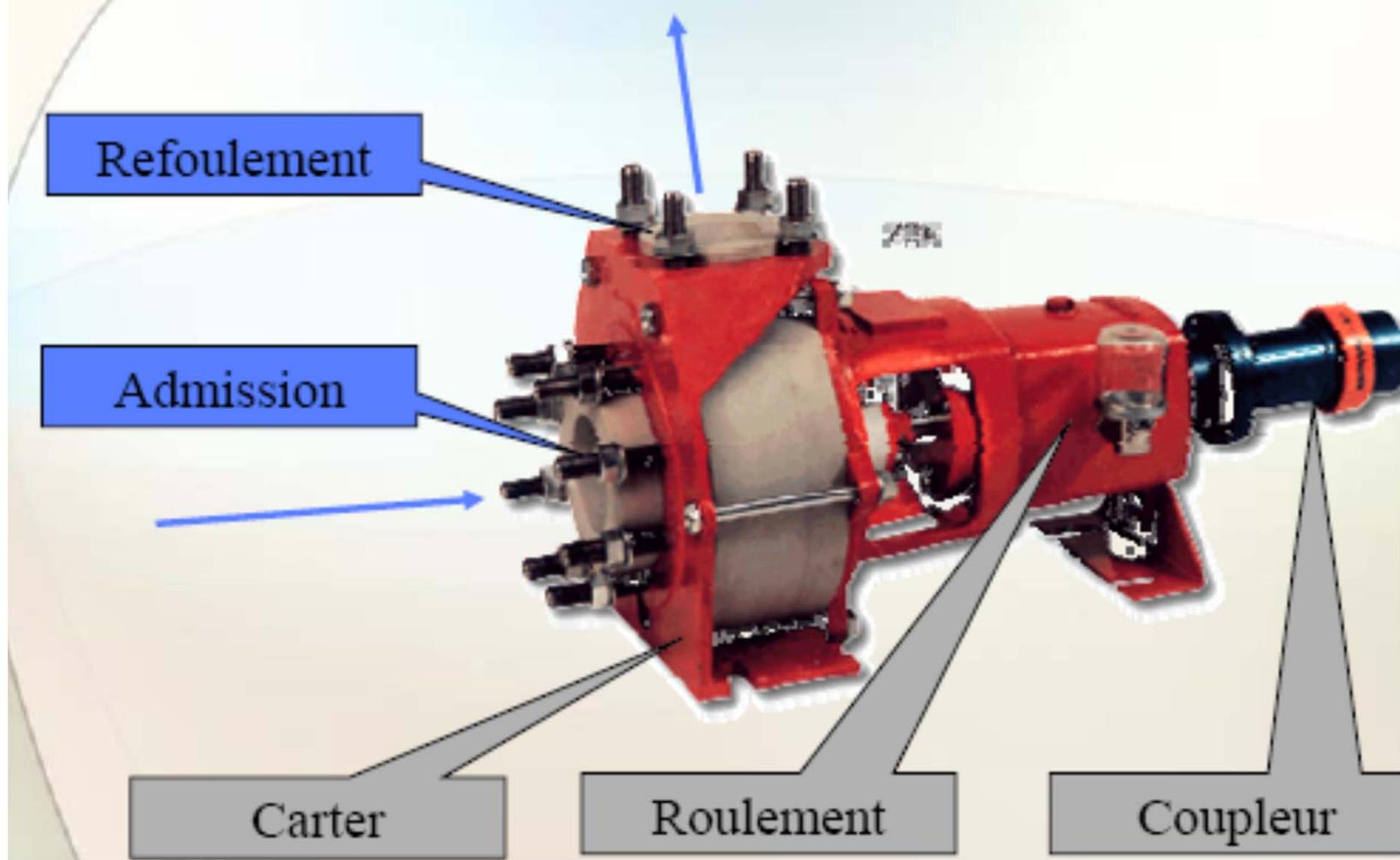


**CH I**

**Rappel sur les pompes**

H. Bouchelkia

# POMPES CENTRIFUGES:



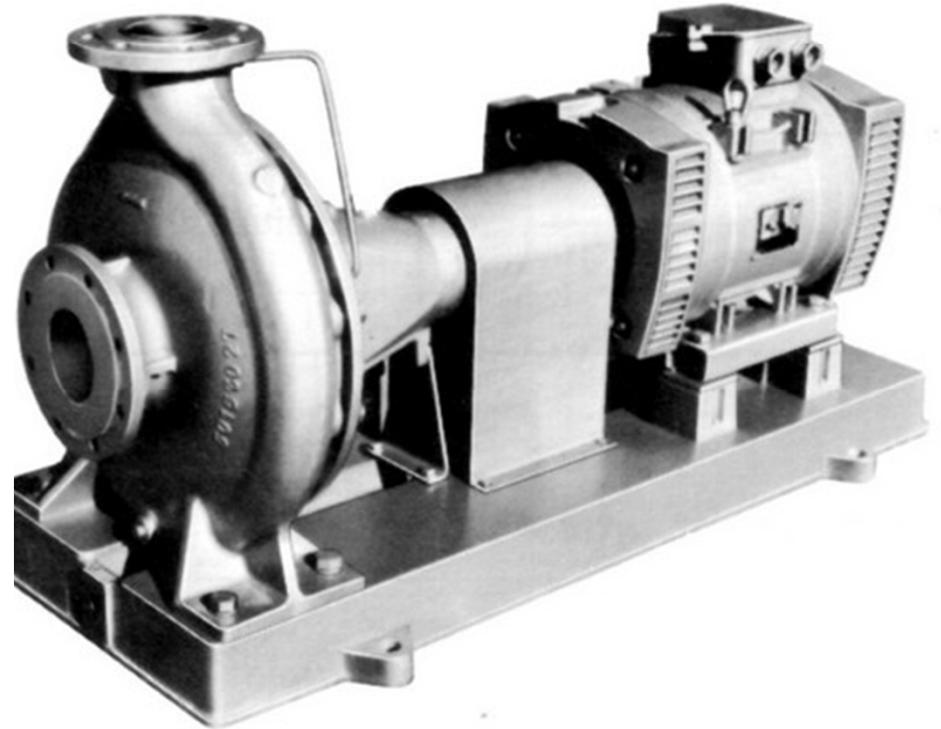
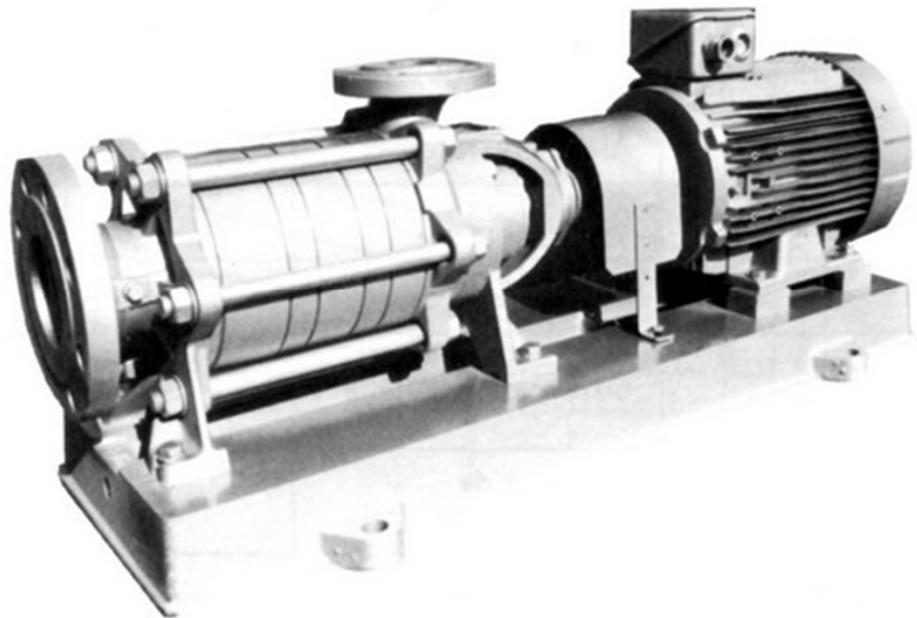
Refoulement

Admission

Carter

Roulement

Coupleur



Bague d'étanchéité.

Moteur 220 Volts 380 TRIPHASE 50 PERIODES

Support isolant la pompe et moteur.

Garniture d'étanchéité  
vapeur.

Bague d'entraînement.

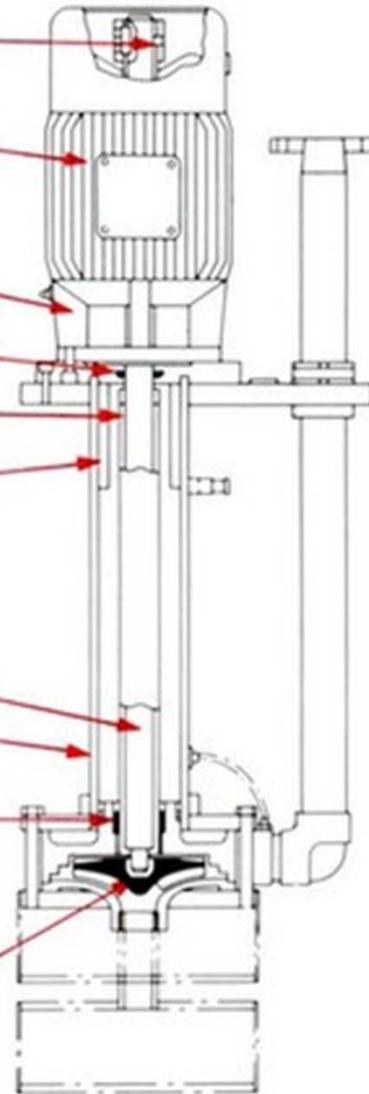
Renfort de colonne limitant les vibrations.

Facilité de remplacement de l'arbre.

