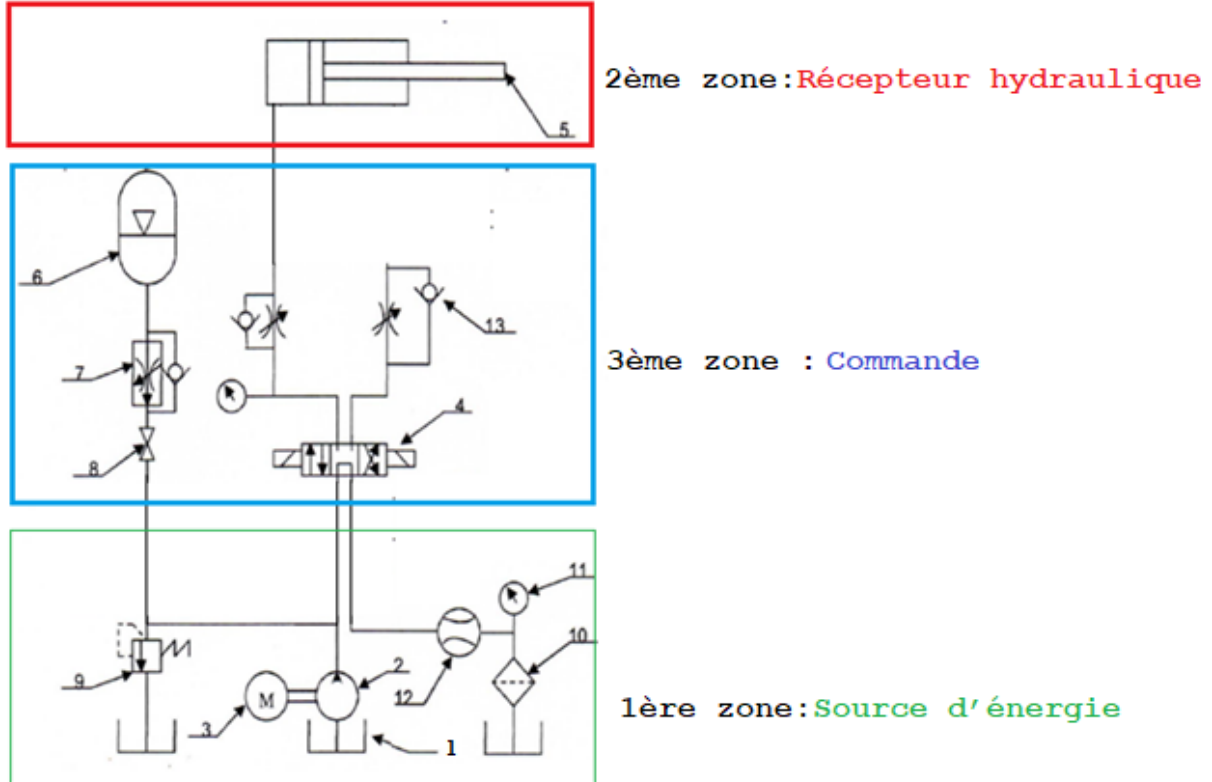


Chapitre II : les circuits hydrauliques industriels

II.1. Description générale :

Un circuit d'hydraulique industriel est représenté schématiquement par des symboles conventionnels normalisés. Le rôle d'un schéma hydraulique est de donner un moyen pratique et simple de représentation d'une installation hydraulique.



Rép.	Désignation	Fonction
1	Réservoir	Stocker le fluide,
2	Pompe hydraulique	Générer la puissance hydraulique
3	Moteur électrique	Actionner la pompe hydraulique
4	Distributeur 4/3	Distribuer la puissance hydraulique à l'actionneur
5	Vérin double effet	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique
6	Accumulateur	Stocker l'énergie hydraulique et la restituer en cas de besoin
7	Régulateur de débit	Régler le débit et la vitesse du fluide
8	vanne	Distribuer ou interrompre le passage du fluide
9	Limiteur de pression	Protéger l'installation contre les surpressions
10	filtre	Empêcher les impuretés de s'infiltrer dans les organes sensibles
11	Manomètre	Indiquer la valeur de la pression
12	débitmètre	Indiquer la valeur de débit
13	Clapet anti-retour	Autoriser le passage du fluide dans un seul sens

Fig.4 : Exemple d'un schéma d'une installation hydraulique

Un schéma hydraulique représente toujours P équipement en position repos ou initiale, il nous permet de comprendre l'installation dans le but surtout de détecter les défaillances et par suite savoir ou on doit intervenir.

HI.1.2. Les constituants d'un circuit hydraulique :

Un circuit hydraulique industriel est constitué de 3 zones :

- 1ère zone : **Source d'énergie** : c'est un générateur de débit. (Centrale hydraulique)
- 2ème zone : **Récepteur hydraulique** : transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique. (Vérin. Moteur hydraulique)
- 3ème zone : Commande (liaison entre les deux zones précédentes).

On peut trouver dans cette zone des éléments de distribution (distributeur)

- ✓ Des éléments de liaison (tuyaux)
- ✓ Des accessoires (appareils de mesure, de protection et de régulation)

Centrale hydraulique :

1. Définition d'une Centrale hydraulique :

Elle est constituée essentiellement d'un réservoir d'huile, d'un moteur et d'une pompe.

2. Composition de la centrale hydraulique

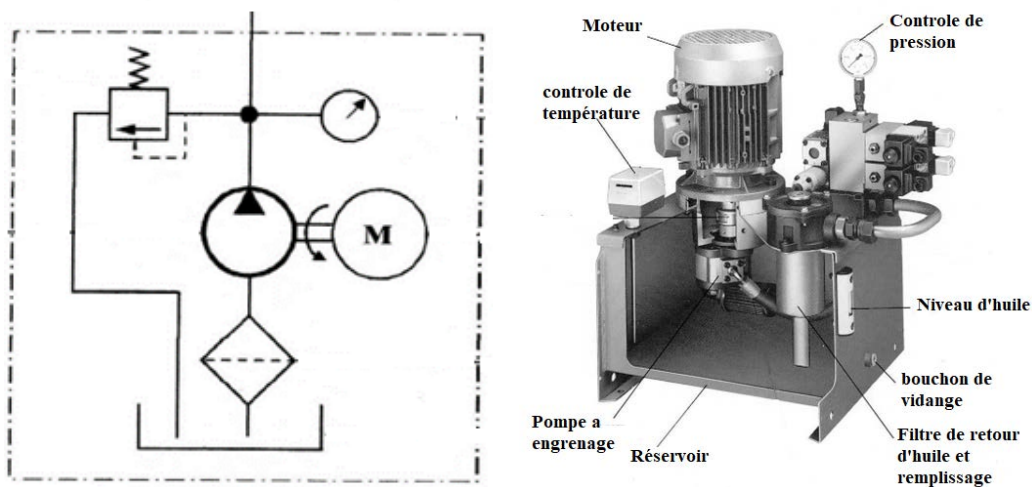


Fig.5 : Centrale hydraulique.

Réservoir : le réservoir sert aussi au refroidissement du fluide, l'élimination des bulles d'air qui pourraient se former. Sa taille s'adapte au débit de la pompe et au réchauffement qui en résulte. On choisit le volume du réservoir afin qu'il ait environ 3 et jusqu'à 4 fois le débit de la pompe par minute.

À cela s'ajoute un volume d'air de 10 à 15% du volume de fluide pour compenser les variations de niveau.

Filtre : La plupart des pannes qui surviennent dans un système hydraulique proviennent du mauvais état de l'huile. La présence des impuretés dans l'huile entraîne une usure excessive des composants du circuit. Le filtre élimine ces impuretés. Un filtre peut être placé soit à l'aspiration de la pompe (protège la pompe mais augmente les pertes de charge) ou dans la canalisation de retour au réservoir (nécessité d'avoir un clapet by-pass pour éviter les surpressions dans les circuits en cas de colmatage) ou bien au refoulement (pour assurer la protection particulière d'un organe sensible)

Limiteur de pression : Il est appelé aussi soupape de sûreté, Son rôle est de protéger la pompe et les composants de circuit contre les surcharges. Il doit être toujours monté en dérivation avec le circuit. Il est fermé au repos et lorsqu'il y a surcharge (la pression à la sortie de la pompe est supérieure à celle de réglage), il s'ouvre et laisse passer l'huile au réservoir.

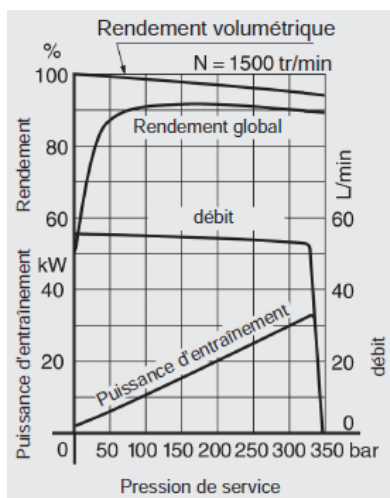
Manomètre : Il permet la visualisation de la valeur de pression à fin d'assurer le réglage.

Pompes : Les pompes utilisées dans les circuits d'hydraulique industrielle sont de type volumétrique.

Moteur : Entraîne l'arbre de la pompe en rotation. il est électrique pour les installations fixes et il est thermique pour les installations mobiles.

Les pompes volumétriques.

Courbes caractéristiques de performance des pompes à pistons axiaux



Lors de la détermination d'une pompe, les paramètres suivants sont à calculer dans SI:

V_g : [m^3/tr] cylindrée

Q : (l/min) débit nominal

p : (bar) pression

T : (Nm) couple d'entraînement

n : (tr/min) vitesse d'entraînement

P : (kW) puissance d'entraînement

Dans les calculs, il faut également tenir compte des différents rendements:

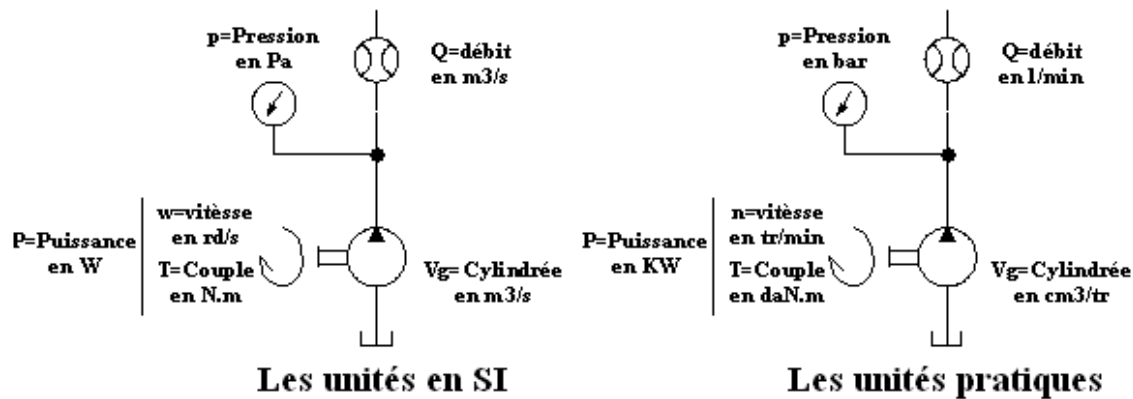
$\eta_{v(\%)}$: Rendement volumétrique (fonction des débits de fuites q_f du fluide entre des pièces mécaniques en mouvement (l'étanchéité statique est quasiment parfaite).

$\eta_{hm(\%)}$: Rendement hydraulique et mécanique (fonction des Δp dues aux frottements mécaniques (pièces en mouvements) et visqueux (pertes de charge dues à la

viscosité du fluide).

$\eta_t(\%)$: Rendement global

Les valeurs des différents rendements dépendent de la pression, de la vitesse de rotation, des caractéristiques du fluide (en fonction de la température et de la viscosité) et de la durée de vie du composant (usure)



Différentiel de pression

$$\Delta p_p = p_s - p_e = p_{ref} - p_{asp}$$

Δp_p = différentiel de pression

p_s = pression de sortie (Pression de refoulement)

p_e = pression d'entrée (Pression d'aspiration)

Cette équation est utilisée pour la détermination de la pression qui est générée par la pompe.

Le couple à l'arbre ainsi que la puissance seront déterminés à l'aide du différentiel de pression.

Le débit livré par la pompe

$$Q = V_g \times \omega \times \eta_v$$

V_g : cylindrée volumique

ω : vitesse de rotation de la pompe

η_{vp} : Le rendement volumique

Cette équation est utilisée pour déterminer le débit de sortie de la pompe, une diminution de n'importe quel paramètre diminuera le débit livré.

Le couple à l'arbre

$$T = \frac{\Delta p \times V_g}{\eta_{hm}}$$

Cette équation est utilisée pour déterminer le couple à l'arbre nécessaire pour produire le différentiel de pression. si le rendement mécanique diminue, il faudra augmenter le couple à l'arbre

La puissance nécessaire $P = T \times \omega \times \eta_t$

Cette équation est utilisée pour déterminer la puissance nécessaire pour produire le débit à un certain différentiel de pression. Les deux types de rendement sont considérés, puisque le rendement total est utilisé dans cette équation.

L'efficacité totale de la pompe $\eta_t = \eta_{hm} \times \eta_v$

Cette équation est utilisée pour lier les différents rendements de la pompe. Le rendement mécanique affecte le transfert de couple à la pression de sortie, le rendement volumique affecte le débit produit par la pompe, l'efficacité totale affectera la puissance requise.

Les formules pratiques des pompes

Lors de la détermination d'une pompe, les paramètres suivants sont à calculer avec les unités pratiques:

Vg : [cm³/tr] cylindrée

Q : (l/min) débit nominal

p: (bar) pression

T : (daN.m) couple d'entraînement

n : (tr/min) vitesse d'entraînement

P : (kW) puissance d'entraînement

Dans les calculs, il faut également tenir compte des différents rendements:

η_v : Rendement volumétrique %

η_{hm} : Rendement hydraulique et mécanique %

η_t : Rendement global %

Les formules qui suivent indiquent les corrélations entre les différents paramètres ci-dessus. Nous y avons introduit les facteurs de correction nécessaires à l'emploi des unités de mesure utilisées dans la pratique.

Vitesse et débit du fluide.

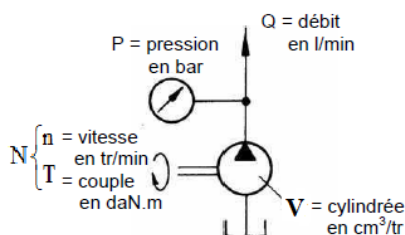
Pour calculer la vitesse v d'un fluide dans une conduite.

$$v = \frac{Q}{6.S}$$

$$Q = \text{Vol} / t$$

$$Q = S * v$$

1 m³/s = 60 000 l/min, Q : Débit en l/min v : vitesse en m/s S : section en cm².
Vol: Volume en cm³/s t: temps en s



Débit d'une pompe. Pour calculer le débit Q au refoulement de la pompe.

$$Q = \frac{n \cdot V_g}{10^3} \eta_v$$

Q = débit en L / min.

n = vitesse de rotation en tr / min.

V_g = cylindrée en cm^3 / tr.

η_v = rendement volumétrique. (= 0,90 à 0,95)

Couple mécanique.

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{200 \cdot \pi \cdot \eta_{hm}}$$

Pour déterminer le couple mécanique T nécessaire pour le fonctionnement d'une pompe avec une pression différentielle entre le refoulement et l'aspiration.

T = couple en daN.

V = cylindrée en cm^3 / tr.

Δp = pression en bar = $p_{\text{refoulement}}$ si $p_{\text{aspiration}} = 0$.

η_{hm} = rendement hydro mécanique. ($\approx 0,80$ à $0,90$)

Puissance hydraulique absorbée par une pompe.

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$$

Pour déterminer la puissance mécanique P nécessaire par une pompe sous une pression Différentielle entre le refoulement et l'aspiration.

P = puissance en kW

Q = débit en L / min.

Δp = pression en bar = $p_{\text{refoulement}}$ si $p_{\text{aspiration}} = 0$.

Les rendements :

✓ Le rendement volumétrique :

Compte tenu des fuites et de la compressibilité du fluide, le débit réel et toujours différent du débit théorique, on définit ainsi un rapport :

$$\text{On a } \eta_v = \frac{Q_{\text{reel}}}{Q} \quad \eta_v = \frac{Q_{\text{reel}}}{Q_{\text{reel}} + q_{\text{fuite}}}$$

q_{fuite} : Débit moyen des fuites,

✓ Le rendement mécanique :

Le fluide à la pression d'entrée refoulé à la pression de sortie $p_s = p_e$

Une chute de pression due à des effets mécaniques et hydrauliques fait passer p_{sth} à p_s ainsi

on détermine : $\eta_m = \frac{p_{s_reel} - p_e}{p_{sth} - p_e}$

✓ **Le rendement global :**

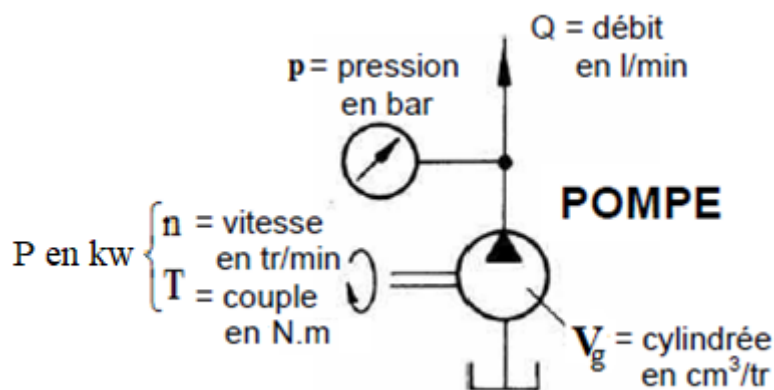
C'est le rapport entre la puissance à la sortie et celle à l'entrée

$$\eta_t = \frac{P_{hyd}}{P_m} = \frac{Q_{reel} \times (p_{sreel} - p_e)}{Q \times (p_{sth} - p_e)} \quad \eta_v = \frac{P_{hyd}}{\eta_m} \quad P_{hyd} = Q_{reel} \times \Delta p = Q_{reel} \times (p_{sreel} - p_e)$$

$$P_m = Q \times \Delta p = Q \times (p_{sth} - p_e)$$

$$\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm} = \text{rendement total. } (\approx 0,80 \text{ à } 0,90)$$

Résumé des formules pour les pompes volumiques en unité pratique



$V_g = (\text{cm}^3/\text{tr})$, $Q = [\text{l}/\text{min}]$, $p = [\text{bar}]$, η (%), $n = (\text{tr}/\text{min})$, $P = (\text{kW})$, $T = (\text{Nm})$

$$n \rightarrow \eta_v \% \rightarrow Q \quad Q = 10^{-5} \times V_g \times n \times \eta_v \quad n = \frac{Q}{V_g \times \eta_v} 10^5 \quad V_g = \frac{Q}{n \times \eta_v} 10^5$$

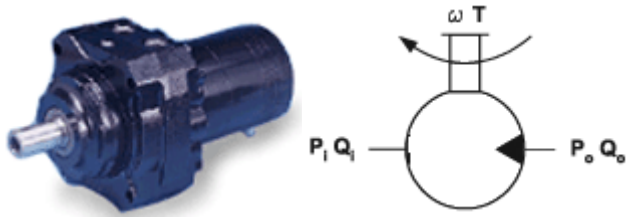
$$T \rightarrow \eta_{hm} \% \rightarrow \Delta p \quad \Delta p = \frac{T \times \eta_{hm}}{1,59 \times V_g} \quad V_g = \frac{T \times \eta_{hm}}{1,59 \times \Delta p} \quad T = \frac{1,59 \times V_g \times p}{\eta_{hm}}$$

$$P \rightarrow \eta_t \% \rightarrow p.Q \quad P = \frac{p.Q}{6\eta_t} \quad Q = \frac{6.P.\eta_t}{p} \quad p = \frac{6.P.\eta_t}{Q}$$

2. Actionneurs :

1.2. Entraînements en rotation complète (Moteur hydraulique)

Entraînements pivotants :



Un moteur est un actionneur qui transforme de l'énergie hydraulique en énergie mécanique de rotation.

