

## CHAPITRE PREMIER .

### THÉORIE DU FREINAGE

Les freins doivent annihiler la force vive du train dans le moindre temps ou mieux sur le moindre parcours possible.

Un train de 250 tonnes roulant à 120 km/h (33 m/sec.) est animé d'une force vive de :

$$\frac{m v^2}{2} = \frac{250.000 \times 33^2}{9,81 \times 2} = 16.400.000 \text{ kgm.}$$

Or pour pouvoir l'annihiler en 30 sec., par exemple, il faut développer pendant ce temps un travail uniforme de :

$$\frac{16.400.000}{30} = 546.666 \text{ kgm/ sec. soit } 7.288 \text{ CV (1)}$$

Pour ralentir le mouvement d'un train, il faut recourir à l'action d'une force extérieure, la réaction tangentielle du rail, qui développe un travail résistant s'ajoutant aux résistances normales du train (2).

Lorsque, par le moyen d'un frein quelconque on presse un sabot contre la roue d'un véhicule ou sur un tambour fixé sur l'essieu ou encore quand on presse un patin contre le rail, c'est au frottement de glissement que l'on fait appel pour transformer en travail de frottement, c'est-à-dire en usure de matières dures et en chaleur, la force vive du train.

#### 1<sup>o</sup> Coefficients d'adhérence, de glissement, de frottement bandage-sabot, de timonerie.

##### a) Coefficient d'adhérence (f).

Nous avons expliqué au chapitre VI du tome III comment l'adhérence entre roue et rail rendait possible la transmission des efforts de traction et nous avons donné des coefficients moyens (3). L'adhérence rend également possible la transmission des efforts de freinage, c'est-à-dire en somme l'exploitation ferroviaire proprement dite.

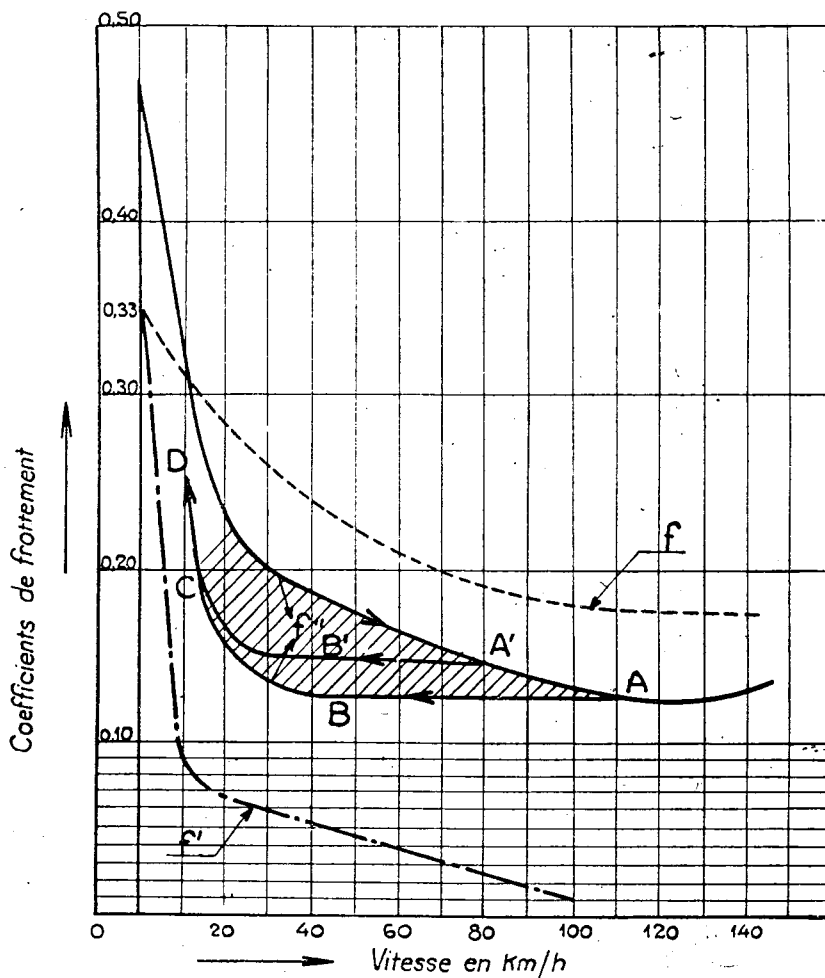
La Reichsbahn a effectué vers 1930 et en 1943 un certain nombre de parcours d'essai afin de déterminer pour une gamme étendue de vitesses la courbe réelle du coefficient d'adhérence entre la roue et le rail lorsque la locomotive tire. Il fut utilisé une locomotive électrique, type d'engin pour lequel il est

(1) L'intervention d'un frein instantané supposerait l'intervention d'une puissance infinie. Ce frein aurait encore l'inconvénient d'équivaloir pour les voyageurs (cas d'un train marchant à 60 km/h.) à une chute d'un quatrième étage.

(2) En l'absence de freins, un train de 250 tonnes marchant à la vitesse de 70 km/h., sur une voie en palier, parcourrait environ 9 km. avant d'être arrêté par sa propre résistance.

(3) Voir tome II, chapitre XII, page 274.

facile de mesurer la vitesse et l'effort de traction correspondant à chaque point de patinage. Le rail était sec (surface de frottement polie et brillante, non sablée). La charge par essieu admise fut celle enregistrée au pesage. Les variations dynamiques de charges dues aux forces d'inertie, aux oscillations de la masse suspendue, aux joints de rails, etc.) sont trop rapides pour jouer un rôle dans l'apparition du patinage: il fut constaté en effet dans des essais préliminaires que les variations de la vitesse de rotation de l'essieu



$f$  et  $f'$  - Tracé dans le cas de rail sec

$f''$  - Tracé pour pression spécifique des sabots  
(12 kg/cm<sup>2</sup>). Essais de Metzkwow.

FIG. 1

en cas de dépassement de l'adhérence, se déroulaient si lentement, qu'on pouvait procéder sans inconvénient à l'enregistrement ordinaire à l'aide des appareils à encre. Toute une série de facteurs secondaires ne fut pas prise en considération parmi lesquels la forme du champignon du rail et le profil du bandage, les caractéristiques précises du métal du rail et du bandage, le diamètre des roues, la grandeur de la surface d'appui, la valeur de la charge par essieu et le type de suspension.

Le coefficient d'adhérence ( $f$ ) diminue avec la vitesse (fig. 1), assez peu tout au moins dans l'intervalle des vitesses de 20 à 100 km/h.

On constate ce fait, lorsque gravissant une rampe à une certaine vitesse (30 km/h par exemple), l'effort de la machine étant un peu supérieur aux efforts résistants, on se trouve

en période de légère accélération. Dès que sous l'influence de cette accélération, la vitesse atteint un chiffre tant soit peu supérieur (35 km/h par exemple) le patinage se déclenche irrémédiablement.

Une autre observation pratique semble bien confirmer la décroissance de l'adhérence avec la vitesse. La valeur du coefficient d'adhérence à faible vitesse (inférieure à 10 km/h.) est certainement comprise, dans le cas de rails bien secs, entre 0,35 et 0,30 puisque cette valeur, réduite dans le rapport de l'effort tangentiel moyen à l'effort tangentiel maximum (voir courbes polaires, chapitre VI, tome III), donne un coefficient d'adhérence pratique de 0,20 environ qui, appliqué au poids adhérent de la locomotive permet de calculer l'effort de traction maximum au démarrage. Or, ce calcul se trouve vérifié par de multiples essais au wagon dynamomètre. Par exemple, une Pacific de 55 t. de poids adhérent, peut développer un effort de traction maximum de 11 à 12 t. (ce maximum correspondant d'ailleurs approximativement avec celui permis par le mécanisme). En vitesse, on peut confondre les deux coefficients d'adhérence pure et d'adhérence pratique, en raison du rôle de volant joué par la masse des organes en rotation. Une Pacific devrait donc, sans patiner, pouvoir développer un effort de traction supérieur à 12 t. Or, il est avéré que le patinage se déclenche toujours pour un effort de traction inférieur à 12 t. Il a donc fallu que le coefficient d'adhérence diminue.

La variation de  $f$  avec la vitesse provient de ce que les aspérités des deux éléments de surfaces engrènent de manière d'autant moins complète que le temps de contact est plus faible lorsque la vitesse augmente (la vitesse du point de contact de la roue par rapport au rail restant nulle).

Cette influence défavorable de la vitesse sur le coefficient d'adhérence n'est pas préoccupante en ce qui concerne la transmission des efforts moteurs puisqu'ils varient dans le même sens que ce coefficient, mais présente a priori un inconvénient en ce qui concerne la transmission des efforts de freinage qui devraient être réduits avec elle.

Nous donnerons à simple titre indicatif la formule suivante :

$$fv = \frac{fo}{1 + 0,01 V}$$

du coefficient d'adhérence  $fv$  en vitesse, dans laquelle  $fo$  est le coefficient d'adhérence à vitesse nulle et  $V$  la vitesse de translation exprimée en km/h. Sur la courbe de la *figure 1*,  $f$  varie de 0,33 à 0,18 de 0 à 100 km/h; rappelons que la valeur moyenne citée et admise pour  $f$  dans le cas de rail sec est 0,20.

Nous signalons que d'essais récents de freinage il pourrait être conclu que l'adhérence est indépendante de la vitesse. Ce résultat peut d'ailleurs n'être pas contradictoire avec celui précédemment exposé, étant donné que l'effort résistant appliqué par sabot n'est pas de même nature que l'effort moteur communiqué par une bielle : sens opposés relativement au déplacement de la roue par rapport au rail, direction tangentielle et intensité constante de l'effort résistant des sabots opposés à la direction non tangentielle et à l'intensité variable de l'effort moteur d'une bielle. Des phénomènes accessoires ont ainsi pour effet de diminuer l'adhérence avec la vitesse, dans la traction, surtout pour les locomotives à vapeur classiques.

#### b) Coefficient de glissement ( $f'$ ).

Dès que le mouvement de glissement est commencé, le coefficient d'adhérence est remplacé par le coefficient de glissement du bandage sur le rail. C'est un fait bien connu que le frottement au départ est supérieur au frottement pendant le mouvement, ce qui revient à dire que la force nécessaire  $Pf'$  pour entretenir le glissement relatif du point de contact d'une roue  $P$  avec le rail (soit patinage, soit enrayage) est inférieure à celle  $Pf$  demandée pour provoquer ce glissement. Cela provient de ce que les aspérités des 2 éléments de surface engrènent de manière d'autant moins complète que le temps de contact est pratiquement nul (il y a vitesse relative du point de contact de la roue par rapport au rail).

