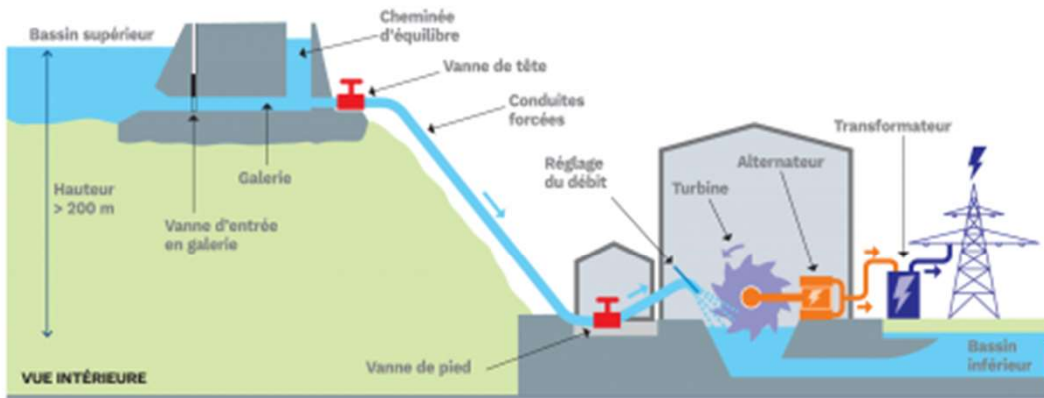


Chapitre VI

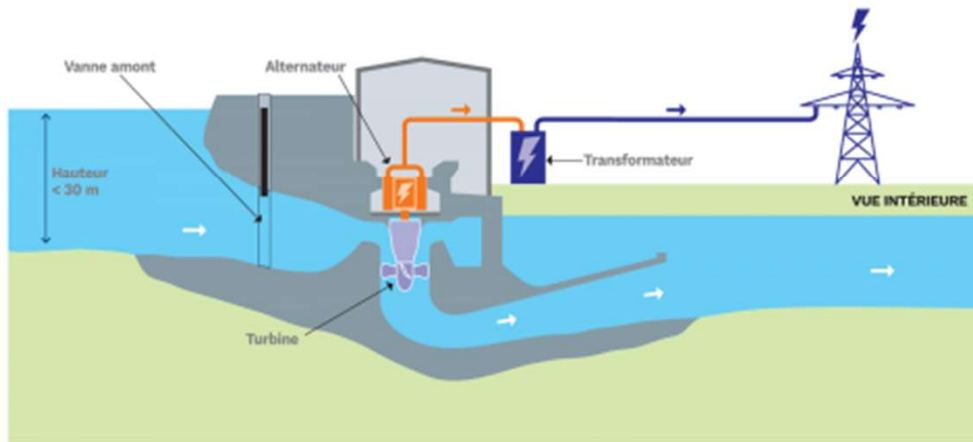
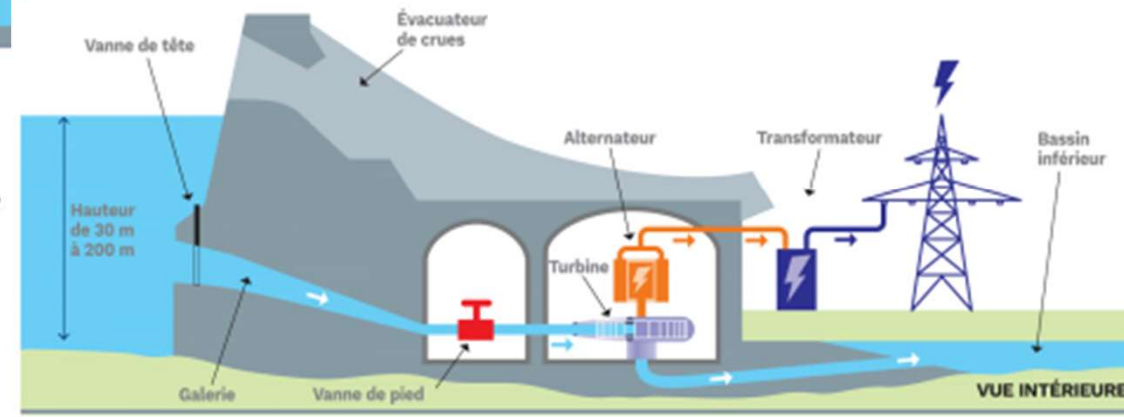
Les Turbines Hydrauliques

H. Bouchelkia

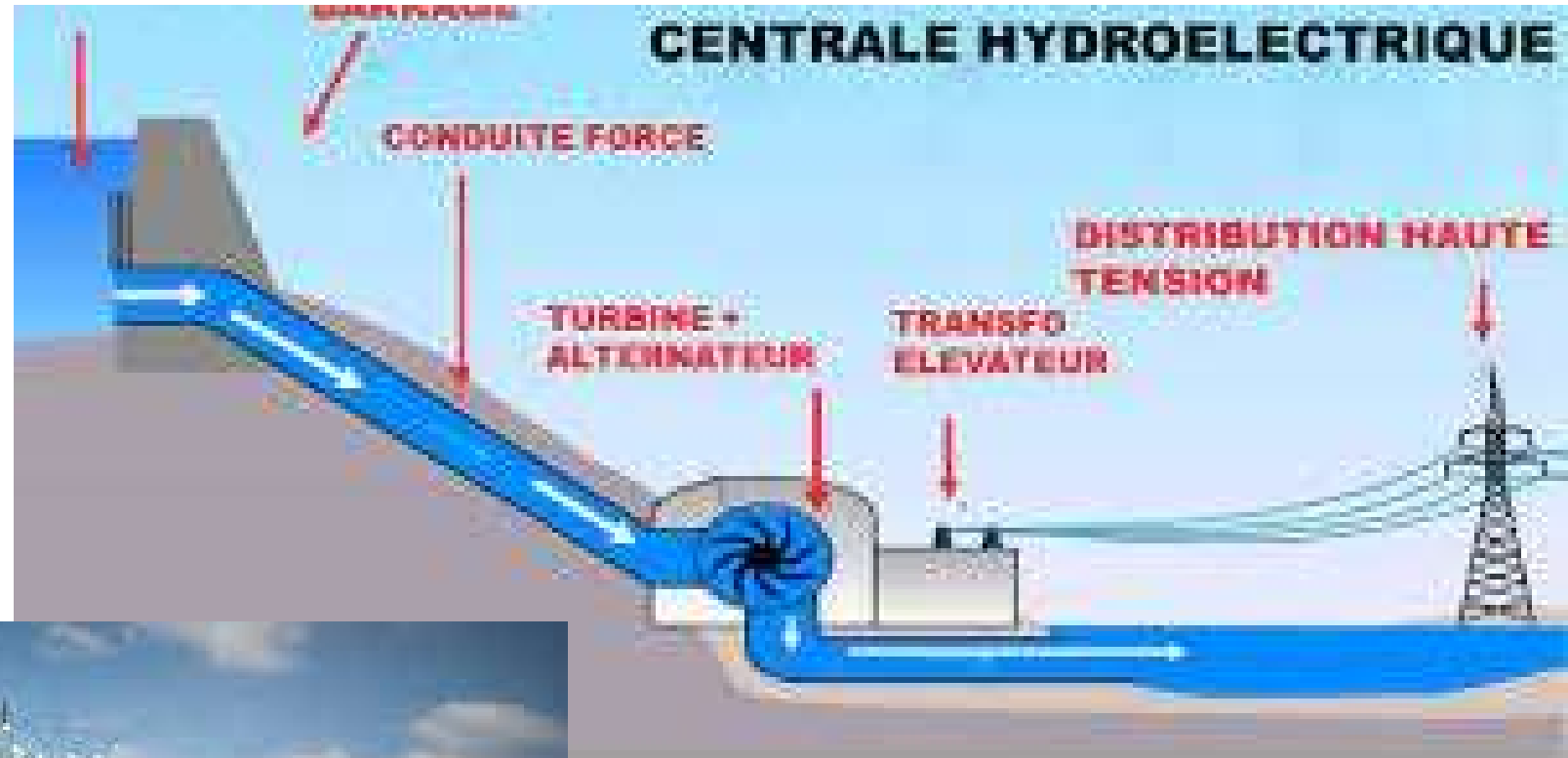


Le schéma de process d'une centrale de haute-chute

Le schéma de process d'une centrale de moyenne chute



Le schéma de process d'une centrale de basse chute ou "fil de l'eau"







barrage Hoover

fournit de l'électricité aux états du Nevada, de l'Arizona et du sud de la Californie.

2 078,8 MW (19 turbines)

Le lac Mead et les largages en aval du barrage fournissent de l'eau pour l'irrigation et l'usage domestique de près de 8 millions de personnes en Arizona, au Nevada et en Californie.

barrage des trois gorges

D'une puissance de 18 200 mégawatts, elle peut produire 84,7 milliards de kilowattheures d'électricité par an grâce à ses 32 turbines de 3300 tonnes chacune. Le barrage permet également de réguler le débit du Yangzi Jiang



Les turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques sont à l'inverse des pompes des machines à fluides capables d'en extraire de l'énergie. Le fluide cède donc de l'énergie dont une partie sera récupérée sur l'arbre de la turbine sous forme d'énergie mécanique

CLASSIFICATION ET DESCRIPTION DES DIFFÉRENTS TYPES DE TURBINES:

Classification des turbines

En général, on classe les turbines en deux catégories ; turbines à action et turbines à réaction.

