

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 62 (1936)
Heft: 16

Artikel: Pertes de charge dans les conduites hydrauliques
Autor: Bois, L. du
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-47597>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 05.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

type que ci-dessus posées de chaque côté du ventilateur, dans une caisse renfermant le groupe complet. Ce dispositif a donné un rendement de 86 % seulement. Une troisième disposition — ventilateur IV — a donné l'excellent rendement de 97 %. Elle consistait en une série de crayons chauffants en quartzilite adaptés à l'intérieur du tuyau de refoulement du ventilateur. C'est, à tous égards, le dispositif le plus rationnel. Une quatrième disposition — ventilateur V — a consisté dans le placement de crayons chauffants dans le tuyau d'aspiration du ventilateur, la construction de ce dernier se prêtant à la fixation d'un tel tuyau. Malgré quelques précautions prises pour atténuer la déperdition de chaleur par radiation, le rendement de ce dispositif n'a atteint que 87 %.

Il va sans dire qu'il serait préférable, chaque fois que ce sera possible, de n'appliquer les enduits imperméables que sur une couverture dont le degré de dessiccation aura été reconnu satisfaisant. Et il est utile également de ménager dans toute dalle de béton armé, lors de son moulage, un certain nombre de trous de petit diamètre, de préférence aux points où se manifestent les maxima des flèches. Ces trous, s'ils sont assez nombreux, assureront une évacuation convenable des excédents d'eau qui ne pourraient être retenus par les couches supérieures de matériaux saturés.

Nous avons eu l'occasion d'assécher une autre dalle de couverture, de 570 m² de surface, dont nous avons extrait, par ventilation, un volume d'eau de l'ordre de grandeur de 9000 litres.

Ajoutons, pour terminer, que dans les deux cas mentionnés, nous avons poussé l'opération de dessiccation jusqu'à ce que, par tous les trous, l'air d'échappement ne sortît pas plus chargé de vapeur d'eau que ne l'était l'air aspiré par les ventilateurs. Nous nous en sommes bien trouvés : aucune tache ne s'est plus produite aux plafonds, ni aucune fissure du plâtrissage, et le chauffage des locaux a donné entière satisfaction dès le premier hiver.

Février 1936.

Pertes de charge dans les conduites hydrauliques,

par L. DU BOIS, ingénieur.

L'article de M. G. Mathys, ingénieur, paru dans le « Bulletin technique » du 25 avril dernier, soulève une série de questions intéressantes, et appelle certaines observations. Il est curieux de constater combien l'on est souvent embarrassé lorsqu'il s'agit de calculer exactement les pertes de charge, surtout dans les pièces spéciales de tuyauterie : coudes, embranchements, organes de fermeture, etc. Avec les nombreux laboratoires d'hydrauliques créés au cours de ces dernières années, il semblerait que l'on dût être fixé sur tous les problèmes qui peuvent se présenter, mais tel n'est pas le cas.

Conduites métalliques en pression. Tuyaux droits.

L'ancienne formule de Bazin exprimant l'écoulement de l'eau dans un canal, est la suivante :

$$1. \quad V = k_1 \sqrt{r \cdot i}$$

dans laquelle : V = vitesse de l'eau en m : s,

r = rayon hydraulique = section : périmètre mouillé,

i = pente.

k_1 est un coefficient qui dépend de r et de l'état de rugosité des parois. C'est pour cela qu'on l'a dénommé : coefficient de rugosité. Pour une même valeur de r , 0,50 par exemple, on trouve dans la table de Kutter les valeurs extrêmes de k_1 suivantes :

Cas I : parois ciment lisse, section semi-circulaire : 85,5

Cas XII : canaux en terre, mal entretenus : 22,5.

Ce coefficient est élevé lorsque la rugosité est faible, et petit lorsque la rugosité est très prononcée. Il varie donc en raison inverse du degré de rugosité. Est-ce une raison suffisante pour décider que ce terme de *coefficient de rugosité* employé jusqu'à maintenant est un non-sens et qu'il faut le remplacer par *coefficient d'écoulement*, comme le propose M. Mathys ?

Dans la théorie de la résistance des matériaux, l'allongement élastique d'une barre soumise à la traction est proportionnel à la force qui tire et à la longueur de la barre, et inversement proportionnelle à la section de la barre et à un coefficient E qu'on appelle module d'élasticité. Plus ce module est grand, plus petit est l'allongement élastique. Ce qui caractériserait effectivement l'élasticité, ce n'est pas la valeur de E , mais bien plutôt son inverse, c'est-à-dire $1 : E$. Mais ce sont là questions d'importance secondaire sur lesquelles il est inutile d'insister.

Si l'on applique la formule de Bazin au cas d'une conduite circulaire, de diamètre d , entièrement pleine, en observant que dans ce cas, le rayon hydraulique a la valeur $d : 4$, on obtient pour le débit q l'expression suivante :

$$2. \quad q = k_2 \sqrt{i \cdot d^5}.$$

C'est la formule de Darcy, qui a été employée pendant de longues années pour le calcul des conduites. L'abaque logarithmique de A. van Muyden, qui est très pratique, a été établi d'après cette formule et d'après les coefficients de M. Lévy, pour tuyaux depuis longtemps en service, c'est-à-dire avec parois chargées d'incrustations.

