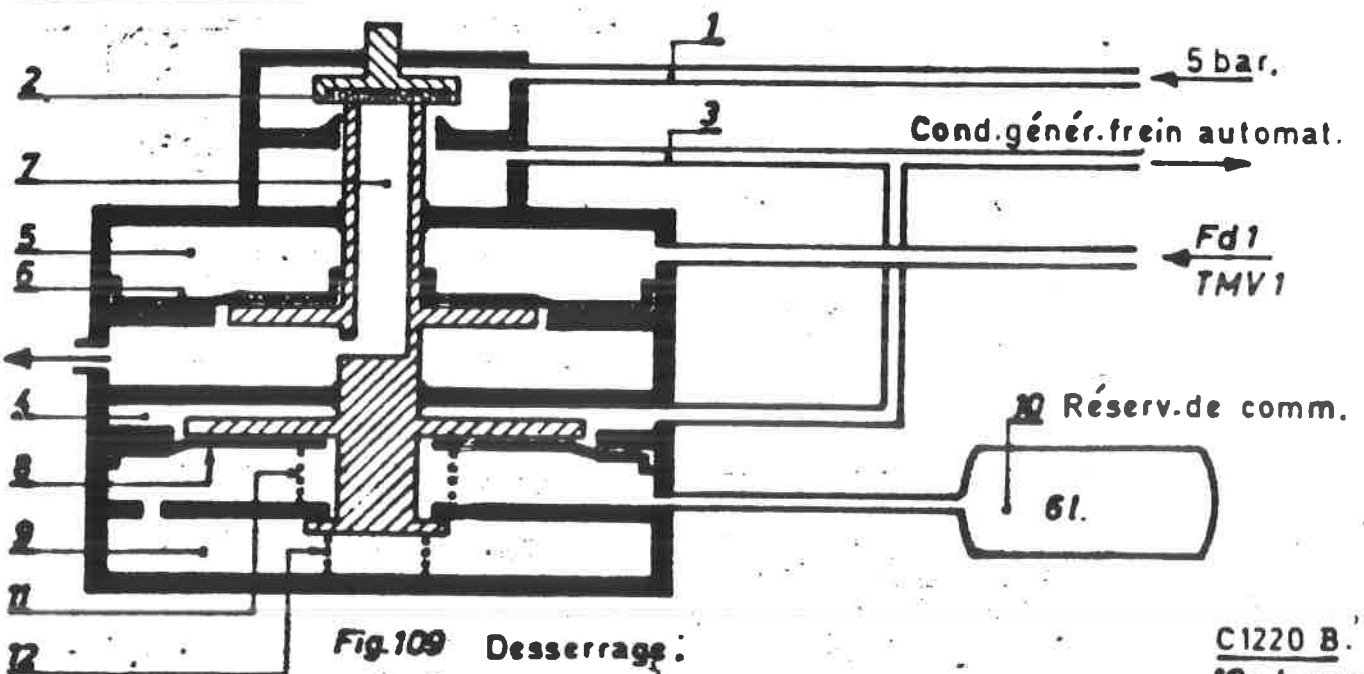
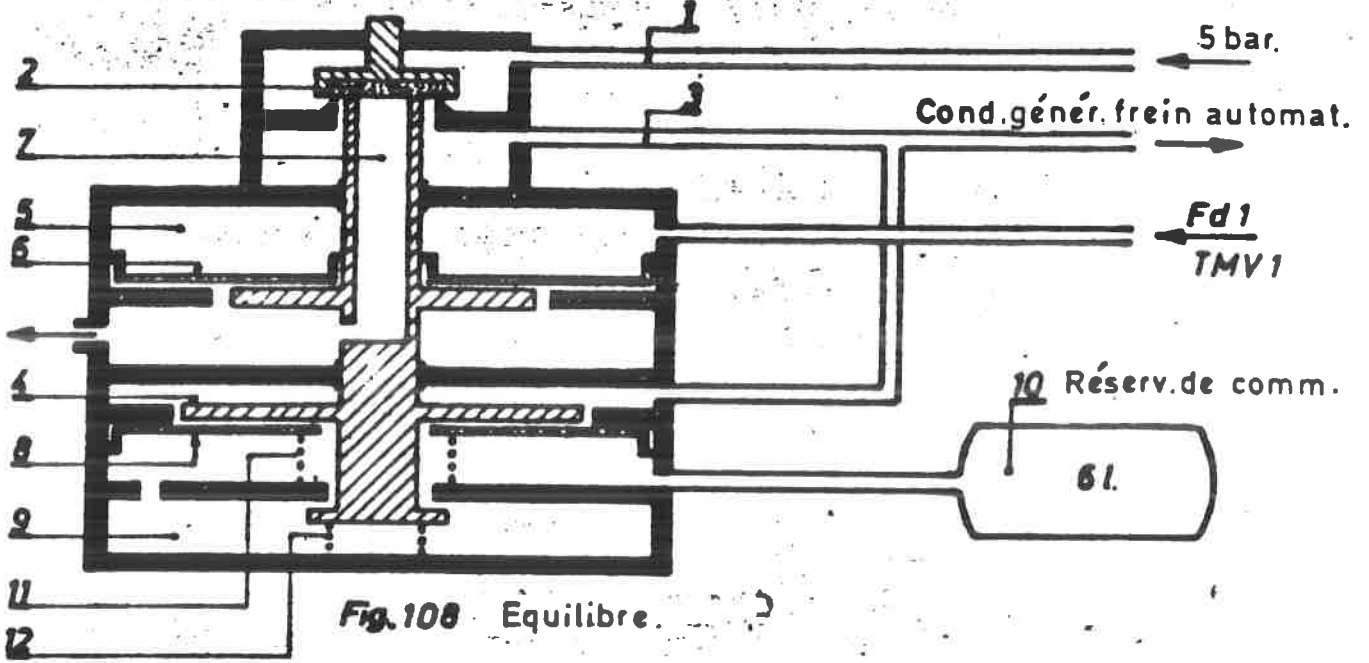
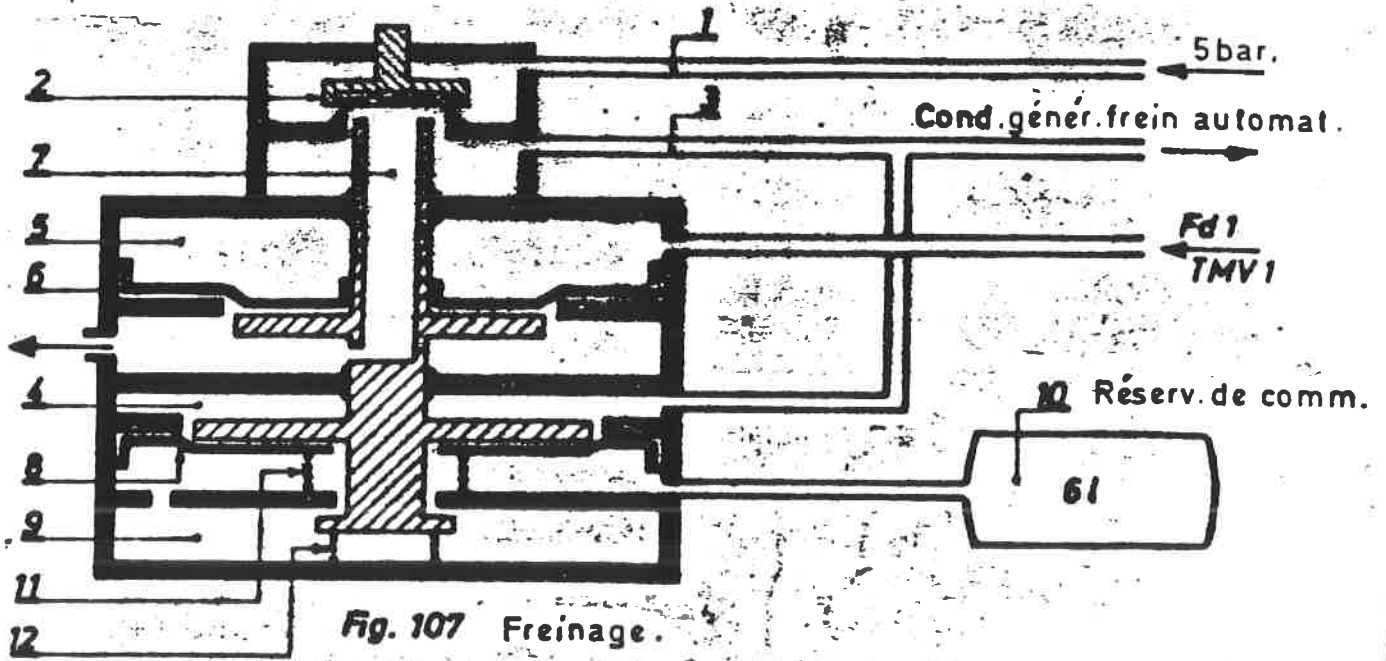


Fig: 110.
Schéma du contacteur centrifuge.

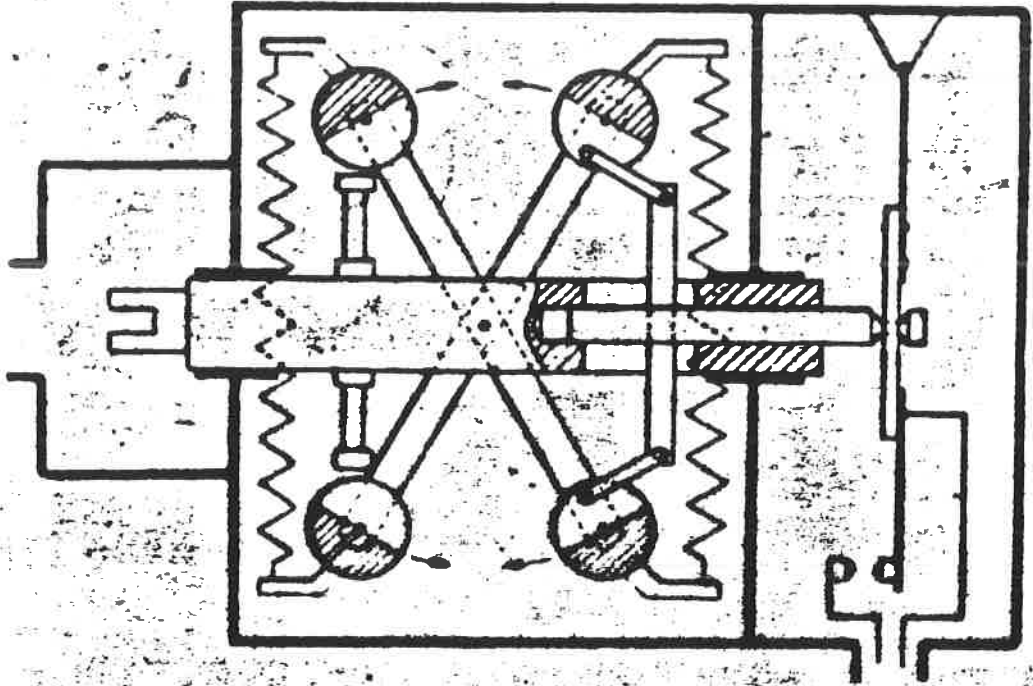


Fig. 111.

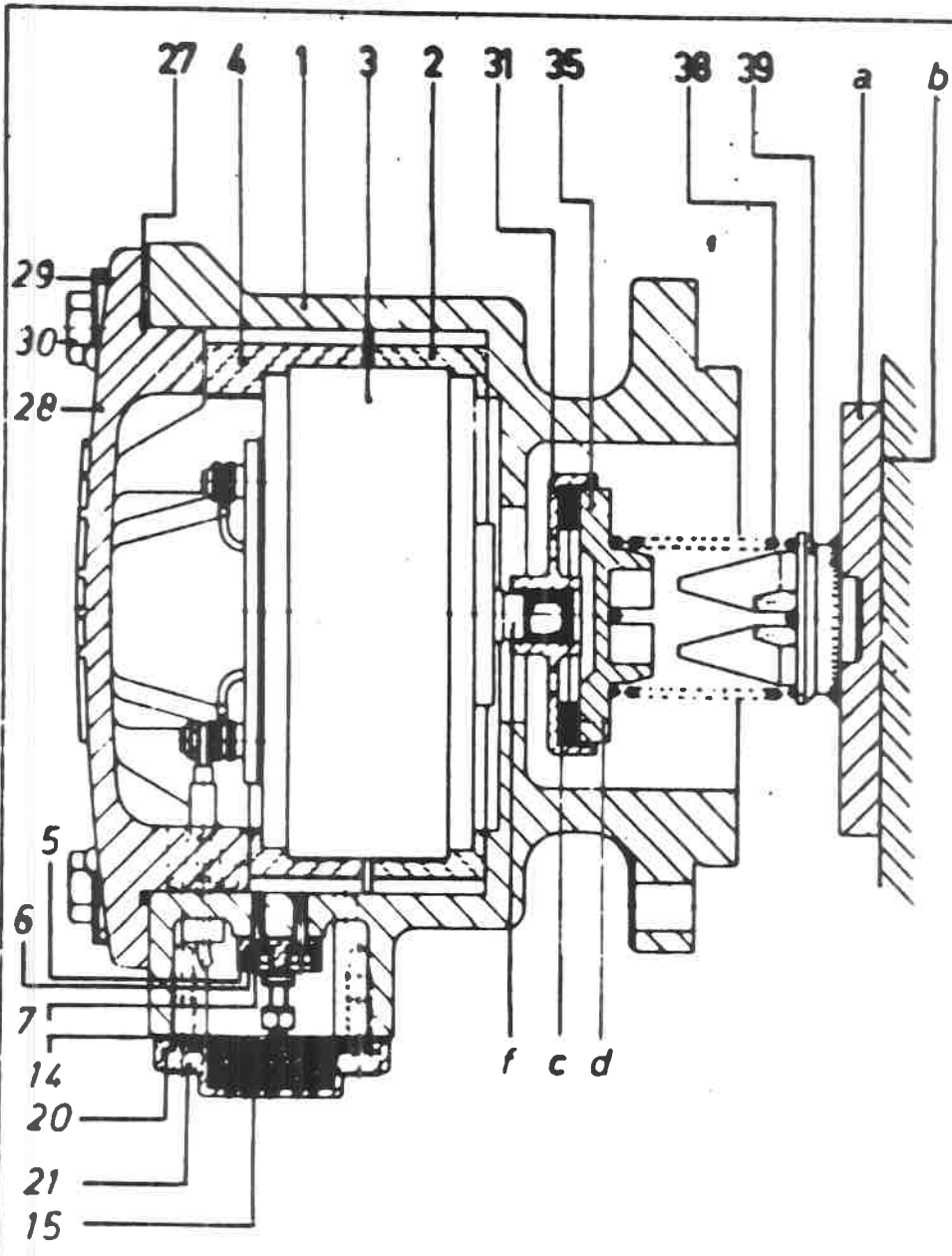
Alternateur G.R.1.



Electro - valve E.V.6.



C1220 B - 10e legon.



ALTERNATEUR G.R.1.

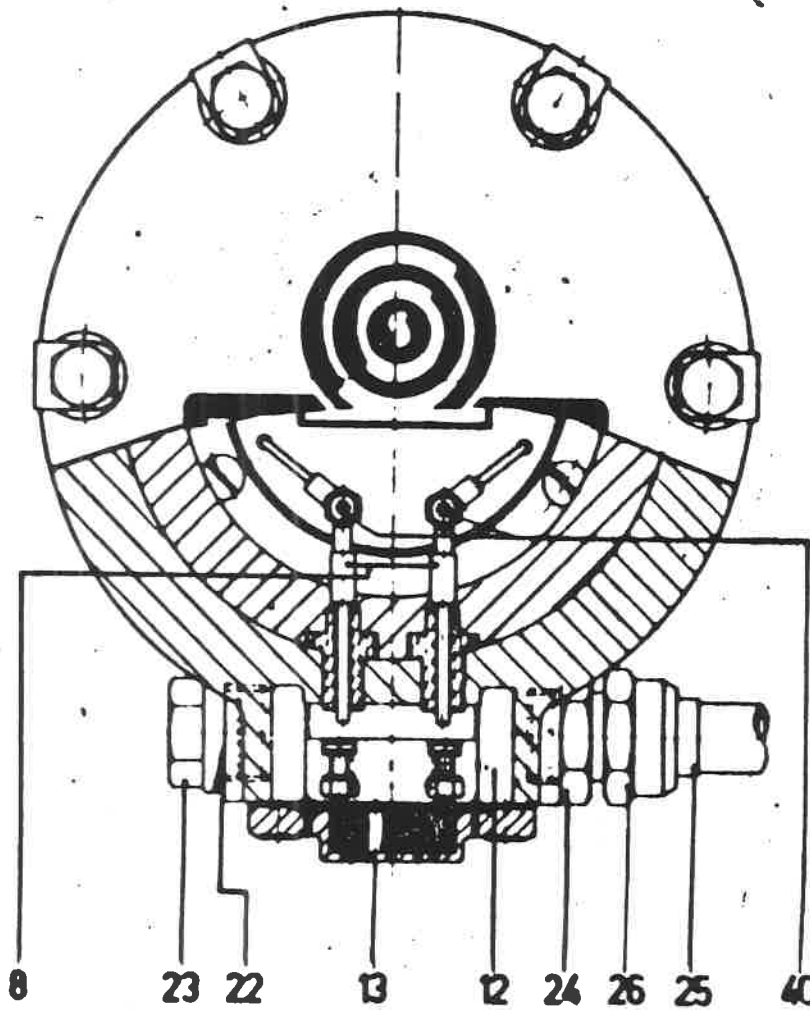
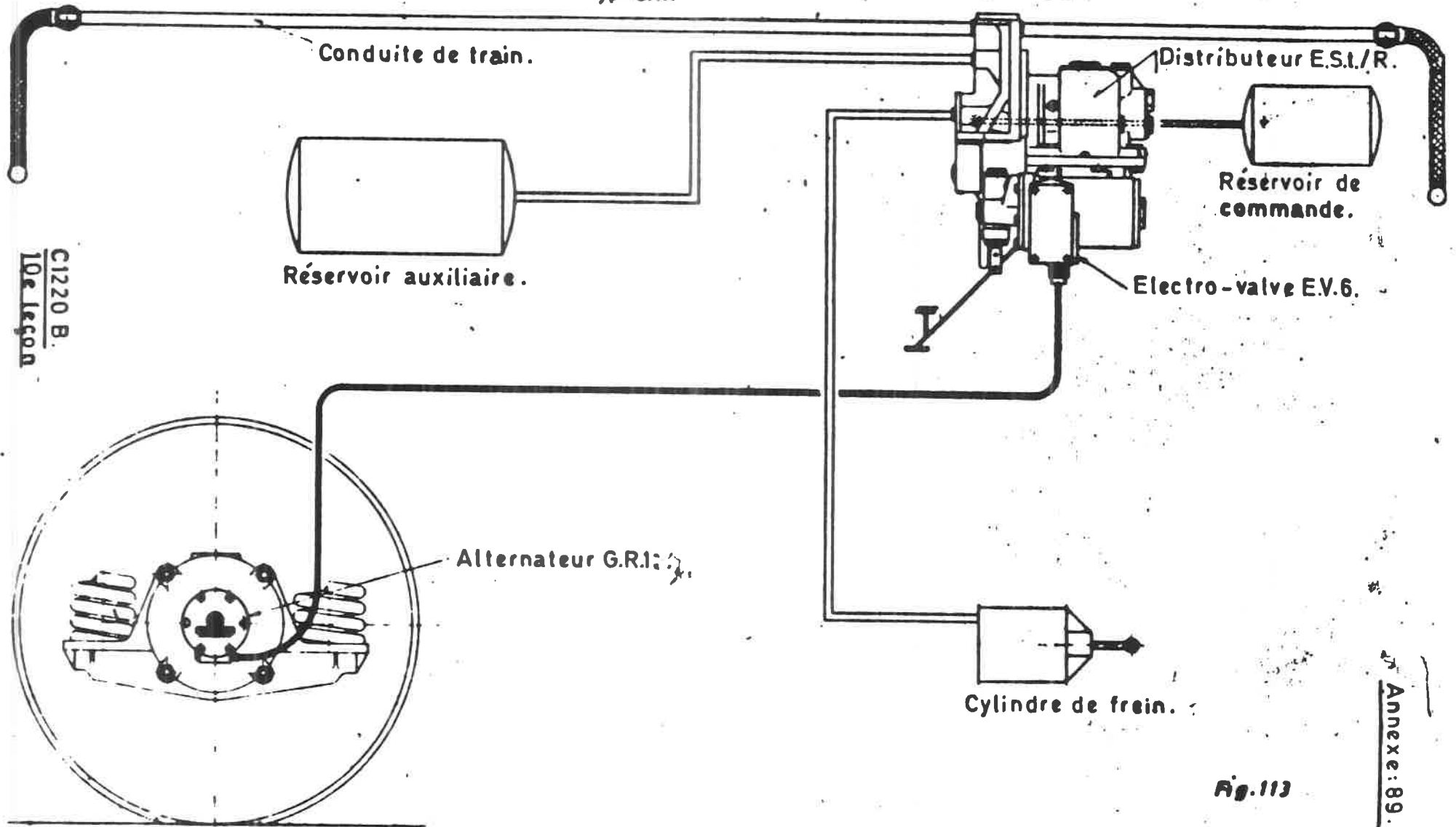


Fig : 112.

Annexe:88.

Commande électro-pneumatique du frein à haute puissance
Type GR1.



C1220 B.
10e Légon

Fig. 113

Annexe: 89.

ELECTRO - VALVE E.V.6.

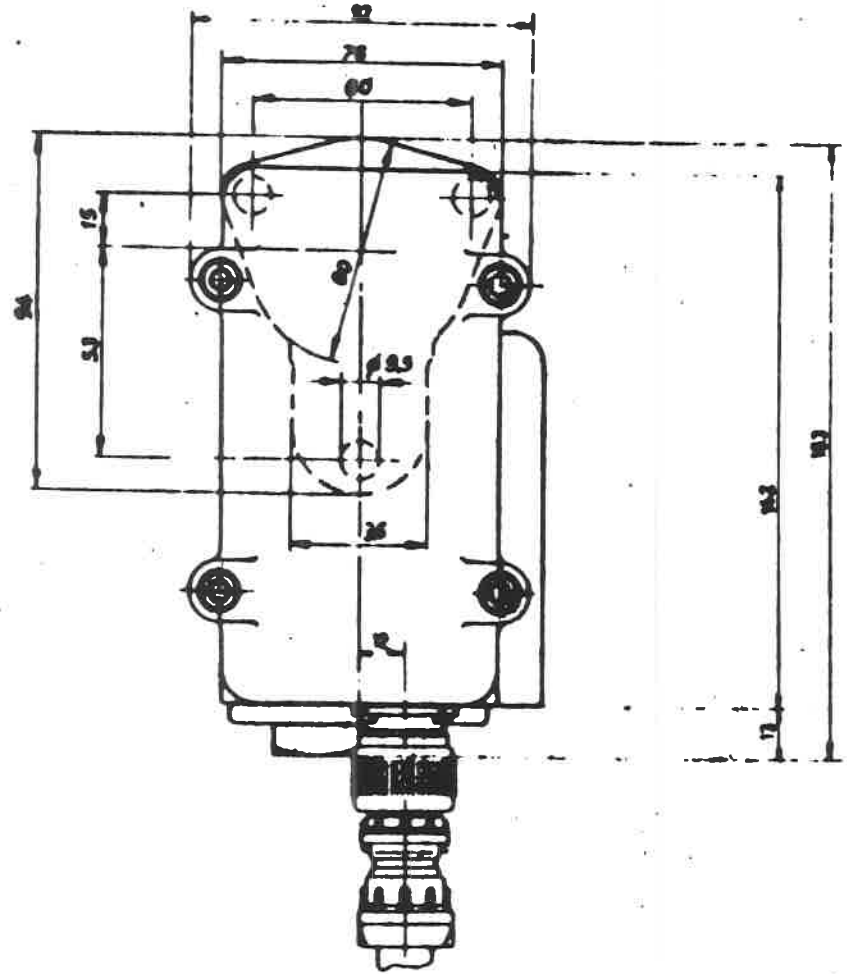
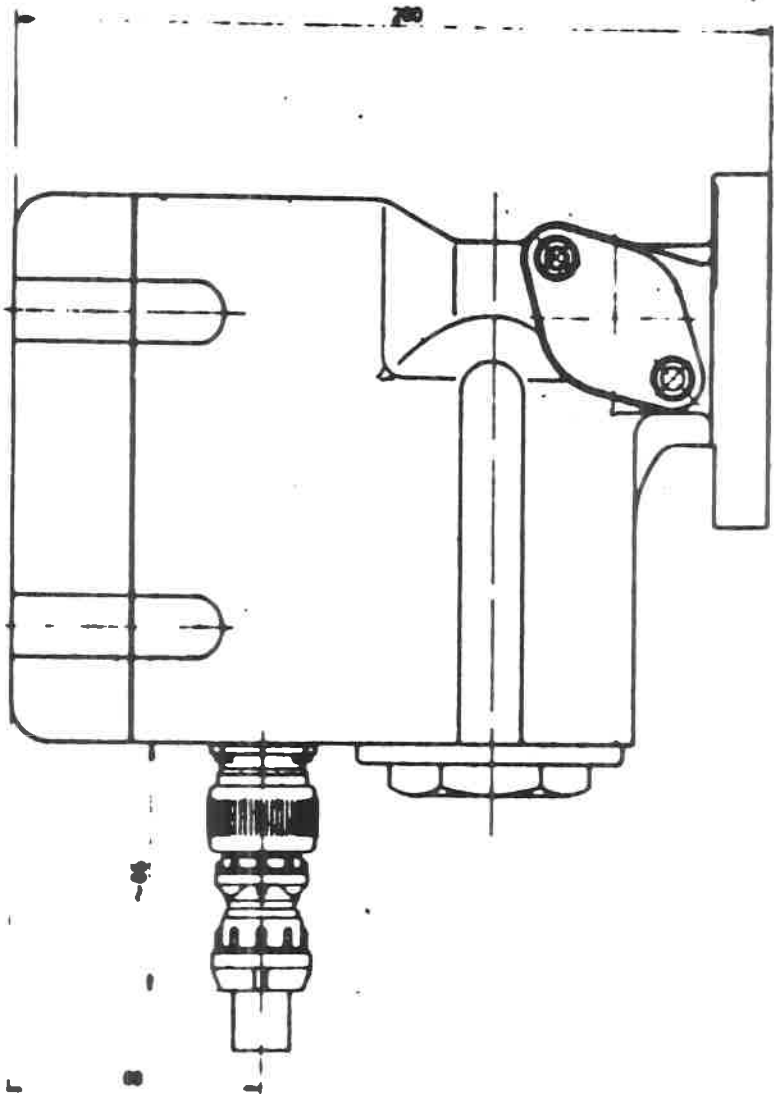
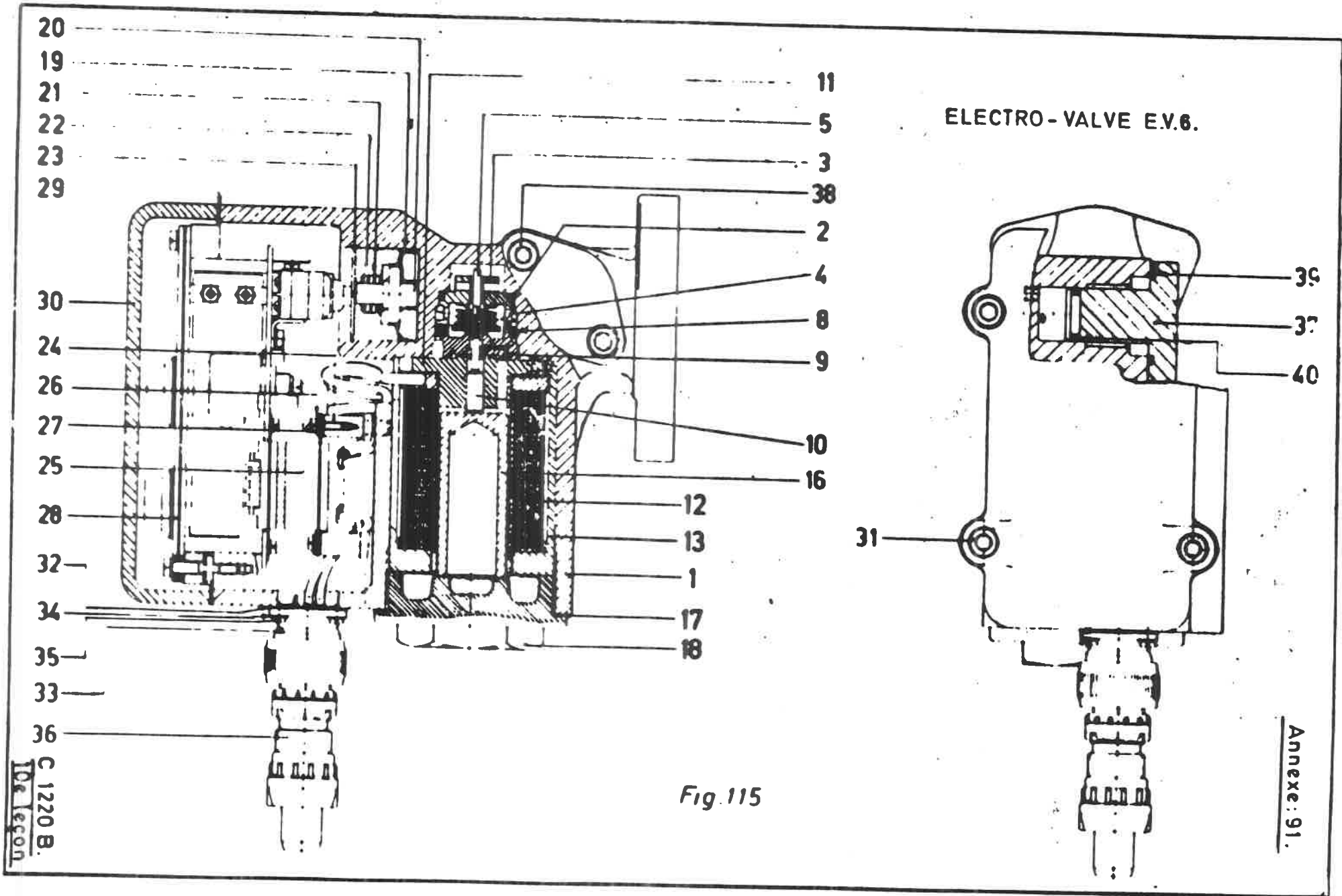


Fig. 114.



- 20
- 19
- 21
- 22
- 23
- 29
- 30
- 24
- 26
- 27
- 25
- 28
- 32
- 34
- 35
- 33
- 36
- 11
- 5
- 3
- 38
- 2
- 4
- 8
- 9
- 10
- 16
- 12
- 13
- 1
- 17
- 18

- 39
- 37
- 40
- 31

Fig. 115

C 1220 B.
De Leon

Annexe: 91.

Commande électro-pneumatique du frein à haute puissance

Type G.R.1.

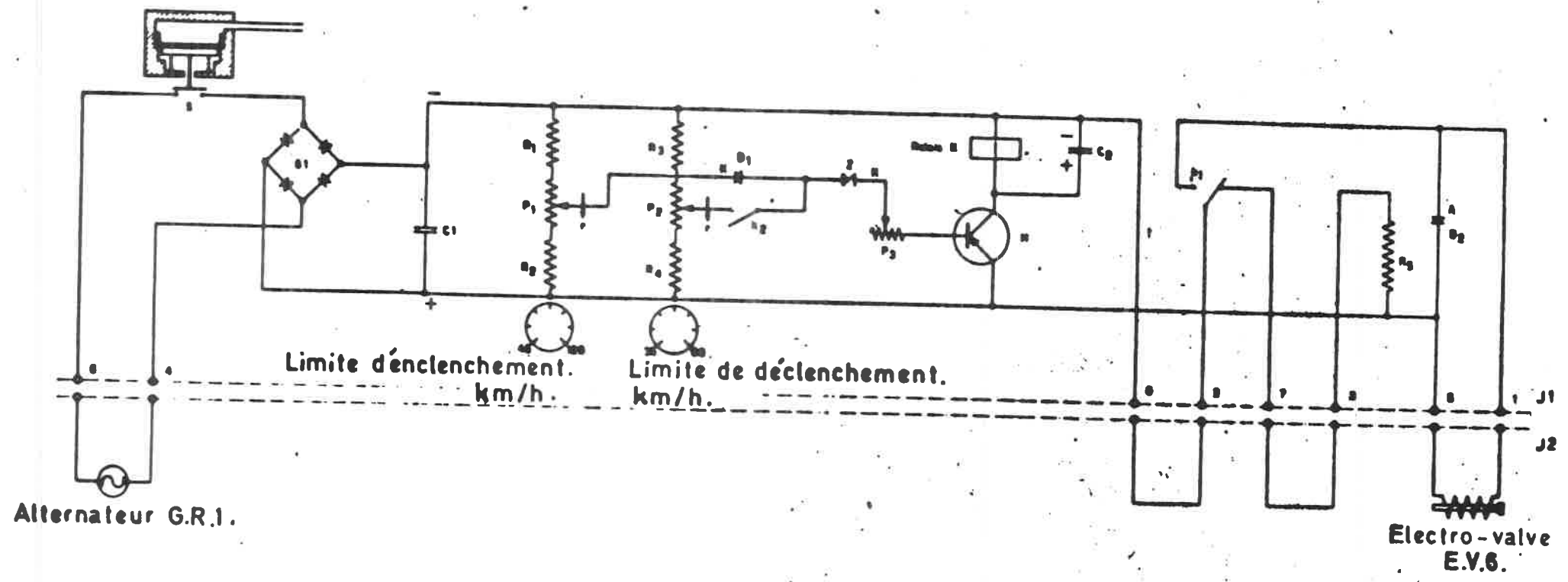


Fig. 116.

C1220 B.
10e leçon.

Annexe: 92.

Partie électronique de l'électro-valve E.V.6.

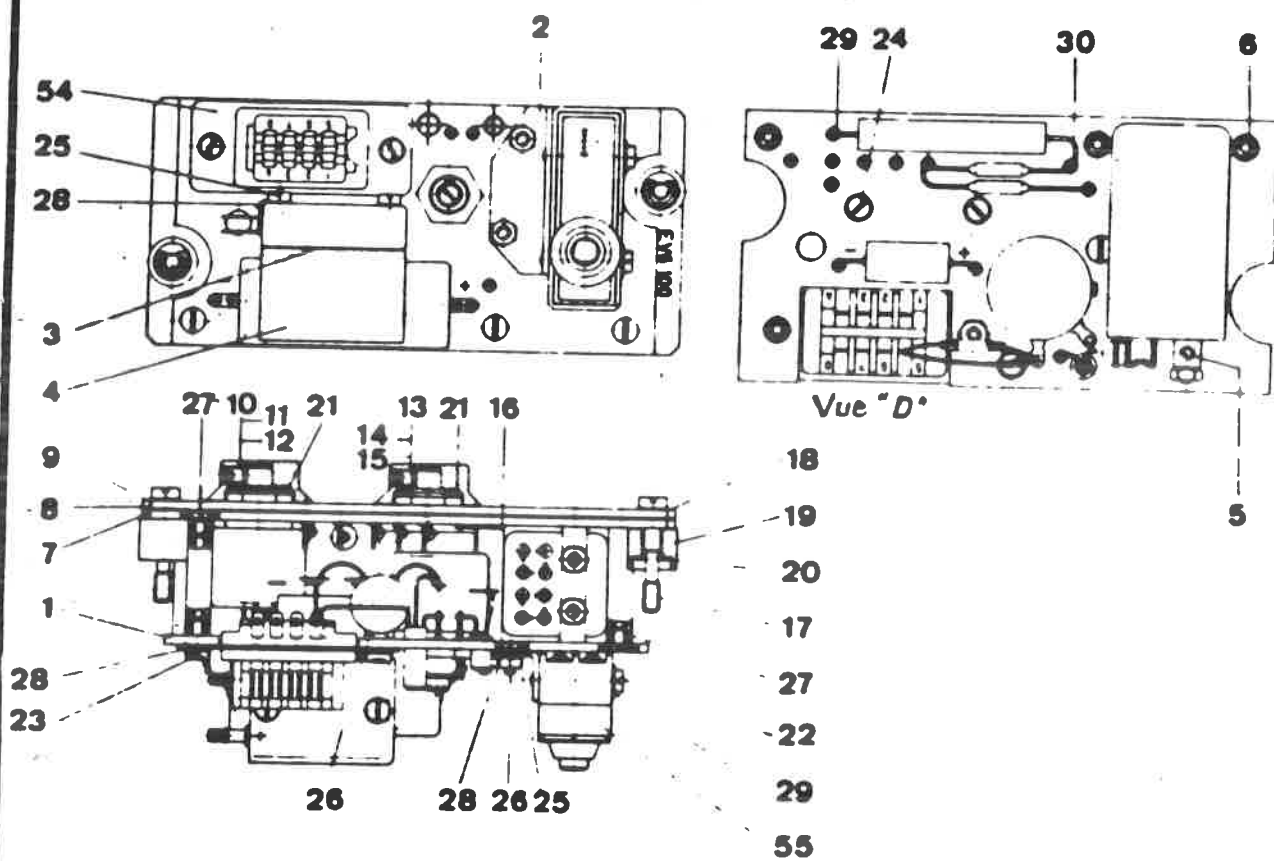


Fig 117.

ALTERNATEUR G.R.I. - ELECTRO - VALVE E.V.6.

Variation des différentes tensions en fonction de la vitesse du véhicule.

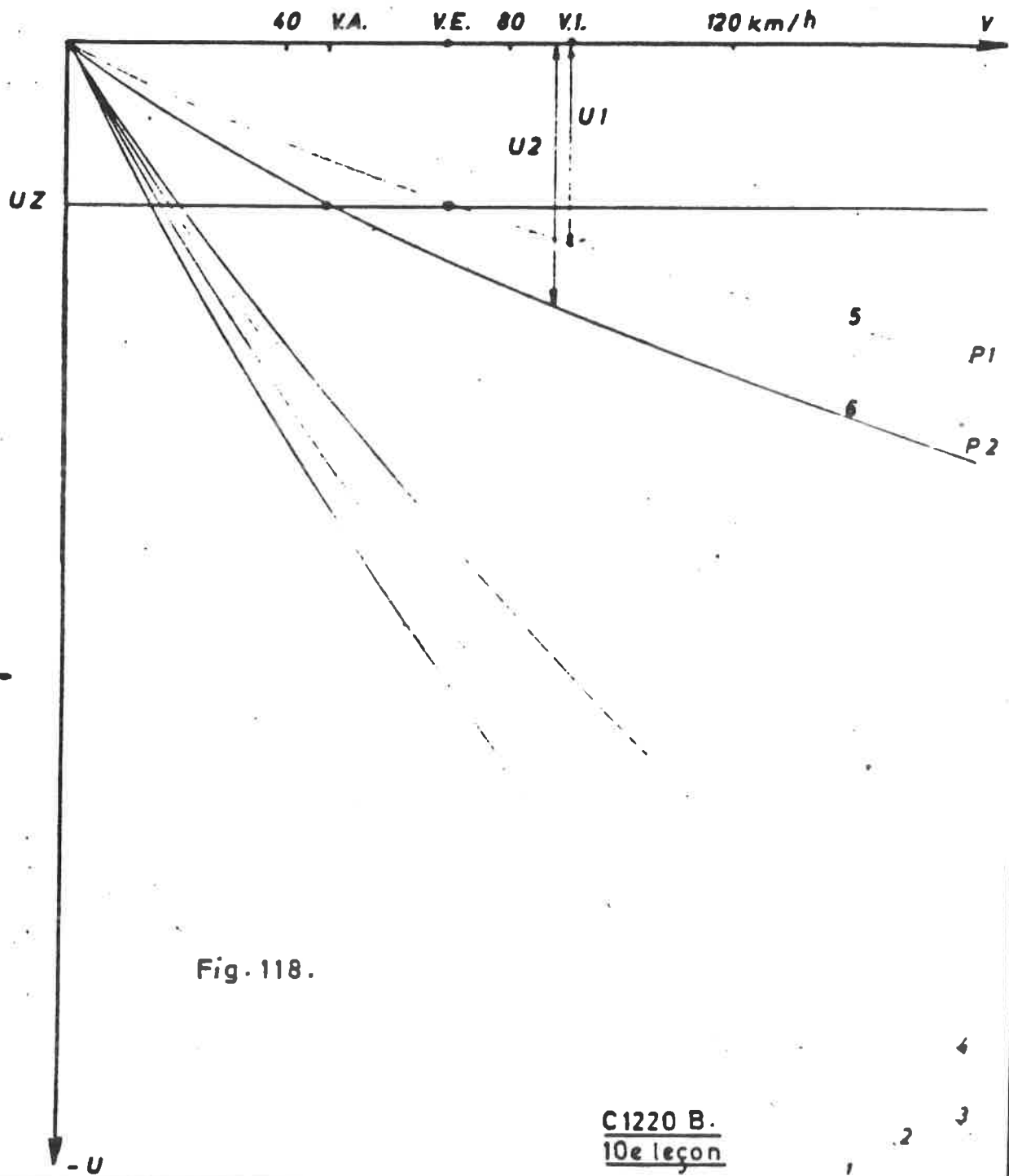


Fig. 118.

Chapitre 7.

Le dispositif d'anti-enrayage.

7.1. Introduction.

7.1.1. Justification du dispositif d'anti-enrayage.

Lorsque l'effort de freinage appliqué sur une roue est plus grand que l'adhérence existant entre la roue et le rail, la roue cesse de tourner et glisse. Les conséquences sont : la détérioration de la roue et une augmentation de la longueur de freinage.

Par l'utilisation du dispositif d'anti-enrayage on évitera les détériorations de la roue et on obtiendra toujours des chemins de freinage les plus courts possibles, suivant l'adhérence disponible.

7.1.2. Considérations concernant l'état de mouvement d'une roue freinée.

7.1.2.2. Passage de l'état de rotation vers l'état de glissement d'un essieu d'un véhicule ferroviaire.

Supposons une roue, chargée d'un poids G , tournant à la vitesse circonférentielle V , V étant la vitesse du train.

Lors d'un freinage pneumatique les blocs de frein sont appliqués contre la roue avec un effort P . L'effort P fait apparaître un effort de frottement $F = P \times f$, f étant le coefficient de frottement entre roue et bloc (voir figure 119).

Si seul, l'effort F agissait sur la roue, au bout d'un temps très court, le mouvement de rotation (la roue roulant sur le rail) serait transformé en un mouvement de translation (la roue glissant sur le rail). Le temps indiqué dépendrait de l'effort F et de l'inertie de la roue.

Toutefois, en même temps que l'effort F se développe, on voit apparaître au point de contact rail-roue, l'effort d'adhérence A de même grandeur que l'effort F , mais dans le sens opposé.

Les couples des deux efforts se neutralisent, de sorte que la roue, malgré l'effort retardateur F , continue à rouler sur le rail. Ceci pour autant que l'effort F ne dépasse pas une certaine valeur.

En effet, l'adhérence A ne peut pas dépasser une certaine limite $A_M = G \times a$, dans laquelle a est le coefficient d'adhérence rail-roue.

2.

Si les blocs de frein sont appliqués contre les roues avec un tel effort P que l'effort de frottement F dépasse l'adhérence maximale A_M (voir fig. 120), les efforts à la circonférence de la roue ne sont plus en équilibre. La roue passe de l'état de rotation vers l'état de glissement. Ce changement se fera très rapidement parce que l'adhérence d'une roue glissante est beaucoup plus faible que l'adhérence d'une roue roulante. Par la différence de plus en plus grande entre l'effort de frottement F et l'adhérence A , la roue subit une très grande décélération angulaire.

7.1.2.2. Passage de l'état de glissement vers l'état de rotation.

Si, après le blocage des roues, on diminue progressivement l'effort P sur les blocs (par une vidange du cylindre de frein), voir fig. 121, on diminue aussi, et dans le même rapport, l'effort $F=P \times f$, tandis que l'adhérence reste constante aussi longtemps que la roue continue à glisser. Il arrive alors un moment où l'effort F devient inférieur à l'adhérence disponible, ce qui fait apparaître à la circonférence de la roue une différence d'efforts qui commence à faire de nouveau tourner la roue.

Ici également la roue passe très rapidement de l'état de glissement jusqu'à l'état de rotation, par le fait que le coefficient d'adhérence augmente de la valeur "glissement" jusqu'à la valeur "roulement".

7.1.2.3. Inconvénient du glissement d'une roue sur le rail.

Par rapport à une roue roulant sur le rail, la roue glissante présente les inconvénients suivants :

- a) un prolongement important du chemin de freinage par le fait que l'adhérence (= l'effort retardateur) en glissant est beaucoup plus faible qu'en roulant.
- b) le chemin de roulement de la roue est abimé (formation de plats et des amas de métal).

7.1.2.4. But du dispositif d'anti-enrayage.

On doit conclure de l'examen du point 7.1.2.3. que dans tous les cas le glissement de la roue doit être évité.

On pourrait éviter le glissement de la roue en prenant les efforts F à la roue d'une telle valeur (en modifiant P) que la limite d'adhérence ne soit jamais dépassée.

Toutefois, l'adhérence disponible est très variable en fonction de l'état du rail et en fonction de l'état du chemin de roulement de la roue. Elle atteint parfois des valeurs très faibles. On serait alors obligé, à cause de circonstances exceptionnelles, de réduire en permanence l'effort de freinage jusqu'à une valeur qui serait de beaucoup inférieure à ce qui est normalement admissible.

Afin de pouvoir appliquer des efforts de freinage importants dans le cas d'adhérence normale, et d'éviter le glissement des roues dans le cas d'une mauvaise adhérence, on a mis au point le dispositif d'anti-enrayage.

Quand la roue passe de l'état de rotation à l'état de glissement, le dispositif d'anti-enrayage fait descendre la pression du cylindre de frein de la valeur nécessaire et pendant le temps nécessaire pour permettre à la roue de reprendre sa vitesse circonférentielle normale. Après, on réalimente le plus rapidement possible le cylindre de frein à la valeur normale. De cette façon on réalise ce qui est expliqué au point 7.1.2.2.

7.1.4. Les différents systèmes d'anti-enrayage.

De ce qui précède, il apparaît qu'il est nécessaire de contrôler continuellement l'état de mouvement des roues, pour obtenir un bon résultat.

Ce contrôle peut se faire d'une manière mécanique ou d'une manière électronique. C'est pourquoi on parle de :

- un dispositif d'anti-enrayage mécanique (AM 62 à 74 et wagons TAC);
- un dispositif électrique (AM quadruples et voitures).

7.2. Le dispositif d'anti-enrayage mécanique Oerlikon type GSA 100 + 4GS 2.

7.2.1. Description du dispositif d'anti-enrayage.

7.2.1.1. Organes principaux.

Le dispositif d'anti-enrayage comprend 2 parties bien distinctes :

- a) Le dispositif de détection qui doit indiquer quand la roue atteint une décélération exagérée et ensuite quand la roue a repris sa vitesse circonférentielle normale.
- b) Le relais qui, répondant aux indications données par le dispositif de détection, fait vider partiellement ou complètement

4.

le cylindre de frein et, après que les roues ont repris leur vitesse circonférentielle normale, provoque la réalimentation du cylindre de frein.

7.2.1.2. Le dispositif de détection.

Chaque essieu porte, monté en bout d'essieu, un appareil détecteur type GSA comme présenté par la figure 122.

Le détecteur GSA 100 est composé des parties suivantes :

- a) le corps 1 boulonné sur la boîte d'essieu;
- b) l'embrayage B qui relie, par le frottement, le disque 6 à l'axe 2;
- c) l'entraîneur 11, qui est un ressort hélicoïdal à section rectangulaire. Ce ressort se termine des deux côtés d'une branche diamétrale. Ces branches diamétrales sont logées dans les rainures de deux disques. L'un de ces disques est boulonné sur le bout d'essieu 7 et l'autre disque 6 est vissé sur l'essieu 3 du détecteur;
- d) l'axe 2, de forme compliquée, qui comprend : la boîte à clapets 3 et la partie à droite qui sert de tige creuse, de guide et de siège de soupape pour la bague de carbone 12. L'ensemble est centré par les roulements 4a et 4b dans le corps 1;

Dans la boîte à clapets 3 on trouve deux soupapes 13 qui sont poussées vers leur siège par les ressorts 16. Les deux soupapes 13 possèdent des poussoirs de soupapes 10 se trouvant sur un même axe excentré, autant que possible de l'axe longitudinal du détecteur. (voir fig. 125)

Les chambres derrière les soupapes 13 sont en communication avec le canal 14 par la tige creuse 2;

- e) la bague à carbone 12 qui doit réaliser l'étanchéité entre le corps fixe 1 et l'axe tournant 2;
- f) la masse 8 qui, au moyen des roulements 15, est centrée sur l'essieu 2. Cette masse porte un doigt 9 qui se trouve entre les deux poussoirs de soupapes 10. Si l'axe 2 accélère ou décélère, par le contact : poussoir de soupape 10 - doigt 9, le même mouvement est transmis à la masse 8. Lors de chaque accélération ou décélération il existe donc, suivant le sens de rotation, un effort entre le doigt 9 et un des deux poussoirs de soupapes 10. Deux possibilités existent :

- ou bien l'effort cité plus haut est plus petit que la tension du ressort 16. Les soupapes 13 restent alors sur leur

siège et la pression dans le canal 14 ne subit pas de variation;

- ou bien l'effort cité plus haut est plus grand que la tension du ressort 16. Une des deux soupapes 13 (suivant le sens de rotation) est alors soulevée de son siège et le canal 14 est mis en communication avec l'atmosphère.

7.2.1.3. Le relais 46 S 2

Le relais assure la liaison (fig. 123 et 124)

- d'une part entre le distributeur et le cylindre de frein;
- d'autre part entre le réservoir auxiliaire et le(s) détecteur(s).

Normalement un bogie est équipé d'un relais et de deux détecteurs (un par essieu).

Le relais est composé des deux organes suivants :

- a) Le piston à membrane 42 qui sépare les chambres 20 et 21.

La chambre 21 est alimentée à partir du réservoir auxiliaire via le clapet de retenur 22 et l'orifice calibré 24. Elle est en communication directe avec les détecteurs via le canal 14.

La chambre 20 est toujours en communication avec la chambre 21 par l'orifice calibré 18. Toutefois, lors du remplissage de la chambre 20 la membrane peut s'éloigner vers la droite de façon à créer un deuxième passage entre les chambres 20 et 21. Lorsque l'équilibre de pression est rétabli la membrane reprend la position indiquée sur la figure 123.

- b) La soupape 34 qui subit d'une part l'effort du ressort 25 et d'autre part celui éventuel du piston à membrane 42.

La soupape 34 peut occuper deux positions bien déterminées :

ou bien contre le siège de la soupape 35 pour réaliser la communication entre distributeur et cylindre de frein,

ou bien contre le siège de la soupape 23, position dans laquelle elle :

- coupe la communication entre distributeur et cylindre de frein;
- réalise la communication entre le cylindre de frein et l'atmosphère.

6.

7.2.2. Fonctionnement du dispositif d'anti-enrayage.

7.2.2.1. Remplissage des différentes chambres et conduites.

Voir figure 124

Lors du premier remplissage du réservoir auxiliaire, ou après l'enrayage ou le patinage des roues, l'air comprimé s'écoule du réservoir auxiliaire, via le clapet de retenue 22, vers le relais.

La chambre 21 et la conduite 14 sont alimentées à la pression du réservoir auxiliaire dans un temps qui est déterminé par l'orifice calibré 24.

La chambre 20 est également remplie à la même pression, mais avec un certain retard par rapport à la chambre 21, retard provoqué par la présence de l'orifice calibré 18. Si la différence de pression entre les deux chambres dépasse une certaine valeur, la membrane 42 (qui joue également le rôle de clapet de retenue) se déplace vers la droite et permet le remplissage accéléré de la chambre 20.

Lors du remplissage de la chambre 20, la membrane 42 est poussée vers la droite de sorte qu'elle est sans influence sur la soupape 34. Celle-ci est poussée contre son siège par le ressort 25 et éventuellement aussi par la pression d'air du cylindre de frein.

En résumé on peut donc dire que pendant le remplissage des différentes chambres et conduites le relais est sans influence sur la pression du cylindre de frein.

7.2.2.2. Démarrage du train. Fonctionnement du détecteur.

Voir figure 122

Quand le train démarre, ou accélère, l'essieu 7 est soumis à une accélération angulaire. L'axe 2 est entraîné en même temps.

Par son inertie la masse 8 a tendance à retarder, mais son doigt 9 arrive en contact avec une des tiges de la soupape 10, avec un effort qui est en rapport direct avec l'inertie de la masse 8 et avec l'accélération ou décélération angulaire.

Pour les accélérations angulaires qui se présentent lors du démarrage normal du train ou lors d'un freinage sans glissement des roues, l'effort mentionné reste inférieur à la tension initiale du ressort 16. Dans ces conditions les soupapes 13 restent appuyées sur leur siège et la masse 8 est entraînée par l'axe 2 via la boîte à clapets 3, le ressort 16, la soupape 13, la tige de soupape 10 et le doigt 9.

Pour les accélérations qui se présentent lors d'un pivotage des roues, l'effort de poussée du doigt 9 contre la tige de soupape 10 devient supérieur à la tension initiale du ressort 16, de sorte que la soupape 13 est enfoncée.

Dans ce cas, la masse 8 est entraînée par le doigt 9, la tige de soupape 10 et le guide de la soupape 13. (le ressort 16 n'intervient plus).

Après le démarrage, en régime, la masse 8 tourne donc dans tous les cas à la même vitesse que l'essieu 7 et puisque, dans ces conditions, les soupapes 13 sont fermées, le canal 14 est sous la pression du réservoir auxiliaire.

7.2.2.3. Freinage normal sans glissement des roues. (voir figure 125)

Si un freinage est commandé, le cylindre de frein est alimenté par le distributeur, via la soupape ouverte 34. Par les efforts sur les blocs de frein, l'essieu 7 décélère. A cause de son inertie, la masse 8 veut continuer à tourner à une vitesse constante jusqu'au moment où son doigt 9 vient en contact avec une des deux tiges de soupapes 10 suivant le sens de rotation avec un effort proportionnel à la décélération.

Comme déjà expliqué au point 7.2.2.2 cet effort, provoqué lors d'un serrage normal, reste inférieur à la tension initiale du ressort 16. Les soupapes 13 restent donc contre leur siège et la pression dans le canal 14 ne subit aucune variation. Le relais n'est donc pas commandé et la pression dans le cylindre de frein n'est pas influencée par le dispositif d'anti-enrayage.

7.2.2.4. Freinage excessif. Glissement des roues. Voir figure 126

Si, pendant un freinage, l'effort de frottement exercé par les blocs sur les roues ou sur les disques, dépasse l'adhérence disponible, l'essieu passe de l'état de rotation à l'état de glissement. Comme on l'a expliqué au point 7.1.2.1, pendant cette transition, l'essieu subit une très forte décélération. L'effort, proportionnel à cette décélération, exercé par la masse 8 sur le poussoir de soupape 10, dépasse toujours dans ces conditions la tension initiale du ressort 16, de sorte que la soupape 13 est soulevée de son siège.

Par suite de l'échappement violent de l'air de la conduite 14 par la soupape ouverte 13 et de la limitation de l'alimentation par l'orifice calibré 24, on obtient une brusque chute de pression dans la chambre 21. La pression dans la chambre 20 ne peut pas descendre aussi rapidement, étant donné la présence de l'orifice calibré 18. A cause de cette différence de pression entre les chambres 20 et 21, le piston à membrane 42 se déplace vers la gauche et pousse la soupape 34 contre le siège 23.

8.

Ainsi la communication entre le distributeur et le cylindre de frein est coupée et celle entre le cylindre de frein et l'atmosphère établie. La pression dans le cylindre de frein tombe très rapidement.

En même temps que la pression dans le cylindre de frein, l'effort de frottement diminue sur la roue (voir point 7.1.2.3) et devient à un certain moment inférieure à l'adhérence. A cause de cette différence d'effort la roue reprend sa vitesse normale et les soupapes 13 se referment.

Le fonctionnement est le suivant :

Au moment où, par suite de l'ouverture d'une des soupapes 13 la chute de pression dans la chambre 21 est commencée, la chambre 20 commence aussi à se vider dans la chambre 21 par l'orifice calibré 18. Après un certain temps les pressions dans les chambres 21 et 20 se seraient égalisées et la soupape 34 se déplacerait de son siège 23 vers son siège 35. A ce moment l'anti-enrayage cesserait et la réalimentation du cylindre de frein commencerait.

Toutefois, au moment où la roue cesse de glisser, les deux soupapes 13 sont fermées, de sorte que la chambre 21 sera rapidement remplie par l'orifice calibré 24, tandis que la pression de la chambre 20 continue à baisser. Au moment où les deux pressions sont égales la soupape 34 se déplace vers son siège 35 ce qui permet la réalimentation du cylindre de frein.

On peut donc dire que très peu de temps après que la roue a repris sa vitesse normale, la vidange du cylindre de frein s'arrête et le remplissage recommence.

Comme à ce moment les chambres 21 et 20 sont à la même pression, l'installation est de nouveau prête à fonctionner dans le cas où, par la pression croissante du cylindre de frein, la roue se bloquerait à nouveau.

7.2.2.5. Influence d'un manque d'étanchéité dans la conduite de détection 14.

Dans le cas d'une fuite permanente dans la conduite 14, p.e. par un boyau crevé ou par une soupape 13 non étanche, il s'installerait dans la chambre 21 une pression comprise entre zéro et la pression du réservoir auxiliaire.

L'action de l'orifice calibré 18 aura pour effet d'établir la même pression stabilisée dans les chambres 20 et 21 et la soupape 34 reste appliquée contre le siège 35.

Une fuite constante ne donne donc pas lieu à un fonctionnement

intempestif du dispositif d'anti-enrayage, la fuite d'air étant d'ailleurs limitée par l'orifice calibré 24.

7.2.2.5. Soupapes équilibrées du détecteur.

Dans le détecteur, ainsi qu'il est représenté à la figure 122 les soupapes 13 sont appuyées sur leur siège par :

- l'action du ressort 16
- l'action de la pression d'air agissant sur une surface circulaire dont le diamètre est égal à celui du siège de la soupape 13.

Cette dernière influence est en rapport direct avec la pression dans le canal 14 qui, normalement, est égale à la pression du réservoir auxiliaire. Toutefois cette dernière pression est fort variable en service lorsque le réservoir est alimenté directement par la conduite d'alimentation et par suite de consommation d'air pour alimenter les cylindres de frein.

En conséquence, la décélération angulaire pour laquelle les soupapes 13 s'ouvriront sera très variable.

Afin d'obtenir que les soupapes 13 s'ouvrent toujours pour la même décélération angulaire, malgré la pression variable du réservoir auxiliaire, on a équilibré ces soupapes, voir figure 127.

On a équipé chaque tige de soupape d'un piston 28 avec membrane 29. Le diamètre du piston 28 est le même que celui du siège de la soupape 13. L'effort pneumatique résultant sur la soupape est donc nul. La décélération angulaire nécessaire à l'ouverture des soupapes 13 est seulement déterminée par la tension constante du ressort 16.

7.3. Le dispositif anti-enrayage électronique Oerlikon, type GER 1 + EMV 511 + GSE 100.

7.3.1. Introduction.

L'équipement comprend trois composants bien définis, C. à d. :

- un dispositif de détection qui doit fournir un signal duquel il est possible de déduire que les roues ont une tendance de glisser;
- un dispositif de desserrage, placé entre le distributeur et le(s) cylindre(s) de frein qui permet de vider le(s) cylindre(s) de frein complètement ou partiellement jusqu'au moment où les roues ont repris leur vitesse normale;
- une centrale électronique qui analyse les signaux venant du

dispositif de détection et commande au dispositif de desserrage d'intervenir, au moment adéquat.

7.3.1.2. Principe du dispositif de desserrage et du dispositif de détection du blocage des roues.

Chaque essieu est équipé d'un générateur qui fournit une tension proportionnelle au nombre de tours qu'il fait.

Les tensions engendrées de cette manière par les quatre essieux sont transmises vers un équipement électronique central dont le rôle est à tout instant :

- a) de mesurer la décélération momentanée;
- b) pour chaque bogie comparer les tensions fournies par les générateurs, ce qui correspond à comparer les nombres de tours des essieux, c. à d. mesurer la différence des tensions;
- c) comparer la tension la plus élevée d'un bogie (donc de l'essieu avec le nombre de tours le plus élevé), avec la tension la plus basse de l'autre bogie (donc de l'essieu avec le nombre de tours le moins élevé), c. à d. mesurer en plus cette différence des tensions.

Si l'équipement mesure pour un de ces paramètres une valeur qui dépasse un seuil pré réglé, l'électro-valve, placée entre le distributeur et le(s) cylindre(s) de frein du bogie qui a tendance de glisser, est excitée (fig. 128). Par ce fait, la pression du (des) cylindre(s) de frein est évacuée à l'air libre jusqu'à ce que les valeurs mesurées rentrent dans les limites imposées.

7.3.2. Description et fonctionnement - Schéma électrique.

Note préalable :

Le mot "commutateur" employé dans le texte désigne, d'une manière simplifiée, un circuit électrique compliqué.

L'équipement électronique est exécuté en circuits imprimés. En annexe, une description abrégée est donnée des symboles employés.

- a) Les 4 générateurs fournissent chacun une tension alternative qui est redressée par les redresseurs GR1, GR2, GR3 et GR4 (fig. 129).
- b) Les tensions redressées sont transmises d'une part aux commutateurs différentiels D1, D3, D5 et D7 et d'autre part aux commutateurs différentiels D2, D4, D6, D8.

Les commutateurs différentiels impairs (D1-D3-D5-D7) commutent aussi longtemps que la tension augmente tandis que les pairs (D2-D4-D6-D8) commutent aussi longtemps que la tension baisse. Toutefois, à condition que la baisse de tension dépasse une valeur pré-réglée.

- c) Considérons que la décélération d'un des générateurs, par exemple A1, devient trop importante : D2 devient conducteur et une entrée de la porte "OU" G3 est mise sous tension. Cette porte devient conductrice et la tension est appliquée sur le commutateur bistable FF1 (FLIP-FLOP) lequel devient conducteur en position B.
- d) De cette manière la tension est appliquée sur une entrée de la porte "OU" G5. Cette porte devient conductrice et la tension s'applique d'un côté à la NAND - porte N1 et le commutateur temporisé Z1.
Les deux entrées de N1 sont mises sous tension. Par le fait que ce commutateur est un inverseur, la tension est nulle à la sortie de N1. Cette sortie est en liaison avec l'entrée de l'amplificateur-inverseur INV 1. En conséquence, il y a une tension à la sortie de INV 1, qui après une amplification commande l'électro-valve V1 laquelle établit la communication entre les cylindres de frein du bogie en cause avec l'atmosphère.
- e) Le commutateur temporisé Z1 entre en fonction. Après un temps pré-réglé, il interrompt le passage du courant vers N1, même si la décélération de A1 est encore trop élevée. Puisqu'il y a une tension sur une entrée et pas de tension sur l'autre, il y a alors une tension sur la sortie, qui est transmise à l'amplificateur-inverseur JNV 1. De ce fait, il n'y a plus de tension sur la sortie du JNV 1; l'électrovalve V1 n'est plus excitée et l'effort de freinage redevient normal.
- f) Une accélération du générateur A1 (toujours dans l'hypothèse proposée en c) fait commuter le commutateur différentiel D1. De ce fait, les entrées de la porte "OU" G7, sont mises sous tension. La porte G7 devient conductrice et met le commutateur bistable FF1 (FLIP-FLOP) dans la position "A". Dans cette position la tension disparaît à l'entrée correspondante de la porte "OU" G5. Dans l'hypothèse qu'il n'y a pas de tension sur l'autre entrée, la tension disparaît à la sortie. De ce fait, l'électrovalve V1 n'est plus excitée.
- Si la tension disparaît à l'entrée du commutateur temporisé Z1, ce dernier est remis en position 0.
- g) Supposons que la différence des tensions fournies par les générateurs A1 et A2 dépasse une valeur pré-réglée. Le commutateur différentiel DS1 donne une tension vers la porte "OU" G13.

Cette dernière devient conductrice et laisse passer le courant vers la porte "OU" G5, ce qui provoque l'excitation de l'électro-valve V1 comme déjà décrit aux points d et c ci-dessus.

Cette situation persiste aussi longtemps que la différence de tension est plus importante que la valeur limite imposée.

- h) Par la porte "OU" G 11 et la porte "OU" G 12 les tensions fournies par les générateurs A1, A2 et A3, A4 sont transmises sur le commutateur différentiel composé DS 3.

Si la différence, entre la plus grande tension d'un bogie et la plus petite tension de l'autre bogie, est plus grande qu'une valeur pré-réglée, le commutateur commute vers le côté qui correspond avec le plus petit "input" et l'électrovalve intéressée est excitée.

Cette situation persiste aussi longtemps que la différence de tension est plus élevée que la limite imposée.

- i) Afin d'éviter que le dispositif électronique ne reste raccordé à la batterie de la voiture pendant l'arrêt, on transmet la tension des générateurs "A" par une porte "OU" - G1 vers un commutateur de niveau PS.1 lequel devient commutant lorsque la tension des générateurs "A" dépasse une valeur déterminée.

Cette valeur correspond avec une vitesse de ± 5 km/h de la voiture.

De ce fait le commutateur électronique SK 1 relie le dispositif avec la batterie du véhicule.

Pour affaiblir les pointes de parasites haute fréquence, on a prévu un filtre "passe-bas" TP.

A une vitesse de ± 10 km/h le commutateur électronique SK2 devient commutant.

Il est commandé par la porte "OU" -G2 et le commutateur de niveau PS 2. Ce circuit est prévu pour éviter la connexion avec la batterie au cas où la tension de celle-ci s'élève trop lentement ou qu'elle n'atteint pas la valeur nécessaire pour le bon fonctionnement du circuit logique.

La tension d'alimentation est limitée par le régulateur de tension ST 1.

Contrôle du dispositif anti-enrayage.

Le coffret électronique GSE 100 est équipé d'un dispositif de contrôle qui comporte 5 boutons-poussoirs et 3 lampes-témoins.

C.1220 B

11ème leçon

En plus dans la proximité immédiate du coffret sont installés deux manomètres qui indiquent la pression des cylindres de frein de chaque bogie.

Le dispositif anti-enrayage permet de contrôler tout l'équipement à l'exception des 4 générateurs.

En agissant sur le bouton TB, placé en-dessous, on applique la tension de la batterie sur l'équipement. La présence de cette tension sur l'équipement provoque l'allumage de la lampe-témoin "rouge" placée à proximité.

Pour vérifier l'équipement de l'essieu 1, on agit simultanément sur les boutons TB et T1. Si le dispositif testé est en ordre, la lampe-témoin "verte" s'allume et la pression dans le cylindre de frein disparaît (1er bogie).

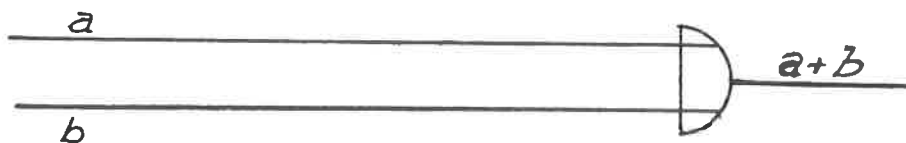
Lorsqu'on maintient enfoncés les mêmes boutons-poussoir, la pression dans le cylindre de frein réapparaît après quelques secondes.

Le contrôle de l'équipement des trois autres essieux se fait de la même manière.

Le contrôle du dispositif d'anti-enrayage est prescrit lors de la visite dodécadaire de même si l'on constate la présence de plats aux bandages des roues.

Description abrégée des symboles utilisés.
(présentation américaine)

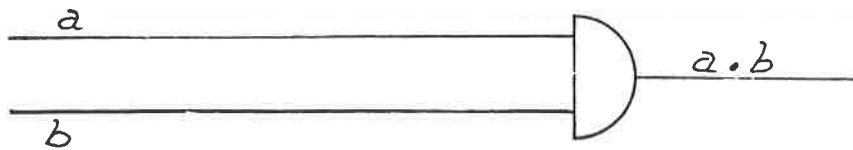
1) Symbole du circuit logique (porte) "OU"



Il y a une tension à la sortie lorsqu'il y a une tension sur "a", ou sur "b", ou sur "a" et "b" simultanément.

14.

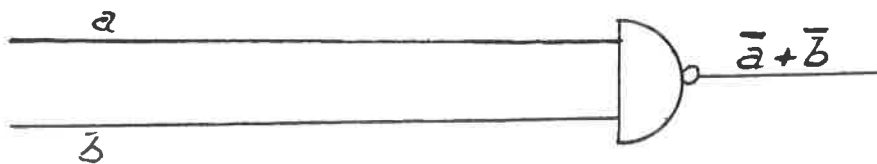
2) Symbole du circuit logique (porte) "ET"



Il y a seulement une tension sur la sortie lorsque "a" et "b" reçoivent simultanément une tension.

3) Symbole du circuit logique "NAND"; c'est une contraction de NO-AND.

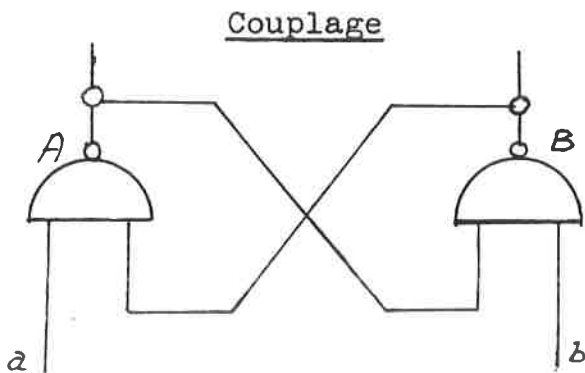
La fonction NO signifie une inversion.



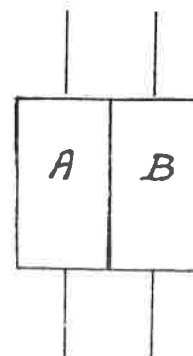
Il n'y a pas de tension sur la sortie lorsque "a" et "b" reçoivent simultanément une tension.

4) Circuit bistable (Flip-Flop).

C'est un circuit qui a deux situations stables. Un tel circuit peut se concevoir par exemple lorsqu'on met la sortie du deuxième échelon à l'entrée du premier, dans un circuit composé de deux circuits "NAND" en série.



Présentation

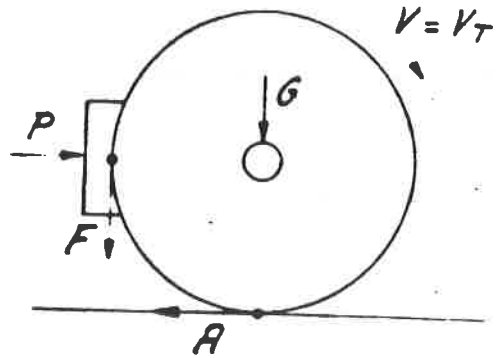
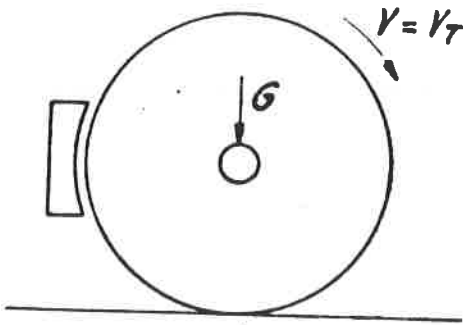


$R = F$

Marche ordinaire.

Freinage.

Fig.119



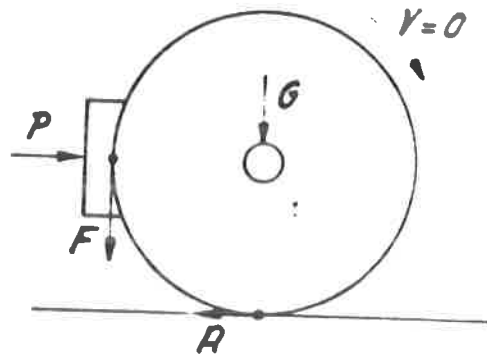
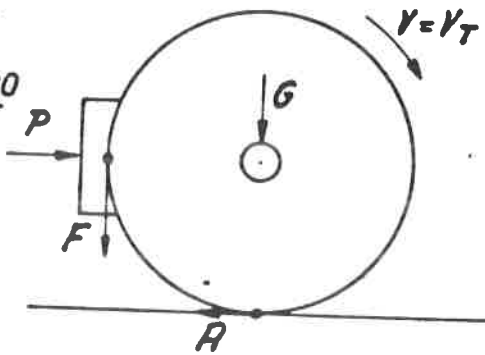
Passage de l'état de rotation vers l'état de glissement.

$AM < F$

Début.

Fin.

Fig.120



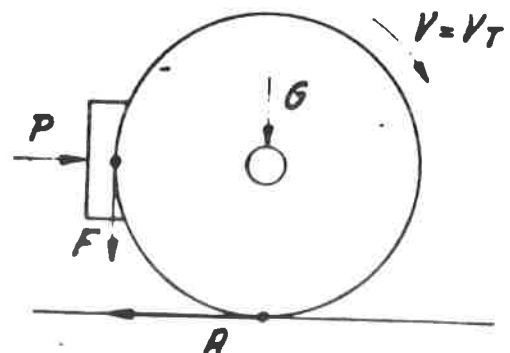
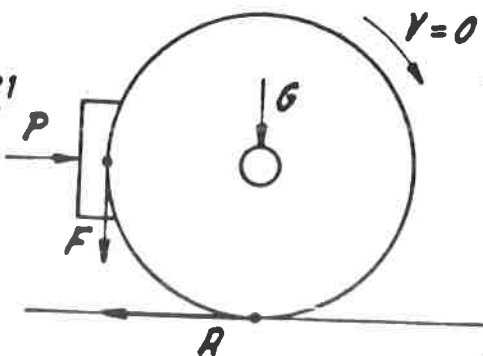
Passage de l'état de glissement vers l'état de rotation.

$AM > F$

Début.

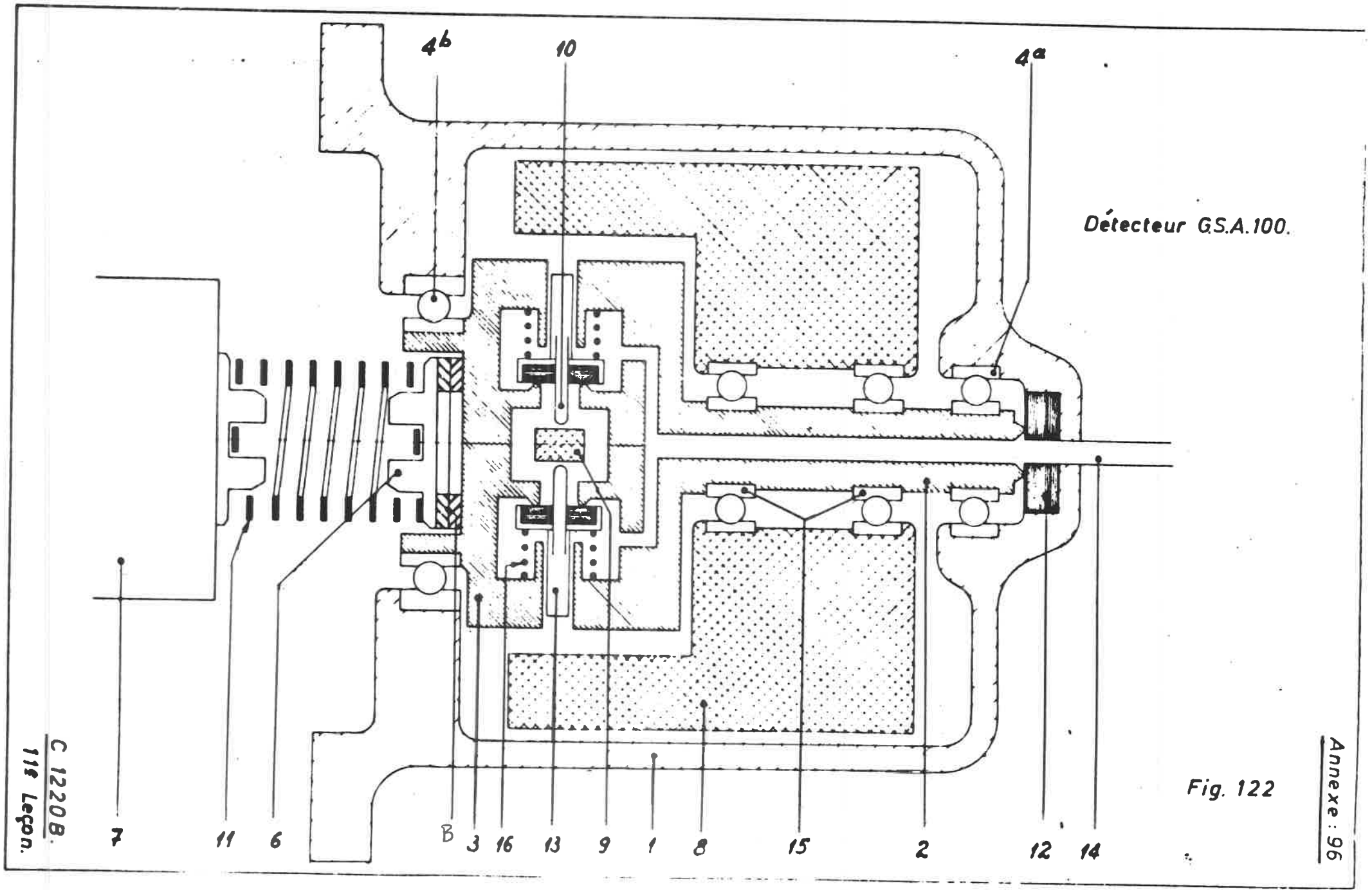
Fin.

Fig.121



C 1220 B.
11^e Leçon.

$V =$ Vitesse circonférentielle de la roue. $V_T =$ Vitesse du train.



Détecteur G.S.A.100.

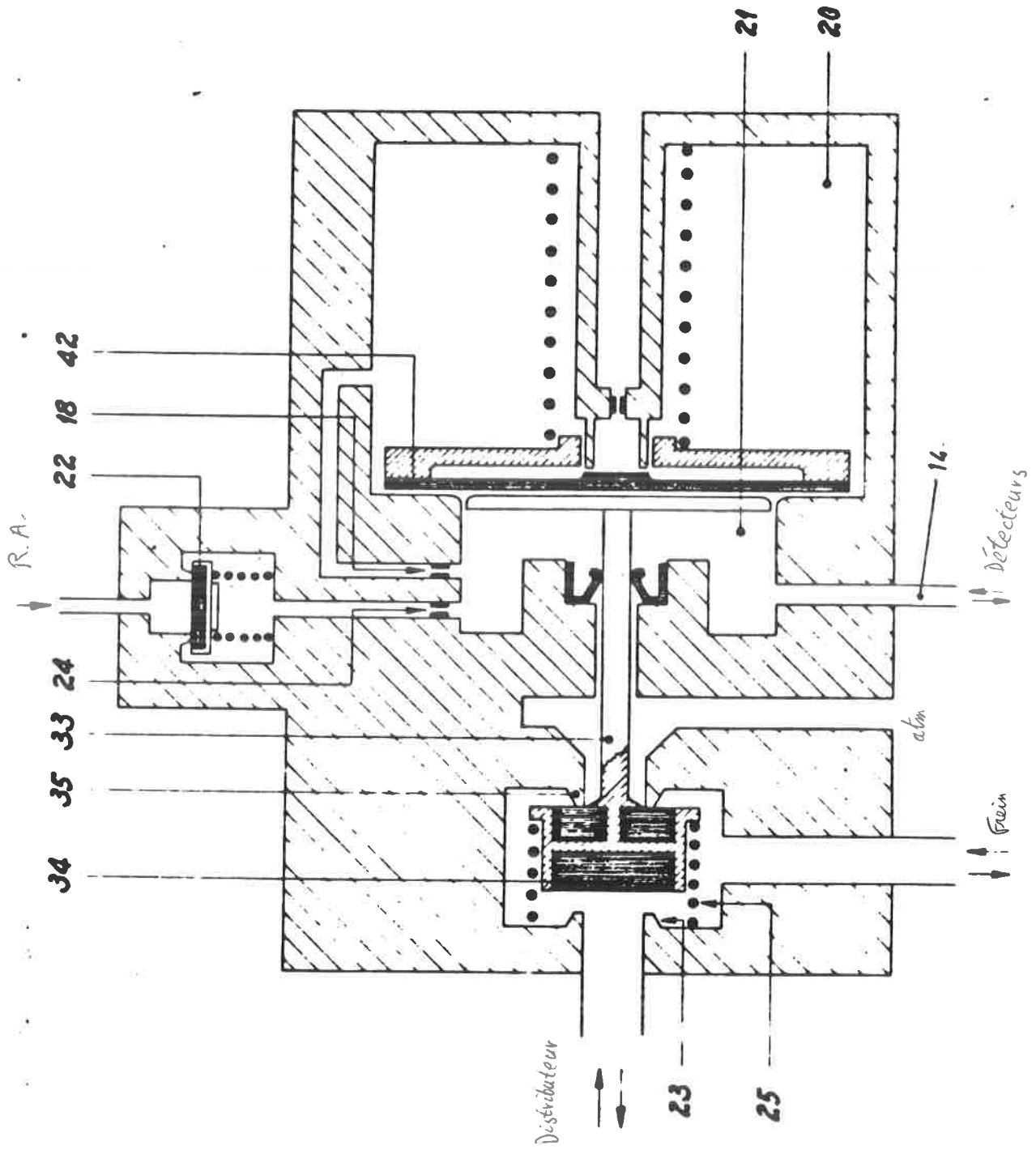
Fig. 122

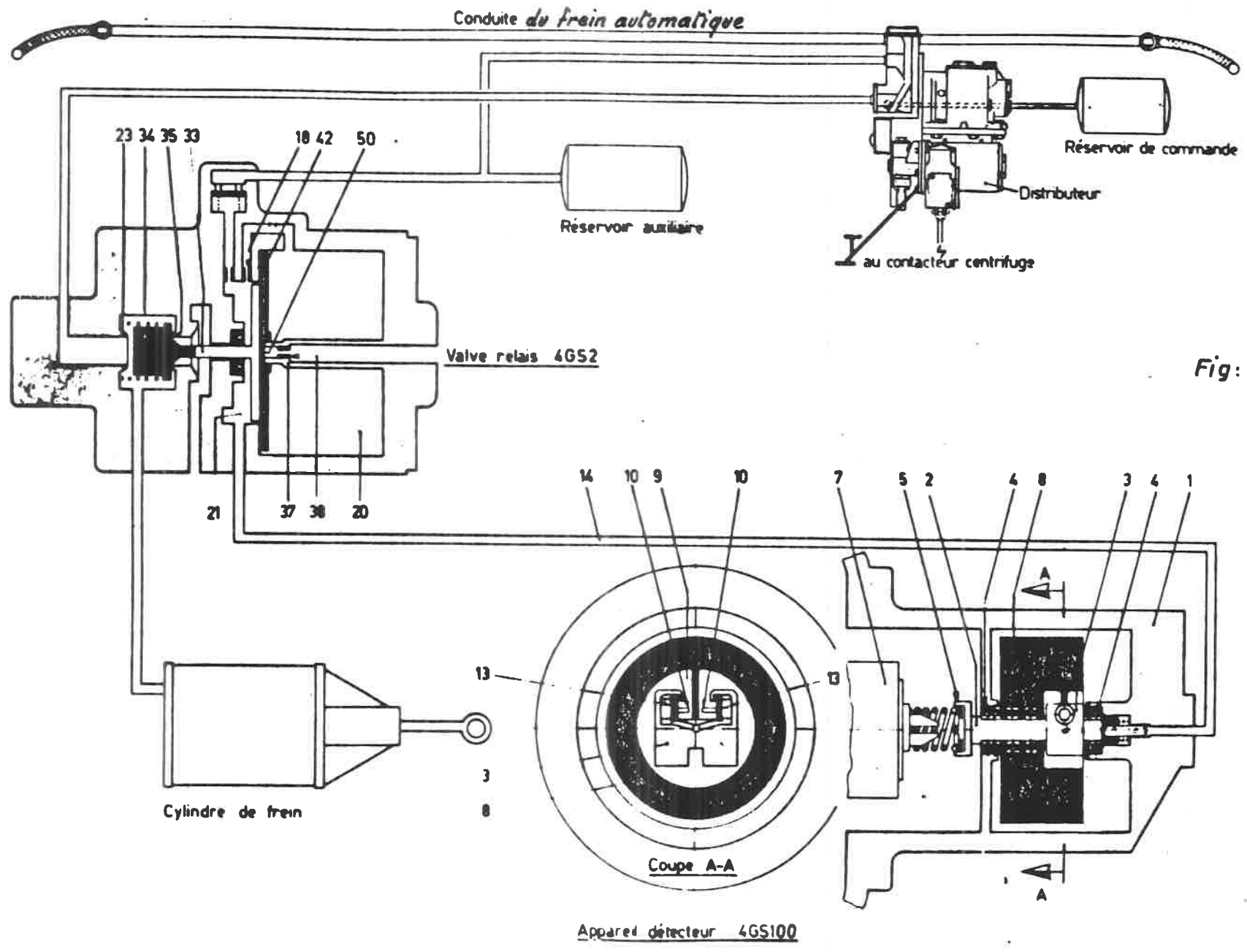
C 1220 B.
118 Legon.

Annexe : 96

Relais 4GS2

Fig.123.





23 34 35 33

18 42 50

21

37 38 20

14

10

9

10

7

5

2

4

8

3

4

1

13

3

8

A

A

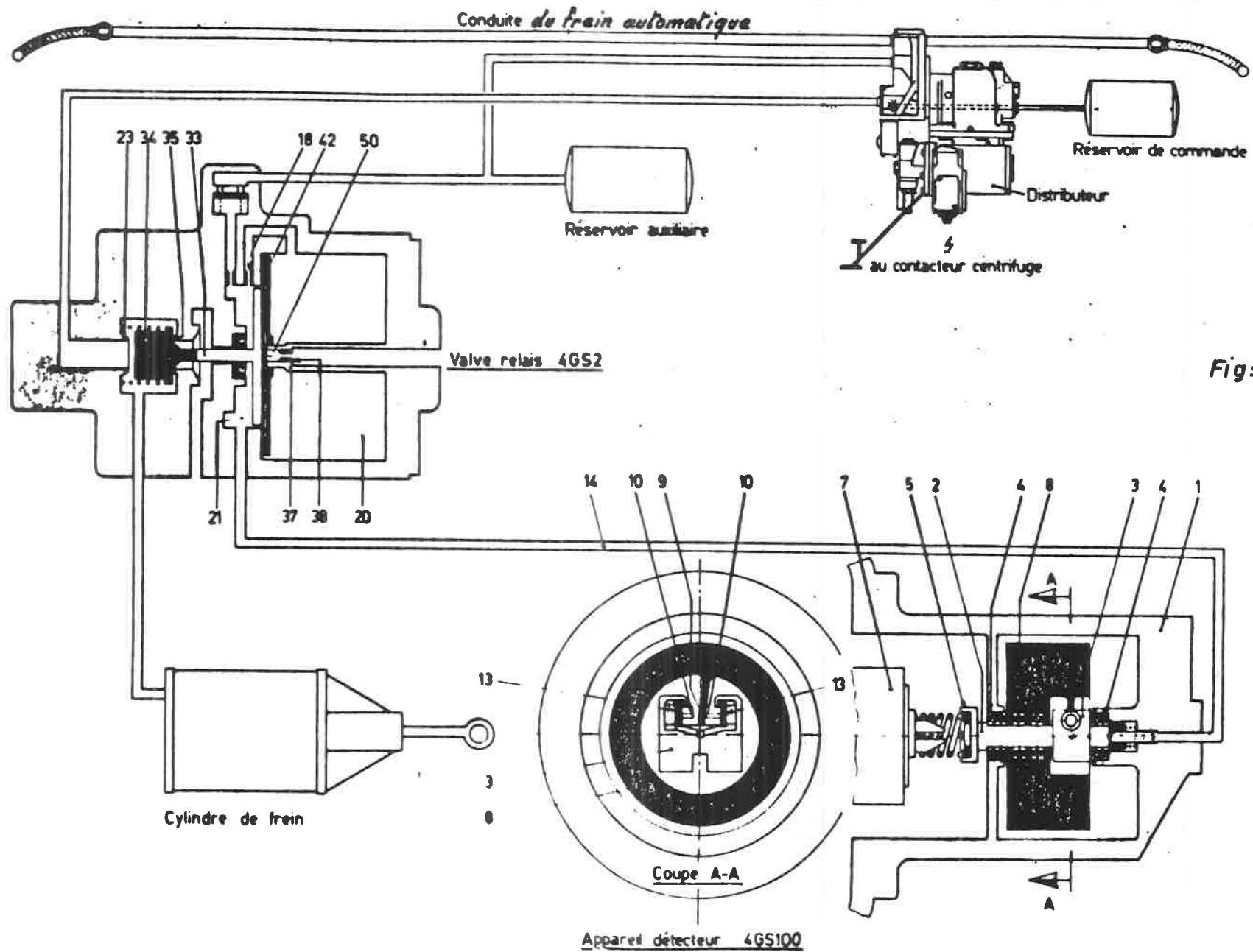


Fig: 125.