I. Les turbines à action *pas de différence de pression entre l'entrée et la sortie du canal.*

L'énergie spécifique est entièrement convertie en énergie cinétique à l'entrée de la roue de ce type de turbine. De ce fait l'énergie spécifique convertie en énergie mécanique ne provient que des forces impulsionnelles créées par les changements de direction des vecteurs vitesse.

La TURBINE à **action** (IMPULSE) la plus couramment utilisée aujourd'hui est la **TURBINE PELTON**. La TURBINE TURGO, qui est une turbine à impulsion de type axial, n'a que rarement été utilisée pour de petites unités et ne sera pas décrite dans ce livre. La TURBINE CROSS FLOW est une turbine à impulsion à deux étages utilisée uniquement pour les petites unités. *L'efficacité de la turbine à flux croisés a été mesurée en laboratoire comme étant d'environ 80 %, tandis que l'efficacité de la Turgo Turbine a été rapportée comme étant proche de 90 %.*

La diminution de la charge est due exclusivement à la perte d'énergie cinétique :

$$\Delta H = \Delta \left(\frac{v^2}{2g} \right), \text{ or } H \approx \frac{v^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} \Rightarrow \Delta p = 0$$

On définit alors le degré de réaction par : $r = \frac{P_2 - P_1}{\rho g H}$ ou $\frac{P_2 - P_1}{\rho N^2 D^2}$ Ici $r = 0$.

Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel.

2. Les turbines à réaction

Le type RÉACTION où il y a une différence de pression entre l'entrée et la sortie du canal. A l'entrée de la roue de ce type de turbine l'énergie spécifique est l'énergie de pression. L'énergie spécifique convertie en énergie mécanique par l'écoulement à travers le canal est en partie convertie à partir de la chute de pression - c'est la partie réaction de la conversion d'énergie. L'autre partie est convertie à partir des forces d'impulsion à partir des changements de direction des vecteurs de vitesse relative.

Le rapport de réaction peut être noté $\frac{h_1 - h_2}{Hn}$ où $\rho g h_1 = P_1$ est la pression hydraulique à l'entrée de la roue et $\rho g h_2 = P_2$ est la pression hydraulique à la sortie.

Parmi les turbines à réaction, les turbines **Francis** et les turbines *Kaplan et Kaplan Bulb* sont les turbines les plus couramment utilisées aujourd'hui.

Pour les basses chutes, des turbines à hélice avec des aubes directrices fixes ou des aubes mobiles sont également utilisées pour les mini-turbines et pour un meilleur fonctionnement du point d'efficacité dans les usines avec de nombreuses unités. Des turbines-pompes réversibles de type Francis installées pour l'accumulation d'énergie ont également été installées en Norvège où la production d'électricité est à 99,8 % hydroélectrique.

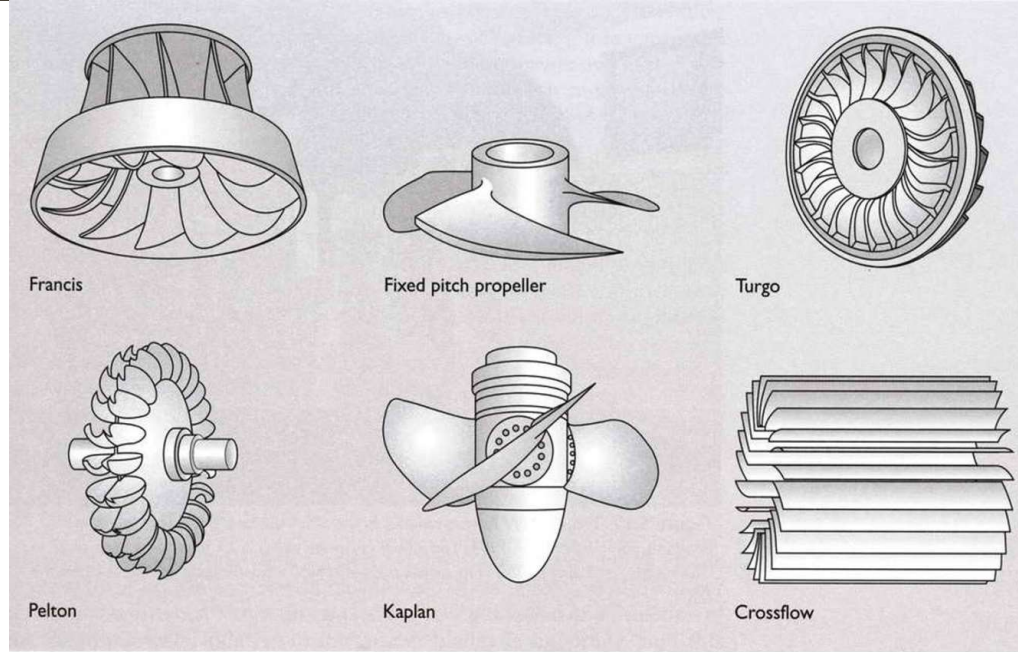


Figure 5.15 Types of turbine runner

Bilan d'énergie

La hauteur de chute ou **hauteur génératrice H_G** correspond à la différence de cote des surfaces libres amont et aval, **aux pertes (H_p)**.

A la sortie de la turbine, le fluide dispose d'une **énergie résiduelle H_r** qui n'est pas récupérée. On appelle la hauteur nette H_n (ou utile) la quantité :

$$H_n = H_G - H_p - H_r$$

Toute cette énergie H_n ne sera pas intégralement transférée au rotor. En effet dans la traversée des organes fixes et mobiles (stator, rotor), le fluide perd de l'énergie par frottement et par choc ΔH_i . Seule l'énergie restante sera transférée au rotor, cette énergie est exprimée en hauteur de fluide qu'est la **hauteur interne :**

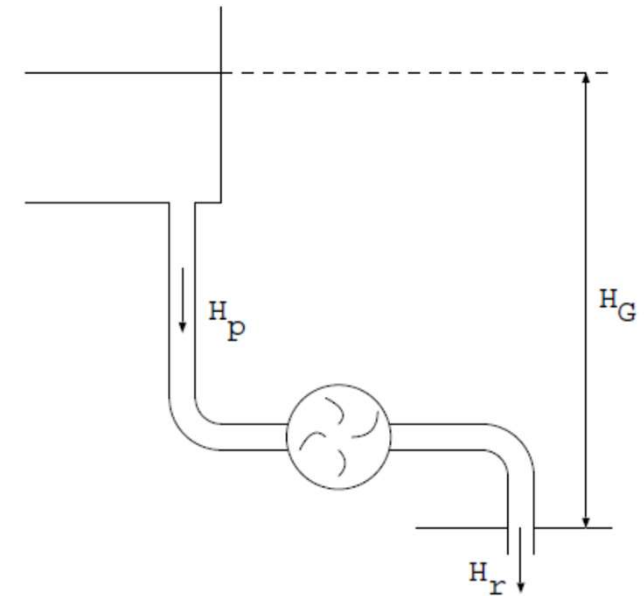
$$H_i = H_n - \Delta H_i.$$

L'énergie mécanique disponible au rotor : $C_i \omega = \rho g q_v H_i$

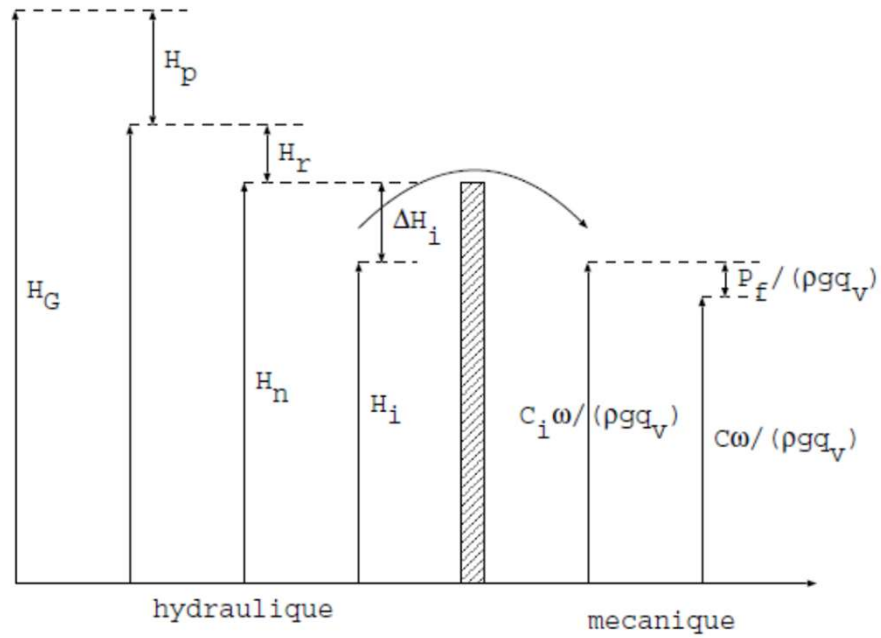
(C_i : couple interne).

