



MINISTÈRE
DE L'ÉDUCATION
NATIONALE

EAE SIM 2

SESSION 2019

AGRÉGATION CONCOURS EXTERNE

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE

MODÉLISATION D'UN SYSTÈME, D'UN PROCÉDÉ
OU D'UNE ORGANISATION

Durée : 6 heures

Calculatrice électronique de poche - y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

Si vous repérez ce qui vous semble être une erreur d'énoncé, vous devez le signaler très lisiblement sur votre copie, en proposer la correction et poursuivre l'épreuve en conséquence. De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, vous devez la (ou les) mentionner explicitement.

NB : Conformément au principe d'anonymat, votre copie ne doit comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé consiste notamment en la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.

Tournez la page S.V.P.

A

INFORMATION AUX CANDIDATS

Vous trouverez ci-après les codes nécessaires vous permettant de compléter les rubriques figurant en en-tête de votre copie

Ces codes doivent être reportés sur chacune des copies que vous remettrez.

| Concours | Section/option | Epreuve | Matière |
|----------|----------------|---------|---------|
| EAE | 1414A | 102 | 2680 |

Modélisation d'une éolienne offshore flottante

1. Contexte

a. Présentation générale

La production d'énergie électrique par la puissance du vent suscite un fort engouement ces dernières années. C'est une énergie réputée propre puisqu'elle ne nécessite pas de combustible fossile. Cependant, elle possède pour inconvénient un caractère intermittent puisqu'elle est tributaire des aléas météo. L'utilisation d'éoliennes « Offshore » présente différents avantages : couverture maritime vaste, conditions de vent plus favorables et moins aléatoires. En effet, l'absence d'obstacles en milieu maritime garantit des vitesses de vent plus élevées ce qui favorise la productivité. De plus, il y a moins de perturbations atmosphériques ce qui est moins contraignant d'un point de vue du dimensionnement mécanique.

Il faut cependant prendre en compte les phénomènes liés au milieu maritime tels que les effets des vagues, les caractéristiques du plancher océanique, l'environnement marin qui peuvent avoir des conséquences sur la conception des éoliennes.

Le développement de cette technique de production énergétique a été plus rapide dans les pays de l'Europe du nord qui bénéficient d'un plancher océanique peu profond (moins de 30 m). En ce qui concerne la France, le plateau continental plonge assez rapidement dès que l'on s'éloigne des côtes. C'est pourquoi l'utilisation de systèmes flottants est une alternative prometteuse.

Plusieurs projets de fermes pré-commerciales flottantes sont en cours de développement dans le cadre de l'appel à projet **EOLFLO** de l'**ADME** (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie). La technologie présentée dans la suite du sujet est proposée par **SBM-Offshore** en partenariat avec **IFP Energies nouvelles**.

b. Exigence globale du système

On pourra retenir les principales exigences liées à l'utilisation de ce système.

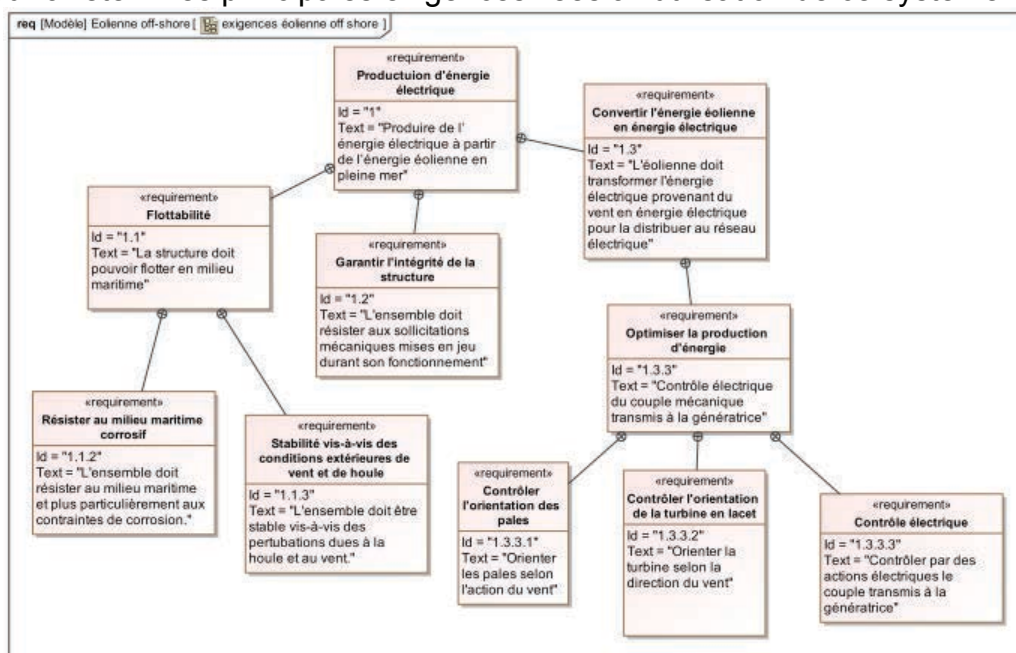
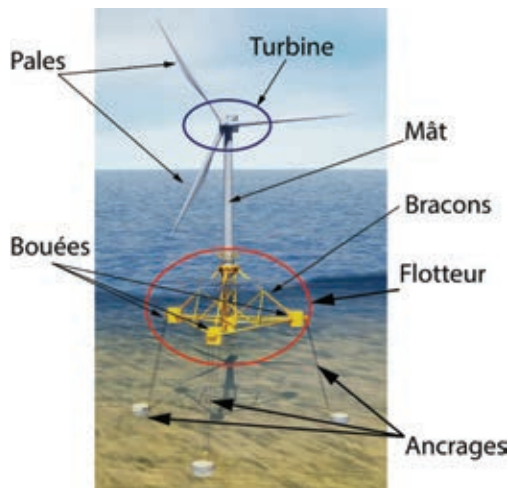


Figure 1 Diagramme des exigences partiel décrivant l'éolienne offshore flottante.

c. Architecture globale du système

Les éoliennes « Offshore » flottantes offrent plus de possibilités de positionnements géographiques mais possèdent un certain nombre de contraintes. L'éolienne sera alors soumise à des mouvements de balancier qui peuvent avoir des influences sur les sollicitations au niveau de la turbine et des pales.

La conception du système utilisé repose sur l'utilisation d'une structure de type TLP (« Tension Leg Platform »). C'est une plate-forme ancrée par des lignes d'ancrage tendues au fond marin. Le flotteur est composé de bouées et de bracons garantissant une structure rigide et légère. Enfin, l'éolienne est composée d'un mât, d'une turbine et de pales.



- **Masse totale mise en jeu :**
1 755 tonnes

- **Dimensions générales**

Flotteur :

- rayon 45 m ;
- hauteur : 35 m.

Turbine (8MW) :

- hauteur du mât : 83 m ;
- diamètre des pales : 126 m.

d. Problématique et architecture du sujet

Le sujet a pour but d'étudier les performances de l'éolienne flottante tout en respectant les exigences données par le diagramme en figure 1. Cinq parties sont proposées. Une première partie permet de s'approprier le sujet et le contexte d'étude en analysant les enjeux scientifiques et écologiques liés à l'exigence principale 1. Une deuxième partie permet de construire une modélisation dynamique de l'éolienne flottante tenant compte de son environnement extérieur. Il s'agira d'en étudier les paramètres de dimensionnement globaux garantissant une meilleure performance du système vérifiant l'exigence 1.1.3 (Stabilité vis-à-vis des conditions extérieures de vent et de houle). Une troisième partie s'intéresse au dimensionnement structural du flotteur et s'intéressera à la vérification de l'exigence 1.2 (Garantir l'intégrité de la structure). Une quatrième partie repose sur la modélisation des paramètres de contrôle de l'éolienne pour en optimiser ses performances de production d'énergie (exigence 1.3.3.1 : Contrôler l'orientation des pales). Enfin une dernière partie propose de conclure sur les différentes études menées dans ce sujet et d'envisager leur prolongement.

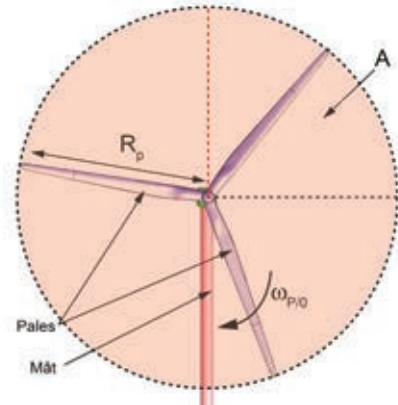
2. Mise en situation

Objectif : analyser les enjeux de l'étude et caractériser l'exigence principale 1 (produire de l'énergie électrique à partir de l'énergie éolienne en pleine mer figure 1).

a. Aspects énergétiques

On donne les caractéristiques de l'éolienne utilisée ainsi que les données liées à son fonctionnement :

- vitesse du vent $U=11,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- masse volumique de l'air $\rho_A=1,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$;
- rayon des pales de l'éolienne $R_p=63 \text{ m}$;
- coefficient de puissance $C_p = \frac{P_{\text{éolienne}}}{\frac{1}{2} \rho_A A U^3}$.
- poussée F_v : résultante de l'action mécanique du vent normale au plan des pales de l'éolienne décrit ci-contre.



$P_{\text{éolienne}}$ est la puissance récupérable ; A est la surface balayée par l'éolienne lors de la rotation des pales. La vitesse spécifique λ est le ratio entre la vitesse à l'extrémité des pales et la vitesse du vent : $\lambda = \frac{R_p \cdot \omega_{p/0}}{U}$. Dans les conditions d'utilisation de l'éolienne, $\lambda=7$. On se place dans la configuration d'orientation des pales avec les caractéristiques de l'éolienne : $C_p=f(\lambda)$ décrites par la figure 2.

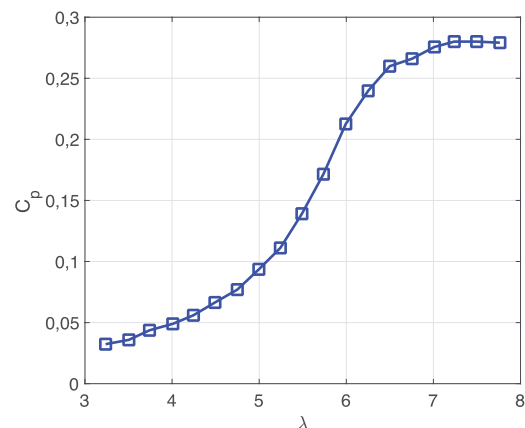


Figure 2 Courbe caractéristique C_p en fonction de λ .

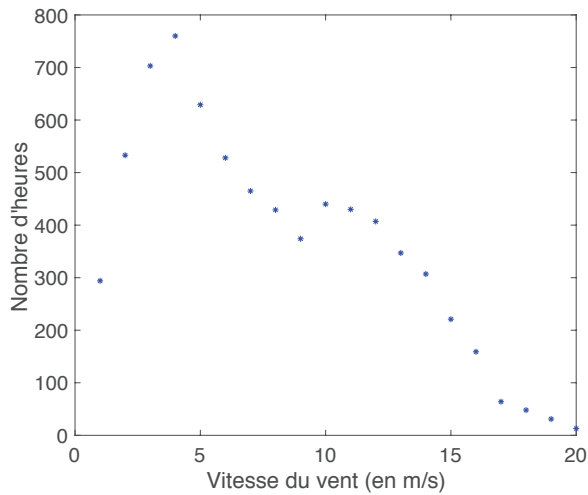
Question 1

Justifier le choix d'un point de fonctionnement correspondant à $\lambda=7$. À l'aide des données précédentes, donner la puissance récupérable de l'éolienne avec ces conditions d'utilisation.

Des relevés effectués sur une bouée météorologique située à proximité du lieu d'implantation du parc pilote ont permis de donner la vitesse moyenne du vent sur chaque heure de l'année 2017. La figure 3 donne la distribution de la puissance théorique en MW en fonction du nombre d'heures annuelles.