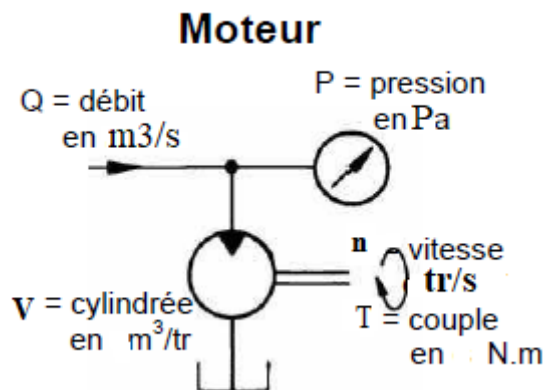
Cette réversibilité de cette transformation permet d'utiliser sous certaines conditions la technologie des pompes pour réaliser des moteurs.

- 1 Bent-Axis pistons axiaux Motors
- 2 Plateau oscillant à pistons axiaux Motors
- 3 Motors à palette
- 4 Moteurs à Engrenages

La vitesse du moteur dépend de la vitesse d'écoulement, tandis que la pression d'alimentation dépend principalement de la charge du couple moteur.

Dans le cas idéal d'un moteur sans fuite et sans frottement, les relations suivantes sont utilisées :

1) Système SI



Vitesse de rotation délivrée par un moteur.

$$n_m = \frac{Q_t}{V_m}$$

Différence de pression appliquée

$$\Delta p = \frac{2\pi}{V_g} T$$

où n_m = vitesse de rotation du moteur, tr / s

ΔP = Différence de pression appliquée, Pa

V_m = la cylindrée du moteur, m^3/tr

T = Le couple de charge, Nm

Q = débit théorique, m^3 / s

Q_r = débit réel

Le débit théorique du moteur est inférieur au débit réel du fait de la fuite interne.

Le rendement volumétrique du moteur est défini comme suit :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r}$$

$$n = \frac{Q \times \eta_v}{V_g}$$

La puissance mécanique de sortie du moteur est inférieure à la puissance hydraulique d'entrée en raison des pertes volumétriques, mécaniques et hydrauliques. Les pertes d'énergie sont évaluées par le rendement total

$$Q \cdot \Delta P \cdot \eta_T = 2\pi \cdot n \cdot T$$

Q = débit réel du moteur, m^3 / s

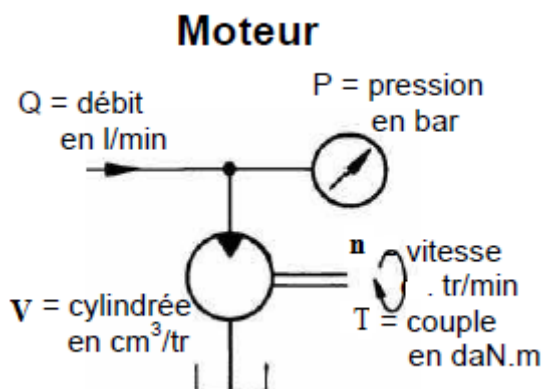
η_T = rendement totale du moteur

η_m = rendement mécanique du moteur

η_v = rendement volumétrique du moteur

η_h = rendement hydraulique du moteur

2) calcul pratique



• Vitesse de rotation délivrée par un moteur.

Pour calculer la vitesse n .

$$n = \frac{Q \times 10^3}{V_g} \eta_v$$

$$Q = \frac{n \times V_g}{10^3 \times \eta_v}$$

Q = débit en L / min.

n = vitesse de rotation en tr / min.

V_g = cylindrée en cm^3 / tr.

η_v = rendement volumétrique. (= 0,92 à 0,97)

Couple mécanique délivré par un moteur.

Pour déterminer le couple mécanique T délivré par un moteur avec une pression différentielle entre l'alimentation et le refoulement.

$$T = \frac{V_g \times \Delta p}{200\pi} \eta_{hm}$$

T = couple en daN.

V = cylindrée en cm^3 / tr.

ΔP = pression en bar = $P_{\text{refoulement}}$ si $P_{\text{aspiration}} = 0$.

η_{hm} = rendement hydro mécanique. ($\approx 0,80$ à $0,85$)

Puissance mécanique délivrée par un moteur.

Pour déterminer la puissance mécanique N délivrée par un moteur sous une pression différentielle entre l'alimentation et le refoulement.

$$P = \frac{Q \times \Delta p}{600} \eta_t$$

P = puissance en kW

Q = débit en L / min.

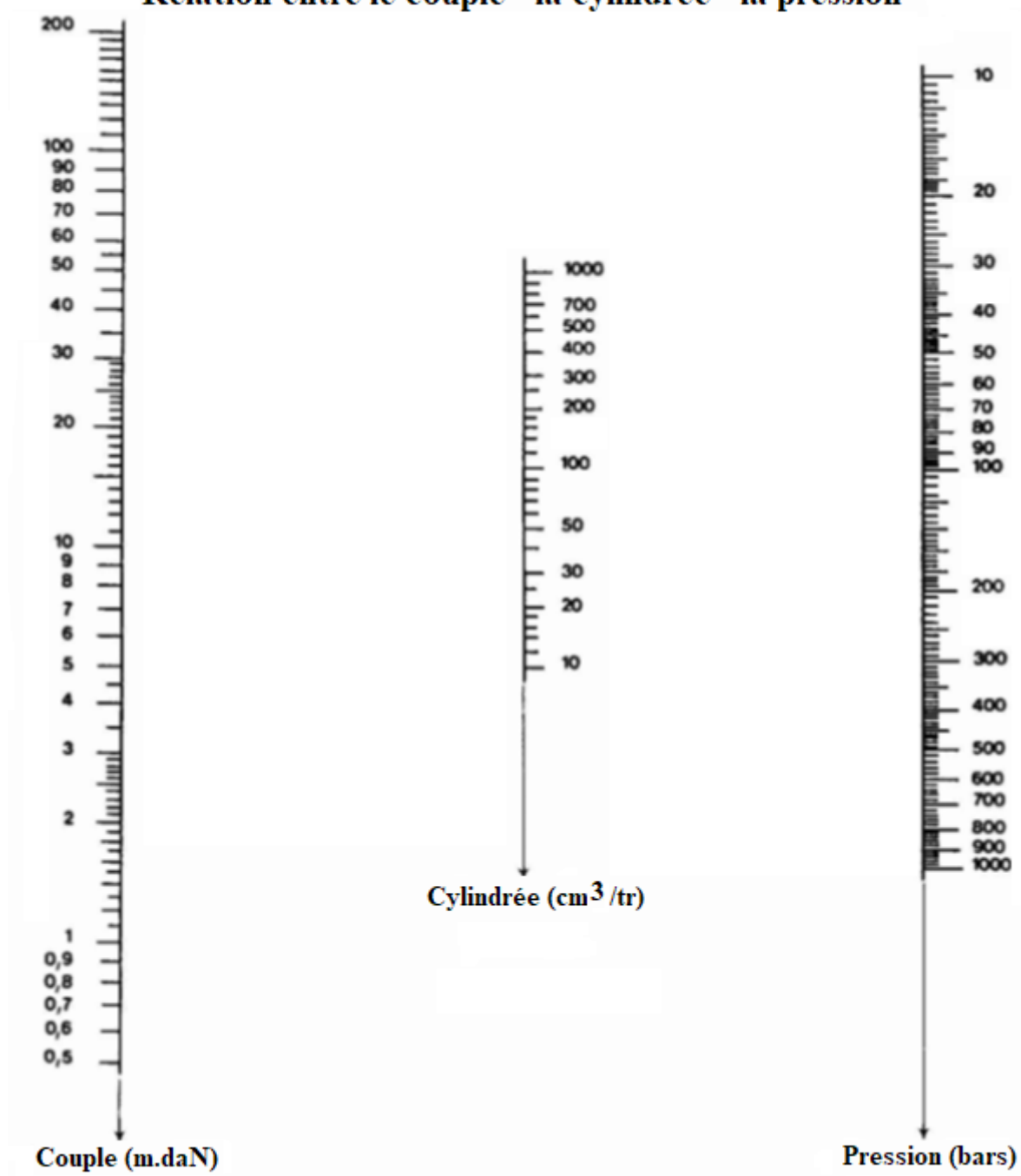
Δp = pression en bar = $P_{\text{refoulement}}$ si $P_{\text{aspiration}} = 0$.

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} = \text{rendement total}$$

f) Utilisation de l'abaque :

L'abaque ci-dessous permet de vérifier ou de déterminer les caractéristiques d'un moteur Hydraulique. Connaissant deux paramètres, il permet de déterminer le troisième élément.

Relation entre le couple - la cylindrée - la pression

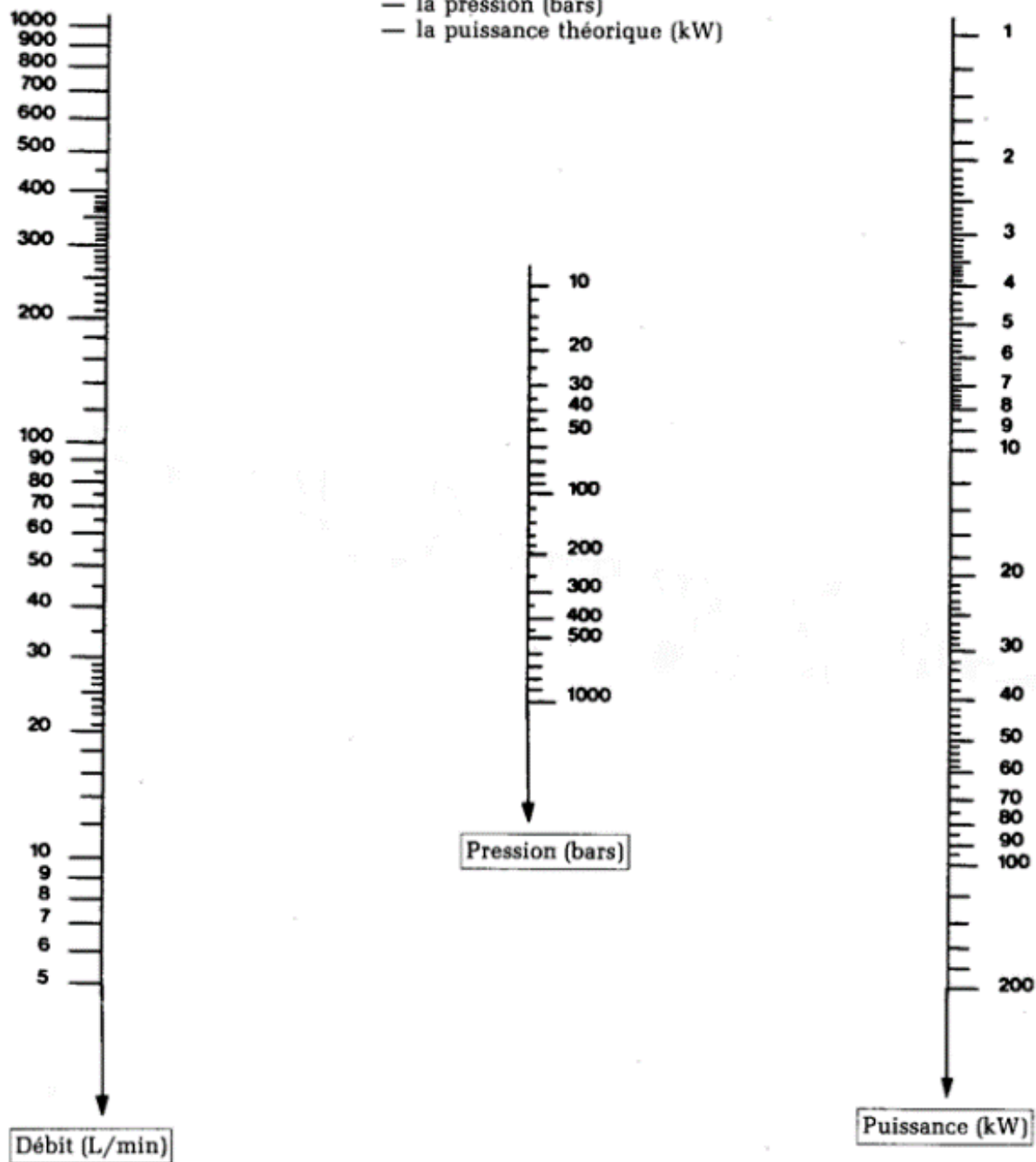


Relation entre le débit - la pression - la puissance

ABaque

Relation entre :

- le débit (L/min)
- la pression (bars)
- la puissance théorique (kW)



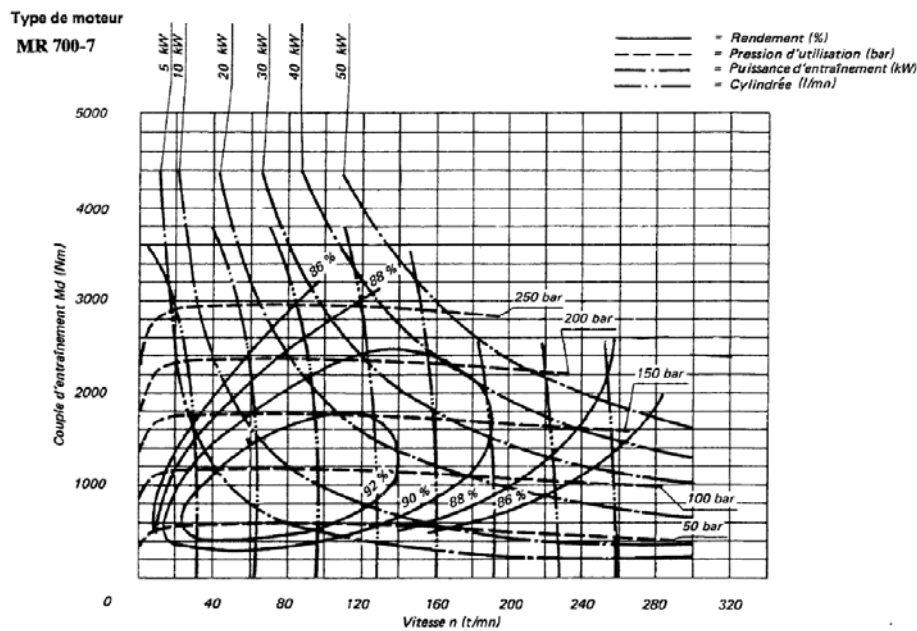


Tableau 1 - classification des moteurs hydrauliques en fonction de leurs performances

Classification	Types
Couple élevé/petite vitesse	Pistons radiaux, pistons axiaux ou à excentrique (arbre à came)
Moment élevé Couple moyen/vitesse moyenne	Piston radiaux (habituellement) Palettes, engrenage, pistons radiaux, pistons axiaux
Grande vitesse	Palettes (quelques-unes) pistons axiaux, engrenages modifiés
Petite vitesse	Engrenages intérieurs

Tableau II - Caractéristiques des moteurs à engrenages

Type	vitesse	Couple	Pression	Observations
Extérieur	100-3000	Faibles moyens (jusqu'à 175 bar)	Moyenne, jusqu'à 140 bar	Convient pour transmissions de puissances modérées et à vitesse constante Rendement 90% ou plus.
Extérieur (modifiés)	5000-10000	Moyen	Jusqu'à 210 bar	Fabrication plus coûteuse Réservé aux applications spéciales Rendement peut atteindre 98%
Intérieur	Jusqu'à 5000	Moyen	Moyenne	-----
Intérieur (Rotor lobé)	De 25 à 1000	Elevé	Moyenne	Convient pour transmission de faible vitesse

Tableau III - Caractéristiques des moteurs a palettes

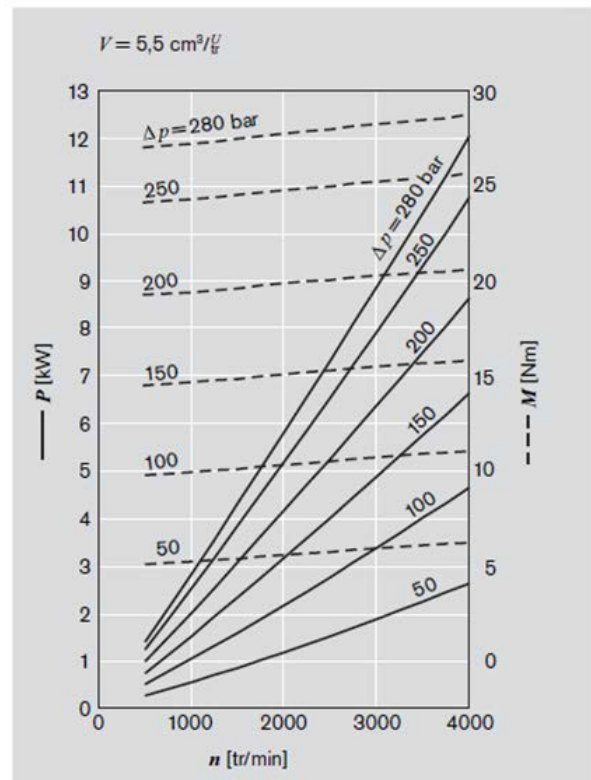
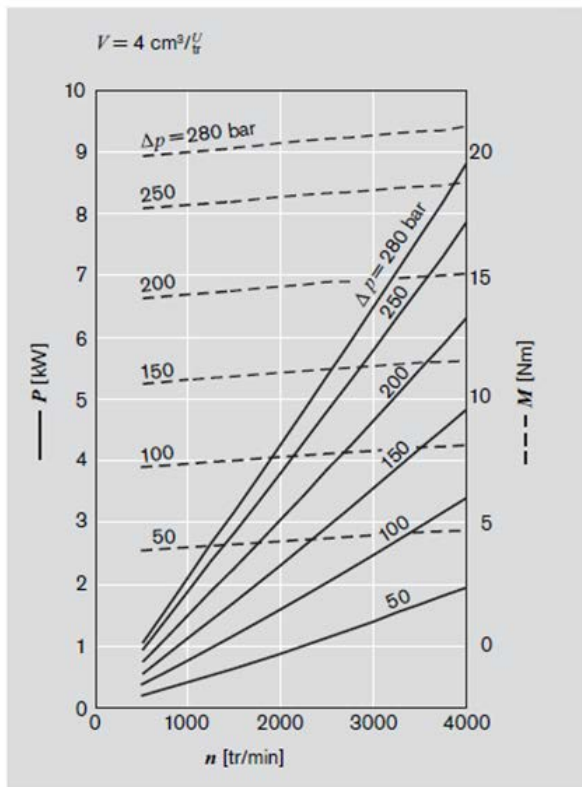
Type	Vitesse tr/min	Couples	Pressions	Observations
A palettes Coulissantes Simples	100-3600	Faibles à modérés	35-140 bar	Pour transmissions à vitesse constante et puissance modérée. Rendement jusqu'à 90%.
A palettes avec ressort de pression	100-3000	Faibles à modérés	35-175 bar	Performance améliorée aux vitesses faibles Pour transmissions A vitesse constante et puissance modérée
A palettes et aboutement tournant	5-2000	Modéré	35-140 bar	Offre une très vaste gamme de vitesses, avec un bon rendement

Tableau IV - Caractéristiques des moteurs a rotor-came

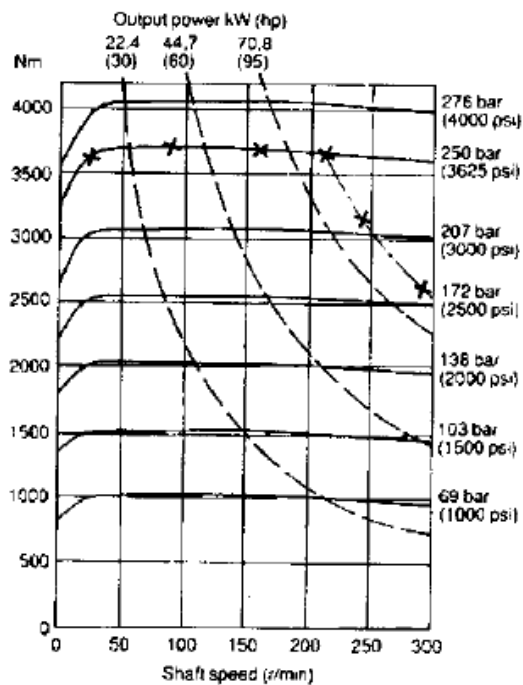
Type	Vitesse	Couple	Pression	Observation
A rotor-came (bilobé)	100-3000	modéré	Moyennes	Pour transmission à vitesse moyenne

Tableau V - Caractéristiques des moteurs à pistons axiaux

Type	Vitesse t/min	Couples	Pression(bar)	Observation
En ligne	Jusqu'à 3.000 ou jusqu'à 5.000 pour services Spéciaux	Forts à modéré	jusqu'à 210 bar ou jusqu'à 350 pour services spéciaux	La plus grande variété de tailles et de configurations
Bloc Cylindres inclinable	Jusqu'à 3.000 ou jusqu'à 5.000 pour services spéciaux	Forts à modéré	jusqu'à 210 bar ou jusqu'à 350 pour services spéciaux	Grande variété de tailles et de configurations



Courbes caractéristiques d'un moteur à pistons axiaux de $182 \text{ cm}^3/\text{tr}$.



