

CONSIDÉRATIONS SUR LA FORME A DONNER  
AUX  
COUSSINETS DE BOÎTES A HUILE ET DE BIELLES DE LOCOMOTIVES,

Par A. BERGER,  
INGÉNIEUR PRINCIPAL AUX CHEMINS DE FER DE L'ÉTAT BELGE,

et A. LAVIOLETTE,  
INGÉNIEUR AUX MÊMES CHEMINS DE FER.

---

Fig. 1 à 16, p. 4050 à 4059.

---

Dans le but d'éviter les échauffements, la plupart des exploitations de chemins de fer utilisent du métal antifriction sur une certaine partie de la surface frottante des coussinets destinés à recevoir de fortes charges et des chocs importants. Ce métal est coulé et logé dans des alvéoles longitudinales. Il y a, toutefois, des précautions à prendre pour limiter à de justes proportions, les dimensions de ces alvéoles et, surtout, la quantité de métal blanc à placer dans ces coussinets, car si le métal antifriction, de consistance relativement molle, diminue dans une grande mesure les frottements et, par suite, les chances d'échauffements, il donne lieu, d'autre part, au danger d'écrasement, et nous devons nous rappeler qu'à ce point de vue, la quantité de bronze à maintenir doit être presque égale à envisager pour le calcul de la résistance de ces coussinets aux pressions statiques et surtout aux pressions dynamiques et aux chocs. Les bandes longitudinales A et B (fig. 1) devront donc être d'une largeur suffisante pour supporter, avec

des coefficients de sécurité convenables, les efforts de compression statiques ou dynamiques qui se développent pendant la marche.

Les opinions des divers services diffèrent notablement sur le développement à admettre pour ces zones de résistance : ces divergences proviennent du degré plus ou moins grand de précision apportée dans l'ajustage des organes qui nous occupent, des services assurés par les machines, de leur poids, de la pression de vapeur, etc.

Aussi, en est-on réduit, faute de données certaines, à laisser à chaque dépôt le soin de disposer, à peu près à sa guise, des zones de bronze à conserver.

Cette pratique est évidemment de nature à compliquer notablement le travail dans les ateliers centraux.

Nous nous sommes donc proposés de calculer les angles  $\alpha_A$  et  $\alpha_B$  correspondant au développement minimum des zones ou nervures de bronze à conserver.

Nous négligerons, dans nos calculs, la résistance à la compression du métal blanc.

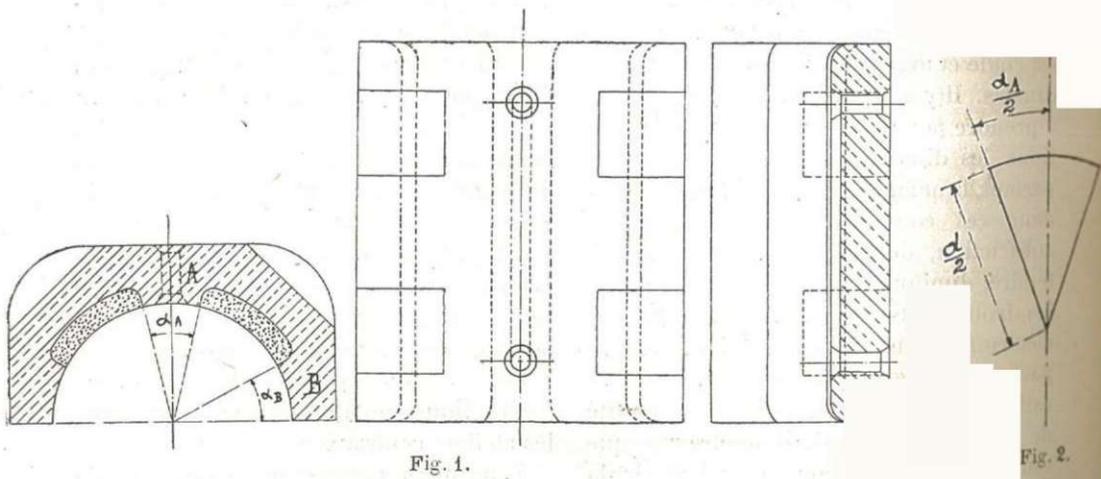
- Nous adopterons les notations suivantes :
- $\frac{\pi D^2}{4} P$  kilogrammes = effort maximum sur le piston;
  - $P_1$  = poids total de la locomotive (mécanisme et roues compris);
  - $P_2$  = poids total de la locomotive (châssis et accessoires);
  - $P_1 - P_2$  = poids des trains de roues et du mécanisme;
  - $N$  = nombre total d'essieux;
  - $n$  = nombre d'essieux couplés;
  - $d$  = diamètre du coulant;
  - $l$  = longueur du coulant;
  - $i$  = nombre de lames du ressort;
  - $b$  = largeur de lame du ressort;
  - $h$  = hauteur de la lame du ressort;
  - $H$  = longueur horizontale de la moitié de la maîtresse-feuille;
  - $G$  = coefficient d'élasticité de l'acier des ressorts;
  - $p$  = charge-limite élastique du bronze;
  - $K$  = coefficient de sécurité;
  - $E$  = écartement des axes des cylindres;
  - $L$  = écartement des axes des coulants;
  - $f$  = coefficient d'adhérence des roues sur rail;
  - $j$  = jeu vertical des boîtes dans les plaques de garde;
  - $e$  = épaisseur des coussinets;
  - $\alpha_A$  et  $\alpha_B$  = ouvertures angulaires à calculer;
  - $T$  = résistance vive élastique du bronze par unité de volume.

