

LES COMPOSANTS DE LA HAUTEUR DE CHARGE TOTALE

3.0 LES COMPOSANTS DE LA HAUTEUR DE CHARGE TOTALE

La hauteur de charge totale est la mesure de l'habilité d'une pompe de créer de la pression. Celle-ci augmente avec un diamètre d'impulseur plus grand et une vitesse plus grande. Cette pression produit la force motrice qui propulse un fluide à travers un système. La hauteur de charge totale est proportionnelle à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe. On utilise la différence plutôt que la pression à la sortie puisque cette caractéristique rend la pompe indépendante du niveau de pression à l'entrée de la pompe et donc de la configuration particulière d'un système. L'autre caractéristique importante est la capacité de débit, on obtiendra plus de débit plus la pompe sera grosse. En mettant en relation ces deux caractéristiques on obtient la courbe de rendement de la pompe. La hauteur de charge totale est utilisée comme la coordonnée de l'axe des Y et le débit est sur l'axe des X (voir la figure 4-3).

L'équation de la hauteur de charge totale pour un système à une entrée et une sortie (voir l'équation [2-12]) est:

$$\Delta H_P = \Delta H_{F1-2} + \Delta H_{EQ1-2} + \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) + z_2 + H_2 - (z_1 + H_1) \quad [3-1]$$

$$= \Delta H_F + \Delta H_{EQ} + \Delta H_v + \Delta H_{TS} \quad [3-1a]$$

$$= \Delta H_F + \Delta H_{EQ} + \Delta H_v + \Delta H_{DS} + \Delta H_{SS} \quad [3-1b]$$

Les équations [3-1a] et [3-1b] représentent une autre façon d'écrire l'équation [3-1] en utilisant des termes qui sont communs dans l'industrie.

3.1 LA HAUTEUR STATIQUE TOTALE (ΔH_{TS})

La hauteur statique totale est la différence entre la hauteur de décharge statique et la hauteur d'aspiration statique. On peut aussi dire que c'est la différence entre l'élévation de la sortie du système plus la hauteur de charge de pression à la sortie moins l'élévation de l'entrée du système, moins la hauteur de charge de pression à l'entrée tel que décrit à l'équation [3-2a].

$$\Delta H_{TS} = \Delta H_{DS} - \Delta H_{SS} \quad [3-2]$$

$$= z_2 + H_2 - (z_1 + H_1) \quad [3-2a]$$

H_2 et H_1 sont les hauteurs de charge de pression aux points 2 et 1 respectivement. La hauteur de décharge statique ΔH_{DS} est normalement positive (en présumant que $H_2=0$), puisque les fluides sont habituellement transférés à des niveaux plus hauts. Par contre, à l'occasion cette hauteur de charge peut être négative quand le bout du tuyau est plus bas que la pompe par exemple. Dans ce cas, le système doit être analysé pour s'assurer si on a besoin ou non d'une pompe.

La hauteur d'aspiration statique (ΔH_{SS}) peut être négative ou positive dépendant de la position du centre de la pompe par rapport à la surface liquide du fluide dans le réservoir d'aspiration. Si la ligne de centre de la pompe est plus basse que la surface liquide du fluide dans le réservoir d'aspiration, elle sera positive et négative si l'inverse est vrai (en présumant que $H_1 = 0$),

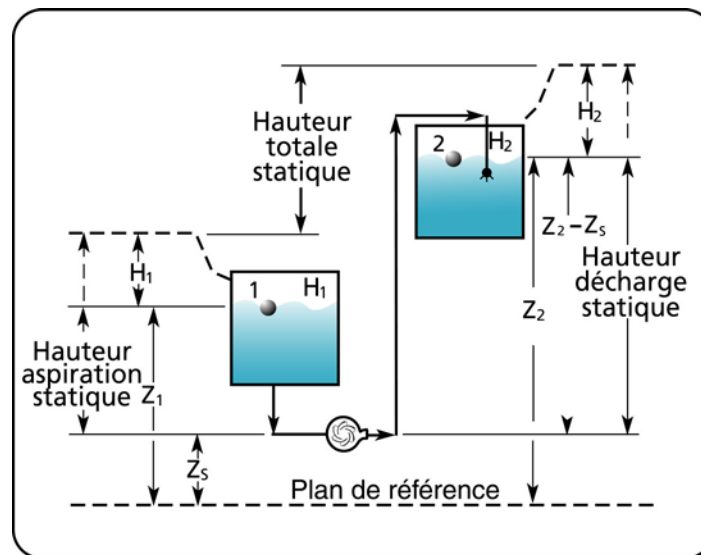


Figure 3-1 Relation entre les différentes hauteurs d'élévation.

3.2 LA HAUTEUR D'ASPIRATION STATIQUE (ΔH_{SS})

La hauteur à l'aspiration statique est la somme de l'élévation et la hauteur de charge de pression à l'entrée du système moins l'élévation de la ligne de centre de la pompe tel qu'indiqué dans l'équation [3-3] et la figure 3-2. L'entrée du système est localisée au point 1, la surface liquide du réservoir d'aspiration. H_1 est la hauteur de charge de pression sur la surface liquide du réservoir d'aspiration. Si le réservoir est ouvert à l'atmosphère alors $H_1 = 0$.

Des configurations typiques de la position de la pompe par rapport au réservoir d'aspiration sont montrées à la figure 3-2, l'aspiration de la pompe est pressurisée positivement dans le cas A et négativement dans le cas B (en présumant que $H_1 = 0$).

La hauteur statique d'aspiration dans les deux cas est:

$$\Delta H_{SS} = z_1 + H_1 - z_s \quad [3-3]$$

La figure 3-2B montre une pompe qui est surélevé par rapport à la surface liquide du réservoir d'aspiration ce qui veut dire que la pompe doit lever le fluide et donc la hauteur de charge de pression à l'aspiration de la pompe sera négative. Cette hauteur de charge est négative par rapport à l'atmosphère puisque le terme $z_1 - z_s$ est négatif (présument $H_1 = 0$).

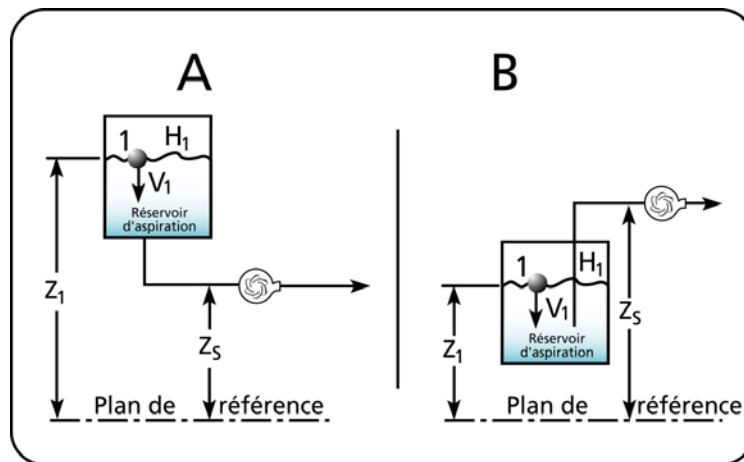


Figure 3-2 La hauteur de l'aspiration statique.

3.3 LA HAUTEUR DE CHARGE NETTE POSITIVE À L'ASPIRATION DISPONIBLE (N.P.S.H. *dispon*)

La hauteur de charge nette positive à l'aspiration disponible N.P.S.H. aussi connu en anglais comme Net Positive Suction Head Available (N.P.S.H.A.) est la hauteur de charge à l'aspiration de la pompe plus la hauteur de charge de pression atmosphérique moins la hauteur de charge de pression de vapeur du fluide. Cette définition est stipulée par le Hydraulic Institute (www.pumps.org) qui est l'organisme responsable d'établir des standards communs pour l'industrie des pompes aux États-Unis. Le terme *nette* se réfère à la hauteur de charge de pression actuelle à l'aspiration puisqu'une certaine quantité d'énergie est perdue entre la surface du réservoir d'aspiration et l'entrée de la pompe.

Pourquoi a t'on besoin de calculer la hauteur de charge nette positive à l'aspiration disponible? Cette valeur est requise pour éviter la cavitation du fluide. La cavitation sera évitée si la hauteur de charge à l'aspiration est plus élevée que la pression de vapeur du fluide et aussi plus élevée que le minimum requis par le manufacturier.

Pour calculer la hauteur de charge nette positive à l'aspiration, on positionne un volume de contrôle tel que montré à la figure 3-3. Le volume de contrôle doit recouper la surface liquide du réservoir d'aspiration et l'entrée de la pompe.

La hauteur de charge de pression à l'aspiration de la pompe est donnée par l'équation [2-15] ou l'indice X est remplacé par S:

$$H_s(\text{pi de fluide}) = -(\Delta H_{F1-S} + \Delta H_{EQ1-S}) + \frac{(v_1^2 - v_s^2)}{2g} + z_1 - z_s + H_1 \quad [3-4]$$

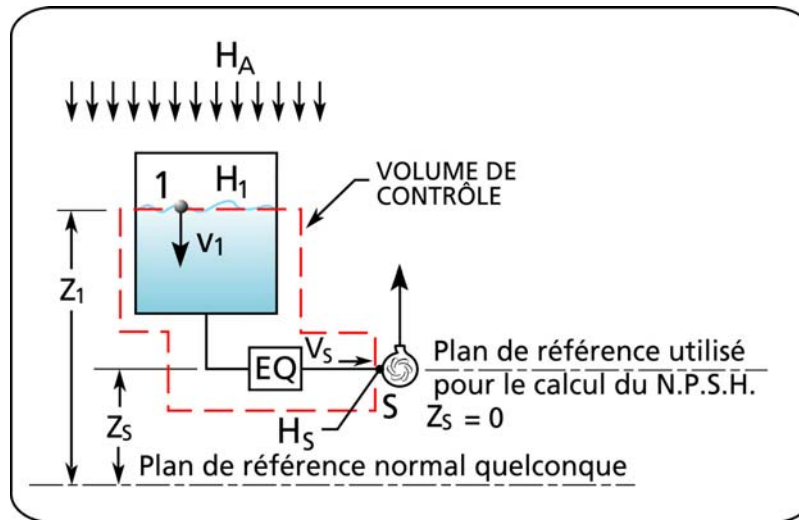


Figure 3-3 L'utilisation du volume de contrôle pour calculer la hauteur de charge de pression au point S.

