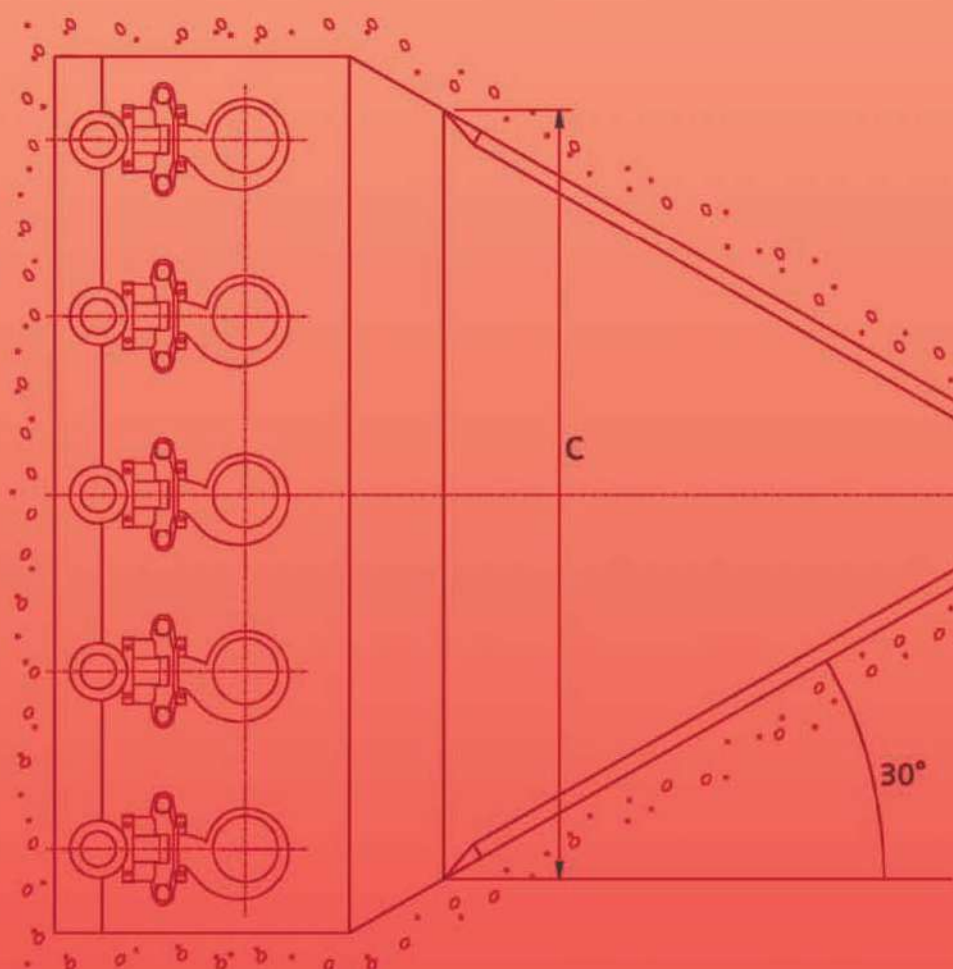




# **LE MANUEL DU POMPAGE EN ASSAINISSEMENT**



## Avant-propos

L'usage de pompes submersibles pour des applications de relevage et d'assainissement a beaucoup progressé ces dix dernières années, depuis leur apparition sur le marché. L'arrivée de pompes de très grosse taille, avec des puissances de moteurs supérieures à 500 kW, autorise leur utilisation auprès des collectivités. Les qualités technologiques et le haut degré de fiabilité atteints par ces pompes ont grandement contribué à leur utilisation à la place des matériels classiques dans les systèmes collectifs.

Dans le même temps, les caractéristiques particulières des pompes submersibles ont rendu indispensable le développement de nouvelles techniques pour leur mise en œuvre, comme par exemple lors de la conception des stations de pompage. C'est la collaboration entre les fabricants de pompes et les ingénieurs de bureaux d'études qui a permis ces améliorations.

Le but de cet ouvrage est d'apporter les informations les plus récentes sur les pompes submersibles et sur les stations de pompage, à l'usage de tous les professionnels concernés et sous une forme concise. Le manuel est divisé en chapitres qui traitent chacun d'un sujet particulier.

Le premier chapitre a pour objet la théorie de base sur les pompes, permettant d'en comprendre les grands principes de fonctionnement. La conception et la composition des pompes submersibles

sont décrites au chapitre 2. Les performances de la pompe sont expliquées au chapitre 3, qui propose des méthodes de calcul des caractéristiques dans différentes installations. Les données permettant la détermination y sont aussi commentées. Les différents tests standard des pompes sont détaillés au chapitre 4. Le chapitre 5 fournit les données essentielles pour la conception des stations de pompages, aussi bien pour les petites que les grosses installations. La régulation en continu des pompes submersibles grâce à la variation de vitesse est décrite au chapitre 6. Le chapitre 7 présente le concept du coût global de la pompe et de la station de pompage. Les différentes opérations de contrôle sont exposées au chapitre 8. Celles de maintenances et de fonctionnement sont décrites au chapitre 9. Le chapitre 10 traite du contrôle et de la surveillance des stations de pompage. L'appendice A donne des informations sur les caractéristiques hydrauliques des composants et accessoires de la tuyauterie pour le calcul des pertes de charge. L'appendice B présente une méthode pour la détermination du volume utile des stations de relevage d'eaux usées et la fréquence de démarrages des pompes.

L'un des objectifs de cet ouvrage est d'en rendre le contenu aisément accessible et compréhensible. Le texte est donc enrichi de nombreuses illustrations, d'exemples concrets et d'informations pratiques.



## Table des matières

|          |                                                                |           |          |                                                                                     |           |
|----------|----------------------------------------------------------------|-----------|----------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b> | <b>Théorie .....</b>                                           | <b>7</b>  | 3.3.2    | Pertes de charge singulières .....                                                  | 43        |
| 1.1      | L'équation de pression .....                                   | 7         | 3.3.3    | Courbes caractéristiques du réseau .....                                            | 43        |
| 1.1.1    | Débit avec perte de charge<br>ou ajout d'énergie .....         | 7         | 3.4      | Diamètre de la tuyauterie .....                                                     | 44        |
| 1.1.2    | Débit s'écoulant d'un réservoir .....                          | 7         | 3.4.1    | Economies .....                                                                     | 44        |
| 1.2      | Equation de base de la pompe .....                             | 7         | 3.4.2    | Passage libre pour les solides .....                                                | 45        |
| 1.3      | Courbe de pompe et différentes pertes ..                       | 10        | 3.4.3    | Eviter les dépôts de solides et de boues ..                                         | 45        |
| 1.3.1    | Les effets d'un nombre d'aubes fini .....                      | 10        | 3.4.4    | Le coup de bélier .....                                                             | 45        |
| 1.3.2    | Les pertes par frottements $H_f$ .....                         | 10        | 3.4.5    | Eviter le coup de bélier .....                                                      | 47        |
| 1.3.3    | Les pertes variables $H_s$ .....                               | 10        | 3.5      | Point de fonctionnement de la pompe ..                                              | 48        |
| 1.3.4    | Les pertes par recirculation $H_v$ .....                       | 10        | 3.5.1    | Fonctionnement avec une seule pompe ..                                              | 48        |
| 1.3.5    | Autres pertes .....                                            | 11        | 3.5.2    | Fonctionnement en parallèle,<br>pompes identiques .....                             | 48        |
| 1.4      | Cavitation et NPSH .....                                       | 11        | 3.5.3    | Fonctionnement en parallèle,<br>pompes différentes .....                            | 48        |
| 1.4.1    | Définition du NPSH .....                                       | 12        | 3.5.4    | Fonctionnement en série .....                                                       | 49        |
| 1.4.2    | Plan de référence .....                                        | 12        | 3.5.5    | Point de fonctionnement réel .....                                                  | 49        |
| 1.4.3    | NPSH requis .....                                              | 12        | 3.6      | Le Pompage de boues .....                                                           | 49        |
| 1.4.4    | NPSH disponible .....                                          | 14        | 3.7      | Installations de refoulement complexes ..                                           | 49        |
| 1.4.5    | Marge de sécurité du NPSH .....                                | 15        | 3.7.1    | Que se passe-t-il<br>dans les installations complexes ? .....                       | 49        |
| 1.4.6    | Variations du débit entrant .....                              | 15        | 3.7.2    | Détermination de la HMT .....                                                       | 51        |
| <b>2</b> | <b>Constitution des pompes .....</b>                           | <b>16</b> | 3.7.3    | Diamètre de la canalisation<br>et vitesse d'écoulement .....                        | 51        |
| 2.1      | Généralités .....                                              | 16        | 3.7.4    | Le choix de la pompe .....                                                          | 51        |
| 2.2      | L'hydraulique .....                                            | 18        | 3.7.5    | Confirmation des mesures .....                                                      | 51        |
| 2.2.1    | Les roues mobiles .....                                        | 18        | 3.8      | Evaluation du point de fonctionnement<br>des stations fonctionnant en parallèle ... | 52        |
| 2.3      | Les moteurs .....                                              | 27        | <b>4</b> | <b>Test des Pompes .....</b>                                                        | <b>54</b> |
| 2.3.1    | Généralités .....                                              | 27        | 4.1      | Conditions de tests .....                                                           | 54        |
| 2.3.2    | Moteurs antidéflagrants .....                                  | 27        | 4.1.1    | Tests à la production .....                                                         | 54        |
| 2.3.3    | Refroidissement des moteurs .....                              | 27        | 4.1.2    | Champ d'application des tests,<br>point de fonctionnement .....                     | 56        |
| 2.3.4    | Etanchéité des moteurs .....                                   | 29        | 4.2      | Tests normalisés .....                                                              | 57        |
| 2.3.5    | Les roulements du moteur .....                                 | 31        | 4.2.1    | Standards de tests .....                                                            | 57        |
| 2.3.6    | Dispositifs de protection des moteurs ....                     | 32        | <b>5</b> | <b>Les stations de pompage .....</b>                                                | <b>59</b> |
| 2.4      | Les raccords .....                                             | 34        | 5.1      | Les bases de la conception<br>de la station de pompage .....                        | 59        |
| 2.5      | Matériaux de construction,<br>corrosion et usure .....         | 36        | 5.1.1    | Volume de marnage et surface au sol ....                                            | 59        |
| 2.5.1    | Résistance à la corrosion .....                                | 36        | 5.1.2    | Canalisation d'arrivée<br>dans la station de pompage .....                          | 60        |
| 2.5.2    | Résistance à l'usure .....                                     | 37        | 5.1.3    | Profil du sol de la station .....                                                   | 60        |
| 2.5.3    | Liquides abrasifs .....                                        | 37        | 5.1.4    | Niveau d'arrêt .....                                                                | 61        |
| <b>3</b> | <b>Les performances des pompes .....</b>                       | <b>38</b> | 5.1.5    | Niveau de marche .....                                                              | 62        |
| 3.1      | La HMT .....                                                   | 38        | 5.1.6    | Taille et conception<br>de la tuyauterie d'aspiration .....                         | 62        |
| 3.1.1    | Pompes submersibles .....                                      | 38        | 5.1.7    | Conception de la canalisation<br>des stations de pompage .....                      | 63        |
| 3.1.2    | Pompes installées en fosse sèche .....                         | 39        | 5.1.8    | Dispositifs de nettoyage .....                                                      | 63        |
| 3.2      | Courbes caractéristiques des pompes ....                       | 39        | 5.1.9    | Problèmes d'odeurs<br>dans les stations de pompage .....                            | 64        |
| 3.2.1    | Courbe de HMT .....                                            | 39        |          |                                                                                     |           |
| 3.2.2    | Courbes de rendement .....                                     | 40        |          |                                                                                     |           |
| 3.2.3    | Courbes de puissance .....                                     | 40        |          |                                                                                     |           |
| 3.2.4    | Courbe de NPSH .....                                           | 40        |          |                                                                                     |           |
| 3.3      | Pertes de charge<br>et courbes caractéristiques du réseau .... | 41        |          |                                                                                     |           |
| 3.3.1    | Pertes de charge linéaires .....                               | 41        |          |                                                                                     |           |

|        |                                                                        |    |                   |                                                                     |    |
|--------|------------------------------------------------------------------------|----|-------------------|---------------------------------------------------------------------|----|
| 5.1.10 | Exemples de conceptions de stations .....                              | 64 | 8                 | Mise en service .....                                               | 86 |
| 5.1.11 | Position des pompes<br>installées en fosse sèche .....                 | 67 | 9                 | Fonctionnement et maintenance .....                                 | 87 |
| 5.2    | Stations de pompage préfabriquées .....                                | 68 | 9.1               | Sécurité.....                                                       | 87 |
| 5.2.1  | Stations de pompage d'extérieur .....                                  | 68 | 10                | Surveillance et conduite<br>des stations de pompage .....           | 88 |
| 5.2.2  | Stations de pompage d'intérieur .....                                  | 70 | 10.1              | Méthodes de contrôle local .....                                    | 88 |
| 5.3    | Stations de pompage<br>avec pompes installées en colonnes .....        | 70 | 10.1.1            | Unités de contrôle manuelles .....                                  | 88 |
| 5.4    | Détermination de la taille<br>des stations de pompage .....            | 72 | 10.1.2            | Unités de contrôle relayées .....                                   | 88 |
| 5.4.1  | Stations de pompage classiques .....                                   | 72 | 10.1.3            | Systèmes de contrôle<br>logiques programmables .....                | 88 |
| 5.4.2  | Stations de pompage d'eaux pluviales ...                               | 72 | 10.2              | Capteurs pour le contrôle<br>et la surveillance des pompes.....     | 89 |
| 5.4.3  | Relevage mixte d'eaux usées<br>et de bassins de rétention .....        | 73 | 10.2.1            | Capteurs de niveau .....                                            | 89 |
| 5.5    | Détermination de la pompe .....                                        | 74 | 10.2.2            | Capteurs de courant.....                                            | 90 |
| 5.5.1  | Détermination basée<br>sur les courbes de pompes .....                 | 74 | 10.2.3            | Mesure d'énergie.....                                               | 90 |
| 5.5.2  | Surveiller le rendement de la pompe .....                              | 74 | 10.2.4            | Relais de phase .....                                               | 90 |
| 5.5.3  | Le nombre de pompes .....                                              | 75 | 10.2.5            | Système de surveillance SARI 2 .....                                | 90 |
| 5.6    | Considérations particulières .....                                     | 76 | 10.2.6            | Module d'alarme ASM 3 .....                                         | 91 |
| 5.6.1  | Vibration des pompes .....                                             | 76 | 10.3              | Unités de contrôle des pompes.....                                  | 91 |
| 5.6.2  | Bruit de pompe .....                                                   | 77 | 10.3.1            | Accessoires pour le contrôle.....                                   | 91 |
| 6      | Pompes d'assainissement contrôlées<br>par variateur de fréquence ..... | 78 | 10.3.2            | Conditions de conduite.....                                         | 92 |
| 6.1    | Généralités .....                                                      | 78 | 10.3.3            | Paramètres et signaux .....                                         | 92 |
| 6.1.1  | Détermination du moteur de pompe .....                                 | 78 | 10.3.4            | Données enregistrées et analysées .....                             | 93 |
| 6.1.2  | Fréquence maximum .....                                                | 78 | 10.3.5            | L'Interface utilisateur.....                                        | 93 |
| 6.1.3  | Fréquence et performances minimums ...                                 | 79 | 10.4              | Systèmes de surveillance<br>et de conduite à distance .....         | 93 |
| 6.1.4  | Courbes de pompes<br>en variation de fréquence .....                   | 79 | 10.4.1            | Les différents niveaux<br>du contrôle à distance .....              | 93 |
| 6.1.5  | Colmatage des pompes .....                                             | 80 | 10.4.2            | Logiciels et matériels.....                                         | 94 |
| 6.1.6  | Exigences EMC pour les câbles .....                                    | 80 | 10.4.3            | Transmission de données .....                                       | 95 |
| 6.1.7  | Courant dans les roulements .....                                      | 80 | 10.4.4            | Transfert d'alarmes .....                                           | 95 |
| 6.1.8  | Haute tension .....                                                    | 81 | 10.4.5            | Intégration du système .....                                        | 96 |
| 6.1.9  | Moteurs antidéflagrants .....                                          | 81 | 10.5              | Surveillance et conduite à distance<br>via internet et le WAP ..... | 96 |
| 6.1.10 | Etendue de la garantie .....                                           | 81 | Symboles .....    | 98                                                                  |    |
| 6.1.11 | Tests avec variateur de fréquence .....                                | 81 | APPENDICE A ..... | 101                                                                 |    |
| 6.1.12 | Collaboration<br>avec le constructeur de pompes .....                  | 81 | APPENDICE B ..... | 109                                                                 |    |
| 7      | Evaluation des coûts à long terme .....                                | 82 |                   |                                                                     |    |
| 7.1    | Généralités .....                                                      | 82 |                   |                                                                     |    |
| 7.2    | Période de calcul .....                                                | 82 |                   |                                                                     |    |
| 7.3    | Coûts d'investissements .....                                          | 82 |                   |                                                                     |    |
| 7.4    | Coût de l'énergie .....                                                | 83 |                   |                                                                     |    |
| 7.4.1  | Evolution du rendement .....                                           | 83 |                   |                                                                     |    |
| 7.4.2  | Calcul de l'énergie consommée .....                                    | 84 |                   |                                                                     |    |
| 7.5    | Coût de la maintenance .....                                           | 84 |                   |                                                                     |    |
| 7.6    | Coopération<br>avec le fournisseur de pompe .....                      | 85 |                   |                                                                     |    |
| 7.7    | Publications sur le coût à long terme .....                            | 85 |                   |                                                                     |    |

## Théorie

Ce paragraphe porte sur les bases de la théorie des fluides pompés, permettant d'acquérir les connaissances essentielles pour une bonne compréhension du comportement des installations de pompage.

### 1.1 L'équation de pression

La figure 1 montre la progression d'un fluide dans une conduite. Entre les sections 1 et 2, aucune énergie n'est transmise au fluide qui est supposé ne provoquer aucun frottement. Ainsi, l'énergie totale du fluide relative au plan de référence T est égale dans les deux sections. Cette énergie totale, constituée d'énergie potentielle, d'énergie de pression et d'énergie cinétique, pour un fluide de masse  $m$ , se décompose ainsi à chaque section :

| Section             | 1                       | 2                       |
|---------------------|-------------------------|-------------------------|
| Energie potentielle | $mgh_1$                 | $mgh_2$                 |
| Energie de pression | $mg \frac{p_1}{\rho g}$ | $mg \frac{p_2}{\rho g}$ |
| Energie cinétique   | $\frac{1}{2}mv_1^2$     | $\frac{1}{2}mv_2^2$     |

où  $\rho$  est la densité du fluide et  $g$  l'accélération de la pesanteur.

Pour un débit sans frottements, les énergies totales aux sections 1 et 2 sont égales :

$$mgh_1 + mg \frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2}mv_1^2 = mgh_2 + mg \frac{p_2}{\rho g} + \frac{1}{2}mv_2^2$$

Si l'on divise chaque partie de l'équation par le terme  $mg$ , l'on obtient :

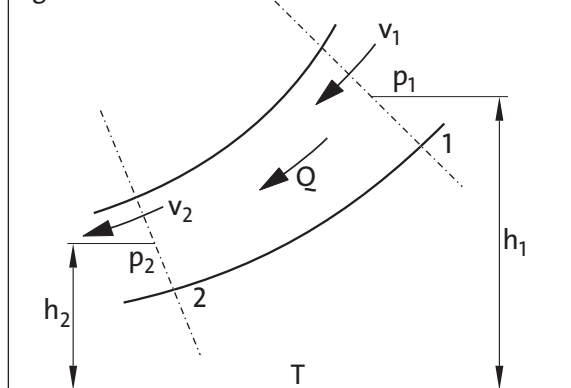
$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1)$$

Cette équation est appelée théorème de Bernoulli, d'après le nom du savant qui le premier en expliqua le principe. Chaque terme de l'équation exprime une forme de pression, aussi sont-ils respectivement appelés pression statique, énergie de pression et pression dynamique.

C'est une équation essentielle de la mécanique des fluides ; on peut l'utiliser pour expliquer tou-

tes sortes de phénomènes hydrodynamiques tels que la chute de pression qui accompagne la réduction de la section d'une tuyauterie : la vitesse du fluide augmente et, pour que la pression totale reste la même - en supposant que la pression statique ne change pas - c'est l'énergie de pression qui va diminuer. C'est une équation essentielle de la mécanique des fluides ; on peut l'utiliser pour expliquer toutes sortes de phénomènes hydrodynamiques tels que la chute de pression qui accompagne la réduction de la section d'une tuyauterie : la vitesse du fluide augmente et, pour que la pression totale reste la même - en supposant que la pression statique ne change pas - c'est l'énergie de pression qui va diminuer.

Fig. 1



Un débit passe dans les deux sections d'observation de cette vue en coupe. T est le plan de référence pour les hauteurs potentielles  $h_1$  et  $h_2$  ;  $p_1$  et  $p_2$  sont les pressions et  $v_1$  et  $v_2$  les vitesses d'écoulement aux sections 1 et 2.

#### 1.1.1 Débit avec perte de charge ou ajout d'énergie

S'il y a des pertes de charge entre la section 1 et la section 2 sur la Figure 1, l'équation 1 s'écrit :

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + H_r \quad (2)$$

où  $H_r$  est la perte de charge.

Si de l'énergie est ajoutée par l'insertion d'une pompe entre la section 1 et la section 2, l'équation 2 s'écrit :

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + H_r \quad (3)$$

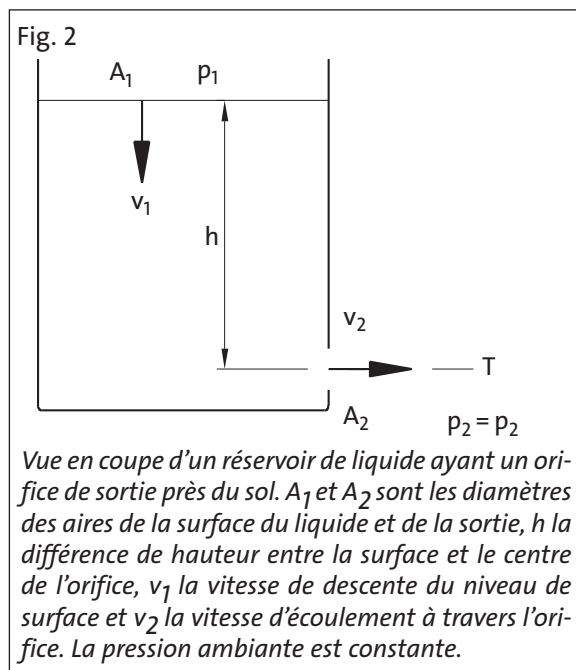
où  $H$  est la pression totale (HMT) de la pompe.



### 1.1.2 Débit s'écoulant d'un réservoir

Un exemple d'application pratique du théorème de Bernoulli est le calcul du débit d'un fluide s'écoulant librement par l'ouverture d'un réservoir.

La Figure 2 montre un réservoir ouvert muni d'un orifice près du sol. Pour des questions pratiques, la surface  $A_1$  est supposée supérieure à la surface de l'orifice  $A_2$ , et la pression atmosphérique  $p_1$ , en haut est égale à celle présente au niveau de l'orifice,  $p_2$ .



Si l'on choisit le centre de l'orifice comme plan de référence, le terme  $h_2$  est égal à zéro et  $h_1$  est égal à  $h$ . Puisque  $A_1$  est plus grand que  $A_2$ , on peut supposer la pression dynamique  $\frac{v_1^2}{2g}$  égale à zéro.

L'équation de pression 1 peut donc s'écrire :

$$h = \frac{v_2^2}{2g} \quad (4)$$

D'où :

$$v_2 = \sqrt{2gh} \quad (5)$$

On obtient ainsi le débit sans pertes de charge :

$$q_1 = A_2 \sqrt{2gh} \quad (6)$$

Pour tenir compte des pertes de charges présentes, un coefficient  $m$  est ajouté à l'équation 6, ce qui donne :

$$q_1 = \mu A_2 \sqrt{2gh} \quad (7)$$

Le coefficient  $\mu$  dépend de la forme de l'orifice et l'on pourra le trouver dans des manuels traitant des pertes de charge. Si le niveau du fluide dans le réservoir diminue, cela modifiera la valeur de  $h$  et il faudra en tenir compte dans les calculs.

## 1.2 Equation de base de la pompe

L'équation de base est utilisée pour calculer et concevoir les formes géométriques et les dimensions des pompes centrifuges. Elle permet aussi de prévoir la courbe  $Q/H$  de la pompe.

La figure 3 présente le dessin des aubes d'une roue mobile avec ses vecteurs vitesse.

- $v$  = vitesse absolue du fluide
- $w$  = vitesse relative à l'aube
- $u$  = vitesse périphérique
- $vu$  = composante tangentielle de la vitesse absolue
- $vm$  = composante radiale de la vitesse absolue

La vitesse relative est parallèle à l'aube à n'importe quel point donné.

$$\text{Aussi } V_{u1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1 \text{ et } V_{u2} = V_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Si l'on suppose l'écoulement sans frottements et le nombre d'aubes infini ( $\infty$ ), l'équation de base découle des lois de la mécanique. Cette relation, connue sous le nom d'équation d'Euler, s'exprime ainsi :

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (8)$$

Où l'indice  $t$  fait référence à un écoulement sans frottement et  $\infty$  à un nombre d'aubes infinies guidant parfaitement le liquide.

Dans une pompe réelle, aucune de ces hypothèses n'est satisfaite car il y a des pertes de charges et le nombre fini d'aubes ne guide pas parfaitement le liquide.

La diminution de pression causée par les frottements est prise en compte par le rendement hydraulique  $\eta_h$ , et les pertes causées par la déviation du flux par rapport à l'angle idéal  $\beta_2$  sont déterminées par un coefficient d'aubage  $k$ . Après ces modifications, l'équation de Euler pour une pompe réelle devient :

$$H = \frac{\eta_h}{g}(ku_2v_{u2} - u_1v_{u1}) \quad (9)$$

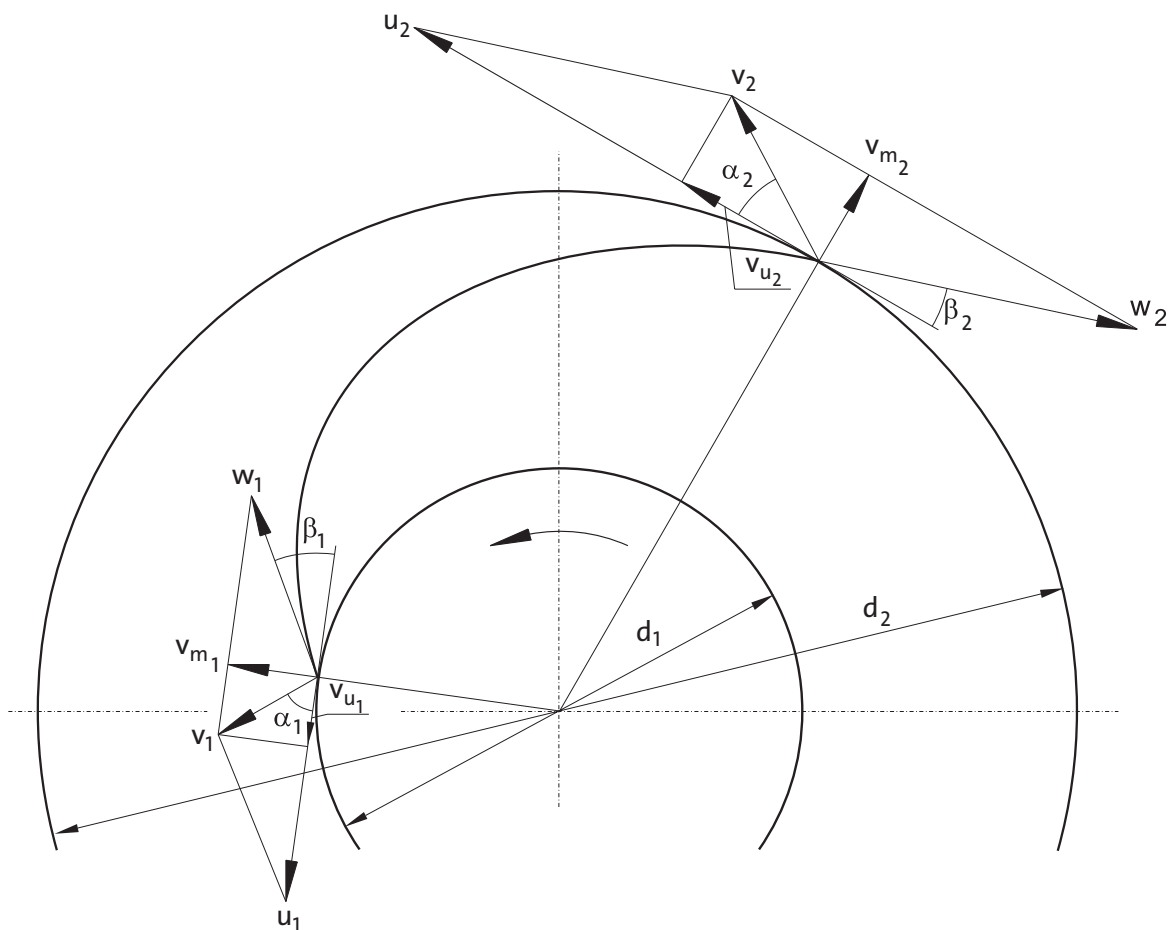
Il peut être démontré que  $\eta_h$  et  $k$  sont inférieurs à l'unité ; il n'en sera pas plus question ici.

Les pompes centrifuges sont normalement conçues avec  $\alpha_1 = 90^\circ$ , d'où  $v_{u1} = 0$ .

On peut alors simplifier l'équation ainsi :

$$H = k\eta_h \frac{u_2v_{u2}}{g} \quad (10)$$

Fig. 3



Aube d'une roue mobile avec les triangles de vitesse à chacune de ses extrémités. Vitesse absolue du fluide :  $v$ , vitesse relative :  $w$ , vitesse périphérique à l'aube :  $u$ , composante tangentielle de la vitesse absolue du liquide :  $v_u$  et composante radiale :  $v_m$ .

### 1.3 Courbe de pompe et différentes pertes

La courbe idéale, obtenue à l'aide de l'équation de Euler, est indépendante de la valeur du débit  $Q$ . Si la courbe  $Q/H_{t\infty}$  est tracée, elle aura la forme d'une ligne droite. La courbe  $Q/H$  réelle en découle après soustraction des effets du nombre d'aubes fini et de différentes pertes se produisant à l'intérieur d'un corps de pompe. Voir la Figure 4.

#### 1.3.1 Les effets d'un nombre d'aubes fini

Ainsi qu'il a été relaté plus haut, un nombre d'aubes fini diminue la pression par le coefficient d'aubage  $k$ . Si l'on en tient compte dans les calculs, on obtient la pression théorique  $H_t$ . Il est alors possible d'écrire :

$$H_t = kH_{t\infty} \quad (11)$$

$H_t$  n'est pas parfaitement linéaire à cause du coefficient d'aubage qui dépend plus ou moins de la valeur du débit. La diminution de pression entre  $H_{t\infty}$  et  $H_t$  n'est pas due à des frottements, mais à la déviation du fluide par rapport à l'angle idéal, à cause du nombre fini d'aubes.

#### 1.3.2 Les pertes par frottements $H_f$

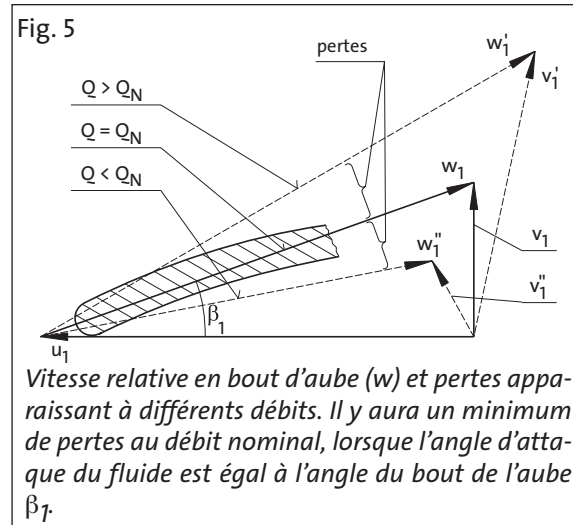
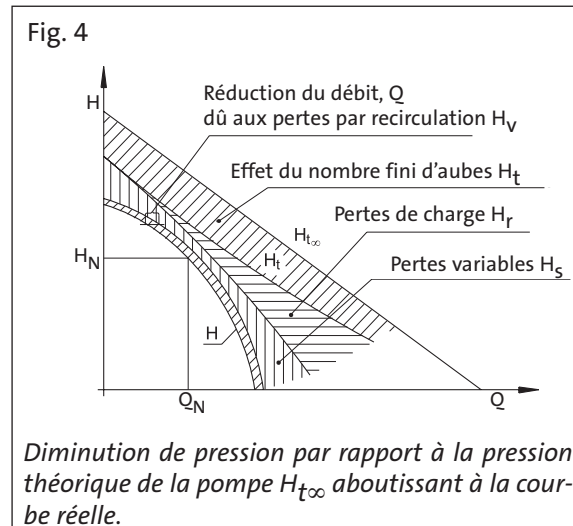
Les pertes par frottement sont produites par le passage du liquide dans la roue mobile et le corps de pompe. Elles augmentent approximativement comme le carré du débit.

#### 1.3.3 Les pertes variables $H_s$

Les facteurs suivants produisent les pertes variables :

- Sur le rebord de l'aube, lorsque le fluide rencontre l'extrémité de celle-ci. Les pertes sont les plus faibles au point de fonctionnement nominal de la pompe, lorsque le fluide rencontre l'aube avec l'angle  $\beta_1$ , voir Figure 5 ;
- Lors de la progression du fluide dans la roue mobile, des pertes sont dues aux turbulences provoqués par les aubes. Ces pertes augmentent approximativement comme le carré du débit ;
- Dans le corps de pompe, lorsque le débit est différent du débit nominal, quand la vitesse du fluide dans le corps diffère de la vitesse périphérique à la roue mobile. Les effets sont reproduits Figure 6. Ces différences de vitesse provoquent des turbulences qui augmentent lorsque augmente l'écart entre le débit réel et le débit nominal.

Toutes les pertes variables apparaissent sur la Figure 4.



#### 1.3.4 Les pertes par recirculation $H_v$

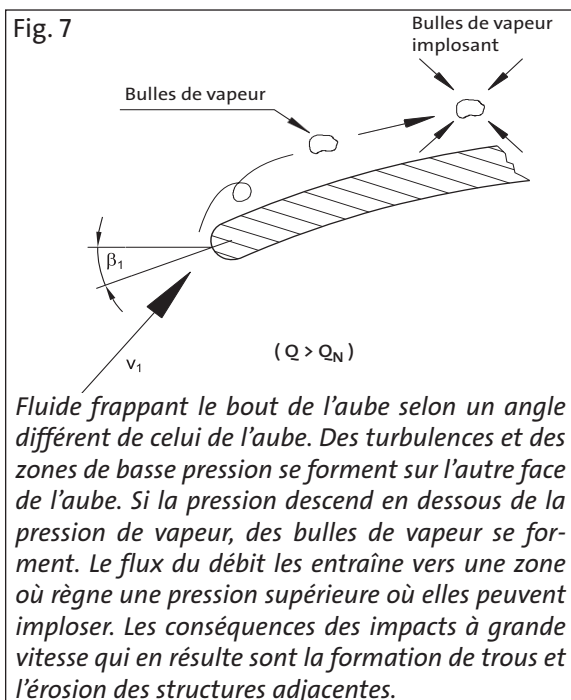
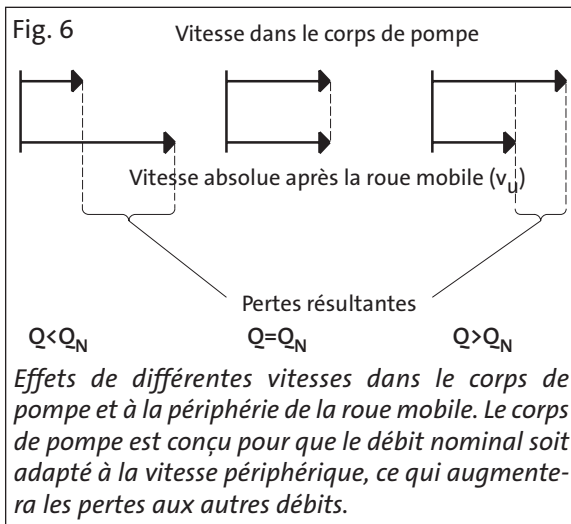
Des fuites se produisent au niveau du jeu entre la roue mobile et le corps de pompe. Même si la tolérance est aussi faible que possible, un débit de fuite prend naissance entre la zone de haute pression au refoulement de la roue et la zone de basse pression à l'ouïe de celle-ci. De ce fait, le débit à l'intérieur de la roue mobile est légèrement supérieur à celui au refoulement de la pompe ; la différence constitue les pertes par recirculation  $H_v$ . On peut voir ces pertes sur la Figure 4. Les pertes par recirculation auront tendance à augmenter avec l'usure de la pompe.

### 1.3.5 Autres pertes

Dans une pompe centrifuge, d'autres pertes existent qui n'affectent pas les caractéristiques  $Q/H$ , mais augmentent la puissance requise à l'arbre du moteur. Elles sont dues :

- aux frottements sur les parties externes de la roue mobile,
- aux frottements générés par la garniture mécanique,
- aux frottements générés par les paliers ou roulements.

Avec les pompes submersibles, les deux derniers points sont inclus dans les pertes du moteur.



### 1.4 Cavitation et NPSH

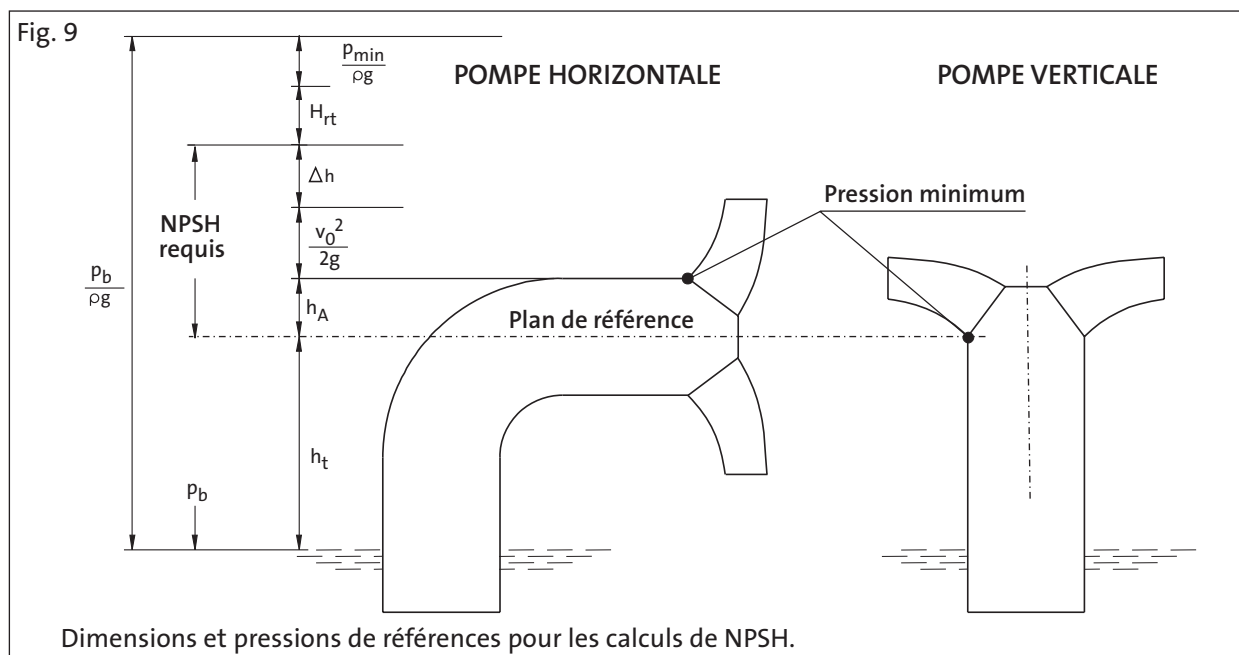
La cavitation est due à la formation puis à l'implosion de bulles de vapeur dans le liquide. Des bulles de vapeur se forment lorsque la pression statique locale chute jusqu'à - ou en dessous de - la pression de vapeur du liquide à la température ambiante. Lorsque les bulles, ou le vide, parviennent dans une zone où règne une pression supérieure, il y a implosions. Ces implosions provoquent des ondes de choc extrêmement violentes dans le liquide. Lorsque les implosions se produisent à proximité d'une surface, les chocs, s'ils sont répétitifs, peuvent éroder le matériau.

Les phénomènes de cavitation apparaissent en général, dans les pompes centrifuges, près des bords extérieurs des aubes, voir Figure 7. La cavitation peut aussi diminuer les caractéristiques  $Q/H$  de la pompe ainsi que son rendement. Une pompe qui cavite émet un cliquetis particulier, comme si elle charriait du sable ou des petits cailloux. Aucun matériau ne résiste parfaitement à ce phénomène, aussi faut-il être attentif lorsque les conditions de fonctionnement présentent des risques de cavitation.

Les marques d'usures de la cavitation s'observent localement et consistent en une grêle de petites cavités avec des bords tranchants. Ces cavités peuvent être profondes de plusieurs millimètres ; voir la Figure 8.

Normalement, les courbes publiées avec les pompes submersibles sont dessinées de telle façon qu'une pompe submergée ne cavitera pas tant que son point de fonctionnement se trouvera sur la partie de la courbe  $Q/H$  prévue pour cela.





Si la pompe est installée en fosse sèche avec une tuyauterie d'aspiration, l'installation doit être contrôlée en vue d'éviter la cavitation. Des calculs de NPSH seront effectués.

#### 1.4.1 Définition du NPSH

NPSH est l'abréviation de Net Positive Suction Head (Hauteur Nette Positive d'Aspiration). Les valeurs suivantes sont utilisées dans le calcul du NPSH :

- $h_t$  = hauteur géométrique à l'aspiration
- $h_A$  = différence de hauteur entre le plan de référence et le bord de l'aube
- $H_{rt}$  = pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration
- $\frac{v_0^2}{2g}$  = chute de pression due à la vitesse à l'aspiration
- $\Delta h$  = chute de pression locale au bord de l'aube
- $p_b$  = pression ambiante au niveau du liquide
- $p_{min}$  = pression statique minimum dans la pompe
- $p_v$  = pression de vapeur du liquide à la température de pompage

Toutes ces valeurs sont placées sur la Figure 9.

Pour éviter la cavitation, la pression statique minimum dans la pompe ( $p_{min}$ ) devra être supérieure à la pression de vapeur du liquide :

$$p_{min} > p_v$$

La figure 10 explique comment se répartit la pression statique du liquide dans la tuyauterie d'aspiration, la pompe et la tuyauterie de refoulement d'une pompe installée en fosse sèche.

#### 1.4.2 Plan de référence

Le plan de référence est celui à partir duquel les calculs de NPSH sont effectués. C'est le plan horizontal passant par le centre d'un cercle décrit par le bord inférieur des aubes. Avec les pompes horizontales, le plan de référence coïncide avec le centre de l'arbre. Pour les pompes verticales, le plan de référence est défini par le fabricant de la pompe.

#### 1.4.3 NPSH requis

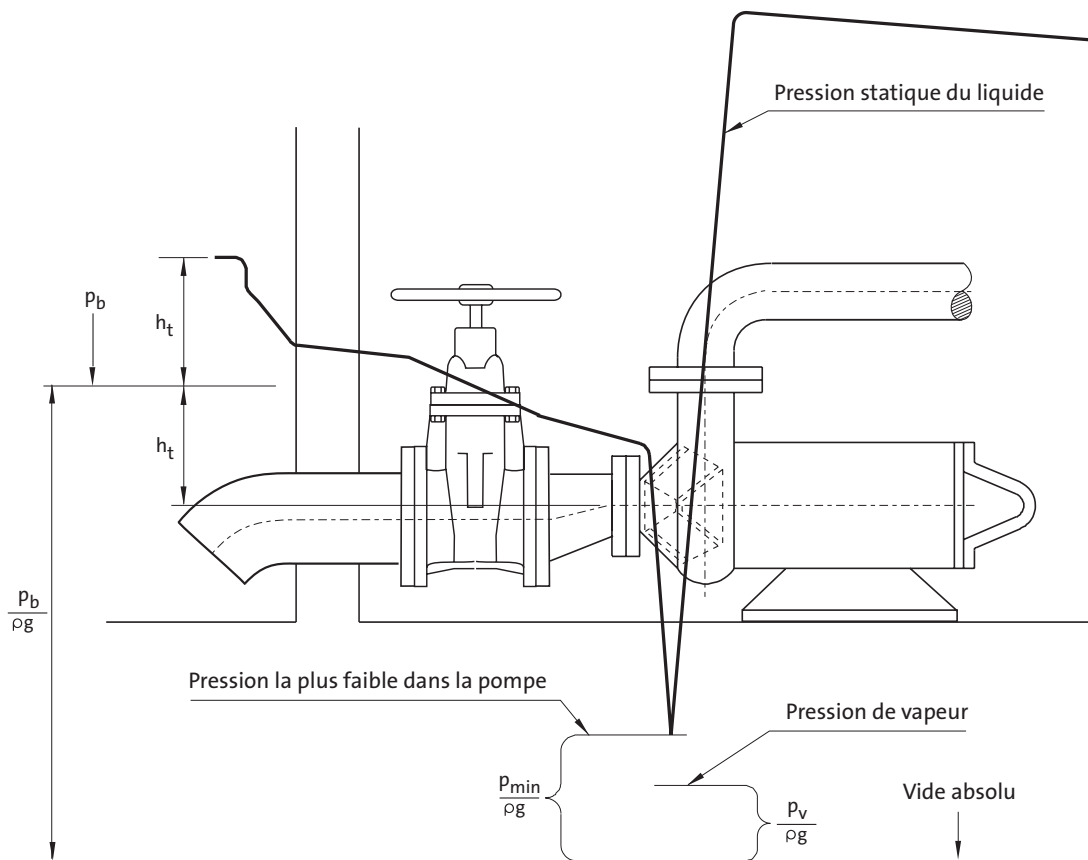
On obtient le NPSH requis à l'aide de l'équation suivante :

$$\text{NPSH}_{\text{necesario}} = h_A + \frac{v_0^2}{2g} + \Delta h \quad (12)$$

On peut aussi parler de NPSH de la pompe. On le présente comme fonction du débit, tel que présenté à la Figure 11. Il est indépendant de la température et du type de liquide pompé. C'est le fabricant de la pompe qui fournit le NPSH sous forme de valeurs numériques ou d'une courbe.

Toute pompe aura en fait différentes valeurs de NPSH requis, selon ses conditions de fonctionne-

Fig. 10



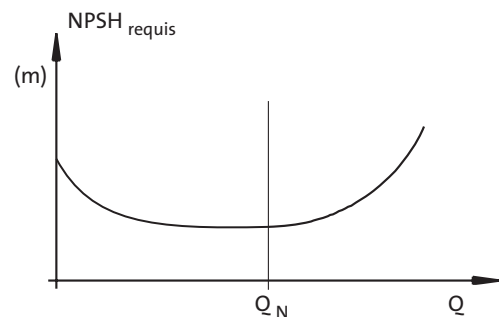
*Variations de pression dans une installation en fosse sèche. Distribution de la pression statique du liquide dans la tuyauterie d'aspiration, la pompe et la tuyauterie de refoulement.*

ment, tel qu'indiqué à la Figure 12. Selon les tests standard utilisés par les fabricants, le  $NPSH_r$  est défini lorsque la pompe est en situation de perte de pression de 3 % à cause de la cavitation. Cette valeur est appelée  $NPSH_3$ .

Une faible cavitation n'aura pas de conséquence sur la pompe, si les bulles de vapeur n'implosent pas à proximité des structures de celle-ci, telles que les aubes de la roue mobile.

Les écarts entre les différentes valeurs de  $NPSH$  sont plus importants avec les pompes ayant des roues mobiles comportant peu d'aubes. Ce qui fait qu'avec les roues monocanales, où la différence est la plus grande, les tests donnent des valeurs trop favorables. Ainsi, les courbes de  $NPSH_r$  basées sur la règle standard des 3 %, n'offrent que peu de marge de sécurité dans les calculs effectués pour les pompes ayant peu d'aubes.

Fig. 11



*Courbe caractéristique de NPSH requis par rapport au débit.*

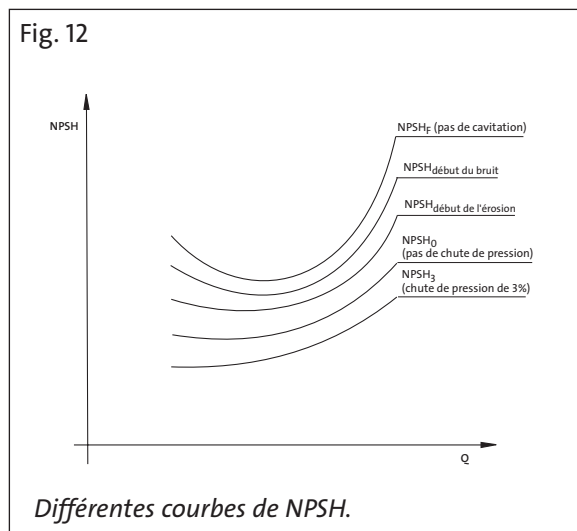
Les courbes de  $NPSH_r$  publiées par les fabricants doivent garantir que la pompe ne subira aucun dommage tant qu'elle fonctionne en deçà de celles-ci. C'est particulièrement vrai pour les pompes d'assainissement qui ont en général peu d'aubes à leurs roues mobiles. Il n'existe malheureusement pas de règle précise pour définir de telles valeurs de NPSH.

## 1.4.4 NPSH disponible

Le NPSH disponible indique la pression disponible à l'aspiration de la pompe aux conditions de fonctionnement. On le nomme aussi NPSH de l'installation.

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{p_b}{\rho g} - H_{rt} - h_t - \frac{p_v}{\rho g} \quad (13)$$

Le terme  $h_t$  est positif lorsque le plan de référence est en dessous de la surface du liquide et négatif lorsqu'il est au dessus. Le NPSH disponible est déterminé par le concepteur de la station.



La Figure 13 donne la pression de vapeur en fonction de la température de l'eau.

La Figure 14 donne la valeur de pression atmosphérique en fonction de l'altitude au-dessus du niveau de la mer.

Fig. 13

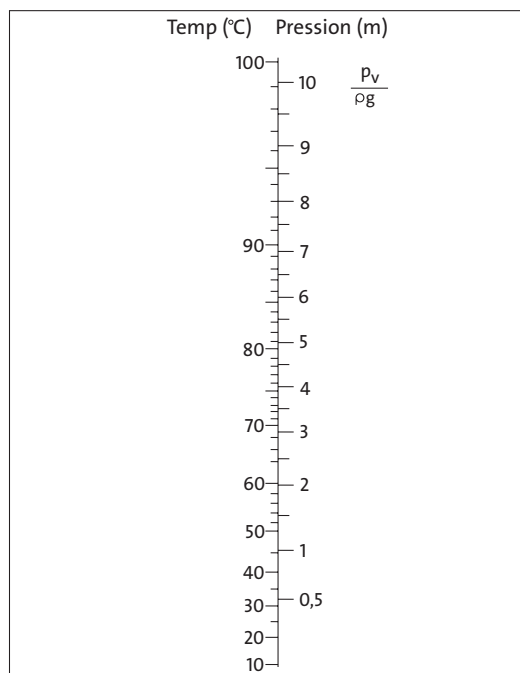
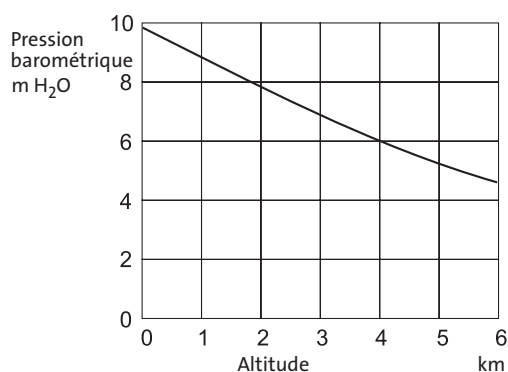


Fig. 14



### 1.4.5 Marge de sécurité du NPSH

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH}_{\text{requis}} + \text{marge de sécurité}$$

La marge de sécurité doit être suffisante pour autoriser un fonctionnement correct, même si les conditions réelles de fonctionnement s'éloignent des conditions de calcul théorique. Les pertes de charges de la tuyauterie d'aspiration et de refoulement ont pu être mal estimées et les conditions réelles de fonctionnement s'éloignent de la théorie à cause de variations de la courbe Q/H. Une cavitation destructrice peut apparaître beaucoup plus tôt que prévu, ou à une valeur de NPSH plus élevée que le  $\text{NPSH}_3$  (Figure 12). Des variations dans la fabrication de la roue mobile et de ses aubes peuvent avoir un effet sur le comportement de la cavitation. La forme de la tuyauterie d'aspiration peut aussi affecter le NPSH requis.

Avec les pompes installées horizontalement et pourvues de tuyauteries d'aspiration droites, une marge de 1 m à 1,5 m est suffisante.

Avec les pompes installées verticalement, la marge doit monter à 2 m ou 2,5 m, d'autant plus si un coude de réduction est installé à l'aspiration. Le rayon central de courbure du coude devra être d'au moins  $D_1 + 100 \text{ mm}$ , où  $D_1$  est le diamètre de la plus large ouverture.

Le sujet du NPSH, des marges de sécurité et des méthodes de mesures sont abordés en détail dans la publication EUROPUMP : "NPSH FOR ROTODYNAMIC PUMPS, REFERENCE GUIDE" (1997).

### 1.4.6 Variations du débit entrant

Dans certains cas, le niveau du liquide à l'aspiration peut augmenter alors que la pression au refoulement diminue car le point de fonctionnement de la pompe se déplace vers une zone où le  $\text{NPSH}_r$  est  $> 10 \text{ m}$ . Il n'y aura cependant pas de cavitation car le  $\text{NPSH}_{\text{disponible}}$  augmente dans le même temps et reste supérieur au  $\text{NPSH}_{\text{requis}}$ . Cela peut se produire lors de pompage en cale sèche, avec des égouts obstrués ou en cas de drainage avec un niveau de liquide variable à l'aspiration.



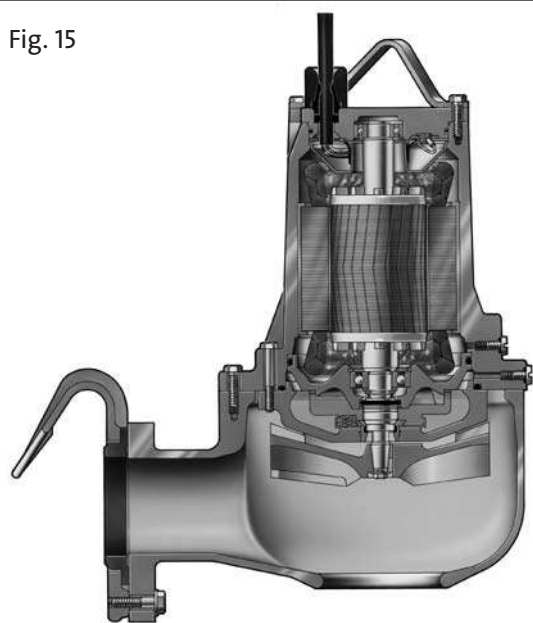
# 2 Construction des pompes

Ce chapitre décrit la construction des électropompes submersibles modernes. Il y est question des différentes conceptions, des principaux constituants mais aussi du fonctionnement et de la maintenance. L'étude se limite aux pompes d'assainissement, aux pompes d'eau usée et drainage pour les collectivités.

