

Plan horizontal réglable (PHR) d'un Airbus A330

1 Présentation du système

Sur un avion de ligne tel que l'A330, les pilotes disposent d'un grand nombre de commandes de vol permettant de manier l'avion et d'assurer la stabilité de sa direction (cf FIGURE 1). Ces commandes se regroupent en deux types :

- les commandes de vol **primaires** contrôlant les ailerons **2** et **3**.
- les commandes de vol **secondaires** tel que les volets hypersustentateur **7** et **8**, les becs de bord d'attaque **5** et **6** qui modifient la surface et la courbure de l'aile pour augmenter la portance et diminuer la limite de décrochage ou les spoilers **9** et **10** qui permettent d'augmenter la traînée de l'aile et de diminuer la portance lors de la descente.

Dans ce sujet, on s'intéresse à une autre de ces commandes de vol secondaire, celle contrôlant l'incidence du **PHR**.

Le PHR constitue, avec la dérive, l'empennage arrière de l'avion. Ces pièces servent à assurer la stabilité de l'avion en tangage et en roulis. Pour parvenir à cela, elles ont toutes deux été construites et positionnées pour avoir une incidence faible ou nulle lorsque l'avion est en vol de croisière stable. De sorte que, lors d'une perturbation de cet équilibre, l'angle d'incidence induit par leur déplacement crée une force et donc un moment de rappel qui ramène l'avion en position neutre.

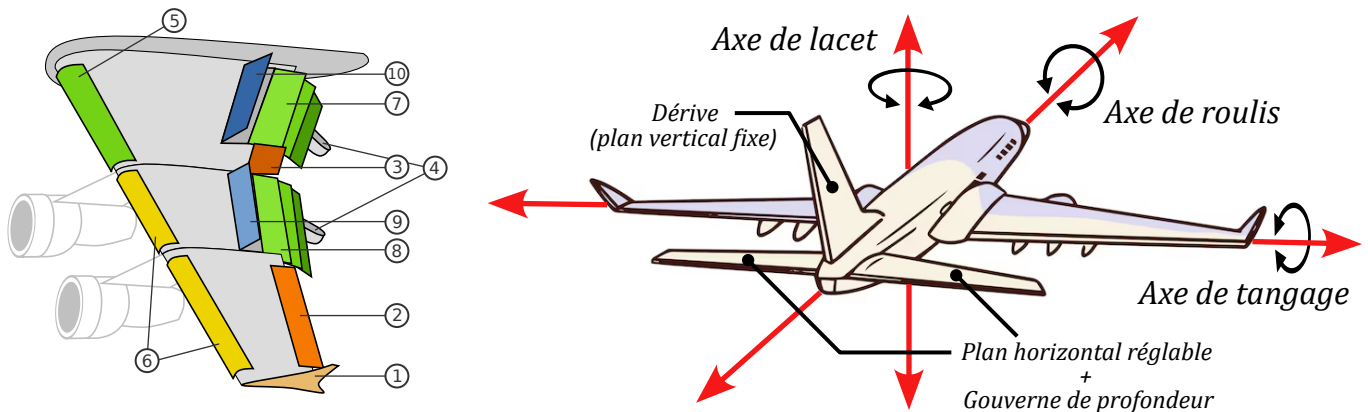


FIGURE 1 – Commandes de vol d'un avion de ligne.

En plus de ce contrôle passif, il est nécessaire de pouvoir ajuster la position du PHR en vol. En effet, le PHR est aussi destiné à supporter une petite partie de la portance aérodynamique afin d'ajuster la position du **centre de poussée** pour le faire correspondre au **centre de gravité** de l'avion. Or, en fonction du chargement (différent à chaque vol) et de la consommation de kérosène au cours du vol, le centre de gravité se déplace alors que le centre de poussée des ailes principales reste fixe. Pour équilibrer les moments, le plan horizontal doit donc être **réglable en incidence**.

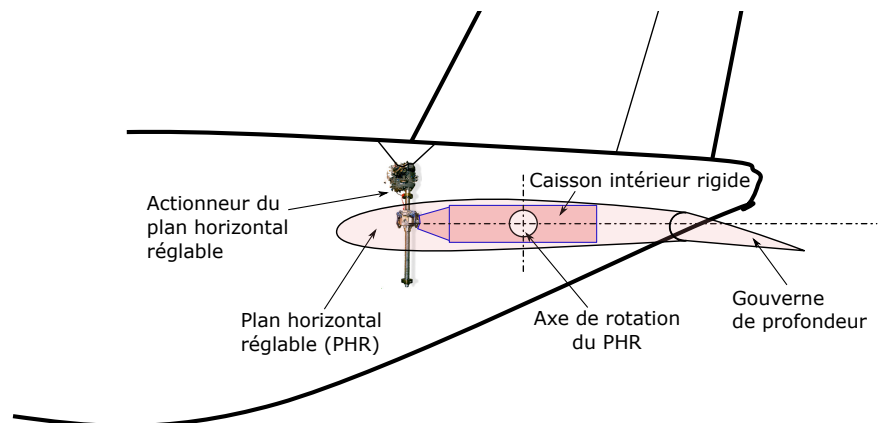
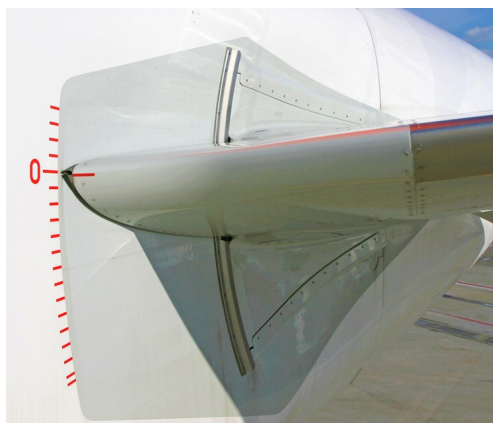


FIGURE 2 – Vue du PHR à l'extérieur du fuselage et mécanisme d'orientation du PHR.

