

Chapitre 2 :

Pompes, compresseurs et moteurs hydrauliques

(6 semaines)

- Les pompes : Types, construction et choix des pompes à pistons axiaux, pompes à pistons radiaux, pompes à palettes, pompes à engrenages, pompes à vis.
- Eléments de calcul des pompes.
- Les compresseurs : Types, construction et choix des compresseurs.
- Eléments de calcul des compresseurs.
- Les moteurs hydrauliques : Moteurs à pistons axiaux, moteurs à pistons radiaux, moteurs à engrenages, moteurs à palettes, moteurs lents à came et galets.
- Eléments de calcul des moteurs hydrauliques.
- Les vérins à simple effet, vérin à double effet, vérin à double effet double tige, vérin télescopique, vérin rotatif.
- Calcul des vérins.

LES POMPES

LES POMPES VOLUMETRIQUES

I. Introduction

La fonction d'une pompe est en général de créer un vide partiel à l'aspiration ce qui permet à la pression atmosphérique régnant dans le réservoir d'obliger le liquide à remonter la canalisation jusqu'à la pompe. Et assurer le transport du liquide jusqu'à l'orifice de refoulement.

II. Caractéristiques :

Les caractéristiques d'une pompe sont :

- Le débit Q (en l/mn) pour une vitesse de rotation N donnée.
- La pression maximale admissible au refoulement (en bar).
- La cylindrée C_v (en cm^3).

La cylindrée représente la quantité théorique du liquide que la pompe peut débiter durant un cycle de fonctionnement (Donc c'est un volume fixé par la construction de la pompe). Une pompe produit un débit, la résistance à l'écoulement que rencontre le débit crée la pression.

La pression établie dans un circuit, influe sur le débit de la pompe. Lorsque la pression augmente, le débit diminue. Cette baisse de débit est due à une augmentation des fuites internes dans la pompe entre ses orifices d'aspiration et de refoulement, ces fuites nommées « Pertes » permettent de définir le rendement volumétrique η_v de la pompe.

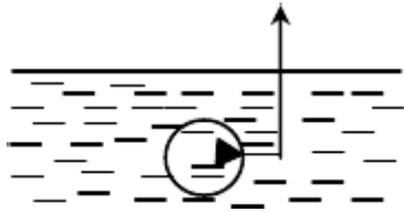
$$\eta_v = \frac{\text{Volume du liquide fournie par cycle}}{\text{cylindrée}}$$

1. Pression fournie par une pompe :

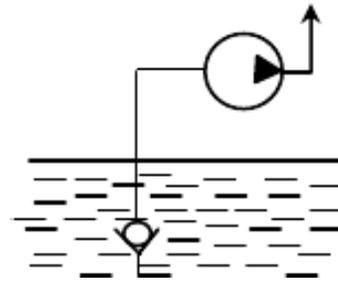
La pression de fonctionnement d'une pompe est la somme des pressions correspondant à la perte de charge dans la conduite et à la différence des niveaux.

- Lorsque la pompe est placée en dessous du niveau du réservoir d'aspiration, on dit qu'elle est en « charge ».
-

- Lorsqu'elle est dans une position intermédiaire, elle aspire le liquide du réservoir d'aspiration grâce à la pression atmosphérique pour le refouler dans le réservoir de refoulement.
- Certaines pompes sont auto amorçâtes, d'autres doivent être amorcées. On doit donc remplir le tuyau d'aspiration avec du liquide avant de commencer le pompage.

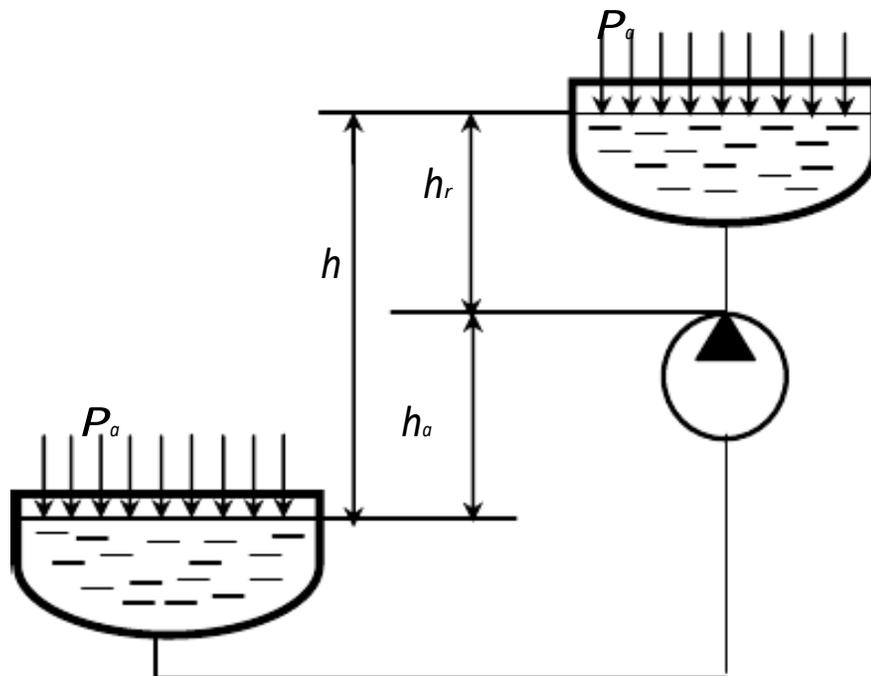


*Pompe immergée
(Pompe en charge)*



*Pompe de surface avec clapet
de retenu*

2. Hauteur d'aspiration d'une pompe :



$$P_a \geq \rho \cdot g \cdot h_a \Rightarrow h_a \leq \frac{P_a}{\rho \cdot g} = \frac{103300}{1000 \cdot 10} = 10,33 \text{ m.}$$

Pour les meilleurs pompes, les catalogues des constructeurs donnent 8 et parfois 9 m. En réalité cette hauteur est réduite pour différentes raisons : mauvaise étanchéité des joints, pertes de charge dans le tuyau d'aspiration, altitude etc.... Elle atteint difficilement 8 m en pratique.

La hauteur de refoulement est en principe n'est pas limitée sauf par la puissance motrice, la résistance des organes, l'étanchéité des joints etc....

III. Pompes volumétriques :

Le débit est obtenu par réduction mécanique de volume (pompe à piston par exemple).
Le débit est généralement pulsatoire et varie en fonction de la pression.

En effet, il existe une étanchéité entre les pièces en mouvement et les fuites internes de ces pompes sont assez faibles. Les pompes volumétriques se divisent en deux groupes :

- Les pompes à cylindrée constante.
- Les pompes à cylindrée variable.

IV. Caractéristiques :

1. La cylindrée (C_{yl}) :

$$C_{yl} = V \cdot \eta_e \cdot \eta_c$$

Avec :

- V : Volume d'un élément.
- η_e : nombre d'éléments.
- η_c : nombre de course par tour.

2. Le débit théorique :

$$Q_{th} = C_{yl} \cdot N$$

- Q_{th} : Débit théorique en l/mn.
- C_{yl} : Cylindrée en l.
- N : Vitesse de rotation en tr/mn.

3. Le débit réel :

$$Q_{réel} = Q_{th} \cdot \eta_v = C_{yl} \cdot N \cdot \eta_v$$

4. Le couple d'entraînement :

C'est le couple nécessaire à l'entraînement de la pompe :

$$C \cdot 2\pi = C_{yl} \cdot \Delta P$$

- C : Couple en N.
- C_{yl} : Cylindrée en m³.
- ΔP : différence de pression entre l'aspiration et le refoulement en Pascal.

Dans le cas où la cylindrée est exprimée en l et ΔP en **bar** on a:

$$C \cdot 2\pi = C_{yl} (10^{-3}) \cdot P_r (10^5) \Rightarrow C = \frac{C_{yl} \cdot \Delta P}{2\pi} \cdot 100 \Rightarrow \boxed{C = 15,9 \cdot C_{yl} \cdot \Delta P}$$

5. Le rendement :

Les pertes sont au niveau hydraulique (fuites internes) et aussi au niveau mécanique (les frottements). Nous aurons donc :

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_{méca}$$

Avec :

■ η^g : Rendement global d'une pompe.

■ η_v : Rendement volumétrique.

■ $\eta_{méca} = \frac{C_{utilisé}}{C_{entrée}}$ Rendement mécanique

6. La puissance à l'entraînement:

$$P = C \cdot \omega = 15,9 \cdot C_{yl} \cdot \Delta P \cdot \frac{\Pi \cdot N}{30}$$

➤ ω : Vitesse d'entraînement en rd/s.

➤ N : Vitesse d'entraînement en tr/mn.

Or la cylindrée est : $C_{yl} = \frac{Q}{N} \Rightarrow P = \frac{100}{2 \cdot \Pi} \cdot \frac{Q}{N} \cdot \Delta P \cdot \frac{\Pi \cdot N}{30} \Rightarrow P = \frac{Q \cdot \Delta P}{0,6}$

Pour plus de commodité, la puissance théorique (en KW) : $P_{th} = \frac{Q \cdot \Delta P}{600}$

En tenant compte des rendements volumétrique et mécanique, la puissance à l'entrée d'une pompe sera donc :

$$P_e = \frac{Q \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta^g}$$

7. La cavitation :

La cavitation est un phénomène physique destructeur de la pompe. Elle résulte de l'implosion des bulles d'air contenues dans l'huile, au cours de laquelle une particule de métal est arrachée. La cavitation émet un bruit très spécifique, il faut intervenir très rapidement.

Les causes de la cavitation sont :

- Une trop grande vitesse de rotation.
 - Une huile trop visqueuse.
 - Une ligne d'aspiration trop longue ou une section trop faible.
-

- Un filtre d'aspiration colmaté.
- Une ligne d'aspiration bouchée.

V. Classification des pompes volumétriques :

Suivant le type de mouvement de l'élément de variation du volume, les pompes volumétriques sont classées en deux :

1. Pompes à piston :

La variation de volume est obtenue par le déplacement d'un piston dans un cylindre, le mouvement du piston est rectiligne alternatif (Fig.1).

2. Pompes rotatives :

La variation de volume est obtenue par la rotation d'un rotor dans le corps de la pompe, le mouvement est circulaire continu, dans ce type on peut citer :

- Les pompes à engrenage (Fig.2).
- Les pompes à palettes (Fig.3).
- Les pompes à pistons rotatifs (Fig.4)).
- Les pompes à vis(Fig.5) .
- Les pompes à barillet(Fig.6) .