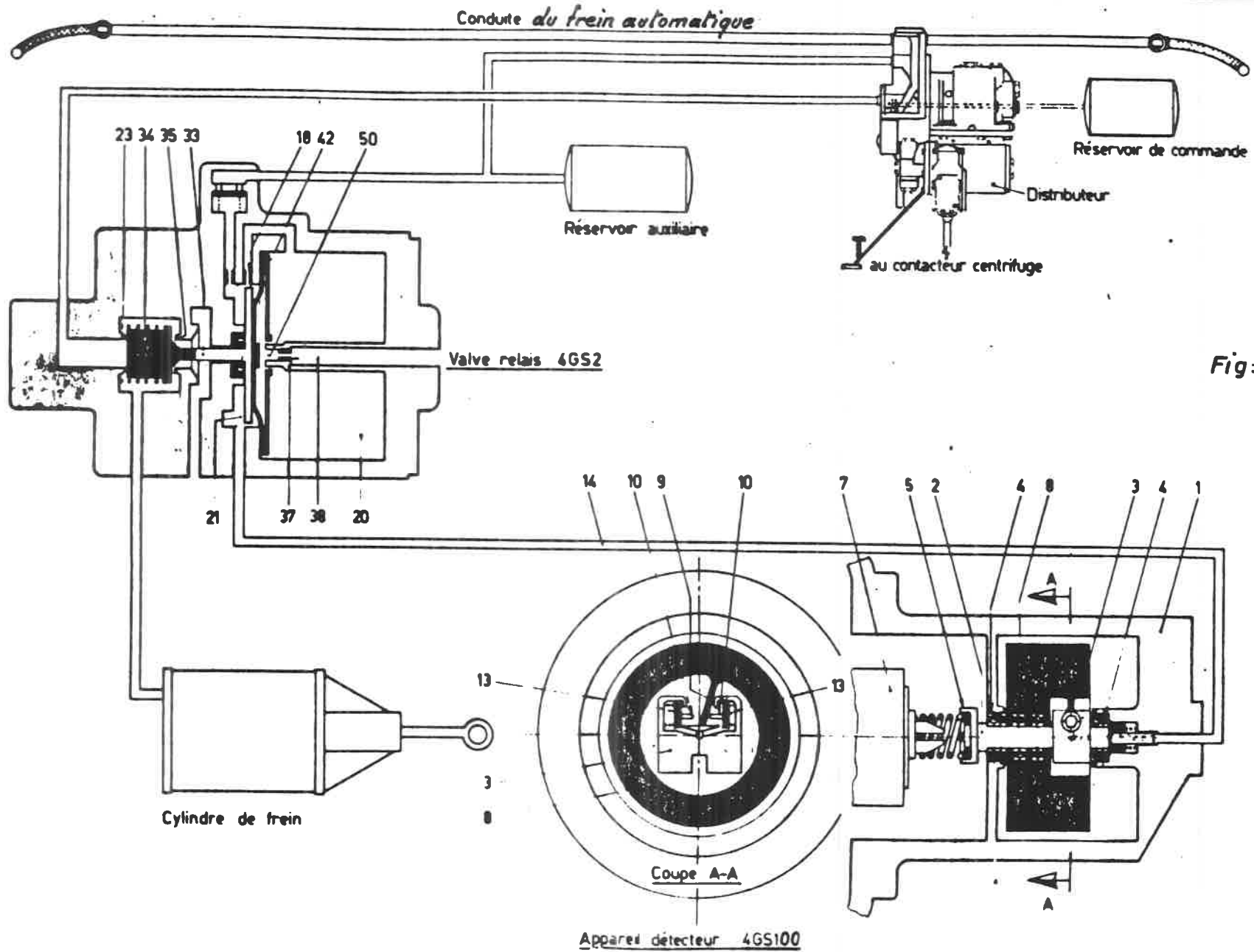


Fig: 126.

Soupape d'échappement équilibrée .

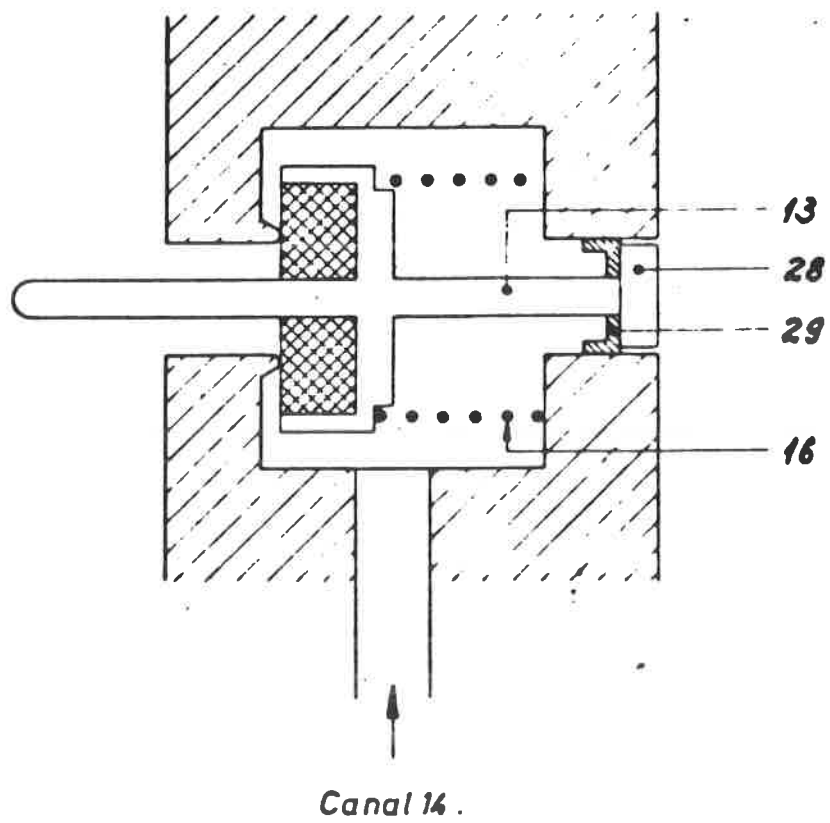


Fig. 127.

Ensemble du dispositif anti-enrayage électronique OERLIKON .

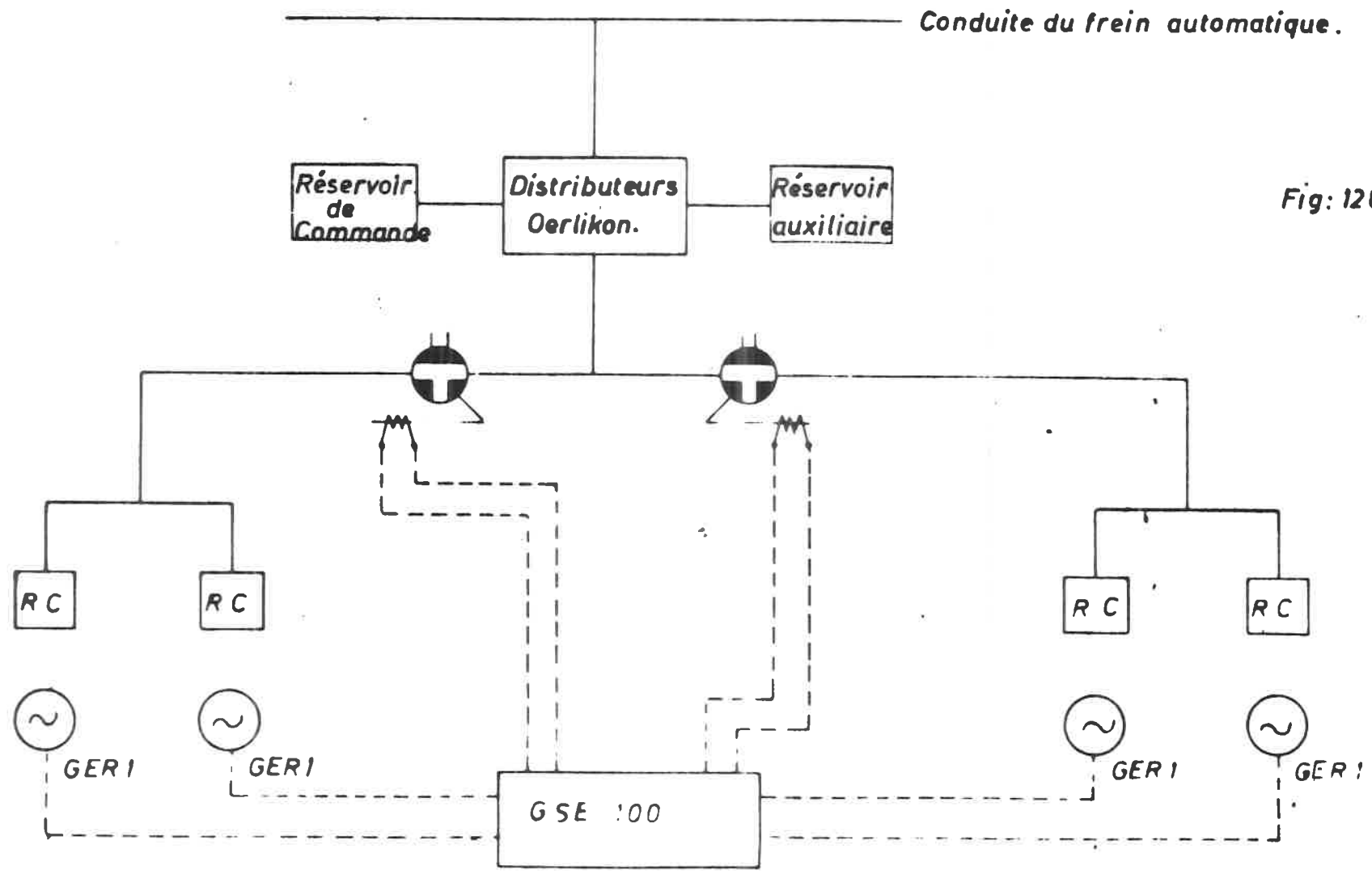
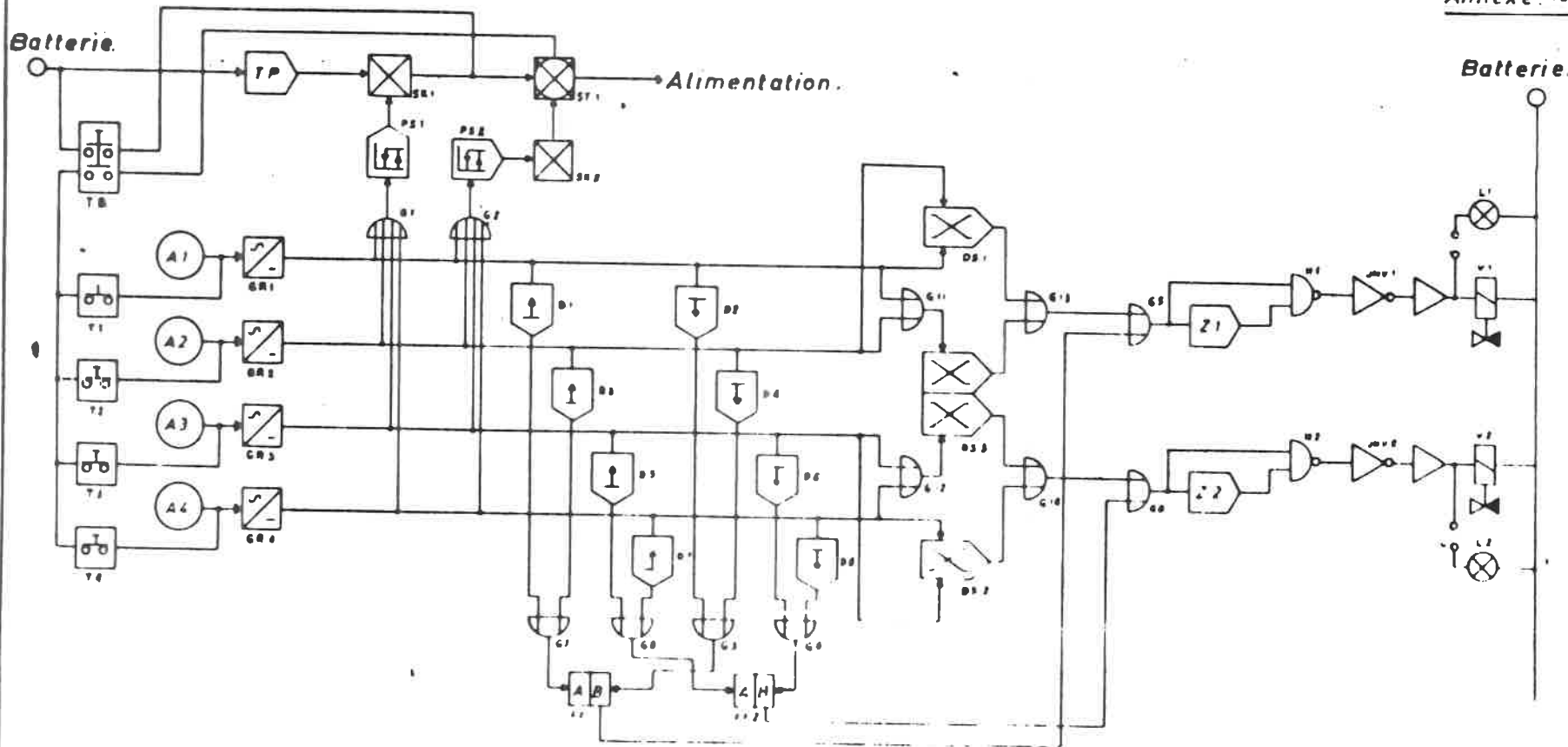


Fig: 128.



- | | | |
|--|---------------------------|----------------|
| Filtre de fréquence (coupure haute fréquence). | Bouton poussoir. | Générateur. |
| Commutateur de niveau. | Commutateur électronique. | Lampe témoin. |
| Commutateurs différentiels. | Régulateur de tension. | OR Porte. |
| Commutateurs différentiels. | Redresseur de courant. | NAND Porte. |
| Commutateur temporisé. | Flip-Flop. | Electro-valve. |
| Output par différence aux entrées. | Amplificateur. | |
| Output du côté du plus petit input. | Amplificateur inverseur. | |

Fig 129

12e leçon.

Chapitre 8

Principes généraux des timoneries de frein.

8.1. Généralités.

La timonerie de frein constitue l'ensemble des leviers et bielles destinés à transmettre, aux sabots s'appliquant sur les roues ou aux disques de frein, l'effort exercé par l'air comprimé sur le piston du cylindre de frein ou exercé par le frein à main. La fig. 130 représente la timonerie d'un véhicule à 2 essieux et la fig. 131 la représentation schématique de cette même timonerie.

Ces organes peuvent donner lieu à différentes combinaisons de manière à s'adapter au matériel roulant dans les meilleures conditions possibles.

L'efficacité des freins dépend en grande partie du bon établissement de la timonerie.

Il convient donc d'étudier avec un soin particulier la disposition à donner aux leviers et aux tringles de façon que ces organes transmettent efficacement les efforts et que leurs mouvements ne soient jamais entravés par une résistance inutile.

Les proportions à donner aux organes de la timonerie doivent être choisies de telle façon qu'en partant d'un effort donné au piston du cylindre de frein ou au point d'attache du frein à main, on puisse assurer sur chaque sabot ou garniture de frein à disques l'effort de freinage désiré.

8.2. Détermination des divers éléments nécessaires à l'établissement d'une timonerie de frein.

L'établissement d'une timonerie de frein nécessite la connaissance de divers éléments dont la définition et la détermination sont indiquées ci-après (les unités sont : "Bar" pour la pression, "cm²" pour les surfaces, "kg" pour les forces, "mm" pour les courses).

8.2.1. Effort net du piston (Fn).

Cet effort est égal à l'effort théorique (Ft) exercé sur la face du piston, pour une course déterminée, diminué des résistances du ressort de rappel interne du cylindre et du ressort de rappel externe de la timonerie.

L'effort théorique est égal à la surface **S** du piston exprimée en cm² X par la pression unitaire (**bar**) dans le cylindre de frein.

$$F_n = p \times S - R - z$$

8.2.2. Effort théorique total aux sabots (Pt).

L'effort théorique total aux sabots est la somme des efforts théoriques agissant sur tous les sabots de frein du véhicule.

L'effort théorique sur un sabot est l'effort obtenu en multipliant l'effort net du piston du cylindre par le rapport des différents leviers transmettant cet effort au sabot.

8.2.3. Effort effectif total aux sabots en stationnement (Ps).

C'est la somme de tous les efforts entre sabots et roues d'un véhicule en stationnement.

8.2.4. Effort effectif total aux sabots en marche (Pm).

C'est la somme de tous les efforts entre sabots et roues d'un véhicule en marche.

8.2.5. Rendement R de la timonerie.

Le rendement de la timonerie de frein est le rapport entre l'effort effectif total sur les sabots (Ps) et l'effort théorique total sur les sabots (Pt).

Ainsi on obtient le rendement Rs en stationnement et le rendement Rm en marche.

$$R_s = \frac{P_s}{P_t}$$

$$R_m = \frac{P_m}{P_t}$$

En pratique on obtient les valeurs 0,8 pour Rs et 0,9 pour Rm.

8.2.6. L'amplification (A) de la timonerie.

L'amplification (A) de la timonerie est le rapport qui existe entre l'effort théorique total aux sabots (Pt) et l'effort net (Fn) du piston.

$$A = \frac{P_t}{F_n}$$

Pour les timoneries dans lesquelles les sabots subissent tous le même effort théorique, l'amplification est aussi égale au rapport entre le déplacement du piston et le déplacement moyen des sabots (pour autant que les sabots se déplacent vers les roues).

Par suite de l'emploi des régleurs automatiques de timonerie qui permettent d'obtenir une course de piston à peu près constante, l'amplification peut atteindre une valeur de 13.

8.2.7. Choix du diamètre du cylindre de frein.

Le choix du cylindre de frein dépend du quotient de l'effort total théorique aux sabots divisé par l'effort net du piston du cylindre. Ce cylindre doit donc être choisi de façon à respecter la condition d'amplification ci-dessus.

Pour les wagons équipés d'un dispositif "Tare + Charge" mécanique, l'amplification en position de freinage de la charge est seule à considérer.

8.2.8. Course du piston.

C'est le déplacement total du piston lors d'un serrage à fond.

8.2.8.1. Course de réglage (Cr).

C'est la course qu'on veut obtenir.

Le régleur de timonerie est réglé en fonction de cette course.

Des valeurs souvent rencontrées en pratique sont 110 mm pour les wagons et 125 mm pour les voitures.

8.2.8.2. Course théorique (Ct).

La course théorique du piston est celle nécessaire pour appliquer les sabots contre les bandages.

Elle est égale à la course de réglage diminuée de la course due à l'élasticité de la timonerie.

$$Ct = Cr - E$$

Elle est aussi égale au produit du jeu moyen entre les sabots et roues (frein lâché) et l'amplification :

$$Ct = j \times A$$

La course E due à l'élasticité de la timonerie peut être considérée égale à :

2 mm x amplification tare	(pour les voitures avec (freinage ordinaire ; (pour les wagons freinés (à la tare ;
3,5 mm x amplification charge	(pour les wagons, si le wagon (est freiné à la charge ; (pour les voitures avec (freinage à haute puissance.

8.2.9. Poids-frein du véhicule.

Le poids-frein d'un véhicule à un régime de freinage déterminé, caractérise la puissance de freinage de ce véhicule au régime de freinage considéré.

Ce poids-frein s'exprime en tonnes et est égal:

a) Pour le freinage en régime "marchandises" :

A l'effort total effectif en marche (Pm) sur les sabots multiplié par des coefficients variables définis par la fiche U.I.C.

Ces coefficients tiennent compte notamment de la durée du serrage complet pour une course moyenne de piston et du pourcentage d'effort aux sabots à la fin du premier temps de serrage par rapport à l'effort final aux sabots et aussi avec l'effort aux sabots proprement dit.

b) Pour le freinage en régime "voyageurs" :

Il est déterminé en général au moyen d'essais et dépend du parcours d'arrêt réalisé lors du serrage d'urgence effectué à une vitesse déterminée, en palier et alignement.

En résumé le calcul d'une timonerie consiste à se fixer certains des éléments énoncés précédemment, à calculer les autres éléments et notamment les poids-frein et à vérifier si les conditions de freinage à obtenir sont réalisées.

8.3. Calcul des efforts transmis par les leviers et tringles d'une timonerie.

Lors de l'établissement d'une timonerie, il peut être nécessaire de calculer les efforts dans les différentes tringles et leviers en partant de l'effort au piston.

A titre d'exemple, nous donnons ci-après le calcul des efforts dans les bielles et leviers d'une timonerie simple.

8.3.1. Calcul des efforts.

Le calcul des efforts est basé sur la théorie des leviers, que nous rappelons brièvement.

Les leviers sont classés en trois catégories suivant les positions relatives de l'axe O, de la force P et de la résistance Q.

Ces trois catégories sont les suivantes :

- le levier inter-résistant dans lequel la résistance Q se trouve entre la force P et l'axe d'appui O (fig. 132).
- le levier inter-puissant dans lequel la force P s'applique entre l'axe O et la résistance Q (fig. 133).
- le levier inter-appui dans lequel le point d'appui O se trouve entre la force P et la résistance Q (fig. 134).

Chacun de ces leviers comporte donc 4 éléments :

- la force P
- la résistance Q
- la distance B , de P au point d'appui O
- la distance A , de Q au point d'appui O

Connaissant trois de ces éléments, il est toujours possible de déterminer le quatrième :

$$P \times B = Q \times A$$

$$\text{d'où } P = \frac{Q \times A}{B} ; Q = \frac{P \times B}{A} ; B = \frac{Q \times A}{P} ; A = \frac{P \times B}{Q}$$

Envisageons maintenant la timonerie simple représentée à la fig. 131 et supposons connu l'effort P exercé par le piston et les longueurs des différents bras de levier.

8.3.2. Calcul des efforts théoriques Q_1 et Q_2 aux sabots du 1er essieu.

1° Effort P_1 au point C .

$$P \times c = P_1 \times d \quad \text{d'où } P_1 = P \times \frac{c}{d}$$

2° Effort Q_2 au sabot (axe d'appui en D).

$$Q_2 \times f = P_1 \times e \quad \text{d'où } Q_2 = P_1 \times \frac{e}{f}$$

$$\text{d'où } Q_2 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e}{f}$$

3° Effort P_2 (axe d'appui en E).

$$\begin{aligned} P_1 \times (e + f) &= P_2 \times f \quad \text{d'où } P_2 = P_1 \frac{(e + f)}{f} \\ &= P \times \frac{c}{d} \times \frac{e + f}{f} \end{aligned}$$

4° Effort Q1 au sabot (axe d'appui en F).

$$P_2 \times e = Q_1 (e + f) \text{ d'où } Q_1 = P_2 \times \frac{e}{e + f} = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e + f}{f} \times \frac{e}{e + f}$$

$$\text{où } \boxed{Q_1 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e}{f}}$$

3. Calcul des efforts théoriques Q3 et Q4 aux sabots du 2e essieu.

1° Effort P' au point B.

$$P \times (c + d) = P' \times d \text{ d'où } P' = P \times \frac{c + d}{d}$$

2° Effort P'1 au point I (axe d'appui en G).

$$P' \times c = P'1 \times (c + d) \text{ d'où } P'1 = P' \times \frac{c}{c + d} = P \times \frac{c + d}{d} \times \frac{c}{c + d}$$

$$\text{et } P'1 = P \times \frac{c}{d}$$

3° Effort Q4 au sabot (axe d'appui en K).

$$Q_4 \times f = P'1 \times e \text{ d'où } Q_4 = P'1 \times \frac{e}{f}$$

$$\text{et } \boxed{Q_4 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e}{f}}$$

4° Effort P'2 (axe d'appui en J).

$$P'2 \times f = P'1 \times (e + f)$$

$$\text{d'où } P'2 = P'1 \times \frac{e + f}{f} \text{ et } P'2 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e + f}{f}$$

5° Effort Q3 au sabot (axe d'appui en L).

$$P'2 \times e = Q_3 \times (e + f)$$

$$\text{d'où } Q_3 = P'2 \times \frac{e}{e + f} \text{ et } Q_3 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e + f}{f} \times \frac{e}{e + f}$$

$$\text{et } \boxed{Q_3 = P \times \frac{c}{d} \times \frac{e}{f}}$$

De cet exposé, on peut déduire que les efforts Q1, Q2, Q3 et Q4 aux sabots des 4 roues sont bien égaux et fonction des bras de levier c - d - e - f déterminant le point d'articulation des différentes tringles.

8.4. Dénomination des organes de la timonerie (fig. 130).

1. Support de point fixe.
2. Balancier du cylindre.
3. Bielle de connexions des balanciers.
4. Ressort de rappel.
5. Tringles de rappel.
6. Bielle de commande de la timonerie.
7. Balancier d'essieu.
8. Bielle de suspension de timonerie.
9. Triangle d'écartement.
10. Bielle de suspension de sabot de frein.
11. Bloc de frein.
12. Connecteur des balanciers d'essieu.
13. Tringle extrême de timonerie.
14. Support de point fixe extrême de timonerie.

8.5. Le frein à disques.

En 1959, la S.N.C.B. a décidé d'équiper de freins à disques, toutes les nouvelles automotrices électriques à construire. En 1972 une décision analogue a été prise pour les voitures. Cette décision avait été prise dans le but d'éviter des immobilisations fréquentes du matériel pour bandages lâches ou prématurément usés.

Le problème des bandages.

Les gares, sur les principales lignes du réseau, se trouvent à une distance moyenne de 3 km environ. Avec le frein à sabots en fonte, appliqués sur les bandages des roues, la chaleur produite par chaque freinage d'arrêt et accumulée en majeure partie dans les bandages et les centres de roue, n'a pas le temps de se dissiper complètement. Les températures atteintes sont de nature à provoquer le lâchage des bandages les plus minces par suite de la diminution du serrage et des dilatations thermiques qui en résultent.

Avec le frein à disques, les bandages peuvent rester en service jusqu'à leur épaisseur minimum ; d'après les résultats enregistrés sur les automotrices qui en sont équipées, il semble que la tenue des bandages est tout à l'avantage du frein à disques.

Le confort.

En plus des avantages constatés au point de vue des bandages, l'application du frein à disques a amélioré le confort.

Tous les freinages d'arrêt ou de ralentissement s'effectuent sans aucun choc et en silence. Même sans effectuer de freinage, le roulement d'une automotrice équipée du frein à disques est plus silencieux que celui d'une automotrice équipée du frein à sabots en fonte, par suite de la suppression de la timonerie entre caisse et bogie.

Caractéristiques du frein à disques sur les automotrices.

La fig. 135 représente la disposition du frein à disques sur les automotrices.

Chaque bogie des automotrices comporte un essieu moteur et un essieu porteur. →

Chaque essieu comporte deux freins à disques. Sur l'essieu porteur les disques d'un diamètre de 700 mm sont calés sur l'essieu. Sur l'essieu moteur, il n'a pas été possible d'adapter cette disposition, par suite de la présence du moteur de traction. Les disques sont subdivisés en deux parties disposées sur chaque face des centres de roues et reliés entre eux par des boulons de fixation. Pour pouvoir loger les disques sur les essieux moteurs, on a d'une part raccourci le plus possible les moteurs et augmenté la distance de fusée d'autre part. Chaque essieu est pourvu d'une timonerie de frein indépendante du type classique avec un cylindre de frein de 6" et un régleur de timonerie à simple action. Les disques sont en acier coulé à 70 kg/mm².

Par le
on l'ame!

Pour la ventilation, le disque est exécuté en roue de turbine et les ailettes assurent en même temps le refroidissement des surfaces des disques.

Comme on le voit sur la fig. 135 le diamètre (820 mm) du disque des essieux moteurs est plus grand que celui des essieux porteurs (700 mm). Les rayons moyens de freinage, déterminés par le calcul et qui constituent les bras de levier du couple de freinage, sont respectivement 332 et 280 mm. Les couples de freinage ont été choisis égaux pour les deux essieux, donc l'effort d'application des semelles de frein sur les disques est plus faible sur les essieux moteurs que sur les essieux porteurs.

8.6. Le frein combiné.

Sur les véhicules pourvus d'un frein à disques, on constate que l'adhérence entre roue et rail n'atteint plus la valeur qu'on obtient normalement sur des véhicules pourvus de sabots en fonte. Ce phénomène est causé par le fait que le sabot en fonte :

- ne peut plus nettoyer les surfaces de roulement de la roue (raclage et brûlage des crasses) ;
- ne peut plus améliorer l'adhérence (les particules de fonte arrachées lors du freinage restent sur le rail et augmentent l'adhérence).

En conséquence, lorsqu'on utilise le frein à disques, on doit se contenter d'un pourcentage de frein plus bas qu'en utilisant des sabots en fonte.

Pour combiner les avantages du frein à disques et des sabots en fonte (c.à.d. une adhérence améliorée) on utilise maintenant de plus en plus le frein combiné. Dans cette combinaison, chaque essieu est freiné par :

- un frein à disques, absorbant 65 à 85 % de l'énergie cinétique ;
- des sabots en fonte (un par roue), absorbant le restant de cette énergie.

Ensemble d'une timonnerie de frein sur un véhicule à deux essieux.

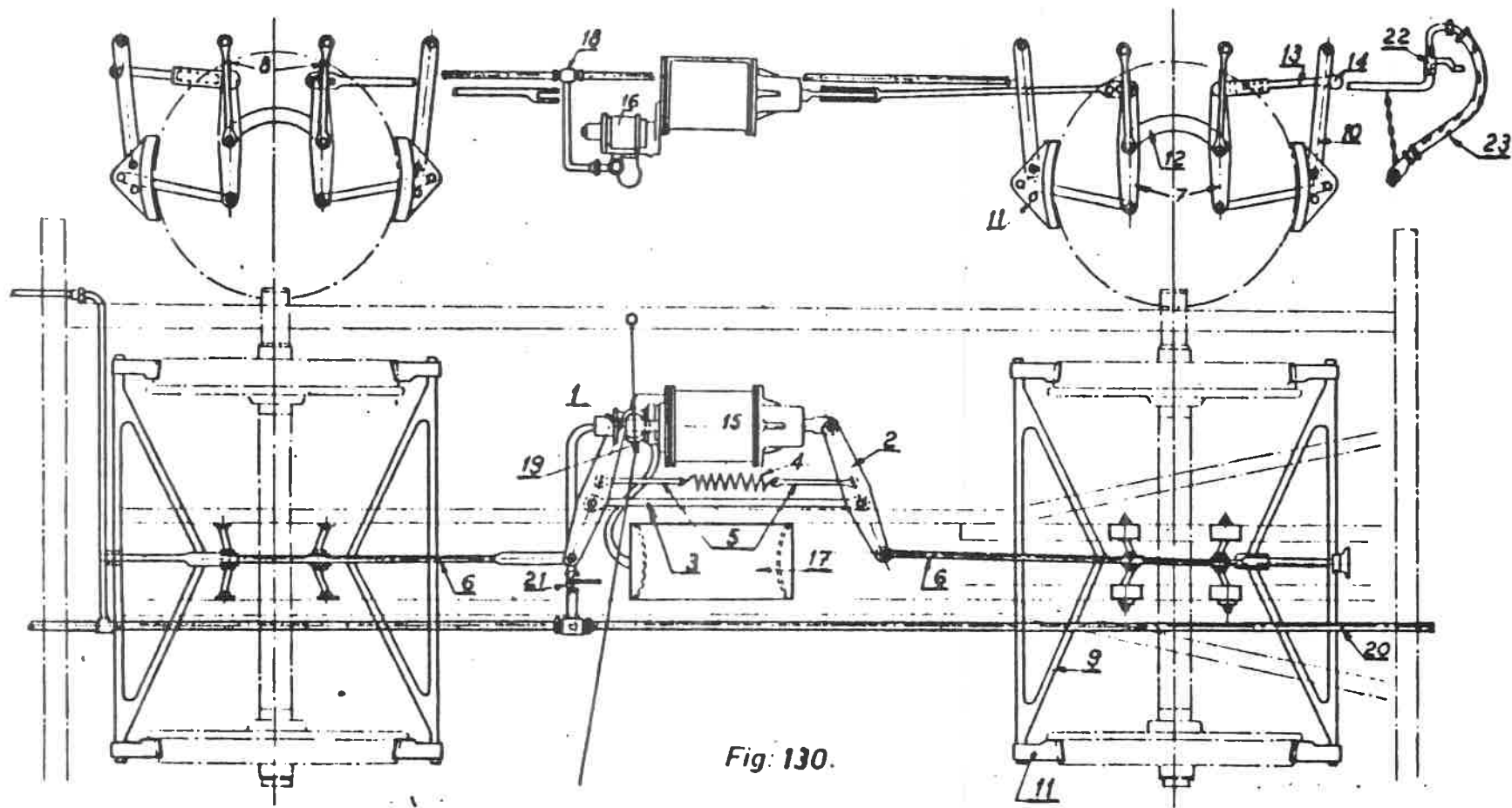


Fig: 130.

Disposition schématique de la timonerie d'un véhicule à deux essieux.

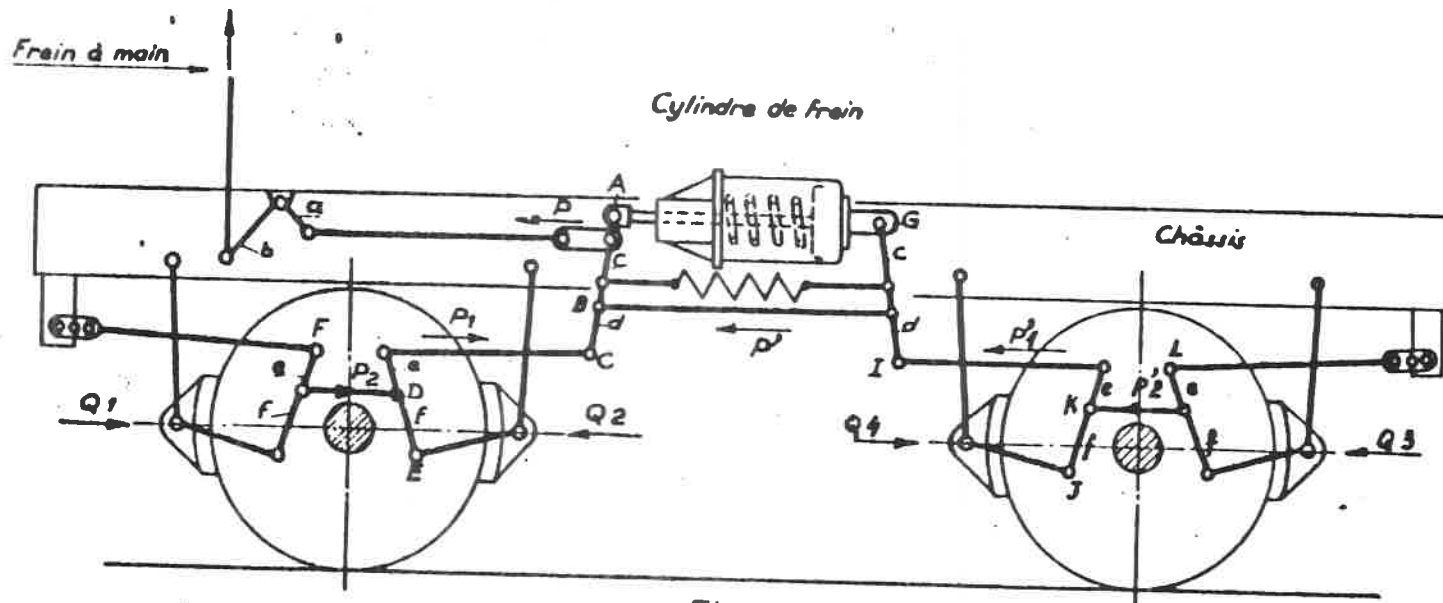


Fig:131.

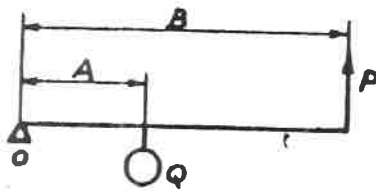


Fig:132.

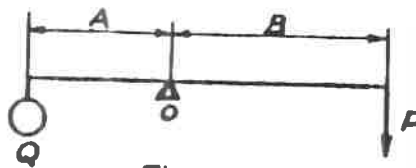


Fig:133.

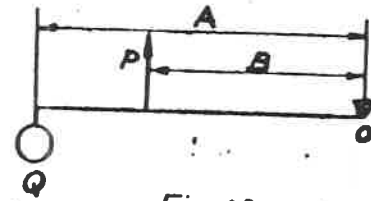
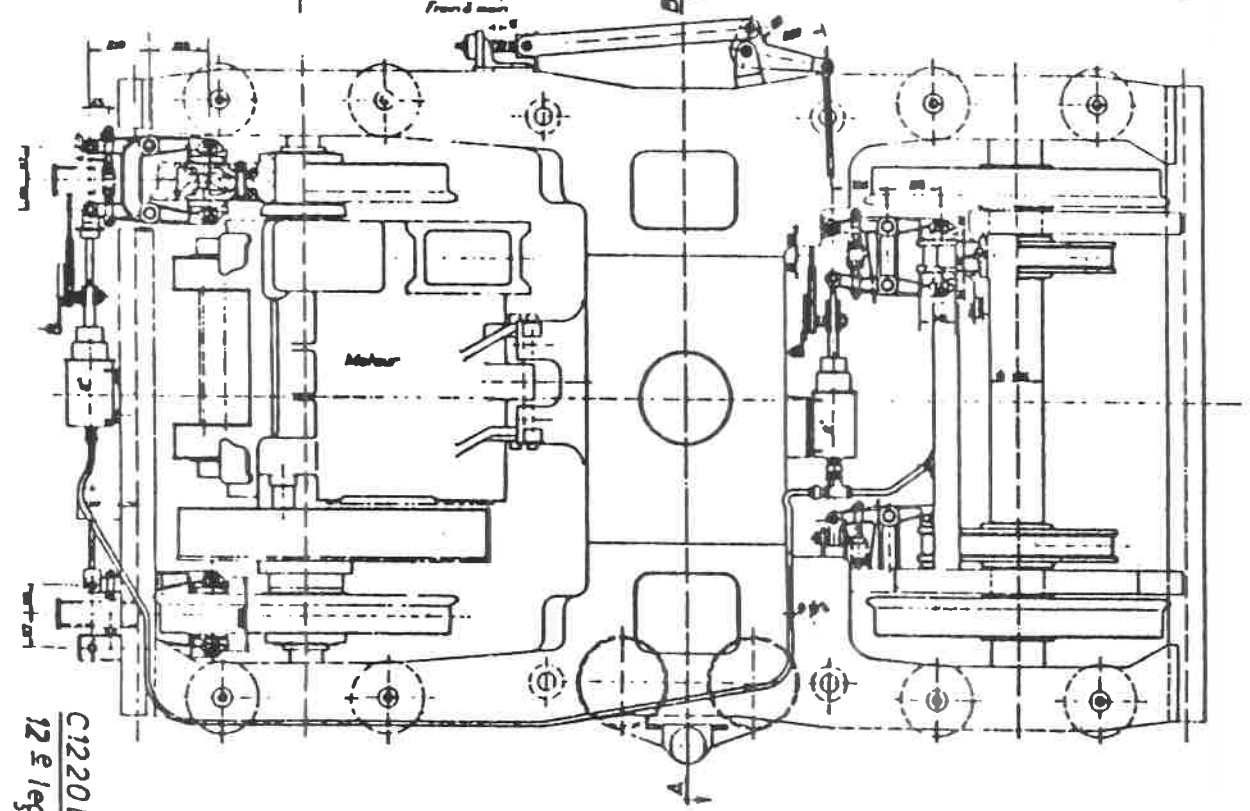
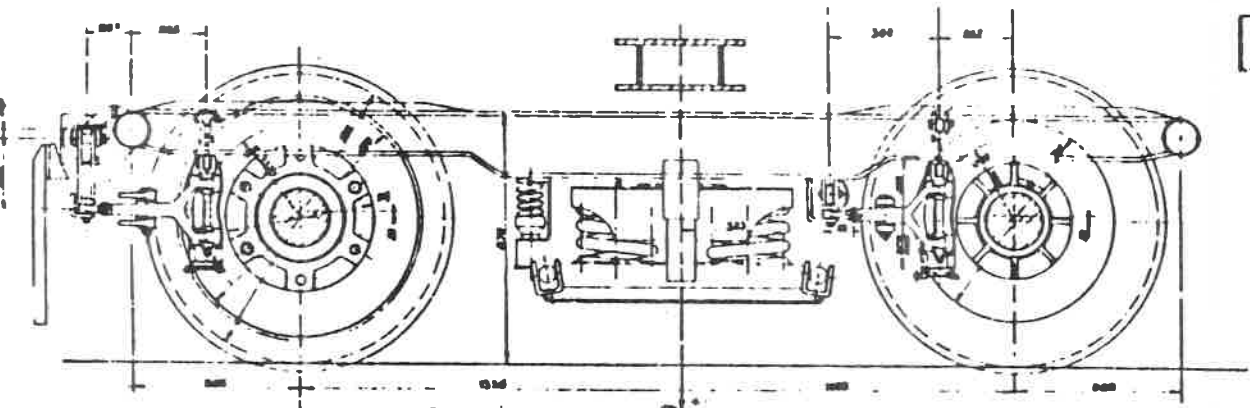
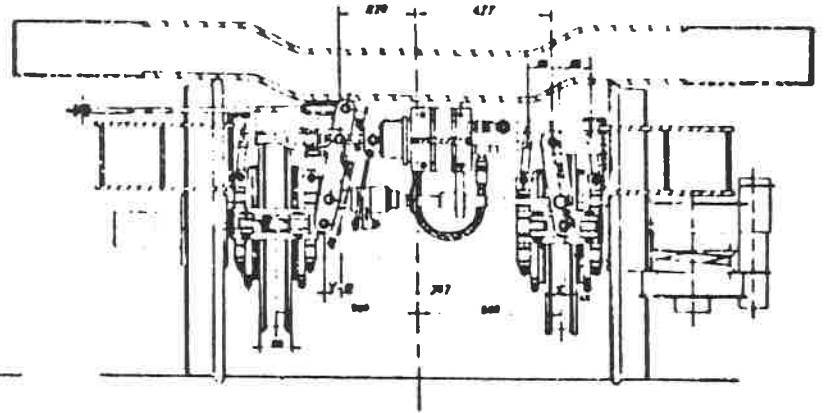


Fig:134.



COUPE AB



VUE PAR BOUT

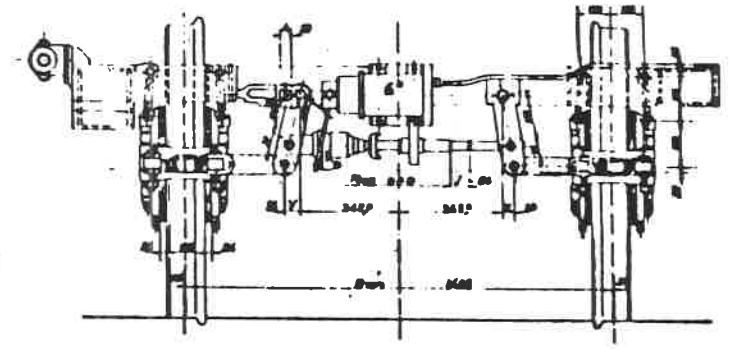


Fig:135.

C1220B
12 e legon

Réglage des timoneries de frein - Les régleurs automatiques.

9.1. Introduction.

9.1.1. Nécessité du réglage de la timonerie de frein.

Considérons un véhicule ayant une amplification de 12 sur lequel on veut obtenir une course de réglage du piston du cylindre de frein de 125 mm.

Supposons que ces 125 mm sont composés d'une course théorique de 84 mm (égale au jeu moyen aux sabots de 7 mm x l'amplification 12) augmentée d'une course de 41 mm due à l'élasticité de la timonerie

$$C_2 = C_t + E = (7 \times 12) + 41 = 125 \text{ mm.}$$

Cette course de réglage de 125 mm doit pouvoir être réalisée avec des bandages de roue neufs (épaisseur 70 mm) et des sabots neufs (épaisseur 60 mm) comme avec des bandages de roue usés (épaisseur 30 mm) et des sabots usés (épaisseur 15 mm).

Si on ne prenait pas de dispositions spéciales, le jeu aux sabots augmenterait de 7 mm (bandages de roue et sabots neufs) jusque :

$$7 + (70 - 30) + (60 - 15) = 92 \text{ mm.}$$

La course correspondante du piston du cylindre de frein augmenterait de 125 mm jusque :

$$(92 \times 12) + 41 = 1\ 145 \text{ mm.}$$

Il est évident qu'une telle course de piston n'est pas admissible, pour des raisons de construction, d'effort au piston et des temps de remplissage.

En conséquence, il est nécessaire de prévoir un dispositif pour le réglage de la timonerie en fonction de l'usure qui se produit.

Actuellement, un réglage automatique de la timonerie est d'application sur le matériel de la S.N.C.B. qui utilise les régleurs SAB (Svenska Aktiebolaget Bromsregulator). Trois types sont en usage : D, DRV et FE.

En outre, des types de régleurs différents sont employés dans les unités de frein (voir chapitre 10).

9.1.2. Rôle du régleur SAB.

Le régleur de timonerie SAB est un appareil permettant de maintenir automatiquement, à une valeur constante, les jeux entre sabots de frein et bandages ou les jeux entre semelles et disques de frein, sur le matériel ferroviaire.

2.

Il est monté dans la timonerie de frein en lieu et place d'une bielle de traction.

Autrement dit, le régleur de timonerie est une bielle de traction de longueur variable : une grande longueur en cas de roues et sabots neufs, une petite longueur en cas de roues et sabots usés.

9.1.3. Les notions "coefficient de frottement, angle de frottement".

Considérons (fig. 136) un corps d'un poids G , placé sur une tôle inclinée d'un angle α par rapport au plan horizontal.

La force G peut être décomposée en une force N perpendiculaire à la tôle et une force T parallèle à cette tôle.

La force perpendiculaire N fait naître une force de résistance W , entre corps et tôle, égale à :

$$N \times \text{coefficient de frottement } f.$$

En conséquence, sur le corps agit une force T voulant faire glisser le corps et une force $W = N \times f$ s'apposant à ce mouvement. A mesure que l'angle d'inclinaison α augmente, la force T augmente et la force W diminue (en même temps que N).

En continuant, il arrive que l'angle α a une telle valeur α_f que T devient égal à W . Pour une valeur plus grande de cet angle α_f , le corps glisse. Pour une valeur plus petite, le corps ne bouge pas.

Cet angle bien défini α_f est appelé : "angle de frottement".

En conséquence, pour cet angle on a les rapports :

$$T = W = N \times f \text{ ou } f = \frac{T}{N} = \tan \alpha_f$$

Il s'ensuit que le coefficient de frottement est le quotient entre la force nécessaire pour le déplacement d'un corps sur une surface et la force pressant le corps contre cette surface.

9.1.4. La vis réversible.

Le raisonnement tenu sous 9.1.3, en partant d'un poids G , peut être tenu également en partant d'une force G , travaillant dans le même sens. Ainsi un écrou mis sur un filet, mû par une force axiale, restera immobile ou tournera, suivant que l'angle d'inclinaison du filet est plus petit ou plus grand que l'angle de frottement des deux matériaux.

On parle d'une vis réversible lorsque l'angle d'inclinaison du filet est plus grand que l'angle de frottement. La vis est irréversible lorsque l'angle d'inclinaison du filet est plus faible que l'angle de frottement.

9.1.5. Le ressort d'accouplement (voir fig. 137).

Considérons deux cylindres A et B, alésés à un diamètre d et un ressort C au filet carré avec diamètre D .

Lorsque le ressort est libre, le diamètre D dépasse de quelques dixièmes de mm d.

En vissant le ressort C (c.à.d. en augmentant le nombre de spires), le diamètre devient plus petit et on peut l'introduire dans les alésages A et B comme représenté par la fig. 137.

Si on tourne B de façon à augmenter le nombre de spires de C (en tenant immobile A), le diamètre D diminue (vu que la longueur totale du ressort reste inchangée) et devient inférieur au diamètre d.

En conséquence, le cylindre B peut tourner librement par rapport à A.

Si on tourne B en sens contraire, en tenant A immobile, le nombre de spires du ressort aurait tendance à diminuer. En conséquence le diamètre D doit augmenter, ce qui est impossible. Dans ce cas, le ressort C serrerait de plus en plus dans les alésages A et B et y établirait une liaison fixe.

Conclusion : Le tout forme un bloc dans un montage comme représenté dans la fig. 137, lorsqu'on veut tourner un des cylindres par rapport à l'autre dans le sens contraire à l'enroulement des spires.

Au contraire, lorsqu'on veut tourner un des cylindres dans l'autre sens, les deux parties cylindriques restent indépendantes.

9.2. Le régleur SAB type D à double action pour voitures.

9.2.1. Généralités.

Le régleur de timonerie SAB type D est monté dans la timonerie de frein en lieu et place d'une bielle de traction.

L'appareil est dit à double action parce qu'il travaille automatiquement dans les deux sens, c'est-à-dire qu'il ramène à une valeur normale :

- les jeux devenus trop grands par suite de l'usure des sabots de frein ;
- les jeux trop petits dus au remplacement de sabots de frein.

Le régleur se caractérise par l'utilisation d'une vis réversible, permettant le dévissage de l'appareil sous la seule tension qui se produit dans la timonerie de frein lors du freinage. Cette tension produit également le blocage de l'appareil après dévissage. Son dispositif de commande empêche que le blocage ne s'effectue avant que le piston ait parcouru la course normale d'application des sabots et transmet au régleur le mouvement nécessaire pour effectuer le rattrapage des jeux.

9.2.2. Description du régleur de frein SAB type D.

L'équipement complet du régleur SAB comporte les parties principales suivantes :

4.

- l'appareil régleur proprement dit ;
- le dispositif de commande.

9.2.2.1. L'appareil régleur (fig. 138).

Les parties principales du régleur sont les suivantes :

a) La tige de réglage.

La tige de réglage (21) est une vis réversible (voir 9.1.4) reliée à la timonerie de frein au moyen d'une extrémité de bielle de traction soudée sur elle.

Elle est munie d'une bague d'arrêt (23) qui l'empêche de sortir de l'écrou (17) de réglage.

b) La partie tournante (fig. 138).

Cette partie 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) ;
- d'une butée à billes (7) avec bague de butée (6).

C'est par rotation de la partie tournante 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 conséquent, les jeux des sabots sont soit diminués ou augmentés.

L'écrou de réglage (17) est muni de la gaine (19) qui protège les filets de la tige du réglage (21).

Le tube de réglage (16) est muni de la bague de dévissage à main (62), laquelle facilite le dévissage à la main du régleur. Entre la butée à billes et le manchon d'accouplement (15) est intercalée une bague (14), qui effectue la liaison avec les autres pièces du mécanisme. Le ressort 13 peut accoupler les parties (10) et (14) (voir 9.1.5).

Les pièces (14) et (15) en contact forment ainsi un embrayage plat à friction chargé par la force du ressort (5).

c) La partie fixe (fig. 138).

Elle est composée de la chape (2) avec son prolongement le manchon guide (9) et est articulée sur un balancier de la timonerie de frein.

Le manchon guide (9) est à l'extérieur pourvu d'une rampe hélicoïdale C 1.

d) Le carter du mécanisme (fig. 138).

Il est composé des demi-carter (10) et (12), le premier portant la manivelle du régleur avec le tourillon (11) le reliant au dispositif de commande (par la bielle 28).

En plus, il est pourvu à l'intérieur d'une rampe hélicoïdale C 2. Les deux rampes hélicoïdales C 1 - C 2 déterminent par leur position relative l'accouplement ou le non-accouplement des cônes des parties (4) et (9).

9.2.2.2. Le dispositif de commande (fig. 139 et fig. 140).

Il a pour but de transmettre à la manivelle du carter du régleur le mouvement d'un point de la timonerie judicieusement choisi.

Dans la position standard, ce point est la crossette du piston du cylindre de frein.

Le dispositif de commande comporte :

- la coulisse (29) (fig. 142) ;
- l'équerre basculante (26) (fig. 146) ;
- la bielle de commande (28) (fig. 139) ;
- le galet guide (31).

La coulisse (29) est d'un côté, suspendue dans le prolongement du boulon de crossette (34) et de l'autre côté, articulée sur l'attache (33) par la bielle de coulisse (32). Un galet, guide dans la rainure de la coulisse le boulon de crossette (34) sur lequel tourne l'équerre basculante (26).

La coulisse est encore munie d'un axe-guide muni d'un galet (31) déplaçable pour les besoins du réglage lors du montage.

9.2.3. Transmission de l'effort de la chape (2) à la bielle de traction (21) - (fig. 138).

La manière de transmission de l'effort et la valeur de l'effort pouvant être transmise, sont seulement déterminées par l'accouplement ou le non-accouplement des cônes des parties (4) et (9); l'un ou l'autre est seulement commandé par le dispositif de commande, c.à.d. par le déplacement du piston du cylindre de frein).

9.2.3.1. L'accouplement (4 - 9) est libre.

L'effort de la tige (2) est transmis à l'écrou (17) (et en conséquence à la tige de réglage (21) :

- par les filets C 1 - C 2 au carter (10 - 12) ;
- ensuite par la bague d'accouplement (14), la butée à billes (7), la bague de butée (6), le ressort de compression (5) à la bague d'appui (4) ;
- ensuite par l'axe du mécanisme (3) à l'écrou de réglage (17).

Suivant les principes énoncés dans les articles 9.1.3 et 9.1.4, l'effort axial exercé sur l'écrou de réglage (17) fait naître un effort circonférentiel, engendrant la rotation de la partie tournante tandis que le régleur s'allonge.

6.

Pour autant que l'effort sur l'écrou de réglage ne dépasse pas une valeur déterminée, l'accouplement à friction s'oppose à ce mouvement. Si l'effort dépasse cette valeur, l'accouplement (14-15) glisse et le régleur se dévisse.

Le ressort de compression (5) rend l'accouplement (14-15) suffisamment solide pour pouvoir déplacer la timonerie de frein et d'amener les sabots vers les roues, sans dévissage du régleur.

9.2.3.2. L'accouplement (4-9) est réalisé.

Dans ce cas, l'effort de la chape (2) est transmis à la tige de réglage (21) par le manchon guide (2), la bague d'appui (4), l'axe du mécanisme (3) et l'écrou de réglage (17).

L'effort circonférentiel exercé par la vis réversible sur l'écrou de réglage (17) est tenu en équilibre par le couple à friction dans l'accouplement (4-9). Le régleur se comporte comme une bielle fixe.

Quel que soit l'effort exercé par le piston du cylindre de frein sur la chape (2), il est transmis à la tige de réglage (21), sans dévissage du régleur.

9.2.3.3. Effort pouvant être transmis en fonction de la course du piston (fig. 138 et 141).

La ligne a1 a2 a3 a4 de la fig. 141, représente l'effort pouvant être transmis par le régleur, lorsque le dispositif de commande, pour une course de piston déterminée C, à partir de laquelle les cônes (4 - 9) entrent en contact.

L'effort F 1 pour le déplacement C est déterminé par le ressort de compression (5) et l'accouplement à friction (14-15).

L'effort F 2 pour un déplacement plus grand est déterminé par la solidité mécanique du régleur.

9.2.4. Fonctionnement du dispositif de commande. (fig. 138, 140 et 141).

9.2.4.1. Déplacement de l'équerre basculante (26) en fonction du déplacement du piston.

Le boulon de crossette (34) supporte l'équerre basculante (26) et guide la coulisse (29) qui peut pivoter autour de (33).

L'équerre basculante (26) possède une surface de contact sinueuse qui restera toujours en contact avec le galet guide (31), fixé sur la coulisse (29). (la fig. 142 représente l'exécution d'une coulisse).

Position I (fig. 143).

Le frein est complètement desserré, le boulon de crossette (34) est à fond dans la coulisse (29) avec l'équerre basculante (26). La ma-

manivelle du carter du régleur est dans la position extrême gauche "secteur libre" c.à.d. il y a du jeu entre les cônes (4) et (9) de la fig. 138.

Position II.

Le piston se déplace, le boulon de crossette (34) et l'équerre basculante suivent un mouvement de translation rectiligne, pendant lequel aucun mouvement n'est transmis à la manivelle du carter. L'angle de rotation de l'équerre basculante et de la manivelle du carter reste nul.

Position III.

Arrivée en face du galet (31), l'équerre basculante tourne autour de ce galet, provoquant un mouvement de rotation de la gauche vers la droite, de la manivelle du carter par l'intermédiaire de la bielle 28.

Position IV.

La deuxième surface de contact de l'équerre basculante (26) s'est mise parallèlement à la rainure de la coulisse.

Lorsque le piston se déplace davantage, l'équerre basculante se déplace parallèlement à elle-même; en conséquence, il n'y a plus aucun mouvement transmis à la manivelle du carter.

La rotation de l'équerre basculante (26) en fonction du déplacement du piston est représentée par la courbe e de la fig. 141. Le point A représente la position dans laquelle l'équerre basculante vient en contact avec le galet guide (31).

Au desserrage, l'équerre basculante se déplace en sens contraire.

9.2.4.2. Déplacement du tourillon (11) en fonction du déplacement du piston (fig. 138, 140, 141).

Le tourillon (11) suit le mouvement de l'équerre basculante (26) par l'intermédiaire de la bielle de commande (28).

La courbe e de la fig. 141, représentant l'angle de rotation de l'équerre basculante (26) en fonction du déplacement du piston, représente aussi (à une autre échelle) la rotation du tourillon (11).

9.2.4.3. Position relative des cônes (4) et (9) en fonction du déplacement du piston (fig. 138 et 141).

Suite au raisonnement tenu dans les articles 9.2.4.1 et 9.2.4.2 il apparaît que pour la première partie de la course du piston (jusqu'au point A de la fig. 141), l'équerre basculante (26) ne subit aucune rotation, et par suite le tourillon (11) non plus. En conséquence, il y a un jeu déterminé d'avance entre les cônes (4) et (9).

Une fois le point A dépassé, l'équerre basculante (26) subit un mouvement de rotation et par suite le tourillon (11) dans un sens tel que le tourillon pénètre dans la feuille. Il s'ensuit que les filets C 1 et C 2 se séparent l'un de l'autre; de cette façon le manchon guide (9) et la chape (2) pourront se déplacer vers la droite et s'approcher de la bague d'appui (4).

Pour un angle de rotation déterminé de l'équerre basculante (26), ou autrement dit du tourillon (11), les cônes (4) et (9) se rencontrent et le régléur se comporte comme une bielle fixe. Le régléur est bloqué. Cet angle de rotation déterminé du carter est appelé angle de blocage δ 1 (fig. 141).

Lors du déplacement plus avant du piston, donc de la rotation de l'équerre basculante (26), donc du tourillon (11), le manchon guide (9) ne peut plus se déplacer vers la droite vis-à-vis de la bague d'appui (4).

Toutefois, le carter (10) peut encore tourner grâce au jeu existant entre le filet C 2 dans le filet C 1.

9.2.5. Fonctionnement du régléur dans le cas d'un jeu normal entre sabot et roue (fig. 138, 140, 141).

Un jeu normal entre sabot et roue signifie que l'application effective du frein commence au moment où le piston a parcouru un tel chemin que le tourillon a précisément effectué une rotation égale à l'angle de blocage δ 1 et que les pièces (4) et (9) viennent précisément en contact.

9.2.5.1. Freinage - Course d'application des sabots.

Lors de ce déplacement l'équerre basculante (26) ne subit aucun mouvement de rotation. Les cônes des pièces (4) et (9) sont encore libres. L'effort nécessaire au déplacement de la timonerie de frein est égal à F 3 et est beaucoup plus petit que l'effort F 1 pouvant être transmis par le régléur dans cette zone.

L'effort du piston est transmis et la timonerie se déplace suivant les principes expliqués dans l'art. 9.2.3.1.

Juste avant que les sabots ne s'appliquent contre les roues, l'équerre basculante (26) vient en contact avec le galet guide (31) et reçoit un mouvement rotatif. Les cônes d'accouplement (4) et (9) commencent à se rapprocher.

9.2.5.2. Freinage - Les sabots viennent en contact avec les roues.

Du moment que les sabots s'appliquent, le déplacement du piston n'est admis que par la déformation élastique de la timonerie de frein.

La pression dans le cylindre de frein et en conséquence l'effort sur la chape augmentent rapidement et dépassent ainsi l'effort F 1 pouvant être transmis par le régléur jusque maintenant.

Entre-temps, l'équerre basculante (26) a fait un mouvement rotatif égal à l'angle de blocage δ_1 . De ce fait, les cônes d'accouplement (4) et (9) viennent justement en contact au moment où l'effort sur la chape (2) dépassera l'effort F_1 .

9.2.5.3. Freinage effectif.

Dès maintenant, le régleur se comporte comme une bielle rigide. Par l'augmentation de la pression dans le cylindre de frein, la timonerie de frein se déforme élastiquement et le piston du cylindre de frein peut se déplacer au maximum jusqu'au point D, où l'angle de rotation de l'équerre basculante (26) a atteint la valeur δ_2 .

9.2.5.4. Desserrage des freins.

Lors du desserrage des freins, l'équerre basculante (26) et le tourillon (11) tournent et se déplacent dans le sens contraire et de telle façon que le tourillon (11) sort de la feuille.

Dans ce sens de rotation, le demi-carter (10) a tendance à augmenter le diamètre du ressort d'accouplement (13). De ce fait (voir point 9.1.5) le demi-carter (10) et la bague de liaison (14) forment un bloc.

En conséquence, la bague de liaison (14) prend part à la rotation du tourillon (11).

Toutefois, aussi longtemps que l'effort sur la chape (2) est supérieur à la tension du ressort de compression (5), la bague de liaison (14) n'est pas en contact avec le manchon d'accouplement (15) et l'écrou de réglage n'est pas agité.

En conséquence, la longueur du régleur reste inchangée, elle est restée la même avant et après le freinage (Pour une description plus détaillée de la phase de desserrage, voir 9.2.6.3.).

9.2.6. Fonctionnement du régleur dans le cas d'un jeu excessif entre sabot et roue (fig. 138, 140 et 141).

Un jeu excessif entre sabot et roue signifie qu'au moment du freinage effectif, le tourillon (11) s'est déplacé d'un angle plus grand que l'angle de blocage.

9.2.6.1. Freinage - Course d'application des sabots.

La timonerie de frein amène les sabots vers les roues. A cet effet, il suffit d'un petit effort sur la chape (2) qui est transmis à la tige de réglage suivant les principes du point 9.2.3.1.

Après le déplacement du piston jusqu'au point A, l'équerre basculante (26) bute contre le galet guide (31) et l'équerre basculante (26) et le carter (10) reçoivent un mouvement de rotation.

Ainsi, lorsque le piston arrive au point E, les sabots sont appliqués sur les roues et l'angle de rotation de l'équerre basculante a atteint l'angle δ_3 . Le régleur est bloqué depuis longtemps.

9.2.6.2. Freinage effectif.

Puisque les sabots s'appuient sur les roues, la pression dans le cylindre de frein peut augmenter et par la déformation élastique de la timonerie de frein, le piston peut se déplacer davantage jusqu'au point F correspondant à l'angle de rotation φ_4 de l'équerre basculante (26).

9.2.6.3. Desserrage des freins.

Pendant le desserrage des freins, la ligne représentant le déplacement du piston (F, G ---- A) et celle de l'effort sur ce piston c'est-à-dire, b_3 --- b_2 --- b_1 sont parcourues en sens contraire. Il en est de même pour la courbe c.

- a) L'effort dans la tige de réglage (21) est encore plus grand que la tension du ressort de compression (5).

Dans cette phase (première partie du desserrage des freins, c.à.d. à droite de G), le ressort de compression (5) est comprimé et le manchon d'accouplement (13) n'est pas en contact avec la bague de liaison (14).

Tandis que l'effort dans la tige de réglage diminue d'une valeur maximale à la tension du ressort de compression (5), l'angle de rotation de l'équerre basculante (26) (et du demi-carter (10)) diminue de φ_4 à φ_5 .

Quoique la bague de liaison (14) prend part à ce mouvement (voir 9.1.5), l'écrou de réglage (17) n'est pas entraîné parce qu'il n'y a pas d'accouplement entre les pièces (14 - 15).

- b) L'effort dans la tige de réglage (21) devient égal à la tension du ressort de compression (5).

Le manchon d'accouplement (15) s'accouple avec la bague de liaison (14).

- c) L'effort dans la tige de réglage (21) diminue d'une valeur égale à la tension du ressort de compression (5) jusqu'à la valeur F 1.

L'équerre basculante (26) et en même temps le carter (10) subissent un mouvement rotatif ramenant l'angle φ_5 et φ_3 .

La bague de liaison (14) subit ce mouvement. Le manchon d'accouplement (15) n'est pas entraîné, parce que le couple de friction de l'accouplement (4-9) est plus grand que le couple de friction de l'accouplement (14-15).

En conséquence, l'écrou de réglage (17) n'est pas encore entraîné.

- d) L'effort dans la tige (21) descend en dessous de F 1.

Dans cette phase, le piston recule du point G tandis que le car-

ter (10) et l'équerre basculante (26) tournent en sens contraire de l'angle $\sphericalangle 3$.

Dans ce mouvement de rotation, la bague de liaison (14) est entraînée (point 9.1.5) ainsi que le manchon d'accouplement (15), parce que le couple à friction des pièces (4 - 9) est plus petit (zéro à partir du point C) que le couple à friction des pièces (14-15).

L'écrou de réglage (17) est vissé sur la tige de réglage (21) d'une quantité proportionnelle avec l'angle $\sphericalangle 3$.

Le même phénomène se répète à chaque desserrage des freins et l'angle $\sphericalangle 3$ devient chaque fois plus petit. Le réglage se raccourcit jusqu'au moment où l'angle $\sphericalangle 3$ est devenu égal à l'angle $\sphericalangle 1$. A ce moment, le jeu aux sabots est devenu normal.

Remarque.

De l'exposé ci-dessus on pourrait déduire qu'avec un jeu normal aux sabots, le réglage est vissé (devient plus court) d'une quantité proportionnelle à l'angle $\sphericalangle 1$, à chaque desserrage et qu'il est dévissé (devient plus long) de la même quantité lors du serrage suivant.

Il peut être démontré que ce n'est pas le cas. Toutefois, ce problème n'est pas étudié dans le contexte du cours.

9.2.7. Fonctionnement du réglage dans le cas d'un jeu trop petit (fig. 138, 140 et 141).

Un jeu trop petit entre sabot et roue signifie que lors d'un freinage, les sabots s'appliquent sur les roues, avant que l'équerre basculante (26) ait fait un mouvement rotatif d'un angle $\sphericalangle 1$, c.à.d. à un moment où il y a du jeu entre les pièces (4) et (9).

9.2.7.1. Freinage - Course d'application des sabots.

La timonerie de frein amène les sabots vers les roues. A cet effet, il suffit d'un petit effort sur la chape (2), effort qui est transmis à la tige de réglage suivant les principes du point 9.2.3.1.

Les sabots viennent en contact avec les roues après un déplacement du piston jusqu'au point H. L'équerre basculante (26) n'est pas encore en contact avec le galet guide (31) après ce déplacement.

9.2.7.2. Application des sabots sur les roues - Libération de l'accouplement à friction.

Après l'application des sabots sur les roues, la pression dans le cylindre de frein monte vite et aussi l'effort sur la chape (2) (en effet, jusqu'à maintenant le distributeur fournissait seulement l'air nécessaire au déplacement du piston).

12.

Ainsi, l'effort F 1 est vite dépassé dans la chape (2). Une fois l'effort F 1 dépassé, l'accouplement à friction (14-15) glisse. L'écrou de réglage (17) n'est plus immobilisé par cet accouplement à friction, il commence à tourner et se dévisse de la tige de réglage (21). Le régleur s'allonge.

9.2.7.3. Allongement du régleur - Blocage du régleur.

Au fur et à mesure que l'écrou de réglage (17) se dévisse de la tige de réglage (21), comme expliqué ci-dessus, le piston recule davantage et l'équerre basculante (26) s'approche du galet guide (31).

Lorsque le piston arrive au point A, l'équerre basculante vient buter contre le galet guide (31). En conséquence, elle subit un mouvement de rotation et entraîne le carter (10). Après un déplacement du piston jusqu'au point c, l'angle de rotation du demi-carter est devenu suffisant (c.à.d. $\simeq 1$), pour mettre en contact les cônes (4) et (9). L'écrou de réglage (17) ne peut plus tourner. le régleur se comporte comme une bielle fixe.

Ceci se passe précisément après le même déplacement (c.à.d. jusqu'au point G obtenu dans le cas d'un jeu normal (voir art. 9.2.5.2)).

En conséquence, le régleur s'est dévissé lors du premier freinage, de la quantité nécessaire pour rendre normal le jeu aux sabots.

9.2.7.4. Serrage et desserrage des freins par la suite.

Etant donné que la course du piston est devenue égale à celle obtenue avec un jeu normal, la suite des opérations est conforme à ce qui a été expliqué aux points 9.2.5.3 et 9.2.5.4.

9.2.8. Conclusion.

Comme il a été exposé en résumé, d'abord dans le point 9.2.1., le régleur

- ramène en une fois à leur valeur normale les jeux trop petits, lors du premier freinage, par le dévissage du régleur de la quantité nécessaire ;
- ramène par étapes à une valeur normale les jeux devenus trop grands, par les vissages successifs du régleur, d'une petite quantité lors de chaque desserrage ;
- se comporte comme une bielle fixe lorsque les jeux sont normaux.

9.3. Le régleur SAB type D à double action pour le matériel à marchandises.

9.3.1. Exigences spéciales posées par le matériel à marchandises.

Lors des chocs violents auxquels sont parfois soumis les véhicules à marchandises, principalement dans les gares de formation, il pour-

rait se produire dans les pièces flottantes, des timoneries de frein, des tensions susceptibles de provoquer le dévissage de l'appareil.

En conséquence, il est nécessaire que le régleur utilisé pour le matériel marchandises soit aussi bloqué lorsque le frein est desserré.

9.3.2. Blocage du régleur lorsque le frein est desserré.

La forme spéciale donnée au dispositif de commande "marchandises", (fig. 143), réalise ce blocage en donnant au tourillon du régleur un mouvement rotatif au desserrage analogue à celui obtenu lors d'un serrage effectif des freins.

Au commencement du freinage, le tourillon se remet dans le secteur libre.

9.3.3. Mouvement de l'équerre basculante.

La fig. 143 représente le mouvement de l'équerre basculante d'un wagon à marchandises.

9.3.4. Fonctionnement du régleur type D pour le matériel à marchandises.

Sauf pour ce qui a été dit dans les points 9.3.2 et 9.3.3, le régleur de timonerie est identique en ce qui concerne la construction et le fonctionnement, à celui décrit au point 9.2.

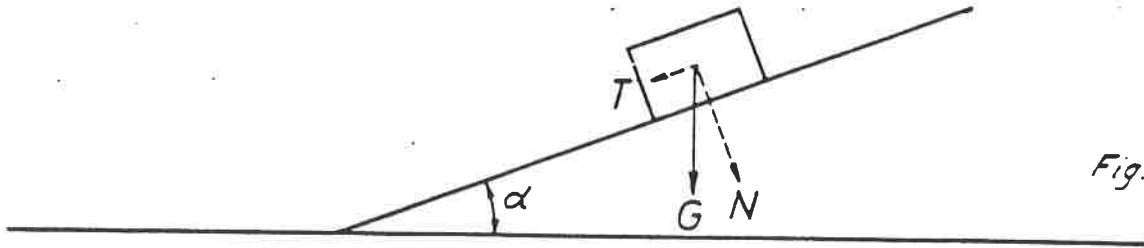


Fig. 136

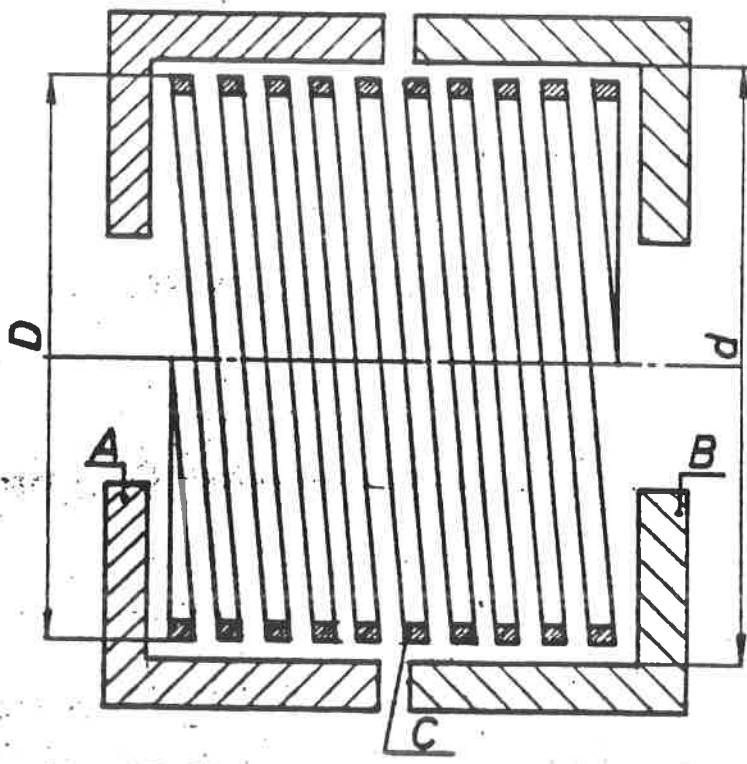
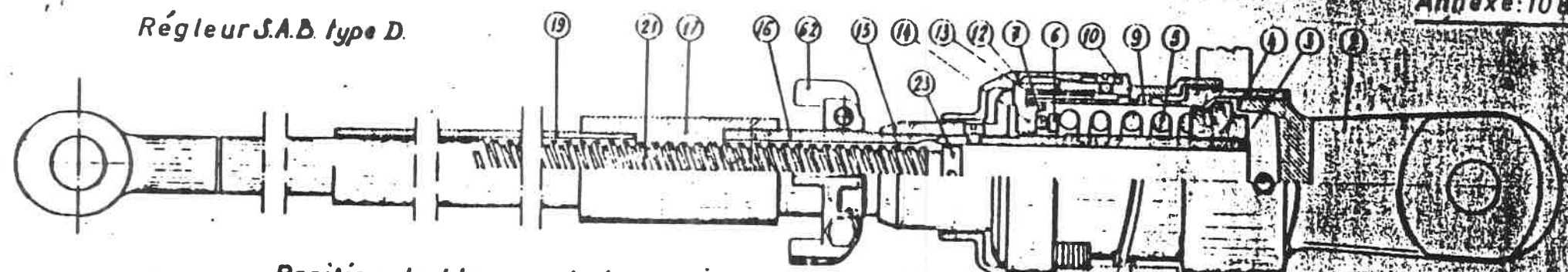


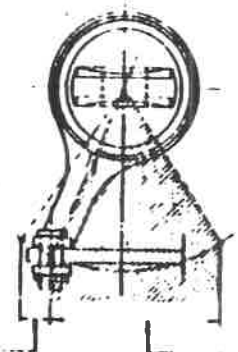
Fig. 137

Régleur S.A.D. type D.



Position de blocage de la manivelle du carter.

Fig. 138.



Secteur libre. Secteur de blocage.

Dispositif de commande "Marchandises"

Dispositif de commande "Voyageurs"

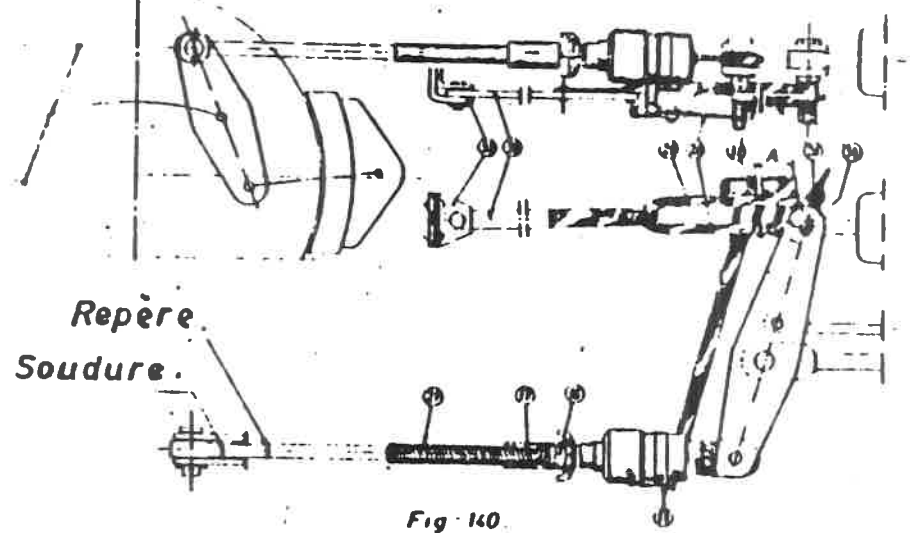


Fig. 140.

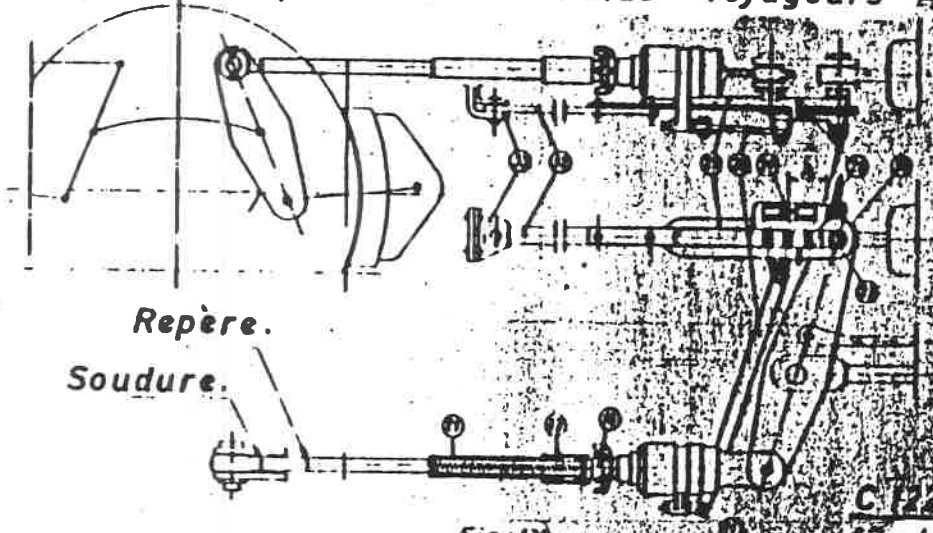


Fig. 139.

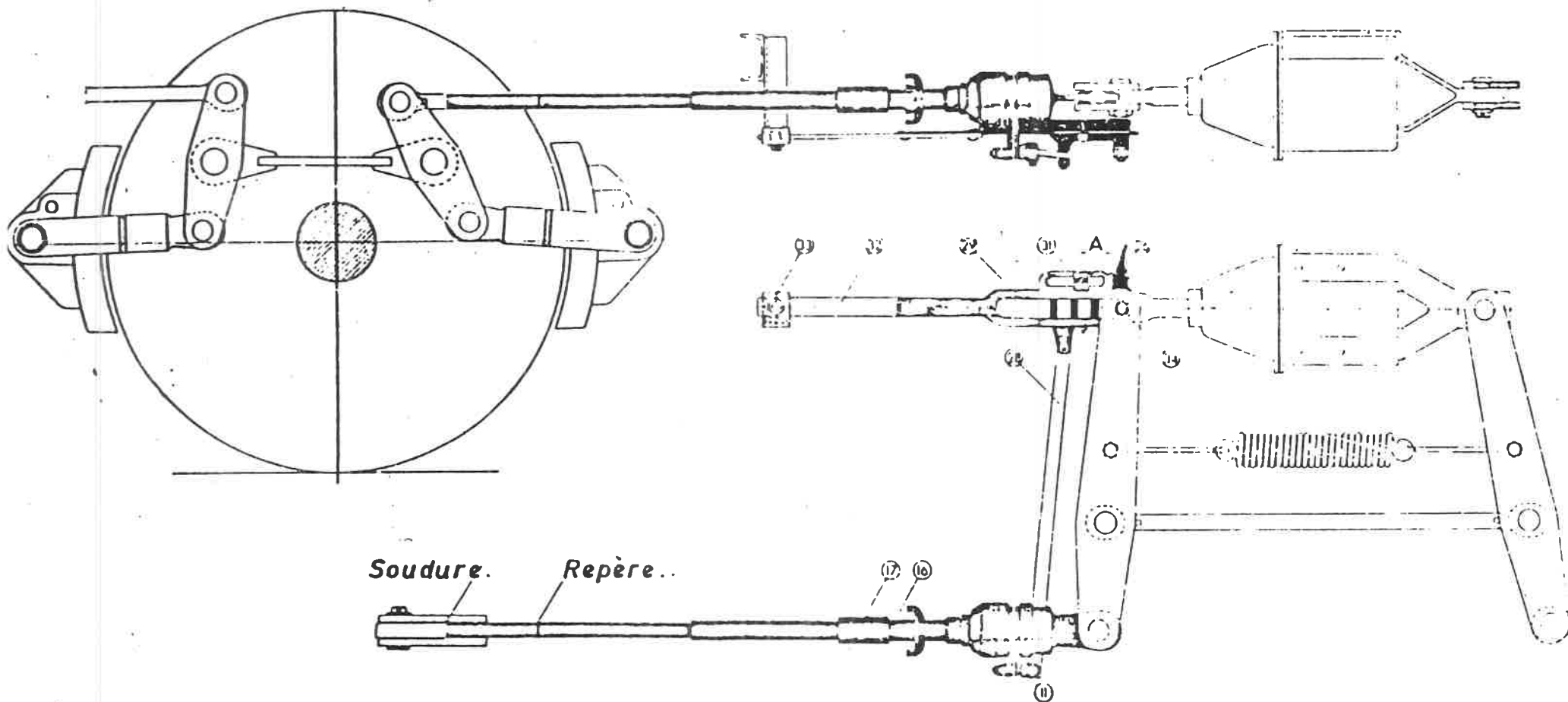


Fig: 139.

Disposition standard du régleur de freins S.A.B. type D.
Dispositif de commande "Voyageurs".

Effort que le régleur peut transmettre.

Angle de rotation de l'équerre basculante et du tourillon.

Effort dans le régleur dans le cas de jeu normal des blocs de frein.

Effort dans le régleur dans le cas de jeu trop grand.

Effort dans le régleur dans le cas de jeu trop petit.

C1220 B.
13e leçon.

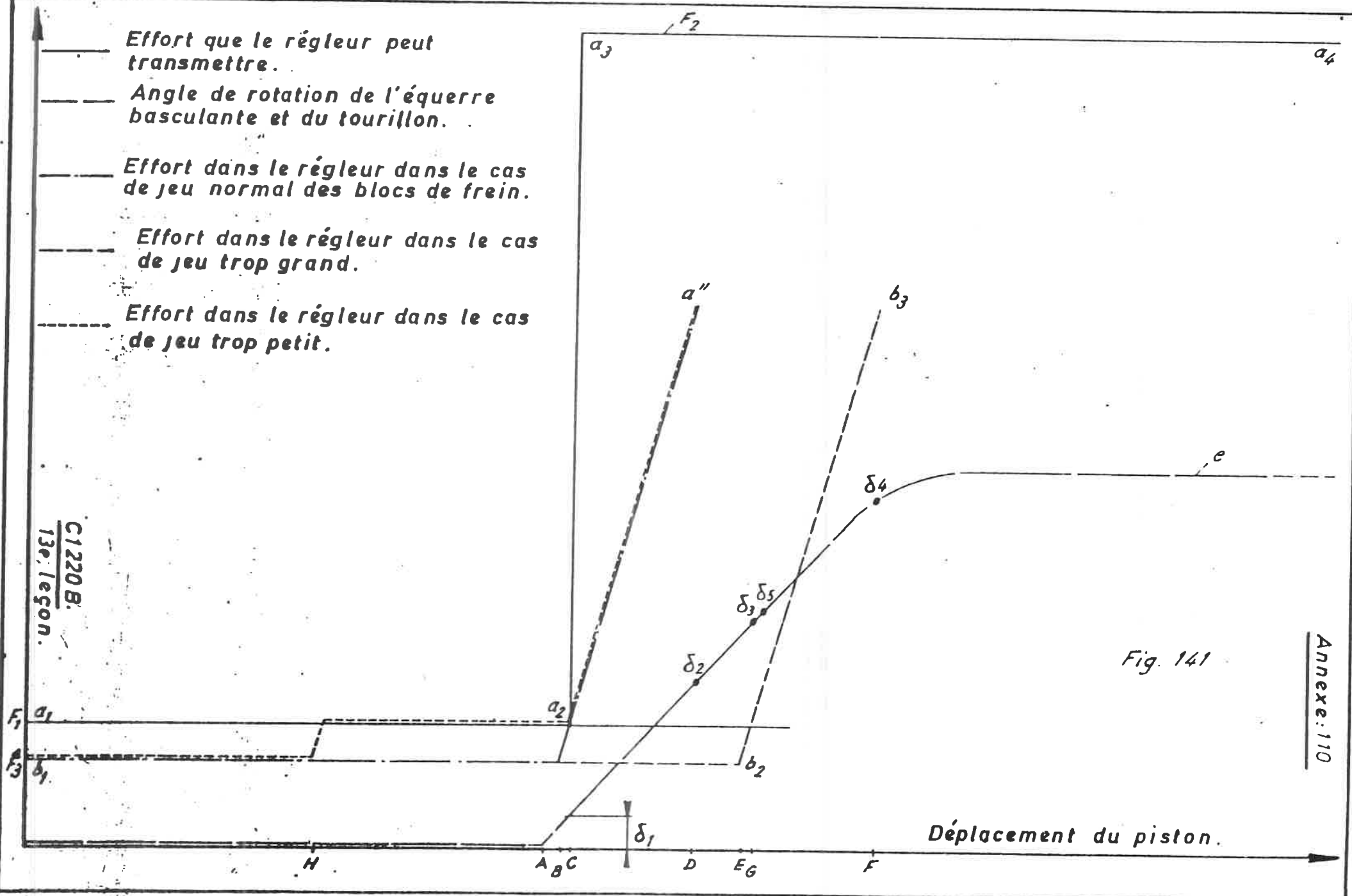


Fig. 141

Annexe: 110

Déplacement du piston.

18

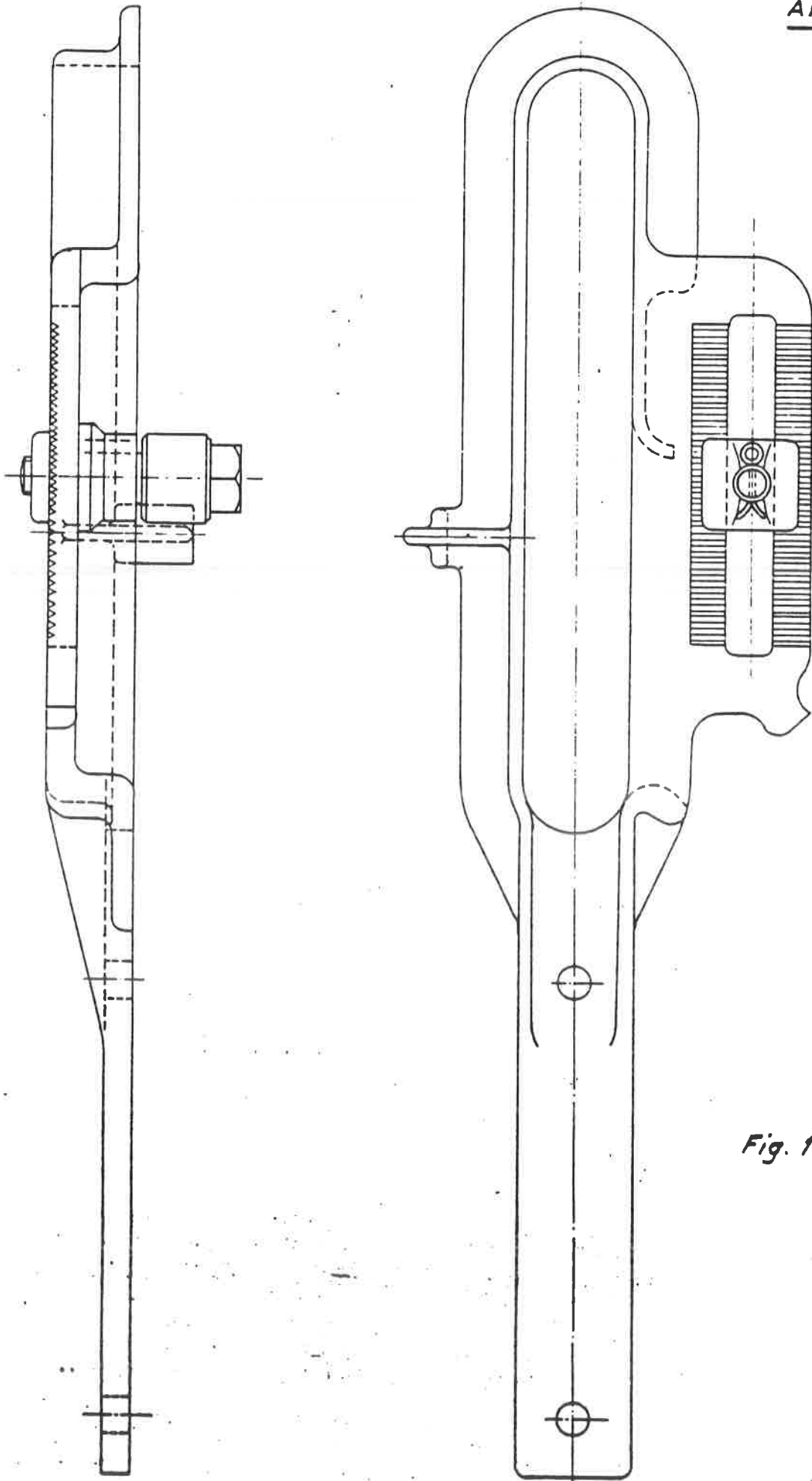
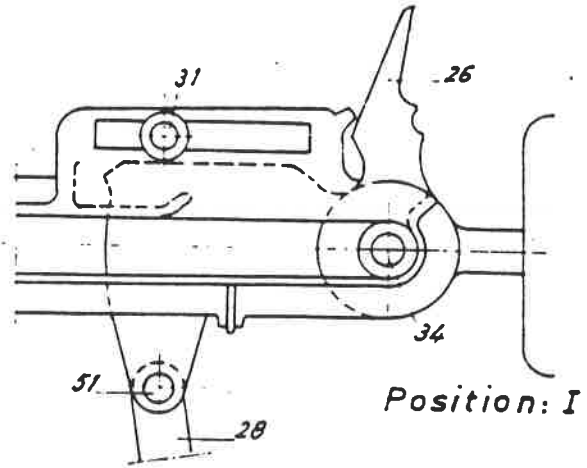
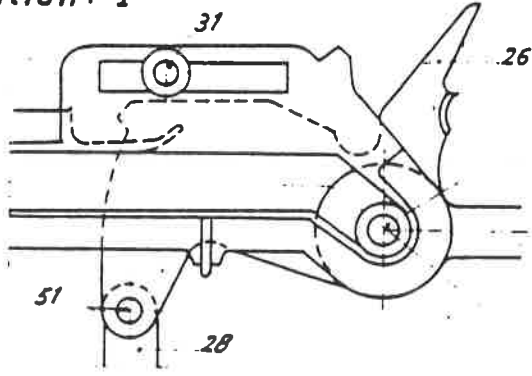


Fig. 142

Equerre basculante pour frein à "Marchandises".

