

# Chapitre 3

## *Les pompes*

### Objectifs

- 1- Définir les différents types de pompes et connaître les contextes de leur utilisation.
- 2- Connaître les différentes courbes caractéristiques d'une pompe.
- 3- Savoir choisir la pompe appropriée selon la vitesse spécifique.
- 4- Connaître les règles de similitude lors d'un changement de diamètre de la roue de la pompe ou de la vitesse de rotation du moteur.
- 5- Trouver le point de fonctionnement d'une pompe qui définit le débit et la hauteur manométrique d'opération.
- 6- Savoir ajuster le point de fonctionnement pour obtenir les conditions idéales du débit visé.
- 7- Poser le problème de la cavitation dans les pompes centrifuges et définir les conditions de fonctionnement pour l'éviter.
- 8- Définir les différents critères d'acceptation du point de fonctionnement.
- 9- Trouver la pompe équivalente à des pompes placées en série et en parallèle.
- 10- Définir les principes de choix des pompes pour satisfaire des conditions de débit et de hauteur d'élévation.

### 3.1 Considérations économiques

Les pompes sont utilisées dans les domaines de la distribution et de la collecte des eaux, de l'irrigation, de la lutte contre les incendies et les inondations.

D'une manière générale, on utilise les pompes dans une des trois situations suivantes :

- 1) La gravité est défavorable.
- 2) La gravité est favorable mais insuffisante pour fournir le débit nécessaire avec un diamètre économique ou raisonnable.
- 3) La pression locale est insuffisante.

Le premier cas est le plus courant. Il correspond, par exemple, à la situation où on désire pomper l'eau d'un puits, d'un lac ou d'une rivière pour la traiter et la stocker dans des réservoirs d'équilibre ou pour la distribuer directement aux consommateurs. Dans ce cas, les pompes sont absolument nécessaires. La situation est similaire pour les eaux usées quand les excavations sont trop profondes.

Le deuxième cas est plus nuancé. L'eau peut théoriquement s'écouler d'elle-même gravitairement du point de départ au point d'arrivée sans apport extérieur d'énergie. Cependant, pour des considérations économiques, on envisage quand même l'usage de pompes. En supposant que les points de départ et d'arrivée sont situés à la surface libre des plans d'eau au repos, l'équation (2.26) permet de déterminer le diamètre  $D$  nécessaire pour véhiculer gravitairement le débit  $Q$ , sans usage de pompes, en la réécrivant comme suit :

$$D = \left[ \frac{10,675L}{\Delta H} \left( \frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1,852} \right]^{1/4,87} \quad (3.1)$$

où  $\Delta H$  est la dénivellation entre les deux surfaces libres.

Cette équation montre que plus cette dénivellation  $\Delta H$  est faible, plus grand sera le diamètre nécessaire pour véhiculer le débit  $Q$ . Par conséquent, si  $\Delta H$  est trop faible, on peut obtenir une valeur démesurée du diamètre  $D$  ou une valeur incompatible avec le lieu de pose et les pratiques locales.

Prenons à titre d'exemple une dénivellation  $\Delta H = 0,5\text{m}$  entre la source et le réservoir. Un débit  $Q = 5,0\text{m}^3/\text{s}$  doit être véhiculé par une conduite en béton dont la longueur est de  $5,0\text{km}$  et le coefficient de Hazen-Williams  $C_{HW} = 140$ .



Il faut trouver le diamètre d'une telle conduite. La formule 3.1 permet de calculer ce diamètre :  $D = 3,21\text{m}$ . Le coût d'une telle conduite, dont le diamètre n'est pas standard et qui est déployée sur  $5,0\text{km}$ , peut être excessif.

L'ajout d'une pompe dans le système introduit une hauteur manométrique  $H_p$  qui permet de réduire le diamètre  $D$  en gardant le même débit  $Q$ . La valeur de cette hauteur manométrique peut être obtenue par application de l'équation (2.12) :

$$H_p = 10,675 L \left( \frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1,852} \frac{1}{D^{4,87}} - \Delta H \quad (3.2)$$

Cette relation montre clairement que la hauteur manométrique  $H_p$  varie dans le sens inverse du diamètre  $D$ . Dans l'exemple traité précédemment, l'ajout d'une pompe ayant une hauteur manométrique  $H_p = 5,0\text{m}$  permet de fournir le même débit avec un diamètre  $D = 2,0\text{m}$  au lieu de  $D = 3,21\text{m}$  en écoulement gravitaire. Le coût d'acquisition et d'exploitation de la station de pompage sera donc décroissant avec le diamètre de la conduite. Par ailleurs, le coût de la conduite est croissant avec son diamètre. La figure 3.1 montre qu'il existe un diamètre économique qui correspond à un équilibre judicieux entre l'investissement dans la conduite et dans la station de pompage.

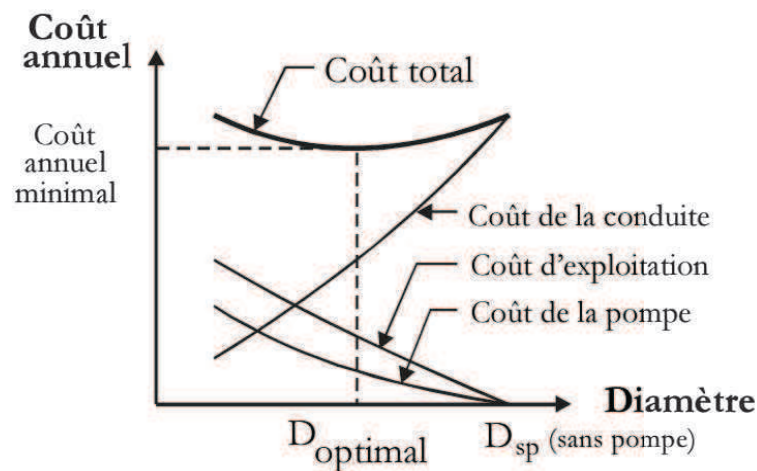


Fig. 3.1 Analyse des coûts

*Remarques :*

- 1) Le choix du diamètre n'est pas dicté seulement par des considérations économiques. La vitesse d'écoulement qui résulte d'un choix donné de diamètre se calcule par :

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3.3)$$

Cette valeur doit respecter les contraintes  $V_{\min} \leq V \leq V_{\max}$ .

Une vitesse d'écoulement trop faible favorise les dépôts et la formation de poches d'air aux points hauts. Une vitesse d'écoulement trop élevée peut causer l'abrasion du matériau et augmenter le risque de bris lors du coup de bélier.

- 2) Les considérations qui viennent d'être développées pour le choix du diamètre économique sont valables aussi dans le premier cas où la gravité est défavorable.

Finalement, le dernier cas correspond à l'utilisation locale de pompes de surpression pour lutter contre les incendies ou maintenir des pressions adéquates dans un système de distribution d'eau potable d'un secteur surélevé d'une ville.

### 3.2 Description d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est composée d'un rotor (roue à aubes) qui tourne à l'intérieur d'une partie fixe appelée volute ou bête spirale (figure 3.2).

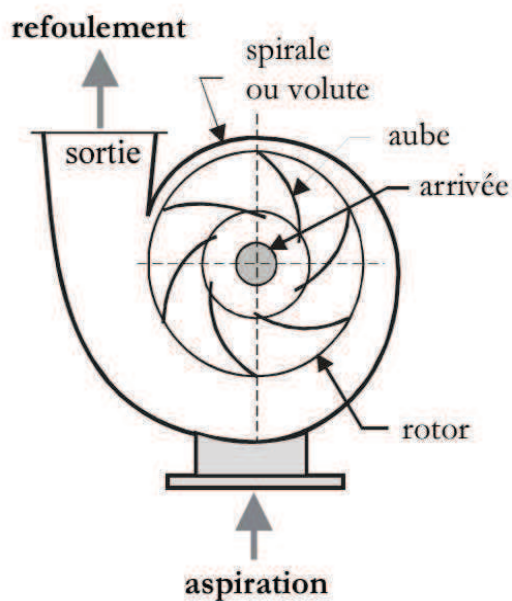


Fig. 3.2 Pompe centrifuge

Les pompes peuvent être à écoulement radial, axial ou mixte. Dans les pompes à écoulement radial, l'eau pénètre axialement par le centre et sort radialement par la périphérie (figure 3.3, a et b). L'eau qui pénètre par la conduite d'aspiration au centre de ce rotor est ensuite entraînée par les aubes et poussée vers l'extérieur par la force centrifuge. Dans ces pompes, l'énergie cinétique est transformée en énergie de pression à la sortie de la pompe. C'est justement cette pression qui



provoque le mouvement ascendant de l'eau. Ces pompes sont indiquées surtout pour les grandes hauteurs d'élévation. Il y a deux types d'impulseur dans les pompes radiales : l'impulseur à aspiration simple et l'impulseur à aspiration double (figure 3.4).

Dans les pompes à écoulement axial, dites « pompes à hélice », l'écoulement est quasi axial à l'entrée et à la sortie (figure 3.3, f). La pression est développée principalement par aspiration. Ces pompes sont indiquées pour les faibles hauteurs d'élévation.

Les pompes mixtes, ou hélico-centrifuges, constituent un mélange des deux principes précédents (figure 3.3, c, d et e). Le liquide arrive axialement et sort dans une direction intermédiaire entre les directions axiale et radiale. Ces pompes fonctionnent grâce à la force centrifuge et à l'action d'aspiration des aubes. Elles sont indiquées pour les hauteurs moyennes d'aspiration.

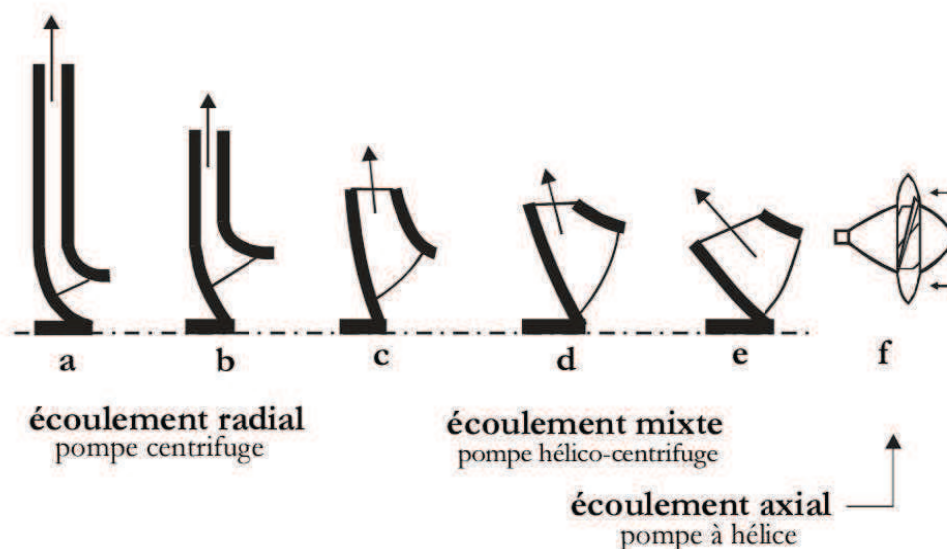


Fig. 3.3 Orientation de l'écoulement dans différents types de pompes

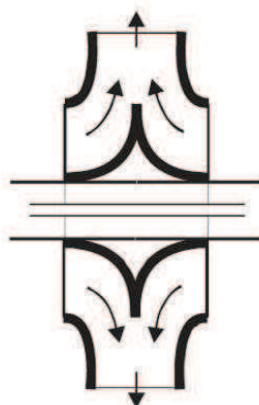


Fig. 3.4 Roue à aspiration double

### 3.3 Nomenclature

Les termes suivants sont utilisés pour désigner les différents types de charge associés aux pompes (voir la figure 3.5) :

- $H_g$  : la hauteur géométrique totale d'élévation,
- $h_a$  : la hauteur géométrique d'aspiration,
- $h_r$  : la hauteur géométrique de refoulement,
- $h_{ft,a}$  : la perte de charge dans la conduite d'aspiration,
- $h_{ft,r}$  : la perte de charge dans la conduite de refoulement,
- $H_a$  : la hauteur totale à l'aspiration,
- $H_r$  : la hauteur totale au refoulement,
- $H_p$  : la hauteur manométrique développée par la pompe.