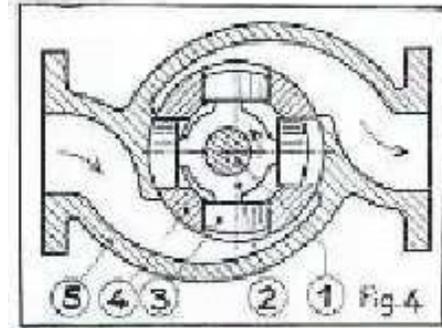
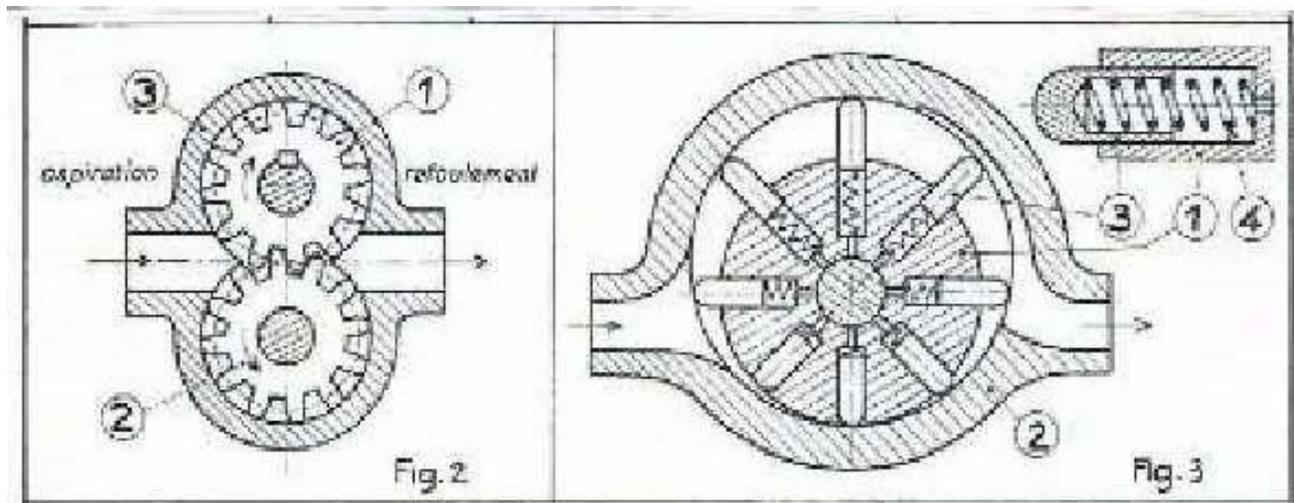
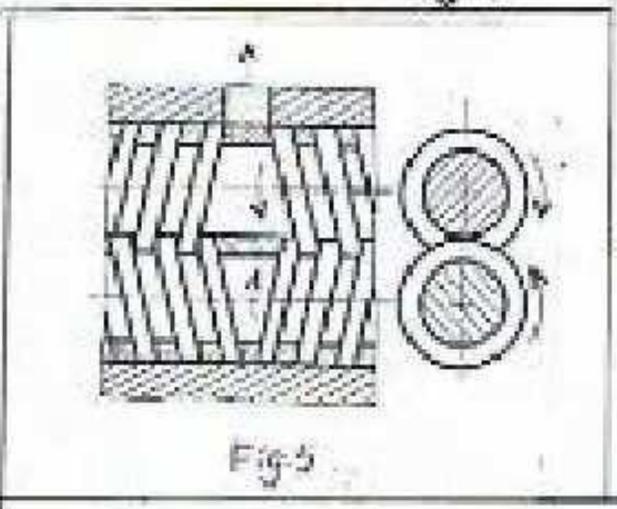
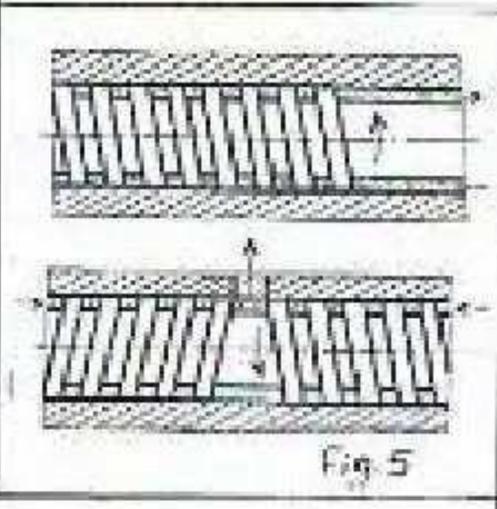
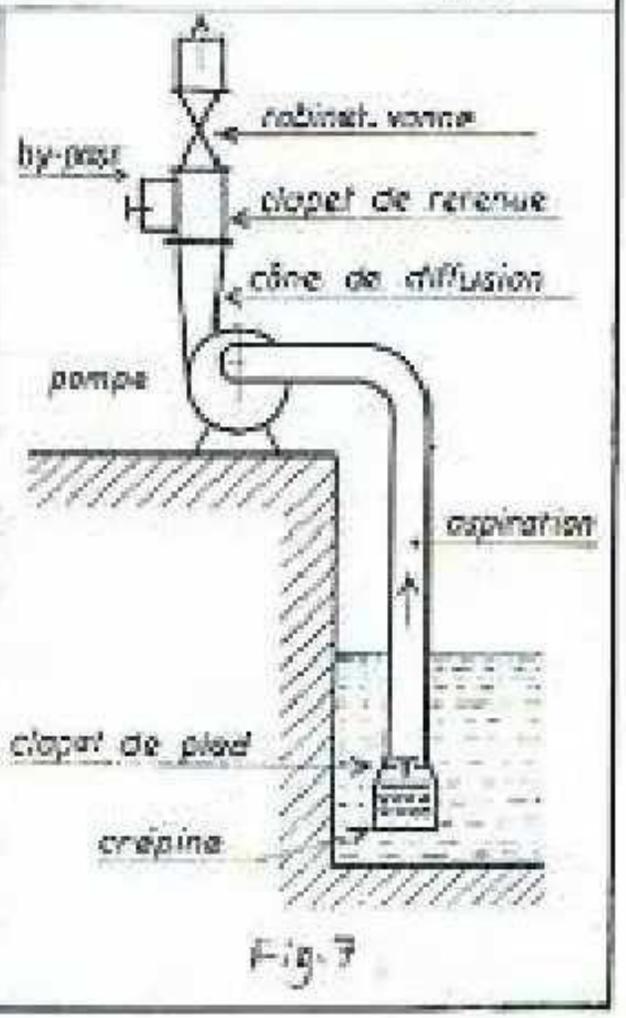
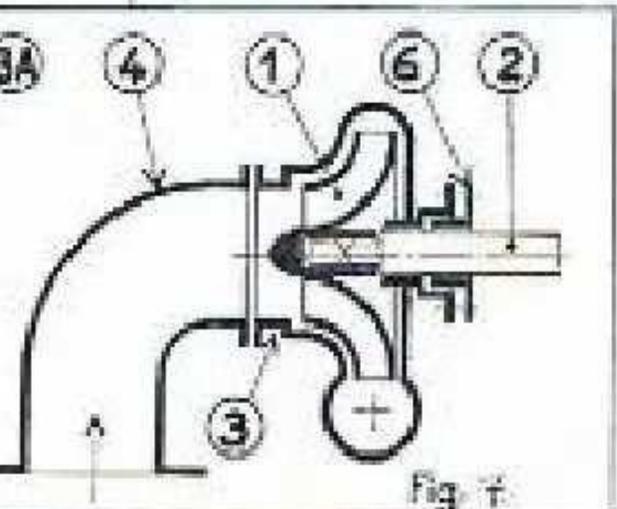
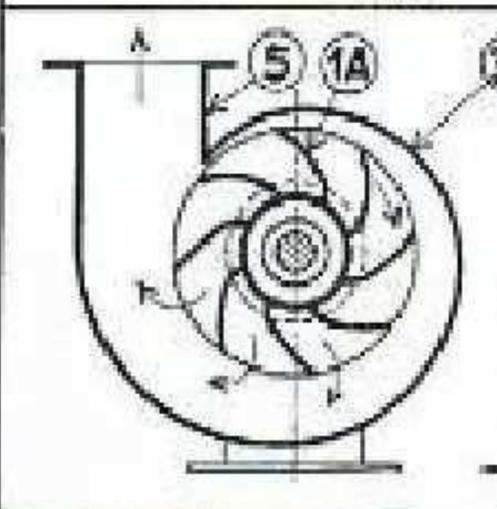
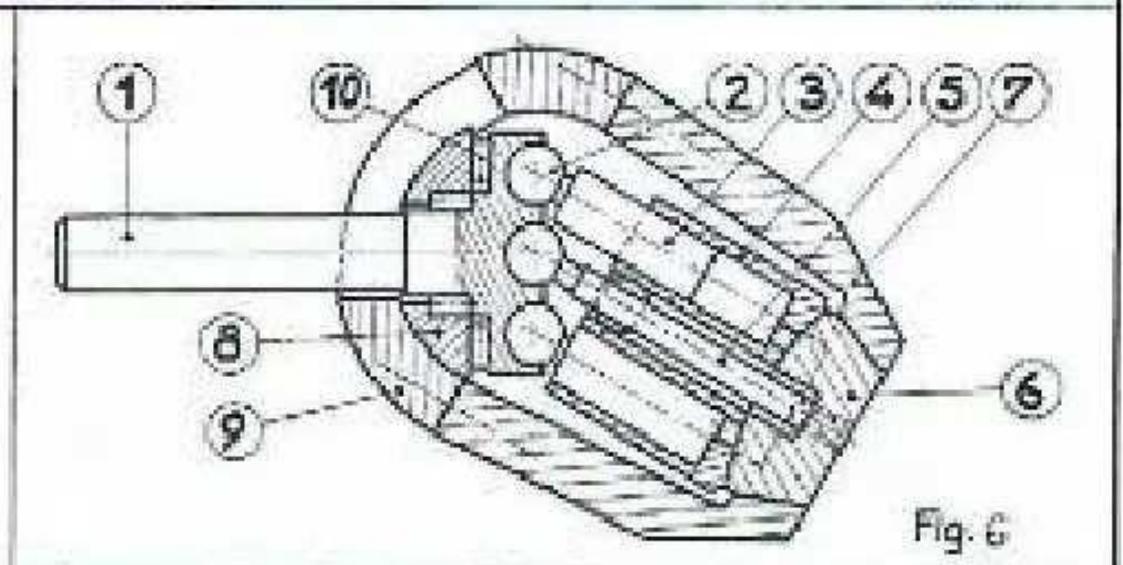
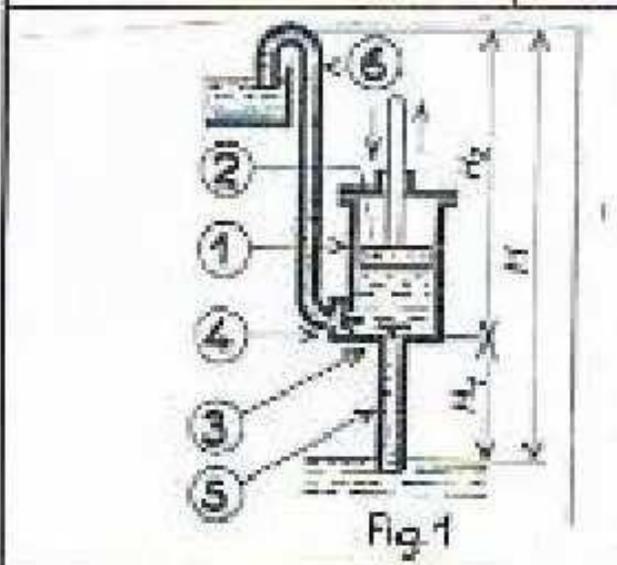
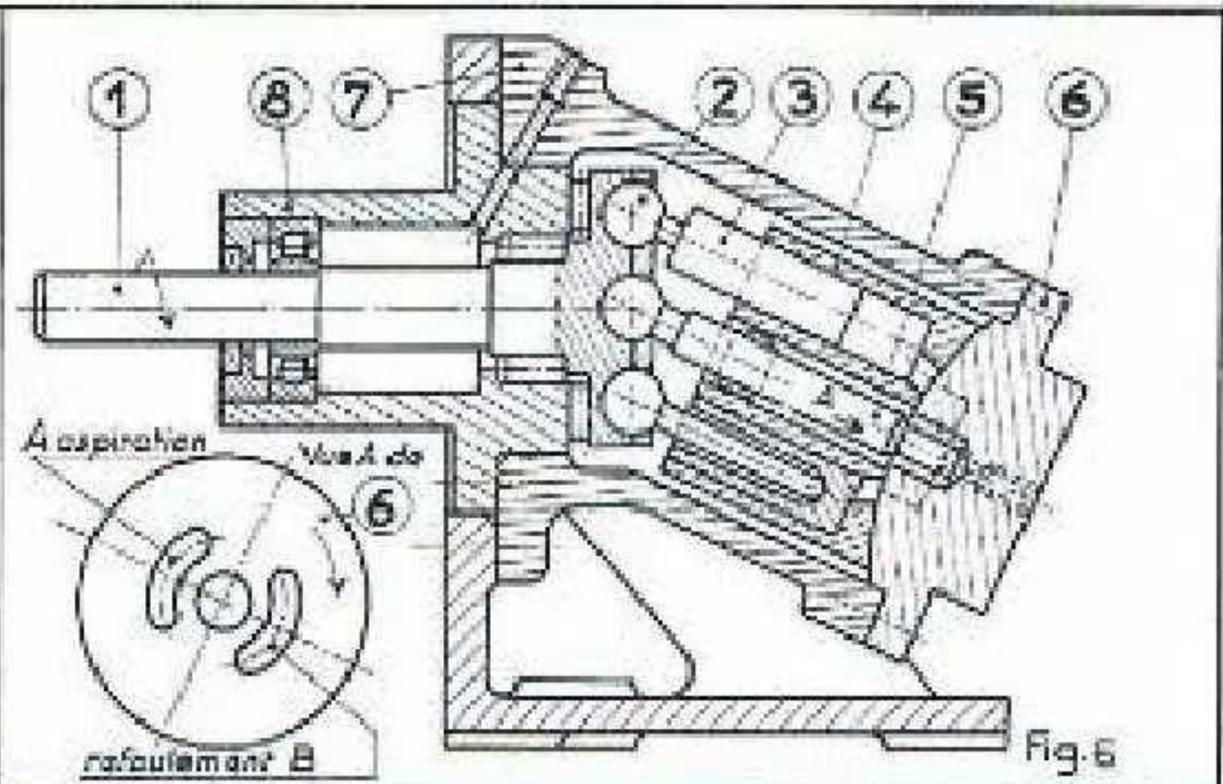
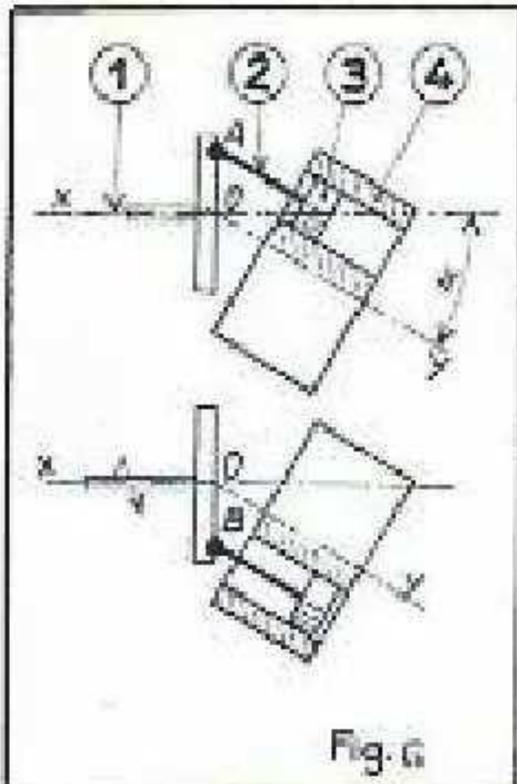


Fig.4





3. Application :

Sur le catalogue d'une pompe, on relève les caractéristiques suivantes :

Cyl= 49 cm³.