Le coefficient de glissement  $f'$ , maximum est égal à  $f$  lorsque le mouvement s'amorce, décroît rapidement avec la vitesse pour les faibles valeurs de celle-ci (0 à 10 km/h). Entre 10 et 100 km/h la courbe représentant  $f'$  peut se traduire par la formule suivante de M. Doyen :

$$f'v = 0,095 - 0,0021 v \text{ m/sec.}$$

#### c) Coefficient de frottement des sabots sur les bandages ( $f''$ ) (1).

On ne peut comparer utilement les valeurs trouvées pour  $f$  à celles du coefficient de

(1) Voir l'article de M. Pédelucq dans le numéro de juillet 1938 de la Revue Générale des Chemins de fer sur les efforts retardateurs développés par les freins à sabots.

frottement des sabots sur les bandages ( $f''$ ). Les métaux en contact ne sont pas les mêmes, le sabot étant généralement en fonte, les étendues d'appui sont beaucoup plus grandes, et la pression d'application est différente et variable. Comme pour  $f$ , cependant  $f''$  diminue avec la vitesse d'abord assez rapidement et proportionnellement à la vitesse de 0 à 20 km/h., puis beaucoup moins rapidement et toujours proportionnellement à la vitesse entre 40 et 100 km/h, les 2 droites représentatives de cette décroissance se raccordant par un arrondi entre 20 et 40 km/h. Au-dessus de 100 km/h,  $f''$  est constant ou aurait même tendance à croître légèrement. Quand on applique les sabots, à une vitesse initiale supérieure à 40 km/h (point A), d'une part  $f''$  doit croître lorsque la vitesse diminue mais d'autre part  $f''$  diminue avec la durée d'application des sabots (dans le cas du frottement de fonte sur acier) (1). Ce phénomène secondaire peut s'expliquer par une modification de l'état des surfaces de frottement. En définitive, au-dessus de 40 km/h les influences sur  $f''$  de la vitesse et du temps d'application des sabots se balancent, on constate donc que  $f''$  se maintient constant jusqu'à 40 km/h (droite AB). Au-dessous de 40 km/h la diminution de  $f''$  avec la durée d'application ne compense plus son augmentation avec la diminution de la vitesse et  $f''$  croît (droite CD).

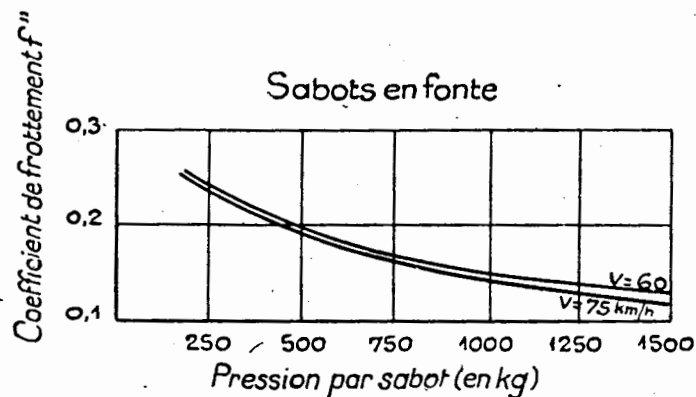


FIG. 2

Les derniers essais pratiques effectués en 1937 pour l'OCCEM (Office Central d'Etudes du Matériel de Chemins de fer) ont donné les résultats suivants :

*Premier cas* : Freinage destiné à modérer la vitesse d'un train à la descente de longues pentes.

1° Le coefficient de frottement est pratiquement indépendant de la température des sabots tout au moins dans la zone de 100-200° à 600-700°.

2° A pression constante, il est d'autant plus grand que la vitesse est plus faible.

3° A vitesse constante, il est d'autant plus grand que la pression est plus faible. Les courbes de la *figure 2* donnent les variations de  $f''$  en fonction de la pression par sabot pour les 2 vitesses de 60 et 75 km/h.

*Deuxième cas* : Freinage destiné à obtenir l'arrêt d'un train.

1° Dans le cas d'un freinage d'arrêt exécuté avec une pression constante aux sabots, le coefficient de frottement des sabots sur les bandages conserve une valeur sensiblement constante  $f''_c$  depuis l'instant où la pression de freinage est établie jusqu'à celui où la vitesse du train est tombée vers 60-40 km/h. Il augmente ensuite rapidement jusqu'à l'arrêt où il atteint sa valeur maximum  $f''_m$ .

(1) La diminution, avec la durée du phénomène, du coefficient  $f'$  de frottement des bandages glissant sur les rails est au contraire inappréciable.

Le coefficient  $f''$  décroît par exemple régulièrement en 20 sec. de 0,182 à 0,099, c'est-à-dire qu'il est réduit sensiblement de moitié, à vitesse maintenue constante (40 km/h. environ).

2° La valeur du coefficient  $f''c$  est fonction à la fois de la vitesse initiale et de la pression aux sabots.

— Pour une même pression aux sabots il est d'autant plus grand que la vitesse initiale est plus faible.

— Pour une même vitesse initiale il est d'autant plus grand que la pression aux sabots est plus faible. Les courbes de la *figure 3* donnent les variations de  $f''c$  en fonction de  $Q$  pour différentes vitesses initiales et les variations de  $Qf''c$ .

3° Pour une même pression aux sabots (2.500 kg. utilisée couramment dans la pratique)

### Courbes des coefficients de frottement $f''c$ et des efforts retardateurs $Qf''c$

Sabots en fonte

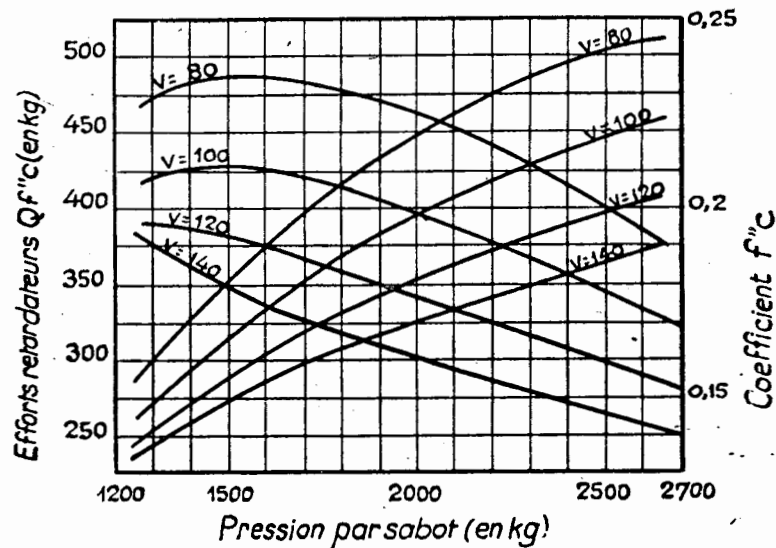


FIG. 3—

la valeur du maximum  $f''m$  du coefficient de frottement reste indépendante de la vitesse initiale.

Des sabots en matière amiantée (genre Ferrodo-Flertex-Mintex) ont été également utilisés à titre d'essai sur les véhicules des trains circulant à grande vitesse. Des résultats intéressants ont été obtenus et il a été possible de déterminer en particulier que le coefficient de frottement était sensiblement constant pendant toute la durée de l'arrêt, qu'il était indépendant de la vitesse initiale, mais simplement fonction de la pression d'application des sabots.

On voit que l'usage de tels sabots dispense de prendre des précautions spéciales pour le freinage aux faibles vitesses.

#### d) Coefficient de timonerie ( $l$ ).

Considérons (*fig. 4A*) une roue non motrice freinée par un sabot  $S$  qui exerce sur elle une pression  $Q$ . Il en résulte sur la roue une action tangentielle  $Qf''$  qui est égale et opposée

à l'effort retardateur  $T$ . Le maximum permis de  $T$  est égal à  $Pf$  car au-delà de l'adhérence, la roue s'enraye. Il faut donc :

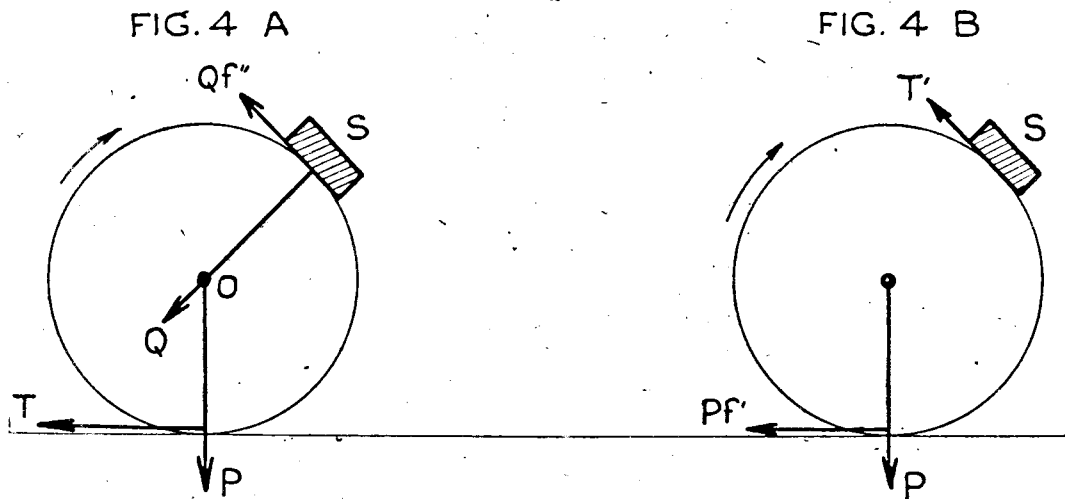
$$(Qf'' = T) \leq Pf$$

ou : 
$$Q \leq P \frac{f}{f''}$$

ou : 
$$\frac{Q}{P} \leq \frac{f}{f''}$$

Le rapport  $t = \frac{Q}{P}$  est ce que l'on appelle le coefficient de timonerie de véhicule.

Si l'enrayage se produit, considérons *figure 4B* que l'effort retardateur  $T'$  n'est plus égal à  $Qf''$  mais à  $Pf'$  et que son point d'application a changé. D'une part,  $Qf''$  maximum de  $T'$ , étant plus grand que  $Pf$  est plus grand à fortiori que  $Pf'$ , on en déduit que l'enrayage se maintient; d'autre part,  $T'$  étant plus petit que  $T$  le freinage sera moins efficace et la



vitesse du véhicule ne diminuera que lentement. La décélération sera d'autant moins sensible que le véhicule circulera sur une pente plus forte; pour  $f'' = 0,03$  par exemple, le véhicule freiné pourrait s'emballer sur une pente supérieure à 3 mm. par mètre. Il faut donc à tout prix éviter l'enrayage des roues.

Pour obtenir un freinage optimum il faut que  $T$  n'atteigne jamais l'adhérence tout en lui restant très proche. Or,  $Q \text{ max} = P \frac{f}{f''}$  dépend de  $f$  et de  $f''$ , c'est-à-dire comme on l'a vu

de la vitesse initiale. Le rapport  $\frac{f}{f''}$  peut varier de 0,7 à 1,5 lorsque la vitesse passe de 0 à

100 km/h et, dans des conditions très défavorables (rail gras), auquel cas  $f''$  reste supérieur à  $f$ , de 0,3 à 0,5. Ainsi l'influence défavorable de la vitesse sur la valeur de  $f$  est moins préoccupante qu'on pouvait le craindre à priori puisque  $f''$  décroît plus vite que  $f$ . Il ne sera pas nécessaire de réduire  $Q$  quand la vitesse augmentera, on devra même l'augmenter pour développer l'effort retardateur  $Pf$ . Si  $Q$  est constant (ce qui est le cas général) et convenablement calculé ce n'est pas aux grandes vitesses que les enrayages seront à craindre mais vers la fin des freinages d'arrêt.

