

Chapitre 2:

Les circuits hydrauliques de transmission de puissance

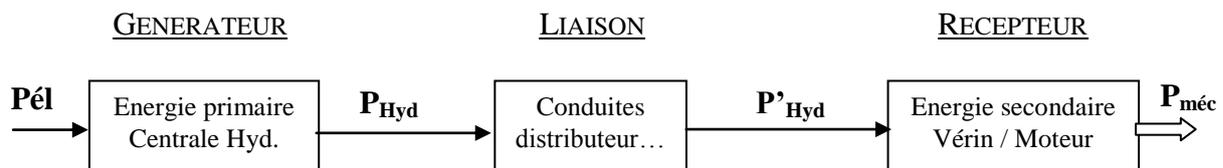
1/- Description générale :

Un circuit d'hydraulique industrielle est constitué de 3 zones :

- **1^{ère} zone** : Source d'énergie : c'est un générateur de débit. (centrale hydraulique)
- **2^{ème} zone** : Récepteur hydraulique : transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique. (vérin, moteur hydraulique)
- **3^{ème} zone** : 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, de stockage d'énergie et de régulation).



La transmission de puissance par les circuits hydrauliques est très utilisée dans l'industrie.

Parmi les avantages de ce type de transmission, on cite:

- Encombrement réduit
- Durée de vie élevée
- Facilité de réglage (ex : réglage de vitesse par action sur le débit)
- Possibilité de transmettre des puissances très élevées
- Bonne durée de vie des composants
- Grande souplesse d'utilisation
- Possibilité de démarrer les installations en charge
- Peu d'entretien

Parmi les inconvénients de ce type de transmission, on cite:

- Prix élevé
- Rendement faible à cause des fuites et des pertes de charge au niveau des tuyauteries.
- Risques d'accident dus à la présence des pressions élevées.

* Composition d'un circuit hydraulique :

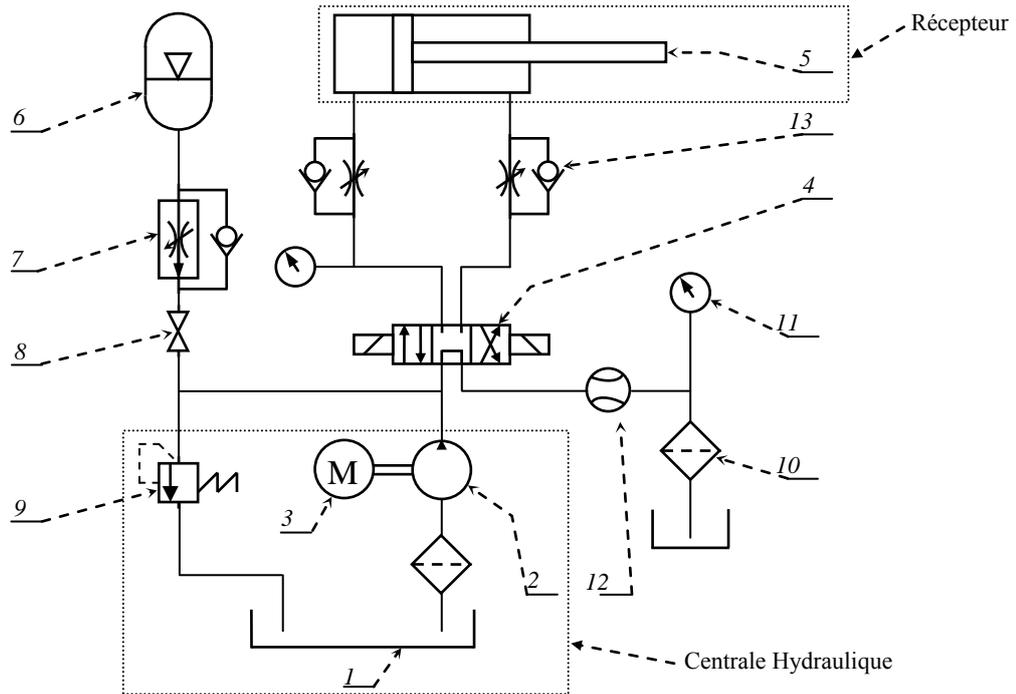
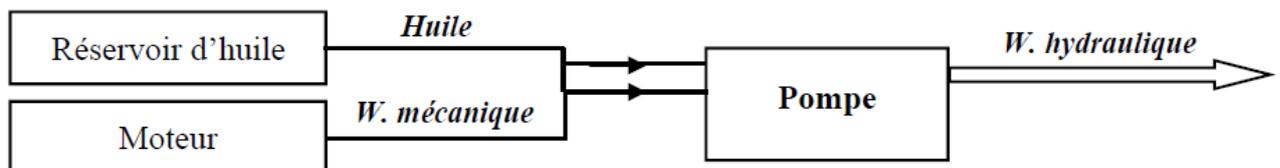


Figure 18: Exemple d'un circuit hydraulique de transmission de puissance

Rep	Désignation	Fonction
1	Réservoir	Stocker le fluide
2	Pompe hydraulique	Générer la puissance hydraulique
3	Moteur électrique	Actionner la pompe
4	Distributeur	Distribuer la puissance hydraulique au vérin
5	Vérin double effet	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique
6	Accumulateur	Stocker l'énergie hydraulique
7	Régulateur de débit	Régler le débit et la vitesse du fluide
8	vanne	Autoriser ou interrompre le passage du fluide
9	Limiteur de pression	Protéger l'installation contre les surpressions
10	filtre	Nettoyer l'huile
11	Manomètre	Mesurer la pression
12	Débitmètre	Mesurer le débit
13	Clapet anti-retour	Autoriser le passage du fluide dans un seul sens

2/- Centrale hydraulique :

La centrale hydraulique (appelé aussi groupe hydraulique) est un générateur de débit et pas de pression. La pression augmente lorsqu'il y a résistance à l'écoulement. Elle est constituée essentiellement d'un réservoir d'huile, d'un moteur et d'une pompe et d'un système de filtration.



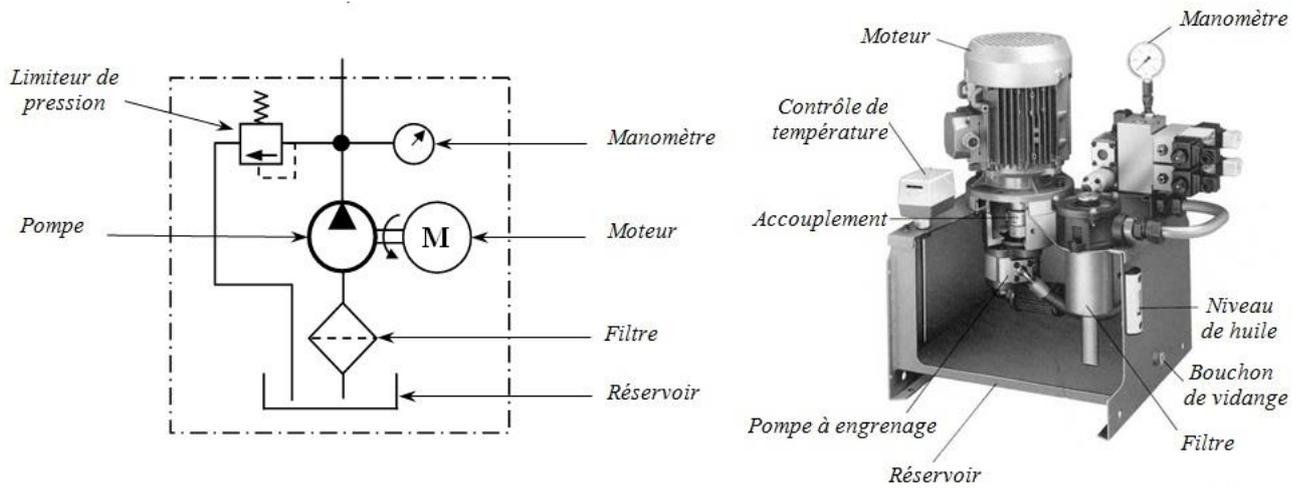


Figure 19: Composition d'une centrale hydraulique

2-1/ Le réservoir :

a/- Constitution :

Le réservoir est utilisé pour le stockage des fluides. Il est constitué de :

- Une cuve en acier séparée en deux chambres par une cloison de stabilisation : Une chambre d'aspiration (où se trouve le filtre d'aspiration) et une chambre de retour (pour isoler les polluantes).
- Un couvercle assurant l'étanchéité et supportant l'ensemble motopompe.
- Un bouchon de vidange et éventuellement un autre de remplissage.
- Une porte de visite utilisée pour le changement du filtre, la réparation et le nettoyage.
- Deux voyants pour indiquer le niveau de fluide.
- Un filtre monté sur la tuyauterie d'aspiration.

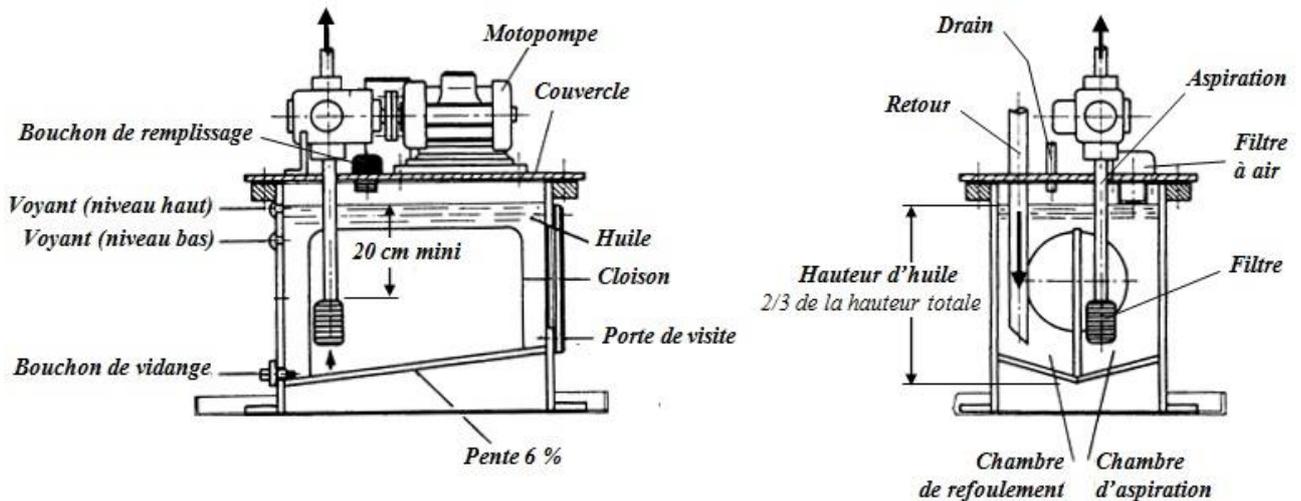


Figure 20: Composition d'un réservoir

Remarque : La capacité utile du réservoir est supérieure à trois fois la variation possible de volume du circuit.

b/- Symboles :

				
Réservoir à pression atmosphérique	Réservoir sous pression	Tuyauterie partant d'un réservoir en charge	Tuyauterie immergée	Tuyauterie au-dessus du niveau de l'huile

2-2/ Les filtres :

Les polluants présents dans un circuit occasionnent des dommages et/ou une usure prématurée des composants. Ces polluants peuvent être de deux types :

- Solides : les particules d'usure venant des composants et les particules venant de l'extérieur.
- Solubles (non solides) : Eau, Gommages, boues...

a/- Positions des filtres dans l'installation :

Il y a plusieurs possibilités d'installer les filtres dans les circuits hydrauliques. Il est possible de combiner plusieurs de ces possibilités :

* A l'aspiration :

Emplacement	- Le filtre est installé avant la pompe.
Avantages	- Tout le circuit est protégé, pompe comprise.
Inconvénients	- Augmentation de la perte de charge à l'aspiration - La maille de celui-ci ne peut être très fine.