Question 2

À l'aide de la figure 3 et plus particulièrement du tableau, donner une estimation de l'énergie récupérable théorique sur l'année 2017 en GW.h sachant que l'éolienne peut fournir au maximum 8 MW.



(a) Relevé de la distribution de la vitesse du vent durant l'année 2017 (données météo France)

| Vitesse de vent moyenne (m/s) | Puissance récupérable théorique (en MW) | Nombre d'heures annuelles |
|-------------------------------|---|---------------------------|
| 1 | 0,002 | 294 |
| 2 | 0,016 | 533 |
| 3 | 0,054 | 703 |
| 4 | 0,13 | 760 |
| 5 | 0,25 | 629 |
| 6 | 0,43 | 528 |
| 7 | 0,69 | 465 |
| 8 | 1,02 | 429 |
| 9 | 1,46 | 374 |
| 10 | 2,0 | 440 |
| 11 | 2,67 | 430 |
| 12 | 3,46 | 407 |
| 13 | 4,4 | 347 |
| 14 | 5,5 | 307 |
| 15 | 6,75 | 221 |
| 16 | 8,2 | 159 |
| 17 | 9,8 | 64 |
| 18 | 11,7 | 48 |
| 19 | 13,7 | 31 |
| 20 | 16,0 | 13 |

(b) Distribution de la puissance récupérable minimale en fonction du nombre d'heures.

Figure 3 Statistiques sur les relevés météo

b. Analyse expérimentale des performances du système

Pour dimensionner le flotteur et la turbine, des essais ont été réalisés au centre expérimental « MARIN Offshore Basin » sur une maquette à échelle réduite. La turbine 8 MW utilisée est à l'échelle 1 : 50. À cause des composants électriques et pour garantir les similitudes d'échelle, d'autres données sont proposées pour effectuer l'analyse expérimentale. Elles sont listées dans le tableau ci-dessous.

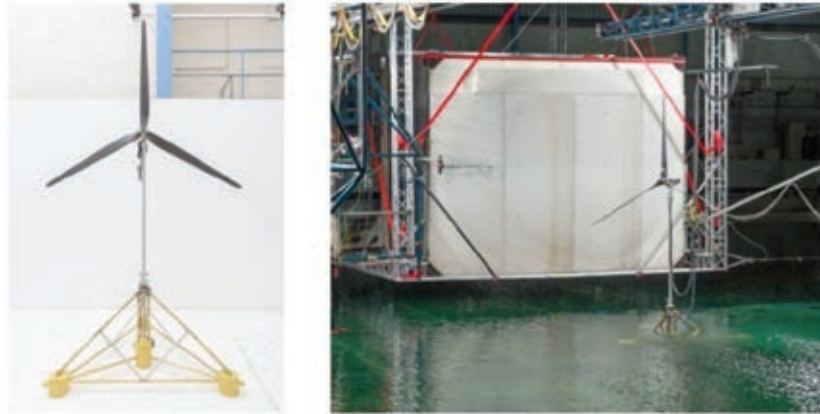


Figure 4 Description du dispositif expérimental utilisé lors des essais au « MARIN Offshore Basin ».

| | Configuration 1 échelle 1 : 50 | Configuration 2 échelle 1 : 40 | Configuration 3 échelle 1 : 40 |
|---|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Dimension caractéristique D (en m) : diamètre des pales à l'échelle 1 : 1 | 126 | 100,8 | 100,8 |
| Vitesse du vent U (m · s ⁻¹) ramenée à l'échelle 1 : 1 | 11,4 | 14,25 | 26,06 |
| Vitesse de rotation des pales de la turbine $\omega_{p/0}$ (tour/min) ramenée à l'échelle 1 : 1 | 12,1 | 18,9 | 12,1 |
| Coefficient spécifique λ ramené à l'échelle 1 : 1 | 7 | 7 | 2,4 |
| Poussée Fv (kN) ramenée à l'échelle 1 : 1 | 720 | 720 | 720 |

On souhaite vérifier les similitudes d'échelle en se basant sur les nombres de Froude N_{Fr} et de Reynolds N_{Re} . On rappelle leur définition :

- V est la vitesse apparente du vent $V = \sqrt{U^2 + \left(\frac{D}{2} \cdot \omega_{p/0}\right)^2}$;
- le nombre de Froude défini par $N_{Fr} = V / \sqrt{gD}$ décrit l'importance des effets d'inertie sur les effets liés à la gravité ;
- le nombre de Reynolds défini par $N_{Re} = V \cdot D / \nu$ représente le rapport entre les effets d'inertie et les effets visqueux ($\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ est la viscosité de l'air).

Question 3

Pour les différentes configurations, calculer les nombres de Froude et de Reynolds. Conclure quant aux choix à effectuer sur les paramètres et phénomènes prépondérants pris en compte selon les différentes configurations. Sachant que c'est la configuration 3 qui a été retenue pour effectuer les essais, discuter des phénomènes physiques prépondérants que l'on souhaite étudier ici.

Question 4

À partir du diagramme des exigences de la figure 1, proposer une synthèse des paramètres à étudier pour vérifier et quantifier les exigences 1.1.3, 1.2 et 1.3.3.1.

3. Modélisation du comportement dynamique du flotteur et justification de son architecture

Objectif : modéliser le comportement dynamique du flotteur pour quantifier la stabilité du système et l'influence de son environnement extérieur (exigence 1.1).

a. Analyse de l'architecture de l'éolienne flottante

On s'intéresse à la modélisation globale du système composé de l'éolienne avec des pales et son rotor ainsi que du flotteur et de ses ancrages. Ces derniers sont supposés rigides. Les pales ainsi que l'axe vertical de la nacelle doivent être orientables pour optimiser la production d'énergie. La rotation du rotor est quant à elle actionnée par la puissance du vent.

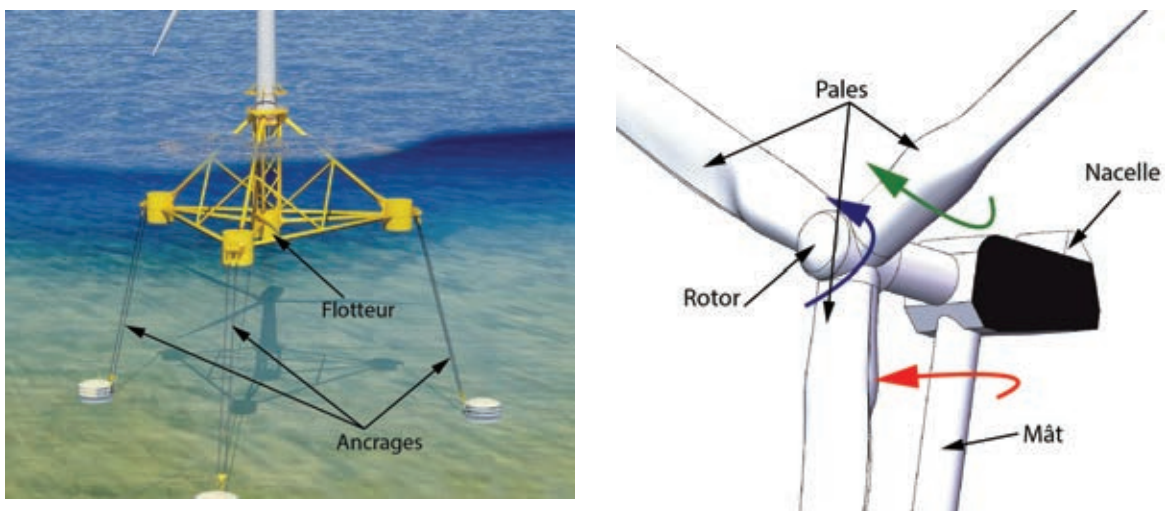


Figure 5 Visualisation du flotteur et de la turbine de l'éolienne.

Question 5

Proposer une liaison mécanique permettant de modéliser les ancrages avec le sol d'une part et avec le flotteur d'autre part.

Question 6

Après avoir proposé un graphe de liaisons du système, déterminer les degrés de mobilité (sans développer les calculs). Les interpréter et décrire quels phénomènes physiques seraient directement en lien avec ces mobilités et auraient une influence sur la stabilité du système vis-à-vis de l'environnement extérieures (exigence 1.1).

b. Modélisation cinématique du tangage

On considère désormais l'ensemble $S_1 = \{\text{flotteur-éolienne}\}$ comme rigide et indéformable. On étudie un modèle 2D équivalent au **mode de tangage** (uniquement une rotation de direction \vec{x}_0). On souhaite déterminer une relation entre θ_{x10} (angle d'inclinaison du flotteur et de l'éolienne par rapport à la verticale) et θ_{x20} (angle d'inclinaison de la ligne d'ancrage S_2 par rapport à la verticale). On donne le paramétrage du problème sur la figure 6.

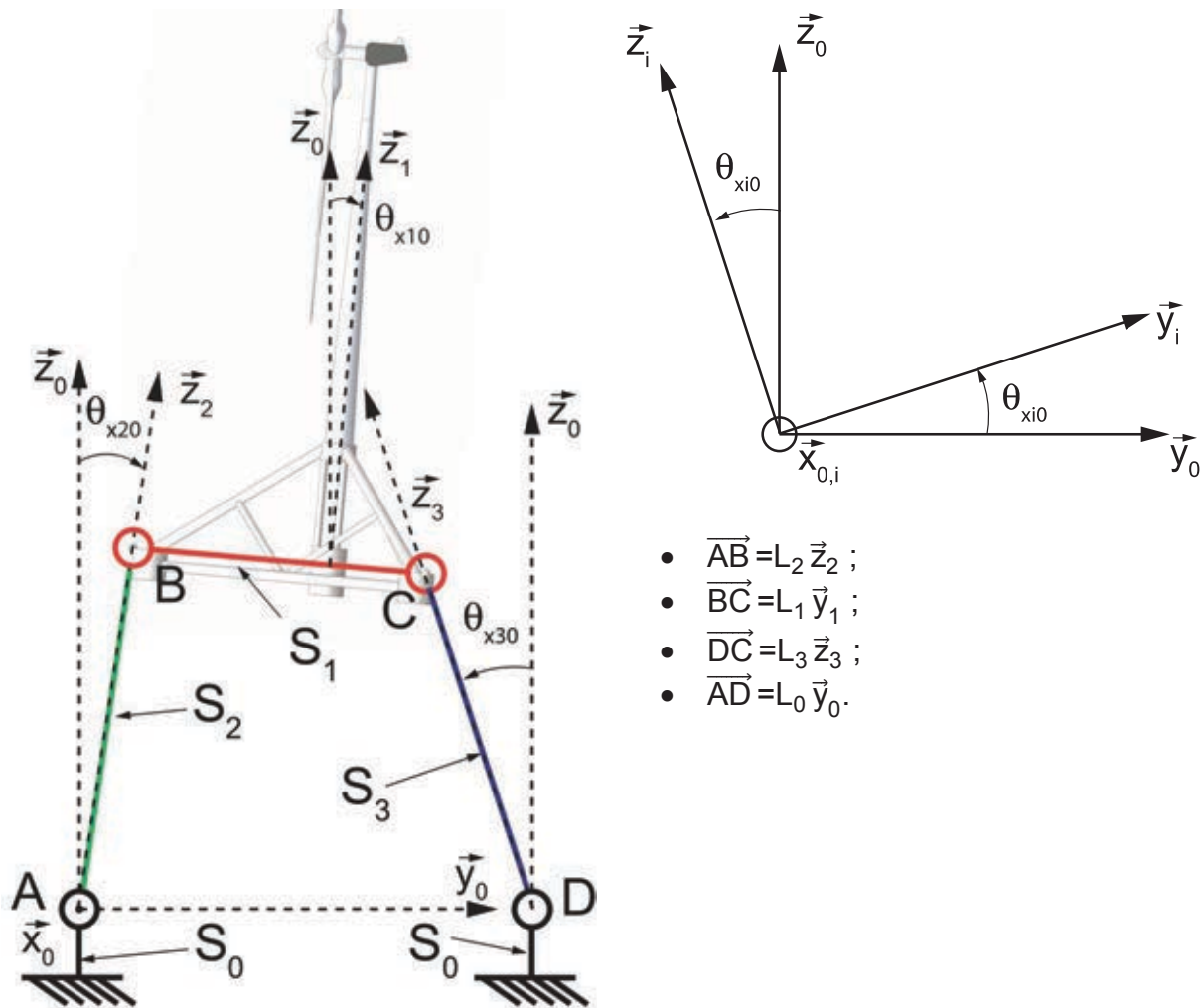


Figure 6 Paramétrage cinématique du mode de tangage.

