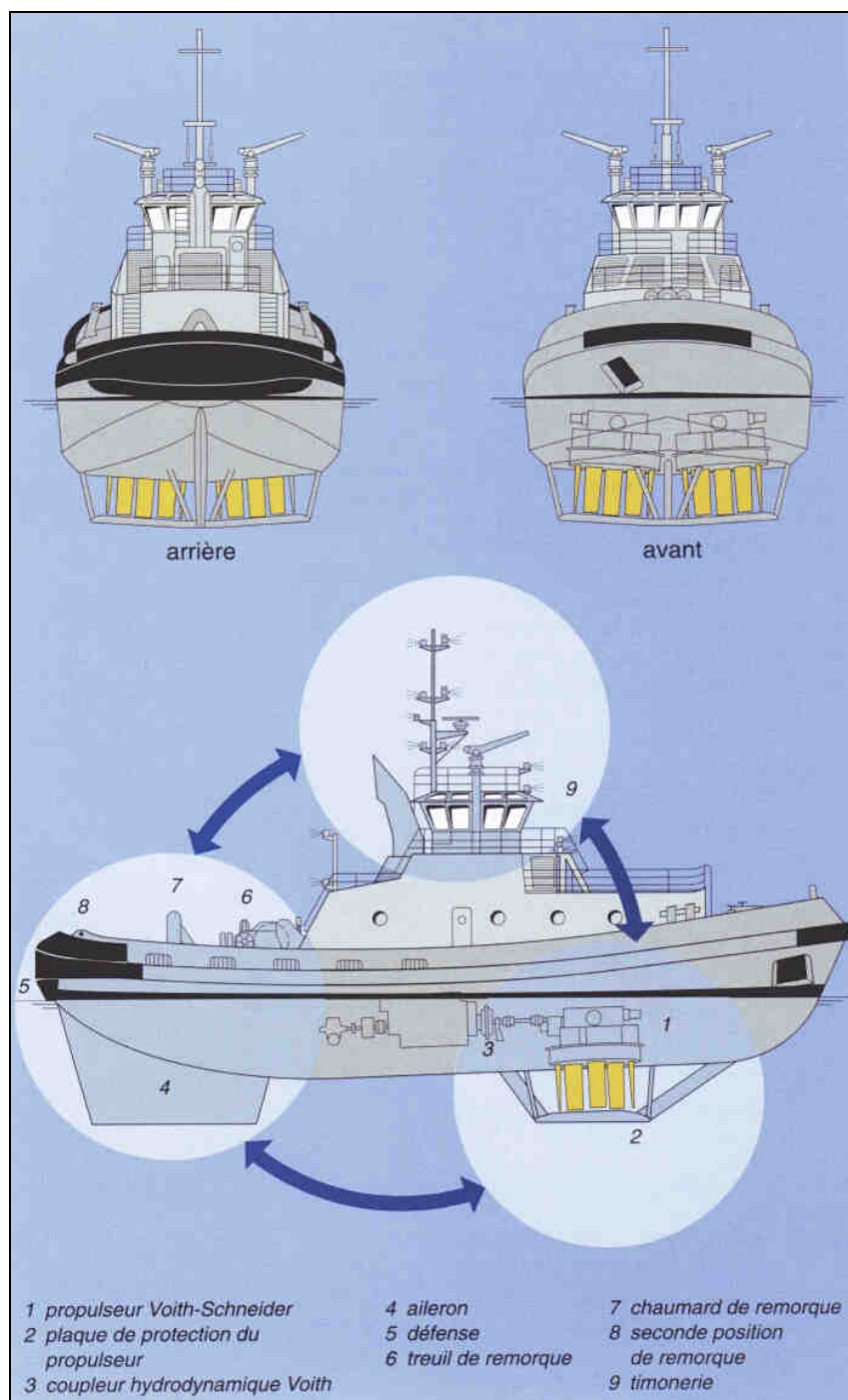


DEVOIR SI PSI n°3

Un sujet de concours pour 3 heures + exo dyn à la fin

SYSTEME DE PROPULSION PAR HELICE A PAS VARIABLE (ESIM 2003)

La photographie ci-dessous montre un remorqueur équipé d'un système de propulsion VSP ("Voith Schneider Propeller"), système d'hélices à pales oscillantes. Ce système est une alternative à la propulsion classique par hélice en bout d'arbre et il offre de nombreux avantages en terme de manœuvre (réactivité, sécurité et poussée omnidirectionnelle). En particulier, il permet de faire varier **rapidement** avec **précision** et **en continu** la force de poussée d'un propulseur en **direction** et **intensité**, élément déterminant pour les navires devant être manœuvrés avec précision dans un rayon limité.



L'étude suivante porte essentiellement sur l'exigence principale "Propulser le navire" du système.

ANALYSE DU DEPLACEMENT

Objectifs :

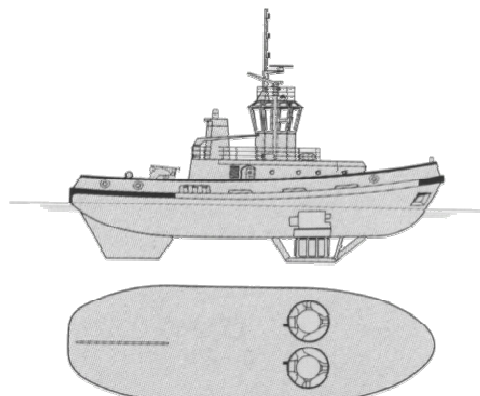
- mettre en évidence le couple de renversement,
- déterminer les configurations relatives aux modes de marche principaux.

Les navires sont toujours équipés de deux propulseurs VSP disposés soit frontalement, soit longitudinalement.

Par exemple, les navires de type "remorqueur" sont équipés de deux VSP disposés frontalement (voir figure ci-contre)

Pour tous les schémas (bateau et/ou propulseur seul), la poupe (arrière) est située à gauche, alors que la proue (avant) se trouve à droite.

Ces deux propulseurs sont commandés indépendamment ; on peut alors envisager une multitude de configurations de commande, le tableau ci-dessous en montre quelques-unes.



Vues d'un remorqueur

configuration A	configuration B	configuration C	configuration D
configuration E	configuration F	configuration G	configuration H

Tableau 1A : Différentes configurations de commande

Question 1. En vous aidant de l'annexe B2, expliquer pourquoi il faut associer deux propulseurs contra-rotatifs. Justifier votre réponse en quelques lignes.

Question 2. On s'intéresse à la configuration B redessinée sur le document réponse. Représenter par de petites flèches de deux couleurs différentes sur chaque pale les trainées et portance de l'action de l'eau sur celles-ci en fonction du sens de rotation de chaque propulseur. En déduire le moment total et la résultante totale sur chaque propulseur puis en déduire le mouvement du bateau. On s'aidera des annexes B1 et B2.

Question 3. En appliquant le même raisonnement pour les configurations proposées dans le tableau 1A, retrouver celles correspondant aux manœuvres suivantes (toutes les configurations ne sont pas à utiliser) :

- STOP,
- AVANT TOUTE,
- ARRIERE TOUTE,
- TRIBORD TOUTE (déplacement latéral en translation vers la droite).

PRINCIPE DE VARIATION D'INCIDENCE GLOBALE

L'annexe B3 décrit la géométrie originale utilisée pour permettre les variations d'incidence simultanée des pales. L'orientation des pales se fait à l'aide d'une tringlerie actionnée par une jambe verticale (7) dont on positionne le centre de la rotule supérieure en un point dit de consigne. Cette position de consigne impose alors à chaque pale une orientation angulaire, fonction de sa position relative sur le disque (3).

Objectifs :

- déterminer la mobilité du mécanisme de positionnement du centre C de la rotule supérieure,
- déterminer les lois de pilotage des vérins (1) et (2) pour obtenir la position de consigne,
- mettre en évidence la non-linéarité du couplage des mouvements générés.

On raisonnera, pour traiter cette partie, à partir du schéma cinématique spatial ci-dessous.

La commande d'orientation des pales consiste à déplacer le centre C de la rotule supérieure à l'aide des vérins (1) et (2). La position de consigne du point C est repérée en coordonnées polaires par (ρ, θ) dans le plan $(J, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$.

Les élongations des vérins sont notées λ pour le premier et μ pour le second (cf. Fig. 3B)

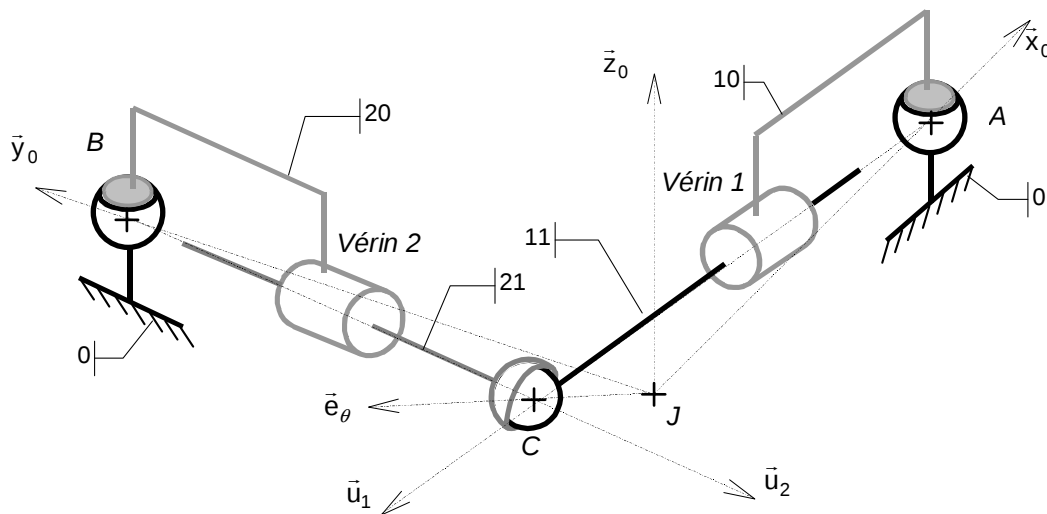


Fig 1B : Schéma cinématique spatial de commande

Indication: En terme de propulsion, l'angle polaire (θ) permet d'orienter la direction de la poussée, tandis que le rayon polaire (ρ) permet d'accentuer ou de diminuer l'incidence α des pales vis-à-vis de l'écoulement et donc l'intensité de la poussée.