## 2.1 Généralités

Une pompe submersible est une unité compacte composée d'une hydraulique et d'un moteur électrique, destinée à être immergée dans une fosse dans le liquide même qu'elle doit pomper. On peut la raccorder à la tuyauterie de refoulement par un système d'accouplement particulier permettant de descendre ou de remonter facilement la pompe du fond de la fosse ; il est également possible de la raccorder à une tuyauterie flexible ou d'autres systèmes de refoulement. L'alimentation électrique est assurée par un ou plusieurs câbles souples, d'une longueur adaptée à l'installation.

Fig. 15



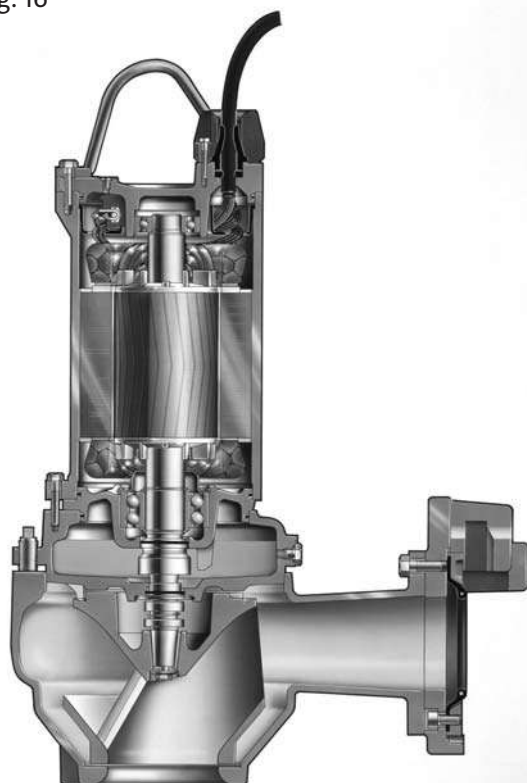
*Vue en coupe d'une pompe submersible GRUNDFOS de 2,4 kW montrant les détails du moteur et de l'hydraulique. La pompe est livrée avec une griffe permettant une installation ou une désinstallation faciles sur un socle immergé dans la station.*

Certaines pompes submersibles peuvent être installées à sec, comme des pompes classiques. Cela permet d'assurer un fonctionnement ininterrompu, même en cas d'inondation de la fosse sèche.

Les pompes submersibles peuvent convenir à des applications et des besoins très variés ; il existe aussi des pompes de conception particulière pour des usages spécifiques.

Une pompe submersible se compose d'un moteur étanche et d'une hydraulique adaptée. L'hydraulique se compose d'une roue mobile, d'un corps de pompe et d'un système de raccordement adapté à l'installation : par exemple une griffe pour les installations submersibles, s'adaptant à un système de guidage et d'accouplement, un

Fig. 16



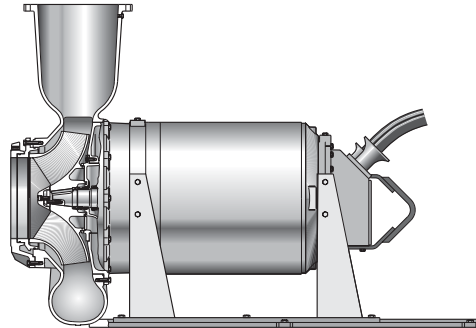
*Vue en coupe d'une pompe submersible GRUNDFOS de 17 kW montrant les détails du moteur et de l'hydraulique. La pompe est livrée avec une griffe permettant une installation et une désinstallation faciles sur un socle immergé dans la station. Il est possible, à l'aide de vis, d'ajuster le jeu pour maintenir la tolérance à l'aspiration de la roue mobile.*

socle pour les pompes portatives, les brides nécessaires au raccordement en fosse sèche ou les joints de siège pour les installations en colonne.

Le moteur est du type sec à cage d'écureuil, adapté à toute une gamme d'hydrauliques de caractéristiques variées. Le moteur et la pompe ont un arbre commun avec des roulements et une garniture mécanique coté moteur. Ce dernier est également équipé d'entrées de câbles étanches et d'une poignée pour la manutention de l'ensemble.

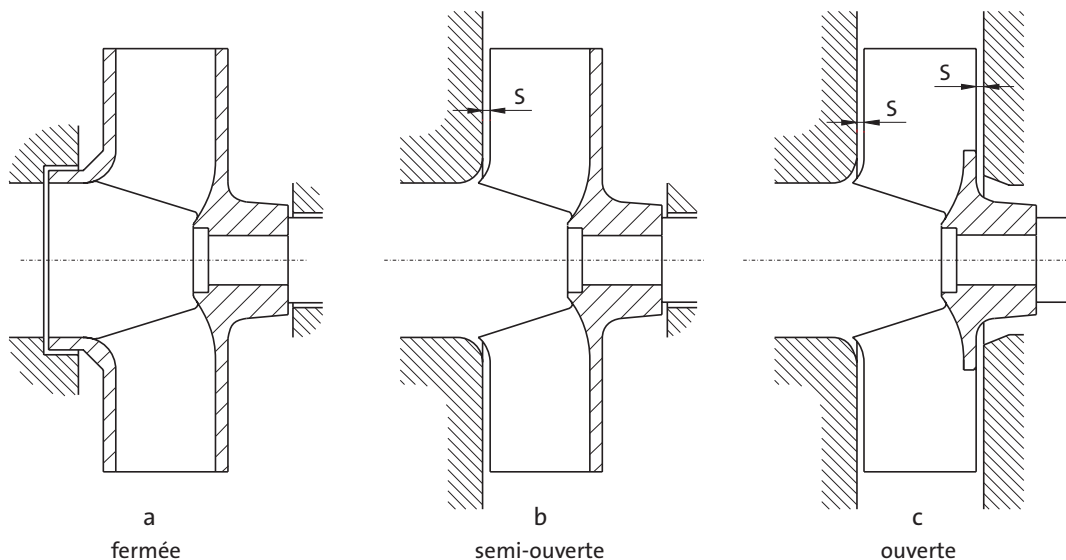
On peut voir, sur la Figure 15, une petite pompe submersible moderne et, sur la Figure 16, une pompe de taille moyenne. La puissance des moteurs des pompes de relevage va de 1 à 500 kW, pour des usages du type vide cave portatif jusqu'au système de relevage d'eaux usées d'une ville entière. La Figure 17 montre une pompe pour installation en fosse sèche.

Fig. 17



*Vue en coupe de l'hydraulique d'une pompe de 160 kW. La pompe est prévue pour une installation en fosse sèche et un raccordement sur les tuyauteries d'aspiration et de refoulement grâce aux brides et aux joints. Le type submersible de la pompe lui permet, en cas d'inondations, de ne subir aucun dommage.*

Fig. 18



*Différentes formes de roues mobiles. La roue fermée a ses aubes enfermées entre deux disques, alors que la roue semi-ouverte n'en a qu'une seule sur le dessus. La roue ouverte n'est composée que d'aubes et d'un moyeu, ajustés au plus près (tolérance s) du corps de pompe.*

### 2.2 L'hydraulique

L'hydraulique se compose de la roue mobile, du corps de pompe et de différents accessoires et équipements.

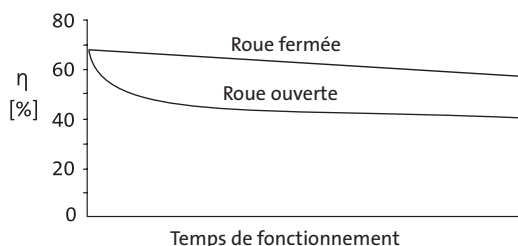
#### 2.2.1 Les roues mobiles

Les pompes submersibles sont équipées de différents types de roues mobiles, selon leur usage. On peut classer ces roues de la façon suivante :

- Roues mobiles pour les pompes de relevage
- Roue mobiles pour les pompes dilacératrices
- Hélices pour les pompes axiales

Il est également possible de classer les roues mobiles selon leur forme : fermées, ouvertes, semi-ouvertes, voir la Figure 18. L'efficacité des roues ouvertes et semi-ouvertes dépend de la tolérance entre la roue et le corps de pompe (environ 0,5 mm) ; le rendement de ce type de roues est sensible à l'usure et il décroît rapidement lorsque la tolérance augmente. La Figure 19 montre l'effet d'une même usure sur une roue ouverte et sur une roue fermée. Des impuretés peuvent aussi venir se loger entre la plaque d'usure et la roue ouverte ou semi-ouverte, ralentissant voire même bloquant complètement la pompe.

Fig. 19



Résultat de tests comparant l'effet de l'usure sur le rendement de différents types de pompes.

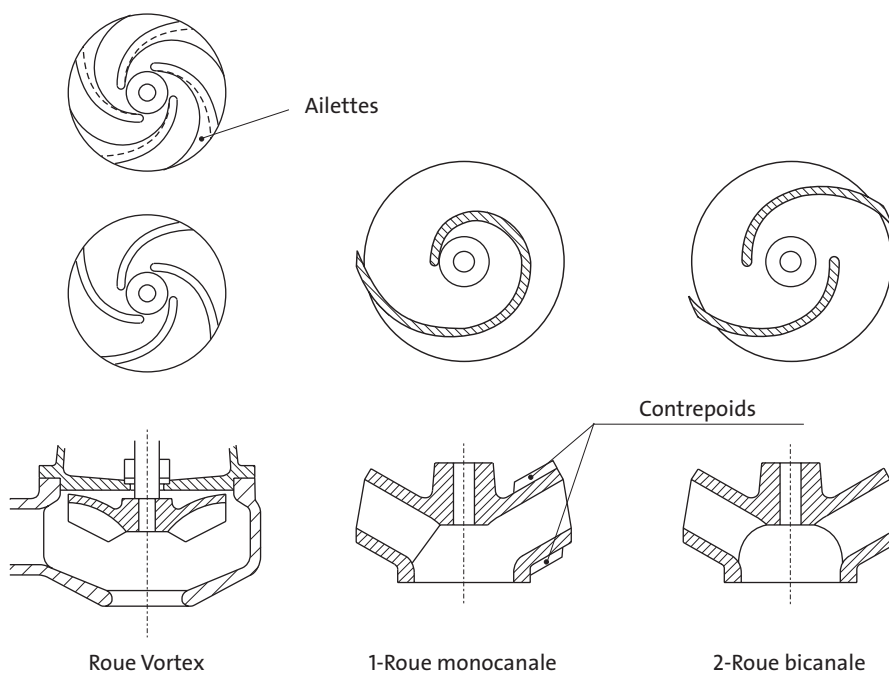
#### Roues mobiles pour les pompes d'assainissement

Pour éviter le blocage de la pompe ou le colmatage, des roues spéciales ont été conçues pour l'assainissement : les roues monocanales, bicanales et les roues vortex. On peut en voir la conception sur la Figure 20. Il existe, sur les très grosses pompes d'assainissement, des roues avec de multiples canaux.

#### Passage libre

Le concept du passage libre est l'une des particularités des pompes d'assainissement. C'est la capacité qu'à la pompe à évacuer les solides contenus dans le liquide pompé sans se colmater. La

Fig. 20



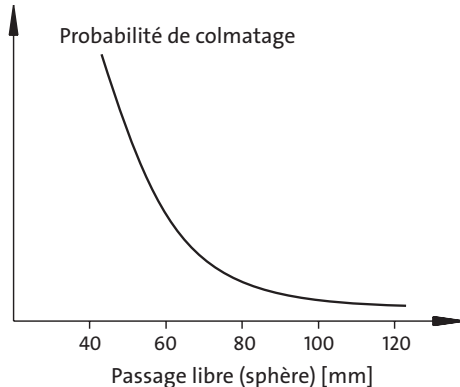
Roues types pour les pompes d'assainissement.

taille du passage libre se réfère au plus gros objet sphérique pouvant passer dans la roue et le corps de pompe. Si le passage libre est constitué de deux chiffres distincts, il fait référence au plus gros objet oblong pouvant traverser la pompe.

La capacité qu'à une pompe à fonctionner sans se colmater dépend essentiellement de son passage libre, comme il est montré sur la Figure 21. Normalement, un passage libre de 80 mm est suffisant pour le relevage d'effluents non dégrillés avec des pompes de tailles petites et moyennes. Avec les grosses pompes (pour des débits > 100 l/s) il faut un passage libre d'au moins 100 mm.

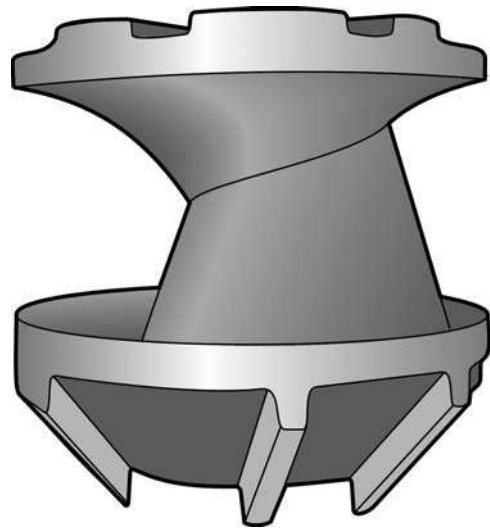
A lui seul, le passage libre n'est pas une garantie absolue contre le colmatage. La géométrie de la roue mobile et de l'aube a aussi son importance dans la prévention du blocage. Les pompes des différents constructeurs répondent diversement à ce problème. Il est possible de résoudre un problème de colmatage en remplaçant la pompe incriminée par une autre marque ayant les mêmes caractéristiques de passage libre, de nombre d'aubes et de vitesse de rotation. La tendance qu'auront des eaux usées à maltraiter une pompe varie d'une installation à une autre ; on peut parler de stations de relevage "faciles" ou "difficiles". La conception de l'amenée des effluents à la station de pompage a aussi une influence sur le fonctionnement des pompes car il est possible de traiter l'agglomération de solides y apparaissant. Les conditions réelles des installations d'assainissement ne pouvant être simulées en laboratoire, la capacité des pompes de relevage GRUNDFOS à ne pas se boucher est issue d'une longue expérience pratique.

Fig. 21



Ce diagramme montre la relation entre la probabilité de colmatage et le passage libre de la pompe. À partir d'un passage de 80 mm, les risques de colmatage deviennent très faibles.

Fig. 22



Roue monocanale S-1 GRUNDFOS pour utilisation en assainissement. La roue est du type semi axiale avec une aube longue et continue qui lui confère de bonnes propriétés contre le colmatage. La forme asymétrique requiert des contrepoids moulés dans la masse permettant de faciliter l'équilibrage statique et dynamique de la roue.

### Roues monocanales

La Figure 22 montre une roue monocanale. L'unique aube de la roue est aussi longue que possible, pour un meilleur rendement, dans les limites imposées par le passage libre. Les roues qui ne laissent au liquide pompé qu'une seule voie de passage ont de bonnes capacités à ne pas se colmater. La forme asymétrique de la roue impose des contrepoids pour qu'elle soit parfaitement équilibrée. Le meilleur rendement possible va de 70 à 75 %.

Fig. 23



*Roue bicanale S-2 GRUNDFOS. Cette roue possède de bonnes propriétés contre le colmatage grâce aux bords affûtés des aubes et à sa conception semi axiale. La forme symétrique lui permet d'être naturellement équilibrée.*

### Roues bicanales

On peut voir une roue bicanale sur la figure 23. Un problème inhérent aux roues bicanales concerne les fibres longues qui peuvent pénétrer en même temps dans les deux canaux, s'entortiller sur les aubes et colmater la pompe. Cette situation ne peut être résolue que par une forme particulière du bord des aubes, et seule l'expérience pratique des conditions de fonctionnement dans les stations difficiles en permettra la conception. Avec une forme des aubes adéquate et un passage libre de 100 mm au moins, les roues bicanales peuvent relever des eaux usées non dégrillées sans risque de colmatage. Il est possible d'atteindre des rendements de l'ordre de 80 à 85 % avec ce type de roues.

### Roues à trois ou quatre canaux

Dans les très grosses pompes, la roue mobile peut avoir trois ou quatre canaux et un passage libre de 100 mm avec une bonne capacité à ne pas se boucher. La forme des aubes de ces roues est également très importante. Elles peuvent atteindre des rendements de l'ordre de 82 à 86 %.

Fig. 24



*Roue SuperVortex GRUNDFOS. La roue est munie d'ailettes brevetées qui préviennent la formation de turbulences secondaires sur les bords des aubes, ce qui permet d'augmenter notablement le rendement de la pompe.*

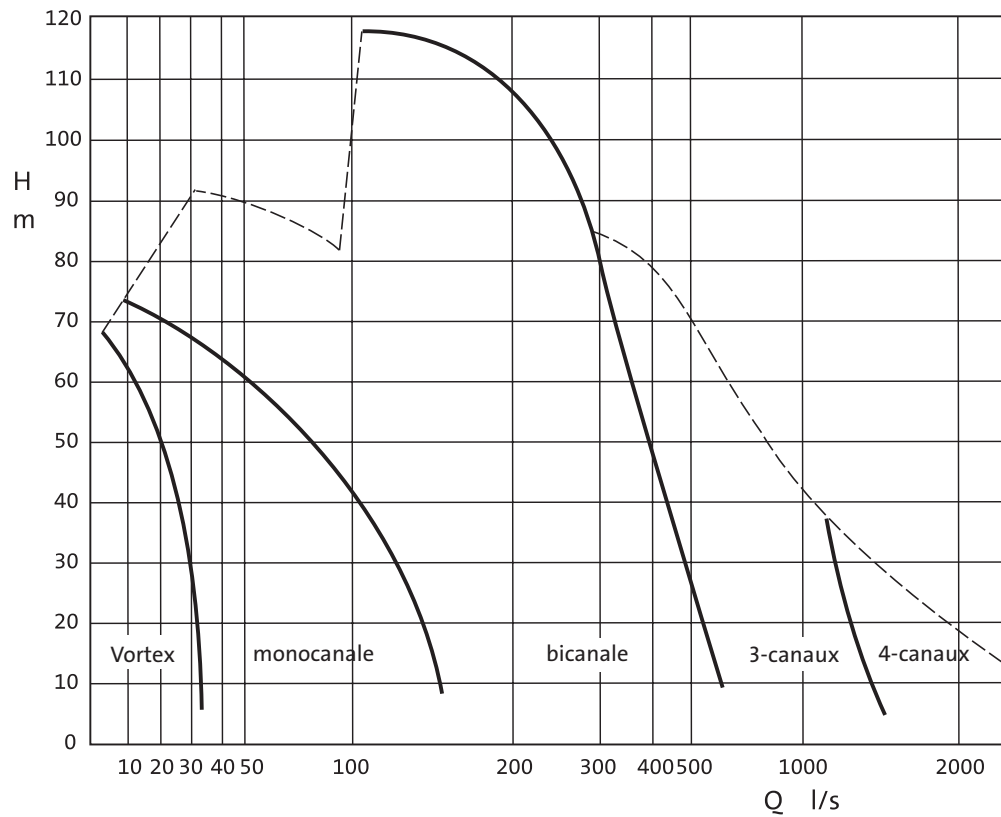
### Roues vortex

Le principe de la roue vortex est de créer un tourbillon au sein du corps de pompe. Le transfert d'énergie dans les pompes vortex est donc indirect car la roue mobile se situe au dessus du flux du liquide pompé. Les pompes vortex ont ainsi d'excellentes propriétés contre le colmatage et un fonctionnement sans heurt. L'amélioration des caractéristiques et du rendement des petites pompes vortex en fait un des matériels de plus en plus utilisés. Elles sont aussi utilisées comme séparateurs de sable dans les stations d'épuration. On peut voir une roue vortex sur la Figure 24. Le meilleur rendement possible d'une roue vortex est de 50%. Il est important de noter que ce rendement, dans une plage de débit de 3 à 15 l/s est équivalent à celui des pompes à roue monocanale.

### Plage de débits et pression (Q/H) avec différents types de roues mobiles et de pompes submersibles

La Figure 25 présente les plages de fonctionnement correspondant aux différents types de pompes d'assainissement et de roues mobiles dans la gamme GRUNDFOS. On peut remarquer que le nombre de canaux augmente avec le débit et la taille de la pompe. Le diagramme indique également quelle plage de Q/H correspond à quel type de pompe pour un usage en assainissement. La plus grosse pompe dans la gamme GRUNDFOS est équipée d'un moteur de 520 kW.

Fig. 25



Débits et pressions (Q/H) de différents types de roues mobiles.

Fig. 26



Pompe dilacératrice GRUNDFOS. L'ensemble coupant est réalisé dans un acier inoxydable dur.



### Roues pour pompes dilacératrices

Les pompes dilacératrices ont été développées pour les installations d'assainissement de petite taille. On les retrouve couramment dans les stations de relevage pour maisons individuelles ou campings peu importants. Les débits requis sont faibles, quelquefois inférieurs à 1 l/s, mais la HMT est élevée du fait d'une tuyauterie de refoulement longue et d'un faible diamètre. La plage de débit caractéristique des pompes dilacératrices va de 1 à 5 l/s pour des hauteurs manométriques jusqu'à 50 m.

Lorsqu'ils passent dans les pompes dilacératrices, les solides sont déchiquetés en fragments d'environ 10 mm, ce qui permet un refoulement dans des tuyauteries de petit diamètre : de DN 40 à DN 80. Lorsque le débit est très faible, dans les stations équipées d'une seule pompe, il est même possible d'utiliser des diamètres encore inférieurs de façon à obtenir une vitesse d'écoulement d'au moins 0,5 m/s.

Il ne faut pas faire fonctionner les pompes dilacératrices avec des effluents contenant du sable, ce qui aurait pour résultat d'user rapidement le système sécateur. Lorsque des pompes dilacératrices sont pressenties pour des installations de grande taille comprenant plusieurs immeubles, il est toujours recommandé de faire un comparatif technique et économique avec une solution basée sur des pompes traditionnelles.

On peut découvrir une pompe dilacératrice sur la Figure 26. On remarquera, en dessous de la roue mobile, le système sécateur composé d'un couteau tranchant. Le système sécateur est fabriqué dans un acier inoxydable de grande dureté.

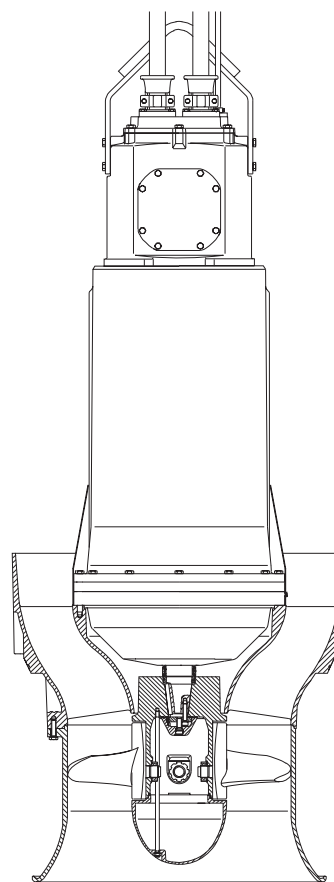
### Hélices pour pompes axiales

Les pompes axiales, équipées du même moteur que les pompes de relevages, sont proposées par de nombreux fabricants. La Figure 27 montre une pompe axiale GRUNDFOS avec une hélice à géométrie variable. La pompe est équipée d'aubes de guidage fixes qui transforment le mouvement rotatif de l'eau en énergie de pression, ce qui augmente le rendement de la pompe. Les pompes axiales sont généralement installées dans des colonnes.

Les pompes axiales sont utilisées pour l'évacuation des eaux d'orage ou d'inondations, le drainage, l'irrigation et le transport d'eau brute, ainsi

que pour le relevage d'eaux usées vers les stations d'épuration. Les pompes axiales ne doivent pas véhiculer des eaux non dégrillées, à cause des risques de colmatage. Il ne faut pas utiliser les pompes axiales de taille petite et moyenne dans la chaîne de traitement des eaux usées, par exemple le recyclage des boues car les fibres présentes dans ces effluents peuvent colmater et bloquer la pompe. Ces pompes peuvent atteindre des rendements de l'ordre de 75 à 85 %.

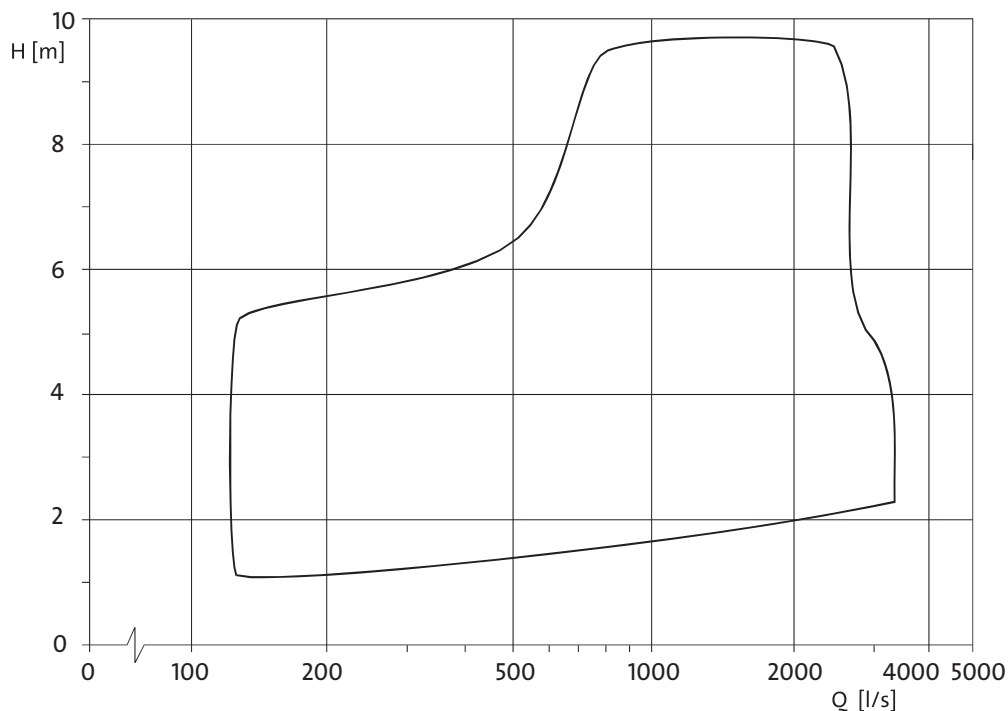
Fig. 27



*Pompe axiale GRUNDFOS. L'angle des aubes est ajustable pour un meilleur rendement.*

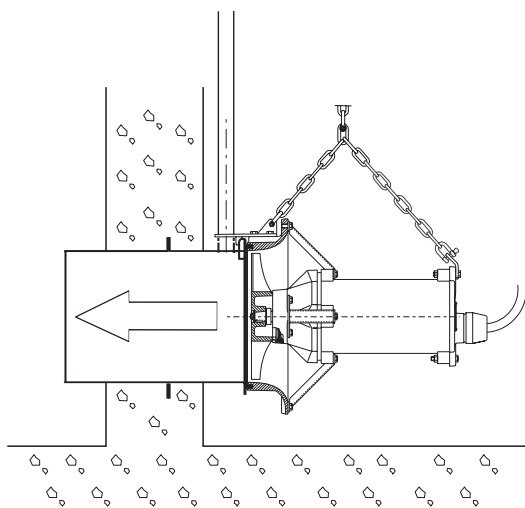
La plage d'utilisation Q/H des pompes axiales GRUNDFOS apparaît à la Figure 28. Une partie de cette plage est aussi couverte par les pompes à roue canal installées dans des colonnes, qui peuvent parfois représenter un meilleur choix dans certaines applications. Il est recommandé de consulter le fabricant de pompes lors de la détermination pour des projets difficiles.

Fig. 28



Plage de fonctionnement (Q/H) des pompes axiales GRUNDFOS.

Fig. 29



Pompe submersible de recirculation pour les stations d'épuration. La pompe est descendue sur son emplacement à l'aide de rails guides.

Des pompes axiales particulières, comme le montre la Figure 29, ont été mises au point pour la recirculation dans le cycle de traitement des stations d'épuration. Elles sont conçues pour fonctionner avec une très faible HMT, seulement 0,3 m à 1,0 m, et de très gros débits, jusqu'à 2000 l/s. Ces pompes ont été étudiées pour ne pas se colmater, grâce à des aubes à balayage arrière avec un jeu important (10 mm) entre l'hélice et le corps de pompe ainsi que par la suppression des aubes de guidage. Le rendement de ce type de pompes ne dépasse pas 35 à 50 %. La perte de charge en sortie de colonne pénalise la HMT. Il est possible de réduire les frottements et d'augmenter la HMT en utilisant une colonne conique.



Fig. 30



Pompe de recirculation GRUNDFOS.

### Roues avec aubes additionnelles

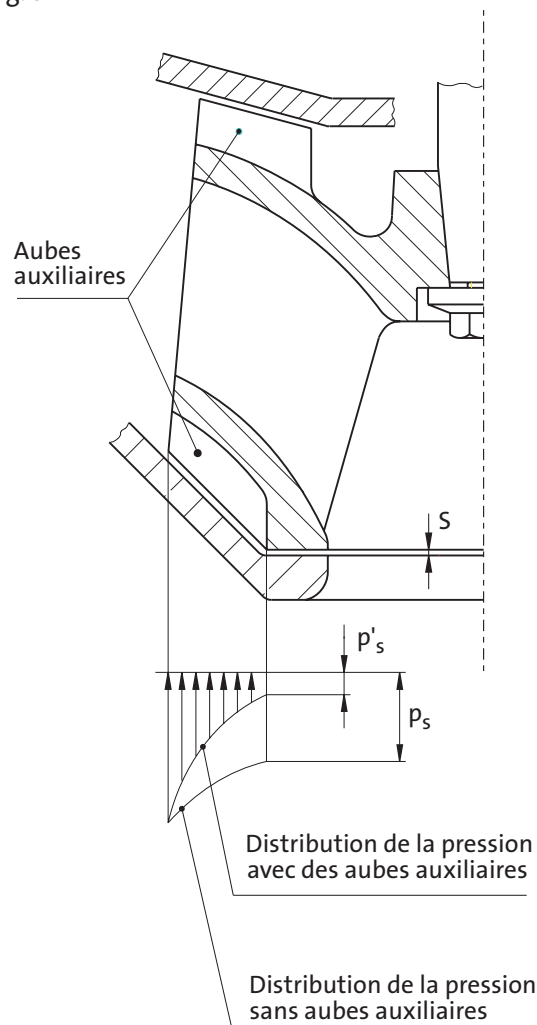
Des aubes additionnelles sur l'extérieur de la roue mobile ont un rôle important sur les pompes d'assainissement de petite taille. Ces aubes additionnelles augmentent la vitesse d'écoulement du liquide dans l'espace situé entre la roue et le corps de pompe. La Figure 31 indique où se situent ces aubes sur une roue monocanale.

Les aubes additionnelles apportent les améliorations suivantes lors du fonctionnement de la pompe :

- Diminution de la poussée axiale sur les roulements, particulièrement avec les roues semi ouvertes,
- Réduction de l'usure de la roue et du corps de pompe au niveau du jeu à l'aspiration,
- Préviend le bourrage par des fibres au niveau de l'aspiration,
- Empêche les chiffons et les fibres de s'entortiller autour de l'arbre derrière la roue mobile.

Il n'est pas possible d'utiliser le système des aubes auxiliaires sur le dessus des roues de grande taille car l'augmentation de la vitesse ainsi créée provoquerait une chute de la pression à une valeur inférieure à la pression de vapeur du liquide, ce qui engendrerait de la cavitation ; mais les risques de blocage sont moindres sur les grosses pompes, grâce à leur couple moteur important. Il n'y a pas non plus d'aubes auxiliaires sur la partie inférieure des roues mobiles de taille importante.

Fig. 31

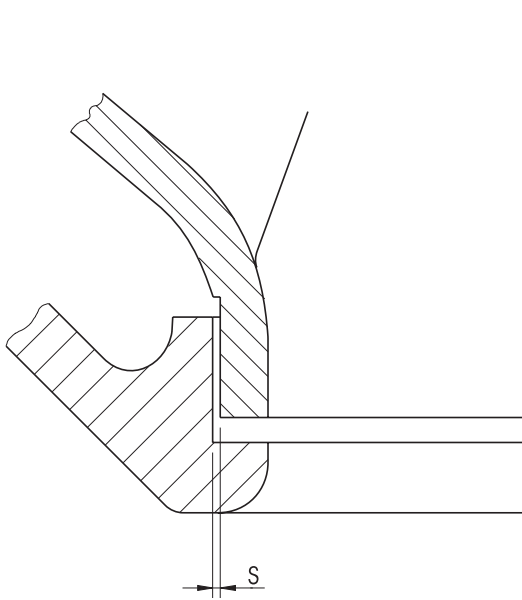


Les effets des aubes auxiliaires sont une diminution de la pression autour du jeu de l'aspiration. Grâce à un contre-débit plus faible, le jeu augmentera moins vite et les risques de bouchage sont réduits.

### Jeu à l'aspiration

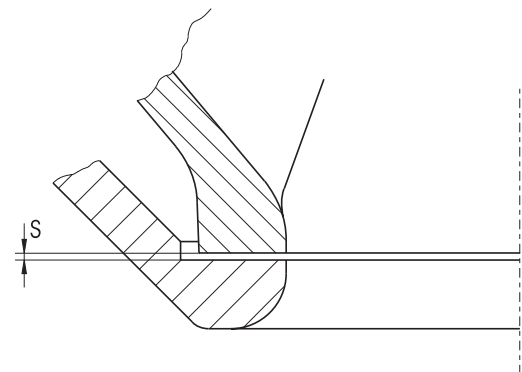
Le jeu entre la roue mobile et le corps de pompe doit être le plus réduit possible pour diminuer les pertes par recirculation. Pour la plupart des pompes se jeu varie de 0,5 à 1,0 mm. Ce jeu peut être cylindrique ou axial, comme le montrent les Figures 32 et 33.

Fig. 32



*Jeu cylindrique à l'aspiration. Ce type de jeu est susceptible de se colmater si, par exemple, des fibres s'accumulent dans l'espace entre la roue et le corps de pompe et font forcer la pompe. Cela nécessite la présence de bagues d'usure sur la roue et la plaque d'aspiration pouvant être remplacées ou ré-usinées.*

Fig. 33



*Jeu axial à l'aspiration. Ce type de jeu risque moins de se colmater, car le flux pourra entraîner les matériaux accumulés vers l'aspiration de la pompe. Il peut être possible de rattraper le jeu pour faciliter la maintenance et compenser l'usure.*

L'évolution dans le temps des performances de la pompe et de son rendement dépend largement de ce jeu. L'effet réducteur du jeu à l'aspiration sur le rendement et la HMT peut se calculer à l'aide de l'équation empirique suivante :

$$\Delta\eta \approx \Delta H \approx \sqrt{K^2 + K} - K \quad (14)$$

où

$$K = 0,008 \cdot s^2 \cdot \frac{H}{Q}$$

$Q$  = débit (l/s)

$H$  = HMT (m)

$s$  = jeu (mm)

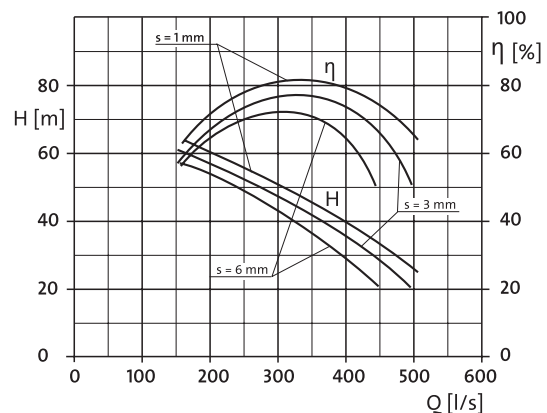
$\Delta\eta$  et  $\Delta H$  sont proportionnels.

Avec les roues semi-ouvertes, l'effet est multiplié par le facteur 1,5.

On peut constater, sur la Figure 34, les résultats de tests effectués sur une même pompe fonctionnant avec différents jeux.

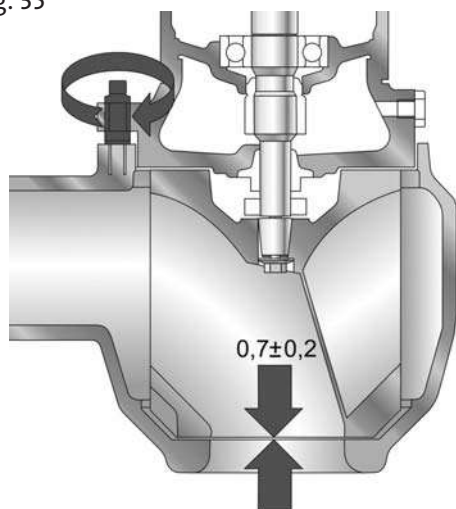
Si le jeu augmente de 2 à 3 mm sur les roues sans aubes auxiliaires ou de 4 à 5 mm sur les roues munie d'aubes auxiliaires, il devient nécessaire de rétablir le jeu d'origine pour retrouver les caractéristiques normales de la pompe. Si ce jeu est ajustable, il sera facile à un technicien de l'adapter sur

Fig. 34



*Effet de différentes valeurs du jeu à l'aspiration sur la courbe de pompe et le rendement.*

Fig. 35



*Ajustement du jeu à l'aspiration à l'aide de trois vis.*

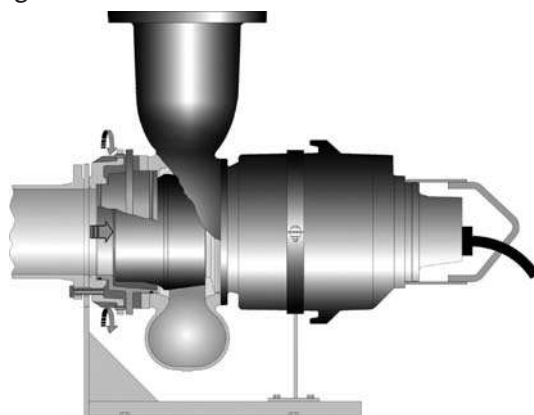
le site, alors qu'avec les ensembles fixes, il devient nécessaire de transporter la pompe en atelier pour réparation ou, pire, de la mettre au rebut à cause de coûts de pièces et de main d'œuvre trop élevés.

Il est possible, sur les pompes équipées d'un système de rattrapage de jeu, d'assurer un maintien dans le temps des performances grâce à un ajustement périodique, lors de la maintenance de routine. La Figure 35 montre une pompe submersible ou la tolérance peut être rattrapée à l'aide de trois vis.

Pour les pompes en fosse sèche, GRUNDFOS a développé un système breveté (le SmartTrim) qui permet de rattraper le jeu sans avoir à démonter la pompe ou les tuyauteries. L'ajustement n'influe pas sur les tuyauteries et ne nécessite donc pas un réaligement de celles-ci. Le principe en est exposé à la figure 36. L'ajustement est réalisé en diminuant le jeu puis en dévissant les vis d'ajustage de 1 mm ; après quoi la chemise d'aspiration est bloquée à l'aide des boulons de fixation.

Il est possible de réajuster les pompes GRUNDFOS sur 10 à 15 mm, ce qui correspond à la durée de vie de la roue mobile.

Fig. 36



*Système externe du jeu sur une pompe installée en fosse sèche.*

### Fixation de la roue mobile

Le raccordement de la roue mobile sur l'arbre doit être à la fois fiable et facile à démonter. Le démontage est nécessaire lors de la maintenance de la garniture mécanique, ou pour le remplacement de la roue lorsque la pompe est utilisée pour véhiculer des particules abrasives. La roue mobile s'ajuste sur un bout d'arbre cylindrique ou conique.

Un ajustement conique est plus facile à démonter. On le bloque avec un écrou, ce qui assure la rigidité de l'ensemble et supprime les jeux.

La fixation est primordiale pour la transmission du couple. Un raccordement de roue mobile solidement ajusté assure un fonctionnement fiable de la pompe ; le démontage doit s'effectuer avec beaucoup d'attention. Il est recommandé d'utiliser une clé dynamométrique lors de l'installation de la roue et du blocage de l'écrou de fixation. Le fabricant de la pompe peut fournir toutes les indications utiles quand au couple de serrage et à la lubrification éventuelle de l'écrou.

## 2.3 Les moteurs

### 2.3.1 Généralités

Les moteurs électriques des pompes submersibles sont du type à cage d'écureuil, alimentés en courant alternatif monophasé ou triphasé. Le monophasé ne concerne que les plus petites pompes (de 2 kW ou moins). Les moteurs sont proposés en 50 ou 60 Hz et dans de nombreuses tensions. Ils sont conçus pour un fonctionnement submersible : indice de protection IP 68, selon IEC. Les particularités électriques des moteurs submersibles sont décrites en détail plus avant dans ce chapitre.

Une pompe submersible est la combinaison d'un moteur et d'une hydraulique ayant un arbre et des roulements communs. Le moteur est relié à la pompe par un arbre court et certaines parties, comme la bride de raccordement, sont communes à la pompe et au moteur. Pour de meilleures performances, l'hydraulique et le moteur sont conçus ensemble, par le même fabricant, avec une taille de moteur convenant à une gamme d'hydrauliques couvrant différentes plages de débits et de pressions et différents types d'utilisations. Le moteur et l'hydraulique sont appariés de telle sorte qu'en tout point de la courbe de la pompe il ne se produise jamais de surcharge.

Les moteurs submersibles sont en général du type à rotor sec. Certains petits moteurs (1,5 kW ou moins) sont parfois remplis d'huile. C'est une huile à faible viscosité utilisée aussi dans les transformateurs, permettant de diminuer au maximum les pertes par friction du rotor. L'introduction d'huile dans les gros moteurs augmenterait les pertes et diminuerait le rendement. Les moteurs à bain d'huile sont moins chers que les moteurs à rotor sec car ils ont moins de composants.

### 2.3.2 Moteurs antidéflagrants

Les pompes submersibles existent aussi en version antidéflagrante, pour un usage dans un environnement liquide ou une atmosphère susceptible de contenir des gaz explosifs. C'est le cas, par exemple, dans l'industrie pétrochimique, mais, pour des raisons de sécurité, d'autres lieux peuvent aussi être considérés comme à risque.

La particularité des moteurs antidéflagrants est leur capacité à fonctionner en toute sécurité dans les ambiances explosives, sans produire d'étincelle.

Il existe deux solutions techniques pour permettre cela :

- Le moteur est conçu pour contenir toute explosion interne et éviter ainsi qu'elle ne se propage dans un environnement explosible. Ces moteurs sont dits de Classe D.
- Le moteur est conçu pour ne générer aucune étincelle ni haute température. Ces moteurs sont dits de Classe E.

Les moteurs antidéflagrants sont conçus et fabriqués selon des règles et des normes internationales (par exemple les Euronormes 50014 et 50018). Les caractéristiques des moteurs de Classe D y sont détaillées, comme par exemple le choix des matériaux de construction, la forme et les tolérances de fabrication des emboîtements, le volume interne du moteur, la rigidité de la structure et des raccordements. Les principales exigences concernant les emboîtements concernent les surfaces de contact qui doivent être plus importantes, car elles sont supposées servir à étouffer la flamme. Les certifications et approbations de la conception sont assujettis à des tests extensifs, où la capacité à contenir une explosion interne est déterminée.

Les moteurs de Classe E ne sont pas soumis à des modifications de structure, mais sont testés sur l'augmentation de la température interne à certaines charges. La formation d'étincelles sera empêchée par la mise en place de chicanes entre les parties fixes et les parties rotatives.

Habituellement, les moteurs antidéflagrants sont issus de la gamme standard des fabricants et sont un complément à celle-ci. Les caractéristiques électriques sont généralement identiques et la partie hydraulique est commune aux deux types. Les modifications structurelles apportées aux moteurs antidéflagrants les rendent plus onéreux que les moteurs standard.

### 2.3.3 Refroidissement des moteurs

Les pertes électriques et mécaniques, dans le moteur, se transforment en chaleur qui doit être dissipée. Avec les pompes submersibles standard (voir Figure 15), la chaleur est transférée de la chemise du stator au liquide par la submersion. Ce refroidissement est suffisant tant que le moteur est submergé au moins sur la moitié de sa hauteur. Il n'y a pas de risque de surchauffe si le niveau du liquide descend en dessous de cette valeur pendant de courtes périodes.

Un moteur fonctionnant de cette façon est efficacement refroidi, car le refroidissement continue après l'arrêt du moteur. Il est donc possible d'autoriser de fréquents démarrages-arrêts si cela correspond aux besoins de l'installation.

### Température de l'eau

Le refroidissement des moteurs submersibles est assuré par le liquide pompé, par la submersion ou d'autres manières. La température de l'eau y joue donc un rôle primordial. En général, les moteurs sont conçus pour supporter des températures de liquide jusqu'à 40°C. Il est possible de travailler à des températures supérieures, mais il faut demander conseil au fabricant. Les risques de cavitation augmentent avec la température, à cause d'une pression de vapeur supérieure du liquide ; dans ce cas, des calculs de NPSH sont donc nécessaires.

### Refroidissement des moteurs dans les installations en fosse sèche

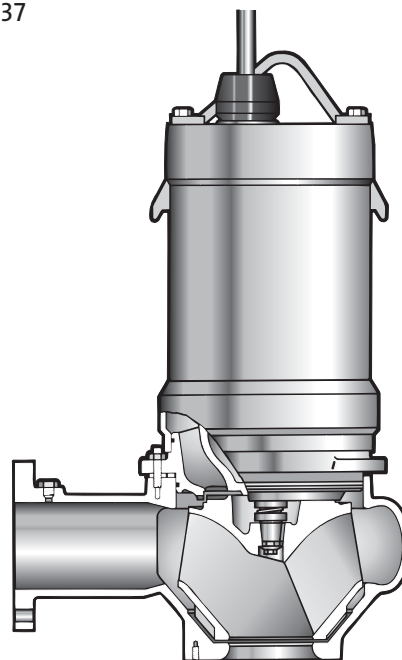
Pour de multiples raisons, de nombreuses pompes sont installées en fosse sèche. Le refroidissement du moteur est assuré de façon particulière, à l'aide de différentes méthodes :

Avec une **chemise de refroidissement** disposée autour du moteur. Une partie du liquide pompé est guidé de l'hydraulique vers la chemise avant de retourner dans le corps de pompe. Le liquide pénètre par des orifices de petite taille (environ 0,5 mm) faisant office de filtre, situés derrière la roue mobile. La circulation est forcée par les aubes auxiliaires et oblige le liquide à se déplacer dans l'espace entre la chemise et l'enveloppe du stator du moteur. La chaleur en excès est ainsi renvoyée vers l'extérieur, assurant un refroidissement efficace. Le principe en est exposé à la Figure 37. L'utilisation des orifices filtrants et d'une section de passage assez large permet d'éviter le colmatage. Une chemise de refroidissement est disponible en option pour les pompes de petite et moyenne taille fonctionnant en fosse sèche, alors que les grosses pompes en sont pourvues d'origine, quel que soit le type d'installation.

Parfois, lorsque le liquide pompé n'est pas approprié à la circulation dans la chemise, c'est un refroidissement externe par eau qui est prévu. Dans ce cas, la pompe est modifiée : on l'équipe de raccords à un circuit d'eau externe et on bouche les orifices du corps de pompe. Un organe

de sécurité est nécessaire pour protéger la pompe contre les surchauffes, lorsqu'il y a rupture du système de refroidissement externe.

Fig. 37

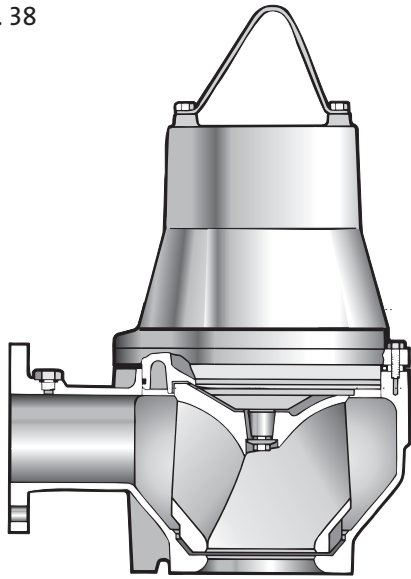


*Pompe submersible en fosse sèche GRUNDFOS équipée d'une chemise de refroidissement. Une partie du liquide pompé passe par un orifice filtrant d'environ 0,5 mm de diamètre pour se répartir à l'intérieur de la chemise ; il y est mis en mouvement grâce à l'action des aubes auxiliaires de la roue mobile. L'efficacité du refroidissement est due à la convection du stator et à la dissipation de la chaleur dans le liquide pompé.*

Avec une enveloppe de stator de forte épaisseur. Cette conception, intéressante pour les pompes de petite taille, utilise l'épaisseur de l'enveloppe du stator pour conduire la chaleur vers le liquide pompé. Sur ce type de pompe, il y a contact direct entre le liquide et la bride de raccordement du stator. La bride peut être pourvue de canaux ou de chicanes augmentant la surface de contact avec le liquide pompé. Le stator des pompes en fosse sèche peut aussi être en aluminium pour améliorer la dissipation de chaleur ; la Figure 38 en montre le principe.

Dans les installations en fosse sèche, seule la chemise de refroidissement offre une qualité de refroidissement égale, voire supérieure à la submersion. Les autres moteurs doivent être surdimensionnés pour cet usage, ce qui limite le choix dans une gamme donnée.

Fig. 38



*Pompe submersible GRUNDFOS pour installation immergée ou en fosse sèche. La faible épaisseur de la partie inférieure de l'enveloppe du moteur permet de dissiper la chaleur dans le liquide. Cette enveloppe peut être en aluminium pour en améliorer l'effet.*

Avec un **circuit de refroidissement interne**, dans lequel circule un liquide de refroidissement à l'aide de petites roues mobiles fixées sur l'arbre du moteur. La pompe est pourvue d'un échangeur de chaleur situé entre le corps de pompe et le moteur, où le liquide de refroidissement transmet sa chaleur au liquide pompé. La complexité de ce système pose parfois des problèmes.

### 2.3.4 Étanchéité des moteurs

L'intrusion d'eau dans un moteur provoque inévitablement des dégâts, ou, si elle est détectée par un système de sécurité, au moins une mise hors service de la pompe. Le moins que l'on attende d'un moteur submersible est sa parfaite étanchéité. La qualité de l'étanchéité des moteurs est assurée par une bonne conception et, durant le processus de fabrication, des contrôles de la qualité en continu ainsi que des tests.

Tous les assemblages des moteurs submersibles sont réalisés par des machines et à l'aide de joints toriques. Lorsque le moteur est démonté lors de la maintenance, pour maintenir la qualité de l'étanchéité, il faut remplacer systématiquement les joints toriques.

L'entrée du câble électrique dans le moteur doit aussi être parfaitement étanche. La meilleure fiabilité est obtenue avec des presse-étoupe en

caoutchouc qui enserrant à la fois le câble et l'entrée de câble. Le presse-étoupe est compressé à la valeur prescrite à l'aide d'un contre-écrou et d'une rondelle. Un serre-câble externe maintient le câble en cas de chocs ou de traction, évitant la déformation du presse-étoupe.

La possibilité de pénétration d'eau par le câble est bien réelle. Si le bout du câble est susceptible d'être immergé, l'eau risque de pénétrer jusqu'au moteur par effet de capillarité entre l'isolant et le cuivre. Cet effet est aggravé par les écarts de température du moteur, l'eau peut de cette manière y pénétrer et l'endommager. Cela peut aussi se produire avec des pompes neuves stockées à l'extérieur, particulièrement lorsque le bout de câble n'a pas été protégé.

Beaucoup de fabricants proposent leurs pompes avec un manchon de protection sur le bout de câble. Des étiquettes y sont attachées, mettant en garde contre les risques de pénétration de liquide par le bout de câble, lors du stockage ou de l'installation.

La réalisation de l'étanchéité des moteurs des pompes submersibles nécessite des connaissances particulières et l'utilisation d'un outillage spécial, aussi est-il conseillé de retourner la pompe à un atelier spécialisé pour toute réparation. Les fabricants de pompes proposent des formations et des outils spéciaux à leurs clients. Il peut être intéressant, pour les utilisateurs de nombreuses pompes submersibles, d'avoir un atelier de réparation spécialisé en interne.

### Les garnitures mécaniques

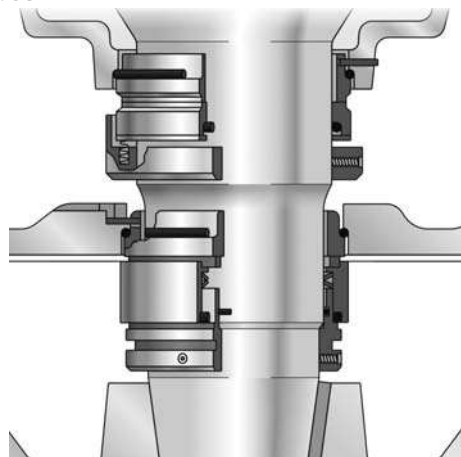
La garniture, qui empêche le passage du liquide du corps de pompe vers le moteur, est l'un des éléments les plus importants des pompes submersibles.

Les pompes submersibles modernes sont équipées exclusivement, pour réaliser l'étanchéité de l'arbre, d'une double garniture mécanique avec une chambre à huile. Cette technologie, développée et améliorée au cours du temps, assure une protection efficace contre les fuites vers le moteur dans la plupart des cas.

La Figure 39 présente un montage de garnitures mécaniques sur une pompe submersible. Il se compose d'une garniture inférieure ou primaire et d'une garniture supérieure ou secondaire.



Fig. 39



*Double étanchéité mécanique GRUNDFOS avec garniture primaire et secondaire.*

Ces deux garnitures mécaniques, séparées par un bain d'huile, fonctionnent dans des conditions différentes ; cela a une influence sur la combinaison de leurs matériaux. Chaque garniture est composée de deux bagues, l'une fixe (grain fixe, ou siège) et l'autre en rotation (grain mobile ou face) avec l'arbre. Ces bagues sont pressées l'une sur l'autre par un ressort ainsi que, pour la garniture primaire, par la pression du liquide.

L'étanchéité entre les deux bagues est assurée par leurs surfaces de contact au fini parfaitement plat et très lisse. Seule une infime quantité d'eau peut passer entre elles. La rectitude et l'état des surfaces sont réalisés avec une tolérance de 0,0005 mm, puis terminées par rodage. Les bagues sont disposées sur l'arbre et dans leur logement avec des joints toriques. Le matériau des joints toriques est déterminé pour tenir à des températures élevées et aux effets de dissolution et de corrosion de l'huile ainsi qu'aux impuretés du liquide pompé.

Des encoches sur le grain fixe de la garniture primaire l'empêchent de tourner. La bague rotative est rendue solidaire de l'arbre à l'aide d'une clavette. Des bagues et des ressorts maintiennent les grains dans leur logement en cas de pressions anormales.

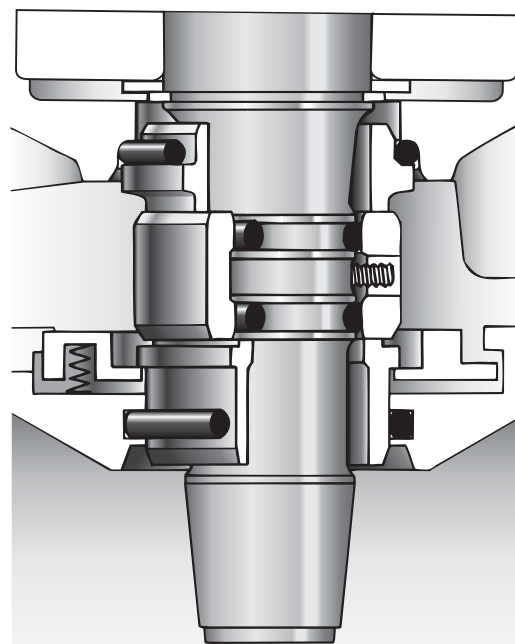
Le matériau des bagues de la garniture primaire est généralement dur, car il est soumis à l'action abrasive du liquide pompé. Aujourd'hui on utilise couramment du carbure de silicium (SiC) dont la dureté, autour de 2 000 sur l'échelle de Vickers,

est proche de celle du diamant. Les bagues peuvent être en carbure de silicium dans la masse ou non ; celles qui ne le sont pas sont revêtues de carbure de silicium sur une épaisseur d'environ 1 mm. Le carbure de silicium a également une très bonne résistance à la corrosion, ce qui permet de l'utiliser dans toutes les applications d'assainissement et de vidange.