2 Analyse cinématique du PHR

Comme le montre les FIGURES 2 et 3, la voilure extérieure du PHR est en liaison pivot avec le fuselage de l'avion. Cette voilure est solidaire d'un caisson rigide à l'intérieur de l'avion, commandé en inclinaison par l'intermédiaire d'un système vis-écrou et d'un ensemble actionneurs hydrauliques.

La FIGURE 4 donne le schéma cinématique du mécanisme de mise en mouvement du PHR. La **course**, i.e. le déplacement total, de l'écrou le long de la vis est de 1.13 m. La vis a une hélice à droite et un pas géométrique $p = 35$ mm.

Q 1. Proposer un graphe de structure de ce mécanisme.

Q 2. La liaison « suspension à la Cardan » entre le fuselage 1 et le stator du moteur 3 se présente sous la forme d'une association série de deux liaisons \mathcal{L}_{12} et \mathcal{L}_{23} . Déterminer, en le justifiant, le torseur de la liaison équivalente \mathcal{L}_{13} et préciser son nom usuel.

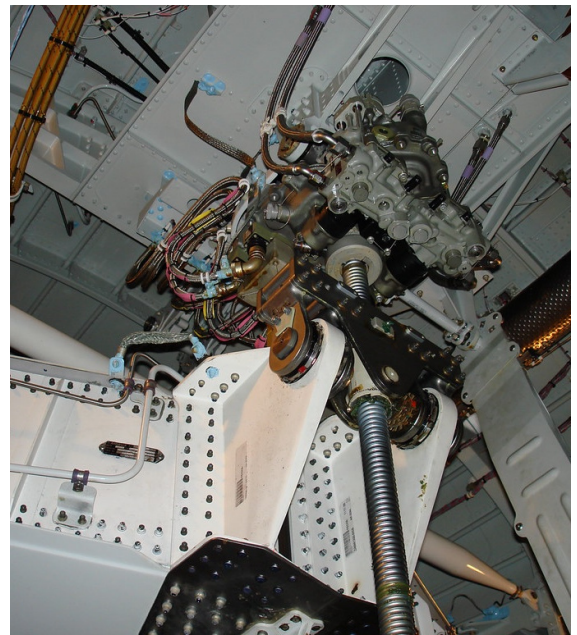


FIGURE 3 – Vue du mécanisme de mise en mouvement du PHR à l'intérieur du fuselage.

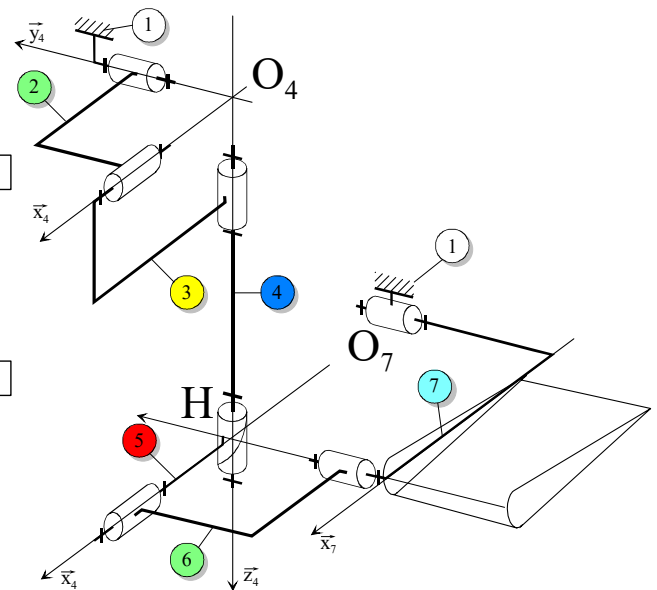
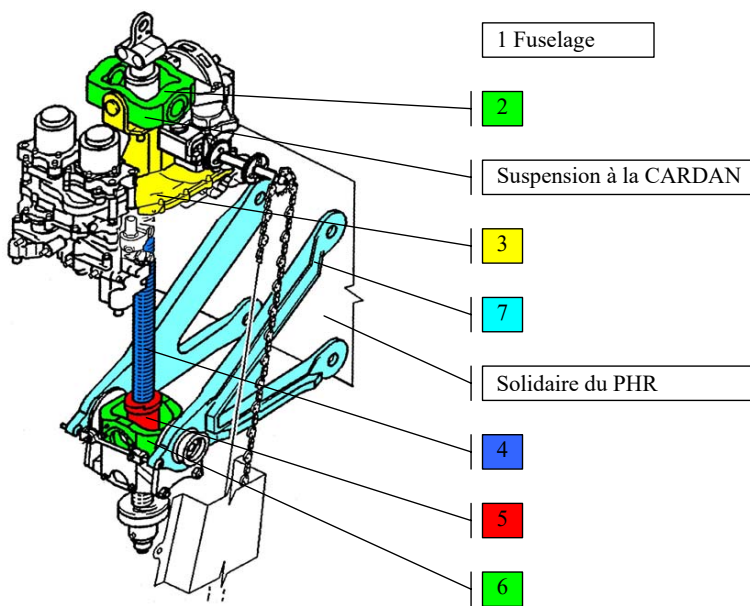


FIGURE 4 – Schéma cinématique 3D du mécanisme de mise en mouvement du PHR.