La perte de charge totale  $h_{fT} = h_{ft,a} + h_{ft,r}$   
 La hauteur géométrique totale  $H_g = h_a + h_r$   
 La hauteur manométrique  $H_p = H_g + h_{fT}$

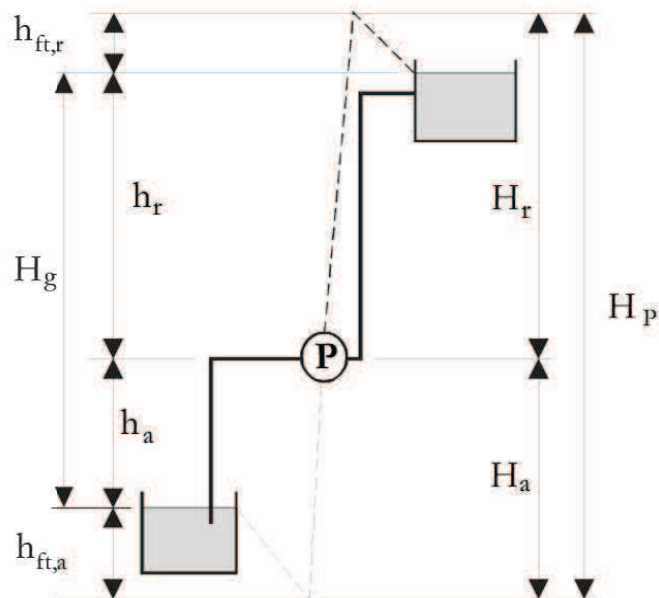


Fig. 3.5 Schéma de nomenclature



### 3.4 Courbes caractéristiques d'une pompe

Pour employer une pompe centrifuge d'une manière optimale, il faut connaître ses courbes caractéristiques qui illustrent entre autres la variation de la hauteur manométrique et du rendement en fonction du débit.

#### 3.4.1 Courbe caractéristique Q-H<sub>p</sub>

La hauteur manométrique développée par une pompe centrifuge diminue généralement en fonction du débit pompé. Cette courbe se présente sous la forme montrée à la figure 3.6.

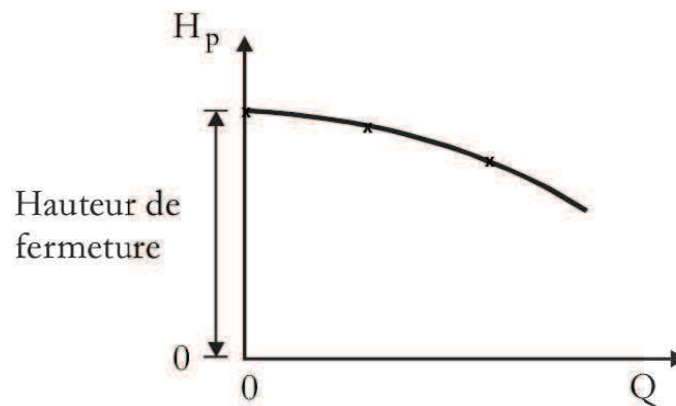


Fig. 3.6 Courbe Q-H<sub>p</sub> d'une pompe centrifuge

En pratique, cette courbe peut être tracée point par point en utilisant le montage décrit à la figure 3.7 où P<sub>e</sub> et P<sub>s</sub> représentent les lectures manométriques à l'entrée et à la sortie de la pompe.

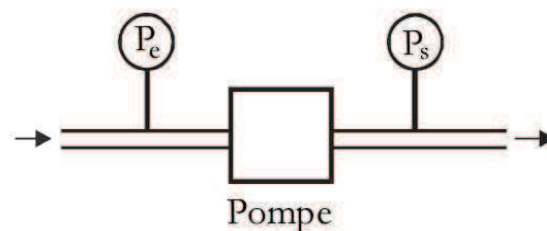


Fig. 3.7 Installation pour la mesure de Q-H<sub>p</sub>

Ces lectures manométriques fournissent directement H<sub>p</sub> à l'aide de la relation suivante :

$$H_p = \frac{P_s - P_e}{\rho g} \quad (3.4)$$

Un débitmètre, de type Venturi par exemple, mesure le débit qui correspond à une valeur donnée de  $H_p$ . Quand la vanne de contrôle du débit est complètement fermée, la hauteur manométrique lue est appelée *hauteur de fermeture*. Quand la vanne de contrôle du débit est complètement ouverte, le débit indiqué est appelé le *débit de fonctionnement*. Pour tracer la courbe caractéristique d'une pompe, on doit relever la hauteur de fermeture quand la vanne est complètement fermée. On ouvre ensuite la vanne en trois temps pour obtenir approximativement  $Q_{\text{fonctionnement}}/3$ ,  $2(Q_{\text{fonctionnement}}/3)$  et  $Q_{\text{fonctionnement}}$  en rapportant les hauteurs manométriques correspondantes sur le graphe  $Q-H_p$ .

### 3.4.2 Courbe de rendement

Le rendement  $\eta$  d'une pompe se calcule comme le rapport entre la puissance hydraulique fournie (2.15) et la puissance absorbée par la pompe :

$$\eta = (\text{puissance hydraulique fournie}) / (\text{puissance absorbée})$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H_p}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.5)$$

La courbe de rendement d'une pompe se présente généralement telle que montrée sur la figure 3.8.

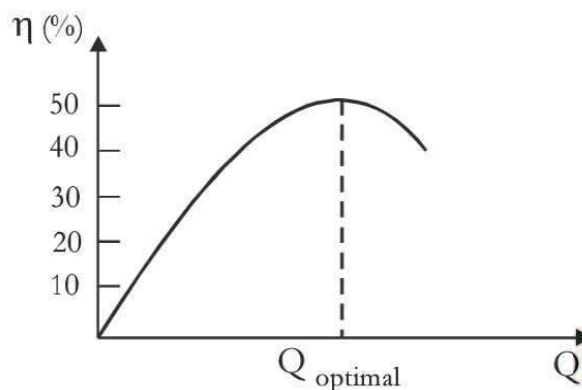


Fig. 3.8 Courbe de rendement d'une pompe

La puissance hydraulique fournie se déduit de la courbe  $Q-H_p$  traitée précédemment. La puissance absorbée doit être mesurée directement et constitue en soi une troisième courbe caractéristique de la pompe.



Un débitmètre, de type Venturi par exemple, mesure le débit qui correspond à une valeur donnée de  $H_p$ . Quand la vanne de contrôle du débit est complètement fermée, la hauteur manométrique lue est appelée *hauteur de fermeture*. Quand la vanne de contrôle du débit est complètement ouverte, le débit indiqué est appelé le *débit de fonctionnement*. Pour tracer la courbe caractéristique d'une pompe, on doit relever la hauteur de fermeture quand la vanne est complètement fermée. On ouvre ensuite la vanne en trois temps pour obtenir approximativement  $Q_{\text{fonctionnement}}/3$ ,  $2(Q_{\text{fonctionnement}}/3)$  et  $Q_{\text{fonctionnement}}$  en rapportant les hauteurs manométriques correspondantes sur le graphe  $Q-H_p$ .

### 3.4.2 Courbe de rendement

Le rendement  $\eta$  d'une pompe se calcule comme le rapport entre la puissance hydraulique fournie (2.15) et la puissance absorbée par la pompe :

$$\eta = (\text{puissance hydraulique fournie}) / (\text{puissance absorbée})$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H_p}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.5)$$

La courbe de rendement d'une pompe se présente généralement telle que montrée sur la figure 3.8.

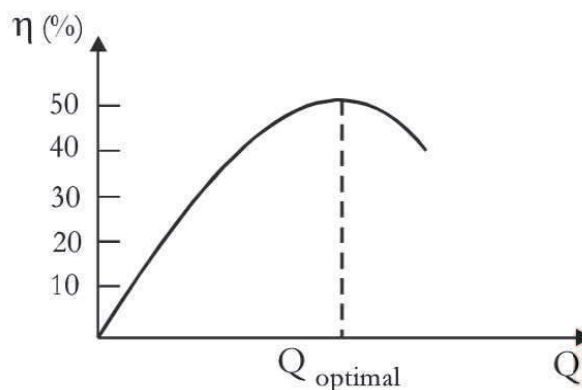


Fig. 3.8 Courbe de rendement d'une pompe

La puissance hydraulique fournie se déduit de la courbe  $Q-H_p$  traitée précédemment. La puissance absorbée doit être mesurée directement et constitue en soi une troisième courbe caractéristique de la pompe.

Quand le débit est nul, le rendement est nul car la puissance hydraulique fournie est nulle puisque  $P_{\text{hydraulique}} = \rho g Q H_p$ . Le rendement augmente avec le débit pour atteindre une valeur maximale et diminue ensuite pour des valeurs du débit supérieures au débit optimal. La figure 3.8 montre que le rendement d'une pompe centrifuge varie sensiblement en fonction du débit. On doit donc s'assurer que le débit d'opération soit le plus proche possible du débit optimal pour minimiser la consommation énergétique.

Les pompes à haute pression ou à fort débit peuvent fournir des rendements aussi importants que 90%. Les pompes à basse pression ou à faible débit peuvent produire un rendement aussi médiocre que 40%.

### 3.5 Vitesse spécifique

#### 3.5.1 Définition et considérations théoriques

La vitesse spécifique  $n_s$  (nombre de Brauer) d'une pompe se calcule pour le rendement maximal par la relation suivante :

$$n_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.6)$$

- où
- N est la vitesse de rotation de la roue de la pompe (rpm),
  - Q est le débit optimal de la pompe ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),
  - H est la hauteur manométrique correspondant au débit optimal (m).

La vitesse spécifique  $n_s$  d'une pompe est indépendante de la vitesse réelle de rotation. Lorsque la vitesse N varie, le débit Q et la hauteur manométrique H vont aussi varier de telle sorte que le rapport  $n_s = NQ^{1/2}/H^{3/4}$  reste constant.

La valeur de la vitesse spécifique est une caractéristique de chaque groupe de pompes semblables. Elle caractérise l'importance du débit et de la hauteur d'élévation que la pompe doit vaincre.

La relation (3.6) montre qu'à valeurs égales de débit et de vitesse de rotation, les pompes de grande vitesse spécifique ( $n_s > 170$ ) fonctionnent avec une hauteur d'élévation faible. Ces pompes sont généralement à écoulement axial (figure 3.9).



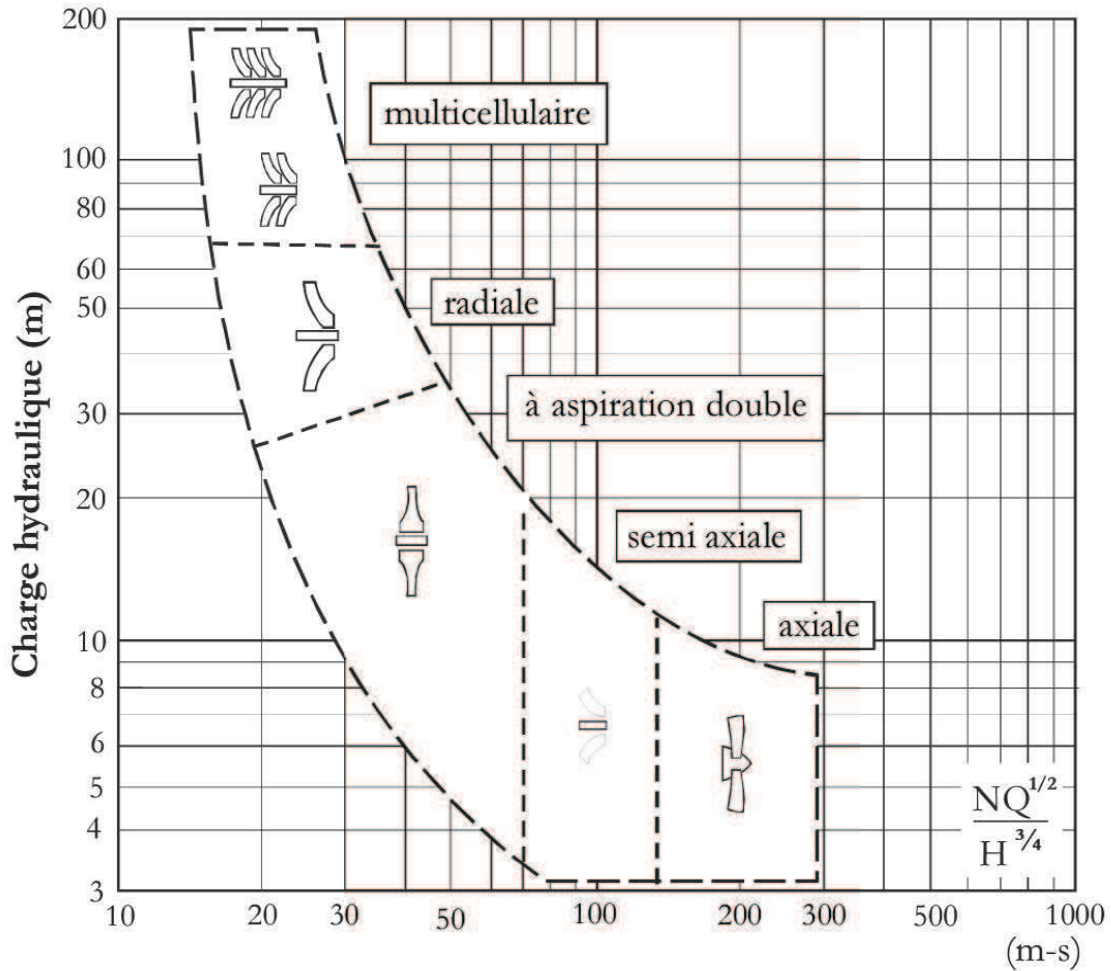


Fig. 3.9 Écoulement dans les pompes

Adapté de Stephenson (1981)

Inversement, les pompes de faible vitesse spécifique ( $n_s < 70$ ) fonctionnent avec une forte hauteur d'élévation. Ces pompes sont généralement multicellulaires à écoulement radial et à aspiration simple (figure 3.9).

