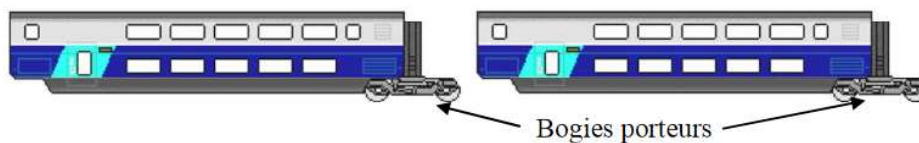


## Système de freinage d'un TGV DUPLEX

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, 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.



La rame de TGV 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.



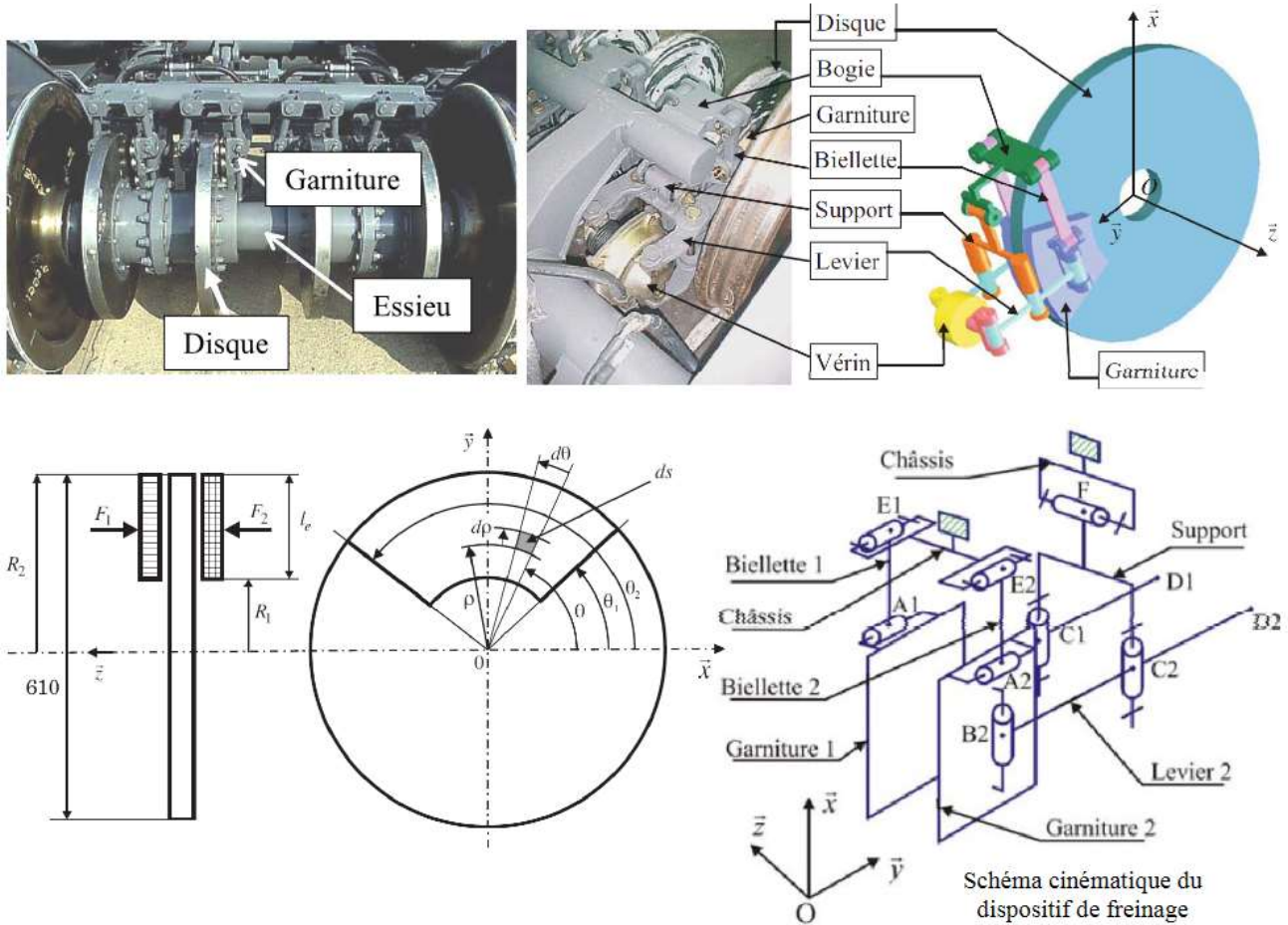
Un bogie porteur, dont une photo est donnée ci-contre, est un chariot à deux essieux et quatre roues. Il supporte en sa partie supérieure l'une des extrémités de la voiture et permet de suivre les courbes de la voie. Chacune des roues est équipée d'un système de freinage à disques et contribue à l'arrêt de la voiture. L'objet de cette étude est l'analyse du système de freinage équipant un bogie porteur dont on donne une modélisation ainsi qu'un extrait de cahier des charges fonctionnel.



