

1. MISE EN CONTEXTE

L'étude porte sur un véhicule rail-route, destiné à la maintenance des infrastructures et des superstructures ferroviaires. Ce véhicule, représenté sur la Figure 1 est conçu à la fois comme un vrai véhicule routier et un vrai véhicule ferroviaire.

Sur la route, le véhicule est un 4x4 tout terrain à roues simples et cabine avancée, il monte sur les rails en se levant, grâce à des vérins hydrauliques, sur deux essieux escamotables munis de roues ferroviaires assurant non seulement le guidage, mais aussi le freinage et la traction.

Un véhicule Rail-Route permet une grande souplesse d'utilisation :

- il peut se placer sur les rails en quelques minutes et se replacer sur route encore plus vite ;
- les changements se font en pleine voie ou sur un passage à niveau, selon les sites ;
- sur rails, le véhicule se conduit comme un locotracteur, à une vitesse maxi de $60 \text{ km} \cdot h^{-1}$;
- sur route, le véhicule est un camion tout terrain capable de rouler à $90 \text{ km} \cdot h^{-1}$;
- il peut être équipé de façons très diverses plate-forme élévatrice pour le contrôle des caténaires et des voûtes d'ouvrages d'art, cabine atelier, chasse-neige, équipement d'élagage, etc.



Figure 1 - Véhicule rail-route en exploitation

Sur la route, la puissance du moteur est transmise aux roues par une chaîne cinématique de camion classique avec une boîte de vitesses à commande mécanique, comprenant six vitesses en marche avant et une marche arrière. La transmission rail est entièrement hydrostatique. Elle comporte une pompe hydraulique qui alimente un moteur hydraulique par essieu. La suspension route se fait par ressorts semi-elliptiques avec butées élastiques et amortisseurs hydrauliques avant et arrière. La suspension rail est assurée par des ressorts hélicoïdaux avec amortisseurs hydrauliques.

2. MODELISATION - HYPOTHESES

On souhaite étudier les conditions d'équilibre du “rail-route” lorsque, à l'arrêt sur une voie en dévers et la plate-forme déployée au maximum sur le côté, un ouvrier procède à des travaux d'entretien. La configuration de l'engin est représentée sur la Figure 2. Le problème est traité en statique plane dans le plan de la Figure 2.

On prend, pour angle de dévers, la valeur $\alpha = 8^\circ$.

Les efforts pris en compte sont :

- les actions de la pesanteur sur chacun des éléments dans le tableau ci-après sont définies les masses et les coordonnées des centres d'inertie des différents sous-ensembles dans le repère $(O_1, \vec{x}_V, \vec{y}_V, \vec{z}_V)$ lié au châssis du véhicule, celui-ci étant défini par rapport aux rails par la hauteur $h = 0,84 \text{ m}$ ($\overrightarrow{O_1 O_2} = h \cdot \vec{z}_2$) et par l'angle $\theta = (\vec{y}_2, \vec{y}_V) = (\vec{z}_2, \vec{z}_V)$ (dans cette partie du problème $\theta = 0$ car la suspension placée entre le châssis et la caisse du véhicule est supposée infiniment rigide).

Solide	Centre d'inertie	Masse	$\overrightarrow{O_1 G_l} \cdot \vec{y}_V$	$\overrightarrow{O_1 G_l} \cdot \vec{z}_V$
Véhicule+Charge utile V	G_V	$m_V = 14000 \text{ kg}$	$y_V = 0$	$z_V = 0,76 \text{ m}$
Plate-forme P	G_P	$m_P = 1600 \text{ kg}$	$y_P = -1 \text{ m}$	$z_P = 4,46 \text{ m}$
Ouvrier+Outilage H	G_H	$m_H = 100 \text{ kg}$	$y_H = -3,3 \text{ m}$	$z_H = 5,36 \text{ m}$

- les actions du vent sur le véhicule, qui sont représentées par un glisseur dont l'axe passe par le centre de poussée C tel que $\overrightarrow{O_1C} = z_C \cdot \vec{z}_2$ avec $z_C = 1,36 \text{ m}$ et de résultante $\vec{F}_V = -F_V \cdot \vec{y}_1$. L'intensité F_V de la poussée du vent sur l'engin s'exprime, à partir de la vitesse du vent et des caractéristiques aérodynamiques de l'engin par la relation :

$$F_V = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot C_x \cdot V^2$$

avec

ρ : masse volumique de l'air ($\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

S : surface du maître-couple de l'engin : $S = 24 \text{ m}^2$

C_x : coefficient de pénétration dans l'air ($C_x = 0,96$)

V : vitesse du vent en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

- les actions de contact rail-.engin, représentées par deux glisseurs d'axes passant l'un par A , l'autre par B tels que $\overrightarrow{O_2A} = -a \cdot \vec{y}_2$ et $\overrightarrow{O_2B} = a \cdot \vec{y}_2$ avec $a = 0,75 \text{ m}$. La forme de la liaison rail-roue permet de poser pour les résultantes des torseurs des efforts exercés par les rails sur l'engin :

$$\vec{R}_A = Y_A \cdot \vec{y}_2 + Z_A \cdot \vec{z}_2 \quad \text{et} \quad \vec{R}_B = Z_B \cdot \vec{z}_2$$

