

Chapitre I : Les Pompes

1. définitions des pompes :

On appelle pompe tout appareil qui aspire un liquide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande pression.

Au point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

2. Conditions de choix technique d'une pompe

Dans le choix technico-économique d'une pompe au sein d'un projet on doit tenir compte des aspects suivants :

- Il faut que l'eau arrive jusqu'à l'utilisateur en débit et pression demandés.
- Assurer un bon rapport qualité/prix.
- Il faut que la qualité du matériel choisi procure une durée de vie aussi longue que possible de différents organes

3. Classification d'après le principe de fonctionnement

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement :

- Les turbopompes : Dans les turbopompes une roue, munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation, fournit au fluide de l'énergie cinétique dont une partie est transformée en pression, par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur
- Les pompes volumétriques (pompes à piston) Les pompes volumétriques. Dans les pompes volumétriques, l'énergie est fournie par les variations successives d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement (grand encombrement)

On classe les turbopompes en trois types essentiels suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue :

Pompes centrifuges

1. Pompes à hélice (pompes axiales)
2. Pompes à tourbillon

Les pompes à piston sont utilisées pour de grandes pressions de refoulement. On classe les pompes à piston d'après les paramètres suivants :

- a) – disposition des cylindres
- b) – nombre de cylindres
- c) – types de piston
- d) – mode d'action
- e) – méthode d'entraînement
- f) – destination et usage des pompes

4. Les pompes centrifuges

Ce sont les pompes les plus utilisées en pratique, utilisée pour des hauteurs d'élévation importantes, dont les performances de la pompe sont obtenues à l'aide de la rotation de la roue dans le corps, qui fait passer le

liquide de l'orifice d'aspiration (entrée) à l'orifice de sortie, passant d'une pression d'aspiration faible à une pression de refoulement plus élevée.

5. Composition, géométrie des pompes centrifuges

Les principales composantes des pompes sont le moteur, palier, le corps (enveloppe) et la roue

