

MANUEL SUR LES POMPES

be
think
innovate

GRUNDFOS 

www.motralec.com / service-commercial@motralec.com / 01.39.97.65.10

MANUEL SUR LES POMPES

Copyright 2004 GRUNDFOS Management A/S. Tous droits réservés.

Le présent support est protégé par la législation sur les droits d'auteur et les traités internationaux. Aucune partie du présent document ne peut être reproduite sous quelle que forme ou par quel que moyen que ce soit sans l'autorisation préalable écrite de GRUNDFOS Management A/S.

Clause de non-responsabilité

Nous avons tout mis en œuvre pour garantir la précision des informations contenues dans le présent manuel ; cependant, Grundfos Management A/S ne pourra être tenue responsable de toute perte directe, indirecte ou découlant de l'utilisation ou de la fiabilité des informations contenues dans le présent manuel.

Avant-propos

L'industrie manufacturière attend beaucoup des pompes, que ce soit en termes de fonctionnement, de fiabilité ou de consommation énergétique. Grundfos a donc conçu ce manuel sur les pompes comme un guide visant à traiter de façon simple différents aspects du dimensionnement des pompes et systèmes de pompage. Il est plus particulièrement destiné aux ingénieurs et techniciens chargés de concevoir et d'installer des pompes et systèmes de pompage, et répond à un grand nombre de questions techniques spécifiques. Ce manuel a été rédigé de façon à pouvoir être lu soit en parcourant les chapitres les uns après les autres, soit en se référant à des sujets particuliers.

Il est divisé en cinq chapitres qui traitent des différentes phases de conception des systèmes de pompage.

Le chapitre 1 est une présentation générale des différents types de pompe et composants. Nous y décrivons également les précautions à prendre lorsque les liquides utilisés sont visqueux. Ensuite, nous traitons des matériaux utilisés ainsi que des différents types de corrosion. Les termes les plus importants en rapport avec la lecture de la performance d'une pompe sont présentés dans le chapitre 2. Le chapitre 3 aborde quant à lui l'hydraulique et certains des facteurs clés pour parvenir au fonctionnement optimal d'un système de pompage. Comme il est très souvent nécessaire d'ajuster la performance d'une pompe à l'aide de méthodes diverses, celles-ci sont présentées dans le chapitre 4. Pour terminer, le chapitre 5 décrit les coûts cycle de vie, ceux-ci jouant un rôle important.

Nous espérons sincèrement que ce manuel vous sera utile au quotidien.

Grundfos, segment de l'industrie

Chapitre 1 La conception des pompes et moteurs.....7

Section 1.1 La construction des pompes..... 8

1.1.1	La pompe centrifuge.....	8
1.1.2	Les courbes de pompe.....	9
1.1.3	Les caractéristiques de la pompe centrifuge.....	11
1.1.4	Les types de pompe à aspiration axiale et in-line les plus courants.....	12
1.1.5	Les types de roues (poussée axiale).....	14
1.1.6	Les types de corps de pompe (poussée radiale).....	15
1.1.7	Les pompes monocellulaires.....	15
1.1.8	Les pompes multicellulaires.....	16
1.1.9	Les pompes sur châssis et les pompes monobloc.....	16

Section 1.2 Les types de pompe..... 17

1.2.1	Les pompes standards.....	17
1.2.2	Les pompes à plan de joint.....	17
1.2.3	Les pompes hermétiques.....	18
1.2.4	Les pompes de relevage des eaux usées.....	20
1.2.5	Les pompes immergées.....	21
1.2.6	Les pompes pour puits de forage.....	22
1.2.7	Les pompes doseuses.....	23

Section 1.3 Les garnitures mécaniques..... 25

1.3.1	Les composants et le fonctionnement d'une garniture mécanique.....	27
1.3.2	Les garnitures mécaniques équilibrées et non équilibrées.....	28
1.3.3	Les types de garniture mécanique.....	29
1.3.4	Les combinaisons de matériaux pour garniture mécanique.....	32
1.3.5	Les facteurs influant sur les performances de la garniture mécanique.....	34

Section 1.4 Les moteurs..... 37

1.4.1	Les normes.....	38
1.4.2	Le démarrage du moteur.....	44
1.4.3	La tension d'alimentation.....	45
1.4.4	Le convertisseur de fréquence.....	45
1.4.5	Les dispositifs de protection moteur.....	47

Section 1.5 Les liquides..... 51

1.5.1	Les liquides visqueux.....	52
1.5.2	Les liquides non newtoniens.....	53
1.5.3	L'impact des liquides visqueux sur les performances d'une pompe centrifuge.....	53
1.5.4	Sélectionner la bonne pompe pour un liquide contenant de l'antigel.....	54
1.5.5	Exemple de calcul.....	56
1.5.6	La sélection assistée par ordinateur des liquides denses et visqueux.....	56

Section 1.6 Les matériaux..... 57

1.6.1	Qu'est-ce que la corrosion ?.....	58
1.6.2	Les types de corrosion.....	59
1.6.3	Les métaux et alliages métalliques.....	63
1.6.4	Les céramiques.....	69
1.6.5	Les plastiques.....	69
1.6.6	Le caoutchouc et les élastomères.....	70
1.6.7	Les revêtements.....	71

Chapitre 2 Installation et lecture des performances..... 73

Section 2.1 Installation d'une pompe..... 74

2.1.1	Nouvelle installation.....	74
2.1.2	Installation existante : remplacement.....	74
2.1.3	Débit pour une installation à une seule pompe.....	75
2.1.4	Limitation du bruit et des vibrations.....	76
2.1.5	Niveau sonore (L).....	79

Section 2.2 Les paramètres de performance des pompes..... 81

2.2.1	Les caractéristiques hydrauliques.....	81
2.2.2	Les caractéristiques électriques.....	88
2.2.3	Les propriétés des liquides.....	91

Chapitre 3 L'hydraulique..... 93

Section 3.1 Les caractéristiques 94

- 3.1.1 Les résistances..... 95
- 3.1.2 Les circuits fermés et ouverts..... 96

Section 3.2 Les pompes connectées en série ou en parallèle..... 99

- 3.2.1 Les pompes en parallèle..... 99
- 3.2.2 Les pompes en série..... 101

Chapitre 4 Réglages de la performance d'une pompe..... 103

Section 4.1 Régler la performance d'une pompe..... 104

- 4.1.1 La régulation par vanne de limitation de débit 105
- 4.1.2 La régulation par bypass..... 105
- 4.1.3 La modification du diamètre de la roue..... 106
- 4.1.4 La régulation de la vitesse..... 106
- 4.1.5 Comparaison des différentes méthodes 108
- 4.1.6 Rendement global d'un système de pompage..... 109
- 4.1.7 Exemple : consommation d'énergie relative lorsque le débit est réduit de 20 %..... 109

Section 4.2 Les solutions de pompage à vitesse variable 112

- 4.2.1 Régulation en pression constante..... 112
- 4.2.2 Régulation en température constante..... 113
- 4.2.3 Pression différentielle constante dans un circuit de circulation..... 113
- 4.2.4 Régulation de la pression différentielle compensée par le débit..... 114

Section 4.3 Les avantages de la régulation de vitesse..... 115

Section 4.4 Les avantages des pompes disposant d'un convertisseur de fréquence intégré 116

- 4.4.1 Les courbes de performance des pompes à vitesse variable..... 117
- 4.4.2 Les pompes à vitesse variable dans différents circuits..... 117

Section 4.5 Convertisseur de fréquence 120

- 4.5.1 Le fonctionnement et les caractéristiques de base... 120
- 4.5.2 Les composants du convertisseur de fréquence..... 120
- 4.5.3 Les conditions spécifiques d'un convertisseur de fréquence..... 122

Chapitre 5 Calcul des coûts du cycle de vie 125

Section 5.1 L'équation des coûts du cycle de vie..... 126

- 5.1.1 Les coûts initiaux, le prix d'achat (C_{ic})..... 127
- 5.1.2 Les coûts d'installation et de mise en service (C_{in})..... 127
- 5.1.3 Le coût énergétiques (C_e)..... 128
- 5.1.4 Les coûts de fonctionnement (C_o)..... 128
- 5.1.5 Les coûts environnementaux (C_{env})..... 128
- 5.1.6 Les coûts de maintenance et de réparation (C_m)..... 129
- 5.1.7 Les coûts d'immobilisation, de perte de production (C_p)..... 129
- 5.1.8 Les coûts de mise hors service et d'élimination (C_o)..... 129

Section 5.2 Calcul des coûts du cycle de vie – un exemple 130

Annexes 131

- A) Notations et unités 132
- B) Tableau de conversion des unités..... 133
- C) Préfixes SI (système international d'unités) et alphabet grec..... 134
- D) Pression vapeur et densité de l'eau à différentes températures 135
- E) Diaphragme 136
- F) Les variations de la pression statique en raison des variations de diamètre des canalisations..... 137
- G) Buses..... 138
- H) Nomogramme des pertes de charge dans les coudes, vannes, etc..... 139
- I) Nomogramme des pertes de charge pour de l'eau propre à 20 °C 140
- J) Tableau périodique..... 141
- K) Normes encadrant les pompes..... 142
- L) Viscosité de différents liquides en fonction de la température du liquide..... 143

Index 148

Section 1.1: La construction des pompes

- 1.1.1 La pompe centrifuge
- 1.1.2 Les courbes de pompes
- 1.1.3 Les caractéristiques de la pompe centrifuge
- 1.1.4 Les types de pompe à aspiration axiale et in-line les plus courants
- 1.1.5 Les types de roues (poussée axiale)
- 1.1.6 Les types de corps de pompe (poussée radiale)
- 1.1.7 Les pompes monocellulaires
- 1.1.8 Les pompes multicellulaires
- 1.1.9 Les pompes monobloc et les pompes sur châssis

Section 1.2: Les types de pompe

- 1.2.1 Les pompes standards
- 1.2.2 Les pompes à plan de joint
- 1.2.3 Les pompes hermétiques
- 1.2.4 Les pompes sanitaires
- 1.2.5 Les pompes de relevage des eaux usées
- 1.2.6 Les pompes immergées
- 1.2.7 Les pompes pour puits de forage
- 1.2.8 Les pompes doseuses



Section 1.1

La construction des pompes

1.1.1 La pompe centrifuge

En 1689, le physicien Denis Papin inventait la pompe centrifuge, la pompe la plus utilisée de nos jours à travers le monde. Cette pompe est conçue selon un principe tout simple : le liquide s'écoule vers le moyeu de la roue, puis est projeté vers la périphérie des roues grâce à la force centrifuge.

Ce type de construction est très peu coûteux, robuste et simple, et sa grande vitesse permet de raccorder la pompe directement sur un moteur asynchrone. La pompe centrifuge fournit un débit régulier et peut facilement s'obstruer sans être endommagée.

À présent, intéressons-nous à la figure 1.1.1, montrant l'écoulement du liquide à travers la pompe. L'entrée de la pompe dirige le liquide vers le centre de la roue en rotation où il est projeté vers la périphérie. Ce type de construction offre un grand rendement et convient pour les liquides purs. Les pompes qui doivent traiter des liquides non purs, telles que les pompes de relevage des eaux usées, sont équipées de roues conçues spécialement pour éviter que des objets ne restent bloqués à l'intérieur, voir section 1.2.5.

S'il se crée une différence de pression dans le circuit alors que la pompe ne fonctionne pas, le liquide peut tout de même s'écouler grâce à la conception ouverte.

Comme vous pouvez le voir sur la figure 1.1.2, les pompes centrifuges peuvent être classées en trois groupes différents : les pompes radiales, les pompes à écoulement mixte et les pompes à écoulement axial. Les pompes radiales et les pompes à écoulement mixte sont les types de pompe les plus utilisés. Nous nous concentrerons donc sur ces seuls types de pompe dans les pages suivantes.

Cependant, nous présenterons brièvement la pompe doseuse dans la section 1.2.8.

Les différents besoins en termes de performance, notamment en ce qui concerne la hauteur manométrique, le débit et l'installation, ainsi que les besoins en termes de rentabilité, représentent seulement quelques-unes des raisons pour lesquelles il existe tant de types de pompes centrifuges différentes. La figure 1.1.3 montre les débits et pressions de différents types de pompe.

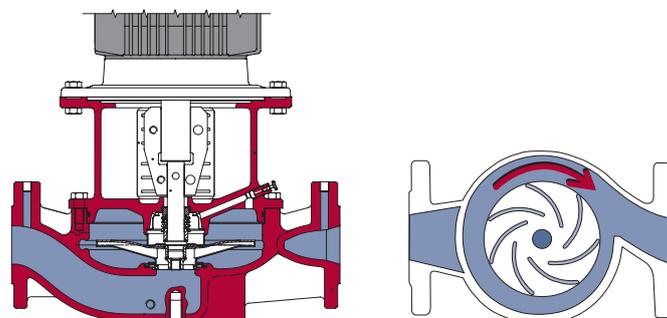


Fig. 1.1.1 : Écoulement du liquide à travers une pompe

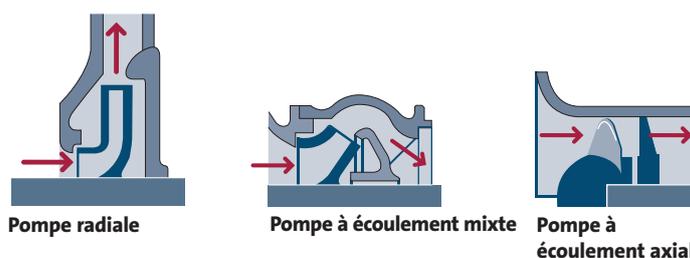


Fig. 1.1.2 : Différents types de pompes centrifuges

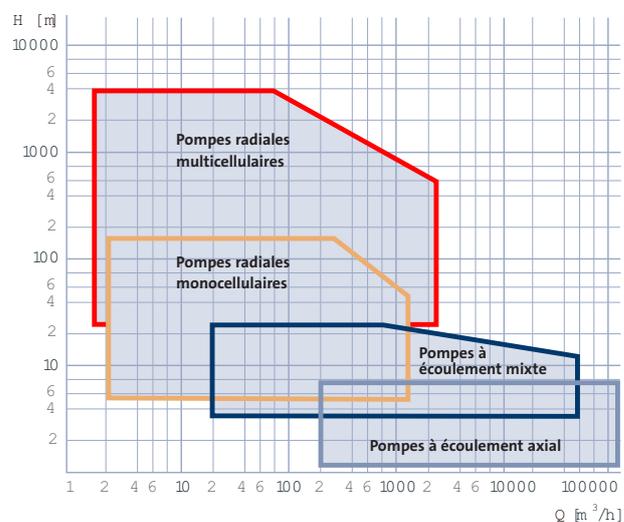


Fig. 1.1.3 : Débit et hauteur manométrique de différents types de pompe



1.1.2 Les courbes de pompes

Avant de poursuivre dans le monde de la construction et des types de pompe, nous vous présenterons les caractéristiques de base des courbes de performance des pompes. La performance d'une pompe centrifuge se lit à l'aide d'un jeu de courbes de performance. La figure 1.1.4 montre les courbes de performance d'une pompe centrifuge. La hauteur manométrique, la consommation d'énergie, le rendement et la NPSH sont donnés en fonction du débit.

Normalement, les courbes de pompes des livrets techniques couvrent uniquement la partie hydraulique. La consommation d'énergie, la valeur P_2 , une donnée également fournie dans les livrets techniques, ne couvre par conséquent que la puissance électrique alimentant la pompe, voir figure 1.1.4. Il en va de même pour la valeur du rendement, qui couvre uniquement la partie hydraulique ($\eta = \eta_p$).

Pour certains types de pompe, avec moteur intégré et parfois un convertisseur de fréquence intégré, par exemple les pompes à rotor noyé (voir section 1.2.3), la courbe de consommation électrique et la courbe η couvrent à la fois le moteur et l'hydraulique. Dans ce cas, c'est la valeur P_1 qui doit être prise en compte.

En général, les courbes de pompe sont conçues conformément à la norme ISO 9906 annexe A, qui spécifie les tolérances des courbes :

- $Q \pm 9 \%$,
- $H \pm 7 \%$,
- $P \pm 9 \%$
- $\eta \pm 7 \%$.

Ci-après, nous présentons brièvement les différentes courbes de performance des pompes.

Hauteur manométrique, courbe QH

La courbe QH montre la hauteur manométrique à laquelle une pompe est en mesure de fonctionner pour un débit donné. La hauteur manométrique se mesure en mètres de colonne d'eau (mCE, ou en anglais mLC) ; on utilise généralement le mètre comme unité. L'avantage de recourir à l'unité [m] pour la hauteur manométrique d'une pompe est que la courbe QH n'est pas affectée par le type de liquide que la pompe doit traiter, voir section 2.2 pour plus d'informations.

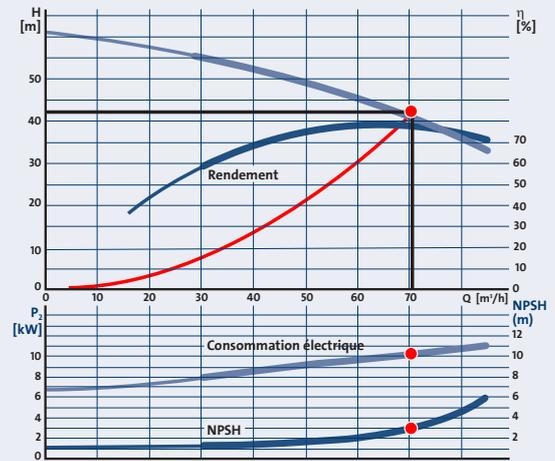


Fig. 1.1.4 : Courbes de performance typiques d'une pompe centrifuge. La hauteur manométrique, la consommation d'énergie, le rendement et la NPSH sont donnés en fonction du débit

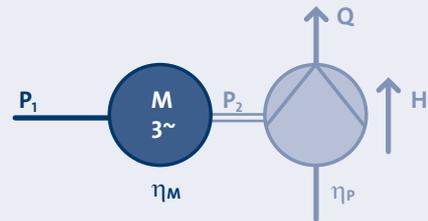


Fig. 1.1.5 : Les courbes de la consommation d'énergie et le rendement couvrent normalement la partie hydraulique de l'unité, c'est-à-dire P_2 et η_P

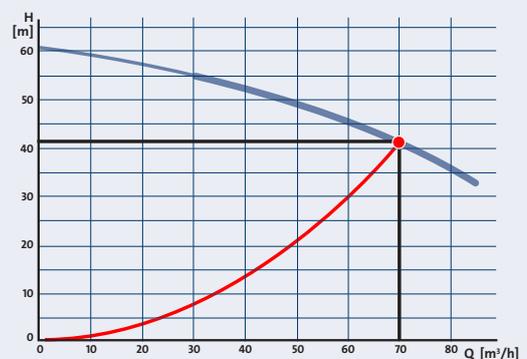


Fig. 1.1.6 : Une courbe QH typique d'une pompe centrifuge : un débit faible résulte en une hauteur manométrique élevée et un débit élevé en une hauteur manométrique faible.

Section 1.1

La construction des pompes

Rendement, courbe η

Le rendement est une relation entre la puissance fournie et la consommation. Dans le monde des pompes, le rendement η_P est une relation entre la puissance que la pompe délivre à l'eau (P_H) et la puissance transmise à l'arbre (P_2) :

$$\eta_p = \frac{P_H}{P_2} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_2 \times 3\,600}$$

où :

ρ correspond à la densité du liquide en kg/m^3 ,

g correspond à l'accélération de la pesanteur en m/s^2 ,

Q correspond au débit en m^3/h et H à la hauteur manométrique en m.

Pour de l'eau à 20°C , avec une valeur Q mesurée en m^3/h et une valeur H en m, la puissance hydraulique peut être calculée ainsi :

$$P_H = 2,72 \cdot Q \cdot H \text{ [W]}$$

Comme on peut le voir sur la courbe de rendement, le rendement dépend du point de consigne de la pompe. Il est donc important de sélectionner une pompe qui soit adaptée aux débits requis et qui fonctionne dans les zones de débit présentant le plus grand rendement.

Consommation électrique, courbe P_2

La relation entre la consommation électrique de la pompe et le débit est indiquée à la figure 1.1.8. La courbe P_2 de la plupart des pompes centrifuges est similaire à celle présentée dans la figure 1.1.8, avec une valeur P_2 augmentant avec le débit.

$$P_2 = \frac{Q \cdot H \cdot g \cdot \rho}{3\,600 \times \eta_p}$$

Courbe NPSH (Net Positive Suction Head - hauteur d'aspiration positive nette)

La valeur NPSH d'une pompe est la pression minimale absolue (voir section 2.2.1) qui doit être présente sur la tuyauterie d'aspiration de la pompe afin d'éviter la cavitation.

La valeur NPSH se mesure en [m] et dépend du débit ; lorsque le débit augmente, la valeur NPSH augmente également, voir figure 1.1.9. Pour plus d'informations sur la cavitation et la valeur NPSH, reportez-vous à la section 2.2.1.

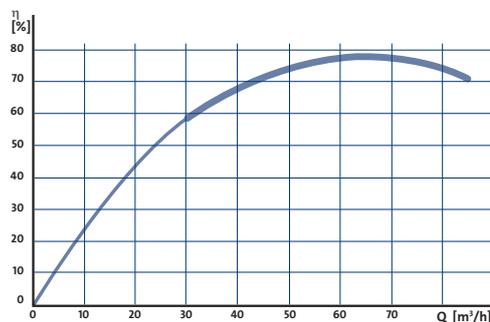


Fig. 1.1.7 : La courbe de rendement d'une pompe centrifuge typique

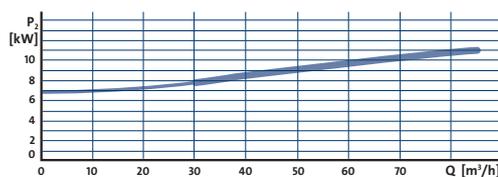


Fig. 1.1.8 : La courbe de consommation électrique d'une pompe centrifuge typique

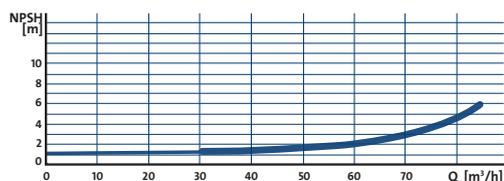


Fig. 1.1.9 : La courbe NPSH d'une pompe centrifuge typique



1.1.3 Les caractéristiques d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges possèdent diverses caractéristiques ; dans cette section, nous présenterons les plus importantes. Nous ferons une description plus détaillée des différents types de pompe plus loin dans ce chapitre.

- **Le nombre de cellules**

Selon le nombre de roues qu'elle comporte, une pompe centrifuge peut être soit monocellulaire, soit multicellulaire.

- **La position de l'arbre de la pompe**

Les pompes monocellulaires et multicellulaires peuvent être équipées d'arbres horizontaux ou verticaux. On désigne en général ces pompes par les termes pompes horizontales ou pompes verticales. Pour en savoir plus à ce sujet, reportez-vous à la section 1.1.4.

- **Les roues à aspiration simple ou double**

Selon le type de construction de la roue, la pompe peut être équipée d'une aspiration simple ou double. Pour en savoir plus à ce sujet, reportez-vous à la section 1.1.5.

- **Accouplement des cellules**

Les cellules d'une pompe peuvent être disposées de deux façons différentes : en série ou en parallèle, voir figure 1.1.10.

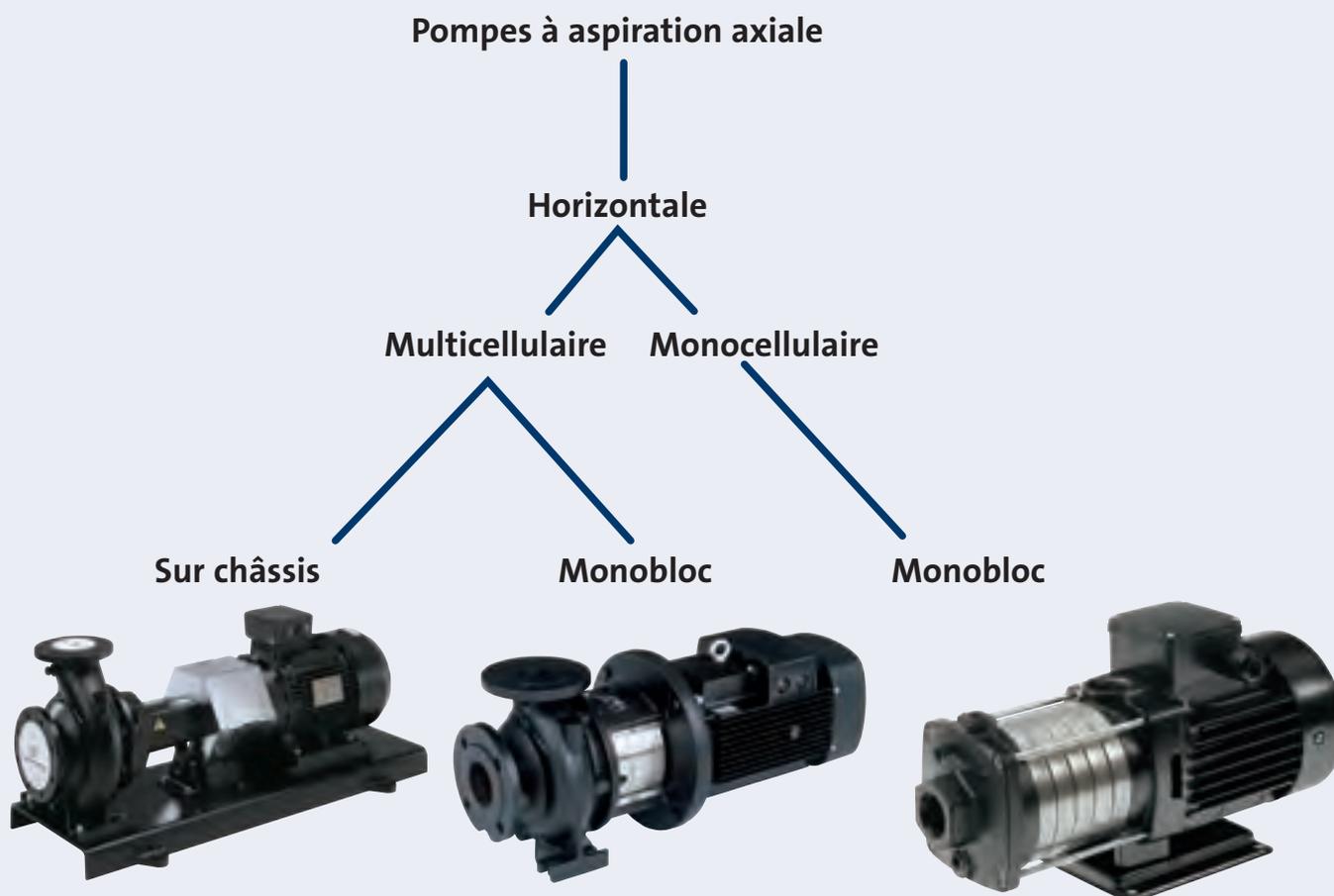
- **Construction du corps de pompe**

Nous faisons la distinction entre deux types de corps de pompe : les corps de pompe à volute et les corps de pompe à canal de retour avec aube directrice. Pour en savoir plus à ce sujet, reportez-vous à la section 1.1.6.



Fig. 1.1.10 : Pompe double avec roues montées en parallèle

1.1.4 Les types de pompes à aspiration axiale et in-line les plus courants



Pompes à aspiration axiale = Le liquide arrive directement dans la roue. L'entrée et la sortie sont à 90°. Voir la section 1.1.9.

Pompe en ligne (« In-line ») = Le liquide s'écoule directement à travers la pompe. Les tuyauteries d'aspiration et de refoulement sont placées à l'opposé l'une de l'autre et peuvent être montées directement sur le circuit.

Pompe à plan de joint = Pompe avec un corps divisé sur le plan axial. Voir la section 1.2.2.

Pompe horizontale = Pompe dotée d'un arbre horizontal

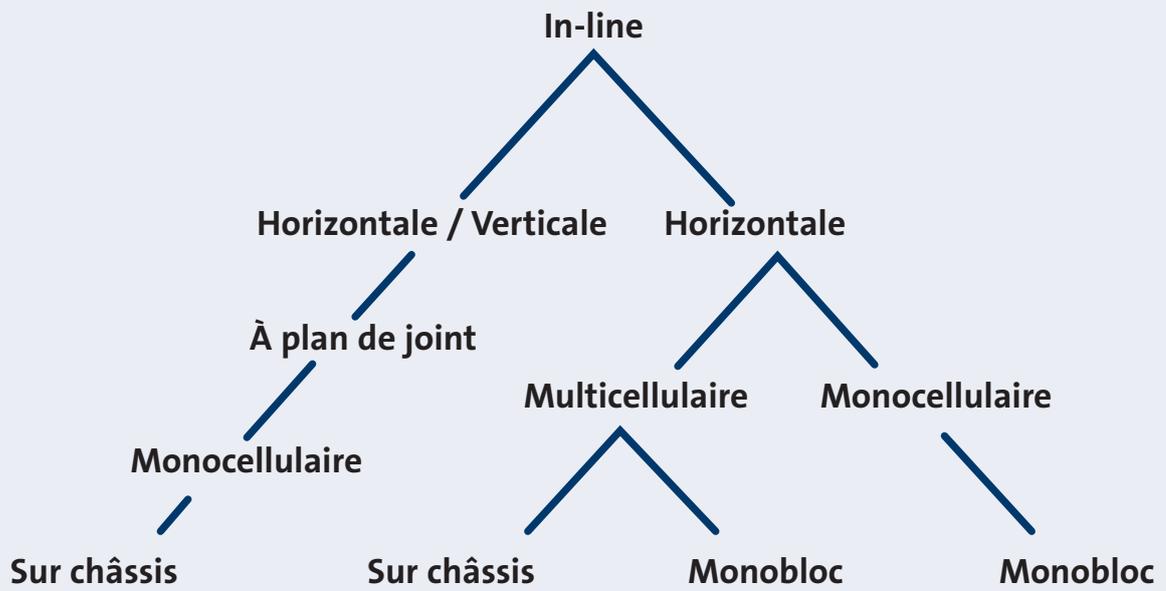
Pompe verticale = Pompe dotée d'un arbre vertical

Pompe monocellulaire = Pompe dotée d'une seule roue. Voir la section 1.1.7.

Pompe multicellulaire = Pompe composée de plusieurs cellules en série. Voir la section 1.1.8.

Pompe sur châssis = Pompe connectée au moteur au moyen d'un accouplement flexible. Le moteur et la pompe présentent des constructions de paliers différentes. Voir la section 1.1.9.

Pompe monobloc = Pompe connectée au moteur au moyen d'un accouplement rigide. Voir la section 1.1.9.



1.1.5 Les types de roues (poussée axiale)

Une pompe centrifuge génère une pression exerçant des forces à la fois sur les pièces fixes et sur les pièces mobiles d'une pompe.

Ces pièces sont conçues de façon à supporter ces forces. Si les forces (poussées) axiales et radiales ne sont pas contrebalancées dans la pompe, celles-ci doivent être prises en compte lors de la sélection du système d'entraînement de la pompe (paliers à contact oblique dans le moteur). Dans les pompes dotées d'une aspiration simple, une poussée axiale importante peut s'exercer, voir figures 1.1.11 et 1.1.12. Cette poussée est équilibrée à l'aide de l'un des moyens suivants :

- Par des moyens mécaniques : paliers de butée. Ces types de paliers sont spécifiquement conçus pour absorber la poussée générée par les roues
- À l'aide de trous d'équilibrage sur la roue, voir figure 1.1.13
- À l'aide d'une bague d'étanchéité montée à l'arrière des roues venant réguler par un effet d'étranglement, voir figure 1.1.14
- Par un impact dynamique à l'arrière de la roue, voir figure 1.1.15
- L'impact axial sur la pompe peut être évité à l'aide d'une aspiration double (voir figure 1.1.16).

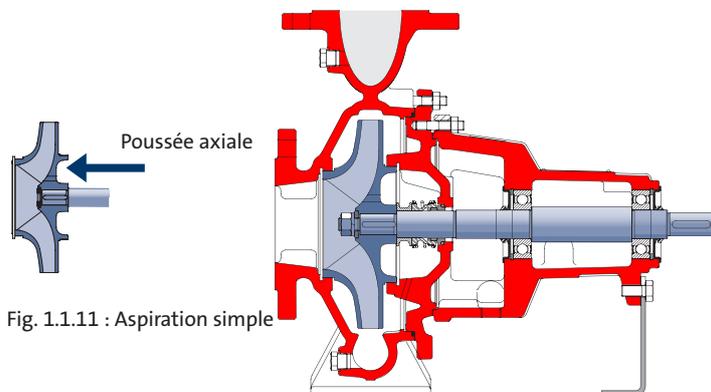


Fig. 1.1.11 : Aspiration simple

Fig. 1.1.12 : Pompe standard avec aspiration simple

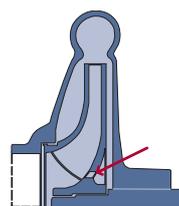


Fig. 1.1.13 : Équilibrage de la poussée axiale dans une pompe centrifuge monocellulaire à l'aide de trous d'équilibrage uniquement

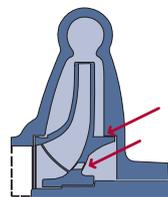


Fig. 1.1.14 : Équilibrage de la poussée axiale dans une pompe centrifuge monocellulaire à l'aide d'une bague d'étanchéité côté refoulement et de trous d'équilibrage

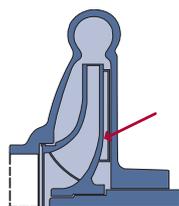


Fig. 1.1.15 : Équilibrage de la poussée axiale dans une pompe centrifuge monocellulaire à l'aide d'aubes au dos des roues

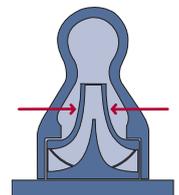


Fig. 1.1.16 : Équilibrage de la poussée axiale dans une disposition avec aspiration double



1.1.6 Les types de corps de pompe (poussée radiale)

La poussée radiale résulte de la pression statique au sein du corps de pompe. Des déviations axiales peuvent donc se produire et créer des interférences entre la roue et le corps de pompe. La magnitude et la direction de la poussée radiale dépendent du débit et de la pression manométrique.

Lors de la conception du corps de pompe, il est possible de contrôler la poussée radiale hydraulique. Notons ici deux types de corps de pompe intéressants : le corps de pompe à simple volute et le corps de pompe à double volute. Comme on peut le voir sur la figure 1.1.18, les deux types de corps de pompe ont une forme de volute. La différence est que la pompe à double volute dispose d'une aube directrice.

La pompe à simple volute se caractérise par une pression symétrique dans la volute au point de rendement optimal, ce qui conduit à une charge radiale nulle. Aux autres points, la pression autour de la roue n'est pas régulière ; il y a donc présence d'une poussée radiale.

Comme le montre la figure 1.1.19, le corps de pompe à double volute génère une force de réaction radiale faible mais constante quel que soit le rendement.

Des canaux de retour (figure 1.1.20) sont utilisés dans les pompes multicellulaires avec la même fonction de base que les corps de pompe à volute. Ils conduisent le liquide d'une roue à l'autre tout en réduisant la rotation de l'eau et en transformant la pression dynamique en pression statique. En raison de la forme circulaire du corps du canal de retour, aucune poussée radiale n'est générée.

1.1.7 Les pompes monocellulaires

En général, les pompes monocellulaires sont utilisées dans les installations qui ne nécessitent pas une hauteur manométrique totale supérieure à 150 m. Normalement, les pompes monocellulaires fonctionnent dans une plage de 2 à 100 m.

Elles délivrent une faible hauteur manométrique par rapport au débit, voir figure 1.1.3. La pompe monocellulaire peut être soit verticale, soit horizontale, voir figures 1.1.21 et 1.1.22.

Fig. 1.1.17 : Aspiration simple

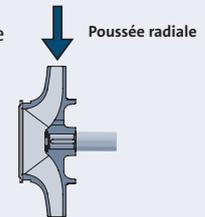


Fig. 1.1.18 : Simple volute Double volute

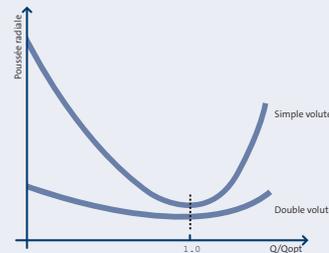


Fig. 1.1.19 : Poussée radiale pour les corps à simple ou à double volute

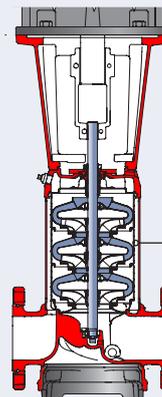


Fig. 1.1.20 : Pompe in-line multicellulaire verticale avec canal de retour

Canal de retour

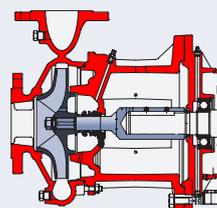


Fig. 1.1.21 : Pompe monocellulaire monobloc à aspiration axiale horizontale

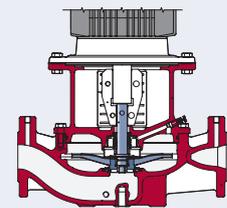


Fig. 1.1.22 : Pompe monocellulaire monobloc in-line verticale

Section 1.1

La construction des pompes

1.1.8 Les pompes multicellulaires

Les pompes multicellulaires sont utilisées dans les installations nécessitant une hauteur manométrique importante. Plusieurs cellules sont connectées en série et l'écoulement est guidé de la sortie d'une cellule à l'entrée de la suivante. La hauteur manométrique finale qu'une pompe multicellulaire peut fournir est égale à la somme des pressions de chacune des cellules.

L'avantage des pompes multicellulaires est qu'elles délivrent une hauteur manométrique importante par rapport au débit. Tout comme la pompe monocellulaire, la pompe multicellulaire existe en version verticale et en version horizontale, voir figures 1.1.23 et 1.1.24.

1.1.9 Les pompes monobloc et les pompes sur châssis

Les pompes sur châssis

Les pompes sur châssis sont dotées d'un accouplement flexible pour coupler la pompe et le moteur. Ce type d'accouplement peut se trouver sous une forme de base ou sous la forme d'une entretoise.

Si la pompe est couplée au moteur au moyen d'un accouplement de base, il est nécessaire de démonter le moteur pour assurer la maintenance de la pompe. Il est donc nécessaire d'aligner la pompe au moment du montage, voir figure 1.1.25.

Par contre, si la pompe présente une entretoise, il est possible de réaliser la maintenance de la pompe sans avoir à démonter le moteur. L'alignement n'est donc pas un problème, voir figure 1.1.26.

Pompes monoblocs

Les pompes monoblocs peuvent revêtir les formes suivantes : soit la roue est directement montée sur l'arbre allongé du moteur, soit la pompe comporte un moteur standard et un accouplement ou une entretoise, voir figures 1.1.27 et 1.1.28.

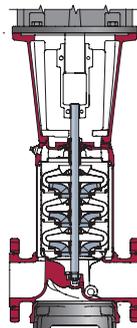


Fig. 1.1.23 : Pompe multicellulaire in-line verticale

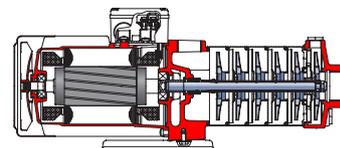


Fig. 1.1.24 : Pompe multicellulaire à aspiration axiale horizontale

Fig. 1.1.25 : Pompe sur châssis avec accouplement standard

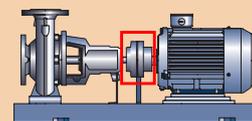


Fig. 1.1.26 : Pompe sur châssis avec entretoise

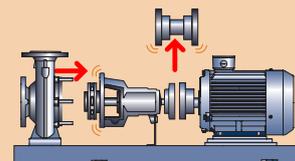
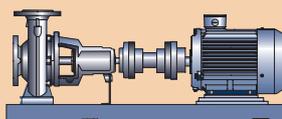


Fig. 1.1.27 : Pompe monobloc avec accouplement rigide

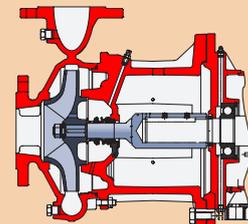


Fig. 1.1.28 : Différents types d'accouplement

	Accouplement de base	Entretoise (option)
Pompe modulaire avec accouplement flexible		
Pompe monobloc avec accouplement rigide		

Section 1.2

Les types de pompe



1.2.1 Les pompes standards

Il existe peu de normes internationales s'appliquant aux pompes centrifuges. En fait, de nombreux pays possèdent leurs propres normes, qui se recoupent plus ou moins les unes les autres. Une pompe standard est une pompe se conformant à la réglementation officielle sur des aspects tels que le point de consigne. Voici deux exemples de normes internationales relatives aux pompes :

- EN 733 (DIN 24255) : s'applique aux pompes centrifuges à aspiration axiale également connues comme pompes à eau standards avec une pression nominale (PN) de 10 bar.
- EN 22858 (ISO 2858) : s'applique aux pompes centrifuges également connues comme pompes pour produits chimiques standards avec une pression nominale (PN) de 16 bar, voir annexe K.

Les normes mentionnées ci-dessus couvrent les dimensions des installations et les points de consigne de différents types de pompe. En ce qui concerne les pièces hydrauliques de ces types de pompe, elles varient en fonction du fabricant ; il n'y a donc aucune norme internationale s'appliquant à ces pièces.

Les pompes conçues conformément à ces normes offrent à l'utilisateur final des avantages en termes d'installation, d'entretien, de maintenance et de pièces détachées.

1.2.2 Les pompes à plan de joint

Une pompe à plan de joint est une pompe dont le corps est divisé en deux parties sur le plan axial. La figure 1.2.4 montre une pompe à plan de joint monocellulaire avec aspiration double. Cette construction à double entrée annule la poussée axiale et offre une plus longue durée de vie aux paliers. En général, les pompes à plan de joint présentent un rendement plutôt élevé, elles sont faciles à entretenir et offrent une large plage de performances.



Fig. 1.2.1 : Pompe sur châssis standard

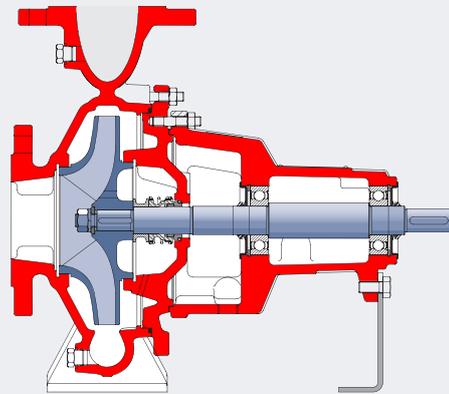


Fig. 1.2.2 : Pompe à arbre nu standard



Fig. 1.2.3 : Pompe sur châssis à plan de joint

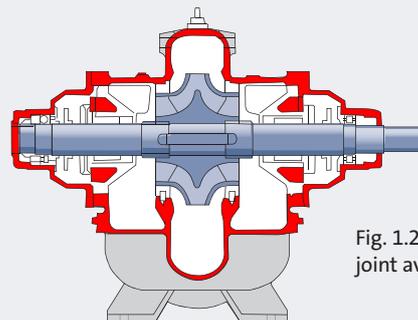


Fig. 1.2.4 : Pompe à plan de joint avec aspiration double

Section 1.2

Les types de pompe

1.2.3 Les pompes hermétiques

Evidemment, l'entrée de l'arbre doit être étanche. En général, cela se fait à l'aide d'une garniture mécanique, voir figure 1.2.5. L'inconvénient d'un tel procédé est la médiocrité des propriétés de la garniture quand il s'agit de traiter des liquides toxiques ou corrosifs, d'où l'apparition de fuites. Ces problèmes peuvent en partie être résolus à l'aide d'une garniture mécanique double. Une autre solution consiste en l'utilisation d'une pompe hermétique.

Nous faisons la distinction entre deux types de pompes hermétiques : les pompes à rotor noyé et les pompes à entraînement magnétique. Les deux sections suivantes traitent plus en détail de ces pompes.

Les pompes à rotor noyé

Une pompe à rotor noyé est une pompe hermétique dans laquelle le moteur et la pompe sont intégrés au sein d'une seule unité sans garniture, voir figures 1.2.6 et 1.2.7. Le liquide pompé pénètre dans la chambre du rotor, séparée du stator par une chemise très mince. La chemise du rotor sert de barrière hermétique entre le liquide et le moteur. Les pompes pour produits chimiques sont fabriquées dans des matériaux tels que le plastique ou l'acier inoxydable qui peuvent supporter les liquides corrosifs.

Le type de pompe à rotor noyé le plus courant est le circulateur. En général, il est utilisé dans les circuits de chauffage car il est silencieux et ne demande aucune maintenance.

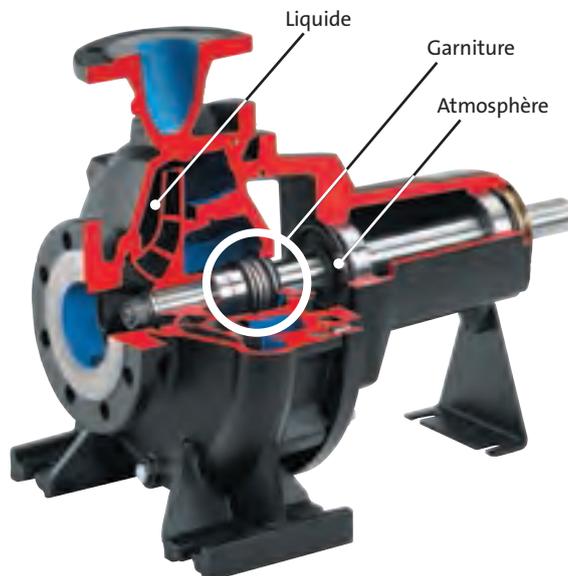


Fig. 1.2.5 : Exemple de pompe standard avec garniture mécanique

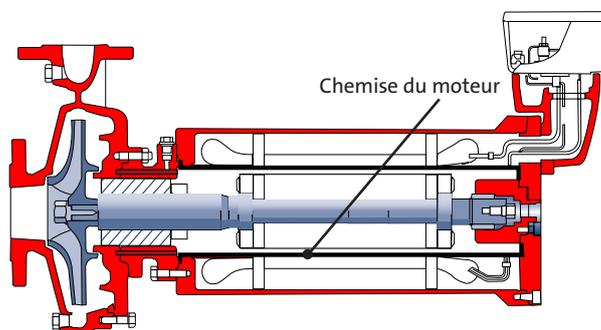


Fig. 1.2.6 : Pompe pour produits chimiques à rotor noyé

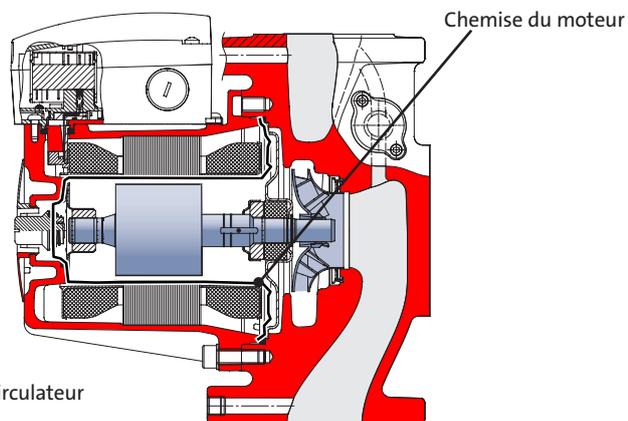


Fig. 1.2.7 : Circulateur à rotor noyé



Les pompes à entraînement magnétique

Ces dernières années, les pompes à entraînement magnétique ont connu un certain engouement dans le domaine du transfert de liquides corrosifs ou toxiques.

Comme le montre la figure 1.2.8, la pompe à entraînement magnétique comporte deux groupes d'aimants, des aimants intérieurs (menés) et des aimants extérieurs (menant). Une chemise ne pouvant pas être rendue magnétique sépare ces deux groupes. Cette chemise sert de barrière hermétique entre le liquide et l'atmosphère. Comme le montre la figure 1.2.9, l'aimant extérieur est connecté à l'entraînement de la pompe et l'aimant intérieur est connecté à l'arbre. Le couple de l'entraînement de la pompe est donc transmis à l'arbre. Le liquide pompé sert de lubrifiant à la fois pour les paliers et pour la pompe. Il est donc crucial de permettre une purge des paliers.

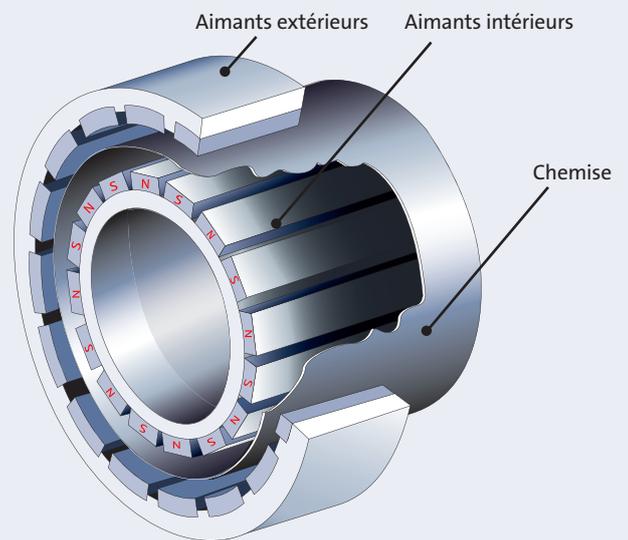


Fig. 1.2.8 : Construction d'un entraînement magnétique

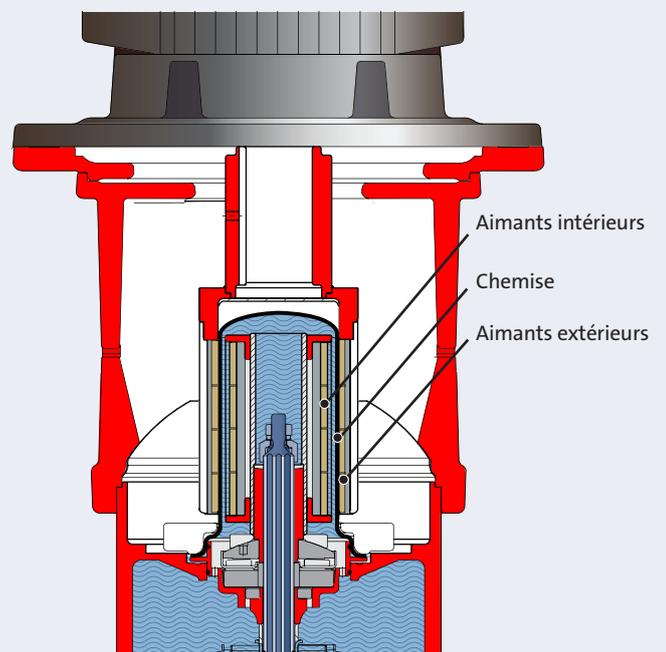


Fig. 1.2.9 : Pompe multicellulaire à entraînement magnétique

1.2.4 Les pompes de relevage des eaux usées

Une pompe de relevage des eaux usées est une unité fermée composée d'une pompe et d'un moteur. En raison de sa construction, la pompe de relevage des eaux usées convient pour les installations dans des fosses. Dans les installations immergées avec systèmes d'accouplement automatique, on utilise des rails doubles. Le système d'accouplement automatique facilite la maintenance, la réparation et le remplacement de la pompe. Il n'est pas nécessaire d'entrer dans la fosse pour assurer la maintenance. En fait, il est possible de connecter et de déconnecter la pompe automatiquement depuis l'extérieur de la fosse. Les pompes de relevage des eaux usées peuvent également être installées en fosse sèche, comme les pompes traditionnelles, et aussi bien à la verticale qu'à l'horizontale. De la même manière, ce type d'installation offre une grande facilité de maintenance et de réparation, tout comme il peut continuer de fonctionner sans interruption dans le cas où la fosse serait inondée, voir figure 1.2.14.

Normalement, les pompes de relevage des eaux usées doivent pouvoir traiter des particules de grosses tailles. Elles sont donc équipées de roues spéciales pour éviter tout blocage ou toute obstruction. Il existe différents types de roues : des roues monocanal, des roues double canal, des roues à trois ou quatre canaux et des roues Vortex. La figure 1.2.15 montre différentes versions de ces roues.

Les pompes de relevage des eaux usées sont en général équipées d'un moteur à sec, avec indice de protection IP68 (pour plus d'informations sur les indices de protection IP, reportez-vous à la section 1.4.1). Le moteur et la pompe sont sur le même arbre allongé doté d'une garniture mécanique double dans une chambre à huile intermédiaire, voir figure 1.2.13.

Les pompes de relevage des eaux usées sont capables de fonctionner soit de façon intermittente, soit en continu, en fonction de l'installation en question.

Fig.1.2.13 : Détail d'une pompe de relevage pour les installations immergées

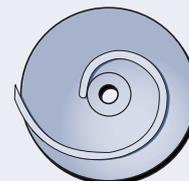


Fig. 1.2.14 : Pompe de relevage des eaux usées pour les installations en fosse sèche

Roue Vortex



Roue monocanal



Roue double canal

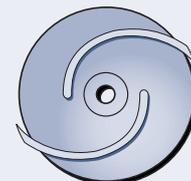


Fig. 1.2.15 : Types de roues pour les eaux usées



1.2.5 Les pompes immergées

Une pompe immergée est un type de pompe se caractérisant par une partie hydraulique immergée dans le liquide pompé et un moteur maintenu au sec. En général, les pompes immergées sont montées dans une cuve. Les pompes immergées peuvent être utilisées par exemple dans l'industrie des machines-outils, entre autres dans l'usinage par étincelage, le meulage, les centres d'usinage et les unités de refroidissement, ou dans d'autres installations industrielles nécessitant des réservoirs ou cuves, telles que le lavage industriel ou les systèmes de filtre.

Les pompes pour machines-outils peuvent être divisées en deux groupes : Les pompes pour le côté propre du filtre, et les pompes pour le côté chargé. Habituellement, on place des pompes avec des roues fermées sur le côté propre du filtre, parce qu'elles offrent un grand rendement et une haute pression si nécessaire. On préférera utiliser des pompes avec roues ouvertes ou semi-ouvertes pour le côté chargé parce qu'elles peuvent traiter les copeaux et particules métalliques.

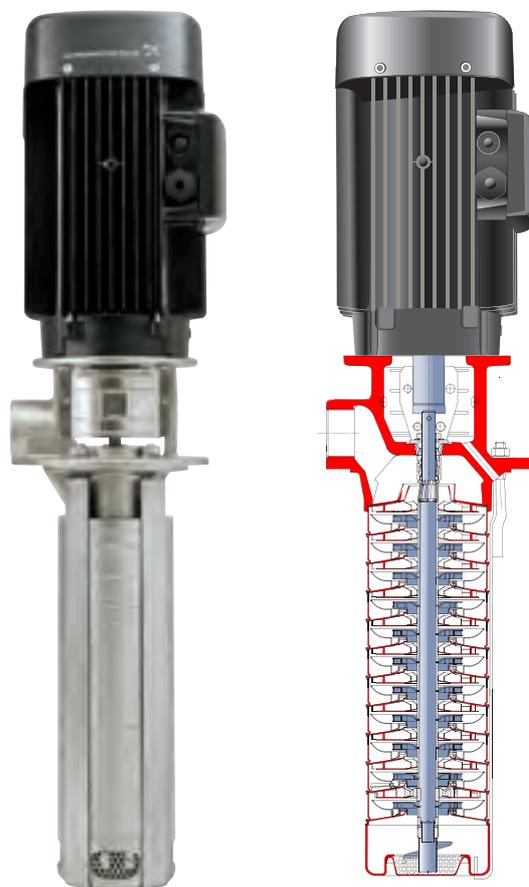


Fig. 1.2.16 : Pompe immergée

1.2.6 Les pompes pour puits de forage

Il existe deux types de pompe pour puits de forage : la pompe pour puits de forage immergée dotée d'un moteur submersible, et la pompe pour puits profond avec un moteur installé à sec, couplé à la pompe par un arbre long. Normalement, ces pompes sont utilisées dans le cadre de l'approvisionnement en eau et de l'irrigation. Les deux types de pompe sont conçus pour être installés dans des puits de forage profonds et étroits. Les pompes présentent donc un petit diamètre, ce qui fait qu'elles sont plus longues que les autres, voir figure 1.2.17.

Les pompes pour puits de forage sont spécifiquement fabriquées pour être immergées dans un liquide et sont donc équipées d'un moteur submersible avec indice de protection IP68. Elles peuvent être aussi bien monocellulaires que multicellulaires (la version multicellulaire étant la plus commune), et comportent un clapet anti-retour au niveau de la tête.

Aujourd'hui, la pompe pour puits profond a plus ou moins été remplacée par la pompe immergée. L'arbre long de la pompe pour puits profond constitue un inconvénient qui la rend difficile à installer et à entretenir. Comme le moteur de la pompe pour puits profond est refroidi à l'air, cette pompe est souvent utilisée dans les installations industrielles pour pomper de l'eau chaude dans des cuves ouvertes. La pompe immergée ne peut pas fonctionner avec de hautes températures, son moteur étant noyé dans le liquide qui doit assurer son refroidissement.

