

DATE			HEURE DÉBUT	HEURE FIN
17	05	2025	8 h 10	12 h 10

CLASSE	MPSI
---------------	-------------

MATIERE	S.I.I.
----------------	---------------

PROFESSEUR	LILLONI 169
-------------------	--------------------

CONSIGNES	Calculatrice	OUI <input checked="" type="checkbox"/>	NON <input type="checkbox"/>
	Documents	OUI <input type="checkbox"/>	NON <input checked="" type="checkbox"/>
<ul style="list-style-type: none"> - Sortie aux toilettes de 5 min maxi autorisée à partir de 9h15. - Pas de téléphone sinon exclusion immédiate. - Numéroter les pages rendues - Encadrer les résultats (points en moins sinon). - 3 exercices indépendants extraits de sujets de concours. 			

MACHINE A DRAPER 5 AXES

PRESENTATION DE LA MACHINE A DRAPER

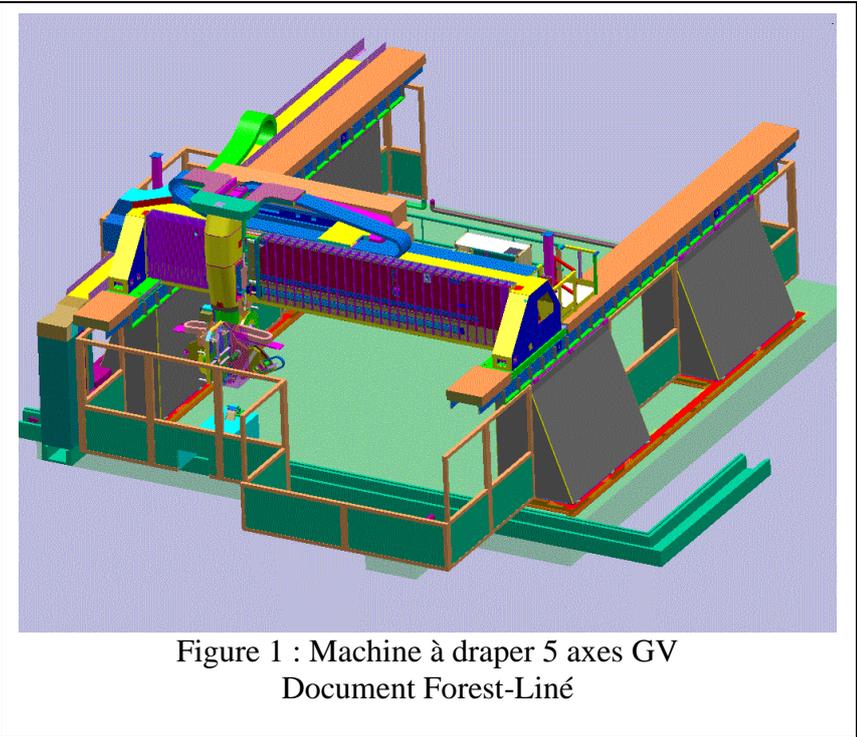


Figure 1 : Machine à draper 5 axes GV
Document Forest-Liné

La devise de l'aéronautique se résume en trois expressions : « plus haut, plus vite, plus loin ». Pour les techniciens de l'aéronautique, cela signifie : « plus léger, plus résistant, plus performant ».

Les démarches d'amélioration continue de la performance de l'outil industriel ont permis de diminuer les coûts de production de 35% et de diviser par trois les délais de livraison.

Des machines à commande numérique de découpe et de dépose de bande de carbone participent à la fabrication en série des panneaux en carbone de l'ATR72 et des ailerons de l'A340.

Ces machines ont progressé et :

- se déplacent à grande vitesse (GV) pour réaliser des pièces de grandes dimensions telles que les poutres ventrales de l'A340-600 (pièces élancées de 16m) et le caisson central appelé tronçon 21 de l'A380 (pièce cubique de 8m x 8m x 2m).
- gagnent en souplesse d'utilisation (adaptabilité, polyvalence, bruit) et en productivité.
- La proportion de matériau composite dans les avions modernes représente près de 10% de la masse à vide d'un Airbus A340 ou d'un Boeing 777 et 15 % pour un A380.

LE DRAPAGE DE PRE IMPREGNE

L'opération de drapage est réalisée grâce à la tête de dépose (figure 3) et au rouleau de dépose (figure 4).

Le rouleau de dépose est l'effecteur de cette machine à commande numérique. C'est un cylindre souple de diamètre de 30 mm et de largeur 160 mm. Il se déplace le long de la surface de l'outillage.

Pour chaque épaisseur de carbone à déposer, le cycle de déplacement du rouleau est défini à l'avance par programme informatique et est interprété par le directeur de commande de la machine au fur et à mesure de l'avancement de la dépose. L'alimentation opportune et synchronisée de la bande de carbone prédécoupée sous le rouleau lui fait appliquer les découpes aux endroits définis lors de la conception.