L'énergie spécifique ou la hauteur de charge \bar{E} pour un point quelconque dans le système est la somme des énergies de vitesse (cinétique), d'élévation (potentielle) et de pression. \bar{E} est donné par:

$$\bar{E} = H + \frac{v^2}{2g} + z \quad [3-5]$$

Comme nous allons voir, le N.P.S.H. disponible dépend de la hauteur de charge disponible à l'entrée de la pompe (point S). Une composante de cette énergie dépend de l'élévation des particules de fluide au point S. Par définition, le N.P.S.H. disponible à l'entrée de la pompe (point S) est basé sur un niveau de référence situé au même niveau que l'entrée de la pompe ($z_s = 0$, voir la figure 3-3). Donc l'équation [3-5] devient:

$$\bar{E}_s = H_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad [3-6]$$

La hauteur de charge \bar{E}_S est donné par l'équation [3-6], la hauteur de charge de pression atmosphérique (H_A) est additionné à H_S pour convertir \bar{E}_S en pied de fluide absolu. Donc l'Équation [3-6] devient:

$$\bar{E}_S (\text{pi fluide absol}) = H_S + \frac{v_s^2}{2g} + H_A \quad [3-7]$$

La valeur de H_S de l'équation [3-4] est substitué dans l'équation [3-7] pour donner:

$$\bar{E}_S (\text{pi fluide absol}) = - (\Delta H_{F1-S} + \Delta H_{EQ1-S}) + \frac{v_1^2}{2g} + (z_1 - z_s + H_1) + H_A \quad [3-8]$$

La hauteur de charge \bar{E}_S est en pieds de fluide ou de l'énergie par livre de fluide. Ceci veut dire que le fluide pourrait avoir n'importe quel densité. Si le réservoir n'est pas pressurisé alors $H_1 = 0$.

Les liquides en ébullition

Pour une pression donnée dans l'environnement, différents liquides ont des températures d'ébullition différentes. Aussi pour une température donnée, différents liquides ont des pressions de vaporisation différentes. La température requise pour vaporiser un fluide varie avec le niveau de pression dans l'environnement. Par exemple, l'eau boue à une température de 212 °F à la pression atmosphérique standard de 14.7 psia (la pression atmosphérique au niveau de la mer). Si on baisse la pression à 11 psia (la pression atmosphérique à Mexico city situé à 8,500 pieds d'altitude), la température d'ébullition est 189 °F.

Étant donné que l'eau boue à une température plus basse à Mexico city comparativement à une ville proche du niveau de la mer, est-ce que le temps requis pour cuire un oeuf sera plus long? Oui, plus de temps sera requis. Pourquoi? On doit transférer la même quantité de chaleur peut importe la température si on veut cuire l'œuf. On a besoin de plus de temps pour transférer la même quantité de chaleur à une température plus basse qu'à une température plus haute. On est habitué à voir l'eau bouillir à une certaine température, c'est donc assez surprenant d'être obligé d'attendre un peu plus longtemps que 3 minutes pour un oeuf "3 minutes" à Mexico city.

La pression auquel un liquide boue s'appelle la **pression de vaporisation** et est toujours associée à une température donnée. Quand la pression baisse dans l'environnement du liquide, la température d'ébullition baisse aussi. Beaucoup de liquide (i.e. l'acétone, l'alcool de méthyle, le benzène, etc.) ont une vapeur de pression plus basse que celle de l'eau à la même température. Puisque la pression à travers un système peut varier dramatiquement, il est important de considérer cet effet si on veut éviter la vaporisation du fluide. Des données sur la pression de vapeur vs. la température sont disponibles dans les références 1, 2 et 8 pour plusieurs liquides.

La pression de vapeur et la cavitation

La pression près de l'œil de l'impulseur est plus basse qu'à la bride d'aspiration et dépendant du niveau de la pression de vapeur du fluide, peut faire vaporiser le fluide. À ce moment, il se forme un mélange de vapeur et de liquide qui réduit la capacité de la pompe. Le point de pression le plus bas est proche de l'œil de l'impulseur sur le côté interne des pales de l'impulseur (voir la figure 3-6). C'est à cet endroit que les bulles de vapeur se formeront. Ces bulles sont ensuite rapidement comprimées par l'effet de pressurisation de l'impulseur. Cette compression rapide produit une onde de choc qui déloge des petites particules de métal de l'impulseur causant une érosion sévère. Cette action produit un bruit caractéristique (semblable à un malaxeur de béton) et de la vibration. On peut entendre ce son en allant au site web www.fluidedesign.com/s81-fr.htm.

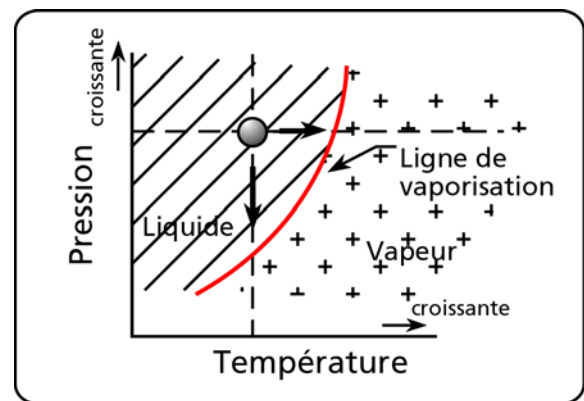


Figure 3-4 La pression de vapeur vs. la température.

Ce phénomène de compression rapide des bulles s'appelle la **cavitation**. *Le système doit être planifié de tel sorte à éviter la cavitation en s'assurant d'avoir une hauteur de charge nette positive à l'aspiration suffisante en opération normale.*

Pour s'assurer que le fluide reste en phase liquide, il faut que la hauteur de charge à l'entrée de la pompe soit supérieure à la hauteur de charge de pression de vapeur du fluide:

$$\bar{E}_S \geq H_{va}$$

ou H_{va} est la hauteur de charge de pression de vapeur du fluide. La hauteur de charge nette positive à l'aspiration disponible est la différence entre la hauteur de charge à l'entrée \bar{E}_S et la hauteur de charge de pression de vapeur (H_{va}).

$$N.P.S.H._{dispon.} = \bar{E}_S - H_{va} \quad [3-9]$$

En substituant la valeur de \bar{E}_S de l'équation [3-8] dans l'équation ci-haute, on obtient:

$$N.P.S.H._{dispon.} (pi \text{ fluide } abs.) = -(\Delta H_{F1-S} + \Delta H_{EQ1-S}) + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - z_s + H_1 + H_A - H_{va} \quad [3-10]$$

ou H_A la hauteur de charge de pression atmosphérique et H_{va} la hauteur de charge de pression de vapeur sont en pieds de fluide.

Les pressions de vapeur et atmosphérique sont souvent données en termes de pression absolue ou psia, la conversion en pied de fluide est:

$$H(pi \text{ fluide}) = \frac{2.31}{GS} \times p(psia)$$

et par substitution dans l'équation [3-10]:

$$N.P.S.H._{dispon.} (pi \text{ fluide } abs.) = -(\Delta H_{F1-S} + \Delta H_{EQ1-S}) + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - z_s + H_1 + \frac{2.31}{GS} (p_A(psia) - p_{va}(psia)) \quad [3-11]$$

La pompe requiert une hauteur de charge minimum à l'entrée pour opérer à sa pleine capacité et éviter la cavitation. Les manufacturiers de pompes nous donnent des valeurs minimums qu'ils appellent la hauteur de charge nette positive à l'aspiration requise $N.P.S.H._{requis}$. Ces valeurs sont données pour chaque modèle de pompe pour un diamètre d'impulseur, une vitesse et un débit donné. Pour satisfaire les exigences du manufacturier :

$$N.P.S.H._{dispon.} \geq N.P.S.H._{requis}$$

La figure 3-5 montre les proportions typiques des composants du $N.P.S.H._{dispon}$ de l'équation [3-10].

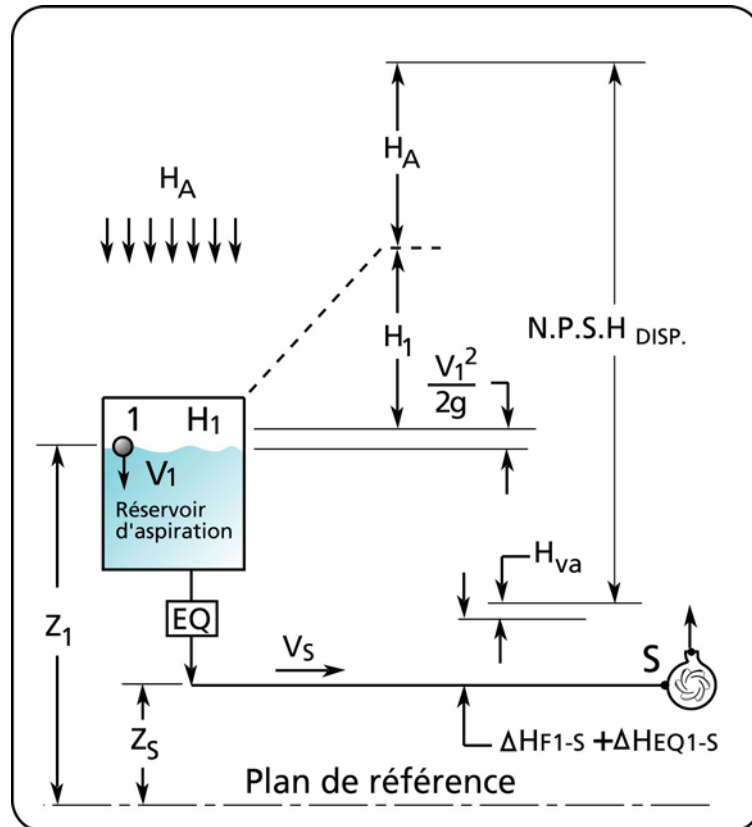


Figure 3-5 La grosseur relative des composants de la hauteur de charge nette positive à l'aspiration (N.P.S.H.).