Caractéristique de performance du moteur

1.2. Actionneur linéaire (vérins hydrauliques)

Le vérin hydraulique est un actionneur qui transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique à mouvement alternatif :

- de translation : vérin linéaire,
- de rotation : vérin rotatif.

Un vérin peut travailler en poussée ou en traction, la poussée correspond à la sortie de la tige, la traction à sa rentrée.

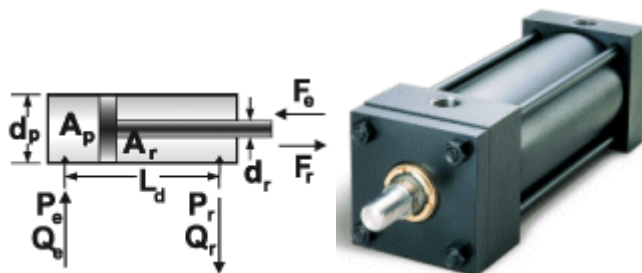
Un vérin hydraulique est caractérisé par les paramètres suivants : exemple : **Hx100x70x800**

- H pour vérin hydraulique ou P pour pneumatique,
- 100 : diamètre du piston en mm,
- 70 : diamètre de la tige en mm,
- 800 : course, c'est l'amplitude maximale de la partie mécanique en mouvement en mm,

La cylindrée est le volume de fluide nécessaire pour réaliser la course.

Les formules vérin a doublé effets

Note: Unité» métriques utilisées dans les équations (SI)



$$A_p = \pi \frac{d_p^2}{4}$$

Aire côté piston = $\pi \times \text{Diamètre piston}^2 / 4$

cette équation permet de calculer l'aire du piston, cette aire permettra ensuite de déterminer le volume déplacé ainsi que la pression nécessaire pour la sortie du vérin

$$A_r = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_r^2)$$

Aire côté tige = $\pi / 4 \times (\text{Diamètre piston}^2 - \text{Diamètre tige}^2)$

cette équation permet de calculer l'aire du côté tige.

cette aire permettra ensuite de déterminer le volume déplacé ainsi que la pression nécessaire pour l'entrée du vérin

$$V_e = A_p \times L_d$$

Volume de sortie = Aire du piston x Longueur de déplacement

Cette équation permet de déterminer le volume à remplir pour la sortie complète de la tige .

Le volume de sortie sera utilisé pour déterminer le débit requis à la sortie de la tige

$$V_r = A_r \times L_d$$

Volume de sortie = Aire coté tige x Longueur de déplacement

Cette équation permet de déterminer le volume à remplir pour rentré complète de la tige .

Le volume d'entré sera utilisé pour déterminer le débit requis à la rentré de la tige

$$Q_e = \frac{V_e}{t_e}$$

débit de sortie = Volume de sortie / Temps de sortie

cette équation permet de déterminer le débit requis pour la sortie totale de la tige en un certain temps.

$$Q_r = \frac{V_r}{t_r}$$

Débit d'entrée = Volume d'entrée / Temps d'entrée

Cette équation permet de déterminer le débit requis pour l'entrée totale de la tige en un certain temps.

$$F_e = F_{se} + Mg \sin(\alpha)$$

Force totale opposée à la sortie = Force supplémentaire opposée à la sortie + Masse x Accélération de la gravité x sinus (Angle du vérin)

Cette équation permet de déterminer la force totale d'opposition à la sortie du vérin. Deux composants principaux interviennent dans cette équation .Le premier (F_{se}) est un compensant qui peut être dû à une

force extérieure ou à des forces internes telle que la friction. Le deuxième composant est dû au poids de

la masse déplacée a un certain angle par le vérin.

$$F_r = F_{re} - Mg \sin(\alpha)$$

Force totale opposée à l'entré= Force supplémentaire opposée à l'entré -Masse x Accélération de la gravité x sinus (Angle du vérin)

Cette équation permet de déterminer la force totale d'opposition à l'entré du vérin. Deux composants principaux interviennent dans cette équation .Le premier (F_{re}) est un compensant qui peut être dû à une

force extérieure ou à des forces internes telle que la friction. Le deuxième composant est dû au poids de

la masse déplacée a un certain angle par le vérin.

$$p_e = \frac{F_e}{A_p}$$

Pression de sortie = Force opposée à la sortie / Aire du piston

Cette équation permet de déterminer la pression que nécessite le vérin pour vaincre une certaine force en sortie - -

$$p_r = \frac{F_r}{A_r}$$

Pression d'entrée = Force opposée à l'entrée / Aire de la tige

Cette équation permet de déterminer la pression que nécessite le vérin pour vaincre une certaine force en entrée.

$$v_e = \frac{L_d}{t_e}$$

Vitesse moyenne de sortie = Longueur de déplacement / Temps de sortie

Cette équation permet de déterminer la vitesse moyenne à laquelle voyagera l'ensemble piston/tige

Pendant la sortie du vérin

$$v_r = \frac{L_d}{t_r}$$

vitesse moyenne d'entrée = Longueur de déplacement / Temps d'entrée -

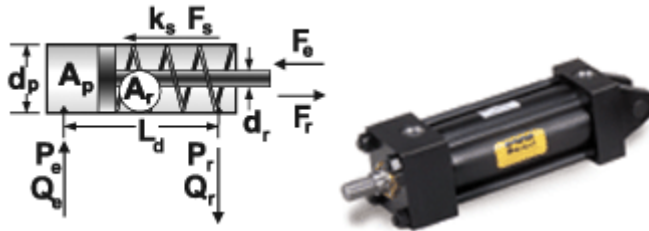
Cette équation permet de déterminer la vitesse moyenne à laquelle voyagera l'ensemble piston/tige pendant l'entrée du vérin,

$$R = \frac{A_p}{A_r}$$

Rapport des aires = Aire côté piston/Aire côté tige

Cette équation est utile pour établir un rapport entre les deux sections du vérin

Vérin à simple effets



$$F_e = F_{se} + Mg \sin(\alpha) - k_s (L_r + L_s)$$

Force totale opposée à la sortie = Force supplémentaire opposée à la sortie + Masse x Accélération de la gravité x sinus (Angle du vérin) + Constante du ressort x (Compression initiale + Longueur du déplacement)

Cette équation permet de déterminer la force totale d'opposition à la sortie du vérin. Trois composants principaux interviennent dans cette équation, le premier (F_{se}) est un composant qui peut être dû à une force extérieure ou à des forces internes telles que la friction. Le deuxième composant est dû au poids de la masse déplacée à un certain angle par le vérin. Le troisième composant est dû à la force appliquée par le ressort.

$$F_r = F_{re} - Mg \sin(\alpha) + k_s (L_r + L_s)$$

Force totale opposée à la sortie = Force supplémentaire opposée à la sortie - Masse x Accélération de la gravité x sinus (Angle du vérin) + Constante du ressort x (Compression initiale + Longueur du déplacement)

Cette équation permet de déterminer la force totale d'opposition à la sortie du vérin. Trois composants principaux interviennent dans cette équation, le premier (F_{se}) est un composant qui peut être dû à une force extérieure ou à des forces internes telles que la friction. Le deuxième composant est dû au poids de la masse déplacée à un certain angle par le vérin. Le troisième composant est dû à la force appliquée par le ressort.

Transmission de la force.

La pression dans un système fermé s'exerce de la même manière partout, la forme du contenant ne joue ainsi aucun rôle.

Imaginons un contenant de cette forme, on peut traduire les forces.

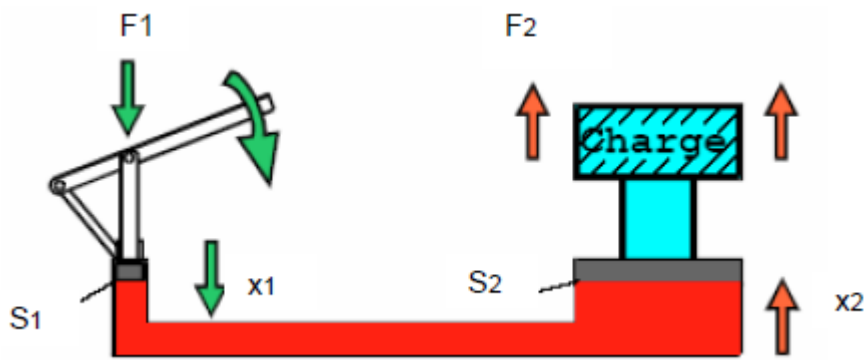


Fig. 2

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{F_2}{F_1}$$

Transmission de la course.

$$x_1 \cdot S_1 = x_2 \cdot S_2$$

Transmission de la pression.

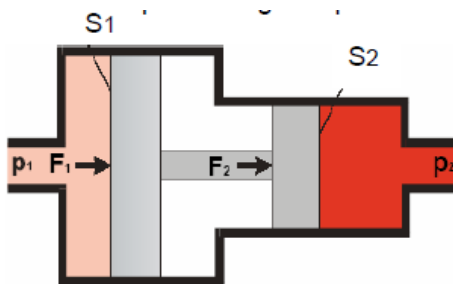


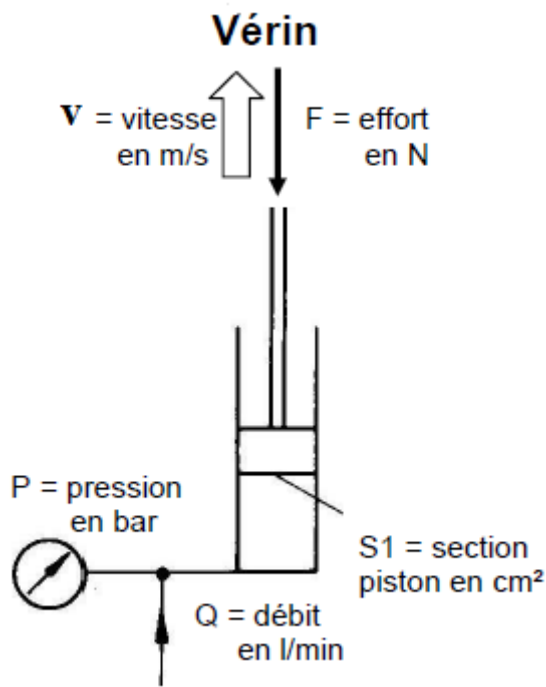
Fig. 3

$$F_1 = F_2 \quad P_1 \cdot S_1 = P_2 \cdot S_2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

En déduit le rapport de section $k = \frac{S_2}{S_1}$ avec $0 < k \leq 1$

Comme la force reste constante, la pression sur S2 augmente de manière inversement proportionnelle au rapport des surfaces. Ceci peut conduire à des montées de pression non désirées dans des vérins différentiels, d'où un risque d'accidents

Détermination dynamique d'un vérin



(Détermination de la pression de tarage d'un limiteur de pression).

Dans la plupart des systèmes hydrauliques, la force nécessaire pour communiquer à l'ensemble de la masse (tige + charge) son accélération est négligeable devant l'effort à fournir. Cependant, dans le cas de charges élevées, ou lorsque les durées de commutation du distributeur sont faibles et par conséquent, les distances sont parcourues en peu de temps, il faut en tenir compte.

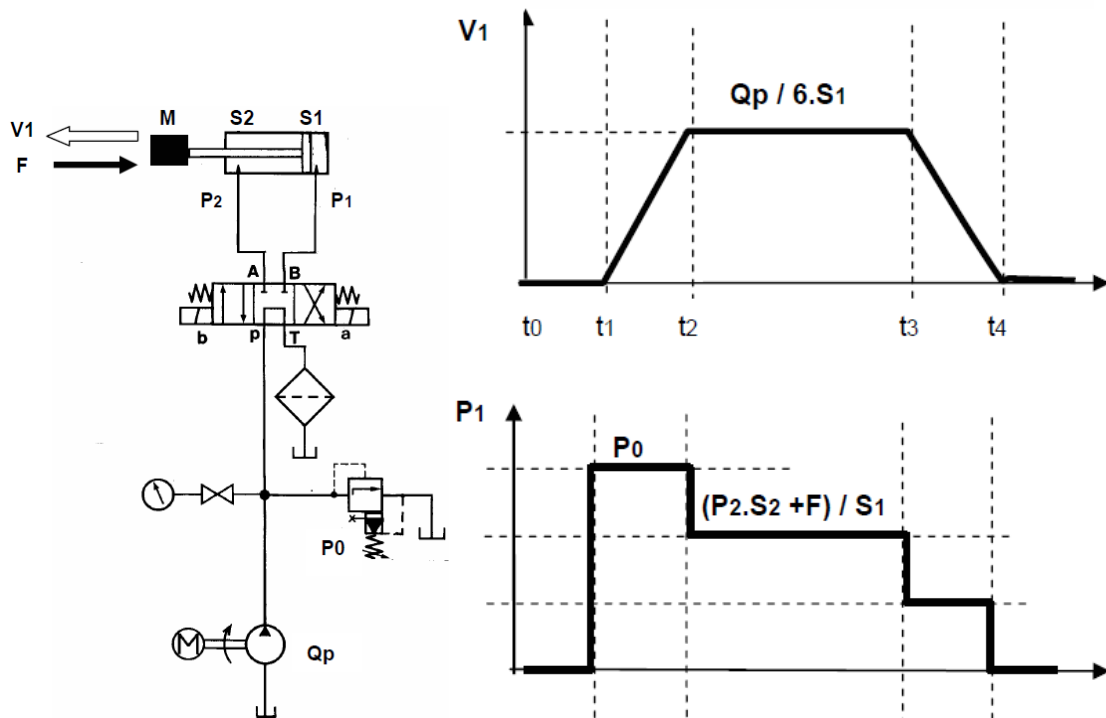
Etudions la mise en vitesse d'un vérin en sortie de tige :

On négligera la compressibilité de l'huile ainsi que le temps de réponse du distributeur et du limiteur de pression. On négligera les différentes pertes de charge ainsi que les débits de fuite.

➤ La force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F = m \cdot \gamma \quad \gamma = \frac{dv}{dt} \quad v = \gamma \cdot t \quad x = v \cdot m$$

Temps total (T)



➤ **Phase initiale (repos) :**

Au temps t_0 , le distributeur est en position centrale, la pompe débite à la bêche, il n'y a pas de déplacement et la vitesse est nulle.

➤ **Phase d'accélération :**

Au temps t_1 , le distributeur est commandé en position flèches croisées, et à cet instant, $P_1 = P_0$. En effet, le limiteur de pression est ouvert puisque tout le débit de la pompe ne va pas coté fond du vérin tant que la tige n'a pas atteint la vitesse V_1 correspondant à la phase à vitesse constante. ($Q_p = 6.V_1.S_1$) Donnée par le débit de la pompe et la section correspondante.

Le débit différentiel passe donc par le limiteur de débit. On peut écrire :

$P_1.S_1 - P_2.S_2 - F = m.\gamma$ avec γ = accélération de la masse en mouvement Soit

$$P_1 = \frac{(P_2.S_2 + F + m.\gamma)}{S_1} = P_0 \quad \text{Avec } \gamma \text{ positif}$$

Remarque : Le tarage P_0 du limiteur de pression va donc définir la valeur de l'accélération.

➤ **Phase à vitesse constante :**

Au temps t_2 , tout le débit de la pompe est admis coté fond du vérin, la vitesse devient constante et l'accélération nulle.

$$\text{Soit } P_1 = \frac{(P_2.S_2 + F)}{S_1} = P_0$$

➤ **Phase de décélération :**

Au temps t_3 , le distributeur est commandé en position flèches parallèles. Le limiteur de pression s'ouvre puisque tout le débit de la pompe ne va pas coté fond du vérin car la vitesse V_1 diminue pour s'annuler au temps t_4 . La pression coté fond diminue car la charge par inertie devient en partie motrice. Soit

$$P_1 = \frac{(P_2.S_2 + F + m.\gamma)}{S_1} = P_0 \quad \text{Avec } \gamma \text{ négatif}$$

Le limiteur de pression s'ouvre à P_0 , mais dans ce cas, il y a une chute de pression entre ce limiteur de pression et le fond du vérin.

Si le terme :

$$\left| \frac{m \cdot \gamma}{S_1} \right| > P_2 \cdot S_2 + F, \text{ il y a risque de CAVITATION.}$$

Montages disponibles.

Par leur extrême diversité, les nombreux types de montage normalisés ISO facilitent le choix du montage le mieux adapté à l'application.

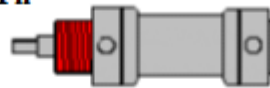
- **montages rigides** (y compris par patte latérale, par bride et tirants prolongés),
- **montages pivotants** (y compris par chape et par rotule).