Ces filtres, appelés aussi crépines, sont presque toujours présents dans le circuit, mais ils ne suffisent généralement pas à la protection et doivent être complétés par une des solutions suivantes.

* Au refoulement :

Emplacement	- Le filtre est installé après la pompe (ou avant une portion de circuit).
Avantages	- La perte de charge étant indifférente. - La maille du filtre peut être très fine. - Tout le circuit est protégé.
Inconvénients	- La pompe n'est pas protégée. - Les parois des filtres doivent supporter la pression du circuit, ce qui donne des filtres volumineux, lourds et chers.

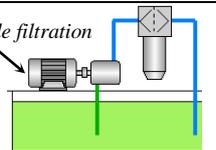
On évite cette solution lorsque c'est possible, bien que cela soit la filtration la plus efficace pour le circuit.

* Au retour :

Emplacement	- Le filtre est installé sur les canalisations de retour d'huile.
Avantages	- La perte de charge étant indifférente. - La maille du filtre peut être très fine. - La pression étant faible. - Les filtres sont plus légers et moins chers.
Inconvénients	- Le circuit doit être confiné (Enfermée). - Ils doivent être protégés contre le colmatage.

Cette solution efficace et économique est très souvent employée. A noter qu'il peut être intéressant de filtrer les retours de drains, car c'est aux passages des tiges que la pollution extérieure s'introduit.

* Filtration externe :

Emplacement	- Le filtre est installé sur un circuit externe.	
Avantages	- La perte de charge dans le circuit principale est minimale.	
Inconvénients	- La pompe de filtration n'est pas protégée. - Consommation de puissance supplémentaire.	

b/- Symboles :

				
Filtre avec indicateur de colmatage à contact	Filtre avec indicateur de colmatage à voyant	Filtre avec limiteur de pression by-pass	Filtre avec clapet anti-retour taré	Filtre protégé contre le retour de l'huile

Figure 21: les différents symboles normalisés des filtres

c/- Efficacité des filtres :

L'efficacité d'un filtre s'exprime par la taille des particules arrêtées par celui-ci, exprimée en μm ($10^{-3} mm$).

* Efficacité absolue :

On indique alors la taille minimale des particules qui seront toutes arrêtées. Par exemple, un filtre absolu à $10 \mu m$ ne laissera passer aucune particule de taille $> 10 \mu m$.

C'est une indication contraignante pour le fabricant, ce qui explique pourquoi cette garantie est peu utilisée; on parle plus souvent d'efficacité relative.

* Efficacité relative :

On donne l'efficacité relative d'un filtre, par taille nominale de particules, en indiquant le pourcentage de particules arrêtées. Par exemple, un filtre ayant une efficacité de 95% à $10 \mu m$ ne laissera passer que 5% de particules de $10 \mu m$, en un seul passage. On peut indiquer plusieurs efficacités pour des tailles de particules différentes.

Les fabricants utilisent souvent une autre façon de désigner l'efficacité, le β_x . Ce β_x est indiqué par taille de particule et calculé de la manière suivante:

$$\beta_x = \frac{\text{nombre de particules de taille } X \text{ en amont du filtre}}{\text{nombre de particules de taille } X \text{ en aval du filtre}}$$

Par exemple, un filtre ayant un $\beta_{10} = 200$ ne laissera passer que 0,5% de particules de $10 \mu m$ (son efficacité relative est alors de 99,5%).

2-3/ Les pompes :

a/- Mise en situation :

Par quel moyen peut-on déplacer de l'huile industrielle sous pression afin de commander un organe récepteur d'une installation hydraulique?



Solution : une pompe hydraulique.

b/- Description :

Une pompe volumétrique transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique, elle aspire l'huile contenu dans le réservoir puis le refoule sous pression dans les tuyauteries.

Une pompe volumétrique est constituée :

- D'un corps fixe ou Stator,
- D'un ou de plusieurs éléments mobiles participant au déplacement du fluide à l'intérieur de la pompe, d'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents.

Pour ce type de pompes, l'entrée et la sortie sont non communicantes grâce à une étanchéité interne, ainsi les fuites seront minimales et les pressions importantes.

c/- Symboles :

					
Pompe unidirectionnelle à cylindrée fixe	Pompe unidirectionnelle à cylindrée variable	Pompe bidirectionnelle à cylindrée fixe	Pompe bidirectionnelle à cylindrée variable	Pompe à cylindrée fixe avec drainage	Pompe à cylindrée variable avec drainage

Figure 22: les différents symboles normalisés des pompes

d/- les différents types des pompes :

Plusieurs principes mécaniques sont mis en œuvre dans réalisation des pompes, dans ce qui suit quelques réalisations simples seront étudiées.

* Les pompes à engrenage extérieure :

Les pompes à engrenage à denture extérieure sont constituées d'un carter et de deux pignons à denture droite. L'un des pignons, appelé pignon menant est moteur, il est solidaire de l'arbre d'entraînement. L'autre pignon mené est entraîné en rotation par engrènement des dents.

L'aspiration dans ces pompes est provoquée par le vide créé au niveau du désaccouplement des dents en **D**.

L'huile en provenance du réservoir arrive en **A** (côté aspiration) remplit les creux de dents des pignons au niveau de la partie supérieure en **C**. Ainsi emprisonnée, l'huile est transportée par les pignons vers la droite et vers la gauche en suivant le contour intérieur du carter. A la fin du cycle de transport, l'huile est refoulée en **R** à cause du rapprochement des dents.

L'engrènement des dents en **E** assure l'étanchéité entre l'aspiration et le refoulement.

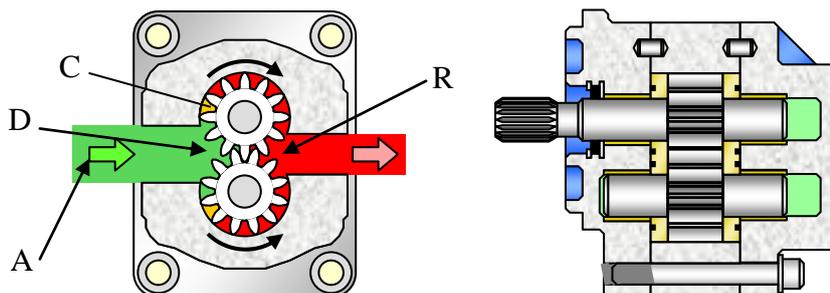


Figure 23: Pompe à engrenage extérieure

Avantages : Débit régulier, Marche de la pompe réversible, Faible encombrement, Prix peu élevé.

Inconvénients : Nombreuses pièces d'usure, Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs, Bruyante.

Caractéristiques : Cylindrée 250 cm³/tour maxi, Pression de service 200 bars maxi, Vitesse de rotation de 800 à 3500 tr/min, Rendement relativement faible de 0.7 à 0.8.

* Les pompes à engrenage intérieure :

Les pompes à engrenage à denture intérieure sont constituées d'un carter, d'une roue, d'une couronne et d'un croissant (qui va séparer entre l'entrée et la sortie).

Les nombres de dents de la couronne est toujours supérieure de 1 au nombre de dents de la roue. C'est cette différence du nombre de dents qui permet d'obtenir des chambres d'aspiration et des chambres de refoulement.

L'axe de la roue est excentré par rapport à celui de la couronne.

La roue est motrice, elle entraîne la couronne en rotation par engrènement des dents.

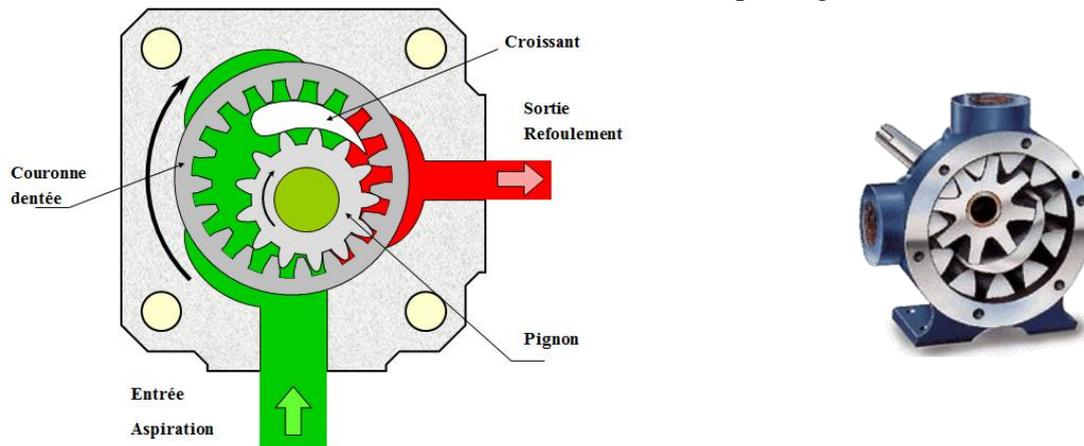


Figure 24: Pompe à engrenage intérieure

Avantages : Débit régulier, Marche de la pompe réversible, Faible encombrement, Prix peu élevé, Non bruyante.

Inconvénients : Nombreuses pièces d'usure, Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs.

Caractéristiques : Cylindrée 250 cm³/tour maxi, Pression de service 250 bars maxi, Vitesse de rotation de 300 à 3000 tr/min, Rendement acceptable 0.9.

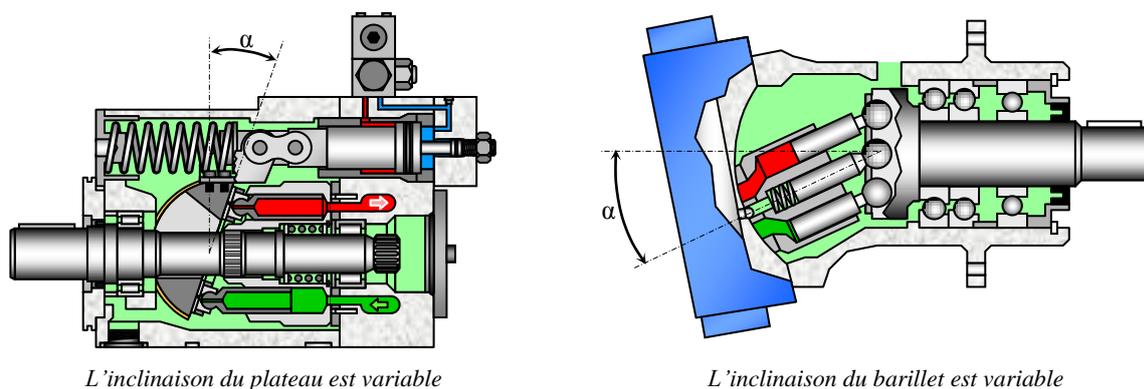
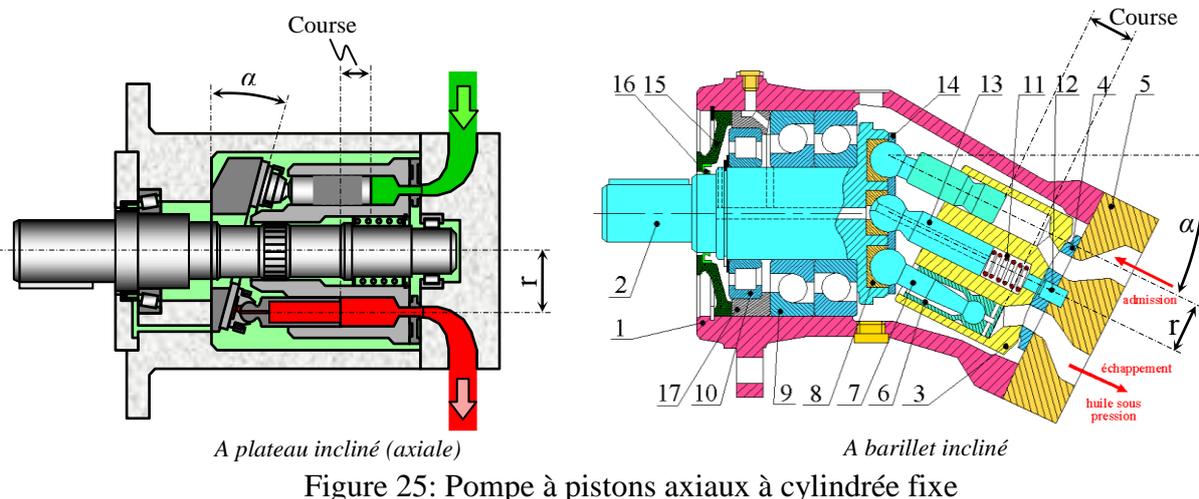
* Les pompes à pistons axiaux :

