

II. Chapitre 2 : Turbomachines à fluide incompressible

2. Pompes

2.1. Installation de pompage

Une installation de pompage (figure 2.1) est constituée des principaux éléments suivants :

- Une pompe (ou plusieurs)
- Une conduite d'aspiration (D_a , L_a)
- Une conduite de refoulement (D_r , L_r)
- Un réservoir d'aspiration
- Un réservoir de refoulement
- Appareils de mesure (capteurs)
- Appareil de réglage de débit (Vanne)

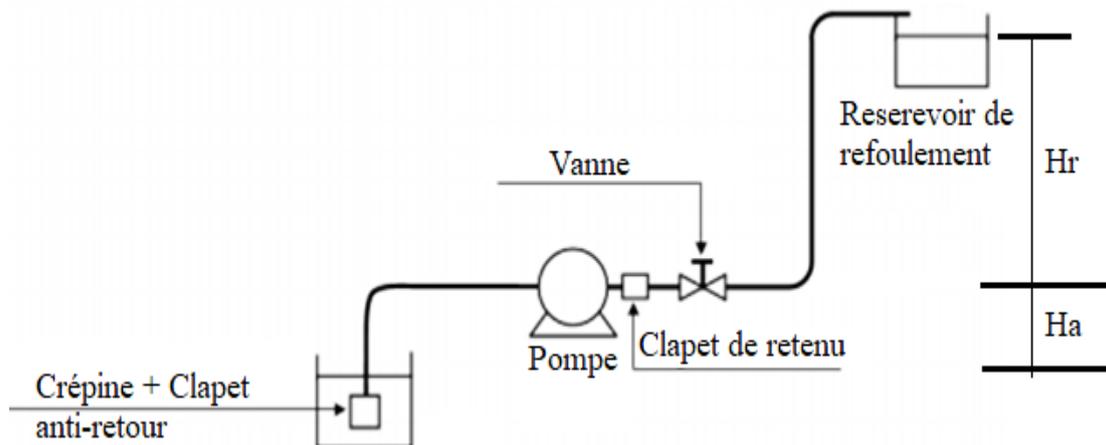


Figure 2.1 : Installation de pompage

Dans une installation de pompage ; la longueur de la conduite de refoulement est plus grande que celle de la conduite d'aspiration et le diamètre de la conduite d'aspiration est plus grand que celui de la conduite de refoulement.

2.2. Paramètres généraux des pompes

Les paramètres des pompes les plus essentielles sont ;

2.2.1. La vitesse de rotation N (tr/min)

Est le nombre de tours qu'effectue la turbomachine par unité de temps. Elle est définie en fonction de la vitesse angulaire ω (rd/s) : $N = 60\omega/2\pi$.

Avec : ω est la vitesse angulaire (rd/s).

2.2.2. Le débit volumique (m^3/s)

C'est le volume qu'une turbomachine doit fournir par unité de temps. $Q_v = V/t$.

2.2.3. Puissance absorbée et puissance utile (W)

La puissance absorbée ou la puissance consommée est la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe.

La puissance utile est la puissance transmise au fluide. Elle est définie par :

$$P_u = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_m \quad (2.1)$$

Avec H_m est la hauteur manométrique de la pompe.

2.2.4. Différentes hauteurs (m)

- **Hauteur théorique :**

La hauteur est définie par l'équation d'Euler (1.17) .

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g}$$

- **Hauteur manométrique :**

C'est la hauteur qui permet à l'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe de surmonter les pertes de charge ;

$$H_m = H = \frac{W}{g} = \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h \right]_1^2$$

1 et 2 : sont les points à l'aspiration et le refoulement respectivement.

W : est le travail utile fourni par la machine (J).

- **Hauteur d'installation :**

La hauteur d'installation est définie comme suit :

$$H_{ins} = H - h'_c$$

Avec : h'_c représente les pertes de charge dans la conduite d'installation.

$$h'_c = K \frac{V_{II}^2}{2g}$$

V_{II}^2 : Vitesse du fluide à la sortie de la conduite de refoulement.

- **Hauteur statique :**

La hauteur statique est définie comme suit :

$$H_{st} = H_{ins} - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - h'_c - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - K \frac{V_{II}^2}{2g} - \frac{V_{II}^2}{2g}$$

2.3. Courbes caractéristiques

2.3.1. Courbe caractéristique $H(Q)$

La présence d'une pompe dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux H (hauteur manométrique) et Q (débit nominale ou utile).

Ces deux paramètres forment un couple (H, Q) qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve. On note que H et Q doivent être connus pour une vitesse de rotation N de la roue constante. Mais, il est important parfois de connaître le comportement de la pompe dans des conditions hors de celles nominales.