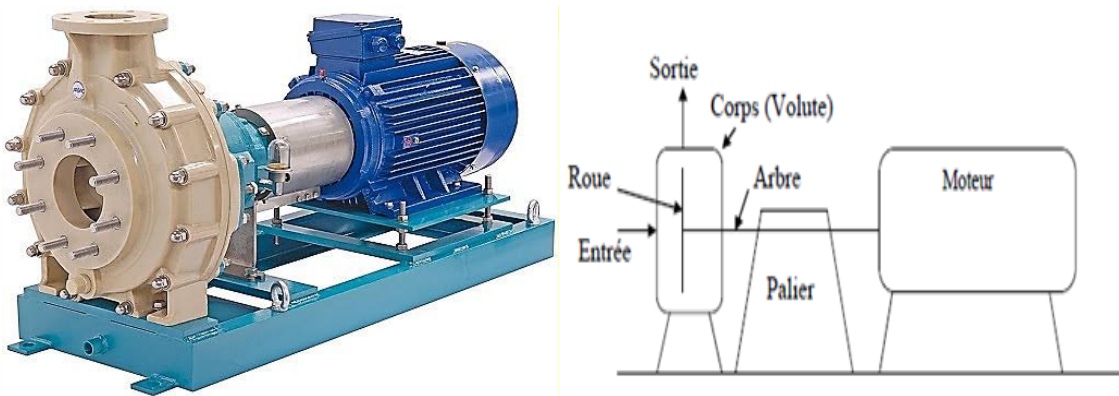


Fig1 : Composant mécanique d'une pompe

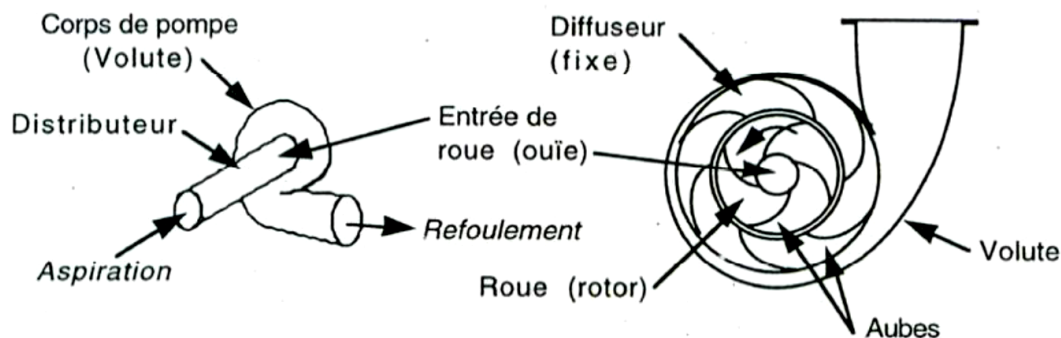


Figure : Schéma d'une pompe centrifuge

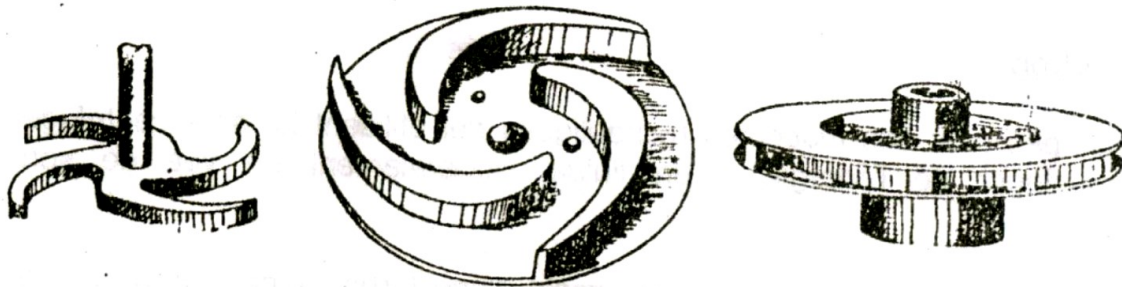
La roue

C'est l'organe principal dans les pompes centrifuges. On l'appelle encore turbine, impulseur, rotor, cellule, mobile ou rouet. Elle communique au liquide à pomper une partie de l'énergie transmise à l'arbre dont elle est solidaire par le moteur d'entraînement



6. Classifications des pompes centrifuges

a. Selon le type de la roue



Roue ouverte.

Roue semi-ouverte.

Roue fermée.



Fig 3

Monocellulaire : une seule roue

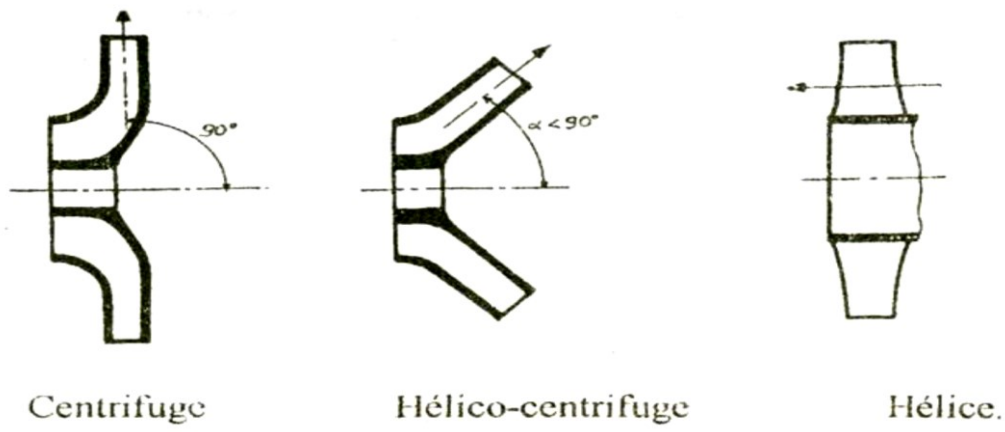
multicellulaire plusieurs roue

b. selon le Sens d'écoulement intérieur

-Axiale (à hélice) ($\theta = 0^\circ$): l'écoulement est quasi axial à l'entrée et à la sortie destiné pour les faibles hauteurs d'élévation

-centrifuge radiale ($\theta = 90^\circ$): l'eau entrée axialement par le centre et sort radialement par la périphérie, destiné pour les grandes hauteurs d'élévation

-semi-axiale (hélico centrifuge) ($\theta \leq 90^\circ$): l'eau arrive axialement et sort dans une direction intermédiaire entre la direction axiale et radiale, ces pompes destinées aux hauteurs moyennes d'aspiration.