N.P.S.H. Requis

La hauteur de charge nette positive à l'aspiration $N.P.S.H._{requis}$ donne le niveau de pression qui est requis à la bride d'aspiration. La figure 3-6 montre comment la pression varie à partir de la bride d'aspiration jusqu'à la bride de décharge.

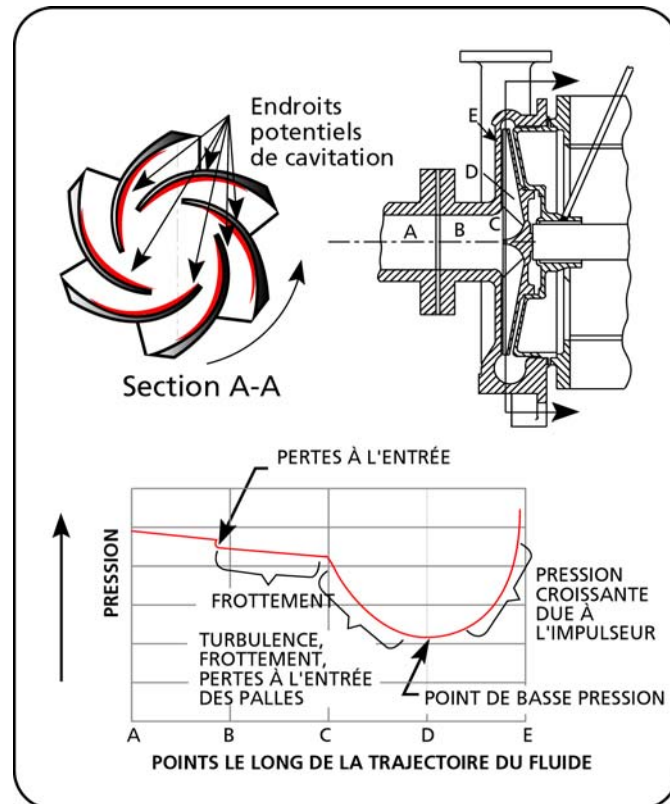


Figure 3-6 La variation de pression à l'intérieur d'une pompe (source: la compagnie Durco).

Suivons le trajet des particules de fluide du point A au point E dans la figure 3-6. Il y a une petite perte de charge due à la tuyauterie à l'entrée de la pompe. Il y a du frottement et de la turbulence qui accompagne le virage à 90 degrés que les particules de fluide doivent effectuer pour passer de l'aspiration à la décharge. Le bout des pales de l'impulseur crée une obstruction au passage du fluide et donc une perte de charge à chaque bout des pales. La présence de pré-rotation dans le liquide à l'entrée de l'œil change l'angle d'attaque et crée plus de turbulence. Toutes ces pertes surviennent avant que le liquide soit pressurisé par l'action de l'impulseur. La combinaison de ces pertes plus les pertes qui peuvent survenir dans la ligne d'aspiration peuvent être suffisantes pour baisser la pression près de la pression de vapeur et vaporiser le fluide. Cette condition doit être évitée. Lorsque le liquide se trouve sur l'impulseur, les pales propulsent les particules dans une direction radiale et la pression augmente jusqu'au niveau de la pression de décharge de la pompe.

EXEMPLE 3.1 – CALCULEZ LA HAUTEUR DE CHARGE NETTE POSITIVE À L'ASPIRATION DISPONIBLE

On doit transférer de l'eau d'un réservoir sous-terre à un débit de 500 USGPM. Le propriétaire préfère utiliser une pompe centrifuge avec un clapet de retenue plutôt qu'une pompe submersible à arbre verticale. Déterminer le $N.P.S.H._{dispon}$?

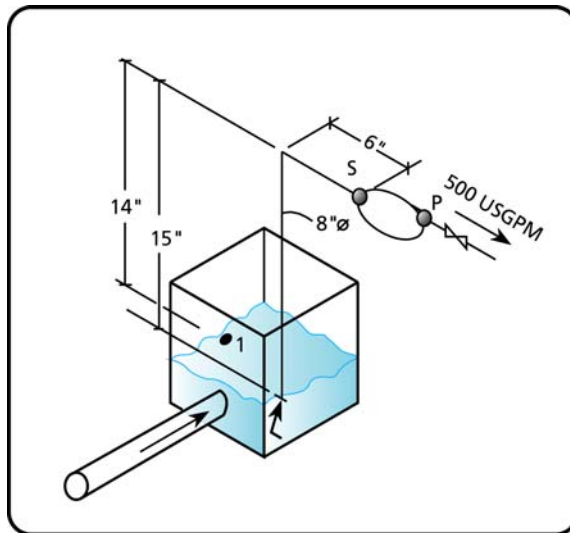


Figure 3-7 Schéma du système utilisé pour le calcul du $N.P.S.H._{dispon}$.

On applique l'équation [3-11] avec $GS = 1$, $H_1 = 0$, $v_1 = 0$:

$$N.P.S.H._{dispon} (pi \text{ fluide abs.}) = -(\Delta H_{F1-S} + \Delta H_{EQ1-S}) + z_1 - z_S + 2.31 \times (p_A (psia) - p_{va} (psia))$$

Le clapet de non-retour a une perte de charge de 5 pieds, $\Delta H_{EQ1-S} = 5$ pi. La perte de charge dû au frottement dans la ligne d'aspiration est $\Delta H_{F1-S} = 0.54$ pied. La pression atmosphérique et de vapeur sont respectivement, $p_B = 14.7$ psia et $p_{va} = 0.25$ psia (pour de l'eau à 60°F). L'élévation $z_1 - z_S = -14$ pi.

$$N.P.S.H._{dispon} (pi \text{ fluide abs.}) = -(0.54 + 5) - 14 + 2.31(14.7 - 0.25) = 13.8 \text{ pi}$$

Le $N.P.S.H._{dispon}$ est 13.8 pieds de fluide absolu.

Il ne devrait pas y avoir de problème à sélectionner une pompe avec un $N.P.S.H._{dispon}$ de 13.8 pieds de fluide absolu.

3.4 L'IMMERSION DE LA TUYAUTERIE D'ASPIRATION DE LA POMPE

La tuyauterie d'entrée de la pompe doit être submergée suffisamment pour éviter la formation de vortex ou tourbillons sur la surface liquide du réservoir d'aspiration. Ces vortex peuvent se manifester de façon très différente (voir la figure 3-8).

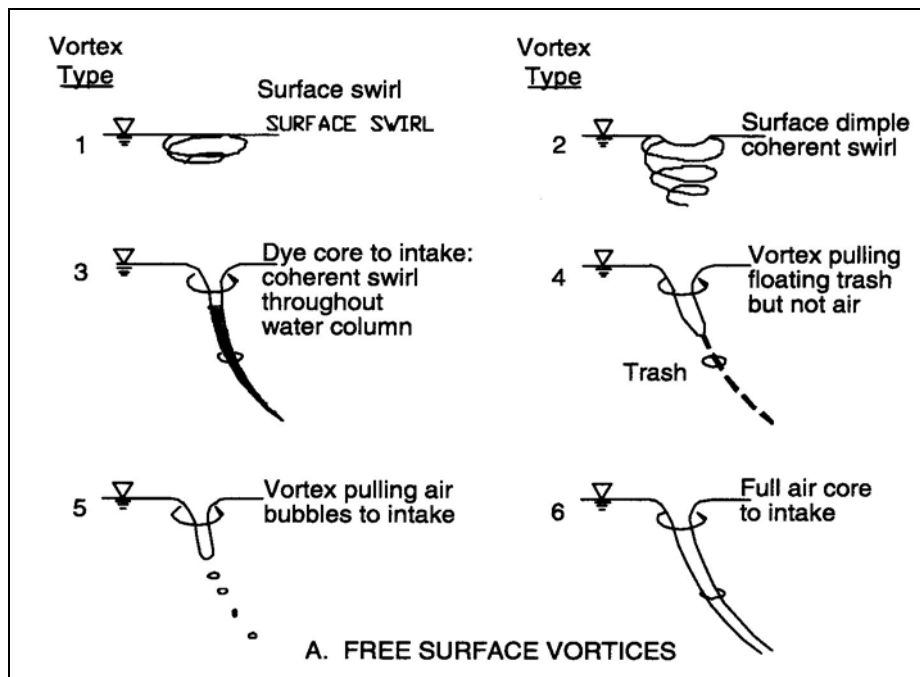


Figure 3-8 Différentes formes de vortex (ré-imprimer avec la permission du Hydraulic Institute).

La mixture d'eau et d'air réduit la capacité de la pompe et doit être évitée. Il y a une relation entre la vitesse à l'entrée de la tuyauterie d'aspiration et l'immersion (S) de celle-ci (pour plus d'informations consultez le manuel Pump Intake Design ANSI/HI9.8-1998 du Hydraulic Institute www.pumps.org).

Il y a beaucoup de géométrie possible pour la configuration de tuyauterie d'entrée de pompes et quelques-unes sont montrées dans la figure 3-9. Ces configurations ont tous en commun des problèmes potentielles de formation de vortex si la hauteur d'immersion minimum n'est pas respectée. La valeur minimum pour l'immersion (S) est donnée à la figure 3-10.