CALCUL DE L'ANGLE  $\alpha$

(Fig. 1 et 2.)

I. — Effort statique.

L'effort statique vertical qui agit sur un coussinet de boîte à huile et qui tend, par conséquent, à l'écrasement de la saillie A, correspond au poids du châssis et de ses accessoires, par demi-essieu.



Dans ce poids, nous comprenons le poids du châssis augmenté de la moitié du poids du mécanisme, puisque celui-ci repose en partie sur le châssis et en partie sur les trains de roues. Ce poids est donc, par coulant.

$$\frac{P_2}{2N}$$

La surface du bronze qui résiste à cet effort est :

$$2 \frac{d}{2} \sin \frac{\alpha_A}{2} \times l.$$

L'équation de résistance à la compression donne donc :

$$\frac{P_2}{2N} = 2 \frac{d}{2} \sin \frac{\alpha_A}{2} l \frac{p}{K};$$

d'où

$$\alpha_A = 2 \operatorname{arc} \sin \frac{P_2 \times K}{2Ndlp}.$$

#### 11. — Effort dynamique.

Le freinage brusque a une tendance à faire soulever la locomotive sur ses ressorts. En marche normale même, les chocs aux joints des rails et le mouvement de tangage sont autant de causes qui modifient l'état d'équilibre de ces pièces et font varier les charges sur les coulants d'essieux en produisant un battage vertical des coussinets contre leurs fusées.

Ces déplacements du châssis sur les coulants ne peuvent avoir, en tout cas,

une amplitude plus grande que la flèche des ressorts en marche normale et au jeu des boîtes sur leur guide en marche troublée.

Nous appliquerons le calcul à ce dernier cas qui est de beaucoup plus important.

Soit  $j$  le jeu vertical possible.

La force vive due à la chute de hauteur  $j$  du poids du châssis par essieu doit être annulée par la résistance vive élastique de la saillie de bronze.

Toutefois, la présence du ressort de suspension (interposé entre le poids tombant et le coulant), en absorbant, par sa flexion, une certaine quantité de travail, diminue en réalité le travail réellement transmis à la saillie de bronze. Cette réduction étant difficile à évaluer, l'usage de la formule de résistance vive au choc ne pourrait être appliquée qu'en faisant certaines hypothèses qui pourraient fausser les calculs.

Mais la solution peut être présentée sous une autre forme, qui ne nous paraît pouvoir donner lieu à aucun mécompte.

Le ressort se déforme jusqu'au moment où le châssis repose sur la boîte par l'inter-

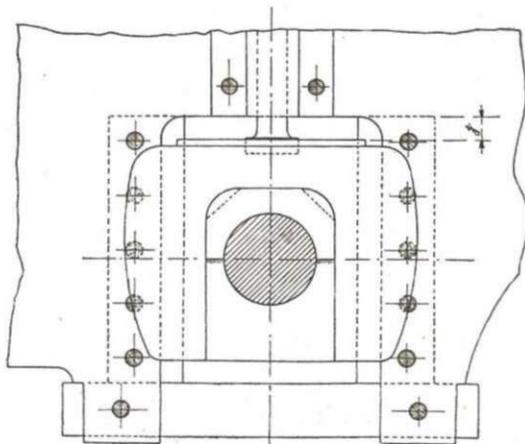


Fig. 3.

médiaire de la plaque de garde (si l'on suppose le choc assez violent pour amener cette déformation maximum du ressort).