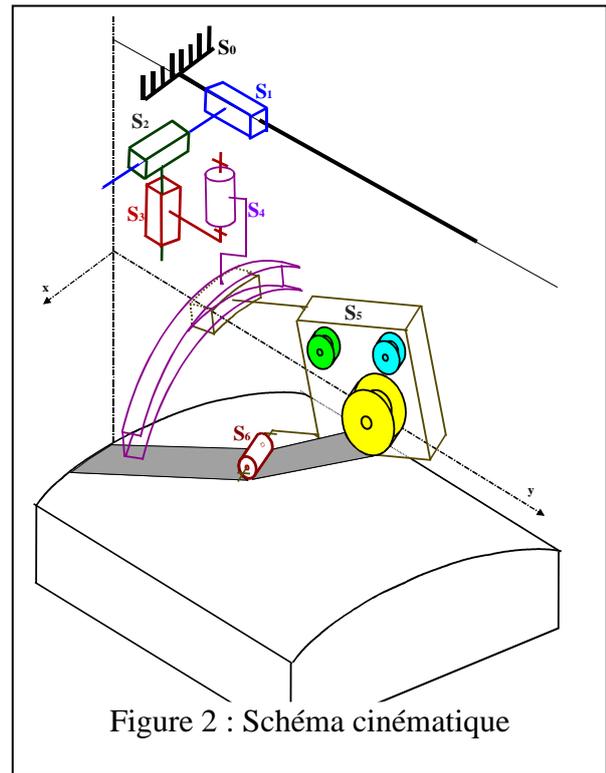


Figure 2 : Schéma cinématique

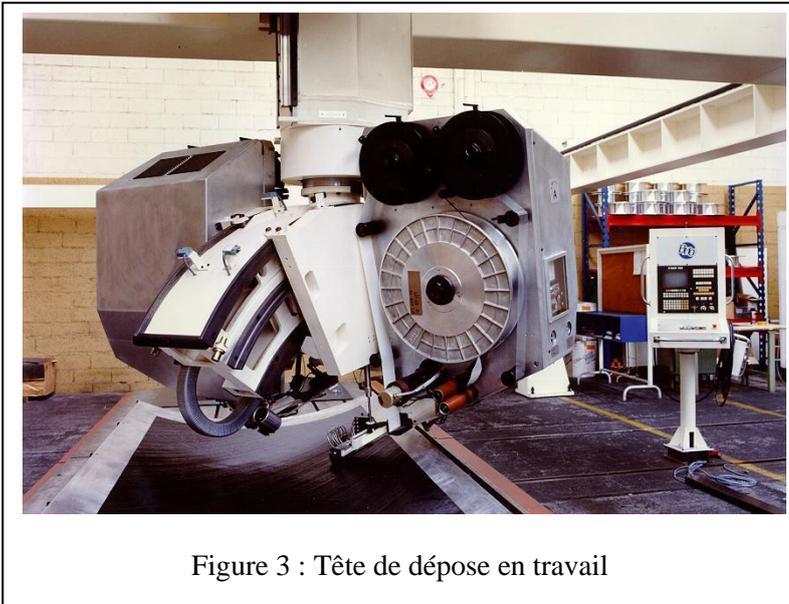


Figure 3 : Tête de dépose en travail

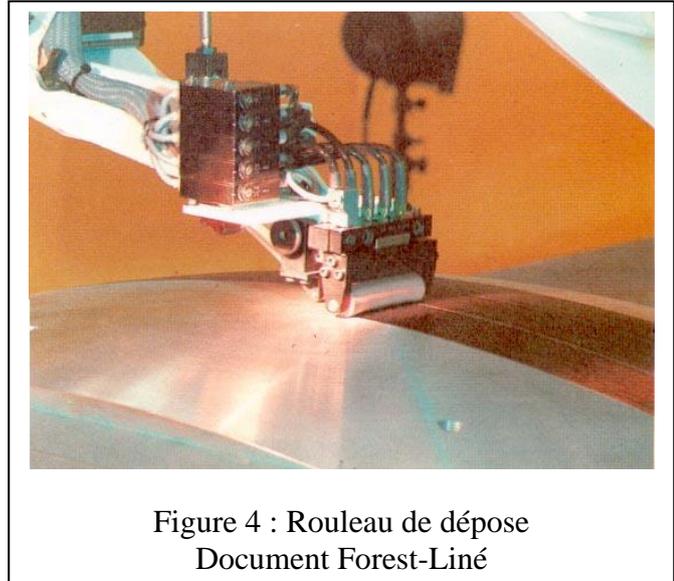
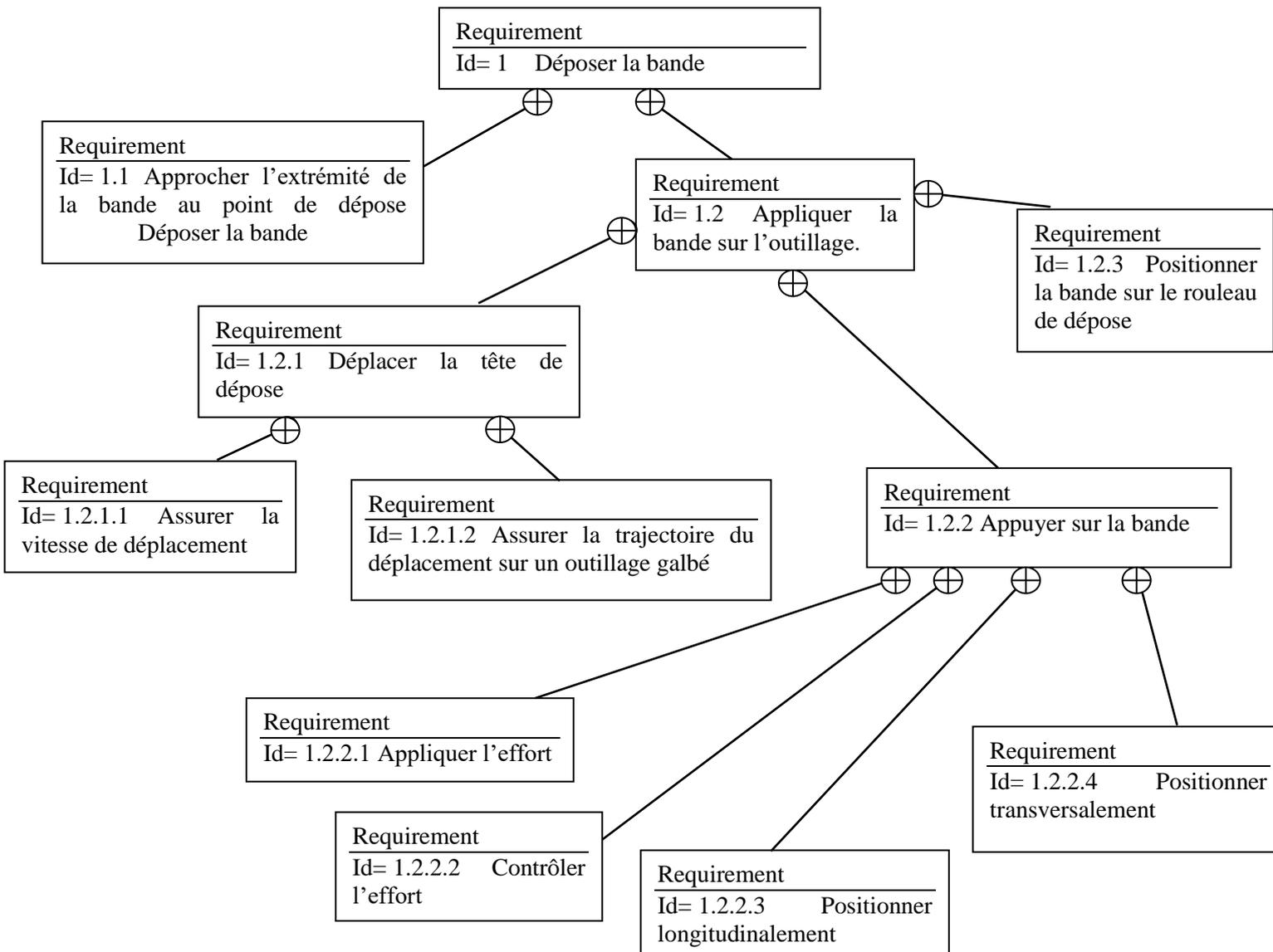


Figure 4 : Rouleau de dépose Document Forest-Liné

1.1.1 Analyse fonctionnelle partielle du rouleau de dépose

Le diagramme d'exigence partiel est proposé ci-dessous



Etude de l'exigence id 1.2.2.1 "Appliquer l'effort"

Lors de la dépose de la bande de préimprégné sur l'outillage (figures 4 et 5), le rouleau doit exercer un effort presseur pour plaquer la bande sur l'outillage.

Cet effort est généré par un vérin pneumatique dont la pression est asservie. On se propose de rechercher la pression d'équilibre dans le vérin. La valeur de cette pression est une coordonnée du point d'étude de l'asservissement.

La modélisation de l'ensemble assurant le contact du rouleau sur l'outillage est donnée sur le schéma cinématique ci-contre.

Les sous-ensembles de pièces cinématiquement liées sont les suivants :

- 0 – l'unité de drapage considérée fixe par rapport au bâti "machine" défini comme repère galiléen.
- 1 – le corps du vérin
- 2 – la tige du vérin
- 3 – le bras
- 4 – le support du rouleau
- 5 – le rouleau

*

Les données géométriques :

$$\overline{AB} = \frac{L}{2} \overline{x_1} ; \quad \overline{AC} = L \overline{x_1} ; \quad \overline{DB} = b \overline{x_2} ; \quad \overline{CE} = a \overline{x} , \quad \overline{OA} = c \overline{z} , \quad \overline{OD} = d \overline{z}$$

l'angle $(\overline{x}, \overline{x_1}) = \theta$; l'angle $(\overline{x}, \overline{x_2}) = \beta$; S section du vérin

Les données numériques :

$$L = 400 \text{ mm} ; \quad a = 35 \text{ mm} ; \quad c = 150 \text{ mm} , \quad d = 675 \text{ mm} , \quad S = 300 \text{ mm}^2$$

Les hypothèses :

- Les liaisons sont toutes considérées parfaites.
- L'action mécanique de la bande sur le rouleau est modélisée par un glisseur d'axe central (E, \overline{z}) de résultante $\overline{R}(0 \rightarrow 5) = F \overline{z}$ où $F = 10 \text{ daN}$.
- L'action mécanique de l'air sur le piston 2 est modélisée par le torseur suivant :

$$\{T_{air \rightarrow 2}\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{a2} = pS & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{B, B2} \quad B2 \text{ est la base associée au piston 2.}$$

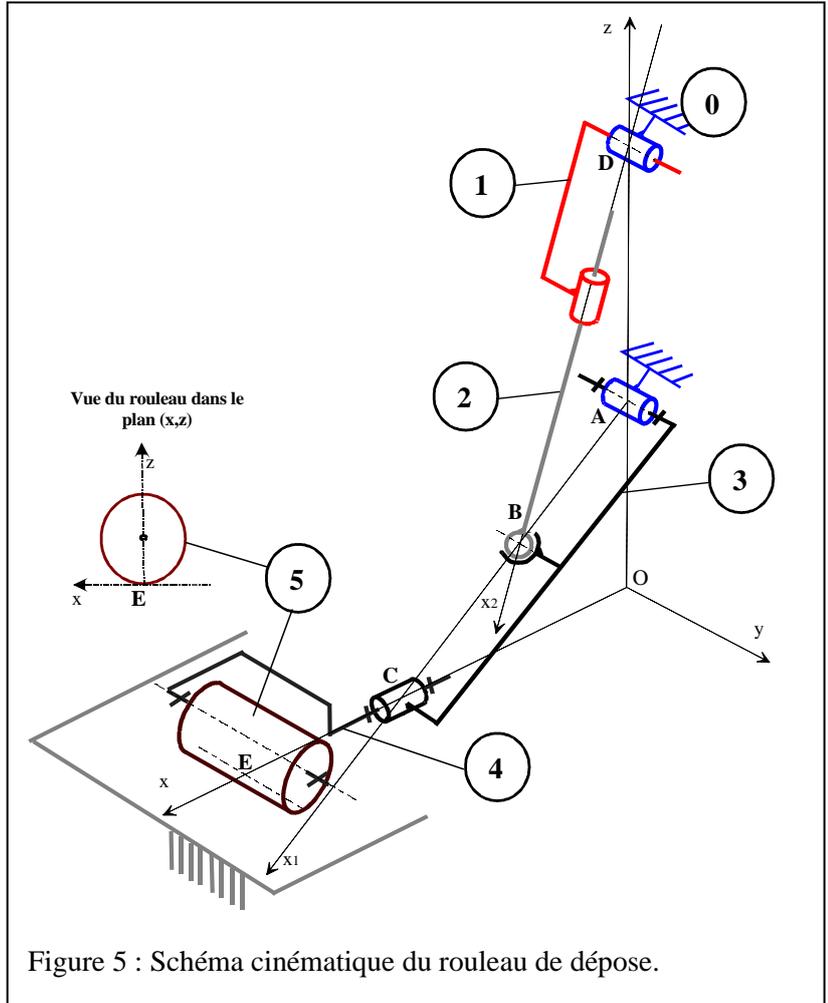


Figure 5 : Schéma cinématique du rouleau de dépose.

La symétrie matérielle et de chargement permet de traiter le problème de statique comme un **problème plan de normale \overline{y}** .