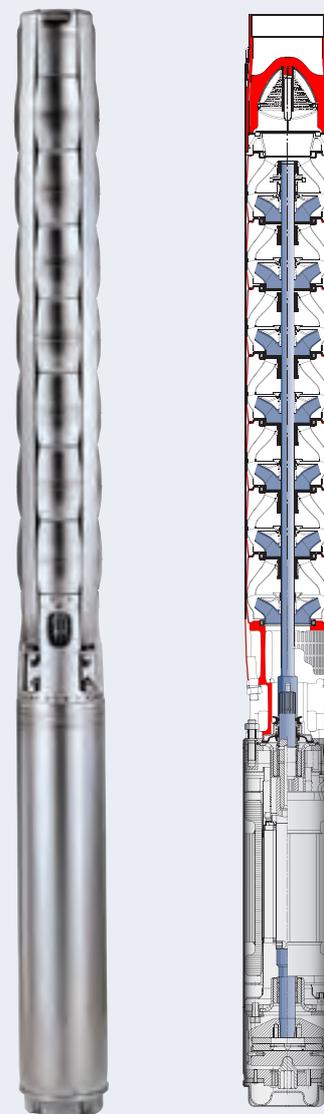


Fig. 1.2.17 : Pompe immergée



1.2.7 Les pompes doseuses

La pompe doseuse appartient à la famille des pompes volumétriques et est généralement une pompe à membrane. Les pompes à membrane ne fuient pas, car la membrane constitue un barrage entre le liquide et l'environnement.

La pompe à membrane est équipée de deux clapets anti-retour, l'un du côté aspiration, l'autre du côté refoulement. Sur les petites pompes à membrane, la membrane est activée par une bielle, elle-même connectée à un électroaimant. La bobine reçoit donc le nombre de courses exact dont elle a besoin, voir figure 1.2.21.

Sur les pompes à membrane plus grosses, la membrane est montée sur la bielle, elle-même activée par un arbre à cames. L'arbre à cames est mis en rotation par un moteur asynchrone standard, voir figure 1.2.22.

Le débit d'une pompe à membrane s'ajuste en changeant la longueur et/ou la fréquence des courses. S'il s'avère nécessaire d'élargir la zone de fonctionnement, des convertisseurs de fréquence peuvent être associés aux grosses pompes à membrane, voir figure 1.2.22.

Cependant, il existe un autre type de pompe. Dans ce cas, la membrane est activée au moyen d'une bielle à axe excentré entraînée par un moteur pas-à-pas ou synchrone, voir figure 1.2.20 et 1.2.23. Le recours à un moteur pas-à-pas permet d'élargir la zone dynamique de la pompe et d'améliorer considérablement sa précision. Avec cette construction, il n'est plus nécessaire d'ajuster la longueur de la course parce que la bielle est montée directement sur la membrane. Elle offre donc des conditions d'aspiration optimisées et un excellent comportement en fonctionnement.

Il est ainsi très simple de contrôler à la fois le côté aspiration et le côté refoulement de la pompe. Comparées aux pompes à membrane à entraînement électromagnétique traditionnelles qui génèrent des pulsations puissantes, les pompes à membrane entraînées par un moteur pas-à-pas permettent un dosage bien plus régulier des additifs.



Fig. 1.2.20 : Pompe doseuse

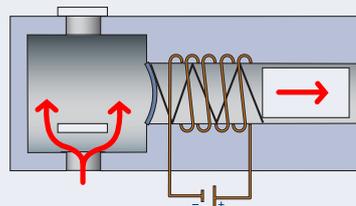
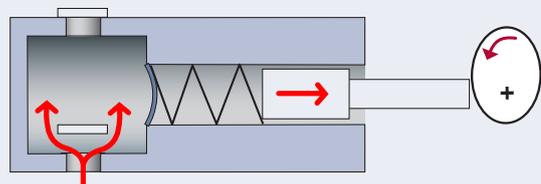
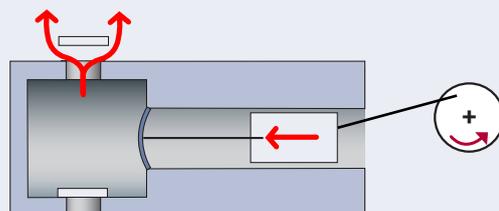


Fig. 1.2.21 : Rappel par ressort sur solénoïde



1.2.22 : Rappel par ressort sur arbre à cames



1.2.23 : Entraînement par manivelle

Section 1.3 : Les garnitures mécaniques

- 1.3.1 Les composants et le fonctionnement d'une garniture mécanique
- 1.3.2 Les garnitures mécaniques équilibrées et non équilibrées
- 1.3.3 Les types de garniture mécanique
- 1.3.4 Les combinaisons de matériaux pour garniture mécanique
- 1.3.5 Les facteurs influant sur les performances de la garniture mécanique



Section 1.3

Les garnitures mécaniques

À partir de la deuxième moitié des années 50, les garnitures mécaniques ont gagné du terrain par rapport au moyen alors traditionnel, le presse-étoupe. Comparées à celui-ci, les garnitures mécaniques présentent les avantages suivants :

- Elles restent étanches dans les cas d'apparition de petits déplacements et de faibles vibrations de l'arbre
- Elles n'ont pas besoin d'être ajustées
- Les faces de la garniture génèrent uniquement une légère friction, ce qui minimise la perte de puissance
- L'arbre n'entre pas en contact avec les composants de la garniture, si bien qu'il n'est pas endommagé par l'usure (coûts de réparations réduits).

La garniture mécanique est la pièce de la pompe qui sépare le liquide de l'atmosphère. Dans la figure 1.3.1, on peut voir deux exemples de garnitures mécaniques montées sur différents types de pompe.

La majorité des garnitures mécaniques sont fabriquées conformément à la norme européenne EN 12756.

Avant de choisir une garniture mécanique, vous devez connaître certaines caractéristiques du liquide pour déterminer la résistance de la garniture au liquide :

- le type de liquide
- la pression à laquelle la garniture mécanique sera exposée
- la vitesse à laquelle la garniture mécanique sera exposée
- l'espace disponible

Les pages suivantes vous présenteront le fonctionnement d'une garniture mécanique, les différents types qui existent, les types de matériaux pouvant composer les garnitures et les facteurs affectant leur performance.



Fig. 1.3.1 : Les pompes avec garnitures mécaniques

1.3.1 Les composants et le fonctionnement d'une garniture mécanique

Une garniture mécanique se compose de deux parties : une partie mobile et une partie fixe. Elle comporte les pièces énumérées dans la figure 1.3.2. La figure 1.3.3 montre où les différentes pièces se situent dans la garniture.

- La partie fixe de la garniture se trouve dans le corps de la pompe. La partie mobile est fixée à l'arbre de la pompe et tourne lorsque la pompe fonctionne.
- Les garnitures primaires sont pressées l'une contre l'autre par un ressort et par la pression exercée par le liquide. Lorsque la pompe est en marche, il se forme un film liquide dans l'interstice entre les deux faces de la garniture. Ce film s'évapore avant d'entrer dans l'atmosphère, rendant la garniture mécanique étanche à l'eau, voir figure 1.3.4.
- Les garnitures secondaires empêchent l'apparition de fuites entre l'assemblage et l'arbre.
- Le ressort presse les faces de la garniture l'une contre l'autre en exerçant une pression mécanique.
- Le plateau d'appui du ressort transmet le couple de l'arbre à la garniture. Dans le cas de garnitures mécaniques à soufflet, le couple est transmis directement par le soufflet.

L'interstice de la garniture

Lorsque la pompe fonctionne, le liquide forme un film lubrifiant entre les faces de la garniture. Ce film lubrifiant est constitué d'un film hydrostatique et d'un film hydrodynamique.

- La partie hydrostatique est produite par le liquide pompé, conduit de force dans l'interstice entre les faces de la garniture.
- Le film hydrodynamique est créé par la pression exercée par la rotation de l'arbre.

Garniture mécanique	Désignation
Partie mobile	Face de la garniture (garniture primaire)
	Garniture secondaire
	Ressort
Partie fixe	Plateau d'appui du ressort (transmission du couple)
	Support (faces de la garniture, garniture primaire)
	Garniture statique (garniture secondaire)

Fig. 1.3.2 : Composants principaux d'une garniture mécanique

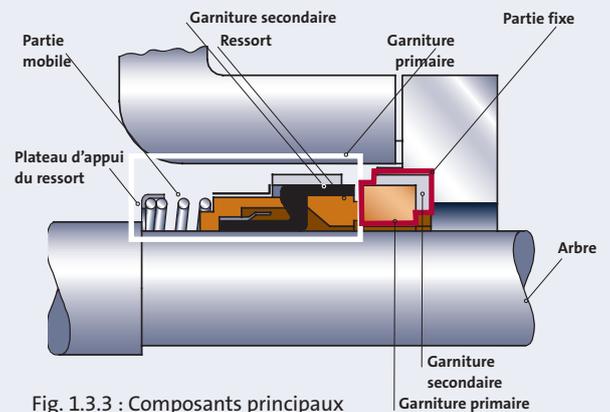


Fig. 1.3.3 : Composants principaux d'une garniture mécanique

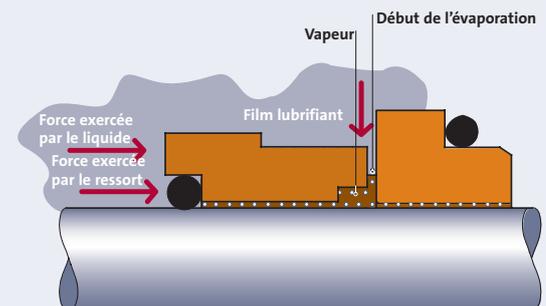


Fig. 1.3.4 : Garniture mécanique en fonctionnement

Section 1.3

Les garnitures mécaniques

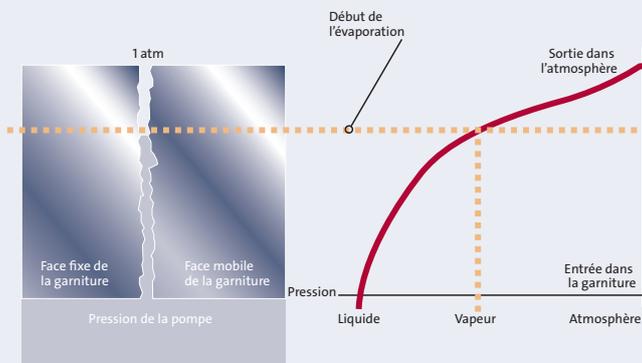


Fig. 1.3.5 : Rapport optimal entre les propriétés de lubrification et la limitation des fuites

L'épaisseur du film lubrifiant dépend de la vitesse de la pompe, de la température du liquide, de sa viscosité et de la poussée axiale de la garniture mécanique. Le liquide dans l'interstice est constamment remplacé en raison

- de l'évaporation du liquide dans l'atmosphère
- du mouvement circulaire du liquide

La figure 1.3.5 montre le rapport optimal entre de bonnes propriétés de lubrification et des fuites limitées. Comme vous pouvez le voir, le rapport optimal apparaît quand le film recouvre entièrement l'interstice entre les faces de la garniture, à l'exception d'une zone d'évaporation étroite, proche du côté atmosphérique de la garniture mécanique.

On observe souvent des fuites dues aux dépôts sur les faces de la garniture. Lorsque l'on utilise des agents de refroidissement, des dépôts se forment rapidement du fait de l'évaporation du côté atmosphère de la garniture. Lorsque le liquide s'évapore dans la zone d'évaporation, des solides microscopiques présents dans le liquide restent dans l'interstice et engendrent un phénomène d'usure. On trouve ces dépôts avec presque tous les types de liquides. Mais quand le liquide pompé a tendance à cristalliser, ce phénomène peut devenir problématique. Le meilleur moyen d'éviter le phénomène d'usure est de sélectionner des faces de garniture fabriquées dans des matériaux durs, tels que le carbure de tungstène (WC) ou le carbure de silicium (SiC). L'interstice très étroit entre ces matériaux (environ $0,3 \mu\text{m Ra}$) minimise le risque de pénétration des solides et ainsi la quantité de dépôts en formation.

1.3.2 Les garnitures mécaniques équilibrées et non équilibrées

Pour obtenir une pression acceptable entre les faces des garnitures primaires, il existe deux types de garniture : les garnitures équilibrées et les garnitures non équilibrées.

Garnitures mécaniques équilibrées

La figure 1.3.6 est une illustration de garniture mécanique équilibrée indiquant où les forces interagissent sur la garniture.

Garnitures mécaniques non équilibrées

La figure 1.3.7 est une illustration de garniture mécanique non équilibrée indiquant où les forces interagissent sur la garniture.

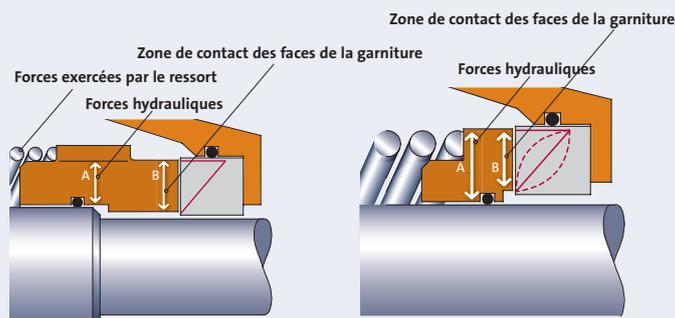


Fig. 1.3.6 : Interaction entre les forces dans une garniture mécanique équilibrée

Fig. 1.3.7 : Interaction entre les forces dans une garniture mécanique non équilibrée

Plusieurs forces ont un impact axial sur les faces de la garniture. La force exercée par le ressort et la force hydraulique du liquide pompé pressent les faces de la garniture l'une contre l'autre tandis que la force du film lubrifiant de l'interstice annule cet effet. En présence d'une forte pression du liquide, les forces hydrauliques peuvent être tellement puissantes que le lubrifiant n'arrive pas à s'opposer au contact entre les faces de la garniture. La force hydraulique étant proportionnelle à la zone affectée par la pression du liquide, l'impact axial peut uniquement être réduit en obtenant une réduction de la zone chargée en pression.

Le ratio d'équilibrage (K) d'une garniture mécanique se définit comme un rapport entre la zone A et la zone B : $K = A/B$

K = ratio d'équilibrage

A = zone exposée à la pression hydraulique

B = zone de contact des faces de la garniture

Pour les garnitures mécaniques équilibrées, le ratio d'équilibrage se situe en général autour de $K = 0,8$ et pour les garnitures mécaniques non équilibrées autour de $K = 1,2$.

1.3.3 Les types de garniture mécanique

Les paragraphes ci-après décrivent brièvement les principaux types de garniture mécanique : les garnitures à joint torique, les garnitures à soufflet, et la garniture en un seul bloc : la garniture à cartouche.

La garniture à joint torique

Dans une garniture à joint torique, l'étanchéité entre l'arbre en rotation et la face de la garniture en rotation est assurée par un joint torique (figure 1.3.9). Le joint torique doit pouvoir glisser librement sur le plan axial de façon à absorber les déplacements axiaux résultant des changements de température et de l'usure. Un positionnement incorrect du grain fixe peut générer un effort de friction et ainsi une usure prématurée du joint torique et de l'arbre. Les joints toriques sont fabriqués dans différents types de caoutchoucs et d'élastomères tels que les NBR, EPDM et FKM, en fonction des conditions de fonctionnement.

La garniture à soufflet

Cette garniture est dotée d'un soufflet caoutchouc ou métallique qui fonctionne comme un dispositif d'étanchéité dynamique entre la bague en rotation et l'arbre.

La garniture à soufflet en caoutchouc/élastomère

Les soufflets de ce type de garniture (voir figure 1.3.10) peuvent être fabriqués dans différents types de caoutchouc et d'élastomères tels que les NBR, EPDM et FKM, en fonction des conditions de fonctionnement. Les soufflets en élastomère peuvent suivre deux principes géométriques :

- Les soufflets pliants
- Les soufflets roulés

Taux d'usure comparatifs valables pour l'eau

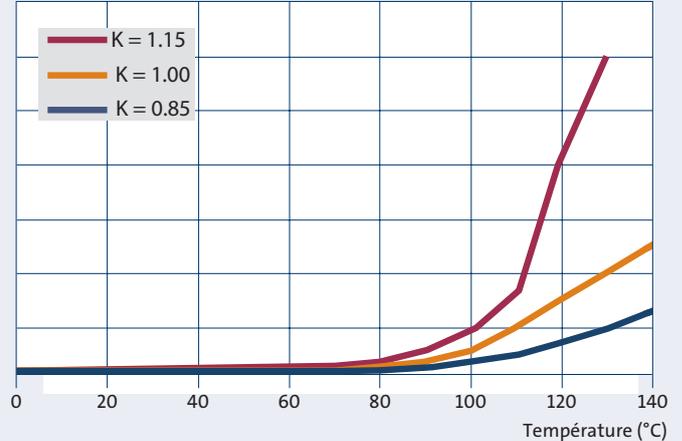


Fig. 1.3.8 : Taux d'usure pour les différents ratios d'équilibrage

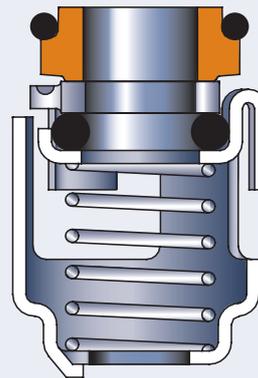


Fig. 1.3.9 : Garniture à joint torique

Avantages et inconvénients d'une garniture à joint torique

Avantages :

Adapté aux installations traitant des liquides chauds et aux fortes pressions

Inconvénients :

Des dépôts sur l'arbre tels que la rouille peuvent empêcher le joint torique de se déplacer dans l'axe.

Garniture à soufflets en élastomère pliants

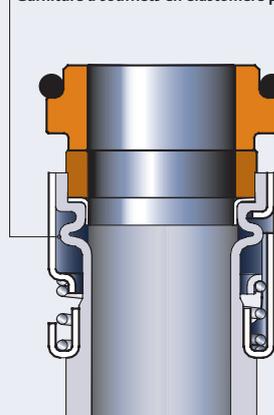


Fig. 1.3.10 : Garniture à soufflet en élastomère

Avantages et inconvénients d'une garniture à soufflet en élastomère

Avantages :

Non sensible aux dépôts tels que la rouille sur l'arbre

Adaptée au pompage de liquides contenant des solides

Inconvénients :

Ne convient pas aux installations traitant des liquides chauds et aux fortes pressions

Section 1.3

Les garnitures mécaniques

La garniture à soufflet métallique

Dans une garniture mécanique ordinaire, le ressort produit la force nécessaire pour fermer les faces de la garniture. Dans une garniture mécanique à soufflet métallique (figure 1.3.11), le ressort est remplacé par un soufflet métallique exerçant une force similaire. Les soufflets métalliques servent à la fois de dispositif d'étanchéité dynamique entre la bague en rotation et l'arbre, et de ressort. Le soufflet présente un certain nombre de cannelures lui donnant la force de ressort souhaitée.

La garniture à cartouche

Dans une garniture mécanique à cartouche, toutes les parties forment une unité compacte sur une chemise d'arbre, prête à être installée. Une garniture à cartouche offre de nombreux avantages par rapport aux garnitures mécaniques conventionnelles, voir figure 1.3.12.

Rinçage

Dans certaines installations, il est possible de prolonger les performances de la garniture mécanique en installant un système de rinçage, voir figure 1.3.13. Le rinçage permet d'abaisser la température de la garniture mécanique et d'éviter la formation de dépôts. Le dispositif de rinçage peut être installé soit en interne, soit en externe. Le rinçage interne s'effectue en court-circuitant une petite partie du flux provenant du côté refoulement de la pompe pour le ramener dans la zone de la garniture. Le rinçage interne est surtout utilisé pour éviter une surchauffe excessive de la garniture mécanique dans les installations de chauffage. Le rinçage externe s'effectue à l'aide d'un liquide spécifique ; il s'utilise pour assurer un fonctionnement fiable dans le domaine du pompage de liquides abrasifs ou contenant des solides susceptibles d'engendrer un colmatage.

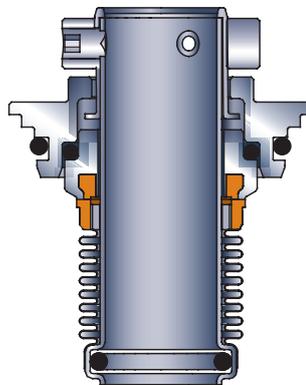


Fig. 1.3.11 : Garniture à cartouche avec soufflet métallique

Avantages et inconvénients de la garniture à cartouche avec soufflet métallique

Avantages :

Non sensible aux dépôts tels que la rouille ou le calcaire sur l'arbre

Adaptée aux installations traitant des liquides chauds et aux fortes pressions

Un ratio d'équilibrage faible résultant en un faible taux d'usure et donc une plus grande durée de vie

Inconvénients :

Une rupture par fatigue peut apparaître au niveau de la garniture mécanique lorsque la pompe n'est pas alignée correctement

La fatigue peut résulter de températures ou de pressions excessives

Avantages de la garniture à cartouche :

- Entretien facile et rapide
- Sa construction protège les faces de la garniture
- Ressort préchargé
- Manipulation sûre

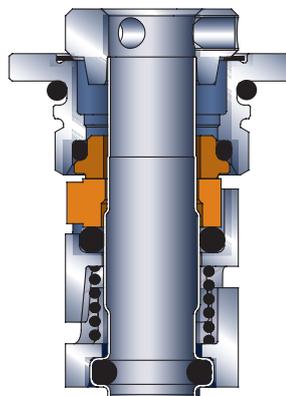


Fig. 1.3.12 : Garniture à cartouche



Fig. 1.3.13 : Dispositif de rinçage d'une garniture mécanique simple

Les garnitures mécaniques doubles

On utilise des garnitures mécaniques doubles quand la durée de vie d'une garniture mécanique simple est insuffisante en raison de l'usure causée par les solides ou par une pression trop forte/faible et la température. Par ailleurs, ces garnitures mécaniques sont utilisées dans le cadre du traitement de liquides toxiques, corrosifs et explosifs afin de protéger l'environnement direct. Il existe deux types de garnitures mécaniques doubles : les garnitures en tandem et les garnitures dos-à-dos.

Les garnitures mécaniques doubles en tandem

Ce type de garniture mécanique est constitué de deux garnitures montées en tandem, soit l'une derrière l'autre, chacune placée dans une chambre distincte, voir figure 1.3.14.

Cette disposition nécessite un système avec liquide de rinçage qui

- absorbe les fuites
- surveille le taux de fuite
- lubrifie et refroidit la garniture extérieure afin d'éviter la formation de givre
- protège contre la marche à sec
- stabilise le film lubrifiant
- empêche l'air de pénétrer dans la pompe en cas de formation d'un vide

La pression du liquide de rinçage doit toujours être inférieure à celle du liquide pompé.

Tandem - circulation

Circulation du liquide de rinçage à l'aide d'un réservoir non pressurisé, voir figure 1.3.14. Le liquide de rinçage du réservoir surélevé est mis en circulation par un thermosiphon et/ou par l'effet de pompage dans la garniture mécanique.

Tandem - « dead end » (cul de sac)

Le liquide de rinçage provient d'un réservoir surélevé, voir figure 1.3.15. Aucune chaleur ne se dissipe du circuit.

Tandem - drainage

Le liquide de rinçage traverse directement la chambre pour être collecté puis réutilisé, ou dirigé vers un tuyau d'évacuation, voir figure 1.3.16.

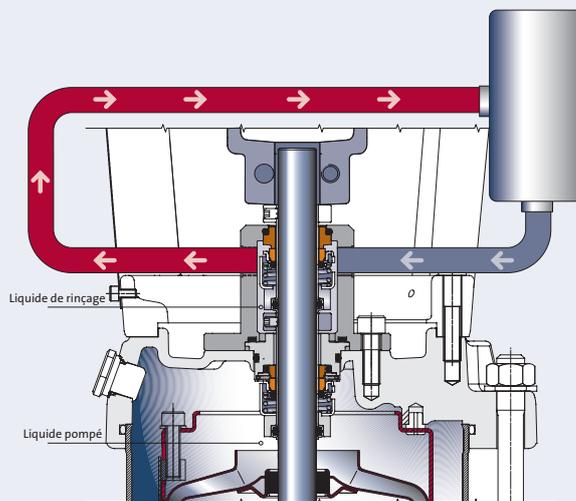


Fig. 1.3.14 : Disposition en tandem avec circulation du liquide de rinçage

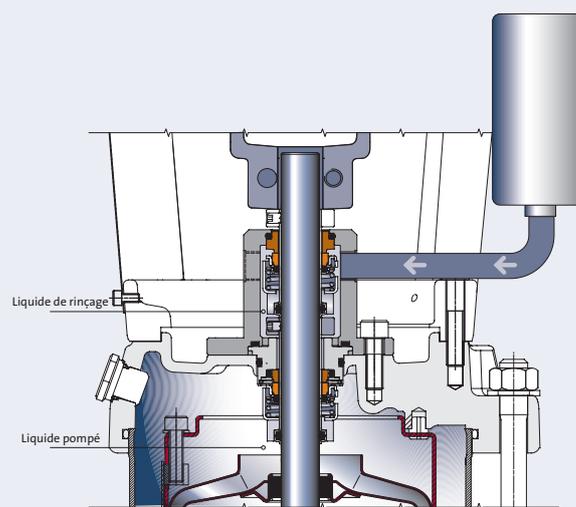


Fig. 1.3.15 : Disposition en tandem avec montage « dead end » (cul de sac) pour liquide de rinçage

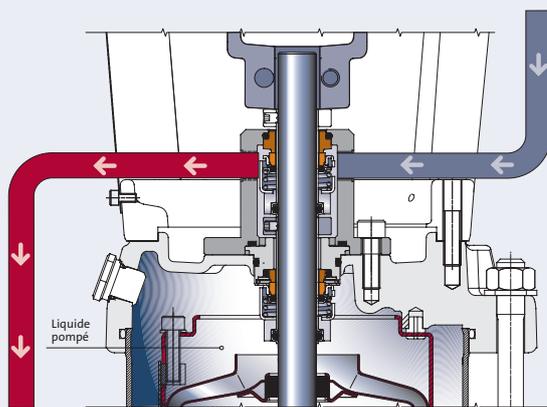


Fig. 1.3.16 : Disposition en tandem avec liquide de rinçage s'écoulant vers une évacuation

Section 1.3

Les garnitures mécaniques

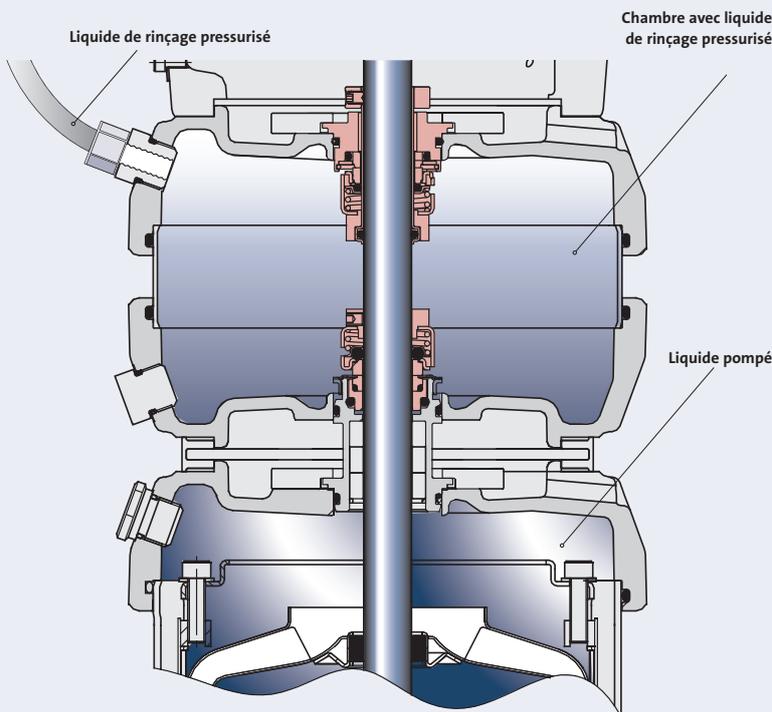


Fig. 1.3.17 :
Disposition dos-à-dos

Les garnitures mécaniques doubles dos-à-dos

Ce type de garniture représente la solution idéale pour le traitement de liquides abrasifs, corrosifs, explosifs ou collants qui pourraient soit user, soit endommager, soit bloquer la garniture mécanique.

La garniture mécanique double se compose de deux garnitures mécaniques montées dos-à-dos dans des chambres distinctes, voir figure 1.3.17. La garniture mécanique double protège l'environnement direct et le personnel d'intervention.

La pression de la chambre doit être de 1 à 2 bar supérieure à celle de la pompe. La pression peut être générée par :

- Une source distincte de pression, déjà existante. De nombreuses installations intègrent des systèmes sous pression.
- Une autre pompe, par exemple une pompe doseuse.

1.3.4 Les combinaisons de matériaux pour garniture mécanique

Les paragraphes ci-après décrivent les associations de matériaux les plus utilisées dans la fabrication des garnitures mécaniques destinées aux installations industrielles : carbure de tungstène/carbure de tungstène, carbure de silicium/carbure de silicium, carbone/carbure de tungstène ou carbone/carbure de silicium.

Carbure de tungstène/carbure de tungstène (WC/WC)

Le carbure de tungstène cémenté recouvre un type de métaux durs basés sur une phase de carbure de tungstène (WC) dure et en général une phase liante métallique plus tendre. Le terme technique exact pour le désigner est carbure de tungstène cémenté, mais il est appelé sous sa forme plus courte carbure de tungstène (WC) pour des raisons de facilité.

L'alliage carbure de tungstène-cobalt (Co) est uniquement résistant à la corrosion dans l'eau si la pompe est partiellement fabriquée dans un métal de base, comme de la fonte.

L'alliage WC-chrome-nickel-molybdène présente une résistance à la corrosion équivalente EN 14401.

Le WC fritté sans liant offre quant à lui la meilleure résistance à la corrosion. Cependant, sa résistance à la corrosion dans des liquides tels que l'hypochlorite n'est pas aussi élevée. La combinaison WC/WC possède les propriétés suivantes :

- Résistance extrême à l'usure
- Très grande robustesse, résistance aux conditions extrêmes
- Mauvaises propriétés de marche à sec. En cas de marche à sec, la température peut atteindre quelques centaines de degrés Celsius en quelques minutes seulement, endommageant ainsi les joints toriques.

En cas de dépassement d'une pression et d'une température données, la garniture mécanique peut générer du bruit. Le bruit indique que la garniture fonctionne dans de mauvaises conditions pouvant entraîner l'usure de la garniture sur le long terme. Les limites d'utilisation dépendent du diamètre et de la conception de la garniture mécanique.

Dans le cas d'une combinaison de faces de garniture WC/WC, la période de rodage par usure pendant laquelle on peut s'attendre à entendre du bruit est de l'ordre de 3 à 4 semaines, même si en général aucun bruit n'est audible pendant les 3 à 4 premiers jours.

Carbure de silicium/carbure de silicium (SiC/SiC)

Le carbure de silicium/carbure de silicium (SiC/SiC) est une alternative au WC/WC et s'utilise lorsque l'on a besoin d'une plus grande résistance à la corrosion.

La combinaison SiC/SiC présente les caractéristiques suivantes :

- Matériau très friable nécessitant beaucoup de précautions
- Résistance extrême à l'usure
- Très grande résistance à la corrosion. Le carbure de silicium (Q_1^S , Q_1^P et Q_1^G) ne se corrode quasiment pas, peu importe le type de liquide pompé. Cependant, il existe une exception : l'eau peu conductrice, telle que l'eau déminéralisée, attaque les variantes Q_1^S et Q_1^P du carbure de silicium, tandis que Q_1^G reste résistant à la corrosion même dans ce liquide
- En général, ces combinaisons de matériaux présentent des propriétés très médiocres en cas de marche à sec. Cependant, la combinaison Q_1^G / Q_1^G résiste à une courte période de marche à sec grâce à la teneur en carbone du matériau

Il existe différentes variantes de SiC/SiC, utilisées dans des buts divers :

Q_1^S , un carbure de silicium au grain fin et fritté dense

Un carbure de silicium au grain fin, fritté, avec une faible quantité de minuscules pores.

Pendant de nombreuses années, cette variante de carbure de silicium était utilisée comme matériau standard pour les garnitures mécaniques. Ses limites de pression et de température sont légèrement inférieures à celles du WC/WC.

Q_1^P , un carbure de silicium poreux, fritté, à grain fin

Une variante du carbure de silicium fritté dense. Cette variante de carbure de silicium présente de grands pores circulaires. Son degré de porosité est de 5-15 % et la taille de ses pores de 10-50 $\mu\text{m Ra}$.

Ses limites de pression et de température sont supérieures à celles du WC/WC.

Par conséquent, dans l'eau chaude, la combinaison Q_1^P / Q_1^P génère moins de bruit que la combinaison WC/WC. On devra toutefois s'attendre à ce que les garnitures en carbure de silicium poreux génèrent du bruit pendant une période de rodage de 3 à 4 jours.

Q_1^G , un carbure de silicium fritté auto-lubrifiant

Plusieurs variantes de carbure de silicium contenant des lubrifiants solides sont disponibles sur le marché. La désignation Q_1^G s'applique aux carbures de silicium pouvant être utilisés avec de l'eau distillée ou déminéralisée, contrairement aux matériaux énumérés ci-dessus.

Les limites de pression et de température du Q_1^G / Q_1^G sont similaires à celles du Q_1^P / Q_1^P .

Un lubrifiant solide, par exemple le graphite, réduit l'effet de friction en cas de marche à sec, ce qui constitue un facteur décisif pour la durabilité de la garniture dans ce cas précis.

Caractéristiques des combinaisons carbone/carbure de tungstène et carbone/carbure de silicium

Les garnitures mécaniques possédant une face en carbone présentent les caractéristiques suivantes :

- Matériau friable nécessitant beaucoup de précautions
- S'use en présence de liquides contenant des particules solides
- Grande résistance à la corrosion
- Bonnes propriétés en cas de marche à sec (marche à sec temporaire)
- Les propriétés auto-lubrifiantes du carbone permettent à la garniture d'être utilisée même dans de mauvaises conditions de lubrification (haute température) sans générer de bruit. Cependant, de telles conditions entraîneront l'usure de la face de la garniture en carbone, et donc une durée de vie plus courte. L'usure dépend de la pression, de la température, de la densité du liquide et de la conception de la garniture. Comme les faibles vitesses réduisent l'effet de lubrification entre les faces de la garniture mécanique, on pourrait s'attendre à ce que le phénomène d'usure soit renforcé. Ce n'est cependant pas le cas, car la sollicitation des faces de la garniture est réduite.

Section 1.3

Les garnitures mécaniques

- Le carbone imprégné de métal (A) offre une résistance limitée à la corrosion, mais une plus grande résistance mécanique, une meilleure conductivité de la chaleur et ainsi une usure réduite
- Caractérisé par une résistance mécanique moindre mais une meilleure résistance à la corrosion, le carbone imprégné de résine synthétique (B) couvre une grande gamme d'applications. Le carbone imprégné de résine synthétique est homologué pour l'eau potable
- L'utilisation de la combinaison carbone/SiC dans les installations d'eau chaude peut entraîner une usure accélérée du carbure de silicium, en fonction de la qualité du carbone et de l'eau. Ce type d'usure s'applique en premier lieu à la combinaison Q_1^S /carbone. L'emploi de Q_1^P , Q_1^G ou d'une combinaison carbone/WC entraînera une usure bien moindre. Ainsi, les combinaisons carbone/WC, carbone/ Q_1^P ou carbone/ Q_1^G sont recommandées pour les circuits d'eau chaude.

1.3.5 Les facteurs influant sur les performances de la garniture mécanique

Comme mentionné précédemment, aucune garniture mécanique n'est complètement étanche. Dans les pages suivantes, nous présenterons certains facteurs ayant un impact sur la performance de la garniture : la consommation d'énergie, le bruit et le taux de fuite. Chacun de ces facteurs fera l'objet d'une présentation spécifique. Cependant, il est important de souligner qu'ils sont très intimement liés, et qu'ils doivent être considérés comme un ensemble.

La consommation d'énergie

Bien entendu, la garniture mécanique a besoin d'énergie pour tourner. Les facteurs suivants contribuent à augmenter la consommation d'énergie, ils constituent la perte de puissance de la garniture mécanique :

- L'effet de pompage centrifuge des pièces en rotation. La consommation d'énergie augmente considérablement avec la vitesse de rotation (jusqu'au tiers de la puissance).
- La friction au niveau des faces de la garniture. La friction entre les deux faces de la garniture mécanique consiste en
 - la friction au sein du film mince, et
 - la friction due aux points de contact entre les deux faces de la garniture.

La quantité d'énergie consommée dépend de la conception de la garniture, des conditions de lubrification et des matériaux des faces.

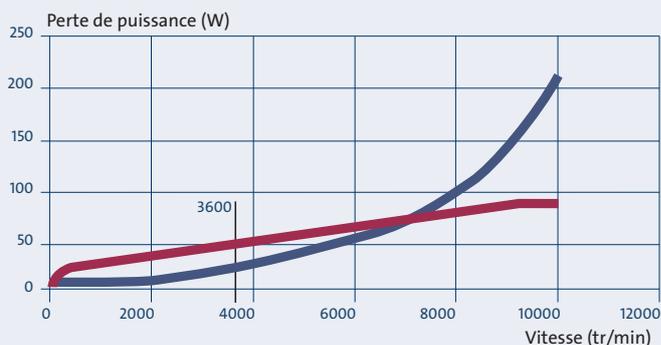


Fig. 1.3.18 : Consommation d'électricité d'une garniture mécanique de 12 mm

— Effet de pompage
— Friction

La figure 1.3.18 représente un exemple typique de la consommation d'énergie d'une garniture mécanique. Elle montre que jusqu'à 3 600 tr/min, la friction constitue la cause principale de la consommation d'énergie de la garniture.

La consommation d'énergie est un problème important. Comme le montre l'exemple, remplacer un presse-étoupe par une garniture mécanique permet de réaliser d'importantes économies d'énergie, voir figure 1.3.19.

Bruit

Le choix du matériau des faces est un critère décisif pour le fonctionnement et la durée de vie d'une garniture mécanique. Le bruit est le résultat de mauvaises conditions de lubrification dans les garnitures mécaniques traitant des liquides à faible viscosité. La viscosité de l'eau décroît avec l'augmentation de la température. Les conditions de lubrification se détériorent donc avec l'augmentation de la température. Si le liquide pompé atteint ou dépasse sa température d'ébullition, le liquide présent sur une partie de la face de la garniture s'évapore, ce qui détériore encore les conditions de lubrification. Les réductions de vitesse ont le même effet, voir figure 1.3.20.

Fuite

Le liquide pompé lubrifie la face d'une garniture mécanique. Ainsi, une meilleure lubrification entraîne une moins grande friction et un plus grand taux de fuite. Inversement, un taux de fuite moindre signifie une moins bonne lubrification et un phénomène de friction aggravé. Dans la pratique, les taux de fuite et de perte de puissance constatés dans une garniture mécanique peuvent varier. La cause est que le taux de fuite dépend de facteurs impossibles à quantifier en théorie en raison des types de faces de garniture, types de liquides, charge du ressort, etc. La figure 1.3.21 est donc à considérer comme indicative.

Pour lire la courbe du taux de fuite correctement (figure 1.3.21), il faut procéder en quatre étapes :

Étape 1 : Lire la pression, dans notre cas, 5 bar

Étape 2 : garniture mécanique non équilibrée, 30 mm

Étape 3 : Vitesse 3 000 tr/min

Étape 4 : Taux de fuite 0,06 ml/h



Pompe standard 50 mCE ; arbre 50 mm, 2 900 tr/min	
La consommation d'énergie	
Presse-étoupe	2.0 kWh
Garniture mécanique	0.3 kWh
Taux de fuite	
Presse-étoupe	3.0 l/h (si monté correctement)
Garniture mécanique	0.8 ml/h

Fig. 1.3.19 : Presse-étoupe contre garniture mécanique

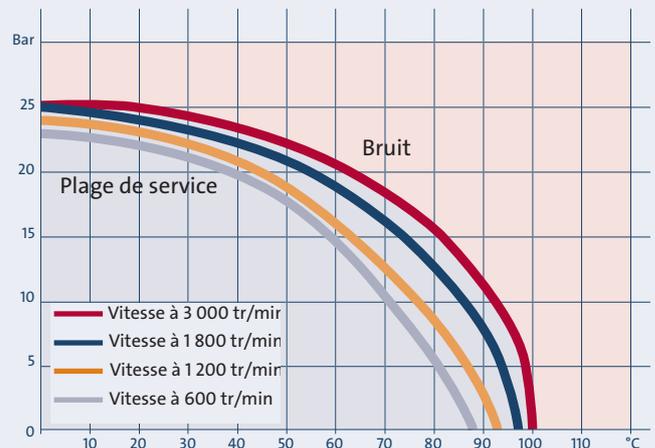


Fig. 1.3.20 : Relation entre la plage de service et la vitesse

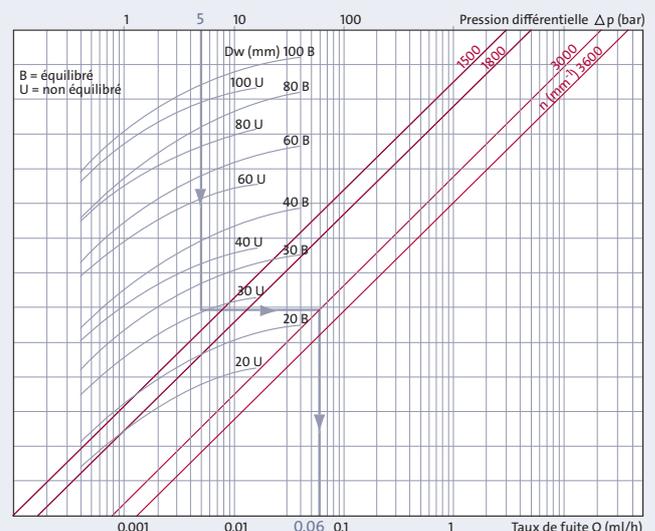


Fig. 1.3.21 : Taux de fuite

Section 1.4 : Les moteurs

- 1.4.1 Les normes
- 1.4.2 Le démarrage du moteur
- 1.4.3 La tension d'alimentation
- 1.4.4 Le convertisseur de fréquence
- 1.4.5 Les dispositifs de protection moteur



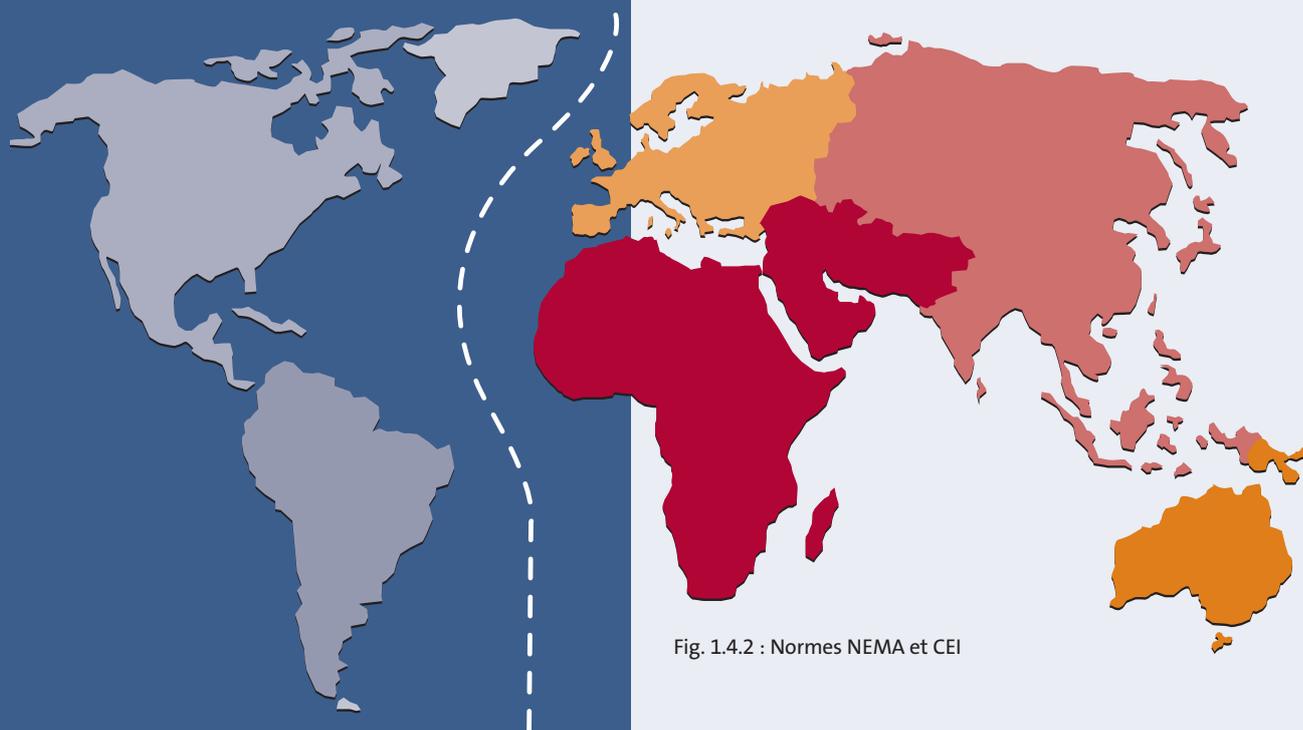
Section 1.4

Les moteurs

Les moteurs sont utilisés dans de nombreuses installations partout dans le monde.

Le but d'un moteur électrique est de créer une rotation, c'est-à-dire de convertir de l'énergie électrique en énergie mécanique. Les pompes nécessitent une énergie mécanique pour fonctionner, et ce sont les moteurs électriques qui la leur fournissent.

1.4.1 Les normes



NEMA

La National Electrical Manufacturers Association (NEMA) rédige des normes pour une grande variété d'appareils électriques, dont les moteurs. La NEMA est principalement associée aux moteurs utilisés en Amérique du Nord. Les normes représentent des pratiques généralisées dans l'industrie et sont prises en compte par les fabricants d'équipements électriques. Vous pouvez les trouver dans la publication de normes NEMA intitulée MG1. Certains gros moteurs peuvent ne pas relever des normes NEMA.

Fig. 1.4.1 : Moteur électrique



Fig. 1.4.2 : Normes NEMA et CEI

CEI

La Commission Électronique Internationale (CEI) rédige des normes pour moteurs utilisées dans de nombreux pays à travers le monde. La norme CEI 60034 donne des recommandations en matière de pratiques électriques qui ont été élaborées par les pays participant à la CEI.



Directives et méthodes de protection — les moteurs Ex

Le terme ATEX (ATmosphère EXplosible) se réfère à deux directives de l'UE traitant des risques d'explosion dans différentes zones. La directive ATEX concerne les équipements électriques, mécaniques, hydrauliques et pneumatiques. En ce qui concerne les équipements mécaniques, les exigences en matière de sécurité de la directive ATEX veillent à ce que les composants des pompes tels que les garnitures mécaniques et les paliers ne surchauffent pas et ne mettent pas le feu aux gaz et à la poussière. La première directive ATEX (94/9/CE) traite des exigences quant aux équipements utilisés dans les zones présentant un risque d'explosion. Le fabricant doit se conformer à ces exigences et indiquer une catégorie sur ses produits. La deuxième directive ATEX (99/92/EC) traite des exigences minimales en matière de sécurité et de santé que l'utilisateur doit remplir lorsqu'il travaille dans des zones présentant un risque d'explosion. Différentes techniques sont utilisées afin d'empêcher les équipements électriques de devenir une source d'inflammation. Dans le cas des moteurs électriques, les modes de protection de type d (enveloppe antidéflagrante), e (sécurité augmentée) et nA (protection contre le risque d'étincelle ou d'échauffement) s'appliquent en relation avec le gaz, et DIP (dust ignition proof) s'applique en relation avec la poussière.

Les moteurs antidéflagrants - mode de protection EExd (de)

Tout d'abord, soulignons que les moteurs antidéflagrants EExd (type de) sont considérés comme des équipements de catégorie 2G à utiliser en zone 1. Le corps du stator et les brides forment une enveloppe autour des parties du moteur antidéflagrant susceptibles de mettre le feu à une atmosphère potentiellement explosive. Grâce à cette enveloppe, le moteur est à même de supporter des pressions qui résulteraient de l'explosion d'un mélange explosif à l'intérieur du moteur. Toute propagation de l'explosion à l'atmosphère entourant l'enveloppe est ainsi évitée, l'explosion étant refroidie par des « trajets de flammes ». Les dimensions de ces trajets de flamme sont définies dans la norme EN 50018. La température de surface de l'enveloppe antidéflagrante doit toujours être conforme aux catégories de température.

Les moteurs à sécurité augmentée - mode de protection EEx (e)

Les moteurs à sécurité augmentée (de types e) sont des équipements de catégorie 2G à utiliser en zone 1. Ces moteurs ne sont pas antidéflagrants et ne sont pas conçus pour résister à une explosion interne. La construction d'un moteur de ce type offre avant tout une sécurité augmentée contre

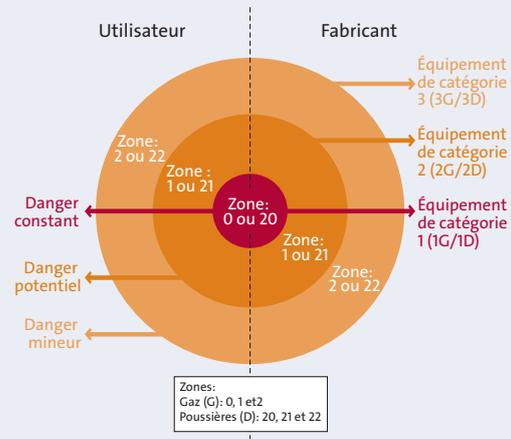


Fig. 1.4.3 : La catégorie d'équipement correspond à une exigence minimale en fonction de la zone. Si la réglementation nationale est plus stricte, c'est cette dernière qui s'applique.

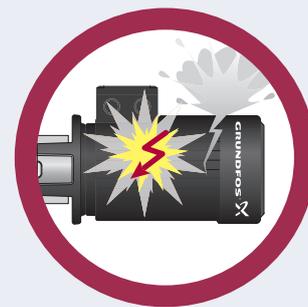


Fig. 1.4.4 : L'explosion survient au sein du moteur et est conduite hors du moteur au moyen de trajets de flamme. La classification des températures pour les moteurs antidéflagrants EExd est valable pour les surfaces extérieures.



Fig. 1.4.5 : Pour les moteurs à sécurité augmentée EExe, aucune étincelle n'est susceptible de se produire. La classification des températures couvre à la fois les surfaces intérieures et extérieures.



Fig. 1.4.6 : Avec les moteurs ExnA, le risque d'étincelle et donc d'inflammation est exclu.

Section 1.4

Les moteurs

les températures potentiellement excessives et l'apparition d'étincelles et arcs lors du fonctionnement normal et lorsqu'un dysfonctionnement prévisible survient. La classification de la température pour les moteurs à sécurité augmentée est valable à la fois pour les surfaces intérieures et extérieures ; il est donc important de respecter la température du bobinage du stator.

Les moteurs à protection contre le risque d'étincelle ou d'échauffement - mode de protection Ex (nA)

Ces types de moteurs sont des équipements de la catégorie 3G à utiliser en zone 2. Ces moteurs ne peuvent en aucune manière mettre le feu à une atmosphère présentant un danger potentiel d'explosion dans le cadre du fonctionnement normal, voir figure 1.4.6.

DIP (Dust Ignition Proof : protection contre l'inflammation des poussières)

Il existe deux types de moteurs avec dispositif de protection contre l'inflammation des poussières : les équipements 2D/catégorie 2 et les équipements 3D/catégorie 3.

Les équipements 2D/catégorie 2

Afin d'empêcher l'électricité statique de devenir une source d'inflammation, le ventilateur d'un moteur DIP de catégorie 2 à utiliser en zone 21 (zone présentant un danger potentiel d'explosion) doit être fabriqué en métal. De la même manière, afin de minimiser le risque d'inflammation, la borne de terre est soumise à des exigences de construction plus stricte. La température de la surface extérieure de l'enveloppe indiquée sur la plaque signalétique du moteur correspond à la performance de fonctionnement dans les pires conditions permises pour le moteur. Les moteurs à utiliser en zone 21 (zones à risque potentiel d'explosion) doivent bénéficier d'un indice de protection IP65, c'est-à-dire qu'ils doivent être intégralement protégés contre la poussière.

Les équipements 3D/de catégorie 3

La température indiquée sur un moteur DIP de catégorie 3 à utiliser en zone 22 (zones présentant un risque mineur d'explosion)

Types de protection	Code	Normes		Catégorie/ zone ATEX	Principe	Application
		CENELEC EN	IEC 60079			
Exigences générales	-	50014	- 0	-	Exigences électriques de base	Tous les équipements
Immersion dans l'huile	o	50015	- 6	Catégorie 2 Zone 1	Composants électriques immergés dans l'huile	Transformateurs
Sous pression	p	50016	- 2	Catégorie 2 Zone 1	Équipement avec enveloppe purgé pour éliminer l'atmosphère explosive puis pressurisé pour éviter la pénétration de l'atmosphère environnante	Armoires de commutation et de commande, gros moteurs
Poudre	q	50017	- 5	Catégorie 2 Zone 1	Les pièces électriques sont placées dans une enveloppe remplie de poudre, par exemple du quartz, afin d'empêcher tout contact avec une atmosphère explosive	Appareils électroniques, condensateurs, fusibles
Antidéflagrant	d	50018	- 1	Catégorie 2 Zone 1	Enveloppe entourant des équipements électroniques qui, en cas d'explosion, ne mettront pas le feu à l'atmosphère environnante	Moteurs CA, panneaux de commande, appareils d'éclairage
Sécurité augmentée	e	50019	- 7	Catégorie 2 Zone 1	Des moyens supplémentaires sont mis en place pour éliminer les arcs, étincelles et surfaces chaudes capables de mettre le feu à une atmosphère inflammable	Moteurs CA, boîtiers de raccordement et borniers, appareils d'éclairage, moteurs à cage d'écureuil
Sécurité intrinsèque	i _a	50020	- 11	Catégorie 1 Zone 0	L'alimentation électrique des équipements est limitée de façon à ce que les circuits ne puissent pas mettre le feu à une atmosphère en produisant des étincelles ou en chauffant	Équipements de mesure et de commande, par ex. : capteurs, instrumentation
	i _b	50020	- 11	Catégorie 2 Zone 1		
Encapsulage	m	50028	- 18	Catégorie 2 Zone 1	Composants électriques enfermés dans un matériau homologué afin d'éviter le contact avec une atmosphère explosive	Appareils de mesure et de commande, électrovannes
Type de protection n	nA	50021	- 15	Catégorie 3 Zone 2	Ne produit ni arc ni étincelles	Moteurs CA, borniers, appareils d'éclairage

Remarque : Les atmosphères relevant du groupe II Poussières sont couvertes par les normes CENELEC EN 50281-1-1 et EN 50281-1-2

Fig. 1.4.7 : Normes et méthodes de protection



correspond à la performance de fonctionnement dans les pires conditions permises pour ce moteur spécifique. Un moteur à utiliser en zone 22 doit bénéficier d'un indice de protection IP55, c'est-à-dire qu'il doit être protégé contre la poussière. L'indice de protection est la seule différence qui existe entre les équipements 2D/catégorie 2 et les équipements 3D/catégorie 3.

Dispositions de montage (montage international - IM)

On fait la distinction entre trois types de montage moteur différents : les moteurs à pattes de fixation, les moteurs à bride de fixation à trous lisses (FF), et le moteur à bride de fixation à trous taraudés (FT). La figure 1.4.8 montre les différentes dispositions existant pour monter un moteur et les normes qui s'appliquent pour ces montages. Le montage des moteurs est indiqué conformément aux normes suivantes :

- CEI 60034-7, code I, c'est-à-dire la désignation IM suivie du code utilisé précédemment dans la norme DIN 42590
- CEI 60034-7, code II

Indice de protection de l'enveloppe (IP)

L'indice de protection de l'enveloppe indique le niveau de protection moteur contre la pénétration de solides et d'eau. Il est constitué des lettres IP suivies de deux chiffres, par exemple IP55. Le premier chiffre indique le niveau de protection contre le contact et l'intrusion de corps solides, le second contre l'entrée d'eau, voir figure 1.4.9.

Des orifices d'évacuation permettent à l'eau ayant pénétré dans le corps du stator, par exemple en raison de la condensation, de s'échapper. Lorsque le moteur est installé dans un environnement humide, l'orifice d'évacuation du fond doit être ouvert. Ouvrir l'orifice d'évacuation fait passer l'indice de protection de IP55 à IP44.