A cet instant, le coulant supporte une action égale à la réduction du ressort correspondant à une déformation égale à  $j$  (fig. 3).

Or, cette réduction peut être calculée et il est évident que la saillie de bronze devra supporter cet effet sans danger de déformation.

Il est donc utile de rappeler, à cette occasion, la théorie des ressorts à lames et notamment la formule suivante, qui établit la relation entre la déformation  $j$  et l'effort extérieur correspondant  $T$  (fig. 4).

$$j = \frac{6TH^3}{Gibh^3};$$

d'où :

$$T = \frac{jGbh^3i}{6H^3}.$$

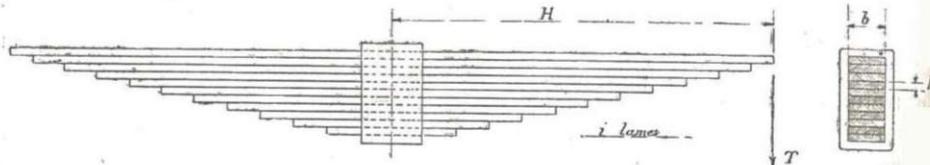


Fig. 4.

¶ Pour les deux parties du ressort, l'effort correspondant à la déformation totale  $j$  (maximum possible) sera donc :

$$2T = \frac{1}{3} \frac{jGbh^3i}{H^3}.$$

C'est l'effort d'écrasement auquel devra résister la saillie de bronze, et nous aurons donc la formule suivante de résistance :

$$\frac{1}{3} \frac{jGbh^3i}{H^3} = 2 \frac{d}{2} \sin \frac{\alpha_A}{2} l \times \frac{p}{K};$$

d'où :

$$\alpha_A = 2 \arcsin \frac{1}{3} \frac{KjbGi}{dlp} \left( \frac{h}{H} \right)^3.$$

En ce qui concerne la valeur de  $p$ , il importe de tenir compte que les efforts envisagés ici sont des efforts répétés variant de 0 à un maximum.

Il est donc nécessaire de réduire ce

coefficient en tenant compte de la formule de Seefelner :

$$R = \frac{2}{3} R_0 \left( 1 + \frac{f}{2F} \right),$$

où :

- $R$  = nouvelle charge élastique ;
- $R_0$  = charge de rupture expérimentale ;
- $f$  = effort minimum ;
- $F$  = effort maximum.

On a donc, puisque  $f = 0$

$$R = \frac{2}{3} R_0.$$

Pour la question qui nous occupe, il faudra donc remplacer  $p$  par  $\frac{2}{3}p$  et la formule devient :

$$\alpha_A = 2 \arcsin \frac{1}{3} \frac{KjbGi}{dlp} \left( \frac{h}{H} \right)^3$$

CALCUL DE L'ANGLE  $\alpha_B$ .

(Fig. 1.)

I. — Effort statique.

L'effort agissant sur le piston par suite de l'action de la vapeur tend à appliquer

le coulant sur son coussinet et la réaction entre ces deux parties est égale à l'action de la vapeur sur le piston comme le montre la figure 5 où nous avons indiqué le transport de l'effort sur le piston à l'essieu moteur.

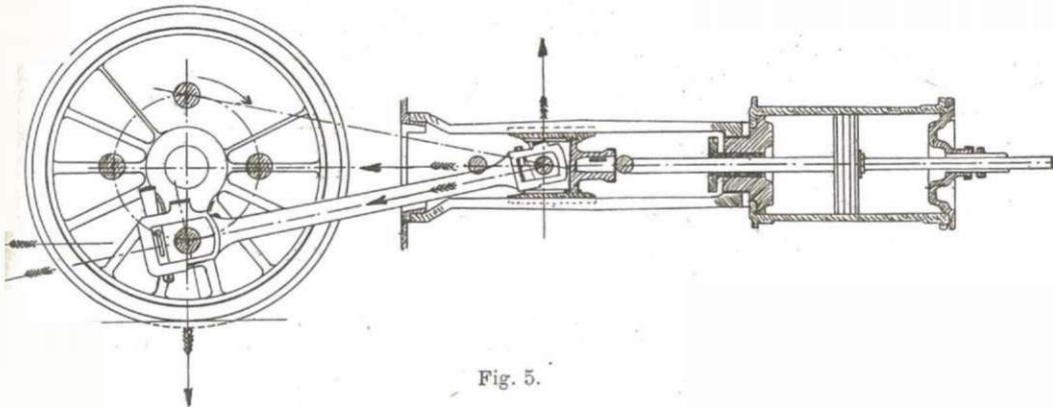


Fig. 5.