On représentera les actions mécaniques de i sur j exprimé au point M dans la base $B(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ par le

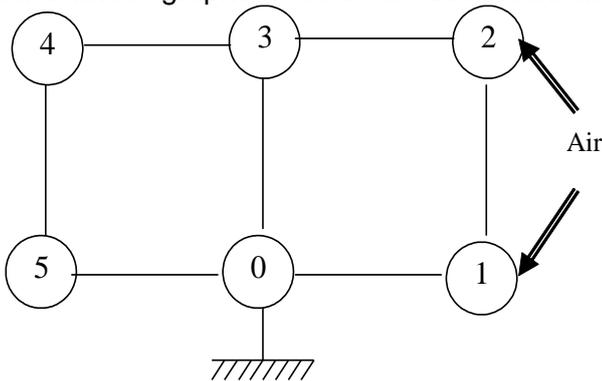
$$\text{torseur : } \left\{ \mathbf{T}_{i \rightarrow j} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}(i \rightarrow j) = X_{ij}\vec{x} + Y_{ij}\vec{y} + Z_{ij}\vec{z} \\ \vec{M}(M, i \rightarrow j) = L_{ij}\vec{x} + M_{ij}\vec{y} + N_{ij}\vec{z} \end{array} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{ll} X_{ij} & L_{ij} \\ Y_{ij} & M_{ij} \\ Z_{ij} & N_{ij} \end{array} \right\}_{M,B}$$

et en modélisation plane de normale \vec{y} $\left\{ \mathbf{T}_{i \rightarrow j} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{ll} X_{ij} & - \\ - & M_{ij} \\ Z_{ij} & - \end{array} \right\}_{M,B}$

Question 1 :

Reproduire sur votre copie le schéma cinématique en représentation plane dans le plan (O, \vec{x}, \vec{z}) , en respectant les positions de points imposées par les données géométriques et numériques, à l'échelle 1 :10 (1mm représente 1cm), ainsi que la juste représentation des liaisons en vue plane. On prendra soin de mettre en évidence les axes des repères associés aux différents solides \vec{x}_i .

On donne le graphe de structure du mécanisme ci-dessous :



- L_{01} : liaison pivot glissant d'axe (D, \vec{y})
- L_{12} : liaison pivot glissant d'axe (D, \vec{x}_2)
- L_{23} : liaison sphérique (rotule) en B.
- L_{03} : liaison pivot d'axe (A, \vec{y})
- L_{50} : liaison linéaire rectiligne de normale \vec{z} et de direction (E, \vec{y}) .

Question 2 :

Donner les noms manquants et les caractéristiques géométriques des liaisons du graphe de structure ci-dessus.

Question 3 :

Donner la forme des torseurs d'actions mécaniques transmissibles par les liaisons sans l'hypothèse de problème plan dans un premier temps. Dans l'hypothèse de problème plan, simplifier l'écriture des torseurs d'actions transmissibles par les liaisons.

Question 4 :

Combien y a-t-il d'inconnues de liaisons au total pour l'ensemble de ces torseurs en problème plan? Combien de solides ou ensemble de solides faut-il alors isoler au minimum pour les calculer?

Question 5 :

Isoler l'ensemble $\{1,2,air\}$. Il n'est soumis qu'aux actions de 3 et 0. Appliquer le PFS et démontrer que $\vec{R}(3 \rightarrow 2)$ et $\vec{R}(0 \rightarrow 1)$ sont directement opposés et dirigés par \overline{DB} .

Question 6 :

Isoler 2 et démontrer que $\vec{R}(air \rightarrow 2) = -\vec{R}(3 \rightarrow 2)$.

Question 7 :

Isoler l'ensemble {3,4,5}. Démontrer que $\vec{R}(air \rightarrow 2) = -\frac{(a + L \cos \theta)F}{\frac{L}{2} \sin(\beta - \theta)} \vec{x}_2$.

En écrivant la fermeture géométrique $\vec{AB} + \vec{BD} + \vec{DA} = \vec{0}$ on peut montrer que :

$$\tan \beta = \frac{d - \frac{L}{2} \sin \theta}{\frac{L}{2} \cos \theta}.$$

Question 8 :

Calculer numériquement β puis $\|\vec{R}(air \rightarrow 2)\|$ avec $\theta = 20^\circ$.

Question 9 :

Déterminer la pression p nécessaire. On vérifiera la cohérence du résultat sachant que la pression pneumatique disponible dans une usine est de l'ordre de 10 bars.

Pour valider le dimensionnement de la liaison pivot glissant on cherche à vérifier que la pression de contact maximale dans cette liaison ne dépasse pas $p_{lim} = 50N/mm^2$, pression de contact supportée par la bague autolubrifiée utilisée dans cette liaison dans ces conditions de fonctionnement. La géométrie de la bague est définie par son diamètre intérieur d_1 et sa longueur L :

Modèle

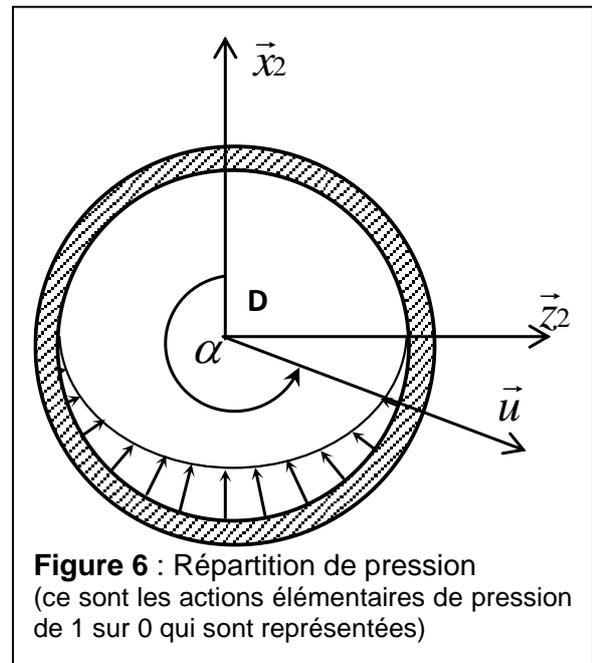
On suppose toujours les symétries matérielles et de chargement du mécanisme vérifiées permettant de représenter le chargement de la liaison pivot glissant 0/1 par le torseur suivant :

$$\{1 \rightarrow 0\}_D = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}(1 \rightarrow 0) = X_{10} \vec{x}_2 \\ \vec{M}(D, 1 \rightarrow 0) = \vec{0} \end{array} \right\}_D \quad \text{avec} \quad X_{10} = 260N$$

On fait l'hypothèse d'une répartition de pression proportionnelle à la déformation de la bague. En supposant l'axe lié à 0 infiniment rigide et la liaison sans jeu, on peut écrire cette répartition de pression de la manière suivante :

$p(\alpha) = -p_{max} \cos \alpha$ sur la moitié de la bague définie par $\frac{\pi}{2} < \alpha < \frac{3\pi}{2}$ conformément à la figure 6 :

$d_1 = 16 \text{ mm}$ et $L = 20 \text{ mm}$



Question 10 :

Déterminer p_{max} . Comparer à $p_{lim} = 50N/mm^2$.

COLLEUSE DE LAMELLE



Mise en situation

Le groupe TECH-INTER commercialise du matériel de laboratoire d’histopathologie. Cette spécialité médicale consiste à découper des tissus d’organes en fine épaisseur (4-5 μm). Ces tissus sont ensuite collés sur des lames de verres de 2 mm d’épaisseur (photo 2 document 2) puis colorés chimiquement dans un automate. Pour certains tissus, il est nécessaire de coller sur les tissus colorés une lamelle de verre de 0,3 mm d’épaisseur afin de les protéger (photo 3 document 2). Cette dernière opération est très délicate à effectuer manuellement et très longue, une étude pouvant comporter plusieurs centaines de lames. L’appareil appelé « Colleuse de lamelle » automatise ce procédé (photo ci-contre et photo 1 document 1).

Analyse statique de l’élèveur de rack

Le schéma cinématique (Document 2 page 8) représente le système d’élèveur de rack. Un moteur non représenté exerce sur l’axe **10** un couple moteur **Cm** inconnu, ce dernier entraîne par un système vis-écrou comportant un pas à droite, le support de rack **11** qui supporte une charge **P** connue. Les poids sont négligés. Le système est considéré comme spatial.

Le mouvement étant très lent, on peut supposer que l’ensemble est à l’équilibre par rapport au repère galiléen R_0 . Le but est de valider le couple moteur choisi par le constructeur.

Le couple moteur nominal en charge est égal à 1 N.m. pour une charge **P = 100N**.

Les liaisons sont supposées parfaites.