Les axes des pistons sont parallèles entre eux et l'axe principal de la pompe. Les bielles sont en liaisons rotules avec le plateau incliné d'un angle α fixe ou variable) qui est à l'origine des mouvements alternatifs des pistons.

Le bloc cylindre est entraîné en rotation par l'intermédiaire de l'arbre d'entraînement et transforme le mouvement de rotation continu en un mouvement de translation au niveau du piston. Le patin assure la liaison mécanique entre le plateau incliné et le piston.

Lorsque le plateau effectue un demi-tour, le piston (en haut de la figure) passe du point mort haut (PMH) au point mort bas (PMB) et on a l'aspiration de l'huile.

Lorsque le plateau effectue le second demi-tour, le piston (en haut de la figure) passe du point mort bas (PMB) au point mort haut (PMH) et on a le refoulement de l'huile.



Avantages : Fonctionnement à sec sans dommage, Faible inertie des pièces en mouvement, Peut être utilisé en moteur hydraulique, Le débit est plus stable.

Inconvénients : Nécessite une filtration efficace (de 10 à 20 μ) car le jeu interne est très faible, La pompe à barillet incliné est un ensemble compact.

Caractéristiques :

- Pompe à pistons axiaux à cylindrée fixe :

* A plateau incliné : Cylindrée 500 cm³/tour maxi, Pression de service 350 bars maxi, Rendement 0.9.

* A barillet incliné : Cylindrée 500 cm³/tour maxi, Pression de service 450 bars maxi, Rendement 0.95.

- Pompe à pistons axiaux à cylindrée variable :

* L'inclinaison du plateau est variable : Cylindrée 750 cm³/tour maxi, Pression de service 450 bars maxi, Rendement 0.95.

* L'inclinaison du barillet est variable : Cylindrée 1000 cm³/tour maxi, Pression de service 400 bars maxi, Rendement 0.95.

* Les pompes à pistons radiaux :

Les pistons sont disposés radialement au stator, leurs axes sont perpendiculaires à l'arbre d'entraînement principal.

L'excentrique est entraîné en rotation par l'intermédiaire de l'arbre et transforme le mouvement de rotation continu en un mouvement de translation au niveau du piston. Le patin assure la liaison mécanique entre l'excentrique et le piston.

Lorsque l'excentrique effectue un demi-tour, le piston descend ce qui provoque l'aspiration de l'huile.

Lorsque l'excentrique effectue le second demi-tour, le piston est repoussé dans sa chambre et on a le refoulement de l'huile.

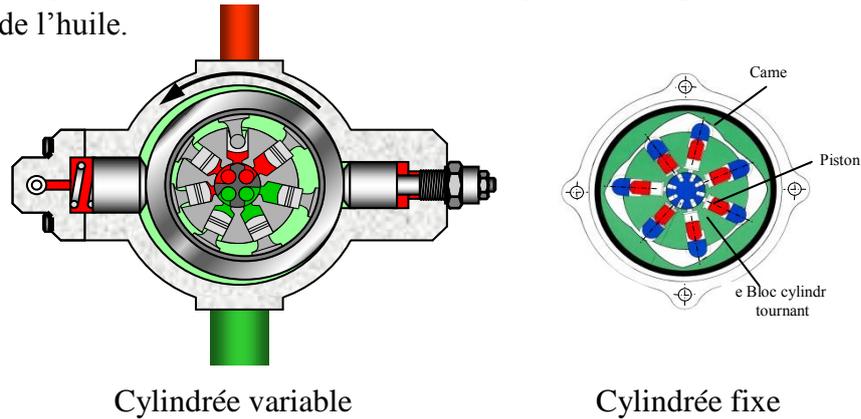


Figure 27: Pompe à pistons radiaux

Avantages : Fonctionnement à sec sans dommage, Faible inertie des pièces en mouvement, Peut être utilisé en moteur hydraulique, Le débit est plus stable.

Inconvénients : Nécessite une filtration efficace (de 10 à 20 μ) car le jeu interne est très faible.

Caractéristiques : Cylindrée 250 cm³/tour maxi, Pression de service 350 bars maxi, Rendement acceptable 0.9.

* Les pompes à palettes :

La rotation du rotor entraîne celle des palettes dont les extrémités sont continuellement en contact avec le stator aux points Ci, grâce à la force centrifuge. Outre, des ressorts de compression poussent les bases des palettes.

Au démarrage, les extrémités des palettes entrent en contact avec la piste circulaire du stator. Grâce à l'excentrique on a une augmentation progressive du volume compris entre deux palettes voisines (ou volume circulaire) qui entraîne, lors du premier demi-tour, un phénomène d'aspiration. L'huile entre donc dans la pompe par les lumières d'aspiration.

Le phénomène inverse se produit lors du second demi-tour. La réduction progressive du volume cellulaire contraint l'huile à s'échapper par les lumières de refoulement, c'est le phénomène du refoulement.

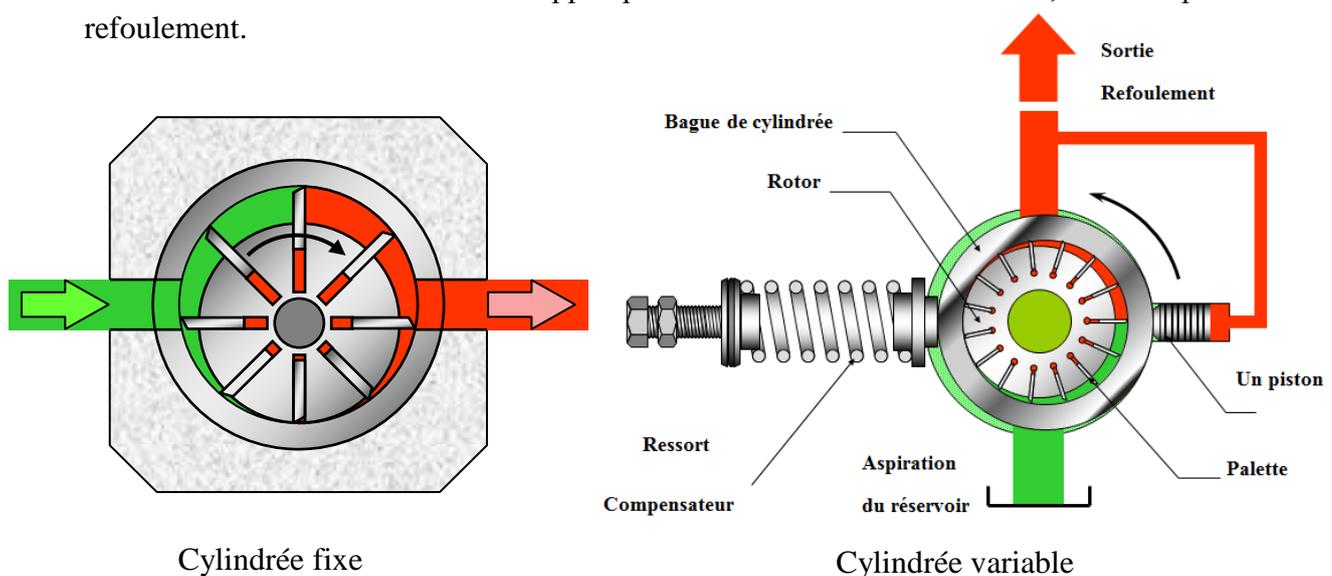


Figure 28: Pompe à palettes

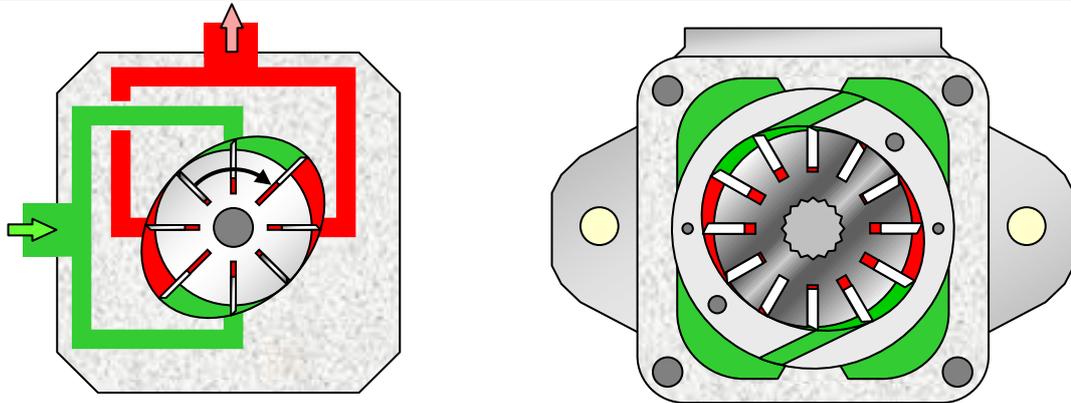


Figure 29: Pomme à palettes équilibrée

Avantages : Débit régulier, Marche réversible de la pompe, Assez silencieuse.

Inconvénients : Usure du corps par frottement des palettes, Prix élevé.

Caractéristiques : Cylindrée $200 \text{ cm}^3/\text{tour}$ maxi, Pression de service 280 bars maxi, Vitesse de rotation de 300 à 3000 tr/min, Rendement relativement faible de 0.8 à 0.9.

* Les pompes péristaltiques :

La rotation du rotor entraîne le roulement sans glissement des rouleaux sur le tuyau déformable solidaire du stator.

Cette pompe existe aussi avec trois rouleaux à 120° .

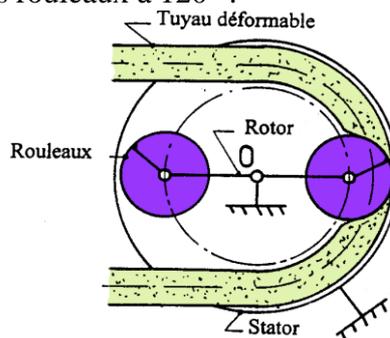


Figure 30: Pompe péristaltique

Avantages : Utilisation comme pompe doseuses possible.

