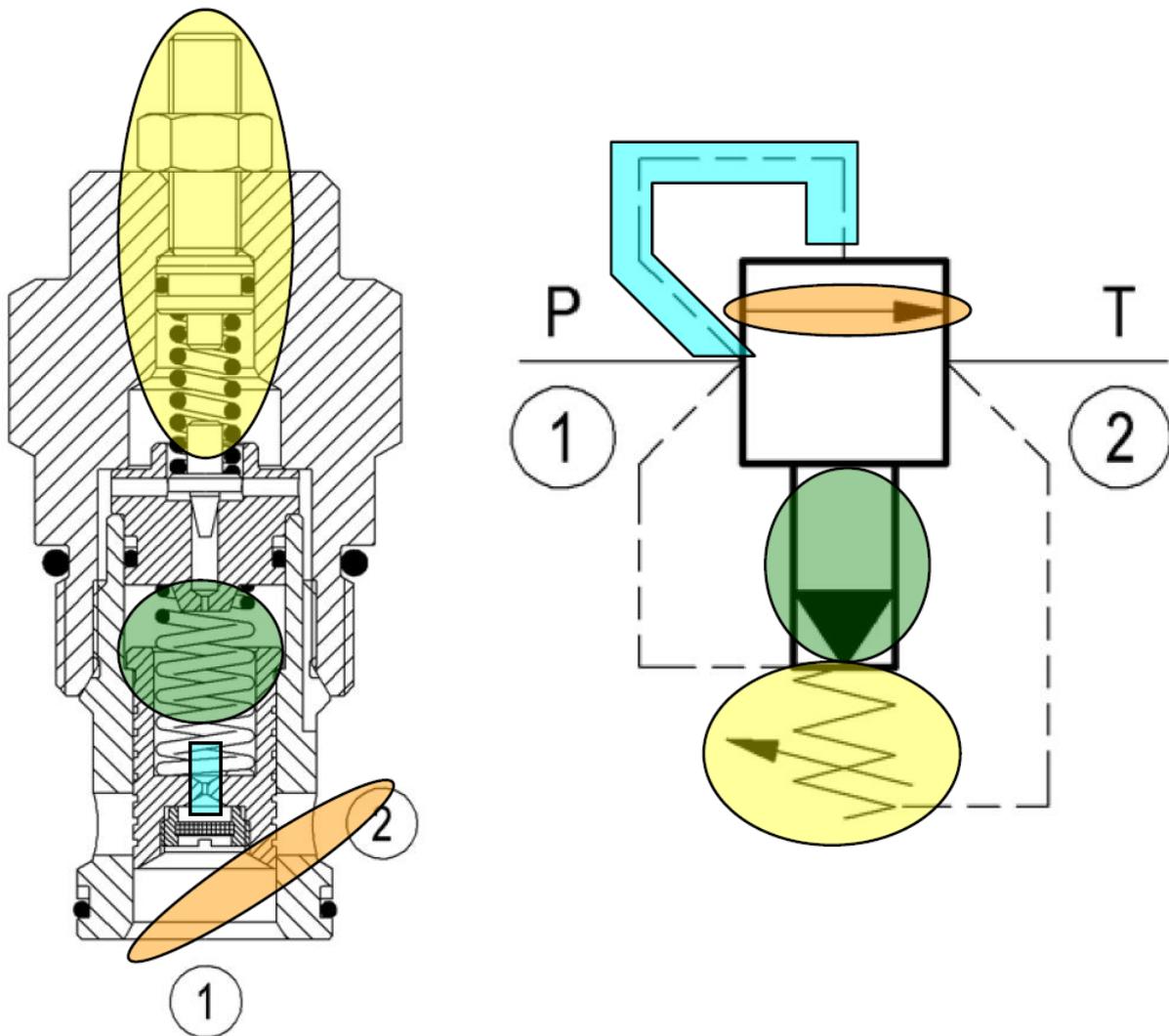


# Hydraulique industrielle

## Correction TD 3

### 1 Etude d'un limiteur de pression

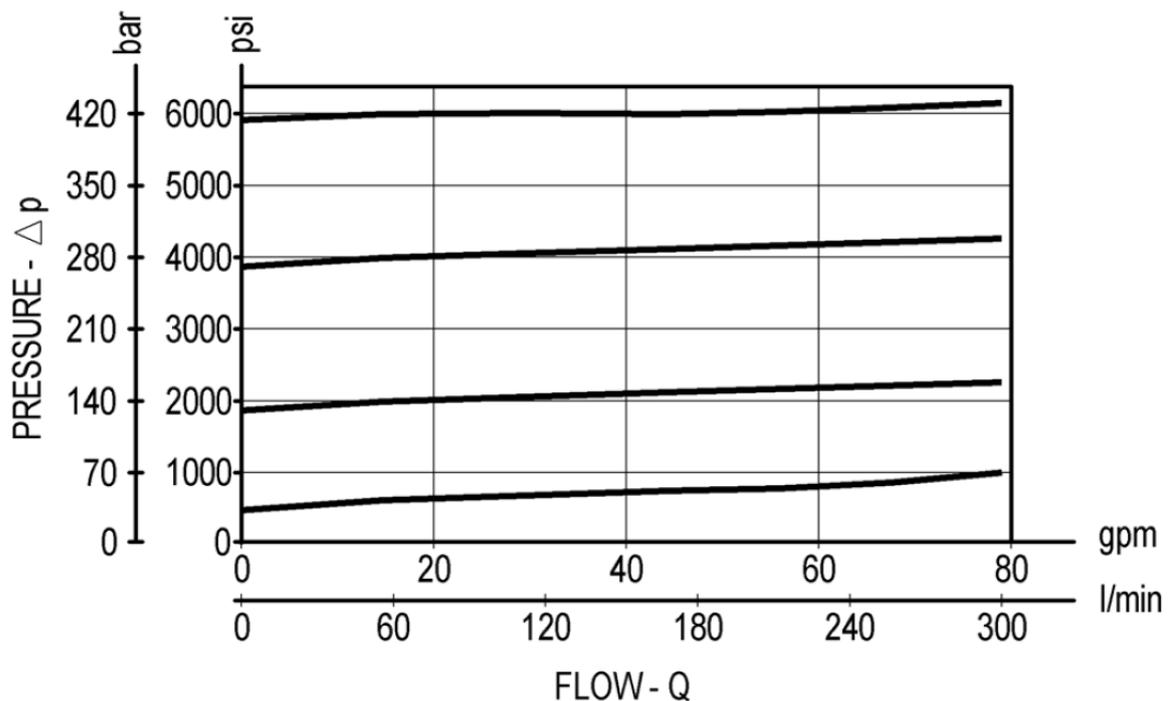
#### 1.1 Identification des fonctions



Les différents éléments assurant le fonctionnement du composant sont listés ci dessous :

- Orifice 1 : orifice d'arrivée du fluide hydraulique
- Orifice 2 : orifice de refoulement du fluide hydraulique
- Couleur jaune : Ressort de tarage mécanique de la pression d'ouverture du limiteur de pression
- Couleur bleue : Orifice de pilotage du clapet du limiteur de pression
- Couleur verte : Chambre hydraulique de contrôle du limiteur de pression
- Couleur orange : Clapet assurant la fermeture (organe normalement fermé) entre les deux orifices du limiteur de pression

