

TD 3.1

Exercice n°1

Calculer la perte de charge dans une conduite de longueur $L = 10 \text{ m}$ et de diamètre $d = 16 \text{ mm}$, contenant un fluide de densité $\rho = 854 \text{ kg/m}^3$ (huile minérale) se déplaçant à la vitesse de 2 m/s à :

- a) 30°C ($\nu = 0.30 \text{ stockes}$).
- b) 110°C ($\nu = 0.04 \text{ stockes}$).

Solution n°1

a) Pour 30°C

$$Re = \frac{\nu \cdot d}{\nu} = \frac{200 \times 1,6}{0,30} = 1067 \text{ (Régime laminaire)}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1067} = 0,0599$$

Les pertes de charge sont données par la relation générale

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{L v^2}{d \cdot 2} = 0,0599 \frac{10 \cdot 10^2}{1,6} \frac{864}{2} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 0,64 \text{ bar}$$

b) Pour 110°C

$$Re = \frac{\nu \cdot d}{\nu} = \frac{200 \times 1,6}{0,04} = 8000 \text{ (Régime turbulent)}$$

Si le régime est turbulent :

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25} = 0,316 \times 8000^{-0,25} = 0,033$$

Les pertes de charge est donnée par la relation générale

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{L v^2}{d \cdot 2} = 0,033 \frac{10 \cdot 10^2}{1,6} \frac{864}{2} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 0,36 \text{ bar}$$

Exercice n°2

On désire transmettre une puissance de 25 kW à 200 bar dans une conduite de 20 m (pompe vers moteur). On ne veut pas une perte de charge dépassant 5% en puissance. La viscosité de l'huile en fonctionnement vaut : $= 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ avec une masse volumique : $= 0,83 \text{ kg/dm}^3$. Déterminer le diamètre de la conduite suivant le régime d'écoulement.

Solution n°2

Le débit dans la conduite :

$$Q_v = \frac{P}{\rho \cdot 10^5} = \frac{25 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^5} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 75 \text{ l/min}$$

Les pertes en puissance :

$$\Delta P = P \cdot 5\% = 25 \cdot 10^3 \cdot 0,05 = 1250 \text{ W}$$

ce qui correspond à une perte de pression totale

$$\Delta h_t = \frac{\Delta P}{Q_v} = \frac{1250}{1,25 \cdot 10^{-3}} = 1,106 \text{ Pa} = 10 \text{ bar} \quad \Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\nu \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi d \nu} \quad \text{avec } Q_v = \nu \cdot S$$

Si l'écoulement est laminaire :

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{64}{R_e} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 1,106 Pa$$

On obtient avec ces valeurs un $\text{Ø}d = 13 \text{ mm}$ avec $R = 3500$:

l'écoulement ne pourra donc pas être laminaire avec ces conditions, le résultat est donc aberrant. Avec un écoulement turbulent :

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = (100 Re^{-0.25}) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 1,106 Pa$$

D'où **d = 15,5 mm** Une conduite de Ø intérieur de 15,5 mm répondra donc aux conditions imposées (10 bar de perte de charge maxi) et l'écoulement sera turbulent (ce qui est souvent le cas en hydraulique) avec un $R = 2934$.

Empiriquement, on admet dans les conduites d'alimentation (refoulement) une vitesse de 2 à 8 m/s. Ici, la vitesse est de = 6,6 m/s, ce qui est acceptable.

Exercice n°3

Dans une installation de transmission de puissance hydrostatique d'une presse hydraulique, une pompe à palettes débite réellement 100 l/min pour une pression de sortie de 141 bars et celle d'entrée de -0,9 bar. Cette pompe est entraînée par un moteur électrique tournant à la fréquence de rotation 2500 tr/min ; donnant un moment de couple à l'arbre d'entraînement de 105 Nm. Sachant que la cylindrée d'une pompe à palettes est 0.04232 l/tr

Déterminer :

1. Le débit moyen théorique,
2. Le débit des fuites, en déduire le rendement volumétrique,
3. La puissance hydraulique,
4. La puissance mécanique,
5. Le rendement mécanique, en déduire la puissance de sortie théorique.
- 6 Le rendement global en utilisant deux méthodes

