



EDUCARRE
SARL

Pompage des liquides

Frédéric Falcotet
Fabrice Donnet-Monay
Mai 2019



Schweizerisches Qualitätszertifikat für Weiterbildungsinstitutionen
Certificat suisse de qualité pour les institutions de formation continue
Certificato svizzero di qualità per istituzioni di formazione continua

Certified by



CHAPITRE 1

POMPAGE DES LIQUIDES ET RÉSEAU

1 Exigences d'un réseau

La démarche utilisée dans ce chapitre consiste à étudier, non pas les différents types de pompes et leurs caractéristiques générales, mais les **exigences d'un réseau**. Pour simplifier, le réseau est le terme utilisé pour définir une **installation industrielle** constituée de réservoirs reliés entre eux par des canalisations dans lesquelles circule un liquide mû par une pompe.

1.1 Débit et vitesse débitante

1.1.1 Le débit

La première exigence en termes de transfert de liquide est le débit de liquide. Le débit représente le volume de liquide refoulé à la sortie de la pompe pendant un intervalle de temps défini ou par unité de temps. Dans la pratique, il s'exprime en mètres cubes par heure (m^3/h), voire en litres par seconde (l/s). Dans certains cas, le débit est exprimé en débit massique.

1.1.2 La vitesse débitante

La vitesse débitante du liquide à travers la section d'une canalisation correspond à la distance parcourue par le liquide durant un intervalle de temps (ou par unité de temps). La vitesse débitante v étant étroitement liée au débit volumique, on peut alors écrire :

$$v = \frac{\dot{V}}{S} \quad (1.1)$$

Pour rappel, la vitesse débitante de l'eau dans les conduites est généralement comprise entre **0.5 et 5 m/s**.

1.2 La différence de pression

La seconde exigence tout aussi importante est relative à la pression engendrée par la pompe. On doit par exemple transporter le liquide depuis un réservoir dans un autre récipient situé plus haut que le premier. En outre, le récipient dans lequel on doit transférer le liquide peut se trouver sous une pression plus élevée que le réservoir dont on le suture.

Dans les ouvrages spécialisés traitant du pompage des liquides, les pressions indiquées sont exprimées **en hauteur d'eau** plutôt qu'en bar ou en Pascal. Aussi, dans la suite de ce chapitre, toutes les pressions seront exprimées en mètres de colonne d'eau (**mCE**), même si les manomètres industriels sont étalonnés en bar.

La physique nous enseigne que toute pression exercée par un liquide est proportionnelle à sa hauteur. Pour de l'eau ($\rho = 1'000 \text{ kg/m}^3$), une pression de **1 bar** équivaut à une colonne de 10.2 mètres. Dans la pratique, on arrondit cette valeur à **10 mCE**. D'un point de vue purement intuitif, cette manière de quantifier la pression est très commode. En effet, il est très facile de se représenter concrètement une colonne d'eau de 10 mètres de hauteur exerçant une pression égale à 1 bar.

1.3 Energie de pompage – Hauteur manométrique totale

Le choix du type de pompe et de ses caractéristiques dépend des conditions d'exploitation (débit, température) **mais surtout des caractéristiques de l'installation**. En effet, une pompe doit mettre en mouvement le liquide et lui fournir l'énergie nécessaire pour vaincre :

- ▶ les caractéristiques géométriques de l'installation, c'est-à-dire la **hauteur réelle d'élévation** du liquide
- ▶ la **différence de pression statique** dans les réservoirs d'alimentation et de refoulement du liquide
- ▶ **les pertes de charge** dans toute l'installation (longueurs droites, coudes, éléments de robinetterie, capteurs, rugosité des parois des tubes, etc.)

Le choix de la pompe doit également tenir compte d'autres aspects mécaniques tels que l'influence de la pression maximale à la sortie de la pompe, de la température du liquide mais également du choix des matériaux en fonction de la corrosion et de l'usure. D'autre part, il ne faut pas oublier les propriétés physico-chimiques du liquide (viscosité, tension de vapeur, suspensions, ...).

Dans ce paragraphe, on se propose de déterminer la **quantité d'énergie nécessaire pour transférer du liquide d'un réservoir à un autre, qu'elle que soit la configuration de l'installation** de pompage considérée.

Dès leur origine, les pompes ont servi à élever de l'eau, puis d'autres liquides. On exprime traditionnellement la **performance élévatrice d'une pompe** à l'aide de la notion de **hauteur manométrique**. La **hauteur manométrique totale** H_{totale} d'une pompe représente l'**augmentation d'énergie**, exprimée en mètre de colonne d'eau (mCE), **que reçoit le liquide à son passage dans la pompe**.

On peut déterminer pratiquement la **hauteur manométrique totale** d'une pompe dans une installation en mesurant la **pression différentielle** à l'aide des deux manomètres placés entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe (p_a et p_r sur la **Figure 1.1**), soit :

$$H_{\text{totale}} = \frac{(p_r - p_a)}{\rho g} \quad (1.2)$$

avec :

- ▶ p_a : pression statique mesurée à la bride d'aspiration [Pa]
- ▶ p_r : pression statique mesurée à la bride de refoulement [Pa]
- ▶ ρ : masse volumique du liquide (eau) [kg/m³]
- ▶ H_{totale} : hauteur manométrique totale [mCE]