Centrifuge

Hélico-centrifuge

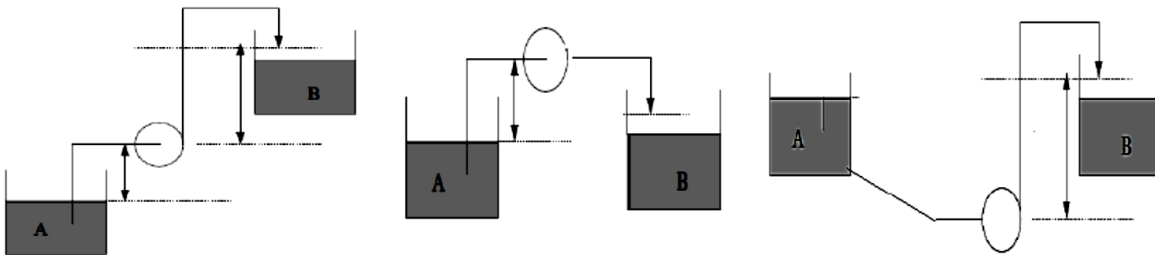
Hélice.

c. Position de l'axe de transmission

- Horizontale
- Vertical
- Oblique

d. Type d'installation

- En aspiration
- Forcé
- Siphon



e. Selon le moteur

- De surface (sec)
- Immergée

7- Critères généraux de définition des pompes :

Les critères les plus importants des pompes sont suivants :

7.1 La vitesse de rotation :

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps « **N** » en [tr/mn].

Le déplacement angulaire (vitesse angulaire) « **w** » ; en [rd/s].

$$w = \frac{2\pi N}{60}$$

7.2. Le débit d'une pompe « Q » :

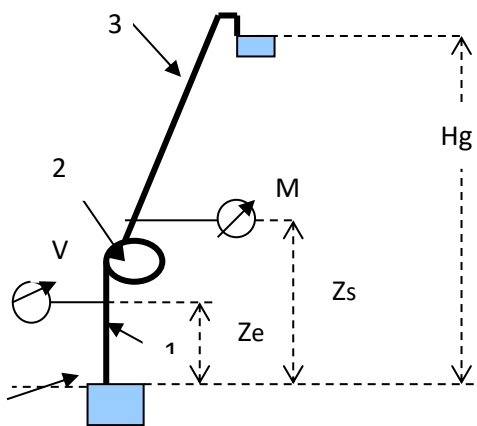
Cette notion de débit est utilisée surtout dans le cas des turbopompes. Dans le cas des pompes volumétriques on utilise beaucoup plus la notion de cylindrée « **Ci** » ; c'est le volume que débite une pompe pour un tour de rotation :

$$Ci = Q/N \quad \text{en [m}^3/\text{tr]} ;$$

7.3. La hauteur produite par la pompe :

C'est la hauteur manométrique « **H** » ou « **HMT** » hauteur manométrique totale.

a) Aspiration en dépression :



1 - conduite d'aspiration

2 - pompe (centrifuge)

3 - conduite de refoulement

M- manomètre installé à la sortie de la pompe ;

Fig. Aspiration en dépression

Pour une pompe à l'aspiration en dépression, la hauteur manométrique est égale à

$$H = Es - Ee = \frac{Ps - Pe}{\gamma} + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} + (Zs - Ze) ;$$

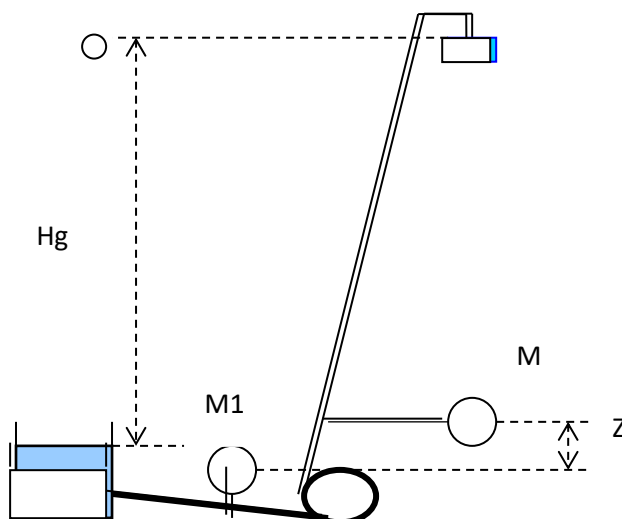
Où :

Ps : Pression absolue à la sortie ; $Ps = Patm + Pm$

Pe : Pression absolue à l'entrée ; $Pe = Patm - Pv$, donc on a

$$H = Es - Ee = \frac{Pm + Pv}{\gamma} + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} + (Zs - Ze)$$

b) Aspiration en charge (voir Fig.2) :



$$H = \frac{Pm - Pm1}{\gamma} + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} + Z$$

7.4. Puissance absorbée et utile :

- La puissance disponible sur l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe. Cette puissance est la puissance utile du moteur de la pompe et elle est égale à $P_a = C \omega$.

où : C – couple de rotation ; en [N m] ;
 ω – vitesse angulaire ; en [rd/s]

- La puissance transmise au liquide par la pompe est appelée puissance utile :

$$P_u = \gamma Q H ;$$

Où : γ est le poids spécifique du liquide ;

