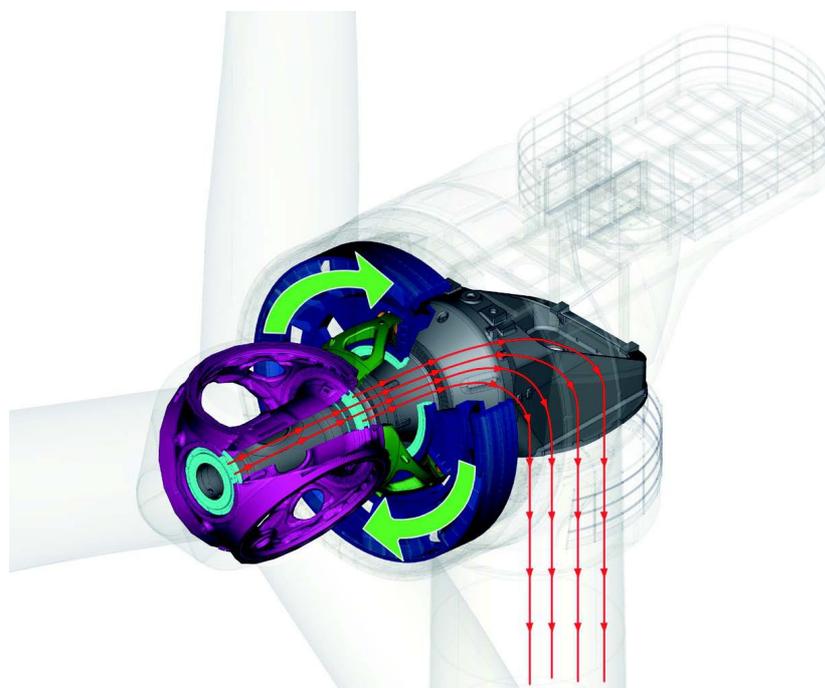


Épreuve de Sciences Industrielles C

Banque PT – 2014

Éolienne Offshore Haliade 150

Corrigé UPSTI



I.1 - Proposer un capteur permettant de mesurer la vitesse du vent. Vous expliquerez son fonctionnement et la nature du signal de sortie.

On peut utiliser un anémomètre avec un moulinet tripale. Sous l'action du vent, l'arbre muni d'un aimant se met en rotation. Un détecteur I.L.S. fournit un « Top » par tour et donc une image de la vitesse de rotation. L'anémomètre fournit donc un signal électrique rectangulaire dont la fréquence est image de la vitesse du vent.



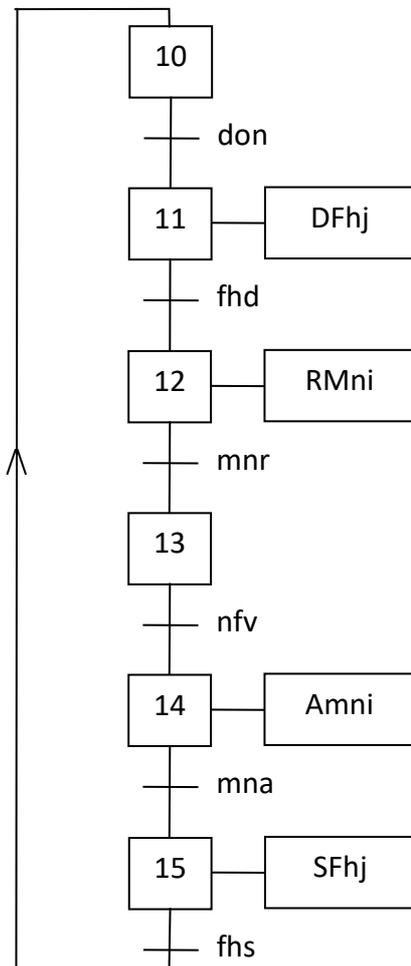
On peut aussi citer les anémomètres à ultrasons qui permettent en plus d'obtenir la direction du vent.

I.2 - A partir de l'inventaire des entrées du système concernant les conditions climatiques, élaborer la condition de fonctionnement normale **CFN** de l'éolienne.

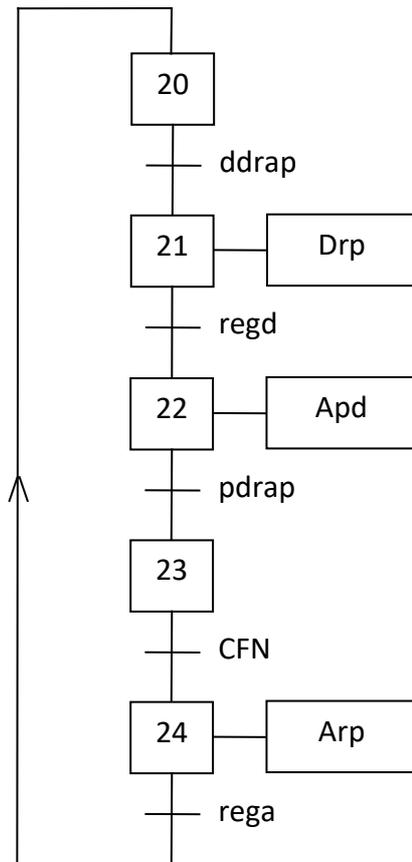
Il n'est pas dit dans l'énoncé si les entrées / sorties du document ressource III sont toutes booléennes. Si c'est le cas, alors la réponse pourrait être $CFN = vent \cdot vraf \cdot text$. Chaque entrée traduisant un item de l'énoncé.

Si ces trois entrées sont analogiques ou numériques, alors il semble difficile de répondre à la question. Au mieux, on pourrait écrire par exemple $CFN = [vent < 25] \cdot [vraf < 50] \cdot [-10 < text < 40]$. Mais comment prendre en compte la notion de temps sans compteur, mémoire, ...

I.3 - A partir de l'inventaire des entrées/sorties, établir le grafcet décrivant la procédure de réorientation de la nacelle.



