

Partie 3 : Mécanique des fluides

Dans cette partie, on s'intéresse à la distribution du fluide dans les vérins de pilotage. Les 6 vérins identiques sont actionnés hydrauliquement au moyen d'huile haute pression fournie par une unité d'alimentation hydraulique située à distance comportant 3 pompes à palettes.

L'étude porte sur un seul des vérins supportant 1/6 de la charge totale. Dans un souci de simplification de l'étude, on supposera que ce vérin est alimenté de façon séparée par un groupe hydraulique utilisant une pompe à palettes. On se propose dans cette partie d'étudier le maintien en position et la mise en mouvement du vérin relié à la plate-forme du simulateur, la circulation de l'huile entre le groupe hydraulique et le vérin, les conditions de fonctionnement d'une pompe à palettes et les effets thermiques associés à la circulation de l'huile.

L'image projetée est synchronisée avec les mouvements de la plate-forme. A chaque image du film correspond un positionnement du vérin. Des organes sont commandés pour appliquer l'huile à l'extrémité appropriée du vérin, entraînant ainsi le piston dans la direction voulue. Sur chaque vérin, un système envoie des informations de position et de vitesse aux boucles d'asservissement. La tige du piston monte lorsqu'on envoie de l'huile en partie inférieure, elle descend lorsqu'on envoie de l'huile en partie supérieure.

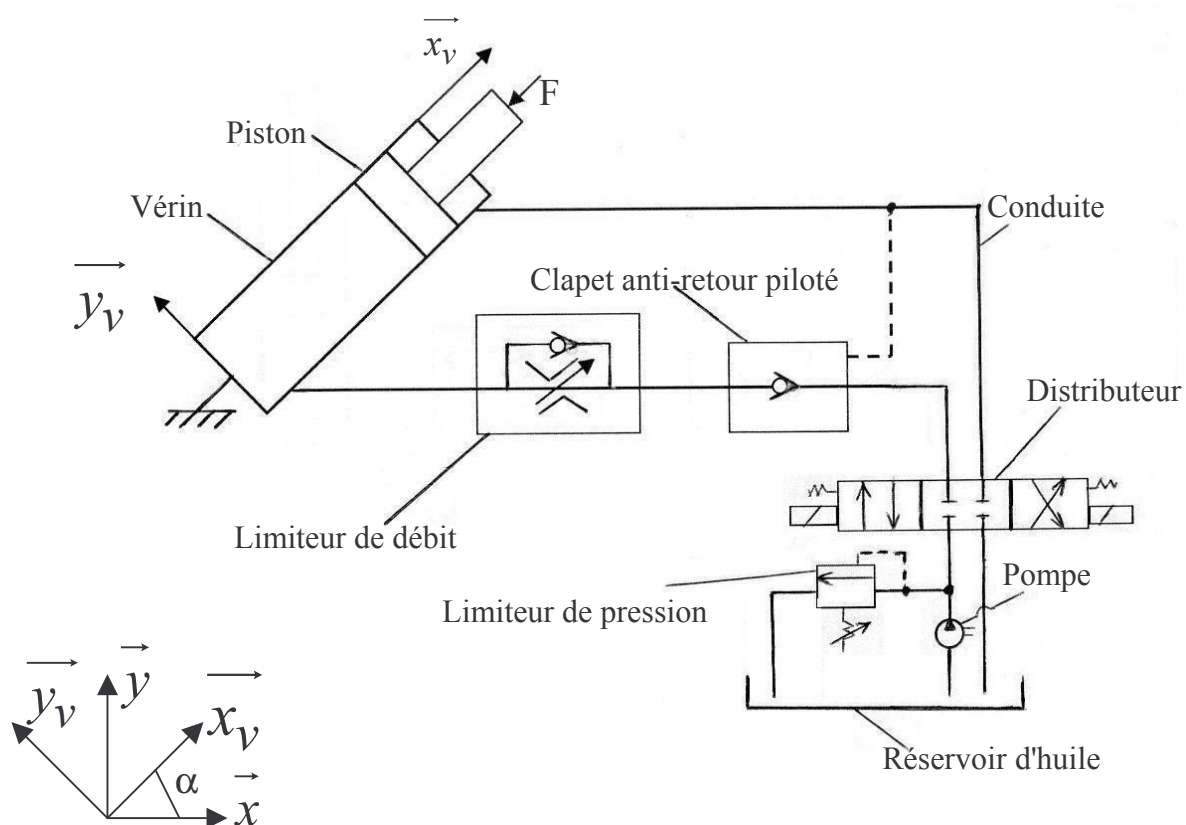


Figure 3-1 : Schéma de l'installation et repérage

L'installation comporte :

