

1. Système de distribution à calage variable pour moteur quatre temps

1.1. Introduction

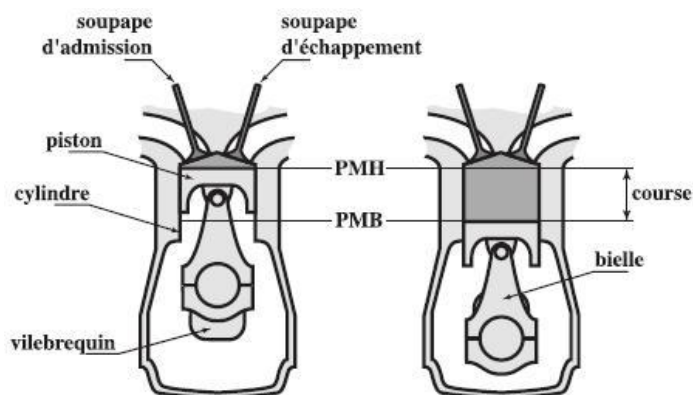
Le moteur à combustion interne (voir photo d'un moteur 6 cylindres en ligne - © BMW 2006 -), encore appelé moteur à explosion, est utilisé pour assurer la propulsion de la plupart de nos véhicules actuels. Il transforme l'énergie thermique, due à la combustion d'un mélange carburé avec de l'air, en énergie mécanique, utilisée pour actionner les roues du véhicule. Pour cela, la pression générée par la combustion permet la mise en mouvement d'un piston dont le déplacement alternatif est transformé en rotation par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle (voir schémas plus loin).



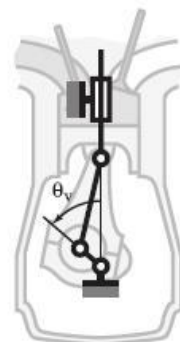
1.2. Principe de fonctionnement d'un moteur quatre temps

Un schéma présente le moteur dans les deux positions extrêmes du piston, appelées point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB). Le mouvement du piston dans sa chambre de combustion (ou cylindre) est transmis sous forme de rotation à l'arbre moteur (ou vilebrequin, angle de rotation θ_v) par l'intermédiaire d'une bielle. Le système de distribution représenté comporte une soupape d'admission et une soupape d'échappement qui permettent respectivement d'assurer le remplissage du cylindre en mélange carburé puis l'évacuation des gaz

après combustion. Dans la réalité, le moteur comporte plusieurs cylindres dont chacun compte plusieurs soupapes d'admission et d'échappement. Afin de simplifier la présentation, un seul cylindre, alimenté par une soupape d'admission et une soupape d'échappement, a été représenté.

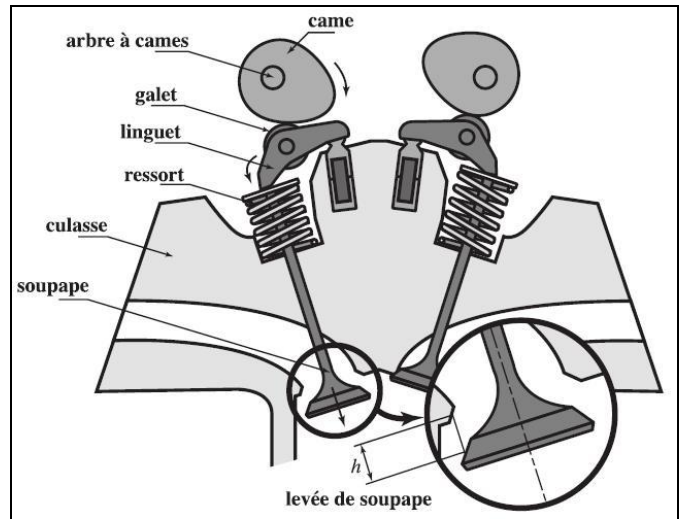
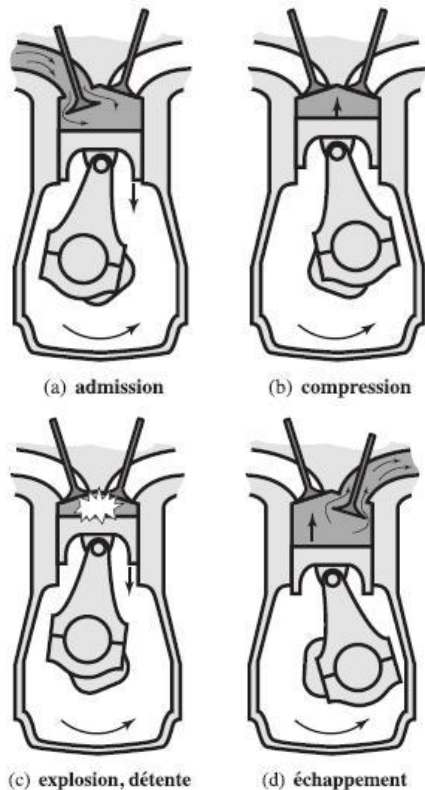


Le fonctionnement du moteur est régi à la fois par des paramètres dynamiques, liés à la cinématique du système bielle-vilebrequin, et par des paramètres thermodynamiques, liés aux transformations du mélange gazeux dans la chambre de combustion. La grande majorité des moteurs à combustion interne fonctionne suivant un cycle à quatre temps donc les caractéristiques sont représentées par les schémas qui suivent. Les quatre phases de fonctionnement du cycle théorique sont :