Q = 114 l/mn à 2400 tr/mn sous 210 bars.

1. Déterminer le rendement volumétrique η_v de cette pompe à 2400 tr/mn.

2. Le débit Q à 1400 tr/mn.

3. La puissance P_m du moteur électrique nécessaire à l'entraînement si le rendement global est $\eta_g = 0,86$.

VI. Les pompes à engrenages : (Fig.2)

Ce sont parmi les plus anciens systèmes de pompage.

Ce sont d'une construction simple et d'un prix compétitif.

Elles répondent aux applications de petite et moyenne puissance.

Elles appartiennent à la famille des pompes à cylindrée fixe.

Cependant le niveau sonore de fonctionnement reste élevé.

1. Cylindrée :

Dans le cas d'un engrenage à denture droite :

$$Cyl = \frac{\Pi}{2} (d_a^2 - a^2) . b . 10^{-6}$$

Avec :

C_{yl}: cylindrée en l.

d_a: diamètre de tête des pignons en mm

a : Entraxe entre les deux pignons en mm

b : Largeur de la denture en mm

2. La compensation :

Le fonctionnement de la pompe nécessite des jeux fonctionnels :

Entre les pignons et le corps de la pompe.

Entre les pignons et les flancs du corps de la pompe.

Un jeu élevé favorise les fuites internes donc diminue le rendement volumétrique de la pompe.

Un jeu faible augmente les frottements donc diminue le rendement mécanique.

D'où l'utilité de la compensation hydrostatique pour réduire l'influence de ce jeu. L'un des flasques est rendu mobile latéralement et l'autre reste fixe, un ressort pousse le flasque mobile et le maintient en appui sur le pignon.

En fonctionnement, la pression de refoulement s'exerce sur un anneau derrière le flasque mobile créant ainsi une force proportionnelle à la pression de refoulement et qui applique le flasque sur le pignon. C'est la compensation hydrostatique. Elle permet donc de réduire les fuites internes et travailler à pression plus élevée (Fig.8)).

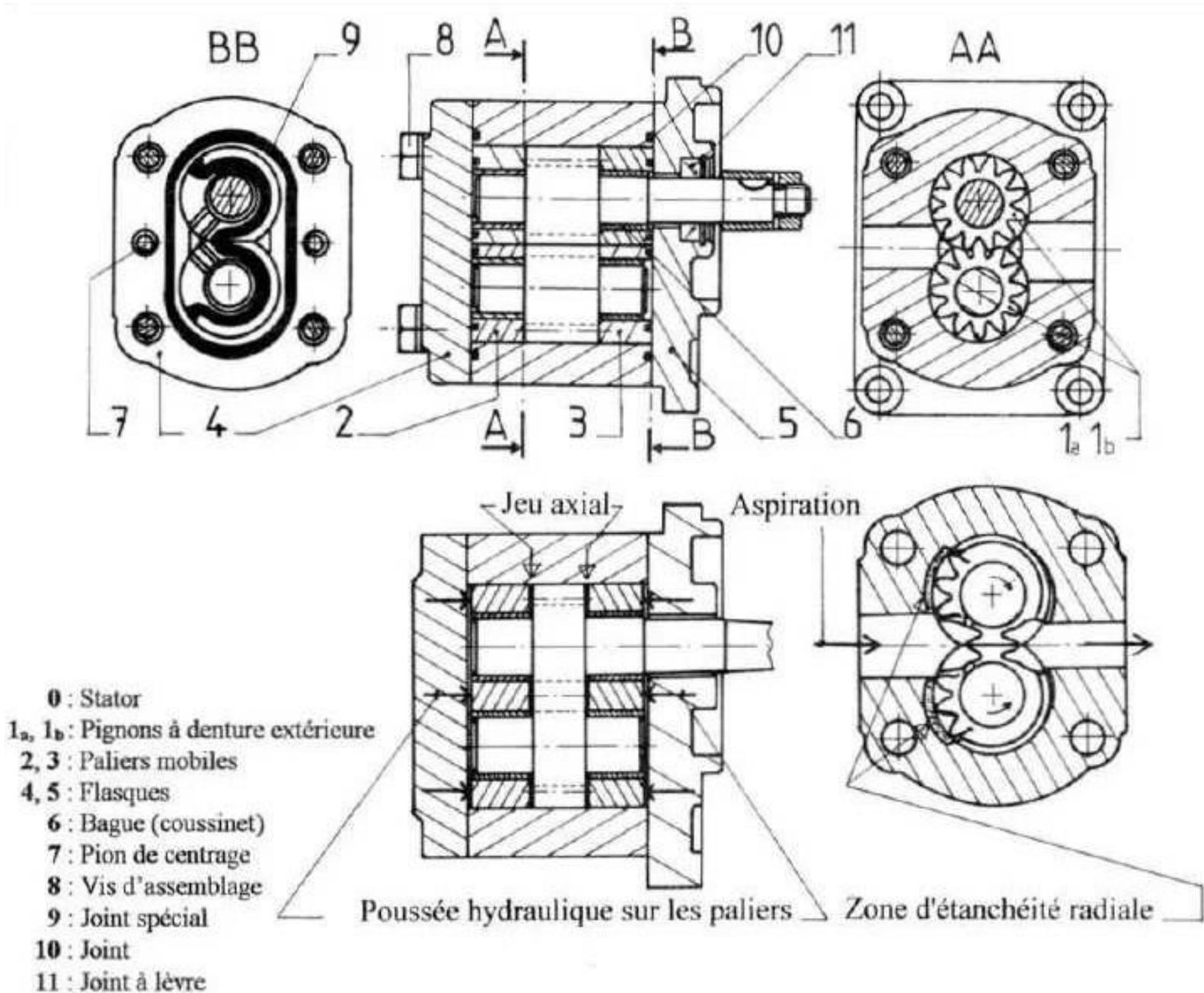


Fig.8

3. Charges sur les paliers :

Lorsqu'il y'a un freinage à la sortie, la pression de refoulement augmente. La somme des forces élémentaires qui s'exercent sur chaque pignon se traduit par une résultante qui pousse l'axe de rotation dans une direction déterminée. Il en résulte une tendance à l'usure dans cette direction.

VII. Pompes à palettes (Fig.3) :

Un rotor tourne dans un alésage excentré. Dans les rainures du rotor sont logées des palettes qui divisent l'espace libre entre le rotor et l'anneau en alvéoles. Le volume de ces alvéoles évolue tout au long de la rotation. Il augmente d'abord dans la zone d'aspiration, puis les alvéoles quittent la chambre, coté aspiration et se retrouvent isolées. Au fur et à mesure, le volume diminue, permettant ainsi le refoulement complet de l'huile dans la chambre de refoulement. Les paliers et le rotor sont donc chargés, coté refoulement (Fig.a).

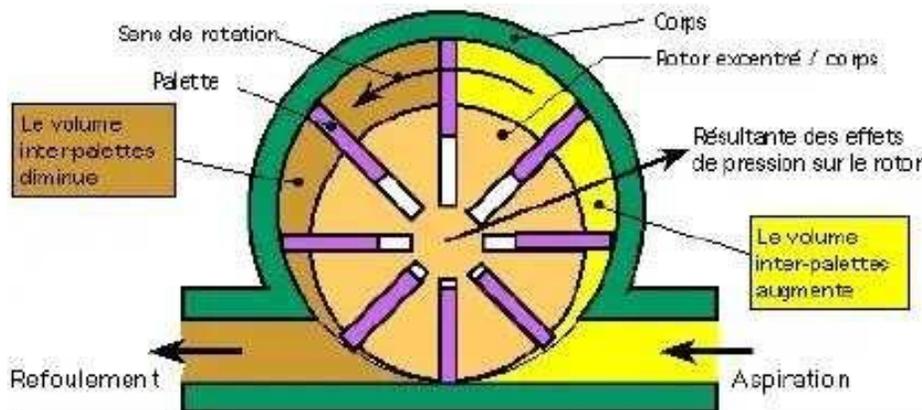


Fig.a

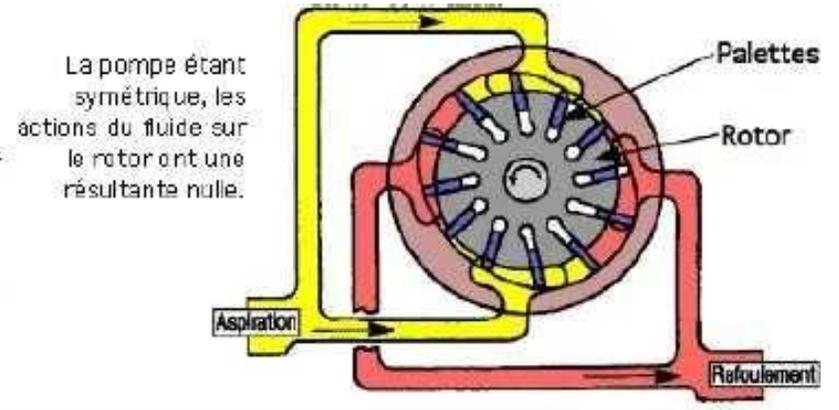


Fig.b

Pour remédier à cela, les constructeurs rendent la pompe symétrique pour équilibrer les effets de pression sur le rotor. Les paliers de celui-ci ne supportent alors aucune action importante (Fig.b).

1. Cylindrée :

Pour une pompe à n palettes disposées régulièrement, c'est-à-dire décalées d'un angle de

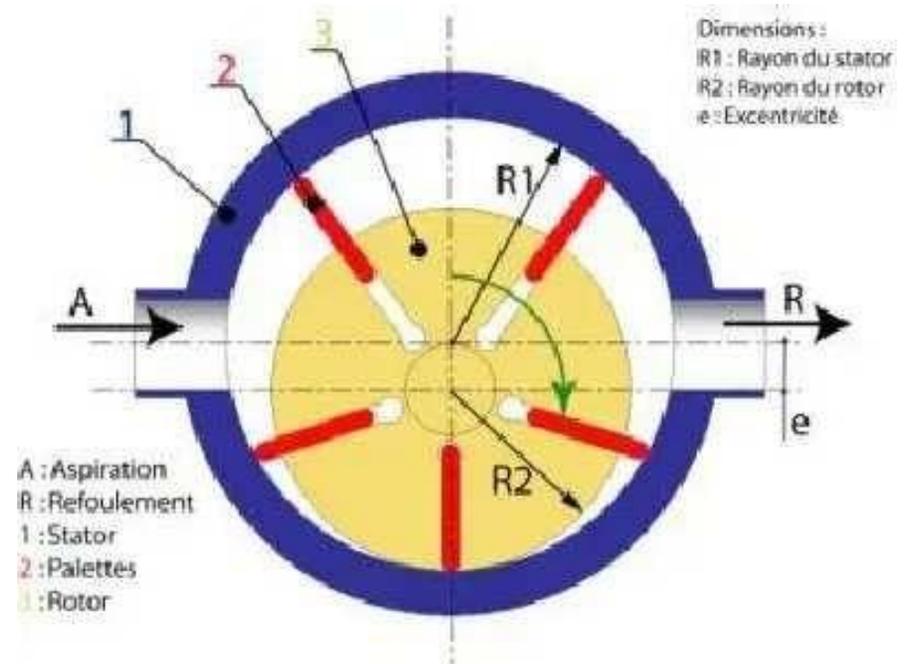
$$\left(\frac{2\Pi}{n}\right)$$

$$C_{yl} \approx 4.b.n.e.R_1 \cdot \sin\left(\frac{\Pi}{n}\right)$$

Avec :

- b : longueur des palettes en centimètre.
- e : excentricité en centimètre.
- R_1 : rayon du stator en centimètre.

Cette formule est approximative car l'épaisseur des palettes est négligée.



