

□

Génie Electrique et
Electronique
2024-2025
Bachelor semestre 5

Cours « Conversion d'énergie »

Partie I.2

Turbines hydrauliques

Prof. Mario Paolone
Laboratoire de Systèmes Electriques Distribués l'EPFL
École Polytechnique Fédérale de Lausanne

Concepts de base de l'hydrodynamique



Dans le cas des **liquides parfaits et incompressibles**, l'équation de **bilan de la quantité de mouvement** découle du principe fondamental de la dynamique appliqué à un fluide dans la forme de l'équation de Cauchy

$$\rho \left(\vec{F} - \frac{d\vec{\Gamma}}{dt} \right) = \nabla p \quad (1)$$

où:

ρ : densité du liquide

$\vec{F}$: force agissante par unité de masse;

$\vec{\Gamma}$: potentiel du champ vectoriel décrivant le mouvement du liquide;

p : fonction scalaire des points qui représentent les forces normales qui agissent sur l'élément du liquide;

Concepts de base de l'hydrodynamique



En récrivant cette relation **selon la tangente à la trajectoire de l'élément de volume** on obtient une **relation scalaire connue comme équation de Bernoulli**.

Cette relation scalaire est aussi obtenue par l'application du **premier principe de la thermodynamique** dans la forme eulérienne avec les grandeurs par unité de masse:

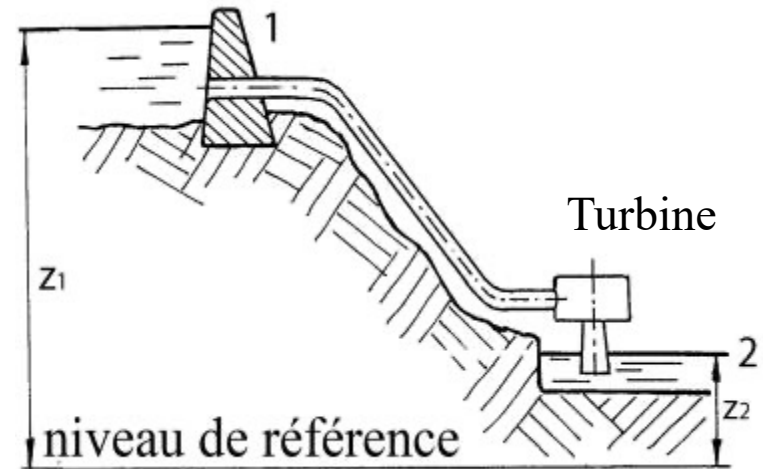
$$u_{cz} = u + \frac{c^2}{2} + gz \quad (2)$$

$$q^+ = \Delta u_{cz} - w^+ \quad (3)$$

$$\Delta u_{cz} = \Delta u + \frac{\Delta c^2}{2} + g\Delta z = q^+ + w^+ \quad (4)$$

Dans la suite on va utiliser la nomenclature suivante: $w_{i(ott)} = w^+$ et $w_w = q^+$. **Pour un fluide incompressible, on a $u = p/\rho$; donc:**

$$w_{i(ott)} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) - w_w \quad (5)$$



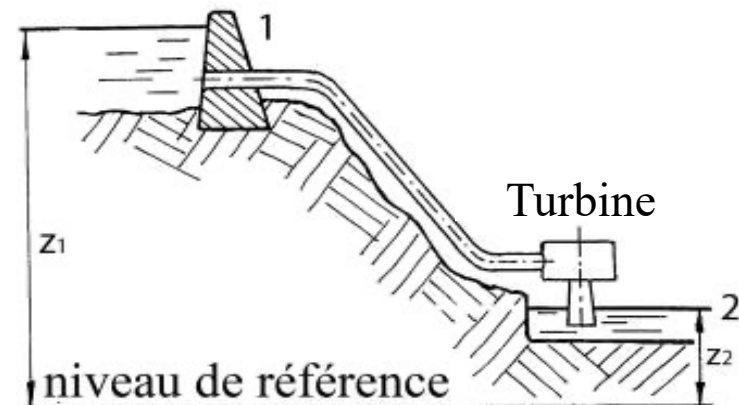
Concepts de base de l'hydrodynamique



$$w_{i(ott)} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) - w_w \quad (5)$$

- c : vitesse moyenne du fluide à travers la section en question;
- ρ : densité du fluide;
- g : accélération de gravité;
- z : hauteur du barycentre de la section en question par rapport à un niveau de référence ;
- p : pression de la section en question;

- $w_{i(ott)}$: travail spécifique (**par unité de masse de fluide**) transmis du fluide à la machine motrice;
- w_w : chaleur transmise à l'extérieur par le fluide et par unité de masse.



Concepts de base de l'hydrodynamique



Définition: **charge piézométrique**, H , est la **somme des hauteurs géométrique et piézométrique** ($\gamma = \rho g$);

$$H = z + \frac{p}{\gamma} \quad (6)$$

La somme de la **hauteur piézométrique** et de la **hauteur cinétique** est appelée **charge totale** H^0 :

$$H^0 = H + \frac{c^2}{2g} = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} \quad (7)$$

Par ces définitions, la (5) peut s'exprimer en fonction de la variation de la charge totale :

$$\mathbf{w}_{i(obt)} = g(H_1^0 - H_2^0) - \mathbf{w}_w \quad (8)$$

Equation d'Euler



Objectif: l'équation d'Euler permet de lier l'énergie extraite (ou transmise) à un fluide (respectivement par des turbines ou pompes) aux triangles de vitesse de la machine motrice (turbine) ou opératrice (pompe).

L'équation est basée sur le concept de la **conservation du moment angulaire** et sur la **conservation de l'énergie**.

On rappelle que le **moment de la quantité de mouvement** est le produit de la masse du fluide m et de la composante tangentielle c_u de la vitesse absolue et du rayon par rapport au centre de rotation r :

$$M = mc_u r \quad (9)$$

Equation d'Euler



En remplaçant la masse par le **débit massique**, on obtient le **flux du moment de la quantité de mouvement** (dimensionnellement homogène à un **couple**):

$$C = \dot{m} c_u r \quad (10)$$

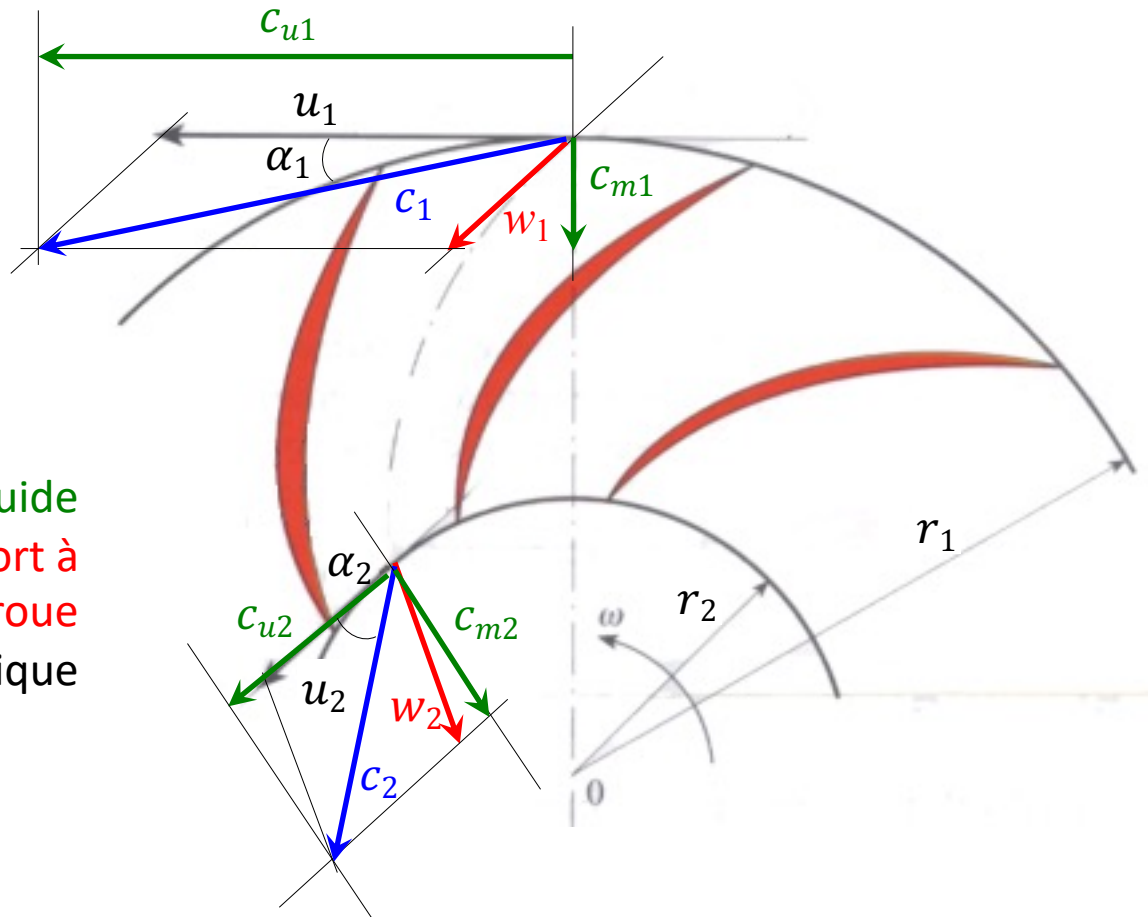
La **différence** entre les flux des moments de la quantité de mouvement à l'**entrée** et à la **sortie** d'une turbine correspond donc **au couple généré de cette turbine**:

$$C = \dot{m}(c_{u1}r_1 - c_{u2}r_2) \quad (11)$$

Equation d'Euler

Dans le cas d'une machine motrice (**turbine**) on a le couple produite de la machine (positive) appliquée à la rue :

$$C = \dot{m}(c_{u1}r_1 - c_{u2}r_2) \quad (11)$$



c : vitesse absolue du liquide

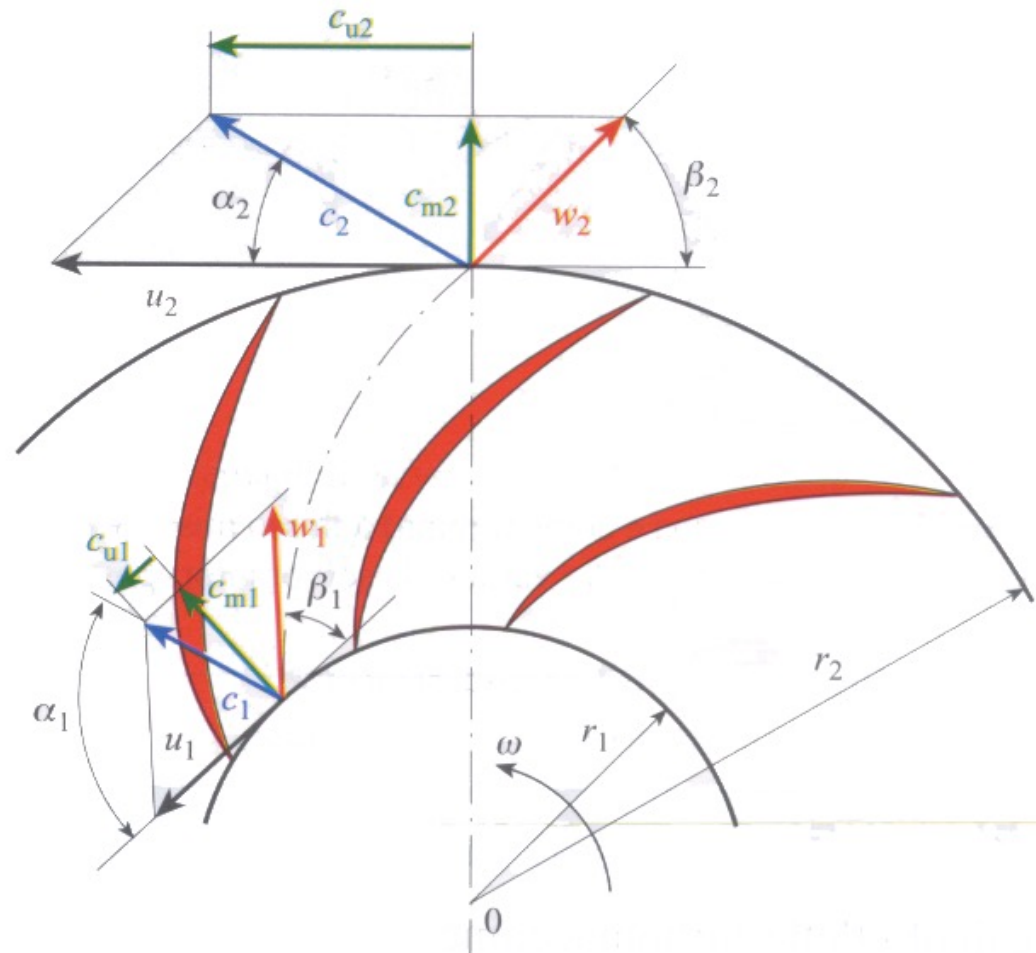
w : vitesse relative du liquide par rapport à un observateur tournant avec la roue

u : vitesse périphérique

Equation d'Euler

Dans le cas d'une machine opératrice (**pompe**) on a le couple résistif appliquée par la machine à la rue:

$$C = \dot{m}(c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1) \quad (12)$$



c : vitesse absolue du liquide

w : vitesse relative du liquide par rapport à un observateur tournant avec la roue

u : vitesse périphérique

Equation d'Euler



En multipliant (11) avec la vitesse angulaire ω , on obtient la **puissance générée à l'arbre de la turbine**:

$$P = \dot{m}(c_{u1}\omega r_1 - c_{u2}\omega r_2) \quad (13)$$

En s'adressant à la figure précédente, étant $u = \omega r$, la vitesse périphérique de l'élément générique de liquide dans la roue, on obtient :

$$P = \dot{m}(c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2) \quad (14)$$

En divisant (14) par le débit en masse du liquide à travers la machine, on obtient le **travail transmis de ce même fluide aux pâles de la roue (éq. d'Euler)**:

$$w_{i(ott)} = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (15)$$

Equation d'Euler



En appliquant à (15) le théorème de Carnot (ou du cosinus), on obtient une autre forme de l'équation d'Euler:

$$w_{i(ott)} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - c_1^2}{2} \quad (16)$$

Classification des turbines



Les turbines hydrauliques fonctionnent entre deux bassins, en prélevant de l'eau du bassin situé à hauteur plus élevée (montagne) et en la déchargeant à hauteur plus basse (vallée). En générale, La turbine est **directement reliée au bassin en haut si le dénivellement est modeste**, autrement la liaison est effectuée à travers des **conduites forcées**.

A l'extrémité de telles liaisons on met le distributeur de la turbine, dans lequel on a la transformation de la différence de la hauteur piézométrique en énergie cinétique.

$$H = z + \frac{p}{\gamma} \quad (6)$$

Classification des turbines



IMPORTANT: si la différence de la hauteur piézométrique est entièrement transformée en énergie cinétique dans le distributeur on parle de turbine à **action**; si cette transformation prend place **partiellement dans le distributeur et partiellement dans la roue** on a la turbine à **réaction**.