Solution n°3

1. Le débit moyen théorique : $q_{vmoy_th} = V_g \times n = 0.04232 \times 2500 = 105,8 \text{ l/min}$

2. Le débit des fuites, en déduire le rendement volumétrique

$$\eta_v = \frac{q_{vmoy_reel}}{q_{vmoy_th}} = \frac{100}{105.8} = 94.5\%$$

$$\eta_v = \frac{q_{vmoy_reel}}{q_{vmoy_reel} + q_{vfuite}} = 94.5\% \Leftrightarrow q_{vfuite} = \frac{q_{vmoy_reel}(1-0.945)}{0.945} = \frac{5.5}{0.945} = 5.8 \text{ l/min}$$

3. La puissance hydraulique :

$$P_{hyd(kw)} = \frac{q_{vmoy_reel(l/min)} \times (p_{srel} - p_e)_{(bar)}}{600} = \frac{141,9 \times 100}{600} = 23.65 \text{ Kw}$$

4. La puissance mécanique

$$P_m = T \times \omega = 105 \times \frac{2\pi \times 2500}{60} = 2749 \text{ W} = 27.49 \text{ Kw}$$

5. Le rendement mécanique, en déduire la puissance de sortie théorique

$$P_m = \frac{q_{vmoy} \times (p_{sth} - p_e)}{600} \Leftrightarrow p_{sth} = \frac{P_m \times 600 + p_e \times q_{vmoy}}{q_{vmoy}} = \frac{27.49 \times 600 + (-0.9) \times 105.8}{105.8} = 154.98 \text{ bar}$$

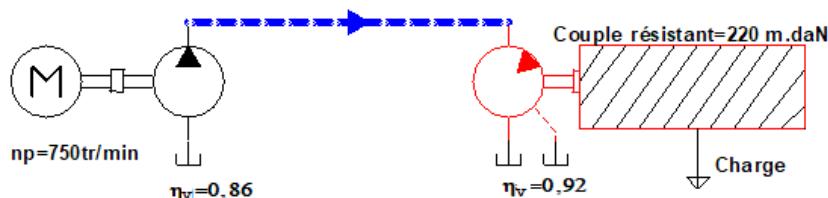
6. Les rendements globaux en utilisent deux méthodes :

$$\eta_m = \frac{p_{s_reel} - p_e}{p_{sth} - p_e} = \frac{141+0.9}{154.98+0.9} = 91\%$$

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_m = 0.945 \times 0.91 = 86\%$$

Exercice n°4

Une transmission hydrostatique est utilisée pour entraîner un tambour de treuil à une vitesse : $n_m = 65 \pm 5 \text{ tr/min}$ (fig. ci-dessous). Le circuit hydraulique fonctionne à une pression maxi de $P_{max}=315 \text{ bars}$ (classe de pression des composants envisagés). On considère que les pertes mécaniques sont faibles devant les pertes volumétriques ($\eta = \eta_v$).



1. Choisir parmi les cylindrées réelles suivantes celle qui convient le mieux pour le moteur hydraulique : 200, 300, 400, 450, 500, 550, 600, 700 cm^3/tr .
2. Déterminer alors la pression de fonctionnement du circuit.
3. Choisir parmi les cylindrées réelles suivantes celle qui convient le mieux pour la pompe hydraulique : 22, 26, 30, 35, 40, 50, 60, 75 cm^3/tr .
4. Déterminer les caractéristiques du moteur ME (couple fourni et puissance nominale).

Solution n°4

(Notations indices : r = réel, g = géométrique, p = pompe, m = moteur V = cylindrée, T = couple, P = pression, Q = débit).

1. La pression maxi et le couple résistant permettent de pré-déterminer La cylindrée du moteur hydraulique :

$$V_{gm} = \frac{2T}{P_{max}} = 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{tr} = 440 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

$$V_{mm} = \frac{V_{gm}}{\eta_v} = 478 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

La pression de 315 bar est une valeur maxi, il faut donc choisir une Cylindré du moteur plus importante ; choix : $V_{mm} = 500 \text{ cm}^3/\text{tr}$

2. La pression dans le circuit sera alors plus faible que 315 bar et vaudra 301 bar (en recalculant la nouvelle V_{gm} , puis la pression nécessaire).
3. Le débit fourni par la pompe = débit absorbé par le moteur $\Rightarrow Q_p = V_{mm} \cdot n_m = 32,5 \text{ L/min}$
Comme $Q_p = V_{rp} \cdot n_p \Rightarrow V_{rp} = 43,3 \text{ cm}^3/\text{tr}$

