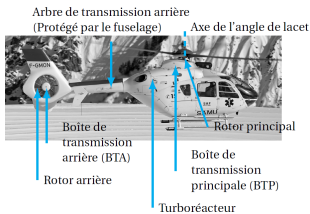


## Colle 01



### Banc d'essai de boîte de transfert

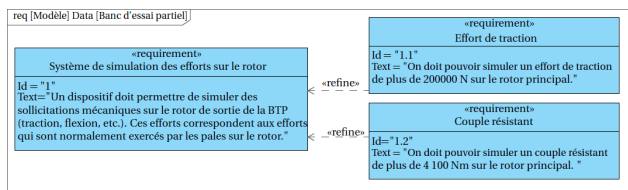
CCP TSI

Savoirs et compétences :

### Mise en situation

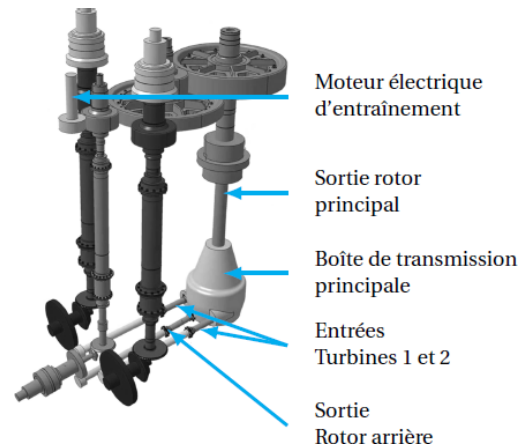
$(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , sont : Airbus Helicopters commercialise des hélicoptères civils et militaires. Pour les États ou les entreprises faisant l'acquisition de ces machines, un des critères de choix est la masse qui peut être embarquée ou déplacée. Ainsi, pour les hélicoptères de la gamme EC 145, la masse à transporter est de 3585 kg. Cette charge va influencer sur les dimensions de l'appareil et sur la puissance à fournir par les turboréacteurs. Le déplacement des hélicoptères est assuré par un rotor principal permettant la sustentation et la translation de l'appareil. Un rotor arrière permet de compenser le couple de réaction engendré par le rotor principal et de contrôler les mouvements de lacet de l'appareil. La puissance est délivrée par deux turboréacteurs (certains hélicoptères ne sont équipés que d'un turboréacteur). Ces turboréacteurs entraînent en rotation une boîte de transmission principale. La Boîte de Transmission Principale (BTP) permet de distribuer la puissance au rotor principal, au rotor de queue ainsi qu'à différents accessoires (alternateur, pompe hydraulique, etc.).

Afin d'évaluer la qualité de la BTP, un banc d'essai permet de la solliciter et de recréer les conditions de vol. Le diagramme des exigences partiel des exigences est donné figure suivante.



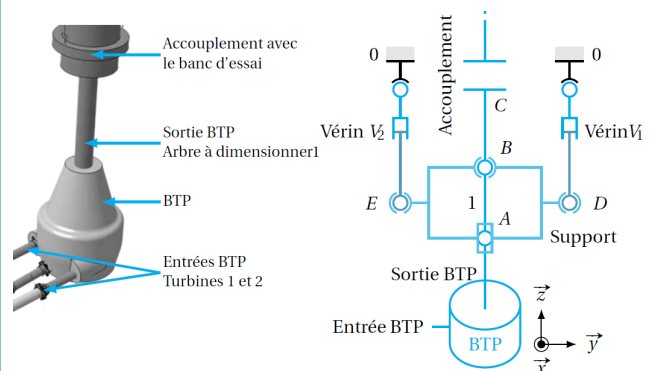
Le banc d'essai se présente sous la forme d'un châssis permettant d'assurer la liaison avec la BTP. Il est équipé d'un moteur à courant continu piloté par un variateur lui-même alimenté par un transformateur. Ce moteur entraîne une succession de réducteurs entraînant eux-mêmes deux arbres reliés aux deux entrées de la BTP. La BTP agit alors sur le rotor principal de l'hélicoptère. Le respect des caractéristiques des cycles d'essais est assuré par un asservissement en vitesse et en couple. Des vérins (intégrés au système de simulation des efforts) permettent d'appliquer les efforts simulant la portance de l'appareil en sortie de la BTP.