Entre ces deux extrêmes, les pompes à vitesse spécifique intermédiaire ( $n_s = 100$ ) fonctionnent avec une hauteur d'élévation modérée et sont à écoulement semiaxial.

La figure 3.10 illustre la relation entre la forme de la roue et la valeur de la vitesse spécifique. Cette figure donne aussi l'ordre de grandeur du rendement pour différentes valeurs du débit et de la vitesse spécifique.

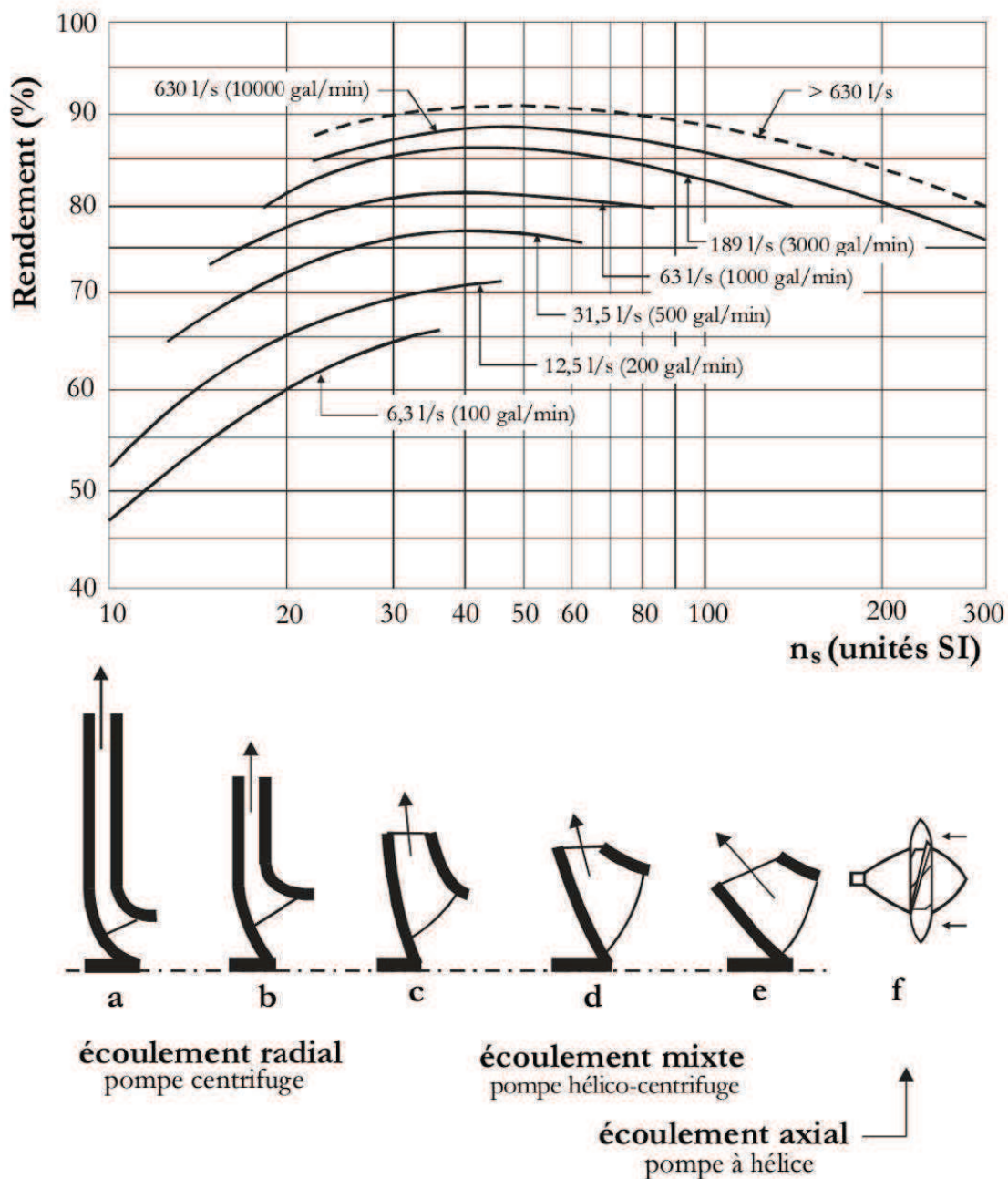
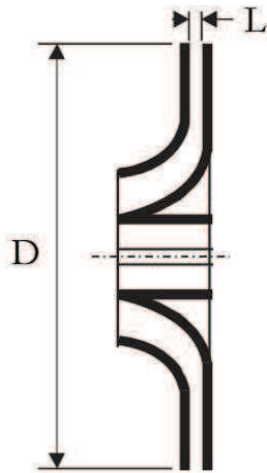


Fig. 3.10 Conditions d'écoulement dans les pompes  
Adapté de Carrassik *et al.* (1982)



Les pompes semblables possèdent un comportement hydraulique similaire résultant de leur forme géométrique. Les propriétés géométriques prises en considération sont le diamètre  $D$  de la roue et la largeur  $L$  de la sortie, tel que montré sur la figure 3.11 (Dupont, 1988).

Fig. 3.11 Illustration de  $D$  et  $L$

Deux pompes semblables d'un même groupe voient leurs propriétés géométriques obéir à un *facteur d'homothétie*  $\lambda$  tel que :

$$\lambda = \frac{D_1}{D_2} = \frac{L_1}{L_2} \quad (3.7)$$

### ***Application 3.1***

On désire pomper un débit de 15 litres par seconde à une hauteur d'élévation de 20,0m incluant les pertes de charge. La vitesse de rotation du moteur qui entraîne la pompe est de 1460 tours par minute. Quel type de pompe devrait-on utiliser?

L'équation (3.6) donne la vitesse spécifique  $n_s = 18$ . La figure 3.9 montre qu'une pompe radiale doit être utilisée. La figure 3.10 confirme ce choix en précisant le rendement de 70%.



### 3.5.2 Applications pratiques de la vitesse spécifique

La vitesse spécifique est une caractéristique importante d'une pompe. Sa connaissance guide le choix de la pompe la plus appropriée à une situation donnée. Connaissant le débit  $Q$  à pomper, la hauteur d'élevation  $H$  et la vitesse de rotation  $N$  du moteur accouplé à la pompe, on peut calculer la vitesse spécifique  $n_s$  (3.6). On choisira une pompe prototype de vitesse  $n$ , de débit  $q$  et de hauteur d'élevation  $h$  dont la vitesse spécifique est la plus proche possible de la vitesse spécifique calculée. On calcule ensuite le facteur d'homothétie par la relation suivante (Bonin, 1986):

$$\lambda = \left( \frac{Q n}{q N} \right)^{1/3} \quad (3.8)$$

La pompe recherchée est une pompe du même groupe que la pompe prototype dont le diamètre du rotor et la largeur de sortie sont  $D = \lambda d$  et  $L = \lambda l$ ,  $d$  et  $l$  étant respectivement le diamètre et la largeur de sortie de la pompe prototype.

*Remarque :*

Une autre application de la vitesse spécifique se trouve dans le fonctionnement d'une pompe centrifuge par rapport au problème de cavitation traité plus loin.

## 3.6 Règles de similitude pour les pompes centrifuges

### 3.6.1 Rognage d'une pompe

Les pompes centrifuges obéissent à certaines règles de similitude qui découlent des relations exposées à la section 3.5. Soit une pompe dont le diamètre de la roue est  $D_1$  et qui délivre un débit  $Q_1$  avec une hauteur manométrique  $H_1$ . Le rognage de la pompe consiste à modifier le diamètre du rotor pour le ramener à une valeur  $D_2$  plus faible que  $D_1$ . Le débit, la hauteur manométrique et la puissance se voient alors modifiés comme suit :

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (3.9)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^4 \quad (3.10)$$

### ***Application 3.2***

Soit une pompe dont la roue possède un diamètre de 250mm. La hauteur manométrique développée est de  $H_1 = 60\text{m}$  et le débit est  $Q_1 = 60$  litres par seconde. Si l'on ramène le diamètre de la roue à 225mm, quels sont la nouvelle hauteur manométrique, le débit et la puissance de cette nouvelle pompe?

D'après (3.9),  $H_1/H_2 = Q_1/Q_2 = (250/225)^2 = 1,234$ .

Donc  $H_2 = 48,6\text{m}$  et  $Q_2 = 48,6$  l/s.

D'après (2.15) :

$P_1 = 1000\text{kg/m}^3 \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 0,06\text{m}^3/\text{s} \cdot 60\text{m} = 35316\text{W}$  (35,3kW).

D'après (3.10),  $P_2 = 35,3\text{kW} \cdot (225/250)^4 = 23,2\text{kW}$ .

#### *Remarque :*

Le rognage maximal des roues se situe entre 10% et 20%, selon le type de pompe. Au-delà de cette limite, le rendement de la pompe diminue significativement et les lois de similitude (3.9) et (3.10) ne sont plus vérifiées.

### **3.6.2 Modification de la vitesse de rotation**

Les moteurs qui entraînent les roues des pompes peuvent être à vitesse fixe ou variable. Généralement, le débit à pomper varie en fonction de la demande et le moteur à vitesse variable permet l'accommodation à cette variation en gardant un rendement satisfaisant. Soit une pompe qui délivre un débit  $Q_1$  pour une hauteur d'élévation  $H_1$  quand le moteur tourne à une vitesse  $N_1$ . Lorsque la vitesse de rotation du moteur passe à  $N_2$ , le débit, la hauteur manométrique et la puissance se voient modifiés selon les rapports :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.11)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (3.12)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (3.13)$$

### Application 3.3

Une pompe dont la vitesse de rotation est  $N_1 = 1400$  rpm délivre un débit  $Q_1 = 60$  litres par seconde avec une hauteur d'élévation  $H_1 = 60$ m. On abaisse la vitesse à 1200 rpm. Il faut calculer le nouveau débit, la nouvelle hauteur manométrique et la puissance hydraulique fournie par cette pompe.

$N_1 / N_2 = 1,167$ . D'après (3.11),  $Q_2 = Q_1 / 1,167 = 51,4$  l/s.

D'après (3.12),  $H_2 = H_1 / 1,167^2 = 44,1$ m.

Comme dans l'exemple 3.2, d'après (2.15),  $P_1 = 35,3$ kW.

D'après (3.13),  $P_2 = P_1 / 1,167^3 = 22,7$ kW.

#### Remarque:

Comme les pompes à vitesse variable sont beaucoup plus dispendieuses que les pompes à vitesse fixe, une grande station de pompage sera normalement équipée d'une ou deux pompes à vitesse variable et de quelques pompes à vitesse fixe.

### 3.7 Point de fonctionnement

On se propose de résoudre le problème suivant. On utilise une pompe pour transférer de l'eau à 15°C du point 1 au point 2, tel que montré sur la figure 3.12.

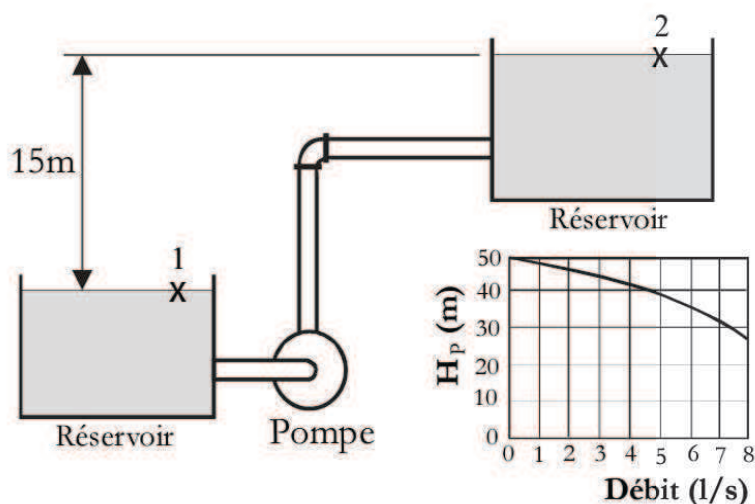


Fig. 3.12 Exemple de pompage



La courbe caractéristique de la pompe est fournie sur la figure 3.12. La conduite a une longueur totale de 1000m et un diamètre de 75mm. Elle est faite en acier commercial et possède un coefficient de Hazen-Williams de 130. Il faut déterminer le débit que va délivrer cette pompe.