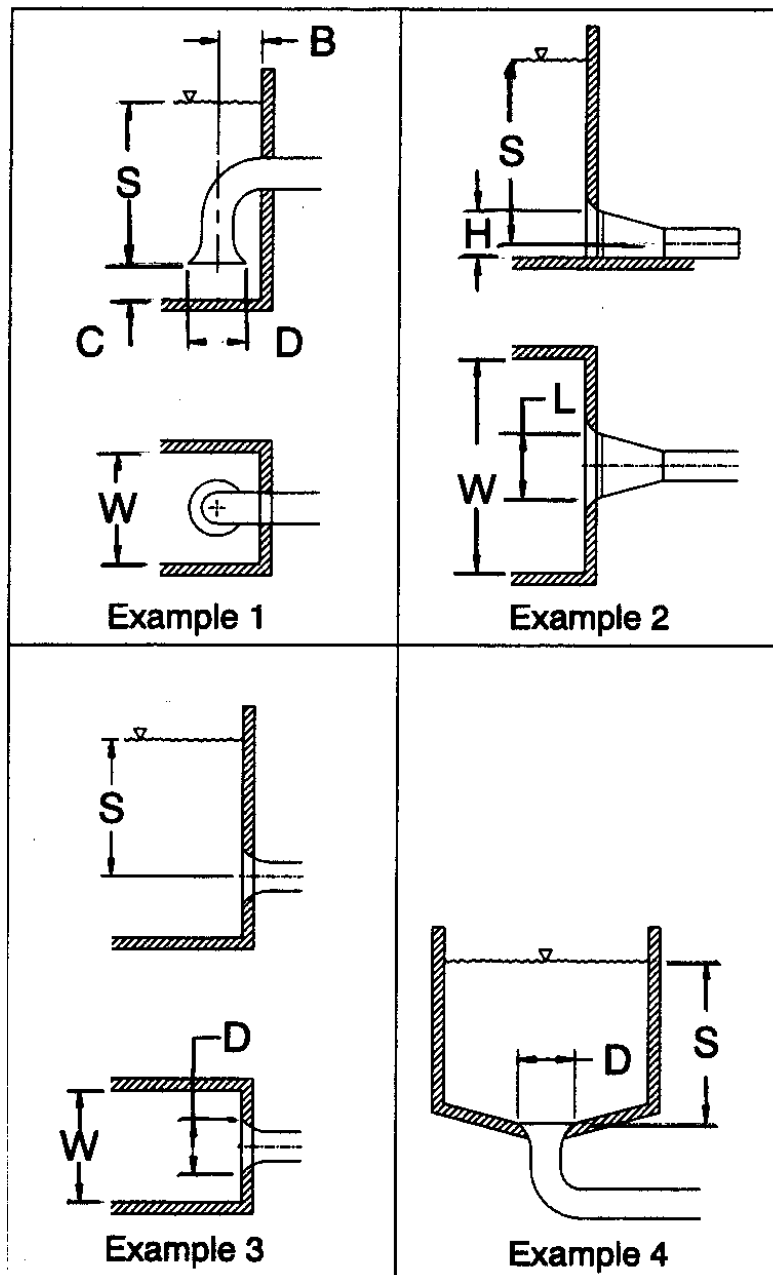


Figure 3-9 Exemples de différentes géométries pour la tuyauterie d'entrée de pompes (ré-imprimer avec la permission du Hydraulic Institute).

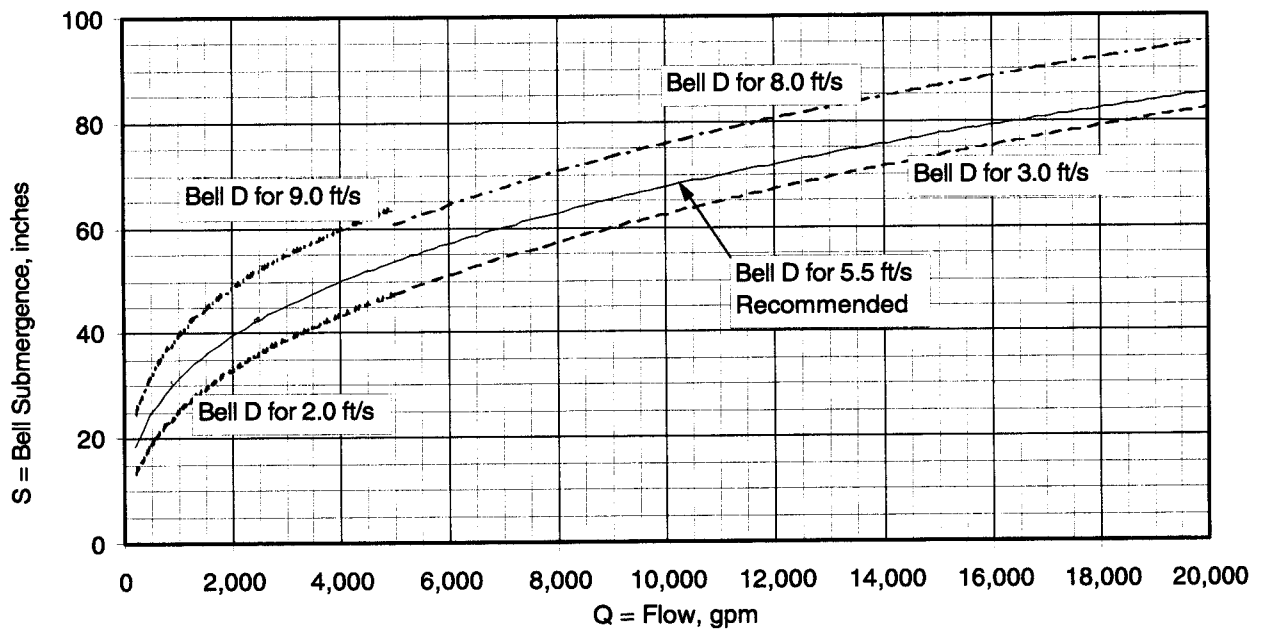
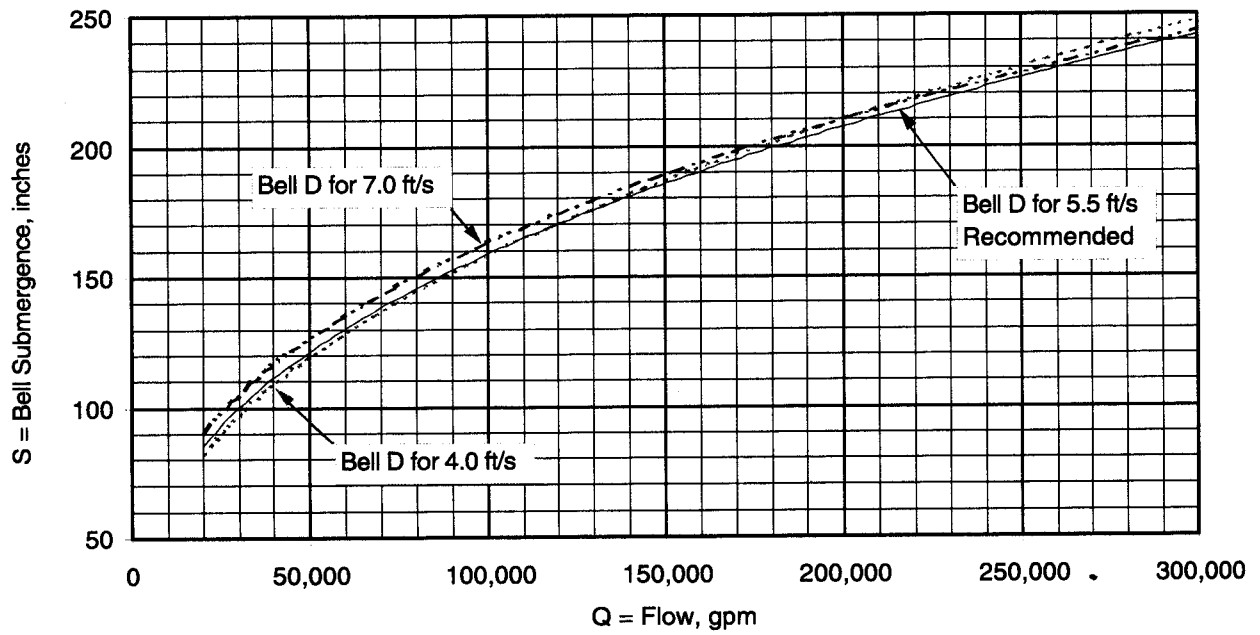


Figure 3-10 L'immersion minimum requise vs. le débit et différentes vitesses à l'entrée de la tuyauterie d'aspiration (ré-imprimer avec la permission du Hydraulic Institute).

3.5 LA HAUTEUR DE DÉCHARGE STATIQUE (ΔH_{DS})

La hauteur de décharge statique est la somme de l'élévation de la surface liquide du réservoir de décharge plus la hauteur de charge de pression sur celle-ci moins l'élévation du centre de la pompe tel qu'indiquer dans l'équation [3-12]. Quand le bout du tuyau de décharge est submergé (voir la figure 3-11A), la sortie du système se situe à la surface de liquide du réservoir de décharge. Quand le bout du tuyau de décharge est à l'air ambiant (voir la figure 3-11B), la sortie du système se situe au bout du tuyau.

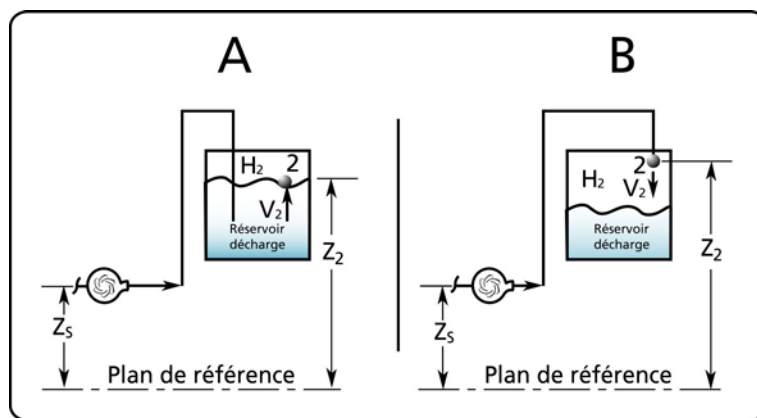


Figure 3-11 La hauteur de décharge avec le bout du tuyau submergé et non submergé.

H_2 est la hauteur de charge de pression sur la surface liquide du réservoir de décharge. Si le réservoir est ouvert à l'atmosphère $H_2 = 0$.

