

Chapitre II : Les pompes et les Moteurs hydrauliques

II.1 Définitions

Les pompes et les moteurs sont des appareils qui convertissent l'énergie hydraulique en énergie mécanique (moteur) ou inversement (pompe).

La pompe hydraulique, celle-ci puise le fluide contenu dans un réservoir approprié, par le côté aspiration et elle le débite par son côté refoulement.

Les moteurs hydrauliques, transforment à nouveau l'énergie produite par les pompes en énergie mécanique nécessaire à un récepteur à mouvement de rotation. Les moteurs hydrauliques ont, en général, la même constitution que les pompes hydrauliques de même type.

II.1.1 Modèle fonctionnel d'une Pompe hydraulique

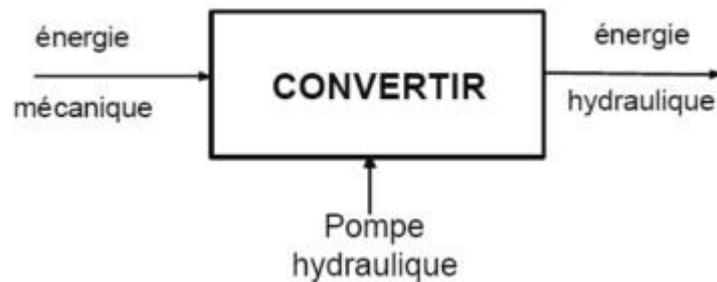
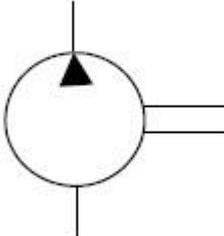
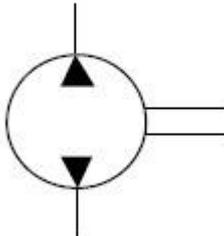
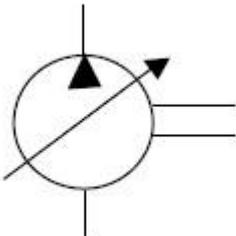
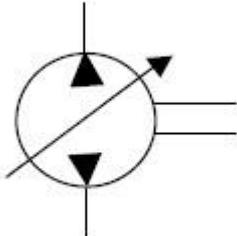
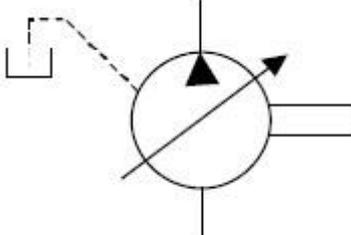
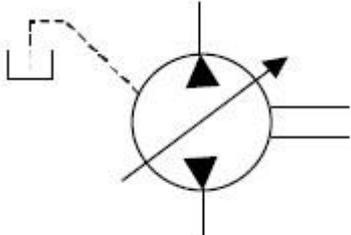


Figure II.1 Modélisation de la pompe hydraulique

Les Caractéristiques des pompes :

- Vitesse de rotation en tours/minute (tr/mn)
- Couple en Newton x mètre (N.m)
- Le débit en L/min

II.1.2 Symboles des pompes hydrauliques (Tableau.1)

Désignations	1 sens de débit	2 sens de débit
Pompe à débit fixe		
Pompe à débit variable		
Pompe à débit variable avec drain		

II.2 Les grandeurs caractéristiques des pompes

II.2.1 La cylindrée

C'est la quantité d'huile engendrée (aspirée ou refoulée) pendant un cycle. Elle s'exprime en volume/cycle (exemple en cm³/tr) pour moteur et pompe. On distingue deux sortes de cylindrées :

- ✓ La cylindrée géométrique (ou théorique) qui est calculée sur plan à partir des dimensions et formes du composant. Cette cylindrée ne tient pas compte des fuites internes, le composant est considéré parfait.

- ✓ La cylindrée réelle qui tient compte des fuites internes. Ces fuites dépendent de nombreux paramètres : viscosité de l'huile, pression d'utilisation, vitesse d'utilisation, âge du composant, etc. La cylindrée réelle est donc variable et fonction de ces paramètres. Ces cylindrées sont déterminées par les constructeurs (par des essais) et sont indiquées dans les catalogues en fonction des différents paramètres.

II.2.2 Les rendements

Le rendement volumétrique " r_v ", caractérise les fuites internes des composants, il dépend des mêmes paramètres que la cylindrée réelle.

Le rendement mécanique " r_m ", caractérise les pertes par frottements et les pertes de charge internes.

