

Cycle 8 – Étude de l'équilibre d'un système complexe grâce au PFD

Validation des performances de freinage d'une rame de métro

1. Contexte et exigences

La RATP (Régie Autonome des Transports Parisiens) assure l'exploitation des transports en commun de la ville de Paris et de sa banlieue.

L'étude porte sur la vérification du respect des exigences liées à la sécurité des passagers liées à la sécurité et permet la validation des performances des blocs de freinage mécaniques lors d'un freinage d'urgence

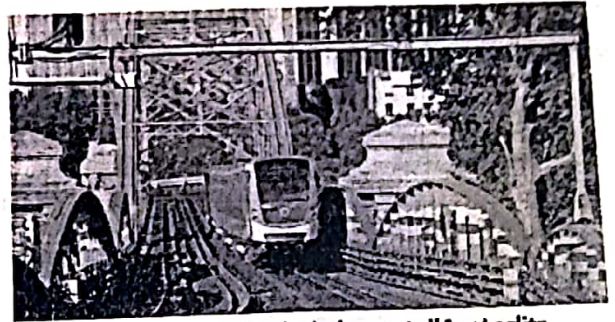


Figure 1 : rame MF 2000 sur le pont d'Austerlitz

Objectifs : déterminer la décélération subie par les passagers lors d'un freinage d'urgence et valider la distance de freinage du train.

Les exigences associées à la sécurité des passagers en phase de freinage d'urgence sont rappelées ci-dessous.

2. Exigences liées à la sécurité	
2.1	Le train doit être capable de s'arrêter sur une distance inférieure ou égale à 180 m lors du déclenchement d'un freinage d'urgence par le conducteur.
2.2	Le train ne doit pas subir une décélération de plus de $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ lors d'un freinage d'urgence pour limiter le risque de blessure des passagers.

Le critère associé à l'exigence 2.2 est issu d'études empiriques qui ont montré que les passagers risquent de chuter à partir d'une décélération de l'ordre de $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Lorsque la décélération reste inférieure à $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, tous les passagers debout évitent la chute en effectuant un pas de rattrapage.

2. Description du système de freinage du train

Lors d'un freinage de service (entrée du train en gare), la commande de freinage est assurée par deux systèmes de freinage, l'un électrique et l'autre mécanique. Lors d'un freinage d'urgence, seul le freinage mécanique est sollicité. Il doit être dimensionné de manière à valider les exigences de performances et de sécurité.

La figure 2 présente la répartition des systèmes de freinage sur les voitures composant le train MF 2000.

- les motrices N1, N2 et NAC sont chacune équipées de 8 blocs de freins à semelle (un par roue)
- les remorques S1 et S2 sont chacune équipées de 6 blocs de freins à semelle (les essieux extrêmes ne sont pas freinés).

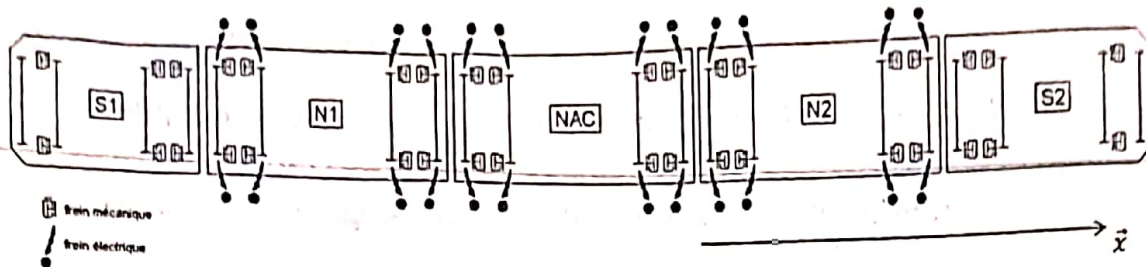


Figure 2 : répartition des systèmes de freinage sur un train MF 2000

Les freins utilisés sur les voitures des trains MF 2000 sont des blocs de freinage compacts (noté BFC) à commande pneumatique (cf. figure 3).