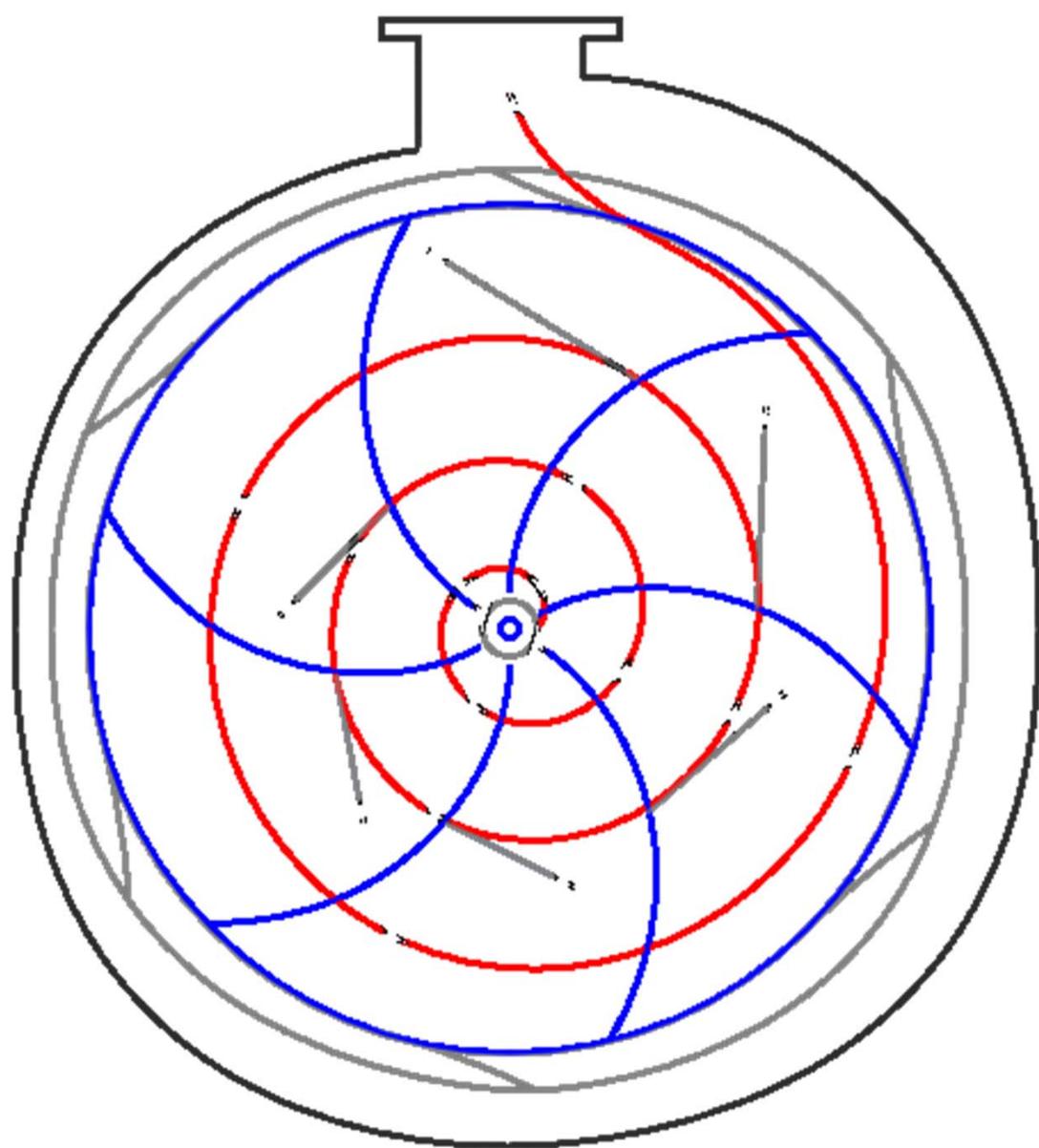
Toutes les pièces sont réalisées en plastique  
résistant à la corrosion.

Bague carbone chargée Téflon autorisant  
un minimum de jeu avec l'arbre, pour un  
maximum de rendement.

Turbine semi-ouverte ou fermée selon le fluide  
véhiculé.

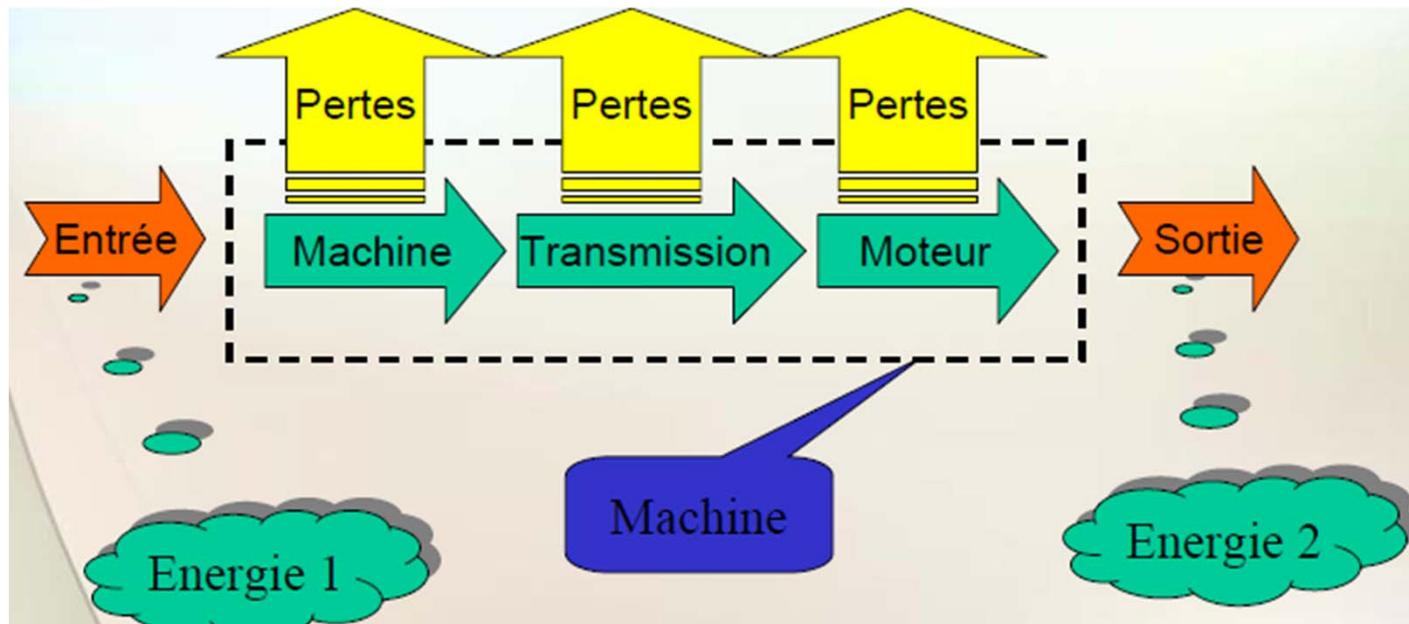


- Photos de pompes de puits (Doc. Vanton)



# pompes

Ensemble de mécanismes combinés pour recevoir une certaine forme définie d'énergie, la transformer et la restituer sous une forme plus approprié ou pour produire un effet donné.



## LES POMPES

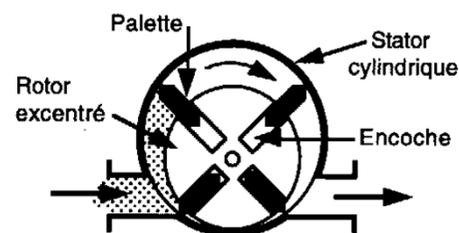
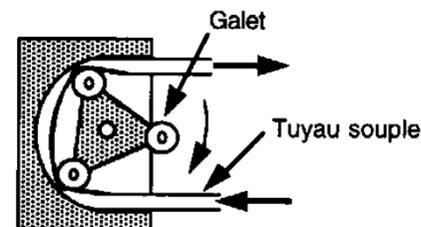
Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

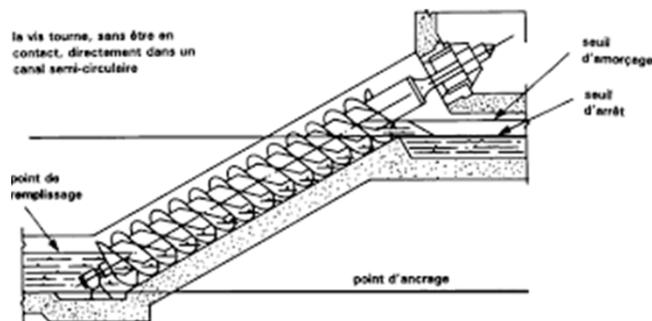
- Les pompes volumétriques qui mettent en œuvre l'énergie de pression, comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).



Dans les *pompes volumétriques*, l'énergie de pression est fournie directement au liquide incompressible par variations successives d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement.

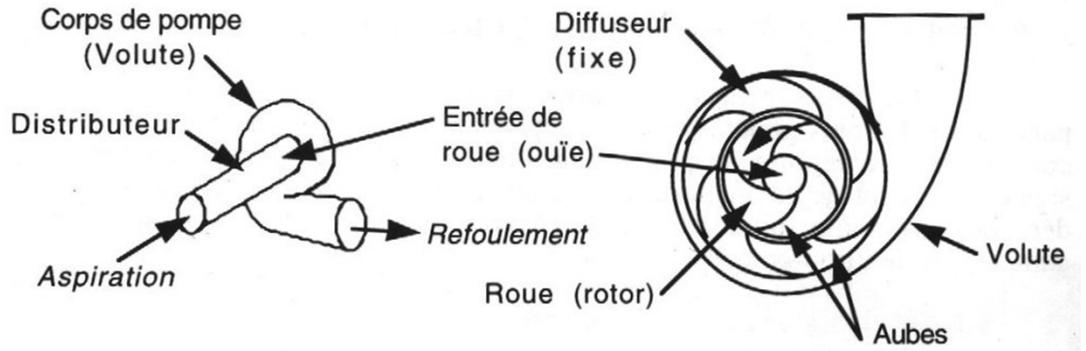
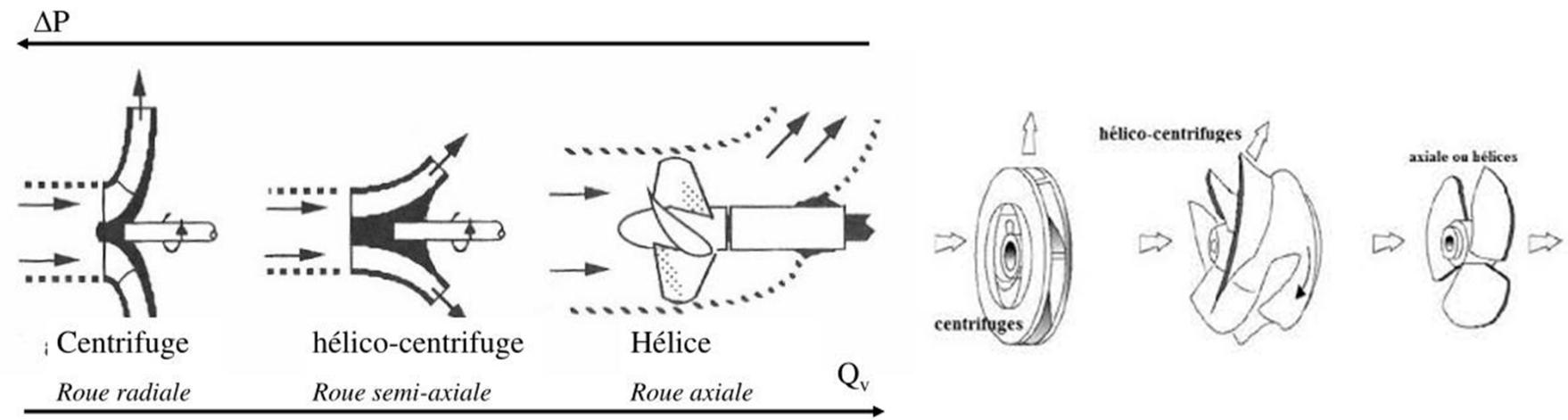


- **les pompes à capacité** qui mettent en œuvre l'énergie d'altitude.