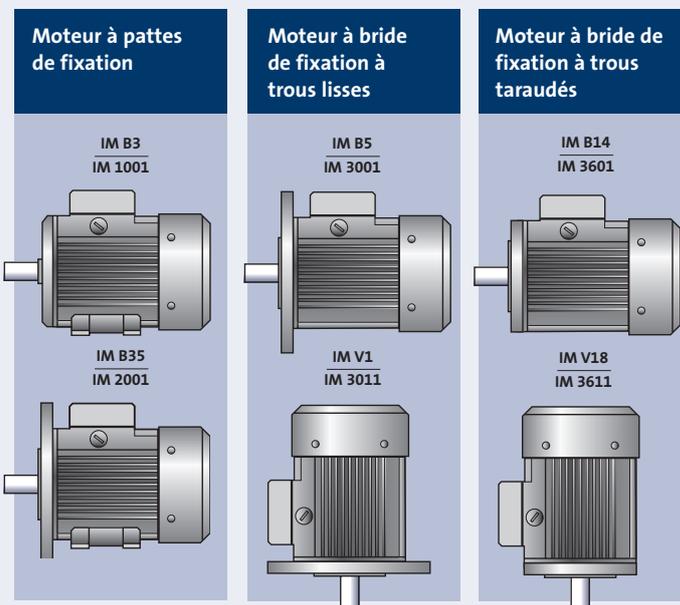


Fig. 1.4.8 : Différents types de montage

Premier chiffre	Deuxième chiffre
Protection contre le contact et la pénétration de solides	Protection contre l'entrée d'eau
0 Aucune protection spéciale	0 Aucune protection spéciale
1 Le moteur est protégé contre les corps solides supérieurs à 55 mm, par exemple, une main	1 Le moteur est protégé contre les chutes verticales de gouttes d'eau, ex : l'eau de condensation
2 Le moteur est protégé contre les objets supérieurs à 12 mm, par exemple un doigt	2 Le moteur est protégé contre les chutes de gouttes d'eau verticales, même si le moteur est incliné à un angle de 15°
3 Le moteur est protégé contre des corps solides supérieurs à 25 mm, par exemple des fils, outils, etc.	3 Le moteur est protégé contre les projections d'eau jusqu'à 60° de la verticale
4 Le moteur est protégé contre les corps solides supérieurs à 1 mm, par ex. des fils	4 Le moteur est protégé contre les projections d'eau de toutes directions
5 Le moteur est protégé contre l'intrusion de la poussière	5 Le moteur est protégé contre les jets d'eau de toutes directions
6 Le moteur est complètement étanche à la poussière	6 Le moteur est protégé contre les jets d'eau puissants
	7 Le moteur est protégé contre les effets d'immersion entre 15 cm et 1 m, et pour une période spécifiée par le fabricant
	8 Le moteur est protégé contre l'immersion prolongée dans des conditions spécifiées par le fabricant

Fig. 1.4.9 : L'indice de protection est indiqué à l'aide de deux chiffres suivant les lettres IP, par exemple IP55

Section 1.4

Les moteurs

Taille de la carcasse

La figure 1.4.11 présente la relation entre la taille de la carcasse, le bout d'arbre, la puissance du moteur et le type ainsi que la taille de la bride. Pour les moteurs de la taille 63 jusqu'à la taille 315M incluse, les relations sont fixées par la norme EN 50347. Pour les moteurs dont la carcasse est de taille 315L ou plus, aucune norme ne couvre cette relation. La figure montre où sont mesurées sur le moteur les valeurs qui servent de base au calcul de la taille.

Les brides et les bouts d'arbres relèvent des normes EN 50347 et CEI 60072-1. Certaines pompes présentent un accouplement qui nécessite un bout d'arbre lisse ou une extension spéciale de l'arbre qui ne sont pas définis dans les normes.

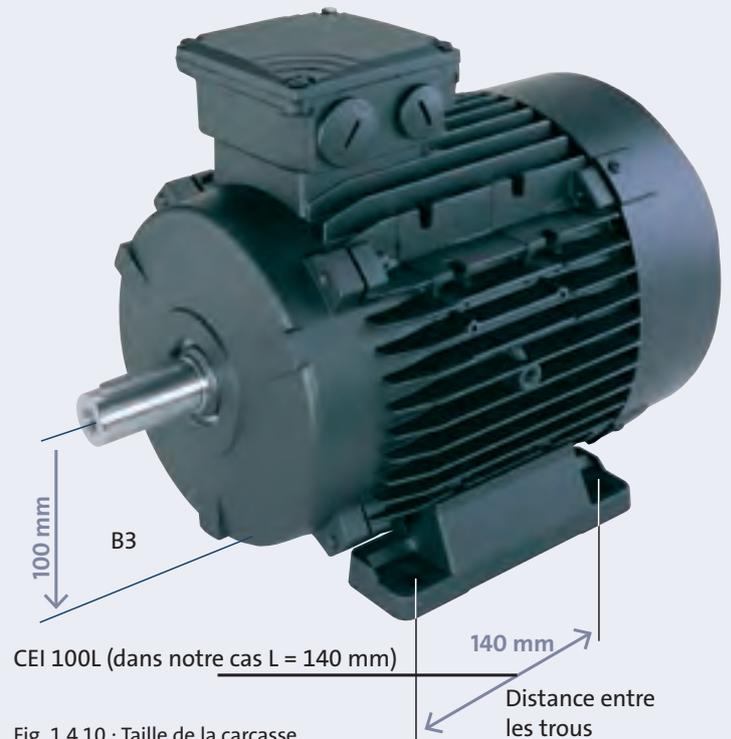
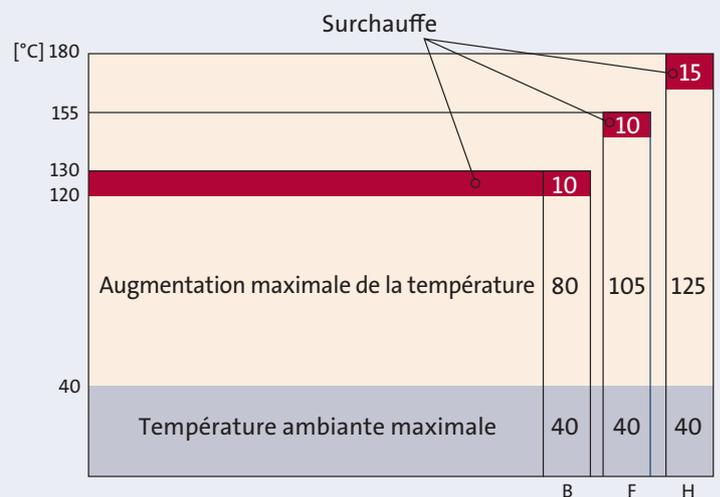


Fig. 1.4.10 : Taille de la carcasse

Classe d'isolation

La classe d'isolation est définie dans la norme CEI 60085 et donne des indications de résistance d'isolation vis-à-vis des températures. La durée de vie d'un matériau est largement dépendante des températures auxquelles il est exposé. Les divers matériaux et systèmes d'isolation sont répartis en classes d'isolation en fonction de leur aptitude à résister aux hautes températures.



Classe	Température ambiante maximale (°C)	Augmentation maximale de la température (K)	Surchauffe (K)	Température maximale de bobinage (Tmax) (°C)
B	40	80	10	130
F	40	105	10	155
H	40	125	15	180

Fig. 1.4.12 : Les différentes classes d'isolation et leur montée en température à tension et charge nominales



Fig. 1.4.11 : La relation entre la taille de la carcasse et la puissance à l'entrée

1 Taille de la carcasse	2		3				4	
	Diamètre du bout d'arbre		Puissance nominale				Dimension de la bride	
	2-pôles	4-, 6-, 8-pôles	2-pôles	4-pôles	6-pôles	8-pôles	Bride à trous lisses	Bride à trous taraudés
	[mm]	[mm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	(FF)	(FT)
56	9	9	0.09; 0.12	0.06; 0.09			FF100	FT65
63	11	11	0.18; 0.25	0.12 ; 0.18			FF115	FT75
71	14	14	0.37; 0.55	0.25; 0.37			FF130	FT85
80	19	19	0.75; 1.1	0.55; 0.75	0.37; 0.55		FF165	FT100
90S	24	24	1.5	1.1	0.75	0.37	FF165	FT115
90L	24	24	2.2	1.5	1.1	0.55	FF165	FT115
100L	28	28	3	2.2; 3	1.5	0.75; 1.1	FF215	FT130
112M	28	28	4	4	2.2	1.5	FF215	FT130
132S	38	38	5.5; 7.5	5.5	3	2.2	FF265	FT165
132M	38	38	-	7.5	4; 5.5	3	FF265	FT165
160M	42	42	11; 15	11	7.5	4; 5.5	FF300	FT215
160L	42	42	18.5	15	11	7.5	FF300	FT215
180M	48	48	22	18.5	-	-	FF300	
180L	48	48	-	22	15	11	FF300	
200L	55	55	30; 37	30	18.5; 22	15	FF350	
225S	55	60	-	37	30	18.5	FF400	
225M	55	60	45	45	-	22	FF400	
250M	60	65	55	55	37	30	FF500	
280S	65	75	75	75	45	37	FF500	
280M	65	75	90	90	55	45	FF500	
315S	65	80	110	110	75	55	FF600	
315M	65	80	132	132	90	75	FF600	
315L	65	80	160; 200; 250				FF600	
355	75	100	315; 355; 400; 450; 500	315; 355; 400; 450; 500			FF740	
400	80	100	560; 630; 710	560; 630; 710			FF840	
450	90	120	800; 900; 1000	800; 900; 1000			FF940	

1.4.2 Démarrage du moteur

Nous faisons la distinction entre différents types de démarrage du moteur : le démarrage direct, le démarrage étoile/triangle, le démarrage par autotransformateur, le démarrage progressif et le démarrage par convertisseur de fréquence. Chacune de ces méthodes présente des avantages et des inconvénients, voir figure 1.4.13.

Fig. 1.4.13 : Mode de démarrage

Mode de démarrage	Avantages	Inconvénients
Démarrage direct (DOL)	Simple et économique. Démarrage sécurisé.	Haute intensité à rotor bloqué
Démarrage étoile/triangle (Y/D)	Réduction de l'intensité au démarrage par un facteur 3	Pic d'intensité quand le moteur passe du mode étoile à triangle. Non approprié si la charge a une inertie forte. Couple réduit à rotor bloqué
Démarrage par autotransformateur	Réduction de l'intensité et du couple à rotor bloqué	Pic d'intensité quand le moteur passe d'une tension réduite à la tension maximale. Couple réduit à rotor bloqué
Démarrage progressif	Démarrage « progressif ». Aucune impulsion électrique. Moins de coups de béliers au démarrage de la pompe. Réduction de l'intensité à rotor bloqué selon les besoins, en général de 2 à 3 fois.	Couple réduit à rotor bloqué
Démarrage par convertisseur de fréquence	Aucune impulsion électrique. Moins de coups de béliers au démarrage de la pompe. Réduction de l'intensité à rotor bloqué selon les besoins, en général de 2 à 3 fois. Peut être utilisé pour alimenter le moteur en continu.	Couple réduit à rotor bloqué Coûteux

Démarrage direct (DOL)

Comme le nom le suggère, le démarrage direct est un mode selon lequel le moteur est démarré en le raccordant directement à l'alimentation à une tension nominale. Le démarrage direct convient pour une alimentation régulière et les systèmes d'arbre rigides et bien dimensionnés, comme les pompes. Pour l'application du mode de démarrage direct, il est important de consulter les autorités locales.

Démarrage étoile/triangle

Le but de ce mode de démarrage utilisé avec les moteurs à induction triphasés est de réduire le courant d'appel au démarrage. Sur l'une des positions, les enroulements du stator sont couplés en étoile (Y) pour le démarrage. Sur l'autre position, l'alimentation électrique est reconnectée aux enroulements en triangle (Δ) une fois que le moteur a pris de la vitesse.

Démarrage par autotransformateur

Comme son nom l'indique, le démarrage par autotransformateur recourt à un autotransformateur. Ce dernier est placé en série avec le moteur lors du démarrage et fait varier la tension jusqu'à la tension nominale en deux à quatre étapes.

Démarrage progressif

Comme on peut s'y attendre, le démarreur progressif est un appareil qui permet au moteur de démarrer en douceur. Cet effet est obtenu par l'augmentation de la tension en fonction d'un délai de montée en tension pré-réglé.

Démarrage par convertisseur de fréquence

Les convertisseurs de fréquence sont conçus pour alimenter les moteurs en continu, mais ils peuvent également être utilisés pour les démarrages progressifs.



1.4.3 La tension d'alimentation

La tension nominale d'un moteur se situe dans une plage donnée. La figure 1.4.14 montre des exemples typiques de moteur 50 Hz et 60 Hz.

Selon la norme internationale CEI 60038, le moteur doit être en mesure de fonctionner avec une tolérance de tension de $\pm 10\%$.

Pour les moteurs conçus selon la norme CEI 60034-1 présentant une grande plage de tension, par exemple 380-415 V, la tension peut avoir une tolérance de $\pm 5\%$.

La température maximale admissible pour la classe d'isolation donnée n'est pas dépassée lorsque le moteur fonctionne dans sa plage de tension nominale. Pour les conditions aux limites, la température augmente en général de 10 degrés Kelvin.

1.4.4 Le convertisseur de fréquence

Les convertisseurs de fréquence sont souvent utilisés pour les pompes à vitesse variable, voir chapitre 4. Le convertisseur de fréquence convertit la tension secteur en une nouvelle tension à une nouvelle fréquence, faisant tourner le moteur à une vitesse différente. Ce mode de régulation de la fréquence peut être à l'origine des problèmes suivants :

- Des nuisances sonores provenant du moteur, parfois transmises au système en tant que bruits parasites
- Des pics de tension importants en sortie du convertisseur de fréquence vers le moteur

Exemples de tensions typiques

50 Hz

Les moteurs 50 Hz offrent les tensions suivantes:

- 3 x 220 – 240 D / 380 – 415 Y
- 3 x 200 – 220 D / 346 – 380 Y
- 3 x 200 D / 346 Y
- 3 x 380 – 415 D
- 1 x 220 – 230 / 240

60 Hz

Les moteurs 60 Hz offrent les tensions suivantes:

- 3 x 200 – 230 D / 346 – 400 Y
- 3 x 220 – 255 D / 380 – 440 Y
- 3 x 220 – 277 D / 380 – 480 Y
- 3 x 200 – 230 D / 346 – 400 Y
- 3 x 380 – 480 D

Fig. 1.4.14 : Tensions typiques

Tension secteur selon CEI 60038

50 Hz	60 Hz
230 V $\pm 10\%$	-
400 V $\pm 10\%$	-
690 V $\pm 10\%$	-
-	460 V $\pm 10\%$

Fig. 1.4.15 : Tension secteur selon CEI 60038

Section 1.4

Les moteurs

L'isolation des moteurs avec convertisseur de fréquence

Dans le domaine des convertisseurs de fréquence, nous faisons la distinction entre différents types de moteur possédant différents types d'isolation.

Moteurs sans isolation de phase

Dans le cas des moteurs construits sans isolation de phase, les valeurs efficaces de la tension (RMS) supérieures à 460 V peuvent augmenter le risque de décharges disruptives dans les enroulements et ainsi de destruction du moteur. Cette règle s'applique à tous les moteurs construits selon ces principes. Un fonctionnement continu avec des pics de tension dépassant les 650 V peut endommager le moteur.

Moteurs avec isolation de phase

Normalement, la phase des moteurs triphasés est isolée ; par conséquent, aucune précaution spécifique n'est nécessaire si la tension d'alimentation est inférieure à 500 V.

Moteur à isolation renforcée

Si la tension d'alimentation se situe entre 500 V et 690 V, le moteur doit disposer d'un système d'isolation renforcée ou doit être protégé à l'aide de filtres $\Delta U / \Delta t$. Pour les tensions de 690 V ou supérieures, le moteur doit être équipé à la fois d'un système d'isolation renforcée et de filtres $\Delta U / \Delta t$.

Moteurs à paliers isolés

Afin d'éviter tout écoulement dangereux au niveau des paliers, ceux-ci doivent être isolés sur le plan électrique. Cette règle s'applique pour les moteurs de taille 280 et au-delà.

Le matériau d'isolation de phase est parfois appelé « phase paper » (papier de phase).

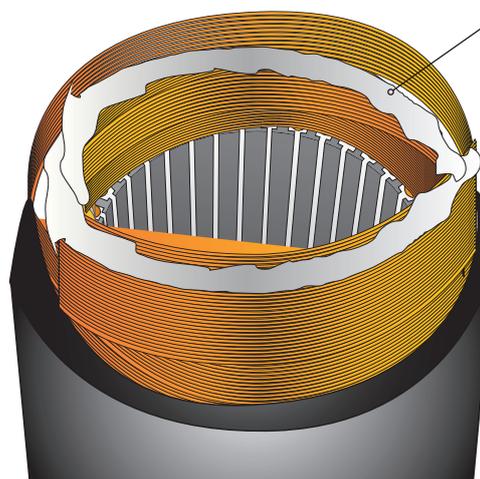


Fig. 1.4.16 : Stator avec isolation de phase



Le rendement du moteur

De façon générale, les moteurs électriques offrent un très bon rendement. Certains moteurs présentent des rendements entre l'alimentation et l'arbre de l'ordre de 80 à 93 % en fonction de la taille du moteur et parfois plus si le moteur est plus gros. Il existe deux types de perte d'énergie dans les moteurs électriques : les pertes dépendantes de la charge et les pertes non dépendantes de la charge.

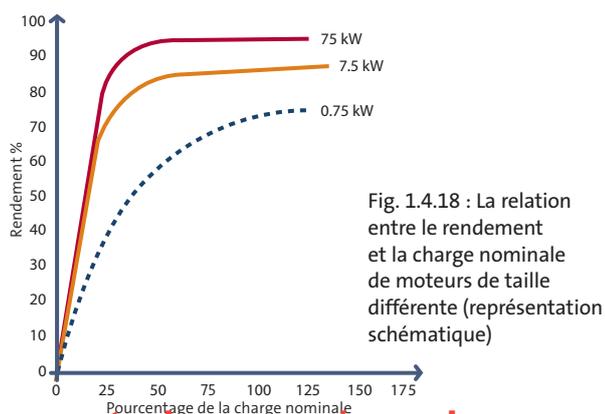
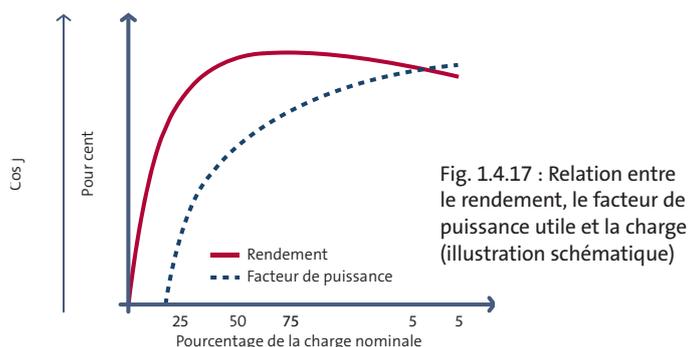
Les pertes dépendantes de la charge varient en fonction de la racine de l'intensité et couvrent :

- les pertes au niveau de l'enroulement du stator (pertes dans le cuivre)
- les pertes au niveau du rotor (pertes par glissements)
- les pertes vagabondes (dans différentes parties du moteur)

Les pertes non dépendantes de la charge dans le moteur se réfèrent aux :

- pertes dans le fer (pertes dans le noyau)
- pertes mécaniques (friction)

Il existe différentes classifications qui catégorisent les moteurs selon leur rendement. Les plus importantes sont les classifications CEMEP de l'UE (EFF1, EFF2 et EFF3) et EPAAct aux États-Unis.



Les moteurs peuvent tomber en panne suite à une surcharge sur une période prolongée ; la plupart des moteurs sont donc intentionnellement surdimensionnés et ne fonctionnent qu'à 75 % ou 80 % de leur capacité pleine charge. À ce niveau de charge, le facteur de rendement et de puissance moteur reste relativement élevé. Mais lorsque la charge du moteur est inférieure à 25 %, le rendement et la puissance baissent.

Le rendement du moteur chute rapidement en-deçà d'un certain pourcentage de la charge nominale. Il est donc important de dimensionner le moteur de façon à ce que les pertes associées à un fonctionnement moteur bien trop faible par rapport à sa capacité nominale soient minimisées. Il arrive très fréquemment que l'on choisisse un moteur de pompe qui réponde aux besoins en puissance de celle-ci.

1.4.5 Les dispositifs de protection moteur

Les moteurs sont quasiment tous protégés de façon à ne pas atteindre des températures qui pourraient endommager leur système d'isolation. En fonction de la construction du moteur et de l'application, la protection thermique peut présenter d'autres fonctions, par exemple éviter les températures qui entraîneraient des dégâts sur un convertisseur de fréquence monté dans le moteur.

Le type de protection thermique varie en fonction du type de moteur. La construction du moteur ainsi que la consommation électrique doivent être pris en compte lors de la sélection d'un dispositif de protection thermique. En règle générale, les moteurs doivent être protégés contre les conditions suivantes :

Problèmes générant une montée lente des températures dans les enroulements :

- Une surcharge lente
- Des périodes de démarrage prolongées
- Un refroidissement réduit/un manque de refroidissement
- Une augmentation de la température ambiante
- Des démarrages et arrêts intempestifs
- Des fluctuations dans la fréquence
- Des fluctuations dans la tension

Problèmes générant une montée rapide des températures dans les enroulements :

- Un rotor bloqué
- Une rupture de phase

La protection thermique (TP)

Conformément à la norme CEI 60034-11, la protection thermique d'un moteur doit être indiquée sur la plaque signalétique à l'aide d'une désignation TP. La figure 1.4.19 présente les désignations TP.

Symbole	Surcharge technique avec variation (1 chiffre)	Nombre de niveaux et fonctions (2 chiffres)	Catégorie 1 (3 chiffres)
TP 111	Lent uniquement (surcharge constante)	1 niveau - interruption	1
TP 112			2
TP 121		2 niveaux - signal d'alerte et interruption	1
TP 122			2
TP 211	Lent et rapide (surcharge constante et blocage)	1 niveau - interruption	1
TP 212			2
TP 221		2 niveaux - signal d'alerte et interruption	1
TP 222			2
TP 311	Rapide uniquement (blocage)	1 niveau - interruption	1
TP 312			2

Indication du niveau de température autorisé quand le moteur est exposé à une surcharge. La catégorie 2 permet de plus fortes températures que la catégorie 1.

Fig. 1.4.19 : Désignations TP

Les thermistances PTC

Les thermistances à coefficient de température positif (PTC) peuvent être incorporées dans le bobinage d'un moteur lors de leur fabrication ou être ajoutées plus tard. En général, on pose trois thermistances PTC en série, une pour chaque phase du bobinage. On peut les trouver avec des températures de déclenchement allant de 90 °C à 180 °C par pas de 5 °C. Elles doivent être connectées à un relais qui détecte toute augmentation rapide de la résistance au sein des thermistances lorsque la température de déclenchement est atteinte. Ces appareils sont non linéaires. À température ambiante, la résistance de trois thermistances est de l'ordre de 200 à 300 ohms ; elle augmente ensuite rapidement quand la thermistance atteint sa température de déclenchement. Si la température poursuit sa hausse, la thermistance PTC peut atteindre plusieurs milliers d'ohms. En général, les relais sont réglés de façon à se déclencher à partir de 3 000 ohms, ou pour se conformer à ce que recommande la norme DIN 44082. La désignation TP des thermistances PTC destinées aux moteurs de moins de 11 kW est TP 211 si ces thermistances sont incorporées dans le bobinage. Si les thermistances ont été montées par la suite, la désignation est TP 111. Normalement, la désignation TP des thermistances PTC destinées aux moteurs de plus de 11 kW est TP 111.

Les thermorupteurs et thermostats

Les thermorupteurs sont de petits contacteurs fabriqués en deux métaux différents qui commutent en fonction de la chaleur. Ils se déclinent en modèles proposant une grande variété de températures de déclenchement ; il existe des versions ouvertes et des versions fermées. Le type le plus courant est la version fermée. On monte en général un à deux thermorupteurs en série dans le bobinage, comme les thermistances ; ils peuvent être directement connectés au circuit de la bobine-contacteur principale. Avec ce type de montage, aucun relais n'est nécessaire. Ce type de protection est moins coûteux que les thermistances, mais il est également moins sensible et incapable de détecter un problème de rotor bloqué.

Les thermorupteurs sont aussi appelés interrupteurs Thermik, Klixon ou encore PTO (Protection Thermique à Ouverture). Les thermorupteurs portent toujours le code TP 111.

Les moteurs monophasés

Les moteurs monophasés sont normalement dotés d'un dispositif de protection thermique incorporé. Cette protection est en général à refermeture automatique. Par conséquent, le moteur doit être raccordé au secteur de sorte à éviter tout accident pouvant être causé par la refermeture automatique.

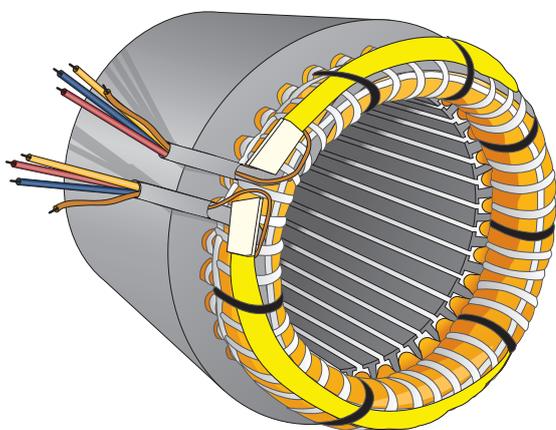
Les moteurs triphasés

Les moteurs triphasés doivent être protégés conformément à la réglementation locale. Ce type de moteur dispose en général de contacts incorporés lui permettant de se réinitialiser dans le circuit de commande externe.



Résistance anti-condensation

Une résistance assure le chauffage du moteur dans le cas où celui-ci est arrêté. Cet élément est spécifiquement utilisé dans le cadre d'installations présentant des conditions difficiles d'humidité et de condensation. La résistance permet au moteur d'être plus chaud que l'environnement, ce qui abaisse l'humidité relative de l'air à l'intérieur du moteur à une valeur inférieure à 100 %.



1.4.20 : Stator avec résistance

Maintenance

Le moteur doit être contrôlé à intervalles réguliers. Il est important de garder le moteur propre pour lui assurer une ventilation correcte. Si la pompe est installée dans un milieu poussiéreux, elle doit être nettoyée et contrôlée régulièrement.

Paliers

Normalement, les moteurs possèdent un palier bloqué du côté entraînement et un palier avec jeu axial du côté opposé à l'entraînement. Le jeu axial est nécessaire pour des raisons de tolérances de production, de dilatation thermique en cours de fonctionnement, etc. Les paliers du moteur sont maintenus en place à l'aide de rondelles-freins ondulées du côté opposé à l'entraînement, voir figure 1.4.21.

Le palier bloqué du côté entraînement peut être soit un roulement à billes à gorge profonde, soit à contact oblique.

Le jeu et les tolérances du palier sont indiqués conformément aux normes ISO 15 et ISO 492. Les fabricants étant tenus de se conformer à ces normes, les paliers sont interchangeables quel que soit leur pays d'origine.

Pour pivoter librement, un roulement à billes doit offrir un certain jeu interne entre le chemin de roulement et les billes. Sans ce jeu, les roulements peuvent avoir des difficultés à tourner et même se gripper. En revanche, un trop grand jeu aura comme résultat un roulement instable qui peut générer un bruit excessif ou des tremblements de l'arbre.

En fonction du type de pompe sur lequel le moteur est monté, le jeu du roulement à billes à gorge profonde du côté entraînement devra être indiqué soit C3, soit C4. Les paliers présentant un jeu de type C4 sont moins sensibles à la chaleur et ont une meilleure capacité de charge axiale.

Le palier supportant les forces radiales de la pompe peut présenter un jeu de type C3 si :

- la pompe est équipée d'un dispositif de délestage hydraulique partiel ou complet
- la pompe fonctionne par nombreuses périodes brèves
- la pompe ne fonctionne pas pendant de longues périodes

Les palier de type C4 s'utilisent pour les pompes dont les forces axiales subissent des fluctuations. Les roulements à contact oblique s'utilisent si la pompe exerce une poussée axiale forte dans un seul sens.

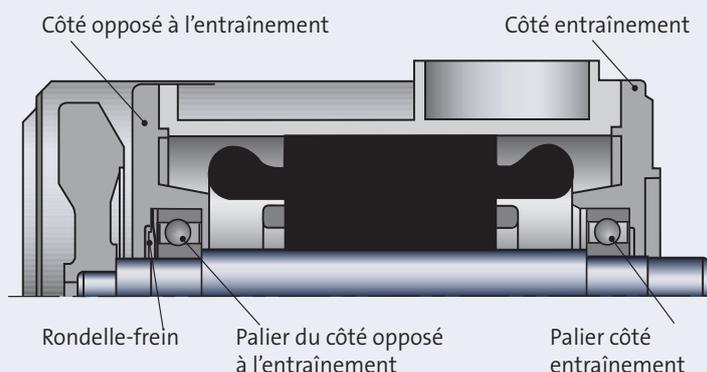


Fig. 1.4.21 : Schéma en coupe d'un moteur

Section 1.4

Les moteurs

Forces axiales	Jeu recommandé selon les types de roulements	
	Côté entraînement	Côté opposé à l'entraînement
Forces modérées à élevées. Principalement une traction vers l'extérieur au niveau du bout d'arbre	Roulement à billes à gorge profonde fixé (C4)	Roulement à billes à gorge profonde (C3)
Traction forte vers l'extérieur au niveau du bout d'arbre	Roulement à contact oblique fixé	Roulement à billes à gorge profonde (C3)
Forces modérées. Principalement une traction vers l'extérieur au niveau du bout d'arbre (partiellement atténuée sur le plan hydraulique dans la pompe)	Roulement à billes à gorge profonde fixé (C3)	Roulement à billes à gorge profonde (C3)
Forces faibles (accouplement flexible)	Roulement à billes à gorge profonde fixé (C3)	Roulement à billes à gorge profonde (C3)
Pression forte vers l'intérieur	Roulement à billes à gorge profonde (C4)	Roulement à contact oblique fixé

Fig. 1.4.22 : Types de roulements typiques dans les moteurs de pompe

Moteurs à paliers à lubrification permanente

Pour les paliers bloqués à lubrification permanente, utilisez l'une des graisses résistantes aux fortes températures suivantes :

- une graisse au lithium
- une graisse à base de polyrésine

Les caractéristiques techniques doivent correspondre aux préconisations de la norme DIN - 51825 K2 ou mieux. La viscosité de base de l'huile doit être supérieure à :

- 50 cSt ($10^{-6}m^2/sec$) à 40 °C et
- 8 cSt (mm^2/sec) à 100 °C

Par exemple la graisse Klüberquiet BQH 72-102 avec un taux de remplissage de : 30 - 40 %.

Moteurs avec système de lubrification

Normalement, les moteurs de taille 160 et supérieure disposent de graisseurs pour les paliers à la fois du côté entraînement et du côté opposé à l'entraînement.

Les graisseurs sont visibles et facilement accessibles. Le moteur est conçu de façon à ce que :

- la graisse s'écoule autour du palier
- la nouvelle graisse pénètre dans le palier
- la graisse usagée s'évacue du palier

Les moteurs dotés d'un système de lubrification sont livrés avec des instructions pour la lubrification, par exemple sous forme d'une étiquette sur le capot du ventilateur. Outre ce type d'indication, des consignes sont également données dans la notice d'installation et de fonctionnement.

Très souvent, le lubrifiant est à base de lithium, une graisse résistante aux fortes températures comme l'UNIREX N3 d'EXXON (ExxonMobil, ou encore Esso) ou l'Alvania G3 de Shell. La viscosité de base de l'huile doit être

- supérieure à 50 cSt ($10^{-6}m^2/sec$) à 40 °C et
- 8 cSt (mm^2/sec) à 100 °C

Section 1.5 : Les liquides

- 1.5.1 Les liquides visqueux
- 1.5.2 Les liquides non newtoniens
- 1.5.3 L'impact des liquides visqueux sur les performances d'une pompe centrifuge
- 1.5.4 Sélectionner la bonne pompe pour un liquide contenant de l'antigel
- 1.5.5 Exemple de calcul
- 1.5.6 La sélection assistée par ordinateur des liquides denses et visqueux



Section 1.5

Les liquides

1.5.1 Les liquides visqueux

Cela ne fait aucun doute : l'eau est le liquide le plus couramment pompé. Cependant, dans un certain nombre de domaines, les pompes ont à traiter d'autres types de liquides, notamment l'huile, le propylène glycol, ou encore l'essence. Par rapport à l'eau, ces types de liquides présentent une densité et une viscosité différentes.

La viscosité est une mesure de l'épaisseur du liquide.

Plus le liquide est visqueux, plus il est épais. Le propylène glycol et l'huile moteur sont des exemples de liquides épais et très visqueux. L'essence et l'eau sont des exemples de liquides faiblement visqueux et non épais.

Il existe deux types de viscosité :

- la viscosité dynamique (μ), qui se mesure normalement en Pa·s ou en poises (1 poise = 0,1 Pa·s)
- la viscosité cinématique (ν), qui se mesure normalement en centistokes ou m^2/s (1 cSt = $10^{-6} m^2/s$)

La formule ci-contre exprime la relation entre la viscosité dynamique (μ) et la viscosité cinématique (ν).

Dans les paragraphes ci-après, nous n'aborderons que la viscosité cinématique (ν).

La viscosité d'un liquide varie considérablement en fonction de la température ; l'huile chaude est moins épaisse que l'huile froide. Comme le montre la figure 1.5.1, un liquide constitué à 50 % de propylène glycol voit sa viscosité augmenter d'un facteur 10 quand la température passe de +20 à -20°C.

Vous trouverez plus d'informations sur la viscosité des liquides dans l'annexe L.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ = densité du liquide

Liquide	Température du liquide t [°C]	Densité ρ [kg/m ³]	Viscosité cinématique ν [cSt]
Eau	20	998	1.004
Essence			
Huile d'olive	20	900	93
Propylène glycol à 50 %	20	1043	6.4
Propylène glycol à 50 %	-20	1061	68.7

Fig. 1.5.1 : Comparaison des valeurs de la viscosité de l'eau et de quelques autres liquides. La densité et les températures sont également représentées.

1.5.2 Les liquides non newtoniens

Les liquides cités jusqu'à présent étaient newtoniens. La viscosité des liquides newtoniens n'est pas affectée par la magnitude et le mouvement auxquels ils sont exposés. L'huile minérale et l'eau en sont des exemples typiques. En revanche, la viscosité des liquides non newtoniens change si le liquide est agité.

En voici quelques exemples :

- Les liquides dilatants tels que la crème glacée : la viscosité augmente lorsque le liquide est agité
- Les fluides plastiques tels que le ketchup : ils possèdent un seuil d'écoulement qui doit être dépassé avant que l'écoulement ne survienne. À partir de ce seuil, la viscosité décroît à mesure que l'agitation augmente
- Les liquides thixotropes tels que la peinture qui ne goutte pas : ils présentent une viscosité décroissante avec l'augmentation de l'agitation

Les liquides non newtoniens ne sont pas couverts par la formule de viscosité énoncée plus haut.

1.5.3 L'impact des liquides visqueux sur les performances d'une pompe centrifuge

Les liquides visqueux, c'est-à-dire les liquides présentant une plus grande viscosité et/ou une plus forte densité que l'eau, affectent les performances des pompes centrifuges de différentes manières :

- augmentation de la consommation électrique, ce qui implique le recours à de plus gros moteurs pour la même tâche
- réduction de la hauteur manométrique, du débit et du rendement de la pompe

Prenons un exemple : une pompe utilisée pour le pompage d'un liquide à une température inférieure à 0 °C dans un système de refroidissement. Pour éviter que le liquide ne gèle, on ajoute un agent antigel tel que le propylène glycol à l'eau. Lorsque l'on ajoute du glycol ou un agent antigel

du même type au liquide pompé, le liquide acquiert des propriétés différentes de celles de l'eau. Ainsi, il aura pour propriétés :

- un point de congélation plus bas, t_f [°C]
- une chaleur spécifique plus faible, c_p [kJ/kg·K]
- une conductivité thermique moindre, λ [W/m·K]
- un point d'ébullition plus élevé, t_b [°C]
- un plus fort coefficient de dilatation, β [m/°C]
- une densité plus élevée, ρ [kg/m³]
- une plus grande viscosité cinématique, ν [cSt]

Il est nécessaire de garder ces propriétés à l'esprit lors de la conception de systèmes et de la sélection de pompes. Comme mentionné, plus haut, une densité plus élevée nécessite une plus grande puissance au niveau du moteur, et une plus grande viscosité réduit la hauteur manométrique, le débit et le rendement ; il devient donc nécessaire de disposer d'une plus grande puissance moteur, voir figure 1.5.2.

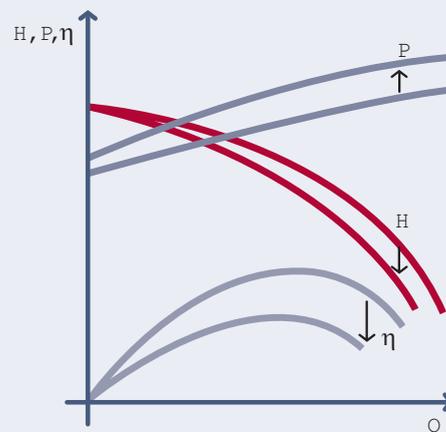


Fig. 1.5.2 : Modification de la hauteur manométrique, du rendement et de la puissance absorbée pour les liquides à viscosité plus élevée.

Section 1.5

Les liquides

1.5.4 Sélectionner la bonne pompe pour un liquide contenant de l'antigel

Les caractéristiques des pompes sont généralement données en fonction de l'eau à 20 °C, c'est-à-dire pour une viscosité cinématique d'environ 1 cSt et une densité d'environ 1 000 kg/m³.

Quand les pompes sont utilisées pour des liquides contenant de l'antigel au-dessous de 0 °C, il est nécessaire de se demander si celles-ci peuvent fournir les performances requises ou si elles auront besoin d'un plus gros moteur. La section suivante présente une méthode simplifiée visant à déterminer les corrections à apporter aux courbes des pompes dans le cas de liquides présentant une viscosité entre 5 et 100 cSt et une densité de 1 300 kg/m³ maximum. Notez cependant que cette méthode n'est pas aussi précise que la méthode assistée par ordinateur décrite plus loin.

Les corrections à apporter aux courbes des pompes traitant des liquides très visqueux

En s'appuyant sur les valeurs connues requises pour le point de consigne, pour Q_s , H_s et pour la viscosité du liquide pompé, on peut trouver les facteurs de correction de H et P_2 , voir figure 1.5.3.

Pour connaître le facteur de correction des pompes multicellulaires, il faut utiliser la hauteur manométrique d'une des cellules.

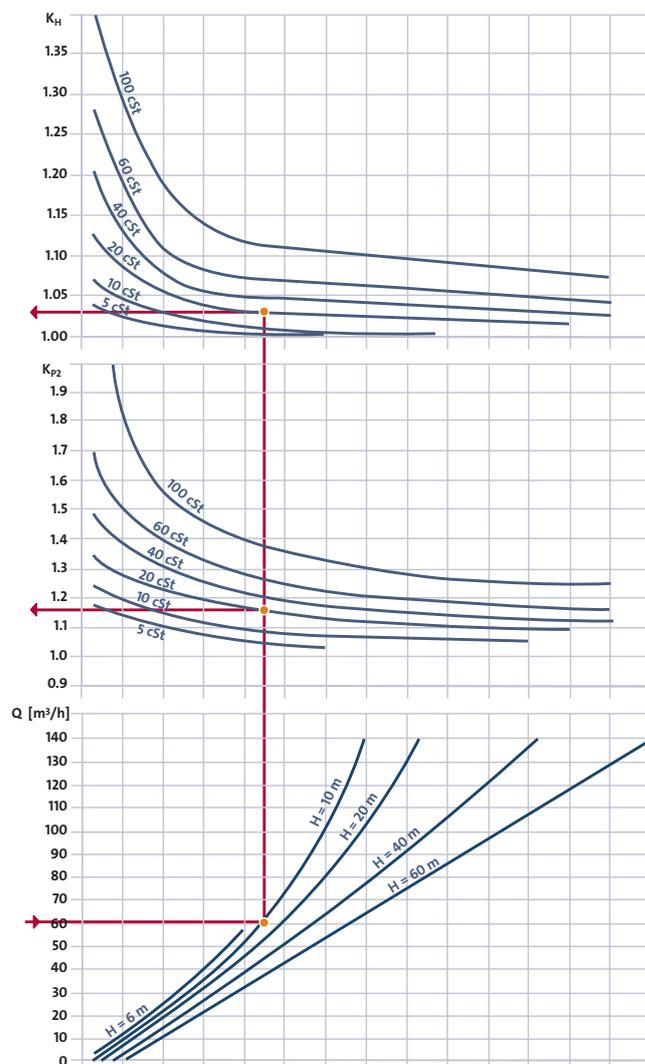


Fig. 1.5.3 : Il est possible de déterminer le facteur de correction pour la hauteur manométrique et la consommation énergétique en fonction de différentes valeurs de débit, hauteur manométrique et viscosité.

La figure 1.5.3 se lit de la manière suivante :

Lorsque k_H et k_{P2} se trouvent dans la figure, la hauteur manométrique équivalente pour l'eau propre H_W et la puissance réelle à l'arbre P_{2S} corrigée peuvent être calculées à l'aide de la formule suivante

$$H_W = k_H \cdot H_S$$

$$P_{2S} = k_{P2} \cdot P_{2W} \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_w} \right)$$

où

H_W : la hauteur manométrique équivalente de la pompe si le liquide pompé est de l'eau « propre »

P_{2W} : la puissance à l'arbre au point de consigne (Q_s, H_w) lorsque le liquide pompé est de l'eau

H_S : la hauteur manométrique souhaitée pour le liquide pompé (avec agents)

P_{2S} : la puissance à l'arbre au point de consigne (Q_s, H_s) lorsque le liquide pompé est de l'eau (avec agents)

ρ_s : la densité du liquide pompé

ρ_w : la densité de l'eau = 998 kg/m³

La sélection de la pompe se fait à partir des fiches techniques/ courbes normales s'appliquant à l'eau. La pompe doit couvrir le point de consigne $Q, H = Q_s, H_w$, et le moteur doit être suffisamment puissant pour pouvoir appliquer P_{2S} à l'arbre.

La figure 1.5.4 montre comment procéder lors de la sélection d'une pompe et lors du test visant à déterminer si le moteur est dans la plage de puissance autorisée.

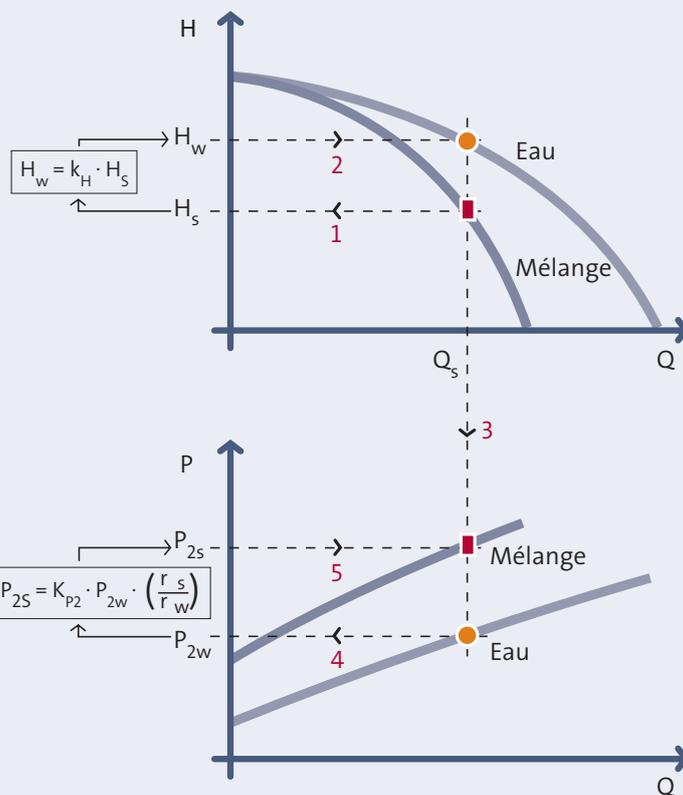


Fig. 1.5.4 : Correction de la courbe de pompe lors de la sélection d'une pompe

La procédure de sélection de la pompe et du moteur se compose des étapes suivantes :

- Calcul de la hauteur manométrique H_w corrigée (en fonction de H_s et k_H), voir figure 1.5.4 **1-2**
- Sélection d'une pompe capable de fournir les performances conformes au point de consigne corrigé (Q_s, H_w)
- Lecture de la puissance absorbée P_{2W} au point de consigne (Q_s, H_w), voir figure 1.5.4 **3-4**
- En s'appuyant sur les valeurs P_{2W} , k_{P2} , ρ_w et ρ_s , calcul de la puissance à l'arbre P_{2S} requise corrigée, voir figure 1.5.4 **4-5**
- Contrôle visant à vérifier si la valeur $P_{2S} < P_{2MAX}$ du moteur. Si tel est le cas, le moteur peut être utilisé. Sinon, il faut sélectionner un moteur plus puissant.

1.5.5 Exemple de calcul

Un circulateur placé dans un circuit de réfrigération doit pomper un liquide constitué à 40 % (en poids) de propylène glycol à -10 °C. Le débit souhaité est $Q_s = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, et la hauteur manométrique souhaitée est $H_s = 12 \text{ m}$. Comme nous connaissons le point de consigne requis, il nous est possible de trouver la caractéristique QH pour l'eau et de choisir une pompe à même de couvrir le point de consigne. Une fois que nous avons déterminé le type de pompe et la taille nécessaires, nous pouvons vérifier si la pompe est équipée d'un moteur qui peut supporter la charge spécifique de la pompe.

Le liquide présente une viscosité cinématique de 20 cSt et une densité de $1049 \text{ kg}/\text{m}^3$. Avec $Q_s = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_s = 12 \text{ m}$ et $\nu = 20 \text{ cSt}$, nous pouvons trouver les facteurs de correction dans la figure 1.5.3.

$$k_H = 1,03$$

$$k_{p2} = 1,15$$

$$H_W = k_H \cdot H_s = 1,03 \cdot 12 = 12,4 \text{ m}$$

$$Q_s = 60 \text{ m}^3/\text{h}$$

La pompe doit pouvoir couvrir un point de consigne équivalent à $Q, H = 60 \text{ m}^3/\text{h}, 12,4 \text{ m}$. Une fois que nous avons déterminé la taille de la pompe nécessaire, nous trouvons la valeur P_{2W} pour le point de consigne, dans ce cas $P_{2W} = 2,9 \text{ kW}$. Il est à présent possible de calculer la puissance moteur nécessaire pour le mélange contenant du propylène glycol :

$$P_{2S} = k_{p2} \cdot P_{2W} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_w}$$

$$P_{2S} = 1,15 \cdot 2,9 \cdot \frac{1049}{998} = 3,5 \text{ kW}$$

Le calcul montre que la pompe doit être équipée d'un moteur 4 kW, qui est la plus petite taille de moteur à même de couvrir la valeur $P_{2S} = 3,5 \text{ kW}$ calculée.

1.5.6 La sélection assistée par ordinateur des liquides denses et visqueux

Certains outils de sélection assistée par ordinateur comportent une fonctionnalité qui compense les courbes de performance en fonction de la densité et de la viscosité saisies. La figure 1.5.5 présente les courbes de performance de la pompe de l'exemple que nous venons d'étudier.

Elle montre les courbes de performance de la pompe à la fois lorsque celle-ci traite des liquides visqueux (lignes continues) et lorsqu'elle traite de l'eau (pointillés). Comme indiqué plus haut, la hauteur manométrique, le débit et le rendement sont réduits, résultant en une augmentation de la consommation électrique.

La valeur de P_2 est 3,4 kW, ce qui correspond au résultat obtenu dans l'exemple de calcul de la section 1.5.4.

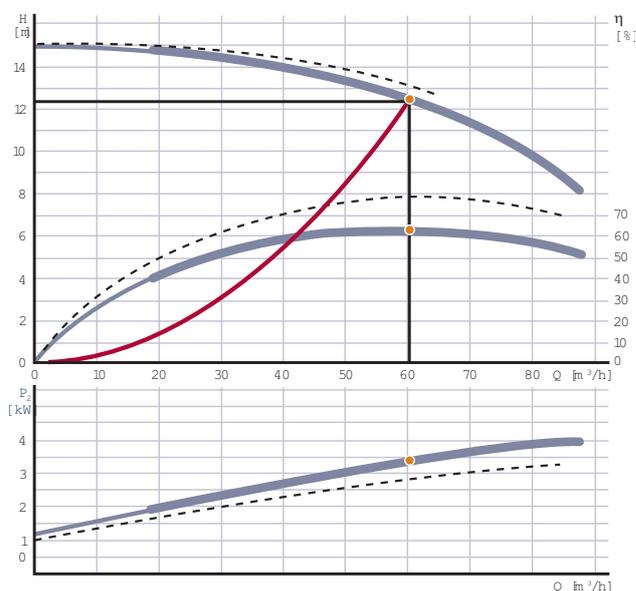


Fig. 1.5.5 : Courbes de performance de la pompe

Section 1.6 : Les matériaux

- 1.6.1 Qu'est-ce que la corrosion ?
- 1.6.2 Les types de corrosion
- 1.6.3 Les métaux et alliages métalliques
- 1.6.4 Les céramiques
- 1.6.5 Les plastiques
- 1.6.6 Le caoutchouc et les élastomères
- 1.6.7 Les revêtements



Section 1.6

Les matériaux

Dans cette section, nous présentons les différents matériaux utilisés dans la fabrication d'une pompe. Nous nous focaliserons principalement sur les caractéristiques que chaque type de métal et d'alliage métallique a à offrir. Mais avant d'approfondir, nous nous pencherons sur le phénomène de la corrosion. En plus d'expliquer ce qu'est la corrosion, nous examinerons les différents types de corrosion, et les moyens de l'éviter.

1.6.1 Qu'est-ce que la corrosion ?

On désigne habituellement par corrosion le phénomène de dégradation du métal par une réaction de nature chimique ou électrochimique avec son environnement, voir figure 1.6.1. De manière très générale, la corrosion peut être vue comme la tendance du métal à revenir à son état naturel, c'est-à-dire à un état similaire à l'oxyde duquel il a été fondu et extrait. Seuls les métaux précieux tels que l'or et le platine se trouvent dans leur état métallique dans la nature.

Certains métaux produisent une couche d'oxyde étanche en surface qui empêche la corrosion de se former. Si la couche de surface se brise, elle se répare d'elle-même. Ces métaux sont passivés. Sous condition atmosphérique, les produits de corrosion du zinc et de l'aluminium forment une couche très étanche empêchant toute formation de corrosion.

De la même manière, il se forme à la surface de l'acier inoxydable une couche étanche de fer et d'oxyde de chrome, et à la surface du titane, une couche d'oxyde de titane. La couche protectrice de ces métaux explique leur bonne résistance à la corrosion. La rouille, en revanche, est un produit de corrosion non protecteur se formant sur l'acier.

La rouille est poreuse, n'adhère pas fermement et n'empêche pas la poursuite de la corrosion, voir figure 1.6.2.

Variables environnementales affectant la résistance à la corrosion des métaux et alliages

- pH (acidité)
- Agents oxydant (tels que l'oxygène)
- Température
- Concentration des composants de la solution (tels que les chlorures)
- Activité biologique
- Conditions de fonctionnement (vitesse, procédures de nettoyage, arrêts, ...)

Fig. 1.6.1 : Variables environnementales affectant la résistance à la corrosion des métaux et alliages

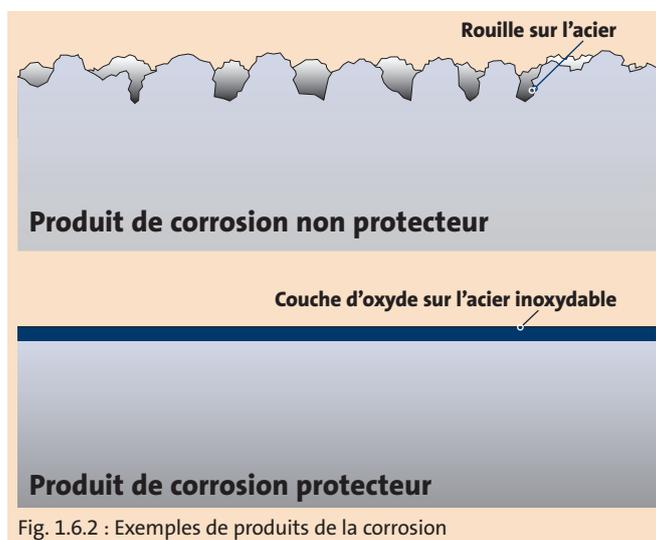


Fig. 1.6.2 : Exemples de produits de la corrosion

1.6.2 Les types de corrosion

En général, la corrosion des métaux implique la perte de métal en un point d'une surface exposée. Elle prend différentes formes, allant d'attaques uniformes sur toute la surface à des attaques locales accélérées.

Ce sont à la fois les conditions environnementales et physiques qui déterminent le type et la sévérité des attaques de corrosion. Ces conditions déterminent également les types de produits de corrosion formés et les mesures de contrôle à prendre. Dans de nombreux cas, il est impossible ou plutôt très coûteux d'arrêter complètement le processus de corrosion ; cependant, il est en général possible de contrôler ce processus et de le maintenir à des niveaux acceptables.

Dans les pages qui suivent, nous aborderons les différentes formes de corrosion et leurs caractéristiques.

La corrosion uniforme

La corrosion uniforme ou généralisée se caractérise par des attaques corrosives réparties de façon homogène sur la surface entière, ou sur une grande partie de la zone totale. Le métal continue à être rongé jusqu'à ce qu'il casse. La corrosion uniforme est le type de corrosion entraînant le plus gros gâchis de métal.

Exemples de métaux sujets à la corrosion uniforme :

- l'acier dans l'eau gazéifiée
- l'acier inoxydable dans des acides réducteurs (par exemple, l'EN 1.4301 (AISI 304) dans l'acide sulfurique)

Corrosion par piqûres

La corrosion par piqûres est une forme d'attaque corrosive localisée. Elle forme des trous ou piqûres à la surface du métal. Même si elle parvient à perforer le métal, la corrosion totale, mesurée en perte de poids, peut être tout à fait minimale. Le taux de pénétration peut être de 10 à 100 fois celui de la corrosion générale, en fonction de l'agressivité du liquide. La corrosion par piqûres apparaît plus facilement dans un milieu stagnant.

Exemple de métal sujet à la corrosion par piqûre :

- l'acier inoxydable dans l'eau de mer

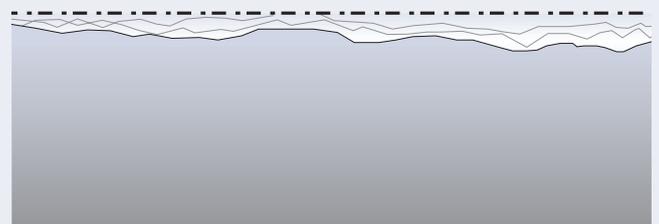


Fig. 1.6.3 : Corrosion uniforme

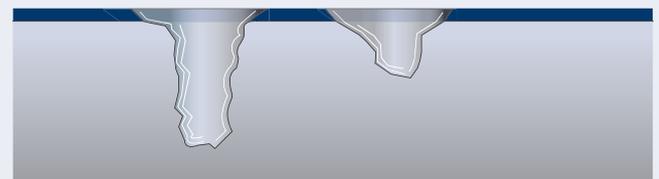


Fig. 1.6.4 : Corrosion par piqûres

Section 1.6

Les matériaux

La corrosion caverneuse

La corrosion caverneuse, tout comme la corrosion par piqûre, est une forme localisée d'attaques de corrosion. Cependant, la corrosion caverneuse commence plus facilement que la corrosion par piqûres. La corrosion caverneuse survient dans des interstices ou espaces confinés entre deux surfaces métalliques ou entre des métaux et des surfaces non métalliques, et s'associe généralement à une condition stagnante dans la crevasse ainsi formée. Les crevasses, telles que celles trouvées au niveau des brides ou de raccords filetés, sont ainsi souvent des points critiques de corrosion.

Exemple de métal sujet à la corrosion caverneuse :

- l'acier inoxydable dans l'eau de mer

La corrosion intergranulaire

Comme son nom l'indique, la corrosion intergranulaire intervient aux joints de grain du matériau. La corrosion intergranulaire est également appelée corrosion inter cristalline. En général, ce type de corrosion se manifeste quand le carbure de chrome précipite au niveau des joints de grain lors de la soudure ou en relation avec un traitement thermique insuffisant. Une petite zone autour du joint du grain peut perdre son chrome et devenir ainsi moins résistante à la corrosion que le reste du matériau. Le problème est que le chrome joue un rôle important dans la résistance à la corrosion.

Exemples de métaux sujets à la corrosion intergranulaire :

- l'acier inoxydable présentant des défauts de soudure ou de traitement thermique
- l'acier inoxydable EN 1.4401 (AISI 316) dans l'acide nitrique concentré

La corrosion sélective

La corrosion sélective est un type de corrosion qui attaque seulement un élément d'un alliage et qui le dissout dans la structure de l'alliage. La structure de l'alliage s'en trouve par conséquent affaiblie.

