

MODÉLISATION DES ACTIONS MÉCANIQUES

ÉTUDE D'UN FREIN DE TGV

1 Présentation

Pour satisfaire la croissance de la demande de ses usagers, la *SNCF* a besoin d'augmenter le nombre des passagers transportés sur les lignes *TGV* existantes. Pour y répondre, les constructeurs ont réalisé des voitures à deux étages, les *TGV duplex* (voir FIGURE 1), qui permettent d'accueillir plus de passagers par rame. Parallèlement, ils souhaitent en augmenter la vitesse et la fréquence d'utilisation. Mais ces solutions sont limitées par la distance d'arrêt car il ne faut pas percuter la rame précédente, brutalement immobilisée. Cette évidente condition de sécurité place les dispositifs de freinage au cœur des travaux d'innovation des ingénieurs.

FIGURE 1 – Rame de *TGV duplex*

L'objet de cette étude est l'analyse du système de freinage mécanique à énergie pneumatique, installé sur les *TGV duplex* dans le cas d'utilisation suivant « le conducteur actionne le système de freinage pour ne pas percuter une autre rame ».

Critère	Valeur
Distance d'arrêt de la rame	$D_a < 2500$ m

FIGURE 2 – Extrait du recueil des exigences

Une rame de TGV (FIGURE 1) est composée de deux motrices et de huit voitures. La liaison avec les rails est assurée par 13 bogies. Quatre d'entre eux, implantés sous les motrices, sont moteurs, les neuf autres, qualifiés de porteurs, sont positionnés entre deux voitures (FIGURE 3).

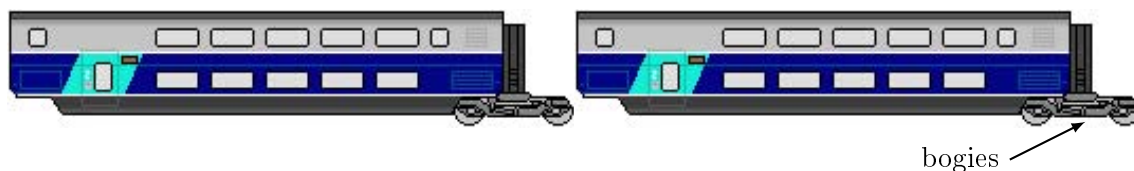


FIGURE 3 – Implantation des bogies

Pour l'étude proposée tous les bogies ont le même comportement.

Un bogie porteur, dont une photo est donnée FIGURE 4, est un chariot à deux essieux et quatre roues. Il supporte en sa partie supérieure l'une des extrémités de la voiture et permet de suivre les

courbes de la voie. Chacune des roues est équipée d'un système de freinage à disques et contribue à l'arrêt de la voiture. Dans cette étude, la masse de la rame, estimée à 424 000 kg, est supposée également répartie sur chacune des roues. **Cette hypothèse permet de limiter l'étude à une roue, ses deux disques et les composants associés.**



FIGURE 4 – Bogie porteur

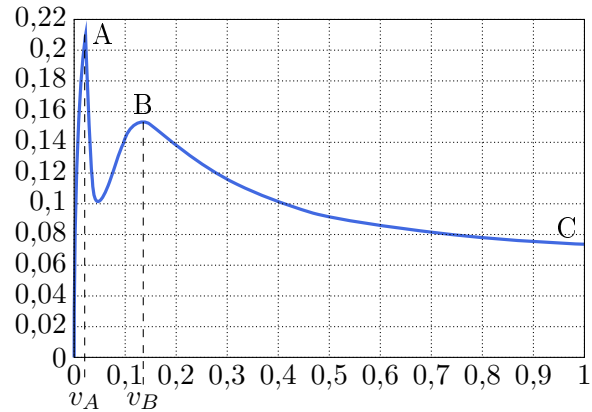


FIGURE 5 – Évolution du facteur de freinage f_1 en fonction du glissement relatif ν

Le blocage des roues du train, appelé enrayage, n'est pas souhaitable. Il déforme les roues et les rails, il conduit presque inévitablement au déraillement. De plus, de nombreuses études du comportement de la liaison « roue-rail » ont mis en évidence que le rapport du module de la composante horizontale sur le module de la composante verticale de l'action du rail sur la roue, appelé facteur de freinage et noté f_1 , est fonction du glissement au contact. Ce résultat, spécifique aux phases d'accélération et de freinage, s'explique par la déformation élastique de la matière au contact roue/rail et à son échauffement. La FIGURE 5 donne l'évolution de f_1 en fonction du glissement relatif au contact.