Si la garniture mécanique secondaire est lubrifiée à l'huile, une combinaison de matériaux est utilisée : une bague fixe dans un matériau tendre, ayant de bonnes propriétés d'auto lubrification en combinaison avec un grain mobile en matériau dur permet d'avoir une faible résistance à la rotation. L'huile lubrifiante protège les deux faces contre l'usure. Les garnitures mécaniques secondaires modernes sont communément composées d'une bague en carbone et de l'autre en carbure de silicium.

Des garnitures mécaniques spécialement conçues pour cet usage équipent les pompes submersibles actuelles. Les plus grands constructeurs ont mis au point des garnitures appropriées. Un système d'étanchéité particulier, combinant une garniture primaire et une garniture secondaire est montré sur la Figure 40.

Fig. 40



*Garniture mécanique double GRUNDFOS de type monobloc*



Toutes les garnitures mécaniques dont sont pourvues les pompes submersibles peuvent tourner dans les deux directions : les pompes sont souvent mises en service dans le mauvais sens, ou une pompe peut dévier par suite d'un contre-débit dans les installations sans clapet anti-retour.

Toutes les pompes submersibles équipées de deux garnitures mécaniques ont une chambre à huile qui les sépare. L'huile a un intérêt vital dans le fonctionnement des garnitures mécaniques et de la pompe :

- Lubrification des garnitures, particulièrement de la secondaire,
- Refroidissement des garnitures,
- En cas de fuite, l'émulsion de l'eau et de l'huile diminue les risques d'intrusion dans le moteur, contrôle d'état. Le contrôle de la qualité de l'huile lors de la maintenance permet d'avoir une bonne idée des conditions de fonctionnement et des risques de fuite.

La chambre à huile ne doit pas être remplie complètement, pour permettre l'émulsion en cas de fuite et pour favoriser l'expansion thermique de l'huile. Le constructeur procure toutes les informations quand à la quantité d'huile, au remplissage et au contrôle.

Dans des applications particulières, lorsque le liquide pompé transporte de très fines particules, une ouverture de la garniture mécanique peut être provoquée par des dépôts sur les faces de friction. On peut résoudre ce problème à l'aide d'un rinçage externe en continu de la garniture mécanique. Il est indispensable que le constructeur et l'installateur considèrent ce type d'installation au cas par cas.

La durée de vie d'une garniture mécanique ne peut être déterminée par la théorie ou par des tests en laboratoire. L'évolution des performances dans le temps est également difficile à prédire. La durée de vie peut varier de façon importante selon les conditions de fonctionnement : cela va de quelques années à plus de quinze ans !

### 2.3.5 Les roulements du moteur

#### Charges sur les roulements

Les roulements des pompes submersibles doivent supporter les charges combinées de l'hydraulique et du moteur, qui s'appliquent sur un arbre commun. Les forces suivantes, axiales ou radiales, s'exercent sur les roulements :

- une force radiale hydrodynamique,
- une force axiale hydrodynamique,
- une force magnétique radiale,
- le poids des éléments en rotation.

Les forces les plus importantes s'exerçant sur les roulements sont les forces hydrodynamiques.

La force hydrodynamique radiale est la résultante de la pression générée dans la périphérie de la roue mobile, à différentes positions relatives, sur le corps de pompe. Cette force radiale dépend de la conception de la pompe ainsi que de son point de fonctionnement.

La force hydrodynamique axiale est la résultante de forces induites dans la roue mobile par la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement. Cette force axiale dépend essentiellement du débit et du point de fonctionnement.

#### Roulements

Ce sont des roulements à billes qui sont ordinairement installés sur les pompes submersibles ; leur capacité à supporter aussi bien les charges axiales que les charges radiales en a généralisé l'usage. Sur les très grosses pompes, du fait de l'importance des forces mises en œuvre, une combinaison de roulements à billes et de roulements à rouleaux est utilisée.

Pour permettre la dilatation de l'arbre et pour autoriser des tolérances de fabrication, le roulement supérieur est pourvu d'un léger jeu axial, alors que le roulement inférieur est bloqué axialement.

La sélection des roulements est définie par les standards internationaux considérant leur durée de vie. Selon le standard ISO 5199, "Durée de vie des roulements (B10)", elle doit être d'au moins 17 500 heures.

Les roulements des pompes submersibles sont habituellement du type lubrifiés à vie, à l'aide d'une graisse spéciale adaptée aux conditions de fonctionnement et aux températures élevées des moteurs submersibles.

### 2.3.6 Dispositifs de protection des moteurs

Les moteurs submersibles sont pourvus de différents dispositifs de protection permettant de les protéger contre des risques divers :

- la surchauffe,
- la pénétration d'eau,
- une détérioration des étanchéités,
- une détérioration des roulements,
- une détérioration de l'isolement des enroulements.

Certains systèmes de protection sont disponibles en standard, alors que d'autres ne sont proposés que sur demande. Du fait de leur valeur intrinsèque, les grosses pompes exigent plus d'équipements de sécurité.

Les dispositifs de protection se divisent en dispositifs internes, avec des capteurs à l'intérieur du moteur et en dispositifs externes, installés dans l'armoire de commande.

#### Dispositifs de protection internes

Les équipements de protections suivants sont montés à l'intérieur du moteur :

- Des **interrupteurs thermiques** dans les enroulements du moteur. Ce sont en général des interrupteurs miniatures bimétabliques qui s'ouvrent à une température fixe prédéfinie (voir Figure 41). Trois contacts, un par enroulement, sont installés dans les moteurs triphasés. Ces contacts sont raccordés en série sur le circuit de commande, de façon à arrêter le moteur lors de l'ouverture de l'un de ceux-ci. Les contacts se referment lorsque la température redescend, ce

Fig. 41



*Interrupteurs thermiques. Ils sont constitués d'un interrupteur miniature bimétablique qui s'ouvre à une température prédéfinie. Les interrupteurs sont raccordés à l'armoire de commande de façon à couper le moteur en cas de surchauffe.*

qui rend possible la remise en route du moteur. Ces interrupteurs thermiques protègent le moteur contre les surchauffes dues à une insuffisance du refroidissement ; ils sont particulièrement utiles lorsque le refroidissement dépend de la submersion de la pompe.

- Les intrusions d'eau à l'intérieur du moteur peuvent être contrôlées par un **capteur d'humidité** qui réagit à l'augmentation de l'humidité. En général, ce capteur est mis en série avec les interrupteurs thermiques pour déclencher l'arrêt du moteur en cas d'ouverture. La Figure 42 montre un capteur d'humidité qui réagit lorsque le taux d'humidité atteint les 100 %. La réaction est irréversible et le capteur n'est ensuite plus réutilisable. lorsqu'une installation pourvue d'interrupteurs thermiques et d'un capteur d'humidité réagit, il est possible de déterminer quel contact s'est ouvert, car seul l'interrupteur thermique se referme après refroidissement. Il convient d'ouvrir et de sécher le moteur avant toute tentative de redémarrage, lorsque c'est le capteur d'humidité qui a réagit.
- Il est possible de contrôler les intrusions d'eau à l'intérieur du moteur via la garniture mécanique par un **détecteur de fuites** placé dans la chambre à huile. L'huile utilisée dans les pompes submersibles entre en émulsion lorsque la quantité d'eau atteint les 30 %. Le capteur de fuites réagit, soit lorsque la quantité d'eau dépasse les 30 % (détecteur de conductivité), soit par contrôle de la teneur en eau en continu (détecteur capacitif).

Fig. 42



*Capteur d'humidité GRUNDFOS. Il est constitué de disques sensibles à l'humidité empilés sur une tige manoeuvrant un micro-interrupteur. Lorsque l'humidité est en excès, les disques augmentent de volume, poussent la tige qui, par l'intermédiaire d'une came, ouvre le micro contact et interrompt le circuit. L'effet est irréversible et le capteur doit être remplacé après sa réaction.*

Il est possible de régler ce dernier pour qu'il réagisse à n'importe quelle valeur et de s'en servir ainsi pour suivre les risques d'intrusions d'eau en continu. Les détecteurs de fuite ne sont en général pas proposés en standard, mais disponibles en option.

On peut prévenir les intrusions d'eau dans le moteur via le câble électrique, par capillarité, à l'aide d'un manchon de protection disposé sur l'extrémité du câble en usine. Le manchon ne devra être retiré qu'au moment du raccordement du câble dans l'armoire de commande.

L'état des roulements et de leur graisse peut être contrôlé à l'aide d'un **capteur de température**. Ce capteur est placé près de l'enveloppe du roulement et d'un calibre permettant de contrôler sa température. Les capteurs de température sont proposés en option.

### Dispositifs de protection externes

Les dispositifs de protection suivants se trouvent dans l'armoire de commande :

- La **protection contre les courts-circuits** est assurée par des fusibles, un disjoncteur ou un système de protection électronique. Il faut dimensionner les fusibles ou le disjoncteur de façon à ce qu'ils supportent l'intensité de démarrage du moteur, mais leur valeur ne doit pas être supérieure à celle admise par le câble d'alimentation et le sectionneur. Lorsque des fusibles sont utilisés, il faut qu'ils soient du type accompagnement Moteur (aM).

- Une protection contre les surcharges est utilisée dans les situations d'augmentation de la charge, comme par exemple lorsque la roue mobile force ou se bloque, lorsque la pompe se colmate, ou lorsqu'il se produit une chute de tension. C'est généralement un **relais thermique**, couplé au contacteur de démarrage du moteur, qui assure la protection contre les surcharges. Il est composé d'une lame bimétallique qui réagit en ouvrant un contact qui interrompt le circuit de commande du contacteur lorsque le courant dépasse une valeur prédéterminée. Les relais thermiques sont efficaces contre les chutes de tension ou les ruptures de phase à l'alimentation. Il faut régler le relais thermique en fonction du courant nominal du moteur. Lorsque qu'un démarrage étoile – triangle est utilisé, le courant qui passe dans le relais thermique est réduit du facteur 0,58 ( $1/\sqrt{3}$ ), valeur qui doit être prise en compte lors du réglage du relais. La figure 43 présente un relais thermique.

- La résistance des enroulements du stator est contrôlée par un **dispositif de mesure automatique de la résistance**, qui mesure la résistance des enroulements entre les phases et la résistance entre chaque phase et la terre, chaque fois que le moteur s'arrête. Une valeur d'alarme pour les résistances peut être définie, permettant de prévenir les risques de court-circuit et de détérioration des enroulements.

Fig. 43



*Relais de protection thermique. Il est raccordé au contacteur moteur et coupe le courant au cas où l'intensité dépasse la valeur réglée.*

### 2.4 Les raccordements

Une pompe submersible, lorsqu'elle est immergée, n'est raccordée qu'à la tuyauterie de refoulement. Avec les installations en poste fixe, un système d'accouplement automatique est habituellement utilisé.

#### Système d'accouplement automatique

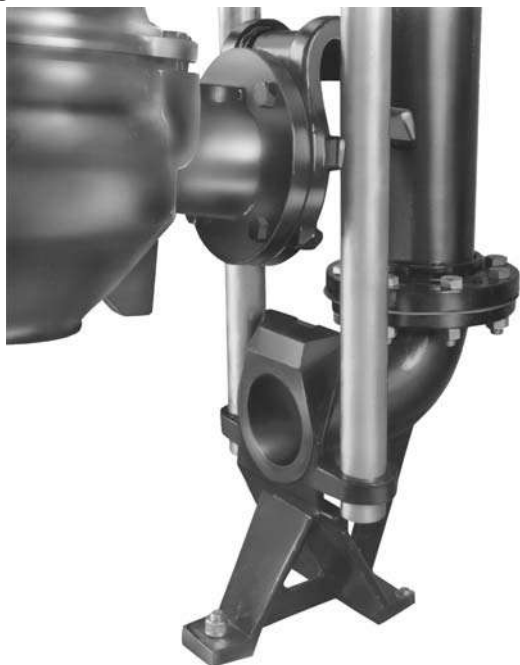
Le principe du système d'accouplement automatique a été mis au point au fil des années, spécialement pour les pompes submersibles. Il permet de descendre la pompe dans la fosse et de l'accoupler fermement à la tuyauterie sans qu'une personne n'ai besoin d'y descendre aussi. De la même façon, la pompe peut facilement être retirée de la fosse pour les besoins de maintenance. Les systèmes d'accouplement automatiques sont pourvus de rails ou de tubes qui guident la descente de la pompe jusqu'au pied d'assise. Une bride spéciale, sur le refoulement de la pompe, permet d'accoupler solidement la pompe à la tuyauterie de refoulement. Un système d'accouplement automati-

que bien conçu est usiné avec précision et possède un joint d'étanchéité permettant un raccordement étanche et robuste. La pompe se met en place par l'effet de son propre poids. La Figure 44 montre un système d'accouplement automatique avec ses rails de guidage.

La Figure 45 montre un joint flexible conçu de telle sorte que la pression de l'eau améliore son action, ce qui permet d'assurer dans tous les cas un raccordement parfaitement étanche.

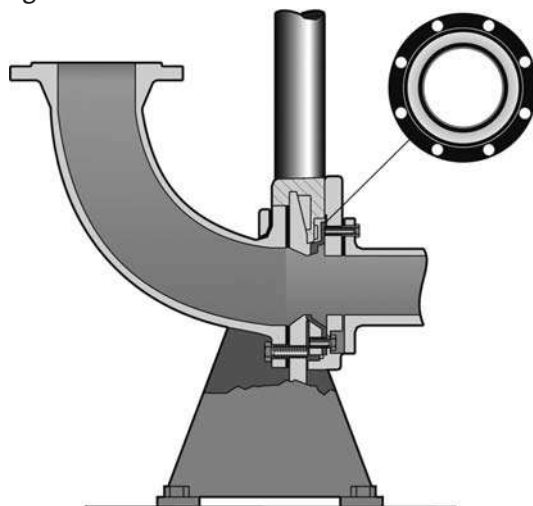
Certains fabricants proposent des kits d'adaptation qui autorisent l'installation d'une nouvelle pompe sur un ancien socle ou le remplacement une marque de pompe par une autre. Cela doit bien entendu pouvoir se faire avec un minimum de coût et de main-d'œuvre.

Fig. 44



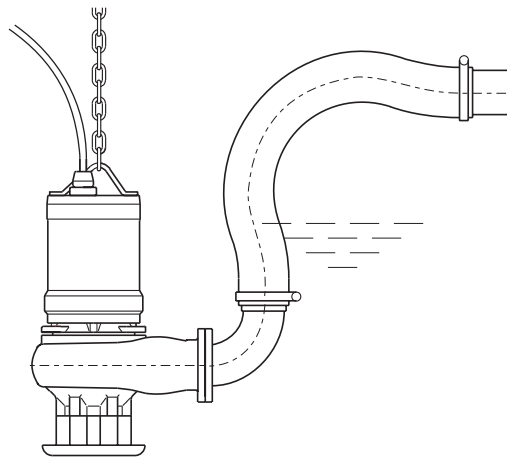
Système de pied d'assise submersible GRUNDFOS. Lorsqu'elle est installée, la pompe est fermement maintenue en place par son propre poids. Des surfaces rectifiées avec précision et un joint à lèvres assurent une parfaite étanchéité. Le jeu entre les rails et la griffe de la pompe évite que cette dernière ne se coince lors des manipulations, même si elle est sale.

Fig. 45



Joint souple entre la bride de la pompe et celle du pied d'assise. Le joint est conçu pour que son efficacité augmente avec la pression, assurant une étanchéité parfaite dans toutes les conditions.

Fig. 46



*Pompe submersible refoulant dans un tuyau souple. Ce type de raccordement n'est utilisé que lors d'un fonctionnement temporaire.*

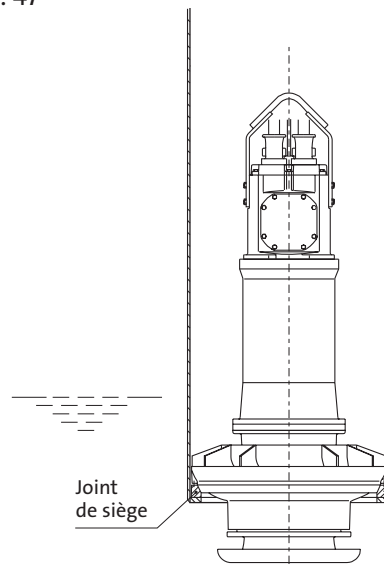
### Raccordement à un tuyau souple

La Figure 46 présente une pompe submersible raccordée à un tuyau souple. Cela ne doit être pratiqué que dans les installations temporaires ou lorsque la pompe doit être changée d'emplacement, lors du pompage de boues.

### Installation en colonne

Durant ces dernières années, la technique d'installation des pompes en colonne s'est développée. La pompe est descendue dans un tube vertical ou colonne, et le corps de pompe circulaire vient reposer sur un joint de siège disposé sur un rebord en bas de la colonne (voir Figure 47). La pompe est maintenue en place par les effets conjugués de son propre poids et de la contre pression lorsqu'elle est en fonctionnement. Le corps de pompe, conçu spécialement pour cette application, est pourvu d'aubes de guidage. Le joint de siège est conique, afin d'assurer une bonne étanchéité entre la pompe et la colonne. L'étanchéité et des goujons préviennent le dévissage au moment du démarrage.

Fig. 47

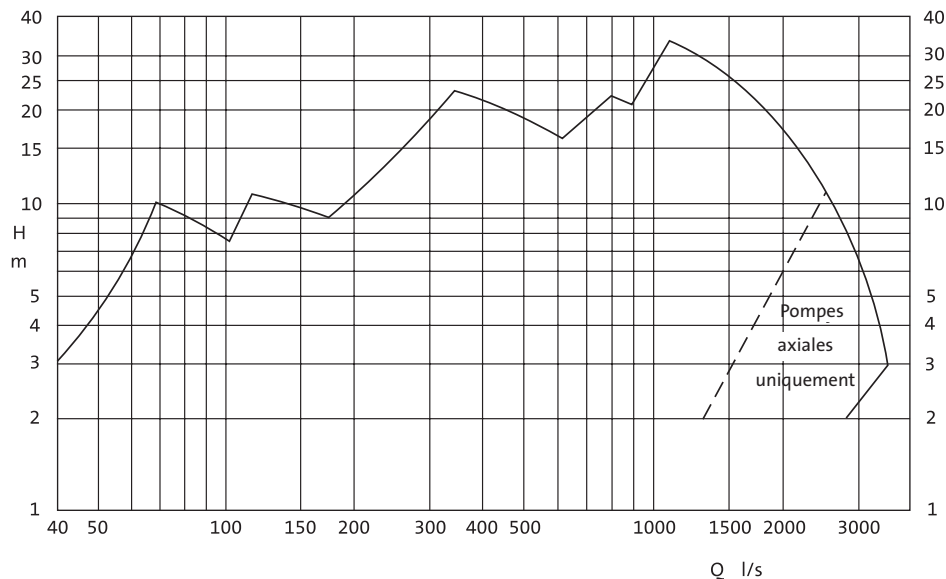


*Pompe installée en colonne. La pompe repose sur un joint de siège conique installé en bas de la colonne.*

L'installation en colonne convient parfaitement aux pompes hélicoïdales, mais aussi aux pompes de relevage classique lorsqu'il est besoin de débits importants et de HMT modérées. On peut voir, sur la Figure 48, la plage de Q/H qui correspond à la gamme Grundfos. Dans cette plage, les coûts d'achat et de mise en œuvre des pompes en colonne sont généralement intéressants, mais il convient tout de même de faire une estimation pour chaque projet. Les pompes en colonne ont le même rendement que les pompes classiques, mais les courbes sont légèrement différentes du fait du corps ouvert. L'installation en colonne convient bien au traitement des boues dans les stations d'épuration. La colonne doit être réalisée en acier inoxydable ou en acier galvanisé à chaud.

Lorsque l'installation fonctionne dans l'eau de mer, l'acier inoxydable crée une forte réaction galvanique entre la pompe et la colonne, provoquant la corrosion. Les parties galvanisées de la pompe peuvent rapidement se corroder sous l'action de la grande cathode formée par la colonne qui l'entoure.

Fig. 48



Plage de débits et pressions (Q/H) des pompes FRUNDFOS installées en colonne.

Si, par exemple, la chaîne de levage reste en place, il faudra la prévoir en acier inoxydable. On protégera efficacement les pompes en fonte avec des anodes sacrificielles que l'on remplacera régulièrement. Il sera bon également d'enduire la colonne d'une couche de peinture d'au moins 200 mm pour éviter la réaction cathodique de sa surface et prévenir ainsi la corrosion de la pompe.

## 2.5 Matériaux de construction, corrosion et usure

### 2.5.1 Résistance à la corrosion

La fonte est le matériau principal d'une pompe submersible d'assainissement, avec l'acier inoxydable de la boulonnerie et de certaines parties internes. L'arbre de pompe est, soit en acier inoxydable, soit protégé contre l'action des effluents pompés. Lorsque la pompe ou son socle comporte des parties en acier, celles-ci sont galvanisées à chaud. En fonctionnement dans des conditions normales, ces matériaux peuvent durer des dizaines d'années.

Parfois, lorsque le liquide pompé contient des effluents industriels, la résistance à la corrosion de la fonte peut se révéler insuffisante ; c'est particulièrement vrai pour les parties en soumission à une vitesse de liquide importante, par exemple la roue mobile et le corps de pompe, qui seront détériorés par une corrosion érosive. Dans ce type

d'application, la couche naturelle d'oxydation qui protège la pompe de la corrosion sera détruite, laissant place à une corrosion rapide. Il est conseillé d'utiliser de l'acier inoxydable pour ces parties sensibles.

La corrosion par l'eau de mer dépend de multiples facteurs tels que la salinité, la teneur en oxygène, la pollution ou la température ; il faudra donc déterminer le matériau adéquat au cas par cas. Dans certains cas, les anodes en zinc peuvent offrir une protection efficace.

Le matériau de la gaine du câble d'alimentation doit pouvoir supporter le contact avec les huiles et autres polluants présent dans les effluents. Les autres parties souples, telles que les joints toriques, sont généralement en nitrile ou en néoprène, qui ont une bonne tenue aux hydrocarbures et aux produits chimiques.

Il existe aussi des pompes submersibles entièrement en acier inoxydable, pour un usage en milieu très corrosif, tels que les effluents provenant de process industriels. Les pompes en acier inoxydable coûtent 3 à 4 fois plus cher que les pompes classiques. Pour ces applications à risque, le constructeur ne peut pas garantir pour chaque cas la tenue à la corrosion, mais pourra aider le client à trouver la solution la plus adaptée à son problème.



### 2.5.2 Résistance à l'usure

La quantité de sable contenue dans les effluents est de l'ordre de 0,002 à 0,003 % (en volume). Cette quantité peut augmenter périodiquement, lors de chutes de pluie ou de neige importantes, dans les stations recueillant à la fois les eaux usées et les eaux de pluie. La fonte est capable de résister pendant des années à l'usure dans la plupart des applications ; mais il faut recourir à des matériaux particuliers pour le pompage d'effluents très abrasifs, tel que le pompage de liquides provenant de stations de traitement avec piège à sable.

### 2.5.3 Liquides abrasifs

Avec les liquides abrasifs, les performances de la pompe dépendent essentiellement de la quantité de particules dans l'effluent. Les particules les plus communes sont le quartz et la silice, pour lesquelles on pourra appliquer directement ce qui suit.

La quantité de sable contenue dans l'eau peut s'exprimer en volume ou en poids ; la relation entre les deux est la suivante :

$$P_m \approx 3.P_v \quad (15)$$

Où  $p_m$  est le poids et où  $p_v$  est le volume en %. Par exemple, lorsque  $p_v = 5\%$ , cela équivaut à  $p_m = 15\%$ .

La densité augmente rapidement avec la quantité de sable contenue dans l'eau. La puissance absorbée par la pompe est en relation directe avec la densité du liquide pompé. Pour chaque cas où une quantité importante de sable est contenue dans le liquide pompé, il faut s'assurer que la puissance absorbée par la pompe ne dépasse pas celle que peut fournir le moteur. Pour le pompage d'effluents provenant de cuves de dessablage, prévoir une réserve de 30% de puissance est raisonnable.

La densité d'un mélange de sable et d'eau s'exprime ainsi :

$$\rho = 1 + 0,007 p_m \quad (16)$$

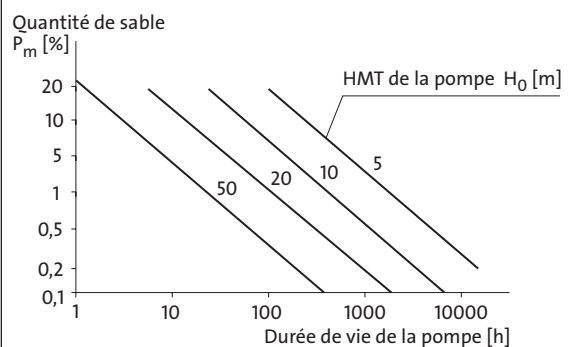
où  $p_m$  s'exprime en %.

Ainsi, si  $p_m = 15\%$ ,  $\rho = 1,1 \text{ kg/l}$

Les facteurs suivants peuvent affecter la tenue à l'abrasion de la pompe :

- la quantité de sable,
- la qualité du sable,
- les matériaux de la pompe,
- la HMT de la pompe,
- le type de roue mo

Fig. 49



*Taux d'usure de la pompe en fonction de la quantité de sable et de la HMT.  $H_0$  est la HMT à  $Q=0$ . La durée de vie est celle escomptée d'une roue mobile en fonte et dépend essentiellement de la quantité de sable et de la HMT. Ce graphique, basé sur l'expérience, peut être utilisé dans la majorité des cas.*

Le diagramme de la Figure 49 montre la relation entre le taux d'usure de la pompe et la quantité de sable contenu dans le liquide pompé. Une grande quantité de sable diminuera de façon importante la durée de vie de la pompe. La vitesse d'abrasion du sable contenu dans l'eau est d'autant plus rapide que la HMT est élevée.

Il est possible de réduire l'usure en utilisant d'une pompe dans la conception est approprié aux matériaux. Les métaux et fontes ayant une dureté d'au moins 500 HB donnent de bons résultats. Il est difficile de travailler les matériaux très durs, tels que aciers et fontes spéciaux, aussi a-t-on recours à des formes de roues et de corps de pompe qui ne nécessitent pas trop d'usinage.

Il faut considérer au cas par cas l'utilisation de pompes submersibles dans un environnement abrasif.



## 3 Les performances des pompes

Les performances d'une pompe sont le résultat de l'interaction entre les caractéristiques de l'hydraulique et celles du réseau. Ce chapitre propose une introduction à la détermination de la pompe et au calcul de la perte de charge des réseaux.

### 3.1 La HMT

#### 3.1.1 Pompes submersibles

Dans ce qui suit, la notion de HMT (Hauteur Manométrique Totale) est appliquée aux pompes submersibles. Pour des raisons pratiques, la pression régnant dans la station de relevage (inférieure) est supposée identique à celle dans la cuve de réception (supérieure). Si la pression qui règne en ces deux endroits est différente, il faudra bien entendu en tenir compte dans les calculs. En pratique il n'est pas utile de se préoccuper de la différence de pression atmosphérique entre le point de pompage et le point de refoulement : cette différence n'est que de 0,001 bar (ou 0,01 m) entre une pompe et un point de refoulement situé 100 m plus haut.

La figure 50 indique quels sont les éléments qui définissent la HMT dans une installation submersible. Les unités suivantes sont utilisées :

$H$  = HMT (m)

$H_{st}$  = hauteur statique (m)

$H_d$  = hauteur dynamique (m)

$H_{géo}$  = hauteur géométrique (m)

$H_J$  = pertes de charge dans la tuyauterie (m)

$P_L$  = pression atmosphérique dans la station de pompage

$P_U$  = pression atmosphérique dans la cuve de réception

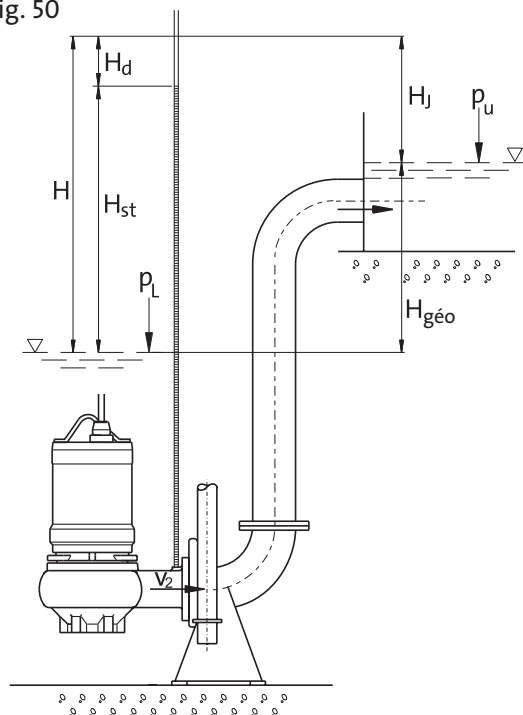
$v_2$  = vitesse d'écoulement au refoulement (m/s)

$g$  = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Si un tube de mesure est installé sur le refoulement de la pompe, le liquide y montera jusqu'à une hauteur  $H_{st}$  par rapport au niveau d'eau de la station. Cette hauteur représente la hauteur statique. De plus le liquide atteint au refoulement une vitesse  $v_2$  que l'on peut convertir en pression ou hauteur dynamique  $H_d$  à l'aide de l'équation suivante :

$$H_d = \frac{v_2^2}{2g} \quad (17)$$

Fig. 50



Composantes de la HMT pour une pompe submersible.

L'addition de la hauteur statique et de la hauteur dynamique donne la HMT

$$H = H_{st} + H_d \quad (18)$$

Selon les accords internationaux (standard ISO 9906), la HMT est calculée selon l'équation 18 lors du tracé des courbes des pompes submersibles.

La HMT sert au transport du liquide dans la tuyauterie de refoulement. La pression (ou hauteur manométrique) requise pour pomper un débit donné à l'intérieur d'une tuyauterie est constituée de la hauteur géométrique et des pertes de charge. On peut donc écrire :

$$H = H_{géo} + H_J \quad (19)$$

La hauteur géométrique  $H_{géo}$  correspond à la différence physique à un instant donné entre le niveau dans la station et celui dans la cuve de réception. Les pertes de charges sont constituées des pertes par friction dans la tuyauterie (pertes de charges linéaires), des pertes de charge ponctuelles dans les différents accessoires (pertes de charges singulières) et des pertes au point de refoulement.

Les pertes dues à l'entrée du liquide dans la pompe sont considérées comme inhérentes à celle-ci dans les installations submersibles. Si une tuyauterie d'aspiration est installée en amont de la pompe, il faut en tenir compte dans le calcul des pertes de charge.

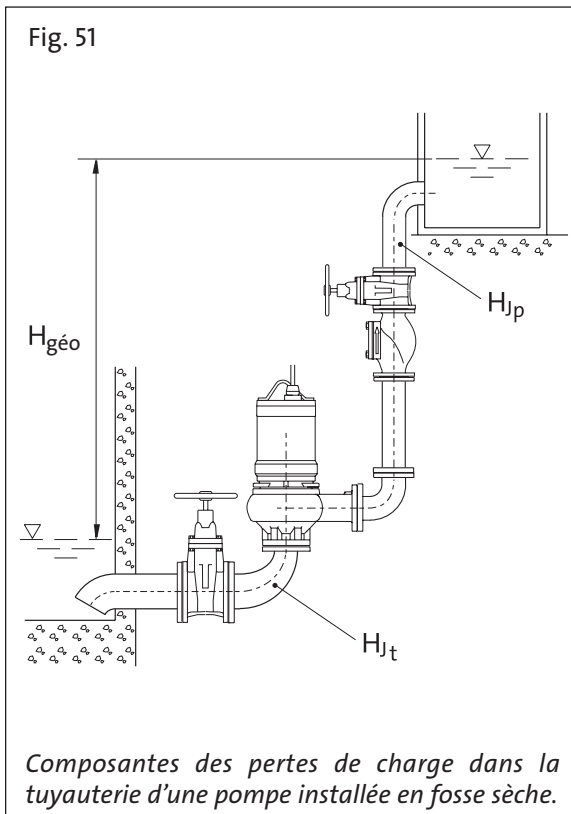
### 3.1.2 Pompes installées en fosse sèche

Lors du calcul de la HMT pour une pompe installée en fosse sèche, les caractéristiques en amont de la pompe sont aussi à prendre en compte. La Figure 51 illustre cette situation.

Dans ce cas, il est supposé que la cuve d'aspiration des effluents ainsi que celle de refoulement sont soumises à la pression atmosphérique et que cette dernière est constante. Ainsi la HMT de la pompe est la somme de la hauteur géométrique et des pertes de charges dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement. Ce qui donne :

$$H = H_{\text{géo}} + H_{\text{Jt}} + H_{\text{Jp}} \quad (20)$$

où  $H_{\text{Jt}}$  représente les pertes de charge linéaires et  $H_{\text{Jp}}$  les pertes de charge singulières.

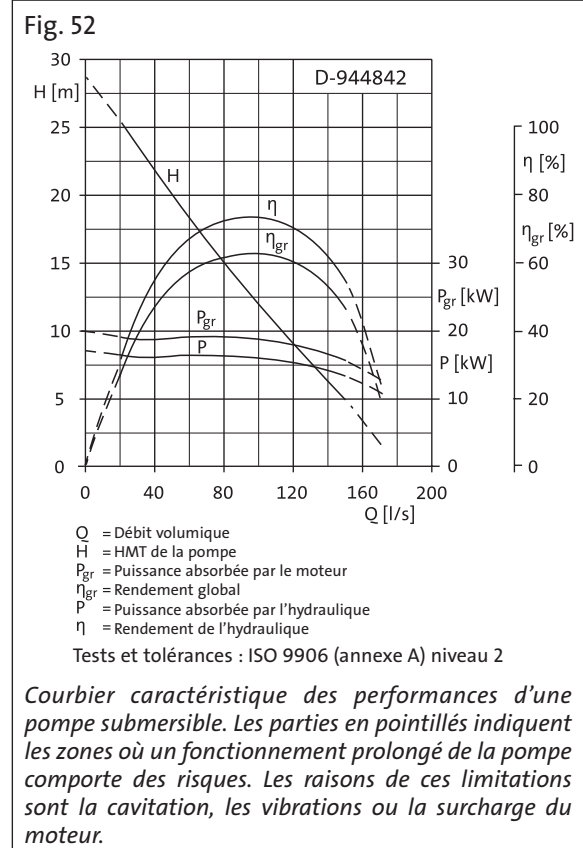


## 3.2 Courbes caractéristiques des pompes

Les différentes caractéristiques des pompes centrifuges sont habituellement données par différentes courbes qui furent tracées à partir de tests sur la pompe ou bien déterminées par le fabricant pour, par exemple, un diamètre de roue mobile hors standard. En ce qui concerne les pompes submersibles, les informations suivantes sont importantes ; elles sont en général données sous forme de courbes par rapport au débit :

- $H$  courbe de HMT,
- $\eta$  courbe(s) de rendement,
- $P$  courbe de puissance.

La Figure 52 propose une fiche technique sur laquelle sont tracées toutes les courbes importantes pour l'utilisateur.



### 3.2.1 Courbe de HMT

La courbe de HMT donne les caractéristiques de hauteur manométrique totale fournie par la pompe en fonction du débit  $Q$ . Cette courbe peut contenir des informations additionnelles telles que limites de cavitation, de vibrations ou de surcharge du moteur.

### 3.2.2 Courbes de rendement

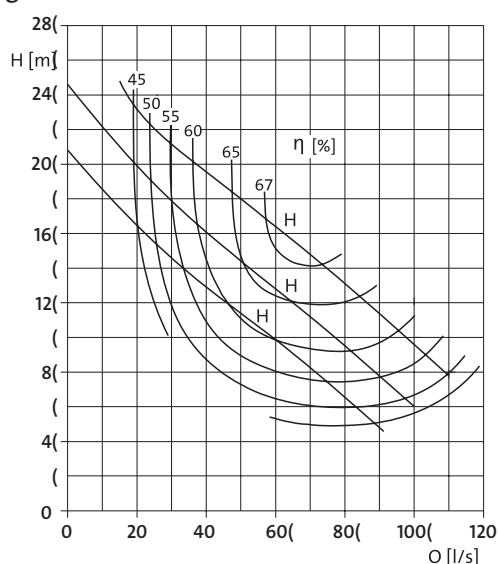
Le rendement de la pompe  $\eta$  est lui aussi fonction du débit  $Q$ . Il est proposé sous forme de ratio ou de pourcentage. Dans le cas des pompes submersibles, le rendement total  $\eta_{gr}$  est donné avec le rendement de la pompe  $\eta$  ; le rendement total  $\eta_{gr}$  comprend aussi celui du moteur. Il est important de bien distinguer ces deux rendements, particulièrement lorsque l'on compare des performances de pompes. Les pertes induisant le rendement de la pompe sont traitées dans le chapitre 1 de ce manuel. On peut écrire :

$$\eta_{gr} = \eta_{mot} + \eta \quad (21)$$

où  $\eta_{mot}$  est le rendement du moteur.

Il est aussi possible de voir apparaître le rendement directement sur la courbe caractéristique de la pompe, avec des chiffres indiquant les différentes valeurs de rendement. Lorsque plusieurs courbes de pompe sont tracées sur le même graphe, les rendements apparaissent sous la forme d'un diagramme, ou alors sont définies des plages de fonctionnement ayant le même rendement. Le courbier a alors cet aspect particulier que l'on peut voir sur la Figure 53.

Fig. 53



Courbier des performances d'une pompe avec les courbes pour des roues de différents diamètres ; le rendement est représenté par des zones dessinées directement sur les courbes. Le choix de la roue est facilité en reliant les zones ayant le même rendement.

### 3.2.3 Courbes de puissance

La puissance requise par la pompe est également fonction du débit  $Q$ . Sur la Figure 52, on peut voir un courbier représentant à la fois la puissance hydraulique et la puissance électrique. La puissance électrique est la puissance consommée par le moteur, elle est mesurée à l'alimentation électrique de celui-ci. Selon les standards internationaux de test de pompes, la puissance hydraulique s'appelle  $P$  et la puissance électrique  $P_{gr}$ . On peut calculer la puissance hydraulique requise à l'aide de l'équation :

$$P = \frac{\rho Q g H}{\eta} \quad (22)$$

où :

$P$  = puissance (w)

$\rho$  = densité du liquide (kg/m<sup>3</sup>)

$Q$  = débit volumique (m<sup>3</sup>/s)

$g$  = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$H$  = HMT (m)

$\eta$  = rendement

### 3.2.4 Courbe de NPSH

Puisque l'on ne fait de calcul de NPSH que pour les installations en fosse sèche, la courbe de NPSH n'apparaît pas toujours sur les courbiers. Cette courbe peut être fournie par le constructeur lorsque l'on craint l'apparition de la cavitation.

La courbe de NPSH est issue de tests réalisés avec de l'eau claire ; elle est néanmoins utilisable avec les effluents de collectivités et la plupart des effluents industriels ; lorsqu'ils ne contiennent que peu de solides (moins de 0,05%), ces matières solides n'ont pas d'effet significatif sur les performances de la pompe.

### 3.3 Pertes de charge et courbes caractéristiques du réseau

Nous présentons dans ce qui suit la théorie pour le calcul des pertes de charge. Les calculs pratiques seront faits à l'aide des instructions détaillées et des diagrammes fournis dans l'appendice A, ou à l'aide d'un programme informatique.

Les débits mis en oeuvre lors du pompage d'eaux usées doivent être suffisamment élevés pour permettre un écoulement turbulent dans la tuyauterie. Les pertes de charge, dans ce cas, augmentent avec le carré du débit. La perte de charge totale d'une installation est la somme des pertes de charge linéaires, dans les longueurs droites des tuyauteries et des pertes de charges singulières, dans tous les accessoires.

#### 3.3.1 Pertes de charge linéaires

Les pertes de charge linéaires dépendent des facteurs suivants :

- longueur de la tuyauterie,
- diamètre interne de la tuyauterie,
- débit,
- rugosité de la tuyauterie,
- viscosité cinématique du liquide.

Une valeur sans dimension, le nombre de Reynolds est définie ainsi :

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (23)$$

où :

Re = nombre de Reynolds

v = vitesse d'écoulement (m/s)

D = diamètre interne de la tuyauterie (m)

ν = viscosité cinématique (m<sup>2</sup>/s)

La viscosité cinématique de l'eau dépend de sa température :

| t°C                                  | 0    | 20   | 40   | 60   | 100  |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|
| ν 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s | 1,78 | 1,00 | 0,66 | 0,48 | 0,30 |

L'équation pour les pertes de charges peut s'écrire :

$$H_{jp} = \lambda \frac{lv^2}{D^5g} \quad (24)$$

où :

H<sub>jp</sub> = pertes de charge linéaires (m)

λ = facteur de rugosité

l = longueur de la tuyauterie (m)

v = vitesse d'écoulement (m/s)

g = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

D = diamètre intérieur de la tuyauterie (m)

On peut obtenir le facteur λ à partir du diagramme de la Figure 54 pour résoudre l'équation 24. Les valeurs de rugosité (en mm) du tableau ci-dessous peuvent aussi être utilisées :

| Matériau         | k neuf    | k ancien |
|------------------|-----------|----------|
| Plastique        | 0,01      | 0,25     |
| Acier étiré      | 0,05      | 1,0      |
| Acier soudé      | 0,10      | 1,0      |
| Acier inox étiré | 0,05      | 0,25     |
| Acier inox soudé | 0,1       | 0,25     |
| Fonte            | 0,25      | 1,0      |
| Fonte bitumée    | 0,12      |          |
| Amiante          | 0,025     | 0,25     |
| Béton            | 0,3...2,0 |          |

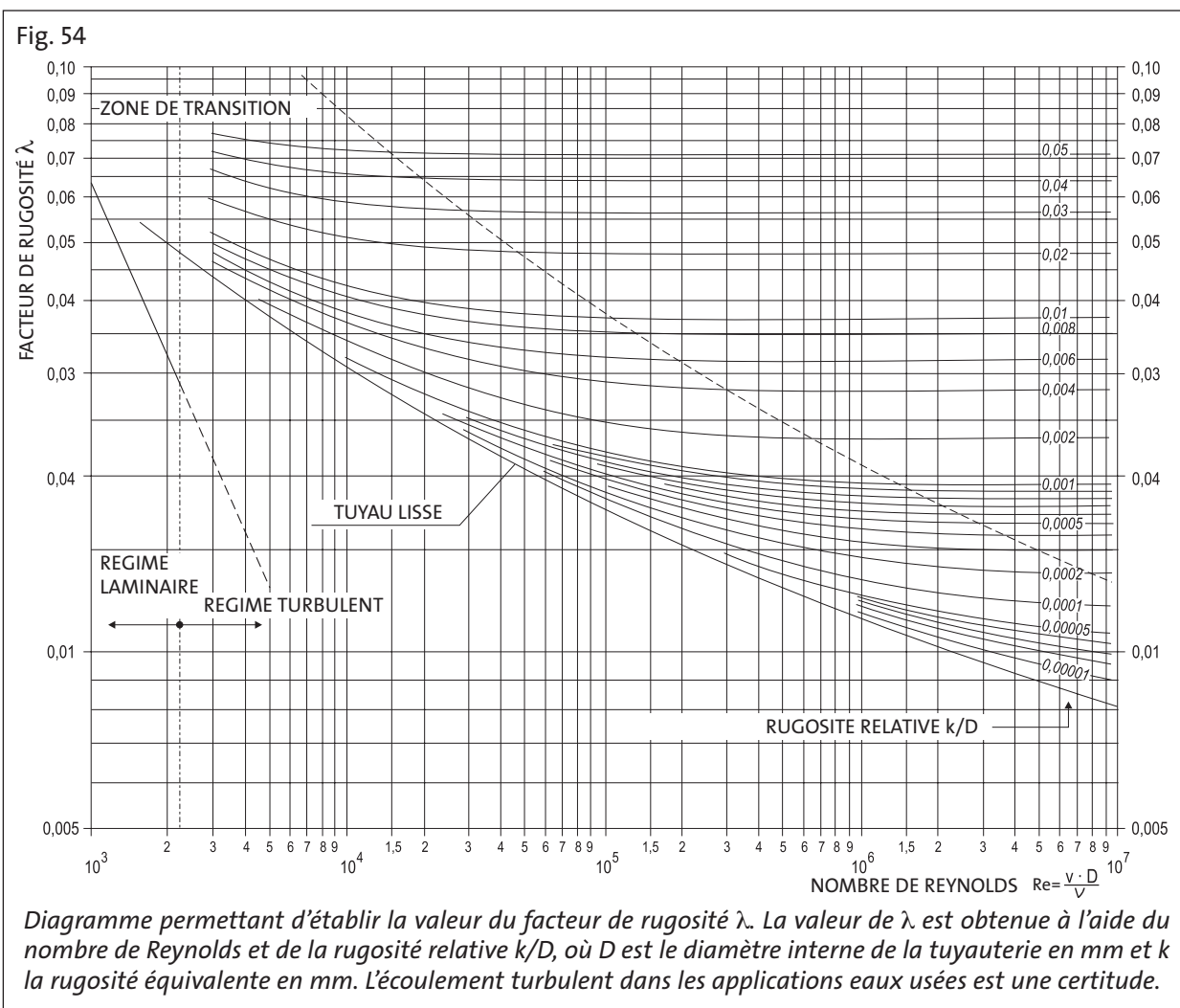
L'érosion augmente la rugosité du matériau des tuyauteries au fur et à mesure de leur vieillissement. La corrosion et les dépôts de sédiments diminuent leur diamètre interne : tous facteurs concourant à augmenter les pertes de charges.

L'effet sur les pertes de charge de la modification du diamètre de la tuyauterie peut se calculer à l'aide de la relation :

$$H'_{jp} \approx H_{jp} \left( \frac{D'}{D} \right)^5 \quad (25)$$

Ainsi, passer d'un diamètre intérieur de 100 mm à 108 mm diminue les pertes de charge de 30%.

En pratique, l'équation 25 est suffisamment précise pour comparer les pertes de charge dans des diamètres de tuyauteries différents ; d'autant plus que des valeurs de rugosité précises sont rarement disponibles.



On utilise souvent des programmes informatiques pour calculer les pertes de charges dans les tuyauteries ; ces programmes sont parfois disponibles chez certains fabricants de pompes. Ces mêmes programmes fournissent également une aide à la détermination de la pompe la plus adaptée dans la gamme du constructeur. Il faut considérer cette aide à la détermination comme une suggestion et ne pas hésiter à contacter le fabricant en cas de doute.

La tuyauterie de refoulement est parfois séparée en deux tuyauteries parallèles. Elles peuvent avoir la même longueur, mais peuvent être de différents diamètres ou constituées de matériaux différents. La répartition du débit dans ces deux tuyauteries et les pertes de charges qui en découlent peuvent être difficiles à déterminer. Grundfos a développé une méthode pour ce cas, dans laquelle les deux tuyauteries se substituent à une

seule tuyauterie virtuelle. Un diamètre équivalent est utilisé pour calculer les pertes de charges résultantes des deux tuyauteries réelles.

Le diamètre équivalent est calculé à l'aide des équations suivantes :

A – Les deux tuyauteries ont le même diamètre :

$$D_e = 1,3 \cdot D \quad (26)$$

où  $D$  est le diamètre des tuyauteries parallèles.

B – Les tuyauteries ont un diamètre différent :

$$D = (D_1^{-2,65} + D_2^{-2,65})^{0,3774} \quad (27)$$

où  $D_1$  et  $D_2$  sont les deux différents diamètres des tuyauteries parallèles.

On peut calculer le débit dans les tuyauteries de différents diamètres avec les équations suivantes :

A - Les deux tuyauteries ont le même diamètre :

$$Q_1 = \frac{Q}{2} \quad (28)$$

B - Les deux tuyauteries ont un diamètre différent :

$$Q_1 = \left(\frac{D_1}{D_e}\right)^{2,65} \cdot Q \quad (29)$$

$$Q_2 = Q - Q_1 \quad (30)$$

Ces équations sont valables pour un régime turbulent, qui est le régime normal pour le pompage d'eau. Il est supposé, dans ces équations, que les deux tuyauteries ont la même rugosité.

### 3.3.2 Pertes de charge singulières

Les changements de diamètre et de forme de la tuyauterie, les coudes, les vannes, les raccords, etc. installés sur la tuyauterie induisent des pertes de charge supplémentaires qui constituent des facteurs de turbulences et d'augmentation de la résistance au passage du liquide. L'équation suivante est utilisée pour calculer ces pertes :

$$H_{Jn} = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (31)$$

où

$H_{Jn}$  = perte de charge singulière (m)

$\zeta$  = facteur de résistance

$v$  = vitesse d'écoulement (m/s)

$g$  = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Les facteurs de résistance des différents accessoires et éléments de tuyauteries sont fournis à l'Appendice A. Ces valeurs sont données sous forme non pas de facteur de résistance, mais directement sous la forme de perte de charge dépendant de leur longueur et de leur diamètre interne, à utiliser tel quel dans le calcul de la perte de charge totale.

La perte de charge engendrée par un changement de diamètre de la tuyauterie peut se calculer à l'aide de l'équation de Borda :

$$H_{Jn} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad (32)$$

où :

$H_{Jn}$  = perte de charge singulière (m)

$\zeta$  = facteur de résistance

$v$  = vitesse d'écoulement (m/s)

$g$  = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Si la modification de diamètre est faite à l'aide d'un cône ayant un angle de 10°, la perte de charge diminuera de 40 % par rapport à la valeur calculée avec l'équation 32. Ce facteur est particulièrement important lorsque l'augmentation de la section est réalisée juste après la bride de refoulement de la pompe, où la vitesse d'écoulement peut être relativement élevée. Grâce à ce cône ayant un angle d'expansion de 10°, de l'énergie est économisée. Lorsque la section diminue, il est possible de réaliser un cône plus court car les pertes de charge y sont moins importantes.

Les pertes de charge sont en général plus élevées lorsque la vitesse diminue que lorsqu'elle augmente.

Le dernier facteur générant des pertes de charge singulières est l'écoulement en bout de tuyauterie. Si cet écoulement est libre, sans aucun accessoire, la perte est égale à la pression dynamique ou  $v^2/2g$ .

Les coefficients de pertes de charges pour différents types de vannes et clapets sont fournis par les fabricants. Un guide des valeurs pour les vannes les plus communément utilisées en relevage est présenté à l'Appendice A.

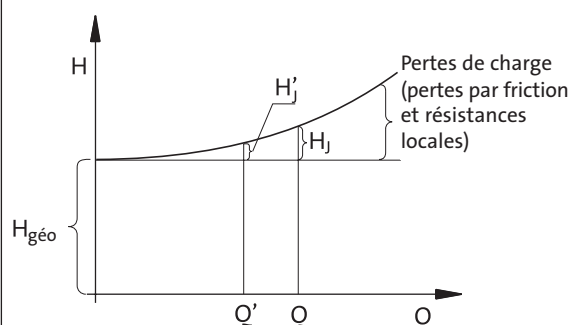
### 3.3.3 Courbes caractéristiques du réseau

Dans les installations d'assainissement, la station de collecte et le point de refoulement sont soumis à la pression atmosphérique ; la courbe caractéristique du réseau n'est donc constituée que de la hauteur géométrique et de la perte de charge. La figure 55 montre l'aspect général d'une courbe de réseau caractéristique. Tant que l'écoulement est turbulent à la vitesse d'écoulement considérée, il est supposé que la perte de charge varie proportionnellement au carré du débit. Ainsi, si la perte de charge à un débit donné est calculée à l'aide de la méthode décrite ci-dessus, il est possible de retrouver les autres points de la courbe de réseau, avec une approximation suffisante, à l'aide de l'équation :

$$H'_j = H_j \left(\frac{Q}{Q}\right)^2 \quad (33)$$



Fig. 55



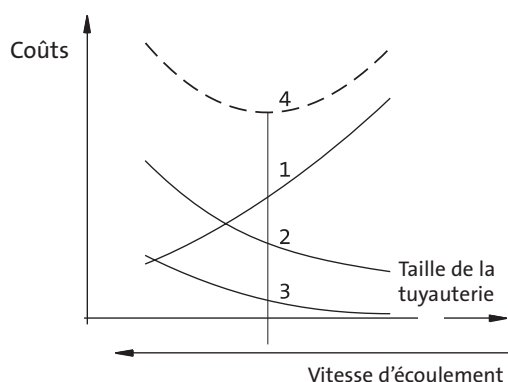
*Courbe de réseau d'une canalisation. Les pertes de charges sont fonction du débit, elle s'ajoutent à la hauteur géométrique qui, elle, est constante.*

### 3.4 Diamètre de la tuyauterie

Le diamètre de la tuyauterie est défini selon les critères suivants :

- économie,
- diamètre interne requis pour l'application,
- vitesse d'écoulement la plus faible requise pour l'application.

Fig. 56



- 1- Prix de revient de la canalisation
- 2- Prix de revient de la station de pompage
- 3- Coût de l'énergie
- 4- Coûts totaux

*Relation entre les coûts d'une installation de pompage et la taille de la canalisation. A partir de la relation opposée de la taille de la tuyauterie et de la vitesse d'écoulement, un choix optimal peut être fait.*

#### 3.4.1 Economies

Dans une installation, les économies sont réalisées à la fois sur les coûts d'installation et les coûts de fonctionnement tout au long de sa durée de vie. Une bonne partie des coûts d'installation et de fonctionnement dépend directement de la taille de la tuyauterie ; il peut être intéressant de modifier le diamètre de tuyauterie prévu pour différentes raisons :

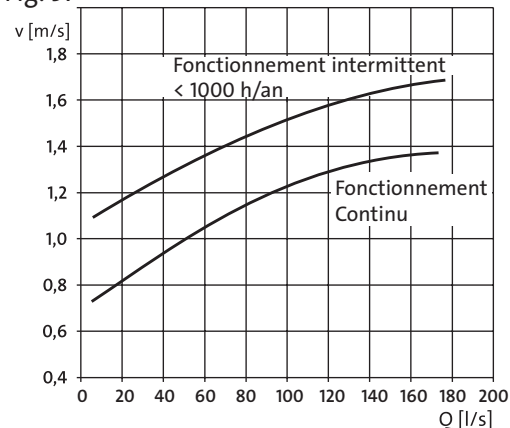
Lorsque le diamètre de la tuyauterie diminue,

- le prix de la tuyauterie diminue,
- les coûts inhérents à la station de relevage augmentent car il faut choisir une pompe ainsi que ses équipements de taille plus importante, pour vaincre l'augmentation des pertes de charge ; les coûts des accessoires électriques peuvent s'accroître significativement,
- les coûts de fonctionnement sont plus élevés à cause de l'augmentation d'énergie consommée par des pertes de charge plus importantes.

Il faut, pour faire le choix du diamètre optimal, trouver le meilleur compromis entre les différents coûts en relation opposée. La figure 56 montre cette relation. On peut utiliser le diagramme de la Figure 57 pour déterminer le diamètre optimal de la tuyauterie ; ce diagramme, qui donne la vitesse d'écoulement optimum pour différentes installations, s'appuie sur de nombreuses études.

Lorsque c'est possible, une analyse plus détaillée peut, et doit, être réalisée.

