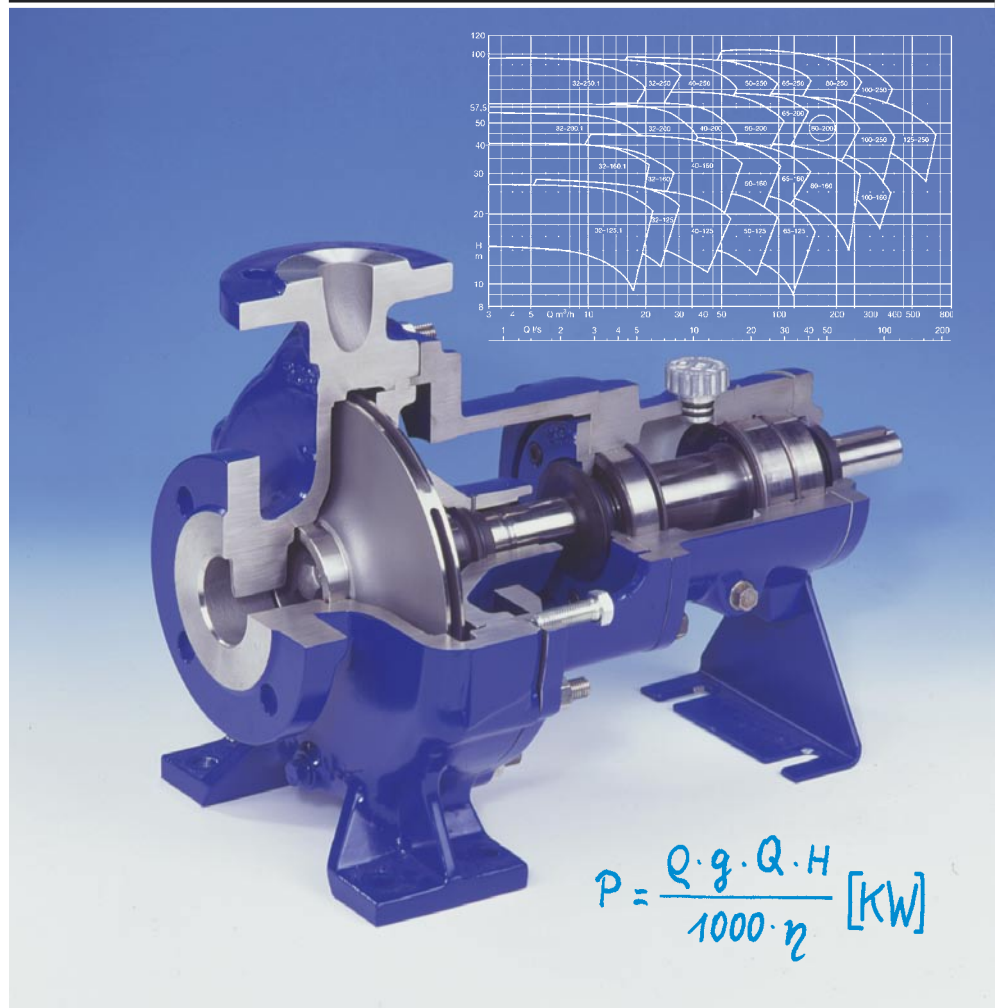


DÉTERMINATION DES POMPES CENTRIFUGES



© Copyright by
KSB Aktiengesellschaft

Éditeur :
KSB Aktiengesellschaft,
Zentrale Kommunikation (V5),
D-67225 Frankenthal (Pfalz)
Allemagne

Toute reproduction, par film, radio, télévision, vidéo, reproduction photomécanique, bandes d'enregistrement et support de données de tout type, reproduction partielle ou enregistrement et récupération dans des installations de traitement de données de tout type, est strictement interdite sans autorisation de l'éditeur.

5e édition révisée et étendue
2005

Tirage : 107 à 117 mille,
novembre 2005

Conception, dessin, composition :
KSB Aktiengesellschaft,
Production médias V51

ISBN 3-00-018038-9

1	Symboles, unités et désignations	6
2	Types de pompes	8
3	Dimensionnement pour le pompage de l'eau	10
3.1	Caractéristiques d'une pompe	10
3.1.1	Débit refoulé, Q , de la pompe	10
3.1.2	Hauteur manométrique totale, H , et pression de refoulement, Δp , de la pompe	10
3.1.3	Rendement, η , et puissance absorbée, P , au niveau de l'arbre de pompe	10
3.1.4	Vitesse de rotation, n	11
3.1.5	Vitesses de rotation spécifique, n_q , et formes de roue.....	11
3.1.6	Courbes caractéristiques des pompes.....	13
3.2	Caractéristiques de l'installation.....	16
3.2.1	Hauteur totale, H_A , de l'installation.....	16
3.2.1.1	Équation de Bernoulli.....	16
3.2.1.2	Perte de pression, p_v due à la résistance à l'écoulement	18
3.2.1.2.1	Pertes de charge, H_v , dans les tuyauteries droites.....	18
3.2.1.2.2	Pertes de charge, H_v , dans les robinetteries et les raccords de tuyauterie.....	22
3.2.2	Courbes caractéristiques de réseau	26
3.3	Choix de la pompe	28
3.3.1	Dimensionnement hydraulique.....	28
3.3.2	Détermination mécanique	29
3.3.3	Choix du moteur électrique.....	29
3.3.3.1	Détermination de la puissance du moteur.....	29
3.3.3.2	Moteurs pour pompes à étanchéité absolue.....	31
3.3.3.3	Comportement au démarrage.....	31
3.4	Fonctionnement et régulation.....	34
3.4.1	Point de fonctionnement	34
3.4.2	Régulation du débit par laminage.....	34
3.4.3	Régulation du débit par variation de la vitesse de rotation.....	35
3.4.4	Fonctionnement en parallèle de pompes centrifuges	36
3.4.5	Fonctionnement en série de pompes centrifuges	38
3.4.6	Rognage des roues.....	38
3.4.7	Affûtage des aubes de roue.....	39
3.4.8	Régulation du débit par prérotation	40
3.4.9	Régulation du débit par réglage des aubes.....	40
3.4.10	Régulation du débit par by-pass.....	40
3.5	Rapport aspiration et refoulement.....	41
3.5.1	Valeur NPSH de l'installation, $NPSH_{disp}$	41
3.5.1.1	$NPSH_{disp}$ d'une pompe fonctionnant en aspiration	41
3.5.1.2	$NPSH_{disp}$ d'une pompe fonctionnant en charge.....	43
3.5.2	Valeur NPSH de la pompe, $NPSH_{requis}$	44
3.5.3	Corrections possibles.....	45
3.6	Influence des impuretés	47
4	Particularités relatives au refoulement de fluides visqueux	48
4.1	Courbe d'écoulement	48
4.2	Fluides NEWTONiens	50
4.2.1	Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe.....	50
4.2.2	Influence sur les courbes caractéristiques de réseau	54
4.3	Fluides non-NEWTONiens	54

4.3.1	Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe.....	54
4.3.2	Influence sur les courbes caractéristiques de réseau	55
5	Particularités dans le cas du transport de fluides contenant du gaz.....	56
6	Particularités dans le cas du transport de fluides contenant des matières solides.....	58
6.1	Vitesse de sédimentation	58
6.2	Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe.....	59
6.3	Influence sur les courbes caractéristiques de réseau	60
6.4	Comportement en fonctionnement	60
6.5	Matières filandreuses.....	61
7	La périphérie.....	62
7.1	Types d'installation des pompes	62
7.2	Configuration de l'entrée de pompe.....	63
7.2.1	Puisard de pompe.....	63
7.2.2	Conduite d'aspiration.....	64
7.2.3	Configuration de l'aspiration dans le cas de pompes à corps tubulaire droit.....	67
7.2.4	Auxiliaires d'aspiration	68
7.3	Disposition des points de mesure.....	71
7.4	Accouplement d'arbre	72
7.5	Sollicitation des brides de pompe	73
7.6	Ouvrages techniques de référence.....	73
8	Exemples de calcul (pour toutes les équations avec des numéros en caractères gras)	75
9	Bibliographie	83
10	Annexe technique (tableaux, diagrammes, conversions)	84
11	Unités légales, extraits sur les pompes centrifuges.....	94

Répertoire des tableaux

	Page
Tableau 1 : Types de base des pompes centrifuges	8
Tableau 2 : Vitesses de rotation de référence.....	11
Tableau 3 : Rugosité moyenne, k, des tuyauteries (approximation)	20
Tableau 4 : Diamètre intérieur, épaisseur de paroi et poids des tuyaux de commerce en acier	20
Tableau 5 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les robinetteries de différents types	23
Tableau 6 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les coudes	24
Tableau 7 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les raccords de tuyauterie 24/25	25
Tableau 8 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les raccords de transition 25	25
Tableau 9 : Indices de protection des moteurs électriques contre les contacts, la pénétration de corps étrangers et d'eau.....	30
Tableau 10 : Nombre admissible de démarrages, par heure, des moteurs électriques.....	30
Tableau 11 : Méthodes de démarrage de moteurs asynchrones	32
Tableau 12 : Tension de vapeur, masse volumique et viscosité cinématique de l'eau saturée.....	42
Tableau 13 : Influence de la hauteur topographique sur les valeurs moyennes de la pression atmosphérique	43
Tableau 14 : Valeurs minimales des longueurs de tuyau sans perturbation aux points de mesures	71

1 Symboles, unités et désignations

A	m ²	Section de passage parcouru par le fluide
A	m	Distance entre le point de mesure et la bride de la pompe
a	m, mm	Largeur du canal de coudes à angles droits
B	m, mm	Distance au sol du tuyau d'aspiration
c _D		Coefficient de résistance d'une bille dans un écoulement d'eau
c _T	(%)	Concentration en matières solides dans le flux débité
D	m (mm)	Diamètre extérieur, plus grand diamètre
DN	(mm)	Diamètre nominal
d	m (mm)	Diamètre intérieur, plus petit diamètre
d _s	m (mm)	Diamètre des particules solides
d ₅₀	m (mm)	Diamètre moyen des particules solides
F	N	Force
f		Coefficient de laminage de la plaque perforée
f _H		Facteur de conversion de la hauteur manométrique (système KSB)
f _Q		Facteur de conversion du débit (système KSB)
f _η		Facteur de conversion du rendement (système KSB)
g	m/s ²	Accélération de la pesanteur = 9,81 m/s ²
H	m	Hauteur manométrique totale de la pompe
H _{geo}	m	Hauteur géométrique
H _s	m	Hauteur d'aspiration
H _{s geo}	m	Hauteur géométrique d'aspiration
H _{z geo}	m	Hauteur géométrique de charge
H _v	m	Perte de charge
H ₀	m	Hauteur à débit nul (pour Q = 0)
I	A	Intensité du courant électrique
K		Nombre (vitesse de rotation spécifique, désignation anglo-saxonne)
k	mm, μm	Rugosité moyenne absolue
k		Facteurs de conversion k _Q , k _H , k _η (méthode HI)
k _v	m ³ /h	Perte de charge dans les tuyauteries
L	m	Longueur de la tuyauterie
L _s	m	Longueur développée de la tuyauterie remplie d'air
M	Nm	Couple
NPSH _{requis}	m	NPSH de la pompe (requis)
NPSH _{disp}	m	NPSH de l'installation (disponible)
N _s	–	Vitesse de rotation spécifique aux USA
n	min ⁻¹ , s ⁻¹	Vitesse de rotation
n _q	min ⁻¹	Vitesse de rotation spécifique (également sans dimension, caractéristique du modèle de roue)

P	kW (W)	Puissance, puissance absorbée
p_e	N/m^2	Surpression dans le réservoir d'aspiration ou d'amenée
PN	(bar)	Pression nominale
Δp	bar (Pa)	Pression de refoulement, différence de pression ($Pa \text{ } f \text{ } N/m^2$)
p	bar (Pa)	Pression ($Pa = \text{refoulement}, d \text{ } f \text{ } N/m^2 = 10^{-5} \text{ bar}$)
p_b	mbar (Pa)	Pression atmosphérique
p_D	bar (Pa)	Tension de vapeur du fluide transporté
p_v	bar (Pa)	Perte de pression
Q	$m^3/s, m^3/h$	Débit (également en l/s)
Q_a	m^3/h	Débit à la pression déclenchant l'arrêt de la pompe
Q_e	m^3/h	Débit à la pression d'enclenchement de la pompe
qL	%	Teneur en air ou en gaz du fluide transporté
R	m (mm)	Rayon
Re		Nombre de REYNOLDS
S	m	Recouvrement, profondeur d'immersion
s	mm	Épaisseur de paroi
s'	m	Différence de hauteur entre le centre de l'entrée de la roue et le centre de la bride d'aspiration de la pompe
T	Nm	Couple
t	°C	Température
U	m	Longueur de l'écoulement sans perturbation
U	m	Périmètre mouillé de la section de passage
V_B	m^3	Volume du réservoir d'aspiration
V_N	m^3	Volume utile du puisard de pompe
v	m/s	Vitesse d'écoulement
w	m/s	Vitesse de sédimentation des matières solides
y	mm	Course d'ouverture de l'opercule de vanne, distance entre parois
Z	1/h	Fréquence de démarrages
z		Nombre d'étages
$z_{s,d}$	m	Cote géodésique entre les brides d'aspiration et de refoulement de la pompe
α	°	Angle de déviation, angle d'ouverture
δ	°	Pente
ζ		Coefficient de perte de charge
η	(%)	Rendement
μ	Pa s	Viscosité dynamique
λ		Coefficient de frottement des tuyauteries
ν	m^2/s	Viscosité cinématique
ρ	kg/m^3	Masse volumique
τ	N/m^2	Contrainte de cisaillement
τ_f	N/m^2	Contrainte de cisaillement à la limite d'écoulement
φ		Facteur de température, angle d'ouverture du clapet $\cos \varphi$: facteur de puissance du moteur asynchrone
ψ		Coefficient de pression (hauteur manométrique de la roue, sans dimension)

Indices

A	se réfère à l'installation
a	section de sortie de l'installation, dérivation
Bl	rapporté à l'orifice de la plaque perforée
d	côté refoulement, au niveau de la bride de refoulement
dyn	composante dynamique
E	section la plus étroite des robinetteries (tableau 5)
E	entrée du tuyau d'aspiration ou de la tulipe d'aspiration
e	section d'entrée de l'installation
f	se réfère au fluide porteur
H	horizontal
K	se réfère au coude
m	valeur moyenne
max	valeur maximale
min	valeur minimale
N	valeur nominale
opt	valeur optimale, au point du meilleur rendement
P	se réfère à la pompe
p	se réfère à la pression
r	réduit, dans le cas d'un rognage/d'un affûtage de roue
s	côté aspiration, à la bride d'aspiration
s	se réfère aux matières solides (solide)
stat	composante statique
t	se réfère à la roue avant rognage / affûtage
V	vertical
v	se réfère aux pertes
w	se réfère à l'eau
z	se réfère à un fluide visqueux
0	position initiale, rapporté à une bille
1,2,3	numéros d'ordre, repères
I, II	nombre de pompes entraînées

2 Types de pompes

Les caractéristiques qui différencient les pompes centrifuges découlent des caractéristiques de calcul (débit utile, Q , hauteur manométrique, H , vitesse de rotation, n , et NPSH), des propriétés du fluide, des exigences techniques sur le site de l'installation et des prescriptions en vigueur spécifiées dans les lois ou dans les ouvrages de référence techniques. Cette extrême multiplicité nécessite un grand nombre de modèles, qui sont proposés dans la gamme des pompes de KSB.

Les principales caractéristiques des modèles sont :

- le nombre d'étages (monocellulaire / multicellulaire),

- la position de l'arbre (horizontal / vertical),
- le corps (radial p. ex. volute / axial = corps tubulaire droit),
- le nombre de flux d'aspiration de la roue (simple flux / double flux),
- l'immersion du moteur (moteur à sec / moteur submersible = intérieur sec / moteur à rotor noyé = intérieur noyé, p. ex. moteur à stator chemisé, moteur immergé).

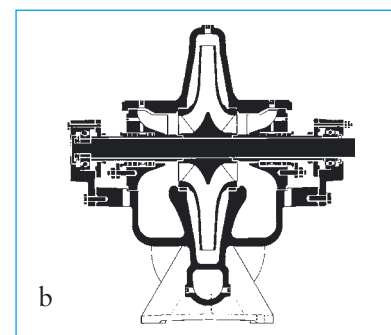
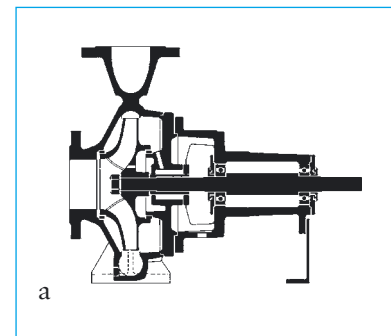
Ces caractéristiques, qui en général définissent une gamme de pompes, sont illustrées par les quelques exemples représentés ci-dessous (tableau 1 et figures 1a à 1p).

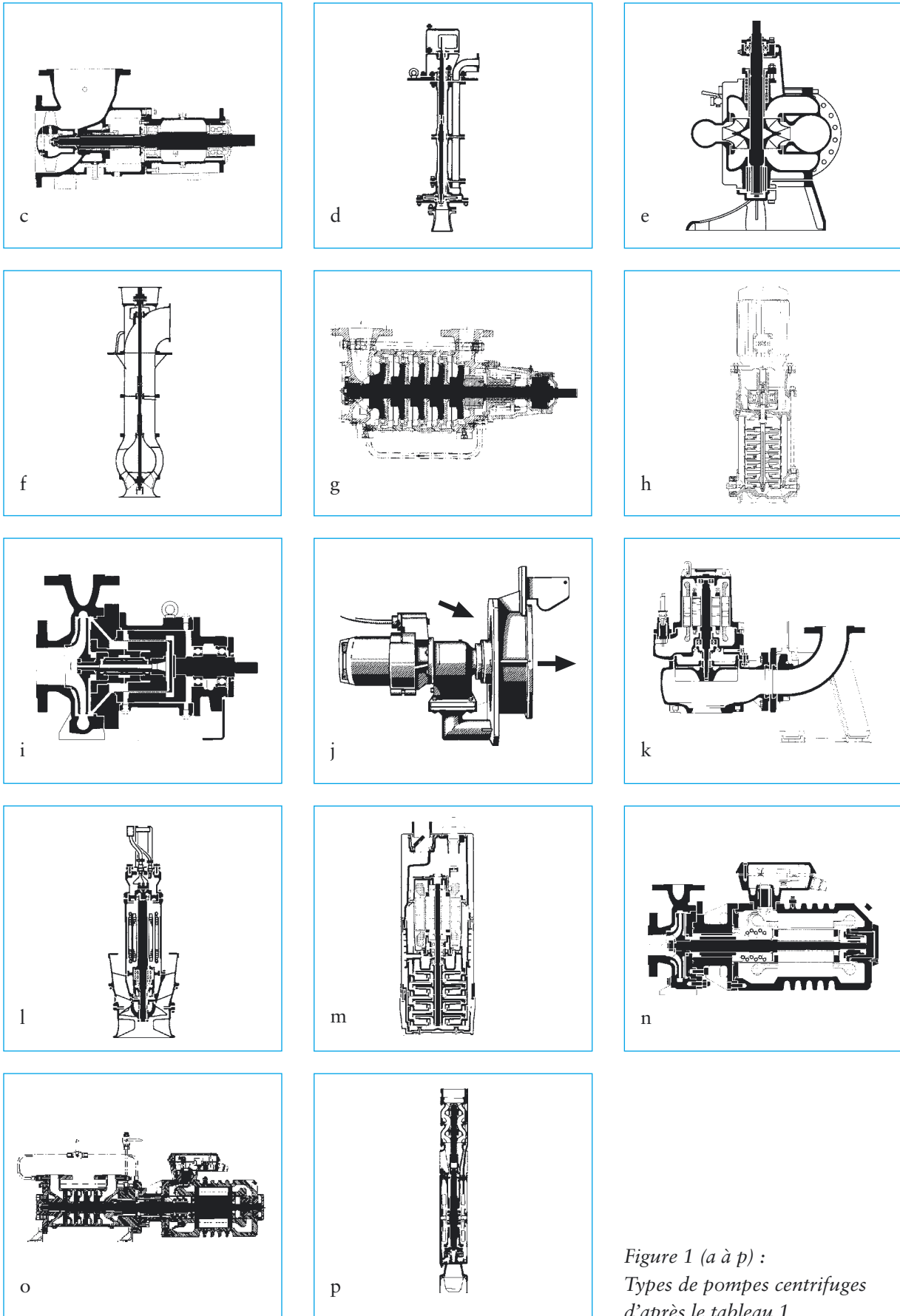
D'autres caractéristiques d'une pompe centrifuge sont en outre :

- le type d'installation, traité au chapitre 7.1,
- le diamètre nominal (pour la taille, en fonction du débit),
- la pression nominale (pour l'épaisseur des parois et des brides),
- la température (pour le refroidissement des étanchéités d'arbre par exemple),
- le fluide transporté (abrasif, agressif, nocif),
- le type de roue (radial / axial, en fonction de la vitesse de rotation spécifique)
- l'amorçage automatique,
- le joint de corps, la disposition des brides, un corps barrel, etc.

Tableau 1 : Types de base des pompes centrifuges

Nombre d'étages	monocellulaire						multicellulaire	
	horizontal		vertical		horiz.	vertic.		
Type de corps	radial	axial	radial	axial	corps d'étage			
Nombre de flux d'aspiration de la roue	1	2	1	1	2	1	1	1
Type de moteur, fig. n° 1.. Moteur (normalisé) sec	a	b	c	d	e	f	g	h
idem avec entraînement magnétique	i							
Moteur submersible (voir chap. 3.3.2)			j	k	l			m
Moteur à rotor noyé (voir chap. 3.3.2)	n						o	p





3 Dimensionnement pour le pompage de l'eau

Ce chapitre s'applique essentiellement à l'eau : les spécificités d'un dimensionnement pour d'autres fluides sont traitées dans les chapitres 4, 5 et 6.

3.1 Caractéristiques d'une pompe

3.1.1 Débit refoulé, Q , de la pompe

Le débit refoulé, Q , est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps, en m^3/s (unités également utilisées : l/s et m^3/h). Il est proportionnel à la vitesse de rotation de la pompe. Le débit de fuite ainsi que les écoulements dans les jeux ne sont pas compris dans le débit refoulé.

3.1.2 Hauteur manométrique totale, H , et pression de refoulement, Δp , de la pompe

La hauteur manométrique totale, H , d'une pompe est le travail mécanique utile, en Nm , fourni au fluide refoulé par unité de poids, en N , du fluide refoulé. Elle est exprimée en $\text{Nm}/\text{N} = \text{m}$ (et est également appelée colonne de fluide, m).

La hauteur manométrique totale est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation de la roue et indépendante de la masse volumique, ρ , du fluide refoulé, c.-à-d. une pompe centrifuge donnée élève à la même hauteur manométrique différents fluides (de même viscosité cinématique, ν), indépendamment de leur

masse volumique, ρ . Cette caractéristique s'applique à toutes les pompes centrifuges.

La hauteur manométrique totale, H , d'une pompe se compose, selon le théorème de Bernoulli (voir chapitre 3.2.1.1), de :

- la hauteur manométrique, H_p , proportionnelle à la différence des pressions statiques entre la bride de refoulement et la bride d'aspiration de la pompe,
- la cote géodésique, $z_{s,d}$ (figures 8 et 9), égale à la différence de hauteur entre la bride de refoulement et la bride d'aspiration de la pompe,
- la différence des hauteurs dynamiques $(v_d^2 - v_s^2)/2g$, entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe.

L'augmentation de pression dans la pompe Δp (noter la position des mesures selon le chapitre 7.3) est essentiellement fonction de la hauteur manométrique, H_p , associée à la masse volumique, ρ , du fluide refoulé

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot [H - z_{s,d} - (v_d^2 - v_s^2)/2g] \quad (1)$$

avec

- ρ masse volumique du fluide refoulé, en kg/m^3 ,
- g accélération de la pesanteur : $9,81 \text{ m/s}^2$,
- H hauteur manométrique totale de la pompe, en m ,
- $z_{s,d}$ cote géodésique entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe, en m (voir figures 8 et 9),

v_d vitesse d'écoulement au niveau de la bride de refoulement = $4 Q/\pi d_d^2$, en m/s ,

v_s vitesse d'écoulement au niveau de la bride d'aspiration = $4 Q/\pi d_s^2$, en m/s ,

Q débit de la pompe à la bride considérée, en m^3/s ,

d diamètre intérieur de la bride considérée, en m ,

Δp pression de refoulement en N/m^2 (conversion en bar : $1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ N}/\text{m}^2$).

Une masse volumique élevée augmente la pression de refoulement dans la pompe et en conséquence la pression de sortie de la pompe. La pression de sortie est la somme de la pression de refoulement et de la pression d'entrée, elle est limitée par la résistance du corps de pompe. Il faut de plus tenir compte de la limitation de la résistance du corps de pompe par la température.

3.1.3 Rendement, η , et puissance absorbée, P , au niveau de l'arbre de pompe

La puissance absorbée, P , d'une pompe est la puissance mécanique absorbée, en kW ou en W , au niveau de l'arbre ou de l'accouplement de la pompe. Elle est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation et est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \text{ en W} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ en kW} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta} \text{ en kW} \quad (2)$$

avec

ρ masse volumique, en kg/m^3 ,

Q débit refoulé, en m^3/s ,

g accélération de la pesanteur = $9,81 \text{ m/s}^2$,

H hauteur manométrique totale, en m,

η rendement, compris entre 0 et <1 (non en %).

Le rendement de la pompe, η , est indiqué sur les courbes caractéristiques (voir chapitre 3.1.6).

La puissance absorbée, P , de la pompe peut être également déterminée avec une précision suffisante à partir des courbes caractéristiques de la pompe (voir

chapitre 3.1.6) pour une masse volumique $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. La puissance absorbée pour des fluides d'une autre masse volumique, ρ , est obtenue par un calcul proportionnel de la puissance absorbée indiquée, P .

Dans le cas du transport de fluides ayant une viscosité supé-

rieure à celle de l'eau (voir chapitre 4) ou une teneur élevée en matières solides (voir chapitre 6), il faut prévoir une puissance absorbée plus importante (il en est de même pour le transport des eaux usées, voir chapitre 3.6).

La masse volumique, ρ , a une relation linéaire avec la puissance absorbée, P , de la pompe. Il faut donc, dans le cas d'une masse volumique très élevée, prendre en compte les valeurs maximales autorisées de la puissance du moteur (chapitre 3.3.3) et du couple (en raison des contraintes sur l'accouplement, l'arbre et les clavettes) !

3.1.4 Vitesse de rotation, n

Les vitesses de rotation d'une pompe entraînée par un moteur

triphase (moteur asynchrone à rotor en court-circuit selon la norme CEI), indiquées ci-dessous, sont des vitesses de référence :

quelques kW, sinon, en général par des variateurs de fréquence), par boîtes de vitesse et transmissions à courroie ainsi que par entraînement par turbines ou machines à combustion interne.

Tableau 2 : Vitesses de rotation de référence

Nombre de pôles	2	4	6	8	10	12	14
Fréquence	Vitesse de référence des courbes caractéristiques en min^{-1}						
à 50 Hz	2900	1450	960	725	580	480	415
à 60 Hz	3500	1750	1160	875	700	580	500

En général, les moteurs triphasés tournent (en fonction de la puissance, P , et du fabricant) à des vitesses légèrement plus élevées [1], dont le constructeur de pompes peut tenir compte, en accord avec le client, lors de la détermination de la pompe ; les lois générales du chapitre 3.4.3 (loi de similitude) s'appliquent également dans ce cas. Les cour-

bes caractéristiques des groupes submersibles et des groupes immergés sont déjà calculées pour les vitesses de rotation effectives des machines d'entraînement correspondantes.

Les pompes peuvent fonctionner à d'autres vitesses de rotation par variation de la vitesse (p. ex. par commande par angle de phase pour des puissances de

3.1.5 Vitesses de rotation spécifique, n_q , et types de roue

La vitesse de rotation spécifique, n_q , est un nombre comparatif issu des règles de similitude de la mécanique des fluides, qui permet de comparer des roues de différentes tailles et de classer la forme optimale (voir figure 2) ainsi que la forme de la courbe caractéristique correspondante (voir chapitre 3.1.6, figure 5) en présence de différentes caractéristiques de fonctionnement, (débit Q_{opt} , hauteur manométrique, H_{opt} , et vitesse de rotation, n , d'une

roue de pompe au point du meilleur rendement, η_{opt}).

n_q est la vitesse de rotation supposée d'une roue modifiée, géométriquement équivalente, pour un débit de $1 \text{ m}^3/\text{s}$, une hauteur manométrique de 1 m au point du meilleur rendement, dans la même unité que celle de la vitesse de rotation. Elle peut être indiquée sans dimension, comme caractéristique du modèle de roue, d'après le membre de droite de l'équation suivante [2] :

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}/1}}{(H_{opt}/1)^{3/4}} = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(g \cdot H_{opt})^{3/4}} \quad (3)$$

avec Q_{opt} en m^3/s
 H_{opt} en m
 n en min^{-1}
 n_q en min^{-1}

Q_{opt} en m^3/s = débit à η_{opt}
 H_{opt} en m = hauteur manométrique à η_{opt}
 n en $1/\text{s}$ = vitesse de rotation de la pompe,
 n_q valeur caractéristique sans dimension,
 g $9,81 \text{ m/s}^2$ = accélération de la pesanteur

Employer pour H_{opt} , la hauteur manométrique totale optimale d'un seul étage dans le cas de pompes multicellulaires ; employer pour Q_{opt} , le débit optimal d'une demi-roue dans le cas de roues à double flux.

Lorsque la vitesse de rotation spécifique, n_q , augmente, l'écoulement dans les roues avec sortie radiale, passe de radial à semi-

axial (« diagonal ») et enfin à uniquement axial (voir figure 2) ; les organes diffuseurs sur les corps de pompe radiaux (p. ex. volutes) deviennent de plus en plus volumineux tant qu'une sortie d'écoulement radiale est encore possible. Ensuite, l'écoulement en sortie ne peut être qu'axial (par ex. dans les corps de pompe tubulaires).

Valeurs approximatives :

n_q jusqu'à 25 environ	roue radiale (roue haute pression),
jusqu'à 40 environ	roue radiale (roue moyenne pression),
jusqu'à 70 environ	roue radiale (roue basse pression),
jusqu'à 160 environ	roue semi-axiale (roue hélicoïdale, roue diagonale),
de 140 à 400 environ	roue axiale (roue hélice).

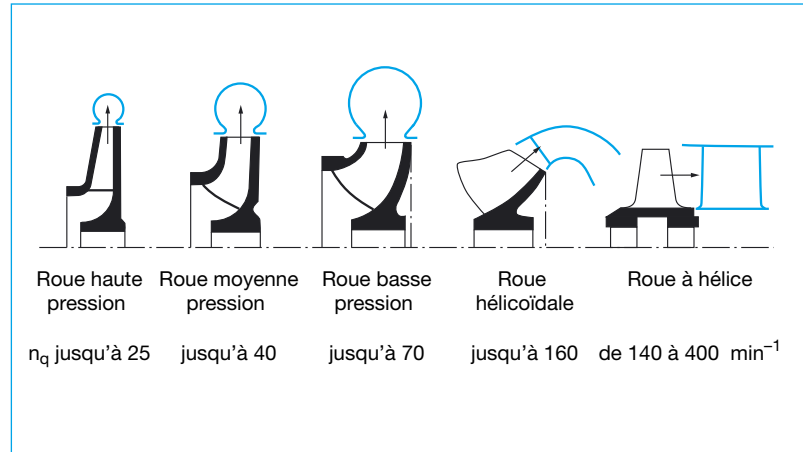


Figure 2 : Types de roues de pompes centrifuges en fonction de la vitesse spécifique, n_q . Les corps de pompe monoétagés ne sont pas représentés.

La détermination graphique est représentée sur la figure 3. D'autres formes de roue sont représentées sur la figure 4 : les roues ouvertes à ailettes radiales sont employées dans les pompes auto-amorçantes. La plage de la vitesse de rotation spécifique des roues périphériques est élargie vers les valeurs inférieures, jusqu'à $n_q = 5$ environ (un modèle de pompe à trois étages est possible) ; pour des vitesses spécifiques encore plus basses, il faut préférer les pompes volumétriques rotatives (p. ex. pompes à vis excentrée d'une vitesse $n_q = 0,1$ à 3) ou des pompes volumétriques alternatives (pompes à piston).

La valeur numérique de la vitesse spécifique est nécessaire lors du choix des facteurs d'influence, pour le calcul des courbes caractéristiques des pompes lorsqu'elles refoulent des fluides visqueux ou chargés (voir chapitres 4 et 6).

Dans les pays anglo-saxons, la vitesse de rotation spécifique est

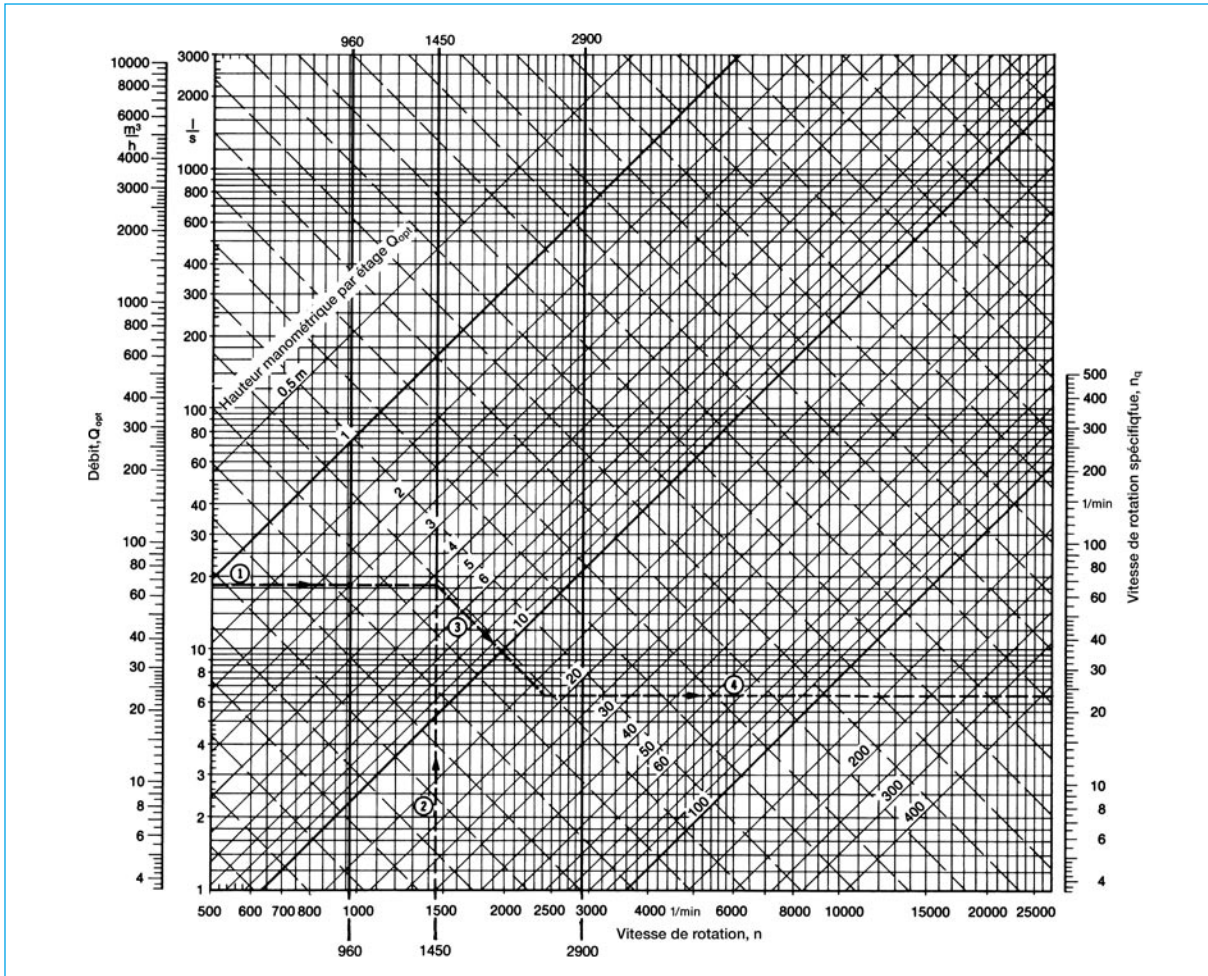
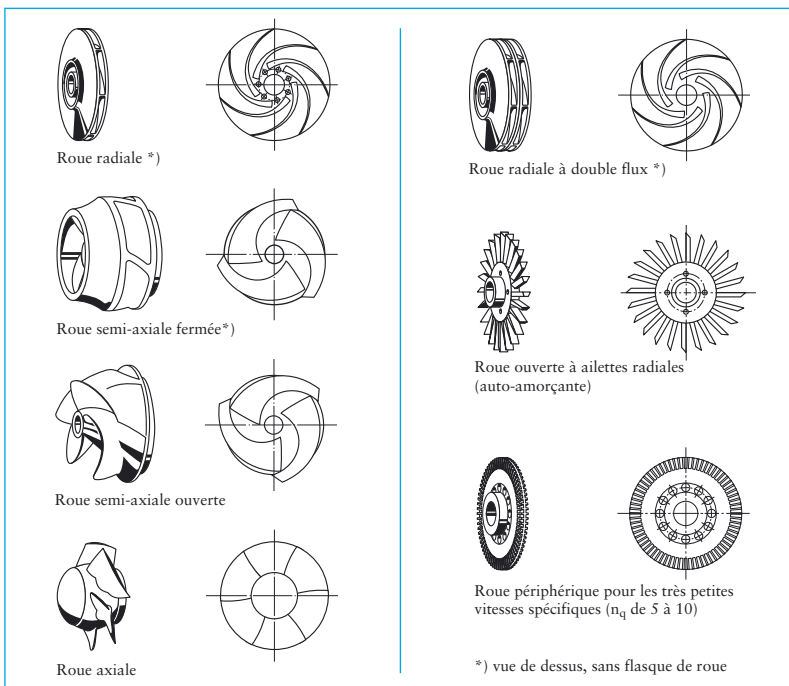


Figure 3 : Détermination graphique de la vitesse spécifique, n_q , (agrandissement : voir page 84)
 Exemple : $Q_{opt} = 66 m^3/h = 18,3 l/s$; $n = 1450 1/min$; $H_{opt} = 17,5 m$. Résultat : $n_q = 23 1/min$



désignée par le « nombre K », aux USA par N_s :

Conversion :

$$\begin{aligned} K &= n_q / 52,9 \\ N_s &= n_q / 51,6 \end{aligned} \quad (4)$$

3.1.6 Courbes caractéristiques des pompes

Contrairement à une pompe volumétrique (p. ex. pompe à piston), la pompe centrifuge fournit à vitesse de rotation

Figure 4 : Types de roue pour des fluides non chargés

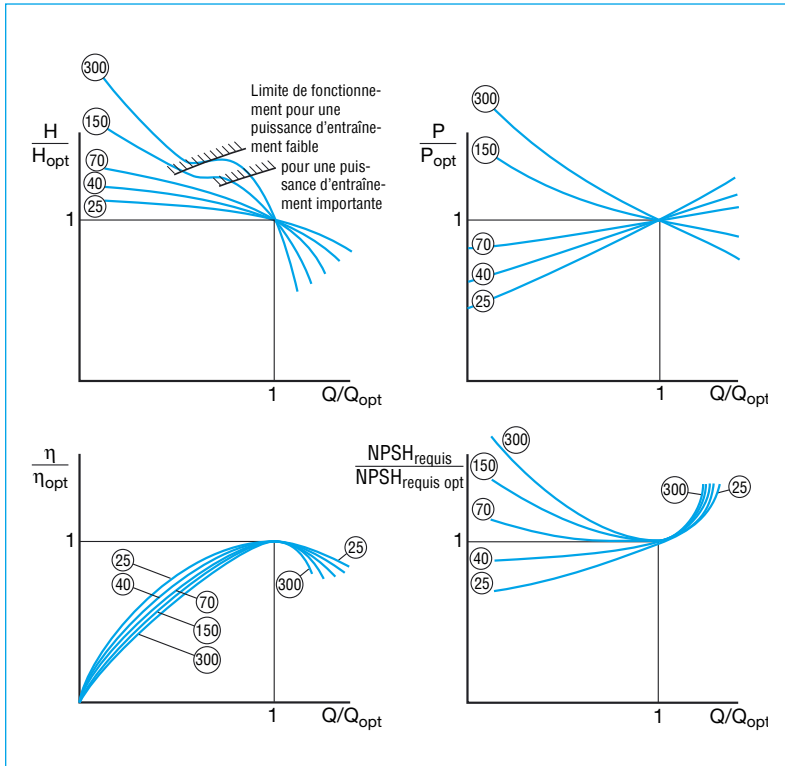


Figure 5 : Influence générale de la vitesse spécifique, n_q , sur les courbes caractéristiques des pompes centrifuges (pas à l'échelle ! $NPSH_{requis}$ voir chapitre 3.5.4)

constante un débit, Q , variable (qui augmente lorsque la hauteur manométrique totale, H , diminue). Elle peut donc s'adapter à une variation dans la courbe caractéristique de réseau (voir chapitre 3.2.2). En outre, la puissance absorbée, P , et par suite le rendement, η , et la valeur $NPSH_{requis}$ (voir chapitre 3.5.2), dépendent du débit, Q . Les évolutions et relations de ces grandeurs sont représentées graphiquement par les courbes caractéristiques, qui dépendent de la vitesse de rotation spécifique, n_q , et qui caractérisent donc le comportement en fonctionnement de la pompe centrifuge (comparaison des courbes caractéristiques : voir figure 5 ; exemples : voir figure 6). La courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale

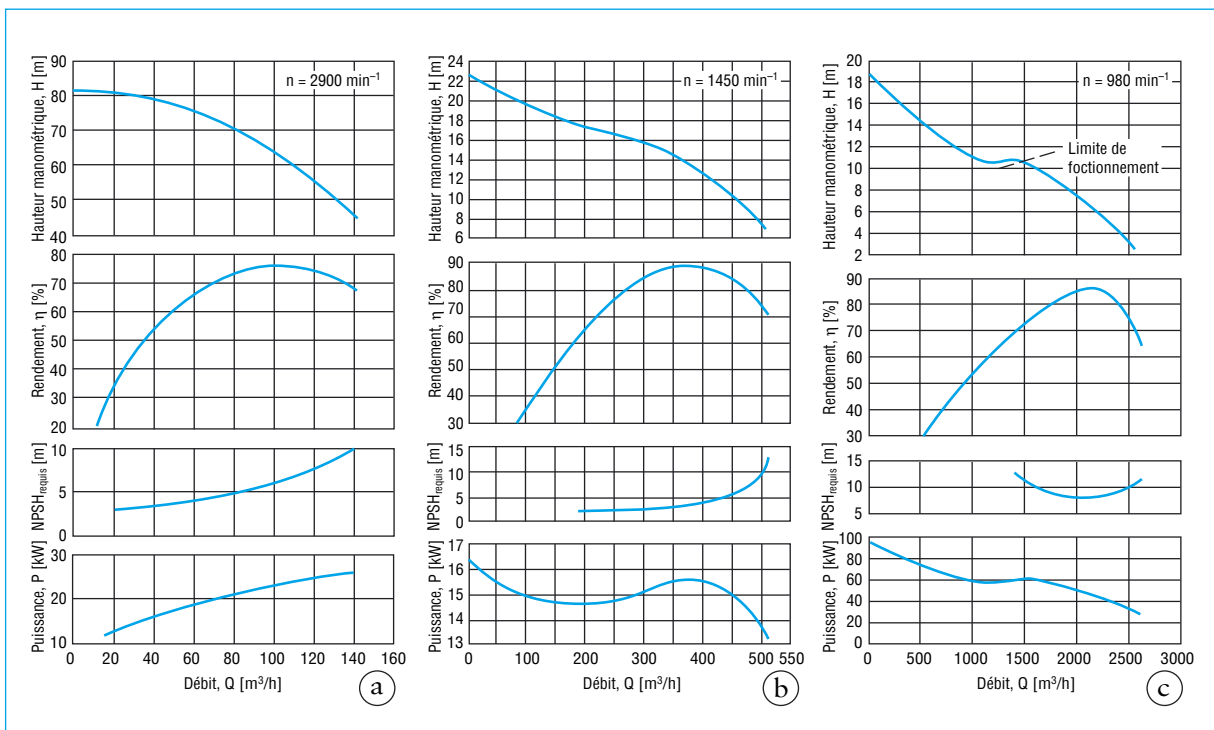


Figure 6 : Trois exemples de courbes caractéristiques de pompes tournant à différentes vitesses spécifiques *a* : avec roue radiale, $n_q \approx 20$; *b* : avec roue semi-axiale $n_q \approx 80$; *c* : avec roue axiale $n_q \approx 200$. ($NPSH_{requis}$ voir chapitre 3.5.4)

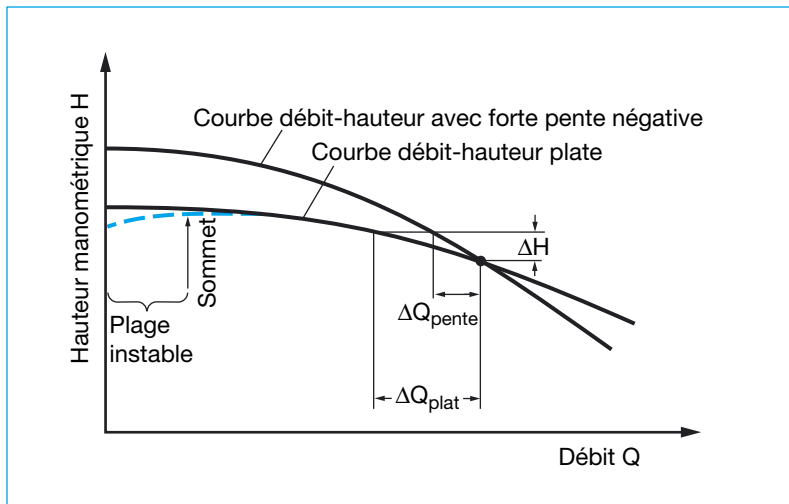


Figure 7 : Courbes caractéristiques à forte pente, plates ou instables

de la pompe est aussi appelée courbe débit-hauteur.

En principe, la courbe débit-hauteur est plate ou sa pente est négative. La variation du débit, Q , est, pour une même différence de hauteur manométrique, ΔH , moins importante lorsque la pente de la courbe débit-hauteur est forte que lorsque la

pente est faible (figure 7). Ceci peut être un avantage pour la régulation du débit.

Les courbes débit-hauteur ont normalement une évolution stable, c'est-à-dire la hauteur manométrique totale diminue lorsque le débit, Q , croît. Pour de petites vitesses de rotation spécifiques et dans la plage des

faibles débits (c'est-à-dire par extrême charge partielle), la hauteur manométrique totale, H , peut diminuer avec le débit, Q (tirets sur la figure 7), c'est-à-dire qu'elle est instable. Cette forme de courbe caractéristique ne doit être évitée que si elle peut avoir deux points d'intersection avec la courbe caractéristique de réseau, en particulier si la pompe est prévue pour le fonctionnement en parallèle, à charge partielle (voir chapitre 3.4.4) ou si elle doit refouler dans la plage instable, dans un réservoir sous pression accumulateur d'énergie (= rempli de gaz ou de vapeur) ; dans tous les autres cas, elle est équivalente à la courbe débit-hauteur stable.

Sauf indication contraire, les courbes caractéristiques se réfèrent à la masse volumique, ρ , et à la viscosité cinématique, ν , de l'eau froide, dégazée.