Question 4. Faire le graphe des liaisons à partir du schéma cinématique du mécanisme (cf. Fig 1B).

Question 5. Calculer la mobilité de cette chaîne fermée sachant que le modèle proposé est isostatique. Préciser clairement les mobilités utiles et internes.

Question 6. Combien faut-il imposer de paramètres géométriques pour obtenir une position déterminée du point C dans le plan $(J, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$?

Le pilotage couplé des vérins (1) et (2) (élongations notées respectivement λ et μ), positionnent le point C. La position de consigne de C est paramétrée par (ρ, θ) comme le montre le bloc ci-contre dont on recherche la fonction de transfert..



Remarque: Dans un souci de simplification, on suppose que le problème reste plan, en particulier, on ne tient pas compte du fait que le point C se déplace formellement sur une sphère de centre O, mais qu'il reste dans le plan $(J, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$.

On raisonnera, pour traiter cette partie, dans le plan et à partir du schéma cinématique plan.

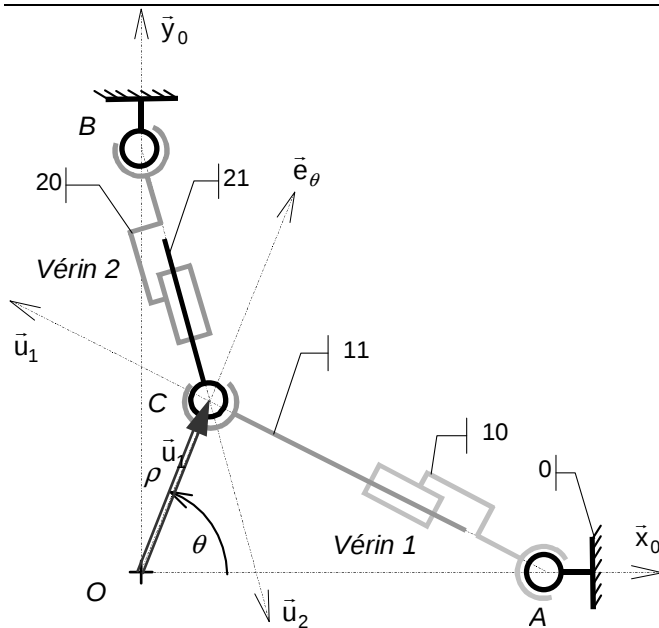


Fig 2B : Schéma cinématique plan

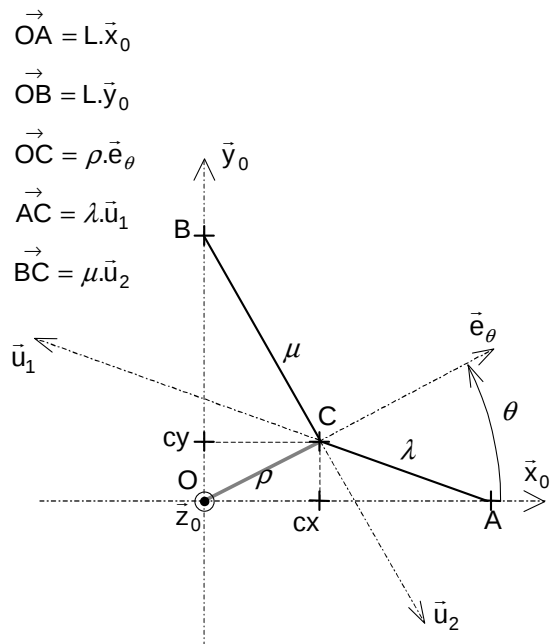


Fig 3B : Modélisation - Paramétrage

Question 7. Déterminer les expressions littérales de λ et μ en fonction de ρ , θ , et L .

Question 8. Justifier alors la non-linéarité et le couplage des élongations des vérins.

On se place dans le cas d'une configuration particulière où les élongations respectives des vérins (1) et (2) sont telles que : $\frac{3}{4}L < \lambda < \frac{5}{4}L$ et $\frac{3}{4}L < \mu < \frac{5}{4}L$, les points extrêmes (mini et maxi pour chaque vérin) sont repérés sur la figure du document réponse par des réticules (+).

Question 9. Tracer (**en noir**) le contour de la zone dans laquelle il est possible de positionner le point C.

Question 10. Compléter votre figure par l'esquisse (**en bleu**) de la trajectoire du point C lorsque l'on pilote

les vérins (1) et (2) en partant du point $\left(\lambda = \frac{9}{8}L, \mu = L\right)$ et avec le cycle de pilotage suivant :

- premier temps: μ varie de L à $\frac{9}{8}L$, λ inchangé,
- deuxième temps: λ varie de $\frac{9}{8}L$ à $\frac{7}{8}L$, μ inchangé,
- troisième temps: μ varie de $\frac{9}{8}L$ à $\frac{3}{4}L$, λ inchangé.

Question 11. En supposant que les vérins (1) et (2) soient pilotés de telle sorte que, en permanence ($\lambda = \mu$), déterminer le lieu du point C en coordonnées polaires (ρ, θ) et exprimer le rayon polaire ρ en fonction de λ .

Question 12. Calculer alors $\lambda_{\min}$ et fonction de L .

PRINCIPE DE VARIATION D'INCIDENCE AU COURS DU MOUVEMENT

Objectifs :

- mettre en évidence l'hyperstatisme de la chaîne cinématique correspondante,
- proposer une modélisation isostatique.
- mettre en évidence le changement continu d'incidence des pales lors de la rotation du disque
- mettre en place une stratégie pour déterminer la loi entrée-sortie du mécanisme de commande d'orientation des pales $\alpha = \alpha(\theta, \beta, \dots)$.

La cinématique est conçue de manière à ce que les pales changent continûment d'incidence vis-à-vis de l'écoulement, afin que la composante de portance soit globalement toujours orientée dans la même direction, ce que réalise la tringlerie schématisée sur la figure ci-dessous.

Cette tringlerie permet d'imposer aux pales une position angulaire (et donc une incidence) à partir de la position de consigne imposée au point E (centre du linéaire annulaire inférieure de la jambe (7)).

Pour toute la suite, on ne considère que le mouvement plan de la tringlerie de commande d'orientation des pales dans le plan $(I, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$.

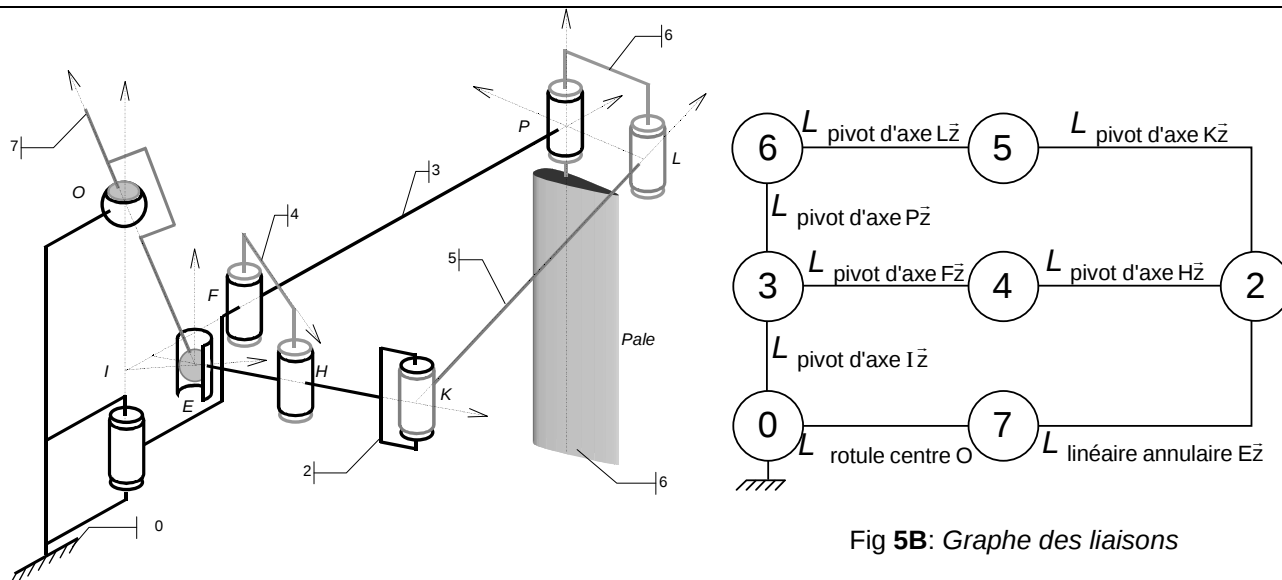


Fig 4B: Schéma cinématique Spatial

Question 13. A partir du graphe des liaisons, déterminer le degré d'hyperstatisme du modèle de mécanisme de commande d'orientation d'une pale (**limitée à la chaîne fermée : $3 \rightarrow 4 \rightarrow 2 \rightarrow 5 \rightarrow 6$**). Proposer une modélisation isostatique.

Question 14. Quelle relation existe-t'il entre la position du point C (ρ_C, θ_C) et celle de E, sachant que $OE=OC$? Donner la réponse en précisant les coordonnées polaires de E (ρ_E, θ_E) dans le plan $(I, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$.

Pour toute la suite, on notera (ρ, θ) les coordonnées polaires du point E supposé fixe dans (0).

La géométrie du mécanisme est telle que lorsque le point E se trouve en I, les pales ont toutes une incidence nulle lors de la rotation du disque (3). Le déplacement du point E provoque un changement d'incidence des chacune des pales via la tringlerie (2-4-5) liée au disque (3) et à la pale (6).