La puissance mécanique disponible à la sortie de la turbine est :

$C \cdot \omega = C_i \cdot \omega - P_f$ où P_f est la **puissance dissipée par frottement au niveau des paliers**. Le bilan énergétique est illustré par le diagramme suivant :



- H_G : hauteur de génératrice.
- H_p : hauteur de perte (perte de charge régulière et singulière).
- H_r : hauteur résiduelle à la sortie de la turbine, le fluide dispose d'une énergie $\rho g q_v H_r$ qui n'est pas récupérée sur l'arbre de la turbine.



H_g : Hauteur de chute ou hauteur génératrice,
 C_f : couple de frottements mécaniques,

H_p : charge résiduelle du fluide à la sortie de la turbine
 C : Couple réel disponible sur l'arbre.

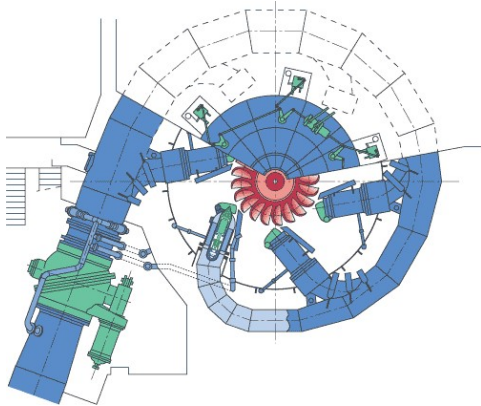
Le bilan d'énergie fait apparaître plusieurs rendements :

- Le rendement interne $\eta = \frac{H_{th}}{H_n}$ (*avec* $H_{th} = Hi$) qui tient compte des pertes hydrauliques Δh_i sur la roue.
- Le rendement mécanique $\eta_m = \frac{C}{C_i}$.
- Le rendement global $g \cdot q_v \cdot H_g$

Le fonctionnement nominal est en général choisi lorsque le rendement total est maximum, c'est à dire lorsque $H_p + H_r + \Delta H_i$ est minimum.

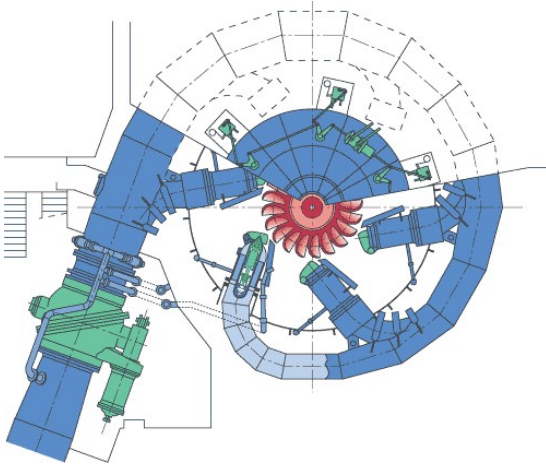
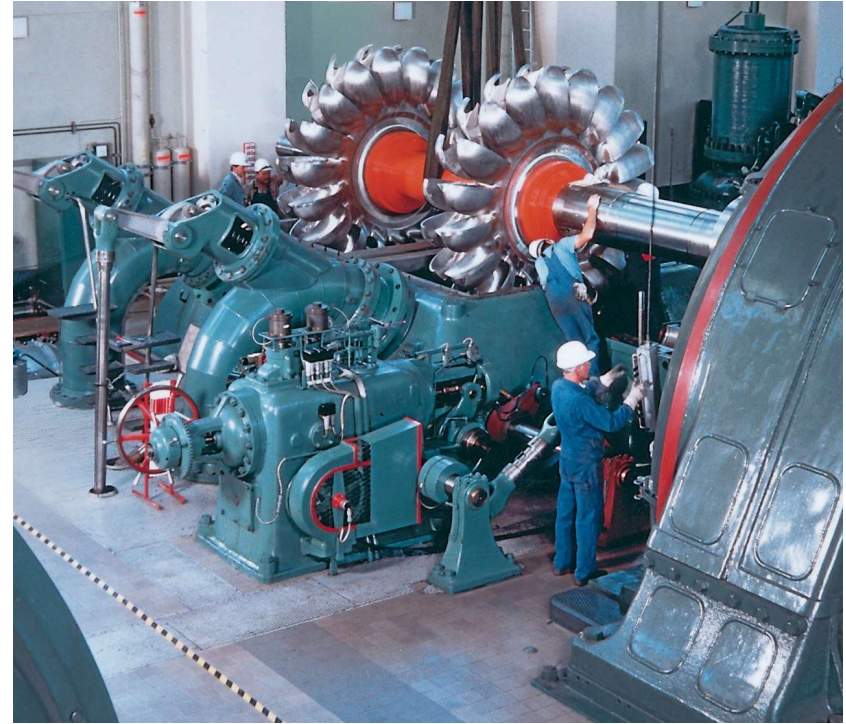
La turbine Pelton

La turbine Pelton est une turbomachine à action ($r = 0$) qui fonctionne à l'air libre: on envoie un ou plusieurs jets sur des augets ; le passage est tangentiel. Elle travaille à débit relativement faible sous une hauteur de chute élevée (300 m à 1200 m) avec une grande vitesse de rotation et une vitesse spécifique de 0,003 à 0,03.



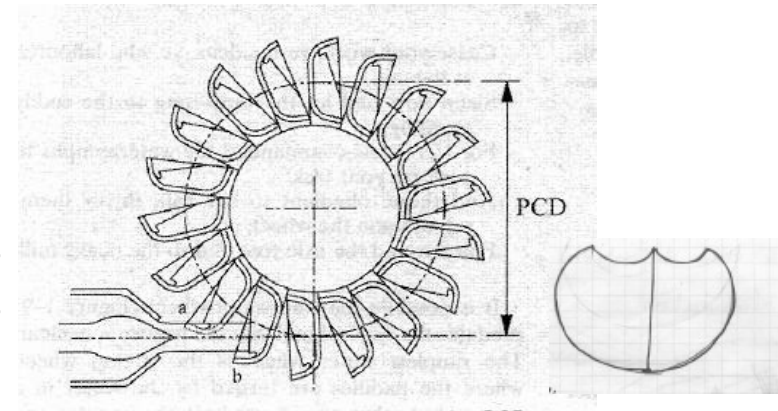
Les jets exercent une force sur les augets en mouvement de rotation qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'axe de la turbine.

Les turbines à action sont caractérisées par le fait que l'énergie transformée au niveau des augets est entièrement sous forme d'énergie cinétique. Le transfert d'énergie entre l'eau et l'auget a lieu à pression constante, généralement à la pression atmosphérique.



Assembly of a Pelton wheel at [Walchensee Hydroelectric Power Station](#), Germany.

1°) **L'alimentation** est constituée d'un injecteur dont l'extrémité se termine par un convergent, dans lequel se place une aiguille destinée au réglage du débit ; un déflecteur placé après l'injecteur sert à dévier le jet lors des fermetures rapides (l'aiguille vient obturer progressivement l'orifice, évitant ainsi les coups de bélier).



On définit le rendement d'alimentation de l'injecteur par :

$$\eta_a = \frac{V_1}{\sqrt{2gH_G}}$$

où V_1 est la vitesse du fluide dans le jet et η_a est généralement proche de 1.

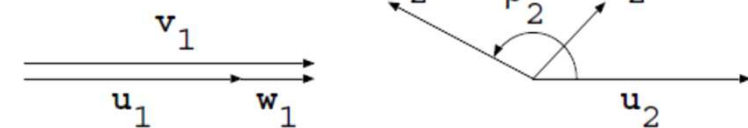
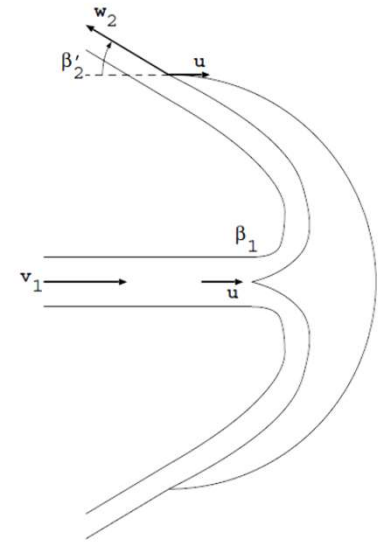
2°) La Roue

La roue est à passage tangentiel et le transfert se fait à la périphérie de la roue dans des augets en nombre et formes calculés

L'angle d'entrée β_1 doit être faible, ce qui conduit à construire une arête d'entrée très affûtée dont l'usure constitue un problème principal :

L'angle de sortie $\beta'_2 = \pi - \beta_2$ doit être également faible, cependant un retour complet du jet provoque le phénomène de talonnage qui diminue le rendement.

Le talonnage est dû à l'impact du jet sur l'extrados de l'auget suivant.



L'écoulement dans l'auget peut se schématiser comme sur la figure. On en déduit le triangle des vitesses.