Q est débit de la pompe ;

H est la hauteur manométrique totale d'élévation

Les formules utilisées pour déterminer la puissance utile en fonction de système d'unités :

- $P_u = 10^3 Q H$ en [kgf m /s] ;
- $P_u = 9.81 Q H$ en [kW] ;
- $P_u = 10^3 Q H / 75$ en [c-v]

7.5. Rendement de la pompe :

Le rendement d'une pompe est défini par le rapport de sa puissance utile et celle absorbée :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a}$$

- P_{abs} : Puissance absorbée par la pompe, c'est la puissance consommée par le moteur d'entraînement de la pompe.
- P_{util} : Puissance fournie par le moteur.

8. L'équation fondamentale des machines hydrauliques

La roue étant noyée par le liquide et tournant à très grande vitesse, rejette le liquide vers le diffuseur (à cause de la force centrifuge). Le liquide compris entre les aubes étant rejeté aspire les particules liquides qui se trouvent à l'aspiration et ainsi de suite.

8.1 La théorie des pompes centrifuges :

Au sens le plus général du terme, une turbomachine est une machine dont la pièce essentielle est une roue portant des aubes disposées symétriquement autour de l'axe. L'écoulement du fluide sur ces aubes provoque l'échange d'énergie entre la veine fluide et l'arbre de la machine.

Le mouvement d'une particule liquide dans la roue est composé de deux mouvements :

- * Mouvement relatif qui est le mouvement suivant les surfaces des aubes « \vec{W} ».

* Mouvement d'entraînement est le mouvement de rotation avec une vitesse de rotation « \vec{U} ».

Donc la vitesse absolue de la particule est égale à $\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$ qu'on appelle triangle des vitesses.



Fig. 3 : Les triangles des vitesses

\vec{U} : Vitesse d'entraînement, dirigée suivant la tangente à la roue au point considéré $U = w r$;

\vec{W} : Vitesse relative, dirigée suivant la tangente à la surface de l'aube de la roue au point Considéré ;

\vec{V} : Vitesse absolue ;

\vec{V}_u : Vitesse circumférentielle (projection de la vitesse absolue sur la tangente à la roue) : $V_u = V \cos \alpha$

\vec{V}_r : Vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon) : $V_r = V \sin \alpha$;

\vec{V}_z : Vitesse axiale (projection de la vitesse absolue sur l'axe de rotation de la pompe) ;

α : Angle entre \vec{V} et \vec{U} ;

β : Angle entre \vec{W} et $-\vec{U}$;

b_1 et b_2 Largeurs à l'entrée et à la sortie de la roue.

Ci-dessous sont présentés les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie d'une roue d'une pompe centrifuge :

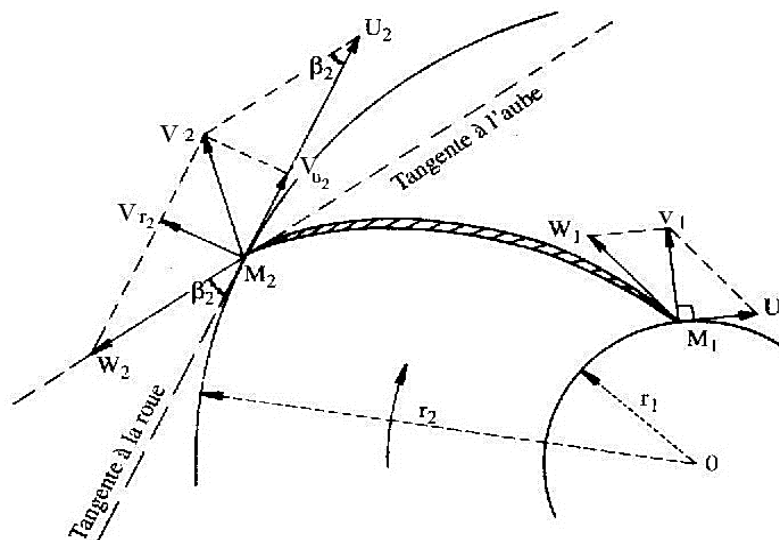


Fig. 4 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue

- ✓ Les angles, vitesses et rayon à l'entrée de la roue sont affectés de l'indice 1.
- ✓ Les angles, vitesses et rayon à la sortie de la roue sont affectés de l'indice 2.