La modélisation des actions mécaniques sur une roue est donnée sur la FIGURE 6. Le rayon de la roue est noté r .

La roue est soumise à trois actions mécaniques :

- l'action mécanique du bogie sur la roue en G_1 due à la liaison pivot :

$$\{\mathcal{T}_{\text{bogie} \rightarrow \text{roue}}\}_{G_1} = \left\{ \begin{array}{c} X \cdot \vec{x}_0 + Y \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

avec $Y = -Mg$ et M la masse freinée par une roue.

- l'action mécanique du frein sur la roue modélisée par un couple sur l'axe de rotation de la roue en G_1 :

$$\{\mathcal{T}_{\text{frein} \rightarrow \text{roue}}\}_{G_1} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ C_{ft} \cdot \vec{z}_0 \end{array} \right\}$$

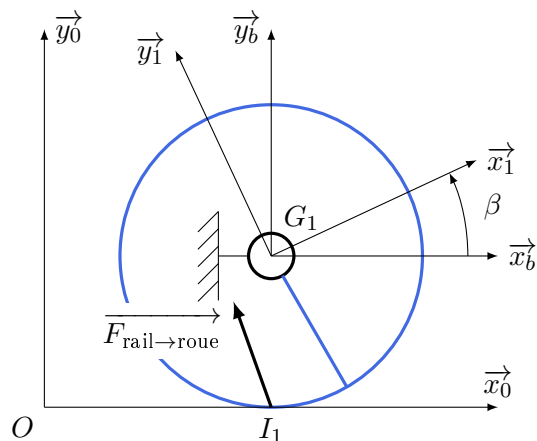


FIGURE 6 – Modélisation des actions mécaniques

- l'action mécanique du rail sur la roue de contact est modélisée par un glisseur en I_1 . On suppose que le contact suit les lois de Coulomb.

Le poids de la roue est négligé devant les autres actions mécaniques. On utilise les valeurs numériques suivantes : $M = 8200 \text{ kg}$, $g = 10 \text{ m.s}^{-2}$ et $r = 0,45 \text{ m}$.

2 Travail demandé

Question 1 Déterminer le moment transmissible maximum de l'action du rail sur la roue sur l'axe (G_1, \vec{z}) , en fonction de M , g , f_1 et des paramètres géométriques. Faire l'application numérique lorsque le point de fonctionnement se situe au point B de la caractéristique de la FIGURE 5.

Le dispositif de freinage doit être en mesure de compenser ce moment transmissible maximum. Chaque roue est freinée par 2 disques sur lesquels sont appliquées des garnitures (ou plaquettes de frein) pour ralentir la rotation de la roue (voir FIGURE 7).

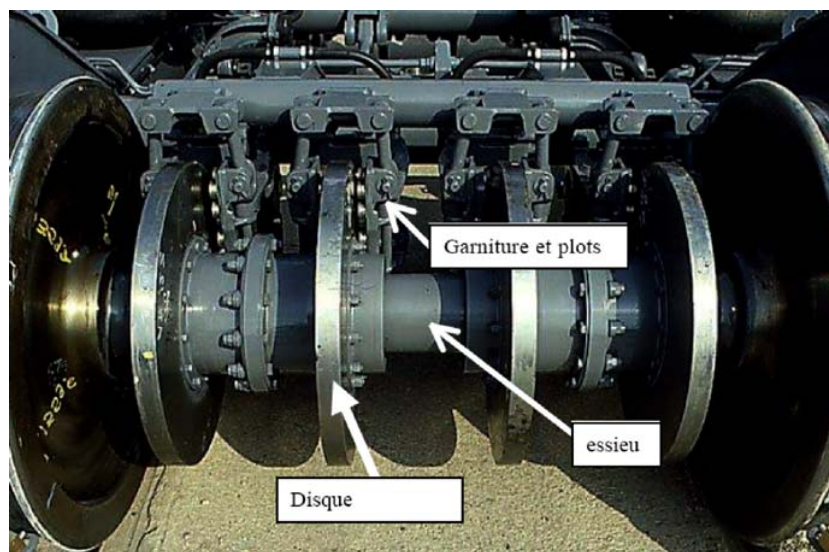


FIGURE 7 – Implantation du système de freinage

Question 2 En déduire, l'action mécanique des garnitures sur un seul disque.

Les 4 disques de frein qui équipent chaque essieu du *TGV duplex* sont conçus sous forme de galettes de 45 mm d'épaisseur, en acier allié. Leur diamètre extérieur est de 640 mm. En cours de freinage, chaque surface du disque reçoit un flux de chaleur égal, uniformément réparti entre les diamètres 310 mm et 610 mm. Chaque disque est en contact avec deux garnitures modélisées chacune par un secteur, de longueur radiale $R_2 - R_1 = 150 \text{ mm}$ et d'angle $\alpha = \theta_2 - \theta_1 = 50^\circ$.