A l'entrée, $\beta_1 = 0$ et a la sortie $\beta_2 = \pi$ si $\beta'_2 \approx 0$. On a alors

$$|\vec{U}_1| = |\vec{U}_2| = U = \omega R \text{ (R est le rayon de la roue)}$$

Ainsi la **puissance intrinsèque** devient :

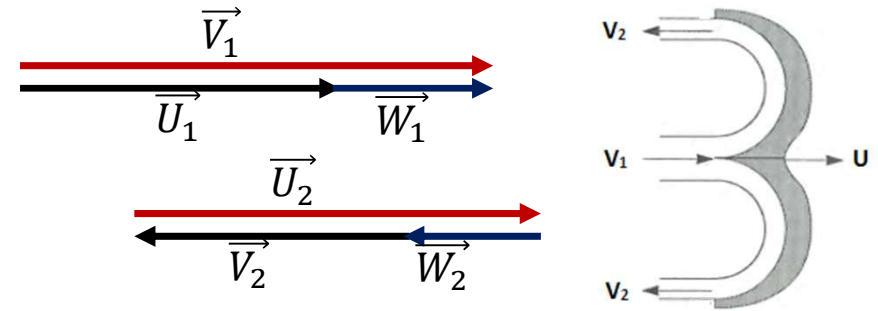
$$\begin{aligned} P_i &= \rho \cdot q_v \cdot (\vec{U}_1 \cdot \vec{V}_1 - \vec{U}_2 \cdot \vec{V}_2) = \rho \cdot q_v \cdot (\vec{U}_1 \cdot \vec{V}_1 - \vec{U}_2 \cdot (\vec{U}_2 + \vec{W}_2)) \\ \Rightarrow P_i &= \rho \cdot q_v \cdot (\vec{U}_1 \cdot \vec{V}_1 - \vec{U}_2 \cdot \vec{U}_2 + \vec{U}_2 \cdot \vec{W}_2) = \rho \cdot q_v \cdot (\omega R V_1 - \omega^2 R^2 - \omega R W_2 \cos \beta_2) \\ \Rightarrow P_i &= \rho \cdot q_v \cdot (\omega R V_1 - \omega^2 R^2 + \omega R W_2 \cos \beta'_2) \end{aligned}$$

On néglige les pertes ΔH_i et si on écrit la conservation de la charge relative entre 1 et 2

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} \quad \text{avec } P_1 = P_2 \text{ et puisque } U_1 = U_2 \text{ Donc } W_1 = W_2$$

Or: $W_1 = V_1 - U_1 = V_1 - U$ donc $W_2 = V_2 - U$

$$\Rightarrow P_i = \rho \cdot q_v \cdot \omega R (V_1 - \omega R) (1 + \cos \beta'_2)$$

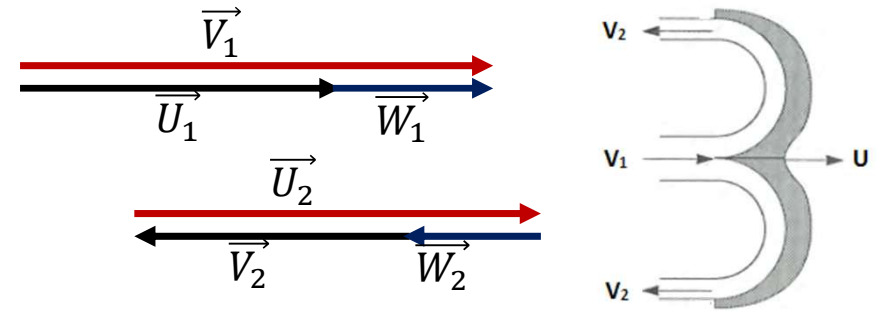


si nous considérons les augets sans angle d'ouverture, les triangles des vitesses sont totalement aplatis et nous arrivons à l'expression:

$$\Rightarrow P_i = 2\rho \cdot q_v \cdot \omega R(V_1 - \omega R) \text{ car } \cos\beta'_2=1$$

$$\Rightarrow P_i = \rho \cdot q_v \cdot U(V_1 - U) = \rho g H \cdot q_v$$

$$\Rightarrow H = H_U = \frac{2U(V_1 - U)}{g}$$



Cette charge représente la charge disponible sur l'arbre de la turbine c à d la charge utile qui en fonction de la vitesse d'entraînement U.

Le meilleur transfert ayant lieu pour $\beta'_2 = 0$, mais il faut éviter le problème de talonnage. En général, on construit les augets avec $\beta'_2 = 4$ à 7.

Compte tenu de l'ouverture des augets, des frottements dans la roue et des pertes par choc; en pratique

$$U = 0,45 \cdot V_1$$

L'étude de l'injecteur, ou en générale les pertes de charge sont très faible, permet de déterminer la vitesse V_1 du jet d'eau avec:

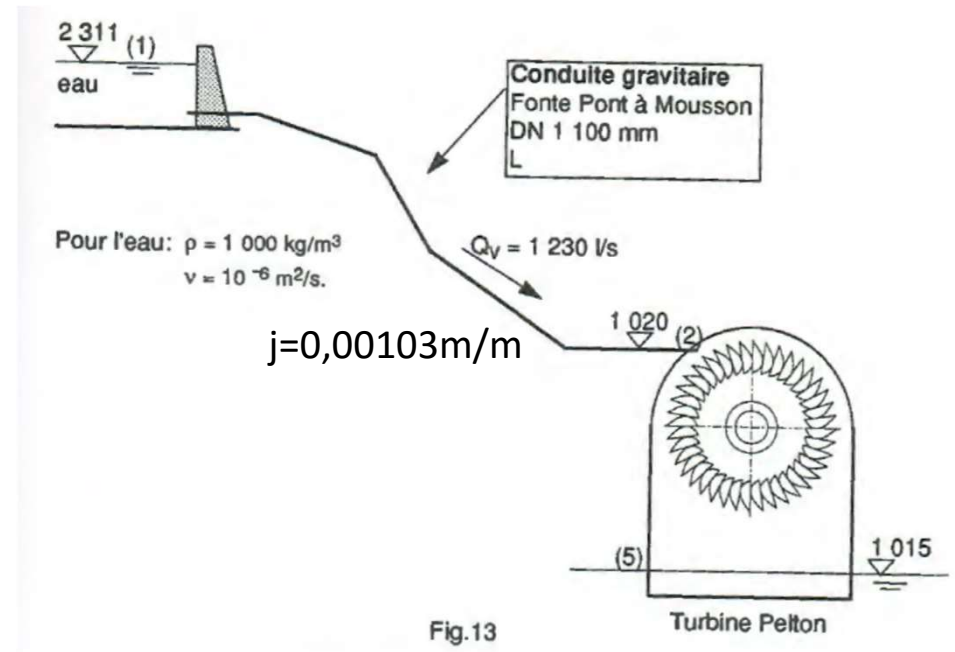
$$V_1 = 0,97 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\text{Avec } H_n = H_g - \Delta H_i$$

TURBINE PELTON

La roue de la turbine Pellan tourne à 740 tr/mn et a un diamètre de 1,8 m

1. Déterminer la longueur de la conduite
2. Quel est le rendement de la turbine ?



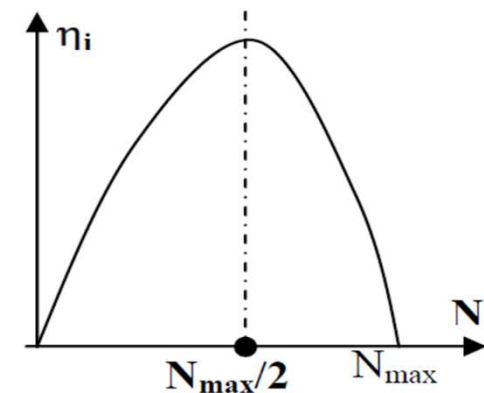
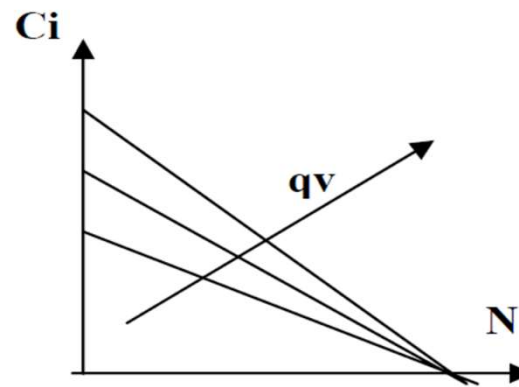
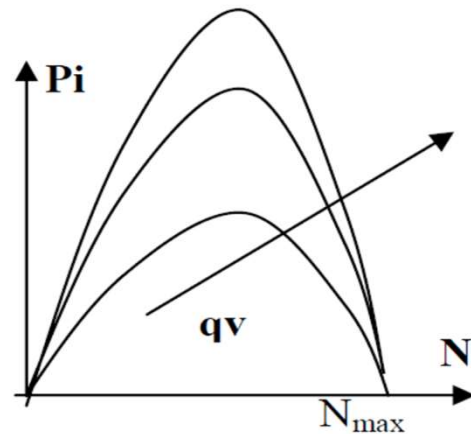
$P_i = 0$ pour $\omega_{max} = \frac{V_1}{R} = 2\pi \cdot N_{max}$ où N_{max} est la vitesse théorique d'emballement ($V_1 = U_{max}$). V_1 est fixé par H_G avec $V_1 = \sqrt{2gH_G}$. Le débit q_v est fixé par l'ouverture de l'injecteur.