L'application à l'écoulement du liquide dans la roue d'une pompe centrifuge **du théorème du moment cinétique** conduit aux résultats suivants :

Le moment des actions exercées par les aubes de la roue sur le liquide qui la traverse, c'est-à-dire **le couple C** qu'il faut appliquer sur l'arbre de la pompe en négligeant les frottements mécaniques et hydrauliques, est donné par la formule suivante :

$$M = \frac{\gamma}{g} Q (V_{u2} r_2 - V_{u1} r_1) = C \quad (1)$$

La puissance appliquée à l'arbre (puissance absorbée) s'écrit donc

$$Pa = C w = \frac{\gamma}{g} Q (V_{u2} r_2 - V_{u1} r_1) \quad (2)$$

Dans cette formule, l'expression suivante est donc homogène à une hauteur :

$$Heff = \frac{V_{u2} U_2 - V_{u1} U_1}{g} \quad (\text{Théorème d'Euler}) \quad (3)$$

On l'appelle la **hauteur effective d'élévation** (ou « hauteur engendrée »).

8.2 Fonctionnement d'une pompe centrifuge en régime optimal (Rendement manométrique) :

La roue a pour effet de produire une déviation de la veine liquide qui, entrant en son centre **M1** avec une vitesse absolue \vec{V}_1 , en sort à la périphérie **M2** avec une vitesse absolue \vec{V}_2 et, corrélativement, de donner naissance à un couple dont l'expression est donnée par la formule (1). Le régime optimal de la pompe est caractérisé par le fait que la vitesse \vec{W}_1 à l'entrée de la roue est tangente à l'aube et la vitesse absolue \vec{V}_2 à la sortie de la roue est tangente à l'aube fixe du diffuseur.

Les seules pertes de charge du liquide à la traversée de la pompe sont celles dues aux frottements hydrauliques des filets liquides entre eux et contre les aubages fixes et mobiles.

En conséquence, en fournissant sur l'arbre de la pompe une énergie représentée par la hauteur $Heff$, on ne recueille, en fait, que **la hauteur nette Hn** (hauteur produite par la pompe) telle que :

$$H = Hn = Heff - (hr + hd) \quad (4)$$

Où :

($hr + hd$) : Pertes de charge dans la roue et le distributeur dues au frottement hydraulique.

Le **rendement manométrique** de la pompe sera :

$$\eta = \frac{Hn}{H_{eff}} \quad (5)$$

9 Fonctionnement en régime quelconque : Courbes caractéristiques :

Une pompe centrifuge fonctionne rarement à régime constant correspondant au régime optimal, étudié précédemment. Il se produit généralement des variations de régime dues aux nécessités de l'exploitation. Pour une pompe donnée et pour un régime de fonctionnement déterminé caractérisé par un débit Q et une vitesse de rotation N , les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie sont parfaitement déterminés ainsi que les vitesses absolues (\vec{V}), relatives (\vec{W}) et d'entraînement (\vec{U}).

Il résulte des formules (3) et (4) établies précédemment que pour *le régime de fonctionnement survisé* (Q et N donnés), la hauteur (H_{eff} ou Hn) est parfaitement déterminée.

C'est là *une caractéristique très importante des pompes centrifuges* et qui différencie profondément le fonctionnement de ces machines de celui des autres catégories de pompes.

En définitive, le fonctionnement d'une pompe centrifuge aux différents régimes possibles est caractérisé par *une surface ayant pour l'équation :*

$$F(H, Q, N) = 0$$

A chaque point de cette surface correspond un point de fonctionnement de la pompe.

Si on joint, sur la surface $F(H, Q, N) = 0$, les points pour lesquels la pompe possède le même rendement, on obtient *des réseaux de courbes équi-rendement*.

Toutefois ce système de représentation à trois dimensions est assez compliqué et on préfère adopter un système plus simple, à deux dimensions, qui *constitue le procédé des courbes caractéristiques*.

Dans ce mode de représentation on considère qu'une des trois variables H , Q et N est constante, ce qui permet de se ramener à une fonction de deux variables, c.-à-d. d'obtenir une représentation plane.

En général, c'est la variable N qui est supposée constante et on peut ainsi étudier pour une pompe centrifuge :

- ✓ La caractéristique : $H_{eff} = f(Q)$ à vitesse constante N ;
- ✓ La caractéristique : $Hn = f(Q)$ à vitesse constante ;
- ✓ La caractéristique : $P = f(Q)$ de la puissance fournie à l'arbre de la pompe (puissance absorbée) en fonction de débit à vitesse constante ;
- ✓ La caractéristique : $\eta = f(Q)$ de rendement à la vitesse constante.