Le rendement global " r_g ", caractérise le rapport entre la puissance entrante dans le composant et celle en sortie (définition de tout rendement énergétique). Ce rendement ne peut être déterminé que par des essais et il est indiqué par les constructeurs sous forme de tableaux ou de courbes. Le rendement global est formulé par l'expression suivante :

$$r_g = r_v \times r_m$$

La relation entre les cylindrées et le rendement volumétrique est établie comme suit :

✚ Pour une pompe :

$$\text{Cylindrée réelle} = \text{Cylindrée géométrique} \times r_v$$

(En effet, la pompe réelle fournit moins d'huile par tour que la pompe parfaite)

✚ Pour un moteur :

$$\text{Cylindrée réelle} = \text{Cylindrée géométrique} / r_v$$

(En effet, le moteur réel absorbe plus d'huile par tour que le moteur parfait).

II.2.3 Le débit

Le débit volumique " Q_v " fourni (cas de la pompe) ou absorbé (cas du moteur) est exprimé par :

$$Q_v = N \times \text{Cylindrée réelle}$$

N : étant la fréquence de rotation de l'arbre.

L'unité de " Q_v " s'exprime en [unité de volume de la Cylindrée] / [unité temps de N]

II.2.4 Le couple nécessaire à l'entraînement de l'arbre

Si le rendement d'une pompe (ou d'un moteur) était de 1, alors les puissances d'entrée et de sortie seraient identiques, c'est à dire que : $p \times Q_v = C \times \Omega$. En remplaçant Q_v par son expression précédente on obtient :

$$C = \frac{pNC_{\text{cylindrées}}}{\Omega} \quad \text{Comme} \quad \frac{N}{\Omega} = \frac{1}{2\pi} \quad \text{Alors} \quad C = \frac{pC_{\text{cylindrées}}}{2\pi}$$

On considère également que les pertes volumétriques (fuites) n'ont pas d'effet sur le couple, en effet seules la pression et les surfaces actives (pistons, engrenages, palettes, etc.) entrent en compte dans la détermination géométrique du couple.

Seuls influent les frottements (paliers, joints, etc.) et les pertes de charges internes. Or on peut considérer, à bas régime, que ces pertes sont faibles devant les pertes volumétriques, en conséquence, on admet la formule suivante comme acceptable :

$$C = \frac{p \cdot C_{\text{cylindrée}} \text{ géométrique}}{2\pi}$$

Les pertes mécaniques et les pertes de charges sont considérées comme négligeables

- ✓ Si les pertes mécaniques et les pertes de charge ne sont pas négligeables, il faut multiplier le couple par le rendement mécanique " r_m ".
- ✓ Si des moteurs sont raccordés en série ou s'il y a un freinage à l'échappement, alors il faut prendre en compte, dans la formule précédente, la différence de pression aux orifices de chaque moteur :

$$(\Delta P = P_{\text{admission}} - P_{\text{échappement}}) .$$

Pour tenir compte des pertes de charge et des pertes mécaniques, il peut être nécessaire de disposer des courbes utilisateurs (voir figure II.2) établies par les essais du fabricant où il est montré que le couple dépend du régime.

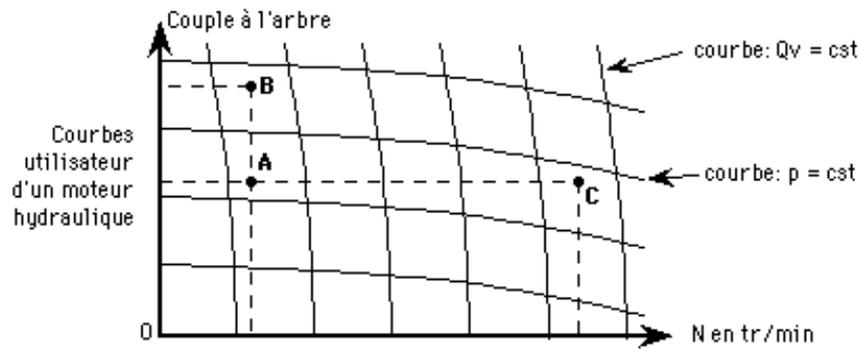


Figure II.2 Courbes utilisateurs Couple / vitesse

En B, le couple est plus important qu'en A, le moteur demande plus de débit pour le même régime cela est dû aux fuites internes. En C, la vitesse est plus importante qu'en A, le moteur réclame plus de pression pour le même couple en raison des frottements mécaniques et des pertes de charge.

II.3 Classification et analyse technologique des pompes et moteurs

Les pompes hydrauliques sont classées en deux familles : hydromécaniques et volumétriques :

La figure II.3 dévoile les caractéristiques $Q=f(P)$ des deux familles de pompes et la figure II.4 illustre leurs domaines d'application.