On peut distinguer deux types de caractéristique $H(Q)$:

- *Caractéristique stable :*

Ce sont les courbes $H(Q)$ régulièrement descendantes (fig.2.2) avec l'accroissement du débit, depuis $H(Q=0)=H_0=H_{max}$ qui correspond à la fermeture du robinet – vanne de refoulement.

Chaque valeur de débit Q , correspond à une seule valeur de hauteur H .

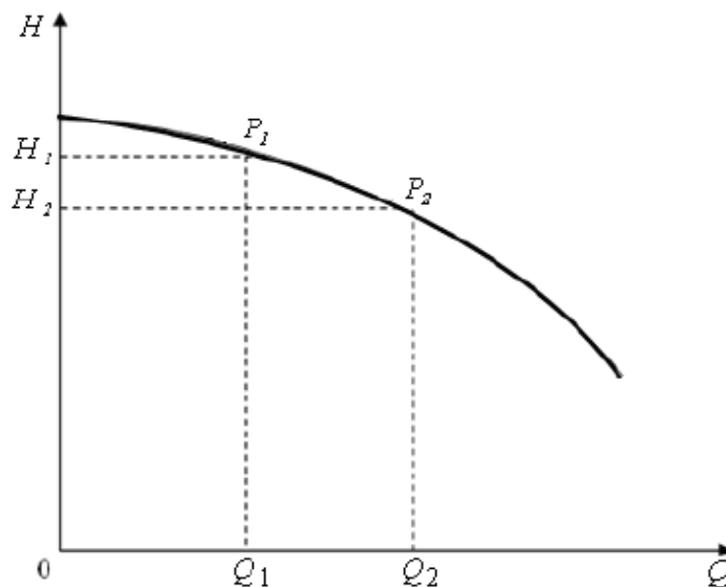


Figure 2.2 : Courbe caractéristique stable

- *Caractéristiques instables :*

Ce sont des courbes montantes (ascendantes), à partir de $H_0=H(Q=0)$ jusqu'au sommet de la courbe, correspondant à l'ordonnée H_{max} (Fig.2.3). A partir de ce point, la courbe $H(Q)$ devient descendante.

Au dessus de la droite horizontale passant par H_0 , chaque hauteur H peut avoir deux valeurs de débits :

Q_1 et Q_2 .

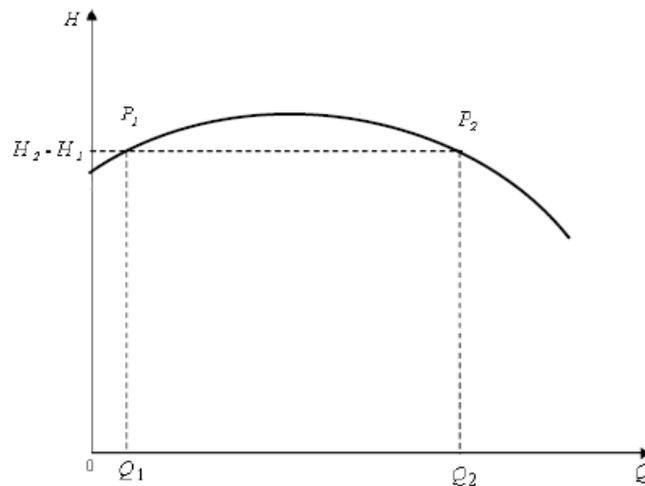


Figure 2.3 : Courbe caractéristique instable

2.3.2. Courbe caractéristique $P(Q)$

Pour les pompes centrifuge à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques $P(Q)$ de la puissance, sont régulièrement ascendantes (Fig.2.4).

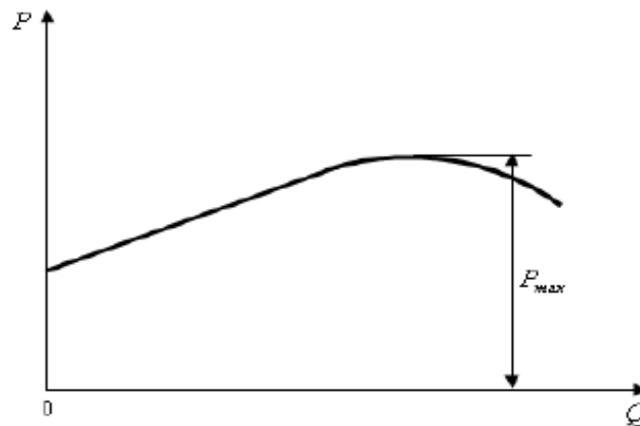


Figure 2.4 : Courbe caractéristique $P(Q)$

2.3.3. Courbe caractéristique $\eta(Q)$

La courbe $\eta(Q)$ du rendement est représenté sur la figure 2.5.