Inconvénients : Débit limité, Refoulement très saccadé (irrégulière), Température d'utilisation assez faible.

Caractéristiques : Débit $50 \text{ m}^3/\text{h}$ maxi, Pression de service 15 bars maxi, Hauteur manométrique totale 16 mCE, Rendement relativement faible de 0.8 à 0.9.

* Les pompes à vis :

Deux vis dont l'une est motrice (3) et l'autre(s) menée(s) (4), tournent en sens inverse, créant ainsi d'un côté une zone d'aspiration et de l'autre une zone de refoulement (fig. 10).

Cette pompe existe aussi avec trois vis dont l'une est centrale.

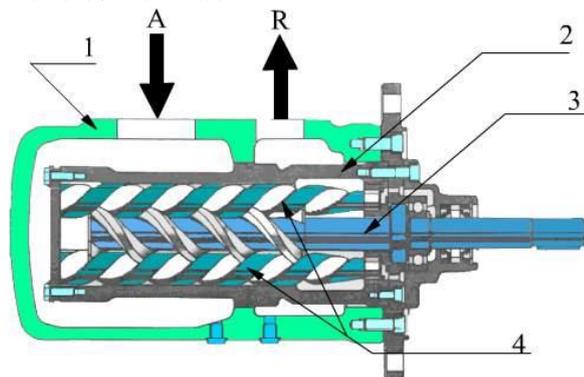


Figure 31: Pompe à vis

Avantages : Débit régulier, Assez silencieuse, Peut être accouplé directement à un moteur électrique de à grand vitesse.

Inconvénients : Nombreuses pièces d'usure, Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs, Prix élevé.

Caractéristiques : Cylindrée 250 cm³/tour maxi, Pression de service 200 bars maxi, Vitesse de rotation de 300 à 3500 tr/min, Rendement acceptable 0.9.

e/- les grandeurs associées aux pompes :

* La cylindrée (C_y) :

Par définition la cylindrée est le volume de fluide refoulé ou aspiré par une pompe en l'absence des fuites, pendant une révolution de l'arbre principal.

Unités : [m³ /tr] ;[l/min] ou [l/tr].

* Les débits :

- Le débit moyen théorique : ($q_{v\text{ moy}}$) [m³/s]

C'est le volume moyen refoulé par unité de temps, connaissant la cylindrée ce débit est déterminé par :

$$q_{v\text{ moy}} = C_y \cdot N$$

Avec : N : Fréquence de rotation en [tr/s]

C_y : Cylindrée en [m³/ tr]

- Le débit moyen réel: ($q_{v\text{ moy r}}$) [m³/s]

C'est le volume refoulé par la pompe en pratique.

* Les puissances :

- La puissance mécanique : (P_m) [W]

C'est la puissance fournie à l'arbre d'entraînement de la pompe par le moteur et peut être donnée par les deux relations suivantes :

$$P_m = C \cdot \omega \quad \text{ou} \quad P_m = q_{v\text{ moy}} (p_{s\text{ th}} - p_e)$$

Avec : C : Couple d'entraînement de pompe en [Nm] ;

ω : Vitesse angulaire en [rad /s] ;

$p_{s\text{ th}}$: Pression de sortie théorique en [Pa] ;

p_e : Pression d'entrée en [Pa] ;

- La puissance hydraulique : (P_h)

C'est la puissance fournie par le fluide à la sortie de la pompe donnée par :

$$P_h = q_{v\text{ moy r}} (p_s - p_e)$$

Avec : p_s : est la pression mesurée réellement à la sortie en [Pa].

* 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 :

$$\eta_v = \frac{q_{vmoyr}}{q_{vmoy}}$$

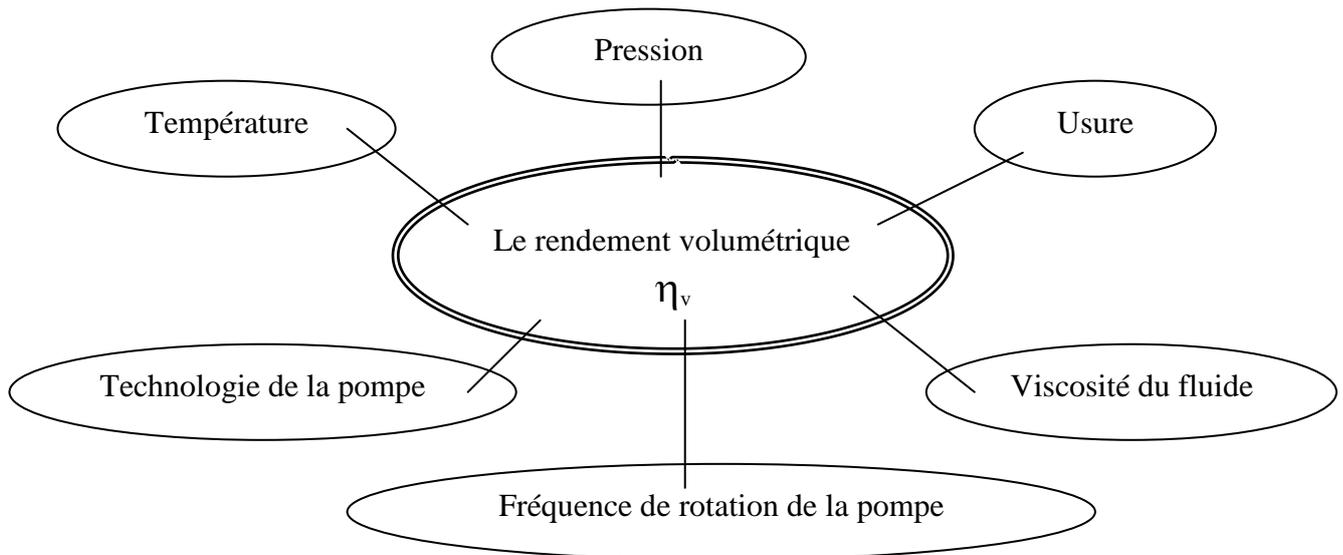
On a :

$$\eta_v = \frac{q_{vmoyr}}{(q_{vmoyr} + q_{vf})} = \frac{1}{(1 + \frac{q_{vf}}{q_{vmoyr}})} < 1$$

Avec : q_{vf} : Débit moyen de fuites.

En pratique, le rendement volumétrique d'une pompe varie entre 70 % et 98 %.

Facteurs influant le rendement volumétrique :



Comportement du rendement volumétrique en fonction des paramètres de fonctionnement :

Paramètres	Rendement volumétrique η_v
Pression	↘
Température	↘
Usure	↘
Fréquence de rotation de la pompe	↗
Viscosité du fluide	↗

- 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 :

$$\eta_m = \frac{(p_s - p_e)}{(p_{sth} - p_e)}$$

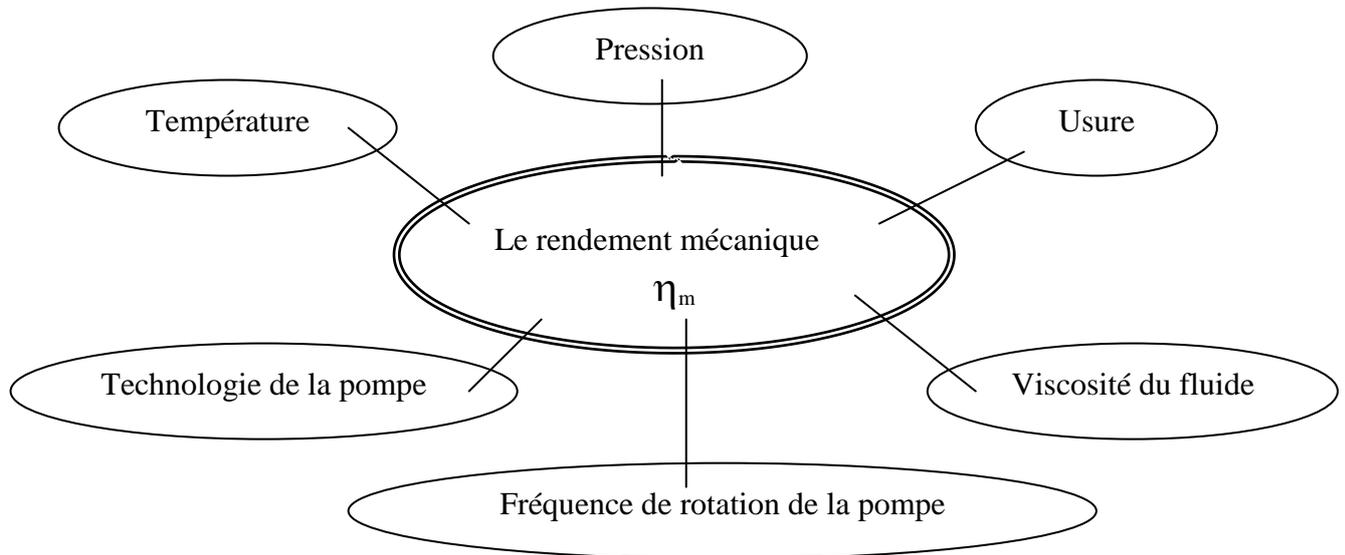
$$\text{si } \Delta p = p_s - p_e \text{ et } \Delta p_{th} = p_{sth} - p_e$$

$$\text{On aura } \eta_m = \frac{\Delta p}{\Delta p_{th}} = \frac{\Delta p}{(\Delta p + \Delta p_f)} = \frac{1}{(1 + \Delta p_f / \Delta p)} < 1$$

Avec : Δp_f : Chute de pression due aux pertes de charges.

En pratique, le rendement mécanique d'une pompe varie entre 75 % et 90 %.

Facteurs influant le rendement mécanique :



- Le rendement global :

Le rendement global d'une pompe, traduit en terme de performance le rapport en la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique reçue par le moteur.

$$\eta_g = \frac{P_h}{P_m}$$

Et puisque :

$$P_h = q_{vmoyr} (p_s - p_e) = \eta_v \cdot q_{vmoy} (p_s - p_e) \text{ et } P_m = q_{vmoy} (p_{sth} - p_e)$$

$$\eta_g = \left[\frac{q_{vmoyr}}{q_{vmoy}} \right] \times \left[\frac{(p_s - p_e)}{(p_{sth} - p_e)} \right] = \eta_v \times \eta_m$$

En pratique, le rendement global d'une pompe varie entre 52,5 % et 88,2 %.

* Le couple d'entraînement (C) : [N.m]

Le couple à appliquer à l'arbre d'entraînement de la pompe.

$$P_h = \eta_g \times P_m \Leftrightarrow (p_s - p_e) \times q_{vmoyr} = \eta_g \times C \times \omega \text{ or } q_{vmoyr} = Cy \times N \times \eta_v$$

$$\text{et } \omega = 2\pi N \text{ on aura donc } Cy \times N \times \eta_v \cdot (p_s - p_e) = \eta_g \times C \times 2\pi N$$

d'où :

$$C = \frac{Cy(p_s - p_e)}{2\pi\eta_m}$$

f- Application :

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 2500 trs.min-1 donnant un moment de couple à l'arbre d'entraînement de 105 Nm.

Les caractéristiques de la pompe sont :

Diamètre du stator, $D = 120$ mm.

Nombre de palettes, $n = 5$.

Largeur d'une palette, $b = 20$ mm.

Excentricité, $e = 3$ mm.