**Objectif** L'objectif de cette étude est de dimensionner l'arbre faisant la jonction entre la BTP et le banc d'essai.



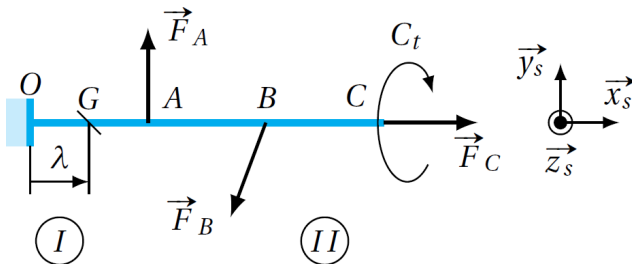
### Modélisation de la structure

Dans le cadre d'un essai de la BTP, les pales ne sont pas utilisées. Il est donc nécessaire de concevoir un arbre de sortie qui doit faire office de rotor principal. Cet arbre de sortie devra supporter des efforts équivalents à ceux engendrés par les efforts aérodynamiques. L'accouplement avec le reste du banc d'essai doit permettre de fournir un couple résistant. Par ailleurs, des vérins permettent de générer l'équivalent de l'effort de portance. Une modélisation de l'arbre de sortie de la BTP est présentée sur la figure suivante.



On étudie la phase de vie où l'hélicoptère passe d'une condition de vol stationnaire à un déplacement. Cette configuration du banc d'essai se traduit par la modélisation donnée figure suivante. Les efforts sont les suivants en A, B et C dans le repère  $(O, \vec{x}_s, \vec{y}_s, \vec{z}_s)$ .

$$\{\mathcal{T}(\text{Ext}_A \rightarrow 1)\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ F_y & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A, \mathcal{R}_S}, \{\mathcal{T}(\text{Ext}_B \rightarrow 1)\} = \begin{Bmatrix} -F_x & 0 \\ -F_y & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A, \mathcal{R}_S}, \{\mathcal{T}(\text{Ext}_C \rightarrow 1)\} = \begin{Bmatrix} F_x & C_t \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A, \mathcal{R}_S}.$$



- $OA = \ell_1 = 100 \text{ mm};$
- $OB = \ell_2 = 200 \text{ mm};$
- $OC = \ell_3 = 300 \text{ mm};$
- $F_x = 80\,000 \text{ N};$
- $F_y = 120\,000 \text{ N};$

- $C_t = 4100 \text{ Nm};$
- $R_e = 600 \text{ Mpa}$
- limite d'élasticité au glissement :  $R_{eg} = 0,5 R_e.$

## 0.1 Évaluer les contraintes dans l'arbre

**Question 1** Après avoir identifié les différents tronçons à étudier, déterminer le torseur de cohésion dans l'arbre de sortie de la BTP.

**Question 2** Tracer les diagrammes des sollicitations associés à chacune des composantes du torseur de cohésion.

**Question 3** En ne tenant compte que des sollicitations donnant lieu à une contrainte normale, donner, dans chacun des tronçons :

- l'expression vectorielle de contrainte normale;
- l'allure du champ des contraintes;
- le diamètre minimal de l'arbre permettant de rester dans le domaine élastique.