Une nouvelle formule est celle de Strickler, dont la forme est :

$$3. \quad V = k_3 \frac{1}{i^{\frac{1}{2}}} r^{\frac{2}{3}}.$$

En multipliant cette valeur de V par la section nous aurons le débit q et pourrons comparer cette formule à celle de Darcy ; on obtient :

$$4. \quad q = k_4 \sqrt{i} d^{\frac{8}{3}} = k_4 \sqrt{i} d^{5,33}.$$

On voit qu'elle diffère de celle de Darcy simplement en ceci, c'est que dans la formule de Darcy d figure sous la

racine à la puissance 5 tandis que dans la formule de Strickler nous avons la puissance 5,33. Voyons un peu par des chiffres ce que cela donne :

Diamètre en mètres d	=	1	2	3	4
$a = \sqrt{d^5}$	=	1	5,66	15,59	32,0
$b = \sqrt{d^{5,33}}$	=	1	6,35	18,7	40,3
Rapport $\frac{b}{a}$	=	1	1,12	1,20	1,26

Cela signifie donc que, si les valeurs de k_3 et de k_4 restent constantes en fonction du diamètre, et pour une valeur déterminée de i , l'augmentation du débit pour des diamètres allant en croissant, sera plus prononcée avec la formule de Strickler qu'avec celle de Darcy.

Nous n'avons pas eu l'occasion de vérifier jusqu'à quel point cette modification de la formule de Darcy est justifiée. Par contre, nous avons pu faire des mesures exactes de la perte de charge à l'aide d'un manomètre à mercure sur une conduite neuve de 1,58 m de diamètre, et 208 m de longueur, composée de tuyaux soudés, à la nouvelle usine du Day (Société d'électro-chimie). Le diagramme

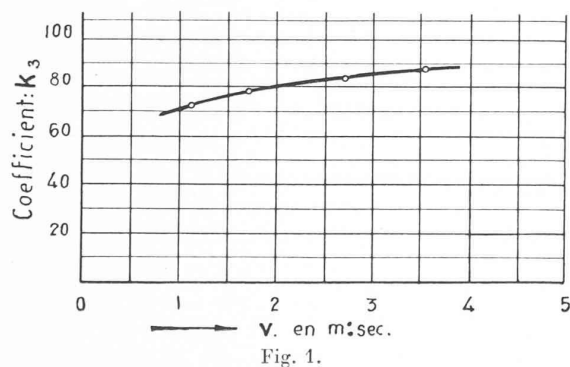


figure 1 montre les valeurs du coefficient k_3 de la formule de Strickler que nous avons déterminées d'après les essais, pour des vitesses allant de 1 m : s à 3,50 m : s. Ce coefficient varie suivant la vitesse, ainsi qu'on peut le voir ; il semble tendre vers la valeur de 90 pour la vitesse de 4 m et dépasser même cette valeur pour de plus grandes vitesses, ce qui correspond aux chiffres de 90 à 100 qu'indique M. Mathys dans son article. Par contre, pour les vitesses plus faibles, il diminue jusqu'à 70 pour 1 m de vitesse.

Comme dans la formule de Darcy, ce coefficient n'est pas constant ; il varie non seulement suivant le degré de rugosité des parois, mais encore suivant la vitesse de l'eau et probablement aussi suivant le diamètre de la conduite. Ce n'est donc pas une constante, mais un paramètre, ou une « constante variable » pour employer l'expression pittoresque créée par un de nos confrères qui a bifurqué dans le journalisme ! Était-il dès lors bien nécessaire d'abandonner l'ancienne formule de Darcy pour adopter la formule très peu différente de Strickler ?

« Il ne faut pas s'attendre à trouver jamais une formule mathématique pour exprimer k en fonction de r , car la forme de la formule elle-même repose sur des hypothèses

qui ne sont jamais réalisées complètement en pratique. » (René Kœchlin, « Mécanisme de l'eau ».)

M. Mathys nous apprend, avec formules à l'appui, que si, pour l'équipement d'une usine et pour un débit déterminé, on est amené à installer plusieurs conduites au lieu d'une seule, et si l'on pose comme condition l'égalité des vitesses dans les deux cas, le poids des conduites reste le même mais que, par contre, la perte de charge est plus grande dans le cas de plusieurs conduites. Cela est tout à fait juste et même connu depuis longtemps. Et de cette vérité première il découle avec évidence qu'il faut employer des tuyaux d'aussi grands diamètres que possible et avec des épaisseurs de parois aussi fortes que possible.

M. Mathys nous apprend en outre que la métallurgie allemande a réalisé dans ce domaine, et tout récemment, des progrès considérables qui lui permettent d'exécuter des tuyaux d'acier doux de 70 mm d'épaisseur. Cela n'est pas si nouveau ; nous l'avons mentionné nous-même dans le « Bulletin technique » du 17 octobre 1931, p. 279 : « Nous avons eu l'occasion d'examiner des offres de la maison Krupp (1926) pour des tuyaux de 1,40 m de diamètre et une pression de service de 175 atmosphères, avec épaisseur des parois de 71 mm ». On voit que les offres en question sont déjà vieilles de dix ans !

Tuyaux coudés.