De ces considérations, il est permis de tirer les conclusions pratiques suivantes concernant l'emploi du frein :

Avec un sabot en fonte et une timonerie donnée il faut utiliser une pression  $Q$  initiale fonction de la vitesse au moment du freinage (vitesse initiale), l'appliquer rapidement, la

maintenir constante jusqu'à ce que la vitesse du véhicule soit tombée à 60-10 km/h et la réduire ensuite afin d'éviter la brusque élévation finale de l'effort retardateur (provenant de la brusque élévation de  $f''$ ).

Dans la pratique les timoneries et les équipements de frein sont prévus pour avoir au plus  $t = \frac{2}{3}$  valeur inférieure dans la majorité des cas à  $\frac{f}{f''}$  et qui ne risque donc pas de provoquer l'enrayage.

## 2° Poids - Frein.

Dans certains pays (France en particulier pour ce qui concerne les trains de voyageurs et de messageries) les règles de freinage en service sont basées uniquement sur le nombre de véhicules et le nombre d'essieux freinés. Ces règles sont simples mais ne tirent pas toujours le parti maximum des moyens offerts.

Dans d'autres pays (Europe centrale et France pour ce qui concerne les trains de marchandises) les règles de freinage en service sont basées sur la considération du poids-frein.

### a) Définition générale du poids-frein.

La notion de poids-frein a pour but d'établir une mesure de la puissance de freinage d'un véhicule. La somme des poids-frein des véhicules constituant un train permet d'avoir le freinage d'arrêt du convoi.

Le poids-frein est, par définition :

$$p = Q' \times \frac{f''}{f}$$

$Q'$  étant la pression effective aux sabots,

$f''$  et  $f$  le coefficient de frottement du sabot sur le bandage et le coefficient d'adhérence du bandage sur le rail.

On a adopté les valeurs conventionnelles suivantes du rapport  $\frac{f''}{f}$  :

— pour les voitures (ancienne fiche UIC 156) .....	1,25
— pour les wagons.....	$\frac{10}{7} = 1,43$
— pour les locomotives (essieux couplés).....	$\frac{3}{2} = 1,50$

Si  $Q'$  est exactement égal à la valeur théorique  $Q$ , le poids-frein est :

$$p = Q \frac{f''}{f} = P \cdot \frac{f}{f''} \cdot \frac{f''}{f} = P$$

Le poids-frein  $p$  est alors tenu égal à la charge du véhicule qui pèse sur le point de contact des rails et ce véhicule est freiné à la limite de l'enrayage.

Suivant la valeur de  $Q'$  le poids-frein peut être inférieur ou supérieur à  $P$ . S'il est supérieur, le véhicule présente certains risques d'enrayage aux faibles vitesses quand le rail est mauvais. Le poids-frein est alors supérieur à la tare.

La distance d'arrêt d'un train ne dépend pas seulement du poids-frein ainsi défini mais aussi de la nature de son équipement de frein et de sa résistance propre; c'est pourquoi il faut, autant que possible, procéder à des essais pour déterminer le poids-frein.

Le rapport du poids-frein  $p$  et du poids du véhicule  $P$  s'appelle le coefficient de freinage (1) et se désigne par  $\lambda = \frac{p}{P}$ .

---

(1) A remarquer que certains auteurs appellent coefficient de freinage ce que nous avons défini précédemment être le coefficient de timonerie. Il faut se méfier de cette confusion de termes.

De même, le coefficient de freinage d'un train est le rapport du poids enrayable du train à son poids total, moteur compris.

**b) Poids-frein voyageur.**

Les véhicules circulant à l'étranger, il est indispensable que toutes les administrations adoptent la même unité pour que chacune d'elles puisse connaître d'une façon certaine la valeur du freinage des véhicules qui circulent sur ses lignes.

C'est l'Union Internationale des Chemins de fer (UIC) qui a eu pour tâche de donner la définition du poids-frein. (1)

Le poids-frein doit être déterminé au moyen d'essais et dépend du parcours d'arrêt réalisé lors d'un serrage rapide effectué en palier et alignement droit à la vitesse de 120 km/h.

Ces essais peuvent être effectués, soit :

- a) avec un train de 60 essieux composé de véhicules du même type et remorqué par une locomotive non freinée (méthode recommandée);
- b) avec un véhicule lancé isolément par un temps calme (méthode plus économique).

Pour la détermination du poids-frein par la méthode des essais on utilise le tableau annexe I ou les diagrammes annexe II qui donnent les pourcentages de poids-frein en fonction des parcours d'arrêt.

TABLEAU-ANNEXE I

**FREIN - VOYAGEURS**

*Pourcentage du poids-frein suivant la longueur d'arrêt.*

a) Essais avec un train (60 essieux) avec une vitesse de 120 km/h.												
Parcours d'arrêt ....	1060	1000	950	900	850	820						
Pourcentage de poids frein .....	75	80	85	90	96	100						
b) Essais avec un véhicule isolé avec une vitesse de 120 km/h.												
Parcours d'arrêt ....		1000	950	900	850	800	730					
Pourcentage de poids frein .....		68	72	77	82,5	89	100					
c) Essais avec un train (60 essieux) avec une vitesse de 100 km/h.												
Parcours d'arrêt ....		1000	950	900	850	800	750	700	650	600		
Pourcentage de poids frein .....		52	54,5	58	62	66	71	76	82	89		
d) Essais avec un véhicule isolé avec une vitesse de 100 km/h.												
Parcours d'arrêt ....				900	850	800	750	700	650	600	550	500
Pourcentage de poids frein .....				46	50	54	58	63	68,5	75	82,5	93
e) Calcul avec la formule B = P.K.												
$\frac{P}{C}$	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5					
K	1,58	1,50	1,37	1,27	1,19	1,13	1,10					

*Exemple* : Un train de 60 essieux formé de 15 véhicules à bogies ayant chacun une tare de 42 tonnes est remorqué par une locomotive de 150 tonnes.

(1) Ces règles figurent à la fiche UIC n° 156 applicable à partir du 1-1-47.



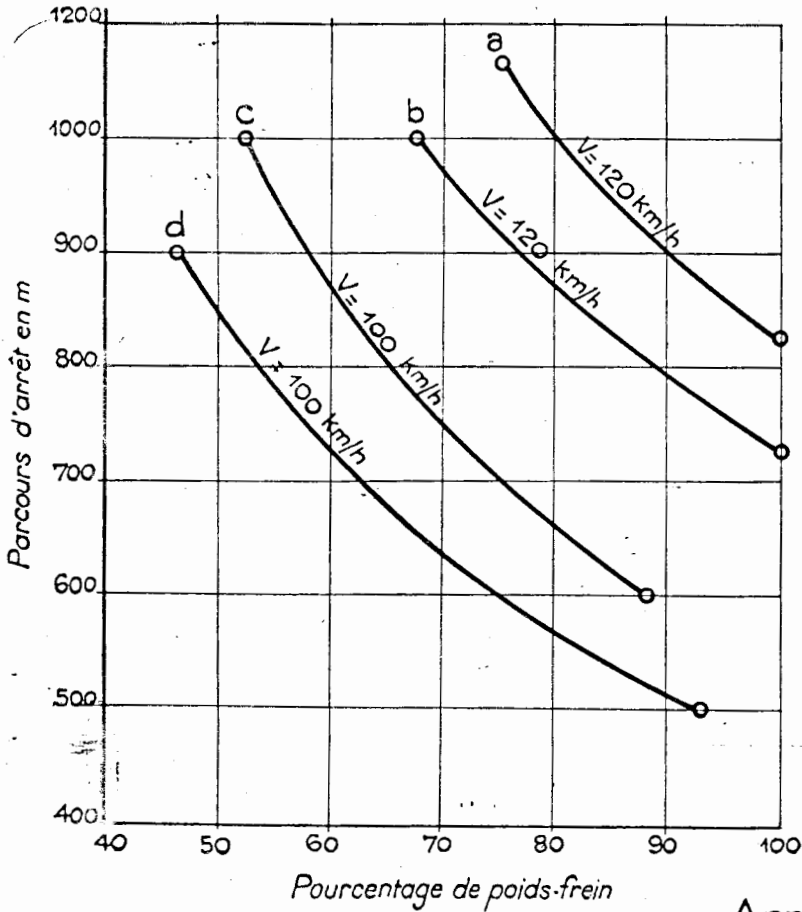
Le poids total du train est donc de 780 tonnes. Le freinage des 15 véhicules (machine isolée) arrête le train lancé à 120 km/h en 875 mètres.

D'après les courbes du diagramme-annexe II, courbe a, le pourcentage de poids freiné est de 93 %.

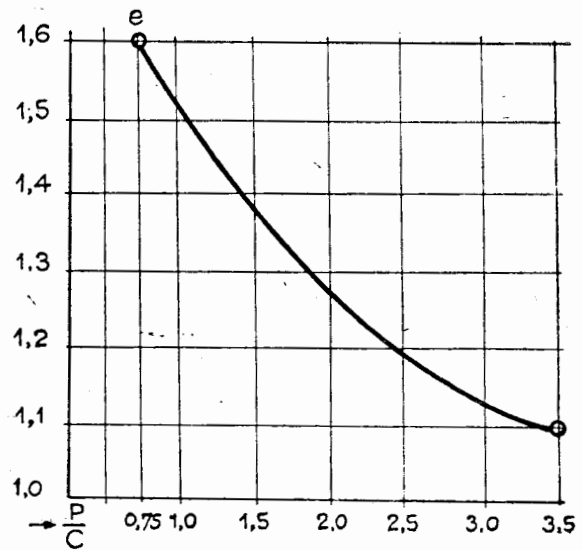
Le poids frein total est donc de  $780 \times 0,93 = 725,4$  tonnes.

Chacun des 15 véhicules freinés a donc un poids-frein de :

$$\frac{725,4}{15} = 48,36 \text{ tonnes.}$$



- a) et c) - essais avec un train (60 essieux)
- b) et d) - essais avec un véhicule isolé
- e) - calcul avec la formule  $B = P \times K$



### Annexe II

Les administrations dont les lignes ne permettent pas une vitesse d'au moins 100 km/h pourront déterminer par le calcul le poids-frein de leurs véhicules munis de sabots en fonte (1).

Dans ce cas; le calcul du poids-frein s'opère d'après la formule :

$$B = PK$$

P représente la pression totale aux sabots en marche (2)

K représente un facteur dépendant de la pression par sabot  $\frac{P}{C}$

(C = nombre de sabots) ce facteur K est fourni par le tableau-annexe I ou la courbe e de l'annexe II.

(1) Le poids frein des véhicules appelés à circuler à moins de 100 km/h. peut être calculé également au moyen de la même formule.

(2) Voir renvoi (2) page 10.

Il est à signaler que cette formule donne un poids-frein un peu plus faible que celui résultant des essais (ceci afin de garantir la sécurité).

**c) Poids-frein marchandises.**

Pour le frein « marchandises », c'est également l'U. I. C. qui a donné la définition du poids-frein.

Elle est la suivante (1).

Le « poids-frein » d'un wagon freiné à l'air comprimé est le produit de la pression totale aux sabots mesurée en marche (2) après un serrage complet effectué à partir de la pression de régime 5 kg/cm<sup>2</sup> avec une course de piston moyenne, multipliée par les 10/7 d'un coefficient ( $\gamma$ ) caractéristique de l'équipement de frein du véhicule considéré.