## 1.2 Diagramme débit / pression

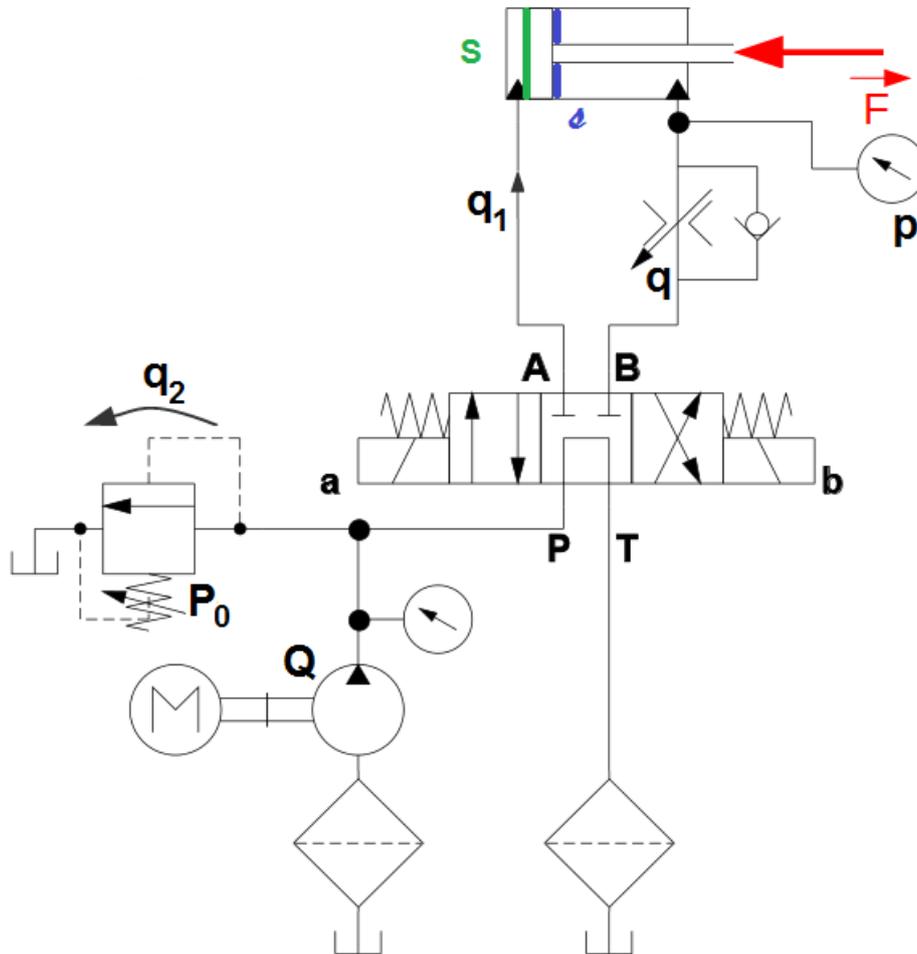


Ce diagramme montre le comportement du limiteur de pression pour différentes pressions de tarage, en fonction du débit de fluide circulant dans celui-ci. Un composant parfait devrait avoir des droites horizontales en guise de courbe de comportement car sa pression d'ouverture est théorique indépendante du débit de fluide qui le traverse.

Ainsi on peut reconnaître la qualité d'un composant à sa capacité à s'approcher du comportement d'un composant théorique. Dans notre cas, plus la pression de tarage est élevée, plus le composant à un comportement intéressant. A noter que pour une pression d'ouverture de 40 bars à débit quasi nul, cette pression atteint la valeur de 70 bars pour un débit de 80 l/min (courbe la plus basse du graphique) ; ce qui représente une erreur de 75 %. Ce comportement est expliqué par le fait que ce limiteur de pression est à action directe : plus le débit d'huile passant est important, plus la section de passage doit être grande et plus l'équipage mobile (balance de pression) se déplace en comprimant le ressort de tarage qui à une certaine raideur mécanique. Ceci à alors pour conséquence d'augmenter la pression d'ouverture.

## 2 Réglage de la vitesse d'une tige de vérin

### 2.1 Configuration 1



La vitesse de la sortie de la tige du vérin est contrôlée par un limiteur de débit sur le retour au bac de la petite chambre du vérin qui ne laisse passer qu'un débit  $q$ .

#### 2.1.1 Débit évacué par le limiteur de pression

L'analyse du schéma de câblage nous permet de voir que la pompe débite dans le circuit avec un débit  $Q$  et la débit d'huile consommé par le vérin lors de la sortie de sa tige est  $q_1$ . Le débit évacué par le limiteur de pression, monté en dérivation, est donc  $q_2 = Q - q_1$ . Il reste à déterminer la valeur de  $q_1$  en fonction du débit  $q$  du limiteur de débit qui contrôle la sortie de la tige.