Comme $U = \frac{2\pi \cdot N}{60} R$, P_i est de la forme: $P_i = A q_v N (N_{max} - N)$

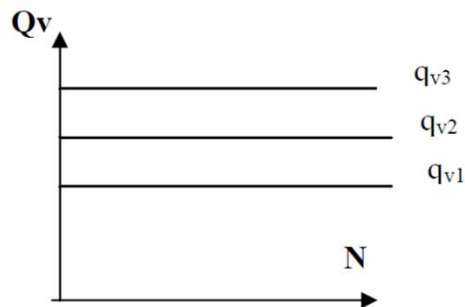
ou $A = (2\pi \cdot R)^2 (1 + \cos(\beta'_2))$ et $N_{max} = \frac{V}{2\pi \cdot R}$; N_{max} correspond à la vitesse de rotation théorique d'emballement. Dans ce cas, $v = u$, ce qui signifie que l'auget va à la même vitesse que le jet. Il n'y a donc pas de transfert d'énergie. On en déduit les caractéristiques des turbines Pelton.

Les caractéristiques théoriques ont les allures suivantes :

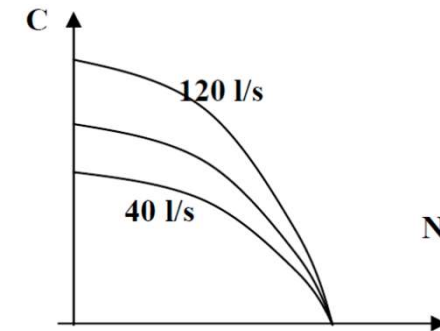
- $P_i = C_i \cdot \omega \approx C_i \cdot N$, donc $C_i = A' q_v (N_{max} - N)$
- $H_n \approx H_G$ et $H_i \approx \frac{P_i}{\rho g q_v}$ donc $\eta_i = \frac{H_i}{H_n} \approx A'' q_v (N_{max} - N)N$



Le débit q_v est fixé par l'ouverture de l'injecteur et par la hauteur génératrice **donc q_v est indépendant de N .**



Les caractéristiques réelles :



Remarque 1 : On remarque que le couple est maximum au démarrage et que la vitesse d'emballement reste finie (v). Elle est fixée par la hauteur génératrice H_G aux pertes de charge.

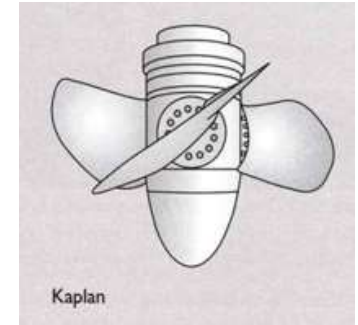
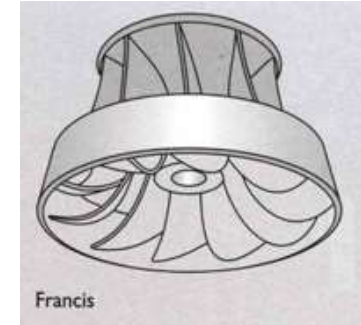
Remarque 2 : En raison du frottement du liquide sur les parois de l'auget qui conduit à une perte de charge interne et à $w_2 < w_1$, on trouve que η_{max} est obtenu pour U/V légèrement inférieur à $1/2$.

Remarque 3 : Dans les grosses turbines Pelton dont la roue peut atteindre plusieurs mètres de diamètre, la puissance maximale réellement obtenue dépasse les 90% de la valeur théorique ($\frac{1}{2} q_v \cdot V^2$) et on réalise des machines qui fournissent 40000 chevaux par roue soit 29,44MW.

Remarque 4 : La hauteur de chute varie entre 40 m et plus de 1000 m. Cela entraîne des vitesses de rotation élevées.

4°) Les turbines à réactions KAPLAN et FRANCIS

Ces turbines ont des gammes complémentaires de hauteur de chute



	Turbine KAPLAN	Turbine FRANCIS
Hg qv N passage	de 5 à 80 m (faible hauteur de chute) débit élevé, (350 à 1000 tr/mn), passage axial.	de 80 à 300m (hauteur de chute assez élevé) assez fort radial (ou hélicoïdal)

1°) **L'alimentation** est constituée d'une bêche et d'un distributeur.

- La bêche est raccordée à la conduite amont, elle est en général sous forme de Colimaçon (bêche spirale)
- Le distributeur sert à régler le débit. Il est constitué par une série de directrices profilées, toutes solidaires les unes aux autres et actionnées par le cercle de Vannage et à faire varier l'angle d'entrée.

2°) **La roue** comprend un nombre d'aubes (ou pales). Voici à titre d'exemple pour la turbine Kaplan, un tableau donnant quelques caractéristiques :

Nombre d'aubes	D_m/D	Chute H_g	N (tr/mn)
3	0,38	2 à 3 m	950
4	0,40	3 à 15 m	950 à 800
5	0,45	15 à 20 m	800 à 600
6	0,50	20 à 25 m	600 à 500
7 et 8	0,60	30 à 80 m	500 à 400

Où D_m est le diamètre moyen et D le diamètre de la roue. Dans une turbine KAPLAN, les aubes sont très souvent orientables.

La gamme des vitesses spécifiques des roues Kaplan s'étend de $N_s = 350$ tr/mn à de $N_s = 1000$ tr/mn (Camerer). Le nombre des pales est de 3 à 8.

La gamme des vitesses spécifiques des roues Francis s'étend de $N_s = 50$ tr/mn à de $N_s = 450$ tr/mn (Camerer). Le nombre des pales est de 3 à 8.

Les pertes internes ΔH_i sont dues aux frottements du fluide sur des aubes et aux changements de direction de vitesse de la turbine. Si elles se mesurent expérimentalement sans difficultés, leur expression analytique est plus difficile à déterminer.

3°) **Volute** : Collecte tous les filets sortant de la périphérie du diffuseur ou de la roue, suivant le cas, et de les ramener à une bride de sortie unique S qui constitue le raccordement de la tuyauterie de refoulement.

4°) Le diffuseur

Le diffuseur d'une turbine représente un élément important de celle-ci dans la mesure où celui-ci peut permettre de récupérer une partie de l'énergie du fluide. Le diffuseur est constitué d'une **conduite évasée** conduisant l'eau de la sortie de la roue vers le canal de fuite ou vers le niveau aval. **Le but est d'obtenir à la sortie de la roue une pression p_2 inférieure à la pression atmosphérique p_a .** Considérons le bilan énergétique successivement avant la roue (1), après la roue (2) et à la sortie du diffuseur (3)

H_1 : charge du fluide avant la roue ;

H_2 : Charge du fluide après la roue

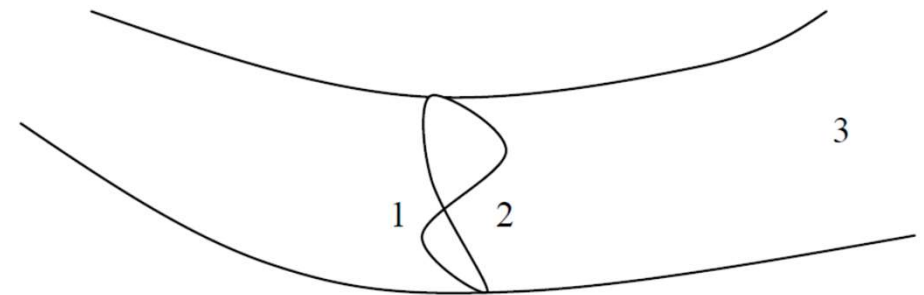
$$H_1 - H_2 \approx P_i$$

Pour H_1 donné la puissance recueillie sur l'arbre est d'autant plus grande que si H_2 est faible :

$$\text{Or } H_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

si on n'utilise pas de diffuseur

$$H_2 = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$



Pour avoir H_2 le plus faible possible, il faut $P_2 \ll P_a$, ce qui nécessite un diffuseur :

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + (Z_3 = 0) + \Delta H_D \quad d'où \quad \frac{P_a - P_2}{\rho g} = Z_2 + \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - \Delta H_D$$

On a intérêt à avoir $P_2 \ll P_a$. La pression P_2 peut être notablement abaissée, en tenant compte toutefois des risques de cavitation. Par ailleurs, on définit le rendement du diffuseur par rapport aux pertes ΔH_D par :

$$\eta_D = \frac{P_a - P_2}{(P_a - P_2)_{(\Delta H_D=0)}} = + \frac{V_2^2 - V_3^2 + 2g(Z_2 - \Delta H_D)}{V_2^2 - V_3^2 + 2gZ_2}$$

Qualité du diffuseur : V_3 doit être faible, ΔH_a aussi. Donc un bon diffuseur doit présenter un élargissement important et un minimum de perte de charge. L'élargissement doit être assez grand ($S_3 \gg S_2$) et sa longueur relativement faible (le prix du génie civil doit être réduit au minimum).

