



Chapitre 4:

Pompes centrifuges

1



Pompes centrifuges

1. Description
2. Caractéristique idéale
3. Influence des aubes
4. Caractéristique réelle
5. Fuites internes
6. Pertes mécaniques
7. Point de fonctionnement
8. Couplage des pompes

2



1. Description

Une turbopompe se compose des éléments suivants:

a- Rotor: Il constitue l'organe essentiel d'une turbopompe. Il comporte des aubes inclinées permettant le transfert d'énergie au fluide



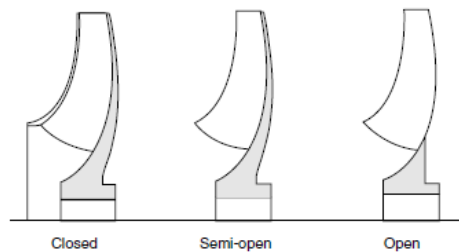
3



1. Description

Il existe trois types de rotors:

- **Rotor fermé**
- **Rotor semi-ouvert**
- **Rotor ouvert**

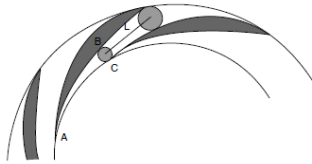


4



1. Description

b- diffuseur: Monté à la sortie du rotor, et permet de collecter le fluide pour réduire la vitesse de l'écoulement. Il est constitué d'un canal annulaire (à section croissante). Des ailettes (fixes) peuvent être montées dans l'espace annulaire.



5



1. Description

c- Volute: Elle collecte le fluide sur la périphérie du diffuseur et l'amène jusqu'à la conduite de refoulement. Sa section est soit circulaire ou trapézoïdale, mais croissante dans le sens de l'écoulement qui coïncide avec celui de la rotation dans une pompe

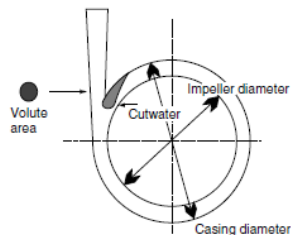
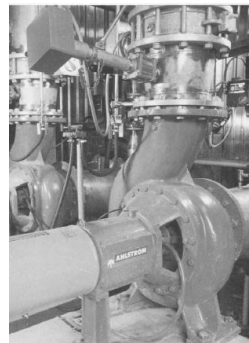


Fig 4.4: Volute



6



2. Caractéristique idéale

C'est la relation entre l'énergie massique échangée entre le rotor et le fluide e_{th} (ou H_{th}), en fonction du débit.

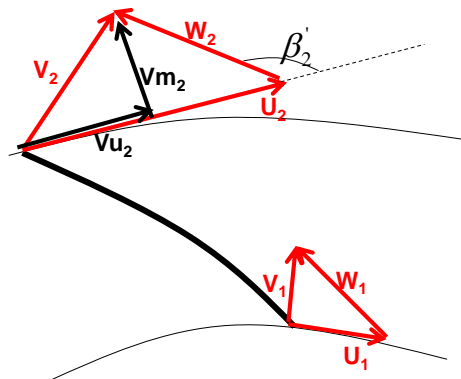
On suppose que:

- La vitesse de rotation est constante
- $Vu_1=0$ (Absence de pré-rotation à l'entrée du rotor)
- Le guidage de l'écoulement est parfait, on admet ainsi une infinité d'aubes sans épaisseur.

7



2. Caractéristique idéale



$$e_{th} = U_2^2 + U_2 \frac{Q}{S_2 \tan \beta_2'}$$

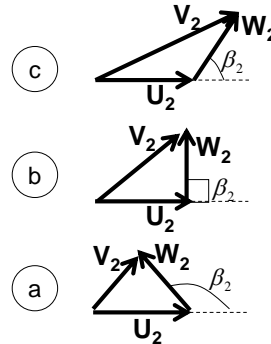
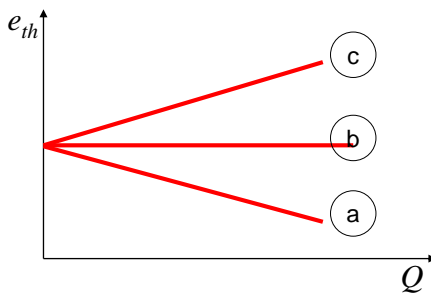
8



