

## 07 ÉTUDE DES SYSTÈMES MÉCANIQUES : CONCEVOIR

### GRUE HYDRAULIQUE : CONCEPTION DU TREUIL

D'après ressources PTSI – Lycée G. Eiffel – Bordeaux.

#### 1 Mise en situation

#### 2 Fonctionnement du treuil

#### 3 Conception de l'arbre primaire et du frein à lamelles

**Question 1** Quel est le couple de freinage nécessaire pour bloquer la charge maximale avec une marge de sécurité de 30%.

Corrigé

La charge maximale que le treuil doit pouvoir lever est de 7,5 kN. Le diamètre maximal d'enroulement sur l'arbre de sortie est de 500 mm soit 250 mm de rayon. Le couple maximal sur l'arbre de sortie est donc  $C_S = 250 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 10^3 = 1875 \text{ Nm}$ .

On a :  $\frac{\omega_S}{\omega_E} = \frac{1}{k_T} = (-1)^2 \frac{20 \cdot 15}{80 \cdot 70} \simeq 0,0536$  et dans l'hypothèse où le rendement est unitaire, on a :  $C_E = \frac{C_S}{k_T} \simeq 100,5 \text{ Nm}$ .

En tenant compte de la marge de sécurité de 30%, le couple à fournir est de 131 Nm.

**Question 2** Les représentations de face des lamelles étant fournies ci-dessous, rechercher un triplet optimal {nombre de ressorts, nombre de lamelles, écrasement de précharge des ressorts}. Le coefficient de frottement au niveau des lamelles sera minoré de 0,08.

Corrigé

Adoptons un facteur de frottement de 0,12 entre les lamelles. Si on opte pour 20 lamelles, il y a  $n = 21$  surfaces frottantes. On a alors  $f n \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = 0,12 \cdot 21 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{37,5^3 - 25^3}{37,5^2 - 25^2} = 0,0798$ . L'effort à fournir est donc de 1641 N.

Les ressorts ont une raideur de 40 N/mm. On a donc une longueur de ressort nécessaire de 41 mm. Il est donc possible d'utiliser 6 ressorts en parallèles avec une longueur d'écrasement de 6,9 mm.

**Question 3** Déterminer la section utile du piston pour désactiver le frein avec une pression de 20 bars.

Corrigé

Pour désactiver le frein, 2 MPa sont nécessaires. La section de piston nécessaire est donc  $S = \frac{F}{P} \simeq 820,5 \text{ mm}^2$  soit un disque de diamètre 33 mm.