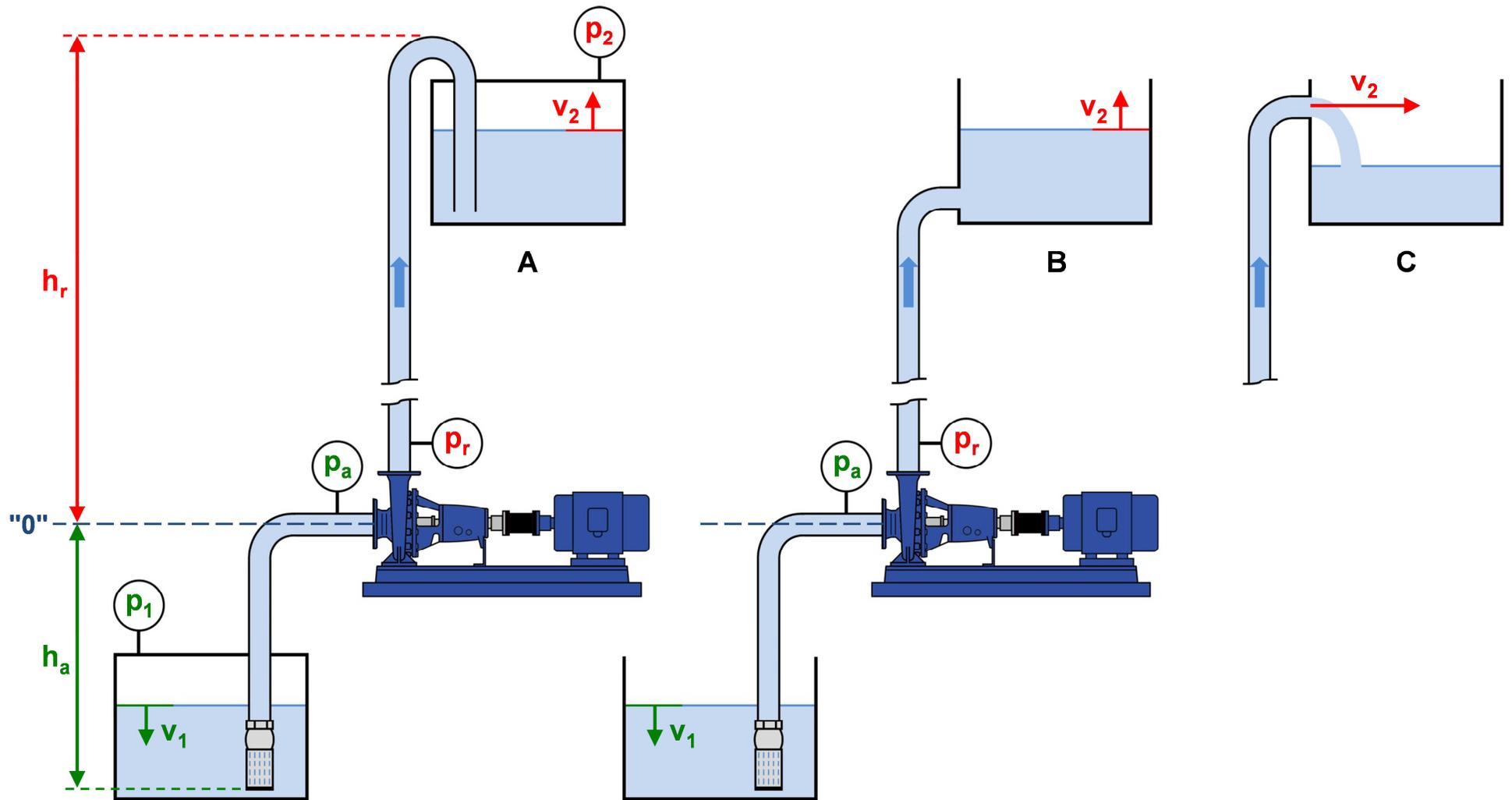


Figure 1.1 : Installation de pompage fonctionnant en aspiration avec réservoirs fermés (A), ouverts à l'atmosphère (B) et avec sortie en jet de la conduite de refoulement (C).

On peut également déterminer la **hauteur manométrique totale** par une **approche théorique** qui tient compte des **conditions** et de la **configuration de toute l'installation** de pompage. Considérons par exemple l'**installation fonctionnant en aspiration** représentée dans la **Figure 1.1 A**. Une pompe aspire un liquide depuis le réservoir n°1 pour le refouler vers le réservoir n°2. Soient les conditions de fonctionnement suivantes :

- ▶ Dans le premier réservoir règne une pression statique p_1 au-dessus de la nappe de liquide tandis que dans le second règne une pression statique p_2 .
- ▶ Les vitesses v_1 et v_2 représentent les **vitesses verticales des nappes des liquides** dans les deux réservoirs.
- ▶ Les hauteurs h_a et h_r représentent les **hauteurs géométriques d'aspiration**, respectivement de **refoulement**. Dans les deux cas, il s'agit de **dénivellations** entre les plans du liquide dans les réservoirs et l'**axe** de la pompe.

L'**axe de la pompe** constitue le niveau "0" pour la mesure des hauteurs (**référence**). Par convention, les hauteurs mesurées au-dessus du niveau de la pompe sont toujours positives. En revanche, les hauteurs mesurées sous le niveau de la pompe sont négatives. Aussi, dans l'exemple de la **Figure 1.1**, h_r est positive tandis que h_a est négative.

A partir de ces conditions de fonctionnement, on peut déterminer, par une **approche intuitive** plutôt que purement mathématique, l'énergie que doit fournir la pompe pour assurer le transfert du liquide du réservoir n°1 au réservoir n°2. Cette approche, basée sur un **bilan d'énergie** effectué **sur toute l'installation**, peut être formulée comme suit :

$$\begin{array}{ccccccc}
 \text{Energie du liquide dans la} & & & & \text{Energie résiduelle} & & \\
 \text{conduite d'aspiration} & + & \text{Energie fournie} & = & \text{du liquide dans la} & + & \text{Perte d'énergie} \\
 & & \text{par la pompe} & & \text{conduite de} & & \\
 & & & & \text{refoulement} & & \\
 & & & & & & \text{pertes de} \\
 & & & & & & \text{charge totales} \\
 f(h_a, p_1 \text{ et } v_1) & & H_{\text{totale}} & & f(h_r, p_2 \text{ et } v_2) & &
 \end{array}$$

Sur la base d'un tel bilan d'énergie et après regroupement des termes semblables issus de la relation de Bernoulli, on obtient finalement pour la **hauteur manométrique totale** :

$$H_{\text{totale}} = H_{\text{géométrique}} + H_{\text{pression}} + H_{\text{dynamique}} + H_{\text{pertes de charge}} \quad (1.3)$$

La **hauteur manométrique totale** dépend alors de **quatre termes distincts** qu'on peut interpréter comme suit :

- ▶ $H_{\text{géométrique}} = h_r - (-h_a) = h_r + h_a$ **Hauteur géométrique d'élévation réelle** du liquide
- ▶ $H_{\text{pression}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ **Hauteur de pression statique** due à la différence de pression entre les deux réservoirs
- ▶ $H_{\text{dynamique}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$ **Hauteur dynamique** due à la différence de vitesse verticale dans les deux réservoirs
- ▶ $H_{\text{pertes de charge}} = \frac{\Delta p_c}{\rho g}$ **Hauteur de pertes de charge totales** dans l'installation due aux différents frottements

Exprimé plus simplement, la relation (1.3) montre clairement que l'énergie que doit fournir une pompe pour assurer le transfert de liquide dans une installation quelconque dépend de la **hauteur** qui sépare les réservoirs, de la **pression statique** qui pèse sur les nappes de liquides, des **vitesse verticales** dans les deux réservoirs et enfin des **pertes de charge totales** dans toute la tuyauterie de l'installation. Toutefois, selon la configuration et les conditions de fonctionnement, des simplifications peuvent encore être apportées :

- ▶ Les vitesses verticales v_1 et v_2 des nappes de liquide dans les deux réservoirs sont tellement faibles que la hauteur dynamique $H_{\text{dynamique}}$ peut être négligée (**Figure 1.1, A et B**). En revanche, il convient de tenir compte de la hauteur dynamique dans le calcul de la hauteur manométrique totale si le liquide sort **en jet** d'une conduite car v_2 est nettement supérieure à v_1 (**Figure 1.1, C**). Dans ce cas, on a :

$$H_{\text{dynamique}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \approx \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (1.4)$$

- ▶ Dans le cas où les deux réservoirs ont une respiration à l'atmosphère (**Figure 1.1, B**), la hauteur de pression statique H_{pression} est nulle.