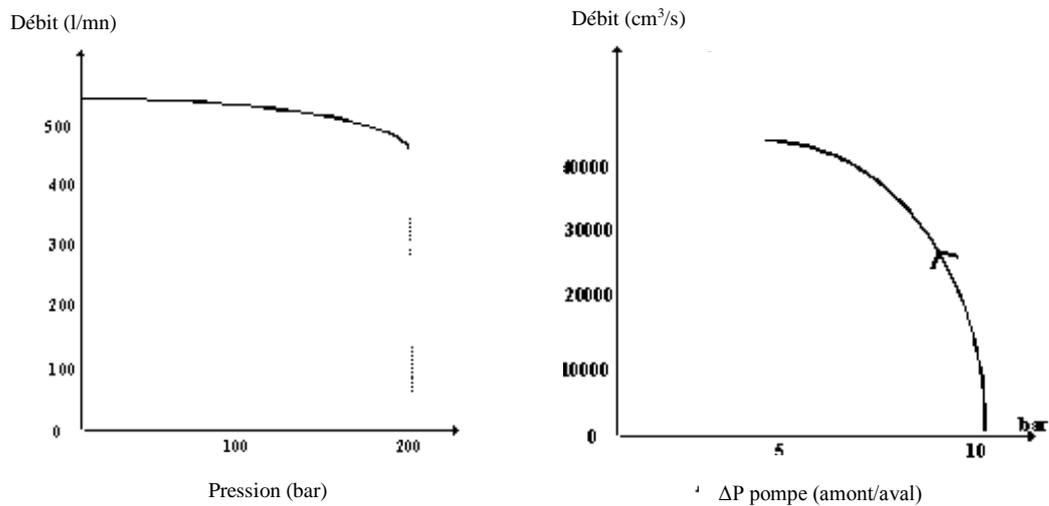


Figure II.3 Courbes typiques $Q=f(P)$ des pompes

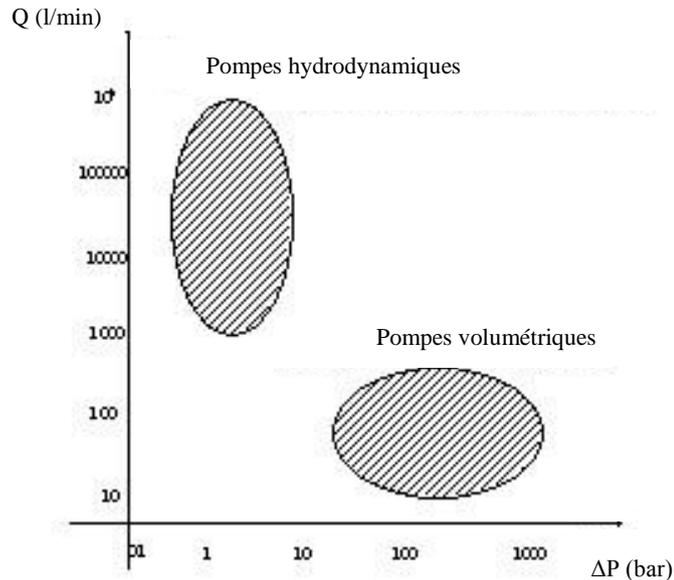


Figure II.4 *Domaine d'application des pompes*

Nous nous intéresserons plus spécialement dans ce cours aux pompes volumétriques utilisées dans les asservissements électrohydrauliques.

II.3.1 Les machines hydrodynamiques

Elles se présentent comme des faisceaux de conduites non fermées solidaires d'un axe tournant qui les entraîne en rotation et qui sont, de ce fait, soumises «au champ centrifuge». Ce sont les forces qui s'exercent entre parois mobiles et fluide qui permettent la transformation d'énergie mécanique en énergie hydraulique. Les pompes hydrodynamiques se situent donc vers les grands débits et faibles pressions, plus précisément vers les grandes valeurs du rapport débit sur pression.

II.3.2 Les machines volumétriques

Les machines volumétriques fonctionnent à la manière d'une seringue : une action mécanique (augmentation de volume) crée un vide partiel à l'aspiration et une deuxième action mécanique (diminution du volume) oblige le fluide à pénétrer dans le circuit, c'est la phase de refoulement. Ces machines volumétriques permettent, dans de bonnes conditions, la mise en œuvre de grandes pressions et de débits faibles. Ces considérations expliquent en partie que les pompes des systèmes de commande et d'asservissement à fluide sous pression soient toujours des pompes volumétriques qu'ils travaillent ou non à pression constante.