Modes de fixation

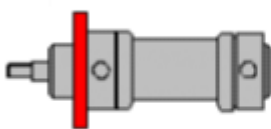
Pieds



Fil



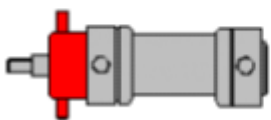
Bride frontale



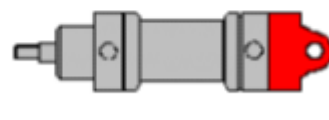
Bride arrière



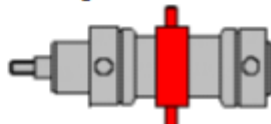
Bride pivotante en avant



Bride pivotante en arrière



Bride pivotante au centre

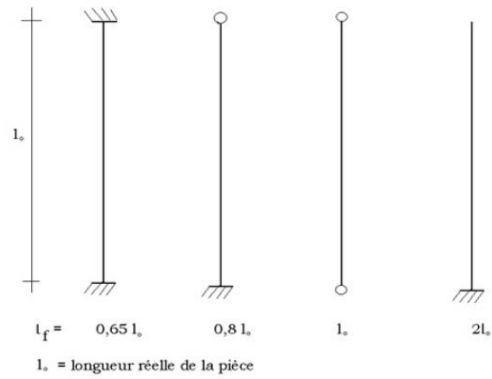
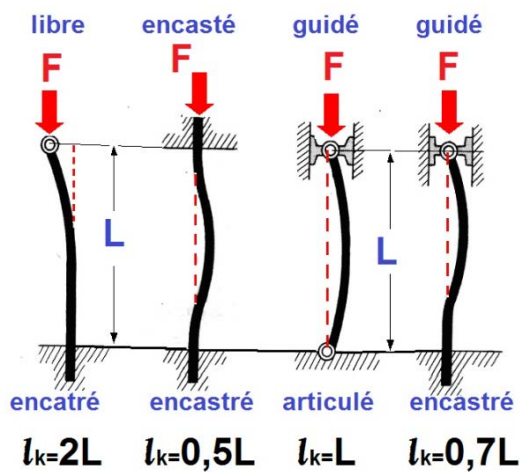


Force critique

$$F_{cr} = \frac{\pi^3 \times E \times (d_r^4 - d_{ir}^4)}{64 (\lambda L)^2 \times SF}$$

Force critique = Module d'élasticité du matériau x second moment de section de la tige³ / (Longueur d'une colonne équivalente x Facteur de calcul x Facteur de sécurité)

Cette équation est une modification de la formule d'Euler en introduisant le facteur lambda pour compenser pour le type d'attache, on peut ainsi calculer la force de flambement maximale que peut subir la tige du vérin.



Appuis (bas du poteau)	Appuis (en haut du poteau)	Valeur de la longueur de flambement (l_f)
Encastrement	Encastrement	0,65 l_0
Encastrement	Articulation	0,8 l_0
Articulation	Articulation	l_0
Encastrement	Libre	2 l_0

Conditions d'appuis	m	ℓ_K
• Sans déplacements des extrémités		
	1	ℓ_0
	2	0,7 ℓ_0
	4	0,5 ℓ_0
	$1 < m < 2$	$> 0,7 \ell_0$
• Avec liberté de déplacements aux extrémités		
	$\frac{1}{4}$	2 ℓ_0
	1	ℓ_0
	$m < \frac{1}{4}$	$> 2 \ell_0$

Vérification de la tige au flambage.

Une pièce longue, chargée en bout en compression, aura tendance à fléchir même si la charge est bien dans l'axe. C'est la flexion latérale ou flambage. Les tiges de vérin sont des pièces soumises au flambage

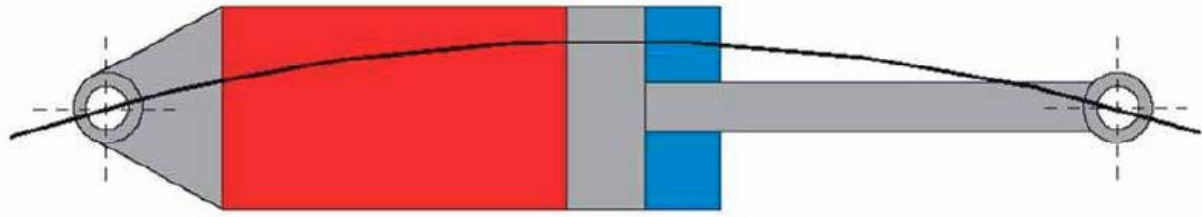


Fig. 8

La charge critique, c'est-à-dire la charge maximale peut supporter la pièce tout en restant encore en déformation élastique, est donnée par la formule d'EULER :

$$F_c = K \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

Rappel : Moment d'inertie d'une section circulaire :

$$I_{\alpha\beta} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 0,05d^4 \quad \text{Avec } d = \text{diamètre tige en cm.}$$

ce qui donne pour le diamètre minimum de la tige :

$$d = \sqrt[4]{\frac{F_c \cdot L^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}}$$

F_c = charge critique en daN.

K = facteur de course

E = module d'élasticité longitudinal (pour l'acier, $E = 20 \cdot 10^5$ daN / cm²).

I = moment d'inertie de la section en cm⁴.

L = longueur libre de flambage en cm.

Il reste à ajouter à ceci un coefficient de sécurité, de 1,5 à 2 et qui tient compte du mode de construction. En général le calcul à effectuer est un calcul de pour vérifier s'il y a ou non risque de flambage.

Les diamètres de tige étant normalisés il sera pratique et plus rapide d'utiliser l'abaque qui permet de déterminer direct longueur libre de flambage.

Utilisation de l'abaque :

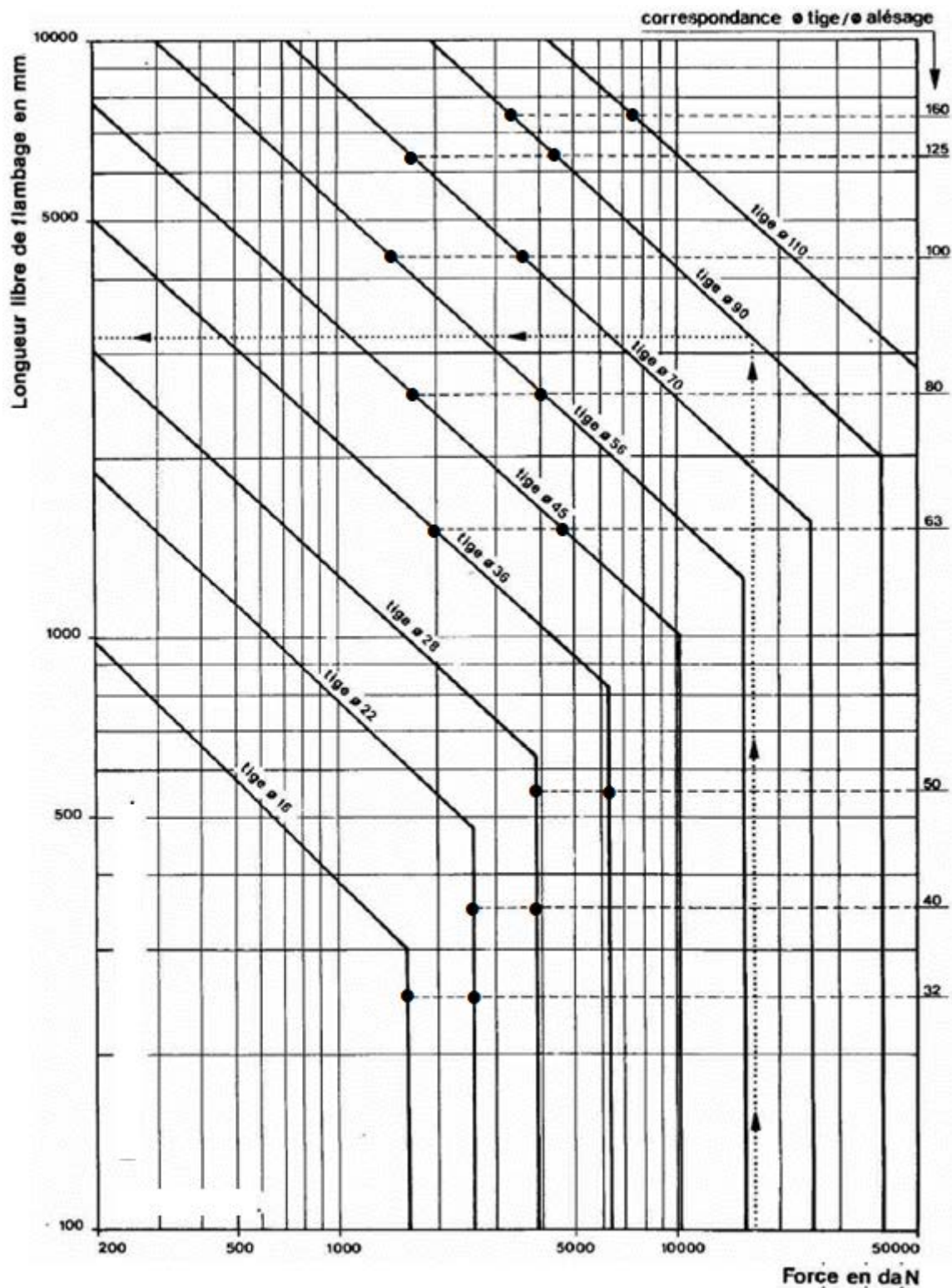
1. Déterminer le facteur de course K , d'après le tableau suivant sur lequel on trouve le mode de fixation du vérin et le type de guidage de l'extrémité.
2. Calculer la longueur libre de flambage : $L_f = c \cdot K$ avec c = course
3. Déterminer la charge du vérin : $F_{(daN)} = S_{(cm^2)} \cdot P_{(bar)}$

Exemple :

Un vérin H*160*90*1000 est fixé par bride à l'arrière et chape de tige à l'avant. Il doit Développer un effort de 21 000 daN. Vérifier le vérin au flambage.

désignation	extrémité de tige	type de montage	coefficient K
articulations arrières			
	articulation guidée		2
	filetage guidé		1,5
	filetage non guidé		4
tourillons intermédiaires (placés sur le 1/3 avant du corps)			
	articulation guidée		1,5
	filetage guidé		1
	filetage non guidé		3
tourillons avant			
	articulation guidée		1
	articulation non guidée		2
équerres			
	articulation guidée		0,7
	filetage guidé		0,5
	filetage non guidé		2
bride avant			
	fixée rigidement, guidée		0,5
	articulée rigidement, guidée		0,7
	supportée - non guidée		2
bride arrière			
	fixée rigidement, guidée		1
	articulée rigidement, guidée		1,5
	supportée - non guidée		4

Fig. 9 : Coefficients K (facteur de course en fonction du mode de fixation)



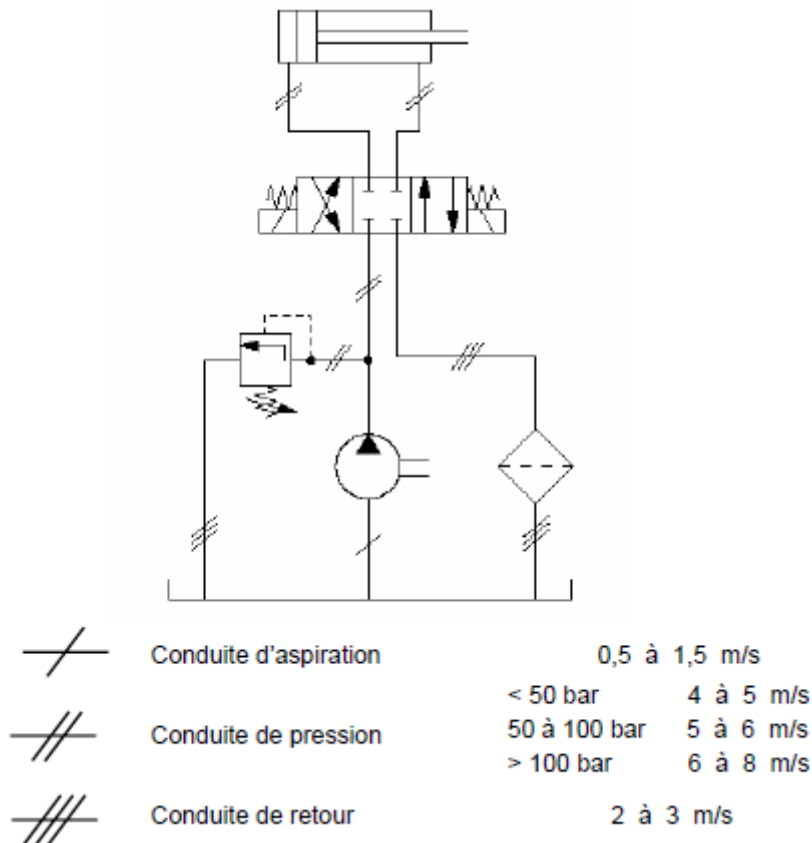
Abaque pour la détermination des tiges au flambage.

Nous trouvons sur le tableau page suivante que le facteur de course $K = 1,5$.

La longueur libre de flambage est : $L_f = 1000 \times 1,5 = 1500 \text{ mm} = 1,5 \text{ m}$.

Sur l'abaque nous trouvons pour 21 000 daN et une tige de 90 mm, la course maxi est de 3 500 mm soit 3,5 m, donc il n'y a pas de flambage.

Vitesses d'écoulement du fluide dans une conduite.



Débit à travers un étranglement - Pertes de charge - Surface de l'étranglement :

débit : Q_v , section : S , perte de charge : Δp

$$Q_v = \alpha \times S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \text{ou} \quad S = \frac{Q_v}{\alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \quad \text{ou} \quad \Delta p = \frac{Q_v^2 \rho}{2\alpha^2 S^2} \quad \text{masse volumique : } \rho \text{ en kg / m}^3$$

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{v \times D}{\nu}$$

vitesse en v m / s, diamètre de la conduite D en mètre, viscosité ν en m^2/s

La viscosité en Stokes (St) correspond à : ν en cm^2 / s , D en cm . viscosité ν en cm^2/s ou Stokes

$$\text{Pertes de charge dans les conduites cylindriques : } \Delta p = \lambda \rho \frac{L \times v^2}{2D}$$

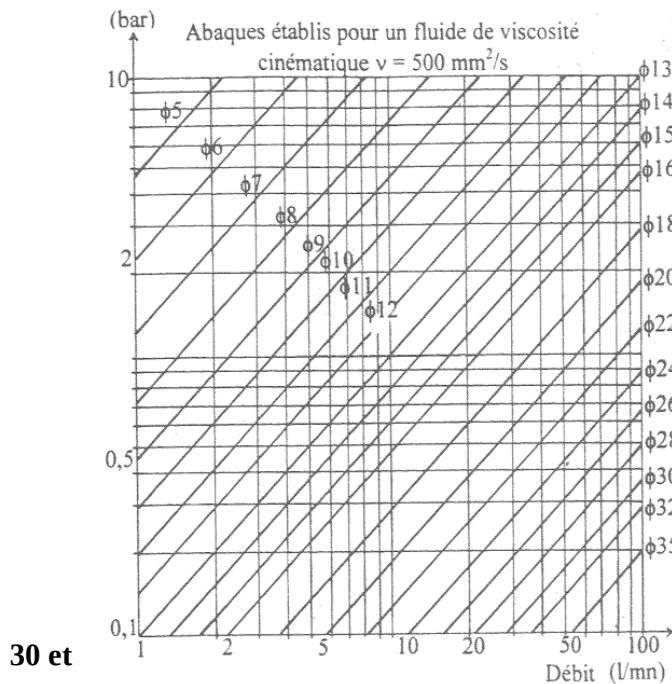
longueur de la conduite L en m diamètre de la conduite D en m, avec Δp la perte de charge en pascals, vitesse du fluide v en m/s. ρ la masse volumique en kg / m^3

$$\text{pour un écoulement laminaire : } \lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{et pour un écoulement turbulent : } \lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

Remarque :

En fait, dans les installations hydrauliques industrielles, on ne tient pas compte en général des termes de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique.

Abaque de pertes de charge pour tubes rigides de la série millimétrique



Dans une même installation hydraulique, les dimensions des canalisations sont différentes selon leur destination et donc les vitesses d'écoulement aussi :

Aspiration: 0,6 m/s si $\nu=150 \text{ mm}^2/\text{s}$

0,75 m/s si $\nu=100 \text{ mm}^2/\text{s}$

1,2 m/s si $\nu=50 \text{ mm}^2/\text{s}$

1,3 m/s si $\nu=30 \text{ mm}^2/\text{s}$

Pour les machines fixes : avec ν entre 150

2,8 m/s si $p=25 \text{ bar}$

3,8 m/s si $p=50 \text{ bar}$

4,8 m/s si $p=100 \text{ bar}$

5,5 m/s si $p=200 \text{ bar}$

6 m/s si $p>200 \text{ bar}$

Pour les machines mobiles les vitesses sont à multiplier par 1,2 à 2

Retour : 2 à 3 m/s

Drainage : 1 à 1,5 m/s

Détermination de la dimension nominale de passage

Le diamètre intérieur d_i est fonction du débit et des caractéristiques du fluide hydraulique.

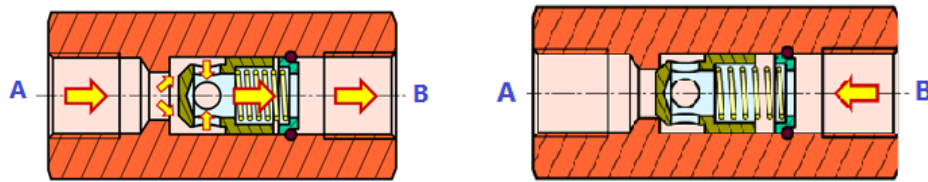
On obtient à partir de l'équation de continuité : $q = v(\pi d_i^2 / 4)$

v : vitesse d'écoulement (m/s)

q : débit (m^3/s)

d_i : diamètre intérieur de l'écoulement (m)

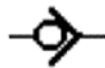
1) LE CLAPET ANTI-RETOUR



Fonction: autoriser le passage du fluide dans un seul sens.

Autonomes pour s'installer directement sur une conduite.

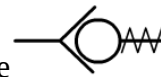
Clapet sans ressort de rappel, perte de charge faible mais le débit inverse doit le fermer, donc



un peu d'huile repart avant la fermeture,

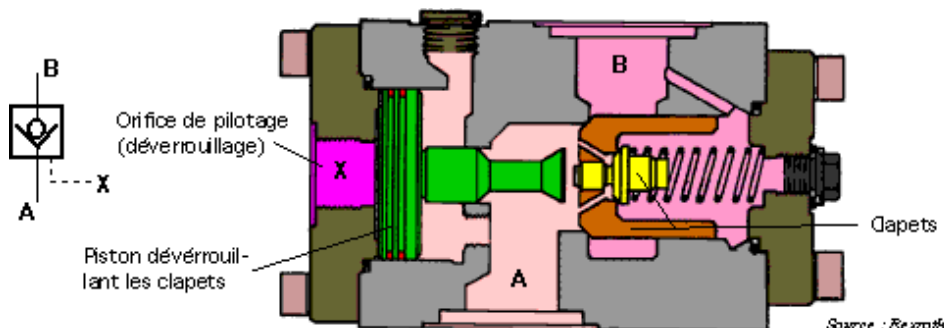
Clapet avec ressort de rappel, perte de charge plus importante, mais la fermeture est

instantanée si le débit cesse, pas de retour d'huile en sens inverse



Le seuil de déclenchement est déterminé par le type de ressort utilisé (généralement entre 0,5 et 5 bars).

LE CLAPET PILOTE



Fonction: assurer la fonction d'un clapet anti-retour, avec un déverrouillage de cette fonction pour laisser le libre passage dans les deux sens.

Fonctionnement: Un piston poussé par la pression de pilotage (déverrouillage) en X soulève les clapets permettant le passage de B vers A. Il y a dans cet exemple deux clapets pour assurer la progressivité de l'ouverture et diminuer la pression minimale de pilotage en X.

Application: Ils sont utilisés pour le maintien en position des différents actionneurs, lorsque les distributeurs ne peuvent le faire (centres ouverts, fuites entre tiroir et corps ...).

2) APPAREILS DE CONTROLE DU DEBIT

Fonction principale : Le principe de tous ces appareils est de créer une perte de charge pour faire varier le débit.

Il faut bien sûr que ce débit puisse varier en amont.