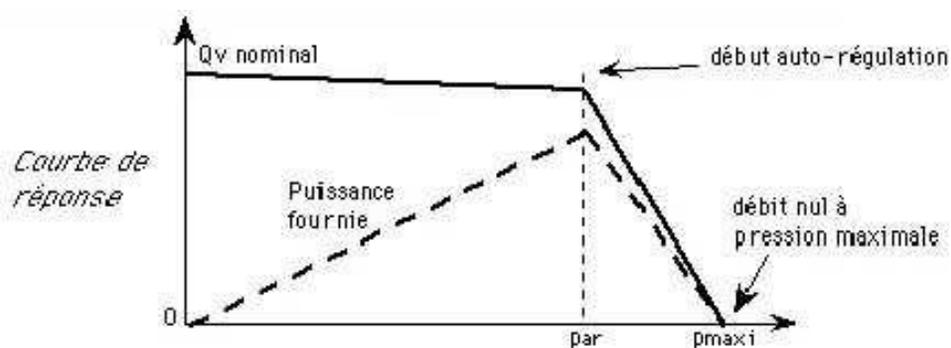
2. Pompes à palettes à cylindrée variable :

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

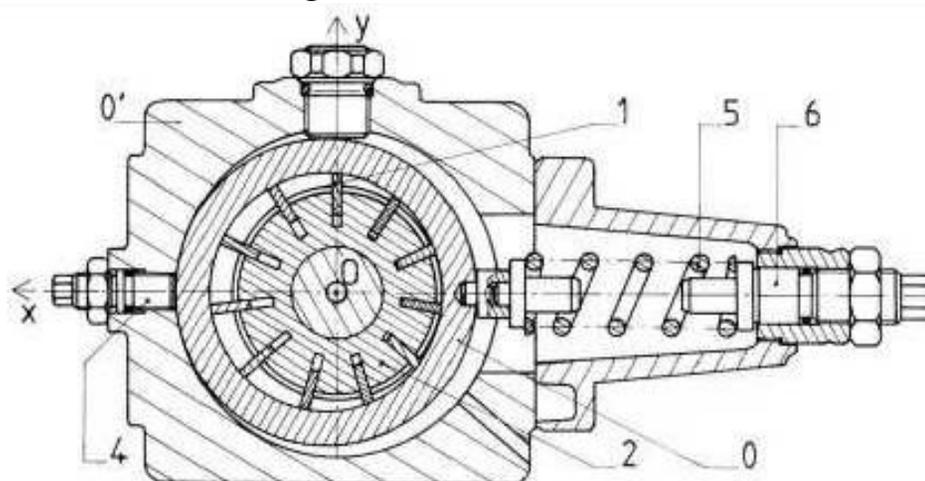
On peut utiliser la résultante des actions de pression sur le stator pour faire varier cette excentration, la cylindrée est alors fonction de cette pression, on dit que la pompe est autorégulée.

Les pompes autorégulées permettent de maintenir la pression maximale dans le circuit tout en ayant un débit nul. A partir d'une certaine pression, la cylindrée de la pompe se met à diminuer progressivement vers le débit nul, la pompe ne fournit alors plus de puissance (et donc n'en consomme plus).

La régulation la plus courante a l'aspect de la courbe ci - dessous (les pressions d'autorégulation et maximale sont réglables). On trouve des pompes autorégulées à pistons et à palettes.



Le débit avant régulation n'est pas tout à fait constant, car le rendement volumétrique diminue lorsque la pression de sortie augmente.



- 0' : Carter principal
- 0 : Stator, mobile suivant l'axe (O, \bar{x})
- 1 : Palette
- 2 : Rotor
- 4 : Vis de réglage de la cylindrée maximale de la pompe
- 5 : Ressort de compression, maintenant le contact (0 → 4) pour une faible pression de refoulement
- 6 : Vis de réglage de la compression du ressort, donc aussi de la pression maximale de refoulement

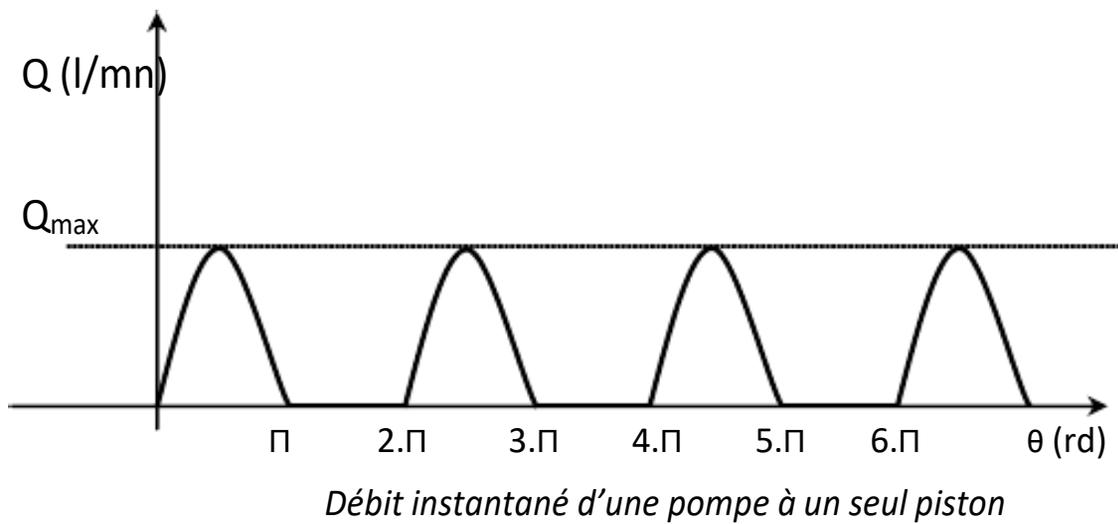
VIII. Les pompes à pistons :

- Ce sont des pompes de hautes performances.
- De débit important (jusqu'à 500 l/mn).
- Caractérisées par des pressions élevées (jusqu'à 1000 bars).
- Caractérisée par un rendement excellent (0,9 à 0,95).

Pour une pompe à un seul piston, le cylindre ne débite que pendant la moitié du temps ce qui donne un débit discontinu. Cette discontinuité peut être recherchée (cas d'une pompe d'injection par exemple), mais le plus souvent il s'agit d'un inconvénient. Le débit instantané a une forme voisine d'une sinusoïde :

$$Q = Q_{\max} \cdot \sin \theta$$

θ : rotation de l'arbre d'entraînement



1. Influence du nombre de pistons sur la régularité du débit :

On définit la pulsation de débit par :

$$\delta = \frac{Q_{\max}^{inst} - Q_{\min}^{inst}}{Q_{moy}}$$

Avec :

- Q_{\max}^{inst} : Débit instantané maximal.
- Q_{\min}^{inst} : Débit instantané minimal.

Plus la différence entre les débits instantanés sera grande, plus le débit sera irrégulier.

La pulsation de débit δ indique en pourcentage le taux d'irrégularité du débit moyen et elle est fonction du nombre de pistons :

- Pour 5 pistons : $\delta = 5,3 \%$.
- Pour 6 pistons : $\delta = 14 \%$.
- Pour 9 pistons : $\delta = 1,8\%$.
- Pour 10 pistons : $\delta = 5\%$.

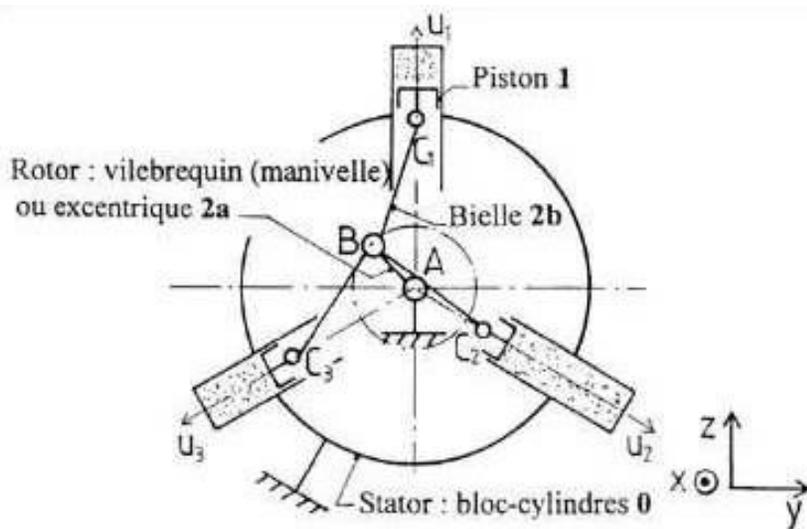
On constate que pour les nombres impairs de pistons, la pulsation de débit est plus faible que pour les nombres pairs, de ce fait, la plupart des pompes possèdent un nombre impair de pistons à fin de fournir un débit plus régulier.

2. Pompes à piston radiaux :

On les utilise pour des pressions supérieures à 350 bars. Elles sont très silencieuses. Elles sont utilisées dans les cas de forts débits. Elles ont un rendement d'environ 0,9. Il en existe trois types :

- A système bielle manivelle.
- A excentrique.
- A blocs cylindres excentrés.

Dans les deux premiers systèmes on a des cylindrées constantes. Dans le dernier cas l'excentration peut être modifiée on aura alors une pompe à cylindrée variable.



Système bielle manivelle

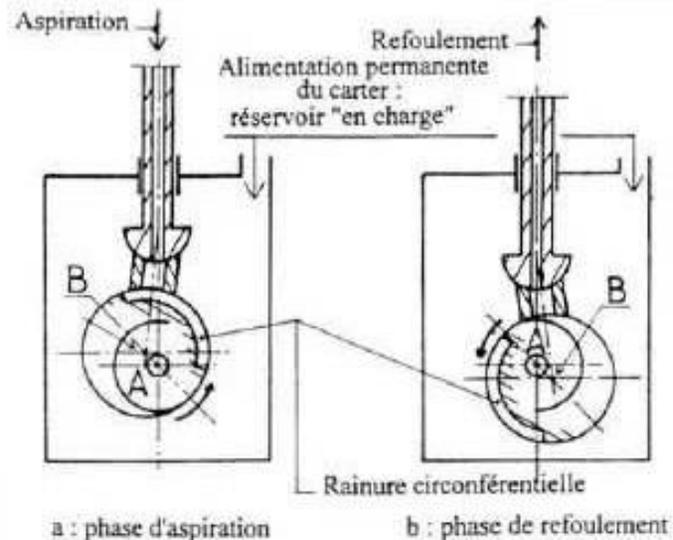
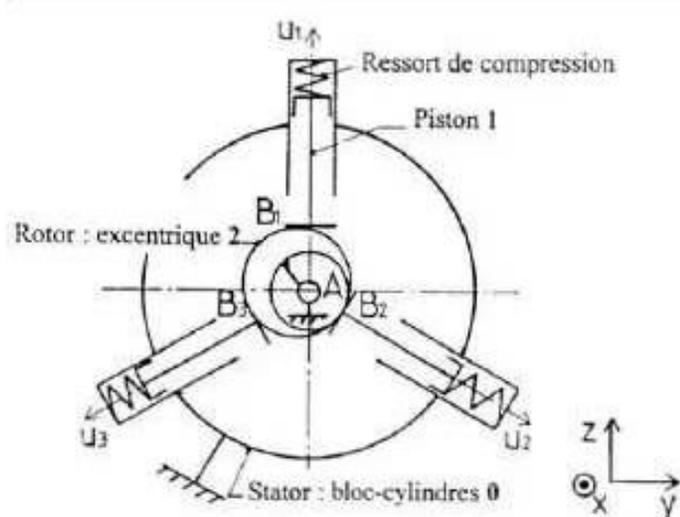
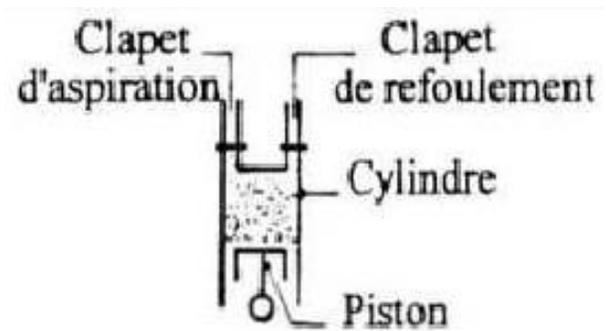
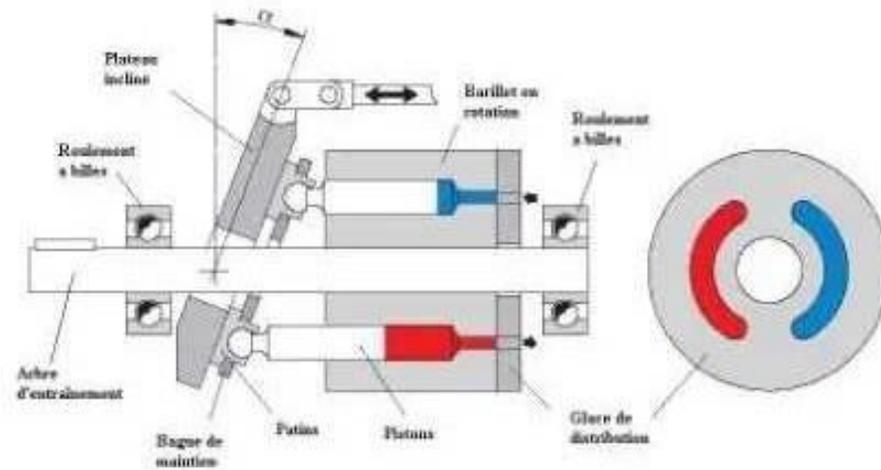


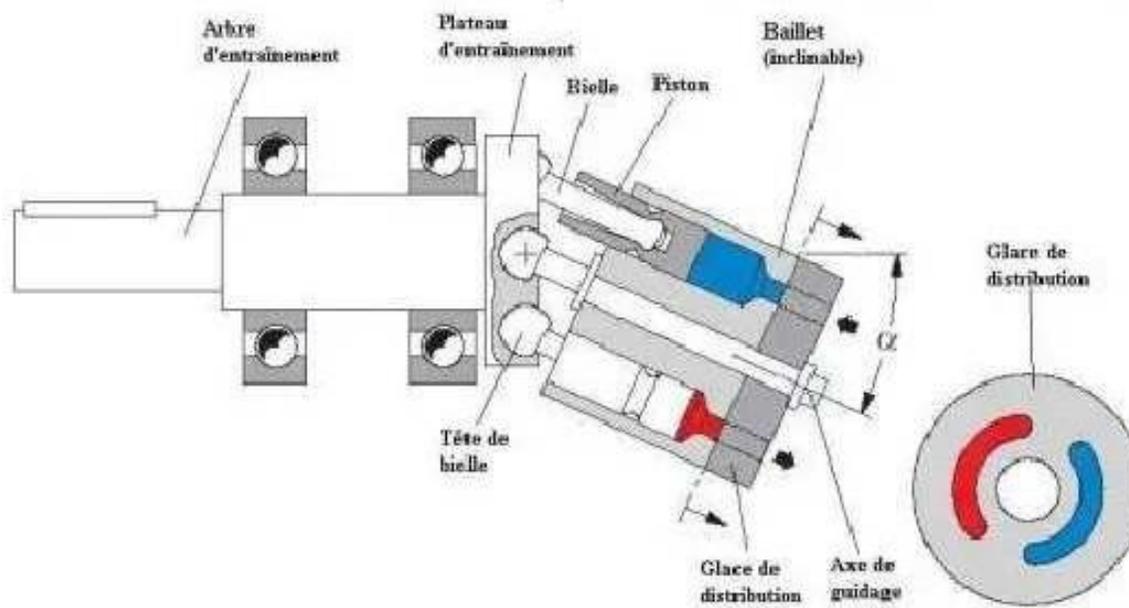
Schéma de principe d'une pompe à pistons radiaux par excentrique

3. Pompes à piston axiaux :

Dans ce type de pompe, les pistons sont disposés axialement par rapport au bloc cylindre (Fig.6). La variation de la cylindrée pour ce type de pompe est fonction de l'angle α donc de l'inclinaison du plateau rotatif 1.



