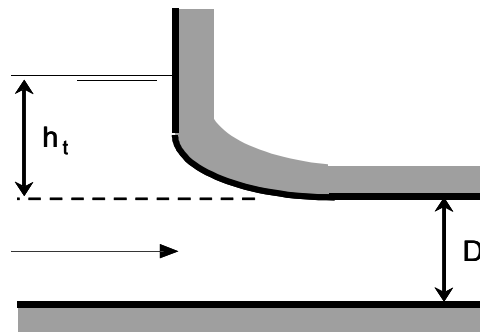


Figure 5.68 : Hauteur minimale de recouvrement



La hauteur de recouvrement est définie par h_t . Les formules empiriques suivantes permettent de déterminer sa valeur minimale :

$$\text{KNAUSS} \quad h_t \approx D \left[\frac{1}{\text{Re}} + 2.3 \frac{V}{\sqrt{gD}} \right] \quad (5.2)$$

$$\text{NAGARKAR} \quad h_t \approx 4.4 \frac{V}{\sqrt{gD}} \quad (5.3)$$

$$\text{ROHAN} \quad h_t \approx 1.474 \frac{V}{\sqrt{gD}} \quad (5.4)$$

$$\text{GORDON} \quad h_t \approx c \frac{V}{\sqrt{gD}} \quad (5.5)$$

Avec $c = 0,7245$ pour des conditions d'écoulement asymétriques

$c = 0,5434$ pour des conditions d'écoulement symétriques

Il est important de souligner que V est la vitesse à l'intérieur de la conduite (en m/s) et D son diamètre hydraulique (en m).

En complément à une hauteur minimale de recouvrement, il est possible de limiter l'installation de conditions d'écoulement asymétriques par une conception appropriée de l'entonnement ou par l'installation de certaines structures comme par exemple parois verticales, piles, gilles, radeau, etc.

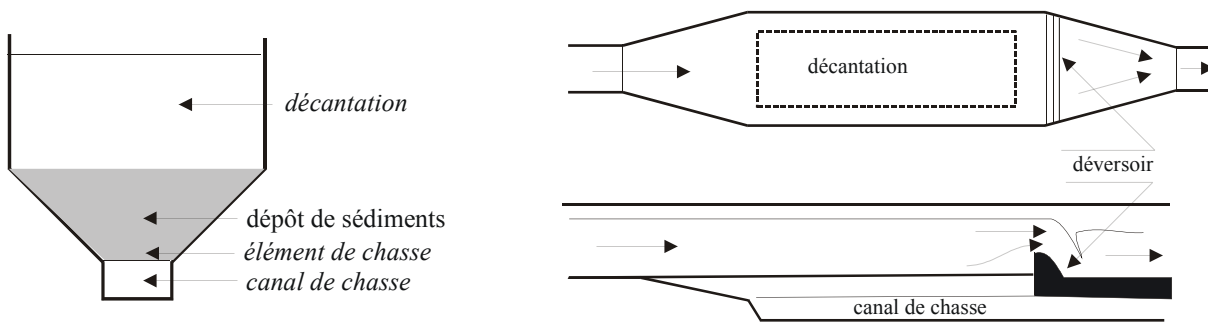
5.4 Bassins de décantation

5.4.1 Général

Les prises d'eau en rivière sont conçues pour éliminer les matériaux charriés par le cours d'eau. Toutefois, elles ne peuvent pas empêcher l'entrée des sédiments en suspension. Pour cela, un bassin de décantation doit être construit en aval de la prise. L'objectif principal d'un tel bassin est d'éviter un colmatage des structures en aval (canaux, conduits, etc.), et de limiter les dommages possibles sur les équipements mécaniques et hydrauliques.

Un bassin de décantation se base sur le principe de diminution des vitesses et des turbulences d'écoulement, c'est-à-dire sur une décantation de sédiments en suspension dans le bassin. La diminution est obtenue par un élargissement du canal, contrôlé par un déversoir en aval comme représenté sur la figure 5.24.

Figure 5.69 : Bassins de décantation



Un système d'éclusage de sédiment qui minimise la durée d'éclusage et la perte d'eau peut être utilisé⁴.

5.4.2 Efficacité d'un bassin de décantation

Le rendement d'un bassin de décantation est défini par le diamètre de grain qui se dépose dans le bassin. Le choix du niveau de rendement dépend du type d'équipement hydromécanique et de la chute brute de la centrale hydroélectrique. Pour une turbine Francis, la puissance abrasive des grains de sédiments est exprimée en fonction de la vitesse de grains et de la chute brute de la centrale comme ci-dessous :

$$P_e = \pi \mu \frac{\rho_s - \rho_e}{R} V^3 \quad (5.6)$$

où:

- ∇ μ est le coefficient de frottement entre les aubes de la turbine et les grains,
- ∇ V le volume de grains,
- ∇ ρ_s et ρ_e les masses volumiques des grains et de l'eau,
- ∇ R le rayon pour les aubes
- ∇ V la vitesse de grain.

Le volume des grains est directement lié à l'efficacité du bassin.

Les intervalles de temps entre les réparations des turbines Francis sont d'environ 6-7 ans pour un diamètre maximum de sédiments non éliminés de 0,2 mm, 3-4 ans pour un diamètre de 0,3 mm et 1-2 ans seulement pour un diamètre de 0,5 mm. Le coût d'un bassin de décantation augmente avec son rendement. De plus, le rendement optimal peut être fonction des coûts de construction, des pertes d'énergie, des coûts de réparation des turbines et des coûts d'exploitation. L'expérience montre que la solution la plus économique est un diamètre maximum non éliminé d'environ 0,2 mm pour des contraintes importantes (chute brute significative, particules de quartz) et environ 0,3 mm pour des conditions normales.

5.4.3 Dimensionnement

La longueur nécessaire d'un bassin de décantation est définie par le débit équipé de la prise et par son rendement (diamètre de grain qui se dépose toujours à l'intérieur du bassin). La longueur doit permettre à tous les grains de se déposer avant de quitter le bassin. C'est le cas lorsque le temps de

dépôt t_D équivaut au temps de transfert t_t . Le premier terme est défini par h/v_D et le dernier par L/v_T (voir figure 5.24). La longueur minimum demandée pour déposer un diamètre de grain d_D est donnée par :

$$L \geq \frac{Q}{v_D B} \quad (5.7)$$

La largeur B doit rester inférieure à $1/8$ de la longueur L et inférieure à deux fois la profondeur d'écoulement h . La vitesse de dépôt v_D est définie par la formule de Newton ou de Prandtl pour des particules sphériques et pour des conditions idéales, c'est-à-dire celles de l'eau pure, sans turbulence et sans effet de paroi. Cela dépend de la traînée de forme de la particule, qui à son tour dépend du nombre de Reynolds. Pour des conditions réelles, aucune formule n'existe et des expériences doivent être réalisées. En pratique, la formule empirique de Zanke est souvent utilisée en première approche pour des conditions d'eau stagnante :

$$v_D \geq \frac{100}{9 d} \sqrt[4]{1/1.57 \cdot 10^2 \cdot d^3} \quad (5.8)$$

dans laquelle v_D est exprimé en mm/s et le diamètre de grain d en mm. Cette expression est correcte pour $T = 20^\circ \text{C}$ et une densité grain-eau de 2,65.

Pour des conditions d'écoulement turbulent, la vitesse de dépôt diminue et la formule suivante est plus appropriée :

$$v_D \geq v_{D0} \cdot \gamma \cdot \sqrt[4]{v_T} \quad (5.9)$$

dans laquelle v_{D0} est la vitesse de dépôt dans de l'eau stagnante et α un facteur de réduction (en $[1/\text{m}^{1/2}]$) exprimé en fonction de la profondeur d'eau du bassin h (m) :

$$\gamma \geq \frac{0.132}{\sqrt{h}} \quad (5.10)$$

En définitive, pour chaque dimensionnement, la vitesse de transfert critique du bassin doit être définie. Cette vitesse critique définit la limite entre le régime de suspension et le régime de dépôt. Si elle est trop élevée, les sédiments déposés risquent d'être entraînés à nouveau par l'écoulement. Pour une valeur de rugosité de Manning-Strickler de $K = 60 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$ ($K = 1/n$, valeur moyenne pour du béton) et pour un rapport de densité grain-eau de 2,65, la formule suivante est appliquée :

$$v_{cr} \geq 13 \cdot R_h^{1/6} \cdot \sqrt{d} \quad (5.11)$$

Les valeurs types pour v_{cr} sont 0,2-0,3 m/s.

Plus d'informations concernant la conception et la construction peuvent être trouvées par exemple dans Bouvard (1984).

5.5 Vannes

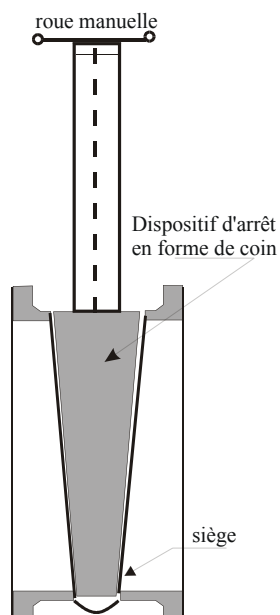
Dans les aménagements hydroélectriques, il doit être possible d'isoler temporairement certains organes, (par exemple pour permettre l'accès sur une turbine en maintenance ou réparation, etc.). On a donc recours à des vannes dont les principaux types sont les suivants :

- ▽ Des batardeaux constitués de bois placés horizontalement
- ▽ Des vannes coulissantes en fonte, acier, plastique ou bois
- ▽ Des vannes à clapet avec ou sans contrepoids
- ▽ Des vannes sphériques, vannes-guillottes et vannes-papillons

Dans la majorité des cas, l'entrée d'eau intègre une vanne télécommandée comme système de garde situé en amont de la turbine et pouvant être fermé pour permettre la mise à sec du conduit d'amenée. Cette vanne doit être conçue de manière à pouvoir couper le débit maximum de la turbine, même à l'emballement en cas de perte du réseau, et elle doit pouvoir être ouverte partiellement, avec la chute maximum, pour permettre le remplissage de la conduite.