Il faut néanmoins tenir compte dans le calcul de cette réaction de ce que le plan moyen des coulants ne coïncide pas avec le plan moyen du cylindre.

Dans les deux hypothèses (cylindres intérieurs et cylindres extérieurs), il est donc nécessaire de calculer d'abord la réaction des guides due à l'action de la vapeur.

A. — CYLINDRES EXTÉRIEURS.

(Fig. 8.)

Quand la machine effectue un tour complet, il peut se présenter (au point de vue des efforts agissant sur l'essieu moteur) les deux cas suivants :

- a) Les efforts agissent dans le même sens (fig. 6);
- b) Les efforts agissent en sens contraire (fig. 7).

Il faut, pour nos calculs, déterminer la

réaction maximum qui se développe dans l'une des boîtes.

La détente est relativement petite dans les locomotives; nous appellerons  $F$  l'effort agissant à un instant quelconque suivant l'axe de la tige du piston et ceci indépendamment des positions de la manivelle dans le tour.

Dans les deux cas  $a$  et  $b$  (fig. 8) nous pouvons donc établir comme suit les équations d'équilibre.

Les deux réactions sont toutes deux égales à  $F$ .

L'égalité des deux couples dus, l'un aux réactions  $R$ , l'autre aux efforts  $F$ , donne :

$$R = F \times \frac{E}{L} \text{ et } R > F \text{ puisque } L < E.$$

C'est donc cette dernière hypothèse qui sera à envisager pour les locomotives à cylindres extérieurs.

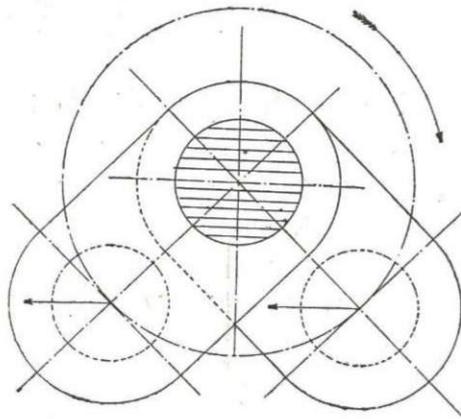


Fig. 6.

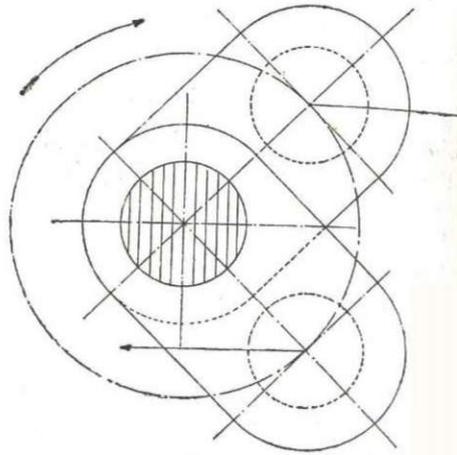


Fig. 7.

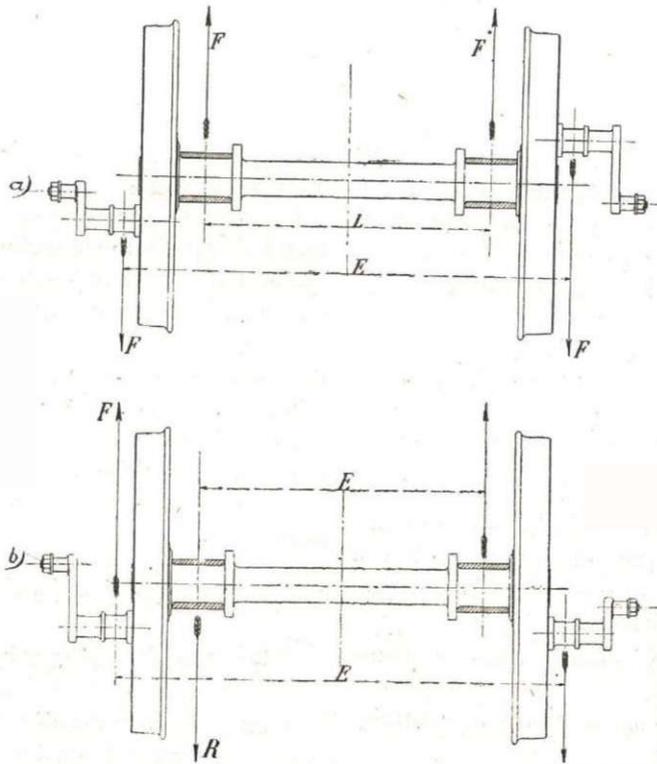


Fig. 8.