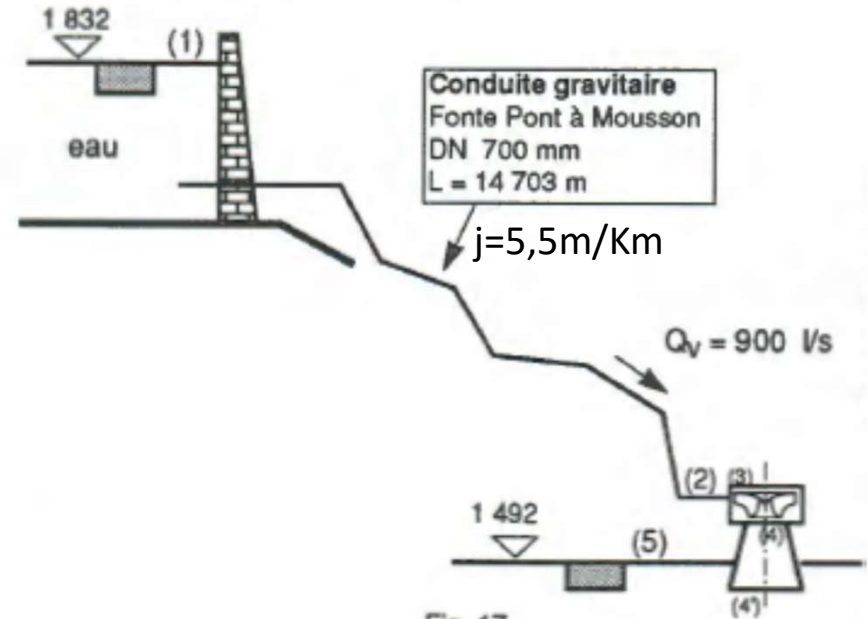
Importation du diffuseur dans une installation : L'accroissement de puissance pour la turbine, dû au diffuseur est donc donné par $(P_2 - P_a)$ que l'on compare souvent à la charge H_1 à l'entrée de la roue: $K = \frac{P_a - P_2}{\rho g H_1}$; $K \sim \{10\%$ pour turbine Francis lente et 60% pour turbine Kaplan rapide}.

Cela signifie que certaines turbines Kaplan rapide 60% de l'énergie reste encore à récupérer à la sortie de la roue. On voit alors l'importance que prend le diffuseur dans les installations

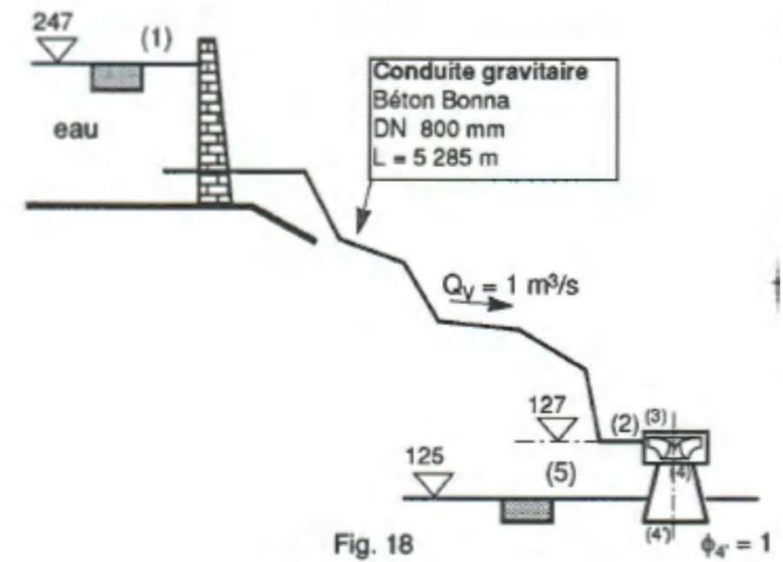
Les directrices du distributeur 2-3 sont réglées pour donner la bonne orientation à la vitesse V_3 ; la perte de charge dans le distributeur est alors $J_{2,3} = 12,1$ m d'eau. Les pertes de charge par chocs dans la roue lors du trajet 3-4 sont estimées à $J_{3,4} = 7$ m d'eau .

- 1 Calculer la pression en 2
- 2 Calculer la pression en 4
- 3 Calculer la puissance utile fournie par la turbine.
- 4 Déterminer le rendement hydraulique de la turbine.
- 5 Quelle est la plus petite vitesse de rotation de la roue de la turbine ?

On donne $z_2 = 1\,496$ m; $z_4 = 1\,495,5$ m; $\phi_4 = 1$ m; $\phi_{4'} = 1,2$ m
 N.B. : Pour l'eau $\rho = 1\,000$ kg/m³ $\nu = 10^{-6}$ m²/s.

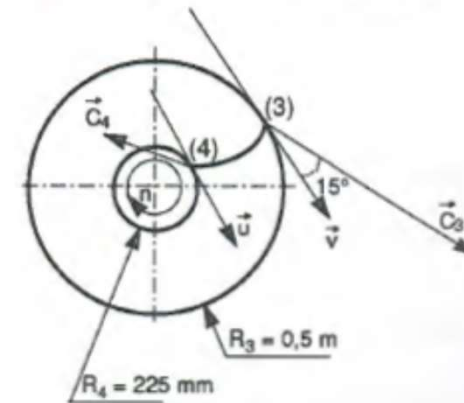


On donne: $C_4 = 3,04 \text{ m/s}$; $(\widehat{U, c_4}) = 135^\circ$; $C_3 = 27,6 \text{ m/s}$; $(\widehat{V, C_3}) = 15^\circ$
 $n = 600 \text{ tr/mn}$; $z_4 = 126,5 \text{ m}$; pour l'eau: $\rho = 1\,000 \text{ kg/m}^3$
 $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

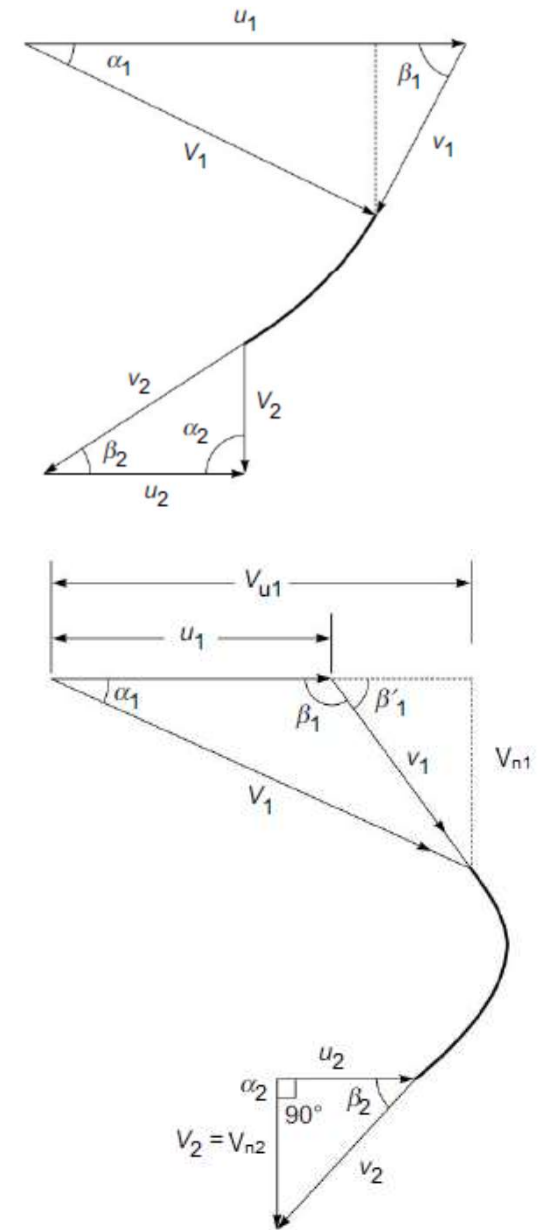


- 1 Le choix de la turbine Francis est-il justifié ? Y avait-il une autre solution ?
- 2 Quel est le rendement de la turbine?
- 3 Quel est le couple exercé sur la roue?
- 4 On considère que la pression au point 3 est la pression qui règne au-dessus de la roue et que la pression au point 4 est celle régnant au-dessous de la roue. En déduire la poussée exercée sur la turbine .