La masse de la rame, estimée à 424 tonnes, est supposée également répartie sur chacune des roues. Cette hypothèse permet de limiter l'étude à une roue avec ses deux disques et les composants associés.

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. Au cours du 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  $l_e = 150 \text{ mm}$  et d'angle  $\alpha = \theta_2 - \theta_1$ .

Le facteur de frottement de la garniture sur le disque est noté  $f$  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 le produit  $p \cdot \rho$  reste constant où  $\rho$  est la distance radiale de l'élément  $ds$ .



Exigence	Critère	Valeur
Le système doit actionner le système de freinage	Force maximale produite par le vérin au point D <sub>1</sub> et D <sub>2</sub> pour chaque disque	F <sub>v</sub> = 29 kN maxi

- Q.1.** Donner l'expression du couple de freinage  $C_f$  sur chaque disque en fonction de :  $f$ ,  $p$ ,  $\rho$ ,  $\alpha$ ,  $R_1$  et  $R_2$ .
- Q.2.** En déduire l'expression de la force  $F$  qui devra être appliquée sur la garniture pour obtenir  $C_f$  en fonction de  $p$ ,  $\rho$ ,  $\alpha$ ,  $R_1$  et  $R_2$ .
- Q.3.** Calculer la valeur de  $F_1$  et  $F_2$  que doit produire chaque garniture sur le disque de frein ( $p \cdot \rho = 1,163 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,  $\alpha = 50^\circ$ ).
- Q.4.** L'action de contact en  $B_2$  de la garniture 2 sur le levier 2 est égale à  $-F_2$ . Calculer la force que doit fournir le vérin et vérifier si la prestation du cahier des charges est respectée. On donne  $\|\vec{B_2C_2}\| = \|\vec{C_2D_2}\| = c$  avec  $c = 120 \text{ mm}$ .
- Q.5.** Sans effectuer de longs calculs, indiquer quelle est l'utilité des biellettes 1 et 2.
- Q.6.** Il existe sur le TGV d'autres dispositifs de freinage. Indiquer au moins deux autres principes de dissipation de l'énergie pouvant être utilisés, en précisant le principe physique utilisé.

## WHING : WHeelchair Initiative New Generation

Le projet WHING (WHeelchair Initiative New Generation) a pour objet de proposer aux utilisateurs un fauteuil verticalisateur à déplacement motorisé de nouvelle génération.

Pour répondre aux exigences du cahier des charges, le produit proposé comporte de nombreuses innovations, notamment une base roulante à six roues indépendantes ;

Les roues centrales motrices autorisent un faible rayon de giration, la base roulante forte de ses 6 roues indépendantes et amorties assure la stabilité et la motricité du fauteuil quel que soit le profil du terrain rencontré.

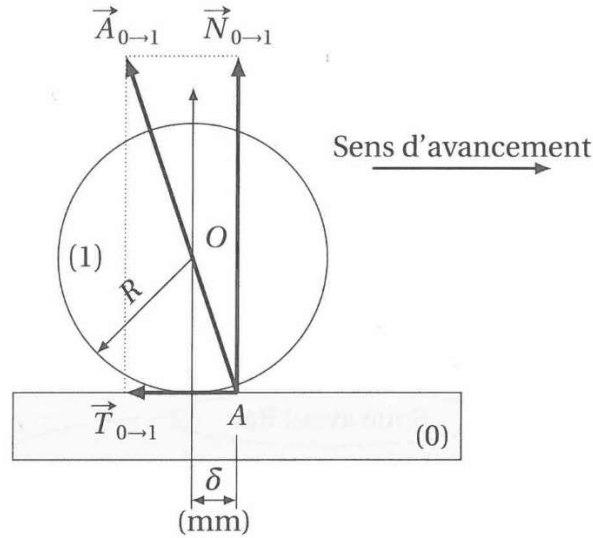


**Objectif :** vérifier que les groupes motoréducteurs des roues motrices permettent au WHING de gravir une pente de  $15^\circ$  nécessaires pour monter dans un véhicule de transport.