Classification des turbines



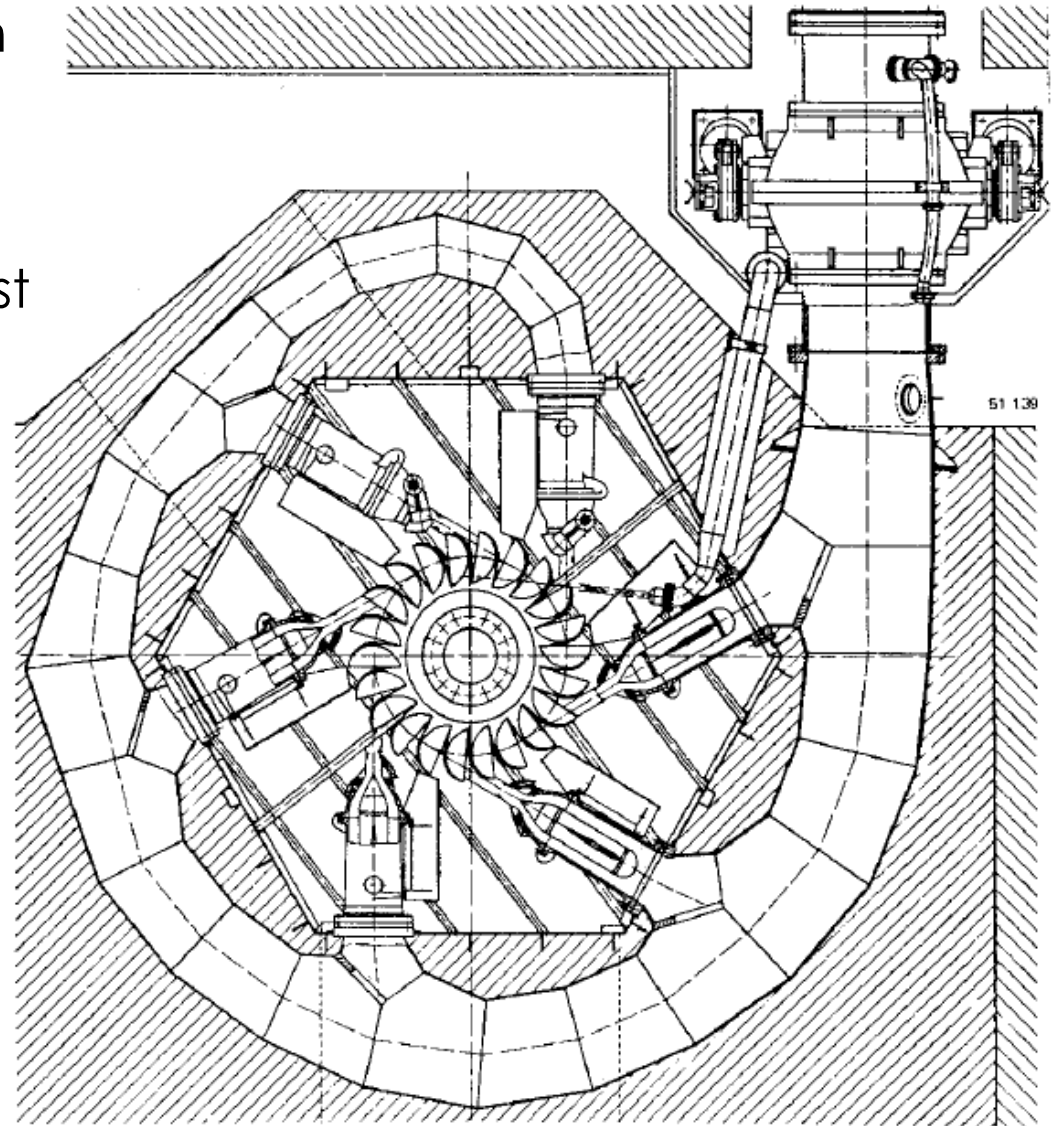
Une vidéo intéressante pour comprendre la géométrie des différentes turbines hydrauliques.

Classification des turbines - Pelton



La roue d'une turbine à action est en général à pression ambiante et le jet de fluide, provenant du distributeur, qui attaque les pâles de la roue est un jet libre, donc il n'est pas guidé par une conduite.

La turbine Pelton (voir fig.) est l'exemple le **plus connu de la turbine à action**.



Classification des turbines - Pelton



Snapshot de l'**itération** entre le **jet d'eau** et les **pales** d'une **turbine Pelton**.

On peut observer que le jet d'eau a une interaction avec plusieurs pales au même temps.



Classification des turbines - Pelton



$$w_{i(ott)} = (u_1 C_{u1} - u_2 C_{u2}) \quad (15)$$

Pelton:

$$U_1 = U_2 = U$$

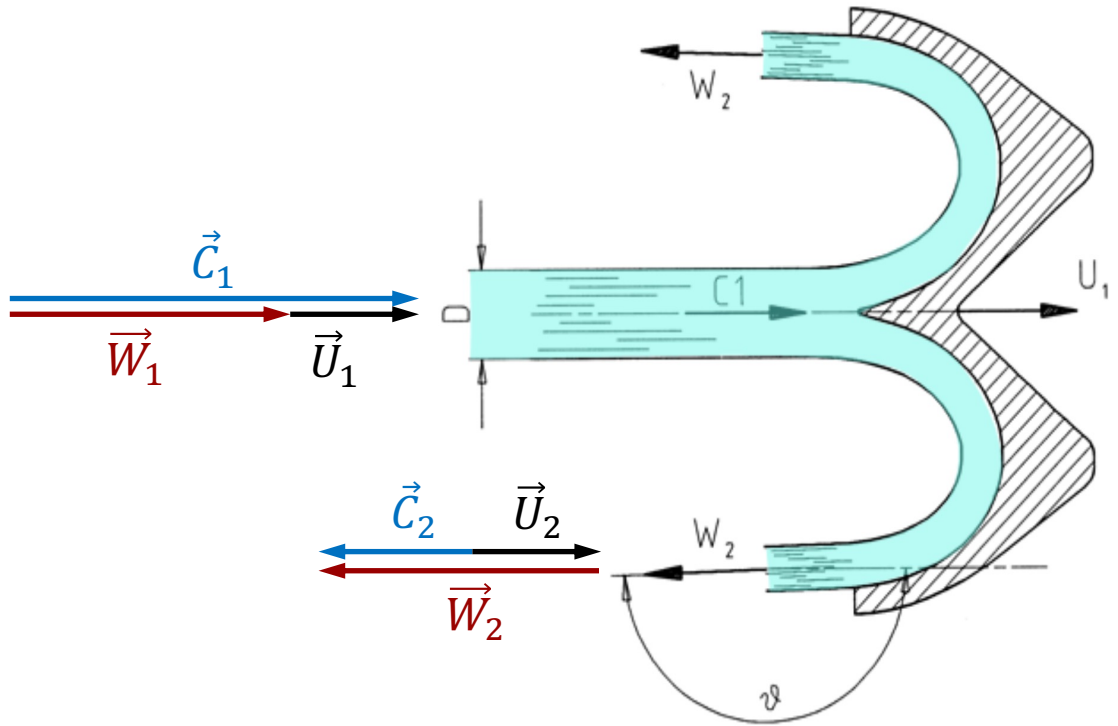
$$W_2 = W_1 = C_1 - U_1$$

$$C_{u1} = C_1$$

$$w_{i(ott)} = U(C_1 - c_{u2})$$

$$\begin{aligned} C_{u2} &= U - W_2 = U - W_1 \\ &= U - (C_1 - U) \\ &= 2U - C_1 \end{aligned}$$

$$w_{i(ott)} = U(2C_1 - 2U) = 2U(C_1 - U)$$



Triangles de vitesse pour une pale d'une turbine Pelton.

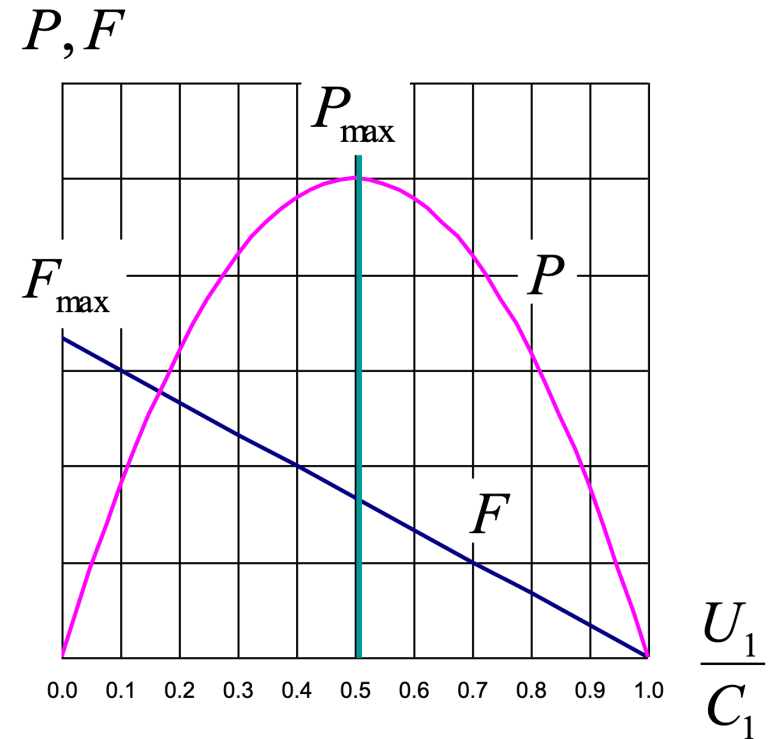
Classification des turbines - Pelton



$$w_{i(ott)} = 2 \cdot U(C_1 - U)$$

$$\frac{dw_{i(ott)}}{dU_1} = 2 \cdot (C_1 - 2U)$$

$$\frac{dw_{i(ott)}}{dU_1} = 0 \Leftrightarrow U_1 = \frac{C_1}{2}$$



**Rotating speed
=
0.5 jet speed**

Operation	Power	Force
Stopped	0	Max
Normal	Max	0.5 Max
Runaway	0	0

Classification des turbines



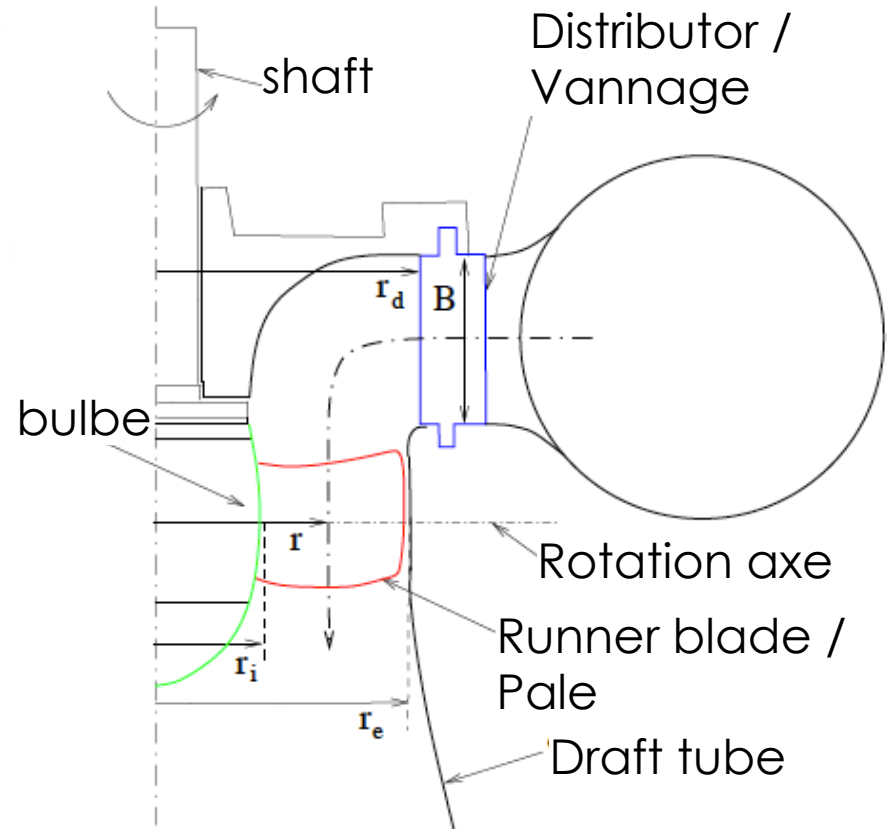
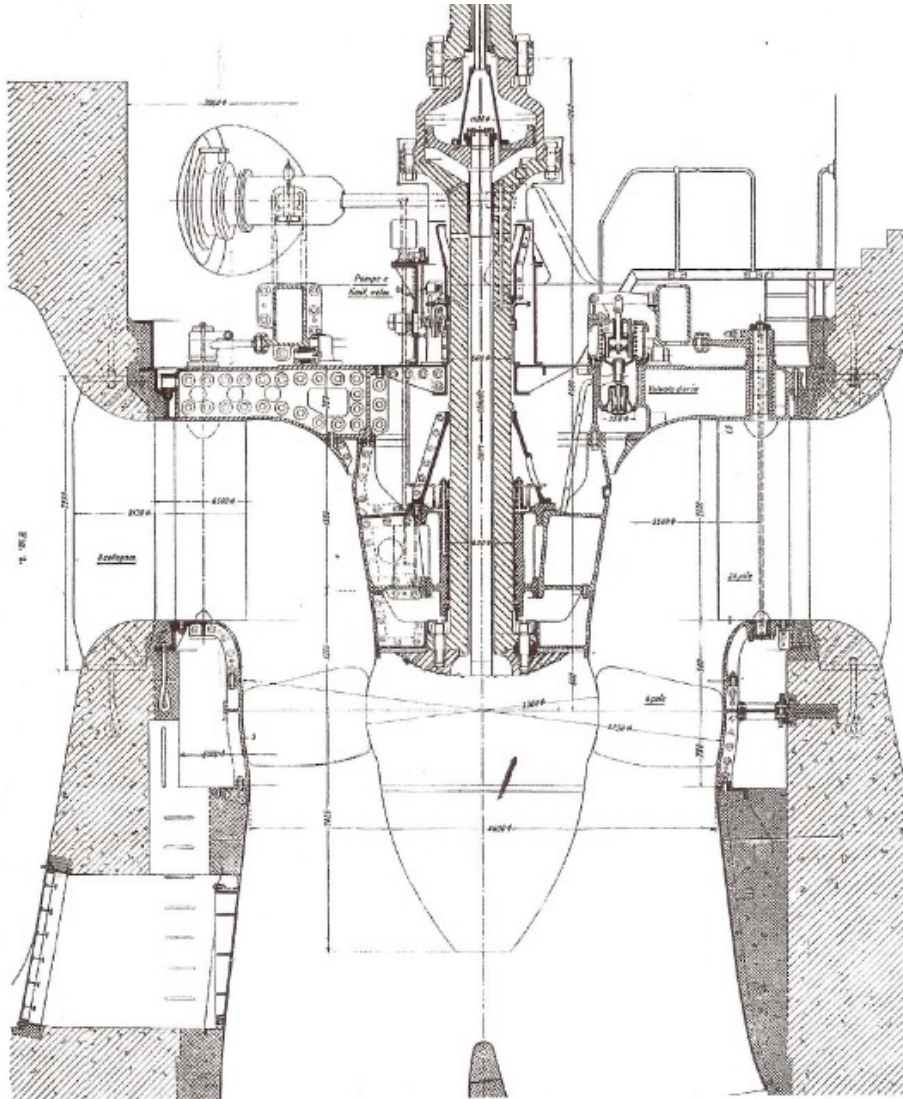
Par contre dans une **turbine à réaction**, le **distributeur et la roue sont reliés par un conduit et cette même roue est fermée**. Donc, ils sont isolée du reste. **A leur intérieur ils peuvent absorber une partie de la différence de la hauteur piézométrique.**

Dans ces turbines la roue est en général suivie d'une conduite divergente (**diffuseur**) dans lequel l'énergie cinétique élevée introduite par la roue est convertie en hauteur piézométrique. Les turbines à réaction les plus utilisées sont les turbines Francis, les turbines à hélice et Kaplan.