Au Congrès de la Houille Blanche, en 1925, à Grenoble, M. Aug. Bouchayer a présenté un travail sur les pertes de charge dans les tuyaux coudés et les embranchements de différentes formes. Les essais ont porté en premier lieu sur 4 coudes de 0,30 m de diamètre présentant des angles de 60°, 90°, 120° et 150°, rayon de courbure moyen = 0,90 m. Ces coudes étaient composés de viroles en tôle soudées bout à bout ; la partie coudée du coude à 90° avait trois viroles ; la vitesse la plus grande a été de 1,95 m : s. Les résultats de ces essais ont été confrontés avec la formule de Saint-Venant :

$$\text{Perte de charge } h = a \cdot \frac{v^2}{2g} \frac{L}{r} \sqrt{\frac{D}{r}}$$

a est le coefficient à déterminer ;

L = longueur développée du coude dans l'axe moyen ;

D = diamètre du tuyau ;

r = rayon de courbure de l'axe moyen du coude.

Les expériences ont démontré que l'on peut admettre pour le coefficient a la valeur moyenne de 0,20.

Pour des coudes en fonte ne présentant pas les discontinuités de direction des coudes en tôle constitués par des viroles soudées bout à bout, et pour de plus grands diamètres, il est à prévoir que le coefficient a sera inférieur à 0,20. C'est ce que confirme la formule de Weissbach qui donne des valeurs plus faibles.

Voici, pour fixer les idées, deux exemples numériques :

Coude de 1,20 m de diamètre à 90°, rayon = 3 m, longueur développée = 4,50 m.

1. pour débit = 2,8 m³, on obtient comme perte de charge : d'après Saint-Venant : 0,059 m ; d'après Weissbach : 0,043 m.

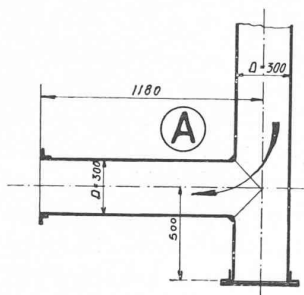


Fig. 2.

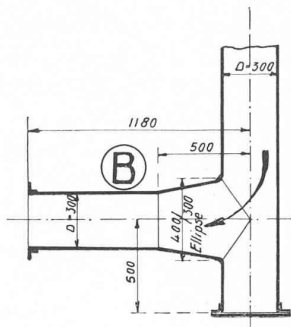


Fig. 3.

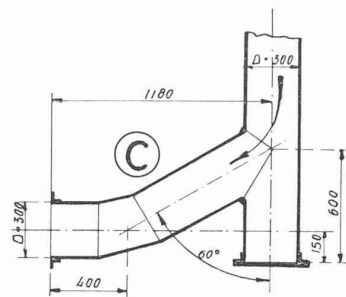


Fig. 4.

2. pour débit = $6,0 \text{ m}^3/\text{s}$; d'après Saint-Venant : $0,27 \text{ m}$; d'après Weissbach : $0,20 \text{ m}$.

Nous aurons l'occasion d'utiliser ces chiffres plus loin.

Branchements.

Les essais ont ensuite porté sur les trois branchements suivants :

fig. 2 : Branchement cylindrique d'équerre A,

fig. 3 : Branchement conique d'équerre B,

fig. 4 : Branchement cylindrique oblique C

et l'on est arrivé aux pertes de charges suivantes :

A, pour $V = 1,965 \text{ m/s}$, perte = 281 mm , soit : $1,43 \frac{V^2}{2g}$

B, pour $V = 1,995 \text{ m/s}$, perte = 169 mm , soit $0,835 \frac{V^2}{2g}$

C, pour $V = 1,995 \text{ m/s}$, perte = 151 mm , soit : $0,75 \frac{V^2}{2g}$

L'observation faite ci-dessus au sujet des coudes est vraie ici aussi ; avec des pièces de branchements en fonte présentant des surfaces courbes bien continues, et avec de plus grands diamètres, les pertes de charge seront plus faibles.

Si nous appliquons les coefficients ci-dessus à des tubulures de $0,70 \text{ m}$ de diamètre et pour un débit de $1,4 \text{ m}^3/\text{s}$, nous voyons que la vitesse est de $3,63 \text{ m/s}$, et la valeur de $V^2/2g = 0,67 \text{ m}$. On obtient alors pour les trois branchements considérés les pertes de charge suivantes :

pour A : $h = 1,43 \cdot 0,67 = 0,96 \text{ m}$

pour B : $h = 0,835 \cdot 0,67 = 0,56 \text{ m}$

pour C : $h = 0,75 \cdot 0,67 = 0,50 \text{ m}$.

Nous aurons l'occasion, plus loin, d'utiliser ces chiffres.

Robinets-vannes.

Dans les robinets-vannes de type ordinaire, c'est-à-dire avec tiroir se mouvant perpendiculairement à l'axe du tuyau, il y a tout d'abord une perte de charge très faible due à l'élargissement de la section et à la diminution de vitesse sur un petit parcours ; puis une nouvelle perte de charge, plus importante celle-ci, au rétrécissement, puisqu'il s'agit de recréer la vitesse V ou même une vitesse quelque peu plus élevée, à cause de la contraction de la veine.