Dans tous les cas, la hauteur de décharge statique est:

$$\Delta H_{DS} = (z_2 + H_2 - z_s) \quad [3-12]$$

Souvent le tuyau de décharge de la pompe entre dans le réservoir de décharge par le haut et fini plus bas que la surface liquide du réservoir comme dans la figure 3-11A. La sortie du système demeure quand même le point 2 puisque les particules de fluide doivent se rendre au point 2 éventuellement. Autrement dit, si on décidait que la sortie du système est au bout du tuyau, il faut considérer qu'il y a de la pression au bout et pour en tenir compte on doit additionner cette hauteur de charge de pression à l'élévation du bout. La hauteur de charge de pression au bout correspond exactement à la différence de hauteur entre le bout du tuyau et la surface.

EXEMPLE 3.2 – CALCULEZ LA HAUTEUR DE CHARGE DE L’ASPIRATION ET DE DÉCHARGE STATIQUE

Une machine à papier utilise une grande quantité de vapeur dans le processus de séchage du papier. La vapeur est condensée et récupérée dans un réservoir sous vide. De ce réservoir, le condensat est transféré à un réservoir sous pression. Quel est la hauteur d’aspiration et de décharge de ce système, si $p_1 = -10$ po de Hg et $p_2 = 2$ psig?

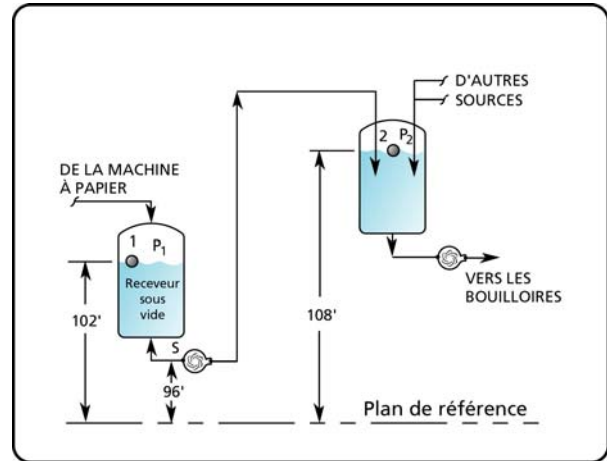


Figure 3-12 Un exemple de calcul de la hauteur de l’aspiration et de décharge statique.

La hauteur de l’aspiration statique

$$\Delta H_{SS} = z_1 + H_1 - z_s \tag{3-13}$$

La pression p_1 est convertit en psia:

$$p_1(\text{psia}) = 14.7 - (p_1(\text{po Hg}) \times 0.4918) = 9.8 \text{ psia}$$

La gravité spécifique du condensat à la température correspondant à 9.8 psia est très proche de 1 ($GS = 1$). Pour convertir de psia à pied de fluide relatif:

$$H_1 = \frac{(14.7 - p_1(\text{psia})) \times 2.31}{GS} = \frac{(14.7 - 9.8) \times 2.31}{1} = -11.3 \text{ pi de fluide}$$

On utilise l’équation [3-3]: $\Delta H_{SS} = (102 - 11.3 - 96) = -5.3$ pi de fluide.

La hauteur d’aspiration statique est -5.3 pieds de fluide.

La hauteur de décharge statique

$$\Delta H_{DS} = z_2 + H_2 - z_p \tag{3-14}$$

On convertit la pression p_2 à des pieds de fluide:

$$H_2 = \frac{p_2 \times 2.31}{GS} = \frac{2 \times 2.31}{1} = 4.6 \text{ pi de fluide}$$

On substitue les valeurs ci-haut dans l’équation [3-12]:

$$\Delta H_{DS} = (108 + 4.6 - 96) = 16.6 \text{ pieds de fluide.}$$

La hauteur de décharge statique est 16.6 pieds de fluide.

3.6 LA DIFFÉRENCE DE HAUTEUR DE CHARGE CINÉTIQUE (ΔH_v)

La différence de hauteur de charge cinétique est la différence des hauteurs de charge cinétiques entre la sortie et l'entrée du système.

$$\Delta H_v = \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2)$$

La hauteur de charge cinétique est $v^2/2g$. Dans le cas d'un système semblable à celui de la figure 3-13, le point 1 possède une vitesse v_1 positive et une hauteur de charge cinétique de $v_1^2/2g$. Le point 1 va se déplacer lentement vers le bas et donc v_1 sera très petit et $v_1^2/2g \approx 0$. Si le point 1 est en fait une connexion avec un autre système alors la hauteur de charge cinétique peut être significative et devra être considérée. On peut faire un raisonnement semblable pour la vitesse à la sortie du système v_2 . La hauteur de charge cinétique est normalement petite et représente 1 ou 2 pieds de fluide. Par contre, certains systèmes sont conçus pour produire une vitesse élevée du fluide à la sortie, un bon exemple de ceci est la caisse d'arrivée d'une machine à papier. La pâte est éjectée à une vitesse de plus de 4000 pi/min ce qui correspond à une hauteur de charge cinétique de 69 pieds. Dans ce cas, la hauteur de charge cinétique peut représenter une proportion importante de la hauteur de charge totale de la pompe.

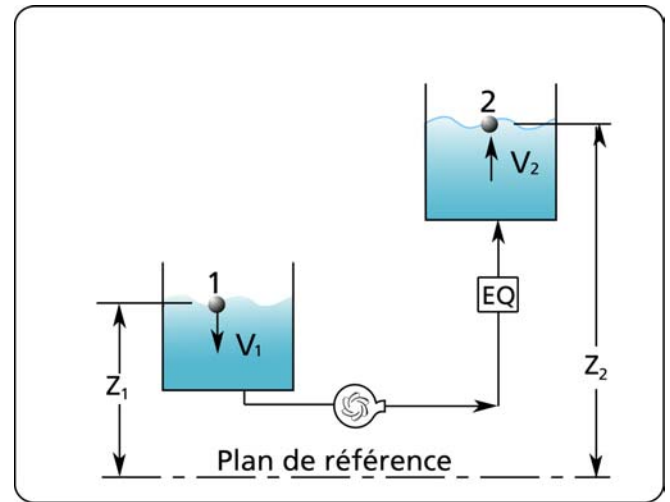


Figure 3-13 les vitesses d'entrée et de sortie d'un système typique.

3.7 LA DIFFÉRENCE DE HAUTEUR DE CHARGE DE PRESSION DUE À L'ÉQUIPEMENT (ΔH_{EQ})

La différence de hauteur de charge de pression due à l'équipement est la perte de charge due à l'action de l'équipement sur le fluide. Quelques exemples d'équipements sont: un filtre, un échangeur de chaleur et une vanne de contrôle. Les valeurs de perte de charge vs. le débit sont normalement disponibles dans des chartes ou tableaux fournis par le manufacturier.

La perte de hauteur de charge de pression ou perte de charge due à l'équipement pour le système au complet est la somme de toutes les pertes individuelles.

$$\Delta H_{EQ1-2} = \Delta H_{EQ1} + \Delta H_{EQ2} + \dots$$

Vanne de contrôle

Il y a souvent une vanne de contrôle pour contrôler soit le débit ou la pression dans un système typique de pompage. Dépendant du type de vanne, de son ouverture, du débit et de la pression immédiatement en amont de la vanne, il sera possible de calculer la perte de charge de la vanne en utilisant les tableaux et chartes appropriés du fabricant. Heureusement, pour les besoins du calcul de la hauteur de charge totale ceci n'est pas toujours nécessaire. Si nous assumons une perte de charge de 10 pieds de fluide à une ouverture de 90 %, il sera toujours possible de sélectionner une vanne qui rencontrera ce critère. Typiquement, la grosseur de la vanne sera un diamètre plus petit que celui du tuyau (i.e. si le tuyau est 8", la vanne sera une 6"). Ce critère nous permet de calculer la hauteur de charge totale de la pompe sans être immédiatement obligé de faire un calcul détaillé de la vanne et sans imposer trop de restrictions sur le processus détaillé de sélection de la vanne.

Dans les cas d'un système existant avec une vanne de contrôle en place, on ne peut présumer la valeur de la perte de charge. Il faut se référer aux informations du fabricant qui donne la perte de charge par rapport au coefficient CV, le débit et l'ouverture de la vanne.

La définition du coefficient CV est:

$$CV \left(\frac{gpm}{psi^{1/2}} \right) = \frac{q (gpm)}{\sqrt{\frac{\Delta p (psi)}{GS}}} \quad [3-15]$$

La formule [3-15] nous permet de calculer la perte de charge en terme de perte de pression (psi) à travers la vanne si on connaît le coefficient CV et le débit.

Équipement

Les équipements dans la tuyauterie tels que : les filtres, les buses, les échangeurs de chaleur, etc., ont tous une perte de charge qui dépend du débit et sont normalement spécifiés par le fabricant de l'équipement.

À l'occasion, certains équipements ont besoin d'un niveau de pression à l'entrée pour opérer correctement. Nous devons donc calculer la pression à l'entrée de l'équipement pour la position désirée. Si le calcul montre que la pression est insuffisante à l'entrée, on peut augmenter le niveau de pression en fermant une vanne à la sortie de l'équipement. Une autre option est de déplacer l'équipement plus près ou plus bas de la pompe dans le système.

Dans l'éventualité, que les calculs de pression montre que la pression à l'entrée de l'équipement est trop haute, on peut baisser la pression en fermant une vanne située immédiatement en amont de l'équipement. La hauteur de charge totale de la pompe devra être augmentée en conséquence. Alternativement, on peut déplacer l'équipement vers la sortie ou plus haut dans le système.

3.8 LA PERTE DE CHARGE DUE AU FROTTEMENT DANS LA TUYAUTERIE POUR LES FLUIDES NEUTONIENS (ΔH_f)

La perte de charge due au mouvement du fluide dans la tuyauterie est proportionnelle au débit, au diamètre du tuyau et à la viscosité. Les valeurs de perte de charge sont données dans plusieurs tableaux (voir les références 1 & 8).

La perte de charge dans la tuyauterie ΔH_f est la somme des pertes de charge due au mouvement du fluide dans la tuyauterie et dans les raccords (i.e., coudes à 90°, tés, Y):

$$\Delta H_f = \Delta H_{FT} + \Delta H_{FR}$$

ou l'indice FT se réfère au frottement dans les tuyaux et FR au frottement dans les raccords.