1.4 Caractéristique d'u réseau ouvert

Il semble évident que **plus le débit** dans une installation **est important, plus il faut d'énergie** pour assurer le transfert. Par conséquent, la **hauteur manométrique totale** H_{totale} **dépend du débit** de liquide considéré. On appelle **caractéristique du réseau**, la fonction qui exprime la hauteur manométrique totale en fonction du débit de liquide dans le réseau :

$$H_{\text{totale}} = H(\dot{V}) \quad (1.5)$$

Un **réseau ouvert** est une installation dans laquelle un liquide est transféré d'un point à un autre point **distinct du premier** (**Figure 1.1**). Considérons l'installation schématisée de la **Figure 1.1 A**. Selon les termes de l'expression (1.3), la **hauteur manométrique totale** se compose d'une **composante statique** et d'une **composante dynamique** :

$$H_{\text{totale}} = \underbrace{H_{\text{géométrique}} + H_{\text{pression}}}_{\text{Composante statique}} + \underbrace{H_{\text{dynamique}} + H_{\text{pertes de charge}}}_{\text{Composante dynamique}}$$

- ▶ La **composante statique** est composée des deux termes qui **ne dépendent pas du débit**, à savoir la hauteur géométrique $H_{\text{géométrique}}$ et la différence de hauteur de pression statique H_{pression} entre les deux réservoirs de l'installation.
- ▶ La **composante dynamique** est composée de la hauteur dynamique $H_{\text{dynamique}}$, et de la hauteur de pertes de charge $H_{\text{pertes de charge}}$. Pour rappel, ces deux grandeurs augmentent de manière proportionnelle avec le **carré du débit** (ou de la vitesse débitante) dans les cas habituels d'écoulement turbulent.

Dès lors, on peut écrire la **hauteur manométrique totale** (1.3) sous la forme contractée suivante :

$$H_{\text{totale}} = \text{constante} + k \cdot \dot{V}^2 \quad (1.6)$$

La **caractéristique du réseau (1.5)** se représente graphiquement, sous la forme d'une **courbe** appelée **courbe caractéristique de réseau**, comme la somme d'une constante et d'une parabole (**Figure 1.2**). La **constante** donne le **décalage** par rapport au zéro de l'axe H_{totale} et l'**allure de la courbe** est donnée par la fonction **quadratique** par rapport au débit.

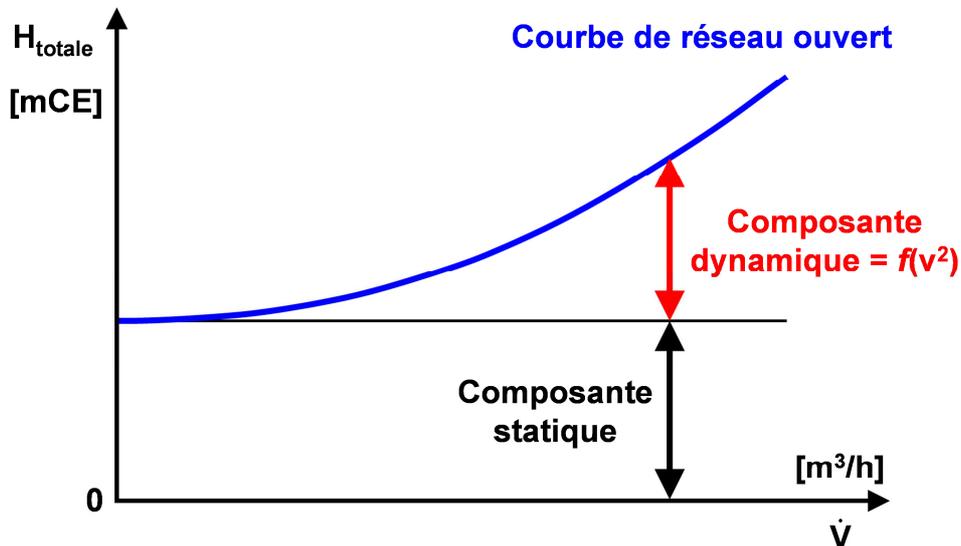


Figure 1.2 : Courbe caractéristique d'un réseau ouvert.

La **courbe caractéristique de réseau** de la **Figure 1.2** représente alors la **contrainte d'énergie** que la **pompe doit vaincre** pour faire circuler le liquide du réservoir n°1 au réservoir n°2.

1.5 Puissance hydraulique de pompage et rendement

Pour une hauteur manométrique totale connue, la puissance hydraulique de pompage s'obtient par la relation suivante :

$$P_h = \rho g \cdot H_{\text{totale}} \cdot \dot{V} \quad (1.7)$$

avec :

- ▶ P_h : puissance hydraulique de pompage [W]
- ▶ \dot{V} : débit volumique [m³/s]
- ▶ ρ : masse volumique du liquide (eau) [kg/m³]
- ▶ H_{totale} : hauteur manométrique totale [mCE]

La relation montre clairement que la puissance de pompage absorbée dépend linéairement de la masse volumique du liquide pompé.

Quels que soient les types de pompes d'une installation, des pertes de puissance (ou d'énergie) apparaissent. En effet, une fraction de l'énergie consommée au réseau électrique est transformée puis libérée sous forme de chaleur. Cette fraction d'énergie est évidemment "perdue" pour le transfert de liquide. Le **rendement**, η , est défini comme le rapport de la puissance transmise au liquide par la pompe, c'est-à-dire la **puissance hydraulique**, P_h , du point de vue de l'utilisateur, à la **puissance électrique** réellement **consommée**, $P_{\text{consommée}}$, par la pompe :

$$\eta = \frac{P_h}{P_{\text{consommée}}} \quad (1.8)$$

CHAPITRE 2

POMPES CENTRIFUGES

1 Généralités

Les pompes centrifuges sont utilisées dans la plupart des applications techniques et industrielles. Elles sont destinées au transfert des liquides les plus divers tels que l'eau, les solvants, les produits contenant des particules solides, des produits en cours de transformation ou des produits finis, à **l'exclusion des liquides susceptibles** et des **émulsions** que la centrifugation risque de séparer. Cet emploi extrêmement répandu dans l'industrie s'explique par leurs caractéristiques, à savoir :

- ▶ construction robuste
- ▶ conception simple
- ▶ coûts de fabrication peu élevés
- ▶ bon comportement en service
- ▶ possibilité de régulation

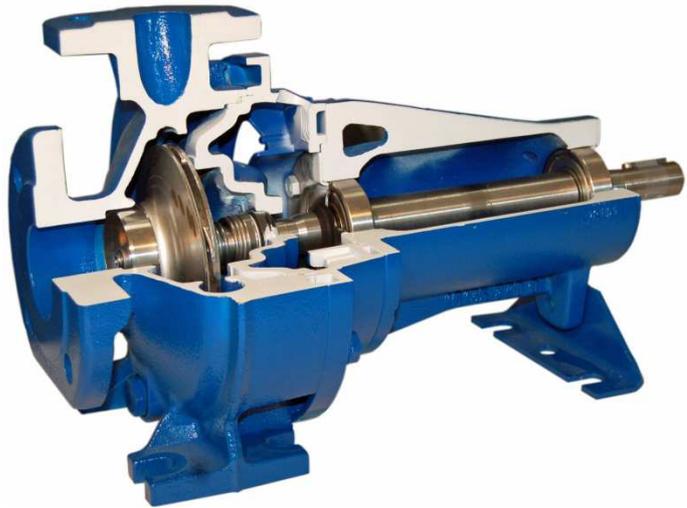


Figure 2.1 : Coupe de la partie hydraulique d'une pompe centrifuge.

Elles ne comportent ni piston, ni clapet et provoquent un **mouvement continu du liquide**. Leur débit est régulier et leur domaine d'utilisation très étendu. Elles sont utilisées aussi bien pour de faibles débits, soit quelques litres par minute, que pour des débits atteignant plusieurs milliers de mètres cubes à l'heure.