Ce coefficient ( $\gamma$ ) est fonction des 3 variables suivantes :

$P_s$  : pression réelle sur un sabot en marche avec une course moyenne du piston.

$a$  : valeur relative de la pression aux sabots à la fin du premier temps de serrage par rapport à la pression finale aux sabots.

$t$  : durée de serrage complet pour une course moyenne du piston mesurée entre le moment où l'air commence à pénétrer dans le cylindre à frein et celui où la pression atteint 95 % de sa valeur finale.

Par définition :

$\gamma = 1$  pour  $P_s = 1.690$  kilogrammes

$a = 20$  %

$t = 28$  secondes.

Pour les autres valeurs de  $P_s$ ,  $a$  et  $t$  la fiche U. I. C. donne les courbes et tableaux utiles.

En ce qui concerne le frein Westinghouse Marchandises pour lequel les caractéristiques sont les suivantes :

valeur du 1<sup>er</sup> temps 16 % ( $a$ )

temps de remplissage 40 secondes ( $t$ )

— le tableau-annexe III et le diagramme-annexe IV donnent la valeur du coefficient  $\gamma$  en fonction de la pression aux sabots.

**— Inscription du poids-frein.**

Le poids-frein doit être inscrit sur les véhicules. (Voir fiche UIC n° 112).

Pour les véhicules ayant plusieurs régimes de freinage, le poids-frein doit être déterminé et inscrit pour chaque régime. Le poids-frein est indiqué sur les brancards du véhicule à côté de l'indication du type de frein et de triple-valve. Pour les wagons PV munis d'un équipement de frein à deux régimes de freinage le poids-frein est indiqué sur la plaquette servant de support aux leviers de commande de ces dispositifs. Le poids-frein des voitures à voyageurs est en pratique égal à leur tare.

Toutefois le nombre de tonnes qui définit le poids-frein d'un véhicule peut être plus grand que son poids réel.

C'est le cas en particulier des véhicules munis de frein autovariable.

**d) Poids-frein des véhicules ayant plusieurs régimes de freinage.**

Considérons un véhicule de tare  $t$  qui circule à vide. La pression aux sabots a été convenablement calculée pour que le freinage soit maximum en évitant l'enrayage.

Le poids-frein est :

$$P = Q \times \frac{10}{7} \times \gamma$$

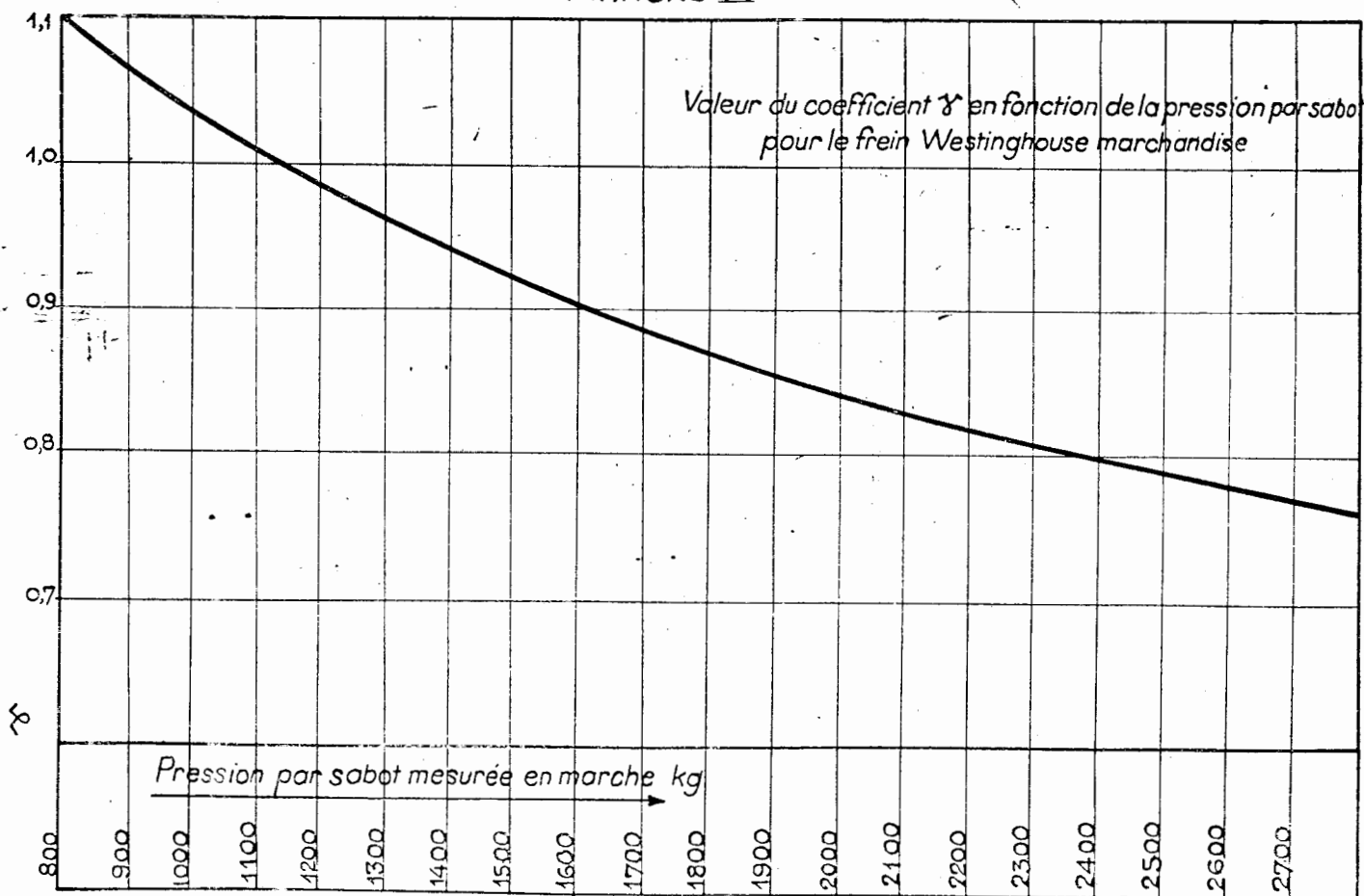
(1) Pour le détail voir la fiche UIC N° 54, applicable à dater du 1-1-47.

(2) A défaut de mesure directe, la pression totale aux sabots est prise égale aux 9/8 de la pression totale aux sabots, mesurée en stationnement sans frapper la timonerie. Ce coefficient de 9/8 tient compte du fait qu'en marche la timonerie « se met en place », d'où pression plus forte sur les sabots.

**VALEUR DU COEFFICIENT  $\gamma$  EN FONCTION DE LA PRESSION AUX SABOTS  
POUR LE FREIN WESTINGHOUSE MARCHANDISES**

Pression par sabot		$\gamma$
en stationnement	en marche	
710 k. et moins	800 k. et moins	1,094
800	900	1,066
890	1,000	1,040
980	1,100	1,015
1,065	1,200	0,989
1,155	1,300	0,966
1,245	1,400	0,945
1,335	1,500	0,925
1,420	1,600	0,907
1,510	1,700	0,890
1,600	1,800	0,875
1,690	1,900	0,860
1,780	2,000	0,847
1,865	2,100	0,835
1,955	2,200	0,824
2,045	2,300	0,814
2,135	2,400	0,804
2,220	2,500	0,796
2,310	2,600	0,788
2,400	2,700	0,780

**Annexe IV**



Q étant la pression totale aux sabots qui dépend de la tare du véhicule.

Si l'on charge ce wagon son poids devient  $t + T$ . Si l'on n'augmente pas Q ce véhicule aura le même poids-frein  $p$  et le freinage sera moins bon.

L'idéal serait que Q soit proportionnel à  $(t + T)$ ; certains dispositifs récents permettent de réaliser cette condition, mais ils sont assez complexes et n'ont pu être généralisés. La question a été résolue de façon approchée par l'adoption d'un deuxième régime de freinage. La pression aux sabots est accrue par un second cylindre qui réalise le freinage de la charge et qui n'entre en action que lorsque le poids total du véhicule dépasse une certaine valeur  $(t + c)$  appelée poids de changement de régime.

Le freinage à la charge ne peut pas être calculé d'après la charge maximum admise pour le véhicule, car alors il y aurait enrayage avec les chargements inférieurs. « c » est le minimum de charge à partir duquel le freinage à la charge peut être utilisé :

$$t + c < t + T$$

Lorsque la poignée de changement de régime, placée de chaque côté du véhicule, est à gauche, le poids-frein est :

$$p = Q \times \frac{10}{7} \times \gamma$$

calculé d'après la formule indiquée précédemment. Lorsque le poids du véhicule est égal ou supérieur à  $(t + c)$  la poignée de changement de régime est placée à droite et se trouve en regard de l'indication d'un nouveau poids-frein calculé d'après la formule :

$$p' = Q' \times \frac{10}{7} \times \gamma$$

Q' étant la nouvelle pression aux sabots plus élevée obtenue grâce au 2<sup>e</sup> cylindre de frein et correspondant au poids  $(t + c)$ .

Le poids inscrit à gauche est le poids-frein à vide, celui inscrit à droite est le poids-frein en charge. Le chiffre inscrit près de l'axe de la manette est  $(t + c)$  poids de changement de régime.

**Remarque :** On peut aussi augmenter Q avec la charge à l'aide d'une manette qui, au lieu de mettre en action un second cylindre de frein, change l'amplification de la timonerie; c'est le dispositif S.A.B

#### e) Poids freiné à main.

C'est encore l'U. I. C. (1) qui donne la définition du poids freiné à main d'un véhicule. Il est égal aux 10/6 de la pression totale aux sabots obtenue en appliquant au volant ou à la manivelle un effort de 50 kg.

**Nota.** — Aucune inscription du poids-frein à vis n'est à apposer sur les véhicules si la valeur de ce poids-freiné est au moins égale à la valeur de la tare du véhicule et de la charge maximum.

*Exemple :* Si par un effort de 50 kg. sur le volant du frein à vis d'un wagon pesant en charge 30 tonnes, on obtient une pression totale aux sabots de 20 tonnes, aucune inscription de poids frein ne sera apposée car  $\frac{20t \times 10}{6} = 33 t > 30 t$ .

#### f) Poids freiné des locomotives.

Le poids freiné de la machine (par machine on entend le groupe machine-tender) par le frein continu est comme celui d'un véhicule quelconque, en première approximation égal à la charge  $Pc$  qui pèse sur les points de contacts des roues des essieux freinés, mais à la condition d'avoir :  $\frac{Q}{P} \geq \frac{2}{3}$ . Si ce rapport est moindre et égal à  $\beta$  le poids freiné doit être

réduit dans la proportion de  $\beta$  à  $\frac{2}{3}$ . (2) ..

(1) Fiche UIC n° 117 du 1-7-33.