B. — CYLINDRES INTÉRIEURS.

(Fig. 9.)

Nous faisons les mêmes hypothèses.

Les deux réactions sont égales :

$$R = F.$$

L'égalité du couple donne :

$$R = F \times \frac{E}{L}.$$

Cette dernière hypothèse donne donc une réaction plus petite, puisque  $E < L$ , et

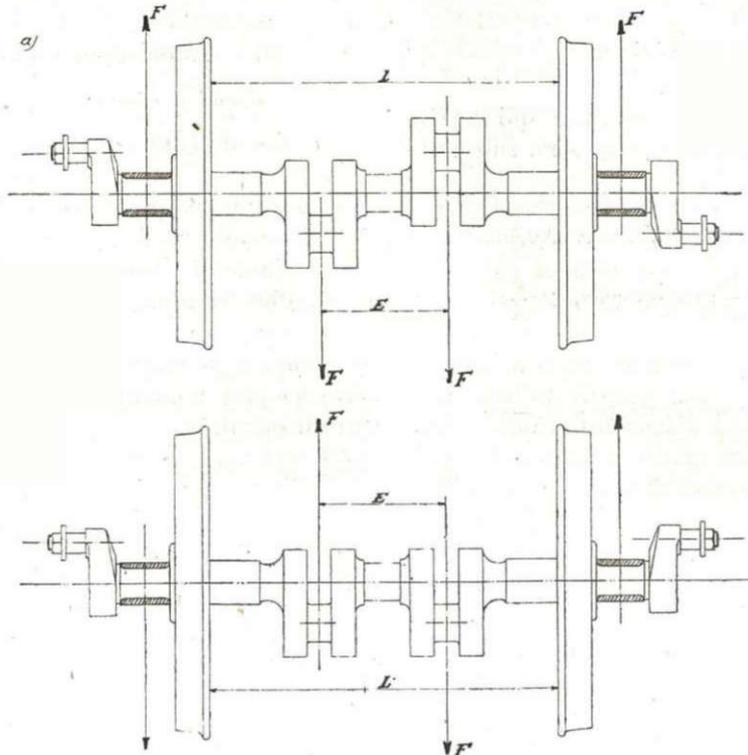


Fig. 9.

nous adopterons pour nos calculs, dans le cas des cylindres intérieurs, l'hypothèse la plus défavorable, c'est à dire  $R = F =$  effort sur le piston.

La réaction maximum déterminée ci-avant doit être équilibrée par la résistance à l'écrasement de la saillie de bronze.

La surface de bronze (fig. 10) qui résiste est :

$$\frac{d}{2} l \sin \alpha_B.$$

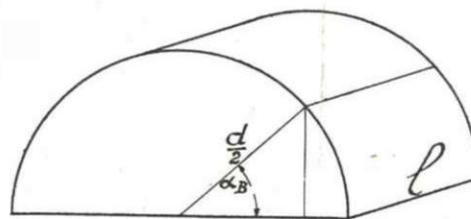


Fig. 10.

Il importe de remarquer que la réaction

envisagée précédemment est transmise par les bielles d'accouplement aux coulants des essieux couplés situés dans le plan d'un même longeron.

Si  $n$  est le nombre d'essieux couplés, la surface de bronze qui résiste à l'effort est :

$$n \frac{d}{2} l \sin \alpha_B.$$

La formule de résistance qui servira donc à calculer l'angle  $\alpha_B$  sera, suivant le cas,

*Pour les cylindres extérieurs :*

$$F \times \frac{E}{L} = n \frac{d}{2} l \sin \alpha_B \times \frac{p}{K};$$

d'où :

$$\alpha_B = \text{arc sin } 2F \times \frac{E}{L} \times \frac{K}{ndl p}.$$

*Pour les cylindres intérieurs :*

$$F = n \frac{d}{2} l \sin \alpha_B \times \frac{p}{K};$$

d'où :

$$\alpha_B = \text{arc sin } 2F \times \frac{K}{ndl p}.$$

## II. — Effort dynamique.

*Premier mode de calcul.*

Examinons ce qui se passe pendant le freinage.