Roue de la turbine - vue de dessous



Une turbine Francis reçoit $5,1 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une hauteur de chute moyenne de 20 mètres. Le diamètre de pales est de 3,6 m en entrée et de 2,4 m en sortie. L'angle d'aube d'entrée est $\beta'_1 = 120^\circ$ et la turbine est écoulement radial à 15 m/s avec une largeur de roue constante. Si les rendements hydraulique et global sont respectivement de 90% et 80%, trouver la puissance produite par la turbine et sa vitesse :



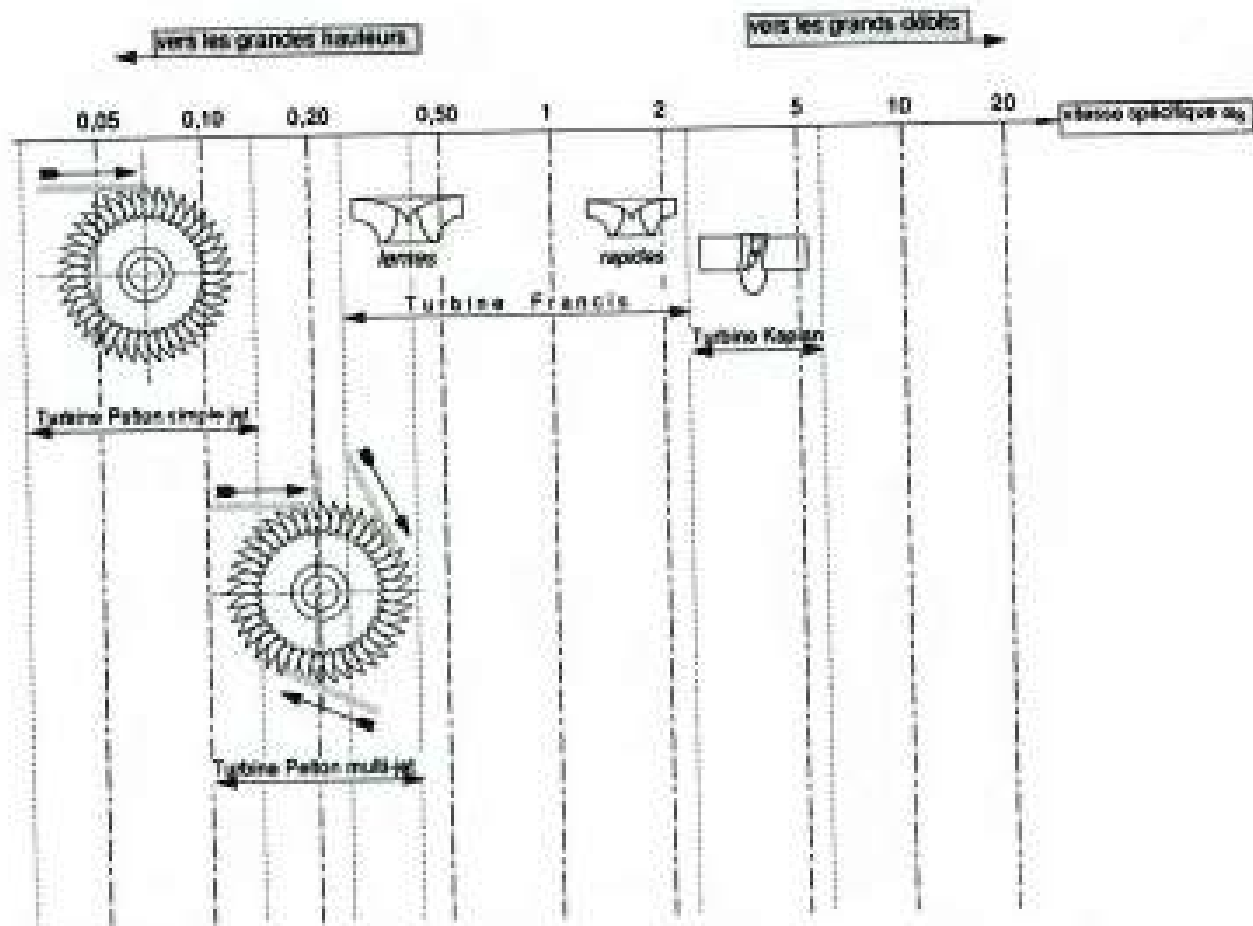
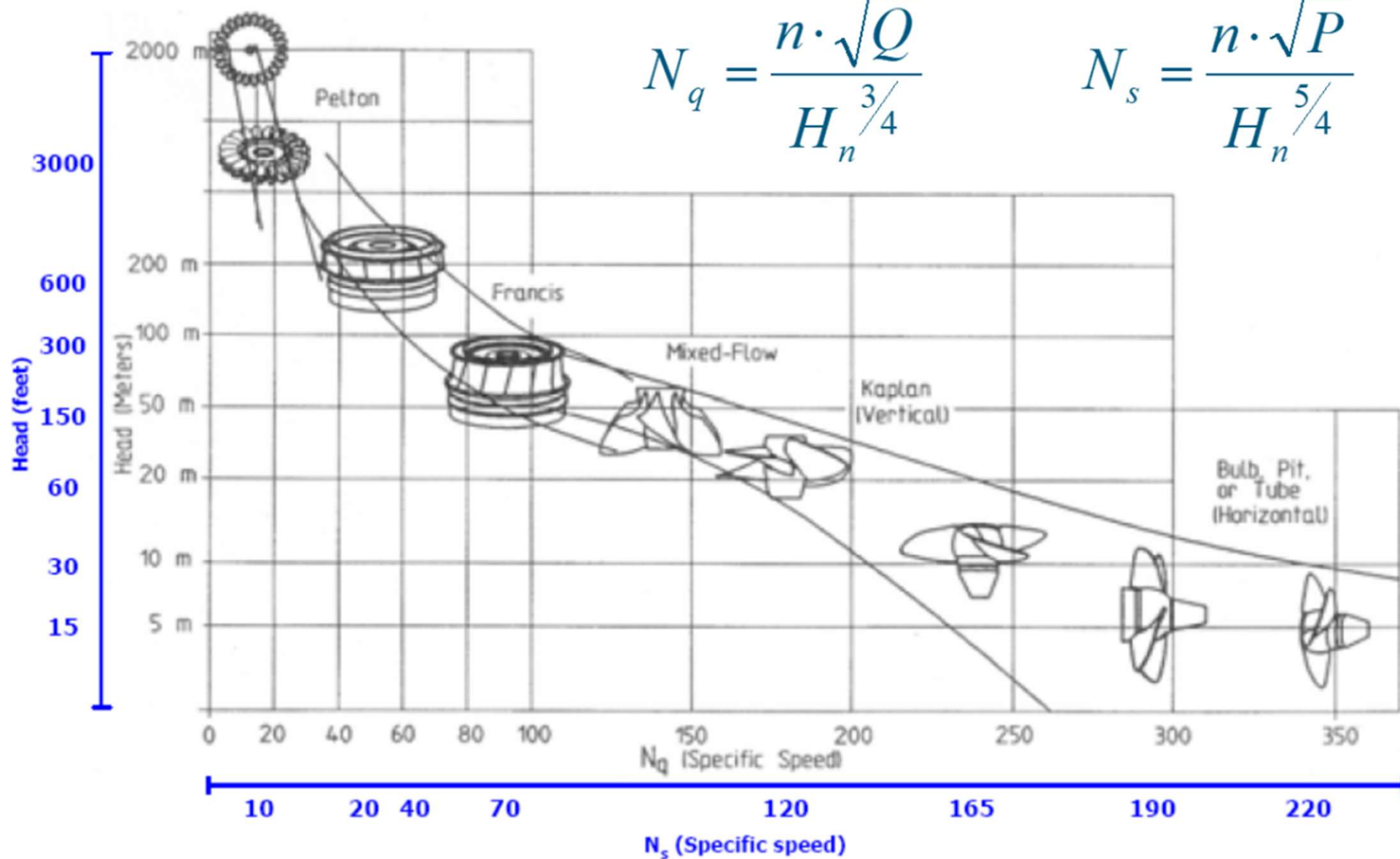