Figure 3 : bloc de freinage

Ils sont équipés d'un boîtier compact comprenant un cylindre de frein pneumatique, un mécanisme d'amplification de la force (par cames) et un régleur de timonerie.

Les différents éléments composant le système sont présentés sur la figure 4.

Les cames sont situées de part et d'autre de la tige de régleur de timonerie, donc une seule est visible sur la figure 4.

Lorsque l'air comprimé est admis dans le cylindre de frein, le piston (1) pousse les cames vers le bas, entre les roulements. Ce mouvement fait avancer les roulements avant, qui sont mobiles.

Ces derniers déplacent la tige du régleur de timonerie (2), qui transmet au sabot de frein l'effort presseur nécessaire au freinage.

En utilisant des cames d'angles différents, il est possible de choisir le facteur d'amplification de la force.

Le modèle retenu pour l'étude du bloc de freinage est défini sur la figure 5.

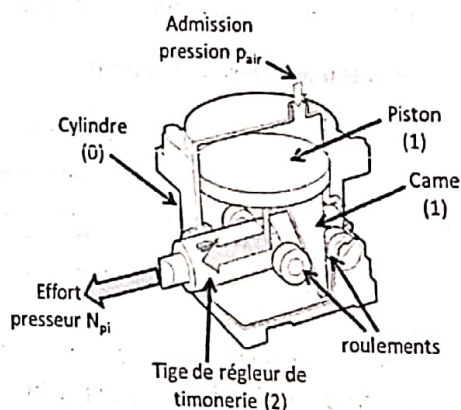


Figure 4 : schéma de principe du BFC

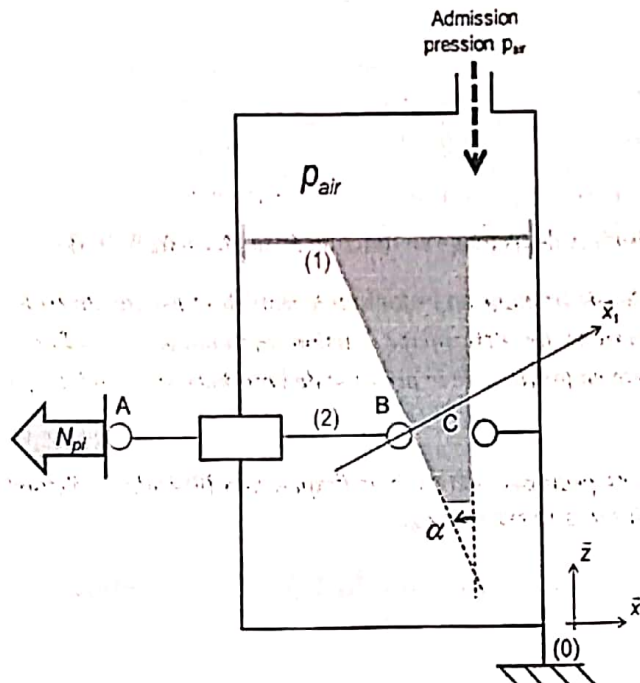
Données :

Diamètre du cylindre de frein pneumatique	$d_{cylindre} = 178 \text{ mm}$
Course du cylindre de frein pneumatique	$c = 72 \text{ mm}$
Angle de came	$\alpha = 13,7^\circ$

Hypothèses (modèle défini figure 5) :

- le système admet une symétrie par rapport au plan (O, \vec{x}, \vec{z}) , le modèle retenu sera donc un modèle plan avec une seule came ;
- les solides sont indéformables, leurs masses et inerties seront négligées ;
- les liaisons entre les solides sont parfaites, sauf la liaison roues/rail et la liaison semelle / roue ;
- les roulements avant (en B) sont modélisés par un contact ponctuel **sans frottement** entre la tige de régleur de timonerie (2) et la came (1) de normale (B, \vec{x}_1) ;
- les roulements arrière (en C) sont modélisés par un contact ponctuel **sans frottement** entre le bâti (0) et la came (1) de normale (C, \vec{x}) ;

- la liaison équivalente réalisée entre la semelle et le corps du bloc de freinage est une liaison glissière de direction \vec{x} ;
- la liaison équivalente réalisée entre la semelle et la tige (2) est une liaison ponctuelle de normale (A, \vec{x}) ;
- l'étude est effectuée lorsque la semelle de frein entre en contact avec la roue ;
- l'effort exercé par l'air sous pression dans le cylindre de frein sur le piston (1) est noté $\vec{F}(\text{air} \rightarrow 1)$.