I.4 - A partir de l'inventaire des entrées/sorties, établir le grafcet décrivant la mise en drapeau des pales puis la reprise de la régulation lorsque les conditions de fonctionnement sont réunies



II.1 - Etablir l'expression de la masse d'air qui traverse la surface balayée chaque seconde.

$$\frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} \text{ et donc } \boxed{\frac{dm}{dt} = \rho V_{v/s} S}$$

II.2- En déduire l'expression de la puissance Pmax, c'est-à-dire l'énergie cinétique maximale récupérable par l'éolienne à chaque seconde.

$$\text{Énergie cinétique d'une masse d'air : } E_c = \frac{1}{2} m V_{v/s}^2 .$$

$$\text{Puissance théorique : } P_{th} = \frac{dE_c}{dt} = \frac{1}{2} V_{v/s}^2 \frac{dm}{dt} = \frac{1}{2} \rho S V_{v/s}^3 \text{ et donc } \boxed{P_{max} = \frac{8}{27} \rho S V_{v/s}^3 .}$$

II.3 - Quels sont donc les endroits les plus favorables pour améliorer le rendement de l'éolienne indépendamment de la vitesse du vent ? En déduire la valeur de la puissance théoriquement récupérable P_{th}

La masse volumique diminue avec l'altitude et la température.

$$\text{Puissance maximale : } P_{\max} = \frac{8}{27} \rho S V_{v/s}^3 .$$

Il vaut donc mieux placer l'éolienne à un endroit bas en altitude et froid.

$$\text{A.N. : } P_{\max} = \frac{8}{27} \times 1,25 \times 17 \times 10^3 \times 10^3 = 6,3 \text{ MW}$$

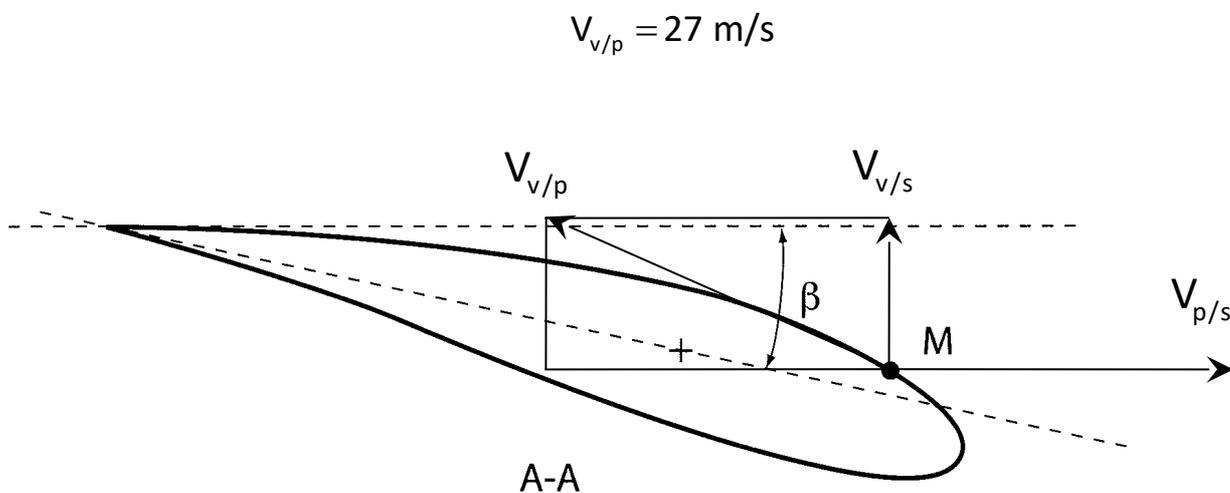
NOTA : L'énoncé demande P_{\max} , il écrit sur le document réponse ci-dessus P_{th} .

II.4 - Calculer l'expression de la vitesse de la pale par rapport au sol $V_{p/s}$ en un point centre de la section. Effectuer l'application numérique.