La classification des machines volumétriques est présentée sur la figure II.5.

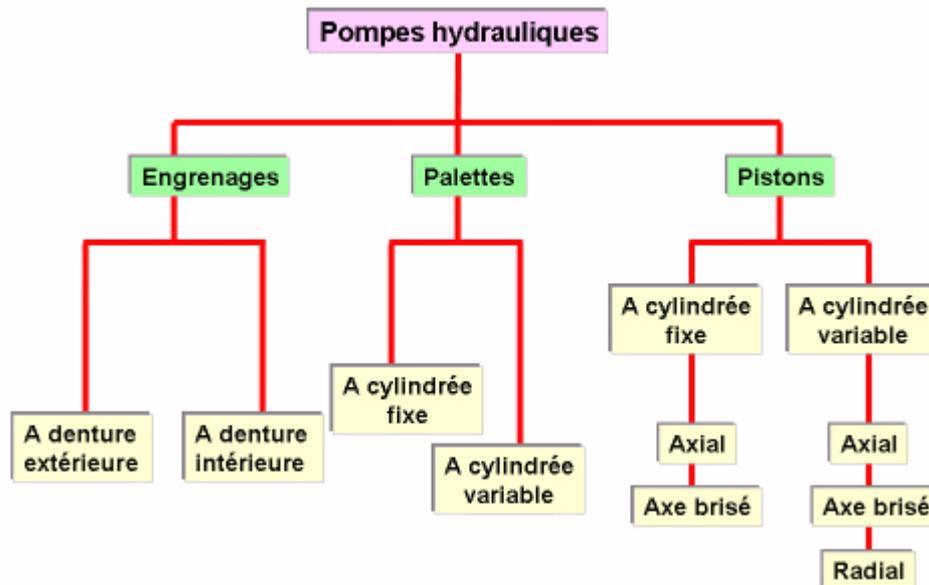


Figure II.5 Classification des machines volumétriques

II.4 Analyse technologique des machines volumétriques

II.4.1 Pompes et moteurs à pistons axiaux

Les pompes ou moteurs à pistons axiaux sont des unités dont les pistons sont disposés parallèlement à l'axe. Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement élevées. Elles peuvent être à cylindrée fixe ou variable. La gamme de pressions pouvant aller jusqu'à 450 bars. La course des pistons est provoquée par l'inclinaison d'un plateau par rapport au barillet contenant les pistons. Si l'inclinaison est variable, alors la cylindrée est variable. Le nombre de pistons détermine la stabilité du débit aux orifices : en effet chaque piston est soit à l'aspiration, soit au refoulement, le débit présente donc des irrégularités d'autant plus grandes que le nombre de pistons est faible ou que celui-ci est pair. Les figures II.6, II.7 et II.8, présentent des exemples types de pompes à pistons.

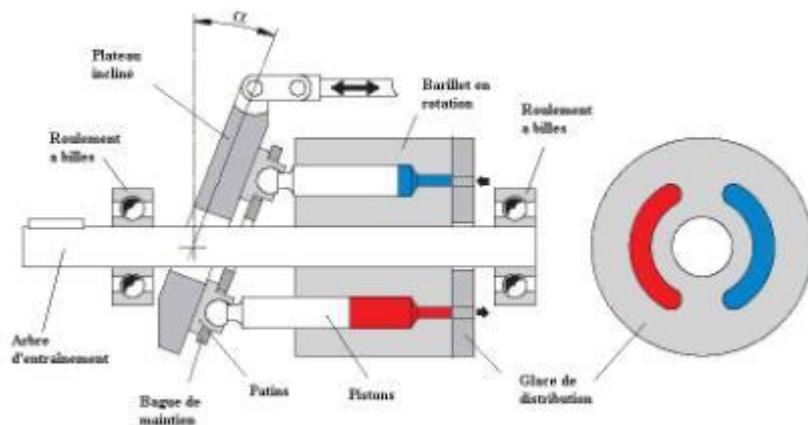


Figure II.6 Pompe à pistons axiaux à axe droit, plateau incliné

Certaines unités, dites "à axe brisé", sont classées dans les unités à pistons axiaux à cause de leur technologie et de leurs caractéristiques similaires. Ces unités ont une cylindrée fixe, fonction de l'angle arbre/barillet.