Exemples de corrosion sélective :

- la dézincification du laiton non stabilisé, produisant une structure de cuivre poreuse affaiblie
- la graphitisation de la fonte grise, laissant un squelette de graphite friable du fait de la dissolution du fer

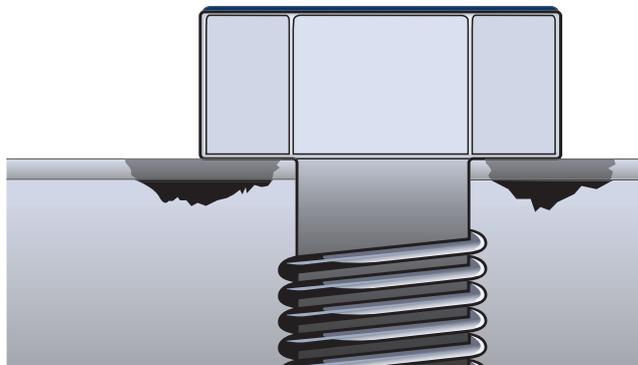


Fig. 1.6.5 : Corrosion caverneuse

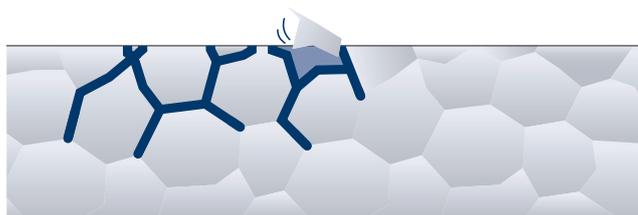


Fig. 1.6.6 : Corrosion intergranulaire

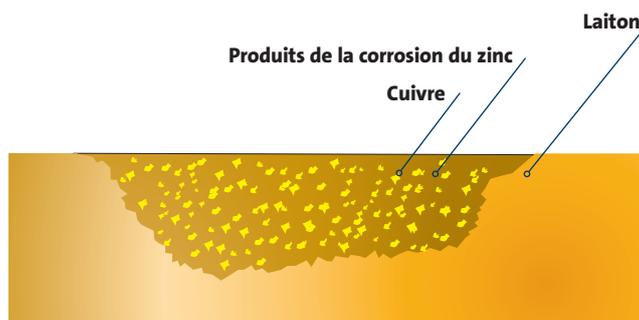


Fig. 1.6.7 : Corrosion sélective



La corrosion-érosion

La corrosion-érosion est un processus qui implique à la fois un phénomène de corrosion et un phénomène d'érosion. La vitesse de la corrosion peut être accélérée par le mouvement relatif d'un liquide corrosif et d'une surface de métal. L'attaque se localise dans les zones à haut débit ou à écoulement turbulent. Les attaques de corrosion-érosion se caractérisent par des sillons évoluant dans une direction particulière.

Exemples de métaux sujets à la corrosion-érosion :

- le bronze dans l'eau de mer
- le cuivre dans l'eau

La corrosion-cavitation

Pomper un liquide à haut débit induit une réduction de la pression. Lorsque la pression chute en-deçà de la pression vapeur du liquide, il se forme des bulles de vapeur (ébullition). Dans les zones où les bulles de vapeur se forment, le liquide bout. Quand la pression remonte, les bulles de vapeur implosent et produisent de puissantes ondes de choc. L'implosion des bulles de vapeur arrache ainsi du métal ou de l'oxyde de la surface.

Exemple de métaux sujets à la cavitation :

- la fonte dans l'eau à haute température
- le bronze dans l'eau de mer

La corrosion sous contrainte (CSC)

La corrosion sous contrainte fait référence à l'influence combinée de la contrainte de traction (appliquée ou interne) et d'un environnement corrosif. Le matériau peut se craqueler sans déformation significative ni détérioration visible. Souvent, une corrosion par piqûres est associée au phénomène de corrosion sous contrainte.

Exemples de métaux sujets à la corrosion sous contrainte :

- l'acier inoxydable EN 1.4401 (AISI 316) dans les chlorures
- le laiton dans l'ammoniaque

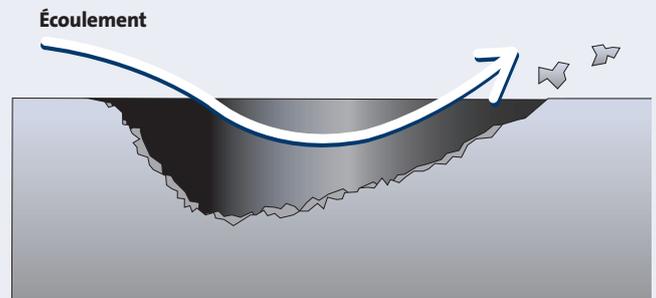


Fig. 1.6.8 : Corrosion-érosion

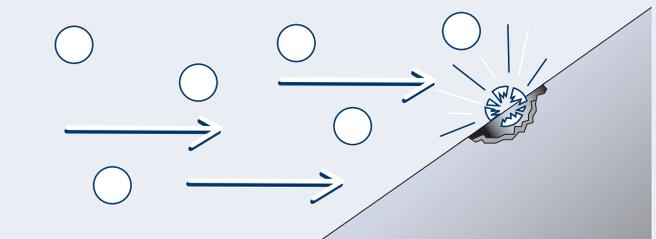


Fig. 1.6.9 : Corrosion-cavitation



Fig. 1.6.10 : Corrosion sous contrainte

Section 1.6

Les matériaux

La corrosion par fatigue

La fatigue purement mécanique est ce qui se manifeste quand un matériau soumis à une charge cyclique bien inférieure à sa résistance à la traction extrême peut rompre. Si le métal est en même temps exposé à un environnement corrosif, la rupture peut avoir lieu en présence d'une contrainte moindre et après une période plus courte. Contrairement à la fatigue purement mécanique, il n'existe aucune limite de fatigue dans la corrosion par fatigue.

Exemple de métaux sujets à la corrosion par fatigue :

- les structures en aluminium en atmosphère corrosive

La corrosion galvanique

Lorsqu'un électrolyte corrosif et des matériaux métalliques sont en contact (cellule galvanique), la corrosion s'accroît sur le moins noble des métaux (l'anode) et diminue sur le plus noble (la cathode). L'accroissement de la corrosion est appelé corrosion galvanique. La tendance du métal ou de l'alliage à se corroder dans une cellule galvanique est déterminée par sa position dans la série galvanique. Celle-ci indique le caractère noble relatif des différents métaux et alliages dans un environnement donné (par exemple l'eau de mer, voir figure 1.6.12). Plus les métaux sont éloignés dans la série galvanique, plus l'effet de la corrosion est puissant. Plus les métaux et alliages se situent vers le haut, plus ils sont nobles ; plus ils se placent vers le bas, moins ils le sont.

Exemples de métaux sujets à la corrosion galvanique :

- l'acier au contact du 1.4401
- l'aluminium au contact du cuivre

Les principes de la corrosion galvanique sont utilisés dans la protection cathodique. La protection cathodique est un moyen de réduire ou d'empêcher la corrosion d'une surface métallique à l'aide d'anodes sacrificielles (zinc ou aluminium) ou de courants imposés.

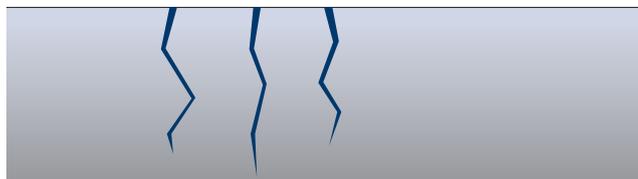


Fig. 1.6.11 : Corrosion par fatigue

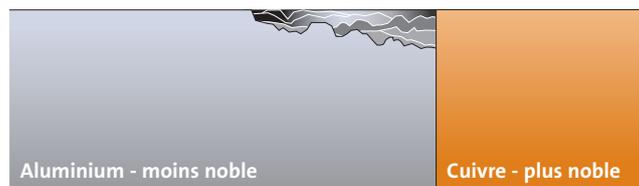


Fig. 1.6.12 : Corrosion galvanique

Série galvanique pour les métaux et alliages dans l'eau de mer
Nobles, côté cathode (moins enclins à la corrosion)
Platine
Or
Titane (passif)
Argent
Acier inoxydable (passif)
Cuivre
Bronze
Laiton
Étain
Acier inoxydable (actif)
Acier
Aluminium
Zinc
Magnésium
Moins nobles, côté anode (plus enclins à la corrosion)

Fig. 1.6.13 : Série galvanique pour les métaux et alliages dans l'eau de mer



1.6.3 Les métaux et alliages métalliques

Les pages suivantes abordent les caractéristiques des différents métaux et alliages métalliques utilisés dans la fabrication des pompes.

Les alliages ferreux

Les alliages ferreux sont des alliages dont le fer est le principal composant.

Ils constituent le type de matériau le plus courant en raison de leur grande disponibilité, de leur faible coût et de leur grande polyvalence.

L'acier est un matériau très répandu, composé principalement d'un alliage de fer et de carbone. La quantité de carbone dans l'acier peut varier entre 0,003 % et 1,5 % du poids. La teneur en carbone a un impact important sur la résistance mécanique, la soudabilité, l'usinabilité, la ductilité et la dureté du matériau. En général, on admet qu'une augmentation de la teneur en carbone conduit à une augmentation de la résistance mécanique et de la dureté, mais qu'elle réduit sa ductilité et sa soudabilité. Le type d'acier le plus courant est l'acier au carbone. Celui-ci est classé en quatre catégories, voir figure 1.6.14.

Type d'acier	Teneur en carbone
Acier à faible teneur en carbone ou doux	0,003 % à 0,30 % de carbone
Acier à teneur moyenne en carbone	0,30 % à 0,45 % de carbone
Acier à forte teneur en carbone	0,45 % à 0,75 % de carbone
Acier à très forte teneur en carbone	0,75 % à 1,50 % de carbone

Fig. 1.6.14 : Quatre types d'acier au carbone

L'acier peut être forgé ou coulé. Les caractéristiques générales de la fonte d'acier sont très proches de celles de l'acier forgé. L'avantage le plus évident de l'acier est qu'il est relativement peu coûteux à produire, à couler et à travailler. Cependant, sa résistance à la corrosion est faible par rapport à d'autres matériaux tels que l'acier inoxydable.



Corrosion-cavitation d'une roue en bronze



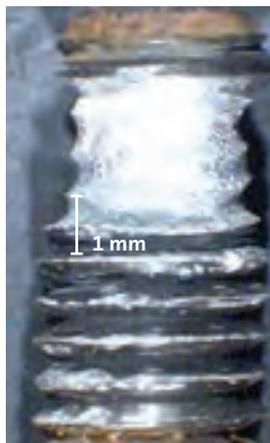
Corrosion-érosion d'une roue en fonte



Corrosion par piqûres de l'EN 1.4401 (AISI 316)



Corrosion intergranulaire de l'acier inoxydable



Corrosion caverneuse de l'EN 1.4462 (SAF 2205)

Section 1.6

Les matériaux

La fonte

La fonte peut être considérée comme un alliage de fer, de silicium et de carbone. En général, la concentration de carbone se situe entre 3 et 4 % du poids, la plus grande partie étant présente sous forme soluble (lamelles ou nodules de graphite). Les deux types principaux de fonte sont la fonte grise et la fonte ductile (nodulaire). La résistance à la corrosion de la fonte est comparable à celle de l'acier ; parfois, elle est même meilleure. La fonte peut comporter de 13 à 16 % en poids de silicium ou 15 à 35 % en poids de nickel (« Ni-resist ») pour améliorer sa résistance à la corrosion. On utilise très fréquemment divers types de fonte dans l'industrie, et plus particulièrement pour les vannes, pompes, canalisations et pièces automobiles. La fonte présente une bonne résistance à la corrosion et aux liquides alcalins (pH élevé). Mais sa résistance aux acides (pH bas) est faible.

La fonte grise

Désignations de la fonte grise			
Résistance en traction N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 185
150	EN-GJL-150	GG-15	50
200	EN-GJL-200	GG-20	200
250	EN-GJL-250	GG-25	250

Fig. 1.6.15 : Comparaison et désignations de la fonte grise

Dans la fonte grise, le graphite est dispersé dans une matrice de ferrite ou de perlite sous forme de lamelles. Les fissures en surface prennent une couleur grise (d'où leur nom). Les lamelles de graphite concentrent les efforts de traction, affaiblissant la fonte et la rendant cassante en tension, mais également plus résistante et ductile en compression. La fonte grise est utilisée dans la construction des blocs-moteurs en raison de ses bonnes propriétés d'amortissement des vibrations. C'est un matériau très peu coûteux, relativement facile à couler avec un risque très faible de contraction. C'est pour cette raison que la fonte grise est souvent utilisée pour les pièces de pompe présentant des besoins en résistance mécanique moyens.

La fonte ductile (nodulaire)

Désignations de la fonte ductile			
Résistance en traction N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 1083
400	EN-GJS-400-18	GGG-40	400-18
400	EN-GJS-400-15	GGG-40.3	400-15
450	EN-GJS-450-10	—	450-10
500	EN-GJS-500-7	GGG-50	500-7

Fig. 1.6.16 : Comparaison et désignations de la fonte ductile

La fonte ductile contient environ 0,03 à 0,05 % (en poids) de magnésium. Celui-ci force le graphite à cristalliser sous une forme globulaire, si bien qu'il est dispersé dans une matrice de ferrite ou de perlite sous forme de sphères ou nodules. Ces nodules de graphite ne présentent pas d'angles pointus. La forme arrondie du graphite ductile réduit le phénomène de concentration des contraintes, rendant le matériau bien plus ductile que la fonte grise. La figure 1.6.16 montre clairement que la fonte ductile présente une plus grande résistance à la traction que la fonte grise. La fonte ductile s'utilise normalement pour les pièces de pompe requérant une grande résistance mécanique (installations caractérisées par de fortes pressions ou de hautes températures).

L'acier inoxydable

L'acier inoxydable est un alliage d'acier comportant une part de chrome. La teneur minimale en chrome dans les aciers inoxydables standard est de 10,5 %. Le chrome améliore la résistance à la corrosion de l'acier inoxydable. Cette meilleure résistance provient d'un film d'oxyde de chrome qui se forme en surface. Cette couche très mince possède des propriétés auto-réparatrices quand elle est soumise à de bonnes conditions. Le molybdène, le nickel et l'azote sont d'autres exemples de composants typiques de ces alliages. Ajouter ces différents éléments dans les alliages permet de créer des structures cristallines différentes, ce qui confère aux alliages des propriétés spécifiques en termes d'aptitude à la transformation, au coulage, au soudage, de résistance à la corrosion, etc. En général, l'acier inoxydable présente une plus grande résistance aux produits chimiques (tels que les acides) que l'acier ou la fonte.



Dans les environnements contenant des chlorures, l'acier inoxydable peut être attaqué par des formes de corrosion localisées telles que la corrosion par piqûre ou la corrosion cavernueuse. La résistance de l'acier inoxydable à ces types de corrosion est très dépendante de sa composition chimique. Il est devenu très courant d'utiliser les valeurs PRE (Pitting Resistance Equivalent, c'est-à-dire l'équivalent en termes de résistance à la piqûration) comme mesure de la résistance à la corrosion par piqûre de l'acier inoxydable. Les valeurs PRE se calculent à l'aide de formules dans lesquelles l'influence

relative des éléments suivants (chrome, molybdène et azote) sur la résistance à la piqûration est prise en considération. Plus la valeur PRE est élevée, plus la résistance à la corrosion localisée est forte. Gardez cependant à l'esprit que la valeur PRE est une estimation très approximative de la résistance à la corrosion par piqûre d'un acier inoxydable donné et ne doit être utilisée qu'à des fins de comparaison et de classement des différents types d'acier inoxydable. Les paragraphes suivants présentent les quatre types principaux d'acier inoxydable : ferritique, martensitique, austénitique et duplex.

Fig. 1.6.17 : Composition chimique de l'acier inoxydable

Composition chimique de l'acier inoxydable [% du poids]

Microstructure	Désignation EN/AISI/UNS	% carbone max.	% chrome	% nickel	% molybdène	% autre	PRE ⁵⁾
Ferritique	1.4016/430/ S43000	0.08	16-18				17
Martensitique	1.4057/431/ S43100	0.12-0.22	15-17	1.5-2.5			16
Austénitique	1.4305/303/ S30300	0.1	17-19	8-10		S 0.15-0.35	18
Austénitique	1.4301/304/ S30400	0.07	17-19.5	8-10.5			18
Austénitique	1.4306/304L/ S30403	0.03	18-20	10-12			18
Austénitique	1.4401/316/ S31600	0.07	16.5-18.5	10-13	2-2.5		24
Austénitique	1.4404/316L/ S31603	0.03	16.5-18.5	10-13	2-2.5		24
Austénitique	1.4571/316Ti/ S31635	0.08	16.5-18.5	10.5-13.5	2-2.5	Ti > 5 x carbon Ti < 0.70	24
Austénitique	1.4539/904L/ N08904	0.02	19-21	24-26	4-5	Cu 1.2-2	34
Austénitique	1.4547/aucune / S 31254 ³⁾	0.02	20	18	6.1	N 0.18-0.22 Cu 0.5-1	43
Ferritique austénitique	1.4462/ aucune/ S32205 ²⁾	0.03	21-23	4.5-6.5	2.5-3.5	N 0.10-0.22	34
Ferritique austénitique	1.4410/aucune/ S 32750 ⁴⁾	0.03	25	7	4	N 0.24-0.32	43
Microstructure	Désignation EN/ASTM/UNS	% carbone max.	% chrome	% nickel	% molybdène	% autre	PRE
Austénitique ¹⁾	1.4308/CF8/ J92600	0.07	18-20	8-11			19
Austénitique ¹⁾	1.4408/CF8M/ J92900	0.07	18-20	9-12	2-2.5		26
Austénitique ¹⁾	1.4409/CF3M/ J92800	0.03	18-20	9-12	2-2.5	N max. 0.2	26
Austénitique	1.4584/aucune/ aucune	0.025	19-21	24-26	4-5	N max. 0.2 Cu 1-3	35
Ferritique austénitique	1.4470/CD3MN/ J92205	0.03	21-23	4.5-6.5	2.5-3.5	N 0.12-0.2	35
Ferritique austénitique	1.4517/CD4MCuN/ J93372	0.03	24.5-26.5	2.5-3.5	2.5-3.5	N 0.12-0.22 Cu 2.75-3.5	38

1) Contient une faible proportion de ferrite 2) Aussi connu sous l'appellation SAF 2205, 3) Aussi connu sous l'appellation 254 SMO, 4) Aussi connu sous l'appellation SAF 2507 5) Pitting Resistance Equivalent (équivalent résistance à la piqûration) : Cr % + 3.3xMo % + 16xN %.

Ferritique (magnétique)

L'acier inoxydable ferritique se caractérise par une très bonne résistance à la corrosion sous contrainte et une ténacité modérée. L'acier inoxydable ferritique faiblement allié s'utilise dans des environnements peu difficiles (cuillères à café, éviers de cuisine, tambours de lave-linge, etc.) où les seules exigences sont qu'il n'ait pas besoin d'entretien et qu'il ne rouille pas.

Martensitique (magnétique)

L'acier inoxydable martensitique se caractérise par une grande résistance mécanique et une résistance limitée à la corrosion. Les aciers martensitiques s'utilisent dans les ressorts, les arbres, les instruments chirurgicaux et dans les outils aiguisés tels que les couteaux et ciseaux.

Austénitique (non-magnétique)

L'acier inoxydable austénitique est le type le plus commun d'acier inoxydable ; il se caractérise par une grande résistance à la corrosion, une très bonne aptitude à la déformation, une grande ténacité et soudabilité. Ces aciers, et tout particulièrement les EN 1.4301 et EN 1.4401 s'utilisent dans pratiquement tous les types de composants de pompe de l'industrie. Ils peuvent être soit forgés, soit coulés.

L'EN 1.4305 est l'un des plus utilisés parmi les types d'acier de décolletage. En raison de sa forte teneur en soufre (0,15-0,35 % du poids), son usinabilité s'est considérablement améliorée, au détriment toutefois de sa résistance à la corrosion et de sa soudabilité. Cependant, diverses qualités d'acier de décolletage présentant une plus faible teneur en soufre et ainsi une meilleure résistance à la corrosion ont été développées.

Si l'acier inoxydable est chauffé à une température située entre 500 °C et 800 °C pendant une durée prolongée lors du soudage, le chrome peut former des carbures de chrome avec le carbone présent dans l'acier. Dans ce cas, le chrome perd de son aptitude à maintenir un film passif, ce qui peut conduire à la formation de corrosion intergranulaire, phénomène également connu sous le nom de sensibilisation (voir figure 1.6.2). Si des aciers inoxydables à faible teneur en carbone sont utilisés, le risque de sensibilisation est réduit. Les aciers à faible teneur en carbone sont dénommés

EN 1.4306 (AISI 304L) ou EN 1.4404 (AISI 316L). Ces deux qualités contiennent 0,03 % de carbone, tandis que les types habituels EN 1.4301 (AISI 304) et EN 1.4401 (AISI 316) en contiennent 0,07 %, voir l'illustration 1.6.17.

Les qualités d'acier stabilisé EN 1.4571 (AISI 316Ti) comportent une petite part de titane. Comme le titane présente une plus grande affinité pour le carbone que le chrome, la formation de carbures de chrome est minimisée. En général, la teneur en carbone est faible dans les aciers inoxydables modernes, et la grande disponibilité des qualités « L » a réduit l'utilisation de qualités stabilisées.

Ferritique-austénitique ou duplex (magnétique)

L'acier inoxydable ferritique-austénitique (duplex) se caractérise par une grande résistance mécanique, une bonne ténacité, une excellente résistance à la corrosion sous contrainte et à la corrosion par fatigue en particulier.

Il s'utilise en général dans des applications qui nécessitent une grande résistance mécanique, une résistance élevée à la corrosion ou une faible tendance à la corrosion sous contrainte, ou encore une combinaison de ces propriétés. L'acier inoxydable EN 1.4462 est très largement répandu dans les arbres et corps de pompe.

Les alliages de nickel

Les alliages à base de nickel se définissent comme des alliages dans lesquels le nickel est présent en plus grande proportion que les autres éléments. Les constituants les plus importants sont le fer, le chrome, le cuivre et le molybdène. Les composants de l'alliage rendent possible la formation d'une grande variété de qualités d'alliage. Le nickel et les alliages de nickel sont à même de fonctionner dans une grande variété d'environnements rudes, par exemple dans des environnements corrosifs, soumis à de fortes températures, de fortes contraintes, ou à une combinaison de plusieurs de ces facteurs.

Les alliages Hastelloys™ constituent une gamme d'alliages commerciaux contenant du nickel, du molybdène, du chrome et du fer. Les alliages à base de nickel, tels que l'Inconel™ 625 ou les Hastelloys™ C-276 et C-22, sont extrêmement résistants à la corrosion ; ils ne sont pas sujets à la corrosion par piqûre ou caverneuse dans l'eau de mer et ne souffrent pas de l'érosion à haut débit.

Le prix des alliages au nickel limite leur utilisation dans certaines installations. Les alliages de nickel peuvent être forgés ou coulés. Cependant, les alliages à base de nickel sont plus difficiles à couler que les aciers au carbone traditionnels et que les alliages d'acier inoxydable. Ils s'utilisent plus particulièrement dans les pièces de pompes employées dans l'industrie des traitements chimiques.

Les alliages de cuivre

Le cuivre pur possède d'excellentes propriétés thermiques et électriques, mais est un matériau très mou et ductile. L'ajout d'éléments dans l'alliage produit différents matériaux forgés ou coulés, convenant pour les pompes, les conduites, les raccords, les ballons sous pression et de nombreuses installations marines, électriques ou d'ingénierie générale.

Types courants d'alliages de cuivre

Matériaux	Éléments principaux de l'alliage [% pds] ¹⁾			
	Zinc	Étain	nickel	Cu
Laiton	10-30	-	-	Reste
Laiton rouge (bronze industriel)	5-10	5-10	-	Reste
Bronze ²⁾	-	10	-	Reste
Cuivre-nickel	-	-	20-30	Reste

1) On peut ajouter du plomb dans l'alliage pour en améliorer l'usinabilité.

2) Le bronze peut être allié à de l'aluminium pour améliorer sa résistance mécanique.

Fig. 1.6.18 : Types courants d'alliages de cuivre

Les laitons sont les alliages de cuivre les plus répandus en raison de leur faible coût et de leur facilité de fabrication et d'usage. Cependant, ils sont inférieurs aux bronzes en termes de résistance mécanique et ne doivent pas être utilisés dans des environnements qui peuvent entraîner la dézincification (voir la section sur la corrosion sélective). Le laiton rouge, le bronze et le cuivre-nickel, tout particulièrement, présentent en comparaison avec la fonte une grande résistance aux chlorures dans des liquides corrosifs tels que l'eau de mer. Dans ce type d'environnement, le laiton ne peut cependant pas convenir du fait de sa tendance à la dézincification. Tous les alliages de cuivre présentent une faible résistance aux liquides alcalins (pH fort) et à l'ammoniaque, et sont très sensibles à l'érosion. Le laiton, le laiton rouge et le bronze sont très utilisés dans la fabrication des paliers, des roues et corps de pompe.

Aluminium

Désignation	Élément principal de l'alliage
Série 1000	Non allié (pur) > 99 % Al
Série 2000	Le cuivre est l'élément principal même si d'autres éléments (magnésium) peuvent être précisés
Série 3000	Le manganèse est l'élément d'alliage principal
Série 4000	Le silicium est l'élément d'alliage principal
Série 5000	Le magnésium est l'élément d'alliage principal
Série 6000	Le magnésium et le silicium sont les éléments d'alliage principaux
Série 7000	Le zinc est l'élément d'alliage principal, mais d'autres éléments tels que le cuivre, le magnésium, le chrome et le zirconium peuvent être précisés
Série 8000	Autres éléments (dont l'étain et certains composés du lithium)

Fig. 1.6.19 : Éléments d'alliage principaux de l'aluminium

L'aluminium pur est un métal léger et mou présentant une densité équivalente au tiers de celle de l'acier. L'aluminium pur se caractérise par une très grande conductivité électrique et thermique. Les éléments d'alliage les plus courants sont le silicium (silumin), le magnésium, le fer et le cuivre. Le silicium augmente l'aptitude au moulage du matériau, le cuivre améliore son usinabilité et le magnésium sa résistance à la corrosion et mécanique.

Les avantages évidents de l'aluminium sont que le matériau produit naturellement un film d'oxyde protecteur et qu'il est très résistant à la corrosion s'il est exposé à l'atmosphère. On peut également lui faire subir un traitement tel que l'anodisation afin d'améliorer encore cette propriété. Les alliages d'aluminium sont très répandus dans les structures nécessitant un rapport résistance mécanique/poids important, comme dans l'industrie des transports. Par exemple, l'utilisation de l'aluminium dans l'industrie automobile et l'aéronautique permet de réduire le poids des engins et d'en diminuer la consommation d'énergie.

En revanche, l'aluminium n'est pas stable en présence de pH forts ou faibles, ainsi que dans les environnements contenant des chlorures. Il ne doit pas être exposé à des solutions aqueuses, surtout si le débit est fort. Ce principe se reflète également dans le fait que l'aluminium est un métal actif, c'est-à-dire qu'il se situe bas dans la série galvanique (voir la section sur la corrosion galvanique) et qu'il peut donc souffrir facilement de la corrosion galvanique s'il est associé à des métaux ou alliages plus nobles.

Le titane

Qualités de titane ASTM	Caractéristiques de l'alliage	Propriétés
Qualité 1, 2, 3, 4	Qualité comm. avec teneur en oxygène augmentée	Résistance à la corrosion, facilité de fabrication et de soudage
Qualité 7, 11	Qualité commerciale avec ajout de palladium	Résistance améliorée à la corrosion aux acides réducteurs et à la corrosion caverneuse
Qualité 5	6% Al, 4% V	Alliage star à haute résistance mécanique. Très répandu dans l'industrie aéronautique

Qualité commerciale (teneur en titane supérieure à 99,5%)

Fig. 1.6.20 : Qualités de titane et caractéristiques des alliages

Le titane pur possède une faible densité, est très mou, et présente une résistance mécanique relativement faible. Cependant, si l'on y ajoute une quantité limitée d'oxygène, il devient plus résistant et produit ce que l'on appelle les qualités commerciales. L'ajout d'éléments d'alliage divers tels que l'aluminium et le vanadium améliore considérablement sa résistance mécanique au détriment de sa ductilité. L'alliage de titane, d'aluminium et de vanadium (Ti-6Al-4V) est la « star » de l'industrie du titane. Il est utilisé dans de nombreux moteurs spécifiques aux secteurs de l'aérospatiale et de l'aéronautique. Le titane étant un matériau onéreux, il n'est pas encore très répandu pour la fabrication des composants de pompes.

Ce matériau est très actif. Comme c'est le cas pour l'acier inoxydable, la résistance à la corrosion du titane dépend de la formation d'un film d'oxyde. Cependant, son film d'oxyde est plus protecteur que celui de l'acier inoxydable. Le titane a donc un bien meilleur comportement que l'acier inoxydable dans les liquides corrosifs tels que l'eau de mer, le chlore humide ou les chlorures organiques à l'origine du phénomène de corrosion par piqûre et caverneuse.

1.6.4 Les céramiques

Les céramiques se définissent comme des matériaux inorganiques et non métalliques, cristallins par nature. Ils se composent d'éléments métalliques et non métalliques. Les céramiques courantes sont l'oxyde d'aluminium (alumine - Al_2O_3), le carbure de silicium (SiC), le carbure de tungstène (WC) et le nitrure de silicium (Si_3N_4).

Les céramiques conviennent aux installations nécessitant une grande stabilité thermique, une résistance mécanique élevée et une grande résistance à la corrosion. L'inconvénient des céramiques est leur faible ductilité et leur tendance aux fractures franches. Les céramiques sont surtout utilisées pour les paliers et les faces des garnitures mécaniques.

1.6.5 Les plastiques

Abréviation	Nom du polymère
PP	Polypropylène
PE	Polyéthylène
PVC	Chlorure de polyvinyle
PEEK	Polyétheréthercétone
PVDF	Polyfluorure de vinylidène
PTFE*	Polytétrafluoroéthylène

*Nom commercial : Teflon®

Fig. 1.6.21 : Tableau récapitulatif des noms de polymère

Certains plastiques sont dérivés de substances naturelles telles que les plantes, mais la plupart sont fabriqués par l'homme. On les appelle les plastiques synthétiques. La majorité des plastiques synthétiques sont fabriqués à partir de pétrole brut, mais on utilise également le charbon et le gaz naturel.

Il existe deux types principaux de plastique : les thermoplastiques et les plastiques thermodurcis. Les thermoplastiques sont le type le plus courant de plastique utilisé à travers le monde.

Les plastiques contiennent souvent des additifs, qui confèrent certaines propriétés complémentaires au matériau. Par ailleurs, les plastiques peuvent être renforcés de fibre de verre ou d'autres fibres. Ces plastiques comportant des additifs et fibres sont également connus sous le nom de composites.

Exemples d'additifs trouvés dans le plastique

- Matières de remplissage visant à renforcer le matériau sur le plan mécanique
- Stabilisants chimiques, par exemple des antioxydants
- Plastifiants
- Retardateurs de flamme

Les thermoplastiques

Les polymères thermoplastiques se composent de longues molécules de polymères non reliées les unes aux autres, autrement dit, non réticulées. Ils sont souvent fournis sous formes de granules, chauffés pour permettre la fabrication à l'aide de méthodes telles que le moulage ou l'extrusion. Ils se déclinent en une grande variété de produits, depuis les plastiques de grande consommation (notamment le PE, le PP, le PVC) jusqu'aux thermoplastiques techniques onéreux (par exemple le PEEK) en passant par les fluoropolymères résistants aux produits chimiques (PTFE, PVDF, etc.) Le PTFE est l'un des rares thermoplastiques à ne pas pouvoir être travaillé par fusion. Les thermoplastiques sont très répandus dans la fabrication des corps de pompe ou pour le revêtement des canalisations et corps de pompe.

Les plastiques thermodurcis

Les plastiques thermodurcis deviennent durs de façon permanente lorsqu'ils sont chauffés, la réticulation empêchant le pliage et les rotations. La réticulation est réalisée lors de la fabrication à l'aide de produits chimiques, d'une cuisson ou de radiations ; ce procédé est appelé curage ou vulcanisation. Les plastiques thermodurcis sont plus durs, plus stables sur le plan dimensionnel et plus friables que les thermoplastiques, et ils ne peuvent pas être refondus. Parmi les plastiques thermodurcis importants, on compte les époxyes, les polyesters et les polyuréthanes. Ils s'utilisent entre autres pour les revêtements de surface.

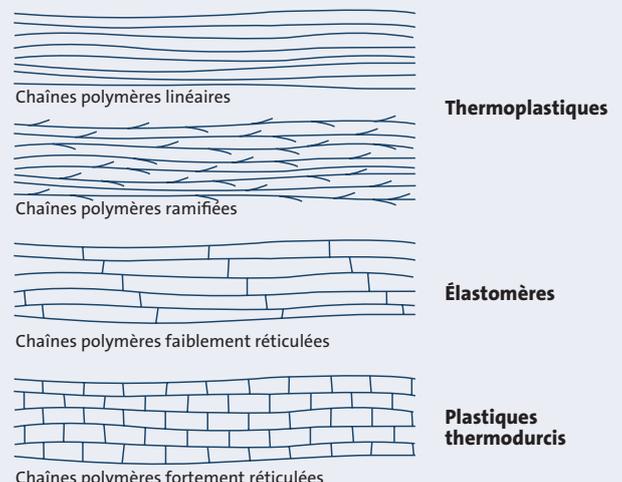


Fig. 1.6.22 : Différents types de polymère

1.6.6 Le caoutchouc et les élastomères

Abréviation	Désignation usuelle	Exemples de noms commerciaux
NBR	Caoutchouc-nitrile	Buna-N [®]
EPDM, EPM	Caoutchouc éthylène-propylène	Nordel [®]
FKM	Fluoroélastomères	Viton [®]
MQ, VMQ, PMQ, FMQ	Caoutchouc de silicone	Siloprene [®]
FFKM	Perfluoroélastomères	Chemraz [®] Kalrez [®]

Fig. 1.6.23 : Types de caoutchouc

Le terme caoutchouc englobe à la fois le caoutchouc naturel et le caoutchouc synthétique. Les caoutchoucs (ou élastomères) sont des polymères à longues chaînes qui peuvent facilement être étirés jusqu'à plusieurs fois leur longueur non étirée, et qui reprennent rapidement leurs dimensions initiales une fois la tension supprimée. Les caoutchoucs sont réticulés (vulcanisés), mais présentent une faible densité de réticulation, voir figure 1.6.22. La réticulation est la clé de la propriété élastique de ces matériaux. L'élasticité offre une résilience intéressante pour les joints. Les pompes comptent différents composants en caoutchouc, comme les joints statiques ou toriques (voir la section 1.3 sur les garnitures mécaniques). Dans cette section, nous présentons les différentes qualités de caoutchouc ainsi que leurs propriétés principales en termes de température et de résistance aux différentes catégories de liquide.

Caoutchouc-nitrile (NBR)

Jusqu'à des températures avoisinant les 100 °C, le caoutchouc-nitrile est un matériau peu coûteux présentant une grande résistance aux huiles et carburants. Il existe différentes qualités : plus le taux d'acrylonitrile (ACN) est élevé, plus le matériau est résistant aux huiles ; en revanche, il perd en flexibilité à basses températures. Les caoutchoucs-nitrile présentent une grande résilience et une très bonne résistance à l'usure, mais une résistance mécanique modérée. Par ailleurs, le caoutchouc possède une résistance limitée aux agents atmosphériques et une mauvaise résistance aux solvants. En général, on peut l'utiliser jusqu'à -30 °C, mais certaines qualités peuvent être employées à des températures plus basses.

Caoutchouc éthylène-propylène (PDM)

L'éthylène-propylène présente une excellente résistance à l'eau maintenue à hautes températures (environ 120-140 °C). Ce type de caoutchouc se caractérise par une bonne résistance aux acides, aux alcalins forts et aux fluides hautement polaires tels que le méthanol ou l'acétone. Cependant, sa résistance aux huiles minérales et carburants est faible.

Fluoroélastomères (FKM)

Les élastomères couvrent une vaste famille de caoutchoucs conçus pour résister aux huiles, carburants et à une grande variété de produits chimiques dont les solvants apolaires. Le FKM présente une excellente résistance aux hautes températures dans l'air (jusqu'à 200 °C en fonction de la qualité) et à différents types d'huile. Les caoutchoucs FKM possèdent une résistance limitée à la vapeur, à l'eau chaude, au méthanol et aux autres fluides polaires. De plus, ce type de caoutchouc offre une faible résistance aux amines, aux alcalins forts et à de nombreux fréons. Il existe des qualités standard et non standard ; ces derniers présentent des propriétés spéciales telles qu'une résistance améliorée aux basses températures ou aux produits chimiques.

Caoutchouc de silicone (Q)

Les caoutchoucs de silicone présentent des propriétés remarquables, telles qu'une faible déformation rémanente à la compression dans une grande plage de température (entre -60 °C et 200 °C, température de l'air), et une excellente isolation électrique ; ils sont également non toxiques. Les caoutchoucs de silicone sont résistants à l'eau, à certains acides et certains agents chimiques oxydants. L'utilisation d'acides, d'alcalins et de solvants concentrés est fortement déconseillée avec les caoutchoucs de silicone. En général, ces types de caoutchouc présentent une faible résistance aux huiles et carburants. Cependant, la résistance du caoutchouc de silicone FMQ aux huiles et carburants est meilleure que celles des caoutchoucs de type MQ, VMQ et PMQ.

Perfluoroélastomères (Q)

Les perfluoroélastomères possèdent une très grande résistance aux produits chimiques, presque comparable à celle du PTFE (polytétrafluoroéthylène, ou Teflon[®]). Ils peuvent être utilisés même à hautes températures, mais ils présentent l'inconvénient d'être difficiles à usiner, d'être onéreux et de ne pouvoir être utilisés que de façon limitée à basses températures.

1.6.7 Les revêtements

Les revêtements protecteurs, qu'ils soient métalliques, non métalliques (inorganiques) ou organiques, constituent un moyen de contrôler la corrosion. La principale fonction des revêtements (les revêtements galvaniques tels que le zinc mis à part) est de créer une barrière efficace entre le métal (le substrat) et son environnement. Ils permettent d'utiliser des aciers normaux ou de l'aluminium plutôt que des matériaux plus onéreux. Dans la section suivante, nous étudions les possibilités dont nous disposons pour empêcher la corrosion au moyen de différents revêtements : les revêtements métalliques et non métalliques (inorganiques) et les revêtements organiques.

Les revêtements métalliques

Les revêtements métalliques moins nobles que le substrat

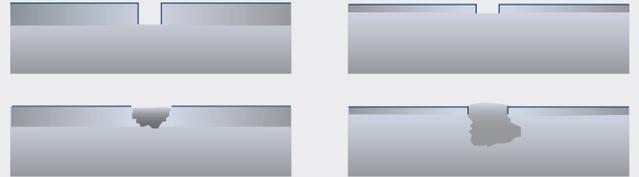
Les revêtements au zinc sont très utilisés pour protéger les structures d'acier de la corrosion atmosphérique. Le zinc a deux fonctions : il sert de couche isolante (barrière) et offre une protection galvanique. Si une zone d'acier vient à être exposée, la surface de zinc est celle qui se corrode en premier ; elle entame alors un processus de corrosion lent et protège l'acier. Cette protection préférentielle s'appelle protection cathodique. Quand les dommages sont minimes, les produits de la corrosion du zinc, protecteurs, remplissent la zone exposée et arrêtent l'attaque.

Les revêtements métalliques plus nobles que le substrat

Les revêtements de nickel et de chrome obtenus par dépôt électrolytique sur de l'acier constituent des exemples de revêtements métalliques plus nobles que le substrat. Contrairement aux revêtements galvaniques, où le revêtement se corrode près des zones où le métal de base est exposé, tout vide ou dommage à la couche isolante peut se traduire par une attaque immédiate du métal de base.



Protection galvanique ou protection par couche isolante



Pour protéger l'acier de base, la couche de zinc se sacrifie elle-même pour se corroder lentement par un effet de galvanisation.

L'acier revêtu d'un métal plus noble tel que le nickel se corrode plus rapidement si le revêtement est endommagé.

Fig. 1.6.24 : Protection galvanique ou protection par couche isolante

Les revêtements non métalliques (revêtements inorganiques)

Les revêtements de conversion représentent une catégorie importante parmi les revêtements non métalliques (inorganiques).

Les revêtements de conversion

Les revêtements de conversion sont formés sous l'effet d'une corrosion contrôlée du substrat dans une solution oxydée. Parmi les modes de fabrication de revêtements de conversion connus, nous pouvons citer l'anodisation ou la chromatisation de l'aluminium, et la phosphatation de l'acier. L'anodisation est surtout utilisée pour la protection de surface de l'aluminium, tandis que la chromatisation et la phosphatation sont principalement utilisées comme prétraitement avant l'application de peinture. En plus d'améliorer l'adhésion de la peinture, elles contribuent à empêcher la propagation de la rouille sous les couches de peinture.

Les revêtements organiques

Les revêtements organiques comportent des composés organiques et se déclinent en de nombreux types différents. Les revêtements organiques s'appliquent sur le métal de diverses manières : pulvérisation, trempage, brosse, garniture, galvanisation (peinture appliquée à l'aide d'un courant électrique). Certains nécessitent une polymérisation à chaud. Qu'ils soient thermoplastiques, tels que le polyamide, le polypropylène, le polyéthylène, le PVDF et le PTFE, ou élastomères, ces revêtements sont appliqués aux substrats métalliques pour combiner les propriétés mécaniques du métal et la résistance chimique des plastiques ; cependant, les peintures restent la forme de revêtement organique la plus utilisée.

Les peintures

Comme mentionné précédemment, les peintures représentent une catégorie importante de revêtements organiques. La figure 1.6.25 présente plusieurs types de revêtements organiques. Une formulation typique de peinture contient des liants polymères, des solvants, des pigments et des additifs. Pour des raisons d'ordre environnemental, les solvants organiques sont de plus en plus remplacés par de l'eau, ou sont tout simplement éliminés, comme dans les revêtements en poudre. Les structures métalliques peintes comportent généralement deux ou trois couches de revêtement appliquées sur une couche de fond en contact direct avec le métal.

État physique de revêtements organiques courants				
Type de résine	À base de solvant	À base d'eau	Revêtement en poudre	Liquide bicomposant
Acrylique	X	X	X	
Alkyde	X	X		
Époxy	X	X	X	X
Polyester	X		X	X
Polyuréthane	X	X	X	X
Vinyle	X	X	X	

Fig. 1.6.25 : État physique de revêtements organiques courants

Section 2.1 : Installation d'une pompe

- 2.1.1 Nouvelle installation
- 2.1.2 Installation existante : remplacement
- 2.1.3 Débit pour une installation à une seule pompe
- 2.1.4 Limitation du bruit et des vibrations
- 2.1.5 Niveau sonore (L)

Section 2.2 : Les paramètres de performance des pompes

- 2.2.1 Les caractéristiques hydrauliques
- 2.2.2 Les caractéristiques électriques
- 2.2.3 Les propriétés des liquides



Section 2.1

Installation d'une pompe

La sélection initiale de la pompe est déterminante. Plus les pompes sont grosses, plus les coûts en termes d'investissement, d'installation, de mise en service, de fonctionnement et de maintenance, autrement dit du cycle de vie (CCV), sont importants. Un portefeuille de produits fourni, des conseils avisés et un bon service après-vente constituent la base d'un choix de qualité. L'analyse suivante, accompagnée de ses recommandations, est suffisamment générale pour s'appliquer à toutes les installations, mais s'adresse en premier lieu aux installations de moyennes et grandes tailles. Nous présentons nos recommandations pour les installations nouvelles et existantes.

2.1.1 Nouvelle installation

- Si la tuyauterie n'a pas encore été planifiée, vous pouvez baser la sélection du type de pompe sur d'autres critères, par exemple le rendement, le coût d'investissement ou les coûts du cycle de vie (CCV). Cette procédure n'est pas couverte par cette section. Cependant, les grandes lignes qui sont présentées ici s'appliquent également à la tuyauterie non encore planifiée.
- Si la tuyauterie a été planifiée, le choix de la pompe se passe comme pour le remplacement d'une pompe dans une installation existante.

2.1.2 Installation existante : remplacement

Les cinq étapes suivantes vous aideront à choisir la pompe la plus adaptée à une installation existante :

Pré-analyse de l'installation prenant en compte les éléments suivants :

- Le débit de base dans le réseau : canalisations du bâtiment, par exemple sortant du sol, le long du sol/plancher, sortant du plafond, etc.
- La tuyauterie spécifique à l'emplacement de l'installation : en ligne, aspiration axiale, dimensions, collecteurs, etc.
- L'espace disponible : largeur, profondeur, hauteur
- L'accessibilité pour l'installation et la maintenance, par exemple les portes
- La disponibilité d'équipements de levage, ou l'accessibilité de tels équipements
- Le type de sol/plancher, sol en dur ou plancher suspendu avec soubassement
- Les fondations existantes
- L'installation électrique existante

Étude de l'installation de pompage antérieure

- La marque de la pompe, son type, ses caractéristiques, et notamment l'ancien point de consigne, les garnitures mécaniques, les matériaux, les joints statiques, les modes de régulation.
- L'historique, c'est-à-dire sa durée de vie, les interventions de maintenance, etc.

Étude des besoins futurs

- Les améliorations souhaitées et bénéfiques recherchés
- Les nouveaux critères de sélection incluant les points de consigne et les heures de fonctionnement, la température, la pression, les caractéristiques du liquide
- Les critères vis-à-vis du fournisseur, tels que la disponibilité des pièces détachées

Conseil

- Des transformations majeures peuvent se révéler bénéfiques à long ou à court terme, ou les deux, et doivent être documentées : économies sur l'installation, coûts du cycle de vie (CCV), réduction de l'impact environnemental tel que le bruit et les vibrations, accessibilité pour la maintenance, etc.

Sélection

- Elle doit reposer sur une liste de priorités convenue avec le client

Lorsque l'on choisit le type de pompe et que l'on donne des conseils pour l'installation, il faut prendre en compte deux domaines importants : le débit dans le réseau et la limitation des bruits et des vibrations. Ces deux domaines sont traités dans les pages suivantes.



2.1.3 Débit pour une installation à une seule pompe

Le tableau 2.1.1 s'applique à une installation disposant d'une seule pompe. Dans les installations en parallèle, l'accessibilité joue un rôle majeur dans l'adéquation ou non d'une pompe.

Le critère d'évaluation est un réseau aussi simplifié que possible, comportant aussi peu de coudes que possible.

Qualités de choix:

- ▲ Meilleur choix
- ◀ Bon choix
- ▼ Moins bon choix
- ✘ Non applicable

Type de pompe Tuyauterie		Type de pompe		
		A. Monobloc in-line (montage horizontal ou vertical)	B. Monobloc à aspiration axiale (montage horizontal ou vertical)	C. Sur châssis et à aspiration axiale (montage horizontal uniquement)
Arrivant à la pompe: Partant de la pompe:				
Le long du sol	Le long du sol	▲ Meilleur choix	◀ Bon choix	◀ Bon choix
	Vers le sol	▲ Meilleur choix	◀ Bon choix	◀ Bon choix
	Vers le plafond	◀ Bon choix	▲ Meilleur choix	▲ Meilleur choix
Partant du sol	Le long du sol	◀ Bon choix	▲ Meilleur choix	▼ Moins bon choix
	Vers le sol	◀ Bon choix	▲ Meilleur choix	▼ Moins bon choix
	Vers le plafond	◀ Bon choix	▲ Meilleur choix	▲ Meilleur choix
Partant du plafond	Le long du sol	▲ Meilleur choix	▼ Moins bon choix	▼ Moins bon choix
	Vers le sol	▲ Meilleur choix	◀ Bon choix	◀ Bon choix
	Vers le plafond	◀ Bon choix	▲ Meilleur choix	▲ Meilleur choix
Montage mural	Montage mural	▲ Meilleur choix	◀ Bon choix	✘ Non applicable

Fig. 2.1.1 Tuyauterie et type de pompe

Section 2.1

Installation d'une pompe

L'accessibilité est un critère déterminant pour l'adéquation d'une pompe spécifique dans une installation comportant plusieurs pompes en parallèle. En effet, celle-ci n'est pas aisée à garantir dans les installations comptant des pompes in-line installées en parallèle en raison de la tuyauterie, voir figure 2.1.2. Comme le montre la figure 2.1.3, des pompes à aspiration axiale installées en parallèle facilitent grandement l'accessibilité.

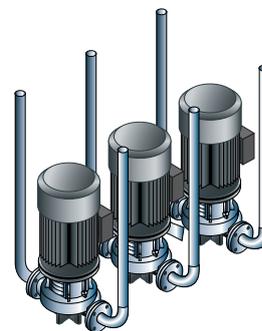


Fig. 2.1.2 : 3 pompes in-line en parallèle ; accès réduit pour la maintenance à cause de la tuyauterie

2.1.4 Limitation du bruit et des vibrations

Afin d'obtenir un fonctionnement optimal, il peut s'avérer nécessaire dans certains cas d'amortir les vibrations de la pompe. En règle générale, cet aspect vaut pour les pompes dotées de moteurs de plus de 7,5 kW. Cependant, les moteurs plus petits peuvent également produire des bruits et vibrations indésirables. Ceux-ci sont générés par les pièces rotatives de la pompe, le débit dans la tuyauterie et les raccords. L'impact sur l'environnement dépend de l'installation et de l'état du réseau entier. Ci-dessous, nous présentons trois différentes manières de limiter le bruit et les vibrations dans une installation de pompage : les fondations, les amortisseurs et les joints de dilatation.

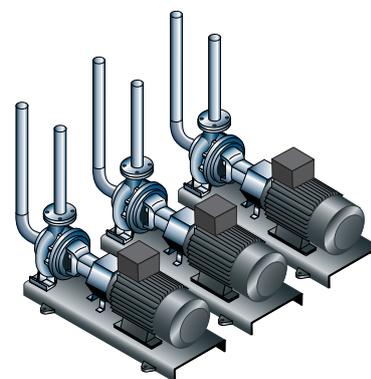


Fig. 2.1.3 : 3 pompes à aspiration axiale en parallèle ; maintenance facilitée en raison de la tuyauterie

Les fondations

Les sols peuvent être classés en deux catégories : les sols en dur et les planchers suspendus.

En dur : risque de bruit minimal en raison de la mauvaise transmission des vibrations, voir figure 2.1.4.

Suspendu : risque d'amplification du bruit par le plancher. Les soubassements peuvent agir comme une caisse de résonance, voir figure 2.1.5.

Il est conseillé d'installer la pompe sur une surface plane et rigide. Il existe quatre types d'installation différents sur ces deux types de sol : au sol, sur socle, sur socle flottant et sur amortisseurs de vibration.

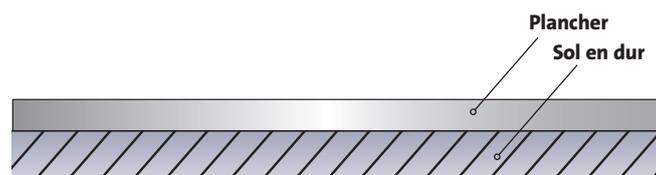


Fig. 2.1.4 : Construction sur sol en dur

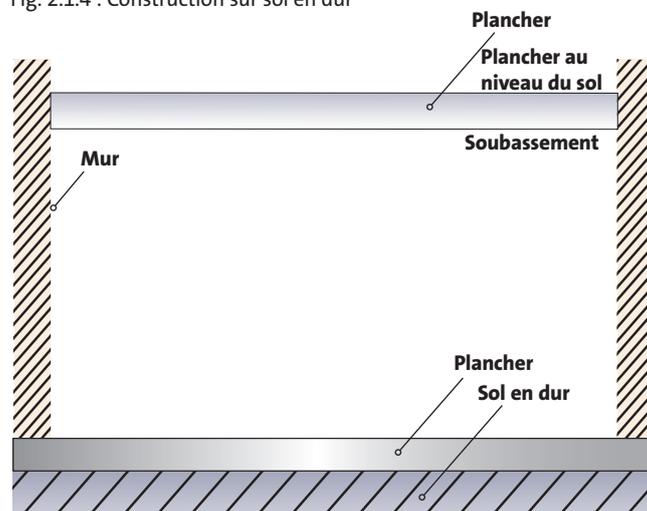


Fig. 2.1.5 : Construction sur plancher suspendu



Plancher

Montage direct sur le plancher, d'où une transmission directe des vibrations, voir figure 2.1.6.

Socle

Coulé directement sur un plancher en béton ; fonctionne donc comme un plancher, voir figure 2.1.7.

Socle flottant

Reposant sur un matériau inerte, tel que du sable, d'où un risque réduit de transmission des vibrations, voir figure 2.1.8.

Amortisseurs de vibrations

Solution optimale avec transmission contrôlée des vibrations, voir figure 2.1.9.

En règle générale, le poids de la fondation en béton devra être 1,5 fois supérieure au poids de la pompe. Ce poids est nécessaire pour que les amortisseurs puissent fonctionner efficacement quand la pompe est en marche lente.

Fig. 2.1.6 : Plancher

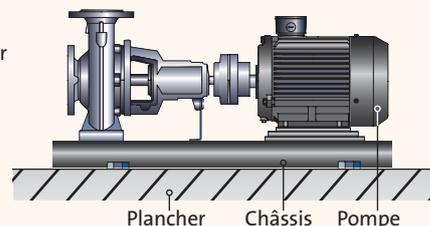


Fig. 2.1.7 : Socle

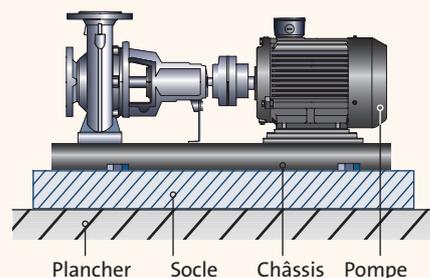


Fig. 2.1.8 : Socle flottant

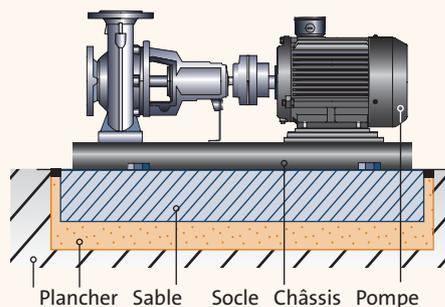


Fig. 2.1.9 : Amortisseurs de vibrations

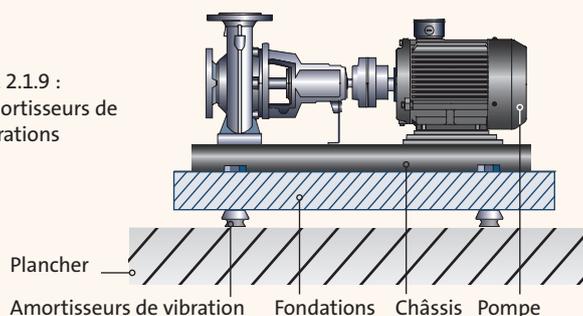
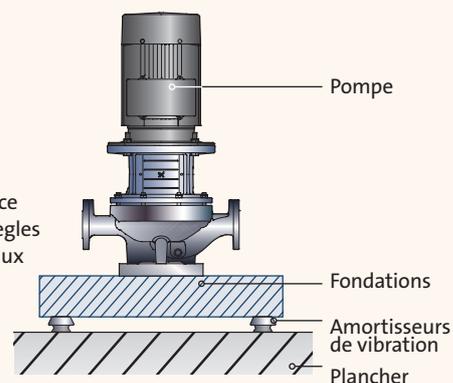


Fig. 2.1.10 : Dans le cas de pompes verticales in-line, ce sont les mêmes règles qui s'appliquent aux fondations.



Section 2.1

Installation d'une pompe

Amortisseurs

Pour choisir un amortisseur de vibration, il faut prendre en compte :

- les forces s'exerçant sur l'amortisseur
- la vitesse du moteur en tenant compte de la régulation de vitesse,
- l'amortissage requis en % (valeur suggérée : 70 %).

L'amortisseur adéquat n'est pas le même d'une installation à l'autre, mais choisir un mauvais amortisseur peut augmenter le niveau de vibrations dans certains cas. Le fournisseur doit donc dimensionner les amortisseurs de vibration.

Les pompes installées avec des amortisseurs de vibration doivent toujours être équipées de joints de dilatation aussi bien côté aspiration que côté refoulement. Cet aspect est important pour éviter que la pompe ne soit maintenue que par les brides.

Joints de dilatation

On installe des joints de dilatation pour :

- absorber les dilatations/contractions survenant dans la tuyauterie suite aux variations de température du liquide
- réduire les contraintes mécaniques dues aux poussées de pression dans la tuyauterie
- isoler le bruit mécanique de la tuyauterie (sauf dans le cas de joints de dilatation à soufflet en métal).

Il est déconseillé d'installer des joints de dilatation pour compenser le manque de précision dans la tuyauterie, comme le mauvais centrage ou le défaut d'alignement des brides.

Les joints de dilatation sont montés à une distance minimale de $1 \text{ à } 1,5 \cdot \text{diamètre DN}$ à partir de la pompe, aussi bien du côté aspiration que du côté refoulement. Cela permet d'éviter les turbulences dans les joints de dilatation, améliorant ainsi les conditions d'aspiration et réduisant au minimum les pertes de charge du côté refoulement. Si le liquide doit circuler à haut débit ($>5 \text{ m/s}$), il vaut mieux mettre des joints de dilatation plus larges correspondant à la tuyauterie.