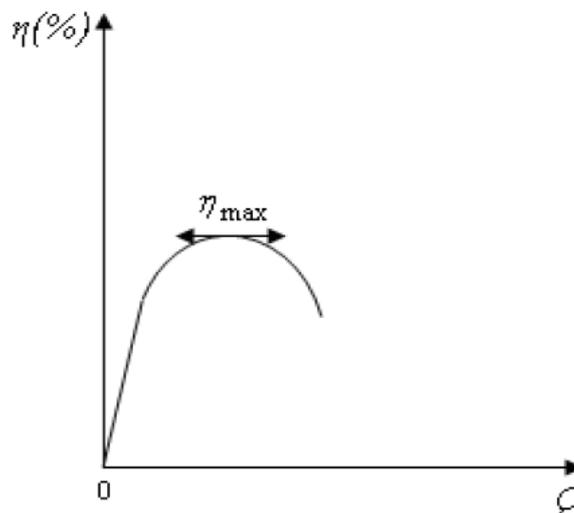


Figure 2.5 : Courbe caractéristique $\eta(Q)$

2.4. Courbe caractéristique théorique d'une pompe

D'après l'équation d'Euler pour une pompe à entrée radiale ;

$$H_{th} = U_2 \cdot C_{u2} / g$$

On peut montrer que c'est une équation d'une droite inclinée décroissante :

$$C_{u2} = U_2 - C_{r2} \cot g \beta_2 \quad (\text{Triangle des vitesses à la sortie})$$

$$H_{th} = \frac{U_2 \cdot (U_2 - C_{r2} \cot g \beta_2)}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{r2} \cot g \beta_2}{g}$$

C_{r2} : vitesse débitante à la sortie proportionnelle au débit : $C_{r2} = Q / \Pi \cdot D_2 \cdot b_2$

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} (U_2 - C_{r2} \cot g \beta_2) \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cot g \beta_2 \right)$$

$$\Rightarrow H_{th} = A - B \cdot \cot g \beta_2 \cdot Q$$

Avec:

$$A = \frac{U_2^2}{g} \quad \text{et} \quad B = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

Quand

$$Q = 0, \quad H_{th} = A.$$

Nous avons trois cas de β_2 :

a) $\beta_2 = 90^\circ$ (cas des ventilateurs) : $H_{th} = A$ et $\cot g \beta_2 = 0$.

La courbe $H(Q)$ est parallèle à l'axe du débit.

b) $\beta_2 < 90^\circ$ (cas des pompes centrifuges) :

Dans cette configuration, la hauteur diminue au fur et à mesure que le débit augmente.

c) $\beta_2 > 90^\circ$ (cas des compresseurs) :

La hauteur est proportionnelle au débit dans ce cas.

Pour les pompes centrifuge ; β_2 varie entre 15° et 30° .