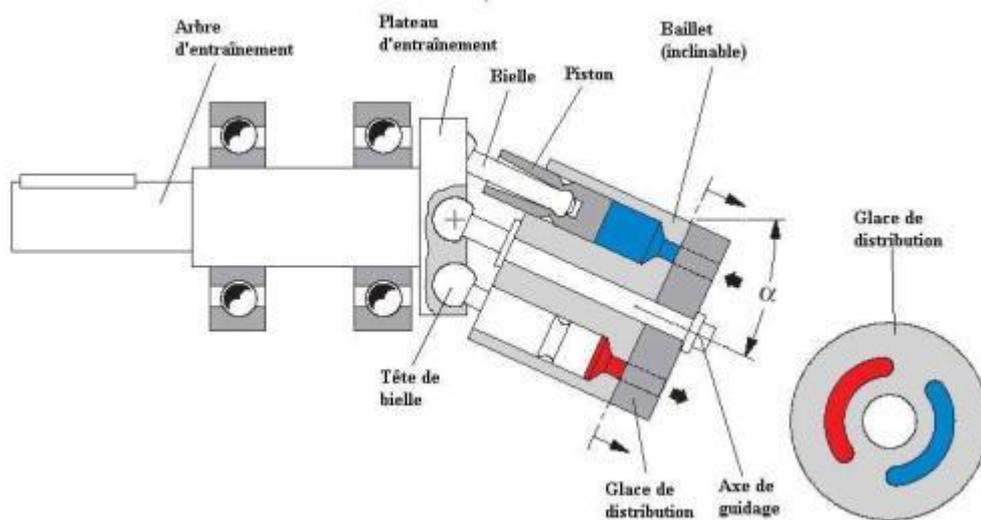


Figure II.7 Pompe à axe brisé à barillet inclinable

Dans ce principe (pompe à axe brisé, barillet inclinable), le barillet est entraîné par les pistons qui reçoivent eux-mêmes leur mouvement par le plateau d'entraînement. Le barillet est guidé soit par un axe central, soit logé dans un roulement à aiguilles. Il peut être incliné par rapport à l'axe d'entraînement. La cylindrée de la pompe varie en fonction de l'angle d'inclinaison du barillet. Ce principe de construction permet de réaliser des pompes à débit « réversibles ».

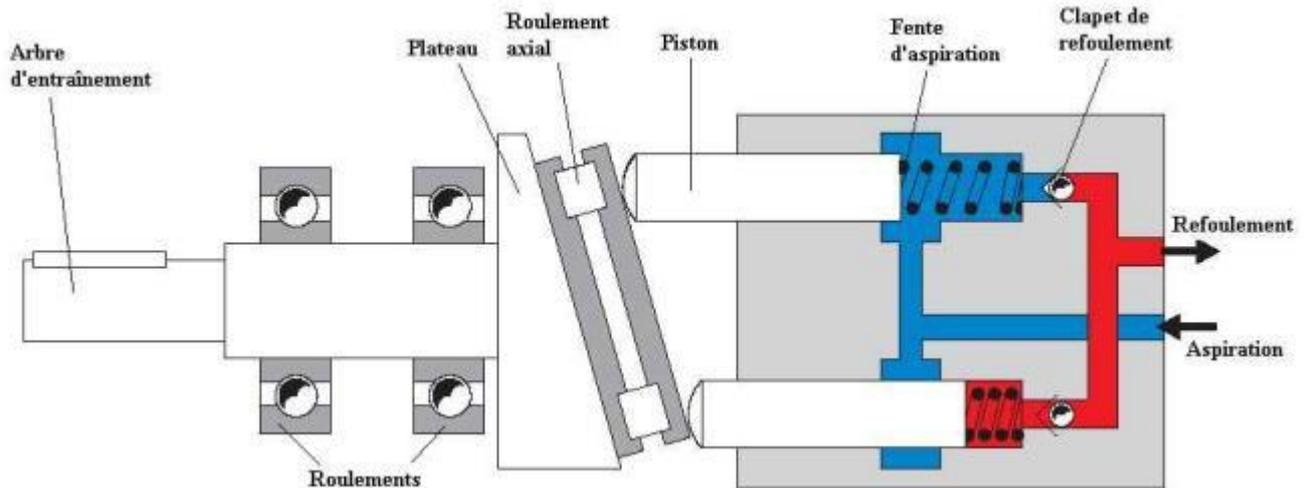


Figure II.8 Pompe à plateau oscillant (pistons axiaux à clapets)

Dans ce principe (pompe à plateau oscillant), l'arbre d'entraînement fait osciller le plateau d'entraînement, qui transmet un mouvement alternatif aux pistons immobilisés en rotation. Les pistons sont appliqués par des ressorts de rappel sur le plateau.