2. Caractéristique idéale

La caractéristique idéale est donc une droite. Ainsi on peut distinguer trois cas:

$$e_{th} = U_2^2 + U_2 \frac{Q}{S_2 \tan \beta_2'}$$

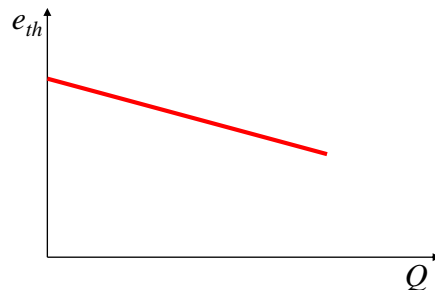


9



2. Caractéristique idéale

Nous avons déjà examiné les trois cas dans l'étude du degré de réaction. Nous avons noté que le rotor doit être tourné dans le sens inverse d'inclinaison des aubes. Par conséquent on prend le cas de la courbe **a**.



10



3. Influence des aubes

En pratique le rotor d'une pompe admet un nombre fini d'aubes avec une épaisseur. La présence des aubes réduit la section de passage du fluide dans le rotor. Ainsi, nous introduisons la notion du coefficient de blocage.

$$\cos \gamma \approx \frac{a}{a'}$$

$$a = \beta' - \frac{\pi}{2}$$

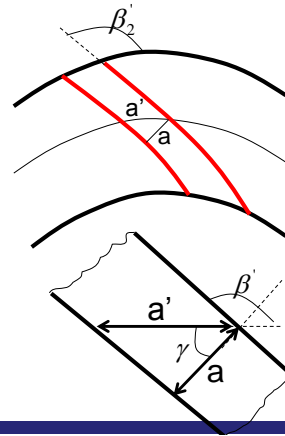
$$S = 2\pi Rb - za'b = 2\pi Rb - z \frac{a}{\sin \beta'} b$$

$$S = (2\pi Rb)k$$

$$k = 1 - \frac{za}{2\pi R \sin \beta'}$$

Avec z : le nombre d'aubes

k : coefficient de blocage



11



3. Influence des aubes

Dans le cas idéal, les trajectoires de l'écoulement coïncident avec les lignes des surfaces des aubes. C'est-à-dire l'angle géométrique (angle d'inclinaison des aubes) et l'angle d'écoulement sont identiques.

Ceci ne peut être obtenu que si le rotor comporte une infinité d'aubes. En réalité ce nombre est réduit (6 à 7 aubes), et le fluide n'est plus parfaitement guidé, notamment à la sortie du rotor où une déviation angulaire dans le sens inverse de la rotation est observée.

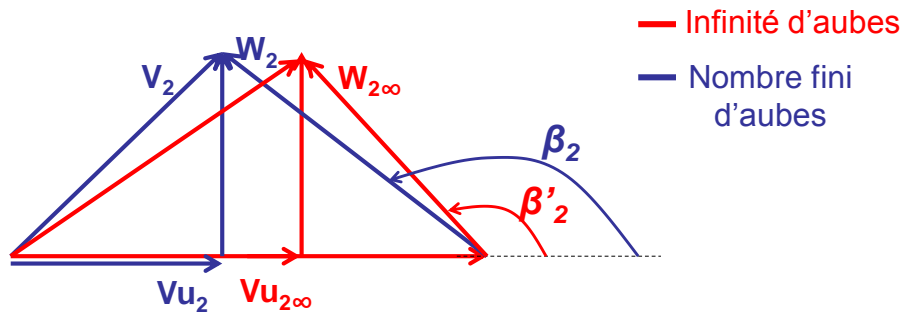
Donc l'angle de l'écoulement à la sortie est supérieur à l'angle géométrique.

$$\text{Angle d'écoulement} \rightarrow \beta_2 > \beta_2' \leftarrow \text{Angle géométrique}$$

12



3. Influence des aubes



$$Vu_2 < Vu_{2\infty}$$

13



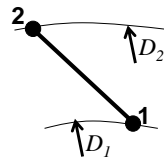
3. Influence des aubes

L'imperfection du guidage a pour conséquence de réduire la composante Vu_2 , et ainsi l'énergie massique fournie au fluide.