La vitesse de sortie de la tige est donnée par :

$$V_{tige} = \frac{q_1}{S} = \frac{q}{s} \Leftrightarrow q_1 = \frac{S}{s} q$$

Nous en déduisons donc que :

$$q_2 = Q - q_1 = Q - \frac{S}{s} q = 30 - 2 \times 10 = 10 \text{ L/min}$$

#### 2.1.2 Pression dans la chambre annulaire du vérin

Une partie du débit d'huile pompé s'évacuant par le limiteur de pression, la pression dans la partie du circuit alimentant la grande chambre du vérin est égale à la pression de tarage du limiteur de pression  $P_0$ , aux pertes de charges près.

La pression dans la chambre annulaire du vérin étant notée  $p$ , l'équilibre de la tige du vérin nous donne alors Pour une pression  $P_1 = 50 \text{ bars}$  :

$$P_0 S = p s + F \quad \Leftrightarrow \quad p = P_0 \frac{S}{s} - \frac{F}{s} = 150.10^5 \times 2 - \frac{10000}{10.10^{-4}} = 2.10^7 \text{ Pa} = 200 \text{ bars}$$

### 2.1.3 cas ou la pression dans la chambre annulaire est maximale

Cette pression sera maximale, à la sortie de la tige du vérin, lorsque la charge  $F$  sera nulle. Nous aurons alors une valeur de  $p$  égale à  $150.10^5 \times 2 - 0 = 300.10^5 \text{ pa} = 300 \text{ bars}$ .

### 2.1.4 Précautions à prendre

La pression sur la boucle de retour au bac de l'huile, via le limiteur de pression peut être deux fois supérieure à la pression de tarage du limiteur de pression. Il faut donc prévoir des éléments de circuit et un vérin supportant une pression de travail de  $300 \text{ bars}$ .

### 2.1.5 Calcul de puissances à la sortie de tige

#### 2.1.5.1 Puissance hydraulique installée

Cette puissance correspond à la puissance hydraulique donnée par la pompe.

$$P_{i(w)} = P_{0(Pa)} Q_{(m^3/min)} = 150.10^5 \times \frac{30.10^{-3}}{60} = 7500 \text{ W} = 7.5 \text{ kW}$$

**2.1.5.2** Puissance hydraulique utilisée Cette puissance correspond à la puissance utile servant à déplacer la charge  $F$  à une certaine vitesse.

$$P_{u(w)} = P_{charge F(Pa)} q_{1(m^3/min)} = \frac{F}{S} \frac{S}{s} q = \frac{F}{s} q = \frac{10000}{10.10^{-4}} \times \frac{10.10^{-3}}{60} = 1666 \text{ W} = 1.67 \text{ kW}$$

**2.1.5.3** Puissance hydraulique perdue par le laminage dans le limiteur de débit Cette puissance correspond à la puissance consommée dans le limiteur de débit.

$$P_{1(w)} = p_{(Pa)} q_{(m^3/min)} = 200.10^5 \times \frac{10.10^{-3}}{60} = 3333 \text{ W} = 3.33 \text{ kW}$$

**2.1.5.4** Puissance hydraulique perdue par le laminage dans le limiteur de pression Cette puissance correspond à la puissance consommée dans le limiteur de pression.

$$P_{2(w)} = P_{0(Pa)} q_{2(m^3/min)} = 150.10^5 \times \frac{10.10^{-3}}{60} = 2500 \text{ W} = 2.5 \text{ kW}$$