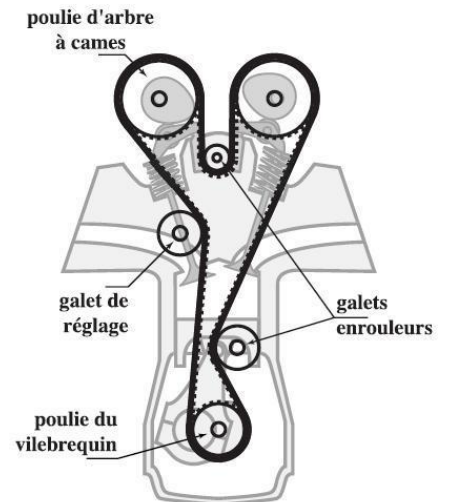


- (a) admission : après ouverture de la soupape d'admission (OA), le piston descend, créant une dépression qui aspire dans la chambre de combustion le mélange d'air et d'essence. La soupape d'échappement reste fermée ;
- (b) compression : après fermeture de la soupape d'admission (FA), le piston remonte, comprimant les gaz enfermés dans la chambre de combustion ;
- (c) explosion puis détente : la bougie crée une étincelle qui enflamme les gaz comprimés (allumage All). La combustion se développe et la pression croît rapidement. La soupape d'admission et la soupape d'échappement étant toujours fermées, la détente des gaz pousse le piston vers le bas ;
- (d) échappement : l'ouverture de la soupape d'échappement (OE) provoque une évacuation des

gaz brûlés sous l'effet de leur propre pression, suivie d'une poussée du piston qui remonte. La soupape d'admission reste fermée. La fermeture de la soupape d'échappement, lorsque le piston a atteint sa position haute, conclut le cycle



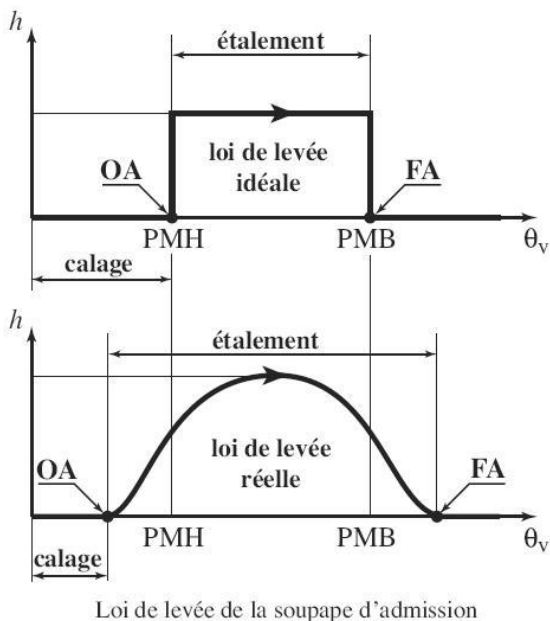
Pour la soupape d'admission on définit une loi de levée idéale et une loi de levée réelle (voir figures). La levée idéale offre la section débitante maximale durant toute la phase de transvasement, avec des instants d'ouverture et de fermeture de la



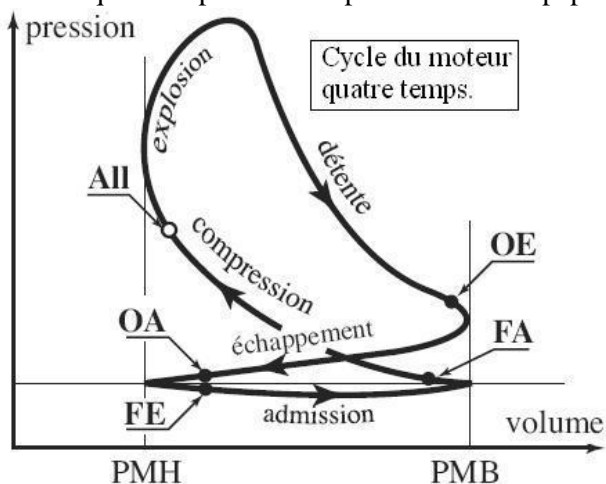
soupape qui correspondent aux positions extrêmes (PMH ou PMB) du piston. Une telle loi présente des vitesses et accélérations infinies, ce qui la rend physiquement irréalisable. De plus, la prise en compte de l'inertie des gaz, de leurs temps d'inflammation, des échanges thermiques entre l'intérieur de la chambre et l'extérieur... font qu'a été mise en place la loi de levée réelle qui diffère sensiblement de la loi idéale. La courbe intitulée « loi de levée réelle » donne l'allure du comportement réel de la soupape d'admission. On remarque que l'ouverture de la soupape est en avance par rapport à sa position théorique et la fermeture en retard. Le terme « étalement » de la loi de levée désigne la plage durant laquelle la soupape est ouverte tandis que le terme « calage » désigne la position de cette zone par rapport à l'angle de rotation du vilebrequin.

1.3. Système de distribution classique

Le pilotage du mouvement des soupapes par rapport à celui du piston est réalisé par le système de distribution. Celui-ci pilote donc l'évolution de la section de passage du mélange carburé en définissant la levée de la soupape « h » en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin θ_v . On donne ci-après le schéma d'un système de distribution classique dans lequel une came (encastrée sur un arbre à cames) vient actionner un linguet par l'intermédiaire d'un galet, ce qui permet le déplacement de la soupape. Un ressort situé entre la soupape et le carter du moteur (ou culasse) permet de maintenir les contacts soupape-linguet et linguet-came. La synchronisation de la rotation du vilebrequin et des arbres à cames (qui actionnent la soupape d'admission et celle d'échappement) est assurée par un système de type poulie-courroie ou poulie-chaîne sur la plupart des modèles de véhicules actuels.



On donne un diagramme « pression des gaz dans la chambre - volume de la chambre » qui représente le cycle réel du moteur quatre temps. On y place les points caractéristiques des positions du piston et des soupapes.



A ce stade de la définition du comportement du moteur, on note que le système de distribution joue un rôle central dans le fonctionnement du moteur ! En effet il définit l'étalement et le calage des soupapes et influe largement sur le comportement du système, notamment sur :

- les performances, que l'on cherche à augmenter pour une consommation de carburant donnée ;
- les émissions polluantes, que l'on cherche à diminuer pour répondre aux normes antipollution.