Pour les basses chutes, le type le plus simple de vanne est le batardeau ; des pans de bois sont placés horizontalement et maintenus à chaque extrémité dans des glissières. Ils ne peuvent pas contrôler le débit et sont utilisés uniquement pour l'arrêter. Si l'écoulement doit être arrêté complètement, lorsqu'une réparation est nécessaire en aval, l'utilisation de deux jeux de batardeaux parallèles est conseillée. Ils doivent être séparés d'environ 15 cm, de telle sorte qu'un matériau de colmatage puisse être introduit entre eux. Les vannes levantes ou coulissantes sont généralement utilisées dans les aménagements basse chute, par exemple pour contrôler l'écoulement dans des canaux ouverts. C'est le mode de contrôle de débit utilisé dans les structures d'adduction, dans lesquelles, si nécessaire, l'écoulement peut être arrêté complètement pour permettre leur vidange. Les vannes de type coulissante en fonte sont les plus utilisées pour les ouvertures de moins de deux mètres carrés. Pour les ouvertures plus grandes, elles sont en acier, ce qui est plus économique. Les vannes de type guillotine sont rarement utilisées comme vanne de sécurité dans des conduites forcées parce qu'elles sont trop longues à fermer. Le dispositif de fermeture glisse entre deux guides à l'intérieur de la vanne.

Figure 5.70 : Dispositif d'arrêt en forme de coin



Photographie 5.23 : Vanne de régulation et déversoir latéral



La pression d'eau qui pousse le dispositif d'arrêt contre son siège rend le fonctionnement de la vanne difficile lorsque qu'elle est utilisée dans une conduite de haute pression. Ce problème est évité à l'aide d'un dispositif de fermeture en forme de coin (figure 5.25), de sorte que le joint soit décollé des glissières dès l'ouverture de la vanne, même sur une petite distance. Pour assurer une bonne étanchéité tout autour d'une vanne coulissante, différents types de joints en caoutchouc sont utilisés. Ceux-ci peuvent être constitués de caoutchouc naturel, de composés de styrène butadiène ou de nitriles.

L'ouverture de petites vannes de réglage de débit peut être assurée au moyen d'un cric manuel, d'un vérin hydraulique ou d'un actionneur électrique commandant un système vis-écrou (photographies 5.11 et 5.12).

Les vannes papillons sont constituées d'un disque, en forme, de lentille monté sur un arbre, pivotant pour fermer le passage (figure 5.26). Dans une conduite sous pression, chaque côté du disque est soumis à la même pression, de sorte que la vanne soit facile à manœuvrer et puisse être fermée rapidement. Les vannes-papillons sont utilisées comme vannes de garde pour les turbines et comme vannes régulatrices. On comprend aisément que lorsqu'elles sont utilisées pour la régulation, elles génèrent inévitablement des pertes de charge car la lentille reste dans l'écoulement et provoque des turbulences.

Photographie 5.24 : Vérin hydraulique de commande de vanne



Figure 5.71 : Vanne-papillon (principe)

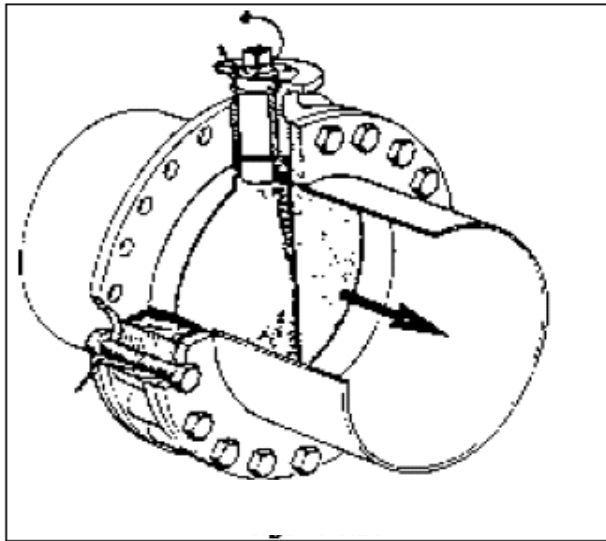
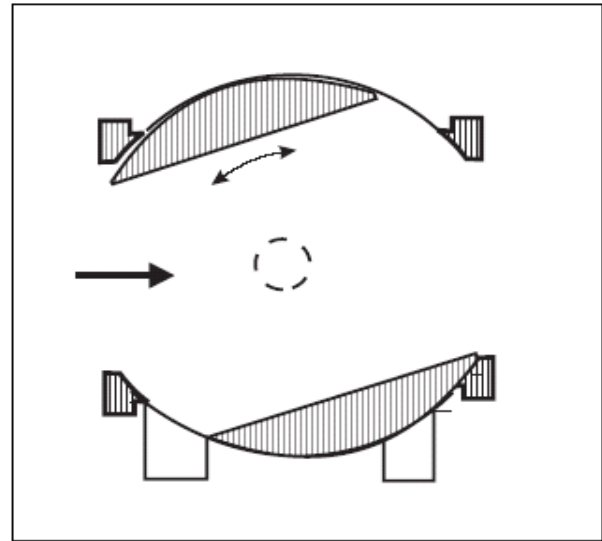


Figure 5.72 : Vanne sphérique (principe)



Les vannes-papillons sont simples et peuvent être manœuvrées manuellement ou hydrauliquement. La photographie 5.13 représente une grande vanne-papillon en cours de montage dans une centrale et la photographie 5.14 représente une vanne-papillon actionnée par un vérin hydraulique, avec son système d'ouverture à contrepoids à l'entrée d'une petite turbine Francis.

Photographie 5.25 : Grande vanne-papillon



Photographie 5.26 : Vanne-papillon



Les vannes sphériques (figure 5.27) ont des pertes de charge moins importantes que les vannes guillotine ou les vannes-papillons. Résistant cependant à des hautes pressions, elles sont couramment utilisées en dépit de leur coût plus élevé.

Les vannes à segment, de conception différente, permettent de régler une lame déversante sur le dessus et un contrôle précis de l'eau en amont et en aval. La photographie 5.15 montre une vanne à segment sur la gauche, prête à être installée, et l'emplacement du segment entre deux piles en béton à droite. Une telle vanne s'élève ou s'abaisse pour permettre à l'eau de passer. Le plateau incurvé qui forme la face en amont est concentrique par rapport aux pivots de la vanne. Ceux-ci sont ancrés dans les piles et supportent toute la charge hydrostatique. De ce fait, les efforts nécessaires à la manœuvre de levage sont minimisés.

Les pertes de charge dans les vannes sont relativement élevées, particulièrement lorsqu'il s'agit de dispositifs de régulation. Pour plus de détails, se reporter au chapitre 2, section 2.2.2.4 et à la bibliographie associée.

Photographies 5.27 : Vanne à segment (à gauche) et son emplacement entre deux piles en béton



5.6 Canaux à ciel ouvert

5.6.1 Conception et dimensions

Le débit d'un canal est fonction de son profil transversal, de sa pente et de sa rugosité. Les canaux naturels sont généralement très irréguliers dans leur forme, et leur rugosité change le long de son parcours et au cours du temps. L'application de la mécanique des fluides pour les canaux naturels est plus complexe que pour les canaux artificiels, dans lesquels la section transversale est de forme régulière et la rugosité des matériaux de construction – terre, béton, acier ou bois – est bien documentée, de telle sorte que les résultats obtenus sont assez précis.

Le tableau 2.5, au chapitre 2, montre les propriétés géométriques fondamentales de différentes sections de canal.

Dans les petits aménagements hydroélectriques, l'écoulement dans les canaux est en général du domaine de l'écoulement turbulent et l'équation de Manning peut être appliquée :

$$Q = \frac{A R^{2/3} \Delta S^{1/2}}{n} \quad \left[\frac{A^{5/3} \Delta S^{1/2}}{n \Delta P^{2/3}} \right] \quad (5.12)$$

où n est le coefficient de Manning, qui, dans le cas de canaux revêtus artificiellement, peut être évalué avec une précision raisonnable, et S est le gradient hydraulique, lequel est généralement la pente du lit du canal.

En variante :

$$S \left[\frac{Q \ln 1P^{2/3}}{A^{5/3}} \right]^2 = \left[\frac{Q \ln}{AR^{2/3}} \right]^2 \quad (5.13)$$

L'équation ci-dessus s'applique pour les unités SI. Pour utiliser des unités anglo-saxonnes, l'équation doit être modifiée en :

$$Q \left[\frac{1.49 A^{5/3} S^{1/2}}{n 1P^{2/3}} \right] \quad (5.14)$$

où Q est en ft³/s; A en ft² et P en ft. n a la même valeur que précédemment.

L'équation ci-dessus montre que pour la même section transversale A et la même pente de canal S, un canal avec un rayon hydraulique R plus grand, délivre un plus grand débit. Cela signifie que pour une section transversale donnée, la section ayant le périmètre le moins mouillé est le plus efficace sur le plan hydraulique. Les sections semi-circulaires sont par conséquent les plus efficaces. Une section semi-circulaire, à moins d'être construite avec des matériaux préfabriqués, entraîne toutefois une construction et une maintenance coûteuses et difficiles. La section trapézoïdale la plus efficace est le demi hexagone, dont les berges ont une pente de 1/0,577. Cela est uniquement vrai si le niveau d'eau atteint le niveau du sommet de la berge. Les dimensions réelles doivent inclure une revanche (distance verticale entre la surface d'eau définie et le sommet de la berge) pour empêcher des déversements au dessus des berges par suite des fluctuations de niveau. La revanche minimum pour des canaux revêtus est d'environ 10 cm, et pour des canaux non revêtus, celle-ci doit correspondre à environ un tiers de la profondeur d'eau définie avec un minimum de quinze centimètres. Pour empêcher un débordement du canal, il est possible d'installer des déversoirs espacés de façon appropriée; l'eau en excès est évacuée via le déversoir, vers un lit de rivière existant ou vers une rigole.

A noter que la meilleure section hydraulique ne présente pas nécessairement le coût le plus bas d'excavation. Si le canal n'est pas revêtu, la pente des berges maximale est déterminée par la pente à laquelle le matériau restera stable sous l'eau de manière permanente. Les berges en argile peuvent admettre une pente de rapport vertical à horizontal de 3/4, alors que des sols sablonneux doivent avoir des pentes plus plates (1 à 2).

Le tableau 5.3 définit, pour les sections de canal les plus communes, le profil optimum en fonction de la profondeur d'eau, ainsi que les paramètres de ce profil.

