

Ingénierie hydraulique d'une turbine

© Michel Sabourin 2020

Hiver 2020 28 février 2020

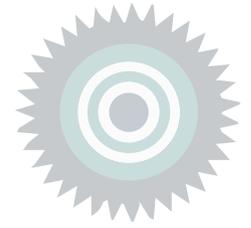


Ingénierie hydraulique d'une turbine

Table des matières

Objectifs	3
Introduction	4
I - Comment fonctionne une turbine hydraulique ?	5
1. Pour une compréhension intuitive du fonctionnement d'une turbine hydraulique	5
II - Rôle hydraulique des composantes de la turbine	7
1. La conduite forcée	8
2. La bêche spirale	9
3. L'avant-distributeur et les avant-directrices	12
4. Le distributeur et les directrices	13
5. La roue	14
6. L'aspirateur	15
III - Les bases de l'ingénierie hydraulique	16
1. Le cheminement de l'énergie hydraulique dans une installation hydroélectrique.	16
2. Énergie locale et aux bornes	17
3. Puissance et rendement	19
4. Fonctionnement et opération	20
5. Cavitation dans les turbines hydrauliques	23
6. Réalisation et chemin critique	26
7. Les solutions environnementales	32
Conclusion	40
Ressources annexes	41
Glossaire	42
Bibliographie	43
Webographie	44
Index	45
Crédits des ressources	46
Contenus annexes	52

Objectifs



Cette présentation a pour but de :

- Faire le lien entre les conditions hydrauliques du site et la turbine, son tracé et sa dimension.
- Présenter les équations découlant des lois de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie pour concevoir une turbine.

Introduction



À la base, la physique de l'hydraulique exige que pour produire une puissance il faut à la fois un débit massique et une énergie massique. C'est le produit de ces deux grandeurs qui donnent la puissance.

$$P_h = \rho Q E \quad (\text{cf. p.52})$$

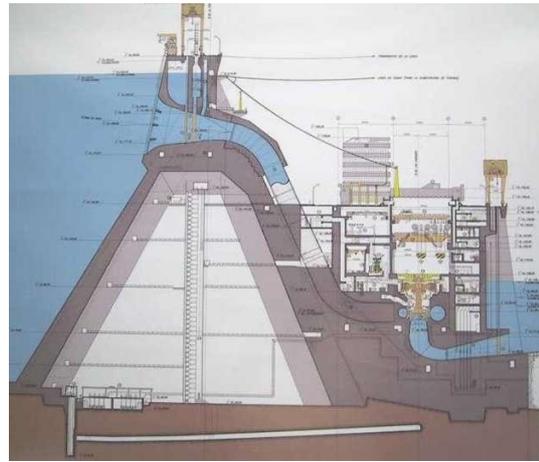
Dans une installation hydroélectrique, l'énergie massique est créée par la différence des niveaux entre les biefs amont et aval. Le dénivelé entre les deux, aussi appelé chute permet de visualiser l'énergie à exploiter.

Le transit de l'eau entre les deux biefs se fait de différentes façons selon la géographie des lieux et l'optimisation des ouvrages. On peut donc avoir un canal, un tunnel, une conduite forcée, une amenée, un canal de fuite ou une combinaison de ces différentes possibilités.

Cette dualité des composantes de la puissance va se retrouver à plusieurs étapes de la réalisation d'une turbine hydraulique comme :

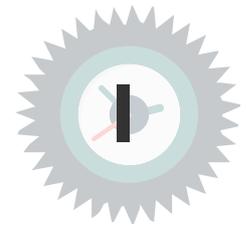
- Les vitesses débitante et tangentielle
- Le plan méridien et la transformation conforme
- Le système de similitude choisi pour l'analyse :

$$n_{11} - Q_{11}, n_{ed} - Q_{ed}, \phi - \psi$$



Coupe de Itaipu

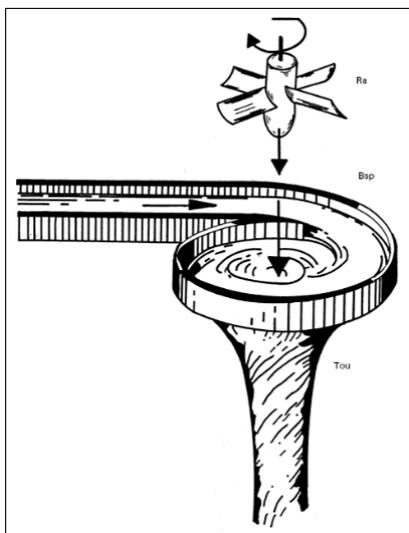
Comment fonctionne une turbine hydraulique ?



1. Pour une compréhension intuitive du fonctionnement d'une turbine hydraulique

Rotation fluide et rotation solide dans une turbine hydraulique

Une turbine, c'est le lieu de rencontre de 2 rotations. Une rotation solide et une rotation fluide. Au cours de cette rencontre, il y a échange d'énergie entre le fluide et le solide.



La rencontre de 2 rotations

On observe deux types de rotation. Ces rotations ont des comportements qui ne suivent pas les mêmes lois.

Rotation solide

Si U est la vitesse tangentielle à un rayon r , on observera que pour l'ensemble du solide en rotation on aura :

$$\omega = U/r = \text{constante}$$

Plus on s'éloigne du centre, plus la vitesse tangentielle augmente. La vitesse angulaire ω est alors constante.

Rotation fluide

Si C_u est la vitesse tangentielle à un rayon r , on observera que pour le fluide en rotation on aura :

$$\Gamma = C_u * r = \text{constante}$$

C'est le tourbillon libre. Plus on s'éloigne du centre, plus la vitesse tangentielle diminue. La circulation Γ est alors constante.

Les 2 rotations



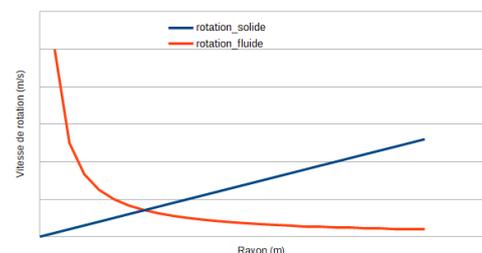
... ne peuvent être compatibles qu'en un point.

Pour le concepteur, c'est le premier lieu de rencontre dans le sens de l'écoulement, c'est le bord d'attaque.

Le couple moteur résulte de l'incompatibilité des rotations fluide et solide entre le bord d'attaque et le bord de fuite.

Le filet fluide y est dévié par l'aubage en rotation et change donc de direction par rapport au tourbillon libre qui serait établi sans la roue.

C'est cette déviation qui génère une **variation de la quantité de mouvement** et le couple sur la roue.



Les 2 rotations ne coïncident qu'en un seul point.



Le concepteur doit s'assurer que la rencontre fluide solide se fasse avec le minimum de choc et donc de perte. On doit donc avoir des aubages bien orientés et aux formes profilées et harmonieuses.

Le Tourbillon libre



La rotation fluide suit la loi du tourbillon libre :

$$C_u * r = \text{constante}$$

$$m/s * m = J/(kg/s)$$

On constate que le tourbillon libre s'exprime comme une énergie par unité de débit massique.

Ce débit massique se déplace radialement. Les vitesses débitante (radiale) et tangentielle sont perpendiculaires. À cause du transit radial, il y a conservation du moment cinétique.

La vitesse tangentielle contient l'énergie et la vitesse débitante le facteur temps : le produit des deux définit la puissance.

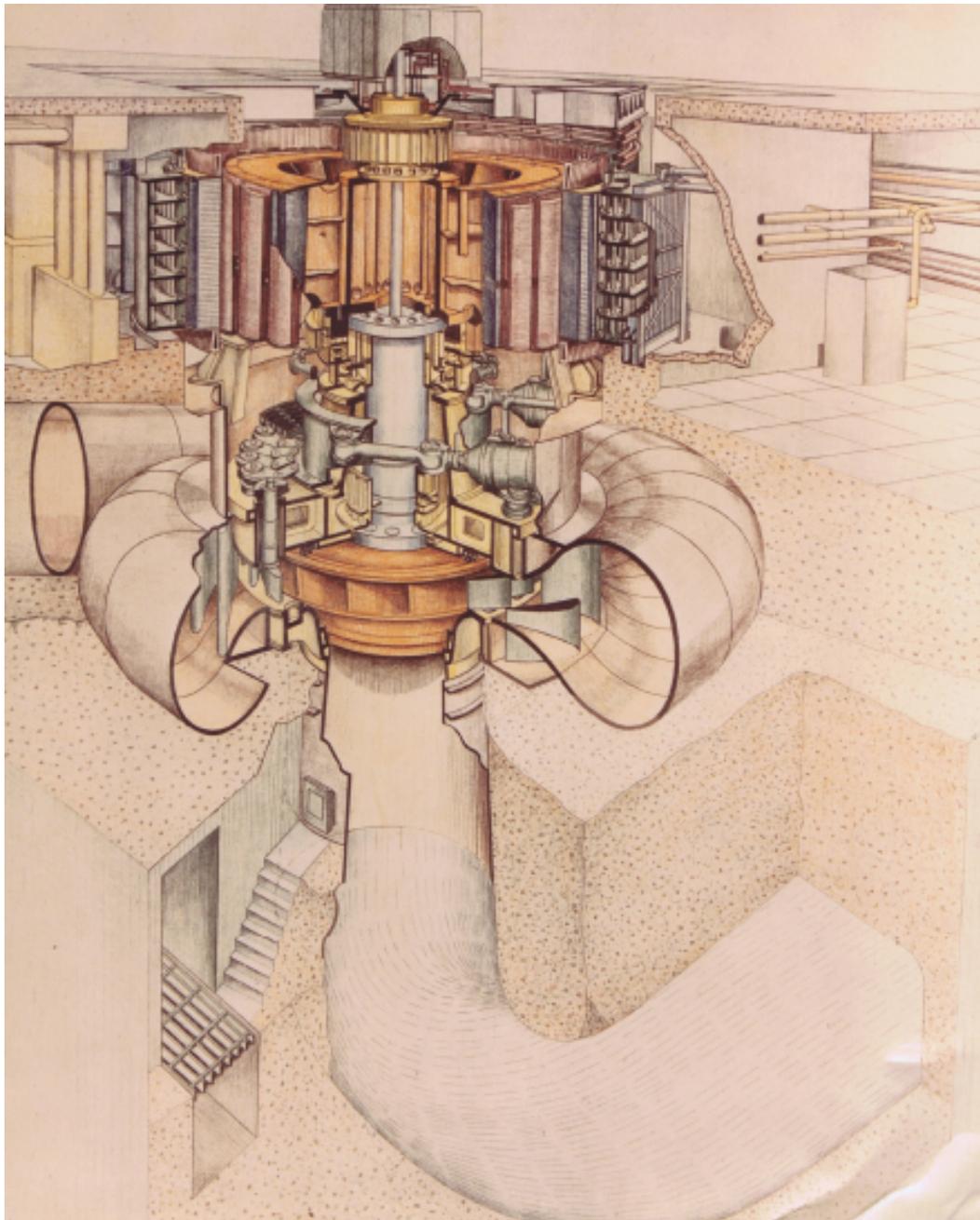
Rôle hydraulique des composantes de la turbine



L'eau qui transite dans une turbine voit son comportement et son énergie évoluer en traversant les différentes composantes de la turbine. Voyons ici sommairement cette évolution dans le sens de l'écoulement de l'amont vers l'aval.

Note importante sur les composantes d'une turbine

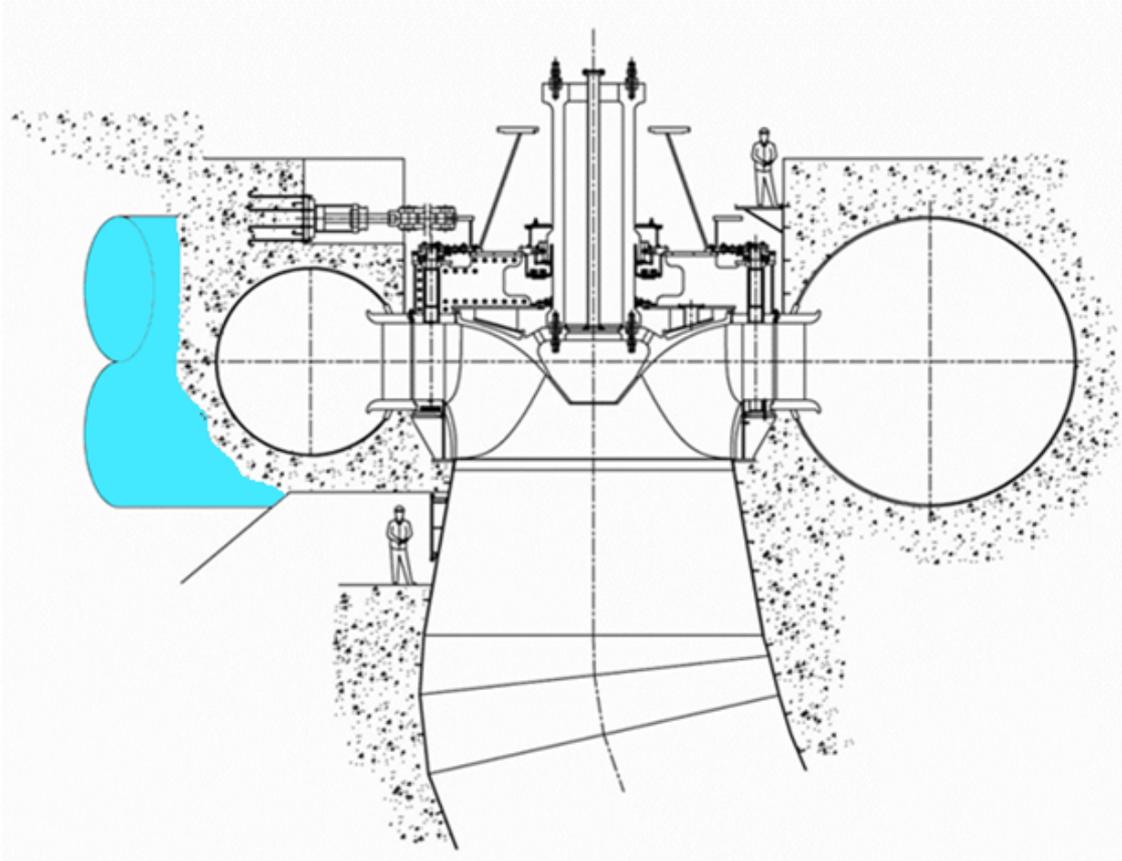
Pour un *tracé** de turbine donné, toutes les composantes sont dimensionnées par un ratio avec le diamètre de sortie de la roue. Ainsi le rapport d'échelle entre deux turbines de même conception mais de dimensions différentes s'exprime par le rapport de leurs diamètres de roue.



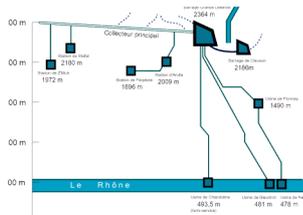
Coupe d'un groupe turbine-alternateur (Churchill Falls)

1. La conduite forcée

La conduite forcée amène l'eau à la turbine. C'est un tuyau qui peut être externe ou sous terre. Il est soumis à une large gamme de chargements et d'agressions pour lesquels il doit être conçu et réalisé. Ses sections droites sont parfois utilisées pour mesurer le débit. Dans sa plus simple expression, on l'appelle amenée.



La conduite forcée

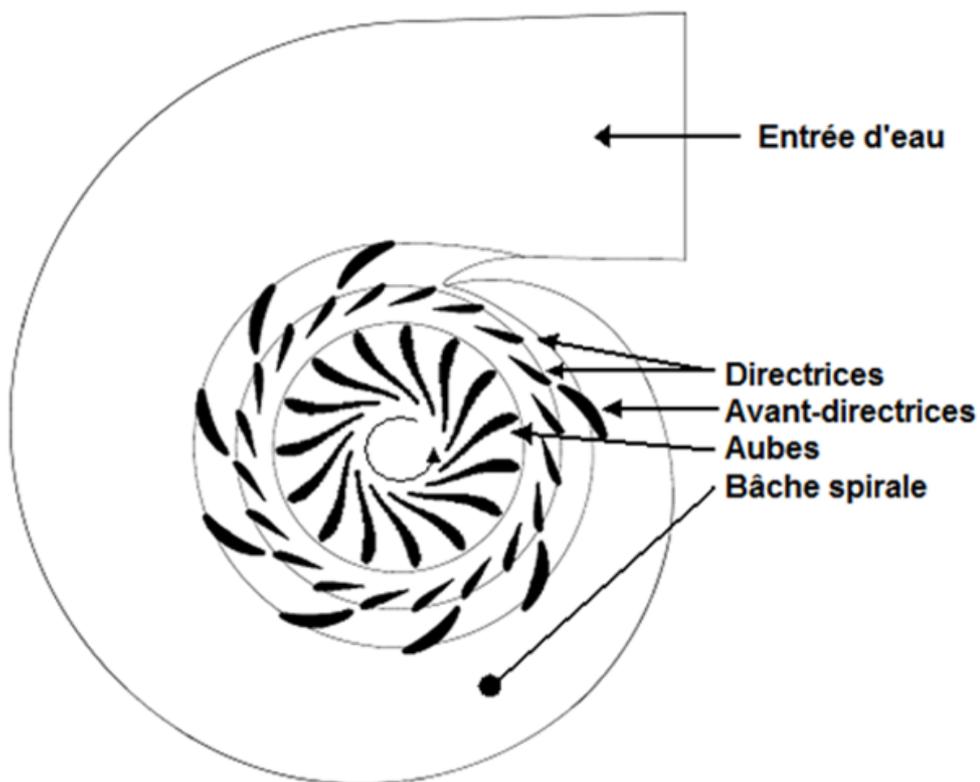
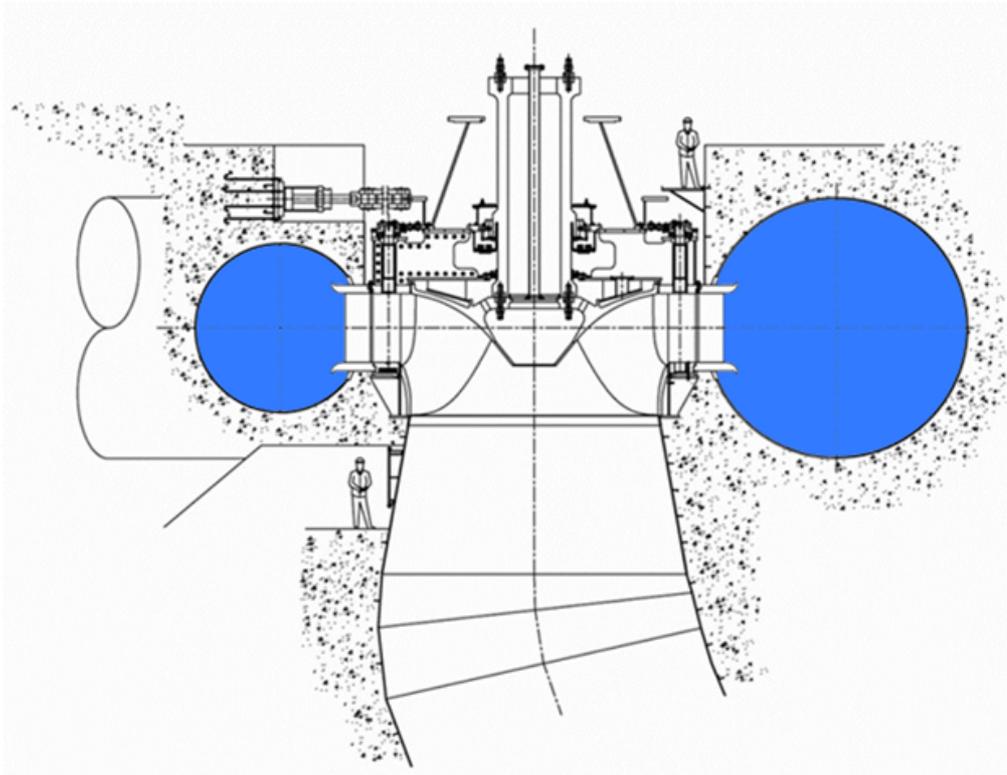


Des conduites forcées

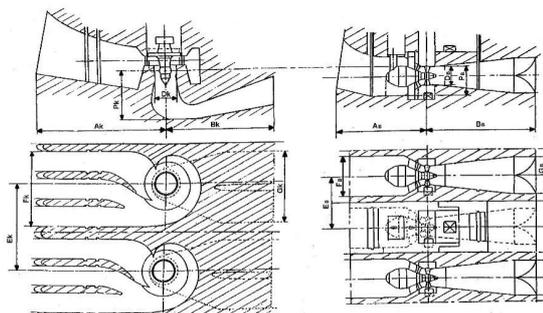
2. La bêche spirale

La bêche spirale crée un tourbillon contenant l'énergie de la chute en amenant l'eau à tourner autour de l'avant-distributeur. L'eau est distribuée entre les avant-directrices et sa quantité est liée à la variation de la section de la bêche. Le but est d'obtenir un champ de vitesse uniforme sur toutes les avant-directrices. Hydrauliquement, la bêche n'est pas toujours nécessaire. Lorsque l'énergie de la chute est faible, on peut éliminer la bêche spirale. Il y a pour ces cas de faible chute la bêche fronto-spirale qui permet d'intégrer l'amenée et la bêche.

La bêche est attachée mécaniquement à l'avant-distributeur et est généralement ancrée dans le béton. C'est un réservoir sous-pression.



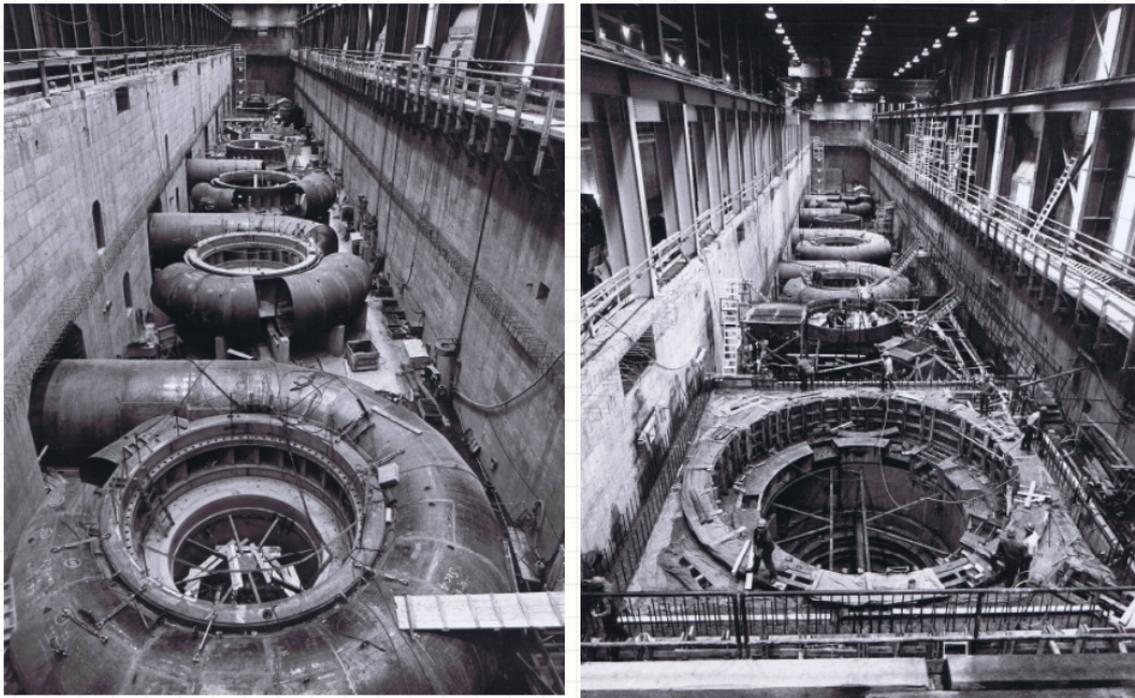
La bâche spirale



Pour les turbines de faible chute, la bâche est de type fronto-spirale ou n'existe pas.



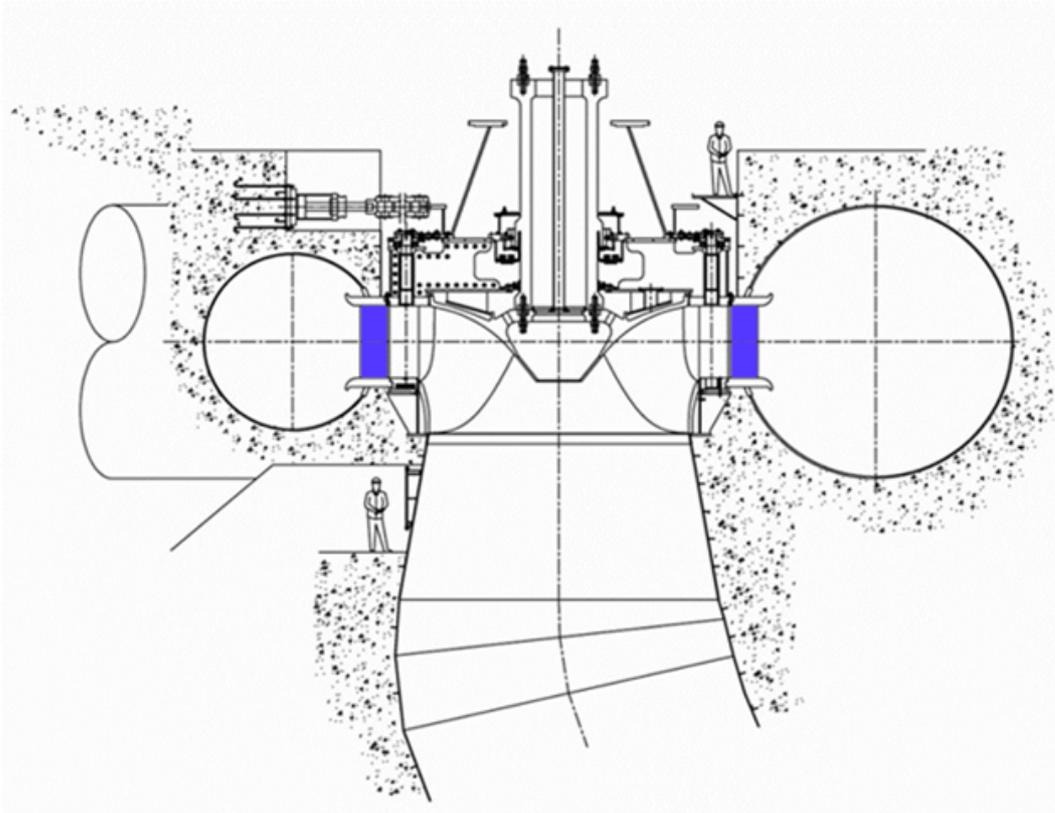
Sections de bête et berceaux de béton



Page d'histoire - Centrale Manic V

3. L'avant-distributeur et les avant-directrices

Les avant-directrices dont l'ensemble constitue l'avant-distributeur corrigent si nécessaire le tourbillon créé par la bêche, mais a surtout un rôle mécanique en reprenant en les effort de pressions communiqués par la bêche aux flasques de l'avant-distributeur.