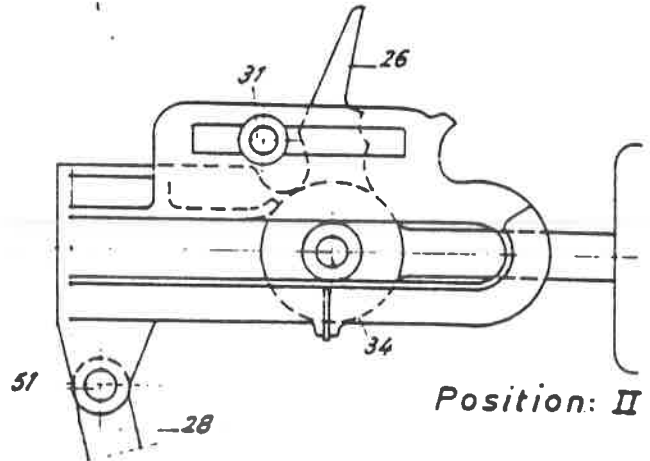
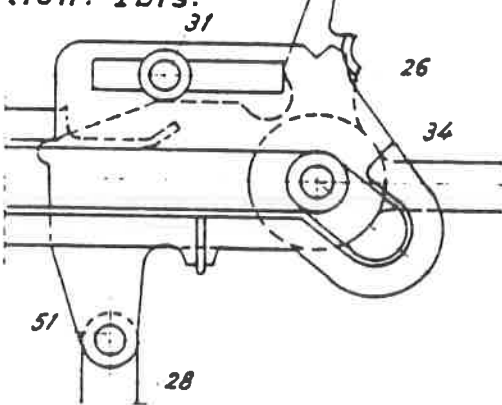
Equerre basculante pour frein à "Voyageurs".

Position: I



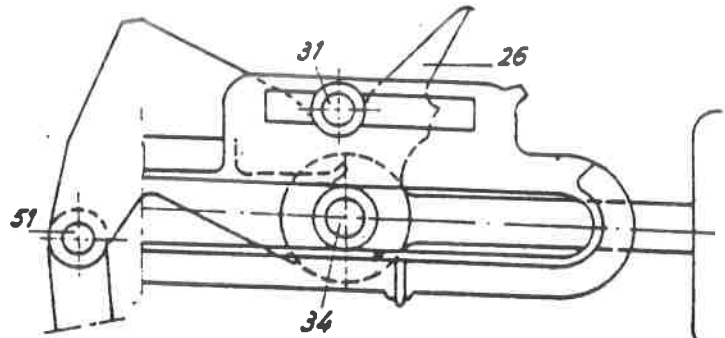
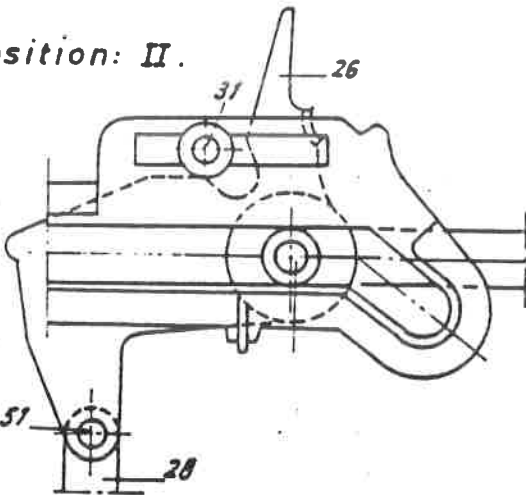
Position: I

Position: Ibis.



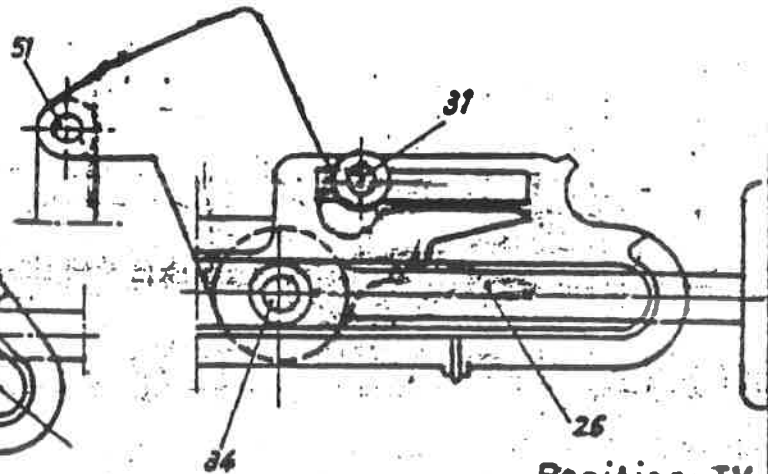
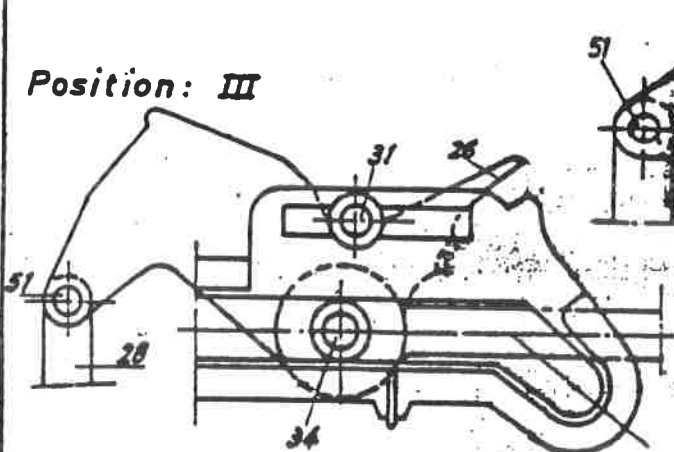
Position: II

Position: II.



Position: III

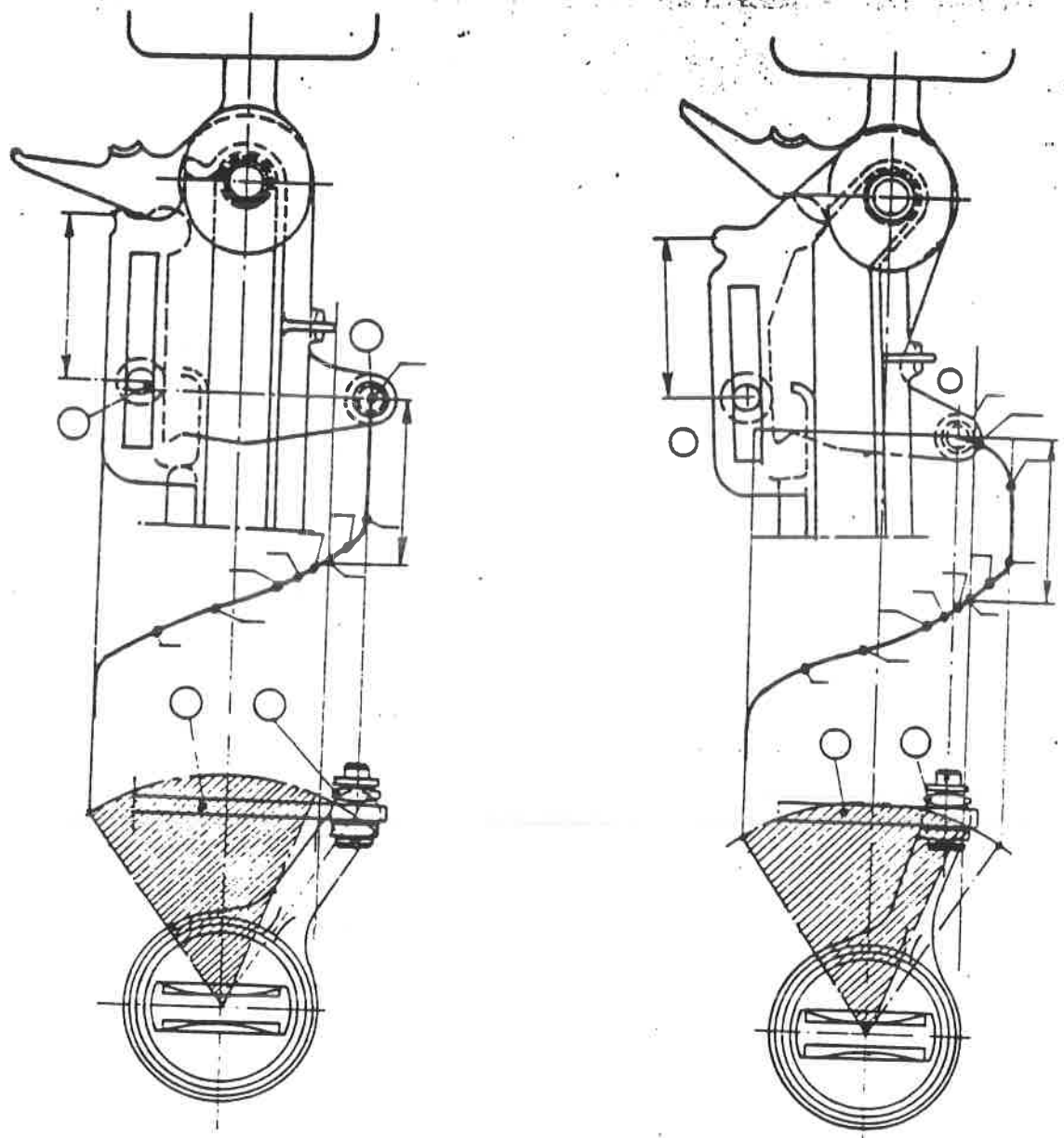
Position: III



Position: IV

Fig. 143

Fig. 144.



C1220B.
13e leçon.

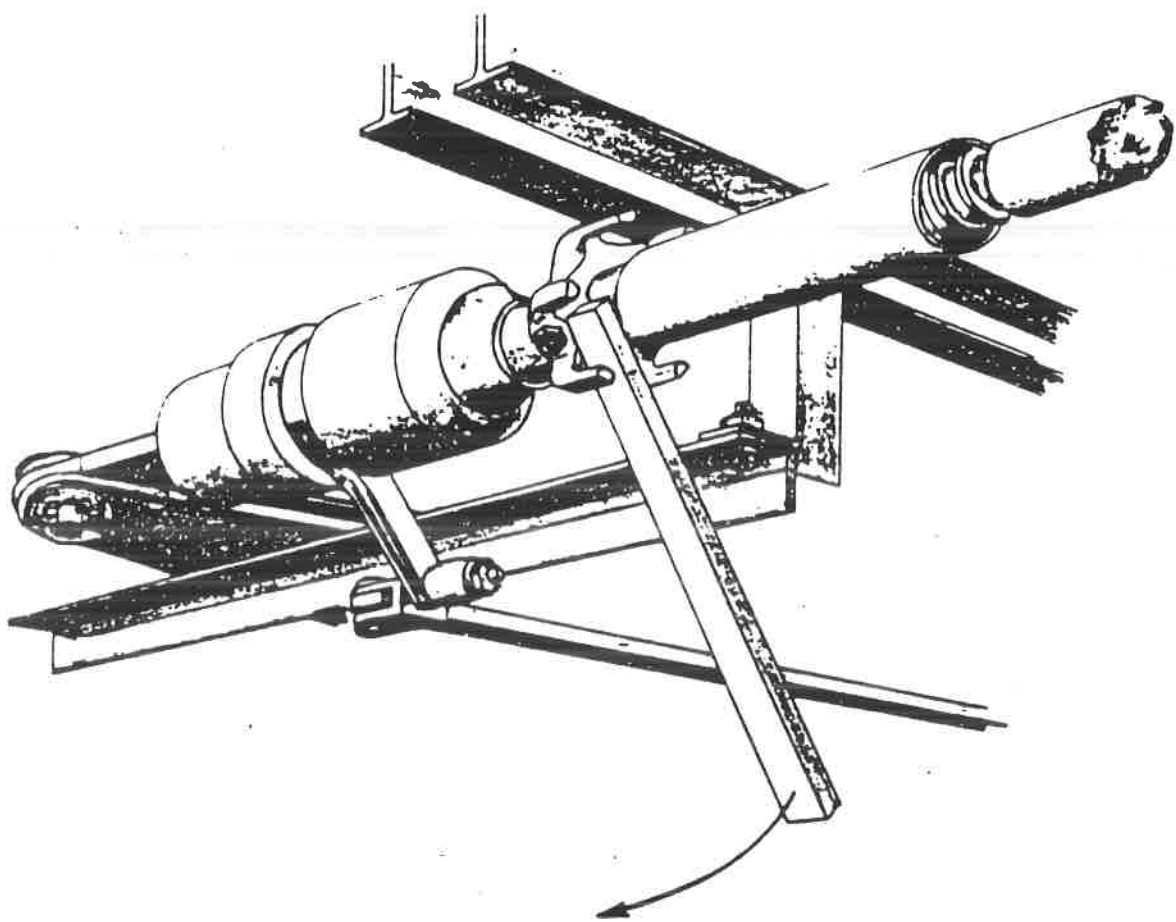
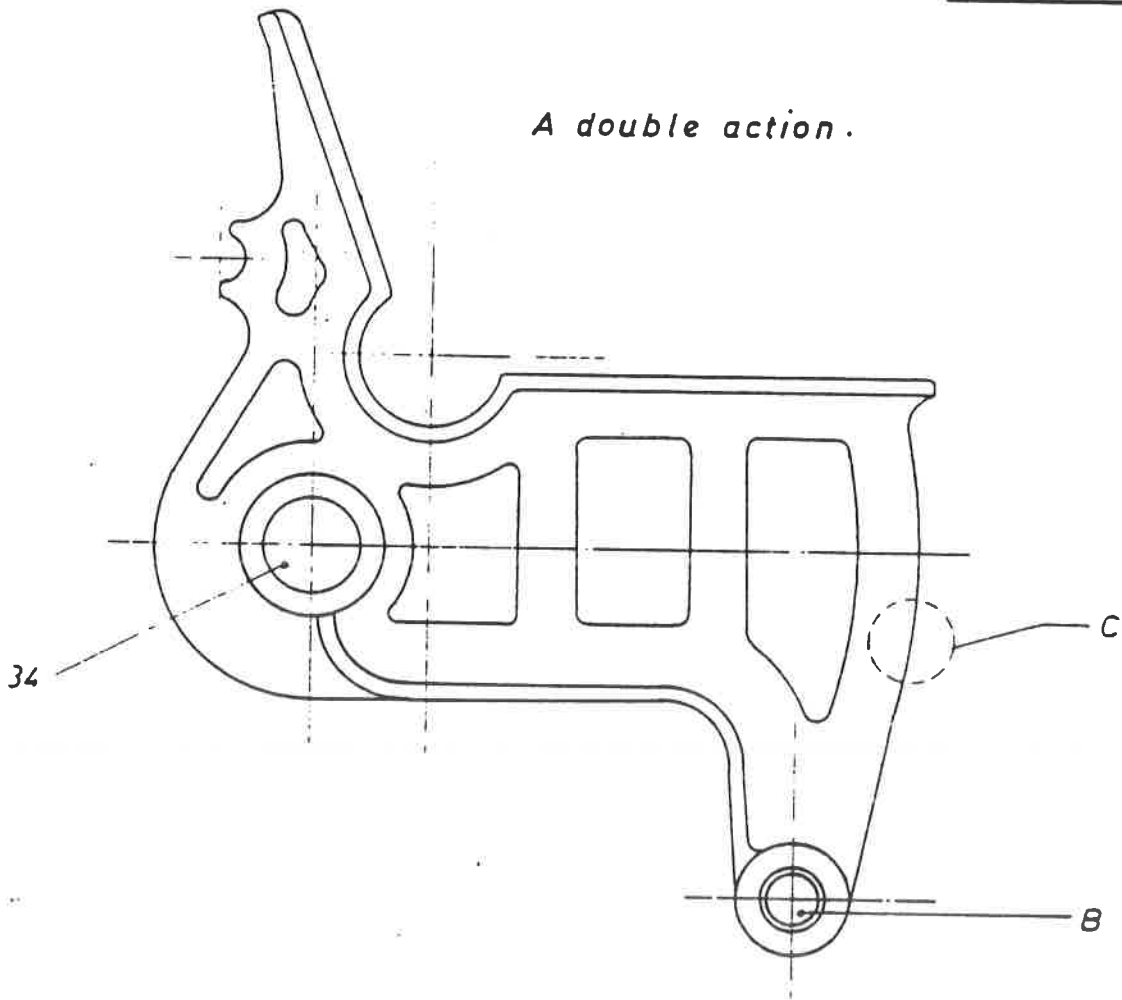


Fig.145.

A double action.



A simple action.

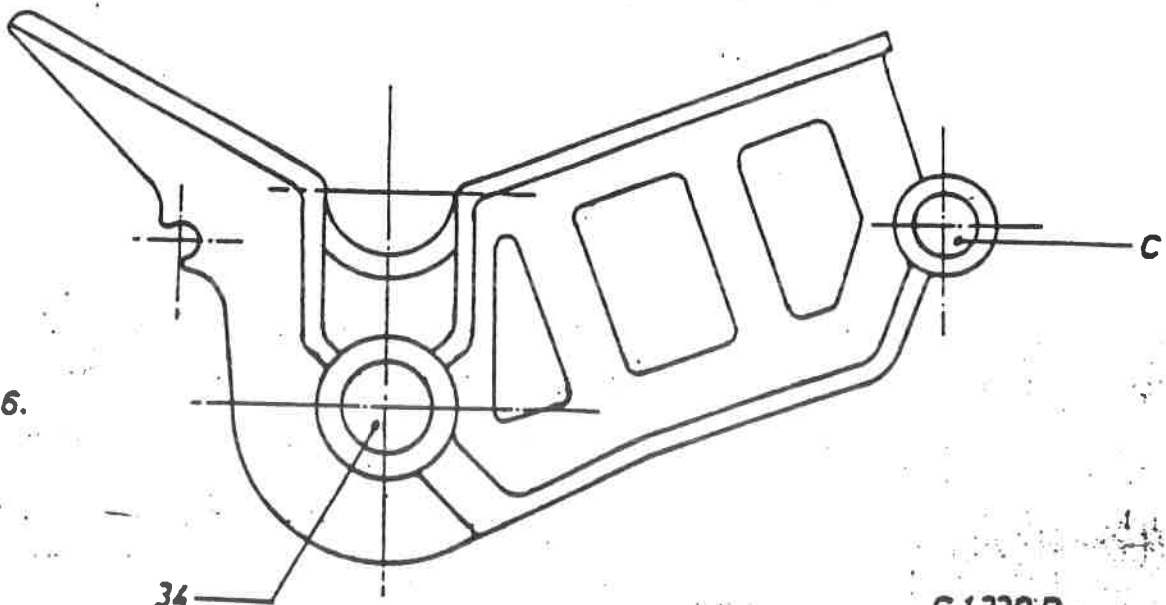


Fig.146.

C 1220 B.
13e leçon.

14e leçon

9.4. Le régleur à simple effet SAB type D pour matériel de traction.

9.4.1. Conditions spéciales exigées par le matériel de traction.

Lorsqu'un véhicule ferroviaire, équipé d'un régleur à double action, circule sur une voie, couverte de neige, il peut arriver que la neige reste collée aux roues. Alors une certaine quantité de cette neige se met dans l'intervalle libre entre les sabots lâchés et les roues. Ainsi, petit à petit cet espace est comblé.

En conséquence, lors du premier freinage la course du piston sera trop petite et le régleur se dévissera jusqu'au moment où la course du piston sera devenue normale.

Ensuite, par l'écrasement et la chaleur (dégagée par le freinage) la neige fond et la course du piston s'allongera d'une quantité beaucoup plus grande que celle prévue et qui peut être rattrapée lors du desserrage suivant. Le jeu aux sabots deviendra trop grand.

Lors de chaque freinage, ce cycle se répètera et après quelques freinages la course du piston est allongée d'une façon telle qu'il n'y a plus de freinage.

Pratiquement, ce phénomène se produit seulement sur le premier véhicule du train, par le fait que les véhicules suivants roulent sur une voie nettoyée.

De cet exposé il s'ensuit que le matériel de traction ne peut pas être équipé d'un régleur à double action.

9.4.2. Suppression de la double action.

Il a été expliqué dans le point 9.2.3.2, comment, avec les cônes d'accouplement des pièces (4) et (9) accouplés, le régleur ne peut plus se dévisser, tandis que le vissage reste possible (voir 9.2.6.3).

Sur le matériel de traction, on met à profit cette qualité pour rendre à simple action le régleur type D qui est normalement à double action.

A cet effet on maintient accouplées les pièces (4) et (9) (voir fig. 138).

Considérons l'équerre basculante et son point de liaison B avec la bielle de commande (28) (fig. 140 et 146).

Le piston étant dans la position de desserrage, la manivelle du carter prend une position correspondant à un jeu entre les parties (4) et (9) (le régleur est à double action).

2.

Lorsqu'on déplace, sur l'équerre basculante, le point de liaison B jusqu'à C (fig. 146), on doit donner un mouvement rotatif initial à la manivelle du carter (11), pour pouvoir accoupler la bielle de commande (28).

De ce fait, avec l'équipement de freinage dans la position freins desserrés, les cônes (4) et (9) sont accouplés.

Une force de traction sur le régleur ne peut plus dévisser ce dernier. L'ampleur de la force de traction ni le déplacement du piston n'auront plus aucune influence.

Pour le remplacement des sabots, le dévissage manuel du régleur restera aisé, étant donné que lorsque le frein est desserré il n'y a qu'une petite force appliquant les cônes (4) et (9) l'un contre l'autre.

9.5. Le régleur SAB type FE à simple action.

9.5.1. Introduction.

Un régleur à simple action ne doit plus comporter une tige de réglage avec filet réversible. Au contraire, on doit prendre des dispositions supplémentaires pour supprimer la réversibilité.

C'est la raison pour laquelle sur le matériel de traction récemment construit, équipé d'une timonerie classique, on utilise un régleur type FE, c-à-d un régleur comportant une tige de réglage avec filet non réversible.

9.5.2. Description du régleur FE (fig. 147, 148, 149).

On distingue dans le régleur SAB type FE les parties principales suivantes :

La tige de réglage.

Elle est constituée par une vis irréversible 35, généralement soudée à une bielle de traction. Elle est munie de la bague d'arrêt 36, qui l'empêche de sortir de l'écrou 26.

La partie tournante.

Elle est composée de l'écrou de réglage 26, du tube de réglage 28, du manchon d'accouplement 20, de l'axe du mécanisme 1, de la bague d'appui 2 et de la gaine de protection 30.

Toutes ces pièces sont montées solidairement.

La partie fixe.

Elle comprend la chape 23 et le manchon-guide 6.

Le mécanisme.

3.

Il comprend les parties suivantes :

- le demi-carter 8 qui peut tourner autour du manchon-guide 6 et du manchon d'accouplement 20;
- la bague d'accouplement 81 qui constitue, avec le manchon d'accouplement 20, l'embrayage B;
- la bague 11, qui est dentelée sur sa circonférence extérieure. Le doigt 84, guidé dans le demi-carter 8, est poussé vers l'intérieur par un ressort. Il constitue donc la liaison continue, mais annulable par l'oeillet 85, entre le demi-carter 8 et la bague 11;
- le ressort d'entraînement 10. Quand, l'appareil étant vu côté chape, la manivelle du demi-carter 8 est déplacée de gauche à droite du mouvement pendant le serrage du frein, la bague 11 tourne sans entraîner le ressort, cette rotation tendant en effet à réduire le diamètre des spires du ressort 10. Lorsque la manivelle revient vers la gauche (mouvement provoqué par le desserrage du frein), les spires du ressort 10 ont au contraire tendance à augmenter de diamètre et le ressort fait corps avec son enveloppe, d'où participation de la bague d'accouplement 81 à la rotation du demi-carter 8;
- le ressort 4. Il est placé entre la bague d'appui 2 et le manchon-guide 6, et monté avec une précompression qui est plus grande que l'effort nécessaire pour amener les blocs contre les roues. Cette précompression correspond également à l'effort appliqué sur l'embrayage B (par l'intermédiaire des parties 20 et 81).

Si l'effort appliqué sur la chape 23 devient plus grand que cette précompression, le ressort est encore plus comprimé par le manchon-guide 6 et l'embrayage B est donc libéré.

Le système de commande (fig. 148 et 149).

Celui-ci est analogue au dispositif de commande du régleur type D.

Il comprend la coulisse 41, l'équerre basculante 47 et les galets 46 et 52.

La coulisse 41, articulée d'un côté sur le pivot 92 par la bielle de coulisse, est suspendue de l'autre côté à un prolongement du boulon de crossette. Ce prolongement porte le galet 52 et l'équerre basculante 47. La coulisse 41 est munie d'un axe-guide 42 servant de support au galet-guide 46.

La bielle de commande 91 relie le système de commande au demi-carter 8.

4.

9.5.3. Fonctionnement du régleur.

Lors d'un freinage la pression dans le cylindre de frein augmente progressivement (et par voie de conséquence également l'effort appliqué à la chape 23). Nous pouvons donc considérer deux phases différentes suivant que l'effort à la chape 23 est plus petit ou plus grand que la pré-compression du ressort 4.

9.5.3.1. Jeux normaux aux sabots.

1. Serrage du frein.

- a) L'effort à la chape 23 est inférieur à la précompression du ressort 4.

Le ressort 4 n'est pas raccourci et l'accouplement B reste bloqué.

Supposons que le frein est complètement desserré. L'équerre basculante se trouve alors dans la position indiquée à la fig. 148.

Si on applique un certain effort sur la chape 23, le même effort est transmis à la tige de traction 35 par l'intermédiaire des pièces suivantes : la chape 23, le manchon-guide 6, le ressort 4, la bague d'appui 2, l'essieu 1, le manchon d'accouplement 20, le tube de réglage 28 et l'écrou 26.

Par l'effort sur le piston du cylindre de frein, la timonerie se déplace et les blocs se rapprochent des roues ou des disques.

Après une course "A" de ce piston les blocs sont en contact avec les roues ou les disques et l'effort à la chape 23 atteint la valeur de la précompression du ressort 4.

- b) L'effort à la chape 23 est supérieur à la précompression du ressort 4.

Le ressort 4 est comprimé davantage. L'embrayage B devient libre et les pièces 6 et 2 viennent en contact direct. L'effort à la chape 23 est maintenant transmis à la tige de traction 35 via le manchon-guide 6, la bague d'appui 2, l'essieu 1, le manchon d'accouplement 20 et l'écrou 26.

Par l'augmentation de l'effort de traction, la déformation élastique de la timonerie augmente et la course du piston devient également plus grande.

Au moment où la course du piston atteint la valeur "A", l'équerre 47 est juste contre le galet 46. Une course supplémentaire du piston provoque donc une rotation de l'équerre basculante 47 autour du boulon de crossette et, par l'intermédiaire de la bielle de commande 91, une rotation du demi-carter 8.

A son tour, le demi-carter 8 entraîne la bague 11 mais, en raison du sens des volutes du ressort 10, n'entraîne pas la bague d'accouplement 81.

2. Desserrage du frein.

- a) L'effort à la chape 23 est plus grand que la précompression du ressort 4.

L'effort à la chape 23 diminuant par le desserrage, la déformation élastique de la timonerie diminue également. Le piston revient de sa "course élastique" d'où rotation de l'équerre basculante 47 et du demi-carter 8 dans le sens inverse de celui du serrage.

Dans ce sens de rotation la bague d'accouplement 81 est entraînée par l'intermédiaire du ressort 10. Toutefois, comme pendant la course élastique l'accouplement B est libéré, le manchon 20 et la partie tournante ne suivent pas la rotation de la bague 81 et il ne se produit pas de vissage du régleur.

- b) L'effort à la chape 23 devient inférieur à la précompression du ressort 4.

A la fin de la course élastique la rotation de l'équerre basculante 47 se termine et l'effort de traction devient inférieur à la précompression du ressort 4. Le ressort 4 se détend et l'accouplement B agit à nouveau.

Pendant la suite du retour du piston la disposition du régleur ne change plus.

9.5.3.2. Jeux trop grands aux sabots.

1. Serrage du frein.

- a) L'effort à la chape 23 est inférieur à la précompression du ressort 4.

Si les jeux sont trop grands, l'application des sabots contre les roues se produira alors que le piston aura parcouru une distance supérieure à la cote "A", par exemple jusqu'à un point "P". Suite à la course de "A" à "P", l'équerre basculante 47 transmet un mouvement

6.

de rotation au demi-carter 8, mais étant donné le sens de la rotation, ni le ressort 10, ni la bague d'accouplement 81 ne sont entraînés.

- b) L'effort à la chape 23 devient supérieur à la précompression du ressort 4.

L'accouplement B est libéré et le point "P" (application des sabots contre les roues) poursuit sa course élastique. Mais, ainsi qu'il est expliqué plus haut, cette course élastique n'influe en rien l'action du régleur.

2. Desserrage du frein.

- a) L'effort à la chape est plus grand que la précompression du ressort.

Pendant cette partie du desserrage le piston recule de la valeur de la course élastique de la timonerie. Pendant ce déplacement l'accouplement B étant libre, il ne se présente rien de spécial jusqu'au point "P".

- b) L'effort à la chape devient inférieur à la précompression du ressort 4.

Au moment où l'effort de traction devient inférieur à la précompression du ressort 4 (c-à-d au point "P"), les éléments de l'embrayage B se bloquent. La rotation de l'équerre basculante 47 et du demi-carter 8, pendant la course de "P" à "A" provoque une rotation équivalente du ressort 10, des parties 81 et 20 et de la partie tournante. L'écrou 26 se visse sur la tige de réglage 35 et le régleur se raccourcit.

La rotation du demi-carter 8 et le vissage de l'écrou 26 sur la tige 35 s'arrêtent au moment où le piston est arrivé au point "A".

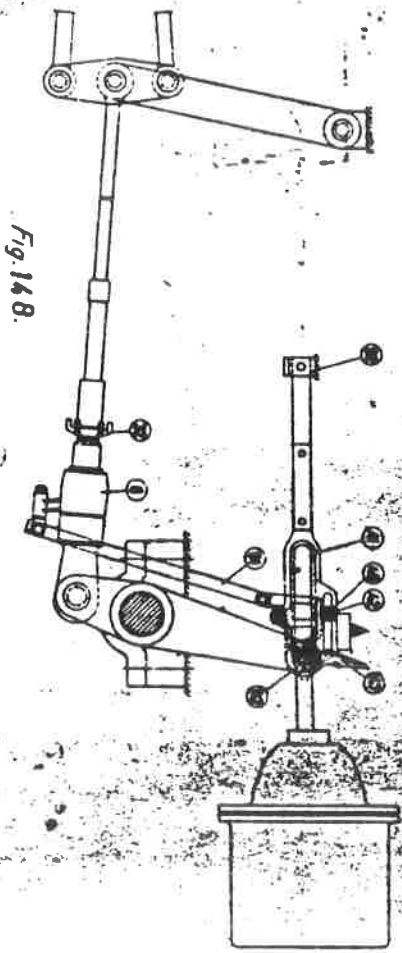


Fig. 148.

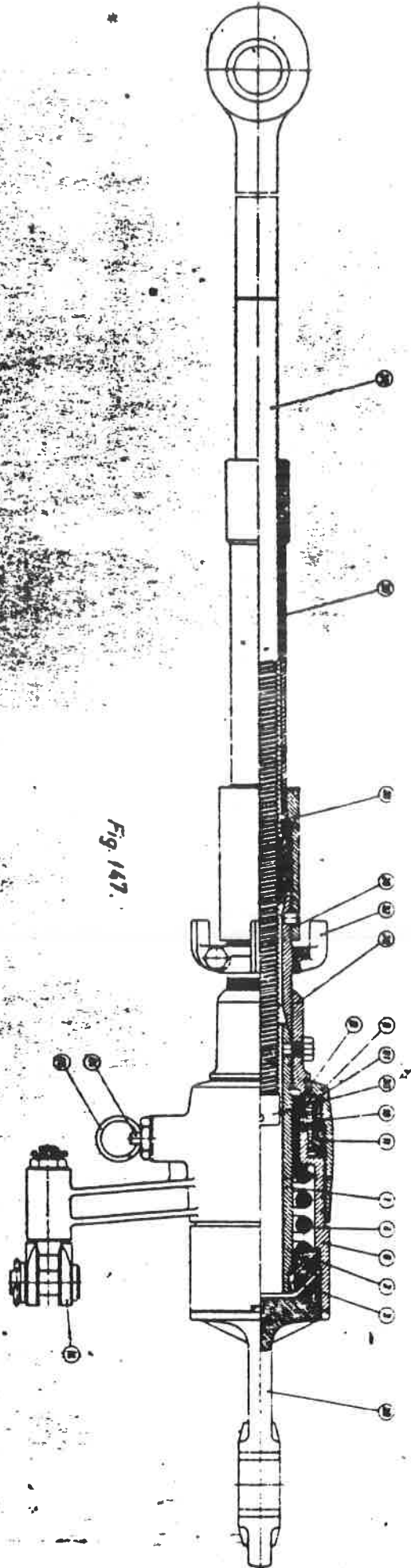


Fig. 147.

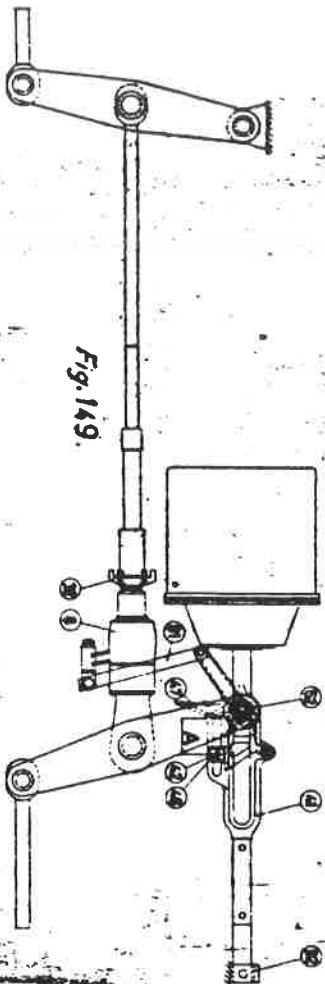


Fig. 149.

Régieur S.A.B type F.E.S.

9.6. Prescriptions et données pratiques concernant les régleurs type D et type FE.

9.6.1. La cote "A".

La course totale du piston du cylindre de frein est composée de deux parties bien distinctes :

- une 1ère partie, c'est la course du piston nécessaire pour appliquer les sabots contre les roues ou les garnitures contre les disques.
- une 2ème partie, c'est la course nécessaire pour compenser la déformation élastique de la timonerie de frein.

On appelle la 1ère partie de la course la cote "A". C'est seulement cette partie qui est maintenue constante par le régleur. Comme il a été déjà expliqué, la course élastique n'influence pas le fonctionnement du régleur.

Par construction, la cote A est aussi la distance entre le centre du galet guide (31) (fig. 142) et le repère (41) de la coulisse.

C'est aussi la cote qui est prise en considération dans les notices de calcul pour obtenir une course de piston exacte. Toutefois, la valeur donnée pour cette course n'est rien d'autre qu'une valeur hypothétique (de laquelle on devra s'écarter éventuellement) pour obtenir le résultat désiré : une course de piston exacte.

Lorsque l'équerre basculante n'est pas montée sur la tige du piston, mais à un autre endroit dans la timonerie de frein, la cote "A" est toujours la distance entre le centre du galet guide et le repère, mais elle n'est pas nécessairement égale à la course du piston pour amener les sabots sur les roues ou sur les disques.

Suite à l'exposé donné aux points 9.2 à 9.5, il suffit de raccourcir ou de rallonger la cote "A" (par le déplacement du galet guide sur la coulisse) pour obtenir un plus petit ou un plus grand jeu stabilisé aux sabots et en conséquence une plus petite ou plus grande course stabilisée du piston.

9.6.2. Montage du régleur.

Voir notice technique 2322.002.

9.6.3. Remplacement des sabots en service.

Les dispositifs de réglage manuel, par exemple des trous de réglage, qui peuvent se trouver dans la timonerie de frein, ne peuvent pas être utilisés lors d'un remplacement de sabots.

2.

Si les jeux existants ne suffisent pas à la mise en place du nombre désiré de sabots neufs, on leur procurera la place nécessaire en dévissant le régleur avec un outil approprié (fig. 145).

Une fois les sabots placés, le régleur sera vissé à la main jusqu'à l'application des sabots contre les roues. Ensuite, on procédera au réglage de la course du piston suivant les indications de l'art. 9.6.4.

Les dispositifs de réglage manuel peuvent être utilisés que par les ateliers chargés de l'entretien du matériel après reprofilage des bandages ou après remplacement des roues.

Toutefois, sur certains véhicules de construction ancienne [comme aux bogies moteurs des automotrices postales (ancien type 35), l'automotrice n° 009 (type 1946) et certains autorails], il est nécessaire d'effectuer le réglage de la timonerie à la main avant l'usure complète des blocs de freins. Dans ce cas, lors du remplacement des blocs de frein, la timonerie doit être également réglée à la main pour répartir les jeux et pour donner aux différents balanciers l'espace de déplacement nécessaire.

Ces particularités sont portées à la connaissance des services chargés du remplacement des blocs de frein.

9.6.4. Réglage de la course du piston après le remplacement des sabots.

a) Régleur à double action.

Après l'application des sabots contre les roues on dévissera manuellement le régleur d'un 1/2 tour.

On n'aura pas besoin de régler exactement la course du piston à la main, ce réglage sera effectué automatiquement par le régleur au premier serrage.

b) Régleur à simple action.

Avant l'application des sabots contre les roues (ou contre les disques), le régleur est dévissé à la main d'une "telle quantité" que lors d'un freinage à fond, la course normale soit à peu près réalisée. Pour les régleurs type FE il est nécessaire de dégager le doigt d'entraînement 84 en tirant sur l'anneau 85 (voir fig. 147).

La "telle quantité" citée ci-dessus est reprise dans des instructions spéciales.

9.6.5. Mise hors service d'un régleur en cas d'avarie.

a) Cas d'un régleur à double action (fig. 138).

Il est à noter que lors du dévissage sous l'influence de la force de freinage, la pièce 14 cherche à suivre l'ensemble 3,

4, 15, 16 et 17 dans sa rotation dans le sens du dévissage, mais en est empêchée par le ressort (13) d'entraînement qui l'accouple au carter, lequel est à son tour relié au dispositif de commande.

Si l'on suppose que par suite d'un accident, le dispositif de commande est mis hors service, le carter du régleur est rendu libre et rien ne s'oppose à ce que la pièce 14 et le carter suivent la rotation de l'ensemble 3, 4, 15, 16 et 17.

Il s'ensuit que la manivelle vient automatiquement se placer dans le "secteur de blocage"; tout dévissage est donc rendu impossible et le régleur fonctionne dès lors comme une bielle de traction ordinaire jusqu'à ce que l'avarie ait été réparée.

En conséquence, le désaccouplement de la biellette de commande n'entraîne pas la mise hors service du frein.

b) Cas des régleurs à simple action type DA et FE.

Le désaccouplement de la biellette de commande des régleurs à simple action les font fonctionner comme des bielles de traction ordinaires. Dans ce cas le régleur était déjà bloqué, de sorte que la partie rotative ne doit pas se déplacer d'un certain angle.

9.6.6. Réglage manuel de la timonerie de frein.

Le régleur de timonerie compense automatiquement l'usure totale des sabots de frein et en outre, suivant le type de véhicule:

- a) Soit l'usure totale des bandages et des points d'articulation; aucun dispositif de rattrapage manuel n'existe alors dans la timonerie.
- b) Soit l'usure des bandages et des points d'articulation de la timonerie de frein, usure qui se produit en service entre deux levages du véhicule.

Dans ce cas l'usure provoquée par le reprofilage des roues est compensée à l'aide des dispositifs de rattrapage manuel existants dans la timonerie de frein. Ce réglage ne doit être exécuté que dans les ateliers.

Pour éviter de devoir régler à la main la timonerie de frein sur les véhicules en service, le réglage de la timonerie de frein dans les ateliers doit être effectué de la façon suivante :

- a) dévisser complètement le régleur avec un outil approprié ainsi qu'il est montré fig. 145;
- b) mettre partout des blocs de frein neufs. Répartir les jeux sur l'ensemble des sabots;
- c) exécuter le réglage manuel à l'aide des trous de rattrapage (ou dispositif analogue) de façon à obtenir lors du freinage une course de piston aussi voisine que possible de la course désirée.

4.

Ensuite, pour obtenir la course du piston exacte, on procède comme décrit dans le point 9.6.4.

Des schémas de réglage de timonerie ont été établis pour de nombreux types de véhicules. Ces schémas indiquent les trous de réglage à utiliser pour les différentes usures de bandages, augmentées de l'usure des articulations.

En tout cas, l'observation du point c ci-dessus est obligatoire.

9.6.7. Elimination du régleur en cas de fortes chutes de neige.

Certains autorails sont équipés de roues de faible diamètre ce qui a pour conséquence que lors de la marche à travers une couche de neige dépassant le niveau des rails, la neige s'accumule entre les blocs de frein et les bandages.

La couche de glace qui se forme sur les blocs de frein diminue la puissance de freinage. En outre cette accumulation de neige peut provoquer une force sur les blocs de frein suffisante pour dévisser le régleur de timonerie à double action.

Pour éviter que le régleur à double action ne se dévisse, les remises éliminent le régleur de timonerie des autorails précités en cas de forte chute de neige en enlevant la bielle de commande. Pendant cette période la timonerie de frein est réglée journallement à la main en utilisant le régleur comme vis de réglage.

Pour éviter la formation de glace sur les blocs de frein, le conducteur maintient le frein à main légèrement appliqué.

9.7. Le régleur SAB type DRV à double action.

9.7.1. Généralités.

Le régleur SAB type DRV est monté sur tous les wagons de construction récente et sur toutes les voitures munies de blocs de frein ordinaires.

Le régleur de frein DRV est un appareil dont l'action est rapide dans les deux sens de fonctionnement. Il a l'avantage d'être indépendant du rappel de la timonerie, c'est-à-dire de fonctionner correctement même si la timonerie ne revient pas, suite à l'insuffisance des ressorts de rappel ou à un frein mal desserré. Il présente une caractéristique nouvelle, celle d'être verrouillé au cours du premier freinage et de ne pouvoir en aucun cas s'allonger sous l'effet d'une tension prématurée. On sait en effet que le régleur peut avoir à transmettre des tensions assez élevées pendant le rapprochement des sabots aux bandages, dans le cas de timonerie lourdes ou dans celui d'accumulation de neige entre sabots et bandages. Il importe alors que le régleur puisse supporter ces tensions élevées sans s'allonger.

Si la tension prématurée est due à des résistances anormales, vaincues par l'effort de freinage, la course de piston reste correcte et au desserrage, il ne se produit aucune compensation par le régleur.

Si les jeux aux sabots sont réellement trop petits, le premier freinage s'effectue avec une course réduite; le mécanisme du régleur a enregistré cette réduction, et au freinage suivant le régleur s'allonge exactement de la quantité voulue (l'allongement maximal par desserrage des freins est égal à 30 mm).

Si les jeux aux sabots sont trop grands, le rattrapage a lieu au cours du premier desserrage (le raccourcissement maximal par desserrage des freins est égal à 100 mm).

En résumé, les jeux sont, dans les deux cas, réglés à leur valeur nominale dès le deuxième freinage.

Ce nouveau principe de fonctionnement permet d'éviter les allongements intempestifs et garantit, même dans les conditions difficiles, une grande sécurité en service.

9.7.2. Description et fonctionnement du régleur DRV - Principes.

Le régleur DRV est représenté fig. 150. Il remplace une bielle de traction dans la timonerie et est monté normalement comme représenté à la fig. 151.

Il a pour fonction de maintenir constants les jeux entre sabots et bandages.

Le fonctionnement du régleur DRV repose sur les bases suivantes :

- a) la longueur du régleur est déterminée par la position de l'écrou de réglage (1) sur la tige filetée (41);
- b) les variations de jeux aux sabots qui doivent être compensées par l'écrou de réglage (1) sont enregistrées par l'écrou d'avance (23).

La tension du ressort d'effort (21) a été choisie de telle manière qu'il est possible au régleur de vaincre la résistance de la timonerie de frein. En outre, pour pouvoir comprendre le fonctionnement du régleur, il faut savoir que la tension du ressort d'accouplement (12) est plus importante que celle du ressort (21).

9.7.3. Fonctionnement en cas de jeux normaux aux sabots.

9.7.3.1. Frein desserré (fig. 152).

La butée (44) se trouve à une distance bien déterminée "A" du carter(19). Cette cote "A" est réglée pour correspondre à la course d'application des sabots dans le cas des jeux normaux. Les deux accouplements (B) et (C) sont maintenus en prise par le ressort (21) monté avec compression préalable.

6.

Il existe des jeux J et k respectivement au manchon de traction (3) et au roulement à billes (2) de l'écrou de réglage.

9.7.3.2. Course d'application des sabots contre les roues (fig. 152 et 153).

Au cours de la première phase du freinage, la chape (38) est tirée vers la droite d'une quantité égale à la cote (A) et le carter (19) vient en contact avec la butée (44), mais sans effort. Les sabots sont simplement appliqués contre les bandages.

Lors de ce déplacement, l'effort de la chape (38) est transmis à la tige de réglage (41) par le tube de traction (6), l'accouplement F, le manchon d'accouplement (4), le ressort d'accouplement (12), le manchon de traction (3), l'accouplement (c), le ressort d'effort (21), le carter (19), l'accouplement (B) et l'écrou d'avance (23).

Etant retenu par la chape (38), par l'intermédiaire de l'accouplement (F), le ressort d'accouplement (12), l'accouplement (c) et le ressort d'effort (21), le carter (19) ne tourne pas.

9.7.3.3. Augmentation de l'effort de freinage (fig. 153 et 154).

Dès que les sabots s'appliquent contre les roues, l'effort de freinage augmente.

Dès lors, à partir d'un certain effort, le ressort d'effort (21) est comprimé, tandis que la longueur du ressort d'accouplement (12) ne change pas (le ressort d'accouplement (12) est plus fort que le ressort d'effort (21)). Il s'ensuit que la chape (38) avec le tube de traction (6), le ressort d'accouplement (12) et le manchon de traction (3) se déplacent vers la droite.

L'accouplement (E) entre le manchon de traction (3) et l'écrou de réglage (1) s'embraye.

Tout effort dépassant la tension originale du ressort d'effort (21) est ainsi transmis par l'intermédiaire de l'écrou de réglage (1).

Il est à noter que pendant l'embrayage de l'accouplement (E), le carter (19) ne peut pas tourner par le fait que l'accouplement (F) est embrayé.

9.7.3.4. Fin de la course d'application - Début de la course élastique (fig. 154 et 155).

Par l'effort toujours croissant sur la chape (38) (le carter (19) est retenu par la butée (44)) non seulement le ressort d'effort (21) est comprimé mais également le ressort d'accouplement (12).

L'accouplement (C) est libéré, le jeu "J" étant plus grand que le jeu k, la pièce d'accouplement est repoussée vers la droite.

Ce ressort ne commence à s'écraser qu'à partir du moment où l'effort de freinage proprement dit a commencé à se développer. C'est-à-dire, lorsque le carter (19) est venu s'appuyer sur la butée (44).

9.7.3.5. Freinage_à_fond (fig. 156).

Par suite des déformations élastiques de la timonerie, l'ensemble des pièces continue à se déplacer vers la droite d'une quantité "e" par exemple, tout en comprimant le ressort (21). La tige de réglage (41) étant tirée vers la droite par l'écrou de réglage (1), l'accouplement B devient libre et l'écrou d'avance (23) tourne contre le roulement à billes (27) en se vissant sur la tige de réglage (41).

9.7.3.6. Desserrage (fig. 157).

Lors du desserrage, l'ensemble des pièces (6), (3), (12), (1) et (41) reviennent vers la gauche, et l'accouplement (B) se bloque.

Le ressort principal (21) comprimé se détend tout en maintenant le carter (44) contre la butée. L'accouplement (C) étant libre, l'écrou d'avance (23) avec le carter (19) tournent pendant la détente du ressort principal (21). Cette rotation se poursuit tant que l'effort de traction dans le régleur maintient libre l'accouplement (C), c'est-à-dire pendant la course élastique "e"

La suite du desserrage s'effectue exactement suivant le même processus qu'à l'application du frein mais en sens inverse.

Remarque : De ce qui précède, il résulte que la course élastique "e" est sans influence sur le réglage de la timonerie, car pendant la course élastique, l'écrou d'avance se visse et se dévisse de la même quantité sur la tige de réglage.

9.7.4. Fonctionnement - Cas de jeux trop grands aux sabots.

La fig. 158 représente le régleur frein desserré.

9.7.4.1. Serrage des freins - Course théorique d'application des sabots.

Dans le cas de jeux trop grands aux sabots, l'effort agissant sur la timonerie de frein, au moment où le carter (19) vient en contact avec la butée (44), est seulement l'effort nécessaire pour la déplacer, c-à-d un effort plus petit que la précontrainte du ressort (21).

Le carter (19) vient en contact avec la butée (44) lorsque le régleur s'est déplacé vers la droite de la cote "A", course théorique d'application des sabots (fig.159).

8.

9.7.4.2. Application des sabots (fig. 160).

Les jeux étant trop grands, la tige de réglage (41), entraînée par la chape, continue à se déplacer vers la droite d'une quantité "1" jusqu'à l'application des sabots. La chape s'est donc déplacée d'une quantité (A + 1) et le ressort (21) s'est comprimé d'une quantité égale à "1".

Le carter étant retenu par la butée (44), l'écrou d'avance (23) ne peut suivre la tige de réglage (41) dans son déplacement; sous l'effet du ressort (29) et du roulement à billes (27) il se visse donc sur la tige de réglage (41) d'une quantité "1".

9.7.4.3. Desserrage - Rattrapage des jeux (fig. 161).

Le rattrapage des jeux trop grands s'effectue, en une fois, lors du desserrage des freins qui suit le premier freinage.

Au desserrage du frein, le ressort (21) en se détendant, bloque les accouplements B et C et tend à rapprocher l'écrou (1) de l'écrou d'avance (23) qui est verrouillé sur la tige de réglage (accouplement B bloqué). L'accouplement D étant maintenu libre par le ressort (5), l'écrou de réglage (1) appuyé sur le roulement à billes (2) se visse sur la tige (41) en bloquant l'accouplement D. Le régleur s'est raccourci de la quantité (1) et les jeux aux sabots ont été ramenés à leur valeur normale.

L'effort nécessaire pour le rattrapage est fourni uniquement par le ressort principal (21) et n'est nullement tributaire du ressort de rappel de la timonerie.

Le raccourcissement du régleur par freinage est de 100 mm.

9.7.5. Fonctionnement - Cas de jeux trop petits aux sabots.

La fig. 162 représente le régleur freins desserrés.

9.7.5.1. Serrage des freins.

Premier freinage.

a) Course d'application des sabots (fig. 163).

Dans le cas de jeux trop petits aux sabots, le carter (19) n'est pas encore en contact avec la butée (44) au moment où se développe la tension de freinage; il se trouve à une distance "m" correspondant à l'insuffisance des jeux.

La fig. 163 représente le régleur au moment où les sabots s'appliquent contre les roues avec un effort encore insuffisant pour libérer l'accouplement C.

b) Augmentation de la tension de freinage (fig. 164).

Lorsque la tension de freinage augmente et devient suffisante pour comprimer le ressort d'accouplement (12), l'accouplement C est libéré et l'écrou d'avance (23) peut tourner autour de la tige de réglage (41).

Le ressort (21) peut se détendre et faire tourner le carter et l'écrou d'avance (23) sur la tige (41) jusqu'à ce que le carter en se déplaçant longitudinalement vienne rencontrer la butée (44). Ce déplacement correspond à la valeur m (insuffisance de jeu).

Pendant cette phase, le ressort de dévissage (29), plus faible que le ressort (21), s'est comprimé également de la valeur (m).

Lors de cette première application des sabots, l'écrou d'avance (23) avec le carter (19) ont donc enregistré l'insuffisance des jeux " m ".

9.7.5.2. Desserrage des freins après premier serrage (fig. 165).

Au desserrage, la tension de freinage diminuant, l'accouplement C se bloque à nouveau, mais l'écrou d'avance (23) reste verrouillé dans la position qu'il occupait après le premier freinage; le ressort de dévissage (29) reste comprimé de la valeur (m) et la distance entre carter et butée est de " $A - m$ ".

9.7.5.3. Deuxième freinage.a) Application des sabots (fig. 166).

Comme au premier freinage, les sabots s'appliquent sur les bandages après que le régleur se soit déplacé de la quantité " $A - m$ " et vient en contact avec la butée (44).

b) Allongement du régleur (fig. 167).

Les jeux aux sabots étant absorbés, la tige (41) du régleur cesse de se déplacer vers la droite. L'effort dans le régleur comprime alors le ressort (21) et libère l'accouplement D de l'écrou de réglage (1). Le ressort de dévissage (29), comprimé de la quantité (m) lors du premier freinage, empêche l'accouplement E de se bloquer, et, s'appuyant sur le roulement à billes (27), fait tourner l'écrou (1) qui se déplace vers la droite sur la tige (41) jusqu'à ce qu'il se soit détendu de la quantité (m). A ce moment, l'accouplement E se bloque.

Le régleur s'est donc allongé de la quantité (m) et les jeux aux sabots sont ramenés à leur valeur normale. L'allongement maximum du régleur par freinage est de 30 mm.

10.

Remarques.

- a) Il ressort de ce qui précède que le régleur se comporte au ler freinage comme une bielle de longueur fixe, même si les jeux aux sabots sont trop petits.

Cette particularité permet d'éviter les dévissages intempestifs, par exemple dans le cas d'une timonerie trop lourde, ou en mauvais état, ou en cas de formation de glace entre sabots et bandages.

Toutefois, il se pourrait que dans ce cas, avec des jeux normaux, l'accouplement C soit libéré prématurément; l'écrou d'avance (23) se déplacerait vers la droite sur la tige (41) en comprimant le ressort (29). Quand les résistances auront été vaincues sous l'effort total de freinage, et que la course du piston aura atteint sa valeur normale, les pièces reprendront leur position normale et il n'y aura pas d'allongement du régleur.

- b) Les chocs de tamponnement auxquels sont exposés les véhicules provoquent, dans le régleur, des efforts dus à l'inertie des timoneries. Ces efforts bien que de courte durée, peuvent être très élevés et provoquer le blocage de l'accouplement E. Le régleur agit alors comme une bielle rigide, l'accouplement (C) est libéré pendant un très court moment, mais l'effort développé par le ressort principal (21) étant relativement faible, il ne se produit aucun changement de l'écrou d'avance (23) et par suite aucune modification de la longueur du régleur.

9.8. Le régleur SAB type DRV à simple action pour engins de traction.

Le régleur SAB type DRV à simple action est une version modifiée du régleur DRV à double action en ce sens qu'on a supprimé le double action.

La suppression de la double action est obtenue par le montage d'un tube (50) d'une longueur bien déterminée entre les écrous repères (1) et (23) (voir fig. 168).

De ce fait, le rapprochement de ces deux écrous est devenu impossible.

En conséquence, lors du freinage suivant, le régleur ne peut plus se dévisser.

9.9. Différentes prescriptions concernant les régleurs DRV.

9.9.1. Montage du régleur.

En général, il est fourni pour chaque montage, un dessin donnant tous les renseignements utiles.

C. 1220 B

15e leçon

La cote "A" est ajustée à l'aide de la bielle de commande, de longueur réglable, solidaire de la butée (44). Si au deuxième freinage d'essai, la course désirée n'est pas obtenue, le réglage se fait en modifiant la cote "A". Une augmentation ou une diminution de cette cote entraîne une variation correspondante de la course du piston.

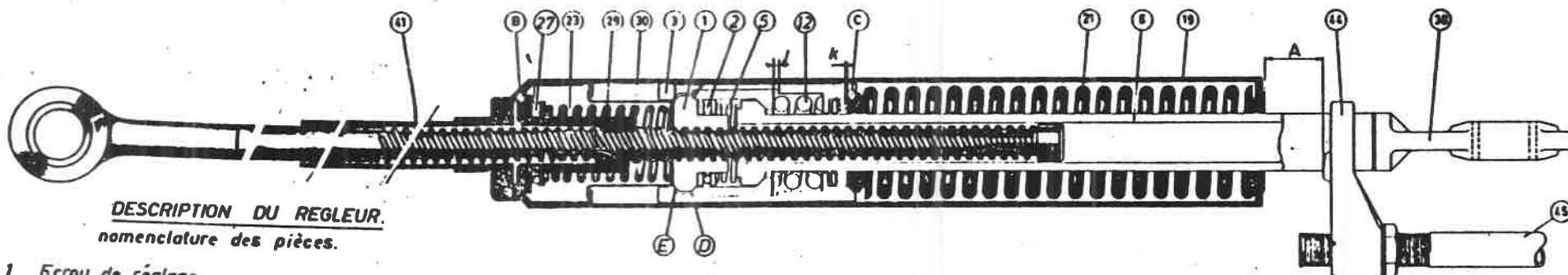
Cependant, avant de modifier la cote "A" indiquée au dessin de montage, il y a lieu de contrôler que la timonerie de frein est convenablement montée et que la pression pour l'armement du frein est correcte.

9.9.2. Remplacement des semelles de frein.

Dans la plupart des cas, on dispose d'assez de jeu pour la mise en place des semelles neuves. Si toutefois, ce jeu ne suffit pas, on peut l'augmenter en tournant à la main le col du carter (19).

Après le remplacement des semelles de frein, le régleur sera vissé à la main jusqu'à l'application des semelles contre les roues.

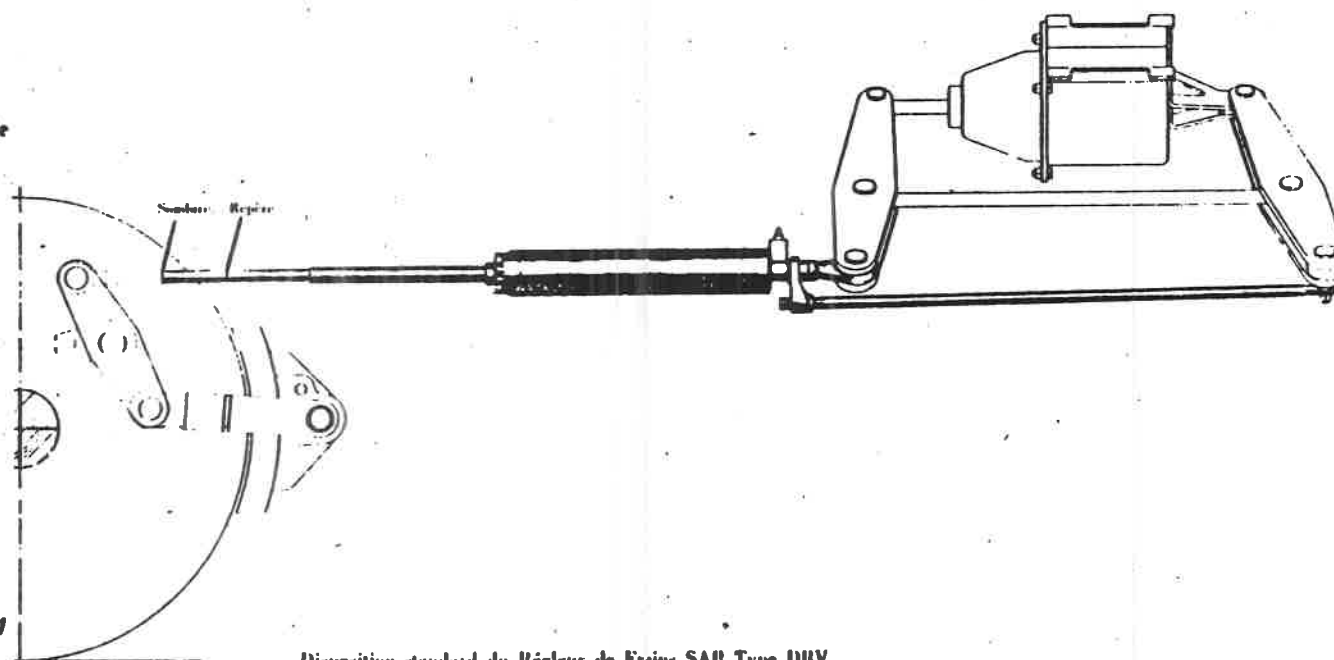
Ensuite, on procèdera au réglage de la course du piston suivant les données de l'art. 9.6.4.



DESCRIPTION DU REGLEUR.
nomenclature des pièces.

- 1 Ecrou de réglage
2 Roulement à billes de l'écrou.
3 Manchon de traction.
5 Ressort.
6 Tube de traction solidaire de la chape 38.
12 Ressort d'accouplement.
19 Carter du réglage.
21 Ressort principal.
23 Ecrou d'avance.
27 Roulement à billes de l'écrou 23
29 Ressort de dévissage.
30 Cuvette d'appui du ressort 29
38 Chape du réglage
41 Tige de réglage avec vis à pas réversible
44 Butée réglable
45 Tringle de fixation de la butée 44.

Le Régleur de Freins SAB Type DRV.
Fig 150.



- A Cote de réglage
B Accouplement écrou d'avance 23
carter 19
C Accouplement manchon de traction.
rondelle d'appui du ressort 21
D.E. Accouplements de l'écrou de réglage

Disposition standard du Régleur de Freins SAB Type DRV.
Fig. 151.

C1220 B
15° leçon

Frein desserré.

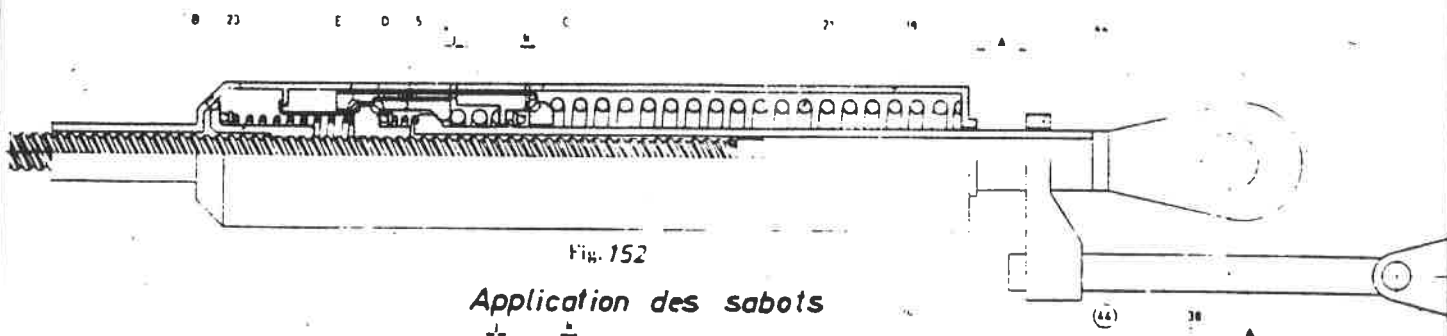


Fig. 152
Application des sabots

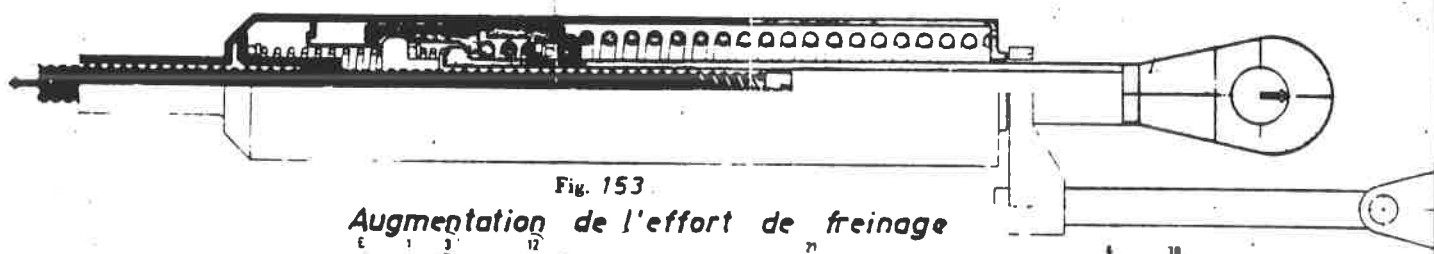


Fig. 153
Augmentation de l'effort de freinage

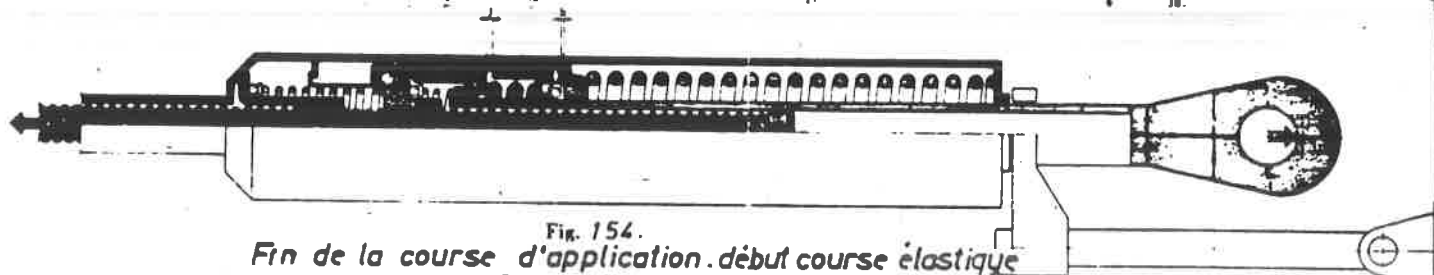


Fig. 154.
Fin de la course d'application, début course élastique

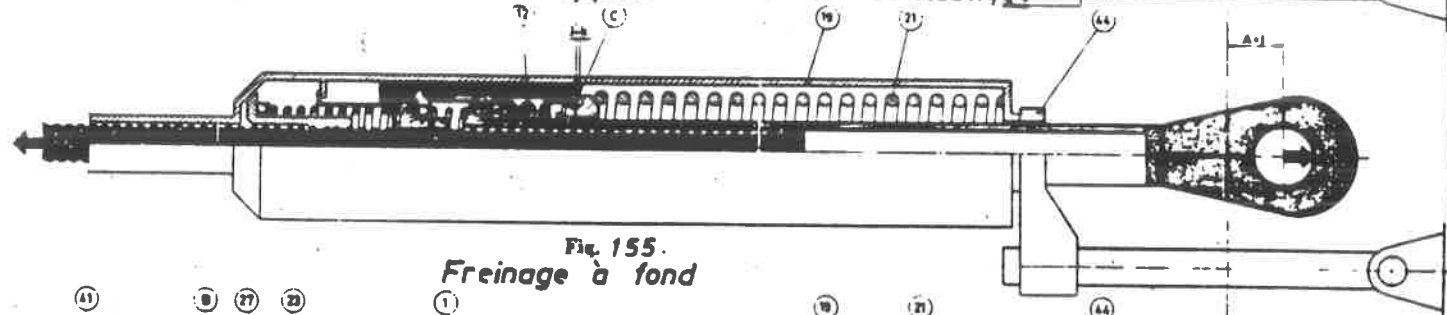


Fig. 155.
Freinage à fond

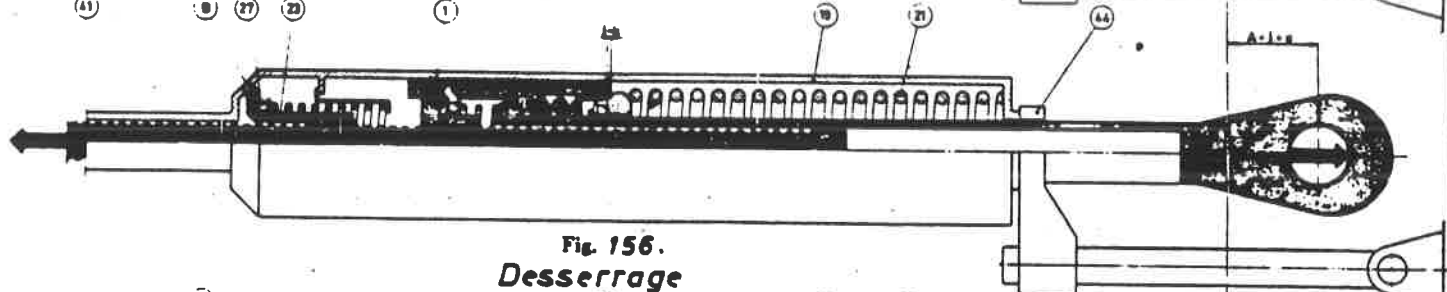


Fig. 156.
Desserrage

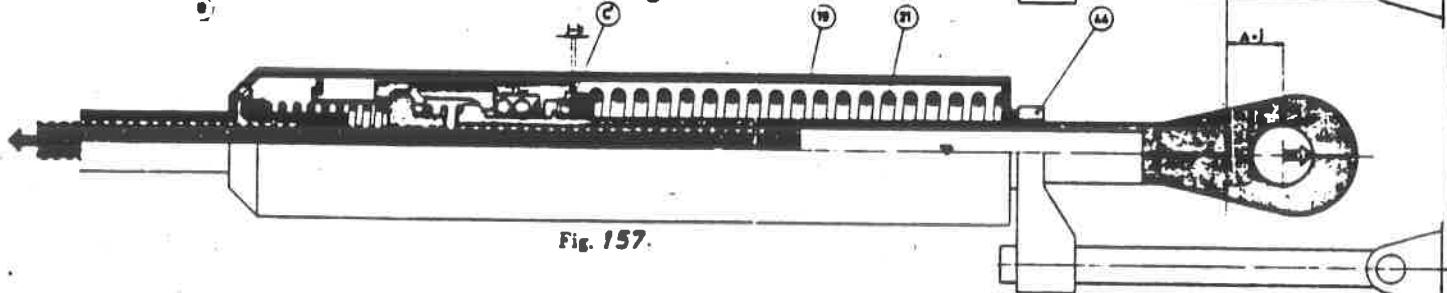


Fig. 157.

Fonctionnement - Jeux trop grands aux sabots

Frein desserré

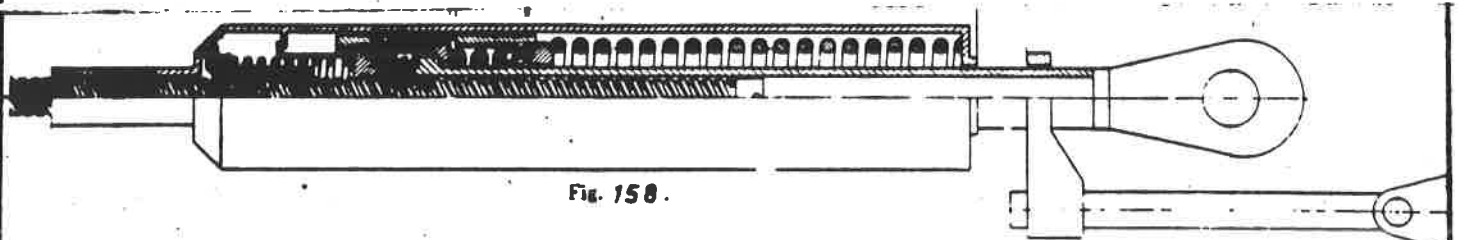


Fig. 158.

Course théorique d'application des sabots

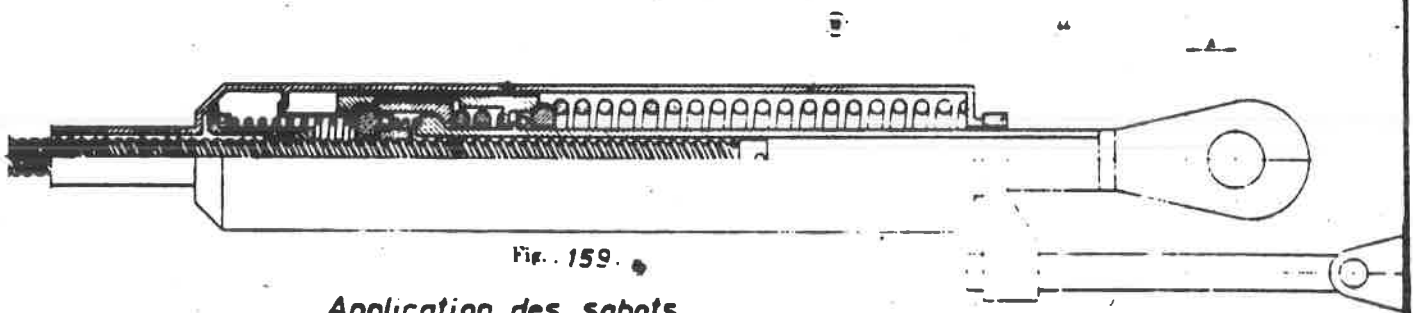


Fig. 159.

Application des sabots

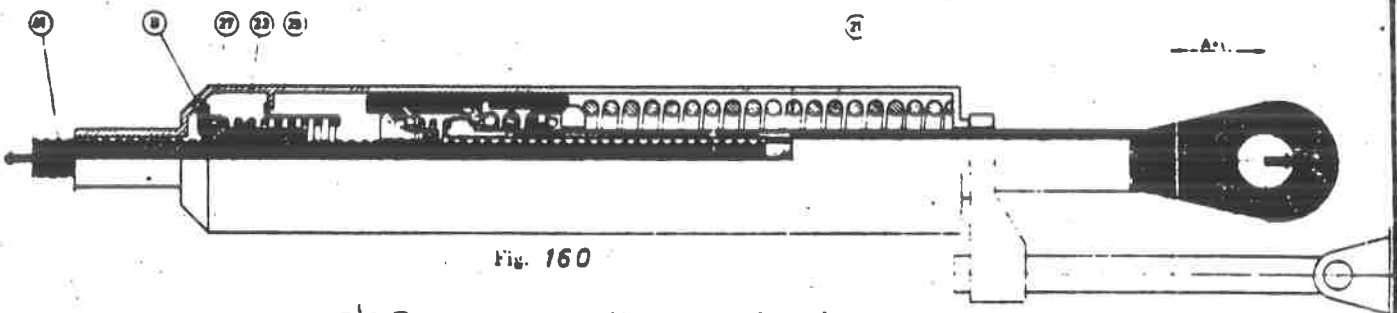


Fig. 160

Desserrage rattrapage des jeux

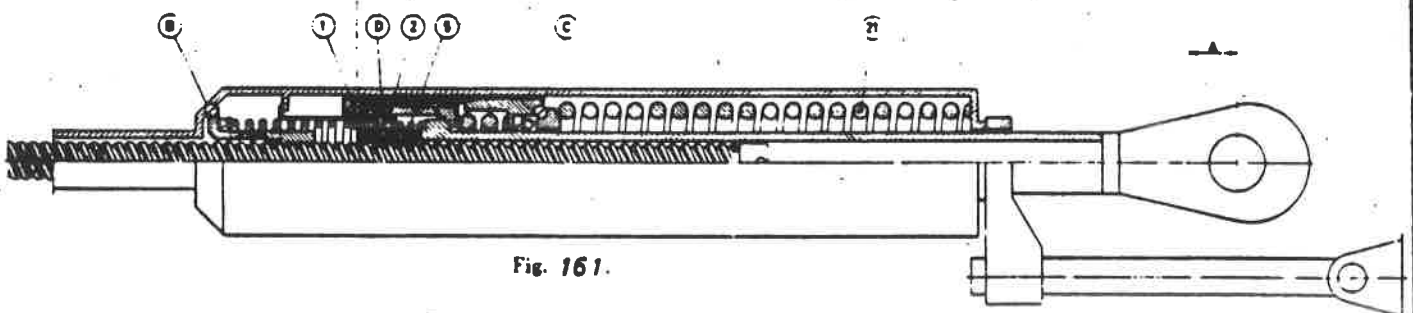


Fig. 161.

Frein desserré

Fig:162.
Application des sabots

Fig. 163.
Augmentation de l'effort de freinage

Fig. 164.
Frein desserré après 1^{er} freinage

Fig. 165.
2^{im} freinage. Application des sabots

Fig. 166.
2^{im} freinage Allongement du règleur

Fig. 167.

Régleur SA B type D R V à simple action.

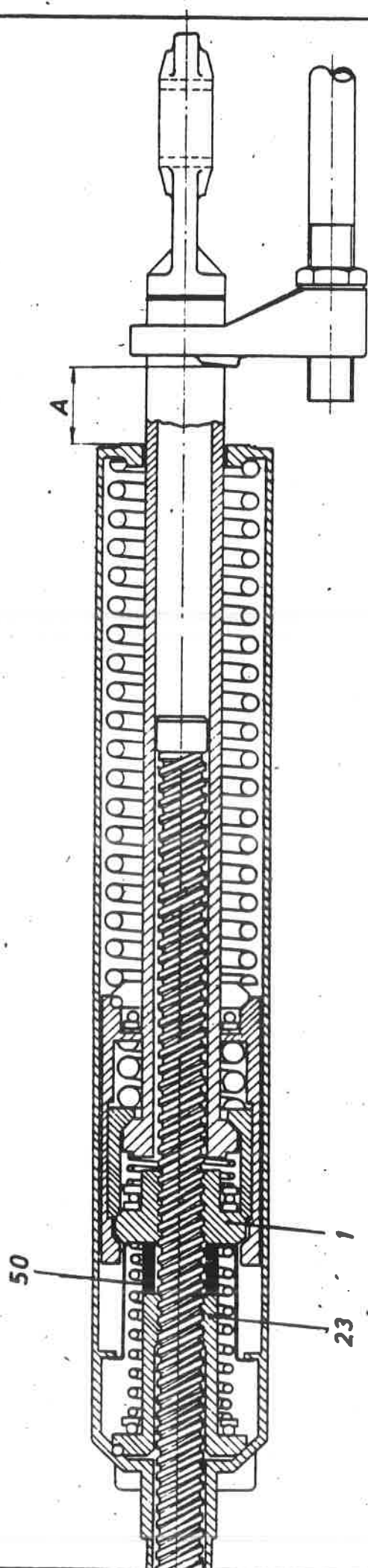
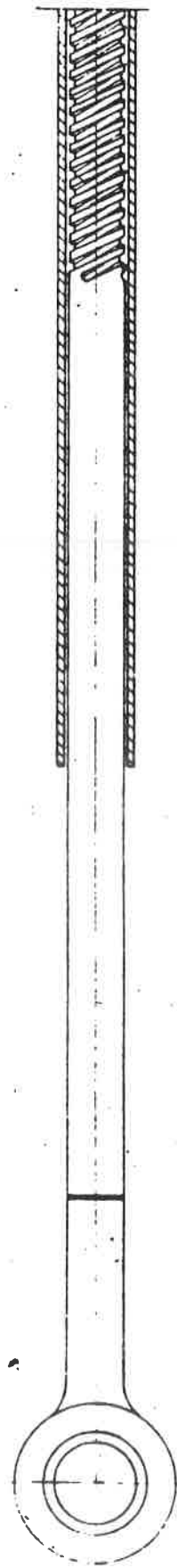


Fig : 168.



CHAPITRE 10LES UNITES DE FREIN10.1. Introduction.

Pour le développement d'un effort sur les sabots, un équipement moderne de frein se compose d'un cylindre de frein, d'un régleur de timonerie de frein et d'une timonerie de frein.

Dans un équipement classique tous ces éléments sont séparés et toutes les roues sont freinées, en partant d'un seul cylindre de frein.

Par contre, dans les unités de frein, tous ces éléments sont rassemblés dans un seul appareil. En outre, chaque roue est pourvue d'un tel appareil.

Les unités de frein ont l'avantage d'avoir un rendement de transmission plus grand et ils peuvent facilement être montés dans des bogies de construction complexe comme ceux des engins de traction.

Ils sont systématiquement appliqués sur les locomotives et automotrices modernes ainsi qu'en complément sur les voitures équipées d'un frein à disques.

10.2. L'unité de frein SAB type BF2.

L'unité de frein type BF2 est monté sur les locomotives série 20. Chaque unité freine une roue au moyen de deux semelles en fonte de 250 mm de longueur.

L'unité est pourvue d'un régleur à simple action qui maintient à une valeur constante le jeu entre semelle et roue.

10.2.1. Description (fig. 169)

L'unité BF2 comprend :

- a) un cylindre de frein avec corps (5), piston (2), tige de piston (3) et ressort de rappel (4). Le corps (5) est maintenu en place par un jonc d'arrêt (7);
- b) un levier (86) pour la transmission et l'amplification de l'effort du piston. A l'endroit de liaison avec la tige piston (3), le levier (86) est muni d'un alésage de forme ovale permettant un déplacement relatif de ces deux pièces. Le levier (86) peut tourner autour de l'axe (8). Ce dernier est réglable en hauteur, grâce à des cales d'épaisseur (88).

C. 1220 B

2.

L'effort fourni par le piston est transmis par le levier amplificateur (86) au manchon (41) par ses deux surfaces d'appui (K) et (L);

- c) un porte-semelle suspendu au point (9) par une biellette de suspension (94). Le porte-semelle est lié à la biellette de suspension (94) par le pivot (93). Ce même pivot porte le vé d'appui (99), par lequel la tige filetée de réglage (73) transmet l'effort.
Un accouplement à friction, monté dans le point (10), entre la biellette de suspension (94) et le porte-semelles (95), évite le frottement de la semelle de frein contre la roue lorsque le frein est desserré;
- d) un régleur à simple action et à rattrapage automatique rapide, la tige de réglage maintenant à une valeur constante le jeu entre semelle et roue, par le déplacement de l'écrou de réglage (43) sur la tige de réglage (73);
- e) un dispositif de rappel pour le remplacement des semelles de frein. Ce dispositif comprend un bouchon hexagonal de manoeuvre (63), le ressort (60) et le manchon (56);
- f) le régleur comprenant la tige de réglage (73), l'écrou de réglage (43), l'écrou d'avance (48), les ressorts (50) et (44) et les accouplements B et C. Le régleur est à simple action, c-à-d qu'un jeu trop petit entre semelle et roue ne peut devenir normal que par l'usure de la semelle.

10.2.2. Fonction mouvement de l'unité SAB type F2 (fig. 169).

10.2.2.1. Serrage pneumatique du frein.

Lorsque le cylindre de frein est alimenté, le piston (2) agit sur le levier (86) par la tige de piston (3). Le levier (86) tourne autour de l'axe (8) et pousse, par la surface d'appui K, le disque ⁴⁴ du régleur vers la gauche. De ce disque, l'effort est transmis à la tige de réglage (73) par le manchon (41), l'accouplement B et l'écrou de réglage (43).

La tige de réglage (73) pousse le vé d'appui (99) avec le porte-semelle et la biellette de suspension (94) vers la gauche. Par le mouvement de rotation de la bielle (94) autour de l'axe (9), le ressort (31) est comprimé davantage. Lorsque les semelles s'appliquent sur les roues, le porte-semelle (95) prend sa position exacte vis-à-vis de la bielle de suspension (94) et est maintenue dans cette position par l'accouplement à friction (monté dans le point (10)).

10.2.2.2. Desserrage pneumatique du frein.

Lorsque le frein se desserre, toutes les pièces dénommées ci-dessus, se déplacent en sens contraire (l'accouplement à friction excepté), sous l'effet de la déformation élastique et la tension des ressorts (31) et (4).

Un jeu éventuellement trop grand entre semelle et roue est ramené à sa valeur normale en une fois, lors du desserrage du frein (voir 10.2.2.5).

10.2.2.3. Serrage et desserrage des freins par le frein à main.

Le frein à main agit sur le levier (20) par un jeu de leviers. Le levier (20) agit sur le pivot reliant la tige du piston (3) avec le levier (86). Un effort sur le levier (20) a donc le même effet qu'une pression sur le piston (2). En conséquence le fonctionnement de l'unité lors des serrages et desserrages du frein à main est le même que pour les serrages et les desserrages pneumatiques.

10.2.2.4. Fonctionnement du régleur - Cas d'un jeu normal entre les semelles et les roues (fig. 169, 170 et 171).

Avant le serrage des freins, les différentes pièces sont dans la position représentée par la fig. 170. Il existe entre le circlips (59) et la douille (56) une distance "H", égale au jeu entre semelle et roue.

Lors d'un serrage, le mécanisme du régleur se déplace comme décrit dans 10.2.2.1. L'effort est transmis du levier (86) vers la tige de réglage (73) par le disque (42), le manchon (41), l'accouplement B et l'écrou de réglage (43).

L'écrou d'avance (48) suit le mouvement de la tige de réglage (73). A ce moment, il reste accouplé par l'accouplement C à la douille (56) qui à son tour est entraînée grâce au ressort (50). A la fin du serrage des freins, la douille (56) vient juste en contact avec le circlips (59) (fig. 171).

Au desserrage du frein l'ensemble du mécanisme reprend sa position initiale sans aucun déplacement des écrous (43) et (48). En conséquence il n'y a pas de modification de longueur du régleur.

10.2.2.5. Fonctionnement du régleur - Cas d'un jeu trop grand entre semelles et roues.

a) Serrage des freins (fig. 172 et 173).

Avant le serrage des freins, les différentes pièces sont dans la position représentée par la fig. 172. Il existe entre le circlips (59) et la douille (56) une distance "H" étant égale au jeu prévu entre semelle et roue. Il y a un jeu entre semelle et roue égal à $H + L$.

Lors du serrage des freins, la douille (56) s'approche du circlips (59). Après un déplacement H, la douille (56) vient en contact avec le circlips (59) mais la semelle est encore à une distance L de la roue.

C. 1220 B
16e leçon

4.

Lorsque le déplacement du piston se poursuit, la douille (56) est retenue par le circlips (59).

L'écrou d'avance (48) veut suivre le mouvement de la tige de réglage (73) et libère l'accouplement C, et se dévisse sur celle-ci sous l'action du ressort (50).

A la fin du serrage des freins (fig. 173), le piston s'est déplacé d'une quantité proportionnelle au jeu $H + C$. L'écrou de réglage (43) est resté sur place vis-à-vis de la tige de réglage (73), et l'écrou d'avance (48) s'est dévissé vers la droite sur la tige de réglage (73) d'une quantité L . Maintenant il y a une distance L entre le manchon (41) et l'écrou d'avance (48).

b) Desserrage des freins (fig. 174 et 178).

Lors de la dernière phase du desserrage des freins, l'ensemble du mécanisme se déplace vers la droite et il n'y a aucun déplacement relatif des pièces amovibles l'une vis-à-vis de l'autre. Après une course H , c-à-d la course normale, la douille (56) vient buter sur l'épaulement du couvercle (58).

Lorsque le déplacement du piston se poursuit, l'écrou d'avance (48) est retenu et bloqué par l'accouplement C et arrête la tige de réglage (73) dans son déplacement. Au contraire, le manchon (41) poursuit son mouvement sous l'action du ressort (4) et l'accouplement B se libère. Le ressort (44) fait tourner l'écrou de réglage (43) sur la tige de réglage (73).

En effet, l'écrou de réglage (43) peut maintenant tourner librement sur la tige de réglage (73) grâce à l'accouplement libéré B, la butée à bielles et le ressort (44).

Lorsque le piston (2) est revenu dans sa position de repos, l'écrou de réglage (43) s'est dévissé d'une distance L sur la tige de réglage (73).

Le serrage suivant sera effectué avec un jeu normal entre semelle et roue.

10.2.2.6. Réglage du jeu entre semelle et roue.

Etant donné que le jeu normal est déterminé par la distance H entre le circlips (59) (fig. 169) et la douille (56), et que cette distance est fixée lors de la construction, aucun réglage du jeu entre semelle et roue n'est possible.

10.2.2.7. Remplacement des semelles de frein.

Pour dégager les semelles usées et mettre en place des semelles neuves, il faut éloigner l'ensemble du porte-semelle de la roue. A cette fin, il faut tourner, à l'aide d'une clé, le bouchon hexagonal (63) dans le sens des aiguilles d'une montre.

Lors de ce mouvement, le crabot entre le bouchon (63) et la boîte (64) est libéré (avec compression du ressort (60)). L'ensemble du mécanisme, avec les écrous (43) et (48) suit le mouvement rotatif et fait rentrer la tige de réglage (73).

Après le placement des semelles, le jeu entre semelle et roue doit être établi à la main. A cet effet on applique au moyen du bouchon (53) la semelle contre la roue, ensuite on tourne le bouchon hexagonal d'un $1/3$ tour dans le sens contraire.