Tableau 5.11 : Paramètres hydrauliques pour des sections transversales de canal conventionnelles

Type de canal	n de Manning
Canaux de terre excavés	
Propre	0,022
Graveleux	0,025
Herbeux	0,030
Caillouteux, galets (ou courants naturels)	0,035
Canaux revêtus artificiellement	
Bronze	0,011
Acier, lisse	0,012
Acier, peint	0,014
Acier riveté	0,015
Fonte	0,013
Béton, bien fini	0,012
Béton, brut	0,014
Bois raboté	0,012
Brique	0,014
Maçonnerie	0,015
Asphalte	0,016
Métal oxydé	0,022
Maçonnerie en moellons bruts	0,025

Tableau 5.12 : Profil optimum pour différentes sections de canal

Section de canal	Section A	Périmètre mouillé P	Rayon hydraulique R	Largeur au miroir T	Profondeur d'eau d
Demi hexagone Trapézoïdal	$1,73 y^2$	$3,46 y$	$0,500 y$	$2,31 y$	$0,750 y$
Rectangle : demi-carré	$2 y^2$	$4 y$	$0,500 y$	$2 y$	y
Triangle : demi-carré	y^2	$2,83 y$	$0,354 y$	$2 y$	$0,500 y$
Demi-cercle	$0,5\pi y^2$	πy	$0,500 y$	$2 y$	$0,250 \pi y$

Voir aussi tableau 2.5

Exemple 5.1

En considérant une profondeur d'écoulement de 1 m, une largeur de radier de canal de 1,5 m, des berges de pente 2 à 1, une pente de lit de 0,001 et un coefficient de Manning de 0,015, on détermine le débit (Q), et la vitesse moyenne (V).

Selon le tableau 2.5 pour $b=1,5$, $z=1/2$ et $y=1$

$$A = (b+zy) y = (1.5+0.5 \times 1) \times 1 = 2 \text{ m}^2;$$

$$P = b + 2y\sqrt{(1 + 0.5z^2)} = 1.5 + 2\sqrt{1 + 0.5^2} = 3.736 \text{ m}$$

On applique (5.12) pour $A=2$ et $P=3,736$

$$Q = \frac{1}{0.015} \times \frac{2^{5/3}}{3.736^{2/3}} \times \sqrt{0.001} = 2.78 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$V = Q/A = 2.78/2 = 1.39 \text{ m/s}$$

Exemple 5.2

On détermine la pente en connaissant le débit et les dimensions du canal. Pour un canal revêtu ayant une surface de ciment lisse ($n=0,011$), un radier de largeur 2 m, des berges de pente 1 à 2 et une profondeur d'eau uniforme de 1,2 m, on détermine la pente de lit pour un débit de 17,5 m³/s.

On applique les formules du tableau 2.5 : $b = 2 \text{ m}$, $z = 2 \text{ m}$, $y = 1.2 \text{ m}$

$$A = (b+zy) y = 5.28 \text{ m}^2;$$

$$S = \left[\frac{17.5 \times 0.011}{5.28 \times 0.717^{2/3}} \right]^2 = 0.002$$

Lorsque la section de canal, la pente et le débit sont connus et que la profondeur « d » est demandée, l'équation 5.12 (ni aucune autre) ne fournit de réponse directe, des calculs itératifs doivent par conséquent être réalisés.

Exemple 5.3

Soit un canal ouvert trapézoïdal d'une largeur de radier de 3 m et dont les berges ont une pente de 1,5 à 1. Le coefficient de Manning du canal est de 0.013. La pente du lit est de 0,0016 et le débit est de 21 m³/s.

Calculer la profondeur.

Selon le tableau 2.5 l'aire A et le périmètre mouillé P sont donnés par :

$$A = (b+zy) y = (3 + 1,5y) y$$

$$P = b + 2y\sqrt{(1 + 0.5z^2)} = 3 + 3.6y$$

A l'aide de 5.13, calculer A et R pour les différentes valeurs de y, jusqu'à trouver une valeur du facteur de section $AR^{2/3}$ approchant 6,825:

Pour y = 1,5 m A=7,875, R=0,937, $AR^{2/3} = 7,539$

Pour y = 1,4 m A=7,140, R=0,887, $AR^{2/3} = 6,593$

Pour y = 1,43 m a=7,357, R=0,902, $AR^{2/3} = 6,869$

Selon les résultats ci-dessus, la profondeur normale est légèrement au-dessous de 1,43. En utilisant le logiciel FlowPro, mentionné dans le chapitre 2, il sera directement calculé, les résultats apparaissant comme sur la vue d'écran ci-dessous. On a alors une profondeur de 1,425, avec A=7.323, P=8,139, R=0,900 et un facteur de section de 6,826.



En résumé, le tracé de canaux doit suivre les étapes sont les suivantes :

- ∇ Evaluer le coefficient n à partir du tableau 5.2
- ∇ Calculer le facteur de forme $AR^{2/3} \left[\frac{nQ}{\sqrt{S}} \right]$ avec les paramètres connus au second terme
- ∇ Si une section optimale est demandée, appliquer les valeurs du tableau 5.3. Ou bien utiliser les valeurs dans le tableau 2.5
- ∇ Vérifier si la vitesse est assez élevée pour éviter un dépôt de sédiments ou une flore aquatique
- ∇ Vérifier le nombre de Froude NF pour déterminer si c'est un écoulement sous critique ou supercritique
- ∇ Définir la revanche demandée

Exemple 5.4

Concevoir un canal trapézoïdal pour un débit de 11 m³/s. Le canal sera revêtu de béton bien fini et la pente sera de 0,001.

Etape 1. Manning $n = 0,012$

Etape 2. Calculer le facteur de forme

$$AR^{2/3} \left[\frac{nQ}{\sqrt{S}} \right] \left[\frac{0.012 \times 11}{\sqrt{0.001}} \right] = 4.174$$

Etape 3. Pas d'intention de trouver une section optimale.

Étape 4. On considère une largeur de fond de 6 m et des berges de pente 2 : 1, calculer la profondeur par itération selon l'exemple 5.3.

$$d = 0,87 \text{ m} ; A = 6,734 \text{ m}^2$$

Etape 5. Calculer la vitesse

$$V = 11/6,734 = 1,63 \text{ m/s OK}$$

Etape 6. Hauteur totale du canal. Les tableaux de l'US Bureau of Reclamation (USA) recommandent une revanche de 0,37 m. Le logiciel FlowPro fournit tous les résultats.

5.6.2 Excavation et stabilité

Pour les aménagements hydroélectriques conventionnels et quelquefois pour ceux de petite taille, particulièrement dans de grandes vallées où les canaux doivent acheminer de grands débits, ceux-ci sont conçus selon le schéma de la figure 5.28. Pour ce type de profil, le sol excavé est utilisé pour construire des endiguements, pas seulement à la hauteur d'eau calculée, mais également pour constituer une revanche, hauteur supplémentaire nécessaire pour faire face à l'augmentation de niveau produite par une fermeture de vanne brutale, par des vagues ou par une augmentation excessive du niveau du canal lui-même due à de fortes pluies. Ces canaux d'endiguement bien que faciles à construire, sont difficiles à maintenir, en raison de l'érosion de la paroi et de la croissance des plantes aquatiques.

La stabilité des parois est définie par un entraînement éventuel des matériaux. Il peut être accentué par des changements de niveau d'eaux rapides dans le canal. La vitesse d'écoulement dans des canaux non revêtus doit être maintenue au-dessus d'une valeur minimum pour empêcher une croissance des plantes aquatiques et une sédimentation, mais au-dessous d'une valeur maximum pour empêcher une érosion.

Si le canal n'a pas de revêtement, la vitesse maximum pour empêcher une érosion est dépendante du diamètre de grain moyen du matériau d'accumulation d_m :

$$V \leq 5.7 \cdot d_m^{1/3} \cdot R_h^{1/6} \quad (5.15)$$

Où R_h est le rayon hydraulique du canal. Pour des diamètres de grain de 1 mm et un rayon hydraulique de 1 à 3 m, les vitesses critiques sont de l'ordre de 0,6-0,7 m/s. Pour des diamètres de grain de 10 mm, les vitesses critiques sont comprises entre 1,2 et 1,5 m/s pour le même rayon hydraulique. L'équation ci-dessus peut être utilisée pour des diamètres de grain supérieurs à 0,1 mm.

Pour des sols homogènes, les vitesses critiques sont comprises entre 0,4 et 1,5 m/s. Les canaux avec revêtement en béton peuvent avoir des vitesses d'eau claire jusqu'à 10 m/s. Même si l'eau contient du sable, du gravier ou des cailloux, des vitesses jusqu'à 4 m/s sont acceptables.

Par ailleurs, pour garder le limon en suspension après la prise, la vitesse d'écoulement doit être au moins de 0,3-0,5 m/s. Pour empêcher une croissance de plantes aquatiques, les vitesses minimales sont de 0,5-0,75 m/s et les profondeurs d'eau minimales sont de 1,5-2,0 m.

Figure 5.73 : Conception des canaux

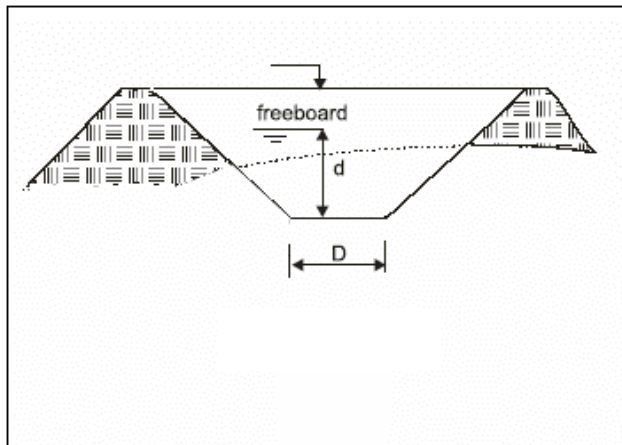
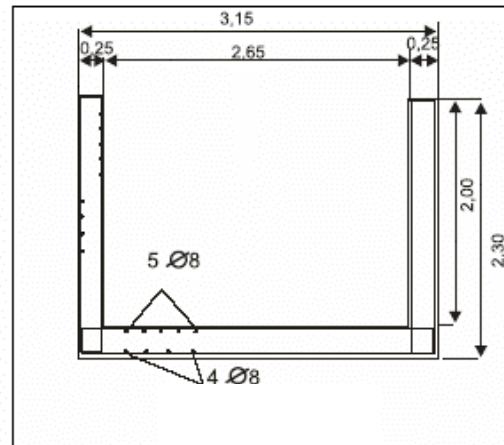
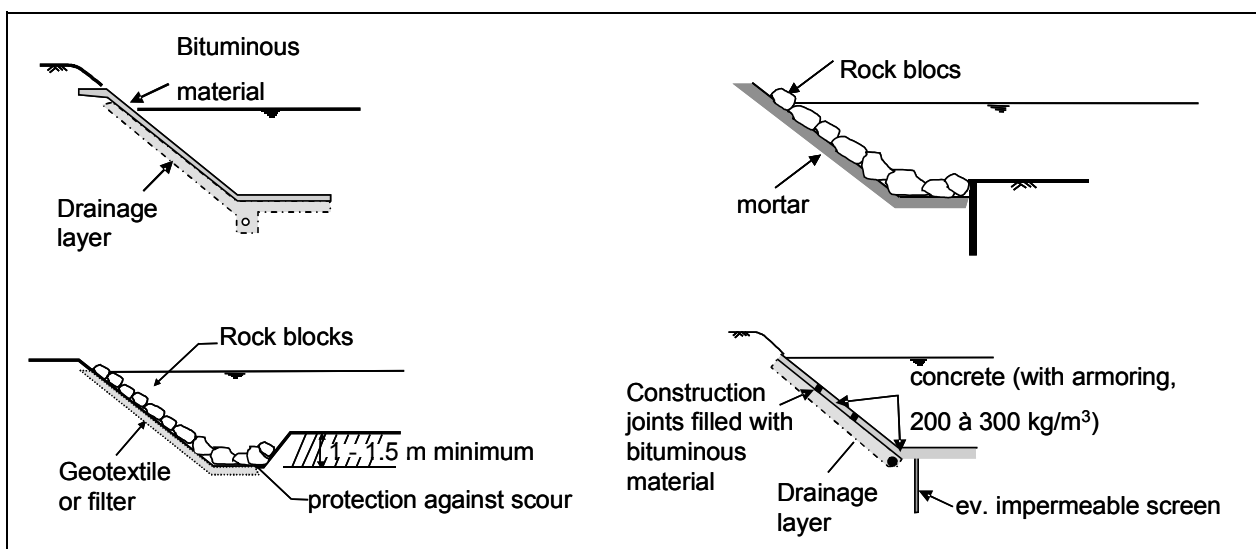