Question 7

Montrer que la relation entre θ_{x10} et θ_{x20} peut se mettre sous la forme $\lambda_1 + \lambda_2 \sin(\theta_{x20} - \theta_{x10}) + \lambda_3 \sin \theta_{x20} + \lambda_4 \cos \theta_{x10} = 0$. On identifiera alors les coefficients λ_1 , λ_2 , λ_3 et λ_4 en fonction des grandeurs dimensionnelles du problème.

On souhaite relier les paramètres θ_{x20} et θ_{x30} à θ_{x10} sur $[-10^\circ, 10^\circ]$.

Question 8

Proposer une méthode numérique permettant de résoudre l'équation obtenue à la question précédente et de relier θ_{x20} et θ_{x30} à θ_{x10} .

On donne sur la figure 7 les résultats de la méthode numérique utilisée permettant d'estimer θ_{x20} et θ_{x30} en fonction de θ_{x10} .

Question 9

Sur une plage de $\theta_{x10} \in [-10^\circ, 10^\circ]$, proposer un modèle permettant d'approximer θ_{x20} et θ_{x30} en fonction de θ_{x10} . En déduire le nombre de mobilités cinématiques restantes dans le cas d'une modélisation plane. En déduire une méthode pertinente à appliquer pour modéliser le comportement dynamique du système. Ce sera l'objet de la partie suivante.

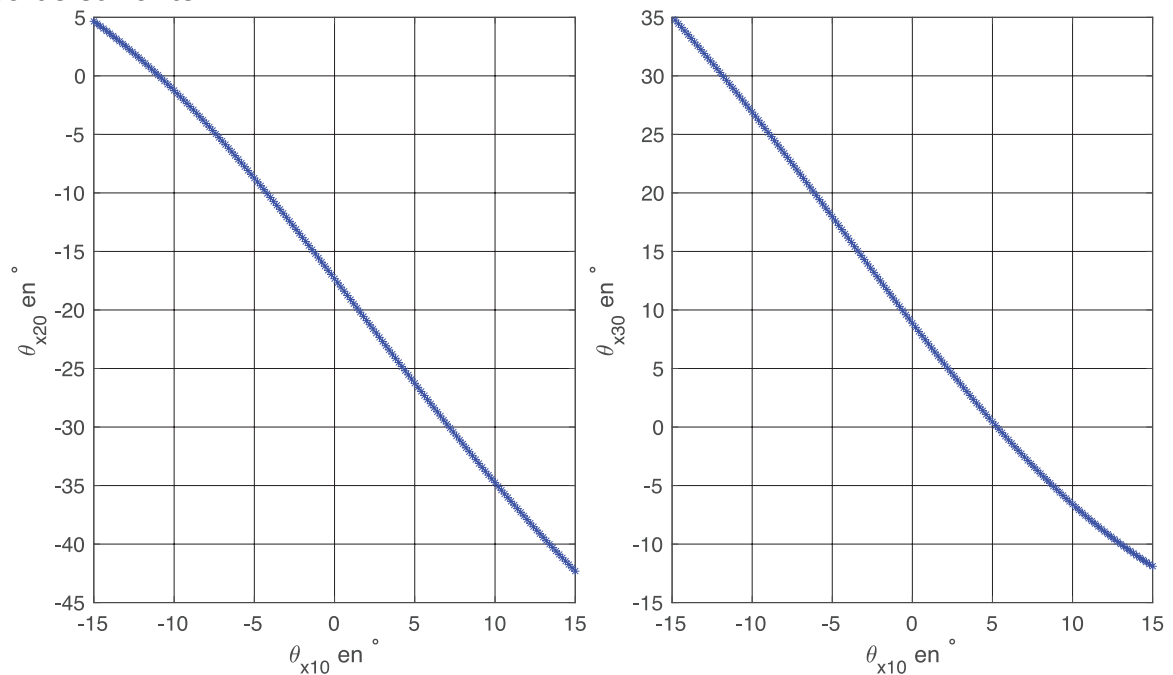


Figure 7 Détermination numérique des paramètres cinématiques θ_{x20} et θ_{x30} en fonction de θ_{x10} .

c. Modélisation dynamique du tangage

Dans cette configuration on suppose toujours que l'ensemble S_1 est indéformable (mobilités utiles liées à l'éolienne seule bloquées).

- Le référentiel $R_0(A, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est supposé galiléen.
- On considère l'ensemble $S_1 = \{\text{flotteur} + \text{mât} + \text{turbine} + \text{pales}\}$ qui a une masse notée m_1 , un centre d'inertie G_1 , un repère associé $R_1(G_1, \vec{x}_{1,0}, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ et une matrice d'inertie :

$$I(G_1, S_1) = \begin{pmatrix} I_{xx}^1 & -I_{xy}^1 & -I_{xz}^1 \\ -I_{xy}^1 & I_{yy}^1 & -I_{yz}^1 \\ -I_{xz}^1 & -I_{yz}^1 & I_{zz}^1 \end{pmatrix}_{\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1}$$

- G_1 est repéré par :
 $\overrightarrow{BG_1} = y_{G_1} \vec{y}_1 + z_{G_1} \vec{z}_1$.
- L'action de l'eau sur le flotteur s'exerce au centre de poussée hydrostatique G_p avec :

$$\overrightarrow{BG_p} = y_{G_p} \vec{y}_1 + z_{G_p} \vec{z}_1$$

- L'action du vent sur la turbine est supposée dirigée selon \vec{y}_0 et a pour norme F_v . Cette action s'applique au point E avec $\overrightarrow{BE} = y_E \vec{y}_1 + z_E \vec{z}_1$ (voir la documentation technique a).
- Les lignes d'ancrages sont notées respectivement S_2 , S_{31} et S_{32} et dirigées respectivement par les vecteurs $\vec{u}_2 = \vec{z}_2$, \vec{u}_{31} et \vec{u}_{32} .
- Les contacts entre les lignes d'ancrage (S_2 , S_{31} et S_{32}) et l'ensemble S_1 sont modélisés par des liaisons sphériques de centres respectifs B, C_1 et C_2 . Les lignes d'ancrages (S_2 , S_{31} et S_{32}) sont également liées au sol par des liaisons sphériques. Leurs masses et inerties sont supposées négligeables.

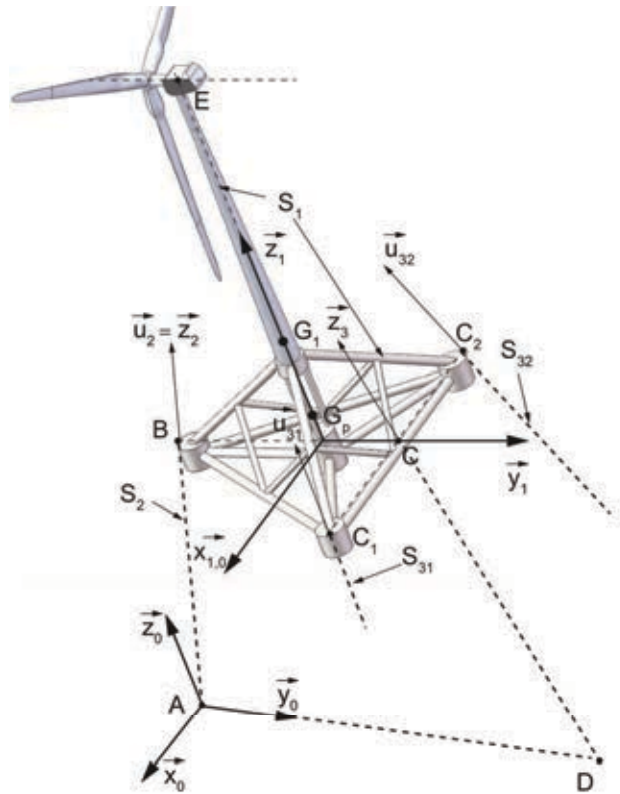


Figure 8 Paramétrage du problème dynamique.

Question 10

Proposer une simplification de l'opérateur d'inertie $I(G_1, S_1)$ en considérant la configuration présentée sur la figure 8.

Question 11

En considérant le mouvement de tangage seul, déterminer les torseurs cinématique et cinétique en G_1 de S_1/R_0 en fonction des dimensions caractéristiques du problème et de $\dot{\theta}_{x10}$ et $\dot{\theta}_{x20}$.

On se place dans le cas des petites variations de θ_{x10} . On peut alors exprimer θ_{x20} et θ_{x30} sous la forme :

$$\begin{cases} \theta_{x20} = a_2 \cdot \theta_{x10} + b_2 \\ \theta_{x30} = a_3 \cdot \theta_{x10} + b_3 \end{cases}$$

Question 12

En considérant des petites variations de θ_{x10} , donner les approximations linéarisées de $\dot{\theta}_{x20}$, $\dot{\theta}_{x30}$, $\ddot{\theta}_{x20}$, $\ddot{\theta}_{x30}$, $\sin\theta_{x10}$ et $\cos\theta_{x10}$ en fonction de θ_{x10} , de ses dérivées successives et des grandeurs a_2 , b_2 , a_3 et b_3 .

On rappelle la formule de Taylor-Young à l'ordre 1 permettant d'approximer une fonction $f(x)$ autour de l'abscisse a pour une faible variation de x :

$$f(a+x) \approx f(a) + x \cdot f'(a).$$

On peut alors également linéariser les expressions de $\sin\theta_{x20}$, $\cos\theta_{x20}$, $\sin\theta_{x21}$, $\cos\theta_{x21}$ en fonction de θ_{x10} et des grandeurs a_2 , b_2 , a_3 et b_3 . On admettra les résultats suivants :

$$\sin\theta_{x20} \approx \sin b_2 + a_2 \theta_{x10} \cos b_2$$

$$\cos\theta_{x20} \approx \cos b_2 - a_2 \theta_{x10} \sin b_2$$

$$\sin\theta_{x21} \approx \sin b_2 + \theta_{x10} \cos b_2 (a_2 - 1)$$

$$\cos\theta_{x21} \approx \cos b_2 - \theta_{x10} \sin b_2 (a_2 - 1).$$

Question 13

Déterminer l'énergie cinétique galiléenne de l'ensemble $\Sigma = \{S_1 + S_2 + S_{31} + S_{32}\}$. Simplifier son expression en la linéarisant pour des petites variations de θ_{x10} (Pour cela, on négligera tous les termes d'ordres supérieurs à $\dot{\theta}_{x10}^2$).

d. Modélisation des actions mécaniques extérieures

Pour estimer les actions de la poussée hydrostatique, un essai est réalisé sur une maquette à échelle réduite. La maquette est placée dans un bassin (figure 4). On l'immerge progressivement en mesurant le tirant d'eau (paramètre H_e défini aux figures 22 et 24 de la documentation technique a) et le volume d'eau déplacé noté V_d ramenés à l'échelle 1 : 1. On obtient alors quelques points de mesures donnant la courbe de la figure 9.