Sachant que la cylindrée d'une pompe à palettes est donnée par la relation :

$$C_y = 2b.n.e.D.\sin \left[\frac{\pi}{n} \right]$$

On vous demande de 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 et la chute de pression due aux pertes de charges.

6/- Le rendement global en utilisant deux méthodes.

*** Éléments de réponses :**

1/- $q_{v \text{ moy}} = 105,8$ l / min.

2/- $q_{vf} = 5,8$ l / min , $\eta_v = 94,5$ %.

3/- $P_h = 23,65$ kW.

4/- $P_m = 27,49$ kW.

5/- $\eta_m = 91$ % , $p_{sth} = 154,98$ bar , $\Delta p_f = 13,98$ bar.

6/- $\eta_g = 86$ %.

3/- Les organes de liaison :

3-1/ Les organes de commande (les distributeurs) :

a/- Rôle :

Les distributeurs sont utilisés pour commuter et contrôler le débit du fluide sous pression, à la réception d'un signal de commande qui peut être mécanique, électrique ou hydraulique, afin de commander l'organe récepteur (vérin ou moteur).

b/- Symbolisation :

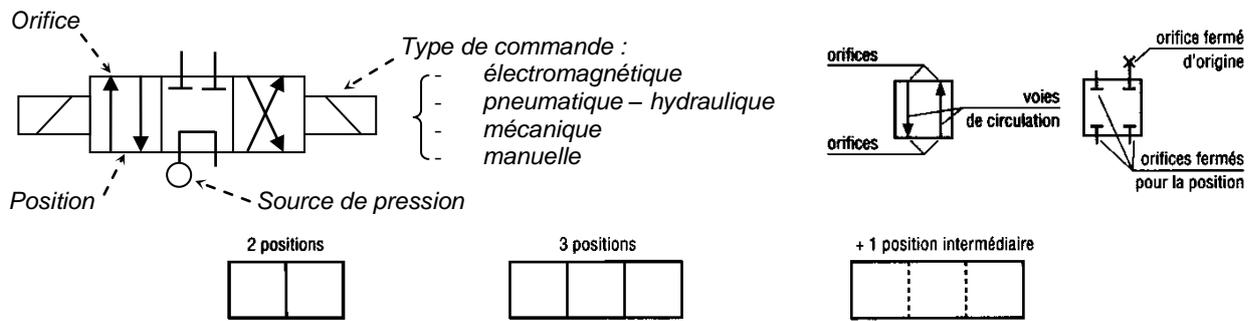
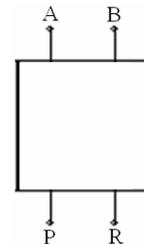


Figure 32: symbole normalisé du distributeur

* Désignation : Nombre d'orifices / Nombre de positions, nature du centre du distributeur si Nombre de positions est 3, type de commande.

* Orifices : Les différents orifices d'un distributeur sont:

- P : orifice en connexion avec la pompe.
- R : orifice d'échappement.
- A : orifice en connexion avec l'orifice A de l'organe récepteur.
- B : orifice en connexion avec l'orifice B de l'organe récepteur.



* Types de centres :

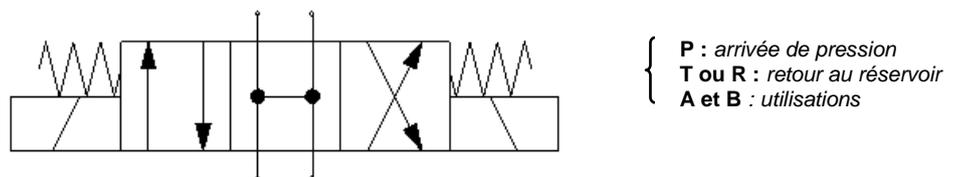
Désignations	Représentations
Centre fermé	
Centre tandem	
Centre semi ouvert	
Centre ouvert	

* Types de commandes :

Désignations		Représentations
Commande manuelle sans maintient en position	Bouton poussoir	
	Levier	
	Bouton poussoir-tirette	
Commande manuelle avec maintien en position (levier à accrochage)		
Commande électrique		
Commande électrique avec ressort de rappel		
Commande hydraulique		
Commande hydraulique avec ressort de rappel		

* Exemples :

- Distributeur 4/3 à centre ouvert à commande électrique avec ressorts de rappel



- Distributeur 4/2 NO commandé par levier à accrochage	- Distributeur 4/2 NF commandé par levier à accrochage

3-2/ Les organes de réglages :

a/- Organes de réglage du débit :

La vitesse d'un récepteur hydraulique (*vérin ou moteur*) est fonction du débit. Le réglage de ce débit est obtenu par un étranglement de section.

* Les limiteurs de débit :

Destiné à agir sur le débit pour contrôler la vitesse d'un récepteur (*vérin, moteur*) mais n'assure pas la stabilité de débit au cours des variations de la pression.

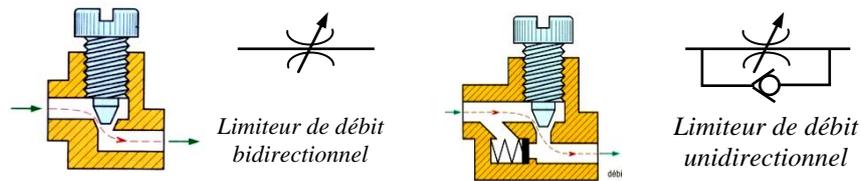


Figure 33: Limiteur du débit

NB : le limiteur de débit ne permet pas le contrôle du débit lorsque la charge est variable.

* Les régulateurs de débit :

Conçu comme le limiteur de débit mais une variation de la pression permet de plus ou moins ouvrir l'étranglement du passage du fluide.

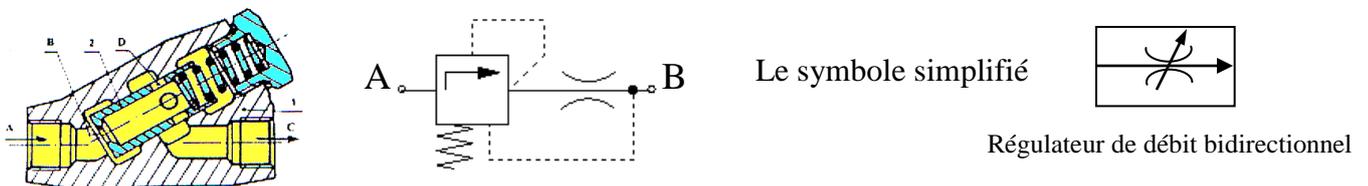


Figure 34: Régulateur du débit

Son principe de fonctionnement est basé sur:

- Un tiroir qui a pour fonction de composer toute variation de charge du récepteur et permet de maintenir une différence de pression Δp constante de part et d'autre de l'étranglement.
- Un étranglement qui permet d'ajuster le débit en fonction de la vitesse.

b/- Organes de réglage de pression :

* Les limiteurs de pression : (soupape de sûreté)

Montés en amont du circuit, en dérivation avec la pompe et reliés au réservoir, ils permettent de protéger le circuit contre les surpressions.

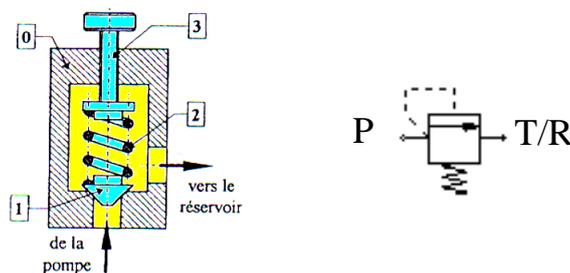


Figure 35: Limiteur de pression

* Les régulateurs de pression :

Monté en amont de la branche secondaire du circuit, il permet de limiter à une valeur constante et inférieure à la pression de service, la pression dans une branche du circuit.

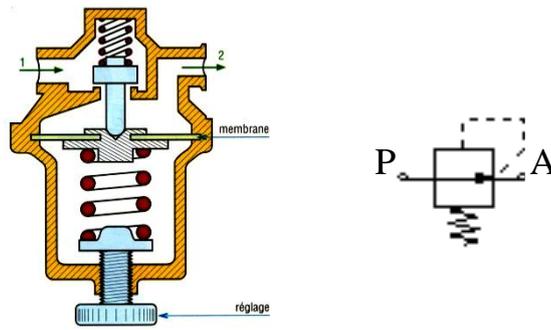


Figure 36: Régulateur de pression

* Valve de séquence :

La valve de séquence ne permet la circulation de l'huile vers une portion du circuit que si la pression dans la ligne principale atteint la valeur de sa pression de pilotage.

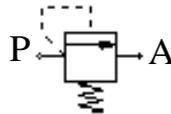


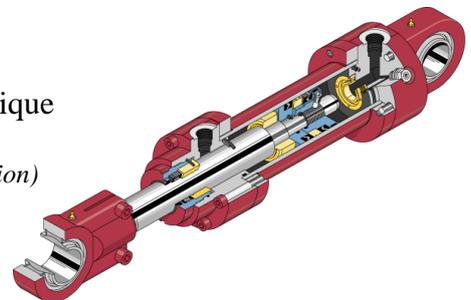
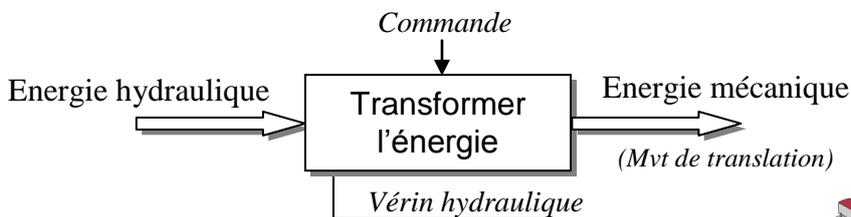
Figure 37: Valve de séquence

4/- Les organes récepteurs :

4-1/ Les vérins :

a/- Rôle :

Un vérin est l'élément récepteur de l'énergie dans un circuit hydraulique. Il permet de développer un effort très important avec une vitesse très précise.



b/- Les différents types de vérins :

* Vérin simple effet :

L'ensemble tige piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un ressort ou une charge.

-Avantages : économique et consommation de fluide réduite.

-Inconvénients : encombrant, course limité.

-Utilisation : travaux simples (serrage, éjection, levage...)

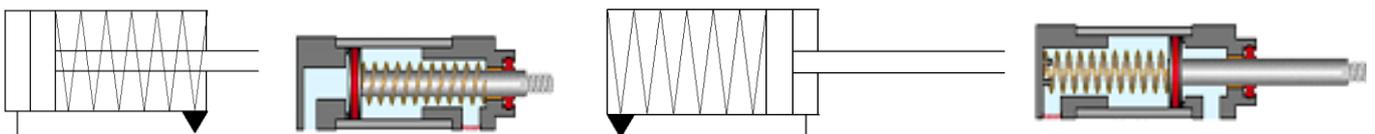


Figure 38: Vérin simple effet

* Vérin double effet :

L'ensemble tige piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide. L'effort en poussant est légèrement plus grand que l'effort en tirant.

-**Avantages** : plus souple, réglage plus facile de la vitesse, amortissement de fin de course réglable.

-**Inconvénients** : plus coûteux.

-**Utilisation** : grand nombre d'applications industriels.