Un palier axial avec un roulement reçoit les forces développées par le couple piston-plateau d'entraînement. Le redressement du sens des débits des différents pistons est réalisé, soit par une distribution à clapets, soit par des fentes sur les pistons. L'angle du plateau oscillant n'est pas modifiable, de ce fait, la cylindrée d'une telle pompe est constante. De par ce procédé très simple, le débit peut être modifié de façon continue.

II.4.2 Pompes et moteurs à engrenages

Les pompes et les moteurs à engrenage sont constitués de deux pignons engrenant dans un boîtier (voir figure II.9), lorsque les dents se séparent, le volume inter dents augmente, ce qui engendre **l'aspiration**. L'huile transite ensuite entre les dents par la périphérie de l'engrenage. Lorsque les dents engrènent, le volume inter dents diminue en provoquant **le refoulement**.

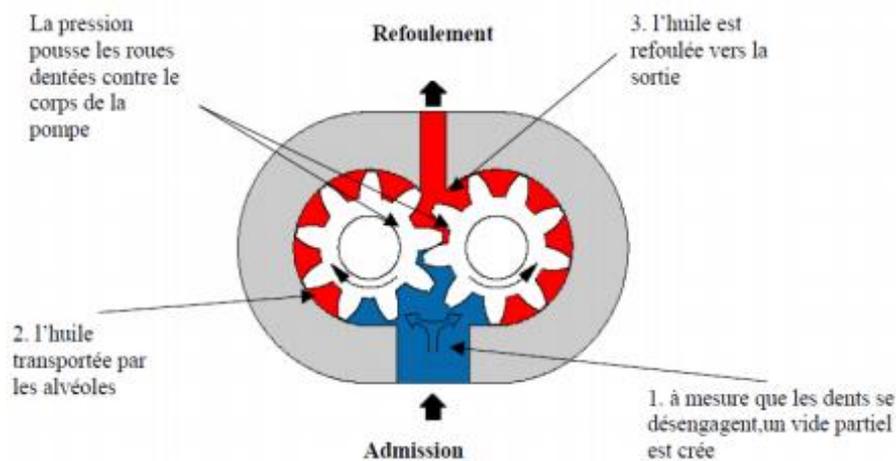


Figure II.9 Principe de la pompe à engrenage

L'engrenage peut être à denture externe ou interne. Ces unités sont adaptées à des vitesses (< 2000 tr/min) et pressions moyennes (engrenage externe $\gg 250$ bar, engrenage interne $\gg 250-300$ bar). Les pompes à engrenages sont à cylindrée fixe et leur prix est modéré. Elles peuvent être accouplées les unes à la suite des autres (jusqu'à 4) sur le même arbre, et entraînées par le même moteur. Elles sont assez bruyantes, les équilibrages hydrostatiques sur les paliers sont poussés, car les étanchéités internes se font sur des distances faibles (dents). Les jeux doivent être nuls, sans effort pièces / pièces. En conséquence elles ne supportent souvent qu'un seul sens de rotation, à moins de démonter et d'inverser certaines pièces.

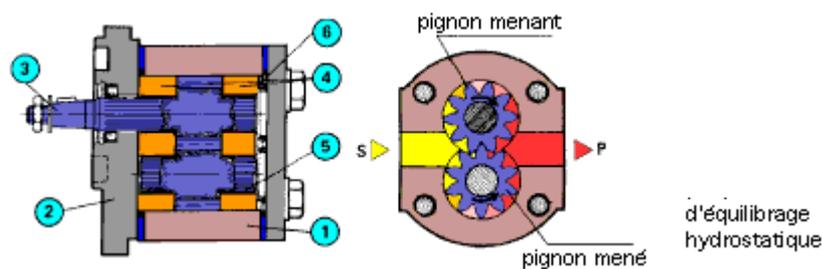


Figure II.10 Source Rexroth - Pompe à engrenage externe ($p < 250$ bar)

- 1- carter ; 2- flasque de fixation ; 3- arbre ; 4- paliers ; 5- coussinets ;
6- plaquette d'équilibrage hydrostatique

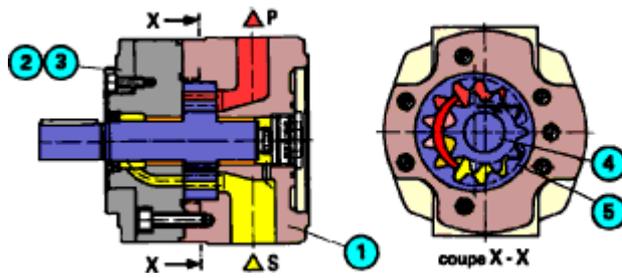


Figure II.11 Source : Rexroth- Pompe à engrenage interne ($p < 210 \text{ bar}$)