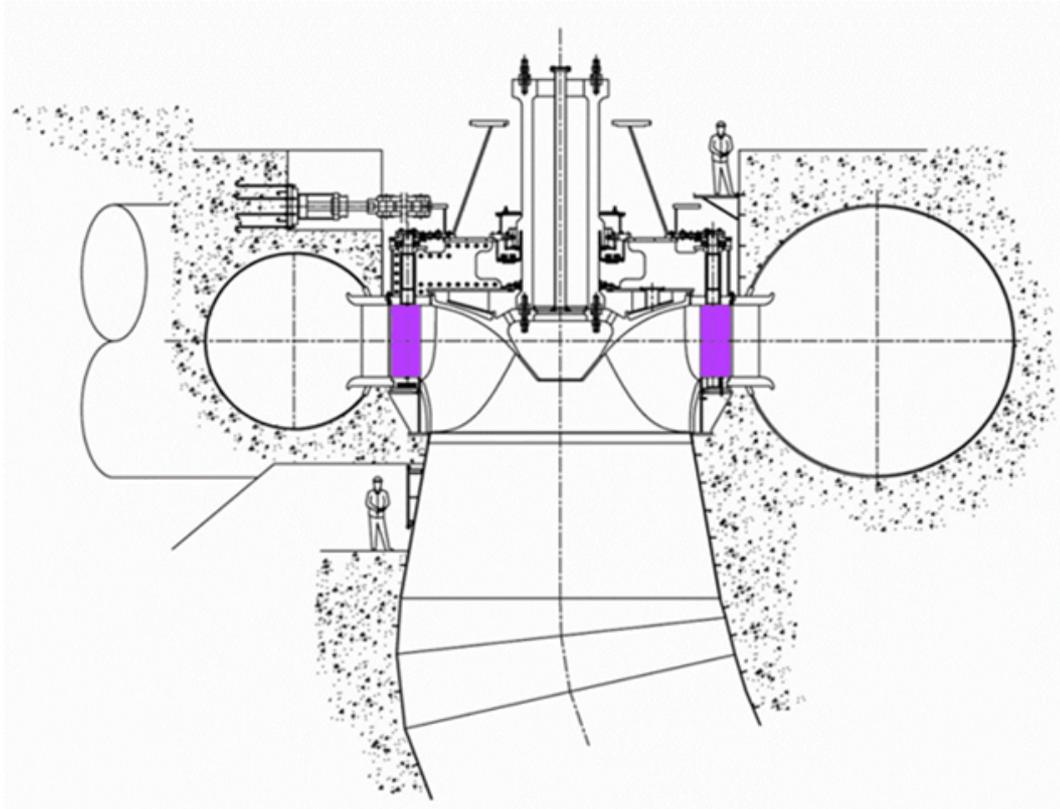
L'avant-distributeur et les avant-directrices



Mise en place de l'avant-distributeur

4. Le distributeur et les directrices

Les directrices contrôlent le débit et le distribuent également sur le pourtour de la roue. La vitesse tangentielle à la sorties des directrices possède l'énergie à être absorbée par la roue.



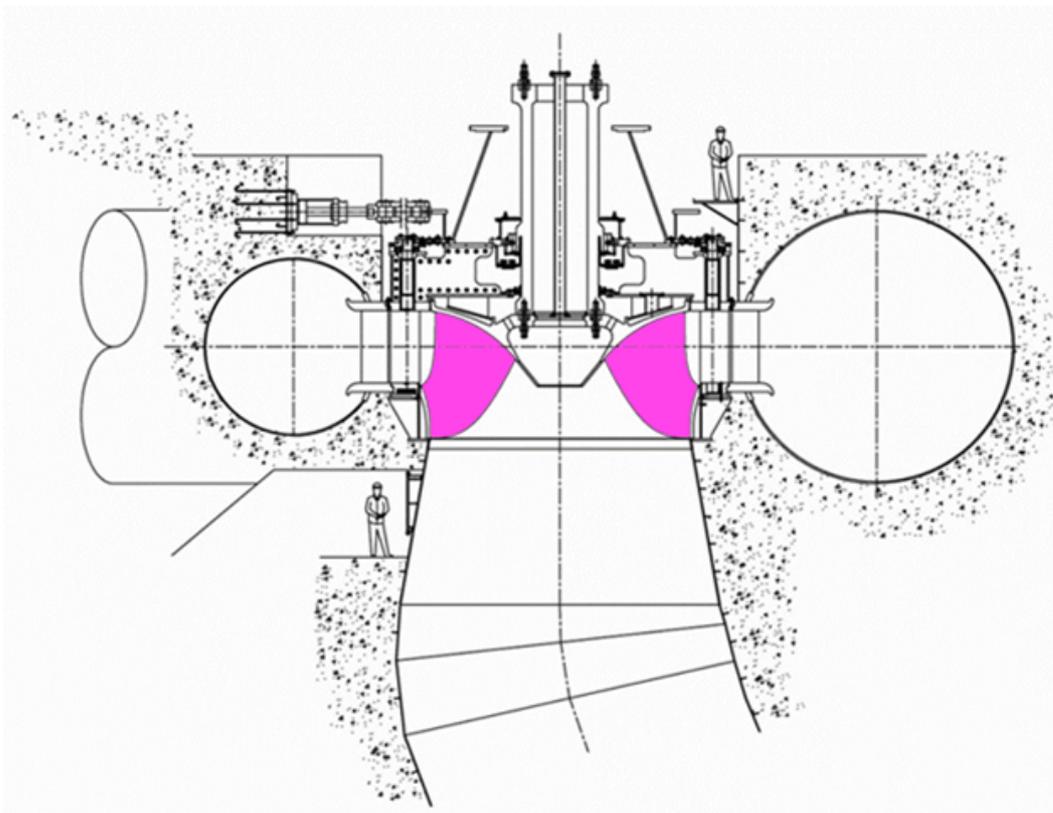
Le distributeur et les directrices



Mise en place des directrices

5. La roue

La roue transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique. L'énergie hydraulique transformée résulte de la déviation de l'eau et donc de la réduction de la vitesse tangentielle entre l'entrée et la sortie de la roue.



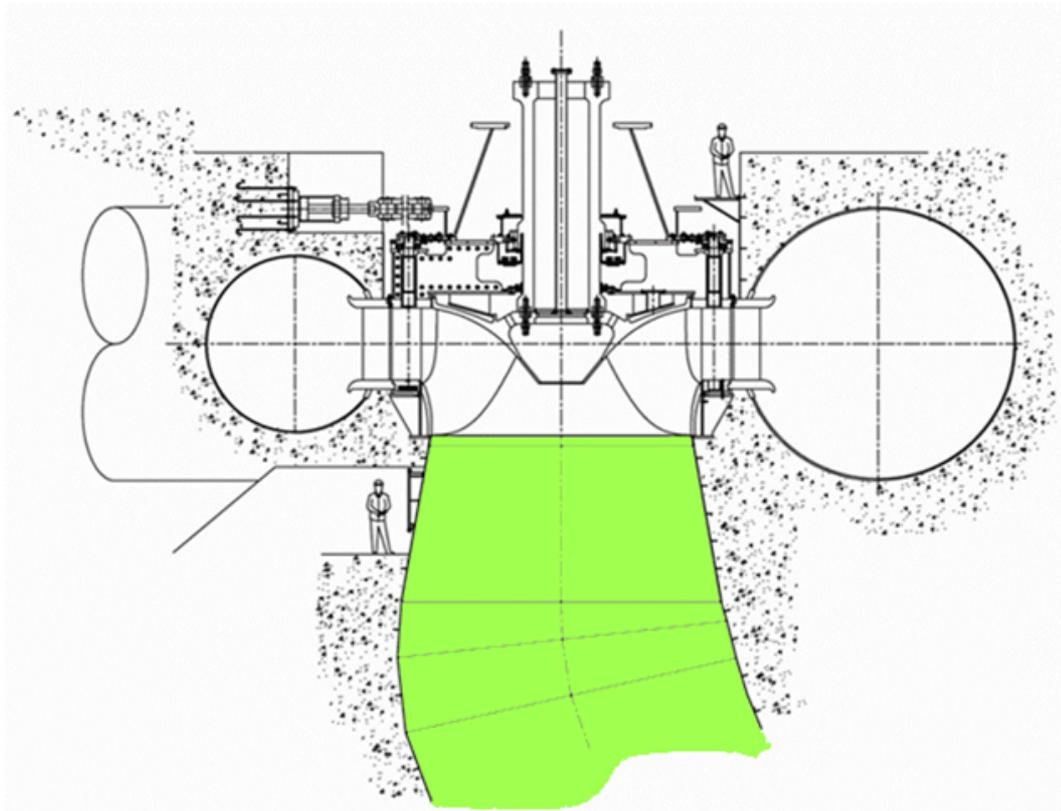
La roue



Mise en place de la roue Francis

6. L'aspirateur

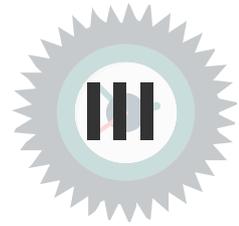
L'aspirateur retourner l'eau à la rivière et diminue la perte d'énergie cinétique à la sortie de la turbine augmentant ainsi la chute vue par la roue.



L'aspirateur



Blindage du coude aspirateur - Centrale Chamera I



1. Le cheminement de l'énergie hydraulique dans une installation hydroélectrique.

L'énergie disponible pour une centrale hydroélectrique se perçoit assez facilement en visualisant la différence des niveaux entre le bief amont et le bief aval. Il s'agit de l'énergie brute disponible sur le site. Bien entendu, lors de l'écoulement, à cause de la friction, des pertes de charges sont générées mais elles sont en général assez faibles.

En suivant l'écoulement de l'amont vers l'aval, on parcourt les points suivants :

1. Au bief amont, on retrouve une surface libre à une altitude z qui est la plus importante du circuit. La vitesse de l'écoulement y est nulle et la pression ambiante est la pression atmosphérique. De ces valeurs on peut y calculer une énergie totale avec l'équation de Bernoulli (cf. p.52).
2. À la prise d'eau, l'énergie totale est très voisine de celle du point 1 mais on y retrouve une altitude inférieure, une vitesse d'écoulement faible mais calculable en connaissant le débit et la section d'entrée et la pressions ambiante peut être calculée en utilisant l'équation de Bernoulli.
3. Alors que les points précédents sont réputés ne pas faire partie de la turbine, le point 3 est à la frontière amont qui détermine le début de la turbine, on y retrouve les prises de pression. La pression statique qui y est mesurée, la pression dynamique qui peut être déterminée à partir du débit et de la section aux prise de pression ainsi que l'altitude moyenne de cette section permettent de calculer l'énergie totale en utilisant l'équation de Bernoulli. Encore une fois, cette énergie est très voisine de celle du point 1.
4. L'eau entre maintenant dans la roue. Son énergie est voisine de celle du point 1 mais elle est très exactement égale au produit de la vitesse tangentielle du solide et de la vitesse tangentielle du fluide selon la relation d'Euler (cf. p.56). Toutes les pertes de charge entre le point 1 et le point 2 sont incorporés dans la vitesse tangentielle du fluide. On peut aussi calculer l'énergie totale à ce point en y appliquant l'équation de Bernoulli et on trouvera la même valeur.
5. L'eau sort de la roue. L'énergie y est sensiblement inférieure à celle à l'entrée parce qu'absorbée par l'arbre. Comme pour le point 4, l'énergie y est très exactement égale au produit de la vitesse tangentielle du solide et de la vitesse tangentielle du fluide selon la relation d'Euler. Cette valeur peut aussi y être calculée par l'équation de Bernoulli. On observera qu'elle n'est pas du tout voisine de celle des points 4 et précédents. La roue crée une discontinuité dans la courbe de distribution de l'énergie.

L'eau s'engage maintenant dans l'aspirateur pour retourner à la rivière mais aussi pour en diminuer l'énergie cinétique.

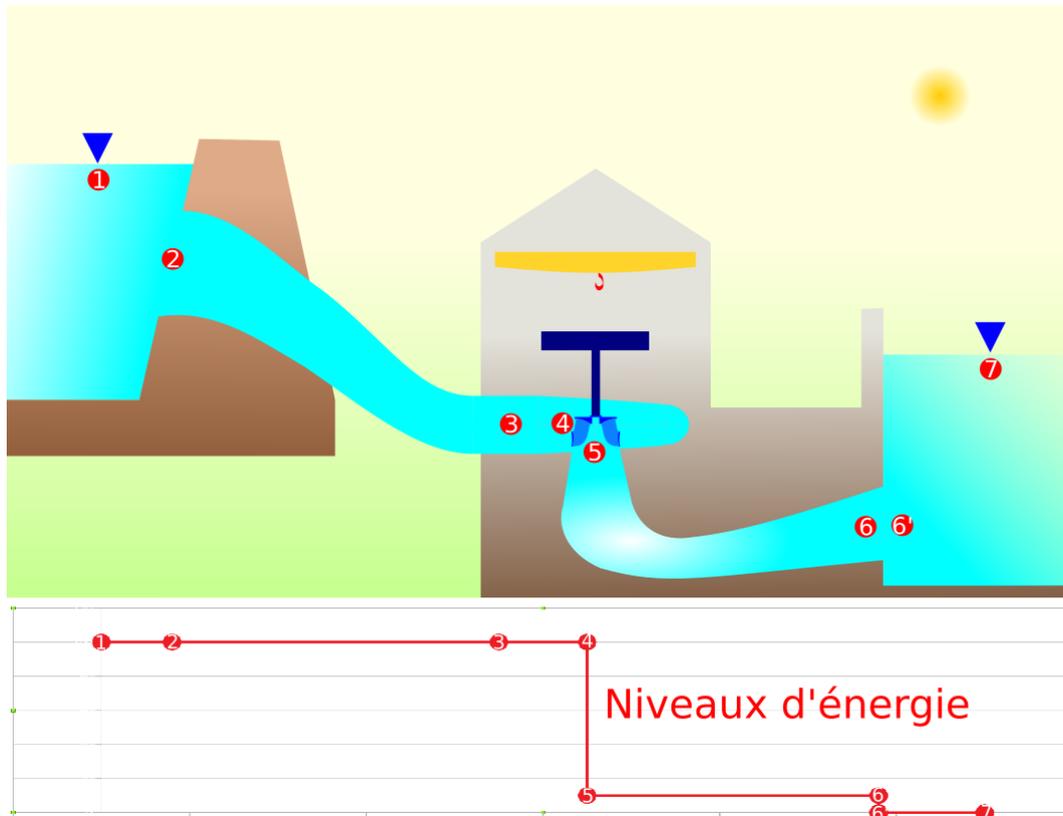
6. Nous voici à la frontière aval qui détermine la fin de la turbine. Les prises de pression en sont la frontière physique. Ce point se trouve aussi à cheval sur une discontinuité géométrique.

Il fait partie de l'aspirateur et en ce sens son énergie calculée par Bernoulli est très voisine de celle du point 5.

Il fait aussi partie de la rivière et en ce sens son énergie calculée par Bernoulli est très voisine de celle du point 7.

En fait, l'énergie cinétique résiduelle à la sortie de l'aspirateur est perdue et crée une discontinuité dans la courbe de distribution de l'énergie. Cette perte est calculée en considérant l'équation de perte dans *une expansion brusque* (cf. p.65).

7. Au bien aval, on retrouve comme au point 1, une surface libre. La vitesse de l'écoulement y est nulle et la pression ambiante est la pression atmosphérique. Cela nous permet d'y calculer l'énergie totale avec l'équation de Bernoulli et cette énergie est la plus basse du circuit.



Cheminement de l'énergie dans une installation hydroélectrique

Sur cette figure, on illustre la position des points et les niveaux d'énergie associés. On constate que la roue provoque une discontinuité dans la distribution en absorbant l'énergie selon la relation d'Euler et qu'à la sortie de l'aspirateur, l'énergie cinétique résiduelle y est perdue ce qui crée aussi une discontinuité.

2. Énergie locale et aux bornes

L'énergie massique locale et la différence d'énergie aux bornes d'une composantes.

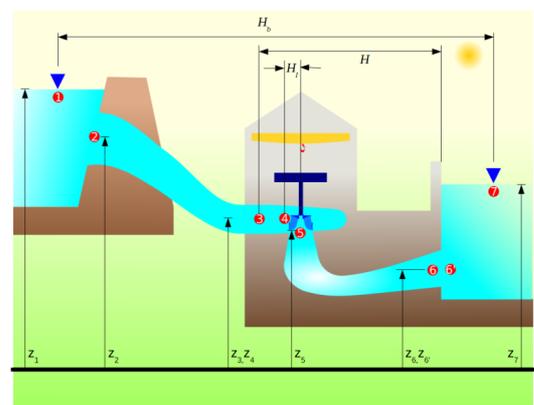


On appelle **énergie totale** E_t , l'énergie calculée par Bernoulli à une section i du circuit hydraulique.

$$E_{ti} = \frac{p_i}{\rho} + gz_i + \frac{v_i^2}{2} \text{ (cf. p.65)}$$

Il s'agit d'une énergie massique, c'est à dire une énergie par unité de masse, soit des J/kg ce qui est équivalent à des m^2/s^2 ou des $Pa \cdot m^3/kg$.

La **perte de charge** est une différence d'énergie massique perdue dans une composante. Par exemple, à la sortie de l'aspirateur, entre les points 6 et 6', l'énergie cinétique $\frac{v_6^2}{2}$ est perdue et constitue une perte de charge.



Coupe d'une installation hydroélectrique

L'**énergie interne** E_I est l'énergie aux bornes de la roue qui est transformée totalement en énergie mécanique à l'arbre. Elle se calcule avec Euler : $E_I = gH_I = U_4C_{u4} - U_5C_{u5}$ (cf. p.65) ou avec Bernoulli $E_I = E_{t4} - E_{t5}$.

L'**énergie nette** E est l'énergie aux bornes de la turbines. Elle s'exprime comme étant $E_{t3} - E_{t6}$. Toutefois, les énergies cinétiques en 3 et 6 sont calculées par rapport à leur vitesse moyenne ou vitesse débitante à la section considérée et exprimée par $v_{moy} = \frac{Q}{A}$ (cf. p.65).

L'**énergie brute** est l'énergie disponible au site, elle est liée aux niveaux amont et aval et de ce fait se calcule ainsi : $E_b = (gz_1 + \frac{P_{atm1}}{\rho}) - (gz_7 + \frac{P_{atm7}}{\rho})$ (cf. p.66).

En ingénierie hydraulique, on a tendance, par abus de langage, à parler d'énergie en terme de chute, il faut savoir que $H = \frac{E}{g}$ (cf. p.66) et s'exprime en mce*, ce qui est une représentation plus intuitive ou palpable de l'énergie.

Énergie nette



L'énergie nette est définie comme étant l'énergie hydraulique disponible à la turbine. Cette définition doit satisfaire des contraintes pratiques :

- les limites géométriques contractuelles de la turbine,
- la responsabilité à répartir entre le turbinier et le civiliste,
- le besoin de la mesurer avec précision.

La turbine est limitée par les sections de mesure haute et basse pression. Il y a donc une entente contractuelle qui définit leurs positions exactes.

Pour la section haute pression, c'est habituellement à l'entrée de la bêche spirale près de la jonction avec la conduite forcée. Il faut être suffisamment loin de toute discontinuité géométrique qui pourrait introduire des perturbations locales de l'écoulement.

Pour la section basse pression, c'est près de la sortie aspirateur mais suffisamment à l'amont pour éviter la perturbation créée par l'expansion brusque.

1.3.3.6.2	Energie hydraulique massique de la machine	<p>Energie massique de l'eau disponible entre les sections de référence haute et basse pression de la machine en tenant compte de l'influence de la compressibilité ^{1) 2)} .</p> $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ <p>avec $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ et en admettant $g = g_1 = g_2$</p> <p>Les valeurs de ρ_1 et ρ_2 peuvent être calculées à partir de p_{abs1} et p_{abs2} respectivement en tenant compte de θ_1 ou θ_2 dans les deux cas, car la différence de ces températures n'a qu'une influence négligeable sur ρ</p>	E	J kg ⁻¹
-----------	--	--	---	--------------------

Définition de l'énergie nette selon CEI60193

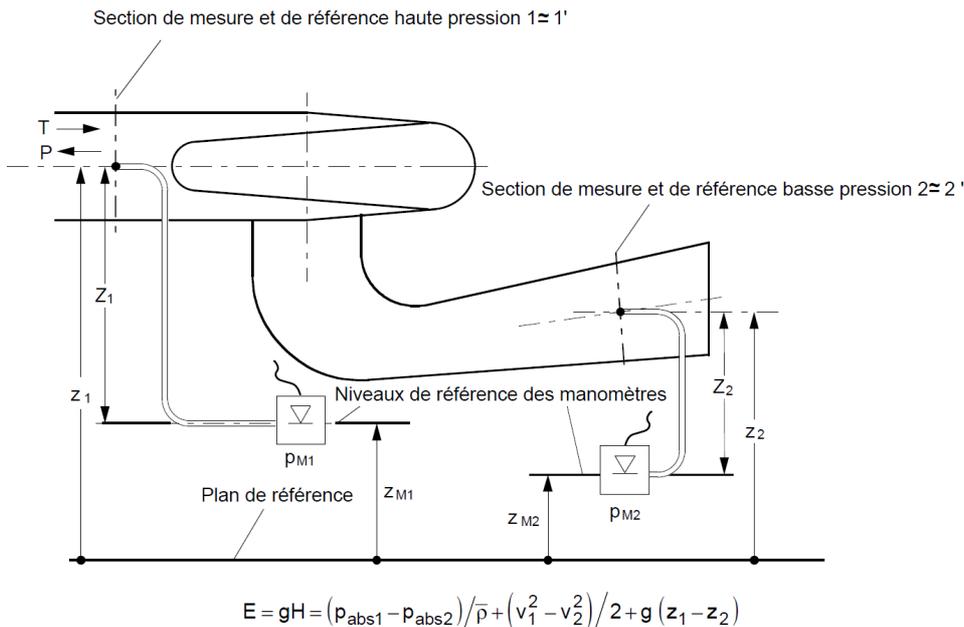
Cette définition s'appuie sur la connaissance des vitesses moyennes entrée et sortie qui sont calculées à partir de la mesure du débit et des sections haute et basse pression.

Un regard rapide à cette définition du CEI^* pour la chute nette, nous porterait à penser qu'il s'agit de la différence de l'énergie totale entre l'entrée et la sortie de la turbine. Ce n'est pas le cas.

Les pressions statiques mesurées p_1 et p_2 en paroi sont très représentatives de la pression statique aux sections d'entrée et de sortie. Par contre, si $(Q/A_1)^2$ représente bien la pression dynamique à l'entrée, ce n'est pas du tout le cas à la sortie. Ainsi à la sortie, l'énergie cinétique réelle est habituellement beaucoup plus importante que celle calculée par la vitesse débitante moyenne.

Cette caractéristique rencontre parfaitement nos exigences, ainsi le turbinier doit concevoir sa machine pour limiter au maximum l'énergie cinétique réelle à la sortie et ainsi maximiser l'énergie disponible à la roue. On observe aussi que l'énergie cinétique à la sortie basée sur la vitesse moyenne est le minimum possible à atteindre.

Comme en général, la longueur de l'aspirateur est imposée par la conception de la centrale, il est normal que l'on n'attribue pas à la machine cette énergie cinétique minimale.



Sections de mesure haute et basse pression pour l'énergie nette selon CEI60193

3. Puissance et rendement



La puissance mécanique P_m générée par la turbine est le produit du débit massique ρQ par l'énergie hydraulique massique interne E_I . (cf. p.66)

$$P_m = \rho Q E_I$$

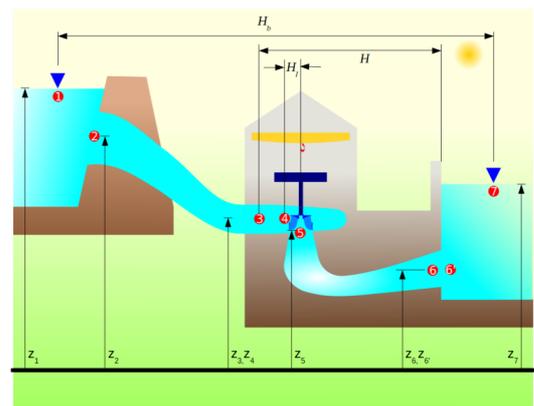
La puissance hydraulique est la puissance disponible à la turbine excluant les pertes à l'amont et à l'aval des limites de la turbine.

$$P_h = \rho Q E \quad (\text{cf. p.52})$$

La puissance mécanique est la puissance disponible à l'arbre turbine.

$$P_m = \rho Q E_I \quad (\text{cf. p.66})$$

le rendement hydraulique est le rapport entre la puissance mécanique transmise à l'arbre et la puissance hydraulique.



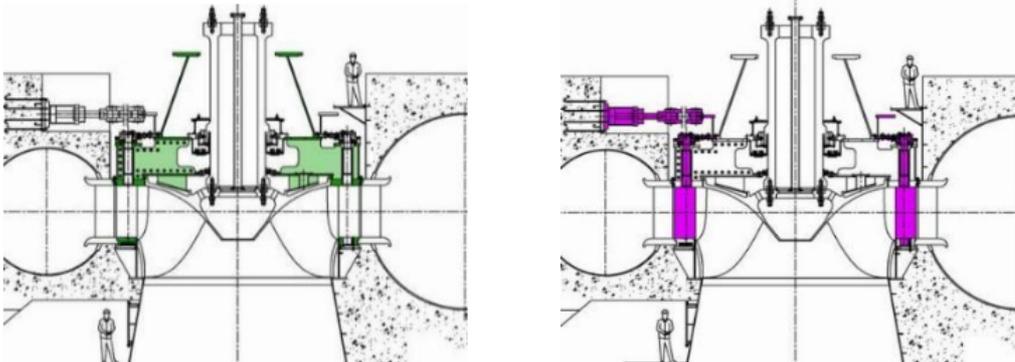
$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_I}{E} = \frac{H_I}{H} \text{ (cf. p.66)}$$

Le rendement de l'installation est le rapport entre la puissance électrique et la puissance hydraulique.

$$\eta = \frac{P_{elec}}{P_h} \text{ (cf. p.67)}$$

4. Fonctionnement et opération

Des paramètres de fonctionnement au comportement

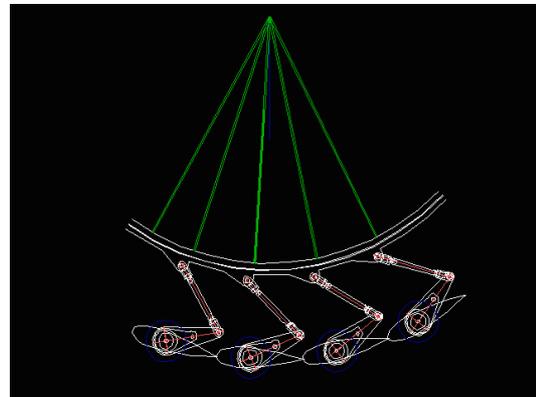


À gauche : parties fixes du distributeur À droite : parties mobiles du distributeur

Une même turbine peut prendre plusieurs configurations géométriques en faisant varier l'ouverture des directrices et pour les roues Kaplan on ajoute l'ouverture des pales de la roue. Pour chaque configuration géométrique, sous une chute donnée et une vitesse de rotation donnée, le point de fonctionnement est fixé.

Le débit, la puissance et le rendement sont un résultat pour ce point de fonctionnement. Pour une machine industrielle raccordée au réseau électrique, la vitesse de rotation est fixe et synchrone pour obtenir la fréquence du réseau électrique. Lors de la conception, on peut faire varier cette vitesse en changeant le nombre de pôle de l'alternateur.

Il convient de réaliser que pour une conception donnée en ajustant la dimension et la vitesse de rotation, sous une chute donnée on pourra toujours faire la puissance souhaitée. Ceci dit, il faut s'assurer que la mécanique puisse le supporter et que l'enfoncement de la turbine soit suffisant pour éviter la cavitation.



Synchronisation de l'ouverture des directrices

Le comportement d'une turbine dépend de trois variables. Directement de l'expérience ce sont :

- la chute,
- le débit et
- la vitesse de rotation.

Ce qui veut dire que pour un point de fonctionnement soit : une ouverture, une chute et une vitesse de rotation, on obtient les performances : un débit, un champ de vitesse, une puissance et un rendement.