Fig. 57

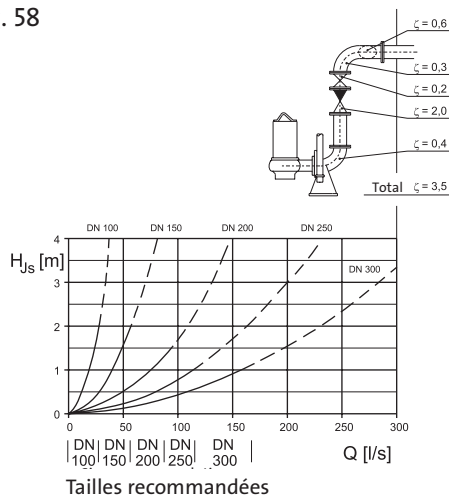


*Diagramme permettant d'évaluer la vitesse d'écoulement économique optimale d'une installation de pompage submersible. Cette étude s'appuie sur la hauteur géométrique, la longueur des tuyauteries le temps de fonctionnement annuel et les coûts énergétiques d'une installation submersible.*



Il faut choisir les composants de la tuyauterie internes à la station de relevage de façon à minimiser leur coût, sans augmenter de manière excessive la perte de charge dans la station. La Figure 58 donne les valeurs de pertes de charge dans les parties de tuyauteries internes à une station de pompage comportant deux pompes fonctionnant en alternance, ainsi que les diamètres économiques des tuyauteries, sur la base de nombreuses études.

Fig. 58



*Pertes de charge en fonction du débit dans les tuyauteries de chacune des deux pompes submersibles fonctionnant en alternance dans une station de pompage. Chaque tuyauterie individuelle comporte un pied d'assise avec un coude, vanne et clapet, et un coude supérieur pour le raccordement à la canalisation principale.*

### 3.4.2 Passage libre pour les solides

Pour le pompage d'effluents non traités en provenance d'installations collectives, le diamètre de passage prévu est généralement de 100 mm, pour permettre l'évacuation de solides sans risque de colmatage. Pour les stations à faible débit, le diamètre interne de la tuyauterie peut se réduire à 80 mm, d'autant plus que le passage libre de la pompe est aussi de 80 mm.

### 3.4.3 Eviter les dépôts de solides et de boues

Si la vitesse d'écoulement dans la tuyauterie de refoulement est trop faible, le sable et les boues ont le temps de décanter et de se déposer, augmentant les risques de colmatage. Les dépôts de boues durcissent et forment une croûte à l'intérieur

de la tuyauterie, ce qui diminue son diamètre, augmente sa rugosité et donc les pertes de charge. Des blocs de boue se mouvant avec le débit viennent boucher les coudes ou d'autres accessoires de la tuyauterie.

Pour le relevage des eaux usées collectives, une vitesse d'écoulement minimum de 0,7 m/s est recommandée. Pour le relevage domestique, la vitesse d'écoulement peut descendre à 0,5 m/s ; mais si du sable est contenu dans l'effluent, cette valeur risque d'être trop faible. Dans les installations à débit variable, par exemple lorsque les pompes fonctionnent avec un variateur de vitesse, la vitesse d'écoulement peut temporairement être plus basse.

Lorsqu'une installation rencontre fréquemment des problèmes de colmatage, un dégommage à grandes eaux, avec toutes les pompes fonctionnant simultanément, est recommandé périodiquement. Le profil de la tuyauterie a aussi son importance : la sédimentation se produira plus facilement dans une tuyauterie pourvue d'une faible pente comme, par exemple, les tuyauteries installées sous les cours d'eau. Dans ces cas-là, une vitesse d'écoulement plus élevée est recommandée.

### 3.4.4 Le coup de bélier

Des ondes de choc (pression/dépression) sont générées dans la tuyauterie au moment de la mise en route ou de l'arrêt de la pompe. Ce phénomène, qui s'appelle le coup de bélier, peut provoquer, s'il est de grande amplitude, des dommages à la tuyauterie et aux équipements. La sévérité du phénomène dépend de différents facteurs tels que modification de la vitesse d'écoulement durant le délai de réflexion, le matériau de la tuyauterie, ainsi que les caractéristiques du liquide.

Lorsque le liquide accélère ou décélère, une onde transitoire est engendrée, qui oscille dans un va-et-vient rapide jusqu'à son épuisement. La fréquence des oscillations (ou délai de réflexion) peut se calculer à l'aide de la formule :

$$\mu = \pm \frac{2L}{a} \quad (34)$$

où

$\mu$  = durée du cycle de réflexion, pour un aller-retour de l'onde de choc (s)

L = longueur de la tuyauterie

a = vitesse de l'onde de choc (m/s)

### 3 Les performances des pompes

Le tableau suivant donne les vitesses pour de l'eau propre avec différents matériaux :

| Matériau de la tuyauterie | Vitesse (m/s) |
|---------------------------|---------------|
| Acier                     | 900 à 1300    |
| Fonte                     | 1 000 à 1 200 |
| Béton armé                | 1 000 à 1 200 |
| Composites                | 300 à 500     |

Les eau usées et boueuses contiennent souvent de l'air ou des gaz insolubles, qui ont un effet significatif sur la vitesse de l'onde de choc, comme il est montré dans le tableau suivant, où celle-ci est exprimée en fonction de la quantité de gaz non dissous dans le liquide :

| HMT = 15 m                           |                                    |
|--------------------------------------|------------------------------------|
| Quantité de gaz en taux volumétrique | Ratio de vitesse de l'onde de choc |
| 0                                    | 1,0                                |
| 10 <sup>-6</sup>                     | 1,0                                |
| 10 <sup>-5</sup>                     | 0,96                               |
| 10 <sup>-4</sup>                     | 0,73                               |
| 10 <sup>-3</sup>                     | 0,32                               |
| 10 <sup>-2</sup>                     | 0,11                               |

Les gaz dissous n'ont pas d'effet sur le délai de réflexion de l'onde de choc.

Les écarts de pression résultant de la modification de la vitesse d'écoulement pendant un cycle de réflexion peuvent se calculer à l'aide de l'équation suivante :

$$\Delta h = \pm \frac{a \cdot \Delta v}{g} \quad (35)$$

où

$\Delta h$  = écart de pression (m)

$a$  = vitesse de l'onde de choc (m/s)

$\Delta v$  = écart de vitesse d'écoulement pendant un cycle de réflexion (m/s)

$g$  = accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Du fait qu'il n'est pas facile de déterminer l'écart de vitesse d'écoulement au moment où la pompe démarre ou s'arrête, un calcul exact de l'écart de pression n'est pas aisé à calculer. Si, par exemple,

une vanne se ferme pendant la durée du cycle de réflexion, et l'écart de vitesse d'écoulement  $\Delta v$  est égal à la vitesse d'écoulement  $v$ , il est alors possible de faire le calcul. Du fait que les oscillations se font aussi dans le sens de la dépression, la pression peut chuter en dessous de la pression de vapeur de l'eau, ce qui provoque de la cavitation, qui elle-même engendre du bruit et des vibrations. Cela se produit plus particulièrement au niveau de la pompe, des vannes et des points hauts de la tuyauterie. Cette forte dépression peut aussi provoquer un écrasement de la tuyauterie.

Dans le pompage d'assainissement, le coup de bélier engendré par le démarrage de la pompe est moins important que celui provoqué par l'arrêt. Le but est de calculer l'écart de vitesse produit juste après l'arrêt de la pompe et la valeur de l'onde de choc qui en découle. Les valeurs les plus difficiles à déterminer sont la résistance de la pompe et la pression la plus faible induite dans la pompe au moment où celle-ci est arrêtée. Ces informations ne sont pas disponibles auprès des fabricants.

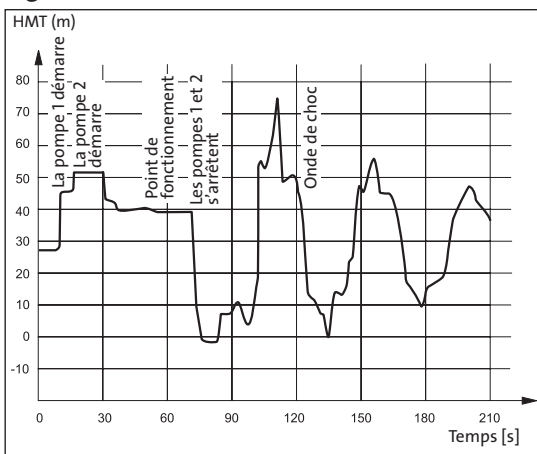
Un autre facteur d'incertitude est la quantité d'air ou de gaz contenue dans l'eau ou la tuyauterie. La solution est de faire une analyse avec différentes concentrations qui permettra de déterminer l'effet des gaz non dissous.

La Figure 59 montre l'effet du coup de bélier observé dans une installation à deux pompes. Noter les phénomènes suivants :

- La durée du délai de réflexion est de 45 secondes. Un calcul théorique pour un fluide ne contenant pas d'air donnerait une durée de seulement 12 à 20 secondes. La différence entre la théorie et la pratique indique clairement la présence de gaz non dissous dans l'eau.
- Tout de suite après l'arrêt des pompes, la pression descend en dessous de la pression atmosphérique. Cette valeur ayant été mesurée au niveau de la bride de refoulement de la pompe, on peut admettre que la pression à l'intérieur de la pompe est encore inférieure. Il est probable que la pression dans la pompe est en dessous de la pression de cavitation (-10 m).

Habituellement, le coup de bélier n'est pas audible tant que le phénomène n'est pas trop important ; on peut l'observer avec un manomètre. Il n'y a émission de bruit qu'en cas de cavitation ou de fermeture brutale d'un clapet.

Fig. 59



Longueur de la canalisation : 3000 m  
 Diamètre : DN 400 PVC  
 Débit des deux pompes ensemble : 140 l/s  
 Vitesse d'écoulement : 1,3 m/s  
 Hauteur géométrique : 32,4 m  
 Clapets anti-retour : DN 200  
 Manomètre sur la bride de refoulement de la pompe

*Mesure de l'évolution des pressions générées par un coup de bélier en fonction du temps.*

- utiliser des équipements plus solides, qui supporteront le coup de bélier ; les dépressions provoquent plus de dégâts sur la tuyauterie et ses accessoires que les surpressions.

Le coup de bélier n'est pas un problème fréquent dans les installations de relevage. La description théorique du phénomène n'est pas aisée du fait d'un nombre élevé d'inconnues.

### 3.4.5 Eviter le coup de bélier

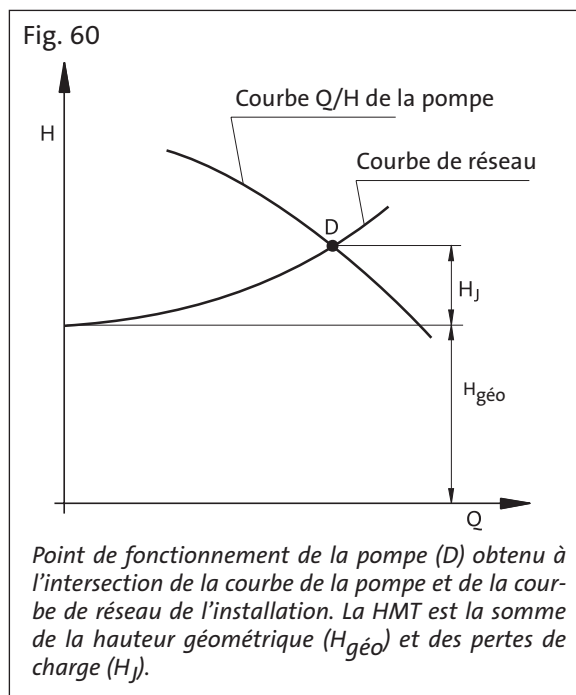
Si des coups de bélier se produisent dans une installation, il est possible de les annihiler en prenant l'une ou plusieurs des mesures suivantes :

- éviter l'arrêt simultané de deux ou plusieurs pompes,
- installer des vannes à fermeture lente, de 20 à 30 secondes, à la place des vannes classiques ; la pompe ne devra s'arrêter qu'après la fermeture des vannes,
- arrêter la pompe lentement à l'aide d'un variateur de fréquence,
- il est aussi possible d'utiliser un démarreur / ralentisseur progressif, mais le contrôle complet de la séquence d'arrêt n'est pas toujours possible,
- installer des purgeurs automatiques aux points où apparaît une pression négative,
- en cas de cavitation au moment du cycle de l'arrêt de la pompe, l'installation d'un by-pass avec un clapet anti-retour reliant la station à la tuyauterie de refoulement préviendra les chutes de pression à l'intérieur de la pompe. Il faudra que ce by-pass soit d'une taille inférieure à celle de la bride de refoulement de la pompe.

### 3.5 Point de fonctionnement de la pompe

#### 3.5.1 Fonctionnement avec une seule pompe

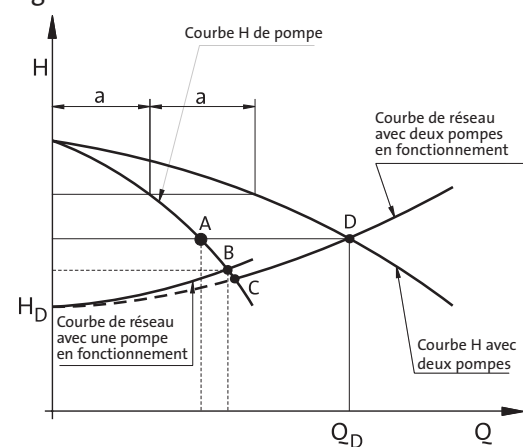
On obtient la HMT par addition de la hauteur géométrique ( $H_{\text{géo}}$ ) et des pertes de charge ( $H_J$ ). La hauteur géométrique est une constante, indépendante du débit, alors que les pertes de charge, elles varient comme le carré du débit (voir Figure 55). Si l'on dessine la courbe caractéristique d'une pompe sur le même diagramme que celui de la courbe de réseau, on trouvera le point de fonctionnement à l'intersection de ces deux courbes. La HMT est ici exactement celle requise par l'installation ; on peut alors lire le débit à ce point directement sur le diagramme, comme sur la Figure 60.



#### 3.5.2 Fonctionnement en parallèle, pompes identiques

Lors d'un fonctionnement en parallèle, deux pompes ou plus refoulent ensemble dans la même tuyauterie. La courbe de réseau est légèrement modifiée selon le nombre de pompes en marche ; en effet, chaque pompe est équipée de sa propre tuyauterie de refoulement, qui modifie donc les caractéristiques de l'ensemble.

Fig. 61



Points de fonctionnement de deux pompes opérant seules (B) ou en parallèle (D). Du fait que la résistance de la tuyauterie augmente lorsque les deux pompes fonctionnent ensemble, le débit obtenu ( $Q_D$ ) est toujours inférieur au débit d'une seule pompe. Pour simplifier, on pourra supposer que le débit d'une seule pompe correspond au point de fonctionnement C.

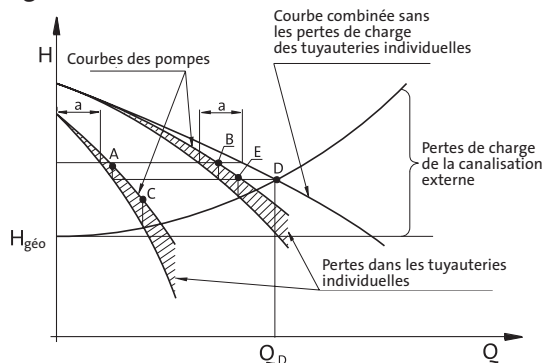
Si l'on suppose deux pompes identiques fonctionnant en parallèle et refoulant dans la canalisation principale par l'intermédiaire de tuyauteries séparées, on obtient les courbes caractéristiques de la Figure 61. La courbe des deux pompes en fonctionnement est obtenue en additionnant les débits à chaque valeur de pression.

#### 3.5.3 Fonctionnement en parallèle, pompes différentes

Lorsque l'on calcule le point de fonctionnement avec deux pompes différentes oeuvrant en parallèle, il faut tenir compte des caractéristiques différentes des tuyauteries de refoulement de chaque pompe vers la canalisation principale. On peut, pour cela, utiliser la méthode suivante.

Il faut tout d'abord définir les pertes de charges pour chaque pompe dans leur tuyauterie de refoulement séparée ; ce qui permet de tracer de nouvelles courbes de pompes tenant compte de ces pertes. L'addition des débits pour une pression donnée par ces deux courbes modifiées donne la courbe résultante pour les deux pompes en fonctionnement. Le point d'intersection de cette nouvelle courbe avec la courbe de réseau de l'installation indique le point de fonctionnement.

Fig. 62



Points de fonctionnement de deux pompes différentes refoulant dans une même canalisation. Les pertes de charge des équipements individuels viennent en réduction de la HMT de chaque pompe. La courbe combinée des deux pompes est obtenue en additionnant les deux courbes réduites, ce qui permet d'obtenir le point de fonctionnement D. Les points de fonctionnement individuels sont A et B. Si les pompes tournent seules, les points de fonctionnement seront respectivement C et E.

Si, à partir de ce point, l'on revient en arrière en suivant une pression constante, on peut trouver, aux points d'intersections respectifs avec les courbes corrigées, les débits respectifs de chacune des pompes. De la même manière, en suivant la courbe de réseau, on peut retrouver le point de fonctionnement de chaque pompe individuelle, aux points d'intersection avec leurs courbes caractéristiques. Cette méthode est illustrée sur la Figure 62.

### 3.5.4 Fonctionnement en série

Il est possible de raccorder plusieurs pompes en série, dans le but d'augmenter la pression. La HMT ainsi créée est la somme des HMT de chaque pompe à un débit donné. La complexité de ce montage fait qu'il n'est que rarement utilisé ; il est de loin préférable de trouver, dans la gamme du fabricant, une pompe de taille plus importante qui peut couvrir les besoins à elle toute seule.

Il n'est possible de raccorder en série une pompe submersible qu'avec une pompe installée en fosse sèche. On a alors affaire à deux pompes différentes.

Un autre problème inhérent aux pompes en série est le risque de faire caviter la deuxième pompe en cas de panne de la première, à cause de l'aug-

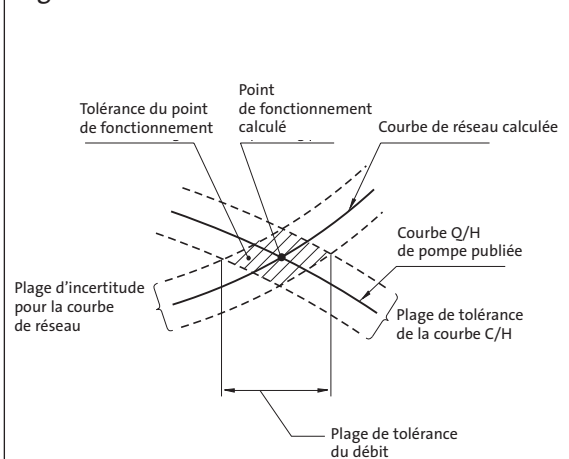
mentation des pertes de charges dues à la résistance de celle-là. Le concepteur doit réaliser son étude de manière à éviter les pompes en série, en s'assurant qu'il existe bien des pompes capables d'atteindre le point requis.

### 3.5.5 Point de fonctionnement réel

Le point de fonctionnement réel est toujours différent de celui calculé. La raison en est l'imprécision des méthodes de calcul des pertes de charges ainsi que la tolérance permise sur les courbes de performance des pompes. D'autre part, ces caractéristiques vont évoluer dans le temps à cause de l'usure, de la corrosion et de la sédimentation, qui modifient la tuyauterie et les pompes avec l'âge. La Figure 63 montre comment un débit peut évoluer à l'intérieur de ces tolérances. Les tolérances sur les caractéristiques des pompes sont exposées en détail à la section 4 de ce manuel.

Si le point de fonctionnement se trouve dans la partie des faibles débits de la courbe Q/H et que la courbe de réseau est très résistante, la plage de tolérance est importante, en proportion du point de fonctionnement souhaité. Il faut en tenir compte au moment du choix de la pompe.

Fig. 63



Zone de tolérance autour du point de fonctionnement. Le point de fonctionnement réel pour une installation donnée se situe dans une zone circonscrite par la plage de tolérance de la pompe et celle de la courbe de réseau. Cela peut faire varier la puissance absorbée de façon conséquente.

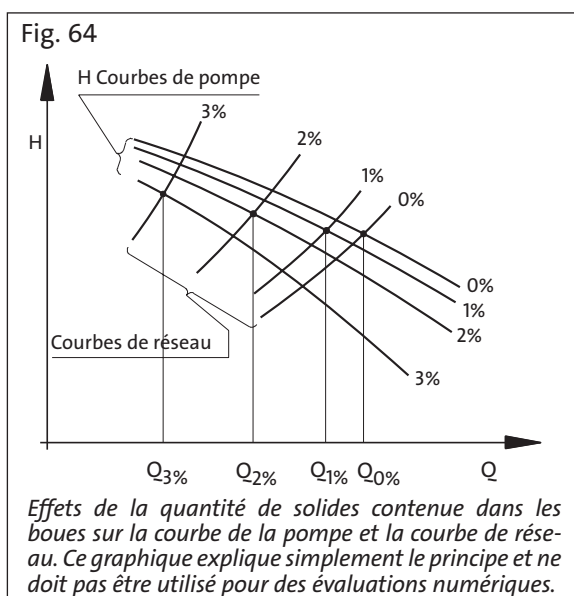
### 3.6 le pompage de boues

Des boues de consistances variées sont fréquemment pompées par les pompes submersibles installées dans les stations d'épuration. Les pertes de charges augmentent et les performances de la pompe diminuent avec l'accroissement de la quantité de solide dans les boues. Il faut tenir compte de ces deux facteurs lors du choix de la pompe. Le principe en est illustré sur la Figure 64.

La situation se complique du fait que le comportement des boues dans les pompes centrifuges est mal connu. Les boues peuvent contenir une grande quantité de gaz, dissous ou non, et cela peut avoir un effet non négligeable sur le comportement de la pompe submersible. En règle générale, on considère que des boues contenant beaucoup de corps solides contiennent également beaucoup de gaz, ce qui diminue significativement les performances de la pompe. Dans des cas extrêmes, la pompe peut se désamorcer lorsque les gaz accumulés dans la roue mobile empêchent cette dernière de développer la force centrifuge nécessaire.

A titre de précaution, pour le pompage de boues denses, il faut installer la pompe aussi basse que possible en dessous du niveau de l'effluent, de façon à assurer une bonne pression positive à l'aspiration. Il faut éviter également les longues tuyauteries d'aspiration dans lesquels la chute de pression est aggravée par la présence de corps solides.

On peut considérer, lorsque la quantité de corps solides ne dépasse pas 1%, que les caractéristiques



restent sensiblement les mêmes qu'avec de l'eau. Les caractéristiques  $Q/H$  augmentent avec la quantité de solides, mais il est malaisé de définir les nouvelles caractéristiques à cause du manque d'informations sur les boues. Un autre problème pratique est que, ponctuellement, la quantité de boue peut augmenter considérablement par rapport à la normale. Avec les boues épaisses, le refroidissement du moteur peut devenir problématique, selon la méthode utilisée.

En général, une pompe d'assainissement standard peut pomper, sans modification, des boues en provenance de systèmes de traitement ayant une quantité de solides maximum de 3%. Ces boues comprennent les boues primaires, les boues de retour et les boues excédentaires, tandis que pour les boues plus denses, telles que les boues épaissies et boues digérées, des pompes volumétriques sont préférables. Les volumes à pomper pour ces liquides épais sont relativement faibles.

Les pompes à hélice ne sont pas recommandées pour ce type de pompage, à cause des risques de colmatage. Pour le pompage des boues de retour, une pompe de type canal installée dans une colonne est une bonne solution.

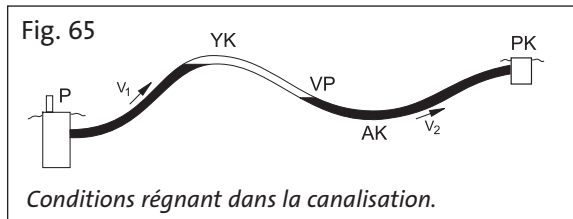
### 3.7 Installations de refoulement complexes

Les longues tuyauteries de refoulement ont souvent un profil compliqué, avec des coudes à petit et à grand rayon. Les coudes à petit rayon peuvent piéger de l'air ou du gaz, ce qui augmentera la HMT, alors que les coudes à grand rayon augmentent les risques de sédimentation. Il est des cas où la pompe s'avère inadaptée et d'autres où la sédimentation se produit. Il est difficile de prévoir les performances de l'installation à cause du fonctionnement intermittent des pompes. L'effluent dans la tuyauterie de refoulement peut ne se mouvoir que de cent mètre durant un cycle de pompage, ce qui ne permettra pas à l'air et au gaz présents dans la tuyauterie d'être évacués et au débit de se stabiliser durant cette période.

#### 3.7.1 Que se passe-t-il dans les installations complexes ?

Sur la Figure 65, la section YK-VP contient de l'air. Lorsque la pompe démarre, le niveau du liquide à VP monte doucement, la pression de l'air augmente dans la section YK-VP et le liquide se met en mouvement entre le point VP et le point PK





( $V_2$ ). Lorsque la pompe s'arrête, le débit entre VP et PK persiste un certain temps puis s'arrête progressivement.

A cause de la persistance du débit entre VP et PK après l'arrêt de la pompe, la vitesse d'écoulement maximum  $V_2$  est inférieure à  $V_1$ . La faible vitesse d'écoulement  $V_2$  et l'augmentation de la section après le point AK accroissent les risques de sédimentation. L'air ou le gaz dans la section YK-VP préviennent la formation d'un effet de siphon, ce qui augmente la hauteur géométrique.

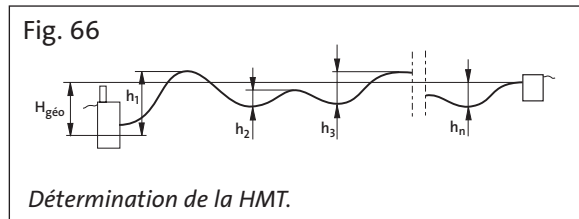
Il est difficile d'estimer où se trouve précisément le point VP. Si la quantité d'air est constante, il est possible de calculer l'emplacement du point VP en fonction du temps. Mais en pratique la quantité d'air varie et il n'est donc pas possible d'effectuer ce calcul. Si YK se situe en dessous de PK, il est théoriquement possible d'enlever l'air à l'aide d'un purgeur automatique. Mais si YK se situe au-dessus de PK, l'air remontera dans la tuyauterie après l'arrêt de la pompe. Les purgeurs automatiques ayant tendance à se boucher avec les effluents d'assainissement la solution peut se trouver dans l'installation d'un purgeur manuel que l'on ouvrira à intervalles réguliers, en fonction des informations que l'on aura recueilli dans le temps sur l'accumulation d'air et de gaz.

### 3.7.2 Détermination de la HMT

Avec des installations de refoulement ayant un profil similaire à celui de la Figure 66, la HMT est difficile à estimer précisément. On peut tout de même apprécier l'ordre de grandeur. La HMT minimum ( $H_{\min}$ ) est déterminée lorsque la tuyauterie est pleine d'eau et la HMT sera au maximum ( $H_{\max}$ ) dans la situation où toutes les sections descendantes sont pleines d'air ou de gaz. Ainsi :

$H_{\min} = H_{\text{géo}} + \text{pertes de charge totales dans la tuyauterie de refoulement}$

$H_{\max} = h_1 + h_2 + h_3 + h_n + \text{pertes de charge totales dans la tuyauterie de refoulement}$



La HMT réelle se situera forcément entre ces deux extrêmes ; la moyenne entre  $H_{\min}$  et  $H_{\max}$  est une bonne estimation.

### 3.7.3 Diamètre de la canalisation et vitesse d'écoulement

Comme nous l'avons remarqué ci-dessus, la présence d'air ou de gaz dans la canalisation a une influence sur la vitesse d'écoulement, qui diminue dans les parties basses de la tuyauterie. C'est pour cette raison qu'il faut choisir des tuyauteries de diamètre suffisamment petit pour assurer une vitesse d'écoulement raisonnable. Malgré tout, la taille minimum ne doit pas descendre en dessous du DN 100.

Une tuyauterie plus petite dispose aussi un volume plus faible, et donc le liquide se déplace sur une distance plus importante à chaque cycle de pompage, augmentant la vitesse d'écoulement dans les sections basses. D'autre part, une taille de tuyauterie inférieure permet au liquide de séjourner moins longtemps dans la canalisation. Une vitesse d'écoulement plus élevée participe aussi à une meilleure évacuation de l'air contenu dans le liquide pompé. Pour toutes ces raisons, la vitesse d'écoulement ( $v_1$ ) doit être d'au moins 0,8 m/s et, dans les cas difficiles, encore plus élevée.

### 3.7.4 Le choix de la pompe

Avec les installations complexes, la HMT réelle peut différer considérablement de celle calculée. Si le point de fonctionnement calculé se situe vers la droite, au bout de la courbe Q/H de la pompe, il est risqué de choisir ce modèle. Il est préférable de sélectionner une pompe dont la courbe Q/H passe au-dessus du point calculé, ce qui offre une marge de sécurité et permet d'augmenter la vitesse d'écoulement.

### 3.7.5 Confirmation des mesures

Sachant que le point de fonctionnement peut s'éloigner considérablement de celui calculé dans les installations complexes, il peut être utile de mesurer le débit pendant quelques semaines après la mise en service de l'installation, en utilisant une méthode de mesure volumétrique. La



comparaison de ces mesures avec les valeurs calculées met en valeur les écarts et permet de connaître les conditions réelles du débit dans la canalisation. Les mesures peuvent être reconduites plusieurs fois au cours de la première année de fonctionnement, car la quantité d'air ou de gaz dans la canalisation peut évoluer.

Des mesures de contrôle sont nécessaires après la mise en service. Toutes les canalisations installées sur des terrains irréguliers nécessitent un suivi attentif, des conditions d'installation particulières et des solutions techniques appropriées.

### 3.8 Evaluation du point de fonctionnement des stations fonctionnant en parallèle

Le débit total de deux stations de pompage ou plus refoulant en différents points dans une même canalisation principale peut se déterminer à l'aide d'une méthode graphique. Méthode qui est décrite ci-dessous.

La Figure 67 représente graphiquement une situation où deux stations de pompage refoulent en parallèle dans la même canalisation. Lorsque les deux stations sont en service, le point de fonctionnement des pompes est assujéti à la pression régnant au point de jonction 3, où les débits des deux stations se retrouvent ensemble dans la canalisation. Les HMT de chaque station se décomposent comme on peut le voir sur la Figure 68. Elles comprennent les valeurs suivantes :

$H_{J\ 3-4}$  = pertes de charge dans la canalisation commune entre les points 3 et 4

$H_{géo\ 1}$  = hauteur géométrique pour la station de pompage 1

$H_{géo\ 2}$  = hauteur géométrique pour la station de pompage 2

$H_{J\ 1-3}$  = perte de charge dans la tuyauterie individuelle entre les points 1 et 3

$H_{J\ 2-3}$  = perte de charge dans la tuyauterie individuelle entre les points 2 et 3

La perte de charge dans la section commune  $H_{J\ 3-4}$  est la même pour chaque station de pompage.

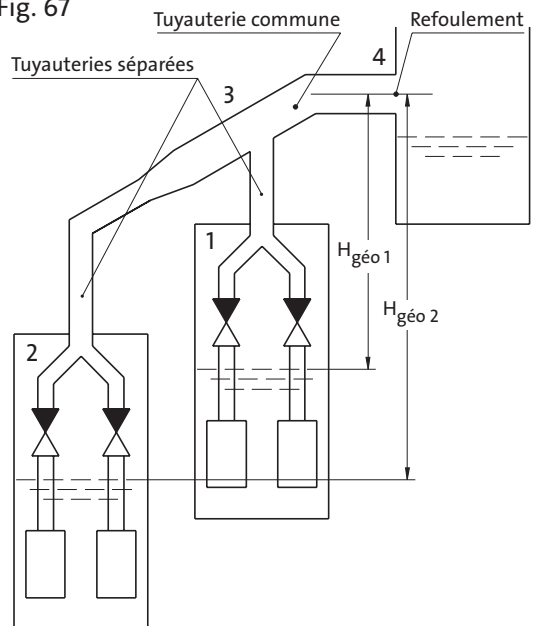
Le débit résultant du refoulement de deux stations est déterminé graphiquement en suivant les étapes de la figure 69 :

1. La hauteur géométrique  $H_{géo}$  et les pertes de charge de chaque portion de tuyauterie séparée  $H_J$  sont soustraites de la courbe de fonc-

tionnement de chaque station. La courbe est issue du fonctionnement d'une ou de deux pompes ensemble, suivant le cas. La perte de charge  $H_J$  est calculée en conséquence,

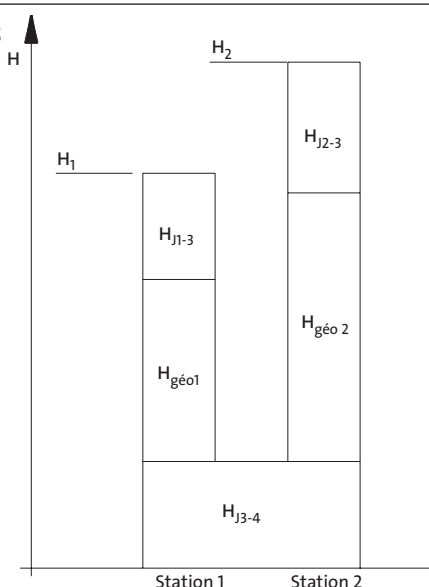
2. La courbe de réseau  $H_{J\ 3-4}$  de la canalisation commune est tracée,

Fig. 67



Stations de pompage fonctionnant en parallèle. Définitions et HMT.

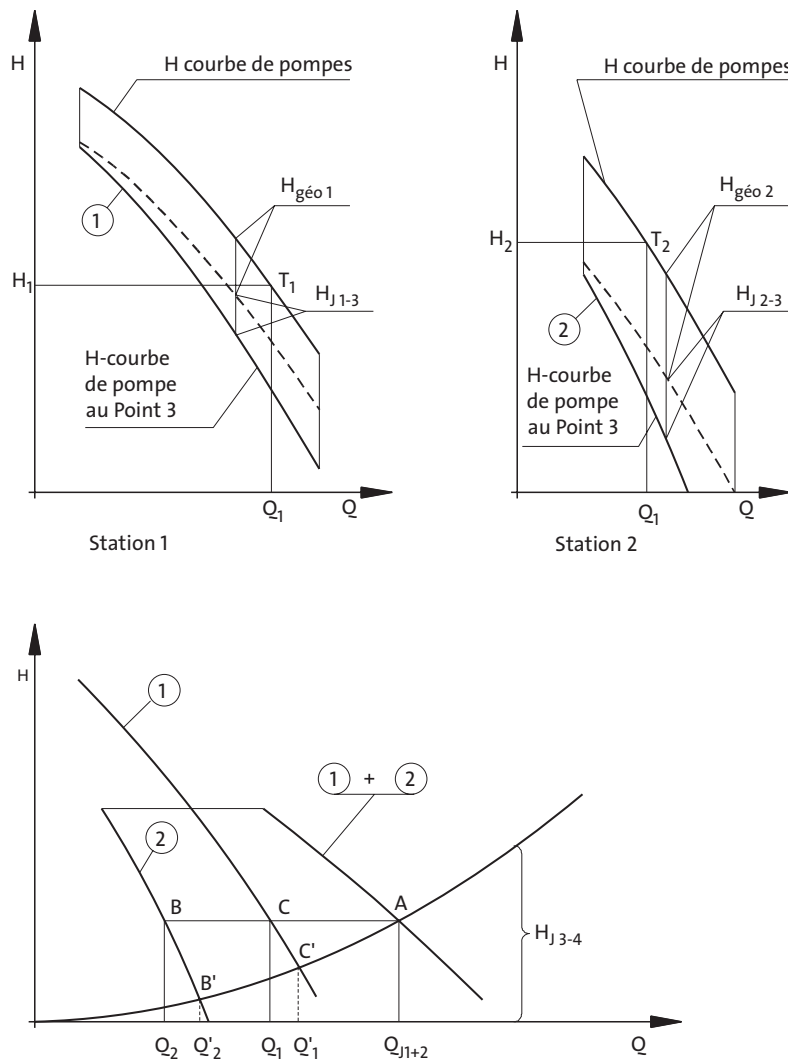
Fig. 68



Composantes de HMT.

3. Les courbes réduites 1 et 2 obtenues à l'étape 1 sont tracées sur le même diagramme, ainsi que la courbe résultante 1+2.

Fig. 69



*Etablissement des points de fonctionnement pour des stations de pompage refoulant dans une canalisation commune.*

4. Le point d'intersection A entre la courbe combinée 1+2 des deux stations et la courbe de réseau  $H_{J\ 3-4}$  donne le débit conjoint  $Q_{1+2}$  au point de refoulement.
5. Une ligne horizontale est tracée, passant par le point A, interceptant les courbes individuelles 1 et 2 respectivement aux points C et B. Les débits correspondant à ces points,  $Q_1$  et  $Q_2$ , sont les débits respectifs de chaque station.
6. Si l'on reporte les débits  $Q_1$  et  $Q_2$  sur les courbes individuelles, on peut retrouver le point de fonctionnement de chaque pompe aux points d'intersection T1 et T2

Le point de fonctionnement, lorsque chaque sta-

tion fonctionne seule, est obtenu aux intersections C' et B' des courbes individuelles avec la courbe de réseau tracée à l'étape 3.

La méthode peut s'étendre aux installations comportant plus de deux stations sur une même canalisation. Déterminer les différents points de fonctionnement peut alors se révéler ardu. Les grosses installations de relevage d'eaux usées comprenant plusieurs stations et des parties gravitaires, se séparent en plusieurs sections distinctes qui peuvent alors être déterminées précisément. Il est donc rare d'avoir à faire des calculs de combinaisons complexes.

## 4 Test des pompes

Les caractéristiques des pompes sont déterminées ou confirmées par des tests. Ceux-ci peuvent être effectués pour de nombreuses et différentes raisons et en divers endroits. Dans le but d'obtenir des résultats sans ambiguïté, des standards de tests ont été développés et agréés. Les standards requièrent un matériel contrôlé et calibré et ne sont donc généralement pas applicables directement sur site.

Un fabricant de pompe teste sa production à la fois pour des raisons de conformité et des raisons de qualité. Des tests peuvent être requis pour confirmer que les performances de la pompe correspondent bien à celles annoncées ou pour résoudre un conflit.

Des tests réalisés sur place ne donnent pas une idée exacte des performances de la pompe, car la précision avec laquelle ils sont effectués ne correspond pas à celle imposée par les standards. Ces tests donnent malgré tout de précieuses informations sur les pompes et la station de pompage et peuvent être utilisés pour la conduite de la station, à condition qu'ils soient réactualisés périodiquement.

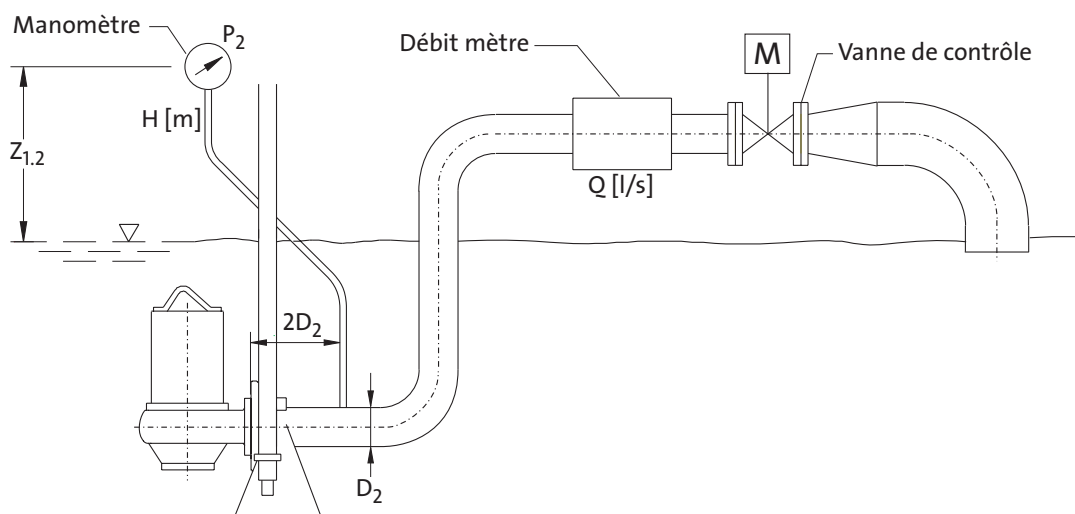
Les standards de tests ont adopté et agréé par convention l'usage d'un manomètre pour l'évaluation des performances de la pompe. La présentation ci-dessous propose des méthodes pour leur interprétation. Dans un but de clarté, elles ont été résumées et seuls les textes officiels seront utilisés comme référence.

### 4.1 Conditions de tests

#### 4.1.1 Tests à la production

Un contrôle efficace pendant les tests des pompes submersibles nécessite un banc de test construit et calibré selon les normes requises par les standards. Le banc de test doit aussi permettre le raccordement aisé et rapide des pompes à tester, de façon à ne pas ralentir la chaîne de fabrication. La figure 70 montre le principe d'un banc de test pour pompes submersibles. Le banc comporte les instruments nécessaires à la mesure du débit et de la pression. Il peut aussi être équipé d'instruments d'enregistrement ainsi que d'un ordinateur qui contrôlera le processus de test et fournira une présentation des données mesurées. Un appareil mesurant à la fois la pression statique et dynamique est utilisé.

Fig. 70



Principe d'un banc de test de production de pompes submersibles dans lequel l'eau est en recirculation. Toute l'installation a été conçue pour fournir des conditions de fonctionnement idéales et connues au manomètre et au débitmètre permettant des lectures sans ambiguïté. Les données obtenues sont entrées dans un ordinateur pour accélérer leur traitement et la production.

La HMT a été définie par l'équation 18 et peut s'écrire :

$$H = \frac{p_2}{\rho g} + Z_{1,2} + \frac{v_2^2}{2g} + H_J \quad (35)$$

où

$\frac{p_2}{\rho g}$  = pression mesurée au manomètre

$Z_{1,2}$  = hauteur du manomètre au-dessus du liquide

$\frac{v_2^2}{2g}$  = pression dynamique au point de mesure

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_2^2}$$

$H_J$  = pertes de charge entre le point de mesure et la bride de la pompe (calculée).

Selon le standard, le point de mesure de pression se situera à  $2 \times D_2$  de la bride de refoulement de la pompe. Cette partie étant constituée d'une longueur droite de tuyauterie.

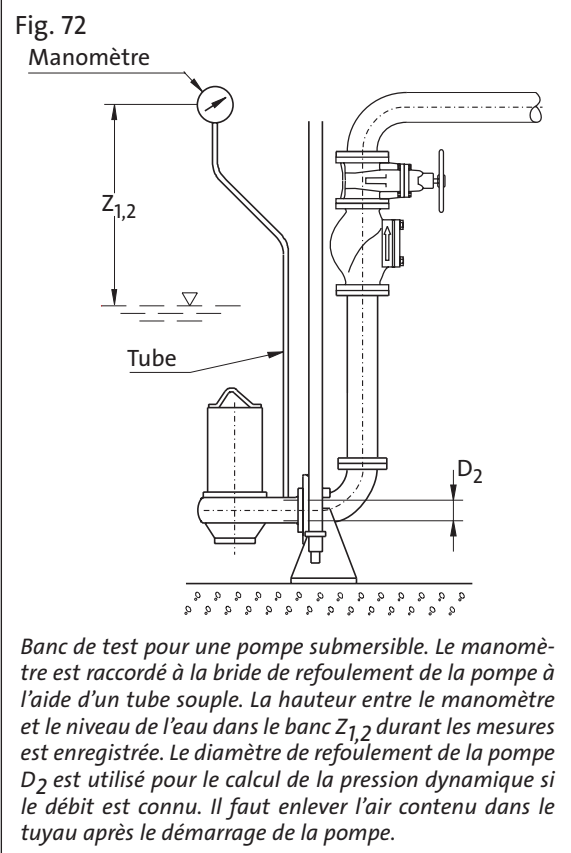
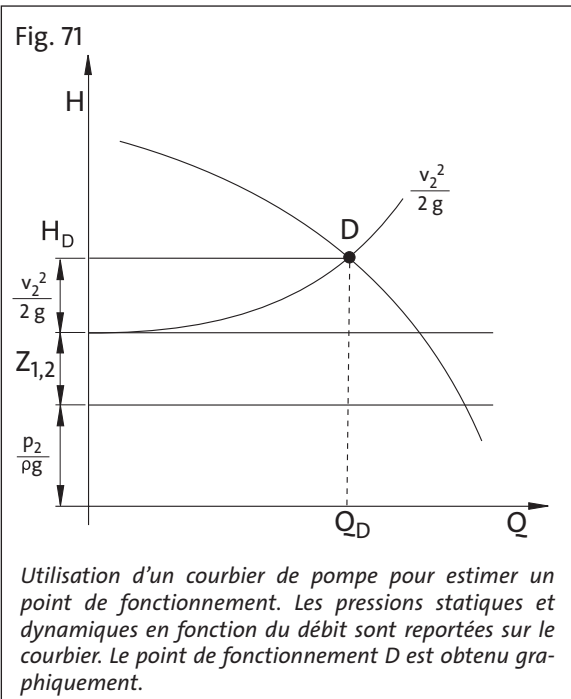
#### 4.1.2 Champ d'application des tests, point de fonctionnement

Il est intéressant de tester les pompes directement sur l'installation lorsqu'il n'est pas requis une précision importante ou lorsque les informations serviront à la conduite de celle-ci.

On peut estimer le débit à l'aide de la méthode volumétrique, où la différence de niveau, dans une station dont les dimensions sont connues, est mesurée pendant un temps donné. Si le débit entrant ne peut pas être neutralisé pendant la durée de la mesure, il faudra le déterminer lorsque la pompe est à l'arrêt. On pourra ensuite facilement calculer le débit de la pompe.

La pression statique est mesurée à l'aide d'un manomètre installé près du refoulement de la pompe. La HMT de la pompe sera ensuite calculée à l'aide de l'équation 35 ( $H_J = 0$ ). La procédure de test est décrite à la Figure 72.

Si une courbe précise de pompe est disponible, on pourra déterminer le point de fonctionnement sans l'aide du débit. La somme de la pression sta-



tique et de la hauteur du manomètre  $Z_{1,2}$  est reportée sur l'axe des pressions du diagramme.

On trace ensuite la courbe de réseau avec ce point pour origine. Le point de fonctionnement de la pompe se situera à l'intersection de la courbe de réseau avec la courbe de pompe, comme on peut le voir sur la Figure 71.

Ces mesures sur site ne rempliront pas les conditions requises par les standards. Aussi les résultats ne pourront être utilisés comme des tests officiels.

Il est possible, à l'aide d'un manomètre raccordé à la canalisation de refoulement, de retrouver approximativement le point de fonctionnement de la pompe. La hauteur du manomètre au-dessus du niveau de liquide dans la station, la perte de charge entre la pompe et le point de mesure ainsi que la pression dynamique  $v^2/2g$  devront être ajoutés à la valeur mesurée. Dans le cas des installations en fosse sèche, il faut estimer la perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration ; cette valeur est en général très faible.

### 4.2 Tests normalisés

Les tests normalisés sont des protocoles qui permettent de valider la concordance des caractéristiques des pompes avec celles de la documentation. Les tests normalisés sont soit réalisés par le fabricant au cours du processus de fabrication, soit effectués en présence du client ou de son représentant.

Il est possible d'exécuter les tests normalisés de deux façons :

- La pompe est testée au point de fonctionnement souhaité par l'acquéreur,
- La pompe est testée sur plusieurs points couvrant la courbe publiée par le fabricant. Cela se pratique pour les pompes fabriquées en série et la tolérance acceptée est plus large qu'avec les pompes réalisées à la demande.

Dans le cas des pompes fabriquées en série, le constructeur peut décider que le test se portera soit sur une multitude de points de la courbe, soit sur trois points sélectionnés. Ces trois points sont choisis, deux sur les extrémités de la courbe et un au milieu.

Le but des standards de test est de proposer une conduite précise des tests et une plage de tolérances dans laquelle il sera possible de l'agréer. Le standard ne précise pas le comportement à avoir

lorsque la pompe est en dehors des tolérances et les conséquences qui en découlent. Les parties devront s'entendre sur la conduite à tenir au moment de l'achat ou plus tard.

#### 4.2.1 Standards de tests

Le but des standards de tests est de définir en détail comment les tests seront réalisés et comment les résultats pourront être comparés aux valeurs garanties. Voici le contenu habituel des standards :

- termes, définitions et symboles,
- organisation des tests,
- disposition du test,
- incertitudes de mesures,
- contrôle de la garantie.

#### Test standard ISO 9906 (Niveaux 1 et 2)

Pompes de puissance supérieure à 10 kW :

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Rendement  $\eta$  ou  $\eta_{gr}$

Pompes de puissance inférieure à 10 kW :

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Rendement  $\eta$
- Puissance absorbée par le moteur  $P_{gr}$  (dans la plage de fonctionnement)

Pompes produites en série dont la détermination se fait à l'aide de courbiers de performances (Annexe A) :

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Rendement  $\eta$
- Puissance absorbée par l'hydraulique  $P$
- Puissance absorbée par le moteur  $P_{gr}$

#### Test standard ISO 2548 (Classe C)

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Rendement  $\eta$  ou  $\eta_{gr}$

Pompes produites en série dont la détermination se fait à l'aide de courbiers de performances (Annexe B) :

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Puissance absorbée par le moteur  $P_{gr}$

#### Test standard ISO 3555 (Classe B)

- Point de fonctionnement  $Q/H$
- Rendement  $\eta$  ou  $\eta_{gr}$

Ces standards donnent des valeurs pour les tolérances des variables mesurées.

Si des valeurs garanties sont souhaitées dans les spécifications, les variables suivantes, selon les standards de test, peuvent être utilisées :

- Point de fonctionnement  $Q/H$ ,
- Rendement  $\eta$  ou  $\eta_{gr}$ .

Le point de fonctionnement souhaité et le standard de test à utiliser sont également spécifiés.

Les standards ne demandent pas de tester le  $NPSH_r$  de la pompe, sauf spécification particulière. Les tests de  $NPSH$  sont difficiles, demandent du temps et ne donnent pas de garantie absolue quand aux risques de cavitation, comme on a pu le voir au chapitre 1.4.3. L'intérêt d'un test de  $NPSH$  est donc discutable. Le standard ISO 9906 propose des tolérances pour les valeurs de  $NPSH_r$ , alors que les standards ISO 2548 et ISO 3555 n'en proposent aucune.

### Test standard ISO 9906 (Niveaux 1 et 2)

Le nouveau standard de tests ISO 9906 a été publié en 2000 et est appelé à remplacer les anciens standards ISO 2548 et ISO 3555.

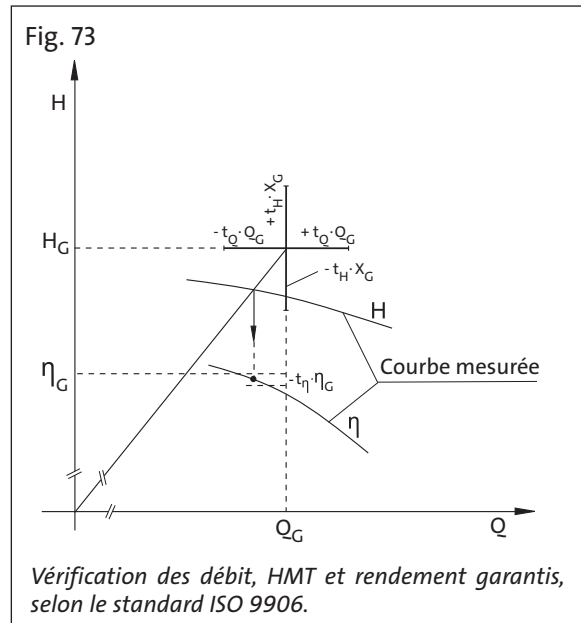
Le niveau 1 demande beaucoup de précision, alors que le niveau 2 autorise des tolérances plus larges. Du fait que les pompes submersibles fonctionnent habituellement par intermittence, c'est le niveau 2 qui leur convient. Le niveau 1 est destinée au test de pompes de process mises au point avec précision et fonctionnant de façon continue. Pour le contrôle de la valeur garantie, on utilise une méthode de recoupement dont le principe est décrit à la Figure 73.

L'essai monde illustré à la Figure 73 se déroule de la manière suivante :

Une croix de tolérance avec une branche horizontale  $\pm t_Q \cdot Q_G$  et une branche verticale  $\pm t_H \cdot H_G$  est tracée sur le point garanti  $Q_G, H_G$ .

La garantie sur le débit et la HMT est valable si la courbe  $Q/H$  mesurée recoupe ou, pour le moins, touche la branche horizontale ou la branche verticale.

On peut retrouver le rendement équivalent en traçant une ligne droite passant par l'origine des axes  $Q, H$  et par le point  $Q/H$  spécifié, puis en descendant verticalement, en partant du point où cette ligne recoupe la courbe  $Q/H$  mesurée, jusqu'à recouper la courbe de rendement.



On considère que le rendement entre dans la tolérance de garantie si sa valeur à ce point est supérieure ou au moins égale à  $\eta_G (1-t_\eta)$ .

### Standards de tests ISO 2548 (Classe C) et ISO 3555 (Classe B)

Le standard ISO 2548 (Classe C) s'apparente en général au standard ISO 9906 niveau 2 et l'ISO 3555 (Classe B) à l'ISO 9906 niveau 1. Le standard ISO 2548 convient pour les pompes d'assainissement.

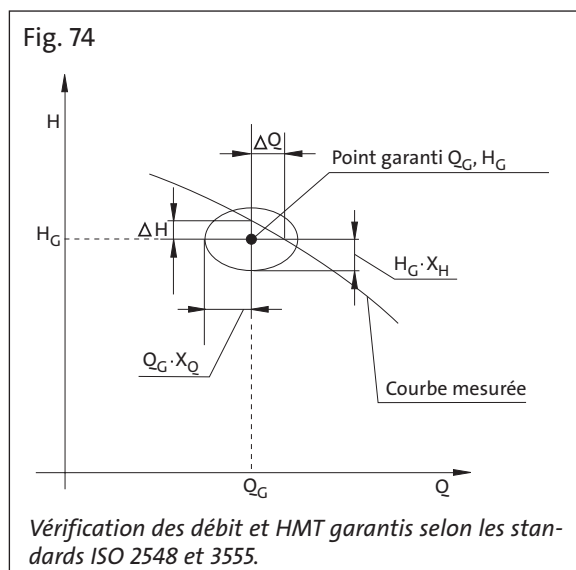
Avec ces standards, c'est une méthode graphique elliptique qui est utilisée pour la vérification du point de garantie. Le principe en est illustré à la Figure 74. La vérification du rendement s'effectue de façon identique à celle du standard ISO 9906.

L'essai illustré à la Figure 74 se déroule de la manière suivante :

Une zone de tolérance elliptique ayant pour demi axe  $Q_G X_Q$  et  $H_G X_H$  est tracée avec comme centre le point de fonctionnement garanti  $Q_G, H_G$ .

La garantie sur le débit et la pression est valable si la courbe  $Q/H$  mesurée recoupe ou, pour le moins, touche l'ellipse.

On pourra retrouver le rendement équivalent en traçant une ligne droite passant par l'origine des axes  $Q, H$  et par le point  $Q/H$  spécifié, puis en descendant verticalement, en partant du point où



cette ligne recoupe la courbe  $Q/H$  mesurée, jusqu'à recouper la courbe de rendement.

On considère que le rendement entre dans la tolérance de garantie si sa valeur à ce point est supérieure ou au moins égale à  $\eta_G (1-t_{\eta})$ .