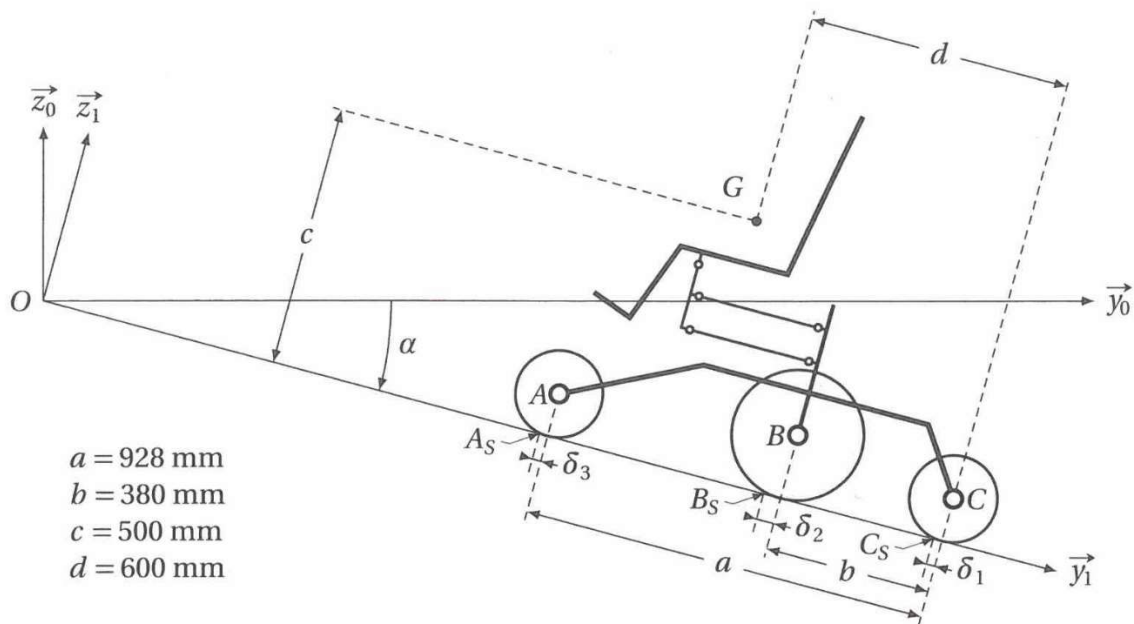
Les hypothèses d'étude sont :

- Le référentiel  $R_0(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  lié au sol est supposé galiléen ;
- Le WHING se déplace en ligne droite dans une phase de montée. Le référentiel  $R_1(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  est lié au WHING avec  $\vec{x}_0 = \vec{x}_1$  ;
- Les effets dynamiques sont négligés ;
- Les actions mécaniques se répartissent de façon symétrique par rapport au plan médian, si bien que le problème est considéré comme un problème plan tant du point de vue cinématique que des actions mécaniques ;
- L'action mécanique de la pesanteur est modélisée par un glisseur  $\vec{P} = -mg \vec{z}_0$  appliqué en G, centre de gravité de l'ensemble WHING et personne à mobilité réduite ;
- L'hypothèse de modélisation plane conduit à prendre en considération une action de la pesanteur égale à  $\frac{P}{2}$ , un unique moteur de couple  $C_m$  et des actions mécaniques de contact avec le sol réduites à une action à l'avant, une action à l'arrière et une pour le bloc roues motrices ;
- Le moteur entraîne un réducteur dont le couple en sortie  $C_{red} \vec{x}_0$  s'applique sur la roue centrale ;
- Le contact des roues avec le sol se fait avec frottement, on note  $f$  le facteur de frottement de valeur 0,45. La résistance au roulement modélise la déformation du pneumatique.