9.1 Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante : $H_n = f(Q)$

La hauteur nette est égale à la hauteur effective diminuée :

- Des pertes de charge dues aux frottements des filets liquides entre eux et contre les parois de la pompe dans la roue (hr) et dans le diffuseur (hd);
- Des pertes de charge dues aux chocs à l'entrée et à la sortie de la roue. Ces pertes (hch) proviennent de la non concordance des directions des filets liquides avec les aubes de la roue (à l'entrée) et les aubes du diffuseur (à la sortie) lorsqu'on s'éloigne du régime de fonctionnement optimal.

En définitive, en régime quelconque, on a :

$$H_n = H = H_{eff} - (hr + hd + hch)$$

Compte tenu de la variation de ces différentes pertes de charge en fonction du débit, la hauteur nette a pour expression en fonction du débit Q et de la vitesse de rotation N :

$$H_n = \mu N^2 + \lambda NQ + kQ^2,$$

Les coefficients μ , λ et k étant fonction des caractéristiques de la pompe (forme et dimensions des aubes de la roue et du diffuseur).

La caractéristique $H_n = f(Q)$ à vitesse constante est donc représentée par une parabole qui coupe l'axe des hauteurs en un point P dont l'ordonnée OP correspond à la hauteur à débit nul ou « hauteur de barbotage » (Fig. 5).

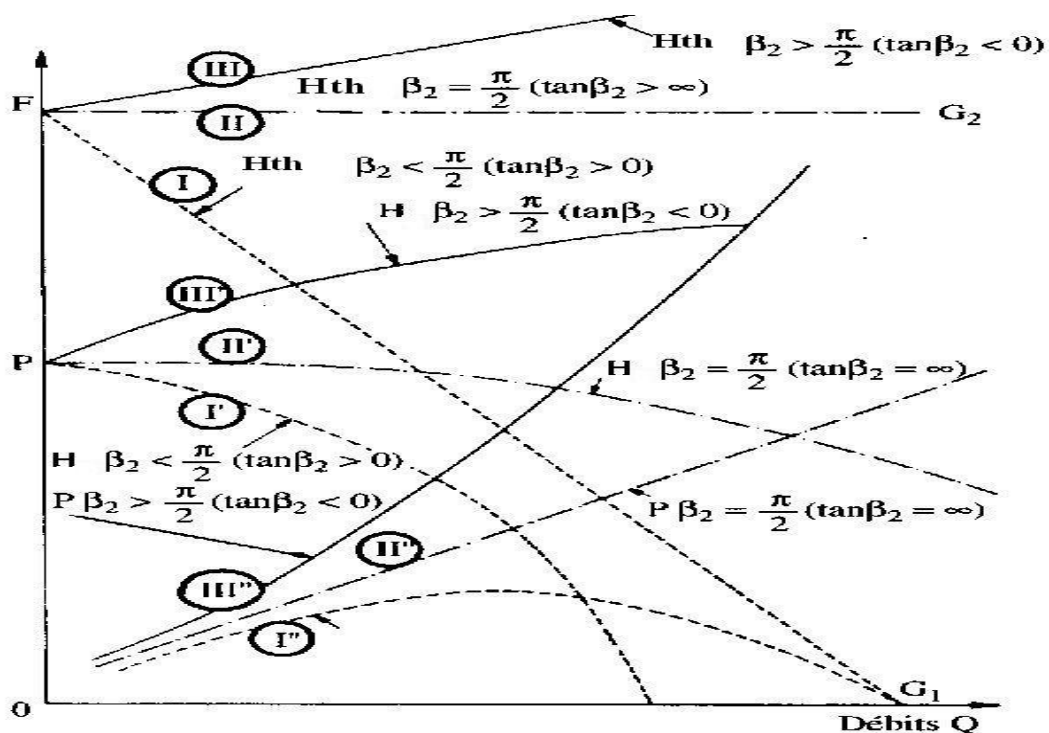


Fig.5 : Caractéristiques de la hauteur effective ($H_{eff}=H_{th}$), de la hauteur nette ($H_n=H$) et de la puissance (P) en fonction du débit à vitesse de rotation constante pour différents β_2 .

La forme de la caractéristique **Hn** est intimement liée à la valeur de l'angle β_2 , « l'angle de sortie des aubes » :

- Si l'angle $\beta_2 < 90^\circ$ ($tg \beta_2 > 0$), la caractéristique H_n située entièrement au-dessous de la droite H_{eff} a une allure générale tombante pouvant ou non présenter un maximum (**courbe I'**) ;
- Si $\beta_2 = 90^\circ$ ($tg \beta_2 = \infty$), la caractéristique H_n a l'allure indiquée en **II'** ;
- Si $\beta_2 > 90^\circ$ ($tg \beta_2 < 0$), la caractéristique H_n a l'allure présentée en **III'**

En pratique, la caractéristique **$H_n=f(Q)$** se relève expérimentalement lors des essais de la pompe et elle est fournie par le constructeur de la pompe.