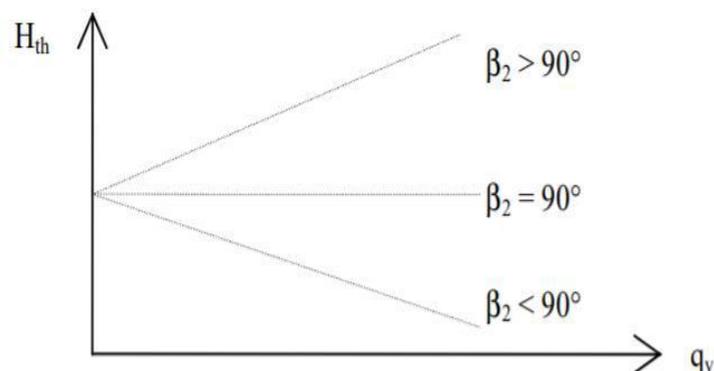


Figure 2.6 : Courbe caractéristique théorique des turbomachines

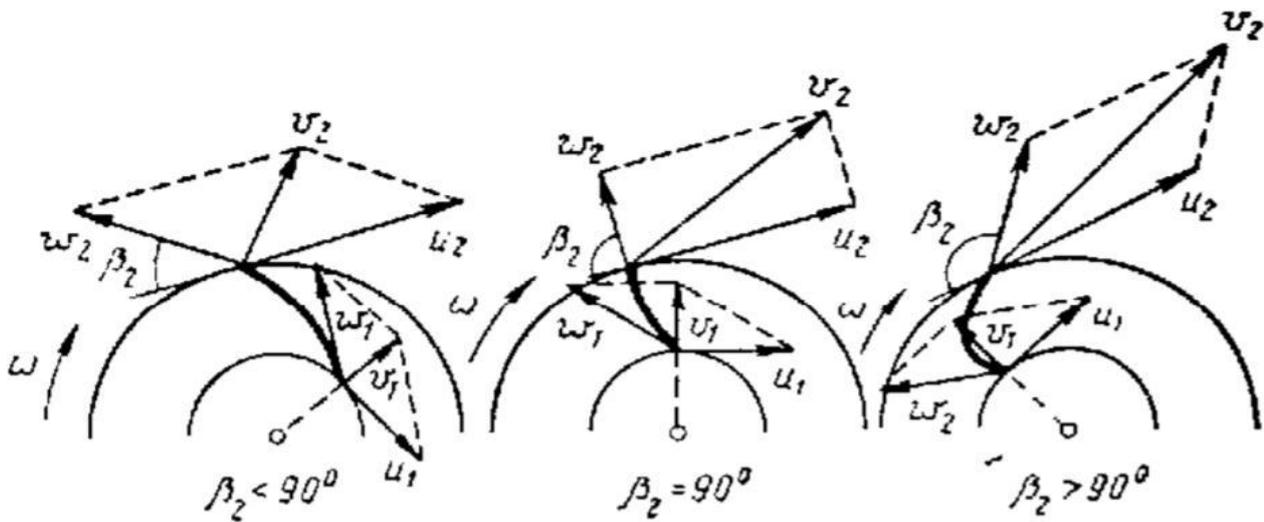


Figure 2.7 : Configuration des aubes selon β_2 .

2.5. Couplage des pompes

Il arrive parfois que la pression ou le débit d'une seule pompe ne répond pas aux exigences d'un client. Pour cela, il est judicieux de coupler plusieurs pompes pour créer des paramètres (P , Q) qui sont supérieurs qu'une seule pompe fonctionnant seule.

Le couplage des pompes peut se faire en série ou en parallèle.

2.5.1. Couplage de deux pompes en série :

Pour réaliser un couplage de deux pompes en série il faut lier l'orifice de refoulement de la première pompe à l'orifice d'aspiration de la deuxième pompe.

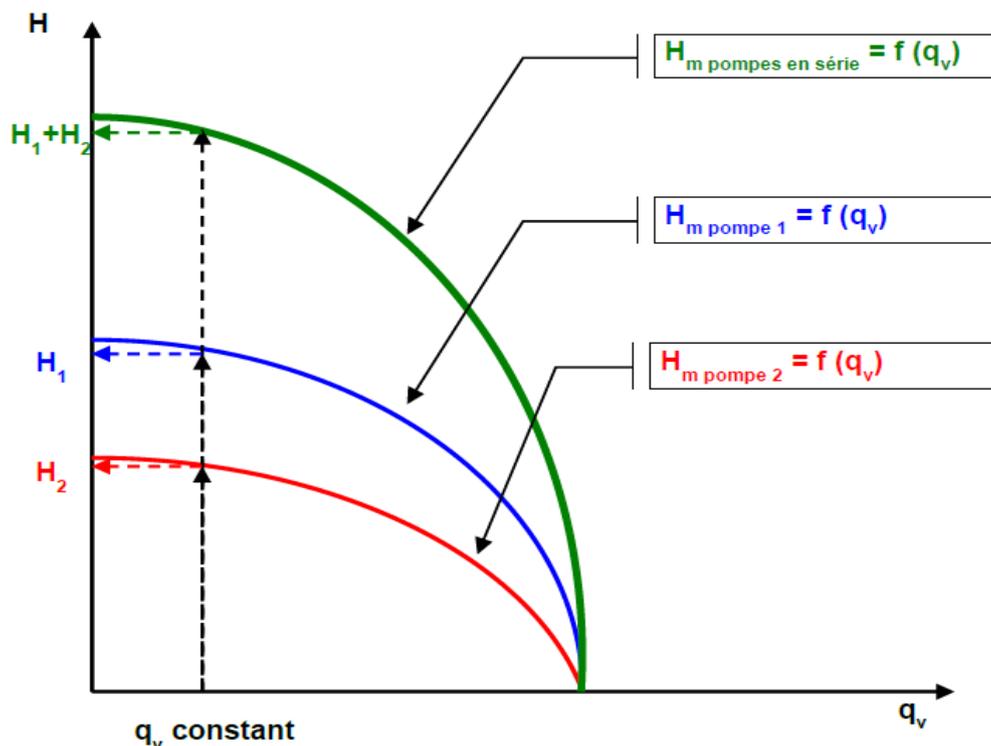


Figure 2.8 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série .

Dans le couplage des pompes en série, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 = Q_2 \\ H_t = H_1 + H_2 \end{cases}$$

2.5.2. Couplage de deux pompes en parallèle

Ce type de couplage est utilisé pour augmenter le débit refoulé en gardant la même hauteur initiale.