Classification des turbines - Kaplan



Structure type d'une turbine Kaplan / elica

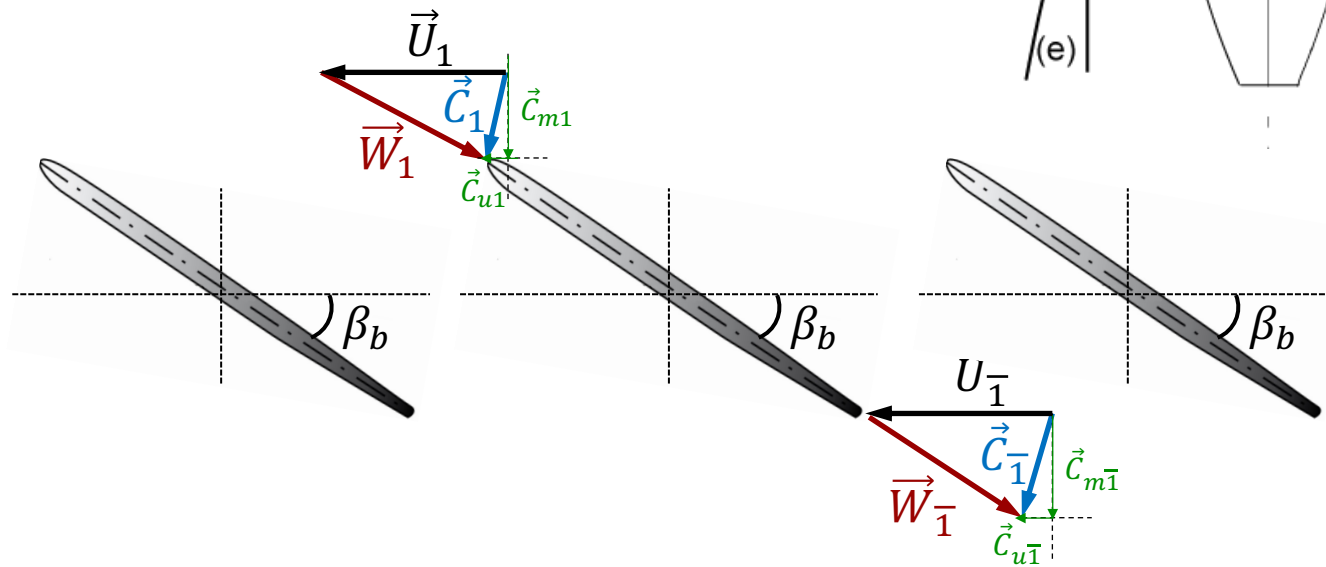
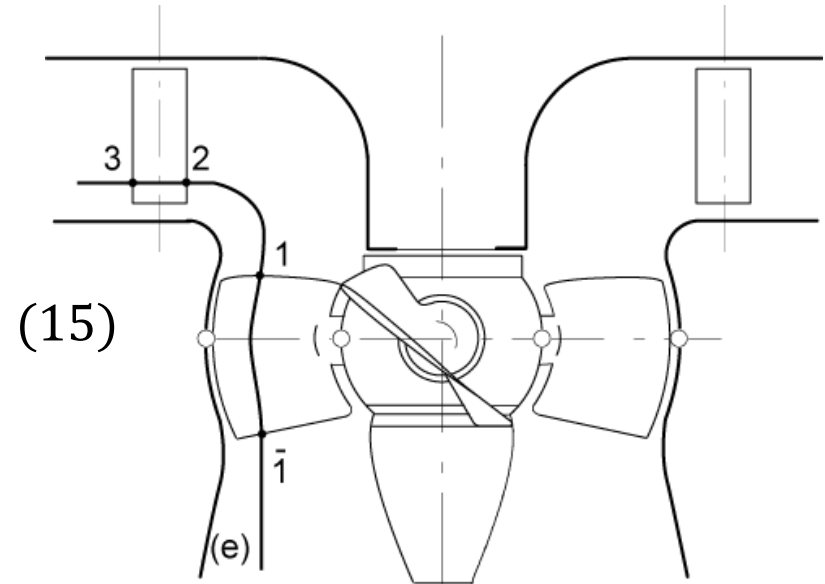


Classification des turbines - Kaplan



En appliquant l'équation d'Euler entre les sections 1 et $\bar{1}$, on obtient:

$$W_{i(ott)} = u_1 c_{u1} - u_{\bar{1}} c_{u\bar{1}} \quad (15)$$

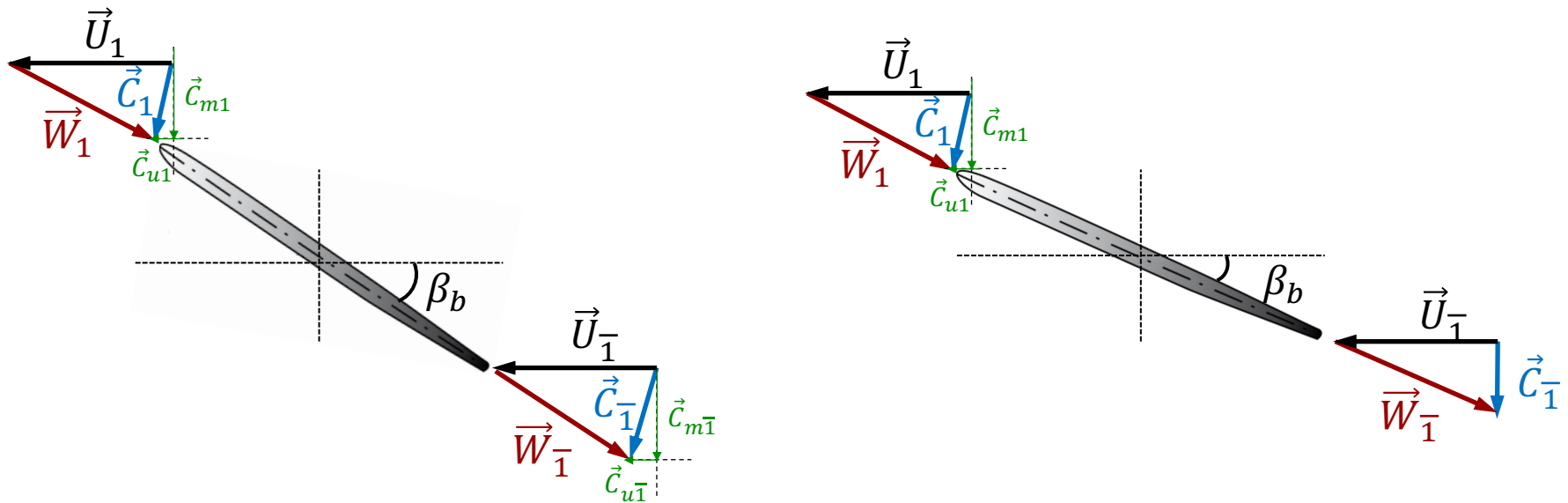


Classification des turbines - Kaplan



Les turbines Kaplan peuvent fonctionner à un **rendement élevé pour une large gamme de débits et de chutes** en raison de leurs caractéristiques à double régulation, ce qui permet d'ajuster les positions des pales.

Exemple: Même débit e chute, angle différent des pales.



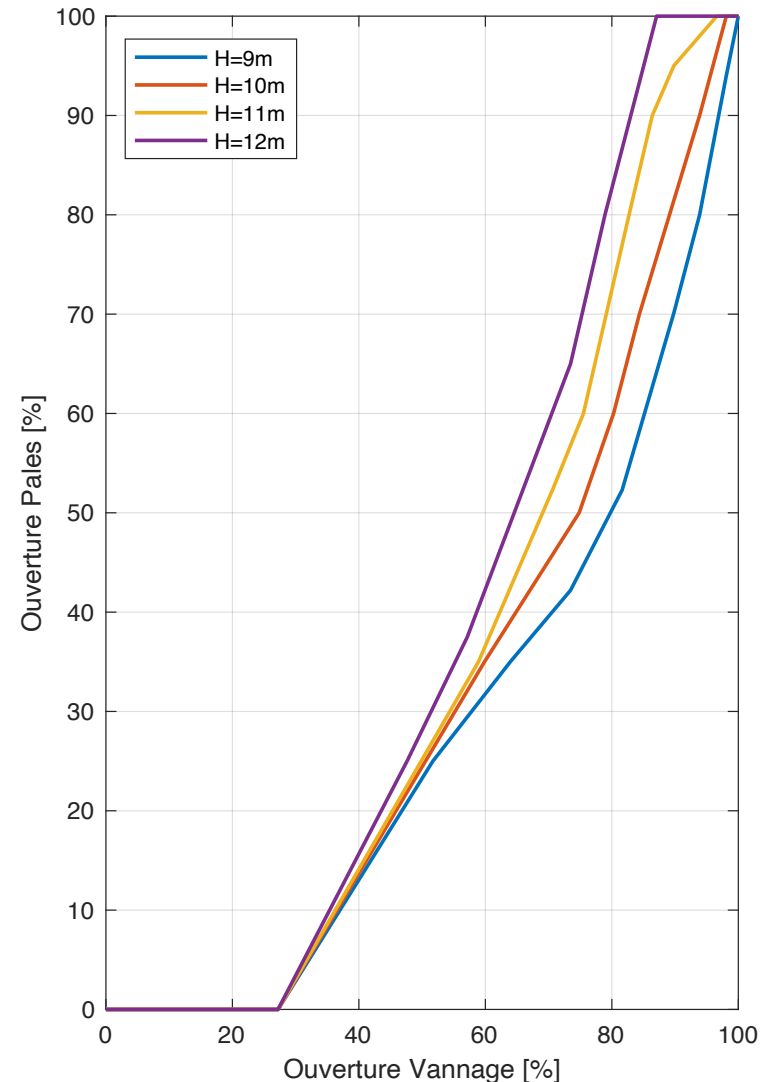
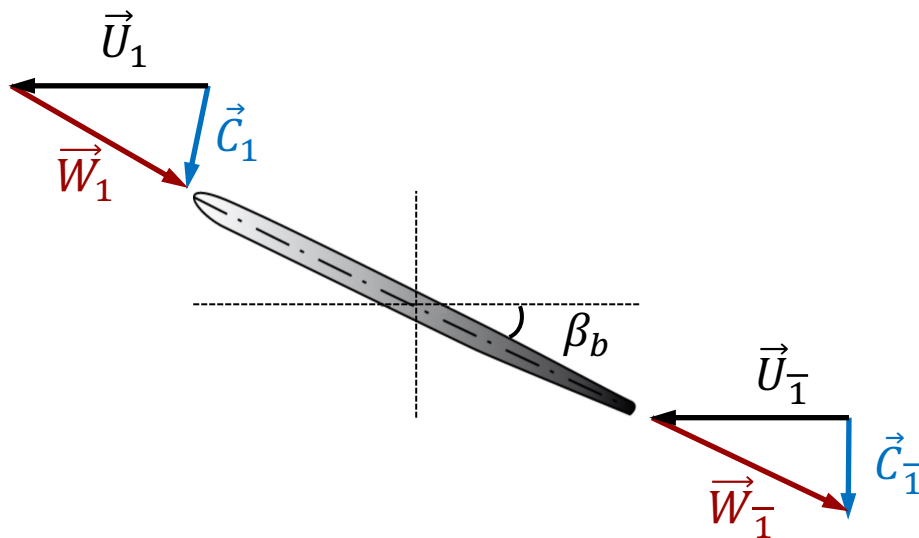
Objectif: $\vec{C}_{1\bar{}} = \vec{C}_{m1\bar{}} \Leftrightarrow \vec{C}_{u1\bar{}} = 0$

Classification des turbines - Kaplan



L'efficacité maximale est obtenue en déterminant l'angle optimal de la pale par rapport au positionnement du vannage pour une chute donnée, ce que l'on appelle une **courbe de combinaison (CAM)**.

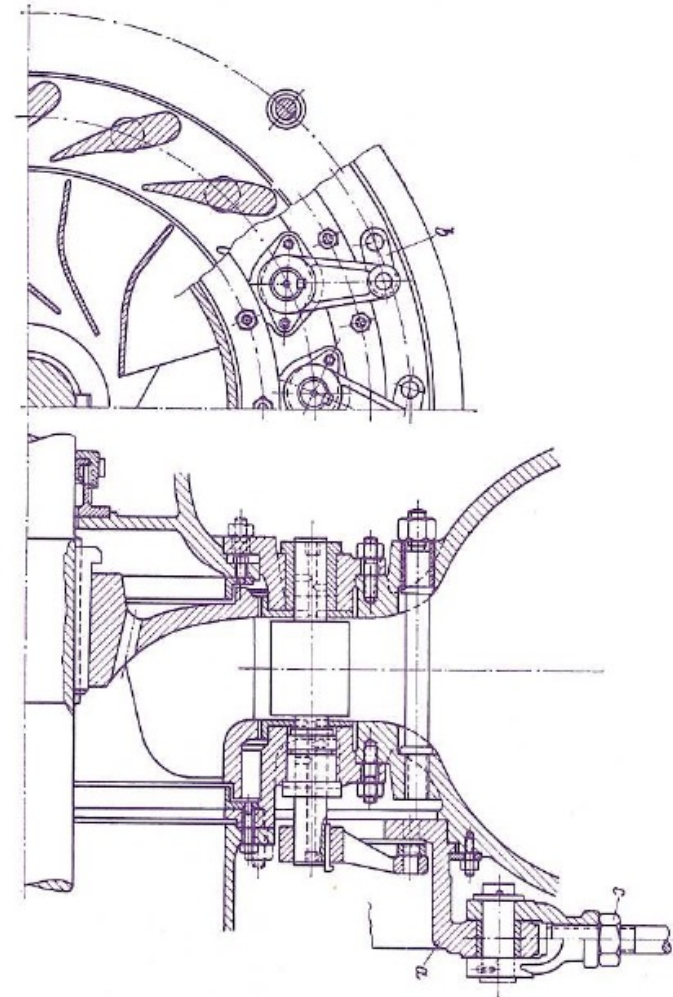
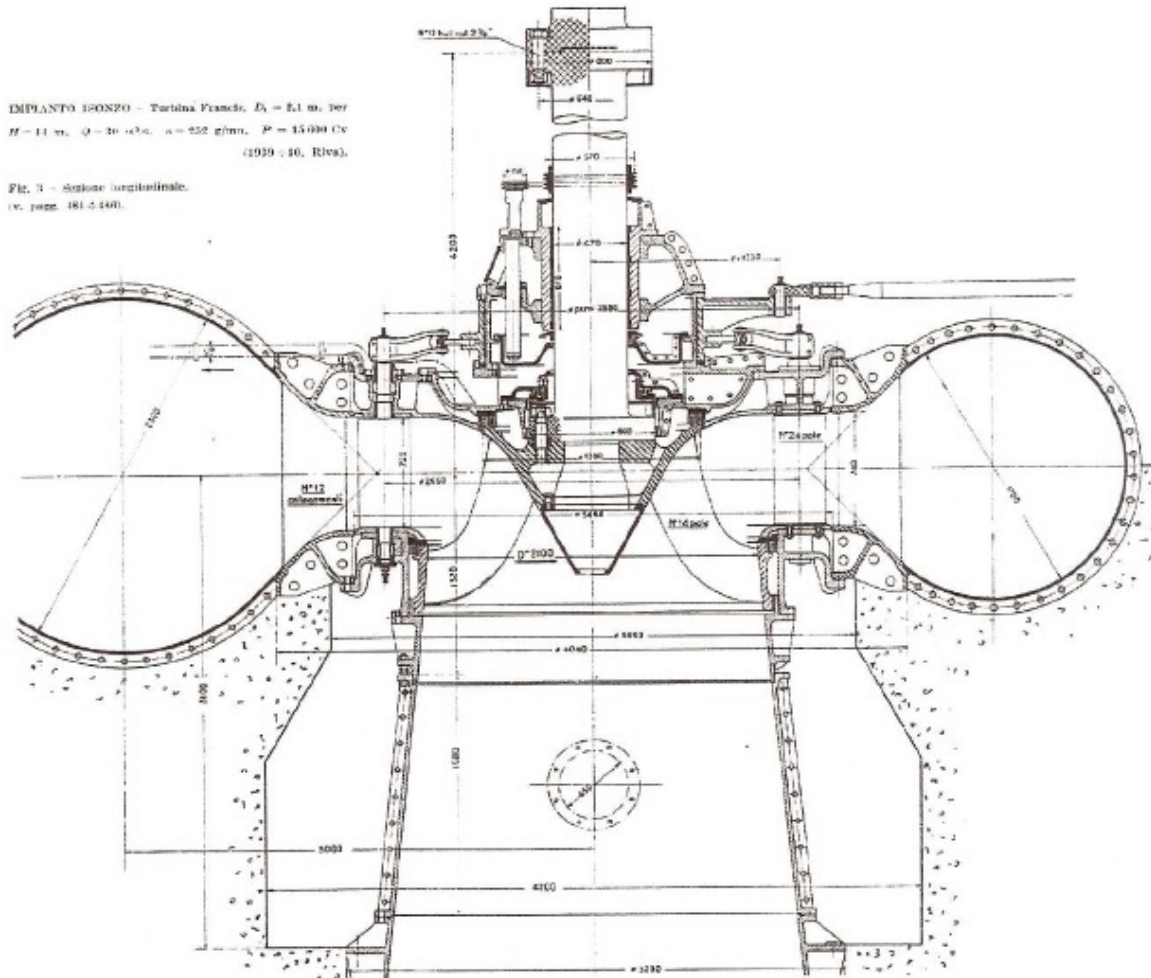
Exemple de courbe de combinaison (CAM)