Avec les proportions habituelles des robinets-vannes courants, et moyennant quelques hypothèses plausibles,

on peut calculer approximativement l'ensemble de ces pertes et l'on arrive à une valeur de $h = 0,50 V^2/2g$. Il existe des systèmes de vannes dans lesquelles la perte de charge est plus faible. Les vannes sphériques, par exemple, qui réalisent la solution en grand du robinet à boisseau, dans lesquelles il n'y a pour ainsi dire pas de contraction, représentent, à ce point de vue, le plus que l'on puisse exiger. Leur construction est assez compliquée ; le problème de l'étanchéité en particulier exige des dispositifs délicats.

Perte de charge admissible dans une conduite en pression.

Le premier problème à envisager est le suivant : Etant donnée une conduite métallique de diamètre D et de longueur L avec une chute brute H , si l'on fait varier le débit Q (en augmentant), la perte de charge h va également en croissant ; la chute nette $(H - h)$ diminue et le produit $(H - h)Q$, qui est proportionnel à la puissance, varie et passe par un maximum. Quel est ce maximum, et pour quelle chute nette se produit-il ?

Il va sans dire que ce problème ne représente qu'une partie du problème de la chute, car dans une installation hydro-électrique à haute chute, il y a en amont de la conduite en pression, un canal d'amenée souvent très long et il faut tout d'abord déterminer quelle sera la perte de chute totale à adopter, et ceci fait, dans quelles proportions il conviendra de la répartir sur le canal d'amenée et sur la conduite en pression. Tout ceci demande dans chaque cas des calculs assez longs ; il faut envisager plusieurs solutions et procéder par tâtonnements successifs en faisant entrer en ligne de compte non seulement le coût total mais encore plusieurs autres facteurs, entre autres le régime du cours d'eau et le genre d'exploitation que l'usine aura à assurer. En outre, si l'on a un bassin d'accumulation et une galerie d'amenée en pression ou si l'usine marche au fil de l'eau avec canal à libre écoulement, les conditions sont différentes. Nous supposons que toutes ces questions préliminaires ont été résolues, en d'autres termes que l'on a fixé la hauteur de la chambre de mise en charge, ce qui détermine la hauteur de chute brute sur les turbines.

Le problème tel que nous l'avons énoncé n'est pas difficile à résoudre et l'a déjà été. Qu'il nous suffise d'en donner les résultats. Nous avons étudié cette question,

il y a déjà bien des années, en nous servant de la formule de Darcy ; avec la nouvelle formule de Strickler, les conclusions générales seraient très peu différentes.

En supposant que le rendement des turbines reste constant lorsque la chute nette varie et sur la base de la formule de Darcy, on trouve que le produit $Q(H-h)$ et par conséquent la puissance, passe par un maximum pour $h = 1/3 H$, donc pour une perte de charge égale au tiers de la chute brute. Le graphique fig. 5, avec courbe de la

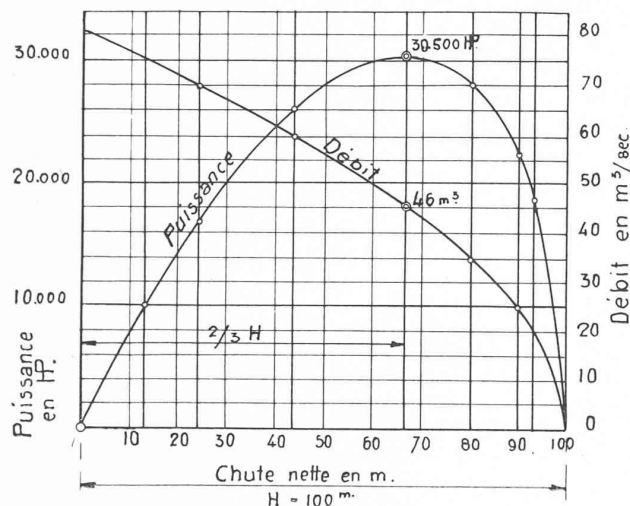


Fig. 5.

puissance et courbe du débit, montre comment varient ces deux facteurs. Il est établi pour une conduite de 2 m de diamètre, une longueur de 300 m, une chute brute de 100 m et un rendement constant des turbines de 0,75 (pour simplifier les calculs). On pourrait facilement tracer une courbe plus exacte de la puissance en faisant intervenir le chiffre variable du rendement des turbines en fonction de la chute nette, mais le sommet de la courbe, c'est-à-dire le maximum de puissance se trouvera toujours aux environs des deux tiers de la chute brute.

Cela signifie-t-il qu'il soit logique d'admettre comme perte de charge pour le plein débit le tiers de la chute brute ? Pas le moins du monde, et nous allons voir pourquoi.

Il y a tout d'abord la question du réglage automatique de la vitesse des turbines qui joue un rôle prépondérant. Aux environs du sommet de la courbe de puissance, le réglage serait impossible, il n'y aurait pas de stabilité de la vitesse de régime car on se rend compte que dans cette région les variations du débit obtenues par le régulateur qui agit sur le distributeur de la turbine ne produisent que des variations insignifiantes de la puissance et qui, en outre, peuvent être indifféremment positives ou négatives. Il faut, pour avoir une bonne stabilité, que la courbe de puissance soit nettement descendante lorsque le débit diminue et l'on voit que ce n'est guère qu'à partir de $H-h = 0,80 H$, c'est-à-dire avec une perte de charge de 20 % que cette condition est remplie. Suffit-il maintenant de décider, comme le fait M. Mathys, que

pour une usine moderne bien comprise, ce chiffre devrait varier de 5 à 10 %, et peut-on estimer le problème ainsi résolu sans autre justification ? Nous ne le croyons pas.