Q 3. Donner le torseur cinématique du mouvement relatif 5/4 entre la vis et l'écrou.

Q 4. Par une fermeture cinématique, justifier que l'orientation du solide 2 reste fixe par rapport à celle du solide 6.

Puisque les liaisons restantes sont toutes des liaisons pivots modélisant les mouvements de rotation 2/1, 6/7 et 7/1 ayant une même normale $\vec{y}_1 = \vec{y}_4 = \vec{y}_7$, le mouvement de rotation du PHR autour de l'axe (O_7, \vec{y}_1) peut alors être abordé dans le plan $(O_4, \vec{z}_1, \vec{x}_1)$.

La FIGURE 5 propose une épure et un paramétrage associé. Dans le cadre de l'hypothèse plane, la rotation de la vis sur elle-même n'est pas représentée et la liaison hélicoïdale entre l'écrou 5 et la vis 4 est alors assimilée à une liaison glissière.

Notations : $\overline{O_4 H} = \lambda(t)\vec{z}_4$ représente la translation de l'écrou par rapport à la vis, $\overline{O_4 O_7} = -a\vec{x}_1 + b\vec{z}_1$ et $\overline{O_7 H} = a\vec{x}_7$ avec $a = 2$ m et $b = 0.5$ m. Le point géométrique H_0 est la position de H lorsque l'angle d'incidence β du PHR est nul.

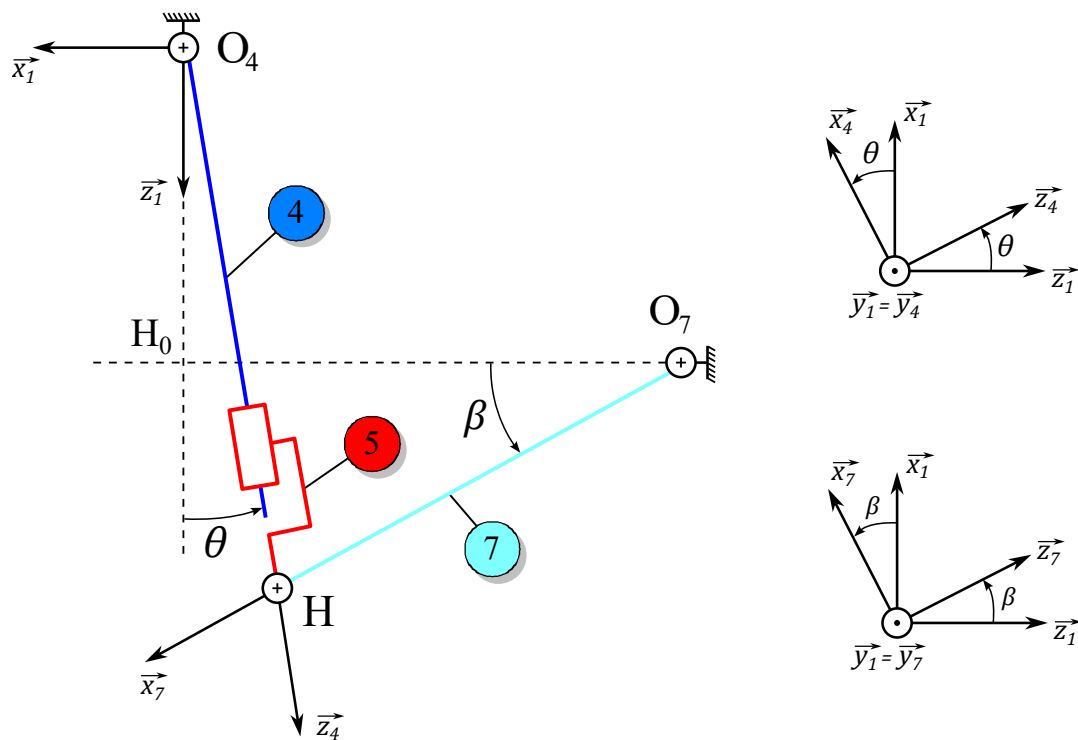


FIGURE 5 – Épure du mécanisme de mise en mouvement du PHR dans son mouvement plan.

Q 5. Par une fermeture géométrique, déterminer une relation scalaire liant λ et β , sans faire intervenir le paramètre θ .

En pratique, l’amplitude angulaire de réglage du PHR doit couvrir l’intervalle $\beta \in [-12^\circ, 4^\circ]$. L’angle β reste donc petit et H reste voisin de H_0 . Autour de ce point de fonctionnement, $\beta \ll 1$, on peut écrire : $\lambda(t) = b + \Delta\lambda(t)$ avec $\Delta\lambda(t) \ll b$.

Q 6. À partir de la relation obtenue à la question précédente, en déduire une relation linéarisée entre $\Delta\lambda$ et β autour du point de fonctionnement du mécanisme de mise en mouvement du PHR. On rappelle que $(1+u)^2 \approx 1+2u$ lorsque $u \ll 1$.

Q 7. Vérifier que la longueur de la vis est compatible avec l’amplitude angulaire de réglage du PHR.

De plus, le cahier des charges fonctionnel impose que le temps de déplacement -12° à 4° doit être inférieur à 40 s.