- un vérin double effet. Le corps du vérin est relié au sol par une liaison rotule. La tige est reliée à la plate-forme par une liaison pivot. La plate-forme exerce une force F sur la tige du piston. Dans tout le problème, **on suppose que l'angle d'inclinaison α du vérin par rapport au sol est constant.**
- un distributeur à trois positions qui permet la montée (position à voies parallèles), le blocage en position (position centrale) ou la descente du piston du vérin (position à voies croisées)
- un limiteur de débit, réglable en parallèle avec un clapet anti-retour. Cet organe permet une faible perte de charge à la montée et une perte de charge plus importante à la descente. Le réglage de l'ouverture du limiteur de débit permet le pilotage de la vitesse du piston du vérin.
- un clapet anti-retour piloté. Une action extérieure pilote l'ouverture ou la fermeture du clapet. La circulation de l'huile est possible dans les deux directions.
- un limiteur de pression protégeant le système. Lorsque la pression atteint la valeur de consigne, le limiteur s'ouvre et envoie vers le réservoir du groupe hydraulique une partie du débit de la pompe
- un accumulateur (non représenté) monté sur la conduite sous pression constituant une réserve d'huile et protégeant le système des chocs transitoires. Dans tout le problème, on négligera son influence.
- une pompe volumétrique à palettes. La figure 3-3 à la fin de l'énoncé montre pour information une pompe à palettes.
- un réseau de conduites. On supposera pour simplifier que le diamètre de toutes les conduites est identique et égal à d . Les longueurs des différents tronçons sont données à la fin de l'énoncé.
- un réservoir pour le retour de l'huile. Le réservoir est à la pression atmosphérique p_a .

Dans cette troisième partie, l'huile sera supposée incompressible. On négligera les effets des actions de pesanteur au niveau de l'huile. On notera V la vitesse du piston du vérin, p_1 la pression sous le piston et p_2 la pression sur la surface supérieure du piston, p_3 la pression à la sortie de la pompe, Q_{v1} le débit volumique entrant ou sortant en partie inférieure du vérin, Q_{v2} le débit volumique entrant ou sortant en partie supérieure du vérin, Q_{vp} le débit volumique refoulé par la pompe. Le diamètre du piston est D_1 , celui de la tige du piston est D_2 . Les valeurs numériques nécessaires aux applications numériques sont récapitulées à la fin de l'énoncé. Un formulaire succinct est donné en annexe.

Section 31 : Mise en équation du vérin de pilotage

Q31.1 Le simulateur est dans sa position initiale, la plate-forme est horizontale et au repos. Faire le bilan des forces en présence au niveau du piston du vérin et exprimer la pression p_1 en fonction de p_2 , de la masse m de l'ensemble tige + piston du vérin, de la force F exercée sur la tige du vérin et des dimensions du vérin. Relier F à la masse M supportée ($1/6$ la masse de la plate-forme) et calculer p_1 pour $p_2 = p_{\text{atmosphérique}}$.

Dans la suite de cette section, on suppose le débit de la pompe à palettes constant, la vitesse V du piston du vérin constante et égale à $0,2$ m/s.

Q31.2 Le simulateur est en fonctionnement. Entre les parois latérales du piston et le tube du vérin, un jeu permet un débit de fuite entre les deux chambres, entraînant un frottement visqueux F_f . Ecrire l'équation en dynamique du piston du vérin

- pour un mouvement ascendant
- pour un mouvement descendant

Pour les questions 31.3 à 31.5, on suppose que le mouvement de la tige du piston est ascendant.

On souhaite évaluer la force de frottement visqueux due au passage de l'huile entre les deux chambres ainsi que le débit de fuite. **Le jeu j étant très faible par rapport au rayon du piston**, le problème de l'écoulement de l'huile dans l'espace annulaire est modélisable par un écoulement entre deux plaques parallèles. On notera également que le gradient de pression dans l'espace annulaire peut être supposé constant dans la direction axiale.

Q31.3 En utilisant les équations générales de la dynamique des fluides visqueux, établir l'équation du profil établi des vitesses.