Il faut encore faire la proportion entre la puissance produite et le poids ou le coût de la conduite, et là encore nous allons voir qu'il y a une proportion où l'on obtiendra le coût le plus favorable. Nous avons procédé comme suit : Partant du diamètre de 2 m, et du débit de $46 \text{ m}^3/\text{s}$ qui correspond à une perte de charge de 33,33 m (mêmes caractéristiques de la conduite que ci-dessus) nous avons, en augmentant progressivement le diamètre, tout en conservant le débit de $46 \text{ m}^3/\text{s}$ calculé la puissance produite N (en chevaux), et le poids théorique de la conduite P et nous avons fait le rapport $P : N$ c'est-à-dire le nombre de kilos de conduite par cheval produit. On

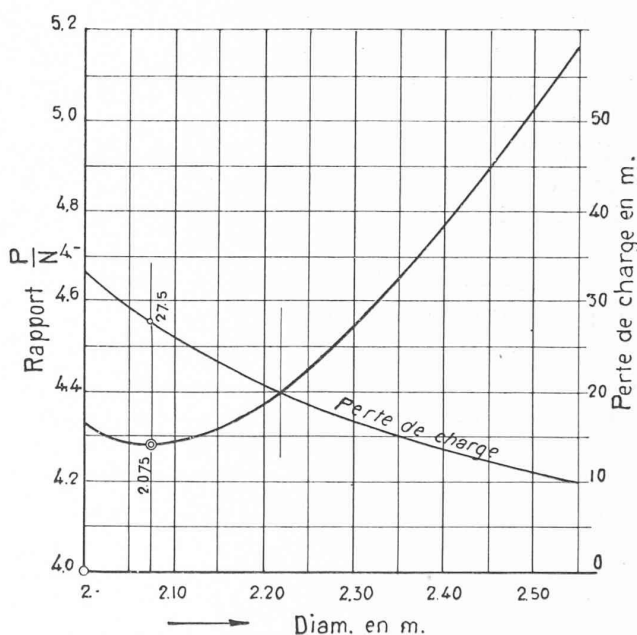


Fig. 6.

voit la courbe de ce rapport sur la fig. 6, et l'on constate qu'à ce point de vue le diamètre le plus favorable serait, non pas 2 m, mais 2,075 m (rapport $P : N = 4,28$), avec une perte de charge de 27,50 m.

Mais nous venons de voir par l'examen du graphique de la puissance (fig. 5) qu'il n'était guère possible d'aller plus loin que 20 % avec la perte de charge (stabilité du réglage) et en ce point (fig. 6) nous avons un diamètre de 2,22 m et un rapport $P : N$ de 4,4, c'est-à-dire un poids par cheval sensiblement plus élevé que pour le diamètre le plus favorable.

Ce qui précède suppose que l'usine en question marchera continuellement à plein débit, ce qui n'est presque jamais le cas. Mais cela montre que, dans ce cas théorique, la solution la plus économique (coût de la conduite) consisterait à adopter une perte de charge relativement élevée, voisine de 20 %.

Dans d'autres cas, il faudra voir jusqu'à quel point il convient d'augmenter le diamètre de la conduite, et par

conséquent de diminuer la perte de charge, pour que le gain réalisé, en énergie, en tenant compte du régime du cours d'eau, reste en proportion avec l'augmentation du coût de la conduite.

Il y a encore une question que nous avons négligée. C'est celle des vitesses de l'eau auxquelles on arrive dans la conduite. De trop grandes vitesses peuvent être dangereuses au point de vue des coups de bélier, et aussi au point de vue de l'usure des parois si l'on a de l'eau fortement chargée de sable.

On voit donc en résumé que le problème de la perte de charge admissible dans une conduite en pression comporte un grand nombre de facteurs et qu'il n'est guère possible de fixer *a priori* des normes invariables. Toute la question doit être étudiée minutieusement, tout d'abord en connexion avec le canal d'amenée, et ensuite en tenant compte du régime du cours d'eau et du service qu'aura à assurer l'usine génératrice, et l'on constatera que dans bien des cas, des pertes de charge plus élevées que celles fixées par M. Mathys sont parfaitement admissibles, en particulier lorsque (comme c'est le cas dans les Alpes) on dispose d'un débit surabondant durant la période d'été qui dure environ six mois.

Disposition des tuyauteries dans l'usine.

Cette question est liée de très près à celle du choix du système des turbines. Pour des chutes situées entre 100 et 200 m, on peut hésiter entre le système Francis et le système Pelton, l'un et l'autre présentant des avantages indiscutables. Nous avons exposé, dans notre description de l'usine de Sembrancher, de la Société Romande d'Electricité, les raisons qui avaient poussé à l'adoption de turbines Pelton de 5000 chevaux à axe vertical, à deux injecteurs diamétralement opposés l'un à l'autre (« Bulletin technique » du 9 août 1930, page 191) et n'y reviendrons pas. Cette usine a été mise en marche en octobre 1929 ; les turbines ont été livrées par les *Ateliers de constructions mécaniques de Vevey*.