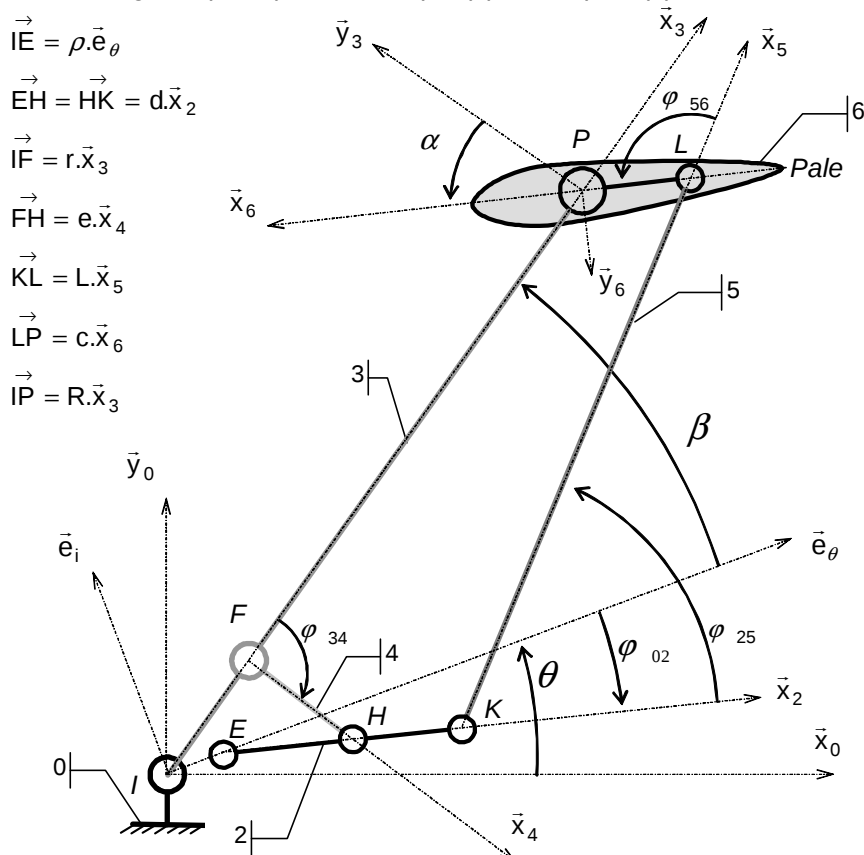


Fig 6B: Paramétrage géométrique de la tringlerie

Hypothèse: On s'intéresse à un système VSP à quatre pales en vue de dessus et pour lequel le disque d'entraînement (3) tourne dans le sens trigonométrique. On se place dans une configuration donnée (celle du document réponse), on suppose que le point E est maintenu dans une position de consigne fixe par rapport au bâti (0).

- Question 15. En se plaçant dans cette configuration, compléter le document réponse qui propose une vue d'un des ensembles (pale + tringlerie) par une épure où vous ferez apparaître les points F, H, K, P et L pour la pale **précédente** du disque (3).
- Question 16. Faites clairement apparaître l'angle d'incidence de la pale précédente par un angle orienté. Mesurer sa valeur en degrés ($^{\circ}$).
- Question 17. A partir de ces deux chaînes cinématiques fermées, déterminer par fermeture vectorielle et angulaire, le système d'équations à résoudre en θ , β et α qui permettrait d'obtenir l'angle d'incidence d'une pale α en fonction β , ρ et θ . Justifier $(\vec{e}_\theta, \vec{e}_i)$ comme base de projection optimale. Il n'est pas demandé de résoudre ce système.
- Question 18. Justifier le fait que le système obtenu permettrait d'obtenir une relation de la forme $\alpha = F(\theta, \beta, r, R, e, d, L, c, \rho)$ dans laquelle **n'apparaît pas d'autre paramètre angulaire**. Ne pas faire la résolution.

PERFORMANCES DE LA CHAÎNE DE COMMANDE EN POSITION

Objectifs :

- modéliser le système de commande,
- choisir certains composants de la chaîne de commande,
- déterminer les performances du système de commande (précision, temps de réponse, stabilité) et les valider en fonction du cahier des charges,
- adapter le correcteur et valider son réglage,
- étudier l'influence relative des perturbations.

Comme le montre le diagramme BDD de l'Annexe **A1**, le contrôle continu du pas de l'hélice est réalisé grâce à un système d'asservissement en position du point central **C** (voir Fig **1C**). Le déplacement dans un plan du point C s'effectue grâce à un système de 2 actionneurs hydrauliques (vérins hydrauliques) couplés. Leur action simultanée permet de faire varier l'intensité et la direction de la poussée du remorqueur suivant une direction quelconque. Cependant, dans cette partie du sujet, on suppose que le point central ne se déplace que suivant une direction privilégiée, ne nécessitant l'action que d'un **seul actionneur hydraulique**.

Le problème de la commande de déplacement du point central peut se résumer à l'obtention d'une coïncidence temporelle entre la valeur de consigne (définie par le pilote du remorqueur via un générateur de consigne) et la position temporelle du point C. Soit, sous une forme simplifiée :

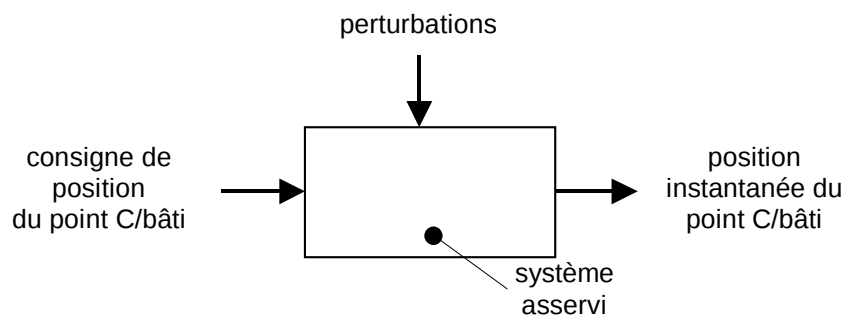


Fig **1C** Modèle global de commande

Dans le détail, ce système de commande particulier intègre dans sa chaîne :

- une servo-valve qui est un organe de commande dont on suppose que le débit volumique de sortie $q_v(t)$ (en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) est une fonction supposée linéaire du courant d'entrée $i(t)$ (en A).
- un convertisseur de tension-courant qui génère le courant $i(t)$ à partir de la tension de commande $u_a(t)$ obtenue en sortie de l'amplificateur-correcteur.
- un capteur de position de type magnétostrictif intégré à la tige du vérin hydraulique qui délivre un signal de mesure $u_m(t)$ (en V) proportionnel au déplacement de la tige par rapport au corps du vérin.
- un actionneur hydraulique dont le rôle est de transformer une énergie hydraulique en énergie mécanique.

A ces éléments particuliers, il convient de rajouter les composants invariants d'un système asservi comme par exemple, l'amplificateur-correcteur.

Le tableau **1C** de l'Annexe **C1** collige l'ensemble des fonctions de transfert des éléments constitutifs ainsi que les principales valeurs numériques.

Finalement, la structure globale de ce système de commande peut se représenter par le schéma ci-dessous. La fonction du système de commande est d'élaborer le signal de commande optimal en fonction des performances définies par le cahier des charges.

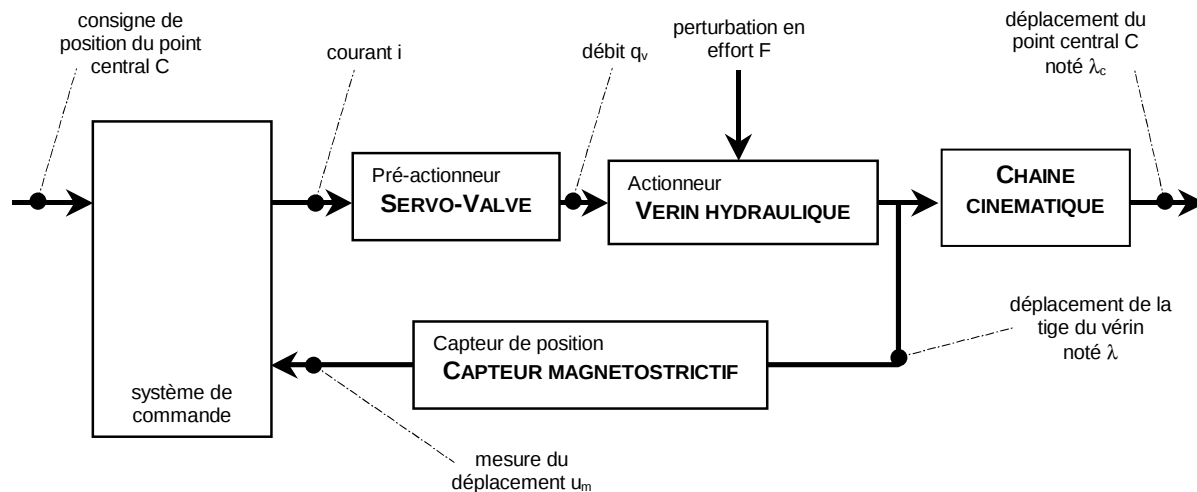


Fig 2C : Architecture de la commande

Modélisation de l'actionneur

On cherche à modéliser le comportement dynamique du vérin hydraulique animant l'orientation angulaire des pales. Plutôt que d'écrire les équations de bilan et d'effectuer des hypothèses simplificatrices, un modèle de comportement linéaire va être établi directement à partir d'une campagne d'essais.

Dans un premier temps, on trace expérimentalement la réponse indicielle $v(t) = f(q_v(t))$ (cf. Annexe C2, Fig C1). On précise que $v(t)$ représente la vitesse de sortie de la tige du vérin par rapport au corps de ce dernier et que $q_v(t)$ est le débit volumique d'entrée d'huile. Dans cet essai particulier, on considère que le vérin n'est soumis à aucune perturbation (cf. Fig 3C). Seul le flux d'huile entrant dans la chambre influence la vitesse de sortie de la tige du vérin.

Notations

On adopte les notations suivantes entre le domaine temporel et celui de Laplace. Ainsi la fonction $f(t)$ possède une transformée de Laplace notée : $F(p) = \mathcal{L}[f(t)]$

Question 19. A partir de la réponse indicielle donnée sur la figure C1, justifier un modèle du second ordre pour le comportement dynamique de l'actionneur hydraulique. On précise que $q_v(t) = q_{v0} \cdot u(t)$ avec $u(t)$ la fonction échelon et $q_{v0} = 10 \text{ litre/s}$. Donner la forme canonique de la fonction de transfert

$$\frac{V(p)}{Q_v(p)} = \frac{K_v}{D(p)} \text{ en précisant la forme de } D(p).$$

Question 20. En utilisant les différentes courbes (Fig C8 et C9) données en Annexe C7, déterminer numériquement les deux coefficients caractéristiques de cette fonction de transfert (fréquence propre ω_0^v et coefficient d'amortissement ζ_v). Préciser leurs unités.