Dans ce type de couplage, deux cas peuvent se présenter :

- Cas de deux pompes identiques (ayants les mêmes caractéristiques) ;
- Cas de deux pompes non identiques (n'ont pas les mêmes caractéristiques).

Dans le couplage des pompes en parallèle, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 + Q_2 \\ H_t = H_1 = H_2 \end{cases}$$

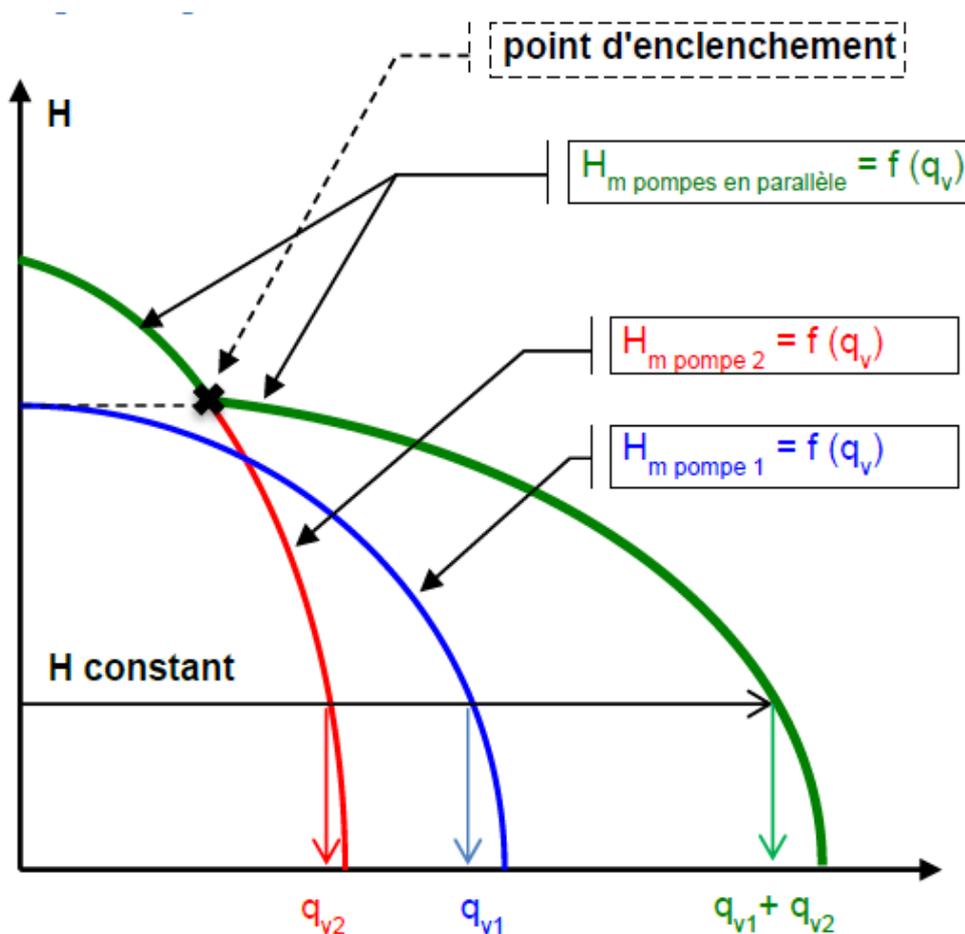


Figure 2.9 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle (cas de deux pompes identiques)

2.6. Cavitation dans les Pompes

2.6.1. Définition

La cavitation est provoquée par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé **à l'entrée de la roue**. Cela a pour conséquence un rendement (hauteur de refoulement) et une efficacité moindres et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

Par l'expansion et l'éclatement (implosion) de petites bulles d'air dans des zones à haute pression (par exemple, à un état avancé, à la sortie de la roue), des explosions microscopiques provoquent des impacts qui endommagent ou détruisent l'hydraulique. Les premiers signes sont le bruit provenant de l'entrée de la roue et les dommages qui lui sont causés.

Le **N.P.S.H** (**Net Positive Suction Head**) - *Tête d'aspiration positive nette*- est une valeur importante de la pompe centrifuge. Il indique la pression minimale requise par ce type de pompe afin de fonctionner sans cavitation, c'est-à-dire la surpression nécessaire pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide.

2.6.2. Origine et critères de la cavitation

La dépression peut avoir trois origines différentes connues à ce jour :

- Elle peut être liée à un écoulement de liquide à forte vitesse, par exemple par effet de Venturi, ou bien au voisinage d'une pale dans une pompe ;
- Elle peut être liée aux variations de densité d'un liquide soumis à une onde acoustique, en générale des ultrasons de puissance. On parle donc d'une cavitation acoustique ;
- Elle peut être liée à une forte exposition à l'énergie lumineuse. On parle donc de la cavitation optique.