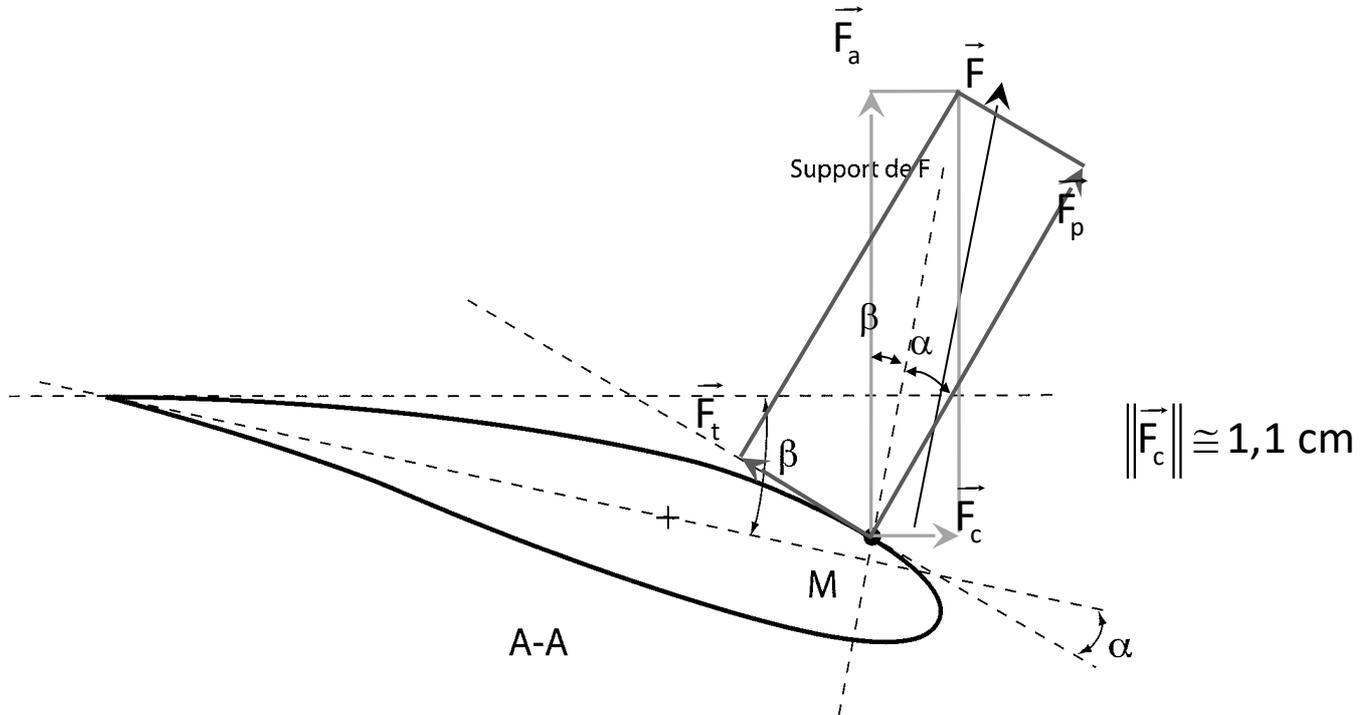
$$V_{p/s} = l\omega$$

$$\text{A.N. : } V_{p/s} = 20 \times 12 \times \frac{\pi}{30} = 25 \text{ m/s}$$

II.5 - Tracer les vecteurs $V_{v/s}$ et $V_{p/s}$ au point M avec $10 \text{ m/s} = 2 \text{ cm}$. En déduire graphiquement la norme du vecteur vitesse $V_{v/p}$.



II.6 - Représenter F ainsi que ses deux composantes F_p et F_t au point M avec $F = 6 \text{ cm}$. En déduire graphiquement la direction et la norme (en cm) de la force F_c au point M qui engendre le couple autour de l'axe de l'éolienne ainsi que la force axiale F_a encaissée par la pale.



II.7 - Exprimer les projections F_c et F_a en fonction de F_p , F_t , α et β .

$$F_c = F_p \sin(\alpha + \beta) - F_t \cos(\alpha + \beta)$$

$$F_a = F_p \cos(\alpha + \beta) + F_t \sin(\alpha + \beta)$$

II.8 - Si on suppose que, pour un fonctionnement optimal, l'angle d'incidence α vaut 5 degrés, donner l'expression de l'angle de vrille β en fonction de $V_{v/s}$, ω et l . Conclure sur la forme de la pale.

$$\tan(\alpha + \beta) = \frac{V_{v/s}}{V_{p/s}} = \frac{V_{v/s}}{l\omega} \Rightarrow \beta = \arctan\left(\frac{V_{v/s}}{l\omega}\right) - \alpha$$

L'angle de vrille β doit donc varier avec l pour conserver un angle d'incidence α optimal. β diminue lorsque l augmente, et inversement.

II.9 - Déterminer les expressions de la masse m et du moment quadratique I_{Gz} en fonction des données du problème.

$$m = \rho \pi r^2 L$$

$$I_{Gz} = \frac{\pi r^4}{4}$$

II.10 : Déterminer les fonctions f_1 , f_2 et f_3 telles que : $m = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3$.

$$I_{Gz} = \frac{F_a}{\sigma_{\max}} \frac{L^2}{2} r \text{ et donc } \frac{F_a}{\sigma_{\max}} \frac{L^2}{2} = \frac{\pi r^3}{4}.$$

$$\text{On en déduit } r^2 = \left(\frac{2F_a}{\sigma_{\max}} \frac{L^2}{\pi} \right)^{2/3} \text{ puis } m = \rho \pi L \left(\frac{2F_a}{\sigma_{\max}} \frac{L^2}{\pi} \right)^{2/3}.$$

On en conclue que $m = f_1 \times f_2 \times f_3$

$$\text{avec } f_1 = \frac{\rho}{\sigma_{\max}^{2/3}}, f_2 = 2^{2/3} \pi^{1/3} L^{7/3}, f_3 = F_a^{2/3}.$$

Problème dans l'énoncé : dans cette partie F_a est une charge linéique (N/m). Dans la partie précédente, F_a était une force (N).

II.11 : Parmi les matériaux retenus dans le diagramme, sélectionner le matériau le plus performant en expliquant la méthode utilisée.

- Minimiser la masse revient à minimiser f_1 . L'indice de performance est donc $I_p = \frac{\sigma_{\max}^{2/3}}{\rho}$.

Sur le diagramme, on déplace la droite de pente $\frac{\sigma^{2/3}}{\rho}$ le plus vers le haut.

On choisit alors les matériaux situés sur cette droite.

- Le critère de résistance implique de choisir le matériau de plus grande résistance en traction.

On en conclue que les CFRP sont un bon choix.

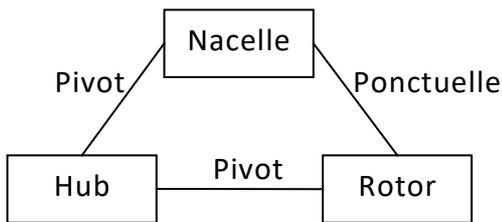
II.12 : Proposer un procédé de fabrication adéquat pour le matériau choisi. Justifier votre réponse.

La fibre de verre ou de carbone est placée dans un demi-moule longitudinal d'une demi-pale. Elle est imprégnée de résine sous vide. Les deux demi-moules sont assemblés par la suite. Une nouvelle stratification est alors nécessaire au niveau du plan de joint.

La fibre peut aussi être pré-imprégnée de résine avant la mise en place dans le moule. On laisse dépasser de la fibre du demi-moule, de sorte que lors de l'assemblage des deux demi-pales, un chevauchement des fibres soit possible au niveau du plan de joint.

On « gonfle » alors l'intérieur du moule afin d'obtenir un bon chevauchement des fibres.

III.1 - Faire le graphe des liaisons relatif à la modélisation du **document ressource VI**. Donner son degré d'hyperstatisme h en précisant la démarche utilisée.



On adopte une démarche intuitive : l'indice de mobilité est $m = 1$.