Figure 5.74 : Canal renforcé rectangulaire



Un revêtement approprié fournit une protection aux berges. Les matériaux pouvant être utilisés sont : la végétation, des enrochements bétonnés ou non, des matériaux bitumineux, ou du béton. Quelques exemples sont présentés sur la figure 5.30.

Figure 5.75 : Matériaux utilisés pour la protection



Dans les aménagements de haute montagne, le canal est habituellement construit en béton armé, de sorte que la législation environnementale puisse exiger qu'il soit recouvert et revégétalisé. La figure 5.29 montre la section schématique d'un canal de béton armé rectangulaire dans l'aménagement de Cordiñanes, dont on fait référence au chapitre 4, et la photographie 5.16 montre

le même canal non encore couvert de dalles en béton pouvant servir de base pour un nouveau sol et une nouvelle végétation. Quelques fois, pour garantir l'absence d'infiltration, le canal est revêtu de membranes géotextiles, pour empêcher des glissements de terrain entraînés par le lessivage de matériaux argilifères.

Comme illustré par les exemples suivants, une fois que le profil de canal a été sélectionné, il est facile de calculer son débit maximum.

Photographie 5.28: Canal dans les Cordiñanes



Photographie 5.29 : Déversoir latéral



Pour s'assurer que le canal ne déborde jamais, et ne compromette la stabilité des berges, un déversoir latéral (comme sur la photographie 5.17) doit être installé, tout en prévoyant une revanche importante.

Avant de décider définitivement du tracé du canal, un géologue doit soigneusement étudier la géomorphologie du terrain. La photographie 5.18 montre clairement comment une crue peut endommager un canal d'aménée (6 m de large et 500 m de long, dans un aménagement de 2 MW). Une crue est survenue, laquelle s'est révélée être, par la suite, une crue centennale. Lors de la crue, le canal amont était vide, et des sous-pressions ont détruit le canal. On doit aussi prendre en compte les genres d'accidents détaillés dans le chapitre 4, section 4.4.

Photographie 5.30 : Elévation



Photographie 5.31 : Canal autoporté



Obstacles à contourner

Des obstacles peuvent survenir le long du tracé d'un canal et pour les contourner, il est nécessaire de passer par-dessus, autour ou par-dessous.

La traversée d'un cours d'eau ou d'un ravin demande l'installation d'un canal auto porté, sorte de prolongation de canal, ayant la même pente, supporté par des piliers de béton, d'acier ou s'étendant comme un pont. Les conduites en acier sont souvent la meilleure solution, parce que la conduite peut être utilisée comme base d'un pont en treillis métallique construit sur site. L'unique problème éventuel est la difficulté de supprimer les dépôts de sédiments lorsque le canal est rempli d'eau stagnante. La photographie 5.19 montre un ouvrage de ce type en Chine.

Des siphons inversés peuvent également régler le problème. Un siphon inversé est constitué d'une structure d'entrée et d'une structure de sortie, qui sont reliées par une canalisation. Le calcul de diamètre suit les mêmes règles que pour les conduites forcées, lesquelles sont étudiées ci-dessous.

5.7 Conduites forcées

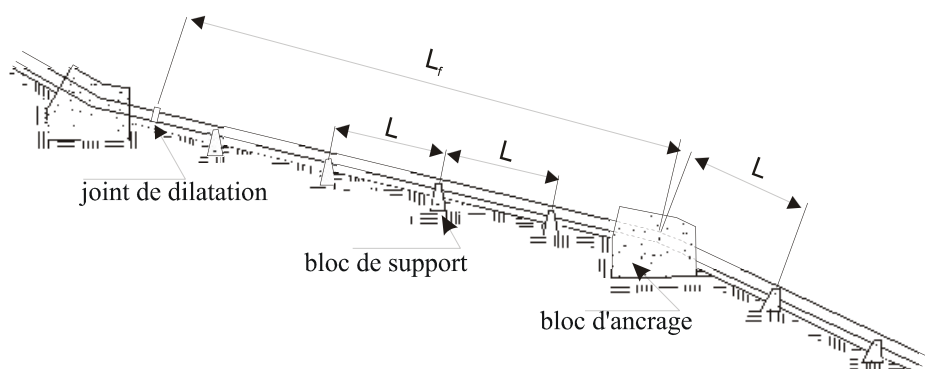
Choix d'agencement et de matériaux pour conduites forcées

L'acheminement de l'eau en direction de la centrale à partir de la prise (définition d'une conduite) peut paraître simple. Toutefois, le choix de l'agencement le plus économique pour une conduite forcée n'est pas une tâche facile. Les conduites forcées peuvent être apparentes ou enterrées, en fonction de facteurs tels que la nature du sol lui-même, le matériau pour la conduite forcée, les températures ambiantes et les contraintes environnementales.

Une conduite forcée de petit diamètre en PVC, par exemple, peut être posée sur le sol en fond de fouille selon sa configuration, à l'aide de sable et de gravier autour de la conduite pour fournir une bonne isolation. De petites conduites installées de cette manière ne nécessitent pas de blocs d'ancrage ni de joints de dilatation.

Les conduites forcées plus grandes ne sont généralement enterrées que si un minimum d'excavation de roche est exigé. Les conduites forcées enterrées doivent être soigneusement peintes et revêtues pour protéger l'extérieur de la corrosion, mais en supposant que le revêtement de protection n'est pas endommagé lors de l'installation, la maintenance ultérieure devrait être minimale. Sur le plan environnemental, la solution est optimale car le sol peut revenir à son état d'origine, et la conduite forcée ne constitue pas d'obstacle à la faune ni à la flore.

Figure 5.76 : Conduite forcée



Une conduite forcée installée au-dessus du sol peut être conçue avec ou sans joints de dilatation. Les variations de température sont particulièrement importantes si la turbine ne fonctionne pas de manière continue, ou lorsque la conduite forcée est vidée pour une réparation, ce qui entraîne une dilatation ou une contraction thermique. Habituellement, la conduite forcée est construite en lignes droites ou presque droites, avec des blocs d'ancrage en béton à chaque coude et avec un joint de dilatation entre chaque bloc d'ancrage (figure 5.31). Les blocs d'ancrage doivent résister à la poussée de la conduite forcée ainsi qu'aux efforts induits par sa dilatation ou sa contraction. Les fondations doivent donc, si possible, être réalisées sur de la roche. Si, en raison de la nature du sol, les blocs d'ancrage demandent de grands volumes de béton, entraînant des coûts élevés, en solution alternative il peut être possible d'éliminer chaque deuxième bloc d'ancrage et tous les joints de dilatation, permettant aux coudes de bouger légèrement. Dans ce cas, il est souhaitable de poser les sections droites de la conduite forcée sur des berceaux en acier, adaptés aux contours de la conduite et couvrant généralement 120 degrés de la section (figure 5.32). Le berceau peut être constitué de profilés et de plaques d'acier, avec un matériau autolubrifié placée entre le berceau et la conduite pour réduire les forces de frottement. Les déplacements peuvent être absorbés par les joints de dilatation, ou en concevant le tracé de la conduite avec des coudes libres de leur mouvement.

Si la conduite forcée utilise un principe d'assemblage en tulipe avec des joints toriques, alors la dilatation et la contraction seront absorbées au niveau des joints.

Aujourd'hui, il existe un grand choix de matériaux pour les conduites forcées : acier, fonte, PEHD, béton à âme en tôle, etc. Pour les fortes chutes et les diamètres importants, la construction mécano soudée est souvent le meilleur choix. Toutefois, les tubes soudés en spirale sont à considérer, s'ils existent dans la dimension requise, car leur prix est compétitif. Pour des hautes chutes, les conduites en fonte ductile ou en acier sont souhaitables, mais pour des moyennes et basses chutes, l'acier est moins approprié. En effet, les couches de protection contre la corrosion internes et externes ne

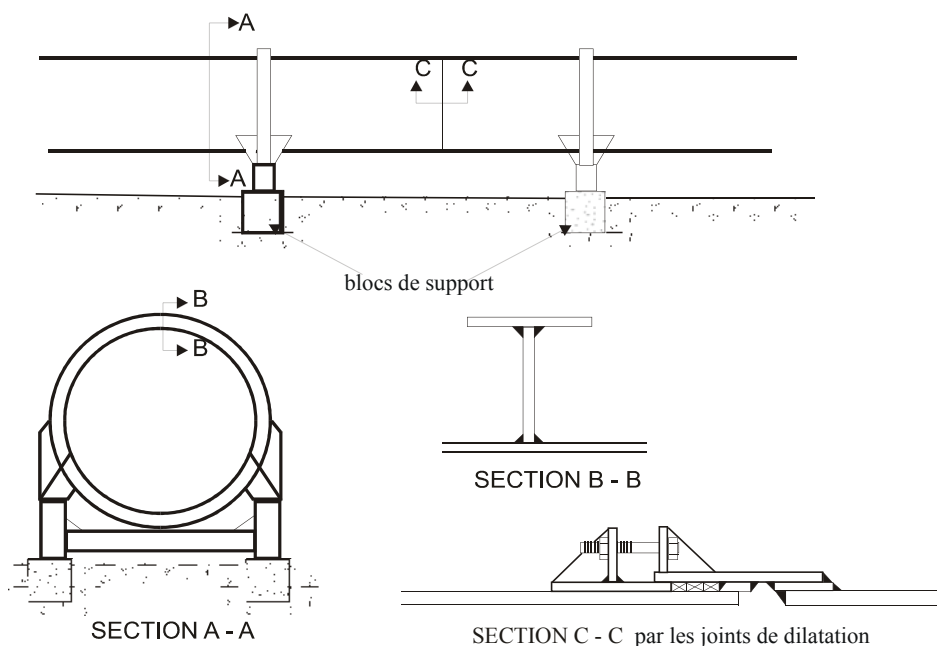
diminuent pas avec l'épaisseur de paroi, et, de plus, il existe une épaisseur de paroi minimum pour la conduite.