2.6.3. Conséquences de la cavitation

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

- Chute brutale du rendement ;
- Des vibrations violentes dues à la résorption des bulles, accompagnées d'un bruit intense ;
- Une érosion des surfaces solides due à la fois aux vibrations et, sans doute, à une attaque chimique par l'oxygène qui existe dans les bulles.

La cavitation apparait sous deux formes :

- ↳ Cavitation globale : à l'entrée d'une pompe par exemple lorsque celle-ci n'est pas en charge ;
- ↳ Cavitation locale : aux extrémités des pales d'une turbine par exemple.



Figure 2.10 : Dégâts par cavitation

2.6.4. NPSH des pompes et des installations

NPSH (Net Positive Suction Head), encore appelée hauteur d'aspiration nette positive. Il est rattaché au phénomène de cavitation. De même que la hauteur d'élévation, le débit et la puissance, il représente pour une pompe une des données les plus importantes.

On distingue le NPSH de l'installation (disponible) $NPSH_{disp}$ et le NPSH de la pompe ou nécessaire (ou requis) $NPSH_{req}$. Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

Cette condition doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe, c'est le cas lorsque le $NPSH_{disp}$ (m) est supérieur d'environ 0,5 m au $NPSH_{req}$ (m).

3. Ventilateurs

3.1 : Introduction

Le rôle des ventilateurs (comme toute turbomachine génératrice) est de transférer au fluide la plus grande part de l'énergie qui leur est fourni au rotor. Cette élévation d'énergie mécanique s'accompagne d'une élévation de pression totale. Pour les ventilateurs on définira cette élévation d'énergie entre l'entrée et la sortie de la machine par la charge nette (équivalent de la hauteur nette pour les pompes véhiculant un liquide).

$$X_n = P_{t2} - P_{t1} = \rho \cdot g \cdot h_n$$

Ces machines peuvent ne comporter qu'une roue brassant l'air d'un grand espace comme pour les ventilateurs de table ou certains ventilateurs de four. Elles peuvent être placées dans une ouverture ménagée dans une cloison afin d'assurer le renouvellement d'air d'une pièce.

Le plus fréquemment le rotor tourne dans une enveloppe munie d'un orifice d'aspiration et de refoulement, l'un d'entre eux étant relié à une conduite dans laquelle la machine fait circuler un fluide.