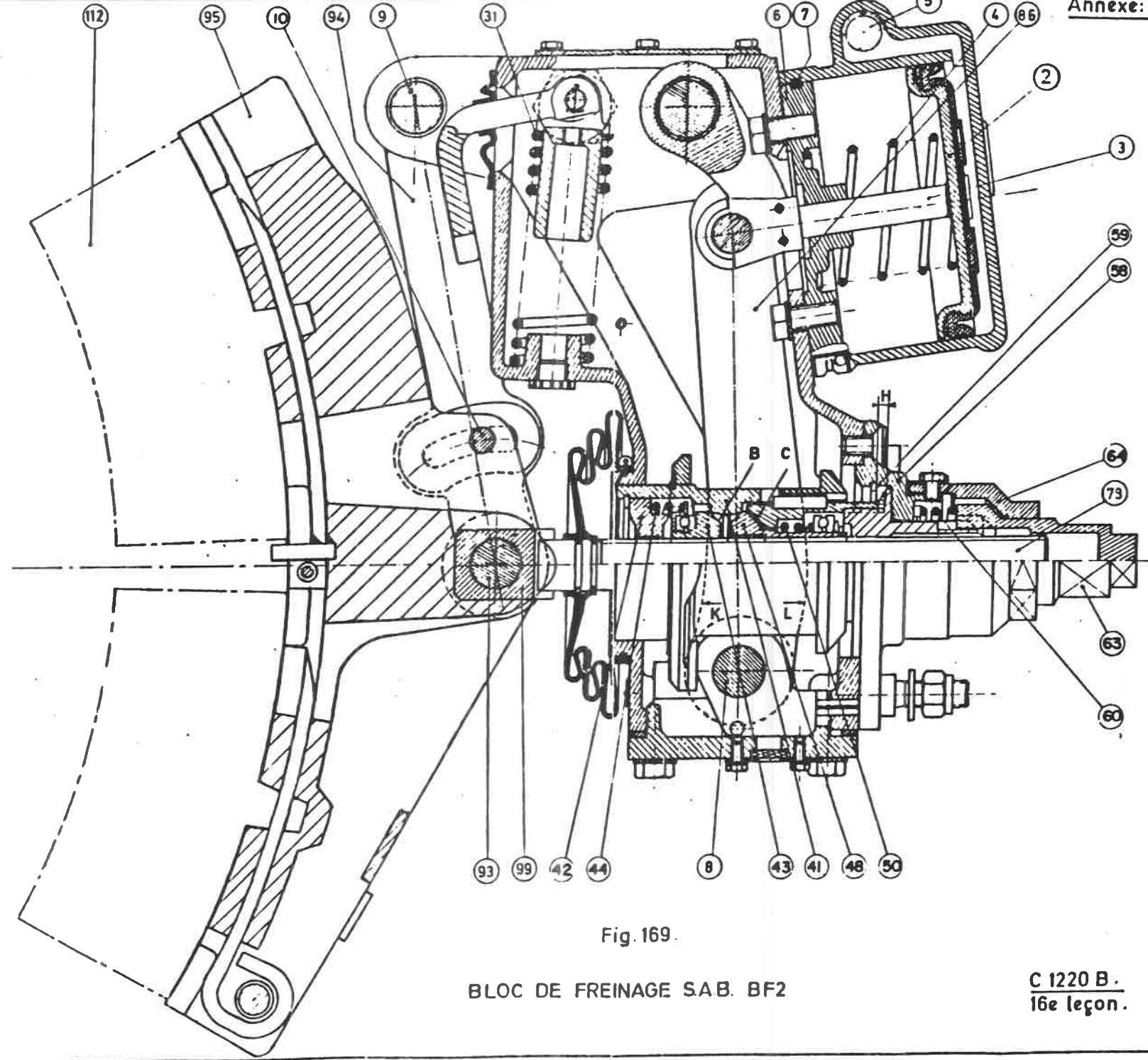


Fig. 169.

BLOC DE FREINAGE SAB. BF2

C 1220 B.
16e leçon.

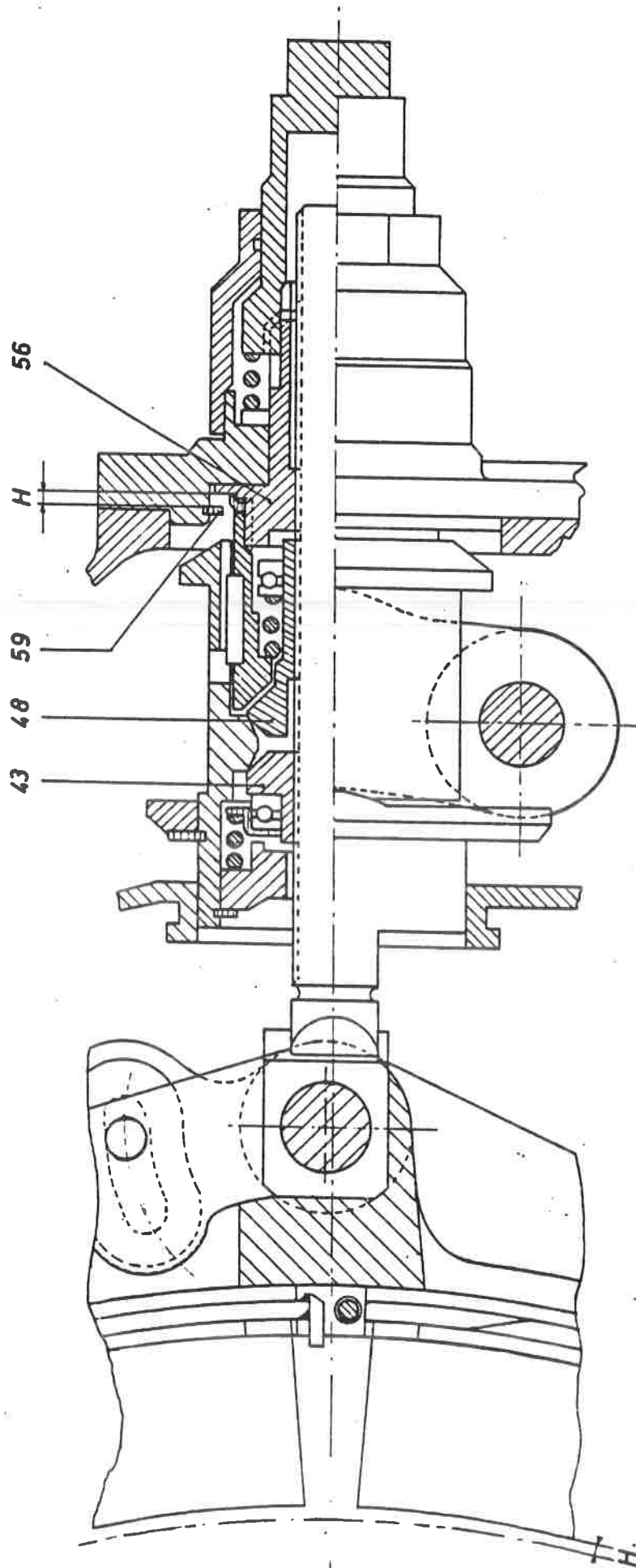


Fig. 170.

Frein desserré - jeu normal.

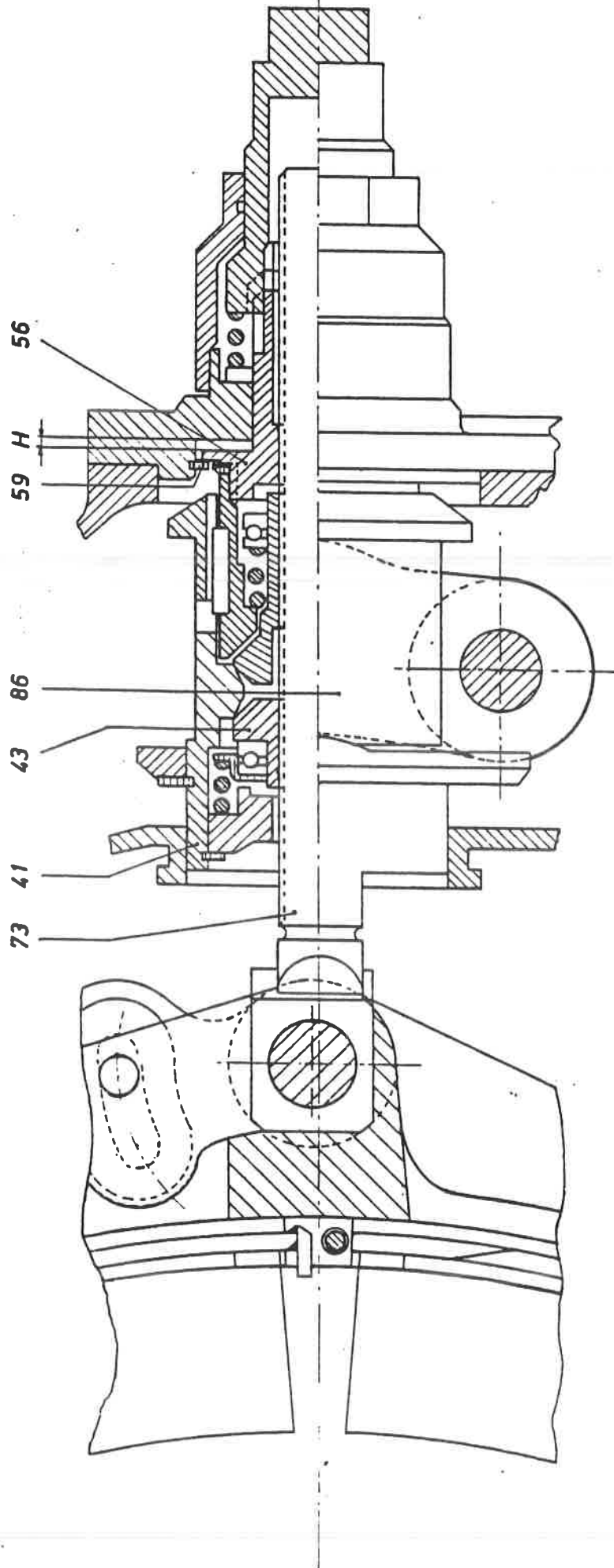


Fig. 171.

Frein serré, jeu. normal.

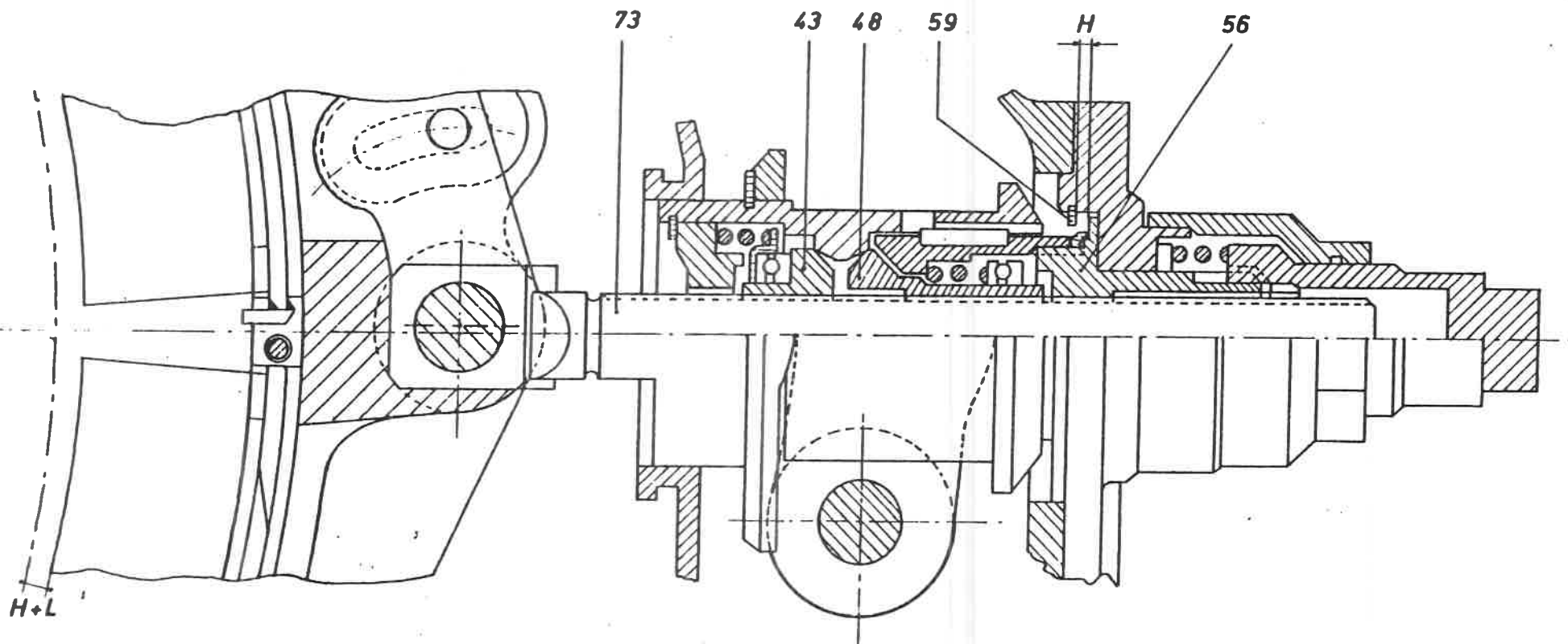


Fig. 172.

Frein desserré - jeu trop grand.

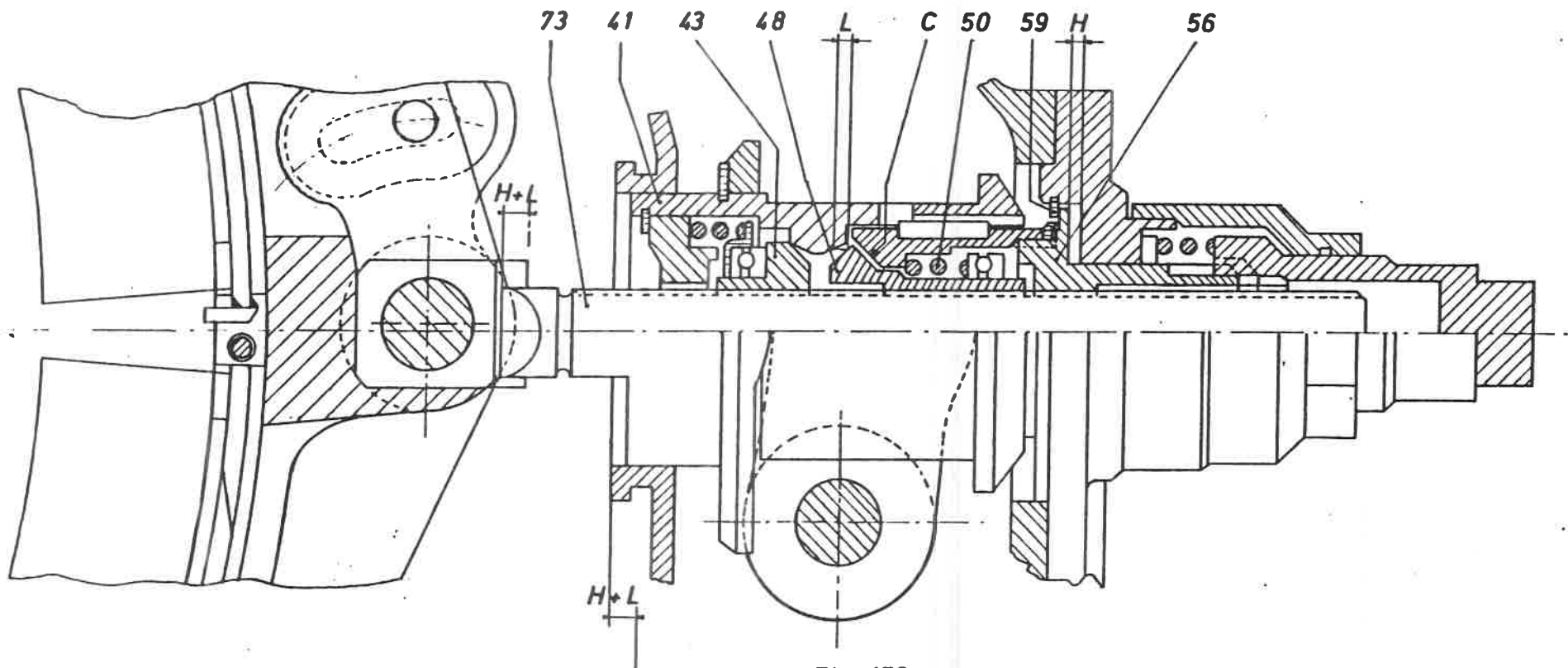


Fig. 173.

Frein serré, excès de jeu.

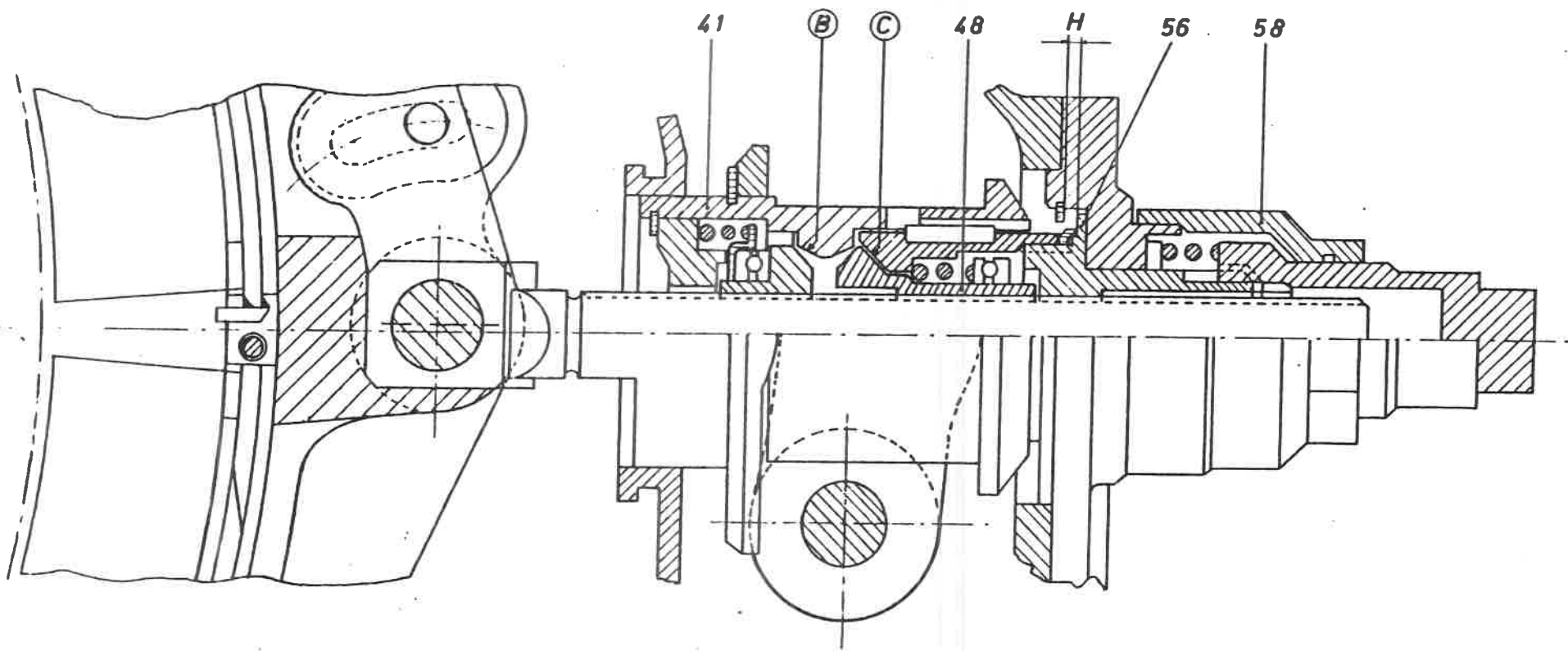


Fig. 174

En cours de desserrage.

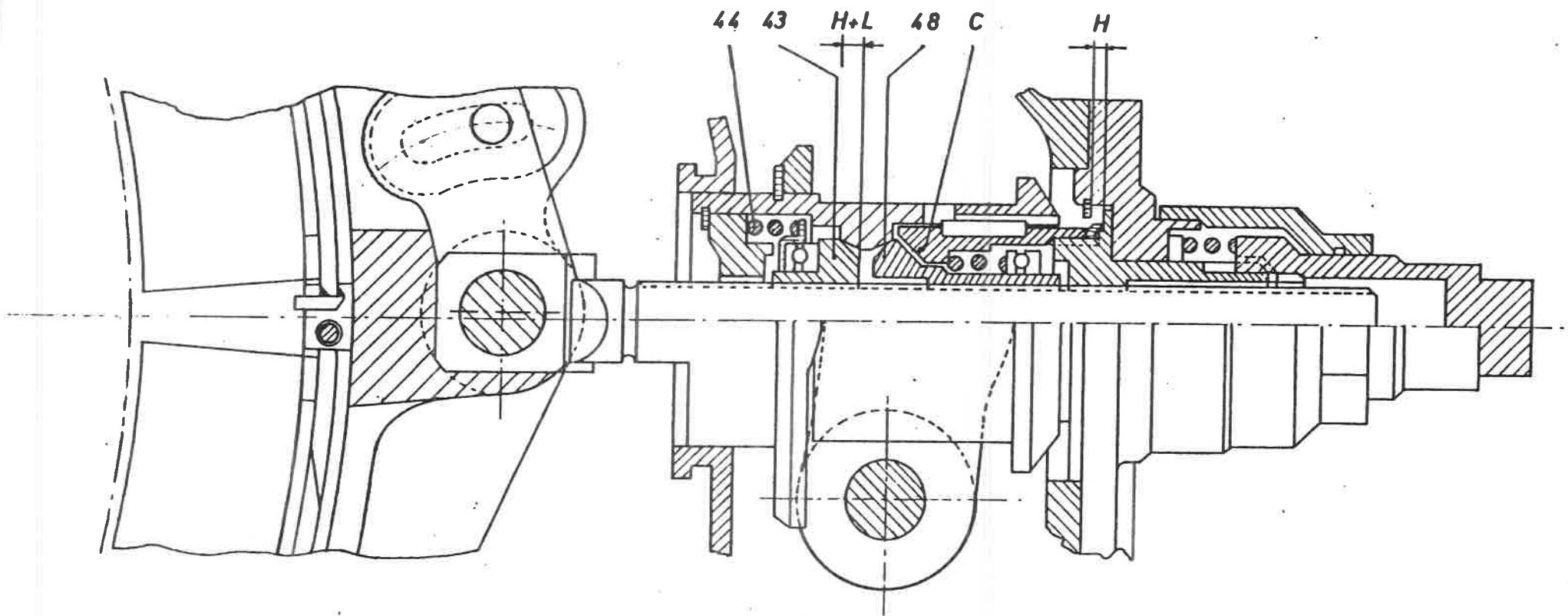


Fig. 175.

Frein desserré - après rattrapage de "L" ..

S.N.C.B

 Enseignement Professionnel

Freinage

Cours 1220 B

III/III

2^e partie

Leçons 17 à 25



17^{ème} leçon10.3. Le bloc-frein WESTINGHOUSE, type P 60.Généralités.

Le bloc-frein P 60 est monté sur les locomotives électriques de la série 18, à raison d'une unité par roue.

Il est équipé d'un cylindre de frein de 6 3/4". Le régleur est à simple action et il maintient la course du piston du cylindre de frein à une valeur préréglée.

10.3.1. Description du bloc-frein P 60 (fig. 176).

Les organes principaux, composant le bloc-frein, sont les suivantes :

- Un corps en forme de boîte (1) fixé au moyen de boulons au bâti du bogie.
- Un cylindre de frein (2) monté à l'arrière du corps. La crosse à piston se trouve à l'intérieur du corps (1).
- Un levier amplificateur double (3) pouvant tourner autour du point fixe (A). Une pièce à tourillons (4), reliée aux deux bielles du levier double (3) et pouvant pivoter autour des tourillons (point B).
La Pièce (4) comprend un alésage cylindrique dans lequel un arbre creux (5) est placé. Ce dernier est fileté intérieurement et peut tourner sur son axe longitudinal dans la pièce (4) tout en suivant les mouvements longitudinaux de la dite pièce, dans laquelle il est encastré. A une extrémité dentelée de l'arbre (5) engrène la roue à rochets (6).
Lorsqu'on fait tourner la roue à rochets (6) l'arbre creux (5) doit suivre le mouvement.
- Une tige de réglage (7), dont une extrémité sort du corps (1) tandis que l'autre extrémité est cylindrique et filetée extérieurement. Elle est solidaire, par ce filetage de l'intérieur de l'arbre creux (5).
Le système, formé par les pièces (4), (5) et (7), est en fait le régleur, réglant le jeu entre le sabot et la roue. En effet, la tige de réglage (7) se déplace longitudinalement par rapport à l'arbre (5) lorsqu'on fait tourner la roue à rochets (6) dans l'un ou l'autre sens.
De ce fait le sabot se déplace vers le centre de la roue ou s'en éloigne.
- Une bielle de suspension double (8) complètement à l'extérieur du corps (1) et suspendue au point fixe (C).
L'autre extrémité porte le porte-semelle. Un accouplement à friction évite que l'extrémité de la semelle frotte contre la roue, lorsque le frein est desserré.
La bielle de suspension (8) est actionnée par la tige de réglage (7) dans le point D.

2.

- Un mécanisme de commande pour le réglage du jeu entre la semelle et la roue.

Ce mécanisme comprend :

- un levier (9) solidaire du levier (3) avec lequel il fait un angle constant. A l'extrémité il porte une pièce (10) pouvant pivoter autour de (E). Lorsque cette pièce pivote, le ressort (11) est comprimé ou détendu. Le fonctionnement de ce système sera expliqué ultérieurement.
- une bielle (12) portant une rotule à chaque extrémité, reliant la pièce (10) au support (13) du cliquet (14) (fig. 77). Le cliquet (14) peut dans certaines conditions s'engrener dans la roue à rochets (6).

Le support (13) est indépendant :

- 1) de la roue à rochets (6). Il peut pivoter autour du même axe. Le cliquet (14), tiré par le ressort (15) vers la roue à rochets, possède un profil de came. Aussi longtemps que la rotation angulaire du support (13) ne dépasse pas une certaine valeur, le profil de came est retenu par la butée fixe (16) et le cliquet ne peut pas s'engrener. Dès que l'angle de rotation dépasse cette valeur, le profil de came perd contact avec la butée et le cliquet peut s'engrener dans la roue à rochets.
- 2) du dispositif (17) pour le déplacement manuel de la tige de réglage (7), à l'aide d'un crabot, située à l'arrière du bloc et qui s'accouple avec l'arbre creux.

10.3.2. Fonctionnement du bloc-frein P 60. Transmission de l'effort (fig. 177).

10.3.2.1. Serrage du frein.

L'air comprimé, envoyé par le distributeur au moment du freinage, agit sur le piston du cylindre de frein. Le piston se déplace vers la gauche en comprimant le ressort de rappel, de façon à faire pivoter le levier double (3) dans le sens contraire au mouvement des aiguilles d'une montre, autour du point A. La tige de réglage (7), actionnée par le levier (3) dans le point B (par l'intermédiaire de la pièce (4) et l'arbre creux (5) attaque la bielle de suspension (8) au point D.

La semelle, montée à la partie inférieure de la bielle de suspension 8, est poussée contre la roue.

10.3.2.2. Desserrage du frein.

Au desserrage, le ressort de rappel du cylindre de frein, provoque les mouvements en sens inverse de ceux décrits lors du serrage.

10.3.3. Fonctionnement du réglage - jeu normal entre semelle et roue (fig. 177 et 176).

La fig. 177 a figure la position de repos du support (13) de la roue à rochets (6) et du cliquet (14). Les repères A et B se trouvent en face l'un de l'autre.

10.3.3.1. Serrage du frein.

La rotation des bielles (3) autour de leur point fixe A, entraîne la rotation du levier (9) qui en est solidaire.

Ce mouvement de rotation, dont l'amplitude est fonction de la course du piston (et en conséquence du jeu entre semelle et roue), fait, par l'intermédiaire de la biellette (12), tourner la pièce support (13) du cliquet (14).

Par le fait qu'il n'y a aucune résistance lors de ce mouvement, le ressort (11) n'est pas sollicité. De ce fait les pièces (9), (10) et (11) peuvent être considérées comme formant un ensemble fixe.

Si le jeu est normal entre semelles et roues, la rotation du support (13) est telle que la came du cliquet (14) ne s'éloigne pas encore de la butée (16).

Le cliquet ne s'engrène pas.

Au serrage complet du frein, les repères A (sur le support 13) et B (sur la roue à rochets) se sont déplacés d'un certain angle (fig. 177 b).

10.3.3.2. Desserrage du frein.

Au desserrage, tous ces organes effectuent un mouvement en sens inverse et chaque organe se retrouve dans sa position initiale. Comme le cliquet ne s'est pas engrené, la roue à rochets n'a pas tourné.

Lorsque le frein est complètement desserré, les repères A et B se trouvent de nouveau en face l'un de l'autre (fig. 177 c).

10.3.4. Fonctionnement du régleur - jeu excessif entre semelle et roue (fig. 178).

La fig. 178 a donne la position initiale du support (13), de la roue à rochets (6) et du cliquet (14).

10.3.4.1. Serrage du frein.

Lorsque le jeu entre semelle et roue est trop important, la rotation angulaire du support (13) est tel que la course du cliquet (14) perd le contact avec la butée fixe (16).

Maintenant le ressort (15) peut agir librement sur le cliquet et son bec s'engrène dans une des encoches de la roue à rochets (fig. 178 b).

4.

10.3.4.2. Desserrage du frein.

Au desserrage, le ressort de rappel ramène toutes les pièces vers la position de repos. Le cliquet, étant maintenu au fond d'une encoche par le ressort (15), entraîne la roue à rochets, jusqu'au moment où il est de nouveau soulevé. Le soulèvement du cliquet se fait au moment où la came prend de nouveau contact avec la butée fixe (16) (fig. 178 c).

Maintenant la roue à rochets a tourné de quelques dents. Le repère B de la roue à rochets s'est déplacé d'un certain angle vis à vis du repère A du support (13).

La roue à rochets reste dans cette position jusqu'à la fin du desserrage. La fig. 178 d nous montre la situation au moment que le frein est complètement desserré.

La tige de réglage (7) s'est dévissée d'une certaine longueur et a rattrapé une partie du jeu excessif (le déplacement d'une dent de la roue à rochets = $1/6$ mm).

Ce rattrapage se produit après chaque serrage jusqu'au moment où le jeu entre semelle et roue devient normal.

Remarque.

Au moment où l'air comprimé commence à s'échapper du cylindre de frein, tous les organes subissent un petit déplacement, correspondant avec leur déformation élastique.

Pendant cette "course élastique", aussi longtemps que la semelle est en contact avec la roue, les efforts dans le système restent très élevés.

La friction dans l'assemblage fileté de l'arbre creux (5) et la tige de réglage (7) est tellement élevée, que le cliquet ne parvient pas à faire tourner la roue à rochets pendant cette phase.

Le système "10-11" est prévu pour éviter une déformation permanente ou bris de pièces constitutives du dispositif de commande.

Pendant la course élastique du piston, la pièce (10) pivotera autour de (E) en comprimant le ressort (11).

La rotation de la roue à rochets (6) et de l'arbre creux (5) ne sera possible que lorsque l'effort longitudinal appliqué à la tige de réglage (7) devient inférieur à l'effort en place du ressort de limitation (11).

10.3.5. Fonctionnement du régleur - jeu trop petit entre semelle et roue.

Tout se passe comme décrit sous 10.3.3.

Le bloc-frein P 60 est donc à simple action : il compense seulement un jeu excessif.

Un jeu trop petit ne peut devenir normal que par l'usure de la semelle.

10.3.6. Changement des semelles de frein.

Pour dégager les semelles usées et la remise en place des semelles neuves, il faut éloigner l'ensemble du porte-semelle de la roue.

- A cette fin, on fait tourner, au moyen d'une clef de 29 mm dans le sens contraire au sens des aiguilles d'une montre, la tête à six pans du crabot (17). Cette opération provoque la rentrée de la vis de réglage, donc le mouvement désiré.
- Retirer la clavette.
- Changer la semelle.
- Remettre la clavette.

Le remplacement étant terminé, faire tourner le crabot (17) dans le sens inverse jusqu'à obtenir le contact entre semelle et bandage, puis revenir en arrière d'un tour complet. Le pas de la vis étant de 6 mm on obtiendra ainsi sensiblement le jeu normal entre semelle et bandage.

10.4. Le bloc-frein Westinghouse type PS 80.

10.4.1. Description.

Le bloc-frein PS 80 et P 60 se ressemblent beaucoup.

D'ailleurs, le bloc-frein PS 80 est dérivé du bloc-frein P 60.

Les différences essentielles vis-à-vis du bloc-frein P 60 sont les suivantes:

- a) Le PS 80 est conçu pour être monté suspendu à un pivot, autour duquel il peut balancer. Ainsi, il peut freiner une roue de deux côtés;
- b) Le PS 80 peut développer des efforts plus importants aux sabots;
- c) Le régleur, pour le rattrapage du jeu des semelles de frein, est d'une autre conception. Toutefois, il est aussi à simple action.

Le bloc-frein PS 80 est utilisé sur les 30 hle série 26 (2e et 3e tranches).

Par le fait que le point inférieur des blocs-frein, montés sur ces locomotives, a été rendu immobile, les roues de ces locomotives ne sont freinées que d'un seul côté.

6.

Etant donné que la construction du PS 80 et P 60 est basée sur les mêmes principes, nous nous bornons à la description et l'étude du fonctionnement de l'organe le plus différent, c.à.d. le régleur.

Le régleur comprend principalement un corps (22) pouvant pivoter à l'intérieur du levier double (5) et ne pouvant pas pivoter sur la tige de réglage (13).

Le corps (22) est muni d'une butée (22a), un alésage pour l'axe de poussée (19) et une lumière à la partie supérieure, par laquelle certaines pièces montées à l'intérieur peuvent être rendues solidaires avec l'axe de poussée (19).

L'axe de poussée (19) peut coulisser dans l'alésage du corps (22). L'axe de poussée (19) est maintenu en contact avec la butée (11) par le ressort (20). La butée (11) est solidaire du levier double (5).

Sur l'axe de poussée (19) est également monté un pivot, autour duquel peut tourner le cliquet (23) (cliquet et nez du cliquet (23a)) et une pièce alésée dans laquelle coulisse le poussoir (24) poussé vers le bas par le ressort (25).

La roue à rochets (10) est solidaire de l'écrou de réglage (9).

10.4.2. Fonctionnement du régleur. Course normale du piston du cylindre de frein (fig. 179 et 180).

Avec freins desserrés, les différences pièces constitutives se trouvent dans la position représentée par la fig. 180 a.

L'axe de poussée (19) est dans sa position inférieure. Dans cette position, le cliquet (23) est retenu par son nez (23a) par la butée (22a) et il se trouve à une certaine distance de la roue à rochets (10).

Au serrage, l'axe de poussée (19) est soulevé par la butée (11).

Sous l'action du ressort (25) le cliquet (23) pivote et se rapproche de la roue à rochets (10).

Au serrage à *fond*, le cliquet a pivoté tellement que de justesse il ne s'engrène pas dans la roue à rochets (10). (fig. 180b).

Au desserrage, le cliquet effectue un mouvement dans le sens contraire.

La roue à rochets (10) n'a donc fait aucun mouvement.

10.4.3. Fonctionnement du régleur - Course trop grande du piston du cylindre de frein (fig. 179 et 181).

Vu que la course du piston est trop grande, l'axe de poussée (19) est soulevé plus haut par rapport à la fig. 180b, lors du serrage des freins (fig. 180a). Le bec du cliquet s'engrène dans une des encoches de la roue à rochets (10).

Au desserrage, l'axe de poussée (19) descend sous l'action du ressort (20) et du cliquet (23).

Le cliquet (23) entraîne la roue à rochets (10), de sorte que la vis de réglage (5) se dévisse. Il y a rattrapage de jeu.

Toutefois, au moment où la course du piston a atteint sa valeur nominale, le cliquet (23) (par l'action de la butée (22a) sort de la roue à rochets (10) et le mouvement rotatif de cette dernière est terminé.

Le réglage de la course du piston n'est donc pas continu. En effet, il se fait dent par dent de la roue à rochets.

10.4.4. Remplacement des semelles de frein.

Pour dégager les semelles usées et mettre en place des semelles neuves, il faut éloigner l'ensemble du porte-semelle de la roue.

A cette fin, on fait tourner dans le sens des aiguilles d'une montre, la tête à six pans (14) du crabot située à l'arrière du bloc. Par le crabot, on actionne la vis de réglage.

Après le remplacement des semelles, on doit régler le jeu entre semelle et roues de la façon suivante:

Tourner la tête à six *Pans* (14) du crabot dans le sens contraire du sens des aiguilles d'une montre jusqu'au contact de la semelle et de la roue. Une fois le contact établi, il faut tourner la tête à six *Pans* (14) d'un tour en arrière.

De cette façon, les semelles auront un jeu d'environ 6 mm.

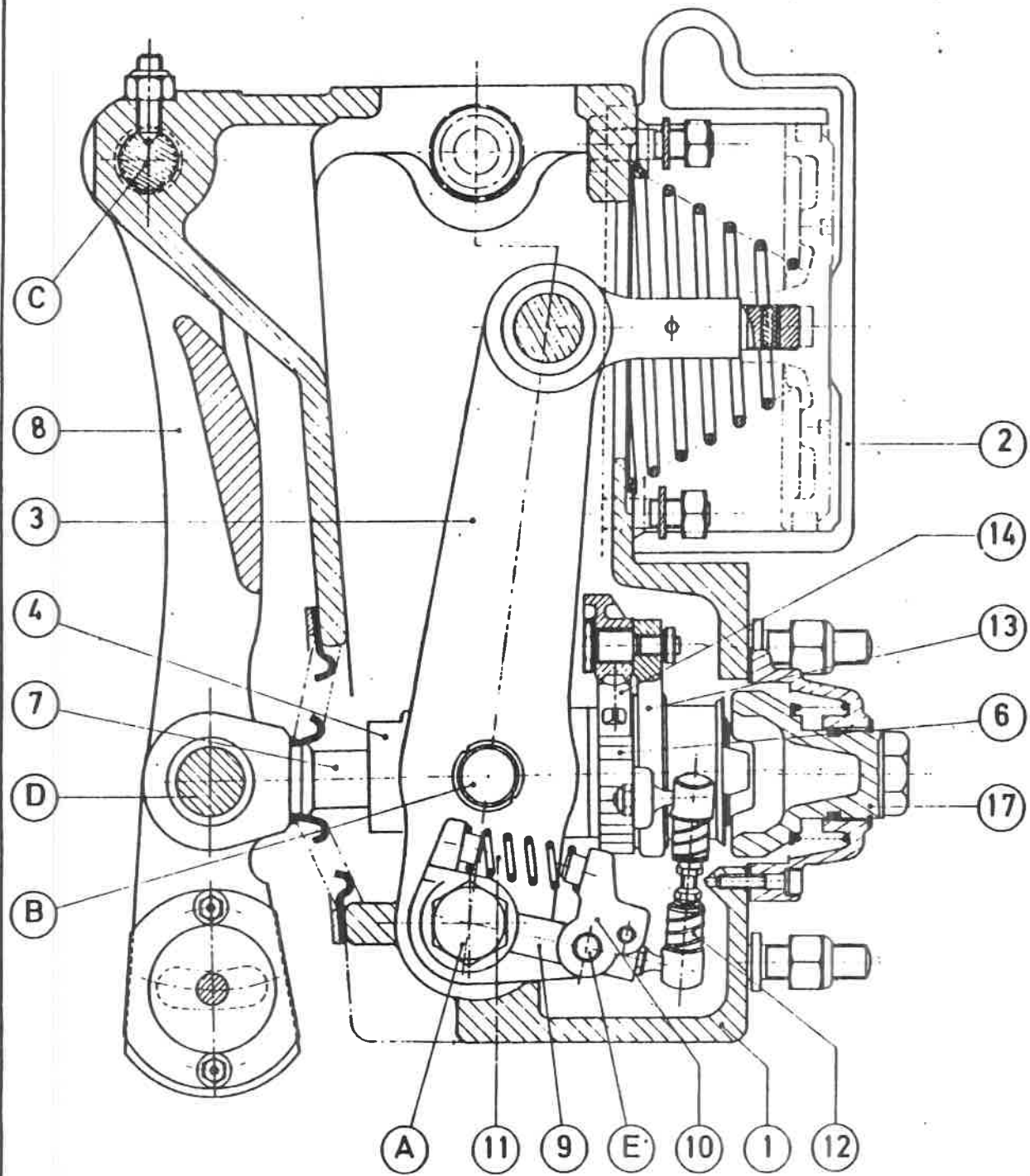


Fig. 176

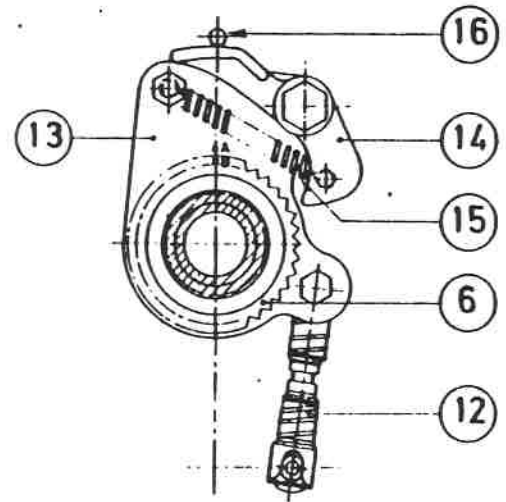
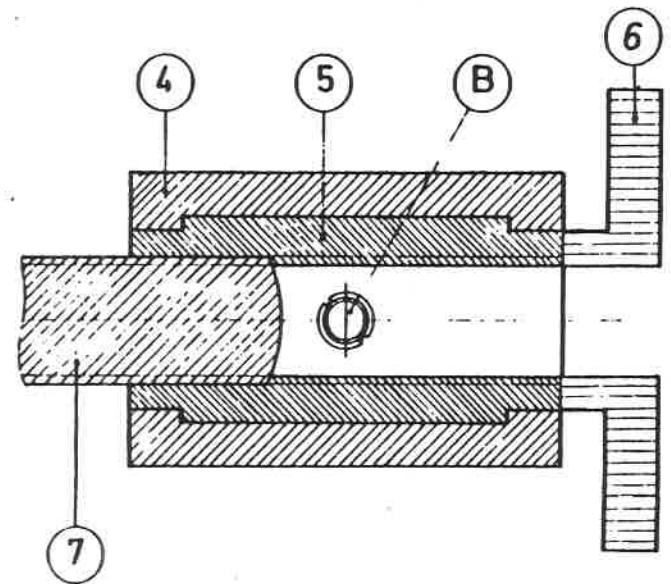


Fig. 177



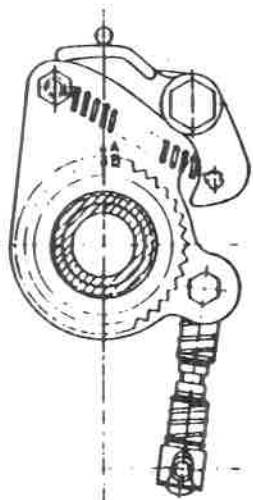


Fig. 177a

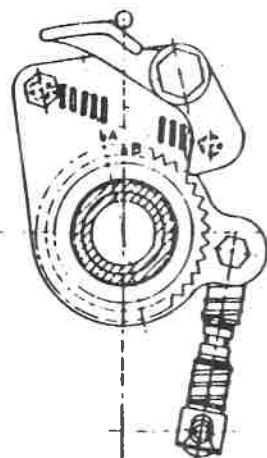


Fig.177b

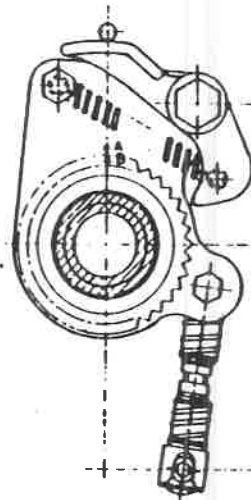


Fig.177c

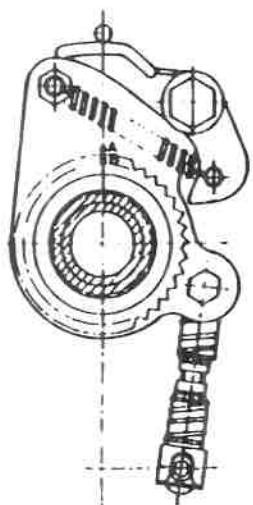


Fig.178a

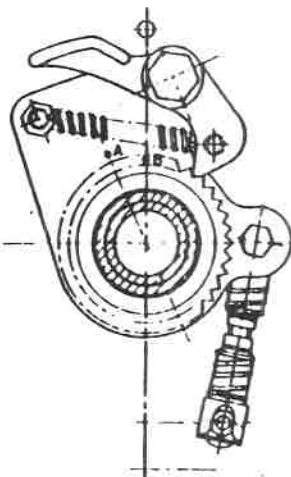


Fig.178b

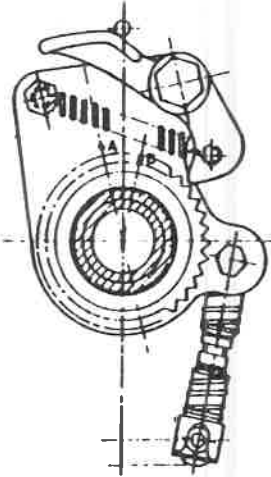


Fig.178c

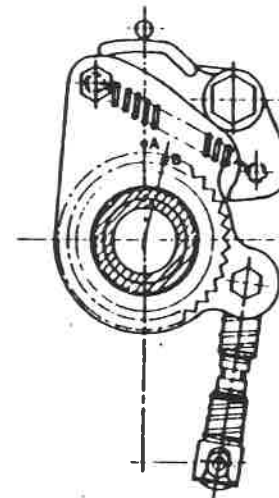


Fig.178d

Le bloc - frein Westinghouse P 60.

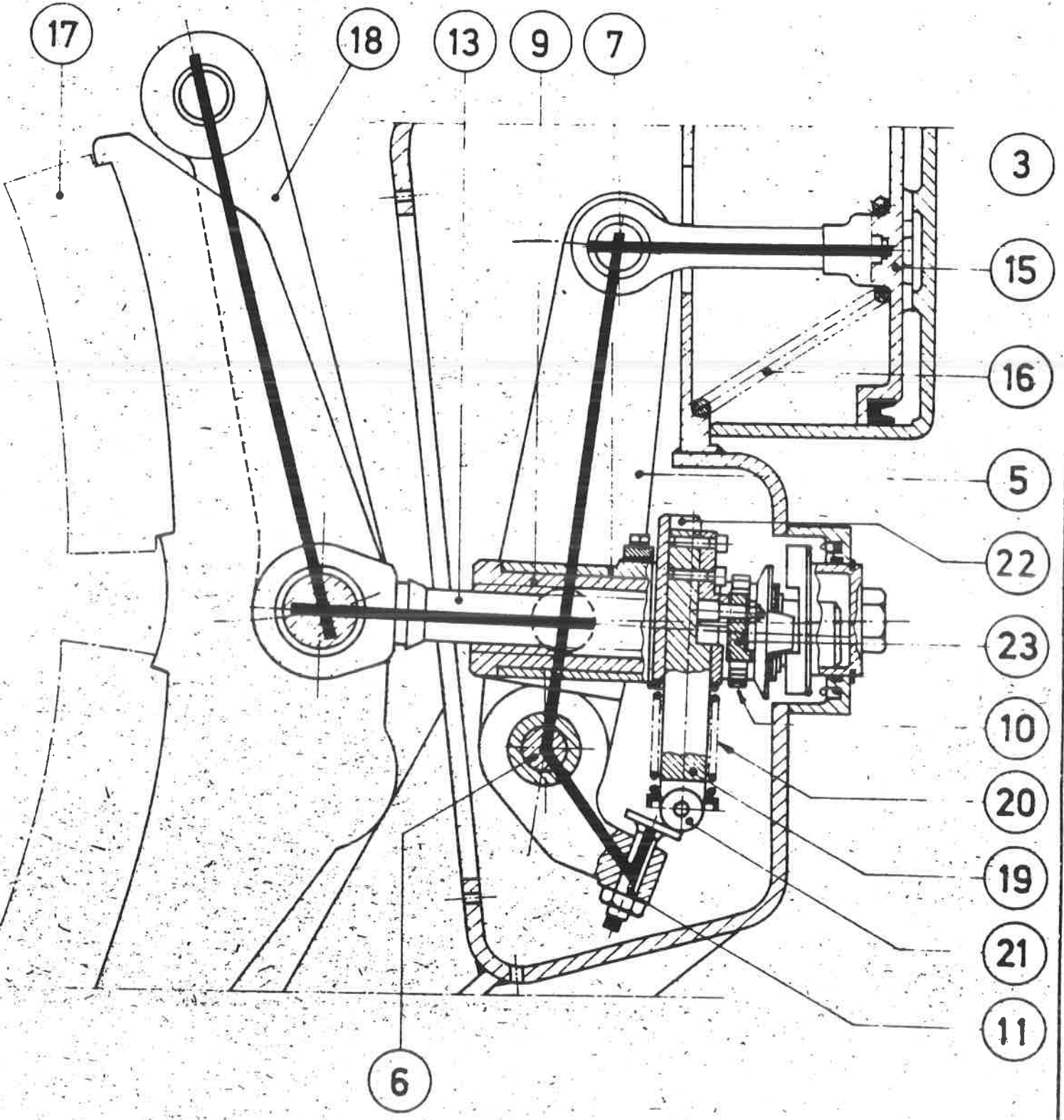


Fig. 179

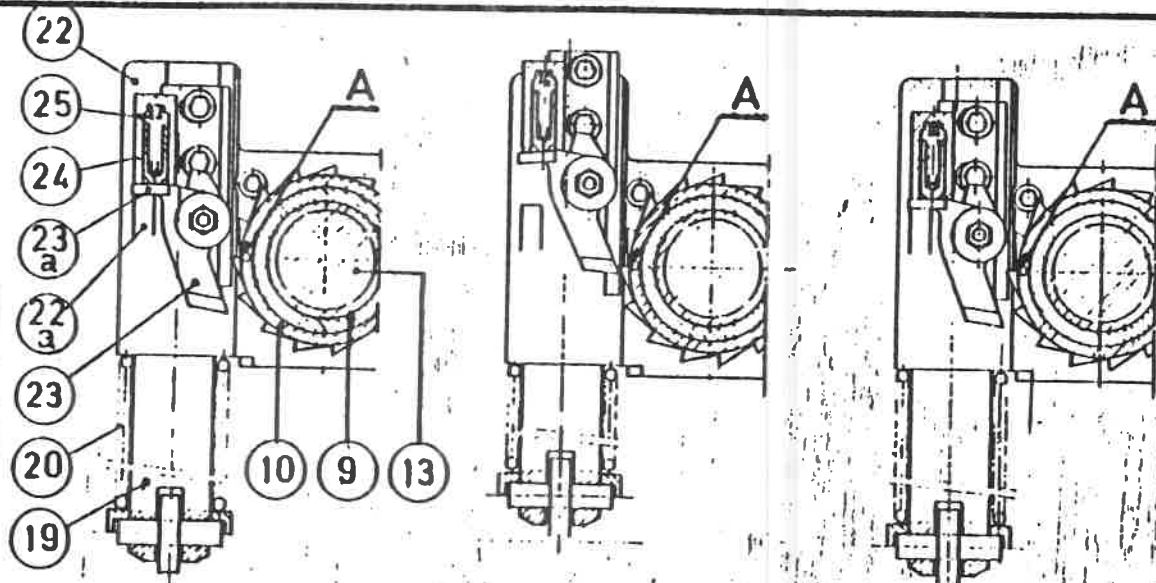


Fig. 180

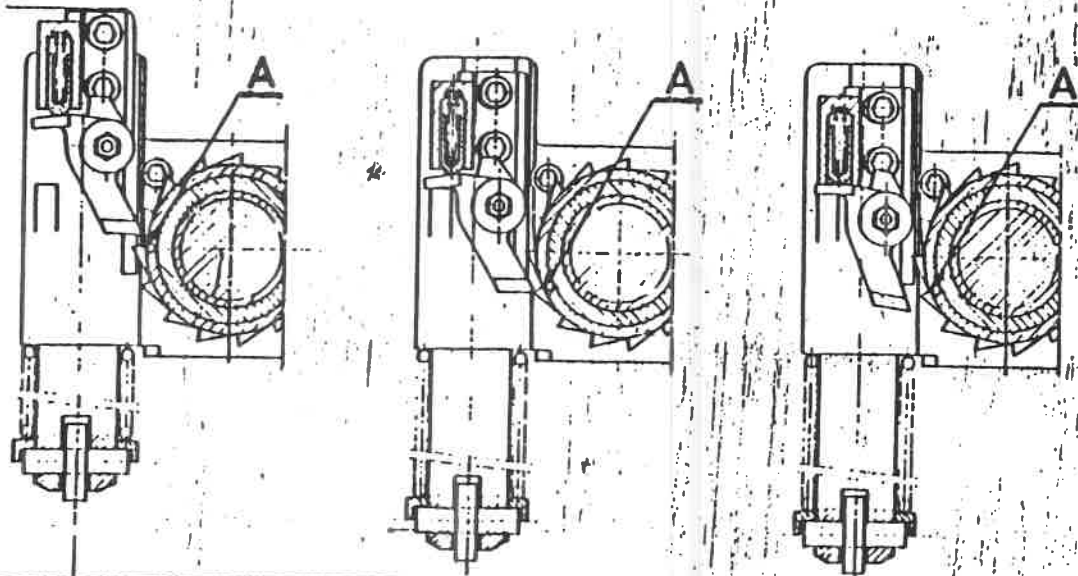


Fig. 181

18e leçon10.5. L'unité de frein SAB type PB (variante PBS).10.5.1. Introduction.

L'unité de frein SAB type PB a été spécialement conçue pour le frein à disques, de sorte que chaque disque de frein est pourvu d'une timonerie de frein indépendante (fig. 182-185).

Toutefois il est possible, par adjonction d'un jeu de leviers, de freiner les deux disques par une seule unité de frein (cas des voitures Eurofima).

En outre, moyennant l'adaptation du porte-semelle et la fixation, il est possible d'utiliser cette même unité pour le bloc-frein auxiliaire sur les roues (fig. 183).

L'application d'un bloc-frein auxiliaire nécessite la séparation du cylindre de frein du régleur, pour pouvoir obtenir l'effort nécessaire aux sabots ou à cause d'un manque de place.

Le régleur est l'élément le plus remarquable de ces dispositifs. Il est à double action. En outre il réalise le réglage du jeu aux semelles à la valeur normale lors du premier serrage des freins quelle que soit la valeur initiale du jeu.

Dans ce qui suit, nous nous bornons à la description du régleur type PB pour le bloc-frein auxiliaire. Toutefois, les mêmes principes sont valables pour l'exécution du type PB pour frein à disques et l'exécution du type PBS pour le bloc-frein auxiliaire.

10.5.2. Description de l'unité de frein type PB (fig. 186).

L'unité SAB type PB comprend les pièces essentielles suivantes :

- un cylindre de frein avec piston (29), garniture d'étanchéité et ressort de rappel (61);
- une partie tournante, constituée d'une tige de réglage (27), le cône double d'embrayage (31) et les deux butées à billes (30 et 33) .

Le cône double d'embrayage (31) réalise par son contact avec le piston (29) à gauche ou à droite ou bien l'accouplement à friction B ou bien l'accouplement à friction C.

- la partie réglante constituée du ressort (24) pour l'allongement, le ressort (35) pour le raccourcissement et les rondelles de réglage (25 et 28);

- les ressorts de transmission (46 et 47);
- un soufflet de protection (62).

En position "frein desserré", la distance "A" entre les rondelles (25 et 28), est égale au chemin à parcourir par le piston (29) pour amener les semelles de frein contre les disques.

10.5.3. Fonctionnement du régleur incorporé.

Le fonctionnement du régleur est basé sur les principes suivants :

- a). l'écrou de réglage (43) détermine la longueur du régleur par sa position sur la tige de réglage (27);
- b) le mouvement de l'écrou de réglage (43) est déterminé par la dernière course du piston (29) et par l'effort exercé sur ce dernier.

10.5.3.1. Jeu normal aux semelles de frein.

A. Serrage des freins.

10.5.3.1.1. L'effort effectif exercé sur le piston est plus faible que celui exercé par la tension des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 186).

L'effort effectif (c'est-à-dire l'effort pneumatique exercé sur le piston, déduction faite de l'effort dû à la tension du ressort de rappel (61)) est transmis au bras de poussée (60) par l'intermédiaire des ressorts (35-46 et 47).

Le piston se déplace et la semelle de frein s'approche de la roue.

10.5.3.1.2. Les semelles de frein s'appliquent contre la roue et l'effort effectif exercé par le piston est devenu égal à celui dû à la tension des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 187).

Le piston (29) a parcouru un chemin "A" au moment où la semelle de frein vient en contact avec la roue, les rondelles de réglage (25 et 28) se joignent et de ce fait, empêchent le recul du piston de sorte que la pression de l'air comprimé augmente provoquant ainsi une élévation de l'effort effectif, exercé par le piston.

Au moment où l'effort effectif, exercé par le piston, peut vaincre la tension des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 188), ces ressorts sont comprimés d'une quantité supplémentaire. "J" et la tige de réglage (27) devient solidaire du piston (29) par l'accouplement à friction "C". A partir de ce moment, l'effort exercé par le piston est communiqué à la semelle par l'accouplement à friction "partie droite C" (29-31), la tige de réglage (27), l'écrou de réglage (43) et la tige de transmission (60).

L'effort transmis est dû à la pression d'air comprimé agissant sur le piston (29) déduction faite de l'effort exercé par la tension des ressorts (61 et 24).

Par le fait de l'élasticité de l'ensemble, le piston (29) se déplace encore d'une certaine valeur "E" après l'application de la semelle de frein sur la roue.

B. Desserrage des freins.

10.5.3.1.3. L'effort effectif exercé par le piston reste plus important que celui dû à la tension des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 188).

Lors de la réduction de l'effort de freinage, la force exercée par le piston est toujours transmise comme indiqué au point 10.5.3.1.2. Le piston recule de la valeur "E", due à l'élasticité, au fur et à mesure que l'effort de freinage diminue.

10.5.5.1.4. L'effort effectif exercé par le piston, devient inférieur à celui dû à la tension des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 187).

Dès que l'effort effectif exercé par le piston devient inférieur à celui dû à la tension des ressorts (35-46 et 47), ce sont ces derniers qui agissent et repoussent le piston (29) d'une valeur "J" de sorte que la tige de réglage (27) devient solidaire du piston (29) par l'accouplement à friction gauche "B".

Par la suite d'une vidange encore plus prononcée du cylindre de frein, le piston se déplace de la valeur "A" et la semelle de frein s'éloigne de la roue d'une valeur égale au jeu normal.

10.5.3.2. Jeu trop petit à la semelle de frein.

Lors d'un freinage avec un jeu trop petit à la semelle de frein, cette dernière s'applique contre la roue avant que les rondelles de réglage (25 et 28) se joignent.

A. Serrage des freins.

10.5.3.2.1. L'effort effectif est plus faible que la précontrainte des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 189).

L'effort effectif est transmis par l'intermédiaire des ressorts (35-46 et 47) au bras de poussée (60). Le piston se déplace et la semelle de frein se rapproche de la roue. Au moment de l'application de la semelle de frein contre la roue, il y a encore une distance "m" à parcourir entre les disques (25 et 28).

10.5.3.2.2. L'effort effectif du piston devient plus important que celui dû à la précontrainte des ressorts (35-46 et 47) (voir fig. 189 et 190).

Dès que la semelle de frein est en contact avec la roue, la pression de l'air comprimé dans le cylindre de frein augmente et par conséquent l'effort exercé par le piston augmente aussi. Dès que l'effort effectif du piston devient supérieur à celui dû à la précontrainte des ressorts (35-46 et 47), l'accouplement à friction "B" se libère. De ce fait la tige de réglage n'étant plus retenue par le piston (29), peut tourner librement dans l'écrou (43) (ce mouvement de rotation est provoqué par l'action du ressort (35) et du filet réversible de la tige de réglage (27)).

La précontrainte du ressort (35) entraîne la rotation de la tige de réglage (27) de façon à ce que le règleur se raccourcisse et par conséquent la course du piston s'allonge. Le mouvement s'arrête au moment où les rondelles de réglage (25 et 28) se joignent, c. à d. au moment où la course normale du piston a été effectuée par ce dernier. En effet, à ce moment la tige de réglage (27) est retenue par le ressort d'allongement (24), par l'intermédiaire des rondelles de réglage (25 et 28), de manière à ce que l'accouplement à friction droite "C" se réalise rendant ainsi solidaire la tige de réglage (27) et le piston (29). A partir de ce moment, l'effort effectif du piston est transmis directement.

B. Desserrage des freins.

Etant donné que le jeu est devenu normal, le desserrage se réalise comme décrit aux points 10.5.3.1.3 et 10.5.3.1.4.

10.5.3.3. Jeu trop grand à la semelle de frein.

Cette situation se présente généralement après remplacement de la semelle de frein.

A. Serrage des freins.

10.5.3.3.1. Déplacement de la timonerie de frein correspondant à la course normale de réglage (voir fig. 186 et 191).

Lors de l'alimentation du cylindre de frein en air comprimé, le piston (29) se déplace normalement en entraînant la timonerie de frein comme décrit au point 10.5.3.1.1 ci-dessus.

Dès que le piston a parcouru une course "A", les rondelles de réglage (25 et 28) se joignent tandis que la semelle de frein est encore éloignée d'une distance "H" de la roue.

10.5.3.3.2. Dévisage du régleur.

Lorsque les rondelles de réglage (25 et 28) se joignent, la tige de réglage (27) est retenue par le ressort (24). De ce fait, l'effort exercé par le piston augmente.

Au moment où l'effort effectif du piston devient supérieur à celui dû à la précontrainte du ressort (35), l'accouplement "B" est débrayé. La tige de réglage (27) qui n'est plus retenue par le piston (29) est forcée de tourner par le fait de la réversibilité de son filet et de la tension des ressorts (46 et 47).

La tige de réglage (27) va donc tourner dans un sens tel que les ressorts (46 et 47) se détendent et par ce fait provoquer l'allongement du régleur tandis que le piston (29) reste immobile.

10.5.3.3.3. Verrouillage du régleur (voir fig. 192).

Pendant le dévisage du régleur, le piston (29) reste immobile. Toutefois, par le déplacement du bras de poussée (60), la semelle se rapproche de la roue.

Dès que la semelle de frein entre en contact avec la roue, une rotation ultérieure de la tige de réglage (27) est seulement possible si en même temps elle se déplace vers la droite.

De ce fait, l'accouplement "C" embraye et l'effort du piston est transmis au bras de poussée (60) par l'accouplement "C", la tige de réglage (27) et l'écrou de réglage (43).

B. Desserrage des freins.

Etant donné que le jeu des semelles de frein est redevenu normal, le desserrage se réalise comme décrit aux points 10.5.3.1.3 et 10.5.3.1.4 ci-dessus.

10.5.3.4. Conclusion.

En vertu de ce qui précède, comme le freinage réel se fait toujours avec la même course de piston malgré un jeu quelconque de la semelle de frein au moment du freinage, il est superflu de procéder à un réglage manuel de l'unité de frein PB.

10.5.4. Remplacement de la semelle de frein.

Le remplacement de la semelle de frein ne présente aucune difficulté, étant donné l'automatisme du fonctionnement du régleur décrit ci-dessus:

- a) au moyen d'un levier placé entre roue et semelle, écarter cette dernière de façon à enfoncer complètement le régleur pour permettre un jeu nécessaire au remplacement de la semelle;

- b) enlever la semelle usée et placer une nouvelle semelle sur le porte-semelle.

Aucun réglage manuel n'est prévu après remplacement des semelles de frein (voir point 10.5.3.4 ci-dessus) étant donné que le jeu normal s'adapte automatiquement lors du premier freinage.

10.5.5. Réglage de la cote "A".

Normalement la cote "A" est pré-réglée, en usine de montage, à sa juste valeur, de sorte qu'aucun ajustement ne doit être effectué lors du montage.

Toutefois, s'il s'avérait nécessaire d'ajuster la cote "A", on procédera de la manière suivante (voir fig. 186) :

- a) enlever la vis de réglage (52), ainsi que les rondelles de sûreté, le couvercle (50) et le joint (49);
- b) introduire un levier dans les rainures du manchon (23) et le faire tourner afin d'effectuer le déplacement de ce dernier dans le corps (44).
En tournant dans le sens de la flèche qui est gravée dans le corps, on augmente la cote "A". La cote "A" maximale qui peut être obtenue est de 9 mm;
- c) au remontage on doit veiller à ce que les vis de réglage (52) pénètrent dans les rainures du manchon (23). Ce qui signifie que l'on doit réaliser l'ajustement par $1/8^e$ de tour (ce qui correspond à 0,4 mm).

10.6. L'unité de frein BSI.

L'unité de frein BSI est utilisé pour le bloc-frein auxiliaire des automotrices doubles et quadruples. Dans ce cas, une unité de frein est prévue par roue.

10.6.1. Description de l'unité de frein BSI. (fig. 193 et 194).

Le bloc-frein BSI comprend les pièces essentielles suivantes :

- la carcasse (1) boulonnée par la face supérieure et le dos sur un support spécial soudé à la traverse de tête du bogie;
- un cylindre de frein (7) fixé sur la partie arrière de la carcasse (1). Deux accouplements d'air (2) sont prévus dont seul celui du milieu est utilisé. L'extrémité de la tige du piston (3) se trouve à l'intérieur de la carcasse (1);
- un régleur de timonerie SAB type AA1, repère (8) se trouvant également à l'intérieur de la carcasse (1).

Le régleur peut pivoter sur l'arbre (5) centré dans les deux parois latérales de la carcasse (1).

A l'extérieur de la carcasse, mais fixés sur le même arbre (5), se trouvent les bras de torsion (4).

En cas de jeu normal ou trop petit entre le sabot et la roue, le régleur (8) et les bras de torsion (4) forment un angle constant. Si le jeu est trop grand, le régleur réduit cet angle de sorte que le jeu est diminué également. Si le jeu est trop petit, le régleur ne réagit pas. Il est en effet à simple action. Un jeu trop petit ne peut devenir normal que par l'usure du sabot;

- le porte-semelle (6) suspendu à la carcasse (1) par l'intermédiaire des bielles de suspension (9);

- les bielles de transmission (10) entre les bras de torsion (4) et le porte-semelle (6). Le porte-semelle (6), les bielles de suspension (9) et les bielles de transmission (10) sont reliés de façon à pouvoir pivoter sur l'axe (11). Deux rondelles élastiques empêchent le porte-semelle de basculer sous le poids du sabot;

- la semelle proprement dite (12) de modèle classique, utilisée sur les wagons et les voitures, fixée sur le porte-semelle au moyen de la clavette (13). Cette clavette est maintenue en place par la goupille (14).

10.6.2. Fonctionnement du bloc-frein BSI.

Ce bloc-frein est représenté schématiquement par la fig. 194.

Le cylindre de frein (7) reçoit de l'air comprimé en même temps et à la même pression que le cylindre du frein à disque du même essieu.

Sous l'effet de la pression de freinage, le piston (3) se déplace vers la gauche en faisant pivoter le régleur AAl, repère (8) sur l'arbre (5) en sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre. L'arbre (5) ainsi que les bras de torsion (4) qui y sont fixés participent à ce mouvement. C'est par suite de cette rotation en sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre que les bras de torsion (4) qui y sont fixés participent à ce mouvement. C'est par suite de cette rotation en sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre que les bras de torsion (4) assurent l'application de la semelle (12) contre la roue.

Le bras de levier du piston (3) par rapport à l'arbre (5) étant deux fois plus grand que celui des bras de torsion (4), le sabot (12) est poussé contre la roue avec un effort qui est le double de celui exercé sur le piston.

10.6.3. Description du régleur de timonerie SAB type AA1.

Le régleur de timonerie SAB type AA1 comprend les pièces essentielles suivantes (voir fig. 196) :

- a) un boîtier (1) pouvant pivoter sur l'arbre cannelé (2) et servant en même temps de bras de levier pour le piston (5) du cylindre de frein.
Il contient un compartiment pour loger le mécanisme de réglage;
- b) l'arbre cannelé (2) articulé dans les parois latérales de la carcasse du bloc-frein et portant un pignon (3) solidaire de cet arbre. Sur cet arbre, mais en dehors de la carcasse du bloc-frein BSI, sont fixés les bras de torsion (4) (voir fig. 194);
- c) un mécanisme de réglage composé de :
 - le bras de réglage (22) fixé à la carcasse du bloc-frein. Ce bras de réglage (22) possède une butée (K) (fig. 195);
 - une vis sans fin (4) montée dans le boîtier (1). Une des extrémités de cette vis sans fin a la forme d'un hexagone (D) pour permettre le réglage manuel du jeu entre le sabot et la roue;
 - les pièces suivantes qui sont montées sur la vis sans fin (4): les rondelles Belleville (17), une roue dentée (7), un ressort d'entraînement (8), une douille d'embrayage (9) et un roulement à aiguilles (10);
 - la crémaillère (13), poussée en permanence vers le bas sous l'effet d'un ressort et étant ainsi en contact soit avec le boîtier (1) (butée E), soit avec le bras de réglage (22) (butée K). En position desserrée du frein, la crémaillère (13) appuie contre le boîtier (1) et est éloignée de la butée (K) du bras de réglage (22) d'une distance correspondant à la cote "A).

La crémaillère (13) engrène la roue dentée (7). Le sens d'enroulement du ressort d'entraînement (8) est tel qu'un mouvement de rotation de la roue dentée (7) provoqué par un mouvement ascendant de la crémaillère (13) par rapport à la roue dentée (7), n'entraîne pas les pièces (8) et (9). Le ressort d'entraînement (8) a tendance à diminuer de diamètre. Lors d'un mouvement descendant de la crémaillère (13) (par rapport à la roue dentée (7)), le ressort d'entraînement (8) se coince dans les alésages des pièces (7) et (9). La douille d'embrayage (9) participe alors au mouvement de rotation de la roue dentée (7).

La douille d'embrayage (9) et la vis sans fin (4) forment un accouplement à friction qui est, ou n'est pas en service dans la mesure de la tension dans les rondelles Belleville (17) et l'effort sur la tige de piston.

10.6.4. Fonctionnement du régleur de timonerie SAB - type AA1. lors d'un jeu normal entre la semelle et la roue.

Le fonctionnement du régleur est conditionné par les deux éléments suivants :

- la course du piston (ou le jeu entre le sabot et la roue);
- l'effort exercé sur la tige de piston (5).

10.6.4.1. Les freins sont desserrés (voir fig. 195 et 197a).

La crémaillère (13) est en contact avec la butée (E) du boîtier (1) et est éloignée de la butée (K) du bras de réglage (22) d'une distance correspondant à la cote "A".

Puisque la tige de piston (5) n'est soumise à aucun effort, la tension de montage dans les rondelles Belleville est à même de pousser la vis sans fin (4) vers la gauche par rapport au boîtier (1) ce qui provoque l'embrayage de l'accouplement à friction (4-9).

10.6.4.2. Course d'application du sabot (fig. 195 et 197b).

Lorsque le cylindre de frein est alimenté, le piston (5) est soumis à un effort qui atteint rapidement une valeur suffisante pour vaincre la résistance de la timonerie et d'approcher le sabot de la roue. Ce rapprochement, toutefois, nécessite un effort plus petit que la tension de montage des rondelles Belleville (17), de sorte que durant cette phase, l'accouplement à friction (4-9) reste embrayé.

Le bras vertical du boîtier (1) tourne donc, sous l'effet de l'effort exercé sur le piston, en sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre. L'arbre cannelé (2) et la crémaillère (13) sont entraînés dans ce mouvement de la façon suivante :

- l'arbre cannelé (2) par l'intermédiaire des rondelles Belleville (17), la vis sans fin (4) et le pignon (3);
- la crémaillère (13) sous l'effet de la poussée de son ressort.

10.6.4.3. Fin de la course d'application.

A la fin de la course d'application, le sabot vient en contact avec la roue et simultanément la crémaillère (13) vient en contact avec la butée (K) du bras de réglage (22).

10.6.4.4. Course élastique du piston (voir fig. 196 et 197c).

Dès que le sabot est en contact avec la roue, l'effort exercé sur le piston augmente rapidement à cause de l'augmentation de pression dans le cylindre de frein.

L'effort exercé par le boîtier (1) sur la vis sans fin (4) va rapidement surmonter la tension de montage des rondelles Belleville, au point de les comprimer davantage. Cette compression complémentaire des rondelles Belleville (17) provoque :

- le débrayage de l'accouplement à friction (4-9);
- le contact direct entre le boîtier et la vis sans fin (4).

L'effort exercé sur le piston est transmis maintenant à l'arbre cannelé par l'intermédiaire du boîtier (1), la vis sans fin (4) et le pignon (3). Le boîtier (1), l'arbre cannelé (2) et les bras de torsion continuent leur rotation en sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre par suite de la déformation élastique de l'ensemble. A cause de la butée (K) du bras de réglage (22), la crémaillère (13) reste cependant immobilisée, de sorte que la roue dentée (7) tourne d'une quantité proportionnelle à la course élastique.

A la fin de la course élastique, il existe entre la crémaillère (13) et la butée (E) une distance (e) qui est proportionnelle à la course élastique (fig. 197c).

10.6.4.5. Desserrage des freins - Course élastique.

Lors du desserrage des freins, le boîtier (1) tourne dans le sens des aiguilles d'une montre. Pendant ce temps, la crémaillère reste cependant en contact avec la butée (K) (sous l'effet de la poussée de son ressort).

Un mouvement de rotation du boîtier (1) dans le sens des aiguilles d'une montre en même temps qu'une immobilité de la crémaillère (13) n'est toutefois possible que lorsque la roue dentée (7) tourne. En raison du sens de rotation de la roue dentée (7), le ressort d'embrayage (8) assure la liaison des pièces (7) et (9) de sorte que la douille d'embrayage (9) participe à la rotation. A cause de l'effort exercé sur le piston, l'accouplement (4-9) reste cependant libre et le mouvement de la crémaillère (13) est sans influence sur la vis sans fin (4).

10.6.4.6. Desserrage des freins - Fin de la course élastique - Début de la course morte.

A la fin de la course élastique, l'effort exercé sur le piston devient égal à la tension de montage des rondelles Belleville (17), de sorte que l'accouplement (4-9) est de nouveau embrayé. A ce moment, cependant, la crémaillère (13) vient en contact avec la butée (E) du boîtier (1) qui l'entraîne dans son mouvement, de sorte que le mouvement de la roue dentée (7) cesse.

10.6.4.7. Desserrage des freins - Course morte.

Dès que le sabot quitte la roue, le mouvement se fait en sens inverse de celui décrit sous le point 10.6.4.2, en rétablissant la cote "A" entre la crémaillère (13) et la butée (K) du bras de réglage (22).

10.6.5. Fonctionnement du régleur de jeu SAB type AAl lors d'un jeu trop grand entre la semelle et la roue.

Un jeu trop grand signifie qu'au serrage des freins, la crémaillère (13) vient en contact avec la butée (K) du bras de réglage (22) avant que le sabot vienne en contact avec la roue et qu'au desserrage des freins, le sabot commence à s'éloigner de la roue avant que le mouvement de la crémaillère cesse.

10.6.5.1. Serrage des freins (fig. 197d).

A l'exception du fait que le sabot vient en contact avec la roue (et donc les rondelles Belleville sont comprimées et l'accouplement 4-9 débrayé) après que la crémaillère (13) soit venue en contact avec la butée (K) du bras de réglage (22), le fonctionnement se réalise comme expliqué ci-dessus sous les points 10.6.4.2, 10.6.4.3 et 10.6.4.4.

A la fin de la course élastique, il existe cependant entre la crémaillère (13) et la butée (E) une distance qui est proportionnelle à la déformation élastique augmentée de l'excédent de jeu ($c + s$ fig. 197d).

10.6.5.2. Desserrage des freins - Course élastique.

Le fonctionnement s'y rapportant est intégralement identique à celui décrit sous le point 10.6.4.5 ci-dessus. La roue dentée (7) et la douille d'embrayage (9) tournent mais ce mouvement est sans influence sur la vis sans fin (4) parce que l'accouplement (4-9) est débrayé.

10.6.5.3. Desserrage des freins - Fin de la course élastique - Début de la course morte.

Du moment que la semelle va cesser d'exercer un effort sur la roue, la tension de montage des rondelles Belleville devient à nouveau prépondérante et assure l'embrayage de l'accouplement à friction (4-9). Parce que le jeu entre la semelle et la roue était trop grand, la crémaillère est encore en contact avec le bras de réglage (22) et la roue dentée (7) continue son mouvement lors du retour subséquent du piston. Puisque l'accouplement (4-9) est embrayé, la vis sans fin (4) est entraînée maintenant de sorte que l'arbre cannelé (2) subit un mouvement de rotation. Ce mouvement cesse au moment où la crémaillère (13) vient en contact avec le boîtier (1), c. à d. au moment où le piston doit encore parcourir une course qui est déterminée par le jeu normal entre le sabot et la roue.

De cet exposé, il apparaît donc que la vis sans fin (4) impose un mouvement de rotation à l'arbre cannelé (2) (conjointement avec les bras de torsion (4) de la fig. 194), lors de chaque desserrage, consécutif à un serrage lorsque le jeu entre le sabot et la roue était supérieur à la valeur installée. D'autre part, l'angle de rotation décrit par la vis sans fin (4) est proportionnel à l'excédent de jeu entre le sabot et la roue.

10.6.6. Fonctionnement du régleur de jeu SAB type AA1 lors d'un jeu trop petit entre la semelle et la roue.

Dans le cas d'un jeu trop petit, les rondelles Belleville sont comprimées (le sabot contre la roue) lors du serrage des freins, avant que le piston ait parcouru sa course normale et donc aussi avant que la crémaillère (13) soit venue en contact avec la butée (K) du bras de réglage (22).

Pour le reste, le fonctionnement est identique à celui décrit sous les points 10.6.4.2 à 10.6.4.7.

Le régleur SAB-AA1 est donc à simple action, c. à d., qu'il ne dévisse pas au cas de jeu trop petit. Si après un remplacement de semelle le jeu est trop petit, celui-ci ne peut devenir normal que par l'usure de la semelle.

10.6.7. Remplacement de semelles sur les blocs-freins BSI.

Cette opération est effectuée comme suit :

- à l'aide d'un outil spécial adapté à l'hexagone (15) de la fig. 193 et ayant une ouverture de 12 mm, dévisser le régleur AA1 afin de faire place pour la nouvelle semelle, (dans le sens contraire aux aiguilles d'une montre en regardant la tête de l'hexagone);
- enlever la goupille et la clavette;
- remplacer la semelle usée par une nouvelle;
- replacer la clavette et la goupille;
- régler le jeu entre la semelle et le bandage. A cette fin, on visse le régleur à l'aide de l'outil spécial jusqu'à ce que la semelle vienne en contact avec la roue. Ensuite, on dévisse le régleur de 1 tour.

10.6.8. Réglage de la cote "A" ou du jeu entre la semelle et la roue.

La cote "A" est établie une fois pour toutes à l'intérieur du régleur. Elle ne peut être changée sans remplacer certaines pièces.

Pour les AM 73 et 74, ce jeu est réglé à 6 mm.

Unité de frein S.A.B. type P B.

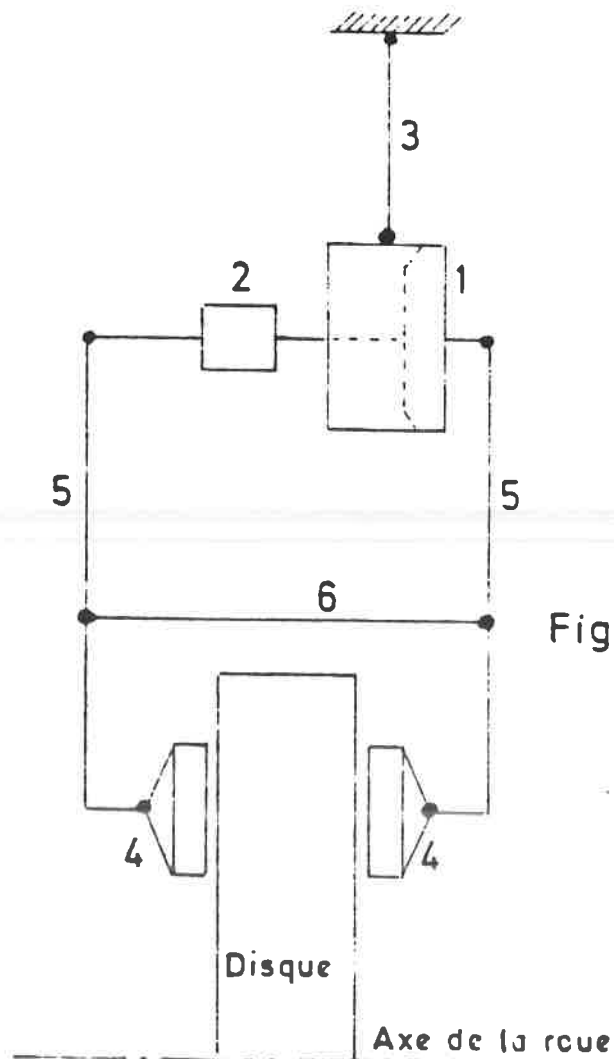


Fig.182.

- 1 Cylindre de frein.
- 2 Régleur incorporé.
- 3 Suspension de l'unité de frein.
- 4 Semelles et porte-semelles.
- 5-6 Leviers.

Unité de frein SAB type PB.

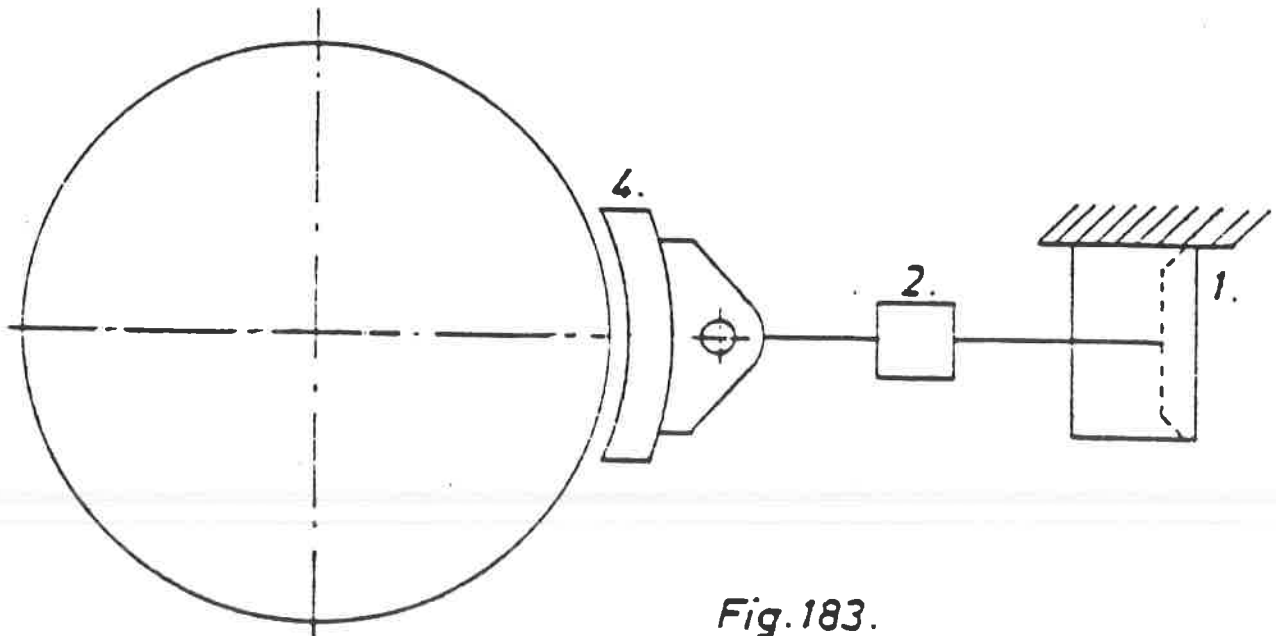


Fig.183.

Régleur de frein PBS.

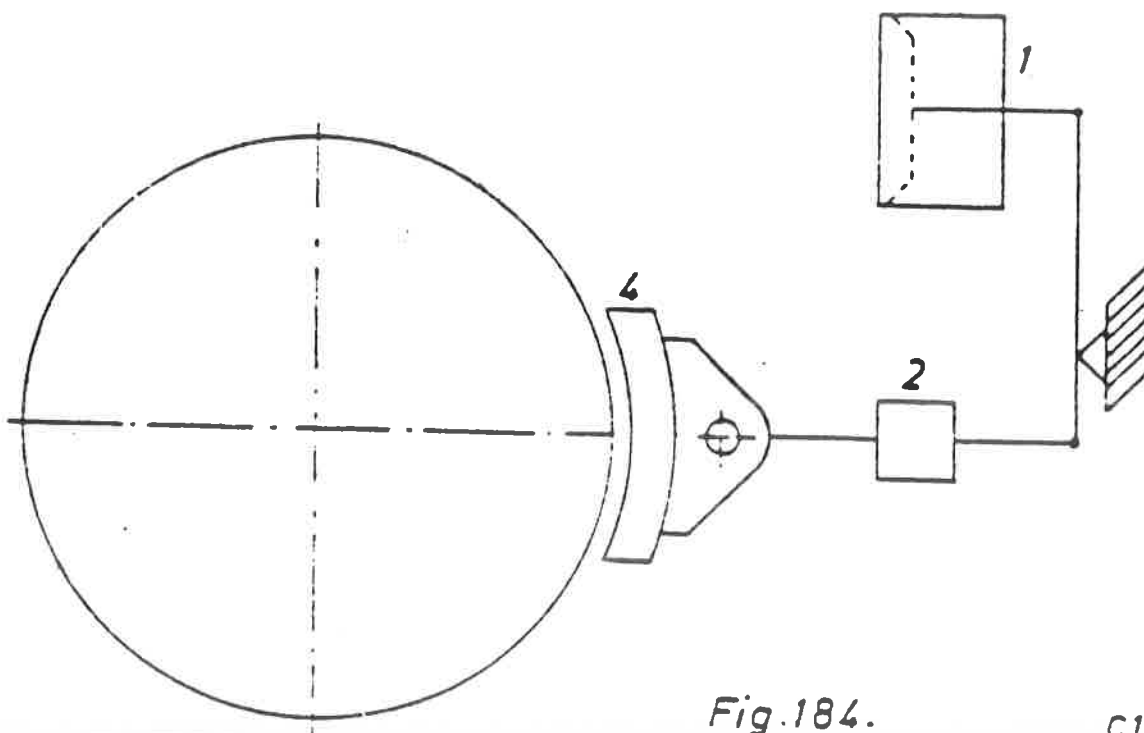


Fig.184.

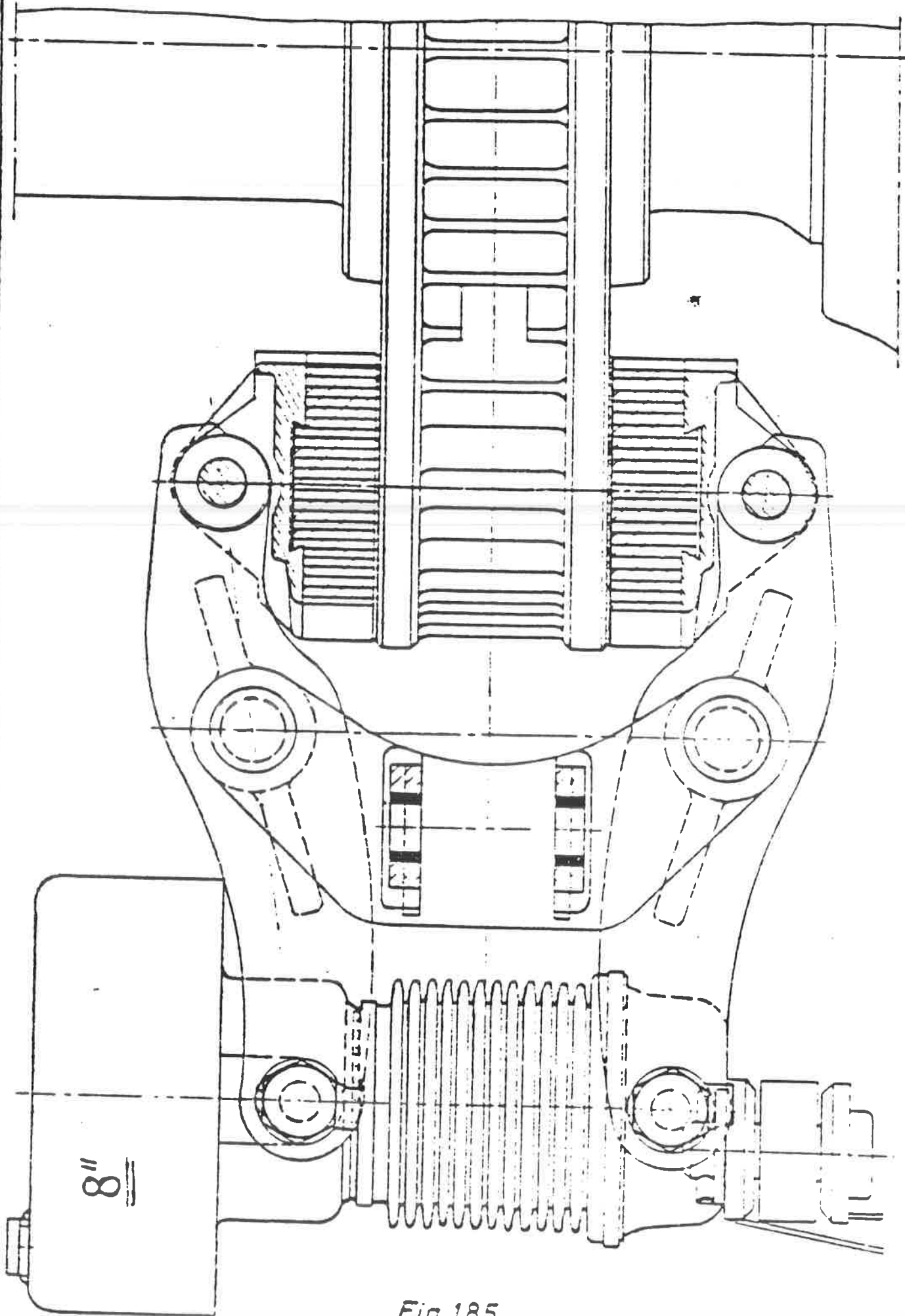


Fig.185.