Fluides newtoniens

Les fluides newtoniens sont une classe de fluides dont la caractéristique principale, la VISCOSITÉ, a été définie par Newton (voir appendice A). La viscosité est la relation entre la vitesse d'une couche de fluide entre deux plaques et la force requise sur la plaque supérieure pour maintenir cette vitesse. Dans le cas des fluides newtoniens, la force pour déplacer les couches est directement proportionnelle à la vitesse et la viscosité est constante. Dans les cas des fluides non newtoniens, la force peut augmenter ou diminuer de façon non linéaire par rapport à la vitesse et la viscosité est variable. Nous considérons ici les fluides newtoniens seulement.

L'équation de Darcy-Weisbach nous donne la perte de charge pour un fluide dans un tuyau:

$$\frac{\Delta H_{FT}}{L} = \frac{f}{D} \frac{v^2}{2g}$$

ou f est le facteur de frottement, un nombre non dimensionnel. Souvent les tables nous donnent les valeurs de perte de charge en terme de pieds de fluide par 100 pieds de tuyaux. Alors l'équation de Darcy-Weisbach devient:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L} \left(\frac{\text{pi de fluide}}{100 \text{ pi de tuyau}} \right) = 1200 f \frac{(v(\text{pi/s}))^2}{D(\text{po}) \times 2g (\text{pi/s}^2)} \quad [3-16]$$

Le facteur de frottement est proportionnel au nombre de Reynolds qui est défini par:

$$Re = 7745.8 \frac{v(\text{pi/s})D(\text{po})}{\nu(\text{cSt})} \quad [3-17]$$

Le nombre de Reynolds est proportionnel à la vitesse et au diamètre interne du tuyau et inversement proportionnelle à la viscosité cinématique. C'est un nombre non dimensionnel. La viscosité cinématique (ν) est le rapport entre la viscosité absolue (μ) et la gravité spécifique (GS).

$$\nu(cSt) = \frac{\mu(cP)}{GS}$$

On peut trouver des valeurs de la viscosité pour plusieurs fluides dans la référence 8.

Régime de débit laminaire - $Re < 2000$

Il y a des régimes très distinctifs d'écoulement qui peuvent être observés quand on varie le nombre de Reynolds. Dans la gamme 0 à 2000, le débit a une apparence très uniforme et on appelle ceci le régime laminaire. Le terme laminaire se réfère aux couches parallèles de fluide une par-dessus les autres ou laminées. Si on regarde une section longitudinale d'un tuyau, on s'aperçoit que la vitesse des particules près de la paroi est nulle et croît pour atteindre son maximum au centre du tuyau. Si on s'imagine le fluide séparé en plusieurs couches minces, chacune de ces couches a une vitesse différente. Quand on injecte un colorant foncé dans le fluide, celui-ci maintient sa cohérence pour une grande distance passé son point d'injection.

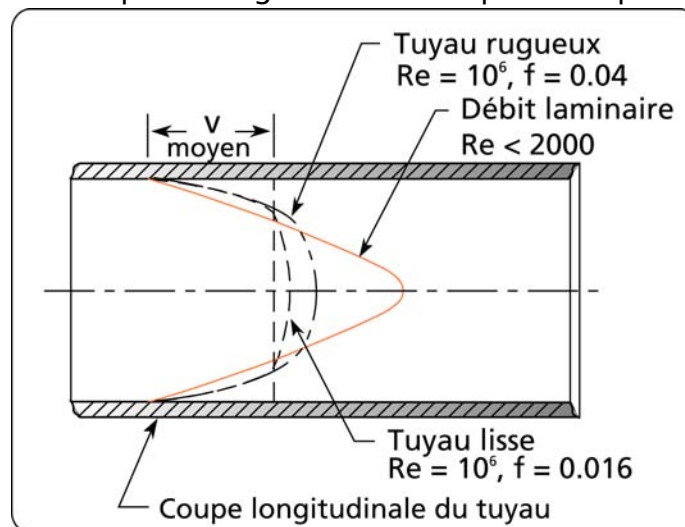


Figure 3-14 Profils de vitesse correspondant aux régimes laminaire et turbulent.

La perte de charge est générée à l'intérieur du fluide. La différence de vitesse des couches de fluide occasionne un frottement qui produit la perte de charge (voir la figure 3-14).

La facteur de frottement f est donné par:

$$f = \frac{64}{Re}$$

[3-18]

Pour les fluides visqueux (i.e.: $\nu \geq 50$ SSU), la combinaison de vitesse basse et de haute viscosité donne un nombre de Reynolds bas et produit donc un régime laminaire. Des

tables pour les pertes de charge pour les fluides visqueux sont données dans les références 1 & 8 et celles-ci sont basées sur l'équation [3-18]. Cette équation peut être développée théoriquement et se trouve dans la plupart des livres de référence en mécanique des fluides (voir référence 11). Dans le cas du débit laminaire, le frottement n'est pas influencé par la rugosité de la surface interne du tuyau.

Régime instable - $2000 < R_e < 4000$

Le débit est saccadé et instable. Il n'est pas possible de prédire le frottement dans cette région. La région est très petite et peut donc être évitée.

Régime turbulent - $R_e > 4000$

À des nombres de Reynolds plus grand que 4000, il est difficile de prédire le comportement précis des particules de fluide puisqu'ils se déplacent dans une direction longitudinale et transversale avec l'axe du tuyau. Si on injecte un colorant dans l'écoulement, les particules du colorant sont rapidement dispersées à travers les couches de fluide démontrant la nature complexe de ce régime. La plupart des applications industrielles requièrent une vitesse qui correspond au régime turbulent. Dans le cas du régime turbulent, la rugosité de la paroi est un élément important du frottement et donc de la perte de charge.

Plusieurs formules empiriques ont été développées, celle qui est maintenant la plus acceptée est l'équation de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad [3-19]$$

ou ε est la moyenne géométrique des hauteurs des aspérités de la surface interne du tuyau (valeur R.M.S.). Par exemple un tuyau en acier carbone a une rugosité de 0.00015 pi. Le terme ε/D s'appelle le paramètre de rugosité ou la rugosité relative. Les tables de pertes de charge données dans les références 1 & 8 sont basées sur l'équation de Colebrook. Il n'est pas possible de trouver une solution explicite pour f dans l'équation de Colebrook, on a donc développé une solution graphique qui s'appelle le diagramme de Moody (voir la figure 3-16). Le diagramme montre la relation linéaire (régime laminaire) entre le paramètre de frottement (f) et le nombre de Reynolds (R_e). Pour les nombres de Reynolds moyen (4,000 à 1,000,000, régime turbulent), le facteur de frottement dépend du nombre de Reynolds et de la rugosité du tuyau, c'est la zone de transition. Pour des nombres de Reynolds plus haut (1,000,000 et plus, régime pleinement turbulent), le paramètre de frottement dépend de la rugosité seulement, c'est la turbulence complète.

Des valeurs typiques de ε :

MATÉRIEL DU TUYAU	ε (pi)
Acier carbone	0.00015
Fonte asphalté	0.0004
Acier galvanisé	0.0005

Table 3-1 Valeurs typiques de rugosité absolu.

D'autres valeurs de ε sont données dans les références 1 et 8.

On peut utiliser une méthode numérique, la méthode d'itération de Newton-Raphson pour solutionner l'équation de Colebrook (voir l'appendice B). À noter, l'équation de Colebrook est valide seulement pour les fluides newtoniens (voir l'appendice A pour une liste de fluides newtoniens et non newtoniens).

Une autre équation développé par Swamee et Jain donne une valeur explicite pour le paramètre de frottement f . Celle-ci a une précision de 1% par rapport à l'équation de Colebrook.

$$f = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{5.74}{R_e^{0.9}} \right) \right)^2} \tag{3-20}$$

3.9 LA PERTE DE CHARGE DUE AU FROTTEMENT DANS LES RACCORDS DE TUYAUTERIE, MÉTHODE K ET 2K (ΔH_{FF})

La méthode K

La perte de charge due aux raccords est:

$$\Delta H_{FR}(pi\ fluide) = K \frac{v^2 (pi/s)^2}{2g (pi/s^2)} \tag{3-21}$$

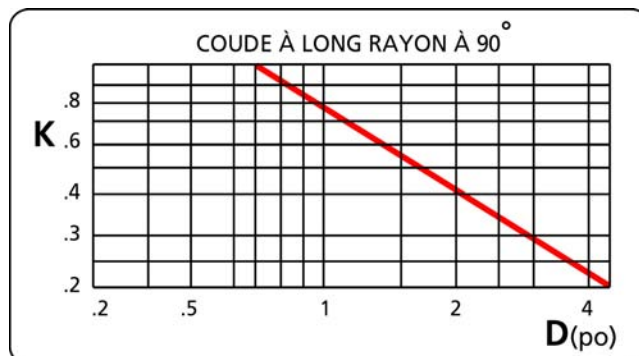


Figure 3-15 Valeurs typiques du facteur K par rapport au diamètre du raccord.

La valeur K des différents raccords est disponible dans plusieurs livres de référence (1 et 8). Comme exemple, la figure 3-15 donne la relation entre le facteur K pour un coude vs. le diamètre (D). La relation entre le facteur K et le diamètre est différente pour chaque type de raccord.

À noter : cette méthode présume que le débit est pleinement turbulent, voir la ligne de démarcation dans le diagramme de Moody à la figure 3-16.

La méthode 2K (voir référence 14)

Des essais ont été entrepris avec des raccords et ont déterminées que le facteur K est dépendant du nombre de Reynolds et non du diamètre du raccord. Cette approche tient compte de la nature différente du débit en régime laminaire ou turbulent.

La valeur de K est :

$$K = \frac{K_1}{R_e} + K_\infty \quad [3-22]$$

ou K_1 et K_∞ sont des constantes appropriées à la géométrie du raccord (voir la table 3-2).