Q31.4 Exprimer le débit de fuite Q_f en fonction de p_1 , p_2 , V , du jeu, des caractéristiques de l'huile, du diamètre D_1 et de la hauteur h du piston. Calculer Q_f pour $p_1 - p_2 = 75$ bar.

Q31.5 Calculer la force de frottement visqueux F_f exercée par l'huile sur le piston du vérin.

Q31.6 Indiquer le sens d'écoulement du débit de fuite Q_f selon que la tige du vérin monte ou descend (analyser préalablement la valeur de p_1 par rapport à p_2). En tenant compte du débit de fuite, établir les relations reliant débits entrant et sortant et vitesse du piston du vérin

- pour un mouvement ascendant
- pour un mouvement descendant

On se propose maintenant d'étudier les pertes de charge dans les différentes conduites. Les pertes de charge singulières autres que celles des organes de réglage sont négligeables, on tiendra compte des pertes de charge linéaires.

Q.31.7 Dans les documentations des fournisseurs, on trouve pour caractériser les pertes de charge des différents organes de réglage des courbes d'équation : $\Delta P_s = K \cdot Q_v^2$. Justifier la forme de cette équation et préciser l'unité de K .

Q31.8 Rappeler la relation reliant la perte de charge linéaire ΔP_1 au débit Q_v et au coefficient de perte de charge linéaire λ .

On se place dans le cas de la montée du piston

Q31.9 En appliquant judicieusement le théorème de Bernoulli généralisé, exprimer la pression p_2 en fonction du débit Q_{v2} , des différents coefficients caractérisant les pertes de charge et des longueurs de conduite. Faire l'A.N en négligeant Q_f .

Q31.10 Exprimer la pression p_3 au refoulement de la pompe en fonction de la pression p_1 , du débit Q_{v1} , des différents coefficients caractérisant les pertes de charge et des longueurs de conduite (on suppose qu'il n'y a pas d'ouverture du limiteur de pression). Calculer p_1 et p_3 en négligeant F_f et Q_f .

Section 32 : Etude du fonctionnement de la pompe à palettes à l'aide de groupements sans dimension

On se propose dans cette section de caractériser le fonctionnement de la pompe. Une pompe transforme une puissance mécanique en puissance hydraulique avec un rendement associé aux pertes par frottement et aux fuites internes. Son fonctionnement est caractérisé par sa puissance absorbée P_{abs} , son débit Q_{vp} , sa vitesse de rotation n , sa cylindrée Cyl , la différence de pression entre l'entrée et la sortie Δp . En mécanique des fluides, on recourt souvent à l'analyse dimensionnelle. Une étude sur les pompes à palettes basée sur l'analyse dimensionnelle a mis en évidence que les nombres sans dimension suivants permettent de caractériser une famille de pompes à palettes à cylindrée fixe. On définit :

$$\Pi_1 = \frac{\Delta p}{\rho \cdot Cyl^{2/3} \cdot n^2} \text{ avec } \Pi_1 : \text{Coefficient de pression}$$

$$\Pi_2 = \frac{Q_{vp}}{Cyl \cdot n} \text{ avec } \Pi_2 = \eta_{vol} : \text{Rendement volumétrique de la pompe}$$

$$\Pi_3 = \frac{Cyl \cdot n \cdot \Delta p}{P_{abs}} \text{ avec } \Pi_3 = \eta_{méca} : \text{Rendement mécanique de la pompe}$$

Une étude expérimentale sur la famille de pompes à palettes utilisées pour alimenter le vérin a permis de tracer les courbes suivantes :