Pour des diamètres plus petits, il faut choisir entre:

- ∇ des conduites en acier mécano soudées, munies d'un assemblage en tulipe et joints toriques, qui évitent le soudage au chantier, ou de brides soudées boulonnées sur site (figure 5.33) ;
- ∇ des conduites en béton centrifugé ou précontraint ;
- ∇ des tuyaux en fonte ductile emboîtés en tulipe avec joints;
- ∇ des conduites en amiante ciment ;
- ∇ des conduites en plastique renforcé de verre (GRP) ;
- ∇ et des tuyaux en plastique PVC ou en polyéthylène (PE).

Le tuyau en plastique PE14 est une solution très attractive pour des moyennes chutes (une conduite en PVC de 0,4 m de diamètre peut être utilisée jusqu'à une chute maximum de 200 mètres) parce qu'il est souvent plus économique, plus léger et plus facile à utiliser que l'acier et ne nécessite pas de protection contre la corrosion. Les conduites en PVC15 sont faciles à installer grâce à l'assemblage emboîté en tulipe muni de joints toriques. Les tuyaux en PVC sont habituellement installés sous terre avec une couverture minimum d'un mètre. En raison de leur résistance réduite aux rayons UV, ils ne peuvent pas être utilisés en surface à moins d'être peints, enrobés ou revêtus. Le rayon minimum de courbure d'un tuyau en PVC est relativement grand (100 fois le diamètre d'une conduite), et son coefficient de dilatation thermique est cinq fois plus élevé que pour l'acier. Ils sont également fragiles et inappropriés pour des sols rocheux.

Figure 5.77 : Conduite forcée avec blocs d'ancrage en béton et joints de dilatation



Les tuyaux en PE16 (polyéthylène de poids moléculaire élevé) peuvent être posés sur le sol et s'adapter aux courbes de 20-40 fois le diamètre de tuyau (pour des courbes plus raides, des raccords particuliers sont exigés). Un tuyau en PE flotte sur l'eau et peut être tiré par un câble en grandes longueurs, cependant il doit être assemblé sur place à l'aide d'un soudage par fusion, ce qui implique un équipement particulier. Des tuyaux en PE peuvent supporter le gel sans dommages, mais ne sont pas disponibles au delà de 300 mm de diamètre.

Une autre solution consiste à utiliser des conduites forcées en béton armé, précontraintes ou non, avec enveloppe intérieure en acier pour éviter les fuites; fournies avec un assemblage en tulipe et des joints en caoutchouc. Malheureusement, leur poids important rend le transport et la manutention coûteux, mais ils ne sont cependant pas affectés par la corrosion.

Dans les pays en voie de développement, la conduite en bois renforcée par des cerces de tôles d'acier constitue une variante pouvant être utilisée pour des diamètres allant jusqu'à 5,5 mètres et des chutes allant jusqu'à 50 mètres (jusqu'à 120 mètres pour un diamètre de 1,5 mètres). Les avantages sont : une flexibilité s'adaptant aux conformités du terrain, la facilité de pose sur sol pratiquement sans mise à niveau, aucun besoin de joints de dilatation et aucune nécessité de supports en béton ou de protection contre la corrosion. Une conduite en bois est assemblée à partir de douves individuelles et de bandes ou cerces en acier qui lui permettent d'être facilement transportée, même sur un terrain difficile. Les inconvénients sont : des pertes, particulièrement pendant les opérations de remplissage, la nécessité de garder le tuyau rempli d'eau lorsque la turbine est en maintenance, et un entretien important comme par exemple le revêtement par pulvérisation de goudron tous les cinq ans. Le tableau 5.4 indique les principales propriétés des matériaux adaptés pour les conduites forcées. Quelques-unes des données ne dépendent pas directement du matériau, particulièrement les valeurs du coefficient de Hazen Williams qui dépendent de l'état de surface du tuyau.

Figure 5.78 . Conduite en acier mécano soudée

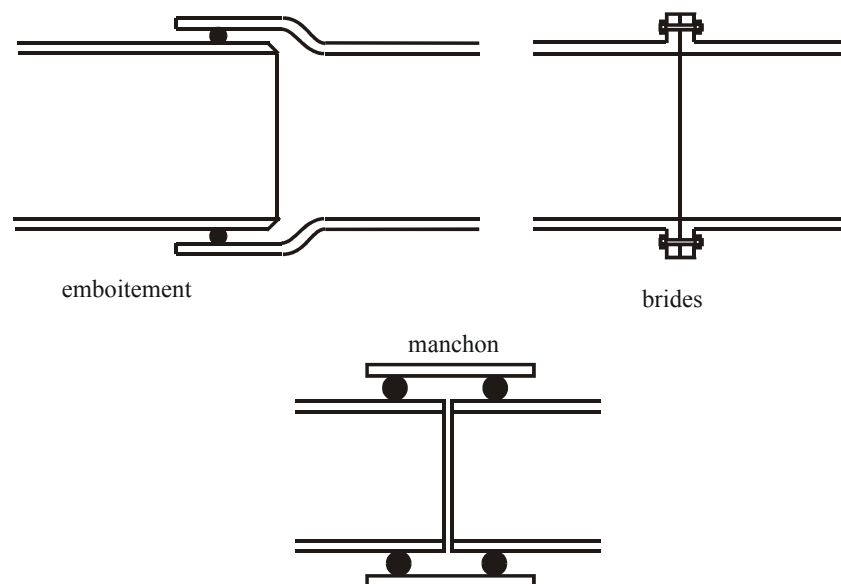


Tableau 5.13 : Différentes caractéristiques de matériaux

Matériau	Module d'élasticité de Young E (N/mm ²) E9	Coefficient de dilatation linéaire α (m/m°C) E6	Résistance à la rupture maximale (N/mm ²) E6	n
Acier soudé	206	12	400	0,012
Polyéthylène	0,55	140	5	0,009
Chlorure polyvinyle (PVC)	2,75	54	13	0,009
Ciment amianté	n/a	8,1	n/a	0,011
Fonte	78,5	10	140	0,014
Fonte ductile	16,7	11	340	0,013

Conception hydraulique et exigences structurales

Une conduite forcée est caractérisée par un matériau, un diamètre, une épaisseur de paroi et un type de joints :

- ∇ Le matériau est sélectionné selon les conditions de sol, l'accessibilité, le poids, le système de jonction et le coût,
- ∇ Le diamètre est sélectionné pour réduire les pertes de frottement dans la conduite forcée jusqu'à un niveau acceptable,
- ∇ L'épaisseur de paroi est sélectionnée pour résister à la pression hydraulique interne maximale, incluant une surpression transitoire.

Diamètre de conduite forcée

Le diamètre est choisi en optimisant le coût de la conduite forcée par rapport aux pertes de puissance qu'elle génère. Pour mémoire, la puissance électrique disponible est donnée par l'équation (voire également le chapitre 6.2.1) :

$$P_h = \rho Q g H \eta \quad [W]$$

- où Q = débit en m³/s
- gH = énergie hydraulique massique à disposition
- ρ = masse volumique de l'eau en kg/m³
- η = rendement total

La chute nette (encore largement utilisée) correspond à gH/g ou g est la constante de gravité. Elle équivaut à la chute brute (dénivellation) moins la somme de toutes les pertes, incluant les pertes par turbulence et frottement (pertes de charge) dans la conduite forcée, qui sont pratiquement proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement. Pour transporter un certain débit, une conduite forcée de petit diamètre va nécessiter une vitesse d'eau plus élevée qu'une conduite forcée de grand

diamètre, et par conséquent, les pertes vont être plus grandes. Sélectionner un diamètre aussi petit que possible va minimiser le coût de la conduite forcée mais augmenter les pertes d'énergie et vice versa. Le chapitre 2 détaille les calculs de perte par frottement, soulignant particulièrement la représentation graphique des équations de Colebrook (les diagrammes de Moody et de Wallingford) ainsi que la formule de Manning. Ce chapitre se limitera donc essentiellement à illustrer l'utilisation de ces relations et graphique en résolvant des exemples concrets.

Un simple critère pour le choix du diamètre est de limiter la perte de charge à un certain pourcentage. Une perte d'énergie de 4 % est habituellement admise. Une approche plus rigoureuse consiste à sélectionner différents diamètres possibles, en calculant la puissance disponible et l'énergie annuelle produite. La valeur de cette perte d'énergie par rapport à la durée de vie de la centrale est calculée et déterminée pour chaque diamètre (figure 5.34). Parallèlement, le coût de la conduite pour chaque diamètre est également déterminé. Les deux courbes sont superposées graphiquement et le diamètre optimal sera celui le plus près de la valeur optimale.