Cependant, le comportement dynamique du vérin hydraulique peut également être influencé par les actions mécaniques variables (effort hydrodynamique sur les pales dans le cas du propulseur, obstacle...) comme le modélise le schéma-bloc (cf Fig 3C) qui modélise ainsi le comportement complet de l'actionneur.

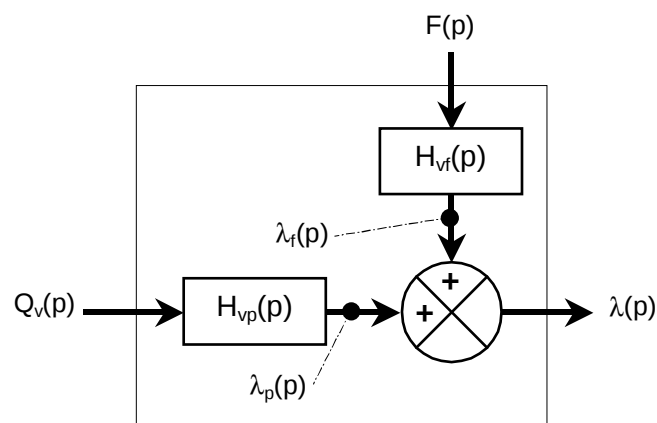


Fig 3C : Modèle comportemental de l'actionneur hydraulique

Modélisation de la servo-valve

On extrait de la documentation technique du fabricant du pré-actionneur, le résultat d'une série de réponse harmonique d'un groupe de servo-valves de même gain. Le tableau (cf. Tab. **3C**) regroupe la valeur de leurs constantes de temps. Les diagrammes réels de Bode (gain en dB et phase en °) de ces constituants sont donnés en Annexe **C2**, figure **C2**.

Repère (Annexe C2)	Constante de temps τ_{sv} (en ms)
(a)	7.95
(b)	3.18
(c)	2
(d)	1.3

Tab. 3C Caractéristiques des pré-actionneurs

- Question 21. A partir de l'allure de la réponse harmonique, justifier un modèle du premier ordre pour le comportement dynamique de la servo-valve.
- Question 22. Déterminer numériquement la valeur du gain statique K_{sv} de ce groupe de servo-valve. Précisez l'unité de K_{sv} .
- Question 23. Donner la valeur f_{sv} (en Hertz) de la borne supérieure de la bande passante à -3 dB pour chacune des servo-valves testées.

On définit la fréquence f_{vh} de l'actionneur hydraulique comme la fréquence pour laquelle le diagramme asymptotique de Bode présente une cassure.

- Question 24. A partir des constantes caractéristiques du vérin hydraulique déterminées à la question **20**, calculer f_{vh} (en Hertz).

Afin de satisfaire un des critères de performance, on impose que la borne supérieure de la bande passante du pré-actionneur f_{sv} doit être au moins trois fois supérieure à la fréquence f_{vh} de l'actionneur.

- Question 25. Dans ces conditions, quelles sont la (ou les) servo-valve(s) compatible(s) ?

Après ces premières considérations sur les constituants de la chaîne directe, on cherche à établir le schéma-bloc détaillé de l'asservissement.

- Question 26. Compléter l'esquisse du schéma-bloc (doc réponse) de la commande d'asservissement en position de la tige du vérin. Indiquer avec précision le nom et les unités des variables d'entrée et de sortie de chaque bloc. Les fonctions de transfert seront laissées sous leurs formes analytiques (respecter les notations de l'annexe).
- Question 27. Quelle est l'utilité du bloc de fonction de transfert $h(p)$? Justifier le fait que $h(p)=H_{cp}(p)$. Préciser les unités.

Performances nominales de l'asservissement de position

On considère que le système de commande est placé dans des conditions idéales, c'est à dire sans perturbations dues aux actions mécaniques $F(p)$.

Les expressions et valeurs numériques suivantes seront utilisées afin de répondre à la suite du problème et ce quelles que soient les réponses apportées précédemment par le candidat.

- $D(p) = 1 + 8.33 \cdot 10^{-3} p + 6.95 \cdot 10^{-5} p^2$
- pré-actionneur (d)
- $C(p) = K_{cor}$, modèle du correcteur-amplificateur

- Question 28. Déterminer la classe en boucle ouverte α_{bo} du système non perturbé. En déduire l'erreur statique en position. Pour ce critère de performance, le cahier des charges est-il respecté ?

Afin d'être le plus proche possible de la réalité, on impose en entrée, un signal de la forme définie sur la figure **C3** (Annexe **C3**). Cette figure fait également apparaître l'allure de la réponse temporelle pour différentes valeurs de réglage du gain du correcteur proportionnel $K_{cor} = [10, 15, 20, 25, 30]$. La figure **C4** représente un zoom de la figure **C3**.

- Question 29. Parmi les valeurs proposées, donner la valeur limite de K_{cor} compatible avec le critère de dépassement défini par le cahier des charges.
- Question 30. Par une lecture des figures **C3** et **C4**, estimer alors le temps de réponse à 5% en s. Le cahier des charges est-il respecté ?
- Question 31. Donner la valeur limite de K_{cor} permettant d'obtenir un temps de réponse optimal.

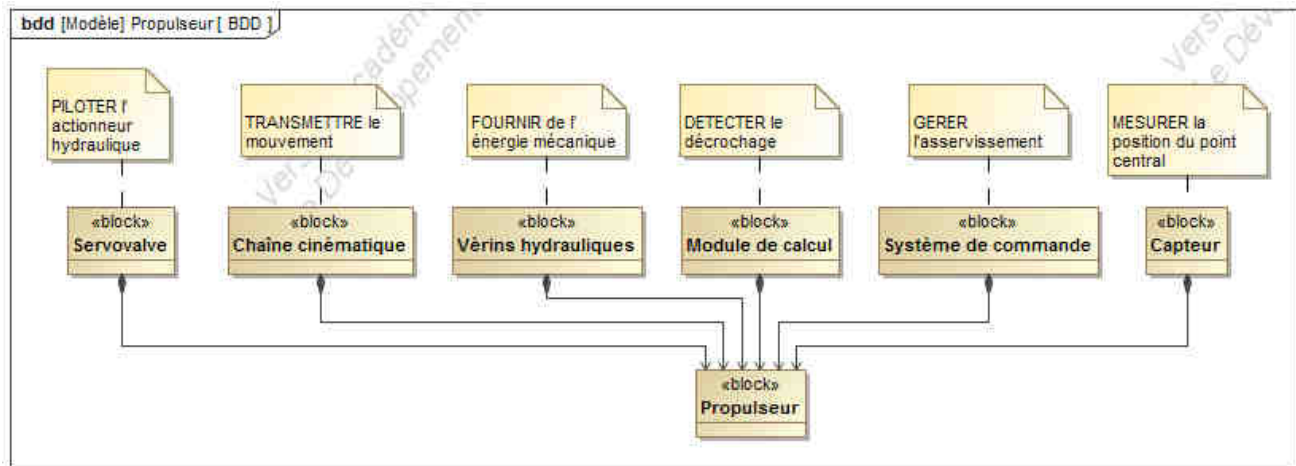
La figure **C5** présente les tracés réels de la fonction de transfert en **boucle ouverte** dans le plan de Bode pour une valeur de réglage du correcteur proportionnel K_{cor} .

- Question 32. A partir des diagrammes de la figure **C5** et en utilisant le comportement asymptotique en basse fréquence, déterminer la valeur de réglage du correcteur proportionnel K_{cor} .
- Question 33. Pour cette valeur de K_{cor} , le système est-il stable en boucle fermée. Justifiez votre réponse en énonçant toutes les conditions graphiques de stabilité dans le plan de Bode.
- Question 34. Toujours pour la même valeur de K_{cor} , déterminer les marges de gain et de phase par lecture directe sur les diagrammes de Bode. Sont-elles en accord avec celles définies par le cahier des charges ?
- Question 35. Déterminer la valeur de réglage du correcteur proportionnel K_{cor} respectant les marges de stabilité définies par le cahier des charges.
- Question 36. Effectuer une synthèse des valeurs possibles de K_{cor} en fonction des performances optimales (stabilité, précision, temps de réponse et dépassement) définies par le cahier des charges.
- Question 37. Le choix d'un correcteur proportionnel permet-il d'atteindre simultanément des performances optimales ? Justifier votre réponse.

◆◆ FIN ◆◆

Bdd du système de propulsion

ANNEXE A1



P RINCIPE HYDRODYNAMIQUE DE PORTANCE (*rappel*)

ANNEXE B1

L'hydrodynamique du propulseur VSP est basé sur le principe de la portance d'une pale avançant dans un fluide à la vitesse (V) avec une incidence α , portance due aux actions mécaniques du champ de pression hydrodynamique.

D'une manière générale, la résultante des actions mécaniques de pression sur une pale est un glisseur noté $\vec{F}_{h/p}$ qui s'applique en P (centre de poussée) (cf. Fig. B1 ci-dessous).

On a pour habitude de projeter cette résultante sur l'axe de l'écoulement et sur sa perpendiculaire de manière à faire apparaître naturellement :

- la composante de traînée $\vec{T}_{h/p}$.
- la composante de portance $\vec{P}_{h/p}$.