C1220 B
'82 leçon

Coupe du bloc de freinage F B.

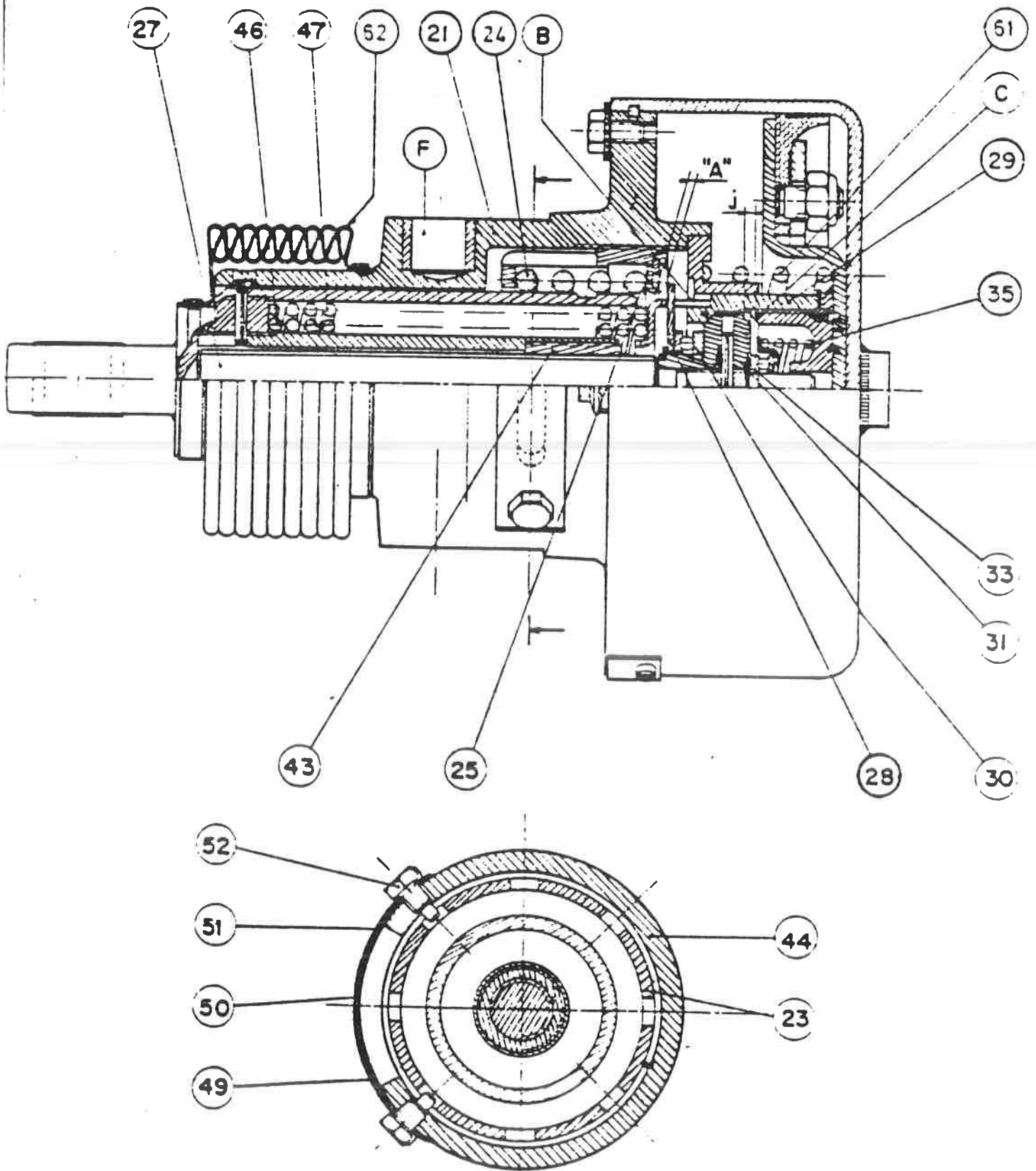


Fig. 186.

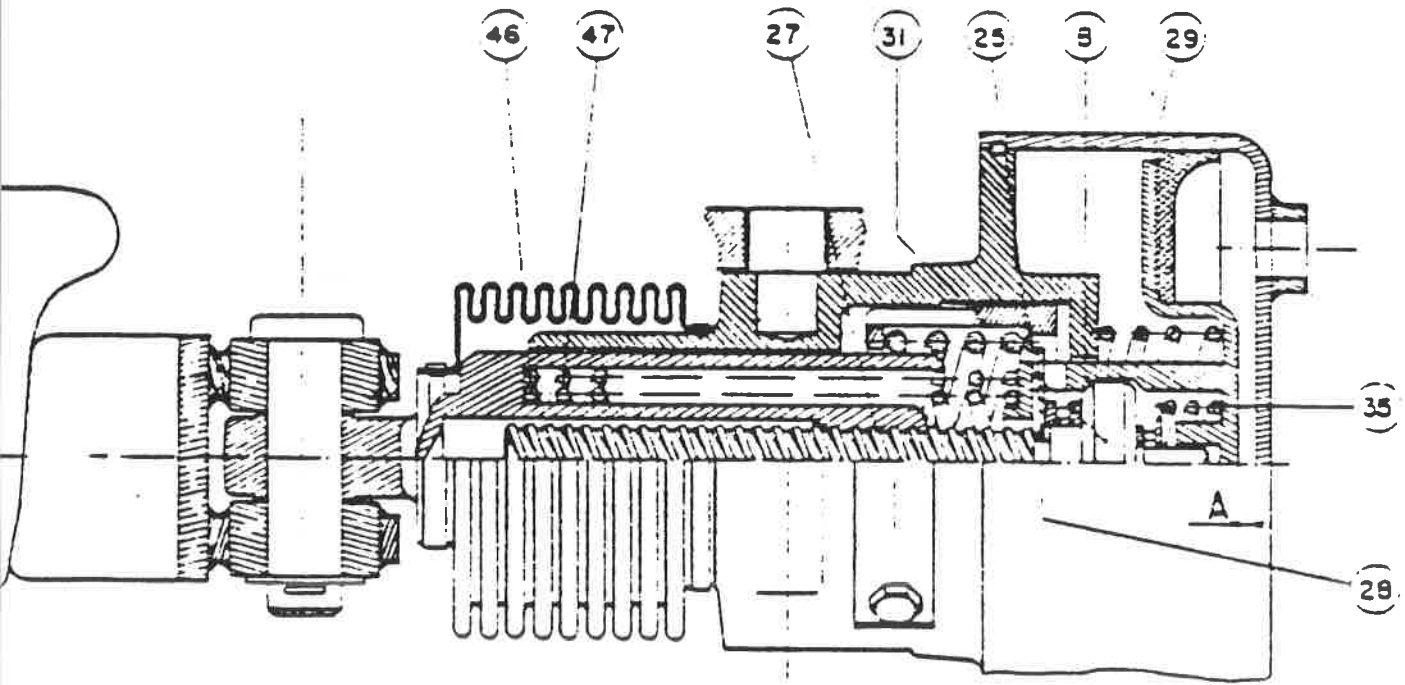


Fig.187.

Semelle appliquée sans effort.

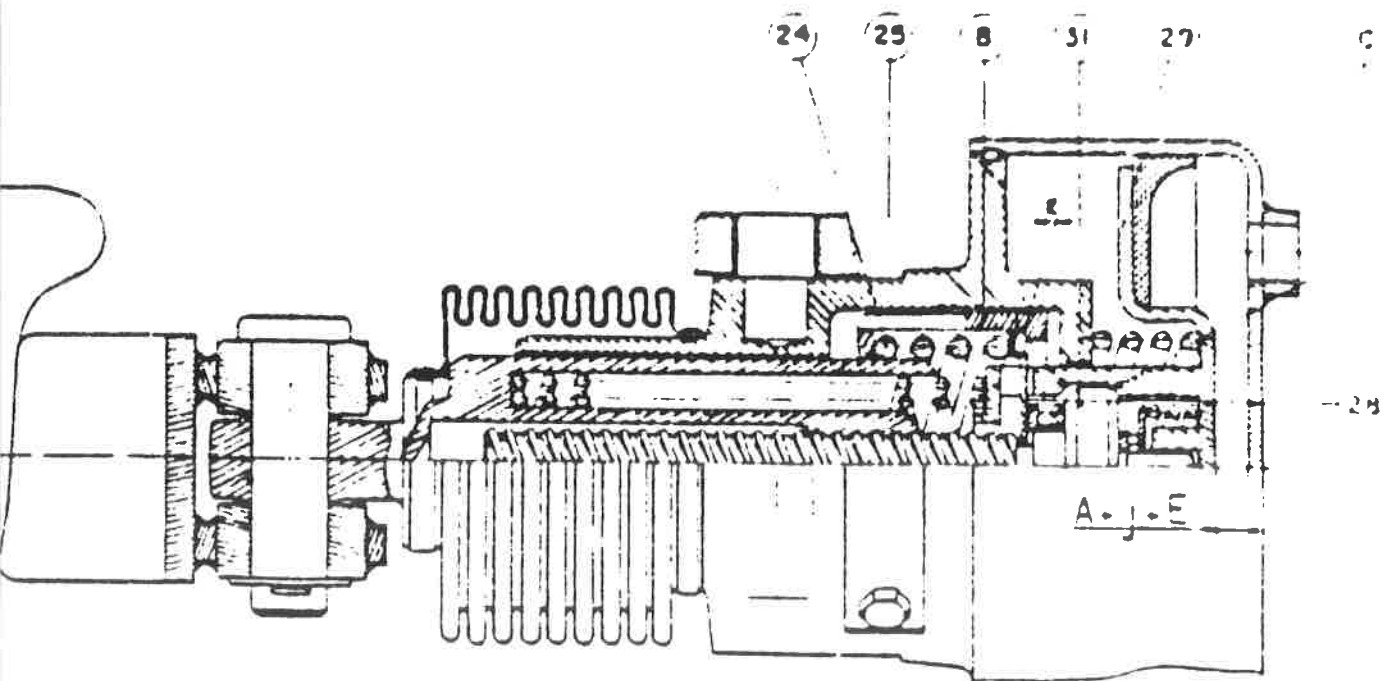


Fig.188.

Serrage à fond.

Jeu trop petit.

(46) (47) (27) (43) (25) (B) (31) (C)

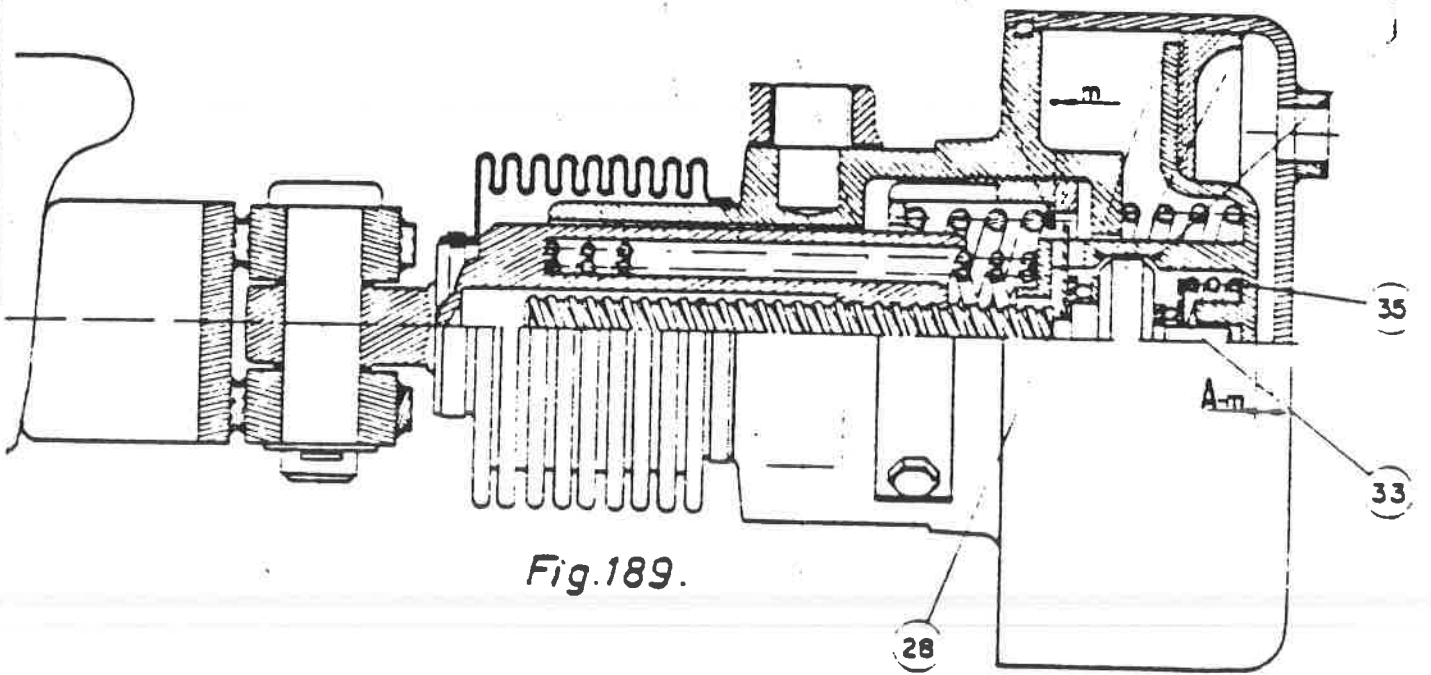


Fig.189.

Semelle appliquée sans effort.

(46) (47) (27) (43) (25) (B) (31) (C)

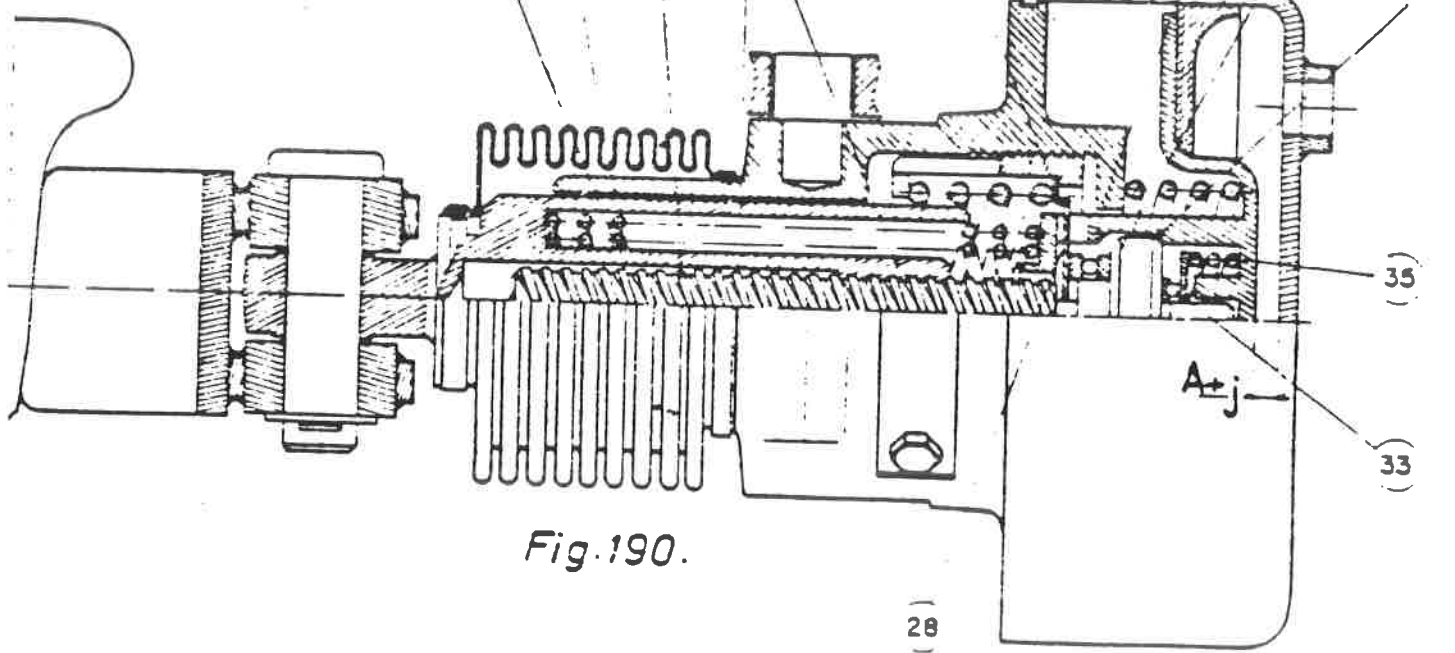


Fig.190.

Serrage à fond.

Jeu excessif.

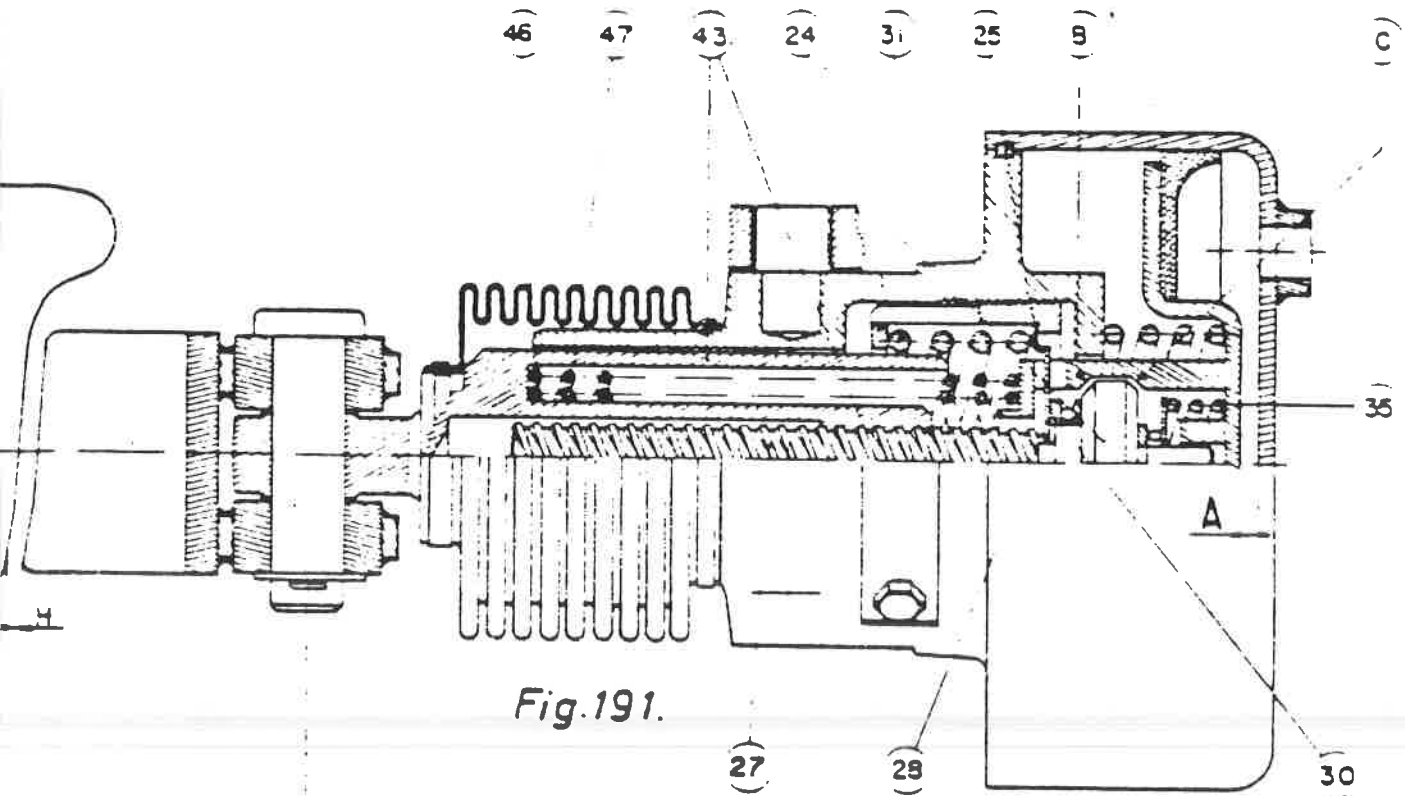


Fig. 191.

Course d'application.

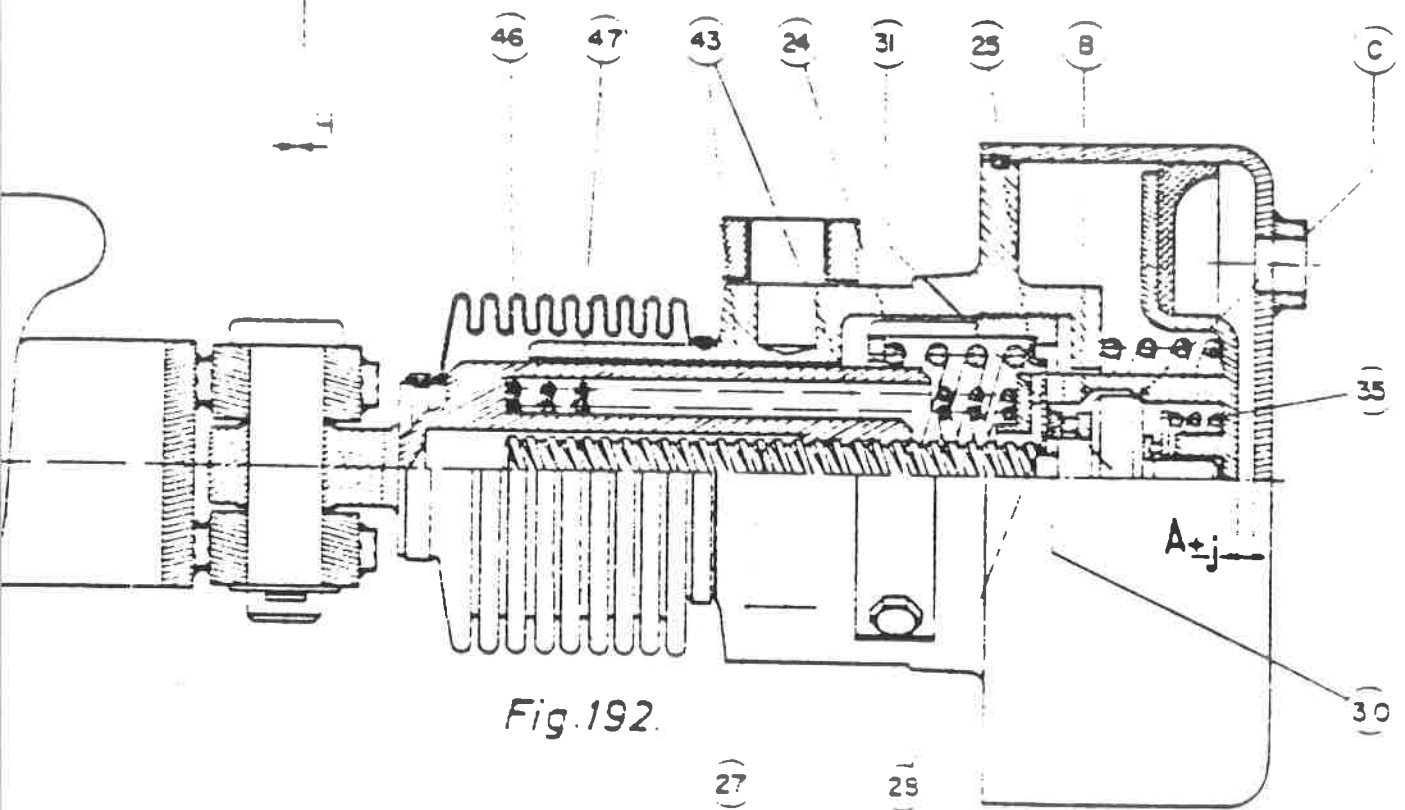
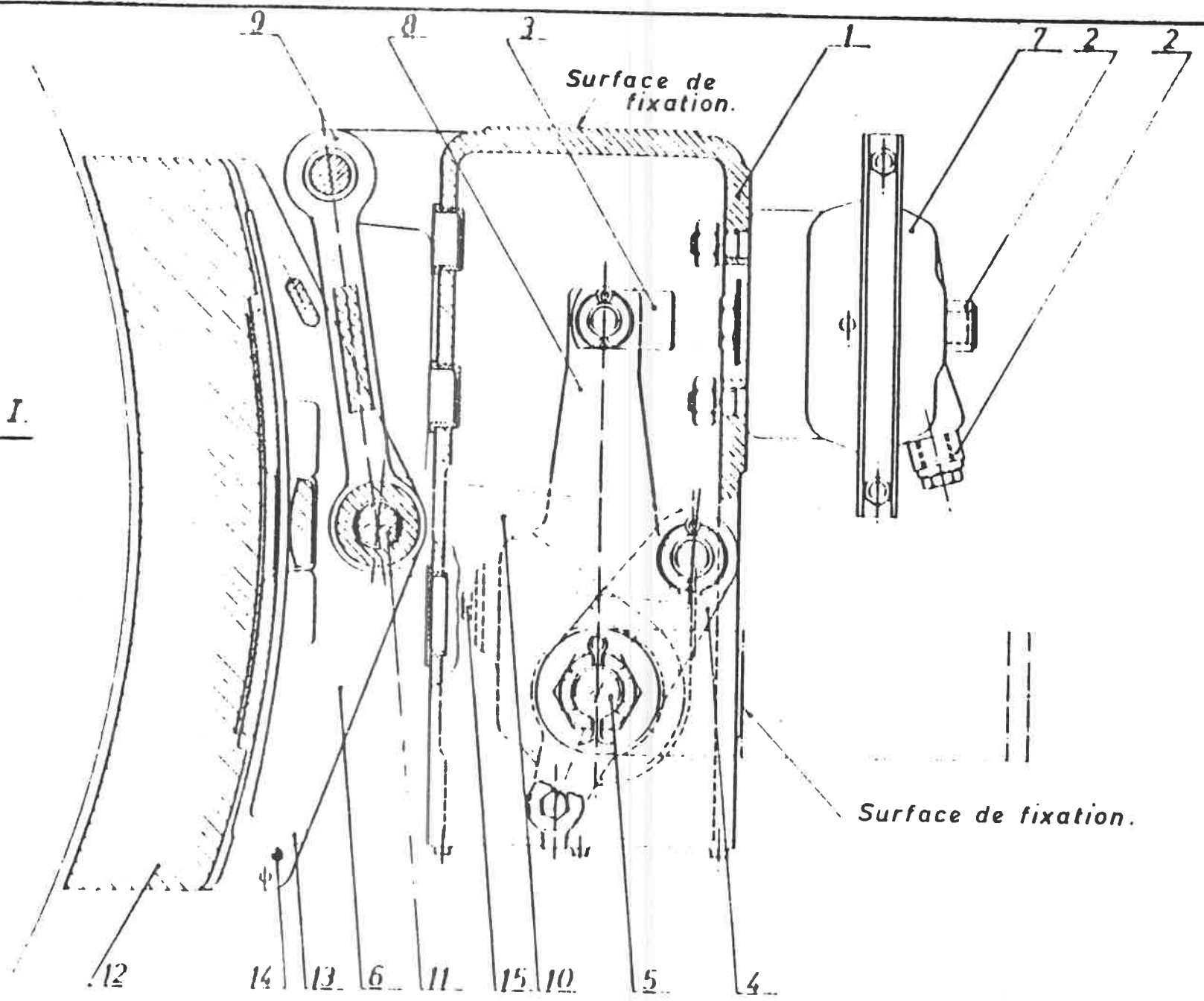


Fig. 192.

Semelle appliquée sans effort.

Bloc - frein B.S I.

Figure 193



212223
197 lecon

Représentation schématique du bloc - frein B.S.I.

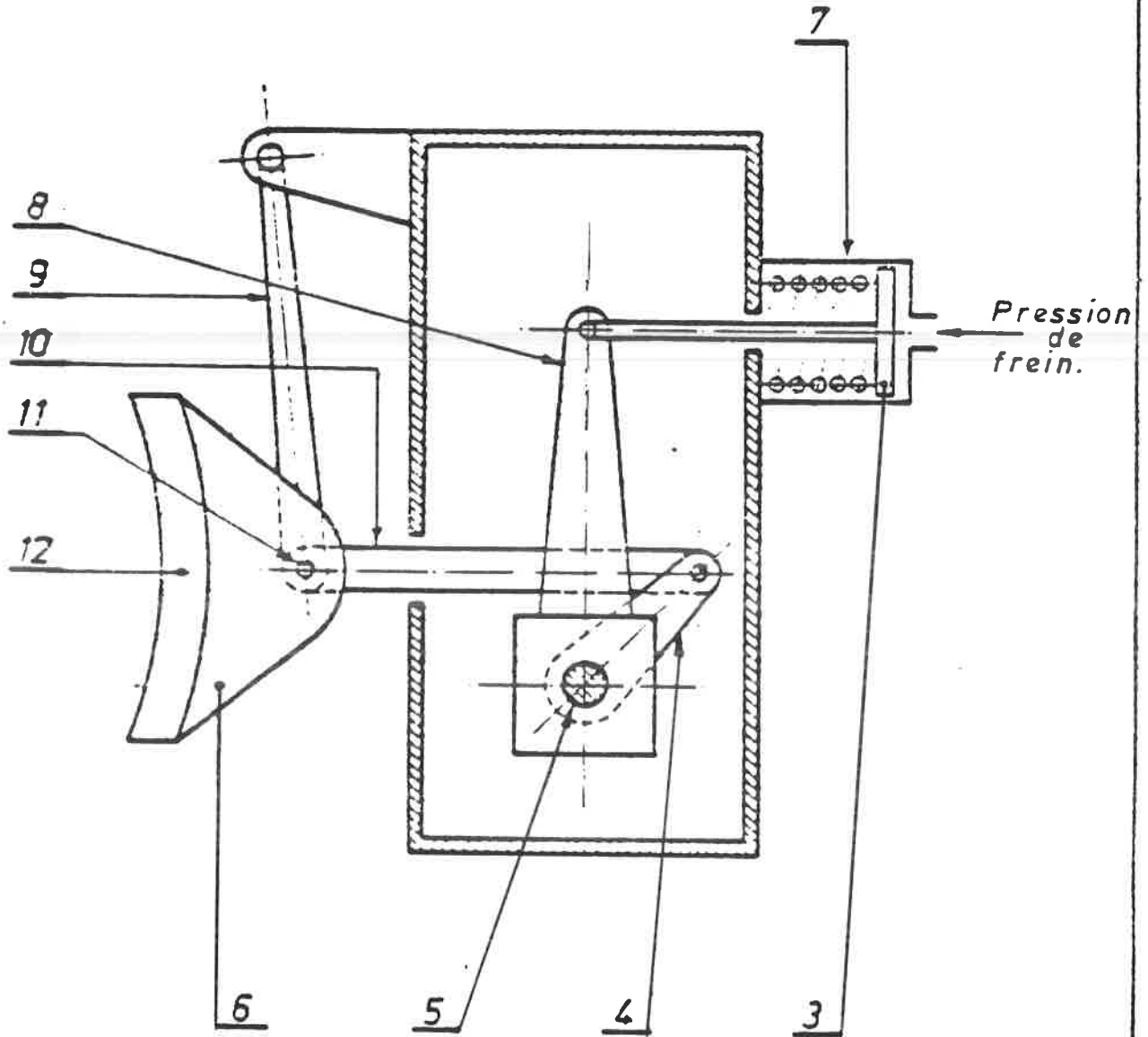
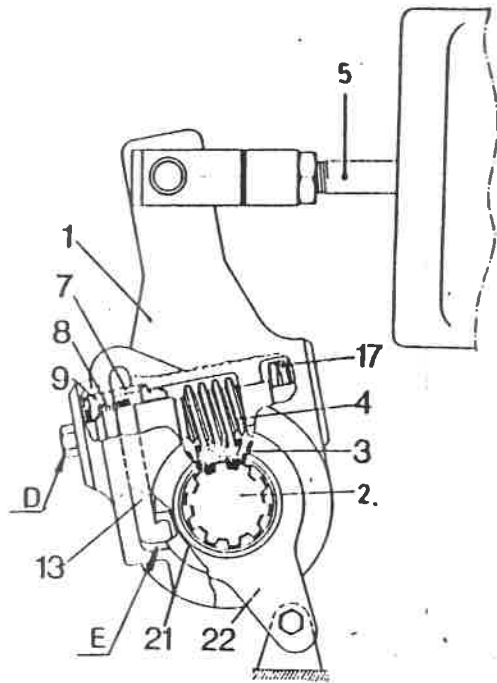


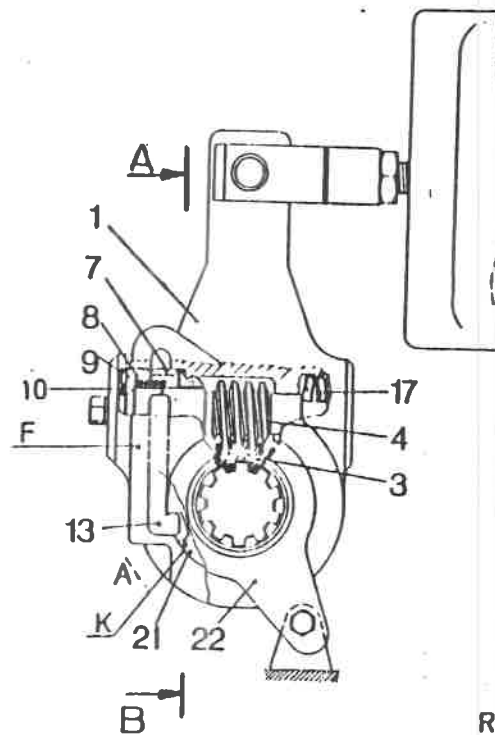
Fig. 194

SAB regelaar type AA1



NORMALE SPELING
VOLLEDIGE REMMING

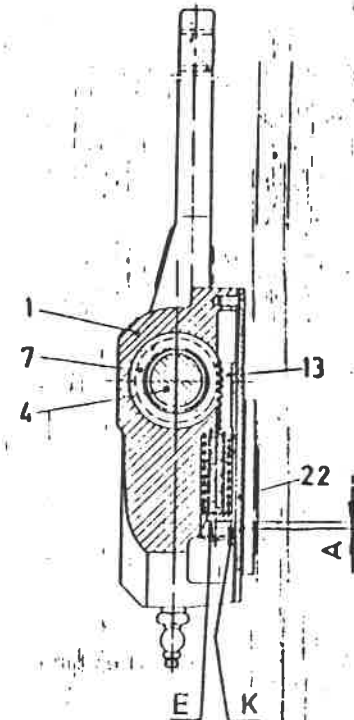
Fig. : 196



REM LOS

Fig.: 195

Doorsnede A-B



Régleur S.A.B.
Type AA 1.

Fig. 197a

Jeu normal.
Frein desserré.

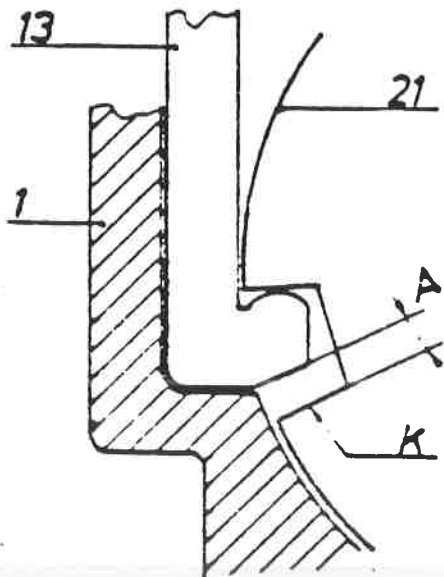


Fig. 197c

Jeu normal.
Freinage à fond.

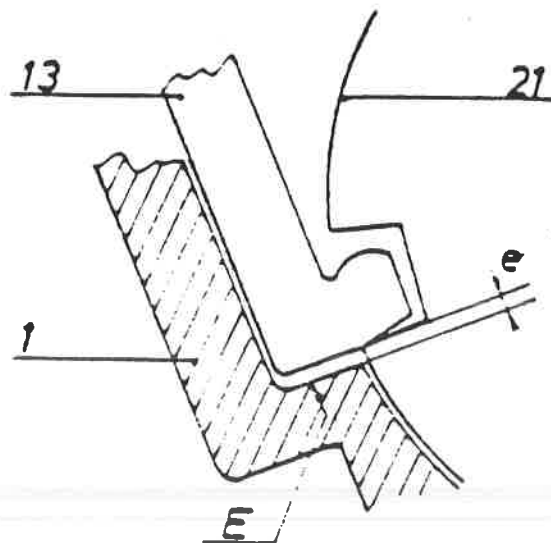


Fig. 197b

Jeu normal.
Sabots de frein en contact
avec les roues.

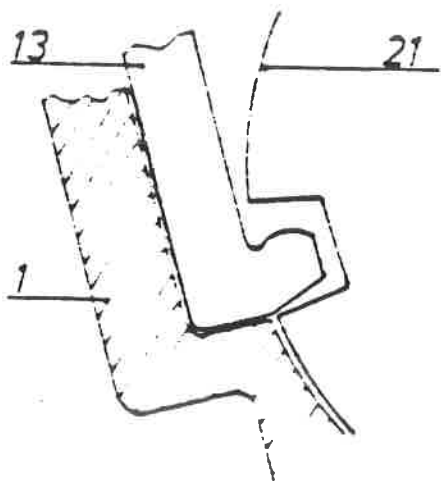
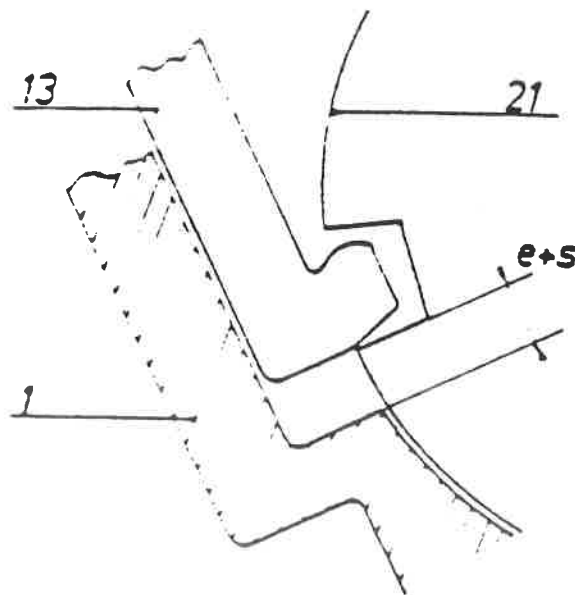


Fig. 197d

Jeu trop grand
Freinage à fond.



CHAPITRE 11.

Le freinage proportionnel à la charge.

11.1. Nécessité d'un freinage à la charge.

Considérons un essieu d'un véhicule reposant sur la voie avec un poids G (fig. 128). Lorsqu'un sabot est appliqué sur la roue avec un effort P , il apparaît entre le sabot et la roue une force retardatrice $F = P \times f$ (f = coefficient de frottement) et entre la roue et le rail une force d'adhérence $A = G \times a$ (a = coefficient d'adhérence).

Pour que la roue continue son mouvement de rotation, il faut :

$$P \times f = G \times a.$$

A mesure que P augmente, " a " augmente aussi, mais seulement jusqu'à une certaine limite. Ce qui signifie que pour éviter le glissement de la roue sur la voie, il faut :

$$P_{\max} \times f = G \times a_{\max}$$

En conséquence, l'effort sur les sabots doit être choisi en fonction du poids minimal de l'essieu, c. à d. pour un véhicule vide.

L'expérience nous apprend que les roues d'un wagon ne glisseront pas, si le pourcentage de freinage ne dépasse pas une valeur de 120 %.

Lorsqu'on tient l'effort P constant et indépendant du poids de chargement du wagon, le pourcentage de freinage atteindra seulement 120 % lorsque le véhicule est vide. Etant donné que pour des poids supérieurs de wagon, le poids-frein reste invariable, le pourcentage de freinage diminue, ce qui est représenté à la fig. 199 (courbe " a ").

Si on n'adapte pas l'effort sur le sabot en fonction du chargement, on arriverait à des pourcentages de freinage fort bas pour des wagons chargés. Un train composé exclusivement de tels wagons pourrait avoir une vitesse autorisée très réduite. Ainsi un wagon à bogies possédant une tare de 20 t, un poids maximum de 80 t et un poids-frein de 24 t, n'aurait qu'un pourcentage de freinage de 30 % à charge complète : $\frac{24}{80} = 0,3$.

11.2. Aperçu des systèmes utilisés à la SNCB.

11.2.1. Le système "vide-chargé".

Avec ce système, suivant le poids sur rail, deux efforts différents attaquent les sabots. Ce système est dénommé "vide-chargé".

En régime "vide" l'effort maximum sur les sabots est choisi en fonction du poids vide du wagon. En régime "chargé" l'effort maximum sur les sabots est choisi en fonction d'un poids déterminé du wagon appelé : "poids de changement de régime".

Le wagon est freiné en régime "vide" ou en régime "chargé", suivant que le poids sur rail est inférieur ou égal et supérieur au poids de changement.

Le poids de changement est normalement choisi de telle façon que le pourcentage de freinage du wagon, indépendant de son poids, est toujours compris entre 120 et 60 % (voir fig. 199 - courbe "b").

Plusieurs solutions sont possibles pour obtenir deux efforts différents sur les sabots.

Les systèmes suivants sont d'application à la SNCB.

11.2.1.1. Le système à deux cylindres de frein.

C'est la solution la plus ancienne au problème "vide-chargé". Ainsi elle n'est d'application que sur les wagons anciens. Le dispositif est utilisé avec une triple-valve Lu I-II (voir point 1.6 de ce cours).

Le principe est représenté dans la fig. 200. Lorsque le poids du wagon est inférieur au poids de changement, la triple-valve Lu I-II n'alimente que le cylindre de tare. Lorsque le poids du wagon est égal ou supérieur au poids de changement, la triple-valve alimente en outre le cylindre de charge, de sorte que maintenant les deux cylindres agissent de pair sur la timonerie de frein.

11.2.1.2. Le système à deux amplifications.

Dans ce système, entre les deux balanciers commandés par le seul cylindre de frein, il y a deux bielles de renvoi : (110) (bielle de charge) et (111) (bielle de tare) (fig. 201). Les deux bielles sont munies à une extrémité d'un trou long qui permet le déplacement du point d'articulation d'un des balanciers. Le trou long à l'extrémité de la bielle de tare 111 peut être obturé par un arrêtoir (70) amovible.

Lorsque le poids du wagon est plus petit que le poids de changement, l'arrêtoir (70) est introduit dans le trou long (fig. 201) et les

deux balanciers tournent autour des extrémités de la bielle de tare (111). On obtient ainsi l'amplification la plus petite. Le wagon est freiné en régime "vide".

Lorsque le poids du wagon est égal ou supérieur au poids de changement, l'arrêteur (70) est enlevé et les deux balanciers peuvent tourner autour des extrémités de la bielle de charge (110). Alors on obtient l'amplification la plus grande. Le wagon est freiné au régime "chargé".

11.2.1.3. Le système à deux pressions différentes dans le cylindre de frein.

Dans ce système un seul cylindre de frein est utilisé et l'amplification est fixe.

Pour un poids du wagon plus petit que son poids de changement on obtient une pression dont la valeur maximale est limitée dans le cylindre de frein p. ex. 2 bar. Pour un poids du wagon égal ou supérieur au poids de changement on atteint la pression maximale classique, c. à d. + 3,8 bar.

11.2.2. Le système auto-continu.

Dans ce système l'effort aux sabots n'est pas modifié une seule fois, mais est modifié continuellement. Le système est appelé "auto-continu".

Deux principes sont utilisés à la SNCB. :

11.2.2.1. L'auto-continu mécanique.

Dans ce système la pression maximale est toujours la même, mais l'amplification de la timonerie de frein est continuellement adaptée au poids du wagon.

Ceci est réalisé en déplaçant sur une glissière le point d'appui du levier qui transmet l'effort à la timonerie de frein (fig. 202). Pour le wagon vide, le point d'appui se trouve en A, pour un wagon chargé au maximum, il se trouve en B. Pour chaque poids intermédiaire, le point d'appui se trouve dans la position correspondante entre A et B.

11.2.2.2. L'auto-continu pneumatique.

Dans ce système, l'amplification de la timonerie de frein est fixe, mais la pression dans le cylindre de frein est continuellement adaptée au poids du wagon. Normalement, pour le poids maximum la pression dans le cylindre de frein est + 3,8 kg/cm².

11.3. Les systèmes du frein "vide-chargé".

Nous nous bornons à l'étude des systèmes à deux amplifications (équipement standard des wagons "S" de la SNCB.). En effet, le système avec deux cylindres de frein est seulement d'application sur les wagons construits avant la deuxième guerre mondiale.

Pour l'étude du système avec deux pressions différentes nous renvoyons à la subdivision 2.5, distributeur Est/R2, dans lequel les différents pistons-membranes du relais de pression ne sont plus influencés en fonction de la vitesse, mais bien en fonction du poids du wagon.

11.3.1. Le dispositif mécanique "vide-chargé" commandé manuellement (système SAB avec boîte de changement type LS 3).

11.3.1.1. Description.

L'ensemble est représenté par la fig. 203. Il comprend :

- deux bielles de connexion 110 et 111 reliant les balanciers horizontaux (point 11.2.1.2);
- la boîte de changement type LS 3.

La boîte vide-chargé est constituée par un corps de boîte (72) fermé par le couvercle (71) (fig. 204). Le couvercle (71) forme une chape double entre laquelle passent les deux balanciers horizontaux.

Cette chape, qui enserre le balancier double (201), est montée sur l'axe (202) de l'un des points d'articulation de la bielle 111. Le prolongement de cette bielle traverse le couvercle 71 et le corps de boîte (72); son extrémité fileté porte l'écrou de réglage (73) servant de butée.

A l'intérieur de la boîte se trouve le verrou (70) tournant sur l'axe de changement (74) muni de la manivelle intérieure (75).

L'axe de changement porte une manivelle extérieure (80) commandée à partir des longerons du wagon par une manivelle (130) (fig. 203). Le ressort (76), monté sur la tige de guidage (77) est comprimé entre la manivelle (75) et le verrou (70). Il permet la commande du verrou lorsque le frein est serré.

La distance entre l'écrou de réglage (73) et le verrou (70) est appelée le "jeu Sx" (fig. 204). Ce jeu est réglable au moyen de l'écrou de réglage (73) qui peut être manoeuvré de l'extérieur et qui est goupillé ensuite. Pour le bon fonctionnement d'une telle timonerie de frein, un règleur SAB est nécessaire.

11.3.1.2. Fonctionnement - Freinage tare + charge.

Le passage d'une amplification à l'autre a lieu par déplacement du verrou (70), obtenu par le maniement dans un sens ou dans l'autre de la poignée "vide-charge".

Il est toujours possible de manier cette poignée, même avec le frein serré, parce que le verrou (70) se déplacera automatiquement lorsque l'effort de freinage aura disparu dans la timonerie de frein (voir point 11.3.1.5).

Par suite du placement de la poignée extérieure en position "chargé" le verrou (70) est relevé.

Lors du freinage, la présence de l'oeillet allongé dans la bielle 111 permet à celle-ci de se déplacer librement. L'effort du piston est ainsi transmis aux sabots par la bielle 110 d'amplification élevée. On obtient ainsi le freinage tare + charge (bras de levier a_1 et b_1).

11.3.1.3. Fonctionnement - Freinage de la tare seule (fig. 208 - 209).

La poignée extérieure étant placée en position "vide", le verrou (70) est rabattu sur la partie cylindrique de la bielle 111 qui traverse le carter de la boîte vide-charge.

En position "frein desserré", il existe alors un jeu s_x entre le verrou 70 et l'écrou du réglage 73 de l'extrémité de la bielle 111.

Lors du freinage, la bielle 111, grâce à l'oeillet allongé, commence à se déplacer librement jusqu'à ce que le jeu s_x soit absorbé.

Pendant cette première période, les sabots sont rapprochés des bandages, par l'intermédiaire de la bielle 110.

Une fois le jeu s_x absorbé, la rotation ultérieure des balanciers horizontaux se produit autour des points d'articulation C et D produisant automatiquement le découplément de la bielle 110 (l'axe se déplaçant dans le trou allongé). La transmission de l'effort du piston s'effectue ainsi par l'intermédiaire de la bielle 111 d'amplification basse (bras du levier a_2 et b_2).

Le rapport des bras de levier $\frac{a_2}{b_2}$ étant plus petit que celui de $\frac{a_1}{b_1}$, on obtient ainsi le freinage de la tare seule.

11.3.1.4. Jeux à réaliser entre sabots de frein et bandages.

Le jeu s_x étant déterminé par la valeur des jeux normaux entre sabots et bandages, il est nécessaire que ces jeux soient continuellement maintenus à une valeur constante indépendante de l'usure des semelles et des bandages, du remplacement des semelles usées ou de toute autre cause. Il faut, en particulier, éviter que les jeux aux sabots ne deviennent inférieurs à leur valeur normale correspondant à s_x , car le frein, en position de freinage "vide" pourrait être appliqué avant que ce jeu s_x ne soit absorbé, c. à d. avant que l'amplification charge n'ait cessé d'être utilisée; on obtiendrait alors un freinage "chargé" bien que le verrou (70) soit en position "vide".

Tout risque d'utilisation intempestive du freinage "chargé" est supprimé par l'emploi d'un règleur de frein SAB à double action, qui ramène automatiquement les jeux trop petits ou trop grands à leur valeur normale.

Il ressort de la description ci-dessus, que la course du piston pour l'application des sabots est la même en freinage "vide" qu'en freinage "chargé". La course totale du piston ne diffère dans les deux cas que de la différence des déformations élastiques des pièces de la timonerie soumises à des efforts plus grands en position "chargé".

11.3.1.5. Manoeuvre de la poignée "vide-chargé" pendant que le frein est serré.

Quand le frein est serré, le verrou 70 ne peut passer d'une position à l'autre car il en est empêché par la force de freinage, en position "vide" et par la butée 73 en position "chargé".

Si la poignée de commande extérieure "vide-chargé" est manoeuvrée quand le frein est serré, la manivelle 75 se déplace jusqu'à sa nouvelle position, tandis que le verrou 70 conserve son ancienne position, tant que le frein est serré. Lorsque le desserrage du frein a eu lieu, le verrou 70 prend automatiquement sa nouvelle position, par suite de l'action du ressort 76 qui est tendu.

La fig. 210 représente schématiquement un exemple du passage, à frein serré, du régime "chargé" au régime "vide".

11.3.2. Le dispositif mécanique "vide-chargé" commandé automatiquement, pour wagons à 2 essieux (boîte de changement SAB type LA 3 et valve de changement SAB type VA 2).

Au lieu de manoeuvrer manuellement la boîte de changement dans les positions "vide" ou "chargé" suivant que le poids du wagon est inférieur ou égal et supérieur au poids de changement, il y a moyen d'opérer cette manoeuvre automatiquement.

Pour cette réalisation on a besoin de :

- d'une valve de changement ou d'un détecteur de pesée constatant si le poids du wagon est égal ou supérieur ou inférieur au poids de changement;
- une boîte de changement à commande pneumatique.

Avec ce système de commande, la libération du verrou (70) de la boîte vide-charge, pour réaliser le freinage à la charge, s'effectue automatiquement au moyen d'un servo-piston à air comprimé commandé par la valve de changement. Ce dispositif est représenté à la fig. 211.

11.3.2.1. Fonctionnement du servo-piston (fig. 211).

Lorsqu'il n'y a pas d'air comprimé envoyé à la boîte de changement le ressort de rappel (79) du piston place le verrou (70) dans la position freinage "vide". Lorsqu'il y a de l'air comprimé au cylindre de commande, le piston fait soulever le verrou (70) et comprime le ressort (79) réalisant ainsi le freinage "chargé". La mise en communication du cylindre de commande avec l'atmosphère (position "vide") ou avec la source d'air comprimé (réservoir auxiliaire) pour la position "chargé" est réalisée par la "valve de changement" de régime.

11.3.2.2. Valve de changement de régime SAB type VA 2.

Cet appareil est représenté fig. 211.

Il comporte la valve de changement de régime proprement dite, l'amortisseur hydraulique et le dispositif pour le réglage du poids de changement.

Description et fonctionnement de la valve de changement (fig. 212 et 213).

La valve de changement comprend 3 chambres : A, B et C.

La chambre A est en communication avec l'atmosphère, la chambre B avec le cylindre de commande de la boîte vide-charge et la chambre C est raccordée au réservoir auxiliaire.

Elle possède, en outre, une tige de commande (1) maintenue vers le haut par un ressort (3). Elle traverse la chambre B et peut s'appuyer sur la soupape (2) de la chambre C, lorsqu'elle est poussée vers le bas.

La soupape (2) est munie d'un guide creux qui débouche dans la chambre A en communication avec l'atmosphère; elle est poussée vers le haut par le ressort (4).

Quand la tige de commande (1) se trouve en position haute (fig. 212), la soupape (2) est appliquée sur son siège supérieur et la chambre B est en communication avec l'atmosphère par l'orifice de la soupape (2) et la chambre A; le cylindre de commande de la boîte vide-chargé ne reçoit pas d'air comprimé et le verrou (70) est rabattu pour donner le freinage "vide".

Quant la tige de commande (1) est poussée en position basse (fig. 213), elle appuie sur la soupape (2) qu'elle fait descendre. La chambre B est alors isolée de l'atmosphère et mise en communication avec la chambre C et le réservoir auxiliaire; le cylindre de commande de la boîte vide-chargé est alimenté par l'air du réservoir auxiliaire qui déplace le piston de commande du verrou (70). Le verrou (70) est relevé pour donner le freinage "chargé".

La position de la tige de commande (1) de la valve de changement est conditionnée par la charge du wagon.

Si le poids total du wagon (tare + charge réelle) est inférieur au poids de changement de régime de freinage, la tige (1) doit se trouver en position haute pour réaliser le freinage "vide".

Si le poids total du wagon est égal ou supérieur au poids de changement de régime de freinage, la tige (1) doit se trouver en position basse pour réaliser le freinage "chargé".

11.3.2.3. Dispositif de commande de la valve de changement - Réglage du poids de changement (fig. 214 et 211).

Le wagon comporte un dispositif de pesée constitué par un balancier (36) articulé sur un des supports de suspension. Une extrémité du balancier est reliée à l'anneau du ressort de suspension et l'autre à une bielle (29) qui agit sur un balancier (16) commandant la valve de changement. Un effort équivalent au huitième du poids du wagon est donc appliqué à l'extrémité gauche du balancier (36).

L'extrémité libre du balancier (16) repose sur la tige (11) d'un amortisseur hydraulique (1) dont le piston repose sur un ressort taré (8) dont la tension peut être réglée par la vis (4).

La tension du ressort (8) doit être telle qu'elle permette au balancier (16) de faire descendre la tige (1) de la valve de changement, lorsqu'un effort (tare + charge) correspondant au poids de changement de régime lui sera appliqué.

Remarque : Une pastille indique le poids de changement proposé à chaque type d'appareil.

11.3.2.4. Wagons à deux essieux équipés d'une boîte de changement LA 3 et valve de changement SA3 type 3P 2.

La plupart des wagons à deux essieux sont équipés de valves de changement VA 2 tandis que certains wagons sont équipés de détecteurs de pesée type DP 2. Le fonctionnement de la boîte de changement est identique. Le fonctionnement du détecteur de pesée est expliqué dans le point 11.3.3.

11.3.3. Le dispositif mécanique "vide-chargé" automatique pour wagons à bogies (boîte de changement LA 3 et détecteurs de pesée DP 2).

En ce qui concerne notre exposé, un wagon à bogies est différent d'un wagon à deux essieux par :

- la suspension du wagon : des ressorts hélicoïdaux sont employés sur des wagons à bogies, tandis que les wagons à deux essieux sont équipés de ressorts à lames. Le système de pesée représenté sur la fig. 214 n'est plus utilisable;
- le risque d'avoir un chargement assymétrique est plus grand sur un wagon à bogies à cause de sa plus grande longueur. Si on prévoit le poids du wagon seulement sur un bogie et que ce bogie est accidentellement le plus chargé et pour un poids total égal ou dépassent le poids de changement, l'autre bogie serait surfreiné.

11.3.3.1. Disposition de principe de l'équipement du wagon.

Elle est représentée dans la fig. 215.

Les deux valves de changement type DP 2 sont montées en série. De ce fait, les deux valves de changement doivent donner passage à l'air avant que l'air du réservoir auxiliaire puisse alimenter la boîte de changement LA 3. En d'autres termes les deux bogies doivent être chargés d'un poids égalant ou dépassant leur poids de changement. Si seulement un bogie est chargé d'un poids égalant ou dépassant le poids de changement, le DP 2 de l'autre bogie empêche le passage de l'air.

11.3.3.2. Montage de la valve de changement DP 2 dans un bogie.

La valve de changement DP 2 est placée (fig. 216) entre le châssis du bogie et les ressorts de suspension. Elle subit directement un poids égal au 1/8e du poids suspendu du bogie. Pour démonter la valve, il faut lever le châssis du bogie.

11.3.3.3. La boîte de changement LA 3.

Elle est identique à la boîte montée sur les wagons à deux essieux (voir point 11.3.2).

11.3.3.4. Description de la valve de changement DP 2 (fig. 217 et 218).

Le détecteur de pesée DP 2 comprend :

- un corps (1), partiellement en-dessous et partiellement dans le châssis du bogie. Le châssis du bogie repose sur la bride (1a) du corps;
- un piston de commande (4) dans l'alésage du corps (1). La surface inférieure du piston de commande s'appuie sur l'assiette du ressort de suspension (fig. 216).

En conséquence, sur le piston de commande (4) agit verticalement un effort égal à $1/8^e$ du poids suspendu du bogie.

Entre le piston de commande (4) et le corps (1) on trouve les éléments suivants :

- un coussin élastique (5) ayant les mêmes propriétés d'une nappe liquide. Sur chaque cm^2 du coussin élastique (5) agit un effort P_g égal au poids sur le ressort de suspension, divisé par la surface-"piston" du coussin élastique (5);
- un poussoir (9) dont la surface inférieure est sollicitée par un effort $P_g \times$ surface du poussoir (9) (transmis par le coussin élastique). La surface supérieure est retenue par un ressort (27) dont la tension peut être réglée en tournant la coupelle d'appui (26);
- le plateau (10) pris entre le ressort (27) et le poussoir (9). En plus, il porte le siège de soupape (12) par lequel la chambre (30) peut être mise à l'atmosphère;
- un raccord I relié soit au réservoir auxiliaire, soit au raccord II de l'autre DP 2;
- un raccord II relié soit à la boîte de changement LA 3, soit au raccord I de l'autre DP 2 (voir aussi la fig. 215);
- une soupape (15) pouvant relier le raccord I avec le raccord II.

11.3.3.5. Fonctionnement de la valve de changement DP 2.

NB. - Nous supposons le wagon chargé d'une manière symétrique. De ce fait, ce qui est valable pour un bogie est aussi valable pour l'autre, donc pour le wagon entier.

La tension du ressort (27) a été réglée de façon à créer un équilibre d'un côté entre cette tension et l'effort exercé par le coussin élastique pour le poids de chargement sur le poussoir (9) de l'autre côté.

Le poids de changement dont question dans le point 11.3.3 est le poids^{de} changement par bogie, c. à d. la moitié du poids de changement inscrit sur le longeron.

Lorsque le poids du bogie est inférieur au poids de changement, la tension du ressort (27) est plus grande que l'effort exercé par le coussin élastique sur le poussoir (9). De ce fait le plateau (10) est pressé contre la butée inférieure du corps (1) (fig. 217).

La soupape (14) est fermée et le siège de soupape (12) est éloigné de la soupape (14). La chambre (30) est mise en communication avec l'atmosphère. Le freinage est commandé en régime "vide".

Lorsque le poids du bogie est égal ou supérieur au poids de changement (fig. 218), l'effort exercé par le coussin élastique sur le poussoir (9) est plus grand que la tension du ressort (27). De ce fait le plateau (10) est pressé contre la butée supérieure du corps (1). Le siège de soupape (12) vient buter contre la soupape (14) (la chambre (30) est coupée de l'atmosphère) et ouvre la soupape (14). La chambre (30) et la conduite vers la boîte de changement sont alimentées par l'air comprimé venant du réservoir auxiliaire. Le freinage est commandé en régime "chargé".

11.3.3.6. Réglage du poids de changement de la valve de changement DP 2.

La tension du ressort (27) ^{Machines} est réglée sur un banc d'essais soit à l'usine, soit à l'A.C. Louvain. Le poids de changement a une valeur standard de 20 t (c. à d. 40 t pour un wagon à bogies).

11.3.3.7. La valve de changement SAB type VTA (fig. 219).

Ce détecteur de pesée est monté sur les wagons à bogies construits jusqu'en 1975.

La valve de changement VTA mesure la compression des ressorts de suspension du bogie. Cette compression est proportionnelle à la charge.

La valve VTA proprement dite est montée sur le châssis du bogie. La butée est montée sur la boîte d'essieu.

Au fur et à mesure que le wagon est chargé, la valve VTA s'approche de la butée D. La butée D (fig. 219) est réglée de telle manière que le poussoir (17) vient en contact juste avant que le poids de changement soit atteint.

La valve de changement VTA comprend, en dehors du poussoir (17) déjà mentionné :

- une boîte de soupape, identique à celle décrite dans 13.3.22, mais montée à l'envers;

- un ressort (20) transmettant le mouvement du poussoir (17) au cylindre (7);
- une pièce d'entraînement sous forme de trépied (136) transmettant le mouvement du cylindre (21) au poussoir de soupape (126);
- un piston hydraulique éliminant l'influence des chocs.

Lorsque le poids du wagon est inférieur au poids de changement, le poussoir (17) est éloigné de la butée D et le poussoir de soupape (126) n'est pas en contact avec la soupape (130) (fig. 219).

Lorsque le poids du wagon est égal ou supérieur au poids de changement, le poussoir (17) est en contact avec la butée D et le poussoir de soupape (126) ouvre la soupape (130) (fig. 220).

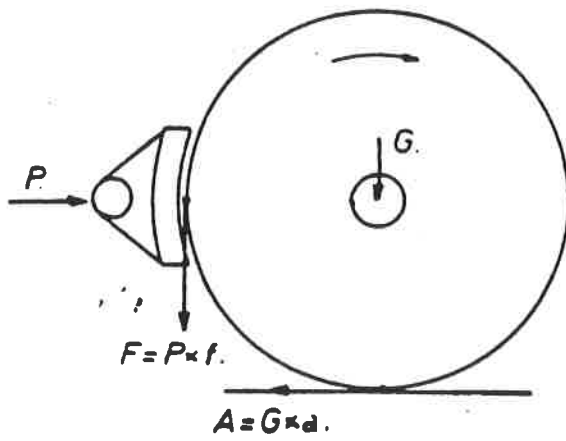


Fig.198.

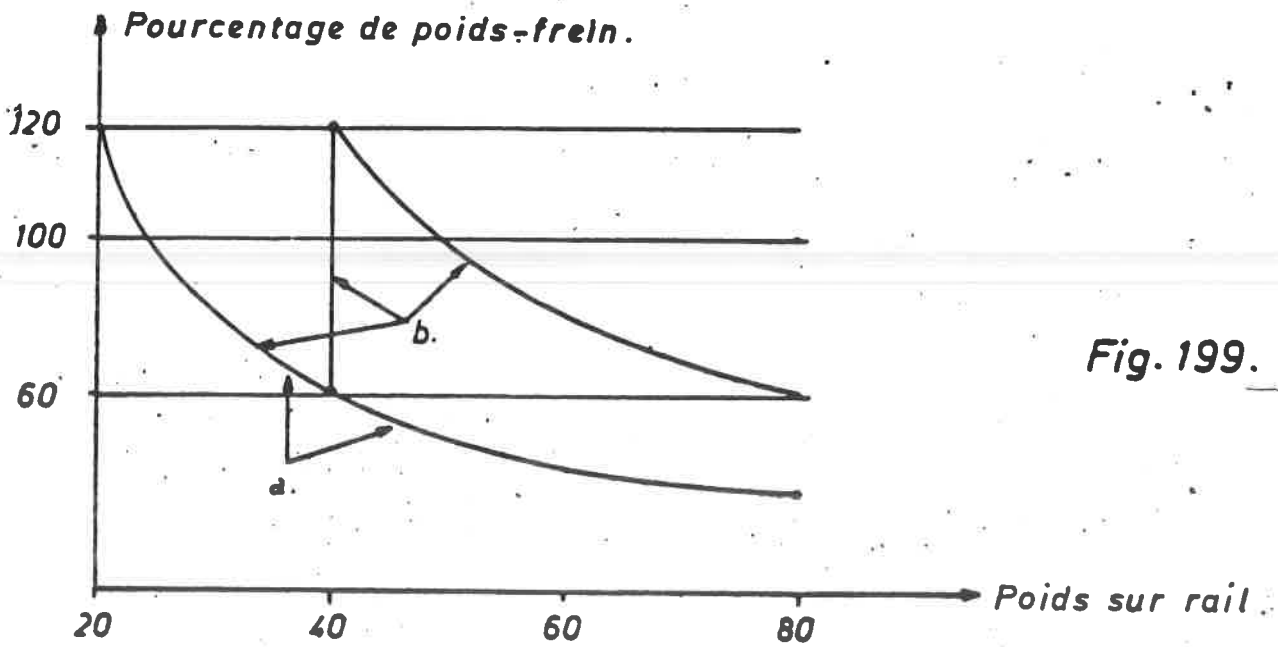


Fig.199.

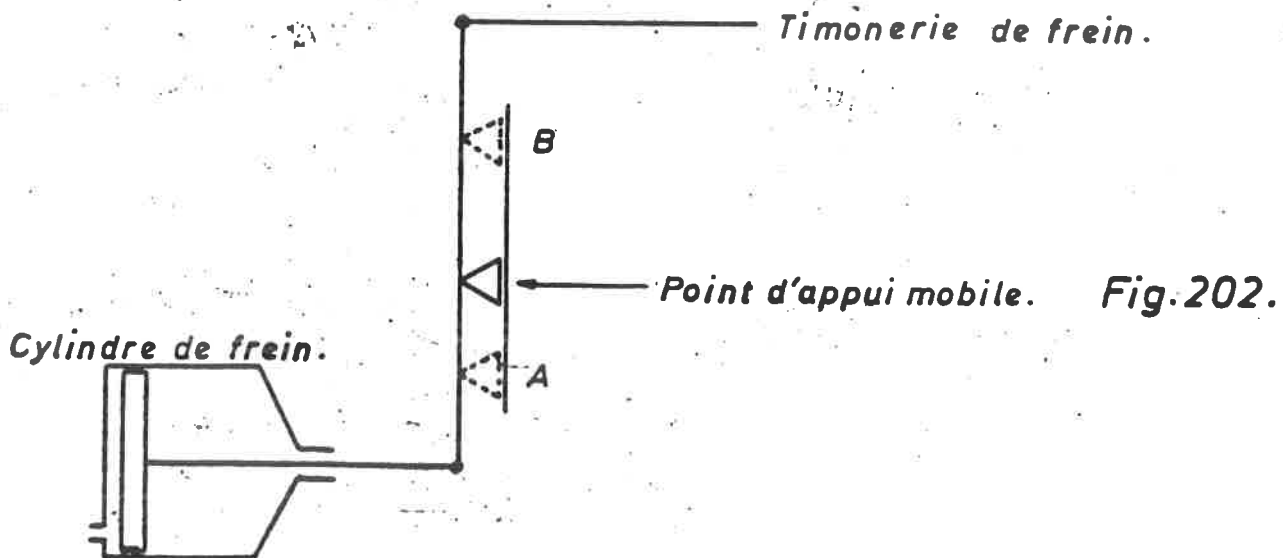


Fig.202.

"Vide-Chargé" à 2 cylindres de frein.

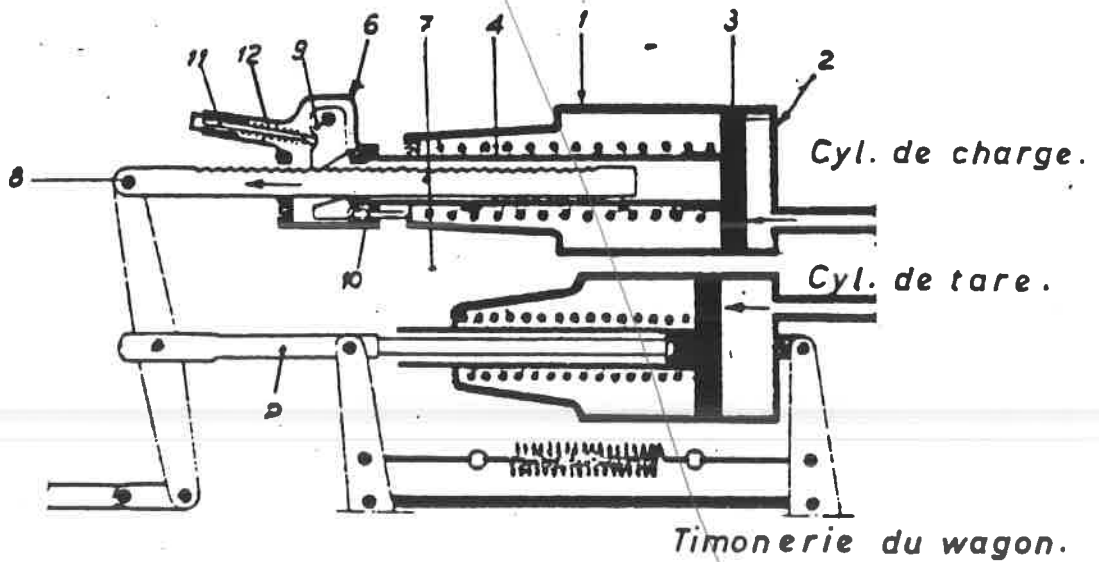


Fig :200

II. Freinage de la tare.

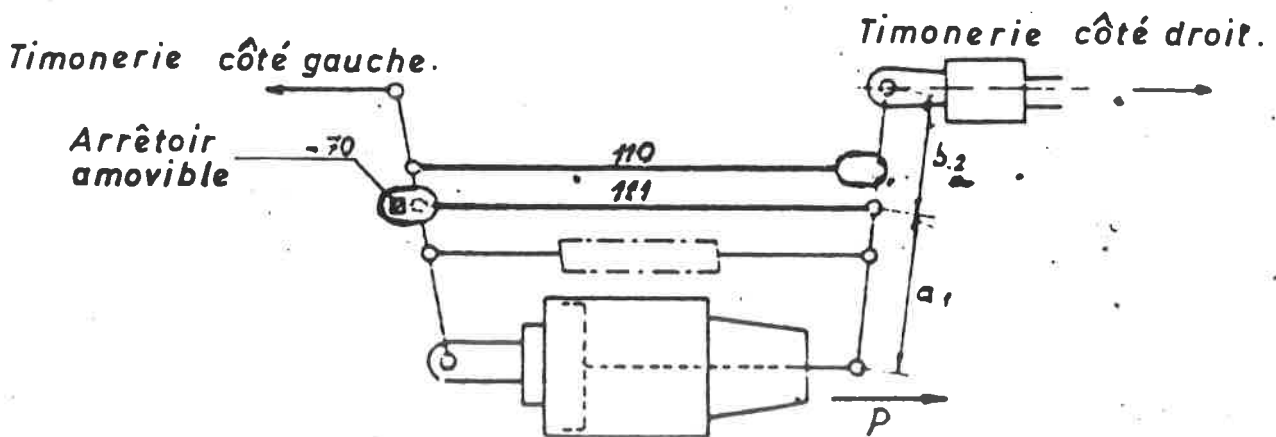
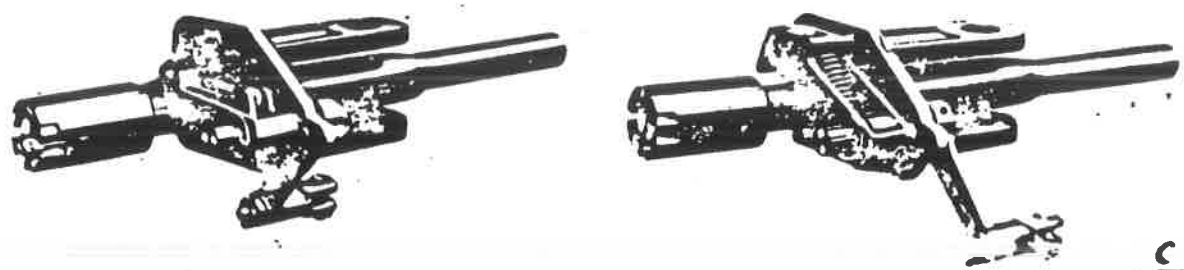
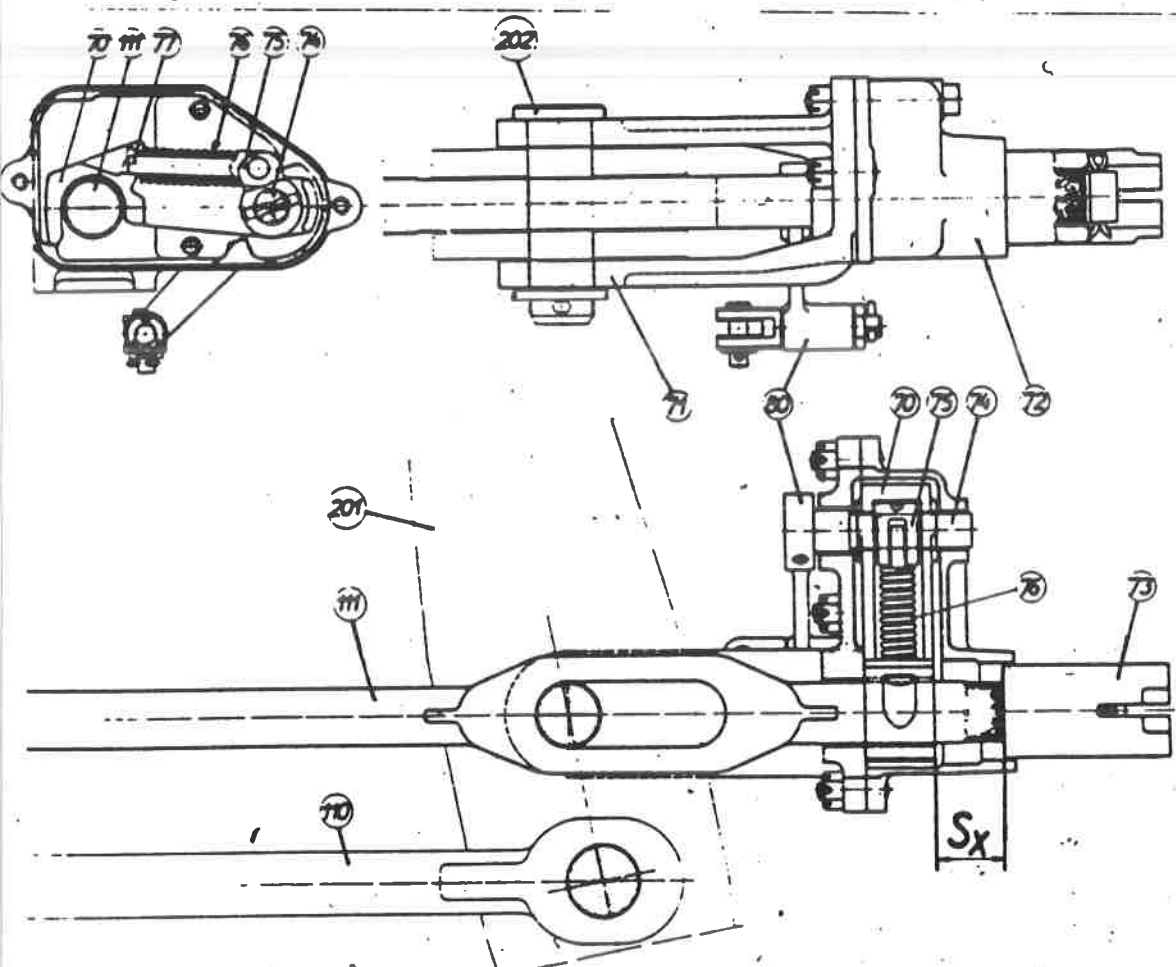
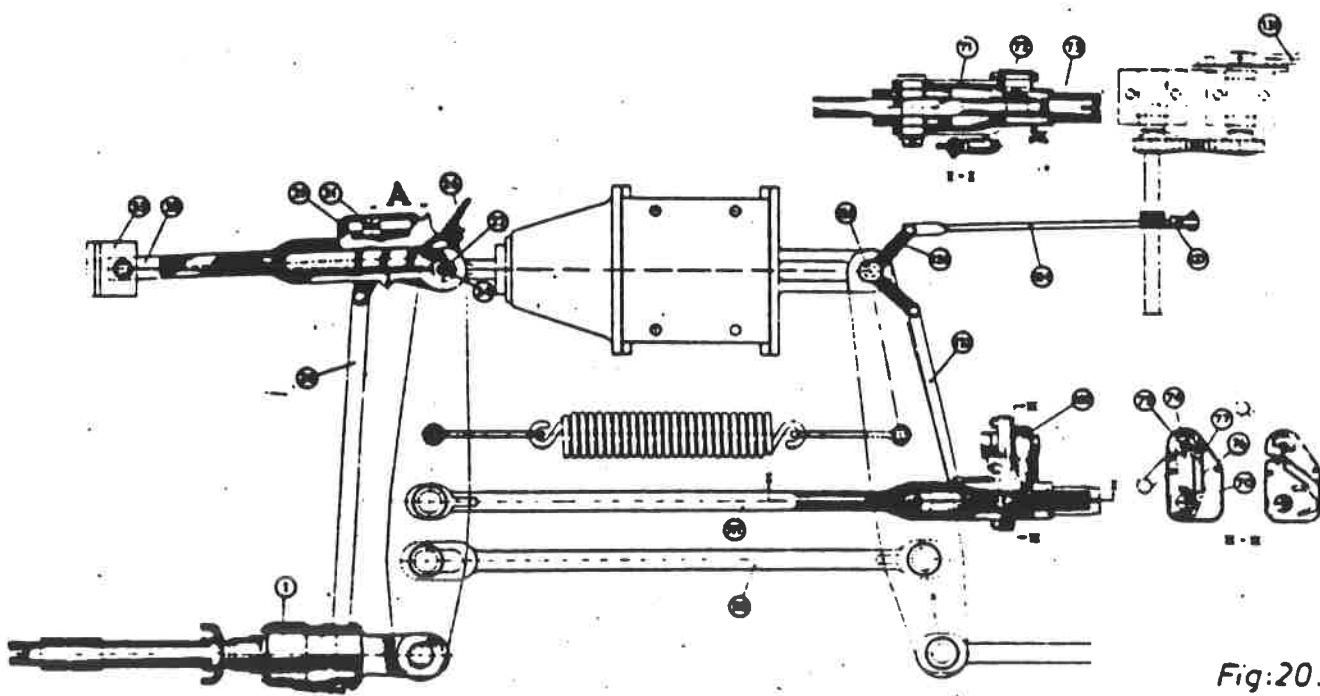


Fig:201.



Freinage de la tare + charge.

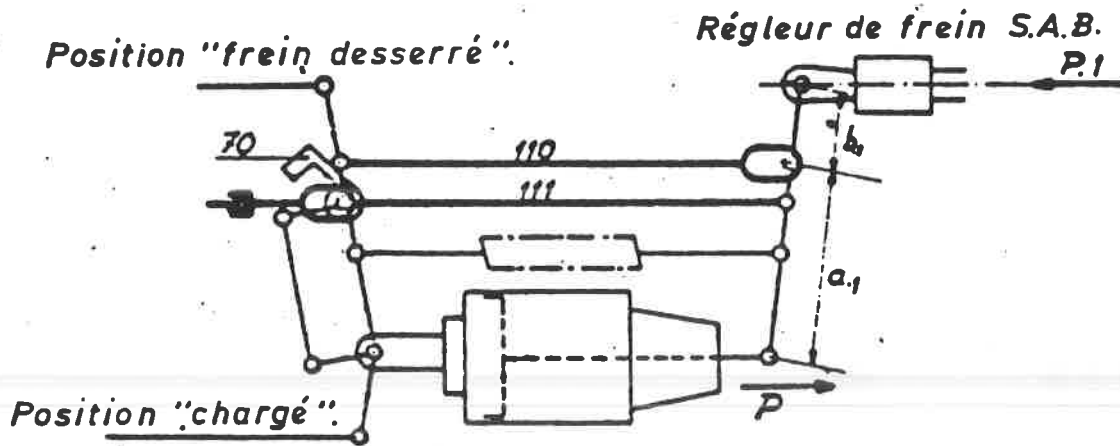


Fig:206.

Position "frein serré".

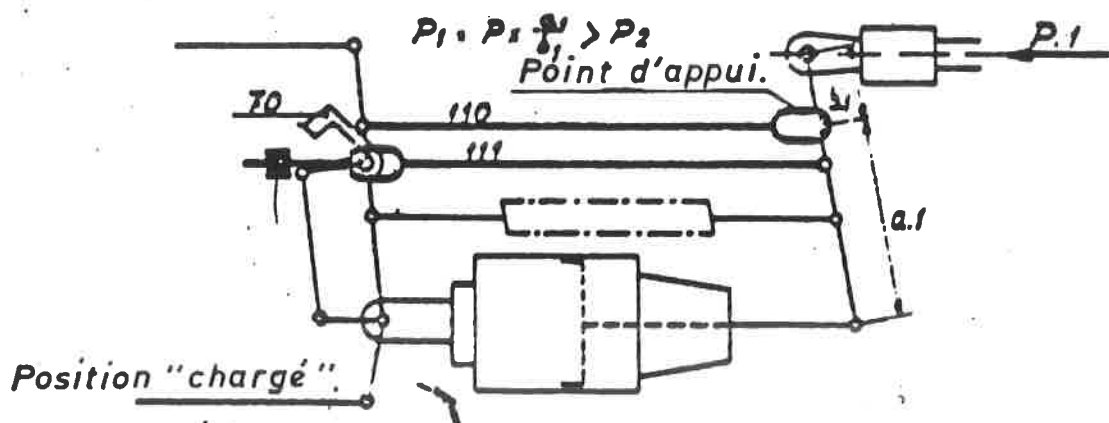


Fig:207.

II Freinage de la tare.

Position "desserrage du frein"

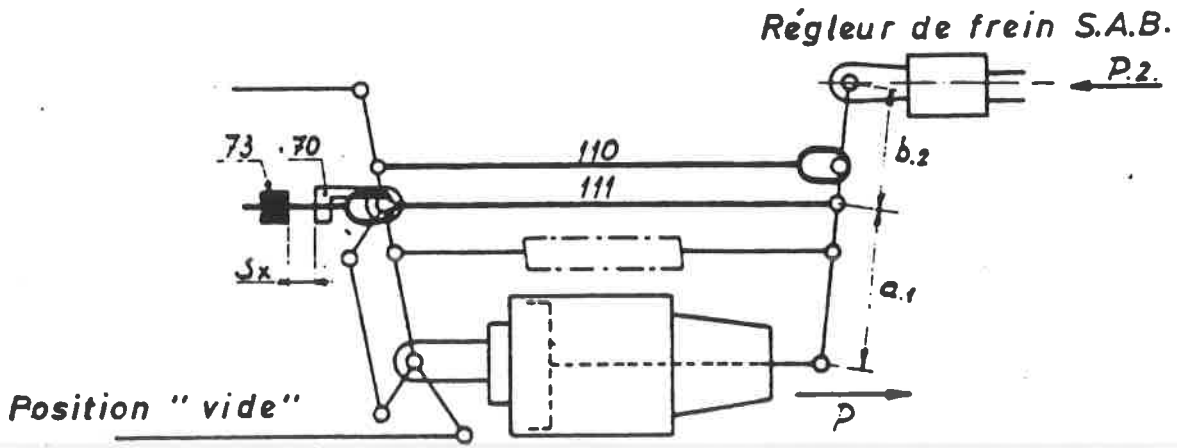


Fig:208.

Position "serrage du frein".

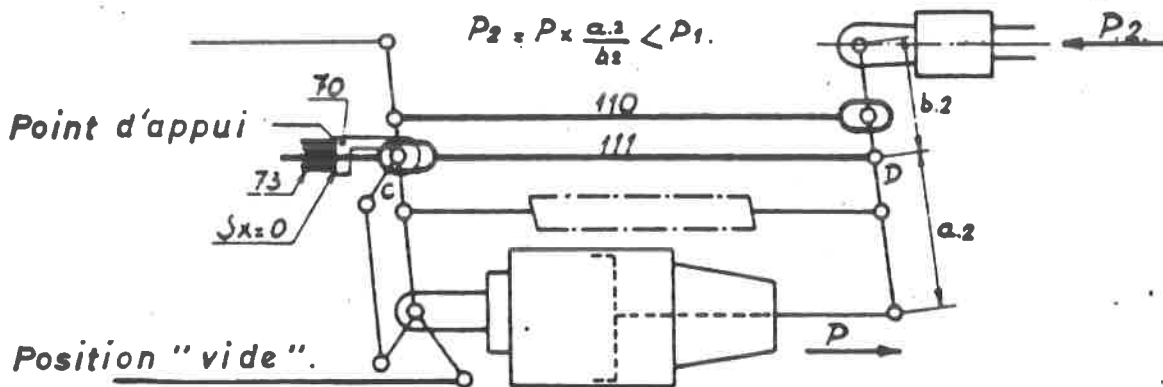
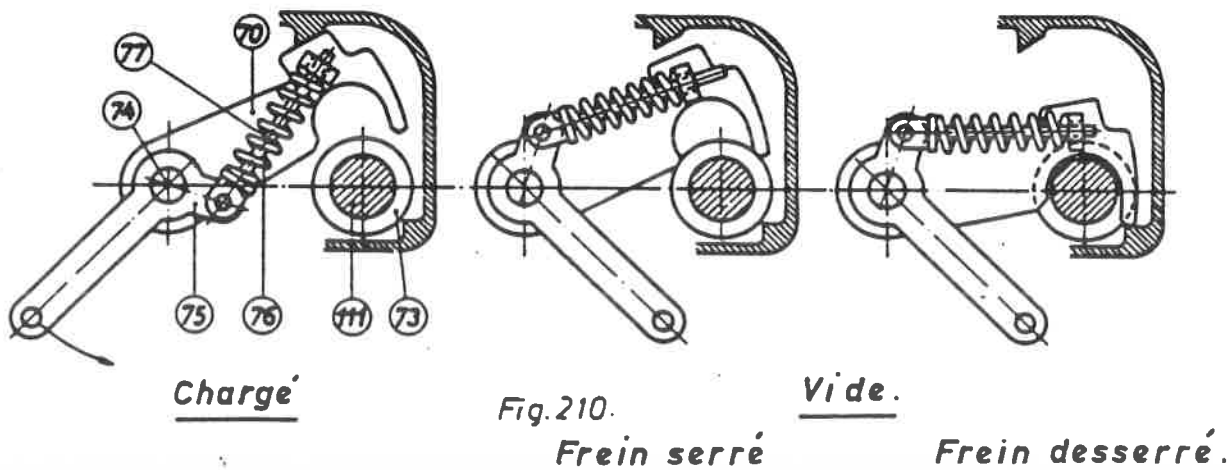
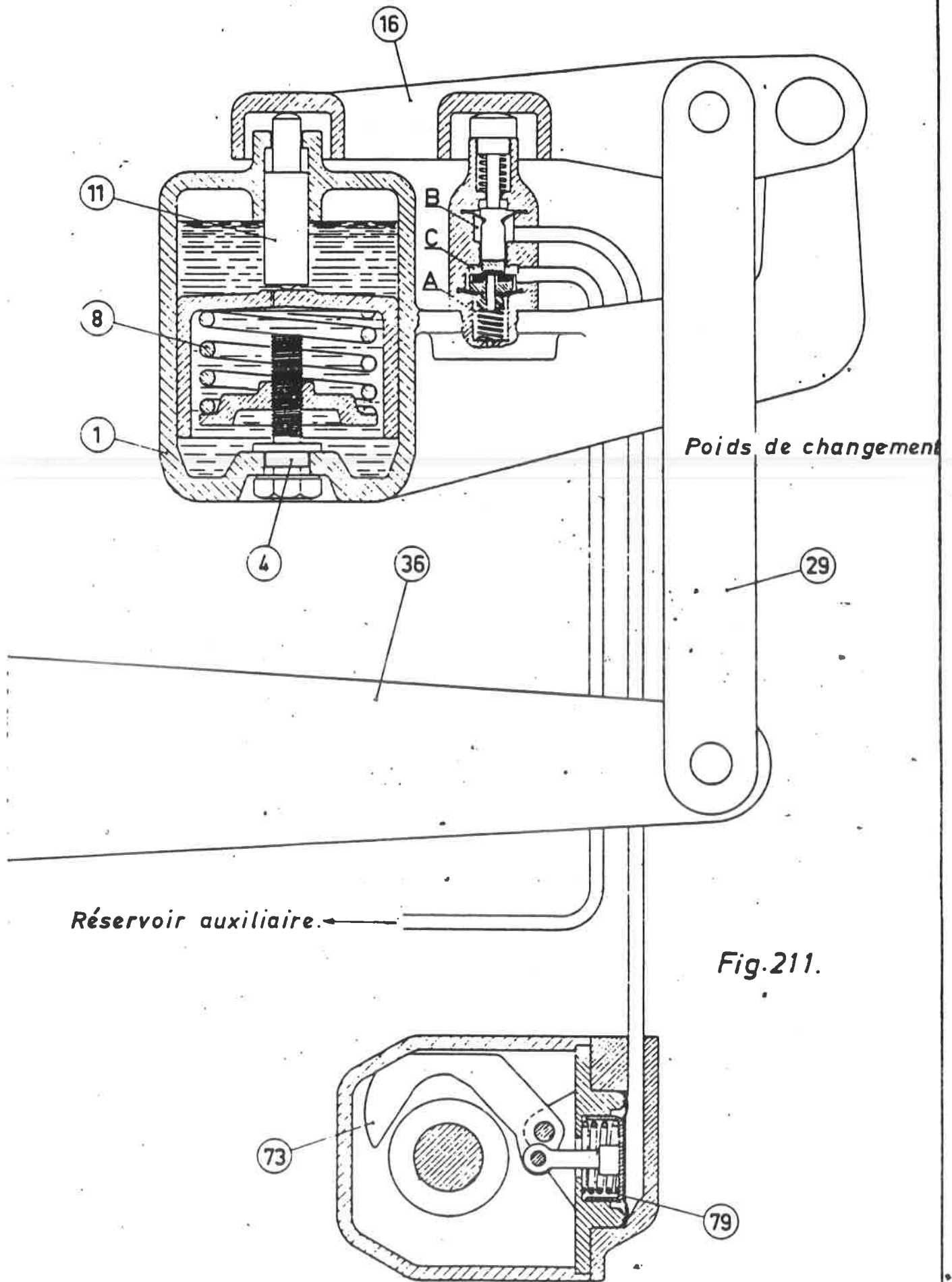


Fig :209.