**Question 4** Effectuer le dessin d'ensemble du montage de l'arbre primaire en coupe diamétrale.

Corrigé

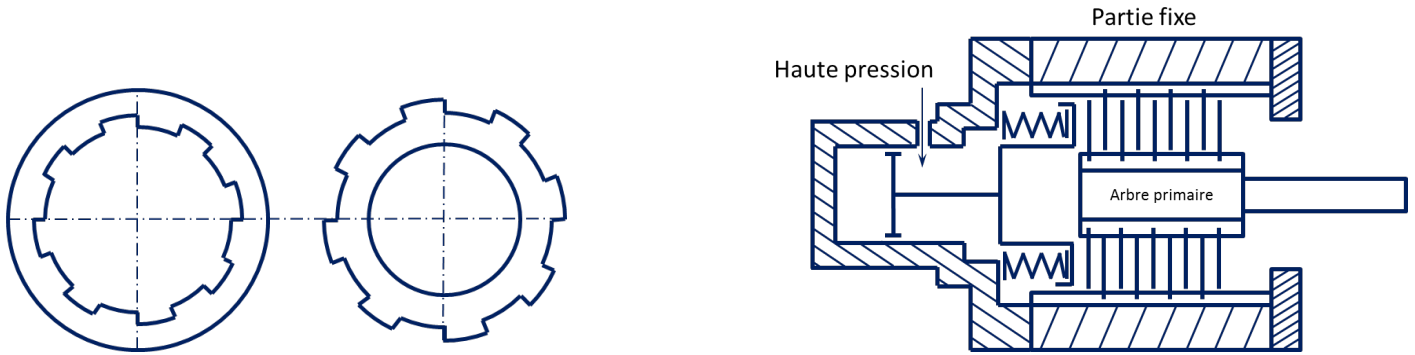
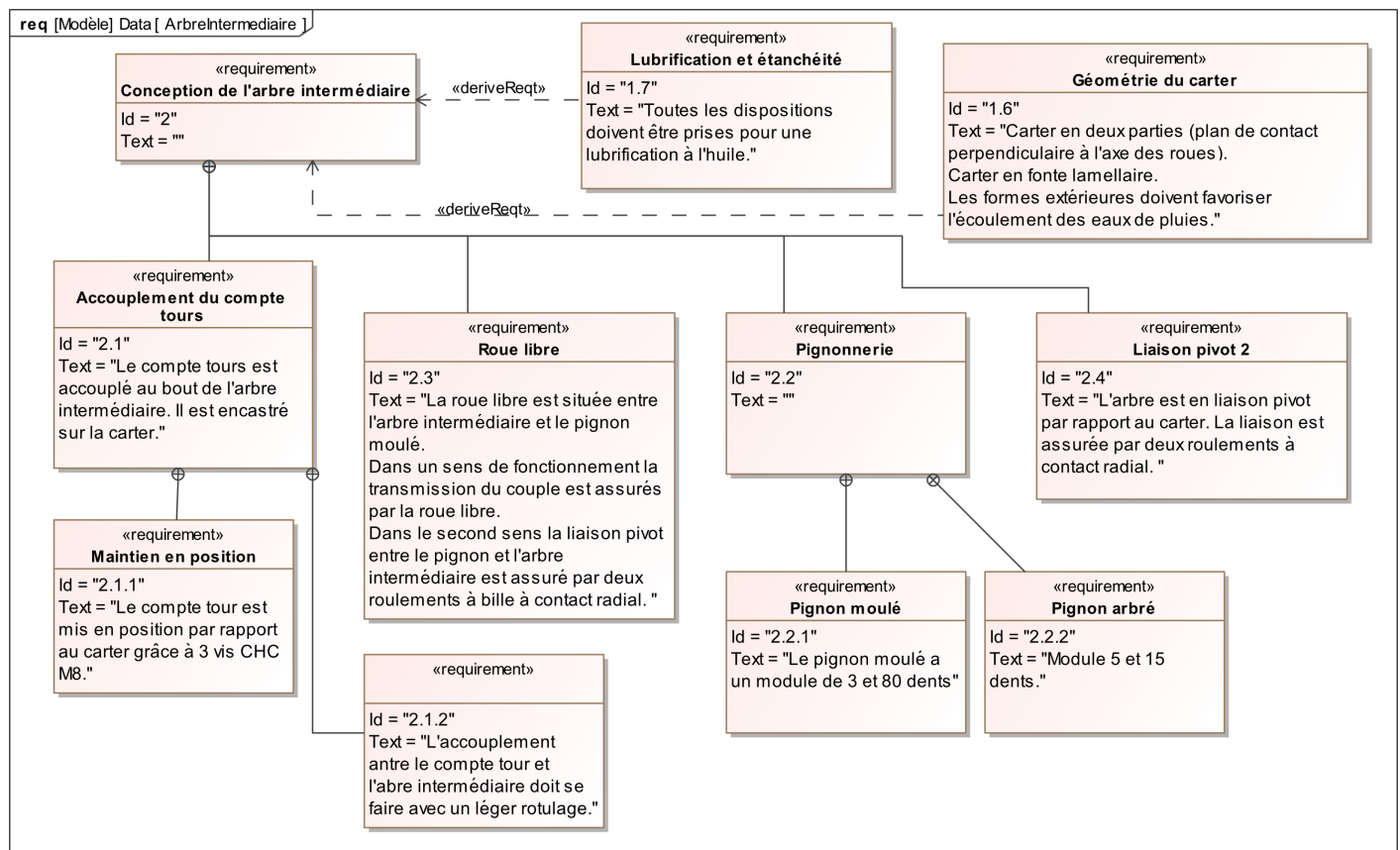


Figure 7 : Schémas des lamelles internes, externes et du frein à lamelles

## 4 Deuxième étape : Conception de l'arbre intermédiaire et de l'antidévireur

Cette conception se fera sur un forma A3 tenu horizontalement à l'échelle 1. Les exigences à respecter sont données dans le diagramme ci-dessous.



**Question 5** Reproduire la figure ci-contre et représenter la condition d'équilibre limite du rouleau en phase d'arc boutement. Dédire l'expression de  $H_{\min}$  conditionnant le dégagement dans la bague interne en fonction de  $R$  : rayon de la bague externe,  $r$  rayon du rouleau et de  $\varphi$  : angle de frottement. Calculer la valeur de  $H_{\min}$  pour  $R = 47,5$ ,  $r = 5$  et  $\tan \varphi = 0,07$ .