**Dans les pompes à capacité** (aussi appelées machines élévatoires), le liquide est enfermé dans une capacité qui est élevée à une cote désirée. C'est le cas des roues à augets, chaînes à godets, norias, des vis d'Archimède.

- **Les turbo-pompes** qui mettent en oeuvre l'énergie de vitesse, elles sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice, hélico-centrifuges.



Dans les *turbopompes*, une roue, munies d'aubes ou d'ailettes animées d'un mouvement de rotation, fournit au liquide de l'énergie cinétique dont une partie est transformée en énergie de pression par réduction des vitesses.

## Les turbopompes

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 liquide sur ces aubes provoque l'échange d'énergie entre la veine liquide et l'arbre de la machine.

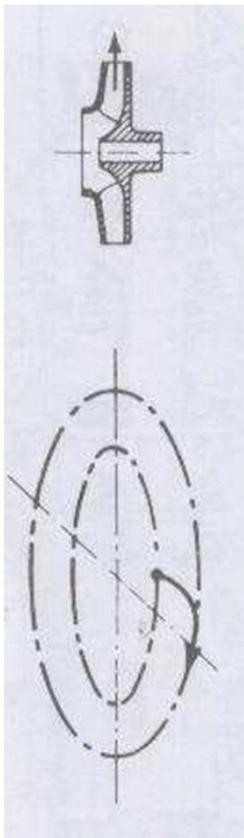
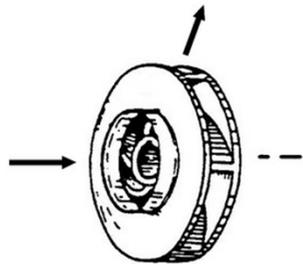
Si la turbomachine diminue l'énergie de la veine liquide entre l'entrée et la sortie de la machine par sa transformation partielle en énergie mécanique, on a affaire à une **turbine**,

Si la turbomachine augmente cette énergie en faisant appel à une source d'énergie mécanique extérieure, on a affaire à une **turbopompe**.

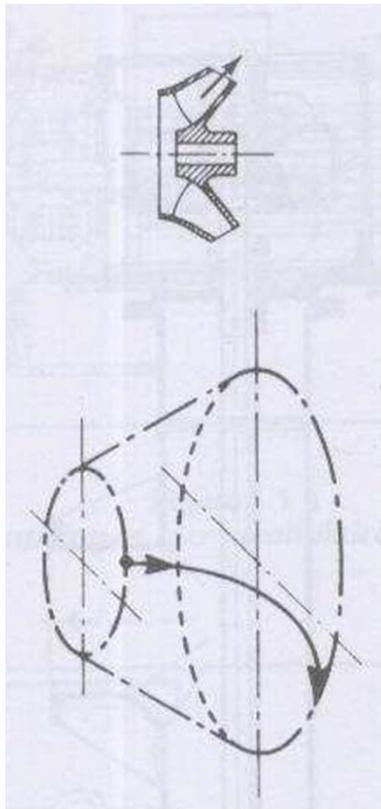
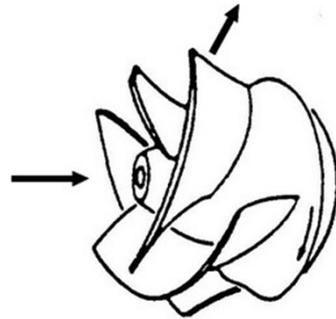
Suivant le type de rotor et le mode d'action, on distingue dans la famille des turbopompes,

- les pompes centrifuges,
- les pompes hélices ou axiales,
- les pompes hélico-centrifuges ou semi axiales.

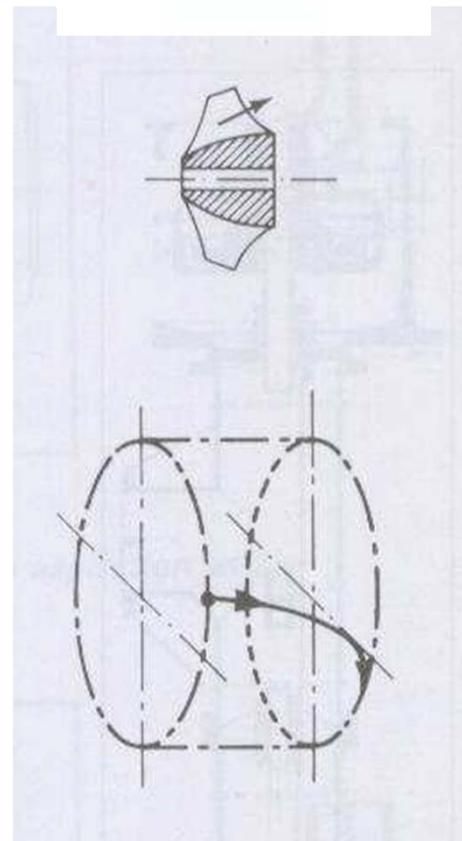
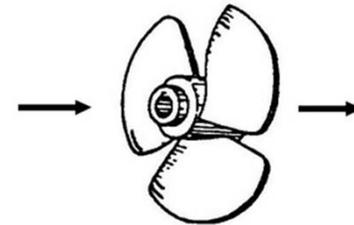
Cette classification est basée sur la forme de la trajectoire à l'intérieur du rotor de la pompe.



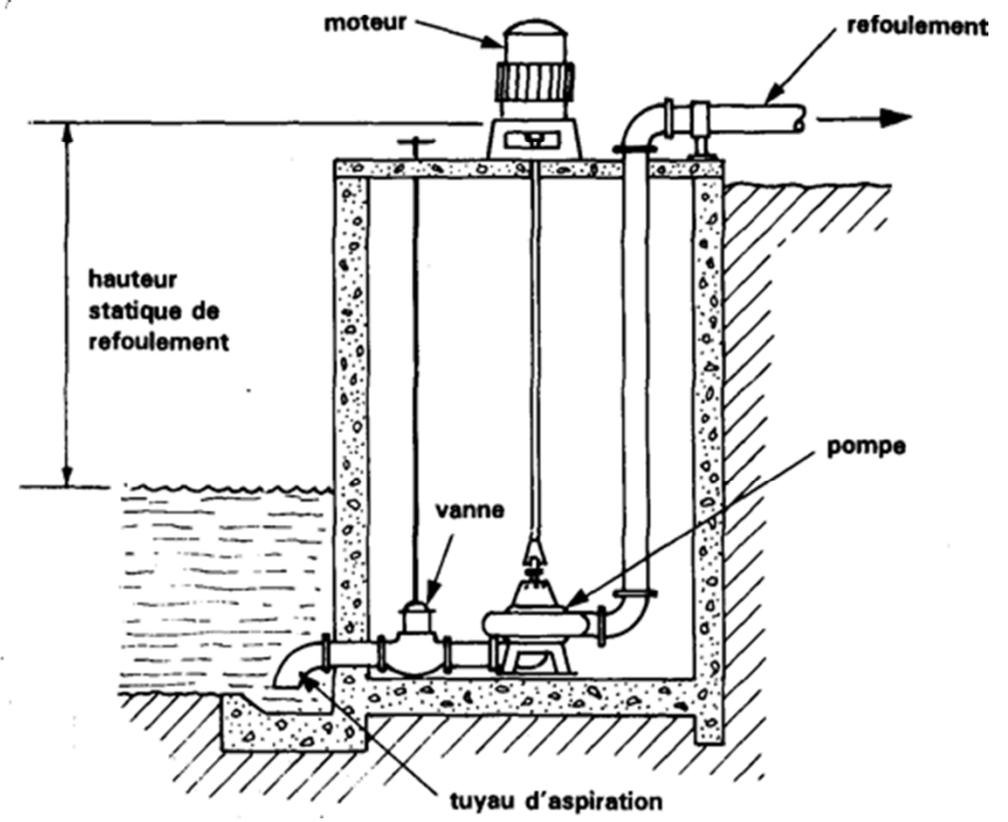
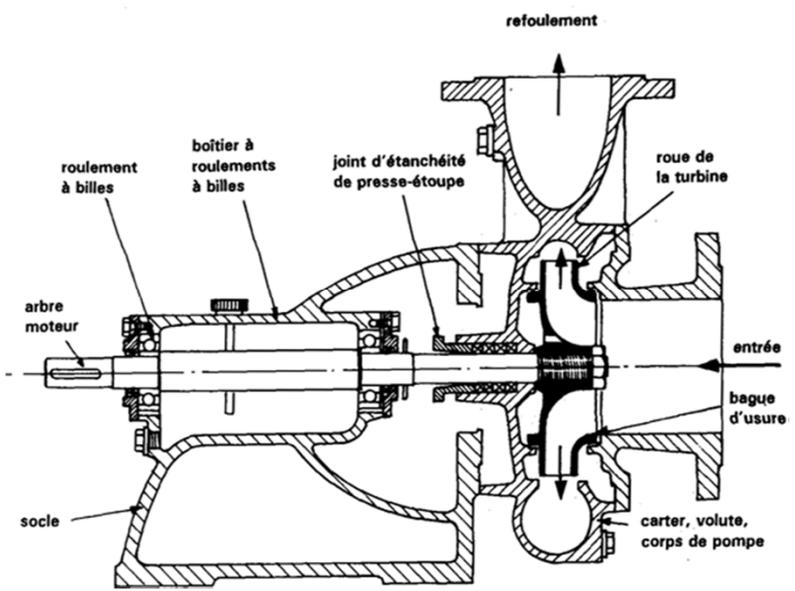
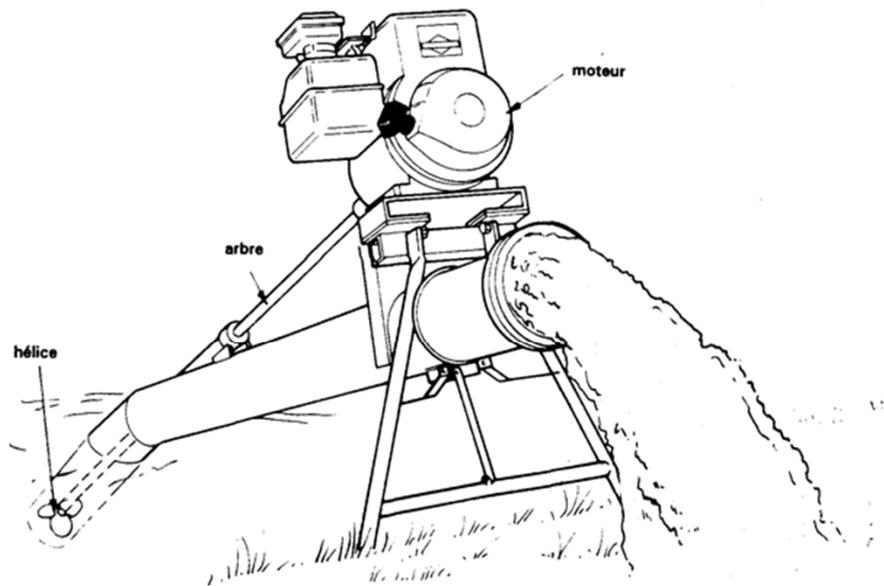
**Roue radiale  
(centrifuge)**



**Roue semi axiale  
(hélico-centrifuge)**



**Roue axiale  
(hélice)**



## Caractéristiques générales des pompes centrifuges.

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau ( $Z$ ), une augmentation de pression ( $p$ ) et toujours des pertes de charges.