La vitesse de rotation du récepteur (treuil) doit être de 65 ± 5 tr/min ; la tolérance étant partagée autour de la valeur moyenne, on choisit la cylindrée. La plus proche, soit **40 cm^{3/tr}**. Il faut bien sûr recalculer la vitesse du treuil pour vérifier que celle-ci est dans

la tolérance : $n_m = \frac{n_p \cdot V_{rp}}{V_{rm}} = 60$ tr / min (valeur acceptable).

$$4. \quad V_{gp} = \frac{V_{rp}}{\eta_v} = 46,5 \text{ cm}^3 / \text{tr}$$

Couple à l'arbre de pompe : $T_p = \frac{P \cdot V_{gp}}{2\pi} = 223 \text{ Nm}$

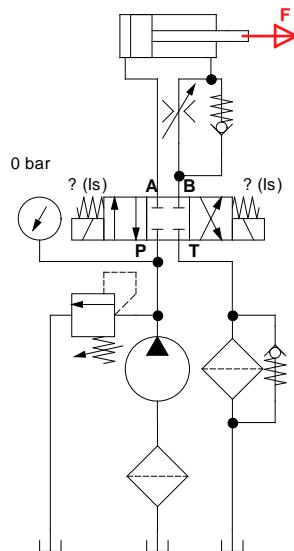
Puissance d'entraînement = $N = T_p \cdot \omega_p = \frac{223.750 \cdot 2\pi}{60} = 17496 \text{ W}$

Le moteur ME devra fournir une puissance minimale de **17,5 kW**.

Exercice n°5

On commande le distributeur de cette installation pour faire sortir la tige de vérin sous charge ($F=2500$ daN). On freine la charge avec un limiteur de débit sur l'échappement. Le vérin a comme sections : Ø80 x Ø50 et le limiteur de pression du groupe hydraulique est réglé pour s'ouvrir à 200 bar.

1. Déterminer les pressions dans les deux chambres au cours d'un aller-retour de la tige du vérin.
2. Ce montage n'est pas satisfaisant : pourquoi ? Donner un nouveau schéma avec un appareillage plus adéquat.



Solution N°5

1. On choisit comme sens arbitraire positif celui de la charge, la chambre (ch.) côté fond est numérotée 1 et celle côté tige 2.

Sortie de la tige :

Le limiteur de débit étant réglé pour freiner la charge, le débit absorbé par le vérin est donc inférieur à celui fourni par la pompe.

La pression du circuit est donc au maxi car le limiteur de pression est ouvert pour assurer la division de débit. $P_1 = 200$ bar

$$P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2 + 2500 = 0 \text{ (en daN et cm}^2\text{)} \Rightarrow P_2 = 410 \text{ bar}$$

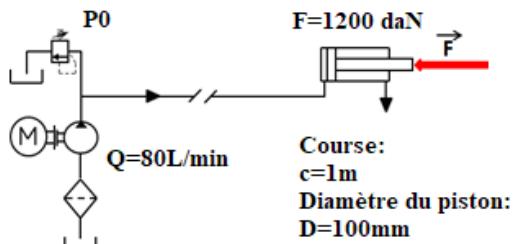
Rentrée de la tige :

Aucune limitation de débit n'est effective, pas de freinage car la charge est résistante donc $P_1 = 0$, $-P_2 \cdot S_2 + 2500 = 0$ (en daN et cm²) $\Rightarrow P_2 = 82 \text{ bar}$

2. Ce montage n'est pas satisfaisant car la pression P_2 en sortie de tige est trop important (410 bar pour un circuit à 200 bars nominaux). Cette disposition imposerait un vérin supportant cette pression, donc inutilement onéreux. Il vaut mieux, dans ce cas, utiliser une valve de freinage.

Exercice n°6

Une pompe alimente un vérin suivant le schéma ci-dessous :



1. Quelle est la pression dans le vérin en supposant un rendement de cet organe récepteur égal à $\eta = 0,9$?
2. Quelle est la vitesse v de déplacement de la tige du vérin ?

Quel est le temps t nécessaire pour réaliser un déplacement égal à la course c ?