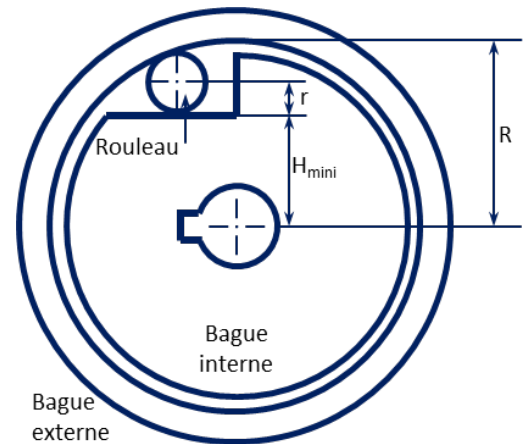


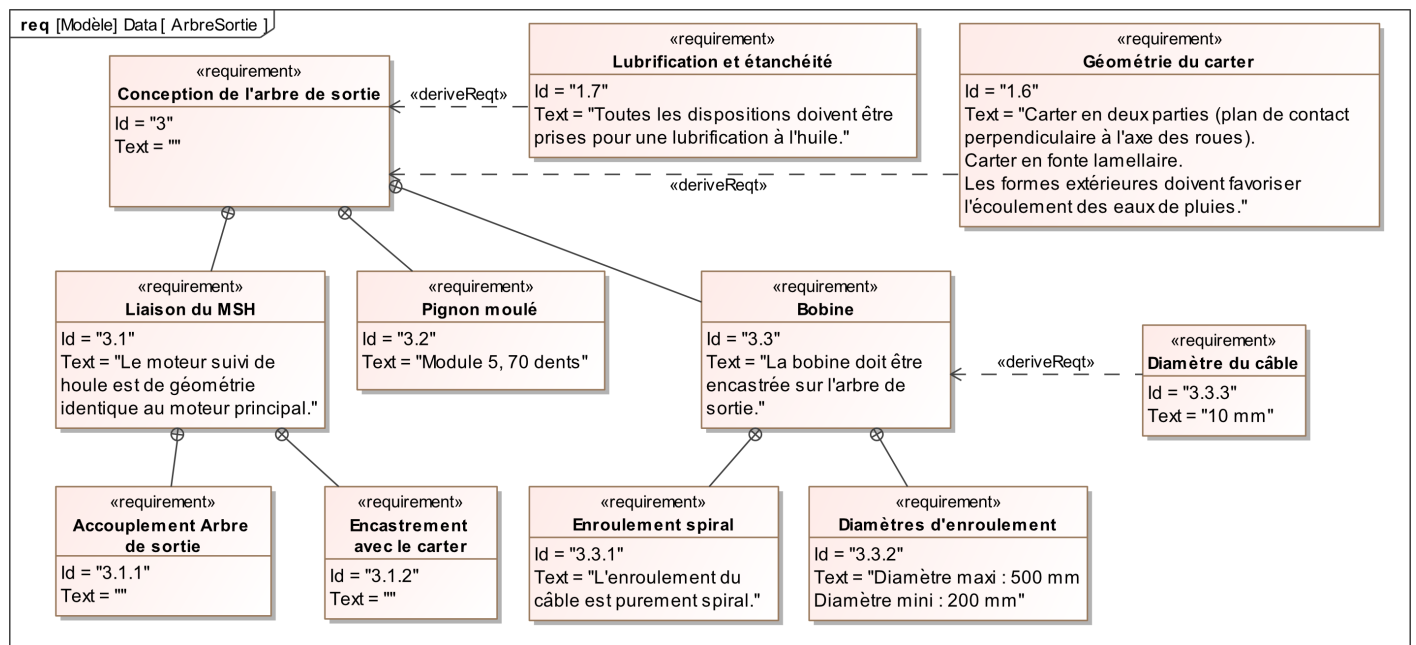
Figure 8 : Étude de la roue libre

**Question 6** Quel serait le couple transmis par la roue libre lors du soulèvement d'une charge de 7,5 kN avec une marge de 30%. La roue libre comporte 8 rouleaux de largeur  $L = 20$  mm et la hauteur du dégagement est  $H = 37,2$  mm. Déterminer la valeur de la densité linéique d'effort de contact entre un rouleau et la bague externe dans les conditions ci-dessus. Proposer des matériaux cohérents pour les rouleaux et les bagues de l'antidévireur.

**Question 7** Effectuer le dessin d'ensemble du montage de l'arbre intermédiaire de la roue libre en coupe diamétrale.

## 5 Troisième étape : conception de l'arbre de sortie du réducteur

Cette conception se fera sur format A3 en tenant compte des éléments précédents. Les exigences à respecter sont listées dans le diagramme des exigences suivant.