Grundfos a développé une méthode d'application de la zone de tolérance elliptique du standard ISO 2548, la rendant plus aisée à utiliser avec des calculs numériques. Cette méthode utilise l'inclinaison de la tangente de la courbe  $Q/H$  au point contrôlé, ce qui rend possible la détermination numérique de la valeur de  $H_{min}$  et  $H_{max}$  au débit garanti pour être dans la tolérance.

### Autres standards de tests

De nombreux pays ont leur propres standards, équivalents aux standards ISO. Aux USA, un standard de tests national, conçu par l'Hydraulic Institute est généralement utilisé. Ce standard diffère des standards ISO au niveau de la méthode de détermination de la tolérance.

### Déviation réelles autorisées

La déviation maximum possible depuis le point garanti se compose de l'imprécision inhérente à la technologie des mesures et de la plage de tolérance. Les standards de test spécifient la précision requise des instruments de mesure et donne des valeurs pour la plage de tolérance.

La déviation maximum réelle possible sur le débit souhaité dépend aussi de la forme de la courbe de

réseau de l'installation et de l'emplacement du point de fonctionnement sur la courbe  $Q/H$ . Selon les standards ISO 9906 niveau 2 et ISO 2548, la déviation par rapport au point optimal peut aller de  $\pm 3$  à 10%, en fonction de la forme de la courbe de pompe. Selon les standards ISO 9906 niveau 1 et ISO 3555, la déviation correspondante peut aller de  $\pm 2$  à 6%. Si le point de fonctionnement se situe dans la plage des petits débits de la pompe et que la courbe est plate, la déviation peut être plus importante.

Ci-dessous les tolérances sur le rendement de l'hydraulique selon des standards de test ISO :

- ISO 9906 niveau 2 -5%
- ISO 2548 -5%
- ISO 9906 niveau 1 -3%
- ISO 3555 -2,8%

Ce sont des valeurs proportionnelles et non des points de pourcentage.

Dans le domaine de l'assainissement, les tolérances des standards ISO 9906 niveau 2 et ISO 2548 sont tout à fait acceptables. Elles sont également compatibles avec les variations normales de la production en usine. Des tolérances plus contraignantes engendreraient des coûts de production plus élevés et augmenteraient les délais de livraison. Les courbes publiées sont également basées sur ces standards, tel que précisé sur les courbiers.

Parfois, le client stipule que la partie négative de la tolérance n'est pas admise. Des problèmes et des malentendus risquent d'en découler, créant des difficultés à la fois pour le fabricant et pour son client. Les standards ISO ne proposent pas des tolérances asymétriques, et les courbes publiées par les constructeurs sont bien basées sur des tolérances symétriques. Si le client pense qu'un débit inférieur à celui indiqué dans les courbes publiées est inacceptable, une solution plus convenable que celle d'imposer une tolérance non négative, est d'augmenter le débit souhaité de 3 à 10% et de déterminer la pompe à partir cette valeur.

Souhaiter une tolérance non négative sur le rendement n'a pas plus de sens, car cela obligerait les fabricants à revoir à la baisse les valeurs publiées. Trop basses, ces valeurs ne seraient plus représentatives des performances de la majorité des pompes, ce qui amènerait malentendus et confusion.



## 5 Les stations de pompage

L'environnement des pompes submersibles, quel qu'il soit, est la station de pompage. La forme et les matériaux de la station de pompage auront une grande influence sur les performances des pompes ; sa conception doit faire l'objet d'une grande prudence et de beaucoup d'attention. Ce qui suit propose une approche pour la conception de la station de pompage, offrant des suggestions et des conseils utiles au concepteur et à l'utilisateur. Certains aspects de l'interaction entre le fonctionnement des pompes et les canalisations de la station de pompage y sont également abordés.

### 5.1 Les bases de la conception de la station de pompage

Une forme hydrodynamique efficace est un facteur décisif dans le fonctionnement des stations de pompage. Une forme mal étudiée conduit à des dysfonctionnements des pompes, un pompage non économique et de fréquentes interventions de dépannage et de nettoyage.

Les stations modernes sont conçues pour pomper des effluents non dégrillés, les critères de conceptions sont donc différents de ceux utilisés avec de l'eau claire. Il sera traité, dans ce chapitre, du profil et des spécifications particulières des stations de pompage d'eaux usées et d'eaux de pluie.

#### 5.1.1 Volume de marnage et surface au sol

A chaque application son volume de marnage ou volume utile : trop grand, il favorise l'accumulation de boues et de dépôts dans la station, et trop petit il engendre une fréquence de marche/arrêts trop élevée des pompes. L'utilisation de pompes submersibles modernes, capables de supporter de fréquents démarrages, permet de diminuer la taille de la station et augmente son efficacité.

Le volume utile est compris entre le niveau de démarrage et celui d'arrêt de la pompe ; on peut le déterminer à l'aide de normogrammes en fonction du nombre de démarrages permis. Une méthode pour le calcul du volume utile est décrite à l'Appendice B de ce manuel.

En fait, le volume entrant dans la station de pompage varie de façon importante dans le temps, ce

qui entraîne un nombre de démarrages moins important qu'en théorie.

Lorsque la station est bien conçue, les niveaux de démarrage et d'arrêt sont relativement proches l'un de l'autre pour les raisons suivantes :

- Les démarrages doivent être assez fréquents pour prévenir les dépôts de boues et d'impuretés,
- Il est possible que le débit entrant soit faible.

A titre indicatif, la hauteur de marnage devra être de moins de 1 m dans les petites stations et de 2 m dans les stations de taille importante.

Il est possible de remplacer le volume utile par la surface utile à l'aide de l'équation suivante :

$$A_W = \frac{Q}{20} \quad (36)$$

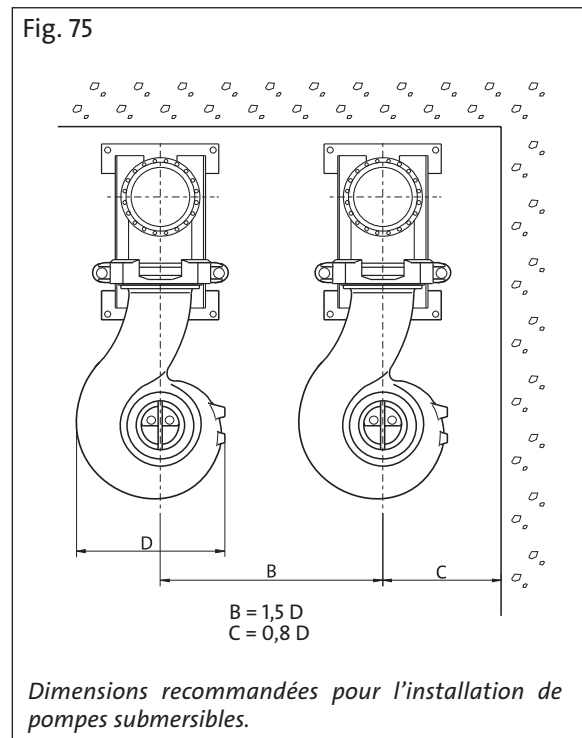
où

$A_W$  = surface utile en m<sup>2</sup>

$Q$  = débit total de la station en l/s

Pour les petites stations, cependant, le diamètre de la cuve et par conséquent la surface utile peut être imposée en fonction du type de pompes.

Fig. 75



La surface utile est alors plus importante que celle calculée avec l'équation 36. La figure 75 indique quelles sont les cotes d'installation recommandées. Lorsque transitent dans les stations des débits importants, il faut examiner avec attention le sens d'arrivée du liquide par rapport aux pompes. Si le débit arrive par l'arrière, le pied d'assise de la pompe provoquera des remous qui gênent le bon fonctionnement de la pompe, diminuant ses performances et son rendement et augmentant les risques de cavitation et de vibrations.

### 5.1.2 Canalisation d'arrivée dans la station de pompage

La position et la taille de la canalisation d'arrivée dans la station vont jouer un rôle important dans le fonctionnement de la station. Les problèmes rencontrés lors du fonctionnement des pompes sont fréquemment causés par une canalisation d'arrivée mal conçue.

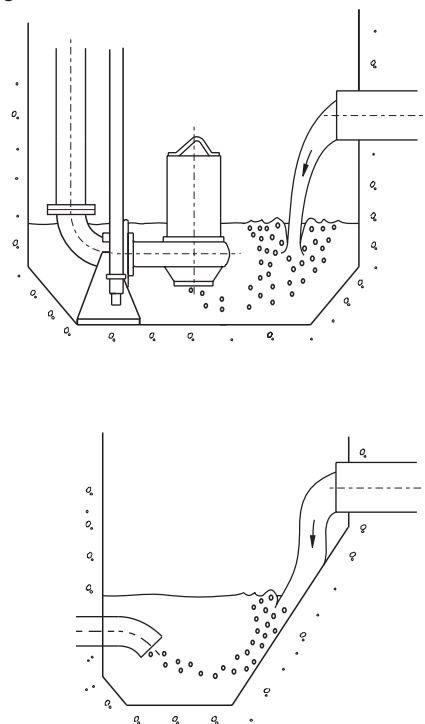
Une canalisation située trop haut par rapport à la surface du liquide ou avec une vitesse d'arrivée des effluents trop élevée risque de provoquer la formation de bulles d'air et de remous en écla-boussant dans la station. L'air contenu dans les effluents a tendance à y rester car les bulles d'air adhèrent aux particules présentes dans le liquide. Une chambre de repos séparée ne résoudra donc pas le problème.

Il faut par conséquent diminuer la hauteur d'arrivée des effluents de manière à ce qu'elle ne dépasse pas 1 m lorsque le niveau dans la station est à son minimum ; et cela sans tenir compte du fait que la station soit ou non équipée d'une chambre de repos. L'installation de chicanes ne résoud pas non plus le problème posé par une hauteur d'arrivée trop élevée.

L'air contenu dans l'eau a tendance à s'accumuler dans la roue mobile de la pompe, où la force centrifuge le retient autour des aubes. Cela provoque une augmentation de la puissance absorbée et une diminution des performances et du rendement. Si la quantité d'air dans la pompe est trop importante, cette dernière finit par se désamor-cer.

Ce problème se produit fréquemment lorsque l'on pompe directement à partir du bassin d'aération d'une station d'épuration, à cause de la grande quantité d'air contenue dans l'eau. Si une pompe est installée dans un bassin d'aération, il faudra la

Fig. 76



*Ces emplacements d'arrivée sont à éviter. Une hauteur de chute trop importante entraîne de l'air directement dans l'entrée de la pompe, où le long des parois, avec pour conséquence des problèmes de fonctionnement pour la pompe.*

placer aussi bas que possible, avec une tuyauterie d'aspiration près du fond.

Il faut que la tuyauterie d'arrivée se situe aussi loin que possible de l'aspiration des pompes. La Figure 76 montre ce qui est à éviter.

La vitesse d'arrivée des effluents ne doit pas dépasser 1,2 m/s pour ne pas provoquer des remous dans la station.

### 5.1.3 Profil du fond du poste de relevage

Le profil du fond du poste de relevage joue un rôle important dans le bon fonctionnement de celle-ci. Un profil bien étudié prévient les dépôts de sédiments, et permet aussi d'éviter la formation de mousse et l'accumulation de débris flottant à la surface. Les quelques principes suivants permettent d'obtenir un bon profil :

Tous les pans doivent être inclinés à 45°, dans les petits postes, l'inclinaison peut aller jusqu'à 60°. L'angle peut être moins prononcé si la surface est balayée par un courant.

Il faut que la surface du fond de cuve soit la plus petite possible et que le volume de marnage soit aussi faible que possible.

La diminution de la surface du fond de cuve et du volume utile augmente la vitesse du courant d'eau dans la station, ce qui facilite l'évacuation des boues et des dépôts. Une surface plus faible permet aussi de diminuer les débris en surface.

#### 5.1.4 Niveau d'arrêt

Les niveaux de marche et d'arrêt sont spécifiés au paragraphe du dimensionnement de la station. Il faut toujours les contrôler à la mise en route, et éventuellement les modifier pour optimiser le fonctionnement de la station.

Il faut que le niveau d'arrêt soit aussi bas que possible, de façon à obtenir une vitesse d'écoulement au refoulement la plus élevée qui soit à la fin du cycle de fonctionnement. La hauteur limite du niveau d'arrêt est imposée par la hauteur d'immersion minimum du moteur permettant d'assurer correctement son refroidissement, ou par le niveau à partir duquel de l'air risque d'être aspiré par la pompe. Ce dernier niveau n'est pas forcément connu, mais on peut le déterminer à l'aide d'essais au moment de la mise en service de la station.

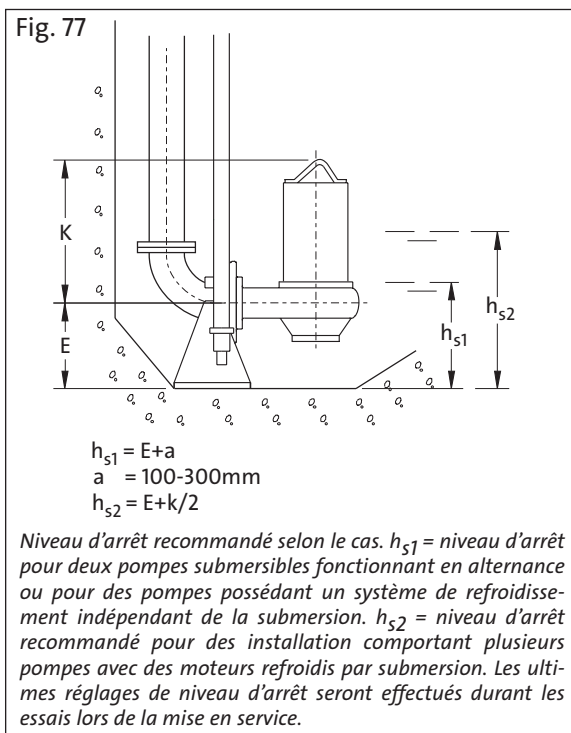
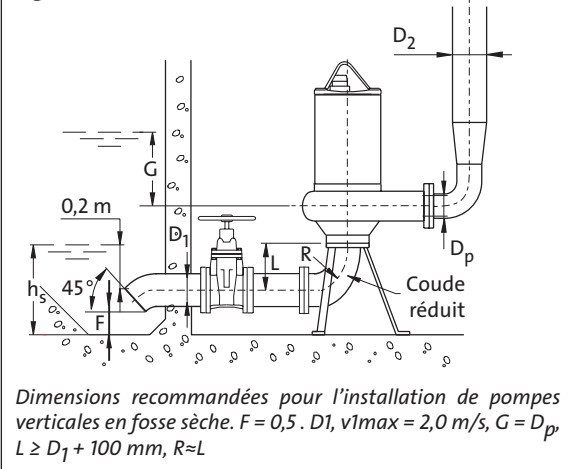


Fig. 78



Dans les stations équipées de deux pompes fonctionnant alternativement, il est possible de situer le niveau d'arrêt en dessous des moteurs, même s'ils sont refroidis principalement par submersion, voir Figure 77. Les pompes sont identiques, elles ont été définies pour fournir individuellement le débit requis et le risque de voir le niveau rester au plus bas est très faible. Les pompes submersibles sont également équipées de systèmes de protection contre la surchauffe qui les arrête en cas de mauvaises conditions de refroidissement.

Lorsque la station comprend plusieurs pompes submersibles fonctionnant dans des conditions variées, il faut faire en sorte que le niveau d'arrêt permette une submersion suffisante des moteurs pour assurer un bon refroidissement. Dans ce type d'installation, les pompes équipées de chemises de refroidissement ou de tout autre système de refroidissement indépendant sont préférables.

Le niveau d'arrêt dans les stations en fosse sèche dépend de la position de la tuyauterie d'aspiration, de sa forme et de la vitesse d'écoulement. 200 mm au-dessus de la tuyauterie d'aspiration est une bonne hauteur, à utiliser en pratique. La forme de la tuyauterie d'aspiration est importante et les règles à observer sont exposées aux Figures 78 et 79. Pour cette forme de tuyauterie, il est possible de calculer le niveau d'arrêt par rapport au fond à l'aide de l'équation suivante :

$$h_s = 0,04 \sqrt{Q} + 0,2 \quad (37)$$

où

$h_s$  = hauteur du niveau d'arrêt (m)

$Q$  = débit de la pompe (l/s)

Dans les stations de pompage comportant différents niveaux d'arrêt, ainsi qu'avec les installations pilotées par un variateur de fréquence, il est important de programmer un pompage jusqu'au niveau d'arrêt le plus bas au moins une fois par jour pour permettre le nettoyage du sol de la station.

### 5.1.5 Niveau de marche

Si la surface utile AW de la station est déterminée à l'aide de l'équation 36, le niveau de marche de la première pompe, dans la configuration avec deux pompes fonctionnant alternativement, peut se situer 1 m au-dessus du niveau d'arrêt. Lorsque le débit entrant est faible, le niveau de marche de être inférieur à cette valeur. Le niveau de marche de la deuxième pompe se situe 0,2 à 0,3 m au-dessus.

Dans le cas des stations de pompage comportant plus de deux pompes, les niveaux de marche sont définis au cas par cas. Si toutes les pompes ont un niveau d'arrêt commun, il est possible de prévoir le premier niveau de marche 1 m au-dessus de celui-ci, puis les autres niveaux de marche à intervalles réguliers de 0,3 m. Si les niveaux d'arrêts sont étagés, les niveaux de marche peuvent l'être aussi à des intervalles équivalents.

Dans le cas de pompes installées en fosse sèche, le niveau de marche se situe toujours au-dessus du niveau du corps de pompe de façon à ce qu'il soit en charge au moment du démarrage. Avec les pompes verticales, cette hauteur peut être importante et l'on pourra la définir avec une marge comme le propose la Figure 78.

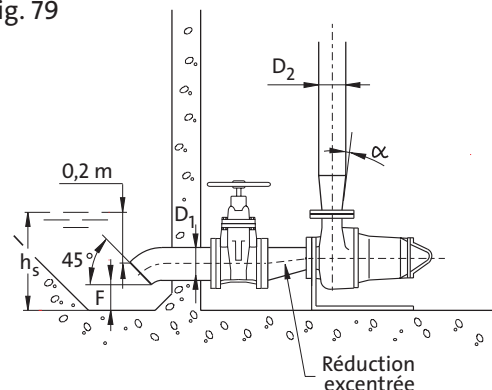
Il n'y a pas de remarque particulière concernant le niveau de marche des pompes installées à l'horizontale, si la tuyauterie d'aspiration a été conçue pour prévenir la formation de poches d'air. Voir la Figure 79.

### 5.1.6 Taille et conception de la tuyauterie d'aspiration

La conception et la taille de la tuyauterie d'aspiration ne sont pas à négliger car une canalisation mal conçue risque de causer des vibrations, de diminuer le rendement de la pompe et de provoquer de la cavitation.

Il faut déterminer le diamètre de la tuyauterie d'aspiration pour que la vitesse d'écoulement ne dépasse pas 2,0 m/s avec les pompes verticales et 2,5 m/s avec les pompes horizontales. Lorsque des pompes neuves de plus grosse taille sont mises en place dans une station ancienne, il est possible de dépasser

Fig. 79



*Dimensions recommandées pour l'installation de pompes horizontales en fosse sèche.  $F = 0,5 \cdot D_1$ ,  $V_{1\max.} = 2,5\text{m/s}$ .*

ser ces valeurs. Il faut alors considérer la situation au cas par cas. Une marge de sécurité importante pour le NPSH limite les risques de cavitation.

Les Figures 78 et 79 illustrent les conceptions recommandées des tuyauteries d'aspiration. L'aspiration vers le bas favorise le nettoyage du fond de la station et diminue les risques d'entrée d'air à partir de la surface.

Sur les pompes verticales, la tuyauterie est tournée de 90° pour permettre le raccordement à la bride d'aspiration. Le coude sur l'aspiration de la pompe est crucial pour son bon fonctionnement, car il peut provoquer des irrégularités dans le débit. Un coude trop brusque cause de la cavitation, une chute du rendement de la pompe et des vibrations. Si le diamètre d'aspiration de la pompe est inférieur à celui de la tuyauterie d'aspiration, il faut utiliser un coude réduit pour le raccordement, de façon à limiter les problèmes. La Figure 78 donne des recommandations quand aux dimensions de ce coude.

Il faut que la réduction de la tuyauterie de raccordement sur l'aspiration d'une pompe horizontale soit excentrée avec une génératrice supérieure horizontale, de façon à éviter la formation de poches d'air pouvant désamorcer la pompe.

Si le débit traversant la tuyauterie d'aspiration est trop élevé, la chute de pression qui en découle peut conduire à la cavitation. Il faut se préoccuper du profil de la tuyauterie d'aspiration semble douteux. Les notions de cavitation et de NPSH ainsi que les marges conseillées sont expliqués en détail au Chapitre 1 du présent ouvrage.

### 5.1.7 Conception de la canalisation des stations de pompage

Il faut déterminer les canalisations des stations de pompage de façon à générer une vitesse d'écoulement de 2 à 3 m/s. Lorsque l'effluent contient du sable, il faut absolument que la vitesse d'écoulement soit d'au moins 2 m/s. Cette vitesse, dite d'auto curage, permet son évacuation. Lorsque l'installation fonctionne avec un variateur de fréquence, cela peut poser problème dans les basses fréquences. La Figure 58 du Chapitre 3 donne les tailles recommandées ainsi que leurs pertes de charge. Les canalisations doivent avoir un diamètre d'au moins 100 mm dans les stations importantes et 80 mm dans les petites, à condition que le passage libre de la pompe soit lui aussi de 80 mm.

L'utilisation de manchettes flexibles n'est pas recommandée, car la plupart des vibrations sont induites par la pression générée par le flux du liquide et ne pourront donc pas être supprimées par la pose de manchettes souples. Lorsque l'on installe des manchettes flexibles, la tuyauterie est sectionnée et cette portion est soumise à une force de séparation dont l'amplitude est la pression de la pompe multipliée par la surface de la tuyauterie. La pression près de la pompe est pulsative à une fréquence déterminée par la vitesse de rotation et le nombre de canaux de la roue mobile, ce qui entraîne la vibration de la tuyauterie. Cette vibration est plus prononcée lorsque des manchettes souples sont installées. Ces manchettes sont également susceptibles de se détériorer.

Le diamètre de la canalisation augmente souvent après la pompe. De façon à économiser de l'énergie, la pièce de transition doit avoir une forme conique avec un angle  $\alpha$  maximum de  $10^\circ$ . Voir à ce sujet la Figure 79.

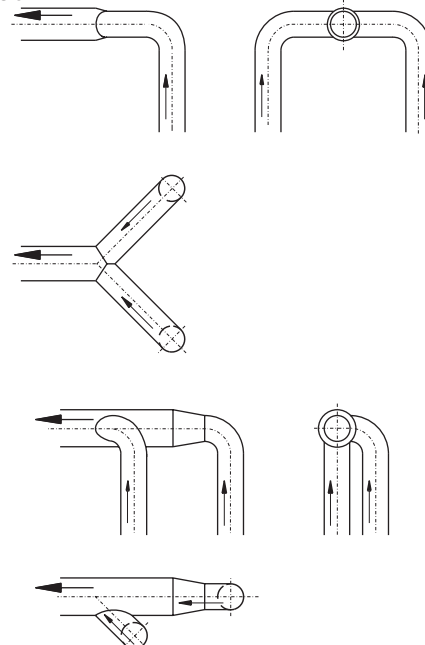
Pour les pompes verticales installées en fosse sèche ainsi que pour la pompe vortex submersibles, il faut installer le clapet anti-retour aussi loin que possible de la pompe de façon à limiter les risques d'air dans la pompe au moment du démarrage.

Dans le cas des pompes de grosse taille installées à l'horizontale et équipées de roulements séparés supportant les forces axiales et radiales, il ne faut pas disposer le clapet tout près du refoulement de la pompe. Des chocs provoqués par la fermeture

brutale du clapet peuvent secouer durement la pompe et finir par endommager le roulement radial.

Lorsque l'installation comporte de multiples pompes, il faut que les tuyauteries de refoulement soient raccordées à la canalisation principale d'une manière telle qu'il n'y aura pas de risque d'accumulation de solides lorsque les pompes ne fonctionnent pas, ce qui pourrait provoquer le blocage des vannes et des clapets. Les bonnes façons de procéder sont présentées sur la Figure 80.

Fig. 80



*Différents types de raccordements. Ils doivent être conçus de façon à ce que la transition soit progressive et à empêcher que la boue présente dans la canalisation ne se dépose dans les vannes en sortie de pompe au moment de l'arrêt de celles-ci.*

### 5.1.8 Dispositifs de chasse automatique

Les dispositifs de nettoyage des stations de pompage sont composés d'une vanne by-pass contrôlée à distance et raccordée sur le refoulement de la pompe. Lorsque la vanne est ouverte, le débit qui retourne dans la station engendre des remous qui provoquent la dispersion des boues et des dépôts. Les matières en suspension peuvent ensuite être pompées après fermeture de la vanne.



Il faut utiliser une vanne de nettoyage du type normalement fermée (par exemple une vanne pneumatique à ressort) de façon à ce qu'en cas de problème la pompe puisse continuer à fonctionner normalement.

Lorsque la station a été correctement conçue et réalisée, un dispositif de nettoyage est généralement superflu. On trouve des dispositifs de chasse sous pression d'eau seulement dans les anciennes stations, lorsque le volume utile est important, ainsi que dans des cas particuliers, lorsque l'effluent contient beaucoup de corps étranger, par exemple des graisses. Les dispositifs de nettoyage peuvent être également modernisés sans modification des structures de la station. Ces dispositifs de nettoyages sont des produits spécifiques et des informations détaillées les concernant sont disponibles auprès des fabricants de pompes.

### 5.1.9 Problèmes d'odeurs dans les stations de pompage

Une station de relevage d'eaux usées peut engendrer des problèmes d'odeurs dans son environnement immédiat. De multiples facteurs peuvent en être la cause : localisation de la station, qualité des effluents, situation en amont de la station, volume utile et conception de la station. Si la station de relevage est alimentée par une autre station située en amont, les temps de transfert et de séjour sont parfois tels que les effluents deviennent septiques par action anaérobie. Ces effluents septiques produisent de l'hydrogène sulfuré ( $H_2S$ ) qui, en plus d'être toxique, a une odeur caractéristique d'œuf pourri.

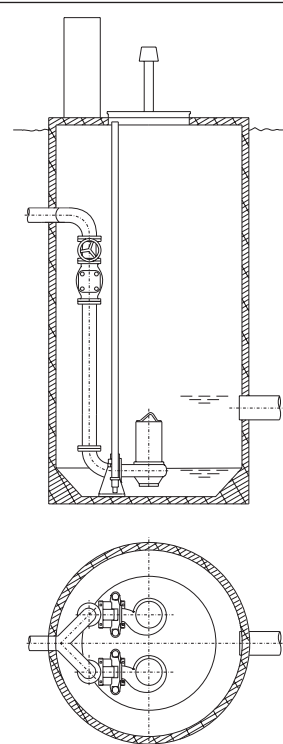
Il est pratiquement impossible de prévoir l'apparition des odeurs. En cas de problème sérieux, on peut tenter d'apporter des corrections à l'aide des mesures suivantes :

- Diminuer le volume de pompage utile, de façon à réduire le temps de rétention dans la station et la formation des boues,
- Installer un coude immergé à l'aspiration pour attirer le flux entrant en dessous de la surface et diminuer ainsi le contact avec l'air,
- Installer des filtres sur les ventilateurs d'air de la station,
- Traiter l'effluent contre les odeurs en amont de la station.

### 5.1.10 Exemples de conceptions de stations

La conception de la cuve dépend de la taille de la station et des débits mis en œuvre. Les Figures 81 à 84 proposent des conceptions de cuves pour différents cas et tailles de stations. On peut concevoir une station équipée de pompes submersibles pour des débits importants comme le montre la Figure 83. Si les pompes le requièrent, le niveau d'arrêt peut se situer à la hauteur  $h_{s2}$ . La vitesse d'écoulement du débit entrant  $v_D$  dans la partie s'élargissant de la station doit être suffisamment élevée pour éviter les dépôts de boues. Une bonne vitesse pour  $v_D$  est comprise entre 0,1 et 0,3 m/s lorsque le liquide est au niveau d'arrêt. La dimension  $D$  peut se calculer à l'aide de la relation :

Fig. 81



Type de station de relevage pour deux pompes submersibles et des débits relativement faibles (de 4 à 50 l/s). La forme idéale de ces stations est le cylindre qui diminue les surfaces en contact avec le liquide et supprime les angles où les dépôts pourraient s'accumuler. Un diamètre d'au moins 1,5 à 2 m facilite la maintenance.

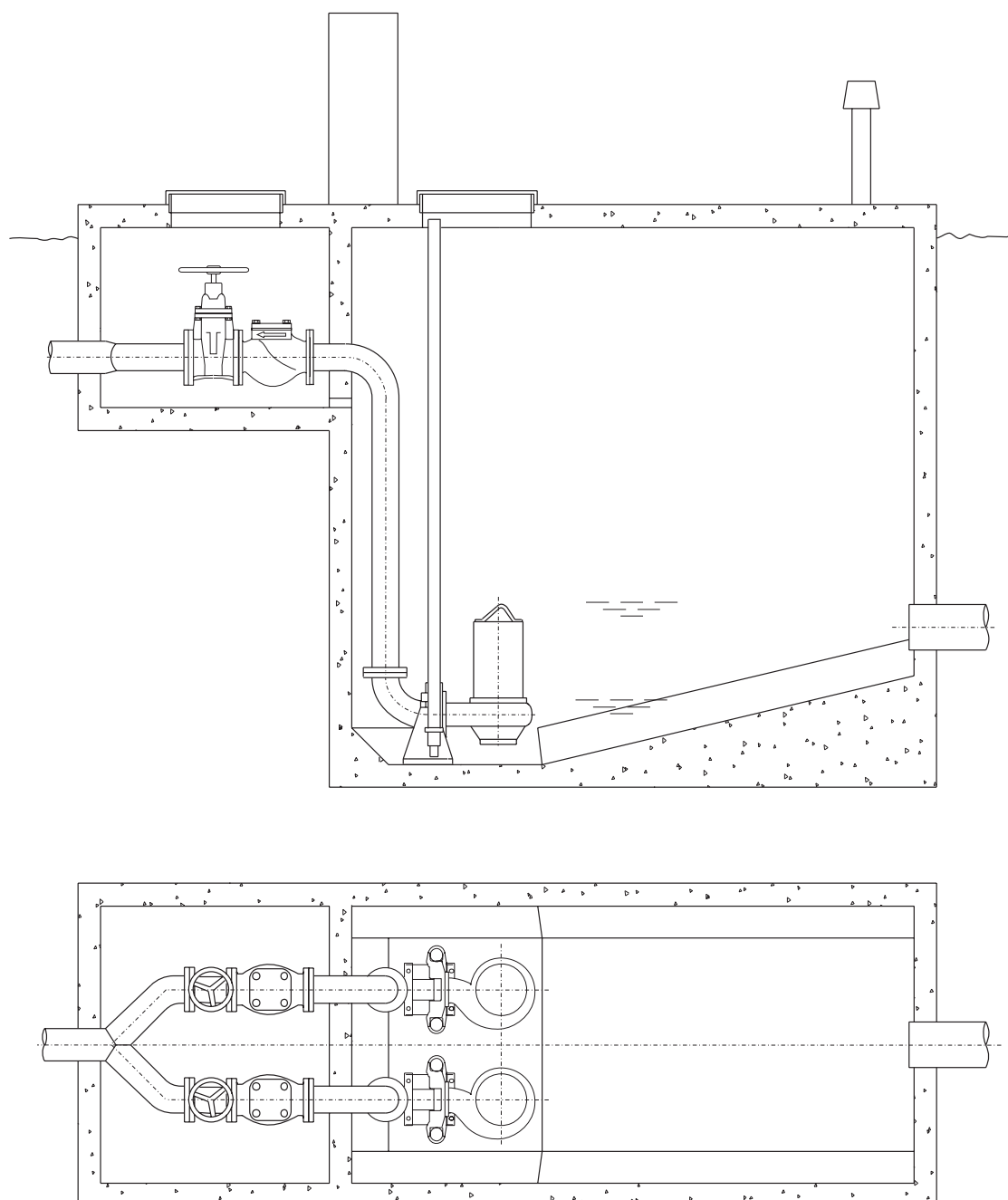
$$D = \frac{Q}{1000 \cdot v_D \cdot C} \quad (38)$$

où

$Q$  = débit de pompage de la station (l/s)

$v_D$  = vitesse d'écoulement dans la partie divergente (de 0,1 à 0,3 m/s)  
 D, C = dimensions de la station (m)

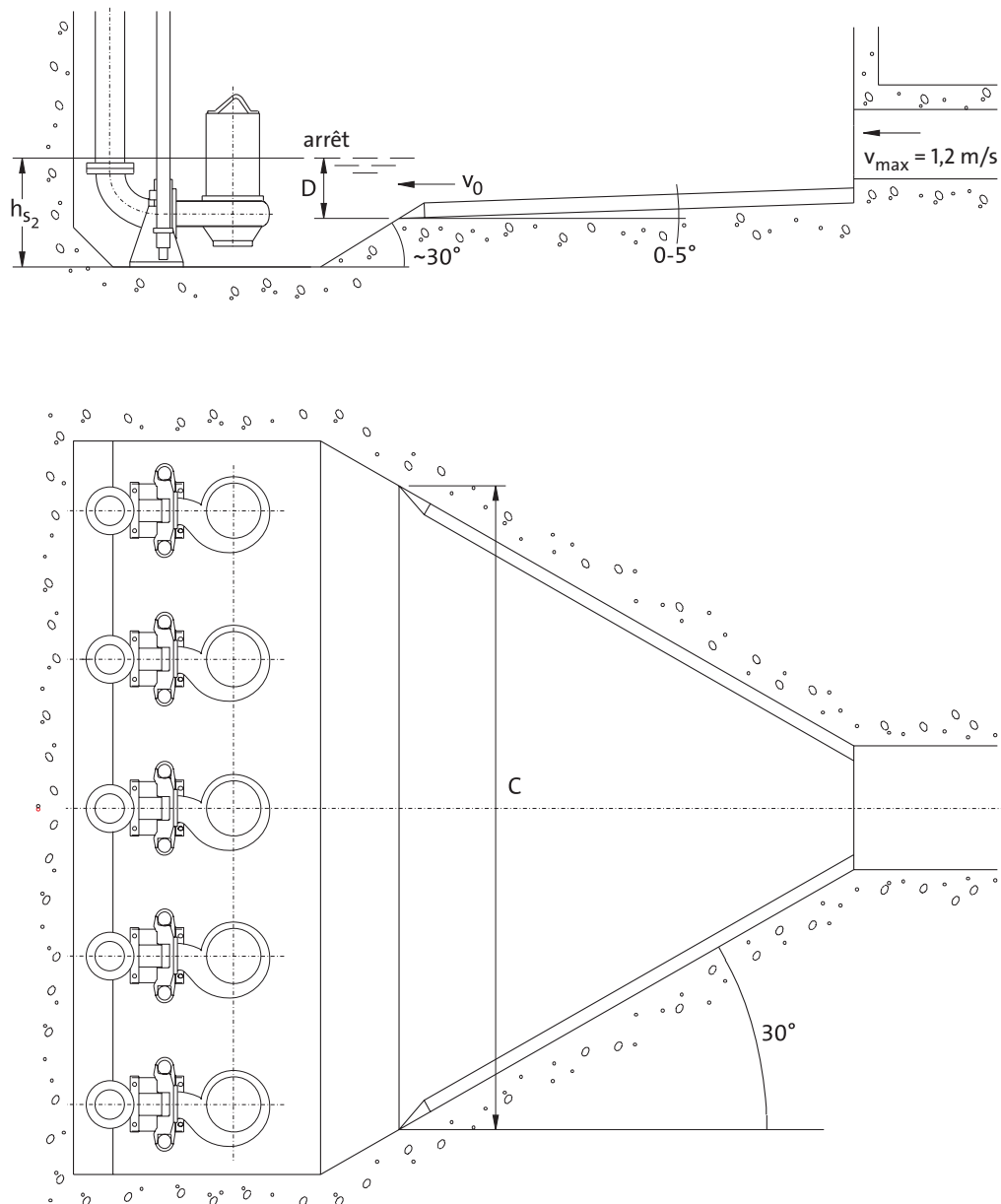
Fig. 82



*Type de station de relevage pour deux pompes submersibles et des débits modérés (de 50 à 2000 l/s). La forme allongée a beaucoup d'importance, elle permet de placer des tuyauteries d'arrivée assez loin des pompes et empêche la formation de dépôts sur le sol.*

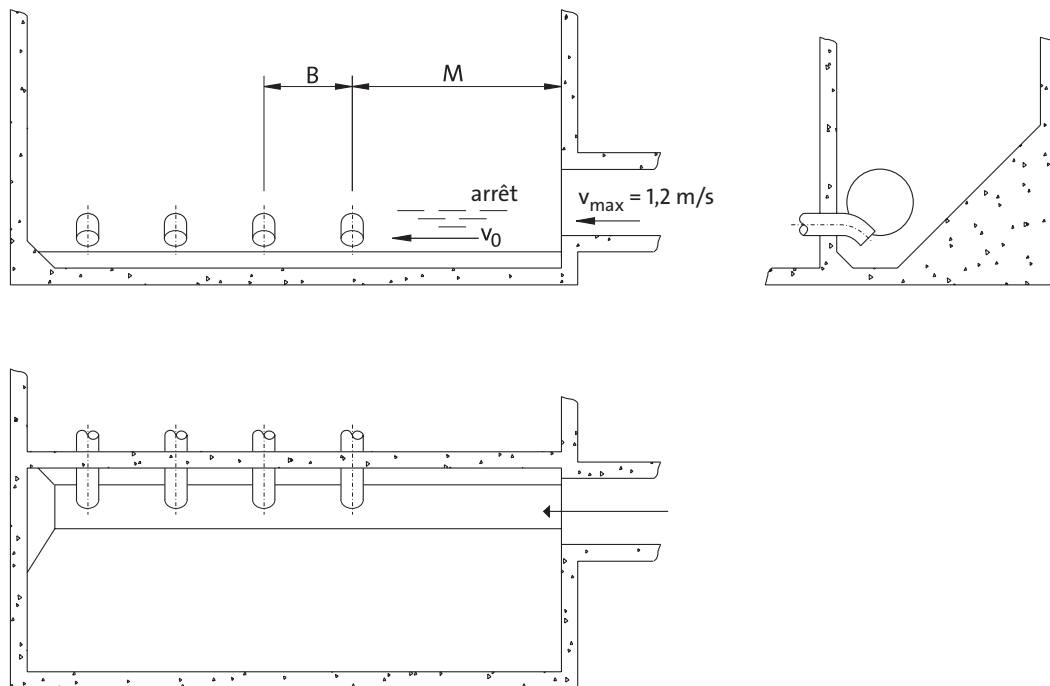


Fig. 83



*Type de station de relevage pour plusieurs pompes et débits élevés. Si le refroidissement des pompes dépend de la submersion des moteurs, il faut choisir un niveau d'arrêt  $h_{s2}$  adapté.*

Fig. 84



Type de station de relevage pour plusieurs pompes installées en fosse sèche. Vitesse d'écoulement dans la tuyauterie d'aspiration  $v_0 = 0,3$  à  $0,4$  m/s lorsque le liquide est au niveau d'arrêt. On peut mettre les mêmes distances entre les pompes qu'avec les pompes submersibles, où la dimension B dépend de la hauteur de chute du flux d'arrivée, et peut assurer un éventuel débit au niveau des tuyauteries d'aspiration.

### 5.1.11 Position des pompes installées en fosse sèche

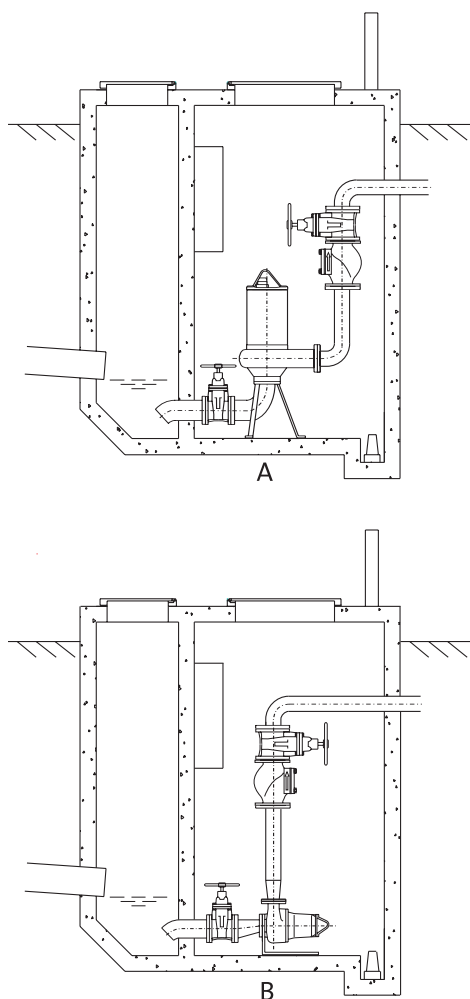
Pour les installations en fosse sèche, la plupart des fabricants proposent des pompes pouvant se positionner horizontalement ou verticalement. L'installation d'une pompe à l'horizontale est en général plus intéressante pour plusieurs raisons :

- tuyauterie simplifiée, moins de coudes,
- arrivée uniforme du débit dans la roue mobile,
- position plus basse de la pompe.

Pour les pompes de grosse taille, la marge de sécurité qu'impose le NPSH peut facilement être dépassée avec les pompes installées verticalement du fait de leur position, alors qu'avec une pompe horizontale le problème ne se poserait pas. Il faut considérer tous les points de fonctionnement lors du calcul de NPSH pour des installations comportant plusieurs pompes qui fonctionnent simultanément.

Les grosses pompes installées horizontalement sont posées sur des rails de guidage qui facilitent le démontage du moteur. Voir la Figure 17 du Chapitre 2.

Fig. 85



*Profil des tuyauteries de stations avec pompes en fosse sèche. Il est possible d'installer les pompes verticalement (A) ou horizontalement (B). Ces pompes, dérivées des submersibles, sont capables de supporter sans dommage une inondation de la fosse sèche. Une pompe de relevage séparée, servant au relevage des eaux d'infiltration, est disposée dans la fosse sèche. On pourra installer l'armoire de contrôle dans le local sec, au-dessus du niveau inondable.*

### 5.2 Stations de pompage préfabriquées

#### 5.2.1 Stations de pompage d'extérieur

Les stations de pompage préfabriquées sont entièrement montées en usine pour installation sur le site. Les matériaux utilisés sont le polyester renforcé à la fibre de verre (GRP) ou, pour les stations plus petites, le polyéthylène (PE) ; ces stations sont complètement équipées, avec les tuyauteries internes et tous les accessoires en place. Il ne reste plus ensuite qu'à les mettre en place dans le trou, les fixer sur un socle, raccorder les tuyauteries entrantes et sortantes, raccorder l'armoire de contrôle à l'alimentation électrique et faire les connexions éventuelles de télémétrie.

Le poste peut flotter dans la nappe lorsqu'il est vide, par conséquent il faut le lester avec un socle de béton, qui peut aussi être préfabriqué puis le fixer au poste à l'aide de boulons. La masse de ce socle peut se calculer à l'aide de l'équation :

$$M_B = 2000 V_G \quad (39)$$

où

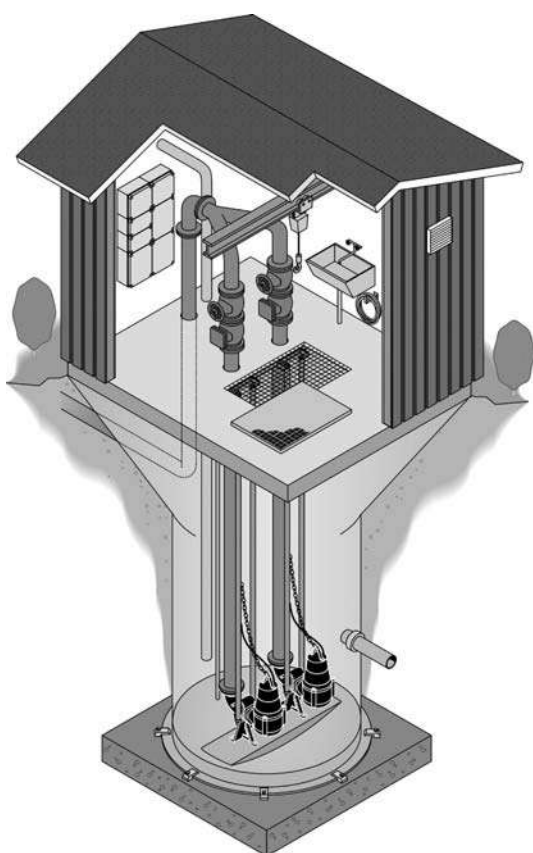
$M_B$  = masse du socle (kg)

$V_G$  = volume de la station en dessous de la nappe phréatique ( $m^3$ )

La station doit être ventilée pour prévenir la formation de gaz toxiques ou explosifs. Dans les pays froids où il y a risque de gel, il faut isoler la partie supérieure de la station.

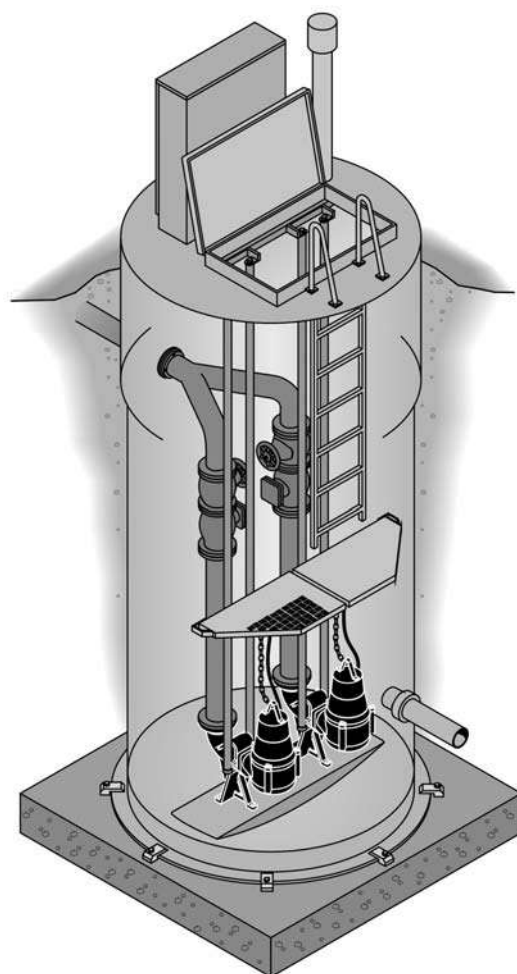
Les stations préfabriquées sont livrées avec un couvercle d'accès en aluminium ou en acier galvanisé qui épouse la structure. Les tuyauteries internes, les coudes et les raccords sont en acier inoxydable. Les vannes et clapets peuvent être en fonte et prévus pour fonctionner à l'horizontale. Les Figure 86 à 88 montrent différents types de stations préfabriquées.

Fig. 86



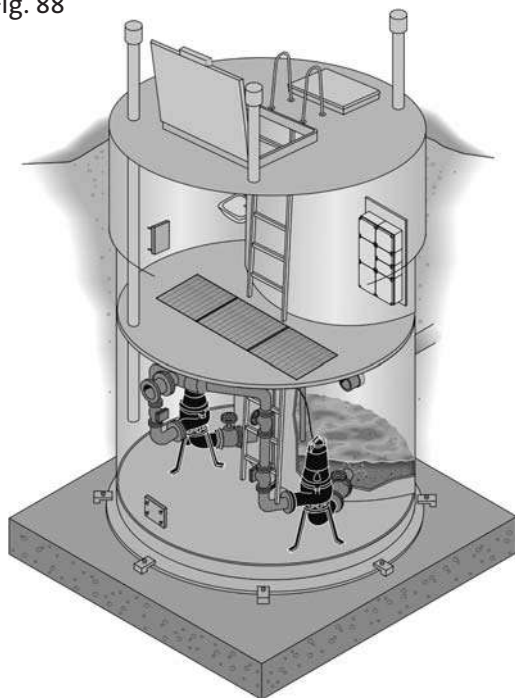
*Station de relevage préfabriquée comportant un plancher technique dans un local au-dessus de la station. Le plancher technique de la station soutient le bâtiment.*

Fig. 87



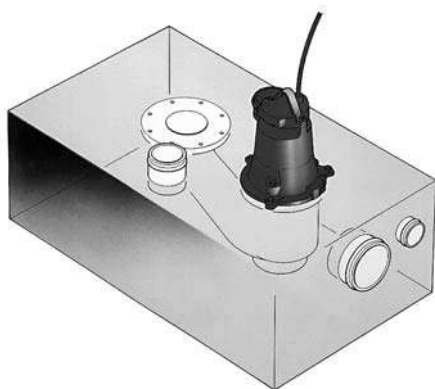
*Station de relevage préfabriquée classique. La station est complète, avec une plateforme technique pour le contrôle et la maintenance des vannes et clapets.*

Fig. 88



Station préfabriquée avec pompes en fosse sèche. La forme cylindrique de la station allie solidité et facilité d'entretien. Les pompes en fosse sèche ne craignent pas les inondations et sont faciles à entretenir et à nettoyer. La plateforme intermédiaire permet l'accès à l'armoire de contrôle installée au-dessus du niveau inondable.

Fig. 89



Station de relevage pour petits débits. La pompe est intégrée à la structure de la cuve et peut être facilement démontée. Il existe des stations étanches aux odeurs pour une installation à l'intérieur des bâtiments, où placées à proximité de la source des effluents.

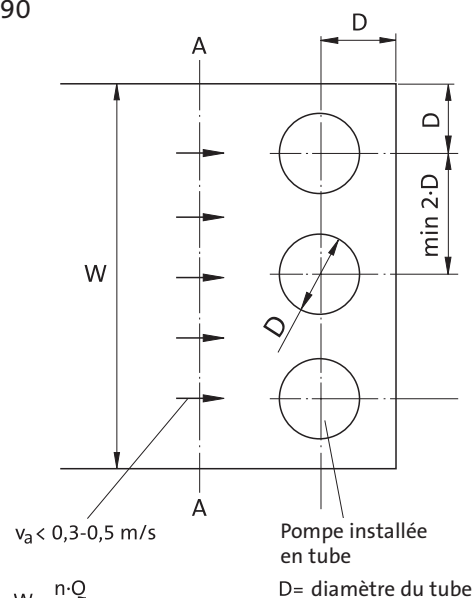
### 5.2.2 Stations de pompage d'intérieur

Il est possible d'installer les stations de pompage de très petite taille à l'intérieur, par exemple dans le sous-sol d'un bâtiment, près de l'origine des effluents. Les pompes sont placées à l'intérieur des cuves ou les moteurs des pompes peuvent être externes. La Figure 89 montre une installation classique.

### 5.3 Stations de pompage avec pompes installées en tube

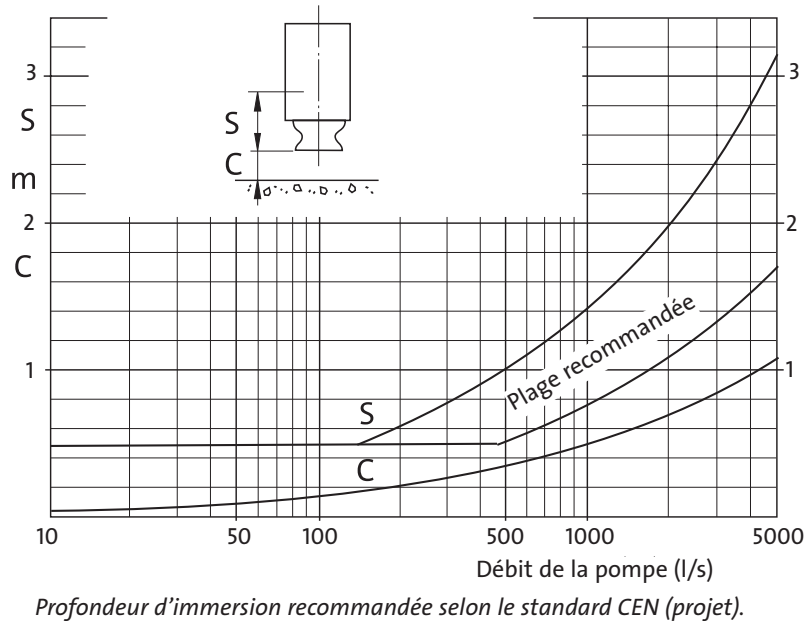
Les stations de pompage équipées de pompes en colonnes sont généralement prévues pour des débits importants, et les pompes axiales utilisées ici sont sensibles aux conditions d'aspiration. La Figure 90 indique les distances recommandées entre les pompes et entre les pompes et les murs. Il est primordial que le débit entrant dans la pompe n'engendre pas une vitesse d'écoulement supérieure à 0,5 m/s.

Fig. 90



Distance entre les pompes et vitesses d'écoulement recommandées dans les installations en tube.

Fig. 91

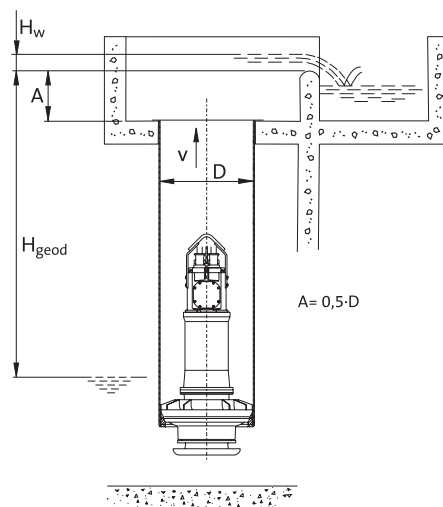


L'immersion de la pompe doit être suffisante pour éviter la formation de vortex. La Figure 91 expose un diagramme de recommandation de dimensionnement selon les propositions du nouveau standard CEN (projet). L'apparition d'un vortex de fond est impossible à prévoir de façon certaine. Les caractéristiques de la pompe et les conditions de fonctionnement influencent le développement éventuel d'un vortex de fond. La forme de la chambre d'aspiration peut aussi générer la forma-

tion d'un vortex de surface. On peut éviter l'apparition de ce type de vortex en plaçant une plaque flottante juste sur lui, lorsque c'est possible.

Les pompes installées en colonne refoulent en général à la verticale dans celle-ci. Dans ce cas, la forme de la partie supérieure peut avoir une influence sur la HMT de la pompe et l'énergie mise en œuvre. Une forme correcte est présentée à la Figure 92.

Fig. 92



$$H \approx H_{geod} + \frac{v^2}{2g} + H_w$$

$$H_w = 0,6 \cdot (Q/b)^{0,7} \text{ déversoir avec bords arrondis}$$

$$H_w = 0,8 \cdot (Q/b)^{0,7} \text{ déversoir avec bords droits}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$v = \text{vitesse d'écoulement (m/s)}$$

$$Q = \text{débit (m}^3/\text{s)}$$

$$b = \text{largeur du déversoir [m]}$$

Profil de la partie supérieur et détermination de la HMT des pompes installées en colonne.



La colonne s'interrompt juste en dessous du déversoir, ce qui permet au débit de se régulariser avant qu'il ne traverse ce dernier. Pour ce profil d'installation, on pourra calculer la HMT de la pompe avec une bonne précision à l'aide de l'équation de la figure 92. Les pertes de charge dans la colonne pourront être négligées.