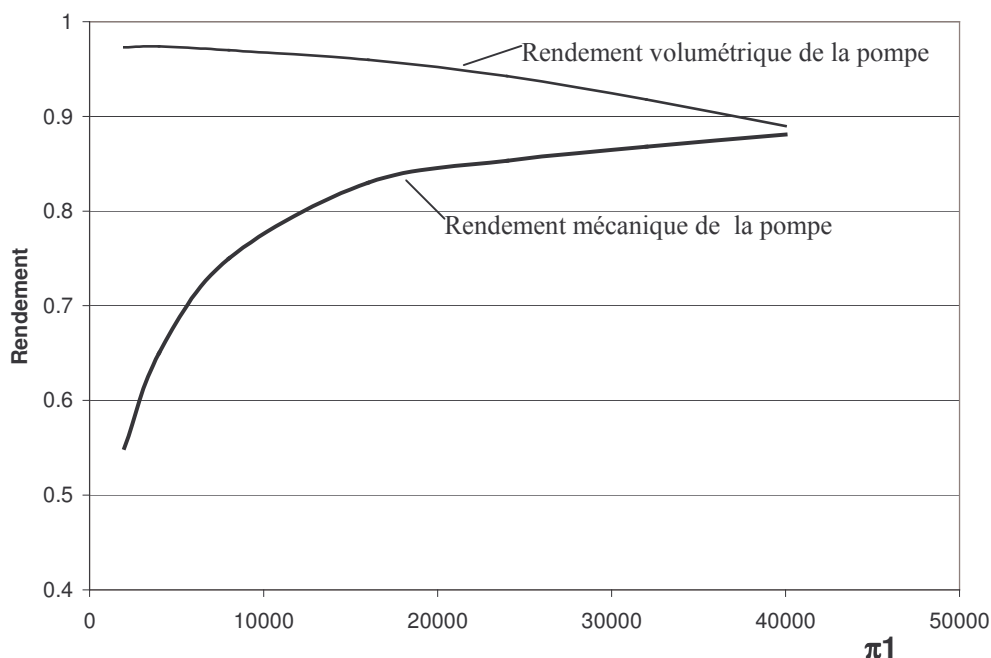


Figure 3-2 : Variation des rendements mécanique et volumétrique en fonction de π_1 .

Q32.1 Indiquer la démarche permettant d'obtenir les trois groupements sans dimension Π_1 , Π_2 et Π_3 . Rappeler comment on peut prévoir le nombre de groupements sans dimension résultant de l'analyse dimensionnelle.

Q32.2 Quels sont les avantages présentés par l'utilisation de ces groupements sans dimension Indiquer la démarche à suivre pour caractériser le point de fonctionnement de la pompe de cylindrée 19 cm^3 connaissant Δp et n . On mesure $\Delta p = 80 \text{ bar}$ et $n = 24,16 \text{ tr/s}$ (1450 tr/mn). Déterminer la puissance absorbée par la pompe et le débit d'huile Q_{vp} .

Q32.3 On souhaite pouvoir alimenter simultanément deux vérins avec une seule pompe à palettes de la même famille. La cylindrée est double et elle est entraînée à une vitesse de rotation $n'=1,05 n$. Déterminer la puissance absorbée par la pompe et le débit d'huile Q'_{vp} pour une différence de pression $\Delta p = 80 \text{ bar}$.

Section 33: Etude des effets thermiques associés au pilotage de la plate-forme.

On se propose maintenant d'effectuer le bilan énergétique du circuit hydraulique.

Q33.1 L'échauffement de l'huile est-il plus important lors de la montée ou de la descente de la tige du vérin ? Expliciter très brièvement votre réponse.

Q33.2 On se place dans le cas de la descente de la tige du vérin. Si l'on utilise une pompe volumétrique à débit constant, pour obtenir une vitesse de descente V identique à celle de montée, il est nécessaire qu'une partie du débit passe par le limiteur de débit qui s'ouvre pour une pression de réglage p_{lim} . On néglige en première approche les créations de chaleur autres que celles provenant des pertes de charge et des pertes mécaniques au niveau de la pompe. Pour un débit Q_{vp} en sortie pompe, exprimer la puissance thermique P_{th} créée au niveau de l'huile en fonction du seul débit Q_{vp} , de la vitesse V , des diamètres D_1 et D_2 , du rendement de la pompe η_p , de p_1 , p_2 et p_{lim} .

Q33.3 Analyser les équations et indiquer brièvement quelle solution technologique permet de réduire cette dissipation énergétique.

Q33.4 Il faut veiller à ce que la température du circuit hydraulique ne dépasse pas une température maximale θ_{max} (de l'ordre de 65°C) pour que les propriétés du fluide ne s'altèrent pas. Les divers composants et les conduites échangent de la chaleur avec le milieu ambiant. Pour une température d'huile de θ , la puissance échangée est égale à $\sum K_i.S_i.(\theta - \theta_a)$ où :

K : Coefficient de transfert de chaleur

S : Surface d'échange

θ_a : Température du milieu ambiant

Soit P_{thm} la puissance thermique moyenne créée lors de l'utilisation de la plate-forme, V_h le volume d'huile de l'installation, c_h la chaleur massique de l'huile. En traduisant la conservation de l'énergie, écrire le bilan thermique. Par intégration, établir la loi de montée en température de l'huile (supposée uniforme à chaque instant) d'une température initiale θ_1 jusqu'à une température finale θ_2 .