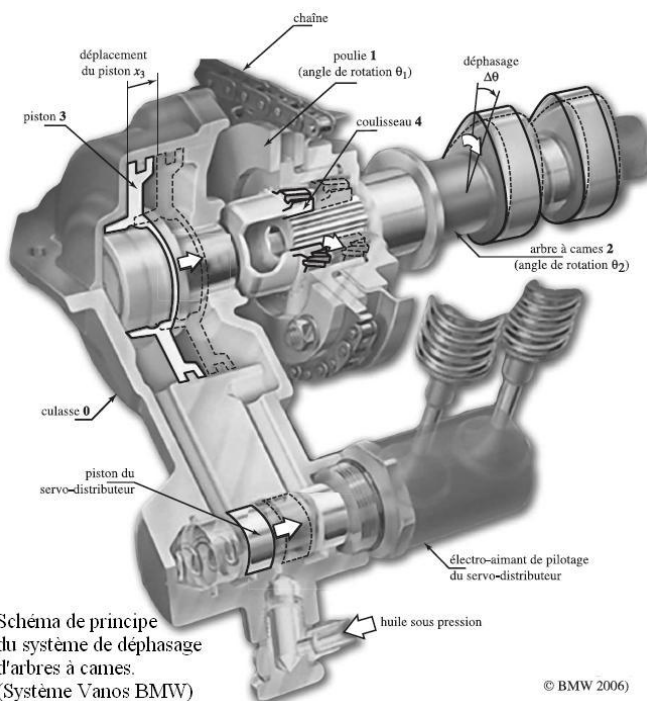
Les réglages optimaux du calage et de l'étalement dépendent de nombreux paramètres, qui varient au cours du fonctionnement du moteur (régime, charge, température...). L'idéal serait donc de les optimiser en permanence en fonction de ces paramètres. Sur la majorité des véhicules actuels, on se contente d'introduire un déphasage constant entre l'arbre à cames

et le vilebrequin. Ce calage « moyen » permet d'obtenir des performances et une consommation honorables sur toute la plage d'utilisation du moteur, mais la course à la performance et les normes antipollution de plus en plus sévères ont amené les constructeurs à se tourner vers des systèmes de distribution à calage variable, c'est-à-dire susceptibles d'optimiser en permanence le calage en fonction du régime moteur et des autres paramètres influents.

1.4. Système de distribution à calage variable

1.4.1. Présentation

On trouve des systèmes de déphasage chez un nombre croissant de constructeurs automobiles et notamment chez BMW (système Vanos), PSA (EW10A, ES9A), Honda (VTEC), Toyota (VVT-i), Ford (Sigma Zetec-SE) ou Renault (K4)... Ils permettent un réglage optimisé du calage des soupapes en fonction du régime moteur et des autres paramètres influents. Pour des raisons de coût, il n'était souvent implanté que sur le système de soupapes d'admission mais son implantation sur la distribution associée aux soupapes d'échappement tend à se généraliser. On retrouve actuellement le système Vanos sur différents modèles tels que le coupé haut gamme Z4 de chez BMW – voir photo (© BMW 2006) -.

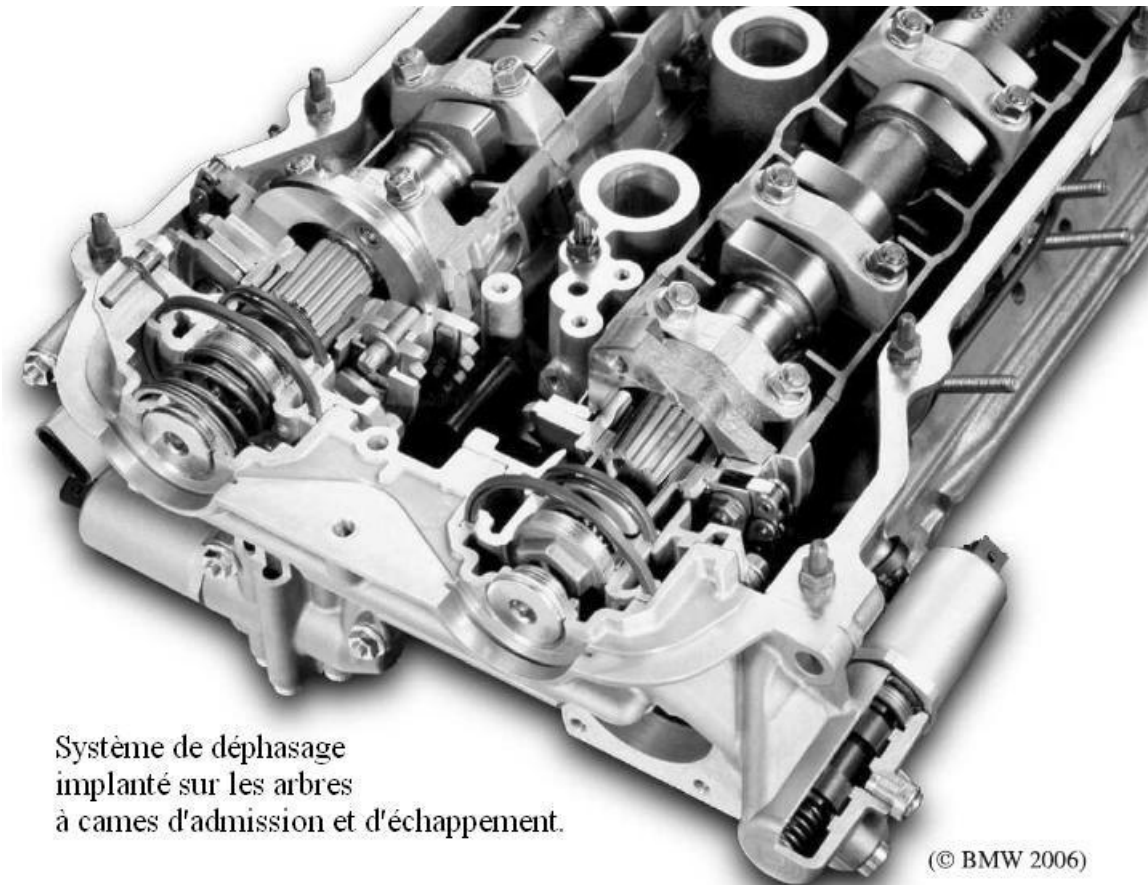


1.4.2. Principe de fonctionnement

On donne une « photo » qui présente l'implantation du système de déphasage au sein du moteur. La « photo schéma » suivante s'intéresse au fonctionnement du mécanisme pour un des deux arbres à cames (partie en bas à droite de la photo précédente).