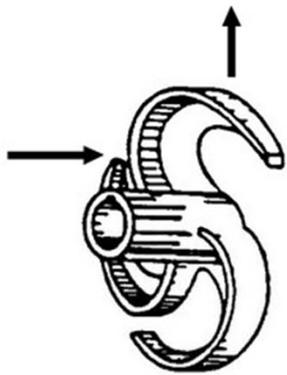
Une pompe centrifuge est constituée principalement par une **roue à ailettes ou aubes (rotor)** qui tourne à l'intérieur d'un carter étanche appelé **corps de pompe**.

Pour améliorer le rendement de la pompe, on peut intercaler entre le rotor et la volute une roue fixe appelée **diffuseur** qui est munie d'aubes de courbure convenable.

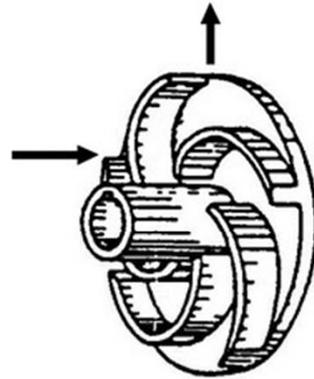
Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler.

Une pompe centrifuge est constituée par :

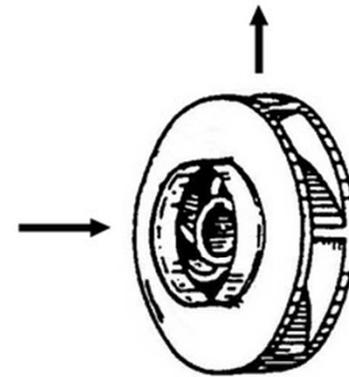
- **un distributeur**, sorte de tubulure profilée qui sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenable dans l'axe de la pompe ou ouï de la roue. Le distributeur est généralement constitué par un cône convergeant qui permet de réaliser une meilleure disposition des filets liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité des vitesses. Le distributeur est précédé en amont par la canalisation d'aspiration.
- **une roue** portée par un arbre et munie d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de la pompe. Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux côtés à des disques. On distingue ainsi des rotors ouverts, demi ouverts ou fermés.



**Roue ouverte**



**Roue semi-ouverte**



**Roue fermée**

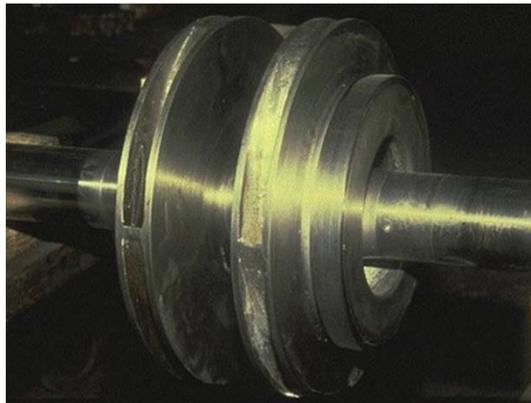
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.



Roue de pompe centrifuge  
(de type hélico-centrifuge)



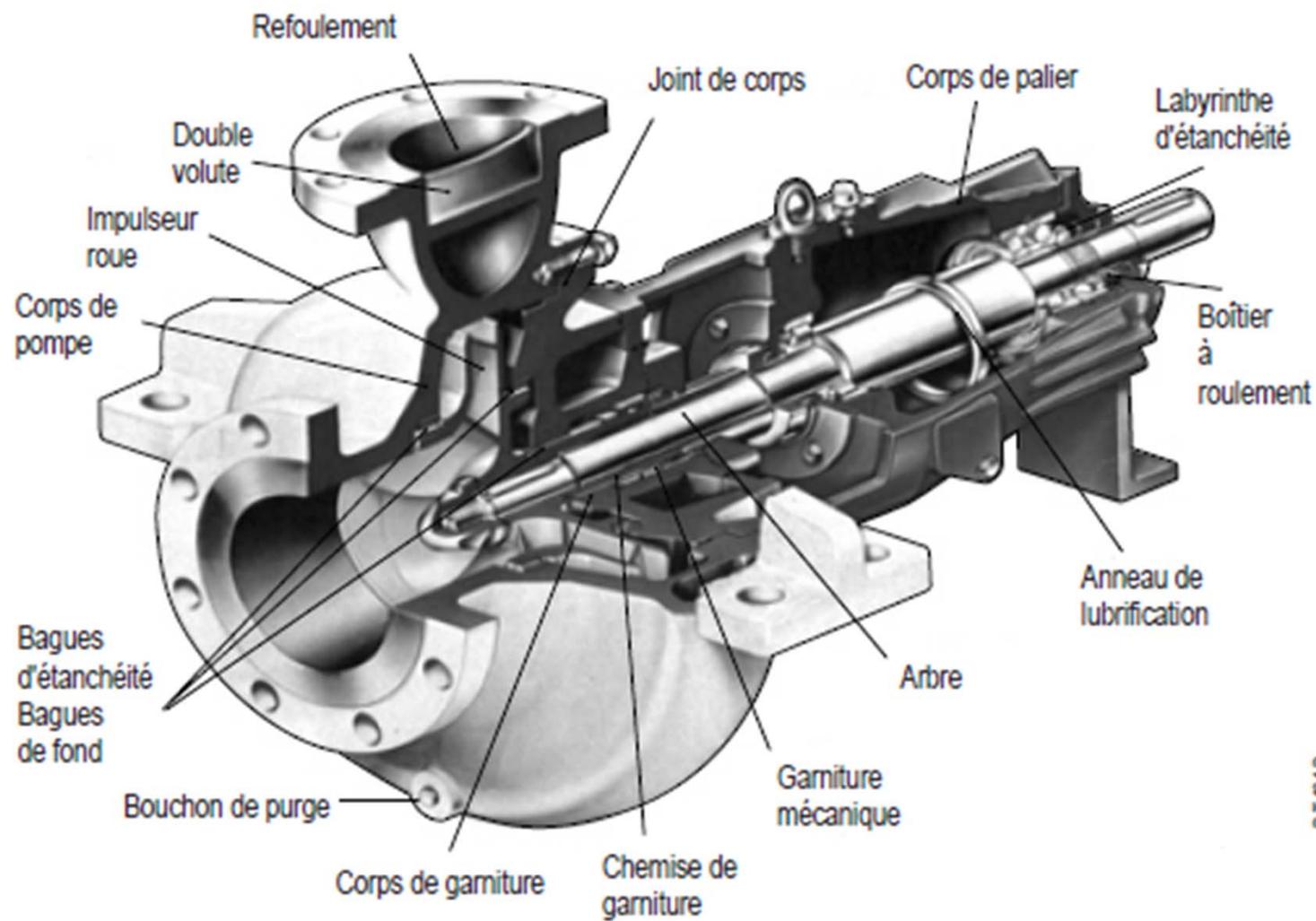
Diffuseur de pompe centrifuge



Arbre avec double roue radiale pour  
pompe centrifuge double étage  
L'association de deux roues en série sur  
un même arbre permet d'augmenter la  
HMT globale de la pompe



La forme extérieure de la volute ne  
laisse aucun doute  
sur le sens de rotation normal de la  
pompe!



**Pompe centrifuge monocellulaire (en porte à faux)**

### 1. Débit :

Le débit  $q_v$  fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3 /s$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).

### 2. Hauteur manométrique :

On appelle Hauteur manométrique  $H$  d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si  $HTA$  est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et  $HTR$  la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$HMT = HTA - HTR$$

La hauteur varie avec le débit

### 3. Rendement :

Le rendement d'une pompe est le rapport de la puissance utile  $P$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée  $P_a$  par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si  $q_v$  est le débit volume du fluide,  $\rho$  sa masse volumique et  $H$  la hauteur manométrique de la pompe, la puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont donnés par :

$$P = q_v \rho g H \qquad \eta = \frac{q_v \rho g H}{P_a}$$

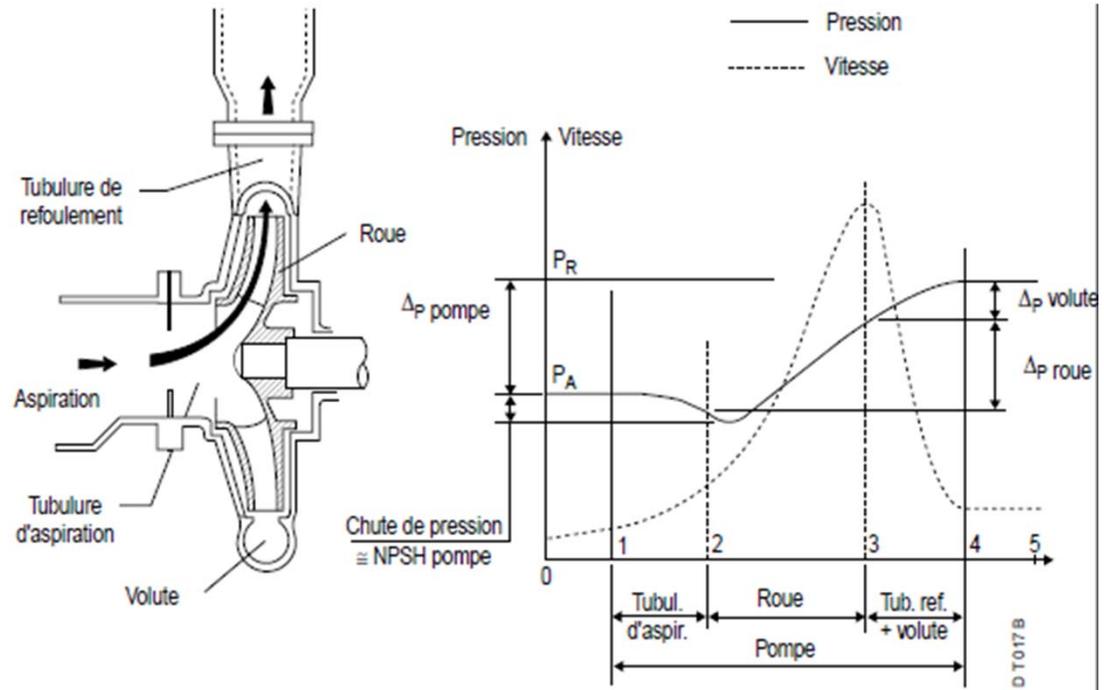
Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée

# Fonctionnement d'une pompe centrifuge

## 1. Evolution de la pression et de la vitesse

Le schéma ci-dessous montre l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.