La résistance au roulement illustrée à la figure suivante, se traduit par un décalage du point d'application de l'action mécanique de contact vers l'avant du fauteuil (dans le sens de l'avancement). La résultante des forces passe en un point A à une distance  $\delta$  de l'axe de rotation. Cette distance est par définition le coefficient de résistance au roulement. Pour un point A<sub>S</sub>, la composante normale sera notée  $\vec{N}_{AS}$  et la composante tangentielle  $\vec{T}_{AS}$ .



La figure et le tableau suivant, donnent le paramétrage de l'étude en phase de montée d'une pente et les dimensions du WHING.

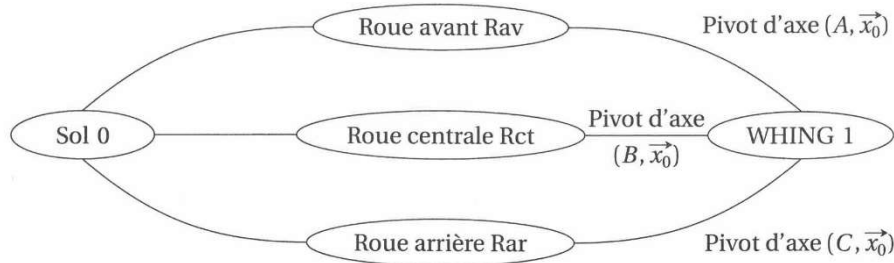


- $a = 928 \text{ mm}$
- $b = 380 \text{ mm}$
- $c = 500 \text{ mm}$
- $d = 600 \text{ mm}$

Diamètre roue arrière	$D_1 = 0,180 \text{ m}$
Diamètre moteur roue	$D_2 = 0,336 \text{ m}$
Diamètre roue avant	$D_3 = 0,200 \text{ m}$
Masse (WHING : 167 kg et PMR : 120 kg)	$m = 287 \text{ kg}$
Pente du sol	$\alpha = 15^\circ$
Coefficient résistance au roulement d'une roue arrière	$\delta_1 = 0,001 \text{ m}$
Coefficient résistance au roulement d'une roue motrice	$\delta_2 = 0,004 \text{ m}$
Coefficient résistance au roulement d'une roue avant	$\delta_3 = 0,002 \text{ m}$
Rapport de réduction du moteur-roue	$i = 8,78$
Rendement du réducteur	$\eta = 0,9$
Couple nominal du moteur	$24 \text{ Nm}$

Sur cette dernière figure, les points  $A_s$ ,  $B_s$  et  $C_s$  correspondent aux points d'application des actions mécaniques du sol sur les roues avant, motrices et arrière du WHING.

**Q.1. Recopier et compléter le graphe de liaisons en faisant apparaître les actions mécaniques manquantes.**



**Q.2. Appliquer le principe fondamental de la statique à l'ensemble {fauteuil + roues}. Isoler et écrire les 3 équations scalaires en supposant le problème plan dans la base  $(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  en fonction des données littérales. L'équation de moment sera exprimée au point  $B_s$ .**

Le centre de gravité de chacune des roues se situe sur son axe de révolution.

**Q.3. Isoler la roue arrière et déterminer une équation issue du principe fondamental de la statique donnant la composante normale de l'action du sol sur la roue, en fonction des paramètres géométriques et de la composante tangentielle. Faire de même pour la roue avant.**

**Q.4. Isoler la roue motrice et déterminer une équation issue du PFS donnant  $C_{red}$  en fonction des données géométriques, de  $N_{BS}$  et de  $T_{BS}$ .**

En supposant que le contact du sol sur la roue motrice se fait à la limite de glissement, on obtient un système de 7 équations à 7 inconnues.

La résolution de ce système donne les résultats suivants :  $\overline{N_{BS}} \cdot \vec{z}_1 = 1140\text{N}$  et  $\overline{T_{BS}} \cdot \vec{y}_1 = -350\text{N}$

**Q.5. Justifier que la composante  $\overline{T_{BS}} \cdot \vec{y}_1$  est négative.**

**Q.6. À partir des valeurs de  $\|\overline{N_{BS}}\|$  et  $\|\overline{T_{BS}}\|$ , déterminer la valeur de  $|C_{red}|$ . En déduire la valeur de  $|C_m|$  et conclure vis-à-vis des exigences du cahier des charges (voir caractéristiques du moteur dans le tableau des valeurs).**