Q 8. En déduire quelle doit être la vitesse minimale de rotation à vitesse constante de la vis, notée ω_v et exprimée en rad/s, pour respecter le critère de temps de déplacement du CdCf ?

On comprend donc que pour régler l’angle d’incidence β du PHR, cela revient à asservir en position l’angle θ_v de rotation de la vis. On se propose dans la suite du sujet de modéliser cet asservissement puis d’en valider les performances.

3 Modélisation de l’asservissement en rotation de la vis

L’architecture de la commande et le schéma-blocs de cet asservissement sont donnés en **Annexe** FIGURE 8. Il repose sur la commande d’un servo-moteur électro-hydraulique.

Pour atteindre une probabilité de défaillance de 10^{-9} par heure de vol, la plupart des composants qui constituent cet asservissement sont redondants (doublés voire triplés), ce qui explique la complexité de l’actionneur :

- Pour le PHR, la commande est normalement assurée électriquement, et agit sur la chaîne hydraulique par l’intermédiaire d’une machine à courant continu (parmi les trois MCC présentes en redondance). En cas de défaillance de l’électronique de commande, de l’alimentation électrique ou des trois moteurs électriques, le pilote dispose aussi d’une commande manuelle (non représentée) qui actionne les distributeurs hydrauliques.

- De même, le moteur hydraulique est doublé et un différentiel permet, en cas de panne d'un des moteurs hydrauliques, d'actionner tout de même le PHR à vitesse réduite avec le moteur hydraulique fonctionnel. Deux circuits hydrauliques indépendants peuvent alimenter le PHR.

Le **cahier des charges** impose les niveaux de performance suivants pour l'asservissement en position de la vis :

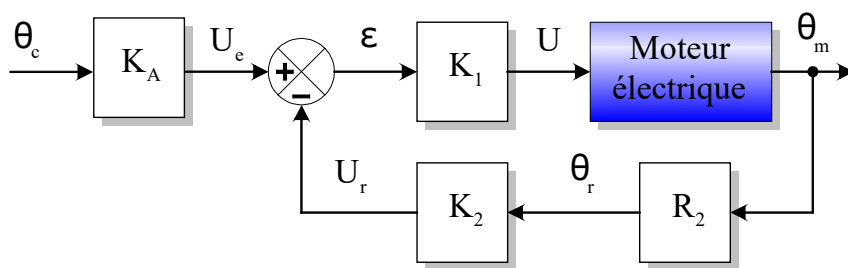
Régler l'angle d'incidence β du PHR en contrôlant θ_v	Précision	Erreur de position doit être nulle.
	Amortissement	Aucun dépassement autorisé.
	Stabilité	Marges supérieures à $M_G = 12$ dB et $M_\phi = 50^\circ$

Q 9. À partir de la FIGURE 8, compléter, sur le **Document Réponse**, les chaînes de puissance de la commande du PHR. Vous préciserez le nom des composants, la fonction générique qu'ils réalisent ainsi que la nature du flux d'énergie entre chaque composant : E_e pour de l'énergie électrique, E_m pour de l'énergie mécanique et E_h pour de l'énergie hydraulique.

Q 10. Au vu de son rôle, quelle est la fonction générique réalisée par le réducteur 7 ? Quel composant permet de faire la comparaison entre la rotation imposée en consigne et la rotation mesurée de la vis ?

3.1 Identification du moteur à courant continu

L'actionneur du PHR dispose de trois moteurs électriques dont un seul est actionné à la fois. Le moteur est asservi en position selon le schéma-blocs suivant.



On rappelle les équations de la MCC :

$$u(t) = e(t) + Ri(t) \quad C_m(t) = k_c i(t)$$

$$e(t) = k_e \omega(t) \quad J \frac{d\omega(t)}{dt} = C_m(t)$$

Q 11. En précisant les hypothèses utilisées, déterminer la fonction de transfert $M(p) = \frac{\theta_m(p)}{\theta_c(p)}$ sous forme canonique.

Q 12. D'après vous, quels composants « classiques » peuvent être modélisés par les gains $K_1 = 600$, $K_2 = 0.382$ V/rad et $R_2 = 1/180$? Que doit valoir le gain K_A afin d'avoir une erreur $\epsilon(p)$ nulle lorsque l'angle moteur suit la consigne ?

On supposera par la suite que $K_A = K_2 R_2$. Afin d'identifier le modèle $M(p)$, un essai expérimental a été réalisé en imposant un échelon de tension $u_c(t)$ de 1 V. La courbe obtenue est donnée sur le **Document Réponse** FIGURE 6.

Q 13. En faisant les tracés nécessaires, déterminer, à partir de cette réponse indicielle et des abaques fournis, les paramètres caractéristiques (*gain statique, coefficient d'amortissement et pulsation propre*) de la fonction de transfert $M(p)$.