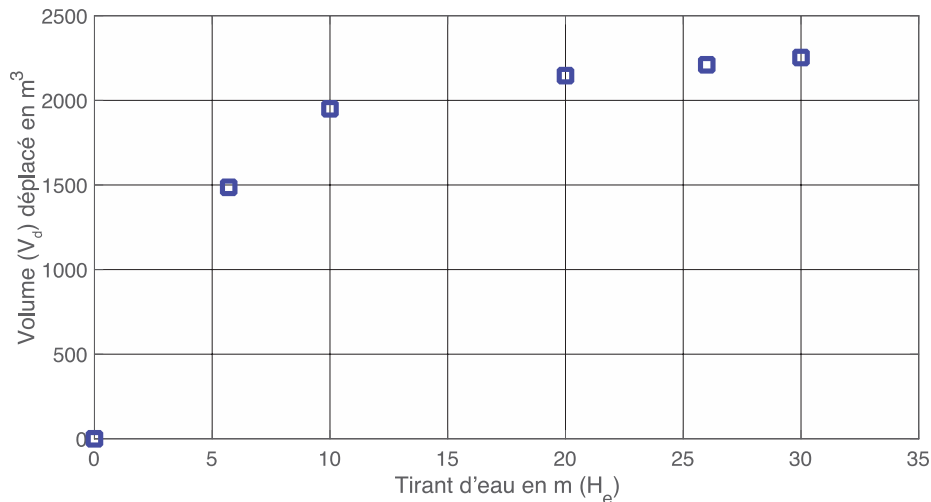


Figure 9 Volume déplacé en fonction du tirant d'eau.

Question 14

Analyser l'allure du nuage de points de la figure 9 et justifier sa forme. Les mesures sont-elles cohérentes avec les dimensions et la géométrie du flotteur données dans la documentation technique ?

Question 15

On se place dans la configuration d'un tirant d'eau H_e égal à 26 m. En déduire la forme du torseur de l'action mécanique due à la poussée hydrostatique. On notera la norme de la résultante de cette action mécanique F_{eau} . Faire l'application numérique pour déterminer la valeur de la résultante du torseur ainsi que les coordonnées du centre de poussée $\overrightarrow{BG_p} = y_{G_p} \vec{y}_1 + z_{G_p} \vec{z}_1$.

Question 16

Justifier que les actions mécaniques des lignes d'ancrages S_2 , S_{31} et S_{32} sur S_1 peuvent être modélisées par les torseurs suivants :

$$\{T(S_2 \rightarrow S_1)\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{21} \cdot \vec{z}_2 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_B ; \{T(S_{31} \rightarrow S_1)\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{31} \cdot \vec{u}_{31} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{C_1} ; \{T(S_{32} \rightarrow S_1)\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{32} \cdot \vec{u}_{32} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{C_2} .$$

Question 17

Montrer que dans le cas du tangage seul, les résultantes des actions mécaniques des lignes d'ancrage se situent dans le plan $(G_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$. Proposer une liaison équivalente permettant de modéliser les actions des lignes d'ancrage en C_1 et C_2 , en C.

Question 18

Modéliser les autres actions mécaniques extérieures pouvant avoir une influence sur le comportement dynamique en tangage. Donner les expressions simplifiées avec les hypothèses de petites variations de θ_{x10} .

Question 19

Déterminer les puissances galiléennes s'appliquant sur Σ ainsi que les puissances intérieures. Simplifier leurs expressions en les linéarisant pour des petites variations de θ_{x10} .

e. Résolution et analyse de la modélisation

Question 20

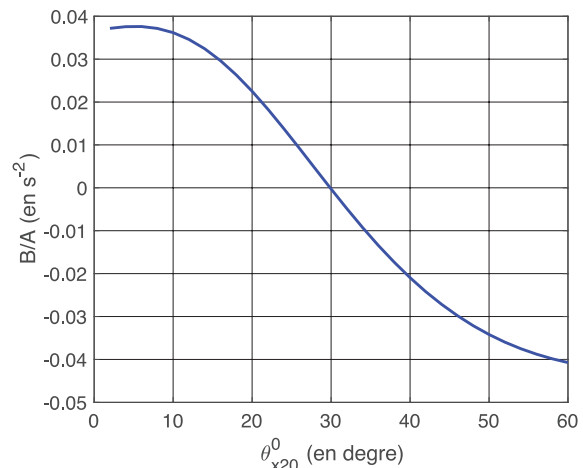
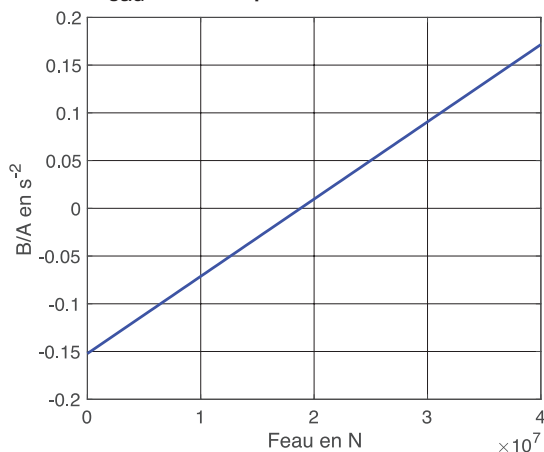
Appliquer le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble $\Sigma=\{S_1+S_2+S_3\}$ pour obtenir une équation de mouvement. Montrer que l'on peut la mettre sous la forme $A.\ddot{\theta}_{x10}(t)+B.\dot{\theta}_{x10}(t)=F_v \cdot (C.\theta_{x10}(t)+D)+E$. Déterminer les constantes A, B, C, D et E en fonction des grandeurs du problème.

Pour déterminer la stabilité intrinsèque du problème on se place dans le cas où $F_v=0$. Les conditions initiales pour l'angle d'inclinaison du flotteur par rapport au sol sont : $\theta_{x10}(t=0)=5^\circ=\theta_{x10}^0$ et $\dot{\theta}_{x10}(t=0)=0$.

Question 21

Montrer dans ce cas-là que, sous certaines conditions, la solution obtenue peut être harmonique et stable. Exprimer la pulsation propre ainsi que la forme de la réponse.

Une étude paramétrique a été conduite et a permis d'étudier l'influence de l'inclinaison initiale des lignes d'ancrage (noté θ_{x20}^0) et de la poussée hydrostatique notée F_{eau} sur la quantité B/A défini à la question 20.



(a) Influence de F_{eau} sur B/A avec $\theta_{x20}^0=17^\circ$.

(b) Influence de θ_{x20}^0 sur B/A avec un tirant d'eau égal à 26 m.

Figure 10 Étude paramétrique sur la quantité B/A (défini à la question 20).

Question 22

Décrire l'influence de l'inclinaison initiale des lignes d'ancrage θ_{x20}^0 sur le comportement dynamique du système avec un tirant d'eau égal à 26 m. Que conclure quant à la stabilité du système dans ces conditions ?

Question 23

Lorsque $\theta_{x20}^0=17^\circ$ (condition choisie par l'industriel), déterminer une condition sur F_{eau} (résultante de l'action mécanique de la poussée hydrostatique de l'eau sur la structure) pour garantir la stabilité du dispositif. À l'aide des figures 9 et 10, déterminer le tirant d'eau limite (paramètre H_e) permettant de garantir la stabilité dynamique du système.

L'eau partiellement « emprisonnée » dans le flotteur a des effets sur l'inertie globale du système. On peut en tenir compte en considérant un solide ajouté au système que l'on note S_a . Des simulations numériques permettent de déterminer la matrice de masse du solide ajouté S_a (notée M_a).

$$M_a = \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} & \dots & M_{16} \\ M_{21} & M_{22} & \dots & M_{26} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{61} & M_{62} & \dots & M_{66} \end{pmatrix}_{(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)}$$

La matrice est symétrique et on donne les valeurs numériques des différents termes :

$$\begin{cases} M_{11}=M_{22}=0,1 \cdot 10^6 \text{ kg} \\ M_{33}=0,96 \cdot 10^6 \text{ kg} \\ M_{12}=0,03 \text{ kg} \\ M_{13}=-0,01 \text{ kg} \\ M_{23}=-0,004 \text{ kg} \end{cases} \quad \begin{cases} M_{44}=M_{55}=630 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ M_{45}=-16,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ M_{46}=-55,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ M_{56}=1,1 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ M_{66}=964 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_{14}=0,198 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{15}=-8 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{16}=-0,13 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{24}=8 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{25}=-0,04 \text{ kg} \cdot \text{m} \end{cases} \quad \begin{cases} M_{26}=-5,3 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{34}=0,13 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{35}=-2,73 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ M_{36}=-0,25 \text{ kg} \cdot \text{m} \end{cases}$$

L'énergie cinétique galiléenne du solide ajouté (noté S_a) s'écrit :

$$Ec(S_a/R_0) = \frac{1}{2} \dot{\vec{X}} \cdot M_a \cdot \dot{\vec{X}}$$

avec $\dot{\vec{X}}$ le vecteur traduisant le mouvement de l'ensemble S_a/R_0 :

$$\dot{\vec{X}} = \begin{pmatrix} \dot{x}_{G_p} \\ \dot{y}_{G_p} \\ \dot{z}_{G_p} \\ \dot{\theta}_{x10} \\ \dot{\theta}_{y10} \\ \dot{\theta}_{z10} \end{pmatrix}_{(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)}$$

On donne la vitesse du centre de poussée $\vec{V}(G_p, S_a/R_0) = \dot{x}_{G_p} \cdot \vec{x}_1 + \dot{y}_{G_p} \cdot \vec{y}_1 + \dot{z}_{G_p} \cdot \vec{z}_1$.

On peut ainsi écrire le torseur cinématique associé :

$$\{V(S_a/R_0)\} = \left. \begin{cases} \vec{\Omega}(S_a/R_0) = \vec{\Omega}(S_1/R_0) = \dot{\theta}_{x10} \vec{x}_1 + \dot{\theta}_{y10} \vec{y}_1 + \dot{\theta}_{z10} \vec{z}_1 \\ \vec{V}(G_p, S_a/R_0) = \dot{x}_{G_p} \cdot \vec{x}_1 + \dot{y}_{G_p} \cdot \vec{y}_1 + \dot{z}_{G_p} \cdot \vec{z}_1 \end{cases} \right\}_{G_p}$$

À l'aide d'une étude cinématique similaire à celle effectuée précédemment, dans le cas du tangage seul, on peut montrer que :

$$\begin{cases} \dot{\theta}_{y10} = \dot{\theta}_{z10} = 0 \\ \dot{x}_{G_p} = 0 \\ \dot{y}_{G_p} \approx k_y \cdot \dot{\theta}_{x10} \\ \dot{z}_{G_p} \approx k_z \cdot \dot{\theta}_{x10} \end{cases}$$

Une étude non demandée ici permet de déterminer les valeurs numériques de k_y et

$$k_z : \begin{cases} k_y = 137,3 \text{ m} \\ k_z = 46,8 \text{ m} \end{cases}$$

Question 24

Donner alors l'expression du vecteur \dot{X} dans le cas de la cinématique proposée. Montrer que l'énergie cinétique de la masse ajoutée peut se mettre sous la forme :

$$Ec(S_a/R_0) = \frac{1}{2} I_a \dot{\theta}_{x10}^2$$

avec I_a le moment d'inertie du solide ajouté ramenée à l'axe de tangage. Faire l'application numérique.

Pour $\theta_{x20}^0 = 17^\circ$, on donne les valeurs des coefficients B et A (définis à la question 20).

$$\begin{cases} B = 9,26 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m} \\ A = 5,13 \times 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{cases}$$

Question 25

Quelle est la conséquence du solide ajouté S_a sur l'équation de mouvement donnée à la question 20 ? Déterminer la période propre d'oscillation de la structure avec ou sans prise en compte du solide ajouté (S_a).

Des essais numériques et expérimentaux ont été effectués en imposant un effort de traction selon la direction \vec{y}_0 (« Pulling Force »). On peut alors étudier les effets sur les efforts de réaction des lignes d'ancrage. Les résultats sont présentés sur la figure 11. Les grandeurs « Ycog » et « Zcog » correspondent respectivement aux déplacements du centre d'inertie de l'ensemble Σ dans la base liée à la simulation ($\vec{x}_s, \vec{y}_s, \vec{z}_s$). La grandeur « Pitch » correspond à l'angle de tangage autour de \vec{x}_s . Les grandeurs « Line tension » correspondent aux efforts de réaction au niveau des lignes d'ancrage respectivement centrale (center line) et latérales (side lines). Les courbes légendées « MARIN » proviennent des essais expérimentaux réalisés au « Marin Offshore Bassin ». Les courbes légendées « Numerics » proviennent de simulations numériques.