Le *point de fonctionnement* de la pompe est donné par le couple  $(Q, H_p)$  auquel la pompe va opérer une fois insérée dans le système. Le calcul a priori du point de fonctionnement permet d'éviter une perte de temps due au montage d'une pompe inappropriée.

En négligeant les pertes singulières et ne retenant que les pertes par frottement données par la formule de Hazen-Williams (2.26), l'équation de Bernoulli écrite entre les surfaces libres des deux réservoirs est :

$$H_p = H_g + 10,675 L \left( \frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1,852} \frac{1}{D^{4,87}} \quad (3.14)$$

La pompe doit donc développer une pression  $H_p$  pour équilibrer la gravité  $H_g$  et les pertes de charge.

En utilisant les données du problème, l'équation (3.14) devient :

$$H_p = 15\text{m} + 390,66 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,852} \quad (3.15)$$

Cette équation qui comporte deux inconnues  $Q$  et  $H_p$  peut être résolue graphiquement ou numériquement.

### 3.7.1 Solution graphique

L'équation (3.15) montre que la solution du problème est le point d'intersection des deux courbes  $H_p = H_p(Q)$  et  $f(Q) = 15 + 390,66 \cdot 10^3 Q^{1,852}$ . Ces deux fonctions sont superposées sur le graphe de la figure 3.13.

Le point de fonctionnement est donc  $Q = 5,25$  l/s et  $H_p = 38\text{m}$ .

D'une manière générale, le point de fonctionnement est le point d'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe  $H_p$  et la courbe caractéristique de la conduite  $h_f$  majorée de  $H_g$ .

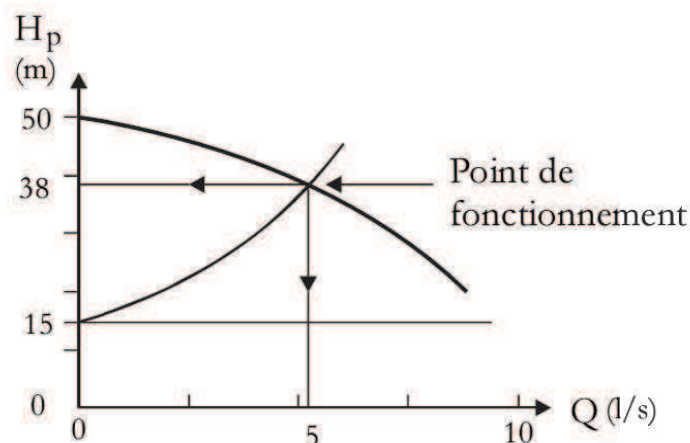


Fig. 3.13 Point de fonctionnement obtenu graphiquement

Dans le cas où la gravité est favorable, le point de fonctionnement est le point d'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe  $H_p$  et la courbe caractéristique de la conduite transposée de  $H_g$  vers le bas.

### Application 3.4

Il s'agit de refaire le problème précédent en supposant que l'écoulement doit se faire dans le sens inverse, soit du réservoir 2 vers le réservoir 1. Dans ce cas, l'équation de Bernoulli s'écrit :

$$H_p + H_g = h_f \text{ ou } H_p = h_f - H_g.$$

La figure 3.14 illustre la dernière équation. L'énergie de la pompe et de la gravité s'additionnent pour équilibrer le frottement.

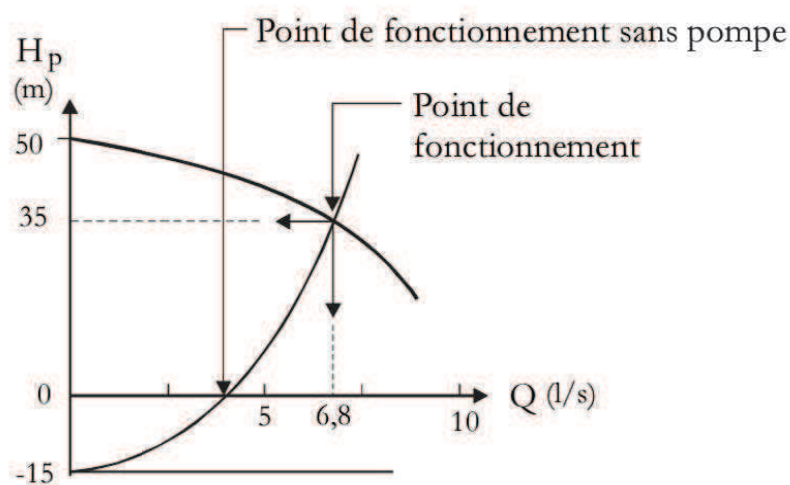


Fig. 3.14 Exemple de point de fonctionnement

Le point de fonctionnement est maintenant  $Q = 6,8$  l/s et  $H_p = 35$ m. Comme on pouvait s'y attendre, le débit de fonctionnement est plus élevé.

Soulignons en passant qu'on peut lire sur le graphe le débit d'écoulement gravitaire sans pompage. L'intersection de la courbe  $h_f - H_g$  avec l'axe des abscisses est en effet la solution de l'équation  $h_f = H_g$ .

### 3.7.2 Solution numérique

Toutes les opérations et tous les calculs sont dorénavant informatisés. Comme la solution graphique se prête mal à l'informatisation, on utilise plutôt une solution numérique.

Une telle solution consiste à relever au moins trois couples  $(Q, H)$  sur la courbe caractéristique de la pompe :  $(Q = 0, H = H_{\text{fermeture}})$  et deux autres points assez distancés. Ces trois couples sont ensuite utilisés pour trouver les coefficients  $a$ ,  $b$  et  $n$  de la fonction suivante :

$$H_p = a + bQ^n \quad (3.16)$$

En l'occurrence,  $a = 50$ ,  $b = -1,0$  et  $n = -0,5150$ .

On peut maintenant résoudre (3.15) numériquement en remplaçant  $H_p$  par  $15 + 390,66 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,852}$  dans (3.16).

## 3.8 Ajustement du point de fonctionnement

### 3.8.1 Problématique

Une fois le point de fonctionnement obtenu, on peut se trouver dans une des trois situations suivantes :

- 1) Le débit de fonctionnement trouvé est très proche du débit qu'on visait. C'est la situation idéale où on passe directement aux étapes de vérification de l'adéquation du rendement et à l'examen de la question de la cavitation (exposée au paragraphe 3.9).
- 2) Le débit de fonctionnement est inférieur au débit visé. Si la durée de pompage est déjà à son maximum ou ne peut pas être modifiée, il faut réviser le choix initial de la pompe et en choisir une de plus grande capacité.



- 3) Le débit de fonctionnement est supérieur au débit visé. Même si on exclut la diminution de la durée de pompage, plusieurs options s'offrent au concepteur. On a vu que le point de fonctionnement est le point d'intersection entre les courbes caractéristiques de la pompe et de la conduite. Pour ajuster ce point de fonctionnement, il faut soit modifier la courbe caractéristique de la pompe par rognage ou par changement de la vitesse de rotation, soit modifier la courbe caractéristique de la conduite en introduisant une perte de charge singulière par vannage.

### 3.8.2 Modification de la vitesse de rotation du moteur de la pompe

Le mode d'ajustement du point de fonctionnement qui affecte le moins le rendement de la pompe est la modification modérée de la vitesse de rotation du moteur qui entraîne la pompe. Cette modification peut être faite chez le constructeur pour les moteurs à vitesse fixe. Elle peut aussi être faite en cours de fonctionnement pour les pompes à vitesse variable (voir figure 3.15).

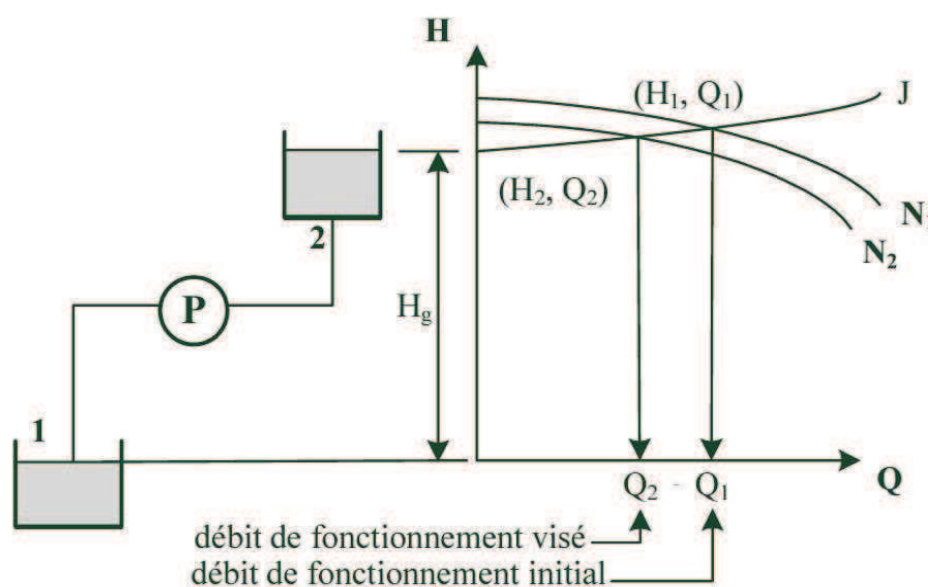


Fig. 3.15 Variation de la vitesse de la pompe

Quand la vitesse de rotation du moteur de la pompe est  $N_1$ , les courbes caractéristiques de la pompe et de la conduite se croisent pour donner un débit  $Q_1$ . On cherche une nouvelle vitesse  $N_2$  qui ferait croiser la courbe caractéristique de la pompe avec celle de la conduite en  $Q_2$ . Cette vitesse  $N_2$  est obtenue par la règle de similitude (3.11). Du même coup, la hauteur manométrique et la puissance se voient aussi modifiées selon (3.12) et (3.13), tel

qu'exposé à la section 3.6.2. Le coût d'une pompe à vitesse variable est beaucoup plus élevé que celui d'une pompe à vitesse fixe.

### 3.8.3 Modification du diamètre du rotor de la pompe

Si le débit est plus grand que nécessaire, il y a moyen de réduire le diamètre du rotor pour diminuer le débit et ajuster ainsi le point de fonctionnement tel qu'illustré par la figure 3.16.

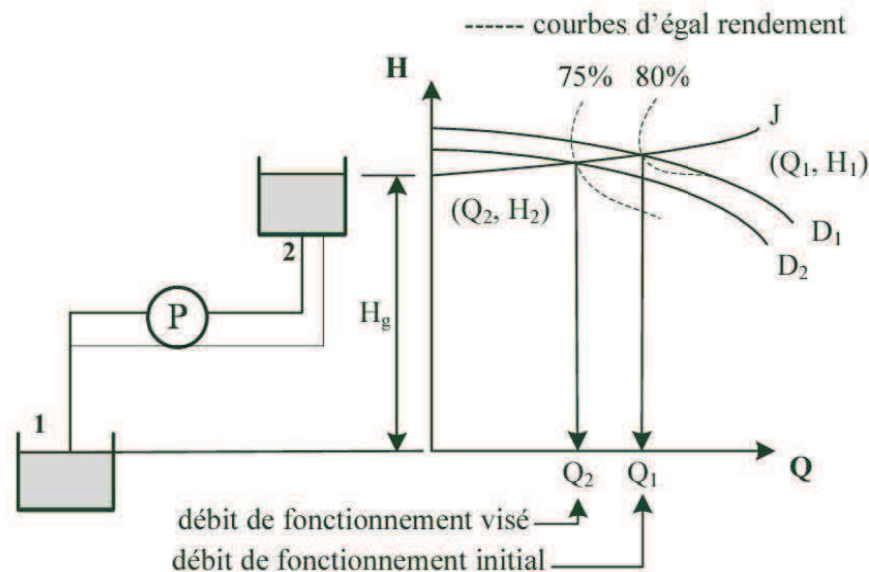


Fig. 3.16 Rognage de la roue de la pompe

Le constructeur met, a priori, le plus grand diamètre possible à l'intérieur de la volute pour tirer le maximum de puissance. Mais en réduisant le diamètre de  $D_1$  à  $D_2$  on obtient le nouveau débit de fonctionnement recherché.