- Approche statique :

Il y a $n = 3$ solides. Le nombre d'isollements possibles est alors $n - 1 = 2$.

Les inconnues statiques sont au nombre de $I_s = 5 + 5 + 1 = 11$.

Le degré d'hyperstatisme est donné par la relation :

$$h = m + I_s - 6 \times (n-1) = 1 + 11 - 6 \times 2. \text{ On en déduit } h = 0.$$

- Approche cinématique :

Nombre cyclomatique $\gamma = 1$.

Les inconnues cinématiques sont au nombre de $I_c = 1 + 1 + 5 = 7$.

Le degré d'hyperstatisme est donné par la relation :

$$h = m + 6 \times \gamma - I_c = 1 + 6 - 7. \text{ On en déduit } h = 0.$$

III.2 - Montrer par le PFS en quoi une telle disposition, en plus de transmettre un couple au rotor, sollicite la liaison pivot entre le rotor et la nacelle. Pour cela nous supposons le fonctionnement de l'éolienne en régime permanent (hypothèse conservée par la suite).

- On isole le hub et les pales.

On néglige l'action de la pesanteur, on suppose les liaisons parfaites.

L'action du vent sur les pales engendre entre-autres un couple C selon la direction \vec{x} .

L'action du rotor sur le hub se résume à une force F appliquée en C_1 , de direction \vec{z} .

Il n'y a pas d'action mécanique de la nacelle sur le hub de type moment suivant la direction \vec{x} .

Le théorème du moment statique en B , suivant \vec{x} donne donc : $C + F \times BC_1 = 0$.

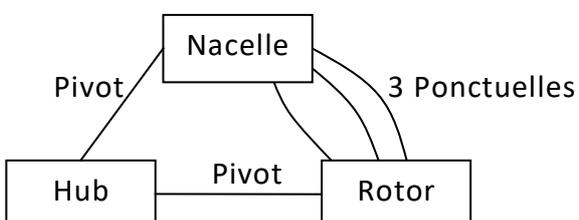
- On isole le rotor.

L'action de la nacelle sur le rotor donne une composante non nulle Z_B de la résultante suivant la direction \vec{z} . L'action du hub sur le rotor est la force $-F$ appliquée en C_1 , de direction \vec{z} .

Le théorème de la résultante statique suivant \vec{z} donne donc : $Z_B - F = 0$.

La liaison pivot nacelle / rotor est donc sollicitée par une force radiale.

III.3 - Que devient le degré d'hyperstatisme de cette évolution?



L'indice de mobilité est toujours $m = 1$.

Le nombre d'isollements possibles est $n - 1 = 2$.

Les inconnues statiques sont au nombre de :

$$I_s = 5 + 5 + 31 = 13. \text{ On en déduit } h = 2.$$

III.4 - A quelle condition sur les efforts au niveau des contacts ponctuels peut-on avoir transmission d'un couple pur ?

S'il y a transmission d'un couple pur, alors il n'y a pas d'actions mécaniques dans la liaison nacelle / rotor (pivot d'axe B, \vec{x}).

Cela implique donc :

- une relation vectorielle : $\vec{F}_{C_1} + \vec{F}_{C_2} + \vec{F}_{C_3} = \vec{0}$,
- deux relations scalaires : $[\vec{M}_{B(\vec{F}_{C_1})} + \vec{M}_{B(\vec{F}_{C_2})} + \vec{M}_{B(\vec{F}_{C_3})}] \cdot \vec{y} = 0$ et $[\vec{M}_{B(\vec{F}_{C_1})} + \vec{M}_{B(\vec{F}_{C_2})} + \vec{M}_{B(\vec{F}_{C_3})}] \cdot \vec{z} = 0$.

Les deux conditions sont donc :

- « Les trois forces sont dans le plan (B, \vec{y}, \vec{z}) »,
- « La somme des forces est nulle ».

III.5 - En cas d'un défaut d'alignement, peut-on toujours envisager la transmission d'un couple pur? Expliquer.

S'il y a un défaut d'alignement, alors :

- Soit le défaut est angulaire : l'axe de la liaison pivot en A n'est plus de direction \vec{x} .
Les trois forces \vec{F}_{C_1} , \vec{F}_{C_2} et \vec{F}_{C_3} ne sont donc plus dans le plan (B, \vec{y}, \vec{z}) .
- Soit le défaut est linéaire : $A \notin (B, \vec{x})$.
Les distances BC_1 , BC_2 et BC_3 étant différentes, pour un même couple transmis, les trois forces ne sont plus égales.

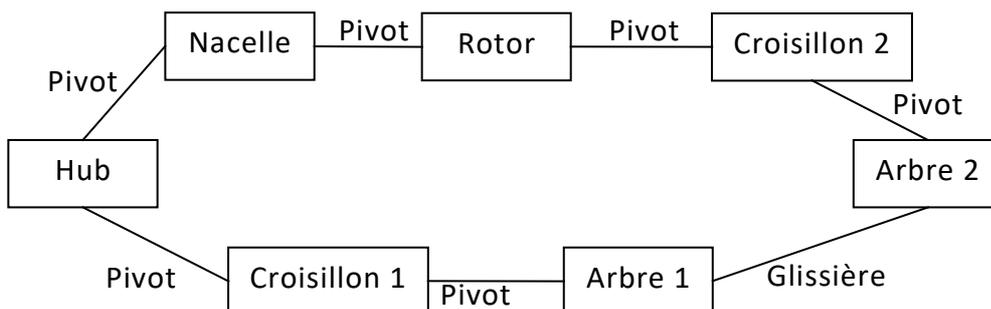
Dans les deux cas, on ne peut donc plus envisager la transmission d'un couple pur.

III.6 - Une solution plus complexe est alors envisagée sur le document ressource VIII. Quel est le nom de cette solution ?

C'est une transmission par double joint de cardan.



III.7 - Donner le degré d'hyperstatisme de cette nouvelle modélisation.



On adopte une démarche intuitive : l'indice de mobilité est $m = 1$.