LES PARAMÈTRES DE LA MÉTHODE 2K

TYPE DE RACCORDS	K_1	K_∞
COUDES 90°		
Standard (R/D =1) vissé	800	0.4
Standard (R/D =1) brides/soudés	800	0.25
Long rayon (R/D=1.5) tous les types	800	0.2
Onglet (R/D=1.5) 1 soudure 90°	1000	1.15
Onglet (R/D=1.5) 2 soudures 45°	800	0.35
Onglet (R/D=1.5) 3 soudures 30°	800	0.3
Onglet (R/D=1.5) 4 soudures 22 1/2°	800	0.27
Onglet (R/D=1.5) 5 soudures 18°	800	0.25
COUDES 45°		
Standard (R/D =1) tous les types	500	0.2
Long rayon (R/D=1.5) tous les types	500	0.15
Onglet 1 soudure 45°	500	0.25
Onglet 2 soudures 22 1/2°	500	0.15
COUDES 180°		
Standard (R/D =1) vissé	1000	0.6
Standard (R/D =1) brides/soudés	1000	0.35
Long rayon (R/D=1.5) tous les types	1000	0.3

TYPE DE RACCORDS	K_1	K_∞
TÉS, COMME COUDES		
Standard vissé	500	0.7
Long rayon vissé	800	0.4
Standard à brides ou soudés	800	0.8
Branche de type "Stub-in"	1000	1
TÉS, LIGNE DROITE		
Standard vissé	200	0.1
Long rayon vissé	150	0.5
Branche de type "Stub-in"	100	0
VANNES: "GATE", BILLE OU "PLUG"		
Pleine grosseur de la ligne $\beta=1.0$	300	0.1
Full line size $\beta=0.9$	500	0.15
Pleine grosseur de la ligne $\beta=0.8$	1000	0.25
Globe standard	1500	4
Globe, angle ou type-Y	1000	2
Type diaphragme	1000	2
Papillon	800	0.25
CLAPET DE NON-RETOUR		
"Lift"	2000	10
"Swing"	1500	1.5
Disque pivotant	1000	0.5
ENTRÉES ET SORTIES DE TUYAUX		
Entrée de tuyau, normale	160	0.5
Entrée de tuyau, projetante	160	1
Sortie de tuyau	0	1

Table 3-2 Valeurs typiques de K_1 et K_∞ pour la méthode 2K.

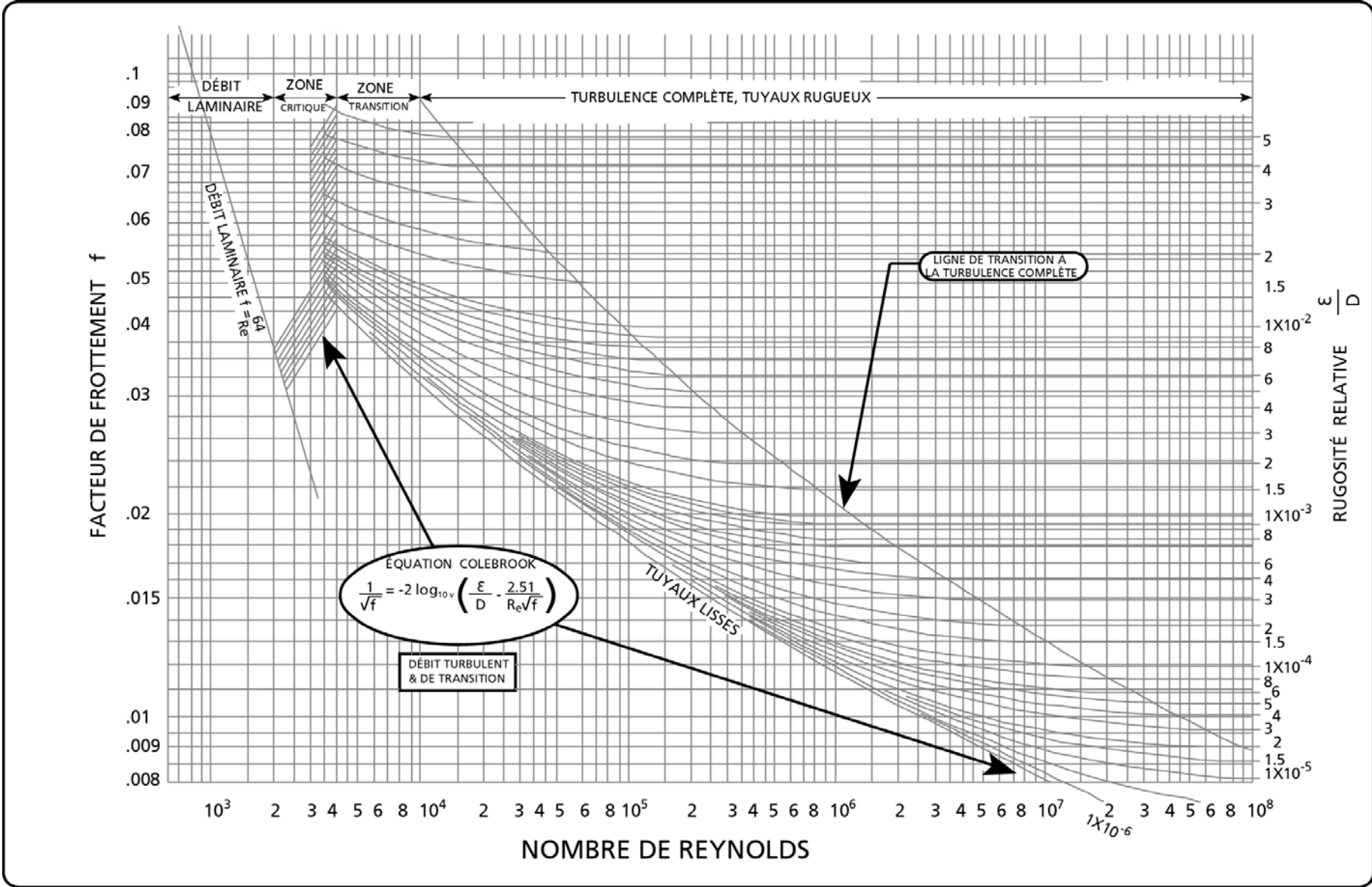


Figure 3-16 Le diagramme de Moody - le paramètre de frottement vs. le nombre de Reynolds dans le régime laminaire et turbulent.

3.10 LA PERTE DE CHARGE DUE AU FROTTEMENT DANS LA TUYAUTERIE POUR LES SUSPENSIONS DE PÂTE (ΔH_{FT})

A. PERTE DE CHARGE DUE À LA TUYAUTERIE

Des essais en laboratoire ont été faits pour déterminer les caractéristiques de frottement de différentes suspensions de pâtes dans l'eau. Dépendant du débit et du type de pâte, différentes régions caractéristiques ont été observées dans la relation de la perte de charge vs. la vitesse (voir les figures 3-17 et 3-18).

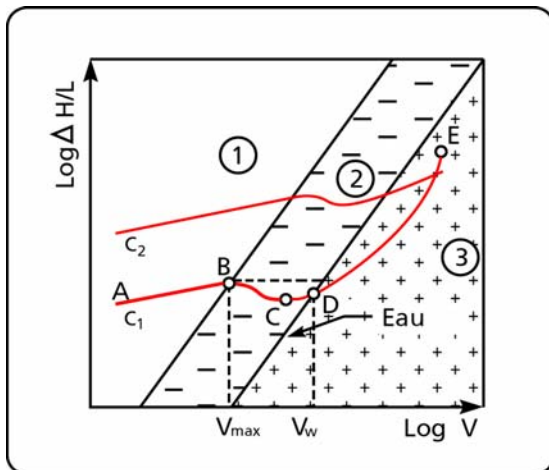


Figure 3-17 Perte de charge vs. la vitesse et la consistance d'une pâte chimique.

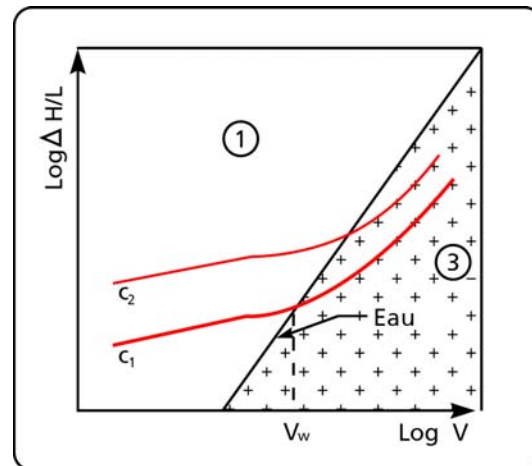


Figure 3-18 Perte de charge vs. la vitesse et la consistance d'une pâte mécanique.

Il y a trois régions principales de comportement du frottement vs. la vitesse telle qu'illustrée dans les figures suivantes.

RÉGION 1

La courbe AB est linéaire et la perte de charge dépend de la consistance de la pâte, de la vitesse et du diamètre du tuyau. La vitesse au point maximum (point B) de la courbe s'appelle v_{max} .

RÉGION 2

La courbe BCD indique un décroissement de la perte de charge entre B et C et ensuite un accroissement jusqu'à D. Le point où la courbe rencontre la courbe pour la perte de charge de l'eau est appelé v_w .

RÉGION 3

La courbe démontre que le frottement pour la pâte dans cette région est inférieur au frottement de l'eau dans les mêmes conditions. Les régions 2 et 3 sont séparées par la courbe de frottement de l'eau, ce qui donne un point de référence utile.

La courbe de perte de charge pour la pâte mécanique est illustrée à la figure 3-18, dans ce cas il n'y a que deux régions 1 et 3.

Procédure de calcul de la perte de charge dans la tuyauterie

La vitesse moyenne (v) dépendra du débit massique (M) et du diamètre (D) de la conduite. La relation entre ces trois quantités est la suivante:

$$M(\text{Tons/ jour}) = \frac{q(\text{USgal./min})\%C}{16.64} \quad [3-23]$$

ou M : débit massique de pâte;

C : consistance sèche de la pâte exprimée en pourcentage.

et

$$q(\text{USgal./min}) = 2.45v(\text{pi/s})(D(\text{po}))^2 \quad [3-24]$$

La vitesse de la pâte déterminera laquelle de trois régions mentionnées ci-hauts représenteront la perte de charge de l'écoulement. Quand on a identifié la région, on peut choisir la corrélation appropriée qui décrit la perte de charge.