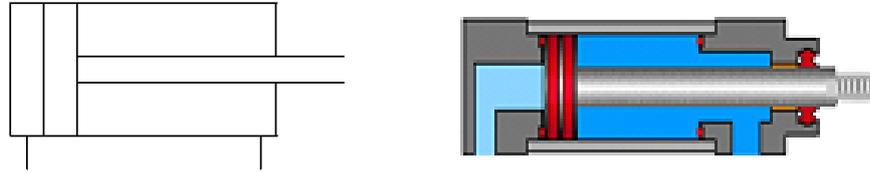


Figure 39: Vérin double effet

* Vérins spéciaux :

- **Vérin à tige télescopique** : simple effet permet des courses importantes tout en conservant une longueur repliée raisonnable.

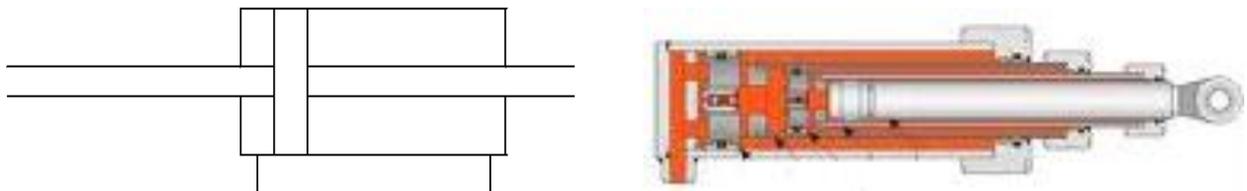


Figure 40: Vérin à tige télescopique

- **Vérin rotatif** : l'énergie du fluide est transformée en mouvement de rotation. L'angle de rotation peut varier de 90° à 360°. Les amortissements sont possibles.

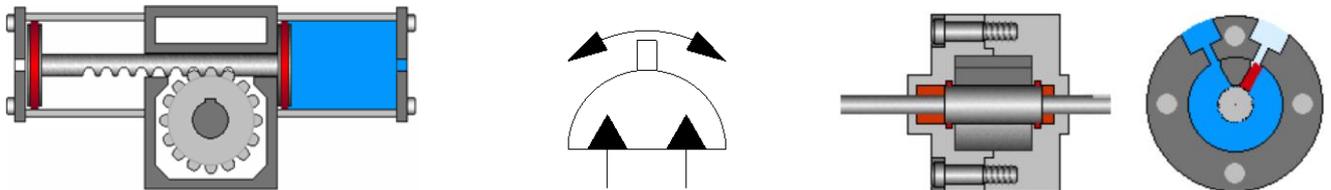
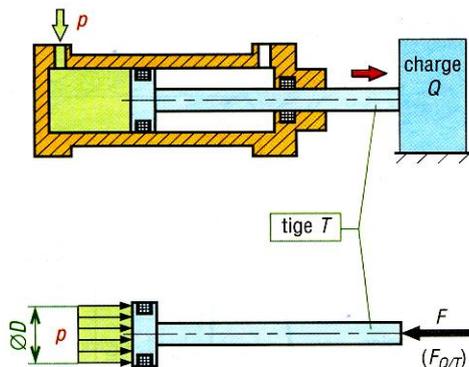


Figure 41: Vérin rotatif

c/- Dimensionnement des vérins :

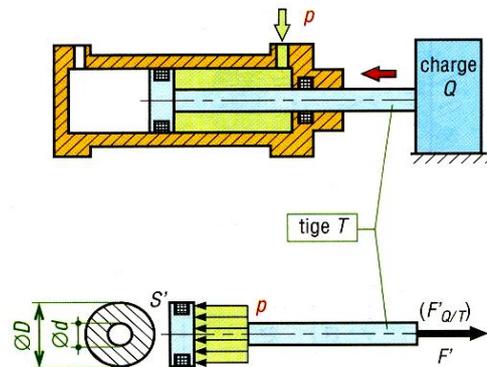
* Données nécessaires :

- Efforts exercés dans les deux sens, en poussant et en tirant.



$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S \Rightarrow F = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$\Rightarrow F = 0,7854 \cdot p \cdot D^2$$



$$p = \frac{F'}{S'} \Rightarrow F' = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

$$\Rightarrow F' = 0,7854 \cdot p \cdot (D^2 - d^2)$$

- Course à parcourir par la tige.
- Type de fixation.
- Une fois le type est choisi, à partir des données, il faut déterminer le diamètre d de la tige de façon à ce qu'il résiste au flambement.

* Vitesse de déplacement et effort développé :

✓ Formule classique :

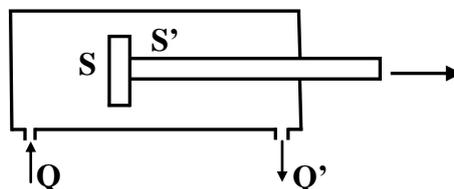
$$V = \frac{q}{S_2} \quad \text{Avec: } \begin{cases} V \text{ est en [m/s]} \\ q \text{ est en [m}^3\text{/s]} \\ S_2 \text{ et en [m}^2\text{]} \end{cases}$$

✓ Formule pratique :

$$V = \frac{q}{0.06 \times S_2} \quad \text{Avec: } \begin{cases} V \text{ est en [cm/s]} \\ q \text{ est en [l/mn]} \\ S_2 \text{ et en [cm}^2\text{]} \end{cases}$$

En sortie de tige : le vérin travail en poussant

* Vitesse : Q : débit rentrant dans le vérin ; Q' : débit sortant dans le vérin

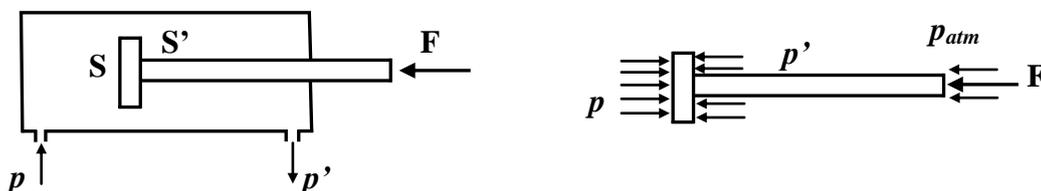


V_s : vitesse de sortie de la tige $V_s : \frac{Q}{S} = \frac{Q'}{S'} \quad Q' = Q \frac{S'}{S}$

* Force développée :

Considérons un vérin parfait (pas de frottement)

Soit F la force à vaincre, p et p' : des pressions absolues



On suppose la vitesse uniforme sur toute la course (en effet les vitesses sont faibles et les variations aussi alors $\vec{\gamma} = \vec{0} \Rightarrow \sum \vec{F} = \vec{0}$)

$$p \cdot S - p' \cdot S' - p_{atm} (S - S') - F = 0 \Rightarrow F = (p - p_{atm})S - (p' - p_{atm})S'$$

$$F = S \cdot p_{eff} - S' \cdot p'_{eff}$$

p'_{eff} correspond à la perte de charge dans la conduite de retour reliant la sortie du vérin au réservoir. $P'_{eff} \ll p_{eff}$. En première approximation on aura $F = p_{eff} \cdot S$

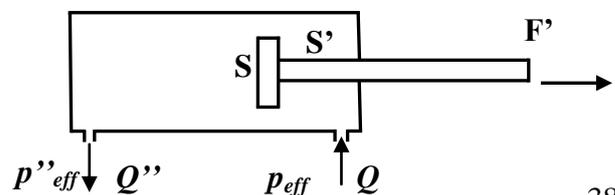
Pour un vérin réel, donc il y a du frottement, l'effort réel développé sera plus faible. Pour tenir compte de ces frottements on introduit le redressement du vérin $\eta_{Ve} \quad 0,85 \leq \eta_{Ve} \leq 0,95$

La force développée devient

$$F = p_{eff} \cdot S \cdot \eta_{Ve}$$

En retour de tige : le vérin travail en tirant

Vitesse de retour : $V_r : \frac{Q'}{S} = \frac{Q''}{S} \quad Q'' = Q \frac{S}{S'}$



Elaboré par : Chouchéne Mohamed

Effort développé : $F' = p_{\text{eff}} \cdot S' \cdot \eta_{\text{ve}}$

Comparaison :

$$\begin{aligned} \text{- En sortie de tige} & \begin{cases} F_s = p_{\text{eff}} \cdot S \cdot \eta_{\text{ve}} \\ V_s = \frac{Q}{S} \end{cases} \\ \text{- En retour de tige} & \begin{cases} F_r = p_{\text{eff}} \cdot S' \cdot \eta_{\text{ve}} \\ V_r = \frac{Q}{S'} \end{cases} \end{aligned}$$

$$S < S' \Rightarrow F_s > F_r \text{ et } V_s < V_r$$

Ce que l'on gagne en force on le perd en vitesse.

* Puissance mis en jeu :

$P_{\text{ab}} = p_{\text{eff}} \cdot Q$ en sortie ou en retour de tige

$P_u = F_s \cdot V_s$ en sortie de tige

* Application : on considère le vérin représenté ci-dessous $D = 100 \text{ mm}$; $d = 56 \text{ mm}$; course $C = 500 \text{ mm}$; $\eta_{\text{ve}} = 0,9$ et $F = 20.000 \text{ N}$.

Le temps pour parcourir la course et $t = 5 \text{ s}$. Calculer

1/ Le débit nécessaire pour effectuer cette course et le débit refoulé Q et Q'

2/ La pression nécessaire pour vaincre F .

3/ Les puissances utiles et absorbée.

* Choix d'un vérin :

On doit connaître le travail effectué par le vérin (effort = charge et distance à parcourir) puis le mode de montage (le type de fixation).

Alors la tige doit résister au flambage ; On calcul la charge critique d'Euler ; donnée par l'expression suivante :

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{L_f^2} \quad \text{matériau de la tige } E = 210^5 \text{ N/mm}^2 \text{ pour l'acier.}$$

E : module de YOUNG du

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{d: diamètre de la tige (moment quadratique)}$$

L_f = Longueur libre de flambage, elle dépend de la course et du mode de fixation du vérin.

$$L_f = K \cdot C$$

K = coef du type de montage
 C = Course

Soit s : coef de sécurité $2 \leq s \leq 5$ $F_c > s \cdot F$ F : force à développer par le vérin

- on obtient

$$d^4 > \frac{64sFL_f^2}{\pi^3 E}$$

- ou bien, on utilise des abaques comme celui donnée ci-après on place le point de coordonnées [L_f (mm), F (dan)] et le diamètre à prendre sera le \emptyset standard juste au-dessus.

Exemple : Soit un vérin de course **750 mm** et devra vaincre une force $F = 88.000 \text{ N}$.

La fixation du vérin est : Articulation arrière et tige articulée guidée.

1/ Déterminer le \emptyset de la tige au-dessus.

- 1^{ère} méthode : « utilisation de l'abaque »

Elaboré par : Chouchéne Mohamed

D'après le tableau (ANNEXE 5), le mode de fixation correspond à $K = 2$

$$L_f = K \cdot C = 2 \times 750 = 1500 \text{ mm} \quad F = 88.000 \text{ N} = 88.00 \text{ daN}$$

On place sur l'abaque le pt (1500 mm, 8800 daN), on trouve, que le point se situe entre $\varnothing 45$ et 56 mm .

On prend le diamètre standard $d = 56 \text{ mm}$

- 2^{ème} méthode : « par le calcul » soit $s = 4$ coefficient de sécurité

$$d^4 > \frac{64sfl_f^2}{\pi^3 E} \quad d^4 > \frac{64 \cdot 4 \cdot 88000 \times 1500^2}{\pi^3 \cdot 210^5}$$

D'où $d > 53,5 \text{ mm}$ le diamètre standard juste est $d = 56 \text{ mm}$

2/ Quel diamètre de position D (ou de l'alésage) doit-on choisir ?