Selon les règles de similitude exposées à la section 3.6.1, le diamètre cherché  $D_2$  est obtenu par (3.9). Par la même occasion, la hauteur manométrique et la puissance se voient modifiées selon (3.9) et (3.10).

Cette option vient au deuxième rang, après la modification de la vitesse de rotation, par rapport à la diminution du rendement de la pompe.

### 3.8.4 Réduction du débit par vannage

La fermeture de la vanne crée une perte de charge singulière qui dresse la courbe caractéristique de la conduite en réduisant le débit (figure 3.17).



Le coefficient de perte de charge singulière  $K$ , qui est presque nul pour la plupart des vannes quand celles-ci sont ouvertes, augmente rapidement avec la fermeture d'une vanne et atteint l'infini quand la vanne est complètement fermée.

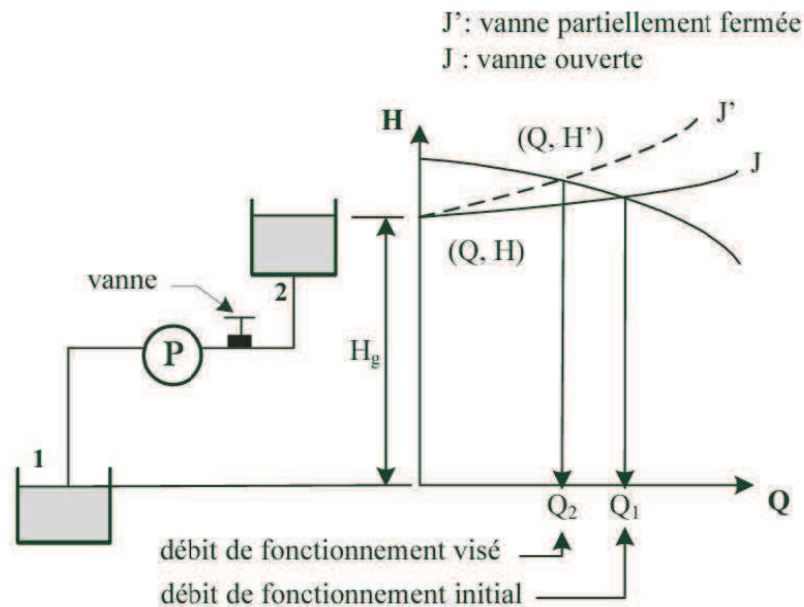


Fig. 3.17 Vanne sur la conduite de refoulement

Cette option est sans conteste la plus défavorable du point de vue rendement quand elle est utilisée d'une manière systématique.

### 3.9 Problème de cavitation dans les pompes

Pour traiter le problème de la cavitation dans les pompes centrifuges, regardons ce qui se passe du côté aspiration d'une pompe.

Deux cas peuvent se présenter :

- 1) l'eau à pomper se trouve à un point plus bas que le niveau de la pompe (puits, lac, rivière...) comme sur la figure 3.18 (1); on dit alors que le pompage se fait en dépression.
- 2) l'eau à pomper se trouve à un point plus haut que le niveau de la pompe, comme sur la figure 3.18 (2); on dit dans ce cas que le pompage se fait en surpression.



Le pompage en surpression peut se présenter quand l'aménagement d'une station de pompage a été réalisé volontairement à un endroit plus bas que celui du réservoir d'où l'eau est pompée pour assurer une pression adéquate à l'entrée des pompes. Ce cas peut aussi se présenter quand l'écoulement peut se faire d'une manière gravitaire mais peut profiter de la contribution du pompage. Ce dernier cas se présente quand la dénivellation entre le réservoir source et le point d'arrivée est faible et on choisit d'installer une pompe pour assurer un bon débit tout en ayant un diamètre de conduite économique.

L'application de l'équation de Bernoulli entre un point (1) situé à la surface libre du réservoir et un point (e) situé dans la conduite d'aspiration juste avant l'entrée dans la pompe s'écrit :

$$\left(\frac{P_{\text{atm}}}{\rho g}\right)_{\text{abs}} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \left(\frac{P_e}{\rho g}\right)_{\text{abs}} + z_e + \frac{V_e^2}{2g} + h_{\text{ft,a}} \quad (3.17)$$

où  $P_e$ ,  $z_e$  et  $V_e$  désignent respectivement la pression, l'énergie potentielle et la vitesse à l'entrée de la pompe,  $h_{\text{ft,a}}$  désigne la charge totale perdue par frottement et dans les singularités du côté aspiration.

Avec les hypothèses habituelles, cette équation s'écrit pour un pompage en dépression:

$$\left(\frac{P_e}{\rho g}\right)_{\text{abs}} = \left(\frac{P_{\text{atm}}}{\rho g}\right)_{\text{abs}} - h_a - \frac{V_e^2}{2g} - h_{\text{ft,a}} \quad (3.18)$$

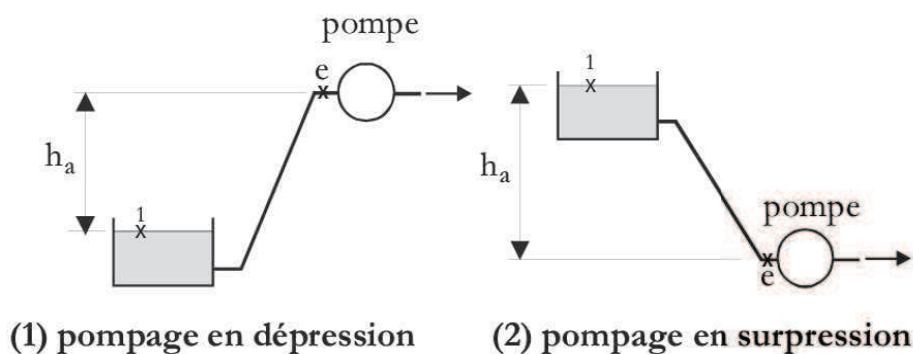


Figure 3.18 Différentes configurations du côté aspiration

Il est clair d'après l'expression (3.18) que la pression  $P_e$  à l'entrée de la pompe est plus basse que la pression atmosphérique. Il s'agit d'une dépression.

Selon les observations de la physique qu'on retrouve dans les ouvrages de thermodynamique, si la pression à l'entrée de la pompe atteint la pression de vapeur pour la température de l'eau, le liquide passe à l'état de vapeur. Une fois entrées dans la pompe, où règne une haute pression, les bulles de vapeur implosent en produisant un bruit de cailloux secoués, en endommageant et usant prématurément les aubes du rotor de la pompe. Sur le plan hydraulique, lorsque la pompe fonctionne en condition de cavitation, la pression et le rendement délivrés par la pompe chutent d'une manière brusque et marquée. À un niveau avancé de cavitation, il y a rupture de la veine liquide et désamorçage de la pompe. En pratique, on observe le phénomène de cavitation décrit précédemment bien avant que la pression à l'entrée de la pompe  $(P_e)_{\text{abs}}$  atteigne la pression de vapeur  $P_v$  qui varie avec la température de l'eau. C'est pour cette raison que nous définissons une charge absolue nette à l'aspiration en excédent à la charge de pression de vapeur à une température donnée :

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = \left( \frac{P_e}{\rho g} \right)_{\text{abs}} - \frac{P_v}{\rho g} = \left( \frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} \right)_{\text{abs}} - h_a - \frac{V_e^2}{2g} - h_{\text{ft,a}} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (3.19)$$

Cette charge d'aspiration est notée NPSH (Net Positive Suction Head) dans les ouvrages rédigés en anglais.

Aux conditions atmosphériques standard et à une température de 20°C, la pression atmosphérique et la pression de vapeur valent :

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} = 10,33\text{m (eau)} \quad \text{et} \quad \frac{P_v}{\rho g} = 0,24\text{m (eau)}$$

L'équation du NPSH (3.19) s'écrit alors :

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = 10,09\text{m} - \frac{V_e^2}{2g} - h_a - h_{\text{ft,a}} \quad (3.20)$$

Dans les conduites bien conçues, la vitesse d'écoulement est de l'ordre de 1m/s, de telle sorte que le terme  $V_e^2/2g$  ( $\approx 0,05\text{m}$ ) peut soit être négligé soit inclus dans  $h_{\text{ft,a}}$  comme un terme de perte de charge singulière avec un coefficient  $K = 1$ . L'équation du NPSH simplifiée s'écrit alors :

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = 10\text{m} - h_a - h_{\text{ft,a}} \quad (3.21)$$

On voit qu'une fois tous les paramètres de l'installation fixés (diamètre, longueur, matériau), la charge disponible à l'entrée de la pompe décroît d'une manière parabolique en fonction du débit pompé.

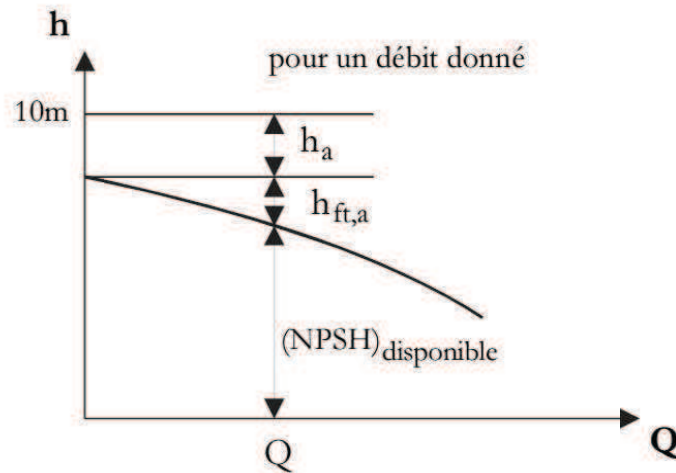


Fig. 3.19 NPSH pour pompage en dépression

Le figure 3.19 représente l'illustration graphique de l'équation (3.25) dans le cas d'un pompage en dépression.

D'un autre côté, le constructeur de pompes effectue des tests indépendamment de toute installation et détermine la charge minimale requise à l'entrée de la pompe pour éviter le phénomène de cavitation. Les mesures se présentent sous la forme de la courbe caractéristique de la pompe donnant le NPSH requis en fonction du débit, tel que montré sur la figure 3.20.

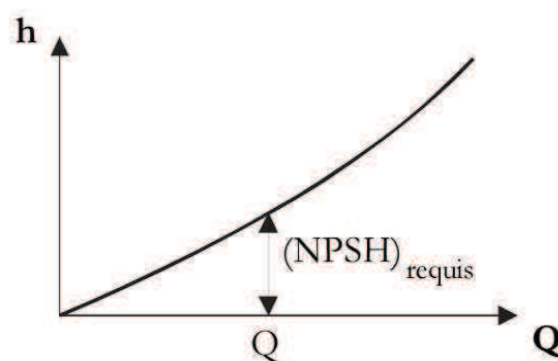


Fig. 3.20 Courbe caractéristique d'une pompe



Lorsqu'on installe la pompe à une hauteur statique  $h_a$  donnée et avec des dimensions de la conduite d'aspiration fixées, il faut superposer les courbes du  $(NPSH)_{\text{disponible}}$  et du  $(NPSH)_{\text{requis}}$ , comme le montre la figure 3.21.

On voit clairement qu'il existe un débit critique pour lequel la charge disponible est égale exactement à la charge requise. Pour des débits inférieurs à ce débit critique, la charge disponible, représentée par  $(NPSH)_D$ , est supérieure à la charge requise et il n'y aura aucun danger de cavitation. Pour des débits supérieurs au débit critique, on voit que la charge disponible est inférieure à la charge requise et il y a danger de cavitation. Par conséquent, quand on détermine le point de fonctionnement d'une pompe, il faut que le débit correspondant soit inférieur au débit critique pour éviter le phénomène de cavitation.