Les torseurs couple moteur et charge sont les suivants :

$$\left\{ F_{mot \rightarrow 10} \right\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & Cm \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R_0} \quad \left\{ F_{charge \rightarrow 11} \right\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R_0}$$

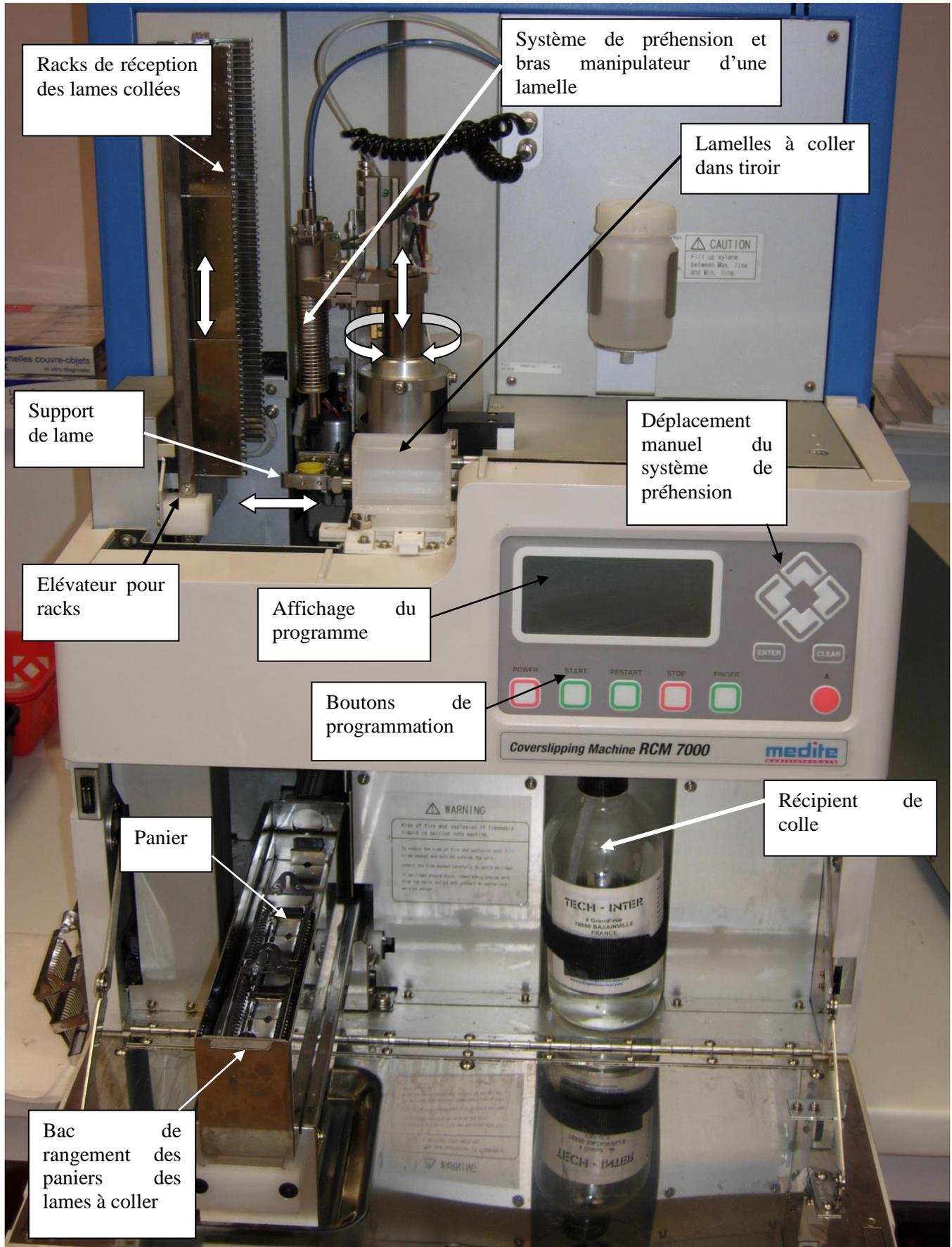
Notation : le torseur statique des actions d’une pièce *i* sur une pièce *j* écrit au point *M* en projection

dans le repère R_0 s’écrit :

$$\left\{ F_{i \rightarrow j} \right\}_M = \begin{Bmatrix} X_{i \rightarrow j} & L_{i \rightarrow j} \\ Y_{i \rightarrow j} & M_{i \rightarrow j} \\ Z_{i \rightarrow j} & N_{i \rightarrow j} \end{Bmatrix}_{R_0}$$

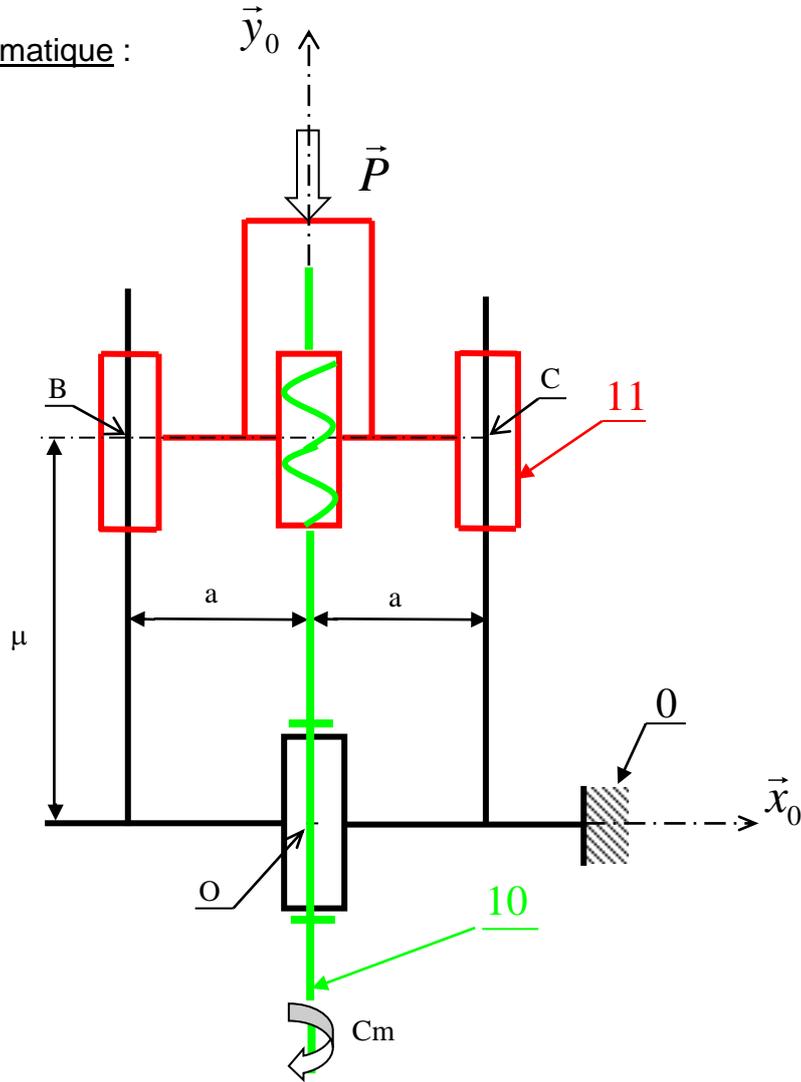
- Q1. Identifier et écrire le torseur statique de chaque liaison. Préciser la relation entre inconnues statiques particulière pour la liaison hélicoïdale, faisant intervenir le pas *p* du filetage. Faire le bilan du nombre d’inconnues d’inter efforts et du nombre d’équations que l’on peut écrire en statique. Conclure.
- Q2. Ecrire les torseurs statiques des liaisons L'_{0-11} et L''_{0-11} au point *O* (voir graphe des liaisons document 2), indiquer les calculs des moments.
- Q3. Déterminer les 6 équations d’équilibre du solide **10** (moments au point *O*).
- Q4. Déterminer les 6 équations d’équilibre du solide **11** (moments au point *O*).
- Q5. Déterminer le couple moteur **Cm** en fonction de la charge **P** et du pas *p*.

A.N. : calculer **Cm** pour **p = 6,28 mm** (pour un tour) et **P = 100 N**. Conclure.

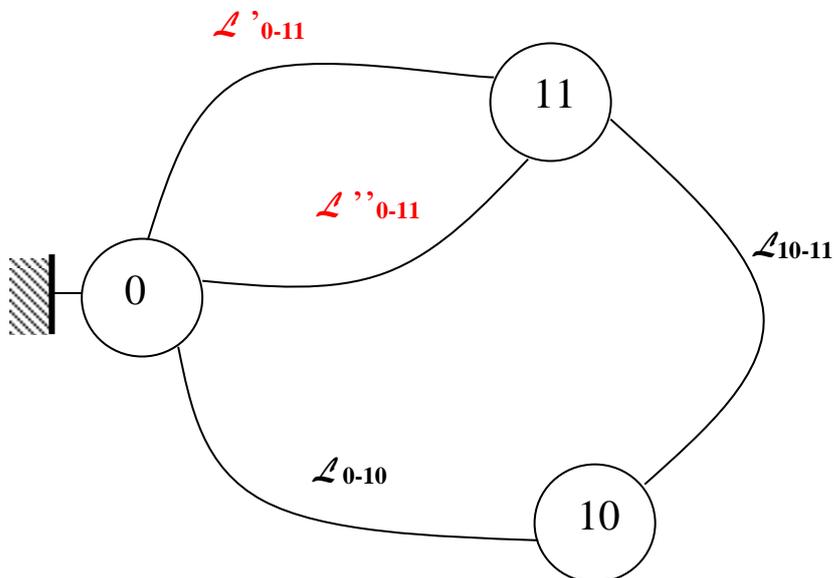
DOCUMENTS ANNEXES**Document 1****Colleuse de lamelle**

Document 2 Système d'élévateur de rack

Schéma cinématique :



Graphe des liaisons :



SYSTÈME DE LEVAGE À MULTIPLES COLONNES

Les sociétés de transports publics des grandes agglomérations gèrent des réseaux comportant des bus et/ou des tramways. Ces sociétés possèdent des centres de maintenance ayant en charge l'entretien et la réparation de leurs véhicules. Parmi ces véhicules, on peut trouver des tramways de deux types : sur rails ou sur pneus. On s'intéresse ici à la maintenance de tramways sur rails de type TFS (Tramway Français Standard) : voir Annexe 1 photo 1.