Nous supposons que celui-ci est assez énergique pour que l'application des blocs sur la jante des roues cale les roues, c'est-à-dire empêche instantanément le mouvement de rotation des essieux. C'est évidemment nous placer dans les conditions les plus désavantageuses au point de vue du calcul.

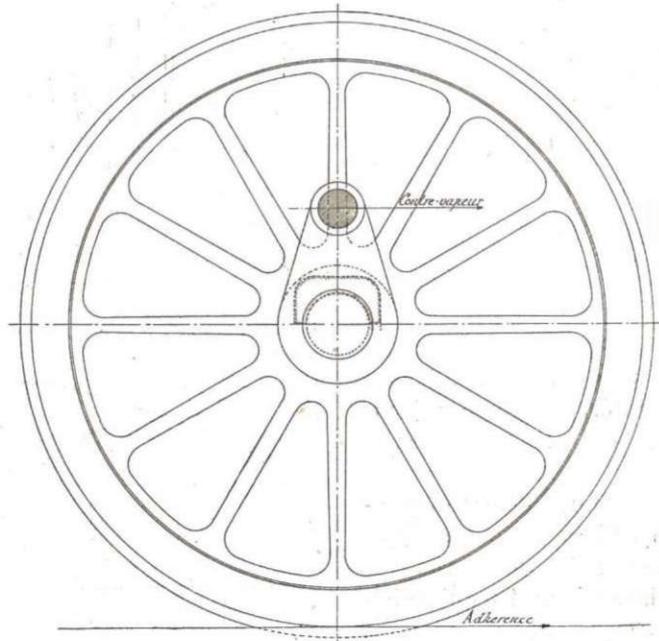


Fig. 11.

Nous accentuerons encore cette hypothèse défavorable en admettant que le machiniste bat contre-vapeur, ce qui applique le coulant contre son coussinet (fig. 11).

Cela étant, la force vive acquise par la locomotive fait glisser la roue sur le rail, et la force de frottement qui s'oppose à ce mouvement s'ajoute à l'effet de la contre-vapeur pour appliquer brusquement le coulant contre son coussinet.

Au moment où le contact est obtenu, ces deux mêmes forces coexistent et tendent donc à écraser la saillie de bronze (fig. 11).

C'est donc la somme des deux efforts qui, dans ces conditions, tend à détruire le bronze des coussinets.

Nous les évaluons, pour la locomotive entière, en tenant compte dans l'expression de l'effort de frottement qu'il s'agit seulement des essieux couplés. Ces efforts sont donc :

$$2F + P_1 \frac{n}{N} f$$

(dans le cas des cylindres intérieurs);

$$2F \frac{E}{L} + P_1 \frac{n}{N} f$$

(dans le cas des cylindres extérieurs).

L'équation de résistance sera donc,

Pour les cylindres intérieurs :

$$2F + P_1 \frac{n}{N} f = \frac{d}{2} \sin \alpha_B \times l \times 2n \times \frac{p}{K};$$

d'où :

$$\alpha_B = \arcsin \frac{K \left( 2F + P_1 \frac{n}{N} f \right)}{dnp};$$

Pour les cylindres extérieurs :

$$2F \frac{E}{L} + P_1 \frac{n}{N} f = \frac{d}{2} \sin \alpha_B 2n \frac{p}{K};$$

d'où :

$$\alpha_B = \arcsin \frac{K \left( 2F \frac{E}{L} + P_1 \frac{n}{N} f \right)}{dlnp}.$$

Deuxième mode de calcul.

Nous avons vu que, pendant le freinage, tel qu'il a été supposé réalisé ci-dessus, la force vive de la locomotive entraîne les essieux calés, en les faisant glisser sur le rail.

Cet entraînement se fait par choc; en d'autres termes, c'est par choc que le châssis de la locomotive, animé initialement, au moment du calage des essieux, de la vitesse  $V$ , communique à ces essieux la nouvelle vitesse  $v$  de l'ensemble. Si l'on suppose que les essieux soient immobiles, pendant un instant infinitésimal, puis prennent brusquement la vitesse  $v$ , il faut admettre qu'ils reçoivent par l'intermédiaire de la saillie en bronze, une force vive correspondant à cette vitesse, et la condition à remplir au point de vue de la résistance est que le travail ou la force vive ainsi communiquée n'occasionne à la nervure en bronze correspondante aucune déformation permanente, mais soit entièrement absorbée sous forme de travail élastique.