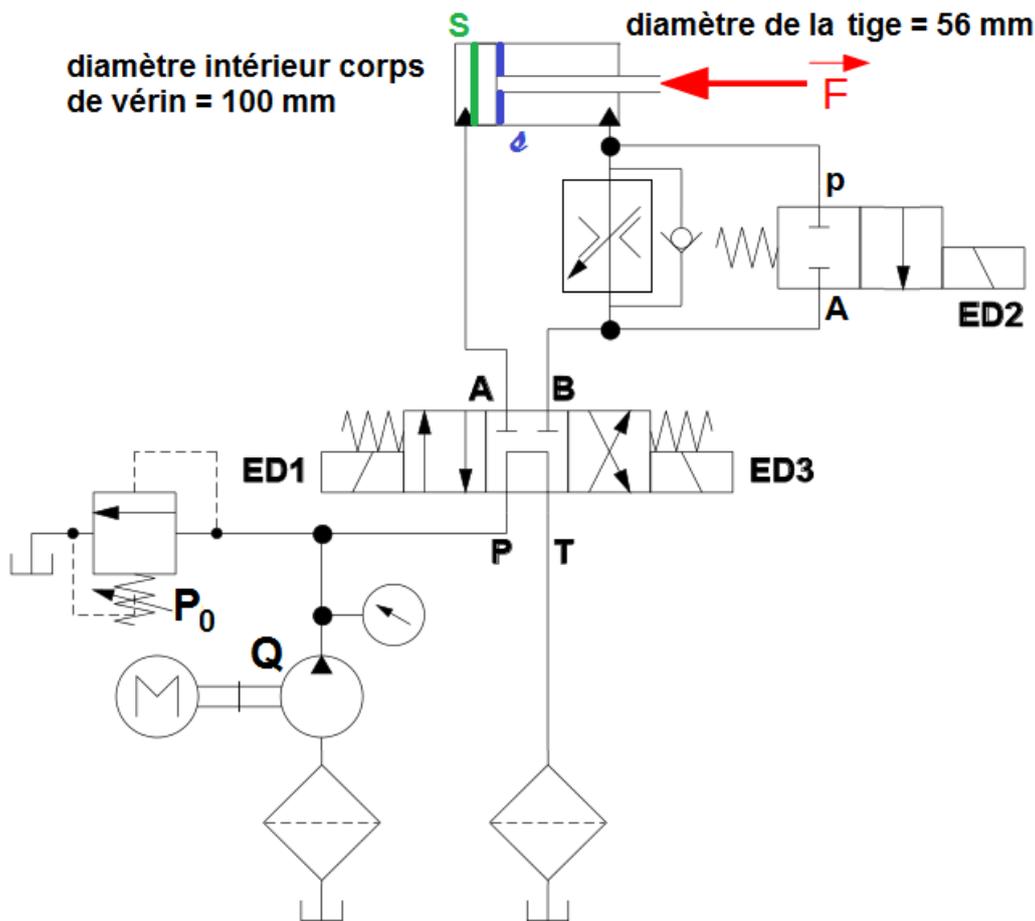
**2.1.5.5** Puissance hydraulique globale perdue Cette puissance correspond à la sommes des puissances consommées dans le limiteur de débit et le limiteur de pression.

$$P_p = P_1 + P_2 = 3.33 + 2.5 = 5.83 \text{ kW}$$

### 2.1.6 Amélioration préconisée

On constate que 78% de l'énergie hydraulique produite est consommée par laminage dans les différents limiteurs. Cela donne donc un rendement global de l'installation hydraulique de 22%. Il est donc nécessaire, au minimum de mettre en place une pompe à cylindrée variable afin d'adapter le débit d'huile à la demande du circuit.

## 2.2 Configuration 2



### 2.2.1 Débit de pompe nécessaire

Le débit de la pompe est donnée par la formule :

$$Q_{(m^3/s)} = V_{(m/s)} S_{m^2} = 0.08 \times \frac{\pi \times 0.1^2}{4} = 6.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 37.7 \text{ L/min}$$

Le retour étant réalisé avec le même débit, la vitesse de rentrée de la tige sera alors de :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{m^2}} = \frac{6.28 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \times 0.1^2}{4} - \frac{\pi \times 0.056^2}{4}} = 0.116 \text{ m/s}$$