Valve de changement et boîte "Vide - Chargé"



Poids de changement

Réservoir auxiliaire. ←

Fig.211.

Position "Chargé"

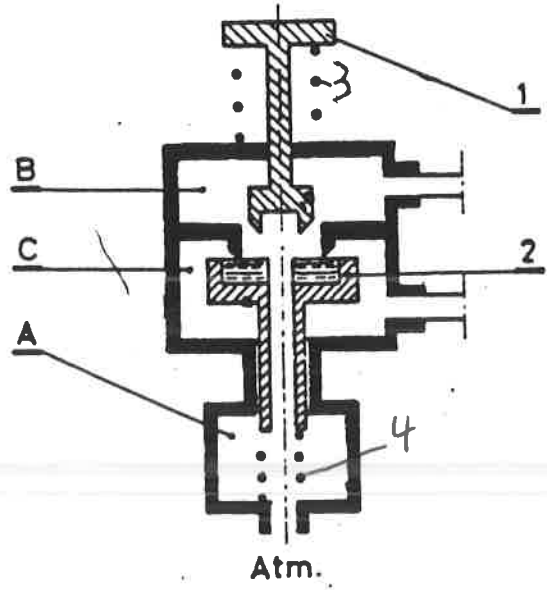


Fig.212.

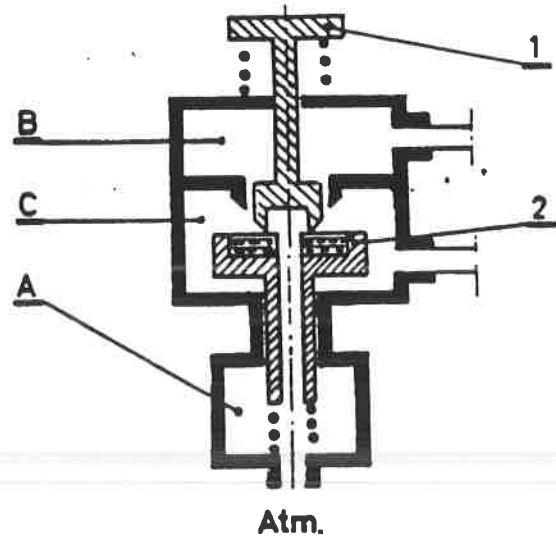


Fig.213.

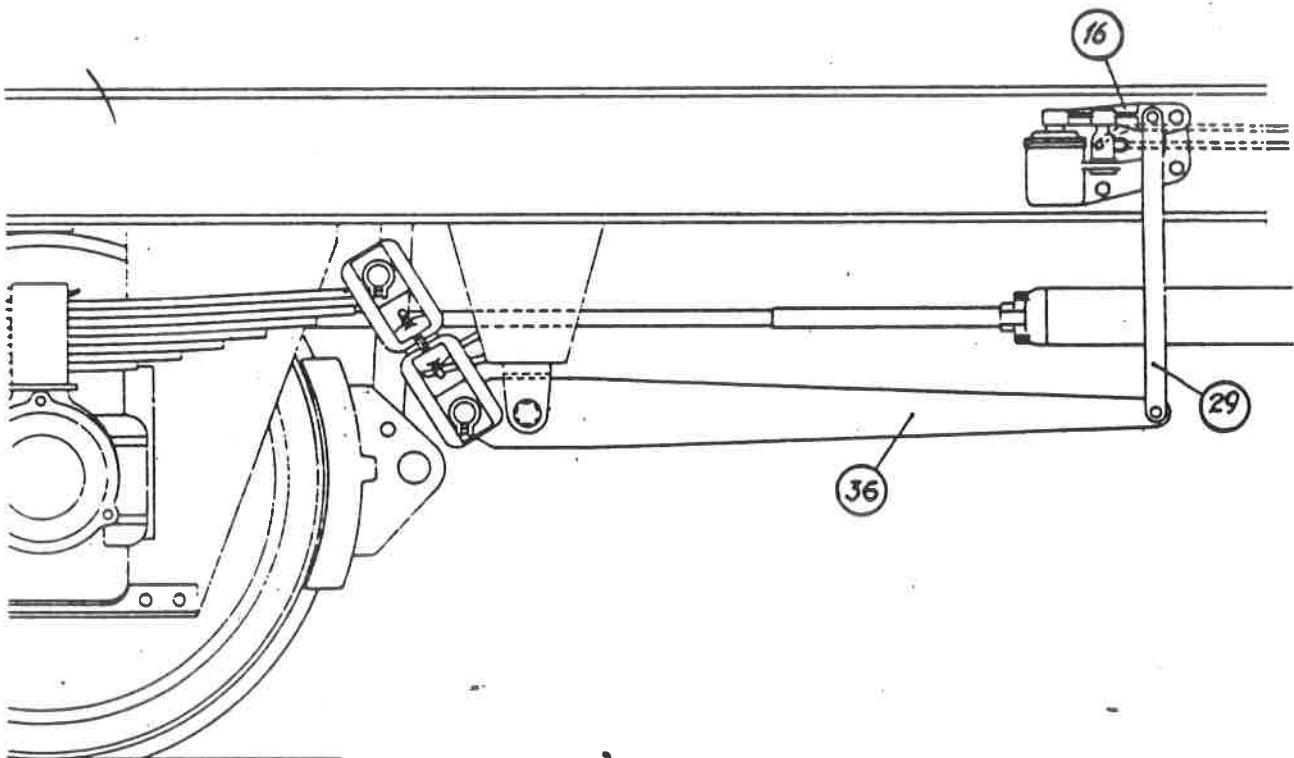


Fig.214.

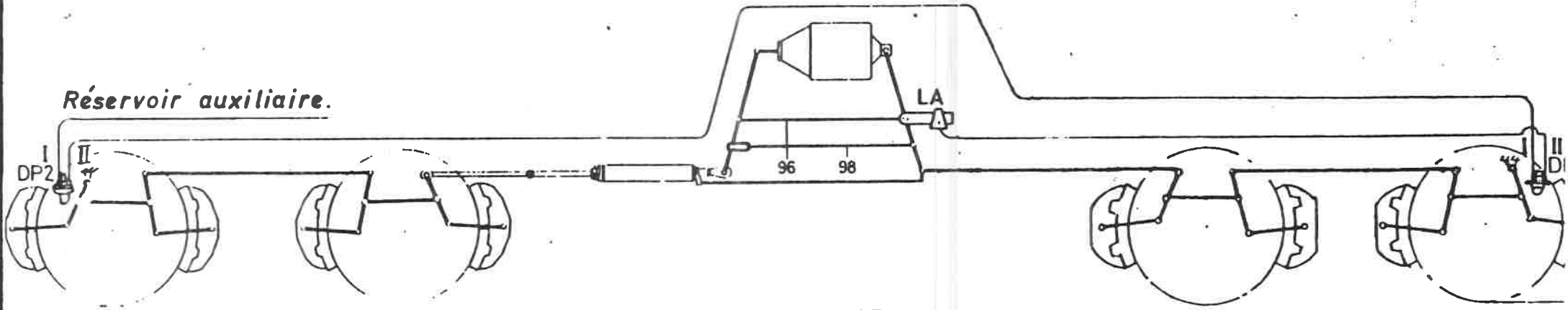
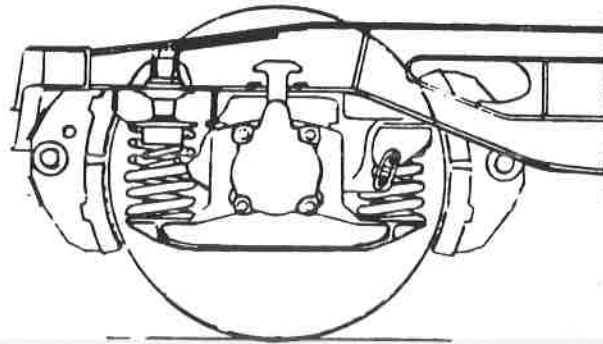


Fig.215.

C1220 B.
1^{re} leçon.

Annexe: 148.



Montage du détendeur de pesée S A B sur un bogie Y 25.
(démontable sans levage du châssis ou de la caisse.)

Fig. 216.

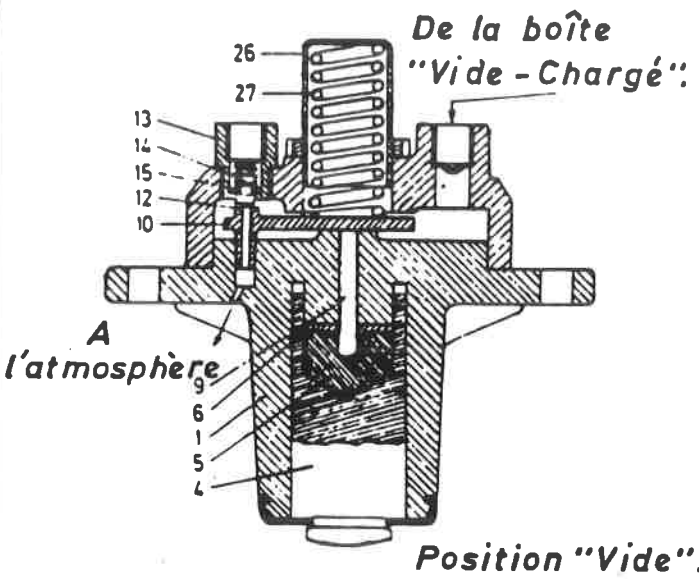


Fig. 217.

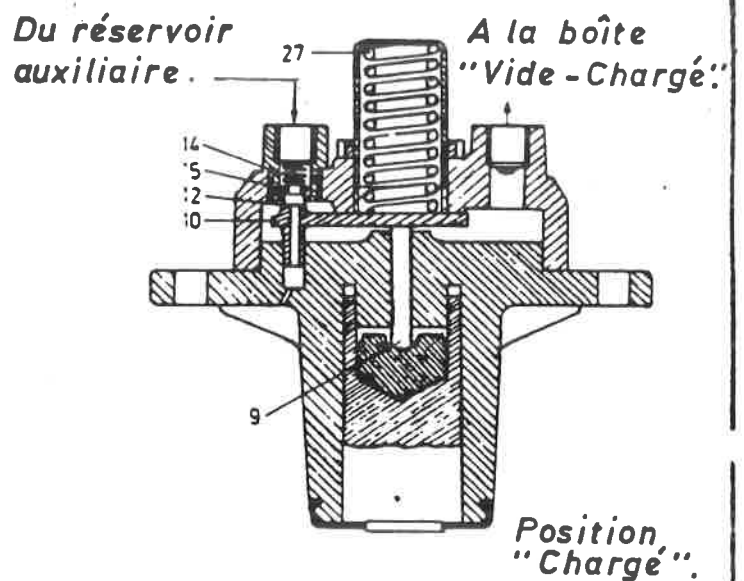


Fig 218.

VTA

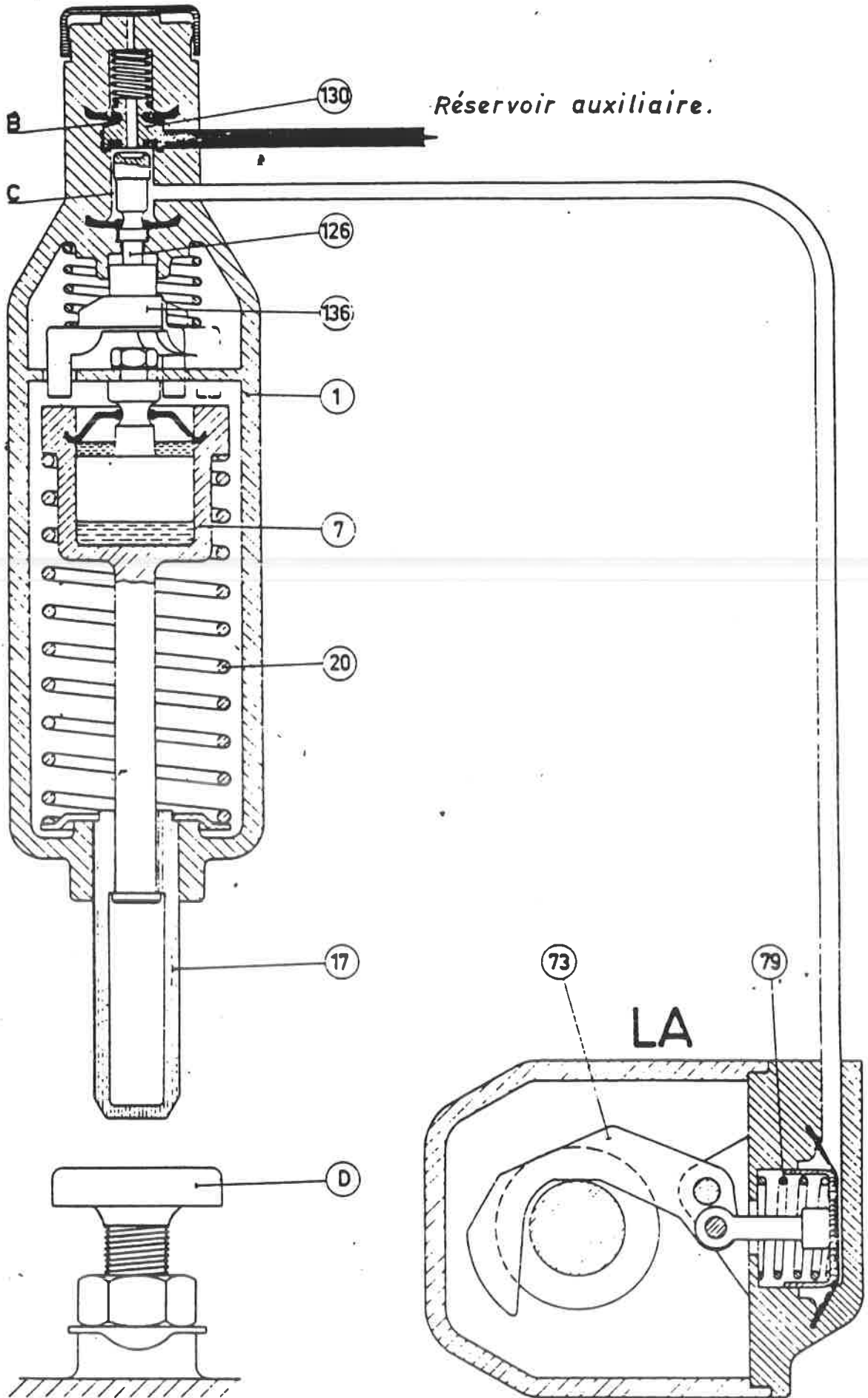


Fig. 219.

Position "Vide"

VTA

Annexe:151.

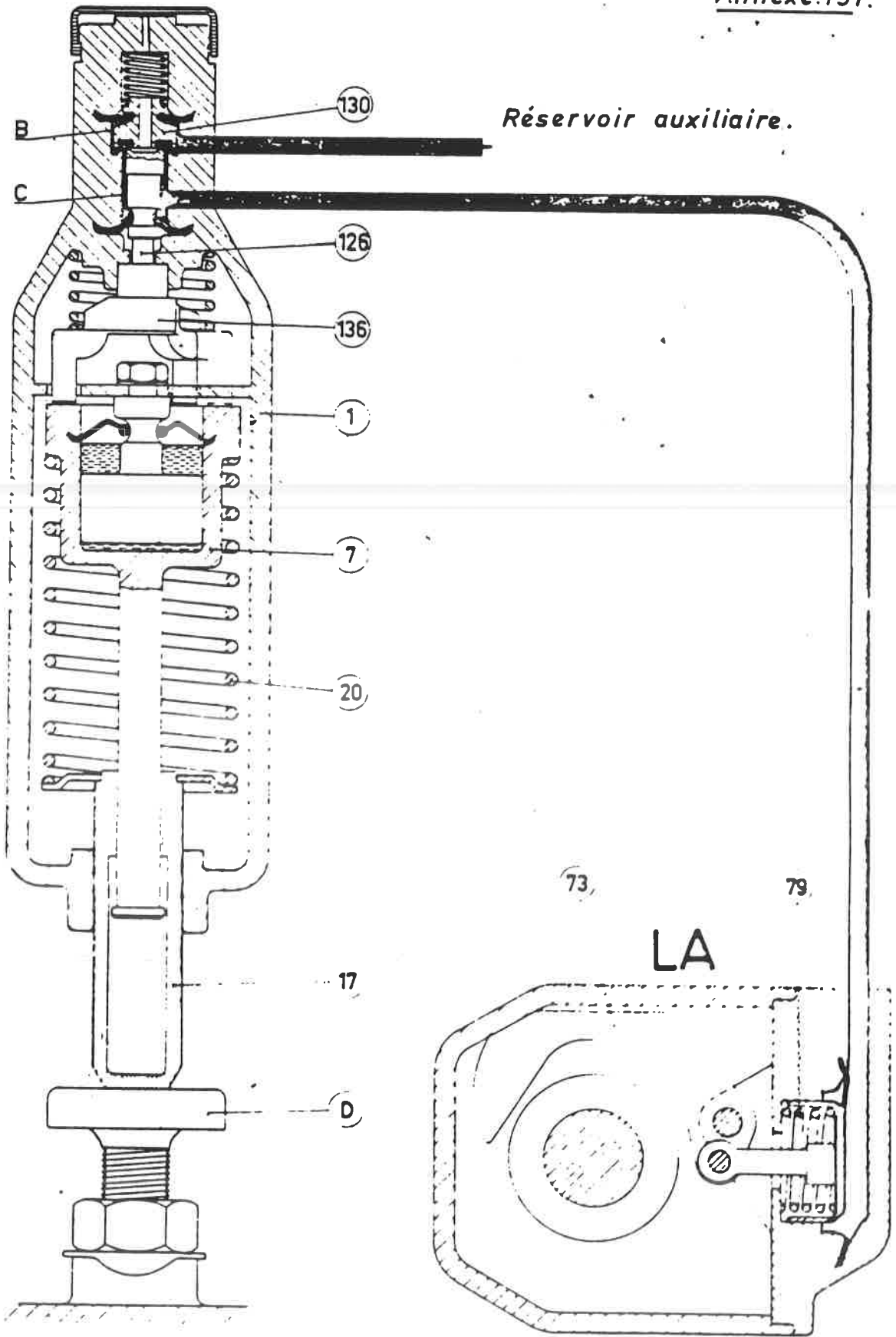


Fig 220.

Position "Chargé".

C1220B - 19^e leçon.

11.4. Les systèmes pour le freinage "auto-continu".

11.4.1. Le dispositif de pesée auto-continu mécanique SAB type AC 3 D (wagons à deux essieux).

11.4.1.1. Equipement de principe d'un wagon à deux essieux avec freinage auto-continu (fig. 221).

L'équipement comprend :

- a) un système de leviers (i, j, 1, 2, etc) pour le pesage du poids suspendu du wagon;
- b) un dispositif qui adapte la position du point d'appui mobile (150) au poids pesé (ressort 56), point d'appui (150), etc);
- c) une source d'énergie (le cylindre de frein RC) avec amplification de l'effort (balancier (163), point d'appui (150), etc).

La première partie "a" mentionnée ci-dessus comprend le dispositif de pesée proprement dit, tandis que les deux autres parties "b" et "c" forment la boîte "auto-continu" AC 3 D.

11.4.1.2. Le dispositif de pesée mécanique des wagons à deux essieux.

a) La suspension du wagon (fig. 221).

Au-dessus de chaque roue, le châssis du wagon est muni de deux supports de suspension (h). Dans le cas de wagons non freinés, les deux supports de suspension h sont reliés aux ressorts à lames par l'intermédiaire des anneaux de suspension (i).

Dans le cas du freinage automatique de la charge, deux supports h de ressorts de suspension doivent servir comme points de rotation d'une équerre de pesée (j), dont une extrémité est retenue par l'anneau de suspension (i) tandis que l'autre actionne le dispositif de pesée avec un effort proportionnel au poids suspendu au ressort de suspension en question.

Dans le cas d'un wagon dont le chargement est symétriquement réparti, chaque anneau de suspension (i) est soumis à un effort égal à un huitième du poids total suspendu.

b) Transformation du poids pesé en une compression du ressort de pesée incorporé dans l'amplificateur AC 3 D (fig. 221).

Les efforts exercés par les anneaux de suspension (i) sur les équerres (J) sont équilibrés par le ressort de pesée (56) grâce à un système de leviers.

Les leviers (1) et (2) ont le même rapport de réduction.

2.

Dans le cas d'un wagon dont le chargement est symétriquement réparti, les efforts exercés sur les deux équerres (J) sont égaux et le système de leviers est en équilibre sous l'effet des efforts opposés E1 et E2.

Le levier (3) exerce donc sur le ressort de pesée un effort égal à une fraction bien déterminée du poids suspendu d'un essieu.

Sous l'effet de cet effort, le ressort de pesée (56) sera comprimé d'une quantité proportionnelle au poids suspendu du wagon.

Dans le cas d'un wagon dont la charge est irrégulièrement répartie, les efforts exercés sur les deux équerres (J) ne sont pas égaux et le système de leviers n'est plus en équilibre.

Si, par exemple, l'essieu à droite sur la figure est le plus chargé, l'anneau de suspension (i2) est soumis à un plus grand effort que l'(i1) et tout le système de leviers se déplacera vers la droite. Ce mouvement est cependant limité par la butée (D). Le système de leviers a repris sa position d'équilibre et le levier (1) est soumis à un effort proportionnel au poids suspendu au-dessus de l'essieu à gauche sur la figure (l'essieu le moins chargé). La compression du ressort de pesée (56) est également proportionnelle à ce poids. Si le ressort de pesée (56) avait été comprimé sous l'effet d'une fraction du poids suspendu au-dessus de l'essieu le plus chargé, un freinage maximum aurait pu provoquer l'enrayage de l'essieu moins chargé.

Conclusion : le ressort de pesée (56) (incorporé dans l'amplificateur AC 3D) subit une compression proportionnelle au poids reposant sur l'essieu le moins chargé.

11.4.1.3. Description de la boîte "auto-continu" AC 3D.

La fig. 222 donne une vue extérieure de l'appareil.

Il comporte les organes principaux suivants :

- un cylindre de frein A avec piston, tige de piston et ressort de rappel;
- l'amplificateur E proprement dit;
- le dispositif F qui reçoit l'effort pesé par l'intermédiaire du dispositif de pesée et déterminera le nombre de fois que l'effort au piston sera amplifié;
- la bielle de poussée et le point fixe.

11.4.1.3.1. L'amplificateur proprement dit (fig. 223).

L'amplificateur proprement dit comporte les éléments suivants :

- la tige de piston (6), le piston (5) et le ressort de rappel (14). Le piston (5) est rappelé vers sa position de repos par le ressort (14). Le ressort (14) joue le rôle de ressort de rappel aussi bien pour toute la timonerie que pour le piston (5);
- la bielle de poussée (4) à laquelle la timonerie est reliée. Du côté opposé de la bielle de poussée, le point fixe (174) est fixé sur le corps;
- le balancier (2) dont le point d'articulation supérieur est relié à la bielle de poussée (4) tandis que le point d'articulation inférieur est relié, à la fois à la tige de piston (6) et au bras (11). Ce bras (11) peut pivoter sur le tourillon (7) qui constitue un point fixe dans le corps. Le bras (11) dirige ainsi le mouvement du balancier (2) en ce sens que le point d'articulation inférieur de ce dernier ne peut se déplacer que suivant un arc de cercle ayant le tourillon (7) comme centre;
- un galet (12) solidaire du balancier (2);
- un crochet-guide (13) pouvant pivoter autour du point fixe (8). La rotation du crochet-guide (13) dans le sens contraire des aiguilles d'une montre est limitée par la tige (15) dont la butée (16) vient s'appuyer contre le corps. Une rotation du crochet-guide (13) dans le sens des aiguilles d'une montre est rendue possible par le ressort (17), lequel étant monté avec une certaine tension, peut être comprimé davantage. Une entaille est prévue dans le crochet-guide (13) pour guider le galet (12) lorsque celui-ci se déplace le long de la rampe (H) du crochet-guide (13);
- un bras de commande (18) pouvant pivoter sur le tourillon (19) qui forme un point fixe dans le corps. Ce bras tend à pivoter dans le sens des aiguilles d'une montre sous l'influence du ressort de traction (20). Il possède deux rampes (B) et (L). Dans certaines circonstances, la rampe (B) est en contact avec le galet (12). Ceci est également le cas pour la rampe (L) vis-à-vis du levier (60K) du dispositif de réglage de l'amplification.

11.4.1.3.2. Le dispositif de réglage de l'amplification.

Ce dispositif fonctionne dans un plan déterminé par la coupe XX' de la fig. 223 (représentant une boîte AC 3 D pour un système pneumatique de pesée).

Pour le système mécanique de pesée, il comprend (voir fig. 228) :

- une bielle de traction (54) reliée par le pivot (87) à la barre (3) de la fig. 221. Une fraction déterminée du poids suspendu du wagon est appliquée comme effort à la bielle de traction (54). Cette bielle de traction (54) possède un appui de ressort (53);
- un ressort calibré (56);

4.

- un levier (60) relié par le pivot (63) à la barre de traction (54) et par la fourche (115) à l'amortisseur (71). L'extrémité supérieure (K) fait fonction de butée pour le bras de commande (18) de l'amplificateur de l'effort.

11.4.1.4. Fonctionnement de la boîte auto-continu AC 3 D.

11.4.1.4.1. Le dispositif de réglage de l'amplification.

Comme indiqué plus haut, une fraction déterminée de l'effort dans les ressorts de suspension est appliquée à la barre de traction 54 (fig. 228). Par des chocs provoqués pendant la marche, l'effort sur la barre de traction (54) subit des variations. Grâce à l'amortisseur (71) la compression du ressort (56) reste constante, déterminée par le poids suspendu du wagon, sans subir des variations tant que la charge du wagon n'est pas modifiée.

La butée (K) du levier (60) prend une place dépendant du chargement du wagon, c-à-d à l'extrême droite (pour un wagon chargé) et à l'extrême gauche (pour un wagon vide).

11.4.1.4.2. Fonctionnement de l'amplificateur d'effort pendant la première phase de serrage

(rapprochement des blocs de frein vers les roues) - voir fig. 224 et 230.

N.B. Les fig. 223 à 226 et 229 à 232 représentent une boîte AC 3 D pour le pesage pneumatique. Cette particularité est sans importance pour cet exposé.

Il suffit de remarquer que la butée (K) prend une position suivant le poids suspendu comme il a été expliqué ci-dessus.

Au début du freinage la pression qui règne dans le cylindre de frein est faible et le piston (5) est soumis à un petit effort. Aussi longtemps que les blocs de frein ne sont pas en contact avec les roues, la résistance de la timonerie est minime et le petit effort sur le piston (5) suffit pour vaincre cette résistance. Pour rapprocher les blocs des bandages, il faut cependant que le balancier (2) tourne. Autour de quel point ?

Puisqu'au début du mouvement du balancier (2) (fig. 223) l'axe du galet (12) est situé au-dessus de celui du point fixe (8), le crochet-guide (13) maintient sa position initiale. Le galet (12) est donc retenu par la rampe (H) du crochet-guide (13) et le balancier (2) tourne autour du galet (12).

Quel que soit le poids du wagon, le déplacement des blocs de frein vers les roues se fait donc toujours par rotation du balancier (2) autour du galet (12) c-à-d avec rapport d'amplification fixe de la timonerie. La course d'application du piston 5 est donc, elle aussi, indépendante du poids du wagon.

Déplacement du point d'appui mobile 3.

Puisque le bras (11) intervient pour diriger le mouvement du balancier (2), le mouvement de rotation de celui-ci autour du galet (12) entraîne simultanément le déplacement de ce dernier sur la rampe (H) du crochet-guide (13). Ce mouvement descendant du galet (12) libère la rampe (B) du bras de commande (18), qui, par la suite, commence à tourner progressivement et dans le sens des aiguilles d'une montre autour du tourillon (19) sous l'influence du ressort (20).

Au cours de ce mouvement, le point d'appui mobile (3) est entraîné vers le haut. Ce mouvement est arrêté au moment où la rampe (L) du bras de commande (18) vient en contact avec l'épaule du levier (60), dont la position était fonction du poids du wagon. De cette façon, la position occupée par le point d'appui mobile (3) est également déterminée par le poids du wagon.

11.4.1.4.3. Fin de la course de rapprochement.

Le mouvement de rotation du balancier (2) et le déplacement du galet (12) sur la rampe H expliqués sous le point précédent, ont fait descendre le galet (12) en-dessous de l'axe du point fixe (8) (voir fig. 224 et 230). A partir de ce moment le ressort (17) est soumis à un effort de compression provoqué par la poussée du galet (12) sur le crochet-guide (13).

Le ressort (17) est maintenant comprimé et le balancier (2) vient buter contre l'appui mobile (3). Dès maintenant le balancier (2) transforme l'effort du piston dans le rapport déterminé par le poids du wagon (fig. 225 et 231).

11.4.1.4.4. Freinage réel.

Dès que les blocs de frein viennent en contact avec les roues (fig. 226 - 232), la pression au cylindre de frein commence à monter et l'effort exercé par le piston (5) sur le balancier (2) augmente. Le galet (12) impose un mouvement de rotation au crochet-guide (13) qui comprime, à cet effet, le ressort (17). A la suite de son déplacement le balancier (2) vient en contact avec le point d'appui mobile (3) (fig. 225), lequel occupait déjà la position adéquate. A partir de ce moment, le balancier (2) bascule sur le point d'appui mobile (3), c-à-d avec le rapport d'amplification qui convient (fig. 226).

11.4.1.4.5. Fonctionnement de l'AC 3 D lors du desserrage des freins.

Lors du desserrage des freins, le balancier (2) est ramené à sa position originale par le ressort de rappel (14) du cylindre de frein.

6.

Le galet (12) se déplace de ce fait en sens opposé sur la rampe (H). A la fin de ce mouvement le galet (12) vient buter contre la rampe (B) du bras de commande (18) et repousse celui-ci, de sorte que le point d'appui mobile (3) est ramené à son point de départ.

11.4.1.5. Course du piston (5) du cylindre de frein en fonction du poids du wagon.

11.4.1.5.1. Parties distinctes de la course du piston.

Nous prenons comme exemples un wagon vide (voir fig. 224, 225 et 226) et un wagon chargé au maximum (voir fig. 230, 231 et 232).

La rampe (K) du levier (60) prend ici la position extrême vers la gauche (cas d'un wagon vide) ou la position extrême vers la droite (cas d'un wagon chargé au maximum).

a) La course d'approche "Ca" (fig. 224 et 230).

C'est la course parcourue par le piston au moment où les blocs viennent en contact avec les roues. Les blocs s'approchent des roues, comme expliqué sous le point 11.4.1.4.2, par la rotation du balancier (2) autour du galet (12). Au moment où les blocs viennent en contact avec les roues, les différents éléments se trouvent dans une position représentée par les fig. 224 ou 230. Le piston a parcouru jusqu'alors une course "Ca".

Cette course d'approche "Ca" est la même pour un wagon vide que pour un wagon chargé au maximum puisque le centre de rotation du balancier (2) est le galet (12) et pas encore le point d'appui mobile (3) malgré que celui-ci a déjà pris sa position en fonction de la charge.

b) Course morte "Cm" (fig. 225 et 231).

C'est le chemin parcouru par le piston à partir du moment où les blocs viennent en contact avec les roues jusqu'au moment où l'effort y exercé commence à augmenter.

Au moment où les blocs viennent en contact avec les roues, le piston (5) a parcouru une course "Ca" mais le balancier (2) se trouve encore à une distance "Sx" du point d'appui mobile (3) (fig. 224 et 230).

Sans augmentation apparente de pression sur le piston, ce dernier continue son déplacement jusqu'au moment où le balancier (2) vient en contact avec le point d'appui mobile (3).

Pendant ce déplacement, le piston a parcouru un chemin supplémentaire, la course morte "Cm" (comparez d'une part les fig. 224 et 225 et d'autre part les fig. 230 et 231).

c) La course élastique "Ce" (fig. 226 et 232).

La course élastique du piston est la course "Ce" que le piston continue à parcourir après que le balancier 2 est venu en contact avec le point d'appui mobile 3.

Dès que ce contact est établi, l'effort dans la timonerie commence à augmenter, du fait de l'alimentation continue du cylindre de frein en air comprimé. A cause de cet effort, la timonerie subit une déformation élastique et le piston 5 effectue (pour la pression de frein maximum) un déplacement supplémentaire "Ce".

11.4.1.5.2. Déplacement total du piston.

Ainsi qu'il apparaît dans l'exposé ci-dessus (point c), la course totale du piston est la somme de la course d'approche, la course morte et la course élastique (voir fig. 226 et 232).

$$C_t = C_a + C_m + C_e$$

11.4.1.5.3. Variation de la course du piston en fonction du poids du wagon (fig. 233).

Sous le point (a) il a été expliqué que la course d'approche "Ca" est indépendante du poids du wagon.

La course élastique "Ce" est logiquement proportionnelle aux efforts dans la timonerie, donc au poids du wagon.

Si la course morte était constante, la course totale augmenterait fortement en fonction du poids du wagon.

Le constructeur a toutefois fait diminuer la course morte "Cm" avec le poids du wagon et ce dans la mesure où la course élastique "Ce" augmente.

La diminution de la course morte avec le poids du wagon est rendue possible par le creux "Sx" (voir fig. 224 et 230) du balancier (2) qui diminue avec le poids du wagon.

La course totale devient alors à peu près indépendante du poids du wagon.

Schéma de principe du dispositif Autocontinu S A B - AC3 sur un wagon à 2 essieux.
(pesée mécanique).

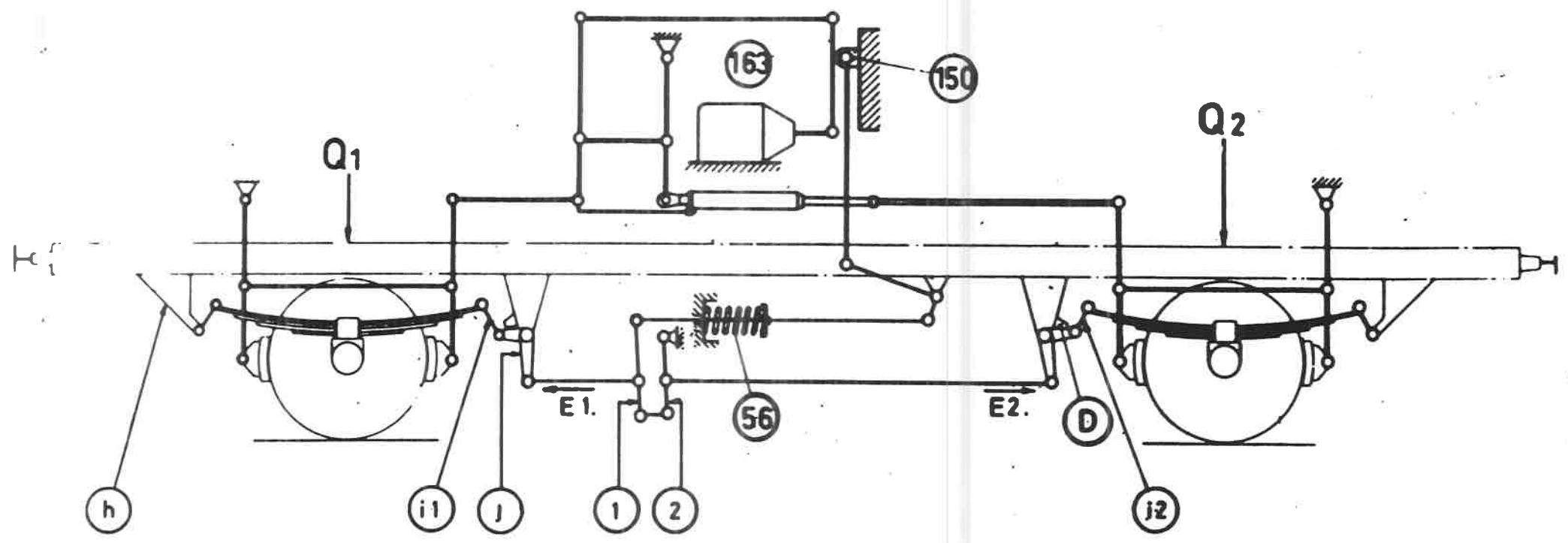


Fig.221.

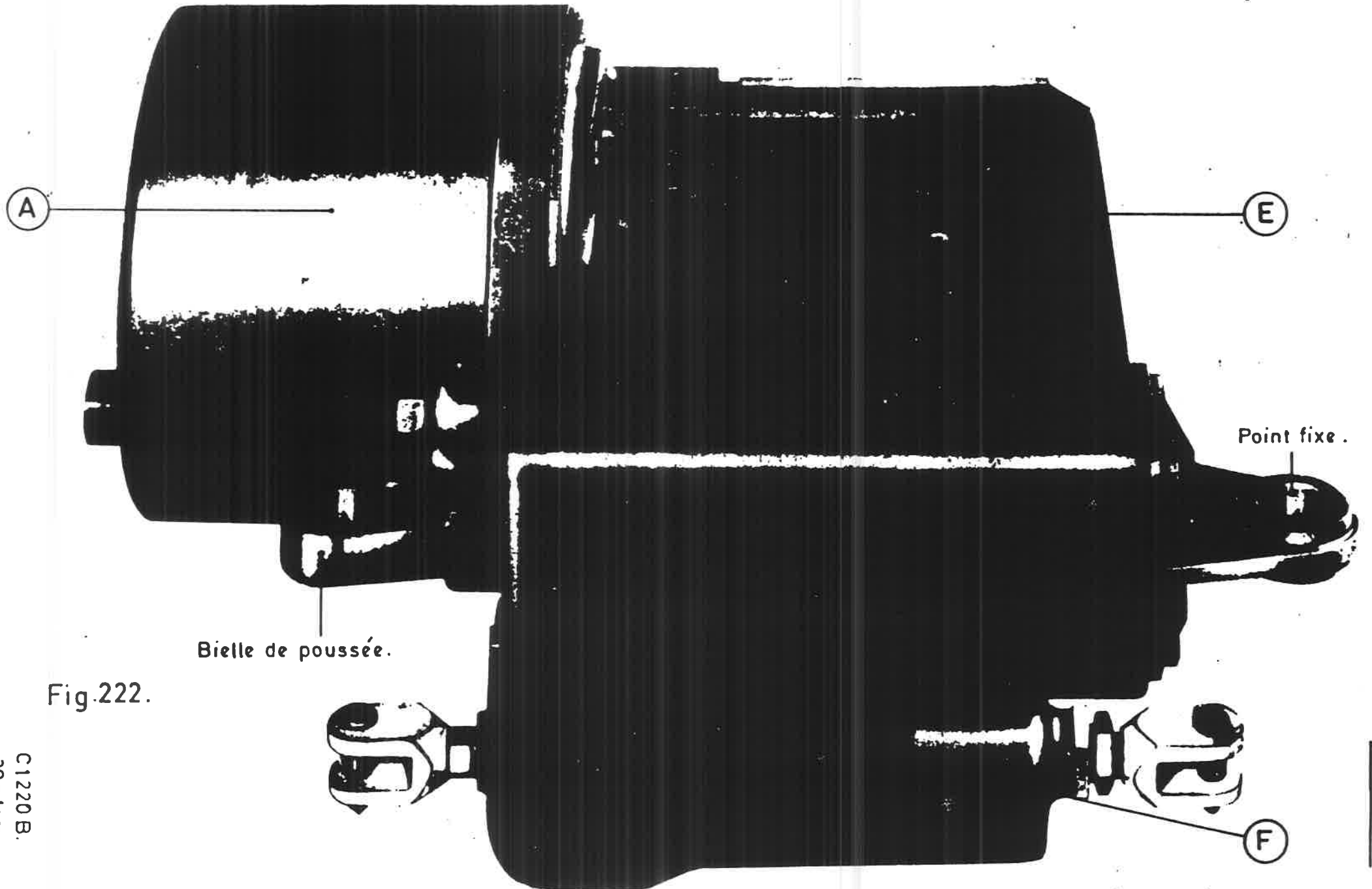


Fig.222.

Bielle de poussée.

Point fixe.

Autocontinù S.A.B. type A.C. 3.

Wagon vide.

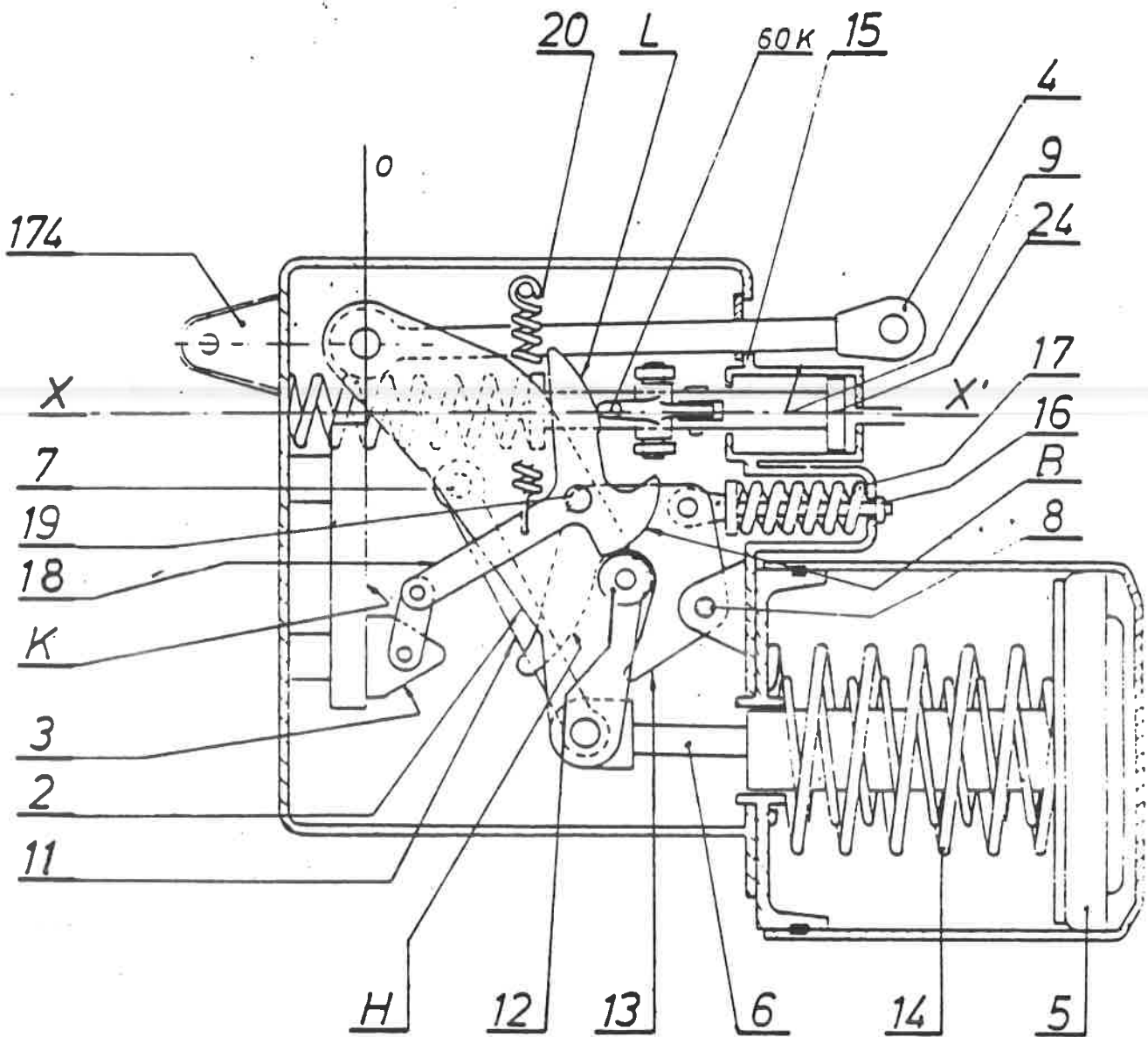


Fig. 223.

Freins desserrés.

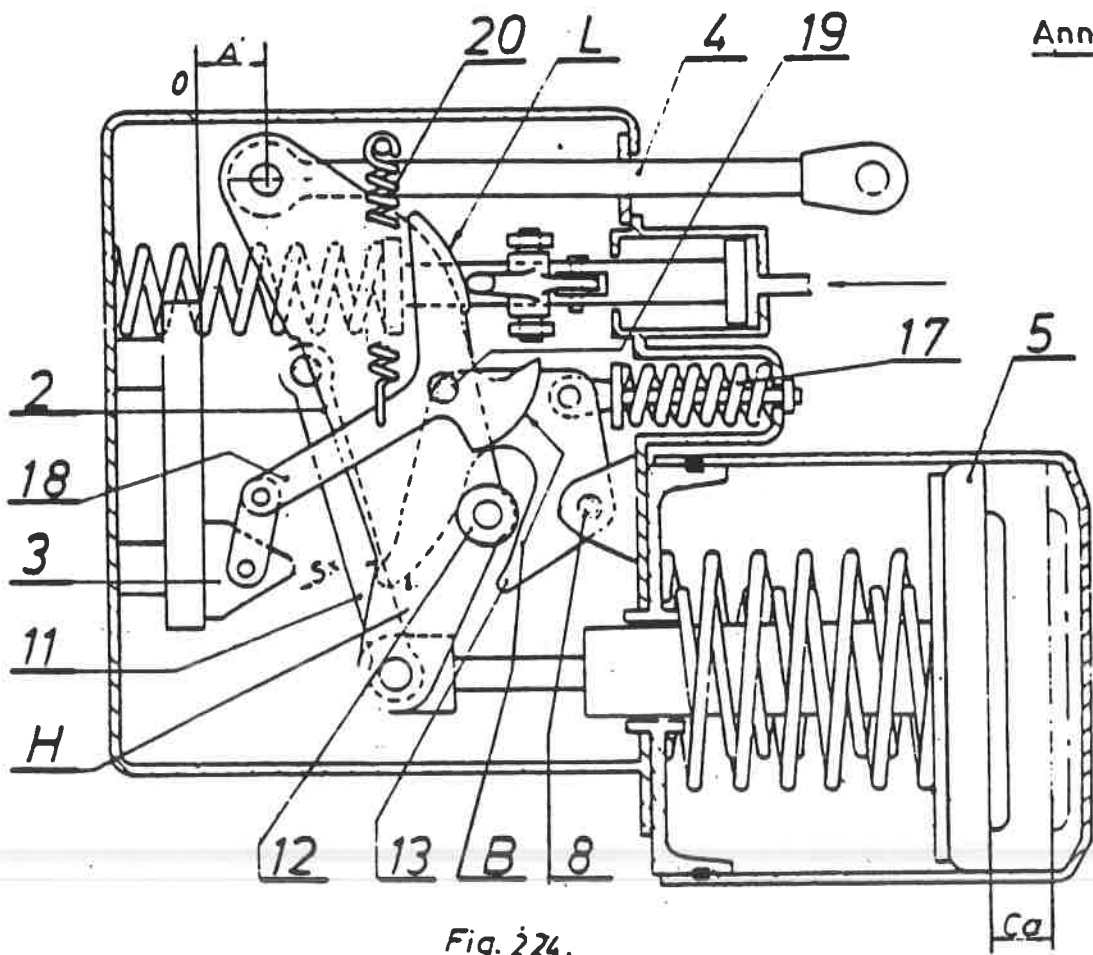


Fig. 224.

Course d'approche.

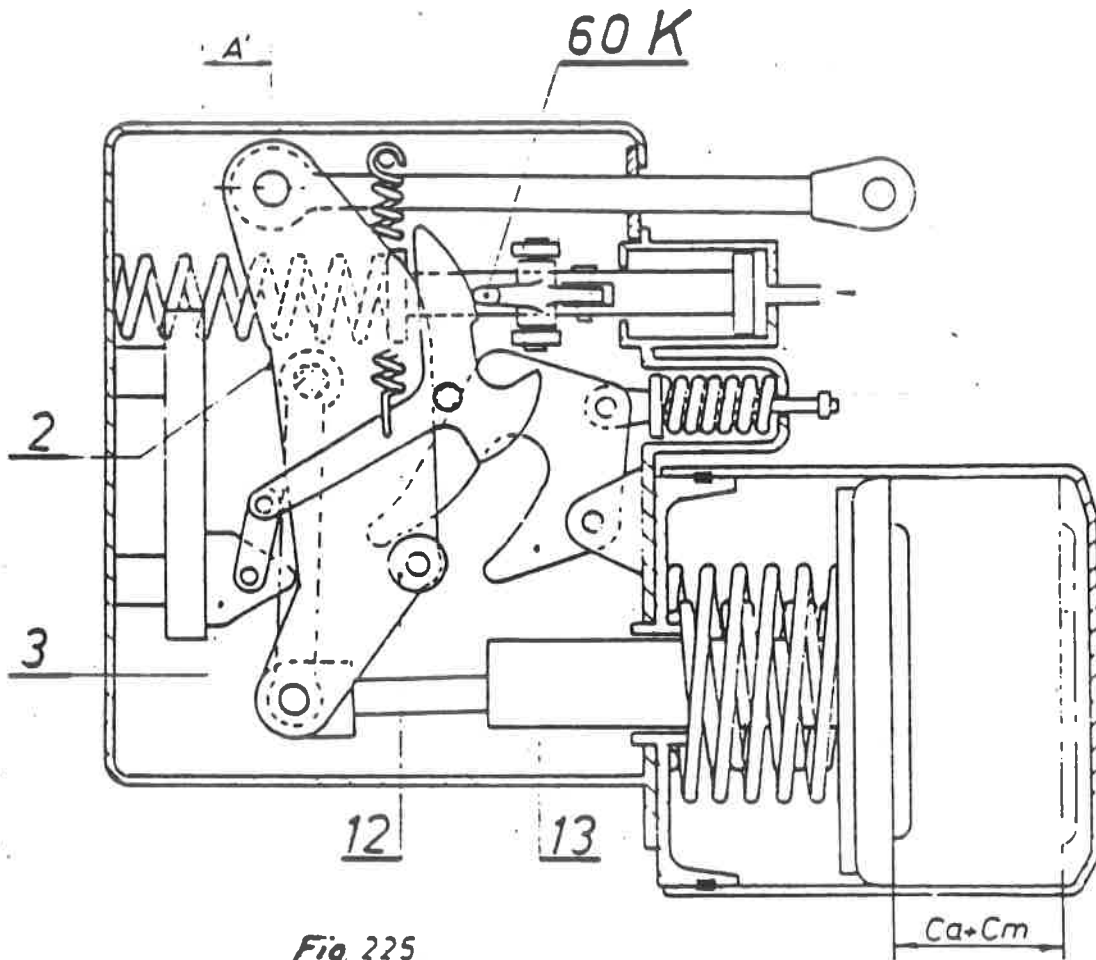


Fig. 225

Sabots appliqués immédiatement avant le freinage effectif.

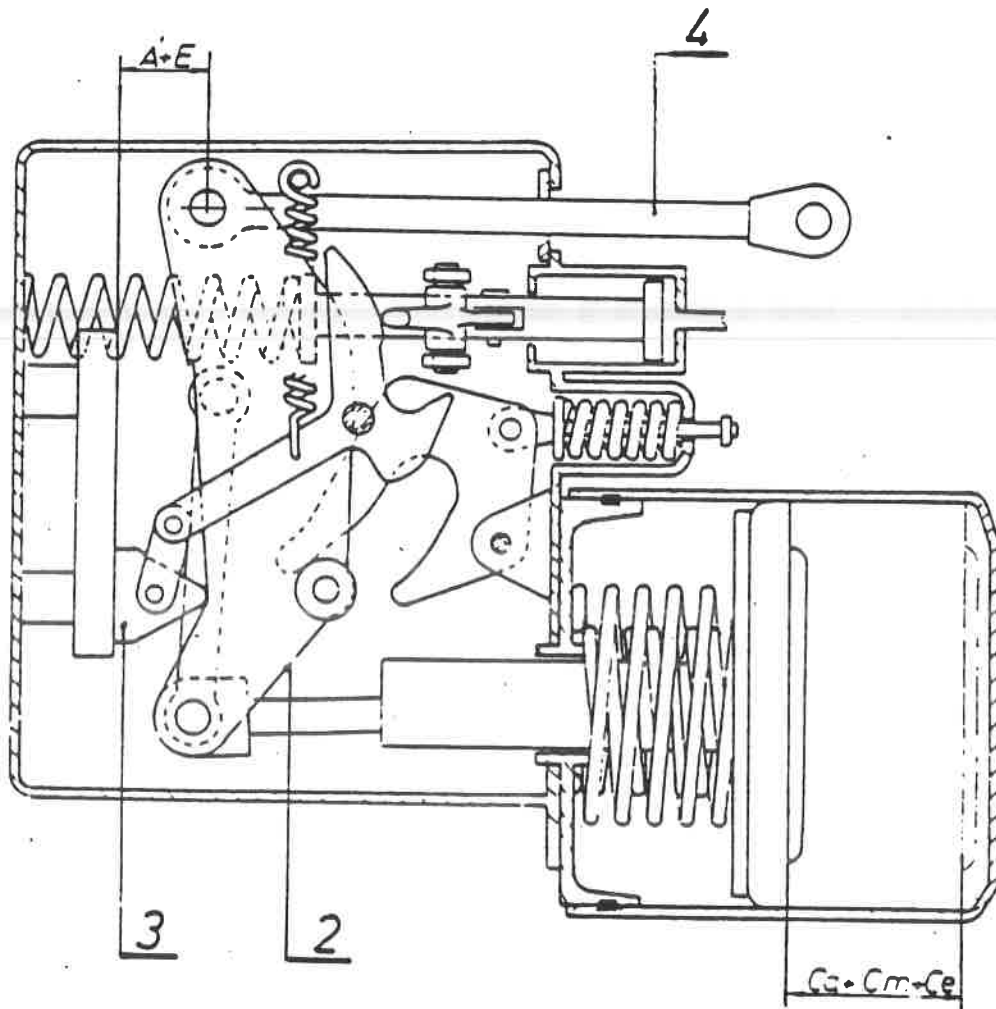
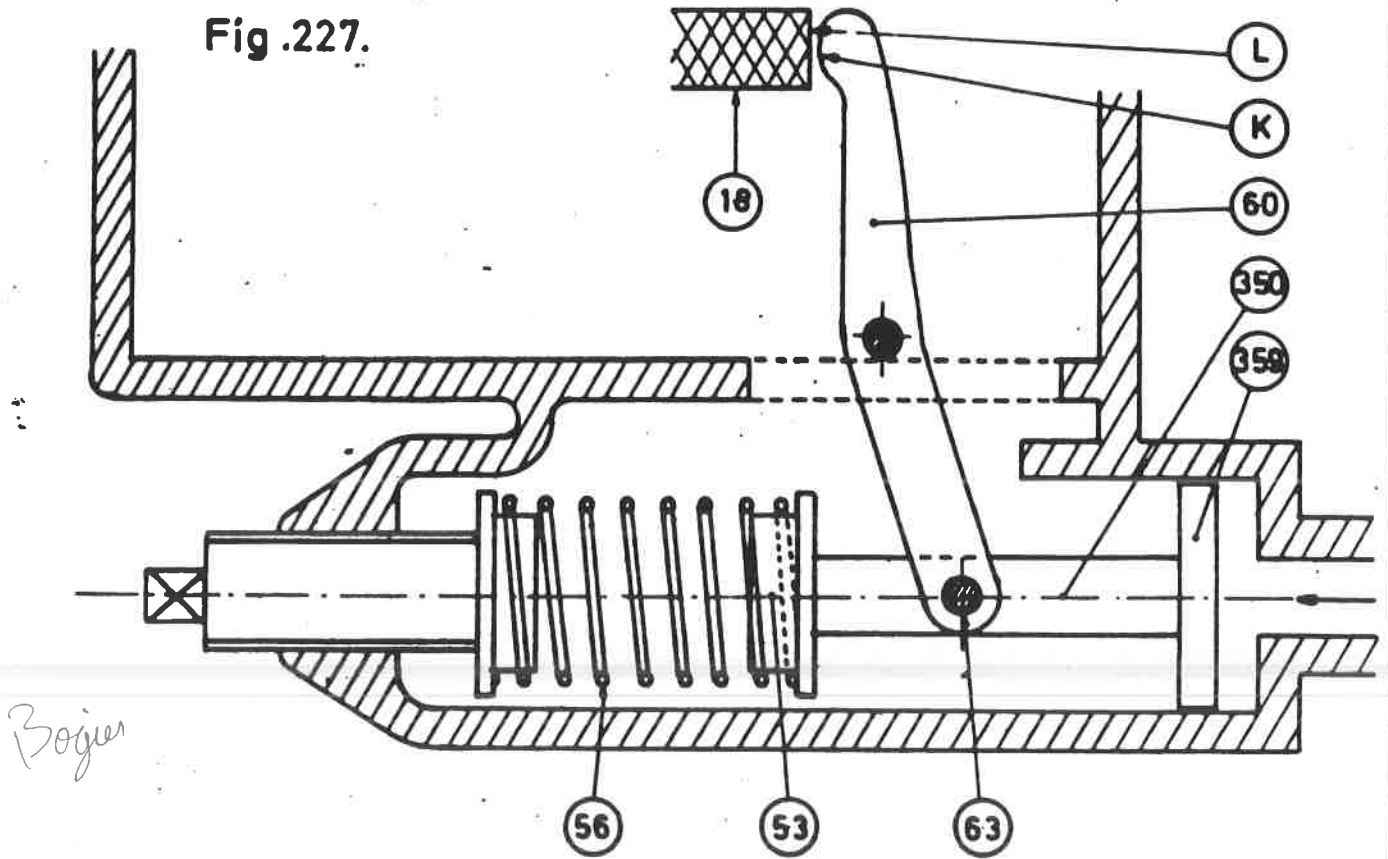


Fig. 226.

Freins serrés complètement.

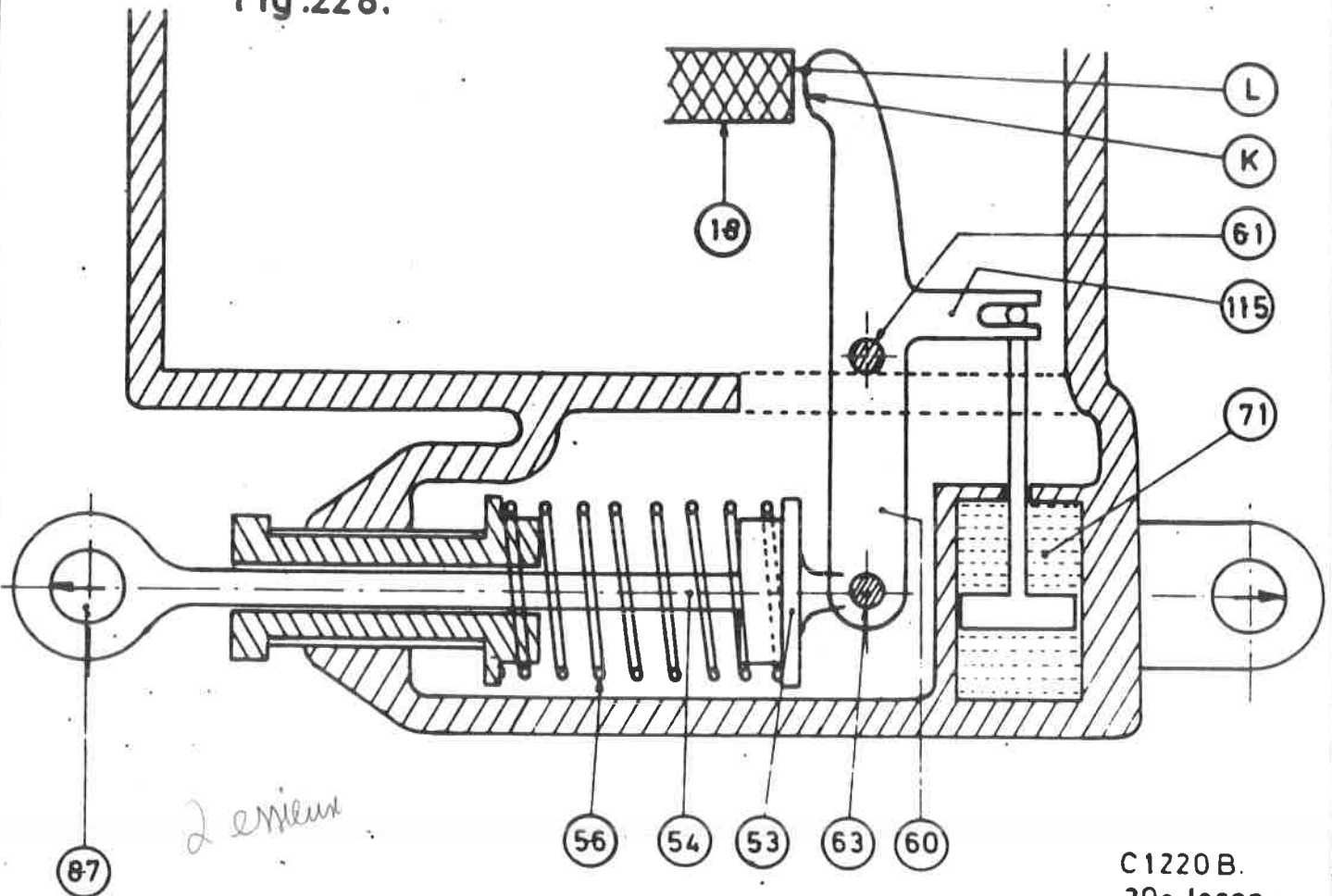
Sélecteur de position. Commande par dispositif de pesée pneumatique.

Fig. 227.



Sélecteur de position Commandé par dispositif de pesée mécanique.

Fig. 228.



Wagon chargé au maximum.

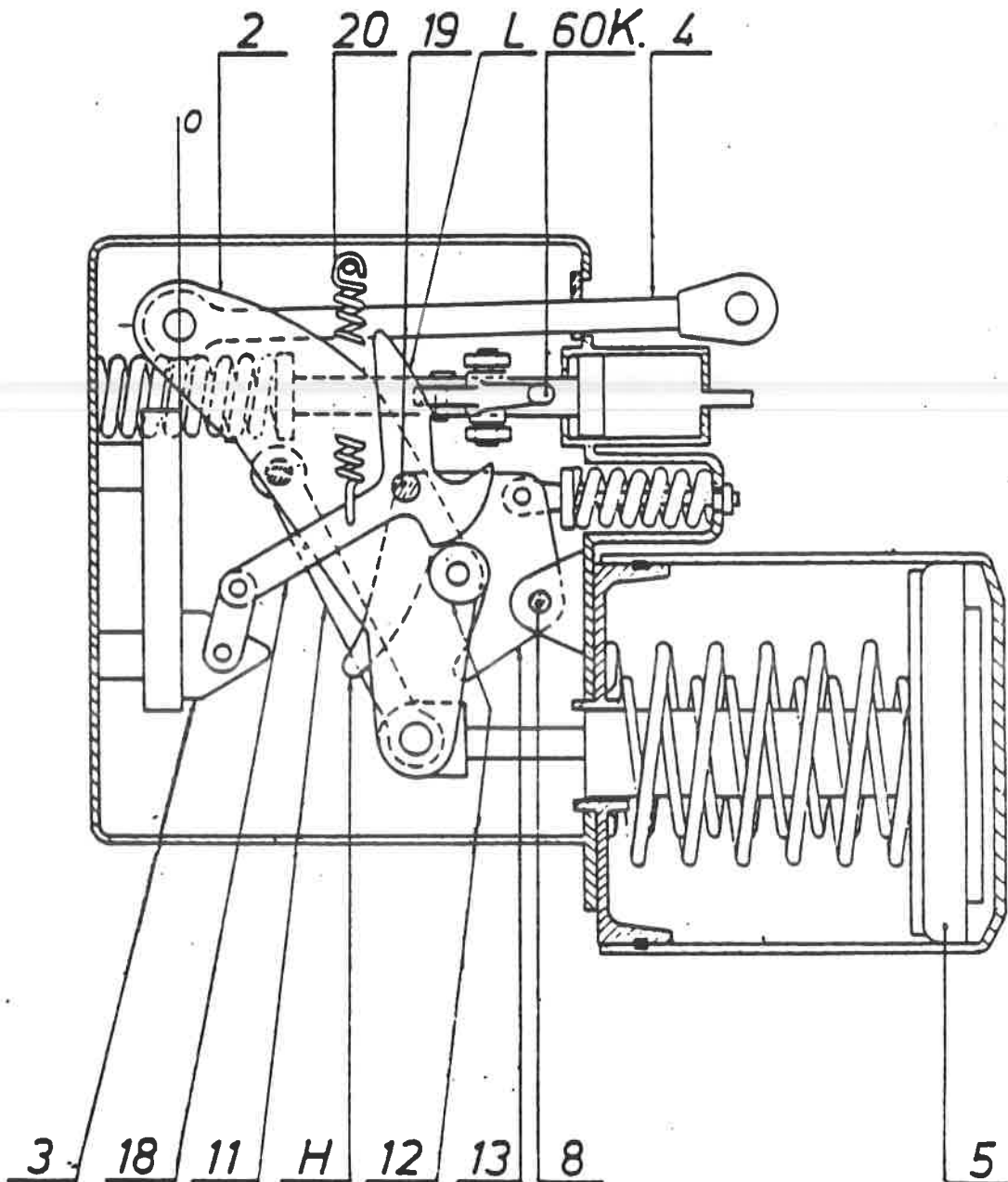


Fig.229.

Freins desserrés.

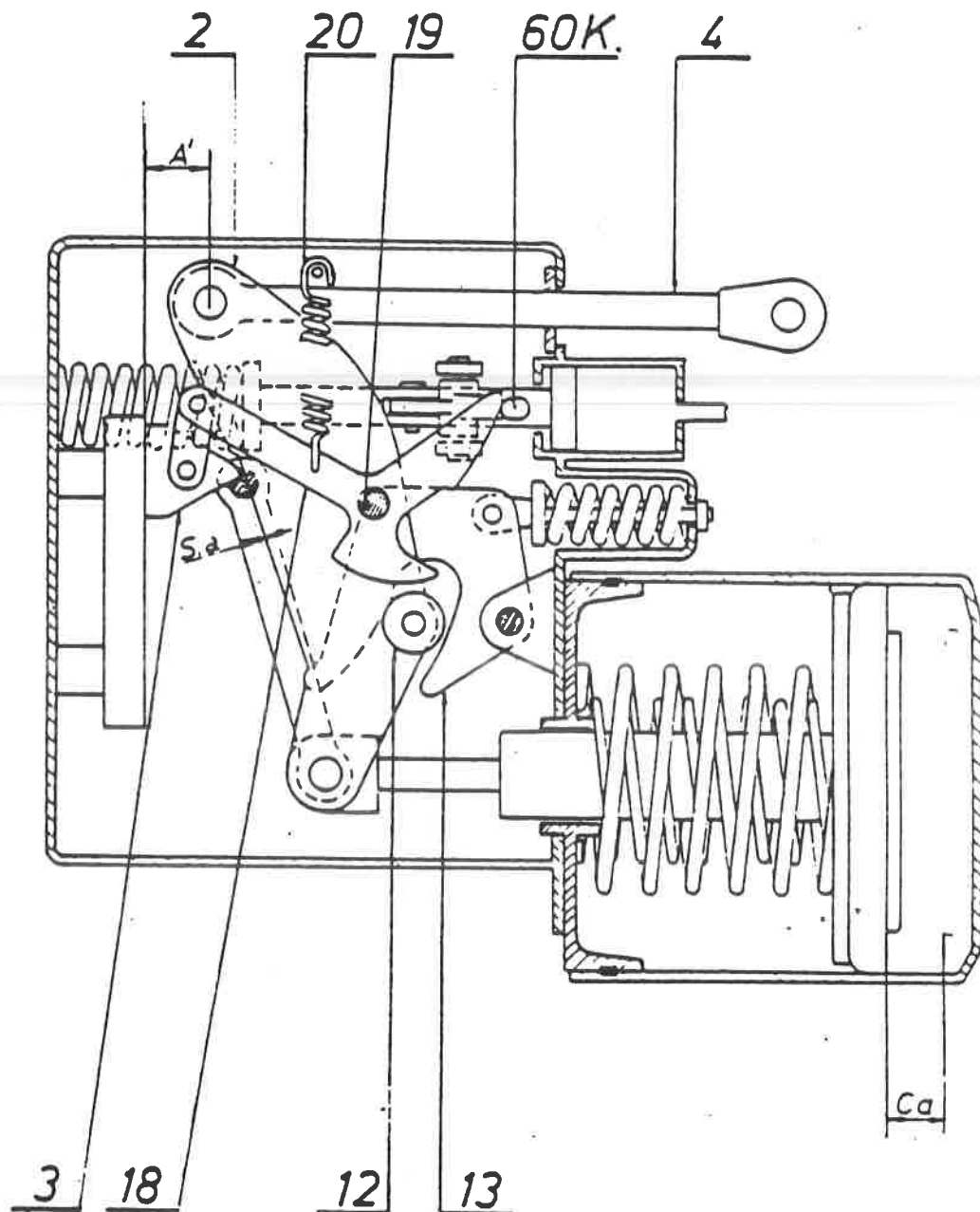


Fig. 230:
Course d'approche.

Fig. 231.
Sabots appliqués, immédiatement
avant le freinage effectif.

(fig. 230 = fig 231 vu que $S_a = 0$).

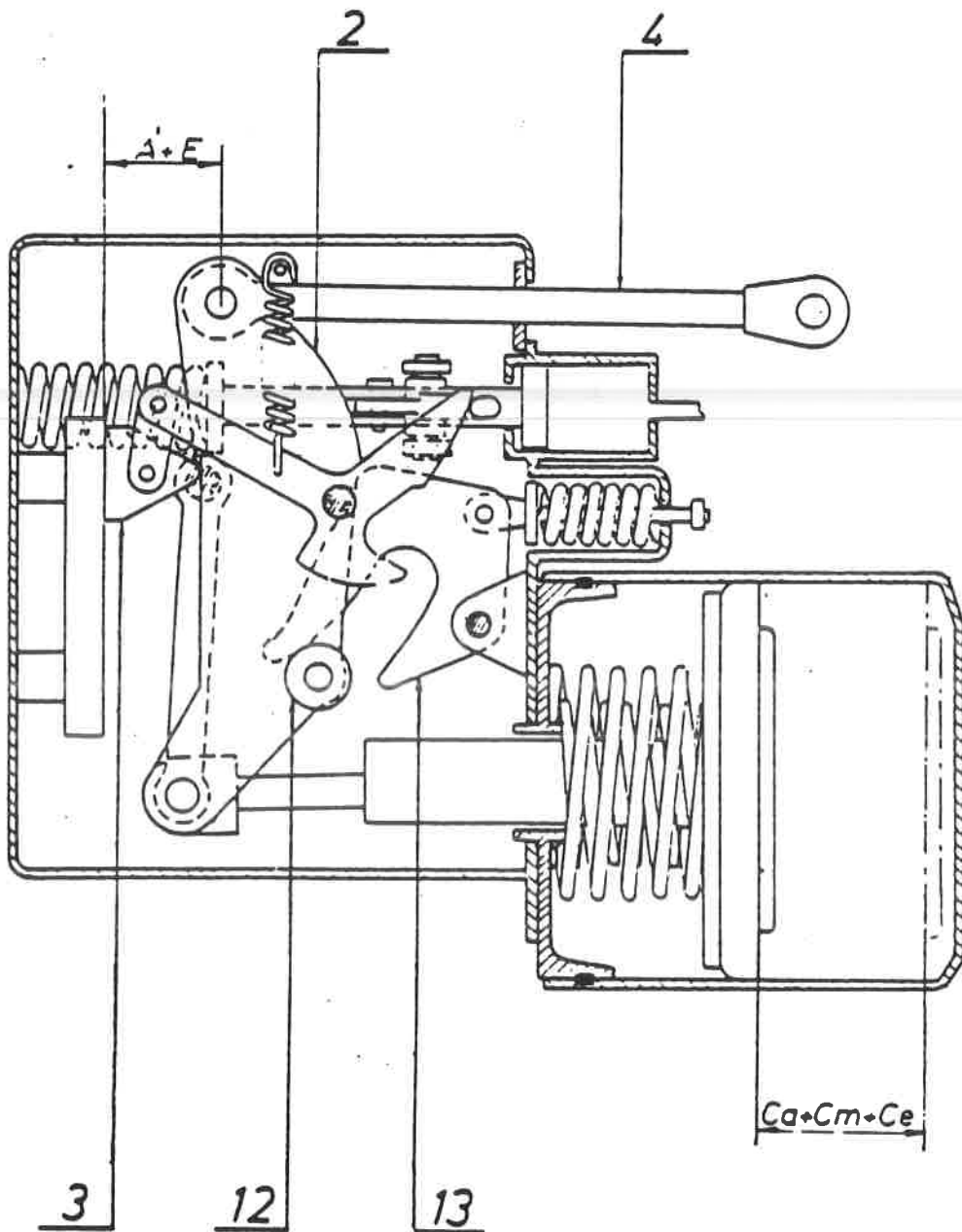


Fig. 232.
Freins serrés complètement.

Dispositif autocontinuu SAB type AC.3.

Course du piston du cylindre de frein en fonction du poids du wagon

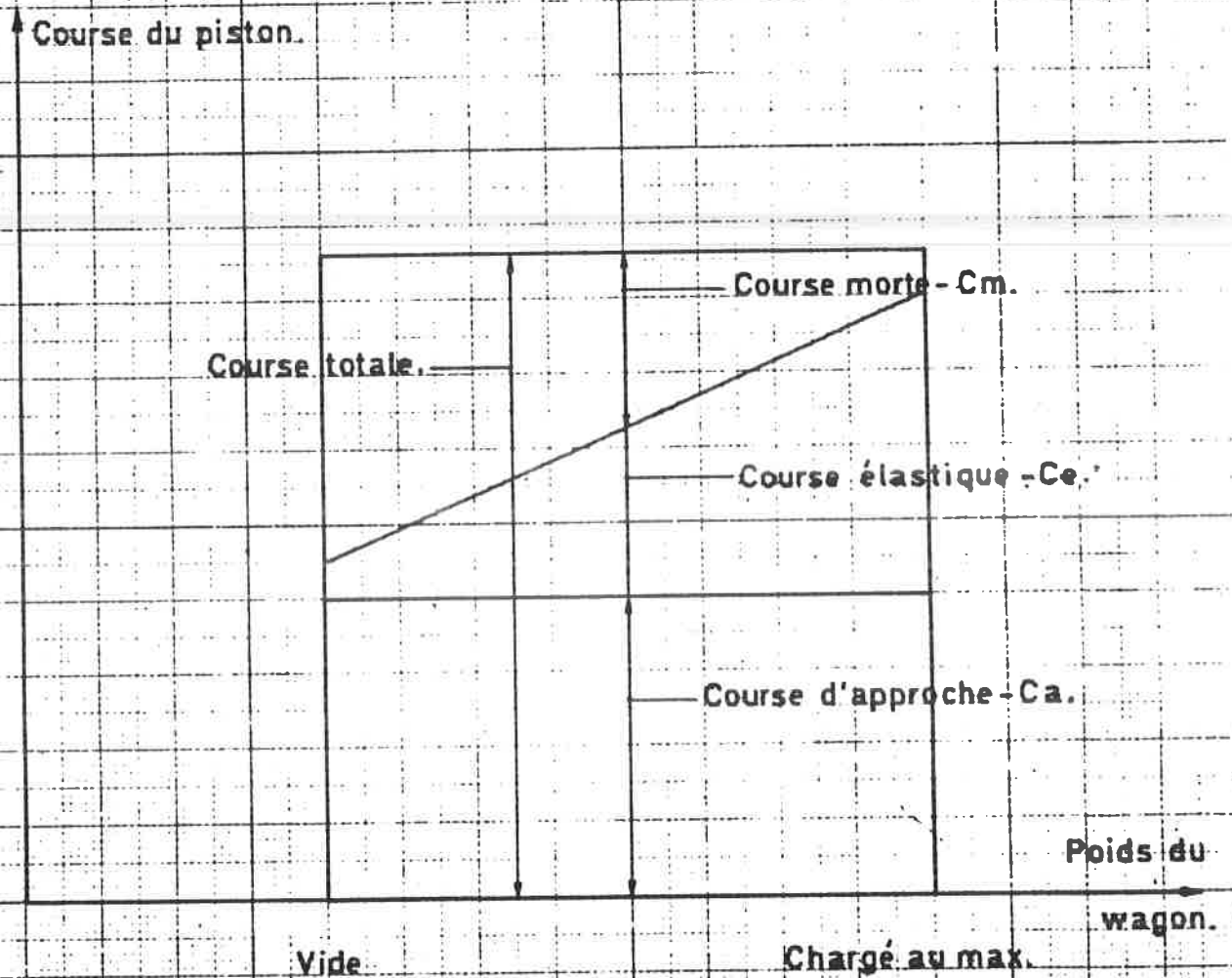


Fig 233.

11.4.2. L'auto-continu AC 3 D mécanique avec dispositif de pesée pneumatique (wagons à bogies).

11.4.2.1. Equipement de principe d'un wagon à bogies avec freinage auto-continu (fig. 234).

L'équipement comprend :

- un détendeur de pesée type DP 1 monté sur le bogie. Il est alimenté par le réservoir auxiliaire et envoie une pression de commande, proportionnelle à la charge suspendue du bogie, à la boîte AC 3 D;
- une boîte AC 3 D qui est identique à celle expliquée au point 11.4.1, sauf en ce qui concerne le dispositif de réglage de l'amplification.

11.4.2.2. Description du détendeur de pesée type DP 1.

Le détendeur de pesée DP 1 est presque identique à la valve de changement DP 2 en ce qui concerne la forme et les mesures (voir fig. 235). D'ailleurs, ils sont montés de la même manière et à la même place dans le bogie.

Intérieurement le type DP 1 (fig. 236) diffère du type DP 2 (expliqué dans les points 11.3.34 à 11.3.36) par les points suivants :

- un plateau (10) subit l'effort du piston à membrane (11) et non la tension du ressort (27);
- le siège de soupape (12) du DP 2 fait partie du piston à membrane (11);
- la sortie II est raccordée au cylindre de réglage sur l'AC 3 D, entraînant le ressort de pesée.

11.4.2.3. Fonctionnement du détendeur de pesée DP 1 (fig. 236).

Le piston à membrane (11) subit un effort le poussant vers le haut déterminé par le poids suspendu du bogie et un effort le poussant vers le bas, déterminé par sa surface et la pression régnant dans la chambre (30).

Lorsque l'effort vers le bas, c. à d. la pression dans la chambre (30) (ou la pression de commande envoyée à l'AC 3 D) est trop petite, le coussin élastique (5) pousse le piston à membrane vers le haut par l'intermédiaire du poussoir (9).

Le piston à membrane à son tour lève le clapet (14) de son siège. Une quantité supplémentaire d'air comprimé est admise dans la chambre (30) (et envoyée à l'AC 3 D), jusqu'à ce que la pression sur le piston (11) soit suffisante pour le repousser vers le bas, ce qui provoque la fermeture du clapet (14).

Lorsque l'effort vers le bas sur le piston (11) est plus grand que l'effort vers le haut du poussoir (9), ce dernier est poussé vers le bas, de sorte que le siège de soupape (12) s'écarte du clapet (14). La pression dans la chambre (30) descend jusqu'au moment où un nouvel équilibre des efforts s'établit.

En même temps une nouvelle pression d'équilibre est installée dans la chambre (30).

De ce qui précède il résulte que dans la chambre (30) (et aussi dans la conduite vers l'AC 3 D), il y a toujours une pression proportionnelle à la tension dans le coussin élastique, c. à d. avec le poids suspendu du bogie.

Les diamètres du coussin élastique (5), du poussoir (9) et du piston (11) ont été choisis de telle façon que la pression pesée a une valeur représentée par la fig. 233 en fonction du poids sur le rail (la fig. 233 a été dressée dans la supposition d'un poids non suspendu de + 3 tonnes par bogie).

11.4.2.4. La boîte auto-continu AC 3 D.

Cette boîte n'est différente de la boîte auto-continu expliquée dans le point 11.4.1, que par le dispositif de réglage de l'amplification. Ce dispositif est représenté par la fig. 227.

Elle comprend, comme la boîte précédente :

le ressort (56), l'appui de ressort (53) et le pivot (63) réalisant la liaison avec le levier (60). L'amortisseur est supprimé (maintenant l'effet amortisseur est réalisé par l'orifice calibré dans l'ouverture d'échappement du DP 1). La bielle de traction (54) est remplacée par le piston (359).

Le diamètre du piston (359) a été choisi de telle façon que pour un poids de wagon déterminé, le piston (359) exerce sur le ressort (56) un effort égal à celui que la barre de traction (54) exercerait dans un système mécanique.

En conséquence, le fonctionnement de l'AC 3 D est identique à celui expliqué dans le point 11.4.1.4.

11.4.3. L'auto-continu pneumatique OERLIKON type AL 2 avec dispositif de pesée mécanique.

Nous prenons par exemple le dispositif auto-continu appliqué aux 50 wagons à étage pour transport d'automobiles type 3000D3.

L'équipement complet comprend :

- un dispositif de pesée transmettant un déplacement au relais de transformation en fonction de la variation du poids du wagon;

- un relais de transformation AL 2 transformant, en fonction du déplacement mentionné ci-dessus, la pression produite par le distributeur dans une proportion adoptée et l'envoie au cylindre de frein. Ce dernier commande une timonerie de frein classique.

11.4.3.1. Le dispositif de pesée type ALS 101.

a) La suspension du wagon (voir fig. 237).

Le châssis du wagon repose directement sur les traverses danseuses (a) des deux bogies.

Chaque traverse ^{danseuse} est supportée à ses deux extrémités par les sommiers de suspension (b). Entre les extrémités de la traverse danseuse et les sommiers de suspension se trouvent des blocs en caoutchouc (c).

Les sommiers de suspension sont suspendus au châssis du bogie et ce châssis repose sur les boîtes à rouleaux au moyen des ressorts hélicoïdaux (d).

Les deux sommiers de suspension d'un bogie sont reliés entre eux par deux tubes (e).

b) Pesée de la charge et transformation en un déplacement linéaire.

Les deux blocs en caoutchouc (c), se trouvent entre la traverse danseuse (a) et les deux sommiers de suspension (b) sont soumis au poids reposant sur le bogie. Leur compression est fonction de cette charge. La variation de cette compression est donc proportionnelle à la variation de la charge reposant sur le bogie.

La compression des blocs en caoutchouc (c) peut être mesurée à la hauteur des blocs eux-mêmes, mais aussi à n'importe quel endroit entre la traverse danseuse (a) et les deux tubes (e) qui relient les deux sommiers de suspension (b). C'est cette dernière solution qui a été choisie pour le montage du dispositif de pesée.

Le dispositif de pesée (voir fig. 237 et 238) est monté sur un support (f) de la traverse danseuse. Le point fixe (16) est soudé sur le tube (e).

L'équerre basculante (11) peut pivoter autour du point (D) de la traverse danseuse. L'articulation (E) de l'équerre basculante est reliée, au moyen d'une vis de réglage (17), au point fixe (16).

Quand la charge augmente, la traverse danseuse (avec le point (D)) descend par rapport au point (16) des sommiers de suspension. Le point (F) de l'équerre basculante (11) se déplace vers la gauche.

Le fait de charger complètement le wagon fait déplacer le point (D) de 10 mm vers le bas par rapport au point fixe (16). Ce déplacement provoque un déplacement latéral de 26 mm du point (F).

Les déplacements de ces points se mesurent par rapport aux positions respectives qu'ils occupent lorsque le wagon est complètement vide.

Au moyen d'un téléflex (9) le déplacement du point (F) est transmis au relais de transformation AL 2b.

11.4.3.2. L'auto-continu pneumatique.

11.4.3.2.1. Adaptation du distributeur Oerlikon type EST 3 en organe de commande du relais de transformation AL 2.

Le distributeur classique Oerlikon alimente un cylindre de frein dont les dimensions ont été choisies en fonction du poids du véhicule et de la puissance de freinage imposée. Les temps de remplissage et de vidange du cylindre de frein sont déterminés respectivement par les orifices calibrés (a) et (35). Ces orifices calibrés sont adaptés au diamètre du cylindre de frein à alimenter (fig. 239).

Quand le distributeur EST 3 sert de dispositif de commande pour le relais de transformation AL 2, le canal (23) n'est plus relié au cylindre de frein, mais bien à un réservoir (60) (voir fig. 239) qui sert de cylindre de frein fictif. Les orifices calibrés (a) et (35) sont déterminés de façon à remplir ou vider le réservoir (60) dans les temps imposés.

11.4.3.2.2. Description du relais de transformation AL 2 (voir fig. 239).

Le relais de transformation comprend :

- a) un cylindre de frein fictif (60) avec une capacité d'un litre.
N.B. - Sur les 50 wagons à étage le cylindre de frein fictif n'est pas monté dans le relais AL 2, mais dans le distributeur (du type EST/R) pour permettre la variation de pression en fonction de la vitesse/frein à 2 étages de pression);
- b) un piston à membrane (68), qui reçoit la même pression que celle existant dans le cylindre fictif (60). Le piston pousse sur le levier (69);
- c) un piston à membrane (72), poussé vers le bas par le levier (69) et vers le haut par la pression du cylindre de frein réel. Ce piston met le cylindre de frein en communication soit avec le réservoir auxiliaire, soit avec l'atmosphère, soit l'isole des deux;
- d) un levier (69) qui peut pivoter autour d'un point (A) de la glissière (62). C'est par l'intermédiaire de ce levier (69) que les pistons à membrane (68) et (72) s'influencent mutuellement;

e) la glissière (62) à laquelle est relié le téléflex (9) décrit au point 11.4.3.1 et qui se déplace vers la droite au fur et à mesure que la charge du wagon augmente. Le mouvement en sens inverse est commandé lorsque la charge diminue.

11.4.3.2.3. Fonctionnement du relais de transformation.

Nous supposons que la glissière (62) occupe une position bien déterminée, telle que la distance de la tige de piston (68), jusqu'au point de rotation (A) vaut l_1 et la distance du point de rotation (A) jusqu'à la tige de piston (70) vaut l_2 .

a) Lors d'un serrage (fig. 239).

Une pression p_1 installée dans le cylindre fictif (60) et dans la chambre (61) donne sur le piston (68) un effort $p_1 \times S_1$, S_1 étant la surface du piston (68).

Cet effort provoque autour du point (A), un moment de rotation $M_1 = p_1 \times S_1 \times l_1$.

Suite à ce moment de rotation M_1 , le levier (69) tourne autour du point (A) dans le sens des aiguilles d'une montre, de sorte que la tige creuse (70) est déplacée vers le bas.

Par ce mouvement vers le bas, la tige creuse (70) s'appuie d'abord contre la soupape (71) et isole ainsi le cylindre de frein de l'atmosphère et ensuite la soulève. Par la soupape (71) ouverte, le réservoir auxiliaire alimente le cylindre de frein et y installe une pression p_2 .

Cette pression p_2 provoque sur le piston à membrane (72) un effort $p_2 \times S_2$, [S_2 : surface du piston (72)] et autour du point (A) un moment de rotation $M_2 = p_2 \times S_2 \times l_2$ dans le sens contraire à celui exercé par le piston (68).

Aussi longtemps que le moment M_1 du piston (68) dépasse le moment M_2 du piston (72), la soupape (71) reste ouverte et le remplissage continue. Toutefois aussitôt que le moment M_2 devient égal au moment M_1 , le ressort (73) pousse la soupape sur son siège. La communication entre réservoir auxiliaire et cylindre de frein est interrompue.

Conclusion.

L'installation d'une pression p_1 sur le piston (68) provoque le remplissage du cylindre de frein à une pression p_2 qui est telle que les efforts sur les pistons (68) et (72) exercent des moments égaux, mais

de sens contraire, autour du point mobile (A). On obtient donc l'équation suivante :

$$p_1 \times S_1 \times l_1 = p_2 \times S_2 \times l_2$$

$$\text{d'où } p_2 = p_1 \times \frac{l_1}{l_2} \times \frac{S_1}{S_2}$$

Pour une même pression p_1 , la pression p_2 au cylindre de frein est d'autant plus grande que le rapport $\frac{l_1 \times S_1}{l_2 \times S_2}$ est plus grand, c. à d.

que le poids du wagon est plus grand. En effet, le point (A) commandé par le téléflex relié au dispositif de pesée, se déplace vers la droite quand la charge augmente.

b) Desserrage.