On pose: $\sigma = \frac{Vu_2}{Vu_{2\infty}}$ Appelé coefficient de Glissement

Le coefficient de glissement dépend de la géométrie du rotor. Son calcul s'effectue à l'aide de relations empiriques, comme par exemple celle de PFLEIDRER.

$$\frac{1}{\sigma} = 1 + \frac{1,2(1 + \sin \beta'_2)}{z(1 - (\frac{D_1}{D_2})^2)}$$



14



4. Caractéristique réelle

Il s'agit de la hauteur énergétique nette créée par la pompe, qui est calculée en déduisant de la hauteur théorique les pertes de charge dans les éléments de la pompe.

On distingue deux types de pertes:

- par frottement.
- par chocs, localisés au bord d'attaque d'un aubage.

15



4. Caractéristique réelle

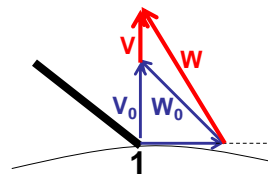
Pertes par frottement:

$$\Delta H_{frott} = K_1 Q^2$$

Pertes par chocs: dues à une déviation brusque de l'écoulement par non adaptation du triangle. Les angles géométriques et d'écoulement à l'entrée sont différents.

$$\Delta H_{choc} = K_2 (Q - Q_0)^2$$

Q_0 : le débit d'adaptation du triangle des vitesses à l'entrée du rotor

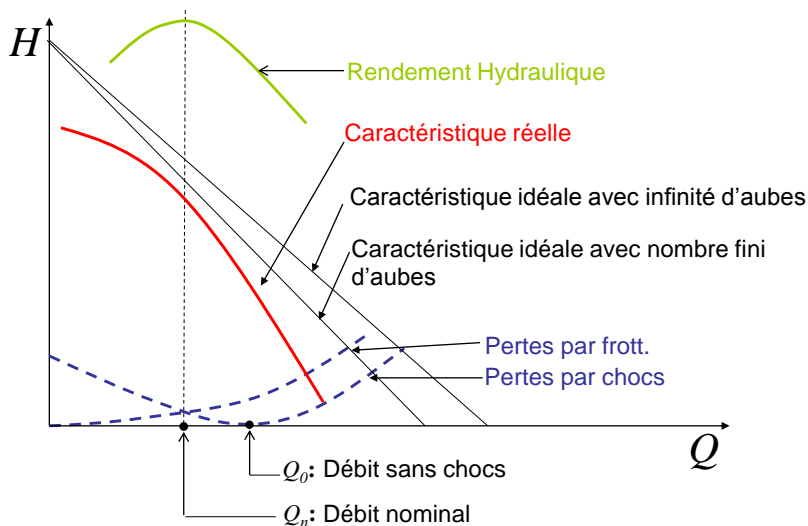


$$H_{th} = H + \Delta H_{choc} + \Delta H_{frott}$$

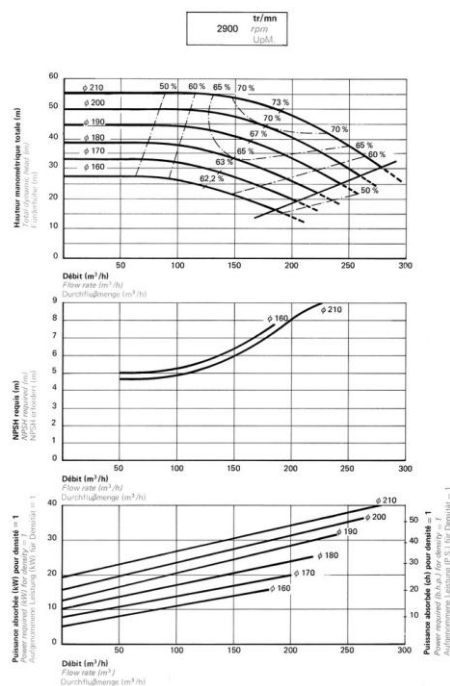
16



4. Caractéristique réelle



17



18



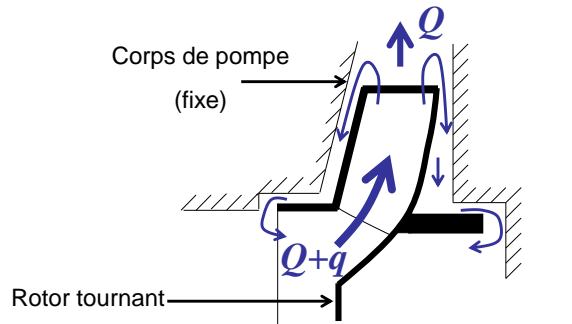
5. Fuites internes

Q : débit utile

$Q+q$: délivrée par le rotor

q : débit de fuites internes

Le débit de fuite s'établit dans le jeu entre le rotor et la partie fixe.