Pompe à pistons axiaux à axe droit, plateau inclinable



Pompe à axe brisé, barillet inclinable

LES POMPES CENTRIFUGES

I. Principe de fonctionnement :

Les pompes centrifuges (Fig.1) sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute. Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute. Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant et ainsi de limiter les pertes d'énergie (Figure 2).

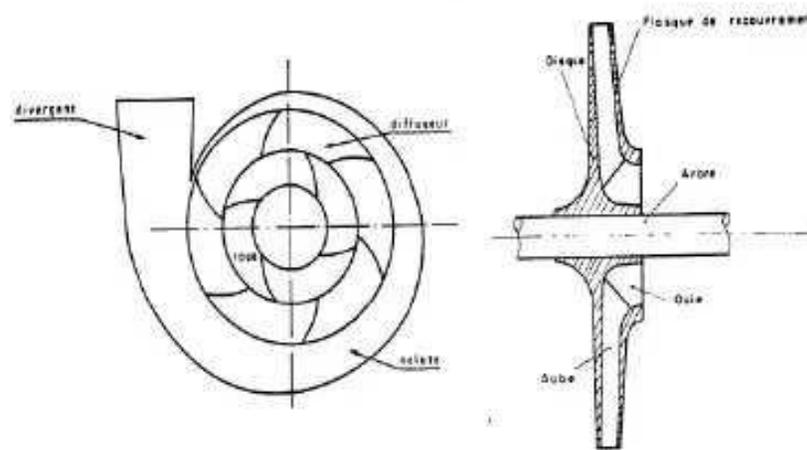


Fig.1 : Coupe d'une pompe centrifuge

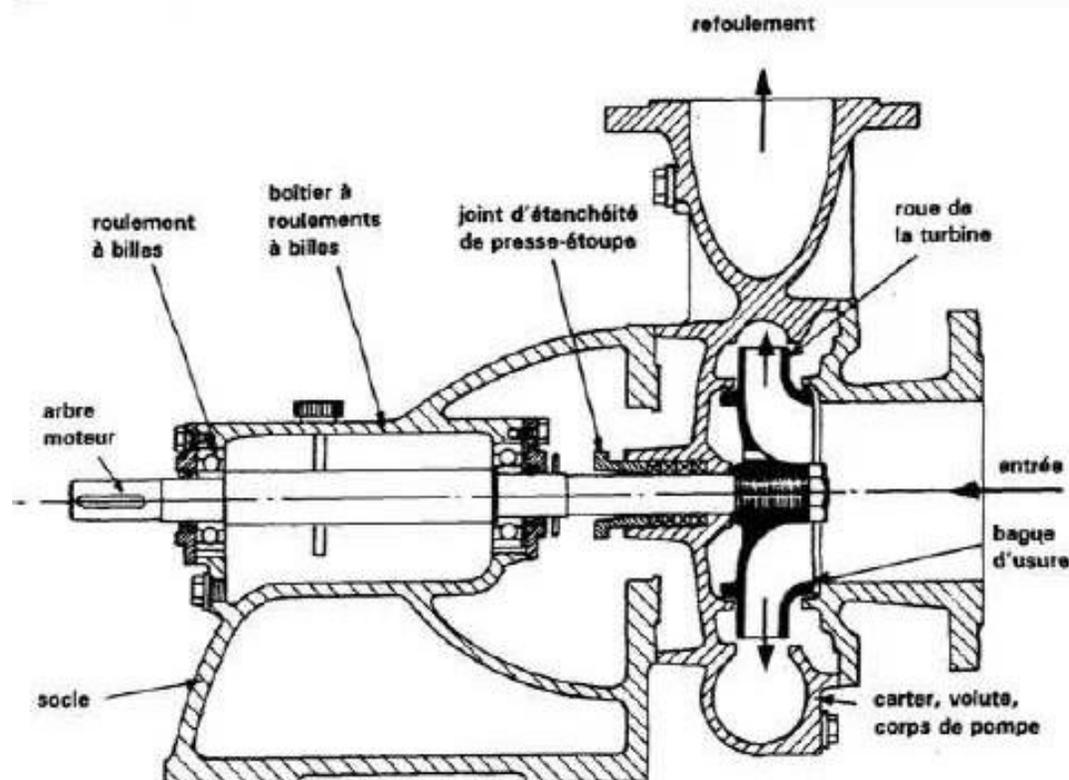


Fig.2 : Schéma d'une pompe centrifuge.

II. Amorçage :

Les pompes centrifuges ne peuvent s'amorcer seules. L'air contenu dans la conduite d'aspiration nécessite d'être préalablement chassé. On peut utiliser un réservoir annexe placé en charge sur la pompe pour réaliser cet amorçage par gravité.

Pour éviter de désamorcer la pompe à chaque redémarrage il peut être intéressant d'utiliser un clapet anti-retour au pied de la canalisation d'aspiration.

III. Utilisation :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- Utilisation de liquides visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.

- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que, le lait, les boissons etc..).

- Utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre contrairement à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

IV. Caractéristiques :

D'un point de vue hydraulique, les trois principaux paramètres qui caractérisent une pompe centrifuge sont :

- le débit volumique Q ,
- la hauteur manométrique totale H_{mt}
- et son rendement η

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique et le rendement sont tracés en fonction du débit (Figure 3). Le point de fonctionnement se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau

Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal.

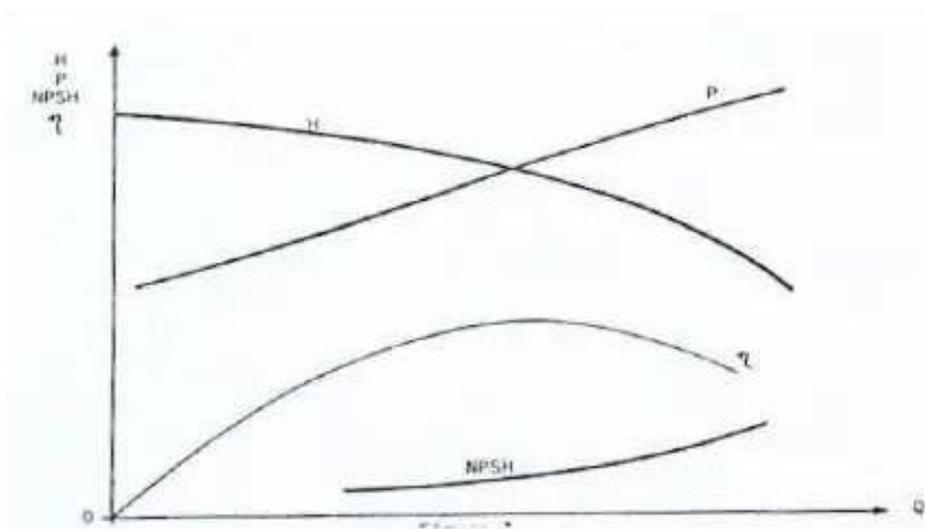


Fig.3 : Caractéristiques d'une pompe.

1. La hauteur géométrique

La hauteur géométrique H_G est la somme verticale de la hauteur de refoulement H_r et la hauteur d'aspiration H_a .

$$H_G = H_r + H_a$$

2. La pression utile : (p_u)

Elle dépend du type d'utilisation au point de puisage. On définit alors la hauteur utile H_u exprimée en mètre colonne d'eau [mCE] avec :

$$H_u = \frac{P_u}{\rho g} .$$

- p_u : pression utile exprimée en Pa.

3. La pression de charge : (p_c)

Lorsqu'une réserve de fluide fournit une pression de charge, elle correspond tout simplement à la hauteur du niveau de ce fluide dans le réservoir source et le point d'aspiration.

$$H_c = \frac{P_c}{\rho g}$$

4. Expression de la hauteur manométrique totale : Hmt

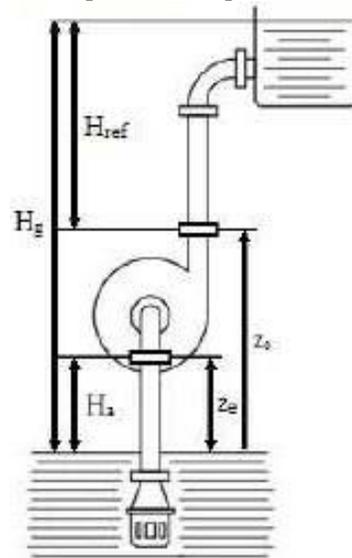
La pompe doit vaincre dans le circuit :

- La variation de hauteur H_G .
- La pression utile p_u au point de puisage.
- Les pertes de charge dans la tuyauterie ΔH .

NB : Les deux premiers facteurs sont généralement constants.

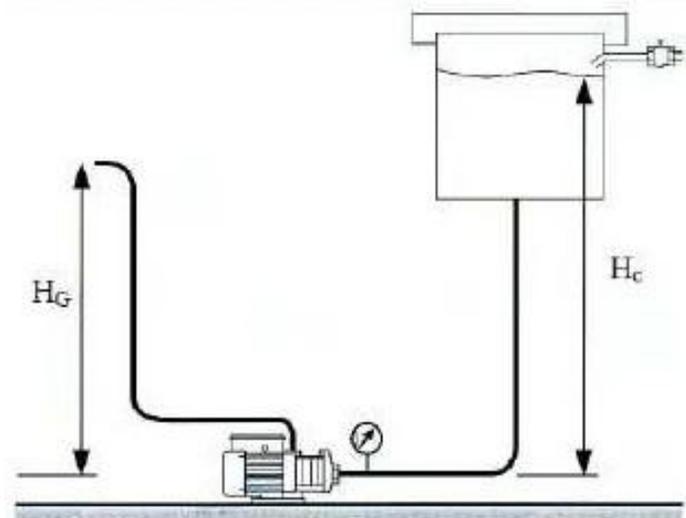
On définit la Hauteur manométrique totale H_{mt} par :

Pompe en aspiration



$$H_{mt} = H_g + \Delta H$$

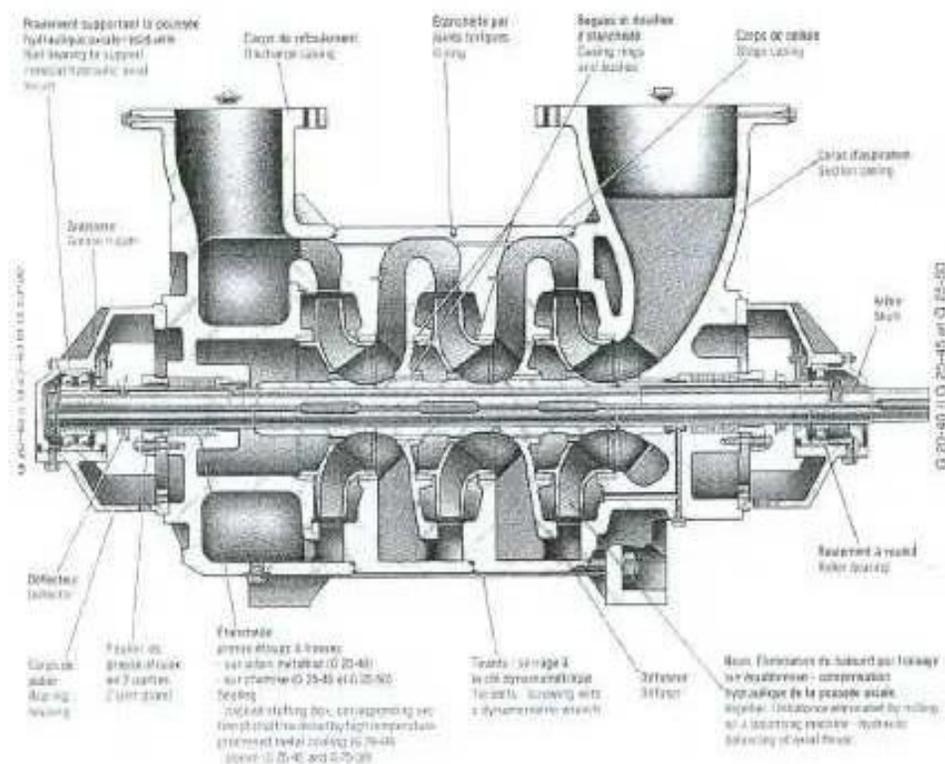
Pompe en charge



$$H_{mt} = H_G + \Delta H - H_c$$

Les hauteurs manométriques totales fournies ne peuvent dépasser quelques dizaines de mètres. Pour dépasser ces valeurs on utilise des pompes centrifuges multicellulaires où plusieurs roues sont montées en série sur le même arbre. Le refoulement d'une des pompes communique avec l'aspiration de la pompe suivante (Fig.4).