Les rames TFS sont dotées d'un plancher bas, à 35 cm au-dessus du sol, sur les 3/4 de leur longueur. Dans le cadre d'une opération de maintenance, il est nécessaire d'intervenir sous le tramway et donc de le soulever entièrement.

***Problématique :** comment soulever une rame de tramway de 45 tonnes et de 30 mètres de long à une hauteur suffisante (de l'ordre de 1m70) pour réaliser la maintenance des boggies et divers matériels se trouvant sous le tramway ?*

Le système de levage est constitué d'une armoire de commande (nommée PC) munie d'un pupitre de commande, d'un API (Automate Programmable Industriel), de relais et cartes de commande pour moteurs. Cette PC peut gérer jusqu'à 10 colonnes de levage. Ces colonnes de levage (voir Annexe 1, photos 2 à 6) sont des unités indépendantes mobiles que l'on peut déplacer manuellement grâce à des roues escamotables. Elles sont constituées d'un chariot de levage (voir **Modèle numérique de la colonne** en Annexe 1) guidé par 4 galets roulant à l'intérieur d'une colonne (rails en tôle pliée). L'entraînement du chariot se fait par une vis à filet trapézoïdal (voir Annexe 1 photo 6), mise en rotation par un moto-réducteur-frein asynchrone. On met en place les colonnes au niveau de la plateforme du tramway à soulever, aux endroits prévus à cet effet.

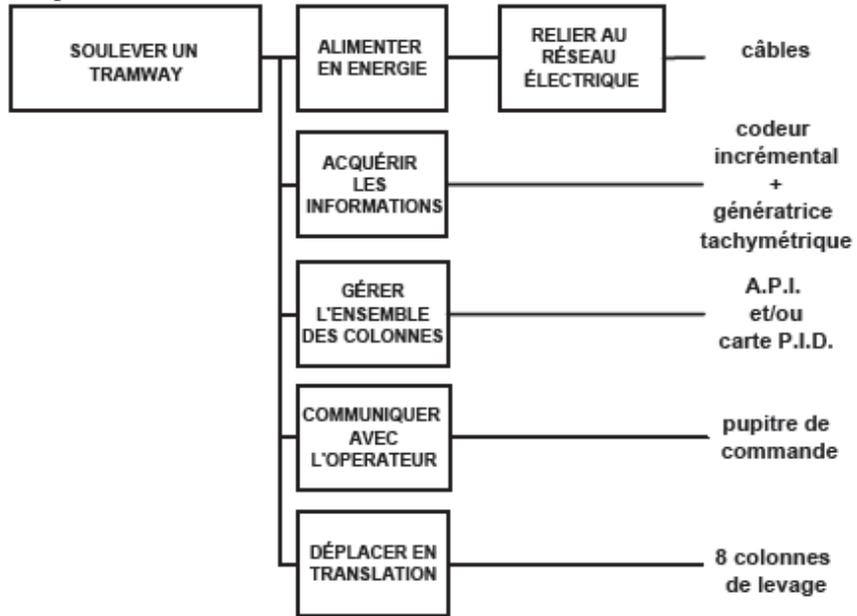
Pour soulever un tramway de 45 tonnes et de 30 mètres de long, le service de maintenance utilise 8 colonnes de levage d'une capacité unitaire maximale de 8,2 tonnes commandées simultanément (voir Annexe 1 photos 2 à 5). Lorsque les colonnes sont en place, on démarre le cycle de levage :

L'opérateur peut choisir un fonctionnement manuel ou automatique. En mode automatique, on affiche sur le pupitre la consigne de hauteur à atteindre, la PC pilote alors chaque moteur des 8 colonnes jusqu'à ce que cette hauteur soit atteinte. Chaque colonne est équipée d'un codeur incrémental informant la PC de la position du chariot de levage de la colonne. Pour un fonctionnement en toute sécurité, il faut assurer une certaine horizontalité du tramway soulevé : l'ensemble des points de levage doit être compris entre deux plans parallèles distants de 20 mm au maximum (coplanéité).

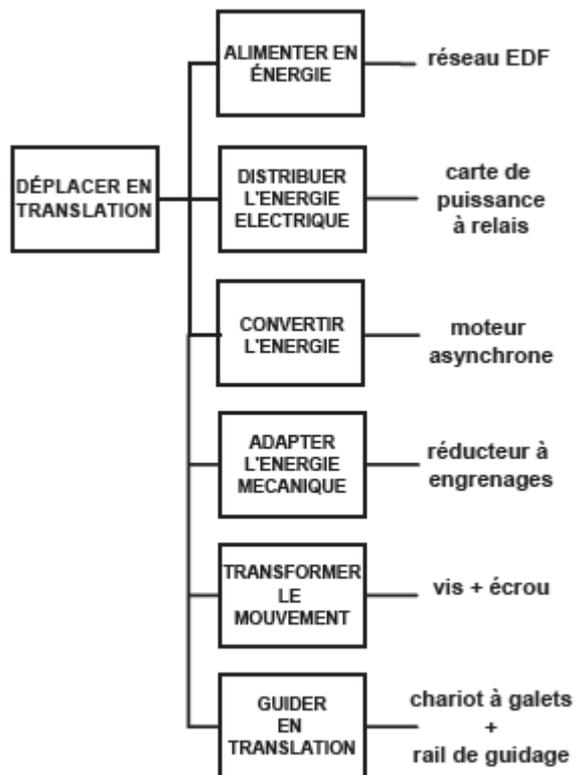
Cahier des charges fonctionnelles

	<u>CRITÈRES</u>	<u>NIVEAUX</u> <i>Pour UNE colonne</i>
F.P.1 : PERMETTRE À UN OPÉRATEUR DE SOULEVER UN TRAMWAY DU SOL GRÂCE À DE L'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE	HAUTEUR MAXI VITESSE MAXI CHARGE MAXI	1700 mm 10 mm/s 8,2 tonnes
F.C.1 : S'ADAPTER À LA PLATEFORME DU TRAMWAY	COPLANÉITÉ DES POINTS DE LEVAGE SURFACE D'APPUI AU CONTACT DE LA PLATEFORME	Écart maximum de 20 mm 140 x 140 mm ²
F.C.2 : ÊTRE STABLE MÉCANIQUEMENT	SURFACE D'APPUI AU SOL RÉSISTANCE MÉCANIQUE DU SOL (pression de contact maxi)	2 pieds de 600 x 200 mm ² P _{adm} = 3 MPa
F.C.3 : ÊTRE ALIMENTÉ	TENSION DE PUISSANCE TENSION DE COMMANDE	230 - 400 V alternative, 50 - 60 Hz 24 V continu
F.C.4 : ASSURER LA SÉCURITÉ DE L'OPÉRATEUR	VITESSE DE DESCENTE HORS ÉNERGIE	Nulle

Le développement des moyens associés à la fonction principale F.P.1 (plus simplement écrite « Soulever un tramway ») est donné ci-après :



Le développement des moyens associés à la fonction technique « Déplacer en translation » pour une colonne est donné ci-après :



A – Vérification de quelques critères de FP1 : soulever un tramway

A1 - Vérification du critère de charge maximale

Objectif : déterminer la valeur de la charge soulevée par chaque colonne.

On rappelle que pour soulever une rame complète de tramway, on utilise 8 colonnes, soit 4 colonnes réparties identiquement de chaque côté du tramway. Le tramway est un véhicule articulé constitué de six éléments (voir Annexe 2, figure 1) ayant des masses différentes. Ainsi, chaque colonne ne soulèvera pas la même charge. L'étude suivante consiste à déterminer la charge soulevée par chaque colonne, donnée essentielle à connaître afin de régler les paramètres de commande de ces unités de levage.

Modèle retenu : (voir la figure 2 de l'annexe 2).

1. Système isolé : tramway complet.
2. Le plan (G_3, \vec{x}, \vec{z}) étant plan de symétrie pour les efforts et la géométrie, on se limite à une étude plane. Le vecteur unitaire \vec{y} est vers l'arrière du dessin.
3. Les diverses actions mécaniques dues à la pesanteur sont modélisées par des glisseurs de résultantes $\vec{P}_i = P_i \cdot \vec{z}$ aux centres de gravité G_i des six éléments différents. On prendra $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.
4. Les actions mécaniques dues aux colonnes de levage sont modélisées par des glisseurs de résultantes $\vec{F}_i = F_i \cdot \vec{z}$ aux points de levage L_1, L_2, L_3 et L_4 .
5. Les voitures motrices $V1$ et $V2$ sont articulées (liaisons sphériques) respectivement aux points $A1$ et $A2$ avec la voiture d'articulation centrale $V3$.
6. L'action mécanique due à une articulation entre deux voitures i et j sera modélisée par un glisseur de résultante $\vec{R}_{i \rightarrow j}$ au centre de l'articulation.