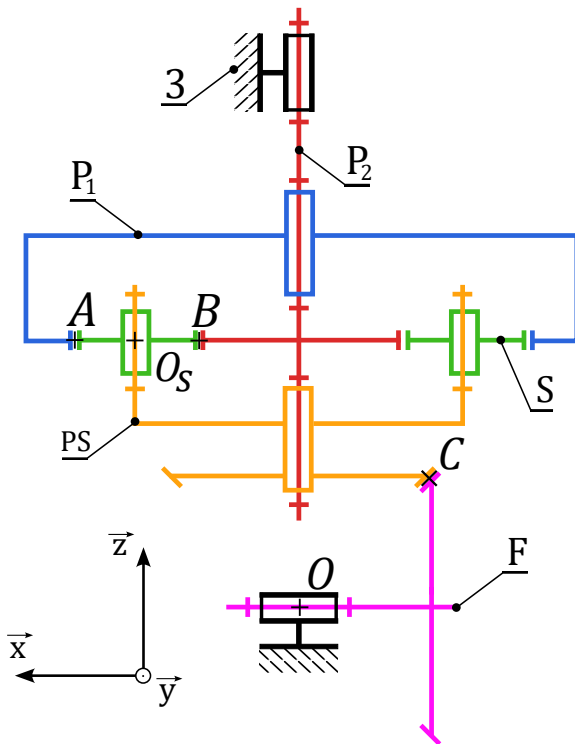
3.2 Modélisation des réducteurs 1, 6 et 7

Les gains R_1 , R_6 et R_7 modélisent les rapports de transmission des réducteurs 1, 6 et 7. Les bâtis représentés sur la FIGURE 8 correspondent aux stators des moteurs. Le réducteur 1 est constitué de sept roues dentées ayant respectivement $Z_1 = 20$, $Z_{2a} = 40$, $Z_{2b} = 20$, $Z_{3a} = 40$, $Z_{3b} = 40$, $Z_4 = 40$ et $Z_5 = 52$ dents. Le réducteur 6 est constitué de cinq roues dentées ayant respectivement $Z_6 = 30$, $Z_7 = 20$, $Z_{8a} = 50$, $Z_{8b} = 20$ et $Z_{9a} = 60$ dents. Enfin, le réducteur 7 est constitué d'un unique engrenage de deux roues dentées ayant respectivement $Z_{9b} = 40$ et $Z_{10} = 80$ dents.

Q 14. Que peut-on dire des axes de rotations des roues dentées qui constituent ces réducteurs ? En déduire les valeurs numériques des gains $R_1 = \theta_{P1}/\theta_m$, $R_6 = \theta_v/\theta_d$ et $R_7 = \theta_{P2}/\theta_v$.

3.3 Modélisation du train épicycloïdal et de l'engrenage conique

Le train épicycloïdal est composé de deux planétaires d'entrée P_1 et P_2 ayant respectivement $Z_{P_1} = 52$ et $Z_{P_2} = 20$ dents, d'un porte-satellite PS ayant $Z_{PS} = 30$ dents servant de sortie et de trois satellites S ayant $Z_S = 16$ dents.



Ce train épicycloïdal sert à générer la consigne de l'asservissement en position des moteurs hydrauliques. En effet, la rotation du porte-satellite entraîne à son tour en rotation une roue conique F ayant $Z_F = 30$ dents solidaire d'une fourche de longueur λ déplaçant les tiroirs du distributeur hydraulique. Ce déplacement module alors les débits d'alimentation des moteurs hydrauliques.

Paramétrage cinématique :

On note A , B et C les points géométriques d'engrènement respectifs des roues dentées P_1 et S , P_2 et S ainsi que PS et F . On note O_S le centre du satellite et O un point géométrique sur les axes de rotations des mouvements $P_2/3$, P_1/P_2 , PS/P_2 et $F/3$.

La vitesse de rotation relative entre les roues i et j est notée $\omega_{i/j}$ et les rayons de ces roues r_i et r_j .

On considère $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ un repère fixe attaché au bâti **3**.

Q 15. Proposer un graphe de structure de l'engrenage $P_1 - S$. En exprimant la condition de roulement sans glissement au point A entre ses deux roues dentées, déterminer une relation entre $\omega_{P_1/PS}$, $\omega_{S/PS}$, r_{P_1} et r_S .

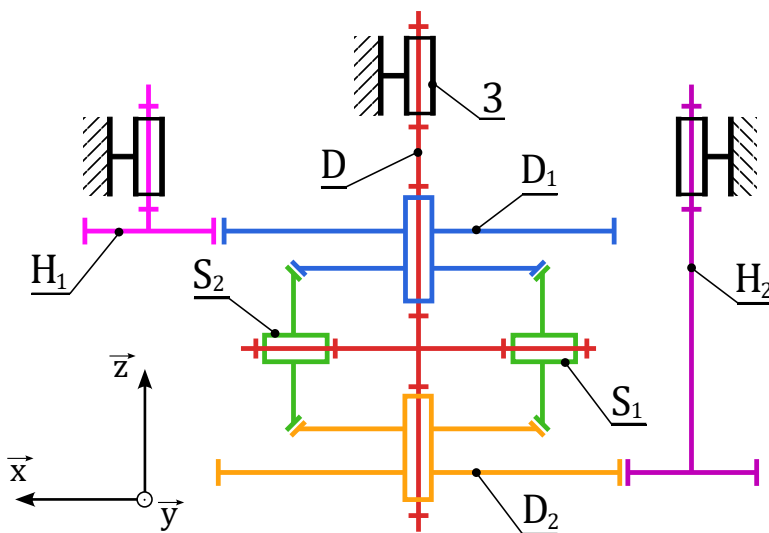
Q 16. Par analogie, en déduire une relation entre $\omega_{P_2/PS}$, $\omega_{S/PS}$, r_{P_2} et r_S .

Q 17. Quelle condition est nécessaire pour que ces roues dentées puissent s'engrèner ? En déduire la relation fondamentale du train épicycloïdal liant les vitesses de rotations $\omega_{PS/3}$, $\omega_{P_1/3}$ et $\omega_{P_2/3}$ en fonction de Z_{P_1} et Z_{P_2} .