Fig.4 : Coupe d'une pompe multicellulaire



Les pompes centrifuges vérifient des lois (**lois de similitude**) qui à partir d'une courbe caractéristique établie pour une vitesse de rotation N de la roue de la pompe permettent d'obtenir la caractéristique pour une vitesse de rotation N' quelconque.

Si on connaît pour une vitesse N , le débit Q_{vN} , la hauteur manométrique totale

H_{mt}^N et la puissance absorbée P^N , on sait qu'il existe deux courbes caractéristiques (H_{mt} en fonction de Q_v et P en fonction de Q_v) pour la vitesse N' tels que les points définis par les coordonnées $(Q_{vN'}, H_{mtN'})$ et $(Q_{vN'}, P_{N'})$ en soient respectivement éléments.

Les lois de similitude permettent de déterminer $Q_{vN'}$, $H_{mtN'}$ et $P_{N'}$ par :

(N)

On peut ainsi reconstruire point par point les caractéristiques pour la vitesse de rotation N' en prenant des points différents des caractéristiques établies pour la vitesse N .

5. Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge

5.1 Equation caractéristique d'un circuit de transport de liquide :

Pour un circuit donné, la hauteur manométrique est :

$$H_{mt} = H_g + \Delta H$$

Avec :

ΔH : la somme des pertes de charge linéaires et singulières dans le circuit (Aspiration et refoulement) :

$$\Delta H = \left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \frac{v_a^2}{2g} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \frac{v_r^2}{2g} \quad \text{Or :} \quad Q = v_a \cdot S_a = v_r \cdot S_r \quad \text{et} \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\text{Donc :} \quad \Delta H = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \frac{1}{D_r^4} \right] Q^2$$

$$\text{On pose :} \quad A = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \frac{1}{D_r^4} \right]$$

$$\text{Donc :} \quad H_{mt} = H_G + A Q^2$$

Où : A est une constante pour un circuit donné (caractéristique d'un circuit).

Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique du circuit

$$H_{mt} = H_G + A Q^2$$

Avec la courbe caractéristique de la pompe $H_{mt} = f(Q)$.

5.2 Traçage des courbes caractéristiques :

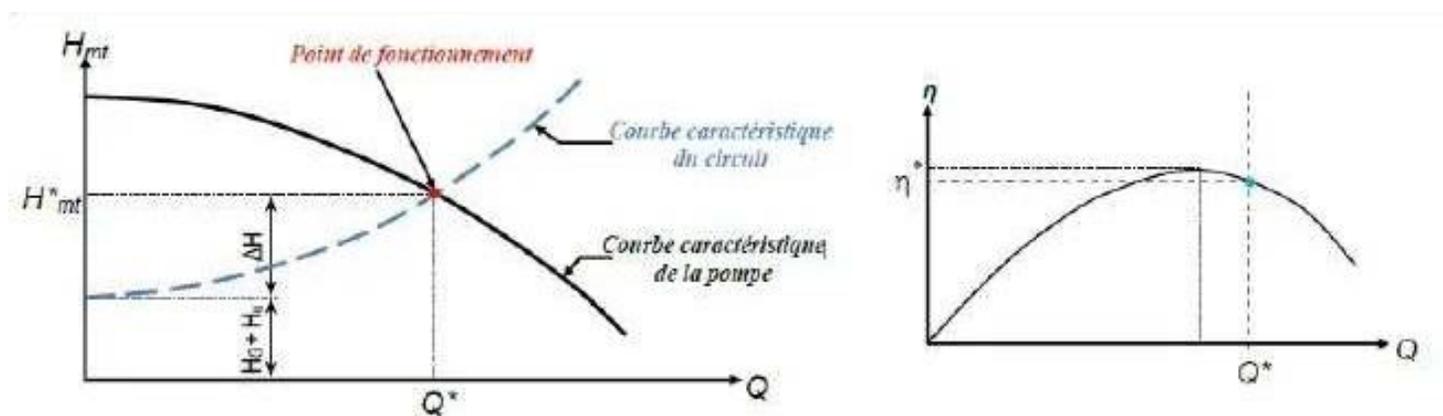
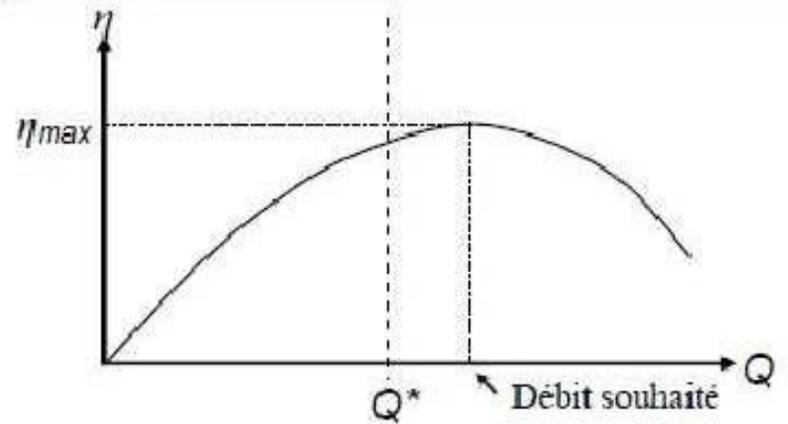
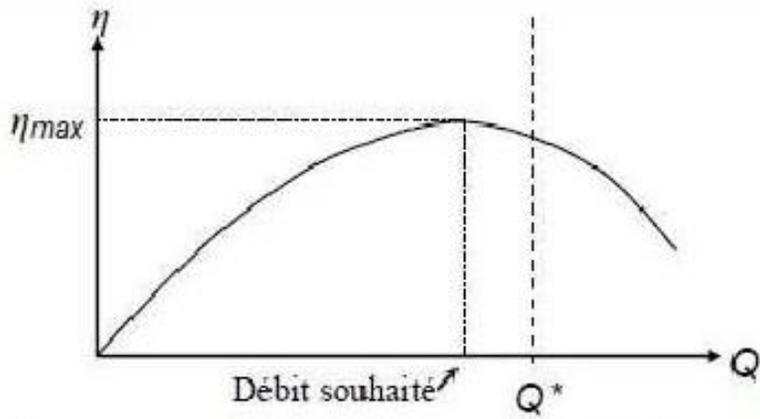


Figure : 5 Point de fonctionnement

5.2 Interprétation :

Si le débit souhaité est inférieur à celui qui est déterminé, on peut choisir un diamètre de conduite plus petit ou une pompe moins puissante ou bien on utilise une vanne de réglage de débit (augmenter les pertes de charge dans le circuit).

Si le débit souhaité est supérieur à celui qui est déterminé, on doit choisir un diamètre de conduite plus grand pour diminuer les pertes de charge ou une pompe plus puissante.



Remarque : Le point de fonctionnement doit être au voisinage et à droite du débit souhaité. Dans ce cas on peut améliorer le rendement en agissant sur la vanne de réglage du débit.

6. Le N.P.S.H : (Net Positive Suction Head) ou Hauteur de charge nette absolue

Le N.P.S.H, est une notion qui permet de contrôler par le calcul, la pression à l'entrée d'une pompe et de vérifier qu'elle est suffisante en tenant compte de la chute de pression complémentaire entre la bride d'aspiration et la pompe.

V. Critères de choix des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge doit être choisie en fonction de l'installation dans laquelle elle sera placée et en tenant compte des éléments suivants :

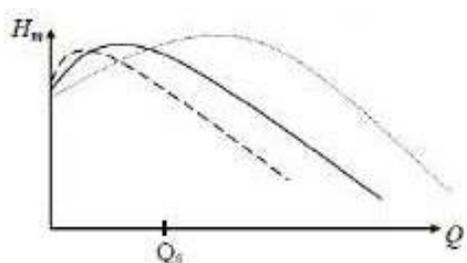
- Les propriétés du liquide.
- Le débit souhaité Q_s .
- Les caractéristiques spécifiques du circuit, H_G et H_{mt} .

1. Les propriétés du liquide : (critère n°1)

Ces propriétés sont indispensables pour le bon choix des matériaux utilisés pour la fabrication des pièces de la pompe qui sont en contact avec le liquide.

2. Le débit souhaité : (critère n°2)

La pompe doit être capable d'assurer le débit souhaité Q_s .

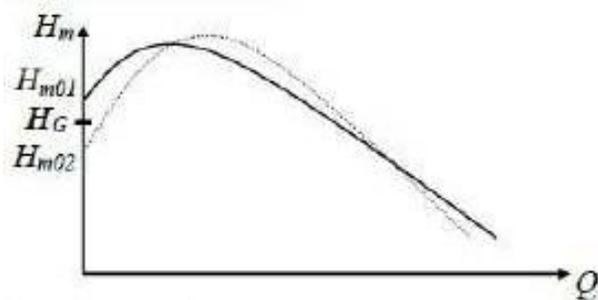


- Pompe N°01
- Pompe N°02
- - - - - Pompe N°03

Dans ce cas, la pompe convenable est la pompe N°01

3. $H_G < H_{m0}$: (critère n°3)

Avec H_{m0} est la hauteur manométrique de la pompe correspondant à un débit nul.

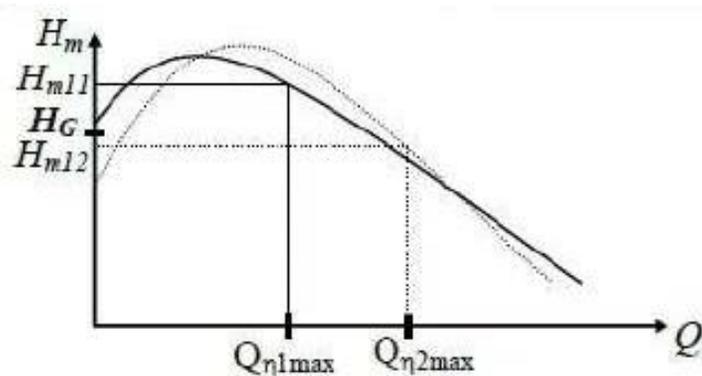


— Pompe N°01
 Pompe N° 02

Dans ce cas, la pompe convenable est la pompe N°01

4. $H_G < H_{m1}$: (critère n°4)

Avec H_{m1} est la hauteur manométrique de la pompe correspondant à un rendement maximal.

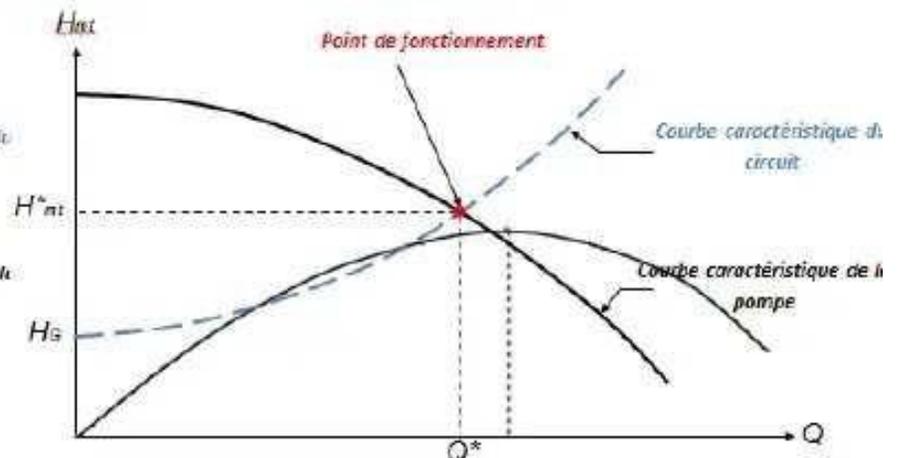
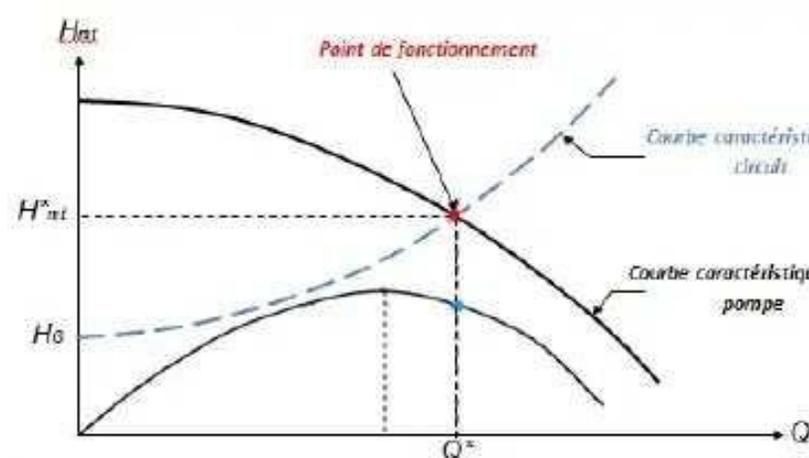


— Pompe N°01
 Pompe N° 02

Dans ce cas, la pompe convenable est la pompe N°01

5. Le point de fonctionnement : (critère n°5)

Le point de fonctionnement doit être *au voisinage et à droite du débit souhaité*.