Données géométriques :

$$\overline{L_1 G_{m1}} \cdot \vec{x} = \overline{G_{m2} L_4} \cdot \vec{x} = 1980 \text{ mm} ; \overline{L_1 G_1} \cdot \vec{x} = \overline{G_2 L_4} \cdot \vec{x} = 5510 \text{ mm} ; \overline{L_1 L_2} \cdot \vec{x} = \overline{L_3 L_4} \cdot \vec{x} = 12505 \text{ mm} ;$$

$$\overline{L_1 A_1} \cdot \vec{x} = \overline{A_2 L_4} \cdot \vec{x} = 13280 \text{ mm} ; \overline{A_1 A_2} \cdot \vec{x} = 3300 \text{ mm} ; \overline{A_1 G_3} \cdot \vec{x} = \overline{A_1 G_{p3}} \cdot \vec{x} = 1650 \text{ mm}$$

Question 1 : Proposer un graphe de structure prenant en compte les solides $\{V1, Bm1\}$, $\{V2, Bm2\}$ et $\{V3, Bp3\}$ présentant les actions mécaniques extérieures de pesanteur et des colonnes de levages.

Question 2 : Rappeler l'énoncé du théorème 2, cas particuliers du PFS pour un solide ou système de solides soumis à 3 glisseurs. Préciser à quel solide ou système de solides on peut appliquer le théorème 2 (on peut utiliser un seul glisseur pour exprimer une somme de glisseurs)

Le plan (G_3, \vec{x}, \vec{z}) étant aussi plan de symétrie pour les efforts et la géométrie, on pourra se limiter à l'étude des deux voitures (avec leurs boggies) $\{V1, Bm1\}$ et $\{V3, Bp3\}$.

Question 3 : Après avoir justifié que les actions mécaniques sont représentables par des glisseurs d'axe centraux verticaux (forces verticales), Dessiner sur le document réponse (DR en fin de sujet) les vecteurs représentant les actions mécaniques extérieures (en phase de levage) agissant sur les deux voitures isolées (avec boggies) $\{V1, Bm1\}$ et $\{V3, Bp3\}$ en respectant directions et sens.

Question 4 : En utilisant l'équation ou les équations de moment(s) utile(s), exprimer les actions mécaniques des colonnes de levage en L_1 et L_2 , en fonction des grandeurs géométriques et des poids des différents éléments du tramway. Calculer ces actions mécaniques. (Chacune de ces actions est supportée identiquement par deux colonnes).

A2 - Dimensionnement du moteur électrique

Objectif : valider le dimensionnement du moteur en vitesse (petite étude cinématique, ne pas y consacrer plus de 15min)

L'objectif est de valider que le moteur proposé correspond aux impératifs de couple et de vitesse imposés par le cahier des charges. Les éléments importants à respecter sont :

- « la masse maximale à soulever est de 6 tonnes, soit 6000 kg, inférieure à la capacité maximale » ;
- « la vitesse de levée doit être de 10 mm/s, soit 0,010 m/s » ;
- « la phase d'accélération ne doit pas excéder 0,5 s ».

Lors de la conception, plusieurs technologies ont été étudiées, que ce soit au niveau de la motorisation ou de la commande.

La solution retenue concernant la chaîne de transmission de puissance est décrite en Annexe 2 sur les figures 5 et 6 qui présentent le modèle d'étude utilisé et certaines données techniques.

Le moteur choisi est un moteur asynchrone de type LS100L, d'une puissance de 2,2 kW, équipé d'un frein FCR J02 (voir Annexe 2, figure 7).

Question 5 : Compte tenu du paramétrage, on peut écrire : $\overrightarrow{\Omega}_{1/0} = \omega_{10} \cdot \overrightarrow{X}_0 = \dot{\theta}_1 \cdot \overrightarrow{X}_0$.

a - Exprimer de manière littérale, en fonction du paramètre $\dot{\theta}_1$, et des données concernant les roues dentées et le système vis-écrou, les vecteurs vitesse de rotation $\overrightarrow{\Omega}_{2/0}$, $\overrightarrow{\Omega}_{3/0}$ et la vitesse de levée $V_L = \dot{z}_4$.

Déterminer numériquement les rapports entre les vitesses $r_{12} = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}}$, $r_{23} = \frac{\omega_{30}}{\omega_{20}}$, $r_{34} = \frac{V_L}{\omega_{30}}$ et $r_g = \frac{V_L}{\omega_{10}}$ (les vitesses de rotation étant exprimées en rad/s et la vitesse linéaire en m/s).

Quelle que soit la valeur trouvée pour r_g , la valeur utilisée dans la suite du sujet sera :

$$r_g = 6,36 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

b - Déterminer la vitesse de rotation du moteur souhaitée (à exprimer en tr/min) conformément au cahier des charges. Conclure en comparant la valeur trouvée avec la vitesse nominale du moteur (voir Annexe 2, figure 7).

B – Vérification du critère de la F.C.2 : être stable mécaniquement

B1 - Vérification du critère de non-basculement (stabilité mécanique)

Objectif : vérifier le NON-BASCULEMENT d'une colonne dans le plan yOz.

La stabilité mécanique de la colonne doit être assurée, quelle que soit la charge à soulever, afin de respecter la fonction complémentaire F.C.2.

Le modèle retenu pour cette étude est le suivant : (voir Annexe 2, figures 3 et 4).

1. Système isolé : colonne entière.
2. Le plan yOz est plan de symétrie pour les efforts et la géométrie.
3. Le poids des éléments de la colonne est négligé par rapport à la charge à soulever.
4. L'action de contact sol/colonne est modélisée par une répartition de pression $q(y)$ variant linéairement entre q_1 et q_2 pour $y \in [e, e + L]$, et restant uniforme selon x , comme indiqué sur les figures 3 et 4. L'unité de $q(y)$ est le MPa.
5. La charge à soulever est modélisée par un glisseur $\overrightarrow{F}_{T \rightarrow C}$ dont le support passe par le point P situé à la distance d de l'axe Oz de la vis du chariot.

Question 6 : Déterminer, sans faire de calcul mais en vous appuyant sur l'équation de moment issue du PFS appliqué à la colonne, les 2 valeurs extrêmes d_{\min} et d_{\max} que peut prendre la distance d , garantissant le non basculement de la colonne dans le plan yOz .

B2 - Vérification du critère de pression maximale au sol

Objectif : vérifier le critère P_{adm} de non-dépassement de la résistance mécanique du sol.

Données géométriques : $L = 600 \text{ mm}$; $b = 200 \text{ mm}$; $e = 100 \text{ mm}$

Charge à soulever : $F_{T \rightarrow C} = 60\,000 \text{ N}$

Question 7 : Exprimer le torseur en H de l'action de la charge à soulever sur la colonne.

Question 8 : Exprimer la fonction de répartition de pression $q(y)$.

On considère le cas particulier $q_1 = q_2 = q$ avec $d = e + \frac{L}{2}$.

Question 9 : Exprimer la résultante du torseur des actions mécaniques de contact sol/colonne en fonction de L , b et q .

Question 10 : En déduire l'expression de q . Faire l'application numérique. Conclure.

On considère le cas particulier $d = e + \frac{2}{3}L = 500 \text{ mm}$.

Question 11 : Exprimer la résultante du torseur des actions mécaniques de contact sol/colonne en fonction de L , b , q_1 et q_2 .

Question 12 : Exprimer le moment en H de ces actions. On utilisera les valeurs numériques des dimensions fournies pour éviter les expressions littérales trop lourdes.

Question 13 : Isoler la colonne, lui appliquer le PFS en H et en déduire un système de 2 équations à 2 inconnues q_1 et q_2 .

Question 14 : En déduire les expressions de q_1 et q_2 . Faire l'application numérique. Conclure.

ANNEXES

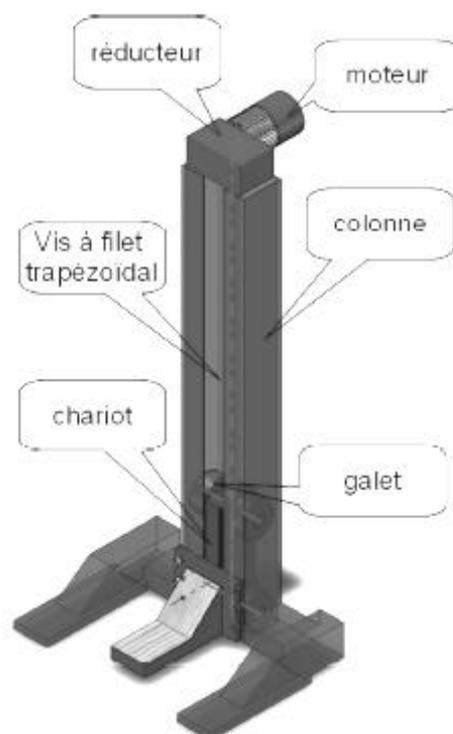
Annexe 1 : Photos 1 à 6



Photo 1 : TFS = Tramway Français Standard

Photo Legrand - Wikipédia

Photo 2 : Colonne de levage



Modèle numérique de la colonne



Photo 3 : Mise en place d'une colonne



Photo 4 : Colonne d'extrémité en phase de levage

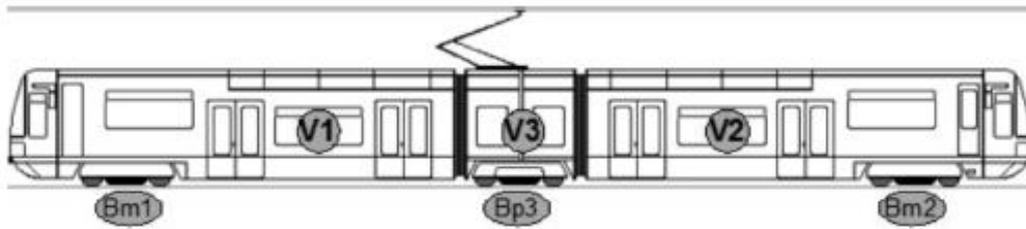


Photo 5 : Tramway en position soulevée



Photo 6 : Vis d'entraînement

Annexe 2 : Figures et données géométriques



Tramway de masse totale 44,6 tonnes

Bm1 et Bm2 : boggies moteurs de masse 5,9 tonnes chacun

Bp3 : boggie porteur de masse 4,3 tonnes

V1 et V2 : voitures motrices de masse 12,7 tonnes chacune (sans boggie)