Q 18. Pour $k \in \{1, 2\}$, l'angle θ_{PSk} représente la rotation du porte-satellite PS due à la rotation du planétaire P_k . En déduire les valeurs numériques des gains R_3 et R_4 .

Q 19. En exprimant la condition de roulement sans glissement au point C , déterminer la relation entre $\omega_{PS/3}$ et $\omega_{F/3}$.

3.4 Modélisation du différentiel



Pour des raisons de sécurité, l'actionneur possède deux moteurs hydrauliques dont les rotations respectives sont additionnées par un différentiel.

Les deux moteurs MH_1 et MH_2 mettent respectivement en rotation les roues dentées H_1 et H_2 ayant toutes deux $Z_{H_1} = Z_{H_2} = 20$ dents. Celles-ci engrènent respectivement les roues dentées D_1 et D_2 ayant toutes deux $Z_{D_1} = Z_{D_2} = 70$ dents.

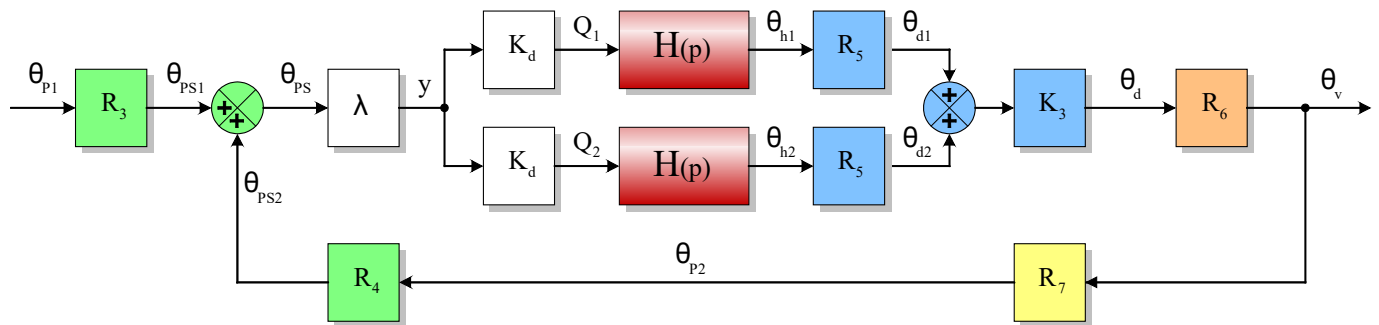
Q 20. Justifier l'usage d'un différentiel afin de transmettre la rotation des deux moteurs hydrauliques à la vis.

Q 21. Pour ce différentiel, identifier les pièces servant de porte-satellite, de satellites et de planétaires.

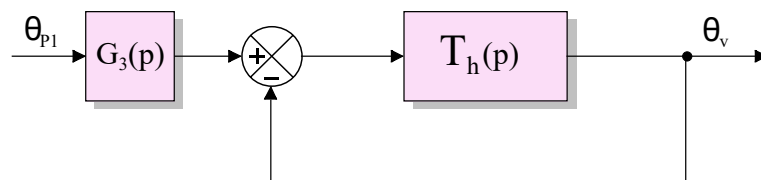
Q 22. En appliquant la méthodologie des trains épicycloïdaux, déterminer les valeurs numériques des gains R_5 et K_3 .

3.5 Identification des moteurs hydrauliques

On s'intéresse maintenant à l'identification d'un modèle de comportement pour les deux moteurs hydrauliques. On admet qu'ils sont identiques et on note $H(p) = Q_k(p)/\theta_{dk}(p)$ la fonction de transfert commune qui les modélise.



Q 23. Déterminer les expressions de $G_3(p)$ et $T_h(p)$ en fonction des gains λ , R_i , K_j et de la fonction de transfert $H(p)$ afin que les deux schémas-blocs représentant l'asservissement des moteurs hydrauliques soient équivalents.



On comprend donc qu'il suffit d'identifier la fonction de transfert $T_h(p)$ afin de déterminer le modèle $H(p)$ des moteurs hydrauliques. La FIGURE 7 du **Document Réponse** donne les diagrammes réels de Bode de $T_h(p)$.

Q 24. Tracer les diagrammes de Bodes asymptotiques associés, puis proposer une expression analytique de $T_h(p)$.

Q 25. En faisant les tracés nécessaires, déterminer les valeurs numériques des paramètres caractéristiques de $T_h(p)$.

4 Validation des performances globales de l'asservissement en position du PHR

On admet que l'asservissement en position du moteur électrique a de bonnes propriétés en terme de stabilité et de précision. L'étude de la précision globale et des marges de stabilité se fait donc directement sur la fonction de transfert en boucle ouverte $T_h(p)$ de l'asservissement des moteurs hydrauliques. *On rappelle la définition des marges de stabilité :*

- $M_\varphi = \pi + \varphi(\omega_{0dB})$ avec ω_{0dB} la pulsation telle que $G_{dB}(\omega_{0dB}) = 0$ dB.
- $M_G = -G_{dB}(\omega_{-180^\circ})$ avec ω_{-180° la pulsation telle que $\varphi(\omega_{-180^\circ}) = -180^\circ$.