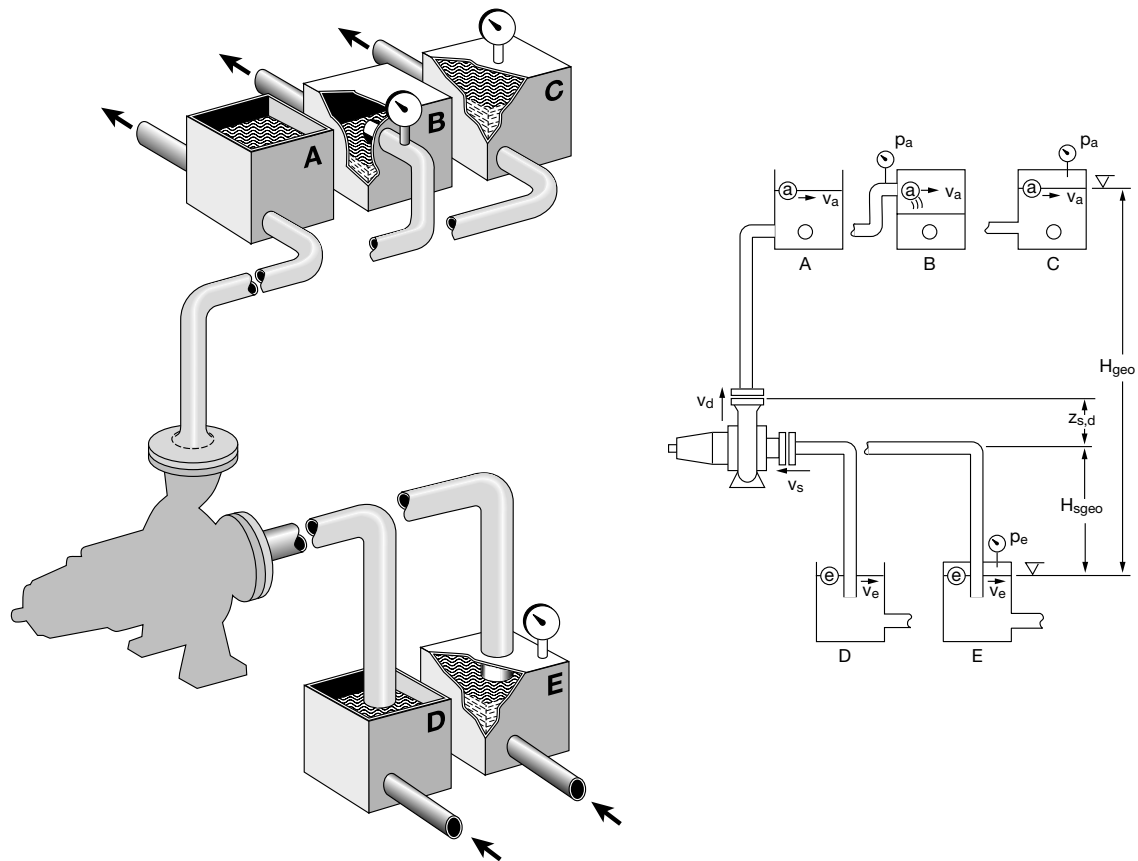


Figure 8 : Installations avec pompes centrifuges et différentes configurations de réservoirs, en fonctionnement en aspiration.

A = réservoir sous pression ouvert avec embout de tuyau au-dessous du niveau d'eau

B = réservoir sous pression fermé avec sortie libre du tuyau

C = réservoir sous pression fermé avec embout de tuyau au-dessous du niveau de l'eau

D = réservoir d'aspiration ou d'amenée ouvert

E = réservoir d'aspiration ou d'amenée fermé

v_a et v_e sont les vitesses d'écoulement (faibles, en général négligeables) aux points (a) dans les réservoirs A et C, resp. aux points (e) dans les réservoirs D et E ; toutefois, dans le cas B, v_a est la vitesse non-négligeable de sortie de la section du tuyau (a).

3.2 Caractéristiques de l'installation

3.2.1 Hauteur totale, H_A , de l'installation

3.2.1.1 Équation de Bernoulli

L'équation de Bernoulli postule l'équivalence des formes d'éner-

gie avec les formes apparentes géométriques, statiques et dynamiques. La hauteur totale, H_A , de l'installation se compose ainsi, pour un écoulement supposé sans frottement, des trois composantes suivantes (voir figures 8 et 9) :

- H_{geo} (hauteur géométrique) : différence de cote entre les niveaux du fluide des côtés aspiration et refoulement. Si la conduite de refoulement arrive au-dessus du niveau du liquide, on se réfère au centre de la section de sortie (voir figures 8B et 9B).

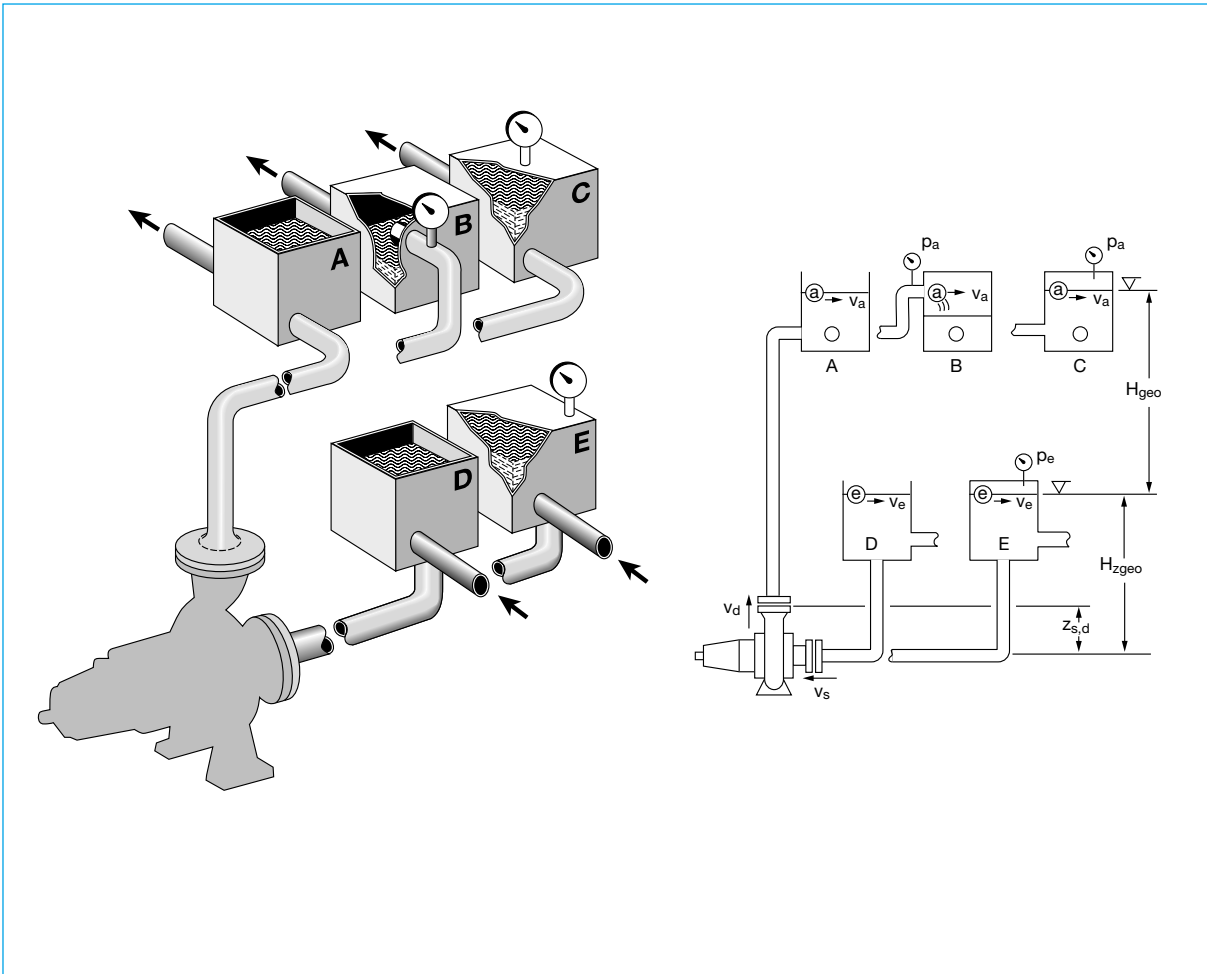


Figure 9 : Installations avec pompes et différentes configurations de réservoirs, en fonctionnement en charge. Légende identique à celle de la figure 8.

- $(p_a - p_e)/(Q \cdot g)$: différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement, dans le cas d'un réservoir fermé au moins, B, C ou E (voir figures 8B, C, E et 9B, C, E).
- $(v_a^2 - v_e^2)/2g$: différence entre les hauteurs dynamiques dans les réservoirs.
- $\sum H_v$ est la somme de toutes les pertes de charge (= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, raccords de tuyauteries, etc. des conduites d'aspiration et de refoulement, ainsi que pertes à

l'entrée et à la sortie, voir chapitre 3.2.1.2), qui sont appelées dans la pratique pertes de charge de l'installation.

La hauteur totale, H_A , de l'installation est calculée à partir de ces quatre composantes :

$$H_A = H_{geo} + (p_a - p_e)/(Q \cdot g) + (v_a^2 - v_e^2)/2g + \sum H_v \quad (5)$$

Dans le cas d'un écoulement réel, il faut ajouter à ces composantes les pertes par frottement (= pertes de charge) :

avec
toutes les hauteurs manométriques, H , en m,
toutes les pressions, p , en Pa (1 bar = 100 000 Pa),
toutes les vitesses, v , en m/s, la masse volumique, ρ , en kg/m^3 ,
accélération de la pesanteur : $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

En pratique, la différence des hauteurs dynamiques est souvent négligée. L'équation (5) se simplifie alors, dans le cas d'un réservoir fermé au moins B, C ou E (voir figures 8B, C, E et 9B, C, E) à :

$$H_A \approx H_{\text{geo}} + (p_a - p_e) / (\rho \cdot g) + \Sigma H_v \quad (6)$$

et dans le cas de réservoirs ouverts A et D (voir figures 8A, D et 9A, D) à

$$H_A \approx H_{\text{geo}} + \Sigma H_v. \quad (7)$$

3.2.1.2 Perte de pression, p_v due à la résistance à l'écoulement

La perte de pression, p_v , est engendrée par le frottement sur les parois de toutes les tuyauteries et par les différentes résistances engendrées dans les robinetteries, les raccords de tuyauterie, etc.. Elle est calculée à partir de la perte de charge, H_v , indépendante de la masse volumique, ρ , d'après l'équation

$$p_v = \rho \cdot g \cdot H_v \quad (8)$$

avec

- ρ masse volumique, en kg/m^3 ,
- g accélération de la pesanteur $9,81 \text{ m/s}^2$,
- H_v perte de charge, en m,
- p_v perte de pression, en Pa ($1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa}$).

3.2.1.2.1 Pertes de charge, H_v , dans les tuyauteries droites

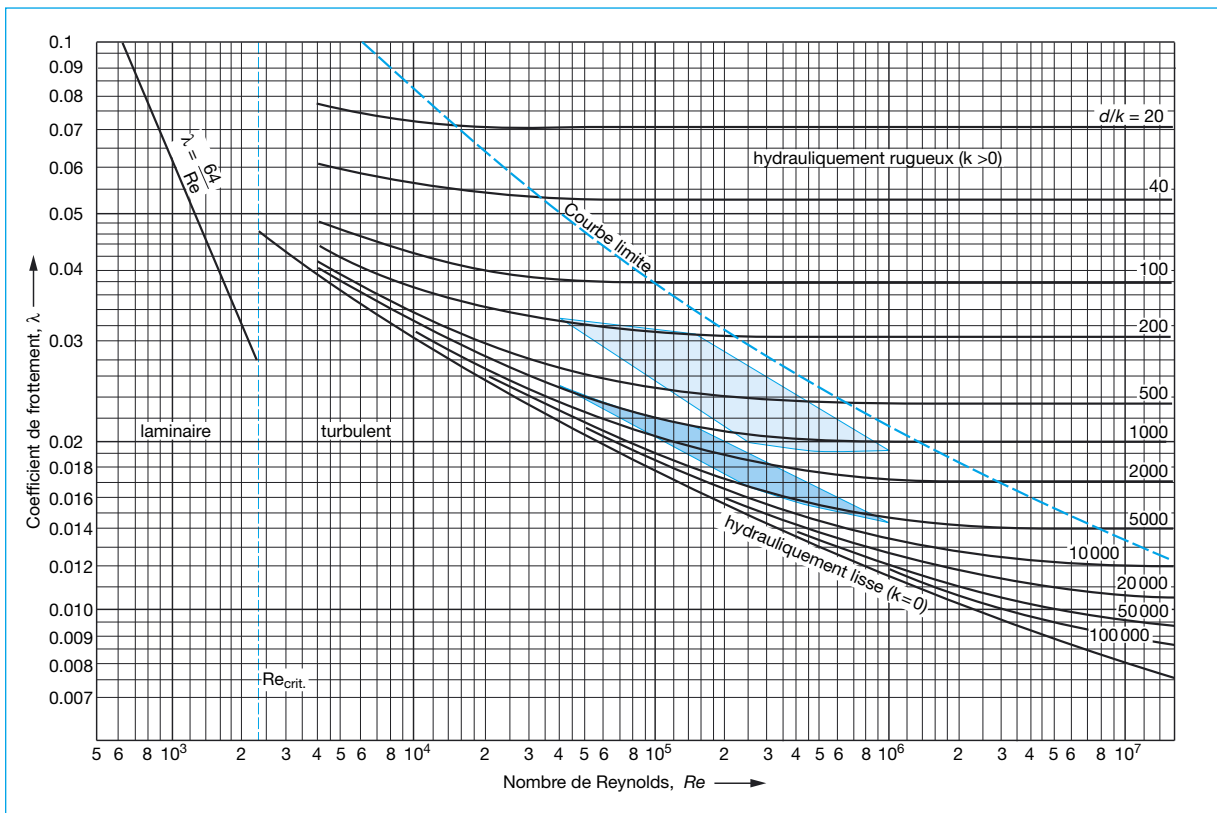
Les pertes de charge d'un écoulement dans des tuyauteries droites, d'une section circulaire, vérifient en général l'équation suivante :

$$H_v = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

avec

- λ coefficient de frottement des tuyauteries d'après les équations (12) à (14),
- L longueur de la tuyauterie, en m,
- d diamètre intérieur des tuyauteries, en m,
- v vitesse d'écoulement, en m/s ($= 4Q / \pi d^2$ avec Q en m^3/s),
- g accélération de la pesanteur : $9,81 \text{ m/s}^2$.

Figure 10 : Coefficient de frottement dans les tuyauteries, λ , en fonction du nombre de REYNOLDS, Re , et de la rugosité relative, d/k (agrandissement, voir page 85)



Pour des sections non-circulaires, on aura :

$$d = 4A/U \quad (10)$$

avec

A section de passage parcourue par le fluide, en m^2 ,

U périmètre mouillé de la section de l'écoulement, A, en m, la surface libre d'un conduit ouvert n'étant pas compté dans le périmètre.

Vitesses d'écoulement conseillées pour l'eau froide :

conduite

d'aspiration 0,7 – 1,5 m/s,

conduite de

refoulement 1,0 – 2,0 m/s,

pour l'eau chaude :

conduite

d'aspiration 0,5-1,0 m/s,

conduite de

refoulement 1,5-3,5 m/s.

Le coefficient de frottement des tuyauteries, λ , a été déterminé expérimentalement et est représenté sur la figure 10. Il dépend uniquement de l'écoulement du fluide véhiculé et de la rugosité relative d/k de la tuyauterie traversée. L'écoulement est caractérisé par le nombre de REYNOLDS, Re , selon la loi des modèles. Pour des tuyaux de section circulaire :

$$Re = v \cdot d/\nu \quad (11)$$

avec

v vitesse d'écoulement, en m/s
(= $4Q/\pi d^2$ avec Q en m^3/s),

d diamètre intérieur de la tuyauterie, en m,

ν viscosité cinématique, en m^2/s , (pour l'eau à 20 °C : $1,00 \cdot 10^{-6} m^2/s$ exactement).

Pour des sections de tuyau non-circulaires, le diamètre, d, est déterminé par l'équation (10).

Pour des tuyaux hydrauliquement lisses (p. ex. tuyaux en métal étiré à chaud ou tuyaux en matière synthétique tels que PE ou PVC) ou dans le cas d'écoulement laminaire, λ peut être également déterminé par le calcul :

Dans la plage de l'écoulement laminaire, avec $Re < 2320$, λ est indépendant de la rugosité

$$\lambda = 64/Re \quad (12)$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent, avec $Re > 2320$, les relations dans les tuyaux hydrauliquement lisses, sont données par l'équation empirique de ECK (jusqu'à $Re < 10^8$, les écarts sont inférieurs à 1%) :

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\lg \frac{Re}{7}\right)^2} \quad (13)$$

Selon la figure 10, le coefficient de frottement des tuyauteries, λ , dépend également d'un autre paramètre sans dimension, de la rugosité relative de la paroi intérieure du tuyau, d/k ; k étant la rugosité absolue moyenne (granulométrie) de la paroi intérieure du tuyau, pour laquelle des valeurs indicatives sont mentionnées dans le tableau 3. A noter que d et k doivent être de même dimension, p. ex. en mm !

Comme le montre la figure 10, λ ne dépend plus que de la rugosité relative d/k au-dessus de la courbe limite. Selon l'équation

empirique de MOODY, on peut poser dans cette plage :

$$\lambda = 0,0055 + 0,15/\sqrt[3]{(d/k)} \quad (14)$$

La figure 11 montre, pour une utilisation pratique, les pertes de charge, H_v , par 100 m de tuyau métallique droit en fonction du débit, Q, et du diamètre intérieur, d. Les valeurs ne s'appliquent qu'à l'eau froide pure ou à des fluides de même viscosité cinématique, pour des tuyauteries totalement remplies et pour des rugosités absolues de la paroi intérieure de $k = 0,05$ mm, p. ex. pour de tuyaux en métal neufs, sans soudure ou soudés longitudinalement (noter le diamètre intérieur selon le tableau 4).

L'influence d'une plus grande rugosité, k, des parois est démontrée ci-après sur la figure 11 pour une plage souvent utilisée (diamètre nominal de 50 à 300, vitesse d'écoulement de 0,8 à 3,0 m/s) : Cette **zone avec quadrillage serré de la figure 11 correspond** à la zone également marquée de la **figure 10** pour une rugosité absolue moyenne $k = 0,05$ mm. Pour une **rugosité 6 fois plus importante** (ancien tuyau en métal légèrement incrusté, avec $k = 0,30$ mm), les coefficients de frottement, λ , de la figure 10 (et donc les pertes de charge, H_v , proportionnellement) sont dans la **zone avec quadrillage large, uniquement 25 – 60% plus élevés qu'auparavant**.

Dans les conduites d'eaux usées, la rugosité de la paroi intérieure des tuyaux, augmentée par les

Tableau 3 : Rugosité moyenne, k , (rugosité absolue) des tuyauteries (approximation)



Tuyau en :	État de la paroi intérieure	1 m	5	10	50	100	500	1000	5000	10 ⁴
Acier	neuf, sans soudures, peau de lam. décapé galvanisé									
	avec soudure longitudinale bitumé galvanisé cimenté									
	riveté									
	usagé, moyennement rouillé légèrement incrusté fortement incrusté après nettoyage									
Ciment avec amiante	neuf									
Argile (drainage)	neuf									
Béton	neuf, brut									
	avec enduit lisse									
Béton centrifugé	neuf, brut									
	avec enduit lisse									
Béton d'acier	neuf, avec enduit lisse									
Tout béton	ancien, avec enduit lisse									
Métal	étiré									
Verre, matière synthétique										
Tuyau flexible	neuf, non fragile									
Bois	neuf									
	après service prolongé avec de l'eau									
Murage										

k en mm → 0,001 0,005 0,01 0,05 0,1 0,5 1 5 10

Tableau 4 : Diamètre intérieur, d , et épaisseur de paroi, s , en mm et poids des tuyaux de commerce en acier ainsi que leur capacité en eau, en kg/m, selon la norme ENV 10 220 (auparavant DIN ISO 4200).
 D = diamètre extérieur, s = épaisseur de paroi.

DN	D	Toutes les dimensions en mm				Tuyau sans soudure		Tuyau soudé	
		sans soudure		soudé		Poids en kg/m		Poids en kg/m	
		s *	d	s **	d	Tuyau	Eau	Tuyau	Eau
15	21,3	2,0	17,3	1,8	17,7	0,952	0,235	0,866	0,246
20	26,9	2,0	22,9	1,8	23,3	1,23	0,412	1,11	0,426
25	33,7	2,3	29,1	2,0	29,7	1,78	0,665	1,56	0,692
32	42,4	2,6	37,2	2,3	37,8	2,55	1,09	2,27	1,12
40	48,3	2,6	43,1	2,3	43,7	2,93	1,46	2,61	1,50
50	60,3	2,9	54,5	2,3	55,7	4,11	2,33	3,29	2,44
65	76,1	2,9	70,3	2,6	70,9	4,71	3,88	5,24	3,95
80	88,9	3,2	82,5	2,9	83,1	6,76	5,34	6,15	5,42
100	114,3	3,6	107,1	3,2	107,9	9,83	9,00	8,77	9,14
125	139,7	4,0	131,7	3,6	132,5	13,4	13,6	12,1	13,8
150	168,3	4,5	159,3	4,0	160,3	18,2	19,9	16,2	20,2
200	219,1	6,3	206,5	4,5	210,1	33,1	33,5	23,8	34,7
250	273,0	6,3	260,4	5,0	263,0	41,4	53,2	33,0	54,3
300	323,9	7,1	309,7	5,6	312,7	55,5	75,3	44,0	76,8
350	355,6	8,0	339,6	5,6	344,4	68,6	90,5	48,3	93,1
400	406,4	8,8	388,8	6,3	393,8	86,3	118,7	62,2	121,7
500	508,0	11,0	486,0	6,3	495,4	135	185,4	77,9	192,7
600	610,0	12,5	585,0	6,3	597,4	184	268,6	93,8	280,2

* à partir de DN 32 : identique à DIN 2448

** à partir de DN 25 : identique à DIN 2458

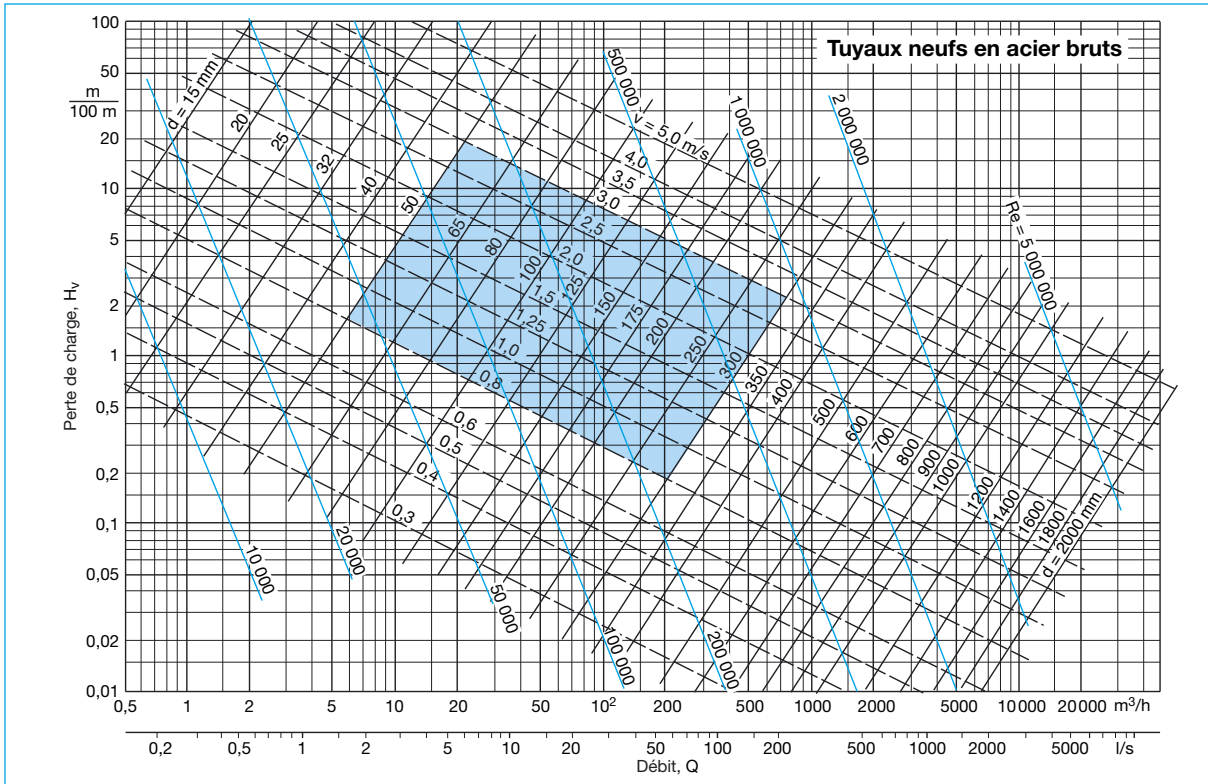


Figure 11 : Pertes de charge, H_v , pour des tuyaux en acier neufs ($k = 0,05 \text{ mm}$) (agrandissement, voir page 86)

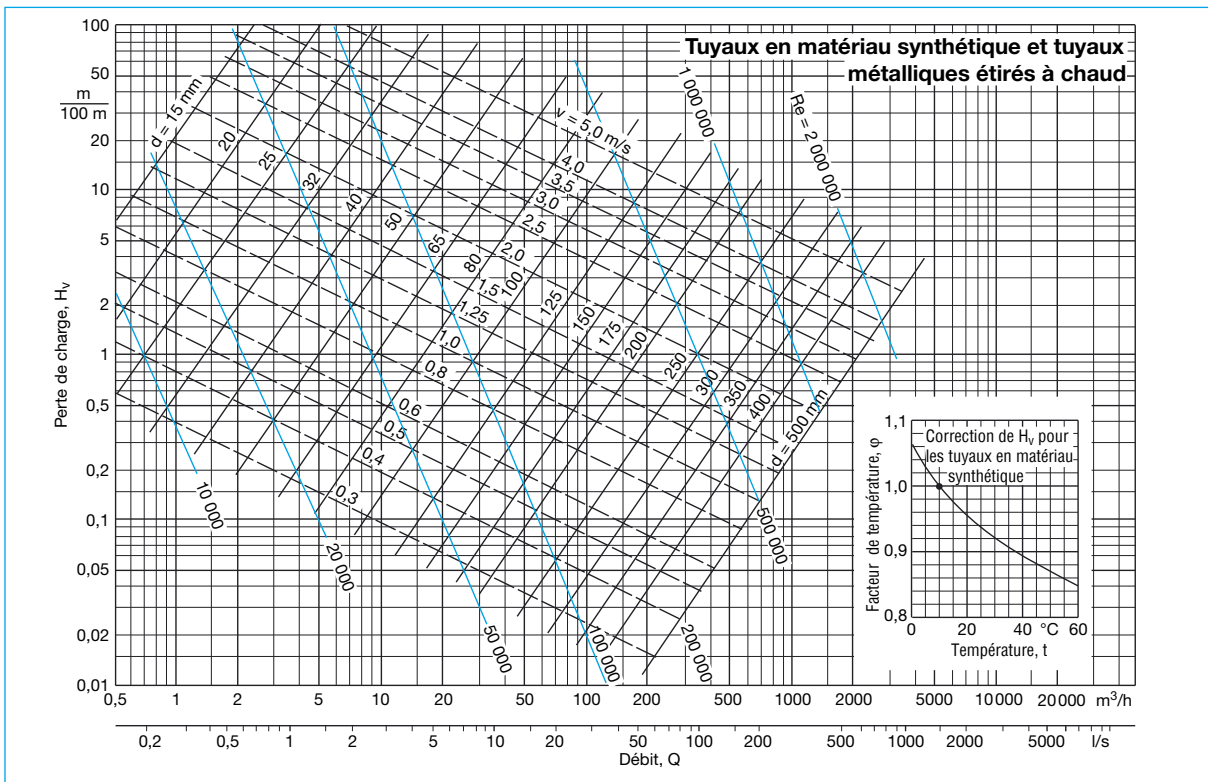


Figure 12 : Pertes de charge, H_v , pour des tuyaux hydrauliquement lisses ($k = 0$) (agrandissement, voir page 87). (Pour les tuyaux en matériaux synthétiques, valeurs indiquées à $t \neq 10 \text{ }^\circ\text{C}$, multiplier sinon par un facteur de température φ)

impuretés, doit être prise en compte (voir chapitre 3.6). Pour des tuyaux fortement encrassés, la perte de charge effective ne peut être déterminée que par des essais. Des différences par rapport au diamètre théorique entraînent en plus d'importantes variations de la perte de charge. En effet, le diamètre intérieur des tuyauteries intervient à la puissance 5 dans l'équation (9) ! (Une réduction de 5% du diamètre intérieur, par exemple, entraîne une augmentation de 30 % de la perte de charge). Le diamètre intérieur ne doit donc pas être simplement remplacé

par le diamètre nominal dans les calculs !

Les pertes de charge, H_v , dans les tuyauteries synthétiques (PE ou PVC p. ex.) ou en métal étiré à chaud sont très basses en raison de la surface lisse des tuyaux, elles sont représentées sur la figure 12. Les pertes de charge ainsi déterminées s'appliquent à l'eau à une température de 10 °C. Si la température est différente, il faut multiplier les pertes de charge des tuyaux synthétiques par un facteur de température, indiqué sur la figure 12, en raison de la dilatation thermique. Pour les eaux

usées ou pour l'eau non traitée, prévoir une majoration de 20 à 30 % en raison des éventuels dépôts (voir chapitre 3.6).

3.2.1.2.2 Pertes de charge, H_v , dans les robinetteries et les raccords de tuyauterie

Les pertes de charge, H_v , dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie sont de la forme

$$H_v = \zeta \cdot v^2 / 2g \quad (15)$$

avec

ζ coefficient de perte de charge,
 v vitesse d'écoulement dans une section caractéristique pour les pertes de charge, A , (p.ex. au niveau des brides), en m/s,
 g accélération de la pesanteur : 9,81 m/s².

Les tableaux 5 à 8 et les figures 13 à 15 fournissent des informations sur les différents coefficients de perte de charge, ζ , dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie, pour un fonctionnement avec de l'eau froide.

Les valeurs minimales et maximales indiquées dans le tableau 5 comprennent les valeurs caractéristiques des principaux ouvrages techniques et s'appliquent aux robinetteries totalement ouvertes et traversées par un flux régulier. Les pertes générées en aval d'une robinetterie sur une longueur de 12 x DN sont dues à la régularisation de l'écoulement perturbé, elles sont comprises dans les valeurs ζ selon la directive VDI/VDE 2173. Les valeurs peuvent être parfois très dispersées, en fonc-

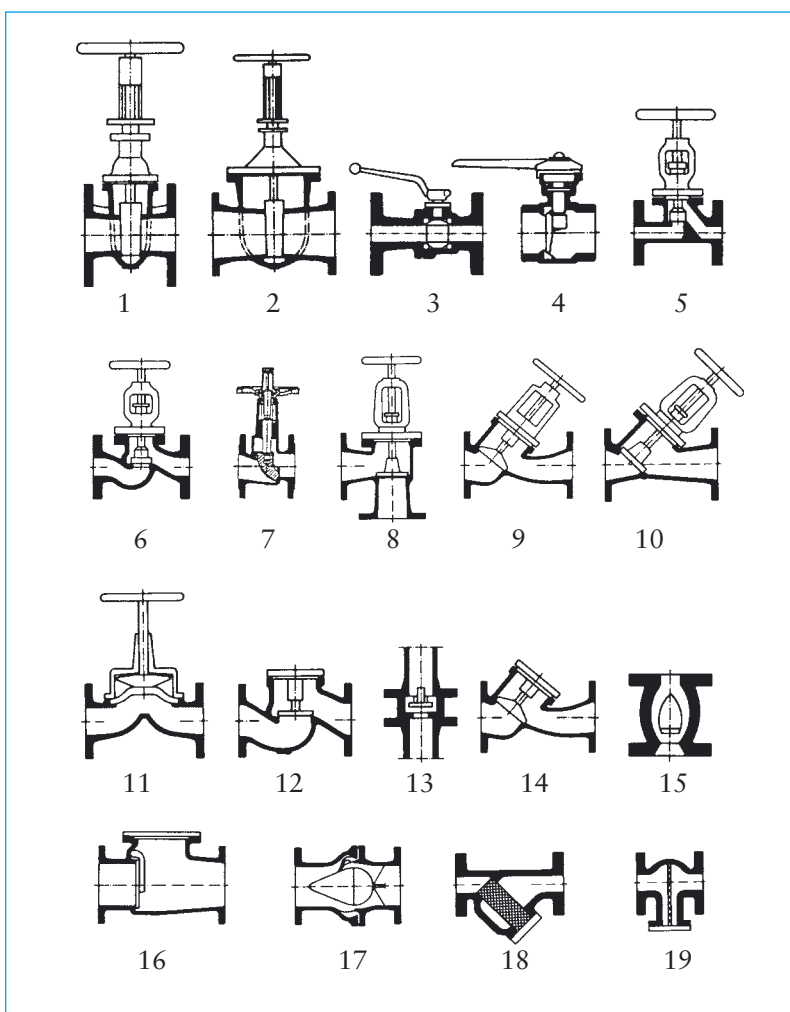


Figure 13 : Représentation schématique des types de robinetterie d'après le tableau 5

Tableau 5 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN)

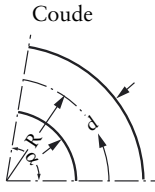
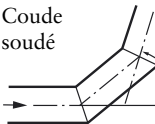
Type de robinetterie	Type de cons.	Coefficient de perte de charge, ζ , pour DN =																Remarques																
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500		600	800	1000													
Robinettes d'arrêt	Robinettes à opercule plat (d _E = DN)	1	0,1	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3									0,1 0,3	pour d _E < DN voir 1)													
	Robinettes à opercule rond (d _E = DN)	2					0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,11		0,14												
	Robinettes à boiseau sphérique (d _E = DN)	3	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02					pour d _E < DN $\zeta = 0,4$ à 1,1												
	Robinettes à PN 2,5 ÷ 10 papillon	4										0,90	0,59	0,38	0,26	0,20	0,14	0,12	0,09	0,06		0,06												
	Robinettes à soupape, forgé	5										1,20	1,00	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,42	0,40	0,37	0,33	0,33	0,33	0,30	0,28								
	Robinettes à soupape, moulé	6										2,04	1,80	1,55	1,30	1,08	0,84	0,75	0,56	0,48	0,40		0,40											
	Robinettes à soupape compactes	7	0,3	0,4	0,6	0,6	1,0	1,1				1,9	2,2	2,2	2,3	2,5	2,5																	
	Robinettes à passage d'équerre	8	2,0																															
	Robinettes à soupape à tête inclinée	9	1,5																															
	Robinettes à soupape à passage intégral	10	0,6																															
	Robinettes à soupape à membrane	11	0,8																															
	Clapets de non-retour, à tête droite	12	3,0																															
	Clapets de non-retour, axial	13	3,2																															
	Clapets de non-retour, à tête inclinée	14	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5																							
	Clapets de pieds	15																																
	Clapets de non-retour	16	0,5																															
	Hydrostop	17																																
	Filters	18																																
	Crépines	19																																

1) Si le tour petit diamètre de retenue d_E est inférieur au diamètre nominal de raccordement, il faut augmenter les coefficients de perte de charge, ζ , de (DN/d_E)^x, x variant de 5 à 6.

2) Dans le cas d'une ouverture partielle (c. à d. de vitesses d'écoulement faibles), les coefficients de perte de charge atteignent leurs valeurs maximales. Si la vitesse d'écoulement v (en m/s) augmente, les coefficients de perte de charge baissent selon la relation $\zeta = 3/v$.

Pour les tvns de construction, voir figure 1.5.

Tableau 6 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les coudes

Coude	α	15°		30°		45°		60°		90°	
		Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse
	ζ pour R = 0	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ pour R = d	0,03	–	0,07	–	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ pour R = 2 d	0,03	–	0,06	–	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ pour R \geq 5 d	0,03	–	0,06	–	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
	Nombre de cordons de soudure	–	–	–	–	2	–	3	–	3	–
	ζ	–	–	–	–	0,15	–	0,20	–	0,25	–

tion des conditions à l'entrée et à la sortie, des variantes de construction et des objectifs de développement (robinetterie soit d'un faible prix, soit avec économie d'énergie).

Remarque : Dans le cas des dérivations, selon le tableau 7, et des raccords de tuyauterie selon le tableau 8, il faut différencier les pertes de pression irréversibles (= diminution de la pression)

$$p_v = \zeta \cdot \rho \cdot v_1^2 / 2 \quad (16)$$

avec

p_v perte de pression, en Pa,
 ζ coefficient de perte de charge,
 ρ masse volumique, en kg/m^3 ,
 v vitesse d'écoulement, en m/s

d'une part, des variations de pression réversibles de l'écoulement sans frottement selon l'équation de BERNOULLI (voir chapitre 3.2.1.1)

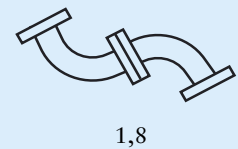
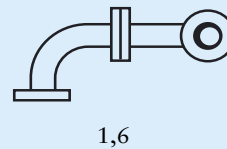
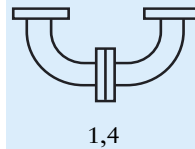
$$p_2 - p_1 = \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2) / 2 \quad (17)$$

d'autre part. Dans le cas d'écoulements accélérés (p. ex. lors de rétrécissements des tuyaux), $p_2 - p_1$ est toujours négative, dans le cas d'écoulements ralentis

Tableau 7 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les raccords de tuyauterie

Coudes assemblés :





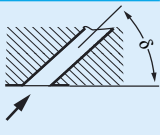
Le coefficient de perte de charge, ζ , d'un coude assemblé d'un type représenté ci-dessous n'est pas égal au double de la valeur, ζ , d'un coude à 90° simple mais est obtenu uniquement en multipliant cette valeur par le facteur indiqué



Compensateurs de dilatation :

Compensateur à tube ondulé, avec/sans lyre de dilatation $\zeta \approx 0,3/2,0$
 Lyre de dilatation à tube lisse $\zeta \approx 0,6$ bis $0,8$
 Lyre de dilatation à tube plissé $\zeta \approx 1,3$ bis $1,6$
 Lyre de dilatation à tube ondulé $\zeta \approx 3,2$ bis 4

Éléments d'entrée :

					
Arête d'entrée à angle vif	$\zeta \approx 0,5$	$\zeta \approx 3$	$\zeta \approx 0,20$	$\zeta \approx 0,05$	
	$\zeta \approx 0,25$	$\zeta \approx 0,55$			pour $\delta = 75$ 60 45 $\zeta \approx 0,6$ $0,7$ $0,8$

Éléments de sortie :

$\zeta \approx 1$ après une tuyauterie droite suffisamment longue pour une vitesse pratiquement régulière à la sortie.
 $\zeta \approx 2$ pour une vitesse très irrégulière à la sortie, p.ex. immédiatement après un coude, une robinetterie.

Suite, voir page suivante

Tableau 8 : Coefficients de perte de charge, ζ , dans les raccords de transition

Élargissements		Rétrécissements					
Forme		d/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
I		$\zeta \approx$	0,56	0,41	0,26	0,13	0,04
II pour	$\alpha = 8^\circ$	$\zeta \approx$	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01
	$\alpha = 15^\circ$	$\zeta \approx$	0,15	0,11	0,07	0,03	0,01
	$\alpha = 20^\circ$	$\zeta \approx$	0,23	0,17	0,11	0,05	0,02
III		$\zeta \approx$	4,80	2,01	0,88	0,34	0,11
IV pour	$20^\circ < \alpha < 40^\circ$	$\zeta \approx$	0,21	0,10	0,05	0,02	0,01

Tableau 7, suite

Débitmètres :

Venturi court $\alpha = 30^\circ$



ζ est rapporté à la vitesse, v , pour un diamètre, D .

Rapport des diamètres d/D	=	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
Rapport d'ouverture $m = (d/D)^2$	=	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64
Venturi court	$\zeta \approx$	21	6	2	0,7	0,3	0,2
Diaphragme normalisé	$\zeta \approx$	300	85	30	12	4,5	2

Compteur d'eau (volumétrique) $\zeta \approx 10$

La perte de pression maximale des compteurs d'eau domestiques, fixée pour la charge nominale, est de 1 bar, elle est pratiquement toujours atteinte.

Raccords en T : (même diamètre nominal)

Remarque:

Les coefficients de perte de charge, ζ_a , pour le débit dérivé, Q_a , ou ζ_d pour le débit d'écoulement, $Q_d = Q - Q_a$ se réfèrent à la vitesse du débit total, Q , dans la bride. Cette définition permet des valeurs négatives pour les coefficients ζ_a et ζ_d ; elles signifient gain de charge au lieu de perte de charge. À ne pas confondre avec les variations de charge réversibles selon l'équation de BERNOULLI, voir remarque sur les tableaux 7 et 8 dans le texte.

$Q_a/Q =$		0,2	0,4	0,6	0,8	1
	$\zeta_a \approx$	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,91
	$\zeta_d \approx$	0,17	0,30	0,41	0,51	-
	$\zeta_a \approx$	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28
	$\zeta_d \approx$	-0,08	-0,05	0,07	0,21	-
	$\zeta_a \approx$	-0,38	0	0,22	0,37	0,37
	$\zeta_d \approx$	0,17	0,19	0,09	-0,17	-
	$\zeta_a \approx$	0,68	0,50	0,38	0,35	0,48
	$\zeta_d \approx$	-0,06	-0,04	0,07	0,20	-

(p. ex. élargissements des tuyaux) toujours positive. Si la variation de pression totale est calculée à partir de p_v et $p_2 - p_1$ comme étant la somme arithmétique, les pertes de pression déterminées d'après l'équation 16 doivent toujours être posées négatives.

Dans le cas du refoulement de l'eau, on utilise souvent pour le calcul des pertes de pression dans les robinetteries, la valeur k_v au lieu du coefficient de perte, ζ :

$$p_v = (Q / k_v)^2 \cdot \rho / 1000 \quad (18)$$

avec

Q débit volumique, en m^3/h (!),

ρ masse volumique de l'eau, en kg/m^3 ,

p_v perte de pression, en bar (!).

La valeur k_v (en m^3/h) est le débit-volume d'un écoulement d'eau froide dans une robinetterie d'arrêt ou de régulation, pour une perte de pression $p_v = 1$ bar ; elle indique ainsi la relation entre la perte de pression, p_v , en bars, et le débit-volume, Q , en m^3/h . La valeur, k_{vs} ,

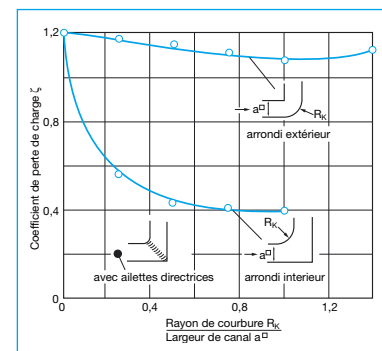


Figure 14 : Influence de la courbure des côtés concaves et convexes sur le coefficient de perte de charge, ζ , de coudes à section carré

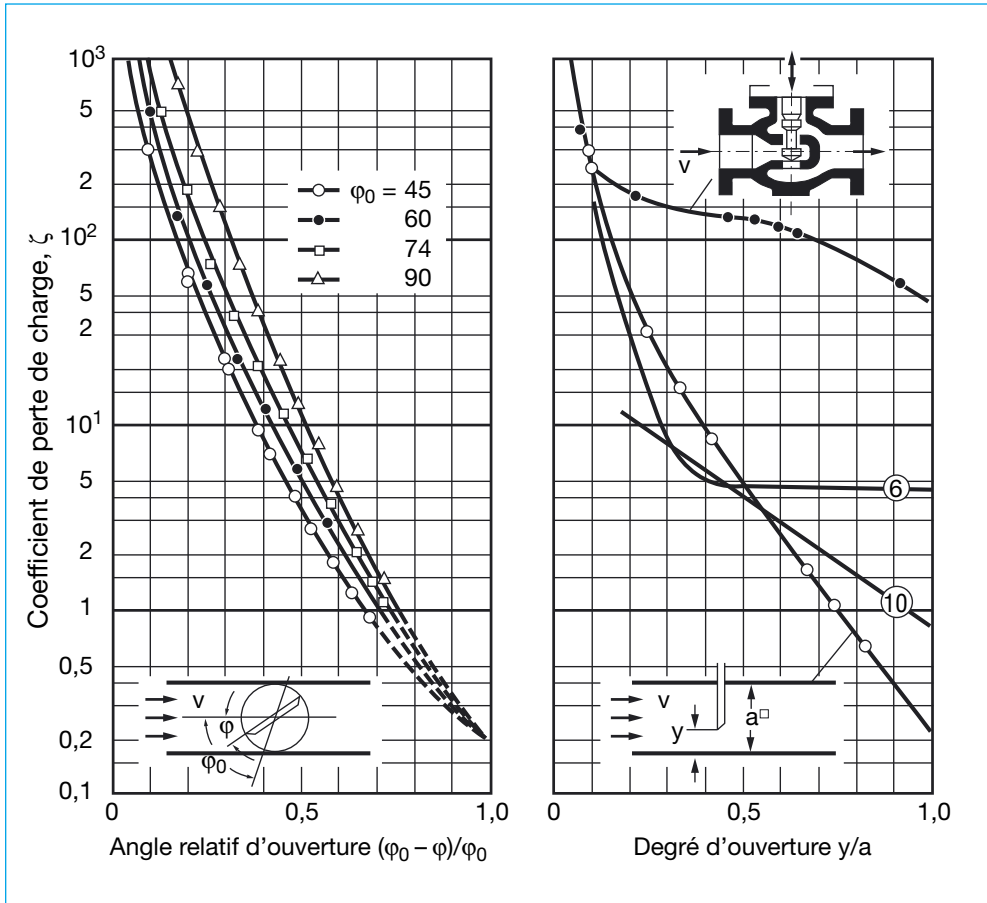


Figure 15 : Coefficients de perte de charge, ζ , des vannes papillon, des robinets à soupape et des robinets à opercule en fonction de l'angle et du degré d'ouverture (les numéros désignent les types montrés sur la figure 13)

s'applique à une robinetterie grand ouverte.

Calcul pour l'eau froide :

$$\zeta \approx 16 \cdot d^4 / k_v^2 \quad (19)$$

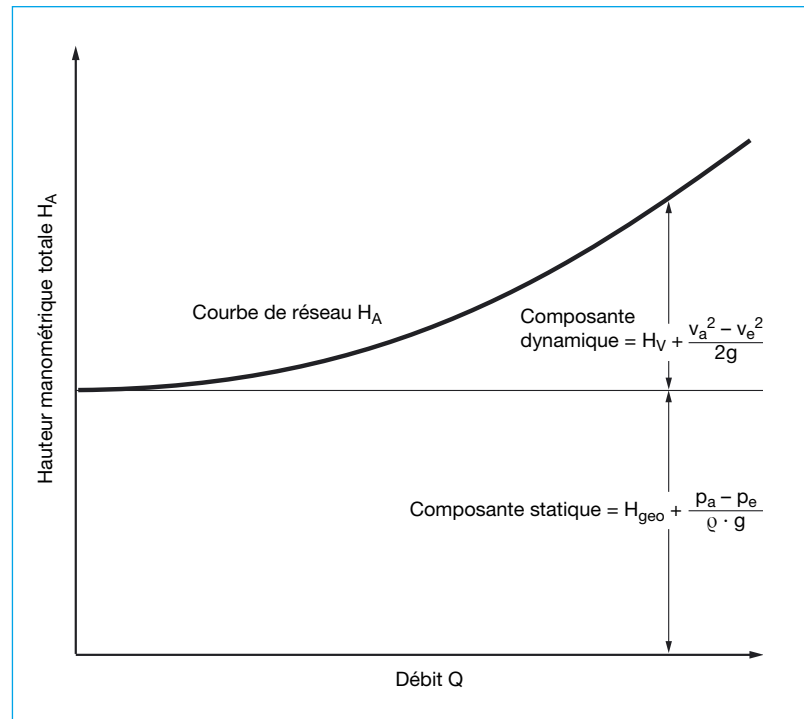
avec

d diamètre de référence (diamètre nominal) de la robinetterie, en cm (!).