- Approche statique :

Il y a $n = 7$ solides. Le nombre d'isollements possibles est alors $n - 1 = 6$.

Les inconnues statiques sont au nombre de $I_s = 6 \times 5 + 5 = 35$.

Le degré d'hyperstatisme est donné par la relation :

$h = m + I_s - 6 \times (n-1) = 1 + 35 - 6 \times 6$. On en déduit $h = 0$.

- Approche cinématique :

Nombre cyclomatique $\gamma = 1$.

Les inconnues cinématiques sont au nombre de $I_c = 6 \times 1 + 1 = 7$.

Le degré d'hyperstatisme est donné par la relation :

$h = m + 6 \times \gamma - I_c = 1 + 6 - 7$. On en déduit $h = 0$.

III.8 - Montrer que, sous ces hypothèses, seule la transmission d'un couple pur est réalisée entre le hub et le rotor.

On s'aide du document ressource XII.

$$\{\tau_{nacelle \rightarrow rotor}\} = \{\tau_{rotor \rightarrow croisillon2}\} = \{\tau_{croisillon2 \rightarrow arbre2}\} = \{\tau_{arbre2 \rightarrow arbre1}\} = \{\tau_{arbre1 \rightarrow croisillon1}\} = \{\tau_{croisillon1 \rightarrow hub}\}$$

$$L_{rotor/croisillon2} : \text{pivot d'axe } (B', \vec{y}) \text{ et donc } \vec{M}_{B', nacelle \rightarrow rotor} \cdot \vec{y} = 0$$

$$L_{croisillon2/arbre2} : \text{pivot d'axe } (B', \vec{z}) \text{ et donc } \vec{M}_{B', nacelle \rightarrow rotor} \cdot \vec{z} = 0$$

$$L_{arbre2/arbre1} : \text{glissière de direction } \vec{x} \text{ et donc } \vec{R}_{B, nacelle \rightarrow rotor} \cdot \vec{x} = 0$$

$$L_{arbre1/croisillon1} : \text{pivot d'axe } (A', \vec{z}) \text{ et donc } \vec{M}_{A', nacelle \rightarrow rotor} \cdot \vec{z} = 0$$

$$L_{croisillon1/hub} : \text{pivot d'axe } (A', \vec{y}) \text{ et donc } \vec{M}_{A', nacelle \rightarrow rotor} \cdot \vec{y} = 0$$

On a la forme générale : $\{\tau_{nacelle \rightarrow rotor}\} = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & M_B \\ Z_B & N_B \end{Bmatrix}$ (pivot d'axe (B, \vec{x})).

$$\vec{M}_{A', nacelle \rightarrow rotor} = \vec{M}_{B, nacelle \rightarrow rotor} + \vec{A'B} \wedge \vec{R}_{nacelle \rightarrow rotor} \text{ et donc } \vec{M}_{A', nacelle \rightarrow rotor} = \begin{vmatrix} 0 & -(d+x) & X_B & 0 \\ M_B & 0 & Y_B & M_B + (d+x)Z_B \\ N_B & 0 & Z_B & N_B - (d+x)Y_B \end{vmatrix}$$

$$\vec{M}_{B', nacelle \rightarrow rotor} = \vec{M}_{B, nacelle \rightarrow rotor} + \vec{B'B} \wedge \vec{R}_{nacelle \rightarrow rotor} \text{ et donc } \vec{M}_{B', nacelle \rightarrow rotor} = \begin{vmatrix} 0 & -x & X_B & 0 \\ M_B & 0 & Y_B & M_B + xZ_B \\ N_B & 0 & Z_B & N_B - xY_B \end{vmatrix}$$

On en déduit donc le système :

$$\begin{cases} Z_B = 0 \\ M_B + (d+x)Z_B = 0 \\ N_B - (d+x)Y_B = 0 \\ M_B - xZ_B = 0 \\ N_B - xY_B = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_B = 0 \\ M_B = 0 \\ N_B = 0 \\ Z_B = 0 \\ Y_B = 0 \end{cases}$$

On en conclue qu'il y a bien transmission d'un couple pur.

III.9 - Montrer que cette solution permet aussi de transmettre un couple pur au rotor.

Pour chacun des poussoirs, la pression est identique dans les chambres « + » puis « - ».

A l'équilibre, et quelle que soit la disposition 1 ou 2, chacun des ensembles « poussoir i » est donc soumis au même effort \vec{F}_i porté par \vec{u}_i .

Les deux conditions de la question III.4 sont donc respectées :

- « Les trois forces sont dans le plan (B, \vec{y}, \vec{z}) »,
- « La somme des forces est nulle ».

Le système « Pure Torque » permet donc de transmettre un couple pur au rotor.

III.10 - Sans tenir compte des communications hydrauliques entre les poussoirs, exprimer les variations de longueurs Δl_1^+ , Δl_2^+ et Δl_3^+ des poussoirs du circuit + en fonction de r , u , v et α (Rappel : les ressorts sont considérés infiniment rigides).

Erreur sur la figure « Disposition 2 » : les points « A » et « B » ont été inversés.

$$\vec{d}_{B_1} = \vec{d}_A + \vec{B}_1\vec{A} \wedge \alpha \vec{x} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & \alpha \\ v & 0 & 0 \\ -u & r & 0 \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_1, \vec{v}_1} = \begin{vmatrix} 0 \\ v + \alpha r \\ -u \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_1, \vec{v}_1}. \text{ On en déduit } \Delta l_1^+ = -(v + \alpha r)$$

$$\vec{d}_{B_2} = \vec{d}_A + \vec{B}_2\vec{A} \wedge \alpha \vec{x} = \begin{vmatrix} 0 & \alpha \\ -u\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{v}{2} & 0 \\ \frac{u}{2} - v\frac{\sqrt{3}}{2} & r \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_2, \vec{v}_2} = \begin{vmatrix} 0 \\ -u\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{v}{2} + \alpha r \\ \frac{u}{2} - v\frac{\sqrt{3}}{2} \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_2, \vec{v}_2} \text{ et } \Delta l_2^+ = u\frac{\sqrt{3}}{2} + \frac{v}{2} - \alpha r$$

$$\vec{d}_{B_3} = \vec{d}_A + \vec{B}_3\vec{A} \wedge \alpha \vec{x} = \begin{vmatrix} 0 & \alpha \\ u\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{v}{2} & 0 \\ \frac{u}{2} + v\frac{\sqrt{3}}{2} & r \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_3, \vec{v}_3} = \begin{vmatrix} 0 \\ u\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{v}{2} + \alpha r \\ \frac{u}{2} + v\frac{\sqrt{3}}{2} \end{vmatrix}_{\vec{x}, \vec{u}_3, \vec{v}_3} \text{ et } \Delta l_3^+ = -u\frac{\sqrt{3}}{2} + \frac{v}{2} - \alpha r$$