Le système est installé entre la poulie (1), entraînée par la chaîne de distribution, et l'arbre à cames (2), qui ne sont donc plus solidaires comme dans un système de distribution classique. Un système électro-hydraulique (servo-distributeur) permet de commander le déplacement x_3 du piston (3) par rapport à la culasse (0), ce qui impose un déplacement longitudinal au coulisseau (4). Celui-ci est relié à la poulie (1) par des cannelures hélicoïdales et à l'arbre à cames (2) par des cannelures droites. Cette cinématique particulière permet de transformer le déplacement x_3 du piston en un déphasage $\Delta\theta$ entre l'angle θ_1 et l'angle θ_2 représentant respectivement les positions angulaires par rapport au moteur de la poulie (1) et de l'arbre à cames (2).

Le calculateur du véhicule détermine le calage optimal (et donc le déphasage $\Delta\theta$ correspondant) en fonction du régime du moteur et des autres paramètres influents. L'électro-aimant du servo-distributeur est alors actionné par un courant électrique de commande, généré par une électronique de contrôle qui corrige le déphasage de l'arbre à cames en fonction de la consigne générée par le calculateur et des mesures des positions angulaires du vilebrequin θ_v et de l'arbre à cames θ_2 . Ces mesures sont réalisées par deux capteurs de position angulaire (non représentés sur la photo-schéma) et les angles θ_1 et $\Delta\theta$ s'en déduisent aisément.



Systeme de déphasage
implanté sur les arbres
à cames d'admission et d'échappement.

(© BMW 2006)

III - Contrôle du système de déphasage

L'objectif de cette partie est de définir l'architecture du système de commande et de déterminer les valeurs numériques de certaines caractéristiques afin d'obtenir un asservissement en poursuite du déphasage. On rappelle que l'actionneur utilisé pour réaliser le déphasage $\Delta\theta$ de l'arbre à cames est un vérin hydraulique double-effet piloté par un servo-distributeur. La consigne de déphasage $\Delta\theta_c$ à obtenir est calculée à partir de diverses informations provenant de capteurs de position angulaire implantés sur le vilebrequin (mesure de θ_v) et sur l'arbre à cames (mesure de θ_2), de capteurs thermiques implantés à différents endroits dans le moteur et du capteur d'enfoncement de la pédale d'accélération (consigne du conducteur...). La gestion de ces informations n'est pas abordée dans l'étude proposée.

III.1 Notations et hypothèses

On notera, lorsque cela est possible, les fonctions dans le domaine temporel par des lettres minuscules (e.g. $i(t)$) et sa transformée de Laplace par une lettre majuscule (soit $I(p)$).

On réalise dans cette Partie III un modèle aux variations, on considérera donc des conditions initiales nulles.

Le schéma de l'asservissement du processus physique et des différents bouclages est donné sur la Figure III.1 ci-dessous.

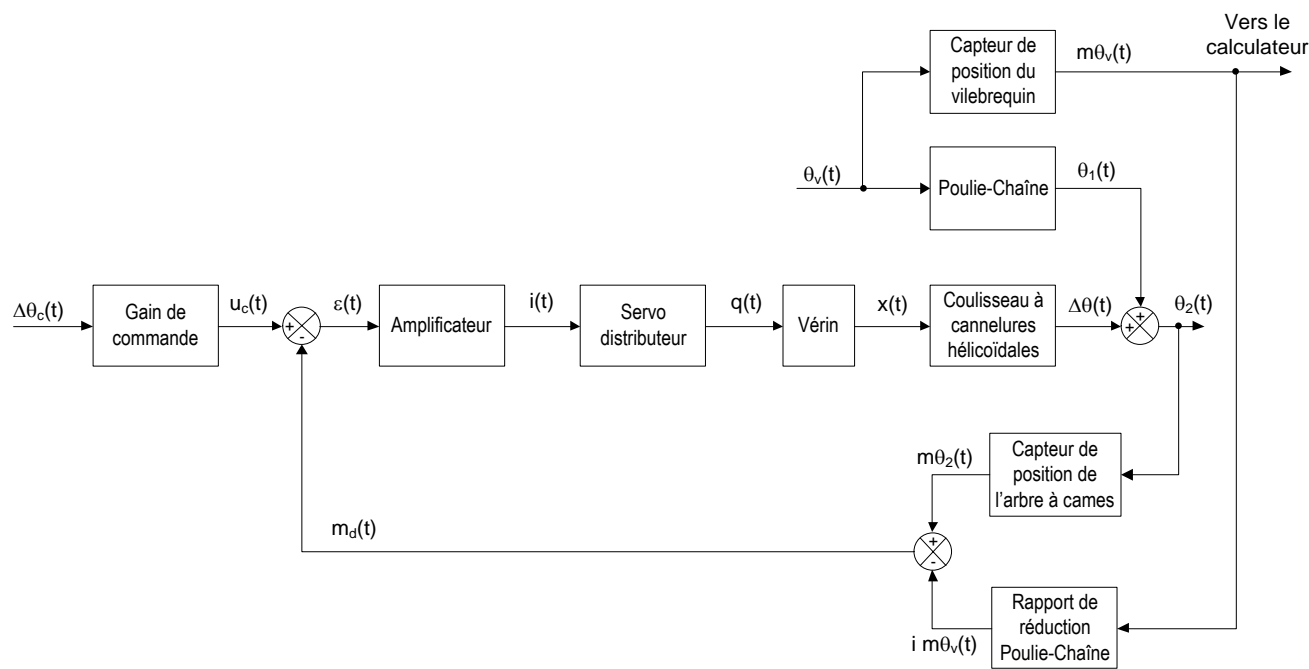


Figure III.1 • Schéma-bloc de l'architecture du système

On précise :

- | | |
|---|---|
| $\Delta\theta_c(t)$: consigne de déphasage | $u_c(t)$: tension de commande |
| $q(t)$: débit à l'entrée du vérin | $i(t)$: courant de commande du servo-distributeur |
| $x(t)$: déplacement axial du piston du vérin | $\Delta\theta(t)$: déphasage de l'arbre à cames |
| $\theta_2(t)$: position angulaire de l'arbre à cames | $m_{\theta_2}(t)$: mesure de la position angulaire de l'arbre à cames |
| $\theta_v(t)$: position angulaire du vilebrequin | $m_{\theta_v}(t)$: mesure de la position angulaire du vilebrequin |
| $m_d(t)$: mesure du déphasage | $\theta_1(t)$: position angulaire de la poulie |
| $\varepsilon(t)$: écart de tension | $im_{\theta_v}(t)$: image de la mesure de la position angulaire du vilebrequin |

Afin de simplifier la suite de l'étude, on supposera que la position angulaire du vilebrequin $\theta_v(t)$ est nulle (cela revient à étudier directement le déphasage de l'arbre à cames).