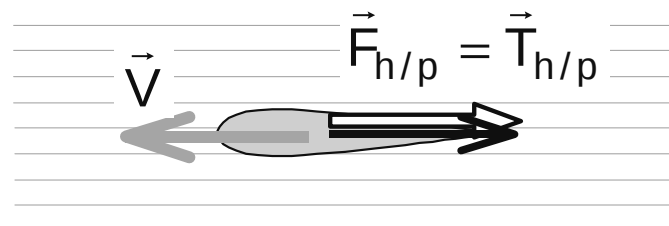
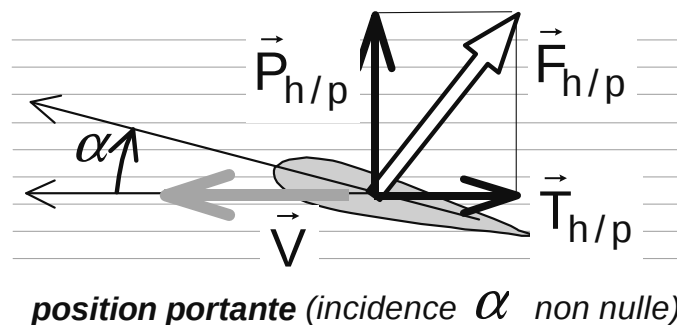


Fig B1: Mise en évidence des composantes de traînée et portance de la poussée

La composante **utile** est la **portance** $\vec{P}_{h/p}$, qui est nulle si l'incidence est nulle, la composante **parasite** est la **traînée** qui n'est jamais nulle quelle que soit l'incidence.

ACTIONS MECANQUES DE PORTANCE

ANNEXE B2

L'hélice d'un propulseur VSP est constituée de pales métalliques (à profil symétrique) orientables verticalement, ce qui permet de modifier leur incidence relative vis-à-vis de l'écoulement. L'écoulement résulte de la mise en rotation du disque qui porte les pales (4 à 5 pales suivant le modèle). Les pales, plongées dans l'eau et se déplaçant avec un angle d'incidence α , sont ainsi soumises à un champ de pression hydrodynamique.

Dans le cas particulier du propulseur VSMP, l'écoulement relatif est tel que les lignes de courant sont circulaires et non pas parallèles. La cinématique est astucieusement conçue pour que les pales changent continûment d'incidence lors de la rotation du disque, de manière à ce que les portances s'orientent globalement dans la même direction.

En position neutre, les pales sont orientées dans le "lit" de l'écoulement, leur incidence relative est donc toujours nulle, les poussées se limitent à une composante de traînée. Le torseur résultant des actions hydrodynamiques sur le rotor (**noté h/r**) est alors assimilable à un couple résistant: $\vec{C}_{h/r}$.

En position dite "propulsive", les pales prennent une incidence qui varie au fur et à mesure de la rotation du disque, cette incidence génère une composante de portance sur chaque pale et le torseur résultant comporte alors également une résultante de portance utile à la propulsion du remorqueur.

En vue de dessus, la modélisation est la suivante:

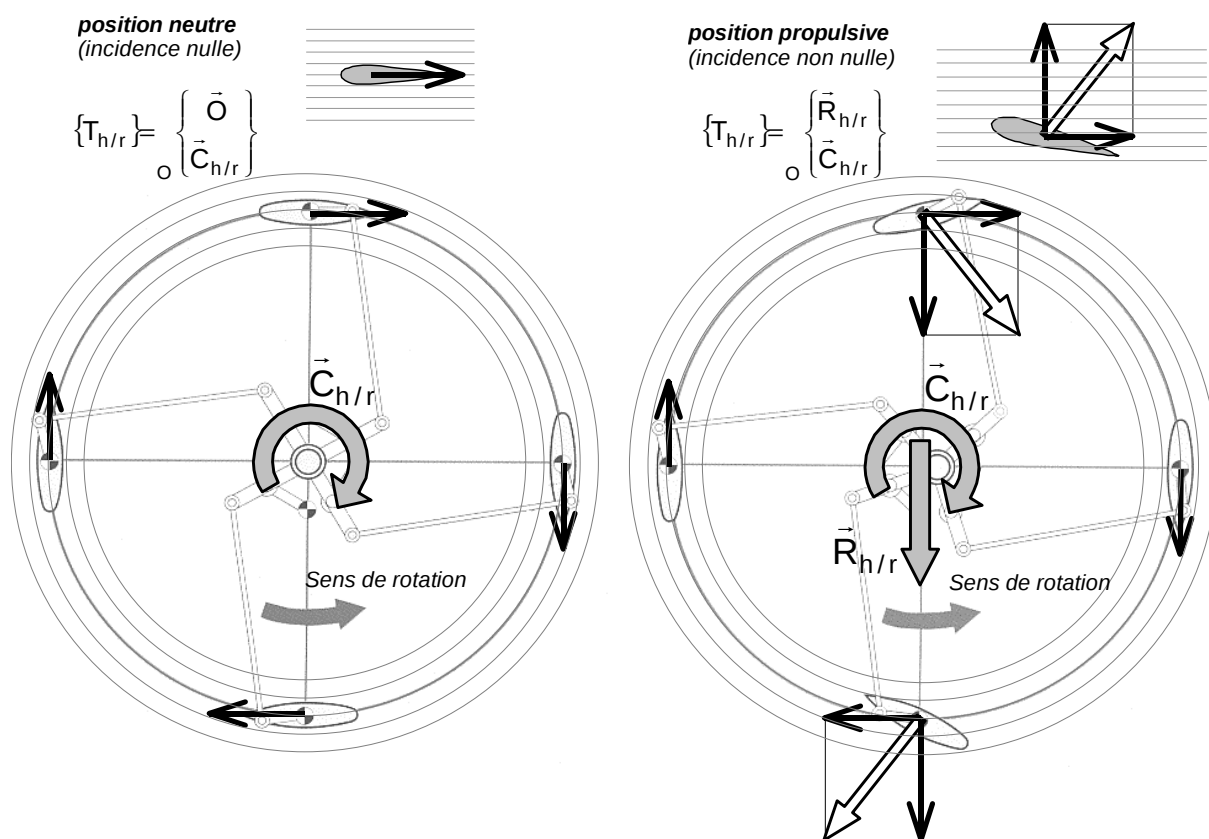


Fig B2 : Mise en évidence des actions hydrodynamiques (traînée et portance) sur chaque pale

O RIGINALITE DE LA CINEMATIQUE

ANNEXE B3

Les pales sont disposées à la périphérie du disque (3) en rotation continue au cours du fonctionnement. Chacune d'elle peut pivoter autour de son axe $P\vec{Z}_0$.

Les vérins (1) et (2) impose une position au centre C de la rotule supérieure de la jambe (7). Cette jambe est articulée en O –liaison rotule entre (7) et (0) – et place le centre E de la linéaire annulaire inférieure dans une position opposée à celle de C.

La tringlerie (2-4-5) impose alors une orientation donnée (et donc une incidence donnée) de la pale en fonction de la position du point E et de la position angulaire du disque (3).

Au cours du fonctionnement, si le point E reste fixe, les pales changent continûment d'orientation, et donc d'incidence de manière à provoquer une poussée hydrodynamique toujours orientée dans le même sens.

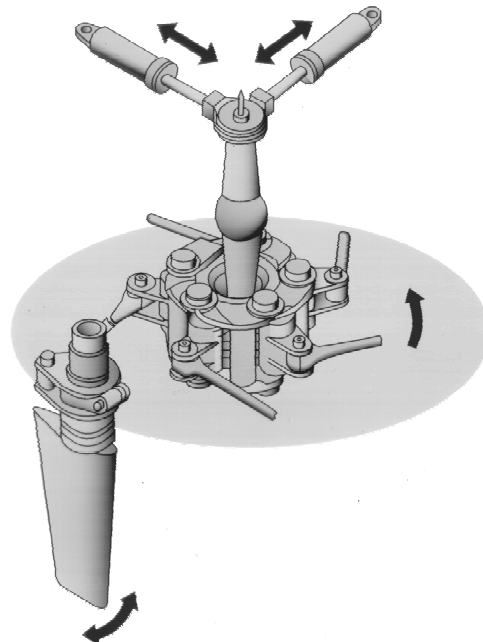
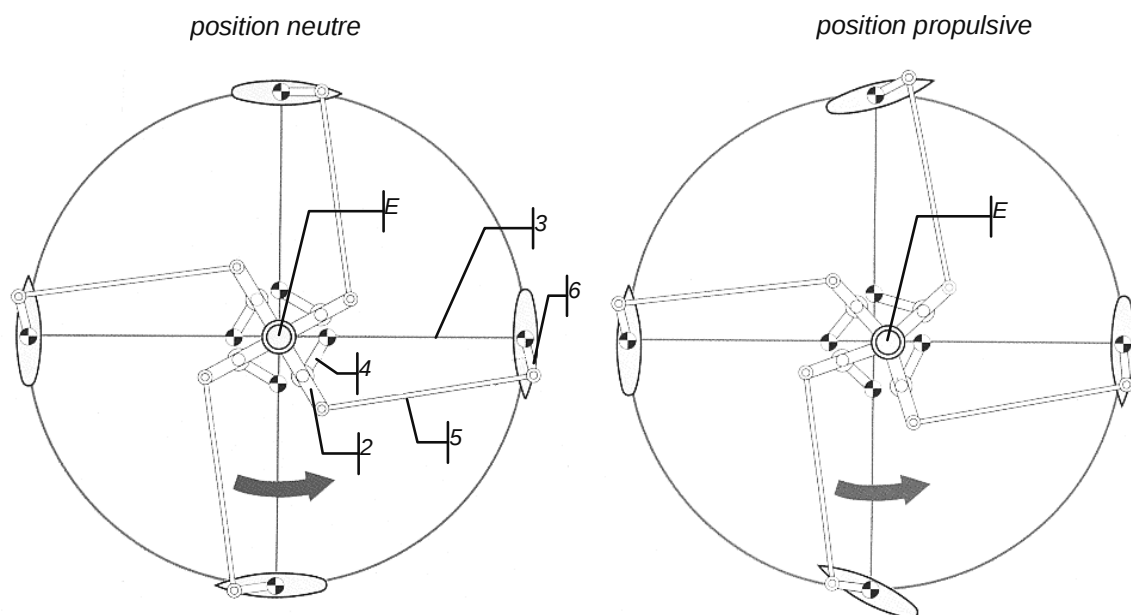


Fig B3 : Principe cinématique du VSP-



Cinématique de la commande d'orientation des pales.