Font partie de la famille des pompes centrifuges les pompes axiales dans lesquelles le liquide circule parallèlement à l'axe de rotation. Dans ce cours, seul le principe de fonctionnement des pompes centrifuges proprement dites, dans lesquelles le liquide est refoulé radialement, est étudié.

2 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement des pompes centrifuges est simple. Elles provoquent l'aspiration et le refoulement du liquide sous l'action de la force centrifuge créée par la rotation d'une roue à aubes à l'intérieur du corps de la pompe.

Une pompe centrifuge est essentiellement constituée par une **roue munie d'aubes** régulièrement espacées, tournant à l'intérieur du corps de pompe. La roue est fixée à un arbre entraîné par la rotation du moteur. Le liquide arrive par le distributeur dans l'axe de la pompe pour être aspiré au centre de la roue. La roue entraîne le liquide en rotation et l'expulse vers l'extérieur par la force centrifuge. La vitesse du liquide augmente du centre de la roue jusqu'à l'extérieur de celle-ci. A la sortie de la roue, le liquide refoulé est ensuite recueilli dans le collecteur de **section croissante**, généralement appelé **volute**. Dans la volute, la vitesse diminue au fur et à mesure que la section croît et l'énergie cinétique est ainsi transformée en énergie de pression. Le liquide ressort de la pompe par la tubulure de refoulement qui prolonge la volute. La différence de pression générée entre les tubulures de refoulement et d'aspiration de la pompe est une mesure de l'efficacité de celle-ci.

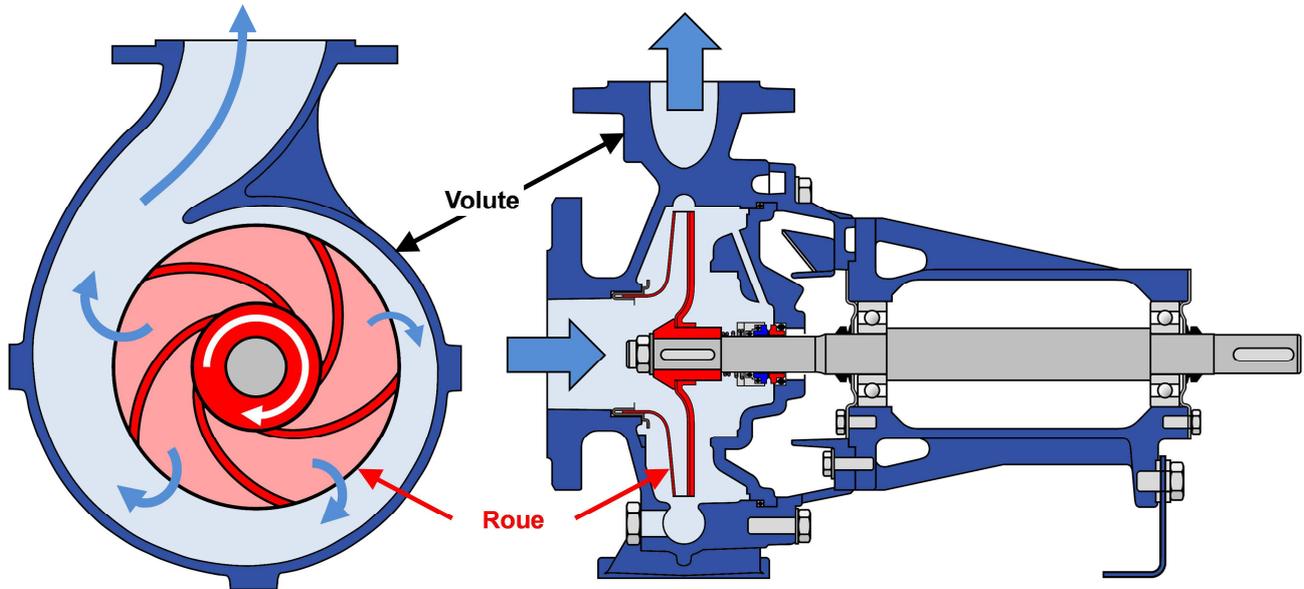


Figure 2.2 : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.

3 Caractéristiques des pompes centrifuges

L'étude de la théorie des pompes centrifuges est basée sur une explication plus intuitive que rigoureuse. Ce chapitre s'applique essentiellement au pompage de l'eau.

3.1 Vitesse de rotation

Les vitesses de rotation des pompes centrifuges sont données dans le **Tableau 2.1** ci-dessous. Il s'agit de vitesses de référence généralement indiquées sur les courbes caractéristiques des pompes centrifuges (**Figure 2.3**)

Les pompes peuvent fonctionner à d'autres vitesses de rotation pour autant qu'elles soient équipées d'un **variateur de fréquence** ou d'une transmission à courroies par exemple.

Nombre de pôles	2	4	6	8	10	12	14
Fréquence	Vitesses de référence indiquées sur les courbes caractéristiques des pompes centrifuges [min^{-1}]						
50 Hz	2'900	1'450	960	725	580	480	415
60 Hz	3'500	1'750	1'160	875	700	580	500

Tableau 2.1 : Vitesses de rotation en fonction du nombre de pôles.

3.2 Débit refoulé d'une pompe centrifuge

Le débit refoulé est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps. Les unités couramment utilisées sont des mètres cube par heure (m^3/h), mètres cubes par seconde (m^3/s) ou alors des litres par seconde (l/s). Des relations mathématiques montrent que le débit est proportionnel :

- ▶ à la vitesse de rotation de la pompe (n)
- ▶ au diamètre de la roue à aubes (D)

Le débit est indépendant de la masse volumique ρ du liquide pompé.

3.3 Hauteur manométrique totale d'une pompe centrifuge

La hauteur manométrique totale de la pompe découle de la relation (1.3) décrite au **Chapitre 1**. Les calculs montrent que la hauteur manométrique totale H_{totale} est proportionnelle :

- ▶ au **carré** de la vitesse de rotation (n^2).
- ▶ au **carré** du diamètre de la roue à aube (D^2)

La hauteur manométrique totale est également **indépendante de la masse volumique ρ** du liquide pompé. Exprimé en termes plus simples, une pompe centrifuge donnée refoule **tous les liquides** de viscosité semblable à **la même hauteur et au même débit**. Ceci est vrai pour toutes les pompes centrifuges. Cependant, la pression lue sur le manomètre placé juste au refoulement de la pompe dépend évidemment de la masse volumique puisque la pression est équilibrée par la hauteur du liquide dans la conduite de refoulement.

3.4 Puissance de la pompe et rendement

La puissance absorbée par la pompe est mesurée au niveau de l'arbre ou de l'accouplement de la pompe. Les calculs montrent que la puissance est proportionnelle :

- ▶ au cube de la vitesse de rotation (n^3)
- ▶ au cube du diamètre de la roue à aube (D^3)

De plus, la relation (1.7) du **Chapitre 1** indique que la puissance de pompage **dépend linéairement** de la **masse volumique ρ** . Il faut donc, dans le cas d'une masse volumique très élevée, prendre en compte les valeurs maximales autorisées de la puissance du moteur.