Ces trois variables sont transformées en deux chiffres de similitudes¹. Le système de similitude peut être choisi à partir des suivants : $n_{11} - Q_{11}, n_{ed} - Q_{ed}, \phi - \psi$

Les chiffres de similitude permettent de s'affranchir de la dimension et d'obtenir un champ de vitesse homologue pour cette turbine quelle que soit sa dimension avec les conditions hydrauliques appropriées. Il devient donc intéressant de convertir les données de l'expérience en chiffres de similitude pour pouvoir obtenir le même point de fonctionnement pour d'autres dimensions. Et inversement, on pourra pour une conception de turbine et des conditions hydrauliques données calculer la dimension pour obtenir la puissance désirée.

Ainsi pour un *tracé d'une turbine** donné, on obtient une *colline de rendement** qui est une représentation graphique du comportement spécifique à cette conception de turbine.

La loi de similitude la plus importante



Fondamental

La loi de similitude la plus importante est la **condition de Combe-Rateau**.

Pour être en similitude,

- deux turbines dont les géométries ne sont différentes que par un facteur d'échelle,
- les angles des écoulements doivent être identiques, pour chaque point du domaine des deux turbines.

Cette condition n'est satisfaite que si le rapport des vitesses d'écoulement au carré est égale au rapport des énergies (ou chutes).

* (cf. p.67)

$$V^{*2} = H^* \text{ ou } V^* = \sqrt{H^*}$$

De la mesure à la représentation mathématique

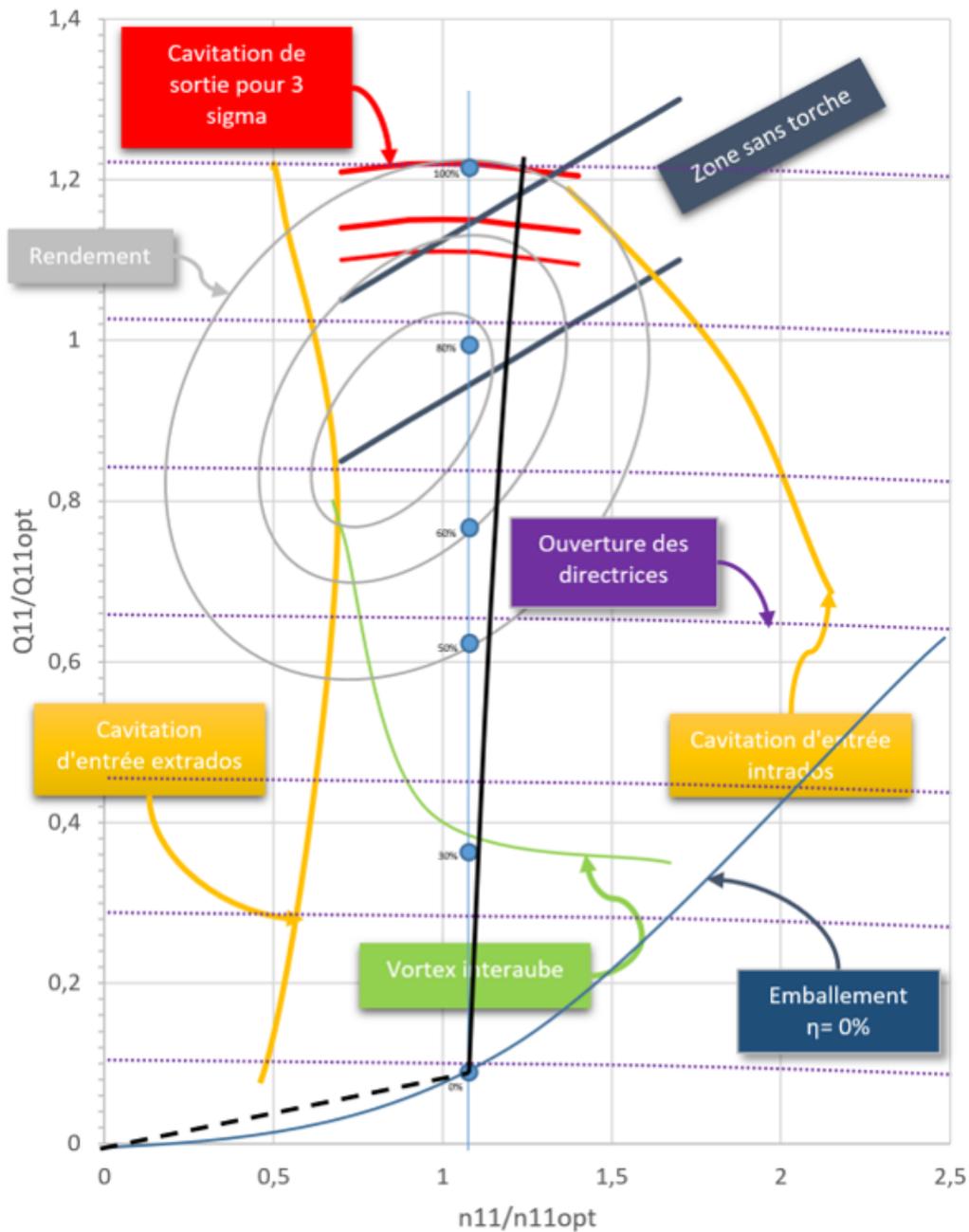
La colline de rendement est une représentation graphique de la performance de la turbine. Une présentation du fonctionnement de la turbine se trouve *ici* (cf. p.67). Habituellement, la colline s'appuie sur 2 axes liés au débit et à la chute pour représenter sur une troisième dimension certaines valeurs qui peuvent être le rendement, la puissance, des limites liées à des phénomènes physique comme la cavitation, la torche, les vortex de charge partielle ou tout simplement les limites d'opération prévues par l'exploitant.

Ces données sont obtenues soit expérimentalement soit par calcul ou un mélange empirique de ces deux méthodes. Les données sont ponctuelles et habituellement distribuées irrégulièrement dans le domaine.

Entre les points de mesure, il peut être nécessaire de connaître les valeurs. Par exemple, on veut connaître le rendement à une puissance précise pour une raison contractuelle, ou on veut simuler un phénomène transitoire qui, par pas de temps, nous amène à des combinaisons de chute, vitesse de rotation et débit entre les points mesurés.

Pour prédire la performance entre les points mesurés, la solution la plus simple est l'interpolation. On pourrait aussi imaginer une modélisation de la physique mais la complexité d'une telle mise en œuvre la rend souvent inaccessible.

¹ https://michelsabourin.scenari-community.org/SimTurbTech/co/2_0Nombres_similitude.html



Colline de rendement typique

La physique du fonctionnement



- Une même turbine peut prendre plusieurs configurations géométriques en faisant varier l'ouverture des directrices et pour les roues Kaplan on ajoute l'ouverture des pales de la roue.
- Pour chaque configuration, sous une chute donnée et une vitesse de rotation donnée, le point de fonctionnement est fixé. Le débit, la puissance et le rendement sont un résultat pour ce point de fonctionnement.
- Pour une machine industrielle raccordée au réseau électrique, la vitesse de rotation est fixe et synchrone pour obtenir la fréquence du réseau électrique. Lors de la conception, on peut faire varier cette vitesse en changeant le nombre de pôle de l'alternateur.
- Il convient de réaliser que pour une conception donnée en ajustant la dimension et la vitesse de rotation, sous une chute donnée on pourra toujours faire la puissance souhaitée. Ceci dit, il faut s'assurer que la mécanique puisse le supporter et que l'enfoncement de la turbine soit suffisant pour éviter la cavitation.

5. Cavitation dans les turbines hydrauliques

La cavitation est un phénomène qui a un impact majeur sur les machines hydrauliques.

- Il s'agit d'un phénomène singulier.
- Il limite la puissance produite.
- Il crée des vibrations, érosions, bruits qui endommagent la machine.
- Premier critère de dimensionnement, il influence le coût de réalisation du projet, ses coûts d'entretien et sa productivité.

Il y a 3 étapes en séquence dans le phénomène cavitant:

- Son initiation.
- Sa croissance.
- Sa résorption.



La cavitation un phénomène nuisible

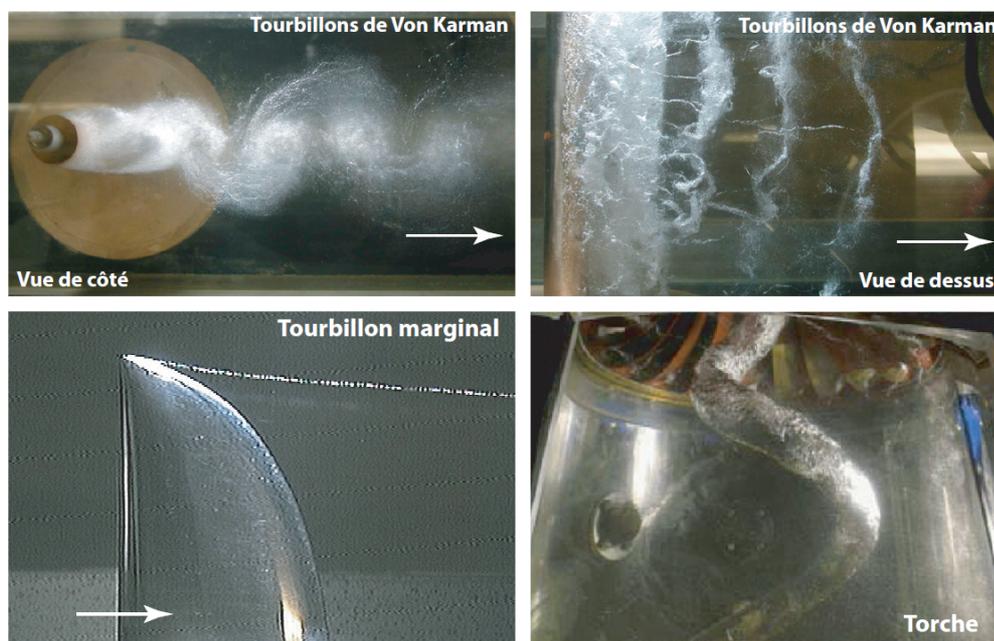


Figure 1.4 – La cavitation de vortex

Cavitation de vortex

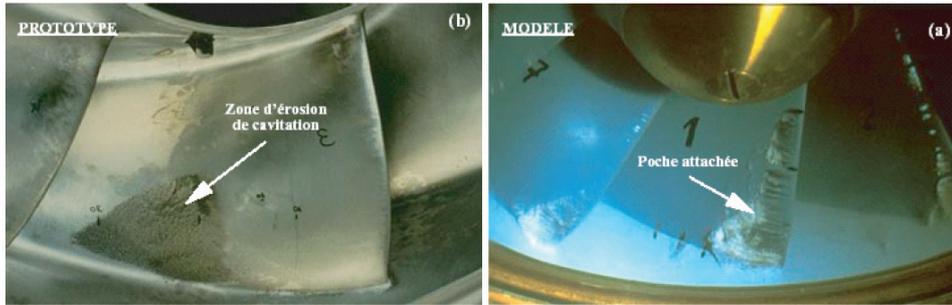


Figure 1.5 – (a) : Développement de la cavitation d'entrée dans un modèle de pompe d'accumulation. (b) : dégâts d'érosion sur le prototype après 400 h de fonctionnement Farhat [1994]

Cavitation dans une pompe

Définition

La rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives*

- Fait appel à la mécanique des milieux continus.
- À température constante, un liquide sous une tension suffisante se rompt, le vide ainsi créé est rempli de la phase gazeuse, pour de l'eau: la vapeur.
- Cette limite s'appelle la tension de vapeur et dépend de la température.
- C'est un phénomène thermodynamique.

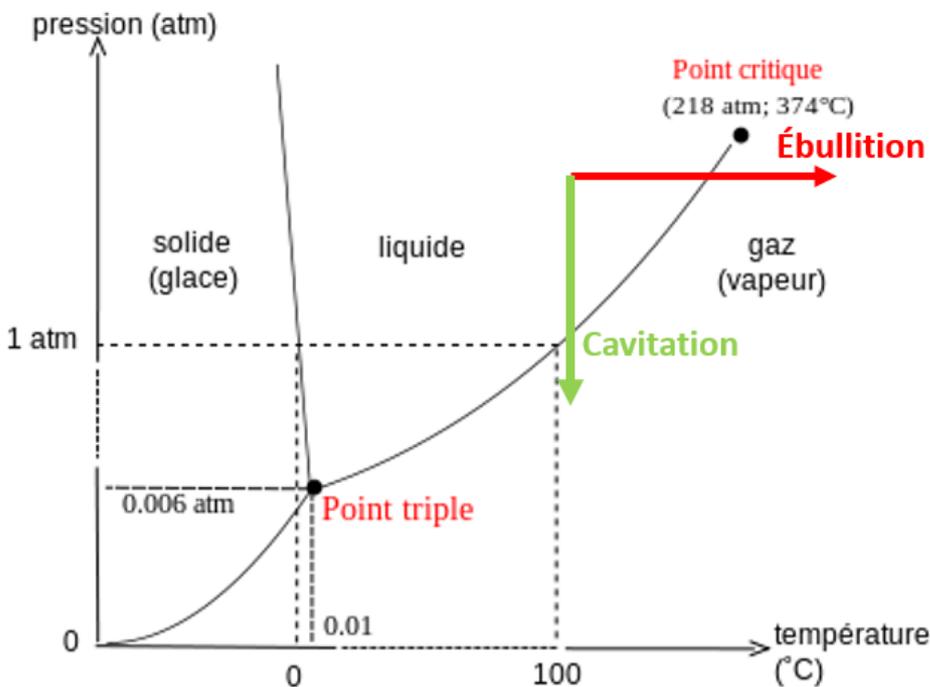


Diagramme Pression-Température

Le phénomène est lié directement à la pression absolue.

La conception du système hydraulique et la cavitation

Fondamental

Le critère de cavitation s'appuie sur la notion de "pression statique absolue moins la tension de vapeur".

Pour un point localisé significativement on définit généralement:

$$\sigma = \frac{\frac{P_{absolue} - P_v}{\rho}}{E} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H} \quad (cf. p.81)$$

La détermination du NPSE ou NPSH est expliquée par la norme CEI60193 et considérant une turbine prototype, on peut écrire : (cf. p.81)

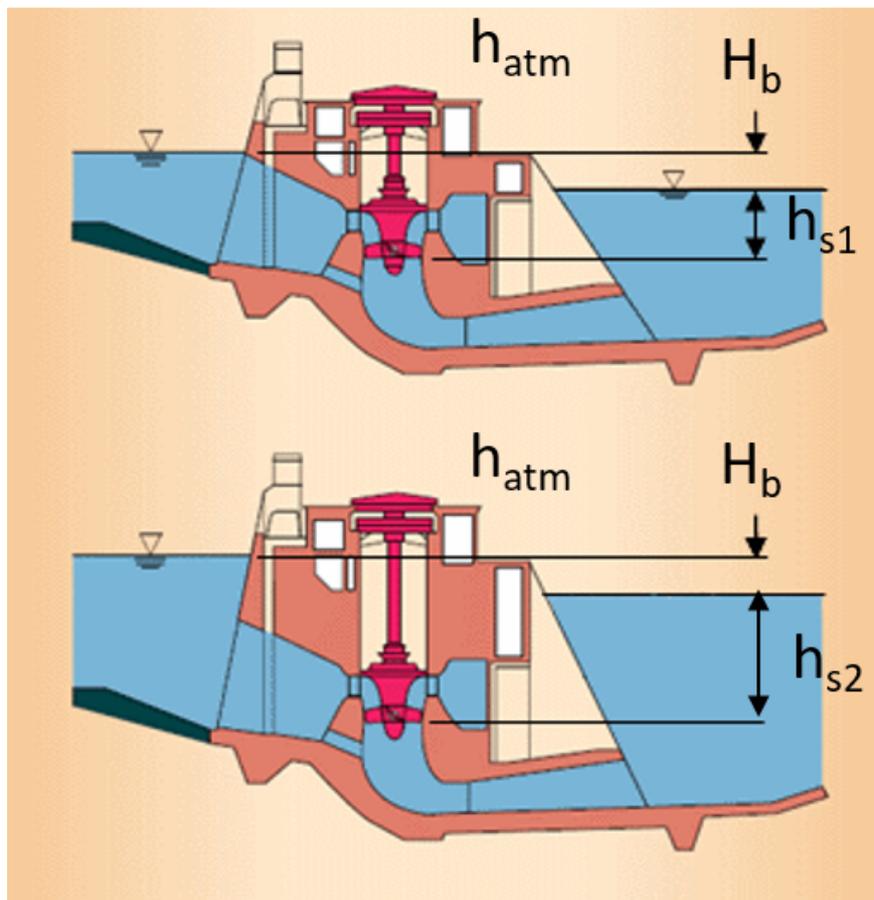
$$NPSE = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho} + g h_{faspi} - g h_s$$

où

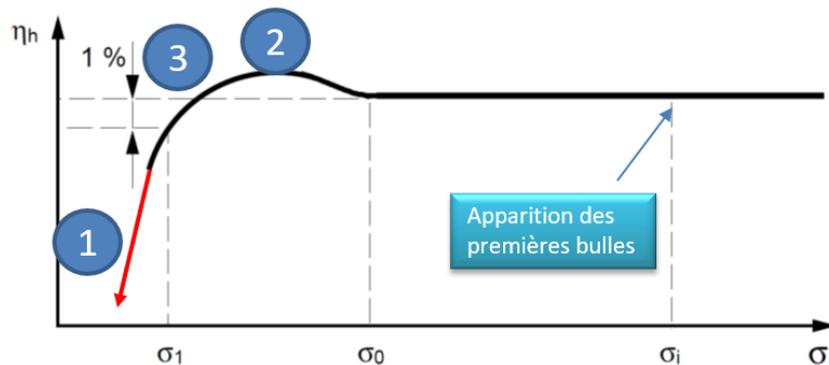
$$h_s = z_r - z_{aval}$$

et donc:

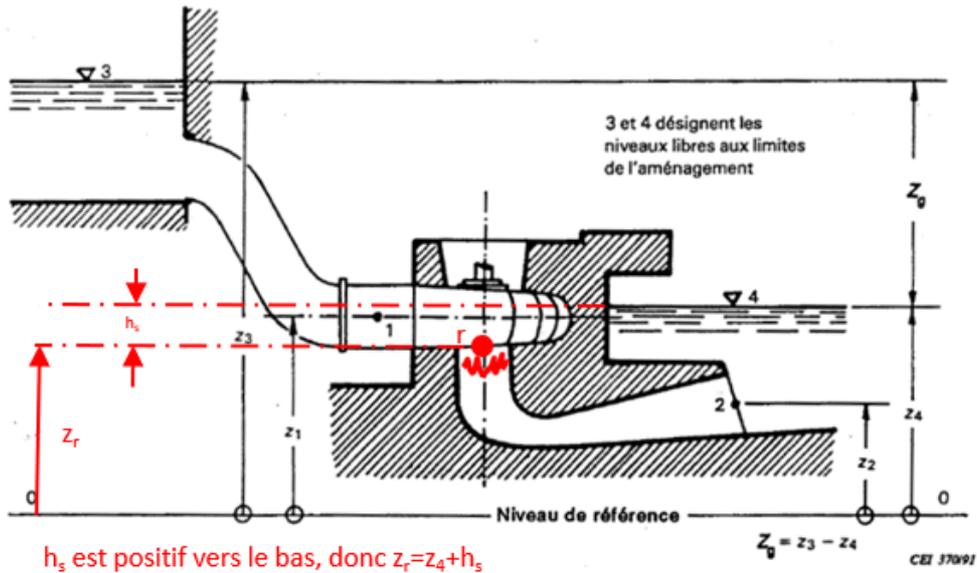
$$\sigma = \frac{h_{atm} + h_{faspi} - h_s - h_v}{H}$$



Une diminution de h_s (ou augmentation de l'enfoncement) réduit la cavitation mais augmente les coûts du civil.



Une dérive de sigma



En appliquant l'équation de Bernoulli à la sortie de la roue, on obtient :* (cf. p.81)

$$\frac{v_r^2}{2g} = h_{atm} + h_{fasp} - h_s - h_v = NPSH = H \sigma$$

La cavitation devient une limite à la puissance qu'il est possible d'obtenir. Elle lie la vitesse débitante à la sortie de la roue (v_r) à l'enfoncement ($-h_s$), ce qui veut dire que, pour un débit donné, le diamètre à la sortie de la roue est lié à l'enfoncement.

Comme, pour une conception donnée, toute la turbine et toute la centrale est à l'échelle du diamètre de sortie de la roue, c'est un critère économique fondamental.

Notions importantes



La relation d'Euler implique que pour un *tracé** de turbine donné, exploité sur une chute spécifiée, il est toujours possible de trouver une combinaison de diamètre et de vitesse de rotation pour produire la puissance désirée.

Donc, sur la base de la compatibilité des écoulements avec les angles du tracé, une seule conception de turbine permettrait de satisfaire tous les besoins.

La réalité est toute autre.

En fait, les dimensions de la turbine ont une influence directe sur les coûts. D'autre part, la tenue mécanique doit être assurée et finalement comme la dimension est liée au comportement en cavitation, il devient nécessaire d'optimiser le tracé pour obtenir la meilleure valeur pour l'exploitant en intégrant les coûts de génie civil entraîné par l'enfoncement nécessaire pour éviter la cavitation.

6. Réalisation et chemin critique

Le développement hydraulique



La plate-forme d'essai sur modèle

- En terme de délai, la conception et la construction du modèle prend plusieurs mois et coûte plusieurs centaines de milliers de dollars.
- L'opération de la plateforme coûte quelques milliers de dollar par jour.
- Le développement est un processus en boucle qui peut nécessiter l'essai de plusieurs composantes ou modifications.

Ces coûts et ces délais ont un impact financier important si on les compare aux coûts totaux des équipements. Ils ne peuvent être soutenus que par une œuvre d'envergure.

Typiquement, cela se justifie pour toute centrale de plus de cent mégawatts de capacité.

Les essais sur modèle réduisent le risque technique associé aux prototypes. Le coût des équipements par rapport au coût total est très faible alors que leur impact sur la rentabilité est très important.

Les essais sont conduits dans un laboratoire spécialisé et régit par différentes normes dont celle du CEI60193.

Les essais sont réalisés généralement en boucle fermée.

Le groupe de pompage est constitué d'une ou deux pompes entraînées par un moteur à vitesse variable.

La génératrice/moteur est commandée par un variateur de vitesse, permettant la récupération de l'énergie sur le réseau.

Pour les essais en pompe, l'énergie hydraulique est dissipée dans un brise-charge réglable ou la pompe d'alimentation utilisée en turbine avec récupération de l'énergie.

Le stator des génératrices est souvent monté en balance sur palier et butée hydrostatiques à film d'huile afin de mesurer directement le couple fourni par le modèle.

Pour la cavitation, la pression absolue dans la boucle est asservie.

Il y a un système de contrôle et de sécurité.

Il y a de l'instrumentation et un système d'acquisition numérique.

Importance de la roue

La roue est la composante qui est au cœur de la transformation de l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Elle est d'une géométrie complexe, affronte des écoulements puissants et est soumise à des sollicitation mécaniques dynamiques. Elle est conçue sur mesure pour le site et est le fruit d'une optimisation intense. C'est une pièce hautement critique pour la viabilité économique de l'ensemble du projet. Très coûteuse, il n'y a pas de roue de remplacement, elle doit donc fonctionner sans faille et presque sans entretien.

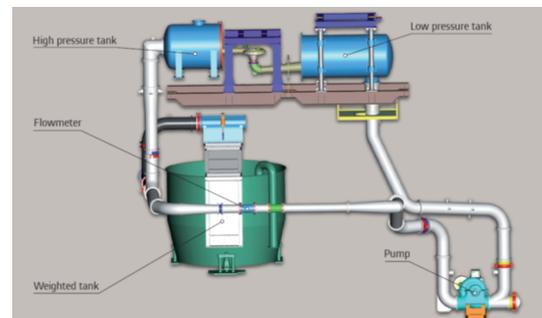


Schéma d'une plate-forme d'essai de modèle réduit



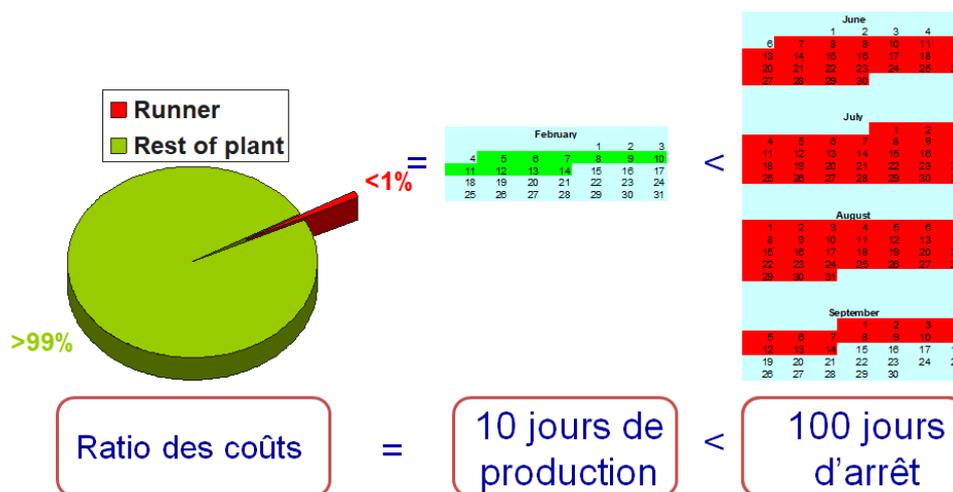
Fabrication de la roue

Le coût associé à la fourniture d'une roue est faible face à l'investissement total dans l'aménagement hydroélectrique.

La valeur de 10 jours de production électrique est équivalente, à peu près, au coût d'achat de la roue qui elle a été conçue pour plusieurs dizaines d'années (70 pour Hydro-Québec).

Il n'y a jamais de roue de remplacement stockée en cas de pépin. Si on en fait abstraction, le remplacement d'une roue prend environ 100 jours ce qui représente environ 10 fois la valeur de la production électrique perdue pendant l'arrêt du groupe.

Comme on l'a vu, le développement hydraulique d'une nouvelle roue avec essais sur modèle prend environ 1 an et on verra que la fabrication d'une nouvelle roue prend entre 1 à 2 ans additionnels.



Importance économique de la roue sur la base de son coût et de l'impact sur la production

La défaillance d'une roue constitue une catastrophe économique.

Son remplacement prend du temps.

La fiabilité des roues est donc très importante.

On doit donc favoriser les efforts dans l'optimisation de la fiabilité.

Le coût de la roue représente peu d'investissement par rapport à l'ensemble du projet.

On doit conclure qu'il faut optimiser la fiabilité avant le coût de fabrication.