E – centre de la linéaire annulaire
2 – tringle
3 – disque porte-pale

4 – bielle
5 – levier
6 – pale

Fig B3-bis : Mise en évidence de l'influence de position du centre E de la rotule inférieure

M ODELISATION - PARAMETRAGE

ANNEXE B4

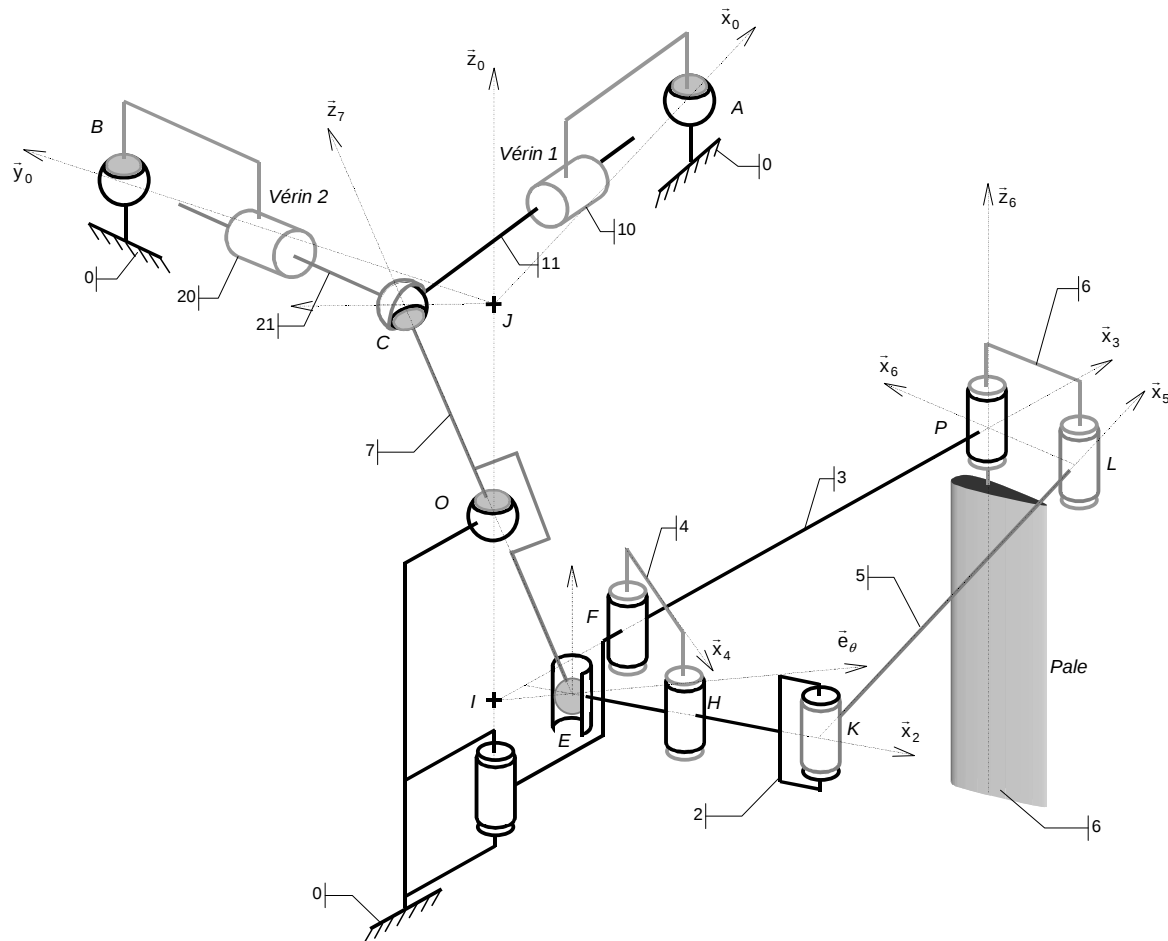


Fig B4 : Schéma cinématique spatial du mécanisme d'orientation des pales du VSP
– une seule pale représentée –

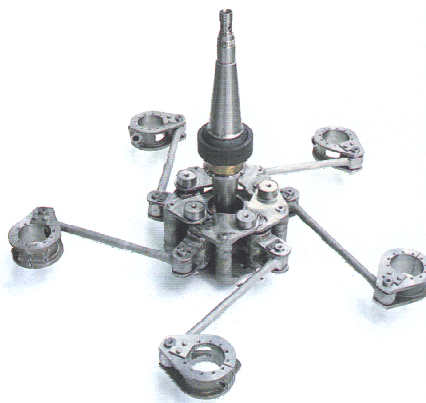


Fig B4-bis: Photo du mécanisme réel.

B

BOUCLE de COMMANDE du PAS de l'HELICE

ANNEXE C1

Tab. 1C :Caractéristiques des constituants

Constituants	Transmittance	Données numériques
Amplificateur- Correcteur	$C(p) = \frac{U_a(p)}{\Sigma(p)}$	
Convertisseur	$H_{ct}(p) = \frac{I(p)}{U_a(p)} = K_{ct}$	$K_{ct} = \frac{1}{300} \text{ A.V}^{-1}$
Servo-valve	$H_{sv}(p) = \frac{Q_v(p)}{I(p)}$	
Vérin hydraulique	$H_{vp}(p) = \frac{\lambda_p(p)}{Q_v(p)} = \frac{K_v}{p.D(p)}$	$K_v = 31.84 \text{ m}^{-2}$
	$H_{vf}(p) = \frac{\lambda_f(p)}{F(p)} = \frac{K_f}{D(p)}$	$K_f = 5.10^{-9} \text{ m / N}$
Capteur de position	$H_{cp}(p) = \frac{U_m(p)}{\lambda(p)} = K_{cp}$	$K_{cp} = 15 \text{ V.m}^{-1}$

Tab. 2C :Cahier des charges (Extraits)

Critère	Niveau
Dépassement max de la position recherchée	< 1 %
Erreur de position angulaire d'une pale	< 0.6°
Erreur de position de la tige actionneur / corps	<1.5 mm
Temps de réponse à 5%	< 0.11 s
Marges de stabilité	$MG > 10 \text{ dB}$ $M\Phi > 45^\circ$