Question 26 Montrer que le schéma bloc **Figure III.1** donne alors celui de la **Figure III.2** :

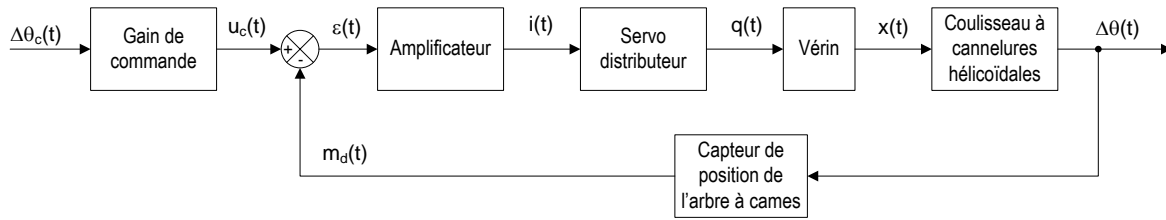


Figure III.2 • Schéma simplifié de l'architecture du système

On considère que les capteurs de mesure des positions angulaires $\theta_v(t)$ du vilebrequin et $\theta_2(t)$ de l'arbre à cames sont assimilables à des gains purs de même valeur C . Le gain de commande est identique au gain du capteur mesurant la position angulaire de l'arbre à cames. Le gain de l'amplificateur est supposé unitaire. Le gain associé au coulisseau à cannelures hélicoïdales est noté K_c . Le servo-distributeur est modélisé par un gain pur noté K_e . On considérera les valeurs numériques suivantes :

$$C = 10 \text{ V rad}^{-1} \quad K_c = 18 \text{ rad m}^{-1}$$

III.2 Analyse du comportement dynamique avec une modélisation de fluide incompressible

Le fluide est modélisé par un comportement incompressible. On néglige les fuites possibles dans le circuit hydraulique. L'équation caractérisant le comportement du vérin hydraulique est alors la suivante (avec S , la surface utile du piston du vérin) :

$$q(t) = S \cdot \dot{x}(t) \quad \text{et} \quad S = 10 \text{ cm}^2$$

Question 27 Après avoir appliqué la transformée de *Laplace* aux différentes équations, compléter le schéma-bloc du **Document Réponses**.

Question 28 Déterminer la fonction de transfert en Boucle Fermée $H_{BF}(p)$ associée à ce schéma. Déterminer la valeur du gain K_e du servo-distributeur qui entraîne un temps de réponse à 5% de 250 ms. **Préciser l'unité de K_e** .

III.3 Analyse du comportement dynamique en prenant en compte la compressibilité du fluide

Le modèle précédent est trop simpliste car il ne prend pas en compte des caractéristiques physiques importantes vis-à-vis du comportement réel du système. Il est nécessaire de considérer :

- la compressibilité du fluide ;
- les fuites dans la partie hydraulique.

Pour analyser l'influence de ces deux phénomènes sur le comportement dynamique global du système, il est nécessaire de prendre en compte l'effort résistant exercé par le coulisseau à cannelures hélicoïdales sur le piston du vérin, grandeur physique correspondant à une perturbation. On admettra que les équations simplifiées traduisant le comportement du vérin en prenant en compte la compressibilité du fluide sont (les fuites ne sont pas introduites dans cette modélisation, leur influence sur le comportement ne sera abordée que dans la partie suivante) :

pour l'aspect hydraulique :

$$q(t) = S\dot{x}(t) + \frac{V}{B}\dot{p}(t)$$

V : volume moyen de la chambre du vérin (48 cm³)

B : coefficient de compressibilité de l'huile (1500 10⁶ Pa)

pour l'aspect dynamique :

$$M\ddot{x}(t) = Sp(t) - F_{1\rightarrow 4}(t)$$

$p(t)$: pression utile dans le vérin

$F_{1\rightarrow 4}(t)$: force exercée par la poulie sur le coulisseau

M : masse des parties mobiles en translation (500 g)

Question 29 Après avoir appliqué la transformée de *Laplace* aux différentes équations, compléter le schéma-bloc du **Document Réponses**.

Question 30 Déterminer les fonctions de transfert $H_Q(p)$ et $H_F(p)$ qui relient $Q(p)$ et $F_{1\rightarrow 4}(p)$ à $X(p)$ (voir **Figure III.3**) de la façon suivante :

$$X(p) = H_Q(p)Q(p) + H_F(p)F_{1\rightarrow 4}(p)$$

Modifier leurs expressions afin d'obtenir les formes canoniques suivantes :

$$H_Q(p) = \frac{1}{a_1 p} \frac{1}{1 + a_2 p^2} \quad \text{et} \quad H_F(p) = \frac{a_3}{1 + a_2 p^2}$$

et préciser les expressions littérales et les valeurs numériques des coefficients (a_1, a_2, a_3) en donnant 4 chiffres significatifs.

Le schéma de la **Question 29** du **Document Réponses** peut donc être transformé sous la forme de la **Figure III.3**.