1°) Limiteurs de débit (On l'appelle aussi étrangleur.) :

Ce sont de simples étranglements sur une conduite. Leur conception est simple et leur prix faible. La plupart sont unidirectionnels grâce à un clapet bipasse incorporé.

On l'appelle aussi étrangleur. Si le débit n'est pas réglable, on l'appelle striction.

Pour un réglage donné, le débit est constant que si la charge est constante, si la charge est variable il faudra employer un régulateur de débit.



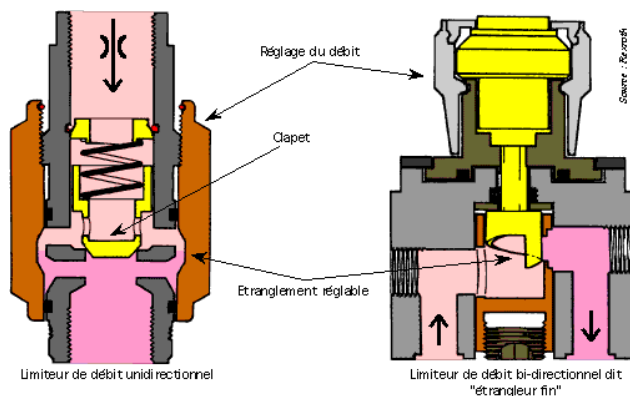
On distingue les types

Limiteur de débit bidirectionnel.

Limiteur de débit unidirectionnel.

Limiteur de débit indépendant de la viscosité (étrangleur fin ou diaphragme)

Il existe des limiteurs de débit à commande proportionnelle.



Certains limiteurs ont un étranglement très brusque, qui les rend moins sensibles à la viscosité de l'huile, donc à la température de celle-ci. Ils sont parfois appelés "étrangleurs fins".

De toute façon, il y a perte d'énergie et donc production de chaleur.

La puissance calorifique dégagée vaut: $P_{\text{calorifique dégagée}} = P_Q = p\Delta.Q_v$

$$E_{\text{calorifique dégagée}} = \frac{P_Q}{t} = \frac{\Delta p.Q_v}{t}$$

La particularité de ces appareils est que le débit qui les traverse dépend de la perte de charge à leurs bornes. En d'autres termes, si la charge au récepteur varie, la pression demandée par son actionneur change et donc le débit varie également.

Le limiteur de débit se monte en série sur les canalisations.

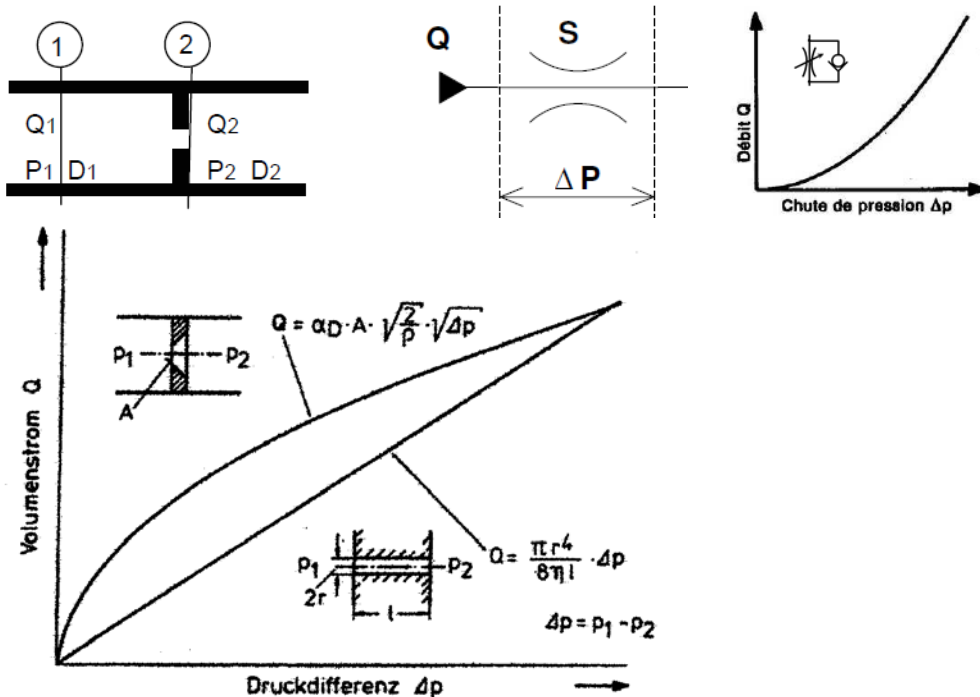
Montage : Il peut se monter :

- ✓ sur l'admission, on freine l'huile entrant dans le récepteur,
- ✓ sur l'évacuation, on freine l'huile sortant du récepteur,
- ✓ en soustraction, on dévie une partie du fluide vers le réservoir.

Application:

On utilise un Limiteur de débit si la charge est constante ou lorsqu'une variation de la vitesse est sans importance

Relation débit pression



$$Q_1 = v_1 \cdot A_1 \quad Q_2 = v_2 \cdot A_2 \quad Q_1 = Q_2 = Q \quad \Delta p = p_1 - p_2$$

$$D_2 < D_1 \quad (1/A_1^2 \text{ devenant négligeable devant } 1/A_2^2), \quad Q = \alpha \cdot S_2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad Q = K\sqrt{\Delta p} \text{ avec}$$

$$K = c \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \alpha = \text{coefficient d'orifice } (0,6 < \alpha < 0,75).$$

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8\eta l} p_1 - p_2 = \frac{\pi \cdot r^4}{8\rho \eta l} \Delta p$$

Le débit du fluide en mouvement dépend de la pression de service : si pour une raison extérieure, la pression de l'huile baisse, le débit risque de chuter.

Toute résistance au déplacement de l'huile provoque son élévation en température. La viscosité de l'huile et sa vitesse d'écoulement s'en trouvent modifiées. La conception et les formes de l'étranglement (surface de contact) auront une incidence importante sur la régularité du débit.

Débit dépendant de la pression $\longrightarrow$ Valves d'étranglement

Avec un limiteur de débit, le débit varie avec la charge entraînée.

Pour remédier à ce problème il faut utiliser **un régulateur de débit**

2°) Régulateurs de débit :

Ils sont constitués de deux étranglements successifs, l'un est réglable par l'utilisateur, l'autre change automatiquement en fonction des variations de pression pour conserver un débit constant. De plus, la plupart sont dits compensés en température, donc peu sensibles à la viscosité de l'huile.

Rôle du régulateur de débit

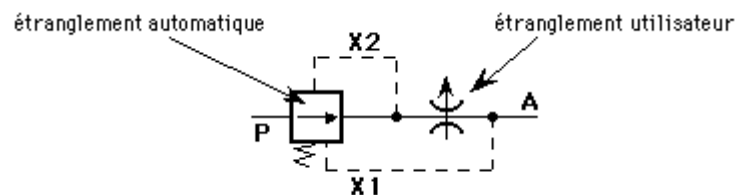
Le régulateur de débit doit fournir un débit d'huile constant à une valeur déterminée indépendamment des variations de charge, de viscosité ou de pression.

Il est constitué d'un étranglement réglable permettant d'afficher le débit souhaité et d'un étranglement mobile piloté par un dispositif de comparaison. Il sert à comparer la pression de part et d'autre de l'étranglement réglable et maintient le débit constant.

Débit indépendant de la pression → Régulateurs de débit

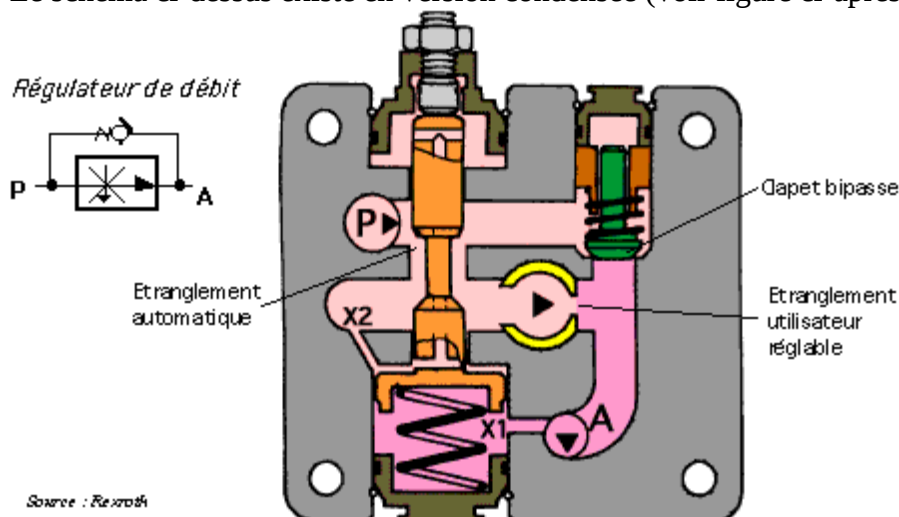
Avec un régulateur de débit, le débit est indépendant de la charge.

La production de chaleur due à la perte de charge dans l'appareil est identique à celle du limiteur.



La différence de pression entre X1 et X2 aux bornes de l'étranglement utilisateur fait varier automatiquement le deuxième étranglement et ainsi maintient le débit constant.

Le schéma ci-dessus existe en version condensée (voir figure ci-après).



Lorsqu'on désire réguler le débit dans les deux sens, on rajoute une plaque "sandwich" composée d'un pont redresseur à clapets.

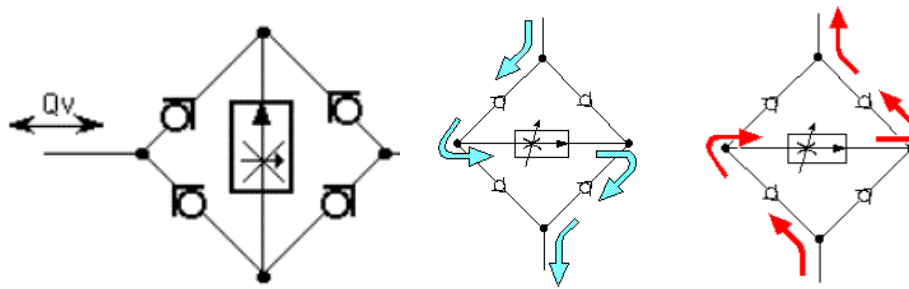
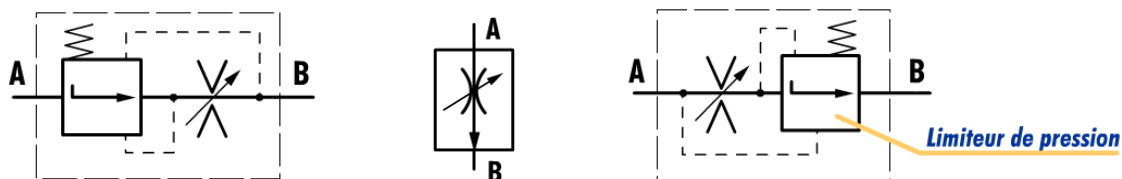


Fig. Pont redresseur à clapets pour réaliser un régulateur de débit bidirectionnel.

Lorsqu'on utilise un appareil de contrôle du débit comme ceux décrits précédemment, le problème vient toujours de l'évacuation du débit en trop (sauf en cas d'alimentation par une pompe autorégulée).

Régulateur de débit à 2 voies

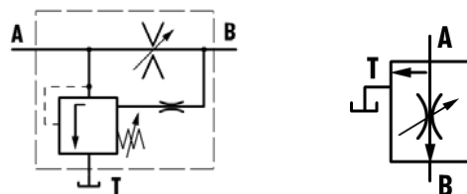
L'étranglement et l'équilibrage en pression sont en série. L'ordre est sans importance et dépend du constructeur de l'appareil. Dans les deux cas, le **limiteur de pression** équilibre les pressions mesurées de part et d'autre de l'étranglement.



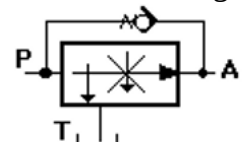
Régulateur de débit à 3 voies

L'étranglement et l'équilibrage en pression sont en dérivation.

Le débit excédentaire est retourné au réservoir. Pour cette raison, ce régulateur de débit ne peut être utilisé qu'en amont du récepteur.



Il existe donc une version régulateur/diviseur de débit qui sépare le débit d'alimentation en deux, le débit régulé + l'évacuation à la bêche du complément.



Régulateur / diviseur de débit à trois voies

Enfin, il existe des régulateurs de débit à commande proportionnelle.

3) Appareils de contrôle de la pression

Les appareils principaux ont les fonctions suivantes :

- 1°) limitation de la pression
- 2°) réduction de la pression
- 3°) séquence (passage) en fonction de la pression
- 4°) conjonction - disjonction des circuits à accumulation
- 5°) freinage de charges motrices
- 6°) filtres

1°) Les Limiteurs de pression:

Les limiteurs de pression peuvent être :

- à action directe,
- à commande indirecte,
- à commande pilotée.
- A commande proportionnelle :

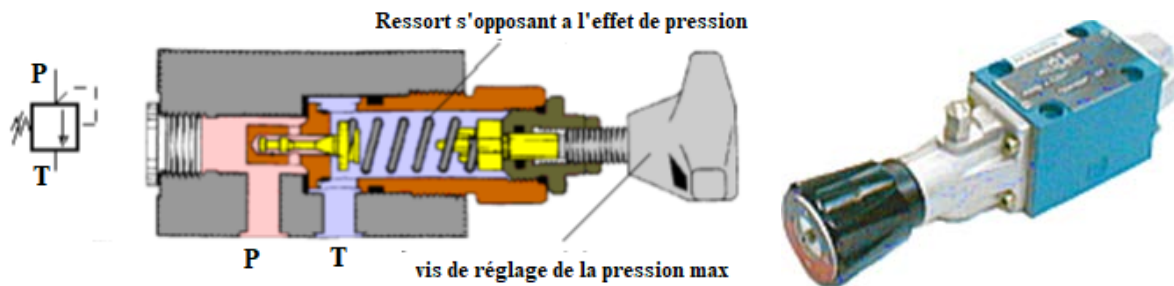
a) Limiteurs de pression à action directe

Fonction principale: assurer la sécurité d'un circuit ou d'une partie de circuit en limitant la pression à un maximum. Cette pression est maintenue.

Fonctions auxiliaires: assurer la **division de débit** lors de contrôle du débit ou **créer une perte charge pour freinage**

L'appareil est **installé en dérivation entre la ligne de circuit et la basse pression** (la bêche par exemple).

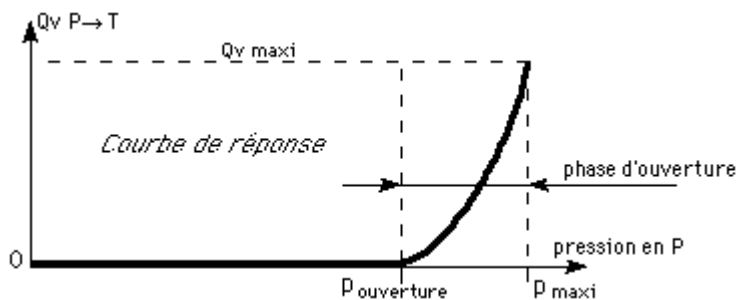
De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge qui est fonction du débit à évacuer (voir courbe de réponse ci-après).



L'appareil, lorsqu'il s'ouvre et laisse passer le fluide, dégrade la totalité de la puissance hydraulique et la transforme en chaleur. Il va de soi que cette ouverture ne doit pas durer longtemps lorsque la puissance déchargée est importante (cette puissance est intégralement transformée en chaleur).

P_Q : Puissance calorifique produite

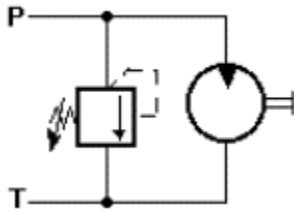
$$P_Q = Q \cdot (p_P - p_T)$$



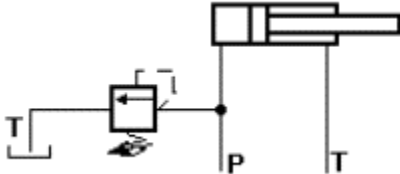
La différence de pression entre le début de l'ouverture et la pression maxi peut être gênante. De plus, lorsqu'il s'agit d'évacuer des débits importants, le modèle simple ci-dessus devrait être d'une taille imposante.

Exemples de montage :

- Limitation du couple moteur

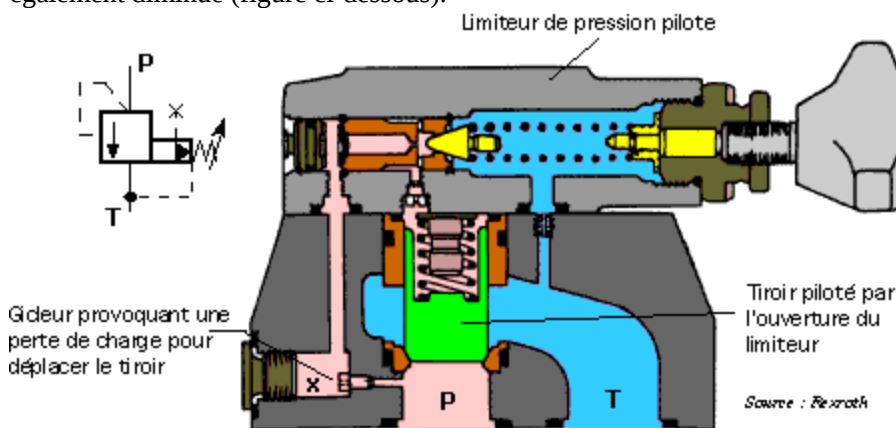


- Limitation de la charge exercée par le vérin



b) Limiteur de pression piloté :

On préfère alors installer des modèles dits "**pilotés**". Un limiteur de pression normal assure la même fonction en commandant un tiroir de distributeur de forte section. Le $\Delta(p_{\text{ouverture}} - p_{\text{maxi}})$ est alors également diminué (figure ci-dessous).

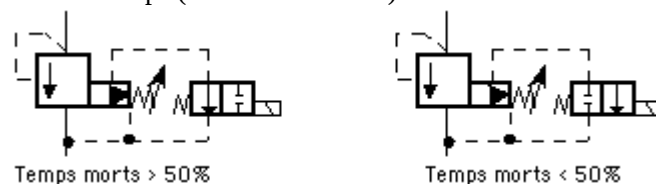


L'ouverture du limiteur de pression pilote provoque un écoulement d'huile dans le gicleur x , la perte de charge dans ce dernier provoque $p_x < p_p$. La pression qui agit sur l'arrière du tiroir chute donc et la pression en P provoque l'ouverture de celui-ci, et donc la décharge à la bête.

On peut également utiliser ces limiteurs de pression avec un **distributeur de décharge**, pour mettre la pompe à pression nulle pendant les temps morts de l'installation. Ce distributeur de petite taille, accolé directement

sur l'appareil précédent, met le volume situé derrière le tiroir à pression atmosphérique (T), le tiroir reste donc ouvert en grand.

Il existe deux modèles avec deux centres "repos" inversés, pour que la bobine soit sous tension moins de 50% du temps (schémas ci-contre).



Il est envisageable d'installer un distributeur bistable à deux bobines.

c) Limiteur de pression à commande proportionnelle :

Lorsque le réglage de la pression limite doit se faire fréquemment, voire en continu, on utilise alors un limiteur de pression à commande proportionnelle. La valeur de la pression limite est alors proportionnelle à la consigne électrique qui lui est envoyée.