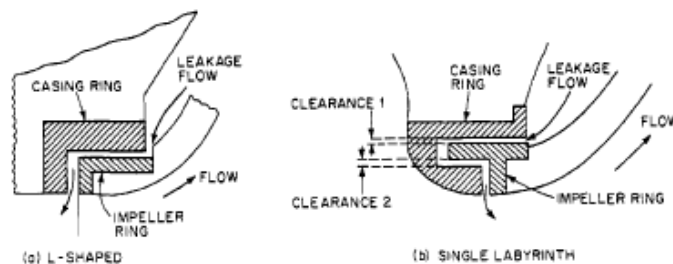
On définit le rendement volumétrique: $\eta_v = \frac{Q}{Q+q}$

19

5. Fuites internes

Pour limiter le débit des fuites, on utilise différents types de joints à Labyrinthe.

On distingue les garniture lisses simples ou munies d'un ou plusieurs décrochements afin d'augmenter la résistance au passage du liquide. (Fig 4.4)

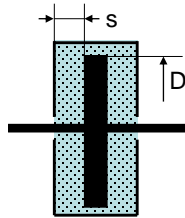


20

6. Pertes mécaniques

Pertes de puissance dues aux frottement des flasques extérieurs du rotor sur le fluide, ainsi que les frottement au niveau des garnitures d'étanchéité (à tresse ou mécanique) et des roulement de guidage de l'arbre.

La puissance perdue au niveau des flasques peut être assimilée par le cas d'un disque de diamètre D tournant dans un fluide.



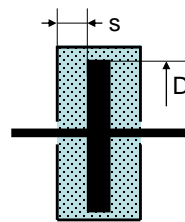
21

6. Pertes mécaniques

Un couple C_f est nécessaire pour vaincre la résistance du fluide.

En effectuant une analyse dimensionnelle, on montre que:

$$\frac{C_f}{\rho \omega^2 D^5} = f\left(\frac{s}{D}, \frac{\mu}{\rho \omega D^2}\right)$$

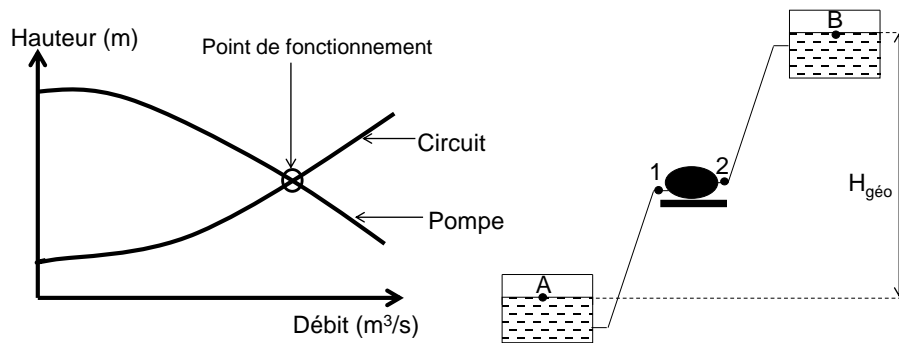


Les courbes de La figure 4.5 montre la relation liant les trois groupement adimensionnels.

22

7. Point de fonctionnement

C'est le point d'intersection de la caractéristique de la pompe et celle du circuit.



$$H_{Circuit} = H_{géo} + \frac{p_B - p_A}{\rho g} + KQ^2 = H_{pompe} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1$$

23

8. Rendements d'une pompe

Puissance à l'arbre : P_{Ar}



Pertes mécaniques

Puissance théorique: $P_{th} = \rho g H_{th} (Q + q)$



Pertes hydrauliques
et volumétriques

Puissance utile: $P_u = \rho g H Q$

24

8. Rendements d'une pompe

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{Ar}} = \frac{\rho g Q H}{P_{Ar}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + q) H_{th}} \times \frac{\rho g (Q + q) H_{th}}{P_{Ar}}$$

P_{th} ↗

$$= \frac{H}{H_{th}} \times \frac{Q}{Q + q} \times \frac{P_{th}}{P_{Ar}}$$

$\eta_g = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m$

Rendement global ↗ ↗ Rendement hydraulique ↗ Rendement volumétrique ↗ Rendement mécanique

25

9. Couplage des pompes

26