Exemple de montage d'un groupe

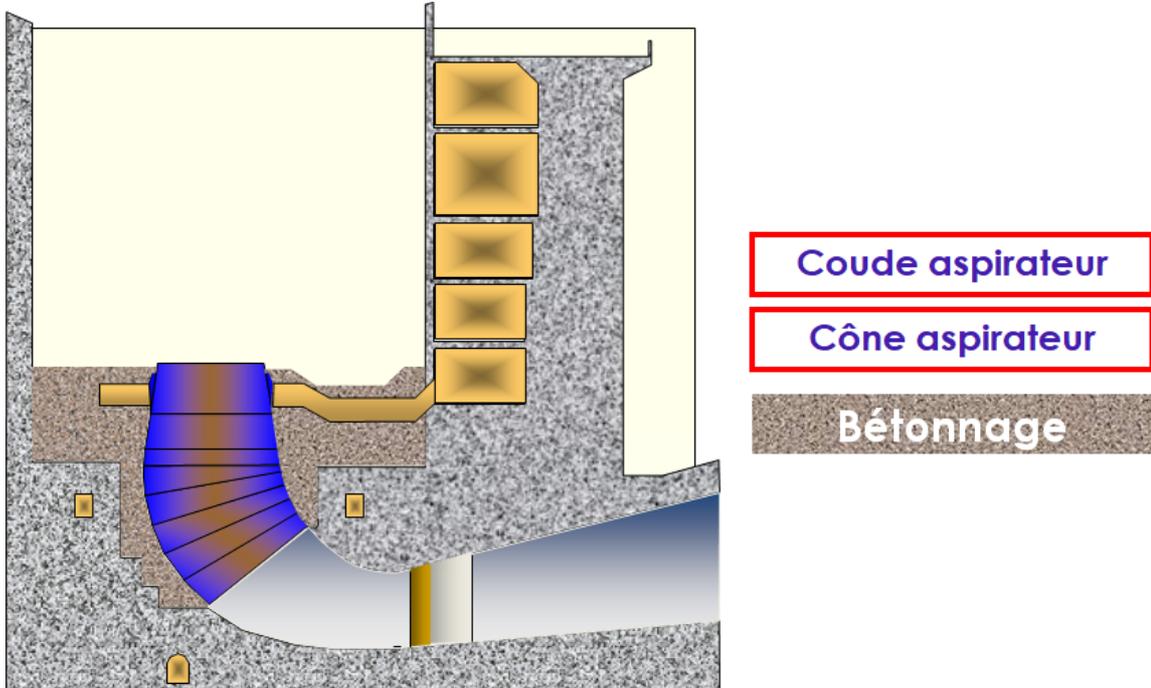


Le groupe turbine-alternateur fait partie intégrante de la centrale.

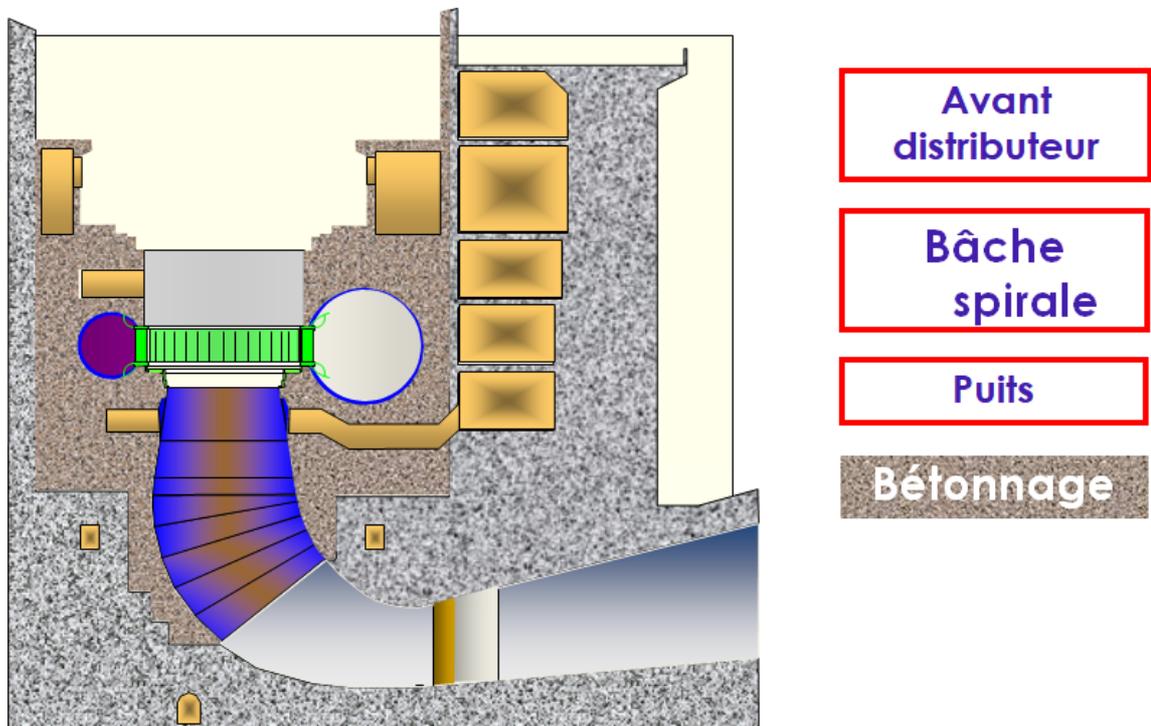
L'aspirateur est largement constitué de béton et donc est construit par l'équipe de génie civil.

Une partie des pièces mécaniques est encastrée dans le béton.

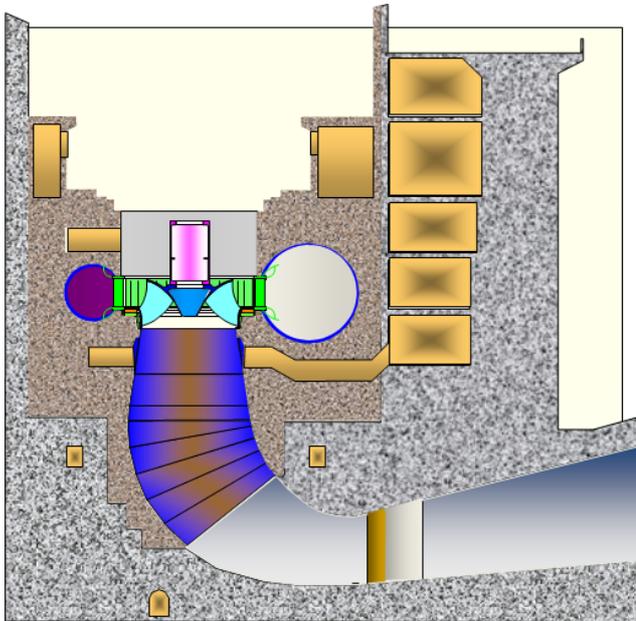
Puis on assemble les pièces démontables.



Montage des pièces encastrées

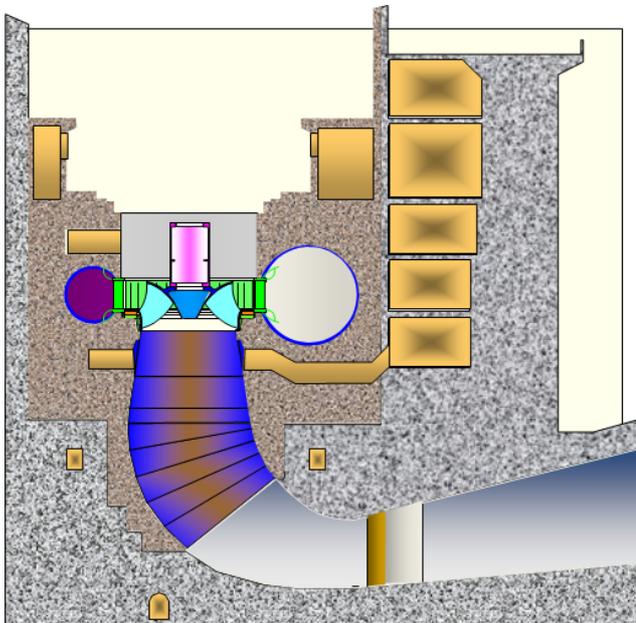


Suite du montage des pièces encastrées



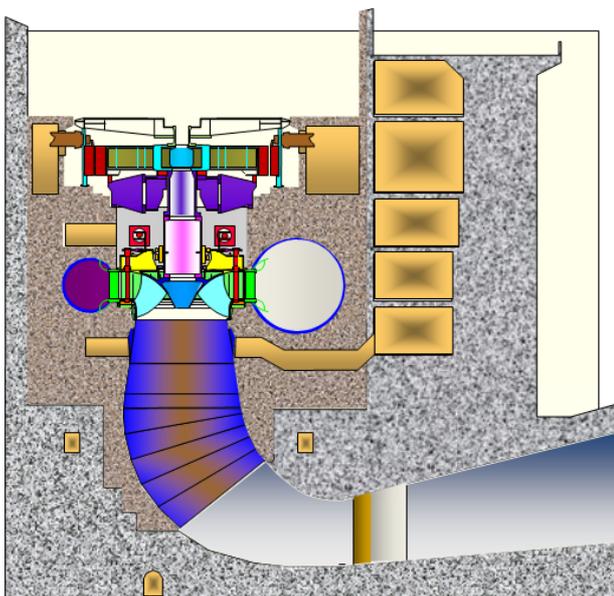
- Flasque inférieur
- Roue + arbre turbine

La roue est déposée temporairement sur le flasque inférieur



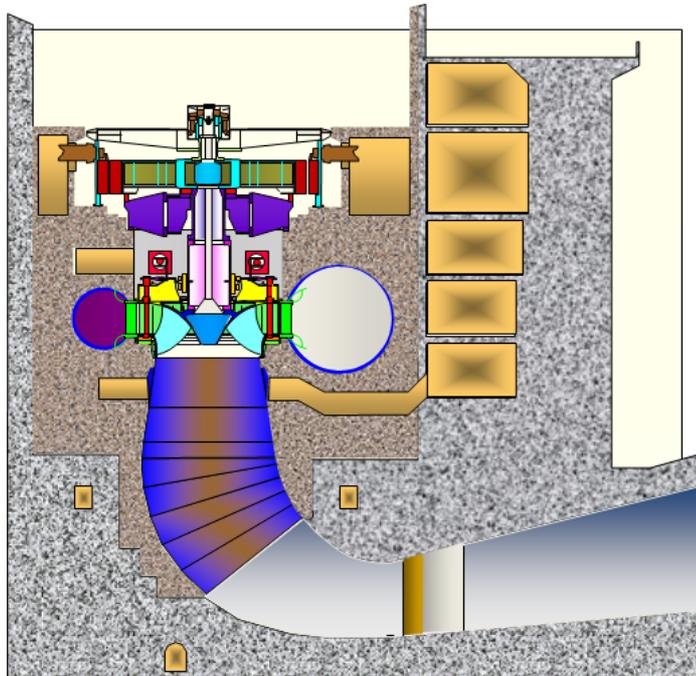
- Flasque inférieur
- Roue + arbre turbine

Les directrices puis le flasque supérieur sont montés, suivis du mécanisme de vannage



- Stator
- Croisillon
- Pivot
- Palier inférieur
- Freins
- Rotor
- Croisillon supérieur
- Palier Supérieur

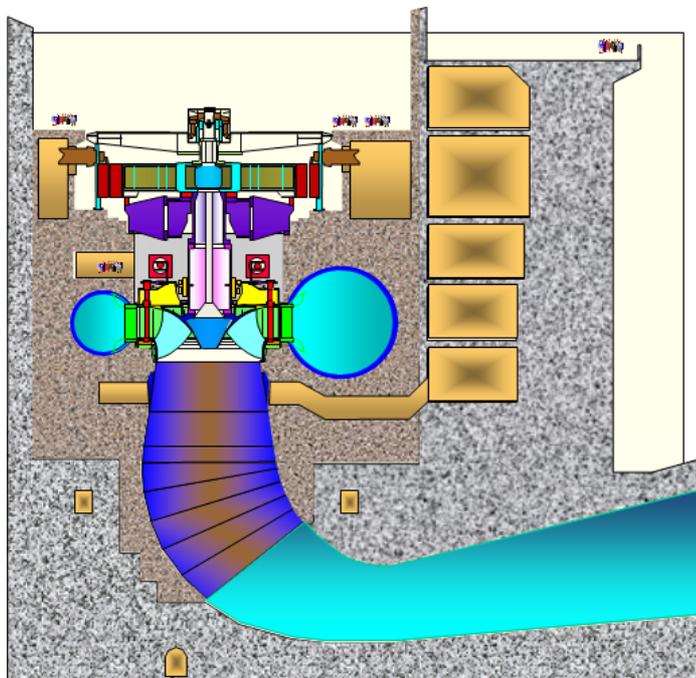
Montage de l'alternateur



Tuyau
d'aération

Soupape
axiale

En finale pour la turbine, le tuyau d'aération et la soupape axiale



Mise en
service

Enfin, la mise en service

Tout ceci permet de constater que la roue n'est pas facilement accessible et que l'on évite de la démonter pour en faire l'entretien.

Le chemin critique de la réalisation d'une turbine



Lors de la réalisation d'un projet hydroélectrique, mis à part la construction du génie civil, la réalisation de la turbine se heurte à deux obstacles majeurs qui influencent l'échéancier. Il s'agit :

1. La durée des essais modèles
2. L'approvisionnement des pièces moulées de la roue

Comme les essais modèles se veulent une validation de la conception, on ne peut approvisionner les composants de la roue et lancer sa fabrication sans prendre des risques importants.

Pour donner un ordre de grandeur, les essais modèles prennent généralement 6 à 12 mois et l'approvisionnement des pièces moulées environ 8 mois.

7. Les solutions environnementales

Le vieillissement des équipements et les préoccupations environnementales pilotent le changement

Pour les turbines, les solutions se trouvent dans :

- L'amélioration des performances.
- La réduction des lubrifiants. minéraux dans les mécanismes.
- Des passages hydrauliques ichtyophiles.
- L'augmentation de l'oxygène dissout lorsque requis.

L'amélioration des performances



Une grande partie des préoccupations environnementales proviennent des économies matures disposant déjà d'un parc de machines sujettes à une éventuelle réhabilitation. C'est dans ce contexte que l'amélioration des performances est considérée.

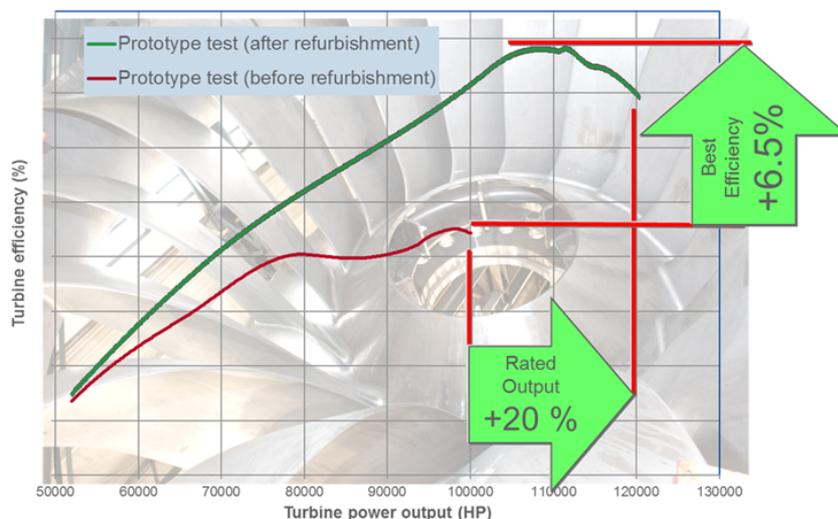
Bien sûr, pour les nouvelles installations, les mêmes technologies peuvent être appliquées. S'il n'y a pas de surcoût associé, ce sera automatique. Autrement, l'appel d'offre devra judicieusement donner une méthode d'évaluation qui permettra l'optimisation de la machine.

On comprend que l'amélioration des performances permet d'éviter le gaspillage de la ressource à la source. C'est un gain énergétique, de puissance ou de réduction des coûts de maintenance qui est directement favorable à la rentabilité économique du projet qui s'impose de lui même grâce aux développements technologiques. L'appel d'offre devra donc présenter comment l'évaluation de ces aspects permettra aux soumissionnaires de gagner le contrat.

Les technologies développées pour améliorer les performances lors des projets de réhabilitations sont bien celles dont il est question ici. Il s'agit principalement de diminuer les pertes singulières c'est-à-dire, les pertes par chocs, les défauts d'incidence, les expansions brusques, les pointes d'énergie cinétique, bref des pertes qui dépendent du degré d'optimisation de la conception hydraulique.

Certains peuvent craindre que ces améliorations de performance pourraient pénaliser d'autres aspects environnementaux, on pense en particulier à la survie des poissons. Or, en général, il n'en est rien et on le verra plus bas.

Chief Joseph Rehabilitation



La réhabilitation de Chief Joseph : un succès sans compromis

Chief Joseph est la centrale qui produit le plus d'énergie aux États Unis. La qualité de sa réhabilitation a mérité une lettre de félicitations du USACE.

Réduction des lubrifiants minéraux



Les auto-lubrifiants sont des matériaux composites à base de polymère, de graphite et de bronze qui permettent le glissement des mécanismes dans l'air ou l'eau ambiante. Ils ne produisent que très peu de déchet. Ils sont utilisés depuis les années 80.

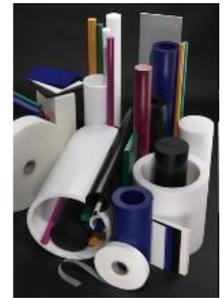
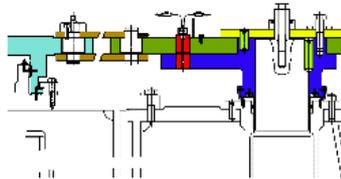
Installés dans tous les mécanismes

- Directrices
- Mécanisme de vannage
- Guidage du cercle de vannage
- Servomoteurs
- Assises croisillons stator
- Robinets papillon et sphérique (paliers et assises)
- Roues Kaplan
- Paliers guides
- Joints d'arbres

Avantage sur le bronze graissé

- Moins chers à l'achat et à l'entretien
- Évitent de rejeter de la graisse dans l'environnement
- Fiables et durables
- Friction faible

Utilisations et avantages des auto-lubrifiants



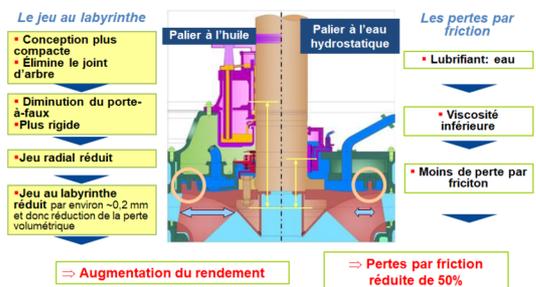
Les auto-lubrifiants se présentent sous diverses configurations adaptées aux mécanismes.

L'eau peut être utilisée comme lubrifiant dans des dispositifs qui ont été conçus à cet effet. Le **palier hydrostatique à l'eau** fait partie de ceux-ci.

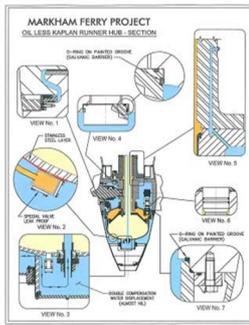
Il s'agit d'un palier dont le lubrifiant est de l'eau filtrée et pressurisée. S'il y a une fuite, il n'y a donc pas de pollution.

De fait, on utilise ce palier pour une fonction additionnelle au guidage, il agit aussi comme joint d'arbre. Il en résulte une conception élégante, compacte et efficace.

Cependant, il ne peut être utilisé sur toute la gamme des machines. Il est recommandé sur les petites machines à cause de leur vitesse de rotation plus importante.



Avantages du palier hydrostatique à l'eau



Une conception adaptée:

- Le joint au tourillon s'use avec le temps et l'huile fuit.
- L'huile qui remplit le volume interne est remplacée par de l'eau traitée chimiquement. Cette eau est monitorée pour détecter la présence d'huile.
- Les faces sont protégées par un enduit anti-corrosion.
- On utilise des palier auto-lubrifiants.

Couvre la majeure partie du risque de fuite.

Le moyeu de Kaplan sans huile.

Moyeu de Kaplan sans huile

Les turbines ichtyophiles



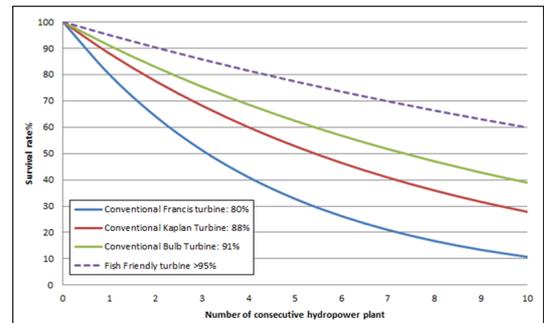
Pour des raisons évidentes de fonctionnement efficace, l'écoulement dans une turbine doit minimiser les chocs et les pertes. L'écoulement contourne donc les obstacles harmonieusement. Les poissons qui sont entraînés par l'écoulement ont une densité très voisine de celle de l'eau et donc se comportent à peu près identiquement.

Toutefois, ils ont des dimensions dont une longueur qui font que la géométrie de leur corps peut être soumise à des conditions hydrauliques différentes. On pense à la turbulence, aux chargements mécaniques dus aux contraintes, cisaillements et pressions. De plus, si leur dimension est significative par rapport aux passages hydrauliques, il y a des incompatibilités géométriques. Tous ces phénomènes peuvent désorienter, blesser et même tuer les poissons.

La mort des poissons dans les turbines devient préoccupante quand, dans le cycle de vie de l'espèce concernée, tous les poissons doivent monter et descendre obligatoirement la rivière et donc franchir les barrages. Ces espèces sont donc critiques. Il y a les poissons anadromes qui remontent les rivières pour se reproduire et les poissons catadromes qui retournent à la mer pour se reproduire. Les saumons, aloses et esturgeons sont anadromes et les anguilles catadromes. Ce sont ces espèces qui suscitent le plus de préoccupations.

Pour la montaison, il y a des passages alternatifs qui permettent efficacement aux poissons de franchir le barrage. Ces installations sont donc construites en parallèle et n'affectent en rien les turbines. Là où les turbines peuvent être mises à contribution c'est lors de la dévalaison. En effet, pour franchir le barrage, la turbine présente un choix parfois incontournable, ce qui, essentiellement, justifie un travail d'optimisation.

À la base le risque de mortalité est une probabilité qui augmente avec le nombre d'événements. Donc le nombre de barrages ou de turbines que les poissons doivent franchir pour retourner à l'océan affecte directement le taux de survie de la population. Pour illustrer ces probabilités ou plutôt le risque de mortalité, on a représenté sur les graphiques suivants des taux de survie représentatifs pour différents types de turbine en fonction du nombre de barrages franchis. On comprend aisément que les espèces migratrices soient beaucoup plus affectées que les autres.



Taux théorique de survie comparé en fonction du nombre de barrages franchis et du type de turbine.

Les mécanismes de blessure

Dans une turbine, il y a plusieurs causes de blessure qui varient avec l'endroit considéré.

Il y a des causes **mécaniques** qui dépendent des parois solides, on pense :

- Aux chocs avec les parois fixes ou mobiles de la turbine.
- À l'abrasion par frottement avec ces parois.
- Au pincement ou extrusion lorsqu'un courant entraîne le poisson dans un espace où il ne peut passer.

Il y a aussi des causes **hydrauliques** liés au fluide :

- La pression qui varie dans l'espace et fluctue dans le temps.
- Les cisaillements.
- La turbulence qui peut par les tourbillons étourdir le poisson ce qui le désoriente et le rend victime des prédateurs.

https://waterpower.pnnl.gov/hydropower/fish_passage.asp

La CFD couplé avec un analyseur d'événement comme le BioPa du PNNL permet d'évaluer de façon quantitative les différents dangers et on obtient un chiffre indicatif du taux de survie pour l'ensemble des événements se produisant dans la turbine. Ces dangers sont localisés, ce qui permet de modifier localement la géométrie afin de les réduire.

<https://waterpower.pnnl.gov/hydropower/technologiesproducts.asp>

¹<https://availabletechnologies.pnnl.gov/technology.asp?id=373>

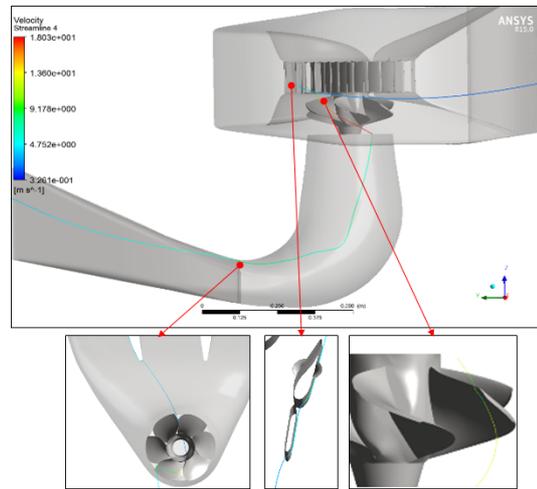
¹<https://waterpower.pnnl.gov/hydropower/technologiesproducts.asp>

Choc:

- Détecté par la courbure 3D locale de la trajectoire.

Occurrence:

- Bord d'attaque des avant-directrices et directrices
- Bord d'attaque de la roue
- Nez de pile de l'aspirateur
- Profil en périphérie à cause du tourbillon des fuites marginales



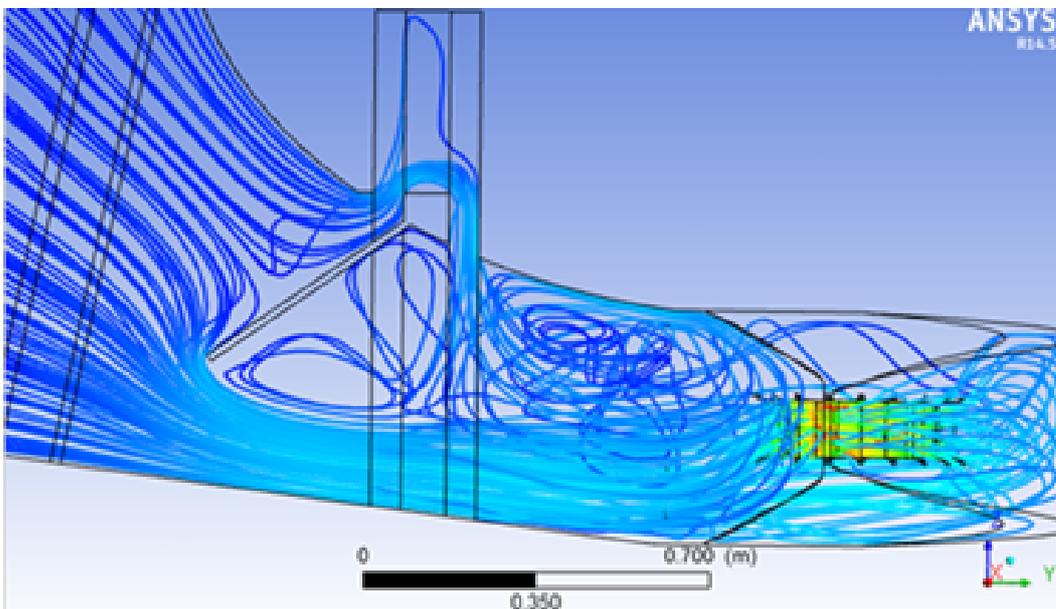
Analyse et localisation des collision par CFD

En plus d'augmenter le taux de survie des poissons, les solutions qui modifient les composantes de la turbines tendent à:

- Augmenter les rendement.
- Diminuer la cavitation.
- Augmenter les coûts des équipements.

Il faut noter qu'il existe une solution utilisant une grille à poisson qui a pour rôle de dévier les poissons vers une passe qui les amène à l'aval de la turbine sans la traverser.

Cette solution est très coûteuse énergétiquement et elle crée de la turbulence et des cisaillements importants qui sont nuisibles aux poissons qui l'ont évitée.



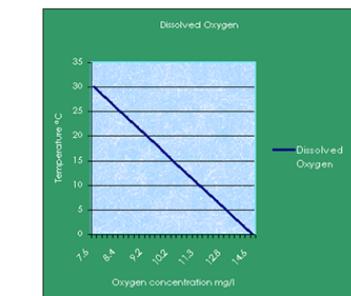
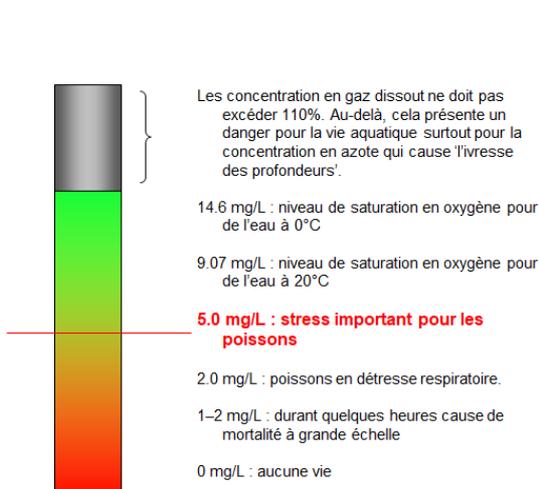
La grille à poisson perturbe de façon considérable les écoulements, réduit les performances et crée de la nuisance additionnelle pour les poissons qui ne sont pas capturés

L'augmentation de l'oxygène dissout



La saturation de l'oxygène dans l'eau varie avec la température, c'est une propriété physique. Cette saturation constitue un maximum qui peut être dépassé dans certaines circonstances, on peut être en sursaturation et il s'agit alors d'une situation instable.