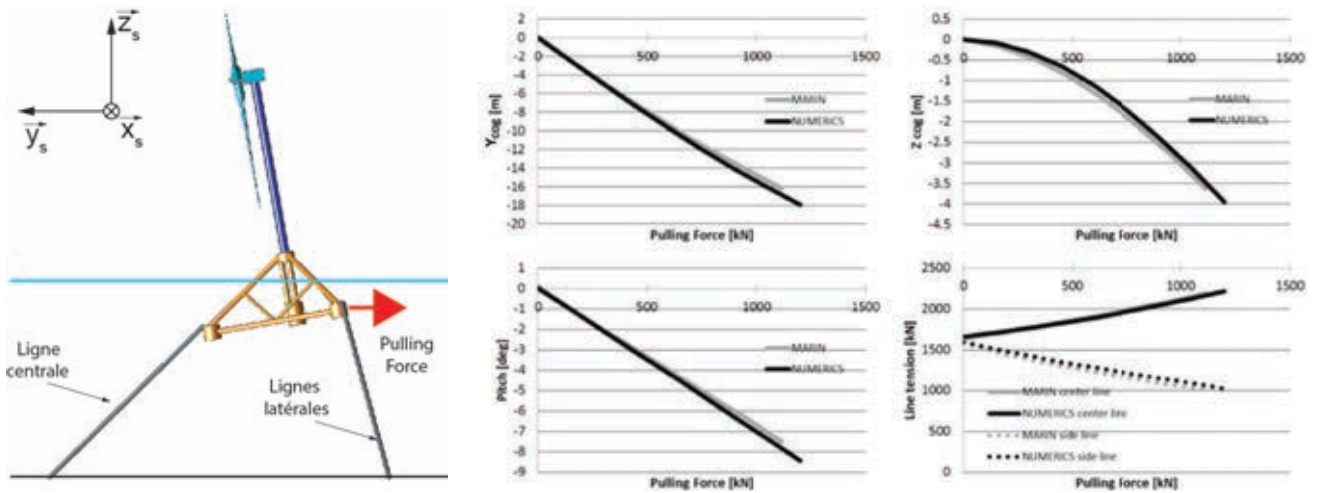


Figure 11 Résultats des essais de traction transversal réalisé sur l'éolienne flottante (« Pulling force »).

Question 26

Sans résoudre le problème, décrire une méthode analytique permettant d'obtenir ces résultats. Détailler les théorèmes à utiliser. Décrire et analyser ensuite les résultats expérimentaux.

Question 27

Faire une synthèse des résultats obtenus et conclure quant aux objectifs décrits en début de partie liés aux exigences définies sur la figure 1.

4. Dimensionnement mécanique du flotteur

Objectif : modéliser le comportement structurel du système à l'aide d'une méthode numérique des éléments finis en vue de vérifier l'intégrité de la structure (exigence 1.2 de la figure 1 : garantir l'intégrité de la structure).

a. Paramétrage et modélisation du problème

On souhaite modéliser le comportement mécanique structurel du flotteur seul. On se place dans le cas où l'éolienne flottante est immergée en condition de mer calme avec les données fournies dans la partie précédente. Dans cette situation, le flotteur est en équilibre statique et est soumis à un certain nombre de sollicitations mécaniques :

- action du poids de l'ensemble noté $\vec{P} = -m_t \cdot g \cdot \vec{z}_0$ appliquée en G ;
- action de la poussée hydrostatique de l'eau $\vec{F}_{\text{eau}} = F_{\text{eau}} \cdot \vec{z}_0$ appliquée en G_p situé sur l'axe (G, \vec{z}_0) ;
- action des lignes d'ancrage dont les directions sont réparties symétriquement par rapport à l'axe (G, \vec{z}_0) et dont les résultantes sont supposées égales en normes et notées F_a .

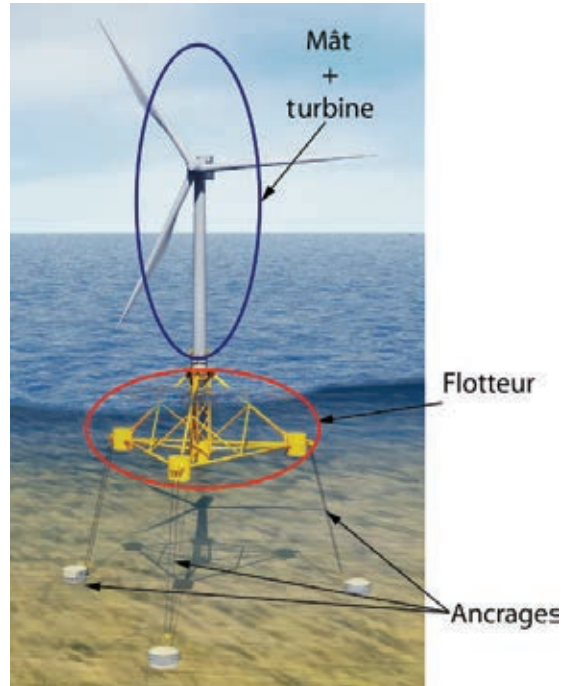
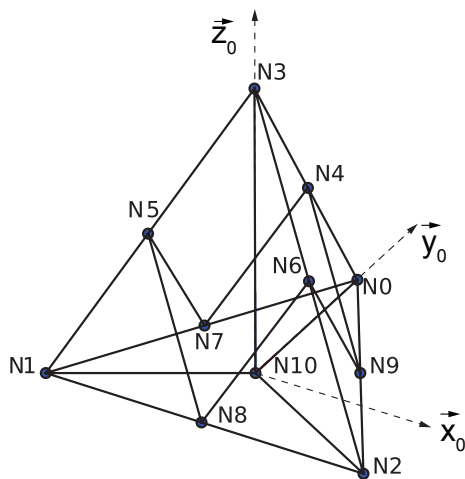


Figure 12 Environnement de l'éolienne étudiée.

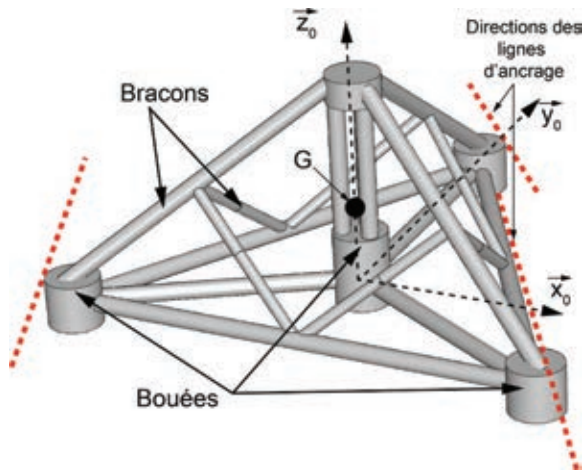
On donne les caractéristiques mécaniques du matériau utilisé :

- module d'élasticité $E=210$ GPa ;
- coefficient de poisson $\nu=0,3$;
- module de cisaillement : $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$;
- limite d'élasticité : $\sigma_y=450$ MPa ;
- matériau supposé linéaire élastique et isotrope.

Les bouées sont supposées infiniment rigides devant les bracons. On souhaite déterminer les sollicitations mécaniques au niveau de chaque bracon. On propose ainsi une discrétisation de la structure avec des éléments unidimensionnels de type barres ou poutres reliant les nœuds N_i numérotés de 0 à 10 (figure 13). Dans une première approche, on choisit d'utiliser des éléments bi-rotulés au niveau de chaque nœud.



(a) Paramétrage du modèle éléments finis.



(b) Visualisation volumique 3D du flotteur seul.

Figure 13 Modélisation 3D du flotteur seul et définition des nœuds de discrétisation éléments finis.

- Chaque barre élément notée B_k relie deux nœuds N_i et N_j et possède une longueur notée L_k ainsi qu'une section notée S_k .
- On note \vec{v}_k le vecteur directeur unitaire de chaque barre B_k . On note (v_{xk}, v_{yk}, v_{zk}) ses coordonnées dans la base $(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.
- La position de chaque nœud N_i dans le repère $R_0(N_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est défini par les coordonnées (x_i, y_i, z_i) .

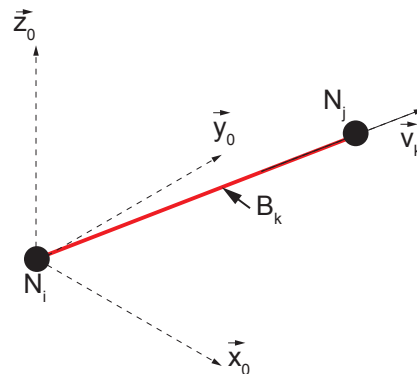


Figure 14 Paramétrage d'un élément barre B_k reliant deux nœuds N_i et N_j .

On souhaite mettre en œuvre une formulation en déplacement par éléments finis pour déterminer les déplacements notés $\vec{U}_i = u_i^x \cdot \vec{x}_0 + u_i^y \cdot \vec{y}_0 + u_i^z \cdot \vec{z}_0$ au niveau de chaque nœud N_i . On souhaite également déterminer la contrainte axiale dans chaque barre.

Question 28

Proposer une formulation éléments finis permettant de déterminer les déplacements au niveau de chaque nœud en donnant la matrice de rigidité élémentaire pour une barre B_k en fonction du paramétrage donné précédemment et des grandeurs liées au matériau le tout dans la base globale.

Question 29

Déterminer le nombre de degrés de liberté du problème.

Question 30

En justifiant votre réponse et en vous aidant de la modélisation de l'environnement du flotteur décrit plus haut, proposer un ensemble de conditions limites en effort et en déplacement (en s'appuyant de la figure 13) permettant de modéliser le plus fidèlement possible le comportement mécanique du flotteur.

Question 31

Décrire comment ces conditions limites peuvent être imposées numériquement.

b. Résolution et analyse des résultats

Une simulation du comportement mécanique du flotteur a ainsi été mise en place avec des conditions limites permettant de modéliser l'environnement réel du flotteur. Le modèle tient compte des sollicitations statiques du flotteur dues aux actions de la pesanteur et hydrostatique. On donne sur la figure 15 la déformée obtenue avec cette méthode.

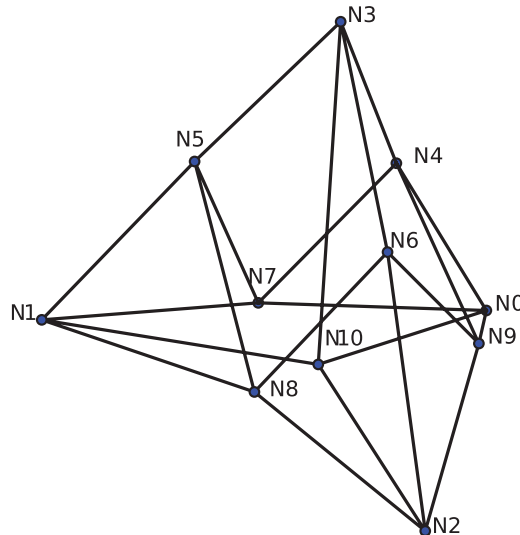


Figure 15 Déformée obtenue (visualisation avec un facteur d'amplification de 150).

Question 32

La résolution permet d'obtenir pour chaque barre B_k associée à chaque nœud N_i et N_j les déplacements \vec{U}_i et \vec{U}_j . Décrire comment on peut obtenir la contrainte axiale de traction selon \vec{v}_k pour chaque barre.

Question 33

Compte-tenu de l'allure de la déformée, les solutions en déplacement obtenues permettent-elles de bien modéliser la structure du flotteur ? Proposer le cas échéant une nouvelle formulation éléments finis plus riche permettant d'améliorer la solution obtenue (sans développer les calculs).

Question 34

Quel est le nombre de degrés de liberté à mettre en œuvre avec la nouvelle formulation ? Donner les paramètres physiques à prendre en compte dans la construction des nouvelles matrices de raideur élémentaires (sans donner les détails de celles-ci).