Classification des turbines - Francis



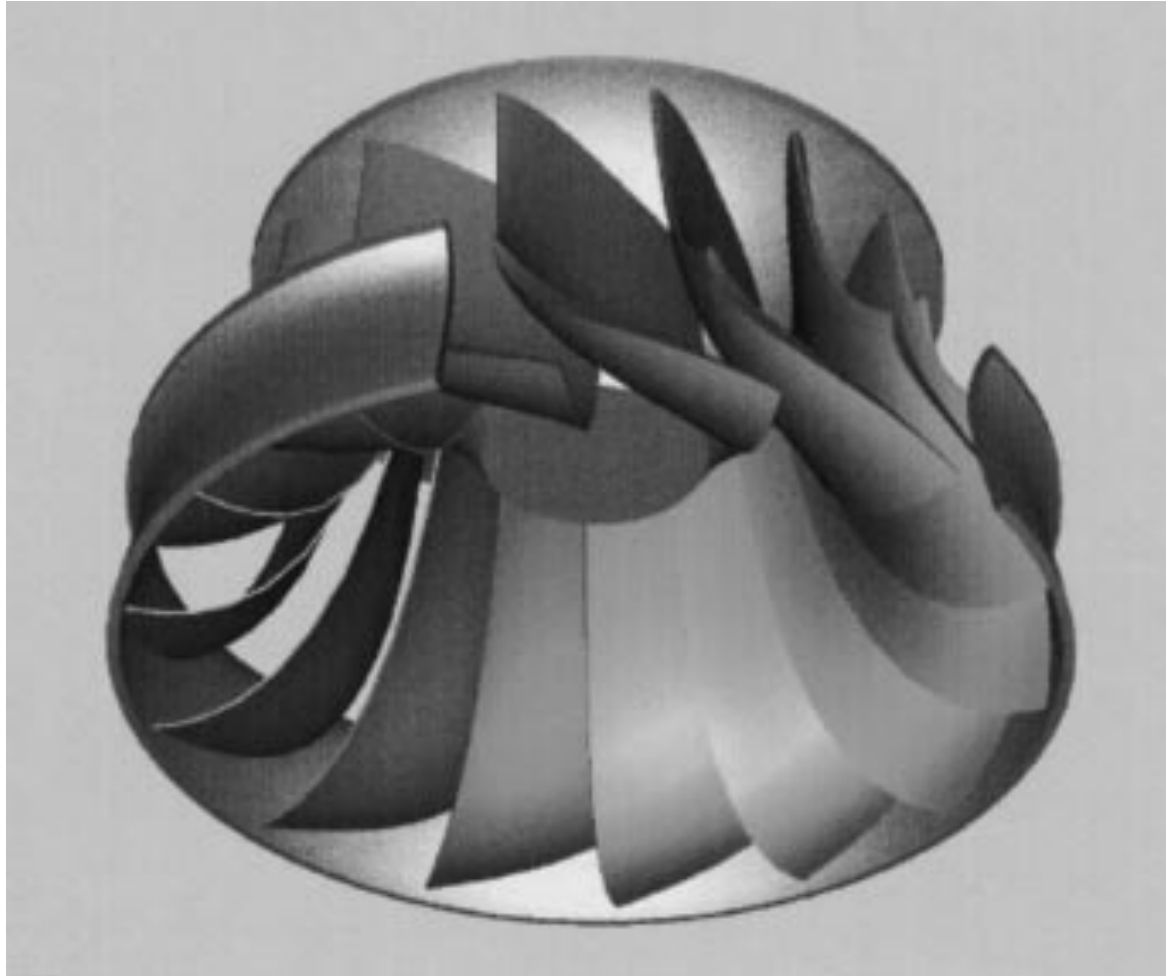
Structure type d'une turbine Francis



Classification des turbines - Francis



Structure type de la roue d'une turbine Francis

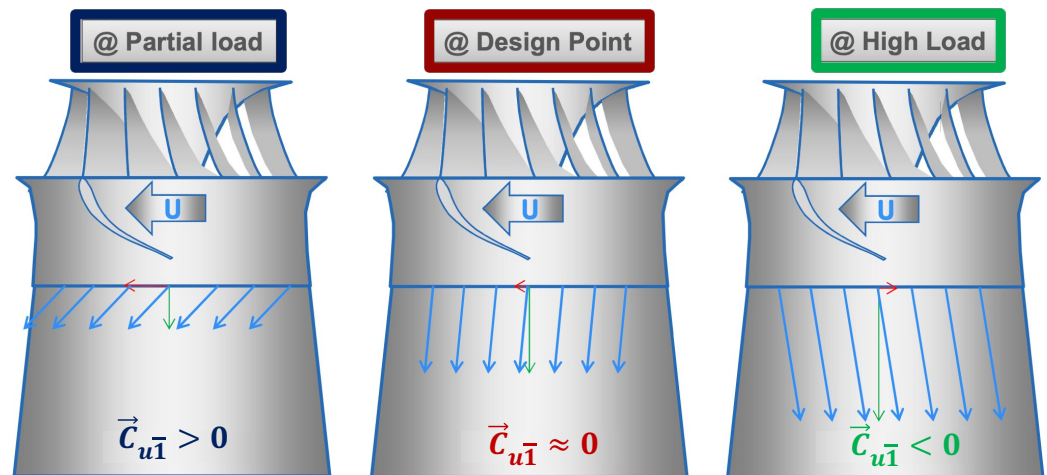
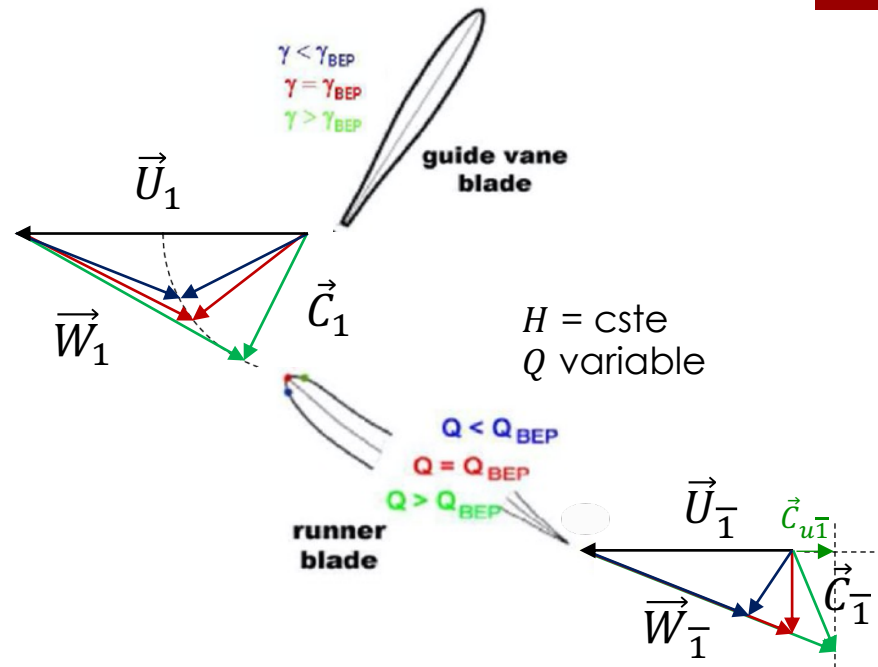


Classification des turbines - Francis

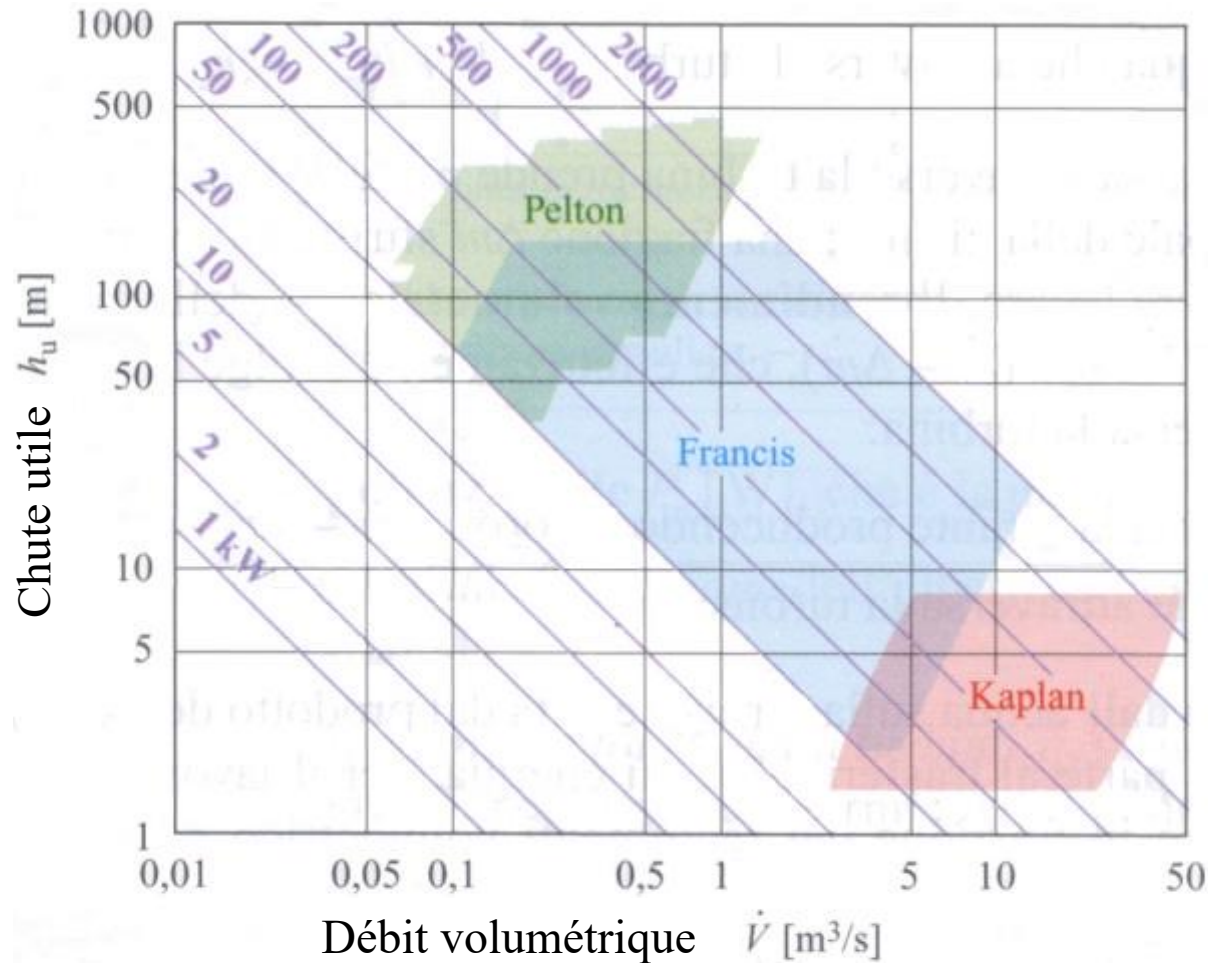


La nécessité **d'ajuster le débit** et l'utilisation conséquente d'un stator à géométrie variable (vannage) conduit à **la variation des triangles de vitesse**, et donc à une diminution assez sensible du rendement.

La faible capacité de réglage qui en résulte rendant nécessaire de **sélectionner la turbine en fonction des paramètres de fonctionnement du système plutôt stable**

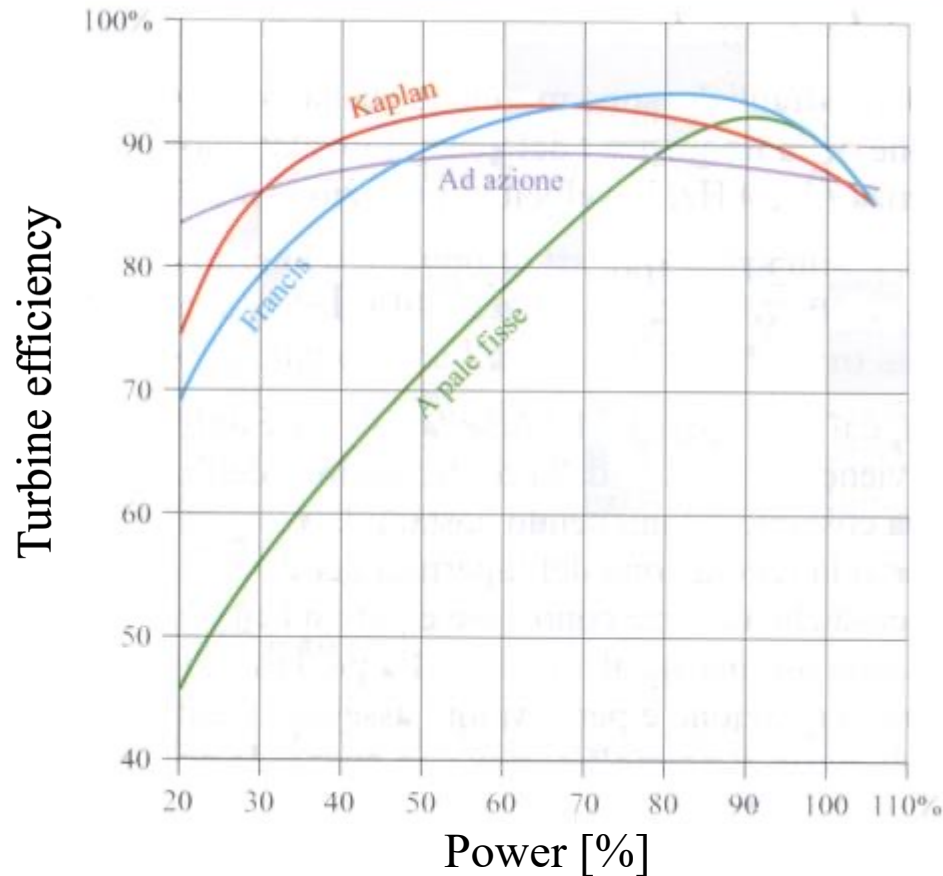


Paramètres fondamentaux de fonctionnement



Chute utile H_u [m] en fonction du débit volumétrique [m^3/s]
par différentes puissances utiles P_u [kW] et divers types de turbines.