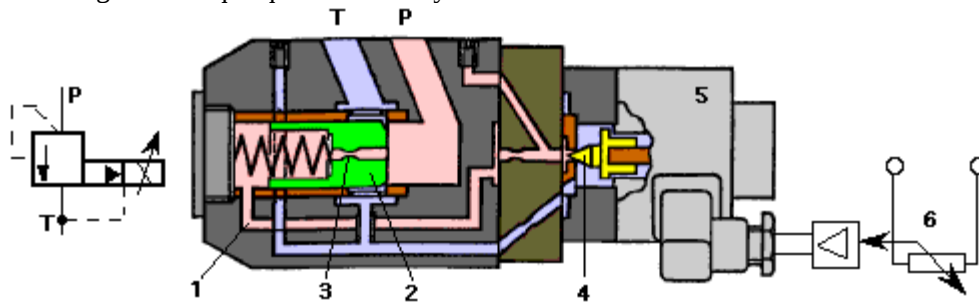


Fig. Limiteur de pression piloté à commande électrique proportionnelle.

- 1 - prise de pilotage interne X
- 2 - tiroir
- 3 - gicleur
- 4 - pointeau du limiteur de pression pilote à commande proportionnelle
- 5 - électroaimant proportionnel
- 6 - circuit d'alimentation

La pression nécessaire pour ouvrir 4 est proportionnelle à la valeur du courant d'alimentation. Le reste de l'appareil fonctionne comme un limiteur de pression piloté, le ressort étant remplacé par l'électroaimant proportionnel

2°) Réducteurs de pression :

a) Réducteurs de pression directe:

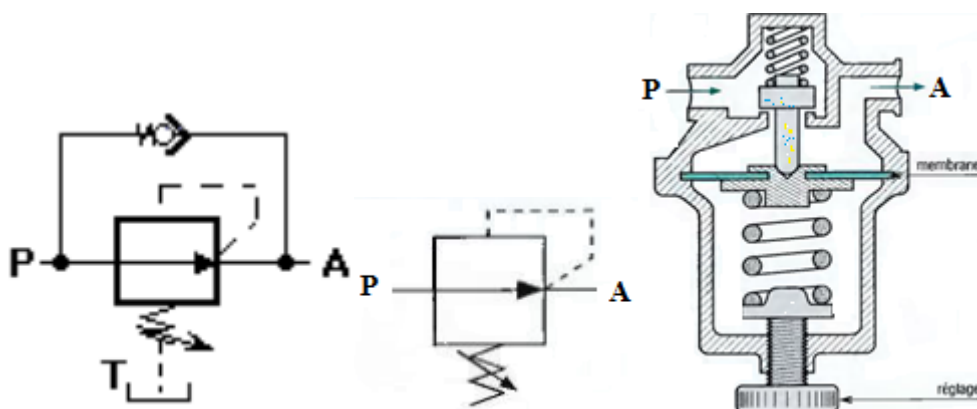
Fonction principale : assurer sur une ligne A une pression inférieure à la pression d'alimentation en P, et constante (il va de soi que $p_p > p_A$ doit être supérieure à pour que l'appareil serve à quelque chose).

Le terme **détendeur** est également utilisé pour cet appareil (terme malheureusement employé à désigner d'autres appareils n'ayant pas les mêmes caractéristiques, **en froid et climatisation** par exemple).

L'appareil est installé en ligne.

De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge pour que P_A reste constante (voir courbe de réponse ci-après).

Réducteur de pression à commande directe. Un clapet bypass permet d'ignorer l'appareil dans sens $A \rightarrow P$

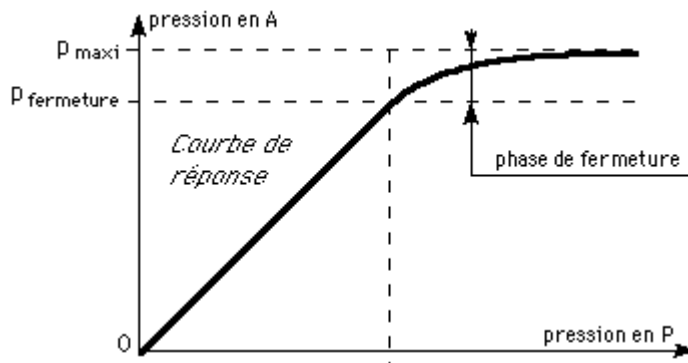


Cet appareil doit obligatoirement être relié à la bache pour avoir sa référence à la pression atmosphérique (drain).

La différence de puissance entre l'entrée P et la sortie A est dégradée en chaleur, cette puissance "perdue"

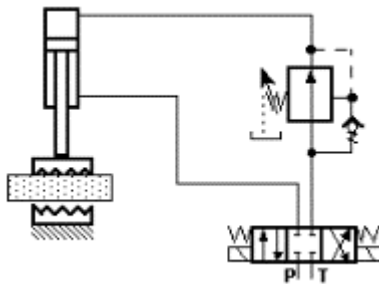
vaut: $P_{\text{calorifique dégagée}} = P_Q = (p_p - p_A) \cdot Q_v$

Cet appareil ne doit donc pas être utilisé pour faire passer des débits importants.

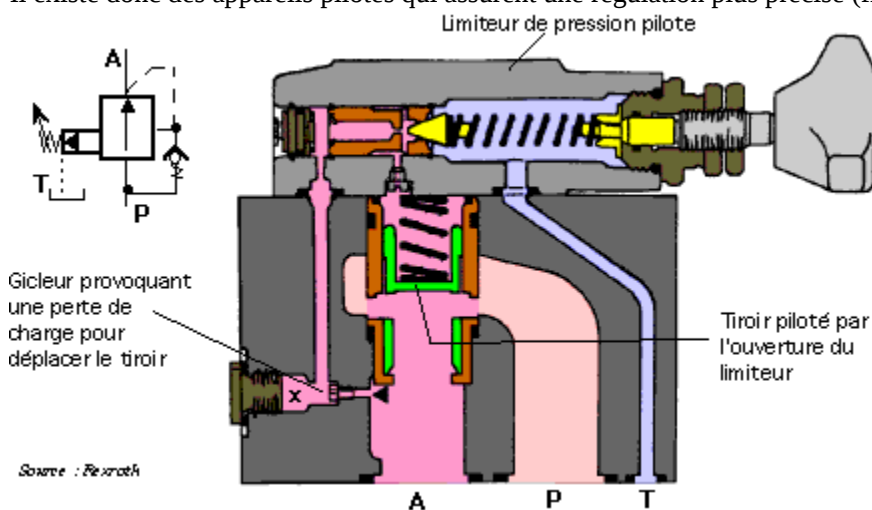


L'écart de pression entre le début de fermeture de l'appareil et la pression maximale garantie peut être gênant et affecte bien entendu la précision de régulation de l'appareil.

Exemple de montage :

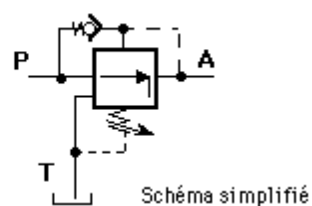
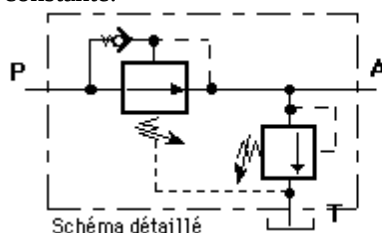


Le réducteur de pression garantit une pression de serrage de la pièce limitée et constante. Il existe donc des appareils pilotés qui assurent une régulation plus précise (figure ci-après).



b) Réducteur de pression piloté :

L'ouverture du limiteur de pression provoque un écoulement d'huile dans le gicleur X, la perte de charge dans ce dernier $p_x < p_A$. La pression qui agit sur l'arrière du tiroir chute donc et la pression en A provoqué la fermeture de celui-ci, garantissant alors une perte de charge optimale pour que la pression en A soit constante.



Il existe également des appareils combinés lorsqu'il est nécessaire de réduire la pression puis de la limiter lorsque la charge devient motrice.

c) Réducteur de pression à commande proportionnelle :

Lorsque le réglage de la pression régulée doit se faire fréquemment, voire en continu, on utilise alors un réducteur de pression à commande proportionnelle (à commande électrique, par exemple). La valeur de la pression régulée est alors proportionnelle à la consigne électrique qui lui est envoyée (figure ci-après).

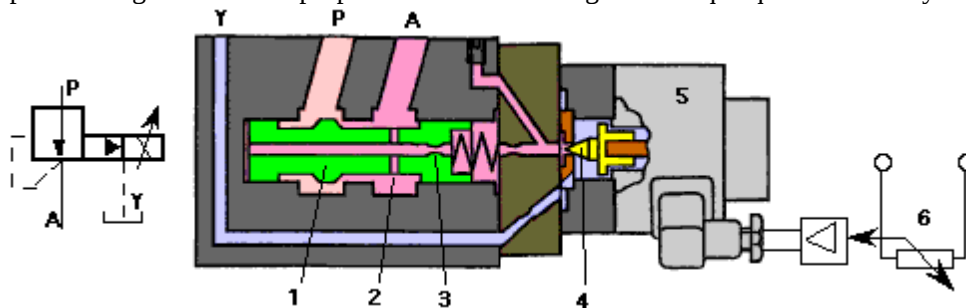


Fig Réducteur de pression piloté à commande électrique proportionnelle.

- 1 - tiroir
- 2 - prise de pilotage interne X
- 3 - gicleur
- 4 - pointe du limiteur de pression pilote à commande proportionnelle
- 5 - électroaimant proportionnel
- 6 - circuit de commande

La pression nécessaire pour ouvrir 4 est proportionnelle à la valeur du courant d'alimentation. Le reste de *l'appareil fonctionne comme un réducteur de pression piloté, le ressort étant remplacé par l'électroaimant proportionnel.*

3°) Valves de séquence :

a) Valves de séquence directe

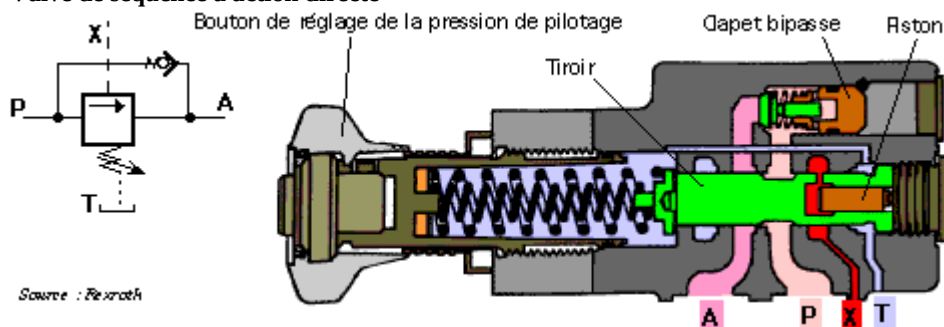
Fonction principale : laisser passer le fluide hydraulique sur une ligne $P \rightarrow A$ lorsque la pression de commande x a atteint sa valeur de tarage.

La valve de séquence est installée en ligne, et ne dégrade aucune énergie lorsqu'elle est "**ouverte en grand**". Sa phase d'ouverture montre un comportement complexe (voir courbe de réponse ci-après), mais la fonction "valve de séquence" se trouve en dehors de cette phase.

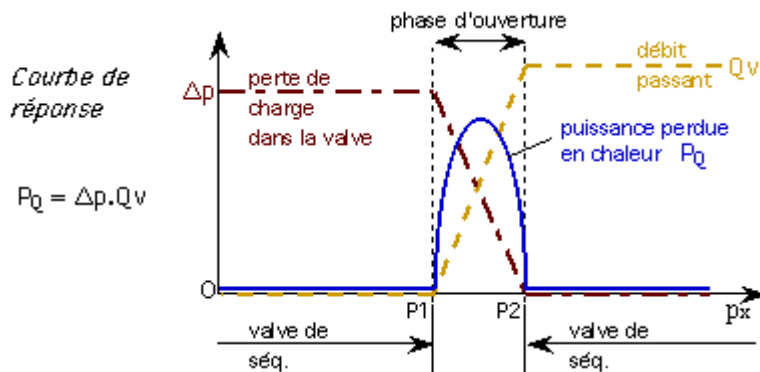
Attention, cet appareil a un schéma qui ressemble dangereusement à celui du limiteur de pression ! De plus, elle est également employée à d'autres fonctions comme on le verra plus tard (le nom donné doit alors être celui de la fonction).

Elle doit être impérativement raccordée à la pression atmosphérique (drain) pour pouvoir fonctionner. Cet appareil ne fonctionnant à l'ouverture que dans un seul sens, il sera systématiquement doublé d'un clapet bipasse pour le sens $A \rightarrow P$

Valve de séquence à action directe



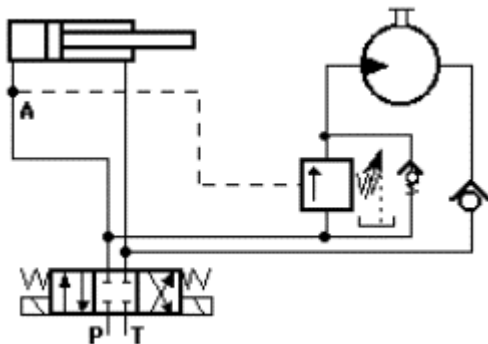
La pression de commande X agit sur le tiroir (section égale à celle du piston). Dès que cette pression est supérieure à la pression réglée, alors le tiroir se trouve complètement à gauche, le passage $P \rightarrow A$ se fait librement. Si cette pression est insuffisante, alors le tiroir est complètement à droite et le passage $P \rightarrow A$ est fermé. Seule la phase d'ouverture donne une réponse délicate.



Pendant sa phase d'ouverture (de P1 à P2), la valve de séquence se comporte comme un limiteur de pression ou une valve de freinage. C'est le seul moment où elle dégrade de l'énergie hydraulique en chaleur.

Exemples de montages

Le moteur n'est alimenté que lorsque la pression dans le vérin a atteint une valeur suffisante (correspondant à un serrage, par exemple). Il faut raccorder la conduite de commande de la valve de séquence le plus près possible du vérin pour garantir la rapidité et la précision de la séquence (en A par exemple).



Ce montage est plus économique que le précédent, car il y a deux raccords en moins grâce à la commande interne de la valve de séquence. Cependant, les pertes de charge dans les conduites entre A et B peuvent perturber la précision de la séquence

b) Valve de séquence pilotée :

Pour des débits importants, on utilise une version pilotée (figure ci-dessous).

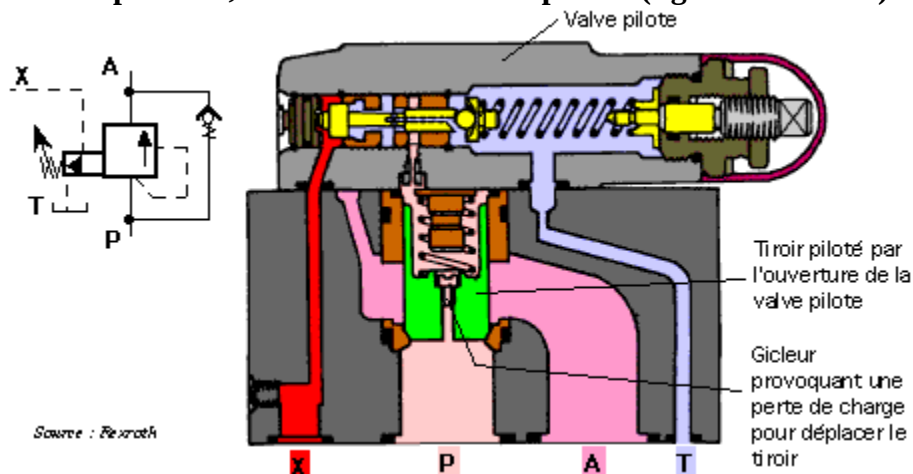


Fig. Valve de séquence pilotée

La pression de commande X agit sur le tiroir de la valve pilote. Lorsque cette pression est supérieure à P2 (voir courbe de réponse), le tiroir piloté est grand ouvert.

A noter qu'il y a alors un petit débit qui existe entre P et T (à travers le gicleur).

4°) Valves de freinage (valves d'équilibrage):

Elles sont destinées à freiner une charge motrice (sur un vérin ou un moteur). Elles sont parfois appelées valves d'équilibrage.

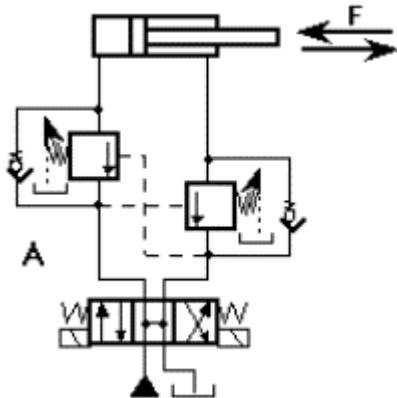
Elles convertissent la totalité de l'énergie hydraulique qui les traverse en chaleur (comme tout frein !). La

puissance calorifique dégagée vaut : $P_{\text{calorifique dégagée}} = \Delta p \cdot Q_v$

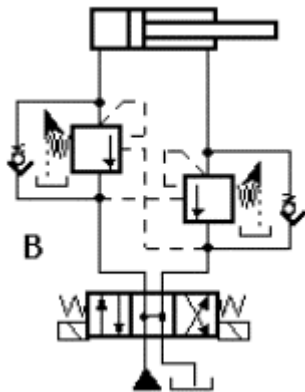
Une valve de séquence dans sa phase d'ouverture peut se comporter comme une valve de freinage.

Exemples de montage :

Montage A : valves de freinage retenant la charge, commandées par une pression de pilotage (faible) provenant de l'alimentation de l'autre voie.



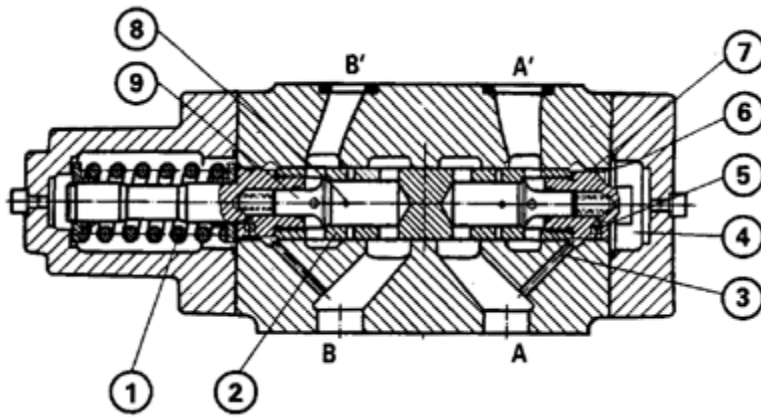
Montage B : idem, mais ce sont des valves avec action de la pression générée par la charge. Elles sont conçues comme des valves de séquence fonctionnant dans leur phase d'ouverture



Leur technologie à tiroir fait qu'elles présentent de légères fuites internes, et par conséquent, ne peuvent être utilisées pour maintenir une charge en position (voir clapets pilotés) ci-contre: valve de freinage double.

On remarque les conduites de pilotage 3, commandant le tiroir 2. Le ressort 1 agit dans les deux sens. Cet appareil n'est pas réglable. Montage direct sur moteur hydraulique ou vérin.