III.11 - En tenant compte maintenant de ces communications et de l'incompressibilité du fluide, que peut-on en conclure quant à α ? Que dire de la raideur en torsion sous ces hypothèses (fluide incompressible et ressorts infiniment rigides).

Les chambres communiquent.

Le fluide est incompressible, il n'y a donc pas de variation de volume.

On en déduit donc $\Delta l_1^+ + \Delta l_2^+ + \Delta l_3^+ = 0$ et $\Delta l_1^- + \Delta l_2^- + \Delta l_3^- = 0$.

On en déduit donc d'après III.10, $\alpha = 0$.

La raideur en torsion est infinie.

III.12 - Quelle relation peut-on écrire entre les écrasements Δu_i^+ au niveau des différents poussoirs du circuit + ?

A l'équilibre, chacun des ensembles « poussoir i » est soumis au même effort \vec{F}_i porté par \vec{u}_i .
Les écrasements des ressorts sont donc identiques.

$$\boxed{\Delta u_1^+ = \Delta u_2^+ = \Delta u_3^+} \text{ et } \boxed{\Delta u_1^- = \Delta u_2^- = \Delta u_3^-}$$

III.13 - Pour le poussoir i, quelle est la relation entre Δu_i^+ et Δu_i^- ?

Un déplacement angulaire du rotor par rapport au hub, entraîne la compression de l'un des deux ressorts et la traction de l'autre, dans les mêmes proportions étant donné qu'ils sont symétriques.

Pour chacun des poussoirs, on a donc $\boxed{\Delta u_i^+ + \Delta u_i^- = 0}$.

III.14 - Que devient la raideur en torsion de cet accouplement ?

Si les écrasements Δu_i^+ et Δu_i^- deviennent non nuls, alors la raideur en torsion n'est pas nulle.

$$\theta_{\text{torsion}} = \frac{-\Delta u_i^+}{r} = \frac{\Delta u_i^-}{r}.$$

Cela est le cas lorsque qu'un couple $C\vec{x}$ est appliqué sur le hub.

III.15 - Montrer que lorsqu'un couple est transmis entre le hub et le rotor, la pression moyenne dans les circuits + et - vaut p_0 .

On isole un piston d'un poussoir.

A l'équilibre, $k \times \Delta u_i^+ = s \times (p^+ - p_0)$. De même, $k \times \Delta u_i^- = s \times (p^- - p_0)$.

$$p^+ + p^- = \frac{k}{s} (\Delta u_i^+ + \Delta u_i^-) + 2p_0.$$

On en déduit donc $\boxed{\frac{p^+ + p^-}{2} = p_0}$

III.16 - Connaissant la pression maximale p_{\max} qu'un circuit hydraulique peut supporter, à quelle valeur régler la pression p_0 au repos ?

La pression p_0 est la pression moyenne de p^+ et p^- .

Si on ne veut pas dépasser la valeur de p_{\max} dans chacune des chambres et que la pression relative minimale ne soit pas négative, il faut que :

$$p_0 = \frac{p_{\max}}{2}.$$

III.17 - Connaissant le couple maximal C_{\max} qui pourra être transmis au rotor, comment choisir les valeurs du produit $s \cdot r$?

On isole le rotor.

On appelle $C_{\max} \vec{x}$ ($C_{\max} > 0$) le couple maximal appliqué sur le rotor, \vec{F}_i chacune des forces exercées par les poussoirs i . Le théorème du moment statique sur l'axe (B, \vec{x}) donne :

$$-C_{\max} + F_1 \times r + F_2 \times r + F_3 \times r = 0$$

Dans le cas extrême, une chambre est à la pression maximale et l'autre est à la pression relative nulle. De plus, tous les efforts F_1 , F_2 et F_3 sont identiques.

$$\text{On en déduit que : } -C_{\max} + 3 \times p_{\max} \times s \times r = 0$$

$$\text{On obtient donc } s \times r = \frac{C_{\max}}{3 \times p_{\max}}.$$

IV.1 - Le hub est réalisé dans un matériau désigné par EN-GJS-400. Expliquer cette désignation.

C'est la désignation d'une fonte à graphite sphéroïdale.
La résistance mécanique à la rupture est $R_m = 400 \text{ MPa}$.

IV.2 - La dureté Brinell du matériau vaut 180 HB. Expliquer le principe de l'essai de dureté Brinell.

Le test de Brinell est un test de dureté superficielle.
On exerce un effort presseur avec un pénétrateur (bille) sur la surface à tester.
On mesure l'empreinte.
Une formule dépendant de l'effort presseur, du diamètre du pénétrateur et des dimensions de l'empreinte, permet de donner la valeur de la dureté HB (homogène à une pression).

IV.3 - Proposer un procédé permettant l'obtention de la pièce brute. Justifier votre réponse par des arguments technico économiques.

La fonte se prête très bien à un procédé d'obtention de brut de type moulage. Il reste alors à usiner les surfaces fonctionnelles.

Le domaine de la production de l'éolienne « Haliade » est celui de la moyenne série.

Le hub est une pièce de taille importante.