(2) Pour le calcul il convient de préciser dans quelles conditions a été mesuré Q, en marche ou en stationnement et avec une course de piston du cylindre bien déterminée. On doit tenir compte également du régime de freinage de la machine, voyageurs ou marchandises. En général, la mesure directe de Q se fait en stationnement au moyen de crushers ou de cellules manométriques et l'expérience a montré que par suite des vibrations pour avoir la pression en marche, il suffit de multiplier le chiffre trouvé par  $\frac{9}{8}$ . La course du piston correspondant au cas le plus défavorable est la course longue; c'est celle-ci qui intervient dans le calcul du poids-frein.

Si Q n'est pas mesuré mais calculé (voir chap. IX), il convient de préciser aussi dans quelles conditions ce calcul a été fait. On doit tenir compte du rendement de la timonerie (0,8 ou 0,7) et de la pression maximum aux cylindres de frein qui dépend de la course du piston.

Voir note de M. LMOX dans le n° de mars 1932 de la "Revue Générale des Chemins de Fer" sur la description et l'utilisation de porte-crushers omnibus pour la mesure en stationnement des pressions effectives exercées aux sabots de frein.

Si parmi les essieux freinés, il y a des essieux moteurs, tous les essieux moteurs sont considérés comme freinés, puisque le mouvement des essieux est solidarisé par les bielles d'accouplement (cas de machines anciennes).

On doit observer qu'en dehors des sabots de frein, d'autres résistances sont ou peuvent être appliquées aux roues motrices, et que ces résistances équivalent à un poids freiné qui vient en augmentation de celui provenant des sabots. Parmi ces résistances, il y a la contre-vapeur dont nous parlerons plus loin et la résistance propre du mécanisme de la machine qui se traduit par un effort retardateur à la jante. On peut l'évaluer à 7 % environ de l'effort tangentiel maximum à la jante (ce chiffre peut d'ailleurs facilement se déduire des valeurs des résistances au roulement propres à la machine dont il a été question (chap. VI § B 4<sup>o</sup> tome III, fig. 1165). Supposons que l'effort tangentiel maximum de la machine soit de construction limité par l'adhérence :  $Pa f$  ( $Pa$  étant le poids adhérent et  $f$  le coefficient d'adhérence pratique admis au démarrage, soit 0,20). La résistance du mécanisme sera dès lors  $0,07 Pa f$ , elle équivaudra à un poids freiné :  $\frac{0,07 Pa f}{f}$ . La valeur de  $f$  du numérateur est 0,20, par contre la valeur de  $f$  du dénominateur est celle de l'adhérence en vitesse estimée à 0,10 pour se donner une marge de sécurité. La résistance du mécanisme est donc approximativement égale à  $0,14 Pa$ .

Le poids freiné total de la locomotive sera :

$$p = 0,14 Pa + \frac{3}{2} \beta Pc$$

**Applications :**

Désignation	Nomb. de cylind.	Diam. des cylind. m/m.	Nomb. de sabots	Pression en kg. par sabot pour			Pression Q en kg. totale avec 3 kg. de press.	Poids en service (kg.)		Fraction freinée du poids total	
				1 kg. press.	3 kg. press.	6 kg. press.		total P	freiné Pc	$\frac{Q}{P}$	$\frac{Q}{Pc}$
231-501 à 783 (sauf son bogie)	2	330	6	1855	5567	11134	33.402	96.500	55.700	0,346	0,599
Bogie de 231-501 à 783 ..	2	152	4	793	2380	4760	9.520	23.400	23.000	0,40	0,40
141-001 à 250 .	2	380	8	1656	4968	9936	39.750	86.900	64.950	0,45	0,61
Tender 22.001 à 643 .....	2	254	16	460	1380		22.080	24.000 à 53.000		0,92 à 0,41	

Poids total freiné à l'air (locomotive et tender) :

$$\left\{ \begin{array}{l} 231-501 \text{ à } 783 : \left( \frac{3}{2} \times 0,599 \times 55.700 \right) + \left( \frac{3}{2} \times 0,40 \times 23.400 \right) + \left( \frac{3}{2} \times 0,41 \times 53.000 \right) = 96.681 \text{ kg.} \\ 141-001 \text{ à } 250 : \left( \frac{3}{2} \times 0,61 \times 64.950 \right) + \left( \frac{3}{2} \times 0,41 \times 53.000 \right) = 92.025 \text{ kg.} \end{array} \right.$$

Fraction freinée du poids total :

$$\left\{ \begin{array}{l} 231-501 \text{ à } 783 : 96.681 : 149.500 = 64 \% \\ 141-001 \text{ à } 250 : 92.015 : 139.900 = 65 \% \end{array} \right.$$

**Nota :** Dans les applications ci-dessus nous avons pris la plus petite fraction freinée du poids du tender (0,41) qui correspond aux approvisionnements au complet et nous n'avons pas tenu compte de la résistance propre du mécanisme de la machine.

Pour obtenir l'arrêt de la locomotive il faut que le coefficient de freinage  $\lambda = \frac{p}{P}$  soit au moins égal à une valeur déterminée par le calcul et fonction de la vitesse  $V$  et de la pente  $i$  (voir § 3<sup>o</sup> a suivant).

A ces valeurs de  $\lambda$  correspondent des valeurs  $p'$  en général inférieures à  $p$ . Dans ce cas,  $p_0 = p - p'$  constitue le poids frein en excédent de la machine et disponible pour l'arrêt du train.

Pour le calcul du poids-frein d'une locomotive (dont la triple-valve est sur position « Voyageurs ») on peut aussi se servir de la formule :

$$B = PK$$

admise par la fiche UIC n° 156 (voir § b précédent), mais il faut extrapoler en raison des pressions très élevées (1) sur les sabots des roues accouplées qu'on ne trouve pas sur la courbe (c) figurant à l'annexe IV. On calcule séparément le poids-frein du bogie, des essieux accouplés et du tender, pour lesquels le coefficient K a des valeurs différentes et on fait la somme.

On trouve par exemple pour la 141-000 un poids-frein de 68 tonnes, valeur assez différente de celle calculée suivant la première méthode (92 t.).

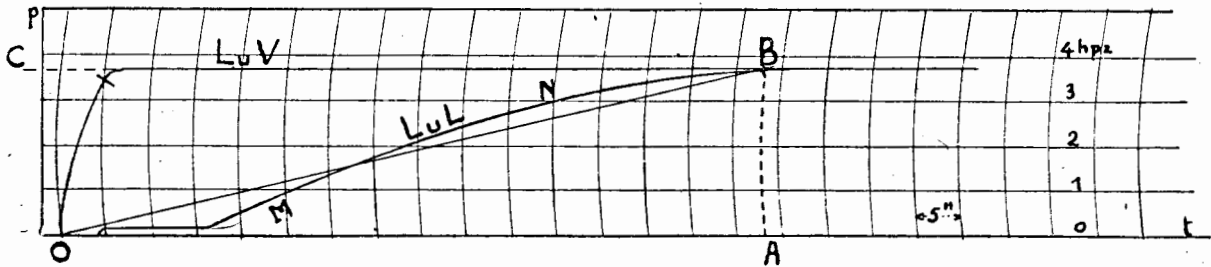
Il faudrait donc que la détermination du poids-frein des locomotives soit basée sur des essais, comme pour les véhicules remorqués.

Examinons maintenant le poids-frein disponible d'une locomotive avec triple-valve LuL sur position « Marchandises ».

La durée du serrage est : 90 sec  $\pm$  10 sec.

La courbe de pression dans le cylindre de frein au cours d'un serrage à l'allure indiquée ci-contre, conforme au diagramme-étalon.

Un diagramme de ce genre représente la variation du poids-frein en fonction du temps.



La surface OMNBA mesure donc la somme des poids-frein élémentaires pendant la montée en pression du cylindre de frein, période pendant laquelle le poids-frein est variable. La surface en question est sensiblement égale à celle du triangle OAB dont l'ordonnée moyenne qui est

égale à  $\frac{AB}{2}$  mesure ainsi le poids-frein moyen (2).

Soit le cas du freinage d'arrêt d'un train de marchandises circulant à la vitesse de 60 km/h. et arrêté sur une distance de 800 mètres. La durée de l'arrêt est sensiblement de 90 sec., c'est-à-dire égale à celle de la durée de l'établissement du serrage. On en déduit que le poids-frein moyen de la locomotive en freinage « Marchandises » est sensiblement la moitié du poids-frein de la locomotive sur position « Voyageurs ». Ce dernier, en effet, en raison du serrage en 6 sec. est sensiblement constant pendant la durée totale de l'arrêt.

Toutefois, cette constatation ne permet pas de calculer le poids-frein d'une locomotive munie d'une T.V. LuV sur position « Marchandises ».

En effet, les poids-frein « Marchandises » et « Voyageurs » répondent à des besoins de calculs différents, les vitesses de circulation étant différentes suivant la position des T.V. Ces poids-freins ne sont pas calculés avec les mêmes formules; c'est pourquoi, d'ailleurs, un véhicule peut avoir, ce qui à première vue peut choquer, un poids-frein « Marchandises » égal ou supérieur au poids-frein « Voyageurs ».

(1) On trouve sur le tableau précédent des pressions dépassant 5 tonnes par sabot (231-500 et 141-000) pour lesquelles le coefficient  $p'$  diminue très sensiblement.

(2) Si le déroulement de l'appareil enregistreur de diagrammes se faisait proportionnellement aux espaces parcourus, qui seraient en abscisses, au lieu du temps, la surface OMNAB mesurerait la valeur du travail résistant transformé en chaleur pendant le serrage. Pour cela il faudrait monter l'appareil enregistreur de pression du cylindre de frein sur un appareil Flaman.

Le coefficient  $\gamma$  de la formule du poids-frein Marchandises peut avoir, en effet, des valeurs égales ou supérieures à 1, ce qui ne pourrait être si les poids-frein Marchandises et Voyageurs pouvaient se comparer; les véhicules étalons choisis dans l'un et autre cas sont différents.

Pour calculer le poids-frein d'une locomotive sur position Marchandises (T.V. LuV au serrage en 90 sec), il faut le comparer au poids-frein qu'aurait cette locomotive si elle était munie d'une T.V. LuI avec serrage en 2 temps et durée de serrage répondant aux conditions du frein Marchandises de wagons.

Sur la figure ci-dessous ont été tracés les diagrammes-étalons du serrage d'une T.V. LuI en 42 sec. et d'une T.V. LuL bloquant en 90 sec.  $\pm 10$  sec.

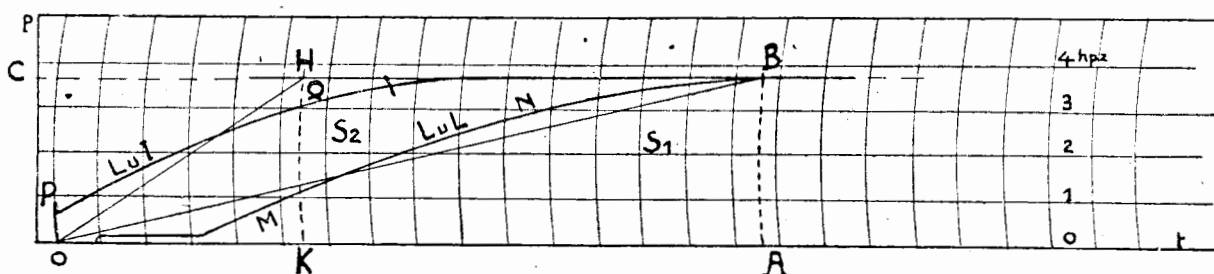
Appelons  $S_1$  la surface OMNBA et  $S_2$  la surface OPQBA.