Si le réservoir (60) est vidé complètement ou partiellement le moment M_1 du piston (68) autour du point (A) diminue également jusqu'à zéro ou une valeur intermédiaire.

Dans ces conditions le moment M_2 du piston (72) autour du point (A) devient supérieur à celui du piston (68), de sorte que le levier (69) tourne dans le sens contraire d'une montre. La tige creuse (70) s'écarte de la soupape (71) et le cylindre de frein est mis en communication avec l'atmosphère. Par suite de l'évacuation d'air, la pression p_2 sur le piston (72) diminue et aussi le moment M_2 du piston (72) autour du point (A).

La tige creuse (70) reste libérée de la soupape (71) aussi longtemps que le moment M_2 du piston (72) reste supérieur au moment M_1 du piston (68). Lorsque l'équilibre des moments M_1 et M_2 est obtenu la soupape se referme.

La vidange partielle des chambres (60) et (61) provoque donc la vidange partielle du cylindre de frein. La vidange complète des chambres (60) et (61) provoque aussi la vidange complète du cylindre de frein car la présence résiduaire d'une certaine pression p_2 provoque un certain moment M_2 qui éloigne la tige creuse (70) de la soupape (71).

c) Ajustage des temps de remplissage et de vidange du cylindre de frein.

Le point a explique que la pression p_2 qui doit faire équilibre avec la pression de commande p_1 est donnée par :

$$p_2 = p_1 \times \frac{l_1}{l_2} \times \frac{S_1}{S_2}$$

De cette équation d'équilibre il ressort que, en faisant varier la pression p_1 , d'une façon bien déterminée, la pression p_2 doit également varier de la même façon.

On peut donc obtenir des temps de serrage et de vidange corrects en remplissant ou en vidangeant les chambres (60) et (61) dans les temps prévus. Ceci est réalisé par le distributeur EST3.

En régime "voyageurs" la pression p_1 dans les chambres (60) et (61) monte, lors d'un serrage à fond, de 0 à 95 % de la pression maximum en un temps de 3 à 5 sec. Voir courbe 1a, fig. 241. Lors d'un desserrage complet elle descend de la pression maximum à 0,4 bar en un temps de 15 à 20". Voir courbe 2a.

Si le poids du wagon est tel qu'il correspond à une pression maximum de 2 bar au cylindre de frein, le remplissage se fera de 0 à 1,9 bar en 3 à 5" (voir courbe 1b) et la vidange de 2 à 0,2 bar en 15 à 20" (voir courbe 2b).

Avec un poids du wagon correspondant à une pression de 3 bar, on obtiendra les temps prévus entre 0 et 2,85 bar (voir courbe 1c) et entre 3 et 0,3 bar (voir courbe 2c).

En régime "marchandises", lors d'un serrage à fond, le distributeur EST3 remplit instantanément les chambres (60) et (61) à une pression de + 0,6 bar et ensuite, en un temps de 21 à 28" à 95 % de la pression maximum (courbe 3). La vidange se fait en un temps de 45 à 60" (courbe 3). A cause de l'existence du système de leviers le cylindre de frein est également rempli ou vidé dans les mêmes temps.

d) Ajustage du premier temps de serrage.

La pression de + 0,6 bar donnée par le distributeur EST3 durant le premier temps de serrage sert à vaincre la résistance de la timonerie. Cette résistance est, en principe, indépendante de la charge du wagon.

Toutefois dans le relais de transformation cette valeur de 0,6 bar est réduite dans le rapport $\frac{l_1}{l_2} \times \frac{S_1}{S_2}$, rapport proportionnel au poids

du wagon. La pression du premier temps dans le cylindre de frein serait donc proportionnelle au poids du wagon.

Afin d'obtenir quand même, pour les wagons vides ou peu chargés, des premiers temps de serrages suffisants et de vaincre ainsi la résistance de la timonerie, on a supprimé la communication franche entre

le piston (72) et le cylindre de frein (fig. 240). L'orifice calibré (74) qui les relie permet à la pression du cylindre de frein d'agir quand même sur le piston (72) mais seulement avec un certain retard. Ce retard provoque une augmentation du temps d'ouverture de la soupape (71) et le cylindre de frein est rempli à une pression assez grande pour vaincre la résistance de la timonerie.

Schéma de principe.

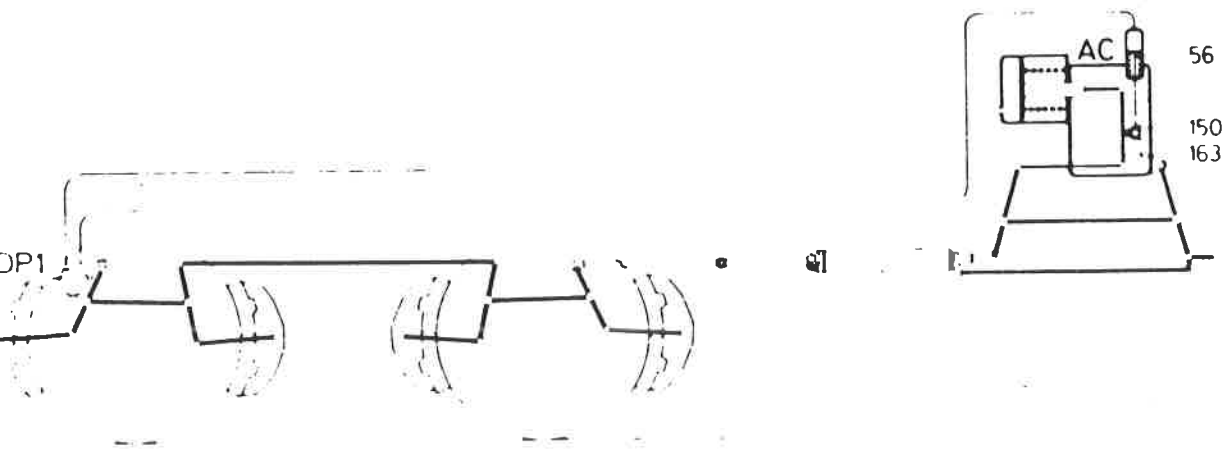


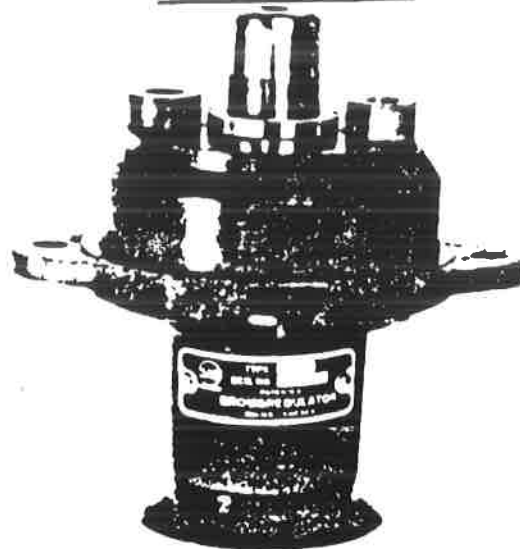
Fig.234.

Détendeur de pesée.



DP1

Valve de pesée.

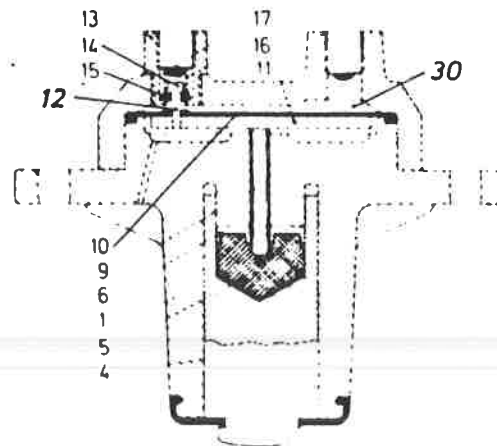


DP2

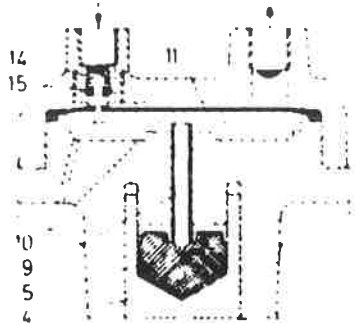
Fig.235.

Détendeur de pesée SAB type DP 1.

Position d'équilibre.

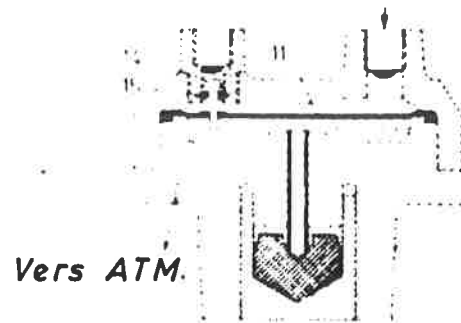


*Du réservoir
auxiliaire. Vers le
dispositif AC.*



Augmentation de la charge

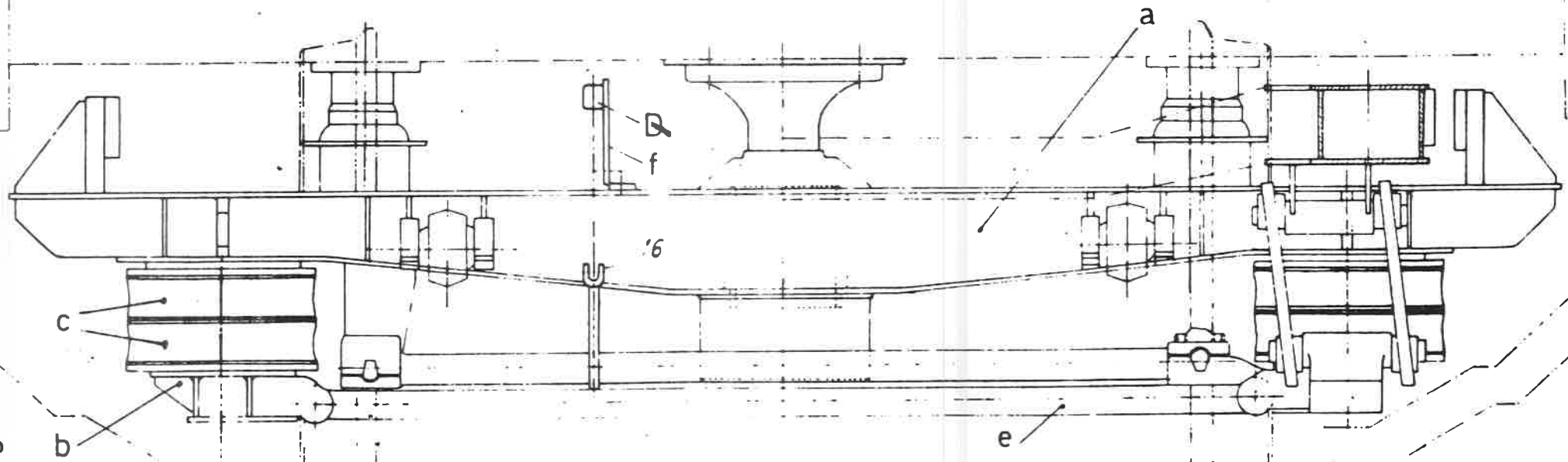
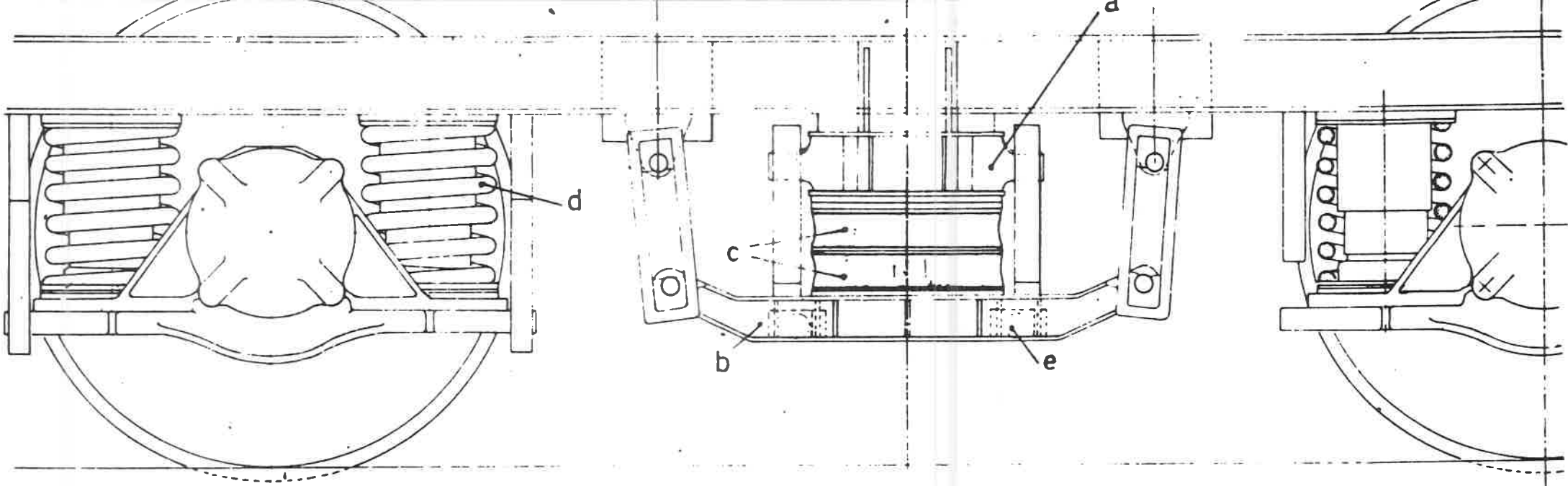
Du dispositif A C.



Vers ATM.

Diminution de la charge.

Fig. 236.



SYSTEME DE PESEE DES WAGONS 3000 D 3.

Fig. 237.

C 1220 B.
21e leçon

Annexe 164.

SYSTEME DE PESEE DES WAGONS 3000 D 3.

TYPE ALS 101

Relais A12b

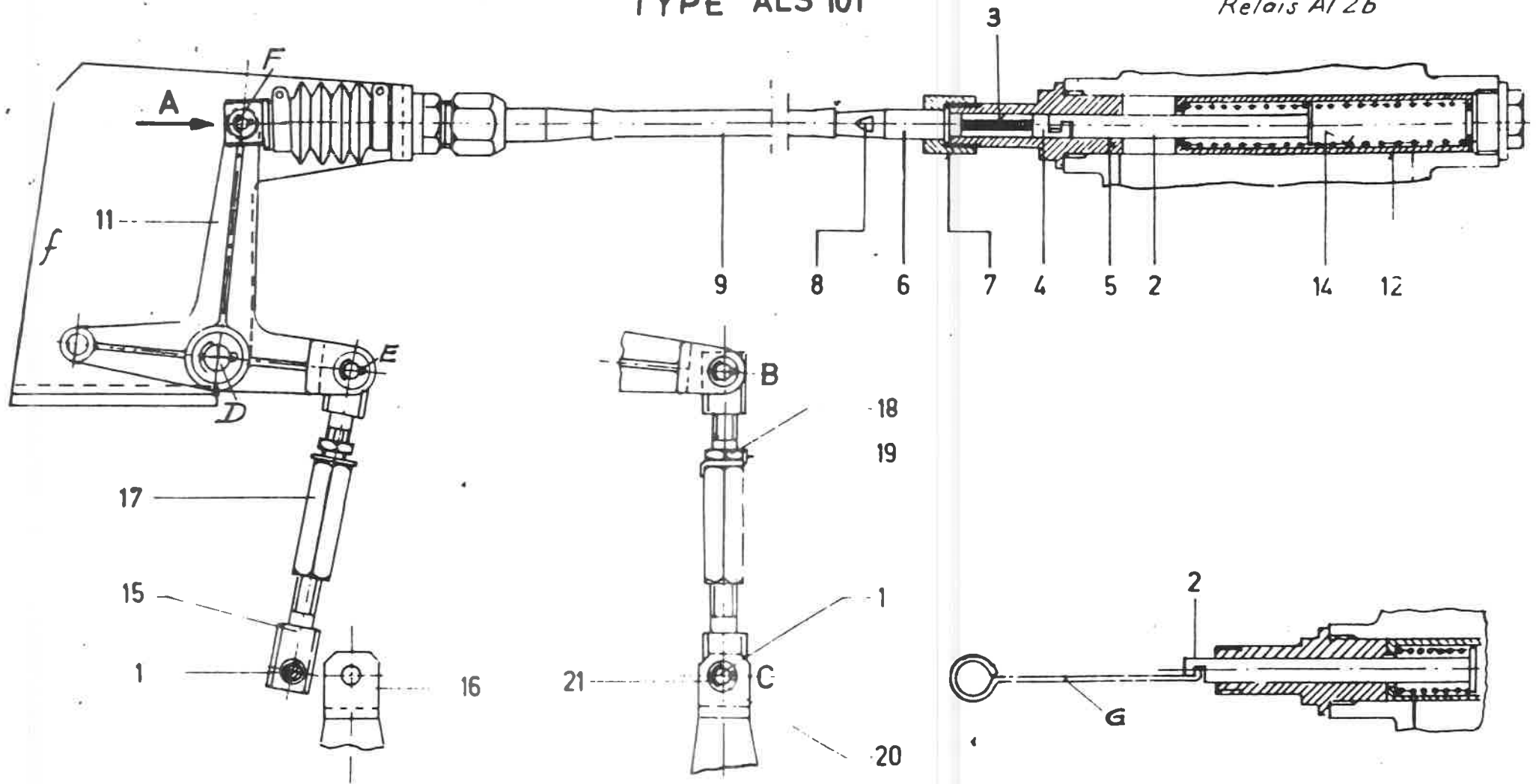


Fig. 238.

DISTRIBUTEUR OERLIKON Est 3 d/AL2a.

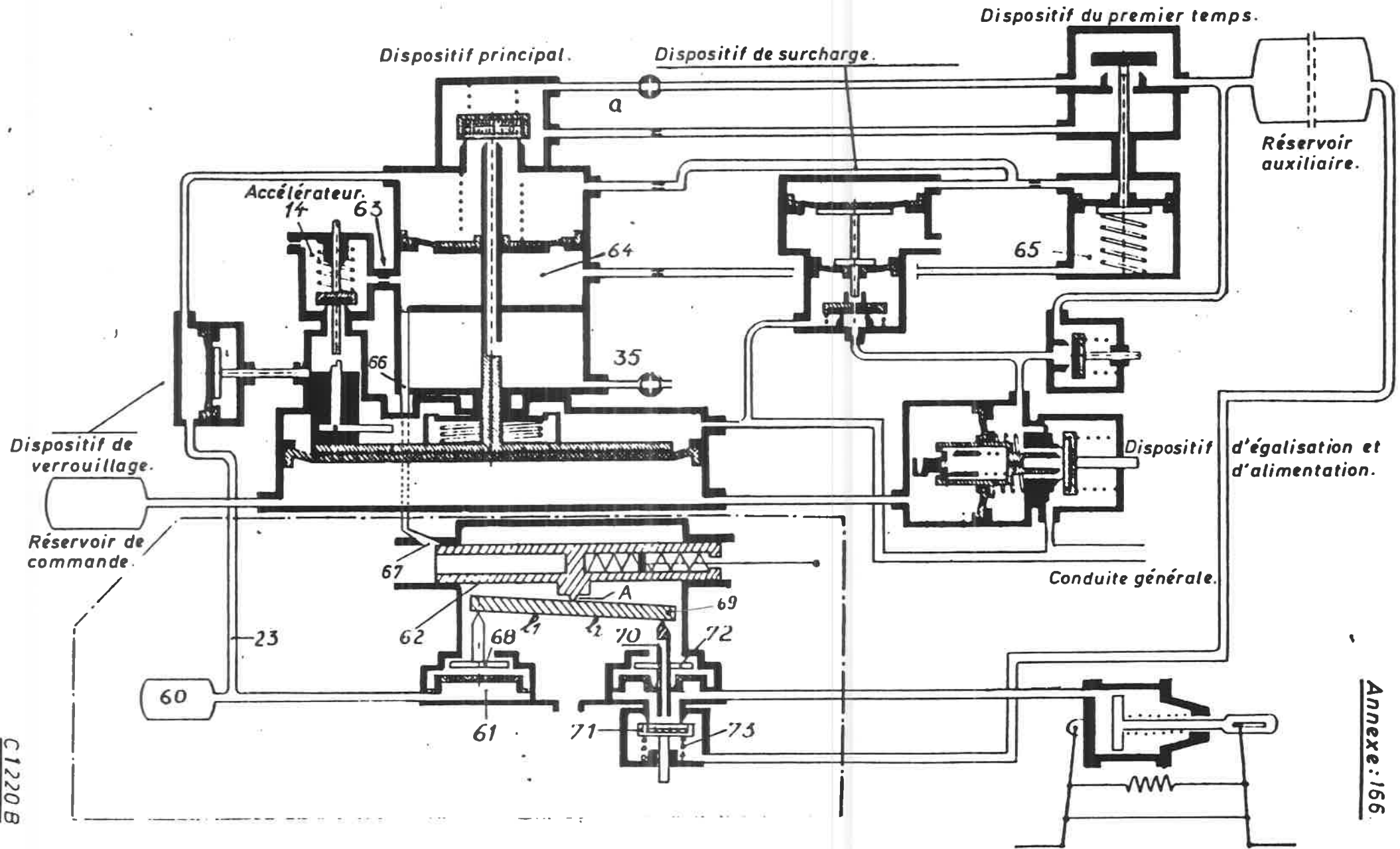


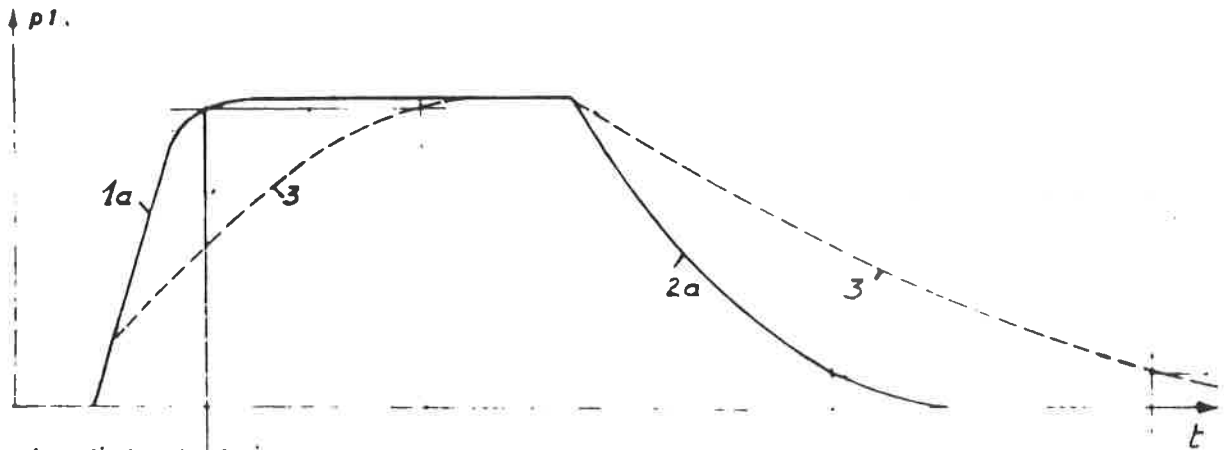
Fig. 239.

C1220 B
21e. leçon

Annexe: 166.

RELAIS AL 2

Pression de commande.



Pression du cylindre de frein.

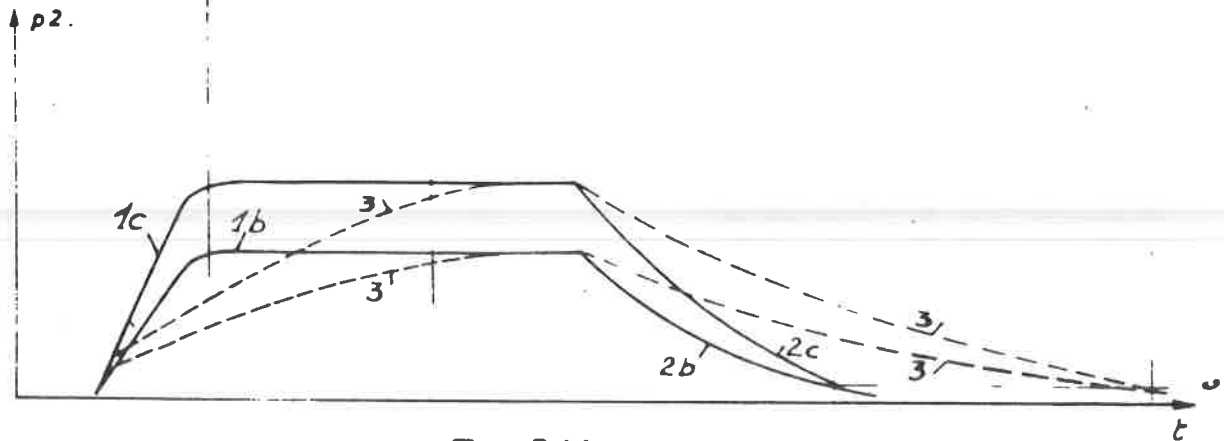


Fig.241.

RELAIS AL 2b

Du distributeur

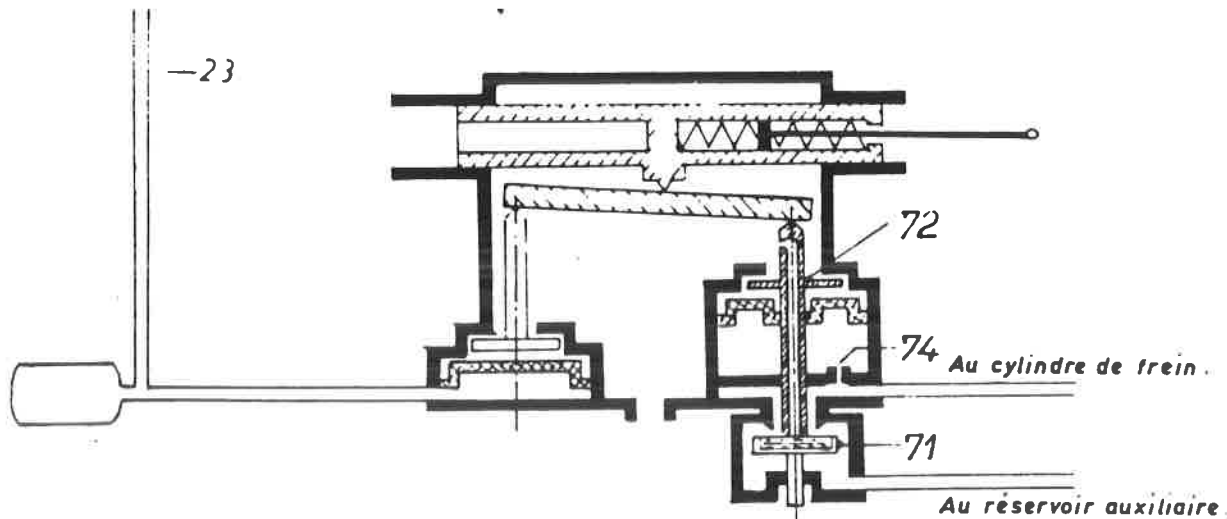


Fig.240.

Chapitre 12

Le frein à commande manuelle.

12.1. Introduction.

Normalement, le frein à commande manuelle est employé pour l'immobilisation d'un véhicule ou d'une rame.

Toutefois, dans certains cas, le frein à commande manuelle est aussi employé pour freiner des rames lancées lors des manoeuvres.

Dans presque tous les systèmes le frein à commande manuelle fait usage de la timonerie de frein montée sur le véhicule et faisant partie du frein pneumatique. Cette particularité impose des dispositions spéciales pour assurer le fonctionnement indépendant des deux systèmes de freinage et permettant quand même leur combinaison.

Il existe différents systèmes de frein à commande manuelle. Nous donnons ci-après la description de quelques types.

12.2. Le frein à commande manuelle de plate-forme (frein à vis).

Comme exemple nous avons choisi le système de commande par arbre de renvoi (fig. 242).

Par la manivelle (1) on fait tourner la vis de frein (6). Par ce mouvement, l'écrou (8) empêché de tourner par la glissière (7), se déplacera vers le haut ou vers le bas. Par les bielles jumelles (10), reliées par l'axe (11) à l'arbre de renvoi (17), ce dernier suit les mouvements de l'écrou (8). L'arbre de renvoi (17) peut tourner autour du point fixe (14).

Si on fait tourner la manivelle (1) dans le sens des aiguilles d'une montre, l'écrou (8) se déplacera vers le haut et le point (9) vers la gauche. De manière analogue, lorsqu'on fait tourner la manivelle (1) dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, l'écrou (8) se déplacera vers le bas, et le point (9) vers la droite.

Dans le point (9) la bielle de commande (13) est reliée à l'arbre de renvoi.

L'autre bout de la bielle de commande (13) est pourvue d'une boutonnière, par laquelle elle est reliée à la timonerie de frein pneumatique. Grâce à cette boutonnière, le frein pneumatique peut être serré sans être entravé par le frein à main, tandis que le frein à main peut agir sur la timonerie de frein.

2.

12.3. Le frein à commande manuelle manoeuvrable du sol.

Un frein à commande manuelle manoeuvrable du sol doit pouvoir être serré de chaque côté du wagon. En outre, le sens de rotation à donner au volant doit être le même de chaque côté pour le serrage des freins (dans le sens des aiguilles d'une montre).

Comme exemple nous avons choisi le type qui est d'usage dans beaucoup de cas sur les wagons S.N.C.B.

La fig. 243 représente l'application sur un wagon à deux essieux. La timonerie du frein pneumatique est dessinée en traits fins. La partie supplémentaire relative au frein à commande manuelle est dessinée en traits gras.

Si on tournait le volant (1) dans le sens des aiguilles d'une montre (pour l'homme qui est placé devant le volant), la boîte d'engrenages (4) tirerait la bielle d'attaque (5) vers la gauche, et la timonerie se déplacerait de la même manière que lors d'un remplissage du cylindre de frein.

La boîte d'engrenages comprend (fig. 244) :

- deux roues côniques dentées, identiques (18) qui sont placées en face l'une de l'autre et qui sont commandées par les barres (2) et (3) de la fig. 243;
- une seule roue dentée cônique (13) engrenant avec les deux roues dentées (18). La roue dentée (13) est solidaire de l'écrou (20);
- un roulement de butée à billes qui doit reprendre la réaction de la bielle (5);
- une vis (9) reliée à la bielle d'attaque (5) de la fig. 243;
- le corps (12) qui protège la vis (10).

Lorsqu'on fait tourner une des roues dentées (18) dans le sens des aiguilles d'une montre, l'écrou (20) [roue dentée (13)] déplacera la bielle (5) vers la gauche, ce qui provoquera le serrage des freins. Lorsqu'on tourne dans le sens contraire, le frein à commande manuelle se desserre.

12.4. Le frein à commande manuelle Isajax à desserrage instantané.

Ce frein se distingue des systèmes classiques par :

- son rendement élevé ($\pm 0,45$ au lieu de $\pm 0,20$ pour un frein à vis classique);
- la possibilité de desserrer totalement le frein instantanément.

Le frein à main Isajax peut être actionné aussi bien à partir du sol que de la plate-forme. Il offre les possibilités d'emploi suivantes :

- un serrage gradué des freins jusqu'au freinage maximum;
- un desserrage par paliers au moyen du volant classique;
- un desserrage instantané et total. Dans ce cas deux systèmes sont d'application notamment un premier où le desserrage instantané est obtenu par le mouvement vers le haut d'un levier et ce sans tourner le volant et un deuxième où le même résultat est obtenu en actionnant un levier qui se trouve en dessous du wagon.

12.4.2. Description.

12.4.2.1. Le frein à main Isajax pour la commande à partir de la plate-forme.

Le frein à main Isajax comprend 4 éléments (fig. 246 - 247 et 248).

1. - Un boîtier en tôle emboutie 25.
2. - Un dispositif de commande auto-bloquer comprenant :
 - a) l'arbre de commande 23 avec le volant de commande 32. L'arbre est monté sur roulements dans les deux faces du boîtier;
 - b) le pignon d'attaque 10 pouvant tourner librement sur l'arbre 23;
 - c) un embrayage à crabots constitué par le plateau de crabot 11 et l'écrou de crabot 12. Le plateau de crabot 11 peut se déplacer librement, dans le sens axial, sur le pignon 10, mais participe à tous les mouvements de rotation de celui-ci.

Le côté droit du plateau de crabot 11 est pourvu des griffes A (voir fig. 247).

Le côté gauche de l'écrou de crabot 12 est pourvu des griffes B qui peuvent embrayer avec les griffes A;
 - d) un embrayage à friction comprenant l'écrou de crabot 12, le rochet 28, l'épaulement de l'arbre 23 et les disques d'embrayage 26 et 29.

Pour embrayer ou libérer l'embrayage, l'écrou de crabot 12 est fileté, lui permettant de tourner sur l'arbre 23. En tournant le volant dans le sens des aiguilles d'une montre, l'écrou à crabot 12 se déplace au début latéralement sur l'arbre 23 en se rapprochant du volant. Les différents éléments d'accouplement sont mis en contact et l'embrayage est en prise.

4.

La rotation en sens inverse provoque l'écartement des éléments d'accouplement et l'embrayage est libéré. Le retour du rochet 28 est empêché par le cliquet d'arrêt 2 qui est poussé vers les dents du rochet 28 par le ressort 3.

3. - Le dispositif de commande pour l'accouplement à crabots (11-12).
Celui-ci comprend les parties suivantes (voir fig. 246-247-248).

a) un arbre coudé 4 articulé sur deux tourillons 102.

Deux fourchettes 101 solidaires de l'arbre coudé 4 enfourchent le plateau de crabot 11. Les fourchettes 101 contiennent en outre une surface de butée 104.

Lorsque l'arbre coudé 4 tourne autour des tourillons 102 dans le sens de serrage, le plateau de crabot 11 s'approche de l'écrou de crabot 12. Lorsqu'on tourne l'arbre coudé 4 dans l'autre sens, les éléments de l'accouplement sont écartés.

b) le levier de desserrage 33 monté sur l'arbre 20.

L'arbre 20 est pourvu de deux cames 103 et 105. En actionnant le levier de desserrage 33, la came 103 pousse contre la surface de butée 104, provoquant la rotation autour de 102 de l'ensemble 4, 107, 101, de sorte que les éléments de l'accouplement à crabots sont écartés.

Lorsque le levier de desserrage 33 n'est pas actionné, il provoque, par son propre poids, la rotation de l'arbre à cames 20 dans l'autre sens. Cette fonction est renforcée et garantie par les ressorts 19. La face inclinée de l'autre came 105 assure alors, par sa poussée, le contact entre les éléments de l'accouplement.

4. - L'organe d'effort composé d'une roue dentée 15 sur laquelle la chaîne 18 est enroulée.

La roue dentée 15 est centrée sur l'axe 13. La chaîne 18 est fixée d'un côté à la roue dentée 15 et de l'autre côté à la timonerie de frein.

12.4.2.2. Le frein à main Isajax manoeuvrable à partir du sol.

L'équipement de base est pratiquement le même que celui qui est décrit sous le point 12.4.2.1. Uniquement le dispositif d'entraî-
nement et le dispositif de commande du desserrage instantané sont différents.

12.4.2.2.1. Le dispositif d'entraînement.

Ici le volant 32 ne peut plus être monté directement sur l'arbre 23. Une commande à distance, manoeuvrable des deux côtés du wagon est donc nécessaire et comme le sens de rotation doit être le même des deux côtés du wagon un dispositif d'inversion doit être prévu (voir fig. 249).

La boîte Isajax est montée en dessous du châssis du wagon. Un tube carré 130 est glissé sur l'arbre 23. Sur l'autre extrémité du tube 130 on a fixé un volant 32. Pour ce côté du wagon, l'entraînement de la boîte est direct.

Le volant 32, de l'autre côté du wagon, entraîne le tube 131. Le tube 131 entraîne le tube 130 par l'intervention de la boîte d'engrenages 133. La boîte d'engrenages 133 porte les engrenages d'inversion 134 et 135.

Avec cet équipement le frein à main peut, des deux côtés du wagon, être serré ou desserré progressivement.

12.4.2.2.2. Desserrage instantané par un système de traction.

Pour réaliser ce système on a allongé l'arbre à came 107 (de la fig. 247) jusqu'en dehors du boîtier et là on y a fixé le levier 140 (voir fig. 250) dont le mouvement est commandé par les tirants 141 et 142.

12.4.3. Fonctionnement.

12.4.3.1. Disposition des pièces lorsque le frein à main Isajax n'est pas actionné.

Cette disposition est représentée par la fig. 246. Les éléments de l'accouplement à crabots 11-12 sont rapprochés par l'arbre à came 107 et ceci sous l'influence des ressorts 19.

12.4.3.2. Serrage des freins (voir fig. 246 et 247).

Lorsque l'on tourne le volant 32 dans le sens du serrage des freins (c.-à-d. dans le sens des aiguilles d'une montre), l'arbre de commande 23 se visse dans l'écrou à crabots 12. Par l'intermédiaire des disques de friction 26 et 29, l'arbre 23, l'écrou à crabots 12 et le rochet 28 sont rendus solidaires.

A partir de ce moment, le plateau à crabots 11 solidaire de 12 entraîne les engrenages 10 - 15 de sorte qu'en tournant le volant davantage, la chaîne 18 est enroulée en mettant la timonerie de frein sous tension.

6.

L'augmentation de l'effort antagoniste dans la chaîne, intensifie le blocage par vissage de l'ensemble : arbre de commande 23 - écrou à crabots 12, contre le rochet 28 et l'épaulement de l'arbre 23.

Le cliquet d'arrêt 2 et le rochet 28 empêchent le retour de l'ensemble.

12.4.3.3. Desserrage instantané.

12.4.3.3.1. Le système pour la commande à partir de la plate-forme (voir fig. 246, 247 et 248).

Une levée du levier de desserrage 33 provoque la rotation de l'arbre 20. Par le contact des doigts 103 (de l'arbre 20) et 104 (de l'arbre à cames 4), les réactions suivantes sont provoquées :

- la rotation de l'arbre à cames 4, autour des tourillons 102, d'où,
- l'écartement des éléments 11 et 12 de l'accouplement à crabots;
- le déroulement de la chaîne 18 par rotation du pignon d'attaque 10 qui n'est plus retenu. Le déroulement de la chaîne 18 se fait sous l'effet de l'élasticité de la timonerie.

Dès qu'on lâche le levier de desserrage 33, le plateau à crabots 11 est repoussé vers l'écrou à crabots 12, sous l'effort des ressorts 19 par l'intermédiaire de l'arbre à cames 4 et la came 107

12.4.3.3.2. Système manoeuvrable à partir du sol (voir fig. 250).

Quand on tire à un des deux tirants 141 ou 142, l'axe 4 se met à tourner. Cet axe 4 est un prolongement de l'arbre à came 4 de la fig. 247. Avec ce système on écarte donc directement les deux éléments de l'accouplement à crabots 11-12.

Quand on lâche les tirants 141 et 142 les éléments 11 et 12 s'accouplent de nouveau sous l'influence des ressorts 19.

12.4.3.3.3. Desserrage instantané en maintenant le frein pneumatique serré.

Lors d'un serrage pneumatique des freins, la timonerie subit une certaine déformation élastique E_1 . En serrant ensuite le frein à main, il se crée une déformation élastique supplémentaire E_2 . (déformation totale = $E_1 + E_2$).

Comme décrit sous le point 3.3.1 ci-dessus, on fait appel à l'élasticité de la timonerie pour le déroulement de la chaîne 18. En desserrant le frein à main pendant que le frein pneumatique reste serré, on dispose seulement de cette élasticité pour une course qui correspond à la déformation élastique E_2 .

Après que la chaîne a donc été déroulée d'une quantité correspondante à E 2, les ressorts 19 sont à même de faire embrayer de nouveau le plateau à crabot 11 avec l'écrou à crabot 12.

Lors du desserrage ultérieur du frein pneumatique, la timonerie reste sous tension par le frein à main et on obtient un calage mécanique qui ne peut être éliminé que par une nouvelle manoeuvre de desserrage du frein à main.

Pour les constructions récentes et futures, cet inconvénient est écarté par le montage d'un ressort qui agit directement sur la chaîne indépendamment de la timonerie qui est commandée pneumatiquement. A cause de ce ressort la chaîne se déroule complètement à chaque desserrage instantané, même si le frein pneumatique reste encore serré.

12.4.3.3.5. Desserrage gradué.

Quand on tourne le volant 32 dans le sens du desserrage des freins (sens contraire à celui des aiguilles d'une montre), l'arbre de commande 23 tourne dans le même sens et se dévisse dans l'écrou à crabots 12. Par ce fait, l'embrayage (12-28-23-26 et 29) tend à se débrayer.

Au moment où l'ensemble : écrou à crabots 12, plateau à crabots 11 et les engrenages 10-15, peut se mouvoir indépendamment du rochet 28, la chaîne 18 se déroule, sous l'effet de l'élasticité de la timonerie, d'une quantité qui correspond à la rotation réalisée par le volant.

Lorsqu'on cesse de tourner le volant, l'écrou à crabots 12 se visse sur l'arbre de commande 23 par l'effort dans la chaîne 18, ce qui provoque automatiquement le blocage et l'immobilisation de l'ensemble 12-23 par le rochet 28.

De cette façon on obtient, graduellement le desserrage complet du frein à main.

A la fin du desserrage complet du frein à main, une certaine résistance indique que la chaîne vient s'appuyer contre une butée 106. L'enroulement de la chaîne en sens inverse est de ce fait rendu impossible (voir repère 106 de la fig. 246 a).

12.5. Transmission de l'effort par "FLEXBALL".

Lorsque l'effort d'un volant, monté dans une caisse, doit être transmis à la timonerie de frein montée sur un bogie, il est nécessaire de prévoir un élément de transmission qui peut subir les déplacements du bogie, sans les transmettre à la timonerie de frein.

8.

Une solution appliquée de plus en plus est formée par la transmission "FLEXBALL".

En principe, cette transmission est identique à celle utilisée pour le frein à main d'un vélo. La grande différence se trouve dans les efforts à transmettre, qui peuvent atteindre 1500 daN dans les applications du chemin de fer.

12.5.1. Description (voir fig. 251 et 252).

En grandes lignes le câble "FLEXBALL" comprend :

- un manteau extérieur (1) composé d'une bande d'acier en spirale, revêtue extérieurement d'une couche en matière plastique. Ce manteau aboutit sur deux douilles filetées (2), qui sont attachées au moyen de deux articulations sphériques (3).
- un ruban souple (4) guidé par des billes (5) dans les glissières (6).

Le ruban se termine aux deux extrémités sur les barres (7).

12.5.2. Fonctionnement (voir fig. 253).

Lorsqu'on veut transmettre le déplacement d'un point A de la caisse (p. ex. le déplacement longitudinal de l'écrou du frein à commande manuelle) vers un point B sur le bogie (p. ex. le point d'attaque de la timonerie de frein), on fixera une douille (2) sur un point fixe de la caisse et l'autre douille (2) sur une place C sur le bogie, à partir de laquelle on veut déplacer le point B.

Enfin les barres (7) sont reliées aux points A et B.

Le ruban (4) transmet le déplacement du point A au point B ainsi que les efforts du point A au point B.

Le rendement de la transmission est très grand (supérieur à 0,9).

12.6. Utilisation du frein à commande manuelle.

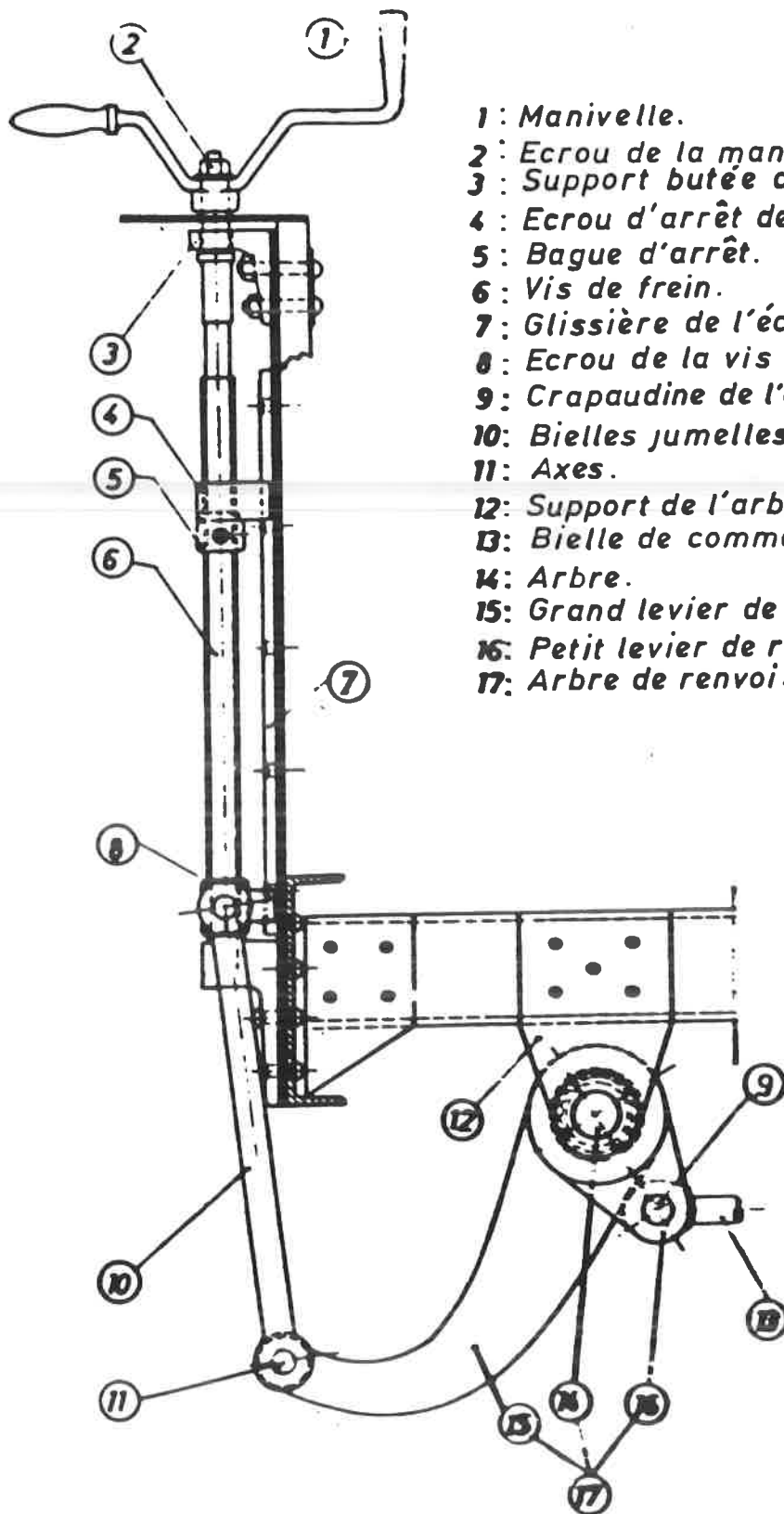
Pour serrer un frein à commande manuelle il faut tourner le volant ou la manivelle dans le sens des aiguilles d'une montre. Pour le desserrer on doit tourner dans le sens contraire des aiguilles d'une montre.

Au desserrage on doit prendre soin de poursuivre ce mouvement jusqu'au moment où on éprouve une grande résistance.

Si on se contentait de manoeuvrer le volant (ou manivelle) juste assez pour faire disparaître l'effort de serrage, tandis que le frein pneumatique est appliqué, lors du desserrage du frein pneumatique, le frein à commande manuelle empêcherait la timonerie de frein de se lâcher complètement, et un calage permanent des freins en résulterait.

Pour le frein Isajax, il suffit de donner un mouvement sec au levier de commande, pour obtenir un desserrage complet.

FREIN A VIS à commande par arbre de renvoi.



- 1 : Manivelle.
- 2 : Ecrou de la manivelle.
- 3 : Support butée de la vis de frein.
- 4 : Ecrou d'arrêt de course.
- 5 : Bague d'arrêt.
- 6 : Vis de frein.
- 7 : Glissière de l'écrou.
- 8 : Ecrou de la vis de frein.
- 9 : Crapaudine de l'arbre vertical.
- 10 : Bielles jumelles.
- 11 : Axes.
- 12 : Support de l'arbre de renvoi.
- 13 : Bielle de commande du frein à vis.
- 14 : Arbre.
- 15 : Grand levier de renvoi.
- 16 : Petit levier de renvoi.
- 17 : Arbre de renvoi.

Fig.242.

FREIN A VIS manoeuvrable du sol

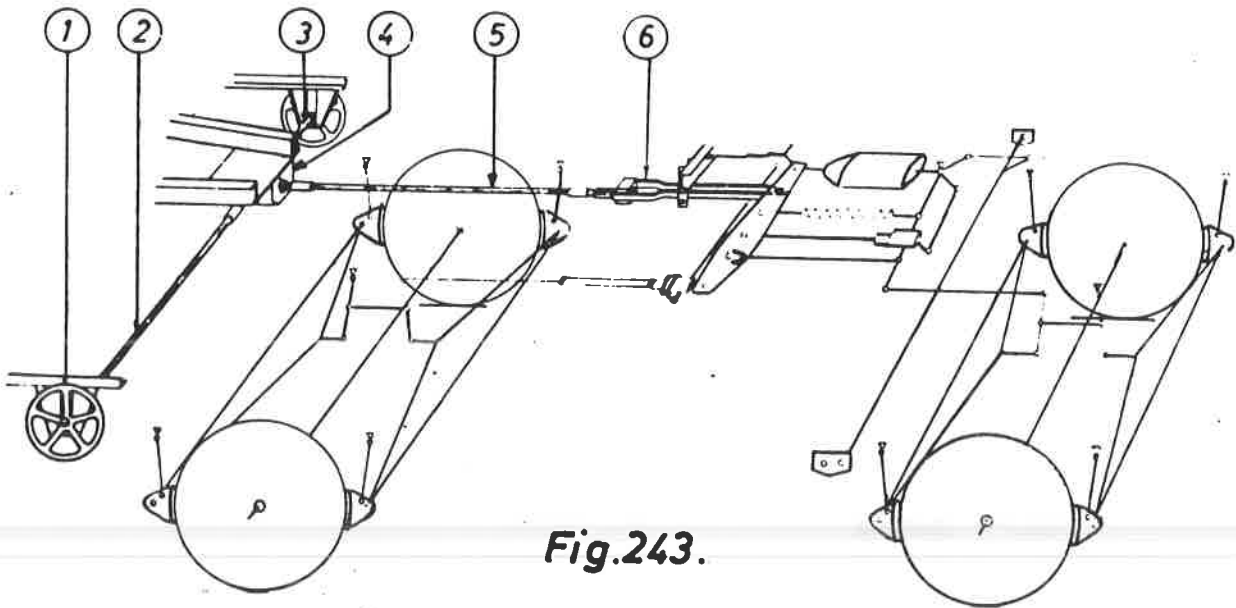


Fig.243.

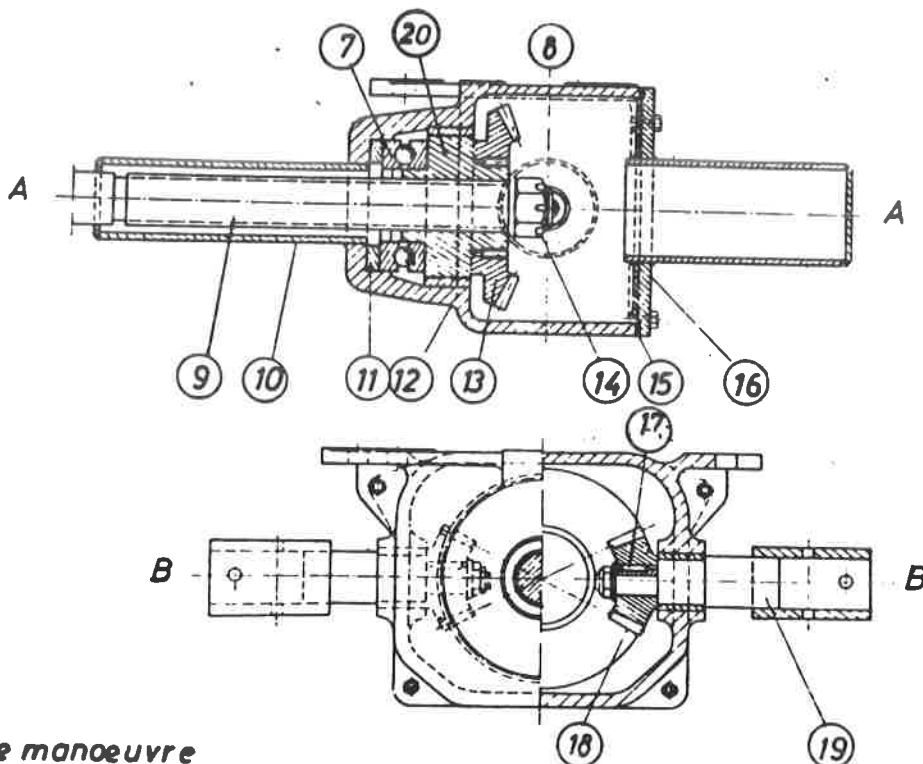


Fig.244.

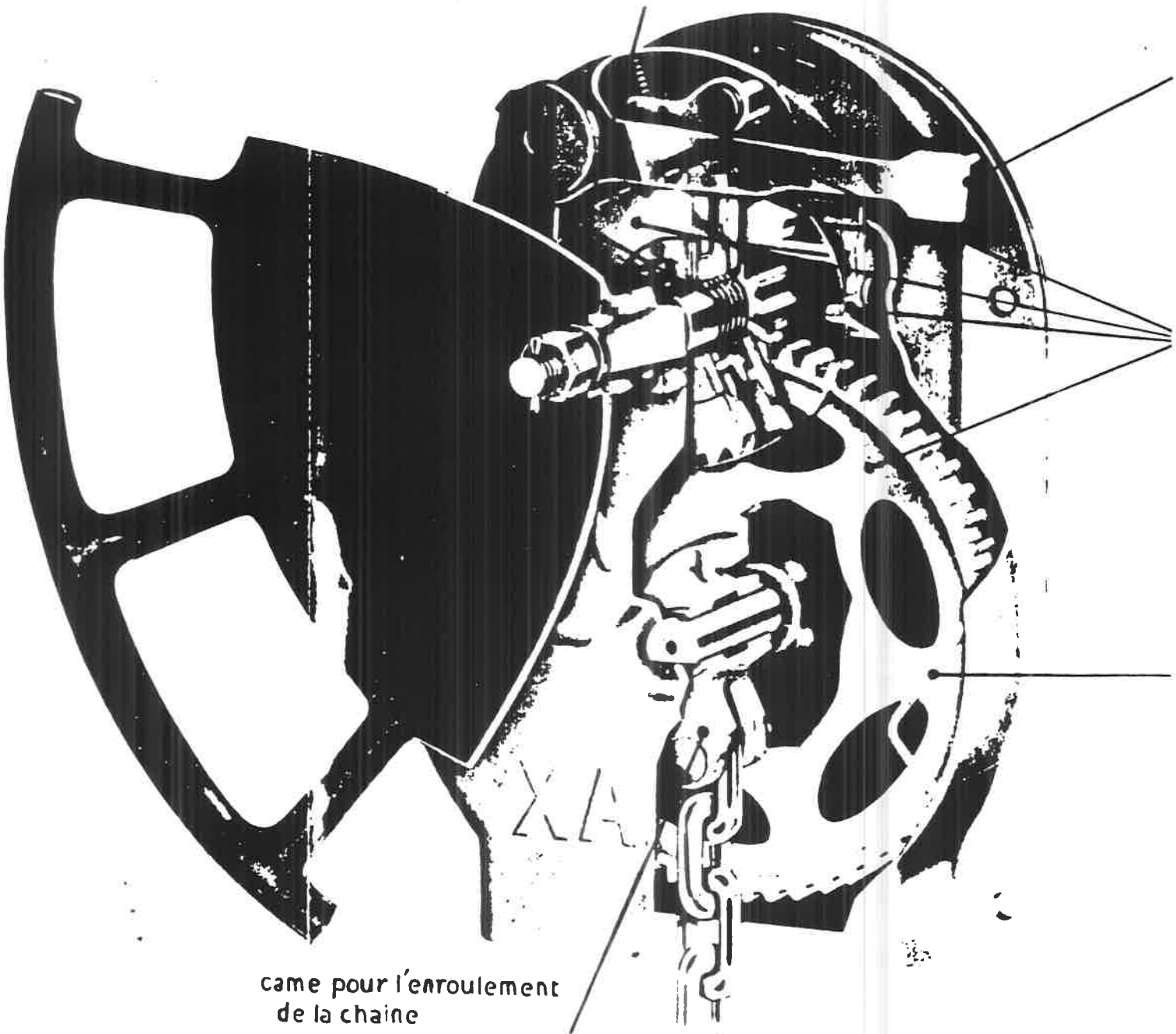
1: Volant de manoeuvre
 - Arbre de commande:
 2: Opposé au cylindre
 3: Côté cylindre
 4: Boite d'engrenage
 5: Vis de frein
 6: Bielle à coulisse
 7: Butée simple à billes
 8: Boite d'engrenage
 9: Vis de manoeuvre
 10: Tube de protection

11: Rondelle de butée
 12: Corps de boite
 13: Roue dentée
 14: Ecou à créneaux
 15: Joint
 16: Couvercle
 17: Clavette
 18: Roue dentée formant pignon
 19: Tête
 20: Ecou

Levier de commande du dispositif donnant un desserrage instantané et complet.

Pièces protégées contre la rouille et l'oxydation par traitement spécial.

Butée empêchant le serrage du frein par rotation du volant en sens inverse.



came pour l'enroulement de la chaîne

Fig. 245.

fig. 246 b.
Coupe - A-A

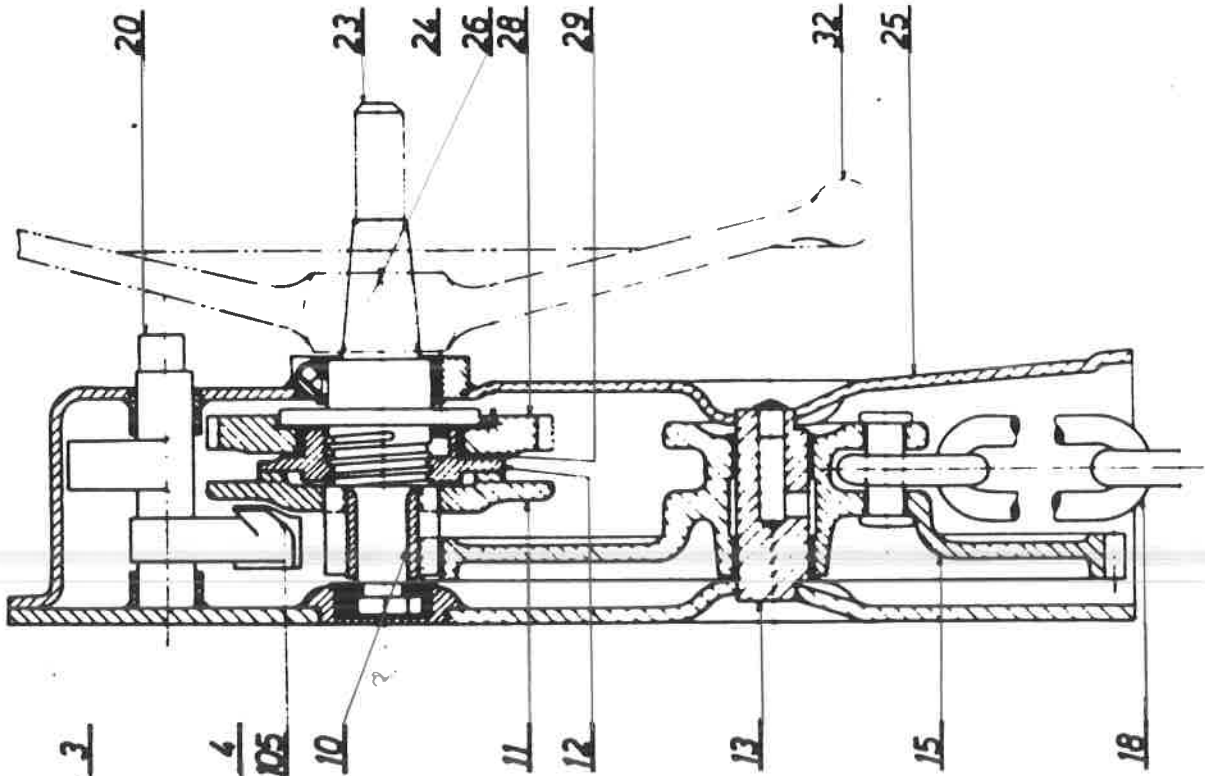


fig. 246 a.

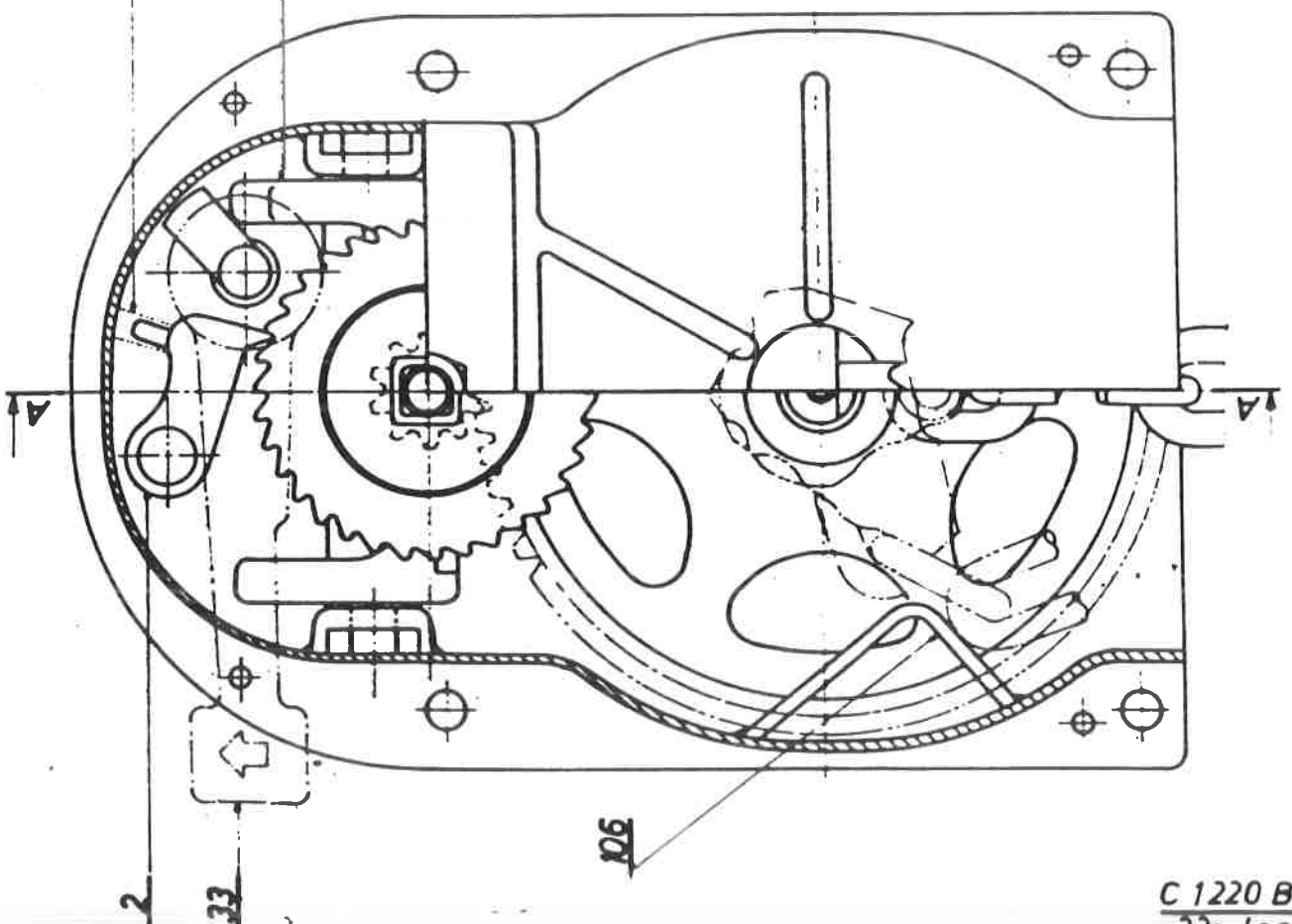
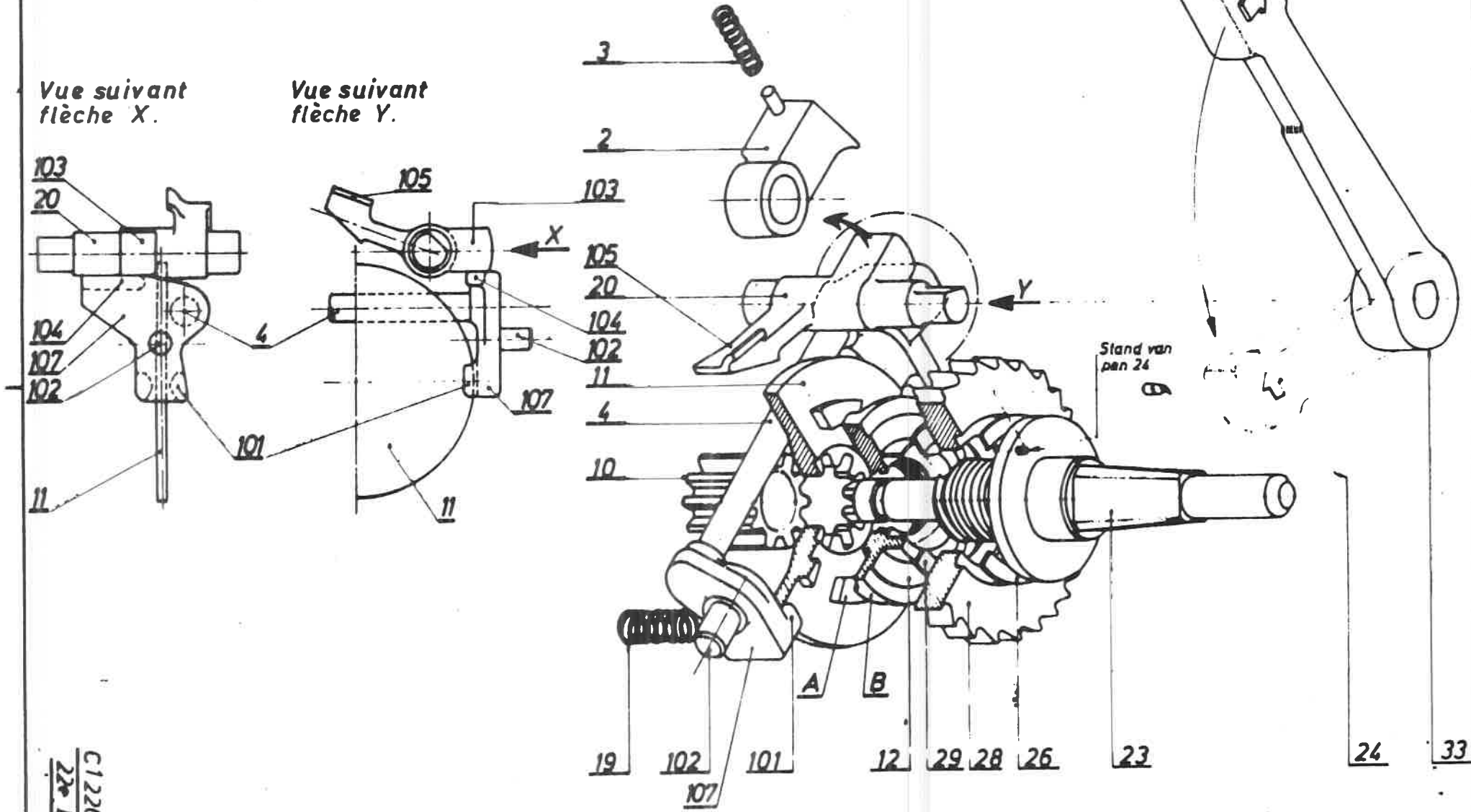


fig. 248.

fig. 247.

Vue suivant
flèche X.

Vue suivant
flèche Y.



C1220 B.
2de Leçon

Annexe: 172.

Manoeuvrable a partir du sol.

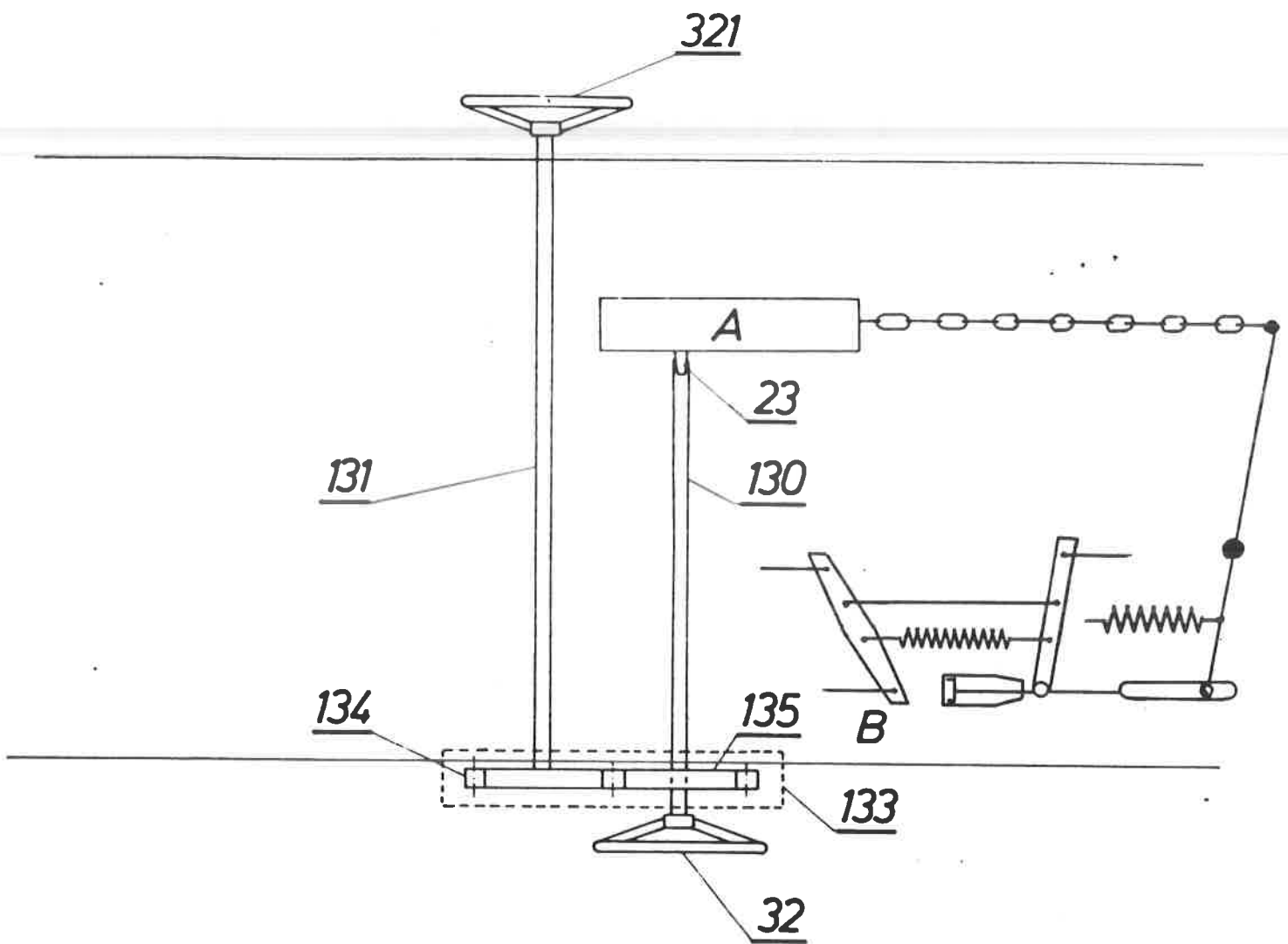


Fig.249.

Desserrage instantané.

(Système: traction.)

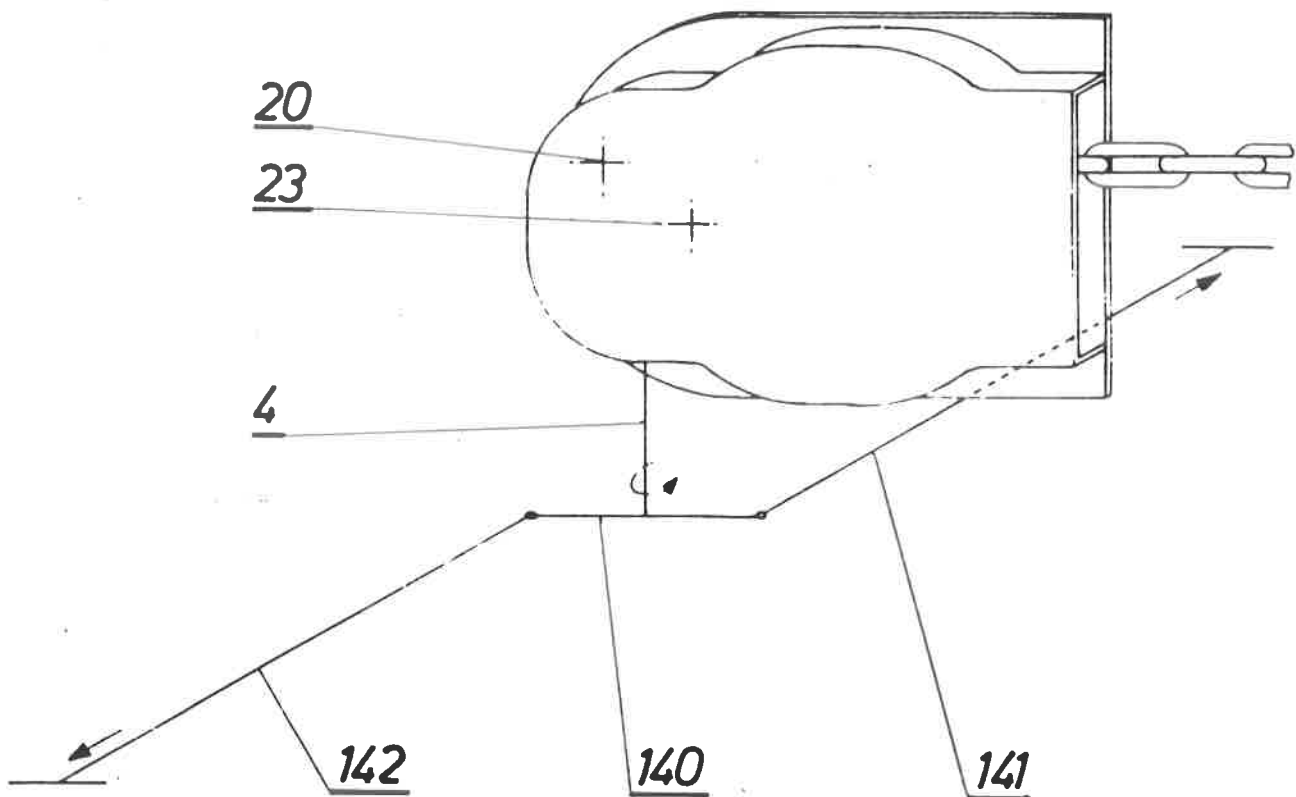


Fig. 250.

Chapitre 13LE SIGNAL D'ALARME.Introduction.13.1. Généralités.

Le signal d'alarme constitue un frein de secours, mis à la disposition des voyageurs et du personnel du train pour provoquer l'arrêt du train en cas de danger. Lorsqu'on tire sur une des poignées d'appel placées à l'intérieur des voitures, il se crée une importante chute de pression dans la conduite générale, qui a pour effet de mettre en action le frein de tous les véhicules du train.

Les différents systèmes utilisés sur le matériel S.N.C.B. sont tous basés sur le même principe de fonctionnement; ils ne diffèrent entre eux que par les dispositions constitutives des organes constitutifs.

En principe, un équipement de signal d'alarme comporte :

- a) un dispositif de commande ou boîte d'appel, mis à la disposition des voyageurs.
- b) un appareil d'échappement branché sur une tuyauterie raccordée à la conduite générale et actionné au départ par le dispositif de commande. Cet appareil provoque l'échappement de l'air comprimé de la conduite générale. Il est pourvu, soit d'un sifflot d'alarme, soit d'un tuyau qui conduit l'échappement de l'air sous la voiture pour permettre au personnel du train de repérer le véhicule sur lequel le signal d'alarme a été actionné.
- c) un dispositif de réarmement qui permet la remise en place de la poignée d'appel ainsi que la fermeture de l'appareil d'échappement. Ce dispositif ne peut être manoeuvré que par le personnel de train.

Nous décrirons ci-après, les principaux systèmes de signal d'alarme rencontrés sur le matériel S.N.C.B

13.2. Système Westinghouse à commande par câble.

Ce système est monté entre autres sur les voitures K 1.

13.2.1. La boîte d'appel (voir fig. 254).

Il est constitué par une poignée d'appel et par un fil d'acier reliés à une extrémité au levier de commande L (voir fig. 255) des soupapes de l'appareil d'échappement et placés dans une gaine sur toute la longueur du long pan à l'intérieur de la voiture. L'effort de traction sur le fil, nécessaire pour faire mouvoir le levier, est donné dans chaque compartiment, par une poignée d'appel à la disposition des voyageurs.

2.

Le mécanisme comprend un levier coudé (A) pouvant pivoter autour d'un axe (O). Une extrémité du levier est recourbée et s'engage dans le taquet T fixé par 2 vis sur le fil de commande. L'autre extrémité est rattachée à une chaînette (C) à laquelle est suspendue la poignée d'appel P.

Lorsqu'on exerce un effort de traction sur la poignée, le levier coudé pivote autour de son axe (O). Dans son mouvement, l'extrémité engagée dans le taquet, fait déplacer longitudinalement le fil de commande qui actionne le levier de l'appareil d'échappement.

Lors de la remise en place, le fil de commande fait pivoter le levier dans le sens opposé par l'intermédiaire du taquet et la poignée est replacée dans sa position initiale.

13.2.2. Appareil d'échappement (fig. 255).

L'appareil comporte :

- un corps (A) pourvu de deux raccords (C) et (B) permettant de raccorder l'appareil respectivement à une tuyauterie reliée à la conduite générale et à l'atmosphère ;
- une grande soupape (D) dont la tige creuse est terminée par un piston guidé (E) percé d'un trou calibré ;
- une petite soupape (F) dont la tige coulisse à l'intérieur de celle de la grande soupape et la dépasse de 2 mm. Le piston guide (E) sert en même temps de siège à la soupape F.

La soupape (D) est maintenue sur son siège par le ressort (G) agissant sur le piston guide (E) et par la pression d'air dans la chambre (J). La soupape (F) est maintenue sur son siège par le ressort (H).

La chambre (I) est en communication avec l'atmosphère par le raccord (B).

- un levier (L) de forme spéciale pouvant basculer autour du point fixe (O) est en contact permanent avec l'extrémité de la tige de la soupape (F). En position de repos, il n'exerce aucune pression sur cette tige. L'extrémité du levier est pourvue d'un oeillet destiné à le raccorder au fil de commande. Le levier est pourvu d'une poignée (P) destinée à le re placer en position normale et est maintenu dans cette position par deux ressorts (R).

13.2.3. Fonctionnement du signal d'alarme.

En position normale, la soupape (F) est fermée et les chambres (J) et (M) sont en communication avec la conduite générale. Le piston guide (E) se trouve donc en équilibre et la soupape (D) est poussée contre son siège par l'air de la conduite générale.

Lorsque le levier (L) de la boîte à soupape a été basculé par suite de la manoeuvre d'une poignée d'appel (rotation dans le sens contraire des aiguilles d'une montre) la tige de la petite soupape (F)

descend d'abord et cette dernière quitte son siège. Aussitôt, l'air comprimé de la chambre (M) s'échappe à l'atmosphère par la tige creuse de la grande soupape, les orifices (K), la chambre (I) et le raccord (B). Il s'ensuit un écoulement lent de l'air de la chambre (J) vers la chambre (M) par le trou calibré du piston (E). La surface active du piston (E) étant plus grande que celle de la soupape (D), l'ensemble (E + D) descend, la soupape (D) quitte son siège et ouvre un large passage à l'air de la conduite générale vers l'atmosphère par le chemin (C), (D), chambre (I), raccord (B), atmosphère.

13.2.4. Réarmement (fig. 255).

Pour arrêter l'échappement, on ramène le levier (L) en position normale. La petite soupape (F) se ferme, l'échappement de l'air de la chambre (M) s'arrête et la pression dans cette chambre atteint à nouveau celle de la chambre (J). Le ressort (G) repousse l'ensemble vers le haut et la soupape (D) s'applique sur son siège.

L'échappement de l'air de la conduite générale s'arrête.

13.3. Le système "Oerlikon".

Le système "Oerlikon" est d'application sur tout le matériel voyageur construit dans les dernières années. En plus, il est monté sur les automotrices de construction ancienne et sur certaines voitures en remplacement du signal d'alarme commandé électriquement.

13.3.1. Description de principe et fonctionnement (fig. 256).

Le dispositif comprend une valve d'échappement, type NV 3, une conduite de commande parcourant toute la voiture et les boîtes d'appel pneumatiques nécessaires branchées sur la conduite de commande.

Par la commande d'une ou plusieurs boîtes d'appel du signal d'alarme, la valve d'échappement "NV 3" met la conduite générale du frein automatique à l'atmosphère.

Au contraire, lorsque les boîtes d'appel du signal d'alarme sont fermées, l'appareil "NV 3" interrompt la liaison avec l'atmosphère.

13.3.2. La boîte d'appel du signal d'alarme pneumatique (fig. 257).

La boîte d'appel du signal d'alarme comprend :

- une soupape (20) avec tige (15). Elle est reliée pneumatiquement à la conduite de commande ;
- un marteau (14) pouvant pivoter autour du point (13) et qui est poussé vers la gauche par le ressort (12) ;
- une poignée (23) avec tige (10). La tige (10) est pourvue des excavations D et E.
- un verrou (2), poussé continuellement vers la droite par le ressort (7). Au moyen du carré (6) avec fourche, il est possible de remettre le verrou (2) de l'extérieur dans sa position de gauche.

Lorsqu'on tire sur la poignée (23), le marteau (14) est actionné vers la droite et lève la soupape (20) de son siège, de sorte que la conduite de commande est mise à l'atmosphère.

Par la descente de la tige (10), l'excavation D s'est mise en face du verrou (2). Le verrou (2) est poussé vers la droite et la boîte d'appel est verrouillée dans la position ouverte.

Lorsque le chef de train actionne le carré (6) de façon à déplacer la fourche vers la gauche, la tige (10) peut être remontée, ce qui provoque la fermeture de la soupape (20).

13.3.3. La valve d'échappement "NV 3".

La valve d'échappement "NV 3" pour le signal d'alarme est le même appareil que la valve d'urgence de la veille automatique décrite dans la 19ème et 20ème leçon du cours 2220 A.

13.4. Le signal d'alarme commandé électriquement.

Ce système n'est plus d'application sur les nouvelles constructions; Toutefois, il existe toujours sur beaucoup de véhicules, par exemple sur les automotrices électriques.

Dans ce cas, la valve d'échappement est une électrovalve. Lorsque l'électrovalve est excitée, la tige A ouvre la soupape B. L'air de la conduite générale parvient par les canalisations K et L sur le piston H et provoque l'ouverture de la soupape F. De cette façon, la conduite du frein automatique est mise à l'atmosphère.

L'excitation de l'électrovalve est obtenue par la mise sous tension du fil de train "signal d'alarme".

Il suffit de tirer sur la poignée d'une des boîtes d'appel du signal d'alarme pour mettre sous tension le fil de train "signal d'alarme" (cas des automotrices électriques).

La fig. 259 représente une électrovalve pour signal d'alarme.

Fonctionnellement, la boîte d'appel est un interrupteur de courant. Elle est construite de manière identique à une boîte d'appel du signal d'alarme pneumatique (fig. 257) où toutefois, l'ensemble de la soupape (20) a été remplacé par un interrupteur "fin de course" (fig. 260) dont les contacts A et B se ferment tandis que sous l'influence du ressort (r) la tige T entre dans l'excavation F de façon à bloquer la poignée de commande. Cette dernière ne pourra être remise en place qu'au moyen d'une clef carrée. Lorsque le verrou T sortira de l'encoche F, le ressort R provoquera le relèvement de la poignée en position normale.

Chapitre 14

L'accélérateur de vidange Oerlikon - Type SB 3.

14.1. Introduction.

L'accélérateur de vidange est branché sur la conduite du frein automatique par une conduite à grande ouverture.

Son rôle est, dans le cas d'un freinage de secours, d'augmenter la vitesse de propagation de la chute de pression de la tête jusqu'en queue du train.

L'accélérateur de vidange doit mettre la conduite générale en communication avec l'atmosphère à l'occasion d'un serrage d'urgence. Par contre, il ne peut pas influencer la conduite générale lors des serrages normaux.

Ces deux exigences apparemment contradictoires sont exprimées par les définitions suivantes :

Insensibilité. L'accélérateur ne doit pas fonctionner pour une baisse uniforme de 1,800 bar en 6 secondes, de la pression à la conduite.

Sensibilité. L'accélérateur de vidange de conduite doit entrer en action au bout de 2 secondes, au plus tard, pour une baisse uniforme ramenant la pression de conduite de 5 à 3,200 bar en 3 secondes.

14.2. Description (voir fig. 261).

L'accélérateur de vidange Oerlikon SB 3 est dérivé du dispositif de signal d'alarme type NV 3.

Il s'y distingue seulement par les points suivants :

- a) le passage des orifices calibrés est changé
- b) la capacité de la chambre D est augmentée par le réservoir 12
- c) la chambre C n'a aucune liaison avec un autre appareil.

Une seule conduite (conduite générale) est donc accouplée à l'accélérateur de vidange SB 3. Entre l'accélérateur de vidange et la conduite générale un robinet d'isolement est obligatoire.

14.3. Fonctionnement.

14.3.1. Remplissage de la conduite générale.

Supposons que les 4 chambres A, B, C et D sont vides.

Lors de la mise sous pression de la conduite générale, la chambre A est remplie tout de suite à la même pression. Les chambres C et D se remplissent plus lentement à cause des orifices calibrés 6 et 11. A cause de sa petite capacité, la pression dans la chambre C mon-

6.

te moins lentement que celle de la chambre D de sorte que la membrane 9 subit une différence de pression dirigée vers le bas. Le piston 8 n'a donc aucune influence sur la soupape 4.

Après un certain temps, les deux chambres C et D sont remplies à la même pression, c.à.d. 5 bar et l'installation est prête pour fonctionner.

14.3.2. Freinage normale du train.

La chute de pression dans la conduite générale, commandée pour obtenir un serrage gradué se fait à une vitesse modérée qui, en tête du train, a la valeur de $\pm 0,4$ bar/sec.

Lors de cette chute de pression, les chambres C et D se vident aussi à travers les orifices calibrés 6 et 11 (voir fig. 261). A cause de la capacité des chambres C et D et le passage des orifices calibrés 6 et 11, la pression tombe plus vite dans la chambre C que dans la chambre D, de sorte que le piston 8 subit une différence de pression dirigée vers le haut.

Toutefois, pour des chutes de pression dans la conduite générale; à une vitesse comme celle citée plus haut, la différence de pression sur le piston 8 n'atteint pas la valeur nécessaire pour vaincre la tension du ressort 3 et l'effort pneumatique sur la soupape 4.

Il ressort de cette explication que, pour des serrages normaux, la soupape 4 reste fermée et que l'accélérateur de vidange reste sans influence sur le fonctionnement du frein.

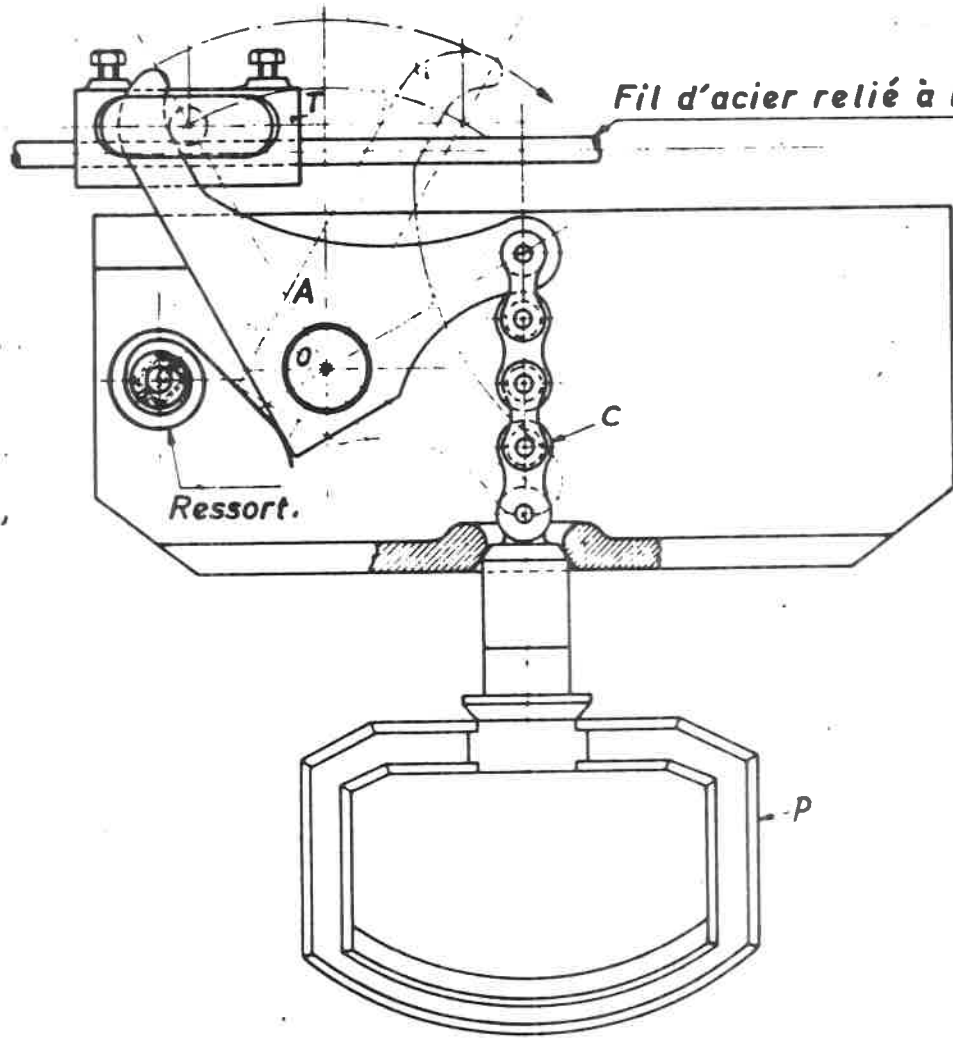
14.3.3. Serrage d'urgence commandé par le conducteur.