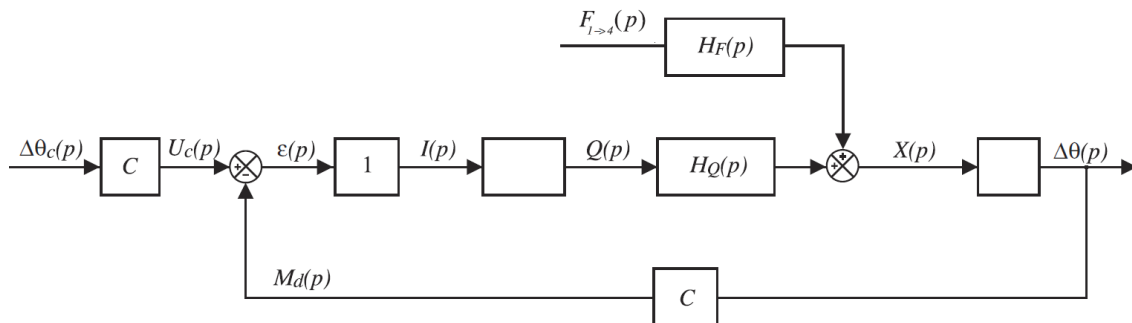


Figure III.3 • Schéma simplifié de l'architecture du système

III.4 Etude de l'influence des fuites hydrauliques

Il existe plusieurs façons de rendre le système stable. Il est possible en particulier d'introduire artificiellement un débit de fuite au niveau du vérin (débit supérieur aux débits de fuites internes qui sont insuffisants pour stabiliser le comportement dynamique du système). L'introduction de ce débit de fuite dans les équations traduisant le comportement du vérin conduit à la présence d'un coefficient d'amortissement ξ_Q dans la fonction de transfert $H_Q(p)$. On a alors :

$$H_Q(p) = \frac{1}{a_1 \cdot p} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \xi_Q}{\omega_Q} \cdot p + \frac{p^2}{\omega_Q^2}} \quad \text{et} \quad a_2 = \frac{1}{\omega_Q^2}$$

En prenant $\xi_Q = 0,0001$, on obtient le diagramme de Bode de la Fonction de Transfert en Boucle Ouverte HBO1(p) (telle que $M_d(p) = H_{BO1}(p) \cdot \varepsilon(p)$) présenté sur la **Figure III.4**.

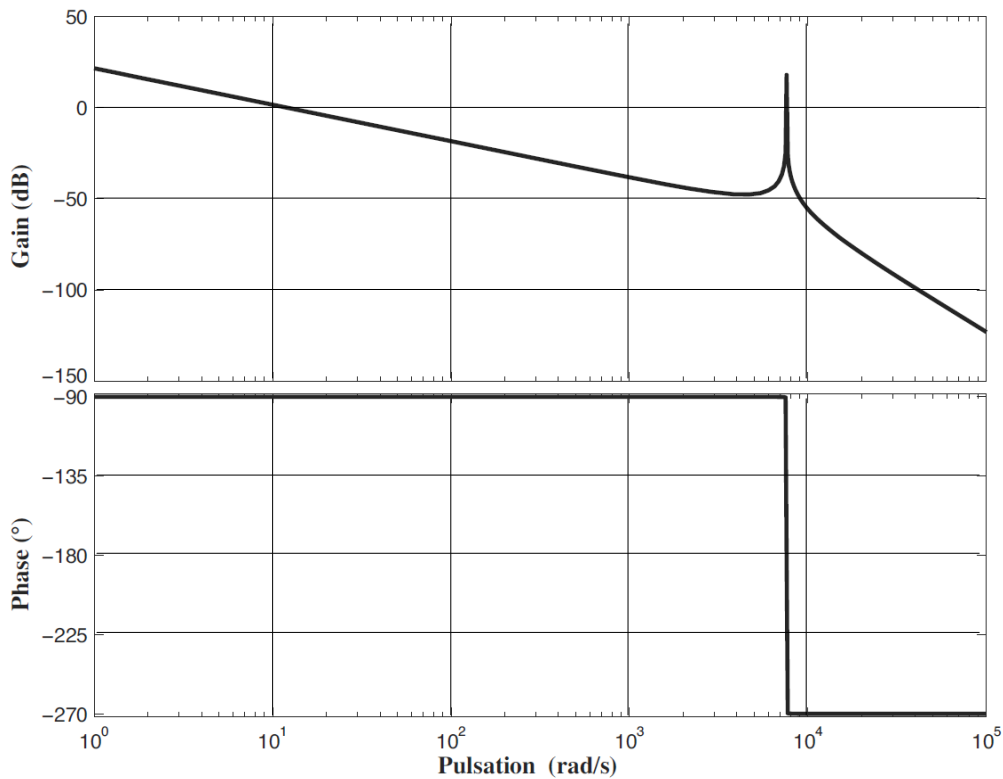


Figure III.4 • Diagramme de Bode de la fonction H_{BO1}

Question 31 En prenant 3 ou 4 valeurs sur le diagramme de Bode restreint aux pulsations proches du pic du diagramme (voir **Figure III.5**), compléter le diagramme de *Black* de (H_{BO1}) sur le **Document Réponses**.

Question 32 Discuter de la stabilité du système **en énonçant précisément le théorème** que vous utilisez.

On rappelle l'expression du facteur de surtension :
$$Q = \frac{1}{2 \cdot \xi_Q \sqrt{1 - \xi_Q^2}}$$

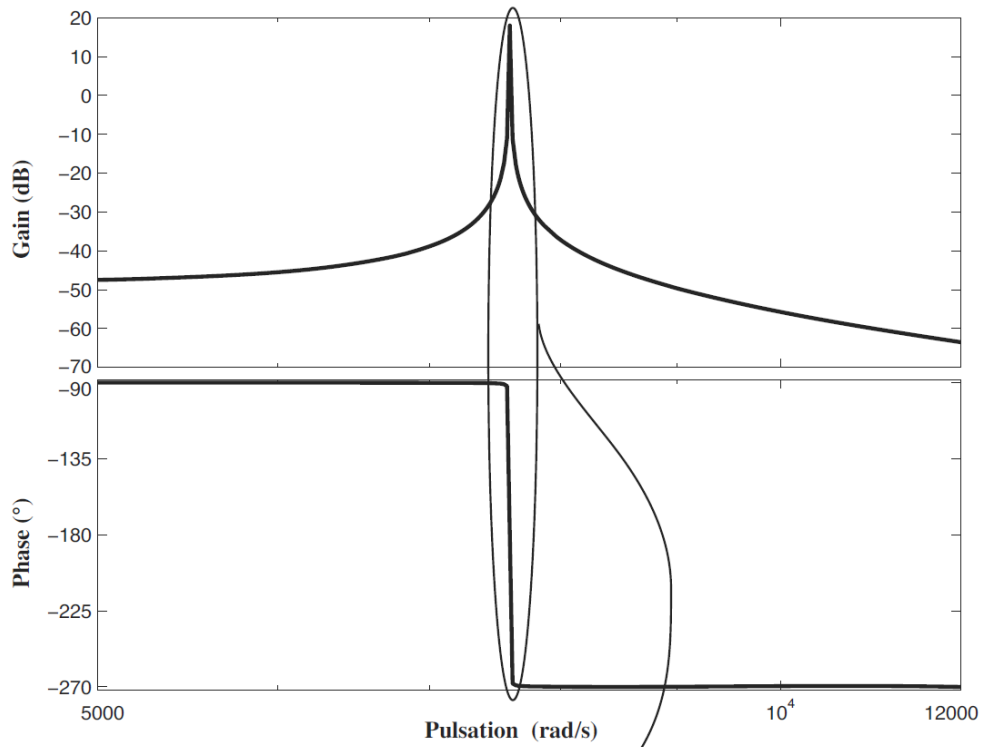
Déterminer la valeur numérique Q_{0dB} en dB de ce facteur, permettant d'obtenir la stabilité stricte du système.