6. NPSH : (critère n°6)

On doit vérifier que la cavitation est évitée pour le débit de fonctionnement Q^* . Il faut

$$\text{que : } N.P.S.H_{\text{Disponible}}(Q^*) > N.P.S.H_{\text{Requis}}(Q^*)$$

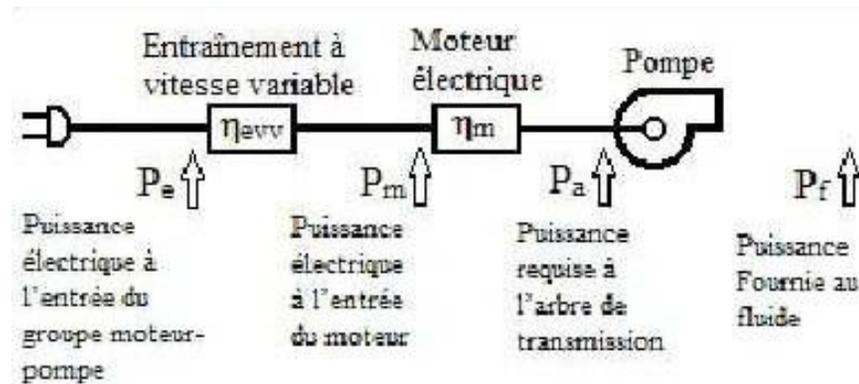
* Remarque : Si on ne connaît pas $N.P.S.H_{\text{Requis}}$, on doit vérifier que la pression absolue d'aspiration de la pompe, équivalente à Q^* , est supérieure à la pression absolue de vaporisation du liquide.

$$p_{\text{asp}}(Q^*) > p_v$$

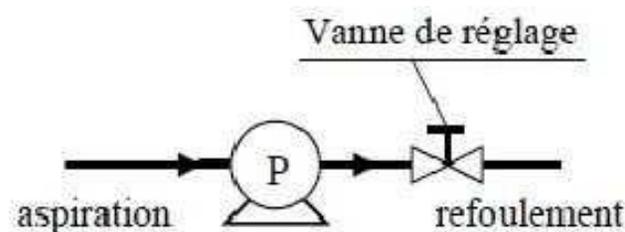
VI. Réglage du débit :

Le réglage du débit est important pour des besoins dus au procédé mais aussi pour se placer dans des plages de fonctionnement où le rendement est meilleur. Trois moyens sont possibles:

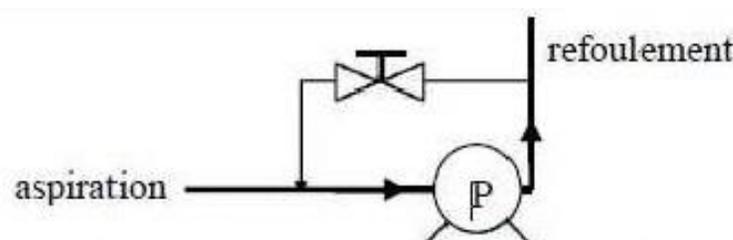
1. variation de la vitesse de rotation de la pompe par un dispositif électronique



2. **vanne de réglage** : Située sur la canalisation de refoulement de la pompe pour éviter le risque de cavitation: suivant son degré d'ouverture, la perte de charge du réseau va augmenter ou diminuer ce qui va entraîner la variation du point de fonctionnement



3. **Réglage en "canard"** : avec renvoi à l'aspiration d'une partie du débit.



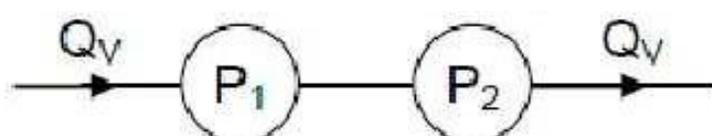
VII. Couplages des pompes centrifuges :

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

On considère deux pompes P_1 et P_2 ayant des caractéristiques identiques.

1. Couplage en série :

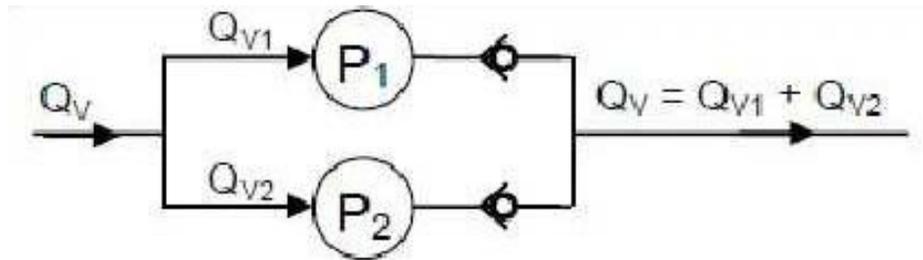
Il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.



Pour ce cas de couplage on a : $H_{mt\text{ série}} = H_{mt1} + H_{mt2}$ et $Q_v = Q_{v1} = Q_{v2}$

2. Couplage en parallèle :

Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau, il convient lorsque le besoin de débit plus important s'avère nécessaire.



Pour ce cas de couplage on a : $H_{mt1} = H_{mt2} = H_{mt\text{ parallèle}}$ et $Q_V = Q_{V1} + Q_{V2}$

LES RECEPTEURS HYDRAULIQUES

I. Les moteurs hydrauliques :

Ils fournissent une transmission d'énergie inverse de celle des pompes. Ils convertissent l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Dans leurs conception, ils sont très proches des pompes. On rencontre :

- Des moteurs à engrenage.
- Des moteurs à palettes.
- Des moteurs à piston radiaux.
- Des moteurs à pistons axiaux.

1. Caractéristiques :

1.1 Le couple :

$$C = 15,9.C_{yl}.\Delta P.n_g$$

- C : Couple en $m.N$.
- C_{yl} : Cylindrée en litre.
- ΔP : Différence de pression aux bornes du moteur en bar.
- n_g : Rendement global du moteur.

La vitesse de rotation :

La vitesse de rotation est directement liée au débit :

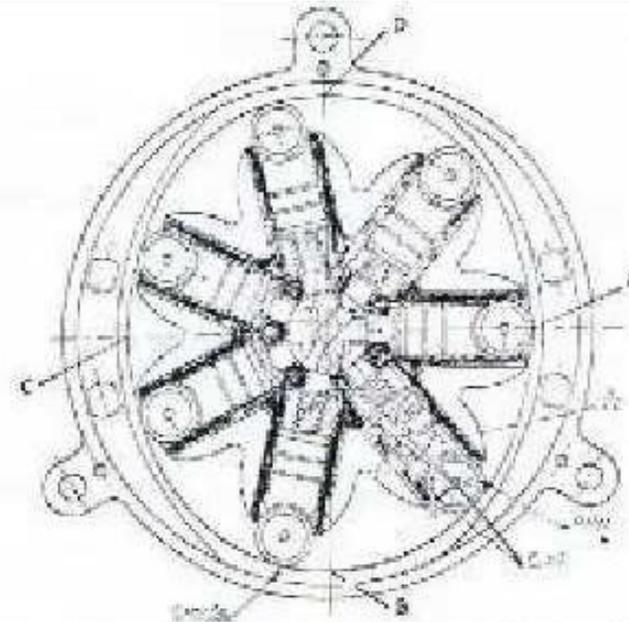
$$N = \frac{Q}{C_{yl}}$$

- N : en tr/mn .
- Q : en l/mn .
- C_{yl} : en l/tr .

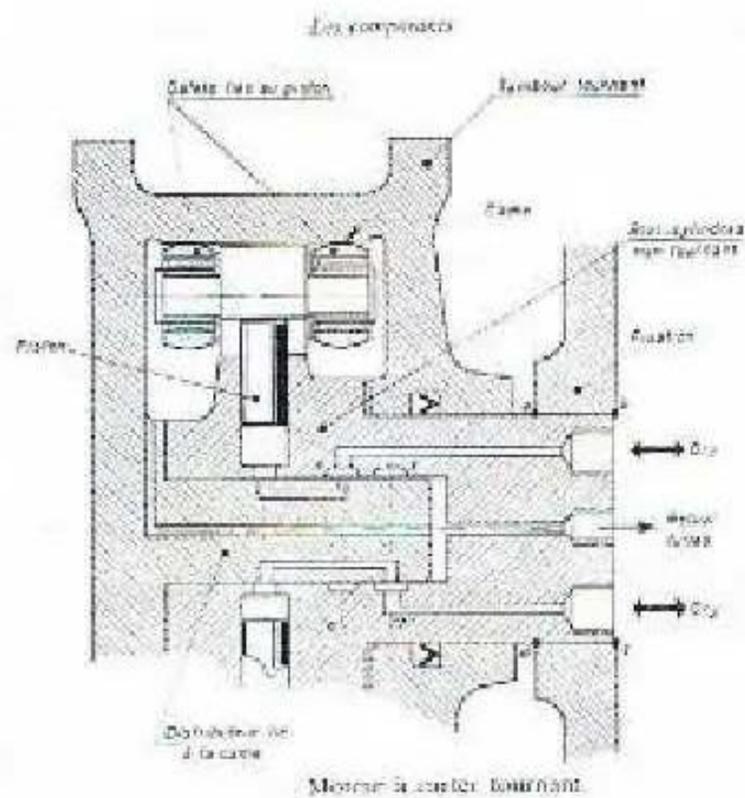
La puissance hydraulique absorbée:

- P_{hyd} : Puissance hydraulique absorbée par le moteur en Kw.
- Q : Débit d'alimentation du moteur en l/mn.
- ΔP : différence entre l'entrée et la sortie du moteur.
- n_g : Rendement global du moteur.

2. Exemple de moteurs hydrauliques :



Moteur hydraulique à 2 courses par tour type Hele-Shaw.



Moteur à piston à deux cylindres.

3. Classification des moteurs hydrauliques :

On distingue :

■ Les moteurs rapides :

- Les moteurs à engrenage.
- Les moteurs à palettes.

■ Les moteurs lents :

- Les moteurs à pistons radiaux.
- Les moteurs à pistons axiaux.

	Les moteurs rapides		Les moteurs lents	
	Les moteurs à engrenage	Les moteurs à palettes	Les moteurs à pistons radiaux	Les moteurs à pistons axiaux
Vitesse de rotation N	500 à 5000 tr/mn	100 à 3500 tr/mn	5 à 500 tr/mn	50 à 3500 tr/mn
Pression se fonctionnement P_r	150 à 175 bars	150 à 175 bars	Quelque à 250 bars	Quelque à 400 bars
Rendement Global η_g	0,65 à 0,8	0,75 à 0,85	0,85 à 0,95	0,9 à 0,95
Couple de démarrage $C_{dém}$	65 à 80 % du C_{th}	65 à 80 % du C_{th}	85 à 95 % du C_{th}	90 à 95 % du C_{th}

4. Application :

Les caractéristiques d'un moteur hydrauliques sont les suivantes :

■ Cylindrée $C_{yl} = 350 \text{ cm}^3$.

■ Vitesse de rotation : $N = 120 \text{ tr/mn}$.

■ Couple mesurée à la sortie : $C = 1050 \text{ mN}$.

■ Variation de la pression entre les bornes : $\Delta P = 200 \text{ bars}$.

En débranchant le drain de ce moteur, on relève une fuite de $1,4 \text{ l/mn}$.

1. Quel est le rendement volumétrique de ce moteur.

-
2. Quel est son rendement mécanique.
 3. En déduire son rendement global.

II. Les vérins hydrauliques:

Un vérin est un appareil moteur qui transforme une énergie hydraulique ou pneumatique en une énergie mécanique. C'est le moyen le plus simple pour obtenir une force animée d'un mouvement rectiligne. Il peut être moteur dans un seul sens (vérin simple effet) ou dans les deux sens (vérin double effet).

1. Détermination des vérins :

Diamètre :

Le diamètre d'un vérin est déterminé en fonction de son rendement estimé et de la pression maximale de service du circuit (voir l'abaque de la page 56).

Longueur de flambage :

Le flambage est une déformation de la tige d'un vérin en fonction de ses dimensions (diamètre, longueur) et du type de montage mécanique utilisé pour fixer le vérin et la charge (voir cours RDM).

La longueur libre au flambage est la longueur maximale de la tige avant qu'elle ne se déforme.

La longueur de flambage est la longueur de la tige corrigée d'un facteur K (facteur de course) prenant en compte le type de montage du vérin et le type de la charge.

Pour éviter donc toute déformation de la tige, il faut que la longueur de flambage soit inférieure à la longueur libre de flambage.