Remarques :

- le corps du cylindre est encastré sur le train, cet ensemble train + corps est noté (0) ;
- la came et le piston du cylindre sont encastrés et considérés comme un seul solide, noté (1) ;
- la tige de réglage de timonerie est notée (2) ;
- la semelle de frein n'est pas représentée.

Figure 5 : schéma cinématique et paramétrage d'un BFC du train MF 2000 (le schéma n'est pas à l'échelle)

L'action du rail sur la roue i est notée $\vec{F}(\text{rail} \rightarrow \text{roue}_i) = \vec{T}_r + \vec{N}_r$. En phase de freinage, la composante tangentielle $\vec{T}_r = \vec{F}(\text{rail} \rightarrow \text{roue}_i) \cdot \vec{x}$ s'oppose au mouvement du train (figure 6).

La somme des efforts tangentiels exercés sur chacune des roues est notée T_r . Dans le domaine ferroviaire, cette grandeur est appelée « effort retardateur du train ».

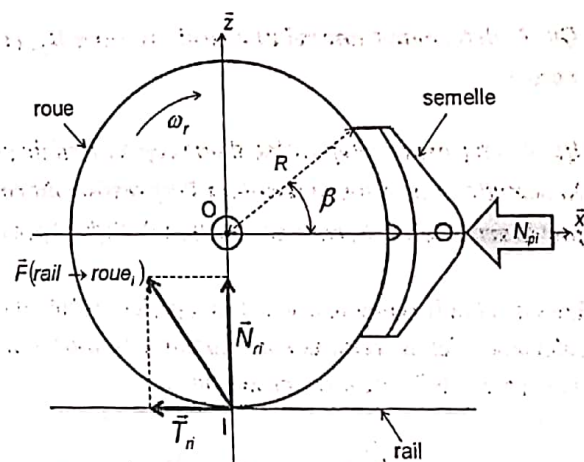


Figure 6 : action mécanique exercée par le rail sur la roue

Données :

Géométrie de la semelle	$\beta = 0,37 \text{ rad}$
Largeur du contact semelle/roue suivant \vec{y}	$e = 30 \text{ mm}$
Rayon du contact semelle/roue	$R = 400 \text{ mm}$

3. Validation des performances attendues

3.1 Calcul de l'effort de freinage exercé par la semelle sur la roue

La pression p_{air} imposée dans les cylindres des différents blocs de freinage lors de l'enclenchement d'une phase de freinage est adaptée en fonction de la charge du train (nombre de voyageurs par m^2) et du type de freinage. Ces valeurs de pression sont définies dans le tableau suivant (FS = freinage de service / FU = freinage d'urgence).

	Charge du train	p_{air} (FS)	p_{air} (FU)
Remorques	6 voyageurs par m^2	$1,8 \cdot 10^5$ Pa	$3,1 \cdot 10^5$ Pa
Motrices	6 voyageurs par m^2	$2,2 \cdot 10^5$ Pa	$3,75 \cdot 10^5$ Pa

Tableau 1 : pression de l'air dans les cylindres de freinage en fonction de la phase de freinage

Qu. 1 : réaliser le graphe de structure d'un bloc de freinage en y ajoutant la semelle et la roue du train. Proposer une stratégie d'isolement permettant de déterminer l'action mécanique $N_{pi} = \vec{F}(2 \rightarrow \text{semelle}) \cdot \vec{x}$ exercée par la semelle sur la roue en fonction de la pression de l'air dans un cylindre p_{air} et des données géométriques du problème.

Qu. 2 : en suivant la démarche précédemment proposée, déterminer l'expression littérale de l'effort presseur N_{pi} en fonction de la pression de l'air dans un cylindre p_{air} .