Notons que pour les vérins standard pour chaque diamètre de tige, il y a 2 diamètres de piston et inversement.

Exemple :

$d = 45 \text{ mm}$

 \swarrow $D_1 = 63 \text{ mm}$ différentiel
 \searrow $D_2 = 80 \text{ mm}$ ordinaire

$D = 100 \text{ mm}$

 \swarrow $d_1 = 56 \text{ mm}$ différentiel
 \searrow $d_2 = 70 \text{ mm}$ ordinaire

Les critères de choix sont : Encombrement – la pression – le prix

Dans notre cas $d = 56 \text{ mm}$

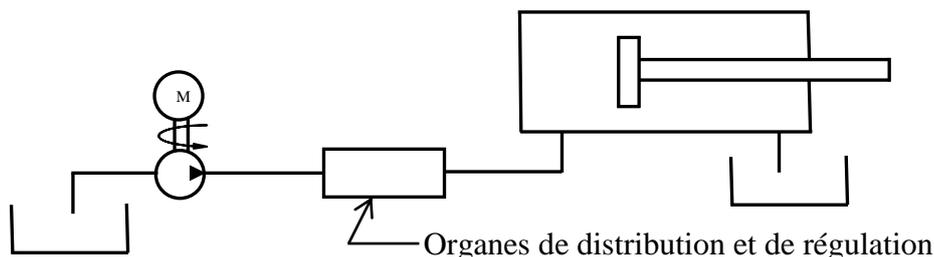
Soit les diamètres du piston $D_1 = 80 \text{ mm}$ ou $D_2 = 100 \text{ mm}$

Calculons les pressions, supposant un rendement $\eta_{ve} = 0,9$

$$p_1 = \frac{F}{S_1 \eta_{ve}} = \frac{4F}{\pi D_1^2 \eta_{ve}} \text{ AN : } p_1 = \frac{4 \cdot 800}{\pi 8^2 \cdot 0,9} = 194,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = \frac{F}{S_2 \eta_{ve}} = \frac{4F}{\pi D_2^2 \eta_{ve}} \text{ AN : } p_2 = \frac{4 \cdot 800}{\pi 10^2 \cdot 0,9} = 124,5 \text{ bar}$$

p_1 et p_2 sont les pressions effectives à l'entrée du vérin. Ces pressions sont fournies par une pompe.



On a toujours des pertes de charge entre la sortie de la pompe et l'entrée du vérin (perte dans les conditions et dans les organes de distribution et régulation)

Soit Δ_p : cette perte de charge exemple $\Delta_p = 15 \text{ bar}$

La pression à la sortie de la pompe doit être :

➤ pour le premier vérin $p_0 = p_1 + \Delta_p = 210 \text{ bar}$

➤ pour le deuxième vérin $p_0 = p_2 + \Delta_p = 140 \text{ bar}$

La pompe doit avoir une pression maximal admissible supérieur à **210 bar** pour le premier et supérieur à **140 bar** pour le second.

Elaboré par : Chouchéne Mohamed

Prenons une pompe de $p_{\max} = 250\text{bar}$

- pour le premier vérin, la pompe va travailler en régime légèrement forcé d'où une durée de vie réduite. (usure)
- pour le second vérin, la pompe ne sera pas trop sollicitée ce qui implique le meilleur choix.

* Application :

On considère le circuit schématisé ci-dessous

On donne : La charge $M = 15000\text{Kg}$ et $g = 10\text{m/s}^2$, le rendement est $\eta_{ve} = 0,95$

La section piston $s = 100\text{cm}^2$

La course $c = 500\text{mm}$ (la course est effectuée en 10s)

Le manomètre indique **170 bars**

Le vérin est fixé par bride à l'avant et la tige est non guidée.

On néglige les pertes de charge dans la conduite de retour

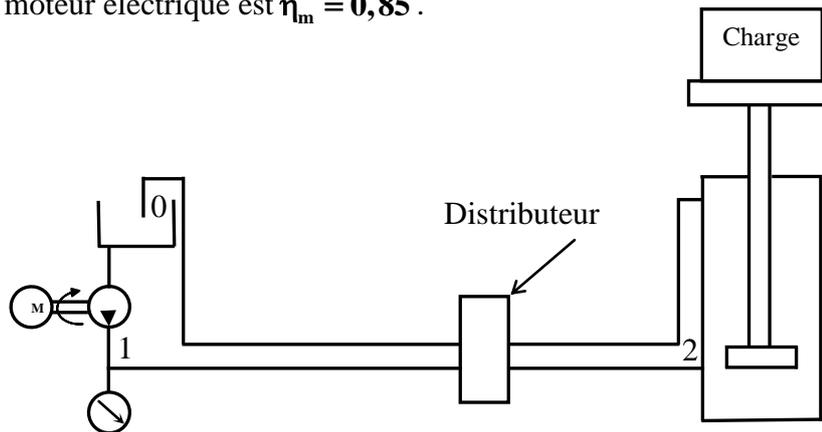
Calculer : a/ La perte de charge entre la pompe et le vérin.

b/ Le débit fourni par la pompe pour assurer la vitesse de sortie de la tige.

c/ Le ϕ de la tige pour $E = 2.10^5\text{n/mm}^2$

d/ Le rendement de l'installation si le rendement de la pompe est $\eta_p = 0,8$ et le

rendement u moteur électrique est $\eta_m = 0,85$.



Correction :

a/

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta_p \quad p_1 = \text{pression à la sortie de la pompe}$$

$$\Delta_p = p_1 - p_2 + \rho g (z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) \quad p_2 = \text{pression à l'entrée de vérin}$$

On ne connaît pas la différence des côtes entre les points du circuit et le ϕ des conduites donc les vitesses. On peut alors les négliger d'autant plus que ces termes sont toujours négligeables devant les pressions.

$$\Delta_p = p_1 - p_2$$

p_1 = donnée par le manomètre ; on calcule alors p_2 ?

$$p_2 = \frac{F}{S \cdot \eta_{ve}} = \frac{Mg}{S \cdot \eta_{ve}} \quad \text{puisque les pertes sont négligeables dans la conduite de retour}$$

$$p_2 = \frac{1500(\text{daN})}{100.0,95} = 158 \text{ bar d'ou } \Delta_p = 170 - 158 = 12 \text{ bar}$$

$$b/ Q_{\text{pompe}} = Q_{\text{vérin}} = V_s \cdot S$$

$$V_1 = \frac{c}{t} = \frac{0,5}{10} = 0,05 \text{ m/s} \quad Q_p = 0,05 \times 100 \cdot 10^{-4} = 0,510^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0,5 \text{ l/s}$$

$$Q_p = 0,5 \text{ l/s} = 30 \text{ l/mn}$$

c/ Diamètre de la tige. Le type de montage donc $K = 2$ (ANNEXE 5)

$$L_f = C.K = 2 \times 500 = 1000 \text{ mm} \quad F = 15000 \text{ daN}$$

A partir de l'abaque le pt sera situé entre $d = 45 \text{ mm}$ et $d = 56 \text{ mm}$

On prend le diamètre $d = 56 \text{ mm}$

Ou par le calcul pour $s = 3$ coefficient de sécurité

$$d^4 > \frac{64.sL_f^2.F}{\pi^3.E} \quad d^4 > \frac{64.3.150000.1000^2}{\pi^3.210^5} \quad \text{d'ou } d > 46,4 \text{ mm}$$

d/

$$E = p_1 - p_0 + \rho g(z_1 - z_0) + \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_0^2) + J_{10}$$

$$p_0 = 0 \quad p_{\text{atm}} \text{ effective} \quad V_0 = 0$$

On néglige les termes : $\rho g(z_1 - z_0)$; $\frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_0^2)$ et J_{10}

$$E = p_1 \quad P_{\text{hy}} = E.Q \quad P_m = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta_p} \quad P_{\text{éle}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{m}}}$$

$$P_{\text{éle}} = \frac{E.Q}{\eta_p \cdot \eta_{\text{m}}} \quad P_u = F.V_1 \quad \eta_{\text{mst}} = \frac{P_u}{P_{\text{éle}}}$$

$$P_{\text{éle}} = \frac{17010^5 \times 0,510^{-3}}{0,8 \times 0,85} = 12500 \text{ w}$$

$$\eta_{\text{mst}} = \frac{7500}{12500} = 0,6$$

$$P_u = 150000.0,05 = 7500 \text{ w}$$

4-2/ Les moteurs hydrauliques :

a/- Mise en situation :

Par quel moyen peut-on transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique sous forme d'un mouvement de rotation continue?



Solution : un moteur hydraulique.

b/- Description :

Les moteurs hydrauliques ont de nombreuses analogies avec les pompes, plusieurs technologies leur sont communes. Mais une spécificité des moteurs tient à leur vitesse d'utilisation qui peut être soit lente (moins de 100 trs /min) soit élevée (plus de 5000 trs /min)

Ce qui mène à distinguer trois grandes classes de moteurs hydrauliques :

- Les moteurs rapides [1000 < N ≤ 5000 trs / min] ;
- Les moteurs semi rapides [200 < N ≤ 1000 trs / min] ;
- Les moteurs lents [40 < N ≤ 200 trs / min] ;

Dans chacune de ces classes, on trouve des moteurs de puissance, de pression admissible et de géométrie différente.

- Remarque :

Les moteurs entraînent des systèmes mécaniques, si le couple résistant devient trop important, la pression monte. Quand elle atteint la valeur de réglage du limiteur de pression, le débit retourne au réservoir.

Leur avantage c'est qu'ils développent une grande puissance pour un encombrement réduit.

c/- Symboles :

Moteur unidirectionnel à cylindrée fixe	Moteur bidirectionnel à cylindrée fixe	Moteur unidirectionnel à cylindrée variable	Moteur bidirectionnel à cylindrée variable	Moteur à cylindrée fixe avec drainage	Moteur à cylindrée variable avec drainage

Figure 42: Les différents symboles normalisés des moteurs hydrauliques

d/- Les différents types des moteurs :

* Les moteurs à engrenage extérieure :

Même conception que la pompe à engrenage, la pression du fluide entraîne en rotation les roues dont l'une est motrice.

Avantages : Moteurs rapides, encombrement très réduit, économique.

Inconvénients : Performances et rendements limités.

Caractéristiques : $\eta_g \approx 85 \%$, $P_{max} < 250$ bars, $P_m < 20$ KW, Cylindrées entre 5 et 30 cm³/tr.

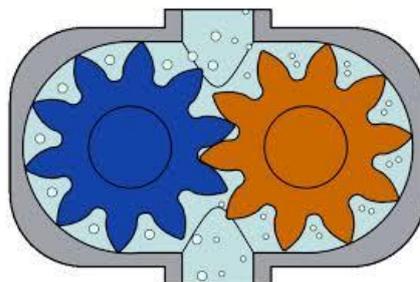


Figure 43: Moteur à engrenage extérieure

* Les moteurs à pistons axiaux :

Les pistons en communication avec la haute pression se déplacent en tournant et par une liaison rotule avec le tourillon obligent ce dernier à tourner.

La cylindrée est déterminée avec la relation suivante :

$$C_y = 2r \cdot \tan \alpha \cdot n \cdot s$$

{

Cy : cylindrée.

r : entraxe.

n : nombre des pistons

s : surface du piston.

Avantages : couple très important, possibilité de varier la cylindrée, vitesse importante.

Inconvénients : coûteux.