Une solution tout à fait semblable a été adoptée quelques années plus tard par la « Société suisse d'Electricité et de Traction », de Bâle, pour son usine d'Orsières, où les turbines ont été livrées par les *Ateliers des Charmilles*, de Genève. Cette usine, que M. Mathys doit connaître mieux que nous, a fait l'objet d'une description très complète dans le « Bulletin technique », année 1934. En examinant la coupe horizontale de cette usine au niveau des turbines (page 101, fig. 32), on voit que la disposition générale est, à part un détail du collecteur que nous examinerons plus loin, exactement la même que celle de l'usine de Sembrancher (voir « Bulletin technique » 1930, page 189, fig. 10).

Voilà donc deux usines modernes construites par deux sociétés différentes, avec des turbines de deux constructeurs différents, dans lesquelles on a adopté cette disposition très simple des turbines et des tuyauteries. Il faut tout de même croire que cela n'a pas été décidé au petit bonheur et sans que l'on ait au préalable étudié d'autres

dispositions. Or, M. Mathys cite dans son article, avec croquis à l'appui, la disposition de l'usine de Sembrancher (page 98, fig. 2, 25 avril 1936) qui, à son avis, occasionne « des pertes de charge exagérées ». Et il donne comme modèle de disposition plus rationnelle, l'usine de l'Etel actuellement en construction (fig. 4 dudit article). Remarquons d'abord que dans cette dernière disposition, il y a deux conduites en pression avec des turbines Pelton à deux injecteurs. Dans ce cas, en effet, le schéma adopté à l'usine de l'Etel est indiqué. Mais lorsqu'on n'a qu'une seule conduite et un seul collecteur, le schéma adopté à Sembrancher et à Orsières est parfaitement justifié et n'entraîne pas des pertes de charge exagérées comme le prétend M. Mathys, et cela sans donner aucune autre justification que celle du coup d'œil. On aurait pu faire bifurquer la conduite au-dessus de l'usine, de manière à avoir un collecteur double et réaliser le schéma de l'usine de l'Etel. Mais cela aurait été en contradiction avec ce que nous a appris M. Mathys, et qui est parfaitement juste, c'est-à-dire qu'il faut toujours adopter une seule conduite au lieu de plusieurs lorsque la chose est possible.

A Sembrancher, les tubulures de prise sont exécutées suivant la fig. 7. On aurait pu, évidemment, les incliner à 60° comme cela a été fait à Orsières, et comme l'indique la fig. 8. Quel aurait été le gain ? Nous n'avons qu'à re-

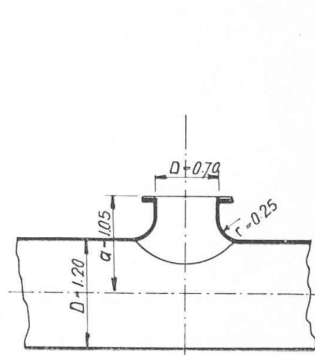


Fig. 7.

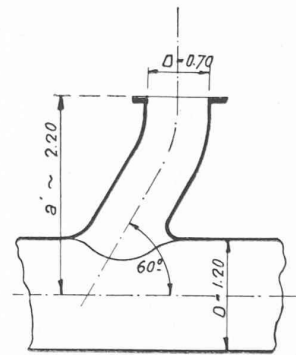


Fig. 8.

prendre les chiffres calculés plus haut pour branchements de 0,70 m de diamètre, et débit de 1,4 m³ : s, dans les deux cas. Et nous voyons qu'avec la tubulure oblique on aurait eu une perte de charge de 0,50 m, alors qu'avec la tubulure d'équerre on a 0,56 m. Il y a donc la différence insignifiante de 6 cm entre les deux solutions !

Il y a, pour terminer, un facteur dont M. Mathys ne paraît pas tenir compte : c'est celui du régime du cours d'eau utilisé. Le diagramme moyen de la Dranse, à Sembrancher, est celui de la fig. 9. Pendant les six mois d'été on a de l'eau en surabondance, et pendant les mois d'hiver une période déficitaire. Le passage d'un régime à l'autre se fait très brusquement, à fin avril et à fin octobre. De sorte que la question du rendement à pleine charge pendant la période des hautes eaux (été) n'a qu'une importance secondaire. Il est tout indiqué dès lors, dans une pareille usine, d'admettre pour la marche à pleine charge, une perte de charge relativement élevée ; l'abondance du

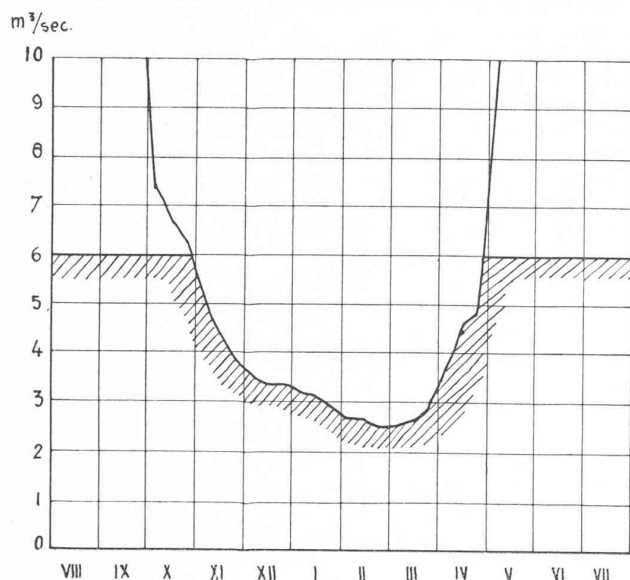


Fig. 9.

débit compense la perte de charge, et il faut également tenir compte de l'usure des turbines qui se produit pendant cette période où l'eau est chargée de sable et de la diminution de rendement qui en résulte. Notons enfin que le prix du kWh d'été est bien inférieur à celui d'hiver ; nous en avons actuellement à revendre dans notre pays !