### 5.4 Détermination de la taille des stations de pompage

La taille de la station de pompage dépend du débit entrant estimé parfois de façon empirique. Il n'est pas toujours possible d'appliquer des valeurs données car ce débit dépend d'un grand nombre de variables. Des chiffres sont disponibles auprès des concepteurs d'installations ou, de façon plus théorique, dans la littérature technique concernant ce sujet. Il faut également prendre en considération les possibilités d'extensions futures et prévoir une réserve dans la taille de l'installation et celle des pompes. Le débit entrant a également tendance à varier de façon importante dans le temps, aussi bien à long qu'à court terme.

On commence toujours par estimer le débit entrant à partir de l'analyse de ses constituants. On peut les classer ainsi :

- eaux usées urbaines,
- effluents industriels,
- eaux pluviales (pluie et neige fondue),
- eaux d'infiltrations.

Les eaux d'infiltration sont celles qui se mêlent aux effluents à partir des nappes phréatiques suite à des fissures dans les canalisations, ainsi que les eaux pluviales pénétrant intempestivement dans la station par les trous d'homme ou d'autres ouvertures, telles que l'excavation du site.

Pour pouvoir dimensionner correctement une installation, il faut tout d'abord connaître sa destination. Les systèmes de relevage peuvent être classifiés ainsi :

- relevage d'eaux usées, concernant uniquement les effluents urbains et/ou les effluents industriels,
- relevage des eaux pluviales, concernant uniquement ces dernières,
- relevage mixte, combinant les eaux usées et les eaux pluviales dans des proportions variables.

#### 5.4.1 Stations de pompage classiques

L'estimation du débit pour les eaux usées urbaines est habituellement basée sur le nombre d'équivalents habitants. Ce débit varie selon des cycles journaliers et hebdomadaires, dans une plage de 0,5 à 1,5 fois le débit moyen. Les débits des effluents industriels seront estimés au cas par cas, en fonction de leur provenance. La quantité des eaux d'infiltration dépend de nombreuses variables, tel que le niveau de la nappe, la pluviométrie et le type de sol locaux, ainsi que l'état des canalisations enterrées. On peut les estimer en fonction de la longueur de tuyauterie, ou proportionnellement à la quantité d'effluents.

Il faut aussi prendre en compte les risques de débordement de la station avec toutes les conséquences qui en découlent pour l'environnement. Pour cette raison, les stations de relevage sont équipées de deux pompes fonctionnant soit alternativement, soit en relève l'une de l'autre, et capable chacune de prendre en charge la totalité du débit. Ainsi, il n'y a pas risque de débordement lorsqu'une pompe est en panne ou arrêtée et démontée pour sa maintenance. Si le débit de la pompe est calculée avec deux pompes fonctionnant en parallèle, il faut en prévoir une troisième en stand-by. On peut se permettre de n'installer qu'une seule pompe dans les petites stations domestiques ou pour le petit collectif car le débit entrant peut facilement être contrôlé et sujet à restrictions si besoin.

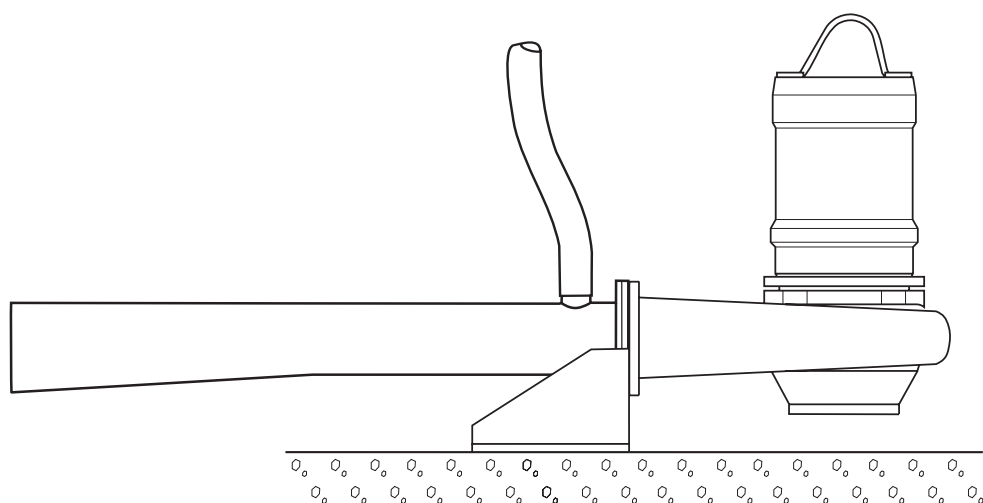
#### 5.4.2 Stations de pompage d'eaux pluviales

Les débits d'eaux de pluies sont bien plus importants que les autres sources en provenance d'intempéries, telles que la neige fondue. Le dimensionnement des stations est basé sur une estimation du débit entrant le plus élevé. Du fait de la relative innocuité de l'eau de pluie, cette évaluation ne tiendra pas forcément compte des précipitations les plus sévères possibles. Le type de sol et l'environnement urbain ont aussi un impact sur les calculs. Les eaux d'infiltration sont aussi à considérer dans les calculs.

Le contrôle du débit entrant à la station est contrôlé par des déversoirs qui dévient le débit vers une autre direction, un fossé ou un canal.

On ne demande pas à une station de relevage d'eaux pluviales la même fiabilité qu'à une station relevant les effluents, aussi le débit maximum peut-il être pris en charge par toutes les pompes fonctionnant ensemble en parallèle.

Fig. 93

*Pompe et éjecteur pour bassin de rétention.*

### 5.4.3 Relevage mixte d'eaux usées et de bassins de rétention

Le débit d'une station collectant les effluents d'un réseau unitaire est la somme des débits des effluents, des eaux pluviales et des eaux d'infiltration. Il faut que le niveau de fiabilité soit le même qu'avec les stations de relevage d'eaux usées ; il est donc impératif de prévoir au moins une pompe en stand-by. Les proportions d'eaux usées et d'eaux pluviales dans ce type de station risquent de varier fortement, aussi l'utilisation des réseaux unitaires est-elle déconseillée, voire prohibée.

Les stations relevant à la fois les eaux usées et les eaux pluviales sont souvent équipées d'un bassin de rétention, qui permet de stocker les effluents entrants lorsque leur débit dépasse celui de la station. Lorsque le débit diminue, par exemple après un orage, le bassin est vidé par pompage ou gravitairement, et la station peut reprendre un service normal. Un bassin de rétention peut aussi servir à réguler les fluctuations de débits entrant dans une station d'épuration. Il est essentiel de pouvoir évacuer les corps solides du bassin de rétention au moment de la vidange. Cela peut être résolu par une forme de bassin dite "autonettoyante", ou par agitation et mélange du contenu du bassin. Des éjecteurs particuliers ont été mis au point par les fabricants de pompes, le principe consiste à aspirer de l'air de la surface pour l'injecter dans l'eau de refoulement de la pompe. Le principe en est exposé à la Figure 93.

L'air envoyé par l'éjecteur dans l'eau permet un mélange plus efficace lorsque le niveau est bas. La puissance de la pompe peut être estimée à 70 W par m<sup>2</sup> de surface au sol de bassin. Il faut diriger l'éjecteur de façon à ce que le flux entraîne les solides vers les évacuations du bassin.

### 5.5 Détermination de la pompe

#### 5.5.1 Détermination basée sur les courbes de pompes

Les pompes des stations de pompages sont déterminées avant tout à l'aide des méthodes décrites au chapitre 3 de ce manuel. Il est conseillé de choisir plusieurs pompes dans la gamme du fabricant, dont la courbe passe au plus près du point de fonctionnement souhaité.

On peut inclure à ce choix aussi bien les pompes dont la courbe passe au-dessus du point que celles dont la courbe passe au-dessous ; cela pour des raisons économiques, telles que le rendement de l'hydraulique ou le coût de la pompe.

Le caractère intermittent du fonctionnement des pompes dans les stations de pompage autorise une marge importante dans la sélection, laissant libre le technicien de faire son choix au-delà du point de fonctionnement souhaité. Ce point de fonctionnement, calculé théoriquement, est toujours incertain, car la HMT peut varier à cause de l'évolution des niveaux de marche et d'arrêt, modifiés par un système de contrôle programmé, l'usure de la pompe, ainsi que les tolérances sur les tuyauteries et courbes de pompes.

Par exemple, une pompe dont la courbe est surdimensionnée par rapport au besoin peut néanmoins s'avérer économique, particulièrement si la courbe de réseau de la tuyauterie est plate, ou si les pertes de charge sont faibles comparées à la hauteur géométrique.

Le concepteur de la station pourra de ce fait se passer d'une pompe hors standard, conçue spécialement pour les caractéristiques requises, mais choisira plutôt dans la gamme standard du fabricant. Avec une pompe standard, les pièces de rechange sont plus facilement disponibles et son remplacement, si besoin est, plus facile.

Il faut aussi s'assurer, lors de la détermination de la pompe, qu'en aucun cas le point de fonctionnement ne sortira de la plage autorisée de la courbe de pompe. Un certain nombre de restrictions sont imposées pour de nombreuses raisons, telles que la cavitation ou la surcharge. Il faut porter son attention sur les points suivants :

- Les points de fonctionnement de chaque pompe individuellement, dans le cas d'une sta-

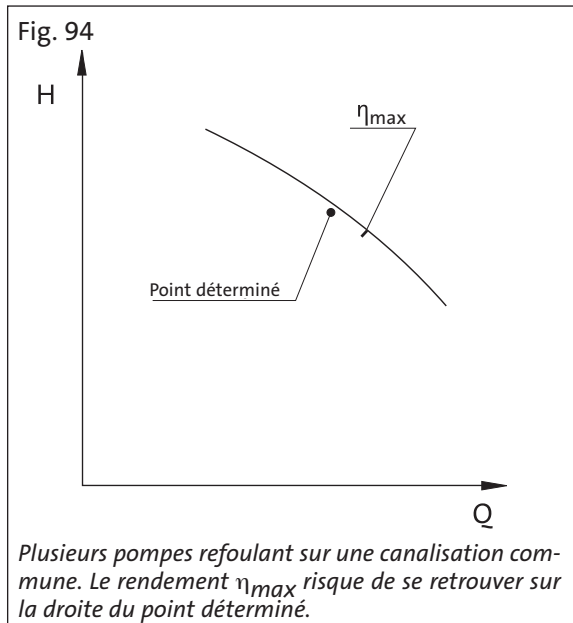
tion comportant plusieurs pompes refoulant en parallèle dans la même canalisation. Ce contrôle portera sur les points de fonctionnement lorsqu'une, deux pompes ou plus tournent,

- Les effets des variations du niveau du liquide sur le point de fonctionnement. Ce niveau peut varier aussi bien dans la station elle-même que dans le réservoir de refoulement. Si le point de fonctionnement se déplace vers la zone de cavitation ( $NPSH_r > 10 \text{ m}$ ), à cause de la hausse du niveau dans la station et donc de la charge à l'aspiration, la pompe peut normalement continuer à fonctionner sans risque, car le  $NPSHA$  va augmenter parallèlement. Il n'y aura donc pas risque de cavitation et seul la puissance absorbée par rapport à la puissance fournie par le moteur devront être contrôlés. Il est recommandé de consulter le fabricant de pompes dans les cas douteux. Il est particulièrement important de vérifier toutes les combinaisons de niveaux possibles avec les pompes axiales, car elles ont des plages de fonctionnement  $Q/H$  permises très étroites, à cause d'importantes variations de puissance.

#### 5.5.2 Surveiller le rendement de la pompe

Le rendement est un élément important dans le choix des pompes de grosse taille. Lorsqu'il est garanti, il permet des calculs de coûts sur la durée de vie de la pompe dans toutes sortes de cas. Voir à ce sujet le Chapitre 7. Il faut se préoccuper de tous les points de fonctionnement dans toutes les situations possibles. Les quatre cas suivants peuvent être examinés séparément :

- A. Deux pompes fonctionnant alternativement, ou plusieurs pompes refoulant dans une tuyauterie séparée. Dans ces cas, la pompe a un seul point de fonctionnement (sans tenir compte des variations de niveau du liquide), nous sommes ici dans une situation simple du point de vue du rendement. Il ne faut pas choisir une pompe dont la courbe  $Q/H$  passe près du point de fonctionnement souhaité, mais dont le rendement est loin de son maximum. Il sera plus avisé de choisir une pompe, dans la même gamme de prix, dont la courbe passe au-dessus du point souhaité, mais avec un rendement plus intéressant.
- B. Plusieurs pompes refoulant dans une tuyauterie commune. Dans ce cas de figure, les pompes auront plusieurs points de fonctionnement, selon le nombre de pompes en marche. Normalement, le choix se fait à partir du point de fonctionnement lorsque toutes les pompes tournent. Pour que le rendement reste correct, même lorsqu'il y a moins de pompes en fonctionne

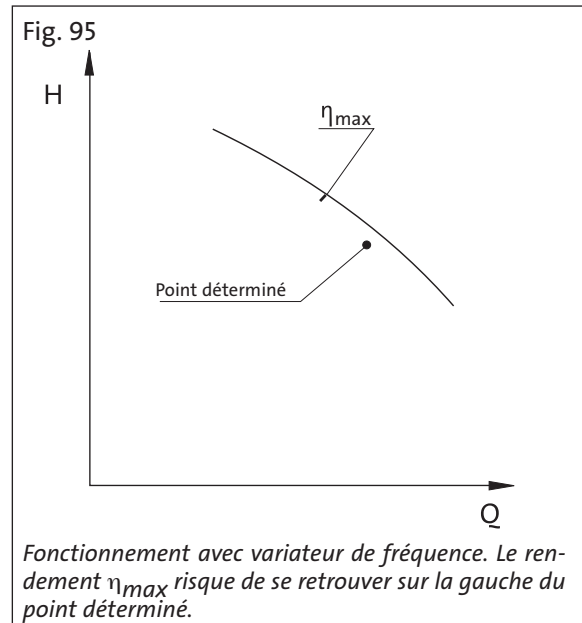


ment simultané, il faut choisir la pompe de façon à ce que le point de rendement puisse se déplacer vers la droite de la courbe, voir la Figure 94.

- C. Pompes fonctionnant avec un variateur de fréquence. Pour que le rendement reste correct dans les basses fréquences, tout en ayant un débit  $Q_{min}$  assez petit, il faut prévoir un glissement vers la gauche de la courbe du le point de rendement, voir la Figure 95.
- D. Plusieurs pompes refoulant dans la même canalisation et fonctionnant avec un variateur de fréquence. Dans ce cas, il faut porter son choix sur une pompe dont le meilleur rendement coïncide avec le point de fonctionnement souhaité.

Souvent, plusieurs pompes, même d'une marque identique, peuvent convenir au point de fonctionnement souhaité. L'une a un prix plus intéressant alors que l'autre a un meilleur rendement. La décision sera prise après une analyse des coûts de fonctionnement sur toute la durée de vie des pompes. Cette analyse est généralement effectuée par le client ou son bureau d'études, car le fabricant n'a pas toutes les données permettant de la mener à bien. La position de l'acheteur influe sur sa décision : un entrepreneur met l'accent sur les coûts d'achat et d'installation alors qu'un utilisateur s'intéresse plutôt aux coûts de fonctionnement.

Malheureusement, le fabricant est souvent obligé de choisir et de proposer des pompes sans connaî-



tre tous les détails du projet ; sa détermination peut donc ne pas être optimale, voir même incorrecte.

Il est particulièrement intéressant d'avoir des informations sur les points suivants :

- Y aura-t-il une pompe ou plus refoulant dans la même canalisation ? Dans ce cas, des informations sur la courbe de réseau de l'installation ou le nombre de pompes et la hauteur géométrique sont utiles,
- Information sur l'utilisation d'un variateur de fréquence,
- Dans le cas des pompes installées en tube, des informations concernant la nature du liquide sont nécessaires, de façon à décider le l'utilisation ou non d'une pompe axiale.

### 5.5.3 Le nombre de pompes

Le nombre de pompes dans une station de relevage d'eaux usées est déterminé de manière à ce qu'au moins une pompe soit en stand-by. Dans les stations de taille importante, il faut définir le nombre de pompes de façon à optimiser leur fonctionnement aussi bien que les coûts d'investissement. Le coût du pompage, ou la puissance absorbée en kW, diminue avec l'augmentation de la taille des pompes. D'un autre côté, le coût de la pompe de secours est important dans le cas d'un petit nombre de pompes de grosse taille. Les coûts d'installation sont quand à eux relativement constants pour une capacité donnée, quel que soit le nombre de pompes mises en œuvre. De la même façon, les coûts énergétiques restent

constants, à condition que les pompes puissent tourner au plus près de leur point de fonctionnement optimal.

L'exigence d'une production régulière ou continue est un autre facteur influençant le nombre de pompes. Une pompe arrêtée parmi un grand nombre à une faible influence sur le débit total.

Sauf cas particuliers, le nombre optimal de pompes dans les stations de petite et moyenne taille est de deux.

Lorsqu'une station est équipée de plusieurs pompes, il est préférable de les choisir identiques. Dans certains cas particuliers, ou le débit entrant fluctue de façon aléatoire et importante, par exemple suite à un gros orage, il est prudent d'installer des pompes de taille plus importante pour pallier ces pics de débit.

L'incidence du nombre de pompes installées sur les coûts d'investissement pour un besoin donné, varie d'un fabricant à un autre, car les écarts de taille sont différents selon le constructeur. Il est plus intéressant d'augmenter le nombre de pompes avec un fabricant, alors qu'avec un autre, l'opération peut se révéler plus onéreuse. Lorsque de multiples pompes sont requises pour le pompage dans une station, et lorsque le choix final du nombre n'est pas décidé, il en revient au fabricant d'en donner les limites. Une surenchère sur le nombre de pompes risque de ne pas être très compétitive.

## 5.6 Considérations particulières

### 5.6.1 Vibration des pompes

Beaucoup de pompes d'assainissement vibrent. Ces vibrations sont causées par un déséquilibre des parties mécaniques en rotation et par des pulsations du débit générées par les aubes de la roue mobile et par les forces hydrodynamiques radiales produites par la masse du fluide en rotation dans les roues monocanales. Les roues vortex vibrent beaucoup moins car elles ne produisent pas de pulsation à la pression. La vibration générée par le déséquilibre résiduel des pompes ayant un corps en forme de volute est négligeable par rapport aux autres facteurs de vibrations. Si le fabricant améliore les procédures d'équilibrage, cela n'a pas d'incidence notable sur le taux de vibrations de la pompe.

Les roues mobiles des pompes d'assainissement (sauf les roues vortex) produisent bien plus de vibrations que les roues conçues pour de l'eau claire, à cause du petit nombre d'aubes et de la section de passage importante. La méthode d'installation des pompes a également un impact sur le niveau de vibrations. Une pompe submersible posée à l'aide d'un système de barres de guidage et d'accouplement automatique et qui se maintient en place par son propre poids génère plus de vibrations qu'une pompe fixée à la tuyauterie. Une pompe disposée verticalement en fosse sèche a tendance à vibrer plus qu'une pompe installée horizontalement, à cause des systèmes de support. La tuyauterie d'aspiration peut elle aussi provoquer des vibrations.

Des informations sur le calcul et la prévision des vibrations sur les pompes d'assainissement sont disponibles dans la publication EuroPump "Guide to Forecasting the Vibrations of Centrifugal Pumps" (Guide pour la Prévision des Vibrations des Pompes Centrifuges), 1992 EuroPump. Les données présentées dans cet ouvrage sont valables pour des mesures faites sur le roulement le plus près de la roue mobile. Tout niveau de vibration effectué à ce point, supérieur à 10 mm/s (RMS) est considéré comme une situation anormale pour la pompe. On peut en chercher la raison dans un colmatage de l'hydraulique, un fonctionnement hors courbe, une cavitation importante, une quantité élevée d'air dans l'effluent ou une roue mobile endommagée. Un déséquilibre mécanique éventuel est mis en évidence en faisant fonctionner la pompe hors eau, lorsque le niveau de vibrations mesuré ne dépasse pas 2 mm/s (RMS).

La fréquence de vibration des pompes pourvues d'un corps volute est égale à la vitesse de rotation multipliée par le nombre d'aubes.

Si la pompe ou les canalisations sont supportées de façon telle que leur fréquence de résonance soit proche de la fréquence de vibration de la pompe, le principe de résonance augmente le taux de vibrations. Si cela se produit, les supports doivent être renforcés. Il est possible, avec les pompes entraînées par un variateur de fréquence, à cause du phénomène de résonance, que les vibrations soient plus importantes à certaines fréquences.

Les pulsations de pressions engendrées par la pompe sont entraînées dans la tuyauterie sur quelques mètres, y créant des vibrations. Un niveau de vibration des tuyauteries inférieur à 10 mm/s (RMS) est considéré comme normal. Un niveau supérieur peut provoquer une cassure de la tuyauterie. Cela provient, soit de supports mal étudiés, soit de la résonance.

Les pompes en tube ont un faible niveau de vibration, grâce aux canaux de guidage qui absorbent efficacement les pulsations de pression. Une roue monocanale provoque toujours des pulsations de pression, à cause des forces hydrodynamiques induites importantes.

### 5.6.2 Bruit de pompe

Différents facteurs ont une influence sur le niveau de bruit de la station de pompage :

- les vibrations de la pompe,
- les vibrations de la canalisation transmises par les pulsations de pression ou d'autres vibrations,
- le débit dans la tuyauterie. Les coudes, vannes, téés causent des turbulences génératrices de bruit,
- les caractéristiques acoustiques de la station,
- le flux d'arrivée dans la station,
- la cavitation de la pompe.

Le niveau de bruit d'une station se compose de tous les éléments ci-dessus, et des informations sur le seul niveau de bruit de la pompe ne sont pas très utiles et difficiles à mesurer sur site. Le bruit émis par la tuyauterie est souvent le plus important, à cause de la grande surface d'émission de vibrations. Une mesure correcte du niveau de bruit de la pompe suppose qu'elle soit faite dans un local insonorisé, avec les tuyauteries de refou-

lement à l'extérieur. Il n'y a pas de standard de mesure de bruit disponible concernant les pompes d'assainissement. Un protocole de mesure du niveau de bruit des pompes submersibles est difficile à mettre en œuvre, du fait de toutes les difficultés pratiques que cela entraîne.

Le bruit dans les stations de pompage n'est pas un problème fréquent. Une station construite pour un immeuble d'habitation ou de bureaux peut parfois provoquer des nuisances sonores. Dans les situations extrêmes, il est toujours possible d'isoler phoniquement les tuyauteries et les moteurs des installations en fosse sèche.



## 6 Pompes d'assainissement contrôlées par variateur de fréquence

### 6.1 Généralités

Les principales raisons d'utiliser un variateur de fréquence sont les suivantes :

- contrôle du débit pour des raisons techniques de process,
- économies d'énergies grâce à l'exploitation de la courbe de réseau la plus favorable.

Les raisons techniques de process pour lesquelles la vitesse variable est intéressante se retrouvent dans les applications suivantes :

- application de pompage de boues de retour,
- pompes de recirculation dans les traitements de dénitrification,
- stations de pompage en amont de stations de traitement.

Il est aussi possible de réguler le débit en augmentant le nombre de pompes dans la station de pompage finale. Il est possible d'égaliser la production à l'aide de démarreurs progressifs et en augmentant le nombre de démarrages. Des bassins de postes de traitement et des canaux permettront aussi d'égaliser le débit. Dans les autres types de stations de pompage, on ne décidera d'utiliser la variation de vitesse que si l'on peut espérer une économie d'énergie conséquente.

Les variateurs de fréquence ne permettent d'économiser de l'énergie que si la tuyauterie de refoulement est longue et que les pertes de charge représentent au moins 40% de la HMT. Si l'installation a une hauteur géométrique importante, l'utilisation d'un variateur de fréquence risque d'augmenter la consommation d'énergie, car le point de fonctionnement est susceptible de se déplacer vers une plage de la courbe de pompe où le rendement est moins bon. Des pertes sont générées par le variateur lui-même, qui diminuent le rendement du moteur. Lorsqu'un variateur de fréquence est installé dans le but unique d'économiser de l'énergie, il faut calculer séparément la période de retour des investissements du système de contrôle. Pour cela, il est impératif de connaître les variations de débit et le rendement de la pompe à différentes fréquences. Celui-ci dépend aussi des caractéristiques de la canalisation. Il est

utile de connaître également les rendements du variateur et du moteur à différentes fréquences.

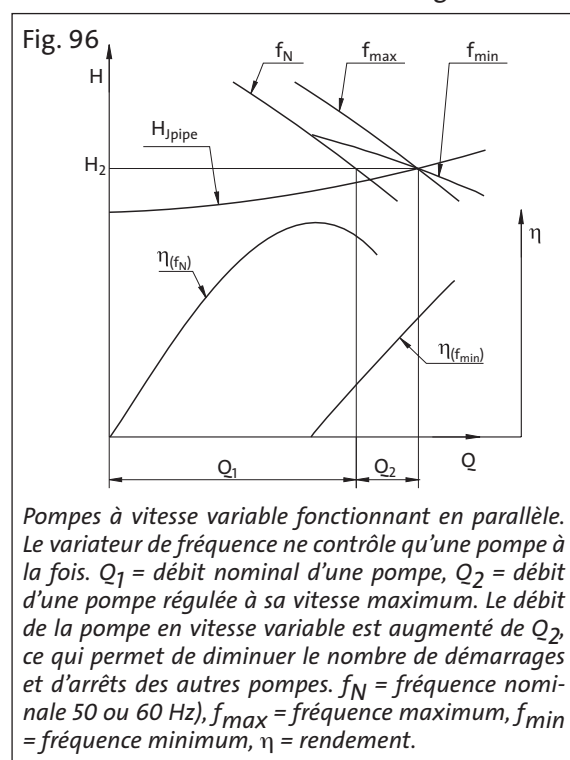
La variation de fréquence augmente les risques de colmatage. Lorsque le choix est fait de la variation de fréquence, il faut porter toute son attention sur la conception et la sélection des pompes.

#### 6.1.1 Détermination du Moteur de Pompe

Le courant fourni par un variateur de fréquence n'est pas d'aussi bonne qualité que celui du réseau, ce qui diminue de façon non négligeable le rendement du moteur. En général, cependant, si l'on prend en considération le point de fonctionnement souhaité et les conditions de fonctionnement, le moteur standard peut être utilisé, à la condition que la fréquence normale d'utilisation (50 ou 60 Hz) ne soit pas dépassée. Le choix du moteur sera confirmé par le fabricant qui possède des informations complètes sur sa puissance et ses caractéristiques d'échauffement.

#### 6.1.2 Fréquence maximum

Lorsque l'installation comporte une pompe à vitesse variable et d'autres pompes non régulées fonctionnant toutes en parallèle, le flux est irrégulier au point où une pompe à vitesse fixe est mise en service ou arrêtée ; ce qui risque d'entraîner la pompe contrôlée par un variateur de fréquence à tourner à une vitesse supérieure à la vitesse nominale. La sur-fréquence généralement requise est de 53 Hz pour les pompes 50 Hz. Cette situation est décrite à la Figure 96.





Si toutes les pompes d'une installation en parallèle fonctionnent en variation de fréquence, le flux est régulier et un fonctionnement au-delà de la fréquence normale n'est pas nécessaire.

Si un fonctionnement en sur-fréquence est souhaité, il se doit d'apparaître clairement dans les appels d'offres pour permettre au fabricant d'en tenir compte lors du processus de détermination de l'hydraulique et du moteur. Dans certains cas, l'utilisation d'un moteur 60 Hz à la place d'un moteur 50 Hz dans une installation à variation de fréquence peut se révéler intéressante, mais il faut aussi envisager cette solution sous l'angle de ses inconvénients :

- Si le variateur de fréquence est en panne et que la pompe fonctionne seulement à 50 Hz, les caractéristiques de la pompe 60 Hz vont chuter de 50 à 80%, par rapport à celles d'une pompe 50 Hz, selon le profil de l'installation et les pertes de charge.
- Le moteur a probablement des enroulements différents de ceux d'un moteur 50 Hz, à cause des tensions différentes dans les standards 60 Hz, ce qui posera problème en cas de besoins en pièces de rechange.
- Le rendement risque d'être moins bon, du fait que certaines pompes 60 Hz sont dérivées du 50 Hz simplement par la réduction du diamètre de la roue mobile.

### 6.1.3 Fréquence et performances minimums

La fréquence minimum permise pour une pompe particulière est souvent demandée. Une réponse précise à cette question requière des informations sur l'installation et les canalisations, car cette valeur dépend de la forme de la courbe Q/H de la pompe et des caractéristiques de la canalisation. Il est souhaitable que la fréquence minimum requise pour un débit donné soit déterminée à l'aide de la courbe Q/H de la pompe et des caractéristiques de la canalisation.

Un débit d'eaux usées trop faible (à une fréquence trop basse) risque de conduire à une usure excessive de la pompe à cause du sable et d'autres substances abrasives qui stagnent dans la pompe au lieu d'être évacuées avec le liquide pompé. Un débit insuffisant peut également être responsable du colmatage de la pompe. Si la composante hauteur géométrique de la HMT est importante (autour de 40%), le point de fonctionnement a tendance à se déplacer vers la gauche de la courbe Q/H, où le rendement est moins bon et où les coûts énergétiques risquent

d'augmenter. En règle générale, on peut limiter les performances à 25% du débit nominal au meilleur rendement et à la fréquence nominale ( $Q_{opt}$ ).

Si la courbe de réseau de la canalisation est pentue et que plusieurs pompes ont la possibilité de fonctionner simultanément, il peut être nécessaire de définir différents niveaux de débits minimums, en fonction du nombre de pompes tournant ensemble. Les pompes devront alors être contrôlées par un automate programmable adapté. Une fréquence minimum déterminée pour un maximum de pompes fonctionnant ensemble, et utilisée dans toutes les situations possibles, avec comme résultat des performances minimums variées, dépend du nombre de pompes utilisées.

### 6.1.4 Courbes de pompes en variation de fréquence

Les courbes Q/H des pompes à différentes fréquences sont nécessaires pour déterminer les performances des pompes à différentes vitesses, refoulant dans une canalisation aux caractéristiques données. Il faut établir quelle sera la fréquence minimum, ainsi que le rendement de l'hydraulique à différentes fréquences. Il est facile de tracer les courbes de pompes à différentes fréquences en se basant sur les lois d'affinité, mais seul le fabricant pourra décider des limites d'utilisation de ces courbes. Il est intéressant de demander au fabricant les courbes Q/H et Q/h pour différentes fréquences, par exemple avec des intervalles de 5 Hz.

Il est possible de calculer les courbes à différentes fréquences, basées sur les lois d'affinité, en utilisant les équations suivantes :

$$Q' = Q_f \left( \frac{f'}{f} \right) \quad (40)$$

$$H' = H \left( \frac{f'}{f} \right)^2 \quad (41)$$

$$P' = P \left( \frac{f'}{f} \right)^3 \quad (42)$$

$$\eta' = \eta \quad (43)$$

$$NPSH_R' = NPSH_R \left( \frac{f'}{f} \right)^2 \quad (44)$$

Ces équations sont valables pour les calculs des points de fonctionnement équivalents, mais sont également suffisamment précises pour des applications pratiques.

### 6.1.5 Colmatage des pompes

Les risques de colmatage des pompes augmentent lorsqu'elles sont entraînées par un variateur de fréquence pour les raisons suivantes :

- Le niveau du liquide dans la station est immobile, du fait de la précision du contrôle de vitesse, ce qui favorise l'accumulation des débris à la surface et dans le fond.
- Les pompes fonctionnent en continu sur de trop longues périodes, ce qui empêche l'évacuation des débris de la pompe par contre débit au moment de l'arrêt.
- Les pompes contrôlées par un variateur de fréquence s'arrêtent très progressivement, ce qui empêche l'évacuation des débris de la pompe par contre débit au moment de l'arrêt. Le démarrage progressif pose le même problème.
- Une vitesse lente en combinaison avec les pertes de charges augmentent les risques de colmatage.

Chaque installation à vitesse variable est différente des autres, ce qui rend les prévisions sur le comportement de la pompe impossible. On peut diminuer les risques de colmatage à l'aide des actions suivantes :

- Après le démarrage, la fréquence est contrôlée de manière à ce que le niveau dans la station descende jusqu'au niveau d'arrêt en une heure dans des conditions normales ; après quoi la pompe est arrêtée.
- Idem ci-dessus, mais avec en plus une programmation permettant à la pompe de fonctionner pendant 30 secondes à sa vitesse nominale avant de parvenir au niveau d'arrêt.
- La pompe est programmée pour une ou deux séquences de nettoyage par heure, en augmentant la vitesse jusqu'au régime nominal pendant 20 secondes, après quoi la pompe est arrêtée sans variation de fréquence ou avec un ralentissement avec la variation de fréquence aussi rapide que possible jusqu'à la vitesse minimum où elle demeure pendant environ 20 secondes. Elle peut ensuite repartir sur un cycle de fonctionnement normal.
- La pompe est programmée pour tourner dans le mauvais sens pendant un certain temps après chaque démarrage. Cela nettoie tout début de colmatage provenant du précédent cycle de fonctionnement. Lorsque la pompe tourne à l'envers, la fréquence doit être inférieure à sa valeur nominale de façon à éviter les vibrations, par exemple 30 Hz pour une pompe 50 Hz.
- Utiliser une vanne automatique à la place du clapet anti-retour, et la programmer pour qu'elle reste ouverte quelques instants après l'arrêt

de la pompe, de manière à provoquer un nettoyage par contre courant.

Lorsque la pompe s'arrête brusquement, la quantité de liquide contenu dans la canalisation de refoulement continu d'avancer, ce qui permet un nettoyage efficace de la roue mobile, la débarrassant d'un début de colmatage éventuel.

Il est possible de planifier les mesures ci-dessus dans la station de pompage, mais de les mettre en œuvre seulement si nécessaire.

L'utilisation d'un variateur de fréquence avec les boues de retour et les pompes de recirculation n'augmente pas les risques de colmatage. C'est aussi le cas pour la dernière station de pompage juste avant la station d'épuration, si un système de dégrillage a été mis en place en amont.

### 6.1.6 Exigences EMC pour les câbles

Selon la "Directive du Conseil pour la Compatibilité Electromagnétique ou CEM" européenne, les fabricants de variateurs de fréquence doivent exiger que le câble d'alimentation du moteur des pompes submersibles soit remplacé par un câble conforme. Les caractéristiques des câbles en conformité vont compliquer l'installation et augmenter le prix de revient. Les câbles CEM compliquent également la manutention des pompes car ils sont moins souples que les câbles d'alimentation électrique classiques. Le choix des pompes submersibles contrôlé par un variateur de fréquences est dicté par le besoin, ou pas, d'un câble CEM. On peut se passer d'utiliser des câbles CEM, si le variateur de fréquence est équipé de filtres supprimant les émissions d'ondes parasites.

### 6.1.7 Courant dans les roulements

Dans certaines circonstances, la variation de fréquence peut induire des courants d'interférence à travers les roulements des moteurs à cage d'écureuil de grande taille refroidis par air, ce qui peut les détériorer. Il est rare que les pompes submersibles soient sujettes à ce phénomène, car elles sont bien connectées à la terre par l'intermédiaire de la tuyauterie et de leur submersion dans l'eau, et de ce fait correctement protégées. Cette hypothèse est soutenue par Grundfos dont l'expérience dans les moteurs submersibles n'a jamais été confrontée à des problèmes de roulement sur les pompes submersibles à ce jour. Un isolement supplémentaire des roulements requière une nouvelle conception des moteurs et des coûts additionnels.

### 6.1.8 Haute tension

Lorsque l'alimentation est faite avec une tension supérieure à 500 V, un convertisseur de fréquence provoque des fluctuations de tension trop importantes pour un moteur standard. Dans ce cas, il faut revoir la conception du moteur avec des enroulements spéciaux et des roulements isolés. Il est par conséquent fortement déconseillé d'utiliser des variateurs de fréquence avec des tensions supérieures à 500 V.

### 6.1.9 Moteurs antidéflagrants

Le moteur fonctionne, avec la variation de fréquence, à une température plus élevée que la normale. Aussi une certification ADF valable pour un moteur qui tourne à sa fréquence nominale n'a plus de valeur s'il est contrôlé par un variateur de fréquence. La certification ADF du câble risque de ne pas être valable avec un câble EMC.

Si un moteur antidéflagrant est requis pour une installation avec variateur de fréquence, cela devra être clairement stipulé sur le cahier des charges, pour permettre au fabricant de s'assurer de la conformité de l'hydraulique et du moteur. L'ajout d'un variateur de fréquence sur une installation existante justifie que l'on contacte le fabricant pour accord.

### 6.1.10 Etendue de la garantie

Les exigences essentielles quand aux performances d'une pompe sont qu'elle donne le débit attendu tout en restant dans les coûts énergétiques prévus.

De façon à s'assurer de la production totale, le point de fonctionnement garanti doit être obtenu avec la marche en parallèle des pompes. Si la courbe de réseau est plate (Grande  $H_{géo}$ ), ou si chaque pompe a sa propre tuyauterie de refoulement, le même point de fonctionnement convient à l'évaluation du rendement de pompe garanti. Inversement, si la courbe de réseau est abrupte ou si la hauteur géométrique est fluctuante, il devient difficile de trouver le point de rendement garanti. Le point de garanti de  $h$  peut se révéler différent selon qu'on le considère du point de vue du débit ou de celui de la HMT. Il est prudent de décider quel point sera utilisé pour l'évaluation du rendement de la pompe. Ce point peut correspondre au rendement maximum, ou au point d'intersection entre la courbe de la pompe et la courbe de réseau à la fréquence nominale. Un point de garantie à une fréquence autre que la fréquence

nominale peut également être choisi. Il est à noter que, selon les standards de test, la vitesse de rotation à laquelle s'effectue le test peut différer de 20% de la vitesse spécifiée pour le point de fonctionnement nominal ; dans ce cas, les résultats issus du banc de test seront ramenés aux valeurs du point nominal à l'aide des équations d'affinité.

### 6.1.11 Tests avec variateur de fréquence

S'il est souhaité un contrôle du rendement global des combinaisons de pompes, la situation du fabricant de pompes devient inconfortable. Ce travail requière des informations précises sur le rendement du variateur de fréquence ainsi que sur le moteur de la pompe soumis à un courant modulé, lorsque la tension est différente de celle à fréquence non modulée. Les données sont propres au type de matériel utilisé et il est impossible d'obtenir au préalable des informations précises ; il faudra les estimer. Les standards de tests ne proposent pas de valeur de tolérance pour les rendements totaux mesurés dans ces conditions. Il faut fournir à l'avance le variateur de fréquence au constructeur pour les tests, ce qui complique les choses et augmente les coûts. Ce type de test n'a que peu de valeur pratique.

### 6.1.12 Collaboration avec le constructeur de pompes

Il est beaucoup plus compliqué de concevoir et de mettre en œuvre une installation avec des variateurs de fréquence que lorsqu'il n'y en a pas. Une étroite collaboration entre le fabricant et le client est par conséquent souhaitable, ne serait-ce que pour planifier les étapes du travail. Le point de fonctionnement garanti et le standard de tests utilisés seront négociés chaque fois que c'est possible.

# 7 Evaluation des coûts à long terme

La démarche de détermination d'une pompe doit comporter une évaluation des coûts sur le long terme (toute sa durée de vie), qui comprend une estimation de tous les coûts : d'acquisition, de fonctionnement et de maintenance de la station de pompage tout au long de la durée de vie prévue. L'intérêt de l'évaluation des coûts à long terme s'accroît avec la taille de l'installation de pompage. Pour exemple, le coût de l'énergie d'une pompe d'assainissement de taille moyenne (30 kW) sur trois ans est équivalent à son coût d'acquisition d'origine.

## 7.1 Généralités

Les coûts à long terme des installations de pompage sont utiles pour le calcul des projets financiers et l'estimation des investissements. Par exemple, pour un projet de rénovation de station, lorsque les anciennes pompes sont remplacées par de nouvelles, le critère d'évaluation principal pour les investissements est le coût à long terme. Un calcul correct de ces coûts tient compte de l'augmentation probable du prix de l'énergie, de l'inflation et des taux d'intérêts. De tels calculs demandent de solides connaissances, aussi bien dans la conduite financière du projet que dans la technique des pompes.

Les coûts à long terme sont fréquemment utilisés pour comparer les pompes au moment de l'achat. On prend en considération aussi bien des pompes provenant de plusieurs constructeurs que des modèles différents chez le même constructeur. Lors de ces comparaisons, l'élément financier a normalement la même amplitude pour les différents choix. Il est très difficile de prévoir l'évolution du prix de l'énergie et de celui de la main d'œuvre de maintenance, aussi sera-t-il plus simple d'effectuer le calcul des coûts à long terme en utilisant les prix actuels, sans analyse financière. On peut ainsi utiliser deux approches différentes pour effectuer cette analyse :

- Les coûts à long terme sont calculés pour les différentes solutions sur la base des prix réels, puis comparés,
- On compare la solution la moins onéreuse ; le temps de retour est calculé avec des coûts de fonctionnement et de maintenance moins élevés.

Il faut bien comprendre que ces méthodes présentent une marge d'erreur relativement importante pour les coûts énergétiques et de maintenance car ils reposent sur des prévisions, telles que le volume pompé ou le taux d'usure.

La décision peut aussi être soumise à des raisons de principe ou commerciales. Il se peut que l'aspect environnemental ait également une incidence sur les coûts. Si les pompes ne sont qu'une partie d'un contrat plus large et achetées par un constructeur, il est possible que le seul prix d'achat soit pris en compte.

## 7.2 Période de calcul

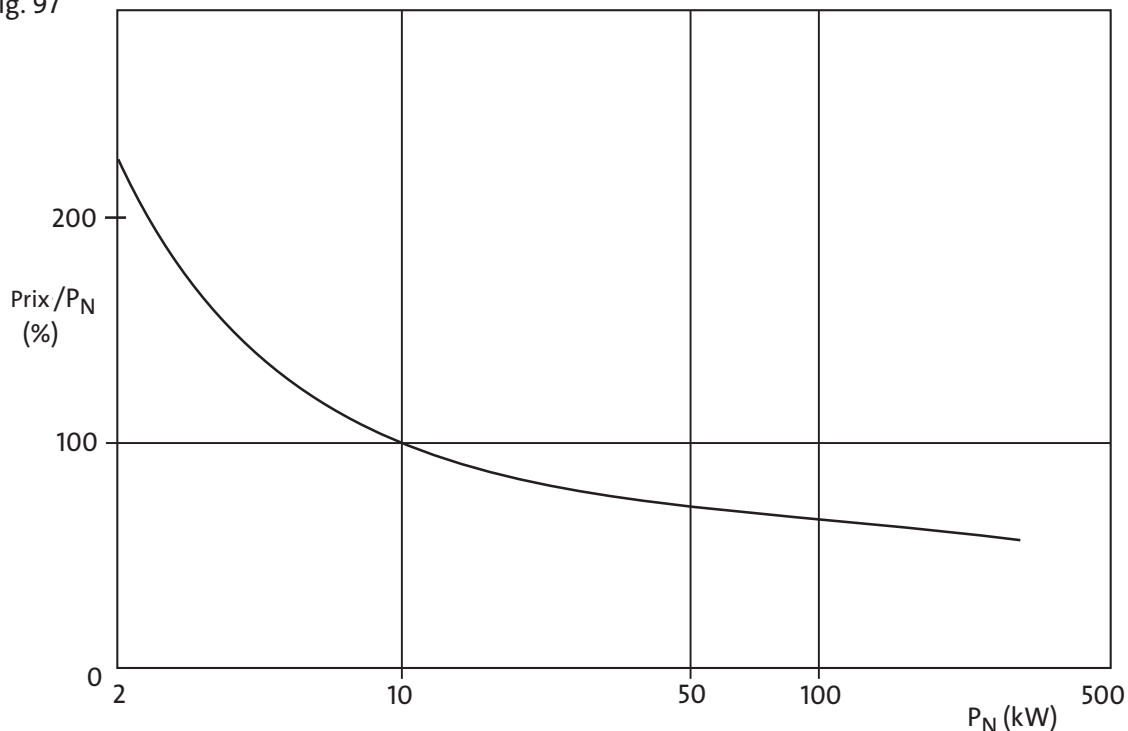
La durée de vie des pompes d'assainissement modernes est estimée à environ 25 ans. On peut décider de la rénovation d'une station de pompage plus tôt, par exemple à cause de problèmes de voisinage, ou lorsque des mesures de destruction ou de déplacement doivent être prises. Il se peut aussi que les pièces détachées ne soient plus disponibles, ce qui rend les pompes obsolètes. Une période convenable pour le calcul économique du coût à long terme est de 8 à 10 ans.

## 7.3 Coûts d'investissements

Le constructeur, à la suite d'appels d'offres ou d'une négociation propose un prix. Le prix d'acquisition peut aussi comprendre d'autres coûts d'achat ou commerciaux comme, par exemple, le transport. Il faut donc tenir compte de ces autres coûts d'acquisition sur le choix final de la pompe. Un moteur plus gros demande, par exemple, un convertisseur de fréquence ou des équipements électriques de taille plus importante, qui augmentent les coûts d'investissement.

La Figure 97 montre l'effet proportionnel qu'aura la taille d'une pompe de vitesse nominale 1500 1/min sur son coût. Une pompe fonctionnant à une vitesse de rotation inférieure coûtera plus cher, à puissance égale, qu'une pompe tournant plus vite, car sa taille est plus grande. La Figure 97 indique que, pour des pompes dont la puissance est inférieure à 10 kW, le prix d'achat est une part importante du coût à long terme.

Fig. 97



Relation entre la taille de la pompe et son coût Prix/ $P_N$  lorsque la vitesse nominale est de 1500 1/min ; la base est une pompe de 10 kW.

## 7.4 Coût de l'énergie

Pour effectuer correctement le calcul des coûts énergétiques, on doit utiliser le rendement ( $\eta_{gr}$ ) - car il est garanti par le constructeur selon les essais normalisés - même si l'on ne possède pas d'informations sur la puissance. Il est important que l'essai normalisé utilisé soit approuvé à ce stade, car tous les essais normalisés proposent différentes valeurs de tolérances pour le rendement de la pompe, qui peuvent affecter les courbes de rendement fournies par le fabricant. Se reporter au Chapitre 4, essais des pompes, pour plus d'informations.

### 7.4.1 Evolution du rendement

A l'exception des pompes vortex, le rendement des pompes d'assainissement a tendance à se détériorer avec le temps, à cause du jeu entre la roue mobile et la plaque d'usure qui augmente avec l'érosion. Il est important de prendre en compte cette évolution lors des calculs de consommation d'énergie. On peut utiliser les facteurs de réduction de rendement suivants, basés sur des tests et sur l'expérience :

- Roue fermée avec rattrapage de jeu : -1,5% (points de  $\eta_{gr}$ ),
- Roue semi-ouverte avec rattrapage de jeu : -3% (points de  $\eta_{gr}$ ),
- Roue fermée sans rattrapage de jeu : -3% (points de  $\eta_{gr}$ ),
- Roue semi-ouverte sans rattrapage de jeu : -5% (points de  $\eta_{gr}$ ).

Les facteurs de réductions proposés ci-dessus démontrent que dans la pratique, les pompes d'assainissement fonctionnent avec un rendement sensiblement inférieur à celui de pompes neuves. Les valeurs plus élevées pour des pompes sans possibilité de rattrapage de jeu s'appuient sur le fait que ces pompes fonctionnent plus longtemps avant que l'on ne rétablisse le jeu correct, car le travail doit s'effectuer en atelier. L'effet est plus marqué pour les pompes équipées de roues semi-ouvertes car elles s'usent plus vite et leur rendement est donc plus sensible au changement (Voir Paragraphe 2.2.1 Roues Mobiles).

### 7.4.2 Calcul de l'énergie consommée

Il est possible de calculer l'énergie consommée à l'aide de deux méthodes :

- Evaluation utilisant le volume d'effluents pompé annuellement, commencer par calculer l'énergie spécifique à l'aide de l'équation suivante :

$$E_{sp} = \frac{g \cdot H}{\eta_{gr} \cdot 3600} [\text{kWh/m}^3] \quad (45)$$

où

$H$  = HMT au point de fonctionnement (m),

$g$  = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)

$\eta_{gr}$  = rendement total (pompe + moteur) au point de fonctionnement (en valeur décimale)

La densité du liquide est supposée être de 1.

- Evaluation basée sur le fonctionnement horaire, commencer par calculer la puissance absorbée au point de fonctionnement à l'aide de l'équation suivante :

$$P_{gr} = \frac{g \cdot Q \cdot H}{\eta_{gr} \cdot 1000} [\text{kW}] \quad (46)$$

où

$Q$  = débit volumique au point de fonctionnement (l/s)

$H$  = HMT au point de fonctionnement (m),

$g$  = 9,81 (m/s<sup>2</sup>)

$\eta_{gr}$  = rendement total (pompe + moteur) au point de fonctionnement (en valeur décimale)

La densité du liquide est supposée être de 1.

La consommation d'énergie est calculée à l'aide de la puissance et du temps de fonctionnement horaire annuel estimé. Si la courbe de pompe se situe au-dessus du point de fonctionnement souhaité, son débit sera supérieur et, par conséquent, le temps de fonctionnement inférieur. Cela doit être pris en compte si l'on utilise la méthode de la consommation horaire.

Les méthodes de calcul de consommation d'énergie sont assez faciles à appliquer lorsque l'on a affaire à des pompes fonctionnant sur un seul point. La situation se complique avec les pompes oeuvrant en parallèle ou si le moteur est alimenté par un variateur de fréquences. Si les pompes fonctionnent en parallèle, il faut faire des calculs séparés pour les différents points de fonctionnement, et déterminer approximativement les volumes pompés ou les temps de fonctionnement pour chacune d'elles.

Avec un convertisseur de fréquences, la pompe fonctionne sur une infinité de points différents. Il faut, dans ce cas, choisir un point de fonctionnement moyen à utiliser pour les calculs. Un autre facteur d'incertitude, pour le calcul de la consommation d'énergie des pompes en variation de fréquence, est le fait que le rendement global est difficile à déterminer avec précision. Pour des calculs comparatifs, on peut utiliser les valeurs de rendement sans variateur de fréquence.

### 7.5 Coût de la maintenance

Il est recommandé, pour les pompes submersibles, d'effectuer une maintenance de routine une fois par an. Cette visite inclura le contrôle de la qualité de l'huile, de l'isolement et des valeurs de résistances du moteur, des tolérances d'usure et, si nécessaire, un ajustement de celles-ci, ainsi qu'une inspection générale de surface. La plupart des fabricants conseille ce type de routine. La distinction entre des pompes de différents constructeurs se fait au niveau de la possibilité d'ajuster le jeu d'usure et de rétablir le rendement.

Si la pompe est équipée d'un système de rattrapage de jeu à l'aspiration, le coût de maintenance du rendement ne s'ajoute pas aux coûts généraux, dans la mesure où l'opération peut être menée à bien lors du contrôle de routine. Inversement, si la remise à niveau du rendement nécessite des pièces de rechange ou une intervention en atelier, il faut tenir compte de ces coûts additionnels lors du calcul du coût à long terme.



## **7.6 Coopération avec le fournisseur de pompe**

Les calculs comparatifs et ceux sur le coût à long terme sont rarement exempts d'ambiguïté, et il est donc prudent de les conduire ouvertement et en pleine coopération avec le vendeur. De cette façon, des problèmes d'incompréhensions peuvent être évités, et les suggestions et alternatives proposées par le fournisseur peuvent être prises en compte et étudiées lors de la sélection.

## **7.7 Publications sur le coût à long terme**

L'association des fabricants de pompes européens Europump et L'Hydraulic Institut américain ont publié conjointement un guide sur l'évaluation du coût à long terme des pompes, (LCC ou Life Cycle Costs) :

COÛT GLOBAL DES POMPES  
UN GUIDE D'ANALYSE DU COÛT GLOBAL  
(ISBN 1-880952-58-0)

Cette publication traite des étapes de la conception complète de systèmes de pompage, des installations existantes et propose des exemples d'améliorations à y apporter.

### 8 Mise en service

Lors de la mise en service, les points suivants sont vérifiés :

- Contrôle du point de fonctionnement à l'aide d'un manomètre et, si possible, d'un débitmètre, à l'aide de la méthode volumétrique, puis le comparer avec les valeurs prévues et confirmer que le point de fonctionnement réel est bien dans les limites autorisées de la courbe Q/H de la pompe.  
Avec de longues canalisations, comportant de nombreux point hauts et bas, il faut parfois un certain temps pour que le point de fonctionnement se stabilise. Il est utile, dans ce cas, de répéter les mesures après un certain temps de fonctionnement suite à la mise en service pour confirmer le point de fonctionnement.
- Contrôle du niveau de bruit et du niveau de vibrations. Recherche des signes de cavitation.
- Comparer les niveaux de marche et d'arrêt à ceux qui étaient prévus ; les ajuster si nécessaire. Le niveau d'arrêt le plus bas possible, dans les installations en fosse sèche, est trouvé par essais successifs, en observant l'entrée de l'air dans la tuyauterie d'aspiration.

Lorsque des pompes submersibles fonctionnent à un débit important, contrôler la présence éventuelle de vortex de surface au niveau bas ; ajuster le niveau d'arrêt si nécessaire.

## 9 Fonctionnement et maintenance

Les pompes submersibles d'assainissement doivent être soumises à des inspections de routine et à une maintenance annuelle. La maintenance programmée se déroule sur le site et inclut :

- Le contrôle de l'huile et son remplacement si nécessaire,
- Le contrôle du jeu (roue mobile/plaque d'usure) et son ajustement si l'espace a augmenté de 2 mm ou plus à cause de l'usure. Avec les pompes qui ne sont pas pourvues d'un système de rattrapage du jeu pour le rétablissement des performances, il faut procéder au remplacement de la pièce d'usure,
- Mesure de la résistance à l'isolement du moteur à partir de l'armoire,
- Contrôle de la chaîne et des mousquetons de levage,
- Inspection générale de la pompe et contrôle du fonctionnement.

Le cahier de suivi comporte toutes les opérations réalisées pendant la maintenance.

C'est, soit l'utilisateur, soit une société sous contrat qui effectue la maintenance de routine. Il est possible, si nécessaire, de remplacer la roue mobile sur site. Le changement de la garniture mécanique et les autres travaux nécessitant de séparer la pompe du moteur doivent être réalisés en atelier par un personnel compétent.

Lorsque l'on a affaire à un constructeur de pompes reconnu, il n'y a pas de problème de disponibilité de pièces détachées. Les pompes sont fabriquées en série et les pièces sont tenues en stock aussi bien pour l'assemblage de nouvelles pompes que pour la pièce détachée. Le pré-stockage des pièces n'est normalement pas garanti.

### 9.1 Sécurité

Les facteurs de risques les plus importants, associés aux opérations de pompage d'assainissement sont les suivants :

- électricité,
- levage et manutention des pompes,
- température de surface élevée des pompes en fosse sèche,
- manipulation des pièces détachées lors de la maintenance et des réparations,
- risque de feu ou d'explosion sur les sites dangereux,
- risque pour la santé provenant du contact avec l'effluent.

Les standards internationaux suivants traitent de la sécurité avec les pompes et le pompage :

- EN 809 (1998)  
Pompes et systèmes de pompage pour liquides – règles de sécurité communes requises.
- prEN 13386 (1999)  
Pompage de liquides – pompes submersibles et systèmes de pompage – règles de sécurité particulières (projet 2002)

# 10 Surveillance et conduite des stations de pompage

Toutes les stations de pompage d'assainissement, qu'elles fonctionnent individuellement ou au sein d'un système comprenant plusieurs stations, doivent être surveillées d'une manière fiable de façon à offrir un fonctionnement sûr et efficace. Les technologies de contrôle électronique modernes offrent la possibilité de concevoir et de fabriquer des systèmes de conduite et de surveillance adaptatifs permettant de réduire les coûts de fonctionnement à long terme et d'augmenter la fiabilité de fonctionnement.

Les stations de pompage d'eaux usées peu fiables représentent un risque économique aussi bien qu'écologique sous la forme d'effluents débordant vers l'environnement ou vers les fondations d'un immeuble. La fiabilité est donc l'exigence principale dans la conception d'un système de conduite de station de relevage.