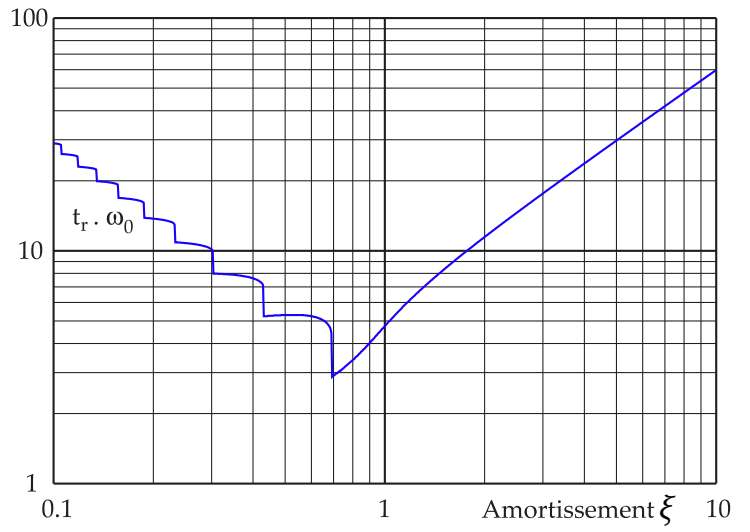
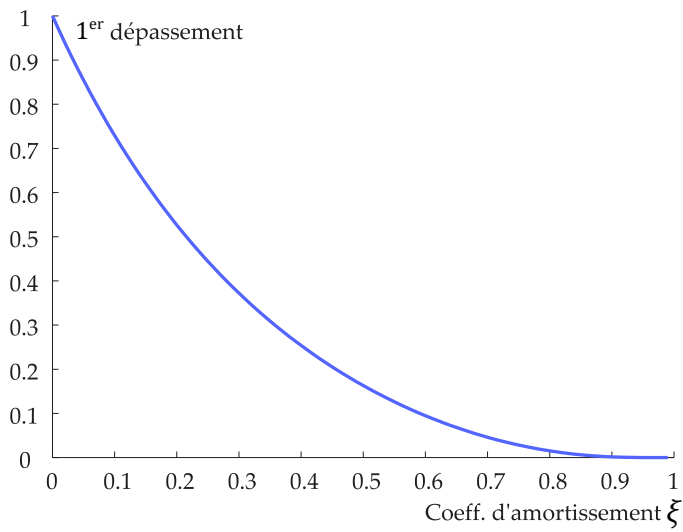
Q 26. Sur le **Document Réponse**, faire les tracés nécessaires afin de déterminer graphiquement la marge de gain M_G de l'asservissement des moteurs hydrauliques. Comparer à la valeur attendue par le CdCf.

Q 27. Proposer une expression approchée de $T_h(p)$ valable à basse fréquence. En déduire une approximation pertinente de la pulsation de coupure à 0 dB et de la marge de phase M_φ . Comparer à la valeur attendue par le CdCf.

Q 28. L'asservissement des moteurs hydrauliques est-il stable ? Respecte-t-il le critère de précision du CdCf ? Justifier.

Document Réponse : Plan horizontal réglable d'un A330

Question 13 (suite) :



Question 24, 25 et 26 :