L'activité biologique a besoin de cet oxygène pour assurer le maintien de la vie et il contribue à sa diminution. Suivant les espèces, les poissons ont des besoins variables. Certains poissons sont exigeants en oxygène et vivent naturellement dans les eaux froides.



http://www.lenntech.com/why_the_oxygen_dissolved_is_important.htm

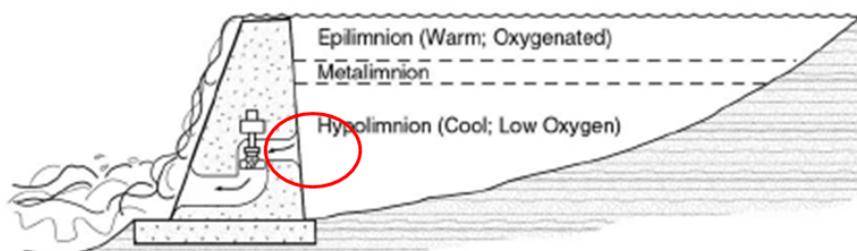
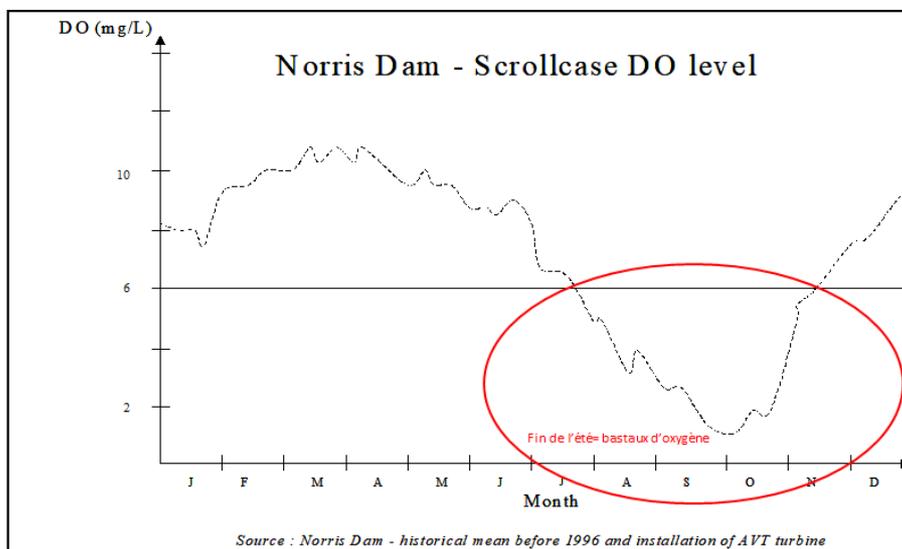


Gasping fish may indicate insufficient levels of DO. Courtesy of NOAA.

Propriétés chimiques et effet biologique de la concentration en oxygène dissout

- L'activité biologique en été consomme l'oxygène dans le réservoir amont.
- L'eau turbinée sans oxygène est envoyée dans la rivière et tue ainsi la vie aquatique.
- Il s'agit d'un problème saisonnier et climatique qui affecte certaines régions.

Le problème ne vient pas directement de la turbine mais du barrage qui crée un réservoir où l'eau stagne alors qu'avant le développement hydroélectrique, la turbulence et les courants entraînaient de l'air dans l'eau et favorisait son oxygénation naturellement.



Effet des saisons sur la concentration en oxygène et stratification de l'oxygène dans le réservoir

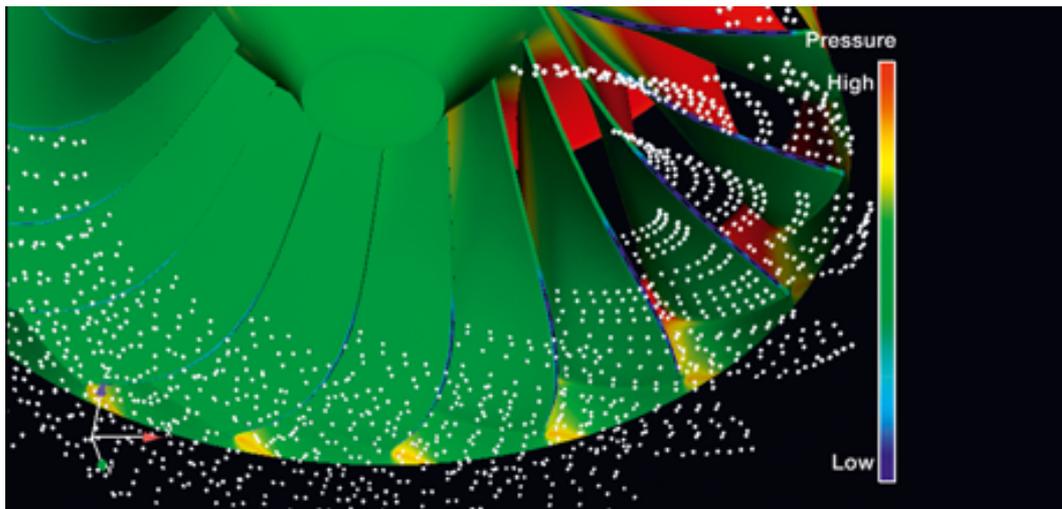
Une solution efficace: l'admission d'air par effet venturi dans et au voisinage de la roue

On peut oxygéner l'eau de différentes façons. Toutefois, son passage par la turbine constitue une opportunité intéressante qui a démontré son efficacité et son bas coût par rapport aux autres méthodes.

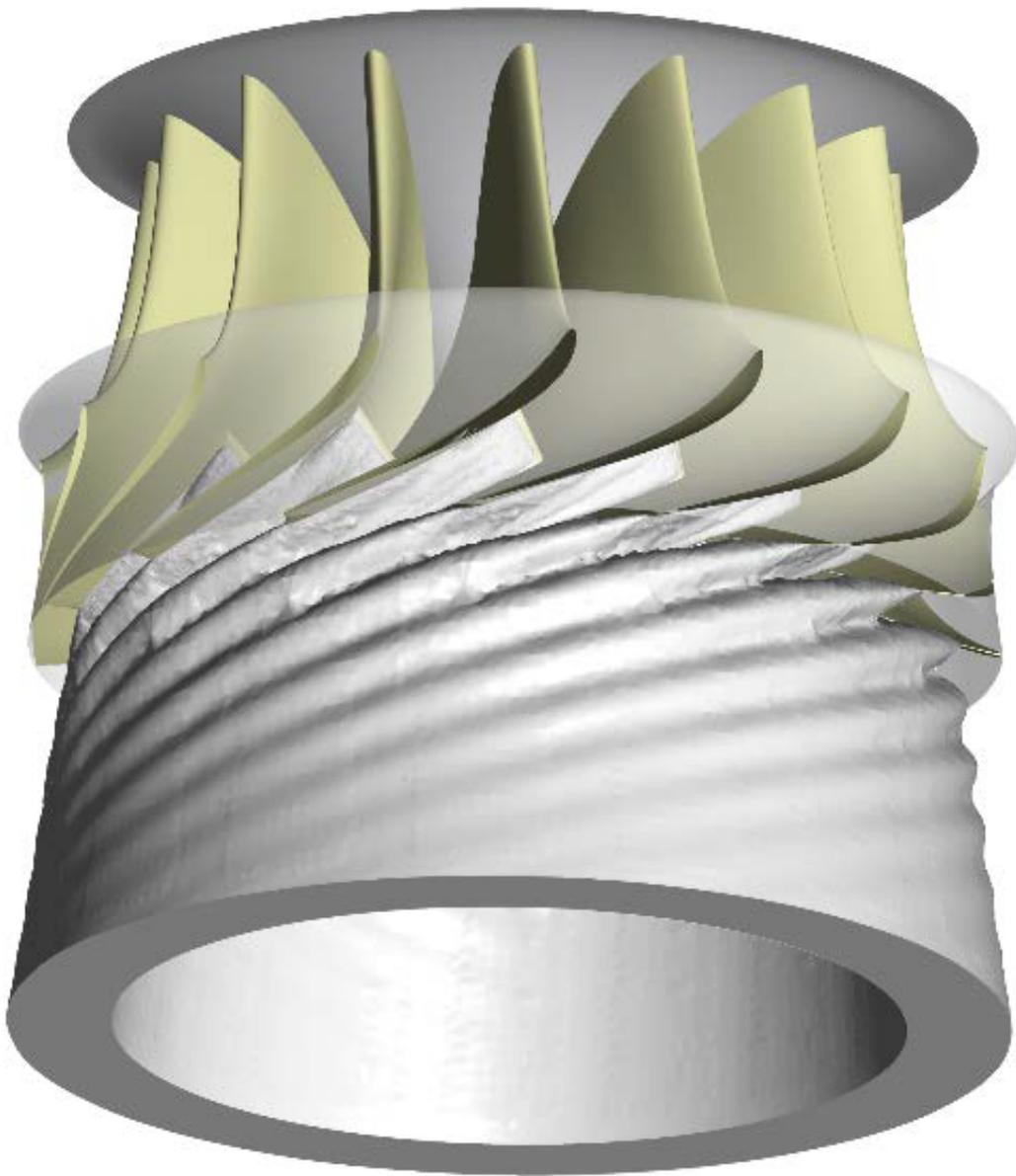
Cette méthode :

- Ne nécessite pas de source d'énergie externe comme des compresseurs.
- La turbulence dans l'aspirateur peut devenir un allié dans la dissolution de l'oxygène.
- C'est un système passif presque sans maintenance ni coût d'exploitation.
- L'admission d'air cause une perte de productivité.

Les solutions les plus efficaces présentement utilisées sont l'aération par le bord de fuite et l'aération par le bord d'attaque d'un profil interaube.



Aération par le bord de fuite des aubes



Distribution de l'air introduit au bord d'attaque d'un profil inter-aube.

Aujourd'hui, les exigences en matière de performance environnementale sont des facteurs importants qui doivent être intégrés dans la fonction objective à optimiser. L'expérience a démontré que le résultat final est souvent le produit d'une solution qui maximise à la fois la performance économique et environnementale de l'installation. Les améliorations environnementales montrent que la viabilité et l'avenir de l'hydroélectricité demeurent prometteurs.

Conclusion



La roue d'une turbine hydraulique

- Produit une puissance qui dépend de 2 variables indépendantes le débit et la chute.
- Est géométriquement conçue dans 2 plans orthogonaux correspondant à ces 2 variables.
- La chute définit la forme de la turbine et le débit sa dimension.
- La fiabilité de la roue est un facteur économique très important.

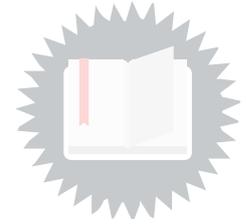
À cause de l'alternateur, le prototype tourne à une vitesse synchrone.

La cavitation est le critère de dimensionnement car elle lie l'enfoncement au débit.

Les essais sur modèle réduit et l'approvisionnement des pièces moulées de la roue sont sur le chemin critique.

Aujourd'hui, les exigences en matière de performance environnementale sont des facteurs importants qui doivent être intégrés dans la fonction objective à optimiser. L'expérience a démontré que le résultat final est souvent le produit d'une solution qui maximise à la fois la performance économique et environnementale de l'installation. Les améliorations environnementales montrent que la viabilité et l'avenir de l'hydroélectricité demeurent prometteurs.

Ressources annexes



Équation mathématique

$E_I \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2 disponible aux bornes de la roue

Équation mathématique

$H_I \rightarrow$ est la chute interne aux bornes de la roue exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

Relations entre les systèmes de similitude selon CEI60193

Annexe A (informative)
Termes adimensionnels

Définitions suivant 1.3.3.12 ¹⁾					Relations avec d'autres définitions existantes								
Para- graphe	Terme	Sym- bole	Définition	Relation	I		II		III		Sym- bole	Définition	Relation
					Sym- bole	Définition	Sym- bole	Définition	Sym- bole	Définition			
1.3.3.12.1	Facteur de vitesse	η_{ED}	$\frac{nD}{E^{0.5}}$	$= \frac{1}{E^{0.5}}$	η_{11}	$\frac{nD}{H^{0.5}}$ (n en min^{-1})	K_u	$\psi^{0.5} = \frac{\omega D/2}{\sqrt{2} E^{0.5}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0.5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$	
1.3.3.12.2	Facteur de débit	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^3 E^{0.5}}$	$= \frac{Q_{ED}}{E_{ED}^{0.5}}$	Q_{11}	$\frac{Q_1}{D^3 H^{0.5}}$	K_{cm}	$\phi \psi^{0.5} = \frac{Q_1}{\pi (D/2)^2 (2E)^{0.5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^3 E^{0.5}}$	1	
1.3.3.12.3	Facteur de couple	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho D^3 E}$	$= \frac{T_{ED}}{E_{ED}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$\frac{T_m}{D^3 H}$ (T_m en kpm)	K_T	$\frac{T_m}{\rho r (D/2)^2 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho D^3 E}$	1	
1.3.3.12.4	Facteur de puissance	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho D^3 E^{1.5}}$	$= \frac{Q_{ED} \eta_{ED}}{\eta_p}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_p}$ (pompe) $= \frac{P_{ED}}{E_{ED}^{1.5}} = P_{ED} \cdot \eta_{ED}^2$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$	P_{11}	$\frac{P_m}{D^3 H^{1.5}}$ (P en kW)	K_p	$\frac{2P_m}{\rho r (D/2)^2 (2E)^{1.5}}$	$\frac{\pi}{2^{1.5}} K_p$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho D^3 E^{1.5}}$	1	
1.3.3.12.5	Coeff. d'énergie	E_{ED}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$			ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	E_{ED}	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{ED}$	
1.3.3.12.6	Coeff. de débit	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{nD^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{ED}^{0.5}$			ϕ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi r (D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{4} \phi$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{ED}$	
1.3.3.12.7	Coeff. de couple	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho n^3 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^3} = \frac{T_{ED} E_{ED}}{2\pi}$			τ	$\frac{2T_m}{\rho r \pi r^2 (D/2)^2}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho \omega^3 D^5}$	$4\pi^2 T_{ED}$	
1.3.3.12.8	Coeff. de puissance	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho n^3 D^5}$	$= \frac{E_{ED} Q_{ED} \eta_{ED}}{\eta_p}$ (turbine) $= \frac{E_{ED} Q_{ED}}{\eta_p}$ (pompe) $= P_{ED} / \eta_{ED}^2 = \sigma_{ED} \eta_{ED}^4 = 2\pi T_{ED}$			λ	$\frac{2P_m}{\rho r \pi r^2 (D/2)^2}$	$\frac{\pi^4}{8} \lambda$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho \omega^3 D^5}$	$8\pi^3 P_{ED}$	
1.3.3.12.9	Nombre de Thoma	σ	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma_{ED} / E_{ED} = \sigma_{ED} \eta_{ED}^4$			νc	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \nu c$				
1.3.3.12.10	Coeff. de cavitation	σ_{ED}	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma E_{ED} = \sigma / \eta_{ED}^4$			ν	$\frac{\sigma (Q_1 / \pi)^{0.5}}{(2E)^{0.75}} = \frac{\psi^{0.5}}{\psi^{0.75}}$	$\frac{\nu}{2^{0.25} \psi^{0.5}}$	ω_s	$\frac{\omega Q_{ED}^{0.5}}{E^{0.75}}$	$\frac{\omega_s}{2\pi}$	
1.3.3.12.11	Vitesse spécifique	n_{OE}	$\frac{n Q_{ED}^{0.5}}{E^{0.75}}$	$= \eta_{ED} Q_{ED}^{0.5} = Q_{ED}^{0.5} / E_{ED}^{0.75}$	n_{q1}	$\frac{n Q_{ED}^{0.5}}{H^{0.75}}$ (n en min^{-1})							

¹⁾ Ceci se réfère à la puissance mécanique à la roue, qui est habituellement mesurée sur modèle.

Relations entre les systèmes de similitude selon CEI60193

I 476 I

60193 © C

Glossaire



Colline de rendement, colline en débit, colline en puissance

La colline de rendement est une représentation graphique des performances de la turbine. Les performances sont la troisième dimension et constituent de ce fait une colline tridimensionnelle.

mce

mètre(s) de colonne d'eau → c'est une mesure de l'énergie ou de la pression statique.

Prototype, turbine prototype

Dans le domaine des turbines hydrauliques, le prototype est la réalisation industrielle de la turbine telle qu'on la retrouve dans la centrale hydroélectrique.

Tracé d'une turbine

Le tracé d'une turbine est la définition géométrique des surfaces mouillées de la turbine.

Bibliographie



CEI 60193:1999 Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines - Essais de réception sur modèle. IEC 60193:1999 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests

Franc J.P., et al., La cavitation – Mécanismes physiques et aspects industriels, Presses universitaires de Grenoble,1995.

Webographie



https://www.researchgate.net/publication/220492544_Algorithm_790_CSHEP2D_Cubic_Shepard_method_for_bivariate_interpolation_of_scattered_data

Index



- Aspirateur
p. 15
- Avant-directrice
p. 12
- Avant-distributeur
p. 12
- Bâche spirale
p. 9
- Bernoulli
p. 52
- Casing
p. 9
- Chute interne
p. 56
- Colline
p. 72
- Conduite forcée
p. 8
- Conservation de l'énergie
p. 52
- Directrice
p. 13
- Distributeur
p. 13
- Distributor
p. 13
- Draft tube
p. 15
- Énergie brute
p. 17
- Énergie interne
p. 56, 17
- Énergie nette
p. 17
- Énergie totale
p. 17
- Équilibre des forces
p. 61
- Euler
p. 56
- Fluid rotation
p. 5
- Free-vortex
p. 5
- Guide vane
p. 13
- Hill chart
p. 72
- Hydraulic turbine
p. 5, 7
- Interpolation
p. 72
- Moulinet
p. 61
- Newton
p. 61
- Penstock
p. 8
- Perte de charge
p. 17
- Quantité de mouvement
p. 61
- Relation d'Euler
p. 56
- Rotation fluide
p. 5
- Rotation solide
p. 5
- Roue
p. 14
- Runner
p. 14
- Solid rotation
p. 5
- Stay ring
p. 12
- Stay vane
p. 12
- Tourbillon libre
p. 5
- Turbine élémentaire
p. 56
- Turbine hydraulique
p. 5, 7
- Wicket gate
p. 13

Crédits des ressources



Coupe de Itaipu p. 4

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, https://www.linkedin.com/posts/jos%C3%A9-edison-de-p-bedran-50a299a0_itaipu-binacional-14000-mw-activity-6631381135530225664-pDaFhttps://www.linkedin.com/posts/jos%C3%A9-edison-de-p-bedran-50a299a0_itaipu-binacional-14000-mw-activity-6631381135530225664-pDaF

La rencontre de 2 rotations p. 5

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, <http://dbhsarl.eu/forum/viewtopic.php?t=701> PACER 724-247-1F Turbines hydrauliques.pdf

Les 2 rotations ne coïncident qu'en un seul point. p. 5

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2020

Coupe d'un groupe turbine-alternateur (Churchill Falls) p. 7

<http://creativecommons.org/licenses/publicdomain/4.0/fr/>, ©GE dessiné à la main par M. Blanchet il y a plus de 40 ans.

La conduite forcée p. 8

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

La bêche spirale p. 10

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Pour les turbines de faible chute, la bêche est de type fronto-spirale ou n'existe pas. p. 10

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © GE

Sections de bêche et berceaux de béton p. 11

Alstom

Page d'histoire - Centrale Manic V p. 11

MIL Tracy

L'avant-distributeur et les avant-directrices p. 12

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Mise en place de l'avant-distributeur p. 12

Alstom

Le distributeur et les directrices p. 13

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Mise en place des directrices p. 13

Alstom

La roue p. 14

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Mise en place de la roue Francis p. 14

Alstom

L'aspirateur p. 15

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Blindage du coude aspirateur - Centrale Chamera I p. 15

MIL Tracy

Conservation de l'énergie avec Bernoulli p. 52

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Étude de la perte aspirateur p. 53

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Évolution typique des énergies dans un aspirateur p. 55

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Leonhard Euler a présenté les équations qui décrivent le fonctionnement des machines hydrauliques à réaction. p. 56

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Écoulement dans un coude et réaction p. 61

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Moulinet p. 62

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Vitesses à la sortie du moulinet p. 63

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2019

Turbine élémentaire p. 56

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2019

Aube et roues modèles et prototype p. 57

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/fr/>, © 2017 General Electric Company

Analyse du tracé dans les deux plans orthogonaux p. 58

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Les données du problème au point optimal p. 58

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2019

Calcul des conditions à l'entrée de la roue p. 58

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Calcul des conditions à la sortie de la roue p. 59

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Performances et caractéristiques du tracé p. 59

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

p. 60

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2017

Cheminement de l'énergie dans une installation hydroélectrique p. 17

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2020

Coupe d'une installation hydroélectrique p. 17

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2020

Définition de l'énergie nette selon CEI60193 p. 18

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©CEI60193

Sections de mesure haute et basse pression pour l'énergie nette selon CEI60193 p. 19

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, CEI60193

À gauche : parties fixes du distributeur À droite : parties mobiles du distributeur p. 20

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Stéphane Roy 2020

Synchronisation de l'ouverture des directrices p. 20

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Stéphane Roy

Les 4 quadrants du fonctionnement d'une turbine p. 67

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018 adapté de CEI60193 page 460

p. 68

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, CEI 60193 page 464.

Une prise de charge en turbine p. 69

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

L'effet perturbateur de la cavitation peut affecter : le rendement, le débit, la puissance et la vitesse d'emballement p. 69

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

Colline de rendement p. 70

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018

Prise de charge p. 71

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018

Colline de rendement typique p. 73, 22

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

Relations entre les systèmes de similitude selon CEI60193 p. 41

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©CEI60193

La position des directrices se caractérise par un des deux chiffres suivants : l'angle ou l'ouverture p. 74

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/fr/>, CEI60193 :1999 page 22 figure 2.

Colline exemple utilisant la similitude n11- Q11 et normalisée p. 75

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018

Points originaux distribués dans le domaine d'interpolation p. 75

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018

Points normalisés distribués dans le domaine d'interpolation p. 75

<http://creativecommons.org/licenses/zero/4.0/fr/>, © Michel Sabourin

Colline en n11-Q11 normalisée p. 76

<http://creativecommons.org/licenses/zero/4.0/fr/>, © Michel Sabourin

Colline avec iso-rendements - Vue isométrique p. 76

<http://creativecommons.org/licenses/zero/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2018

Colline classique avec iso-rendements et iso-ouvertures p. 76

<http://creativecommons.org/licenses/zero/4.0/fr/>, © Michel Sabourin

Interface et fenêtre graphique du script de traçage des collines p. 80

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Michel Sabourin 2019

La cavitation un phénomène nuisible p. 23

<http://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/fr/>, <https://fr.wikipedia.org/wiki/Cavitation>

Cavitation de vortex p. 23

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Guennoun M.F., Étude physique de l'apparition et du développement de la cavitation sur une aube isolée, EPFL Thèse no 3574 (2006).

Cavitation dans une pompe p. 24

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, M. Farhat. Contribution à l'étude de l'érosion de Cavitation : Mécanismes Hydrodynamiques et Prédiction. PhD thesis, Thèse de doctorat, EPFL, Suisse, 1994.

Diagramme Pression-Température p. 24

<http://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/fr/>, Adapté de <https://fr.wikipedia.org/wiki/Cavitation>

Une diminution de h_s (ou augmentation de l'enfoncement) réduit la cavitation mais augmente les coûts du civil. p. 25

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, adapté de Franc J.P., et al., La cavitation – Mécanismes physiques et aspects industriels, Presses universitaires de Grenoble, 1995. p. 344.

Une dérive de σ p. 25

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

p. 26

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin adapté du CEI60193

La plate-forme d'essai sur modèle p. 26

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Schéma d'une plate-forme d'essai de modèle réduit p. 27

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Importance économique de la roue sur la base de son coût et de l'impact sur la production p. 28

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Montage des pièces encastrées p. 29

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Suite du montage des pièces encastrées p. 29

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

La roue est déposée temporairement sur le flasque inférieur p. 30

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Les directrices puis le flasque supérieur sont montés, suivis du mécanisme de vannage p. 30

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Montage de l'alterneur p. 30

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

En finale pour la turbine, le tuyau d'aération et la soupape axiale p. 31

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Enfin, la mise en service p. 31

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

La réhabilitation de Chief Joseph : un succès sans compromis p. 32

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Utilisations et avantages des auto-lubrifiants p. 33

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

Les auto-lubrifiants se présentent sous diverses configurations adaptées aux mécanismes. p. 33

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Avantages du palier hydrostatique à l'eau p. 33

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Moyeu de Kaplan sans huile p. 34

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Taux théorique de survie comparé en fonction du nombre de barrages franchis et du type de turbine. p. 35

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

Analyse et localisation des collision par CFD p. 36

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

La grille à poisson perturbe de façon considérable les écoulements, réduit les performances et crée de la nuisance additionnelle pour les poissons qui ne sont pas capturés p. 36

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE

Propriétés chimiques et effet biologique de la concentration en oxygène dissout p. 37

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©Michel Sabourin

Aération par le bord de fuite des aubes p. 38

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, © Voith <http://voith.com/corp-en/service-products/hydropower/environmentally-friendly-hydro-products/aerating-turbine-technology.html><http://voith.com/corp-en/service-products/hydropower/environmentally-friendly-hydro-products/aerating-turbine-technology.html><http://voith.com/corp-en/service-products/hydropower/environmentally-friendly-hydro-products/aerating-turbine-technology.html>

Distribution de l'air introduit au bord d'attaque d'un profil inter-aube. p. 39

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/fr/>, ©GE, Scott David, Simmons Neal, Bornard Laurent, Toussaint Kristopher, "New aerating turbine for increasing dissolved oxygen levels at High Rock Dam", Charlotte, HydroVision 2018.