Prenant comme bases les chiffres et coefficients que nous avons indiqués plus haut, nous avons calculé, pour l'usine de Sembrancher, les pertes de charge dans le cas de la marche à un seul groupe (débit = $2,80 \text{ m}^3/\text{s}$) et dans le cas de la marche à deux groupes, à pleine charge (débit : $6 \text{ m}^3/\text{s}$). La perte de charge dans le clapet automatique de la mise en charge a été déterminée par des mesures directes à l'aide d'un flotteur dans le reniflard. Rectifions en outre une erreur qui figure dans la description de cette usine (« Bulletin technique » 1930, page 189) : la longueur développée du grand coude à l'entrée du collecteur n'est pas de 12,40 m, mais de 4,50 m. Nous avons donc compté la longueur de la conduite à partir du reniflard, et y avons ajouté la demi-longueur du collecteur, ce qui nous donne 456 m.

Le tableau ci-après donne les résultats de nos calculs :

Pertes de charge en mètres	Débits en litres-seconde	
	2800 lit.-sec.	6000 lit.-sec.
1. Clapet automatique, y compris coude de raccordement . . .	0,33 m	1,49 m
2. Conduite, longueur : 456 m $i_1 = 0,0045$ et $i_2 = 0,0173$ (d'après Strickler)	2,05	7,89
3. Coude de 1,20 m de diamètre . . .	0,06	0,27
4. Robinet-vanne de 1,20 m	0,17	0,75
5. Tubulures, diamètre : 0,70 m . . .	0,56	0,65
6. Tuyaux droits de 0,70 m	0,08	0,09
7. Robinets-vannes de 0,70 m	0,35	0,40
Pertes de charge totales	3,60 m	11,54 m
soit en % de la chute brute (167,70 m)	2,15 %	6,88 %

Nous avons indiqué dans notre description de l'usine de Sembrancher (« Bulletin technique », année 1930,

page 154) pour le débit de $6 \text{ m}^3/\text{s}$ une perte de charge de 11,90 m, alors que nous arrivons à 11,54 m avec notre nouveau calcul ; la différence provient de l'application de la nouvelle formule de Strickler. Les chiffres de 2,15 % et de 6,88 % obtenus pour la perte de charge à demi et à plein débit n'ont rien d'exagéré, quoiqu'en pense M. Mathys, qui ne les a probablement pas calculés. Elles laissent une marge très suffisante pour assurer la marche à pleine charge, lorsque les turbines commencent à s'user et demandent un supplément de débit.

Conclusions.

Il est indiscutable que la question des pertes de charge dans les tuyauteries d'une usine hydro-électrique joue un rôle très important, et qu'avant de se décider pour tel ou tel schéma de distribution il y a lieu d'étudier sous leurs différents aspects toutes les solutions qui peuvent se présenter, et elles sont souvent nombreuses. Lorsqu'on a affaire à des conduites de grandes dimensions, les économies que l'on pourra réaliser en adoptant la solution la plus favorable pourront être importantes. On a été amené de la sorte à admettre dans les tuyaux des vitesses beaucoup plus élevées qu'autrefois, et là il est évident que les solutions admises pour les branchements et organes obturateurs peuvent donner des résultats très différents. C'est pourquoi l'étude expérimentale des pertes de charge dans toutes ces pièces spéciales pourra être de la plus grande utilité.

Un mot pour terminer au sujet du passage suivant de l'étude de M. Mathys : « Jusqu'à ces dernières années, cette disposition (disposition générale de la conduite forcée par rapport à l'usine) a été influencée par la crainte qu'avaient les ingénieurs d'une rupture éventuelle de conduites ; mais, depuis quelques années, aussi bien en Suisse qu'à l'étranger, on paraît s'être enfin affranchi de cette phobie ».

Voilà une opinion qui nous étonne et que quelques catastrophes récentes ou anciennes ne viennent pas confirmer. Il nous semble au contraire qu'on ne sera jamais assez prudent dans ce domaine, et si l'on peut, moyennant un prolongement de la conduite et l'adjonction éventuelle d'un coude, être assuré d'avoir l'usine à l'abri d'une inondation catastrophique, il ne faut pas hésiter à le faire, quitte à dépenser quelques milliers de francs de plus et à avoir quelques centimètres de plus de perte de charge. Et les autorités qui accordent les concessions et les autorisations de construire devraient veiller, dans tous les cas, à ce que cette condition de sécurité soit remplie.

Lausanne, fin mai 1936.

Note complémentaire.

Le laboratoire d'hydraulique de l'Ecole technique supérieure de Munich a publié, sous la direction de M. le prof. Dr D. Thoma, toute une série d'essais sur les pertes de charge dans les pièces spéciales de tuyauterie (1926 à 1931, 4 fascicules).