**Question 8** Déterminer le nombre de tours  $N$  que le câble peut effectuer autour de la poulie. Déterminer la longueur d'enroulement du câble au ième tour à partir du début de l'enroulement de la bobine vide. Dédire la longueur totale  $L$  du câble qui peut être enroulé sur la bobine pleine.

**Question 9** Effectuer le graphe de la vitesse d'enroulement du câble en fonction du temps pour une vitesse de moteur principal de 1000 tours/min. L'accélération qui en découle a-t-elle une influence importante sur la tension du câble ?

**Question 10** Effectuer le dessin d'ensemble du montage de l'arbre de sortie et de la bobine en coupe diamétrale.

## 6 Quatrième étape : conception de l'articulation du portique par rapport à la flèche

Cette conception se fera sur deux formats A3. Une première vue à l'échelle 1/4 donnera l'allure de l'ensemble de la liaison articulation, mais cette représentation s'avère insuffisante pour fournir les détails structurels et dimensionnels de l'étude. Ces détails seront donc dessinés à l'échelle 1 sur une seconde feuille, pour une partie seulement de la liaison.

La masse de la flèche est évaluée à 260 kg, celle du treuil à 100 kg. Les centres de gravité sont représentés sur la figure 1.

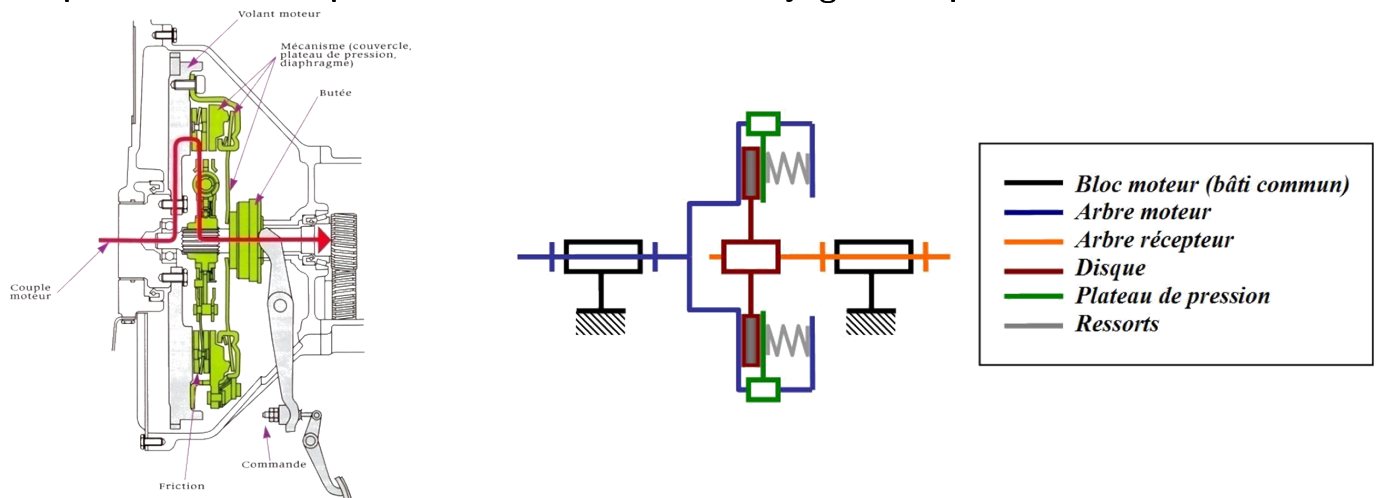
**Question 11** Déterminer par une méthode graphique l'effort appliqué sur cette articulation lorsque la grue est en surcharge de 30%.

**Question 12** Évaluer alors la pression de contact dans les paliers.

**Question 13** Effectuer la cotation fonctionnelle complète de l'ensemble des pièces constituant cette articulation (dimensions linéaires, défauts de forme et de position, états de surface).

## Annexes

### Couple transmissible par adhérence dans un embrayage à disque ou dans un frein



On donne  $k$  la raideur des ressorts,  $f$  le facteur de frottement entre le disque et l'arbre moteur,  $r$  le petit rayon de la couronne et  $R$  le grand rayon de la couronne. Calculer le couple transmissible par adhérence entre l'arbre moteur et le disque. On fera l'hypothèse que l'action créée par les ressorts sur le plateau de compression est uniforme.