3.2.2 Courbes caractéristiques de réseau

La courbe caractéristique de réseau est la représentation graphique de la hauteur manométrique totale de l'installation, H_A , nécessaire à l'installation en fonction du débit, Q . Elle se compose d'une composante

Figure 16 : Courbe caractéristique de réseau H_A avec composante statique et composante dynamique



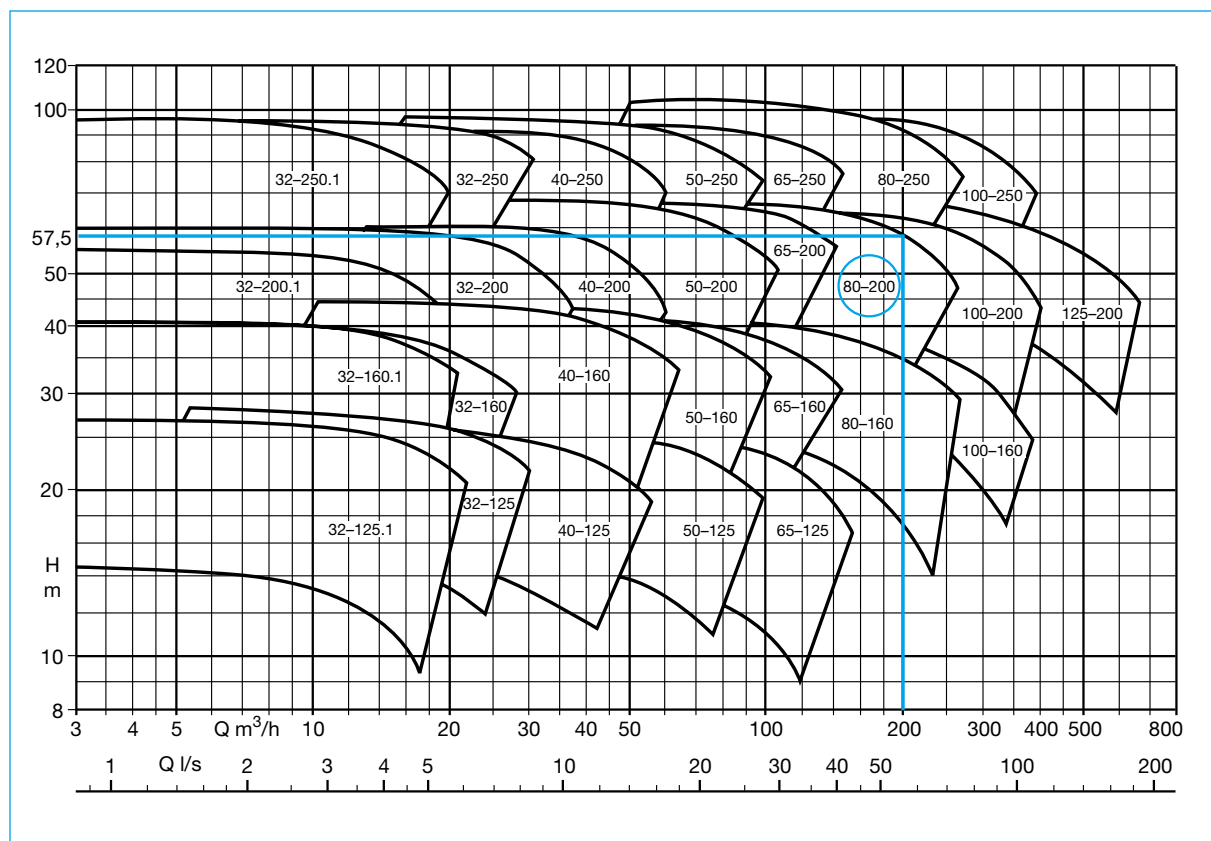


Figure 17 : Réseau de courbes caractéristiques d'une gamme de pompes à volute pour $n = 2900 \text{ min}^{-1}$. (1^{er} chiffre = diamètre nominal de la bride de refoulement, 2^{ème} chiffre = diamètre nominal de la roue)

statique et d'une composante dynamique (figure 16).

La composante statique est composée de deux parties indépendantes du débit, à savoir la hauteur géométrique, H_{geo} , et la différence de hauteur manométrique $(p_a - p_e) / (\rho \cdot g)$ entre les réservoirs d'entrée et de sortie de l'installation. La différence de hauteur manométrique est nulle lorsque les deux réservoirs sont ouverts.

La composante dynamique est composée de la perte de charge, H_v , qui augmente de manière proportionnelle (au carré) du débit, Q , (voir chapitre 3.2.1.2) et de la différence des hauteurs dynamiques $(v_a^2 - v_e^2) / 2g$ dans les sections d'entrée et de sortie

de l'installation. Il suffit d'un point à $Q = 0$ et d'un point à $Q > 0$ pour calculer cette parabole.

Pour des tuyauteries montées les unes derrière les autres (montage en série), les courbes caractéristiques de réseau, calculées séparément, H_{A1} , H_{A2} , etc., sont représentées en fonction de Q et les hauteurs manométriques correspondantes additionnées afin d'obtenir la courbe caractéristique de réseau, $H_A = f(Q)$.

Pour des conduites en parallèle, les courbes caractéristiques de réseau, H_{A1} , H_{A2} , etc., des différentes branches de tuyauterie sont calculées indépendamment à partir du point de dérivation

(ou jusqu'au point de dérivation) et représentées en fonction de Q ; les différents débits, Q_1 , Q_2 , etc., de toutes les branches en parallèle sont additionnés pour chaque hauteur manométrique, H_A , afin d'obtenir la courbe caractéristique de réseau d'ensemble $H_A = f(Q)$. Les deux sections, en amont et en aval de la dérivation, doivent alors être assemblées comme dans le cas d'un montage en série.

3.3 Choix de la pompe

3.3.1 Dimensionnement hydraulique

Les données nécessaires au choix de la pompe, le débit, Q , et la hauteur manométrique totale, H , au point de fonctionnement souhaité, sont considérées connues à partir de la courbe caractéristique de réseau. La fréquence du réseau est également donnée. La grille de sélection de la documentation de vente (également appelé réseau de courbes caractéristiques ; voir figure 17 ou 19) permet alors de déterminer la taille de la pompe, la vitesse de rotation et, le cas échéant, le nombre d'étages, z . Les autres caractéristiques de la pompe sélectionnée, telles que le rendement, η , la puissance absorbée, P , le $NPSH_{requis}$ (voir chapitre 3.5.4) et le diamètre de rognage, D_r , peuvent être déterminées à partir de la courbe caractéristique individuelle (voir exemple sur la figure 18).

S'il n'y a aucune raison particulière pour faire un autre choix, le point de fonctionnement doit se trouver à proximité de Q_{opt} (= débit au point de meilleur rendement). Les limites, Q_{min} et Q_{max} (p. ex. en raison du comportement aux vibrations, du bruit et des forces radiales ou axiales) sont indiquées dans les documents spécifiques à la gamme de pompe ou sont indiqués sur demande [1].

Les $NPSH$ doivent être ensuite contrôlés selon les indications du chapitre 3.5.

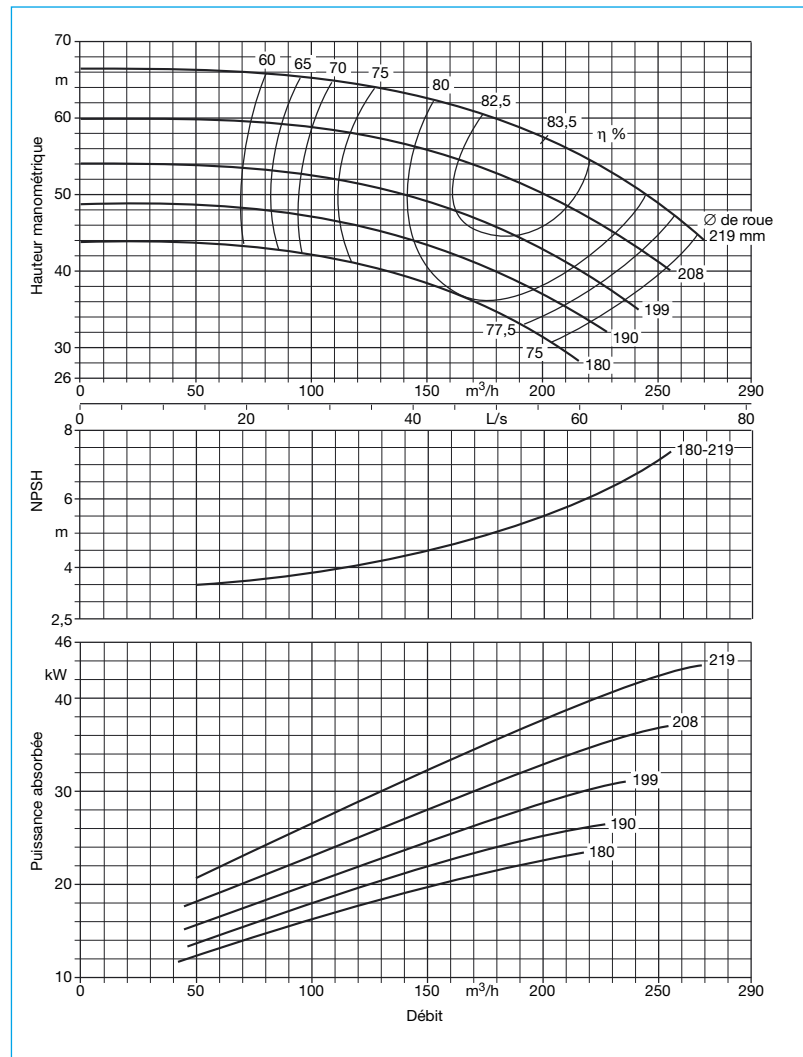


Figure 18 : Courbes caractéristiques complètes d'une pompe centrifuge

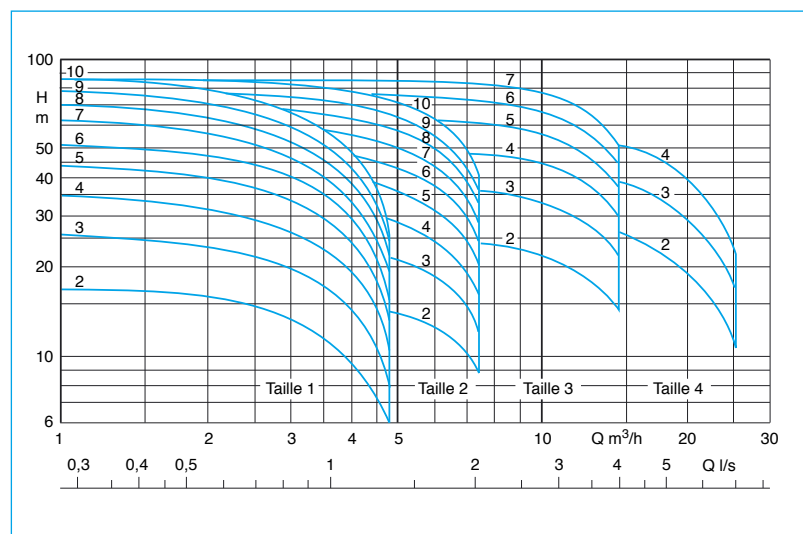


Figure 19 : Réseau de courbes caractéristiques des pompes multistagulaires, pour $n = 2900 \text{ min}^{-1}$

Une pompe multicellulaire est dimensionnée selon la même méthode ; la grille de sélection comprend, outre la taille de la pompe, le nombre d'étages correspondant (figure 19).

Dans le cas de pompes montées en série (fonctionnement en série), les hauteurs manométriques, H_1 , H_2 , etc. des différentes courbes débit-hauteur des pompes (le cas échéant après déduction des pertes présentes entre les pompes,) doivent être ajoutées en une seule courbe débit-hauteur commune, $H = f(Q)$.

Dans le cas de pompes mises en parallèle, les différentes courbes débit-hauteur, H_1 , H_2 , etc. = $f(Q)$ sont tout d'abord réduites des pertes de charge, H_{V1} , H_{V2} etc. jusqu'au nœud (calcul de H_v selon les indications du chapitre 3.2.1.2) et reportées en fonction de Q ; les débits, Q , des courbes débit-hauteur réduites sont ensuite additionnés afin d'obtenir une courbe résultante d'une pompe « virtuelle ». Celle-ci fonctionne au nœud avec la courbe caractéristique, H_A , du reste de l'installation.

3.3.2 Détermination mécanique

La détermination de la pompe doit tenir compte non seulement des aspects hydrauliques mais aussi des aspects mécaniques. Ceci concerne par exemple :

- l'influence de la pression maximale à la sortie de la pompe et de la température du fluide transporté sur certaines limites d'utilisation,
- le choix de l'étanchéité opti-

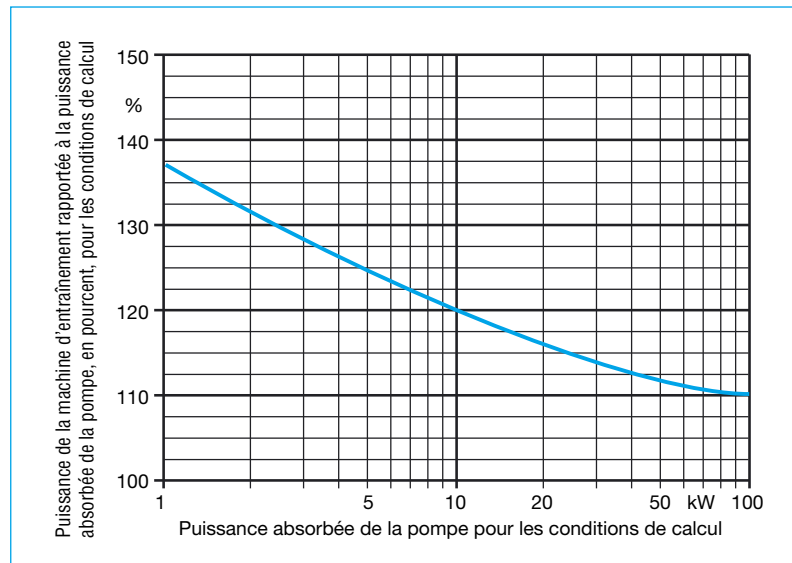


Figure 20 : Puissance de la machine d'entraînement en fonction de la puissance absorbée de la pompe calculée au point de fonctionnement. Exemple selon ISO 9905, 5199 et 9908 (classes I, II et III)

- le contrôle des éventuelles vibrations et des émissions de bruit,
- le choix des matériaux en fonction de la corrosion et de l'usure, compte tenu des exigences de résistance et des seuils de température.

Ces conditions, et des conditions équivalentes, sont souvent spécifiques à la branche, voire au client, et doivent donc être traitées en tenant compte des indications de la documentation du produit [1] ou du service technique.

3.3.3 Choix du moteur électrique

3.3.3.1 Détermination de la puissance du moteur

En fonctionnement, il faut prendre en considération d'éventuel-

les différences par rapport à la vitesse de rotation nominale, ainsi que des variations possibles du débit-volume, et de ce fait, des variations du point de fonctionnement (voir chapitre 3.4.1). En effet, ces dernières peuvent, le cas échéant, entraîner une augmentation de la puissance absorbée, P , de la pompe, par rapport à celle prévue initialement, en particulier dans le cas de courbes caractéristiques de puissance à pente accentuée (voir figures 5 et 6c). En pratique, on applique donc, lors de la détermination du moteur, des coefficients de sécurité indiqués par l'utilisateur ou par des normes techniques (voir figure 20). Les majorations prescrites par certaines associations sont indiquées dans la documentation de produit [1] ou fixées par les spécifications du client.

Dans le cas d'une régulation avec économie d'énergie (p. ex.

variation de la vitesse de rotation), il faut prendre en compte les pointes de puissance maximales possibles.

Si une pompe est dimensionnée pour un fluide dont la masse volumique est inférieure à celle de l'eau, il faut éventuellement (p. ex. lors du contrôle ou de la réception sur la plateforme d'essai) prendre pour base la masse volumique de l'eau lors de la détermination de la puissance.

Les rendements habituels, η , et les facteurs de puissance, $\cos \varphi$, de moteurs normalisés IP 54 à 50 Hz sont indiqués sur la figure 21 ; les évolutions du rendement et du facteur de puissance, $\cos \varphi$, sont représentées en fonction de la charge relative du moteur P/P_N sur la figure 22.

Le tableau 9 indique les indices de protection des moteurs électriques contre le contact, la pénétration de corps étrangers et d'eau.

L'échauffement des moteurs électriques et des accouplements élastiques lors du démarrage ainsi que l'usure prématurée des contacteurs limitent la fréquence de démarrages. **Pour les fréquences de démarrages maximales autorisées, Z** , voir tableau 10 ; il s'agit de valeurs indicatives.

Les pompes submersibles (figures 1 j à 1 m) sont des groupes complets, dont les moteurs ne nécessitent pas une détermination à part [7]. Leurs caractéristiques électriques résultent de la description du produit. Le moteur est rempli d'air et peut être

Tableau 9 : Indices de protection des moteurs électriques, selon les normes EN 60 529 et DIN/VDE 0530 T.5 contre les contacts, la pénétration de corps étrangers et d'eau.

Signification des chiffres		Protection du matériel contre la pénétration de corps étrangers solides	Protection contre l'accès des personnes aux pièces dangereuses avec
Premier chiffre	0	(non protégé)	(non protégé)
	1	diamètre > 50 mm	dos des mains
	2	diamètre > 12,5 mm	doigts
	3	diamètre > 2,5 mm	outils
	4	diamètre > 1 mm	fil métallique
	5	protégé contre la poussière	fil métallique
	6	étanche à la poussière	fil métallique
contre la pénétration d'eau avec effets dommageables			
Deuxième chiffre	0	(non protégé)	
	1	gouttes verticales	
	2	gouttes (angle de 15°)	
	3	vaporisation d'eau (angle de 60°)	
	4	projection d'eau (toutes les directions)	
	5	jet d'eau	
	6	fort jet d'eau (eaux lacustres)	
	7	immersion intermittente	
	8	immersion permanente	

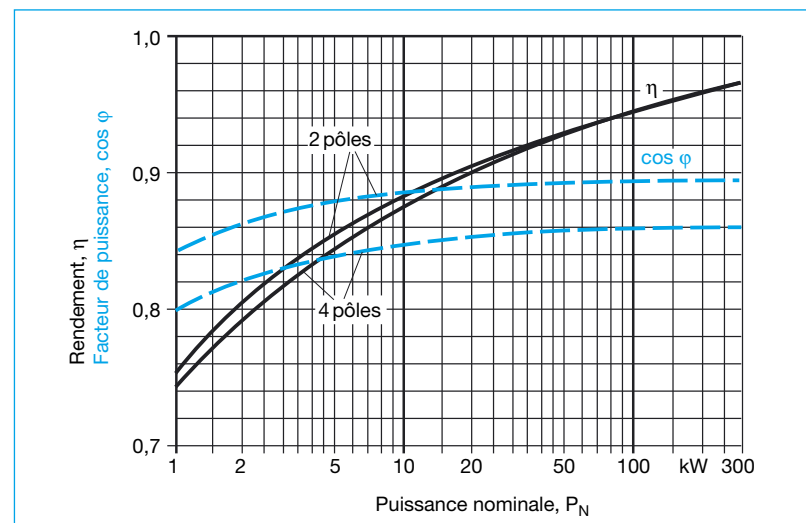


Figure 21 : Courbes classiques du rendement, η , et du facteur de puissance, $\cos \varphi$, de moteurs normalisés IP 54, à 50 Hz, en fonction de la puissance nominale du moteur, P_N

Tableau 10 : Nombre admissible de démarrages, Z , par heure, des moteurs électriques

Emplacement du moteur		sec	immergé (moteurs submersibles)
Moteurs jusqu'à	4 kW	15	30
Moteurs jusqu'à	7,5 kW	15	30
Moteurs jusqu'à	11 kW	12	10
Moteurs jusqu'à	30 kW	12	10
Moteurs au-delà de	30 kW	≤10	10

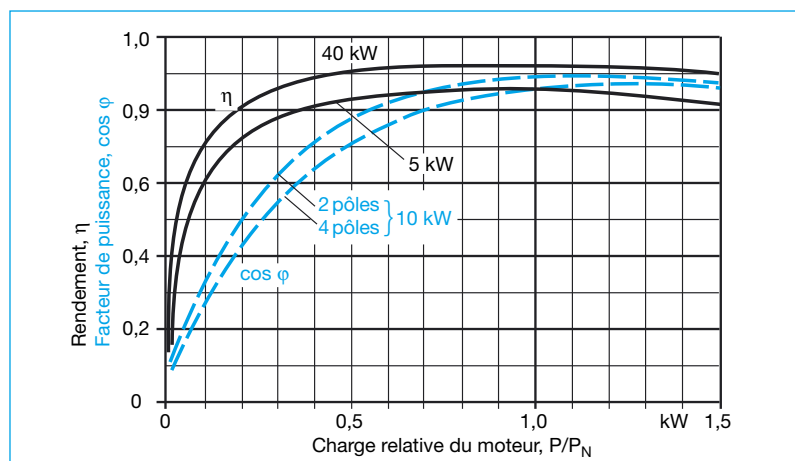


Figure 22 : Évolutions du rendement, η , et du facteur de puissance, $\cos \varphi$, de moteurs normalisés IP 54 en fonction de la puissance relative P/P_N

immergé grâce à une étanchéité en général à double effet et un barrage d'huile de paraffine.

3.3.3.2 Moteurs pour pompes à étanchéité absolue

Des pompes à étanchéité absolue sont souvent employées dans les industries chimique et pétrochimique pour le transport de fluides agressifs, toxiques, volatiles ou de fluides précieux. Ces pompes sont de type à entraînement magnétique (figure 1 i) ou à rotor noyé (figures 1 n et o). Les pompes à entraînement magnétique sont entraînées par un champ magnétique primaire, qui entraîne de manière synchrone des aimants secondaires, à l'intérieur du corps de pompe [12]. La partie primaire est alors couplée à un moteur conventionnel. Les roues des pompes à rotor noyé sont par contre montées directement sur l'arbre du moteur, de sorte que le rotor tourne dans le fluide. Le bobinage du stator est séparé du fluide par une chemise d'entrefer [7].

Ces groupes motopompes à étanchéité absolue sont en général dimensionnés à l'aide de programmes informatiques. Mais les points indiqués ci-dessous doivent être pris en compte :

- La viscosité cinématique, ν , (chapitre 4.1) du fluide dans lequel le rotor fonctionne doit être connue car elle influence les pertes par frottement et donc la puissance de moteur.
- Les cloches et les chemises d'entrefer métalliques (p. ex. en 2.4610) génèrent des pertes par courants de Foucault, qui augmentent la puissance absorbée du moteur ; ce qui n'est pas le cas des cloches d'entrefer non-métalliques dans les pompes à entraînement magnétique.
- La tension de vapeur du fluide doit être également connue afin d'éviter des dommages sur les paliers dus à un fonctionnement à sec en raison de l'évaporation. Il est recommandé d'installer des appareils de contrôle détectant la marche à sec.

- Il faut connaître les caractéristiques particulières du fluide, telles que la teneur en matières solides, la tendance à la cristallisation, à la polymérisation, à l'incrustation ou à la sédimentation.

Les groupes électropompes immergés (pompes immergées, en général pour le captage d'eau dans des puits) sont des groupes complètement montés, dont une détermination particulière des moteurs n'est pas nécessaire (figure 1 p). Le rotor et le bobinage sont dans l'eau [7]. Les caractéristiques électriques et la fréquence de démarrages admissible sont indiquées dans la documentation technique [1].

3.3.3.3 Comportement au démarrage

Le couple, T_p , de la pompe, transmis par l'accouplement d'arbre, dépend directement de la puissance, P , et de la vitesse de rotation, n . L'évolution du couple est représentée sur la figure 23. Elle est pratiquement parabolique en fonction de la vitesse de rotation, au démarrage de la pompe centrifuge [10]. Le couple fourni par le moteur asynchrone doit par contre être supérieur afin que le rotor puisse être accéléré jusqu'à la vitesse nominale. Ce couple moteur a, avec la tension, un effet direct sur l'intensité absorbée du moteur et cette dernière sur l'échauffement du bobinage du moteur. Il faut donc éviter, dans la mesure du possible, des échauffements inadmissibles du moteur en limitant le temps du

Tableau 11 : Méthodes de démarrage de moteurs asynchrones

Mode de démarrage	Type	Intensité absorbée (solicitation du réseau)	Temps de montée en régime	Échauffement du moteur au démarrage	Solicitation mécanique	Solicitation hydraulique	Coût relatif	Types de moteur recommandés	Remarques
Démarrage direct	Contacteur (mécanique)	$4-8 \cdot I_N$	0,5-5 s	élevé	très élevé	très élevé	1	tous	Normalement limité à ≤ 4 kW par les entreprises de distribution
Démarrage étoile / triangle	Combinaison de contacteurs (mécanique)	$\frac{1}{3}$ des valeurs du démarrage direct	3-10 s	élevé	très élevé	très élevé	1,5-3	tous ; pour les moteurs à rotor noyé et les moteurs immergés, la vitesse de rotation chute fortement à la commutation.	Normalement exigés par les entreprises de distribution électrique pour les moteurs > 4 kW.
Démarrage sous tension réduite	Transformateur de démarrage avec en général une prise de 70%	0,49 fois la valeur du démarrage direct	3-10 s	élevé	élevé	élevé	5-15	tous	Aucune phase sans courant lors de la comutation. (Moins employé, au profit du démarrage progressif)
Démarrage progressif	Démarrateur progressif (électronique de puissance)	réglable ; normalement : $3 \cdot I_N$	10-20 s	élevé	faible	faible	5-15	tous	Démarrage et freinage réglables en continu par rampe : aucun à-coup hydraulique
Démarrage par variation de fréquence	Variateur de fréquence (électronique de puissance)	$1 \cdot I_N$	0-60 s	faible	faible	faible	env. 30	tous	Trop cher pour une accélération et décélération purs. Mieux adapté à un fonctionnement régulé et non régulé

démarrage et/ou l'intensité [2] (voir également tableau 11) :

Dans le cas d'un **démarrage direct** (la tension secteur totale est immédiatement appliquée sur le moteur encore à l'arrêt), l'intégralité du couple de démarrage est immédiatement disponible, dès le début, et le groupe atteint très rapidement sa vitesse de fonctionnement. Ce démarrage est le plus favorable pour le moteur, mais l'intensité au démarrage, 4 à 8 fois supérieure à l'intensité nominale, sollicite fortement le réseau, en particulier dans le cas de gros moteurs, et peut entraîner des chutes de

tension qui peuvent perturber le bon fonctionnement des appareils voisins. Il faut donc tenir compte, dans le cas d'un réseau basse tension public (380 V), des directives des entreprises de distribution électrique sur le démarrage direct de moteurs d'une puissance supérieures à 5,5 kW. Si le réseau ne convient pas pour le démarrage direct, on peut démarrer le moteur à tension réduite selon les méthodes suivantes :

Le démarrage en étoile / triangle est la méthode la plus employée car économique, pour réduire le courant au démarrage. Il est

pour cela nécessaire que le moteur soit couplé en triangle pendant le fonctionnement de façon à ce que le bobinage du moteur soit à la tension du secteur (p. ex. 400 V). Le bobinage est toutefois couplé au démarrage en étoile, la tension sur le bobinage est ainsi diminuée d'un facteur de 0,58 par rapport à la tension du secteur. Le courant et le couple de démarrage sont ainsi réduits à un tiers de la valeur atteinte lors d'un démarrage direct, la durée de démarrage est donc plus longue. Le moteur accélère en configuration en étoile, au-delà du moment de décrochage, jusqu'à la vitesse

maximale, au point B' de la figure 23. Il commute ensuite sur la configuration en triangle et le moteur continue à accélérer jusqu'à la vitesse nominale. Pendant la commutation de 0,1 s environ, le moteur est sans courant et la vitesse de rotation chute. Pour les groupes ayant

un faible moment d'inertie (moteurs à rotor noyé et moteurs immergés), cette chute de vitesse peut être si importante que l'intensité de démarrage circulant après la commutation est pratiquement aussi élevée que celle d'un démarrage direct.

Le transformateur de démarrage

permet également de diminuer la tension sur le bobinage du moteur. Mais dans ce cas, contrairement au couplage étoile-triangle, le degré de réduction est réglable. Par exemple, le couple de démarrage et le courant secteur chute à 49% des valeurs d'un démarrage direct pour une prise du transformateur de 70%. L'avantage est ici qu'aucune phase n'est sans courant lors de la commutation.

Dans le cas d'un **démarrage progressif**, la tension sur le bobinage varie électroniquement en continu selon le principe du variateur. Il est ainsi possible d'adapter selon ses besoins le temps et l'intensité de démarrage dans les limites admissibles de fonctionnement du moteur (pertes de puissance dues au glissement !). En outre, il faut tenir compte ici des limites particulières de la fréquence de démarrages (contrairement aux indications du tableau 10) [1].

L'emploi d'un **variateur de fréquence** (en règle générale pour un fonctionnement régulé ou non régulé) permet de réaliser un démarrage progressif, sans charge supplémentaire. La fréquence et la tension de sortie du variateur de fréquence (voir chapitre 3.4.3) augmentent en continu à partir d'une valeur minimale jusqu'à la valeur souhaitée. L'intensité nominale du moteur n'est pas dépassée.

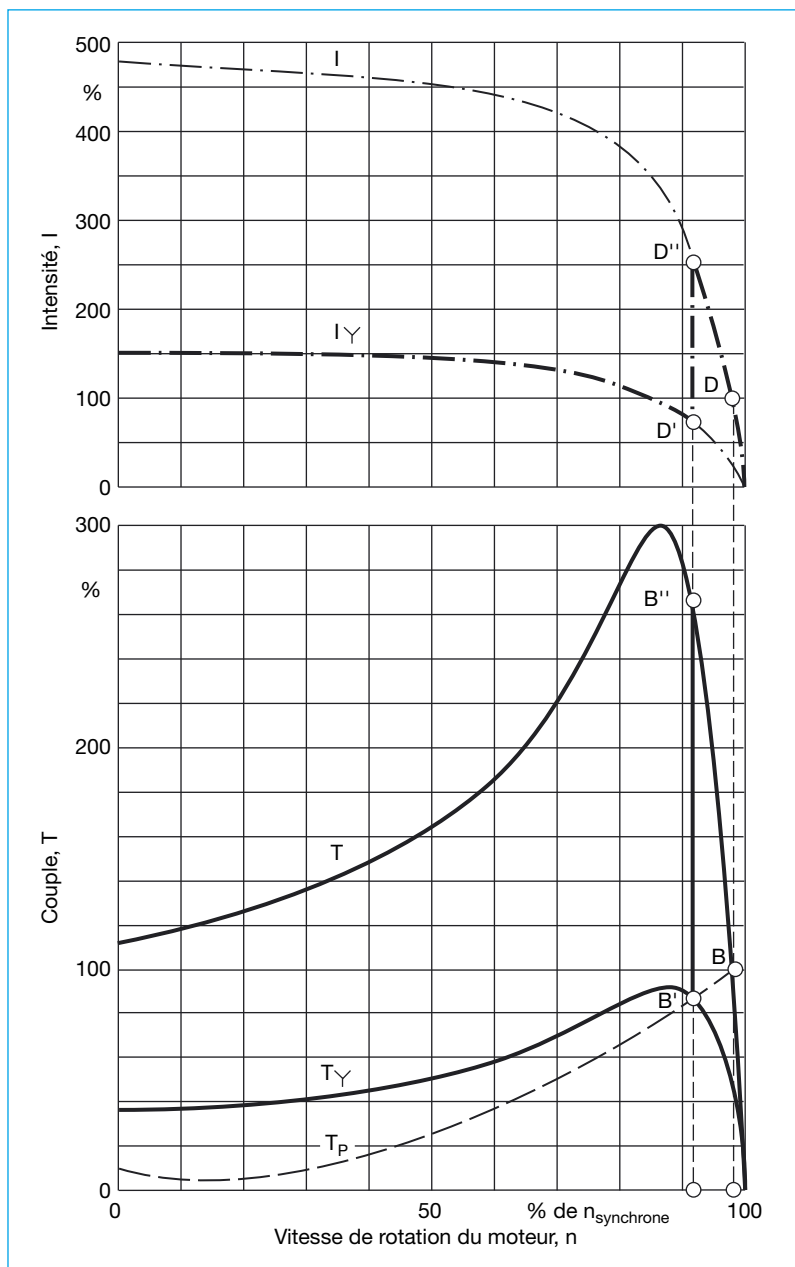


Figure 23 : Courbe de démarrage pour intensité, I , et couple, T , de moteurs à rotor en court-circuit pour un démarrage en étoile-triangle.

(γ = couplage étoile ; Δ = couplage triangle ; P = pompe)

3.4 Fonctionnement et régulation [4], [6], [8]

3.4.1 Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe (voir chapitre 3.1.6) et de la courbe caractéristique de réseau (voir chapitre 3.2.2), par lequel le débit, Q , et la hauteur manométrique de la pompe, H , sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

Une courbe caractéristique de réseau ne peut être modifiée dans le cas du refoulement de l'eau que par :

- la modification des résistances à l'écoulement (p. ex. par le réglage d'un organe d'étranglement, le montage d'un diaphragme ou d'un bypass, mais aussi par des transformations ou des incrustations des tuyauteries) d'une part,
- la modification de la composante statique de la hauteur manométrique (p. ex. par la modification du niveau d'eau ou de la pression du réservoir).

Une courbe débit-hauteur peut être modifiée par :

- la variation de la vitesse de rotation (voir chapitre 3.4.3),
- la mise en route ou l'arrêt d'une pompe fonctionnant en parallèle ou en série (voir chapitre 3.4.4 ou 3.4.5),

- dans le cas des pompes à roues radiales, par la modification du diamètre extérieur (voir chapitre 3.4.6),
- dans le cas des pompes à roues semi-axiales, par le montage en amont ou le réglage d'un régulateur de prérotation (voir chapitre 3.4.8),
- dans le cas des pompes à hélice, par le réglage de l'angle de réglage des pales d'hélice (voir chapitre 3.4.9).

Remarque : Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation (voir chapitre 3.5).

3.4.2 Régulation du débit par laminage

La modification du débit, Q , par réglage d'un organe de laminage est la méthode la plus simple tant pour un réglage unique que pour une régulation en continu car elle requiert le minimum d'investissement. Elle est toutefois la moins favorable du point de vue consommation d'énergie car elle transforme irréversiblement l'énergie hydraulique en énergie thermique.

La figure 24 illustre ce processus : par l'augmentation ciblée des résistances de l'installation (p. ex. par étranglement d'une

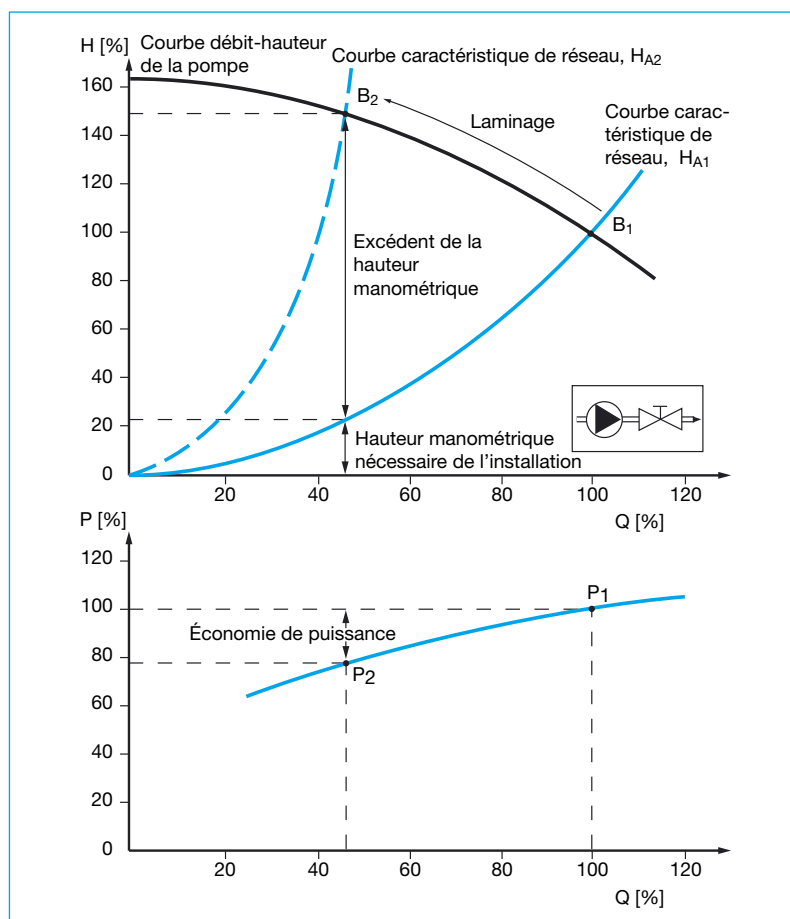


Figure 24 : Évolution du point de fonctionnement et économie de puissance dans le cas d'un étranglement de pompes avec une courbe caractéristique de puissance croissante

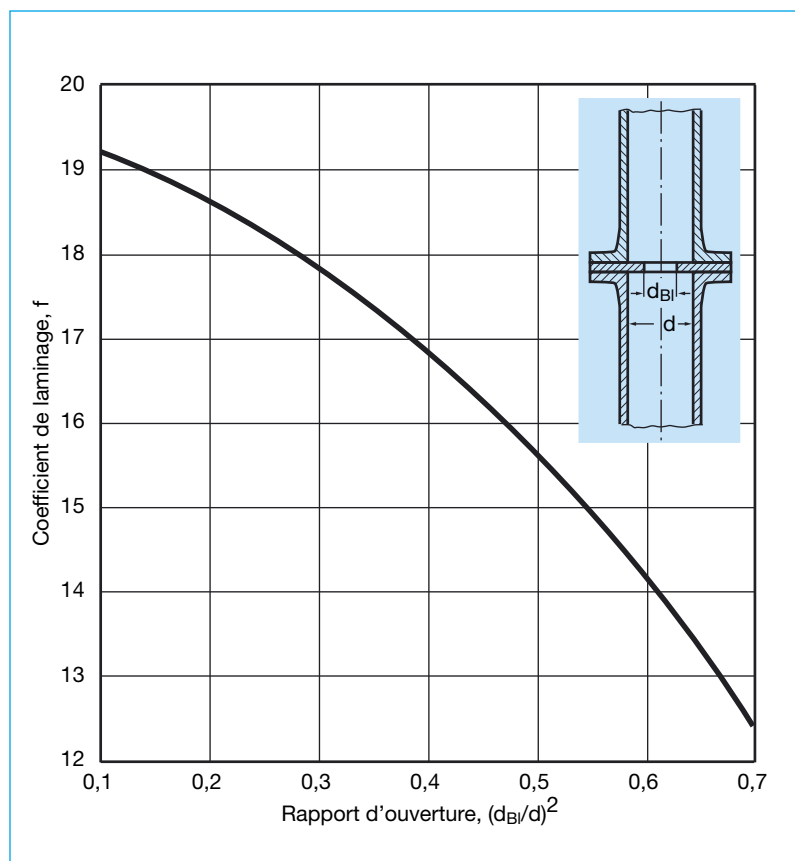


Figure 25 : Plaque perforée et coefficients de laminage, f

robinetterie du côté refoulement de la pompe), la courbe caractéristique de réseau, H_{A1} , ainsi modifiée, se déplace vers la courbe, H_{A2} , de pente plus élevée. À vitesse de rotation de la pompe constante, le point de fonctionnement, B_1 , se déplace sur la courbe débit-hauteur de la pompe en B_2 , vers un plus petit débit. La pompe génère une plus grande hauteur manométrique que ce qu'il serait nécessaire pour l'installation ; ce surplus de hauteur manométrique est dissipé dans l'organe de laminage, l'énergie hydraulique étant irréversiblement transformée en énergie thermique et évacuée avec le fluide. Cette perte est encore acceptable si la plage de régulation est faible

et si la régulation n'est que rarement nécessaire. L'économie de puissance obtenue est représentée dans la partie inférieure de la figure et est – comparé au surplus de hauteur manométrique – relativement modérée.

Le même phénomène s'applique en principe également lorsqu'un **diaphragme à arête vive** est monté sur la conduite de refoulement. Cette méthode est encore justifiée dans le cas de faibles puissances ou de courtes durées de fonctionnement. Le diamètre de l'ouverture nécessaire, d_{BI} , de l'organe de laminage est calculé à partir de la différence de hauteur manométrique, ΔH , d'après l'équation

$$d_{BI} = f \cdot \sqrt{Q/\sqrt{g \cdot \Delta H}} \quad (20)$$

avec

d_{BI} diamètre d'ouverture de la plaque perforée, en mm,
 f coefficient de laminage selon la figure 25,
 Q débit, en m^3/h ,
 g accélération de la pesanteur $9,81 m/s^2$,
 ΔH différence de hauteur manométrique, H , à laminer, en m.

Étant donné qu'une première estimation du rapport d'ouverture $(d_{BI}/d)^2$ est nécessaire, le calcul est fait par itération (une représentation graphique du diamètre calculé en fonction du diamètre estimé, d_{BI} , de l'ouverture peut être utile pour interpoler facilement le résultat après deux itérations, voir exemple de calcul 8.20).

3.4.3

Régulation du débit par variation de la vitesse de rotation

Les courbes caractéristiques d'une même pompe varient avec les vitesses de rotation, n , selon la loi de similitude (loi d'affinité). Si les courbes caractéristiques, H et P , en fonction de Q sont connues à la vitesse, n_1 , tous les points des courbes caractéristiques à la vitesse, n_2 , peuvent être calculés à partir des équations suivantes :

$$Q_2 = Q_1 \cdot n_2/n_1 \quad (21)$$

$$H_2 = H_1 \cdot (n_2/n_1)^2 \quad (22)$$

$$P_2 = P_1 \cdot (n_2/n_1)^3 \quad (23)$$

L'équation (23) ne s'applique que dans la mesure où le rendement, η , ne diminue pas si la

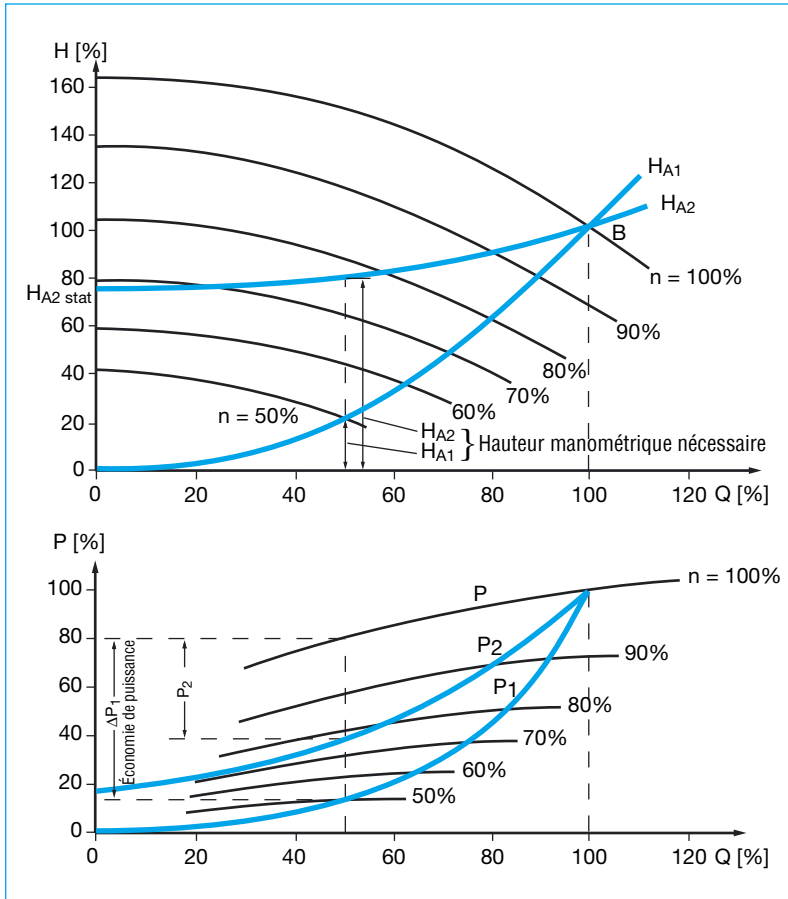


Figure 26 : Fonctionnement d'une pompe à vitesse de rotation variable pour différentes courbes caractéristiques de réseau, H_{A1} et H_{A2} . (Économie de puissance, ΔP_1 et ΔP_2 pour demi-charge, comparaison avec l'économie obtenue par laminage)

vitesse de rotation, n , diminue. Le point de fonctionnement se déplace également sur la courbe lorsque la vitesse de rotation varie (voir chapitre 3.4.1). La figure 26 montre les courbes débit-hauteur à plusieurs vitesses de rotation. Ces courbes ont chacune un point d'intersection avec la courbe caractéristique de réseau, H_{A1} . Le point de fonctionnement se déplace sur cette courbe caractéristique de réseau vers les plus petits débits lorsque la vitesse de rotation diminue.

Dans la mesure où la courbe caractéristique de réseau, H_{A1} ,

est une parabole à l'origine, comme montré dans l'exemple, et lorsque la vitesse est divisée par deux, la hauteur manométrique, H , est divisée par 4 d'après l'équation 22 et la puissance absorbée, P , divisée par 8 par rapport à la valeur initiale d'après l'équation 23. La partie inférieure de la figure 26 montre l'économie, ΔP_1 , réalisée par rapport à celle obtenue par laminage.

Si la courbe caractéristique de réseau, H_{A2} , de l'exemple est par contre une parabole avec une grande partie statique, $H_{A2\text{ stat}}$, il faut prendre en compte

que le point d'intersection avec la courbe débit-hauteur de la pompe peut éventuellement disparaître aux vitesses de rotation réduites ; il n'y a donc plus de point de fonctionnement ; les plages inférieures de la vitesse de rotation sont donc sans objet et peuvent être épargnées. Les économies possibles de puissance, ΔP_2 , sont dans ce cas, pour un même débit, Q , inférieures à celles obtenues dans le cas de la courbe caractéristique de réseau, H_{A1} , comme le montre la partie inférieure du graphique [4]. Le gain de puissance par rapport au laminage est ainsi d'autant plus petit que la partie statique, $H_{A\text{ stat}}$, est importante (c'est à dire que la partie dynamique, $H_{A\text{ dyn}}$, est petite).

La variation de vitesse signifie en général variation de fréquence, ce point doit être pris en considération lors du choix des moteurs d'entraînement. La charge financière entraînée n'est pas négligeable, mais est vite amortie si les pompes sont souvent en fonctionnement et fonctionnent en charge partielle, pour une faible $H_{A\text{ stat}}$ [8]. Ceci s'applique en particulier aux pompes des installations de chauffage.

3.4.4 Fonctionnement en parallèle de pompes centrifuges

Lorsque le débit, Q , nécessaire ne peut être atteint au point de fonctionnement avec **une seule** pompe, il est possible de coupler deux ou plusieurs pompes en parallèle, chacune refoulant le fluide à travers un organe anti-

retour dans la conduite de refoulement commune (figure 27). Le mode de fonctionnement de pompes montées en parallèle est plus simple si leurs hauteurs manométriques à débit nul, H_0 , sont équivalentes, condition toujours remplie si les pompes sont identiques. Si par contre les hauteurs à débit nul ne sont pas identiques, le débit minimum admissible, Q_{\min} , est déterminé sur la courbe débit-hauteur globale par la plus faible hauteur à débit nul, jusqu'à ce qu'un fonctionnement en parallèle ne soit plus possible. En effet, dans cette plage de fonctionnement, l'organe anti-retour de la pompe avec la plus faible H_0 est fermé par la hauteur à débit nul de l'autre pompe.

Si deux pompes fonctionnent en parallèle, il faut noter qu'après l'arrêt d'une des deux pompes centrifuges identiques (figure 27), le débit, Q_{unitaire} , de la pompe qui continue à fonctionner ne devient pas égal à la moitié du débit, $Q_{\text{parallèle}}$, mais reste supérieur à la moitié. Le cas échéant, cette pompe fonctionne alors immédiatement en surcharge au point de fonctionnement B_{unitaire} , ce qui doit être pris en compte lors du contrôle des valeurs NPSH (voir chapitre 3.5) et de la puissance d'entraînement (voir chapitre 3.1.3). Ce comportement résulte de l'évolution parabolique de la courbe caractéristique de réseau, H_A . Pour cette même raison, dans un processus inverse, la mise en parallèle de la deuxième pompe centrifuge de même taille ne double pas le débit, Q_{unitaire} , de la pompe en fonctionnement,

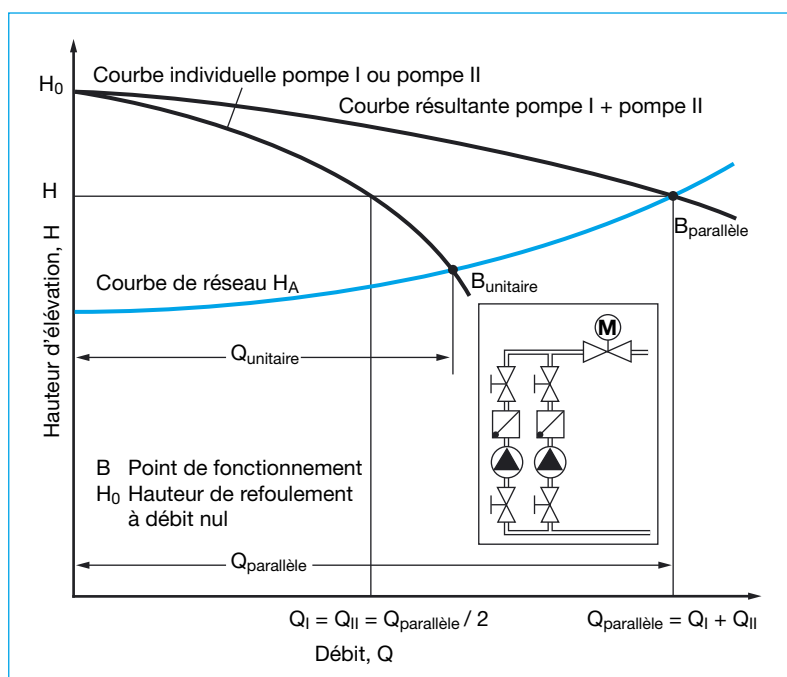


Figure 27 : Fonctionnement en parallèle de deux pompes centrifuges identiques avec courbe débit-hauteur stable

mais le débit reste légèrement inférieur au double de Q_{unitaire} , ainsi

$$Q_{\text{parallèle}} < 2 \cdot Q_{\text{unitaire}} \quad (24)$$

Cet effet lors du déclenchement et de l'enclenchement est d'autant plus important que la pente de la courbe caractéristique de réseau est forte ou que la courbe débit-hauteur de la pompe est plate. Mais dans la mesure où les deux pompes, I et II, fonctionnent, le débit total, $Q_{\text{parallèle}}$, est toujours la somme de Q_I et de Q_{II} (voir figure 27), ainsi

$$Q_{\text{parallèle}} = Q_I + Q_{II} \quad (25)$$

Pour le calcul des courbes caractéristiques en fonctionnement en parallèle, se reporter au chapitre 3.3.1.