Pour chaque variation de débit **Q**, en manœuvrant sur la vanne de refoulement, on mesure les pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe et on calcule les hauteurs correspondantes.

9.2 Caractéristique de la puissance fournie à l'arbre de la pompe (puissance absorbée) à vitesse constante : $P=f(Q)$:

La puissance appliquée à l'arbre de la pompe ou la puissance absorbée par la pompe a pour expression :

$$P = \frac{\gamma Q H_{eff}}{102} \quad \text{où } P \text{ en } kW ; \gamma \text{ en } kgf/m^3 ; Q \text{ en } m^3 / s ; H_{eff} \text{ en } m.$$

$$P = \frac{\gamma Q}{102} \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 tg \beta_2} \right)$$

Pour une vitesse de rotation constante, la courbe $P=f(Q)$ est une parabole qui présente les formes suivantes selon l'angle β_2 (voir Fig.5) :

- Si l'angle $\beta_2 < 90^\circ$ ($tg \beta_2 > 0$), la caractéristique **P** est une parabole dont la concavité est toujours tournée vers le bas et qui présente un maximum (**courbe I''**).
- Si $\beta_2 = 90^\circ$ ($tg \beta_2 = \infty$), la caractéristique **P** est une droite (**droite II''**),
- Si $\beta_2 > 90^\circ$ ($tg \beta_2 < 0$), la caractéristique **P** est une parabole à concavité tournée vers le haut (**courbe III''**).

REMARQUE

La caractéristique **$P(Q)$** se relève expérimentalement en faisant tourner la pompe à vitesse constante et en réglant le débit par la vanne installée sur le refoulement.

Pour chaque réglage de la vanne, on mesure :

- La puissance transmise par le moteur à la pompe
- Le débit refoulé.

On trace ainsi, point par point, la caractéristique $P=f(Q)$. Cette caractéristique est fournie par le constructeur de la pompe.

9.3. Caractéristique du rendement à vitesse constante : $\eta = f(Q)$:

Nous nous limiterons à la caractéristique du rendement global qui tient compte de toutes les pertes (frottements, chocs, fuites). Pratiquement le rendement global se détermine expérimentalement.

Pour un régime donné, on peut déterminer expérimentalement la hauteur nette et la puissance absorbée, par conséquent, il suffit, pour chaque régime, de calculer le rendement :

$$\eta_p = \frac{\gamma Q H_n}{102P}$$

Où : **P** en kW ; **Q** en m³/s ; **H_n** en m et γ en kgf/m³.

10. Lois de similitude des pompes centrifuges :

10.1. Lois de similitude des plusieurs pompes semblables

- **Définitions :**

Deux roues de pompes sont semblables si tous les angles de construction de la roue, du diffuseur sont les mêmes et si les dimensions linéaires sont proportionnelles.

Deux pompes semblables fonctionnent en similitude mécanique si les triangles des vitesses aux points homologues sont semblables.

- Soit λ le rapport des dimensions linéaires homologues de deux pompes semblables, par exemple le rapport des diamètres des roues :

$$\lambda = \frac{(D_1)_I}{(D_1)_{II}} = \frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} = \frac{(b_2)_I}{(b_2)_{II}} = \frac{(b_1)_I}{(b_1)_{II}} ;$$

Où : l'indice **I** correspond à la 1^{ère} roue et l'indice **II** correspond à la 2^{ème} roue.

-- Soit **k** le rapport de leur vitesse de rotation (ω ou N tr/min).

$$k = \frac{(\omega)_I}{(\omega)_{II}} = \frac{N_I}{N_{II}}$$

Pour des régimes de fonctionnement homologues, on aura la conservation de tous les angles, donc :

-Les vitesses sont dans le rapport : λk

$$\frac{V_I}{V_{II}} = \frac{W_I}{W_{II}} = \frac{U_I}{U_{II}} = \lambda k \quad \left[u = r\omega; \Leftrightarrow \frac{U_I}{U_{II}} = \frac{r_I \omega_I}{r_{II} \omega_{II}} = \lambda k \right] \Leftrightarrow \frac{U_I}{U_{II}} = \frac{D_I N_I}{D_{II} N_{II}}$$

--- Les débits ($Q = VS$) sont dans le rapport : $\lambda^3 k$

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{N_I (D_2)_I^3}{N_{II} (D_2)_{II}^3} = \lambda^3 k \quad \Leftrightarrow Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r2}$$

--- Les hauteurs (H et H_{eff}) sont dans le rapport : $\lambda^2 k^2$

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{N_I^2 (D_2)_I^2}{N_{II}^2 (D_2)_{II}^2} = \lambda^2 k^2 \quad ; \quad \frac{H_{eff_I}}{H_{eff_{II}}} = \lambda^2 k^2 \quad \Leftrightarrow H_{eff} = \frac{U_2 V_{U2}}{g}$$

--- Les rendements sont indépendants de λ et k (ceci est valable pour le rendement hydraulique, mais n'est qu'approximatif pour le rendement global).

