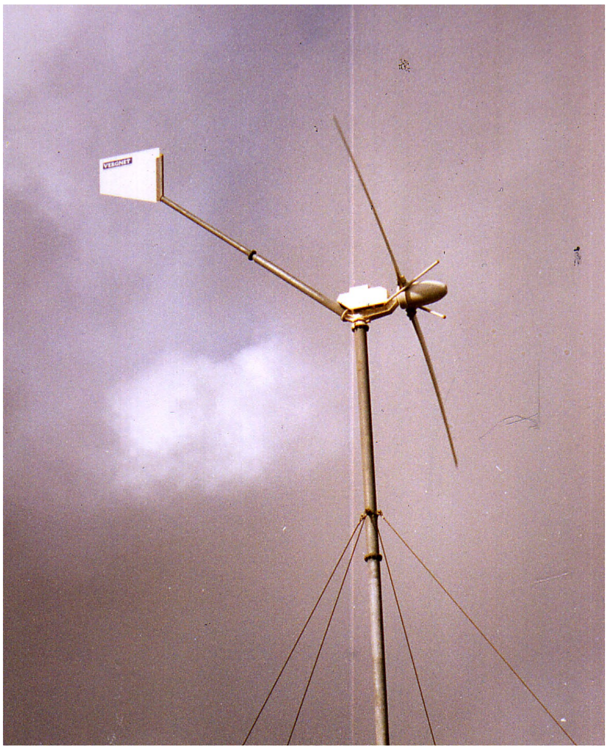
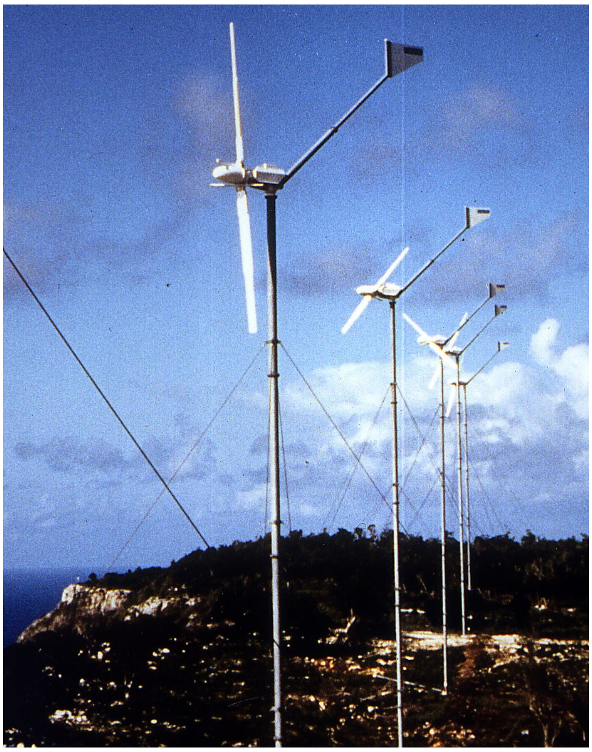
TD Statique 2
Eolienne

On se propose dans ce problème de réaliser l'étude statique d'une éolienne. Cette étude doit permettre par la suite de déterminer les organes de liaison et de freinage nécessaires pour transmettre les efforts calculés. On considère une phase particulière de fonctionnement, lorsque l'éolienne est bloquée par un frein. L'éolienne est bloquée lorsqu'elle n'est pas dirigée suivant les vents dominants.





La figure 1 présente l'architecture du mécanisme : en fonctionnement non bloqué, le vent pousse les pales en rotation. Les pales sont en liaison pivot par rapport au carter (cette pivot est réalisée par une rotule en A et une linéaire annulaire en B). Un engrenage conique transmet le mouvement de l'arbre 1 à l'arbre 2. Le contact en I entre 1 et 2 sera modélisé par une liaison ponctuelle de centre I de normale $u = \cos\alpha . y + \sin\alpha(\cos\delta . x + \sin\delta . z)$ (α et δ sont donnés). La figure 3 donne le modèle normalisé de la liaison). L'arbre 2 est en liaison pivot d'axe (C, z) par rapport au bâti. Un second engrenage transmet le mouvement à une génératrice de courant 3 (la génératrice 3 n'intervient pas ici car le système est étudié à l'arrêt). Un frein constitué des pièces 4 et 5 permet de bloquer l'éolienne. Nous considérerons dans cette étude que l'éolienne est bloquée et donc que le frein est serré.

L'action du vent sur une pale est modélisée par une répartition linéique uniforme de forces. On supposera que les pales sont bloquées en position verticale. On peut alors écrire l'action du vent sur un tronçon dz en des points M et M' respectivement des pales supérieures et inférieures sous la forme (voir figure 2) : $dF = -(C_x . x - C_y . y).V.dz$ et $dF' = -(C_x . x + C_y . y).V.dz$ où V est la vitesse du vent et $C_x = C_y = 0.1 N.s/m^2$.