Question 35

Les contraintes obtenues dans chaque barre lors de la résolution de ce modèle sont largement en dessous des contraintes limites admissibles. Proposer d'autres types de modélisations et phénomènes à prendre en compte (sans entrer dans les développements de modélisation et de calcul) permettant de vérifier au mieux l'exigence 1.2 (garantir l'intégrité de la structure).

5. Étude et conception de la loi de commande en orientation d'une pale

Objectif : analyser et dimensionner la structure d'asservissement en orientation d'une pale de l'éolienne pour répondre aux exigences d'optimisation de la conversion de l'énergie éolienne en énergie électrique (exigence 1.3 : convertir l'énergie éolienne en énergie électrique) de la figure 1.

Afin d'optimiser la production d'énergie de l'éolienne étudiée, deux orientations, visibles sur la figure 5, peuvent être commandées : l'orientation de la nacelle est contrôlée pour que le rotor de la turbine soit face à la direction du vent et l'orientation des pales est modifiée pour aboutir à un rendement global le plus élevé possible. En effet, en fonction de la vitesse du vent, il est nécessaire d'ajuster cette orientation afin d'optimiser la transformation de puissance.

On se limitera dans cette partie à l'étude de la commande en orientation des pales, en admettant que l'asservissement d'orientation de la nacelle est réalisé correctement.

La détermination de la valeur de consigne pour cette orientation des pales, fonction de la vitesse du vent, est réalisée à l'aide d'un calculateur et de capteurs anémomètres placés sur la nacelle. L'élaboration de cette consigne n'est pas étudiée dans l'étude menée ici.

Pour le développement de la commande en orientation d'une des pales de l'éolienne, on adopte le modèle représenté par le schéma-blocs de la figure 16. On suppose que :

- l'étude de la commande en orientation d'une seule pale est suffisante, les pales étant considérées comme identiques ;
- les efforts dus à la rigidité de la transmission mécanique (réducteur, guidage de la pale...), ainsi qu'aux actions du milieu extérieur (houle, vent...) sur la pale sont modélisés sous la forme d'un signal unique, homogène à une tension, ramené en entrée du processus d'orientation, et dont on notera la transformée de Laplace $F(p)$;
- les différents jeux dans les liaisons de la chaîne de motorisation sont modélisés par un signal unique, ramené en sortie du processus d'orientation, et dont on notera la transformée de Laplace $J(p)$;
- pour la pale considérée, $\Theta_r(p)$ et $\Theta_p(p)$ sont respectivement les transformées de Laplace de l'orientation non déformée de la pale et après déformation due aux jeux dans les liaisons ;
- $U(p)$ correspond à la transformée de Laplace de la tension de commande de la chaîne de motorisation de la pale considérée ;
- $U_m(p)$ correspond à la transformée de Laplace de la tension d'alimentation du moteur à courant continu utilisé ;
- $H(p)$ correspond à la fonction de transfert de la chaîne de motorisation de la pale considérée ;
- $A(p)$ correspond à la fonction de transfert de la ligne de transmission de la mesure d'orientation au calculateur ;
- $B(p)$ correspond à la fonction de transfert de la mesure de l'orientation de la pale considérée.

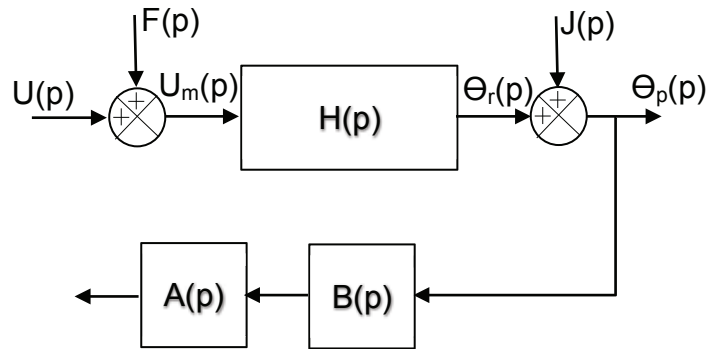


Figure 16 Schéma-blocs de l'ensemble chaîne de motorisation-chaîne de mesure

Afin d'aboutir aux performances de production énergétique désirées, le bureau d'étude en charge du projet a défini le cahier des charges suivant pour l'asservissement de l'orientation d'une pale :

- stabilité et rapidité
 - marge de phase $M_\phi \geq 45^\circ$;
 - pulsation de coupure à 0 dB en boucle ouverte $\omega_{0dB} = 0,25 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$;
- écart statique (valeur finale de l'écart de position) pour une consigne et des perturbations de type échelon $\epsilon_s \leq 2 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$.

Il s'agira alors pour l'étude menée dans cette partie de :

- modéliser le fonctionnement de la chaîne de motorisation et du capteur utilisé ;
- montrer qu'une structure mono-boucle ne permet pas de respecter le cahier des charges ;
- mettre au point une structure de commande adaptée à la chaîne de mesure en place ;
- dimensionner cette structure complétée par une boucle interne de régulation de l'orientation de la pale.

Dans toute cette étude, on notera en minuscule les variables et fonctions temporelles, et en majuscule les variables et fonctions dans le domaine de Laplace.

a. Mise au point de la modélisation de la chaîne de motorisation et du capteur utilisé

On cherche tout d'abord à modéliser la chaîne de motorisation utilisée pour obtenir l'orientation de la pale. Cette chaîne de motorisation est composée :

- d'un moteur à courant continu de 2 MW ;
- d'un réducteur de rapport de réduction $r_m = \frac{\theta_r(t)}{\theta_m(t)}$, avec $\theta_m(t)$ la position angulaire de l'arbre moteur.

On donne les équations modélisant le fonctionnement du moteur à courant continu :

- loi des mailles aux bornes du moteur à courant continu ;

$$u_m(t) = R \cdot i_m(t) + L \cdot \frac{d i_m}{dt}(t) + e_m(t)$$

- théorème du moment dynamique appliqué à l'arbre moteur, autour de son axe, en ne prenant pas en compte les perturbations (modélisées par $F(p)$ et $J(p)$) ;

$$c_m(t) = J \cdot \frac{d\omega_m}{dt}(t)$$

- lois de couplage électromécaniques ;

$$\begin{aligned} c_m(t) &= k \cdot i_m(t) \\ e_m(t) &= k \cdot \omega_m(t) \end{aligned}$$

Avec :

- $c_m(t)$ le couple disponible en sortie d'arbre moteur en N·m ;
- $\omega_m(t)$ le taux de rotation de l'arbre moteur en $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$;
- J l'inertie équivalente de la chaîne de motorisation ramenée sur l'arbre moteur en $\text{kg}\cdot\text{m}^2$;
- $i_m(t)$ le courant d'induit du moteur en A ;
- $e_m(t)$ la force contre électro-motrice (f_{cem}) du moteur en V ;
- R la résistance d'induit du moteur en Ω ;
- L l'inductance d'induit du moteur en F ;
- k la constante de couple et de f_{cem} du moteur en $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{A}^{-1}$ ou $\text{V}\cdot\text{s}$.

Question 36

Réaliser le schéma-blocs ayant pour entrée $U_m(p)$ et pour sortie $\Theta_r(p)$ et modélisant le fonctionnement de la chaîne de motorisation.

Question 37

Exprimer sous forme canonique la fonction de transfert $H(p)$ de la figure 16. Préciser sa classe, son ordre et l'expression littérale de ses coefficients caractéristiques.

Un essai pour une consigne de type échelon, $u_m(t) = u_0 \cdot u(t)$ (avec $u(t)$ l'échelon de Heavyside) a été réalisé avec $u_0 = 24 \text{ V}$. La mesure filtrée de l'évolution de l'orientation non déformée de la pale est donnée en documentation technique b.

Question 38

Déterminer à partir de ce relevé de mesure, l'expression expérimentale de la fonction de transfert $H(p)$. Ce résultat est-il en cohérence avec celui trouvé à la question précédente ? Discuter.

Pour la suite de l'étude, quelles que soient les résultats trouvés aux questions précédentes, on prendra :

$$H(p) = \frac{0,001}{(1+2p)p}$$

On s'intéresse maintenant à la modélisation du capteur utilisé pour réaliser la mesure de l'orientation d'une pale $\theta_p(t)$. Ce capteur est un codeur incrémental composé de deux pistes décalées d'un quart de période l'une par rapport à l'autre et comportant chacune N fentes. Ce codeur est monté sur un arbre déporté par rapport à l'axe de la pale et tel que $r = \frac{\theta_c(t)}{\theta_p(t)} = 50$ avec $\theta_c(t)$ l'angle de rotation de l'arbre du codeur.

Question 39

Expliquer le fonctionnement de ce capteur en précisant notamment le principe physique mis en jeu, l'utilité de la présence de deux voies, l'expression de la résolution de ce capteur et les opérations de calibrage à réaliser pour sa bonne utilisation.

Question 40

Quelle doit-être la valeur minimale de N pour respecter le cahier des charges en termes de précision ? Donner alors l'expression de $B(p)$ en fonction de N et de r .

Pour la suite de l'étude, quels que soient les résultats trouvés aux questions précédentes, on prendra :

$$B(p)=500 \text{ inc} \cdot \text{rad}^{-1}$$

b. Analyse d'une structure d'asservissement mono-boucle

Une première solution pour l'élaboration de la loi de commande de l'orientation d'une pale consiste à choisir une structure utilisant directement la mesure issue du codeur incrémental utilisé. Cette modélisation, dont on notera le correcteur $C_a(p)$ est représentée sur la figure 17. Les mesures effectuées comportant du bruit du fait du capteur utilisé et de la chaîne de transmission, il est nécessaire d'utiliser un correcteur ne comprenant pas d'action dérivée. On se limitera donc à des correcteurs de type proportionnel intégral.

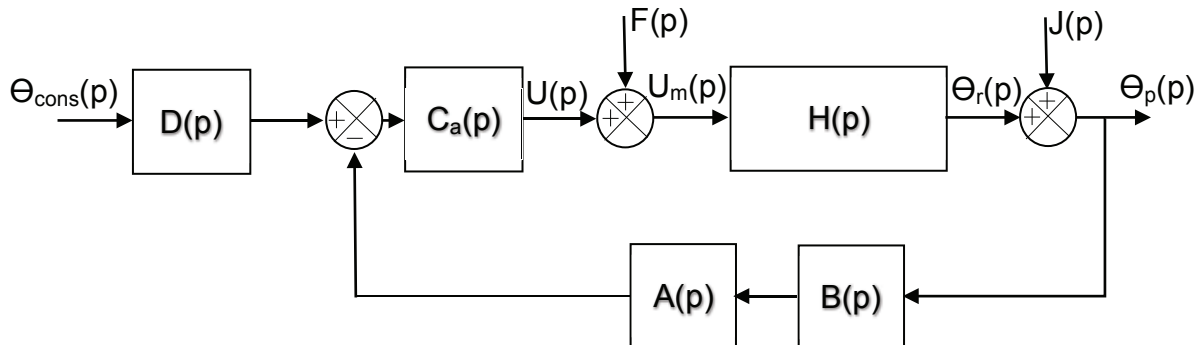


Figure 17 Schéma-blocs de la structure de commande mono-boucle

Avec :

- $\Theta_{cons}(p)$ la transformée de Laplace de la consigne en orientation de la pale ;
- $D(p)$ la fonction de transfert de l'adaptateur de consigne.

On considère tout d'abord que la ligne de transmission de mesure est parfaite ($A(p)=1$).

Question 41

Donner, en la justifiant, l'expression de $D(p)$ afin que le système soit correctement asservi.

Dans les études menées par la suite, on gardera cette expression pour $D(p)$, même dans les cas pour lesquels la ligne de transmission ne sera plus considérée comme parfaite.

Question 42

En l'absence de perturbation ($F(p)=J(p)=0$), évaluer la stabilité du système non corrigé ($C_a(p)=1$), en illustrant la réflexion par le tracé de diagrammes de Bode sur le document réponse 1.

Afin de limiter le plus possible la masse et le volume des sous-systèmes embarqués sur la turbine de l'éolienne, le calculateur élaborant la consigne $\Theta_{\text{cons}}(p)$ est placé sur la structure du flotteur visible figure 5. Cet état de fait amène un retard de 3 s dans le relevé et le traitement de la mesure par ce calculateur, modélisé par la fonction de transfert $A(p)$.