On décrit ici la procédure à utiliser pour chaque régions.

RÉGION 1

La région 1 est délimitée par la vitesse (v) quand v est inférieur à v_{max} :

$$v < v_{max}$$

ou $v_{max} = K'C^\sigma$ et

K' : coefficient numérique (constant pour une pâte donnée, voir la tableau 3-3)

σ : exposant numérique (constant pour une pâte donnée, voir la tableau 3-3)

La relation entre la perte de charge et les paramètres qui l'influence est:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L} \left(\frac{\text{pi d'eau}}{100 \text{ pi de tuyau}} \right) = F K (v(\text{pi/s}))^\alpha (C(\%))^\beta (D(\text{po}))^\gamma \quad [3-25]$$

ou K : coefficient numérique (constant pour une pâte donnée, voir le tableau 3-3);

α, β, γ : exposants numériques (constants pour une pâte donnée, voir le tableau 3-3).

F est un facteur globale de correction qui est composé de plusieurs autres facteurs de correction:

$$F = F_1 \times F_2 \times F_3 \times F_4 \times F_5$$

- ou F_1 : facteur de correction pour la température;
 F_2 : facteur de correction pour la rugosité du tuyau;
 F_3 : facteur de correction pour le type de pâte;
 F_4 : facteur de correction pour le triturage;
 F_5 : marge de sécurité;

F_1 est calculé avec:

$$F_1 = 1.35 - 0.01T(^{\circ}C)$$

RÉGION 2

Région 2 est délimitée par la vitesse v et couvre la zone suivante:

$$v_{\max} < v < v_W$$

ou $v_W = 4 \times C^{1.4}$

si v est entre v_{\max} et v_W , l'équation [3-25] peut être utilisé pour déterminer $\Delta H_{FP}/L$ au point maximum v_{\max} . La perte de charge est considérée comme constante dans cette région.

RÉGION 3

Région 3 est délimitée par la vitesse v quand v est supérieur à v_W :

$$v > v_W$$

Un estimé conservateur de la perte de charge de l'eau est donné par l'équation de Blasius:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L} \left(\frac{pi \text{ d'eau}}{100 \text{ pi de tuyaux}} \right) = 0.58 \frac{(v(pi/s))^{1.75}}{(D(po))^{1.25}} \quad [3-26]$$

NO.	TYPE DE PÂTE	K'	σ	K	α	β	γ
1	Meulé cuite	0.75	1.8	6.2	0.43	2.31	-1.2
2	Bois dur NSSC Csf=620	0.59	1.8	4.56	0.43	2.31	-1.2
3	Fibre de kraft longue jamais séché CSF=260	0.75	1.8	17	0.31	1.81	-1.34
4	Sulfite non blanchi	0.98	1.2	12.69	0.36	1.89	-1.33
5	Meulé à la pierre CSF=114	4.0	1.4	3.81	0.27	2.37	-0.85
6	Tremble au sulfite jamais séché	0.85	1.6	5.3	0.36	2.14	-1.04
7	Kraft	0.98	1.2	11.4	0.36	1.89	-1.33
8	Sulfite non blanchi	0.98	1.2	11.4	0.36	1.89	-1.33
9	Paille blanchie	0.98	1.2	11.4	0.36	1.89	-1.33
10	Cassé de papier journal CSF=75	4.0	1.4	5.19	0.36	1.91	-0.82
11	Fibre de kraft longue jamais séché CSF=550	0.75	1.65	12.1	0.31	1.81	-1.34
12	Fibre de kraft longue jamais séché CSF=725	0.98	1.85	11.8	0.31	1.81	-1.34
13	Fibre de kraft longue jamais séché CSF=650	0.85	1.9	11.3	0.31	1.81	-1.34
14	Soda	4.0	1.4	6.5	0.36	1.85	-1.04
15	Fibre de kraft longue séché & retriturer	0.49	1.8	9.4	0.31	1.81	-1.34
16	Pin kraft blanchi séché & retriturer	0.79	1.5	8.8	0.31	1.81	-1.34
17	Pâte meulée au raffineur CSF=150	4.0	1.4	3.4	0.18	2.34	-1.09
18	Paille non blanchie	0.98	1.2	5.7	0.36	1.89	-1.33
19	Bouleau séché & retriturer	0.69	1.3	5.2	0.27	1.78	-1.08
20	Pâte meulée au raffineur (« Hardboard »)	4.0	1.4	2.3	0.23	2.21	-1.29
21	Pâte meulée au raffineur (« Insulating Board »)	4.0	1.4	1.4	0.32	2.19	-1.16

Tableau 3-3 Exposants et constantes à être utiliser pour différents types de pâtes et l'équation [3-25].

- Notes: 1. Données obtenues des essais en laboratoire pour de la tuyauterie en acier inoxydable et PVC.
 2. Aucun facteur de sécurité n'est inclut dans les paramètres ci-hauts.
 3. L'influence de la rugosité de la paroi peut être considérable mais n'a pas été considérée dans cette étude.
 4. Pour des pâtes qui ne sont pas identiques à celles mentionnées, il faut utiliser un jugement critique.
 5. Le bois est de la pâte kraft de Nouvelle-Zélande.

La liste des pâtes est donnée en ordre de frottement élevé à moins élevé. Ceci est seulement approximatif puisque cet ordre peut changer dépendant du diamètre de la tuyauterie. Certaines pâtes ont un niveau de frottement élevé quand elles sont transférées dans des petits tuyaux. On devrait donc utiliser des tuyaux plus gros. Par contre, il faut faire attention aux pâtes qui s'égouttent facilement (i.e. Kraft), la vitesse ne devrait pas être inférieure à 3 pi/s.

B. PERTE DE CHARGE POUR LES RACCORDS

La méthode recommandée pour évaluer la perte de charge dans les raccords est (voir référence 2) d'utiliser la même méthode que pour l'eau et d'ajuster la valeur du facteur K pour tenir compte de la consistance de la pâte. La perte de charge est donnée par:

$$\Delta H_{FR}(pi\ d'eau) = K_p \frac{(v(pi/s))^2}{2g(pi/s^2)} \quad [3-27]$$

La perte de charge d'un écoulement de pâte pour un raccord donné excèdera la perte de charge pour le même raccord avec de l'eau. Pour compenser, on recommande que le facteur (K) soit augmenté de 20% pour chaque 1% d'augmentation de la consistance de la suspension de pâte. Le coefficient K_p dans l'équation ci-haut aura donc les valeurs suivantes:

% Consistance	K_p
2	K
3	$1.2K$
4	$1.4K$
5	$1.6K$
6	$1.8K$

Table 3-4 Valeur du coefficient K pour les suspensions de pâte.

Souvent on demande au fabricant de guider le choix d'une pièce d'équipement. J'ai souvent eu des conversations avec des représentants de ces compagnies qui m'ont surpris. En voici un exemple :

- "Est-ce que je pourrais avoir un prix pour une pompe avec un débit de 3000 gallons par minute?"
- "Certainement monsieur, quelle est la hauteur de charge requise?"
- "Eh bien, je ne suis pas trop sûr, vous pouvez me faire une recommandation?"
- "Eh bien Monsieur, c'est assez difficile à dire, je dois connaître le diamètre et le parcours des tuyaux, les élévations, la nature des équipements dans la conduite, etc."
- "Ouais... Eh bien je voudrais transférer de l'eau du sous-sol au 2^{ème} étage, c'est environ 40 pieds de haut. Ensuite la distance à parcourir est d'environ 400 pieds. Pour le diamètre, sélectionner un diamètre raisonnable, la tuyauterie sera neuve « anyway ».

- *"Huum, oui. Est-ce qu'il y aura une vanne de contrôle, et quel type sera t'elle? Quel est le N. P. S.H. disponible?"*

- *"Le N.P. ... quoi?"*

- *"Monsieur, demandé à un ingénieur professionnel d'y jeter un coup d'œil et demandé qu'il m'appelle. Je vous souhaite une bonne journée."*

Vous voyez ce que je veux dire.

Beaucoup d'ingénieurs auront rencontrés ce genre de situation. La plupart des équipements peuvent être spécifier avec quelques paramètres, c'est plus compliqué pour une pompe. Avant de placer la commande, il faut analyser le système au complet, connaître le type de fluide, la gravité spécifique et la viscosité, avoir calculer la hauteur de charge totale et le N.P.S.H. disponible.

Reprenons notre discussion:

- *"M. le représentant, pourrais-je avoir un prix pour une pompe de 3,000 gallons par minute avec une hauteur de charge totale de 70 pieds?"*

- *"Certainement monsieur, est-ce que le fluide est alcalin ou acide, a t'il des particules et si oui sont-elles abrasives? Aussi, quel type de joints de scellement avez-vous besoin, standards ou mécaniques? Avez-vous besoin...."*

Les manufacturiers de pompes offrent peu d'assistance pour faire les calculs associés au système de pompage qui sont essentiels pour déterminer la capacité de la pompe. Ils ne sont tout simplement pas équipés pour offrir ce genre de service, c'est surprenant.

Ce dialogue montre clairement l'importance de bien maîtriser la terminologie des systèmes de pompage. Les calculs de perte de charge due au frottement sont l'aspect le plus difficile du calcul de la hauteur de charge totale. On doit déterminer initialement si le fluide est newtonien ou non. C'est essentiel puisque les livres donnant les tableaux de perte de charge sont pour des fluides newtoniens. Il y a beaucoup de fluides newtoniens et aussi beaucoup de fluides non newtoniens. Une liste des ces fluides est donnée dans l'appendice A.

La perte de charge due à l'équipement est l'autre élément difficile à déterminer. Si le système est à l'étape de la conception et qu'il y a une vanne de contrôle, on peut allouer 10 pieds de fluide pour la vanne sans compromettre la sélection de celle-ci. Pour les autres équipements, on doit consulter les manufacturiers pour obtenir l'information sur la perte de charge pour différents débits.