### 2.2.2 tarage du limiteur de pression

En considérant une marge de 10bars entre la pression minimale nécessaire dans le circuit et la pression de tarage du limiteur de pression, nous obtenons :

$$P_0 = 10 \text{ bars} + \Delta P_{\text{pertes canalisation}} + P_{\text{vérin}} = 10 \text{ bars} + \Delta P_{\text{pertes canalisation}} + P_{\text{vérin}}$$

#### 2.2.2.1 Pression dans le vérin

En étudiant l'équilibre de la tige du vérin et en pensant qu'une pression résiduelle  $p$  de 5bars, provoquée par le distributeur 2/2, s'applique dans la chambre annulaire de ce dernier; nous obtenons en tenant compte du rendement  $\eta$  du vérin :

$$(P_{\text{vérin}} S) \eta = p s + F \Leftrightarrow P_{\text{vérin}} = \frac{p s + F}{\eta S} = \frac{5 \cdot 10^5 \times \left( \frac{\pi \times 0.1^2}{4} - \frac{\pi \times 0.056^2}{4} \right) + 80000}{0.9 \times \frac{\pi \times 0.1^2}{4}} = 117 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 117 \text{ bars}$$

**2.2.2.2** Perte de charge dans la canalisation

La vitesse d'écoulement du fluide dans la tuyauterie est alors :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{37.7 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0.0132^2}{4}} = 4.6 \text{ m/s}$$

Le régime d'écoulement régnant dans la conduite est donné par le nombre de Reynolds, soit :

$$Re = \frac{V_{(m/s)} \cdot D_{(m)}}{\nu_{(myriastocke)}} = \frac{4.6 \times 0.0132}{33 \cdot 10^{-6}} = 1840$$

En considérant le régime d'écoulement comme turbulent lisse ( $1200 < Re < 100000$ ) on peut calculer le coefficient de perte de charges comme suit :

$$\lambda = 0.316 \times Re^{-0.25} = 0.316 \times 1840^{-0.25} = 0.0482$$

La perte de charge entraînée par l'écoulement de l'huile dans le tuyau d'aspiration est donc :

$$\Delta P_t = \lambda \frac{L_{(m)}}{D_{(m)}} \frac{\rho_{(kg/m^3)} V_{(m/s)}^2}{2} = 0.0348 \frac{25}{0.0132} \frac{900 \times 4.6^2}{2} = 869248 \text{ Pa} = 8.7 \text{ bar}$$

**2.2.2.3** Pression de tarage minimale du limiteur de pression

Nous trouvons alors

$$P_0 = 10 + 8.7 + 117 = 135.7 \text{ bars}$$

**2.2.3** Dimensionnement du conduit d'aspiration

Souhaitant avoir une vitesse moyenne du fluide à l'aspiration de  $1.5 \text{ m/s}$ , on en déduit que le diamètre de cette conduite d'aspiration est calculé à partir de la formule :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{\frac{\pi D_{(m)}^2}{4}} \Leftrightarrow D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37.7 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1.5}} = 23.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 23.1 \text{ mm}$$

**2.2.4** Vitesse du fluide dans la tuyauterie de refoulement à l'avance rapide de la tige du vérin

Nous reprenons la formule classique de calcul de la vitesse d'un fluide dans une conduite (calcul identique au calcul de vitesse fait à la question des pertes de charge dans la conduite) :

$$V_{(m/s)} = \frac{Q_{(m^3/s)}}{S_{(m^2)}} = \frac{37.7 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \times (13.2 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 4.6 \text{ m/s}$$

**2.2.5** Puissance du moteur électrique

La puissance électrique consommée par le moteur électrique est égale à la puissance hydraulique fournie par la pompe, au rendement prêt de la pompe et du moteur électrique.

$$P_{elec(w)} = \frac{P_{0(Pa)} Q_{(m^3/min)}}{\eta_{elec} \eta_t} = \frac{133.3 \cdot 10^5 \times \frac{37.7 \cdot 10^{-3}}{4}}{0.9 \times 0.85} = 10900 \text{ W} = 10.9 \text{ kW}$$