Contenus annexes



1. Puissance hydraulique

$$P_h = \rho Q E$$

$P_h \rightarrow$ Puissance hydraulique disponible à la turbine en watts

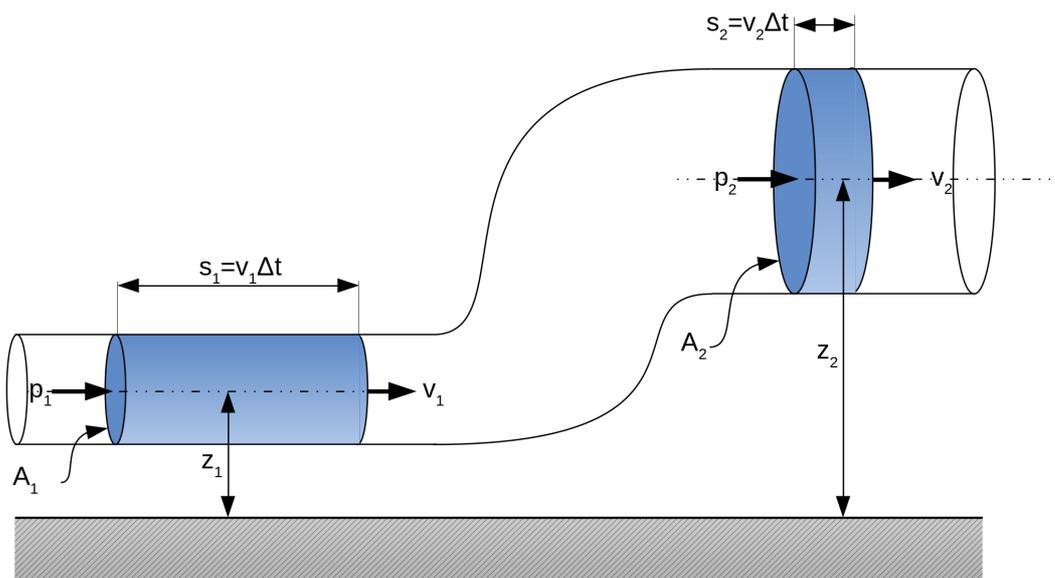
$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m^3

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m^3/s

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2

2. L'équation de Bernoulli - conservation de l'énergie

Daniel Bernoulli 1738



Conservation de l'énergie avec Bernoulli

Pour étudier l'écoulement d'un fluide incompressible et idéal dans un conduit quelconque, considérons un débit permanent qui nous donne un volume et donc une masse s'y déplaçant pendant le temps Δt :

- Dans la zone 1 à section constante A_1 , pour le débit Q on obtient la vitesse $v_1 = Q/A_1$ et le fluide parcourt la distance s_1 .
- Dans la zone 2 par conservation du débit Q on obtient la vitesse $v_2 = Q/A_2$ et le fluide parcourt la distance s_2 .

Pour les zones 1 et 2, la conservation de l'énergie nous indique que les sommes du travail massique (W) et des énergies massiques cinétique (E_c) et potentielle (E_p) sont égales et donc constantes.

Ce qui s'exprime par : (cf. p.55)

$$W_1 + E_{p1} + E_{c1} = W_2 + E_{p2} + E_{c2}$$

où

$$E_{pi} = g z_i$$

$$m E_{ci} = m \frac{v_i^2}{2} \rightarrow E_{ci} = \frac{v_i^2}{2}$$

$$m W_i = p_i A_i s_i = p_i A_i v_i \Delta t$$

$$\rho Q \Delta t W_i = p_i Q \Delta t$$

$$W_i = \frac{p_i}{\rho}$$

En assemblant :

$$\frac{p_1}{\rho} + g z_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

$$\frac{p_i}{\rho} + g z_i + \frac{v_i^2}{2} = \text{Constante}$$

En mécanique des fluides, le principe de Bernoulli statue que dans le flux d'un fluide où l'énergie se conserve, une accélération se produit simultanément avec la diminution de la pression.

Quelques définitions découlant de l'équation de Bernoulli



On appelle **énergie totale** E_t , l'énergie calculée par Bernoulli à une section i d'un conduit.

$$E_{ti} = \frac{p_i}{\rho} + g z_i + \frac{v_i^2}{2}$$

On appelle **perte de charge** gh_f , la différence d'énergie totale entre deux sections d'un conduit.

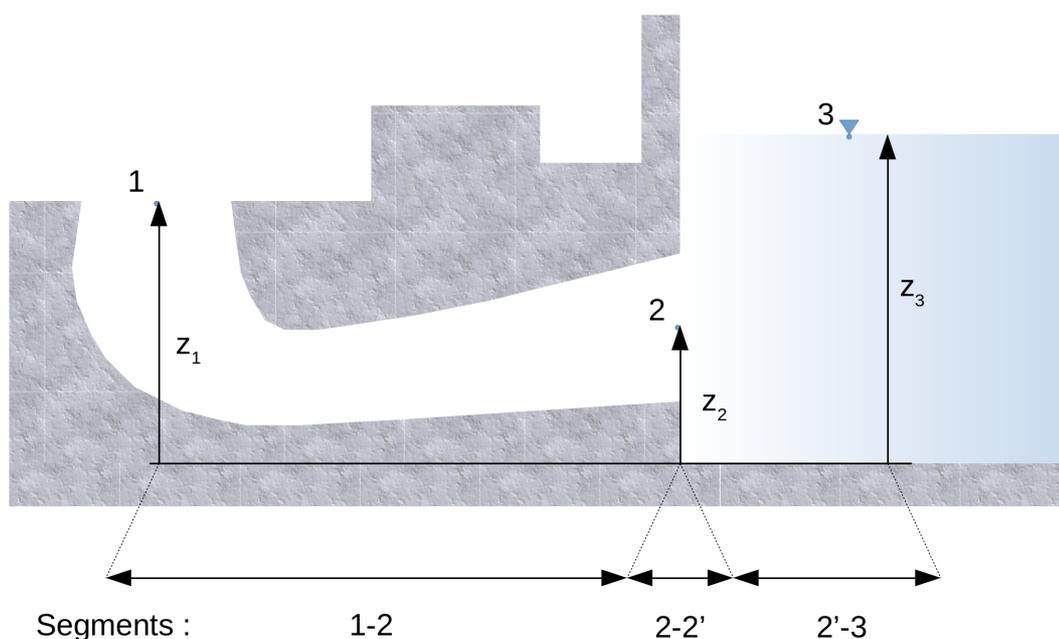
$$gh_f = E_{t1} - E_{t2}$$

Introduction à l'étude d'un aspirateur



Les fonctions de l'aspirateur sont :

- Retourner l'eau à la rivière
- Diminuer l'énergie cinétique à la sortie



Étude de la perte aspirateur

Considérons un aspirateur fonctionnant au sommet de rendement. L'entrée est en 1 et la sortie en 2. Le point 3 est situé à la surface du niveau aval.

Au **point 1**, situé sous la roue présente une énergie totale qui s'exprime par l'équation de Bernoulli :

$$E_{t_1} = \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2}$$

En 3, la pression statique est la pression atmosphérique, l'énergie potentiel est $\rho g z_3$ et l'énergie cinétique est nulle :

$$E_{t_3} = \frac{p_{atm}}{\rho} + gz_3$$

Le **point 2** se situe sur une discontinuité entre le segment 1-2 et le segment 2-3, appelons-le segment 2-2'. En fait, dans le segment 2-2', l'écoulement subit une expansion brusque de la section 2 vers une section infini en 3. Il ne s'agit plus d'un écoulement divergent et l'énergie cinétique en 2 est totalement perdue, c'est une perte singulière.

$$gh_{f_2} = E_{t_2} - E_{t_{2'}} = \frac{v_2^2}{2}$$

Sachant que l'énergie totale en 2' est égale à l'énergie totale en 3 :

$$E_{t_{2'}} = E_{t_3}$$

Donc, en tenant compte de la perte singulière en 2-2' on peut écrire :

$$E_{t_1} = E_{t_2} = E_{t_3} + \frac{v_2^2}{2}$$

On observe que l'énergie cinétique en 2 augmente l'énergie totale en 1 peu importe l'énergie en 3. Il s'agit donc d'une perte qui diminuera l'énergie disponible à la roue et qui ne sera, bien évidemment, pas transmise à l'arbre.

Il y aura donc avantage à diminuer l'énergie cinétique à la sortie de l'aspirateur en maximisant la section à cet endroit.

Approche de la réalité : un exemple d'un calcul CFD dans l'aspirateur

Bernoulli est l'équation de l'énergie et dans le développement précédent nous avons considéré que la perte charge était nulle (pertes par friction paroi et fluide). Le calcul CFD nous permet de nous approcher de la réalité. Une des caractéristique du calcul CFD est qu'il se fait sans effet de gravité, on observe aucune interaction entre l'énergie potentielle et le comportement de l'aspirateur.

Sur le graphique, on considère un aspirateur dont la longueur varie le long de l'abscisse curviligne. Donc pour chaque point le long de l'abscisse on calcul les pressions et énergie cinétique à chaque point comme s'il s'agissait de la sortie de l'aspirateur.

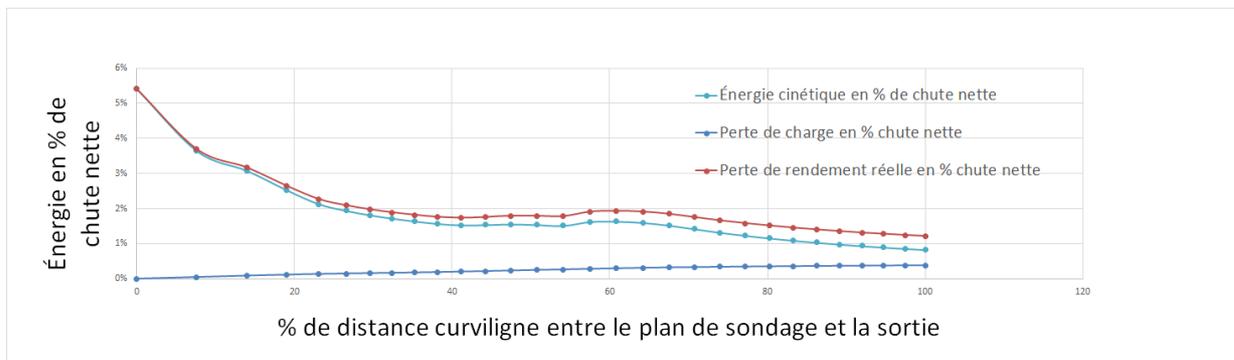
Donc, s'il n'y avait pas d'aspirateur pour le calcul montré, l'énergie à la sortie de la turbine serait de 5,41% et cet énergie serait perdue.

Au fur et à mesure qu'on allonge l'aspirateur, l'énergie cinétique décroît alors que la perte de charge croit. Il en résulte globalement une réduction de l'énergie. De sorte, qu'à la sortie, l'énergie est réduite à 1,21%.

On peut aussi extrapoler qu'en allongeant l'aspirateur, on obtiendra une plus grande énergie à la roue.

Il est remarquable d'observer que l'aspirateur montré, au point de rendement sommet, contribue pour 4,2% d'augmentation de rendement.

Plus généralement, une turbine fonctionne au point optimal avec une vitesse axiale à la sortie de la roue d'environ 10 m/s ce qui correspond a une énergie cinétique d'environ 5 *mce** et ceci peut importe la chute à exploiter. Donc, sous les basses chutes la contribution de l'aspirateur peut être très importante, par exemple 20% de rendement pour une chute de 25 m.



Évolution typique des énergies dans un aspirateur

3. Bernoulli

$$W_1 + E_{p1} + E_{c1} = W_2 + E_{p2} + E_{c2}$$

où

$$E_{pi} = g z_i$$

$$m E_{ci} = m \frac{v_i^2}{2} \rightarrow E_{ci} = \frac{v_i^2}{2}$$

$$m W_i = p_i A_i s_i = p_i A_i v_i \Delta t$$

$$\rho Q \Delta t W_i = p_i Q \Delta t$$

$$W_i = \frac{p_i}{\rho}$$

En assemblant :

$$\frac{p_1}{\rho} + g z_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

$$\frac{p_i}{\rho} + g z_i + \frac{v_i^2}{2} = \text{Constante}$$

$W \rightarrow$ est le travail massique en J/kg ou en m^2/s^2

$E_p \rightarrow$ est l'énergie potentielle massique en J/kg ou en m^2/s^2

$E_c \rightarrow$ est l'énergie cinétique massique en J/kg ou en m^2/s^2

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s^2

$z \rightarrow$ est l'altitude par rapport à une référence en m

$m \rightarrow$ est le scalaire masse en kg

$v \rightarrow$ est la vitesse en m/s

$p \rightarrow$ est la pression en Pa ou N/m^2

$A \rightarrow$ est l'aire en m^2

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m^3/s

$\vec{s} \rightarrow$ est l'abscisse curviligne en m

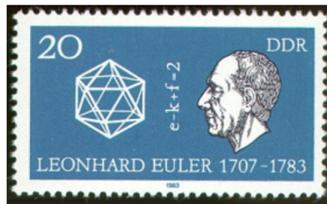
$t \rightarrow$ est le temps en s

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m^3

4. La relation d'Euler

Leonhard Euler 1707-1783

 Rappel



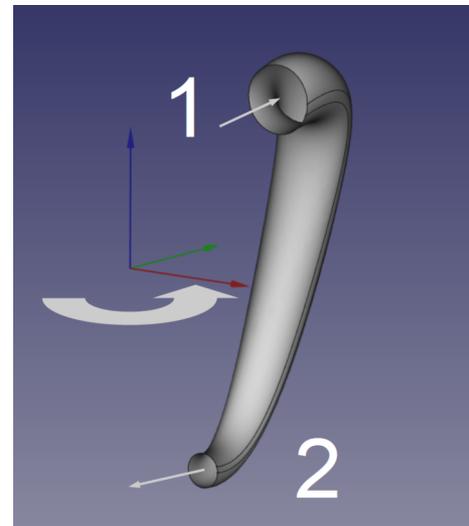
Leonhard Euler a présenté les équations qui décrivent le fonctionnement des machines hydrauliques à réaction.

Analyse d'une turbine élémentaire

 Fondamental

C'est en généralisant l'énergie développée par un moulinet (cf. p.61) à tout type de condition d'entrée et de sortie qu'on obtient la relation d'Euler.

Pour la démonstration, considérons une turbine élémentaire constituée d'un tube à section variable dont l'entrée (indice 1) et la sortie (indice 2) sont tangentes et parcourues par un débit de l'entrée vers la sortie. Le tube tourne autour d'un axe à une vitesse angulaire.



Turbine élémentaire

Considérons ce qui se passe à l'entrée en terme de quantité de mouvement.

L'effort tangentiel qui en résulte est positif et dans le sens de rotation : $F_1 = \rho Q C_{u1}$.

Le couple moteur est : $M_1 = r_1 \times F_1$.

La puissance générée à l'entrée : $P_1 = \omega M_1$

L'énergie à l'entrée s'exprime donc par : $E_1 = U_1 C_{u1}$

Pour la sortie :

$$F_2 = -\rho Q C_{u2}$$

$$M_2 = r_2 \times F_2$$

$$P_2 = \omega M_2$$

$$E_2 = -U_2 C_{u2}$$

La puissance résultant des vitesses à l'entrée et à la sortie sera : $P = \rho Q (r_1 \omega C_{u1} - r_2 \omega C_{u2})$

Il en résulte la relation d'Euler permettant d'obtenir l'énergie générée par la turbine élémentaire :

$$E_i = g H_i = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}$$

On qualifie cette énergie d'interne, parce qu'elle exprime la quantité d'énergie aux bornes de la roue par opposition aux bornes de la turbines.

La puissance mécanique qui en résulte est entièrement transmise à l'arbre.

$$P_m = \rho Q E_i$$

La relation d'Euler nous indique que la puissance produite par une turbine vient de la déviation du filet fluide la traversant. Le même raisonnement s'applique à la pompe lorsque la puissance est négative, c'est-à-dire que la puissance doit être fournie pour générer le débit et la chute.

Donc, connaissant les angles fluides à l'entrée et à la sortie d'une roue, on connaît la puissance produite. L'efficacité énergétique et les pertes sont donc contenues dans les angles du fluide. C'est donc une affaire de géométrie et de masse.

On rappelle que la puissance est le produit d'un débit massique par une énergie massique.

On observe qu'il n'y aucune simplification ou hypothèse dans cette expression qui est donc exacte et que les notions de viscosité et turbulence ne sont pas utiles ici.

La relation d'Euler est l'équation maîtresse qui fait le lien entre l'énergie disponible et la géométrie de l'écoulement puis finalement la géométrie de la turbine.

Le concepteur hydraulicien doit donc générer une géométrie de roue avec les angles pour produire l'énergie souhaitée.

L'énergie interne



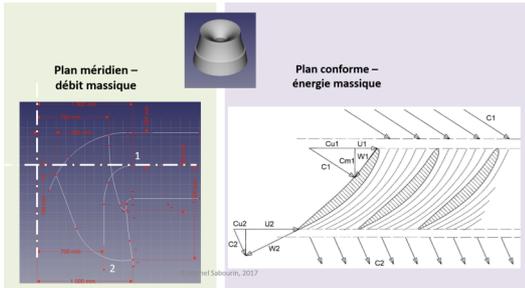
L'énergie qui s'exprime ainsi aux bornes de la roue s'appelle l'énergie interne et peut se noter E_i (cf. p.41) ou H_i (cf. p.41) .

Application simplifiée au tracé d'une roue



Aube et roues modèles et prototype

- L'étude de l'aubage s'intéresse d'abord au fonctionnement au point de rendement maximum
 - La rotation fluide C_{u2} à la sortie de la roue est prévue nulle.
- Sa géométrie 3D est complexe et se veut un assemblage de 2 plans orthogonaux correspondant respectivement au débit massique et à l'énergie massique
 - Plan méridien
 - Plan conforme
- On considère une seule ligne d'écoulement



Analyse du tracé dans les deux plans orthogonaux

La puissance se décompose en 2 composantes :

1. Le débit massique.
2. L'énergie massique.

Similairement le tracé de la roue se décompose en 2 plans orthogonaux :

1. Le plan méridien qui gère le débit massique.
2. Le plan conforme qui gère l'énergie massique.

Le plan conforme est le résultat de la mise à plat de du profil tridimensionnel résultant de l'intersection entre une surface de courant de révolution et l'aubage.

Recherche des angles moyens du fluide à l'entrée et à la sortie d'une roue Francis



Conditions générales

ρ	1000	kg/m ³
g	9,81	m/s ²
H	63,0	m
E	618,03	J/kg
Q	30,0	m ³ /s
D	2	m
n	200	rpm
ω	20,94	rad/s
α	75	degrés

Les données du problème au point optimal

Voici une analyse d'une turbine que l'on assimilera à une turbine élémentaire dont l'écoulement est modélisé par une filet fluide monodimensionnel.

Voici les principales caractéristiques de la roue.

La roue fait 2m de diamètre et ses principales dimensions sont cotées à la figure précédente sur le plan méridien. La chute est de 63 m, son débit au sommet de rendement est de 30 m³/s et elle tourne à 200 tpm.

Les directrices alimentent la roue avec un angle fluide de 75 degrés comme montré sur la figure suivante.

La base de la **conception du tracé** se fait en 1D sur l'abscisse curviligne entre le point 1 situé en entrée et le point 2 à la sortie de la roue. Cette information n'est pas complète mais elle est suffisante pour déterminer les principales dimensions et performances de l'aubage. Les données sur l'écoulement sont pour le point de meilleur rendement.

À l'entrée de la roue :

Du rayon R_1 et de la vitesse angulaire on obtient la vitesse du solide U_1 et la vitesse radiale moyenne à l'entrée C_{r1} basé sur le débit traversant la section l'anneau de hauteur b et de rayon R_1 .

C_{u1} et C_{r1} résulte du triangle de vitesse imposé par l'angle fluide α_1 résultant de l'effet des directrices.

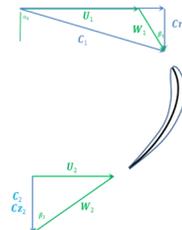
W_{u1} est la vitesse tangentielle du fluide vue par l'aubage, c'est la vitesse tangentielle relative qui s'obtient en soustrayant U_1 de C_{u1} .

L'arc-tangente de W_{u1}/C_{r1} donne l'angle β_1 qui est l'angle du fluide tel que vue par la roue lorsqu'elle tourne à 200 tpm.

Le bord d'attaque de l'aubage sera conçu à cet angle pour limiter les pertes par chocs à l'entrée de la roue. (cf. p.64)

Conditions à l'entrée

R1	1,0	m
b	0,70	m
U1	20,9440	m/s
Cu1	25,4560	m/s
Cr1	6,8209	m/s
Wu1	4,51	m/s
W1	8,178264256	m/s
β_1	33,48	degrés



Calcul des conditions à l'entrée de la roue

$$\begin{aligned}
 U_1 &= R_1 \omega \\
 C_{m1} &= C_{r1} = Q / (2 \pi R_1 b_d) \\
 C_{u1} &= C_{r1} \tan(\alpha_1) \\
 W_{u1} &= C_{u1} - U_1 \\
 \beta_1 &= \text{atan}(W_{u1} / C_{r1})
 \end{aligned}$$

À la sortie de la roue :

Puisqu'à la sortie de la roue, l'écoulement est axial, on choisit le rayon R_2 comme représentant la position centrale du filet fluide.

En première approximation, on peut estimer que la vitesse C_{u2} à la sortie de la roue est nulle puisque c'est l'objectif du concepteur pour réduire les pertes dans l'aspirateur.

La vitesse axiale à la sortie C_{z2} doit permettre de satisfaire l'équation de continuité et se calcul en multipliant le débit par la section de sortie de la roue au diamètre D de 2m.

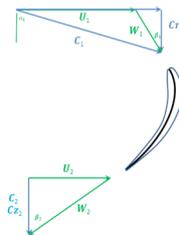
Puisque C_{u2} est nulle, La vitesse tangentielle relative du fluide doit annuler la vitesse du solide.

L'arc-tangente de W_{u2} / C_{r2} donne l'angle β_2 qui est l'angle du fluide qui doit être produit par l'aubage. (cf. p.64)

$$\begin{aligned}
 U_2 &= R_2 \omega \\
 C_{m2} &= C_{z2} = Q / (\pi D^2 / 4) \\
 W_{u2} &= C_{u2} - U_2 \\
 \beta_2 &= \text{atan}(W_{u2} / C_{z2})
 \end{aligned}$$

Conditions à la sortie

R2	0,7	m
U2	14,66	m/s
Cu2	0	m/s
Cz2	9,5493	m/s
Wu2	-14,66	m/s
β2	-56,92	degrés



Calcul des conditions à la sortie de la roue

La forte sensibilité aux angles de l'écoulement



Dans le fichier joint, on peut observer la très grande sensibilité de la performance à l'angle fluide à l'entrée α_1 . Quelques dixièmes de degrés causent des variations en 1% du rendement.

La prédiction de l'angle fluide α_1 est délicate et on s'aperçoit qu'il y a des valeurs qu'on peut imposer dans la feuille de calcul qui donnent des résultats qui ne sont pas physiques.

La CFD peut être utilisée avec précaution pour prédire ces angles et raffiner la conception de l'aubage avant la validation finale sur modèle réduit.

Avec le tracé résultant on obtient une variation des angles d'écoulement entre l'entrée et la sortie de 90 degrés. La longueur de l'abscisse curviligne entre 1 et 2 n'est pas déterminée. En fait, il faudra considérer d'une part dans quelle longueur limite la courbure du fluide peut s'obtenir sans séparation de l'aubage et d'autre part si le champ de pression absolu est suffisamment étalé pour éviter la cavitation.

$\Delta\beta$	-90,41	degrés
Pdispo	18540900	watts
Parbre	15994503	watts
Rendement	86,27 %	

Performances et caractéristiques du tracé

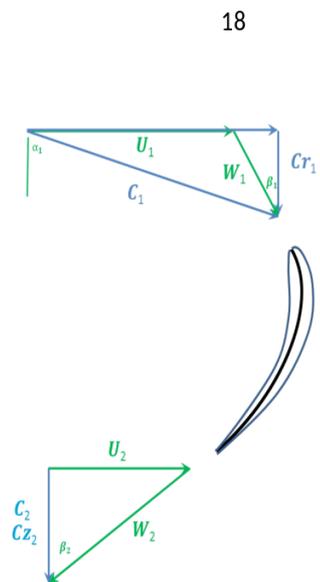
Conditions générales

ρ	1000	kg/m ³
g	9,81	m/s ²
H	63,0	m
E	618,03	J/kg
Q	30,0	m ³ /s

D	2	m
n	200	tpm
ω	20,94	rad/s
α_1	75	degrés

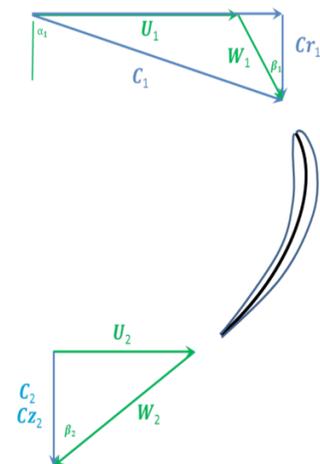
Conditions à l'entrée

R_1	1,0	m
b	0,70	m
U_1	20,9440	m/s
C_{u1}	25,4560	m/s
C_{r1}	6,8209	m/s
W_{u1}	4,51	m/s
W_1	8,178264256	m/s
β_1	33,48	degrés



Conditions à la sortie

R_2	0,7	m
U_2	14,66	m/s
C_{u2}	0	m/s
C_{z2}	9,5493	m/s
W_{u2}	-14,66	m/s
β_2	-56,92	degrés



$\Delta\beta$	-90,41	degrés
P_{dispo}	18540900	watts
P_{arbre}	15994503	watts
Rendement	86,27	%

5. Équation de la conservation de la quantité de mouvement ou équation de Newton(1687)



La statique nous apprend que les forces internes d'un solide ou d'un fluide sont en équilibre avec les forces externes. Dans le cas d'un solide ou d'un fluide en mouvement, la seconde loi de Newton nous permet de lier la variation de la quantité de mouvement aux forces externes.

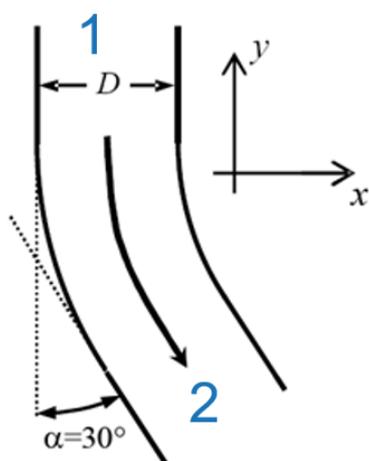
La deuxième loi de Newton permet d'intégrrer le mouvement du fluides dans l'équilibre des forces. Compte-tenu du fait que dans l'interaction fluide-structure nous nous intéressons à l'effort sur les parois solides, on met en application la troisième loi de Newton et la réaction F sur le solide s'exprime en fonction de la variation de la quantité de mouvement du fluide :

$$F = \frac{-d(mv)}{dt} = -ma \text{ (cf. p.63)}$$

$$N = (kgm/s)/s = kgm/s^2$$

Le fluide par sa variation de quantité de mouvement exerce une force sur les parois.

Si on considère un fluide incompressible et en charge, la masse et la densité étant constantes, seule la vitesse peut faire varier la quantité de mouvement, par sa variation en direction et en grandeur.



L'étude de l'écoulement dans un tuyau fixe montre que la courbure dans le tuyau génère des efforts.

$$F_x = \rho Q (v_{x1} - v_{x2}) \text{ (cf. p.63)}$$

C'est la courbure d'une ligne de courant ou filet fluide qui exerce une force d'inertie.

On observe que la force est dans le sens contraire de la variation vitesse. En généralisant :

$$F_i = -\rho Q \Delta v_i$$

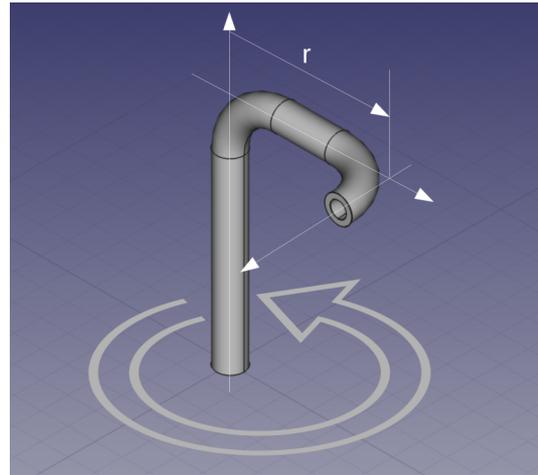
Écoulement dans un coude et réaction

Application de la loi de Newton à un moulinet



Le moulinet montré est alimenté en bas par un débit vertical et tourne à une vitesse constante. Le débit sort tangentiellement et horizontalement à une distance r de l'axe dans la direction opposée à la rotation.