Le cahier des charges indique que la force maximale produite par le vérin pour chaque disque est de 29 kN.

Le modèle retenu est donné sur la FIGURE 8. Le facteur de frottement de la garniture sur le disque est noté f_2 égal à 0,282 et la pression de contact entre la garniture et le disque p . Pour que l'usure de la garniture soit régulière sur la surface de contact, il faut que pour chaque élément de surface ds le produit $p\rho$ reste constant. ρ est la distance radiale de l'élément ds . On considère que le disque tourne dans le sens trigonométrique.

Question 3 Donner le torseur d'action mécanique local sur l'élément de surface ds des garnitures sur le disque, exprimé en $M(\rho, \theta)$. En déduire le torseur d'action mécanique local en O .

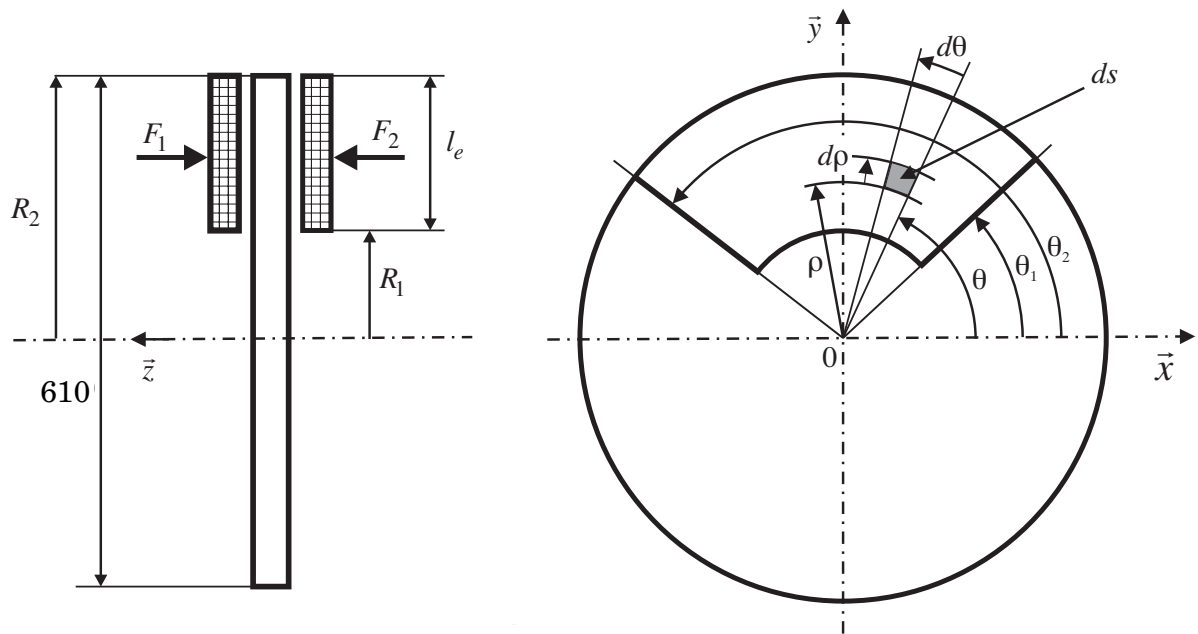


FIGURE 8 – Paramétrage de la zone de contact

Question 4 En déduire l'expression du couple de freinage C_f sur chaque disque en fonction de f_2 , $p\rho$, α , R_1 et R_2 .

À partir de cette expression et de la valeur obtenue pour le couple transmissible de la question , il est possible de déterminer la valeur de $p\rho = 1,63 \cdot 10^5 \text{ N.m}^{-1}$.

Question 5 Calculer la valeur de F_1 ou F_2 (l'expression de la force qui doit être appliquée sur la garniture pour obtenir C_f) en fonction de $p\rho$, α , R_1 et R_2 .

Question 6 Sachant que F_1 est égale à l'effort dans le vérin, le cahier des charges est-il respecté ?



Remarque

Il existe sur le TGV d'autres dispositifs de freinage, notamment :

- Le frein rhéostatique qui consiste à faire fonctionner les moteurs en générateurs, et à charger le générateur en lui faisant fournir de l'énergie à un récepteur (réseau ou résistances),
- Le frein à courants de Foucault, en utilisant les courants induit sur un disque ou sur le rail.