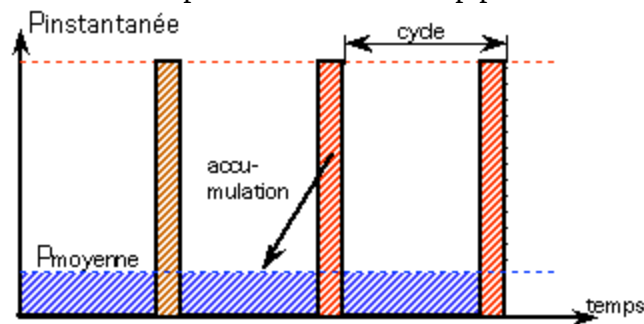
[Voir aussi valves parachute](#) (organes de sécurité)



5°) Circuits à accumulation, conjoncteurs - disjoncteurs :

a) Circuits à accumulation

Ils sont destinés à restituer de l'énergie ou une pression. On les utilise en particulier dans les circuits où la puissance moyenne utilisée est faible, mais la puissance instantanée importante. Le graphe ci-dessous indique une puissance nécessaire au fonctionnement importante, alors que la puissance moyenne installée pourrait être beaucoup plus faible.



Exemple de calcul :

125 l/min à 150 bar pendant 5 s /min donc puissance instantanée de 31,25 kW, mais puissance moyenne de 2,6 kW. Donc, si on est capable d'accumuler l'énergie hydraulique pendant les temps morts, la puissance à installer sera beaucoup plus petite. C'est le rôle de l'accumulateur de pression. Il est constitué d'un réservoir et d'un système de mise sous pression, le plus souvent une poche (vessie) de gaz gonflée à la pression minimale d'utilisation.

b) Accumulateurs de pression :

Leur rôle est de stocker un certain volume de fluide sous pression pour le restituer en fonction des besoins.

Il en existe 3 principaux types :

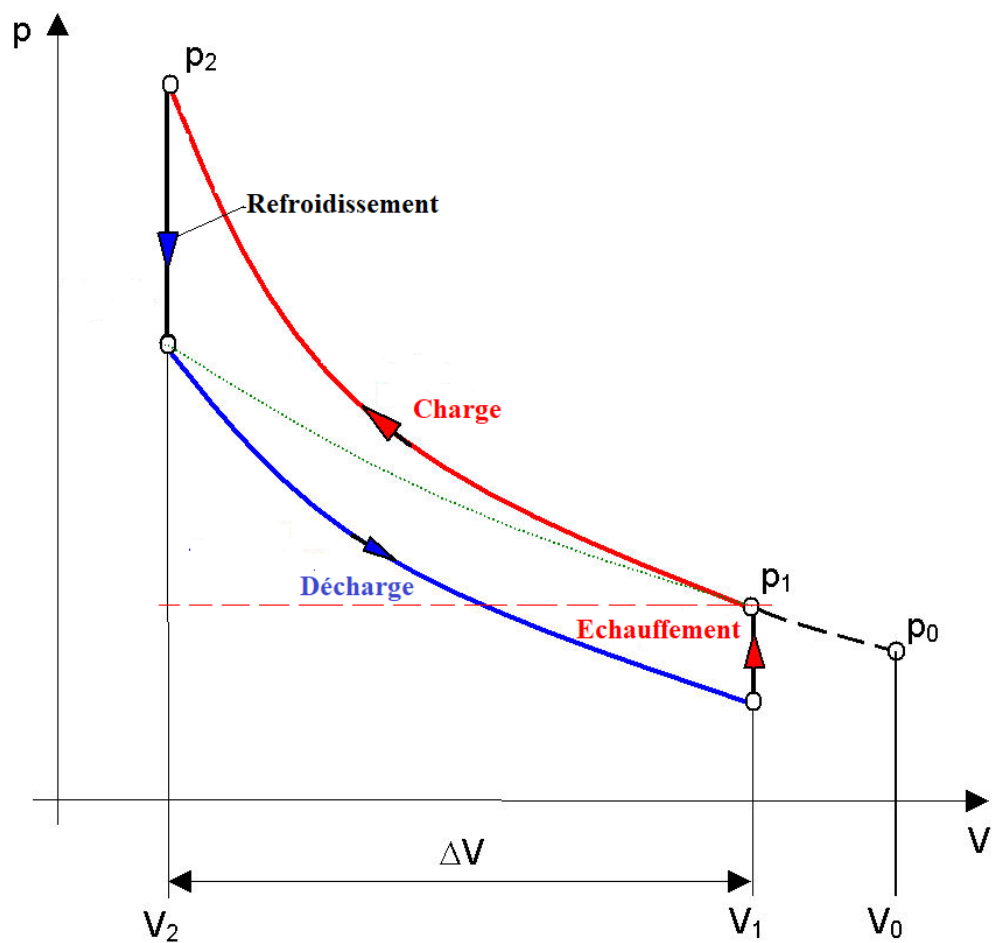
- A membrane (soudée ou vissée).
- A piston ;
- A vessie

Le gaz utilisé est l'azote (gaz inerte).

Pour un diagramme, voir Graphique PV d'un cycle accumulateur.

Ceci contient tous les paramètres du calcul d'accumulateur.

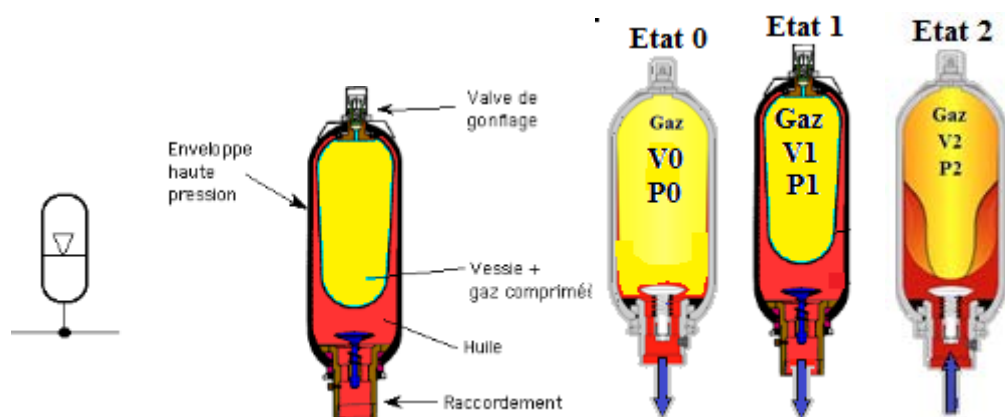
Compression **isotherme** et détente **adiabatique**



Direction d'échange dans le graphique PV

L'objectif habituel est de fournir un volume Δv de fluide.

L'accumulateur est caractérisé par le volume d'azote V_0 et la pression de gonflage de l'azote P_0 .



La configuration de l'état 0.

En fonctionnement simple quand le système est au repos l'accumulateur est dans la configuration de l'état 0. Il n'y a alors pas de fluide hydraulique dans l'accumulateur

Configuration de l'état 1.

Quand le système fonctionne, si la pression dans le circuit hydraulique est supérieure à P_0 alors le fluide hydraulique pénètre dans l'accumulateur. Pour éviter de décharger complètement l'accumulateur de son huile et donc de mettre le clapet de protection en contact avec la vessie, on conserve dans la phase d'utilisation un petit volume d'huile dans l'accumulateur. On obtient alors la configuration de l'état 1.

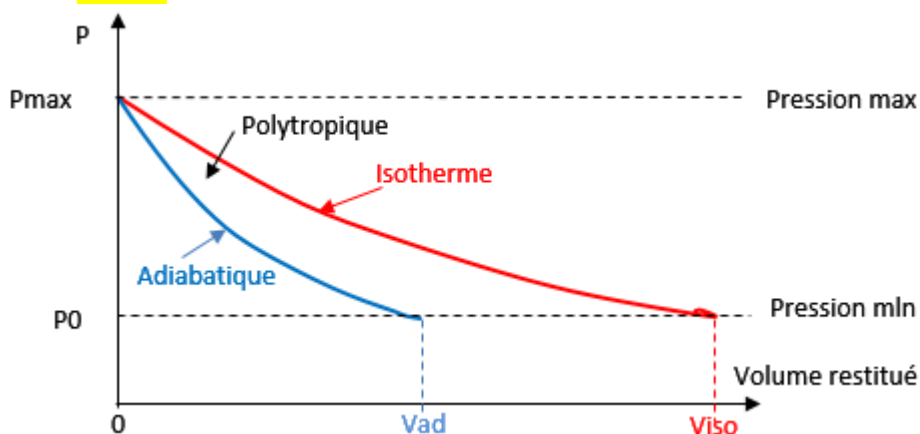
On bloque la pression de gonflage $<$ à la pression d'utilisation soit : $p_0 = 0.9 \times p_1$

Configuration de l'état 2.

Quand l'accumulateur est complètement chargé on obtient l'état 2. La pression du fluide hydraulique est au maximum et le débit excédentaire retourne au réservoir par le limiteur de pression.

Dans les accumulateurs à vessie pour éviter de trop déformer la membrane on limite :

$$\frac{p_1}{p_2} \leq 3$$



Les volumes V_{ad} ou V_{iso} peuvent se calculer en utilisant les résultats de la thermodynamique, mais il est souvent plus simple d'utiliser les abaques des constructeurs qui donnent la taille de l'accumulateur en fonction de :

- pression maximale d'utilisation p_{max}
- pression minimale d'utilisation p_0 (d'où est déduite la pression de gonflage)
- volume restitué ΔV (V_{ad} ou V_{iso})
- type de restitution (isotherme ou adiabatique)

La quantité de fluide hydraulique sous pression restitué dépend de la rapidité avec laquelle elle est restituée (tous autres paramètres identiques) :

Le temps de cycle

= 1 à 3 minutes polytropique
< 1 minutes adiabatique
> 3 minutes isotherme

- **Restitution lente** : le gaz reste à la même température car il a le temps d'échanger de la chaleur avec l'extérieur pour restituer le volume **Viso**. La transformation est dite isotherme. C'est le cas lorsque l'accumulateur restitue de l'huile sous pression pour des pilotages, maintiens sous pression

- **Restitution rapide** : le gaz se refroidit en se détendant (l'échange de chaleur avec l'extérieur n'a pas le temps de se faire), le volume restitué **Vad** est plus faible que précédemment. On dit que la transformation du gaz est **adiabatique** (sans échange de chaleur avec l'extérieur). C'est le cas lorsque l'on utilise une puissance instantanée importante pendant peu de temps

Les valeurs V_0 et ΔV sont Données par les équations suivantes :

Isotherme.

$$p_0 V_0 = p_1 V_1 = p_2 V_2$$

$$V_1 = \frac{p_0 V_0}{p_1}$$

$$V_2 = \frac{p_0 V_0}{p_2}$$

Le volume restitué durant la phase de travail est égal à $\Delta V = V_1 - V_2$ soit :

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$$

Adiabatique.

$$p_0 V_0^\gamma = p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$$

$$V_1 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$V_2 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Le volume restitué durant la phase de travail est égal à $\Delta V = V_1 - V_2$ soit :

$$\Delta V = V_0 \left(\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right)$$

$$p_0 < 0,9 p_1$$

$$\Delta V = Q \cdot t_{sA}$$

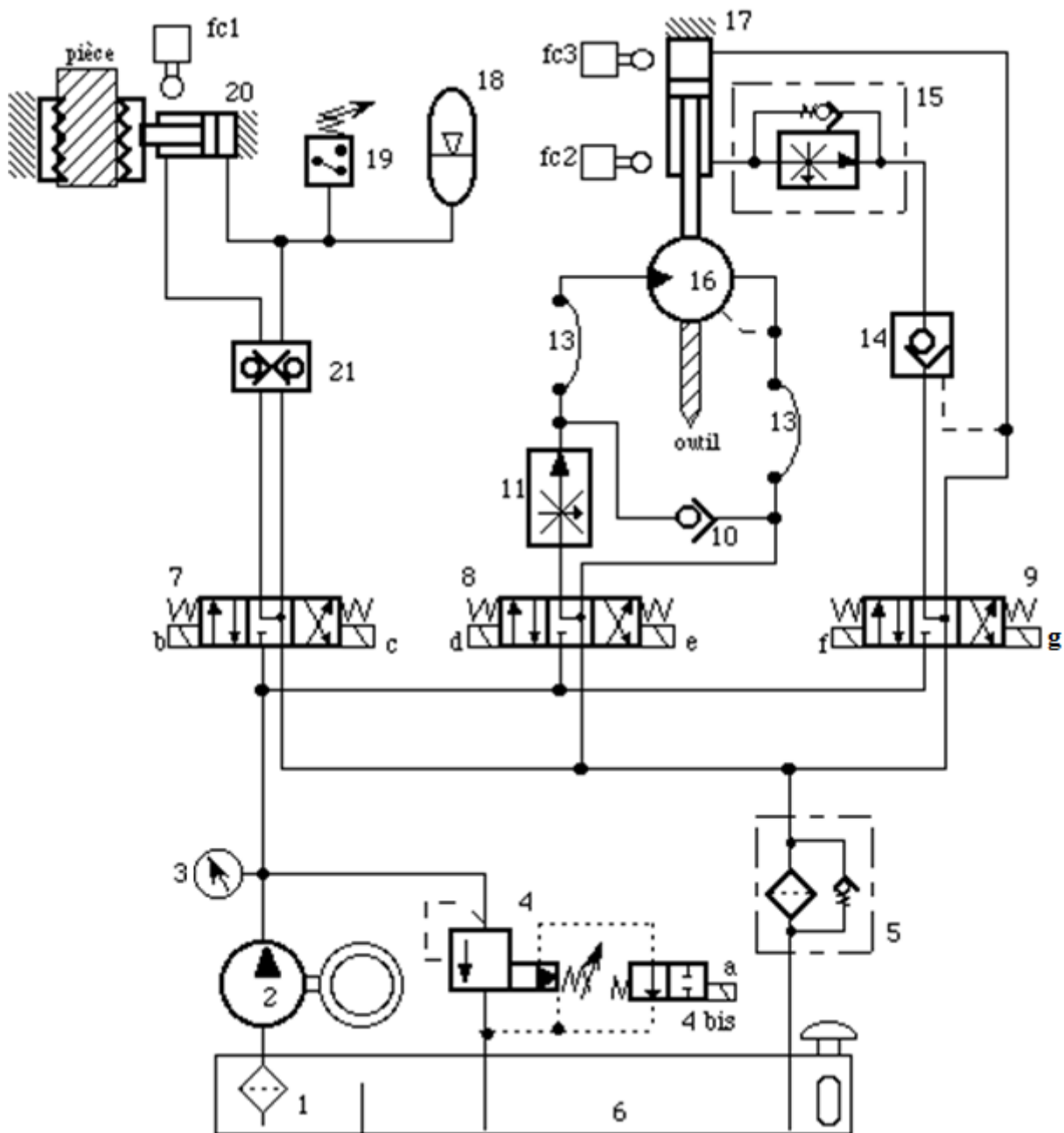
t_{sA} : Temps de pivotement de la pompe

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right)$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right)}$$

$$p_2 = \left[\frac{p_1}{1 - \frac{\Delta V}{V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}}} \right]^\gamma$$

Example



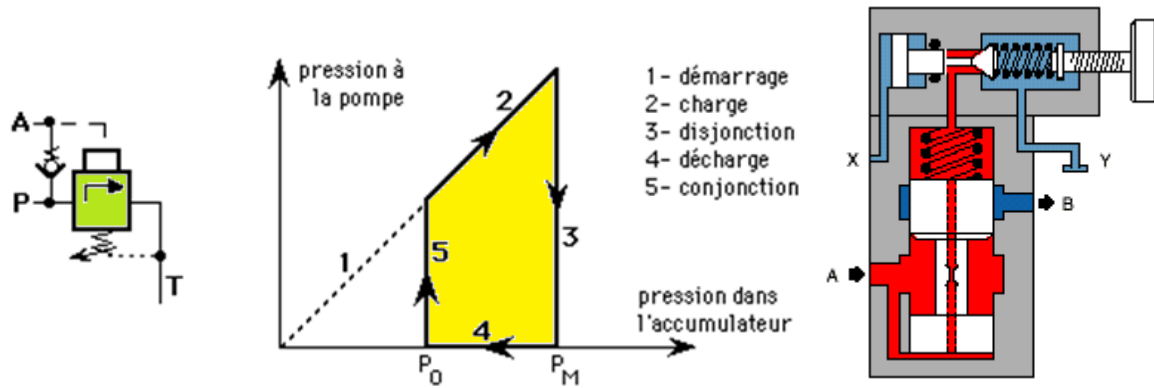
18 Accumulateur de pression, garantit la pression constante dans le vérin de serrage 20. Se comporte comme "un ressort", c'est la pièce qui impose la position de la tige de 20. Cet ensemble permet de percer des pièces en série.

Ordre des tâches :

1) Départ de cycle, **2)** serrage de la pièce à pression suffisante (19), **3)** mise en route de l'outil et du vérin l'entraînant, **4)** perçage, **5)** fin de perçage (fc2), **6)** arrêt de l'outil et remontée de celui-ci, **7)** outil remonté (fc3), **8)** desserrage de la pièce, **9)** pièce desserrée (fc1)

c) Conjoncteurs - disjoncteurs :

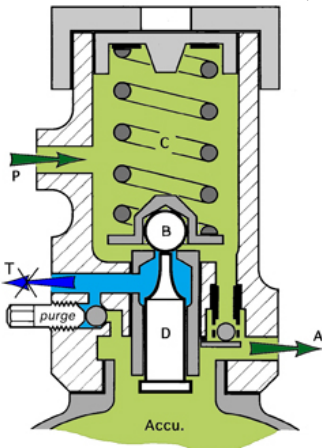
Les conjoncteurs – disjoncteurs sont des soupapes de pression normalement fermées qui sont utilisées dans les circuits hydrauliques comportant un accumulateur. La conjonction s'effectue lorsque le circuit hydraulique permet la circulation du fluide au réservoir. La disjonction s'effectue au même moment que la conjonction et sert à bloquer le circuit reliant l'accumulateur à la pompe. Ils sont destinés à mettre le débit de pompe à la bêche (pression nulle en sortie de pompe) lorsque l'accumulateur est plein (disjonction) puis à remettre l'accumulateur en charge avec la pompe lorsque la pression est insuffisante (conjonction).



L'appareil contient bien sûr un clapet anti-retour pour éviter que l'accumulateur ne se vide à la bêche pendant l'étape 4. Les étapes 3 et 5 sont brutales, il n'y a donc pas de phases d'ouverture ou fermeture comme sur les précédents appareils (voir schémas ci-après).

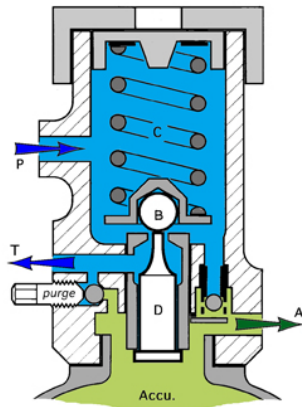
➤ en position conjonctée :

Tout le débit venant de la pompe (P) va dans l'accumulateur et dans le circuit. Le ressort C maintient la bille B fermant le raccordement vers la bêche (T). **L'accumulateur se charge.**



➤ en position disjonctée :

Tout le débit de la pompe (P) retourne à la bêche (T), la pression en sortie de pompe $P=0$. Le circuit A n'est alimenté que par l'accumulateur. Ce circuit est isolé de la bêche par un clapet. **L'accumulateur se décharge.**



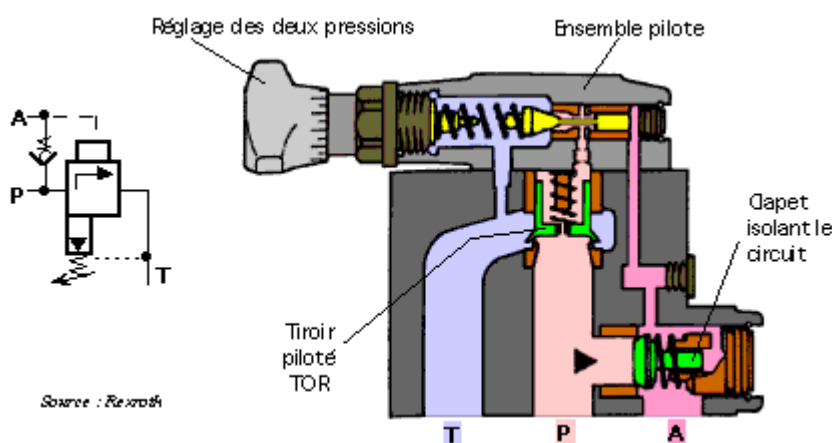
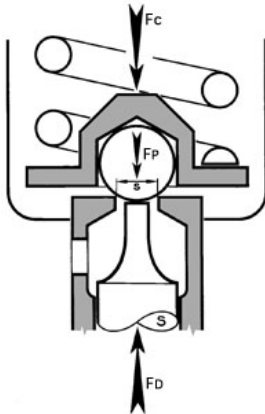
Remarque : une purge permet de vider l'accumulateur (pour intervention par exemple).