En raison des tourbillons et des frottements dans le corps de la pompe, une partie de la puissance (ou de l'énergie) fournie par le moteur est dégradée sous forme de chaleur. Cette perte de puissance qui engendre une diminution de l'efficacité de la pompe est caractérisée par le rendement η de cette dernière. Le rendement est déterminé par le rapport de la **puissance utile** qui permet d'assurer le transfert et de **la puissance réellement consommée** par la pompe (**Chapitre 1, § 1.5**).

Le rendement des pompes centrifuges est indiqué par le fournisseur, sur les courbes caractéristiques individuelles des pompes (**Figure 2.3**). Il est plus faible que celui des pompes volumétriques.

3.5 Courbes caractéristiques des pompes centrifuges

Les caractéristiques les plus importantes des pompes centrifuges sont la hauteur manométrique H , la puissance P , le rendement η et le **NPSH requis** (§ 5.3). Les évolutions et les relations entre ces grandeurs sont représentées sous forme de courbes, en fonction du **débit volumique** et pour une vitesse de rotation constante. Ces différentes courbes, relevées expérimentalement au banc d'essai par les constructeurs, sont appelées **courbes caractéristiques** des pompes. Elles sont généralement reportées sur un même graphique et ont l'allure représentée dans la **Figure 2.3**.

- ▶ Contrairement à une pompe volumétrique, une pompe centrifuge fournit, pour une vitesse **de rotation constante**, un débit variable. D'une manière générale, le débit augmente lorsque la hauteur manométrique totale diminue. Ceci se traduit par une **courbe "débit-hauteur"** plus ou moins plate ou de pente négative.
- ▶ La courbe de rendement (en **violet**) montre qu'il existe un débit optimal correspondant à un rendement maximum. Il s'agit de courbes *iso rendement* qui constituent, par analogie avec la cartographie, la *colline* de rendement. Dans la **Figure 2.3**, on voit que le rendement atteint 83% au maximum. De ce fait, environ 17% de l'énergie est dissipée sous forme de chaleur.

On voit également que l'on peut utiliser la pompe avec un rendement acceptable pour un certain intervalle de débit et de hauteur manométrique. L'étude graphique montre que si on utilise la pompe au voisinage de son rendement maximal ($\sim 83\%$), le débit varie entre 175 et 220 m³/h. Dans ce cas, la hauteur manométrique passe de 60 à 55 mètres.

- ▶ Le **NPSH** représente la caractéristique d'aspiration. Ce paramètre est décrit au **paragraphe 5.3**.
- ▶ La **puissance absorbée** par la pompe en fonction du débit pour différents diamètres de roue à aubes.

Ces courbes sont particulièrement utiles pour choisir la pompe qui convient le mieux au transfert de liquide dans une installation industrielle donnée.

3.6 Point de fonctionnement

Considérons une pompe centrifuge installée dans un réseau quelconque (**Chapitre 1, Figure 1.1**). Le débit refoulé par la pompe est forcément le débit de liquide dans le réseau. Lorsque la pompe centrifuge est mise en marche, celle-ci **se cale automatiquement** sur son **point de fonctionnement** qui correspond à l'intersection de la **courbe "débit-hauteur"** de la pompe et la **courbe caractéristique de réseau**. Ainsi, la hauteur manométrique fournie par la pompe est égale à la hauteur manométrique nécessaire pour faire circuler le liquide dans le réseau. Dit autrement, l'énergie fournie par la pompe est égale à l'énergie consommée par l'installation.

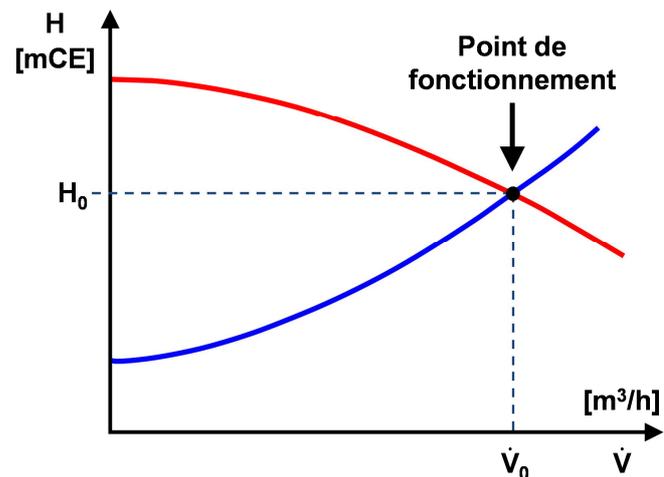


Figure 2.4 : Point de fonctionnement d'une pompe.

Dans la **Figure 2.4**, le point de fonctionnement correspond au débit \dot{V}_0 et à la hauteur manométrique H_0 de la pompe en régime permanent de fonctionnement. Idéalement, le point de fonctionnement doit se trouver à **proximité du débit qui correspond au rendement optimal** de la pompe.

Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par la courbe "débit-hauteur" de la pompe.