Ce chapitre décrit quels types de capteurs il est possible d'utiliser pour réaliser une installation sûre, différentes techniques de contrôle basées sur les règles de l'art modernes et, pour finir, un réseau de surveillance et de conduite de station à distance ainsi que ses extensions futures possibles combinant Internet et la technologie WAP.

## 10.1 Méthodes de contrôle local

Il est toujours utile d'avoir un système de contrôle local sur le site de la station de pompage, qui permet de contrôler le fonctionnement des pompes. Différentes techniques de contrôle et de surveillances sont proposées, en fonction des caractéristiques de l'installation et du prix.

### 10.1.1 Unités de contrôle manuelles

Le contrôle manuel est la méthode de contrôle la plus simple. Elle se compose simplement d'un interrupteur (auto – manuel – arrêt) ainsi que du relai et des sectionneurs nécessaires à l'arrêt et à la marche des pompes. Le contrôle manuel n'est généralement pas utilisé comme système de contrôle principal, mais plutôt utilisé comme méthode de secours en cas de dysfonctionnements de l'unité principale, ou durant les travaux de réparation et de maintenance, pour s'assurer du bon fonctionnement des pompes. Il est possible que des unités de contrôle manuelles existent seules.

### 10.1.2 Unités de contrôle relayées

Lorsqu'aucune condition de surveillance particulière n'est requise pour les pompes, il est possible d'utiliser une unité de contrôle relayée. Les systèmes de contrôles relayés sont de simples unités permettant la marche et l'arrêt des pompes sur des niveaux fixes ou ajustables. Elles peuvent être équipées d'un système de démarrage successif des pompes ou le proposer en option.

Dans le cas où un contrôle continu du niveau est utilisé, il doit être pourvu d'un réglage simple des niveaux de marche et d'arrêt, ainsi que d'un affichage local du niveau. Ainsi, dans la plupart des cas, les unités de contrôle relayées sont équipées des interrupteurs de niveau préréglés ou ajustables manuellement comme les interrupteurs à flotteur.

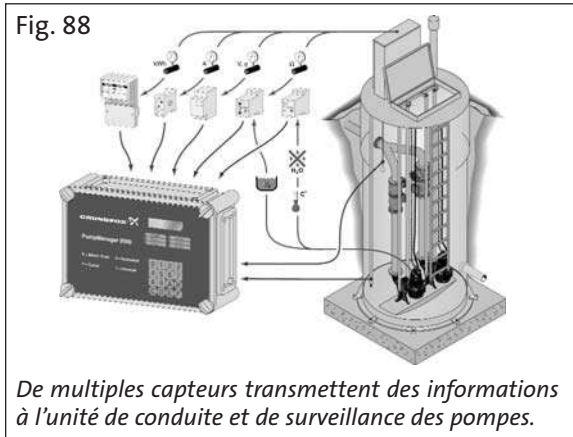
Les unités de contrôles relayées sont à la fois fiables et faciles à utiliser, grâce à la simplicité de leur conception. Elles sont intéressantes dans les stations de petite taille ou les stations secondaires, qui demandent peu ou pas de flexibilité.

### 10.1.3 Systèmes de contrôle logiques programmables

Les systèmes de conduites de stations basés sur le contrôle logique programmable (PLC) offrent des possibilités étendues pour la surveillance et la conduite des pompes, la réception et l'analyse de données ainsi qu'un contrôle souple de la pompe. La conception d'un système performant de contrôle basé sur le PLC demande de solides connaissances dans le fonctionnement et les exigences des stations de relevage d'assainissement ainsi que dans le domaine de la programmation. Il faut être capable, entre autre, de choisir des signaux de mesures et de contrôle, du type d'analyse de la pompe et de la station, des capteurs de mesure de niveau.

## 10.2 Capteurs pour le contrôle et la surveillance des pompes

Les unités de contrôle des pompes, du simple contrôle relayé jusqu'au système programmable, nécessitent différents capteurs pour récupérer des informations sur le fonctionnement des pompes ainsi que sur toute la station de pompage comme l'on peut le voir sur la Figure 98. Ces capteurs fournissent des informations sur le niveau du liquide, la consommation électrique, l'état de la garniture mécanique primaire ou encore la résistance à l'isolement des enroulements du moteur.

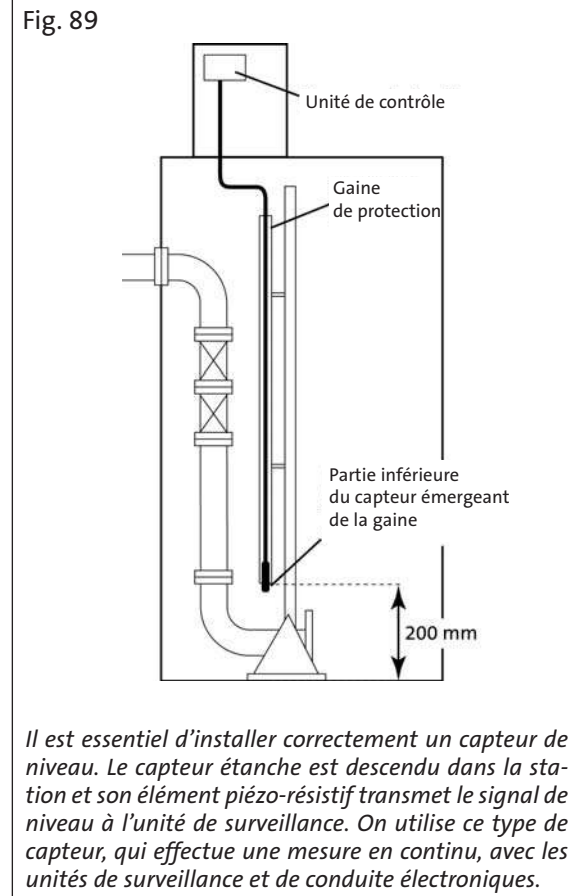


### 10.2.1 Capteurs de niveau

L'information de base requise par un système de contrôle automatisé est le niveau d'eau dans la station. Il existe de multiples manières d'obtenir cette information, du fait que différents types de renseignements sont également disponibles. Selon le capteur, le niveau de liquide est transmis en continu par un signal analogique ou, par un signal tout-ou-rien, uniquement lorsque le niveau dépasse une valeur préétablie.

Par expérience, il est certain que les capteurs de pression offrent la méthode la plus sûre et la plus économique de mesurer le niveau dans une application eaux usées. Plus particulièrement les capteurs piézo-résistifs, qu'ils soient montés dans un tube en acier inoxydable ou qu'ils soient hermétiquement encapsulés dans une gaine de caoutchouc remplie de liquide, sont excellents pour un usage avec des liquides chargés. Les capteurs de pression fournissent un courant analogique (0–20 mA ou 4–20 mA) ou une tension (0–45 mV) proportionnels au niveau du liquide.

Les capteurs de pression sont sensibles à la sédimentation, mais ce problème peut être évité si l'on installe le capteur dans un tube protecteur comme on le voit sur la Figure 99.



On utilise un **capteur ultrasonique** lorsqu'un capteur de pression ne peut pas être mis en contact avec le liquide. Les capteurs ultrasoniques modernes offrent des fonctions programmables variées pour la plage de mesure ou les conditions de fonctionnement. Les capteurs ultrasoniques sont plus onéreux que les capteurs de pression.

Les capteurs ultrasoniques sont généralement précis et fiables. Mais d'un autre côté, la formation de vagues et de mousses à la surface du liquide risque de perturber les mesures ou de provoquer la perte totale de l'écho, ce qui interrompt la mesure. Pour éviter les problèmes inhérents à ce genre de situation, on prend soin d'installer des organes de secours pour les fonctions les plus vitales, tel qu'un interrupteur à flotteur pour une alarme niveau haut.

De nouveaux systèmes de captage de niveau sont de type **capacitif**. Ce type de capteur est aussi installé dans la station et consiste en une vessie de caoutchouc ou d'élastomère, raccordée à un tube vertical et contenant un liquide de référence. Un fil électrique est installé dans le tube et connecté à un transmetteur de signal. Le niveau du liquide de référence dans la vessie monte et descend avec le liquide de la station, la capacité de l'élément dans le tube évolue parallèlement et le signal est transformé par le transmetteur en signal adapté à l'unité de contrôle de la pompe.

Les appareils capacitifs sont habituellement fiables, mais sujets à des dysfonctionnements lorsque des sédiments s'accumulent sur la vessie au fond de la station. Ce dispositif nécessite une installation soignée et demande plus de maintenance que les capteurs de pression.

On utilise les **interrupteurs de niveau à flotteur** pour le contrôle du niveau dans les stations de pompage depuis de nombreuses années. C'est le moyen le plus simple de faire un contrôle à un niveau fixe, mais ils ne permettent pas de faire une surveillance en continu. Lorsque l'installation comporte de multiples interrupteurs de niveau, il y a toujours un risque pour qu'ils s'enchevêtrent entre eux ou avec le câble de la pompe. Les interrupteurs de niveaux, raccordés à une unité de contrôle relayée, sont aujourd'hui principalement utilisés dans les petites installations.

D'autre part, du fait de leur simplicité et de leur fiabilité, on n'hésite pas à les utiliser également dans les stations de grande taille comme système de secours ou pour la surveillance du niveau trop haut. Cela permet un fonctionnement de secours lorsque les équipements de contrôles principaux sont en panne.

Un **tube de niveau** est également un appareil simple pour le contrôle de niveau. Il consiste en un cylindre de plastique ou de métal, ouvert en bas et raccordé sur le haut à un tube de plastique relié au système de contrôle. Lorsque le niveau du liquide monte autour du cylindre, la pression de l'air dans le cylindre et dans le tube augmente, autorisant la fermeture de contacts de pressostats auxquels le tube est relié, et permettant ainsi la mise en route de la pompe. Avec ce type d'appareil, la pompe est généralement arrêtée après une durée prédéfinie.

### 10.2.2 Capteurs de courant

Le courant qui alimente la pompe est surveillé par un transformateur d'intensité à travers lequel passe l'une des trois phases. Il faut prévoir un transformateur d'intensité par pompe pour assurer un contrô-

le efficace. Les transformateurs d'intensité fournissent un signal analogique (0–20 mA ou 4–20mA) proportionnel au courant consommé par la pompe.

### 10.2.3 Mesure d'énergie

Les stations de pompage modernes contrôlées électriquement peuvent aussi être équipées d'un système de mesure de l'énergie consommée, pourvu en sortie d'un contact pulsé libre de potentiel. Ce système fournit un certain nombre de pulsations par kilowatt heure consommé par la station de pompage, ce qui permet de surveiller la consommation d'énergie.

### 10.2.4 Relais de phase

Les trois phases sont reliées à un relais de phase. Cet appareil enclenche un signal d'alarme lorsqu'une phase est défectueuse ou lorsque l'ordre des phases est inversé.

### 10.2.5 Système de surveillance SARI 2

Le système Grundfos SARI 2 combine la surveillance de la résistance à l'isolement du moteur et celle de l'état de l'huile des garnitures mécaniques. La résistance à l'isolement est mesurée entre l'une des phases d'alimentation et la terre lorsque la pompe est arrêtée et déconnectée de l'alimentation. Une résistance à l'isolement qui diminue indique la présence d'humidité dans le moteur, ce qui peut conduire à sa destruction et à des coûts de réparations élevés.

Lorsque la pompe est pourvue du transmetteur d'état de l'huile OCT 1, le SARI 2 peut aussi surveiller l'intrusion d'eau dans la chambre à huile. Quand la garniture mécanique primaire est usée et que de l'eau pénètre dans la chambre à huile, la sonde OCT 1 réagit en indiquant la présence d'humidité. L'information parvient au système de surveillance SARI 2 qui déclenche une alarme.

Fig. 90



Système de surveillance Grundfos SARI 2. Le SARI 2 est monté sur un rail DIN dans l'armoire de contrôle. Il peut servir à la fois d'unité d'alarme autonome et d'interface avec un système de contrôle à distance.



### 10.2.6 Module d'Alarme ASM 3

Tous les moteurs submersibles Grundfos sont livrés avec un capteur d'humidité à contact et des capteurs de température dans chaque enroulement de moteur. Ces organes de sécurité sont raccordés en série et, si l'un d'eux réagit, le contrôleur arrête la pompe et envoie une alarme. Avec le module ASM 3, les deux alarmes (humidité et surchauffe) sont différenciées, ce qui permet de fournir un message d'alarme approprié.

Fig. 91



Module d'état de défauts Grundfos ASM 3.

Fig. 92



Unité de surveillance et de conduite électronique Grundfos PumpManager. Cette unité contrôle toutes les fonctions de la station de pompage à l'aide du logiciel stocké dans un circuit PLC. Tous les paramètres de fonctionnement sont réglés à l'aide du clavier et de l'écran LCD de l'unité. L'ensemble des données concernant la station de pompage enregistrées et calculées par le PumpManager sont accessibles sur l'écran après la frappe d'un code d'accès sur le clavier ou depuis un système de contrôle à distance. Une fonction défilement permet à l'utilisateur d'avoir accès aux informations les plus importantes sans manipulations excessives.

## 10.3 Unités de contrôle des pompes

Un système de contrôle moderne et adaptable est basé sur l'utilisation d'un microprocesseur et d'un logiciel appropriés. L'unité est du type PLC avec un programme d'application incorporé pour le contrôle et la conduite des pompes. Il est équipé d'une interface permettant l'accès aux paramètres utiles. Ainsi, il est aisé de vérifier et d'ajuster les niveaux de marche et d'arrêt. Une unité de contrôle complète se compose d'un système central électronique et d'une batterie d'équipements auxiliaires tels que capteurs de niveau, transformateurs d'intensité, relais de phase, etc., formant un ensemble cohérent. On peut voir, sur la Figure 92, une unité de contrôle de pompes.

### 10.3.1 Accessoires pour le contrôle

Le paramètre principal à mesurer est le niveau d'eau dans la station. C'est un appareil de mesure de niveau en continu qui est toujours utilisé avec ce type d'unité de contrôle. Il existe un grand nombre de capteurs disponibles sur le marché, tels que capteurs de pression ou appareils ultrasonique.

Le contrôle de la séquence des pompes est en général très simple : dans les applications classiques de permutation cyclique, le pré-réglage portera dans l'ordre sur le niveau d'arrêt, le premier niveau de marche et le second niveau de marche. La pompe de service démarre lorsque l'eau dans la station atteint le niveau de marche et s'arrête lorsque l'eau est redescendue au niveau d'arrêt. La pompe de service est alternée à chaque cycle, de façon à avoir un temps de marche et une usure identique des deux pompes. La deuxième pompe se met en route si l'eau atteint le deuxième niveau de marche, dans le cas où le débit entrant est supérieur au débit d'une pompe. S'il y a plus d'une pompe en secours, on peut les faire démarrer ensemble au même niveau, ou à intervalles réguliers, ou à différents niveaux.

Lorsque l'eau atteint le niveau d'arrêt, toutes les pompes en marche sont arrêtées simultanément ou à des intervalles réguliers. Dans certaines installations multi-pompes, elles peuvent avoir des niveaux de marche et d'arrêt différents. Cela rend les conditions de mesures plus compliquées et moins fiables.

Dans certains cas, une pompe de grosse taille est installée séparément, pour pallier les situations de gros débits. Cette pompe ne participe pas au cycle et est contrôlée par une unité séparée, indépendamment des autres pompes.

Une **mesure du débit** est possible, à l'aide d'un débitmètre indépendant. Cette mesure doit s'effectuer à l'aide de la méthode volumétrique, où les évolutions du niveau dans une station de dimensions connues sont mesurées dans le temps. Un logiciel calcule ensuite le débit entrant et celui de la pompe avec la même précision qu'un débitmètre électromagnétique. La méthode volumétrique permet aussi de définir la **capacité de la pompe**, qui est mesurée en continu comme une moyenne des dix dernières opérations.

En cas de **débordement** de la station de pompage, il est possible d'en mesurer le volume précisément et sans ambiguïté, ce qui permet de porter réclamation sur les éventuels dommages. Si le débit entrant est connu dans le temps ainsi que la durée du débordement, le volume peut en être calculé par le logiciel pour rapport aux autorités compétentes.

Il est nécessaire, pour des raisons de protection et de surveillance, de **mesurer le courant absorbé** par le moteur de la pompe. S'il est possible de programmer des limites minima et maxima, le moteur sera protégé de tout fonctionnement anormal. Si le courant absorbé dépasse la limite maximum, lorsque le moteur risque d'être mis en court-circuit, suite à un problème d'hydraulique ou un colmatage, la pompe est automatiquement arrêtée. L'utilisation combinée de relais thermiques et de protections électroniques sur les démarreurs moteurs offre une protection moteur incontestablement efficace. Une chute d'intensité importante indique que la pompe ne marche pas normalement, à cause peut-être d'une usure de la roue mobile, de la présence de gaz dans l'effluent ou d'un désamorçage.

**Le temps de fonctionnement de la pompe et le nombre de démarrages** sont des informations intéressantes, qui permettent de programmer la maintenance. Ces valeurs sont également utiles au contrôle du fonctionnement général de la station ainsi qu'à la détermination correcte des niveaux de marche et d'arrêt au moment de la mise en service.

Toutes les informations et mesures décrites ci-dessus sont disponibles sur l'unité de surveillance et de conduite PumpManager de Grundfos ; il est possible de les afficher sur une interface écran. Cela simplifie la conception de l'armoire de contrôle car il n'est pas utile de prévoir d'ampèremètres, de compteurs horaires et de relais de commande car tous ces accessoires sont compris dans le PLC.

Lorsque le contrôle de la pompe est entièrement effectué par un logiciel, il est facile d'y ajouter des programmations particulières. Il est par exemple possible d'autoriser la pompe à fonctionner **en dessous du niveau minimum** à intervalles réguliers (contrôle de la marche à sec). Cela permet la prévention d'accumulation de boues et de la formation de croûtes sur le sol de la station. Il est ainsi possible d'éviter les blocages de pompes et d'économiser sur des interventions non programmées. C'est aussi, par expérience, une bonne façon d'éviter les problèmes d'odeurs.

Une autre possibilité intéressante est de faire fluctuer le niveau de démarrage de la pompe autour de sa valeur nominale ; on évite de cette façon la formation de dépôts de boues sur les murs de la station à la hauteur de ce niveau.

L'unité de surveillance est également programmée pour indiquer tous les problèmes de fonctionnement dans la station, tels que alarme niveau haut, niveau bas, et d'autres alarmes basées sur le paramétrage de valeurs limites.

### 10.3.2 Conditions de pilotage

L'unité de surveillance contrôle et pilote la pompe **d'une façon entièrement automatique** en fonction de paramètres enregistrés et analysés. La façon dont le niveau monte et descend durant un cycle de pompage est enregistrée, ce qui permet de calculer les **performances de chaque pompe**. L'unité compare ensuite ces valeurs aux données mises en mémoire concernant la pompe et enclenche une alarme si les performances sont en dehors des limites programmées.

L'avantage d'un tel système est de provoquer des alarmes très tôt, alors que le problème n'est encore pas trop aigu, et d'éviter ainsi une panne imprévue et ses conséquences sur l'environnement. Un problème au niveau de la canalisation peut aussi être détecté grâce à une analyse fine des performances de la pompe. Un autre intérêt d'un tel système est de programmer le fonctionnement de la station d'un point de vue économique, permettant de planifier et d'exécuter les opérations de maintenance. Cela permet d'éviter les réparations de dernière minute et de favoriser une maintenance préventive.

### 10.3.3 Paramètres et signaux

Pour fonctionner correctement, l'unité de surveillance a besoin de connaître un certain nombre de paramètre. Ceux-ci concernent la taille de la station de pompage et d'autres valeurs récupérées sur plan ou mesurées sur site.

Pour la calibration on peut utiliser, soit des valeurs dimensionnelles, soit des pourcentages de référence. On programme différentes valeurs de niveaux, telles que ceux de marche et d'arrêt des pompes, les niveaux d'alarme trop haut ou trop bas, ainsi que les niveaux de risque de débordement. Les autres paramètres habituellement utilisés sont la taille de la station et les valeurs nominales de courant et de capacité des pompes, disponibles à partir de leur documentation technique.

Différents signaux sont nécessaires pour que la surveillance de la pompe puisse s'effectuer comme prévu. Ils peuvent aussi bien être analogiques que numériques. Les signaux digitaux d'entrée ou de sortie donnent des états de tout ou rien. Les signaux digitaux d'entrée nécessaires fournissent des indications de marche ou d'arrêt de la pompe, reprises sur le contacteur, ainsi que sur des contacts secs depuis le relais de phase et le compteur d'énergie, lorsqu'ils sont disponibles. Des signaux digitaux de sortie sont nécessaires pour donner les ordres de marche et d'arrêt à la pompe.

Les signaux analogiques sont utilisés pour différentes mesures en continu en provenance de capteurs additionnels. Ces signaux donnent, par exemple, la température des enroulements ou des roulements du moteur, des informations sur la qualité de l'huile dans la boîte à huile, des données provenant d'un débitmètre ou d'un variateur de fréquence, etc. L'exploitation de ces signaux nécessite une carte d'extension additionnelle et une version particulière du logiciel d'application.

### 10.3.4 Données enregistrées et analysées

L'unité de surveillance possède une capacité mémoire suffisante pour enregistrer et analyser des données sur une certaine période de temps. L'unité doit enregistrer au moins les temps de fonctionnement, le nombre de démarrage des pompes et les valeurs anormales de courant absorbé par le moteur. Elle a aussi pour fonction d'analyser et de calculer le débit, les capacités des pompes et les risques de débordement d'après les données enregistrées. Ces données peuvent être collectées à intervalles réguliers pour analyse ultérieure par téléchargement sur un ordinateur portable, ou en continu à l'aide d'un système de commande à distance automatique.

Même lorsque l'unité de surveillance et de commande des pompes fonctionne comme un périphérique d'un système en réseau, il lui faut une capacité mémoire suffisante pour enregistrer et stocker des données sur plusieurs jours. Cela pour éviter que des valeurs essentielles ne soient per-

dues en cas de rupture de communication entre l'unité centrale et le périphérique.

### 10.3.5 L'Interface utilisateur

Pour que le technicien puisse accéder aux données et modifier des paramètres, il a besoin d'une interface sur l'unité de surveillance des pompes. Cette interface comprend au minimum un petit écran LCD et un clavier. L'opérateur a ainsi la possibilité d'entrer tous les paramètres nécessaires et de lire les informations enregistrées et calculées. L'utilisation de cette interface doit être simple et logique.

Normalement, quelques astuces d'aide, comme la fonction de défilement automatique, rendent le contrôle des données plus rapide et plus aisé. Des voyants LED séparés transmettent des indications d'état d'alarmes et de fonctionnement des pompes.

## 10.4 Systèmes de contrôle et de surveillance à distance

Les stations de pompage d'eaux usées sont toujours surdimensionnées, de façon à pouvoir pallier un risque de débordement ou une panne de pompe. Cette capacité de réserve n'a pas le pouvoir, malgré tout, d'empêcher un débordement si le défaut est resté invisible pendant une longue période. A elles seules, les visites planifiées ne peuvent prévenir tous les problèmes possibles inhérents aux stations de pompage. C'est pour cela qu'ont été conçus les **systèmes de contrôle et de surveillance à distance**, ainsi que les **alarmes relayées**.

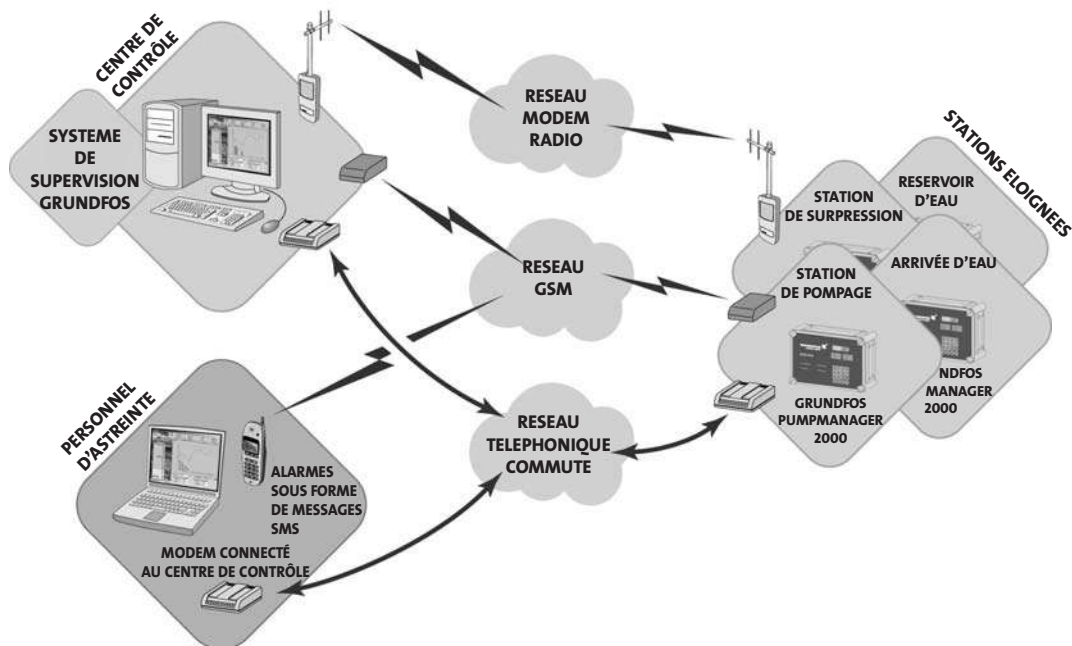
Les alarmes visibles et audibles utilisées à l'extérieur des stations de pompage ces dernières années sont maintenant relayées par des systèmes sophistiqués de contrôle à distance. Les systèmes les plus récents consistent en une unité de contrôle et de surveillance PLC dans la station de pompage, fonctionnant comme un périphérique de télémétrie, connectée à un ordinateur central équipé d'un logiciel spécial de supervision.

### 10.4.1 Les différents niveaux du contrôle à distance

Les unités de surveillance modernes permettent l'adaptation du système de contrôle et de surveillance à distance selon les souhaits de l'utilisateur.

Lorsqu'un système très simple de **transfert automatique d'alarme** est désiré, l'unité de surveillance peut être raccordée à un modem GSM, à partir duquel les alarmes générées par l'unité de surveillance sont transmises au téléphone GSM de la personne d'astreinte sous forme de messages SMS.

Fig. 93



La solution Grundfos pour l'administration à distance d'un réseau. Les unités de contrôle locales sont connectées à la station de surveillance centrale par l'intermédiaire d'une ligne téléphonique classique, d'un modem radio ou GSM, ou d'une combinaison de ces systèmes. Il est aussi possible d'utiliser des lignes privées, mais cette technique est peu utilisée.

Un tel système offre une grande fiabilité pour un investissement modeste, puisque l'on peut se passer de centre de contrôle. D'autre part, les unités de surveillance modernes sont capables d'enrichir les messages SMS en y ajoutant les informations enregistrées et analysées les plus importantes dans le message d'alarme ; des informations du type temps de fonctionnement des pompes, nombre de démarrage, consommation d'énergie, débits entrants et capacités des pompes, par exemple. Un tel système peut créer et envoyer des rapports automatiques à la personne de service, sur une base hebdomadaire, même en dehors des situations critiques. Il est ainsi possible de diminuer significativement les visites à la station de pompage.

Lorsqu'un **réseau de contrôle et de télésurveillance** est mis en place, il y a différentes manières de construire la communication entre les sous-stations et l'unité centrale. Les paragraphes suivants traitent de ce sujet.

#### 10.4.2 Logiciels et matériels

Le système central se compose d'un PC, d'une imprimante permettant l'impression des rapports et d'un logiciel spécialement conçu pour cette application. L'interface utilisateur du logiciel peut être accessible avec la souris sur des menus déroulants pour un usage souple et aisé. Selon la configuration du système, il est théoriquement possible de piloter un nombre illimité de pompes à partir d'une seule station de surveillance. En pratique, ce nombre est limité à 200 sous-stations, à cause du temps requis pour recueillir les données de chacune d'elle pendant la nuit.

Le système central pilote la télésurveillance, à partir desquelles les conditions de fonctionnement en temps réel des stations sont accessibles à tout moment. Cela permet de limiter largement les visites sur site du personnel de maintenance. Il est possible de mettre en route ou d'arrêter les pompes, de modifier les niveaux et d'autres paramètres, et ainsi de suite. Le système récolte journalièrement toutes les données en provenance des stations et les stocke dans la base de données à partir de laquelle il est facile de récupérer, par exemple, des données sur les pompes et les débits sur plusieurs années pour analyse.

Le logiciel fournit également des rapports numériques et graphiques sur le débit, les caractéristiques des pompes, les alarmes et d'autres paramètres. La figure 93 montre une disposition possible d'un système de surveillance à distance.

### 10.4.3 Transmission de données

Bien que l'unité de surveillance et de conduite des pompes soit capable de fonctionner de manière totalement indépendante, la transmission de données est cruciale pour un bon fonctionnement du système. La durée du transfert des données peut être réduite si l'unité de contrôle s'occupe de toutes les analyses localement et stocke ensuite les résultats dans sa mémoire. Il est possible de ne transférer que les données analysées, à la place de toutes les autres données, au système central. Cela permet aussi à l'unité de contrôle de fonctionner de façon autonome, sans être connectée en permanence à l'ordinateur central.

On peut aussi stocker le résultat au niveau de la sous-station pendant une période de temps donnée, généralement une semaine, après quoi elle est transmise d'un seul bloc. C'est une disposition importante en cas de rupture de communication avec l'unité centrale.

La transmission de donnée est configurée de façon à répondre aux besoins de l'utilisateur. Les voies de communication possibles sont diverses : réseau téléphonique commuté, modems radio, modems GSM ou autres. Il est également possible d'utiliser des lignes privées, mais ce choix est rarement fait à cause du coût de la location mensuel et de la fiabilité incertaine. Un modem est indispensable aux deux extrémités de la ligne de communication de façon à pouvoir moduler les données transférées. Le choix entre les différentes méthodes de transfert est fait par le client, qui doit alors garder à l'esprit les coûts d'installation, de transmission et les possibilités offertes par chaque méthode.

En général, les modems radios et les lignes privées sont utilisés sur de faibles distances et toujours dans les cas où il est souhaité une communication en continu, par exemple avec une boucle de contrôle entre un réservoir d'eau potable et le débit entrant à la station. Si l'on utilise le réseau public commuté, la distance entre la station de pompage et le système de surveillance central est pratiquement illimitée. Le réseau public permet aussi à

une troisième partie, telle qu'un fournisseur d'équipements ou une société de service, d'avoir accès à une partie des données.

La technologie de communication moderne GSM offre des solutions intéressantes pour la surveillance et la conduite à distance de sous-stations très éloignées. Le GSM offre la meilleure solution pour les installations rétrocedées, car les lignes PSTN sont onéreuses et leur fiabilité est limitée. Il est évident que la connexion par modem GSM va devenir dans l'avenir l'une des techniques les plus utilisées.

### 10.4.4 Transfert d'alarmes

Les alarmes survenant dans la sous-station sont transmises au centre de surveillance où elles sont stockées dans la base de données. Le logiciel fonctionnant sur le PC central inclut un classement des alarmes ainsi qu'un calendrier des astreintes du personnel de service, ce qui lui permet d'envoyer l'alarme en temps voulu à la bonne personne (à la condition que cette alarme soit classée comme à reporter). Le système de surveillance central est parfois équipé d'une imprimante d'alarmes séparée qui imprime toutes les alarmes pour analyse ultérieure.

L'alarme est normalement transmise au téléphone GSM de la personne de service, sous la forme d'un message SMS (texte). Le message peut aussi comprendre un texte d'alarme, le nom de la station et d'autres informations concernant les pompes (marche/arrêt/défaut), le débit entrant dans la station, le volume pompé journalièrement, les autres alarmes actives (classées comme à ne pas transmettre), etc.

Il est aussi possible de transmettre les alarmes sur un pageur. Le système de surveillance central crée le texte d'alarme à reporter, contacte l'opérateur et envoie le message qui apparaît alors sur le pageur. Ce message contient en général des informations codées sur l'identité de la station et le type d'alarme.

L'unité centrale a également la possibilité de transmettre les alarmes via des messages vocaux. Un texte vocal correspondant à l'alarme est stocké sur le disque dur, récupéré par le logiciel et transmet à l'opérateur par la voie téléphonique. L'ordinateur peut être programmé pour appeler différents numéros, jusqu'à ce que l'alarme soit reçue par un opérateur.



### 10.4.5 Intégration du système

Un système de surveillance et de conduite de stations de pompage d'eaux usées peut s'intégrer à un autre système de contrôle, comme un système de surveillance de station d'épuration ou un système appartenant à une compagnie des eaux.

L'intégration ne signifie pas que tout le système fonctionne sur le même ordinateur avec le même logiciel. Il est préférable d'utiliser des logiciels adaptés à chaque application puis de les combiner à un niveau donné. Il peut y avoir, par exemple, un logiciel commun pour la gestion et le transfert des alarmes. Pour que l'intégration soit possible, les systèmes doivent fonctionner avec des protocoles standards communs, comme celui des PC ; remarque valable aussi pour les standards de transmission et les protocoles d'entrées et de sortie des signaux.

### 10.5 Surveillance et conduite à distance via Internet et le WAP

Le transfert d'alarme au personnel de service par SMS est une source d'information en sens unique. Si le technicien avait la possibilité de contrôler le système et de modifier quelques paramètres vitaux à partir de son téléphone mobile, on pourrait alors vraiment parler de centre de contrôle mobile totalement flexible.

Les dernières innovations dans le domaine des techniques de télésurveillance utilisant Internet et le WAP permettent de largement dépasser les limitations des systèmes traditionnels décrits plus haut. Les systèmes de surveillance via Internet et le WAP sont d'un réel intérêt pour les collectivités. La figure 104 montre un diagramme de surveillance et de conduite basé sur le WAP ou sur Internet.

Fig. 94

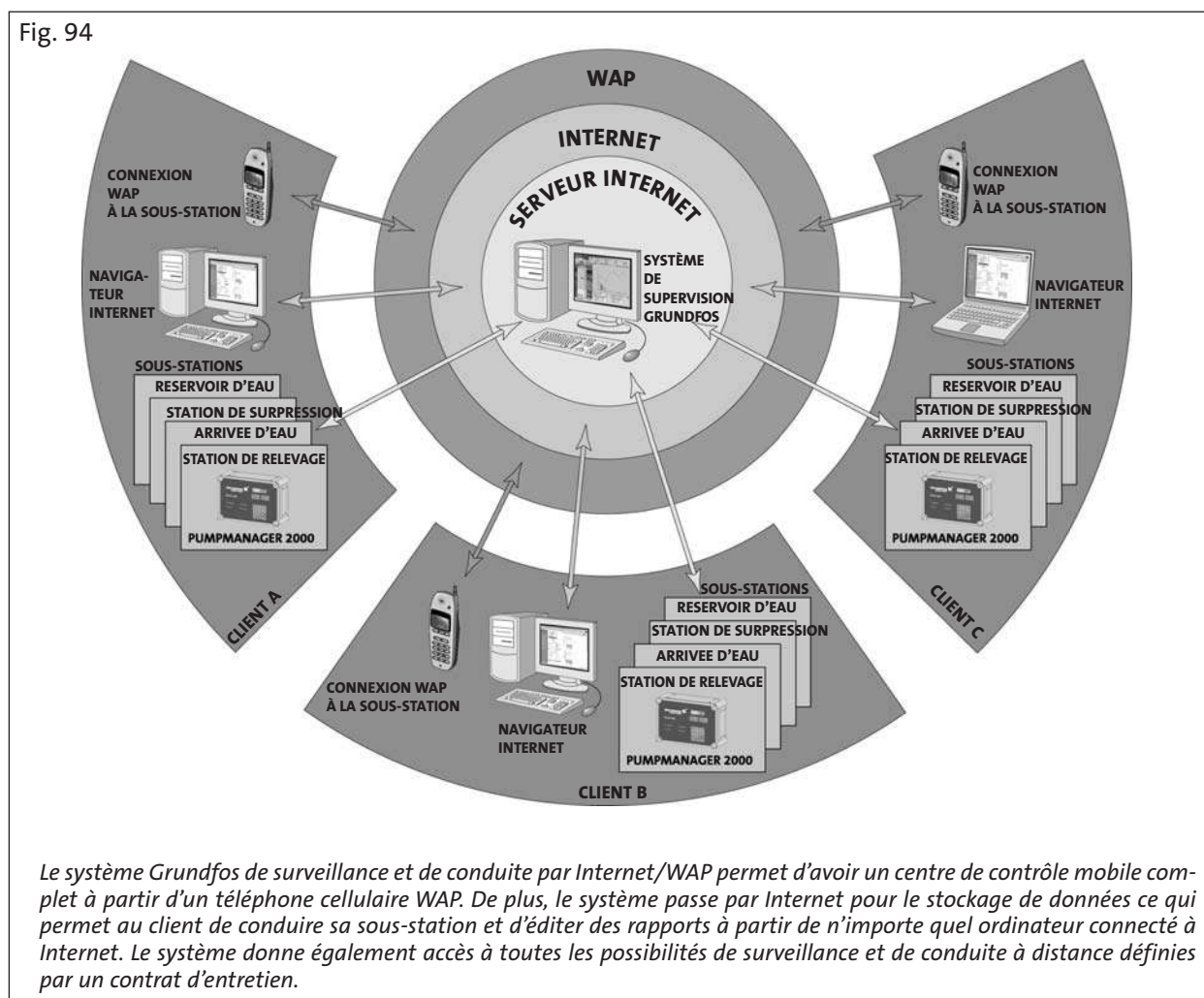
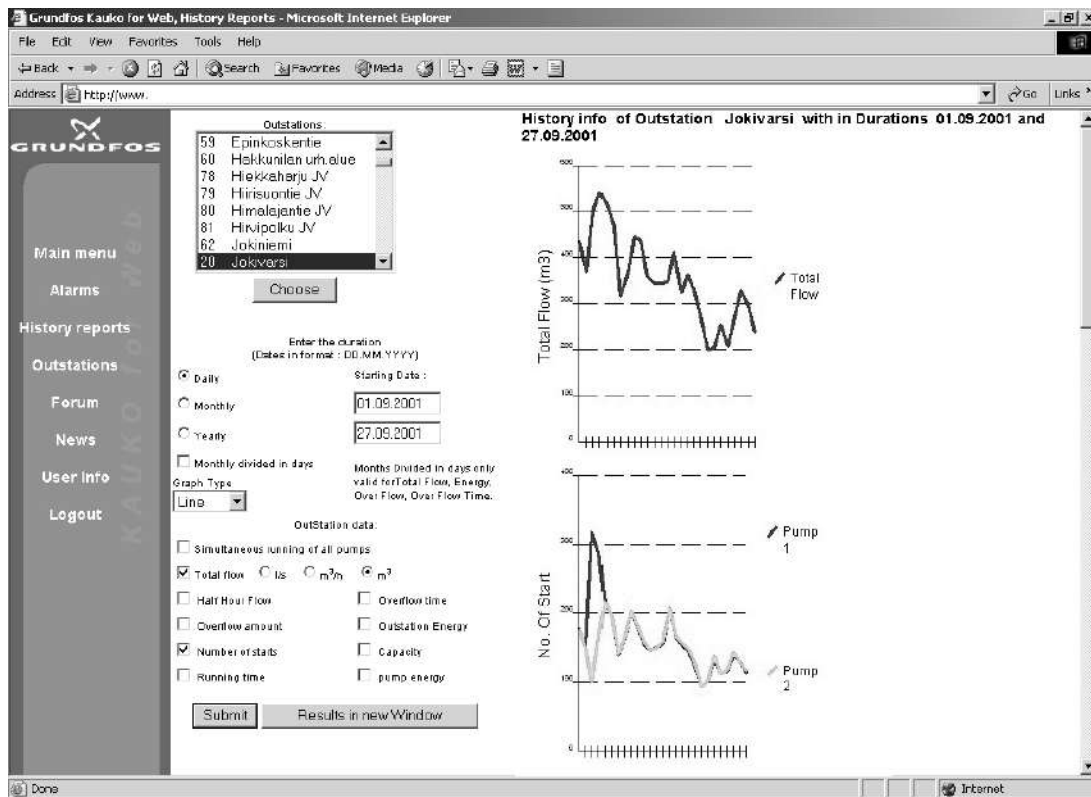




Fig. 95



*A partir d'Internet, les clients peuvent éditer des historiques de leur propre sous-station, quel qu'en soit l'emplacement. Il est facile de partager ces informations avec toute personne autorisée dans l'organisation : personnel d'entretien, personnes d'astreinte, responsables, ainsi qu'avec les concepteurs du système de relevage.*

Les systèmes de surveillance et de conduite utilisant Internet permettent de visualiser des données d'historique de la sous-station à partir de n'importe quel endroit ; il est possible d'autoriser à qui l'on veut la collecte d'information. Après avoir entré le mot de passe de l'opérateur, le technicien de service, l'ingénieur responsable du système, l'utilisateur final, etc. est autorisé à consulter des historiques de données concernant la sous-station depuis un an à partir de son propre ordinateur de bureau. La figure 95 montre la page Web que Grundfos a élaboré pour les contrôles de maintenance.

## Symboles

|                  |                                                                                 |
|------------------|---------------------------------------------------------------------------------|
| A                | aire                                                                            |
| $A_W$            | surface utile au sol de la station                                              |
| a                | vitesse de l'onde de choc                                                       |
| D                | diamètre interne de la tuyauterie                                               |
| $F_a$            | force axiale                                                                    |
| $F_r$            | force radiale                                                                   |
| $f_H$            | facteur d'incertitude dans la mesure de HMT                                     |
| $f_{\max}$       | fréquence maximum                                                               |
| $f_{\min}$       | fréquence minimum                                                               |
| $f_N$            | fréquence nominale                                                              |
| $f_Q$            | facteur d'incertitude dans la mesure du débit                                   |
| g                | accélération de la pesanteur (9,81 m/s <sup>2</sup> )                           |
| H                | pression totale de la pompe (HMT)                                               |
| $H_0$            | pression à débit nul                                                            |
| $H_d$            | pression dynamique                                                              |
| $H_f$            | pertes par frottement                                                           |
| $H_G$            | HMT garantie                                                                    |
| $H_{\text{géo}}$ | hauteur géométrique                                                             |
| $H_j$            | pertes de charge dans la tuyauterie                                             |
| $H_{jn}$         | pertes de charge singulières                                                    |
| $H_{jp}$         | pertes de charge dans les tuyauteries de refoulement                            |
| $H_{jt}$         | pertes de charge dans les tuyauteries d'aspiration                              |
| $H_{\max}$       | HMT maximum autorisée                                                           |
| $H_{\min}$       | HMT minimum autorisée                                                           |
| $H_r$            | pertes de pression                                                              |
| $H_{rt}$         | pertes de pression dans la tuyauterie amont                                     |
| $H_s$            | pertes de pression discontinues                                                 |
| $H_{st}$         | hauteur statique                                                                |
| $H_t$            | HMT théorique                                                                   |
| $H_{t\infty}$    | HMT idéale                                                                      |
| $H_v$            | pertes par fuites                                                               |
| h                | hauteur                                                                         |
| $h_A$            | différence de hauteur entre un plan de référence et le bord extérieur de l'aube |
| $h_s$            | niveau d'arrêt de la pompe                                                      |
| $h_t$            | hauteur géométrique amont                                                       |
| I                | courant électrique                                                              |
| $I_l$            | courant de ligne                                                                |
| $I_{ph}$         | courant de phase                                                                |
| k                | coefficient                                                                     |
| L                | longueur                                                                        |

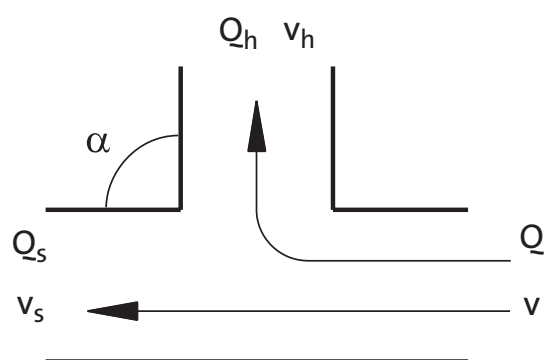
|            |                                                            |
|------------|------------------------------------------------------------|
| l          | largeur                                                    |
| $M_B$      | masse du socle en béton (kg)                               |
| MH         | incertitude dans la mesure de la HMT                       |
| MQ         | incertitude dans la mesure du débit                        |
| m          | masse                                                      |
| NPSH       | hauteur nette positive à l'aspiration                      |
| n          | vitesse de rotation                                        |
| $n_N$      | vitesse de rotation nominale                               |
| P          | puissance absorbée par l'hydraulique                       |
| $P_{gr}$   | puissance absorbée par la pompe                            |
| p          | pression                                                   |
| $p_b$      | pression ambiante au niveau du liquide                     |
| $P_L$      | pression atmosphérique dans la station de pompage          |
| $p_m$      | quantité de sable en poids                                 |
| $p_{\min}$ | pression statique minimum à la pompe                       |
| $p_u$      | pression atmosphérique dans le réservoir d'arrivée         |
| $p_v$      | pression de vapeur du liquide, quantité de sable en volume |
| Q          | débit volumique                                            |
| $Q_0$      | débit volumique à HMT 0                                    |
| $Q_l$      | débit volumique, une pompe                                 |
| $Q_{ll}$   | débit volumique, deux pompes                               |
| $Q_{in}$   | débit entrant                                              |
| $Q_N$      | débit volumique nominal                                    |
| q          | quantité de liquide                                        |
| Re         | nombre de Reynolds                                         |
| S          | inclinaison de la courbe                                   |
| T          | durée d'un cycle                                           |
| t          | temps de fonctionnement d'une pompe                        |
| $t_H$      | facteur de tolérance de la HMT                             |
| $t_Q$      | facteur de tolérance du débit                              |
| $U_l$      | tension de ligne                                           |
| $U_{ph}$   | tension de phase                                           |
| u          | vitesse périphérique                                       |
| V          | volume                                                     |
| $V_G$      | volume d'eau de la station                                 |
| $V_H$      | volume utile de la station                                 |
| $V_h$      | volume utile de la station                                 |
| v          | vitesse réelle du fluide                                   |
| $V_2$      | vitesse du liquide à l'entrée de la pompe                  |
| $v_m$      | composante radiale de la vitesse réelle                    |
| $v_u$      | composante tangentielle de la vitesse réelle               |
| w          | vitesse relative à l'aube                                  |
| $X_H$      | facteur de tolérance de la HMT                             |
| $X_Q$      | facteur de tolérance du débit                              |
| Z          | fréquence de démarrages                                    |

|              |                                                       |
|--------------|-------------------------------------------------------|
| $Z_{1,2}$    | hauteur du manomètre au-dessus du niveau de l'eau     |
| $Z_{I\max}$  | fréquence de démarrages maximum de la pompe           |
| $Z_{II\max}$ | fréquence de démarrages maximum de la pompe           |
| $Z_{\max}$   | fréquence de démarrages maximum de la pompe           |
| $\beta$      | angle de l'aube de la roue                            |
| $\Delta_h$   | chute de pression locale à l'entrée de la roue mobile |
| $\Delta h$   | différence de pression                                |
| $\Delta H_L$ | écart le plus faible autorisée de la HMT              |
| $\Delta H_T$ | écart autorisé de la HMT                              |
| $\Delta H_U$ | écart le plus élevé autorisé de la HMT                |
| $\Delta Q_L$ | écart le plus faible autorisé au débit                |
| $\Delta Q_T$ | écart autorisé au débit                               |
| $\Delta Q_U$ | écart le plus élevé autorisé au débit                 |
| $\Delta v$   | écart de vitesse d'écoulement                         |
| $\zeta$      | facteur de résistance singulière                      |
| $\eta$       | rendement de l'hydraulique                            |
| $\eta_{gr}$  | rendement global                                      |
| $\eta_h$     | rendement hydraulique                                 |
| $\eta_{mot}$ | rendement du moteur                                   |
| $\lambda$    | facteur de friction                                   |
| $\mu$        | durée du cycle de réflexion                           |
| $\nu$        | viscosité cinématique                                 |
| $\rho$       | densité du fluide                                     |

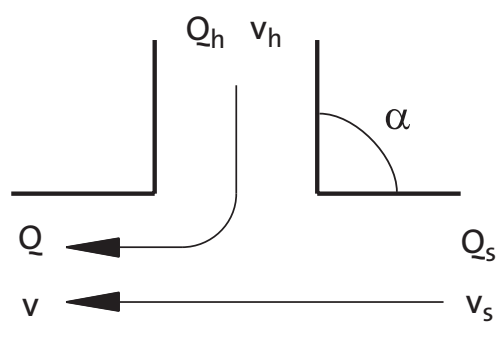


# Facteurs de pertes de charge locales

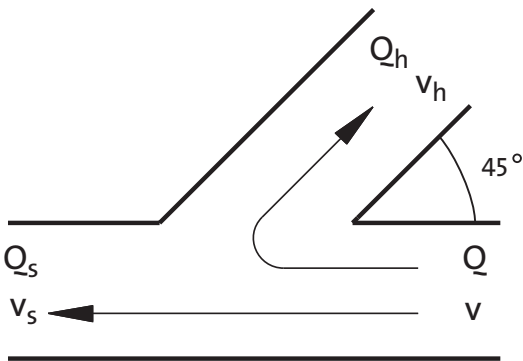
## Embranchements



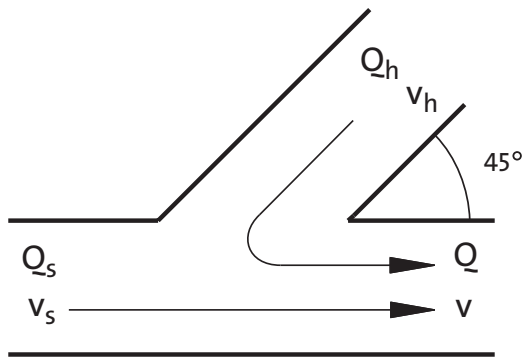
| $Q_h/Q$ | Débits divergents   |           |                     |           |
|---------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|
|         | $\alpha = 90^\circ$ |           | $\alpha = 45^\circ$ |           |
|         | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ |
| 0,0     | 0,95                | 0,04      | 0,90                | 0,04      |
| 0,2     | 0,88                | -0,08     | 0,68                | -0,06     |
| 0,4     | 0,89                | -0,05     | 0,50                | -0,04     |
| 0,6     | 0,95                | 0,07      | 0,38                | 0,07      |
| 0,8     | 1,10                | 0,21      | 0,35                | 0,20      |
| 1,0     | 1,28                | 0,35      | 0,48                | 0,33      |



| $Q_h/Q$ | Débits convergents  |           |                     |           |
|---------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|
|         | $\alpha = 90^\circ$ |           | $\alpha = 45^\circ$ |           |
|         | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ |
| 0,0     | -1,00               | 0,04      | -0,90               | 0,04      |
| 0,2     | -0,40               | 0,17      | -0,38               | 0,17      |
| 0,4     | 0,08                | 0,30      | 0,00                | 0,19      |
| 0,6     | 0,47                | 0,41      | 0,22                | 0,09      |
| 0,8     | 0,72                | 0,51      | 0,37                | -0,17     |
| 1,0     | 0,91                | 0,60      | 0,37                | -0,54     |



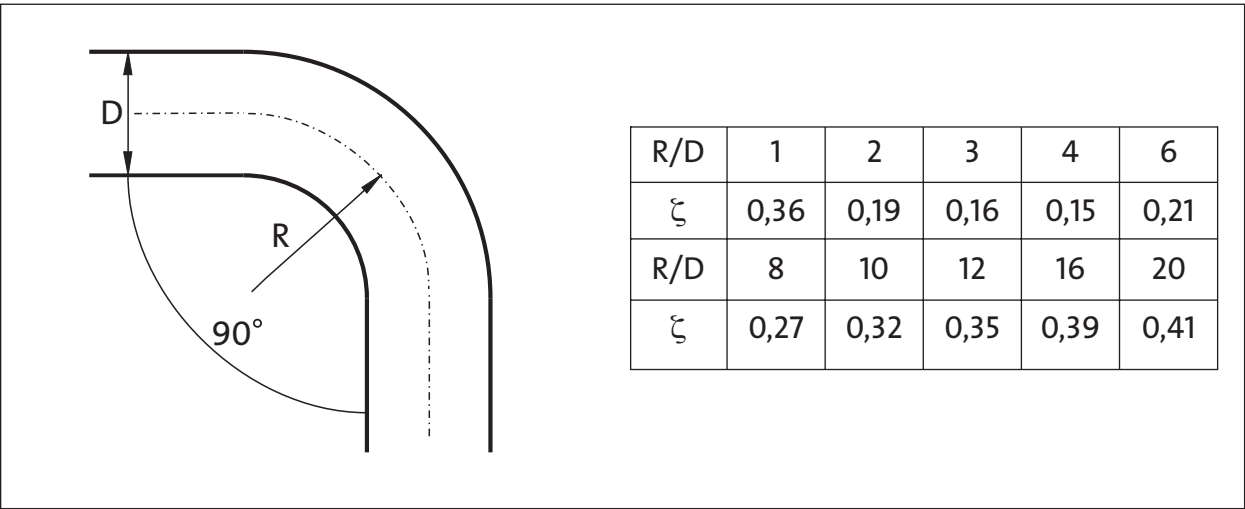
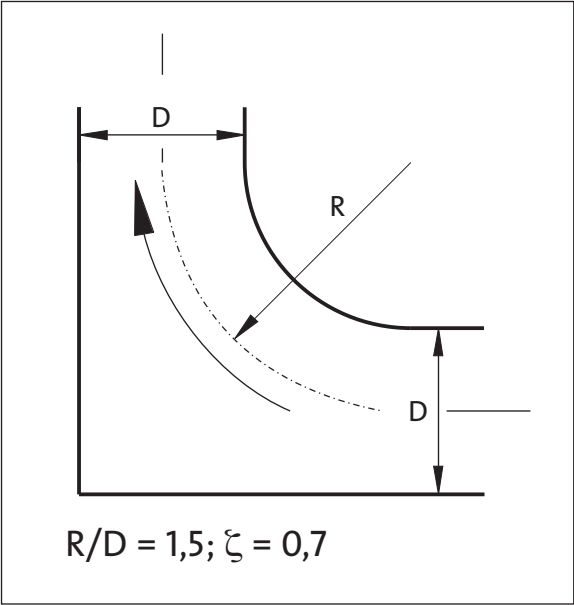
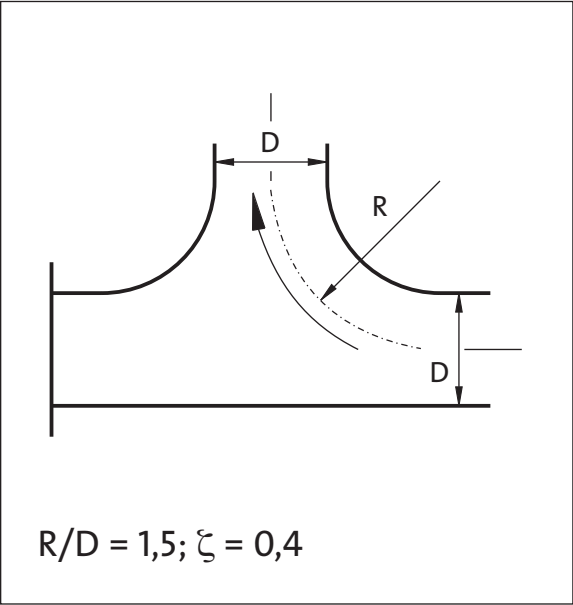
| $Q_h/Q$ | Débits divergents |           |
|---------|-------------------|-----------|
|         | $\zeta_h$         | $\zeta_s$ |
| 0,0     | -0,82             | 0,06      |
| 0,2     | -0,30             | 0,24      |
| 0,4     | 0,17              | 0,41      |
| 0,6     | 0,60              | 0,56      |
| 0,8     | 1,04              | 0,80      |
| 1,0     | 1,38              | 1,13      |