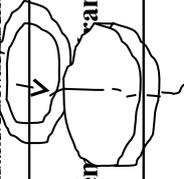
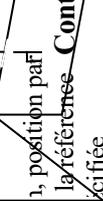
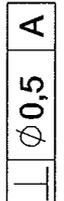
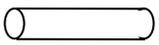
Les formes sont relativement complexes, il n'y a pas de plan de joint franchement marqué.

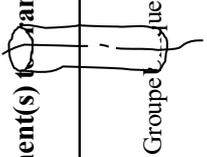
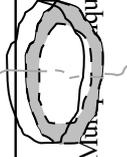
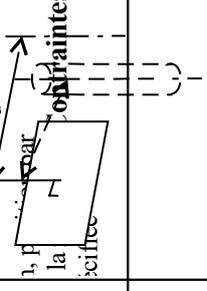
Un moulage avec moule non permanent semble donc adapté. C'est le cas du moulage au sable. Le moule ainsi que les noyaux peuvent être détruits après chacune des pièces fabriquées. Il n'y a pas besoin de dépouilles, plans de joint, éjecteurs, etc. Un sable est disposé dans deux châssis.

Si on utilise une technique de V-process, il n'est pas besoin d'avoir un sable avec de la « tenue ».

L'empreinte est créée par un modèle. On choisit ici un modèle permanent. Il peut être en résine, et obtenu par prototypage rapide. Le modèle peut être fait en plusieurs parties pour des empreintes successives.



<p>TOLERANCEMENT NORMALISE</p>	<p>Surfère ne s'applique pas à l'élément plane Extrait de la norme ISO 1101</p> 	<p>Analyse e.d. une spécification par zone de tolérance</p> <p>Surfère plane Critère d'association à la surface réelle : tangente côté libre de l'arraché.</p>	<p>Plans distants de 0,3 mm Volume compris dans un cylindre de diamètre 0,5 mm</p> <p>Éléments idéaux</p> 	<p>La zone de tolérance est contrainte en orientation par rapport à la référence spécifiée.</p>
<p>situer tout Condition de conformité : érence.</p>	<p>Élément(s) de référence</p> <p>Groupe Unique</p>	<p>Élément(s) de référence</p> <p>Multiples Unique</p>	<p>Référence(s) spécifiée(s)</p> <p>Simple Commune</p>	<p>Zone de tolérance</p> <p>1, position par la référence Contraintes spécifiée</p> 
<p>Extrait du dessin de définition Schéma</p>				
<p> 0.3</p>				
<p> ∅ 0,5 A</p> <p>Le symbole (M) a été volontairement enlevé et ne doit pas être considéré dans cette question.</p>				

TOLERANCEMENT NORMALISE	Deux éléments de référence, d'une spécification par zone de tolérance Un système de deux références 150 Volumes, chacun compris dans un cylindre de diamètre 0,5 mm			Les 150 cylindres sont contraints en orientation et en position à la distance $d=3580$ mm.
Symbole de la spécification	Extraits du schéma modèle » Éléments non idéaux - une surface nominale - l'axe d'une surface nominalement cylindrique.			Éléments réels 0,5 mm
Orientation Type de spécification	Élément(s) de référence  Groupe cylindrique	Élément(s) de référence  Surface cylindrique	Référence(s) spécifiée(s) - une référence secondaire :  Système de référence commune	Zone de tolérance  Zone de tolérance
situer tout Condition de conformité : l'élément.				
Extrait du dessin de définition Schéma				
150 x M36 				

IV.5 - Expliquer l'intérêt d'utiliser l'exigence du maximum de matière pour la cotation se rapportant à la surface B.

L'exigence du maximum de matière enfreint ici le principe d'indépendance entre dimension (ϕ 3725) et orientation (perpendicularité). La tolérance de 0,5 mm peut être augmentée si la forme cylindrique « creuse » a un diamètre supérieur à 3725 mm. Elle ne se situe alors pas dans un état de maximum de matière.

Cette exigence permet donc d'accepter comme « bonne » des pièces qui ne le serait pas autrement.

IV.6 - A partir du document ressource XI, déterminer les outils les plus adaptés à l'opération considérée. Justifier votre réponse.

Les 150 trous ont pour dimension ϕ 32 \times 160 mm.

La profondeur des trous est donc de la forme $5 \times D_c$.

Les outils Coromant Delta et Corodril 880 sont un peu « limites ». L'un à cause du diamètre, l'autre à cause de la profondeur.

L'outil le mieux adapté semble donc être le Corodril 805.

NOTA : Le choix de l'outil Corodril 880 dans la suite de l'énoncé, ne semble pas adapté à une longueur de 160 mm.

IV.7 - Déterminer l'expression analytique du débit de copeau Q pour l'opération de perçage.

Le débit volumique de copeaux est de la forme : $Q_{(m^3/s)} = V_{f(m/s)} \times S_{(m^2)}$.

$$Q_{(m^3/s)} = f_{(mm/tr)} \times N_{(tr/min)} \times \pi \frac{D_{c(mm)}^2}{4} \times \frac{1}{60 \times 10^9} = f_{(mm/tr)} \times \frac{10^3 \times V_{c(m/min)}}{\pi \times D_{c(mm)}} \times \pi \frac{D_{c(mm)}^2}{4} \times \frac{1}{60 \times 10^9}$$

$$Q_{(m^3/s)} = f_{(mm/tr)} \times V_{c(m/min)} \times D_{c(mm)} \times \frac{1}{240 \times 10^6}$$

IV.8 - Déterminer les conditions de coupe V_c et f qui permettent de maximiser le débit de copeaux. En déduire la fréquence de broche N (tr/min) et la vitesse d'avance V_f (mm/min).

Pour maximiser le débit de copeaux, il faut maximiser les paramètres V_c et f .

Le matériau est de la fonte à graphite sphéroïdale. La dureté Brinell est de 180 HB.

Pour l'outil Corodril 880, on choisit donc des plaquettes de nuance 4014.

La longueur du foret doit être au moins $5 \times D_c$.