Solution N°6

1. Pression nécessaire dans le vérin

La pression nécessaire dans le vérin pour vaincre la charge de 12000 daN est, compte tenu du rendement η du vérin, égale à :

$$P_{(\text{Pa})} = \frac{F_{(\text{N})}}{S_{(\text{m}^2)} \eta} = \frac{120000}{\frac{\pi(0.1)^2}{4} 0.9} = 170 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 170 \text{ bars}$$

2. Vitesse de déplacement de la tige

La vitesse de déplacement de la tige du vérin est :

$$V_{(\text{m/s})} = \frac{Q_{(\text{m}^3/\text{s})}}{S_{(\text{m}^2)}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi(0.1)^2}{4}} = 0.17 \text{ m/s}$$

3. Temps de sortie de la tige

Le temps t mis par la tige pour parcourir la course c'est :

$$t(\text{s}) = \frac{c_{(\text{m})}}{V_{(\text{m/s})}} = \frac{1}{0.17} = 5.9 \text{ s}$$

Exercice n°7

Sur une presse d'ébénisterie, après la mise sous pression, on souhaite assurer le maintien du serrage par un accumulateur pendant 30 minutes. La pression normale de serrage est de 150 bars, on tolère qu'elle descende à 140 bars. Le débit de fuite mesuré sur les vérins est de 0,2 pour 30 minutes. Quel volume d'accumulateur faudrait-il installer ?

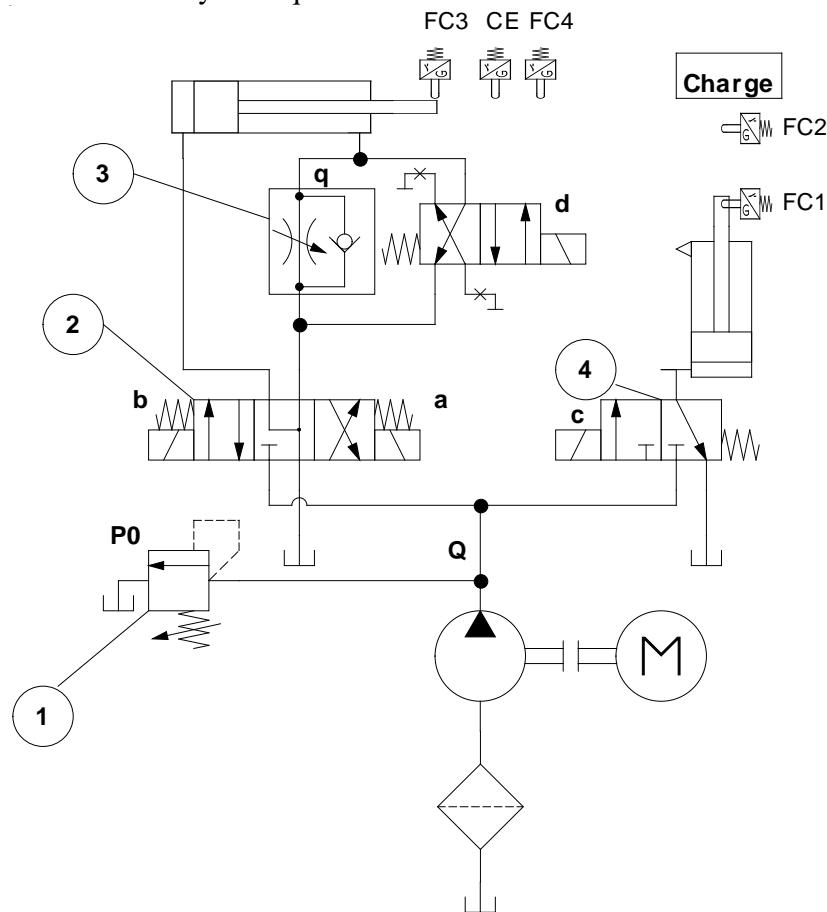
Solution n°7

$$\text{Isotherme. } P_0 V_0 = P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$V_0 = \frac{P_2 \cdot V}{[0,9 \cdot (P_2 - P_1)]} = \frac{150 \cdot 0,2}{[0,9 \cdot (150 - 140)]} = 3,33 \text{ l}$$

Exercice n°8

Soit le circuit hydraulique ci-dessous.



Fonctionnement :

L'appui sur le bouton poussoir **m** (non représenté) excite la bobine **c**.

FC2 désexcite la bobine **c**.

FC1 excite la bobine **a**.