Le tableau de la page 57 et l'abaque de la page 58 permettent de déterminer le facteur k de course ainsi que la longueur libre au flambage.

2. Application :

On veut réaliser la montée et la descente d'une charge sur un plateau élévateur par l'intermédiaire d'un vérin hydraulique (*fig.1*)

On donne :

- Masse maximale en mouvement : $M = 6000 \text{ Kg}$.
- Longueur du déplacement : $L = 1000 \text{ mm}$.
- Temps de déplacement : $t = 8 \text{ s}$.
- Pression motrice disponible : $P = 100 \text{ bars}$.
- Perte de charge : $J = 10 \text{ bars}$.

-
- Fixation arrière du vérin : bride rigide.
 - Fixation avant du vérin : articulation guidée.
 - Rendement du vérin : $n = 0,9$.

Déterminer les dimensions du vérin capable de répondre à ces conditions.

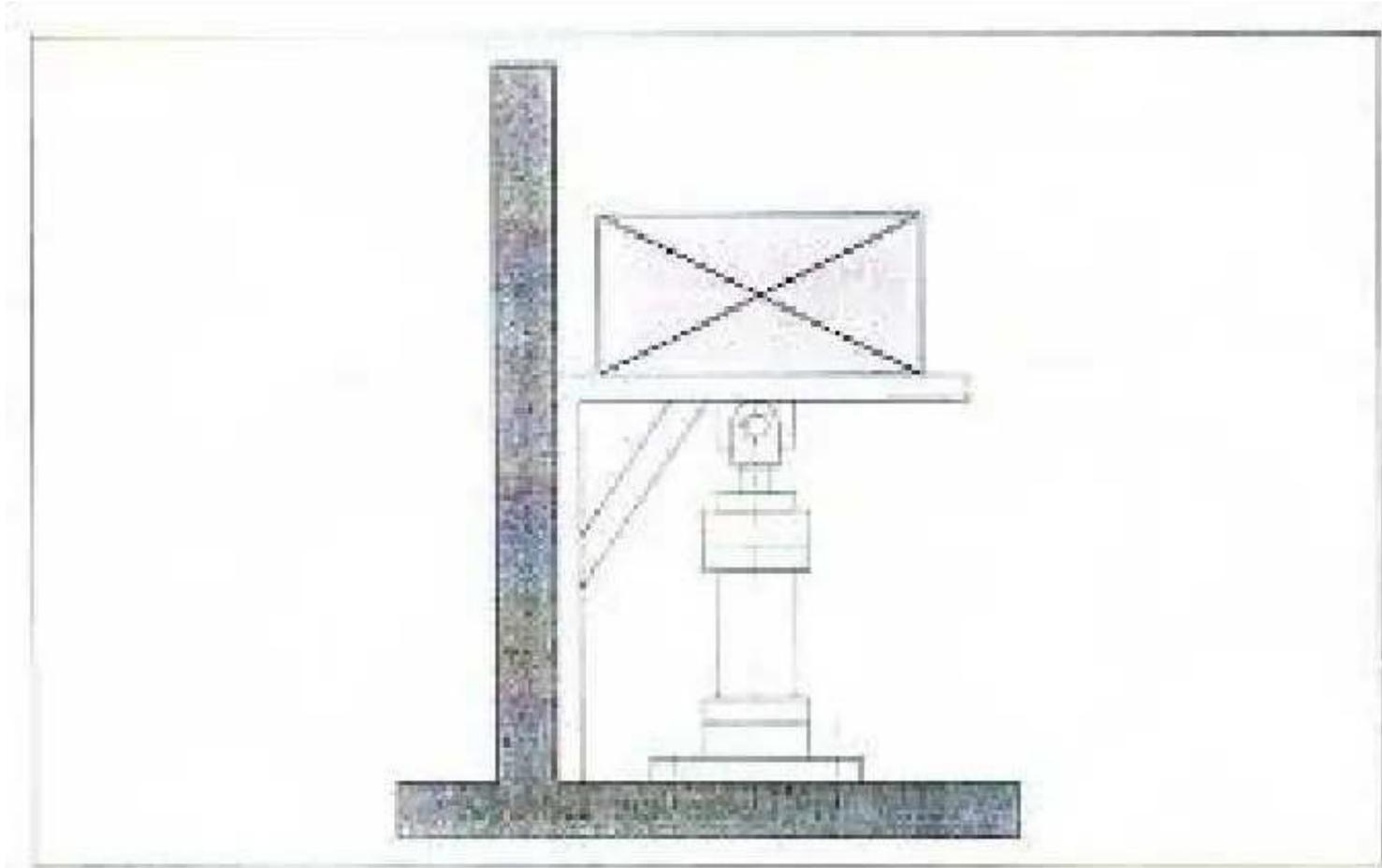
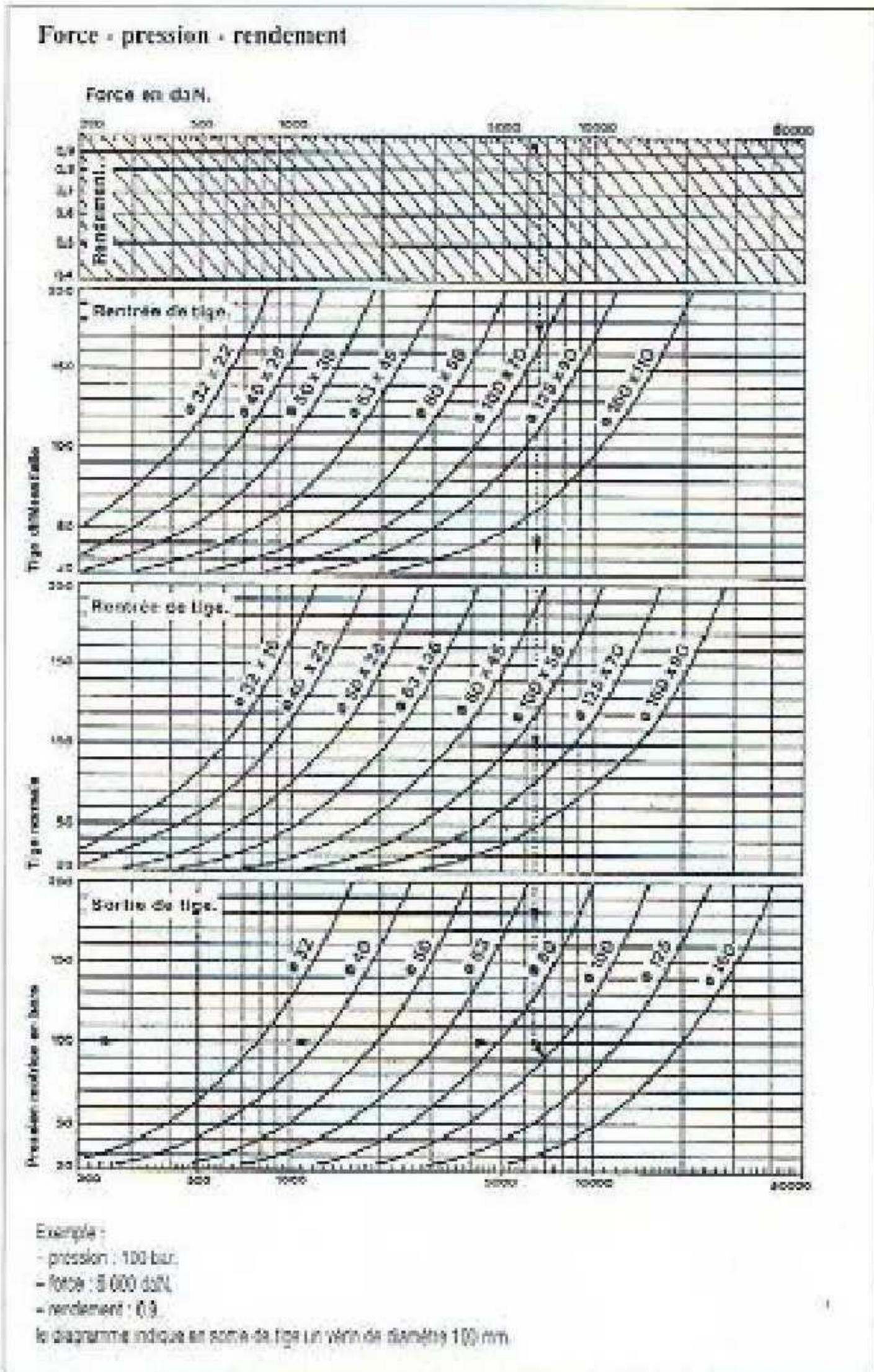


Fig.1.

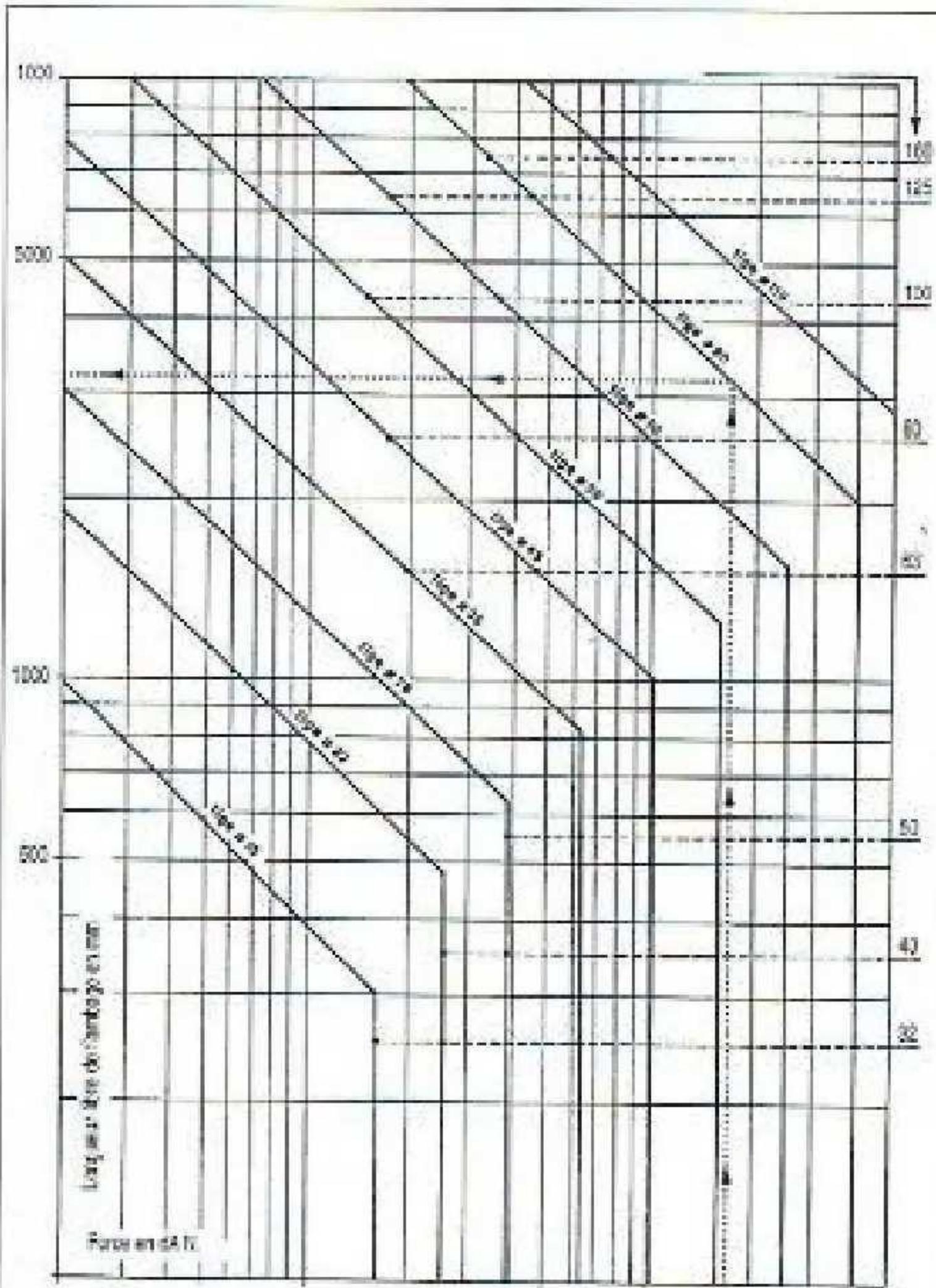
Détermination du diamètre d'un vérin



Détermination du facteur k en fonction du mode de fixation.

Désignation	Extrémité de tige	Type de montage	Coefficient k
Ancrage dans béton	épave non guidée		1
	épave guidée		1,5
	épave non guidée		4
Traction dans acier (classé au 1/3 ou au 0,1004)	épave guidée		1,5
	épave guidée		1
	épave non guidée		3
Traction acier	épave guidée		1
	épave non guidée		3
Épave	épave guidée		0,7
	épave guidée		0,5
	épave non guidée		2
Béton épave	épave guidée		0,5
	épave guidée		0,7
	épave non guidée		2
Béton épave	épave guidée		1
	épave guidée		0,5
	épave non guidée		4

Détermination du diamètre de tige d'un vérin.



Exemple :
 un vérin Ø 160 x 90 (L₀) par base AH et tige de tige
 - le diagramme indique pour une force de 18 000 daN une longueur libre de flambage de 3 200 mm.