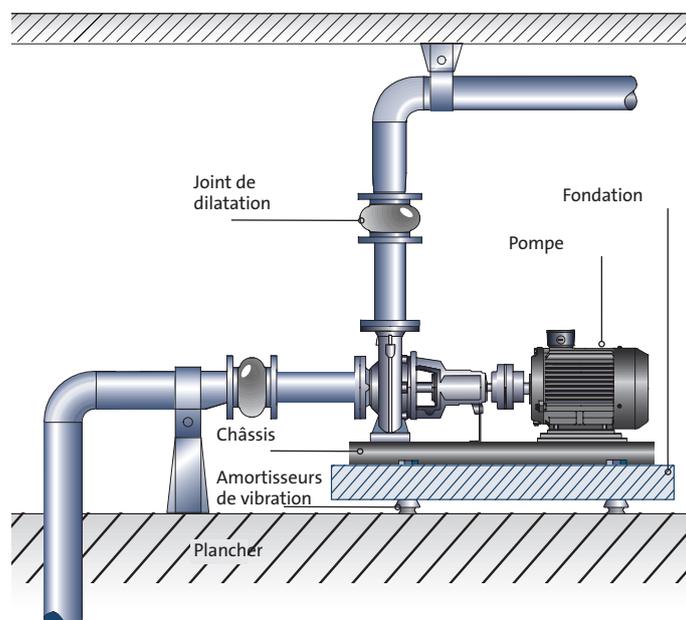


Fig. 2.1.11 : Installation avec joints de dilatation, amortisseurs de vibration et tuyauterie fixée



Les figures 2.1.12 à 2.1.14 montrent des exemples de joints de dilatation à soufflets caoutchouc avec ou sans tirant.

Les joints de dilatation avec tirant peuvent être utilisés afin de minimiser les forces engendrées par les joints de dilatation. Ils sont recommandés lorsque la taille dépasse DN 100. Un joint de dilatation sans tirant exerce une force sur les brides de la pompe. Ces forces affectent la pompe et la tuyauterie.

Les tuyaux doivent être fixés de façon à ce qu'ils n'exercent aucune contrainte sur les joints de dilatation et sur la pompe, voir figure 2.1.11. Il est recommandé de placer les points de fixation aussi près que possible des joints de dilatation. Suivez les instructions du fournisseur de joints de dilatation.

Lorsque les températures dépassent les 100 °C, et à haute pression, les joints de dilatation à soufflet métallique sont souvent préférés en raison du risque de rupture.

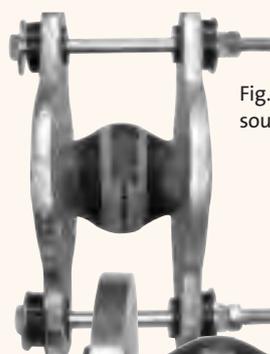


Fig. 2.1.12 : Joints de dilatation à soufflet caoutchouc avec tirants



Fig. 2.1.13 : Joints de dilatation à soufflet caoutchouc sans tirant

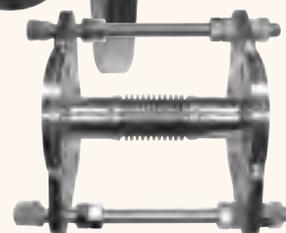


Fig. 2.1.14 : Joints de dilatation à soufflet métallique avec tirants

2.1.5 Niveau sonore (L)

Le niveau sonore d'une installation se mesure en décibels (dB). Le bruit se définit comme des sons indésirables. Le niveau sonore peut se mesurer de trois manières suivantes :

1. Pression – L_p : La pression des ondes aériennes
2. Puissance – L_w : La puissance acoustique
3. Intensité - L_i : La puissance par m^2 (ne sera pas couverte dans ce manuel)

Il n'est pas possible de comparer directement ces trois valeurs, mais on peut y parvenir à l'aide de calculs reposant sur des normes. Règle généralement admise :

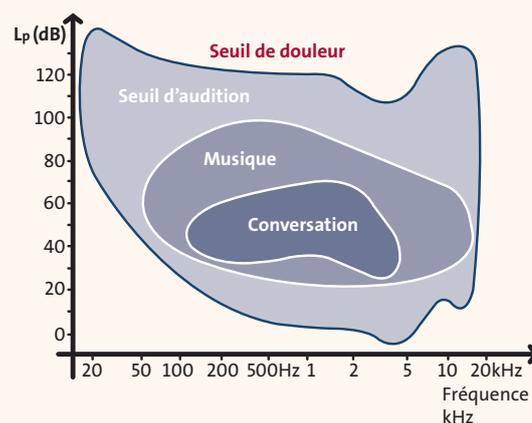


Fig. 2.1.15 : Seuil d'audition et fréquence

Petites pompes, ex. 1,5 kW : $L_w = L_p + 11$ dB

Grosses pompes, ex. 110 kW : $L_w = L_p + 16$ dB

Section 2.1

Installation d'une pompe

La directive européenne sur les machines exige que les niveaux sonores soient indiqués sous forme de pression acoustique lorsqu'ils sont inférieurs à 85 dB(A) et sous forme de puissance acoustique lorsqu'ils dépassent 85 dB(A).

Le bruit est subjectif et dépend de la capacité des personnes à entendre ; par exemple l'audition d'une personne âgée comparée à celle d'une personne jeune. Pour cette raison, les mesures mentionnées ci-dessus sont pondérées en fonction de la sensibilité d'une oreille standard, voir figure 2.1.15. Cette pondération est appelée pondération A (dB(A)), exprimée par exemple sous la forme L_{pA} , et les mesures sont ajustées en fonction de la fréquence. Dans certains cas, elles donnent des résultats plus élevés, alors que dans d'autres, le résultat sera plus bas, voir figure 2.1.16. Il existe d'autres pondérations, B et C, mais elles sont utilisées à d'autres fins, non couvertes dans ce manuel.

Quand plusieurs pompes fonctionnent ensemble, on peut procéder à un calcul du niveau sonore. Si les pompes présentent le même niveau sonore, le niveau total peut être calculé en additionnant les valeurs de la figure 2.1.17, par exemple pour 2 pompes le résultat sera $L_p + 3$ dB, pour 3 pompes $L_p + 5$ dB. Si les pompes présentent des niveaux sonores différents, on peut ajouter les valeurs de la figure 2.1.18.

Normalement, le niveau sonore est indiqué en conditions de champ libre sur plan réfléchissant, ce qui signifie sur un sol en dur et sans mur. Garantir des valeurs dans une pièce spécifique avec un réseau de tuyauteries est difficile parce que ces valeurs ne sont pas connues du fabricant. Certaines conditions peuvent avoir un impact négatif (augmentation du niveau sonore) ou un impact positif sur le niveau de bruit. Il est possible de donner des recommandations sur l'installation et les fondations pour éliminer ou réduire l'impact négatif.

Valeurs obtenues par expérience :

Augmentation de	Perçue
+ 3 dB	À peine perceptible
+ 5 dB	Bien perceptible
+10 dB	Deux fois plus fort

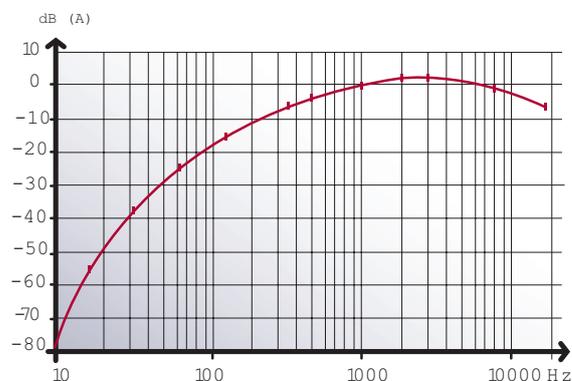


Fig. 2.1.16 Courbe de pondération A

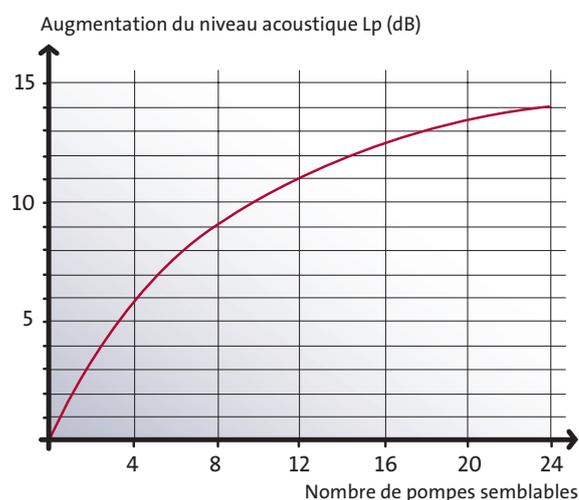


Fig. 2.1.17 Augmentation du niveau de pression acoustique total avec des sources équivalentes

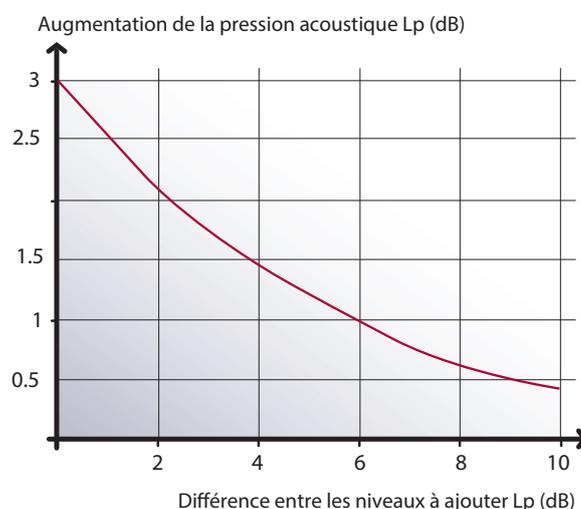


Fig. 2.1.18 Augmentation du niveau de pression acoustique total avec des sources différentes

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes



Quand vous étudiez une pompe, il vous faut vérifier plusieurs points. En plus de contrôler son état matériel, par exemple pour voir si elle est rouillée ou si elle produit des bruits anormaux, vous devez connaître un certain nombre de valeurs pour savoir si la pompe fonctionne tel qu'elle est supposée le faire. Dans les pages suivantes, nous présentons trois catégories de valeurs auxquelles il vous faudra certainement prêter attention lorsque vous vous pencherez sur les performances d'une pompe : les valeurs relevant du domaine hydraulique, les valeurs relevant du domaine électrique et les propriétés des liquides.

2.2.1 Les caractéristiques hydrauliques

Quand vous étudiez les performances d'une pompe, il vous faut connaître un certain nombre de valeurs. Dans cette section, nous vous présentons les caractéristiques hydrauliques les plus importantes : le débit, la pression et la hauteur manométrique.

Le débit

Le débit est la quantité de liquide qui s'écoule à travers une pompe en une durée donnée. Quand nous lisons les performances, nous faisons la distinction entre deux paramètres de débit : le débit volumique et le débit massique.

Le débit volumique (Q)

Le débit volumique est ce que nous pouvons lire sur une courbe de pompe, c'est à dire qu'une pompe peut déplacer un volume par unité de temps (mesuré en m³/h), peu importe la densité du liquide. Quand nous avons affaire à l'adduction d'eau, par exemple, le débit volumique est le paramètre le plus important parce que nous avons besoin que la pompe fournisse un certain volume, comme dans le cas de l'eau potable ou l'eau d'irrigation. Tout au long de ce manuel, le terme débit fait référence au débit volumique.

Le débit massique (Q_m)

Le débit massique est la masse qu'une pompe déplace par unité de temps et se mesure en kg/s. La température du liquide a une influence sur l'importance du débit massique que la pompe peut déplacer par unité de temps étant donné que la densité du liquide varie en fonction de la température. Dans le domaine du chauffage, du refroidissement et de la climatisation, le débit massique est une valeur essentielle à connaître vu que la masse est ce qui porte l'énergie (voir la section sur la Capacité thermique).

$$Q_m = \rho \cdot Q \quad ; \quad Q = \frac{Q_m}{\rho}$$

Exemples	Unité	Eau	
		à 20°C	à 120°C
Débit volumique Q	m ³ /h	10	
Densité	kg/m ³	998	943
Débit massique Q _m	kg/h	9980	9403
	kg/s	2.77	2.62

Fig. 2.2.1 : Exemples de calcul

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes

La pression (p)

La pression est une mesure de la force par unité de surface. Nous faisons la distinction entre la pression statique, la pression dynamique et la pression totale. La pression totale est la somme de la pression statique et de la pression dynamique :

$$H_{tot} = P_{sta} + P_{dyn}$$

La pression statique

La pression statique, notée p_{sta} , est la pression qui se mesure à l'aide d'un manomètre placé à la perpendiculaire de l'écoulement ou dans un liquide immobile, voir figure 2.2.2.

La pression dynamique

La pression dynamique p_{dyn} est générée par le débit. Elle ne peut pas être mesurée par un manomètre traditionnel, mais se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$P_{dyn} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$$

où :

ρ correspond à la densité du liquide en $[\text{kg}/\text{m}^3]$

v correspond au débit en $[\text{m}/\text{s}]$

La pression dynamique peut être convertie en pression statique en réduisant le débit et inversement. La figure 2.2.3 montre un tronçon d'installation dans lequel le diamètre d'une canalisation augmente de D_1 à D_2 , ce qui conduit le liquide à ralentir de v_1 à v_2 . En partant du principe qu'il n'y a aucune perte de charge dans cette installation, la somme de la pression statique et de la pression dynamique est constante partout dans la canalisation horizontale.

$$P_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

De fait, une augmentation du diamètre de la canalisation telle que celle représentée dans la figure 2.2.3 résulte en une hausse de la hauteur statique qui se mesure à l'aide du manomètre p_2 .

Dans la plupart des réseaux, la pression dynamique p_{dyn} a un impact mineur sur la pression totale. Par exemple, si le débit est de 4,5 m/s, la pression dynamique se situe autour de 0,1 bar, ce qui est considéré comme insignifiant dans de nombreuses installations de pompage. Plus loin dans ce chapitre, nous discuterons de la pression dynamique en relation avec la détermination de la hauteur manométrique d'une pompe.

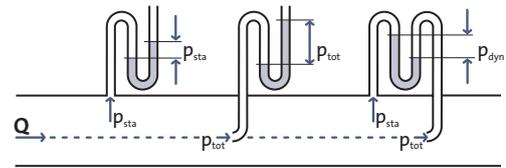


Fig. 2.2.2 : Comment déterminer la pression statique p_{sta} , la pression dynamique p_{dyn} et la pression totale p_{tot}

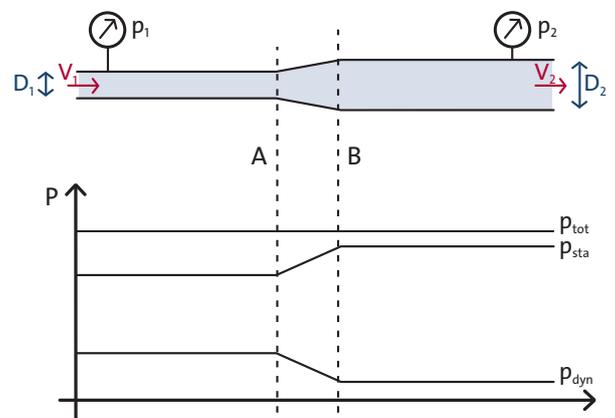


Fig. 2.2.3 : La pression statique augmente si le débit est réduit. La figure s'applique à un réseau avec des pertes de charge insignifiantes.



Mesurer la pression

La pression se mesure par exemple en Pa (N/m²), en bar (10⁵ Pa) ou en PSI (lb/in²). Quand on travaille avec la pression, il est important de connaître le point de référence pour la mesure de la pression. Deux types de mesure sont essentiels dans le domaine de la pression : la pression absolue et la pression relative.

La pression absolue (p_{abs})

La pression absolue se définit comme la pression mesurée par rapport au vide absolu, 0 atm, c'est-à-dire le zéro absolu pour la pression. En général, la valeur « pression absolue » s'utilise dans les calculs de la cavitation.

La pression relative

La pression relative, souvent appelée surpression, est la pression dépassant la pression atmosphérique normale (1 atm). Normalement, la pression p est exprimée en termes de pression relative, parce que la plupart des mesures des capteurs et manomètres mesurent la différence de pression entre le circuit et l'atmosphère. Tout au long du manuel, le terme pression est compris comme la pression relative.

La hauteur manométrique (H)

La hauteur manométrique d'une pompe sert à exprimer la hauteur à laquelle une pompe peut refouler un liquide. La hauteur manométrique se mesure en mètres (m) et ne dépend pas de la densité du liquide. La formule suivante montre la relation entre la pression (p) et la hauteur manométrique (H) :

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g}$$

où :

H correspond à la hauteur manométrique en [m]

p correspond à la pression en [Pa = N/m²]

ρ correspond à la densité du liquide en [kg/m³]

g correspond à l'accélération de la pesanteur en [m/s²]

Normalement, la pression p se mesure en [bar] ; 1 bar équivaut à 10⁵ Pa. Cependant, d'autres unités de pression peuvent être utilisées, voir figure 2.2.4.

La relation entre la pression et la hauteur manométrique est présentée dans la figure 2.2.5 illustrant une pompe traitant quatre liquides différents.

Tableau de conversion pour les unités de pression						
	Pa	bar	atm*	at**	mH ₂ O	mmHg
1 Pa = 1 N/m ²	1	10 ⁻⁵	9.87 · 10 ⁻⁴	1.02 · 10 ⁻⁵	1.02 · 10 ⁻⁴	750 · 10 ⁻⁵
1 bar	10 ⁵	1	0.987	1.02	10.2	750
1 atm	1.013 · 10 ⁵	1.013	1	1.033	10.33	760
1 at = 1 kp/cm ²	0.981 · 10 ⁵	0.981	0.968	1	10	736
1 m H ₂ O	0.981 · 10 ⁴	0.0981	0.0968	0.1	1	73.6

* Atmosphère physique ** Atmosphère théorique

Fig. 2.2.4 : Tableau de conversion pour les unités de pression

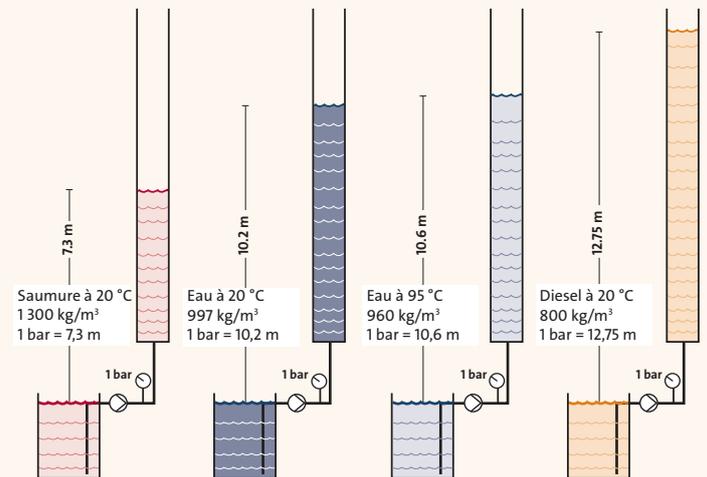


Fig. 2.2.5 : Pomper quatre liquides différents avec 1 bar côté refoulement donne quatre hauteurs manométriques (m) différentes, d'où quatre points de consigne différents

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes

Comment déterminer la hauteur manométrique

La hauteur manométrique d'une pompe se détermine en lisant la pression au niveau des brides de la pompe p_2 et p_1 et en convertissant les valeurs en hauteur manométrique, voir figure 2.2.6. Cependant, si un écart géodésique de hauteur apparaît entre les deux points de mesure, comme c'est le cas dans la figure 2.2.6, il est nécessaire de compenser cet écart. Par ailleurs, si les dimensions des orifices des deux points de mesure sont différentes, la hauteur manométrique réelle doit également être corrigée en fonction.

La hauteur manométrique réelle H se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$$

où :

H correspond à la hauteur manométrique réelle en [m]

p correspond à la pression au niveau des brides en [Pa = N/m²]

ρ correspond à la densité du liquide en [kg/m³]

g correspond à l'accélération de la pesanteur en [m/s²]

h correspond à la hauteur géodésique en [m]

v correspond au débit en [m/s]

Le débit v se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

où :

v correspond au débit en [m/s]

Q correspond au débit volumique en [m³/s]

D correspond au diamètre de l'orifice en [m]

Si l'on combine ces deux formules, la hauteur H dépend des facteurs suivants : les mesures de la pression p_1 et p_2 , l'écart de hauteur géodésique entre les deux points de mesure ($h_2 - h_1$), le débit Q à travers la pompe et le diamètre des deux orifices D_1 et D_2 .

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

La correction à apporter du fait de l'écart entre les diamètres des orifices s'explique par la différence de pression dynamique. Plutôt que de calculer la correction à partir de la formule, on peut la lire dans un nomogramme, voir annexe F.

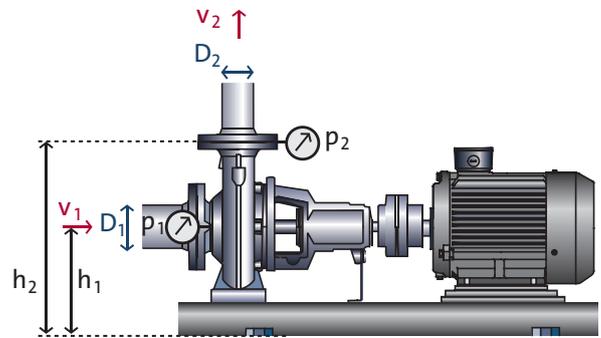


Fig. 2.2.6 : Pompe à aspiration axiale standard, avec des écarts de dimension entre les orifices d'aspiration et de refoulement.



Exemple de calcul

Une pompe de même type que celle montrée dans la figure 2.2.7 est installée dans un système présentant les caractéristiques suivantes :

$$Q = 240 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_1 = 0,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = 1,1 \text{ bar}$$

Liquide : Eau à 20°C

Diamètre de l'orifice d'aspiration $D_1 = 150 \text{ mm}$

Diamètre de l'orifice de refoulement $D_2 = 125 \text{ mm}$.

L'écart de hauteur entre les deux orifices où les manomètres sont installés est égal à $h_2 - h_1 = 355 \text{ mm}$.

Nous sommes à présent en mesure de calculer la hauteur manométrique de la pompe :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

$$H = \frac{1,1 \cdot 10^5 - 0,5 \cdot 10^5}{998 \cdot 9,81} + (0,355) + \frac{8 \cdot \left(\frac{240}{3600} \right)^2}{9,81 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{0,125^4} - \frac{1}{0,150^4} \right)$$

$$H = 6,13 + 0,36 + 0,77 = 7,26 \text{ m}$$

Comme le laisse entendre le calcul, l'écart de pression mesuré par les manomètres est environ 1,1 m inférieur aux performances réelles de la pompe. Il nous faut donc en expliquer la raison. Premièrement, l'écart est créé par la différence de hauteur entre les manomètres (0,36 m) ; deuxièmement, par la différence entre les dimensions des orifices, ici de 0,77 m.

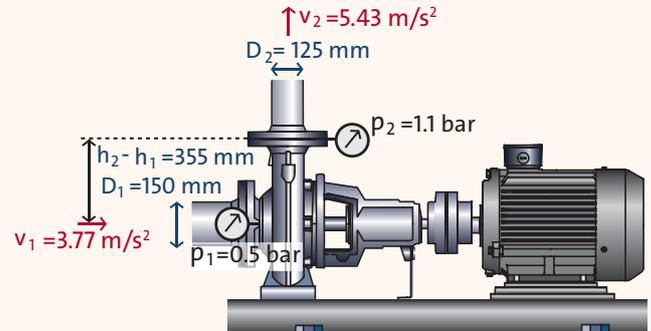


Fig. 2.2.7 : Pompe à aspiration axiale standard, avec des dimensions différentes entre les orifices d'aspiration et de refoulement (exemple)

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes

Si les manomètres sont placés à la même hauteur géodésique, ou si l'on utilise un manomètre différentiel pour la mesure, il n'est pas nécessaire de compenser l'écart de hauteur ($h_2 - h_1$). Dans le cas des pompes in-line, qui présentent des orifices d'aspiration et de refoulement au même niveau, les deux orifices ont souvent le même diamètre. Pour ces types de pompe, il existe une formule simplifiée pour déterminer la hauteur manométrique :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g}$$

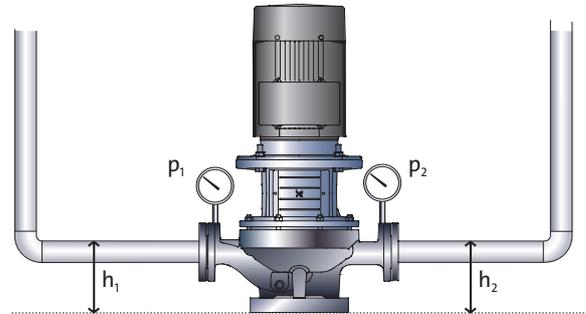


Fig.2.2.7.a : Pompe in-line avec hauteurs géodésiques identiques à l'aspiration et au refoulement. $h_2 = h_1$

La pression différentielle (Δp)

La pression différentielle est l'écart de pression entre les pressions mesurées en deux points différents, par exemple la chute de pression observée entre deux vannes d'un même circuit. La pression différentielle se mesure dans les mêmes unités que la pression.

La pression de l'installation

La pression de l'installation est la pression statique présente en un point de l'installation lorsque les pompes ne fonctionnent pas. Il est important de la prendre en considération lorsque vous avez affaire à un circuit fermé. La pression de l'installation en (m) au point le plus bas, notée H_{sta} , doit toujours être supérieure à la hauteur de l'installation de sorte à garantir qu'il y ait toujours du liquide et qu'elle soit purgée correctement.

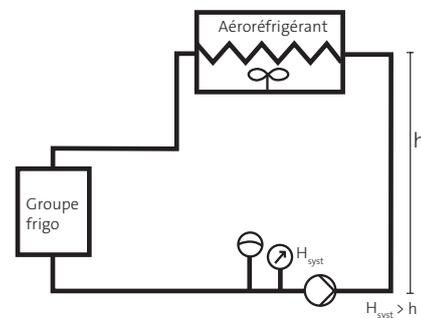


Fig.2.2.8 : La pression de l'installation H_{sta} dans un circuit fermé doit toujours être supérieure à la hauteur physique de l'installation



La cavitation et la NPSH

La cavitation survient quand la pression est inférieure à la pression vapeur d'un liquide, voir figures 2.2.9 et 2.2.10.

Lorsque la pression du côté aspiration chute en-dessous de la pression vapeur du liquide (figure 2.2.10, point jaune), de petites bulles de vapeur se forment. Ces bulles implosent lorsque la pression remonte (figure 2.2.10, point rouge), créant des ondes de choc. Les roues peuvent ainsi être endommagées par l'énergie libérée. L'ampleur et la vitesse du phénomène au niveau des roues dépend des propriétés du matériau. L'acier inoxydable est plus résistant à la cavitation que le bronze, et le bronze est plus résistant à la cavitation que la fonte, voir section 1.6.3.

La cavitation fait diminuer le débit (Q) et la hauteur manométrique (H), ce qui conduit à de moins bonnes performances au niveau de la pompe, voir figure 2.2.11. Les dommages engendrés par la cavitation sont souvent seulement détectés une fois la pompe désassemblée. La cavitation est également à l'origine d'une augmentation des bruits et des vibrations, qui peuvent endommager les paliers, les garnitures mécaniques et les soudures.

Calcul du risque de cavitation

Pour éviter la cavitation, on utilise la formule suivante afin de calculer la hauteur d'aspiration maximale :

$$h_{\max} = H_b - H_f - \text{NPSH} - H_v - H_s$$

h_{\max} – hauteur d'aspiration maximale

H_b – pression atmosphérique à l'emplacement de la pompe ; il s'agit de la hauteur d'aspiration maximale, théorique, voir figure 2.2.13

H_f – perte de charge dans la conduite d'aspiration

NPSH = Net Positive Suction Head (hauteur d'aspiration positive nette, à lire sur la courbe NPSH à son débit opérationnel le plus élevé), voir figure 2.2.12.

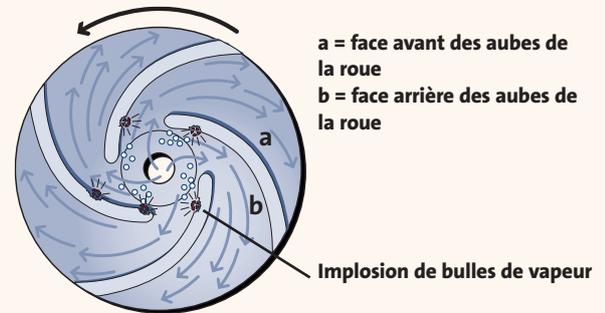


Fig. 2.2.9 : Implosion des bulles de cavitation à l'arrière des aubes de la roue

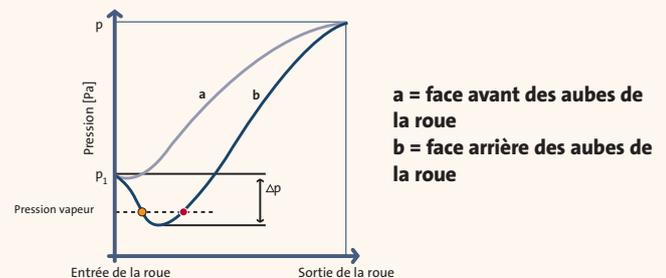


Fig. 2.2.10 : Évolution de la pression à travers une pompe centrifuge

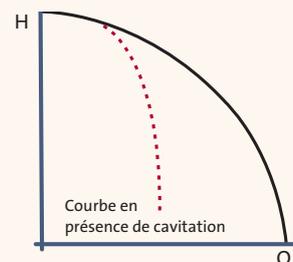


Fig. 2.2.11 : Courbe de la pompe en présence de cavitation

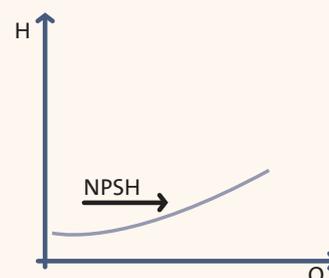


Fig. 2.2.12 : Courbe NPSH

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes

La valeur NPSH indique dans quelle mesure il est impossible pour la pompe de créer un vide absolu, c'est-à-dire de refouler une colonne d'eau complète à 10,33 m au-dessus du niveau de la mer, voir figure 2.2.13.

Le NPSH peut être donné soit sous la forme $NPSH_r$ (requis), soit sous la forme $NPSH_a$ (disponible).

$NPSH_{requis}$ = la hauteur d'aspiration requise pour la pompe
 $NPSH_{disponible}$ = la hauteur d'aspiration disponible dans l'installation

La valeur NPSH d'une pompe se détermine à l'aide d'un essai encadré par la norme ISO 9906 et se déroule de la manière suivante : la hauteur d'aspiration est réduite progressivement tandis que le débit est maintenu à un niveau constant. Quand la pression différentielle a diminué de 3 %, on lit la pression du côté aspiration ; la valeur NPSH de la pompe est alors définie. On répète l'essai à différents débits, ce qui permet d'obtenir les valeurs formant la courbe NPSH.

En d'autres termes : quand la courbe NPSH est atteinte, le niveau de cavitation est si élevé que la hauteur manométrique de la pompe diminue de 3 %.

H_v – pression vapeur du liquide ; vous trouverez plus d'informations sur la pression vapeur de l'eau dans l'annexe D.

H_s – facteur de sécurité. H_s dépend de la situation. Normalement, il varie entre 0,5 m et 1 m ; pour les liquides contenant du gaz, il peut atteindre 2 m, voir figure 2.2.15.

2.2.2 Les caractéristiques électriques

Quand vous étudiez les performances d'une pompe, il vous faut connaître un certain nombre de valeurs. Dans cette section, nous vous présentons les valeurs les plus importantes sur le plan électrique : la consommation électrique, la tension, l'intensité et le facteur de puissance.

Altitude (m)	Pression barométrique pb (bar)	Colonne d'eau Hb (m)	Point d'ébullition de l'eau (°C)
0	1.013	10.33	100
500	0.935	9.73	99
1000	0.899	9.16	96
2000	0.795	8.10	93

Fig. 2.2.13 : Pression barométrique au-dessus du niveau de la mer

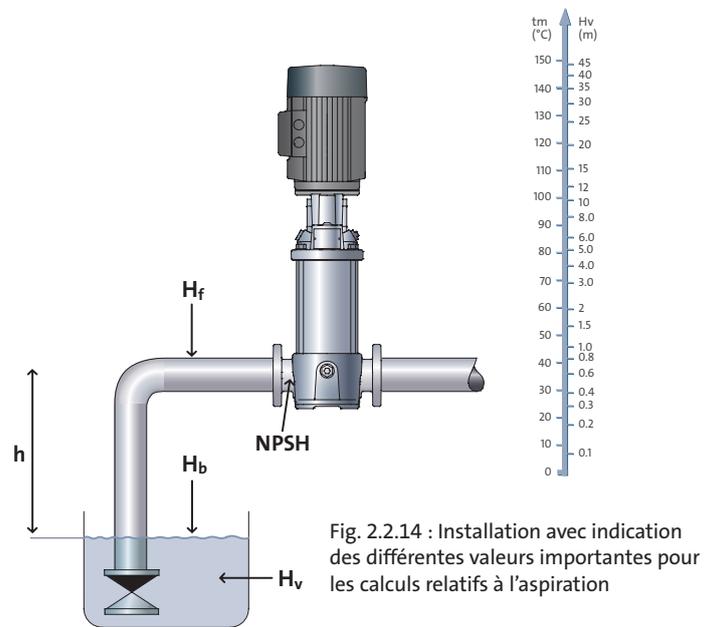


Fig. 2.2.14 : Installation avec indication des différentes valeurs importantes pour les calculs relatifs à l'aspiration

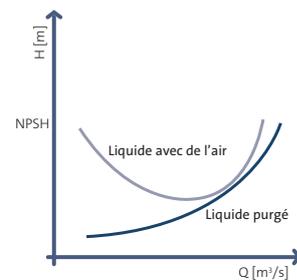


Fig. 2.2.15 : Courbe NPSH typique pour les liquides contenant du gaz



La consommation électrique (P)

Les pompes intègrent divers composants, voir figure 2.2.16. La consommation électrique des différents composants est désignée de la manière suivante :

- P_1 La puissance absorbée, en d'autres termes, la quantité de puissance électrique que le consommateur doit payer
- P_2 La puissance utile du moteur. Souvent nommée puissance à l'arbre
- P_H Puissance hydraulique – la puissance que la pompe transfère au liquide sous forme de débit et de hauteur manométrique

Pour la majorité des types de pompe, le terme consommation électrique se réfère normalement à P_2 . La puissance se mesure en W, kW.

Efficiency (η) Le rendement (η)

normalement, la notion de rendement dans le domaine des pompes ne couvre que le rendement de la partie pompe η_p . Le rendement d'une pompe est déterminé par plusieurs facteurs, par exemple la forme du corps de la pompe, la conception de la roue et des diffuseurs et la rugosité de la surface. Pour les unités traditionnelles consistant en une pompe et un moteur électrique, le rendement total η_T comprend également le rendement du moteur :

$$\eta_p = \frac{P_H}{P_2} \quad \eta_M = \frac{P_2}{P_1} \quad \eta_T = \eta_p \cdot \eta_M$$

Si la pompe incorpore également un convertisseur de fréquence, le rendement de l'intégralité de l'unité doit également comprendre le rendement du convertisseur de fréquence :

$$\eta_T = \eta_p \cdot \eta_M \cdot \eta_{FC}$$

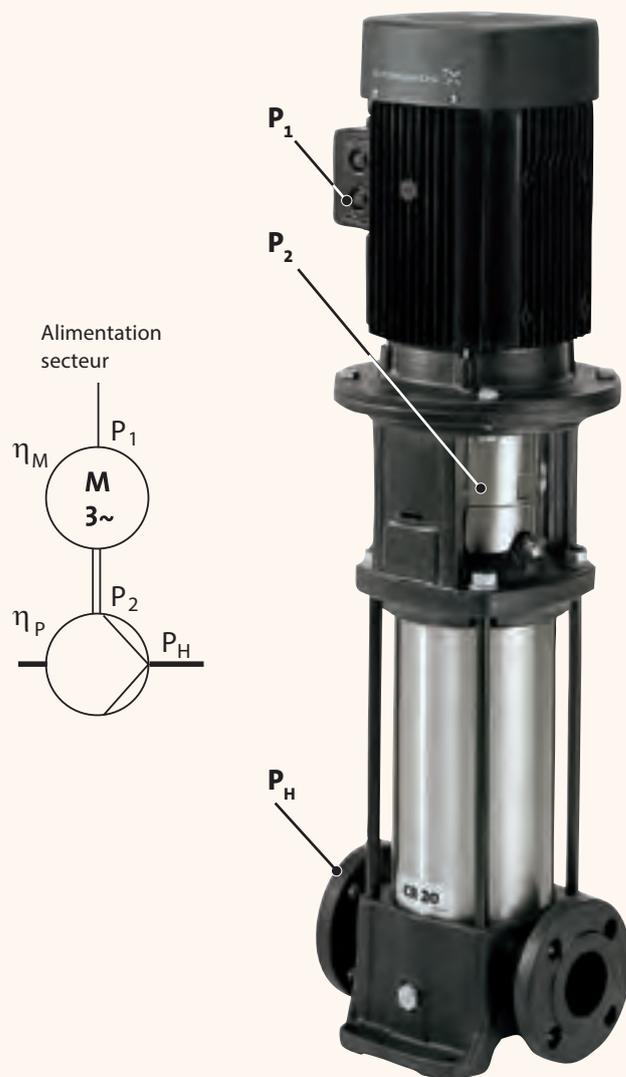


Fig. 2.2.16 : Pompe avec indication des différents niveaux de consommation électrique

Section 2.2

Les paramètres de performance des pompes

La tension (U)

Tout comme la pression conduit un débit à travers un système hydraulique, la tension conduit un courant (I) à travers un circuit électrique. La tension se mesure en volts (V) et peut soit être continue (CC), par exemple une pile de 1,5 V, soit alternative (CA), par exemple l'alimentation domestique, etc. Normalement, les pompes sont uniquement alimentées en courant alternatif.

L'agencement des prises pour l'alimentation secteur varie d'un pays à l'autre. Cependant, on trouve le plus fréquemment quatre fils, dont trois pour la phase (L1, L2, L3), et un pour le neutre (N). En plus de ces quatre fils, on ajoute la terre (PE) à ce système, voir figure 2.2.17.

Pour une alimentation secteur 3x400 V/230 V, la tension entre deux phases (L1, L2, L3) peu importe lesquelles, est de 400 V. La tension entre l'une des phases et le neutre (N) est de 230 V. Le rapport entre la tension phase-phase et la tension phase-neutre est déterminé par la formule ci-contre :

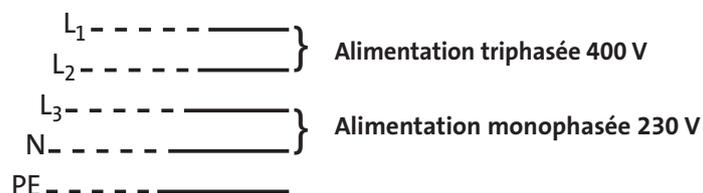


Fig. 2.2.17 : Alimentation secteur, par exemple 3 x 400 V

La tension entre deux phases (L1, L2, L3), peu importe lesquelles, est de 400 V pour une alimentation secteur 3 x 400 V/230 V. La tension entre l'une des phases et le neutre (N) est de 230 V. Le rapport entre la tension phase-phase et la tension phase-neutre est :

$$U_{\text{Phase-Phase}} = \sqrt{3} \cdot U_{\text{Phase-Neutre}}$$

L'intensité (I)

L'intensité est le débit du courant électrique et se mesure en ampères (A). La quantité de courant (l'intensité) dans un circuit électrique dépend de la tension et de la résistance/de l'impédance au sein du circuit.

La puissance (P) et le facteur de puissance (cosφ ou PF)

La consommation électrique est en effet d'une grande importance pour les pompes. Pour les pompes avec moteurs CA standards, la puissance absorbée se calcule en mesurant la tension et l'intensité d'entrée et en lisant la valeur cosφ sur la plaque signalétique du moteur/de la pompe. cosφ correspond à l'angle de phase entre la tension et l'intensité. On l'appelle également facteur de puissance (PF). La consommation électrique P_1 peut être calculée à l'aide des formules ci-contre, en fonction du type de moteur (monophasé ou triphasé).

Moteur CA monophasé, par ex. 1 x 230 V

$$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi$$

Moteur CA triphasé, par ex. 3 x 400 V

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi$$



2.2.3 Les propriétés des liquides

Lorsque vous réalisez des calculs pour votre installation, il est important de connaître trois propriétés spécifiques qui vous permettront de les faire correctement : la température du liquide, sa densité et sa capacité calorifique.

La température du liquide (t,T)

La température du liquide se mesure en °C (Celsius), en K (Kelvin), ou en °F (Fahrenheit). Les degrés Celsius et Kelvin sont une unité identique, mais 0 °C correspond au point de congélation de l'eau, et 0 K correspond au zéro absolu, c'est-à-dire à -273,15 °C, soit la température la plus basse possible. Le calcul de conversion entre les Fahrenheit et les Celsius est le suivant : $^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{C} \cdot 1,8 + 32$; on obtient donc un point de congélation de l'eau à 0 °C ou 32 °F et un point d'ébullition à 100 °C ou 212 °F.

La densité du liquide (ρ)

La densité se mesure en kg/m^3 ou kg/dm^3 . Voir annexe L.

La capacité calorifique du liquide (C_p)

La capacité calorifique nous indique combien d'énergie supplémentaire un liquide peut absorber par unité de masse quand celui-ci est chauffé. Elle dépend de la température, voir figure 2.2.18. On utilise cette notion dans les circuits transportant de l'énergie, et notamment dans les installations de chauffage, de climatisation et de refroidissement. Les mélanges, par exemple le glycol et l'eau dans les installations de climatisation, présentent une capacité calorifique moindre que l'eau pure, d'où la nécessité d'un débit plus fort pour transporter la même quantité d'énergie.

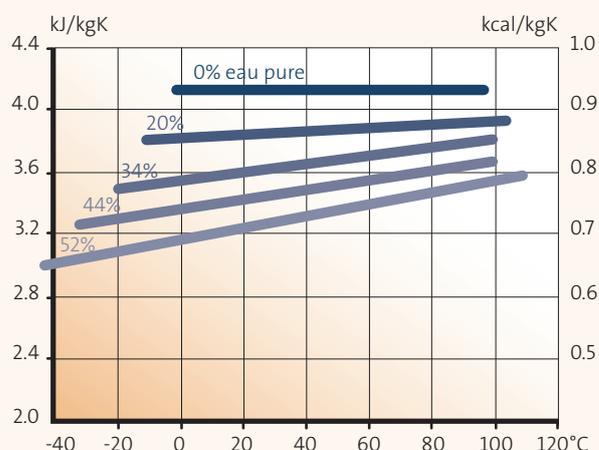


Fig. 2.2.18 : Capacité calorifique et température pour l'éthylène glycol.

Section 3.1 : Les caractéristiques

- 3.1.1 Les résistances
- 3.1.2 Les circuits fermés et ouverts

Section 3.2 : Les pompes connectées en série ou en parallèle

- 3.2.1 Les pompes en parallèle
- 3.2.2 Les pompes en série



Section 3.1

Les caractéristiques

Dans la section 1.1.2, nous avons discuté des caractéristiques de base des courbes de performance. Dans ce chapitre, nous examinerons la courbe de performance sous différentes conditions de fonctionnement ainsi que la courbe caractéristique d'une installation typique. Enfin, nous nous pencherons sur l'interaction entre une pompe et une installation.

La courbe caractéristique d'une installation décrit la relation entre le débit Q et la hauteur manométrique H . Cette courbe dépend du type d'installation en question. Nous faisons la distinction entre les circuits fermés et les circuits ouverts.

- **Les circuits fermés**

sont des réseaux hydrauliques de circulation tels que ceux que l'on trouve dans les installations de chauffage ou de climatisation, dans lesquelles la pompe doit faire face aux pertes de charge dans les canalisations, les raccords, les vannes, etc. du circuit.

- **Les circuits ouverts**

sont des réseaux hydrauliques de transport de liquides tels que les installations d'adduction d'eau. Dans ce type de circuits, la pompe doit à la fois gérer la hauteur statique et faire face aux pertes de charge dans les canalisations et composants.

Lorsque la courbe caractéristique de l'installation est tracée dans le même système de coordonnées que la courbe de la pompe, on obtient le point de consigne de la pompe au point d'intersection entre les deux courbes, voir figure.3.1.1.

Les circuits ouverts et fermés se composent de résistances (vannes, tuyauteries, échangeur thermique, etc.) placées en série ou en parallèle, qui les unes cumulées aux autres affectent la courbe caractéristique de l'installation. Par conséquent, avant de poursuivre la discussion sur les circuits ouverts et fermés, nous allons décrire brièvement de quelle manière ces résistances affectent la courbe caractéristique.

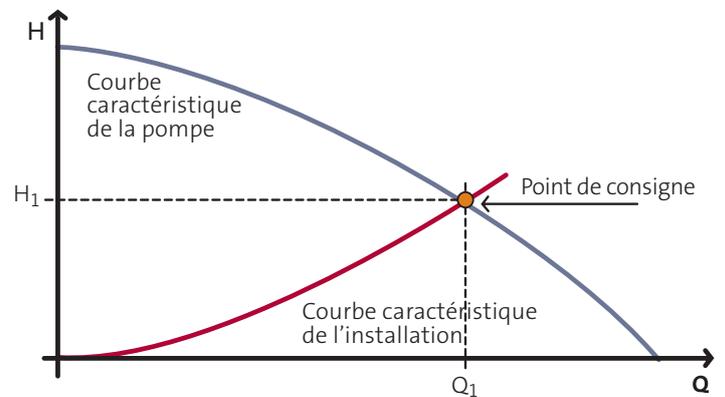


Fig. 3.1.1 : Le point d'intersection entre la courbe de la pompe et la courbe caractéristique de l'installation constitue le point de consigne de la pompe



3.1.1 Les résistances

Chacun des composants d'une installation constitue une résistance au liquide qui s'écoule et est à l'origine d'une perte de charge dans le circuit. La formule suivante s'utilise pour calculer la perte de charge ΔH :

$$\Delta H = k \cdot Q^2$$

k est une constante dépendante du composant en question et Q est le débit le traversant. Comme il apparaît à la lecture de la formule, la perte de charge est proportionnelle au carré du débit. Par conséquent, s'il est possible de diminuer le débit dans un circuit, la réduction de la perte de charge résultante sera conséquente.

Les résistances connectées en série

La perte totale de charge dans un circuit constitué de plusieurs composants en série équivaut à la somme des pertes de charge que chaque composant représente. La figure 3.1.2 montre une installation équipée d'une vanne et d'un échangeur thermique. Si nous ne prenons pas en compte la perte de charge dans les tuyauteries entre les deux composants, la perte de charge totale ΔH_{tot} se calcule en additionnant les deux pertes de charge :

$$\Delta H_{\text{tot}} = \Delta H_1 + \Delta H_2$$

La figure 3.1.2 montre à quoi ressemblera la courbe résultante et ce que sera le point de consigne si l'installation est un circuit fermé avec uniquement deux composants. Comme on peut le voir sur la figure, la courbe caractéristique résultante s'obtient en additionnant les pertes individuelles ΔH à un débit Q donné. De la même manière, la figure montre que plus la résistance dans l'installation est forte, plus la courbe suit une pente accentuée.

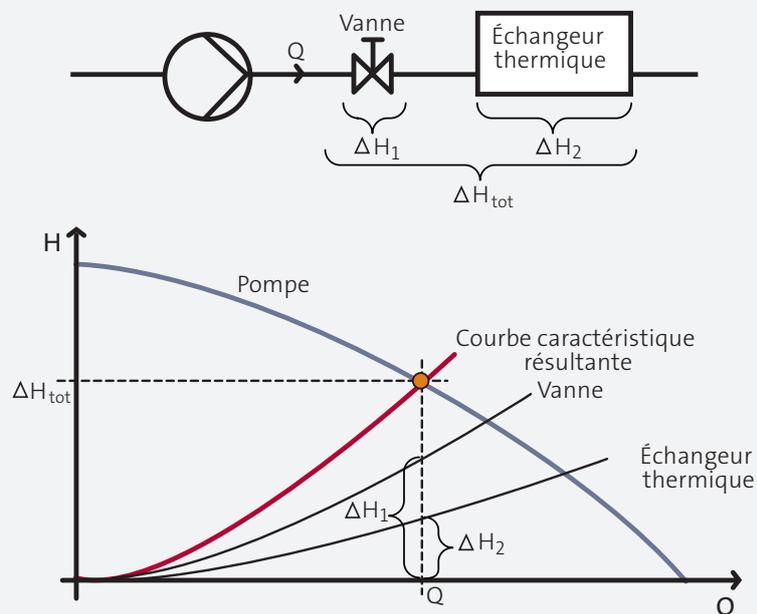


Fig. 3.1.2 : La perte de charge pour deux composants en série correspond à la somme des deux pertes de charge individuelles

Section 3.1

Les caractéristiques

Les résistances connectées en parallèle

Contrairement aux composants en série, les composants en parallèle impliquent une courbe caractéristique plus plate. La raison en est que les composants connectés en parallèle réduisent la résistance totale dans le circuit et ainsi la perte de charge.

La pression différentielle entre les différents composants connectés en parallèle est toujours la même. La courbe caractéristique en résultant se définit en additionnant tous les débits individuels des composants pour un ΔH donné. La figure 3.1.3 montre un circuit comportant une vanne et un échangeur thermique connectés en parallèle.

Le débit en résultant peut être calculé à l'aide de la formule suivante pour une perte de charge équivalente à ΔH

$$Q_{\text{tot}} = Q_1 + Q_2$$

3.1.2 Les circuits fermés et ouverts

Comme mentionné précédemment, les installations de pompage se divisent en deux types : les circuits fermés et les circuits ouverts. Dans cette section, nous étudierons les courbes caractéristiques principales de ces circuits.

Les circuits fermés

En général, les circuits fermés sont des réseaux hydrauliques qui transportent de l'énergie dans des installations de chauffage, de climatisation, de refroidissement de process, etc. L'une des caractéristiques communes à ces types de circuits fermés est que le liquide mis en circulation est porteur de l'énergie thermique. L'énergie thermique est en fait ce que l'installation doit transporter.

Les circuits fermés sont des installations dans lesquelles les pompes ont uniquement à faire face à la somme des pertes de charge générées par les composants. La figure 3.1.4 montre un schéma de circuit fermé dans lequel la pompe doit faire circuler de l'eau depuis une chaudière jusqu'à un échangeur thermique en passant par une vanne de régulation.

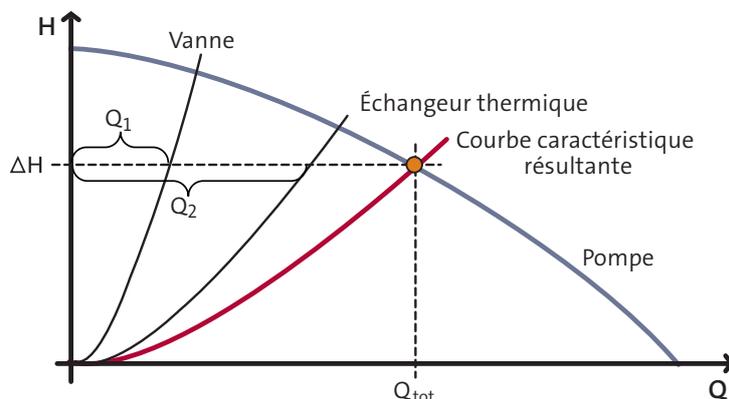
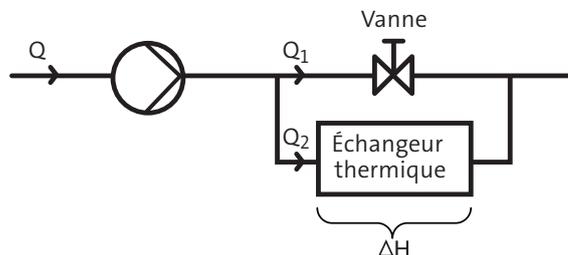


Fig. 3.1.3 : Composants en parallèle pour réduire la résistance dans l'installation ; la courbe caractéristique résultante est plus plate

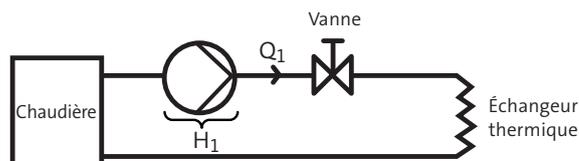


Fig. 3.1.4 : Schéma d'un circuit fermé



Tous ces composants, ainsi que les tuyauteries et raccords, ont pour conséquence une courbe caractéristique telle que celle montrée ci-contre. La pression requise dans un circuit fermé (que la courbe illustre) est une parabole démarrant au point $(Q,H) = (0,0)$ et se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$H = k \cdot Q^2$$

Comme la formule et la courbe l'indiquent, la perte de charge est quasi nulle lorsque la pression chute.

Les circuits ouverts

Les circuits ouverts sont des réseaux hydrauliques dans lesquels la pompe est utilisée pour transporter du liquide d'un point à un autre, par exemple les installations d'adduction d'eau, d'irrigation, de process industriels. Dans ce type de systèmes, la pompe doit à la fois gérer la hauteur géodésique du liquide et faire face à la perte de charge, dans les tuyauteries et les composants.

Nous faisons la distinction entre deux types de circuit ouvert :

- les circuits ouverts dans lesquels la hauteur géodésique de pompage totale requise est positive.
- les circuits ouverts dans lesquels la hauteur géodésique de pompage totale requise est négative.

Les circuits ouverts avec hauteur géodésique positive

La figure 3.1.6 montre un circuit ouvert typique avec hauteur géodésique de pompage positive. Une pompe doit transporter de l'eau depuis un réservoir intermédiaire au niveau du sol jusqu'à un réservoir surélevé sur le toit d'un bâtiment. Tout d'abord, la pompe doit fournir une hauteur manométrique supérieure à la hauteur géodésique de l'eau (h). Ensuite, la pompe doit fournir la hauteur manométrique nécessaire pour faire face à la perte de charge totale survenant dans les tuyaux, raccords, vannes, etc. (H_f) entre les deux réservoirs. La perte de charge dépend du débit, voir figure 3.1.7.

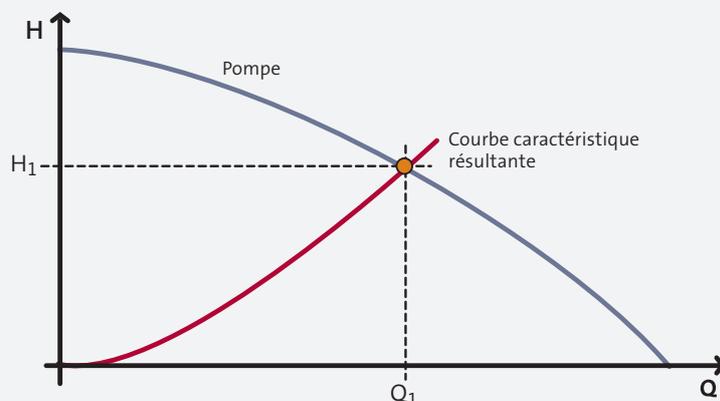


Fig. 3.1.5 : La courbe caractéristique pour un circuit fermé est une parabole démarrant au point $(0,0)$

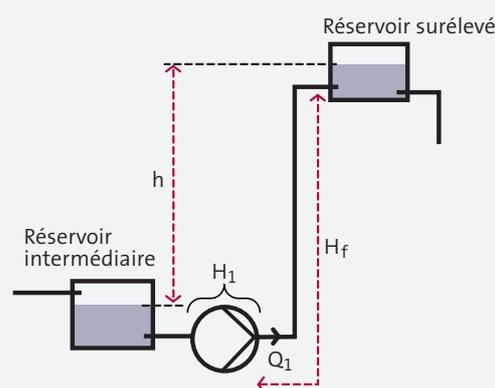


Fig. 3.1.6 : Circuit ouvert avec hauteur de pompage géodésique positive

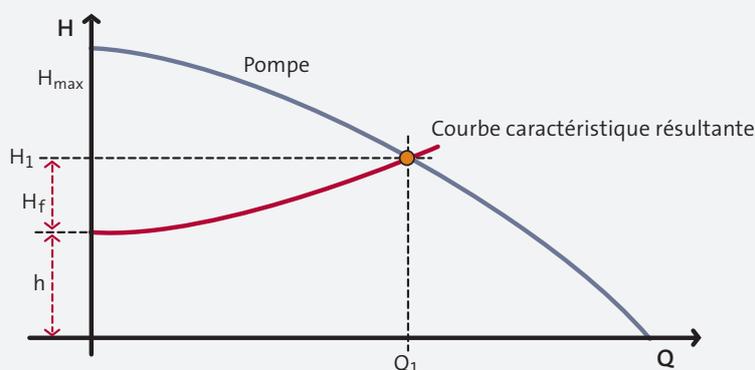


Fig. 3.1.7 : Courbe caractéristique et courbe de performance de la pompe pour le circuit ouvert de la figure 3.1.6

Section 3.1

Les caractéristiques

La figure montre que l'eau ne s'écoule pas dans un circuit ouvert si la hauteur manométrique maximale (H_{max}) de la pompe est inférieure à la hauteur géodésique (h). Ce n'est que quand $H > h$ que l'eau commence à circuler du réservoir intermédiaire au réservoir surélevé. La courbe de l'installation montre également que plus le débit est bas, plus la perte de charge est faible (H_f) et par conséquent, moins la pompe consomme d'énergie.