Paramètres fondamentaux de fonctionnement

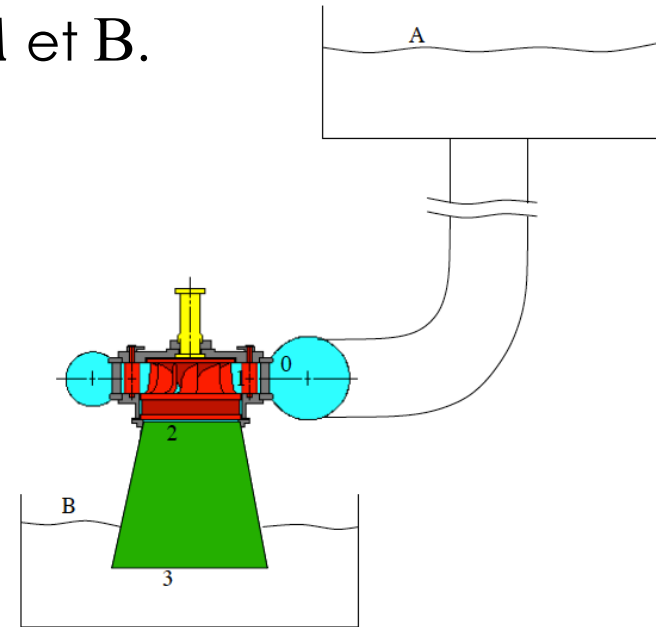


Comportement du rendement de la turbine par variation de la puissance délivrée pour les trois typologies de turbines hydrauliques considérées (avec vitesse de rotation et chute utile constante). Ce comportement peut être exprimé aussi en fonction du débit d'eau de la turbine.

Paramètres fondamentaux de fonctionnement



On considère une turbine hydraulique fonctionnant entre deux cuves ouvertes. Nous indiquons avec **A** le niveau de la cuve supérieure et avec **B** celui de la cuve inférieure. La chute disponible, H_d , qui représente l'énergie idéalement transformable en travail, est donnée par la différence entre l'énergie totale entre **A** et **B**.



$$H_d = H_A^0 - H_B^0 = z_A - z_B + \frac{p_A - p_B}{\gamma} + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2g} \quad (17)$$

Paramètres fondamentaux de fonctionnement

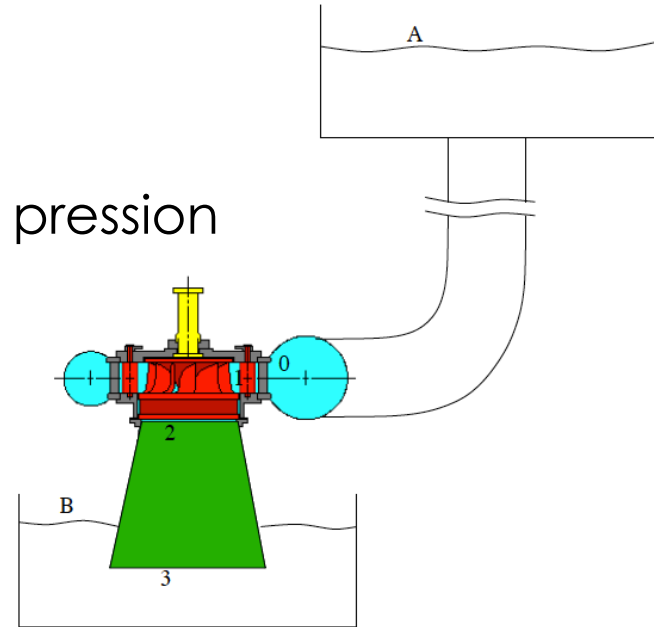


Dans la majorité des installations, la **vitesse du niveau d'eau des deux bassins est négligeable** ($c_A = c_B = 0$) et la (17) on peut la exprimer comme la **différence entre les charges piézométriques**:

$$H_d = H_A^0 - H_B^0 = z_A - z_B + \frac{p_A - p_B}{\gamma}$$
$$= H_A - H_B \quad (18)$$

Dans le deux sections A et B à sont à la même pression atmosphérique ($p_A = p_B = p_{atm}$) on obtient:

$$H_d = z_A - z_B \quad (19)$$



Donc, la chute disponible coïncide avec l'hauteur géodésique (i.e., l'énergie potentielle disponible).

Paramètres fondamentaux de fonctionnement



En général la turbine ne peut pas exploiter toute la chute disponible à cause de **pertes de transport dans la liaison entre le bassin en haut et la turbine**. On définit la chute utile, H_u , comme la différence entre la **chute disponible** et les **pertes de transport**, Y :

$$H_u = H_d - Y = H_A - H_B - Y = H_0^0 - H_B \quad (20)$$

«0» indique la section d'entrée de la turbine. On définit **comme rendement de la conduit η_c** , le rapport entre la chute utile et celle disponible.

$$\eta_c = \frac{H_u}{H_d} = \frac{H_d - Y}{H_d} \quad (21)$$

Observation: la chute entière ne peut pas être transformée en travail à cause des résistances passives que voit le fluide en traversant la turbine (distributeur, roue et diffuseur) et des pertes par énergie cinétique non récupérée à la sortie

Paramètres fondamentaux de fonctionnement



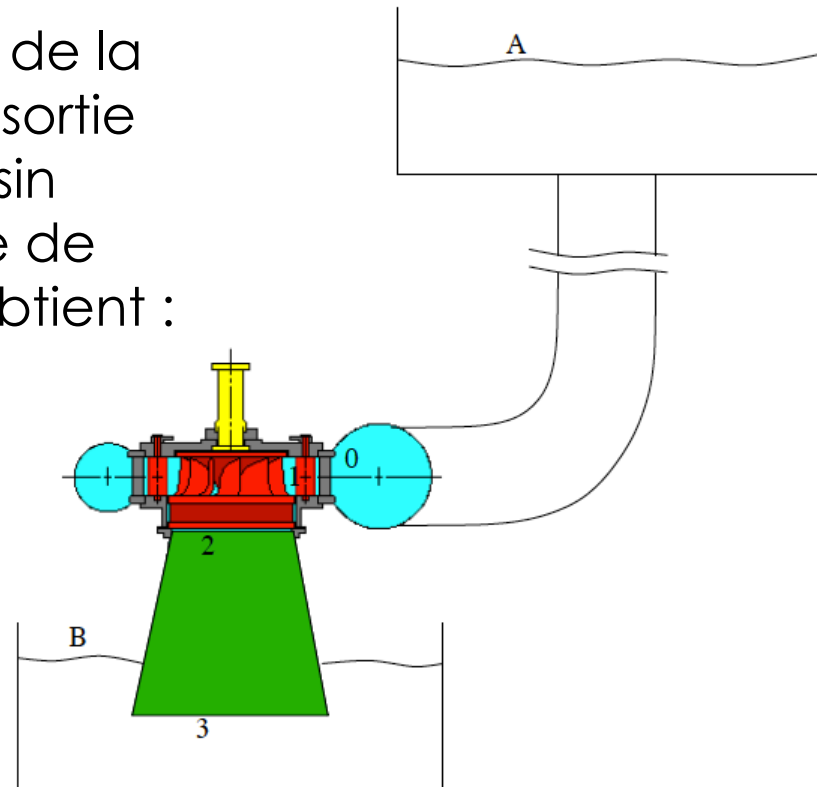
C'est important d'observer que la l' énergie dans le diffuseur est entièrement dissipé en chaleur:

$$\left(h_{w3-B} = \frac{c_3^2}{2g} \right)$$

Donc, en appliquant le premier principe de la thermodynamique entre la section **3** de sortie du diffuseur et le niveau d'eau **B** du bassin inférieur, et en considérant que la vitesse de sortie dans la section **3** est dissipée, on obtient :

$$-\cancel{h_{w3-B}} = z_B - z_3 + \frac{p_B - p_3}{\gamma} - \cancel{\frac{c_3^2}{2g}}$$

$$H_3 = H_B \quad (22)$$



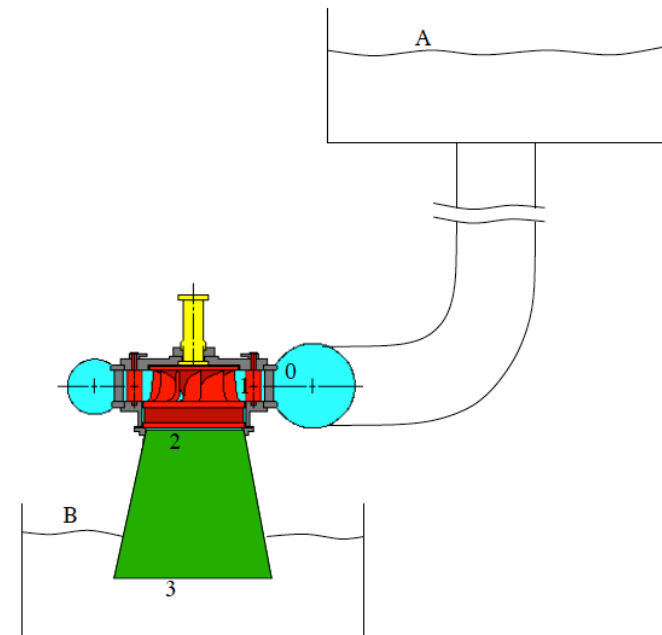
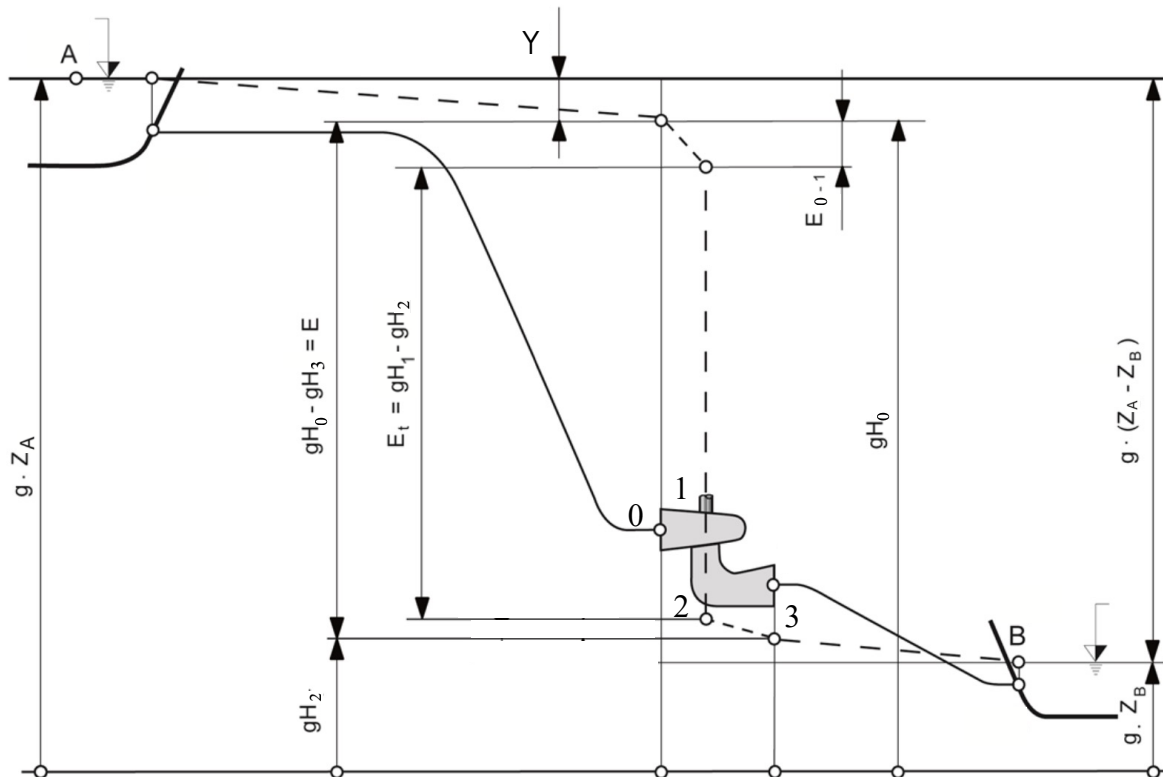
Paramètres fondamentaux de fonctionnement



Il en résulte:

$$H_u = H_0^0 - H_3 \quad (23)$$

la **chute utile** est la **différence** entre la chute totale à l'entrée et la hauteur piézométrique à la sortie de la turbine.



Paramètres fondamentaux de fonctionnement



Maintenant, on est intéressés à quantifier les pertes dans la turbine.

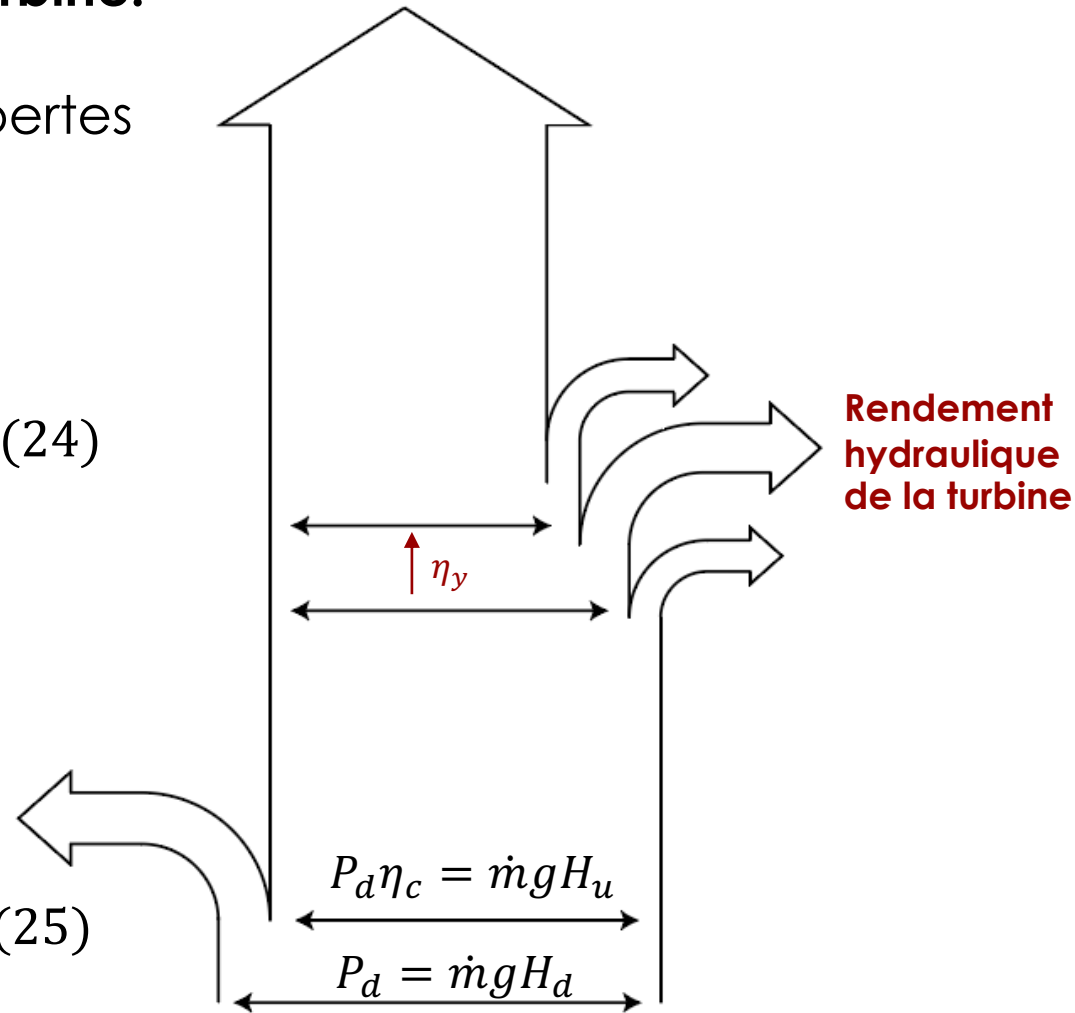
Le terme $\sum h_w$ représente les pertes totales dans la turbine.