Le rapport  $\frac{S_1}{S_2}$  mesure le rapport des ordonnées moyennes, c'est-à-dire le rapport des poids-frein moyens au cours de l'arrêt.

On peut admettre avec une approximation suffisante :

$S^1$  = surface du triangle OBA.

$S^2$  = surface du triangle OHK + rectangle KHBA =  $HK \left( \frac{OK}{2} + KA \right)$ .



$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{OA}{OA + AK} = \frac{1}{1 + \frac{AK}{OA}} = 0,60 \text{ environ.}$$

D'où il résulte que le poids-frein marchandises d'une locomotive avec T.V. LuL réglée à 90 sec. est égal à 60 % environ du poids-frein qu'aurait cette locomotive si elle était munie d'une T.V. LuI réglée à 40 sec., ce dernier poids-frein étant calculé par la relation donnée pour les wagons :

$$p = Q \times \frac{10}{7} \times \gamma$$

Le coefficient  $\gamma$  dépendant de la pression par sabot doit être calculé séparément pour les bogies, les essieux accouplés et les tenders.

Pour la 141-000 on trouve un poids-frein de 67 t avec T.V. LuI et de  $67 \times 0,6 = 40$  t avec T.V. LuL.

Ces considérations démontrent, qu'en ce qui concerne le freinage d'arrêt, le poids-frein disponible d'une locomotive avec triple-valve LuL sur position « Marchandises » est tout à fait illusoire. Même avec le freinage « Voyageurs » le poids-frein disponible est peu élevé (sa valeur calculée variant suivant la formule employée) et peut être inférieur aux grandes vitesses au poids-frein nécessaire.

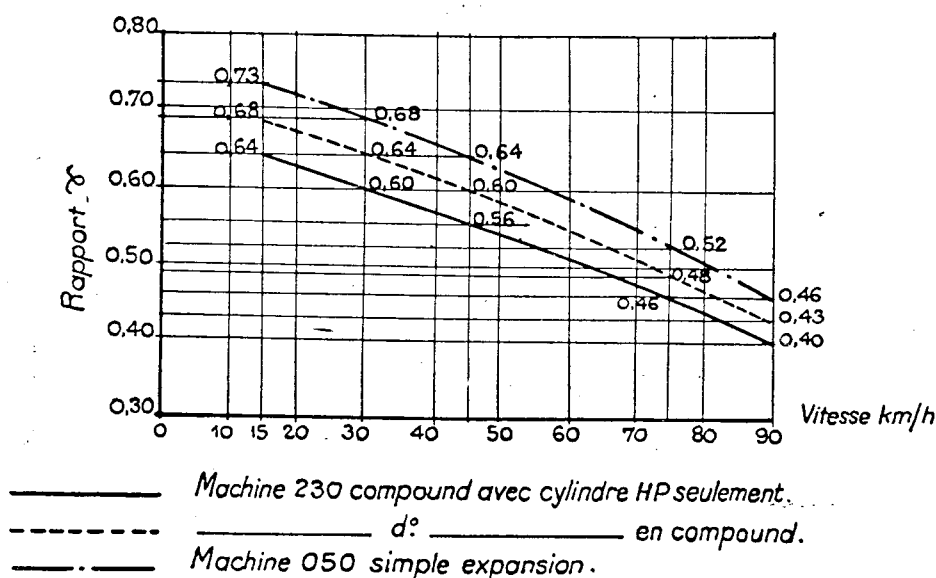
La Région Ouest ne tient aucun compte en aucun cas du freinage de la locomotive qui pourrait être disponible pour la détermination du freinage d'un train.

C'est, par contre, l'insuffisance de poids freiné qui fait limiter la vitesse maximum de certains types de locomotives lorsqu'elles circulent haut-le-pied (1). On peut donc considérer qu'au delà de cette vitesse la locomotive attelée à un train lui emprunte du freinage pendant le temps de sa mise en action.

**g) Poids freiné par la contre-vapeur.**

Nous avons vu (chap. II § B 7° tome III) que le travail de la vapeur dans la marche à contre-vapeur est inférieur, pour un même cran d'admission, au travail de la vapeur en marche normale. D'autre part, l'effort indiqué en contre-vapeur, de même que l'effort indiqué en marche normale diminue quand la vitesse augmente. Il résulte des essais publiés par M. Herdner

**FIG. 5 bis**



et faits en 1917 sur des locomotives Midi que le rapport  $\gamma$  de ces 2 efforts varie comme il est représenté à la figure 5 bis (2).

Soient :  $T_{cv}$  l'effort tangentiel moyen indiqué résultant de la contre-vapeur,  $T_n$  l'effort tangentiel moyen indiqué en marche normale,  $R$  la résistance du mécanisme,  $E_{cv}$  l'effort tangentiel moyen effectif en marche à contre-vapeur et  $E_n$  l'effort tangentiel moyen effectif en marche normale. On a :

$$E_{cv} = T_{cv} + R$$

$$E_n = T_n - R$$

et

$$\frac{E_{cv}}{E_n} = \frac{T_{cv} + R}{T_n - R} = \frac{\gamma + \frac{R}{T_n}}{1 - \frac{R}{T_n}} = 1,075 \gamma + 0,075$$

en admettant  $\frac{R}{T_n} = 0,07$  comme il a été dit précédemment (§ f.). Si l'on donne à  $\gamma$  la valeur

(1) L'instruction unifiée sur la composition des trains prescrit qu'une machine HLP doit observer, dans le sens normal de marche, sur chaque section de ligne et si elle est freinée, ainsi que son tender, au frein continu voyageurs, la vitesse limite des trains de messageries, et dans les autres cas la vitesse-limite des trains de marchandises.

(2) Voir note de M. HERDNER sur la contre-vapeur, sa puissance, son emploi dans le n° d'avril 1921 de la Revue Générale des Chemins de fer.



0,43 (*fig. 5 bis*) correspondant à une 231-500 battant contre-vapeur en compound à la vitesse de 90 km/h. on a :

$$\frac{E_{cv}}{E_n} = 0,537$$

Si de construction  $E_n$  peut être considéré égal à  $Pa_f = 0,20 Pa$  et que  $Pa = 0,6 P$  on a :

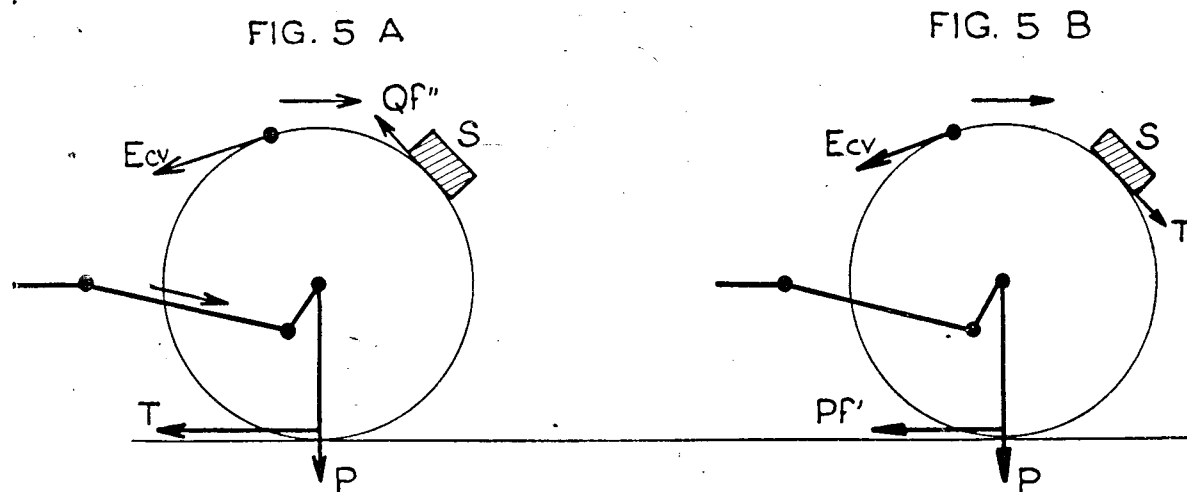
$$E_{cv} = 0,537 \times 0,20 \times 0,6P = 0,064 P$$

Cet effort retardateur équivaut à un poids freiné :

$$\frac{E_{cv}}{0,10} = 0,64 P \text{ (valeur légèrement supérieure au poids adhérent } 0,6 P) \text{ (0,10 étant le}$$

coefficient d'adhérence utilisable pour le freinage).

On admet pratiquement que le poids freiné par la contre-vapeur est égal au poids adhérent. Toutefois, l'emploi de la contre-vapeur est moins rapide que le frein à sabot et son effort



retardateur est plus faible. Il est dans les conditions ci-dessus égal 0,064 P vis-à-vis de 0,10 P minimum obtenu avec des freins bien serrés et temps sec (1).

#### h) Emploi simultané de la contre-vapeur et du freinage au sabot.

Considérons une locomotive réduite schématiquement à une roue de charge P (*fig. 5 A*) sur laquelle agissent à la fois la réaction tangentielle  $Qf''$  du sabot, et l'effort tangential effectif  $E_{cv}$  résultant de la contre-vapeur (nous négligeons la résistance du mécanisme). T étant la réaction tangentielle au point de contact rail-roue on a à chaque instant :

$$T = E_{cv} + Qf''$$

La *figure 5 ter* représente les courbes de variation de chacun des termes de cette relation, avec la vitesse (15 à 90 km/h) :

$E_{cv}$  varie de 0,10 P à 0,06 P (voir § précédent).

$Qf''$  varie de  $P \times \frac{2}{3} \times 0,32$  à  $P \times \frac{2}{3} \times 0,14$ .