CE excite la bobine **d**.

FC4 désexcite les bobines **d** et **a** et excite la bobine **b**.

FC1 désexcite la bobine **b**.

On donne :

Pompe : Cylindré 17.5 cm³/tr, vitesse de rotation 1440 tr/min, pression de refoulement 110 bar, la pression d'aspiration est négligée par rapport à celle du refoulement, $Q = 24 \text{ l/min}$ et le rendement total 0.85.

Vérin horizontal : $D = 100 \text{ mm}$, $d = 70 \text{ mm}$, course = 800mm, $\eta_{v\acute{e}} = 0.91$ et $F = 71500 \text{ N}$.

D'autre part, la tige est en acier E = 2.10⁵ N/mm² et le mode de fixation du vérin correspond à k = 2. Enfin, q = 9 l/min.

1. Donner la désignation normalisée de chacun des composants hydrauliques numérotés dans le circuit.
2. Expliquer le cycle effectué par les vérins.
3. Calculer les différentes vitesses de déplacement de la tige du vérin horizontal.
4. Calculer les rendements volumétrique et hydromécanique de la pompe.
5. Calculer le couple reçu par la pompe.
6. Calculer la puissance mécanique reçue par la pompe.
7. Calculer la pression à l'entrée du vérin horizontal nécessaire pour vaincre la force F.
8. Pour un coefficient de sécurité s = 4, montrer que la tige du vérin horizontal résiste au flambage.

Solution n°8

1. la désignation normalisée de chacun des composants hydrauliques

- ✓ Limiteur de pression à tarage variable
- ✓ Distributeur 4/3 à centre Semi ouverts à commande électrique avec ressort de rappel.
- ✓ Limiteur de débit unidirectionnel.
- ✓ Distributeur 3/2 NF à commande électrique avec ressort de rappel.

2. le cycle effectué par les vérins

- ✓ Sortie de la tige du vérin vertical.
- ✓ Retour de la tige du vérin vertical.
- ✓ Sortie rapide de la tige du vérin horizontal.
- ✓ Sortie lente de la tige du vérin horizontal.
- ✓ Retour rapide de la tige du vérin horizontal.

3. Les trois vitesses, du vérin horizontal :

$$\checkmark \text{ Sortie Rapide : } v_{sr} = \frac{Q}{s} = \frac{4Q}{\pi D^2} = 0,0509 \text{ m/s}$$

$$\checkmark \text{ Sortie lente : } v_{sl} = \frac{q}{s} = \frac{4q}{\pi D^2} = 0,019 \text{ m/s}$$

$$\checkmark \text{ Retour : } v_r = \frac{Q}{s} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} = 0,0998 \text{ m/s}$$

4. les rendements de la pompe :

$$\checkmark \text{ volumétrique } \eta_v = \frac{Q_{moy-r}}{V_g \cdot n} = 95,23\%$$

$$\checkmark \text{ hydromécanique } \eta_{hm} = \frac{\eta_g}{\eta_v} = 89,25\%$$

5. le couple reçu par la pompe :

$$T = \frac{V_g (p_s - p_e)}{2\pi\eta_{hm}} = 34,32 \text{ Nm}$$

6. La puissance mécanique reçue par la pompe :

$$P_m = T\omega = T \frac{2\pi n}{60} = 5175,33 \text{ W}$$

7. la pression à l'entrée du vérin horizontal nécessaire pour vaincre la force F :

$$p = \frac{F}{S\eta_v} = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_v} = 100,039 \text{ bar}$$

8. résistance au flambage de la tige du vérin horizontal ,pour un coefficient de sécurité s = 4

$$F = \frac{\pi^2 E l}{l_f^2} = \frac{\pi^2 E d^4}{64(kc)^2}$$

$$F_c = s \cdot F = 908765,50 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_c}{s} = \frac{227191,376 \text{ N}}{4} > 71500 \text{ N}$$

D'où la tige du vérin horizontal résiste au flambage. Autre méthode :

$$d > \sqrt[4]{\frac{64 \cdot s \cdot F \cdot l_f^2}{\pi^3 E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot s \cdot F (kc)^2}{\pi^3 E}} = 52,429 \text{ mm}$$

$d_{tige-vérin} = 70 \text{ mm} > 52,42 \text{ mm}$ Donc la tige du V.H résiste au flambage.