Au point de vue cinématique, le résultat est d'ailleurs le même que si le train de roues était lancé contre ses coussinets avec une vitesse  $v$  (fig. 12). « Le travail dû au

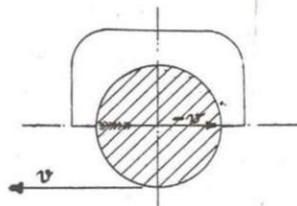


Fig. 12.

choc doit être plus petit que la résistance vive élastique du bronze recevant le choc.»

Supposons le freinage brusquement appliqué à la vitesse  $V \frac{\text{kilomètres}}{\text{heure}}$ , c'est-à-dire avec une vitesse linéaire en mètres par seconde, de

$$\frac{V}{3.6}$$

La vitesse  $v$  de l'ensemble après le choc se déterminera par l'équation fondamentale des quantités de mouvement projetées

$$\Delta \Sigma (mv) = \Sigma F \text{ (forces extérieures),}$$

$\Sigma mv$  se rapportant à l'ensemble des masses en mouvement, en tenant compte :

1° De la force résistante de la contre-vapeur  $F$ ;

2° De la force résistante due au glissement des roues sur le rail, qui, toutes deux, s'opposent à l'entraînement des trains de roues.

Cette équation devient :

$$\frac{P_2}{g} \frac{V}{3.6} = \frac{P_1}{g} v + 2F + P_1 \frac{n}{N} f;$$

d'où :

$$v = \left( \frac{P_2}{g} \frac{V}{3.6} - 2F - P_1 \frac{n}{N} f \right) \frac{g}{P_1};$$

$$v = \left( \frac{P_2}{9.81} \frac{V}{3.6} - 2F - P_1 \frac{n}{N} f \right) \frac{9.81}{P_1}.$$

Connaissant  $v$ , il est facile de calculer la force vive :

$$\frac{P_1 - P_2}{g} \frac{v^2}{2},$$

communiquée aux trains de roues et aux organes supportés par eux.

Cette force vive doit être annulée par le

travail de résistance vive élastique de la nervure de bronze.

Appelons  $T$  le travail élastique en kilogrammes-millimètres que le millimètre cube de bronze peut absorber sans danger de déformation permanent. Théoriquement, le travail est :

$$T = \frac{1}{2} p^2 \frac{1}{E} \text{ (bronze),}$$

L'incertitude sur la valeur de  $E$  pour le bronze (c'est-à-dire le coefficient d'élasticité du bronze à la traction) nous a conduits à déterminer expérimentalement la valeur de  $T$ .

L'équation de résistance exprimant la condition-limite, à savoir l'égalité entre le travail du choc et la résistance vive élastique de la saillie de bronze donne :

$$\frac{P_1 - P_2}{g} \frac{v^2}{2} = \frac{d}{2} \sin \alpha_B \times l \times e \times T \times 2n$$

où :

$v$  = valeur trouvée précédemment.

Nous exprimons dans cette formule tous les éléments soit en kilogrammes soit en millimètres.

La formule devient donc :

$$\frac{P_1 - P_2}{g \text{ millim.}} \times \frac{v \cdot 1,000^2}{2} = \frac{d}{2} \sin \alpha_B \times l \times e \times T \times 2n;$$

d'où :

$$\alpha_B = \text{arc sin } \frac{P_1 - P_2}{9.81} \times \frac{1,000 v^2}{d l e T n};$$

il en résulte que

$$\alpha_B = \text{arc sin } \frac{P_1 - P_2}{9.81} \times \frac{1,000}{d l e T n} \times \left[ \left( \frac{P_2}{9.81} \times \frac{V}{3.6} - 2F - P_1 \frac{n}{N} f \right) \frac{9.81}{P_1} \right]^2.$$

Cette formule peut être simplifiée en remplaçant les rapports  $\frac{P}{9.81}$  par les masses

$$\alpha_B = \arcsin \frac{(M_1 - M_2)^{1,000}}{d l e T n} \times \left[ \left( \frac{M_2 V}{3.6} - 2F - P_1 \frac{n}{N} f \right) \frac{1}{M_1} \right]^2$$

Dans cette formule :

- $d, l, e$  sont exprimés en millimètres.
- $V$  = kilomètres par heure.
- $T$  = travail en kilogrammes-millimètres par millimètre cube.