Le point figuratif de l'effort retardateur T suit la courbe AB. Au point B où T, c'est-à-dire la somme des forces retardatrices dépasse la limite d'adhérence, égale par exemple à 0,20 P, la roue s'enraye. La relation d'équilibre des forces s'écrit alors (*fig. 5B*), la réaction tangen-

(1) Avec une pression Q suffisante aux sabots et de bonnes conditions d'adhérence, l'effort retardateur dû au freinage peut atteindre 0,25 P.

tielle des sabots ayant changé de sens pour s'opposer au mouvement de rotation inverse de la roue :

$$T = Ecv - Pf$$

Au point B (17 km/h.)  $Ecv = 0,083 P$  et  $f = 0,06$ , d'où  $T = 0,023 P$ . Or au point de contact

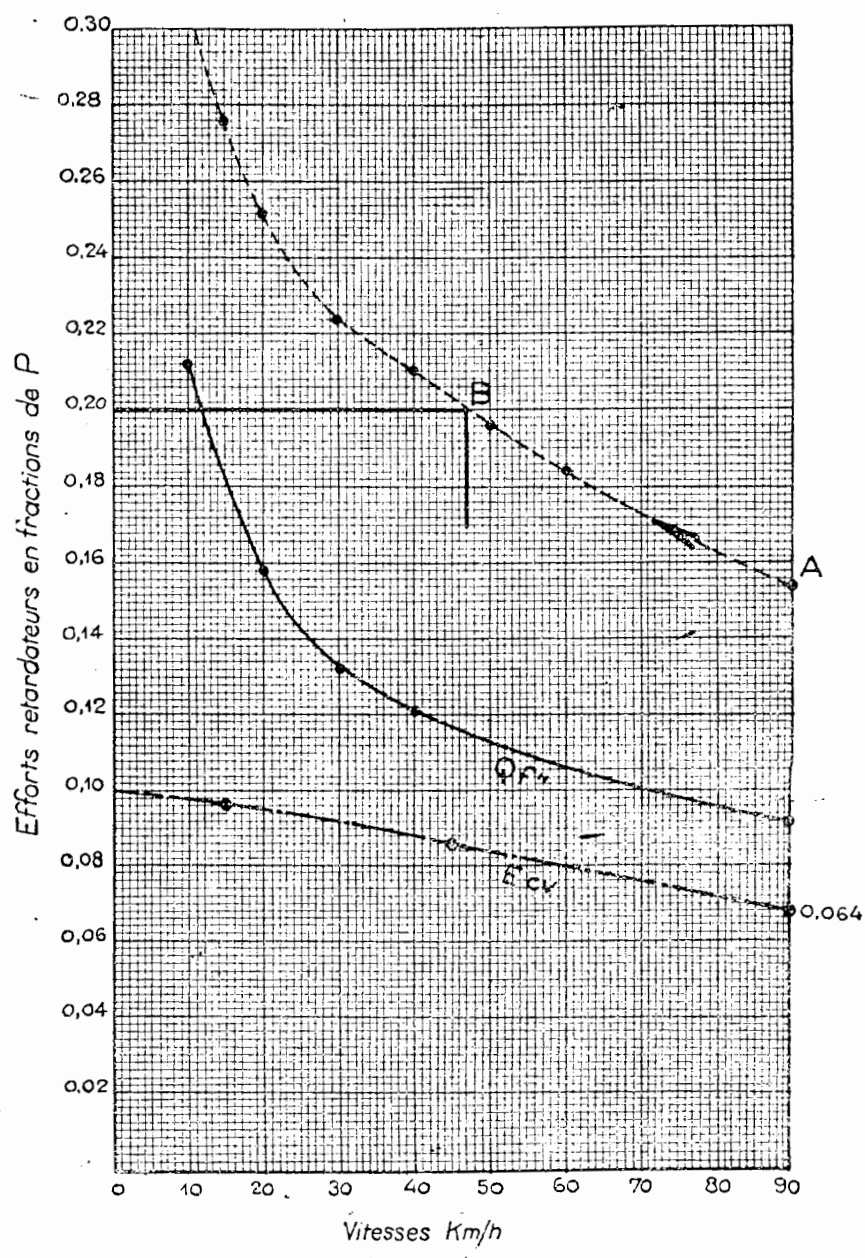


FIG. 5<sup>ter</sup>

sabot-roue la vitesse relative des 2 organes est nulle, on a  $f'' = 0,30$  et  $Q = \frac{2}{3} P$ . Comme  $T$  est  $< Qf''$  l'enrayage se maintient donc. Mais, si à ce moment, pour supprimer l'enrayage, le mécanicien vient à desserrer son frein, la réaction tangentielle  $T$  décroît. Au moment où  $Ecv - Pf = Qf''$ , soit pour  $0,023 P = Qf''$  ou approximativement  $Q = 0,08P$ , le sabot

ne retient plus la roue, et, comme  $E_{cv}$  est  $> Pf$ , la contre-vapeur, continuant son action, provoque immédiatement la rotation de la roue en sens inverse du sens normal correspondant au mouvement de translation de la locomotive, c'est-à-dire le patinage en sens inverse avec toutes ses conséquences (en particulier une nouvelle diminution de  $f$  qui favorise la continuation du patinage). Il faut donc pour supprimer l'enrayage des roues, fermer d'abord l'admission de vapeur puis, si le freinage des sabots est encore suffisant pour maintenir l'enrayage, desserrer les freins jusqu'à ce que les roues aient repris leur mouvement de rotation et recommencer ensuite à pratiquer le serrage.

Ainsi, l'emploi simultané de la contre-vapeur et du frein au sabot n'est admissible qu'à la condition expresse de ne pas provoquer l'enrayage des roues qui diminuerait l'efficacité du freinage; il faut donc ouvrir progressivement l'admission de vapeur et sabler. Si l'enrayage se produit néanmoins, il faut respecter l'ordre donné des opérations ci-dessus (fermeture du régulateur et desserrage graduel des freins) sous peine d'amener le patinage inverse qui diminuerait encore davantage l'efficacité du freinage (1). D'une manière générale il vaut mieux éviter de se servir de la contre-vapeur lorsqu'on ne doute pas de l'efficacité du freinage au sabot.

### 3° Formules relatives au freinage d'arrêt, distances d'arrêt et vitesses acquises.

#### a) Détermination du freinage d'un train.

La détermination du freinage nécessaire pour arrêter un train de poids total  $P$  sur une distance donnée  $L$  en mètres d'une voie de déclivité donnée  $i$  mm/m revient à chercher en fonction de la vitesse  $V$  en km/h. du train, le poids des wagons à freiner et comme cet effort retardateur doit être proportionnel au poids du train, le problème consiste dans la détermination de ce qu'on a appelé le coefficient de freinage  $\lambda$ , c'est-à-dire le rapport du poids enrayable du train à son poids total.

Les tableaux de freinage en vigueur (2) donnent la valeur du poids freiné  $p$  à obtenir en fonction des autres variables. Ces tableaux ont été établis en appliquant la formule corrigée par M. Maison, inspecteur général des Mines et rendue officielle par la Circulaire Ministérielle du 4 janvier 1910. Elle permet d'obtenir le coefficient de freinage :

$\lambda = \frac{p}{P}$  en fonction de la vitesse, de la déclivité, et de la longueur d'arrêt. Il est alors très

simple de calculer la valeur de  $p$  lorsque l'on connaît le tonnage du train.

Cette formule est la suivante :

$$(1) \quad \lambda = \frac{p}{P} = \frac{\left(\frac{4,24}{L} - 0,0006\right) V^2 + i - 3}{1000 f_1}$$

dans laquelle  $f_1$  est le coefficient de frottement des roues enrayées qui a les valeurs admises suivantes :

$$\begin{aligned} f_1 &= 0,10 && \text{si } i < 15 \\ f_1 &= 0,100 - 0,00133 (i - 15) && \text{si } i > 15 \end{aligned} \quad (3)$$

Cette formule a été obtenue en partant des calculs mathématiques du freinage. Elle a été toutefois corrigée pour tenir compte des résultats d'expérience et pour la rendre applicable

(1) Signalons à ce sujet que le Manuel du Mécanicien recommande à tort de combattre l'enrayage d'abord à l'aide du déblocage.

(2) Les valeurs de ces tableaux de freinage ne doivent pas être confondues avec les valeurs représentées au tableau-annexe I. Les tableaux de freinage destinés à la détermination du freinage des trains en service sont établis par la S.N.C.F. sur la base de ses propres besoins, expériences et essais, compte tenu des marges de sécurité qui lui ont paru nécessaires et qui répondent à ses conditions et à ses prescriptions d'exploitation.

(3) On adopte suivant la pente un coefficient de frottement variable pour se donner dans la formule une marge de sécurité plus grande contre le risque d'emballerment mais il est évident que  $f_1$  ne varie pas avec  $i$ .

aux vitesses et aux conditions actuelles de la circulation des trains (1). La formule a été établie en écrivant que la force vive du train (y compris celles des masses tournantes) est égale à la somme des travaux de toutes les forces résistantes extérieures qui agissent sur le train et qui comprennent :

- L'effort retardateur dû au freinage.
- La résistance au roulement des parties non freinées.
- La résistance du mécanisme de la machine (à régulateur fermé).
- L'action positive ou négative de la pesanteur suivant la déclivité.

La formule obtenue contenait des variables telles que le coefficient de frottement dont il fallait fixer une valeur moyenne. On a admis que l'effort retardateur pouvait être considéré comme constant pendant le parcours d'arrêt et on a fixé sa valeur au 1/10<sup>e</sup> du poids du véhicule :

$$\text{soit } 0,10 P$$

Cette hypothèse équivaut à supposer que l'effort retardateur  $Qf''$  est à tout moment sensiblement égal à l'adhérence du véhicule sur le rail et que le coefficient d'adhérence ( $f$ ) a pour valeur 0,10.

$$Q f'' = P f = 0,10 P$$

On suppose donc qu'à tout moment la pression des sabots est telle que le glissement est sur le point de se produire, le coefficient 0,10 correspond d'autre part à l'adhérence à vitesse nulle des bandages sur un rail humide.

La pression aux sabots est également considérée comme constante pendant le temps du freinage d'arrêt, il en résulte que le coefficient de frottement entre sabots et bandages est lui aussi fixé à une valeur constante, on a pris la valeur moyenne de 0,15.

Dans ces conditions la formule précédente devient :

$$0,15 Q = 0,10 P$$

ou 
$$Q = \frac{2}{3} P$$

Nous retrouvons la valeur de l'effort aux sabots que nous avons précédemment donnée. En résumé on peut énoncer la loi suivante :

**L'effort retardateur de 0,10 P qui satisfait la formule de la Circulaire Ministérielle est obtenu en exerçant sur les sabots un effort égal aux deux tiers du poids du véhicule à freiner.**

**b) Détermination de la distance nécessaire pour obtenir une vitesse de ralentissement donnée.**

Considérons un train comportant un poids freiné  $p$  calculé d'après la formule du freinage d'arrêt pour une vitesse  $V$ , une pente  $i$  et un parcours d'arrêt  $L$ . Supposons que ce train marche à une vitesse  $V'$  sur une pente  $i'$  et qu'il doive ralentir sa vitesse à  $V''$ . Si l'on désigne par  $L'$  et  $L''$  les longueurs nécessaires pour obtenir, sur la pente  $i'$ , l'arrêt du train freiné dans ces conditions et supposé marcher respectivement à la vitesse  $V'$  et à la vitesse  $V''$ , ces distances  $L'$  et  $L''$  peuvent se déduire de la formule (1) précédente en fonction de  $V'$  et  $V''$ . La distance nécessaire au ralentissement sera évidemment  $L' - L''$ . Tout calcul fait on trouve :

$$(2) \quad L' - L'' = \frac{4,24 (V'^2 - V''^2)}{\frac{4,24}{L} V^2 + i - i'}$$

Si l'on fait le rapport de la distance de ralentissement ( $L' - L''$ ) à la distance nécessaire à l'arrêt  $L'$  à la vitesse  $V'$ , on a :

$$\frac{L' - L''}{L'} = \frac{V'^2 - V''^2}{V'^2}$$

(1) Voir article de M. PÉDELUCO dans la Revue Générale des Chemins de fer (n° du 1-8-37) rendant compte de ce qui a été fait par les anciens Réseaux français pour établir les barèmes de freinage GV avec lesquels les poids-frein « voyageurs » définis par l'UIC peuvent être utilisés.

ce qui est évident, *a priori*, les distances d'arrêt étant très sensiblement proportionnelles aux carrés de la vitesse. En admettant par exemple les vitesses de  $V' = 120$  et  $V'' = 30$  km/h., on aurait :

$$\frac{L' - L''}{L'} = 0,94$$

d'où l'on déduit que la distance nécessaire pour ralentir un train rapide à la vitesse de 30 km/h. est presque la même que celle nécessaire pour obtenir l'arrêt.