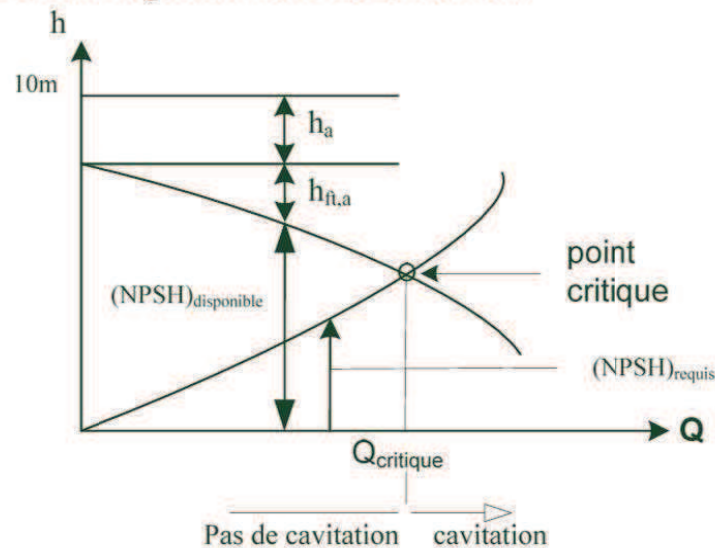


Fig. 3.21 NPSH

Revenons maintenant à la figure 3.18 (2). Comme le pompage s'opère en surpression à partir du point 1, l'équation (3.21) doit s'écrire :

$$NPSH = 10m + h_a - h_{f,a} \quad (3.22)$$

On peut donc écrire d'une manière générale :

$$NPSH = 10m \pm h_a - h_{f,a} \quad (3.23)$$

Ce NPSH exprime la charge réellement disponible dans une installation donnée, une fois la hauteur statique à l'aspiration  $h_a$  et tous les paramètres qui entrent en

considération dans le calcul de la perte de charge totale du côté aspiration  $h_{ft,a}$  ont été fixés. C'est pour cette raison que l'on désigne cette charge par :

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = 10\text{m} \pm h_a - h_{ft,a} \quad (3.24)$$

En remplaçant  $h_{ft,a}$  par son expression (2.21), on obtient :

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = 10\text{m} \pm h_a - 0,0827 f \frac{L_{t,a} Q^2}{D_a^5} \quad (3.25)$$

### Application 3.5

Vérifions s'il y a risque de cavitation pour la pompe du cas montré à la figure 3.22.

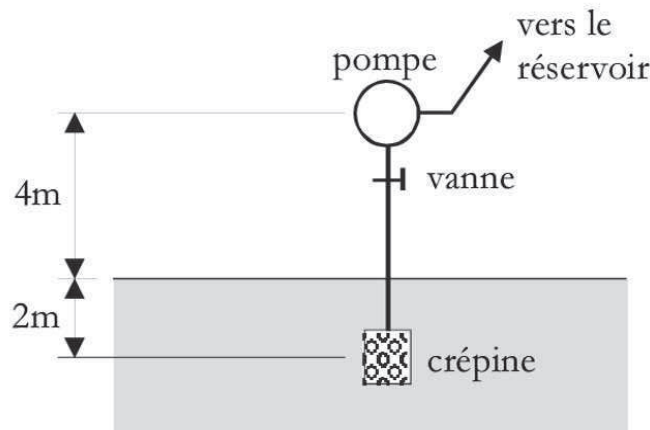


Fig. 3.22 Exemple de pompage en dépression

La courbe du  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$  fournie par le manufacturier de la pompe est montrée sur la figure 3.23.

Les données du problème sont :

- eau à 4°C,
- pertes de charge singulières : crépine ( $K=10$ ), vanne ( $K=3$ ),
- diamètre de la conduite d'aspiration = 0,075m,
- pression atmosphérique standard = 101kPa,
- $C_{\text{HW}} = 130$ ,
- débit pompé  $Q = 5,0$  l/s.

$$(\text{NPSH})_{\text{disponible}} = 10\text{m} - h_a - h_{f_{t,a}}$$

$$h_a = 4\text{m}$$

$$h_{f_{t,a}} = L \left( \frac{3,59}{C_{\text{HW}}} \right)^{1,852} \frac{Q^{1,852}}{D^{4,87}} + 0,0826 \frac{Q^2}{D^4} \sum K_i$$

$$h_{f_{t,a}} = 6 \left( \frac{3,59}{130} \right)^{1,852} \left( \frac{0,005^{1,852}}{0,075^{4,87}} \right) + 0,0826 \frac{0,005^2}{0,075^4} (10 + 3)$$

$$f_{f_{t,a}} = 0,128\text{m} + 0,848\text{m} = 0,976\text{m}$$

Le  $(\text{NPSH})_{\text{disponible}}$  est donc  $(10\text{m} - 4\text{m} - 0,976\text{m})$ , soit  $5,024\text{m}$ .

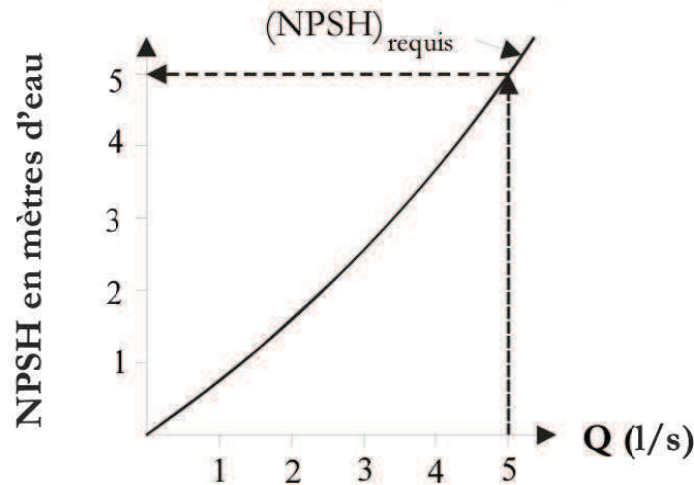


Fig. 3.23 Courbe caractéristique de la pompe

D'après la figure 3.23, le  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$  est de  $5\text{m}$  pour le débit de fonctionnement de  $5\text{ l/s}$ .

Le  $(\text{NPSH})_{\text{disponible}}$  étant supérieur au  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$ , il n'y a pas de danger de cavitation.

### Remarques importantes

- Supposons qu'à la suite d'une période sèche soutenue, le niveau du réservoir considéré dans l'exemple précédent ait baissé de  $1\text{ mètre}$ . Est-ce qu'il y a danger de cavitation? Le  $(\text{NPSH})_{\text{disponible}}$  devient  $10\text{m} - 5\text{m} - 0,976\text{m} = 4,024\text{m}$ . Comme le  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$  est toujours  $5\text{ mètres}$ , il y a danger évident de cavitation.



- 2) Le niveau du réservoir est maintenu à sa valeur initiale mais, à la suite d'une période chaude, la température de l'eau a atteint 30°C. Y a-t-il danger de cavitation? Rappelons que la formule (3.21) du NPSH a été établie pour une température de l'eau de 4°C. Comme la température est maintenant beaucoup supérieure à 4°C, la pression de vapeur se trouve modifiée. En utilisant la formule initiale :

$$\begin{aligned} (\text{NPSH})_{\text{disponible}} &= 10,33\text{m} - h_a - \frac{V_c^2}{2g} - h_{f_{t,a}} - \frac{P_v}{\rho g} \\ &= 10,33\text{m} - 4,00\text{m} - 0,05\text{m} - 0,098\text{m} - 0,43\text{m} = 4,87\text{m}. \end{aligned}$$

Cette quantité est inférieure au  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$ . Il y a donc danger de cavitation.

- 3) Tous les paramètres sont identiques à ceux de l'application 3.5, sauf que quelques années après l'installation, la conduite d'aspiration s'est corrodée de telle sorte que le coefficient de Hazen-Williams est devenu  $C_{HW} = 40$ . Quel est l'effet sur la cavitation? La perte de charge dans la conduite d'aspiration devient maintenant  $h_{f_{t,a}} = 1,98\text{m}$  et le  $(\text{NPSH})_{\text{disponible}}$  devient  $10,00\text{m} - h_{f_{t,a}} - h_a = 4,02\text{m}$ . Cette charge est inférieure au  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$ , d'où un danger de cavitation. Si on avait de plus pris en considération l'effet de la réduction du diamètre de la conduite, le résultat aurait été plus inquiétant pour la cavitation.

- 4) Considérons maintenant le cas où le système de l'exemple doit être installé dans une région montagneuse située à une altitude de 1000m, avec les mêmes paramètres de départ. Y a-t-il danger de cavitation?

À une altitude de 1000m,  $\frac{P_{\text{atm}}}{\rho g}$  n'est pas 10,33m (eau) mais seulement 9,12m (eau). Le

$(\text{NPSH})_{\text{disponible}}$  est donc diminué de 1,21m et devient 3,90m. Cette charge étant inférieure au  $(\text{NPSH})_{\text{requis}}$ , il y a danger de cavitation.

Trois conclusions peuvent être tirées des remarques précédentes :

- 1) Une première conclusion est d'ordre général : il faut se méfier du culte des formules toutes prêtes et ne jamais perdre de vue les hypothèses sous-jacentes; il faut remonter à la formulation de base quand une hypothèse n'est pas respectée.
- 2) Une deuxième conclusion concerne spécifiquement le problème de cavitation. L'ingénieur doit considérer, dès l'étape de conception, les pires conditions de fonctionnement. Il ne doit pas se fier à un niveau des hautes eaux pour calculer  $h_a$  mais prendre en considération au moins la fluctuation sur une année complète en se gardant une marge de sécurité de 1,0 mètre. Il doit aussi prendre en considération le vieillissement de la tuyauterie et la réduction éventuelle du diamètre.
- 3) On conclut aussi qu'on peut éliminer la cavitation si on peut :
  - augmenter le diamètre de la conduite d'aspiration,
  - abaisser le niveau de la pompe,
  - rehausser le niveau du réservoir d'aspiration,

- réduire le frottement dans la conduite d'aspiration,
- réduire le nombre de singularités sur la conduite d'aspiration,
- réduire la vitesse de rotation,
- réduire le diamètre de la roue de pompe,
- diminuer le débit pompé,
- utiliser des pompes plus petites en parallèle,
- utiliser des pompes verticales ou submersibles.

### 3.10 Critères d'acceptation du point de fonctionnement

Une fois le débit de fonctionnement accepté par rapport à sa valeur quantitative, il faut examiner deux paramètres qualitatifs : 1) l'acceptabilité du rendement et 2) la sécurité du point de vue de la cavitation.

- 1) Pour les grandes stations de pompage où la quantité d'énergie en jeu est considérable, le rendement  $\eta$  doit rester le plus près possible du rendement optimal ( $\eta_{opt}$ ) pour chacune des pompes. Une perte de 1% de rendement peut se refléter en dizaines de milliers de dollars sur le coût annuel de l'énergie. En tout état de cause, on ne doit pas tolérer un écart de rendement supérieur à 5%.
- 2) Le débit de fonctionnement se trouve-t-il dans la zone de cavitation? Pour répondre à cette question il faut superposer sur le même graphe, d'une part, les courbes caractéristiques de la pompe et de la conduite pour trouver le point de fonctionnement et, d'autre part, les courbes du  $NPSH_{disponible}$  et du  $NPSH_{requis}$  pour trouver le débit critique au-delà duquel il y a cavitation (figure 3.24). Si le débit de fonctionnement est supérieur à ce débit critique il y a cavitation. Dans ce cas, une des solutions proposées à la section 3.9 peut être envisagée.

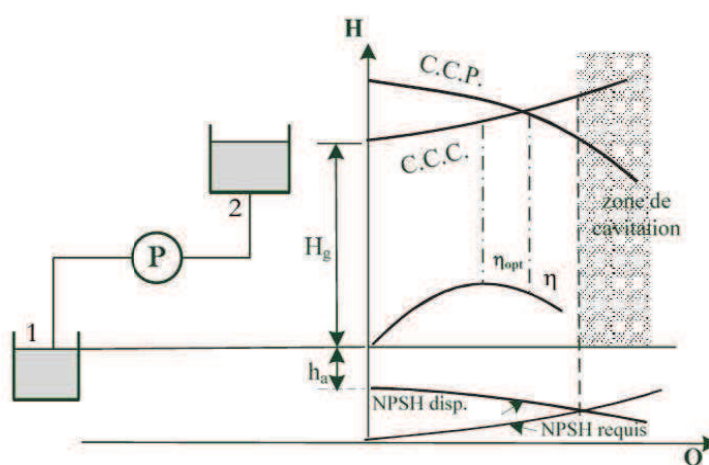


Fig. 3.24 Point de fonctionnement et zone de cavitation



### 3.11 Pompes en série et pompes en parallèle

Une station de pompage renferme généralement plusieurs pompes arrangées en série ou en parallèle pour plusieurs considérations techniques et opérationnelles. Comme on va le voir, il y a une analogie entre le fonctionnement des conduites et des pompes en série et en parallèle.

#### 3.11.1 Pompes en série

On dit que des pompes sont placées en série quand le débit qui passe par chacune d'elles est le même alors que les pressions développées s'additionnent (figure 3.25). On vérifie le NPSH à l'entrée de la pompe  $P_1$  seulement.

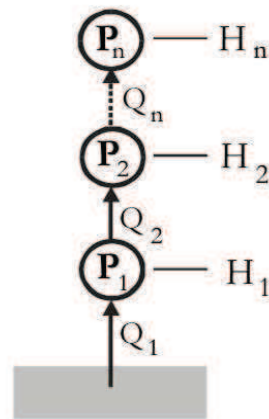


Fig. 3.25 Pompes en série

$$Q_1 = Q_2 \dots = Q_n \quad (3.26)$$

$$H_T = H_1 + H_2 + \dots + H_n \quad (3.27)$$

On utilise donc des pompes en série pour atteindre de grandes hauteurs d'élévation. La courbe caractéristique équivalente de plusieurs pompes en série (figure 3.26) s'obtient à partir des courbes caractéristiques individuelles en appliquant les équations (3.26) et (3.27).