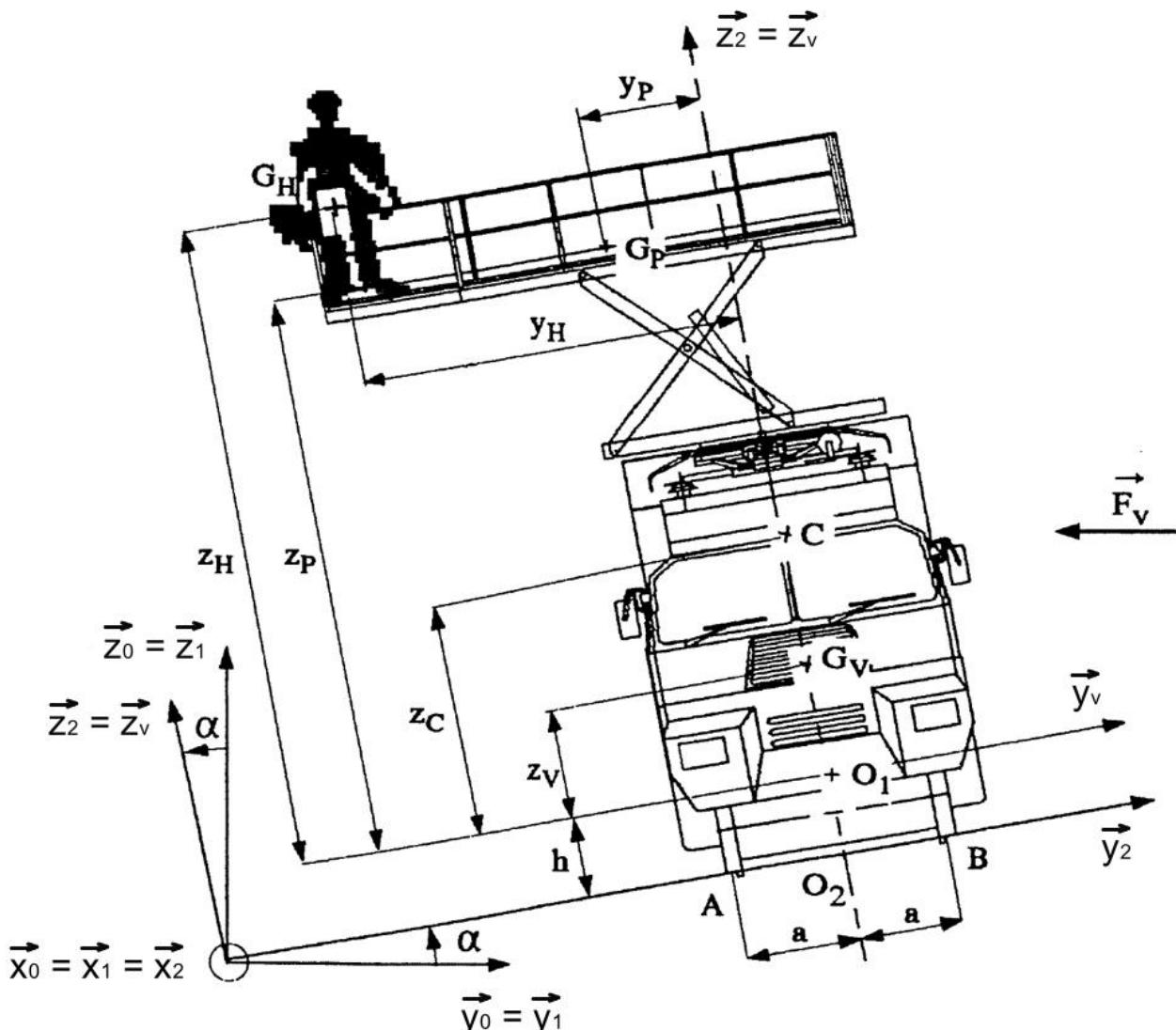


Figure 2 - Modélisation du véhicule rail-route

3. STABILITE DU VEHICULE

Objectif : Déterminer les coordonnées du centre d'inertie de l'ensemble $\Sigma = \{\text{Véhicule} ; \text{Plateforme} ; \text{Ouvrier}\}$.

Le vecteur position $\overrightarrow{O_1G}$ du centre d'inertie G de l'ensemble $\Sigma = \{\text{Véhicule} ; \text{Plateforme} ; \text{Ouvrier}\}$ dans le repère $(O_1, \vec{x}_V, \vec{y}_V, \vec{z}_V)$ est :

$$\overrightarrow{O_1G} = x_G \cdot \vec{x}_V + y_G \cdot \vec{y}_V + z_G \cdot \vec{z}_V$$

La masse de l'ensemble $\Sigma = \{\text{Véhicule} ; \text{Plateforme} ; \text{Ouvrier}\}$ est notée $M = m_v + m_p + m_h$.

- 1.1 En traduisant la relation suivante, déterminer les coordonnées du centre d'inertie G de l'ensemble Σ dans le repère $(O_1, \vec{x}_V, \vec{y}_V, \vec{z}_V)$:

$$M \cdot \overrightarrow{O_1G} = m_v \cdot \overrightarrow{O_1G_v} + m_p \cdot \overrightarrow{O_1G_p} + m_h \cdot \overrightarrow{O_1G_h}$$

- 1.2 En déduire l'expression du torseur d'action mécanique de la pesanteur sur l'ensemble Σ en G .

Objectif : Déterminer la vitesse limite du vent V_{lim} qui provoquera le basculement du véhicule rail-route.

- 1.3 Réaliser le graphe d'isolement correspondant à la modélisation de la Figure 2.
- 1.4 Isoler le véhicule et appliquer le théorème du moment statique en A selon \vec{x}_1 .
- 1.5 Enoncer la condition de non-basculement du véhicule.
- 1.6 Déterminer l'expression de $F_{V lim}$, force limite du vent provoquant le basculement du véhicule.
- 1.7 Déterminer l'expression puis la valeur de V_{lim} .