**c) Détermination de la distance nécessaire pour obtenir l'arrêt.**

La formule de M. Maison, donnant  $L'$ , qui a été utilisée au § b. précédent est la suivante :

$$(3) \quad L' = \frac{4,24 V'^2}{\frac{4,24}{L} V'^2 + i - i'} = \frac{4,24 V'^2}{1000 f_1 \lambda + 0,0006 V'^2 + 3 - i'}$$

On prend pour le calcul  $\lambda = \frac{p}{P}$  :

$p$  = la somme des poids freinés de l'ensemble des véhicules du train (locomotive et tender compris),

$P$  = le tonnage total du train (locomotive et tender compris).

Cette formule de la circulaire ministérielle du 4-1-10 suppose que les freins sont serrés à l'origine du parcours  $L$  d'arrêt (ce n'est pas le cas du frein-marchandises). On a admis en effet que le mécanicien, apercevant le signal avant de le franchir, les freins sont en action au moment où le train aborde celui-ci.

**Application.** —  $V = 120$  km/h. vitesse limite conditionnant la distance d'implantation des signaux.

$i = 5$  (pente de 5 mm. par mètre)

$\lambda = 2/3$

$f_1 = 0,10$  (voir § a),

on obtient :  $L = 775$  m.

Par contre si  $\lambda = 0,545$ , on obtient :

$$L = 1000 \text{ m.}$$

**d) Détermination de la vitesse acquise sur une pente par un train insuffisamment freiné.**

La formule suivante a été obtenue à l'aide de calculs mathématiques en écrivant que le travail de la pesanteur est un travail positif dans les pentes et le travail résistant dû au freinage un travail négatif.

$$(4) \quad V^2 = \frac{i - 3 - 1000 f_1 \lambda}{\frac{4,24}{L} + 0,0006}$$

Elle est applicable à un train, insuffisamment freiné partant du repos, au bout d'un parcours  $L$ , sur une pente  $i$ .

**e) Détermination du freinage nécessaire pour éviter les dérives.**

La condition pour qu'une rame arrêtée sur une pente ne se mette pas en marche est obtenue en annulant le numérateur de  $V^2$  dans la formule (4) précédente, d'où l'on tire :

$$(5) \quad \lambda = \frac{p}{P} = \frac{i - 3}{1000 f_1}$$

Elle dépend donc de  $f_1$ . On a admis que, du moment qu'il s'agissait de maintenir une rame au repos on pouvait accepter pour  $f_1$  une valeur notablement plus grande que celles du § a. On remplace donc  $f_1$  par  $f_2$  :

$$\begin{aligned} f_2 &= 0,140 && \text{si } i \leq 5 \\ f_2 &= 0,140 - 0,008 (i - 5) && \text{si } 5 \leq i \leq 10 \\ f_2 &= 0,100 - 0,001 (i - 10) && \text{si } 10 < i \end{aligned}$$

Avec ce coefficient  $f_2$  la formule est aussi valable dans le cas de dérive se produisant en marche par rupture d'attelage (la partie en dérive n'étant pas freinée au frein à air) et en admettant que les freins à main ne sont serrés qu'au bout de 40 secondes.

Comme pour le freinage d'arrêt (§ a) un tableau de freinage de dérive a été établi avec les coefficients de freinage  $\lambda$  calculés d'après la formule (5) ci-dessus.

#### 4<sup>o</sup> Composition des trains au point de vue freinage.

##### a) Véhicules entrant dans la composition des trains.

Les conditions de circulation des trains G.V. et des trains P.V. étant nettement différentes, vitesse de circulation, charge des véhicules, etc., on a été conduit à prévoir deux régimes de freinage distincts, l'un réservé aux véhicules admis normalement dans les trains de vitesse, l'autre utilisé sur les véhicules affectés principalement au transport des marchandises.

Les véhicules ont été classés en trois catégories suivant le régime de freinage qu'ils possèdent :

1<sup>o</sup> Véhicules entrant normalement dans la composition des trains de voyageurs, ces véhicules sont équipés d'un frein fonctionnant uniquement suivant le régime voyageurs (1) :

Temps de serrage 4 ou 6 secondes,

Temps de desserrage 10 secondes.

2<sup>o</sup> Véhicules pouvant être admis à la fois dans les trains G.V. et dans les trains P.V., ces véhicules sont équipés avec un frein pouvant fonctionner suivant les règles voyageurs ou suivant le régime marchandises.

Voyageurs { temps de serrage 4 ou 6 secondes.  
                  { temps de desserrage 10 secondes.

Marchandises { temps de serrage 40 secondes.  
                  { temps de desserrage 40 ou 80 secondes.

3<sup>o</sup> Véhicules admis normalement dans les trains P.V., ces véhicules sont équipés d'un frein fonctionnant seulement suivant le régime marchandises (2).

Temps de serrage 40 secondes.

Temps de desserrage 40 secondes en plaine, 80 secondes en montagne.

A chaque régime de freinage correspond donc un équipement de frein particulier, qui peut être caractérisé par le type de sa triple-valve. Nous en verrons le détail dans le cours.

Etant donné les différences qui existent entre les deux régimes de freinage, il n'est pas possible d'admettre indifféremment dans un train déterminé des véhicules de la catégorie (1) et des véhicules de la catégorie (3), on a donc été dans l'obligation de réglementer l'admission des véhicules dans les trains.

En ce qui concerne l'application de ces articles, il faut veiller spécialement à ce que :

- les poignées de changement de régime des triples-valves, en particulier celles des dispositifs voyageurs-marchandises et plaine-montagne soient bien placées dans la position prévue;
- dans un train déterminé, le frein ne soit mis en service que sur les véhicules admis normalement dans ce train.

(1) Appelé frein automatique ordinaire.

(2) Appelé frein « automatique spécial ».

L'observation de ces prescriptions est importante si l'on veut avoir une traction normale du train et éviter les réactions qui peuvent résulter des différences importantes existant entre les deux régimes de freinage.

**b) Composition des trains de voyageurs et messageries.**

Il a été conservé pour ces trains dans la réglementation nouvelle, la règle du freinage « au nombre » qui est la plus simple. Les trains de voyageurs et messageries sont normalement freinés au frein continu voyageurs, ce frein devant en principe fonctionner sur tous les véhicules. Leur freinage normal est assuré lorsque la proportion des essieux freinés est au moins égale à celle indiquée dans le tableau ci-après et que le frein continu fonctionne sur le véhicule portant le frein à vis gardé de queue (1) ou sur l'un des véhicules placés en arrière de celui-ci.

Catégorie du train	Proportion minimum des essieux freinés au frein continu voyageurs
Train C 140 Train C 130	tous les essieux
Trains rapides et express sans autre mention et train C 120	9/10
Autres trains de voyageurs et trains de messageries	8/10

Sans doute, contrairement à ce qui se passe pour les voitures à voyageurs, la charge des wagons entrant dans la composition des trains de messageries (wagons G. V. et wagons P. V. étoilés avec charges G. V.) ne peut être considéré comme négligeable vis-à-vis du poids total de ces wagons, qui ne sont aujourd'hui freinés qu'à la tare; mais la solution de cette difficulté sera recherchée dans l'extension aux wagons en question du dispositif « vide-charge », actuellement en usage sur les wagons freinés au frein continu marchandises. Provisoirement en attendant l'installation de ce dispositif, la charge G. V. maximum des wagons G. V. et des wagons P. V. étoilés sera limitée en principe à 12 tonnes, ce qui permettra grâce à l'abaissement de 105 à 100 km/h. de la vitesse limite des trains de messageries, d'assurer des conditions de freinage satisfaisantes.

**c) Composition des trains de marchandises.**

Il a été conservé pour ces trains, dans la réglementation nouvelle, pour tenir compte de l'hétérogénéité du parc (grandes différences de poids par essieu des véhicules le composant), une règle de freinage « au poids ». Les trains de marchandises sont normalement freinés au frein continu marchandises, ce frein devant en principe fonctionner sur le plus grand nombre possible de véhicules. Ils peuvent également, si cela est nécessaire pour réaliser le freinage normal du train, comporter des véhicules freinés au frein continu voyageurs, mais le poids-frein total de ces véhicules ne doit pas dépasser 120 tonnes (2).

Il a paru intéressant de prévoir, pour un ensemble de lignes, dites « à freinage forfaitaire » (3) un barème unique de freinage (arrêt + dérive) correspondant à un même coefficient de freinage (25,5 %) indépendant du profil, ceci de façon à ce que pratiquement tous les trains directs interrégionaux ou circulant sur les grandes lignes de chaque Région se trouvent freinés de bout en bout. Sur ces lignes, le freinage normal des trains de marchandises est assuré lorsque la somme des poids-freins des véhicules freinés au frein continu est au moins égale au poids frein nécessaire prévu par le tableau-barème correspondant (4) et que le frein continu fonctionne sur le véhicule portant le frein à vis de queue ou sur l'un des véhicules placés en arrière de celui-ci. Ainsi le poids-frein nécessaire ne dépend que du tonnage du train.

(1) La position de ce frein à vis est déterminée par l'instruction unifiée sur la composition des trains.

(2) Ce chiffre est réduit à 60 tonnes si la locomotive est freinée au frein continu voyageurs.

(3) Ce sont celles dont les déclivités caractéristiques des sections de freinage ne dépassent pas 16 mm.

(4) Ce tableau a été défini au § 3<sup>e</sup> a.

Sur les lignes autres que celles à freinage forfaitaire ainsi que sur les lignes à freinage forfaitaire lorsque ce freinage n'est pas assuré, les trains de marchandises doivent être freinés pour l'arrêt et pour la dérive. Leur freinage normal est assuré lorsque la somme des poids-freins des véhicules freinés (1) est au moins égale au plus élevé des poids-freins d'arrêt et de dérive nécessaires prévus par les 2 tableaux-barèmes correspondants (2) et que les conditions ci-après sont remplies;

— la moitié au moins du poids-frein de dérive nécessaire doit se trouver dans la seconde moitié du train (déterminée en comptant les wagons),

— si le frein continu n'agit pas sur le véhicule portant le frein à vis de queue ou sur l'un des véhicules placés en arrière de celui-ci, la partie de train située en arrière du dernier véhicule freiné au frein continu doit être freinée séparément pour la dérive au moyen de freins à vis gardés et comporter le poids-frein de dérive nécessaire correspondant.

Ainsi le poids-frein nécessaire dépend, pour l'arrêt, du tonnage du train, de la pente caractéristique de la section de freinage et de la vitesse-limite des trains de marchandises sur la section de ligne correspondante; il dépend, pour la dérive, du tonnage du train (ou de la partie de train) et de la pente caractéristique de la section de freinage.

Le poids-frein de dérive nécessaire dépend du tonnage du train (ou de la partie de-train) et de la rampe caractéristique de la section de freinage.

---

(1) Y compris le cas échéant le freinage disponible (arrêt ou dérive) de certaines machines sur certaines lignes.

(2) Ces tableaux ont été définis aux § 3° a et 3° e. Pour le freinage d'arrêt il existe un tableau pour chaque pente caractéristique.