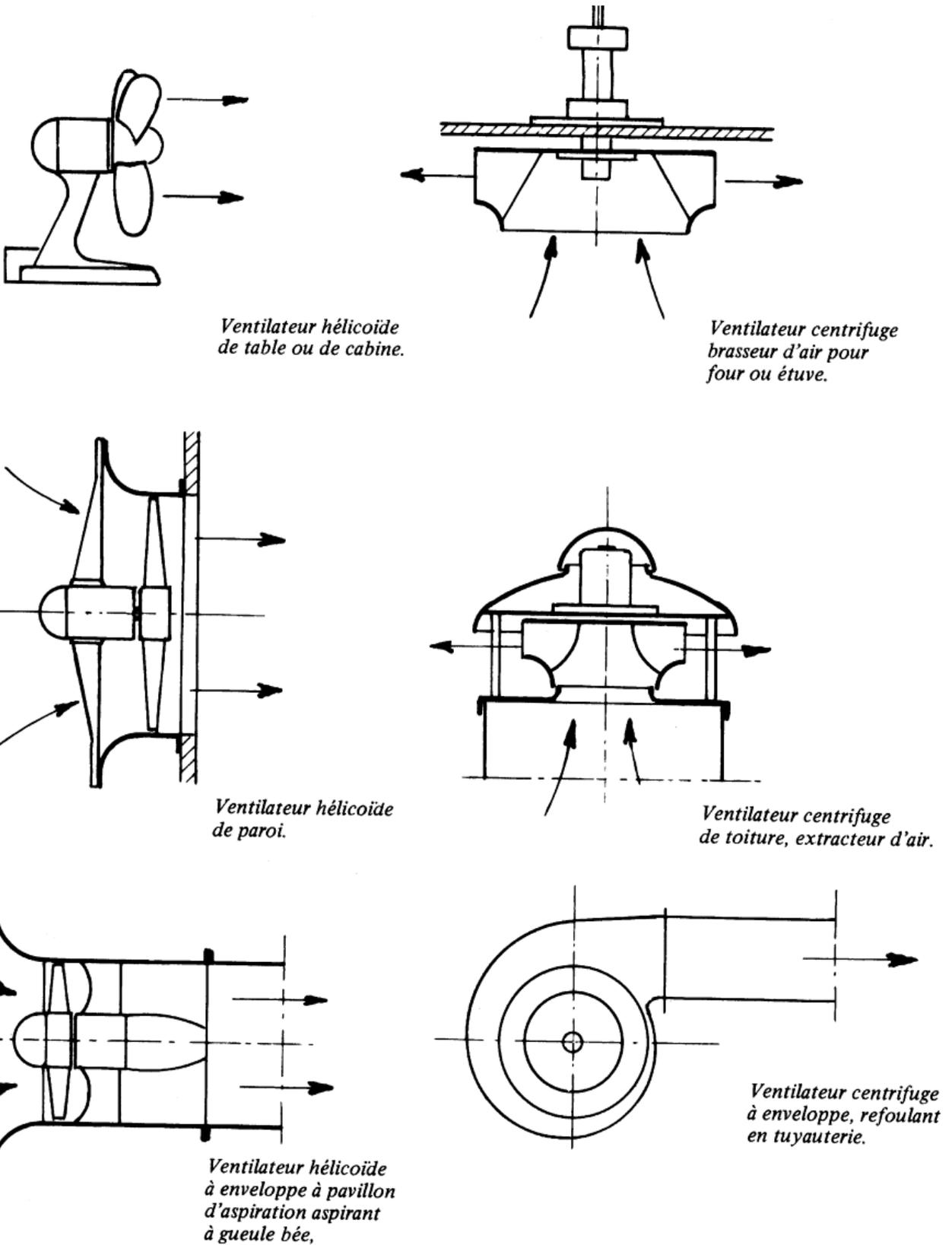


Figure 2.11 : différents types de ventilateurs

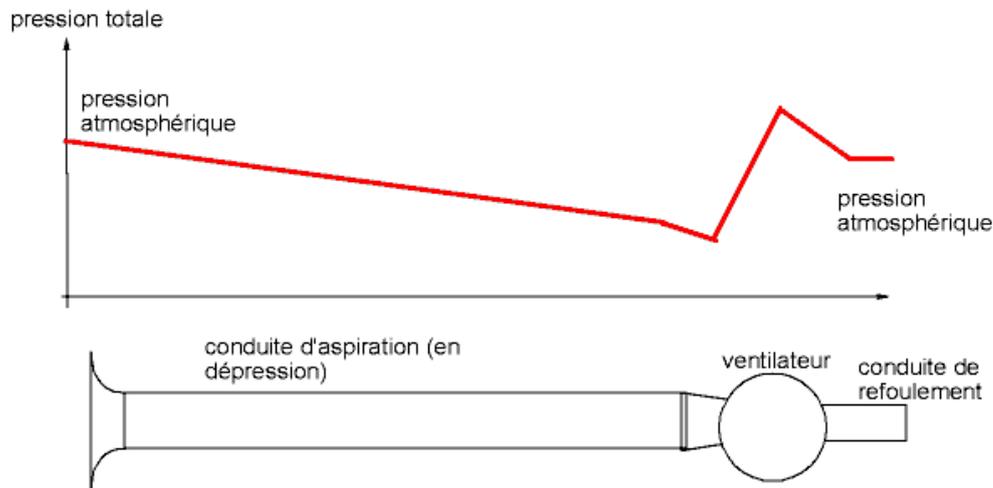


Figure 2.12 : exemple d'un ventilateur monté en aspiration (diagramme des pressions)

3.2 : Ventilateurs centrifuges

On distingue deux types de construction des ventilateurs centrifuges :

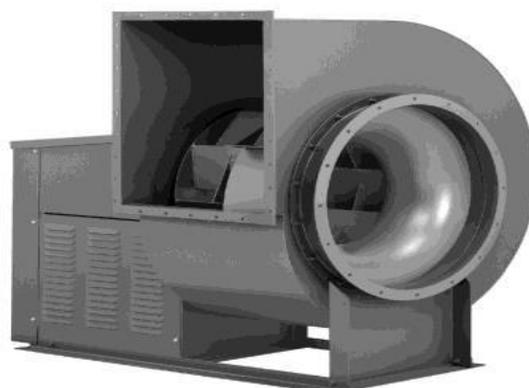
- les ventilateurs possédant une roue à réaction

Pour ce type de ventilateur les aubages sont couchés vers l'arrière ce qui permet de mieux contrôler l'écoulement relatif dans la roue (éviter les décollements). Ce type de ventilateur possède en général un rendement plus élevé et produit moins de bruit que celui possédant une roue à action. En outre ce type de ventilateur est utilisé pour des applications nécessitant une grande différence de pression entre la sortie et l'entrée du ventilateur (circuit avec de grandes pertes de charge)

- les ventilateurs à action (aubages courbés vers l'avant)

sont intéressants car fournissant également une grande variation de pression entrée–sortie, sur une plus grande gamme de variation de débit (voir courbe figure 2-11) et pour un encombrement moindre. En revanche leur rendement est beaucoup plus faible (décollements dans la roue) et le bruit généré plus important.