Question 43

À partir des tracés de la question précédente, et à partir des critères fixés par le cahier des charges, donner les contraintes sur le module et la phase du correcteur $C_a(p)$, d'abord dans le cas d'une modélisation ne prenant pas en compte le retard de mesure ($A(p) = 1$), puis dans le cas de la prise en compte de ce retard de mesure. Préciser pour ce dernier cas, l'expression de la fonction de transfert $A(p)$.

Question 44

Évaluer alors la capacité de la structure d'asservissement mono-boucle à respecter le cahier des charges. Pour cela, montrer :

- qu'un correcteur de type proportionnel intégral $C_a(p)=K_a \frac{1+T_a \cdot p}{T_a \cdot p}$ ne permet pas de respecter le cahier des charges en présence d'un retard de mesure ;
- mais permet de respecter le cahier des charges en absence du retard de mesure.

c. Étude d'une structure d'asservissement particulière aux systèmes avec retard

Afin de résoudre le problème mis en évidence dans les questions précédentes, il apparaît nécessaire de développer une commande adaptée aux systèmes comportant des retards. La figure 18 présente la structure de commande correspondant au schéma réel développé. La figure 19 présente la structure de commande fictive que l'on cherche à obtenir.

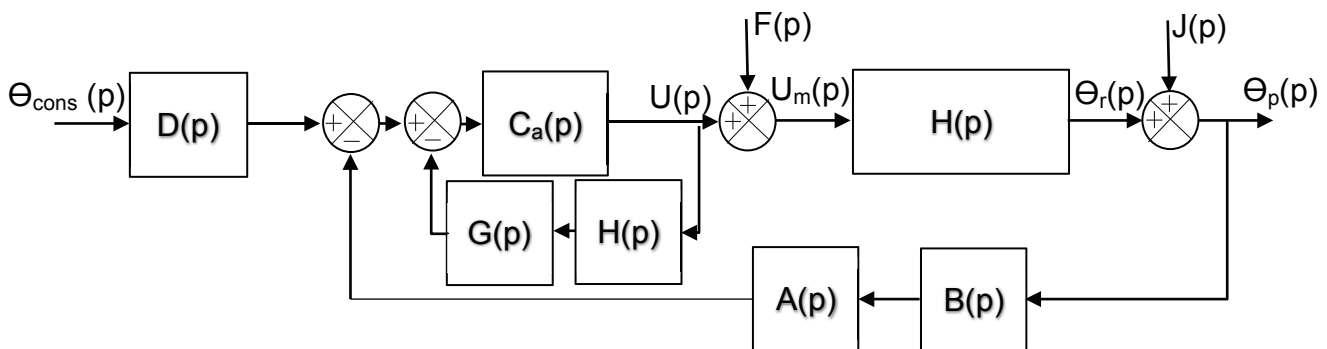


Figure 18 Schéma-blocs de la structure de commande adaptée au système avec retard

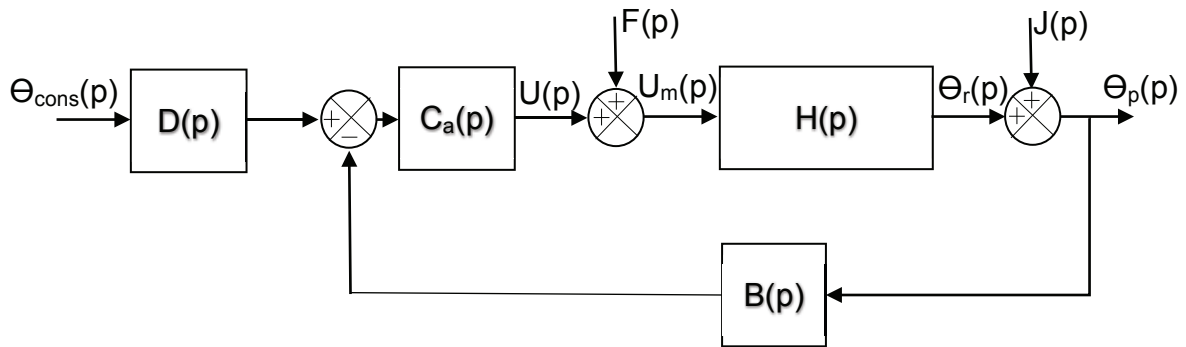


Figure 19 Schéma-blocs fictif de la commande

Le schéma de commande de la figure 18 présente une boucle interne permettant de relier $U(p)$ au signal de comparaison représentatif de l'écart entre la consigne et l'orientation réelle de la pale de l'éolienne. La méthode consiste à déterminer l'expression de la fonction de transfert $G(p)$ afin d'obtenir une fonction de transfert équivalente à celle du schéma fictif de la figure 19. On nomme $X_c(p)$ le signal d'entrée du bloc $G(p)$ de la structure de commande de la figure 18, et $x_c(t)$ son expression dans le domaine temporel.

Question 45

Déterminer l'expression de la fonction de transfert $G(p)$, pour que les schémas de la figure 18 et de la figure 19 soit équivalents en l'absence de perturbation ($F(p)=J(p)=0$).

On peut ainsi considérer la structure virtuelle sans retard de la figure 19 équivalente, en termes de relation entrée-sortie, à la structure de commande de la figure 18. Il est alors possible d'envisager un correcteur $C_a(p)$ de type proportionnel intégral afin de régler le système et de prendre en compte l'influence des perturbations, ce que ne permettait pas de faire la structure de commande présentée figure 17.

Question 46

Pour une consigne $\Theta_{cons}(p)$ nulle et une perturbation due aux jeux dans les liaisons de la chaîne de motorisation $J(p)$ nulle, comment peut-on modéliser l'effet du mouvement de tangage de la structure du flotteur étudié à la partie 3 ?

Quel que soit le résultat trouvé à la question précédente, on considérera une perturbation $f(t)$ de type échelon.

Question 47

En considérant que le correcteur $C_a(p)$ est de type proportionnel intégral : $C_a(p)=K_a \frac{1+T_a.p}{T_a.p}$, déterminer les valeurs à donner à K_a et T_a pour vérifier le cahier des charges en termes de stabilité et d'écart statique.

Question 48

Déterminer, à partir de la figure 18, la valeur en régime permanent de la tension de commande $u(t)$. En déduire le comportement de la grandeur $x_c(t)$, lorsque le temps tend vers l'infini. Conclure alors sur l'utilisation d'une telle structure de commande pour l'asservissement de l'orientation d'une pale de l'éolienne.

d. Étude d'une structure d'asservissement à deux boucles

Dans l'optique de régler le problème mis en évidence à la question précédente, il est alors nécessaire de mettre en œuvre une structure de commande à deux boucles avec régulateur, présentée figure 20 dont le schéma fictif équivalent est donné figure 21.

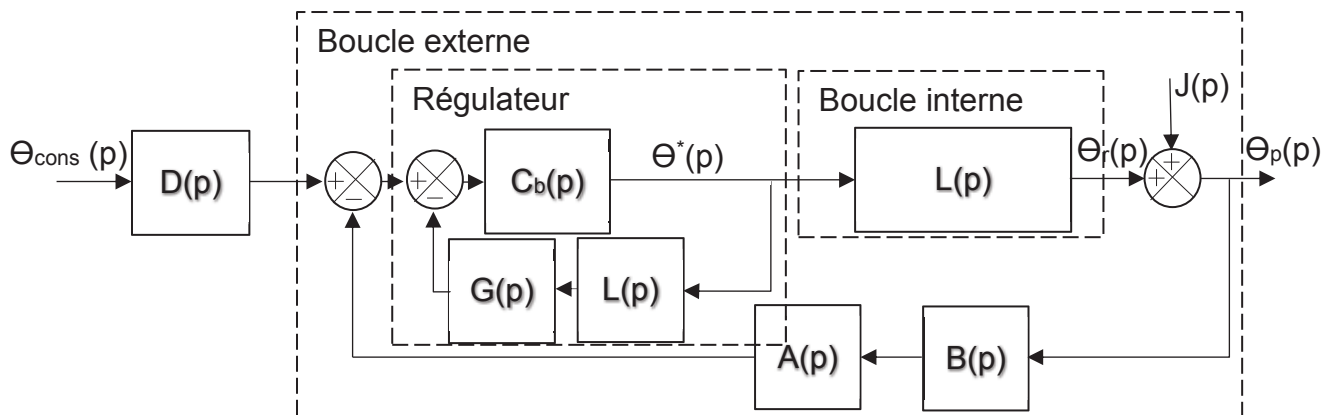


Figure 20 Schéma-blocs de la structure de commande à double boucle

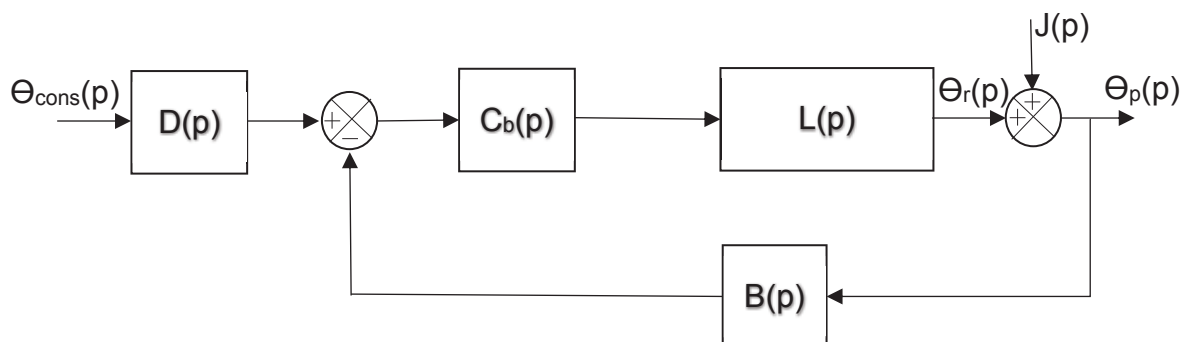


Figure 21 Schéma-blocs fictif de la commande à double boucle

Cette structure de commande est définie par :

- une boucle interne réalisée à partir de la mesure de l'orientation non déformée $\theta_r(t)$ qui permet d'asservir cette orientation à une valeur de consigne $\theta^*(t)$. Le calcul et le dimensionnement de cette boucle interne ne sont pas abordés dans cette étude ; ils permettraient d'aboutir à une fonction de transfert en boucle fermée $L(p) = \frac{\Theta_r(p)}{\Theta^*(p)} = \frac{1}{(1+10.p)^2}$. Cette boucle est alors simplement représentée sur les figures 20 et 21 par sa fonction de transfert en boucle fermée ;
- une boucle externe réalisée, comme précédemment, à partir de la mesure de l'orientation réelle de la pale de l'éolienne.

L'effet de la perturbation $F(p)$ est réduit par la boucle interne et sera donc maintenant négligé. Les seules perturbations se limitent alors aux jeux dans les liaisons, représentés par le signal $J(p)$.

Pour l'élaboration de cette loi de commande :

- une structure équivalente à celle de la partie 5.c est utilisée pour s'adapter au retard de mesure ;
- un correcteur $C_b(p) = K_b \frac{1+T_b \cdot p}{T_b \cdot p}$ est alors synthétisé sans prendre en compte le retard de mesure de la même manière que précédemment. On suppose ici que le réglage de ce correcteur est effectué et permet de respecter le cahier des charges.

Une démarche analogue à celle déjà menée précédemment a permis de déterminer la valeur prise par $\theta^*(t)$ en régime permanent en réponse à un échelon de perturbation $j(t) = j_0 \cdot u(t)$: $\theta^*(t = +\infty) = -j_0$.

Question 49

En déduire, par une justification qualitative, que le régulateur de la figure 20 est stable du point de vue interne.

Question 50

Conclure alors sur les différentes études menées dans l'élaboration de la structure de commande de l'orientation d'une pale de l'éolienne et sur la validité de la structure finale retenue et présentée figure 20 vis-à-vis de l'exigence 1.3 de la figure 1.