En fait, les pertes de charge principales dans une conduite forcée sont les pertes de frottement. Les pertes de charge causées par les turbulences au passage de la grille amont, à l'entrée de la conduite, dans les coudes, les dilatations, les contractions et les vannes sont des pertes mineures. Par conséquent, une première approche va suffire pour calculer les pertes de frottement, en utilisant par exemple l'équation de Manning :

$$\frac{h_f}{L} = 10.3 \frac{n^2 Q^2}{D^{5.333}} \quad (5.16)$$

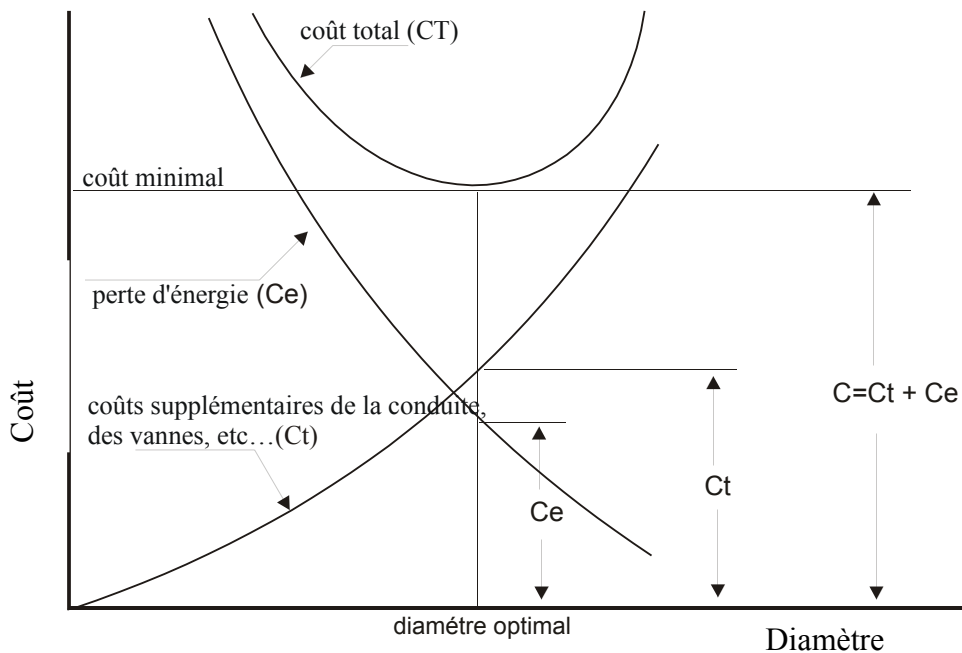
En examinant l'équation ci-dessus, on peut voir qu'en divisant le diamètre par deux, on aurait les pertes multipliées par 40. De là, il s'en suit :

$$D = \left(\frac{10.3 n^2 Q^2 L}{h_f} \right)^{0.1875} \quad (5.17)$$

Si nous limitons h_f à $4H/100$, D peut être calculé en connaissant Q, n et L, par l'équation:

$$D = \left(\frac{n^2 Q^2 L}{H} \right)^{0.1875} \quad (5.18)$$

Figure 5.79 : Optimisation économique



Exemple 5.5

Un aménagement comporte une dénivellation de 85 m, un débit de 3 m³/s, et une conduite forcée longue de 173 m en acier soudé. Calculer le diamètre de telle sorte que les pertes d'énergie dues au frottement ne dépassent pas 4 % :

Selon l'équation (5.18) :

$$D \geq 2.69 \sqrt[3]{\frac{3^2 \times 0.012^2 \times 173}{85}}^{0.1875} \geq 0.88 \text{ m}$$

Nous sélectionnons un tuyau en acier soudé de 1 m et calculons toutes les pertes dans le prochain exemple.

Exemple 5.6

Calculer les pertes de frottement et de turbulence dans un aménagement tel que représenté sur la figure 5.35. Le débit théorique est de 3 m³/s et la dénivellation de 85 m. Le diamètre de la conduite forcée en acier soudé est de 1,0 m. Le rayon de courbure des coudes est de quatre fois le diamètre. A l'entrée de la prise d'eau, il y a une grille ayant une surface totale de 6 m², inclinée à 60° par rapport à l'horizontale. Les barreaux sont des barreaux en acier inoxydable d'épaisseur 12 mm, et la distance entre barreaux est de 70 mm.

(Voir exemple 3.11).

La vitesse d'écoulement à la grille est : (avec K₁=1)

$$V_0] 3x \frac{70}{70} x \frac{1}{6} x \frac{1}{0.866}] 0.7 \text{ m/s}$$

La perte de charge à travers la grille est donnée par la formule de Kilchner :

$$h_f] 2.4x \left(\frac{12}{70} \right)^{4/3} x \frac{0.7^2}{2x9.81} x 0.866] 0.0049 \text{ m}$$

La perte de charge à l'entrée de la conduite forcée est donnée sur la figure 2.7, chapitre 2 : $K=0,08$. La vitesse dans la conduite forcée est de 3,82 m/s, et donc la perte de charge à l'entrée est :

$$H_e = 0,08 x 3,822 / (2 x 9,81) = 0,06 \text{ m}$$

La perte de frottement dans la conduite forcée, selon l'équation de Manning (5.16) est :

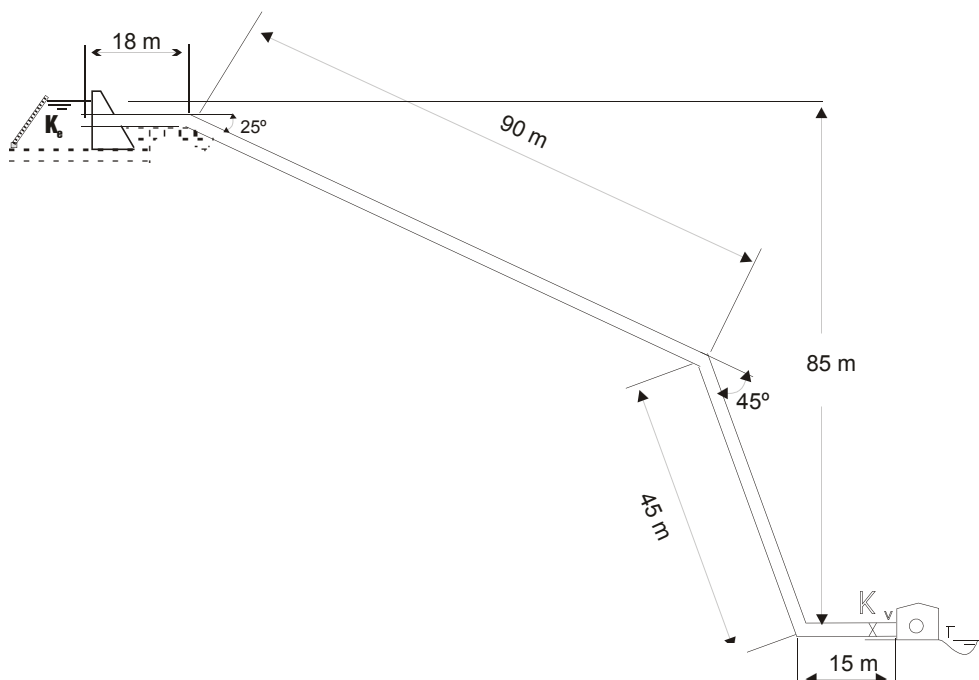
$$h_f] \frac{10.3x0.012^2 x 3^2}{1.0^{5.333}} x 173] 2.30 \text{ m}$$

Le coefficient K_b pour le premier coude est 0,05. Le coefficient pour le second coude est $K_b=0,085$ et pour le troisième coude, $K_b=0,12$. Les pertes de charge dans les trois coudes correspondent à :

$$(0,05 + 0,085 + 0,12) x 3,822 / (2 x 9,81) = 0,19 \text{ m.}$$

La perte de charge dans la vanne d'arrêt est de : $0,15 x 3,822 / (2 x 9,81) = 0,11 \text{ m}$

Figure 5.80 : Conduite forcée, pertes de charge et turbulence



En résumé : Perte de charge dans la grille amont et entrée de conduite : 0,065 m

Perte de charge dans les trois coudes et la vanne : 0,30 m

Perte de charge par frottement dans la conduite forcée : 2,30 m

Perte de charge totale : 2,665 m équivalant à 3,14 % de l'énergie brute.

Épaisseur de paroi

L'épaisseur de paroi exigée dépend du matériau de la conduite, de sa résistance maximale à la traction, et de sa limite élastique, de son diamètre et de la pression d'exploitation. Dans les écoulements permanents (débit supposé constant dans le temps), la pression à un point quelconque le long de la conduite forcée est équivalente à la charge d'eau au-dessus de ce point (diminuée des pertes de charge jusqu'à ce point). L'épaisseur de paroi est dans ce cas calculée par l'équation :

$$e \geq \frac{P_1 D}{2\sigma_f} \quad (5.19)$$

où e = épaisseur de paroi en m

P_1 = pression hydrostatique en N/mm²

D = diamètre interne de conduite en m

σ_f = contrainte admissible en N/mm²

Dans des conduites en acier, l'équation ci-dessus est modifiée comme suit :

$$e \geq \frac{P_1 D}{2\sigma_f k_f} + e_s$$

où e_s = épaisseur supplémentaire pour prendre en compte la corrosion

k_f = 1 pour des conduites sans soudure

k_f = 0,9 pour soudures inspectées au rayon X

k_f = 1,0 pour des soudures inspectées aux rayons X et stabilisées

σ_f = contrainte admissible (140 N/mm²)

La conduite doit être assez rigide pour être manipulée sans danger de déformation sur le terrain. ASME recommande une épaisseur minimum en mm équivalente à 2,5 fois le diamètre en mètres augmenté de 1,2 mm. D'autres organisations recommandent une épaisseur minimum $t_{\min} = (D+508)/400$, où toutes les dimensions sont en mm.

Dans des grands aménagements, il peut être commode d'utiliser une conduite forcée ayant un diamètre uniforme, dans ce cas c'est l'épaisseur qui s'adapte en fonction des pressions hydrostatiques.

Une certaine portion de conduite forcée peut se trouver sous la ligne piézométrique et imploser sous des pressions inférieures à la pression atmosphérique. La dépression d'implosion sera donnée par (en kN/mm²) :

$$P_c \geq 882500 \left(\frac{e}{D} \right)^3 \quad (5.20)$$

où e et D sont respectivement l'épaisseur de paroi et le diamètre de la conduite en mm.

Cette dépression peut être évitée en installant une conduite d'aération ayant un diamètre en cm donné par :

$$d \geq 7.47 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{P_c}}} \quad (5.21)$$

avec:

d = diamètre de la conduite d'aération en cm

Q = débit en m³/s

P_c = dépression d'implosion en kN/mm²

pour P_c ≤ 0.49 kN/mm² ; ou si cette valeur est dépassée:

$$d \geq 8.94 \sqrt{Q}$$

Des changements brusques de débit peuvent survenir lorsque l'opérateur de la centrale ou le système de commande manœuvre rapidement les organes réglants de la turbine. De manière occasionnelle, le débit peut être coupé de manière brutale lors d'un déclenchement en pleine charge, ou simplement parce qu'un corps étranger est venu se bloquer entre le pointeau et la buse d'une turbine Pelton

L'onde de pression qui survient avec un changement brusque de vitesse d'écoulement est connue sous le nom de coup de bélier; et bien que transitoire, il peut entraîner des pressions dangereusement hautes et basses, dont les effets peuvent être dramatiques: la conduite forcée pouvant éclater en raison des surpressions ou s'écraser en raison de dépression. Les surpressions induites par le phénomène de coup de bélier peuvent avoir une amplitude plusieurs fois supérieures à la pression statique due à la chute. Elles doivent être prises en compte lors du calcul de l'épaisseur de la conduite forcée.