M

ODELES COMPORTEMENTAUX

ANNEXE C2

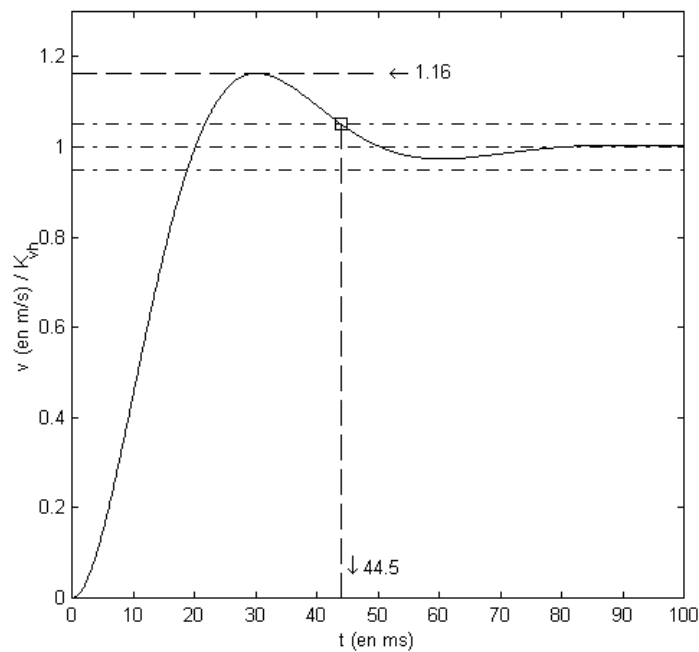


Fig C1 : Réponse indicielle de l'actionneur hydraulique

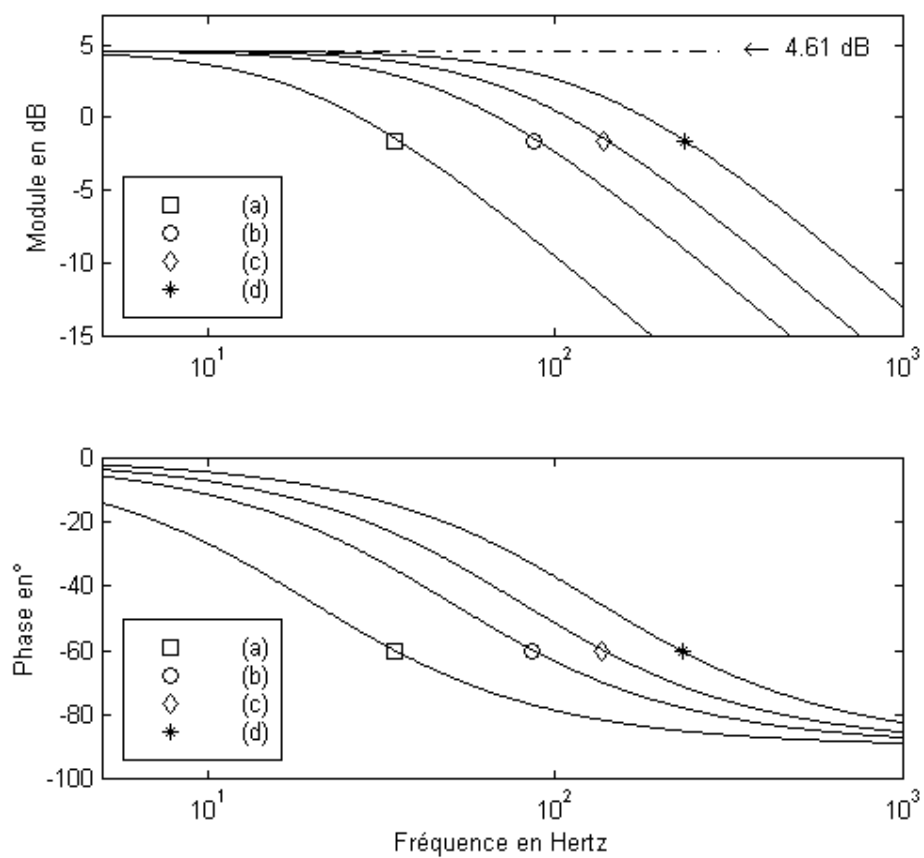


Fig C2 : Réponse harmonique du pré-actionneur

RÉPONSES TEMPORELLES

ANNEXE C3

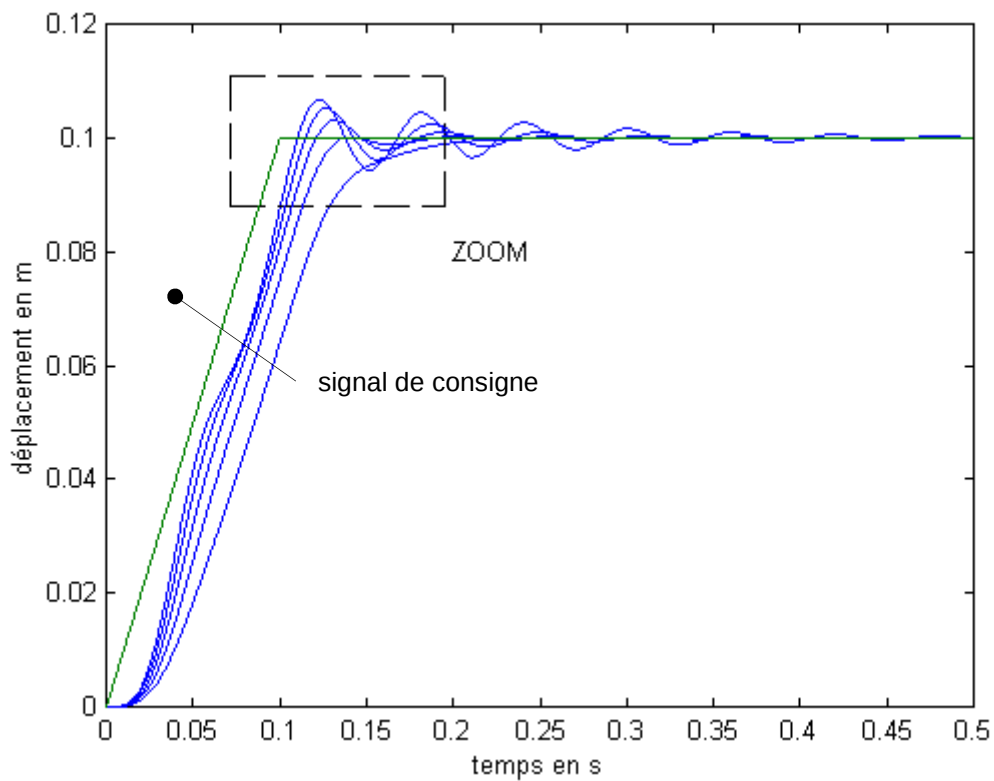


Fig C3 Réponses temporelles pour $K_{cor}=[10, 15, 20, 25, 30]$

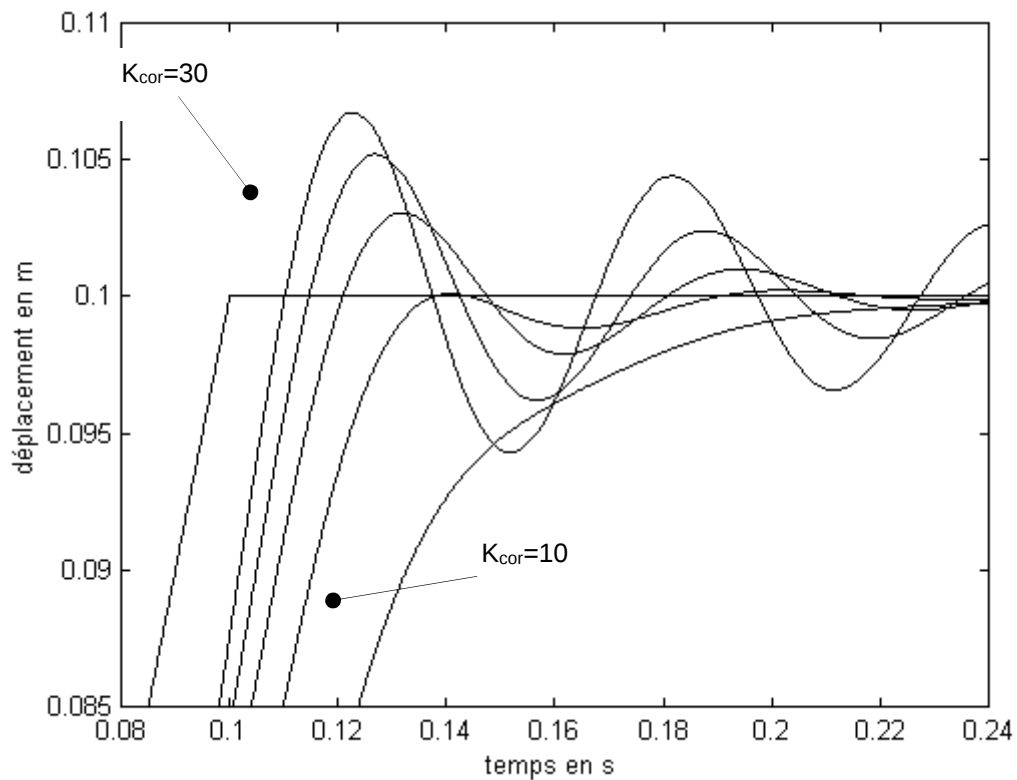


Fig C4: Zoom de la figure C3

R

EPONSE HARMONIQUE en BO

ANNEXE C4

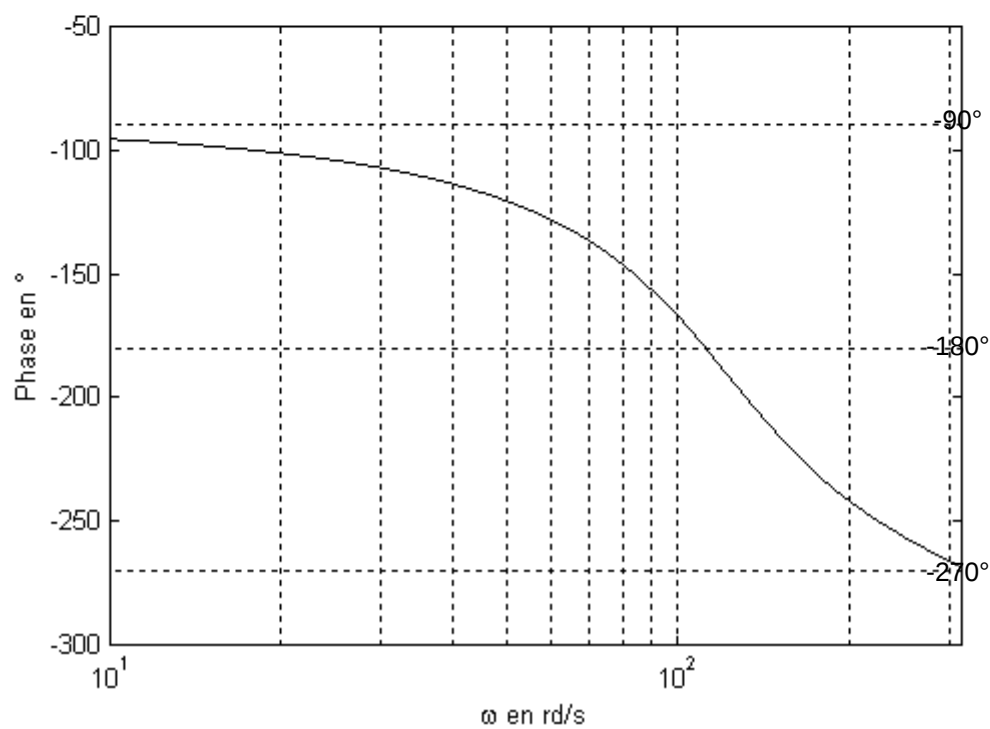
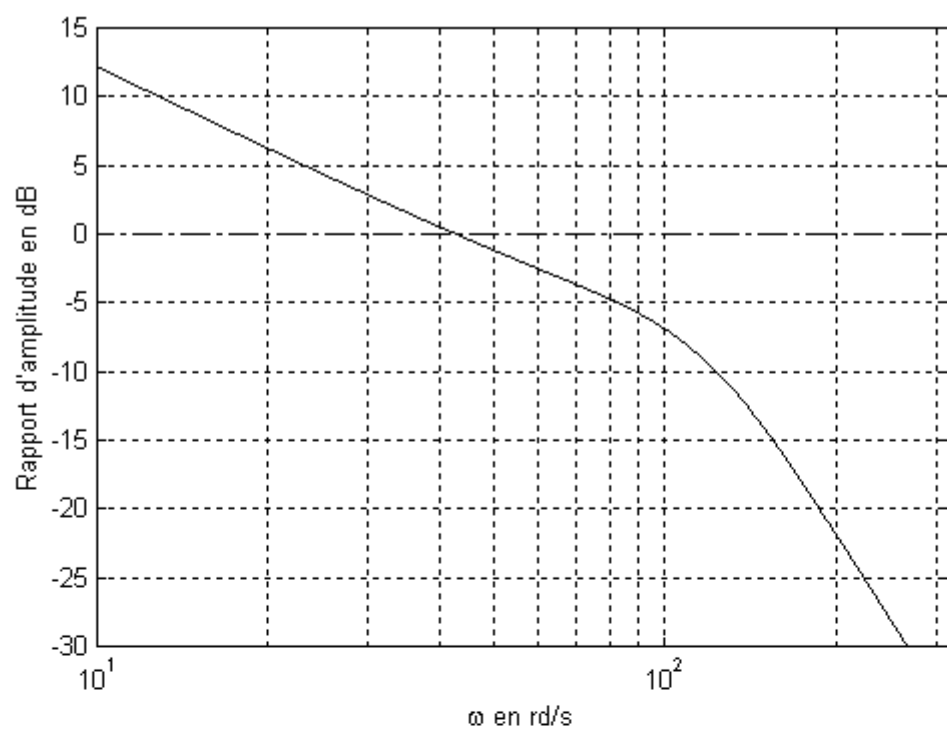