Caractéristiques : Nombres de pistons de 7 à 9, Pression allant à 450 bars, Inclinaison des plateaux de 15 à 18°.

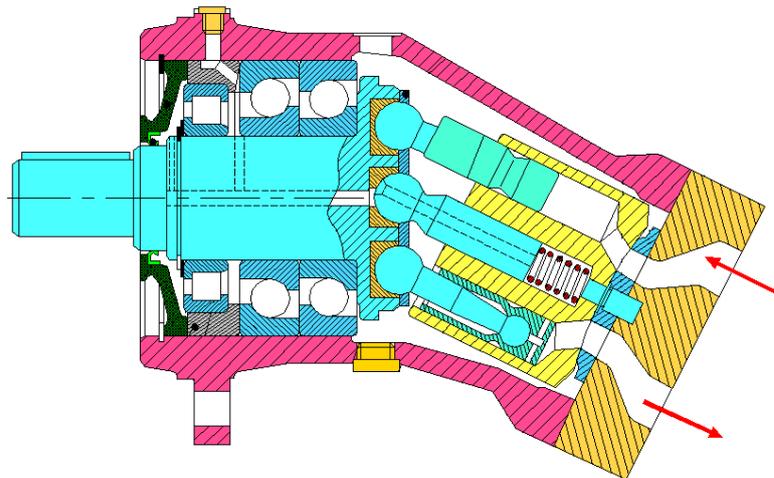


Figure 44: Moteur à pistons axiaux

* Les moteurs à pistons radiaux :

Contrairement aux pompes à pistons radiaux, les pistons peuvent tourner sur une came (stator) permettant d'avoir plusieurs courses par tour. Le nombre des pistons est impair pour la continuité de débit et l'équilibrage. Possibilité d'avoir une distribution cylindrique ou plane du fluide.

La cylindrée est déterminée avec la relation suivante :

$$C_y = n \cdot n' \cdot c \cdot s$$

$\left\{ \begin{array}{l} n: \text{nombre des pistons} \\ n': \text{nombre de courses} \\ \text{par tour.} \\ c: \text{course.} \\ s: \text{surface du piston.} \end{array} \right.$

Avantages : couple très important.

Inconvénients : vitesse faible, encombrant, coûteux, problèmes d'étanchéité pour la distribution.

Caractéristiques : Nombres de pistons de 3 à 7, Pressions entre 250 et 450 bars, Cylindrées fixes.

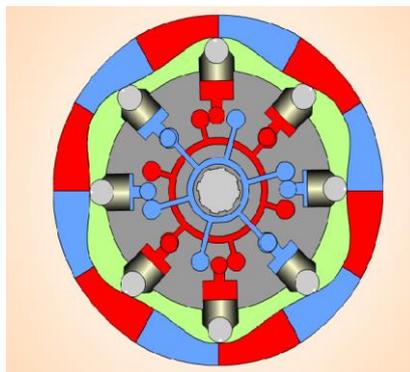


Figure 45: Moteur à pistons radiaux

* Les moteurs à palettes :

L'huile sous pression provoque la rotation des palettes implantées sur le rotor.

Avantages : réalisation simple.

Inconvénients : puissance transmise relativement faible.

Caractéristiques : Pressions limitées à 200 – 250 bars.

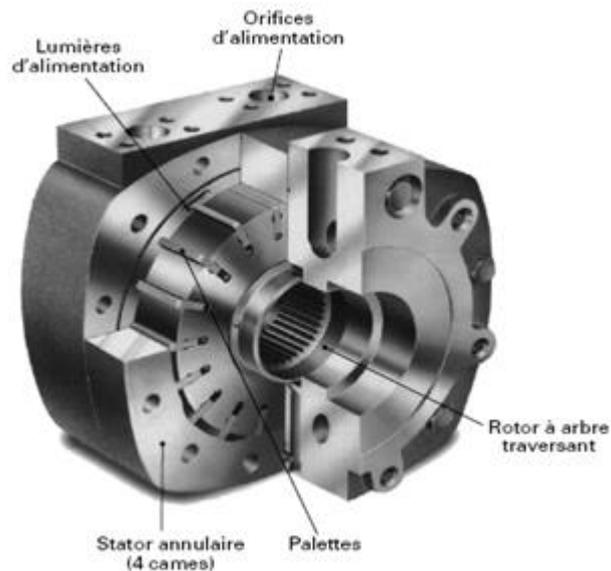


Figure 46: Moteur à palettes

c/- Les grandeurs associées aux moteurs hydrauliques:

* La cylindrée (C_v) :

Le volume de fluide refoulé ou aspiré par le moteur en l'absence des fuites, pendant une révolution de l'arbre principal.

Unités : [m^3 / tr] ; [l / min] ou [l / tr].

* Les débits :

- **Le débit moyen entrant** : ($q_{v moy r}$)

Le volume moyen aspiré par unité de temps, connaissant la cylindrée ce débit est déterminé par :

$$q_{v moy r} = C_v . N$$

Avec : N : Fréquence de rotation en [tr / s].

C_v : Cylindrée en [m^3 / tr]

- **Le débit moyen sortant** ($q_{v moy r}$) :

Le volume sortant par le moteur en pratique, mesuré en une unité de temps.

* Les puissances :

- **La puissance mécanique** : (P_m)

Puissance fournie par l'arbre de sortie du moteur peut être donnée par les deux relations suivantes :

$$P_m = C_{moy} . \omega \quad \text{ou} \quad P_m = q_{v moy s} \times (p_e - p_{sth})$$

Avec :

- C : Couple moyen théorique en [Nm] ;
- ω : vitesse angulaire de l'arbre moteur en [rad / s] ;
- p_{sth} : Pression de sortie théorique en [Pa] ;
- p_e : Pression d'entrée en [pa] ;

- **La puissance hydraulique** : (P_h)

Puissance fournie par le fluide à la sortie de la pompe donnée par :

$$P_h = q_{v \text{ moy } r} (p_e - p_s)$$

Avec : p_s est la pression mesurée réellement à la sortie en [Pa].

* Les rendements :

- Le rendement volumétrique :

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

$$\eta_v = \frac{q_{v \text{ moy } S}}{q_{v \text{ moy } r}} \quad \text{On a } \eta_v = \frac{q_{v \text{ moy } S}}{(q_{v \text{ moy } r} + q_{v f})} = \frac{1}{(1 + \frac{q_{v f}}{q_{v \text{ moy } S}})} < 1$$

Avec : $q_{v f}$: Débit moyen de fuites. En pratique : $70 \% \leq \eta_v \leq 98 \%$

- Le rendement mécanique :

Le fluide à la pression d'entrée p_e est refoulé à la pression de sortie p_s .

Une chute de pression due à des effets mécaniques et hydrauliques fait passer $p_{s \text{ th}}$ à p_s , ainsi on détermine :

$$\eta_m = \frac{(p_e - p_s)}{(p_e - p_{s \text{ th}})}$$

si $\Delta p = p_s - p_e$ et $\Delta p_{th} = p_{s \text{ th}} - p_e$

$$\text{On aura } \eta_m = \frac{\Delta p}{\Delta p_{th}} = \frac{\Delta p}{(\Delta p + \Delta p_f)} = \frac{1}{(1 + \Delta p_f / \Delta p)} < 1$$

Avec :

Δp_f : Chute de pression due aux pertes de charges, expérimentalement on trouve : $75\% \leq \eta_v \leq 90\%$.

- Le rendement global :

Le rendement global d'une pompe, traduit en terme de performance le rapport en la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique reçue par le moteur.

$$\eta_g = \frac{P_m}{P_h} \quad \text{et } \eta_g = \eta_v \times \eta_m$$

En pratique : $52.5\% \leq \eta_g \leq 88.2\%$

* Le moment du couple moyen théorique ($C_{moy r}$):

Moment du couple moyen théorique disponible sur l'arbre moteur [Nm].

$$P_h = \frac{P_m}{\eta_g} \Leftrightarrow (p_e - p_s) \times q_{v \text{ moy } r} = \frac{C_{moy r} \times \omega}{\eta_g} \quad \text{or } q_{v \text{ moy } r} = \frac{(C_y \times N)}{\eta_v}$$

$$\text{et } \omega = 2\pi N \quad \text{on aura donc } \frac{C_y \times N \times (p_s - p_e)}{\eta_v} = \frac{C_{moy r} \times 2\pi N}{\eta_g}$$

$$\text{d'où } C_{moy r} = \frac{C_y (p_s - p_e) \times \eta_m}{2\pi}$$

* Le coefficient d'irrégularité du couple (K%) :

Ce coefficient traduit l'importance de l'écart existant entre le couple moyen et le couple instantané :

$$K \% = 100 \times \frac{C_M - C_m}{C_{moy}}$$

Avec :

- C_M : Moment du couple instantané théorique maximal ;
- C_m : Moment du couple instantané théorique minimal

* Réglage de la vitesse :

Le réglage de la vitesse de rotation d'un moteur hydraulique se fait en agissant sur le débit d'huile utilisé.

Pour régler ce débit, il est possible d'utiliser :

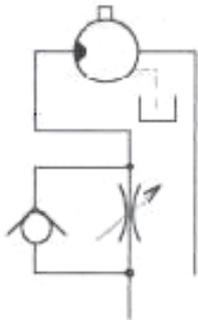
- Une pompe à débit variable : dans ce cas, le moteur seul doit être alimenté par la Pompe.
- Un limiteur de débit : dans ce cas, le montage peut s'effectuer de deux façons différentes.

Remarque :

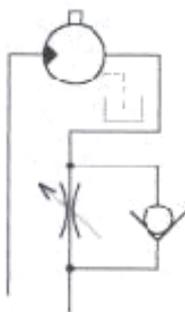
La plupart des moteurs sont prévus pour tourner dans les deux sens. Pour inverser le sens de rotation, il suffit d'inverser l'alimentation et le retour au réservoir

1^{er} Cas : Réglage sur l'entrée du moteur :

Ce dispositif ne peut être utilisé seul, si le couple résistant risque de devenir moteur.

**2^{ème} Cas : Réglage en sortie du moteur :**

Ce dispositif quant à lui, peut être utilisé dans tous les cas, même si le couple devient moteur.



d/- Application :

Un moto-réducteur se compose d'un moteur hydraulique à pistons radiaux dont l'arbre de sortie est accouplé à un réducteur épicycloïdal.

Les caractéristiques de ce moto-réducteur, fournies par le constructeur, sont :

<i>Caractéristiques du moteur hydraulique</i>	<i>Caractéristiques du réducteur épicycloïdal</i>
<ul style="list-style-type: none"> - Nombre de pistons : 7. - Diamètres des pistons $d = 36$ mm. - Excentration de l'excentrique, $e = 8,5$ mm. - Pression de l'alimentation, $p = 28$ Mpa (280 bars) - Fréquence de rotation $N_2 = N_6 = 710$ tr / min. 	Diamètres primitifs des planétaires: <ul style="list-style-type: none"> - $d_6 = 43$ mm. - $d_8 = 184$ mm.

Déterminer :

- 1- La cylindrée du moteur en $[\text{cm}^3 / \text{tr}]$;
- 2- Moments des couples moyens théoriques $C_{2 \text{ moy}}$ et $C_{10 \text{ moy}}$ à un rendement mécanique près en $[\text{Nm}]$;
- 3- Fréquence de rotation correspondante à l'arbre de sortie du réducteur (10) ;
- 4- Débit moyen réel entrant dans le moteur hydraulique en $[\text{l} / \text{min}]$.