Brutalité des étapes 3 et 5 :

En position conjoncté : la bille B reçoit les actions de la pression sur la bille F_P , du ressort F_C et de la pression sur le poussoir F_D : $F_C + F_P - F_D = 0$

Lorsque le poussoir commence à lever la bille (accu. Plein), la force F_P disparaît subitement, l'équilibre est alors rompu et le poussoir passe brutalement dans l'autre position, c'est la disjonction (étape 3).

Le principe est analogue pour la conjonction (étape 5).

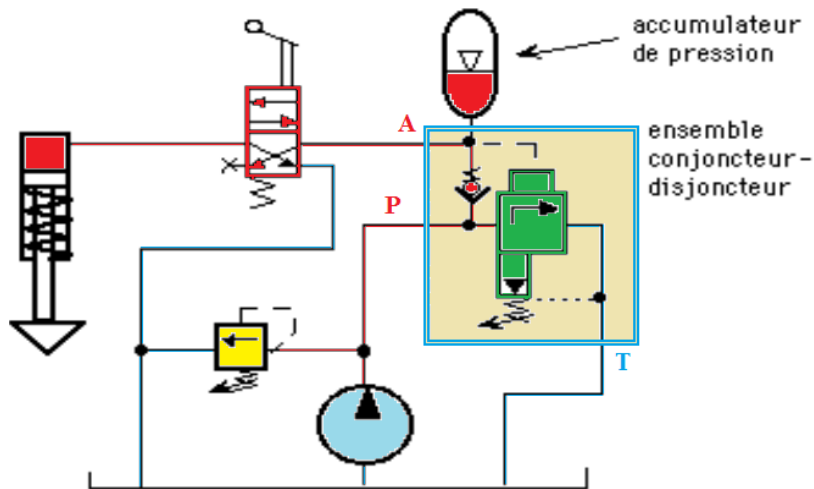


Pour les débits importants, il existe un modèle piloté (figure ci-dessous) :

Conjoncteur-disjoncteur piloté : Lorsque la pression de disjonction est atteinte, l'ensemble pilote bascule brutalement et le tiroir piloté s'ouvre en grand, laissant passer $P \gg T$ librement. Lorsque la pression de conjonction est atteinte (l'accumulateur s'est vidé), l'ensemble pilote se referme et le tiroir tout aussi brutalement.

L'accumulateur et son conjoncteur-disjoncteur associé peuvent faire partie d'un même bloc.

Exemple de montage



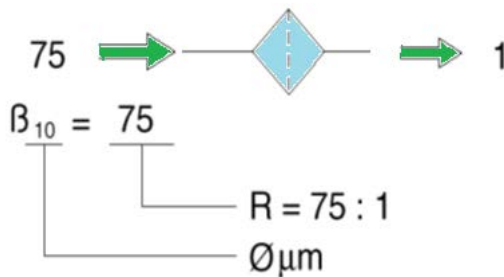
Pendant les temps morts, la pompe recharge l'accumulateur. Dès que celui-ci est à pression maxi, le conjoncteur-disjoncteur met la pompe à la bêche. Si on actionne ensuite le distributeur (pour poinçonner rapidement, par exemple), l'accumulateur restitue rapidement son énergie en quantité.

6°) Filtres :

Les filtres pour installations hydrauliques sont gradués selon la grosseur des particules qu'ils sont capables de retenir.

La valeur β : donne le rapport entre le nombre de particules d'une certaine dimension en amont du filtre et celui en aval.

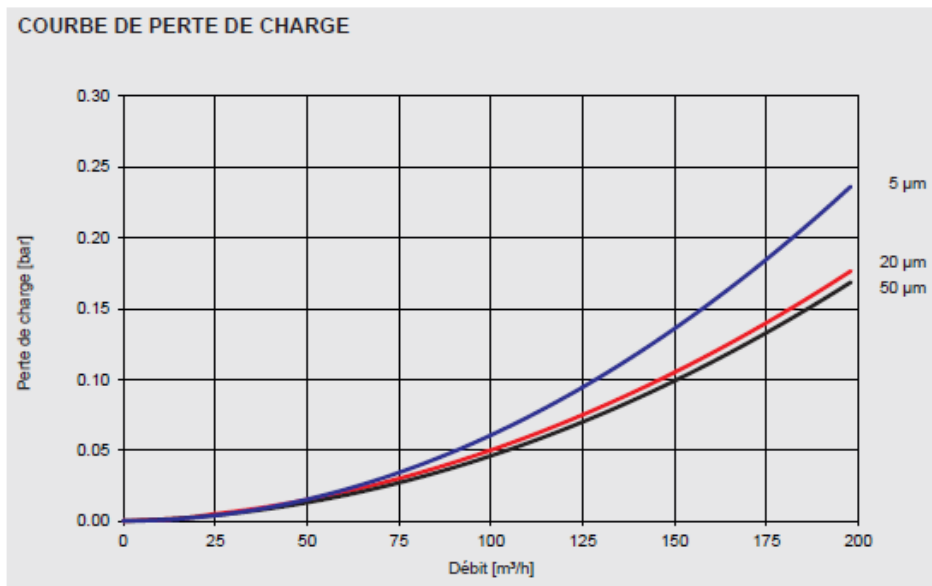
$\beta_{10} = 75$ signifie que le fluide en amont contient 75 fois plus de particules de $10\ \mu\text{m}$ qu'en aval.



Sélection d'un filtre :

Le choix du filtre et de ses dimensions dépend des conditions techniques suivantes :

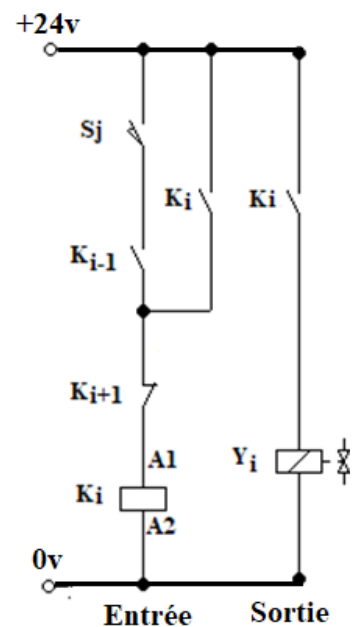
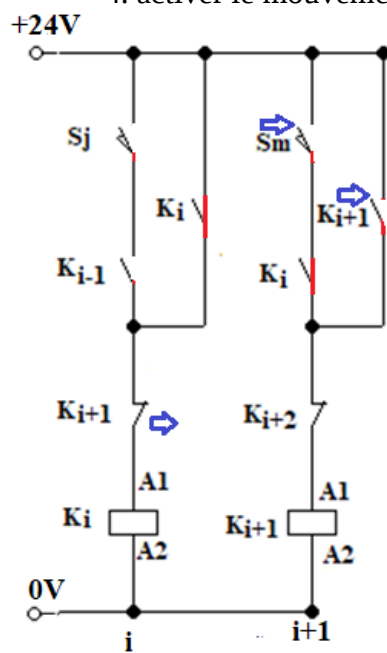
- Du type d'installation.
- De la pression de l'installation.
- Du débit d'huile au passage par l'installation



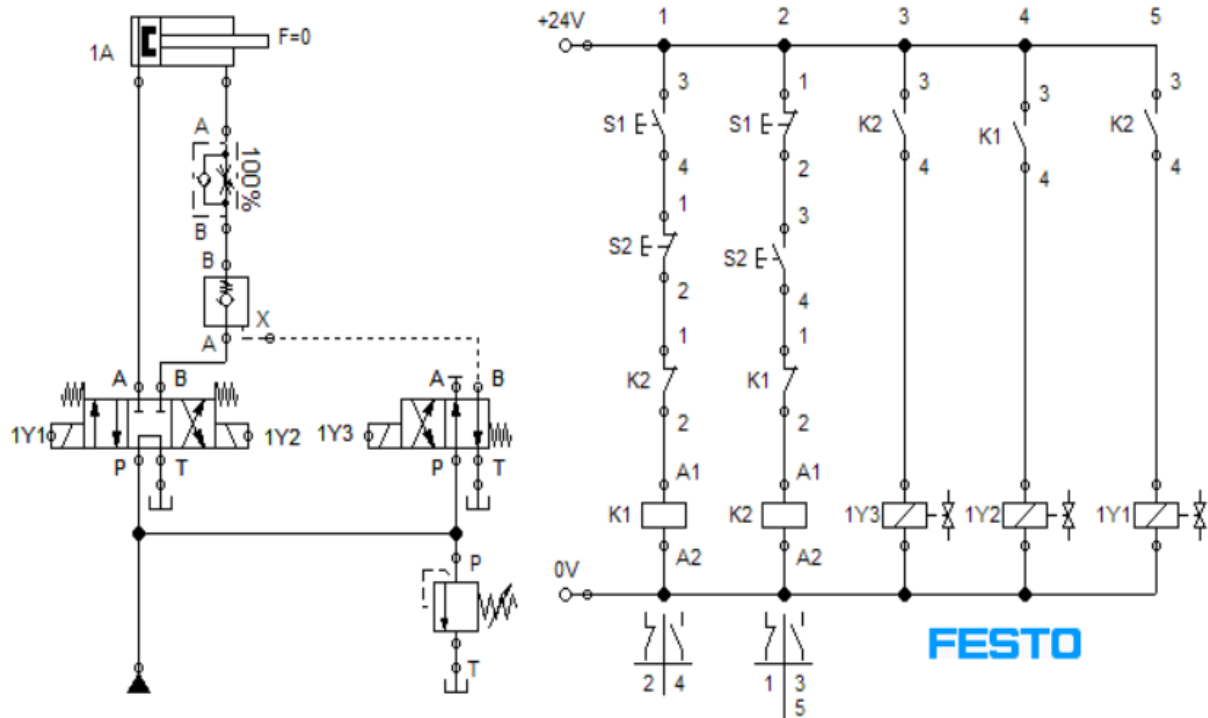
COMMANDE DES CIRCUITS

Chaque relais remplit 4 fonctions

1. Conservez le signal
2. Préparez le suivant
3. Coupez le signal précédent
4. activer le mouvement



Exemple



Command d'un circuit hydraulique

Au repos, la pompe débite vers le réservoir via le limiteur de pression 0V. Lorsqu'on actionne le bouton poussoir S1, le relais K1, excité, fait piloter les deux distributeurs. Le vérin est alimenté ; sa tige sort et le flux de retour est assuré par le clapet antiretour piloté en sens inverse grâce à la pression de pilotage X.

Une fois la tige complètement sortie, on peut après avoir relâché S1, appuyer sur S2.

A ce moment-là, le relais K2 étant excité, fait piloter le distributeur 1Y1 en position gauche. Le vérin est alimenté en sens contraire et la tige rentre. Le clapet antiretour et automatiquement ouvert et l'on n'aura plus besoin de pression de pilotage X.

Lorsque la tige est complètement rentrée, si S2 est toujours appuyé, la montée de pression fait conduire le limiteur de pression 0V pour ramener le débit de la pompe au réservoir.

LES HUILES

1.1 Normes ISO – NF :

La norme ISO -NF désigne une huile par un grade et un service rendu par cette huile (ou domaine d'application).

Exemple HM 32

HM: Type de service rendu en fonction d'une utilisation préconisée

32 :(grade= viscosité Cinématique de l'huile à la température de 40°C)

Catégories courantes d'huile pour circuits hydrauliques:

HL : huiles minérales + propriétés anti-oxydantes et anticorrosion particulières.

Elles présentent un bon comportement vis-à-vis de l'eau. Elles sont préconisées dans les installations à moyenne pression lorsque des additifs anti-usure ne sont pas nécessaires.

HM : fluides HL + propriétés anti-usure particulières.

HV : fluides HM + propriétés viscosité/température améliorées.

HG : fluides HM + propriétés anti stick-slip (pour glissières de machines-outils).

HSx : fluides de synthèse.

HFxx : fluides difficilement inflammables. Les fluides HFC sont les plus utilisés.

Nb: Les fluides HM et HV sont les plus utilisés.

1.2- Normes SAE - API - CCMC - ACEA – AGMA :

1.3 Equivalence des grades :

Ces différents grades sont parfois difficiles à comparer, car leur valeur n'est pas toujours

Significative de la viscosité du fluide. Le tableau ci-après (fig 2.1) permet cette comparaison

(Indépendamment du service du fluide).

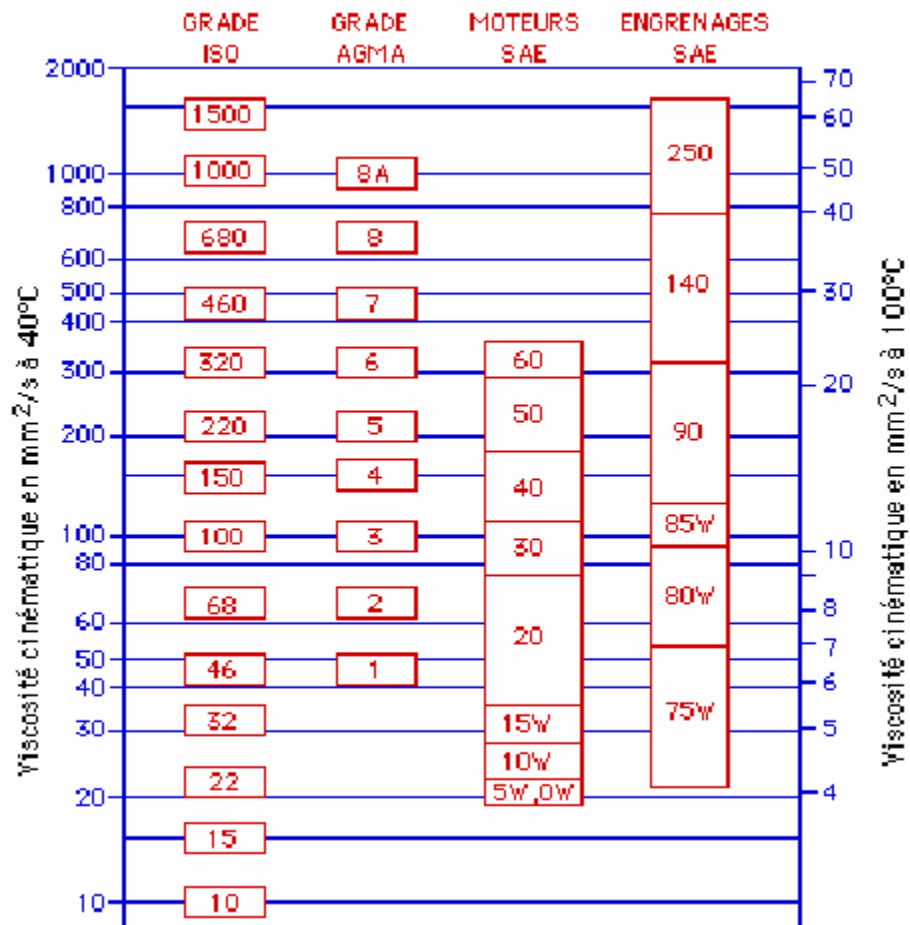


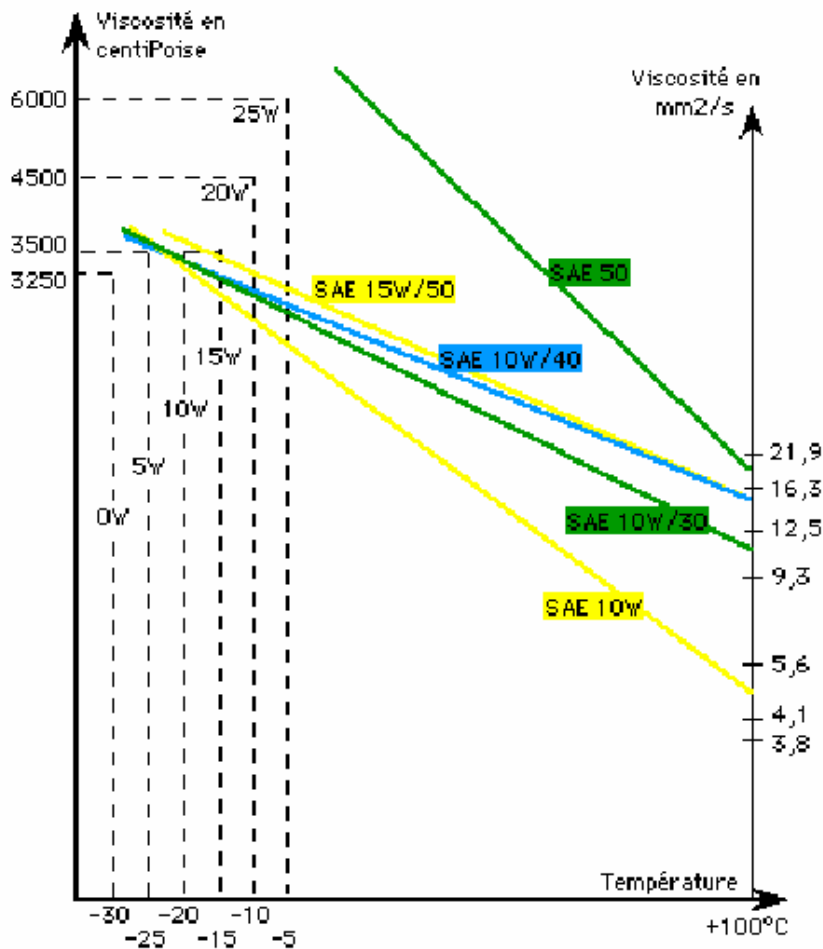
Figure 2.1

1.4- Indice de viscosité : (IV)

L'indice de viscosité d'une huile caractérise sa qualité à avoir une viscosité plus ou moins stable en fonction de la température. Plus l'indice de viscosité est élevé et moins la viscosité de l'huile varie quand la température varie.

Pour les huiles industrielles, fonctionnant souvent à une température plus ou moins stable, l'utilisation d'une huile monograde à $IV \approx 100$ est courante. Par contre, pour un moteur subissant des écarts de température dépassant 100°C, une huile multigrades à haut IV (> 140) est recherchée.

Ci-dessous un tableau (fig.2) comparant quelques huiles motrices, on remarque que les huiles multigrades ont un IV plus fort que les autres.



Plus la droite de variation de la viscosité est horizontale, plus l'IV est élevé.

Classes de pollution recommandées (à titre indicatif):

- Servomécanismes de haute précision: classes 3 à 4
- Circuits avec servovalves classes 5 à 6
- Hydraulique haute pression (pistons) classes 6 à 8
- Hydraulique moyenne et basse pression classes 9 à 10