**Question 4**

**Question 5**

**Question 6**

**Question 7**

**Question 8**

### Réponse 19

On considère l'action de la partie droite sur la partie gauche

⇒ Tronçon Q<sub>2</sub>B

$$\{T_{coh(d \rightarrow g)}\} = \{T_{1 \rightarrow 2}\} \text{ et } \vec{M}_{G,1 \rightarrow 2} = \vec{M}_{S,1 \rightarrow 2} + \overline{GS} \wedge \vec{R}_{1 \rightarrow 2}$$

$$\vec{M}_{G,1 \rightarrow 2} = \begin{pmatrix} L-x \\ d_2/2 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -R_{12} \\ -T_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{d_2}{2} \cdot T_{12} \\ (L-x) \cdot T_{12} \\ -(L-x) \cdot R_{12} \end{pmatrix}$$

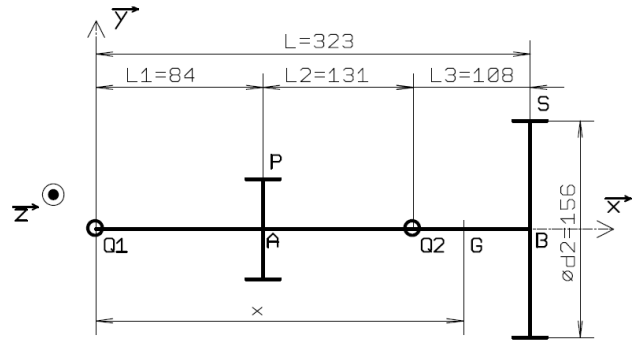
$$\text{Donc } \{T_{coh(d \rightarrow g)}\} = \begin{pmatrix} 0 & -\frac{d_2}{2} \cdot T_{12} \\ -R_{12} & (L-x) \cdot T_{12} \\ -T_{12} & -(L-x) \cdot R_{12} \end{pmatrix}_G$$

⇒ Tronçon AQ<sub>2</sub>

$$\{T_{coh(d \rightarrow g)}\} = \{T_{1 \rightarrow 2}\} + \{T^{**}_{4 \rightarrow 2}\}$$

$$\vec{M}^{**}_{G,4 \rightarrow 2} = \vec{M}^{**}_{Q_2,4 \rightarrow 2} + \overline{GQ_2} \wedge \vec{R}^{**}_{4 \rightarrow 2} = \begin{pmatrix} (L_1+L_2)-x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_{Q_2} \\ Y_{Q_2} \\ Z_{Q_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -((L_1+L_2)-x) \cdot Z_{Q_2} \\ ((L_1+L_2)-x) \cdot Y_{Q_2} \end{pmatrix}$$

$$\{T_{coh(d \rightarrow g)}\} = \begin{pmatrix} X_{Q_2} & -\frac{d_2}{2} \cdot T_{12} \\ -R_{12} + Y_{Q_2} & (L-x) \cdot T_{12} - ((L_1+L_2)-x) \cdot Z_{Q_2} \\ -T_{12} + Z_{Q_2} & -(L-x) \cdot R_{12} + ((L_1+L_2)-x) \cdot Y_{Q_2} \end{pmatrix}_G$$



### Réponse 20

Diagramme du moment de torsion  $M_t$

Sur le tronçon AB le moment de torsion est constant :  $M_t = -\frac{d_2}{2} \cdot T_{12} \leq 0$

**C'est la figure 4 qui correspond au diagramme de moment de torsion  $M_t$**

Diagramme du moment de flexion  $M_{fy}$

Sur le tronçon  $Q_2B$  le moment de flexion est représenté par une droite de pente négative  $M_{fy} = (L - x) \cdot T_{12}$

Sur le tronçon  $AQ_2$  on ajoute un terme dont la représentation est une droite de pente positive :  $+(x - (L_1 + L_2)) \cdot Z_{Q_2}$

D'autre part, au point  $Q_1$  :  $\vec{M}_{Q_1,d \rightarrow g} = -\vec{M}_{Q_1,g \rightarrow d} = \vec{0}$

**C'est la figure 3 qui correspond au diagramme de moment de flexion  $M_{fy}$**

### C.2.6.1 – Torsion de l'arbre intermédiaire (2)

#### Réponse 21

1 - Diamètre minimum de l'arbre (2)