On prend donc $V_c = 235$ m/min et $f = 0,2$ mm/tr.

On en déduit $N_{(tr/min)} = \frac{1000 \times 235}{\pi \times 32} = 2340$ tr/min et $V_f = 0,2 \times 2340 = 470$ mm/min.

IV.9 - Retrouver l'expression de la puissance maximale P_c (kW) développée par les actions mécaniques de l'outil sur la pièce et effectuer l'application numérique avec $K_c=2000\text{MPa}$.

La puissance de coupe est donnée par : $P_{c(w)} = Q_{(m^3/s)} \times K_{c(Pa)}$.

$$P_{c(kw)} = \frac{f_{(mm/tr)} \times V_{c(m/min)} \times D_{c(mm)} \times K_{c(MPa)}}{240 \times 10^3}$$

Il y a donc une erreur dans la forme donnée dans l'énoncé de la question.

NOTA : On peut aussi écrire $P_{c(w)} = \frac{F_{c(N)} \times V_{c(m/min)}}{60 \times 2} = \frac{K_{c(MPa)} \times S_{(mm^2)} \times V_{c(m/min)}}{120}$ (le point d'application de

F_c est au milieu de l'arête de coupe). Et donc $P_{c(kw)} = \frac{K_{c(MPa)} \times f_{(m/tr)} \times D_{c(mm)} \times V_{c(m/min)}}{240 \times 10^3}$.

IV.10 - Calculer l'expression du temps d'usinage T_u en minutes et du nombre de plaquettes nécessaires à l'usinage des trois liaisons encastrements. Effectuer l'application numérique.

Il y a 150 trous à percer de longueur 160 mm.

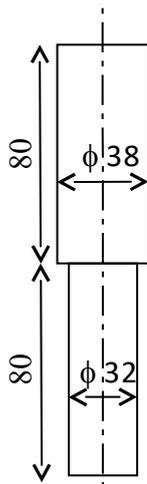
Cela fait donc une longueur totale de $150 \times 0,16 = 24$ m.

La vitesse d'avance est $V_f = 0,47$ m/min. On en déduit un temps total $T_u = \frac{24}{0,47} = 51$ min.

Il y a trois pales : $\frac{3 \times T_u}{15} = 10,2$. Donc le nombre total de plaquettes est de 11.

IV.11 - Proposer et dessiner à main levée une solution d'outillage permettant d'usiner les perçages $\Phi 32 \times 160$ et $\Phi 38 \times 80$ le plus rapidement possible.

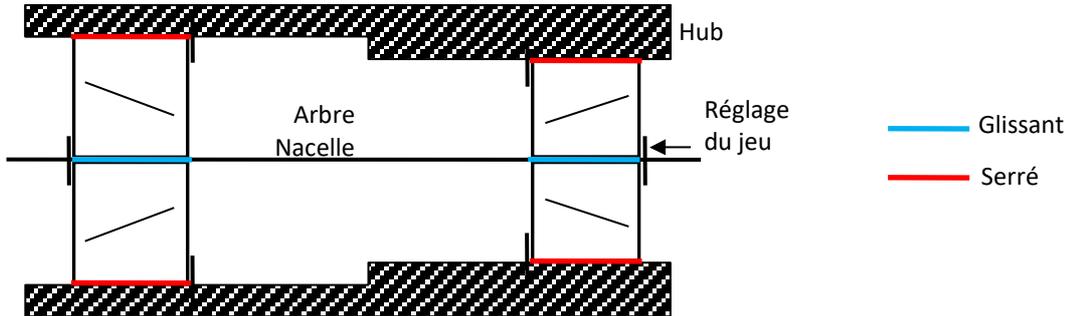
Sur le principe d'une fraise à lamer, on peut proposer un outil cumulant deux diamètres :



V.1 - Proposer et justifier la disposition du montage des roulements.

L'alésage (le hub) est tournant, l'arbre (la nacelle) est fixe.

On choisit un montage en « O ».



La charge due à l'action du vent sur une seule pale est tournante par rapport à l'arbre. Mais la résultante de l'action du vent sur les trois pales ne donne qu'une composante axiale. On peut aussi considérer l'action de la pesanteur qui est fixe par rapport à l'arbre, mobile par rapport au hub.

Les bagues intérieures sont donc montées glissantes (tolérance h7) sur l'arbre.

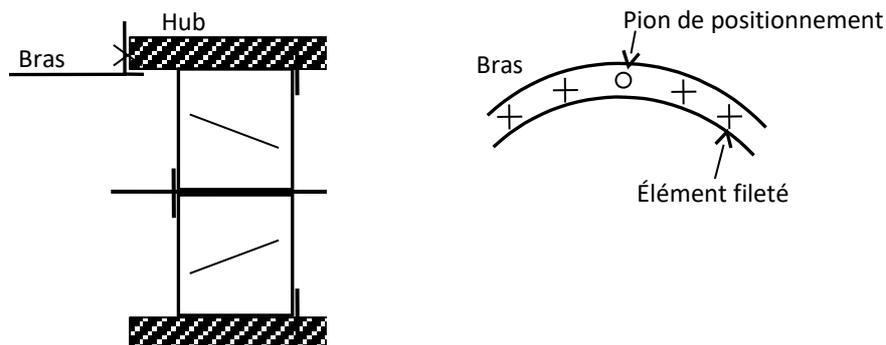
Les bagues extérieures sont montées serrées (tolérance N8) dans l'alésage.

L'ensemble se monte de la droite vers la gauche (ou plutôt de haut en bas en pratique).

On termine en réglant le jeu interne des roulements.

V.3 - Proposer et justifier la solution constructive de la liaison encastrement boulonnée entre un des trois bras de l'accouplement PURE TORQUE et le hub.

Il faut trois liaisons encastremets démontables bras / hub.



On choisit pour la mise en position :

- un appui plan prépondérant,
- un centrage court,
- un pion pour le positionnement angulaire.

Le maintien en position se fait pas des éléments filetés vissés dans le hub.

Éléments
filetés

Cale de
réglage