Le débit (Q_1) et la taille de la pompe doivent donc correspondre aux besoins de l'installation spécifique. Il s'agit en fait d'une règle générale dans le domaine du transport des liquides : un débit plus fort conduit à une plus grande perte de charge, tandis qu'un débit plus faible résulte en une perte de charge moindre et par conséquent en une consommation d'énergie plus faible.

Les circuits ouverts avec hauteur géodésique négative

Un exemple typique de circuit ouvert avec hauteur négative requise est celui du groupe de surpression, par exemple dans une installation d'adduction d'eau. La hauteur géodésique (h) du réservoir conduit l'eau jusque chez le consommateur ; l'eau coule, même si la pompe ne fonctionne pas. La différence de hauteur entre le niveau de liquide dans le réservoir et l'altitude de la sortie de l'eau (h) résulte en un débit équivalent à Q_0 . Cependant, la hauteur est insuffisante pour assurer le débit (Q_1) requis jusqu'au consommateur. La pompe doit donc augmenter la hauteur jusqu'au niveau (H_1) afin de compenser la perte de charge (H_f). Ce type de circuit est illustré dans la figure 3.1.8, et sa courbe caractéristique ainsi que la courbe de performance de la pompe sont montrées dans la figure 3.1.9.

La courbe caractéristique résultante est une courbe parabolique démarrante sur les axes H au point $(0, -h)$.

Le débit de l'installation dépend du niveau de liquide dans le réservoir. Si nous réduisons le niveau d'eau dans le réservoir, la hauteur (h) diminue. La courbe caractéristique de l'installation s'en trouve modifiée, et le débit est réduit dans le circuit, voir figure 3.1.9.

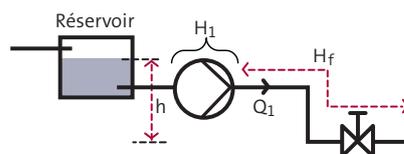


Fig. 3.1.8 : Circuit ouvert avec hauteur géodésique négative

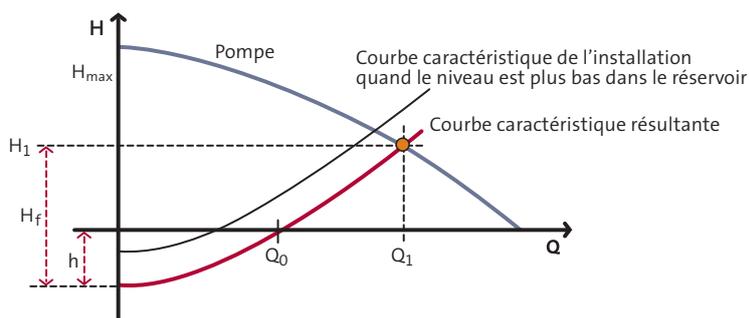


Fig. 3.1.9 : Courbe caractéristique de l'installation et courbe de performance de la pompe pour le circuit ouvert de la figure 3.1.8

Section 3.2

Les pompes connectées en série ou en parallèle



Pour augmenter la performance de pompage totale dans une installation, on monte souvent plusieurs pompes en série ou en parallèle. Dans cette section, nous nous concentrerons sur ces deux méthodes.

3.2.1 Les pompes en parallèle

On connecte souvent des pompes en parallèle quand

- le débit requis est supérieur à celui qu'une pompe unique peut fournir
- l'installation se caractérise par des besoins en débit variables et que ces besoins peuvent être couverts en démarrant/arrêtant les pompes connectées en parallèle.

Normalement, les pompes en parallèle sont de types et de tailles similaires. Cependant, les pompes peuvent être de taille différente, ou certaines d'entre elles peuvent être à vitesse variable et ainsi présenter des courbes de performance différentes.

Pour éviter toute dérivation par les pompes à l'arrêt, on connecte un clapet anti-retour en série sur chacune des pompes. La courbe de performance résultante pour une installation composée de plusieurs pompes en parallèle se détermine en additionnant le débit que les pompes fournissent à une hauteur manométrique spécifique.

La figure 3.2.1 montre une installation comportant deux pompes identiques en parallèle. La courbe de performance totale se détermine en additionnant Q_1 et Q_2 pour chaque valeur de hauteur manométrique identique pour les deux pompes, c'est-à-dire quand $H_1=H_2$. Comme les pompes sont identiques, la courbe résultante présente la même hauteur manométrique maximale H_{max} mais le débit maximal Q_{max} est deux fois plus élevé. Pour chaque valeur de hauteur manométrique, le débit est le double de ce qu'il est dans une installation à une seule pompe :

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2 Q_1 = 2 Q_2$$

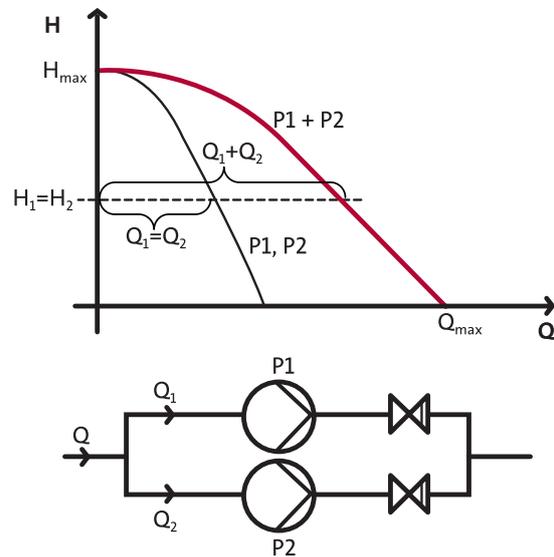


Fig. 3.2.1 : Deux pompes en parallèle présentant des courbes de performance similaires

Section 3.2

Les pompes connectées en série ou en parallèle

La figure 3.2.2 montre deux pompes de taille différente connectées en parallèle. Lorsque l'on additionne Q_1 et Q_2 pour une hauteur manométrique donnée $H_1=H_2$, on définit la courbe de performance résultante. La zone grisée de la figure 3.2.2 montre que P1 est la seule pompe à fournir dans cette zone spécifique, parce qu'elle présente une hauteur manométrique maximale plus élevée que P2.

Pompes à vitesse variable connectées en parallèle

La combinaison de pompes connectées en parallèle et de pompes à vitesse variable est un moyen très pratique d'obtenir un bon rendement dans le cas d'une demande en débit variable. Cette méthode est courante dans le domaine de l'adduction d'eau/de la surpression. Plus loin dans le chapitre 4, nous discuterons en détail des pompes à vitesse variable.

Une installation de pompage composée de deux pompes à vitesse variable présentant la même courbe de performance couvre une grande plage de performance, voir figure 3.2.3. Une seule pompe est capable de couvrir la performance requise jusqu'à Q_1 . Au-delà de Q_1 , les deux pompes doivent fonctionner ensemble pour pouvoir fournir la performance nécessaire. Si les deux pompes fonctionnent en même temps, les courbes résultantes ressemblent aux courbes orange de la figure 3.2.3.

Notez que le point de consigne indiqué Q_1 s'obtient avec une seule pompe fonctionnant à plein régime. Cependant, il peut également être obtenu lorsque les deux pompes fonctionnent à vitesse réduite. Cette situation est illustrée dans la figure 3.2.4 (courbes orange). Cette figure compare également les deux situations en termes de rendement. Si l'on cherche à obtenir le point de consigne à l'aide d'une seule pompe fonctionnant à plein régime, le rendement de la pompe est mauvais, et ce principalement parce que le point de consigne est situé loin sur la courbe de la pompe. Le rendement total est bien plus élevé lorsque les deux pompes fonctionnent à vitesse réduite, même si le rendement maximal des deux pompes diminue légèrement à vitesse réduite.

Même s'il suffit d'une pompe pour maintenir le débit et la hauteur manométrique requis, il peut s'avérer nécessaire d'utiliser deux pompes à la fois pour des questions de rendement et ainsi de consommation électrique. Déterminer s'il faut utiliser une ou deux pompes dépend de la courbe caractéristique de l'installation et du type de pompe en question.

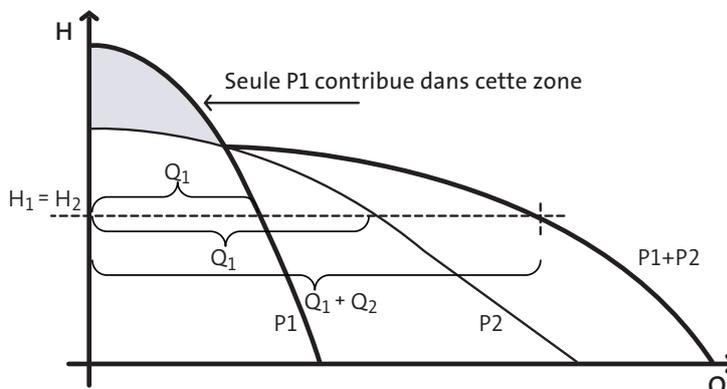


Fig. 3.2.2 : Deux pompes en parallèle avec courbes de performance non identiques

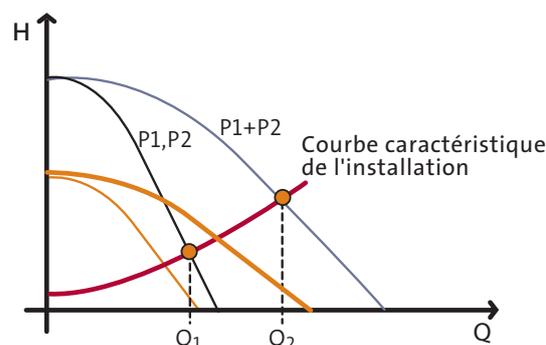


Fig. 3.2.3 : Deux pompes à vitesse variable en parallèle (même taille) La courbe orange montre la performance à vitesse réduite

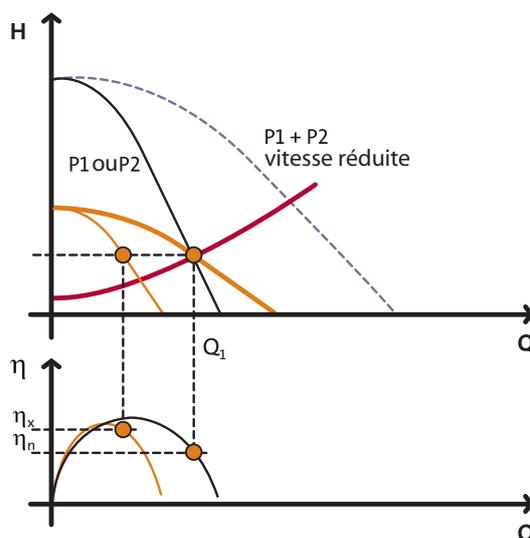


Fig. 3.2.4 : Comparaison des courbes d'une seule pompe à plein régime et de deux pompes à vitesse réduite. Dans ce dernier cas, les deux pompes présentent le plus haut rendement total.



3.2.2. Les pompes connectées en série

Normalement, on utilise des pompes en série dans les installations nécessitant une forte pression. C'est également le cas des pompes multicellulaires, conçues sur le principe du montage en série, où une cellule équivaut à une pompe. La figure 3.2.5 montre la courbe de performance de deux pompes identiques connectées en série. La courbe de performance résultante se trace en indiquant le double de la hauteur manométrique pour chacune des valeurs de débit dans le système de coordonnées. La courbe affiche donc le double de la hauteur manométrique maximale ($2 \cdot H_{\max}$) et le même débit maximal (Q_{\max}) que chacune des deux pompes.

La figure 3.2.6 montre deux pompes de taille différente connectées en série. La courbe de performance résultante se calcule en additionnant H_1 et H_2 à un débit commun donné $Q_1=Q_2$.

La zone grisée de la figure 3.2.6 montre que P2 sera la seule pompe à fournir dans cette zone spécifique parce qu'elle présente un débit maximal plus élevé que P1.

Comme on l'a vu dans la section 3.2.1, une combinaison de pompes non identiques peut être une combinaison de pompes de taille différente ou de plusieurs pompes à vitesse variable. La combinaison pompe à vitesse fixe et pompe à vitesse variable en série s'utilise fréquemment dans les installations nécessitant une pression élevée constante. La pompe à vitesse fixe fournit le liquide à la pompe à vitesse variable dont la performance est contrôlée par un transducteur de pression, voir figure 3.2.7.

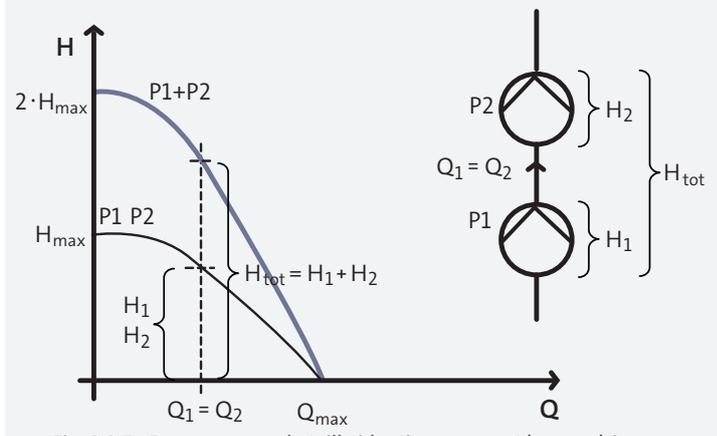


Fig. 3.2.5 : Deux pompes de taille identique connectées en série

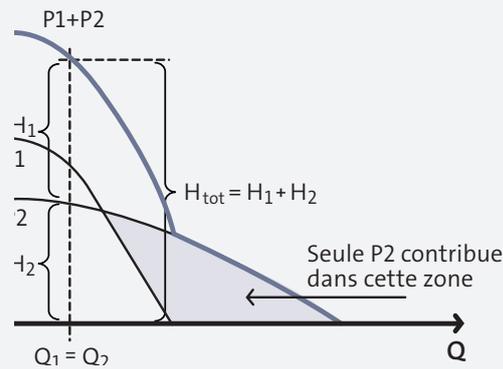


Fig. 3.2.6 : Deux pompes de taille différente placées en série

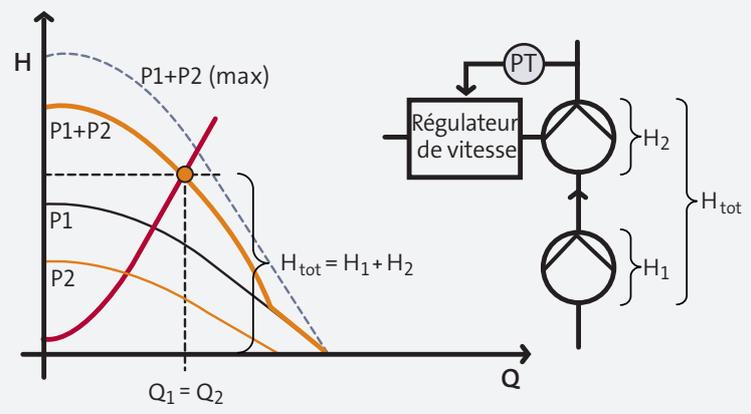


Fig. 3.2.7 : Une pompe à vitesse fixe et une pompe à vitesse variable de taille identique en série. Un transducteur de pression PT et un régulateur de vitesse garantissent la constance de la pression à la sortie de P2.



Section 4.1 : Régler la performance d'une pompe

- 4.1.1 La régulation par vanne de limitation de débit
- 4.1.2 La régulation par bypass
- 4.1.3 La modification du diamètre de la roue
- 4.1.4 La régulation de la vitesse
- 4.1.5 Comparaison des différentes méthodes
- 4.1.6 Rendement global d'un système de pompage
- 4.1.7 Exemple : consommation d'énergie relative lorsque le débit est réduit de 20 %

Section 4.2 : Les solutions de pompage à vitesse variable

- 4.2.1 Régulation en pression constante
- 4.2.2 Régulation en température constante
- 4.2.3 Pression différentielle constante dans un circuit de circulation
- 4.2.4 Régulation de la pression différentielle compensée par le débit

Section 4.3 : Les avantages de la régulation de vitesse

Section 4.4 : Les avantages des pompes disposant d'un convertisseur de fréquence intégré

- 4.4.1 Les courbes de performance des pompes à vitesse variable
- 4.4.2 Les pompes à vitesse variable dans différents circuits

Section 4.5 : Le convertisseur de fréquence

- 4.5.1 Le fonctionnement et les caractéristiques de base
- 4.5.2 Les composants du convertisseur de fréquence
- 4.5.3 Les conditions spécifiques d'un convertisseur de fréquence

Section 4.1

Régler la performance d'une pompe

Lorsque l'on sélectionne une pompe pour une installation donnée, il est important d'en choisir une dont le point de consigne se situe dans la zone de haut rendement de la pompe. Quand ce n'est pas le cas, la consommation électrique de la pompe est inutilement élevée, voir figure 4.1.1.

Cependant, il n'est parfois pas possible de choisir une pompe qui corresponde au point de consigne optimal parce que les besoins de l'installation sont changeants ou que la courbe caractéristique varie dans le temps.

Il est donc nécessaire d'ajuster la performance de la pompe de façon à ce qu'elle s'adapte aux nouveaux besoins.

Les méthodes les plus courantes pour modifier la performance des pompes sont :

- La régulation par vanne de limitation de débit
- La régulation par bypass
- La modification du diamètre de la roue
- La régulation de la vitesse

Pour choisir une méthode de réglage de la performance de la pompe, il faut s'appuyer sur une évaluation de l'investissement initial ainsi que des coûts de fonctionnement de la pompe. Toutes les méthodes peuvent être mises en place sans interruption du fonctionnement, à part la méthode de la modification du diamètre de la roue. Très souvent, on choisit des pompes surdimensionnées ; il s'avère donc nécessaire de limiter les performances de la pompe : en premier lieu le débit, ensuite, dans certaines installations, la hauteur manométrique maximale.

Les pages suivantes traitent de ces quatre méthodes de réglage.

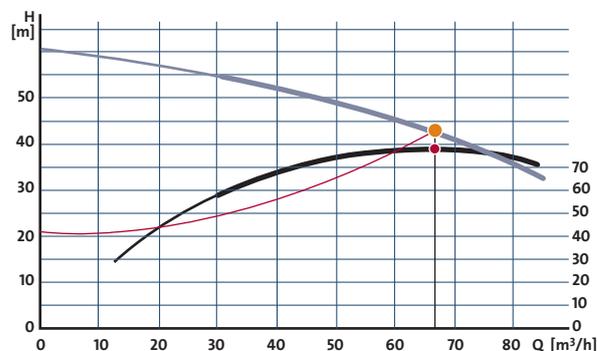


Fig. 4.1.1 : Lorsque l'on choisit une pompe, il est important d'en prendre une dont le point de consigne se situe dans la zone de haut rendement.



4.1.1 La régulation par vanne de limitation de débit

Une vanne de limitation de débit se connecte en série avec une pompe pour permettre l'ajustement de son point de consigne. L'étranglement résulte en une réduction du débit, voir figure 4.1.2. La vanne de limitation de débit ajoute une résistance dans l'installation et entraîne une élévation de sa courbe. Sans la vanne de limitation de débit, le débit se lit au niveau de Q_2 . Avec la vanne de limitation de débit en série, le débit est réduit à Q_1 .

Les vannes de limitation de débit peuvent être utilisées pour limiter le débit maximal. Quand on ajoute une vanne, le débit maximal possible est limité. Dans notre exemple, le débit ne pourra jamais dépasser Q_3 , même si la courbe est complètement plate, c'est-à-dire s'il n'y a aucune résistance. Quand la performance de la pompe est ajustée au moyen d'une vanne de limitation de débit, la pompe fournit une hauteur manométrique plus élevée que nécessaire.

$$H_p = H_s + H_{pv}$$

Si la pompe et la vanne de limitation de débit sont remplacées par une pompe plus petite, la pompe pourra fournir le débit Q_1 requis, mais avec une hauteur manométrique plus faible et ainsi en consommant moins d'énergie, voir figure 4.1.2.

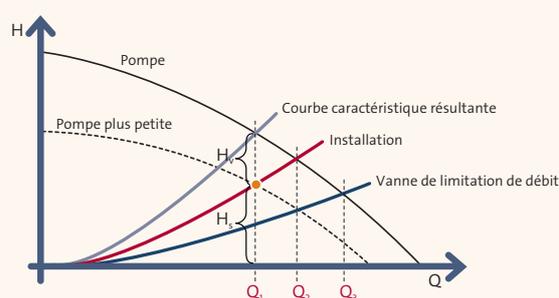
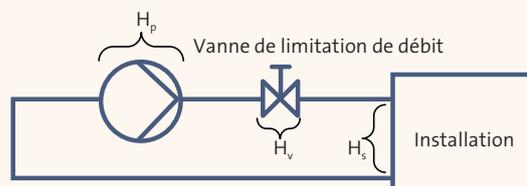


Fig. 4.1.2 : La vanne de limitation de débit augmente la résistance dans l'installation, réduisant ainsi le débit.

4.1.2 La régulation par bypass

Plutôt que de connecter une vanne en série avec la pompe, on peut utiliser un bypass pour ajuster la performance de la pompe, voir figure 4.1.3.

Par rapport à une vanne de limitation de débit, installer un bypass revient à assurer un débit minimal Q_{BP} donné dans la pompe, indépendamment de la courbe caractéristique. Le débit Q_p est la somme du débit Q_s de l'installation et du débit dans le bypass Q_{BP} .

$$Q_p = Q_s + Q_{BP}$$

Le bypass introduit un seuil maximal pour la hauteur manométrique H_{max} fournie, voir figure 4.1.3. Même quand le débit requis est égal à 0, la pompe n'aura jamais à fonctionner contre une vanne fermée. Comme c'était le cas avec une vanne de limitation de débit, le débit Q_s requis peut être fourni par une petite pompe sans bypass, le résultat étant un débit et une consommation électrique réduits.

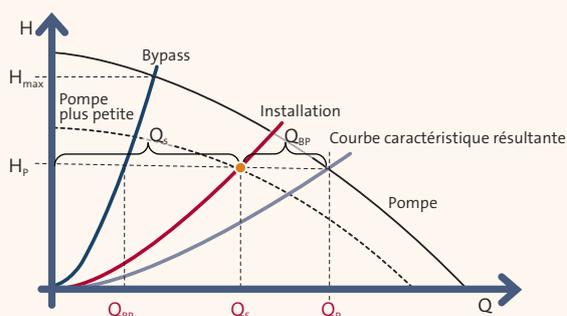
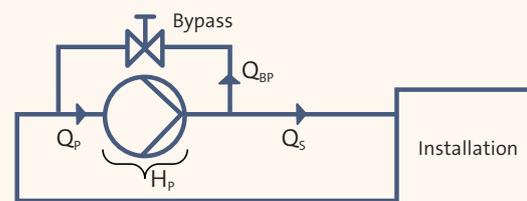


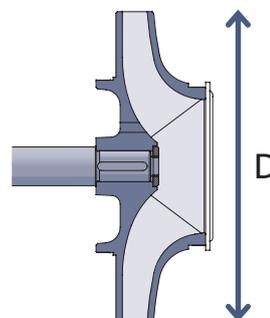
Fig. 4.1.3 : Le bypass dévie et réduit ainsi le débit dans l'installation.

Section 4.1

Régler la performance d'une pompe

4.1.3 La modification du diamètre de la roue

Un autre moyen d'ajuster la performance d'une pompe centrifuge est de modifier le diamètre de sa roue, c'est-à-dire de la rogner et ainsi de réduire la performance de la pompe. Bien entendu, le diamètre de la roue ne peut être réduit pendant que la pompe fonctionne. Par rapport aux méthodes de régulation par étranglement et par bypass, qui peuvent être mises en œuvre lors du fonctionnement, la modification du diamètre de la roue doit être faite avant l'installation de la pompe ou lors d'une intervention de maintenance. Les formules suivantes montrent la relation entre le diamètre de la roue et la performance de la pompe :



$$\frac{Q_n}{Q_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2 ; \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2 ; \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^4 ; \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Notez cependant que les formules rendent compte d'un cas de pompe idéal. En pratique, le rendement de la pompe décroît lorsque l'on réduit le diamètre de la roue. Dans le cas de changements mineurs du diamètre de la roue $D_x > 0,8 \cdot D_n$, le rendement est seulement réduit de quelques pourcents. Le degré de réduction du rendement dépend du type de pompe et du point de consigne (consulter les courbes spécifiques aux pompes pour plus de détails).

Comme il apparaît à la lecture des formules, le débit et la hauteur manométrique sont modifiés dans les mêmes proportions : cette modification est égale au changement de rapport du diamètre de la roue élevé à la puissance deux. Les points de consigne résultant des formules sont placés sur une ligne droite dont l'origine se situe en (0,0). Le changement de consommation électrique suit le changement de diamètre à la puissance quatre.

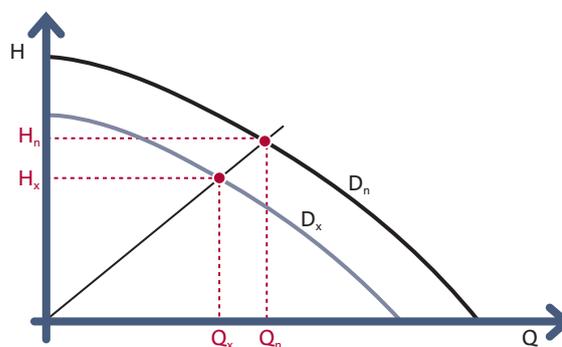


Fig. 4.1.4 : Changement de performance de la pompe quand le diamètre de la roue est réduit

4.1.4 La régulation de la vitesse

Le dernier moyen de réguler la performance d'une pompe que nous allons couvrir dans cette section est la méthode à vitesse variable. La régulation de la vitesse à l'aide d'un convertisseur de fréquence est sans doute la manière la plus efficace d'ajuster la performance d'une pompe soumise à des besoins en débit variables.



Les équations suivantes s'appliquent assez précisément à la manière dont le changement de vitesse des pompes centrifuges influence la performance de la pompe :

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x} ; \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2 ; \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3 ; \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Les lois de similitude s'appliquent à condition que la courbe caractéristique reste inchangée pour n_n et n_x , et qu'elle forme une parabole passant par le point (0,0), voir section 3.1.1. L'équation de la puissance implique aussi que le rendement de la pompe reste inchangé aux deux vitesses.

Les formules de la figure 4.1.5 montrent que le débit (Q) de la pompe est proportionnel à la vitesse (n) de la pompe. La hauteur manométrique (H) est proportionnelle au carré de la vitesse (n), tandis que la puissance (P) est proportionnelle à la vitesse élevée à la puissance trois. En pratique, une réduction de la vitesse résulte en une légère baisse du rendement. Le rendement à plus faible vitesse (n_x) peut être estimé à l'aide de la formule suivante, valable pour une réduction de la vitesse de 50 % maximum de la vitesse maximale :

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^{0.1}$$

Enfin, si vous avez besoin de savoir précisément combien vous pouvez économiser en réduisant la vitesse de la pompe, vous devez prendre en compte le rendement du convertisseur de fréquence et du moteur.

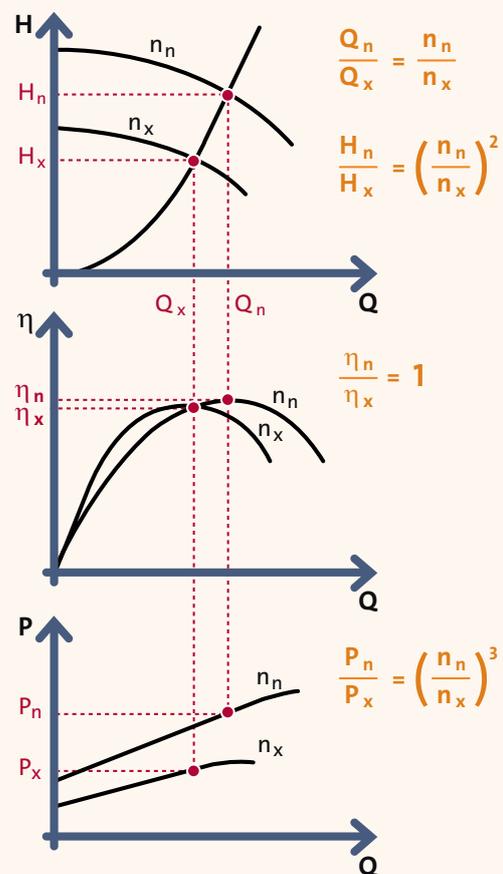


Fig. 4.1.5 : Les paramètres de la pompe pour différentes équations de similitude

4.1.5 Comparaison des différentes méthodes

Maintenant que nous avons décrit les quatre différentes méthodes permettant de modifier la performance d'une pompe centrifuge, nous nous pencherons sur leurs différences. Si nous considérons la pompe et son dispositif régulateur de performance comme une seule unité, nous pouvons observer les courbes caractéristiques QH en résultant pour comparer les résultats des différents systèmes.

La régulation par vanne de limitation de débit

La méthode recourant à une vanne de limitation de débit implique une vanne placée en série avec la pompe, voir figure 4.1.6a. Ce raccordement agit comme une nouvelle pompe avec une hauteur manométrique maximale identique, mais un débit réduit. La courbe de la pompe H_n , la courbe de la vanne et la courbe couvrant le dispositif complet H_x sont illustrées dans la figure 4.1.6b.

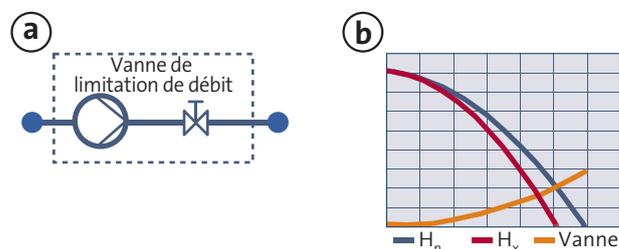


Fig. 4.1.6 : Vanne de limitation de débit en série avec une pompe

La régulation par bypass

Quand une vanne est connectée au sein de la pompe, voir figure 4.1.7a, cette connexion agit comme une nouvelle pompe à hauteur manométrique maximale réduite et une courbe QH présentant une courbe caractéristique modifiée. La courbe tendra à devenir plus linéaire que quadratique, voir figure 4.1.7b

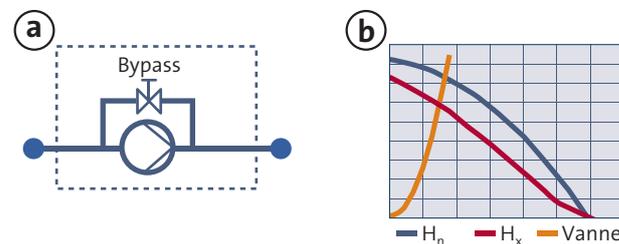


Fig. 4.1.7 : Bypass connecté au sein de la pompe

La modification du diamètre de la roue

La méthode du rognage de la roue n'implique pas l'insertion de nouveaux composants. La figure 4.1.8 montre la courbe QH réduite (H_x) et les caractéristiques d'origine de la courbe (H_n).

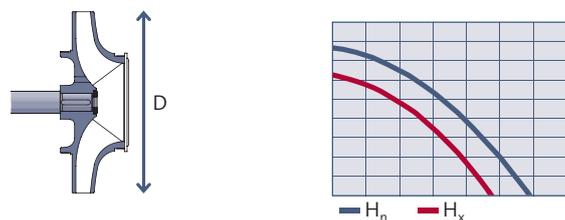


Fig. 4.1.8 : Ajustement du diamètre de la roue

La régulation de la vitesse

La méthode de régulation de la vitesse (figure 1.4.9) résulte en une nouvelle courbe QH avec hauteur manométrique et débit réduits. Les caractéristiques de la courbe restent les mêmes. Cependant, quand la vitesse est réduite, les courbes deviennent plus plates, la hauteur manométrique étant plus fortement réduite que le débit.

Par rapport aux autres méthodes, la régulation de la vitesse permet également d'étendre la plage de performance de la pompe au-dessus de la courbe nominale QH, simplement en augmentant la vitesse au-delà de la vitesse nominale de la pompe, voir la courbe H_y dans la figure 4.1.9. Si ce fonctionnement hypersynchrone est utilisé, il faut prendre en compte la taille du moteur.

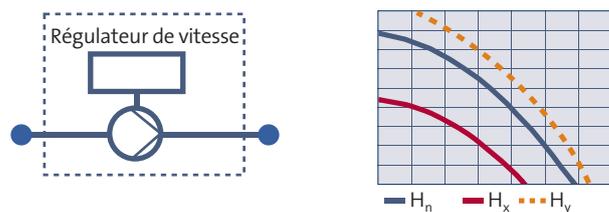


Fig. 4.1.9 : Régulateur de vitesse raccordé à la pompe



4.1.6 Rendement global d'un système de pompage

Les méthodes de limitation de débit et du bypass introduisent toutes deux des pertes de puissance hydraulique dans les vannes ($P_{\text{perte}} = k Q H$). Le rendement résultant de l'installation de pompage est donc réduit. Réduire la taille de la roue dans la plage $D_x/D_n > 0,8$ n'a pas un impact significatif sur le rendement de la pompe. Cette méthode n'a par conséquent aucune influence négative sur le rendement total de l'installation.

Le rendement des pompes à vitesse variable est seulement affecté dans une certaine mesure, c'est-à-dire tant que la réduction de la vitesse ne descend pas en-deçà de 50 % de la vitesse nominale. Plus loin, nous verrons que le rendement baisse uniquement de quelques pourcents, et que cela n'affecte pas l'économie de fonctionnement globale des solutions à vitesse variable, voir la figure 1.4.17 de la section 1.4.4.

4.1.7 Exemple : consommation d'énergie relative lorsque le débit est réduit de 20 %

Dans une installation donnée, le débit doit être réduit de $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ à $50 \text{ m}^3/\text{h}$. Au point de démarrage d'origine, ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ et $H = 70 \text{ m}$), la puissance absorbée au niveau de la pompe est fixée relativement à 100 %. Selon la méthode de réglage choisie, la réduction de la consommation électrique variera. À présent, étudions de quelle manière la consommation électrique affecte chacune des méthodes de réglage.

Section 4.1

Régler la performance d'une pompe

La régulation par vanne de limitation de débit

La consommation électrique est réduite à environ 94 % quand le débit baisse. L'étranglement résulte en une hauteur manométrique plus élevée, voir figure 4.1.10. Pour certaines pompes, la consommation électrique maximale se situe à un débit moindre que le débit maximal. Si tel est le cas, la consommation électrique augmente en raison de la présence de l'étranglement.

La régulation par bypass

Pour réduire le débit dans une installation, la vanne doit réduire la hauteur manométrique de la pompe jusqu'à 55 m. Ce résultat ne peut être obtenu qu'en augmentant le débit au sein de la pompe. Comme le montre la figure 4.1.11, le débit subit une forte augmentation, jusqu'à 81 m³/h, ce qui augmente la consommation électrique de près de 10 % par rapport à la consommation de départ. L'ampleur de l'augmentation dépend du type de pompe et de son point de consigne. Dans certains cas, l'augmentation de P_2 est donc égale à zéro, et dans certains cas rares, P_2 peut même diminuer légèrement.

La modification du diamètre de la roue

Quand le diamètre de la roue est réduit, le débit et la hauteur manométrique chutent tous deux. Si la réduction du débit est de 20 %, la consommation électrique est réduite à environ 67 % de la consommation d'origine, voir figure 4.1.12.

La régulation de la vitesse

Quand la vitesse de la pompe est régulée, le débit et la hauteur manométriques sont tous deux réduits, voir figure 4.1.13. Par conséquent, la consommation électrique est portée à environ 65 % de ce qu'elle était au départ.

Si l'on souhaite obtenir le meilleur rendement possible, les méthodes de rognage de la roue et de régulation de la vitesse de la pompe se révèlent les plus adaptées pour réduire le débit au sein de l'installation. Si la pompe doit fonctionner à un point fixe modifié, le rognage représente la meilleure méthode. Cependant, si l'on a affaire à une installation dans laquelle la demande en débit varie, la pompe à vitesse variable constitue la meilleure option.

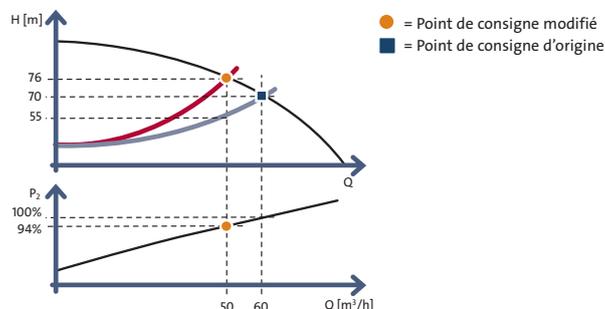


Fig. 4.1.10 : Consommation électrique relative - régulation par vanne de limitation de débit

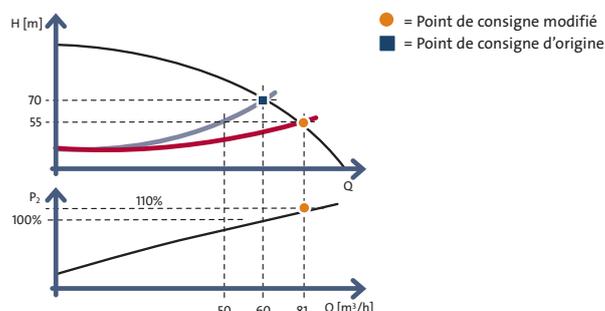


Fig. 4.1.11 : Consommation électrique relative - régulation par bypass

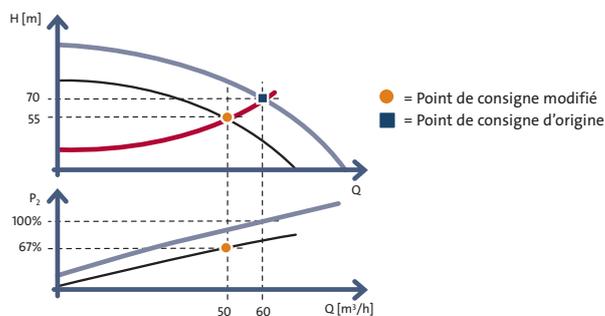


Fig. 4.1.12 : Consommation électrique relative - modification du diamètre de la roue

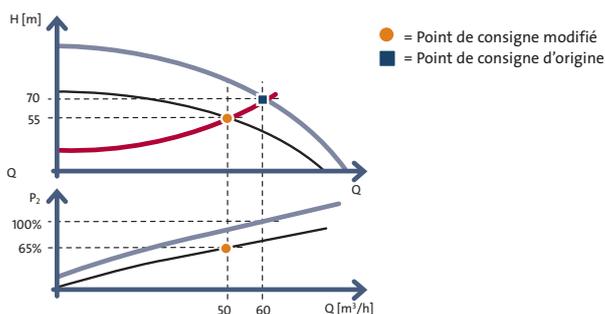


Fig. 4.1.13 : Consommation électrique relative - régulation de la vitesse

Résumé

La figure 4.1.14 donne un aperçu des différentes méthodes de réglage que nous venons de présenter. Chacune des méthodes présente des avantages et des inconvénients qui doivent être pris en compte dès le départ.

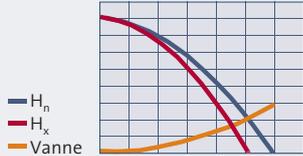
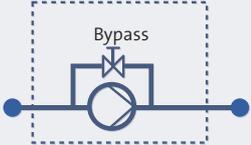
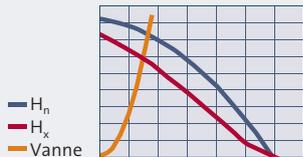
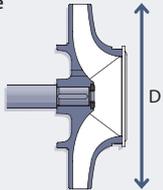
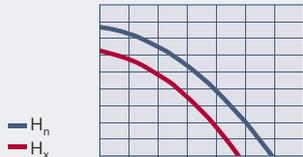
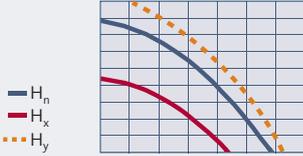
Méthode	Réglage possible en cours de fonctionnement ?	La courbe de performance résultante présentera les caractéristiques suivantes	Rendement global d'un système de pompage	Consommation électrique relative avec une réduction du débit de 20 %
<p>La régulation par vanne de limitation de débit</p> 	Oui	<p>Q réduit</p>  <p>— H_n — H_x — Vanne</p>	Considérablement réduit	94%
<p>La régulation par bypass</p> 	Oui	<p>H réduit et courbe modifiée</p>  <p>— H_n — H_x — Vanne</p>	Considérablement réduit	110%
<p>La modification du diamètre de la roue</p> 	Non	<p>Q et H réduits</p>  <p>— H_n — H_x</p>	Légèrement réduit	67%
<p>La régulation de la vitesse</p> 	Oui	<p>Q et H réduits</p>  <p>— H_n — H_x - - - H_y</p>	Légèrement réduit	65%

Fig. 4.1.14 : Caractéristiques des méthodes de réglage

Section 4.2

Les solutions de pompage à vitesse variable

Comme nous l'avons vu dans la section précédente, la régulation de la vitesse est un moyen efficace d'ajuster la performance d'une pompe à l'installation. Dans cette section, nous aborderons les possibilités de combiner des pompes à vitesse variable avec des régulateurs PI et des capteurs mesurant les paramètres, tels que la pression, la pression différentielle et la température. Les pages suivantes présenteront les options à l'aide d'exemples.

4.2.1 Régulation en pression constante

Une pompe doit fournir de l'eau potable à différents robinets d'un bâtiment à partir d'un réservoir.

La demande en eau du robinet étant variable, la courbe caractéristique varie elle aussi en fonction du débit requis. Pour des raisons de confort et d'économie d'énergie, on recommande une pression d'alimentation constante.

Comme on peut le voir sur la figure 4.2.1, la solution consiste en une pompe à vitesse variable accompagnée d'un régulateur PI. Cet appareil compare la pression nécessaire p_{set} à la pression d'alimentation réelle p_1 , mesurée par un transducteur de pression PT.

Si la pression réelle est supérieure au point de consigne, le régulateur PI réduit la vitesse et ainsi la performance de la pompe jusqu'à ce que $p_1 = p_{set}$. La figure 4.2.1 montre ce qui se passe quand le débit est réduit de Q_{max} à Q_1 .

Le régulateur veille à ce que la vitesse de la pompe soit réduite de n_n à n_x de sorte à ce que la pression de refoulement requise $p_1 = p_{set}$. L'installation de pompage veille à ce que la pression d'alimentation soit constante pour une plage de débit de 0 à Q_{max} . La pression d'alimentation ne dépend pas du niveau (h) dans le réservoir. Si h change, le régulateur PI ajuste la vitesse de la pompe de sorte que p_1 se conforme toujours au point de consigne.

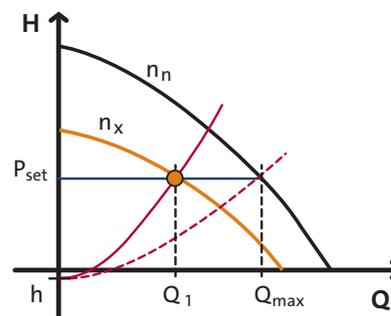
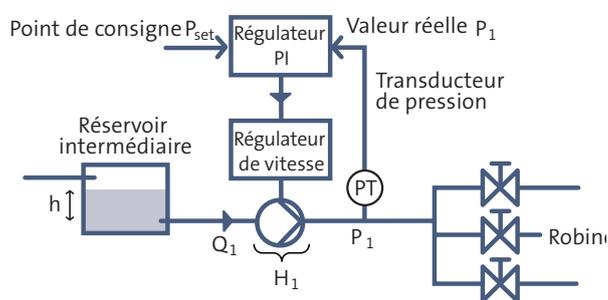


Fig. 4.2.1 : Installation d'adduction d'eau avec pompe à vitesse variable fournissant une pression constante



4.2.2 Régulation en température constante

L'ajustement de la performance à l'aide de la régulation de vitesse convient à un grand nombre d'installations industrielles. La figure 4.2.2 montre une installation intégrant une presse d'injection qui doit être refroidie à l'eau afin de garantir une production de grande qualité.

La machine est refroidie à l'aide d'une eau à 15°C provenant d'une machine frigorifique. Pour assurer le bon fonctionnement de la presse et son refroidissement adéquat, la température de la tuyauterie de retour doit être maintenue à un niveau constant, $t_r = 20^\circ\text{C}$. La solution est une pompe à régulation de vitesse contrôlée par un régulateur PI. Le régulateur PI compare la température requise t_{set} à la température réelle au sein de la tuyauterie de retour t_r , qui est mesurée par un capteur de température TT. L'installation présente une courbe caractéristique fixe ; le point de consigne de la pompe est donc situé sur la courbe entre Q_{min} et Q_{max} . Plus la perte de hauteur manométrique est forte dans la presse, plus le débit de l'eau de refroidissement nécessaire au maintien d'une température constante de 20°C dans la tuyauterie de retour est élevé.

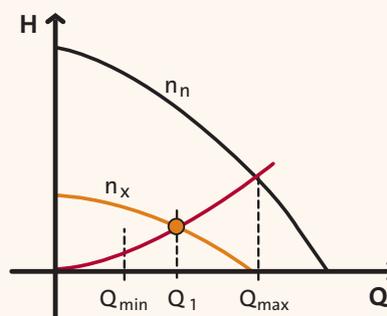
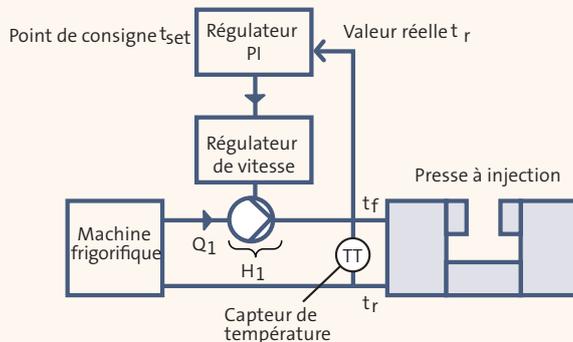


Fig. 4.2.2 : Installation avec presse à injection et circulateur à régulation de température assurant une température constante dans la tuyauterie de retour

4.2.3 Pression différentielle constante dans un circuit de circulation

Les circuits de circulation (circuits fermés), voir chapitre 3, se prêtent très bien aux solutions de pompage à vitesse variable. Équiper les circuits de circulation présentant une courbe caractéristique variable d'un circulateur régulé en fonction de la pression différentielle constitue un avantage, voir figure 4.2.3.

La figure montre une installation de chauffage consistant en un échangeur thermique dans lequel l'eau est chauffée avant d'être fournie à trois consommateurs, par exemple des radiateurs, à l'aide d'une pompe à vitesse variable. Une vanne de régulation est placée en série devant chaque consommateur pour réguler le débit en fonction des besoins en chaleur.

La pompe est régulée en fonction d'une pression différentielle constante, mesurée au sein de la pompe. L'installation de pompage offre donc une pression différentielle constante dans la plage Q de 0 à Q_{max} , représentée par la ligne horizontale de la figure 4.2.3.

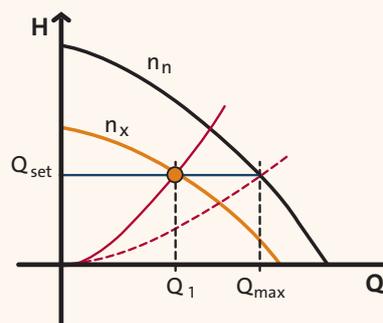
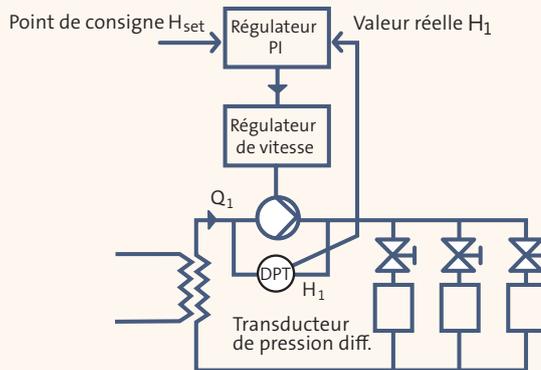


Fig. 4.2.3 : Installation de chauffage avec circulateur à vitesse variable fournissant une pression différentielle constante

4.2.4 Régulation de la pression différentielle compensée par le débit

La fonction principale de l'installation de pompage de la figure 4.2.4 est de maintenir une pression différentielle constante au sein des vannes de régulation des consommateurs, ici, des radiateurs. Pour ce faire, la pompe doit être capable de faire face aux pertes de charge dans les tuyauteries, échangeurs de chaleur, raccords, etc.

Comme nous l'avons vu au chapitre 3, la perte de charge est proportionnelle au carré du débit. Le meilleur moyen de réguler un circulateur tel que celui illustré dans la figure à votre droite est de permettre à la pompe de fournir une pression augmentant à mesure que le débit augmente.

Quand la demande en débit est faible, les pertes de charge dans les tuyauteries, échangeurs de chaleur, raccords, etc. sont également faibles, et la pompe ne fournit qu'une pression équivalente à ce qui est requis par la vanne, $H_{set} - H_f$. Quand la demande en débit augmente, les pertes de charge suivent une hausse équivalente au carré du débit et la pompe doit augmenter la pression fournie, illustrée par la courbe bleue de la figure 4.2.4.

Une telle installation de pompage peut être conçue de deux manières différentes :

- Le transducteur de pression différentielle est placé au sein de la pompe et le système fonctionne avec une régulation de la pression différentielle compensée par le débit – DPT_1 , voir figure 4.2.4.
- Le transducteur de pression différentielle est placé près des consommateurs et le système fonctionne avec une régulation de la pression différentielle – DPT_2 dans la figure 4.2.4.

L'avantage de la première solution est que la pompe, le régulateur PI, la régulation de vitesse et le transducteur sont proches les uns des autres, facilitant l'installation. Cette installation permet de considérer le système entier comme une seule unité, voir section 4.4. Pour que le système fonctionne, les données de la courbe de pompe doivent être stockées dans le régulateur. Ces données sont utilisées pour calculer le débit et ainsi de combien le point de consigne H_{set}

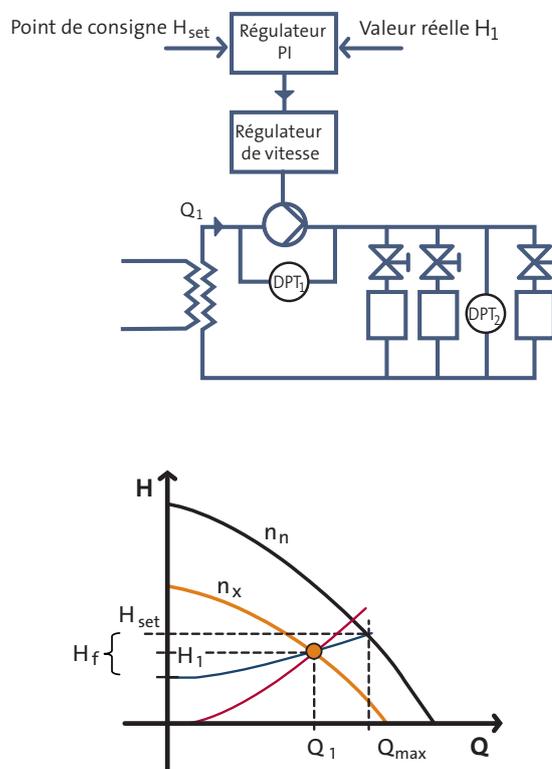


Fig. 4.2.4 : Installation de chauffage avec circulateur à vitesse variable fournissant une pression différentielle compensée par le débit

doit être réduit à un débit donné pour faire en sorte que les performances de la pompe se conforment à la courbe bleue requise de la figure 4.2.4.

La deuxième solution, avec le transducteur placé dans l'installation, implique plus de frais d'installation parce que le transducteur doit être placé sur le site et qu'il faut également procéder au câblage. La performance est plus ou moins similaire. Le transducteur mesure la pression différentielle au niveau du consommateur et compense automatiquement l'augmentation de la pression requise afin de faire face à l'augmentation de la perte de charge dans les tuyauteries d'alimentation, etc.

Section 4.3

Les avantages de la régulation de vitesse



Dans un grand nombre d'installations, les pompes n'ont pas besoin de fonctionner à plein régime 24 heures sur 24. Pouvoir ajuster automatiquement la performance de la pompe constitue donc un avantage. Comme nous l'avons vu dans la section 4.1, le meilleur moyen d'ajuster la performance d'une pompe centrifuge est d'utiliser une pompe à vitesse variable. La régulation est normalement réalisée par un convertisseur de fréquence.

Dans les pages suivantes, nous étudierons les pompes à vitesse variable dans les circuits fermés et ouverts. Mais avant d'aller plus loin, nous présenterons les avantages offerts par celle-ci et par les pompes à vitesse variable avec convertisseur de fréquence.

Une consommation énergétique réduite

Les pompes à vitesse variable consomment uniquement l'énergie dont elles ont besoin pour faire face à une tâche donnée. Par rapport aux autres méthodes, celle de la vitesse régulée par la fréquence présente le meilleur rendement et ainsi la meilleure optimisation de l'énergie, voir section 4.1.

Des coûts du cycle de vie faibles

Comme nous le verrons dans le chapitre 5, la consommation d'énergie d'une pompe est un facteur de poids dans le calcul des coûts du cycle de vie d'une pompe. Il est donc intéressant de maintenir les coûts de fonctionnement d'une installation de chauffage au niveau le plus bas possible. Un fonctionnement performant conduit à une consommation d'énergie moindre, et ainsi à des coûts de fonctionnement réduits. Par rapport aux pompes à vitesse fixe, il est possible de réduire la consommation d'énergie jusqu'à 50 % avec une pompe à vitesse variable.

Protection de l'environnement

Les pompes présentant un bon rendement énergétique polluent moins et ne nuisent donc pas à l'environnement.

Un confort accru

Dans diverses installations de pompage, la régulation de la vitesse apporte un meilleur confort : dans les installations d'adduction d'eau, la régulation automatique de la pression et le démarrage progressif des pompes réduisent les coups de bélier et les bruits générés par une pression trop forte. Dans les circuits de circulation, les pompes à vitesse variable font en sorte que la pression différentielle soit maintenue à un niveau permettant que le bruit soit minimisé.

Des coûts réduits

Les pompes à vitesse variable permettent de se passer de la mise en service de certaines vannes de régulation. Par conséquent, les coûts totaux peuvent être également réduits.

Section 4.4

Les avantages des pompes disposant d'un convertisseur de fréquence intégré

Dans de nombreuses installations, les pompes avec convertisseur de fréquence intégré représentent la solution optimale. En effet, ces pompes offrent à la fois les avantages d'une solution de pompage à vitesse variable et ceux présentés par la combinaison d'une pompe, d'un convertisseur de fréquence, d'un régulateur PI et parfois d'un capteur/transducteur en une seule unité, voir figure 4.4.1.

Une pompe avec convertisseur de fréquence intégré n'est pas uniquement une pompe, mais un système à part entière, capable de faire face aux difficultés ou d'économiser de l'énergie dans un grand nombre d'installations de pompage différentes. Pour ce qui est du remplacement, les pompes avec convertisseurs de fréquence intégrés sont idéales puisqu'elles peuvent être installées à la place des pompes à vitesse fixe sans frais d'installation supplémentaires. Il suffit pour cela de disposer d'une connexion à l'alimentation électrique et d'équiper un convertisseur de fréquence intégré ; la pompe est utilisable immédiatement. Tout ce que l'installateur a besoin de faire, c'est d'ajuster le point de consigne souhaité (pression), après quoi le système est opérationnel.

Ci-après, nous décrivons les avantages offerts par les pompes avec convertisseur de fréquence.

Une installation aisée

Les pompes avec convertisseur de fréquence intégré sont tout aussi faciles à installer que les pompes à vitesse fixe. Il vous suffit de brancher le moteur sur l'alimentation électrique et la pompe est prête à fonctionner. Le fabricant s'est occupé de toutes les connexions et de tous les réglages internes.

Des économies d'énergie optimales

Comme la pompe, le moteur et le convertisseur de fréquence sont conçus pour être compatibles, le système de pompage consomme moins d'électricité.

Un seul fournisseur

Un fournisseur unique vous fournit la pompe, le convertisseur de fréquence et le capteur, ce qui facilite le dimensionnement, la sélection, le passage de la commande ainsi que les procédures de maintenance et d'entretien.