Donc, le travail utile est:

$$\begin{aligned} w_{i(ott)} &= g(H_u - \sum h_w) \\ &= gH_u - \sum w_w \end{aligned} \quad (24)$$

On définit comme **rendement hydraulique de la turbine** η_y le rapport :

$$\eta_y = \frac{H_u - \sum h_w}{H_u} = \frac{w_{i(ott)}}{w_{i(ott)} + \sum w_w} \quad (25)$$



Paramètres fondamentaux de fonctionnement

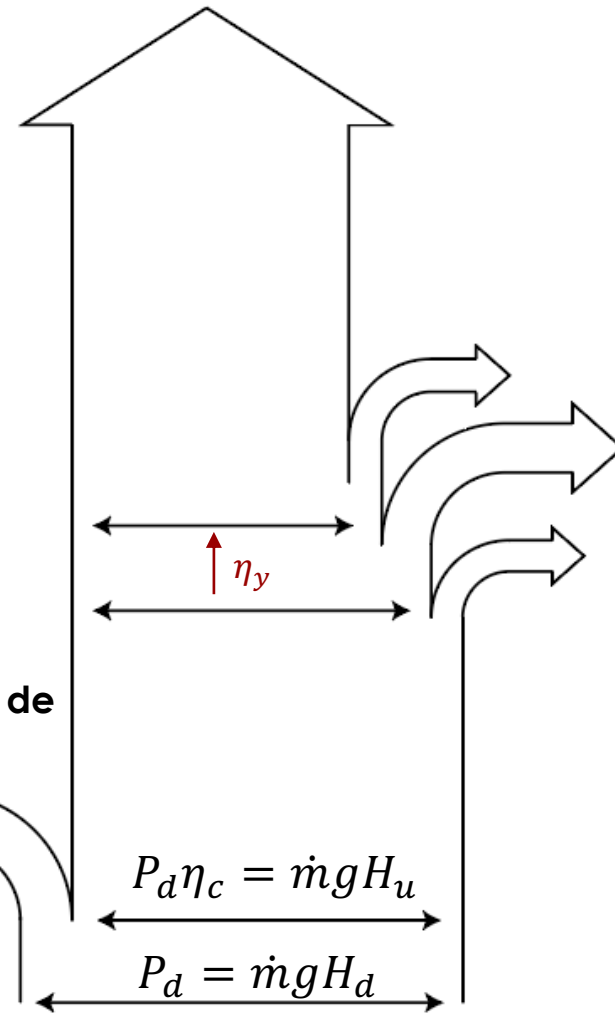
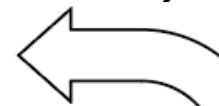


$$\eta_y = \frac{H_u - \sum h_w}{H_u} = \frac{w_{i(ott)}}{w_{i(ott)} + \sum w_w} \quad (25)$$

La perte d'énergie totale dans la machine est égale à la somme des pertes dans les composantes (**distributeur**, **roue** et **diffuseur**) et des pertes par énergie résiduelle à la sortie

$$\sum h_w = h_{wd} + h_{wg} + h_{wdif} + \frac{c_3^2}{2} \quad (26)$$

Pertes de transport
(rendement de la conduit)



Rendement
hydraulique
de la turbine

$$P_d \eta_c = \dot{m} g H_u$$

$$P_d = \dot{m} g H_d$$

Paramètres fondamentaux de fonctionnement

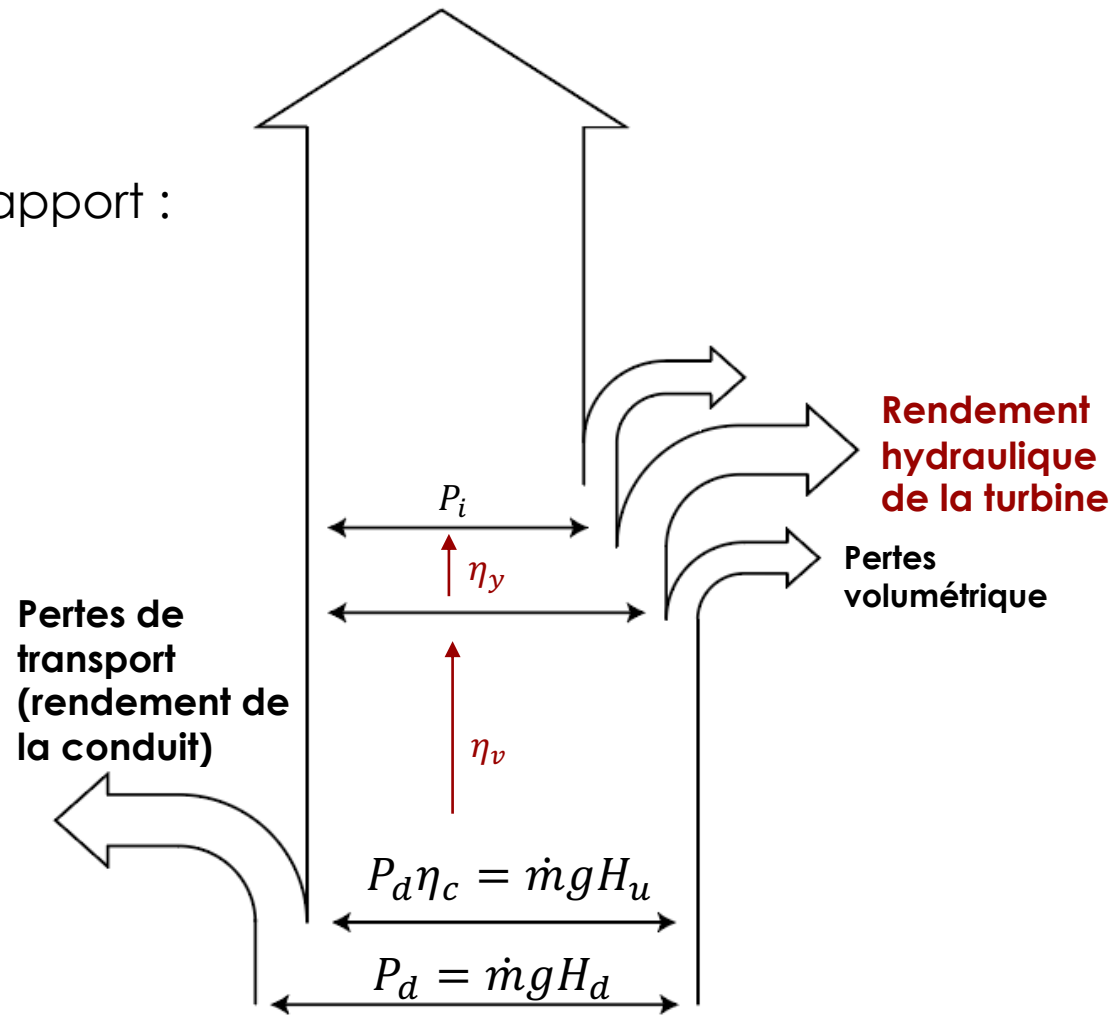


Une partie $\Delta\dot{m}$ du débit de masse total qui traverse la turbine n'agit pas sur les pâles mobiles de la roue, et **ne contribue donc pas au propre échange d'énergie**.

On définit donc comme **rendement volumétrique** η_v , le rapport :

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta\dot{m}}{\dot{m}} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} P_i &= (\dot{m} - \Delta\dot{m}) w_{i(ott)} \\ &= \eta_v \dot{m} w_{i(ott)} \\ &= \eta_v \eta_y \dot{m} g H_u \end{aligned} \quad (28)$$



Paramètres fondamentaux de fonctionnement



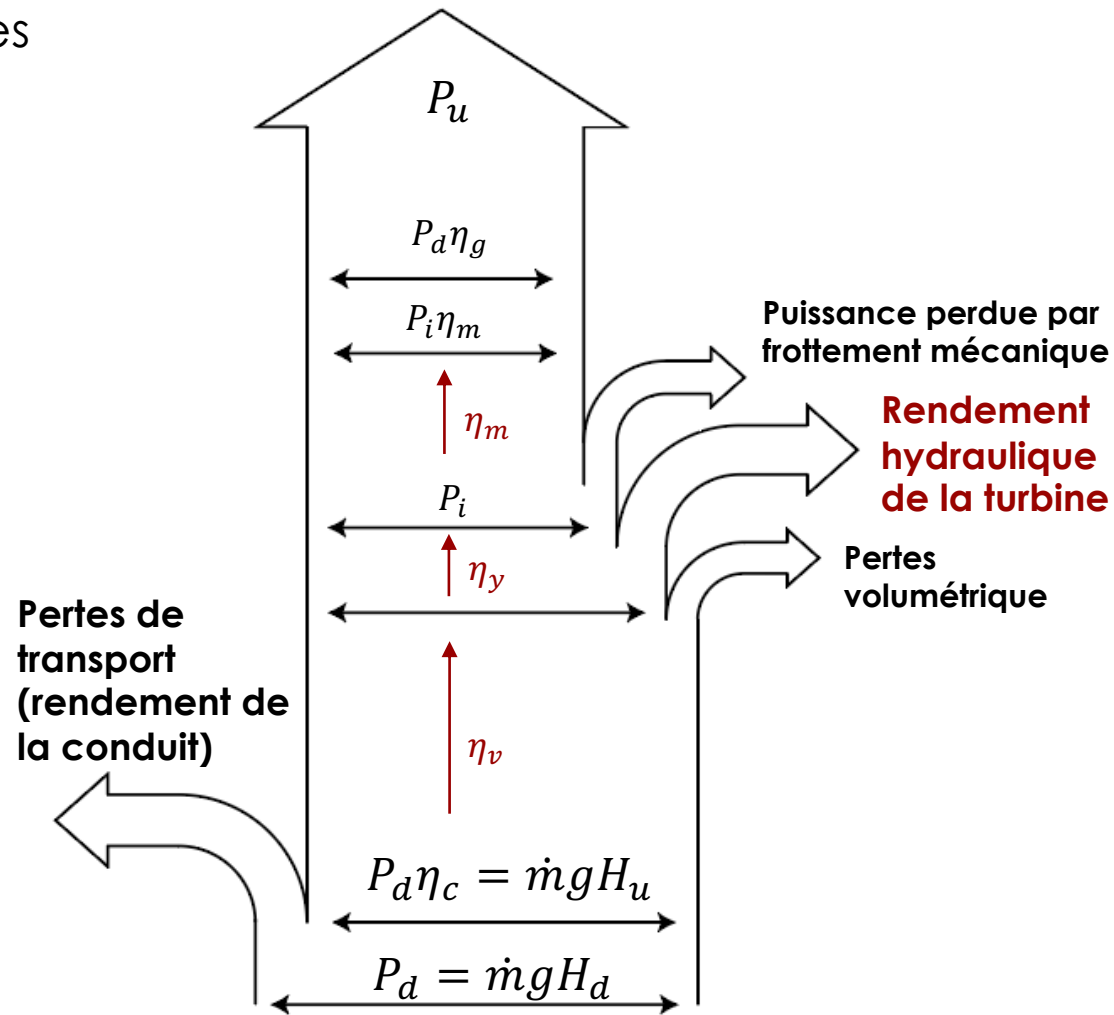
Une partie de cette puissance interne P_{wm} est perdue par frottement mécanique et une partie P_{aus} est utilisée pour alimenter des organes auxiliaires (les pompes à huile des supports de l'arbre).

On définit la puissance utile :

$$P_u = P_i - P_{wm} - P_{aus} \quad (29)$$

Il est donc possible de définir le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_i} \quad (30)$$



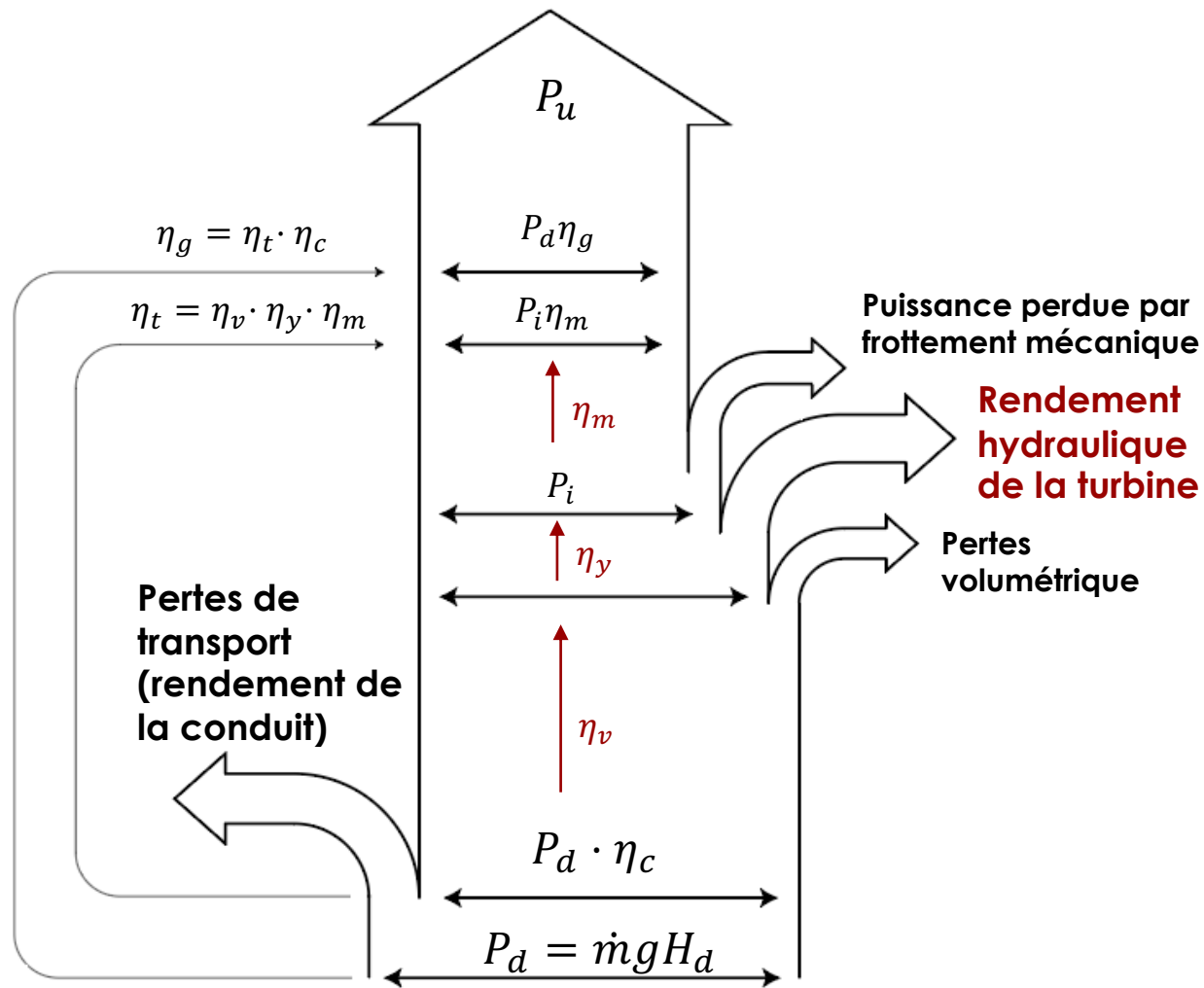
Paramètres fondamentaux de fonctionnement



➤ La **puissance utile** peut être exprimée comme P_u

➤ η_t est défini comme **rendement total de la turbine**

➤ η_g est le **rendement global** de l'installation (0.85 – 0.92)



Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



Comme décrit dans la partie précédente, les grandeurs fondamentales qui identifient les conditions de fonctionnement d'une turbine sont:

- H_u : **chute utile**;
- $\dot{m}$: **débit volumétrique**;
- n : **vitesse de rotation**;
- η_t : **rendement total de la turbine**.

En ayant ces quatre valeurs il est en fait possible de calculer la puissance utile et le couple livré par la turbine .

Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



Observation importante : en général ces machines sont destinées à travailler avec une **chute utile peu variable** et à **vitesse de rotation constante** (parce qu'elles sont couplées à un alternateur pour la production d'énergie électrique avec fréquence fixe, on verra plus tard comment cette restriction peut être assouplie par le fonctionnement à vitesse variable).

Il est intéressant d'observer que la disponibilité d'interfacer le générateur électrique avec le réseau externe à travers des convertisseurs électroniques de puissance, permet de faire fonctionner les turbines à **vitesse variable**.

Donc, il est intéressant **investiguer le comportement de la turbine avec différents débits volumétriques et vitesses de rotation**.

Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



La variation de débit s'obtient en variant la position du distributeur, donc en augmentant ou réduisant la surface de passage pour le fluide. Ainsi, le diagramme caractéristique d'une turbine hydraulique présente les courbes de débit avec grade d'ouverture du distributeur (défini comme le rapport entre la surface d'ouverture et la surface maximale d'ouverture) constant en fonction de n , pour une valeur fixe de la chute utile H_u .

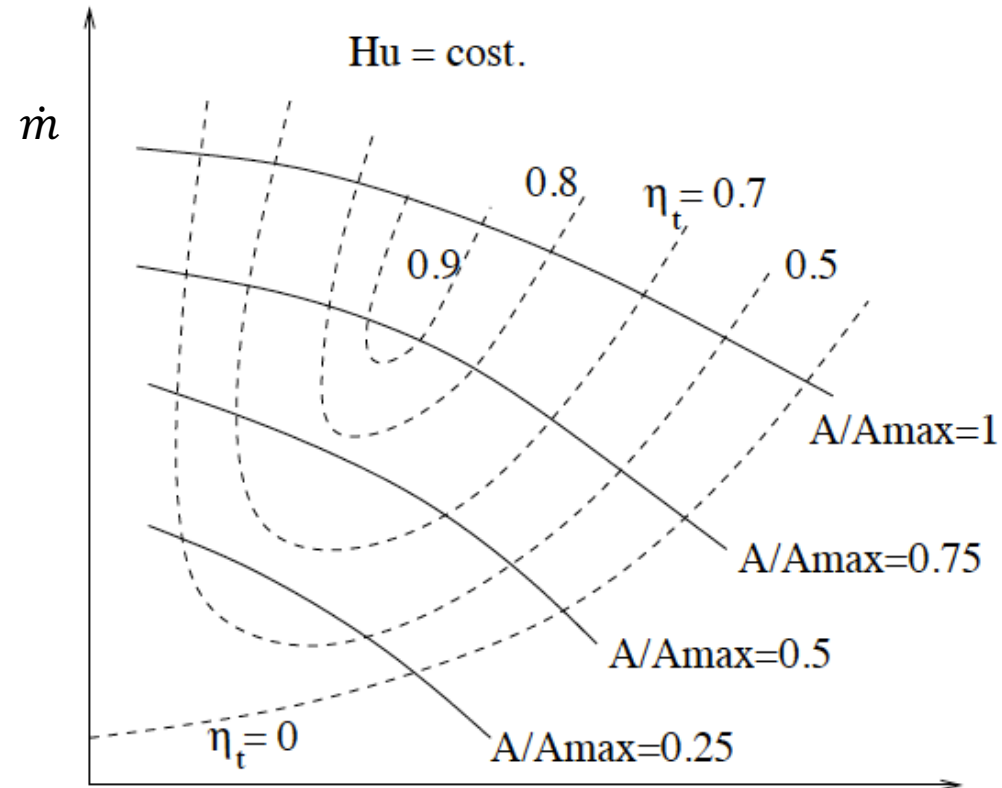


Diagramme des rendements pour $H_u = \text{cste}$ n

Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



En plus, pour chaque couple $(n, \dot{m})$ il correspond une valeur de η_t , pour laquelle il est possible de relier les points avec $\eta_t = \text{const}$ en obtenant une deuxième famille de courbes avec l'allure typique montrée dans la figure. C'est pourquoi le graphique prend le nom de **colline des rendements d'une turbine hydraulique**.

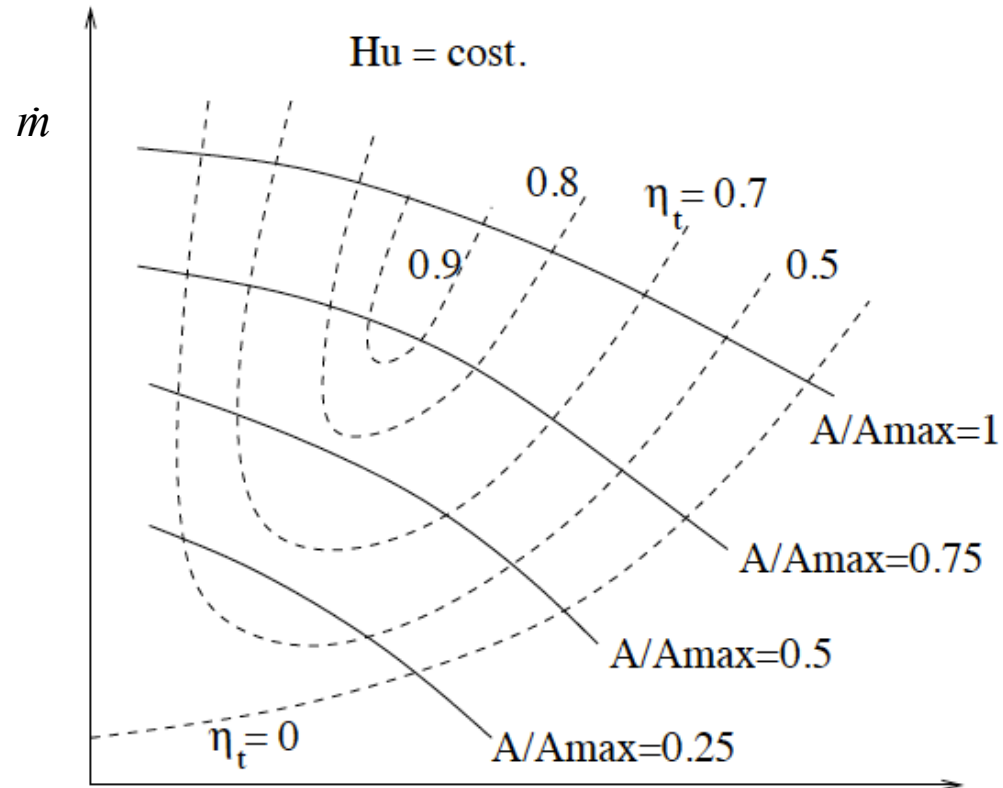


Diagramme des rendements pour $H_u = \text{cste}$ n

Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



Observation 1: la courbe $\eta_t = 0$ représente l'ensemble des points de fonctionnement dans lesquels le **rendement mécanique est nul**. On note que pour chaque valeur du débit (supérieure à une valeur minimale) il existe une vitesse de rotation suffisamment élevée pour qu'on ait $\eta_t = 0$. Cette vitesse est nommée **vitesse de fuite**.

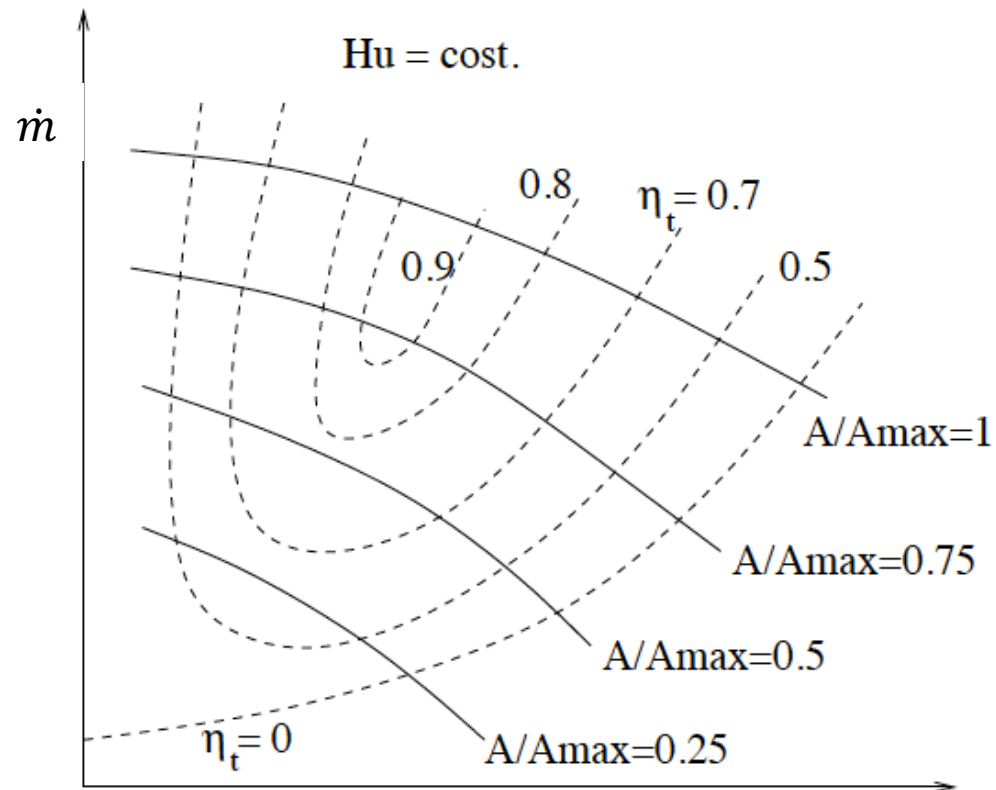


Diagramme des rendements pour $H_u = \text{cste}$ n

Rendement d'une turbine hydraulique et fonctionnement à vitesse variable



Observation 2: le comportement des courbes à ouverture constante (A/A_{max}) du distributeur (croissant ou décroissant) en fonction de n dépend de la géométrie de la machine et en particulier de l'action du champ des forces centrifuges qui agissent sur le fluide. En général, pour des machines plus radiales ceci est décroissant (comme dans la figure) parce que le champ de forces centrifuge s'oppose au flux toujours plus fort en augmentant n .

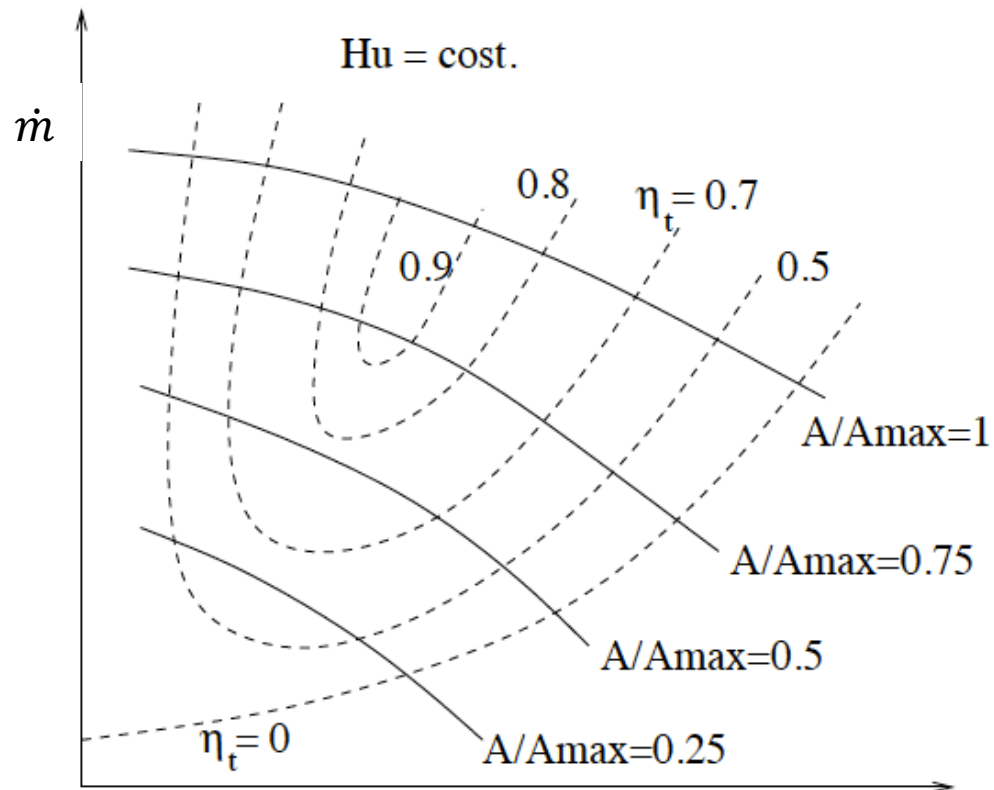


Diagramme des rendements pour $H_u = \text{cste}$ n

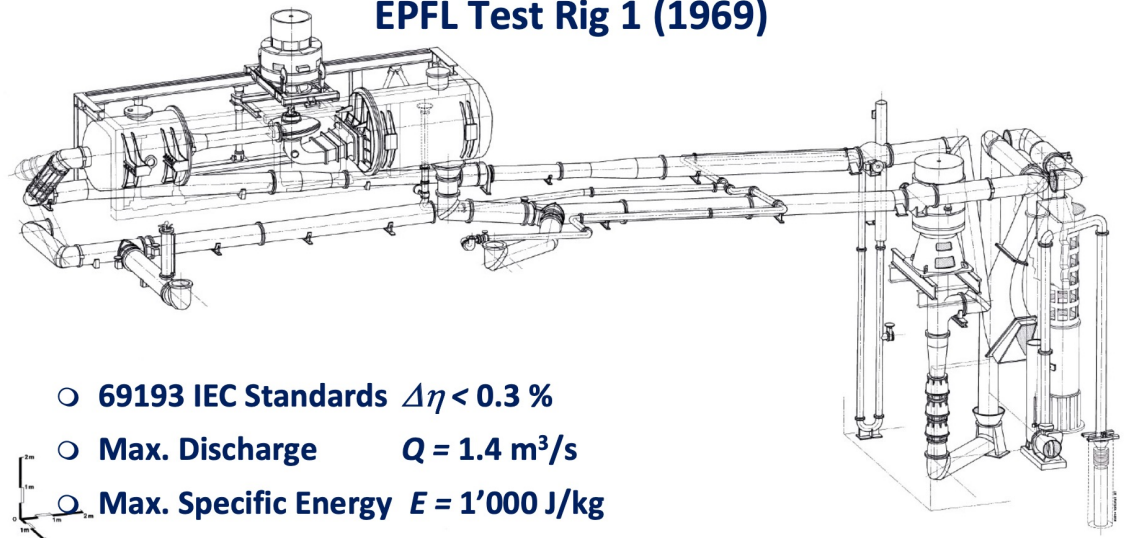
Rendement d'une turbine – Test rig



La théorie de la similarité permet de relier **les caractéristiques de fonctionnement de machines similaires** sans avoir à effectuer des tests expérimentaux longs, coûteux et souvent impossibles sur chacune d'elles en laboratoire.

Le constructeur de machines, en respectant des paramètres appropriés, peut donc se limiter à **conduire les tests expérimentaux sur un modèle**, puis à déduire les performances de toutes les machines appartenant à la même famille de modèles.