- la vitesse à l'entrée de la pompe est de l'ordre de 1 m/s à 2 m/s, la vitesse à la sortie autour de 3 à 7 m/s.
- la vitesse en sortie de roue est de l'ordre de grandeur de la vitesse périphérique c'est-à-dire entre 20 et 50 m/s.
- la pression d'aspiration dépend de l'installation



- la **volute**, comportant une section de passage croissante, permet un ralentissement du liquide et la transformation de l'énergie de vitesse en énergie de pression (ce gain de pression constitue une part importante de la pression totale fournie par la pompe).
- la mise en vitesse, les pertes de charge dans la tubulure d'aspiration et les chocs du liquide contre les aubages occasionnent une chute de pression à l'entrée de la roue. Cette chute de pression, exprimée en mètre de liquide, est appelée le **NPSH** de la pompe ou NPSH requis.

## 2 - HAUTEUR D'ÉLÉVATION CRÉÉE PAR UNE POMPE CENTRIFUGE

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous 2 formes :

- de **l'énergie de pression**, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe
- de **l'énergie cinétique**, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement

L'énergie de la pompe fournit au fluide est appelée **hauteur d'élévation** et s'exprime, en **mètres de liquide**, de la façon suivante :

$$H_{\text{élévation}} = \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2}{2g}$$

énergie fournie par la pompe au liquide en mètres

=

énergie due à l'accroissement de pression dans la pompe

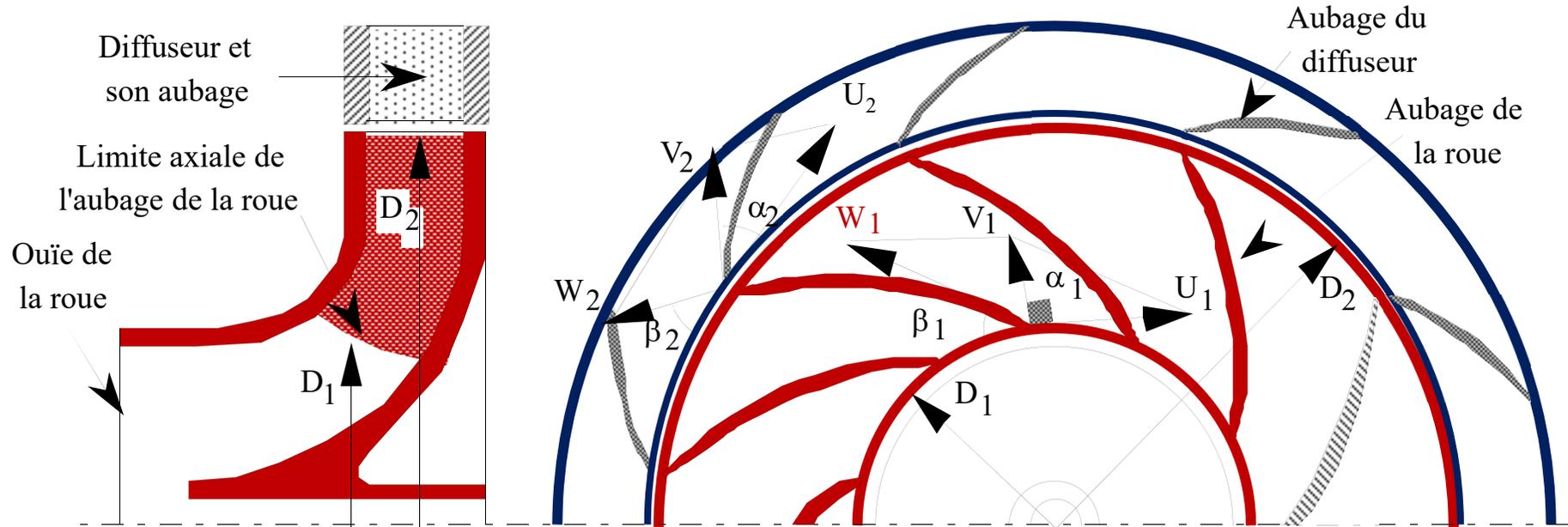
+

différence d'énergie cinétique entre le refoulement et l'aspiration

v : vitesse en m/s,  $\Delta P$  : pression en pa,  $\rho$  : densité du liquide

Dans de nombreux cas la différence d'énergie cinétique est négligeable au regard de l'augmentation de pression.

La roue est animée d'un mouvement de rotation entretenu par le moteur. Pour que la roue communique son mouvement, des aubages sensiblement parallèles à l'axe de rotation, sont fixés à cette roue. La concavité des aubages est à l'opposé du sens de rotation et les angles qu'ils forment à l'entrée et à la sortie dépendent des conditions H et Q de travail de la pompe



Soit  $\mathbf{U}$  la vitesse tangentielle d'entraînement due à la rotation de la roue,  $\mathbf{W}$  la vitesse relative par rapport à la roue, la vitesse absolue  $\mathbf{V}$  est donc :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \text{ avec } \vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

A l'entrée de la roue on peut admettre que la vitesse est radiale donc  $\mathbf{U}_1$  est perpendiculaire à  $\mathbf{V}_1$  ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). On obtiendra  $\mathbf{W}_1$  par une construction des parallélogrammes. Pour que l'écoulement s'effectue sans choc il faut que l'aubage soit tangent à  $\mathbf{W}_1$ , et par conséquent, qu'il fasse un angle  $\beta_1$  avec  $\mathbf{U}_1$ .

Il en est de même à la sortie de la roue où l'angle  $\alpha_2$  de  $\mathbf{V}_2$  avec  $\mathbf{U}_2$  doit être égale à l'angle de l'aubage du diffuseur. Cet angle  $\alpha_2$  dépend de  $Q$  et de  $H$ . Les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont des angles de construction dont la valeur est de l'ordre de  $15^\circ$  à  $30^\circ$ .

La roue a pour effet d'augmenter la pression de l'eau mais surtout d'augmenter son énergie cinétique.

A la sortie de la roue l'eau pénètre dans le diffuseur dont le rôle est de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression et ramener la vitesse de l'eau à sa valeur  $V_1$  qu'elle avait à l'entrée. Pour ce faire, la section offerte à l'écoulement doit aller en augmentant, mais pour éviter de trop grandes pertes d'énergie, l'eau est dirigée par des aubages aux tracés divergents.

A la sortie du diffuseur, il faut ramener l'eau avec cette faible vitesse jusqu'à l'entrée de la roue suivante. Ceci est le rôle des canaux de retour dont la section est généralement constante. Parfois, la diffusion se poursuit dans les canaux de retour dont la section n'est, alors, plus constante.

Le théorème d'**Euler** permet d'évaluer l'énergie fournie par la pompe au fluide. Soit  $V$  les vitesses absolues,  $U$  les vitesses d'entraînement et  $W$  les vitesses relative par rapport à la pompe. On peut construire les triangles des vitesses à l'entrée (fig. 1) et à la sortie (fig. 2) de la pompe :

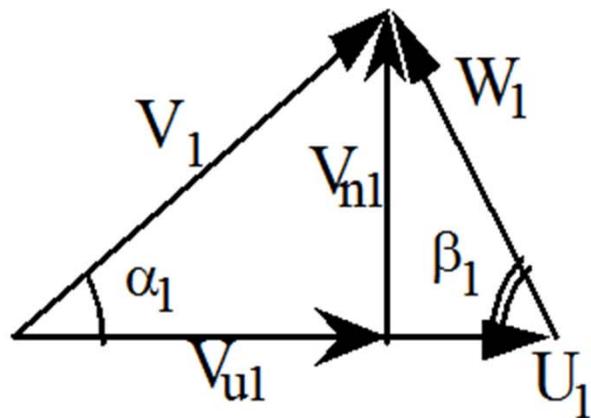


fig. 1

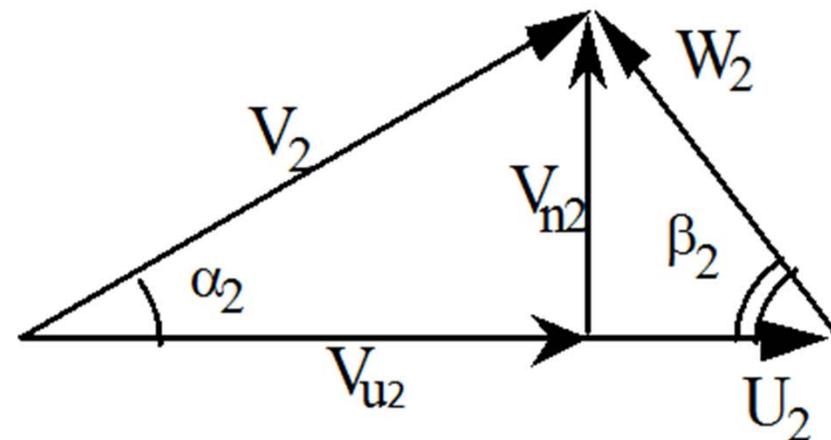


fig. 2

Le théorème d'Euler exprime que la résultante des forces extérieures qui s'exercent sur un domaine de fluide, est égale au débit de quantité de mouvement qui sort de ce domaine. On peut montrer aisément que ce théorème s'applique également aux moments par rapport à un axe quelconque.

Soit  $R_1$  et  $R_2$  les rayons de la roue à l'entrée et à la sortie,  $C$  le couple exercé sur l'axe de rotation de la pompe ; on aura :

$$C = \rho \cdot Q \cdot (R_2 \cdot Vu_2 - R_1 \cdot Vu_1)$$

où  $Vu_1$  et  $Vu_2$  sont les composantes tangentielles des vitesses absolues.

La puissance fournie par la pompe est donc  $P_w = C \cdot \omega$ ,  $\omega$  étant la vitesse de rotation (en radian par seconde) :

$$P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega (R_2 \cdot Vu_2 - R_1 \cdot Vu_1)$$

Soit  $Sn_1$  et  $Sn_2$  les sections offertes à l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la source. On aura :

$$Q = Sn_1 \cdot Vn_1 = Sn_2 \cdot Vn_2$$

mais :

$$Vu_1 = \frac{Vn_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{Q}{Sn_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$Vu_2 = U_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} = \omega \cdot R_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$$

$$Vu_2 - U_2 = \frac{Vn_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \rightarrow Vu_2 = -\frac{Vn_2}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

La puissance fournie à l'eau est donc :

$$P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_2 \cdot Vu_2 - \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_1 \cdot Vu_1$$

$$P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_2 \left[ \omega R_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} \right] - \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_1 \frac{Q}{Sn_1 \cdot tg\beta_1}$$

$$P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R_2^2 - \rho \cdot \omega \cdot Q^2 \left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\beta_1} \right]$$

Mais la puissance fournie à l'eau est aussi égale à :  $P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ , d'où la relation théorique entre H et Q :

$$H = \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{g} - \frac{\omega \cdot Q}{g} \left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\beta_1} \right]$$

On appelle caractéristique d'une pompe, la courbe H (Q) et on voit donc que théoriquement, cette relation est linéaire.