Lors d'un serrage d'urgence, la pression dans la conduite générale en tête du train tombe à une vitesse de $\pm 1,5$ bar/sec.

Comme il ressort de l'art. 14.3.2, le piston subira une différence de pression, dirigée vers le haut. Toutefois, cette différence de pression augmente maintenant beaucoup plus vite que dans le cas d'un serrage gradué.

A un certain moment, la différence de pression est suffisante pour vaincre la tension du ressort 3 et l'influence de l'air agissant sur la soupape 4, de sorte que cette dernière est levée de son siège. La conduite générale se trouve en communication avec l'atmosphère.

La soupape 4 reste ouverte aussi longtemps que la différence de pression agissant sur le piston 8 est suffisante pour vaincre les efforts vers le bas. L'orifice calibré 11 est choisi de telle façon qu'il y a une différence de pression suffisante pendant le temps pour vider presque complètement la conduite générale. Entre-temps, la chambre D se vide aussi par l'orifice 11 et la différence de pression sur le piston 8 diminue pour finalement être inférieure à la valeur nécessaire pour tenir la soupape ouverte. Celle-ci se referme et l'installation est prête pour laisser réalimenter la conduite générale.



Fil d'acier relié à l'appareil d'échappement.

Ressort.

P

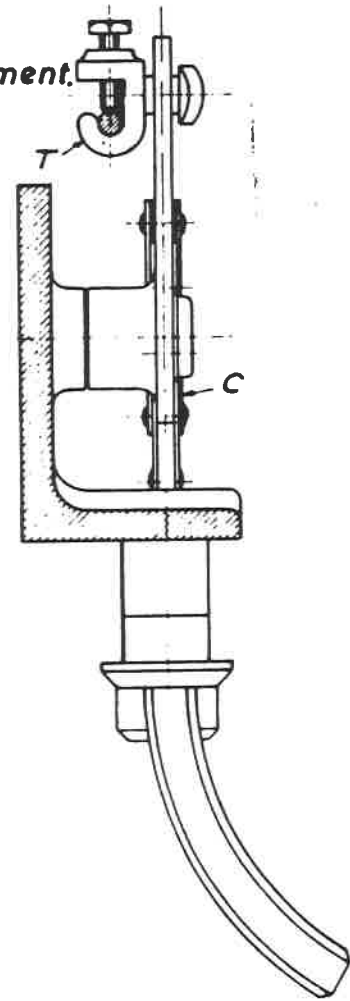
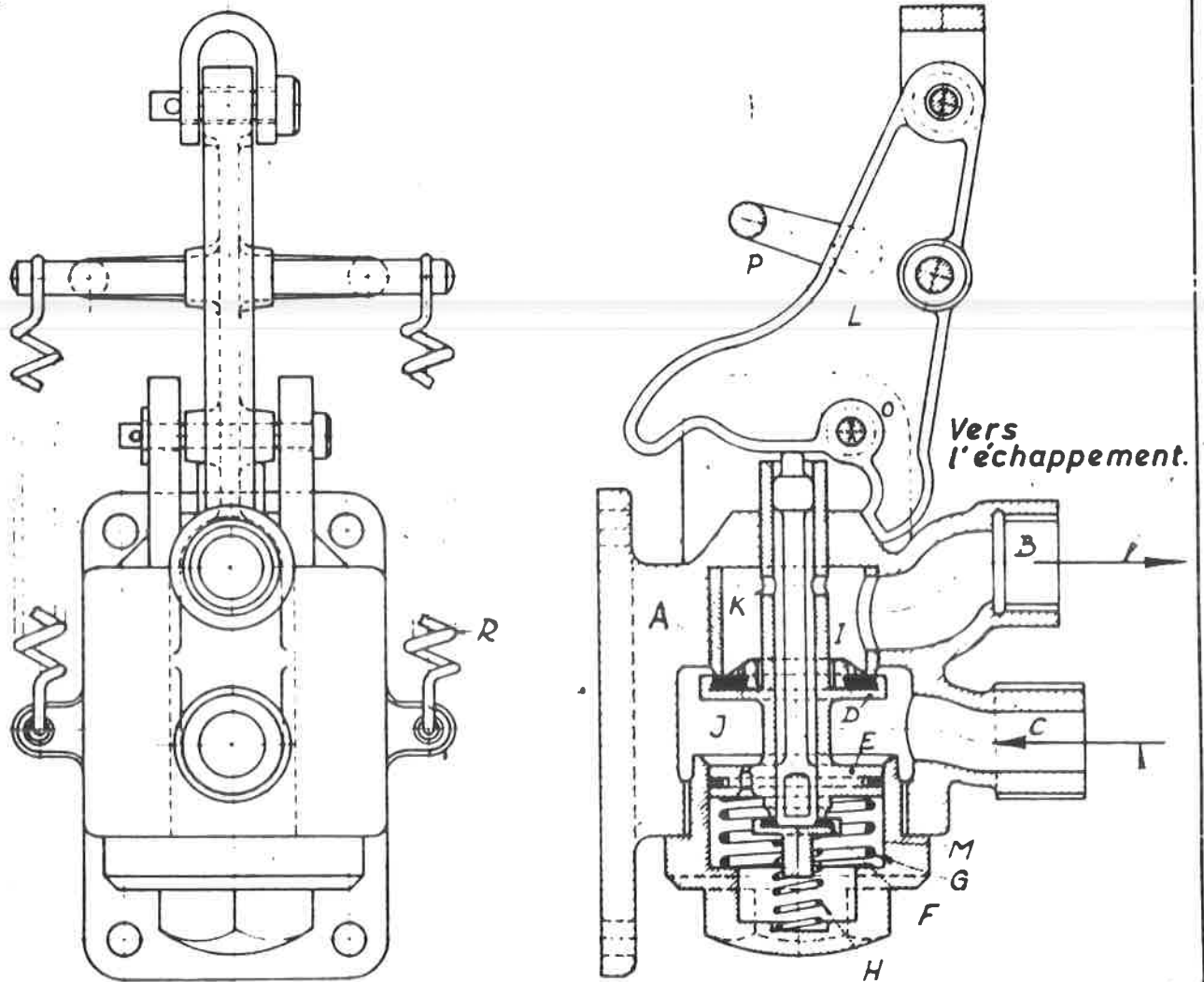


Fig 254.

C1220B
23e leçon

Annexe: 177.



De la conduite générale

Fig :255.

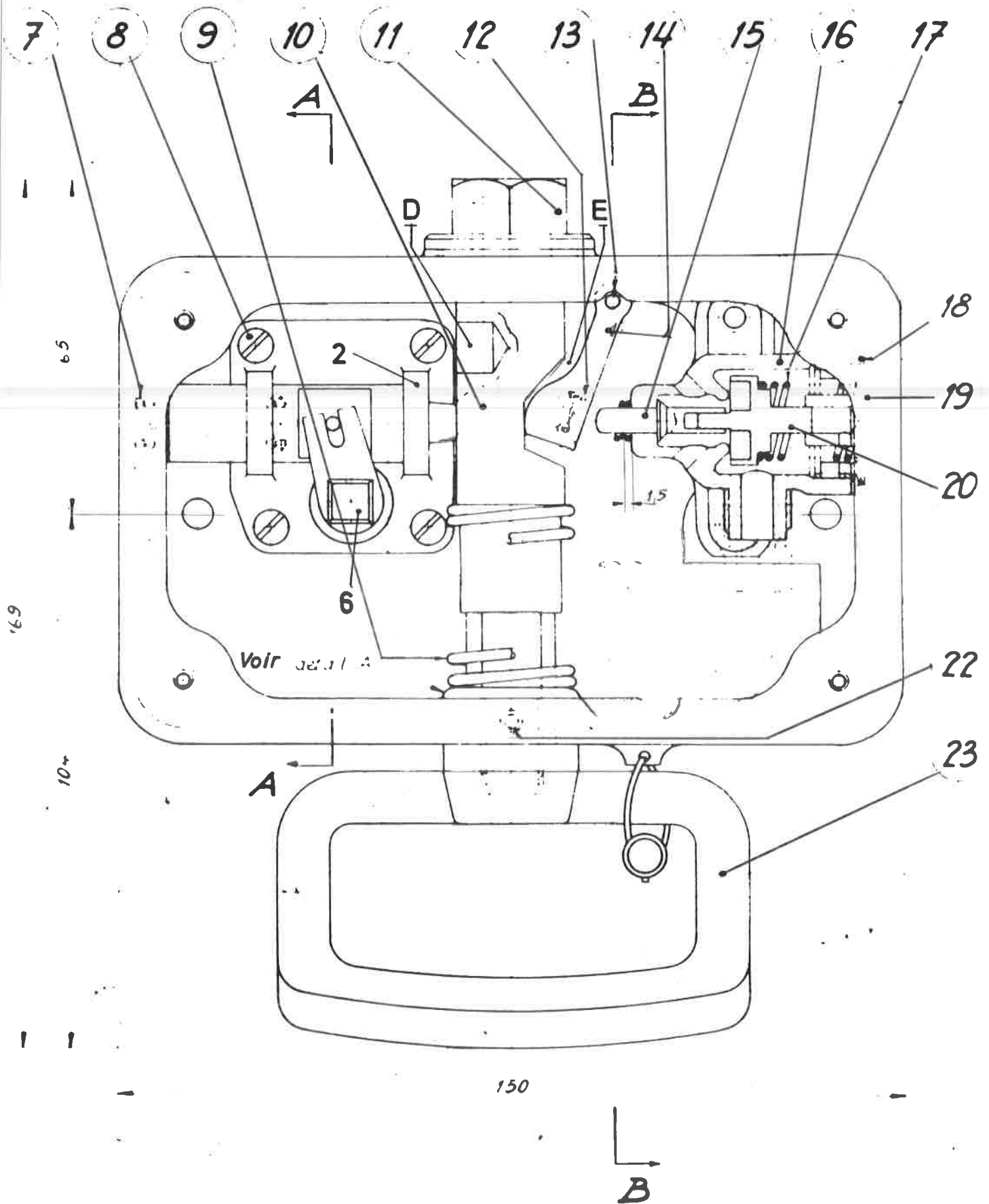


Fig.257.

Signal d'alarme à commande pneumatique.

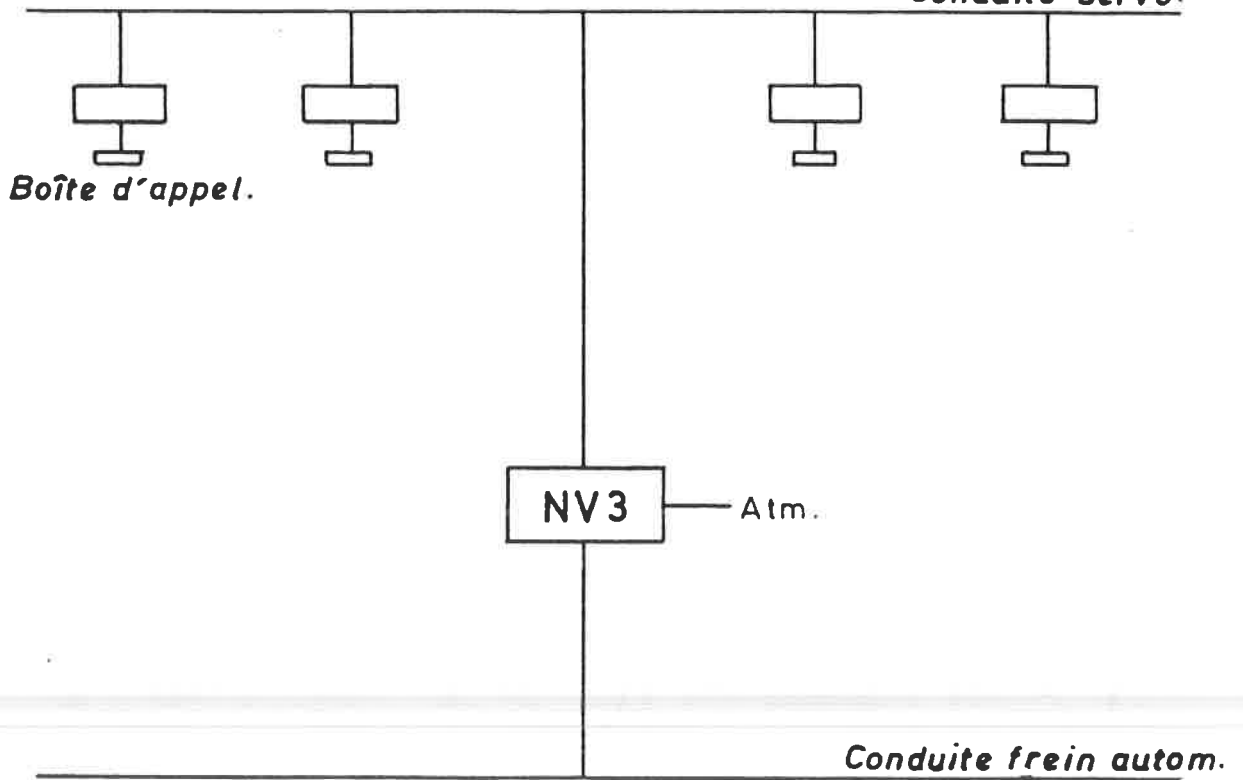


Fig.256.

Signal d'alarme à commande électrique.

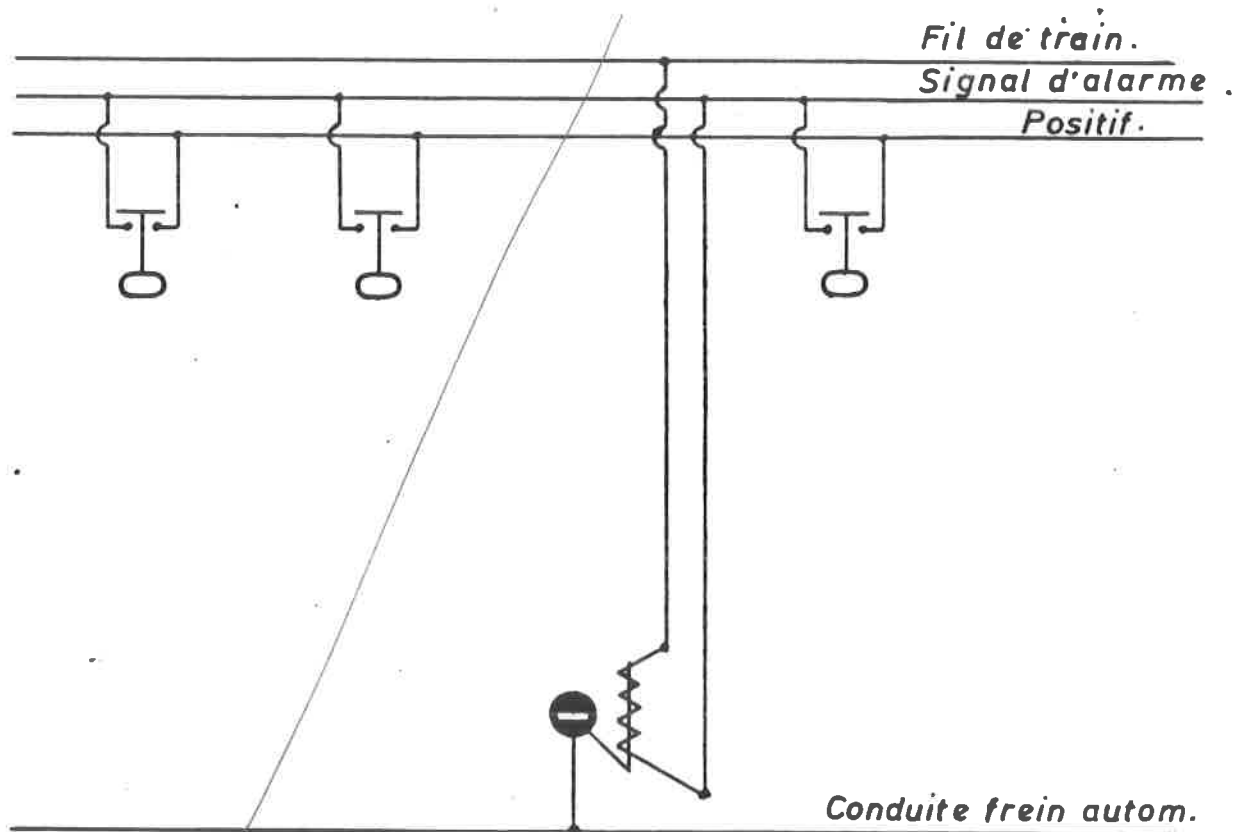


Fig.258.

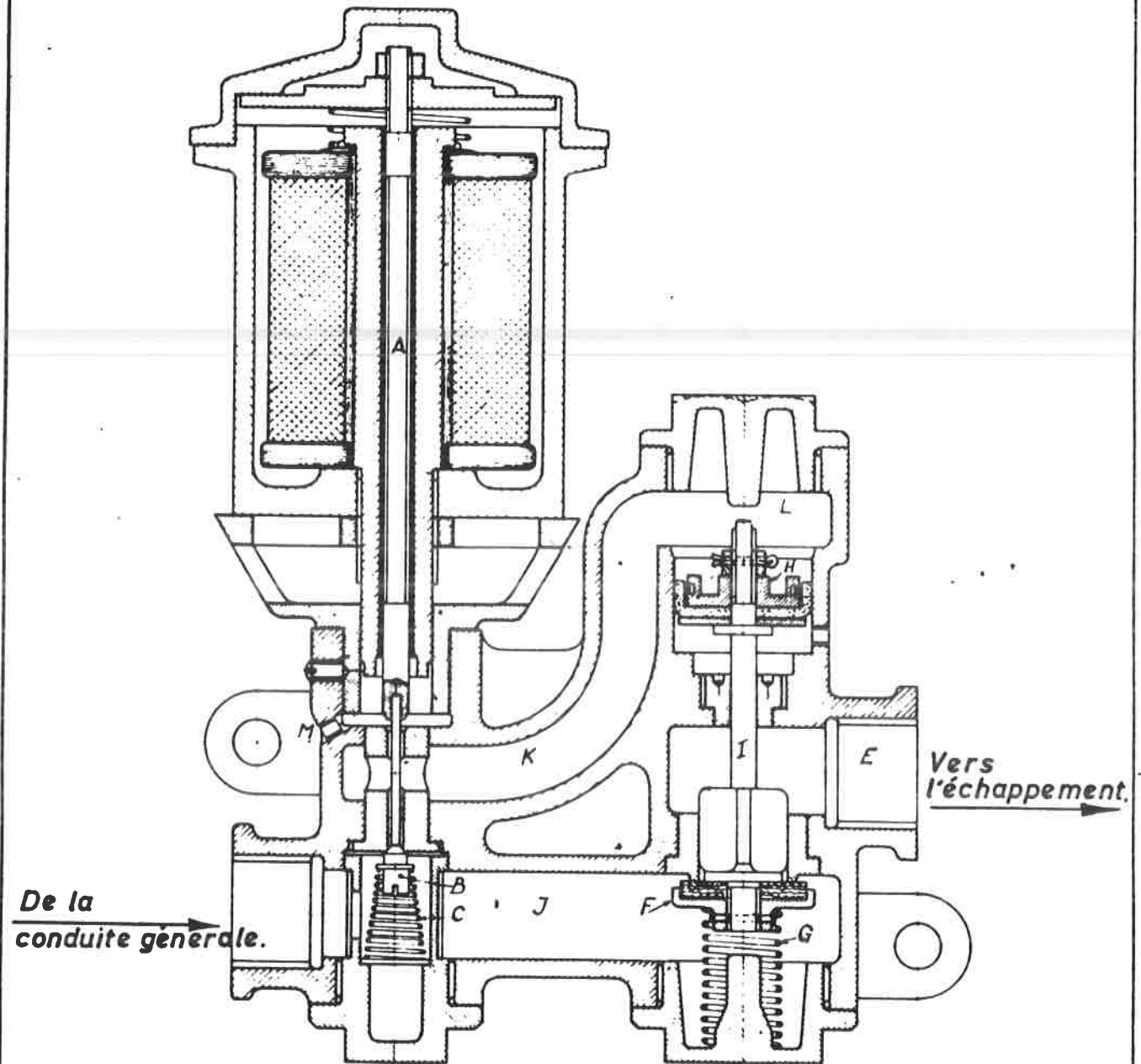


Fig 253.

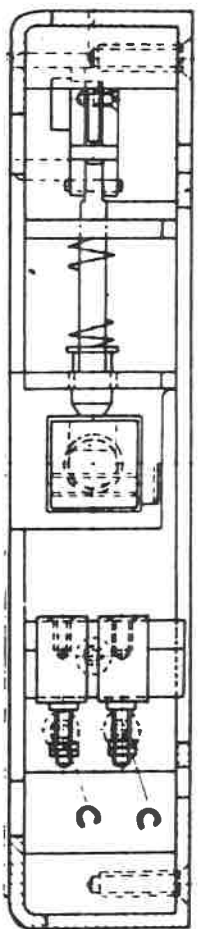
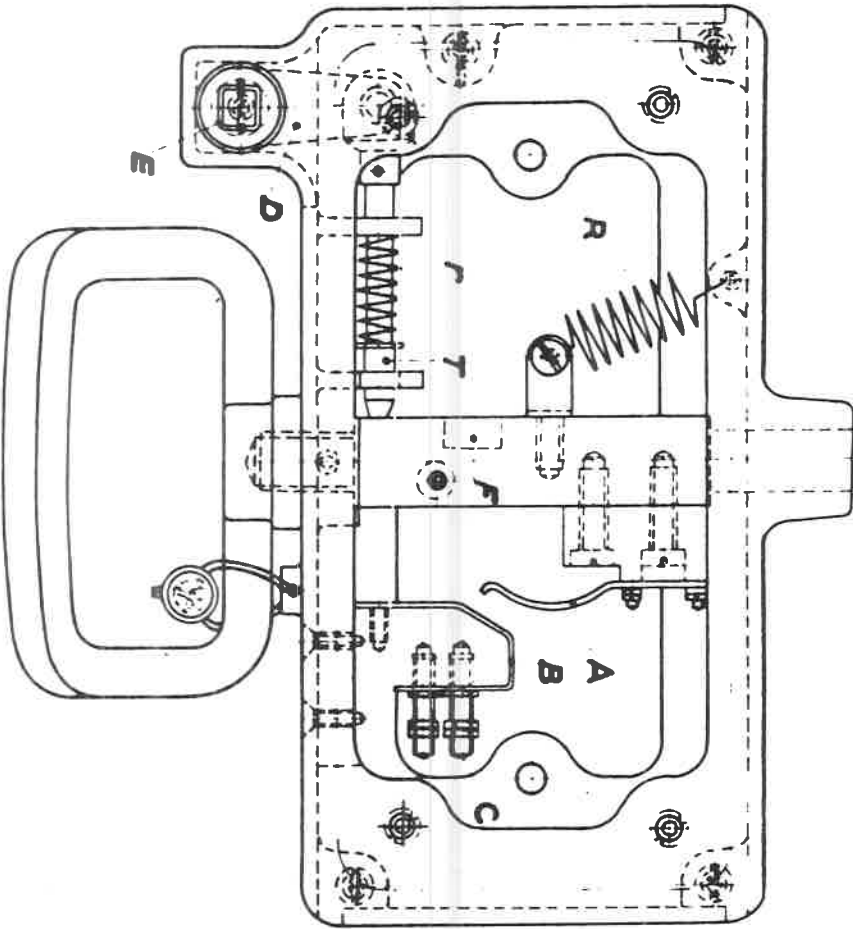


Fig. 260.

ACCELERATEUR DE VIDANGE TYPE SB 3.

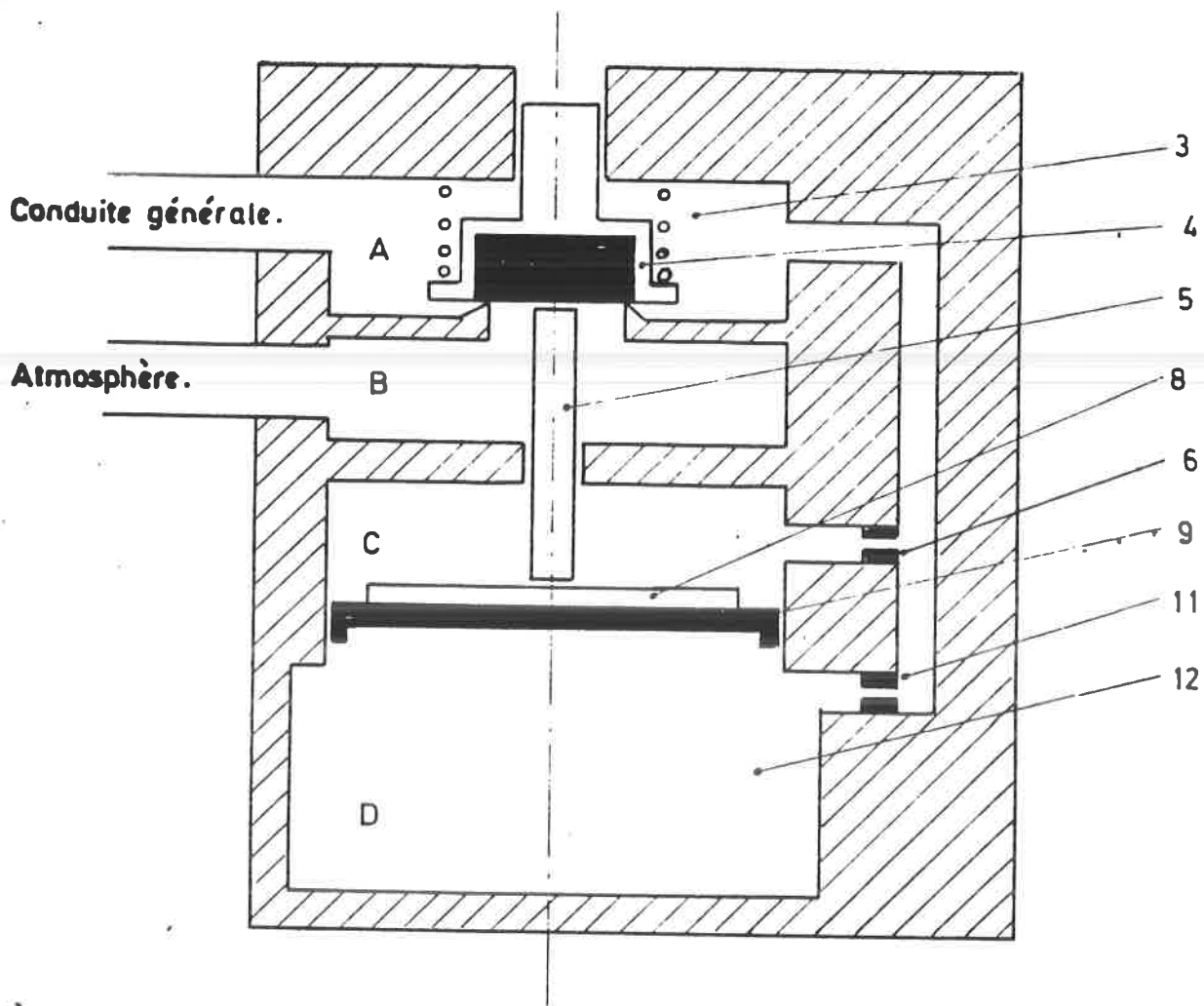


Fig.261.

7.7. Le Frein de secours - Signal d'alarme.

7.7.1. Généralités.

Le signal d'alarme constitue un frein de secours, mis à la disposition des voyageurs et du personnel du train pour provoquer l'arrêt du train en cas de danger. Lorsqu'on tire sur une des poignées d'appel placées à l'intérieur des voitures, il se crée une importante et rapide chute de pression dans la conduite générale, qui a pour effet de mettre en action le frein de tous les véhicules du train.

Les différents systèmes utilisés sur le matériel S.N.C.B. sont tous basés sur le même principe de fonctionnement; ils ne diffèrent entre eux que par les dispositions constitutives des organes constitutifs.

En principe, un équipement de signal d'alarme comporte:

- a) un dispositif de commande, mis à la disposition des voyageurs.
- b) un appareil d'échappement branché sur une tuyauterie raccordée à la conduite générale et actionné au départ par le dispositif de commande par l'intermédiaire d'un câble ou par le courant électrique; cet appareil provoque l'échappement de l'air comprimé de la conduite générale. Il est pourvu, soit d'un sifflet d'alarme, soit d'un tuyau qui conduit l'échappement de l'air sous la voiture pour permettre au personnel du train de repérer le véhicule sur lequel le signal d'alarme a été actionné.
- c) un dispositif de réarmement qui permet la remise en place de la poignée d'appel ainsi que la fermeture de l'appareil d'échappement. Ce dispositif ne peut être manoeuvré que par le personnel du train.

Nous décrirons ci-après, les principaux systèmes de signal d'alarme rencontrés sur le matériel S.N.C.B.

7.7.2. Système Westinghouse à commande par câble.

7.7.2.1 Dispositif de commande. (fig. 172)

Il est constitué par une poignée d'appel et par un fil d'acier reliés à une extrémité au levier de commande des soupapes de l'appareil d'échappement et placés dans une gaine sur toute la longueur du long pan à l'intérieur de la voiture. L'effort de traction sur le fil, nécessaire pour faire mouvoir le levier, est donné dans chaque compartiment, par le dispositif avec poignée d'appel qui comporte une boîte contenant le mécanisme de commande auquel est relié la poignée.

Van der Ryne. 301753. S. 70 (500)

Le mécanisme comprend un levier coudé (A) pouvant pivoter autour d'un axe (O). Une extrémité du levier est recourbée et s'engage dans un taquet T fixé par 2 vis sur le fil de commande. L'autre extrémité est rattachée à une chaînette (C) à laquelle est suspendue la poignée d'appel P.

Lorsqu'on exerce un effort de traction sur la poignée, le levier coudé pivote autour de son axe. Dans son mouvement, l'extrémité engagée dans le taquet, fait déplacer longitudinalement le fil de commande qui actionne le levier de l'appareil d'échappement.

Lors de la remise en place, le fil de commande fait pivoter le levier dans le sens opposé par l'intermédiaire du taquet et la poignée est replacée dans sa position initiale.

7.7.2.2 Appareil d'échappement (fig. 173)

L'appareil comporte :

- un corps (A) pourvu de deux raccords (C) et (B) permettant de raccorder l'appareil respectivement à une tuyauterie reliée à la conduite générale et à l'atmosphère;
- une grande soupape (D) dont la tige creuse est terminée par un piston guidé (E) percé d'un trou calibré;
- une petite soupape (F) dont la tige coulisse à l'intérieur de celle de la grande soupape et la dépasse de 2 mm. Le piston guide (E) sert en même temps de siège à la soupape F.

La soupape (D) est maintenue sur son siège par le ressort (G) agissant sur le piston guide (E) et par la pression d'air dans la chambre (J); la soupape (F) est maintenue sur son siège par le ressort (H).

La chambre (I) est en communication avec l'atmosphère par le raccord (B).

- un levier (L) de forme spéciale pouvant basculer autour du point fixe (O) est en contact avec l'extrémité de la tige de la soupape (F). En position de repos, il n'exerce aucune pression sur cette tige. L'extrémité du levier est pourvue d'un oeillet destiné à le raccorder au fil de commande. Le levier est pourvu d'une poignée (P) destinée à le replacer en position normale et est maintenu dans cette position par deux ressorts (R).

7.7.2.3 Fonctionnement du signal d'alarme (fig. 173)

En position normale, les chambres (J) et (M) sont en communication avec la conduite générale. Le piston guide (E) se trouve donc en équilibre et la soupape (D) est poussée

contre son siège par l'air de la conduite générale.

Lorsque le levier (L) de la boîte à soupape a été basculé par suite de la manoeuvre d'une poignée d'appel, la tige de la petite soupape (F) descend d'abord et cette dernière quitte son siège. Aussitôt, l'air comprimé de la chambre (M) s'échappe à l'atmosphère par la tige creuse de la grande soupape, les orifices (K), la chambre (I) et le raccord (B). Il s'en suit un écoulement lent de l'air de la chambre (J) vers la chambre (M) par le trou calibré du piston (E). La surface active du piston (E) étant plus grande que celle de la soupape (D), l'ensemble (E + D) descend, la soupape (D) quitte son siège et ouvre un large passage à l'air de la conduite générale vers l'atmosphère par le chemin (C), (D), chambre (I), raccord (B), atmosphère.

7.7.2.4 Réarmement (fig.)

Pour arrêter l'échappement, on ramène le levier (L) en position normale. La petite soupape (F) se ferme, l'échappement de l'air de la chambre (M) s'arrête et la pression dans cette chambre atteint à nouveau celle de la chambre (J). Le ressort (G) repousse l'ensemble vers le haut et la soupape (D) s'applique sur son siège.

L'échappement de l'air de la conduite générale s'arrête.

7.7.3. Système à commande électrique.

Dans ce système, le dispositif d'échappement est constitué par une électrovalve dont l'électroaimant est alimenté par le courant électrique de la batterie. Lorsqu'on tire une poignée d'appel dans la voiture, les contacts intérieurs de la boîte d'appel ferment le circuit électrique de l'électroaimant qui fait fonctionner le relais pneumatique; l'air comprimé de la conduite générale peut s'échapper à l'atmosphère.

L'échappement continue jusqu'au moment où on ouvre le circuit électrique par la remise en place de la poignée d'appel.

7.7.3.1 Electrovalve (fig. 174).

L'électrovalve comporte :

- un relais pneumatique comprenant :
- une soupape d'admission (B) appliquée sur son siège par un ressort c;

- une soupape d'échappement (F) maintenue sur son siège par le ressort (G), dont l'ouverture est commandée par le mouvement vers le bas du piston (H) par l'intermédiaire d'une tige (I);
- un électro-aimant, dont l'armature (A) actionne la soupape (B), lorsque le circuit électrique est fermé.

Le relais pneumatique est raccordé par le raccord (D) à un tuyau relié à la conduite générale et par le raccord (E) à un tuyau d'échappement qui débouche sous le plancher de la voiture.

L'électrovalve est placée dans le bas de l'armoire à éclairage.

7.7.3.2 Boîte d'appel avec poignée (fig. 175).

La tige de la poignée, à l'intérieur de la boîte, est munie d'une lamelle de contact (A). La tige est maintenue en place par le ressort de rappel (R) et est pourvue d'une encoche (F).

La partie inférieure de la boîte est munie d'un dispositif de verrouillage de la tige, constitué par une tige (T) comprimant un ressort (r). La tige (T) exerce normalement une pression sur la tige de la poignée.

Deux lamelles (B), formant contact fixe, sont pourvues chacune d'une borne (c); l'une est raccordée à la batterie d'accumulateur, l'autre à l'électrovalve.

Un levier (D) relié à la tige (T) et pourvu d'un carré de Berne (E), permet d'agir à la main sur cette tige, au moyen de la clef de Berne, pour remettre en place la poignée.

Lorsque la poignée est tirée, la lamelle (A) vient en contact avec les deux contacts fixes (B) de la boîte et le circuit électrique entre la batterie et les bobines de l'électrovalve est alors fermé. En même temps, la tige (T) de verrouillage s'engage dans l'encoche (F) de la tige de la poignée, empêchant celle-ci de remonter seule.

7.7.3.3 - Réarmement.

Pour remettre en place la poignée, il suffit de tourner le carré (E) qui fait pivoter le levier (D) et désengager le verrou (T). La poignée est alors rappelée vers le haut par le ressort de rappel (R) et le contact entre la lamelle (A) et les contacts fixes (B) est rompu. Le circuit électrique de l'électro-aimant est interrompu.

7.7.3.4 - Fonctionnement du signal d'alarme.

En position de repos, l'air comprimé de la conduite générale remplit la chambre (J) sous la soupape d'échappement (F). Lorsque la bobine de l'électro-aimant est excitée, l'armature est attirée vers le bas et sa tige (A) ouvre la soupape (B) en comprimant le ressort (C).

L'air comprimé passe dans le conduit (K) et dans la chambre (L) au-dessus du piston (H). Lorsque la pression est suffisante, le piston descend et ouvre la soupape d'échappement (F) par l'intermédiaire de la tige (I). L'air de la chambre (J), c'est-à-dire celui de la conduite générale peut alors passer par la soupape (F) ouverte et s'échapper à l'atmosphère par le tuyau d'échappement.

Lorsque la bobine de l'électro-aimant est désexcitée par suite de la remise en place de la poignée d'appel, le ressort (C) peut repousser la soupape (B) sur son siège. La communication entre la conduite générale et la chambre (L) est ainsi coupée.

L'air restant dans la chambre (L) et dans le conduit (K) s'échappe à l'atmosphère par l'orifice (M) et, de ce fait, le ressort (G) peut repousser la soupape (F) sur son siège.

7.7.4. L'accélérateur de freinage S B 3 "Oerlikon".

Lors du freinage des longues rames, il n'est pas possible d'obtenir des parcours d'arrêt relativement courts, car la conduite générale ne se vide pas assez rapidement en queue du train, même lors d'un serrage rapide.

On ne peut obtenir une dépression rapide en queue du train qu'en utilisant des accélérateurs de freinage montés sur chaque véhicule. Ces appareils provoquent une chute rapide de la pression dans la conduite générale lors d'un serrage d'urgence.

L'accélérateur permet une vitesse de propagation du freinage assez élevée de l'ordre de 200 m/sec bien qu'il ne déclenche que lors d'une dépression de 1,8 k/cm² en 2 secondes dans la conduite générale. Il ne déclenche pas lors des serrages des services ordinaires, ni même lors d'un a-coup de remplissage d'une durée de 22 à 25 secondes après un serrage à fond.

Il est branché directement sur la conduite générale au milieu du véhicule et peut éventuellement être isolé.

6.

7.7.4.1 L'accélérateur SB3 combiné avec la valve -
relais d'urgence N V 1 pour signal d'alarme.

Cet appareil combiné est installé sur les voitures RIC type I 5.

Il réunit 3 fonctions :

- a) Accélération de l'effet de freinage en cas de freinage d'urgence, effectué par le machiniste.
- b) Chute rapide de la pression dans la conduite générale lorsqu'on fait fonctionner un signal d'alarme ou en cas de rupture d'attelage.
- c) Sert de valve-relais pour le signal d'alarme.

7.7.4.1.1. Description de l'appareil.

L'appareil combiné est représenté fig. 176.

Ses organes principaux sont constitués par un piston à membrane (17), un piston à membrane (15) auquel est fixée la soupape de vidange (3) de grande section.

Le piston à membrane (17) est soumis sur sa face supérieure à la pression de l'air de la conduite générale qui pénètre par le canal (1) et l'orifice (5) dans la chambre (6); sur sa face inférieure, à la pression régnant dans la chambre (8) alimentée par le trou calibré (7) qui la fait communiquer avec la chambre (6).

Le piston à membrane (15) sépare les deux chambres (9) et (10) alimentées chacune par la conduite générale, respectivement par les orifices calibrés (11) et (12). La chambre (10) est également en communication avec le signal d'alarme par le canal (13).

7.7.4.1.2. Remplissage des différentes chambres de l'appareil.

Après remplissage de la conduite générale du frein, il y règne une pression de 5 kg/cm².

La chambre (6) est donc également alimentée à la même pression ainsi que la chambre (8), mais avec un certain retard puisque l'alimentation s'effectue par l'orifice calibré (7). La différence de pression qui existe alors sur le piston à membrane (17) le pousse vers le bas et la soupape de vidange (3) n'est pas influencée.

En même temps, les chambres (9) et (10) étant alimentées respectivement par les orifices calibrés (11) et (12) de diamètres différents (orifice 11 plus petit qu'orifice (12)),

la pression dans la chambre (10) est supérieure à celle de la chambre (9) et la soupape (3) est maintenue appliquée sur son siège.

Il s'ensuit que pendant le remplissage des différentes chambres il ne peut se produire aucun échappement d'air de la conduite générale vers l'atmosphère.

7.7.4.1.3. Freinage ordinaire.

Si l'on provoque un abaissement de pression dans la conduite générale de manière à obtenir un freinage normal, la pression dans la chambre (6) diminue d'une façon modérée. Le réservoir (8) se décharge également par le trou calibré (7) de telle sorte que la différence de pression sur le piston à membrane (17) est insuffisante pour vaincre l'effort de l'air comprimé sur la soupape (3) et celui du ressort (16). Une situation analogue se présente sur le piston à membrane (15) où les deux chambres (9) et (10) se déchargent, vers la conduite générale, par les orifices calibrés (11) et (12).

La soupape de vidange (3) reste donc appliquée sur son siège.

7.7.4.1.4. Freinage d'urgence.

Lorsqu'on effectue dans la conduite générale, une dépression de 1,8 kg/cm² en moins de deux secondes pour provoquer un serrage d'urgence, la chambre (8) ne peut se décharger immédiatement par suite de la présence du trou calibré (7).

Il se produit une différence de pression qui agit de bas en haut, sur le piston à membrane (17), et qui est suffisante pour vaincre l'effort de haut en bas agissant sur la soupape d'échappement (3). Celle-ci est soulevée, et la conduite générale (1) communique directement avec l'atmosphère par l'orifice (4) et la chute de pression est instantanée.

Entretemps, la chambre (8) continue à se décharger par le trou calibré (7) de telle sorte qu'après un certain temps, la différence de pression sur le piston à membrane (17) diminue.

L'effort de bas en haut qui maintenait la soupape (3) levée s'affaiblit et celle-ci revient sur son siège en supprimant l'échappement de l'air de la conduite générale vers l'atmosphère.

7.7.4.1.5 - Mise en action du signal d'alarme.

Lorsqu'on actionne la poignée d'un signal d'alarme, la soupape (14), branchée sur la conduite (13), s'ouvre par un mécanisme d'enclenchement et de ce fait, il se produit une chute rapide de pression dans la chambre (10), par suite de la présence du trou calibré (12) entre la conduite générale (1) et la chambre (10). La pression dans cette dernière devient pratiquement nulle, tandis que dans la chambre (9), la pression de la conduite générale continue à régner. A ce moment, il existe une différence de pression qui agit de bas en haut sur le piston à membrane (15) et qui a pour effet de soulever la soupape de vidange (3) et de provoquer une chute rapide de pression dans la conduite générale. Cet échappement d'air se maintient jusqu'au moment où la soupape (14) est ramenée sur son siège par le mécanisme d'enclenchement de la poignée; la chambre (10) est réalimentée et l'équilibre des pressions sur le piston à membrane (15) est rétabli, ce qui provoque la fermeture de la soupape de vidange (3).

7.7.4.1.6 - Isolement de l'accélérateur.

On peut mettre l'accélérateur de freinage hors service au moyen de la poignée (18) du robinet (19) que l'on place horizontalement.

De cette façon, on met en communication les chambres (6) et (8) par le canal du robinet (19), de telle sorte que la même pression est maintenue sur les deux faces du piston à membrane (17). L'accélérateur ne peut se mettre en action.

7.7.4.2. L'accélérateur de vidange SB3 non combiné.

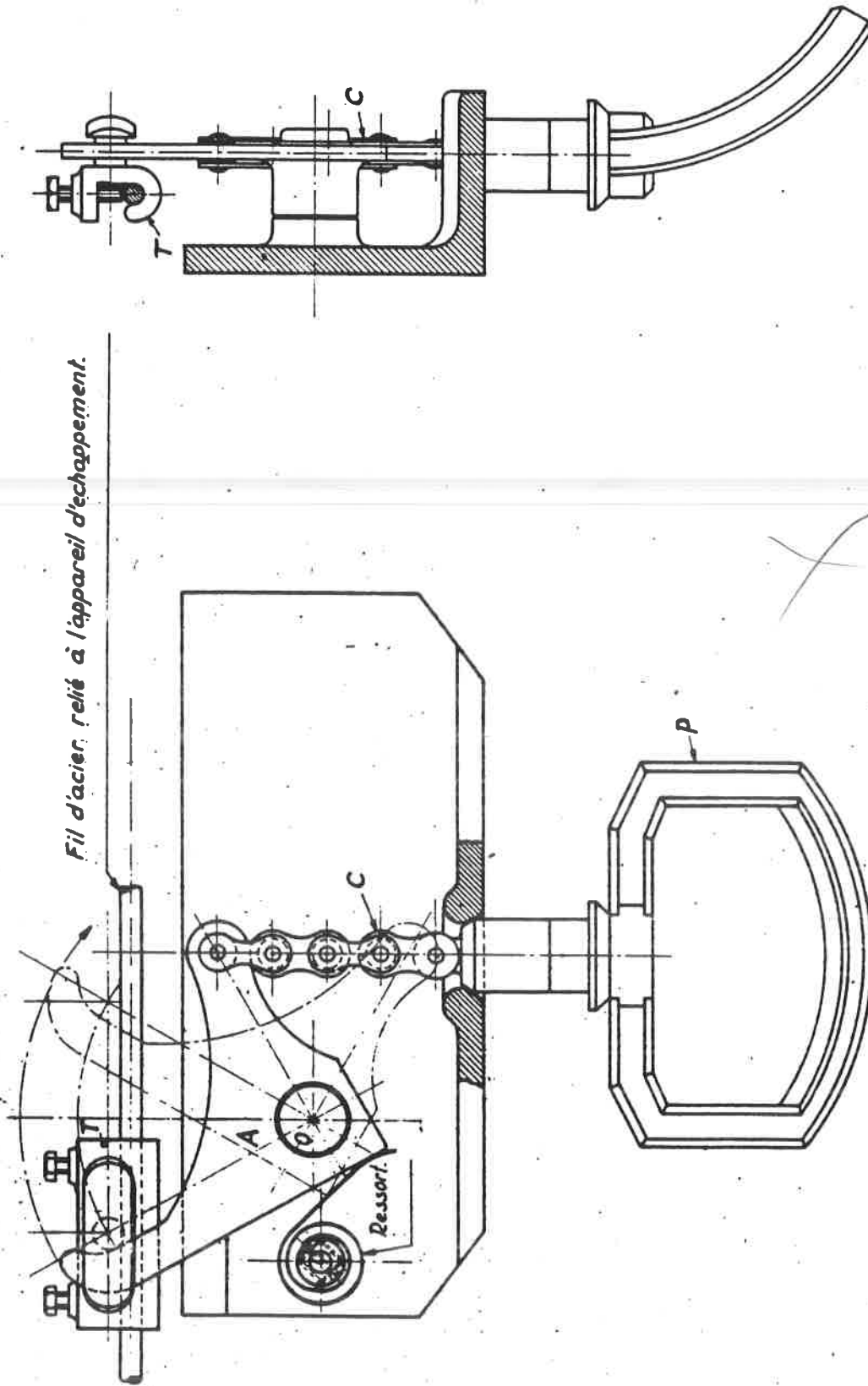
Cet appareil est représenté fig. 177.

Il est appliqué sur les voitures RIC, autres que les P 5.

Il diffère du système combiné par le fait que le piston à membrane (15) est remplacé par un couvercle monté sur le corps de l'appareil.

Avec cet appareil, le signal d'alarme n'a aucune action sur l'accélérateur.

Son fonctionnement est identique à celui de l'appareil précédent décrit ci-avant.

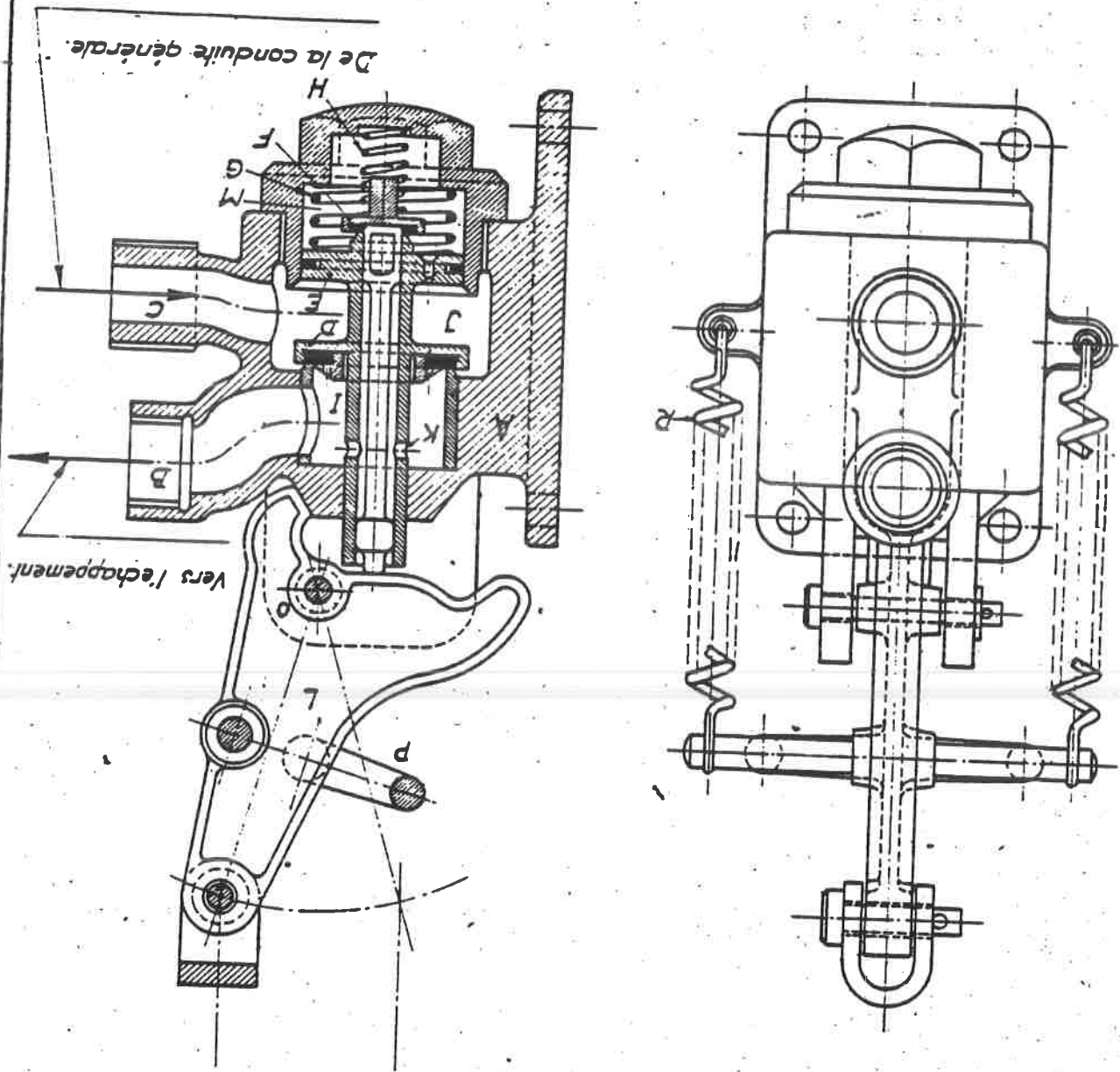


Fil d'acier relié à l'appareil d'échappement.

Fig: 172

Map Autryus 307 P. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

Fig: 173



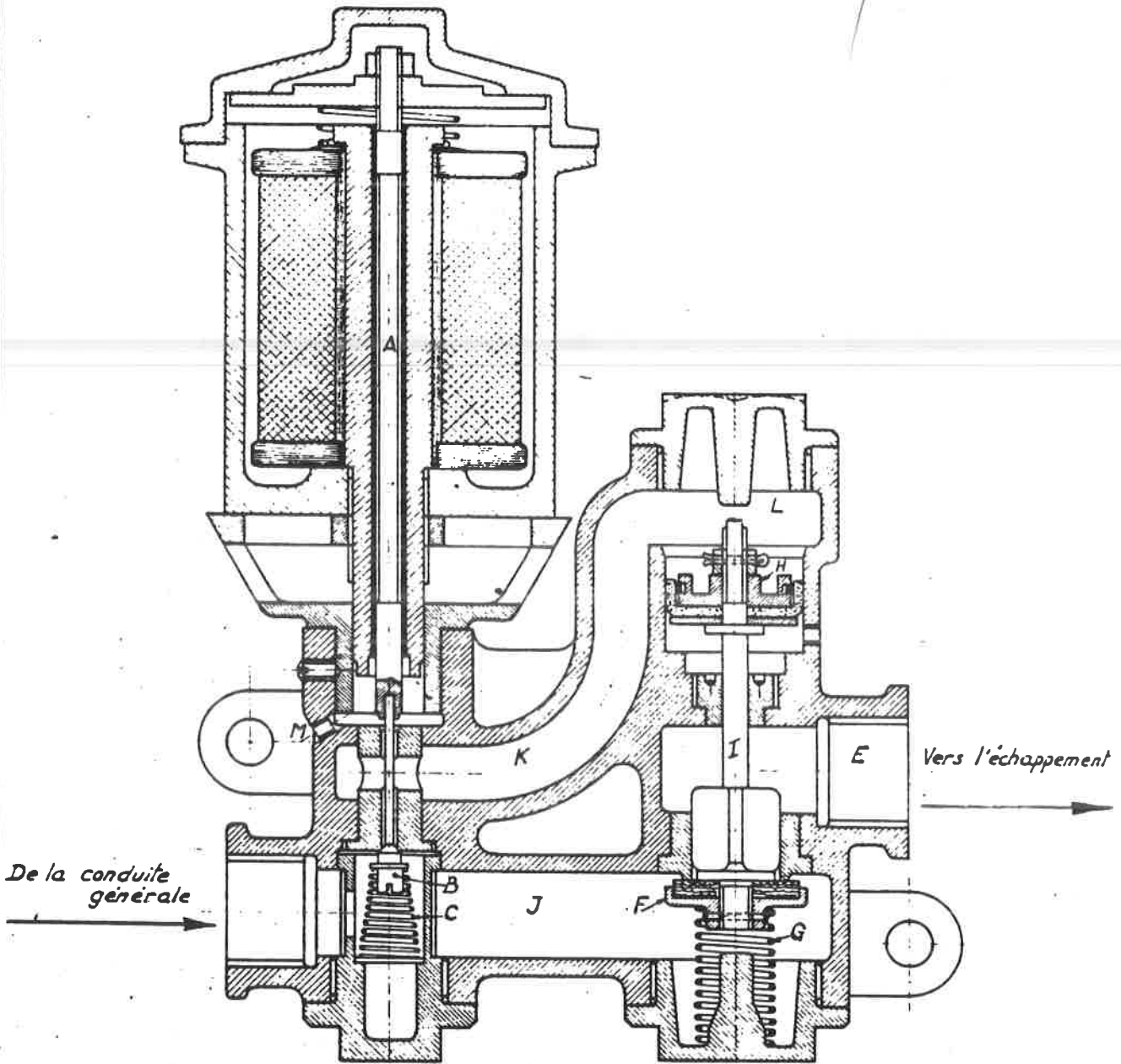


Fig:174

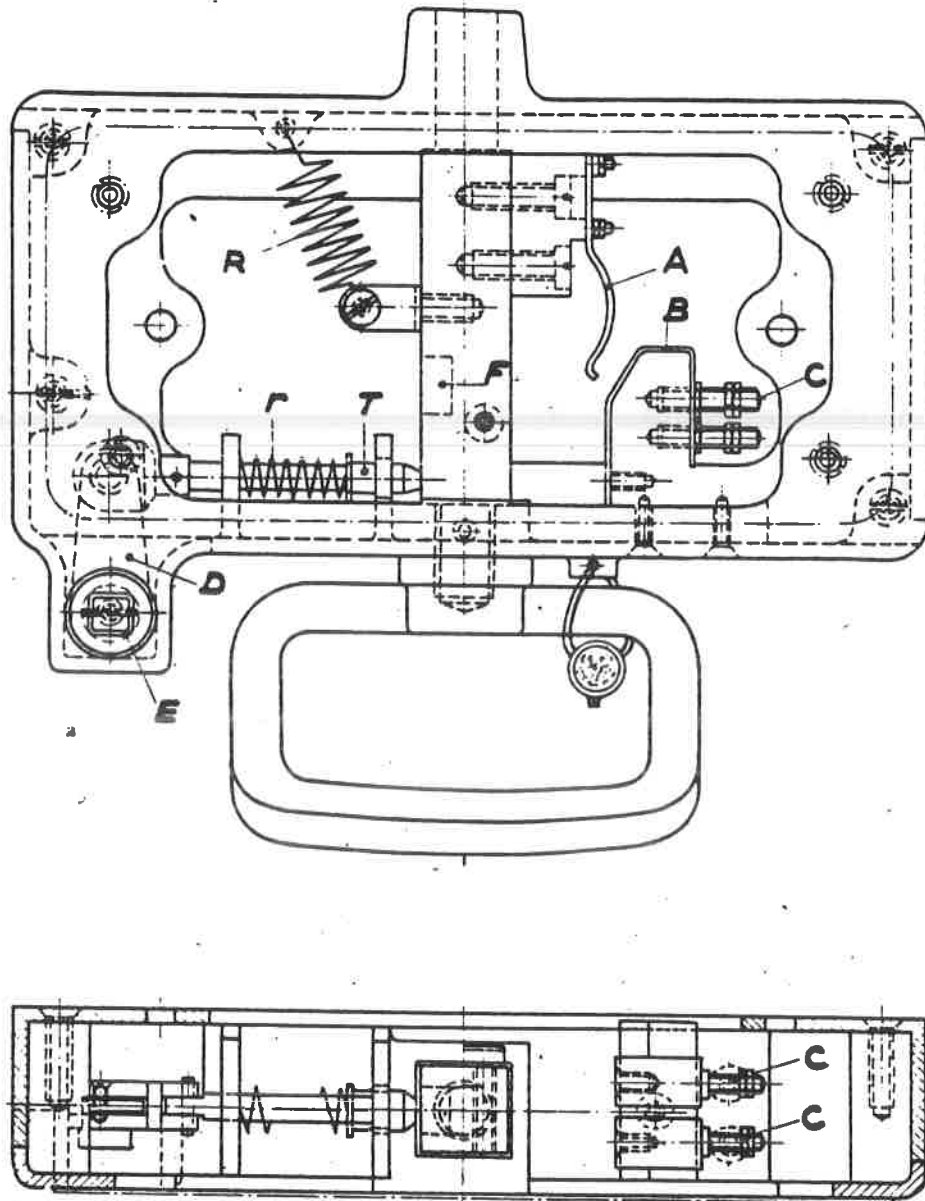
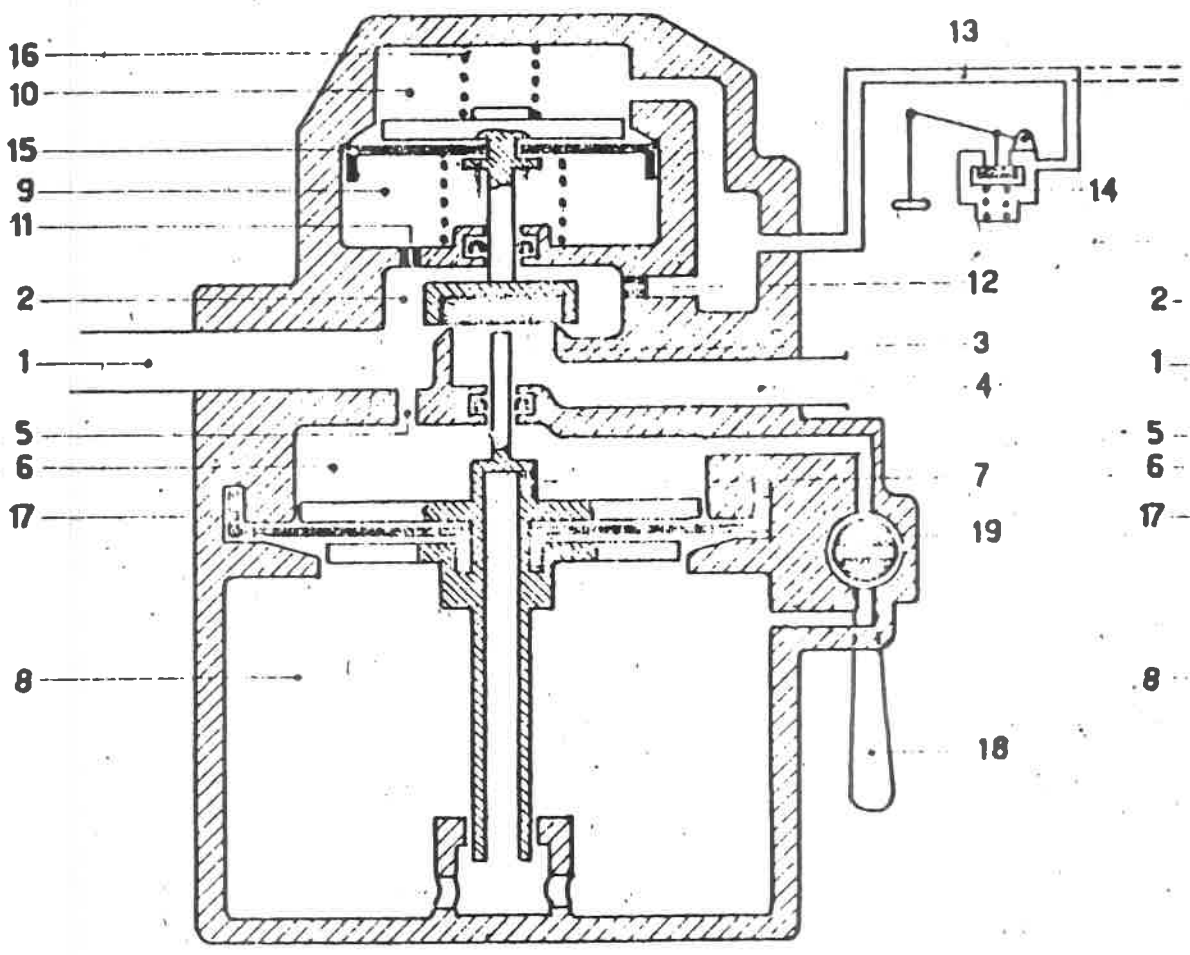


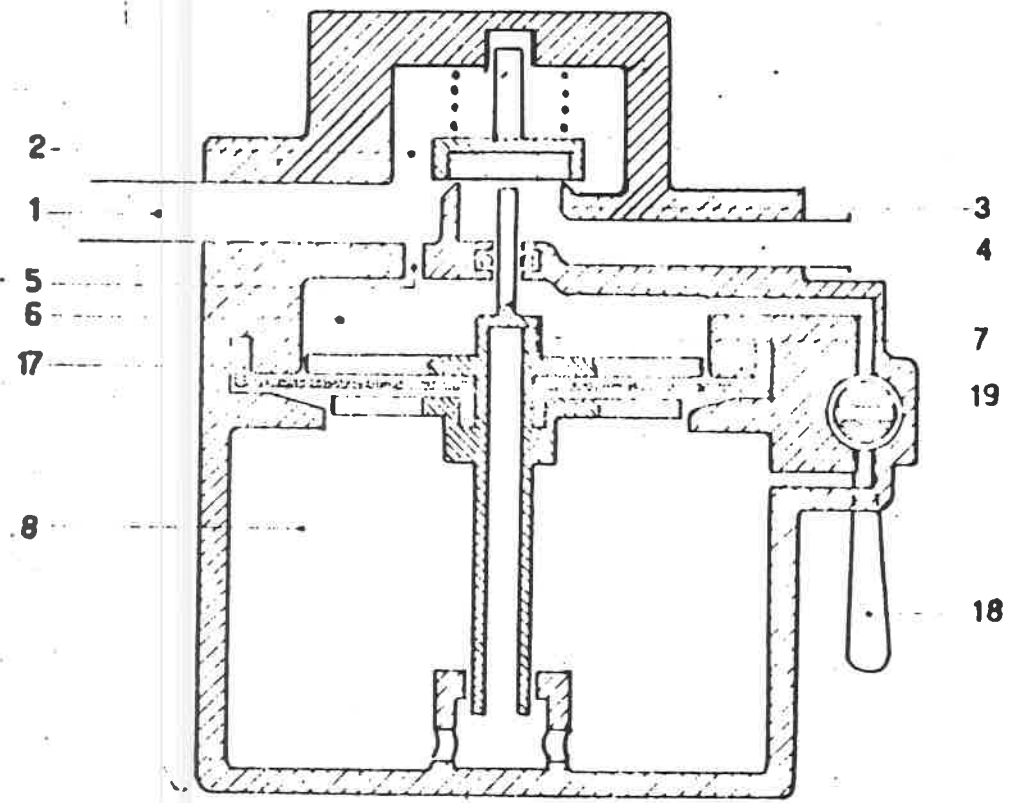
Fig: 175

ACCELERATEUR DE FREINAGE SB3



SB3 + NV1

Fig: 176



SB 3

Fig:177

C1220B
R4e Legon

Annexe 114

ESSAIS DE FREIN A EFFECTUER SUR LE MATERIEL REMORQUE.*cf. d'annexe -> par la*1. Généralités.

Les équipements de frein du matériel remorqué doivent subir périodiquement des essais, en vue de s'assurer de leur bon état de fonctionnement après entretien des différents organes.

Ces essais sont effectués à l'occasion du passage en atelier des véhicules pour opérations périodiques c'est-à-dire :

pour véhicules à
marchandises.

pour véhicules à
voyageurs.

R = revision
MR = moyenne réparation
GR = grande réparation

R = revision
GR = grande revision

R.E. = remise en état

ainsi qu'à l'équipement des véhicules rentrant pour avarie accidentelle.

Les différents essais doivent être effectués avec de l'air comprimé à une pression de 5 Kg/cm². Il est fait usage d'un poste mobile d'essai représenté schématiquement à l'annexe 11E

2. Types d'essais à effectuer.

Les différents types d'essais sont les suivants :

- a) essai sommaire d'étanchéité
- b) essai complet d'étanchéité
- c) essai de fonctionnement qui comporte :
 - l'essai d'insensibilité au serrage;
 - l'essai de serrage;
 - l'essai de sensibilité au desserrage;
 - l'essai de sensibilité au serrage;
 - l'essai de maintien de serrage;
 - l'essai de desserrage;
 - l'essai complémentaire de fonctionnement en régime "Voyageurs" P.
- d) essai de résistance de la timonerie
- e) essai de fonctionnement de la valve de purge ordinaire ou automatique
- f) essai du signal d'alarme au matériel à voyageurs.

Excepté l'essai d'étanchéité, tous les autres essais sont enregistrés sur diagramme.

2.

3. Tableau des essais.

MATERIEL A MARCHANDISES ET A VOYAGEURS.

<p>A. <u>Véhicules rentrant pour réparation accidentelle autre que le frein.</u></p>	<p>Aucun essai n'est à effectuer.</p>
<p>B. <u>Véhicules rentrant :</u> - pour avarie au frein - parce qu'il a donné lieu à un incident de frein.</p> <p>a) <u>les causes sont apparentes</u></p> <p>b) <u>les causes ne sont pas apparentes</u></p>	<p><u>à l'entrée du véhicule :</u> aucun essai n'est à effectuer.</p> <p><u>à la sortie du véhicule :</u> effectuer : - l'essai sommaire d'étanchéité - l'essai de fonctionnement - l'essai de résistance de la timonerie</p> <p><u>à l'entrée du véhicule :</u> effectuer : - l'essai sommaire d'étanchéité - l'essai de fonctionnement - l'essai de résistance de la timonerie</p> <p><u>à la sortie du véhicule :</u> les avaries ayant été réparées, effectuer les mêmes essais qu'à l'entrée.</p>
<p>C. Véhicules passant en : - Revision périodique (Hv et Hw) - Grande revision (Hv)</p> <p>D. Moyenne réparation) HW Grande réparation) Remise en état - HV</p>	<p><u>à l'entrée :</u> essai sommaire d'étanchéité.</p> <p><u>à la sortie :</u> - essai complet d'étanchéité - essai complet de fonctionnement - essai de résistance de timonerie - essai du signal d'alarme au matériel à voyageurs.</p> <p><u>à la sortie :</u> - Essai complet d'étanchéité essai complet de fonctionnement essai de résistance de la timonerie - Essai du signal d'alarme au matériel à voyageurs.</p>

4. Exécution des essais de frein.

4.1. Essai sommaire d'étanchéité.

- alimenter l'équipement du frein du véhicule à la pression de régime de 5 kg/cm², au moyen du poste d'essai ;
- isoler la source d'alimentation ;
- vérifier la chute de pression dans l'équipement de frein du véhicule, en observant le manomètre du poste d'essai indiquant la pression dans la conduite générale du véhicule. La chute de pression ne peut dépasser 250 gr. par minute.

Si la chute de pression est supérieure à cette tolérance, les fuites doivent être recherchées à l'eau savonneuse, et étanchées, puis l'essai doit être recommencé.

4.2. Essai complet d'étanchéité.

L'essai doit être effectué après avoir placé les alternateurs en régimes : marchandises (G) Chargé - Plaine(P).

- alimenter l'équipement de frein du véhicule à la pression de régime de 5 kg/cm².

Sans interrompre l'alimentation, vérifier à l'eau savonneuse l'étanchéité :

- des raccords du réservoir auxiliaire ,
- du robinet d'isolement,
- de la valve de purge,
- des raccords et manchons de la conduite générale et des conduites auxiliaires,
- du branchement de la tuyauterie du signal d'alarme sur la conduite générale et de l'appareil avertisseur (boîte à sifflet),
- des robinets d'arrêt et demi-accouplements.

L'étanchéité des robinets d'arrêt et des demi-accouplements doit être vérifiée dans les positions "ouvert" et "fermé" des robinets, en procédant comme suit :

- passer de l'eau savonneuse sur le robinet "ouvert" côté poste d'essai, sur le robinet fermé du côté opposé et sur l'orifice libre de la tête d'accouplement ;
- recommencer les mêmes opérations après avoir branché l'appareil d'essai à l'autre extrémité de la conduite générale.

On tolère la présence de bulles de savon éclatant après un temps supérieur à 30 secondes.

Etancher les fuites s'il y en a, et recommencer l'essai.

Sans changer de place le poste d'essai :

- contrôler l'étanchéité générale de l'équipement complet du véhicule en procédant comme indiqué en B1 - essai sommaire d'étanchéité.

La chute de pression admise lors de ce dernier essai est donnée dans le tableau ci-dessous.

Type d'équipement	La chute de pression, pour les véhicules venant d'être revisés ne doit pas dépasser 250 gr en :
Conduite blanche	2 minutes
203 (8 pouces)	4 "
254 (10 pouces)	5 "
305 (12 pouces)	6 "
355 (14 pouces)	7 "
et au-dessus	

- Vérifier le manomètre des véhicules qui en sont munis ;

C'est-à-dire contrôler si les indications données par ce manomètre sont les mêmes que celles données par le manomètre de l'appareil d'essai marquant la pression dans la conduite générale. Une tolérance de 250 gr à la pression de 5 kg/cm² est admise. Au-delà changer le manomètre.

4.3. Essai d'insensibilité au serrage (enregistrement courbe 1) Annexe 716.

Il consiste à provoquer un échappement d'air de 0,600 kg/cm² dans la conduite générale par l'orifice calibré de 0,75 mm du poste d'essai. Le frein ne doit pas s'appliquer. S'il s'applique recommencer un 2ème essai et en cas d'un nouvel échec, changer la triple valve ou le distributeur. S'il ne s'applique pas au 2ème essai après s'être appliqué au 1er essai, recommencer un 3ème essai qui déterminera s'il faut remplacer la triple valve ou le distributeur.

L'essai est à effectuer en régime "vide" aux équipements de frein "Tare" et Tare + Charge.

- en régime "Voyageurs" aux équipements de frein - "Marchandises - Voyageurs".

4.4. Essai de serrage (enregistrement courbe 2) annexe 10

L'essai de serrage s'effectue en créant une dépression de 0,5 kg/cm² par l'orifice de grand diamètre. Les freins s'appliquent robinet 6

Au matériel à marchandises.

Placer les alternateurs éventuels en position :

- "Marchandises" G
- " Vide "
- " Plaine " P .

4.5. Essai de sensibilité au desserrage (enregistrement courbe 3). Annexe 11

Après stabilisation de la pression au cylindre de frein (de l'essai précédent) pendant 10 à 15 secondes, réalimenter par l'orifice de ^{0,95 mm} (robinet 2), jusqu'au moment où l'on atteint la pression stabilisée de 4,850 kg/cm².

Le frein doit se lacher complètement pour cette pression stabilisée.

Au matériel à marchandises, les alternateurs restent dans la même position que pour l'essai précédent.

4.6. Essai de sensibilité au serrage (enregistrement courbe 4) - Annexe 116

a) s'il s'agit d'un équipement avec triple valve :

- effectuer une dépression de 0,5 kg/cm² par orifice de 2,3 mm (robinet 4). Le frein doit se serrer.
- après stabilisation de la pression au cylindre de frein, lever le stylet de l'enregistreur.

b) s'il s'agit d'un équipement avec distributeur :

- effectuer une dépression de 0,5 kg/cm² par orifice de 2,3 mm. Le frein doit se serrer.
- après stabilisation de la pression, effectuer immédiatement une dépression supplémentaire de 2 kg/cm².
- après la nouvelle stabilisation, lever le stylet de l'enregistreur.

Toutefois, pour les équipements de frein à deux étages de pression, cet essai doit être complété par l'opération suivante : après la stabilisation de la pression, il faut pousser sur le bouton "test" du frein à deux étages de pression avant de lever le stylet et maintenir cette poussée durant l'essai de maintien de serrage.

Au matériel à marchandises.

Placer les alternateurs éventuels en position : "Marchandises" - "Chargé" - "Montagne", pour effectuer l'essai.

4.7. Essai de maintien de serrage (enregistrement courbe 5) Annexe 116

Cet essai continue l'essai précédent.

Dans les deux cas (T.V. ou distributeur), comparer la pression obtenue ci-dessus à celle obtenue après que le tambour aura effectué un tour complet (3' environ).

La chute de pression admise est de 100 gr par minute

Recherche des fuites.

Dans le cas d'une triple valve, la recherche doit s'effectuer du cylindre de frein à la triple valve, à moins qu'une fuite au réservoir auxiliaire n'ait provoqué le renversement du piston de la triple valve.

Dans le cas d'un distributeur, la chute de pression peut provenir des fuites soit du réservoir de commande, soit du réservoir auxiliaire, soit du cylindre de frein.

La recherche des fuites s'effectue au moyen d'eau savonneuse.

Au cours de cet essai, il faut procéder à la mesure des courses du ou des cylindres de frein.

4.8. Mesure de la pression maximale au cylindre de frein (enregistrement courbe 6) Annexe 116

a) dans le cas d'un équipement avec triple-valve.

- Augmenter la dépression de 2 kg/cm² - par l'orifice de grand diamètre (robinet 6).

La pression maximale doit attendre :

- 3,3 kg/cm² environ s'il y a un alternateur vide-chargé et que les essais s'effectuent en régime "chargé".
- 3,8 kg/cm² environ s'il n'y a pas d'alternateur et que les essais ont été effectués en régime "vide".

b) dans le cas d'un équipement avec distributeur :

La pression maximale (valeurs identiques à celles indiquées ci-dessus) a été atteinte lors de la dépression supplémentaire effectuée au cours de l'essai de maintien de serrage.

Pour les freins à deux étages de pression, il faut lâcher le bouton "test" du frein haute puissance après la mesure des fuites au cylindre de frein.

4.9. Essai de desserrage (enregistrement courbe 7)
Annexe 116

Après l'essai précédent, réalimenter par l'orifice normal et contrôler le temps de desserrage.
(robinet 3)

Au matériel à marchandises avec triple valve.

- Placer les alternateurs sur position "Marchandises, Chargé, Montagne ;
- S'assurer que l'échappement s'effectue par un seul orifice d'échappement ;
- Placer ensuite l'alternateur "Plaine-Montagne" en régime "Plaine" et s'assurer que l'échappement s'effectue par les deux orifices d'échappement de la triple valve.

4.10. Essai complémentaire de fonctionnement en régime "Voyageurs" "P" (enregistrement courbes 8 et 9)
Annexe 116

Effectuer une dépression de 2,5 Kg/cm², par l'orifice de grand diamètre. La pression au cylindre de frein doit atteindre 3,8 ± 0,1 kg/cm². Contrôler le temps de remplissage du cylindre (voir tableau annexe 117). Après stabilisation de la pression pendant 20", réalimenter par l'orifice normal. Contrôler le temps de vidange du cylindre de frein (voir tableau annexe 117).

Pour cet essai, les alternateurs sont placés en position "Voyageurs"
"Vide"
"Plaine".

4.11. Essai de résistance de la timonerie (enregistrement courbe 10) Annexe 116.

L'équipement étant rechargé à la pression de 5 kg/cm², il faut effectuer une dépression par l'orifice de 2,3 mm (robinet 4) de l'appareil, jusqu'à ce que le frein déclenche (poche accélératrice de la triple valve, ou accélérateur du distributeur). Continuer éventuellement la dépression jusqu'à ce que la pression au cylindre de frein atteigne 0,6 kg/cm² - Les blocs de frein doivent s'appliquer. Au matériel à marchandises, l'essai doit être effectué en régime "Vide".

4.12. Essai de fonctionnement de la valve de purge ordinaire ou automatique (enregistrement courbe 11) Annexe 116

- a) Si la valve de purge est montée sur le cylindre de frein, il faut maintenir la traction jusqu'à la vidange totale.
- b) Si la valve de purge est montée sur le réservoir auxiliaire d'un équipement de triple valve ou si le wagon est équipé de la valve de purge automatique, une traction de 3 secondes, effectuée avec force, doit provoquer le lâcher complet du frein (appliqué au cours de l'essai précédent).
- c) Si le distributeur est équipé d'une valve de purge non automatique, montée sur le distributeur, il faut tirer à fond pendant 3 secondes. En effet, la première partie du mouvement de traction provoque la vidange du réservoir auxiliaire seulement, tandis que la seconde partie du mouvement provoque à la fois, la vidange du réservoir auxiliaire et du réservoir de commande (c'est ce dernier qui doit être vidé pour provoquer la vidange du cylindre de frein).

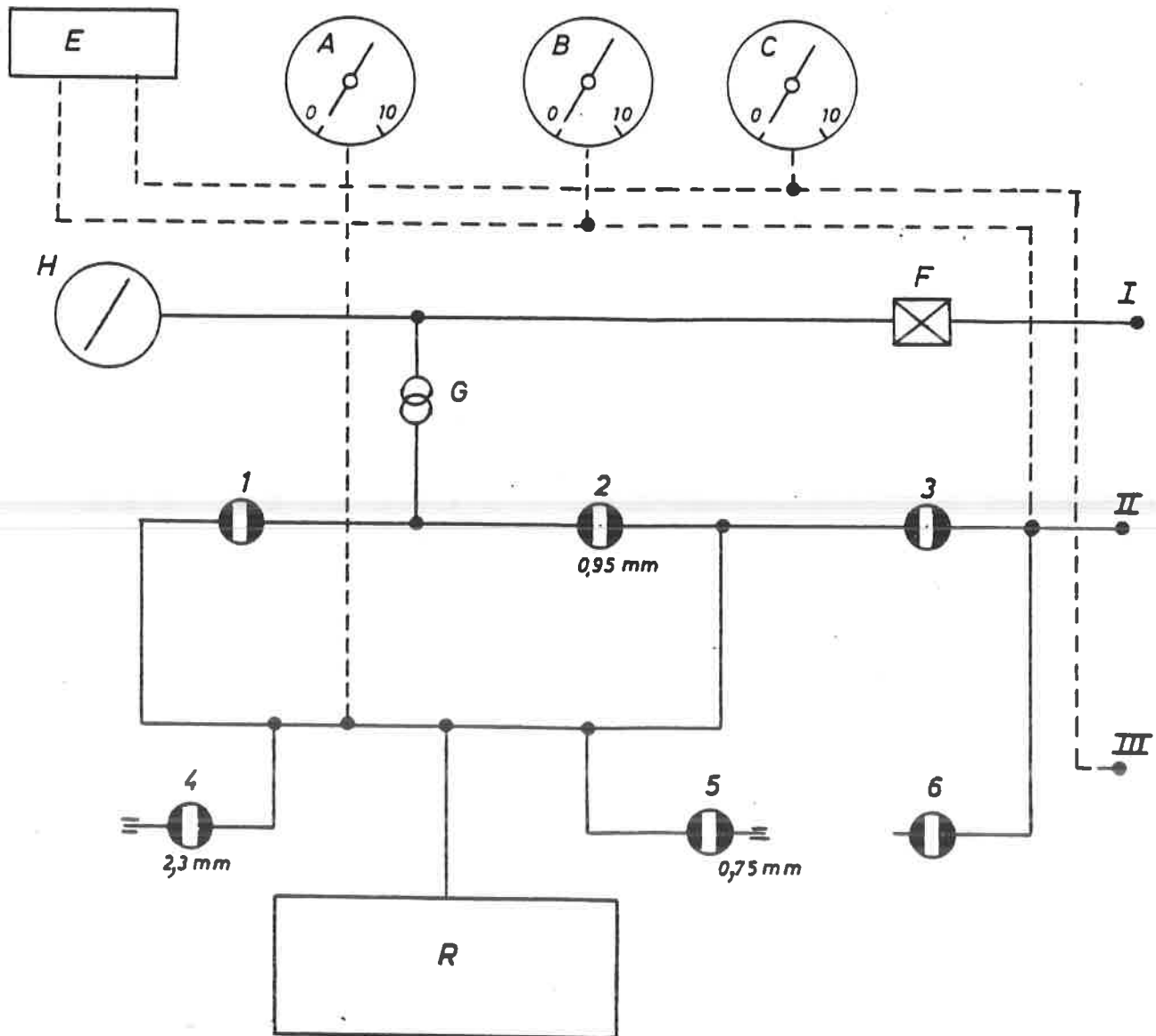
4.13. Essai du signal d'alarme au matériel à voyageurs.

- raccorder la conduite générale du frein automatique du véhicule, au poste d'essai ;
- alimenter l'équipement de frein du véhicule à la pression de régime de 5 kg/cm² ;
- tirer une des poignées de commande du signal d'alarme du véhicule; le frein du véhicule doit se serrer et rester serré malgré l'alimentation continue de l'équipement de frein ;
- vérifier que les autres poignées de commande sont bien restées enclenchées.

- remettre en place la poignée de commande qui a été tirée en réarmant le dispositif de la boîte à sifflet ou en réenclenchant directement de la boîte à sifflet ou en réenclenchant directement la poignée s'il s'agit du dispositif électro-pneumatique.
- effectuer le même essai avec chaque poignée de la voiture.
- vérifier que l'effort à exercer sur chaque poignée pour faire fonctionner le signal d'alarme, est d'environ 15 kg.

Cours 1220 B
leçon.

POSTE MOBILE POUR ESSAI
DES FREINS
Schéma de l'appareil

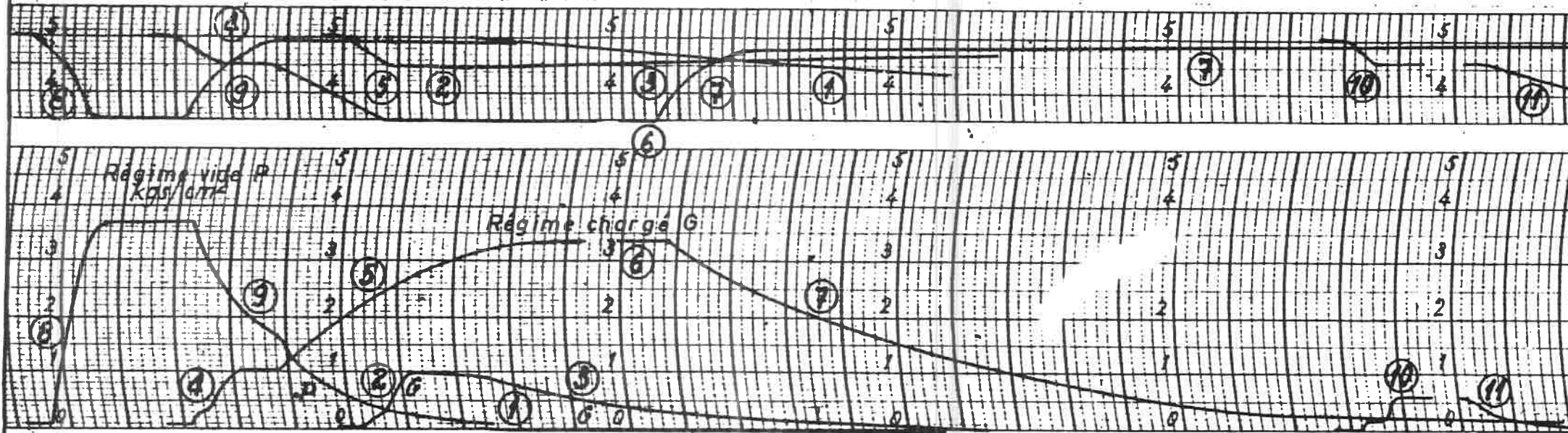


- R** - Réservoir de 40 litres
E - Enregistreur
A - Manomètre du réservoir
B - Manomètre conduite automatique
C - Manomètre cylindre de frein
F - Filtre
G - Soupape d'alimentation
H - Manomètre source d'air (compresseur)
1 - Robinet d'alimentation.
2 - Robinet d'alimentation orifice ϕ -0,95 sensibilité du desserrage
3 - Robinet d'isolement conduite automatique
4 - Robinet orifice 2,3 pour sensibilité au serrage.
5 - Robinet orifice 0,75 pour insensibilité du serrage
6 - Robinet normal 6 pour essai serrage normal
I - Raccord source d'air
II - Raccord conduite générale automatique véhicule
III - Raccord cylindre de frein du véhicule

C.7220 B
leg.

Enregistrement des différents essais

Diagramme type pour un frein O.G.P. avec vide - chargé.



COURBES	SIGNIFICATION	
1	Insensibilité au serrage	Ouvrir robinet 5 0,75mm dépression 0,6 k/cm ²
2	Essai de serrage	Ouvrir robinet 3 normal " 0,5 k/cm ²
3	Sensibilité au desserrage	Ouvrir robinet 2 0,95 mm jusqu'à pression 4,850 kg
4	Sensibilité au serrage	Ouvrir robinet 4 2,3mm dépression 0,5 k/cm ²
5	Dépression supplémentaire de 2 k/cm ²	Par robinet 4-attendre stabilisation pression essai 4
6	Essai de maintien de serrage	Lever le stylet 3(1tour) mesurer pression, cylindre de frein
7	Essai de desserrage	Réalimenter par orifice normal robinet 3
8-9	Essai complémentaire de fonctionnement en régime "voyageurs..	Robinet 6 puis robinet 3 (orifice normal)
10	Essai de résistance de la timonerie.	Ouvrir robinet 4 jusqu'à déclenchement du frein.
11	Essai valve de purge (ordinaire ou automatique)	Automatique -traction 3 secondes Ordinaire - traction jusqu'à vidange finale.

C. 1220 B
2521e.g.

Annexe 11c

TABEAU DES TEMPS DE REMPLISSAGE ET DE VIDANGE DES CYLINDRES DE FREIN.

<u>REGIME P.</u> (Voyageurs).				Pour les triples valves Westinghouse		Pour les distributeurs		
				Remplissage (1)	Vidange (2)	Remplissage (1)	Vidange (2)	
Avec ou sans régleur de timonerie	Avec ou sans dispositif de freinage à la charge.	Voitures et fourgons		3 à 5"	10 à 20"	3 à 5" (3 à 6 dans le cas du régime vide - chargé).	15 à 20"	
		Autre matériel		4 à 8"	10 à 20"			
<u>REGIME G</u> (marchandises).								
Avec régleur de timonerie	Avec vide - chargé mécanique SAB	Distributeurs		Vide ou chargé		20 à 28"	45 à 60"	
		Triples valves Westing.	Régime plaine	Vide	28 à 42"	25 à 40" (3)		
				Chargé	28 à 50"	28 à 50" (3)		
		Westinghouse	Régime montagne	Vide	28 à 42"	45 à 60" (3)		
			Chargé	28 à 50"	45 à 70" (3)			
	Sans vide - chargé mécanique SAB	Distributeurs		Vide ou chargé			20 à 28"	45 à 60"
		Triples valves Westing.	Régime plaine	Vide ou chargé	35 à 45"	25 à 40" (3)		
				Vide ou chargé	35 à 45"	45 à 60" (3)		
house		Régime montagne	Vide ou chargé					
		Vide ou chargé						
Sans régleur de timonerie	Régime vide ou chargé	Distributeurs		Vide ou chargé		20 à 28"	45 à 60"	
		Triples valves Westinghouse	Régime plaine	Vide ou chargé	28 à 60"	25 à 60" (3)		
			Régime montagne	Vide ou chargé	28 à 60"	45 à 110" (3)		

(1) Les temps sont comptés à partir du moment du remplissage du cylindre de frein jusqu'à 95 % de la valeur maximum.

(2) Ces temps sont comptés depuis le début de la vidange jusqu'à 0,4 kg/cm².

(3) Ces temps sont comptés depuis le début de la vidange jusqu'à 0,3 kg/cm².