1- carter ; 2,3- couvercles ; 4- pignon abr  ; 5- couronne   denture interne

Les figures II.12 et II.13 représentent le schéma et la vue en vraie grandeur d'une pompe   engrenage externe :

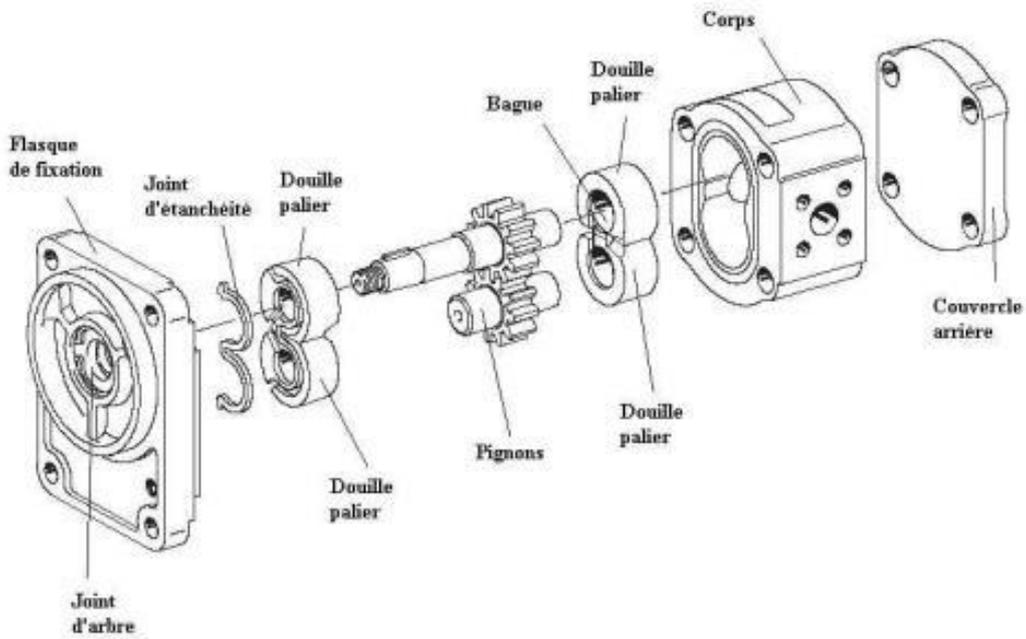


Figure II.12 Schéma d'une pompe   engrenage externe

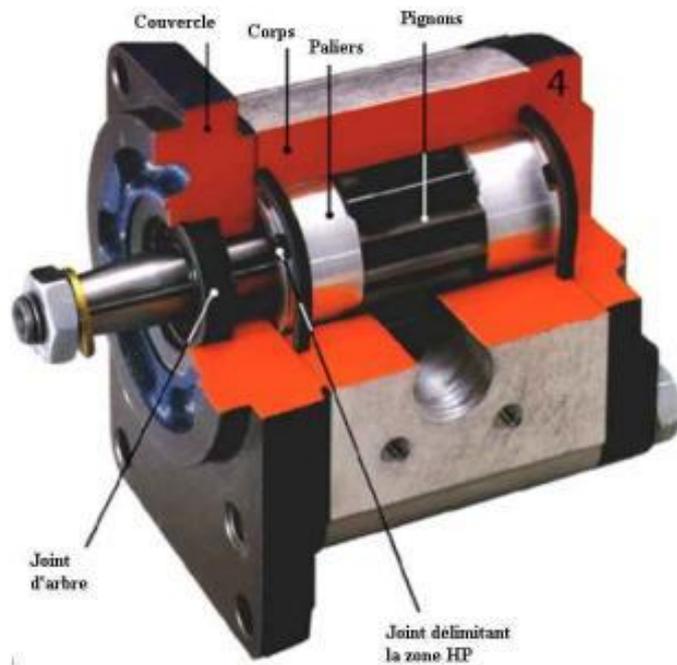


Figure II.13 Vue d'une pompe à engrenage externe

II.4.3 Pompes et moteurs à palettes

Ils sont constitués principalement d'un rotor tournant dans un anneau excentré. Le volume compris entre ces deux éléments est fractionné par des palettes coulissant dans le rotor. Sur un demi-tour le volume inter palettes augmente ; c'est l'aspiration. Sur l'autre demi-tour, le volume inter palettes diminue, c'est le refoulement (voir figure II.14).