L'enclenchement et le déclenchement des différentes pompes en parallèle permettent d'éco-

nomiser de l'énergie mais ne permettent qu'une régulation de débit en cascade. Pour une régulation continue, il faut donc qu'au moins une des pompes par exemple soit à vitesse de rotation variable ou que la conduite de refoulement commune soit équipée d'un organe de laminage [4].

Si des pompes centrifuges avec des vitesses de rotation non variables et une courbe caractéristique instable (voir figure 7 au chapitre 3.1.6) doivent fonctionner en parallèle, des problèmes peuvent survenir à l'enclenchement de la deuxième pompe si la hauteur manométrique, H_1 , de la pompe en fonctionnement est supérieure à la hauteur à débit nul (hauteur manométrique à $Q = 0$) de la pompe à mettre en service ; celle-ci n'est alors pas en mesure de dépasser la contrepression qui pèse sur son

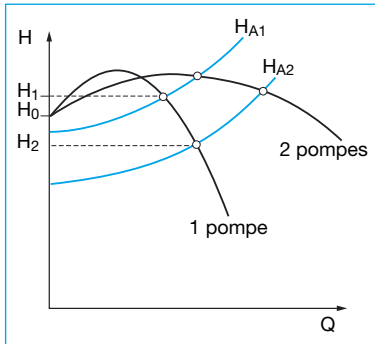


Figure 28 : Fonctionnement en parallèle de deux pompes centrifuges identiques avec courbe débit-hauteur instable

clapet anti-retour (figure 28, courbe caractéristique de réseau H_{A1}). Les pompes avec des courbes caractéristiques instables ne conviennent pas pour un fonctionnement en charge partielle. (Si la courbe caractéristique de réseau, H_{A2} , est plus basse, elles devraient être toutefois parfaitement mises en parallèle car la hauteur manométrique totale de service, H_2 , de la pompe en fonctionnement est alors inférieure la hauteur à débit nul, H_0 , de la pompe à enclencher).

3.4.5 Fonctionnement en série de pompes centrifuges

Dans le cas d'un fonctionnement en série, les pompes sont montées les unes derrière les autres de sorte que les hauteurs manométriques des pompes en fonctionnement à un même débit s'ajoutent. Il faut noter que la pression de sortie de la première pompe est aussi la pression d'entrée de la pompe suivante. Ceci doit être pris en compte lors du choix de l'étanchéité d'arbre et de la résistance

du corps de pompe. En général, un tel besoin est couvert (non pour le transport hydraulique de matières solides, voir chapitre 6) par des pompes multicellulaires pour lesquelles le problème d'étanchéité d'arbre mentionnée ci-dessus ne se pose pas.

3.4.6 Rognage des roues

Pour réduire, **une fois pour toutes**, la puissance utile d'une pompe centrifuge radiale ou semi-axiale, à vitesse de rotation constante, il faut réduire le diamètre extérieur, D , de la roue. La diminution maximale du diamètre est limitée par le fait que les aubes doivent toujours se couvrir dans une vue radiale. Les courbiers (figure 18) présentent en règle générale les courbes caractéristiques de la pompe pour plusieurs diamètres de rognage, D (en mm).

Aucun rognage n'est possible sur les roues, en matériau dur, comme celles employées pour le transport hydraulique de matières solides, ou en acier inoxydable ainsi que sur les roues monocanal (figure 43), les roues ouvertes à ailettes radiales

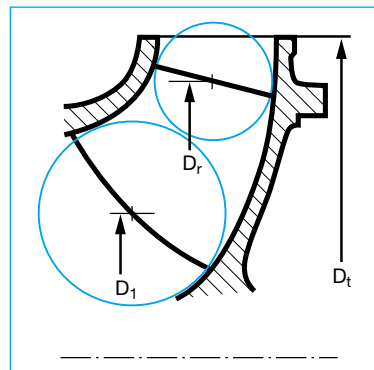


Figure 29 : Contour de rognage d'une roue avec sortie semi-axiale

et les roues périphériques (figure 4) (ceci s'applique également à l'affûtage des aubes selon le chapitre 3.4.7). Dans le cas de pompes multicellulaires, seules les aubes, mais non les flasques de roue sont rognées; on parle alors de rognage limité aux aubes. Le cas échéant, au lieu de rognage des aubes de roue, on peut démonter la roue et le diffuseur d'un des étages d'une pompe multicellulaire, et les remplacer par une cellule vide (ce sont deux chemises cylindriques concentriques, pour le guidage de l'écoulement). Les roues avec sortie non cylindrique sont rognées selon les indications des courbiers (p. ex. comme sur la figure 29).

Si le diamètre ne doit être que légèrement réduit, il peut être calculé par une formule empirique. Un calcul exact n'est par contre pas possible car la similitude géométrique en ce qui concerne les angles d'aube et les largeurs de sortie n'est plus assurée après le rognage des roues. La relation entre Q , H et le diamètre extérieur, D , (éventuellement moyenné) de la roue, est donnée par la formule empirique suivante (indice t = état avant la réduction du diamètre extérieur de la roue, indice r = état après la réduction) :

$$(D_t/D_r)^2 \approx Q_t/Q_r \approx H_t/H_r \quad (26)$$

Le diamètre extérieur (moyen) après rognage peut alors être déterminé :

$$D_r \approx D_t \cdot \sqrt{(Q_r/Q_t)} \approx D_t \cdot \sqrt{(H_r/H_t)} \quad (27)$$

Les données permettant de déterminer le diamètre après rognage peuvent être obtenues à partir de la figure 30 : pour cela, tracer sur la courbe débit-hauteur (avec échelle linéaire!) une droite passant par l'origine et par le nouveau point de fonctionnement souhaité, B_r , (faire attention lorsque le zéro des courbes caractéristiques est masqué !), cette droite coupe la courbe caractéristique existante pour le diamètre de roue total, D_t , en B_t . On obtient ainsi les couples de valeurs Q et H avec les indices t et r , qui permettent de déduire approximativement, à l'aide de l'équation (27) le diamètre après rognage, D_r , souhaité.

La méthode selon la norme ISO 9906 est un peu plus précise mais plus compliquée en raison de l'intégration du diamètre (moyen), D_1 , du bord d'attaque de l'aube (indice 1), applicable pour $n_q < 79$ et jusqu'à une réduction de diamètre $< 5\%$, dans la mesure où l'angle d'aube et la largeur de la roue restent constants. La relation est alors (avec les désignations selon les figures 29 et 30) :

$$(D_r^2 - D_1^2) / (D_t^2 - D_1^2) = H_r / H_t = (Q_r / Q_t)^2 \quad (28)$$

Une solution n'est ici possible que si D_1 est connu et si une parabole, $H \sim Q^2$ – et non une droite comme dans la figure 30 – est tracée par le point de fonctionnement réduit, B_r , (avec H_r et Q_r), parabole qui coupe la courbe débit-hauteur correspondante à D_t à un autre point B_t (avec d'autres H_t et Q_t).

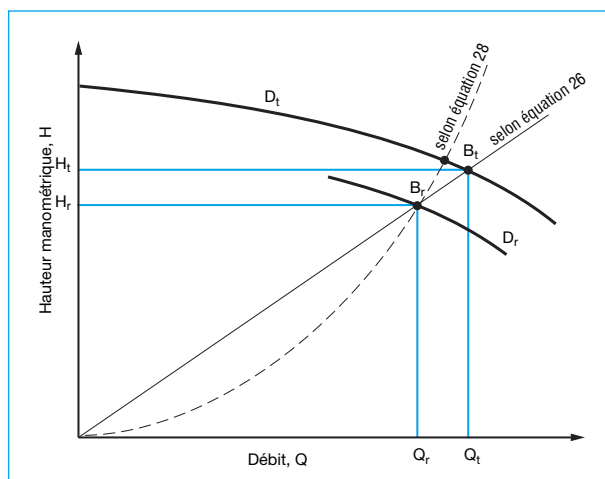


Figure 30 : Détermination du diamètre après rognage, D_r

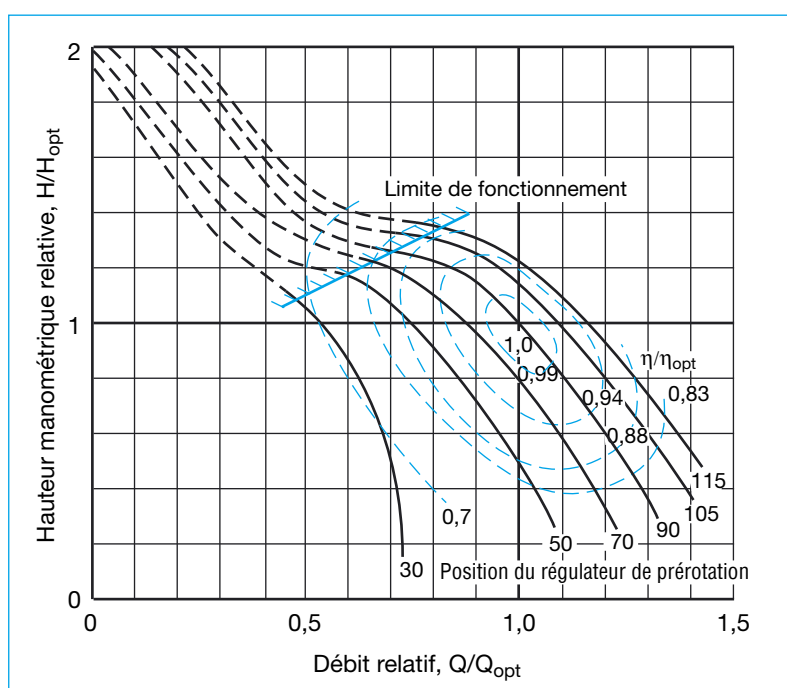


Figure 32 : Grille de sélection d'une pompe centrifuge avec réglage de la prérotation, $n_q \approx 160$

3.4.7 Affûtage des aubes de roue

Une légère augmentation permanente de la hauteur manométrique de la pompe au point de rendement maximum (jusqu'à 4–6%) peut être obtenue, dans le cas de roues radiales, par l'affûtage des aubes recourbées en arrière, c'est-à-dire par l'affûtage de la sortie sur le côté concave (figure 31) ; la hauteur manométrique à $Q = 0$ reste

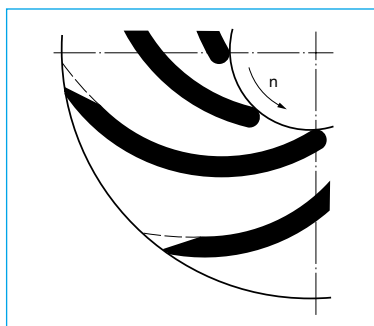


Figure 31 : Aubes de roue affûtées

constante. Cette méthode est adaptée pour les dernières petites améliorations à effectuer.

3.4.8 Régulation du débit par prérotation

Dans le cas de pompes à corps tubulaire droit, avec roues semi-axiales, on peut influencer la courbe caractéristique en modifiant la prérotation dans l'entrée de roue. Des régulateurs de prérotation de ce type sont souvent employés comme éléments de régulation du débit. Les différentes courbes caractéristiques sont alors reportées dans les courbiers avec l'indication de la régulation (figure 32).

3.4.9 Régulation du débit par réglage des pales

Les courbes caractéristiques des pompes à hélice peuvent être modifiées par le réglage des pales d'hélice. Ce réglage peut être fixé par vis ou permettre la régulation du débit au moyen d'un mécanisme à réglage continu. Les angles de réglage sont reportés dans les courbiers pour les différentes courbes caractéristiques (figure 33).

3.4.10 Régulation du débit par by-pass

Il est possible d'augmenter la pente de la courbe caractéristique de réseau par étranglement d'une robinetterie, mais aussi de diminuer la pente par l'ouverture d'un by-pass dans la conduite de refoulement, voir figure 34.

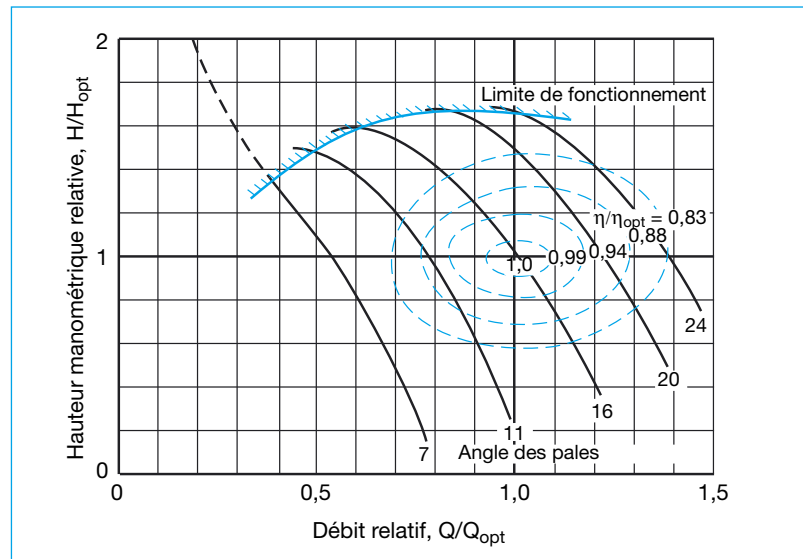


Figure 33 : Grille de sélection d'une pompe axiale avec réglage des pales, $n_q \approx 200$

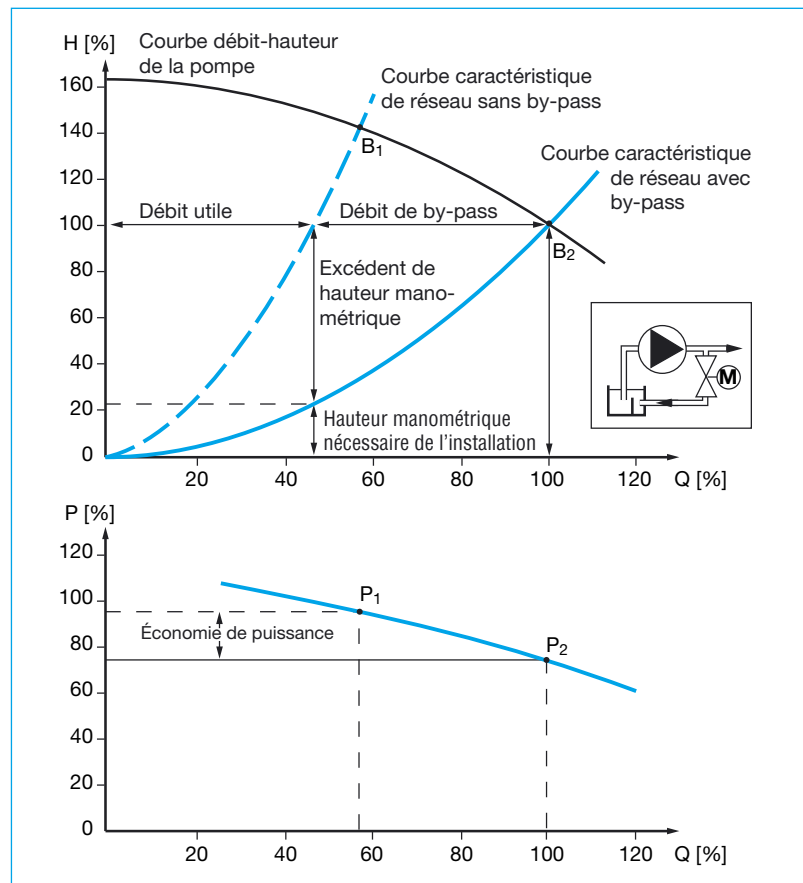


Figure 34 : Courbes caractéristiques et points de fonctionnement d'une pompe avec une courbe caractéristique de puissance ayant une pente négative dans le cas d'une régulation de débit par by-pass (dans le cas d'une pompe avec roue radiale, la courbe caractéristique de puissance augmenterait vers la droite ; ce type de régulation engendrerait plus de puissance, voir figure 5)

Le point de fonctionnement se déplace dans ce cas de B_1 vers un plus grand débit, B_2 ; le débit passant par le by-pass qui est réglable, peut être retourné dans le réservoir d'aspiration, et ne sera donc pas utilisé. Ce mode de régulation est intéressant du point de vue énergétique uniquement si la courbe caractéristique de puissance diminue lorsque le débit augmente, ce qui est le cas pour des vitesses de rotation spécifiques élevées (roues semi-axiales ou roues à hélice) ($P_1 > P_2$). Dans cette plage de fonctionnement la régulation par prérotation ou par réglage des aubes permet toutefois des régulations encore plus économiques. Le coût entraîné par le by-pass et la robinetterie de régulation n'est pas négligeable [4]. Cette méthode est aussi adaptée pour la protection des pompes contre un fonctionnement dans des plages de charge partielle non autorisées (voir limites de fonctionnement sur les figures 5 et 6c ainsi que 32 et 33).

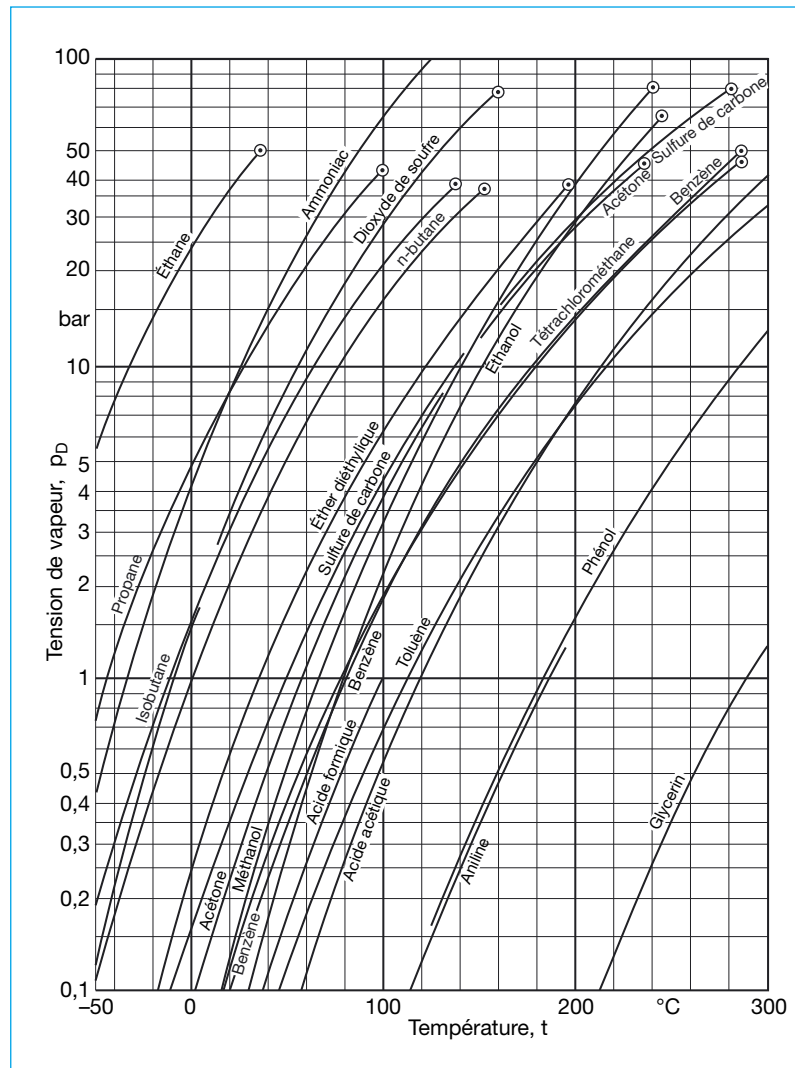


Figure 35 : Tension de vapeur, p_D , de différents fluides en fonction de la température, t , (agrandissement, voir page 88)

3.5 Rapport aspiration et refoulement [3]

(NPSH = Net Positive Suction Head, charge nette absolue à l'aspiration)

3.5.1 Valeur NPSH de l'installation, NPSH_{disp}

La valeur NPSH_{disp} représente la différence de pression disponible entre la pression totale au milieu de la bride d'entrée de la pompe et la tension de vapeur,

p_D (également appelée hauteur de saturation), mesurée comme hauteur manométrique en m. Cette valeur est en quelque sorte une mesure du risque d'évaporation à cet endroit et n'est définie que par les caractéristiques de l'installation et du fluide transporté.

Les tensions de vapeur de l'eau et d'autres fluides sont indiquées dans le tableau 12 et représentées en fonction de la température sur la figure 35.

3.5.1.1 NPSH_{disp} d'une pompe fonctionnant en aspiration

Dans le cas d'un fonctionnement en aspiration (figure 8), la pompe est placée au-dessus du niveau du fluide côté aspiration. La valeur du NPSH_{disp} peut être calculée à partir des données d'état dans le réservoir d'aspiration (indice e) de la manière suivante (voir figure 36) :

Tableau 12 : Tension de vapeur, p_D , masse volumique, ρ , et viscosité cinématique, ν , de l'eau saturée en fonction de la température, t .

t °C	p_D bar	ρ kg/m ³	ν mm ² /s	t °C	p_D bar	ρ kg/m ³	ν mm ² /s	t °C	p_D bar	ρ kg/m ³	ν mm ² /s
0	0,00611	999,8	1,792	61	0,2086	982,6		145	4,155	921,7	
1	0,00656	999,9		62	0,2184	982,1		150	4,760	916,9	
2	0,00705	999,9		63	0,2285	981,6					
3	0,00757	1000,0		64	0,2391	981,1		155	5,433	912,2	
4	0,00812	1000,0		65	0,2501	980,5		160	6,180	907,4	0,1890
5	0,00872	1000,0		66	0,2614	980,0					
6	0,00935	999,9		67	0,2733	979,4		165	7,008	902,4	
7	0,01001	999,9		68	0,2856	978,8		170	7,920	897,3	
8	0,01072	999,8		69	0,2983	978,3					
9	0,01146	999,7		70	0,3116	977,7	0,413	175	8,925	892,1	
10	0,01227	999,6	1,307					180	10,027	886,9	0,1697
				71	0,3253	977,1					
11	0,01311	999,5		72	0,3396	976,6		185	11,234	881,4	
12	0,01401	999,4		73	0,3543	976,0		190	12,553	876,0	
13	0,01496	999,3		74	0,3696	975,4					
14	0,01597	999,2		75	0,3855	974,8		195	13,989	870,3	
15	0,01703	999,0		76	0,4019	974,3		200	15,550	864,7	0,1579
16	0,01816	998,8		77	0,4189	973,7					
17	0,01936	998,7		78	0,4365	973,0		205	17,245	858,7	
18	0,02062	998,5		79	0,4547	972,5		210	19,080	852,8	
19	0,02196	998,4		80	0,4736	971,8	0,365				
20	0,02337	998,2	1,004					215	21,062	846,6	
				81	0,4931	971,3		220	23,202	840,3	0,1488
21	0,02485	997,9		82	0,5133	970,6					
22	0,02642	997,7		83	0,5342	969,9		225	25,504	834,0	
23	0,02808	997,5		84	0,5557	969,4		230	27,979	827,3	
24	0,02982	997,2		85	0,5780	968,7					
25	0,03167	997,0		86	0,6010	968,1		235	30,635	820,6	
26	0,03360	996,7		87	0,6249	967,4		240	33,480	813,6	0,1420
27	0,03564	996,4		88	0,6495	966,7					
28	0,03779	996,1		89	0,6749	966,0		245	36,524	806,5	
29	0,04004	995,8		90	0,7011	965,3	0,326	250	39,776	799,2	
30	0,04241	995,6	0,801								
				91	0,7281	964,7		255	43,247	791,8	
31	0,04491	995,2		92	0,7561	964,0		260	46,944	784,0	0,1339
32	0,04753	994,9		93	0,7849	963,3					
33	0,05029	994,6		94	0,8146	962,6		265	50,877	775,9	
34	0,05318	994,2		95	0,8452	961,9		270	55,055	767,9	
35	0,05622	993,9		96	0,8769	961,2					
36	0,05940	993,5		97	0,9095	960,4		275	59,487	759,4	
37	0,06274	993,2		98	0,9430	959,8		280	64,194	750,7	0,1279
38	0,06624	992,9		99	0,9776	959,0					
39	0,06991	992,6		100	1,0132	958,3	0,295	285	69,176	741,6	
40	0,07375	992,2	0,658					290	74,452	732,3	
				102	1,0878	956,8					
41	0,07777	991,8		104	1,1668	955,5		295	80,022	722,7	
42	0,08198	991,4		106	1,2504	954,0		300	85,916	712,5	0,1249
43	0,08639	991,0		108	1,3390	952,6					
44	0,09100	990,6		110	1,4327	951,0		305	92,133	701,8	
45	0,09582	990,2						310	98,694	690,6	
46	0,10085	989,8		112	1,5316	949,6					
47	0,10612	989,3		114	1,6361	948,0		315	105,61	679,3	
48	0,11162	988,9		116	1,7465	946,4		320	112,90	667,1	0,1236
49	0,11736	988,5		118	1,8628	944,8					
50	0,12335	988,0	0,553	120	1,9854	943,1	0,2460	325	120,57	654,0	
								330	128,64	640,2	
51	0,12960	987,7		122	2,1144	941,5		340	146,08	609,4	0,1245
52	0,13613	987,2		124	2,2503	939,8					
53	0,14293	986,7		126	2,3932	938,2		350	165,37	572,4	
54	0,15002	986,2		128	2,5434	936,5					
55	0,15741	985,7		130	2,7011	934,8		360	186,74	524,4	0,1260
56	0,16509	985,2									
57	0,17312	984,7		132	2,8668	933,2		370	210,53	448,4	
58	0,18146	984,3		134	3,0410	931,4					
59	0,19015	983,7		136	3,2224	929,6		374,2	225,60	326,0	0,1490
60	0,19920	983,2	0,474	138	3,4137	927,9					
				140	3,614	926,1	0,2160				

Masse volumique de l'eau de mer
 $\rho = 1030 \div 1040 \text{ kg/m}^3$

$$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) + v_e^2 / 2g - H_{v,s} - H_{s,geo} \pm s' \quad (29)$$

avec

- p_e pression dans le réservoir d'aspiration, en N/m^2 ,
- p_b pression atmosphérique, en N/m^2 (tableau 13 : noter l'influence de l'altitude !),
- p_D tension de vapeur, en N/m^2 (pression absolue dans le tableau 12 !),
- ρ masse volumique, en kg/m^3 ,
- g accélération de la pesanteur : $9,81 \text{ m/s}^2$,
- v_e vitesse d'écoulement dans le réservoir d'aspiration, en m/s ,
- $H_{v,s}$ perte de charge dans la conduite d'aspiration, en m ,
- $H_{s,geo}$ hauteur géométrique d'aspiration entre le niveau du fluide dans le réservoir d'aspiration et le centre de la bride d'aspiration de la pompe, en m ,
- s' différence de hauteur entre le centre de la bride d'aspiration de la pompe et le centre de l'entrée de roue, en m .

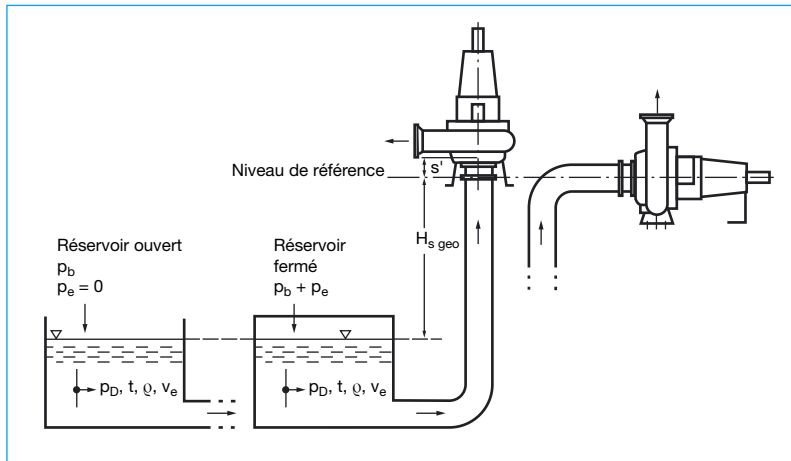


Figure 36 : Détermination de $NPSH_{disp}$ pour un fonctionnement en aspiration d'une pompe à installation horizontale ou verticale

Tableau 13 : Influence de la hauteur topographique sur les valeurs moyennes annuelles de la pression atmosphérique et sur la température d'ébullition ($1 \text{ mbar} = 100 \text{ Pa}$)

Hauteur au-dessus du niveau de la mer	Pression atmosphérique, p_b	Température d'ébullition
m	mbar	°C
0	1013	100
200	989	99
500	955	98
1000	899	97
2000	795	93
4000	616	87
6000	472	81

Pour de l'eau froide dans un réservoir ouvert, (figure 36, à gauche), au niveau de la mer, la formule (suffisamment précise dans la pratique) se simplifie, avec les unités indiquées ci-dessus, à :

$$NPSH_{disp} = 10 - H_{v,s} - H_{s,geo} \pm s' \quad (30)$$

La correction par s' n'est nécessaire que si le centre de l'entrée de la roue (qui est déterminant pour les risques de cavitation) ne se trouve pas à la même hauteur que le centre de la bride d'aspiration (= niveau de référence). Sur la figure 36, dans le cas de la pompe de gauche, $H_{s,geo}$ doit donc être « prolongé » de s' (c.-à-d. même signe pour $H_{s,geo}$ et s' !). Si s' est inconnu, une estimation basée sur le plan d'encombrement de la pompe suffit en général.

3.5.1.2 NPSH_{disp} d'une pompe fonctionnant en charge

En fonctionnement en charge (figure 9), la pompe est installée, contrairement au cas du chapitre 3.5.1.1, à un niveau inférieur à celui du fluide. Les équations (29) et (30) diffèrent donc par $+ H_{z,geo}$ au lieu de $- H_{s,geo}$:

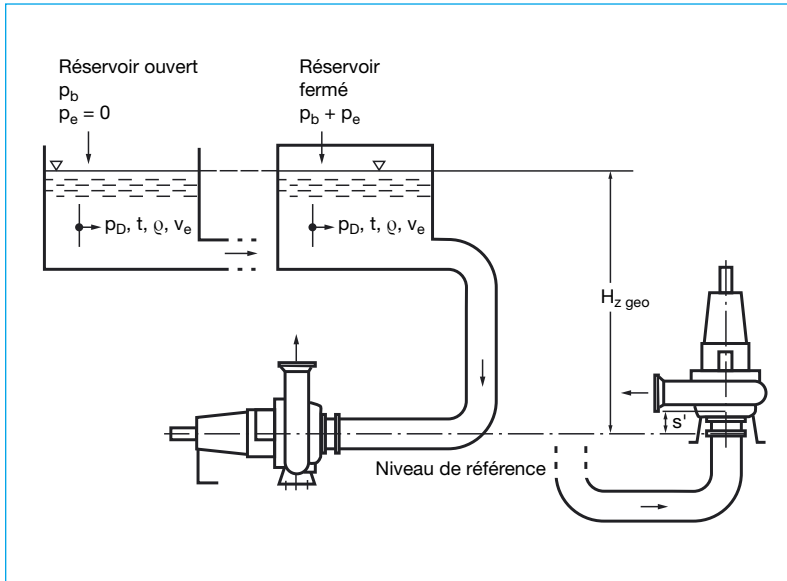


Figure 37 : Détermination de NPSH_{disp} en fonctionnement en charge pour une pompe à installation horizontale ou verticale

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = (p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) + v_e^2 / 2g - H_{v,s} + H_{z \text{ geo}} \pm s' \quad (31)$$

avec

$H_{z \text{ geo}}$ hauteur géométrique de charge entre le niveau du fluide dans le réservoir d'amenée et le centre de la bride d'aspiration de la pompe, en m.

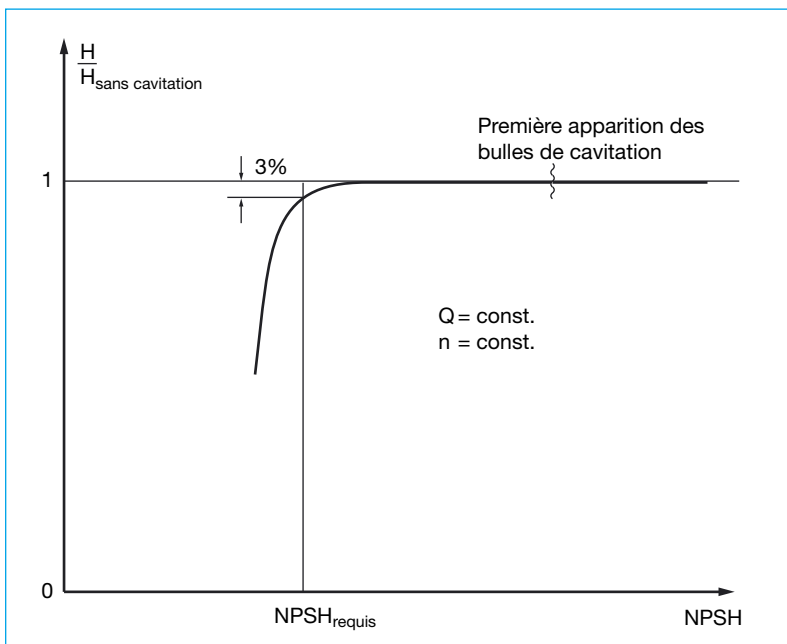


Figure 38 : Détermination expérimentale du NPSH_{requis} pour $\Delta H = 0,03 H_{\text{sans cavitation}}$

Pour de l'eau froide dans un réservoir ouvert, (figure 37, à gauche), au niveau de la mer, la formule (suffisamment précise dans la pratique) se simplifie, avec les unités indiquées ci-dessus, à :

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = 10 - H_{v,s} + H_{z \text{ geo}} \pm s' \quad (32)$$

Les remarques sur s' du chapitre 3.5.1.1 s'appliquent également par analogie.

3.5.2 Valeur NPSH de la pompe, NPSH_{requis}

Les premières bulles de cavitation se forment dans la pompe lorsque la pression diminue, longtemps avant que les propriétés hydrauliques de la pompe ne soient influencées. Pour des raisons économiques, on doit donc en général accepter dans la pratique l'apparition de petites bulles de cavitation. Certains critères permettent de définir l'importance de la cavitation autorisée. Souvent, une diminution de 3 % de la hauteur manométrique totale de la pompe en raison de la cavitation est admise. La figure 38 montre la méthode de détermination : pour un débit et une vitesse de rotation constants, on diminue le NPSH_{disp} de l'installation d'essai jusqu'à ce que la hauteur manométrique totale de la pompe diminue précisément de 3%. On peut également prendre en compte l'augmentation du bruit due à la cavitation, la mesure d'une usure de matériau par

abrasion ou une chute donnée du rendement de la pompe pour limiter la cavitation. Une valeur minimale du NPSH doit être définie afin de ne pas dépasser cet état, elle est indiquée dans les courbes $NPSH_{requis}$, sous les courbes débit-hauteur, en m (voir figure 18). Le niveau de référence est le centre de l'entrée de la roue (figure 39). Il peut être différent, de la mesure s' , du niveau de référence de l'installation, dans le cas de pompes verticales par exemple (voir figures 36 et 37).

Ainsi, pour ne pas dépasser la mesure ainsi indiquée de la cavitation admissible, il faut :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{requis} \quad (33)$$

La figure 40 illustre graphiquement cet état, au point d'intersection de $NPSH_{disp}$ et $NPSH_{requis}$. Si cette condition n'est pas satisfaite, la hauteur manométrique totale chute rapidement au-delà du point d'intersection (pour les débits élevés) et forme des « branches de décollement ».

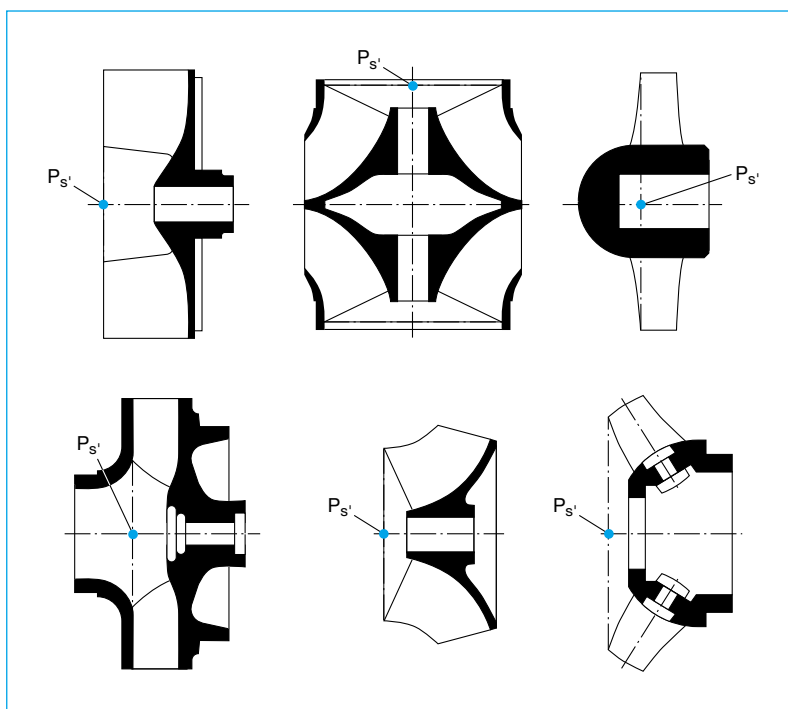


Figure 39 : Position du point de référence, P_s , pour différentes roues

Un fonctionnement prolongé avec ce phénomène endommage la pompe.

3.5.3 Corrections possibles

Les valeurs numériques des $NPSH_{disp}$ et $NPSH_{requis}$ dépendent des dimensions de l'instal-

lation et de la pompe, définies par la construction et qui ne peuvent plus être changées par la suite, d'une part et des données du point de fonctionnement d'autre part. Il en résulte des charges techniques et financières importantes pour l'amélioration ultérieure de la condition $NPSH_{disp} > NPSH_{requis}$ au sein d'une installation

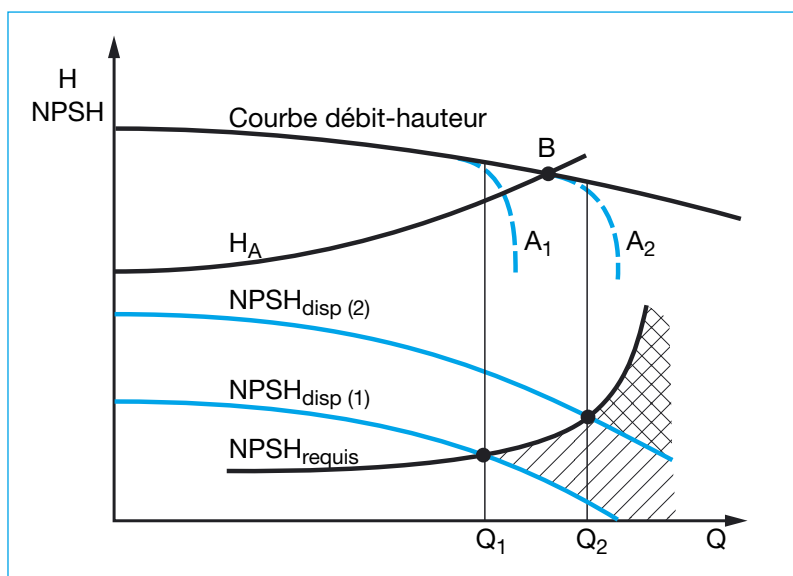


Figure 40 : « Branches de décollement » A_1 et A_2 de la courbe débit-hauteur dans le cas d'un $NPSH_{disp}$ insuffisant : déficit du NPSH dans la zone hachurée (cas 1) et dans la zone quadrillée (cas 2). Après l'augmentation de $NPSH_{disp}(1)$ à $NPSH_{disp}(2)$, la plage utile de fonctionnement de la pompe est augmentée de Q_1 à Q_2 et le point de fonctionnement B atteint.

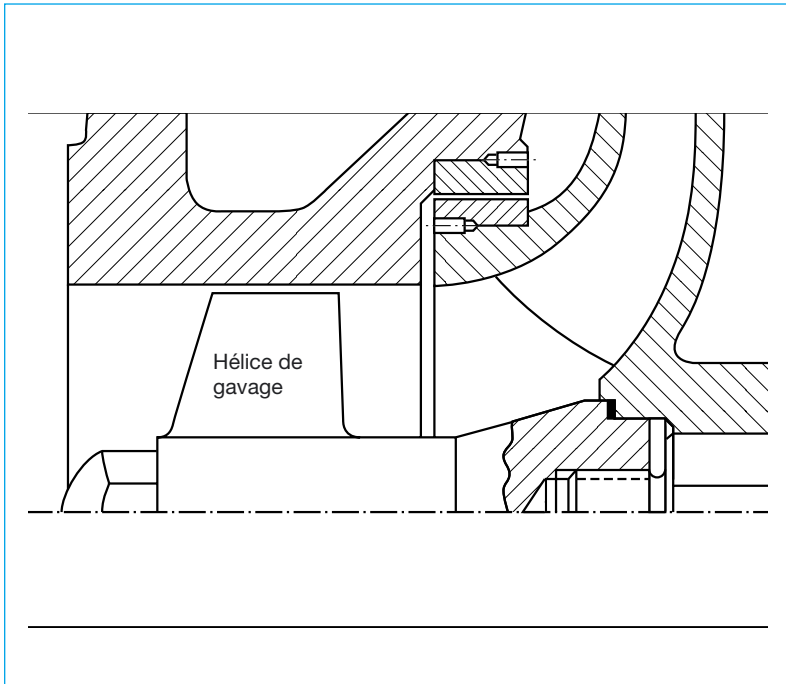


Figure 41 : Coupe d'une pompe avec hélice de gavage (détail)

de pompes centrifuges existante par des mesures telles que l'augmentation de $H_{z\text{ geo}}$ ou la diminution de $H_{s\text{ geo}}$ (par une élévation du réservoir ou une installation plus basse de la pompe) ou la réduction des pertes de

charge du côté aspiration, $H_{v,s}$, ou encore le remplacement de la pompe. Dans ce dernier cas, l'emploi d'une roue aspiratrice ou le montage en amont d'une hélice de gavage (inducer, figure 41) permet de limiter les coûts

d'amélioration (une transformation de la pompe est toutefois inévitable). Il faut néanmoins noter que la réduction de la valeur du $NPSH_{\text{requis}}$ par une hélice de gavage ne s'applique pas à toute la plage de refoulement de la pompe concernée, mais uniquement à des plages partielles définies (voir figure 42).

Il est possible d'augmenter la résistance à l'usure par cavitation, en particulier dans le cas des pompes de diamètre nominal important, par un choix adapté des matériaux (c'est-à-dire plus chers) des roues.

La correction du NPSH est simple uniquement dans un cas particulier : dans le cas de circuits fermés (p. ex. dans les installations de chauffage), le $NPSH_{\text{disp}}$ peut être le cas échéant amélioré par l'augmentation du niveau de pression, dans la mesure où l'installation admet une pression plus élevée.

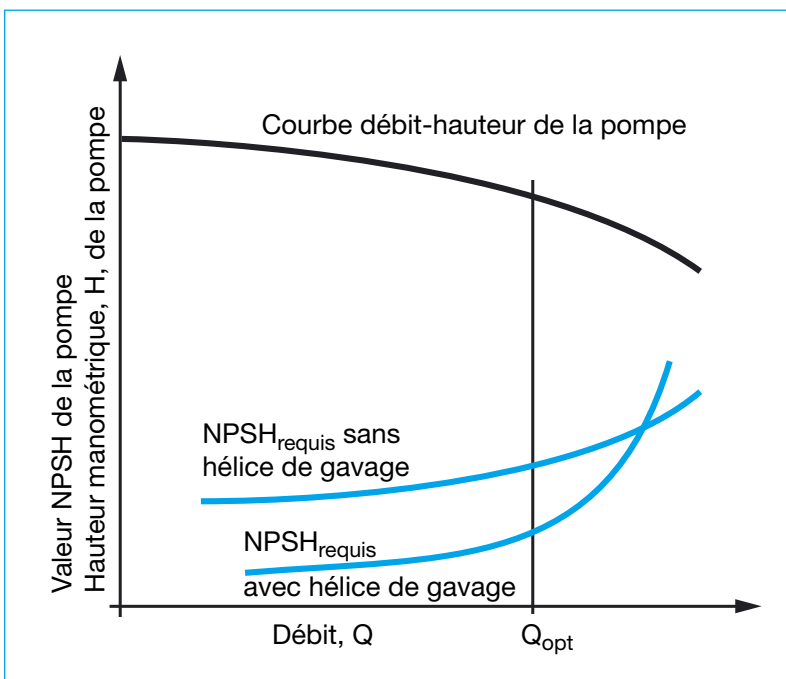


Figure 42 : Influence de l'hélice de gavage sur $NPSH_{\text{requis}}$

3.6 Influence des impuretés

Même si l'eau (eaux usées domestiques, eau de pluie ou leur mélange, par exemple) ne contient peu d'impuretés, on utilise déjà des roues et pompes spéciales (p. ex. avec orifice de nettoyage, étanchéités d'arbre particulières) [1].

La figure 43 montre les types de roue les plus courants pour ces eaux usées. Pour le transport de boues, les roues suivantes peuvent supporter des teneurs en matières solides plus élevées : roues à canaux jusqu'à 3%, roues monocanal jusqu'à 5%, roues à vortex jusqu'à 7% et roues à vis sans fin plus de 7%. Étant donné qu'aucun rognage

des roues monocanal pour le transport des eaux usées n'est possible pour adapter le point de fonctionnement (voir chapitre 3.4.6), ces pompes sont souvent entraînées par courroies trapézoïdales (voir figure 59 g).

Le supplément de puissance absorbée n'est pas indiquée sur la figure 20, mais dans la documentation spécifique au produit [1]. Il dépend en effet non seulement de la puissance absorbée mais aussi de la forme de roue et de la vitesse spécifique. Ainsi, **les réserves de puissance recommandées pour le transport des eaux usées ménagères et des eaux résiduaires contenant des matières fécales par des roues monocanal sont par exemple :**

jusqu'à	7,5 kW	env. 30% (≥ 1 kW),
de	11–22 kW	env. 20%,
de	30–55 kW	env. 15%,
plus de	55 kW	env. 10%.

Pour déterminer les pertes de charge dans les tuyauteries (voir chapitre 3.2.1.2), des majorations doivent être appliquées [1].

Afin d'éviter toute obstruction des tuyauteries dans le cas d'eaux usées très chargées, la vitesse d'écoulement doit être supérieure à 1,2 m/s dans les tuyaux horizontaux et à 2 m/s dans les tuyaux verticaux (des valeurs exactes ne peuvent être déterminées qu'expérimentalement !); il faut en tenir compte dans le cas de systèmes de variation de vitesse de rotation [1].