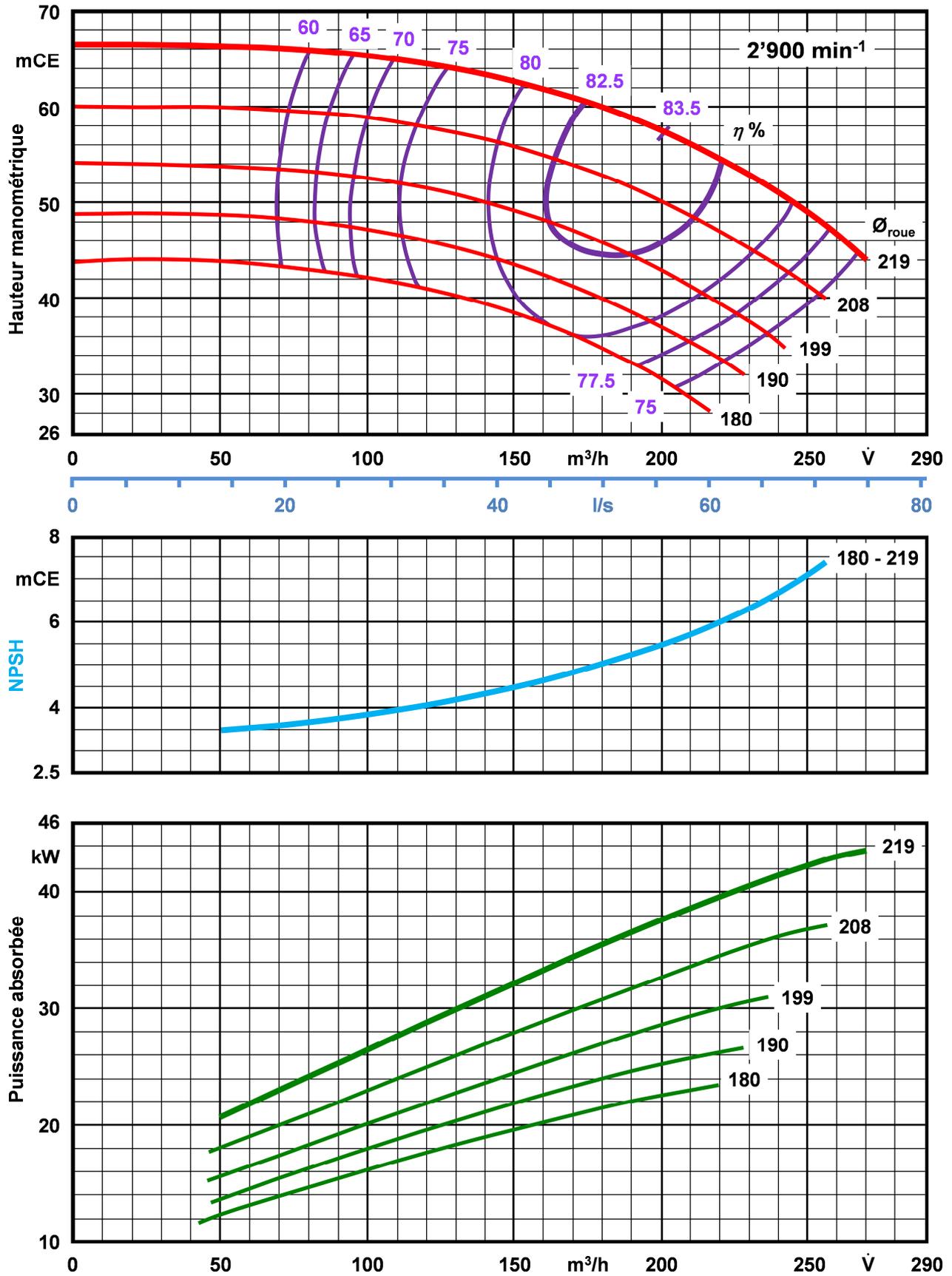


Figure 2.3 : Courbes caractéristiques complètes pour une pompe centrifuge individuelle.

4 Choix d'une pompe centrifuge

4.1 Familles de pompes centrifuges

Les pompes sont fabriquées en série pour limiter le nombre de pièces de dimensions différentes et les coûts de fabrication. En outre, une gamme de pompe doit couvrir une large plage de débits et de hauteurs manométriques.

Le domaine d'utilisation de chaque pompe d'une famille est donné sur un réseau commun de courbes caractéristiques d'une gamme de pompes. Il s'agit d'abaques dans lesquelles la hauteur manométrique est exprimée en fonction du débit refoulé. Les échelles ne sont pas linéaires (logarithmiques) car les valeurs de débits et de hauteurs manométriques s'étendent sur plusieurs dizaines.

En général, les constructeurs indiquent **deux nombres** dans les différentes plages d'utilisation. Le premier nombre indique le **diamètre nominal de la bride de refoulement** (en mm) et le deuxième nombre indique le **diamètre nominal de la roue à aubes** (en mm). Les plages de la **Figure 2.5** contiennent chacune les deux nombres qui identifient la pompe. Chaque plage couvre le domaine d'utilisation de la pompe donnée.

En découpant ces diagrammes en **bandes**, on montre que :

- ▶ la **bande verticale** contient toutes les pompes utilisables entre les débits maximum et minimum. Toutes les pompes situées dans cette bande ont le même diamètre de la tubulure de refoulement, soit 65 millimètres.
- ▶ la **bande horizontale** contient toutes les pompes dont la hauteur manométrique est comprise entre H_{\max} et H_{\min} . Toutes les pompes situées dans cette bande ont le même diamètre de roue à aubes, soit 200 millimètres.

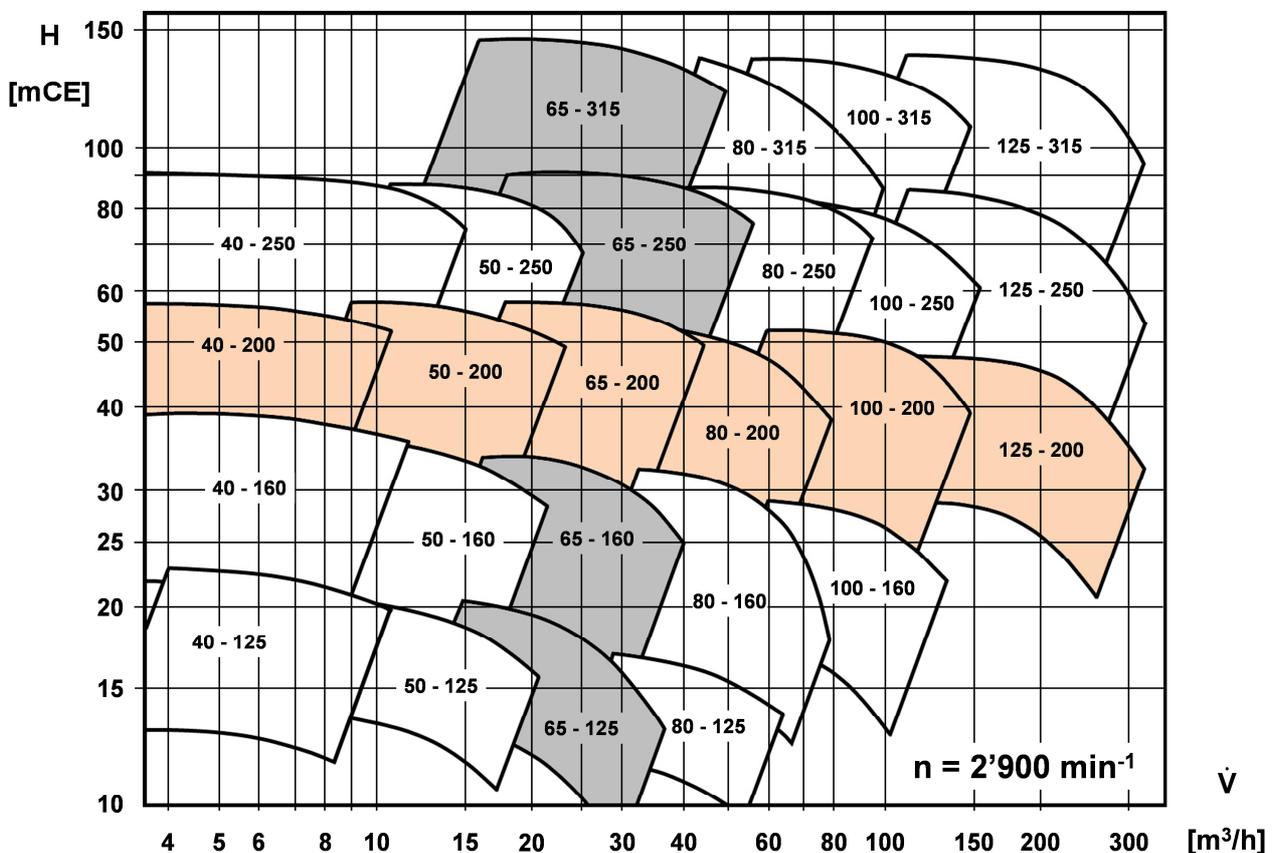


Figure 2.5 : Réseaux de courbes caractéristiques pour des pompes centrifuges ($n = 2'900 \text{ min}^{-1}$).

5 Aspiration

5.1 Cavitation

La cavitation apparaît dans une pompe lorsque la vitesse du liquide sur la partie bombée des aubes de pompe atteint des valeurs suffisamment élevées pour que la **pression statique** générée devienne **inférieure à la tension de vapeur du liquide** à une température donnée (**Figure 2.6, Point ●**). Dans cette zone, le liquide entre alors en ébullition et se vaporise partiellement pour former des bulles de vapeurs. Lorsque ces dernières sont assez volumineuses, elles se détachent de la paroi et parviennent dans une zone de pression plus élevée que la tension de vapeur (**Figure 2.6, Point ●**). Les bulles de vapeur **condensent** alors **immédiatement** et **implosent brutalement** en produisant de **violentes ondes de pression** (jusqu'à 1'000 Hz) qui endommagent les roues à aubes des pompes.