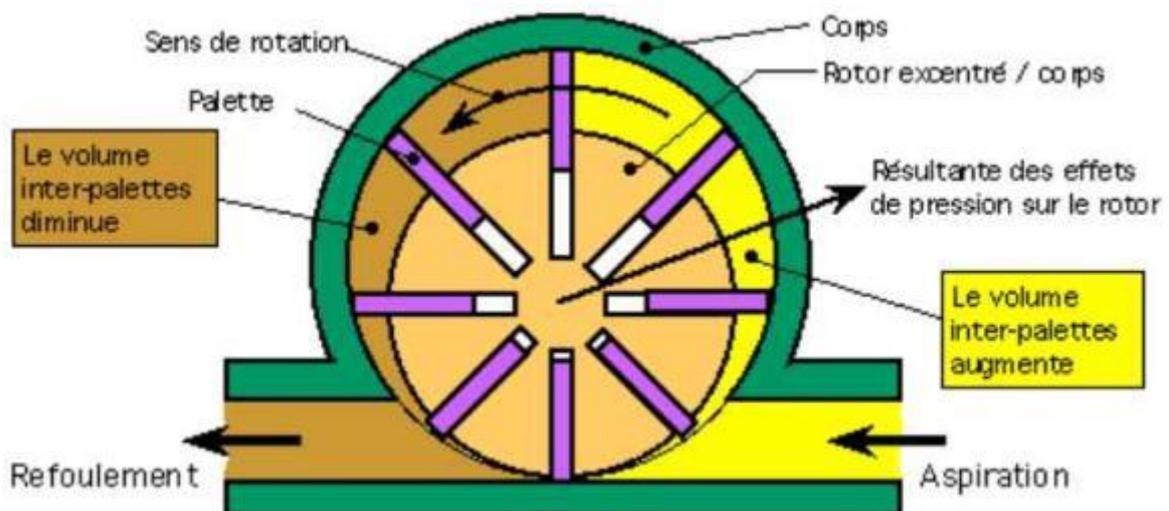


Figure II.14 Principe d'une pompe à palettes

Ce modèle de pompe à palettes présente l'inconvénient d'une action importante de la pression sur le rotor. Pour remédier à cet inconvénient, les constructeurs proposent une pompe symétrique pour équilibrer les effets de pression sur le rotor comme présenté sur la figure II.15. Les paliers de celui-ci ne supportent alors aucune action importante.

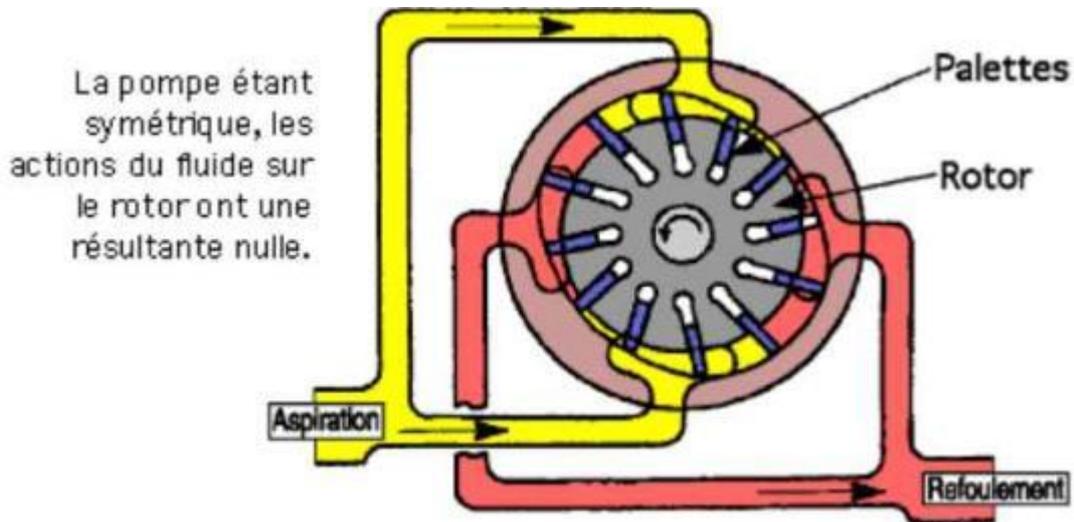


Figure II.15 Principe d'une pompe à palette

Il existe également des pompes à palettes à cylindrée variable, la variation de la cylindrée s'obtient en faisant varier l'excentration entre le rotor et le corps (stator).