Valeurs numériques :

$\alpha = 45^\circ$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Masse supportée par le vérin : $M = 2100 \text{ kg}$

Données sur le vérin :

$D_1 = 0,05 \text{ m}$; $D_2 = 0,036 \text{ m}$; $h = 0,03 \text{ m}$

$j = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$

$m = 8 \text{ kg}$

Vitesse de déplacement de la tige du vérin : $V = 0,2 \text{ m/s}$

Données sur l'huile :

$\mu = 0,012 \text{ Pa.s}$

$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$

Pression d'ouverture du limiteur de débit: $p_{lim} = 85 \text{ bar}$

Données sur les conduites :

$d = 0,014 \text{ m}$

Conduite entre la pompe et le distributeur: $l_1 = 7 \text{ m}$

Conduite entre le distributeur et la partie basse du vérin: $l_2 = 3 \text{ m}$

Conduite entre le distributeur et la partie haute du vérin: $l_3 = 4 \text{ m}$

Conduite de retour du distributeur au réservoir: $l_4 = 7 \text{ m}$

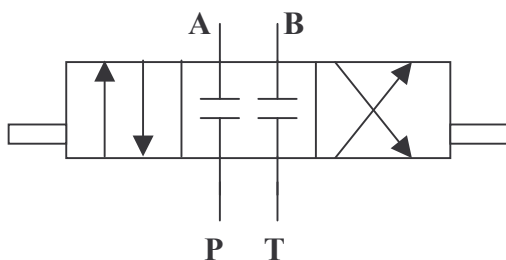
Données sur la pompe à palettes :

$C_{yl} = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

$n = 24,16 \text{ tr/s}$

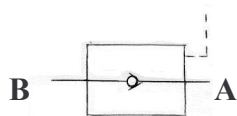
Coefficients K pour les différents composants de l'installation

Distributeur



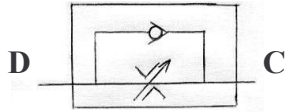
Circulation de l'huile	P vers A	B vers T	P vers B	A vers T
Notation	Kd1	Kd2	Kd3	Kd4
Valeur (SI)	10^{12}	$5 \cdot 10^{12}$	$5 \cdot 10^{12}$	$2,5 \cdot 10^{12}$

Clapet anti-retour piloté



Circulation de l'huile	A vers B	B vers A
Notation	Kc1	Kc2
Valeur (SI)	$3 \cdot 10^{11}$	$1,5 \cdot 10^{12}$

Limiteur de débit



Circulation de l'huile	C vers D	D vers C
Notation	Kl_1	Kl_2
Valeur (SI)	$1,2 \cdot 10^{12}$	$5 \cdot 10^{12}$

Annexes :

Relations pour le calcul du coefficient de perte de charge linéaire λ :

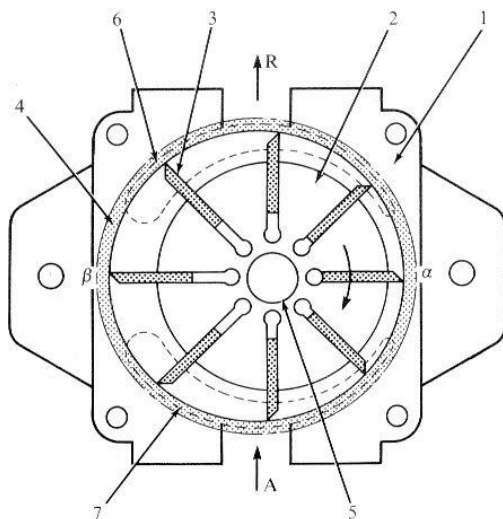
- Ecoulement laminaire ($Re < 2000$) : $\lambda = 64/Re$
- Ecoulement turbulent lisse : $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$

Equations de Navier-Stokes en coordonnées cartésiennes pour les écoulements incompressibles:
Vitesse (u,v,w) , coordonnées cartésiennes (x,y,z)

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot f_x$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho \cdot f_y$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot f_z$$



1. Corps du carter
2. Rotor
3. Palettes
4. Anneau
5. Arbre moteur
6. Lumière d'admission
7. Lumière de refoulement

Figure 3-3 : Pompe à palettes