3.2 Calcul du couple de freinage exercé sur la roue et de l'effort de freinage appliqué au train

Le coefficient de frottement entre la roue et la semelle est noté f , et considéré comme constant et égal à 0,3.

Qu. 3 : déterminer une relation scalaire entre N_{pi} et l'effort exercé par la semelle sur une roue $\vec{F}(\text{sem} \rightarrow \text{roue})$.

Qu. 4 : en faisant l'hypothèse d'une répartition de pression uniforme sur toute la zone de contact entre la semelle et la roue, déterminer l'expression du couple de freinage $C_f = \vec{M}(O, \text{sem} \rightarrow \text{roue}) \cdot \vec{y}$ exercé par la semelle sur la roue en fonction de l'effort presseur N_{pi} .

Lors de l'étude d'une phase de freinage, les ingénieurs de la RATP déterminent les performances du train en calculant « l'effort retardateur » appliqué au train. Cet effort retardateur, que l'on notera T_r pour l'ensemble du train est défini de la façon suivante :

$$T_r = \sum_{i=1}^n T_{ri}, \text{ avec } T_{ri} = \vec{F}(\text{rail} \rightarrow \text{roue}_i) \cdot \vec{x}, \text{ effort retardateur appliqué sur la roue } i$$

Qu. 5 : déterminer la relation entre l'effort retardateur T_{ri} et le couple de freinage C_f . Vous préciserez l'ensemble isolé, le bilan des actions mécaniques extérieures et l'équation d'équilibre utilisée.

Qu. 6 : à partir des résultats précédents, déterminer l'effort retardateur total T_r auquel est soumis le train lors du déclenchement d'une phase de freinage d'urgence. Réaliser l'application numérique.

3.3 Vérification de la décélération imposée aux voyageurs et de la distance de freinage

Hypothèses :

- le train se déplace en ligne droite, sur un tronçon de voie de pente nulle ;
- les frottements aérodynamiques et la résistance au roulement du train sont négligés dans cette partie de l'étude ;
- de même, les actions mécaniques exercées par les moteurs sur le train lors de la phase de freinage sont négligées ;
- la totalité de l'effort retardateur est appliquée instantanément sur le train lorsque le conducteur déclenche le freinage d'urgence à un instant t_0 , pris tel que $t_0 = 0$ s ;
- cet effort est constant pendant toute la durée du freinage ;
- la décélération du train est constante, elle est notée $\vec{\Gamma}(G, \text{train/sol}) = \Gamma_t \vec{x}$;
- la vitesse du train est variable, elle est notée $\vec{V}(G, \text{train/sol}) = V_t(t) \vec{x}$.

Le tableau suivant donne la masse équivalente de chacune des voitures constituant le train. Cette masse équivalente tient compte à la fois de la masse propre de la voiture et de l'inertie des éléments en rotation (moteur, réducteur, essieu).

	Remorque	Motrice
Masse équivalente par voiture (kg)	36 600	40 200

Tableau 2 : masse équivalente des différentes voitures constituant un train

Qu. 7 : déterminer le lien entre la décélération Γ_t du train et l'effort retardateur total T_r . Faire l'application numérique.

Dans le cas le plus critique, le train roule à sa vitesse maximale au moment du déclenchement du freinage d'urgence, soit $V_t(t_0) = 70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Qu. 8 : déterminer la distance parcourue par le train entre le déclenchement du freinage d'urgence par le conducteur et l'arrêt total du train. Effectuer l'application numérique.

Dans l'étude qui vient d'être menée, le temps de réponse du système de freinage a été négligé. En pratique, le freinage n'est effectif qu'une seconde après l'envoi de la consigne par le conducteur.

Qu. 9 : en déduire la nouvelle valeur de la distance parcourue par le train entre le déclenchement du freinage d'urgence par le conducteur et l'arrêt total du train.

Qu. 10 : évaluer et commenter les écarts entre les performances attendues et les performances calculées du système de freinage d'urgence du train étudié.