---- Les puissances absorbées sur l'arbre sont dans le rapport : $\lambda^5 k^3$

$$\frac{Pa_I}{Pa_{II}} = \frac{(D_2)_I^5 N_I^3}{(D_2)_{II}^5 N_{II}^3} \quad ; \quad \frac{Pu_I}{Pu_{II}} = \frac{(D_2)_I^5 N_I^3}{(D_2)_{II}^5 N_{II}^3}$$

Coefficients de Râteau :

- Coefficient de débit : $K_q = \frac{Q}{ND^3}$

- Coefficient manométrique : $K_H = \frac{H}{N^2 D^2}$

- Coefficient de puissance : $K_p = \frac{P}{N^3 D^5}$

- **Vitesse spécifique :**

Les relations entre les débits et les hauteurs de deux pompes semblables sont :

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \lambda^3 k \quad \left(\frac{Q_I}{Q_{II}} \right)^2 = \lambda^6 k^2$$

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \lambda^2 k^2 \quad \left(\frac{H_I}{H_{II}} \right)^3 = \lambda^6 k^6$$

En éliminant λ entre les deux dernières équations, on obtient le rapport suivant :

$$\left(\frac{H_I}{H_{II}}\right)^3 \left(\frac{Q_I}{Q_{II}}\right)^2 = k^4 \Rightarrow k = \frac{N_I}{N_{II}} = \frac{H_I^{3/4} Q_{II}^{1/2}}{H_{II}^{3/4} Q_I^{1/2}} ;$$

En regroupant les membres avec les indices identiques, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{N_I Q_I^{1/2}}{H_I^{3/4}} = \frac{N_{II} Q_{II}^{1/2}}{H_{II}^{3/4}} = N_s = cte$$

N_s - vitesse spécifique avec Q [m³/s], H [m] et N [tr/min].

La vitesse spécifique est calculée pour le rendement maximal de la pompe, donc pour un point correspondant à des valeurs Q et H bien définies et les mieux adoptées pour la pompe.

10.2. Formules de similitude pour une pompe donnée :

Pour une pompe donnée ($D = cte$) tournant à différentes vitesses en des points de fonctionnement homologues (le rendement reste constant) :

1° Le débit est proportionnel à la vitesse de rotation $\left(\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}\right)$;

2° Les hauteurs H_{eff} et H_n sont proportionnelles au carré de la vitesse de rotation : $\left(\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2}\right)$

3° La puissance absorbée sur l'arbre de la pompe est proportionnelle au cube de la

Vitesse : $\left(\frac{P_{a1}}{P_{a2}} = \frac{N_1^3}{N_2^3}\right)$

4° Le rendement hydraulique est indépendant de la vitesse et comme le rendement global diffère très peu du rendement hydraulique, on peut dire que η_p est indépendant de la vitesse.

Pour le constructeur qui doit projeter une pompe qui doit refouler un débit Q m³/s à une hauteur H_m , tournant à une vitesse N tr/mn, il suffit :

- De calculer la vitesse spécifique de la pompe demandée par le client ;
- De rechercher, dans la gamme des pompes fabriquées, celle dont la vitesse spécifique est la plus proche.

La vitesse spécifique N_s n'est pas adimensionnelle $N_s \sim [L^{3/4} T^{-3/2}]$, sa valeur dépend des unités utilisées pour exprimer N , Q et H . Habituellement on exprime N en tr/mn et Q en m³/s.

Parfois, on remplace la vitesse spécifique N_s par le coefficient de vitesse angulaire :

$$\omega_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad \text{où } \omega \text{ [rd/s] ; } Q \text{ [m}^3\text{/s] ; } H \text{ [m].}$$

La relation entre ω_s et N_s est la suivante : $\omega_s = 0.019 N_s$.

La vitesse spécifique N_s des roues des pompes centrifuges varie de 20 à 300. Elle caractérise un type de pompe (ou un type de roue). La forme des aubes, leur l'angle de sortie β_2 , le triangle des vitesses et les courbes caractéristiques subissent une évolution graduelle lorsque la vitesse spécifique varie.