Des tests en laboratoire ont permis de mettre en évidence le **phénomène destructeur** de la cavitation à proximité des aubes d'une roue de pompe centrifuge. Au début de l'implosion, la **bulle s'écrase** sous l'effet de la pression et un **microjet de liquide** dirigé vers la paroi vient frapper cette dernière à grande vitesse. L'impact généré par le microjet (jusqu'à plusieurs milliers de bar) détériore la face arrière des aubes de la roue en lui arrachant des particules de matière (**Figure 2.6**).

Les conséquences pour un fonctionnement avec cavitation sont les suivantes :

- ▶ une forme de **crépitement** qui rend la **pompe anormalement bruyante**
- ▶ une **forte diminution du débit et de la hauteur manométrique** qui conduit à une **réduction de l'efficacité** de la pompe
- ▶ une **érosion intense** allant jusqu'à la **détérioration et la perforation de la roue à aubes**
- ▶ l'apparition de **vibrations** susceptibles d'endommager les roulements, le système d'étanchéité d'arbre ou les soudures.

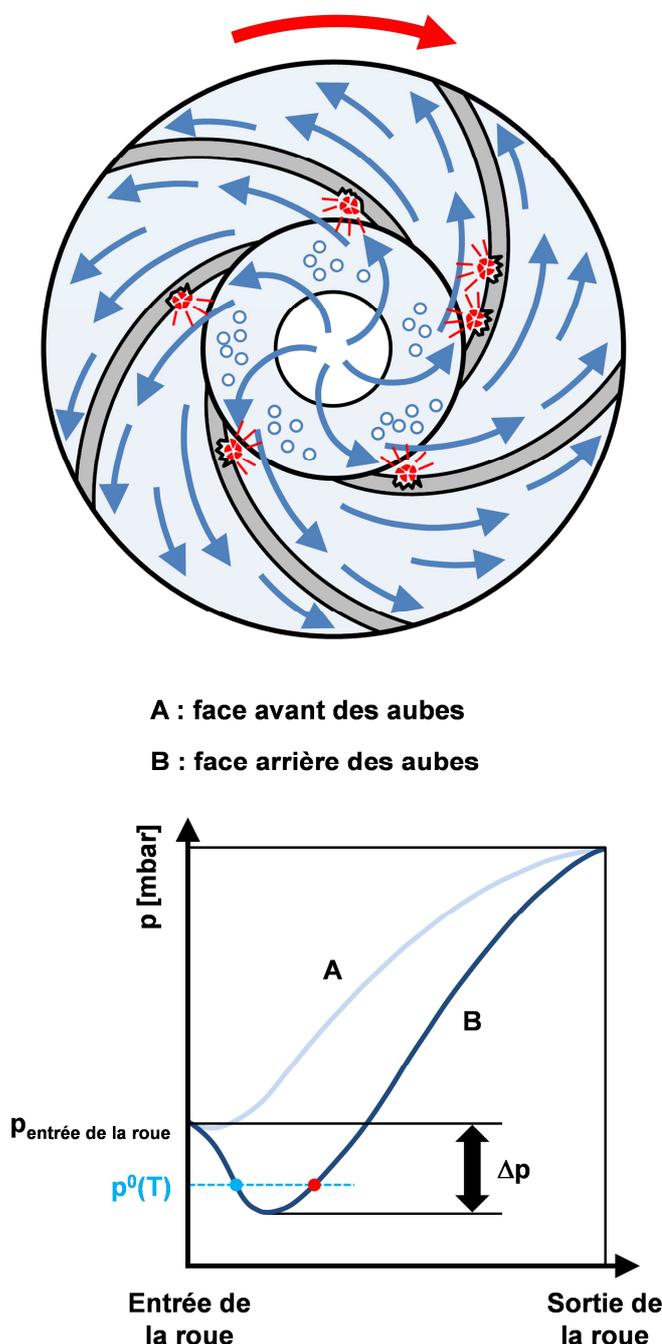


Figure 2.6 : Phénomène de cavitation et profils de pression dans une pompe centrifuge.

5.2 Pression à l'entrée de la roue

Pour éviter qu'une pompe ne fonctionne en régime de cavitation permanent, il faut appliquer une **pression totale à l'entrée de la roue** supérieure à la tension de vapeur du liquide $p^0(T)$. Cependant, en raison de :

- ▶ la **complexité des phénomènes dans la roue**
- ▶ l'**impossibilité de mesurer la pression statique** et la **vitesse du liquide à l'entrée de la roue** (point inaccessible)

il est plus commode de déterminer la **pression totale à partir du réservoir d'alimentation** plutôt qu'à l'entrée de la roue ou à la bride d'aspiration de la pompe. Dans ce cas, en appliquant la loi de Bernoulli, on peut écrire :

$$P_{\text{totale, entrée}} = p_1 + \rho g \cdot h_a + \frac{\rho v_1^2}{2} - \Delta p_{c,a} \quad (2.1)$$

avec :

- ▶ $P_{\text{totale, entrée}}$: pression statique totale à l'entrée de la roue [Pa]
- ▶ p_1 : pression statique dans le réservoir d'alimentation [Pa]
- ▶ h_a : hauteur séparant l'entrée de la roue au niveau le plus bas du liquide [m]
- ▶ v_1 : vitesse verticale de la nappe de liquide dans le réservoir [m/s]
- ▶ ρ : masse volumique du liquide [kg/m³]
- ▶ $\Delta p_{c,a}$: perte de charge dans la tubulure d'aspiration [Pa]