Selon le signe de l'expression:

$$\left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\beta_1} \right]$$

la caractéristique sera montante ou descendante. Dans la pratique, on réalise des pompes à caractéristiques descendante de façon à limiter la puissance en cas d'incident et à faciliter les couplages stables.

NB: Souvent, les vitesses  $V_1$  sont purement radiales, donc  $V_{u1} = 0$  et l'on tire :

$$H = \frac{\omega R_2 V_{u2}}{g} = \left( \frac{U_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \right) \dots (1)$$

et

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot V_{n2}$$

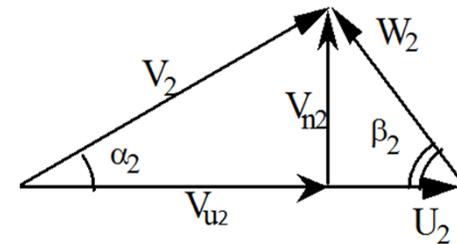
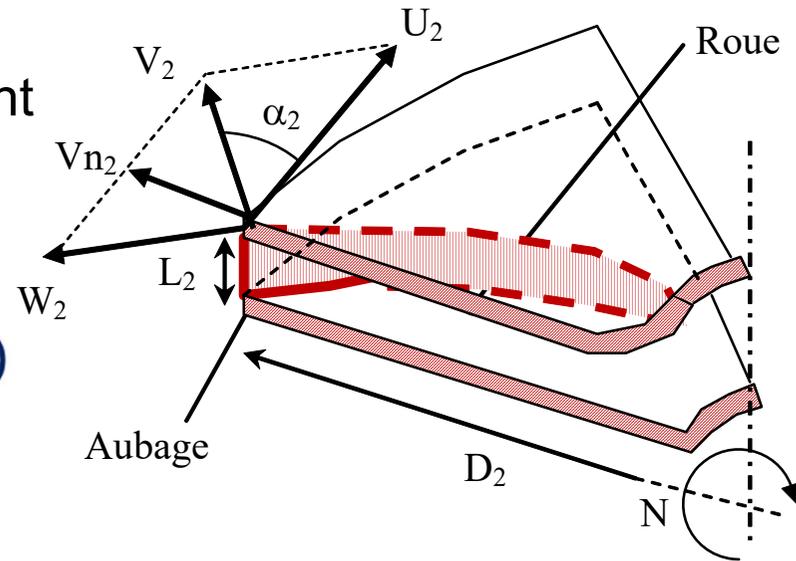
$$V_{n2} = (U_2 - V_{u2}) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = (U_2 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\Rightarrow Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot (U_2 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \dots (2)$$

$$\text{de (1)} \Leftrightarrow V_2 \cdot \cos \alpha_2 = \left( \frac{H \cdot g}{U_2} \right)$$

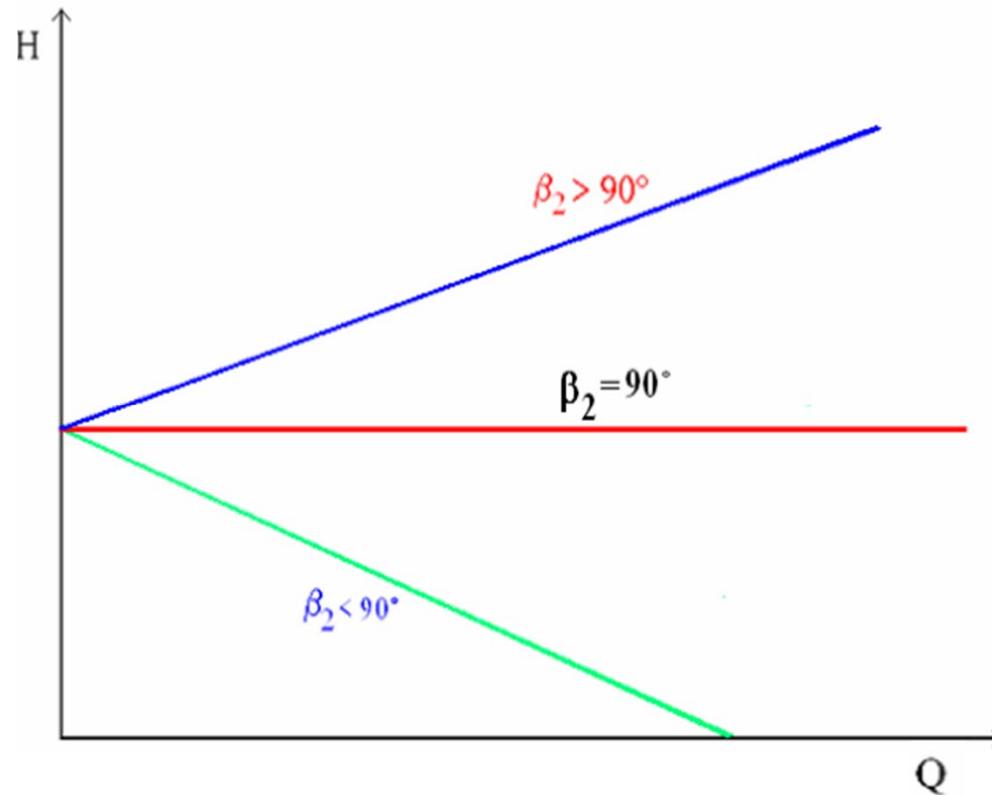
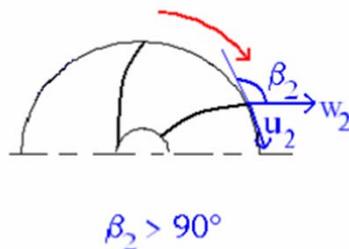
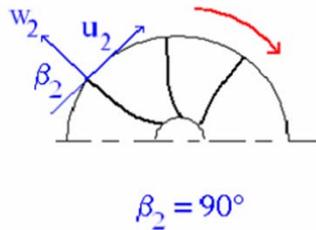
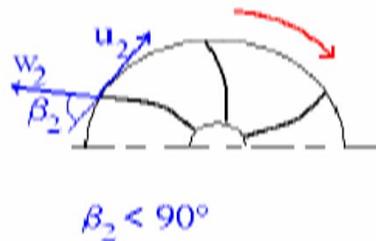
$$\text{en remplaçant en (2)} \Leftrightarrow Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot \left[ U_2 - \left( \frac{H \cdot g}{U_2} \right) \right] \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\Leftrightarrow H = \frac{U_2}{g} \cdot \left[ U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right]$$



$$\Leftrightarrow H_{the} = \frac{U_2^2}{g} - \left[ \frac{U_2}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot L_2} \right] \cdot \cot g \beta_2 \cdot Q$$

Pour une vitesse de rotation  $n$  donnée constante  $U_2 = \text{cst}$ , donc la courbe  $H_{the} = f(Q)$  est une droite de pente  $\left( - \left[ \frac{U_2}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot L_2} \right] \cdot \cot g \beta_2 \right)$   
 Cette pente dépend de l'angle  $\beta_2$



**Théoriquement** :  $\beta_2 > 90^\circ$  est plus intéressante

**Pratiquement** :  $\beta_2 < 90^\circ$  . roue plus économique

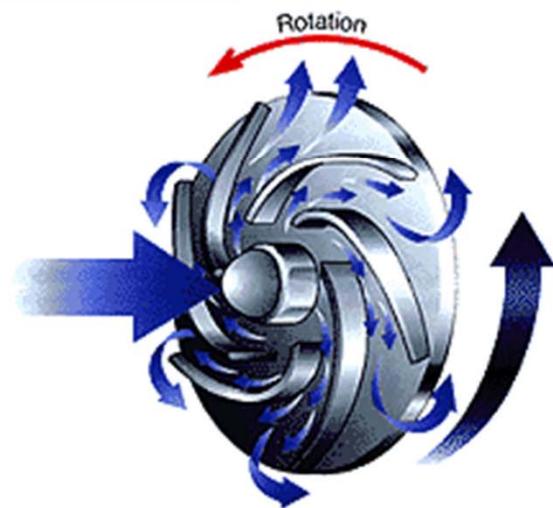
. rendement élevé

. très utilisée

### Valeurs pratiques

$$15^\circ < \beta_2 < 35^\circ$$

$$15^\circ < \beta_1 < 50^\circ$$



Dans la pratique, on réalise des pompes à caractéristiques descendante de façon à limiter la puissance en cas d'incident et à faciliter les couplages stables.

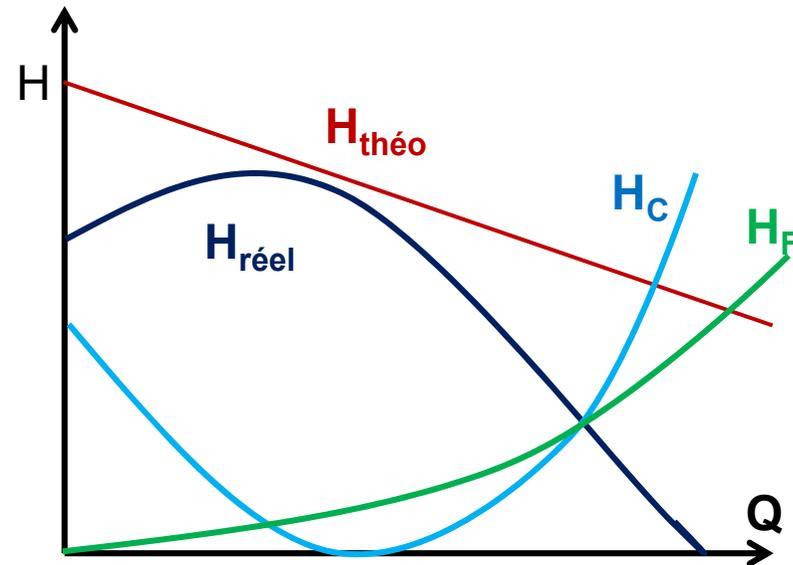
Cette relation n'est que théorique car une partie de la puissance sert à vaincre les frottements ( $H_f \cong k Q^2$ )

et à compenser les pertes par choc lorsque le débit  $Q$  s'éloigne du débit  $Q_0$  pour lequel la pompe a été dessinée

$$[H_c \cong K (Q - Q_0)^2].$$

A partir d'une caractéristique théorique  $H_t (q)$  linéaire, on obtient une caractéristique réelle  $H (Q)$  à allure parabolique :

$$h (Q) = H_t (Q) - H_f (Q) - H_c (Q)$$

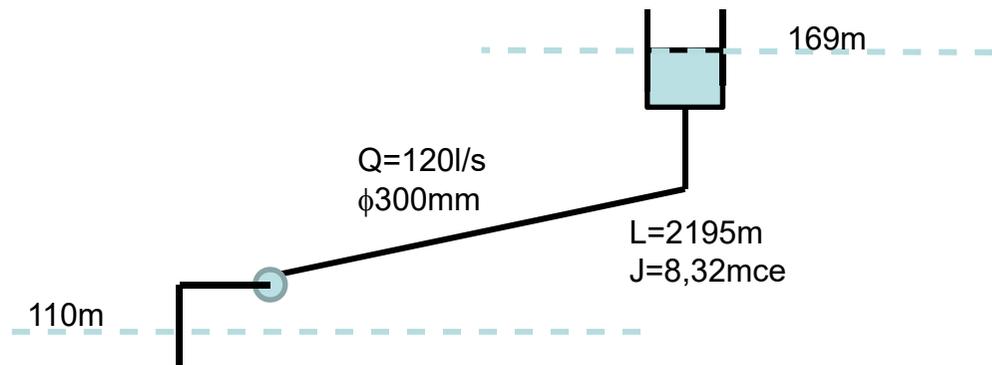


### Exercice:

Soit une pompe centrifuge double tournant avec une vitesse de rotation  $\omega=3000$  tr/min, ayant une roue de diamètre de sortie  $R=225$ mm.