Types de roues pour le refoulement d'eaux usées

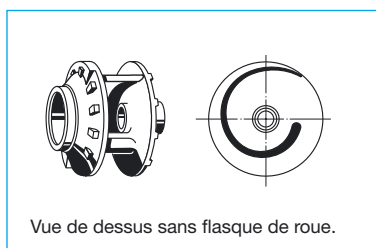


Figure 41a : Roue monocanal fermée pour eaux usées avec matières solides et filandreuses

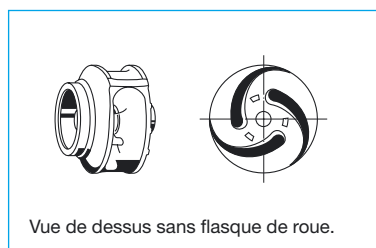


Figure 43b : Roue à canaux fermée, pour fluides avec matières solides ou boueuses, sans gaz, sans matières filandreuses

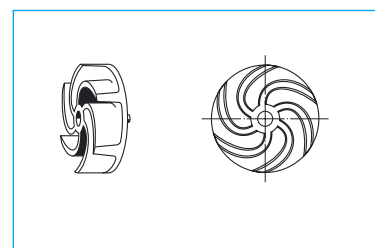


Figure 43c : Roue à vortex, pour fluides avec matières solides grosses ou filandreuses, avec inclusions de gaz

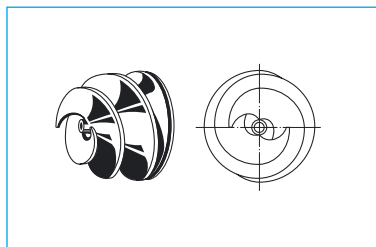


Figure 43d : Roue hélicoïdale, pour eaux usées avec matières solides grosses ou matières filandreuses ou pour boues avec 5 à 8% de matière sèche

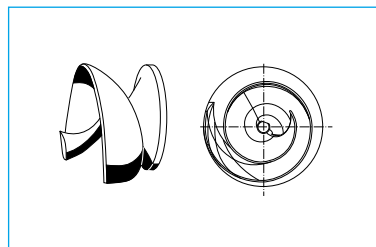


Figure 43e : Roue D pour eaux usées avec matières solides, filandreuses et grosses

4 Particularités relatives au refoulement de fluides visqueux

4.1 Courbe d'écoulement

La viscosité d'un fluide est la propriété de transmettre les contraintes de cisaillement. La figure 44 illustre ce processus : dans un fluide, une plaque plane de surface mouillée, A, est déplacée parallèlement à une paroi plane à une distance, y_0 , et à une vitesse, v_0 . Ce faisant, la force de frottement, F , que l'on peut convertir en contrainte de cisaillement, $\tau = F/A$, doit alors être compensée. Lors d'une variation de la distance, y_0 , par rapport à la paroi, ou de la vitesse, v_0 , ou du type de fluide, la variation de la contrainte de cisaillement, τ , est proportionnelle à celle de la vitesse, v_0 , ou inversement proportionnelle à celle de la distance, y_0 . Les deux paramètres, facilement identifiables, v_0 et y_0 , sont réunis en la notion de gradient de cisaillement, v_0/y_0 .

Étant donné que la viscosité du fluide transmet la contrainte de cisaillement, τ , non seulement aux parois mais aussi dans toutes les autres distances entre parois, c'est-à-dire à toutes les particules du fluide, on définit en généralisant, le gradient de cisaillement par $\partial v/\partial y$ (variation de la vitesse divisée par la variation de la distance) ; celui-ci, comme la contrainte de cisaillement, τ , n'est pas identique pour toutes les distances, y . Pour une série de mesures, les couples de valeurs, τ et $\partial v/\partial y$, peuvent être

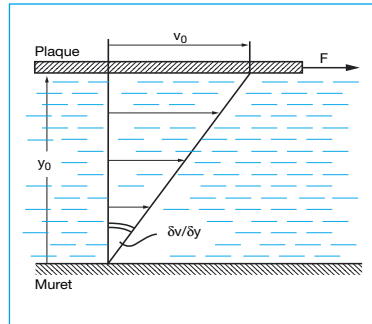


Figure 44 : Évolution de la vitesse entre une paroi plane et une plaque plane parallèle en déplacement.

F = force de déplacement
 v_0 = vitesse de déplacement
 y_0 = distance entre paroi
 $\partial v/\partial y$ = gradient de cisaillement

représentées sous forme de fonction sur la courbe dite d'écoulement (figure 45).

Si cette courbe d'écoulement est une droite passant par l'origine

$$\tau = \eta \cdot \partial v/\partial y \quad (34)$$

le facteur de proportionnalité constant, η , est appelé viscosité dynamique, l'unité est en Pa s. Un fluide de ce type (p. ex. l'eau ou toutes les huiles minérales) est un fluide normalement visqueux ou NEWTONien, pour lequel les lois de l'hydrodynamique s'appliquent sans restriction. Si, par contre, la courbe n'est pas une droite passant par l'origine mais est de forme quelconque, le fluide est non-NEWTONien, les lois de l'hydrodynamique ne s'appliquent alors qu'avec certaines restrictions. Ces deux cas doivent donc être en principe différenciés.

Étant donné que le quotient de la viscosité dynamique, η , sur la

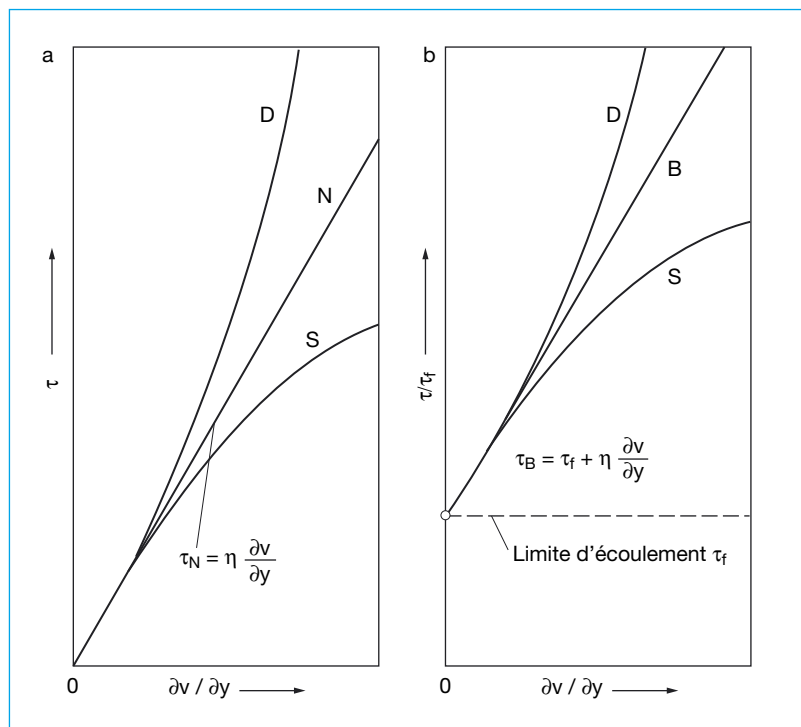


Figure 45 : Comportement à l'écoulement de fluides visqueux a sans, b avec limite d'écoulement, τ_f .

N NEWTONien, B de BINGHAM, S de viscosité intrinsèque, D dilatant

Courbe d'écoulement

masse volumique, ρ , est utilisé dans de nombreuses relations, on définit la viscosité cinématique par

$$\nu = \eta / \rho \quad (35)$$

avec

- ν viscosité cinématique, en m^2/s ,
- η viscosité dynamique, en Pa s (= kg/sm),
- ρ masse volumique, en kg/m^3 (valeurs numériques : voir la figure 48).

La viscosité cinématique de l'eau à 20 °C est $\nu = 1,00 \cdot 10^{-6} m^2/s$. D'autres valeurs numériques sont indiquées dans le tableau 12. Les unités autrefois généralement utilisées, centistokes = mm^2/s , degré Engler °E, secondes Saybolt S" (USA) ou secon-

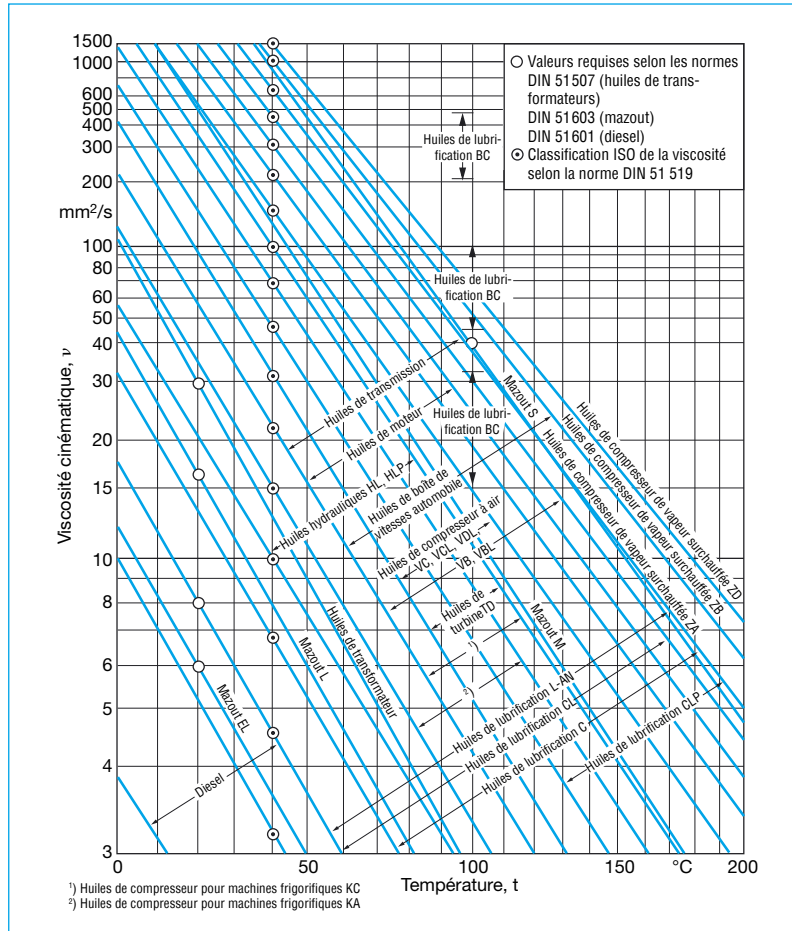
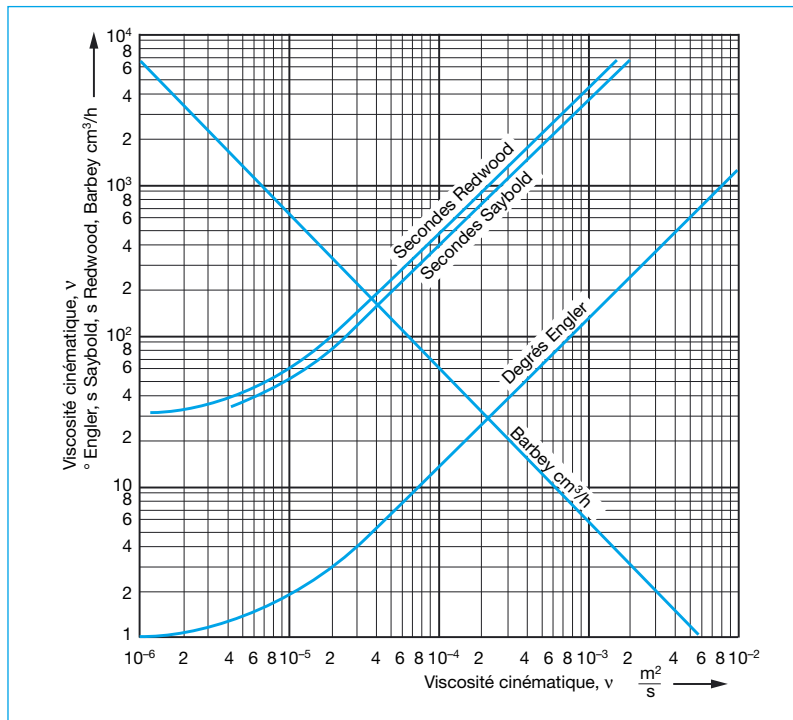


Figure 47 : Viscosité cinématique, ν , de différentes huiles minérales en fonction de la température, t (agrandissement, voir page 89)

Figure 46 : Conversion des différentes unités de la viscosité cinématique ν



des Redwood R" (Angleterre) ne sont à présent plus admises et peuvent être converties en m^2/s à l'aide de la figure 46.

La viscosité dépend (indépendamment des explications ci-dessus) de la température : la majorité des fluides devient plus liquide lorsque la température augmente, c'est-à-dire la viscosité diminue (figures 47 et 48).

La viscosité dynamique, η , d'un fluide, quel qu'il soit, peut être mesurée à l'aide d'un viscosimètre rotatif pour le tracé de la courbe d'écoulement : dans un récipient cylindrique rempli du fluide à étudier, un cylindre est en rotation à une vitesse choisie.

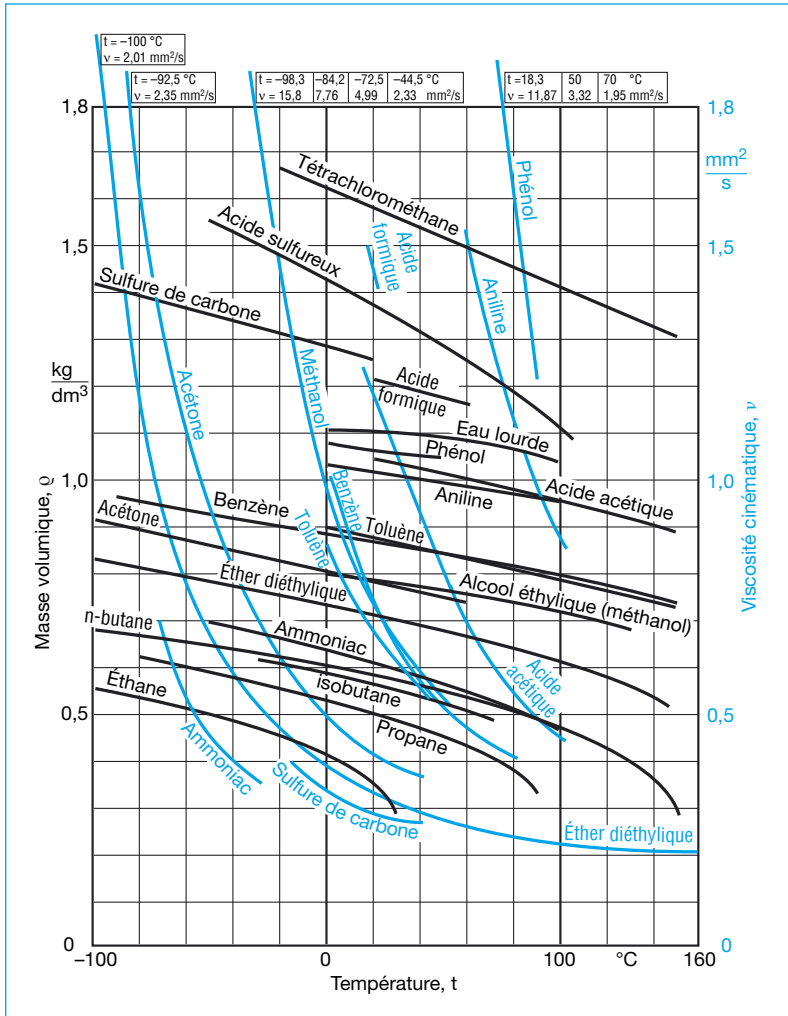


Figure 48 : Masse volumique, ρ , et viscosité cinématique, ν , de différents fluides en fonction de la température, t (agrandissement, voir page 90)

Le couple appliqué, la vitesse périphérique, l'aire en contact avec le fluide et la distance entre la paroi du cylindre et le réservoir sont mesurés à plusieurs vitesses.

4.2 Fluides NEWTONiens

4.2.1 Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe

La viscosité cinématique n'a une influence sensible sur les courbes caractéristiques des pompes cen-

trifuges (H , η et P en fonction de Q) qu'à partir d'une valeur $\nu > 20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Les courbes doivent être corrigées à partir de cette limite par un facteur déterminé empiriquement. Les deux méthodes les plus connues sont celle selon l'Hydraulic Institute (HI) et celle selon KSB. Les deux méthodes utilisent pour la représentation du facteur de correction des diagrammes traités en fait de manière analogue, mais qui se différencient en ce que la méthode KSB tient compte non seulement des grandeurs

d'influence Q , H et η , mais aussi de l'influence évidente de la vitesse spécifique, n_q (voir chapitre 3.1.5). La méthode HI (figure 49) n'a été déterminée que pour les vitesses $n_q = 15$ à 20 et donne dans cette étroite plage d'application des résultats numériques identiques à ceux de la méthode KSB (figure 50). Dans cette dernière, les mesures ont été effectuées sur une plage allant de $n_q = 6,5$ à $n_q = 45$ et pour des viscosités allant jusqu'à $\nu_z = 4000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. L'utilisation de ces deux diagrammes est illustrée par des exemples [9].

Le débit, Q , la hauteur manométrique, H , et le rendement, η , d'une pompe centrifuge à un étage, connus pour un fonctionnement avec de l'eau (indice w), peuvent être calculés pour un fonctionnement avec un fluide visqueux (indice z) de la manière suivante :

$$Q_z = f_Q \cdot Q_w \quad (36)$$

$$H_z = f_H \cdot H_w \quad (37)$$

$$\eta_z = f_\eta \cdot \eta_w \quad (38)$$

Les facteurs, f , sont appelés k dans la méthode HI ; les deux facteurs sont représentés graphiquement sur les figures 49 et 50 ; il faut indiquer également sur la figure 50 la vitesse de rotation de la pompe, n , et connaître la vitesse spécifique, n_q , de la roue de la pompe, p. ex. d'après la figure 3 ou l'équation 3.

Ces facteurs permettent de calculer les caractéristiques de fonctionnement – connues pour un fonctionnement avec de l'eau

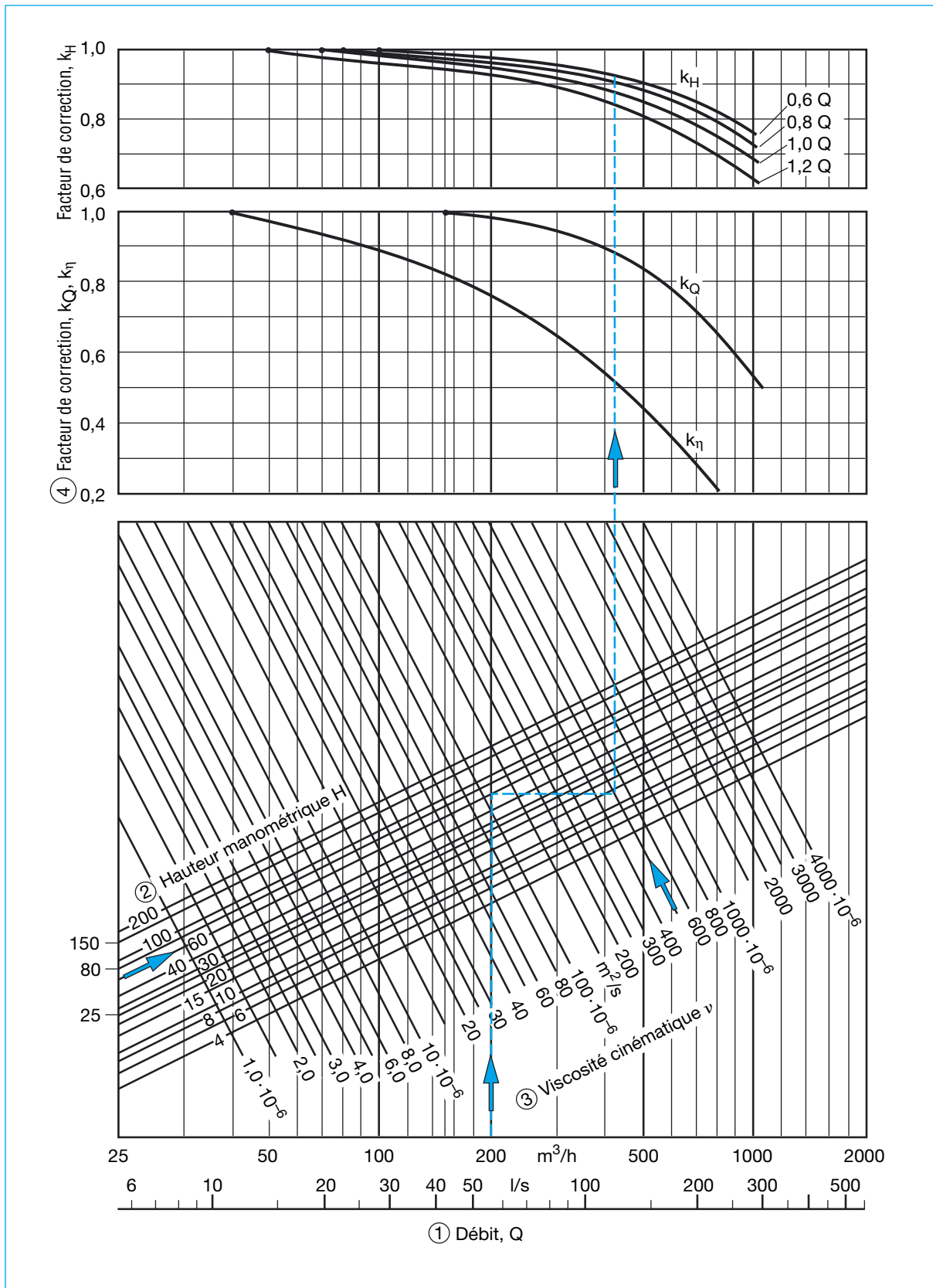


Figure 49 : Détermination des facteurs de correction, k , selon les normes de l'Hydraulic Institute.
Exemple illustré : $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 57,5 \text{ m}$, $\nu = 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

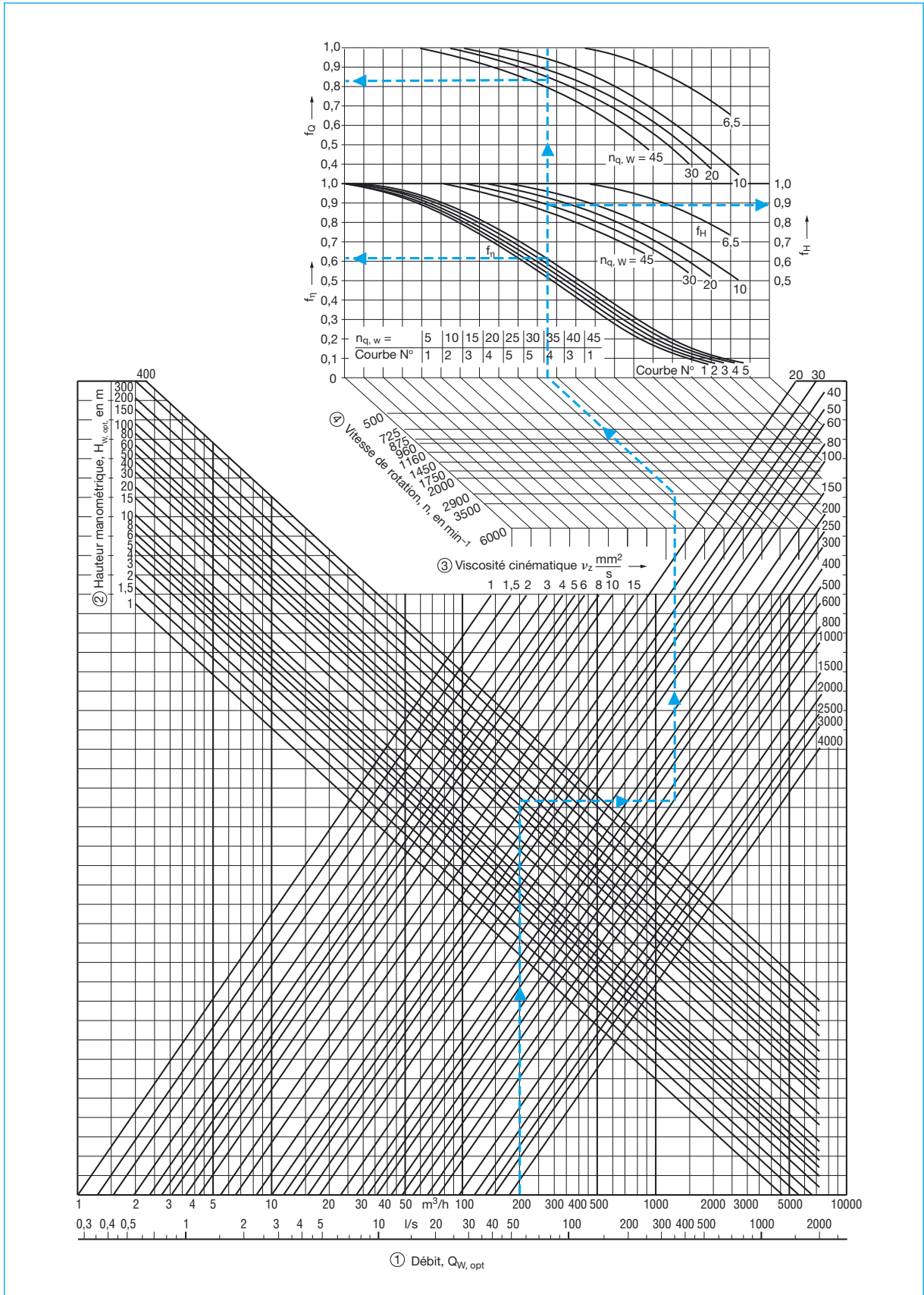


Figure 50: Détermination des facteurs de correction, f , selon la méthode KSB. Exemple illustré : $Q = 200 m^3/h$, $H = 57,5 m$, $\nu = 500 \cdot 10^{-6} m^2/s$, $n = 2900 min^{-1}$, $n_q = 32,8$

– pour des fluides visqueux ; le calcul s’applique dans la plage

$$0,8 Q_{opt} < Q < 1,2 Q_{opt}, \quad (39)$$

ainsi simplifié pour trois débits 0,8, 1,0 et 1,2 Q_{opt} à une seule exception près :

Pour $Q = 0,8 Q_{opt}$
 $H_z = 1,03 \cdot f_H \cdot H_w$.
 (jamais $H_z > H_w!$).

Pour un débit $Q = 0$, il faut simplement poser $H_z = H_w$ et $\eta_z = \eta_w = 0$. Le schéma présenté sur la figure 51 peut simplifier le calcul.

Après le calcul de la puissance aux trois débits, (dans la plage correspondant à l’équation 39) selon

$$P_z = \rho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z / 1000 \eta_z \quad (40)$$

avec

- ρ_z masse volumique, en kg/m^3 ,
- Q_z débit, en m^3/s ,
- g accélération de la pesanteur = $9,81 \text{ m/s}^2$,
- H_z hauteur manométrique, en m,
- η_z rendement, entre 0 et 1,
- P_z puissance, en kW (!),

il est possible de représenter toutes les courbes caractéristiques en fonction de Q_z , déterminées sur la base de 4 ou 3 points calculés, voir figure 52, page 54.

Si, inversement, ce ne sont pas les valeurs de l’eau qui sont indiquées mais les caractéristiques de fonctionnement avec un fluide visqueux, (p. ex. lors de la recherche d’une pompe adaptée

Détermination du point de fonctionnement

Données :

Débit	Q_w		m^3/h
Hauteur manométrique	H_w		m
Vitesse de rotation	n		1/min
Viscosité cinématique	ν_z		m^2/s
Masse volumique	ρ_z		kg/m^3
Accélération de la pesanteur	g	9,81	m/s^2

Calculs :

Q/Q_{opt}	=	0	0,8	1,0	1,2	–
Q_w	du courbier pour 4 points de la courbe caractéristique	0				m^3/h
H_w						m
η_w		0				–
$n_{q,w}$	du chap. 3.1.5	–	–		–	1/min
$f_{Q,w}$	de la figure 50		–			–
$f_{H,w}$		–				–
$f_{\eta,w}$		–				–
$Q_z = Q_w \cdot f_{Q,w}$		0				m^3/h
$H_z =$	$= H_w$	$= H_w$	$= H_w \cdot f_{H,w} \cdot 1,03$	$H_w \cdot f_{H,w}$	$H_w \cdot f_{H,w}$	
	↓	1)	↓	↓	↓	m
$\eta_z = \eta_w \cdot f_{\eta,w}$		0				–
$P_z = \frac{\rho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z}{\eta_z \cdot 1000 \cdot 3600}$						kW

1) Si $H_z > H_w$, poser $H_z = H_w$
 2) Avec ces valeurs, 4 points des courbes QH_z et $Q\eta_z$ et 3 points de la courbe QP_z sont définis. Les représenter en fonction de Q.

Figure 51 : Fiche de calcul selon la méthode KSB des courbes caractéristiques de pompe pour le refoulement d’un fluide visqueux (agrandissement, voir page 91)

pour le point de fonctionnement requis), on estime tout d’abord les valeurs de l’eau puis on se rapproche de la solution à l’aide des facteurs de correction f_Q , f_H et f_{η} par itération (en deux ou si nécessaire trois étapes).

Au-dessus d’une vitesse spécifique, $n_q \approx 20$, la méthode de calcul mieux adaptée de KSB conduit à des puissances d’entraînement plus faibles, au-

dessous de cette limite, les puissances d’entraînement calculées d’après HI sont trop faibles [9]!

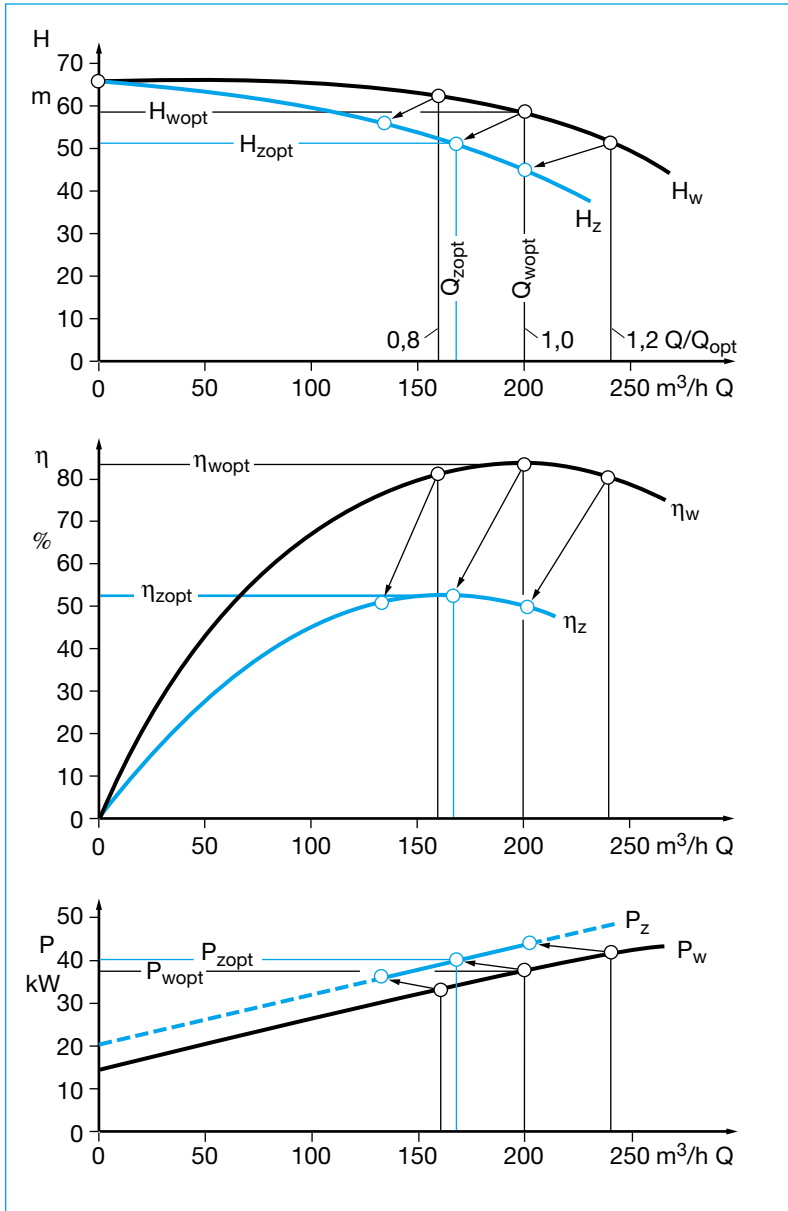


Figure 52 : Transformation des courbes caractéristiques de l'eau à celles d'un fluide visqueux

4.2.2 Influence sur les courbes caractéristiques de réseau

Étant donné que toutes les lois hydrodynamiques s'appliquent sans restriction dans le cas des fluides NEWTONiens, les formules de calcul et les diagrammes s'appliquent également aux coefficients de frottement des tuyauteries et aux coefficients

de pertes dans les robinetteries. Il faut ainsi uniquement remplacer la viscosité cinématique, ν_w , de l'eau par ν_z du fluide visqueux pour calculer le nombre de REYNOLDS $Re = v \cdot d/\nu$. On obtient ainsi un nombre de Reynolds, Re , plus petit et par suite un coefficient de frottement, λ_z , dans les tuyauteries plus important d'après la figure 10

(l'influence de la rugosité des parois peut dans ce cas ne pas être prise en considération en raison des couches limites plus importantes). Le rapport avec la valeur de l'eau, λ_z/λ_w , permet alors d'estimer toutes les pertes de charge dans les tuyauteries et les robinetteries, calculées pour l'eau, selon les indications du chapitre 3.2.1.2.

Dans la pratique, la figure 53 peut également être utilisée : ici, le coefficient de frottement, λ_z , peut être rapidement déterminé en fonction du débit, Q , du diamètre intérieur, d , du tuyau et de la viscosité cinématique, ν_z , alors que le coefficient, λ_w , ne s'applique dans ce diagramme que pour des tuyaux hydrauliquement lisses (donc pas pour les tuyaux rugueux) ! Le coefficient, λ_w , correspondant permet de nouveau de calculer λ_z/λ_w .

Étant donné que la partie statique de la courbe caractéristique de réseau, H_A , (figure 16) n'est pas influencée par la viscosité, la partie dynamique de la courbe caractéristique de réseau, déterminée pour un fonctionnement avec de l'eau, peut être retracée sous forme de parabole plus pentue pour un fluide visqueux.

4.3 Fluides non-NEWTONiens

4.3.1 Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe

En raison des gradients de cisaillement inconnus localement dans les éléments hydrauliques des pompes, il n'est pas possible de calculer l'influence de

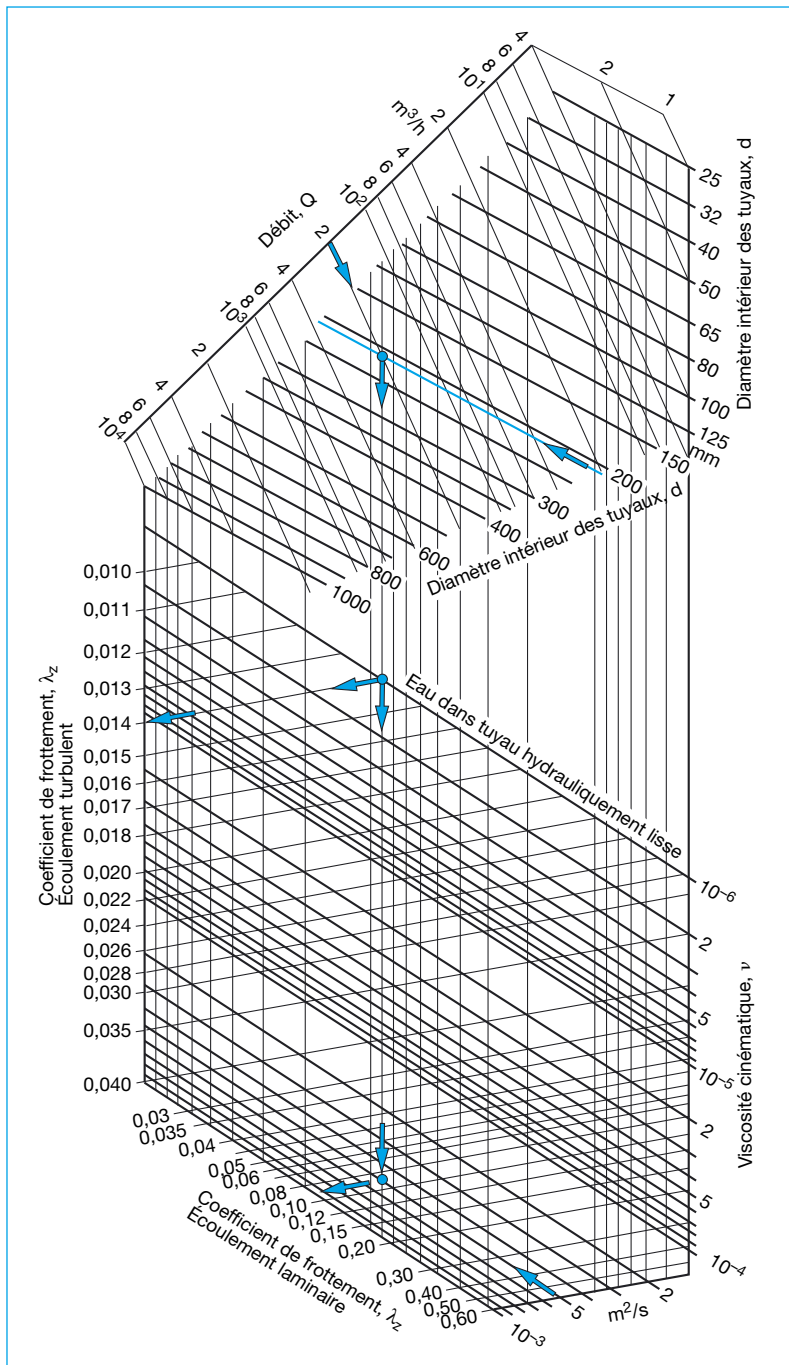


Figure 53 : Détermination des coefficients de frottement, λ_z , pour les fluides visqueux.

Exemple : $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$; $d = 210 \text{ mm}$; $\nu_z = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

la viscosité de liquides non-NEWTONiens sur les courbes caractéristiques des pompes. Uniquement pour des fluides très spéciaux, comme les pâtes fibreuses, les connaissances acquises par une longue expé-

rience sur ces milieux permettent de faire des prévisions. Le dimensionnement des pompes doit donc être réservé au service compétent.

4.3.2 Influence sur les courbes caractéristiques de réseau

Étant donné que les courbes d'écoulement ne sont pas des droites avec viscosité constante, on peut s'aider de la manière suivante : on divise ces courbes en courts segments de parabole et on détermine graphiquement pour chacun de ces segments (dans une représentation logarithmique) le paramètre (= coefficient de dureté) et l'exposant n (= coefficient structurel) des paraboles. Un diagramme spécial (analogue à celui de la figure 10), dans lequel le coefficient de frottement des tuyauteries, λ_z , est représenté en fonction du nombre de REYNOLDS généralisé, Re_n , pour plusieurs exposants n, permet de lire λ_z et de déterminer la courbe caractéristique de réseau, H_A , pour un débit, Q, donné. Comme cette méthode est extrêmement longue en raison des multiples itérations, elle ne peut être recommandée pour une application générale.

On revient dans ce cas, comme pour les courbes caractéristiques des pompes à l'expérience acquise avec des fluides donnés et on lit dans des diagrammes avec une étroite plage d'application, la perte de charge, H_V . L'incertitude sur les valeurs ainsi évaluées des pertes de charge augmente avec l'écart par rapport à ces conditions. Seule l'expérience du département technique peut alors aider dans de tels cas.

5 Particularités dans le cas du transport de fluides contenant du gaz

Contrairement aux gaz dissous, la teneur d'un fluide en gaz **non-dissous** (en volume) peut avoir une importante influence sur le dimensionnement, les courbes caractéristiques et le comportement des pompes centrifuges, comme cela est illustré dans l'exemple d'une pompe avec roues à canaux de la figure 54. Cette teneur en gaz peut provenir du procédé de production mais aussi d'une étanchéité défectueuse au niveau d'une bride ou des tiges des robinetteries dans les tuyauteries d'aspiration ou encore par des vortex aérés

dans des chambres d'entrée ouvertes, lorsque le niveau de l'eau est bas, voir chapitre 7.2.

Dans le champ de la force centrifuge d'une roue, les bulles de gaz ont tendance à se rassembler en des endroits donnés de la pompe et à perturber l'écoulement. Cet effet est d'autant plus favorisé que :

- la pompe fonctionne en charge partielle car l'effet d'entraînement est dans ce cas diminué en raison des faibles vitesses d'écoulement ;
- le diamètre d'entrée de la roue est petit car l'effet relatif d'étranglement par le volume de gaz est plus important ;

- la vitesse spécifique, n_q , de la roue de la pompe est faible ;
- la vitesse de rotation de la pompe est faible.

Il n'est pas possible de déterminer par le calcul ces effets. Lors de teneurs en gaz probablement importantes dans le fluide débité, les mesures suivantes peuvent être utiles :

- un réservoir de dégazage suffisamment grand dans la conduite d'aspiration permet un dégazage du fluide et ainsi de réduire les perturbations provoquées par les bulles de gaz non-dissoutes ;
- les tuyauteries qui alimentent un réservoir d'aspiration ouvert, doivent arriver au-dessous du niveau du fluide afin que la chute de l'eau par exemple ne puisse entraîner aucune bulle d'air dans le réservoir ; une chicane doit en outre empêcher l'entrée de turbulences dans les tuyauteries d'aspiration (voir figures 64 et 65) ;
- un fonctionnement en charge partielle de la pompe peut être évité par l'installation d'une pompe spéciale de charge partielle ; si celle-ci ne doit fonctionner que par intermittence, le choix d'une pompe auto-amorçante (au rendement plus faible) peut être intéressant ;
- un circuit de dégazage avant le moyeu de la roue nécessite un dispositif d'aspiration, son efficacité est limitée pour des teneurs en gaz importantes et il perturbe l'écoulement en fonctionnement normal.

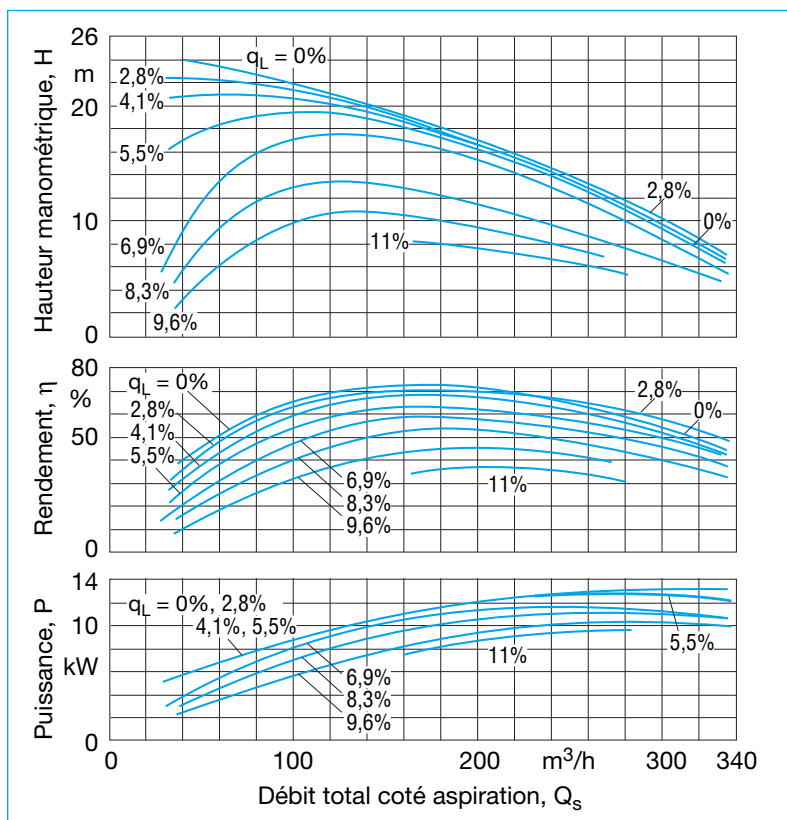


Figure 54 : Influence de l'air non-dissout sur le fonctionnement d'une pompe à roue à canaux pour le refoulement d'eaux usées décantées (roue à trois canaux ouverte, $D = 250 \text{ mm}$, $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, $n_q = 37$). $q_L =$ volume d'air côté aspiration, en % du mélange.

- Du côté pompe, des roues ouvertes (voir figure 4) avec aussi peu d'aubes que possible sont un avantage, de façon analogue au montage en amont d'une hélice de gavage (figure 41). Les roues à canaux (figure 43) peuvent entraîner, sans mesure particulière, des teneurs en gaz allant jusqu'à 3% en volume et les roues à vortex des teneurs de 6 à 7% en volume.
- Lorsque de hautes teneurs en gaz sont prévues, les pompes à canal latéral (plus faible rendement, bruit plus élevé, débit limité) ou les pompes à anneau liquide (selon le principe volumétrique) ont un fonctionnement plus fiable.

6 Particularités dans le cas du transport de fluides contenant des matières solides

6.1 Vitesse de sédimentation

Les matières solides (plus lourdes que l'eau) peuvent être d'autant mieux transportées que leur vitesse de sédimentation est faible et que leur vitesse d'écoulement est élevée. En raison des nombreux facteurs d'influence, le calcul de la vitesse de sédimentation n'est toutefois possible qu'à partir d'hypothèses : la vitesse de sédimentation d'une bille dans un espace illimité (indice 0) est, à partir de l'équilibre des forces :

$$w_{s0} = \sqrt{\frac{4 g d_s}{3 c_D} \cdot \frac{Q_s - Q_f}{Q_f}} \quad (41)$$

avec

w_{s0} vitesse de sédimentation, en m/s,

g accélération de la pesanteur, $9,81 \text{ m/s}^2$,

d_s diamètre de la bille, en m,

c_D coefficient de résistance de la bille, dépend de Re_s ,

Q_s masse volumique de la matière solide, en kg/m^3 ,

Q_f masse volumique du fluide, en kg/m^3 .

$$Re_s = w_{s0} \cdot d_s / \nu_f \quad (42)$$

avec

ν_f viscosité cinématique du fluide, en $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

La vitesse de sédimentation, w_{s0} , est représentée graphiquement sur la figure 55.

La concentration en particules solides a une influence importante :

$$c_T = Q_s / (Q_s + Q_f) \quad (43)$$

avec

c_T concentration des débits (concentration de transport),

Q_s débit de la matière solide, en m^3/s ,

Q_f débit du fluide, en m^3/s .

Ces concentrations, avec les influences limitatives des parois des tuyauteries, diminuent considérablement la vitesse de sédimentation par l'effet de déplacement mutuel selon la relation empirique

$$w_s = w_{s0} \cdot (1 - c_T)^5 \quad (44)$$

Une influence inestimable est celle de la forme irrégulière des matières solides, qui peuvent considérablement différer de la forme sphérique.

L'influence de la granulométrie ne peut également pratiquement pas être estimée : la figure 56 montre à titre d'exemple, sur une échelle semi-logarithmique, la fréquence cumulée des particules passant respectivement dans des tamis de maille définie en fonction de leur diamètre, d_s . Les flux de matières solides sont dans la pratique composés de particules de différents diamètres, de sorte que la granulométrie présente une forme en S plus ou moins prononcée. On peut s'aider de manière très simple, en ce que l'on considère le diamètre, qui correspond à 50% des particules, appelé, d_{50} , représentatif de ce mélange. Ceci constitue la principale cause de tous les impondérables dans la phase d'étude.

Il est bien compréhensible qu'avec toutes ces hypothèses et simplifications approximatives, il est impossible de prévoir avec exactitude l'influence des matières solides sur le comportement

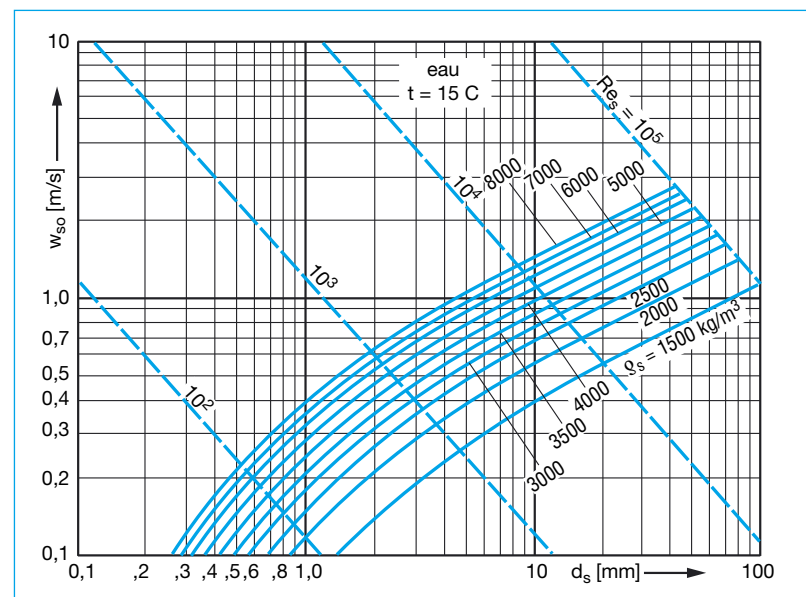


Figure 55 : Vitesse de sédimentation, w_{s0} , de particules sphériques isolées (diamètre d_s) dans de l'eau au repos

de l'écoulement, les courbes caractéristiques de réseau, les hauteurs manométriques et le rendement des pompes, etc.