Des informations détaillées sur le phénomène du coup de bélier peuvent être trouvées dans des ouvrages spécialisés. Quelques informations de base sont cependant données dans le chapitre 2, section 2.2.2.3. Quelques exemples vont illustrer l'application des formules appropriées. Quoiqu'il en soit, celles-ci restent simplifiées et ne permettent que de donner une première idée de l'ampleur du phénomène.

Comme décrit dans le chapitre 2 (équation 2.23), la vitesse de l'onde de pression c (m/s) dépend de l'élasticité de l'eau et du matériau de la conduite selon la formule :

$$c \geq \sqrt{\frac{k/v}{\frac{1}{\textcircled{R}} \frac{kD}{Et}}} \quad (5.22)$$

où k = module de compressibilité de l'eau 2,1x10⁹ N/m²

E = module d'élasticité du matériau de conduite (N/m²)

D = diamètre de la conduite (m)

t = épaisseur de paroi (mm)

v = masse volumique (kg/m³)

Le temps que met l'onde de pression pour atteindre l'organe de coupure lors de son retour, après une fermeture brusque, est connu sous le nom de temps critique :

$$T=2L/c \quad (5.23)$$

Pour une fermeture instantanée (l'onde de pression atteint l'organe réglant après sa fermeture), l'augmentation de pression, en mètres de colonne d'eau, due au coup de bélier est :

$$P_s = c \frac{\Delta v}{g} \quad (5.24)$$

où Δv est le changement de vitesse.

Les exemples 5.7 et 5.8 montrent que les surpressions dues au coup de bélier dans les conduites en acier sont trois fois plus grandes que dans les conduites PVC, en raison de la plus grande rigidité de l'acier.

Exemple 5.7

Calculer la vitesse de l'onde de pression lors d'une fermeture, dans une conduite forcée en acier (210 N/mm^2) de 400 mm de diamètre et 4 mm d'épaisseur.

En appliquant les équations ci-dessus, on obtient :

$$c = \sqrt{\frac{2.1 \times 10^6}{1 + \frac{2.1 \times 10^9 \times 0.4}{2.1 \times 10^8 \times 4}}} = 1024 \text{ m/s}$$

b) Même calcul pour une conduite PVC (2.75 N/mm^2) de 400 mm de diamètre et de 14 mm d'épaisseur de paroi.

$$c = \sqrt{\frac{2.1 \times 10^6}{1 + \frac{2.1 \times 10^9 \times 0.4}{2.75 \times 10^6 \times 14}}} = 305 \text{ m/s}$$

Exemple 5.8

Quelle est l'augmentation de pression dans le cas d'une fermeture instantanée de vanne, dans les deux conduites forcées de l'exemple 5.7, si la vitesse d'écoulement initiale est de 1,6 m/s?

a) Conduite forcée en acier :

$$P_s = \frac{1024 \times 1.6}{9.8} = 417 \text{ m}$$

b) Conduite forcée en PVC :

$$P_s = \frac{305 \times 1.6}{9.8} = 123 \text{ m}$$

Comme le démontre l'exemple 5.8, la surpression dans un tuyau en acier est trois fois plus élevée que dans un tuyau en PVC, en raison de la plus grande rigidité de l'acier.

Si la variation de vitesse dans la conduite survient dans un temps supérieur à dix fois le temps critique T, une très légère surpression, voire aucune, ne sera générée et le phénomène pourra être ignoré. En dessous de cette valeur, si $T > 2L/c$, la surpression P_s sera en partie contrée par l'onde de pression négative revenant dans l'organe réglant. Dans ce cas, la formule d'Allievi permet d'estimer la surpression maximum :

$$\pm P] P_o \frac{1}{\rho g} \left[\frac{N^2}{4} / N \right] \quad (5.25)$$

où P_o est la pression hydrostatique due à la chute :

$$N] \left[\frac{LV_o}{\rho g P_o t} \right]^2 \quad (5.26)$$

où : V_o = vitesse de l'eau en m/s

L = longueur de conduite forcée totale (m)

P_o = chute brute (m)

t = temps de fermeture (s)

La pression totale vue par la conduite forcée est $P = P_o + \pm P$

Le prochain exemple présente l'application de la formule d'Allievi, lorsque le temps de fermeture est compris entre 2 et 10 fois la durée critique.

Exemple 5.9

Calculer l'épaisseur de paroi de la conduite forcée analysée dans l'exemple 5.6 si le temps de fermeture de vanne est de 3 secondes.

En rappelant les données,

∇ Chute brute : 85 m

∇ Débit nominal : 3 m³/s

∇ Diamètre intérieur de la conduite : 1,0 m

∇ Longueur totale de conduite : 173 m

Estimant dans une première approche à 5 mm d'épaisseur de paroi pour calculer la vitesse de l'onde c :

$$c] \sqrt{\frac{2.1 \times 10^6}{1 / \frac{2.1 \times 10^9 \cdot 11}{2.1 \times 10^8 \cdot 15}}}] 836.7 \text{ m/s}$$

La durée de fermeture est plus grande que la durée critique (0,41 s) mais plus courte que 10 fois sa valeur, de telle sorte que la formule d'Allievi peut être appliquée.

La vitesse d'eau dans la conduite est :

$$V] \frac{4.13}{\sigma 11.0^2}] 3.82 m/s$$

N est calculé pour une chute brute dans la conduite de 84,935 m

$$N] \left| \frac{3.82 \times 173}{9.81 \times 85 \times 3} \right|^2] 0.070$$

et par conséquent :

$$\pm_p] 85 \frac{0.07}{2} \leftrightarrow \sqrt{0.07 / \frac{0.07^2}{4}}] / 25.66 m; 119.71 m$$

La pression totale maximale serait $85.00 + 25,66 = 108.55 \text{ bar} = 10.86 \text{ N/mm}^2$

Cela exige une épaisseur de paroi :

$$e] \frac{10.86 \times 1}{2 \times 140} / 1] 0.0488 m] 4.88 mm$$

Cela correspond à l'estimation initiale et répond à la spécification pour la manutention des conduites sur site ($t_{\min} = 2,5 \times 1 + 1,2 = 3,7 \text{ mm}$).

Calcul de la dépression d'implosion :

$$P_c] 882500 \left| \frac{5}{1000} \right|^3] 0.11 kN/mm^2$$

Et du diamètre de la conduite d'aération :

$$d] 7.47 \sqrt{\frac{3}{\sqrt{0.11}}}] 22.46 \text{ cm}$$

Le problème du coup de bélier devient délicat pour les longues conduites, lorsque le canal ouvert est remplacé par une conduite en pression tout au long du tracé. Pour une approche rigoureuse, il est nécessaire de prendre en considération non seulement l'élasticité de fluide et du matériau de la conduite, comme ci-dessus, mais également les pertes hydrauliques et la durée de fermeture de la vanne. L'approche mathématique est lourde et requiert l'utilisation d'une programmation informatique. Pour les lecteurs intéressés, Chaudry [19], Rich [20], et Streeter et Wylie [21] donnent quelques méthodes de calcul et un certain nombre d'exemples.

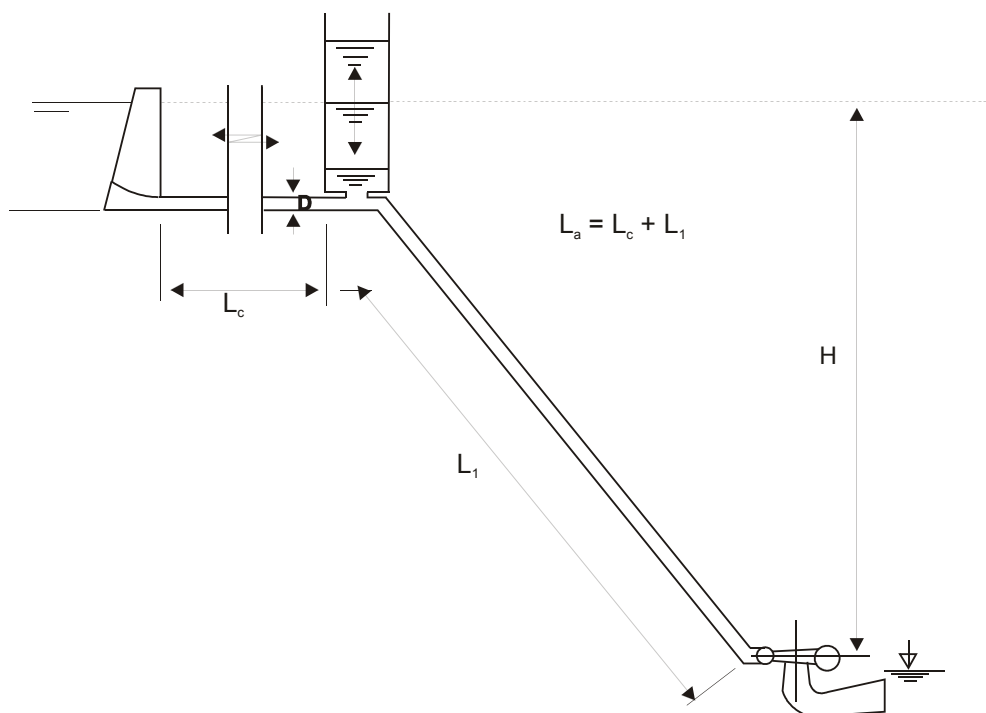
Pour déterminer l'épaisseur de conduite minimum requise à un point quelconque le long de la conduite forcée, deux hypothèses de coup de bélier doivent être prises en considération: coup de bélier normal et coup de bélier d'urgence. Un coup de bélier normal survient lorsque la turbine

ferme sous commande de l'opérateur. Dans ces conditions, la surpression dans la conduite forcée peut atteindre 25 % de la chute brute dans le cas de turbines Pelton, et 25 % à 50 % dans le cas des turbines à réaction (en fonction du temps de manœuvre du régulateur). Le conseil du fabricant de la turbine doit être pris en considération. Un coup de bélier d'urgence, entraîné par exemple par une obstruction de l'injecteur d'une turbine Pelton, ou par un dysfonctionnement du système de commande de la turbine, doit être calculé selon l'équation mentionnée ci-dessus.