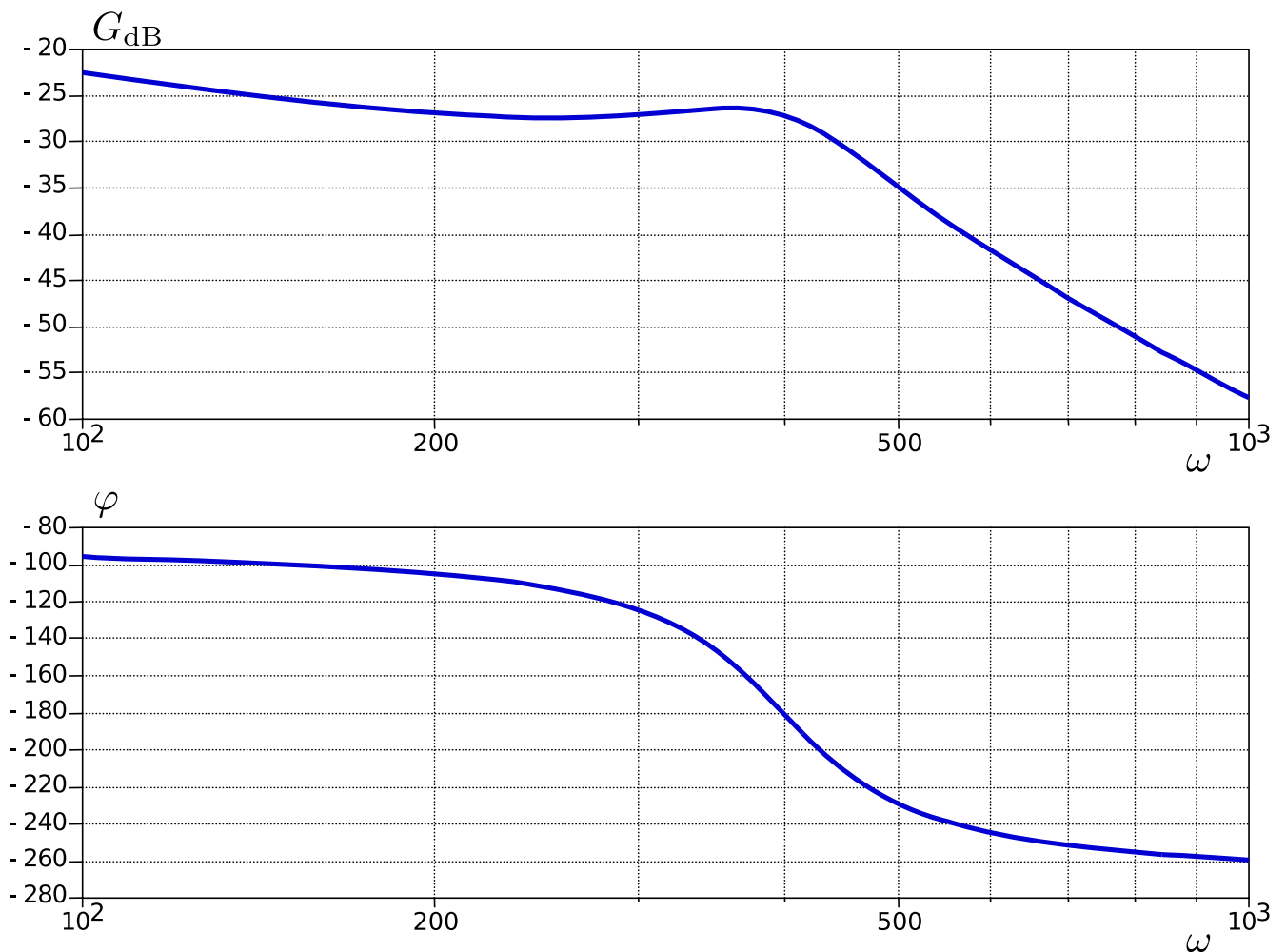


FIGURE 7 – Diagrammes de Bode de la fonction de transfert $T_h(p)$.

Annexe : Plan horizontal réglable d'un Airbus A330

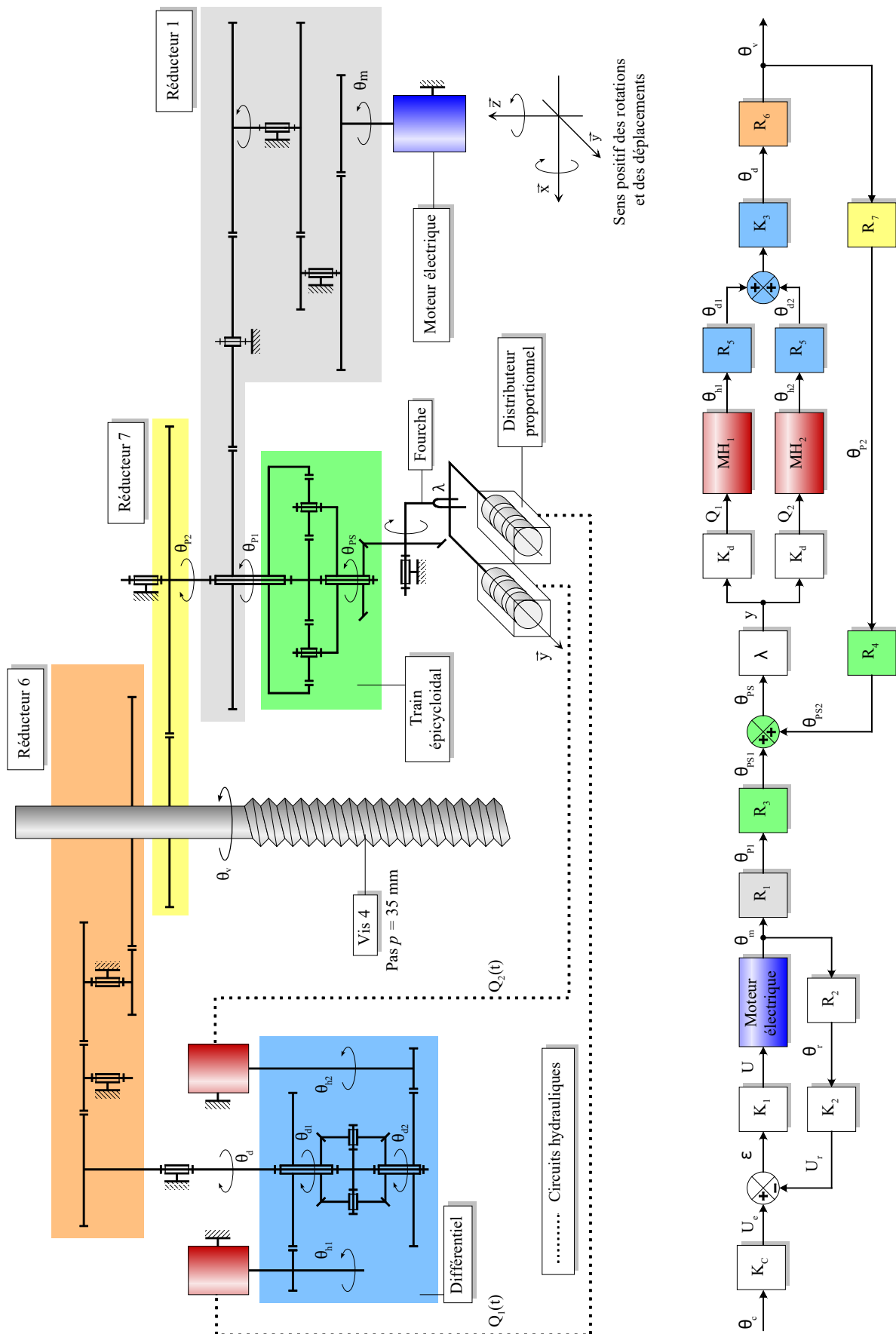


FIGURE 8 – Système de commande du PHR et schéma-blocs de l'asservissement en position angulaire de la vis.