V3 : voiture d'articulation de masse 3,1 tonnes (sans boggie)

Figure 1 : Description des éléments du tramway TFS

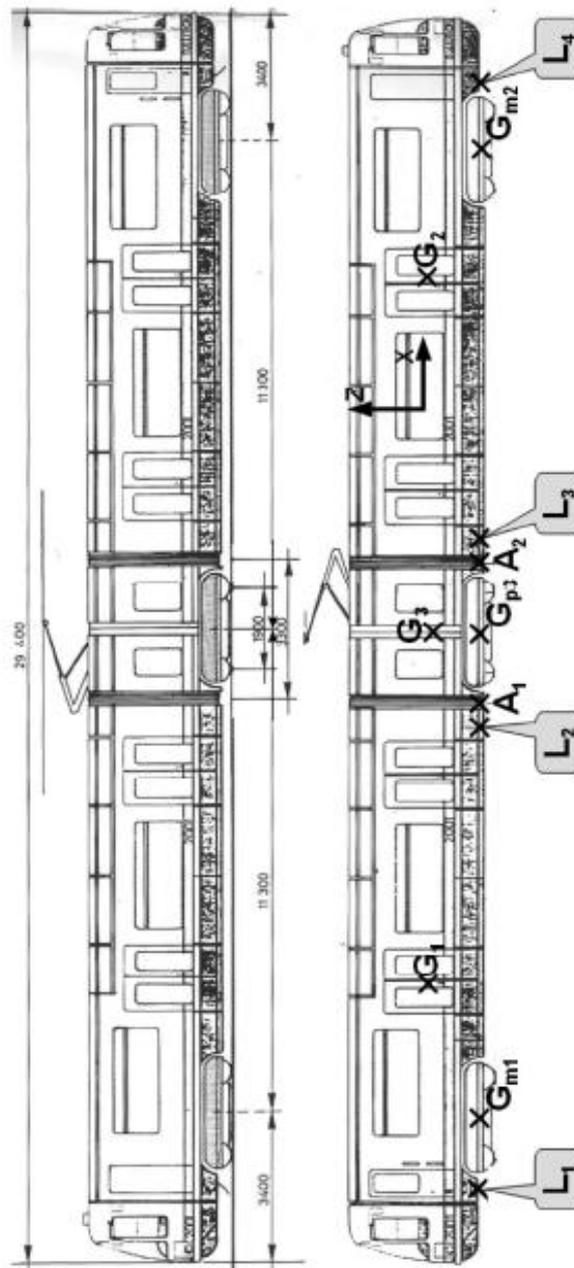


Figure 2 : Données géométriques sur le tramway (dimensions en mm)

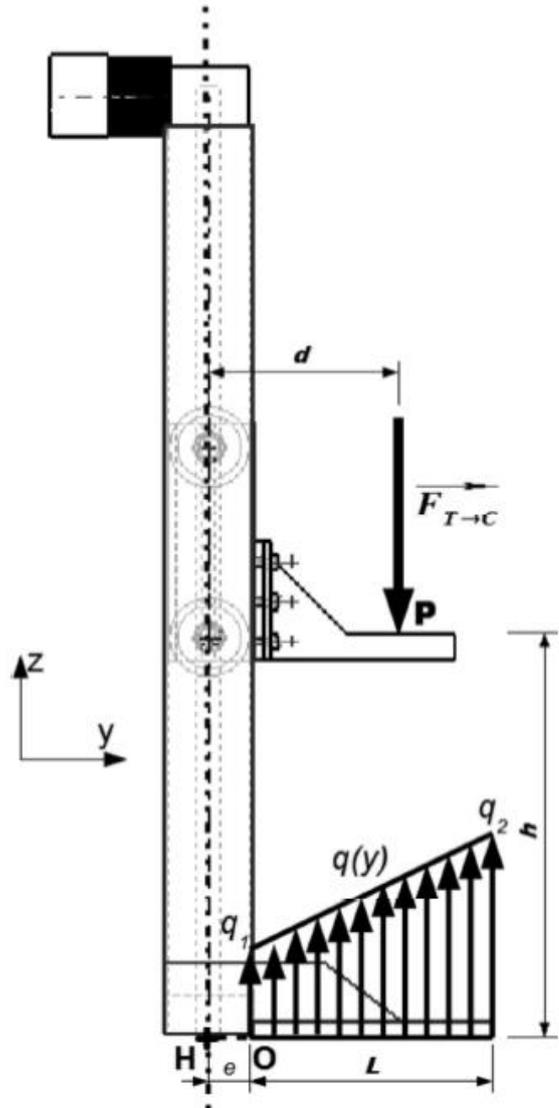


Figure 3 : Modélisation pour l'étude du basculement

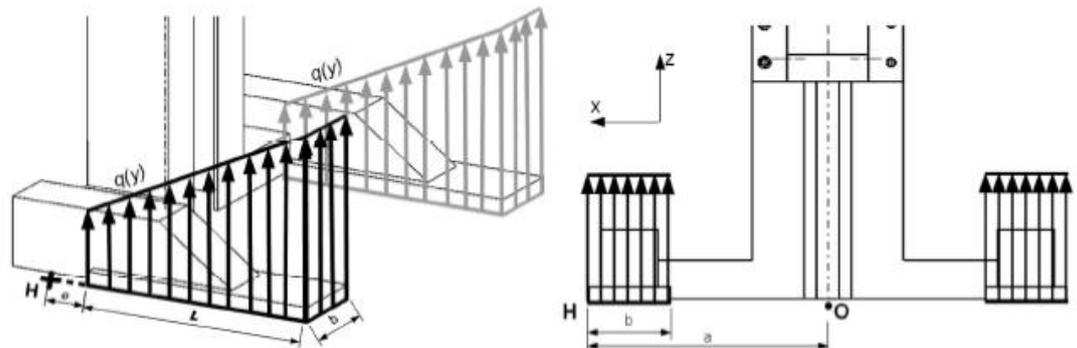
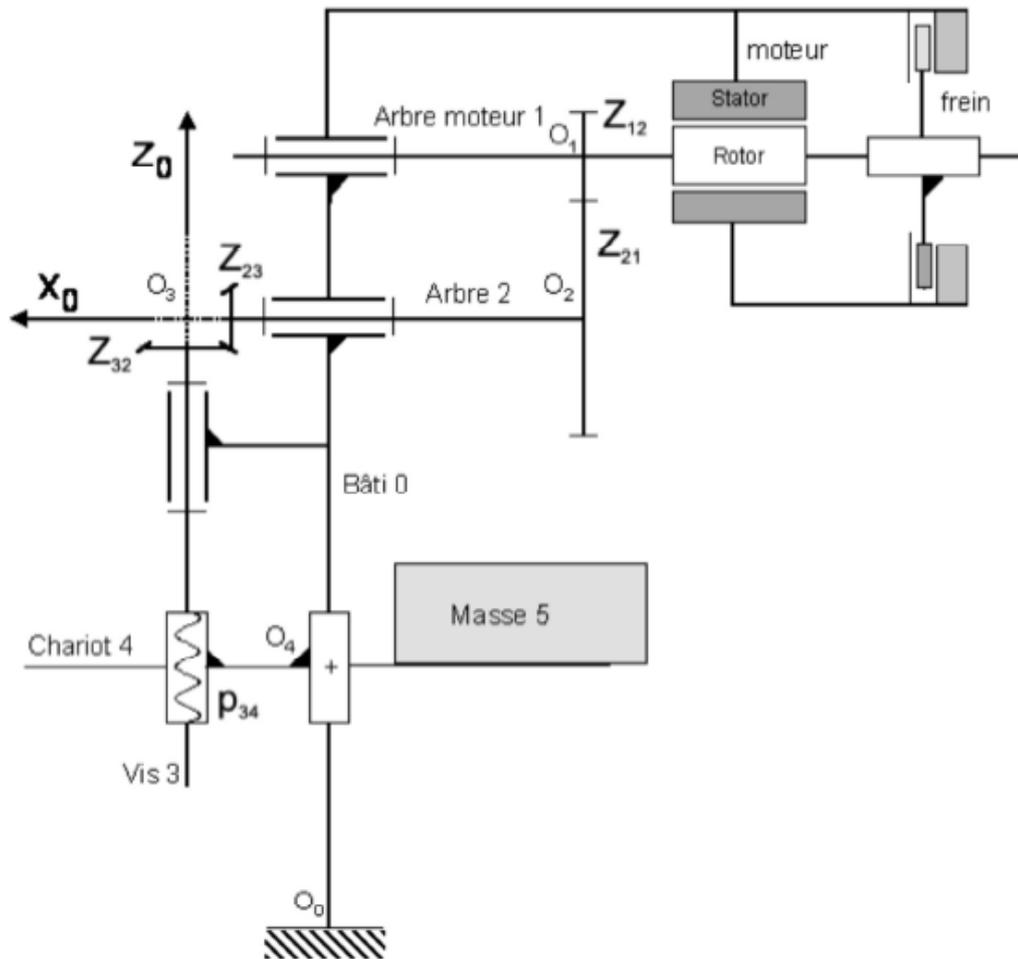