Fig C5 Lieu de transfert en boucle ouverte BO dans le plan de Bode

R

EPONSE HARMONIQUE de $H_p(j\omega)$

ANNEXE C5

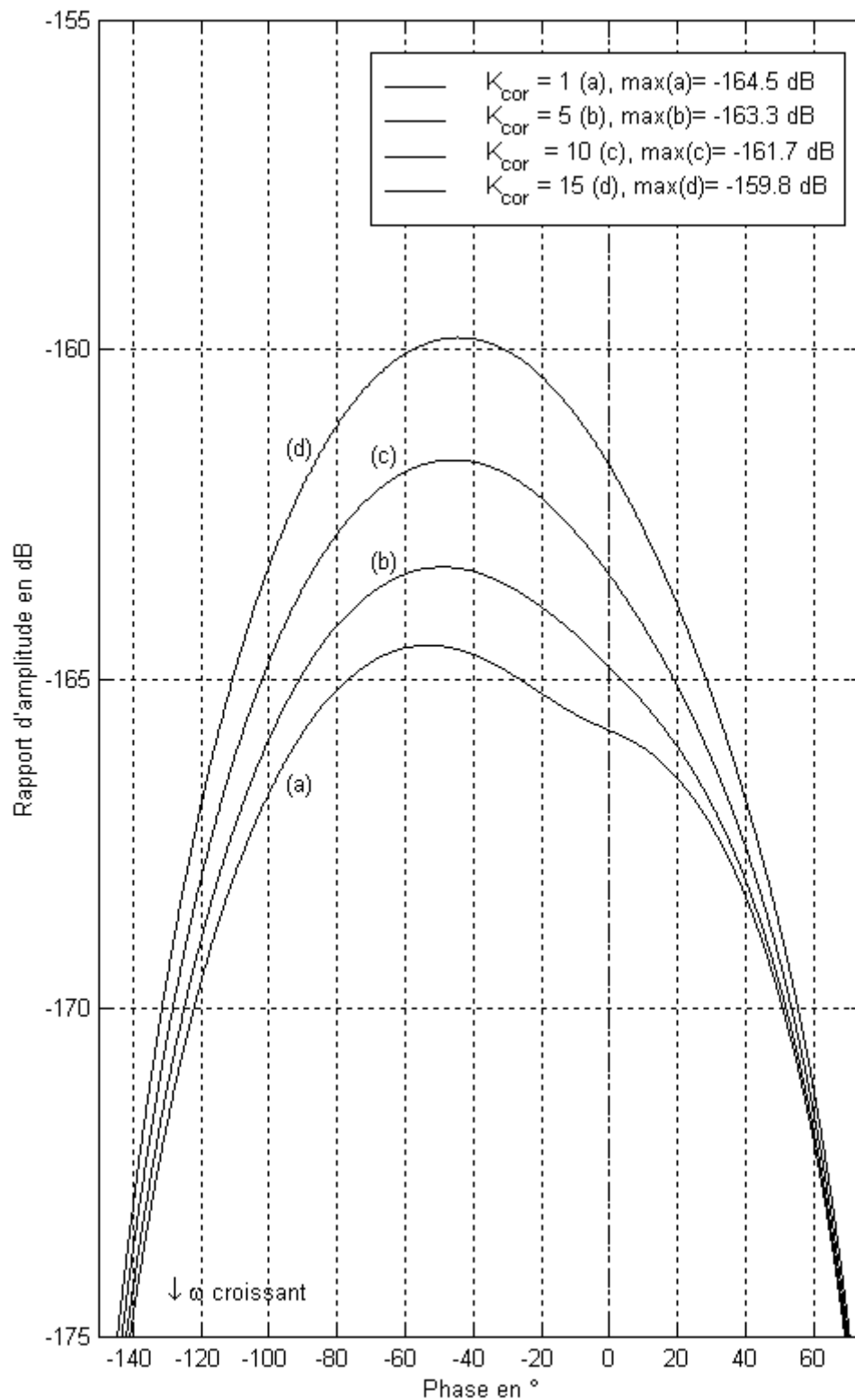


Fig C6 Lieu de transfert $H_p(j\omega)$ dans le plan de Black

RÉPONSE INDICIELLE de $H_p(p)$

ANNEXE C6

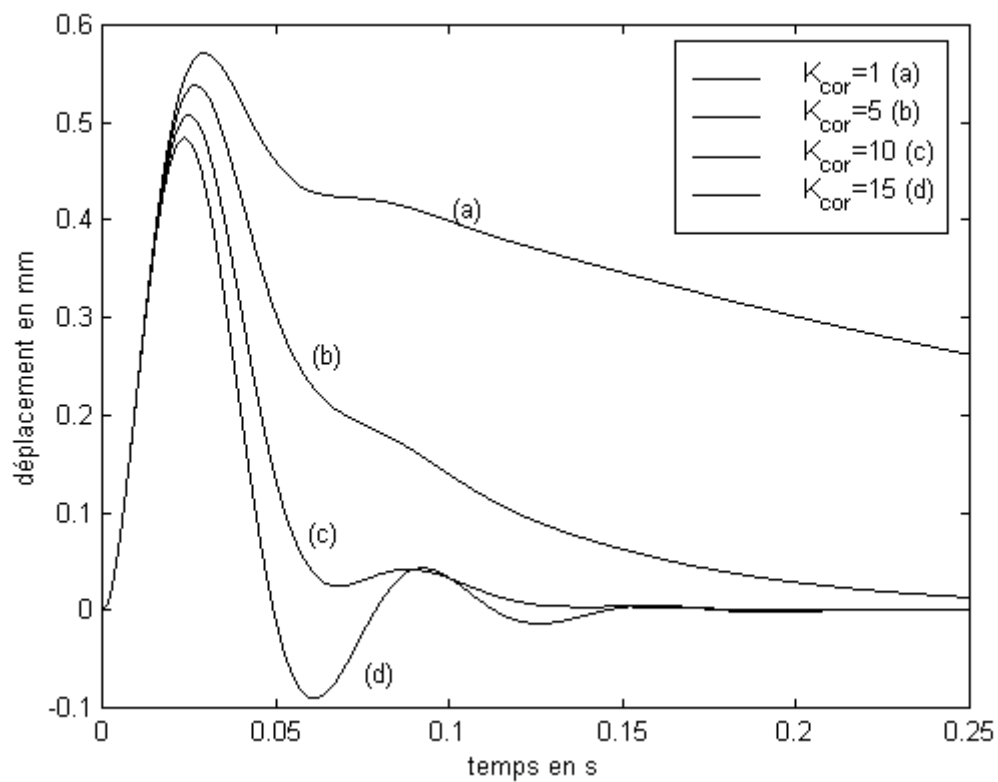


Fig C7 Réponse indicielle pour $H_p(p)$

CARACTERISTIQUES TEMPORELLES

ANNEXE C7

Pour un système du second ordre sous la forme canonique $\frac{K}{1 + 2\zeta \frac{p}{\omega_0} + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$, on distingue :

- ζ coefficient d'amortissement,
- ω_0 pulsation propre du système non amorti en rd.s^{-1} .

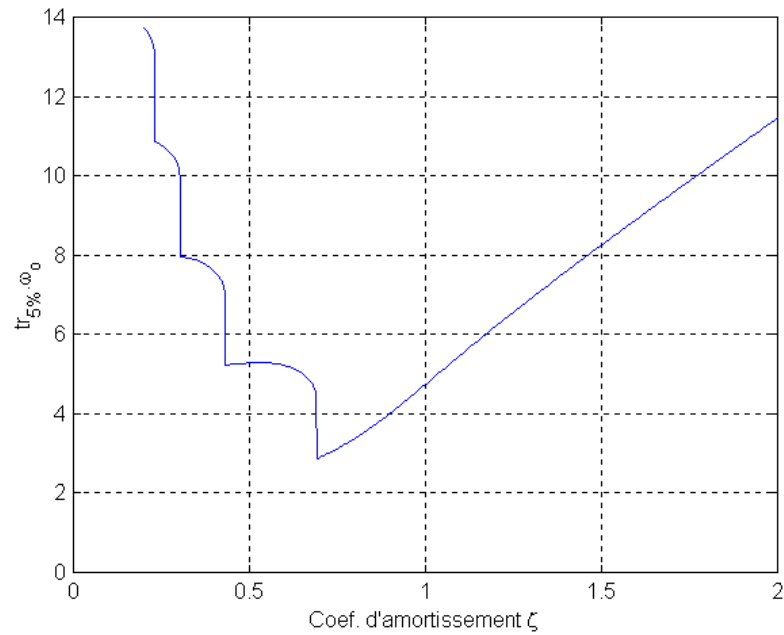


Fig C8 Evolution de $[tr_{5\%}(\text{en s}) \cdot \omega_0(\text{en rd.s}^{-1})]$ en fonction de ζ

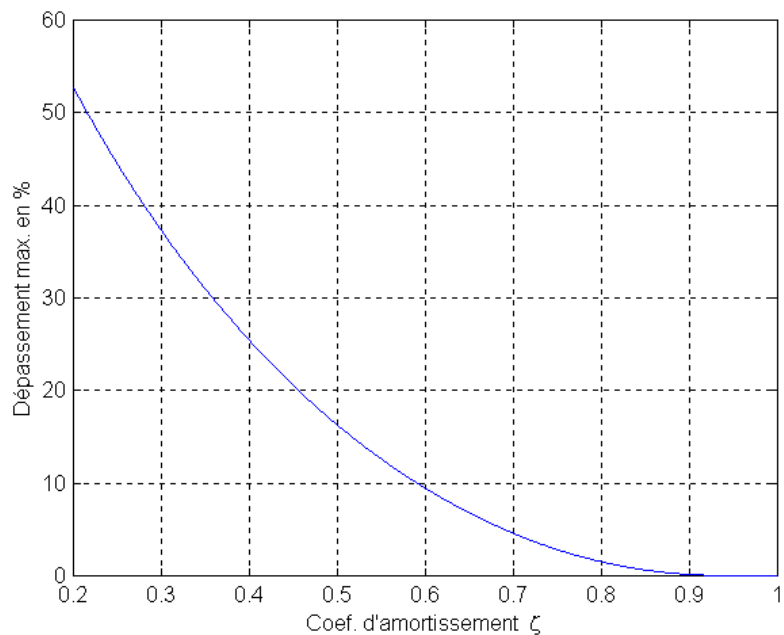


Fig C9 Evolution du dépassement max. en fonction de ζ