Les équations décrivant ce phénomène sont : (cf. p.64)



Moulinet

L'équation de Newton : $F_i = -\rho Q \Delta v_i$

Permet de calculer le couple moteur agissant sur le moulinet : $M = -\rho Q C_u \times r$

Puisque qu'il s'agit d'un moteur en rotation la puissance s'exprime : $P = M \omega = -(\rho Q C_u \times r) * \omega$

On note que pour une puissance positive, le couple et la vitesse angulaire doivent être dans le même sens.

En réarrangeant les termes de cette équation on identifie ρQ le débit massique tel que vu précédemment et le terme $C_u r \omega$ est l'énergie massique exprimée en m^2/s^2 ou de façon équivalente en J/kg .

L'énergie que développe le moulinet peut donc se calculer à partir des vitesses tangentielles fluide et solide ainsi ainsi : (cf. p.64)

$$E = -C_u r \omega = -C_u U$$

Comme on l'a vu, la force résulte d'un changement de direction axiale, à l'entrée, vers une direction tangentielle, à la sortie. Cet effort crée un couple qui à cause de la vitesse angulaire donne une puissance. Cette puissance est en fait le produit d'un débit massique par une énergie massique .

On observe que l'expression de l'énergie massique est le produit de la vitesse tangentielle fluide par la vitesse tangentielle solide. Ces deux vitesses étant dans des sens opposés.

? Exemple

Vitesse relative et vitesse absolue

Supposons un moulinet tel qu'illustré à droite avec :

- une vitesse débitante (W_u) à la sortie du moulinet égale à 10 m/s,
- cette sortie se trouve à 1 m de l'axe de rotation, c'est le rayon (r) de la sortie,
- une vitesse angulaire (ω) de 10 rad/s.

La vitesse tangentielle du moulinet à la sortie se calcule : $U = r \times \omega = 10m/s$

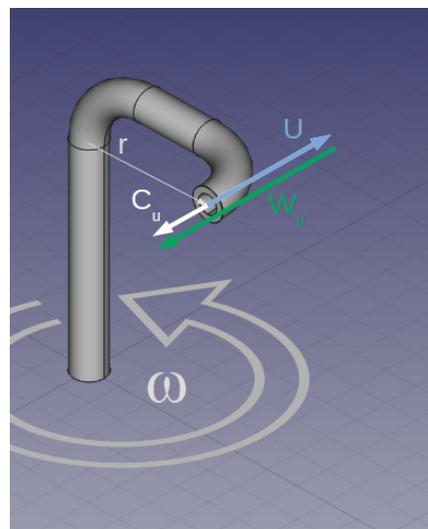
La vitesse débitante (W_u) est une vitesse relative au moulinet qui est en rotation telle que : $C_u = U + W_u$.

U et W_u étant égales mais de sens inverse, le C_u est nul et donc la puissance générée est nulle.

Pour avoir une puissance positive, il faut une ou une combinaison des possibilités suivantes :

- Réduire la vitesse angulaire.
- Réduire le rayon de sortie.
- Diminuer la section de passage à la sortie pour augmenter la vitesse du fluide à la sortie.
- Augmenter le débit.

On réalise qu'avec l'inverse de ces possibilités, on obtiendra une puissance négative, c'est-à-dire qu'il faudra un moteur pour faire tourner le moulinet.



Vitesses à la sortie du moulinet

6. Équation de la conservation de la quantité de mouvement

$$F = \frac{-d(mv)}{dt} = -ma$$

$F \rightarrow$ force en N

$m \rightarrow$ est le scalaire masse en kg

$v \rightarrow$ est la vitesse en m/s

$t \rightarrow$ est le temps en s

$a \rightarrow$ est le vecteur accélération en m/s²

7. Calcul de l'effort dans un coude

$$F_x = \rho Q (v_{x1} - v_{x2})$$

$F \rightarrow$ force en N

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m³

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m³/s

$v \rightarrow$ est la vitesse en m/s

8. Étude du moulinet

$$E = -C_u r \omega = -C_u U$$

$C_u \rightarrow$ composante tangentielle de la vitesse du fluide en m/s

$r \rightarrow$ est le rayon en m

$\omega \rightarrow$ est la vitesse angulaire en rad/s

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2

9. Triangle de vitesse entrée distributeur

$$\begin{aligned} U_1 &= R_1 \omega \\ C_{m1} &= C_{r1} = Q / (2 \pi R_1 b_d) \\ C_{u1} &= C_{r1} \tan(\alpha_1) \\ W_{u1} &= C_{u1} - U_1 \\ \beta_1 &= \text{atan}(W_{u1} / C_{r1}) \end{aligned}$$

$U \rightarrow$ vitesse tangentielle du solide en m/s

$R \rightarrow$ est le rayon spécifié en m

$C_m \rightarrow$ composante débitante de la vitesse du fluide en m/s

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m^3/s

$b_d \rightarrow$ est la hauteur du distributeur en m

$C_u \rightarrow$ composante tangentielle de la vitesse du fluide en m/s

$\alpha \rightarrow$ angle dans le repère absolu

$\beta \rightarrow$ angle dans le repère relatif

10. Triangle de vitesse entrée distributeur

$$\begin{aligned} U_2 &= R_2 \omega \\ C_{m2} &= C_{z2} = Q / (\pi D^2 / 4) \\ W_{u2} &= C_{u2} - U_2 \\ \beta_2 &= \text{atan}(W_{u2} / C_{z2}) \end{aligned}$$

$U \rightarrow$ vitesse tangentielle du solide en m/s

$R \rightarrow$ est le rayon spécifié en m

$\omega \rightarrow$ est la vitesse angulaire en rad/s

$C_m \rightarrow$ composante débitante de la vitesse du fluide en m/s

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m^3/s

$D \rightarrow$ est le diamètre de référence (roue) en m

$C_u \rightarrow$ composante tangentielle de la vitesse du fluide en m/s

$\beta \rightarrow$ angle dans le repère relatif

11. Perte singulière

$$h_c = k \frac{V^2}{2g}$$

$h_c \rightarrow$ perte par choc ou singulière exprimée en m

$k \rightarrow$ coefficient de perte singulière

$V \rightarrow$ est la vitesse en m/s

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s²

12. Équation de l'énergie totale selon Bernoulli

$$E_{t_i} = \frac{p_i}{\rho} + gz_i + \frac{v_i^2}{2}$$

L'indice i indique un point dans le domaine.

$E_t \rightarrow$ est l'énergie massique totale en J/kg, m²/s² ou Pa·m³/kg selon l'équation de Bernoulli.

$p \rightarrow$ est la pression en Pa ou N/m²

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m³

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s²

$z \rightarrow$ est l'altitude par rapport à une référence en m

$v \rightarrow$ est la vitesse en m/s

13. Relation d'Euler

$$E_I = gH_I = U_4 C_{u4} - U_5 C_{u5}$$

Indice 4 est l'entrée de la roue

Indice 5 est la sortie de la roue

$E_I \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m²/s² disponible aux bornes de la roue

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s²

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

$U \rightarrow$ vitesse tangentielle du solide en m/s

$C_u \rightarrow$ composante tangentielle de la vitesse du fluide en m/s

14. Vitesse moyenne

$$v_{moy} = \frac{Q}{A}$$

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m³/s

$A \rightarrow$ est l'aire en m²

15. Énergie brute

$$E_b = (gz_1 + \frac{P_{atm1}}{\rho}) - (gz_7 + \frac{P_{atm7}}{\rho})$$

L'indice b indique qu'il s'agit de l'énergie brute

L'indice 1 représente le point situé au bief amont

L'indice 7 représente le point situé au bief aval

L'indice atm indique qu'il s'agit de la pression atmosphérique

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s^2

$z \rightarrow$ est l'altitude par rapport à une référence en m

$p \rightarrow$ est la pression en Pa ou N/m^2

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m^3

16. Chute

$$H = \frac{E}{g}$$

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s^2

17. Puissance mécanique

$$P_m = \rho Q E_I$$

$P_m \rightarrow$ Puissance mécanique produite par la turbine en watts

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m^3

$Q \rightarrow$ est le débit volumique exprimé en m^3/s

$E_I \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2 disponible aux bornes de la roue

18. Rendement hydraulique

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_I}{E} = \frac{H_I}{H}$$

$\eta_h \rightarrow$ rendement hydraulique de la turbine en %

$P_m \rightarrow$ Puissance mécanique produite par la turbine en watts

$P_h \rightarrow$ Puissance hydraulique disponible à la turbine en watts

$E_I \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2 disponible aux bornes de la roue

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m^2/s^2

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

19. Rendement du groupe turbine-alternateur

$$\eta = \frac{P_{elec}}{P_h}$$

$\eta \rightarrow$ rendement du groupe turbine-alternateur en %

$P_{elec} \rightarrow$ Puissance électrique produite par l'alternateur en watts

$P_h \rightarrow$ Puissance hydraulique disponible à la turbine en watts

20. Condition de Combe-Rateau

L'indice * indique le rapport de la valeur entre deux systèmes.

$$V^{*2} = H^* \text{ ou } V^* = \sqrt{H^*}$$

$V \rightarrow$ est la vitesse en m/s

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

21. Une vision statique du fonctionnement : la lecture de la colline

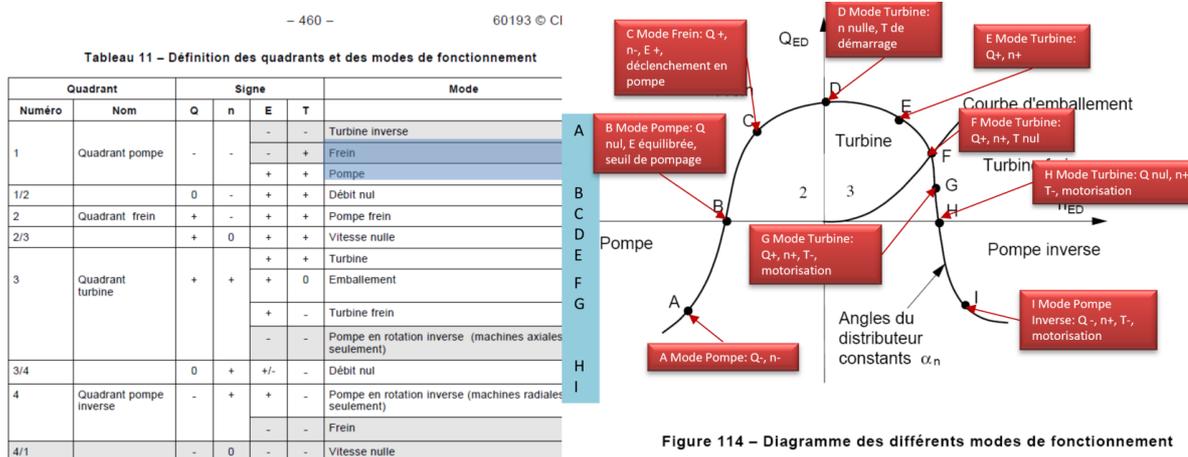


Figure 114 – Diagramme des différents modes de fonctionnement Pour une ouverture de directrice donnée.

Les 4 quadrants du fonctionnement d'une turbine

Regardons ce qui se passe pour une géométrie donnée, c'est-à-dire une ouverture des directrices constante et ouverture des pales constante.

On représente dans 4 quadrants les modes de fonctionnement d'une turbine. Les axes sont le n_{ed} en abscisse et le Q_{ed} en ordonnée. Le sens du débit détermine si le fonctionnement est en turbine ou en pompe ; le débit de l'amont vers l'aval, étant le sens turbine, est posé positif.

Le quadrant turbine est celui qui est le plus utilisé puisqu'il présente le fonctionnement normal de la turbine. Du côté haute pression de la roue, les vitesses de rotation absolues solide et fluide sont dans le même sens et le fluide circule de l'amont vers l'aval, le chiffre de vitesse est positif.

Le quadrant pompe est lorsque le débit et le sens de rotation sont négatifs. Du côté haute pression de la roue, les vitesses de rotation absolues solide et fluide sont dans le même sens.

4.7.2.2 Modes de fonctionnement

4.7.2.2.1 Mode pompe

Le mode pompe est caractérisé par un débit négatif et une vitesse de rotation négative (voir point A sur la Figure 114).

4.7.2.2.2 Mode pompe frein

Ce mode est caractérisé par un sens de rotation négatif mais un débit positif (voir point C). Ce mode est important dans le cas d'un déclenchement au cours d'un fonctionnement en pompe.

4.7.2.2.3 Mode turbine

Ce mode présente un débit et un sens de rotation positifs et un couple positif est transmis à l'arbre de la machine (voir point E). Le cas particulier d'un couple nul correspond à l'emballement de la turbine (voir point F).

4.7.2.2.4 Mode turbine frein

Ce mode présente un débit et un sens de rotation positifs, mais un couple négatif (voir point G).

4.7.2.2.5 Mode pompe en rotation inverse

Ce mode est caractérisé par un sens de rotation positif, mais le débit est négatif (voir point I). Ce mode ne peut être atteint qu'en régime transitoire.

4.7.2.3 Fonctionnements à vitesse nulle ou à débit nul

Outre les modes de fonctionnement à l'intérieur des quadrants, les points de fonctionnement sur les axes de coordonnées présentent de l'intérêt (voir Figure 114):

- l'énergie hydraulique massique à débit nul, E_0 , en fonctionnement en pompe (voir point B);
- le débit à l'arrêt et le couple de démarrage (voir point D);
- l'énergie hydraulique massique à débit nul, en fonctionnement en turbine (voir point H).

Une prise de charge



Définition

Dans la figure suivante, à droite, on présente une *colline de rendement** dans le quadrant turbine. On y trouve en abscisse le facteur de vitesse qui est ici normalisé par rapport à celui situé au sommet de rendement. En ordonnée, le facteur de débit y est aussi normalisé.

Le pont d'opération présentant le maximum de rendement est donc aux coordonnées (1,1).

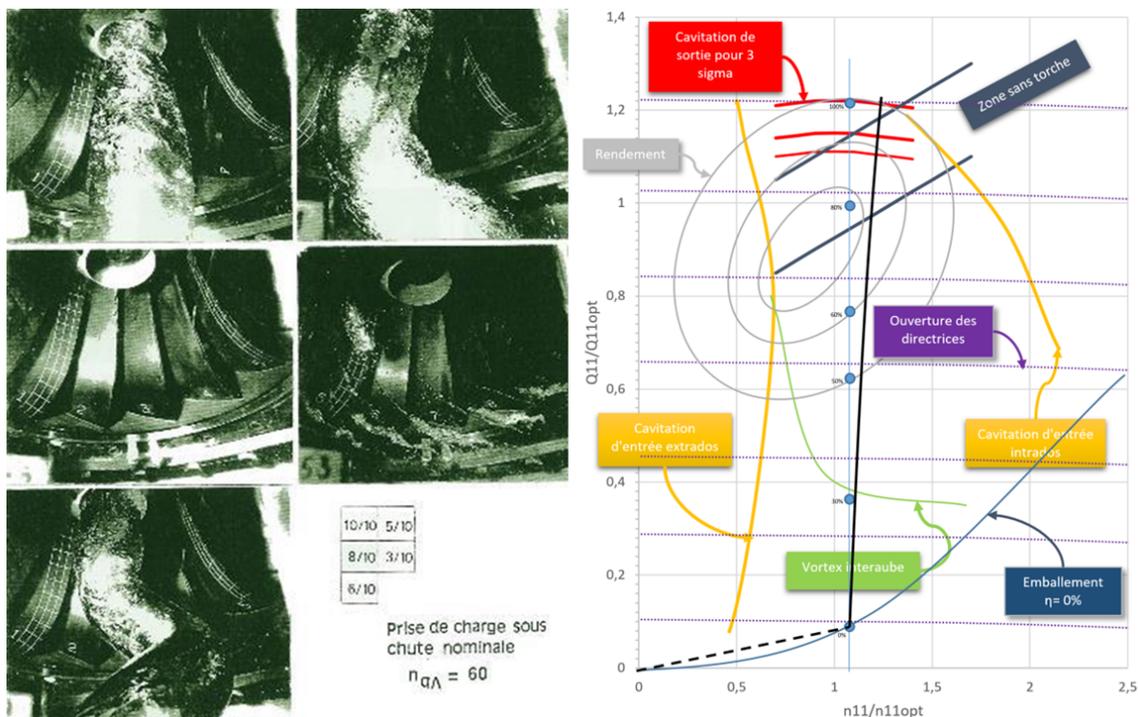
Les iso-rendements s'enroulent autour du sommet de rendement et forment, comme les courbes de niveau, une colline tridimensionnelle.

La prise de charge est une observation de la performance de la turbine lorsqu'on ouvre les directrices du point d'opération marche à vide jusqu'au point d'opération pleine charge en faisant des arrêts à un certain nombre de point d'opération. Cette manœuvre s'effectue à chute constante donc à un facteur de vitesse n_{11} constant.

Les courbes en violet indiquent l'ouverture des directrices.

À 0% de la puissance maximale, au synchronisme, c'est une condition d'emballement, le rendement est nul, on appelle ce point la marche à vide. Sur modèle, ce point nécessite la motorisation pour compenser les pertes de la plate-forme.

Lorsqu'on superpose la cavitation, on obtient une quatrième dimension à la colline.



Une prise de charge en turbine

On observe une petite variation entre la prise de charge sur modèle et la prise de charge sur le prototype.

Sur modèle, en général, la prise de charge se fait à chute et vitesse de rotation constante.

Sur prototype, la prise de charge se fait à la vitesse synchrone et à chute brute constante, donc la chute nette varie parce qu'avec l'augmentation du débit, il y a augmentation des pertes dans les composants hors turbine comme la conduite forcée et la grille à débris. De ce fait, la chute nette diminue et donc le facteur de vitesse n_{11} lui correspondant augmente légèrement avec le débit.

Lors d'une prise de charge, lorsqu'on atteint les grands débits, il arrive qu'avec l'augmentation des ouvertures, l'augmentation du débit qui en découle ne couvre pas la perte de rendement et que la puissance diminue. C'est la saturation, sur la colline modèle, elle est observée hors cavitation. En réalité, la cavitation de sortie accélère ce processus et la saturation arrive à de plus faibles débits.

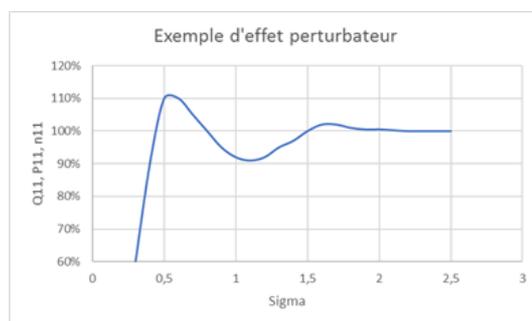
La cavitation : un effet perturbateur



La cavitation : un effet perturbateur

Le comportement hors cavitation peut être très différent du comportement réel :

- La puissance peut saturer.
- L'emballement peut être supérieur.



L'effet perturbateur de la cavitation peut affecter : le rendement, le débit, la puissance et la vitesse d'emballement

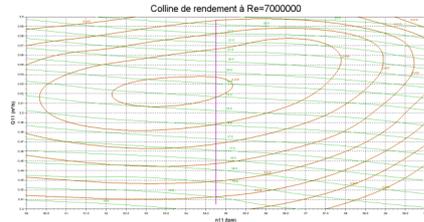
Exemple d'une prise de charge sur une colline réelle

Posons le problème :

Il faut dimensionner une turbine qui produira 500 MW sous 300 m de chute à partir de la colline fournie avec les pondérations suivantes sur le rendement:

Calcul du rendement moyen pondéré

% de la puissance nominale	Puissance	Pondération
100%	500 MW	30%
90%	450 MW	40%
80%	400 MW	20%
70%	350 MW	10%



Colline de rendement

Il s'agit d'effectuer une ouverture graduelle des directrices de zéro puissance à la puissance maximale sous une chute et une vitesse de rotation constante.

Pour cette colline, le sommet de rendement se trouve à $n_{11}=54$ tpm et $Q_{11}=0.520$ m³/s, ce qui nous amènerait à une puissance maximale à environ $Q_{11}=0.585$ où le rendement modèle est d'environ 92,3%. Pour une première évaluation approximative, on pose la majoration de rendement entre modèle et prototype à 1,8%, ce qui nous amène à un rendement prototype de 94,3% à la pleine charge.

Calculons maintenant le débit nécessaire pour obtenir la puissance nominale de la turbine, le diamètre qui en découle et finalement le n_{11} en fonction d'une vitesse synchrone admissible.

$$Q = \frac{P}{\rho g H \eta} = \frac{500000000}{1000 * 9,81 * 300 * 0,943} = 180 \text{ m}^3/\text{s}$$

On peut maintenant calculer le diamètre de la turbine adapté au n_{11} de la colline que nous avons fixé.

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \sqrt{H}}} = \sqrt{\frac{180}{0,585 \sqrt{300}}} = 4,215 \text{ m}$$

Recherchons maintenant la vitesse de rotation pour être près du n_{11} visé.

$$n = n_{11} \frac{\sqrt{H}}{D} = 54 \frac{\sqrt{300}}{4,215} = 221,9 \text{ tpm}$$

Ce qui nous donne un nombre de paire de pôle :

$$n_{pole} = 3600 / 221,9 = 16,2 \text{ pôles}$$

Choisissons 16 pôles et calculons la vitesse de rotation et le nouveau n_{11} :

$$n = 3600 / 16 = 225 \text{ tpm}$$

$$n_{11} = 225 \frac{4,215}{\sqrt{300}} = 54,75 \text{ tpm}$$

Donc, maintenant avec le n11 choisi on peut lancer une prise de charge sur la colline. pour calculer le rendement prototype nous avons besoin de calculer la majoration pour le diamètre choisi :

Calculons d'abord les pertes relatives transposables au Reynolds de référence :

$$\delta_{ref} = \frac{(1 - \eta_{optM})}{\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{optM}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}} \right]} = \frac{(1 - 0,935)}{\left[1 + \frac{1 - 0,7}{0,7} \right]} = 4,55\%$$

Le Reynolds du prototype se calcule :

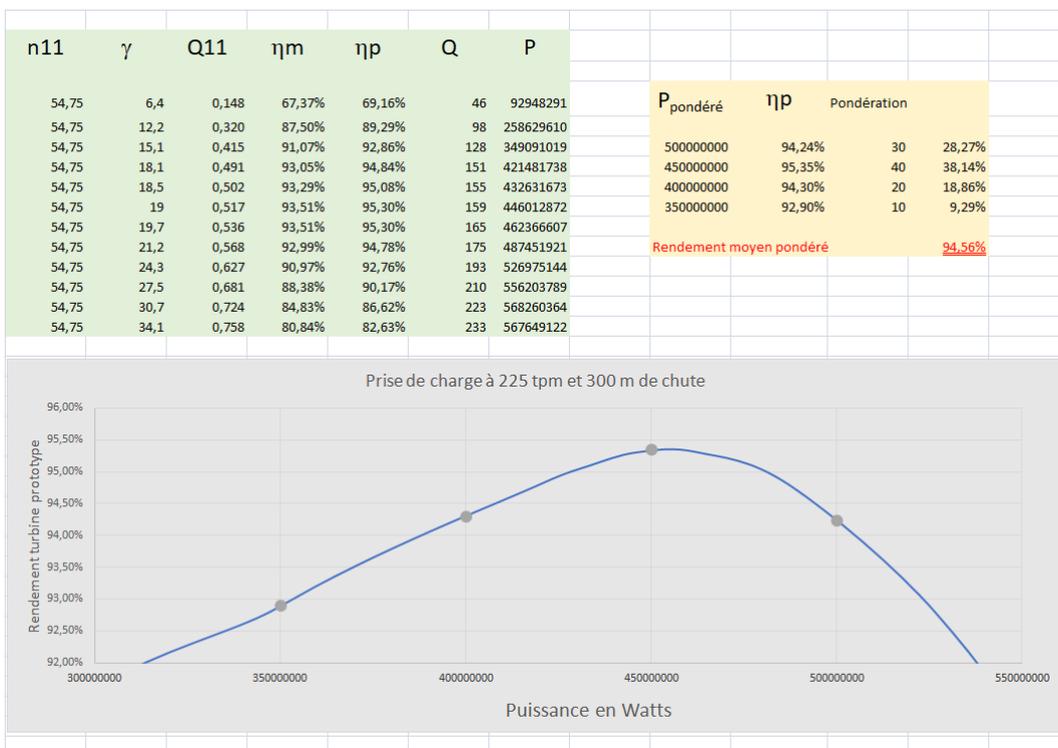
$$Re_p = \frac{UD}{\nu} = \frac{2 \pi n D}{\nu} D0 = \frac{49,66 * 4,215}{1,308e-6} = 160\,000\,000$$

et comme les rendements modèle ont été rapportés au Reynolds de référence :

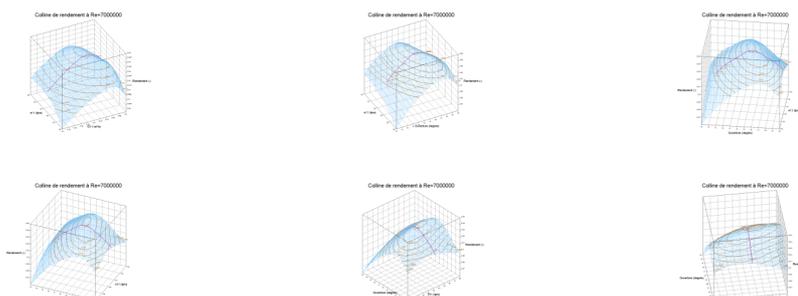
$$(\Delta \eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right] = 0,0455 \left[1 - \left(\frac{7000000}{160000000} \right)^{0,16} \right] = 1,79\%$$

et c'est la même valeur pour tout l'essai.

Établissons maintenant la prise de charge à n11=54.75 tpm :



Prise de charge



La prise de charge sur la colline de rendement

Un outil d'interpolation de colline est présenté *ici* (cf. p.72).

22. Méthodes d'interpolation sur une colline

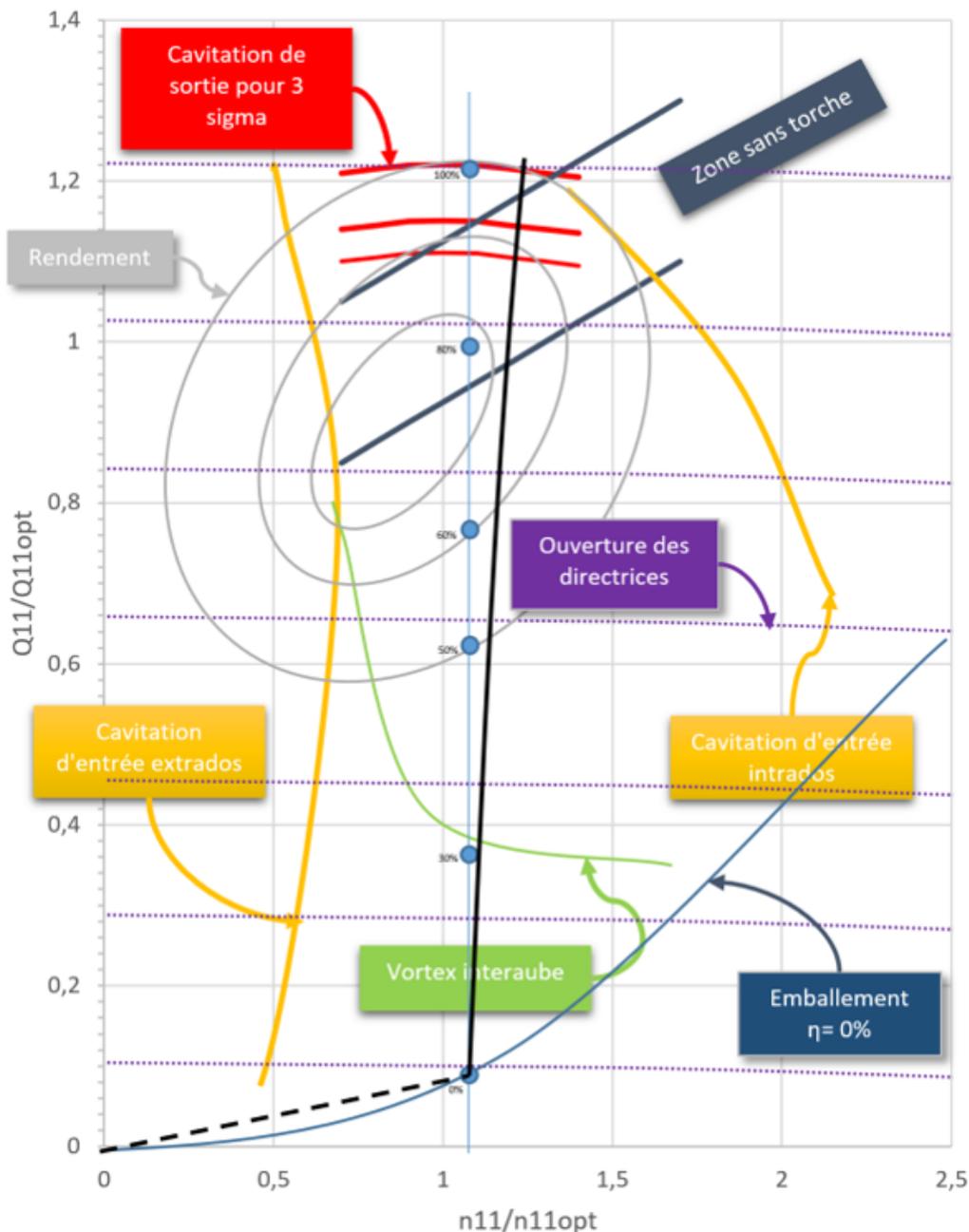
De la mesure à la représentation mathématique

La colline de rendement est une représentation graphique de la performance de la turbine. Une présentation du fonctionnement de la turbine se trouve *ici* (cf. p.67). Habituellement, la colline s'appuie sur 2 axes liés au débit et à la chute pour représenter sur une troisième dimension certaines valeurs qui peuvent être le rendement, la puissance, des limites liées à des phénomènes physiques comme la cavitation, la torche, les vortex de charge partielle ou tout simplement les limites d'opération prévues par l'exploitant.