Figure 4 : Modélisation pour le calcul de la pression de contact



Actions exercées par le moteur : Actions exercées par le stator sur le rotor modélisées par le couple C_m

Paramètres associés aux mouvements :

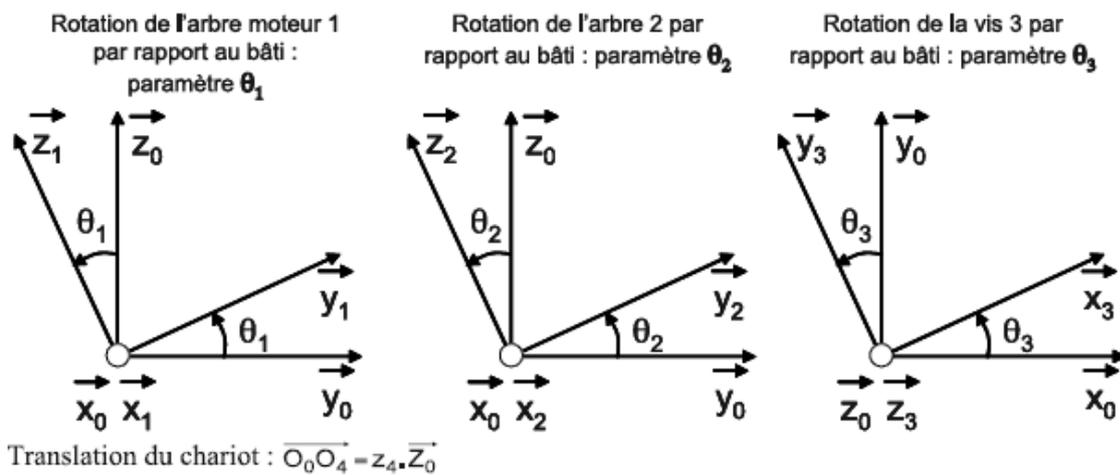
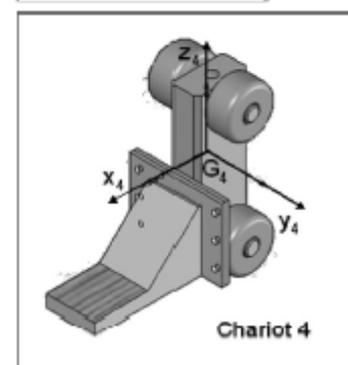
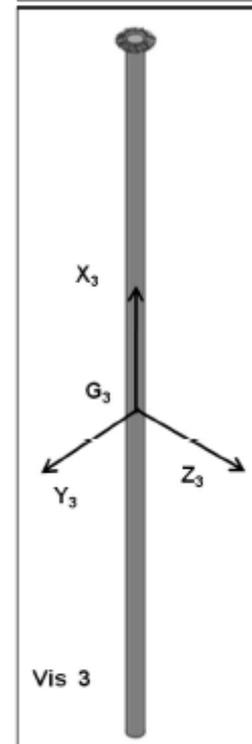
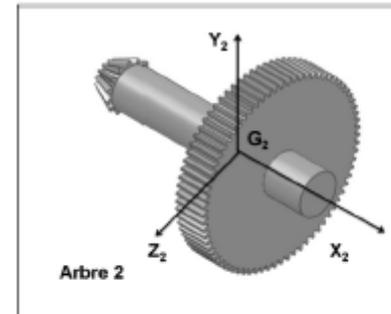
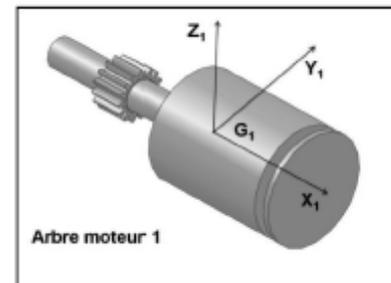
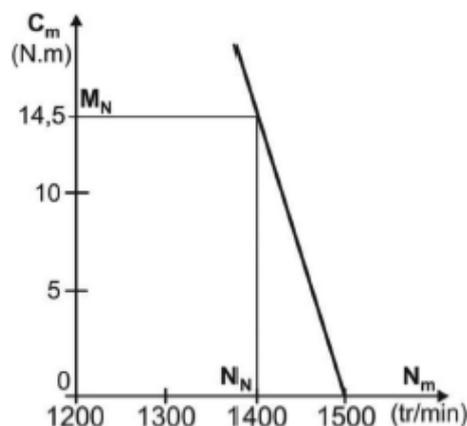
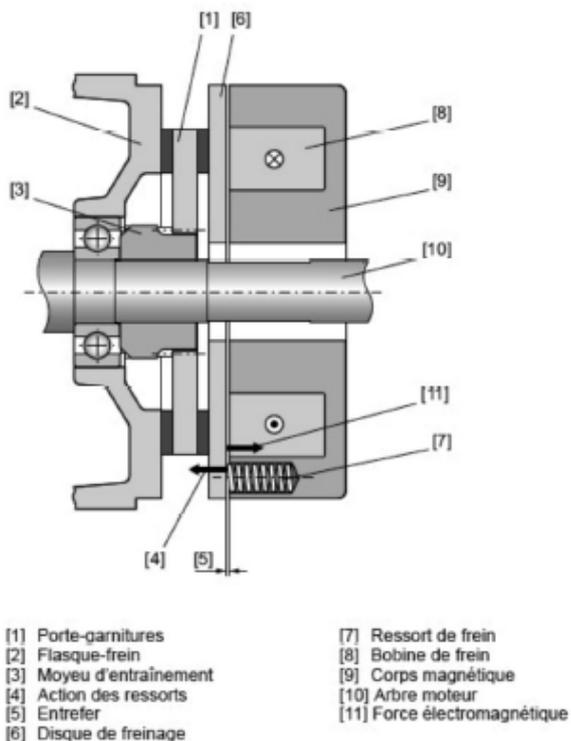


Figure 5 : Modélisation cinématique

Données sur les liaisons :a) Liaison L_{12} Pignon de l'arbre 1 engrenant avec l'arbre 2 : nombre de dents $Z_{12} = 15$ Roue de l'arbre 2 engrenant avec l'arbre 1 : nombre de dents $Z_{21} = 75$ b) Liaison L_{23} Pignon de l'arbre 2 engrenant avec la vis 3 : nombre de dents $Z_{23} = 14$ Roue de la vis 3 engrenant avec l'arbre 2 : nombre de dents $Z_{32} = 35$ c) Liaison L_{34} Pas du système vis-écrou : $p_{34} = 5$ mm**Figure 6 : Données techniques**



Courbe couple/vitesse du moteur LS100L

		Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance	Rendement	Intensité démarrage /intensité nominale	Momentdémarrage /moment nominal	Moment d'inertie	Moment de freinage	Masse IM B5	
Type moteur	Type frein	P_N kW	N_N min ⁻¹	M_N N.m	I_N A	cos 100%	η 100%	I_D/I_N	M_D/M_N	J 10 ⁻³ kg.m ²	M_f N.m	J01 à J03 kg	Type moteur
LS80L	FCRJ02	0,55	1370	3,5	1,64	0,71	68	3,8	2,9	3,8	10	15,5	LS80L
LS80L	FCRJ02	0,75	1370	5,12	2	0,77	70	4,2	2,7	4,3	10	16,6	LS80L
LS90L	FCRJ02	1,1	1360	7,35	2,8	0,8	70	3,9	1,9	7,3	20	20,5	LS90L
LS90L	FCRJ02	1,5	1380	10,03	3,8	0,78	73,5	4,4	2,3	7,9	20	22,5	LS90L
LS90L	FCRJ02	1,8	1400	11,95	4,2	0,81	77,3	5,4	2,7	8,4	20	24,2	LS90L
LS100L	FCRJ02	2,2	1400	14,5	5,4	0,77	76	5,3	2,5	9	25	27	LS100L
LS100L	FCRJ02	3	1410	19,5	7,1	0,77	79	5,4	2,7	10,2	32	30	LS100L
LS160LR	FCRJ02	15	1450	98	27,8	0,88	87	7,4	3,1	63	160	101	LS160LR

Figure 7 : Caractéristiques du moteur frein

Document Réponse DR