Exprimer algébriquement la valeur de ξ_Q qui permet d'obtenir cette stabilité stricte.

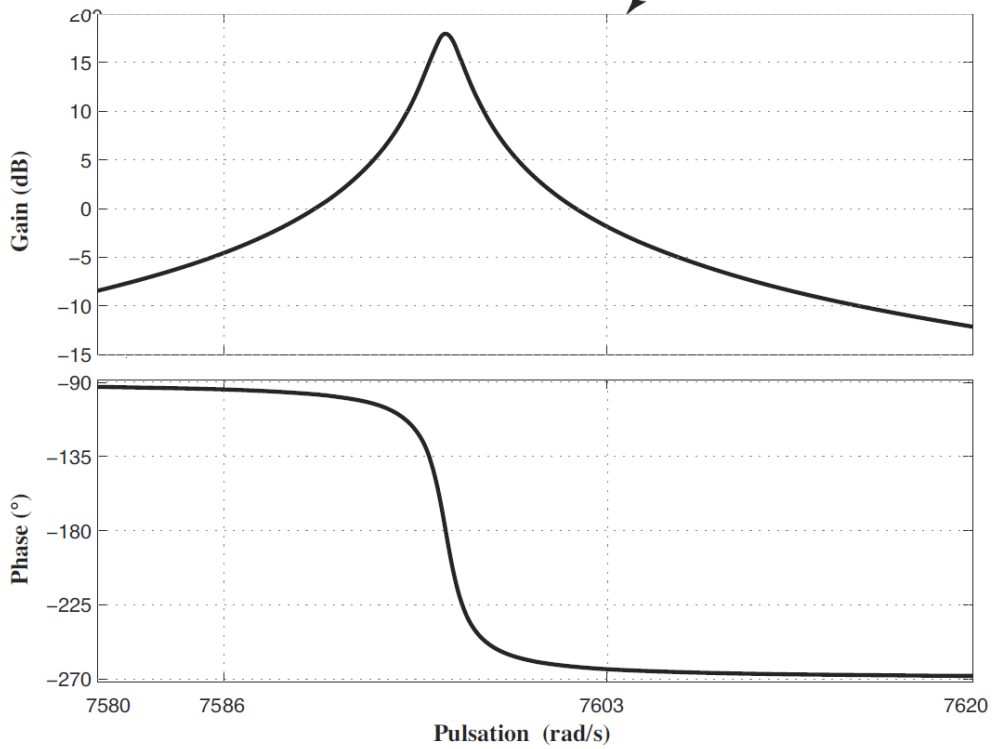
Question 33 Préciser dans ce cas les valeurs de la marge de phase et de la marge de gain. **Conclure**.

Afin d'assurer la stabilité du système,
on prendra pour la suite comme valeur de coefficient d'amortissement : $\xi_Q = 0,001$.

Zoom 1
de la **Figure III 4**



Zoom 2
de la **Figure III 4**



III.5 Optimisation du comportement du système

Pour toutes les phases d'accélération et de décélération du véhicule, le régime moteur n'est pas constant. Le système doit donc en permanence ajuster la valeur du déphasage. L'étude de ce type de comportement nécessite l'étude de la réponse en poursuite (réponse à une rampe unitaire) du système asservi.

Question 34 A partir du modèle précédent, en prenant $\xi_Q = 0,001$, préciser le **mode dominant*** de la fonction de transfert en Boucle Ouverte $H_{BO2}(p)$ telle que $M_d(p) = H_{BO2}(p) \cdot \varepsilon(p)$.

*mode dominant** = Expression de la fonction de transfert en boucle ouverte ne retenant que les pôles dominants

En ne considérant que ce mode dominant, déterminer l'écart et le retard de la réponse en poursuite du système. Déterminer la bande passante de cette modélisation, c'est-à-dire ici, la valeur de la pulsation de coupure à 0 dB de la fonction de transfert en boucle ouverte.

Question 35 La fonction de transfert en Boucle Ouverte $H_{BO2}(p)$ telle que $M_d(p) = H_{BO2}(p) \cdot \varepsilon(p)$ et avec $\xi_Q = 0,001$, est donnée :

$$H_{BO2}(p) = \frac{12}{p} \cdot \frac{I}{1 + \frac{2 \cdot \xi_Q}{\omega_Q} \cdot p + \frac{p^2}{\omega_Q^2}}$$

Par rapport à la représentation de Bode donnée à la **Figure III.4**, avec cette nouvelle valeur $\xi_Q = 0,001$, qu'est-ce qui change ?

Pour améliorer les performances on introduit un intégrateur après le comparateur (cf. **Figure III.6**).

Sur quelle(s) performance(s) agit-on ?

Tracer sur le **Document réponses** les diagrammes asymptotiques de Bode de la fonction de transfert en Boucle Ouverte corrigée.

Pourquoi ici, peut-on discuter de la stabilité du système obtenu, directement sur les diagrammes asymptotiques ? Discuter de cette stabilité, et en particulier préciser la valeur de la marge de phase.