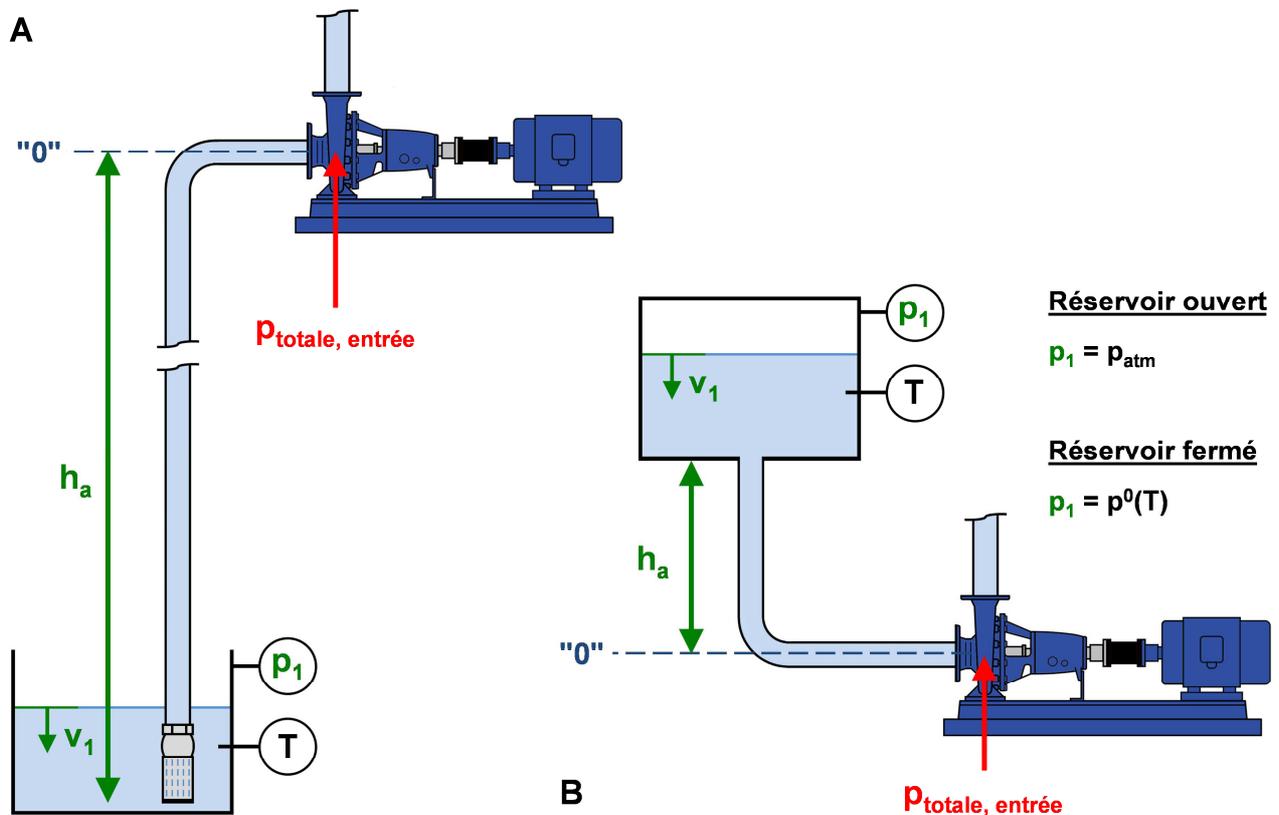


Figure 2.7 : Circuit d'aspiration d'une pompe centrifuge : pompe en aspiration (A) et pompe en charge (B).

Les conditions d'aspiration de la pompe sont caractérisées par une grandeur désignée **NPSH** (*Net Positive Suction Head*). Le **NPSH** exprime la **différence, en mètre de colonne d'eau (mCE)**, entre la **pression totale à l'entrée de la roue** et la **tension de vapeur du liquide $p^0(T)$** . Selon cette définition, on peut donc écrire pour l'installation :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = \frac{1}{\rho g} \left(p_{\text{totale, entrée}} - p^0(T) \right) \quad (2.2)$$

En introduisant (2.1) dans (2.2), on obtient alors :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = \frac{p_1 - p^0(T) - \Delta p_{c,a}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + h_a \quad (2.3)$$

Cette relation montre que le NPSH de l'installation, plus communément appelé **NPSH disponible**, n'est défini **que par les caractéristiques de l'installation et du liquide pompé**. Si le réservoir d'alimentation est au-dessous de la bride d'aspiration de la pompe, la hauteur h_a de la relation (2.3) est négative. Dans ce cas, on dit que la pompe est **en aspiration (Figure 2.7 A)**. Si le réservoir d'alimentation se trouve au-dessus de la bride d'aspiration de la pompe, la hauteur h_a est positive et le liquide s'écoule en direction de la pompe par gravité. Dans ce cas, on dit que la pompe est **en charge (Figure 2.7 B)**.

5.3 Condition de bon fonctionnement

Les fabricants de pompe déterminent **expérimentalement** sur des bancs d'essais une valeur minimum de NPSH au-dessous de laquelle se produit la cavitation. Cette valeur, appelée **NPSH requis**, est indiquée sur les courbes caractéristiques individuelles des pompes fournies par le constructeur (**Figure 2.3**). Le fonctionnement de la pompe est correct si la relation suivante est satisfaite :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH}_{\text{requis}} \quad (2.4)$$

On remarque que le **NPSH_{requis}** augmente rapidement lorsque le débit s'accroît à cause de la pression dynamique locale dans les aubes de la roue. A noter également que la valeur de NPSH dépend de la vitesse de rotation de la pompe.

Ainsi, lorsque la charge de liquide réelle dans la conduite d'aspiration de l'installation n'est pas supérieure à la charge de liquide requise par le fabricant, le phénomène de cavitation est inévitable, avec toutes les conséquences décrites au **paragraphe 5.1**. C'est pourquoi, dans la pratique, on prend encore une marge de sécurité par rapport à la valeur minimum de NPSH requise. Selon les cas, on rajoute 0.5 à 1 mètre supplémentaire.

5.4 Hauteur d'aspiration

La formule (2.3) permet en outre de déterminer **hauteur maximale d'aspiration** $h_{a,max}$, c'est-à-dire la hauteur maximale qui sépare le niveau de liquide dans le réservoir d'alimentation et la pompe **sans engendrer de phénomènes de cavitation**. Etant donné que la pompe centrifuge aspire depuis un réservoir, la hauteur dynamique peut être totalement négligée ($v_1 \approx 0$). On peut alors écrire :

$$h_{a,max} \leq \frac{p_1 - p^0(T) - \Delta p_{c,a} - NPSH_{requis}}{\rho g} \quad (2.5)$$

avec :

- ▶ $h_{a,max}$: hauteur d'aspiration maximale requise pour éviter la cavitation [m]
- ▶ p_1 : pression statique dans le réservoir d'alimentation [Pa]
- ▶ $p^0(T)$: tension de vapeur du liquide pompé [Pa]
- ▶ ρ : masse volumique du liquide pompé [kg/m³]
- ▶ $\Delta p_{c,a}$: perte de charge dans la tubulure d'aspiration [Pa]
- ▶ $NPSH_{requis}$: NPSH requis [Pa]

Cette relation de la hauteur d'aspiration montre que :

- 1) la perte de charge dans la tubulure d'aspiration doit être la plus faible possible. Pour ce faire, il faut :
 - ▶ construire la tubulure d'aspiration la plus courte possible
 - ▶ diminuer le nombre d'éléments de tuyauterie (filtres fins, réductions, coudes, vannes, ...)
 - ▶ réduire la vitesse débitante en choisissant un diamètre pour la tubulure d'aspiration plus grand que celui du refoulement
 - ▶ ne jamais régler le débit par étranglement d'un robinet dans la tubulure d'aspiration
- 2) Il faut également éviter de transférer des liquides à des températures trop élevées, c'est-à-dire proches de leur point d'ébullition. Dans ce cas, la pression est voisine de la tension de vapeur ($p_1 \approx p^0(T)$) et la hauteur d'aspiration calculée par la relation (2.5) devient négative. Une **hauteur d'aspiration négative** signifie qu'il faut **obligatoirement installer la pompe en charge (Figure 2.7 B)**.
- 3) On peut mettre en pression le pot d'alimentation, c'est-à-dire augmenter p_1 .
- 4) On peut, pour autant qu'un variateur de fréquence soit installé, diminuer la vitesse de rotation de la pompe. Dans ce cas NPSH requis diminue avec la diminution de débit (Figure 2.3).
- 5) On peut également utiliser des pompes avec des roues à faibles $NPSH_{requis}$.

On remarque également que le circuit de refoulement de l'installation n'entre pas du tout en considération dans les problèmes d'aspiration et de cavitation.