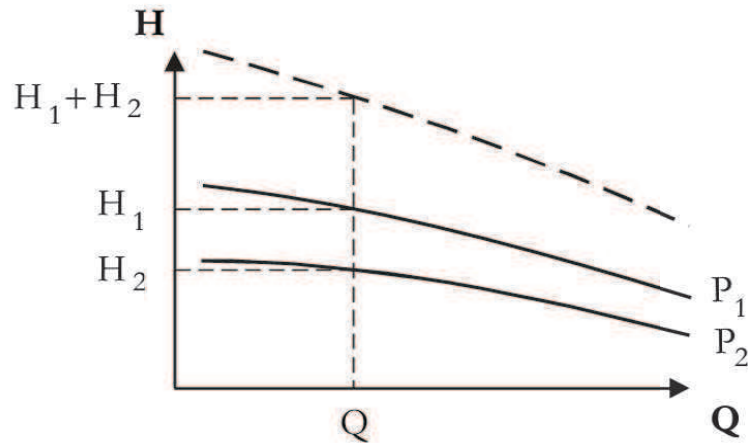


Fig. 3.26 Courbe caractéristique de deux pompes en série

Pour des considérations techniques et économiques, on n'utilise pas des pompes en série mais plutôt des pompes multicellulaires qui sont basées sur le même principe. On obtient une pompe multicellulaire en intercalant sur le même arbre plusieurs roues montées en série.

Pour trouver le point de fonctionnement individuel de chacune des pompes placées en série, on commence par trouver le point de fonctionnement de l'ensemble des pompes. Comme le montre la figure 3.27, ce point est l'intersection de la courbe caractéristique de la pompe équivalente C.C.P.E. avec la courbe caractéristique de la conduite équivalente C.C.C.E.

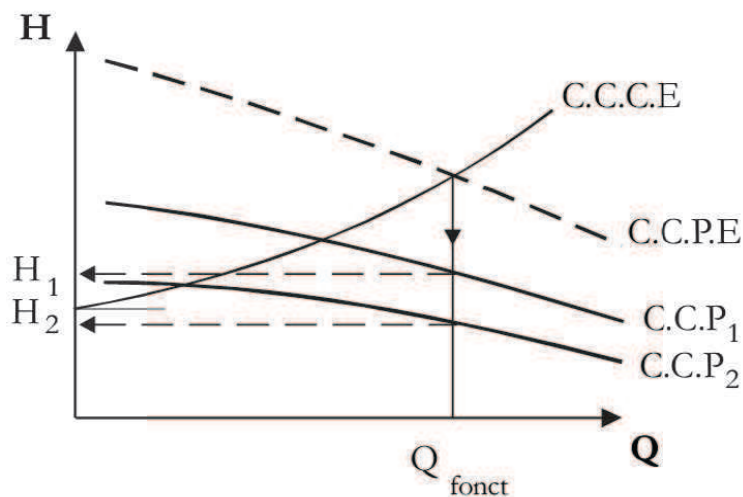


Fig. 3.27 Point de fonctionnement pour des pompes en série

La hauteur manométrique fournie par chacune des pompes est lue sur la courbe caractéristique pour la valeur du débit égale au débit de fonctionnement.

Par ailleurs, la puissance totale absorbée peut être calculée par la formule :

$$P_T = \rho g Q_{\text{fonct}} \left( \frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2} + \dots + \frac{H_n}{\eta_n} \right) \quad (3.28)$$

où  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  sont les rendements respectifs des pompes correspondant aux hauteurs de fonctionnement  $H_1, H_2, \dots, H_n$ .

Soulignons finalement que lorsque plusieurs pompes sont placées en série, seule la première risque de manquer de pression à son entrée et de subir la cavitation. Il faut donc vérifier la condition de cavitation uniquement pour cette pompe.

### 3.11.2 Pompes en parallèle

On dit que des pompes sont placées en parallèle quand leurs points d'aspiration et de refoulement sont identiques (figure 3.28).

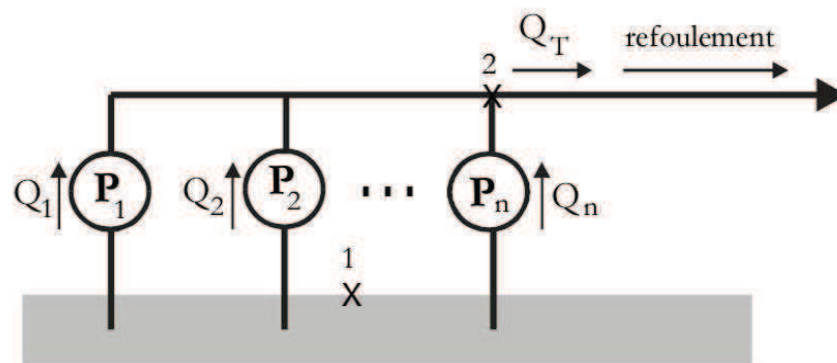


Fig. 3.28 Pompes en parallèle

En écrivant l'équation de Bernoulli entre les points 1 et 2 pour chacune des pompes (figure 3.28), on constate que :

$$H_1 = H_2 = \dots = H_n \quad (3.29)$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (3.30)$$

D'après (3.30), les pompes sont placées en parallèle pour augmenter le débit. En fait, dans une station de pompage, le débit varie généralement en fonction de l'heure de la journée et de la journée de la semaine. Afin de couvrir une grande gamme de variations de débit avec un rendement acceptable, il faut faire démarrer ou arrêter successivement un certain nombre de pompes selon la variation de la demande.

Les relations (3.29) et (3.30) permettent de trouver la courbe caractéristique d'une pompe équivalente représentant deux pompes placées en parallèle (figure 3.29).

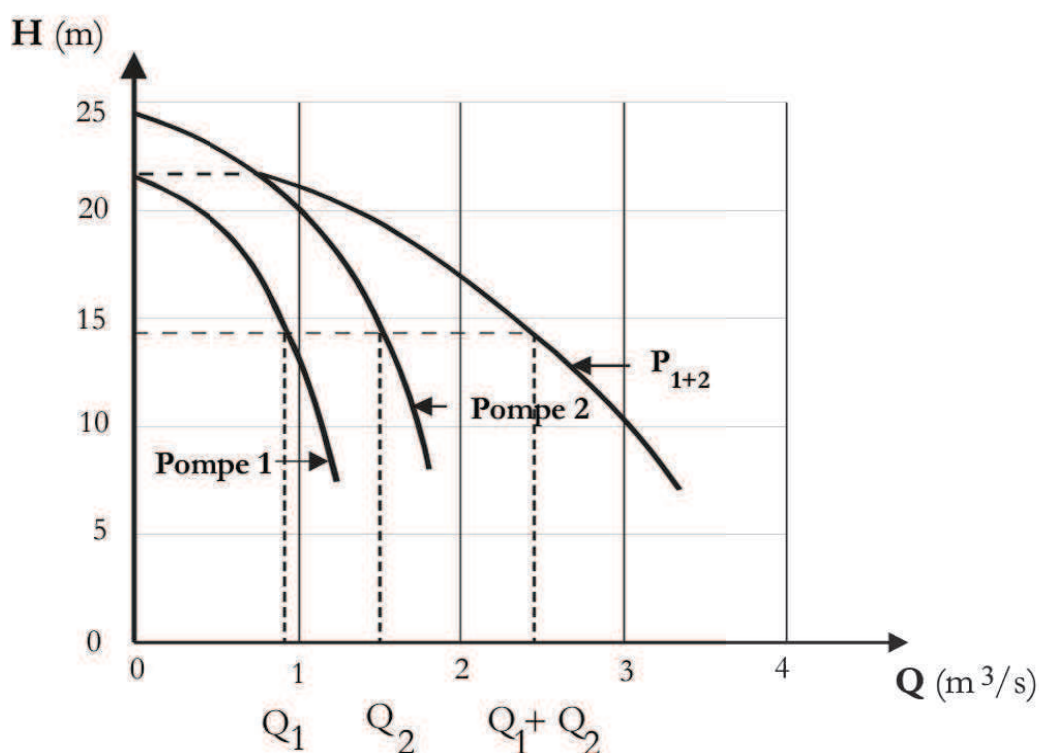


Fig. 3.29 Courbe caractéristique de pompes en parallèle

Pour trouver le point de fonctionnement individuel de chacune des pompes fonctionnant en parallèle, on commence par trouver le point de fonctionnement global de pompage. Comme le montre la figure 3.30, ce point est l'intersection de la courbe caractéristique équivalente des pompes (C.C.P.E.) avec la courbe caractéristique équivalente des conduites (C.C.C.E.). Le débit fourni séparément par chacune des pompes est lu sur leurs courbes caractéristiques respectives (C.C.P<sub>1</sub>, C.C.P<sub>2</sub>) pour une hauteur  $H = H_{\text{fonctionnement}}$ .



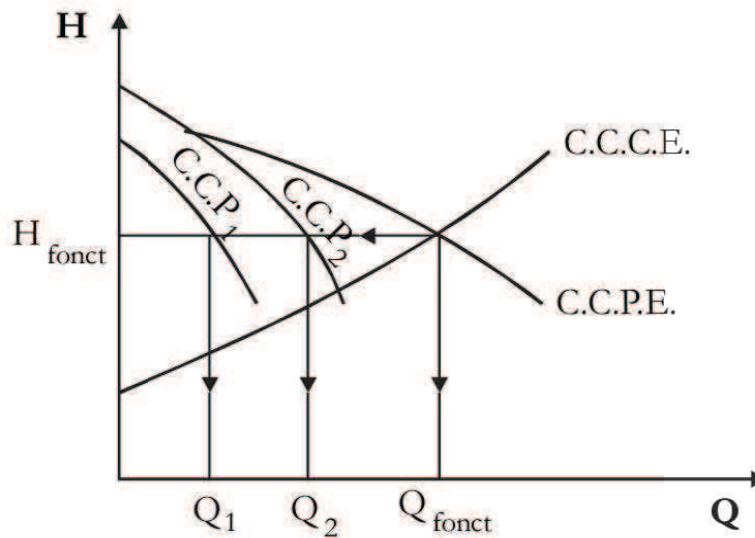


Fig. 3.30 Point de fonctionnement pour pompes en parallèle

Soulignons que lorsque plusieurs pompes sont placées en parallèle, il faut examiner séparément la question de la cavitation pour chacune des pompes avec leurs débits individuels respectifs.

Par ailleurs, la puissance totale absorbée peut être calculée par la formule :

$$P_T = \rho g H_{\text{fonct}} \left( \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} + \dots + \frac{Q_n}{\eta_n} \right) \quad (3.31)$$

où  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  sont les rendements respectifs des pompes correspondant aux débits de fonctionnement  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ .

### 3.12 Amorçage des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge n'est pas capable de commencer à aspirer l'eau d'elle-même. Il est nécessaire de prévoir un système de remplissage de la conduite d'aspiration pour amorcer la pompe. Afin d'éviter que l'eau d'amorçage ne retourne vers le puits de pompage, il faut munir la conduite d'aspiration d'un clapet anti-retour. Il existe en pratique plusieurs procédés d'amorçage des pompes centrifuges (Dupont, 1988).

### 3.13 Profondeur d'immersion des prises d'eau

La figure 3.31 illustre le principe de calcul de la profondeur d'immersion minimale nécessaire pour éviter des tourbillons et l'introduction d'air dans la conduite d'aspiration. Par ailleurs, les prises d'eau seront espacées d'une distance de deux fois le diamètre de la cloche d'entrée de chacune des pompes.