C'est donc aux experts, ayant une expérience suffisante de cas semblables, de dimensionner les pompes pour le transport hydraulique de matières solides. Même dans ce cas, des essais sont nécessaires en cas de doute. Seules quelques tendances générales peuvent être indiquées :

6.2 Influence sur les courbes caractéristiques de la pompe

Le comportement des matières solides dans le champ de la force centrifuge de la roue est différent de celui du fluide porteur, en général de l'eau. Elles traversent les lignes d'écoulement de l'eau, heurtent les parois et frottent contre celles des canaux d'écoulement, elles diminuent en conséquence la hauteur manométrique, H , créée dans la roue d'une valeur ΔH . Des acquis expérimentaux sur ce point traduisent les influences du diamètre des particules, d_s , de la concentration, c_T , et de la

masse volumique, ρ_s , de la matière solide ainsi que de la vitesse spécifique, n_q . La diminution

relative de la hauteur manométrique, $\Delta H/H$, peut être ainsi approximativement estimée :

$$\Delta H/H = (c_T / \psi) \cdot \sqrt[3]{Re_s} \cdot (11,83/n_q)^3 \cdot (\rho_s / \rho_f - 1) \quad (45)$$

avec

c_T concentration de transport d'après l'équation 43,

ψ coefficient de pression de la pompe, ici environ = 1,

Re_s nombre de REYNOLDS de l'écoulement des matières solides d'après l'équation 42,

n_q vitesse spécifique de la pompe d'après l'équation 3,

ρ_s masse volumique de la matière solide, en kg/m^3 ,

ρ_f masse volumique du fluide, en kg/m^3 .

Dans le cas de transport hydraulique de matières solides, il est nécessaire de représenter les courbes caractéristiques comme pression de refoulement, Δp , et non comme hauteur manométrique, H , en fonction du débit, Q , car la masse volumique moyenne, ρ_m , du mélange matière solide-eau (contrairement au transport de l'eau) n'est pas constante. Pour simplifier, la différence de cote géodésique $z_{s,d}$ entre les brides d'aspiration et de refoulement ainsi que la différence des hauteurs dynamiques $(c_d^2 - c_s^2)/2g$ sont négligées dans l'équation 1, on pose ainsi $H_p \approx H$:

$$\Delta p = \rho_m \cdot g \cdot (H - \Delta H) \quad (46)$$

avec

ρ_m masse volumique moyenne du mélange matière solide-eau selon l'équation 47, en kg/m^3 ,

g accélération de la pesanteur, $9,81 m/s^2$,

H hauteur manométrique, en m, ΔH diminution de la hauteur manométrique d'après l'équation 45, en m,

Δp pression, en N/m^2 (pour la conversion en bars : 1 bar = 100 000 N/m^2)

La masse volumique moyenne d'un mélange est calculée à l'aide de l'équation

$$\rho_m = c_T \cdot \rho_s + (1 - c_T) \cdot \rho_w \quad (47)$$

avec

ρ_m masse volumique moyenne, en kg/m^3 ,

ρ_w masse volumique de l'eau, en kg/m^3 ,

ρ_s masse volumique de la matière solide, en kg/m^3 ,

c_T concentration de transport d'après l'équation 43.

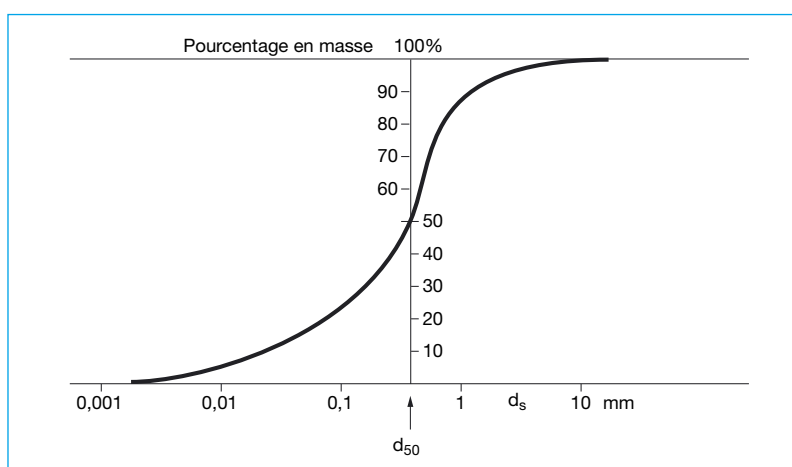


Figure 56 : Exemple de granulométrie

L'augmentation de pression dans la pompe dépend du produit de la masse volumique et de la hauteur manométrique (réduite dans le cas de transport de matières solides), deux influences indépendantes l'une de l'autre sont donc intégrées dans le calcul d'après l'équation 46 : augmentation de la masse volumique moyenne par la teneur en matières solides et diminution de la hauteur manométrique ($H - \Delta H$). Ces deux effets sont provoqués par la concentration mais leurs tendances sont contraires. En effet, la masse volumique augmente la pression et la diminution de la hauteur manométrique la réduit. On ne peut donc pas prévoir si la courbe débit-hauteur d'une pompe

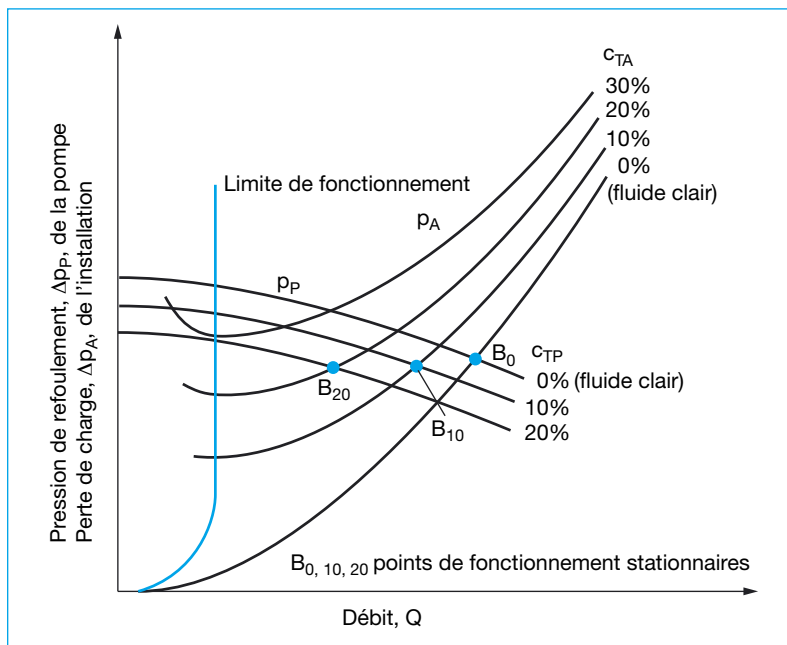
refoulant des matières solides sera plus haute ou plus basse lorsque la concentration augmente que dans le cas du transport d'eau. De fines particules solides lourdes (les minerais par exemple) favorisent l'augmentation, de grosses particules légères (le carbone par exemple) ainsi que de faibles vitesses spécifiques plutôt une diminution.

6.3 Influence sur les courbes caractéristiques de réseau

La sédimentation des particules solides augmente dans les tuyauteries horizontales lorsque la vitesse d'écoulement diminue. Les particules s'accumulent alors sur la paroi inférieure des

tuyaux. Il en résulte une augmentation de la résistance par frottement d'une part et une diminution de la section libre d'autre part, les résistances à l'écoulement augmentent donc malgré la diminution du débit. Il en résulte une forme inhabituelle de la courbe caractéristique de réseau, comme le montre la figure 57. Étant donné que le minimum de ces courbes caractéristiques représentées pour plusieurs concentrations est une indication fiable du début de sédimentation et donc d'obstruction de la tuyauterie, il est considéré comme limite inférieure de fonctionnement. Des prévisions plus exactes ne peuvent être faites qu'avec une expérience suffisante ou des essais.

Figure 57 : Pression de refoulement de la pompe, Δp_B , et pertes de charge de l'installation, Δp_A , pour différentes teneurs en matières solides (concentrations c_{TA} , c_{TP}) du fluide refoulé à un débit Q . La pression de refoulement de la pompe, $\Delta p_P = f(c_T)$, peut également augmenter avec la concentration, c_{TB} si les matières solides ont une masse volumique élevée (sur la figure représentée avec une diminution pour 10 et 20%)



6.4 Comportement en fonctionnement

La figure 57 montre le comportement classique d'une pompe centrifuge en fonctionnement dans le cas du transport hydraulique de matières solides dans une tuyauterie horizontale : lorsque la concentration augmente, le point d'intersection de la courbe caractéristique de réseau et de la courbe débit-hauteur de la pompe se déplace vers les plus petits débits jusqu'à ce que le point de fonctionnement arrive finalement au-dessous de la limite de fonctionnement. Pour éviter cela, une régulation doit intervenir immédiatement. Étant donné que les organes d'étranglement seraient exposés à une forte usure, seule la va-

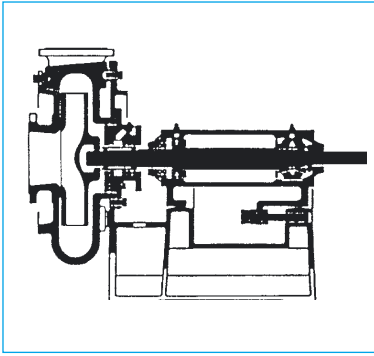


Figure 58 : Pompe centrifuge typique pour le transport hydraulique de matières solides

riation de la vitesse de rotation peut être prise en considération pour réguler le débit dans le cas du transport hydraulique de matières solides. Cette variation de vitesse a un autre avantage : si la roue de la pompe génère une augmentation de pression de plus en plus faible lorsque l'usure par érosion augmente, l'augmentation de la vitesse de rotation permet de légèrement compenser cet état de chose.

Dans les tuyauteries verticales, une sédimentation des matières solides est beaucoup plus dangereuse car les tuyauteries peuvent s'obstruer spontanément si le débit minimal n'est pas atteint (même lors de la mise à l'arrêt de la pompe).

La conception des pompes tient compte des taux élevés d'usure générés par le transport de matières solides granuleuses. Leur construction robuste est illustrée par un exemple sur la figure 58. Une conséquence de cette usure est en outre la limitation de la plage de fonctionnement admissible à des valeurs proches de Q_{opt} .

Les concentrations élevées de matières solides limitent l'emploi des pompes centrifuges : les seuils ne peuvent être déterminés que par expérience.

Les présentes explications devraient convaincre le lecteur que le dimensionnement d'une pompe pour le transport hydraulique de matières solides est très risqué en l'absence d'une grande expérience et est donc réservé exclusivement aux experts confirmés !

6.5 Matières filandreuses

Si le fluide contient des matières filandreuses, des dysfonctionnements peuvent se produire, en particulier dans le cas des pompes à hélice, si ces matières (fibres organiques, films synthétiques, chiffons, etc.) restent

accrochées à l'aube de l'hélice et s'y rassemblent. Il en résulte une perte croissante de la hauteur manométrique et en même temps une augmentation de la puissance de moteur jusqu'à l'arrêt inévitable du moteur en raison de la surcharge.

Pour résoudre ce problème, les bords d'attaque des pales d'hélice sont inclinés vers l'arrière par le déplacement des différents niveaux de profil lors de l'étude de la pale, de façon comparable à l'inclinaison des ailes portantes en delta. Les fibres peuvent alors glisser le long du bord d'attaque de l'ailette pendant le fonctionnement jusqu'à ce qu'elles soient coupées dans le jeu au niveau du diamètre extérieur, puis entraînées par l'eau. Ces hélices autonettoyantes sont appelées hélices ECB (= ever clean blade) [5].

Les eaux usées communales contiennent souvent des textiles qui, dans le cas de roues à plusieurs canaux ou d'autres systèmes répartiteurs d'écoulement analogues, peuvent entraîner la formation de tresses et boucher les roues. Le risque est moins important pour les roues monocal, les roues à vis sans fin ou les roues vortex (voir figure 43).

7 La périphérie

7.1 Types d'installation des pompes

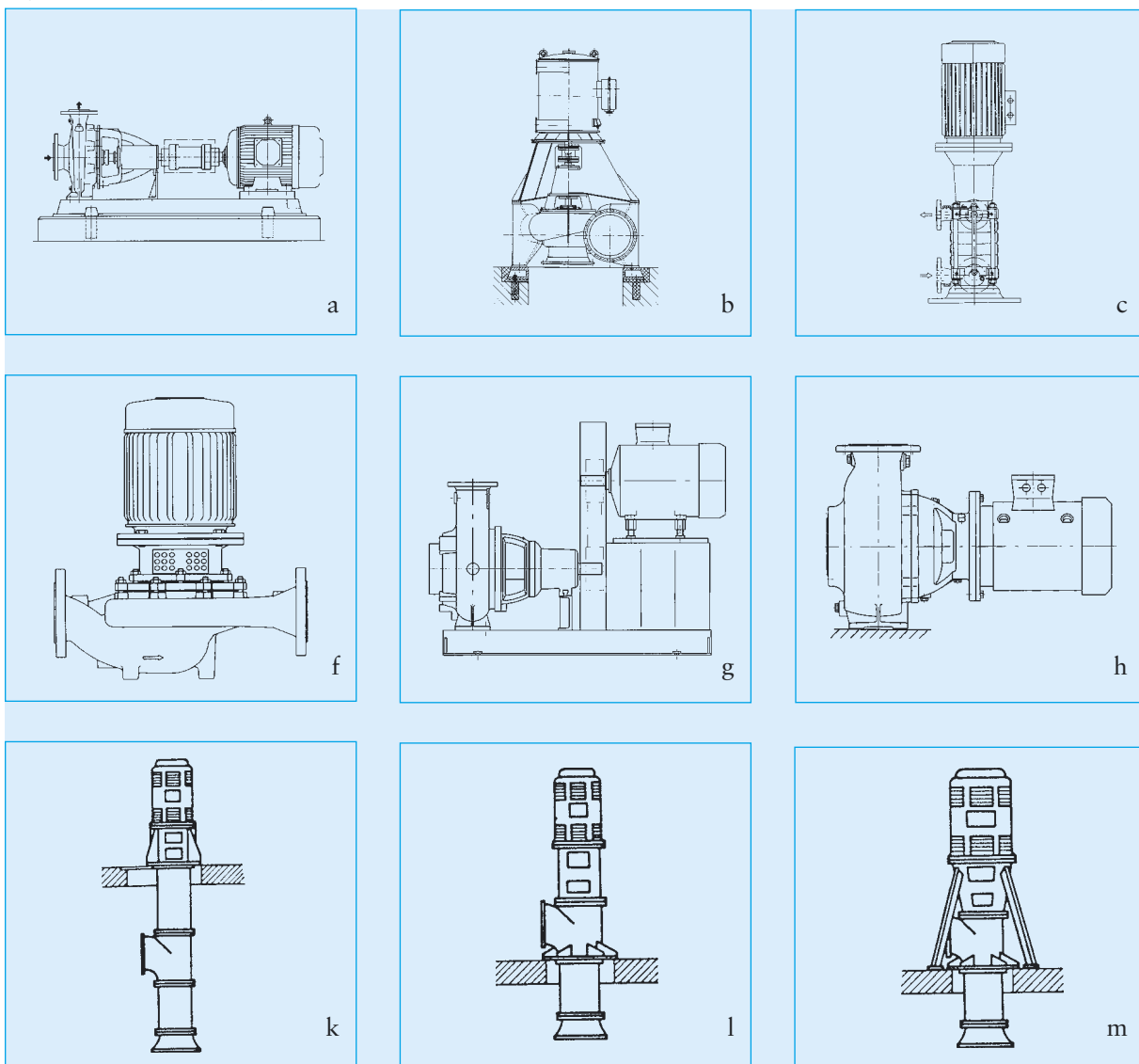
Les types d'installation sont des caractéristiques de construction, pour différencier les formes des pompes de même type (en général d'une même famille).

Les figures 59 a à o présentent à titre d'exemple les types les plus courants d'installation pour les pompes centrifuges horizontales et verticales [1].

Les paramètres importants pour le type d'installation d'une pompe sont :

- la position horizontale ou verticale de l'arbre (figures a et b, ainsi que i et c ou h et f),
- la disposition des pieds de pompe, sous ou au niveau de l'axe (figures d et e),
- l'installation du groupe sur fondation ou non (figures b et f),
- la mise en place de la machine d'entraînement sur son propre socle ou sur un socle commun avec la pompe, ou le bridage de la machine d'entraînement à la pompe (figures g, a, h et i),
- la répartition des poids de la pompe et la machine d'entraînement ainsi que
- la disposition des brides de refoulement dans le cas des pompes à corps tubulaire droit, (figures k, l, m et n),
- le corps de pompe sec ou immergé (figures b et o).

Figures 59 a à o : Exemples d'installations



7.2

Configuration de l'entrée de pompe

7.2.1

Puisard de pompe

Le puisard de pompe côté aspiration permet de collecter et de pomper en discontinu le fluide lorsque le débit moyen d'amenée est inférieur au débit de la pompe. Sa taille dépend du débit, Q , de la pompe et de la fréquence admissible de démarrages, Z , des moteurs électriques, voir chapitre 3.3.3.1.

Le volume, V_N , du puisard est calculé d'après l'équation

$$V_N = Q_{zu} \cdot \frac{Q_m - Q_{zu}}{Q_m \cdot Z} \quad (48)$$

avec

Z fréquence maximale de démarrages admissible, en 1/h,

Q_{zu} débit d'amenée, en m^3/h ,

$Q_m = (Q_e + Q_a) / 2$

Q_e débit au point d'enclenchement, en m^3/h ,

Q_a débit au point d'arrêt, en m^3/h ,

V_N volume utile du puisard de pompe, éventuel volume tampon, en m^3 .

La fréquence maximale de démarrages survient lorsque le débit moyen, Q_m , est deux fois plus grand que le débit d'amenée, Q_{zu} . La fréquence maximale de démarrages, Z_{max} , par heure est alors égale à :

$$Z_{max} = Q_m / 4V_N. \quad (49)$$

Dans le cas de fluides pollués, il faut éviter que les matières solides ne se déposent dans les volumes morts et au fond et s'accumulent. La pose de parois inclinées de 45° au minimum, et de préférence de 60° , est une des solutions, montrée à titre d'exemple sur la figure 60.

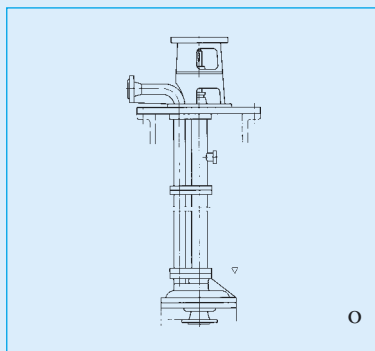
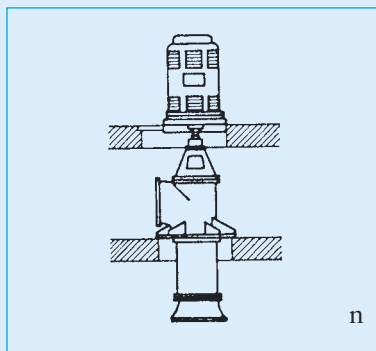
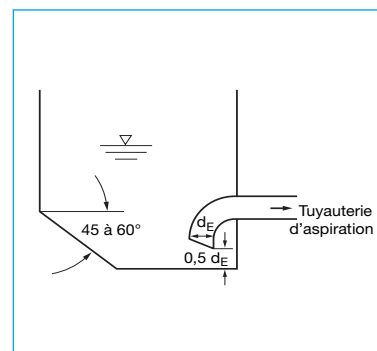
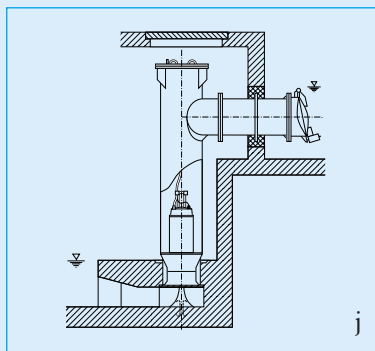
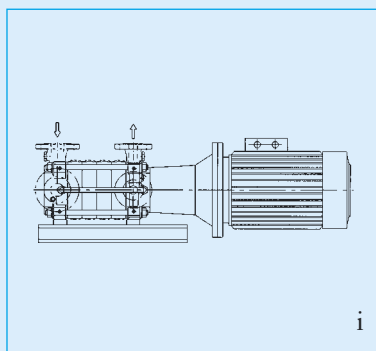
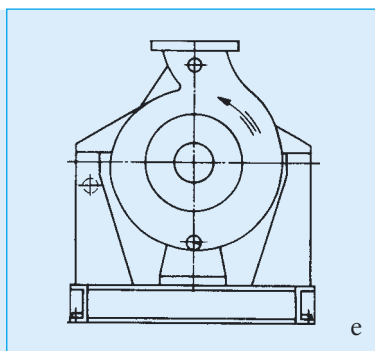
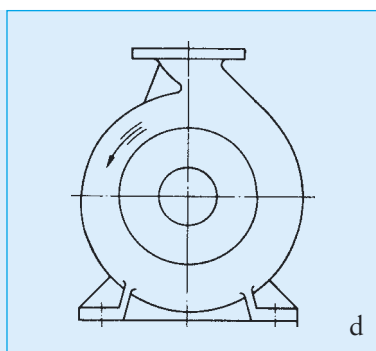


Figure 60 : Parois inclinées du puisard de pompe contre le dépôt et l'accumulation de matières solides

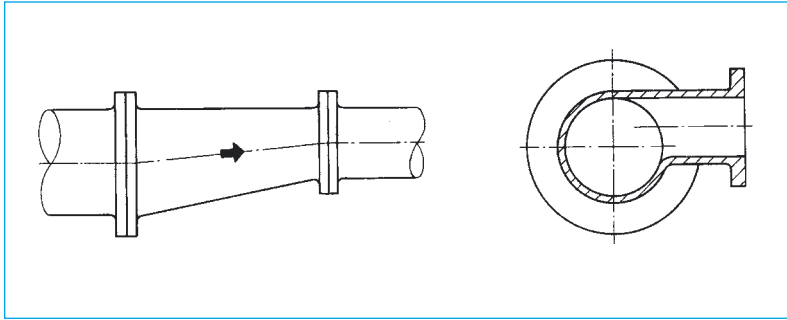


Figure 61 : Raccord excentré et élément de dérivation pour éviter les poches d'air

7.2.2 Conduite d'aspiration

La conduite d'aspiration doit être aussi courte que possible et en légère pente positive vers la pompe. Il faut prévoir, le cas échéant, des tuyaux d'aspiration excentrés comme le montre la figure 61 (avec un tronçon de tuyau droit, suffisamment long en amont de la pompe $L \geq d$), afin d'éviter la formation de poches d'air. S'il est impossible d'éviter la mise en place d'un coude peu avant l'entrée de la pompe, l'écoulement peut être régularisé par un coude d'accélération (figure 62) ; pour les mêmes raisons, une grille de répartition montée dans le coude est nécessaire en amont de pompes à double flux ou de pompes à roues semi-axiales (ou même axiales) (voir figure 63), dans la mesure où le fluide à véhiculer le permet (pas de matières filandreuses, voir chapitre 6.5).

La distance entre la conduite d'aspiration et la conduite d'amenée dans le réservoir d'aspiration ou dans le puisard de la pompe doit être suffisamment grande pour éviter l'entrée d'air ou de turbulence dans la conduite d'aspiration ; prévoir, le

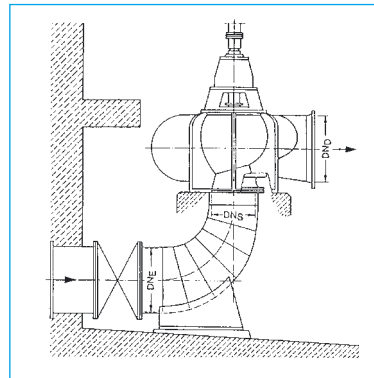


Figure 62 :
Coude d'accélération en amont d'une pompe verticale à volute de vitesse spécifique élevée

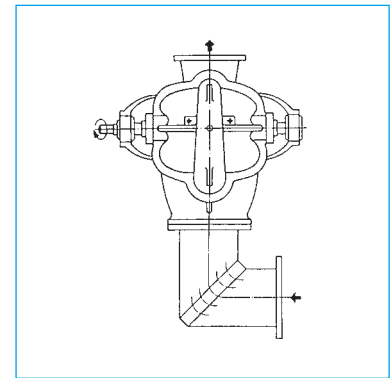


Figure 63 :
Coude d'entrée avec grille de répartition en amont d'une pompe à volute horizontale à double flux (vue de dessus)

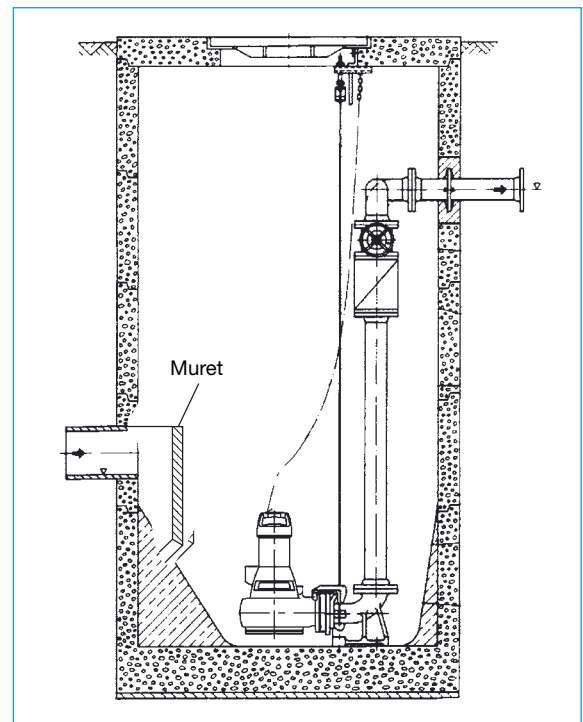


Figure 64 :
Montage d'un muret tranquillisateur dans la chambre d'aspiration d'un groupe motopompe submersible.

cas échéant, des murets (figures 64 et 65). L'embout de la conduite d'amenée doit toujours se trouver au-dessous du niveau du fluide, voir figures 64 et 65.

Si le recouvrement de la conduite d'aspiration par le fluide (hauteur trop faible) est insuffisant dans le réservoir d'aspiration ou dans le puisard de la pompe, un vortex aéré peut se produire dans le cas d'une rotation du fluide. Le niveau du fluide prend tout d'abord la forme d'un entonnoir puis un conduit d'air se forme rapidement, de la surface jusque dans la conduite d'aspiration ; il peut en résulter d'une part un fonctionnement irrégulier de la pompe et d'autre part une chute de puissance.

Les recouvrements minimaux requis (= profondeurs minimales d'immersion) sont indiqués sur la figure 67, les distances minimales des conduites d'aspiration par rapport aux parois et au fond du réservoir sont indiquées sur la figure 66. (Des mesures spéciales s'appliquent aux pompes à corps tubulaire droit, voir chapitre 7.2.3).

Le recouvrement minimal, S_{min} , peut être relevé sur la figure 67 en fonction du diamètre d'entrée, d_E , (c'est le diamètre intérieur du tuyau dans le cas d'extrémité évasée ou le diamètre d'ouverture de la tulipe d'entrée si elle existe) et du débit, Q ; il peut être également calculé d'après les indications de l'**Hydraulic Institute** de la manière suivante :

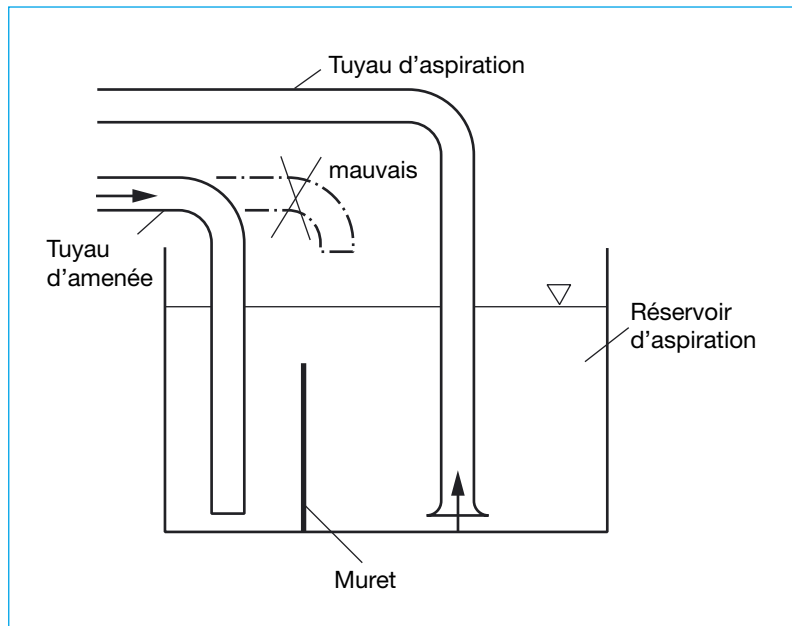


Figure 65 : Disposition des tuyauteries dans le réservoir d'aspiration pour éviter l'entrée d'air dans la pompe

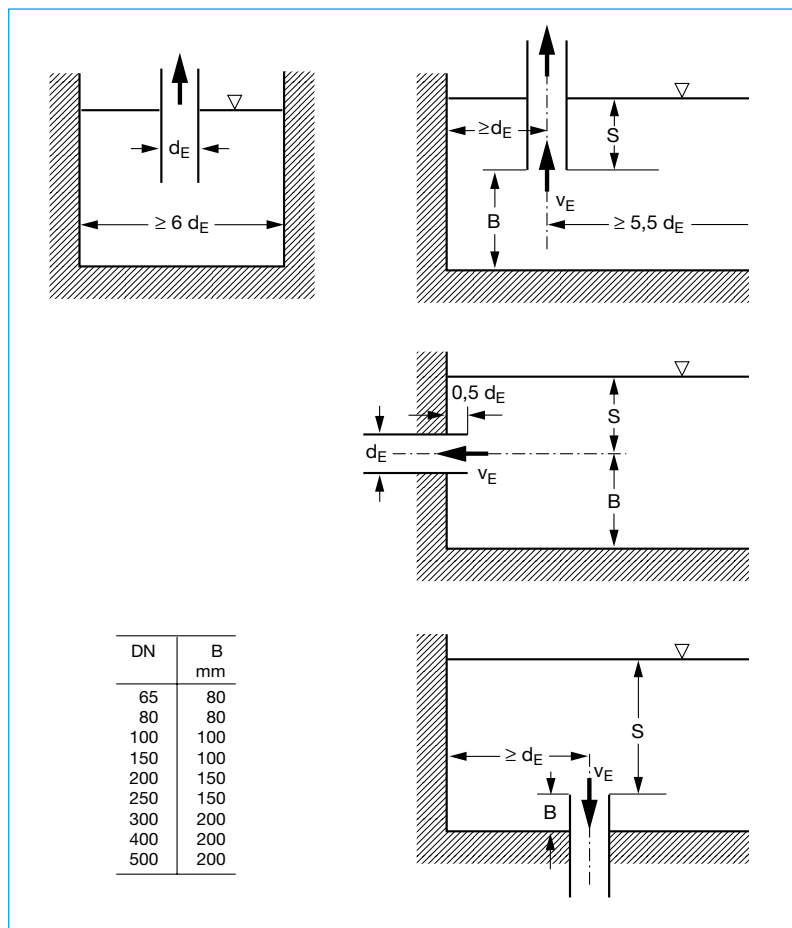


Figure 66 : Distances aux parois du tuyau d'aspiration dans le réservoir d'aspiration selon les indications du VdS. S_{min} d'après la figure 67. 2 tuyaux l'un à côté de l'autre doivent être distants de plus de $\geq 6 d_E$.

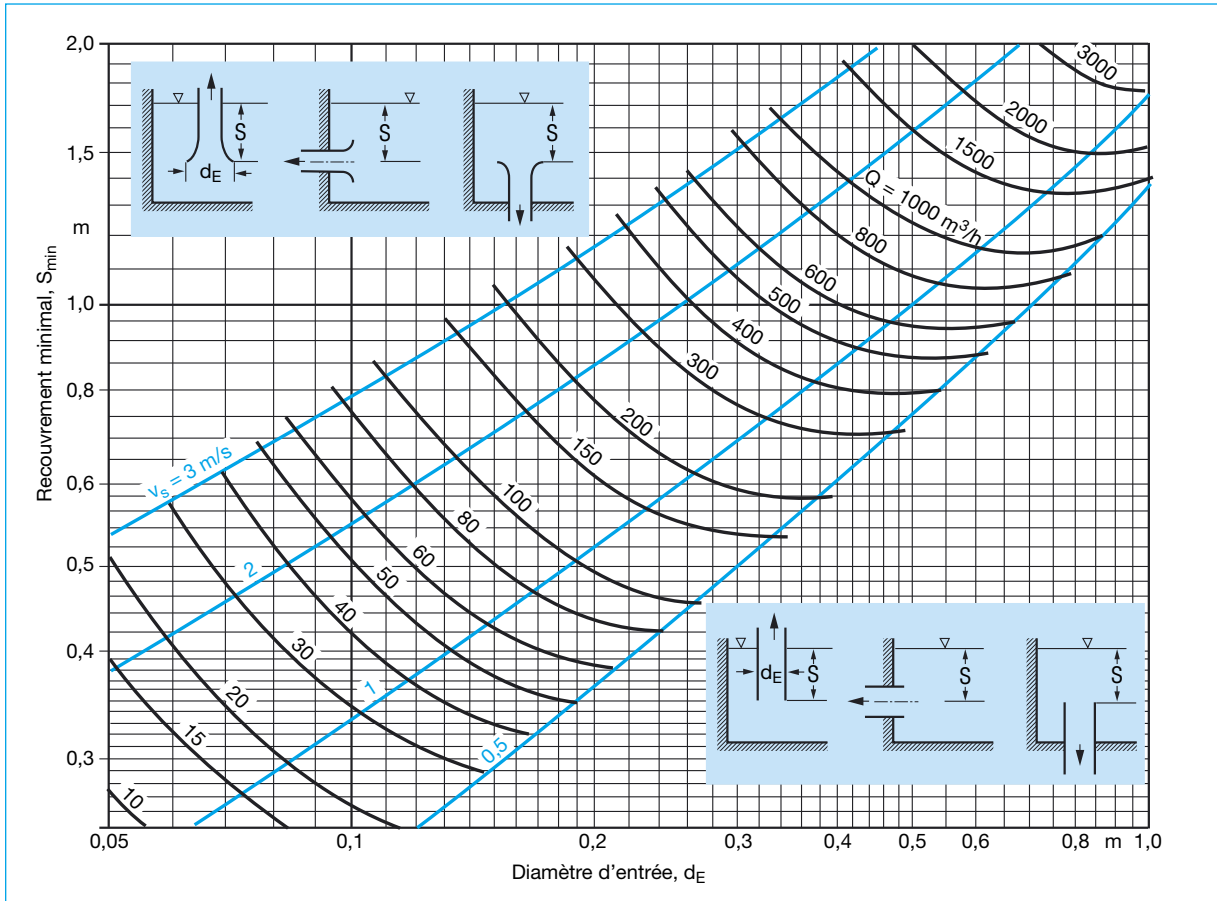


Figure 67 : Profondeur minimale d'immersion, S_{min} , de tuyaux d'aspiration horizontaux et verticaux (avec ou sans tulipe d'entrée) dans les réservoirs d'aspiration pour éviter des vortex aérés (d'après l'Hydraulic Institute)

$$S_{min} = d_E + 2,3 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}} \quad (50)$$

avec

S_{min} recouvrement minimal, en m,

v_s vitesse d'écoulement = $Q/900 \pi d_E^2$, en m/s, recommandée : 1 à 2 m/s, mais en aucun cas supérieure à 3 m/s,

Q débit, en m^3/h ,

g accélération de la pesanteur $9,81 m/s^2$,

d_E diamètre d'entrée du tuyau d'aspiration ou de la tulipe d'entrée, en m.

Les recouvrements minimaux indiqués par l'institut VdS (pré-

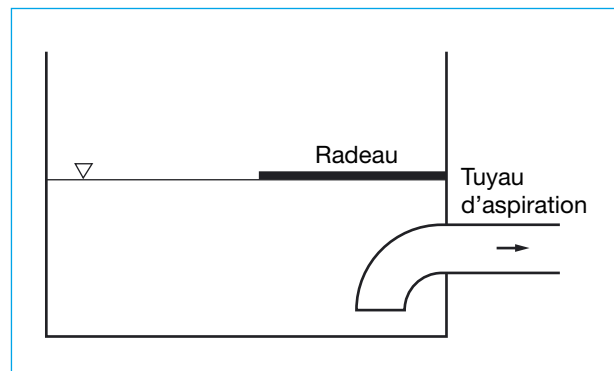
vention des dommages) sont en très bonne concordance à une vitesse d'écoulement de 1 m/s [13].

Lorsque les recouvrements minimaux ne peuvent pas être, ou pas toujours, assurés, il faut prévoir des mesures contre la formation de vortex aérés telles que celles représentées à titre

d'exemple sur les figures 68 et 69.

Il faut de même contrôler, indépendamment des points cités ci-dessus, si ces profondeurs d'immersion remplissent également les conditions de calcul du $NPSH_{disp}$ selon les indications du chapitre 3.5.2.

Figure 68 : Radeau pour éviter la formation d'un vortex aéré



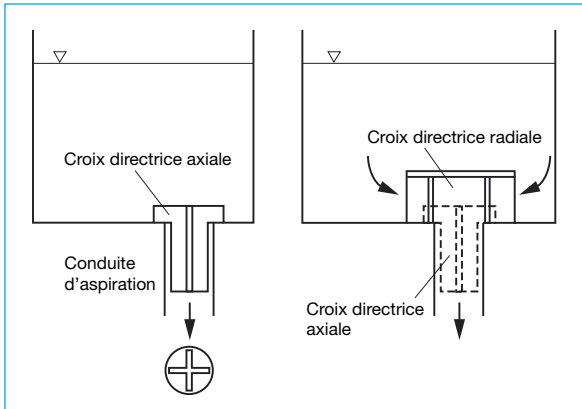


Figure 69 : Installation de déflecteurs contre la formation d'un vortex aéré

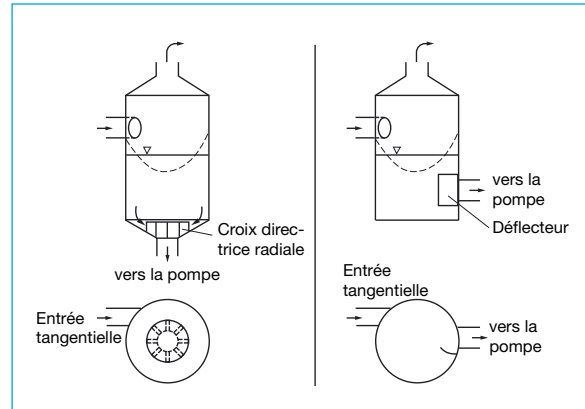


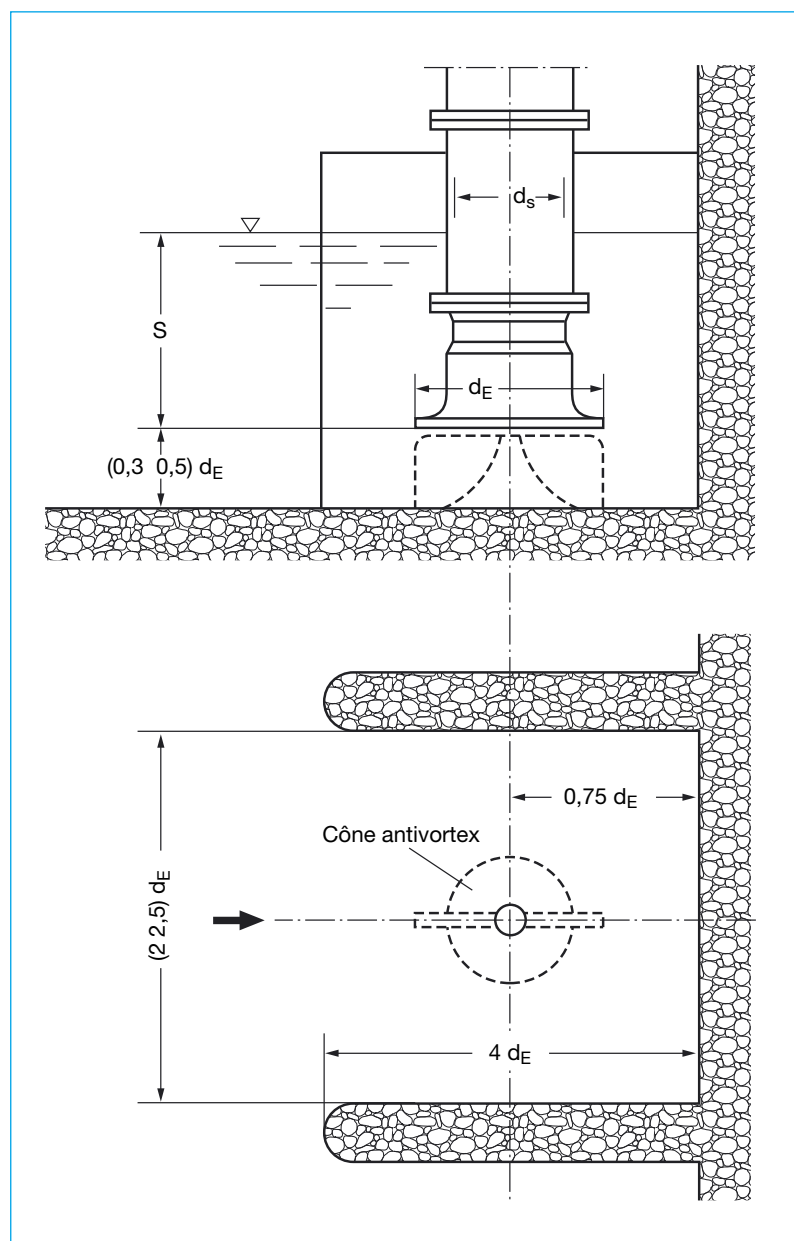
Figure 70 : Installation de déflecteurs dans les réservoirs d'aspiration cylindriques pour éviter des perturbations à l'entrée de la pompe

Des cas particuliers, mais fréquents, sont les réservoirs cylindriques avec des conduites d'amenée tangentiels, dont le jet sortant entraîne le contenu du réservoir en rotation ; dans ce cas, il faut prévoir des dispositifs de guidage comme indiqué sur la figure 70.

7.2.3 Configuration de l'aspiration dans le cas de pompes à corps tubulaire droit [1]

Dans le cas de pompes à corps tubulaire droit, le recouvrement minimal par le fluide ainsi que la conception de la chambre d'entrée sont particulièrement importants. En effet, les roues avec une vitesse spécifique élevée sont très sensibles aux flux d'entrée instables et aux vortex aérés.

Figure 71 : Disposition des tuyaux d'aspiration dans les chambres d'aspiration de pompes à corps tubulaire droit.
 S_{min} d'après la figure 72.
 $d_E \approx (1,5 \div 1,65) d_s$.
 2 tuyaux l'un à côté de l'autre doivent être distants $> 3 d_E$.



La figure 71 montre la disposition des tulipes d'aspiration dans les chambres d'aspiration des pompes à corps tubulaire droit. Pour des chambres d'entrée ouvertes, sans revêtement, avec ou sans cône antivortex, le recouvrement minimal peut être relevé sur la figure 72 ou calculé à partir de l'équation suivante :

$$S_{\min} = 0,8 d_E + 1,38 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}} \quad (51)$$

avec

S_{\min} recouvrement minimal, en m,

v_s vitesse d'écoulement = $Q / 900 \pi d_E^2$, en m/s,

Q débit, en m^3/h ,

g accélération de la pesanteur, $9,81 m/s^2$,

d_E diamètre d'entrée de la tulipe d'entrée, en m.

Des chambres d'aspiration ou des coudes de Kaplan avec revêtement ou recouvrement sont plus chers mais permettent des recouvrements minimaux plus faibles [1].

Il faut contrôler, indépendamment des points cités ci-dessus, si ces profondeurs d'immersion remplissent également les conditions de calcul du $NPSH_{\text{disp}}$, selon les indications du chapitre 3.5.2.

7.2.4 Auxiliaires d'aspiration

En général, les pompes centrifuges ne sont pas auto-amorçantes; c'est-à-dire, la conduite d'aspiration et le corps de pompe côté aspiration doivent être purgés avant la mise en service

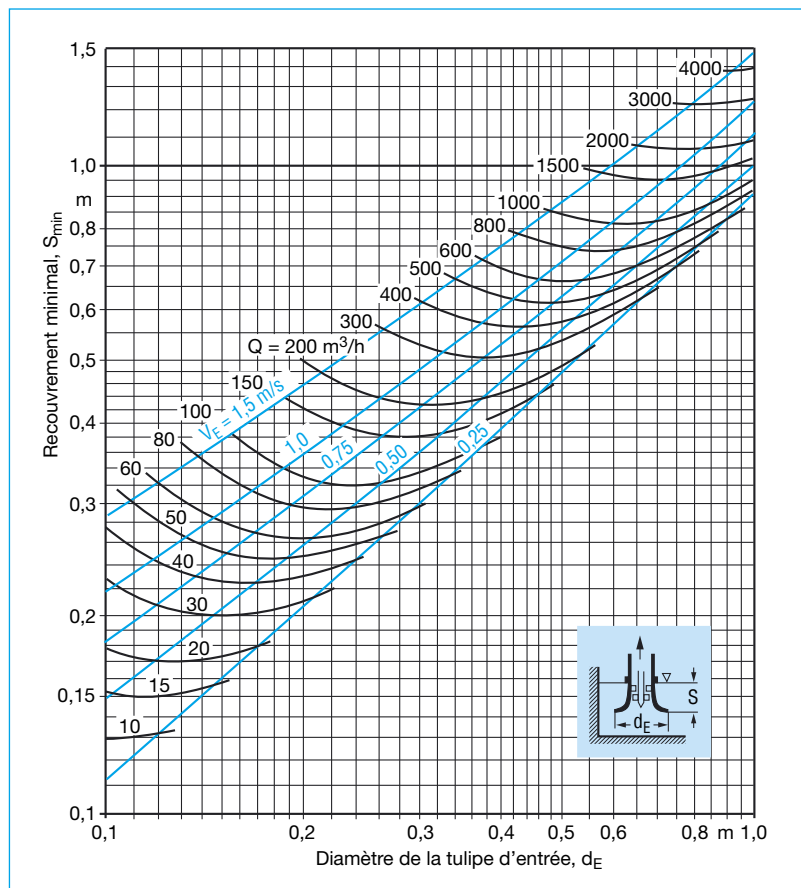


Figure 72 : Profondeur d'immersion minimale, S_{\min} , de la tulipe d'aspiration d'une pompe à corps tubulaire droit pour éviter la formation de vortex aérés

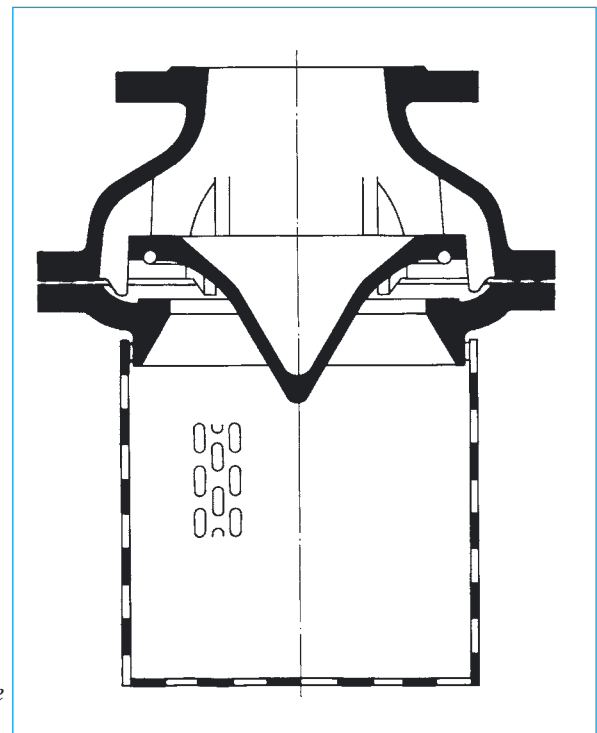


Figure 73 : Clapet de pied (vanne à siège plat) avec crépine d'aspiration

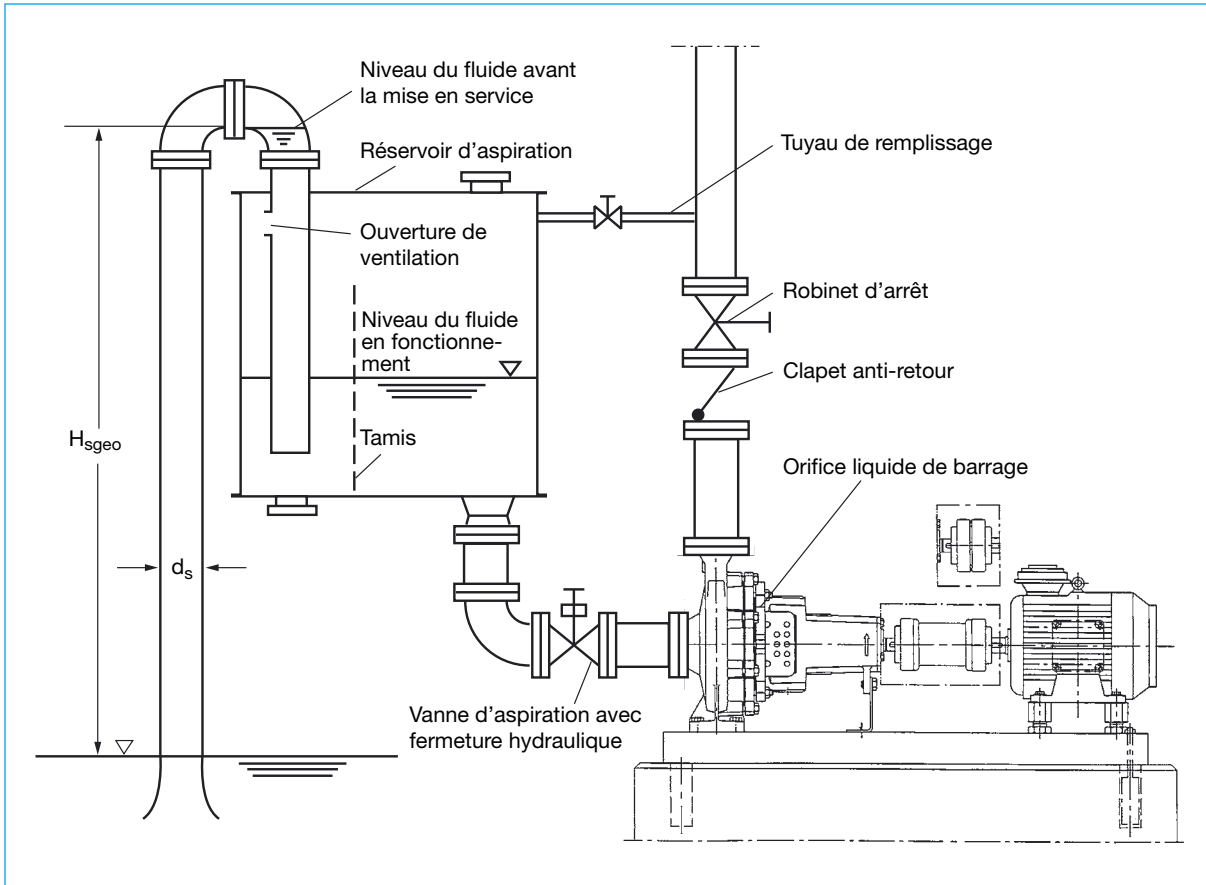


Figure 74 : Installation d'un réservoir d'aspiration

afin que la pompe puisse refouler, dans la mesure où la roue ne se trouve pas au-dessous du niveau du fluide. Cette procédure, souvent lourde, peut être évitée si l'on installe à l'entrée de la conduite d'aspiration un clapet de pied (faisant office de clapet anti-retour) (figure 73). La purge d'air n'est alors nécessaire qu'à la première mise en service et après de périodes d'arrêt prolongées.