Si la vitesse absolue à la sortie de la roue est  $V_2 = 12,6$  m/s

- Calculer  $\alpha_2$
- Calculer la vitesse relative  $w_2$



# Rendement

## 1. Rendement Hydraulique $\eta_h$

- Il tient compte des pertes de charge à l'intérieur de la pompe (entrée, roue, bêche d'aspiration...)  $H_p$
- Pour une pompe sa courbe caractéristique correspond à  $H_{the}$
- Dans les conditions réelles la hauteur manométrique totale HMT correspond à  $H$
- Avec  $H = H_{the} - P_{ertes des charge}$
- Ainsi le rendement hydraulique

$$\eta_h = \frac{H}{H_{the}} = \frac{H_{the} - H_p}{H_{the}}$$

## 2. Rendement Volumique $\eta_v$

Causé par la présence de fuite de bécot dans: le presse-étoupe, le refroidissement et entre deux étages consécutifs d'une pompe multicellulaire

La pompe fait tourner  $Q' = Q + q$  avec  $Q$  débit refoulé dans la conduite et  $q$  le débit de fuite

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q}{Q + q}$$

### 3. Rendement mécanique $\eta_m$

$\eta_m$  tient compte des pertes mécaniques:

- ✓ Frottement mécanique dans les paliers
- ✓ Frottement du rotor et du liquide

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance absorbé par la pompe}}{\text{puissance sur l'arbre (frein)}}$$

### 4. Rendement global $\eta$

$$\eta_m = \frac{P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\text{puissance sur l'arbre (frein)}} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

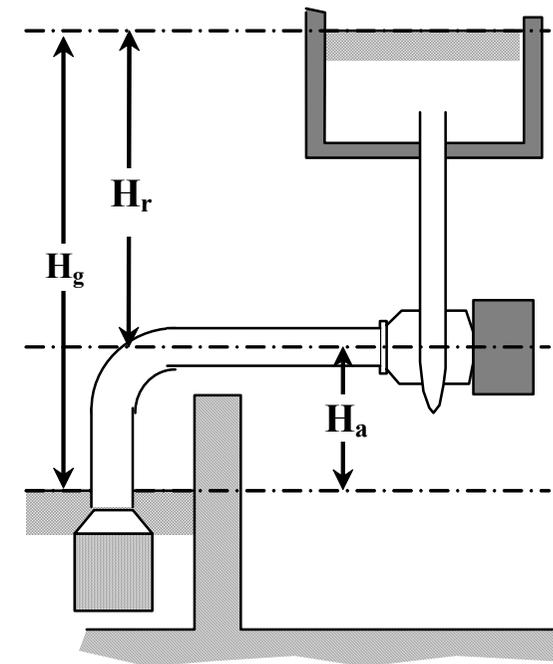
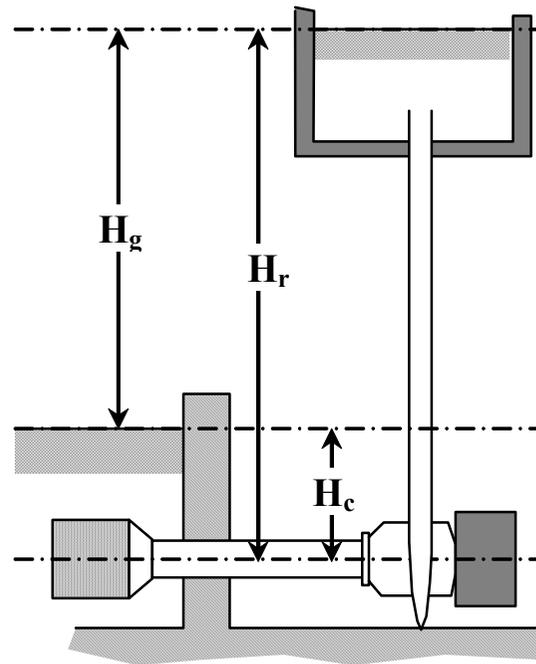
# COURBES CARACTÉRISTIQUES DES POMPES CENTRIFUGES

## 1 Définitions

- On appelle **plan de référence** d'une pompe le **plan horizontal de rotation** ou, dans le cas d'une pompe à axe vertical, le plan horizontal passant par l'entrée de l'ouïe de la première roue (dans les cas différents, le constructeur précise sa définition du plan de référence).

- On appelle hauteur géométrique d'aspiration  $H_a$ , la distance verticale entre le plan de référence de la pompe et le niveau le plus bas de la prise d'eau.

- On appelle hauteur géométrique de charge  $H_c$ , la distance verticale entre le niveau dans la prise d'eau et le plan de référence.



- On appelle hauteur géométrique  $H_g$ , totale de refoulement la distance verticale entre le plan d'eau de la prise et le niveau dans le réservoir de refoulement :

$$H_g = H_a + H_r$$

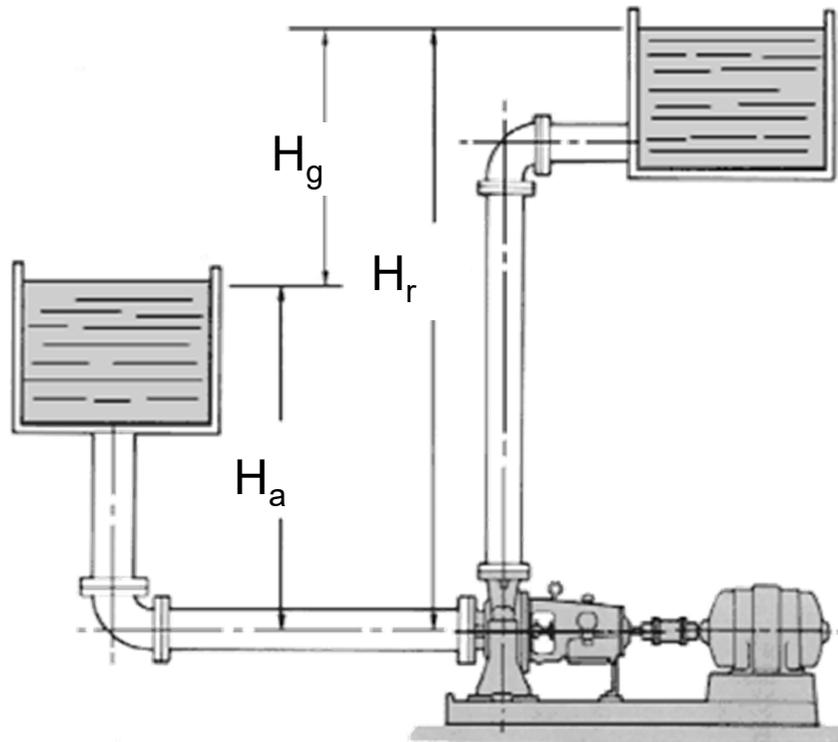
$$H_g = H_r - H_c$$

On appelle **hauteur manométrique totale d'élévation**, HMT ou  $H_t$ , l'équivalent en hauteur d'eau de l'énergie fournie par la pompe au liquide. Si  $J$  représente l'ensemble des pertes de charges dans le liquide on a :

$$HMT = H_t = H_r + H_a + J$$

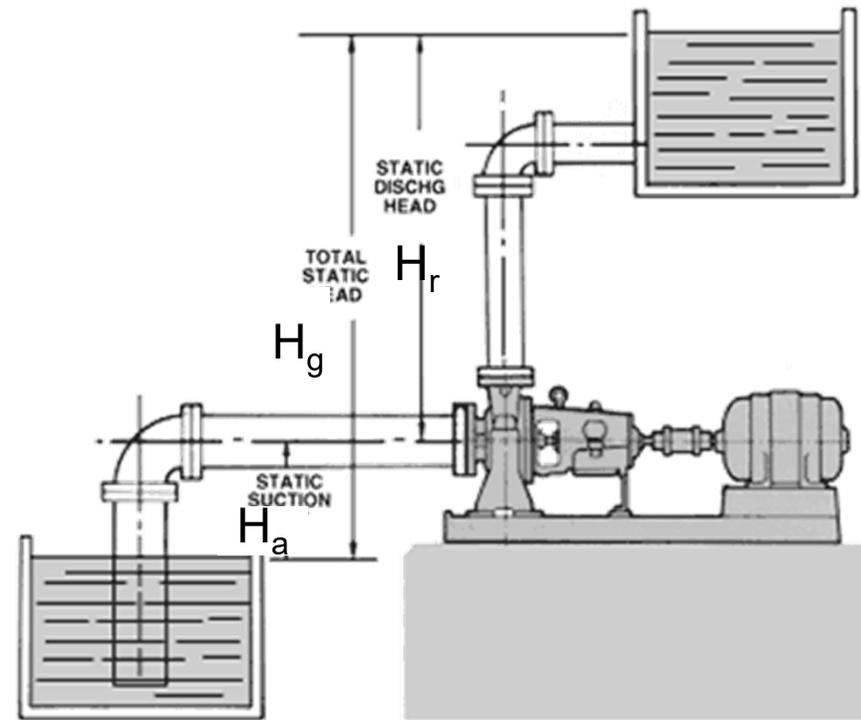
$$HMT = H_t = H_r - H_c + J$$

En général les termes de vitesse sont négligeables  $\frac{u^2}{2g}$



**(Montage en charge « Suction Head »)**

$$H_g = H_r - H_a$$



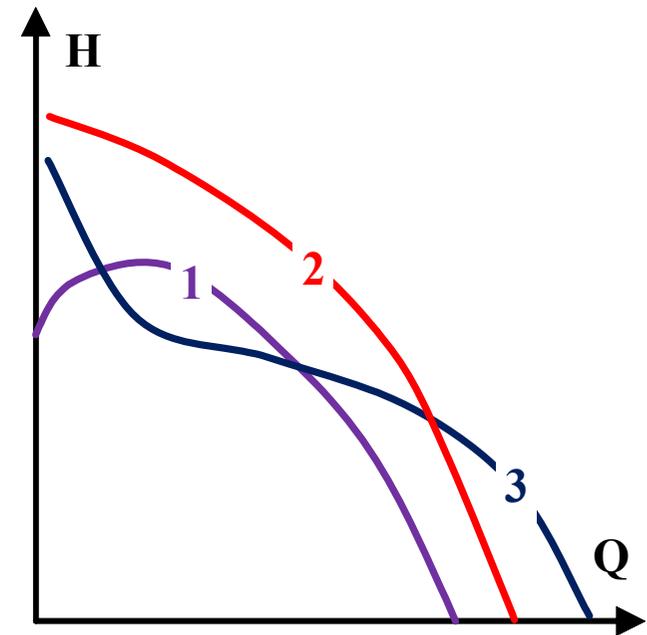
**(Montage en aspiration « Suction Lift »)**

$$H_g = H_r + H_a$$

## 2. Courbe débit-hauteur

Cette courbe donne la **relation** entre le **débit  $Q$**  et la **hauteur manométrique** totale d'élévation de la pompe. Cette caractéristique dépend évidemment de la vitesse de rotation de la pompe.