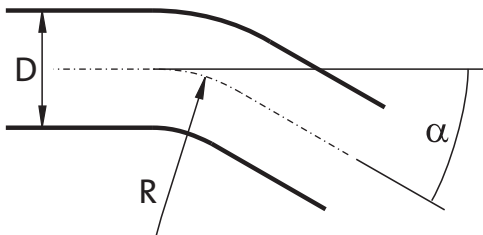


| $Q_h/Q$ | Débits convergents |           |
|---------|--------------------|-----------|
|         | $\zeta_h$          | $\zeta_s$ |
| 0,0     | 0,92               | 0,06      |
| 0,2     | 0,97               | -0,06     |
| 0,4     | 1,12               | 0,00      |
| 0,6     | 1,31               | 0,09      |
| 0,8     | 1,50               | 0,20      |
| 1,0     |                    | 0,30      |

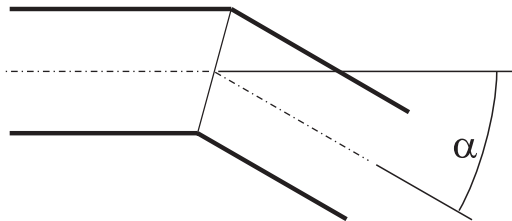


Coudes



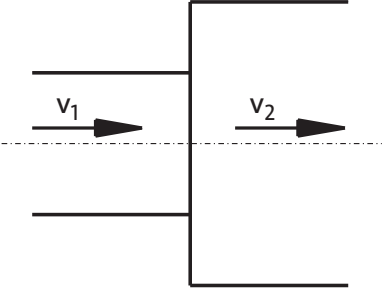


| $\alpha$ | $\zeta$ |      |      |
|----------|---------|------|------|
|          | R/D     |      |      |
|          | 1       | 2    | 4    |
| 20°      | 0,07    | 0,03 | 0,03 |
| 40°      | 0,13    | 0,06 | 0,06 |
| 60°      | 0,20    | 0,10 | 0,09 |
| 80°      | 0,27    | 0,13 | 0,12 |
| 90°      | 0,32    | 0,15 | 0,13 |
| 120°     | 0,39    | 0,19 | 0,17 |
| 140°     | 0,46    | 0,23 | 0,20 |
| 160°     | 0,52    | 0,26 | 0,23 |
| 180°     | 0,60    | 0,30 | 0,26 |

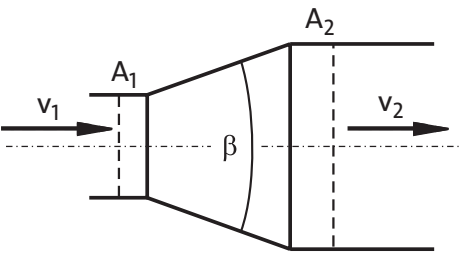


|          |      |      |      |      |      |
|----------|------|------|------|------|------|
| $\alpha$ | 20°  | 40°  | 50°  | 70°  | 80°  |
| $\zeta$  | 0,03 | 0,12 | 0,24 | 0,54 | 0,74 |
| $\alpha$ | 90°  | 120° | 140° | 180° |      |
| $\zeta$  | 1,00 | 1,86 | 2,43 | 3,00 |      |

Augmentations et réductions

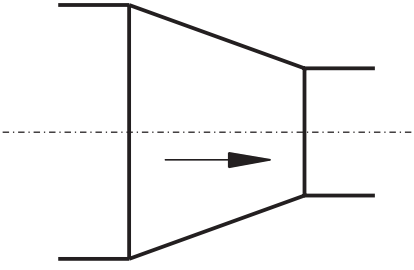


$$H_{Jn} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$



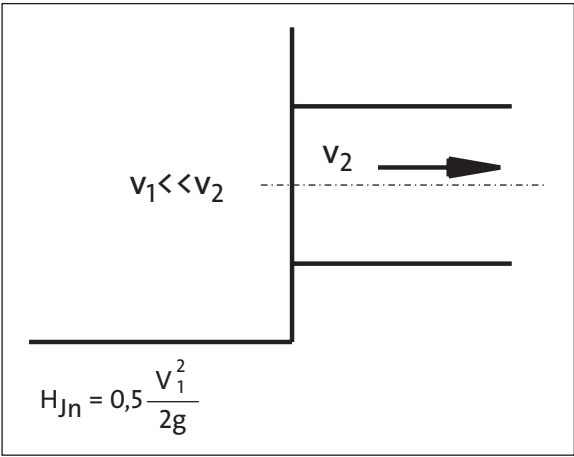
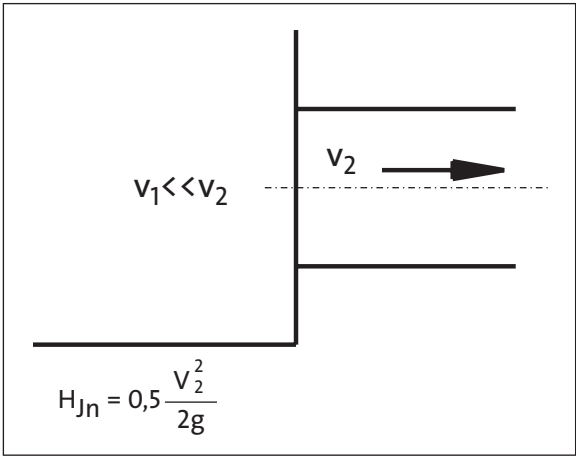
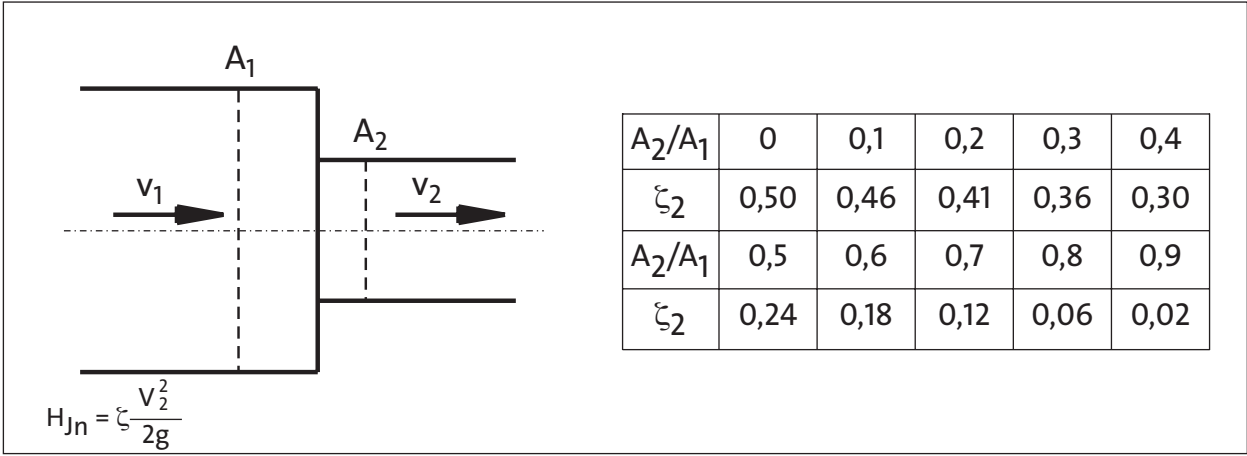
$$H_{Jn} = \zeta \frac{v_1^2}{2g} \quad \zeta = k \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

| $\beta^\circ$ | k    | $\beta^\circ$ | k    | $\beta^\circ$ | k    |
|---------------|------|---------------|------|---------------|------|
| 5             | 0,13 | 45            | 0,93 | 100           | 1,06 |
| 10            | 0,17 | 50            | 1,05 | 120           | 1,05 |
| 15            | 0,26 | 60            | 1,12 | 140           | 1,04 |
| 20            | 0,41 | 70            | 1,13 | 160           | 1,02 |
| 30            | 0,71 | 80            | 1,10 |               |      |
| 40            | 0,90 | 90            | 1,07 |               |      |

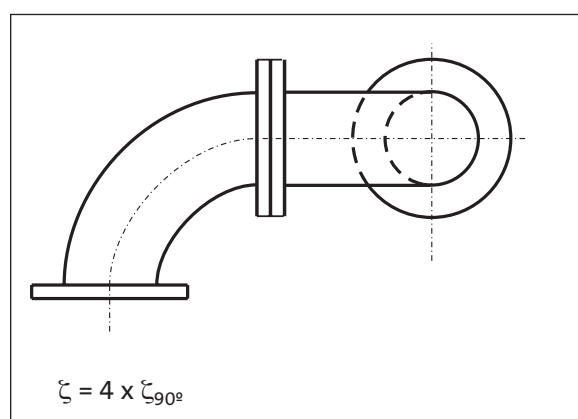
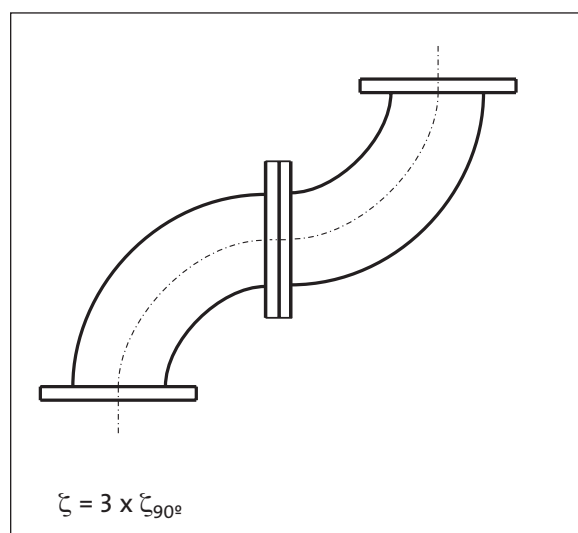
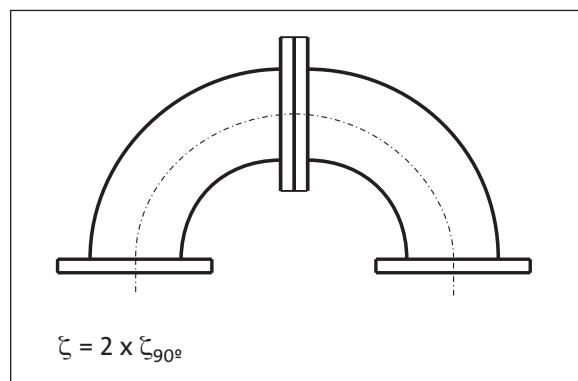


$$H_{Jn} \approx 0$$

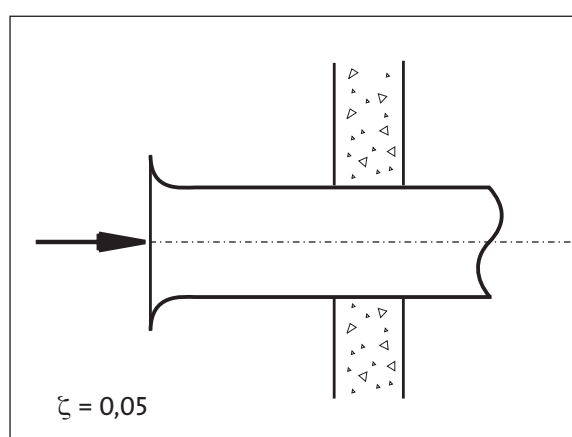
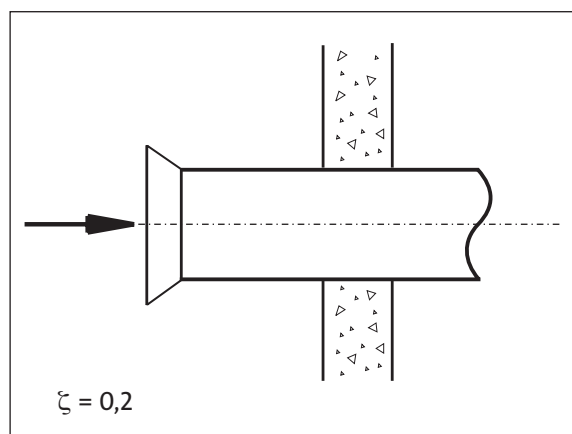
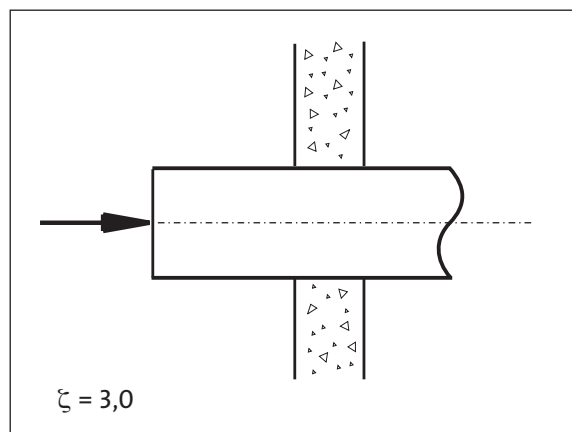
Non compris les pertes par friction



## Combinaison de coudes

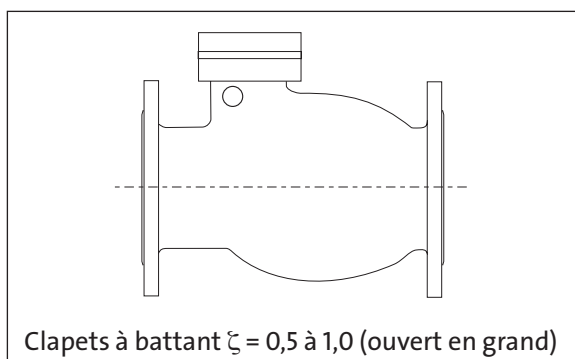
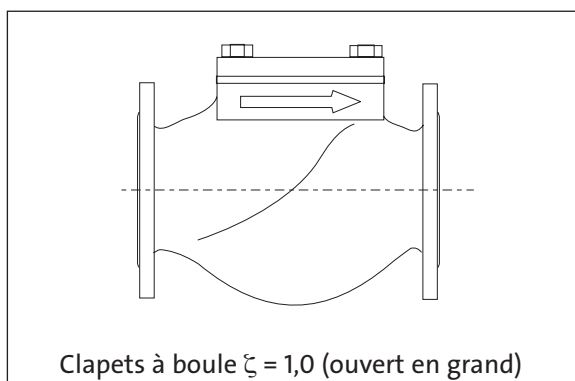
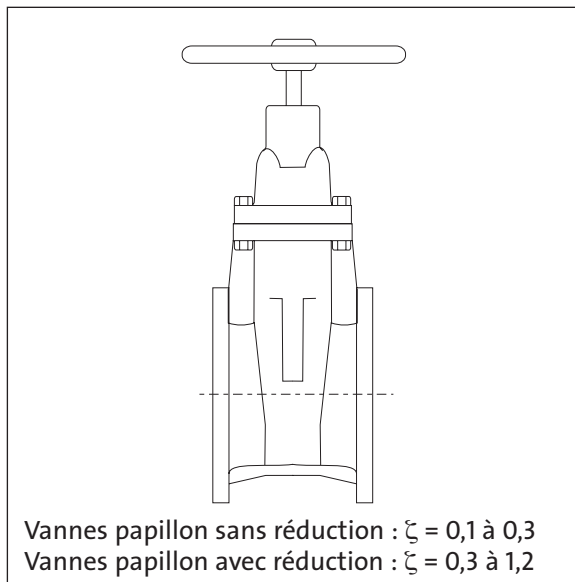


## Types d'aspiration



## Vannes et clapets

La valeur de  $\zeta$  dépend principalement de sa forme. Il faudra utiliser les valeurs des fabricants lorsqu'elles sont disponibles.



Les valeurs de  $\zeta$  ci-dessus sont données pour des vannes ou des clapets complètement ouverts. En position entrouverte,  $\zeta$  peut être de 1,5 à 2 fois plus élevé. Selon la forme et la position, un certain débit minimum est requis dans la vanne ou le clapet pour que l'on puisse le considérer comme étant complètement ouvert. Des informations précises sur chaque vanne et clapet sont disponibles chez le fabricant ou le fournisseur.

## Fréquences de démarrage et capacité de pompage des stations de relevage

Dans une station de pompage, le volume utile comprend le volume d'eau situé au-dessus du niveau d'arrêt le plus bas des pompes ; il fluctue selon la façon dont les pompes fonctionnent et selon l'importance du débit entrant. La fréquence de démarrages des pompes est fonction de leur débit respectif et de la quantité d'eau entrante.

Les différents cas suivants sont envisagés :

- station équipée d'une seule pompe,
- station équipée de deux pompes en fonctionnement alterné,
- stations équipées de plus de deux pompes.

### Station équipée d'une seule pompe

Le volume d'eau entrant durant une unité de temps (un cycle) peut s'écrire :

$$V = Q_{in} \cdot T \quad (B1)$$

$Q_{in}$  = débit entrant  
 $T$  = durée du cycle

La pompe doit pomper le même volume pendant le cycle, d'où

$$V = Q \cdot t \quad (B2)$$

$Q$  = débit de la pompe  
 $t$  = temps de fonctionnement de la pompe

Si l'on combine les équations B1 et B2, on obtient :

$$t = \frac{Q_{in} T}{Q} \quad (B3)$$

Lorsque la pompe s'arrête, le volume entre le niveau de marche et le niveau d'arrêt  $V_h$  se remplit pendant un temps  $T - t$ , d'où :

$$V_h = Q_{in} \cdot (T - t) = Q_{in} \cdot T - Q_{in} \cdot t \quad (B4)$$

Si l'on substitue l'expression de B3 à  $t$  :

$$V_h = Q_{in} T - Q_{in} \frac{Q_{in} T}{Q} \quad (B5)$$

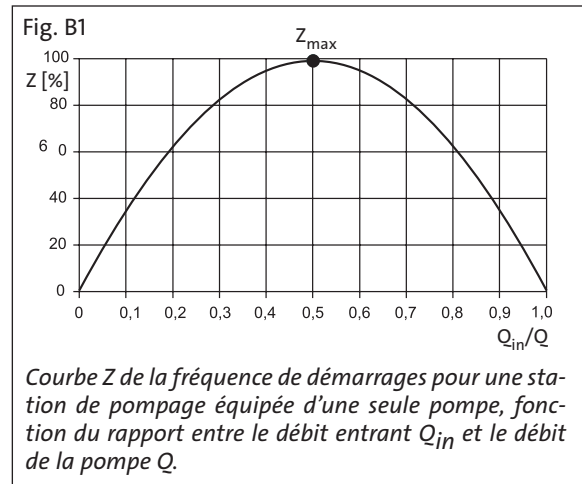
La résolution de l'équation B5 pour  $T$  permet d'obtenir :

$$T = \frac{V_h Q}{Q_{in} Q - Q_{in}^2} \quad (B6)$$

La fréquence de démarrages est la valeur inverse de  $T$ , ce qui donne :

$$Z = \frac{Q_{in} Q - Q_{in}^2}{V_h Q} \quad (B7)$$

La fréquence de démarrages est fonction du ratio  $Q_{in}/Q$ , comme sur la Figure B1.



Une division de l'équation B7 par  $Q_{in}$  donne :

$$\frac{dZ}{dQ_{in}} = \frac{Q - 2Q_{in}}{V_h Q} \quad (B8)$$

L'équation B8 est égale à 0 quand  $Q_{in} = ? Q$

Supposons que  $Q_{in} = ? Q$  dans l'équation B7 :

$$Z_{max} = \frac{Q}{4 \cdot V_h} \quad (B9)$$



La capacité de pompage de la station est obtenue :

$$V_h = \frac{Q}{4 \cdot Z_{\max}} \quad (\text{B10})$$

L'équation B10 est représentée graphiquement sur la Figure B2.

Dans la pratique, on peut rencontrer des situations où le débit entrant dans la station est très petit et seulement transitoire, par exemple lorsqu'une station reçoit les effluents de quelques maisons. Dans ce cas, il faut sélectionner une capacité plus grande de la pompe de façon à atteindre une vitesse d'écoulement suffisamment rapide dans la tuyauterie de refoulement pour éviter la sédimentation. Dans cette situation le ratio  $Q_{in}/Q$  est tout petit et la valeur  $Z_{\max}$  n'est pas atteinte du tout ou seulement de temps en temps.

Fig. B2

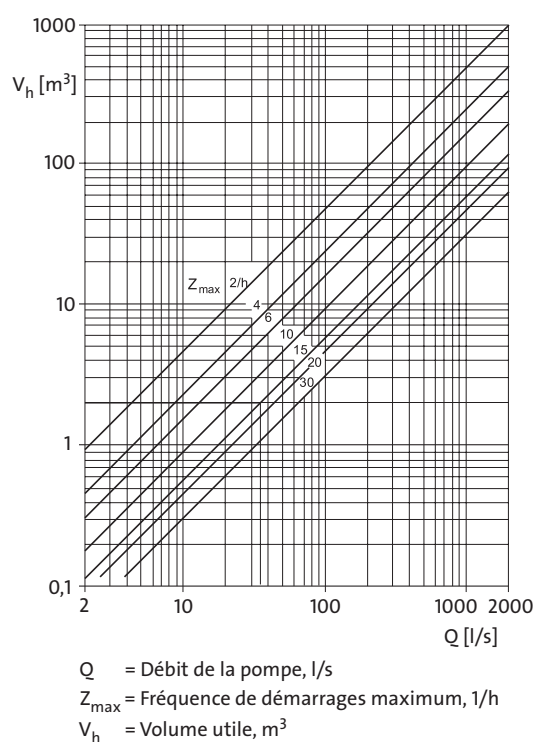
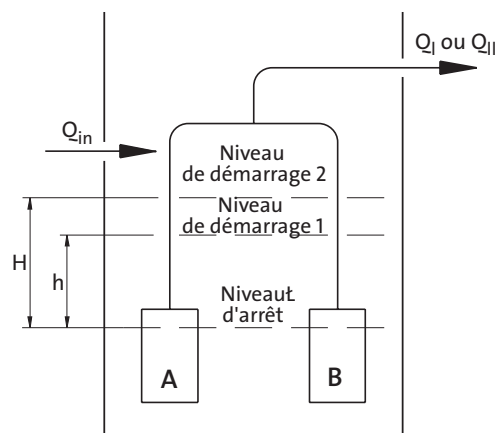


Diagramme pour la détermination du volume utile d'une station de pompage avec une seule pompe.

Fig. B3



Station de pompage équipée de deux pompes fonctionnant alternativement. La pompe de service se met en route lorsque l'eau arrive au niveau de démarrage 1. Si le débit entrant dépasse les capacités de la pompe, celle de secours démarre au niveau de démarrage 2. Les pompes alternent service et secours à chaque cycle de fonctionnement.

Fig. B4

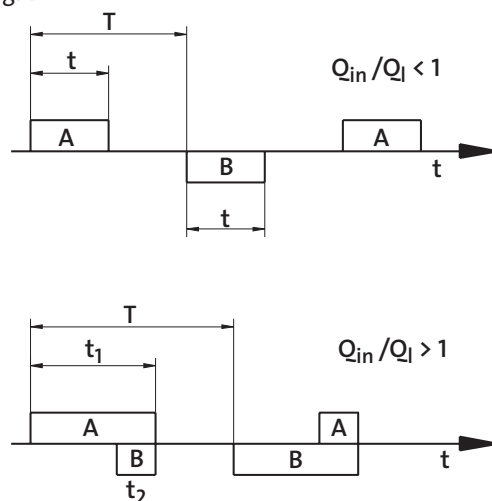


Diagramme du temps de fonctionnement de la pompe de service et de la pompe de secours lorsque le débit entrant ( $Q_{in}$ ) est soit plus petit, soit plus grand que celui d'une seule pompe ( $Q_l$ ).

### Station équipée de deux pompes en fonctionnement alterné

Le principe de fonctionnement d'une station équipée de deux pompes identiques est exposé à la Figure B3. A chaque cycle de fonctionnement, la pompe passe de l'état service à l'état secours. Lorsque le liquide dans la station atteint le premier niveau de démarrage, la pompe de service se met en route. Le volume d'eau est pompé jusqu'au niveau d'arrêt où la pompe stoppe, ce qui permet au liquide de remonter de nouveau jusqu'au premier niveau de marche, alors le cycle est complet.

La pompe de service seule est capable de relever le débit normal entrant dans la station, et la pompe de secours ne démarrera que si le débit entrant ( $Q_{in}$ ) est supérieur à la capacité d'une pompe ( $Q_I$ ) et que le liquide continue de monter jusqu'à atteindre le deuxième niveau de marche, faisant démarrer la deuxième pompe. Si la capacité combinée des deux pompes ( $Q_{II}$ ) est supérieure au débit entrant, les deux pompes s'arrêtent ensemble lorsque l'eau atteint le niveau d'arrêt.

La Figure B4 propose un diagramme de cycle de fonctionnement de deux pompes en alternance, ainsi que son principe d'utilisation.

Fig. B5

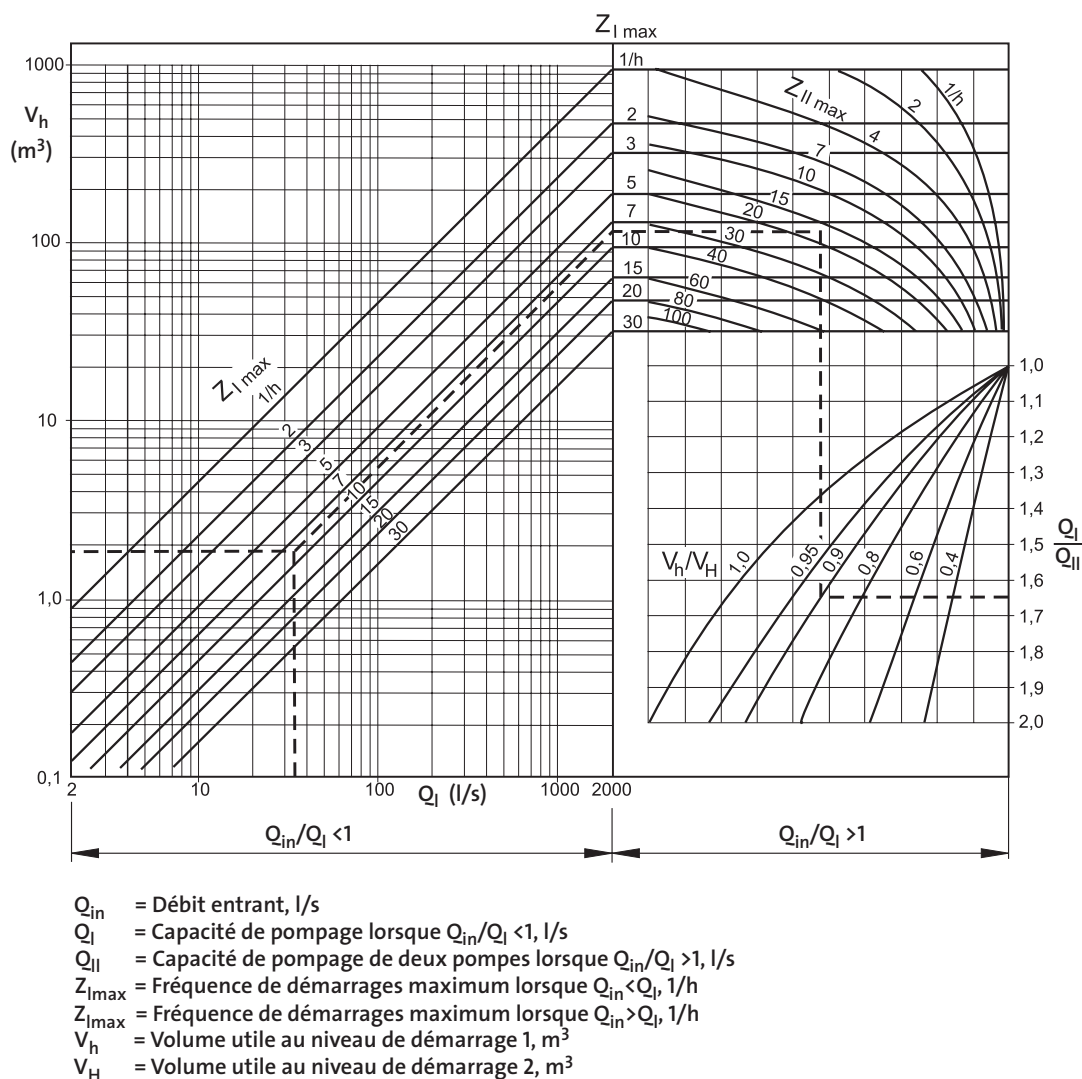


Diagramme pour la détermination du volume utile  $V_h$  et de la fréquence de démarrages  $Z$  pour une station de pompage équipée de deux pompes en fonctionnement alterné.

$$Q_{in} < Q_I$$

On peut utiliser les équations B9 et B10 dans les situations où le débit entrant est inférieur au débit d'une pompe, pour le calcul de la fréquence de démarrages de chaque pompe. Lorsque les pompes fonctionnent alternativement, le résultat est divisé par deux, d'où :

$$Z_{I\max} = \frac{Q_I}{8 \cdot V_h} \quad (B11)$$

$$V_h = \frac{Q_I}{8 \cdot Z_{I\max}} \quad (B12)$$

La résolution des équations B11 et B12 est donnée graphiquement à la Figure B5.

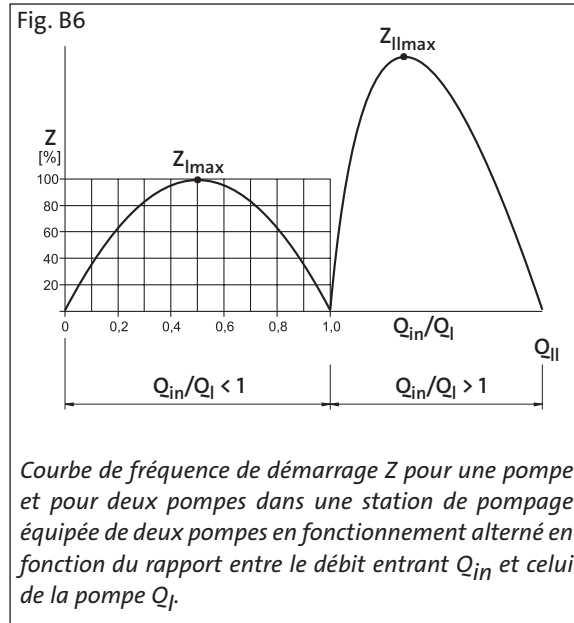
$$Q_{in} > Q_I$$

Dans le cas où le débit entrant est supérieur au débit d'une pompe, il faut considérer deux facteurs supplémentaires : le rapport de la capacité de pompage de la station au premier niveau de démarrage,  $V_h$  et au deuxième niveau de démarrage,  $V_H$ , et la capacité de pompage des deux pompes ensemble,  $Q_{II}$ . L'équation suivante, pour la fréquence de démarrages, en est dérivée :

$$Z_{II} = \left[ \frac{Q_I(V_H - V_h)}{Q_{in}^2 - Q_I Q_{in}} + \frac{Q_{II} V_H}{Q_{in} Q_{II} - Q_{in}^2} \right]^{-1} \quad (B13)$$

L'équation B13 peut être résolue par différentiation, mais l'expression en est très complexe. Une représentation graphique de la solution est proposée par la Figure B5.

La Figure B6 montre la relation entre la fréquence de démarrages et le ratio  $Q_{in}/Q_I$ . On peut constater que le nombre de démarrage augmente sensiblement lorsque les conditions requièrent un fonctionnement en parallèle. On trouve, sur ce diagramme, une valeur maximum  $Z_{II\max}$ .



Le diagramme de la Figure B7 montre l'effet du ratio  $V_h/V_H$  sur  $Z$  lorsque  $V_H$  est constant et  $V_h$  variable. Dans le cas où le ratio  $Q_{II}/Q_I$  est 1,6. On peut conclure, au regard de la Figure B7, que lorsque le premier niveau de démarrage est plus bas, cela diminue  $Z_{II\max}$  et augmente  $Z_{I\max}$ .

Le diagramme de la figure B8 montre l'effet du ratio  $Q_{II}/Q_I$  sur  $Z$  lorsque  $V_h/V_H$  a une valeur constante de 0,8. Lorsque les pertes de charge dans la canalisation augmentent, cela a pour effet de diminuer  $Q_{II}/Q_I$  ainsi que  $Z_{II\max}$ .

Si les pompes ont été déterminées de façon à ce qu'une seule puisse fournir tout le débit,  $Z_{II\max}$  n'est plus significatif.

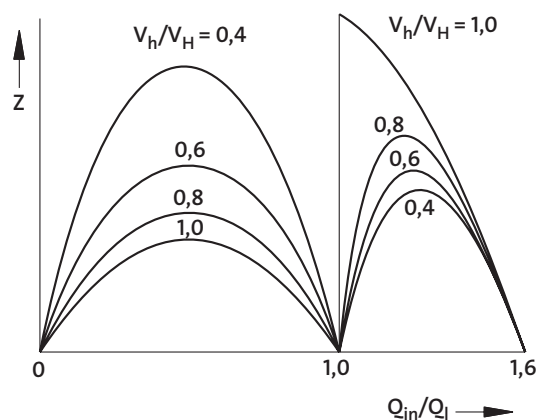
### Station de pompage équipées de plus de deux pompes

On peut diviser en deux catégories les stations équipées de multiples pompes :

- Stations avec un niveau d'arrêt commun à toutes les pompes,
- Stations avec des arrêts différents pour chaque pompe ou étagés.

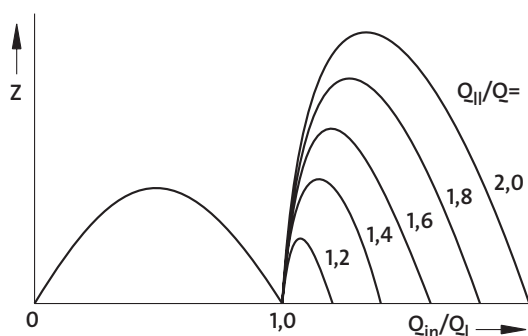
A chaque cycle de démarrage, il y a normalement alternance de pompes, pour permettre une usure identique du matériel.

Fig. B7



Courbes de fréquence de démarrage pour différents rapports  $V_h/V_H$  avec  $V_H$  constant et un rapport  $Q_{II}/Q_I$  de 1,6.

Fig. B8



Courbes de fréquence de démarrage pour différents rapports  $Q_{II}/Q_I$  et un rapport  $V_h/V_H$  de 0,8.

### Capacité de pompage des stations et fréquences de démarrage

Lorsque plusieurs pompes sont installées dans une même station de pompage, la fréquence de démarrages évolue de façon importante avec les variations du débit entrant. Cette fréquence de démarrages évolue entre zéro et différentes valeurs de pointe.

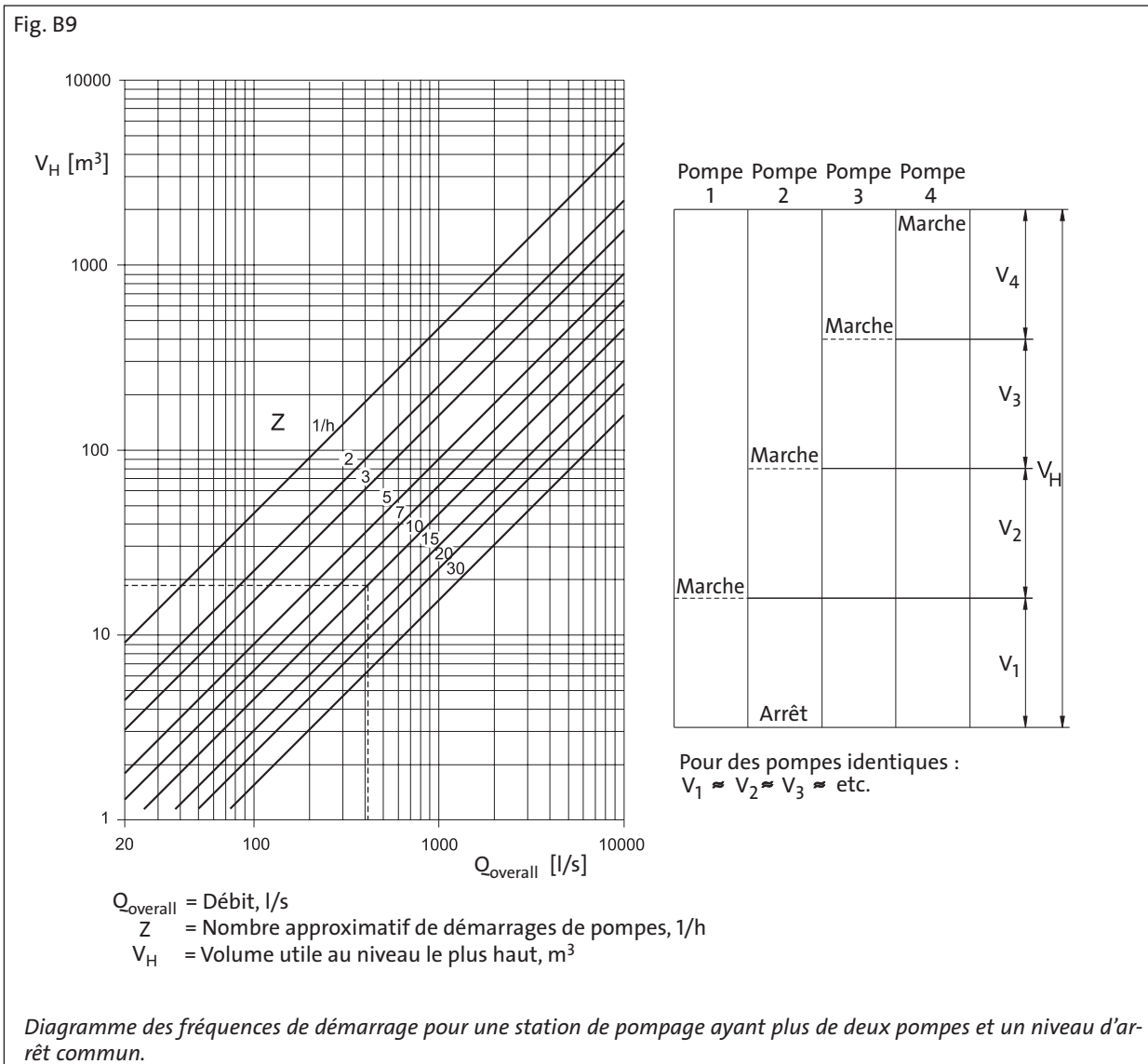
De grandes variations de débit sont fréquentes dans le pompage d'eau usées, ce qui rend impossible et donc inutile un calcul numérique des fréquences de démarrage de chaque pompe. Il est possible, à l'aide de diagrammes appropriés, de déterminer la capacité totale des pompes et les fréquences de démarrage, sur lesquelles s'appuiera la conception de la station dans tous les cas pratiques.

On peut utiliser les diagrammes suivants selon les différents types de stations considérés.

### Niveau d'arrêt commun

La figure B9 propose un diagramme grâce auquel il est possible de retrouver  $V_H$  ou  $Z$ , en fonction du débit total  $Q_{\text{Overall}}$ .

Pour chacune de ces catégories, il est conseillé de diviser le volume total de pompage ( $V_H$ ) par des niveaux de démarrage à intervalles identiques lorsque les pompes sont du même modèle. Si les pompes sont de tailles différentes, on peut diviser le volume de pompage en intervalles proportionnels à la capacité des pompes. L'utilisation d'équipements de contrôle électronique de niveau modernes facilite l'optimisation des niveaux de démarrage, aussi bien manuellement qu'automatiquement.



### Niveaux d'arrêt étagés

La figure B10 propose un diagramme grâce auquel il est possible de retrouver  $V_H$  ou  $Z$ , en fonction du débit total  $Q_{\text{Overall}}$ .

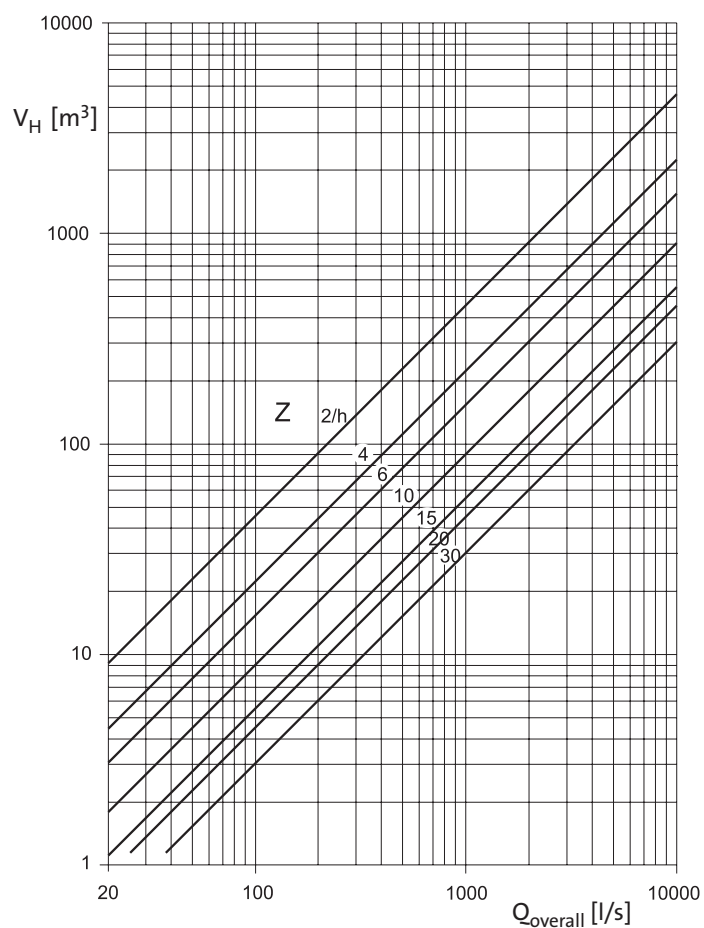
### Fréquence de démarrages recommandée

La sollicitation et l'usure des équipements de contrôle et de la pompe est complètement subordonnée au nombre de démarrages et d'arrêt, sur une longue période, par exemple un an, lorsqu'une fréquence de démarrages importante est autorisée à court terme. Si des pics de fréquences de démarrages sont utilisés pour dimensionner la station, leur occurrence devra être étudiée. Ainsi qu'il a été démontré plus haut, la valeur maximum de nombre de démarrages pour une pompe  $Z_{\text{Imax}}$  n'est jamais atteinte en réalité. De la même façon, la fréquence de démarrages maximum pour deux pompes fonctionnant en parallèle  $Z_{\text{IIImax}}$  est généralement supérieur (de 1,5 à 2 fois) à  $Z_{\text{Imax}}$  et ne survient qu'occasionnellement.

On peut déterminer la fréquence de démarrages en fonction des recommandations données par les constructeurs concernant la pompe et les équipements. Le tableau suivant propose des fréquences de démarrages admissibles pour les pompes submersibles :

| Puissance de la pompe | Z admissible |
|-----------------------|--------------|
| 0...5 kW              | 25 1/h       |
| 5...20 kW             | 20 1/h       |
| 20...100 kW           | 15 1/h       |
| 100...400 kW          | 10 1/h       |

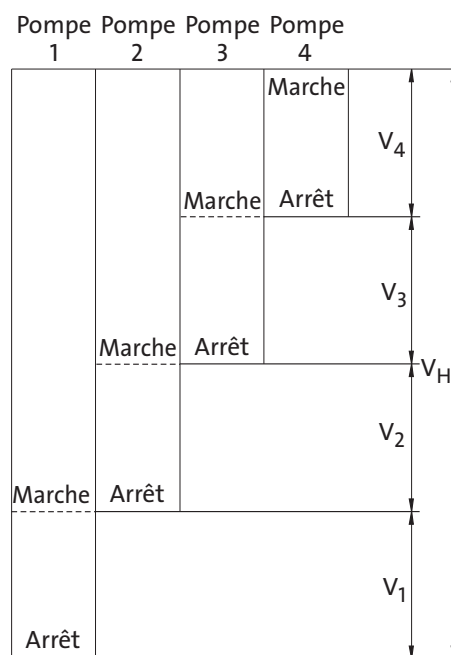
Fig. B10



$Q_{\text{Overall}}$  = Débit, l/s

Z = Nombre approximatif de démarrages de pompe, 1/h

$V_H$  = Volume utile au niveau le plus haut, m³



Pour des pompes identiques :  
 $V_1 \approx V_2 \approx V_3 \approx \text{etc.}$

Diagramme des fréquences de démarrages pour une station de pompage ayant plus de deux pompes et des niveaux d'arrêts étagés.



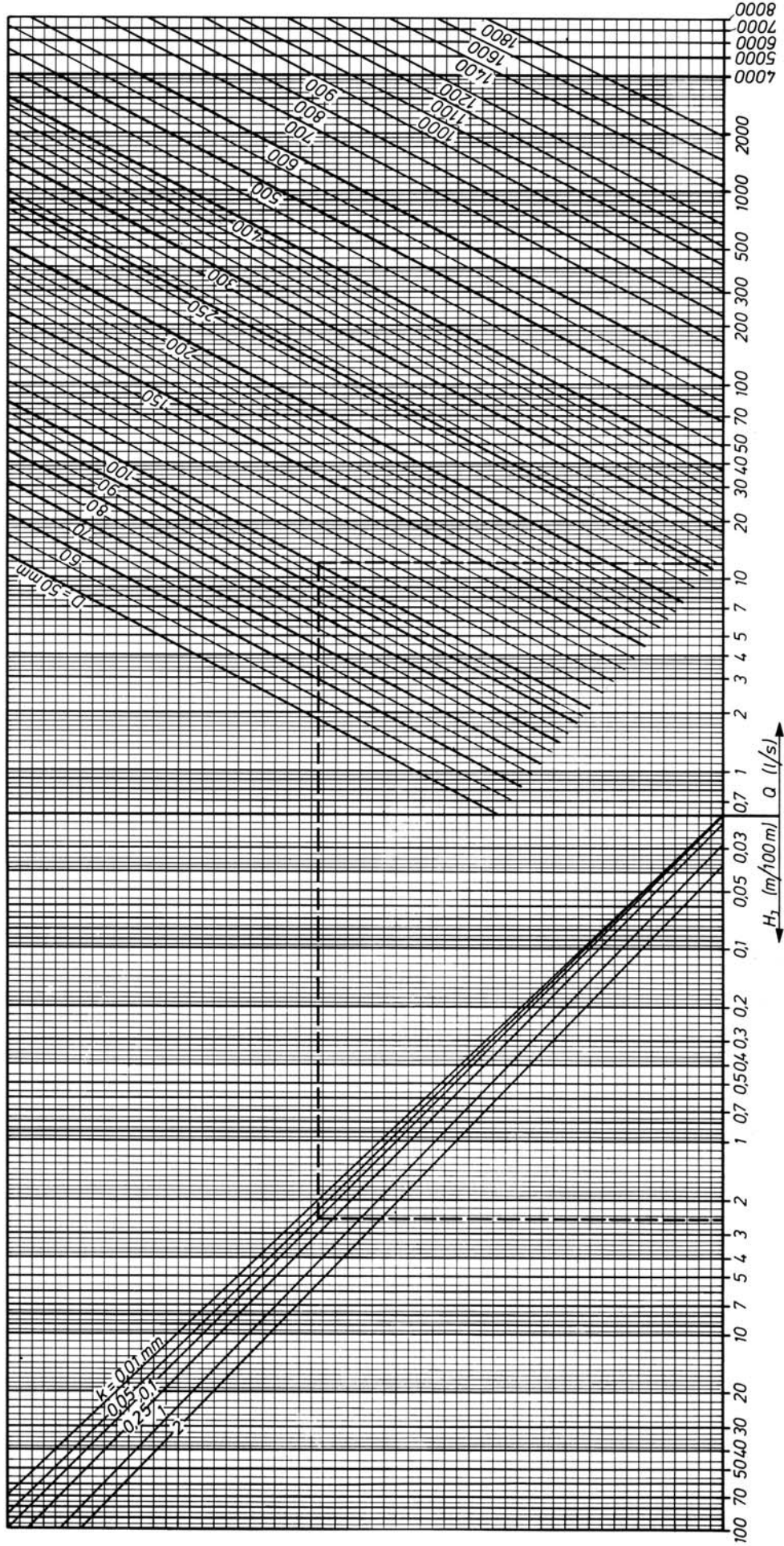
# Diagramme de pertes de charge dans les tuyauteries pour de l'eau à 20°C

Exemple  
 $Q = 12 \text{ l/s}$   
 $D = 100 \text{ mm}$   
 $k = 0,1 \text{ mm}$   
 $H_f = 2,5 \text{ m} / 100 \text{ m}$

$Q$  = Débit, l/s  
 $D$  = Diamètre interne de la tuyauterie, mm  
 $k$  = Rugosité, mm  
 $H_f$  = Pertes de charge, m/100 m

## Valeurs de rugosité (k) pour des tuyauteries

| Matériau               | Tuyaux neufs<br>k (mm) | Tuyaux usagés<br>k (mm) |
|------------------------|------------------------|-------------------------|
| Plastique              | 0,01                   | 0,25                    |
| Acier étiré            | 0,05                   | 1,0                     |
| Acier soudé            | 0,1                    | 1,0                     |
| Acier inoxydable étiré | 0,05                   | 0,25                    |
| Acier inoxydable soudé | 0,1                    | 0,25                    |
| Fonte                  | 0,25                   | 1,0                     |
| Acier galvanisé        | 0,15                   |                         |
| Fonte bituminée        | 0,12                   |                         |
| Béton                  | 0,3 à 2,0              |                         |
| Ciment                 | 0,025                  |                         |





# Diagramme de pertes de charge dans les coudes, vannes, etc.

## Guide de valeurs pour les pertes de charges dans les coudes, vannes, etc.



- Coudes à 90°,  $R/D = 1,5$
- Pertes au refoulement
- Clapet à battant
- Clapet à boule
- Vanne quart de tour

$\zeta$

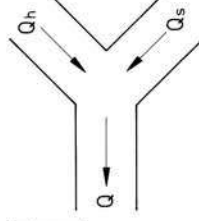
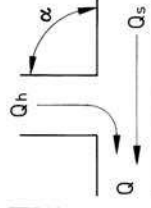
0,3  
1,0 (tuyauterie sans augmentation)  
1...2  
0,7...1,2  
0,2

Raccords en T

| $Q_h/Q$ | $\alpha = 90^\circ$ |           | $\alpha = 45^\circ$ |           |
|---------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|
|         | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ | $\zeta_h$           | $\zeta_s$ |
| 0,0     | -1,00               | 0,04      | -0,90               | 0,04      |
| 0,2     | -0,40               | 0,17      | -0,38               | 0,17      |
| 0,4     | 0,08                | 0,30      | 0,00                | 0,19      |
| 0,6     | 0,47                | 0,41      | 0,22                | 0,09      |
| 0,8     | 0,72                | 0,51      | 0,37                | -0,17     |
| 1,0     | 0,91                | 0,60      | 0,37                | -0,54     |

Raccords en Y

| $Q_h/Q$ | $\zeta_h$ |           | $\zeta_s$ |           |
|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|         | $\zeta_h$ | $\zeta_s$ | $\zeta_h$ | $\zeta_s$ |
| 0,0     | -         | -         | 0,6       | -         |
| 0,5     | 0,3       | 0,3       | 0,3       | -         |
| 1,0     | 0,6       | 0,6       | -         | -         |



Exemple

$Q = 12 \text{ l/s}$

$D = 100 \text{ mm}$

$v = 1,55 \text{ m/s}$

$\Sigma \zeta = 5$

$H_f = 0,6 \text{ m}$

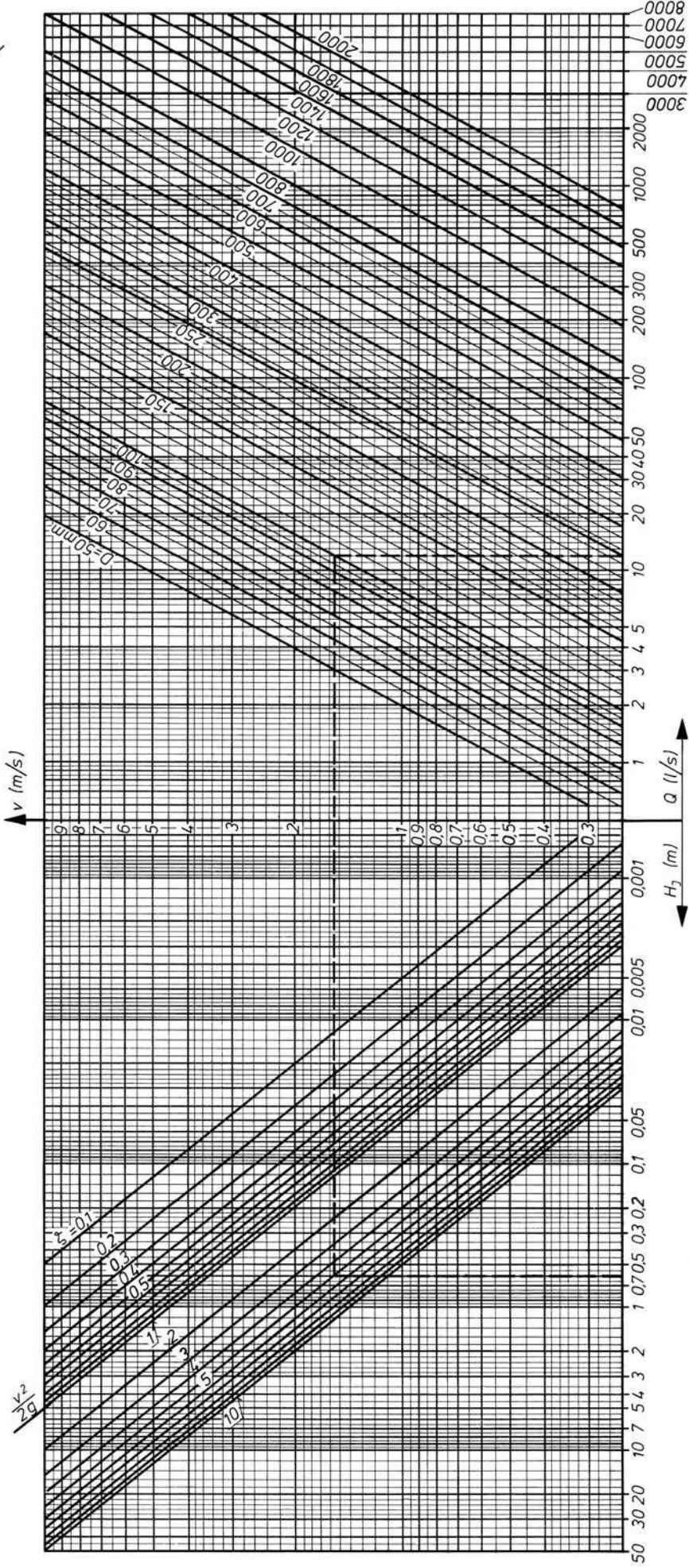
$Q$  = Débit, l/s

$D$  = Diamètre interne de la tuyauterie, mm

$v$  = vitesse d'écoulement, m/s

$\zeta$  = coefficient de pertes de charge

$H_f$  = Pertes de charge, m



**BE > THINK > INNOVATE >**

Etre - Anticiper - Innover

Etre responsable est notre principe fondamental  
Anticiper c'est pouvoir  
Innover est l'essence de Grundfos

Pompes GRUNDFOS Distribution S.A.S.  
Parc d'Activités de Chesnes  
57, rue de Malacombe  
38290 ST QUENTIN FALLAVIER  
Tél : 04 74 82 15 15  
Fax : 04 74 94 10 51

[www.grundfos.com](http://www.grundfos.com)

**GRUNDFOS** 