Le même but peut être atteint avec un réservoir d'aspiration (caisson d'aspiration, réservoir sous vide), en particulier dans le cas de fluides chargés (mais augmente les pertes hydrauliques et diminue donc le $NPSH_{disp}$) : un réservoir étanche au vide, qui doit être rempli du fluide à véhi-

culer avant la première mise en service, est monté en amont de la bride d'aspiration de la pompe (figure 74). Au démarrage, la pompe vidange ce réservoir, le volume d'air étant aspiré de la conduite d'aspiration, réalisée comme tuyau en siphon, par-dessus son point haut, dans le réservoir, jusqu'à ce que le fluide à aspirer commence à couler. Le réservoir d'aspiration est de nouveau rempli, manuellement ou automatiquement, à partir de la conduite de refoulement, après l'arrêt de la pompe ; l'air s'échappe de nouveau du réservoir d'aspiration dans la conduite d'aspiration.

Le volume, V_B , du réservoir d'aspiration dépend uniquement du volume de la conduite d'as-

piration et de la hauteur d'aspiration de la pompe :

$$V_B = d_s^2 \frac{\pi}{4} \cdot L_s \cdot \frac{p_b}{p_b - \rho g H_s} \quad (52)$$

avec

- V_B volume du réservoir d'aspiration, en m^3 ,
- d_s diamètre intérieur de la conduite remplie d'air, en m,
- L_s longueur totale de la conduite remplie d'air, en m,
- p_b pression atmosphérique, en Pa ($\approx 1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa}$),
- ρ masse volumique du fluide, en kg/m^3 ,
- g accélération de la pesanteur, $9,81 \text{ m/s}^2$,
- H_s hauteur d'aspiration de la pompe, en m, d'après l'équation 53

$$H_s = H_{s_{\text{géo}}} + H_{v_s} \quad (53)$$

avec

$H_{s_{\text{géo}}}$ hauteur d'aspiration géométrique, en m, d'après la figure 36,

H_{v_s} pertes de charge dans la conduite d'aspiration, en m (chapitre 3.2.1.2).

Étant donné que dans la majorité des cas, H_{v_s} est nettement plus petite que $H_{s_{\text{géo}}}$, on peut négliger l'équation 53 et poser $H_s = H_{s_{\text{géo}}}$. Dans ce cas, la figure 75 propose une solution graphique rapide pour la détermination de la taille du réservoir.

Pour des raisons de sécurité, le volume du réservoir d'aspiration doit être multiplié par un facteur entre 2 et 2,5, et pour les petites installations, par un facteur allant jusqu'à 3. Aucun point du système ne doit être en-dessous de la tension de vapeur du fluide.

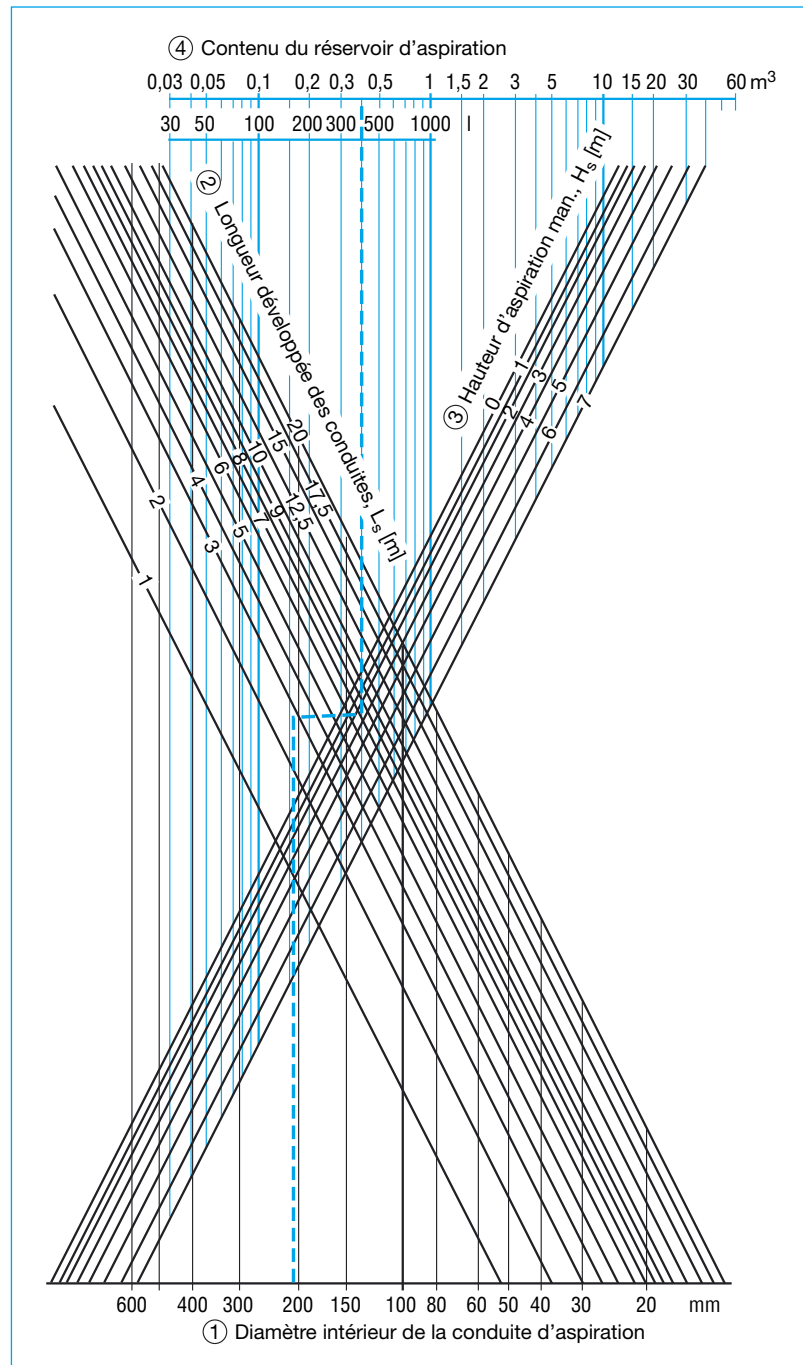


Figure 75 : Diagramme pour la détermination de la taille du réservoir d'aspiration.

La marche à suivre est indiquée par les numéros de ① à ④. Le résultat numérique est multiplié par un facteur 3,0 sur la figure. (Pertes de charge, H_{v_s} , de la conduite d'aspiration négligées)

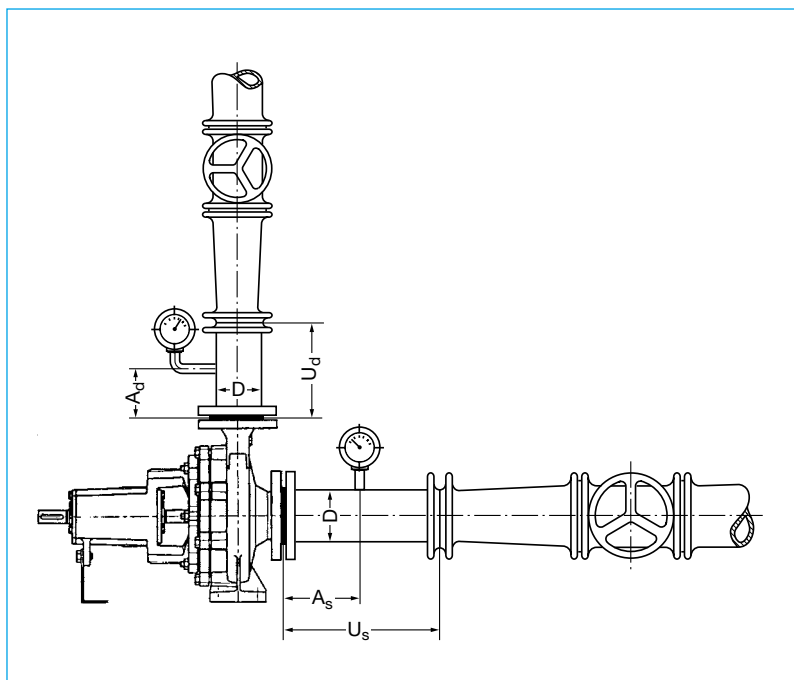


Figure 76 : Disposition des points de mesure de pression en aval et en amont de la pompe

7.3 Disposition des points de mesure

Afin d'obtenir une précision donnée des valeurs mesurées de la pression ou de la vitesse d'écoulement, l'écoulement ne doit pas être perturbé au niveau des points de mesure. Pour cela,

il faut prévoir des tronçons de tuyauterie, avant et après les points de mesure, dans lesquels l'écoulement n'est pas perturbé, comme illustré sur la figure 76 et indiqué dans le tableau 14. Tous les éléments de tuyauterie qui peuvent influencer l'écoulement droit, parallèle et sans

tourbillon, sont considérés « perturbateurs ».

L'institut VdS, prévention des dommages, définit des distances en multiple du diamètre des conduites pour les **mesures en fonctionnement** ; la norme ISO 9906 définit des distances pour les **mesures de réception**. Ces deux sources sont indiquées dans le tableau 14.

Si les longueurs des tronçons sans perturbation sont inférieures à celles indiquées, la précision des mesures sera moindre. De même, les brides de pompe ne sont pas des points de mesure appropriés pour les objectifs cités ci-dessus.

Les points de mesure de pression doivent être constitués d'un trou d'alésage de 6 mm de diamètre et d'un manchon soudé pour le montage du manomètre. Les plus adaptés sont les couronnes de mesure, avec quatre trous d'alésage répartis régulièrement sur la périphérie.

Tableau 14 : Valeurs minimales des longueurs de tuyau sans perturbation pour l'emplacement des points de mesure, en multiple du diamètre du tuyau, D

Source	Distance par rapport à la bride de pompe		Longueur de tuyau sans perturbation		
	A_s/D	A_d/D	U_s/D	U_d/D	
VdS 2092-S	0,5	1,0	2,5	2,5	Mesures en fonctionnement
ISO 9906	2,0	2,0	$5+n_q/53$	–	Mesure de réception

7.4 Accouplement d'arbre

Les accouplements utilisés pour les pompes centrifuges sont soit des accouplements rigides, soit des accouplements flexibles (élastiques). Les accouplements rigides raccordent essentiellement des arbres qui doivent être alignés parfaitement. En effet, le moindre décalage (désalignement) entraîne des sollicitations considérables sur l'accouplement et sur les tronçons d'arbre voisins.

L'accouplement flexible selon la norme DIN 740 est un élément de raccordement élastique, sans glissement, entre la machine d'entraînement et la pompe, qui compense les défauts d'alignement axiaux, radiaux et

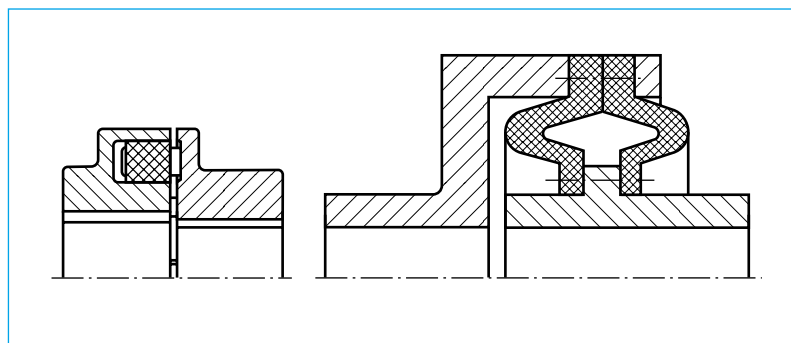


Figure 77 : Accouplement élastique (à gauche) et très élastique

angulaires et qui peut absorber les chocs. La flexibilité est souvent obtenue par la déformation d'éléments ressort amortisseurs et viscoélastiques, dont la durée de vie dépend fortement de l'importance des défauts d'alignement à compenser. La figure 77 montre deux des types d'accouplements flexibles les plus courants. Un accouplement

à douille est représenté sur la figure 78, dans l'exemple d'un groupe de pompe à volute ; cet accouplement permet le démontage du rotor de pompe, sans désolidariser la conduite d'aspiration ou d'amenée, ni la conduite de refoulement et sans déplacer la machine d'entraînement (construction « process »).

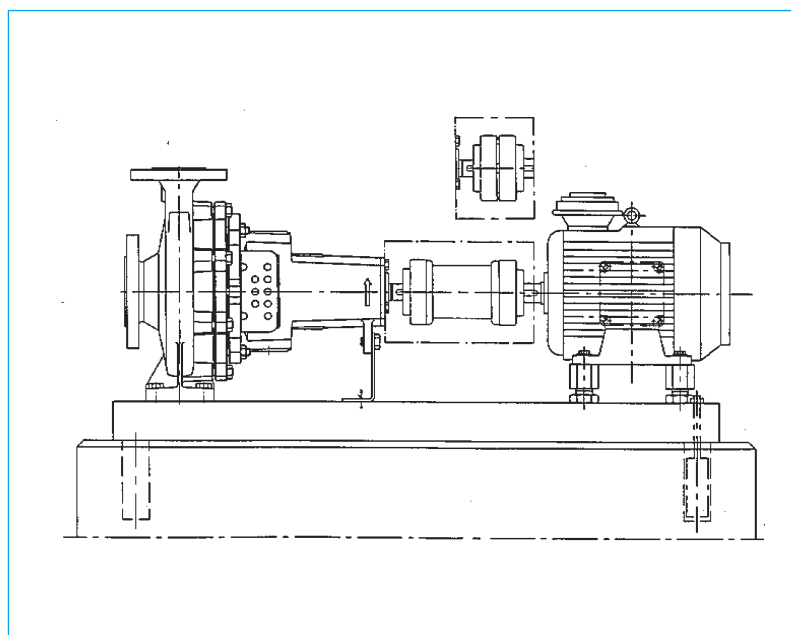


Figure 78 : Accouplement à douille comparé à un accouplement normal monté sur une pompe

7.5 Sollicitation des brides de pompe

Les pompes centrifuges montées sur massif de fondation ne doivent pas, dans la mesure du possible, être le point fixe pour la fixation des tuyauteries. Toutefois, même si les tuyauteries sont raccordées sans contraintes aux brides de pompe lors du montage, les conditions de fonctionnement (pression et température) de même que le poids des conduites remplies de fluide génèrent des forces et des moments, qui pèsent sur les brides. Ils entraînent des contraintes et des déformations dans les corps de pompe et surtout des modifications dans l'alignement de l'accouplement ; ils peuvent ainsi entraver la bonne marche

de la pompe, réduire la durée de vie des éléments élastiques de l'accouplement et endommager les paliers et les garnitures mécaniques. Les charges admissibles sur les brides sont donc limitées [1].

Étant donné que la sollicitation sur chaque bride de pompe se compose de trois composantes de forces et de trois composantes de moments, il n'est pas possible d'indiquer les seuils théoriques de la sollicitation sur la bride pour toutes les combinaisons envisageables. Soit on contrôle donc par calcul pour savoir si les sollicitations imposées par l'installation sont encore admissibles, soit on se contente de valeurs limites globales, fortement réduites en

conséquence, comme indiquées dans les ouvrages techniques de référence (brochure EURO-PUMP « Forces et moments applicables aux brides des pompes centrifuges » 1986 ; API 610 ; ISO 5199).

La figure 79 montre à titre d'exemple les sollicitations admissibles des brides d'une pompe à volute monoétagée, selon la norme ISO 5199 (traits pleins pour les pompes sur socle commun scellé, tirets pour les pompes montées sur socle commun non scellé).

7.6 Ouvrages techniques de référence

Depuis le début des années 60, de nombreuses normes nationales ainsi que des ouvrages techniques de référence ont été publiés en Allemagne. Ils spécifient les dimensions, la fabrication, la conception, l'approvisionnement, les exigences et l'emploi des pompes centrifuges et des groupes motopompes. Ils ont été depuis intégrés dans les ouvrages de référence européens et internationaux, qui ont été élaborés en collaboration, par les exploitants et les fabricants, et qui sont aujourd'hui introduits dans pratiquement tous les secteurs de l'industrie qui utilisent et produisent des pompes. La figure 80 de la page 74 indique les ouvrages de référence les plus importants.

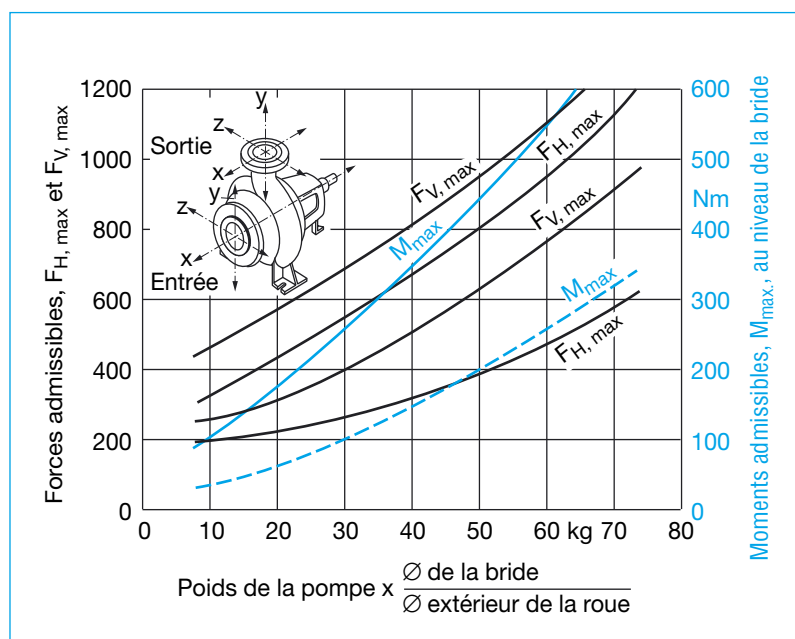


Figure 79 : Moments admissibles, M_{max} , au niveau de la bride et forces admissibles, $F_{H,max}$ (dans le plan x,z) et $F_{V,max}$ (axe des y) selon la norme ISO 5199 pour une pompe à volute monoétagée en fonte à graphite lamellaire ou sphéroïdal à la température ambiante. Des valeurs numériques plus faibles s'appliquent à l'acier ou la fonte austénitique avec du graphite lamellaire ou pour de plus hautes températures.

Domaines d'application et responsabilité	Cotes normalisées pompe et accessoires	Directives et spécifications
<p>VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. Fachgemeinschaŕft Pumpen</p> <p>DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Normenausschuŕŕ Maschinenbau, Fachbereich Pumpen</p>	<p>VDMA 24252 Kreiselpumpen mit Schlieŕwänden (PN 10 (Maschinenspumpen)); mit Lagerträger, Zeichnung, Nennleistung, Hauptmaŕe</p> <p>VDMA 24253 Kreiselpumpen mit Gehäusepanzer (Panzerpumpen); einstufig, mit axialem Eintritt; Leistungen, Hauptmaŕe</p> <p>DIN 24251 Mehrstufige Kreiselpumpen; Wasserpumpen bei Nennrevoluŕion 1500/min, mit Förderhöhe bis 1000 m</p> <p>DIN EN 733 Kreiselpumpen mit axialem Eintritt PN 10; Lagerträger; Nennleistung, Hauptmaŕe, Bezugssystem</p> <p>DIN EN 734 Seitenkanalpumpen PN 40; Nennleistung, Hauptmaŕe, Bezugssystem</p> <p>DIN EN 22858 Kreiselpumpen mit axialem Eintritt PN 16; Bezeichnung, Nennleistung, Hauptmaŕe</p> <p>DIN EN 735 Anschlussmaŕe für Kreiselpumpen; Toleranzen</p> <p>DIN 24259-1 Pumpen; Grundplattenn für Maschinen, Maße</p> <p>DIN 24299-1 Fabrikschilder für Pumpen; Allgemeine Festlegungen</p> <p>DIN EN 12756 Gleitingdichtungen - Hauptmaŕe, Bezeichnung, Werkstoffschlüssel</p>	<p>VDMA 24261-1 Pumpen; Benennung nach Wirkungsweise und konstruktiven Merkmalen, Kreiselpumpen</p> <p>VDMA 24276 Flüssigkeitspumpen für Chemieanlagen - Qualitätsanforderungen Werkstoffe und Bauteile</p> <p>VDMA 24279 Kreiselpumpen; Technische Anforderungen; Magnetkupplungen und Spaltrohrmotorpumpen</p> <p>VDMA 24292 Flüssigkeitspumpen; Betriebsanleitungen für Pumpen und Aggregate, Gliederung, Checkliste, Textbaustein Sicherheit</p> <p>DIN EN 12723 Flüssigkeitspumpen - Allgemein; Begriffe für Pumpen und Pumpenanlagen-Definit., Größen, Formelzeich. u. Einheiten</p> <p>DIN EN 12639 Flüssigkeitspumpen - Aggregate - Geräuschmessung - Genauigkeitsklassen 2 und 3</p> <p>DIN 24273 Pumpen und Pumpenaggregate für Flüssigkeiten; Werkstoff- und Bauprüfungen</p> <p>DIN 24296 Pumpen und Pumpenaggregate für Flüssigkeiten; Ersatzteile, Auswahl und Beschaŕfung</p> <p>DIN 1988-5 Technische Regeln für Trinkwasserinstallationen; Druckerhöhung und Druckmindernng</p> <p>DIN ISO 9905 (Klasse I) DIN ISO 5199 (Klasse II) DIN ISO 9908 (Klasse III) Kreiselpumpen; Technische Anforderungen</p> <p>DIN 24420-1 Ersatzteillisten; Allgemeines; Form u. Aufbau d. Textteiles</p> <p>DIN 1989 Regenwassersammlungsanlagen</p> <p>DIN EN 12262 Kreiselpumpen; Technische Unterlagen, Begriffe, Lieferung, Ausführung</p> <p>DIN 1986 Entwässerungseinrichtungen für Gebäude und Grundstücke</p>
<p>CEN Comité Européen de Normalisation Européen, Komitee f. Normung, Techn. Komm. TC 197 Pumpen</p>	<p>DIN EN 23661 Kreiselpumpen mit axialem Eintritt; Grundplatten- und Einbaumaŕe</p> <p>DIN EN 12162 Flüssigkeitspumpen - Sicherheitsanforderungen - Anfort. techn. Anfort. Prozessverf. f. hydrostatische Druckprüfung</p> <p>EN 809 Pumpen u. Pumpenaggregate f. Flüssigkeiten; Allgemeine Sicherheits- technische Anforderungen</p> <p>EN 1151 Pumpen - Kreiselpumpen - Umwälzpumpen mit elektr. Leistungsaufnahme bis 200 W für Heizungsanlagen und Brauchwasserwärmungsanlagen für den Hausgebrauch - Anforderungen, Prüfung, Kennzeichnung</p>	<p>DIN EN 12050 Abwasserhebeanlagen für die Gebäude- und entwässerung, Bau- und Prüfgrundsaŕze</p> <p>DIN EN 806-1 und -2 Technische Regeln für Trinkwasserinstallationen.</p>
<p>ISO International Organization for Standardization Techn. Comm. TC 115/ Pumps</p>	<p>ISO 9906 Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests - Grades 1 and 2</p> <p>ISO 5198 Centrifugal mixed flow and axial pumps - Code for hydraulic performance tests; Precision grade</p> <p>ISO 3069 Enduction centrifugal pumps - Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing</p> <p>ISO 3661 Enduction centrifugal pumps - Baseplate and installation dimensions</p> <p>ISO 2858 Enduction centrifugal pumps (rating 16 bar) - Designation, nominal duty point and dimensions</p>	<p>ISO 9908 Technical specifications for centrifugal pumps - Class III</p> <p>ISO 5199 Technical specifications for centrifugal pumps - Class II</p> <p>ISO 9905 Technical specifications for centrifugal pumps - Class I</p>
<p>International</p> <p>Europe*</p>	<p>American Petroleum Institute API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries</p> <p>API 682 Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps</p>	<p>DIN EN 12056-4 Schwerkraftentwässerungseinrichtungen innerhalb von Gebäuden - Teil 4; Abwasserhebeanlagen, -Planung u. Bemessung</p>

Figure 80 : Ouvrages de référence techniques nationaux et internationaux portant sur les pompes centrifuges (situation : fin 2005)

8 Exemples de calcul

Les exemples de calcul suivants sont désignés par le numéro de l'équation correspondante, ins-

crit après le 8.; ainsi l'exemple de calcul 8.3 utilise l'équation (3).

8.1 Pression de refoulement

Données : pompe à volute Eta-norm 80–200 ; courbes caractéristiques de la figure 18 ; vitesse de rotation $n = 2900 \text{ min}^{-1}$; diamètre de roue $D_2 = 219 \text{ mm}$; point de fonctionnement au point optimal : $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 57,5 \text{ m}$; $\eta = 83,5\%$; température de l'eau $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; masse volumique $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$.

Diamètre nominal des brides $DN_d = 80$; $DN_s = 100$; diamètre intérieur des brides $d_d = 80 \text{ mm}$, $d_s = 100 \text{ mm}$ [1]. Différence de hauteur entre les brides d'aspiration et de refoulement $z_{s,d} = 250 \text{ mm}$, figure 8.

Recherché : pression différentielle affichée par les manomètres entre les côtés aspiration et refoulement.

(La prise en compte de $z_{s,d} = 250 \text{ mm}$ exige que les deux manomètres soient mis en place exactement à la hauteur des bri-

des et ont donc également cette différence de hauteur ; s'ils se trouvent par contre à la même hauteur, il faut poser $z_{s,d} = 0$; pour un emplacement parfait des points de mesure, se référer au chapitre 7.3 et à la norme ISO DIS 9906).

Vitesses d'écoulement

$$v_d = 4 Q / \pi d_d^2 = 4 \cdot (200/3600) / \pi 0,08^2 = 11,1 \text{ m/s}$$

$$v_s = 4 Q / \pi d_s^2 = 4 \cdot (200/3600) / \pi 0,10^2 = 7,08 \text{ m/s.}$$

D'après l'équation (1) :

$$\begin{aligned} \Delta p &= \rho \cdot g \cdot [H - z_{s,d} - (v_d^2 - v_s^2) / 2g] \\ &= 998,2 \cdot 9,81 \cdot [57,5 - 0,250 - (11,1^2 - 7,08^2) / (2 \cdot 9,81)] \\ &= 524\,576 \text{ Pa} = 5,25 \text{ bar} \end{aligned}$$

8.2 Puissance absorbée

Données : données de l'exercice 8.1.

Recherché : puissance absorbée P.

D'après l'équation (2) :

$$\begin{aligned} P &= \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / \eta \\ &= 998,2 \cdot 9,81 \cdot (200/3600) \cdot 57,5 / 0,835 \\ &= 37\,462 \text{ W} = 37,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

8.3 Vitesse de rotation spécifique

Les données de l'exercice 8.1 permettent de calculer la vitesse spécifique, n_q , d'après l'équation (3) :

$$\begin{aligned} n_q &= n \cdot \sqrt{Q_{\text{opt}} / H_{\text{opt}}}^{3/4} = 2900 \cdot \sqrt{(200/3600) / 57,5}^{3/4} \\ &= 2900 \cdot 0,236 / 20,88 = 32,8 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

ou

$$\begin{aligned} &= 333 \cdot (n/60) \cdot \sqrt{Q_{\text{opt}} / (gH_{\text{opt}})}^{3/4} \\ &= 333 \cdot 48,33 \cdot \sqrt{(200/3600) / 9,81 \cdot 57,5}^{3/4} \\ &= 333 \cdot 48,33 \cdot 0,236 / 115,7 = 32,8 \text{ (sans dimension)} \end{aligned}$$

8.5 Équation de Bernoulli

Données : une installation avec pompe centrifuge selon la figure 8, avec les réservoirs B et D, dimensionnée pour le refoulement d'eau à 20 °C à un débit $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$. Le réservoir sous pression est sous une surpression de 4,2 bars, le réservoir d'aspiration, D, est ventilé à la pression atmosphérique, $v_e \approx 0$. La différence géométrique de cote est de 11,00 m ; le diamètre nominal de la tuyauterie de refoulement soudée est de DN 200 ($d = 210,1 \text{ mm}$ d'après le tableau 4). Les pertes de charge de l'installation données sont de 3,48 m.

Recherché : hauteur manométrique totale, H_A .

D'après l'équation (5) :

$$H_A = H_{\text{geo}} + (p_a - p_e) / (\rho \cdot g) + (v_a^2 - v_e^2) / 2g + \Sigma H_v$$

avec

masse volumique $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ d'après le tableau 12,
pression dans le réservoir B : $p_a = 4,2 \text{ bar} = 420\,000 \text{ Pa}$,
pression dans le réservoir D : $p_e = 0$,

$$(p_a - p_e) / (\rho \cdot g) = 420\,000 / (998,2 \cdot 9,81) = 42,89 \text{ m}$$

$$v_a = 4 Q / (3600 \cdot \pi \cdot d^2) = 4 \cdot 200 / (3600 \cdot \pi \cdot 0,2101^2) = 1,60 \text{ m/s}$$

$$(v_a^2 - v_e^2) / 2g = (1,60^2 - 0) / (2 \cdot 9,81) = 0,13 \text{ m}$$

$$H_{\text{geo}} = 11,00 \text{ m}$$

$$\Sigma H_v = 3,48 \text{ m}$$

$$H_A = 57,50 \text{ m}$$

8.9 Pertes de charge dans les tuyauteries

Données : outre les données de l'exercice 8.1 sont également donnés le diamètre nominal de la conduite d'aspiration DN 200 avec $d = 210,1 \text{ mm}$ d'après le tableau 4, la longueur de 6,00 m et la rugosité moyenne absolue $k = 0,050 \text{ mm}$.

Recherché : les pertes de charge, H_v , d'après la figure 11 ou d'après l'équation (9).

Le diagramme de la figure 11 indique $H_v = 1,00 \cdot 6,00 / 100 = 0,060 \text{ m}$. Plus compliqué, mais **inévitables pour d'autres rugosités**, serait le calcul selon la figure 10 :

$$\text{Rugosité relative } d / k = 210,1 / 0,050 = 4202$$

D'après l'équation (11), le nombre de REYNOLDS est égal à :

$$Re = v \cdot d / \nu$$

avec

$$\nu = 1,00 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s},$$

$$v = Q / A = (Q / 3600) \cdot 4 / (\pi d^2) = (200 / 3600) \cdot 4 / (\pi \cdot 0,2101^2) = 1,60 \text{ m/s},$$

$$Re = v \cdot d / \nu = 1,60 \cdot 0,2101 / 10^{-6} = 3,37 \cdot 10^5.$$

On déduit de la figure 10, avec $d / k = 4202 \rightarrow \lambda = 0,016$.

L'équation (9) donne

$$H_v = \lambda (L / d) \cdot v^2 / 2g = 0,016 \cdot (6,00 / 0,2101) \cdot 1,60^2 / 2 \cdot 9,81 = 0,060 \text{ m}$$

8.15 Pertes de charge dans la robinetterie et les raccords

Données : la tuyauterie selon exercice 8.9 comprend :

- un robinet à opercule plat DN 200,
- un coude à 90° avec surface lisse et $R = 5 d$,
- un clapet de pied DN 200 et
- un élément convergent DN 200/DN 100 selon le tableau 8 du type IV avec un angle d'ouverture de $\alpha = 30^\circ$.

Recherché : pertes de charge H_v .

D'après le tableau 5, le coefficient de perte du robinet à opercule plat est de $\zeta = 0,20$,

d'après le tableau 6, le coefficient de perte du coude à 90° est de $\zeta = 0,10$,

d'après le tableau 5, le coefficient de perte du clapet de pied est de $\zeta = 2,0$ environ,

d'après le tableau 6, le coefficient de perte de l'élément convergent est de $\zeta = 0,21$.

La somme de tous les coefficients de perte se monte à $\Sigma \zeta = 2,51$.

La perte de charge, obtenue d'après l'équation (15), est de

$$H_v = \Sigma \zeta \cdot v^2 / 2g = 2,51 \cdot 1,60^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,328 \text{ m}$$

8.20 Plaque perforée

Données : la pompe selon l'exercice 8.1 a une conduite de refoulement soudée DN 80, avec un diamètre intérieur de $d = 83,1$ mm. Un étranglement permanent doit réduire la hauteur manométrique de $\Delta H = 5,00$ m.

Recherché : diamètre intérieur, d_{BI} , de la plaque perforée.

D'après l'équation (20) :

$$d_{BI} = f \cdot \sqrt{Q / \sqrt{g \cdot \Delta H}}$$

avec f relevé dans la figure 25.

En raison de la méthode d'itération, d_{BI} est tout d'abord estimé et le résultat de nouveau comparé. En cas d'écarts, on choisit d'abord (seconde estimation) une valeur comprise entre la première estimation et le premier résultat.

On calcule tout d'abord :

$$\sqrt{Q / \sqrt{g \cdot \Delta H}} = \sqrt{200 / \sqrt{9,81 \cdot 5,0}} = 5,34 \text{ m.}$$

1^{ère} estimation $d_{BI} = 70$ mm ; $(d_{BI} / d)^2 = 0,709$; $f = 12,2$

Résultat : $d_{BI} = 12,2 \cdot 5,34 = 65,1$ mm

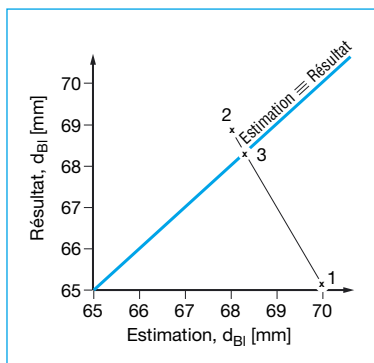
2^{ème} estimation $d_{BI} = 68$ mm ; $(d_{BI} / d)^2 = 0,670$; $f = 12,9$

Résultat : $d_{BI} = 12,9 \cdot 5,34 = 68,9$ mm

3^{ème} estimation $d_{BI} = 68,4$; $(d_{BI} / d)^2 = 0,679$; $f = 12,8$

Résultat : $d_{BI} = 12,8 \cdot 5,34 = 68,4$ mm

Pour trouver plus rapidement la solution, il est conseillé de reporter dans un graphique les résultats en fonction de l'estimation correspondante de sorte que la troisième estimation soit trouvée par l'intersection de la droite qui les relie et de la droite de pente 1, voir la figure ci-contre.



8.21 Changement de la vitesse de rotation

Données : la vitesse de rotation de la pompe selon l'exercice 8.1 (caractéristiques de fonctionnement avec l'indice 1) doit passer de $n_1 = 2900 \text{ min}^{-1}$ à $n_2 = 1450 \text{ min}^{-1}$.

Recherché : débit, Q_2 , hauteur manométrique, H_2 , et puissance absorbée, P_2 , après le changement.

D'après l'équation (21) :

$$Q_2 = Q_1 \cdot (n_2/n_1) = 200 \cdot (1450 / 2900) = 100 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après l'équation (22) :

$$H_2 = H_1 \cdot (n_2/n_1)^2 = 57,5 \cdot (1450 / 2900)^2 = 14,4 \text{ m}$$

D'après l'équation (23) :

$$P_2 = P_1 \cdot (n_2/n_1)^3 = 37,5 \cdot (1450 / 2900)^3 = 4,69 \text{ kW},$$

si l'on considère que le rendement est le même pour les deux vitesses.

8.27 Rognage de roue

Données : le débit optimal de la pompe selon exercice 8.1, $Q_t = 200 \text{ m}^3/\text{h}$, doit être diminué à $Q_r = 135 \text{ m}^3/\text{h}$ par rognage du diamètre de la roue de $D_t = 219 \text{ mm}$.

Recherché : diamètre après rognage, D_r , et hauteur optimale, H_r , après rognage ($H_t = 57,5 \text{ m}$).

D'après l'équation (27) :

$$D_r \approx D_t \cdot \sqrt{(Q_r / Q_t)} = 219 \cdot \sqrt{(135 / 200)} = 180 \text{ mm}$$

On déduit alors de l'équation (26) :

$$H_r \approx H_t \cdot (Q_r / Q_t) = 57,5 \cdot 135 / 200 = 38,8 \text{ m}$$

8.29 NPSH_{disp} pour un fonctionnement en aspiration

Données :

Les caractéristiques de l'installation avec pompe centrifuge selon l'exercice 8.5 sont complétées par : site de l'installation 500 m au-dessus du niveau de la mer, H_{vs} (relevé dans les exercices 8.9 et 8.15) = 0,39 m ; $H_{sgeo} = 3,00 \text{ m}$; $v_e \approx 0$. La pompe de l'exercice 8.1 est à installation horizontale comme indiqué sur la figure 36, avec un réservoir d'aspiration ouvert. La figure 18 indique que le $NPSH_{requis}$ de la pompe est égal à 5,50 m pour un débit $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$.

Recherché : le $NPSH_{disp}$, est-il suffisant ?

D'après l'équation (29) :

$$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) + v_e^2 / 2g - H_{vs} - H_{sgeo} \pm s'$$

avec

surpression du réservoir $p_e = 0$,

pression atmosphérique $p_b = 955 \text{ mbar} = 95\,500 \text{ Pa}$

d'après le tableau 13,

tension de vapeur $p_D = 0,02337 \text{ bar} = 2337 \text{ Pa}$

d'après le tableau 12,

masse volumique $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$

d'après le tableau 12.

$$(p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) = (0 + 95\,500 - 2337) / (998,2 \cdot 9,81) = 9,51 \text{ m}$$

$$v_e^2 / 2g = 0$$

$$H_{vs} = 0,39 \text{ m}$$

$$H_{sgeo} = 3,00 \text{ m}$$

$s' = 0$, étant donné que le centre de l'entrée de roue et le centre de la bride d'aspiration sont à la même hauteur.

$$NPSH_{disp} = 6,12 \text{ m}$$

Pour un $NPSH_{requis} = 5,50 \text{ m}$, on a

$NPSH_{disp} > NPSH_{requis}$, le $NPSH_{disp}$ est donc suffisant.

8.31 NPSH_{disp} pour un fonctionnement en charge

Données : En alternative à l'exercice 8.29, l'installation doit fonctionner en charge avec un réservoir fermé, comme présenté sur la figure 37. Les caractéristiques de l'installation sont : site de l'installation 500 m au-dessus du niveau de la mer ; H_{vs} (relevé dans les exercices 8.9 et 8.15) = 0,39 m ; H_{zgeo} = 2,00 m ; $v_e \approx 0$. La pompe selon l'exercice 8.1 est à installation horizontale comme indiqué sur la figure 37 avec un réservoir d'aspiration fermé, $p_e = -0,40$ bar (vide partiel). La figure 18 indique que le NPSH_{requis} de la pompe est égal à 5,50 m pour un débit de $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$.

Demandé : le NPSH_{disp}, est-il suffisant ?

D'après l'équation (31) :

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = (p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) + v_e^2 / 2g - H_{vs} + H_{zgeo} \pm s'$$

avec

pression du réservoir $p_e = -0,40 \text{ bar} = -40\,000 \text{ Pa}$,
pression atmosphérique $p_b = 955 \text{ mbar} = 95\,500 \text{ Pa}$ d'après le tableau 13,

tension de vapeur $p_D = 0,02337 \text{ bar} = 2337 \text{ Pa}$ d'après le tableau 12,

masse volumique $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$
d'après le tableau 12.

$$(p_e + p_b - p_D) / (\rho \cdot g) = (-40\,000 + 95\,500 - 2337) / (998,2 \cdot 9,81) = 5,43 \text{ m}$$

$$v_e^2 / 2g = 0$$

$$H_{vs} = 0,39 \text{ m}$$

$$H_{zgeo} = 2,00 \text{ m}$$

$s' = 0$, étant donné que le centre de l'entrée de roue et le centre de la bride d'aspiration sont à la même hauteur.

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = 6,12 \text{ m}$$

Pour un NPSH_{requis} = 5,50 m, on a

NPSH_{disp} > NPSH_{requis}, le NPSH_{disp} est donc suffisant.

8.36 Courbes débit-hauteur dans le cas de liquides visqueux

Données :

La pompe centrifuge de l'exercice 8.1, dont les courbes caractéristiques sont indiquées sur la figure 19, doit refouler une huile minérale de masse volumique $\rho_z = 0,897 \text{ kg/m}^3$ et de viscosité cinématique $\nu_z = 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Recherché : les courbes caractéristiques de la hauteur manométrique, du rendement et de la puissance absorbée pour un fonctionnement avec ce fluide visqueux à l'aide des fiches de calculs selon la figure 51.

Avant de rechercher la valeur du facteur de correction il faut connaître les caractéristiques pour le refoulement de l'eau (indice w) :

débit optimal	$Q_{wopt} = 200 \text{ m}^3/\text{h}$,
hauteur optimale	$H_{wopt} = 57,5 \text{ m}$,
rendement optimal	$\eta_{wopt} = 0,835$,
puissance d'entraînement	$P_{wopt} = 37,5 \text{ kW}$,
vitesse de rotation	$n = 2900 \text{ min}^{-1}$,
vitesse spécifique (de l'exercice 8.3)	$n_q = 32,8$,
viscosité cinématique	$\nu_z = 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,
masse volumique de l'huile minérale	$\rho_z = 897 \text{ kg/m}^3$.

La figure 51 fournit les trois facteurs de correction nécessaires

$$f_Q = 0,84, f_H = 0,88, f_\eta = 0,62.$$

Le calcul est effectué sous forme de tableau :

Q/Q_{opt}	0	0,8	1,0	1,2	
Q_w	0	160	200	240	m^3/h
H_w	66,5	62,0	57,5	51,0	m
η_w	0	0,81	0,835	0,805	
$Q_z = Q_w \cdot f_Q$	0	134,4	168	201,6	m^3/h
H_z	$= H_w$ 66,5	$= 1,03 H_w \cdot f_H$ 56,2	$= H_w \cdot f_H$ 50,6	$= H_w \cdot f_H$ 44,9	m
$\eta_z = \eta_w \cdot f_\eta$	0	0,502	0,518	0,499	
$P_z = Q_z \cdot H_z \cdot Q_z / (\eta_z \cdot 367)$		36,8	40,1	44,3	kW

Il faut utiliser pour le calcul de la puissance, P_z :

le débit Q_z en m^3/h et la masse volumique ρ en kg/dm^3 .

Les points des courbes caractéristiques ainsi calculés sont comparés sur la figure 52 avec ceux des courbes de la figure 18 (applicable pour le refoulement de l'eau avec une roue de diamètre de 219 mm).

8.45 Diminution de la hauteur manométrique lors de transport hydraulique

Données : Du gravier fin, d'une masse volumique de $\rho_s = 2700 \text{ kg/m}^3$ et d'une granulométrie moyenne de $d_s = 5 \text{ mm}$, doit être refoulé à une concentration $c_T = 15\%$ dans de l'eau froide (viscosité cinématique $\nu_f = 1,00 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) par une pompe centrifuge (caractéristiques hydrauliques indiquées dans l'exercice 8.1, vitesse spécifique $n_q = 33$, coefficient de pression, $\psi = 1,0$).

Recherché : diminution de la hauteur manométrique $\Delta H/H$ pour $H = 57,5 \text{ m}$.

Selon la figure 55, la vitesse de sédimentation, w_{s0} , d'une particule dans les conditions données ci-dessus est de $0,5 \text{ m/s}$. Le nombre de REYNOLDS est alors $Re_s = w_{s0} \cdot d_s / \nu_f = 0,5 \cdot 0,005 / 1,0 \cdot 10^{-6} = 2500$.

La diminution de hauteur manométrique est calculée à partir de l'équation (45) :

$$\begin{aligned} \Delta H/H &= c_T / \psi \cdot \sqrt[3]{Re_s} \cdot (11,83/n_q)^3 \cdot (\rho_s/\rho_f - 1) \\ &= (0,15 / 1,0) \cdot \sqrt[3]{2500} \cdot (11,83 / 33)^3 \cdot (2700 / 1000 - 1) \\ &= 0,15 \cdot 13,6 \cdot 0,0461 \cdot 1,70 = 0,16 \end{aligned}$$

$$\Delta H = 0,16 \cdot 57,5 = 9,2 \text{ m}$$

Dans les conditions citées ci-dessus la hauteur manométrique de la pompe, $H_{\text{wopt}} = 57,7 \text{ m}$, passe à $57,5 - 9,2 = 48,3 \text{ m}$; elle a donc diminué de 16%.

8.47 Masse volumique moyenne

Données : transport hydraulique selon l'exercice 8.45.

Recherché : la valeur moyenne de la masse volumique, ρ_m , et son influence sur la pression de refoulement de la pompe, celle-ci, augmente-t-elle ou diminue-t-elle ?