En ce qui concerne les coudes à 90°, les résultats obtenus correspondent avec ceux du laboratoire de Beauvert que nous avons utilisés (voir fascicule III, page 96). Les essais sur les branchements sont très nombreux ; ils ont porté sur des pièces à T à 90°, 60° et 45°, avec trois diamètres différents de la tubulure latérale, et pour des formes différentes de raccordement. Il est regrettable que les diamètres choisis soient aussi petits (43 mm pour le tuyau principal, et 15, 25 et 43 mm pour les embranchements), et l'on ne pourra guère admettre sans autre les coefficients obtenus pour des conduites de grandes dimensions.

Les essais ont été effectués très minutieusement et très complètement ; on a toujours observé l'écoulement dans les deux sens, c'est-à-dire avec séparation du courant d'eau au branchement, et réunion des deux courants partiels dans l'autre sens, et tout cela avec des proportions de débits variables dans les deux branches. L'application de ces résultats à un collecteur d'usine est un peu laborieuse, car il faut calculer les pertes en chaque branchement et cela pour différents régimes de marche. Nous n'avons pas eu le temps de faire ce travail de véri-

fication. Mais nous ne croyons pas que les chiffres absolus obtenus par l'application pure et simple des coefficients du laboratoire de Munich puissent être adoptés sans les corriger par un coefficient à déterminer, tenant compte du passage d'un très petit diamètre à un beaucoup plus grand. A ce point de vue les essais du laboratoire de Beauvert sont plus intéressants ; il est seulement regrettable qu'ils n'aient pas été poussés plus loin.

9 juin 1936.

URBANISME

Concours pour l'étude des bains de Allenmoos, à Zurich.

M. M. Piccard, qui, dans une prochaine note, nous parlera du point le plus délicat des bains modernes¹, soit les bassins olympiques en général, a bien voulu, en sa qua-

¹ En l'occurrence peut-être le point faible de Allenmoos.

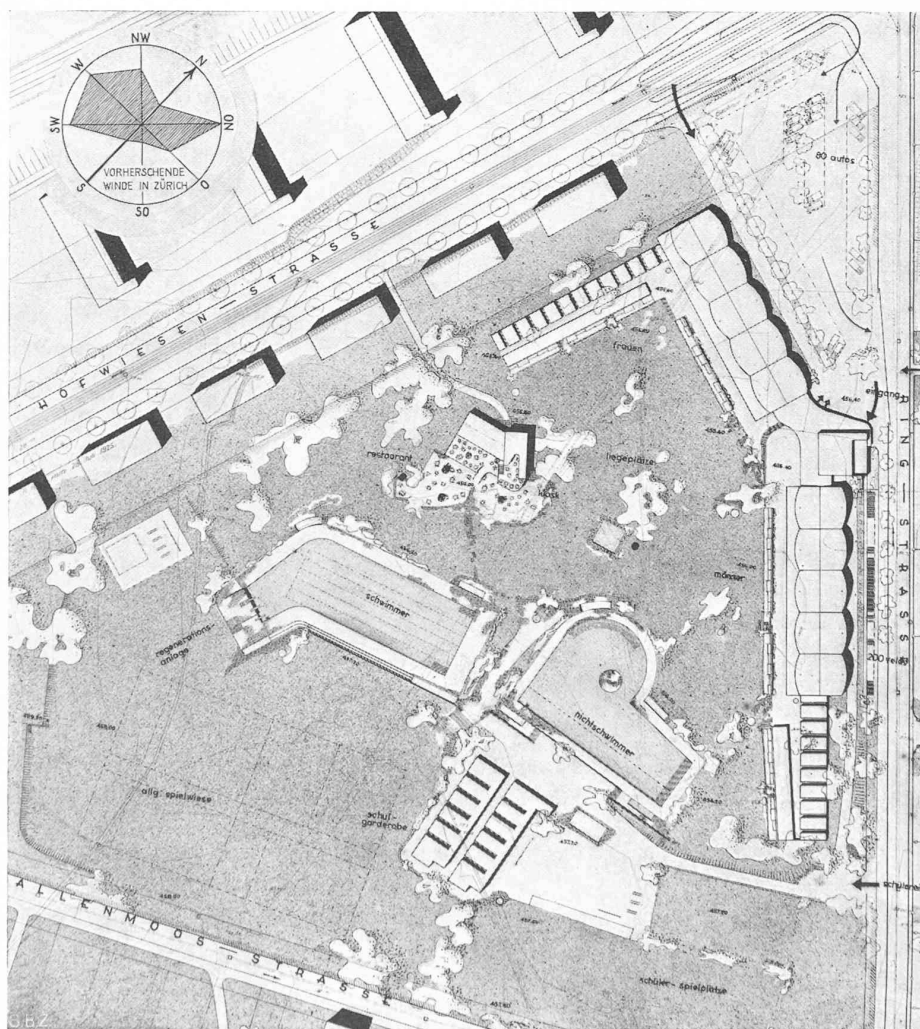


Fig. 1. — Les bains de « Allenmoos », Projet de MM. Häfli et Mooser.

Plan de situation. — 1 : 2000

En bordure de la Hofwiesenstrasse : immeubles locatifs ; en bordure de la Ringstrasse, le bâtiment des cabines, vestiaires et armoires ; au centre de la parcelle, les deux bassins (olympique (Schwimmer) et pour non-nageurs (nicht Schwimmer). Au nord des bassins, le restaurant.

Cliché de la « Schweizer. Bauzeitung ».