Les ventilateurs centrifuges possèdent des caractéristiques intéressantes (encombrement, variation de pression pour les applications de climatisation).



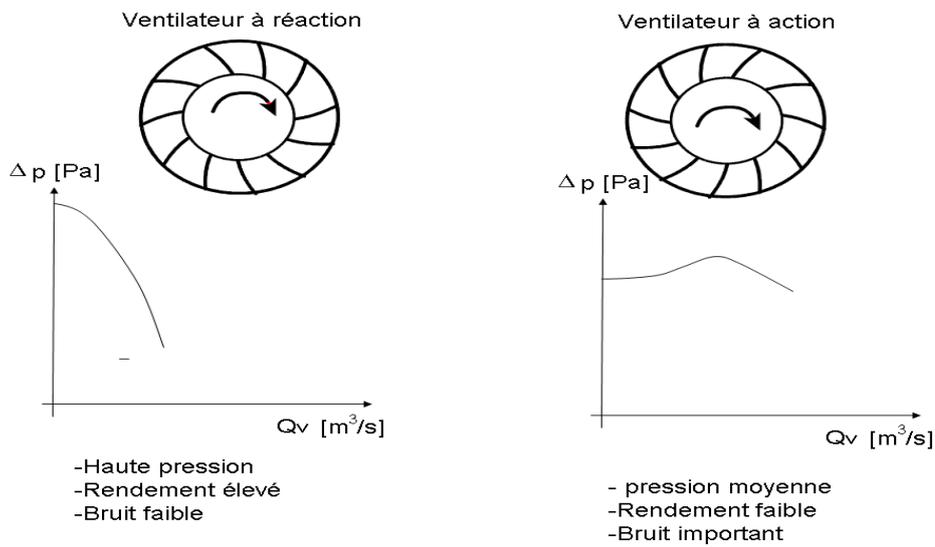


Figure 2.13 : Types de roues de ventilateur centrifuge avec allure des caractéristiques de fonctionnement

3.3 : Ventilateur axiaux ou hélicoïdes

Dans un ventilateur axial l'aspiration et le refoulement de l'air ont lieu suivant l'axe de rotation de la machine. L'hélice du ventilateur est composée de pales (entre 4 et 20) fixées sur un moyeu. Le rapport de moyeu est défini comme étant le rapport du diamètre du moyeu d divisé par celui de l'hélice D

$$(R_{moy} = \frac{d}{D}).$$

- les ventilateurs hélicoïdes de rapport de moyeu faible ($0,25 < R_{moyeu} < 0,4$) sont utilisés pour faire circuler des débits importants avec une élévation de pression faible
- les ventilateurs hélicoïdes de rapport de moyeu important ($0,5 < R_{moyeu} < 0,7$) sont utilisés pour faire circuler des débits modérés avec une élévation de pression moyenne

Ce type de ventilateur est utilisé en ventilation, désenfumage, ventilateur de batterie ailette (échangeur)

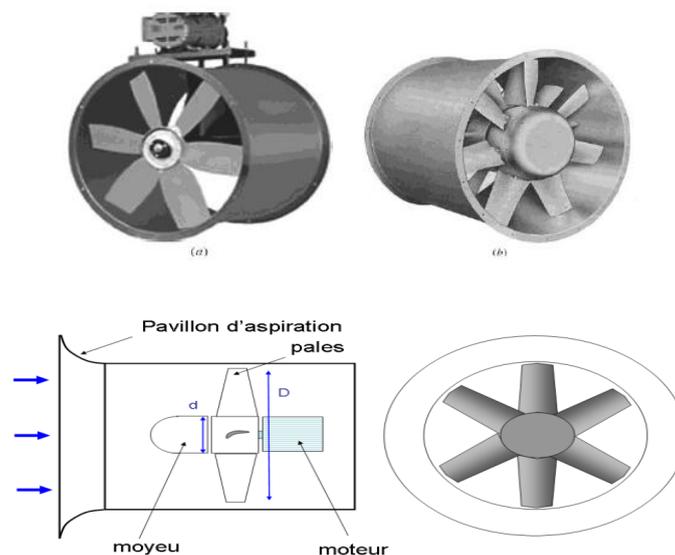


Figure 2.14 : ventilateur axial ou hélicoïde.