Ces données sont obtenues soit expérimentalement soit par calcul ou un mélange empirique de ces deux méthodes. Les données sont ponctuelles et habituellement distribuées irrégulièrement dans le domaine.

Entre les points de mesure, il peut être nécessaire de connaître les valeurs. Par exemple, on veut connaître le rendement à une puissance précise pour une raison contractuelle, ou on veut simuler un phénomène transitoire qui, par pas de temps, nous amène à des combinaisons de chute, vitesse de rotation et débit entre les points mesurés.

Pour prédire la performance entre les points mesurés, la solution la plus simple est l'interpolation. On pourrait aussi imaginer une modélisation de la physique mais la complexité d'une telle mise en œuvre la rend souvent inaccessible.



Colline de rendement typique

Les paramètres de l'interpolation.



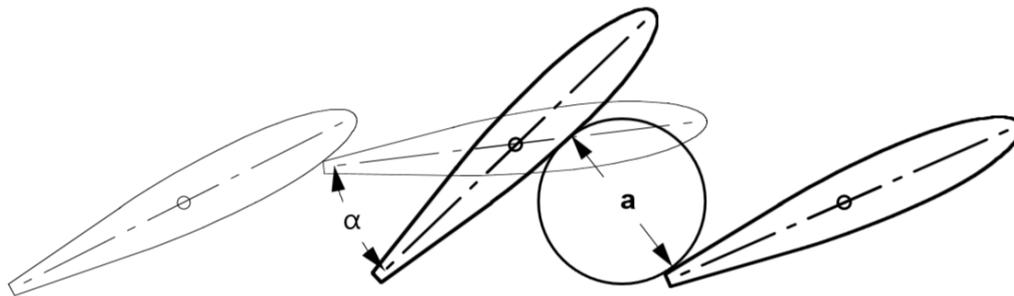
Le plus souvent l'hydraulicien a deux besoins qui s'expriment dans deux plans de travail différents ; chaque plan est défini par le choix des variables en abscisse et en ordonnée :

1. Le plan performance : il s'agit de présenter les performances dans un plan chute-débit ou chute-puissance pour fin de comparaison.
 - o En x, la chute peut être remplacée par la combinaison, vitesse de rotation et chute, utilisée pour calculer le *chiffre de similitude* (cf. p.41) choisi soit : le facteur de vitesse (n_{ED} , n_{11} , K_U , ω_{ED}) ou coefficient d'énergie (E_{nD} , ψ , $E_{\omega D}$). Une valeur normalisée de ces facteurs ou coefficients peut aussi être utilisée .
 - o En y, le débit ou la puissance peuvent être remplacés par le *chiffre de similitude* (cf. p.41) les représentant : le facteur de débit (Q_{ED} , Q_{11} ou K_{cm}) ou coefficient de débit (Q_{nD} , ϕ ou $Q_{\omega D}$) ou le facteur de puissance (P_{ED} , P_{11} ou K_p) ou coefficient de puissance (P_{nD} , λ ou $P_{\omega D}$). Une valeur normalisée de ces facteur ou coefficients peut aussi être utilisée.

2. Le plan opération : il s'agit de prédire le comportement de la turbine dans un plan d'opération chute-ouverture :

- En x, comme ci-haut, la combinaison, vitesse de rotation et chute, utilisée pour calculer le *chiffre de similitude* (cf. p.41) choisi soit : le facteur de vitesse (n_{ED} , n_{11} , K_u , ω_{ED}) ou coefficient d'énergie (E_{nD} , ψ , $E_{\omega D}$).
- En y, la configuration géométrique caractérisée :
 - Par l'angle de l'ouverture du distributeur ou
 - Par la valeur de l'ouverture en mm comme présenté sur cette figure du CEI.

L'opération d'une turbine passe par une commande de l'ouverture en vue d'obtenir le point d'opération souhaité. À la valeur de l'ouverture correspond une position dans la course du servomoteur. La relation entre les deux est strictement géométrique et particulière à la réalisation du *prototype**.



Position fermée: $\alpha = 0^\circ$ ou $a = 0$ mm

Figure 2 – Ouverture et angle du distributeur

La position des directrices se caractérise par un des deux chiffres suivants : l'angle ou l'ouverture

À l'origine, l'information est collectée dans le plan d'opération en positionnant l'ouverture des directrices et pour un chiffre de similitude liée à la vitesse ; on associe à ce couple de valeurs une troisième valeur qui peut être un chiffre représentant le débit, la puissance, le rendement, etc. En clair, on a pour chaque x et y, plusieurs z associés. Il s'agit donc de représentations de plusieurs surfaces liées au même plan.

Exemple d'une colline numérique



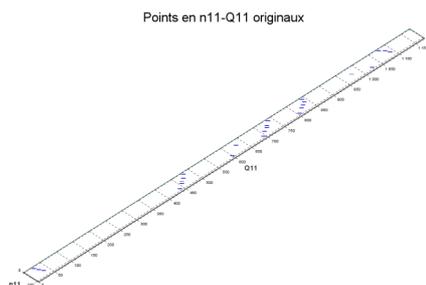
Par exemple, une colline pourrait être décrite par les valeurs suivantes :

- Le numéro du point
- La valeur n_{11} correspondant à l'abscisse
- L'ouverture des directrices présentée comme étant l'angle α .
- La valeur Q_{11} qui est le chiffre de débit
- La valeur η représentant le rendement

Points	n11 tpm	gamma degrés	Q11 l/s	eta (-)	n11/n11coeur tpm	gamma/gammacoeur degrés	Q11/Q11coeur l/s	eta (-)
1	65	2	25	0	0,867	0,095	0,030	0,000
2	65	11,5	480	0,77	0,867	0,548	0,573	0,770
3	65	18	738	0,884	0,867	0,857	0,881	0,884
4	65	21	842	0,88	0,867	1,000	1,005	0,880
5	65	30,6	1075	0,81	0,867	1,457	1,283	0,810
6	75	3	30	0	1,000	0,143	0,036	0,000
7	75	11,5	470	0,82	1,000	0,548	0,561	0,820
8	75	15,5	630	0,888	1,000	0,738	0,752	0,888
9	75	18	725	0,9162	1,000	0,857	0,865	0,916
10	75	21	838	0,936	1,000	1,000	1,000	0,936
11	75	30,6	1085	0,86	1,000	1,457	1,295	0,860
12	80	11,5	460	0,79	1,067	0,548	0,549	0,790
13	80	18	720	0,908	1,067	0,857	0,859	0,908
14	80	21	830	0,93	1,067	1,000	0,990	0,930
15	80	26	977	0,9195	1,067	1,238	1,166	0,920
16	85	4	35	0	1,133	0,190	0,042	0,000
17	85	11,5	455	0,75	1,133	0,548	0,543	0,750
18	85	18	708	0,894	1,133	0,857	0,845	0,894
19	85	21	820	0,915	1,133	1,000	0,979	0,915
20	85	30,6	1090	0,88	1,133	1,457	1,301	0,880
21	95	11,5	440	0,6	1,267	0,548	0,525	0,600
22	95	18	694	0,844	1,267	0,857	0,828	0,844
23	95	21	804	0,863	1,267	1,000	0,959	0,863
24	95	28	1025	0,888	1,267	1,333	1,223	0,888
25	95	15,5	600	0,805	1,267	0,738	0,716	0,805

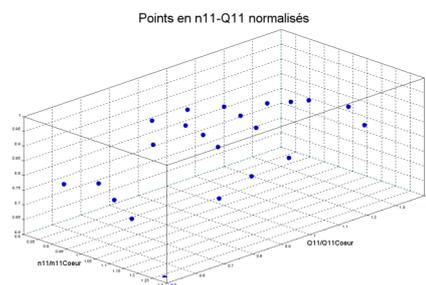
Colline exemple utilisant la similitude n11- Q11 et normalisée

La mathématique de l'interpolation est très influencée par les proportions du domaine d'interpolation. L'idéal est que ce domaine se rapproche de la forme du cube. Une pratique courante est de diviser la coordonnée par sa valeur au sommet de rendement. Sur le tableau précédent, le sommet est encadré en rouge. Ainsi, la coordonnée (x,y) du sommet de rendement est (1,1).



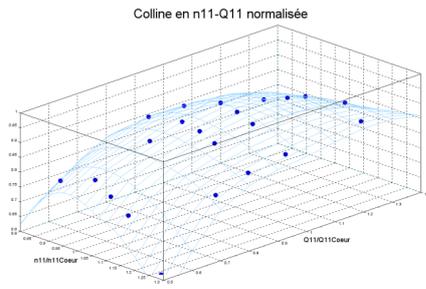
Points originaux distribués dans le domaine d'interpolation

Sur cette figure on voit bien la disproportion des dimensions x et y du domaine d'interpolation. Le résultat de l'interpolation sera de moins bonne qualité.



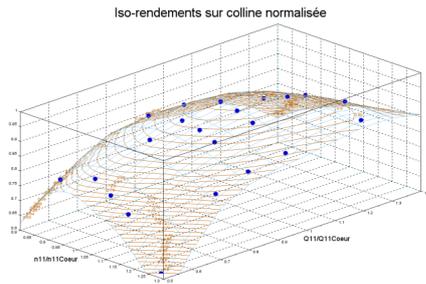
Points normalisés distribués dans le domaine d'interpolation

Ici, on a utilisé les coordonnées normalisées. Les proportions du domaine sont vraiment plus agréable à l'œil et à l'interpolateur. Il s'agit pourtant des mêmes données d'essai.



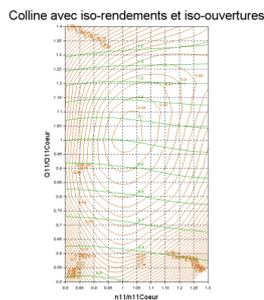
L'interpolateur construit une représentation analytique des valeurs dans tout le domaine. Cette représentation passe obligatoirement par les points de la colline

Colline en n11-Q11 normalisée



Ici, on représente les iso-rendements tel que calculés par l'interpolateur.

Colline avec iso-rendements - Vue isométrique



Par une vue en plan, on obtient la colline classique. Comme pour les iso-rendements, les iso-ouvertures sont obtenues par leur propre représentation analytique et donc leur propre interpolateur.

Colline classique avec iso-rendements et iso-ouvertures

 **Remarque**

Une difficulté importante pour l'interpolation sur une colline vient de la distribution irrégulière des données.

Interpolation sur des données distribuées irrégulièrement

 **Fondamental**

Une méthode mathématique pour interpoler sur des données distribuées irrégulièrement est l'*Algorithm 790: CSHEP2D: Cubic Shepard method for bivariate interpolation of scattered data** qui a été publié à l'ACM (Association for Computing Machinery en 1999. Elle fait partie maintenant de la bibliothèque de Scilab. Malgré la difficulté du traitement mathématique, son utilisation est assez simple.

Son principe se base sur la génération d'une surface bicubique dont les coefficients sont influencés par la distance au points voisins.

Cette surface est continue jusqu'à la deuxième dérivée.

Dans une première étape, on calcule les coefficients d'interpolation avec la fonction `cshep2d`¹ puis on calcule la valeur qu'on désire interpoler en spécifiant ses coordonnées x et y à l'aide de la fonction `eval_cshep2d`².

Comme pour toute fonction mathématique, il faut s'assurer qu'à chaque combinaison de x et y corresponde une seule valeur de z .

On ne peut cumuler plusieurs lectures à un point de fonctionnement et les donner à l'interpolateur. Il faut traiter ces lectures pour obtenir un seul point pour l'interpolateur.

Sans être régulière, la densité la plus uniforme possible des points est garante d'une meilleure précision.

L'extrapolation en dehors de la région des données est évidemment à éviter.

Cet algorithme de calcul est très efficace et donne des collines précises et lisses.

À partir d'une telle colline, il est possible de générer une grille régulière qui sera utilisée par le tableur pour interpoler linéairement.

Interpolation sur des données distribuées régulièrement



Fondamental

Il existe pour les tableurs Excel et Calc une même fonction d'interpolation linéaire `interpo2`

- pour Calc `Interpo2`³ du site <https://extensions.libreoffice.org/extensions/interpolation-for-calc> et
- pour Excel `Interpo2`⁴ du site <https://personales.gestion.unican.es/martinji/Interpolation.htm>

qui permet d'interpoler sur une colline facilement dans une feuille de calcul. Pour l'activer, il faut lui donner accès à une grille régulière qui peut être avantageusement obtenue avec l'algorithme présenté au paragraphe précédent.

Interpolation pour un point de fonctionnement



Simulation

On présente ici une mise en situation simple pour expliquer le fonctionnement de l'interpolation sur des données éparpillées.

- L'ensemble des outils d'interpolation sont dans l'archive compressée **Interpolation.zip** qu'on trouve à <https://michelsabourin.scenari-community.org/Outils> . Il faut suivre les instructions d'installation dans le fichier `Lisez-moi.txt`.⁵
- Les données de la colline, tel que présentées plus haut dans l'exemple, sont dans le fichier `colline_exemple.xls`. Ce fichier doit obligatoirement correspondre à la version Excel 97-2013. Il faut donc le sauvegarder sous cette version.

Il faut respecter l'ordre et le contenu des colonnes. Ce qui est montré dans l'exemple se trouve à l'onglet 2. C'est l'onglet 1 qui contient les données nécessaires qui correspondent en fait, aux données de la colline normalisée, sans l'entête et le numéro des points et positionné à la ligne 1 et la colonne 1. Cet onglet ne doit contenir que les données de la colline, aucun graphique n'est permis.

- Le script Scilab s'appelle **CollinePoint.sce**. Il permet d'interpoler un point à la fois sur la colline. La colline est normalisée à l'interne pour le calcul, il n'est pas nécessaire de le faire à dans le fichier colline.

⁴ https://help.scilab.org/docs/6.0.1/fr_FR/cshep2d.html

⁴ https://help.scilab.org/docs/6.0.1/fr_FR/eval_cshep2d.html

⁴ <https://extensions.libreoffice.org/extensions/interpolation-for-calc/0.3/@@download/file/Interpolation.oxt>

⁴ <https://personales.gestion.unican.es/martinji/Archivos/InterpolationV2.zip>

⁵ <https://michelsabourin.scenari-community.org/Outils>

- On doit d'abord indiquer si on travaille dans le plan de performance style ned-Qed ou dans le plan d'opération style ned-Ouverture.
- Puis, on entre dans les cases appropriées les valeurs x et y où on veut connaître le rendement.
- On peut en boucle donner une série de points.
- Il s'agit ici d'un démonstrateur et le code fourni montre comment manipuler les fonctions `cshep2d1` et `eval_cshep2d2`.

Traçage d'une colline pour analyse



Le script **CollineGrille.sce** permet de représenter graphiquement la colline, de générer des collines sur des grilles régulières et d'interpoler des séries de points grâce à une interface usager conviviale. Un série de point peut par exemple représenter une prise de charge à la chute nominale.

Alors que le script précédent, sur l'interpolation à un point, travaille à l'aveuglette, celui-ci est agrémenté d'un graphique qui permet d'apprécier en trois dimensions le domaine de fonctionnement de la turbine.

Son interface est intuitive et le script s'appuie sur la même définition du fichier colline décrite plus haut.

L'**interface** se divise en deux parties. Les commandes de la partie gauche concernent le calcul. Celles de la partie droite concerne l'habillage graphique.

- Partie gauche de l'interface :
 - Lors du lancement, on demande la lecture du fichier colline ; l'interface comporte aussi un bouton pour lire une autre colline et relancer le processus d'analyse. Il n'est pas nécessaire que la colline soit normalisée dans le fichier. Le programme la normalise à l'interne pour le calcul.
 - L'interpolation se fait soit dans le plan d'analyse de performance (ned-Qed) ou dans le plan d'opération (ned-Ouv), il s'agit d'activer le bouton y correspondant.
 - Les limites du domaine représenté peuvent être ajustée. Cela se fait en conservant les mêmes coefficients d'interpolation. Les pas de l'interpolation n'affectent que la représentation graphique. Après les modifications des valeurs, s'assurer de relancer le calcul en appuyant sur le bouton "Traçage avec les nouvelles limites du domaine et pas de la grille".
 - On a le choix de 4 types de vue. Soient les vues en plan, en élévation, de profil ou isométrique activable par leur bouton.
 - Tous ces choix sont sauvegardés dans le fichier de session situé dans le répertoire de la colline lueé avec comme nom, celui de la colline mais avec l'extension .dat.
- Partie droite de l'interface :
 - On peut modifier les écritures des titres et axes qu'on active en appuyant sur le bouton "Modification des écritures".
 - La visibilité, la couleur et la largeur de trait des objets graphiques sont ajustables.

¹ https://help.scilab.org/docs/6.0.1/fr_FR/cshep2d.html

² https://help.scilab.org/docs/6.0.1/fr_FR/eval_cshep2d.html

La **colline** est définie par une suite de points dans un fichier .xls. Chaque point est une ligne de quatre colonnes :

- Chiffre de vitesse
- Ouverture
- Chiffre de débit
- Rendement

Il ne faut pas que le fichier .xls contienne d'autres informations.

Le nombre de ligne correspond au nombre de point. On peut vérifier la colline lue avec le bouton Vérifier la colline lue.

Les **séries de points** à interpoler sur la colline sont dans un fichier .xls. Il y a une série de points par feuille du fichier. Il ne peut y avoir plus de 5 feuilles. La lecture s'active par le bouton.

Le format de la série de points est pour chaque ligne la coordonnée x en colonne 1 et la coordonnée y en colonne 2.

Lors de la lecture, le type de colline actif (ned-Qed ou ned-Ouv) définit l'abscisse (colonne1) et l'ordonnée (colonne 2) et ainsi l'interpolation à effectuer. Dès la lecture l'interpolation s'effectue. On peut aussi constater le résultat en appuyant sur le bouton "Vérifier les points".

Le résultat est affiché automatiquement sur le graphique et les collines quadrillées régulièrement sont générées.

Si l'**interpolation de la colline** a été sélectionnée pour se faire dans le plan d'analyse de la performance de la performance (ned-Qed) les deux collines générées sur des grilles rectangulaires sont :

- celle en rendement fonction de ned et Qed et
- celle en ouverture fonction de ned et Qed.

Si par contre, l'interpolation a été sélectionnée pour se faire dans le plan d'opération (ned-Ouv), les deux collines générées sont :

- celle en rendement fonction de ned et Ouv et
- celle en ouverture fonction de ned et Ouv.

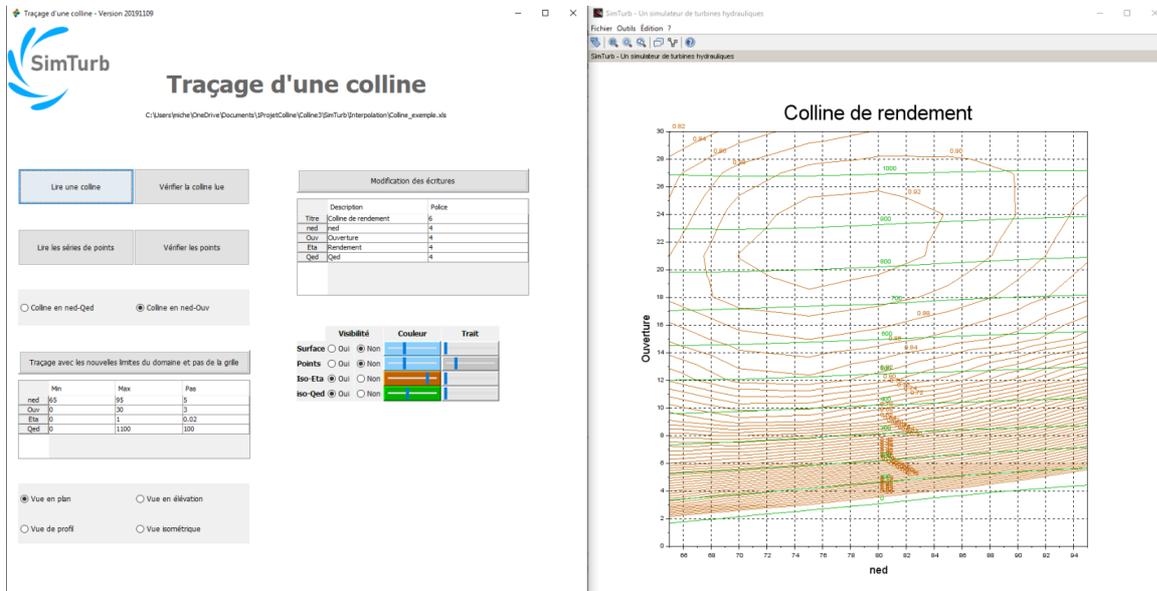
Les boutons d'habillage sont ajoutés selon les choix.

Les colline quadrillées régulièrement sont automatiquement sauvegardées dans des fichiers **.csv** du nom de la colline d'origine associé avec le mot Rendement, Debit ou Ouverture suivant le type de colline choisi.

Un fichier **.csv** contenant le résultat de l'interpolation est créé pour chaque série dans le même format que celui du fichier colline. Le nom du fichier **.csv** est l'agrégat du nom du fichier des séries avec le nom de la feuille.

Les fichiers .xls fournis dans l'archive (**Interpolation.zip** qu'on trouve à <https://michelsabourin.scenari-community.org/Outils>) permettent de tester le script. On y trouve les fichier **Colline_exemple.xls** et **Series_exemple.xls** qui contiennent une colline et des séries de points à interpoler.

La figure suivante présente l'interface et le résultat graphique de ce script.



Interface et fenêtre graphique du script de traçage des collines

Sommaire - Conseils pour interpoler sur une colline



Essentiellement, il faut disposer d'une colline numérique ; donc créer un fichier **.xls** qui contient l'information.

Cela se fait à partir de Calc de LibreOffice ou Excel de Microsoft. Dans les 2 cas, il faut s'assurer de sauvegarder en mentionnant le type **.xls**, soit celui de Classeur Excel 97-2003 (*.xls).

L'information doit être dans le premier onglet, celui le plus à gauche de la liste. Dans cette feuille, il ne doit pas y avoir d'autre information ni graphique.

Selon l'information disponible, les résultats numériques de la mesure transposés à un Reynolds unique seront les plus précises. Il faut choisir des points à peu près à égale distance les uns des autres. La notion de distance ici est très subjective mais basée sur l'apparence du graphique, elle correspond assez bien à un idéal d'interpolation.

Si l'information dont on dispose est graphique, il faudra prendre quelques dispositions additionnelles pour s'assurer d'une représentation globale suffisamment précise. Ainsi, il faut s'assurer de la régularité des iso-contours que ce soit ceux du rendement, ceux des ouvertures ou ceux du débit. Pour cela le script **CollineGrille.sce** est l'outil idéal. Il faut dans un premier temps s'assurer que le pas de la grille soit suffisamment fin pour les coordonnées x et y. Ensuite, en fonction de l'allure des iso-contours corriger les erreurs de lecture et ajouter des points aux endroits qui manquent de définition.

Une fois que les données donnent un résultat satisfaisant dans la zone à exploiter, on peut utiliser **CollinePoint.sce** ou une variation pour faire l'interpolation exactement où on veut. Ces deux programmes présentent exactement le même traitement numérique des données de la colline et de ce fait donne le même résultat.

Une autre option est de récupérer les données interpolées sur la surface quadrillée qui ont été sauvegardées dans les fichiers .csv et de les incorporer dans une feuille de calcul pour être ensuite utilisées par la fonction d'interpolation linéaire Interpo2¹. Il faut réaliser que la précision de cette interpolation dépend de la finesse de la grille générée par le script **CollineGrille.sce**.

¹ <https://extensions.libreoffice.org/extensions/interpolation-for-calc>

23. Le nombre de Thoma

$$\sigma = \frac{P_{absolue} - P_v}{E} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H}$$

$\sigma \rightarrow$ nombre de Thoma (-)

$P_{absolue} \rightarrow$ est la pression absolue au point considéré en Pa

$p_v \rightarrow$ est la tension de vapeur à la température considérée en Pa ou N/m²

$\rho \rightarrow$ est la densité exprimé en kg/m³

$NPSE \rightarrow$ Net Positive Suction Specific Energy en J/kg

$E \rightarrow$ est l'énergie massique en J/kg ou en m²/s²

$NPSH \rightarrow$ Net Positive Suction Head en m

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

24. NPSE

$$NPSE = \frac{p_{atm} - p_v}{\rho} + g h_{fasp} - g h_s$$

où

$$h_s = z_r - z_{oval}$$

et donc:

$$\sigma = \frac{h_{atm} + h_{fasp} - h_s - h_v}{H}$$

$NPSE \rightarrow$ Net Positive Suction Specific Energy en J/kg

$p \rightarrow$ est la pression en Pa ou N/m²

$h_f \rightarrow$ perte par friction exprimée en m

$h_s \rightarrow$ hauteur de sustentation exprimée en m

$z \rightarrow$ est l'altitude par rapport à une référence en m

$\sigma \rightarrow$ nombre de Thoma (-)

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

25. Bernoulli, le lien entre sigma et le débit

$$\frac{v_r^2}{2g} = h_{atm} + h_{fasp} - h_s - h_v = NPSH = H \sigma$$

$v \rightarrow$ est la vitesse en m/s

$g \rightarrow$ est l'accélération de la gravité en m/s²

$h_{atm} \rightarrow$ pression atmosphérique présentée comme une hauteur de colonne d'eau et exprimée en m

$h_{fasp} \rightarrow$ perte aspirateur exprimée en m

$h_s \rightarrow$ hauteur de sustentation exprimée en m

$h_v \rightarrow$ tension de vapeur présentée comme une hauteur de colonne d'eau et exprimée en m

$NPSH \rightarrow$ Net Positive Suction Head en m

$H \rightarrow$ est la chute exprimée en m et équivalente à un niveau d'énergie

$\sigma \rightarrow$ nombre de Thoma (-)