6. Synthèse des résultats

Objectif : Synthétiser les études menées et conclure sur le respect du cahier des charges fonctionnel.

Question 51

Conclure sur le travail mené dans les différentes parties de ce sujet vis-à-vis du respect des différentes exigences présentées sur la figure 1.

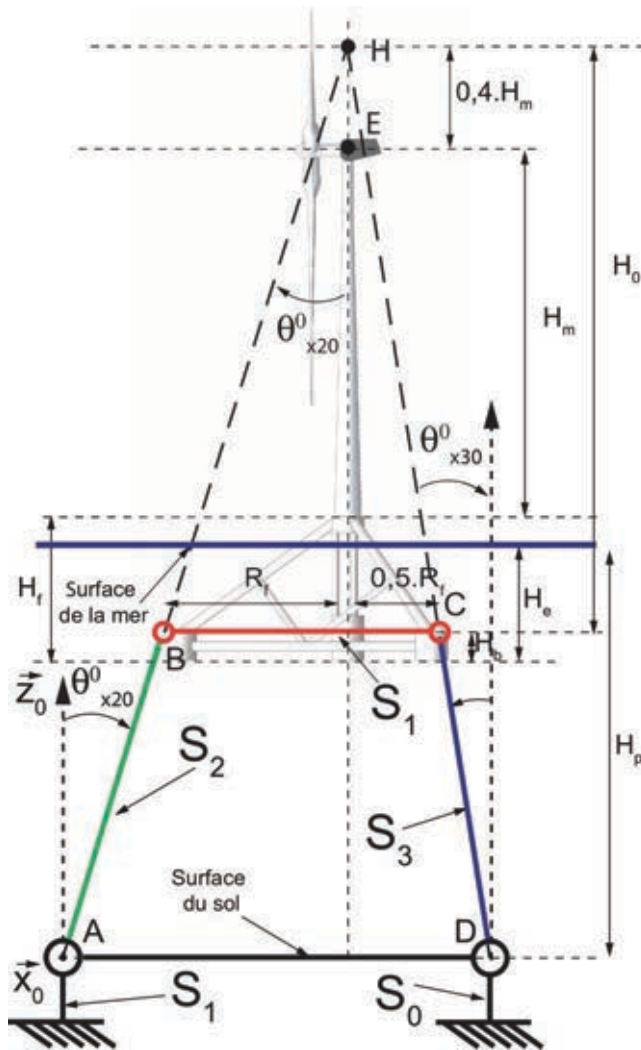
Question 52

Proposer d'autres études pouvant être menées afin de vérifier totalement les exigences présentées sur la figure 1.

DOCUMENTATION TECHNIQUE



a. Géométrie du flotteur



Le paramètre imposé par le cahier des charges est la position du point H intersection des directions des lignes d'ancrage :

$$H_0 = H_f - H_b + H_m \times 1,4$$

$$\tan \theta_{20}^0 = \frac{R_f}{H_0}$$

$$\tan \theta_{30}^0 = \frac{0,5 \cdot R_f}{H_0}$$

$$L_2 = \|\overline{AB}\| = \frac{H_p - (H_e - H_b)}{\cos \theta_{20}^0}$$

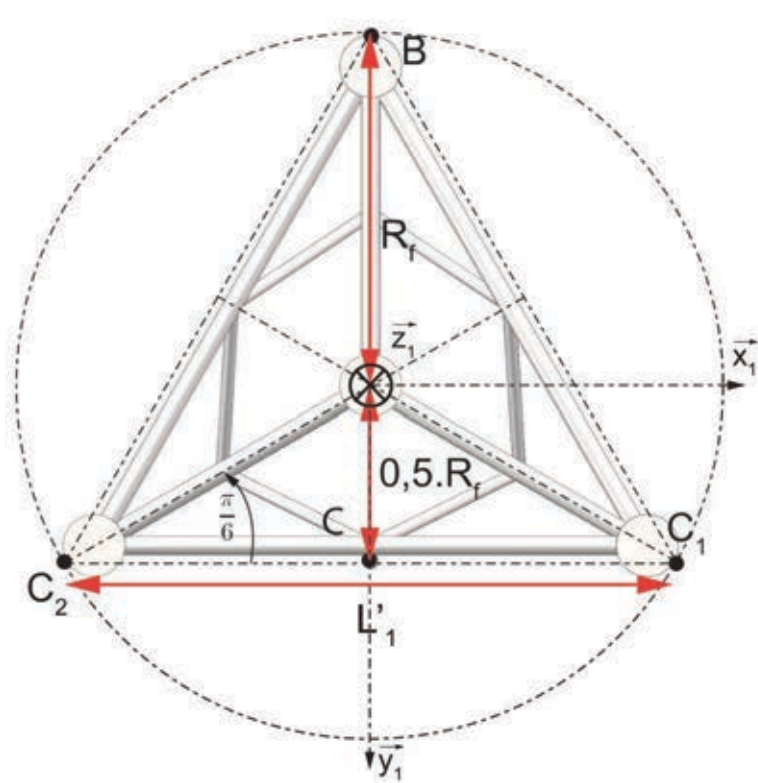
$$L_3 = \|\overline{CD}\| = \frac{H_p - (H_e - H_b)}{\cos \theta_{30}^0}$$

$$\overline{BE} = y_E \vec{y}_1 + z_E \vec{z}_1 = y_{G_1} \vec{y}_1 + z_E \vec{z}_1$$

$$\overline{BE} = R_f \cdot \vec{y}_1 + (H_m + H_f - H_b) \vec{z}_1$$

| Grandeurs | Valeurs |
|--|------------------------------|
| Tirant d'eau : H_e | 26 m |
| Hauteur du flotteur : H_f | 35 m |
| Hauteur du mât : H_m | 83 m |
| Rayon du flotteur : R_f | 45 m |
| Masse totale (avec la turbine) : M_T | 1 755 t |
| Profondeur de l'eau : H_p | 100 m |
| Hauteur des bouées : H_{bc}, H_b | 11 m (central) 7 m (côté) |
| Masse volumique eau de mer ρ_e | 1,025 kg/l |

Figure 22 Paramétrage dimensionnel de l'ensemble flotteur-éolienne pour l'étude en mode de tangage : cas particulier du flotteur horizontal avec $\theta_{x10} = 0$; $\theta_{x20} = \theta_{x20}^0$; $\theta_{x30} = \theta_{x30}^0$.



- $L_1 = \overline{BC} \cdot \vec{y}_1 = 1,5 \cdot R_f$;
- $L'_1 = \overline{C_2C_1} \cdot \vec{x}_1 = \sqrt{3} \cdot R_f$.

Figure 23 Paramétrage dimensionnel du flotteur seul en vue du dessous

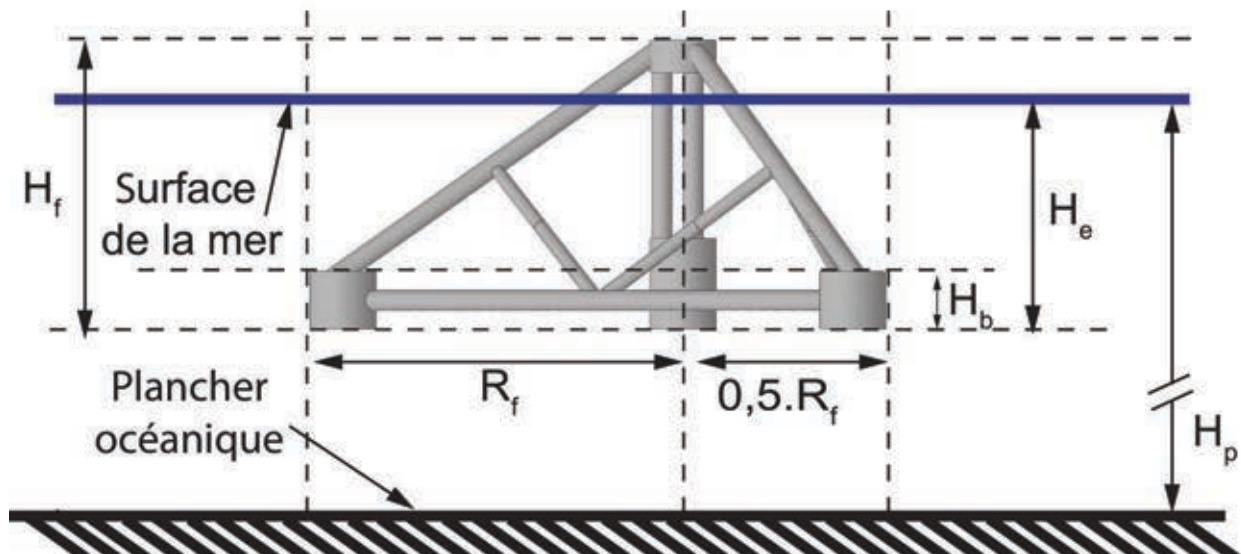


Figure 24 Paramétrage dimensionnel du flotteur seul en vue de côté.

b. Réponse de la chaîne de motorisation à une entrée échelon d'amplitude 24 V

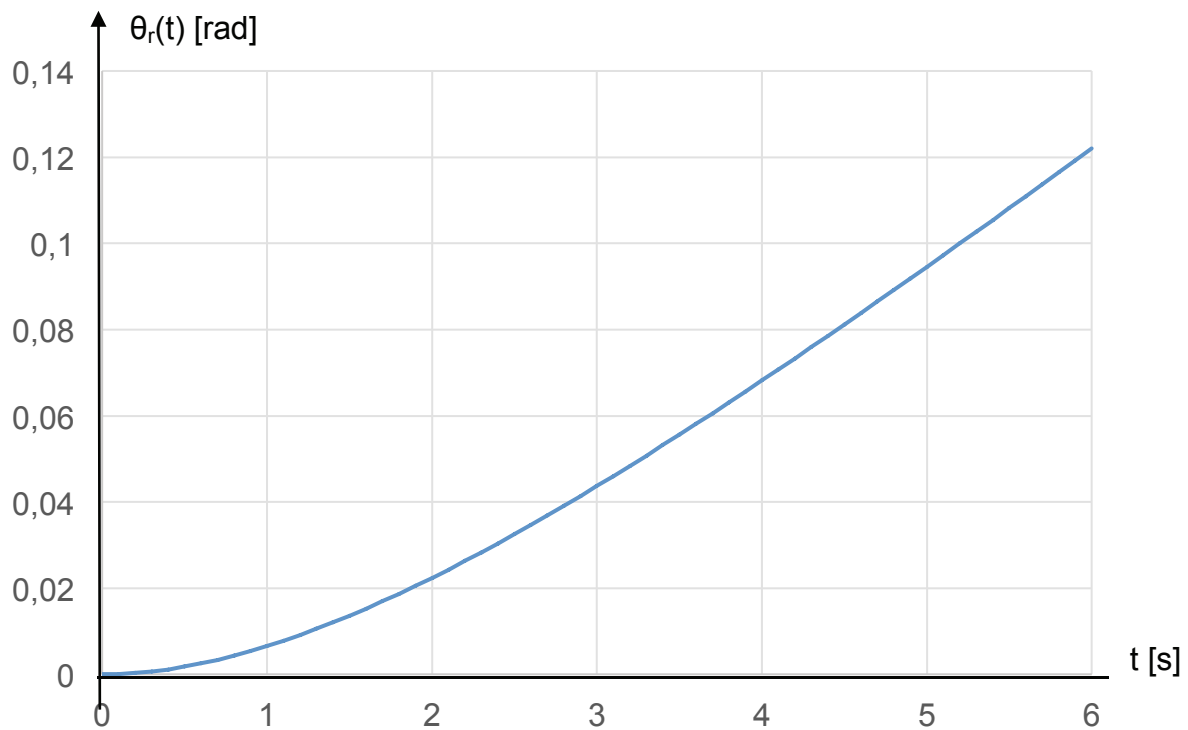


Figure 25 Réponse de la chaîne de motorisation à une entrée échelon d'amplitude 24V

Diagramme de phase