Le tableau ci-après, dressé pour certaines locomotives dont l'atelier central de Cuesmes assure la réparation, résume les données intervenant dans le calcul des angles  $\alpha_A$  et  $\alpha_B$  et donne les valeurs de ces angles dans les diverses hypothèses (statiques et dynamiques) ci-dessus analysées.

Il y a lieu de prendre, comme valeur de ces deux angles, les valeurs maximums données par les calculs et qui correspondent aux efforts dynamiques de choc.

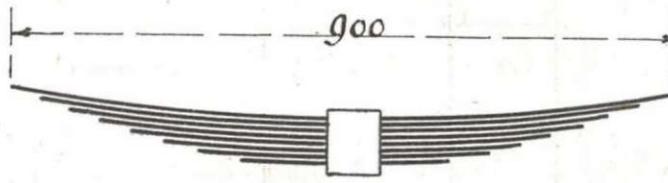


Fig. 13.

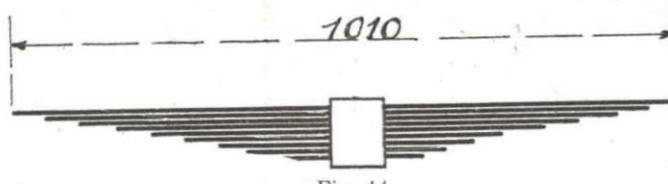


Fig. 14.

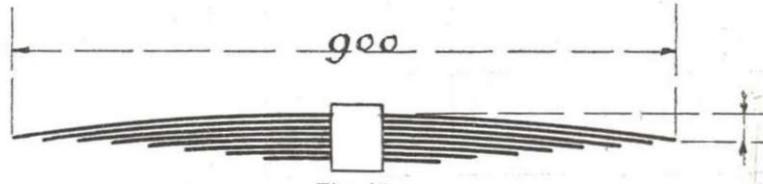


Fig. 15.

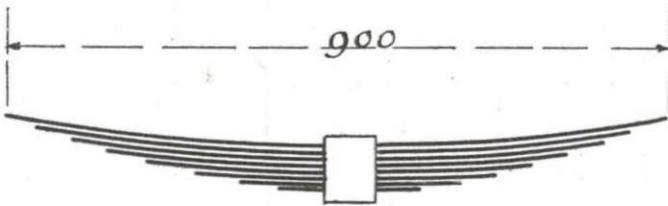


Fig. 16.

TYPES.	Diamètre du cylindre.	$\frac{\pi D^2}{4}$	Timbre.	F	Diamètre $\alpha$	$l$	L	$P_1$	$P_2$	$P_1 - P_2$	E	$j$	N
5	0,350	0,09616	8	7,916.6	145	95	1,004	32,150	26,005	6,144	0,500	70	3
11	0,350	0,09616	11	10,926.6	85	100	1,230	32,450	27,548	4,902	1,874	85	3
23	0,480	0,18088	8	14,926.6	150	130	1,000	64,500	56,468	8,032	2,050	60	4
51	0,300	0,11335	8	8,367.2	160	105	1,000	32,000	27,250	5,341	0,500	70	3

TYPES.	$\eta$	Genre de cylindres.	ressorts.	$i$	$b$	$h$	H	G	$p$	K	$f$	$e$	T
5	2	Intérieurs,	Fig. 13.	12	100	10	450	20,000	12	3	$\frac{9}{10}$	23	8
11	3	Extérieurs,	Fig. 14.	14	100	10	505	20,000	12	3	$\frac{9}{10}$	8	8
23	4	Extérieurs,	Fig. 15.	12	100	13	450	20,000	12	3	$\frac{9}{10}$	30	8
51	3	Intérieurs,	Fig. 16.	13	100	10	450	20,000	12	3	$\frac{9}{10}$	23	8

Ouvertures angulaires relevées sur les coussinets existants.

HL	$\alpha_A$	$\alpha_B$
Type 5	28°	20°
11	23°	35°
23	22°	41°
51	25°	29°

Résultats.

TYPES.	$\alpha_A$		$\alpha_B$	
	Efforts statiques.	Efforts dynamiques.	Efforts statiques.	Efforts dynamiques.
5	9° 20'	10° 20'	1° mode, 17° 40'	2° mode, 20° 20'
11	15° 40'	31° 40'	39°	47° 50'
23	10° 40'	21° 20'	10° 30'	48° 50'
51	8°	17°	4° 50'	27° 10'