*Remarques : « déphasage  $\theta$  des sections passants par le point P et par le point S » : déphasage  $\theta$  (déformation angulaire  $\theta$  ?) entre les sections de centres A et B ?*

*En général  $\theta$  est l'angle de déformation relative.*

*Étant donné la nature des sollicitations composées, torsion, traction, flexion et cisaillement, la détermination des déformations n'est absolument pas aisée, voire irréaliste.*

Si l'on fait l'hypothèse que l'arbre est soumis à une sollicitation de torsion pure et que les autres sollicitations ont une influence négligeable, c'est-à-dire que :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{coh(d \rightarrow g)} \approx \left\{ \begin{array}{ll} 0 & M_t = -\frac{d_2}{2} \cdot T_{12} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G$$

Alors l'angle de déformation relatif  $\alpha$  s'exprime par  $\alpha = \frac{M_t}{G \cdot I_0}$  avec  $I_0 = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$

$$\text{Alors } |\theta| = \int_{x=L_1}^{x=L} \alpha(x) \cdot dx = \frac{16 \cdot d_2 \cdot T_{12}}{G \cdot \pi \cdot D^4} \cdot (L_2 + L_3)$$

Le cahier des charges impose  $\theta \leq \theta_{lim}$ , c'est-à-dire  $\frac{16 \cdot d_2 \cdot T_{12}}{G \cdot \pi \cdot D^4} \cdot (L_2 + L_3) \leq \theta_{lim}$  donc  $D \geq D_{min} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot d_2 \cdot T_{12} \cdot (L_2 + L_3)}{G \cdot \pi \cdot \theta_{lim}}}$

2 - Application numérique  $\theta_{lim} = 0,1^\circ \approx 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  donc  $D_{min} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 156 \cdot 1800 \cdot (131 + 108)}{80000 \cdot \pi \cdot 1,75 \cdot 10^{-3}}} = 39,52 \approx 40 \text{ mm}$

### Réponse 22

#### Remarques concernant la résolution du capteur

La position angulaire de la broche doit être mesurée avec une précision de  $0,0001^\circ \approx 1,74533 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$

Notons qu'une résolution angulaire de  $1,74533 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$  revient à distinguer un oeuf de 5 centimètres à une distance approximative de 28 647 mètres ou encore que  $1,74533 \cdot 10^{-6} \cdot \text{distance (axe B, centre de la fraise)} = 1,74533 \cdot 0,4 \approx 0,7 \mu\text{m}$

Si l'on mesure la position angulaire directement sur la broche il faut utiliser un capteur délivrant  $\frac{360}{0,0001} = 36 \cdot 10^5 = 3 600 000$

impulsions par tour. Cela nécessite presque obligatoirement un multiplicateur de vitesse entre la broche et le capteur avec les jeux, vibrations qu'un tel mécanisme engendre.

Si l'on place le capteur sur le moteur il suffit d'un capteur délivrant 50 000 impulsions par tour.

Les moteurs Mitsubishi HC-RFS153 sont équipés en standard d'un codeur délivrant 131072 impulsions par tour (voir document à la fin de la correction). Il serait dommage de s'en priver. **On place donc le capteur sur le moteur.**

#### Cependant :

Étant donné les questions précédentes et les seuls éléments quantifiés à notre disposition il peut sembler que le montage du capteur directement sur la broche permette une mesure plus précise.

Pour répondre à cette question il faudrait d'autres éléments du cahier de charge et d'autres éléments de modélisation.

On doit également étudier l'incidence du placement de la transmission avec ses déformations, ses jeux et les vibrations dans la boucle d'asservissement. Cela augmente l'ordre de la FTBO et génère des retards préjudiciables à la stabilité de l'asservissement. Si l'on place la transmission dans la boucle d'asservissement il faut diminuer le gain en boucle ouverte pour assurer une stabilité suffisante, et finalement diminuer les performances de la boucle tant en précision qu'en temps de réponse et bande passante.