Cette courbe présente généralement l'allure d'une parabole (1 et 2). Pour les roues à écoulement radial, la caractéristique peut être du type 1 ou du type 2. Dans le type 1 le point à vanne fermée ( $Q = 0$ ) est inférieur au point où  $H$  est maximum ; ceci conduit à des difficultés d'emploi (instabilités) au niveau du débit correspondant à  $H$  max., et surtout dans le cas où l'on doit placer des pompes de ce type en parallèle. Pour les roues à écoulement semi-axial, la caractéristique est toujours plongeante (type 2). Enfin, pour les pompes hélices, la caractéristique prend la forme particulière de la courbe 3.



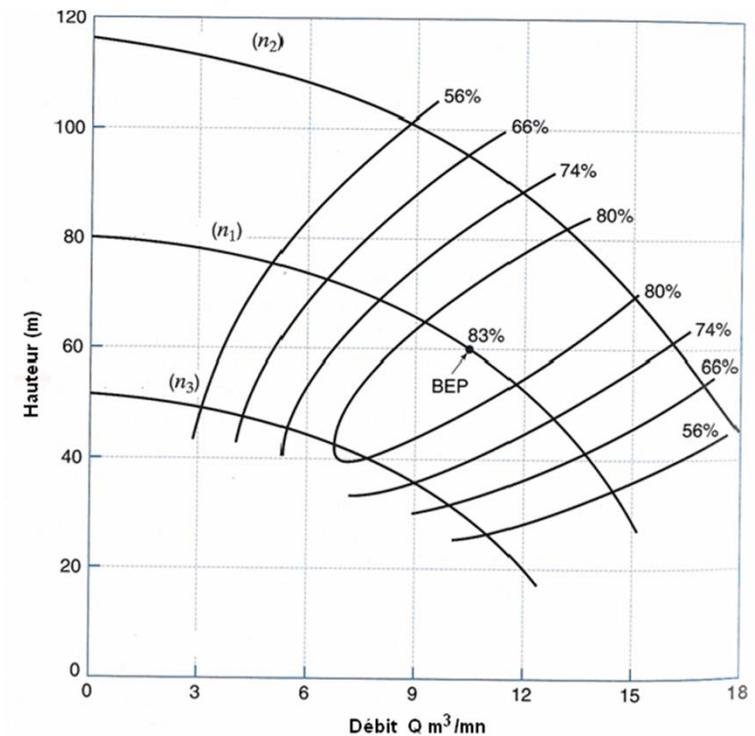
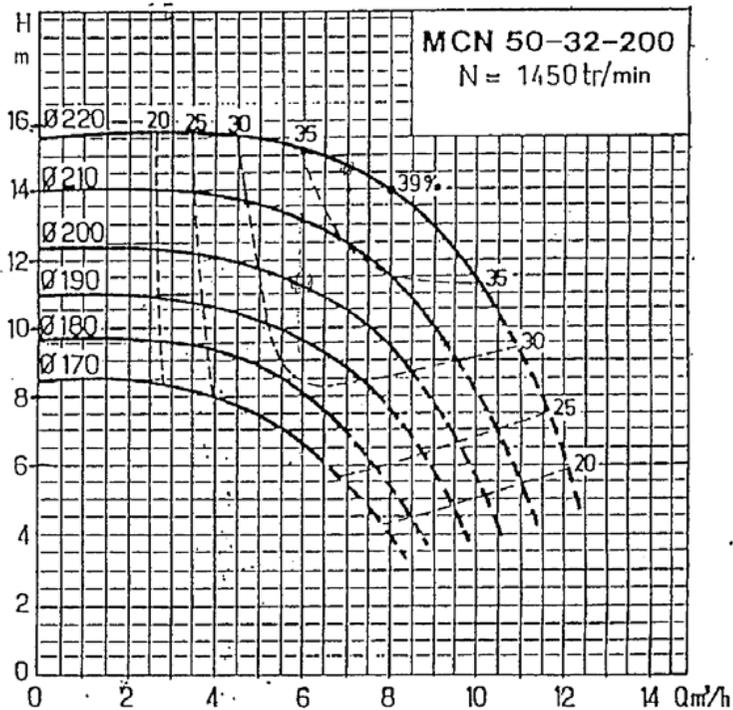
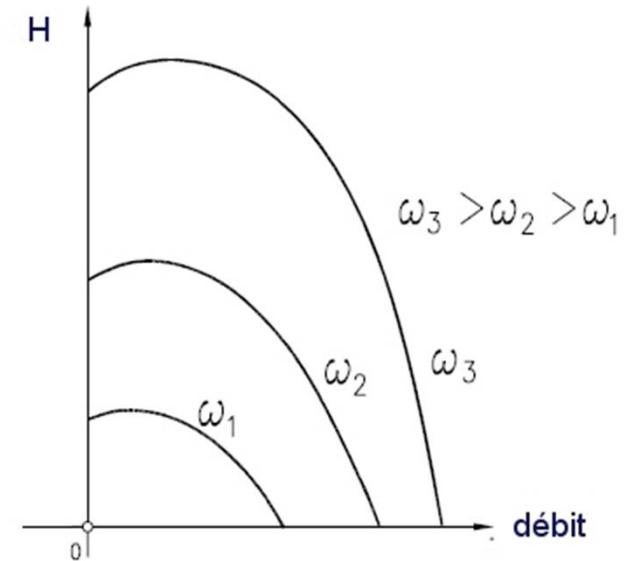
# 1, Caractéristiques

Les résultats indiquent comment la hauteur manométrique  $H_m$ , la puissance  $P_a$  et le débit  $q$  varient en fonction des paramètres (vitesse et diamètre du rotor, nature du fluide, ...).

En particulier, la hauteur  $H$  ne dépend pas de la masse volumique du fluide (application à l'amorçage des pompes centrifuges).

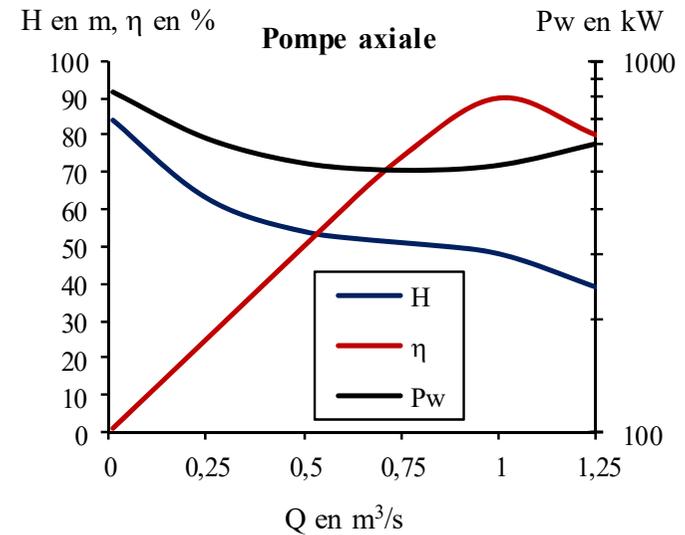
Ci-contre les variations de  $H$  en fonction de la vitesse de rotation.

Ci-dessous, les caractéristiques en fonction du modèle choisi.



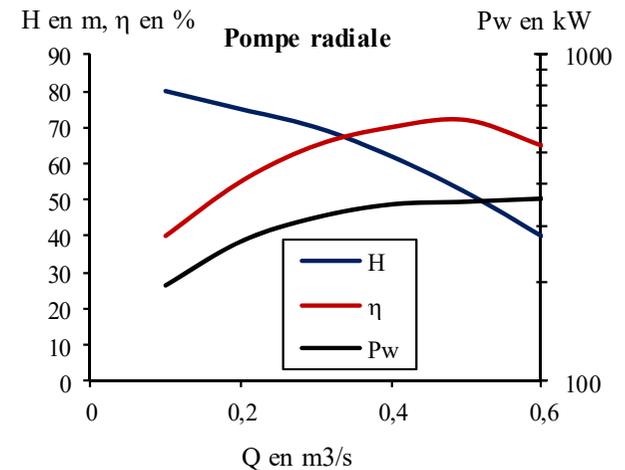
## 2. Courbe de rendement (Q, r)

La **courbe de rendement (Q, r)** présente un **maximum** pour le point HQ pour lequel ont été calculés **les angles d'entrée et de sortie des aubages**. Suivant la vitesse de rotation de la pompe, la caractéristique QH se déplace et on peut porter dans le plan (Q, H) les courbes **isorendement**. Pour le point à vanne fermée, le rendement est nul.



## 3 Courbe des puissances absorbées (Q, P)

Cette courbe a généralement l'allure parabolique de la courbe de droite, mais dans le cas des pompes axiales, la puissance absorbée vanne fermée peut être supérieure à celle absorbée en service.



## 5 N.P.S.H.

Le N.P.S.H. (Net Positive Suction Head) représente pour une vitesse de rotation donnée, la pression absolue minimale que doit avoir l'eau à la bride d'entrée de la pompe pour éviter que ne se produise une cavitation.

Dans le cas où le fluide est de l'eau à 20° si la pression absolue descend, l'eau va se mettre à bouillir vers une pression de l'ordre de 0m d'eau, mais si l'eau est à une température supérieure, il faudra tenir compte de la pression de vapeur  $P_v$  saturante à cette température. Dans la pratique, on devra donc toujours avoir  $P_v$ ,

si  $J_a$  représente les pertes de charge dans la conduite d'aspiration :

$$10,33 - (H_a + J_a) \geq \text{N.P.S.H.}$$

$$10,33 - (-H_c + J_a) \geq \text{N.P.S.H.}$$

*Pour les pompes multicellulaires, on ne s'intéressera qu'à la courbe de N.P.S.H. du premier étage.*