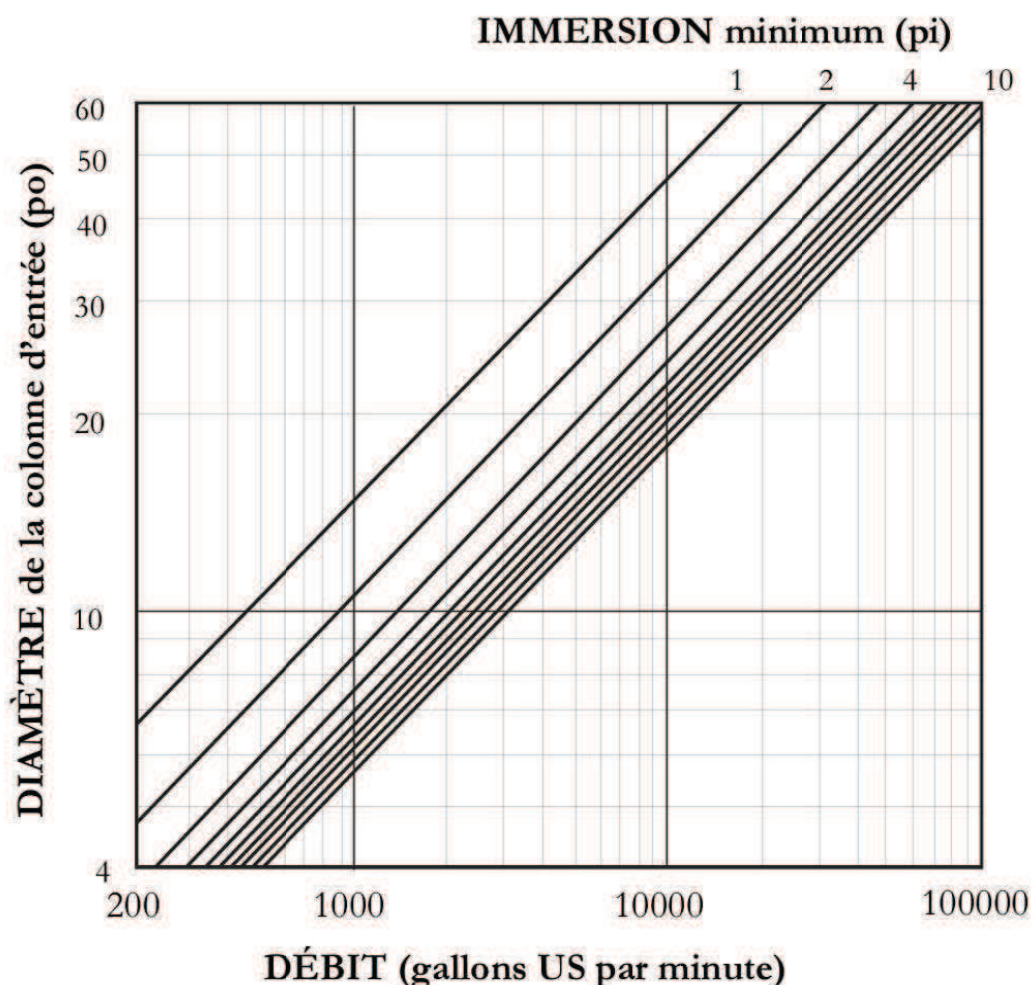


Fig. 3.31 Profondeur d'immersion des cloches d'aspiration (ASCE)

### 3.14 Choix des pompes

Une station de pompage type comprend plusieurs pompes placées en série et en parallèle. Le débit maximal ultime se répartit entre les pompes placées en parallèle pour faire face à la variation horaire et saisonnière de la demande. Quand la hauteur de relèvement est très importante et dépasse quelques centaines de mètres, les pompes multicellulaires s'imposent.

Afin de satisfaire au mieux les besoins de leurs clients, les constructeurs offrent sur le marché une grande gamme de types de pompes pouvant fournir différents débits et hauteurs manométriques. Le choix de la combinaison de pompes avec le meilleur rendement se fait à l'aide d'abaques sur lesquels est indiquée la portion de la hauteur manométrique où le rendement est admissible. Pour chaque type de pompe, on indique la courbe caractéristique de la pompe pour le diamètre maximal et minimal de la roue.



Les chiffres utilisés dans la figure 3.32 pour désigner le type de pompe indiquent les caractéristiques de ces pompes. Leur signification illustrée à l'aide de la pompe 2/32-200 est la suivante :

- 2      nombre d'étages,
- 32     diamètre nominal de la tubulure de refoulement,
- 200    diamètre nominal de la roue.

En suivant le principe de fonctionnement, on peut partager le débit entre plusieurs pompes placées en parallèle ou répartir la hauteur manométrique entre plusieurs rotors placés en série.

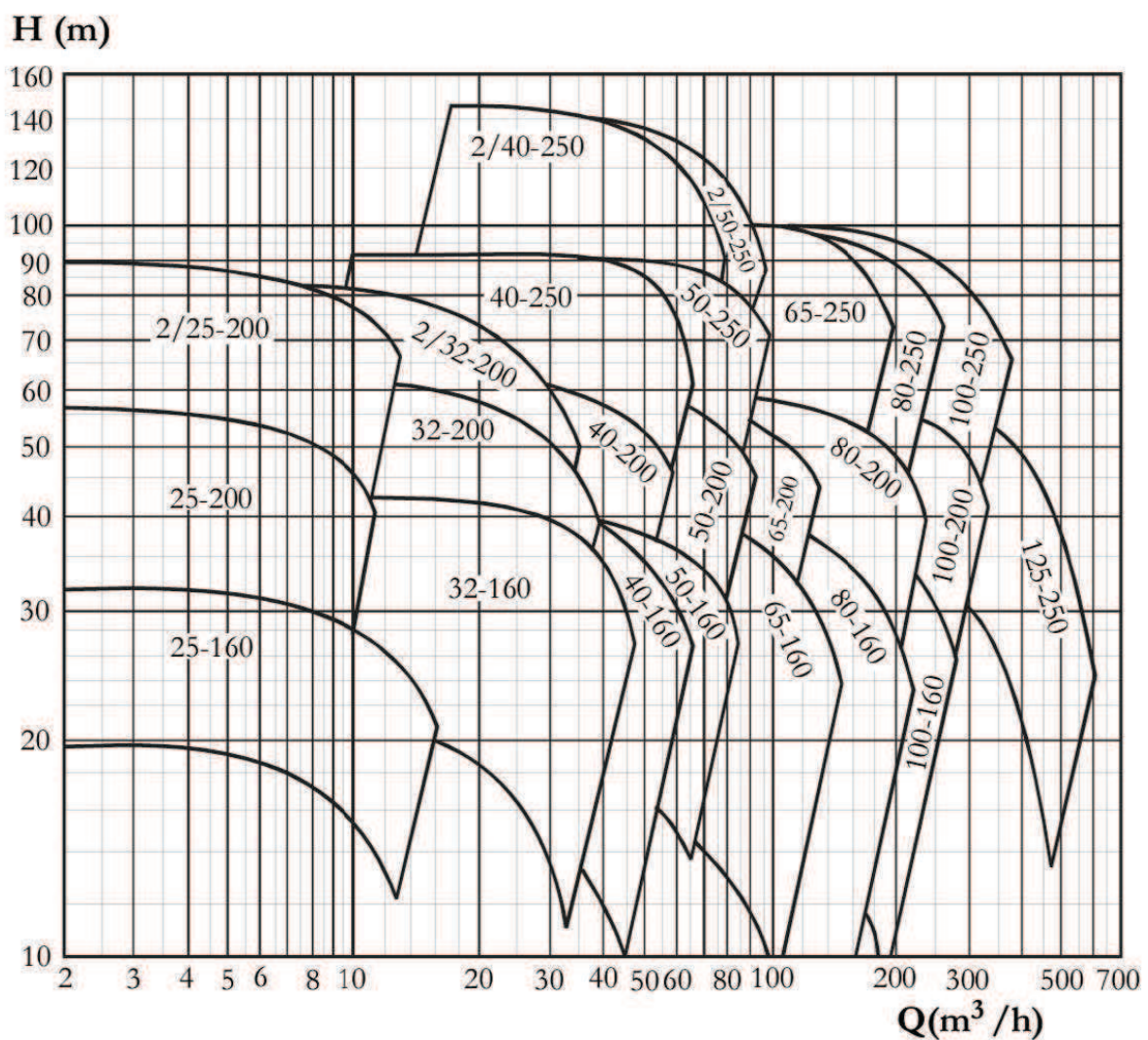


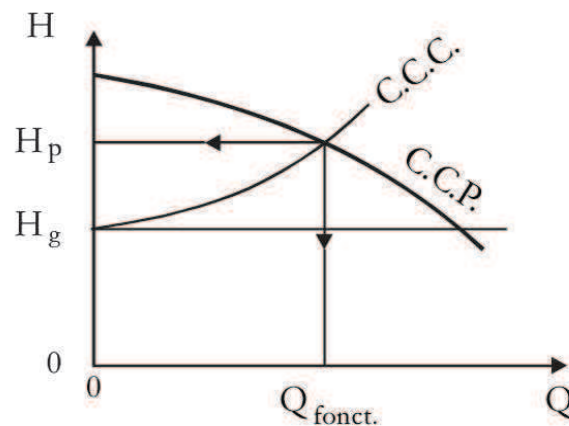
Fig. 3.32 Puissance des pompes à volute PN 10

Adapté de Pelli (1997)



## RÉSUMÉ

- 1- Le fonctionnement d'une pompe se trouve en superposant la courbe caractéristique de la conduite à la courbe caractéristique de la pompe :

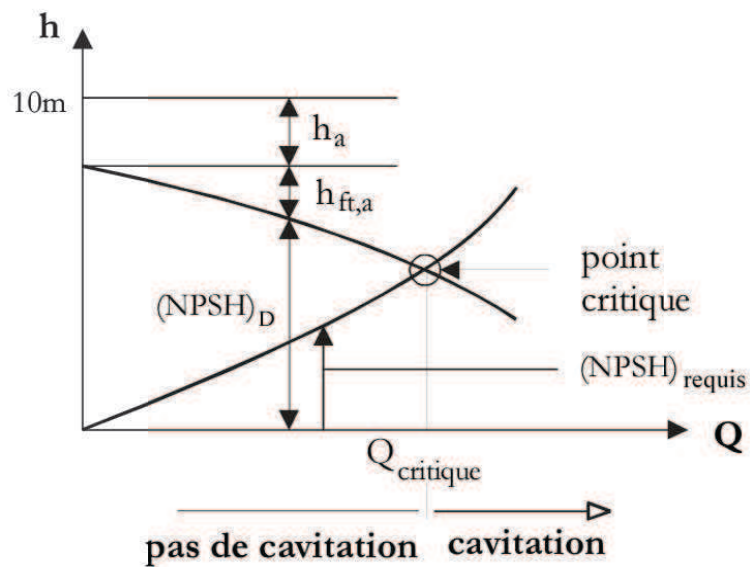


- 2- Le point de fonctionnement ainsi trouvé peut être ajusté pour diminuer le débit sans trop affecter le rendement en utilisant les règles de similitude suivantes :

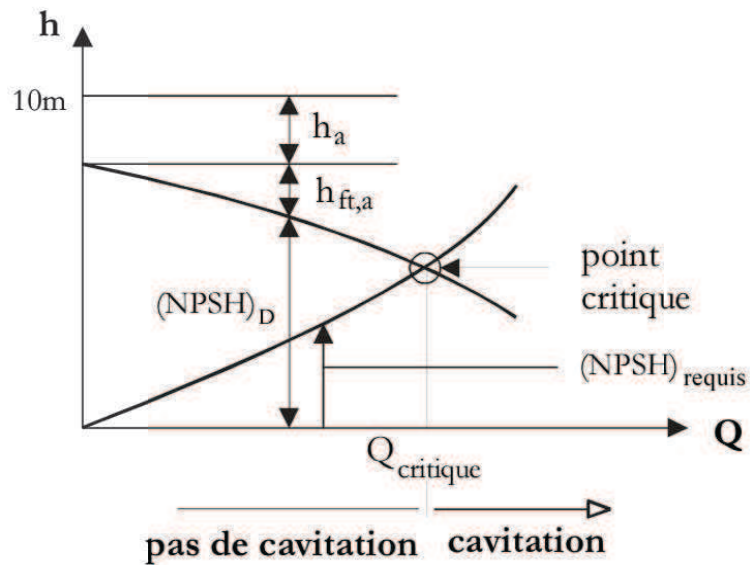
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^2 \qquad \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^3$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \qquad \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^4$$

- 3- Pour éviter la cavitation dans les pompes centrifuges, il faut que le  $(NPSH)_{\text{disponible}}$  soit supérieur au  $(NPSH)_{\text{requis}}$ . Graphiquement ceci se traduit par :



- 4- Lorsque des pompes sont placées en série, le débit qui les traverse est le même et la hauteur manométrique équivalente est la somme des hauteurs manométriques développées par chacune des pompes.
- 5- Lorsque des pompes sont placées en parallèle, elles développent toutes la même hauteur manométrique. Le débit total transporté est la somme de tous les débits.



- 4- Lorsque des pompes sont placées en série, le débit qui les traverse est le même et la hauteur manométrique équivalente est la somme des hauteurs manométriques développées par chacune des pompes.
- 5- Lorsque des pompes sont placées en parallèle, elles développent toutes la même hauteur manométrique. Le débit total transporté est la somme de tous les débits.