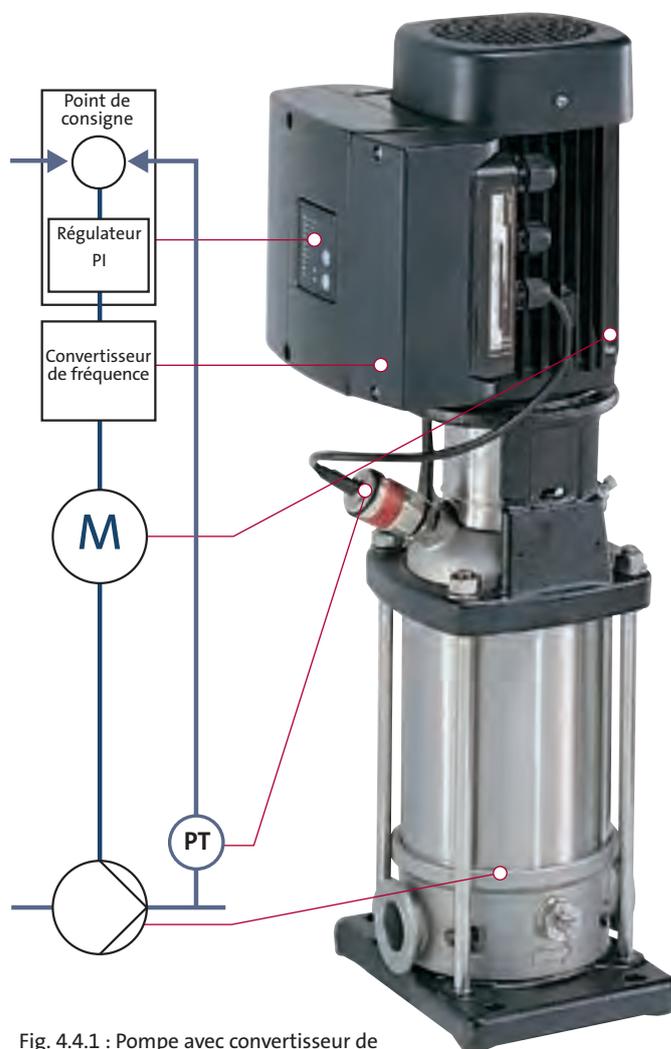


Fig. 4.4.1 : Pompe avec convertisseur de fréquence intégré et transducteur de pression

Une large plage de performance

Les pompes dotées d'un convertisseur de fréquence intégré présentent une large plage de performance, ce qui leur permet d'être performantes dans de nombreuses conditions et de répondre à un grand nombre de besoins. Ainsi, des pompes en plus petit nombre peuvent venir remplacer de nombreuses pompes à vitesse fixe avec des plages de performance plus limitées.

4.4.1. Les courbes de performance des pompes à vitesse variable

À présent, penchons-nous sur la façon dont nous pouvons lire la courbe de performance d'une pompe à vitesse variable.

La figure 4.4.2 montre un exemple de courbes de performance présentées par une pompe à vitesse variable. Le premier graphique montre les courbes QH tandis que le deuxième montre la courbe de consommation électrique correspondante.

Comme on peut le voir, les courbes de performance sont données pour chaque tranche de 10 % de 100 % à 50 %. De la même manière, le diagramme présente la courbe minimale à 25 % de la vitesse maximale. Comme indiqué dans le diagramme, vous pouvez désigner un point de consigne QH spécifique et trouver à quelle vitesse ce point peut être atteint et quelle sera alors la consommation électrique P_1 .

4.4.2 Les pompes à vitesse variable dans différents circuits

Les pompes à vitesse variable s'utilisent dans de nombreuses installations.

La modification de la performance de la pompe, et donc les économies d'énergie potentielles, dépendent du circuit en question.

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 3, la courbe caractéristique d'une installation donne une indication de la hauteur manométrique qu'une pompe doit fournir afin de transporter une quantité donnée de liquide. La figure 4.4.3 montre la courbe de performance et les courbes caractéristiques d'un circuit fermé et d'un circuit ouvert.

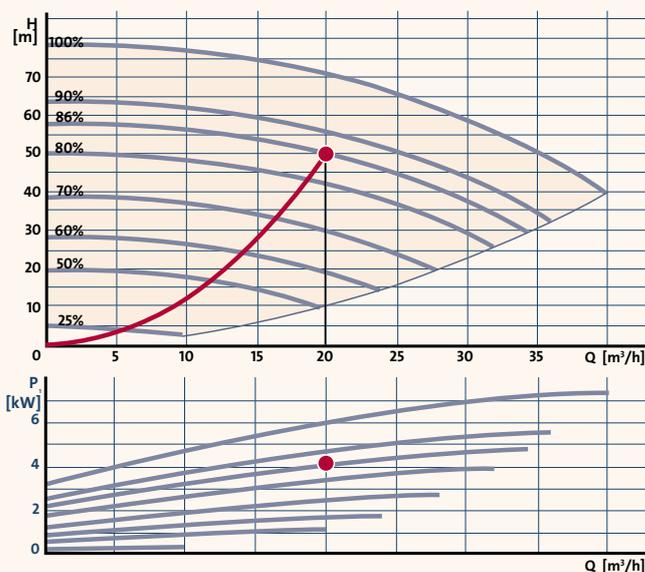


Fig. 4.4.2 : Courbe de performance d'une pompe à vitesse variable

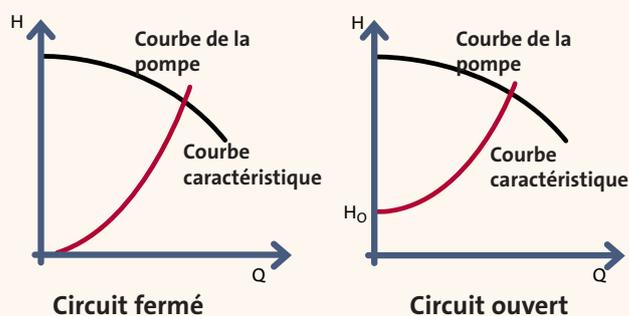


Fig. 4.4.3 : Point d'une courbe caractéristique dans un circuit fermé et dans un circuit ouvert

Section 4.4

Les avantages des pompes disposant d'un convertisseur de fréquence intégré

Les pompes à vitesse variable dans les circuits fermés

Dans les circuits fermés tels que les installations de chauffage et de climatisation, la pompe doit uniquement faire face aux pertes de charge dans les tuyauteries, vannes, échangeurs thermiques, etc. Dans cette section, nous présenterons un exemple de pompe à vitesse variable dans un circuit fermé. La perte de charge totale à un débit maximal de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ est de 18 m , voir figure 4.4.4.

La courbe caractéristique de l'installation démarre au point $(0,0)$; elle est représentée par la ligne rouge sur la figure 4.4.5. Les vannes de régulation ont toujours besoin d'une certaine pression pour fonctionner, la pompe ne peut donc pas fonctionner selon la courbe caractéristique. C'est pour cette raison que certaines pompes à vitesse variable proposent une fonction de régulation en pression proportionnelle qui veille à ce que la pompe fonctionne selon la ligne orange apparaissant dans la figure. Comme on peut le voir sur la figure 4.4.5, la performance minimale se situe à 57 % de la vitesse maximale. Faire fonctionner un circuit de circulation selon la courbe minimale (25 % de la vitesse maximale) peut se révéler pertinent dans certaines situations, par exemple dans le cas du fonctionnement de nuit de l'installation de chauffage.

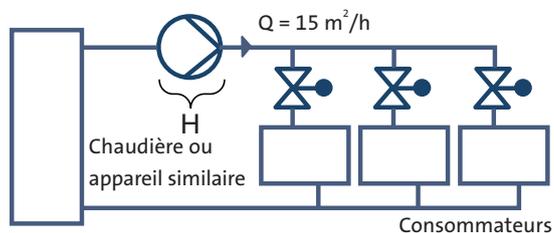


Fig. 4.4.4 : Circuit fermé

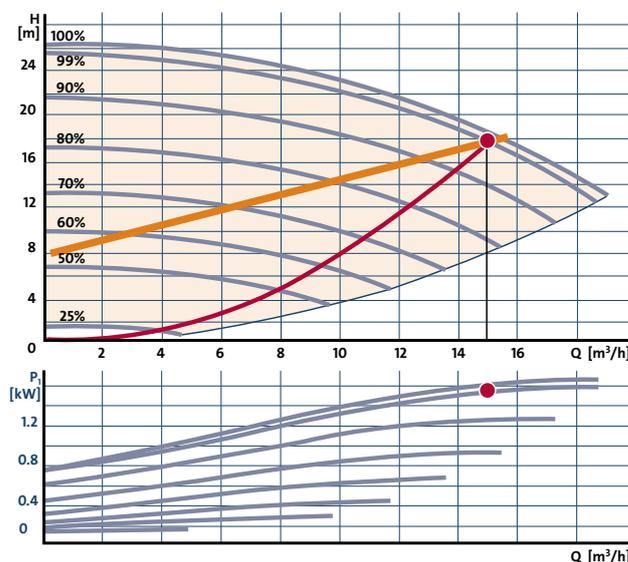


Fig. 4.4.5 : Une pompe à vitesse variable dans un circuit fermé



Les pompes à vitesse variable dans les circuits ouverts

La courbe caractéristique ainsi que la plage de fonctionnement de la pompe dépendent du type d'installation en question.

La figure 4.4.6 montre une pompe dans une installation de surpression/d'adduction d'eau. La pompe doit fournir un débit $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ au robinet placé à $h = 20 \text{ m}$ au-dessus de la pompe. La pression à l'entrée de la pompe p_s est de 1 bar, la pression au robinet p_t doit être de 2 bar, et la perte de charge totale p_f au débit maximal est de 1,3 bar.

La figure 4.4.7 montre la courbe QH d'une pompe capable de répondre aux besoins décrits précédemment. Nous pouvons calculer la hauteur manométrique requise à un débit zéro (H_o) en nous servant de l'équation à droite.

Si nous avons besoin de calculer la hauteur manométrique maximale à un débit (Q) de $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$, l'équation à utiliser est la suivante :

$$H_{\text{max}} = H + \frac{p_f}{\rho \cdot g} = 30 + \frac{1,3 \cdot 10}{998 \cdot 9,81} = 43$$

Pour couvrir cette installation du débit zéro au débit maximal $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ la pompe fonctionne dans une plage de vitesse relativement étroite, qui est de 65 % de la vitesse maximale à 99 % de la vitesse maximale. Dans des installations présentant une perte de charge moindre, la variation de vitesse sera même plus faible. S'il n'y a pas de perte de charge, la vitesse minimale dans le cas ci-dessus est d'environ 79 % de la vitesse maximale.

Comme les deux exemples précédents nous le montrent, la variation de vitesse possible, et donc la variation de consommation d'énergie possible, est plus forte dans les circuits fermés. Les circuits fermés sont donc ceux qui renferment le plus grand potentiel en termes d'économies d'énergie.

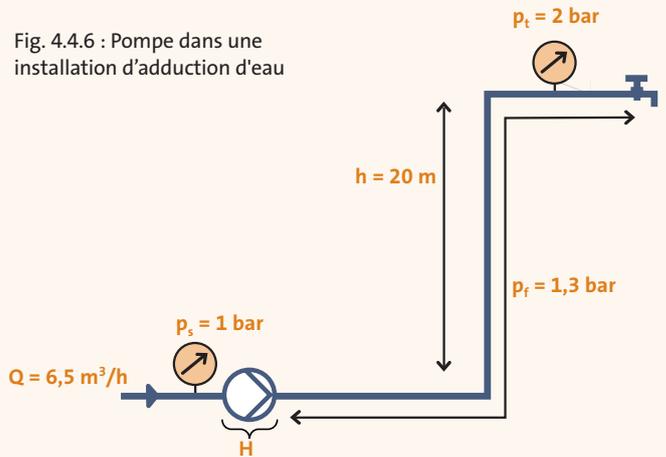


Fig. 4.4.6 : Pompe dans une installation d'adduction d'eau

- p_t - Pression au robinet
- p_s - Pression d'aspiration
- p_f - Pertes de charge
- Q - Débit
- h - Hauteur d'élévation statique

$$H_o = h \frac{p_t - p_s}{\rho \cdot g} = 20 \frac{(2-1) \cdot 10}{998 \cdot 9,81} = 30 \text{ m}$$

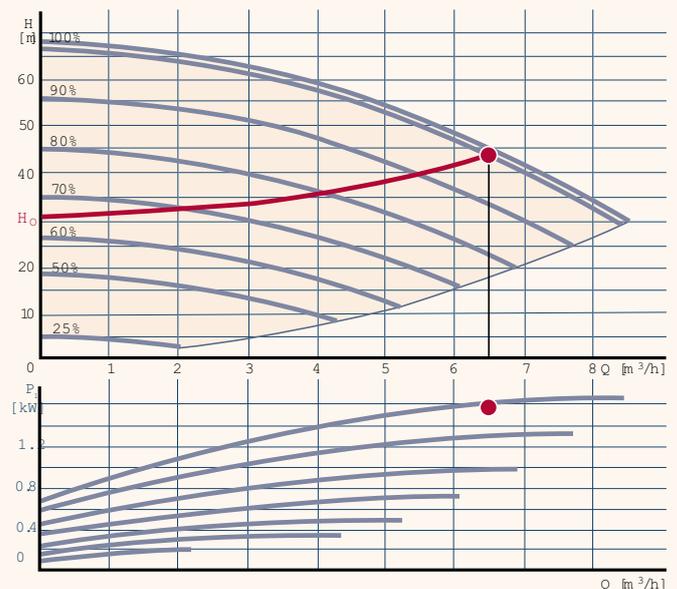


Fig. 4.4.7 : Une pompe à vitesse variable dans un circuit ouvert

Section 4.5

Le convertisseur de fréquence

Comme mentionné plus haut, la régulation de la vitesse des pompes implique un convertisseur de fréquence. Il paraît donc intéressant de se pencher sur son fonctionnement pour pouvoir discuter des précautions à prendre lors de l'utilisation d'un tel dispositif.

4.5.1 Le fonctionnement et les caractéristiques de base

La vitesse d'un moteur asynchrone dépend principalement du nombre de pôles du moteur et de la fréquence de la tension fournie. L'amplitude de la tension fournie ainsi que la charge sur l'arbre du moteur influencent également la vitesse du moteur, toutefois pas dans les mêmes proportions. Par conséquent, modifier la fréquence de la tension fournie est une méthode idéale pour réguler la vitesse d'un moteur asynchrone. Cependant, pour assurer une aimantation correcte du moteur, il est également nécessaire de changer l'amplitude de la tension.

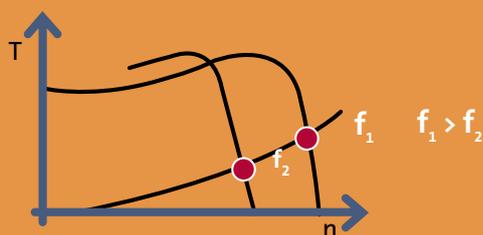


Fig. 4.5.1 : Déplacement d'une courbe caractéristique de couple

La régulation de la fréquence/tension résulte en un déplacement de la courbe caractéristique du couple modifiant la vitesse. La figure 4.5.1 montre la courbe caractéristique du couple (T) en fonction de la vitesse (n) à deux fréquences/tensions différentes. Dans le même diagramme, nous avons représenté la caractéristique de charge de la pompe. Comme nous pouvons le voir sur la figure, la vitesse est modifiée en modifiant la fréquence/tension du moteur.

Le convertisseur de fréquence modifie la fréquence et la tension ; nous pouvons donc en conclure que la fonction de base d'un convertisseur de fréquence est de modifier la tension/fréquence d'alimentation fixe, par exemple 3 x 400 V / 50 Hz, en une tension/fréquence variable.

4.5.2. Les composants du convertisseur de fréquence

En principe, tous les convertisseurs de fréquence se composent des mêmes blocs fonctionnels. Leur rôle, comme mentionné précédemment, est de convertir la tension d'alimentation secteur en une nouvelle tension CA caractérisée par une autre fréquence et une nouvelle amplitude.

Dans un premier temps, le convertisseur de fréquence redresse la tension secteur, et dans un deuxième temps, il stocke l'énergie dans un circuit intermédiaire composé d'un condensateur. La tension CC est ensuite convertie en une nouvelle tension CA avec une autre fréquence et une autre amplitude.

Peu importe que la fréquence soit de 50 Hz ou 60 Hz, vu que le redresseur est à même de gérer les deux situations. Par ailleurs, la fréquence à l'entrée n'influence pas la fréquence en sortie, celle-ci étant définie par le modèle tension/fréquence lui-même défini par l'onduleur. Si l'on garde à l'esprit les faits mentionnés ci-dessus, l'utilisation d'un convertisseur de fréquence en relation avec des moteurs asynchrones apporte les avantages suivants :

- Le système peut être utilisé dans des zones 50 et 60 cycles sans modifications
- La fréquence de sortie du convertisseur de fréquence ne dépend pas de la fréquence d'entrée
- Le convertisseur de fréquence peut générer des fréquences de sortie supérieures à celle du secteur, permettant ainsi le fonctionnement hypersynchrone.

Comme vous pouvez le voir dans la figure 4.5.2, le convertisseur de fréquence comprend trois autres composants : un filtre CEM, un circuit de commande et un onduleur.

CA secteur

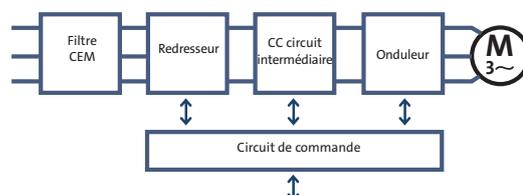


Fig. 4.5.2 : Les blocs fonctionnels d'un convertisseur de fréquence



Le filtre CEM

Ce bloc n'intervient pas dans la fonction première d'un convertisseur de fréquence et devrait donc, en principe, ne pas s'y trouver. Cependant, afin de se conformer à la directive CEM de l'Union européenne ou à d'autres obligations locales, ce filtre est nécessaire.

Le filtre CEM veille à ce que le convertisseur de fréquence ne renvoie pas au secteur de parasites anormalement élevés susceptibles de perturber les autres équipements électroniques raccordés au secteur. En même temps, il fait en sorte que les bruits générés par les autres équipements sur le secteur ne pénètrent pas dans les appareils électroniques du convertisseur de fréquence, ce qui pourrait entraîner des dégâts et des perturbations.

Le circuit de commande

Le circuit de commande possède deux fonctions : il contrôle le convertisseur de fréquence et il assure l'intégralité de la communication entre le produit et l'environnement.

L'onduleur

La tension de sortie du convertisseur de fréquence n'est pas sinusoïdale comme celle du secteur. La tension fournie au moteur consiste en un certain nombre d'ondes carrées, voir figure 4.5.3. La valeur moyenne de ces impulsions forme une tension sinusoïdale de la fréquence et de l'amplitude souhaitées. La fréquence de commutation varie de quelques kHz à 20 kHz en fonction de la marque. Pour éviter la génération de bruit dans les enroulements du moteur, il est préférable d'utiliser un convertisseur de fréquence présentant une fréquence de commutation au-dessus de la plage audible (~16 kHz).

Le principe de fonctionnement de l'onduleur est celui de la modulation de la largeur d'impulsion ; il s'agit du mode de contrôle le plus couramment utilisé actuellement dans les convertisseurs de fréquence. L'intensité du moteur suit quant à elle une courbe pratiquement sinusoïdale. Ce principe est illustré dans la figure 4.5.4 (a) montrant le courant (illustration du dessus) et la tension du moteur. La figure 4.5.4 (b) représente en détail une section de la courbe de tension moteur. On y voit de quelle manière le rapport impulsion/pause de la tension change.

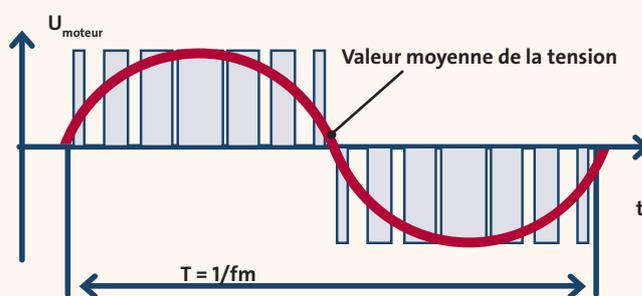


Fig. 4.5.3 : Tension CA avec fréquence variable (f_m) et tension variable (U_{moteur})



Fig. 4.5.4 : a) Courant moteur (illustration du dessus) et tension moteur avec modulation de la largeur d'impulsion. b) Section de la tension moteur

4.5.3 Les conditions spécifiques d'un convertisseur de fréquence

L'installation et l'utilisation des convertisseurs de fréquence ou des pompes avec convertisseur de fréquence intégré nécessitent la connaissance de certains aspects de la part des installateurs. Un convertisseur de fréquence côté secteur ne se comportera pas de la même manière qu'un moteur asynchrone. Nous décrivons ce fonctionnement en détail ci-dessous.

Convertisseurs à alimentation triphasée non sinusoïdale

Un convertisseur de fréquence conçu comme celui présenté ci-dessus ne recevra pas un courant sinusoïdal du secteur. Entre autres choses, cela influencera le dimensionnement des câbles secteur, interrupteurs secteur, etc. La figure 4.5.5 montre comment le courant et la tension secteur apparaissent pour :

- a) un moteur asynchrone triphasé deux pôles standard
- b) un moteur asynchrone triphasé deux pôles standard avec convertisseur de fréquence.

Dans les deux cas, le moteur fournit 3 kW à l'arbre.

Si nous comparons le courant dans les deux cas, nous voyons apparaître les différences suivantes, voir figure 4.5.6 :

- Le courant du système avec convertisseur de fréquence n'est pas sinusoïdal
- Le courant de crête est bien plus élevé (environ 52 % de plus) pour la solution avec convertisseur de fréquence

Ce phénomène est à attribuer au convertisseur de fréquence reliant le secteur à un redresseur suivi d'un condensateur. La charge du condensateur s'effectue lors des brèves périodes pendant lesquelles la tension redressée est plus forte que la tension présente à ce moment dans le condensateur.

Comme vu précédemment, le courant non sinusoïdal implique des conditions différentes du côté secteur du moteur. Pour un moteur standard sans convertisseur de fréquence, la relation entre la tension (U), l'intensité (I) et la puissance (P) est montrée dans l'encadré à votre droite. La même formule ne peut être utilisée pour le calcul de la puissance absorbée en relation avec les moteurs avec convertisseurs de fréquence.

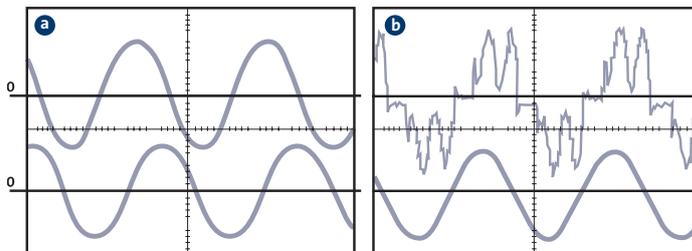


Fig. 4.5.5 a) : Moteur asynchrone triphasé deux pôles standard

Fig. 4.5.5 b) : Moteur asynchrone triphasé deux pôles standard avec convertisseur de fréquence.

	Moteur standard	Moteur avec convertisseur de fréquence
Tension de secteur	400 V	400 V
Valeur RMS de l'intensité secteur	6,4 A	6,36 A
Courant secteur, crête	9,1 A	13,8 A
Puissance absorbée, P1	3,68 kW	3,69 kW
cos φ, Facteur de puissance (PF)	cosφ = 0,83	PF = 0,86

Fig. 4.5.6 : Comparaison du courant dans un moteur standard et dans un convertisseur de fréquence

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\phi$$

- U - la tension entre deux phases
- I - le courant de phase
- Les deux valeurs efficaces (valeurs RMS) s'appliquent pour U et I
- cosφ - le déphasage entre la tension et l'intensité

Exemple de calcul :

U = 400 V, I = 6.4 A, cosφ = 0.83

Le résultat est une puissance absorbée P = 3,68 kW



En réalité, dans ce cas, il n'existe aucun moyen sûr de calculer la puissance absorbée en se basant uniquement sur des mesures de tension et d'intensité, celles-ci n'étant pas sinusoïdales. Au lieu de cela, la puissance doit être calculée à l'aide d'instruments et en s'appuyant sur des mesures instantanées de l'intensité et de la tension.

Si la puissance (P) et la valeur RMS du courant et de la tension sont connues, on peut alors calculer ce qu'on appelle le facteur de puissance (PF) à l'aide de la formule représentée à droite.

Contrairement au cas où la tension et le courant sont sinusoïdaux, le facteur de puissance n'a aucun lien direct avec la façon dont le courant et la tension sont déplacés dans le temps.

Lorsque l'on mesure le courant d'entrée dans le cadre de l'installation et de la maintenance d'un système avec convertisseur de fréquence, il est nécessaire d'utiliser un instrument capable de mesurer les courants « non sinusoïdaux ». En général, les instruments mesurant le courant pour les convertisseurs de fréquence doivent être du type « True RMS ».

Les convertisseurs de fréquence et les disjoncteurs (ELCB)

Les disjoncteurs s'utilisent de plus en plus fréquemment comme protection complémentaire dans les installations électriques. Si un convertisseur de fréquence doit être connecté à une telle installation, il convient de s'assurer que le disjoncteur installé soit d'un type qui coupera le circuit en toute fiabilité, même si un défaut survient du côté CC du convertisseur de fréquence. Afin de s'assurer qu'un disjoncteur accompagné d'un convertisseur de fréquence se déclenche en cas de fuite de courant à la terre, celui-ci doit porter les étiquettes illustrées dans les figures 4.5.7 et 4.5.8.

Ces deux types de disjoncteurs sont disponibles actuellement sur le marché.

$$PF = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I}$$



Fig. 4.5.7 : Étiquetage des disjoncteurs pour les convertisseurs de fréquence monophasés

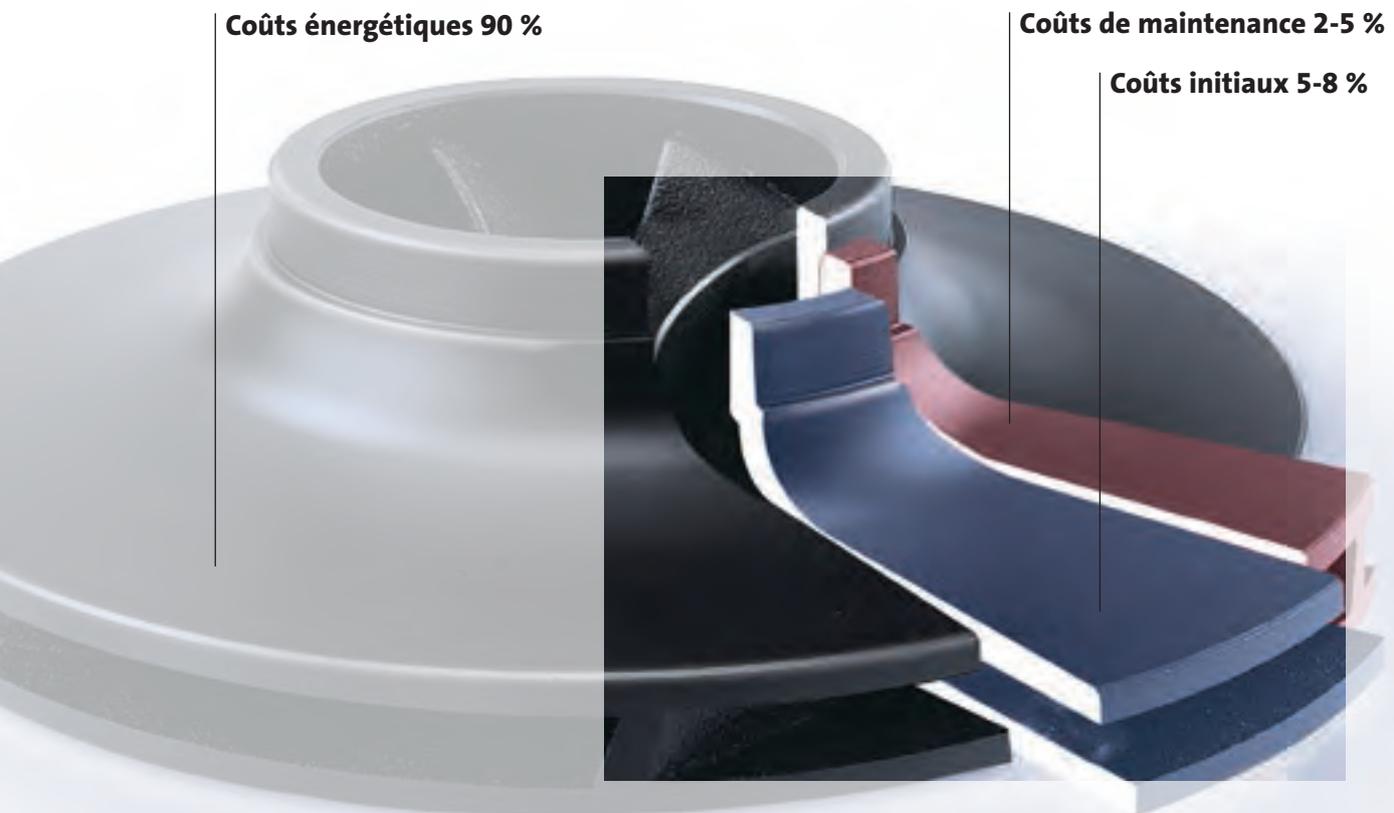


Fig. 4.5.8 : Étiquetage des disjoncteurs pour les convertisseurs de fréquence triphasés

Section 5.1 : L'équation des coûts du cycle de vie

- 5.1.1 Les coûts initiaux, le prix d'achat (C_{ic})
- 5.1.2 Les coûts d'installation et de mise en service (C_{in})
- 5.1.3 Le coût énergétiques (C_e)
- 5.1.4 Les coûts de fonctionnement (C_o)
- 5.1.5 Les coûts environnementaux (C_{env})
- 5.1.6 Les coûts de maintenance et de réparation (C_m)
- 5.1.7 Les coûts d'immobilisation, de perte de production (C_s)
- 5.1.8 Les coûts de mise hors service et d'élimination (C_o)

Section 5.2 : Calcul des coûts du cycle de vie - exemple



Section 5.1

L'équation des coûts du cycle de vie

Dans cette section, nous aborderons les éléments qui constituent les coûts du cycle de vie (CCV) afin de comprendre ce que représentent ces coûts, quels facteurs prendre en compte lors des calculs et comment les calculer. Enfin, nous illustrerons la notion de coûts du cycle de vie à l'aide d'un exemple. Mais avant d'entrer dans les détails des coûts du cycle de vie, nous avons besoin de comprendre ce que cette notion recouvre.

Les coûts du cycle de vie d'une pompe sont l'expression de ce que coûtent l'achat, l'installation, le fonctionnement, la maintenance et l'élimination d'une pompe sur toute sa durée de vie.

L'association de fabricants Hydraulic Institute, Europump et le ministère de l'énergie des États-Unis ont conçu un outil appelé « Pump Life cycle costs (LCC) », voir figure 5.1.1. Cet outil a été rédigé dans le but d'aider les entreprises à minimiser le gaspillage et à optimiser le rendement énergétique au sein de différentes installations dont celles de pompage. Les calculs des coûts du cycle de vie sont un outil d'aide à la prise de décision qui peut être utilisé dans le cadre de la conception de nouvelles installations ou de la réparation d'installations existantes.

Les coûts du cycle de vie (CCV) sont constitués des éléments suivants :

C_{ic}	Les coûts initiaux, le prix d'achat
C_{in}	Les coûts d'installation et de mise en service
C_e	Les coûts énergétiques
C_o	Les coûts de fonctionnement (main d'œuvre)
C_{env}	Les coûts environnementaux
C_m	Les coûts de maintenance et de réparation
C_s	Les coûts d'immobilisation (la perte de production)
C_d	Les coûts de mise hors service et d'élimination

Dans les paragraphes suivants, nous décrivons chacun de ces éléments. Comme nous pouvons le voir sur la figure 5.1.2, les coûts énergétiques et les coûts de maintenance sont les plus importants.

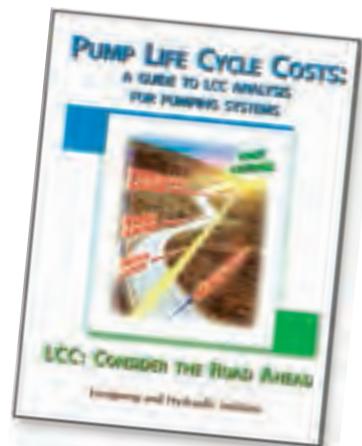


Fig. 5.1.1 : Un guide analysant les coûts du cycle de vie des installations de pompage

Coûts du cycle de vie typiques

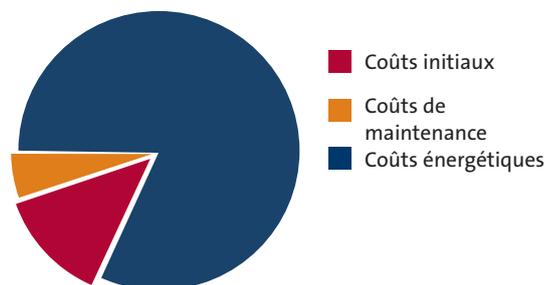


Fig. 5.1.2 : Les coûts du cycle de vie typiques d'une installation industrielle

Les CCV se calculent à l'aide de la formule suivante :

$$CCV = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d$$



5.1.1 Les coûts initiaux, le prix d'achat (C_{ic})

Les coûts initiaux (C_{ic}) d'une installation de pompage englobent tous les équipements et accessoires nécessaires au fonctionnement de l'installation, par exemple les pompes, convertisseurs de fréquence, panneaux de commande et transducteurs, voir figure 5.1.3.

Très souvent, il existe un compromis entre les coûts initiaux et les coûts énergétiques et de maintenance. Ainsi, dans de nombreux cas, des composants onéreux ont une durée de vie plus longue ou une consommation d'énergie moindre que des composants peu coûteux.

5.1.2 Les coûts d'installation et de mise en service (C_{in})

Les coûts d'installation et de mise en service comprennent les coûts suivants :

- L'installation des pompes
- Les fondations
- Le raccordement des câbles électriques et de l'instrumentation
- L'installation, le raccordement et le réglage des transducteurs, convertisseurs de fréquence, etc.
- Les essais de mise en service

Comme pour les coûts initiaux, il est important de se poser la question des compromis. Dans le cas des pompes avec convertisseur de fréquence intégré, de nombreux composants sont déjà intégrés au produit. Ce type de pompe présente donc souvent des coûts initiaux plus importants mais des coûts d'installation et de mise en service moindres.

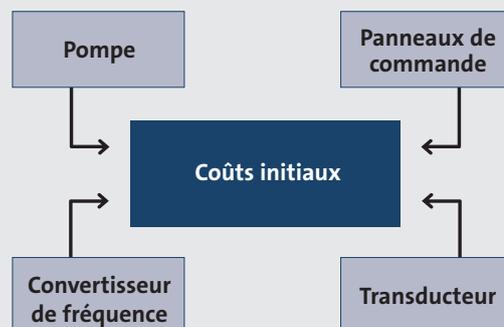


Fig. 5.1.3 : Les équipements composant une installation de pompage

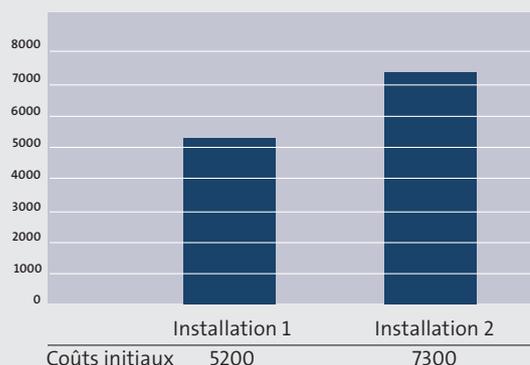


Fig. 5.1.4 : Les coûts initiaux d'une installation de pompage à vitesse constante (installation 1) et d'une installation avec une pompe régulée (installation 2)

Section 5.1

L'équation des coûts du cycle de vie

5.1.3 Les coûts énergétiques (C_e)

Dans la majorité des cas, la consommation d'énergie constitue la part principale des coûts du cycle de vie d'une installation de pompage dans laquelle les pompes fonctionnent plus de 2 000 heures par an. De fait, les pompes représentent près de 20 % de la consommation d'électricité dans le monde, voir figure 5.1.5.

Ci-après, nous avons listé certains des facteurs influençant la consommation d'énergie d'une installation de pompage :

- Le profil de charge
- Le rendement de la pompe (calcul du point de consigne), voir figure 5.1.6
- Le rendement du moteur (le rendement du moteur à charge partielle peut varier dans des proportions significatives entre les moteurs haut rendement et les moteurs à rendement normal)
- Le dimensionnement des pompes (souvent des marges et des arrondis suggèrent que les pompes sont surdimensionnées)
- Les autres composants tels que les tuyauteries et vannes
- L'utilisation de solutions à vitesse variable. Employer des pompes à vitesse variable dans l'industrie permet de réduire la consommation d'énergie jusqu'à 50 %

5.1.4 Les coûts de fonctionnement (C_o)

Les coûts de fonctionnement recouvrent les coûts de main d'œuvre relatifs à l'exploitation de l'installation de pompage. Dans la majorité des cas, les coûts de main d'œuvre relatifs aux pompes sont modérés. Aujourd'hui, il existe différents types d'équipement de surveillance permettant de relier l'installation de pompage à un réseau informatique, réduisant ainsi les coûts de fonctionnement.

5.1.5 Les coûts environnementaux (C_{env})

Les coûts environnementaux couvrent l'élimination des pièces et la contamination par le liquide pompé. La contribution du facteur environnemental aux coûts du cycle de vie d'une installation de pompage dans l'industrie est modérée.

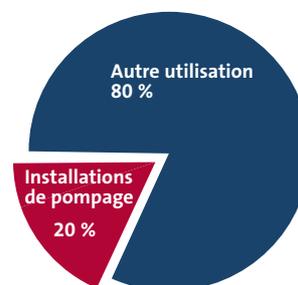


Fig. 5.1.5 : La consommation d'énergie dans le monde

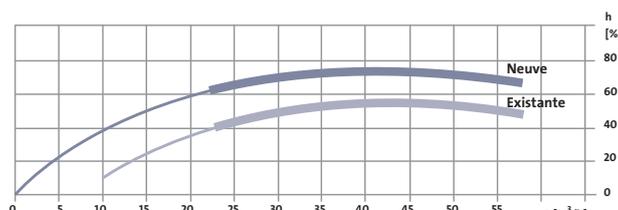


Fig. 5.1.6 : Comparaison du rendement d'une pompe neuve et d'une pompe existante



5.1.6 Les coûts de maintenance et de réparation (C_m)

Comme leur nom l'indique, les coûts de maintenance et de réparation couvrent tous les coûts liés à la maintenance et à la réparation de l'installation de pompage, par exemple : les coûts de la main d'œuvre, les pièces détachées, le transport et le nettoyage.

Le meilleur moyen de prolonger la durée de vie en service et d'empêcher les pannes est de programmer des interventions de maintenance préventive.

5.1.7 Les coûts d'immobilisation, de perte de production (C_s)

Les coûts d'immobilisation sont extrêmement importants dans les installations de pompage des process industriels. Et ce, pour une raison très simple : il est coûteux d'arrêter la production, même pour une brève période. Même si une seule pompe suffit pour les performances recherchées, installer une pompe de secours pouvant prendre le relais et assurer la continuité de la production même en cas de panne dans l'installation de pompage peut s'avérer utile, voir figure 5.1.7.

5.1.8 Les coûts de mise hors service et d'élimination (C_d)

Selon le fabricant de la pompe, les coûts de mise hors service et d'élimination d'une installation de pompage sont sujets à des variations mineures. Ces coûts sont donc rarement pris en considération.

Calculer les coûts du cycle de vie

Les coûts du cycle de vie d'une installation de pompage correspondent à la somme de toutes les composantes mentionnées ci-dessus sur toute la durée de vie. En général, on estime que la durée de vie est de 10 à 20 ans. Dans le secteur des pompes, on calcule normalement les coûts du cycle de vie à l'aide d'une formule simplifiée prenant en compte moins d'éléments. Cette formule est indiquée ci-contre.

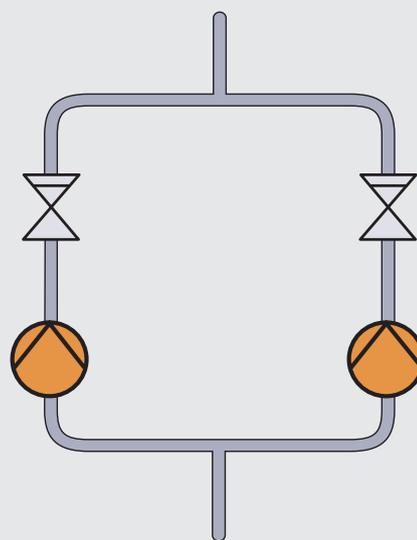


Fig. 5.1.7 : Une pompe de secours assure la continuité de la production en cas de panne de la pompe principale.

$$CCV = C_{ic} + C_e + C_m$$

Section 5.2

Calcul des coûts du cycle de vie - exemple

Penchons-nous sur un exemple faisant appel à la formule simplifiée mentionnée précédemment : une industrie ayant besoin d'une nouvelle pompe d'adduction d'eau. Deux possibilités sont à l'étude :

- une pompe centrifuge multicellulaire à vitesse fixe
- une pompe centrifuge multicellulaire à vitesse variable

Les calculs montrent que par rapport à une pompe à vitesse fixe, la pompe à vitesse variable consomme 40 % d'énergie en moins. Cependant, les coûts initiaux (C_i) de la pompe à vitesse variable sont deux fois plus élevés que ceux d'une pompe à vitesse fixe.

Les calculs des coûts du cycle de vie aideront à déterminer quelle pompe installer. L'installation présente les caractéristiques suivantes :

- 12 heures de fonctionnement par jour
- 220 heures de fonctionnement par an
- Une durée de vie de 10 ans (période de calcul)

En s'appuyant sur ces chiffres, il est possible de calculer les coûts du cycle de vie des deux solutions.

Même si les coûts initiaux de la pompe à vitesse variable sont deux fois plus élevés que ceux de la pompe à vitesse fixe, le coût total de la première solution s'élève à 25 % de moins que la solution avec pompe à vitesse fixe après 10 ans.

Outre des coûts du cycle de vie moindres, la solution à vitesse variable offre quelques avantages en termes de fonctionnement, comme nous l'avons vu au chapitre 4, notamment une pression constante.

Le temps de retour sur investissement de la pompe à vitesse variable est un peu plus long parce que la pompe est plus coûteuse. Comme vous pouvez le voir sur la figure 5.1.9, ce délai est d'environ deux ans et demi, et dans les installations industrielles générales, cela représente un bon investissement.

Types de pompe		Vitesse fixe	Vitesse variable
Consommation électrique moyenne	kWh	18.76	11.31
Heures de fonctionnement par jour	heures	12	12
Jours de fonctionnement par an	jours	220	220
Période de calcul	ans	10	10
Consommation d'énergie totale	kWh	495,264	298,584
Prix de l'électricité	Euro/kWh	0.07	0.07
Prix de la pompe	Euro	3,602	7,204
Coûts de maintenance	Euro	1,417	1,417
Coûts énergétiques	Euro	33,284	20,066
Coûts totaux	Euro	38,303	28,688

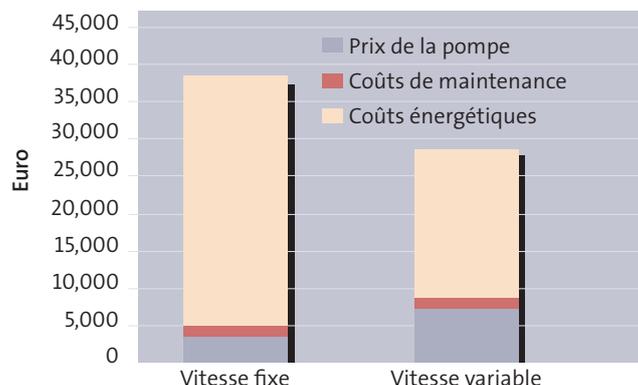


Fig. 5.1.8 : Les coûts du cycle de vie d'une pompe à vitesse fixe et d'une pompe à vitesse variable

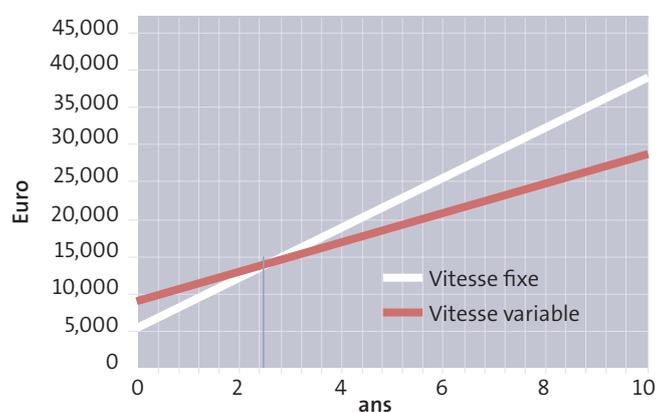


Fig. 5.1.9 : Le temps de retour sur investissement d'une pompe à vitesse fixe et d'une pompe à vitesse variable

Annexes

- A) Notations et unités
- B) Tableau de conversion des unités
- C) Préfixes SI (système international d'unités) et alphabet grec
- D) Pression vapeur et densité de l'eau à différentes températures
- E) Diaphragme
- F) Les variations de la pression statique en raison des variations de diamètre des canalisations
- G) Buses
- H) Nomogramme pour les pertes de charge dans les coudes, vannes, etc.
- I) Nomogramme de perte de charge pour de l'eau propre à 20 °C
- J) Tableau périodique
- K) Normes encadrant les pompes
- L) Viscosité de différents liquides en fonction de la température du liquide

Notations et unités

Le tableau ci-après est une synthèse des notations et unités les plus couramment utilisées en relation avec les pompes et installations de pompage.

Notation	Unité			Remarques
	Unité SI	Autre(s) unité(s) couramment utilisée(s)		
H	m		Hauteur manométrique	
Q	m ³ /s	m ³ /h, l/s	Débit volumique	
Q _m	kg/s	kg/h	Débit massique	
P	pa=N/m ²	hPa, kPa, bar	Pression	1 bar =10 ⁵ Pa
D _p	Pa	kPa, bar	Pression différentielle	
NPSH	m		Hauteur d'aspiration positive nette	
r	kg/m ²	kg/dm ³	Densité	
n	m ² /s	cSt (centiStoke) mm ² /s	Viscosité cinématique	1 cSt =10 ⁻⁶ m ² /s
m	Pa·s	Poise	Viscosité dynamique	1 poise=0.1 Pa s
t	°C	°F	Température	
T	K		Température absolue	
d	m	mm	Diamètre	
D	m	mm	Diamètre	
g	m/s ²		Accélération de la pesanteur	g = 9.81 m/s ²
v	m/s		Vitesse	
h		%	Rendement	
n	s ⁻¹	min ⁻¹ , RPM	Vitesse de rotation	
t	s	min, h	Temps	
P	W	kW	Puissance	
U	V		Tension	
I	A		Intensité	
f	Hz		Fréquence	
cosj			Cosinus de l'angle de phase entre U et I	
PF			Facteur de puissance	

Tableau de conversion des unités

Les tableaux de conversion ci-dessous présentent les unités de pression et de débit les plus couramment utilisées dans les installations de pompage

Pression

	Pascal (= newton par mètre carré)	bar	Kilogramme- force par mètre carré	Mètre colonne d'eau	Atmosphère technique	Atmosphère physique	Livre par pouce carré	
	Pa, (N/m ²)	bar	kp/m ²	mWC	at kp/m ²	atm	psi (lb/in ²)	
1 Pa	1	10 ⁻⁵	0.1020	1.020 · 10 ⁻⁴	1.020 · 10 ⁻⁵	9.869 · 10 ⁻⁴	1.450 · 10 ⁻⁴	1 Pa
1 bar	10 ⁵	1	10197	10.20	1.020	0.9869	14.50	1 bar
1 kp/m²	9.8067	9.807 · 10 ⁻⁵	1	10 ⁻³	10 ⁻⁴	0.9678 · 10 ⁻⁴	1.422 · 10 ⁻³	1 kp/m²
1 m WC	9806.7	0.09807	10 ³	1	0.1	0.09678	1.422	1 m WC
1 at	98067	0.9807	10 ⁴	10	1	0.9678	14.22	1 at
1 atm	101325	1.013	10333	10.33	1.033	1	14.70	1 atm
1 psi	6895	0.06895	703.1	0.7031	0.07031	0.06804	1	1 psi

Débit (volume)

	Mètre cube par seconde	Mètre cube par heure	Litre par seconde	Gallon (UK) par minute	Gallon (US) par minute	
	m ³ /s	m ³ /h	l/s	UK GPM	UK GPM	
1 m³/s	1	3600	1000	1320	15651	1 m³/s
1 m³/h	2.778 · 10 ⁻⁴	1	0.2778	3.667	4.403	1 m³/h
1 l/s	10 ⁻³	3.6	1	13.2	15.85	1 l/s
1 UK GPM	7.577 · 10 ⁻⁵	0.02728	0.07577	1	1.201	1 UK GPM
1 US GPM	6.309 · 10 ⁻⁵	0.02271	0.06309	0.8327	1	1 US GPM

Température

Les formules listées ci-dessous montrent comment convertir les unités de température les plus couramment utilisées

Des degrés Celsius aux kelvins :

$$T [K] = 273,15 + t [^{\circ}C]$$

Des degrés Celsius aux degrés Fahrenheit :

$$t [^{\circ}F] = 32 + 1,8 t [^{\circ}C]$$

Degrés Celsius	Kelvin	Degrés Fahrenheit
°C	K	°F
0	273.15	32
100	373.15	212
- 17.8	255.35	0

$\Delta t, \Delta t$	Δt	Δt	Δt
	°C	K	°F
1 °C =	1	1	32
1 K =	1	1	5/9
1 °F =	9/5	9/5	1

Préfixes SI (système international d'unités) et alphabet grec

Facteur		Préfixe	Symbole
10^9	1,000,000,000	giga	G
10^6	1,000,000	méga	M
10^3	1,000	kilo	k
10^2	100	hecto	h
10	10	déca	da
10^{-1}	0.1	déci	d
10^{-2}	0.01	centi	c
10^{-3}	0.001	milli	m
10^{-6}	0.000.001	micro	μ
10^{-9}	0.000.000.001	nano	n

Alphabet grec		
Alpha	A	α
Bêta	B	β
Gamma	Γ	γ
Delta	Δ	δ
Epsilon	E	ε
Zêta	Z	ζ
Êta	H	η
Thêta	Θ	θ
Iota	I	ι
Kappa	K	κ
Lambda	Λ	λ
Mu	M	μ
Nu	N	ν
Xi	$\text{K}\Sigma$	$\kappa\sigma$
Omicron		
Pi	Π	π
Rhô	P	ρ
Sigma	Σ	σ
Tau	T	τ
Upsilon	Y	υ
Phi	Φ	ϕ
Khi	X	χ
Psi	Ψ	ψ

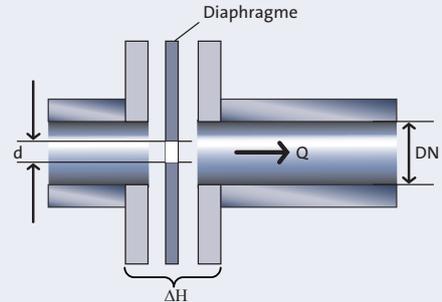
Pression vapeur et densité de l'eau à différentes températures

Le tableau ci-contre présente la pression vapeur p [bar] et la densité ρ [kg/m³] de l'eau à différentes températures t [°C]. Il indique également la température absolue correspondante T [K].

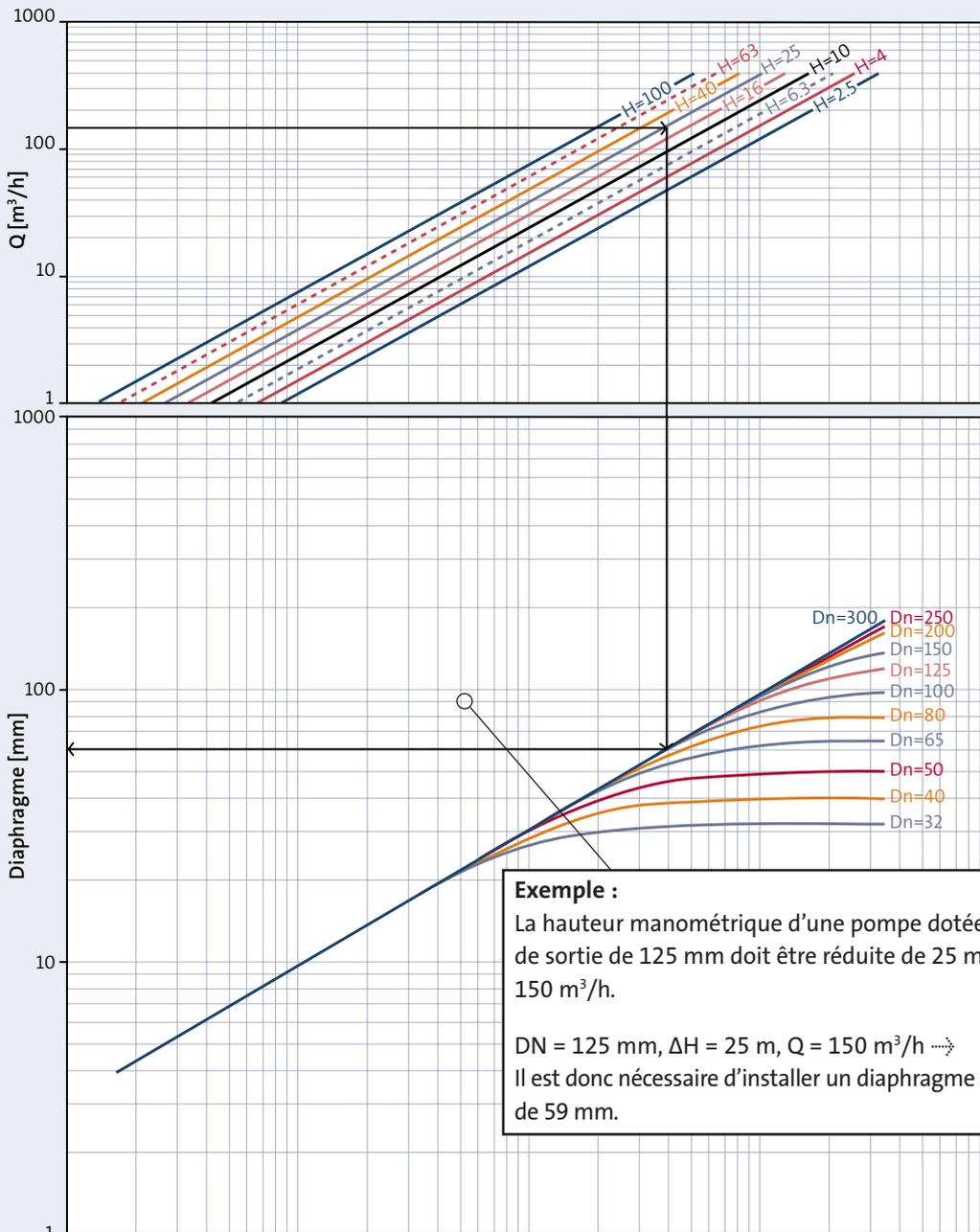
Pression vapeur p et densité ρ de l'eau à différentes températures											
t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]
0	273,15	0,00611	999,8					138	411,15	3,414	927,6
1	274,15	0,00657	999,9	61	334,15	0,2086	982,6	140	413,15	3,614	925,8
2	275,15	0,00706	999,9	62	335,15	0,2184	982,1	145	418,15	4,155	921,4
3	276,15	0,00758	999,9	63	336,15	0,2286	981,6	150	423,15	4,760	916,8
4	277,15	0,00813	1000,0	64	337,15	0,2391	981,1				
5	278,15	0,00872	1000,0	65	338,15	0,2501	980,5	155	428,15	5,433	912,1
6	279,15	0,00935	1000,0	66	339,15	0,2615	979,9	160	433,15	6,181	907,3
7	280,15	0,01001	999,9	67	340,15	0,2733	979,3	165	438,15	7,008	902,4
8	281,15	0,01072	999,9	68	341,15	0,2856	978,8	170	443,15	7,920	897,3
9	282,15	0,01147	999,8	69	342,15	0,2984	978,2	175	448,15	8,924	892,1
10	283,15	0,01227	999,7	70	343,15	0,3116	977,7				
								180	453,15	10,027	886,9
11	284,15	0,01312	999,7	71	344,15	0,3253	977,0	185	458,15	11,233	881,5
12	285,15	0,01401	999,6	72	345,15	0,3396	976,5	190	463,15	12,551	876,0
13	286,15	0,01497	999,4	73	346,15	0,3543	976,0	195	468,15	13,987	870,4
14	287,15	0,01597	999,3	74	347,15	0,3696	975,3	200	473,15	15,50	864,7
15	288,15	0,01704	999,2	75	348,15	0,3855	974,8				
16	289,15	0,01817	999,0	76	349,15	0,4019	974,1	205	478,15	17,243	858,8
17	290,15	0,01936	998,8	77	350,15	0,4189	973,5	210	483,15	19,077	852,8
18	291,15	0,02062	998,7	78	351,15	0,4365	972,9	215	488,15	21,060	846,7
19	292,15	0,02196	998,5	79	352,15	0,4547	972,3	220	493,15	23,198	840,3
20	293,15	0,02337	998,3	80	353,15	0,4736	971,6	225	498,15	25,501	833,9
21	294,15	0,02485	998,1	81	354,15	0,4931	971,0	230	503,15	27,976	827,3
22	295,15	0,02642	997,8	82	355,15	0,5133	970,4	235	508,15	30,632	820,5
23	296,15	0,02808	997,6	83	356,15	0,5342	969,7	240	513,15	33,478	813,6
24	297,15	0,02982	997,4	84	357,15	0,5557	969,1	245	518,15	36,523	806,5
25	298,15	0,03166	997,1	85	358,15	0,5780	968,4	250	523,15	39,776	799,2
26	299,15	0,03360	996,8	86	359,15	0,6011	967,8	255	528,15	43,246	791,6
27	300,15	0,03564	996,6	87	360,15	0,6249	967,1				
28	301,15	0,03778	996,3	88	361,15	0,6495	966,5	260	533,15	46,943	783,9
29	302,15	0,04004	996,0	89	362,15	0,6749	965,8	265	538,15	50,877	775,9
30	303,15	0,04241	995,7	90	363,15	0,7011	965,2	270	543,15	55,058	767,8
								275	548,15	59,496	759,3
31	304,15	0,04491	995,4	91	364,15	0,7281	964,4	280	553,15	64,202	750,5
32	305,15	0,04753	995,1	92	365,15	0,7561	963,8				
33	306,15	0,05029	994,7	93	366,15	0,7849	963,0	285	558,15	69,186	741,5
34	307,15	0,05318	994,4	94	367,15	0,8146	962,4	290	563,15	74,461	732,1
35	308,15	0,05622	994,0	95	368,15	0,8453	961,6	295	568,15	80,037	722,3
36	309,15	0,05940	993,7	96	369,15	0,8769	961,0	300	573,15	85,927	712,2
37	310,15	0,06274	993,3	97	370,15	0,9094	960,2	305	578,15	92,144	701,7
38	311,15	0,06624	993,0	98	371,15	0,9430	959,6	310	583,15	98,700	690,6
39	312,15	0,06991	992,7	99	372,15	0,9776	958,6				
40	313,15	0,07375	992,3	100	373,15	1,0133	958,1	315	588,15	105,61	679,1
								320	593,15	112,89	666,9
41	314,15	0,07777	991,9	102	375,15	1,0878	956,7	325	598,15	120,56	654,1
42	315,15	0,08198	991,5	104	377,15	1,1668	955,2	330	603,15	128,63	640,4
43	316,15	0,08639	991,1	106	379,15	1,2504	953,7	340	613,15	146,05	610,2
44	317,15	0,09100	990,7	108	381,15	1,3390	952,2				
45	318,15	0,09582	990,2	110	383,15	1,4327	950,7	350	623,15	165,35	574,3
46	319,15	0,10086	989,8					360	633,15	186,75	527,5
47	320,15	0,10612	989,4	112	385,15	1,5316	949,1				
48	321,15	0,11162	988,9	114	387,15	1,6362	947,6	370	643,15	210,54	451,8
49	322,15	0,11736	988,4	116	389,15	1,7465	946,0	374,15	647,30	221,2	315,4
50	323,15	0,12335	988,0	118	391,15	1,8628	944,5				
				120	393,15	1,9854	942,9				
51	324,15	0,12961	987,6								
52	325,15	0,13613	987,1	122	395,15	2,1145	941,2				
53	326,15	0,14293	986,6	124	397,15	2,2504	939,6				
54	327,15	0,15002	986,2	126	399,15	2,3933	937,9				
55	328,15	0,15741	985,7	128	401,15	2,5435	936,2				
56	329,15	0,16511	985,2	130	403,15	2,7013	934,6				
57	330,15	0,17313	984,6								
58	331,15	0,18147	984,2	132	405,15	2,8670	932,8				
59	332,15	0,19016	983,7	134	407,15	3,041	931,1				
60	333,15	0,19920	983,2	136	409,15	3,223	929,4				

Diaphragme

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 3, le point de consigne d'une pompe s'ajuste en ajoutant une résistance connectée en série avec la pompe. Dans la pratique, cette opération se réalise normalement en plaçant un diaphragme au niveau de la bride de sortie de la pompe.