On donne les dimensions suivantes :

- Longueur AB = L = 500 mm
- Longueur BO = l = 30 mm
- Vecteur $\overrightarrow{AI} = \frac{L}{2}.\vec{x} - \frac{D_1}{2}.\vec{z}$
- Diamètre de l'engrenage conique de l'arbre 1 : $D_1 = 200$ mm
- Diamètre de l'engrenage conique de l'arbre 2 : $D_2 = 50$ mm
- Hauteur JC = h = 100 mm
- Hauteur $\overrightarrow{JI}.\vec{z} = H = 150$ mm
- Vecteur $\overrightarrow{JD} = r.\vec{x}$ où r = 150 mm
- L'épaisseur DE = e sera supposée très petite (donc négligeable) devant le rayon R.
- Longueur d'une pâle : $\lambda = 3$ m.

Questions :

1. Action mécanique de l'air sur les pales.

1.1 Calculer le torseur des actions mécaniques de l'air sur la pale supérieure en O.

1.2 Donner par analogie le torseur des actions mécaniques de l'air sur la pale inférieure en O et montrer que le torseur global de l'air sur les deux pales peut se mettre sous la forme : $\{T_{air/2\,pales}\} = {}_O\begin{Bmatrix} R.\vec{x} \\ C.\vec{x} \end{Bmatrix}$ où on précisera les valeurs littérales de R et C. (On utilisera le torseur ci-dessus dans la suite).

2. On pose l'effort transmis par l'engrenage 2 sur l'engrenage 1 en I sous la forme $\vec{F_I} = F_I.\vec{u}$. Donner la forme du torseur des actions mécaniques de 2/1 en I ainsi que les torseurs des actions mécaniques des liaisons en A et B du bati sur l'arbre 1. En écrivant le PFS réduit en A appliqué à l'arbre 1, déterminer le système d'équations permettant de calculer les efforts dans les liaisons rotule et linéaire annulaire ainsi que l'effort F_I transmis par l'engrenage en fonction de C, R et des dimensions. On ne résoudra pas ce système entièrement mais on montrera qu'il y a suffisamment d'équation pour le nombre d'inconnues. Déterminer l'effort F_I en fonction de C et des données géométriques.

3. Etude du frein (Voir figures 1 et 4).

3.1 Donner la forme des torseurs statiques transmissibles par les liaisons ponctuelles ***avec frottement*** en D et E et préciser la condition sur le coefficient de frottement et les composantes des efforts pour qu'il n'y ait pas glissement. (On supposera que la composante tangentielle de frottement est parallèle à $\vec{y}$).

3.2 Calculer l'effort F de l'air sous pression sur le piston en fonction du diamètre d=50mm du piston et de la pression p=6 bar de l'air (p représente la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur).

3.3 Isoler le piston 5 et appliquer l'équation de résultante du PFS sur $\vec{z}$ pour calculer la composante normale de l'effort en D de 5 sur 2.

3.4 Isoler l'étrier {4+5} et appliquer l'équation de résultante du PFS sur $\vec{z}$ pour calculer la composante normale de l'effort en E de 4 sur 2.

4. Isolement de 2 et conclusion.
   4.1 Isoler l'arbre 2 et appliquer l'équation de moment du PFS sur l'axe (C, z). En déduire les actions tangentielles en D et E en fonction de F_I (On supposera que les actions tangentielles en D et E sont égales et parallèles à y).
   4.2 Calculer la vitesse limite du vent nécessaire pour faire déraper le frein (On prendra le coefficient de frottement f = 0.1). Conclure.

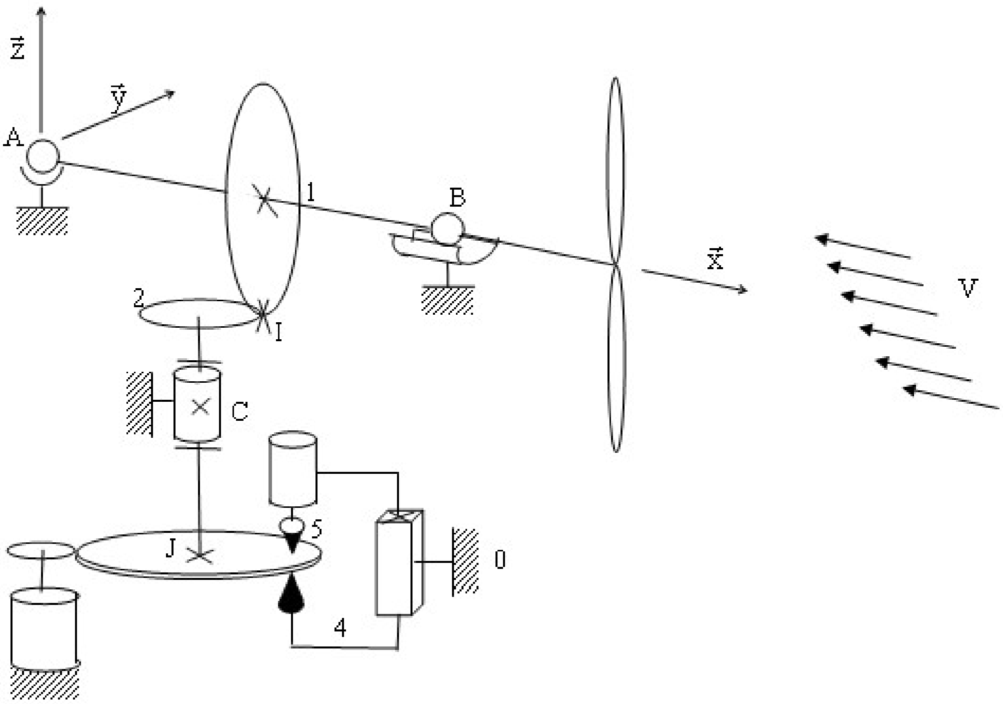


Figure 1 : Schéma cinématique de l'ensemble.