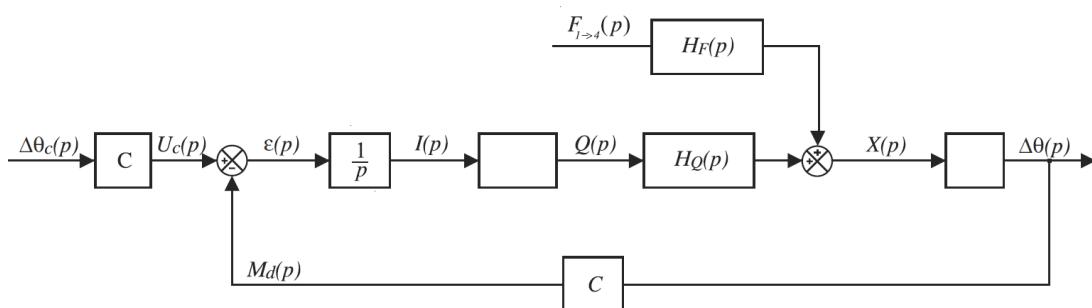


Figure III.6 • Système corrigé par un intégrateur

On souhaite obtenir une marge de phase de 50° . Pour cela, on introduit un correcteur à avance de phase (cf. **Figure III.7**) de fonction de transfert :

$$H_{AV} = K_{AV} \frac{1 + \tau_{AV} p}{1 + a \tau_{AV} p} \quad \text{avec} \quad 0 < a < 1$$

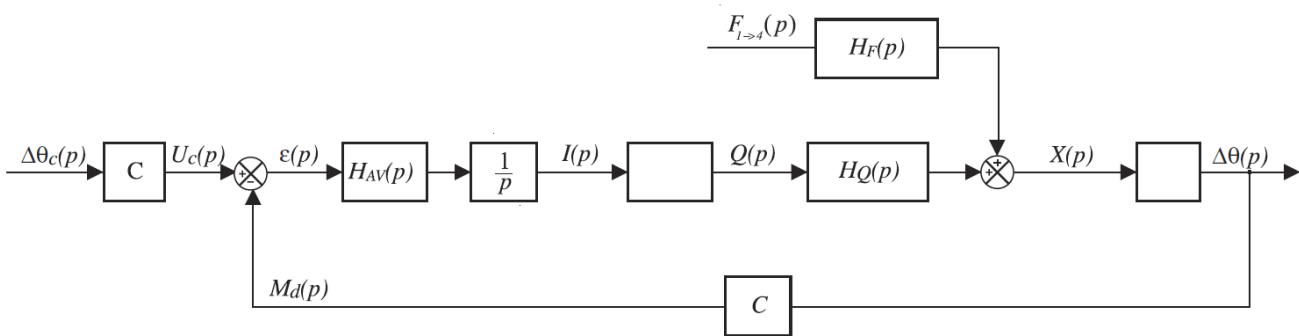


Figure III.7 • Système corrigé par un intégrateur et un correcteur à avance de phase

Question 37

Déterminer graphiquement la valeur du gain du correcteur K_{AV} qui permet de récupérer la dynamique qu'avait le système avant l'insertion de l'intégrateur (vous pouvez donc utiliser le diagramme de Bode de la **Figure III.4**).

Question 38

Déterminer les valeurs numériques de a puis de τ_{AV} qui permettent d'obtenir une marge de phase de 50° tout en conservant au mieux la dynamique du système. On rappelle que l'apport maximum de phase φ_{\max} d'un tel correcteur est donné par la relation :

$$\sin \varphi_{\max} = \frac{1 - a}{1 + a}$$

Pour information, la **Figure III.8** représente la réponse du modèle final à un signal de consigne linéaire par morceaux.

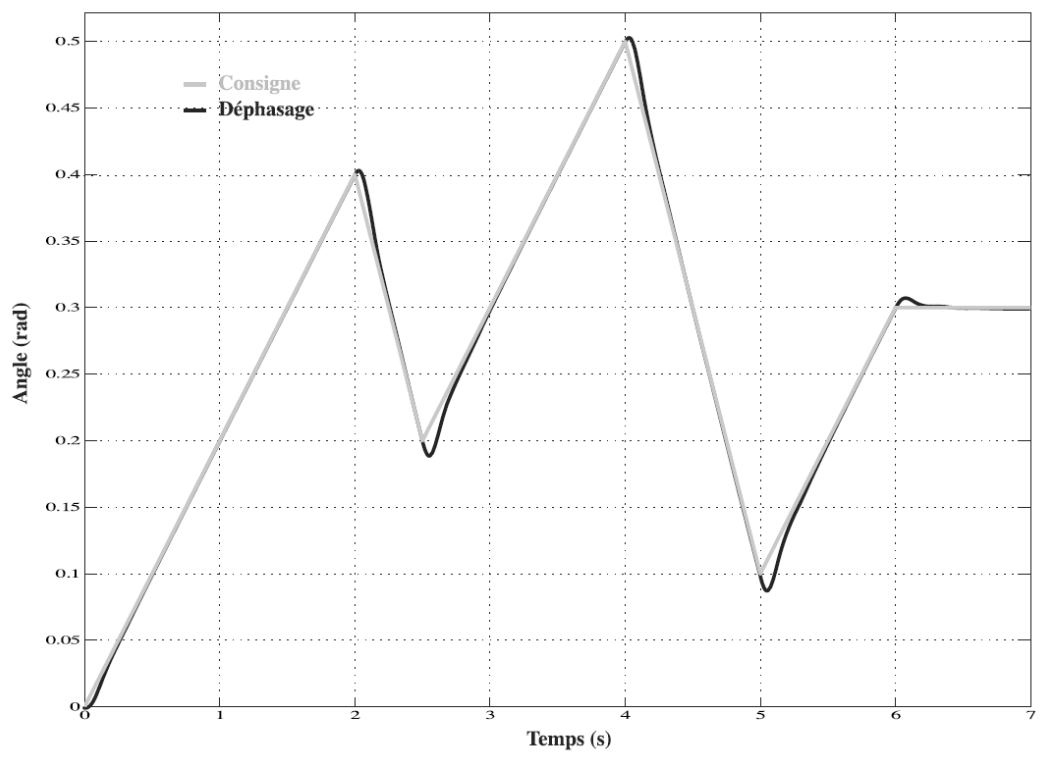


Figure III.8 • Réponse du système corrigé