Dans les conduites forcées en acier, les contraintes composées (transitoire et statique) sont fonction à la fois de la résistance à la traction maximale et de la limite élastique. Dans le cas d'un coup de bélier normal, la contrainte combinée doit être inférieure à 60 % de la limite élastique et 38 % de la résistance à la traction maximale. Dans le cas d'un coup de bélier d'urgence, les contraintes combinées doivent être inférieures à 96 % de la limite élastique et à 61 % de la résistance à la traction maximale.

Les conduites commercialisées sont utilisées selon la pression de travail maximum sous laquelle elles sont prévues pour fonctionner. La pression nominale d'une conduite inclut un facteur de sécurité, et peut quelques fois inclure une tolérance pour les surpressions. Les facteurs de sécurité et les tolérances aux surpressions dépendent des normes utilisées.

Figure 5.81 : Cheminée d'équilibre

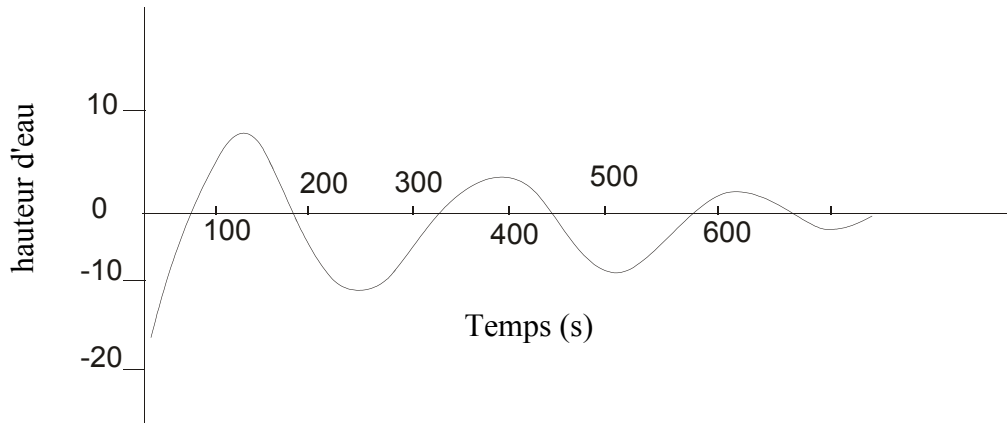


Si l'aménagement est susceptible de générer des coups de bélier, un dispositif pour réduire ses effets doit être étudié. Le dispositif le plus simple est la cheminée d'équilibre, qui peut schématiquement être considérée comme un grand tube connecté au niveau de sa base à la conduite forcée et ouvert à l'atmosphère. L'action fondamentale d'une cheminée d'équilibre est de réduire la longueur de la colonne d'eau en plaçant une surface d'eau libre plus proche de la turbine (figure 5.36). Quelques auteurs considèrent que la cheminée d'équilibre n'est pas nécessaire si la longueur de conduite est inférieure à 5 fois la dénivellation. Il est également commode de prendre en compte le temps de mise en vitesse de l'eau t_h dans la conduite :

$$t_h] \frac{V \Delta L}{gH} \quad (5.27)$$

- où L = longueur de la conduite forcée (m)
- V = vitesse d'écoulement (m/s)
- H = chute nette (m)
- g = accélération de la pesanteur (9.81 m/s²)

Figure 5.82 : Variation de la hauteur d'eau dans la cheminée d'équilibre en fonction du temps



Photographie 5.32 : Jet d'eau



Si t_h est inférieur à 3 secondes, la cheminée d'équilibre n'est pas nécessaire mais s'il dépasse 6 secondes, une cheminée d'équilibre ou tout autre dispositif adéquat doit être installé pour éviter des oscillations importantes dans le système et en particulier au niveau du régulateur de la turbine.

Avec la vanne ouverte et un écoulement stable dans la conduite forcée, le niveau d'eau dans la cheminée va correspondre à la pression locale dans la conduite forcée. Lorsqu'il y a fermeture soudaine de la vanne, la pression dans la conduite forcée s'élève de manière rapide et l'eau tend à remplir la cheminée, élevant le niveau d'eau au-dessus du niveau de la prise. Puis le niveau dans la cheminée commence à diminuer lorsque l'eau s'écoule de la cheminée dans la conduite forcée jusqu'à un niveau minimum. L'écoulement est alors renversé et le niveau dans la cheminée s'élève à nouveau, et ainsi de suite. La figure 5.37 montre l'évolution de la hauteur d'eau dans la cheminée en fonction du temps. La hauteur maximum correspond à la surpression dans la conduite forcée due au coup de bélier. L'étranglement introduit par un orifice calibré va réduire l'amplitude de variation de niveau de 20 à 30 %. La durée t_h joue un rôle important dans la conception du système de régulation de turbine. Dans un système mal conçu, le régulateur et la cheminée d'équilibre peuvent interagir, générant des problèmes de régulation de vitesse non maîtrisables.

Lorsque la manœuvre de fermeture doit être rapide, la conduite peut également être protégée par une soupape de décharge (ou orifice compensateur) en parallèle avec la turbine, de telle sorte qu'elle s'ouvre lorsque les organes réglants se ferment. Cela a pour effet de réduire les variations de débits dans la conduite forcée⁵. La photographie 5.20 montre le jet d'eau éjecté par une vanne de décharge.

Blocs d'ancrage et joints de dilatation

Les blocs d'ancrage sont conçus pour supporter le poids de la conduite forcée remplie d'eau, et non pour résister à des forces longitudinales. La composante verticale du poids devant être supporté, en kN, a une valeur de :

$$F_1 = (W_p + W_w) \cdot L \cdot \cos\Phi \quad (5.28)$$

où W_p = poids de la conduite par mètre (kN/m)

W_w = poids d'eau par mètre de conduite (kN/m)

L = longueur de conduite entre points de milieu de chaque portée (m)

Φ = angle de conduite par rapport à l'horizontale

La conception des cerces de support se base sur la théorie de l'élasticité des parois cylindriques. La paroi de la conduite est soumise à des contraintes tangentielles et longitudinales, et les charges sont transmises aux cerces de support par cisaillement. Si la conduite forcée est supportée de façon continue sur un nombre de points, le moment de flexion à un point quelconque de la conduite forcée peut être calculé en considérant qu'il s'agit d'une poutre continue, en utilisant l'équation correspondante. Les cerces sont soudées à la conduite avec deux soudures d'angle continues.

La portée entre les supports L est déterminée par la valeur de la flèche maximale $L/65000$. La distance maximale entre les supports est donc donnée par l'équation :

$$L \geq 182.61 \sqrt[3]{\frac{D + 0.0147 D^4}{P}} \quad (5.29)$$

où: D = diamètre intérieur

P = poids au mètre de la conduite remplie d'eau (kg/m).

5.8 Canaux de fuite

Après le passage à travers la turbine, l'eau retourne à la rivière par un court canal appelé canal de fuite. Pour les turbines à action, il est nécessaire de garantir que le niveau de l'eau dans le canal de fuite ne s'élève pas jusqu'à interférer avec la roue de la turbine, et ceci même lors de débits turbinés élevés et en cas de crue.

Pour les turbines à réaction (Francis, Kaplan, etc.), le niveau de l'eau dans le canal de fuite a un impact sur le fonctionnement de la turbine et plus précisément sur le phénomène de cavitation (si le niveau aval est trop bas par rapport à l'axe de la turbine). L'implantation de la turbine sera donc déterminée en prenant en compte le niveau le plus bas et le débit le plus important. Ce niveau détermine également la chute nette disponible, point particulièrement important pour les aménagements de basse chute.

Bibliographie

1. <http://www.obermeyhydro.com>
2. H.C. Huang and C.E. Hita, « Hydraulic Engineering Systems », Prentice Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 1987.
3. British Hydrodynamic Research Association, «Proceedings of the Symposium on the design and Operation of Siphon Spillways», London 1975.
4. Allen R. Inversin, «Micro-Hydropower Sourcebook», NRECA International Foundation, Washington, D.C.
5. USBR, «Design of Small Canal Structure», Denver Colorado, 1978a.
6. USBR, «Hydraulic Design of Spillways and Energy Dissipaters», Washington DC, 1964.
7. T. Moore, «TLC for small hydro: good design means fewer headaches», HydroReview, April 1988.
8. T.P. Tung y otros, «Evaluation of Alternative Intake Configuration for Small Hydro», Actas de HIDROENERGIA 93. Munich.
9. ASCE, Committee on Intakes, «Guidelines for the Design of Intakes for Hydroelectric Plants», 1995.
10. G. Munet y J.M. Compas, «PCH de récupération d'énergie au barrage de «Le Pouzin», Actas de HIDROENERGIA 93. Munich.
11. G. Smausser & G. Hartl, « Rubber seals for steel hydraulic gates », Water Power & Dam Construction September 1998.
12. ISO 161-1-1996 «Thermoplastic pipes for conveyance of fluids – Nominal outside diameters and nominal pressures – Part 1: Metric series.»
13. ISO 3606-1976 «Unplasticized polyvinyl chloride (PVC) pipes. Tolerances on outside diameters and wall thickness.»
14. ISO 3607-1977 «Polyéthylène (PE) pipes. Tolerance on outside diameters and wall thickness.»

15. ISO 4065-1996 “Thermoplastic pipes – Universal wall thickness table.”
16. H. Chaudry, “Applied Hydraulic Transients”, Van Nostrand Reinhold Company, 1979.
17. J. Parmakian, “Waterhammer Analyses”, Dover publications, Inc., New york, 1963.
18. Electrobras (Centrais Eléctricas Brasileiras S.A.) “Manual de Minicentrales Hidreléctricas.”
19. M. Bouvard, “Mobile barrages and intakes on sediment transporting rivers” IAHR Monograph, AA Balkema, 1984.
20. Sinniger & Hager, “Constructions Hydrauliques”, PPUR, Lausanne, 1989.

¹ Par Erik Bollaert (LCH-EPFL), Jonas Rundqvist (SERO) et Celso Penche (ESHA)

² J.L. Brennac. « Les Hausses Hydroplus », ESHA Info n° Eté 1993

³ USBR “Design of Small Dams” - 3^{ème} éd., Denver, Colorado, 1987.

⁴ Un de ceux-là, le SSSS (Serpent Sediment Sluicing System) a été décrit en détail dans la publication 9 –printemps/été 1993- de ESHA Info

⁵ Dans la publication ESHA NEWS de printemps 1991, il existe une description d’une telle vanne.