Le graphique ci-dessous indique le diamètre d [mm] du diaphragme en fonction de la dimension DN [mm] du tuyau/ de l'orifice, du débit Q [m³/h] et de la perte de charge ΔH [m] requise.



Exemple :
 La hauteur manométrique d'une pompe dotée d'une bride de sortie de 125 mm doit être réduite de 25 m à un débit de 150 m³/h.
 DN = 125 mm, ΔH = 25 m, Q = 150 m³/h →
 Il est donc nécessaire d'installer un diaphragme d'un diamètre de 59 mm.

Les variations de la pression statique en raison des variations de diamètre des canalisations

Comme décrit au chapitre 2.2, une modification de la dimension de la canalisation résulte en une modification de la vitesse du liquide et par conséquent de la pression dynamique et de la pression statique.

Quand on doit déterminer la hauteur manométrique (voir page 86), la différence entre les dimensions des deux orifices nécessite une correction de la hauteur mesurée.

Exemple :

Une pompe dotée d'un orifice d'aspiration de 250 mm et d'un orifice de refoulement de 150 mm pompe 300 m³/h. Dans quelle mesure la différence de dimensions entre les deux orifices affecte-t-elle la hauteur manométrique ?

D₁ = 250 mm D₂ = 150 mm Q = 300 m³/h

Comme on peut le voir sur le graphique, la différence de pression manométrique est de ΔH = 1 m.

ΔH doit être ajouté à la hauteur manométrique mesurée de la pompe :

$$\Delta H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right]$$

où :

v₁ correspond à la vitesse du liquide au niveau de l'orifice d'aspiration en [m/s]

v₂ correspond à la vitesse du liquide au niveau de l'orifice de refoulement en [m/s]

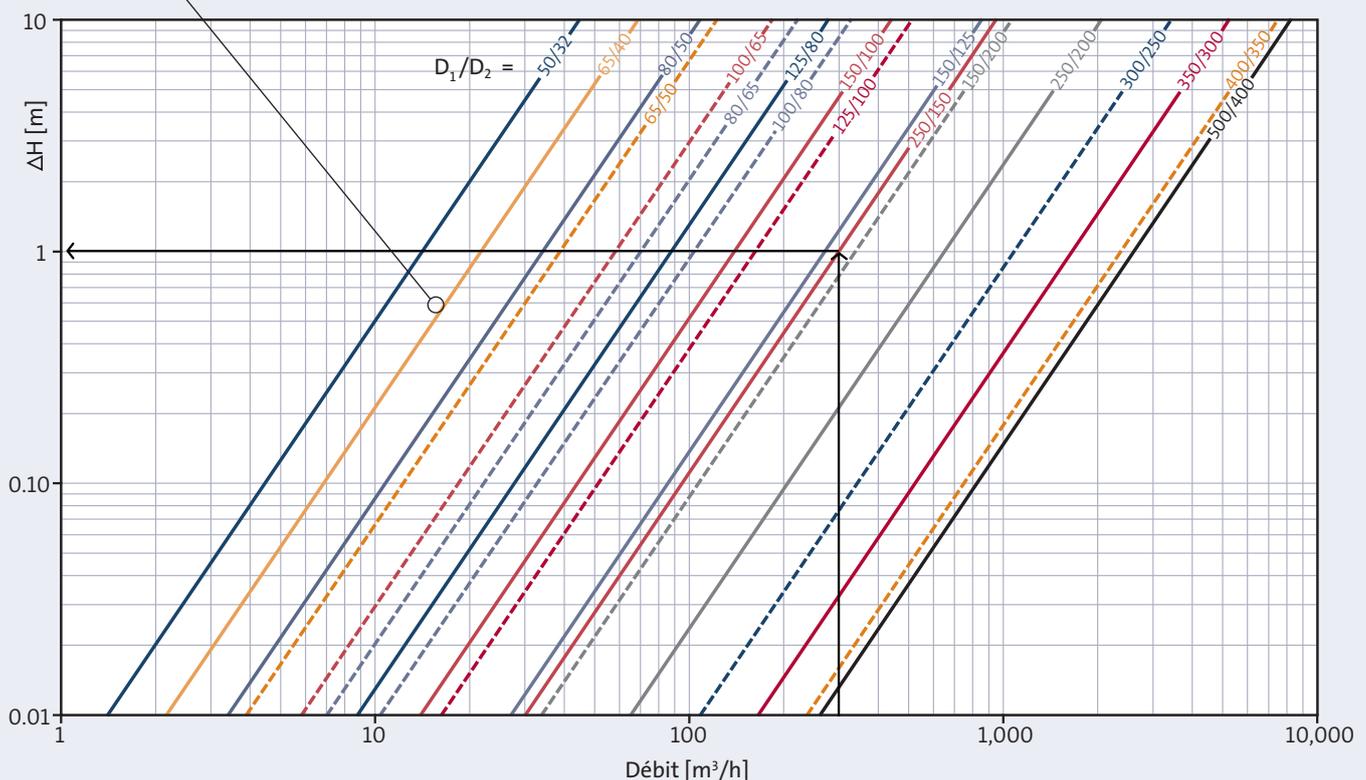
Q correspond au débit en [m³/s]

g correspond à l'accélération de la pesanteur en [m/s²]

D₁ correspond au diamètre de l'orifice d'aspiration en [m]

D₂ correspond au diamètre de l'orifice de refoulement en [m]

Le graphique montre la valeur ΔH pour des dimensions d'orifice D₁/D₂ typiques en tant que fonction du débit Q. Dans ce cas, le débit Q se mesure en [m³/h] et ΔH en [m].

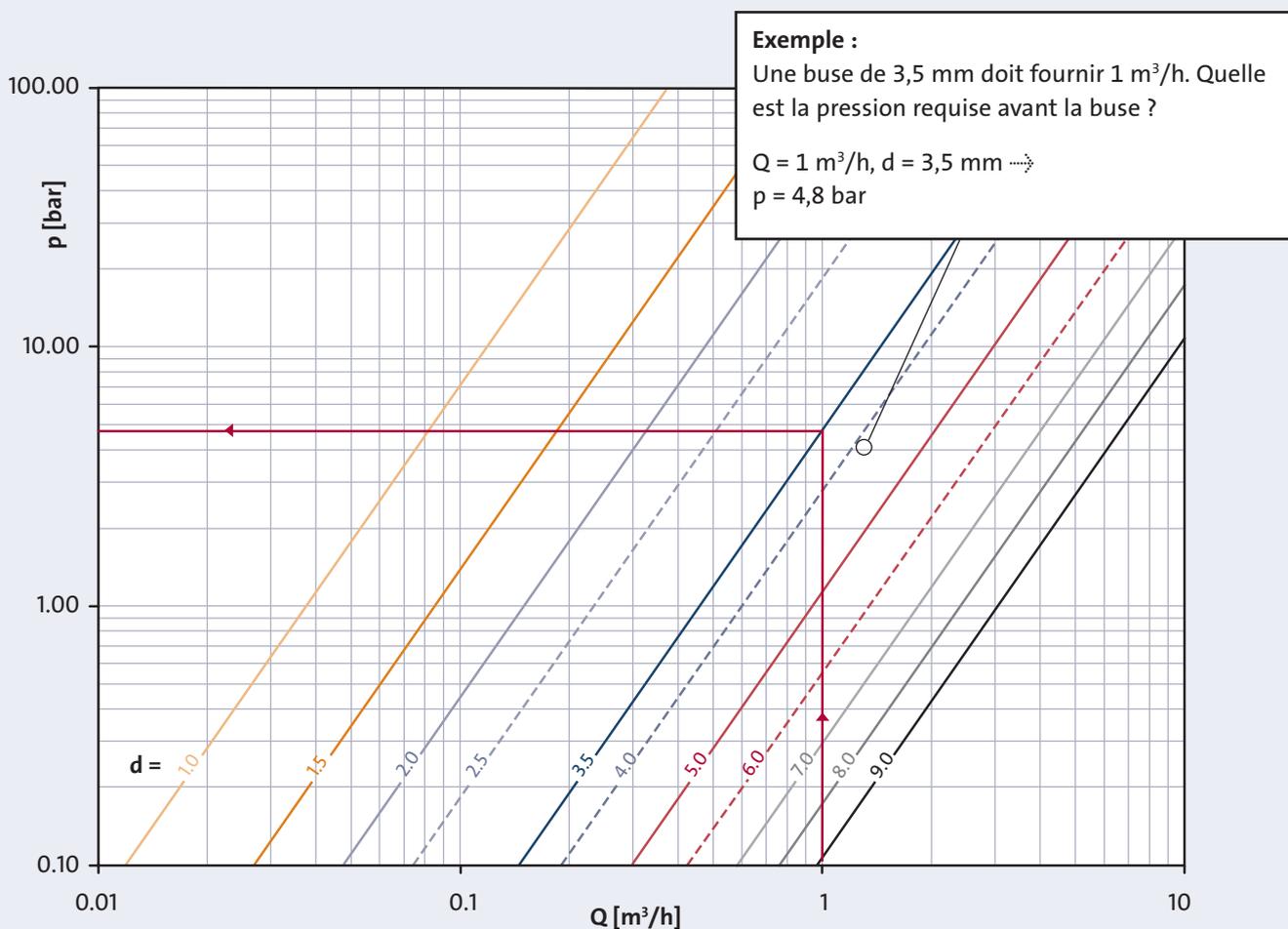
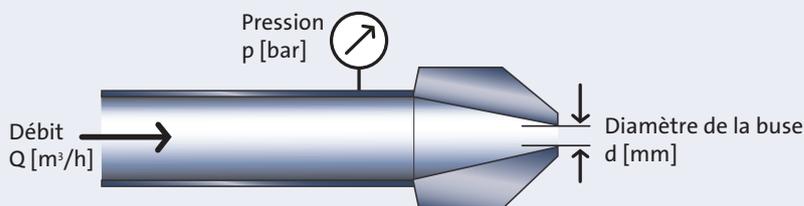


Buses

La relation entre le diamètre d [mm] de la buse, le débit Q [m^3/h] nécessaire et la pression p [bar] requise avant la buse se trouve à l'aide du nomogramme suivant. Nous partons du principe que la buse a un comportement quadratique :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^n$$

où $n = 0,5$. Certaines buses présentent une valeur n plus faible (à contrôler avec le fournisseur).



Nomogramme des pertes de charge dans les coudes, vannes, etc

Q = Débit, l/s
 D = Diamètre interne de canalisation, mm
 v = Vitesse d'écoulement, m/s
 C = Coefficient de perte
 H_c = Pertes de charge, m

Exemple

$Q = 12,5$
 $D = 100$ mm
 $v = 1,55$ m/s
 $C = 0,5$
 $H_c = 0,6$ m

Valeurs de référence pour les pertes de charge dans les coudes, vannes, etc.

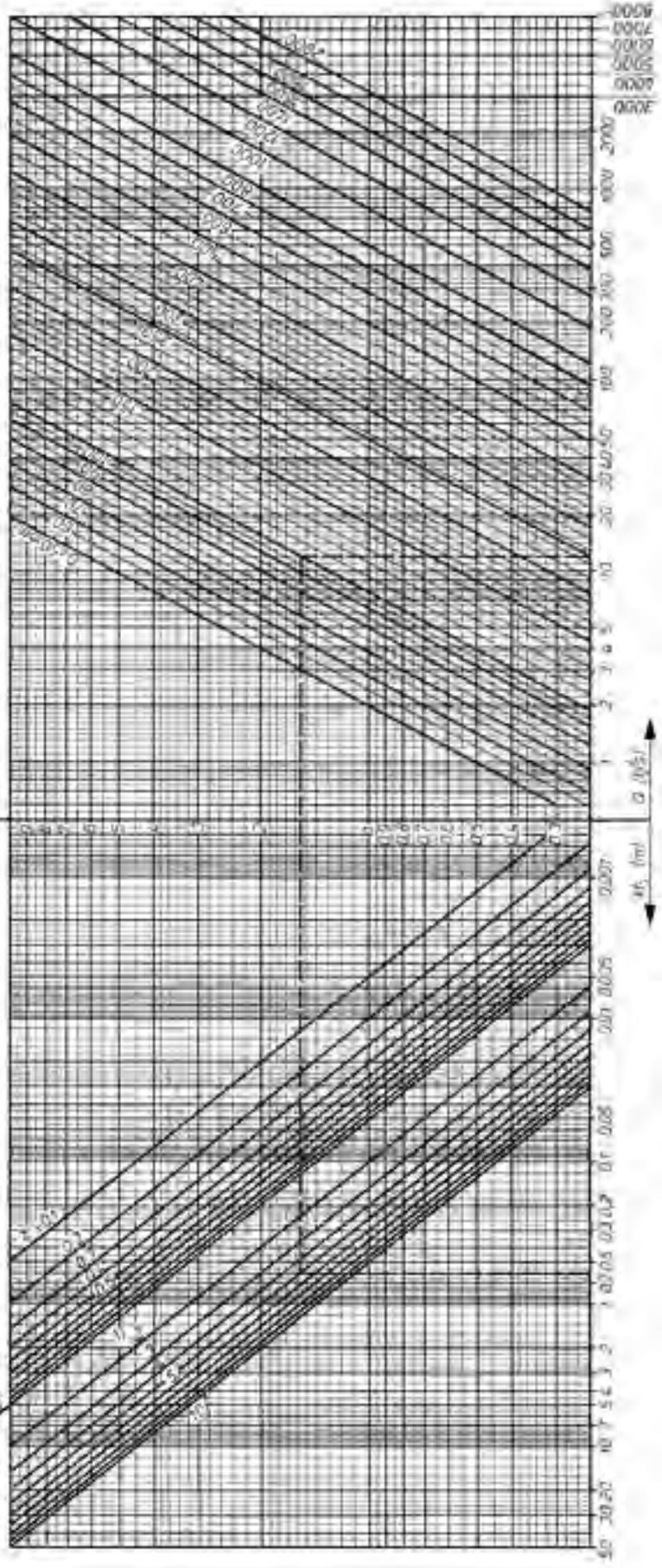
- Coudes de canalisation 90° ; R/D = 1,5 0,3
- Perte de charge
- Clapet anti-retour à battant
- Clapet anti-retour à bille
- Robinet vanne



• Raccord en T

Q_1/Q_2	0	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	8	10
$C_{1,2}$	0,5	0,48	0,45	0,4	0,35	0,32	0,3	0,28	0,26	0,24	0,22
$C_{3,4}$	0,5	0,48	0,45	0,4	0,35	0,32	0,3	0,28	0,26	0,24	0,22

• Raccord en Y



Nomogramme de perte de charge pour de l'eau propre à 20 °C

Valeurs de référence pour la rugosité de surface (k) des canalisations

Matériau de la canalisation	Canalisation neuve k (mm)	Canalisation ancienne k (mm)
Plastique	0,07	0,25
Acier étiré	0,06	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	

Exemple

Q = 12 l/s
 D = 100 mm
 K = 0,1 mm
 P_h = 2,5 m/100 m

Q = Débit, l/s
 D = Diamètre interne de canalisation, mm
 K = Rugosité de surface, mm
 P_h = Pertes de charge, m/100 m

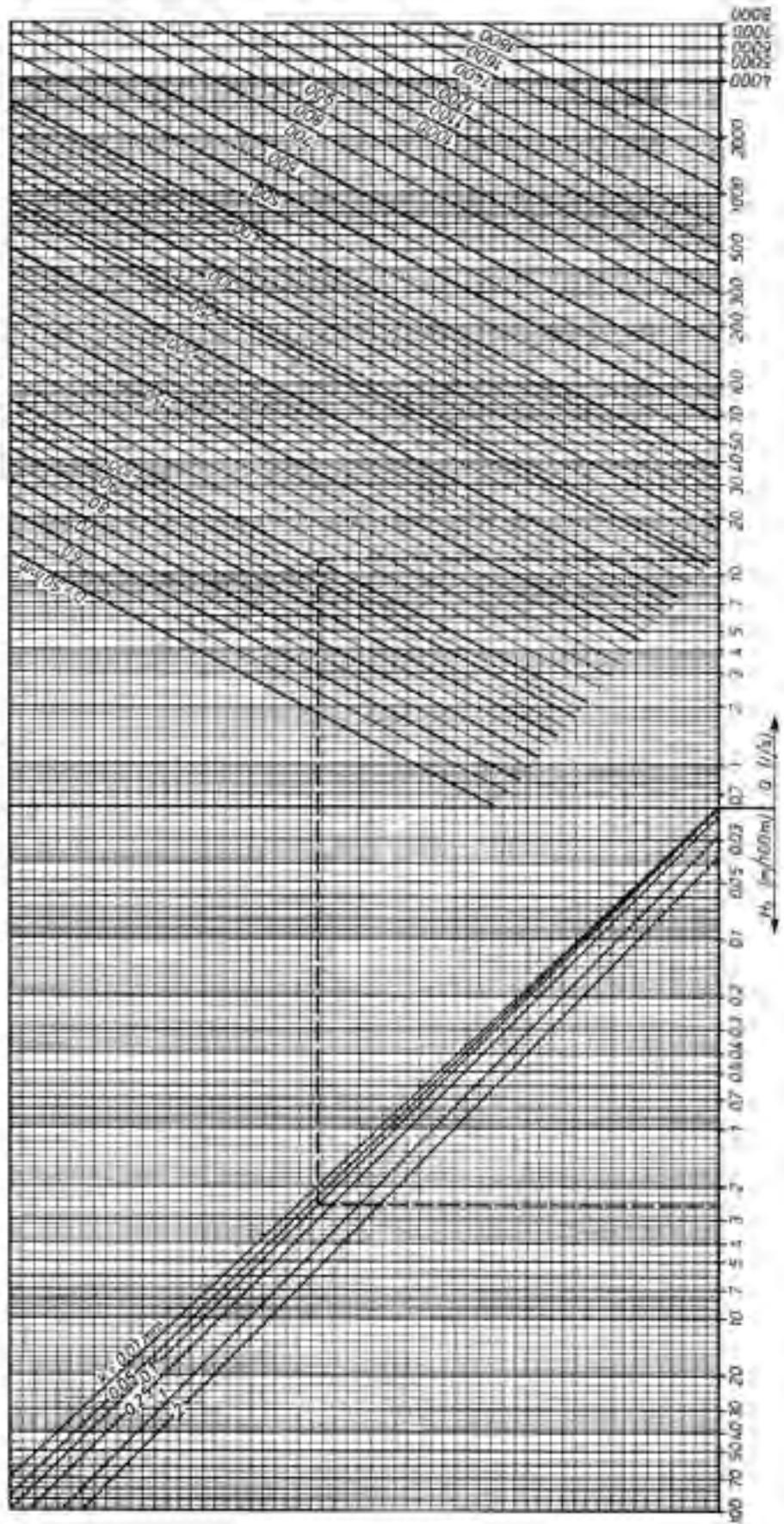


Tableau périodique

1 H Hydrogène																	2 He Hélium
3 Li Lithium	4 Be Béryllium											5 B Bore	6 C Carbone	7 N Azote	8 O Oxygène	9 F Fluor	10 Ne Néon
11 Na Sodium	12 Mg Magnésium											13 Al Aluminium	14 Si Silicium	15 P Phosphore	16 S Soufre	17 Cl Chlore	18 Ar Argon
19 K Potassium	20 Ca Calcium	21 Sc Scandium	22 Ti Le titane	23 V Vanadium	24 Cr chrome	25 Mn Manganèse	26 Fe Fer	27 Co Cobalt	28 Ni nickel	29 Cu nickel	30 Zn Zinc	31 Ga Gallium	32 Ge Germanium	33 As Arsenic	34 Se Sélénium	35 Br Brome	36 Kr Krypton
37 Rb Rubidium	38 Sr Strontium	39 Y Yttrium	40 Zr Zirconium	41 Nb Niobium	42 Mo molybdène	43 Tc Technétium	44 Ru Ruthénium	45 Rh Rhodium	46 Pd Palladium	47 Ag Argent	48 Cd Cadmium	49 In Indium	50 Sn étain	51 Sb Antimoine	52 Te Tellure	53 I Iode	54 Xe Xénon
55 Cs Césium	56 Ba Baryum	57 La Lutécium	72 Hf Hafnium	73 Ta Tantale	74 W Tungstène	75 Re Rhénium	76 Os Osmium	77 Ir Iridium	78 Pt Platine	79 Au Or	80 Hg Mercure	81 Tl Thallium	82 Pb Plomb	83 Bi Bismuth	84 Po Polonium	85 At Astate	86 Rn Radon
87 Fr Francium	88 Ra Radium	89 Ac Actinium	104 Rf Rutherfordium	105 Db Dubnium	106 Sg Seaborgium	107 Bh Bohrium	108 Hs Hassium	109 Mt Meitnerium	110 Ds Darmstadtium	111 Rg Roentgenium	112 Uub Ununbium	113 Uut Copernicium	114 UUq Flérovium				
58 Ce Cérium	59 Pr Praséodyme	60 Nd Néodyme	61 Pm Prométhium	62 Sm Samarium	63 Eu Europium	64 Gd Gadolinium	65 Tb Terbium	66 Dy Dysprosium	67 Ho Holmium	68 Er Erbium	69 Tm Thulium	70 Yb Ytterbium	71 Lu Lutécium				
90 Th Thorium	91 Pa Protactinium	92 U Uranium	93 Np Neptunium	94 Pu Plutonium	95 Am Américium	96 Cm Curium	97 Bk Berkélium	98 Cf Californium	99 Es Einsteinium	100 Fm Fermium	101 Md Mendélévium	102 No Nobélium	103 Lr Lawrencium				

Normes encadrant les pompes

Normes encadrant les pompes :

EN 733	Pompes centrifuges à aspiration axiale PN 10 avec support de palier
EN 22858	Pompes centrifuges à aspiration axiale (PN 16) - Désignation, point de consigne nominal et dimensions

Normes relatives aux pompes :

ISO 3661	Pompes centrifuges à aspiration axiale - Dimensions relatives aux châssis et à l'installation
EN 12756	Garnitures mécaniques - Dimensions principales, désignation et codes matériaux
EN 1092	Brides et leurs assemblages - Brides circulaires pour tuyauteries, vannes, raccords et accessoires, désignées PN
ISO 7005	Brides métalliques
DIN 24296	Pompes et unités de pompage pour liquides - Pièces détachées

Spécifications, etc. :

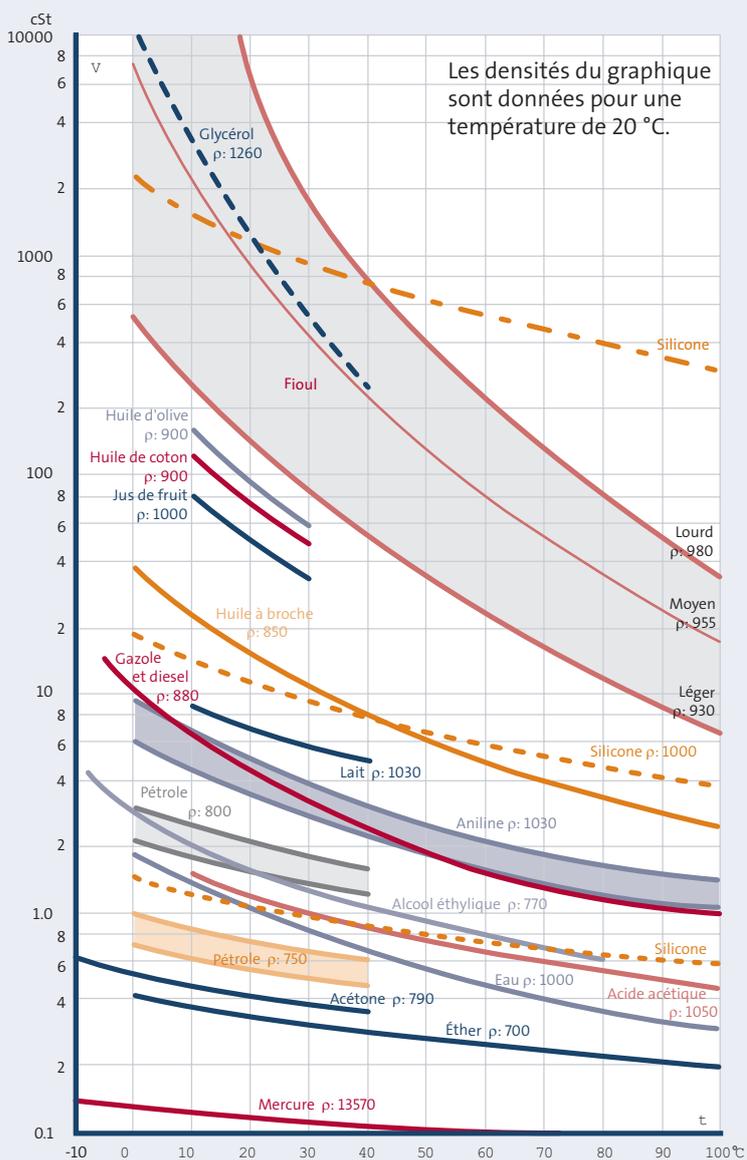
ISO 9905	Spécifications techniques pour pompes centrifuges - Classe 1
ISO 5199	Spécifications techniques pour pompes centrifuges - Classe II
ISO 9908	Spécifications techniques pour pompes centrifuges - Classe III
ISO 9906	Pompes rotodynamiques - Tests de performance hydraulique - Niveaux 1 et 2
EN 10204	Produits métalliques - Types de documents de contrôle
ISO/FDIS 10816	Vibrations mécaniques - Évaluation des vibrations des machines par mesures effectuées sur les pièces fixes

Normes encadrant les moteurs :

EN 60034/CEI 34	Machines électriques rotatives
-----------------	--------------------------------

Viscosité de différents liquides en fonction de la température du liquide

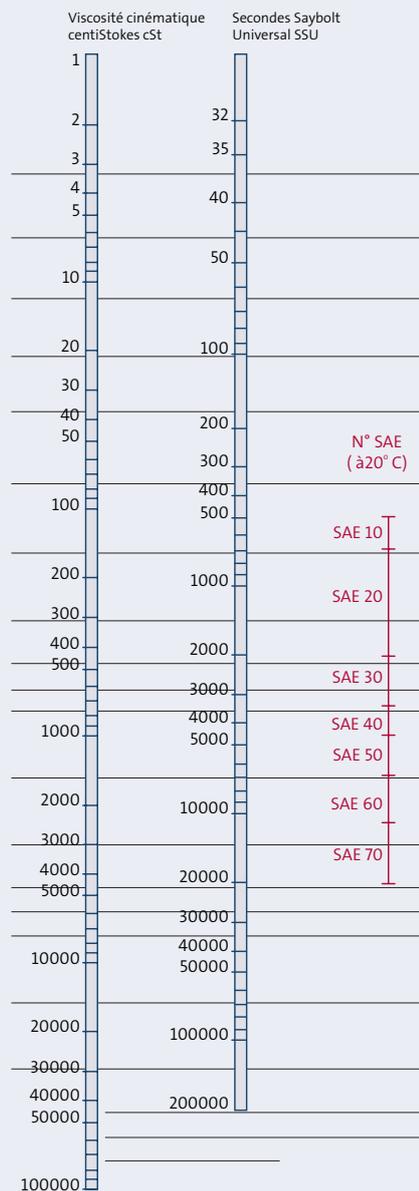
Le graphique représente la viscosité de différents liquides à diverses températures. Comme on peut le voir, la viscosité décroît quand la température augmente.



Viscosité

La viscosité cinématique se mesure en centiStokes [cSt] (1 cSt = 10⁻⁶ m²/s). L'unité [SSU] Saybolt Universal s'utilise également en relation avec la viscosité cinématique. Le graphique ci-dessous représente la relation entre la viscosité cinématique en [cSt] et la viscosité en [SSU]. Le nombre SAE est également indiqué dans le graphique.

Pour les viscosités cinématiques supérieures à 60 cSt, on calcule la viscosité Saybolt Universal à l'aide de la formule suivante :
[SSU] = 4n62 · [cSt]



Glycol éthylène

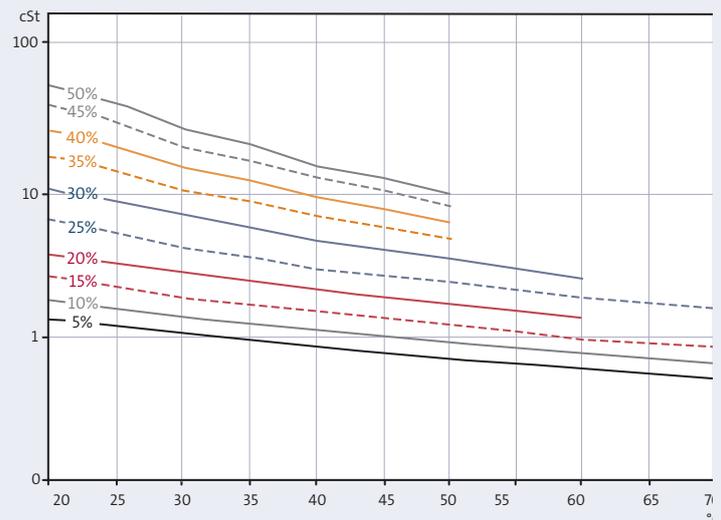
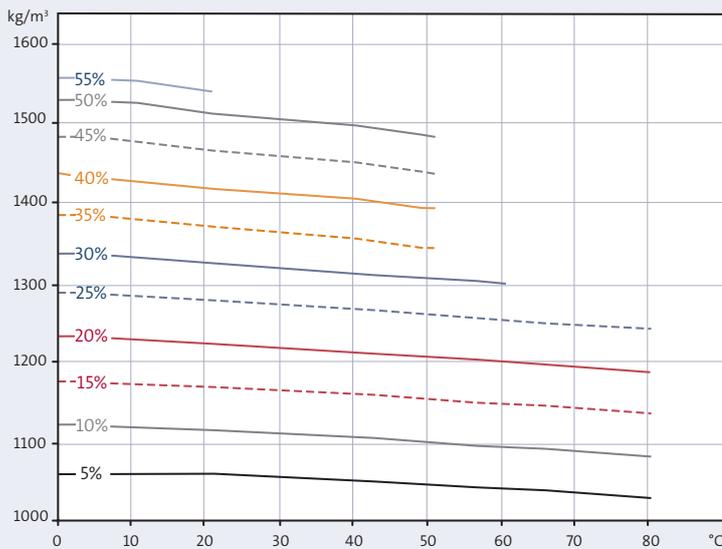
Concentration wt.%	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%		
	ρ [kg/m³]	ν [cSt]																					
Température																							
-50																					1107	259.7	
-45																					1106	173.7	
-40																		1098	101.2	1105	118.6		
-35																	1089	57.3	1097	68.9	1104	82.7	
-30															1081	32.3	1089	40.0	1096	48.1	1103	58.8	
-25															1080	23.5	1088	28.7	1095	34.4	1102	42.6	
-20													1072	14.1	1079	17.4	1086	21.1	1094	25.2	1101	31.5	
-15								1055	7.2	1063	8.8	1070	10.9	1078	13.2	1085	15.8	1092	18.8	1099	23.6		
-10							1046	4.9	1054	5.8	1062	7.0	1069	8.5	1077	10.2	1084	12.1	1091	14.3	1098	18.0	
-5			1028	2.9	1036	3.4	1045	4.0	1053	4.7	1060	5.7	1068	6.8	1075	8.1	1082	9.4	1089	11.1	1096	14.0	
0	1018	2.0	1027	2.5	1035	2.9	1043	3.3	1051	3.9	1059	4.7	1066	5.5	1074	6.5	1081	7.5	1088	8.8	1094	11.0	
5	1017	1.7	1026	2.1	1034	2.4	1042	2.8	1050	3.3	1057	3.9	1065	4.5	1072	5.3	1079	6.1	1086	7.1	1092	8.8	
10	1016	1.5	1024	1.8	1032	2.1	1041	2.4	1048	2.8	1056	3.2	1063	3.8	1070	4.4	1077	5.0	1084	5.8	1090	7.1	
15	1014	1.3	1023	1.6	1031	1.8	1039	2.1	1047	2.4	1054	2.8	1061	3.2	1068	3.7	1075	4.2	1082	4.8	1088	5.9	
20	1013	1.1	1021	1.4	1029	1.6	1037	1.8	1045	2.0	1052	2.4	1059	2.7	1066	3.1	1073	3.5	1079	4.0	1086	4.9	
25	1011	1.0	1019	1.2	1027	1.4	1035	1.6	1043	1.8	1050	2.1	1057	2.4	1064	2.7	1071	3.0	1077	3.4	1083	4.1	
30	1009	0.9	1018	1.1	1026	1.2	1033	1.4	1041	1.6	1048	1.8	1055	2.1	1062	2.3	1068	2.6	1075	3.0	1081	3.5	
35	1008	0.8	1016	1.0	1024	1.1	1031	1.2	1039	1.4	1046	1.6	1053	1.8	1059	2.1	1066	2.3	1072	2.6	1078	3.0	
40	1006	0.7	1014	0.9	1021	1.0	1029	1.1	1036	1.2	1043	1.4	1050	1.6	1057	1.8	1063	2.0	1069	2.3	1076	2.6	
45	1003	0.7	1011	0.8	1019	0.9	1027	1.0	1034	1.1	1041	1.3	1048	1.4	1054	1.6	1060	1.8	1067	2.0	1073	2.2	
50	1001	0.6	1009	0.7	1017	0.8	1024	0.9	1031	1.0	1038	1.1	1045	1.3	1051	1.5	1058	1.6	1064	1.8	1070	2.0	
55	999	0.6	1007	0.7	1014	0.7	1022	0.8	1029	0.9	1036	1.0	1042	1.2	1048	1.3	1055	1.5	1061	1.6	1066	1.7	
60	996	0.5	1004	0.6	1012	0.7	1019	0.7	1026	0.8	1033	0.9	1039	1.1	1045	1.2	1052	1.3	1058	1.4	1063	1.5	
65	994	0.5	1001	0.6	1009	0.6	1016	0.7	1023	0.8	1030	0.9	1036	1.0	1042	1.1	1048	1.2	1054	1.3	1060	1.4	
70	991	0.5	998	0.5	1006	0.6	1013	0.6	1020	0.7	1027	0.8	1033	0.9	1039	1.0	1045	1.1	1051	1.2	1056	1.2	
75	988	0.4	996	0.5	1003	0.5	1010	0.6	1017	0.6	1023	0.7	1030	0.8	1036	0.9	1042	1.0	1047	1.1	1053	1.1	
80	985	0.4	992	0.5	1000	0.5	1007	0.5	1014	0.6	1020	0.7	1026	0.8	1032	0.8	1038	0.9	1044	1.0	1049	1.0	
85	982	0.4	989	0.4	997	0.5	1003	0.5	1010	0.5	1017	0.6	1023	0.7	1029	0.8	1034	0.8	1040	0.9	1045	0.9	
90	979	0.3	986	0.4	993	0.4	1000	0.5	1007	0.5	1013	0.6	1019	0.6	1025	0.7	1031	0.8	1036	0.8	1041	0.8	
95	975	0.3	983	0.4	990	0.4	996	0.4	1003	0.5	1009	0.5	1015	0.6	1021	0.6	1027	0.7	1032	0.7	1037	0.8	
100	972	0.3	979	0.4	986	0.4	993	0.4	999	0.4	1005	0.5	1011	0.5	1017	0.6	1023	0.6	1028	0.6	1033	0.7	

Glycol propylène

Concentration wt % ±	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v
	[kg/m³]	[cSt]																				
	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%	
Température																						
-50																					1077	2433.5
-45																					1075	1390.3
-40																			1070	468.8	1074	817.6
-35																			1069	291.8	1072	494.4
-30																	1063	157.1	1067	186.7	1071	307.2
-25															1057	87.1	1062	102.5	1066	122.6	1069	196.0
-20													1051	44.9	1056	58.1	1060	68.6	1064	82.6	1067	128.2
-15										1045	22.2	1050	31.1	1054	39.8	1058	47.1	1062	56.9	1065	65.9	85.9
-10								1039	11.4	1044	16.2	1048	22.1	1053	27.9	1056	33.2	1060	40.2	1063	48.9	58.9
-5			1021	3.8	1027	4.8	1032	6.3	1037	8.7	1042	12.0	1047	16.0	1051	20.1	1054	23.9	1058	29.0	1061	41.4
0	1013	2.6	1020	3.1	1025	3.9	1031	5.1	1036	6.8	1040	9.1	1045	11.9	1049	14.7	1052	17.6	1056	21.4	1059	29.7
5	1012	2.2	1018	2.6	1024	3.2	1029	4.1	1034	5.4	1038	7.0	1043	9.0	1046	11.1	1050	13.2	1053	16.1	1056	21.7
10	1011	1.8	1017	2.2	1022	2.7	1027	3.4	1032	4.3	1036	5.5	1040	6.9	1044	8.5	1048	10.1	1051	12.3	1053	16.2
15	1009	1.6	1015	1.9	1020	2.3	1025	2.8	1030	3.5	1034	4.4	1038	5.5	1042	6.6	1045	7.9	1048	9.6	1051	12.3
20	1008	1.4	1013	1.6	1019	1.9	1023	2.4	1028	2.9	1032	3.6	1036	4.4	1039	5.3	1042	6.3	1045	7.6	1048	9.6
25	1006	1.2	1011	1.4	1017	1.7	1021	2.0	1026	2.5	1030	3.0	1033	3.6	1037	4.3	1040	5.1	1042	6.1	1045	7.5
30	1004	1.1	1009	1.2	1014	1.4	1019	1.7	1023	2.1	1027	2.5	1031	2.9	1034	3.5	1037	4.2	1039	5.0	1042	6.0
35	1002	0.9	1007	1.1	1012	1.3	1017	1.5	1021	1.8	1024	2.1	1028	2.5	1031	2.9	1034	3.5	1036	4.2	1038	4.9
40	1000	0.8	1005	1.0	1010	1.1	1014	1.3	1018	1.5	1022	1.8	1025	2.1	1028	2.5	1031	2.9	1033	3.5	1035	4.0
45	998	0.8	1003	0.9	1007	1.0	1011	1.2	1015	1.4	1019	1.6	1022	1.8	1025	2.1	1027	2.5	1030	3.0	1032	3.4
50	995	0.7	1000	0.8	1005	0.9	1009	1.0	1012	1.2	1016	1.4	1019	1.6	1021	1.8	1024	2.2	1026	2.6	1028	2.9
55	993	0.6	998	0.7	1002	0.8	1006	0.9	1009	1.1	1012	1.2	1015	1.4	1018	1.6	1020	1.9	1022	2.2	1024	2.4
60	990	0.6	995	0.6	999	0.7	1003	0.8	1006	1.0	1009	1.1	1012	1.2	1014	1.4	1017	1.7	1019	1.9	1020	2.1
65	988	0.5	992	0.6	996	0.7	999	0.8	1003	0.9	1006	1.0	1008	1.1	1011	1.3	1013	1.5	1015	1.7	1016	1.9
70	985	0.5	989	0.5	993	0.6	996	0.7	999	0.8	1002	0.9	1005	1.0	1007	1.1	1009	1.3	1011	1.5	1012	1.6
75	982	0.5	986	0.5	989	0.6	993	0.6	996	0.7	998	0.8	1001	0.9	1003	1.0	1005	1.2	1006	1.4	1008	1.5
80	979	0.4	983	0.5	986	0.5	989	0.6	992	0.7	995	0.7	997	0.8	999	1.0	1001	1.1	1002	1.2	1003	1.3
85	976	0.4	979	0.4	982	0.5	985	0.5	988	0.6	991	0.7	993	0.8	995	0.9	996	1.0	998	1.1	999	1.2
90	972	0.4	976	0.4	979	0.4	982	0.5	984	0.6	986	0.6	988	0.7	990	0.8	992	0.9	993	1.0	994	1.1
95	969	0.3	972	0.4	975	0.4	978	0.5	980	0.5	982	0.6	984	0.7	986	0.7	987	0.8	988	0.9	989	1.0
100	965	0.3	968	0.3	971	0.4	974	0.4	976	0.5	978	0.6	980	0.6	981	0.7	983	0.7	984	0.8	984	0.9

Hydroxyde de sodium

Concentration wt % =	ρ	ν																			
	[kg/m ³]	[cSt]																			
Température																					
	5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%										
0	1060		1117		1174		1230		1285		1334		1384		1435		1483		1530		1559
5	1058		1115		1172		1227		1283		1332		1381		1429		1480		1528		1556
10	1057		1113		1170		1224		1280		1330		1377		1423		1478		1525		1553
15	1056		1111		1167		1222		1277		1326		1372		1420		1471		1518		1546
20	1054	1.3	1109	1.7	1164	2.5	1219	3.6	1274	6.2	1322	10.1	1367	16.8	1416	25.4	1464	38.2	1511	51.8	1540
25	1052	1.1	1107	1.5	1162	2.1	1217	3.1	1271	5.1	1319	8.3	1364	13.3	1413	19.9	1461	29.0	1508	39.0	
30	1050	1.0	1104	1.3	1159	1.8	1214	2.7	1268	4.0	1315	6.5	1360	9.9	1410	14.4	1457	19.9	1504	26.2	
35	1048	0.9	1102	1.2	1157	1.6	1211	2.3	1265	3.4	1312	5.5	1357	8.2	1407	11.6	1454	15.9	1501	20.5	
40	1046	0.8	1100	1.1	1154	1.4	1208	2.0	1262	2.8	1309	4.5	1353	6.6	1403	8.9	1450	12.0	1497	14.7	
45	1044	0.7	1097	1.0	1151	1.3	1205	1.8	1259	2.6	1306	3.9	1347	5.6	1396	7.5	1443	9.9	1490	12.1	
50	1042	0.7	1094	0.9	1148	1.2	1202	1.6	1256	2.3	1302	3.3	1340	4.6	1389	6.0	1436	7.8	1483	9.4	
55	1039	0.6	1092	0.8	1145	1.0	1199	1.5	1253	2.0	1299	2.9									
60	1036	0.6	1089	0.7	1143	0.9	1196	1.3	1250	1.8	1295	2.4									
65	1033	0.5	1086	0.7	1140	0.9	1193	1.2	1246	1.6											
70	1030	0.5	1083	0.6	1137	0.8	1190	1.1	1243	1.5											
75	1027		1080		1134		1186		1240												
80	1025		1077		1131		1183		1237												



Chlorure de calcium

	ρ	ν	ρ	ν	ρ	ν	ρ	ν
	[kg/m ³]	[cSt]						
Concentration wt % =	10%		15%		20%		25%	
Température								
-25							1245	7.7
-20							1244	6.3
-15					1189	4.3	1242	5.2
-10			1138	3.0	1188	3.6	1241	4.4
-5	1090	2.3	1137	2.6	1187	3.1	1239	3.8
0	1088	2.0	1135	2.2	1186	2.6	1237	3.3
5	1086	1.7	1134	1.9	1184	2.3	1235	2.9
10	1085	1.5	1132	1.7	1182	2.0	1233	2.5
15	1083	1.3	1131	1.5	1180	1.8	1230	2.2
20	1082	1.1	1129	1.3	1178	1.6	1228	2.0
25	1082	1.0	1127	1.2	1176	1.4	1226	1.8
30	1081	0.9	1125	1.0	1173	1.3	1223	1.6

Chlorure de sodium

	ρ	ν	ρ	ν	ρ	ν	ρ	ν
	[kg/m ³]	[cSt]						
Concentration wt % =	5%		10%		15%		20%	
Température								
-15							1162	4.0
-10					1120	2.9	1160	3.2
-5			1082	2.2	1118	2.4	1158	2.7
0	1043	1.8	1080	1.8	1116	2.0	1155	2.3
5	1042	1.5	1079	1.6	1114	1.7	1153	1.9
10	1041	1.3	1077	1.4	1112	1.5	1151	1.7
15	1040	1.1	1075	1.2	1110	1.3	1148	1.5
20	1039	1.0	1074	1.1	1108	1.2	1146	1.3
25	1037	0.9	1072	0.9	1106	1.0	1144	1.2
30	1036	0.8	1070	0.9	1103	0.9	1141	1.1

A

Acier	63
Acier inoxydable	64
Accouplement	16
Accouplement de base	16
Accouplement élastique	16
Entretoise	16
Accouplement de base	16
Accouplement élastique	16
Ajuster les paramètres de performance d'une pompe	104
Alliages de cuivre	67
Alliages de nickel	67
Alliages ferreux	63
Alliages métalliques	63
Alliages ferreux	63
Aluminium	68
Amortisseurs de vibration	77
Arbre	11
ATEX (ATmosphère EXplosible)	39
Austénitiques (non-magnétiques)	66

B

Bruit (vibration)	76
-------------------	----

C

Caoutchouc de silicone (Q)	70
Caoutchouc éthylène-propylène (EPDM)	70
Caoutchouc-nitrile	70
Caoutchoucs et élastomères	70
Caoutchouc éthylène-propylène (EPDM)	70
Fluoroélastomères (FKM)	70
Caoutchouc-nitrile (NBK)	70
Perfluoroélastomères (FFKM)	70
Caoutchouc de silicone (Q)	70
Garniture à soufflet en élastomère	29
Capacité calorifique	91
Cavitation	10, 87
Corrosion-cavitation	61
CEI, moteur	38
Céramique	69
Circuit fermé	94, 96
Circuit ouvert	94, 97

Classe d'isolation	42
Consommation électrique	10, 89
Puissance hydraulique	10, 89
Puissance à l'arbre	89
Convertisseur de fréquence	45, 106, 116
Corps à volute	11
Corps à volute double	15
Corps à volute simple	15
Corps avec canal de retour	11, 15
Corps de pompe	15
Volute double	15
Volute simple	15
Canal de retour	15
Corrosion	58
Corrosion-cavitation	61
Corrosion par fatigue	62
Corrosion caverneuse	60
Corrosion-érosion	61
Corrosion galvanique	62
Corrosion intergranulaire	60
Corrosion par piqûres	59
Corrosion sélective	60
Corrosion sous contrainte (CSC)	61
Corrosion uniforme	59
Corrosion caverneuse	60
Corrosion-érosion	61
Corrosion galvanique	62
Corrosion intergranulaire	60
Corrosion par fatigue	62
Corrosion par piqûres	59
Corrosion sélective	60
Corrosion sous contrainte (CSC)	61
Corrosion uniforme	59
Courant non sinusoïdal	122
Courbe caractéristique de la pompe	9, 94
Courbe caractéristique de l'installation	94
Circuit fermé	94, 96
Circuit ouvert	94, 97
Courbe de la pompe	9
Courbe de performance de la pompe	9, 94
Courbe de pompe avec liquide visqueux	53
Courbe de rendement	10
Courbe QH	9
Coûts d'achat	127
Coûts de fonctionnement	104, 128

Coûts de l'installation	115
Coûts de maintenance et de réparation	129
Coûts de mise hors service et d'élimination	129
Coûts de perte de production	129
Coûts d'immobilisation	129
Coûts d'installation et de mise en service	127
Coûts du cycle de vie	115, 126
Exemple	130
Coûts énergétiques	128
Coûts environnementaux	128
Coûts initiaux	127

D

Débit	81
Débit massique	81
Débit volumique	81
Unités	Annexe B
Débit massique	81
Débit volumique	81
Unités	Annexe A
Démarrage direct (DOL)	44
Démarrage étoile/triangle	44
Démarrage par autotransformateur	44
Convertisseur de fréquence	44, 45
Démarreur progressif	44
Démarrage du moteur	44
Démarrage étoile/triangle	44
Démarrage par autotransformateur	44
Démarreur progressif	44
Densité	10, 91
Unité	Annexe A
Eau	Annexe D
Saumure	Annexe L
Directive CEM	121
Disjoncteur (ELCB)	123
Double entrée	17

E

Économies d'énergie	109, 112, 115
Entraînement magnétique	19
Entretoise	16

F

Face de la garniture	26
Ferritique-austénitique ou duplex (magnétique)	66
Ferritique (magnétique)	66
Filtre CEM	121
Fluide newtonien	53
Fluide plastique	53
Fluoroélastomères (FKM)	70
Fondation	76
Socle flottant	77
Plancher	77
Socle	77
Amortisseurs de vibration	77
Fonte	64
Fonte ductile	64
Fonte grise	64

G

Garniture à cartouche	30
Garniture à soufflet	29
Garniture à soufflet métallique	30
Garniture mécanique	18, 26
À soufflet	29
À cartouche	30
À soufflet métallique	30
À soufflet en élastomère	29
Fonctionnement	27
Rinçage	30
Garniture mécanique	26
Garnitures mécaniques équilibrées	28
Garnitures mécaniques non équilibrées	28
Garniture mécanique double	31
Garniture mécanique double dos-à-dos	32
Garniture mécanique double en tandem	31
Garnitures mécaniques équilibrées	28
Garnitures mécaniques non équilibrées	28

H

Hauteur de pompage géodésique	97
Hauteur géodésique	97
Hauteur manométrique	9, 83

I

Indice de protection (IP), moteur	41
Installation d'une pompe	75
Interstice de la garniture	27
Isolation de phase	46
Isolation du moteur	46
Isolation renforcée	46

J

Joint torique	29
Joints de dilatation	78

L

Liquide	52
Dilatant	53
Newtonien	53
Non newtonien	53
Fluide plastique	53
Thixotrope	53
Visqueux	52
Liquide dilatant	53
Liquide non newtonien	53
Liquide thixotrope	53
Liquides visqueux	52

M

Martensitique (magnétique)	66
Mesurer la pression	83
MLI (Modulation de la largeur d'impulsion)	121
Modification du diamètre de la roue	106, 108
Modulation de la largeur d'impulsion (MLI)	121
Montage du moteur (IM)	41
Moteur à sécurité augmentée	39
Moteur antidéflagrant	39
Moteur anti étincelant	40
Moteur asynchrone	38
Moteur électrique	38
Moteur antidéflagrant	39
Moteur à sécurité augmentée	39
Moteur anti étincelant	40
Moteurs	38

N

NEMA, norme moteur	38
Niveau sonore	79
Niveau de pression acoustique	80
Normes	38
CEI, moteur	38
NEMA, moteur	38
NPSH (Net Positive Suction Head, hauteur d'aspiration positive nette)	10, 87

P

Peintures	72
Perfluoroélastomères (FFKM)	70
Plastiques	69
Plastiques thermodurcis	69
Point de consigne	94, 112
Pompe	
À hélice axiale	8
Pour puits de forage	22
À rotor noyé	18
Centrifuge	8
Monobloc	12, 13, 16
À membrane	23
Doseuse	23
Hermétique	18
Horizontale	12, 13
Immergée	21
Sur châssis	12, 13, 16
À entraînement magnétique	19
À écoulement mixte	8
Multicellulaire	11, 12, 13, 16
Radiale	8
Monocellulaire	15
À plan de joint	12, 13, 17
Standard	17
Verticale	12, 13
De relevage des eaux usées	20
Pompe à membrane	23
Pompe à plan de joint	12, 13, 17
Pompe à rotor noyé	18
Pompe centrifuge	8
Pompe doseuse	23
Pompe double	11
Pompe hermétique	18
Pompe horizontale	12, 13
Pompe immergée	21

Pompe in-line	12, 13
Pompe monobloc	12, 13, 16
Pompe monocellulaire	11, 12, 13, 15
Pompe multicellulaire	11, 12, 13, 16
Pompe pour puits de forage	22
Pompe pour puits profond	22
Pompe radiale	8
Pompe standard	17
Pompe sur châssis	12, 13, 16
Pompe verticale	12, 13
Pompes à aspiration axiale	12
Pompes à écoulement mixte	8
Pompes à hélice axiale	8
Pompes à vitesse variable en parallèle	100
Pompes avec convertisseur de fréquence intégré	116
Pompes connectées en série	101
Pompes de relevage des eaux usées	20
Pompes en parallèle	99
Pompes surdimensionnées	104
Poussée axiale	12
Poussée radiale	15
Presse-étoupe	26
Pression	82
Pression absolue	83
Pression différentielle	86
Pression dynamique	82
Pression relative	83
Mesurer la pression	83
Pression statique	82
Pression de l'installation	86
Unités	83, annexe A
Pression vapeur	88, annexe D
Pression absolue	83
Pression de l'installation	86
Pression différentielle	86
Pression dynamique	82
Pression relative	83
Pression statique	82
Pression vapeur	88, annexe D
Protection antidéflagrante (poussière) DIP (Dust Ignition Proof)	40
Protection moteur	47
Puissance à l'arbre	89
Puissance hydraulique	10, 89

R

Régulateur PI	112
Régulation	104
Régulation par vanne de limitation de débit	105
Régulation par bypass	105
Régulation de la vitesse	106
Régulation en pression différentielle constante	113
Régulation en pression constante	112
Régulation en température constante	113
Régulation de la pression	
Régulation en pression différentielle constante	113
Pression constante	112
Régulation en pression constante	117
Pression d'alimentation constante	112
Régulation de la vitesse	104, 106, 108
Régulation par vitesse variable	106
Régulation en pression différentielle	114
Régulation en pression proportionnelle	118
Régulation par bypass	104
Régulation par étranglement	104, 108-111
Régulation par vitesse variable	106
Rendement	10
Rendement à vitesse réduite	107
Rendement du moteur	47
Résistances	95
Résistances connectées en série	95
Résistance anti-condensation	49
Résistances connectées en parallèle	96
Résistances connectées en série	95
Revêtements	71
Revêtements métalliques	71
Revêtements non métalliques	72
Revêtements organiques	72
Revêtements métalliques	71
Revêtements non métalliques	72
Revêtements organiques	72
Rinçage	30
Roue	14, 20
Double canal	20
Monocanal	20
Roue Vortex	20
Roue à deux ouïes	11, 17
Roue à une ouïe	11
Roue double canal	20
Roue monocanal	20
Roue Vortex	20

Roulements/paliers	49
Roulements isolés	46

S

Sélection assistée par ordinateur	56
Socle	77
Socle flottant	77

T

Taille de la carcasse	42
Température	91
Unités	Annexe B
Tension d'alimentation	45
Thermistances PTC	48
Thermoplastiques	69
Titane	68
Transducteur de pression (PT)	112

V

Vanne de limitation de débit	105
Vibrations	76
Viscosité	52, annexe L
Viscosité dynamique	52
Viscosité cinématique	52, annexe L
Viscosité dynamique	52