**Experimental Facilities:
EPFL Test Rig 1 (1969)**



- 69193 IEC Standards $\Delta\eta < 0.3 \%$
- Max. Discharge $Q = 1.4 \text{ m}^3/\text{s}$
- Max. Specific Energy $E = 1'000 \text{ J/kg}$
- Max. Gen. Power $P = 300 \text{ kW}$

Rendement d'une turbine – Test rig



Pour que les relations déductibles de la théorie de similitude soient applicables à des machines de tailles et de performances différentes, les critères de similitude suivants doivent être respectés:

- **Similitude géométrique**
Contrôles dimensionnels
- **Similitude cinématique**
Conditions de fonctionnement définies par des coefficients ou des facteurs
- **Similitude dynamique**
Effets d'échelle de Reynolds
- **Cavitation Similitude**
Numéro Thoma

Rendement d'une turbine



Pour définir les facteurs IEC, il est nécessaire de définir l'énergie fournie à la turbine E comme:

$$E = gH_u$$

Les caractéristiques de la turbine peuvent être représentées par les variables sans dimension IEC:

IEC Discharge Factor

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 E^{\frac{1}{2}}}$$

IEC Speed Factor

$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{\frac{1}{2}}}$$

IEC Power Factor

$$P_{ED} = \frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{\frac{3}{2}}}$$

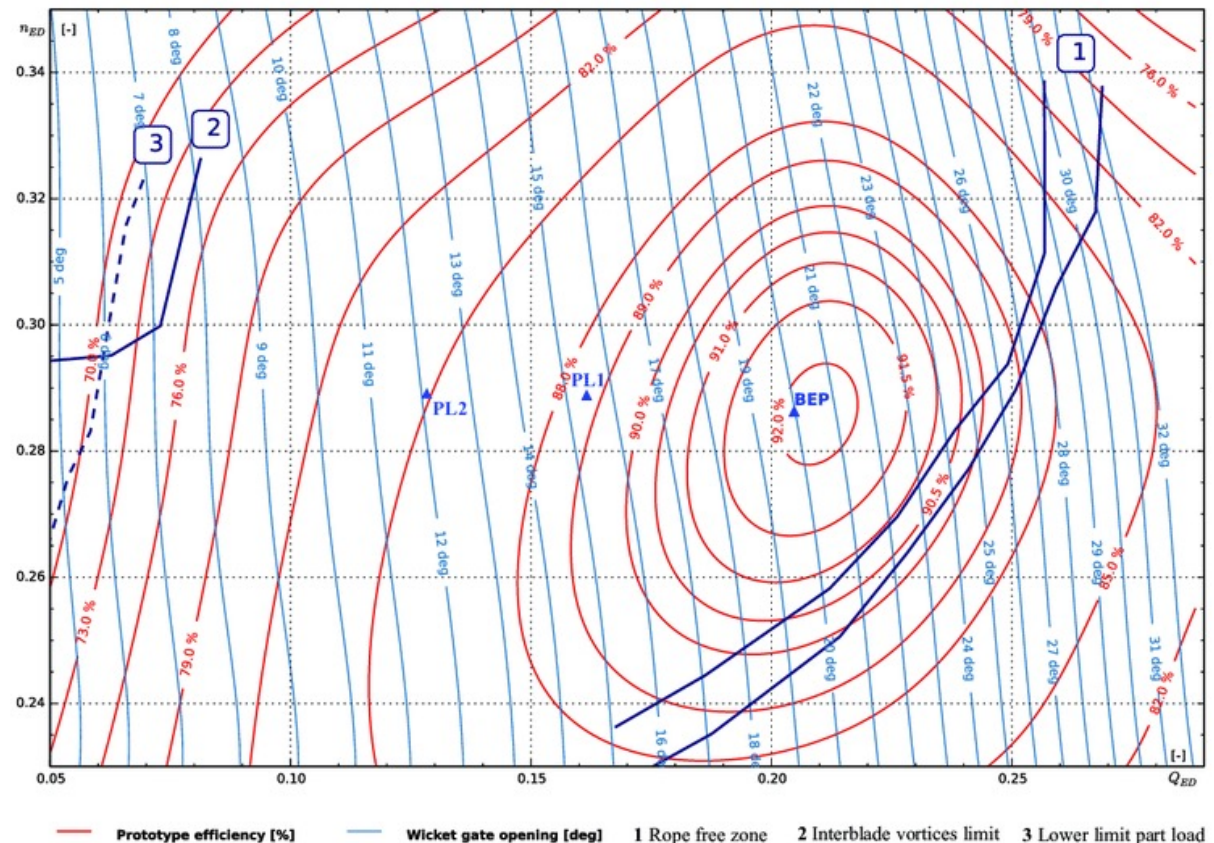
Rendement d'une turbine – colline des rendements - FRANCIS

Les tests sur le **modèle à échelle réduite** permettent de dessiner un diagramme qui permet de déterminer le **rendement de la turbine à ce point de fonctionnement**.

Généralement le rendement du prototype est supérieur à celui obtenu à partir du modèle car par exemple les pertes des frottements dans les passages hydrauliques ont une influence mineure.



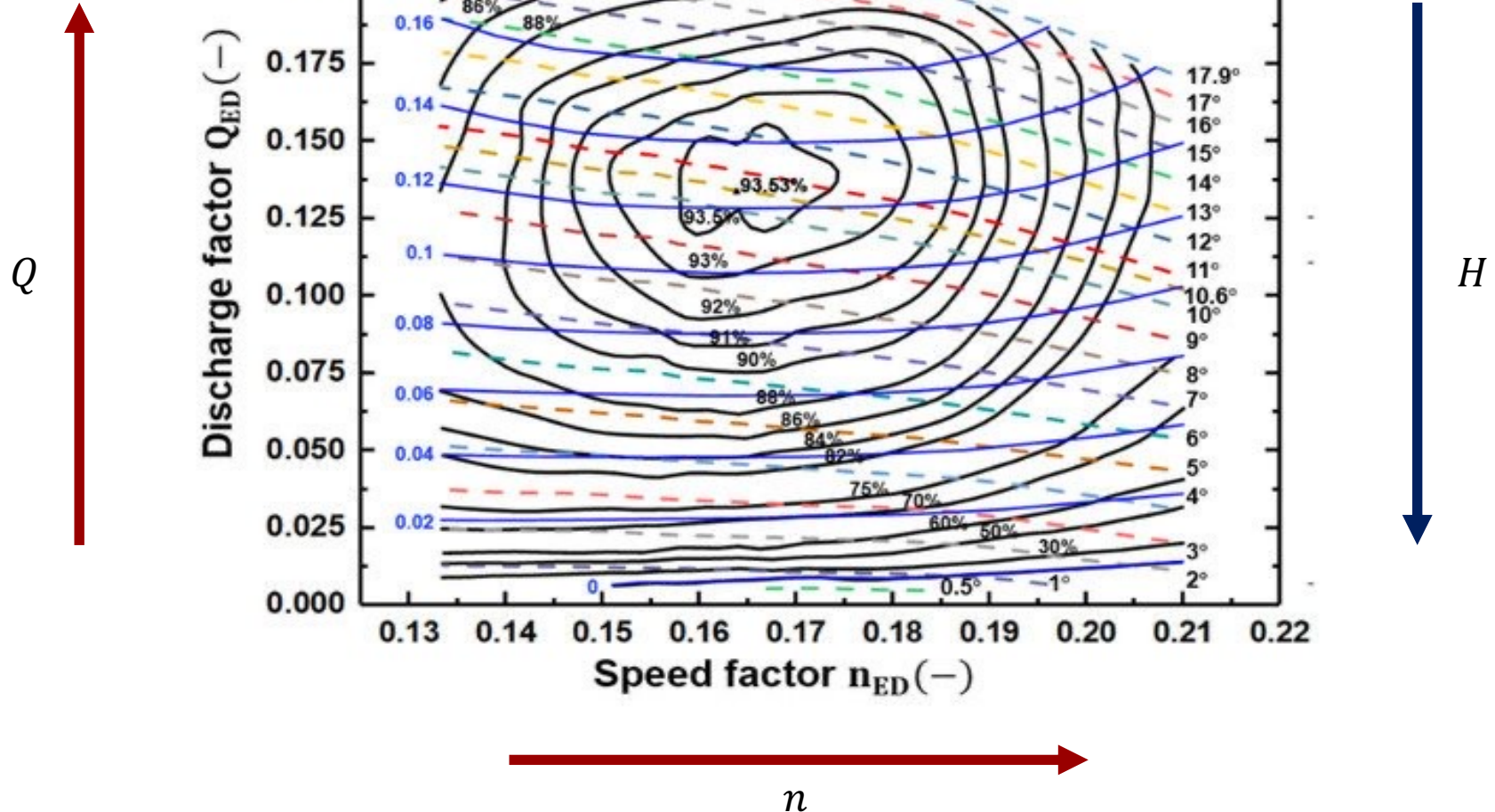
Mica Hyperbole - Hillchart
2015-01-05 - 658-05-Hyperbole-Hill chart.xls



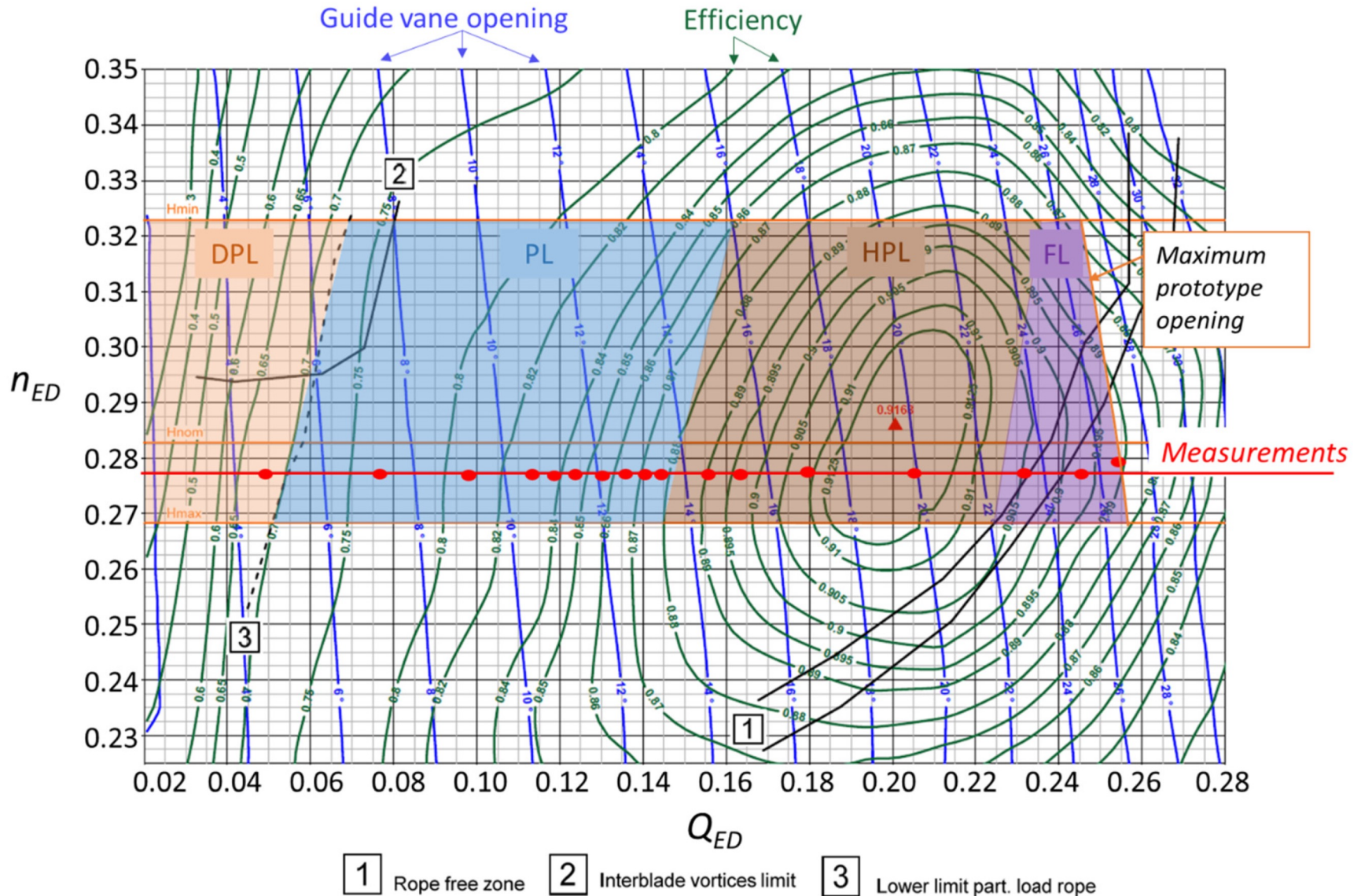
Rendement d'une turbine – colline des rendements - FRANCIS



← H



Rendement d'une turbine – colline des rendements - FRANCIS

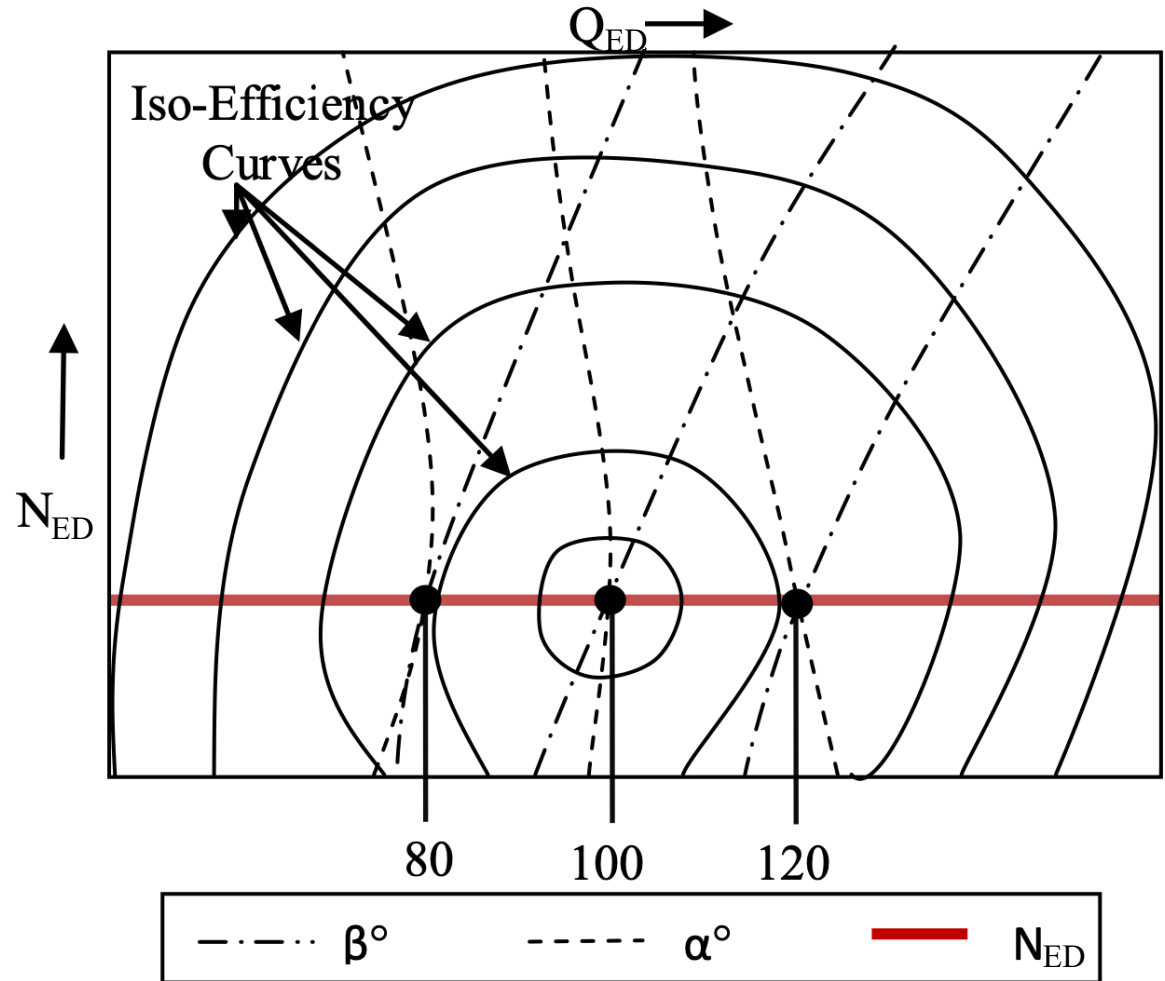


Rendement d'une turbine – colline des rendements - KAPLAN



Dans les turbines Kaplan, à partir de différentes combinaisons d'ouverture de vannage et de pales, le rendement maximal local est obtenu.

En conservant la valeur de vitesse de l'unité e de chute ($n_{ED} = \text{const.}$) trouvée au meilleur point d'efficacité en tant que décharge de l'unité fixe et variable, deux autres points ont été identifiés, c'est-à-dire à charge partielle (80%) et en surcharge (120%).



Rendement d'une turbine – colline des rendements - KAPLAN



Exemple: Réduction de la charge de 70 MW à 50 MW

Sans changer l'angle des pales:

1 → 2a

Le rendement passe à 94%

En changeant l'angle des pales:

1 → 2b

Le rendement passe à 95%