D'après l'équation (47), la masse volumique moyenne est

$$\rho_m = c_T \cdot \rho_s + (1 - c_T) \cdot \rho_f$$

avec

$$\rho_f \equiv \rho_w = 998,2 \text{ kg/m}^3 \text{ pour l'eau de } 20^\circ\text{C.}$$

$$\rho_m = 0,15 \cdot 2700 + 0,85 \cdot 998,2 = 1253 \text{ kg/m}^3$$

D'après l'équation (46) la pression de refoulement est :

$$\begin{aligned} \Delta p &= \rho_m \cdot g \cdot (H - \Delta H) \\ &= 1253 \cdot 9,81 \cdot (57,5 - 9,2) = 593\,700 \text{ Pa} = 5,94 \text{ bar} \end{aligned}$$

Elle est donc supérieure à celle présente dans le cas du refoulement de l'eau, $\Delta p = 5,25 \text{ bars}$, selon l'exercice 8.1. La courbe, $\Delta p = f(Q)$, a donc augmenté de 13 % en raison du transport hydraulique.

8.48 Puisard de pompe

Données : puisard pour une pompe selon l'exercice 8.1 avec les caractéristiques suivantes :

débit d'amenée $Q_{zu} = 120 \text{ m}^3/\text{h}$,

débit au démarrage

$Q_e = 220 \text{ m}^3/\text{h}$ et

débit à l'arrêt $Q_a = 150 \text{ m}^3/\text{h}$

La fréquence maximale admissible de démarrages du groupe est choisie selon le tableau 10 (chapitre 3.3.3.1, moteur à sec avec $P = 30 \text{ kW}$) : $Z = 10/\text{h}$.

Recherché : volume utile, V_N , du puisard d'après l'équation (48) (tous les débits en m^3/h) :

$$V_N = Q_{zu} \cdot (Q_m - Q_{zu}) / (Q_m \cdot Z)$$

avec

$$Q_m = (Q_e + Q_a) / 2 = (220 + 150) / 2 = 185 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_N = 120 \cdot (185 - 120) / (185 \cdot 10) = 4,22 \text{ m}^3/\text{h}$$

8.50 Recouvrement minimal

Données : conduite d'aspiration verticale, avec extrémité évasée, selon l'exercice 8.9 et la figure 8D, diamètre intérieur $d = d_E = 210,1$ mm, débit $Q = 200$ m³/h.

Recherché : profondeur minimale d'immersion (= recouvrement minimal), S_{\min} , dans les réservoirs d'aspiration ouverts.

La vitesse d'écoulement, v_s , à l'entrée de la conduite d'aspiration est $v_s = Q/A = (Q/3600)/(\pi \cdot d_E^2/4) = (200/3600) \cdot (\pi \cdot 0,2101^2/4) = 1,60$ m/s

D'après l'équation (50), la profondeur minimale d'immersion est :

$$\begin{aligned} S_{\min} &= d_E + 2,3 \cdot v_s \cdot \sqrt{d_E / g} \\ &= 0,2101 + 2,3 \cdot 1,60 \cdot \sqrt{0,2101 / 9,81} \\ &= 0,75 \text{ m.} \end{aligned}$$

Le diagramme de la figure 67 permet de trouver plus rapidement le même résultat.

La figure 66 indique la distance minimale à la paroi $>0,21$ m, la largeur du canal $>1,26$ m et la distance par rapport au fond de $0,150$ m.

8.52 Volume du réservoir d'aspiration

Données : installation avec pompe centrifuge ayant les caractéristiques indiquées dans les exercices 8.1 et 8.9 et un réservoir d'aspiration placé comme indiqué sur la figure 74. La conduite remplie d'air d'un diamètre nominal DN 200 (diamètre intérieur $d_s = 210,1$ mm d'après le tableau 4) a une longueur développée, $L_s = 3,00$ m, pour une hauteur géométrique d'aspiration de $H_{s\text{geo}} = 2,60$ m. Pression atmosphérique $p_b = 989$ mbar = $98\,900$ Pa ; masse volumique de l'eau à 20 °C $\rho = 998,2$ kg/m³ ; tension de vapeur $p_D = 2\,337$ Pa.

Recherché : volume du réservoir d'aspiration d'après l'équation (52) :

$$V_B = (d_s^2 \pi / 4) \cdot L_s \cdot p_b / (p_b - \rho \cdot g \cdot H_s)$$

La hauteur d'aspiration, H_s , est égale, d'après l'équation 53, à :

$$H_s = H_{s\text{geo}} + H_{vs}$$

$H_{s\text{geo}}$ indiquée est de $2,60$ m, les pertes de charge de la conduite d'aspiration, H_{vs} , doivent être déterminées à partir de H_{vs1} et H_{vs2} :

1) Pertes de charge, H_{vs} , de la conduite, comme dans l'exercice 8.9 :

$$H_{vs1} = \lambda \cdot (L / d_s) \cdot v_s^2 / 2g$$

avec

$$\lambda = 0,016 \text{ de l'exercice 8.9,}$$

$$L = H_{s\text{geo}} = 2,6 \text{ m (non } 3,0 \text{ m, car la longueur du coude est comprise dans } H_{vs2}),$$

$$d_s = 0,2101 \text{ m,}$$

$$v_s = 1,60 \text{ m de l'exercice 8.9.}$$

$$H_{vs1} = 0,016 \cdot (2,60 / 0,2101) \cdot 1,60^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,026 \text{ m}$$

2) Pertes de charge, H_{vs} , des robinetteries et des raccords :

H_{vs2} comprend les parties de coudes à 180° (coudes de $2 \times 90^\circ$ d'après le tableau 6 comme dans l'exercice 8.15) et de la tulipe d'entrée d'après le tableau 7.

Coefficient de perte de charge, ζ , du coude à 180° (facteur 1,4) = $1,4 \cdot 0,10 = 0,14$.

Coefficient de perte de charge, ζ , de la tulipe d'entrée (arête chanfreinée) = $0,20$.

$$H_{vs2} = \sum \zeta \cdot v_s^2 / 2g = (0,14 + 0,20) \cdot 1,60^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,044 \text{ m}$$

3) Somme : $H_{vs} = H_{vs1} + H_{vs2} = 0,026 + 0,044 = 0,070$ m et donc

$$H_s = H_{s\text{geo}} + H_{vs} = 2,60 + 0,07 = 2,67 \text{ m.}$$

L'exemple montre que les pertes de charge H_{vs} ($= 0,070$ m) peuvent être négligées lors de courtes conduites d'aspiration par rapport à la hauteur d'aspiration géométrique nettement plus élevée H_{sgeo} ($= 2,60$ m), le calcul peut être ainsi nettement simplifié. Le volume, V_B , du réservoir d'aspiration peut être déterminé par voie de calcul d'après l'équation (52) ou plus simplement (si les pertes de charge, H_{vs} , sont négligées) à partir du diagramme de la figure 75 :

$$\begin{aligned} V_B &= (d_s^2 \pi / 4) \cdot L_s \cdot p_b / (p_b - \rho g H_s) \\ &= (0,2101^2 \cdot \pi / 4) \cdot 3,0 \cdot 98\,900 / (98\,900 - 998,2 \cdot 9,81 \cdot 2,67) \\ &= 0,141 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Le réservoir choisi aura un volume égal à 2,8 fois le volume de $0,40 \text{ m}^3$ (comparer avec l'exemple de la figure 75).

Pour contrôle :

$$\text{La pression la plus basse} = p_b - \rho g H_s = 72\,828 \text{ Pa.}$$

$$\text{La tension de vapeur est de } 0,02337 \text{ bar} = 2\,337 \text{ Pa}$$

et n'est pas en deçà lors du dégazage.

**9
Bibliographie**

- [1] Documentation de produit (Imprimé KSB)
- [2] Lexique KSB sur les pompes centrifuges
- [3] Kavitation in Kreiselpumpen. (La cavitation dans les pompes centrifuges). Imprimé KSB n° de référence : 0383.051
- [4] Gebäudetechnik von KSB. Pumpenregelung und Anlagenautomation. Planungshinweise. Imprimé KSB n° de référence : 2300.024 (1995)
- [5] Bernauer J., M. Stark, W. Wittekind: Weiterentwicklung von Propellerschaufeln für die Förderung von Flüssigkeiten mit faserigen Feststoffen. KSB Technische Berichte 21 (1986), S. 16-21
- [6] Bieniek K., N. Gröning: Die Regelung der Förderleistung von Kreiselpumpen mittels elektronischer Drehzahlverstellung. KSB Technische Berichte 22 (1987), S. 16-31
- [7] Bieniek K.: Tauchmotoren und Nassläufermotoren zum elektrischen Antrieb von Kreiselpumpen im Fördermedium. KSB Technische Berichte 23 (1987), S. 9-17
- [8] Holzenberger K., L. Rau: Kennzahlen zur Auswahl energiefreundlicher Regelungsverfahren bei Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 24 (1988), S. 3-19
- [9] Holzenberger K.: Vergleich von zwei Umrechnungsverfahren für die courbes caractéristiques von Kreiselpumpen bei der Förderung zäher Flüssigkeiten. KSB Technische Berichte 25 (1988), S. 45-49
- [10] Holzenberger K.: Ermittlung des Drehmomentverlaufes beim Anfahren von Kreiselpumpen mit Hilfe von Kennzahlen. KSB Technische Berichte 26 (1990), s. 3-13
- [11] Kosmowski I., P. Hergt: Förderung gasbeladener Medien mit Hilfe von Normal- und Sonderausführungen von Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 26 (1990), S. 14-19
- [12] Schreyer H.: Stopfbuchslose Chemiepumpen mit Magnetantrieb. KSB Technische Berichte 24 (1988), S. 52-56
- [13] VdS Schadenverhütung: VdS-Form 2092-S.

10. Annexe technique

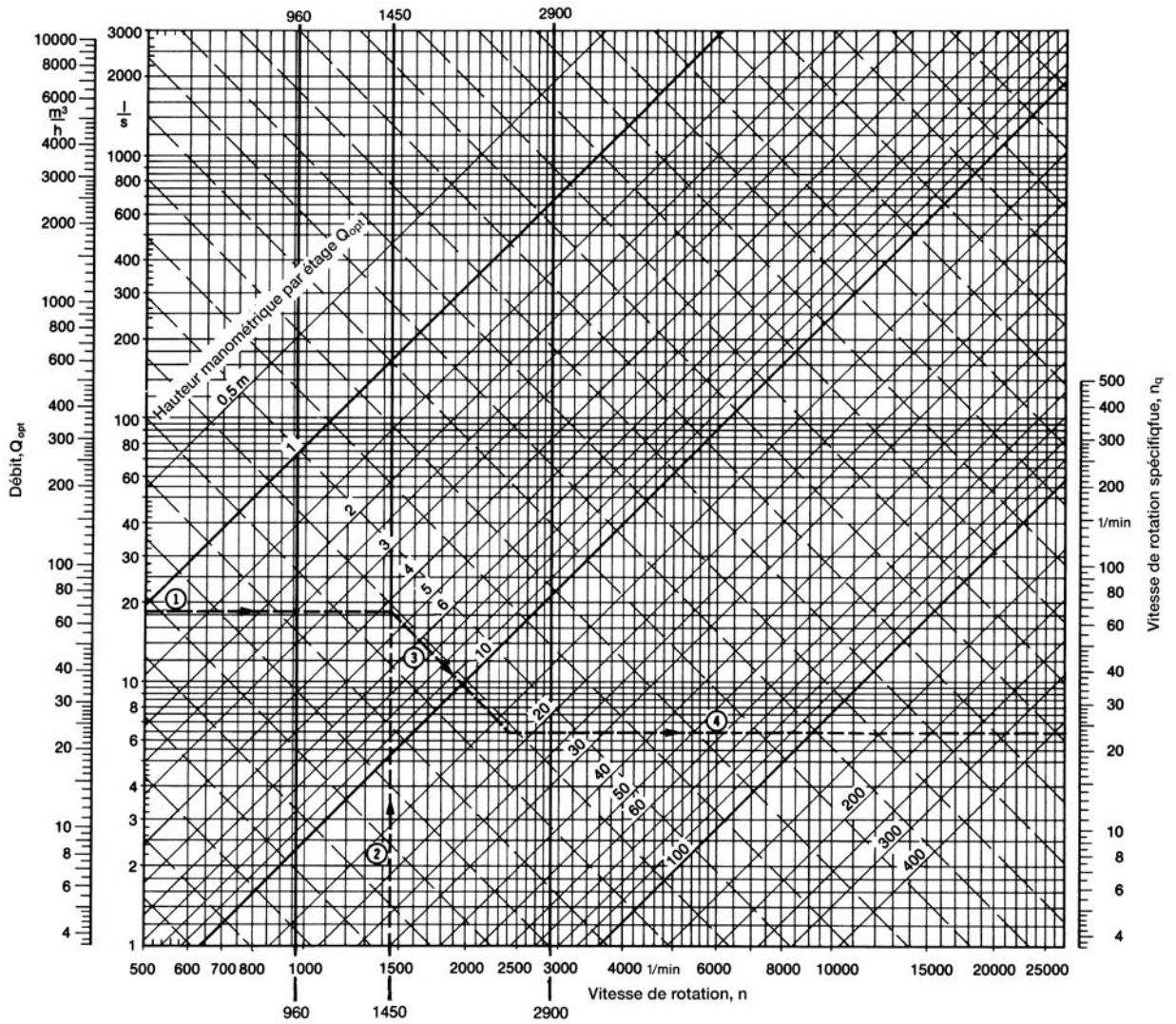


Figure 3 : Détermination graphique de la vitesse spécifique, n_q .

Exemple : $Q_{opt} = 66 \frac{m^3}{h} = 18,3 \frac{l}{s}$; $n = 1450 \frac{1}{min}$; $H_{opt} = 17,5$ m. Résultat : $n_q = 23 \frac{1}{min}$

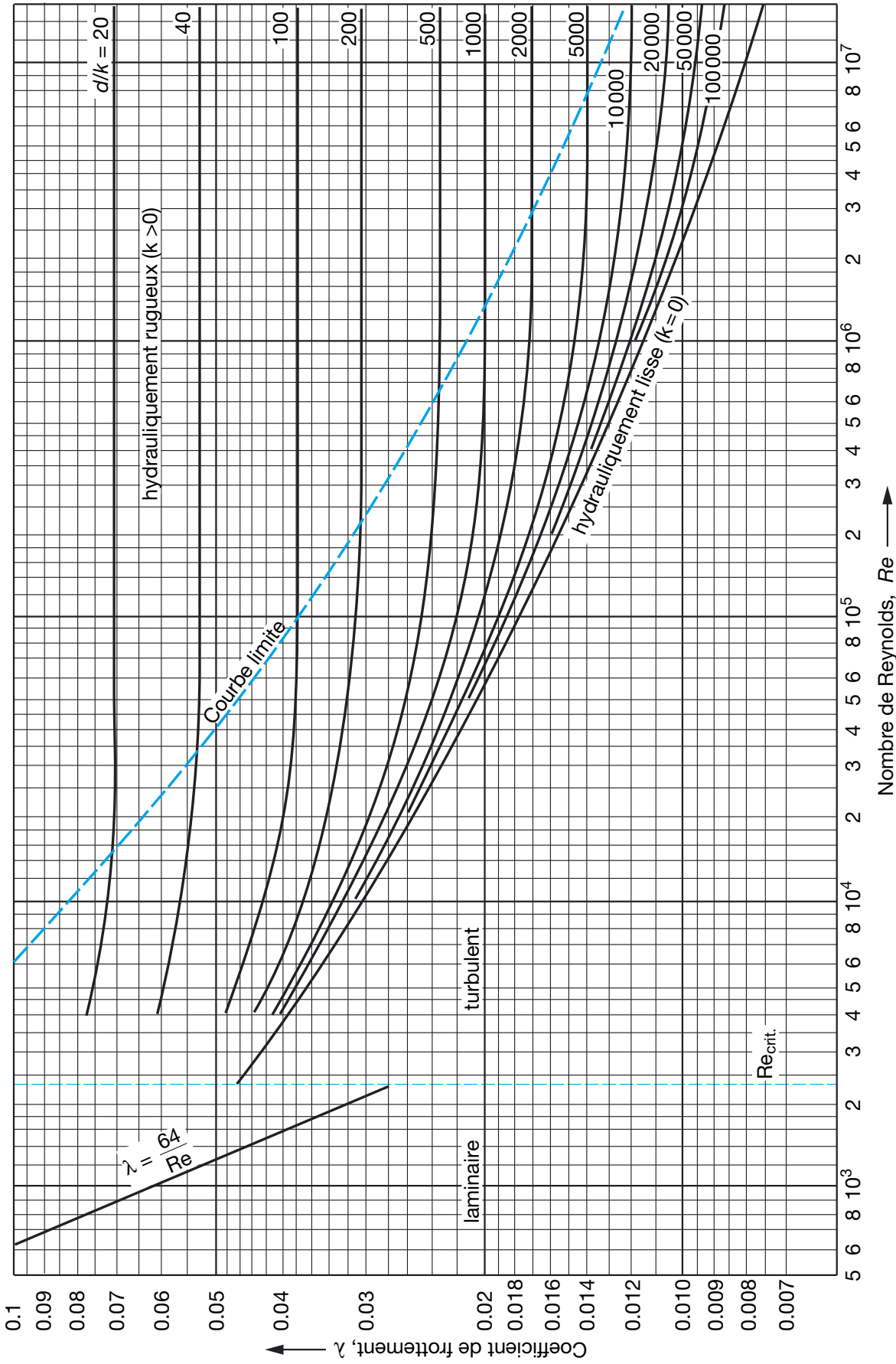


Figure 10 : Coefficient de frottement dans les tuyauteries, λ , en fonction du nombre de REYNOLDS, Re , et de la rugosité relative, d/k

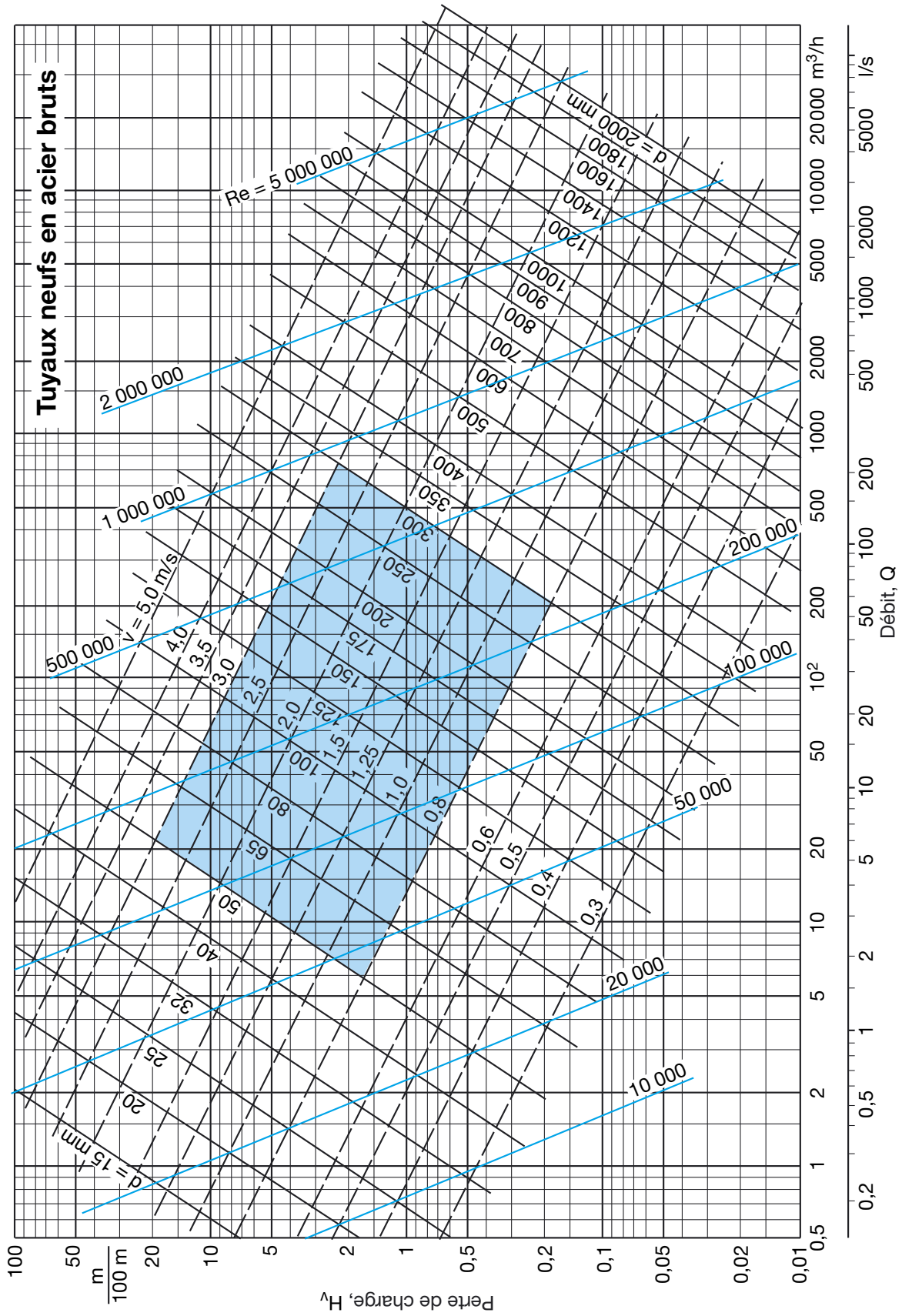


Figure 11 : Pertes de charge, H_v , pour des tuyaux en acier neufs ($k = 0,05$ mm)

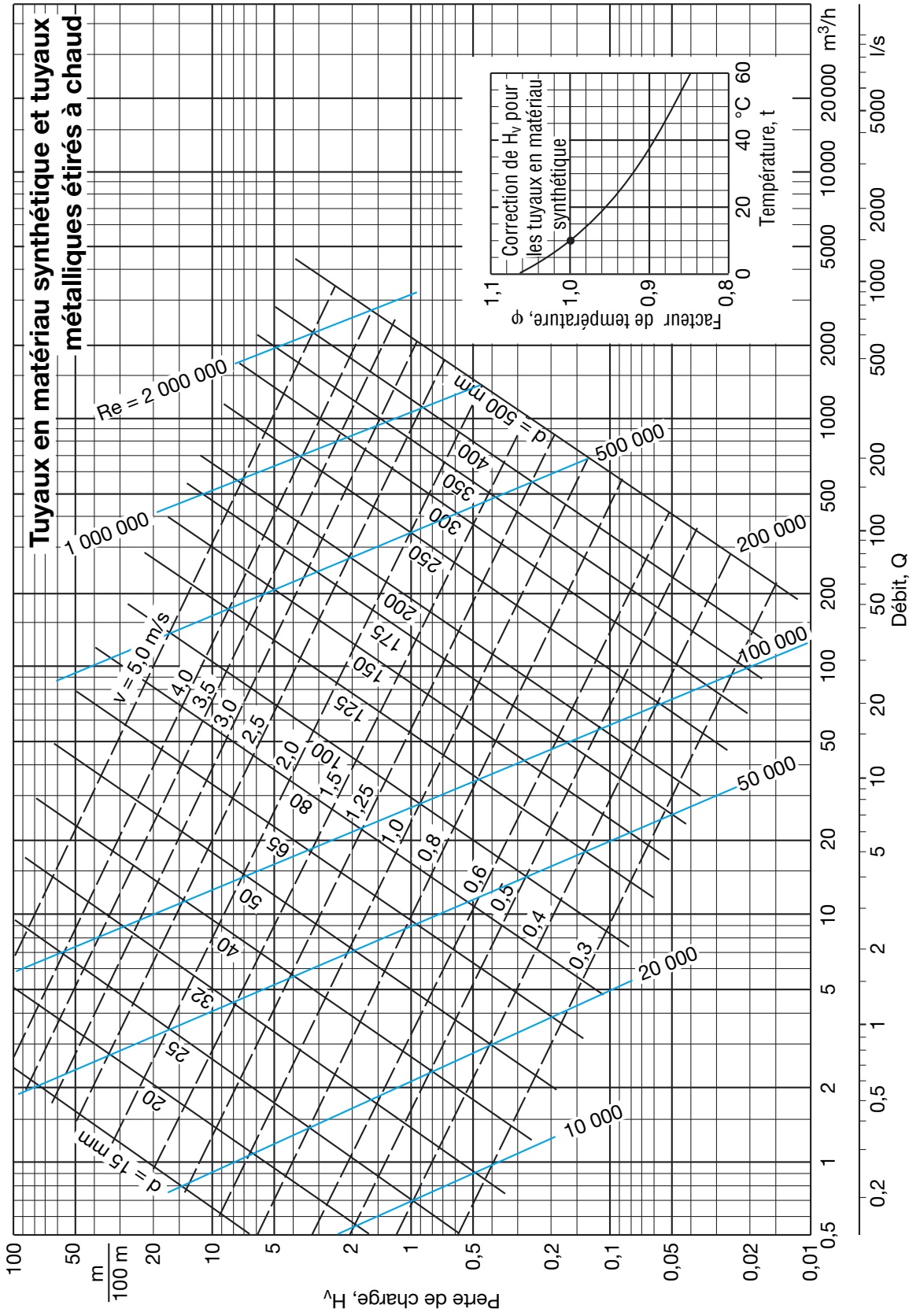


Figure 12 : Pertes de charge, H_v , pour des tuyaux hydrauliquement lisses ($k = 0$)
 (Pour les tuyaux en matériaux synthétiques, valeurs indiquées à $t \neq 10^{\circ}C$, multiplier sinon par un facteur de température ϕ)

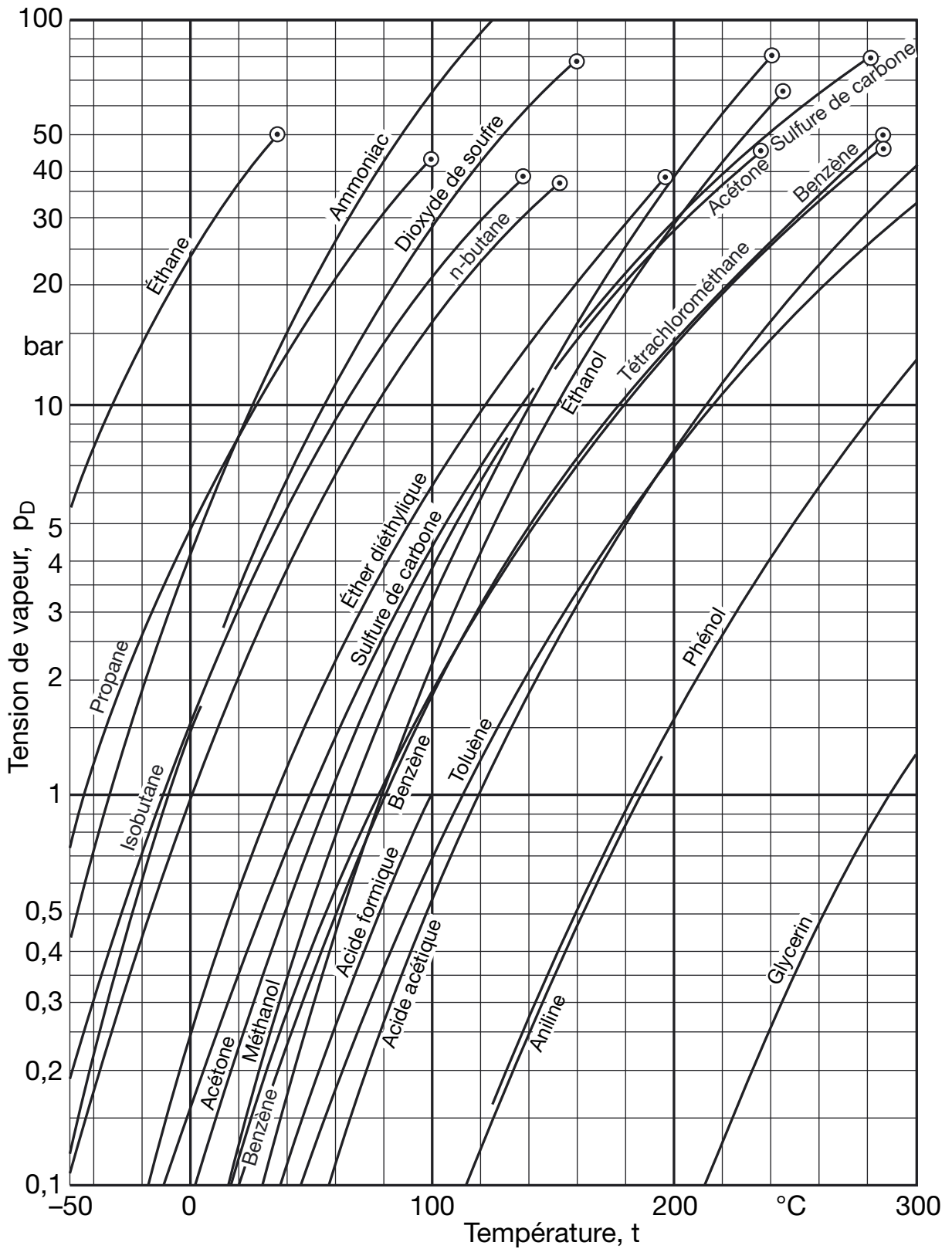


Figure 35 : Tension de vapeur, p_D , de différents fluides en fonction de la température, t

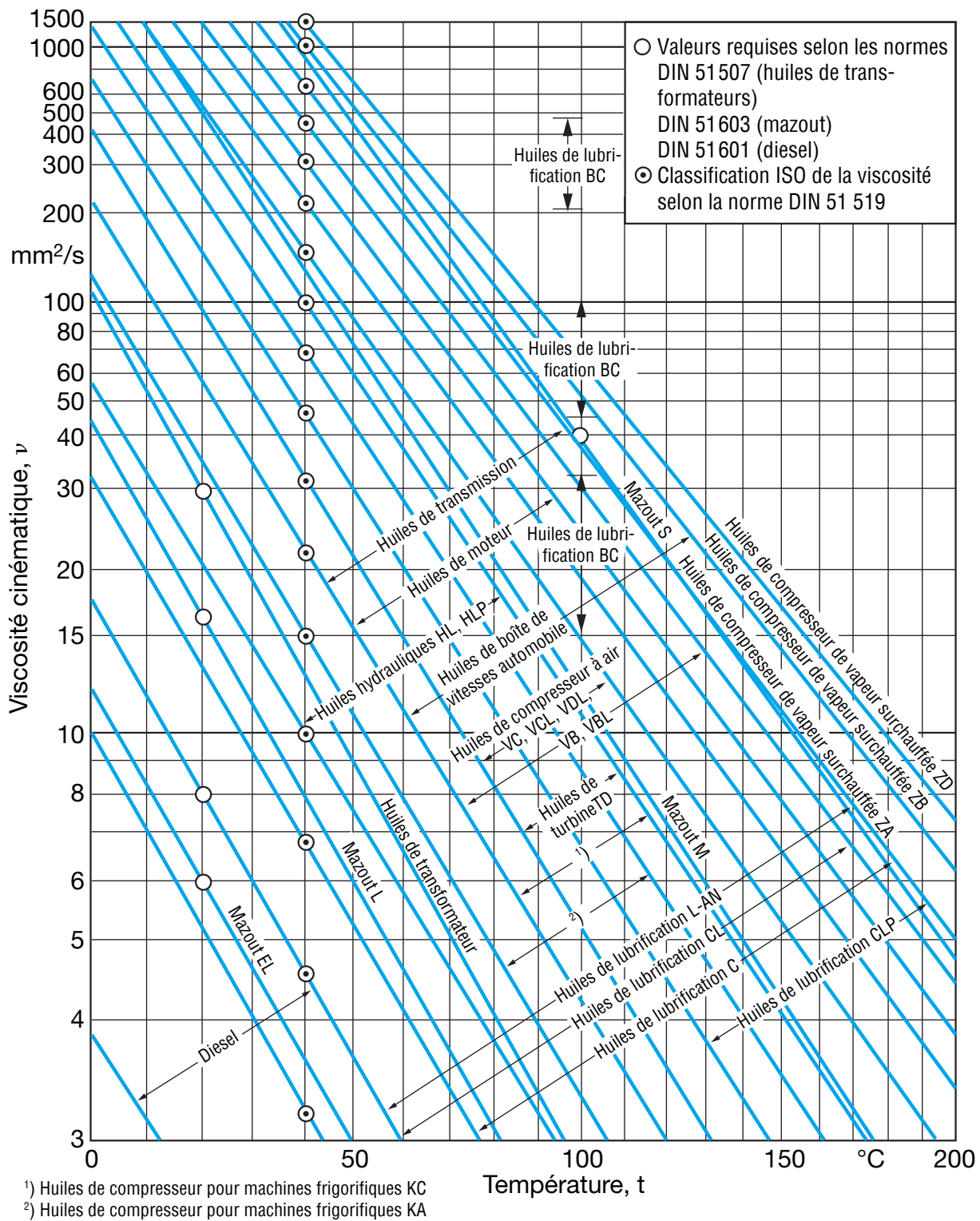


Figure 47 : Viscosité cinématique, ν , de différentes huiles minérales en fonction de la température, t

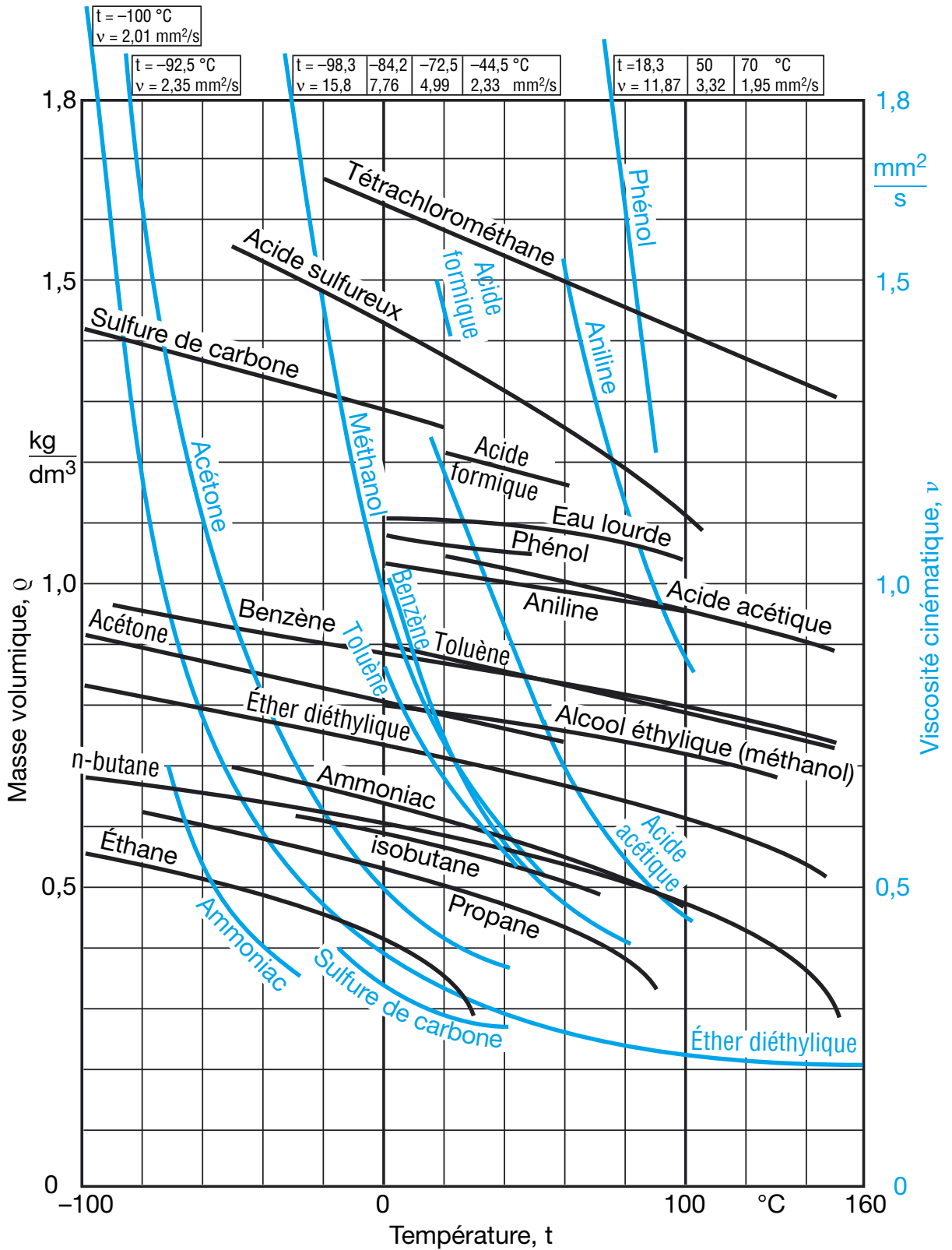



Figure 48 : Masse volumique, ρ , et viscosité cinématique, ν , de différents fluides en fonction de la température, t

Détermination du point de fonctionnement

Données :

Débit	Q_w		m^3/h
Hauteur manométrique	H_w		m
Vitesse de rotation	n		1/min
Viscosité cinématique	ν_z		m^2/s
Masse volumique	ρ_z		kg/m^3
Accélération de la pesanteur	g	9,81	m/s^2

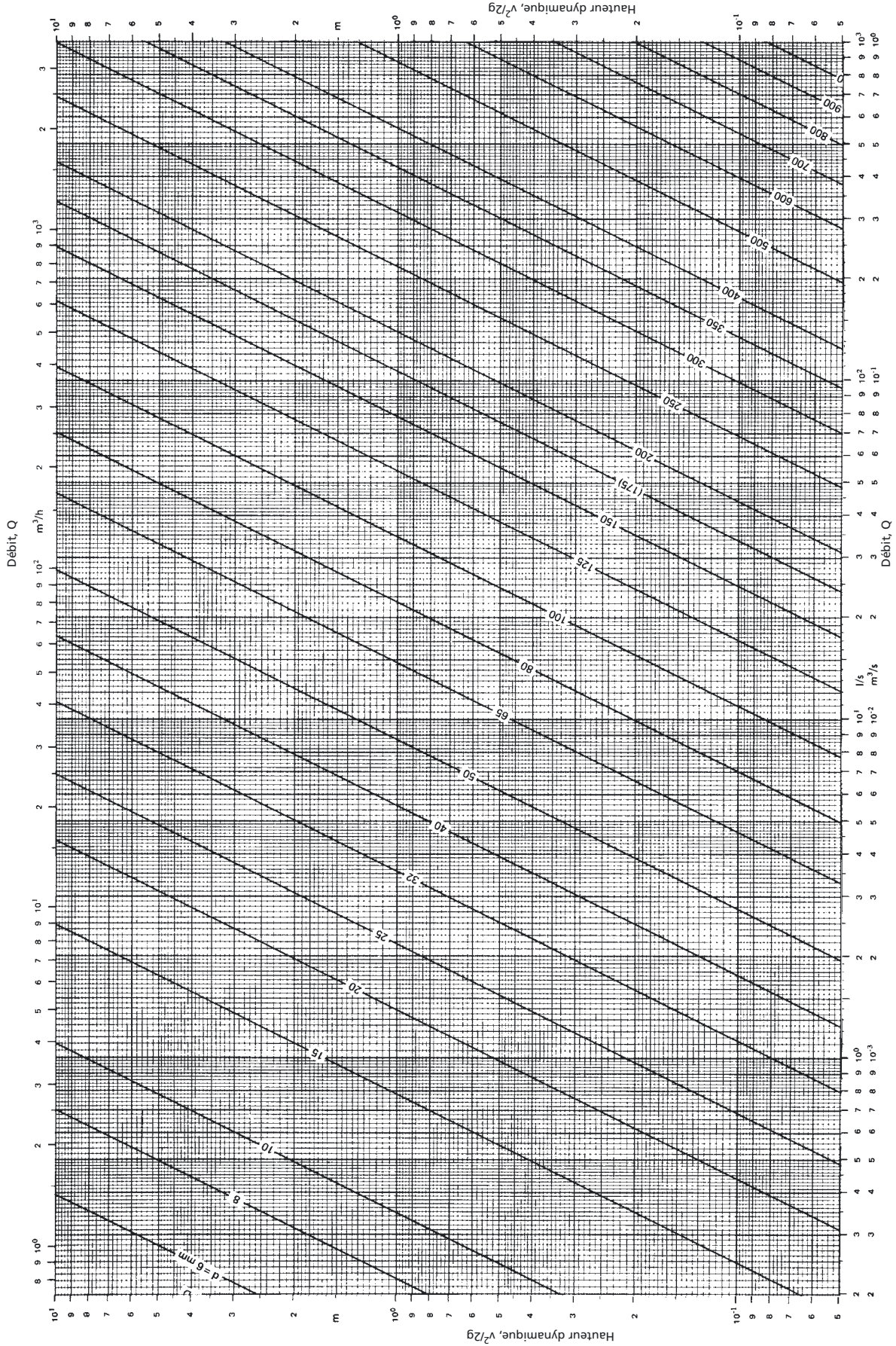
Calculs :

Q/Q_{opt}	=	0	0,8	1,0	1,2	-
Q_w	du courbier	0				m^3/h
H_w	pour 4 points					m
η_w	de la courbe	0				-
$n_{q,w}$	caractéristique					
$n_{q,w}$	du chap. 3.1.5	-	-		-	1/min
$f_{Q,w}$	de la figure 50		-			-
$f_{H,w}$		-				-
$f_{\eta,w}$		-				-
$Q_z = Q_w \cdot f_{Q,w}$		0				m^3/h
$H_z =$		$= H_w$	$= H_w \cdot f_{H,w} \cdot 1,03$	$H_w \cdot f_{H,w}$	$H_w \cdot f_{H,w}$	
		↓	↓	↓	↓	m
			1)			
$\eta_z = \eta_w \cdot f_{\eta,w}$		0				-
$P_z = \frac{\rho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z}{\eta_z \cdot 1000 \cdot 3600}$						kW

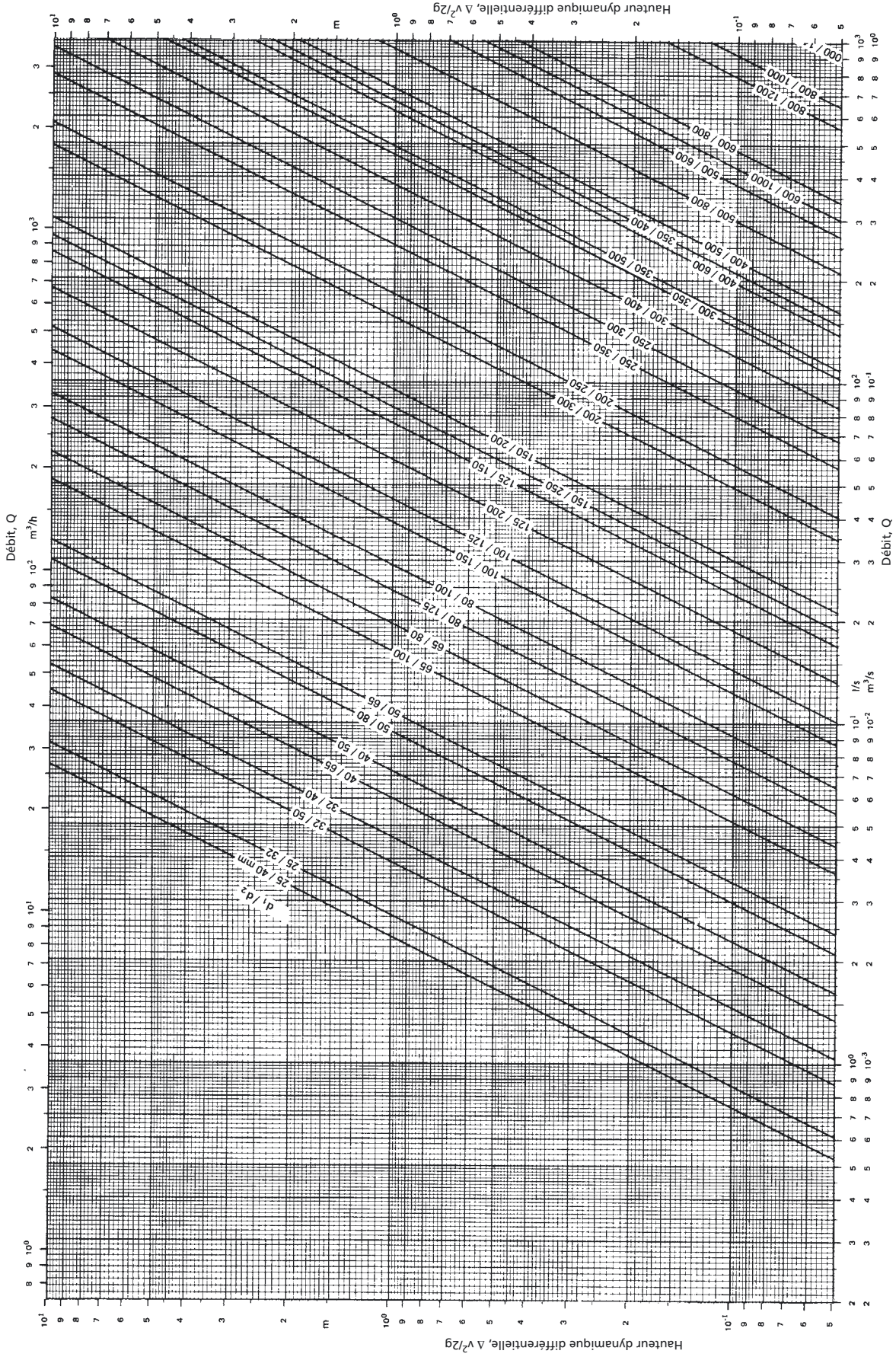
1) Si $H_z > H_w$, poser $H_z = H_w$

2) Avec ces valeurs, 4 points des courbes QH_z et $Q\eta_z$ et 3 points de la courbe QP_z sont définis. Les représenter en fonction de Q.

Figure 51 : Fiche de calcul selon la méthode KSB des courbes caractéristiques de pompe pour le refoulement d'un fluide visqueux



Hauteur dynamique $v^2/2g$ en fonction du débit, Q , et du diamètre intérieur de tuyau, d



Hauteur dynamique différentielle $\Delta (v^2/2g)$ en fonction du débit, Q, et des diamètres intérieurs de tuyau, d_1 et d_2

11. Unités légales, extraits sur les pompes centrifuges

Grandeur physique	Symbole	Unités légales		Unités périmées	Unités recommandées	Remarques
		Unités SI	Autres unités légales (liste non exhaustive)			
Longueur	l	m	mètre	km, dm, cm, mm, μm ,	m	Unité de base
Volume	V	m^3		dm^3 , cm^3 , mm^3 , litre ($1\text{l} = 1\text{dm}^3$)	cbm, cdm...	m^3
Débit, débit-volume	Q, V	m^3/s		m^3/h , l/s		l/s und m^3/s
Temps	t	s	seconde	s, ms, μs , ns,... min, h, d		s
Vitesse de rotation	n	1/s		1 /min		1 /min
Masse	m	kg	kilo-gramme	g, mg, μg , tonne ($1\text{t} = 1000\text{kg}$)	livre demi-quintal	kg
Masse volumique	ρ	kg/m^3		kg/dm^3		$\text{kg}/\text{d m}^3$ et kg/m^3
Moment d'inertie	J	kg m^2				kg m^2
Débit-masse	\dot{m}	kg/s		t/s, t/h, kg/h		kg/s et t/s
Force	F	N	Newton (= $\text{kg m}/\text{s}^2$)	kN, mN, μN ,...	kp, Mp,...	N
Pression	p	Pa	Pascal (= N/m^2)	bar ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$)	kp/cm ² , at, m CE, Torr, ...	bar
Contrainte mécanique (résistance)	σ, τ	Pa	Pascal (= N/m^2)	N/mm^2 , N/cm^2 ...	kp/cm ² ,	N/mm^2
Moment de flexion, couple moteur	M, T	N m			kp m, ...	N m
Energie, travail, quantité de chaleur	W, Q	J	Joule (= $\text{N m} = \text{W s}$)	kJ, Ws, kWh, ... 1 kW h = 3600 kJ	kp m kcal, cal, WE	J et kJ
Hauteur manométrique	H	m	mètre		m CL	m
Puissance	P	W	Watt (= $\text{J}/\text{s} = \text{N m}/\text{s}$)	MW, kW,	kp m/s, PS	kW
Température, temp. différentielle	T	K	Kelvin	°C	°K, grd	K
Viscosité cinématique	ν	m^2/s			St (Stokes), °E, ...	m^2/s
Viscosité dynamique	η	Pa s	seconde Pascal (= $\text{N s}/\text{m}^2$)		P (Poise),	Pa s
Vitesse de rotation spécifique	n_q	1				1

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{\text{opt}}}}{(\text{g } H_{\text{opt}})^{3/4}}$$

en unités SI (m et s)

42,- Euro

ISBN 3-00-018038-9



KSB Aktiengesellschaft
67225 Frankenthal (Pfalz)
Telefon +49 6233 86-0 • Fax +49 6233 86-3401 • www.ksb.com