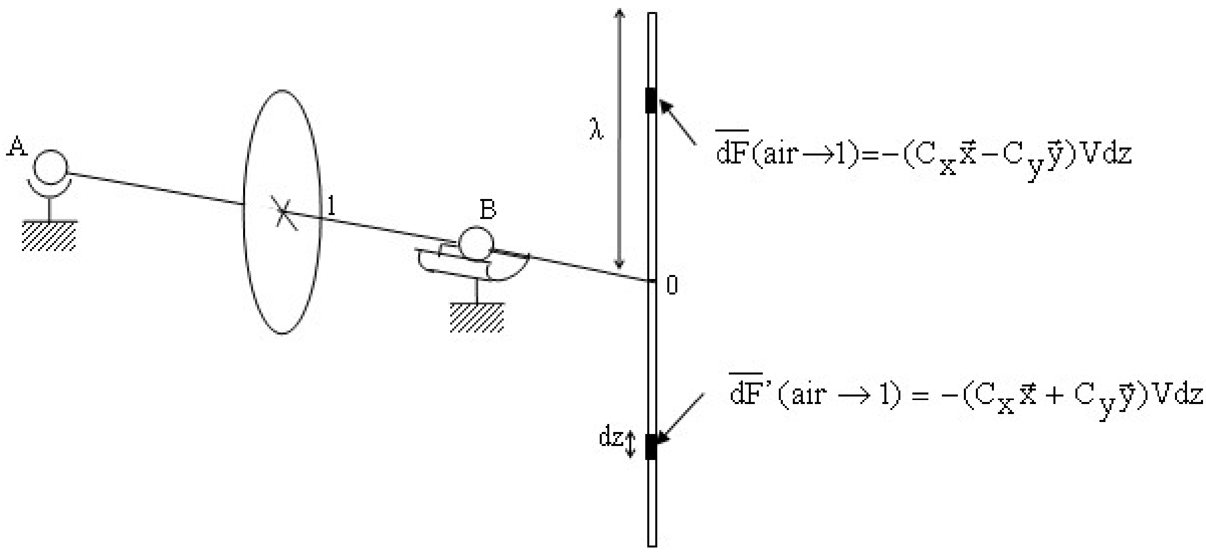


Figure 2 : Effort de l'air sur les pales.

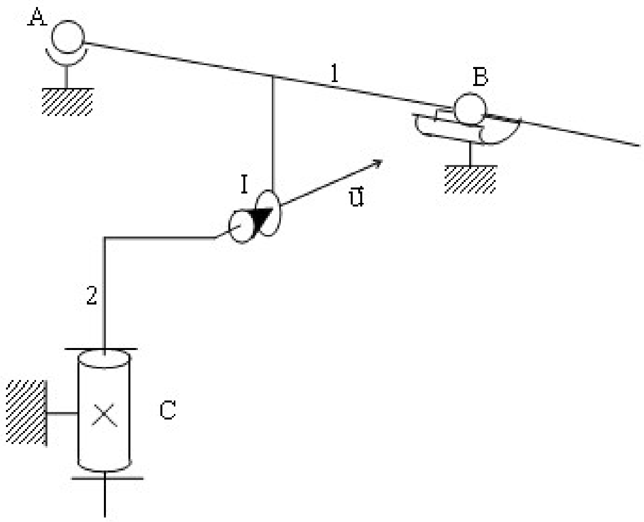


Figure 3 : Modélisation du contact entre dents d'engrenages.

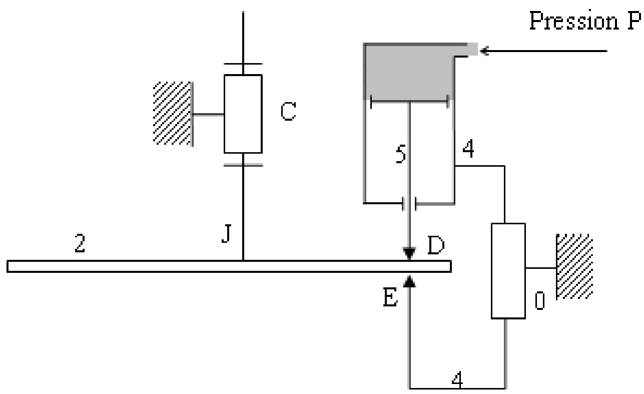


Figure 4 : Etrier de freinage