**Expression du couple infinitésimal :**  $d\mathcal{M}(\text{Plateau, Disque} \rightarrow \vec{O}) = d\mathcal{M}(P, D \rightarrow \vec{O}) = \overrightarrow{OM} \wedge d\vec{R}(P \rightarrow D)$

**Expression de la résultante infinitésimale :**  $d\vec{R}(P \rightarrow D) = d\vec{N}(P \rightarrow D) + d\vec{T}(P \rightarrow D)$

**Expression de l'effort normal :**  $d\vec{N}(P \rightarrow D) = p \vec{n} d\mathcal{S} = -p \vec{z} d\mathcal{S}$

**Expression de l'unité de surface :**  $d\mathcal{S} = \rho d\theta d\rho$

**Expression de l'effort tangentiel :** d'après le modèle de Coulomb, on commence par identifier le vecteur  $\overrightarrow{V}(M \in D/P)$ . Le vecteur tangentiel est donc opposé à ce dernier. A la limite du glissement on a alors :

$$d\vec{T}(P \rightarrow D) = -f \|d\vec{N}(P \rightarrow D)\| \vec{v} = f p d\mathcal{S} \vec{v}$$

**Calcul final :** on note  $\overrightarrow{OM} = \rho \vec{u}$  :

$$\begin{aligned}
 \overrightarrow{\mathcal{M}(O, P \rightarrow D)} &= d\overrightarrow{\mathcal{M}(O, P \rightarrow D)} = \int \overrightarrow{OM} \wedge d\overrightarrow{R(P \rightarrow D)} = \int \rho \overrightarrow{u} \wedge (d\overrightarrow{N(P \rightarrow D)} + d\overrightarrow{T(P \rightarrow D)}) \\
 &= \int \rho \overrightarrow{u} \wedge (-p \overrightarrow{z} d\mathcal{S} + f p d\mathcal{S} \overrightarrow{v}) = \iint p \rho \overrightarrow{v} d\mathcal{S} + \iint p f \rho \overrightarrow{z} d\mathcal{S} \\
 &= \iint p \rho \overrightarrow{v} \rho d\theta d\rho + \iint p f \rho \overrightarrow{z} \rho d\theta d\rho
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \iint p \rho \overrightarrow{v} \rho d\theta d\rho &= \iint p \rho (\cos \theta \overrightarrow{y} - \sin \theta \overrightarrow{x}) \rho d\theta d\rho = \iint p \rho \cos \theta \overrightarrow{y} \rho d\theta d\rho - \iint p \rho \sin \theta \overrightarrow{x} \rho d\theta d\rho \\
 &= p \overrightarrow{y} \int_r^R \int_0^{2\pi} \cos \theta d\theta \rho^2 d\rho - p \overrightarrow{x} \int_r^R \int_0^{2\pi} \sin \theta d\theta \rho^2 d\rho = p [\sin \theta]_0^{2\pi} \left[ \frac{1}{3} \rho^3 \right]_r^R \overrightarrow{y} - p [-\cos \theta]_0^{2\pi} \left[ \frac{1}{3} \rho^3 \right]_r^R \overrightarrow{x} = \overrightarrow{0}
 \end{aligned}$$

$$\iint p f \rho^2 \overrightarrow{z} d\theta d\rho = p f [\theta]_0^{2\pi} \left[ \frac{1}{3} \rho^3 \right]_r^R \overrightarrow{z} = p f 2\pi \frac{R^3 - r^3}{3} \overrightarrow{z}$$

Enfin, en notant  $F_r$  l'effort (uniformément réparti) exercé par le ressort sur toute la couronne, on a donc :

$$p = \frac{F_r}{\pi(R^2 - r^2)}$$

Au final :

$$\overrightarrow{\mathcal{M}(O, P \rightarrow D)} = f \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} F_r \overrightarrow{z}$$

Le facteur de frottement ne dépend pas de la pression de contact entre deux solides.

Matériaux	Facteur d'adhérence		Facteur de glissement	
	Sec	Lubrifié	Sec	Lubrifié
Acier / Acier	0,2 à 0,3	0,15 à 0,2	0,2	0,12
Acier / Fonte	0,2	0,12 à 0,2	0,15	0,08
Acier / Bronze	0,2	0,15 à 0,2	0,2	0,12
Acier / Métal fritté		0,1 à 0,18	0,1 à 0,12	0,03 à 0,06
Acier / Garniture de friction	0,3 à 0,4		0,25 à 0,35	
Acier / Graphite		0,1		0,09
Acier / Palier PTFE	0,08 à 0,4		0,02 à 0,08	0,003 à 0,05
Pneu neuf / Route	1	0,6	0,5 à 0,6	0,2 à 0,5

## Esquisse du moteur hydraulique et du compte tours