FIG A II 1: Type des turbines en fonction de la vitesse spécifique ω_s

$$N_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}}$$

$$N_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{H_n^{5/4}}$$



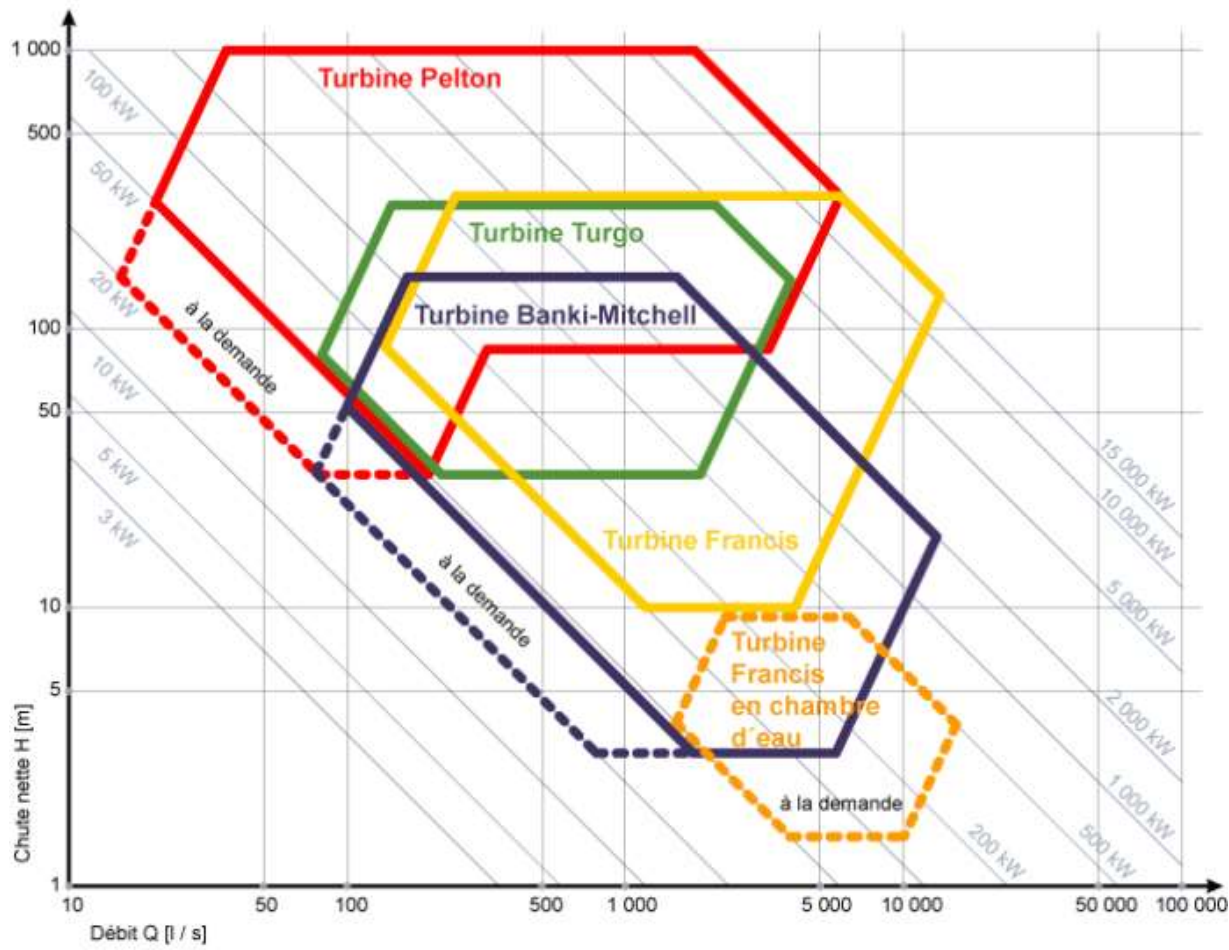
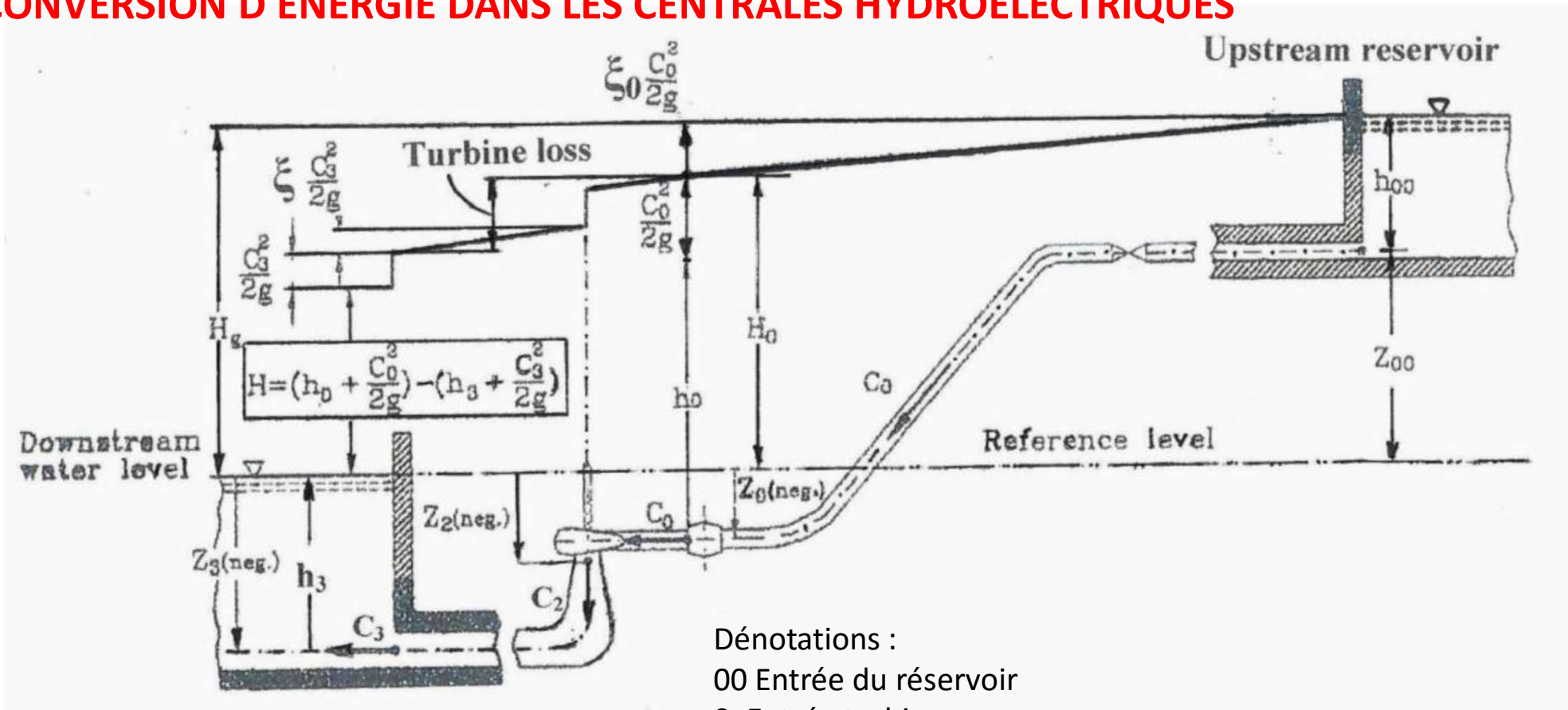


Diagramme de sélection des turbines

CONVERSION D'ÉNERGIE DANS LES CENTRALES HYDROÉLECTRIQUES



Dénotations :

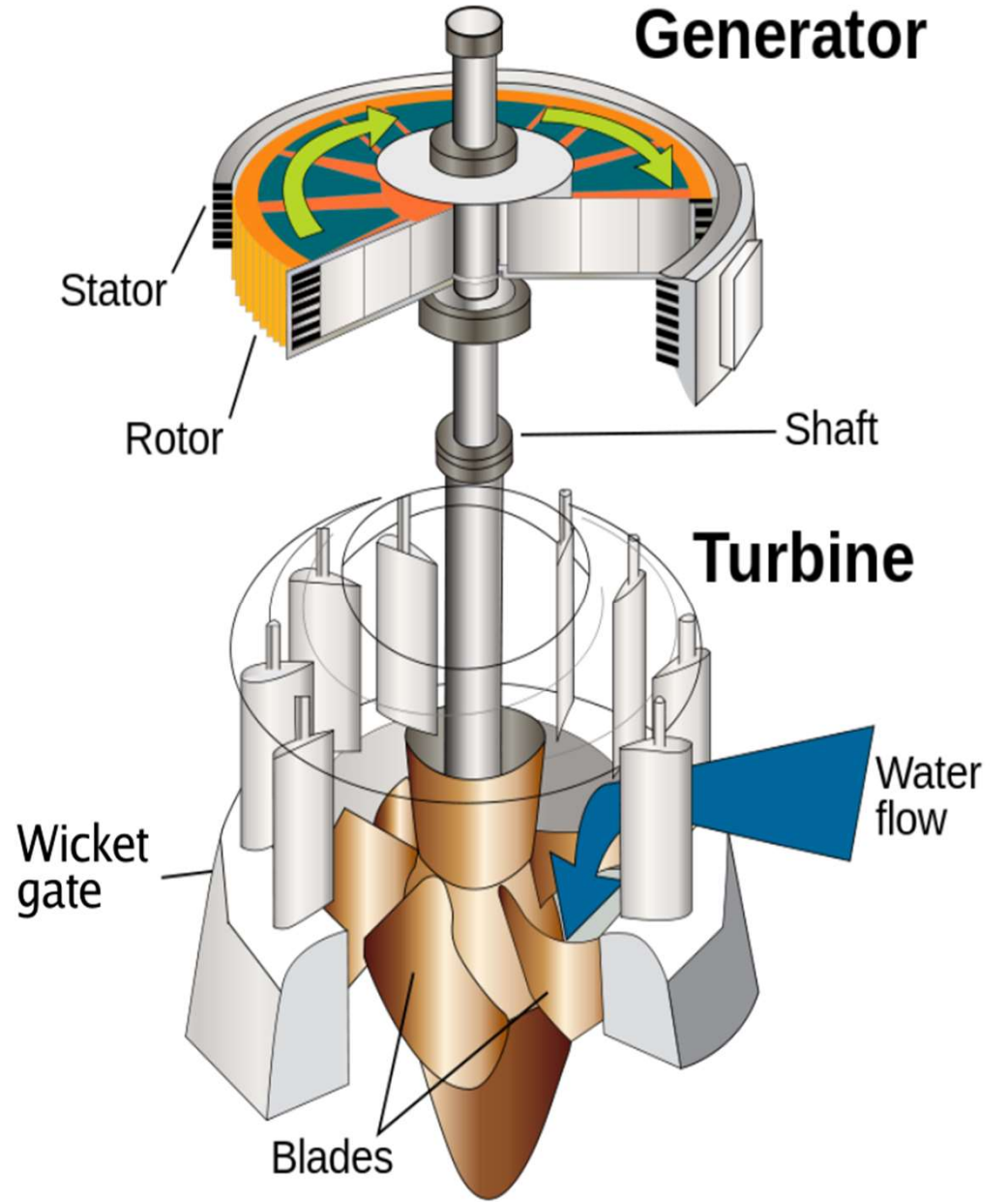
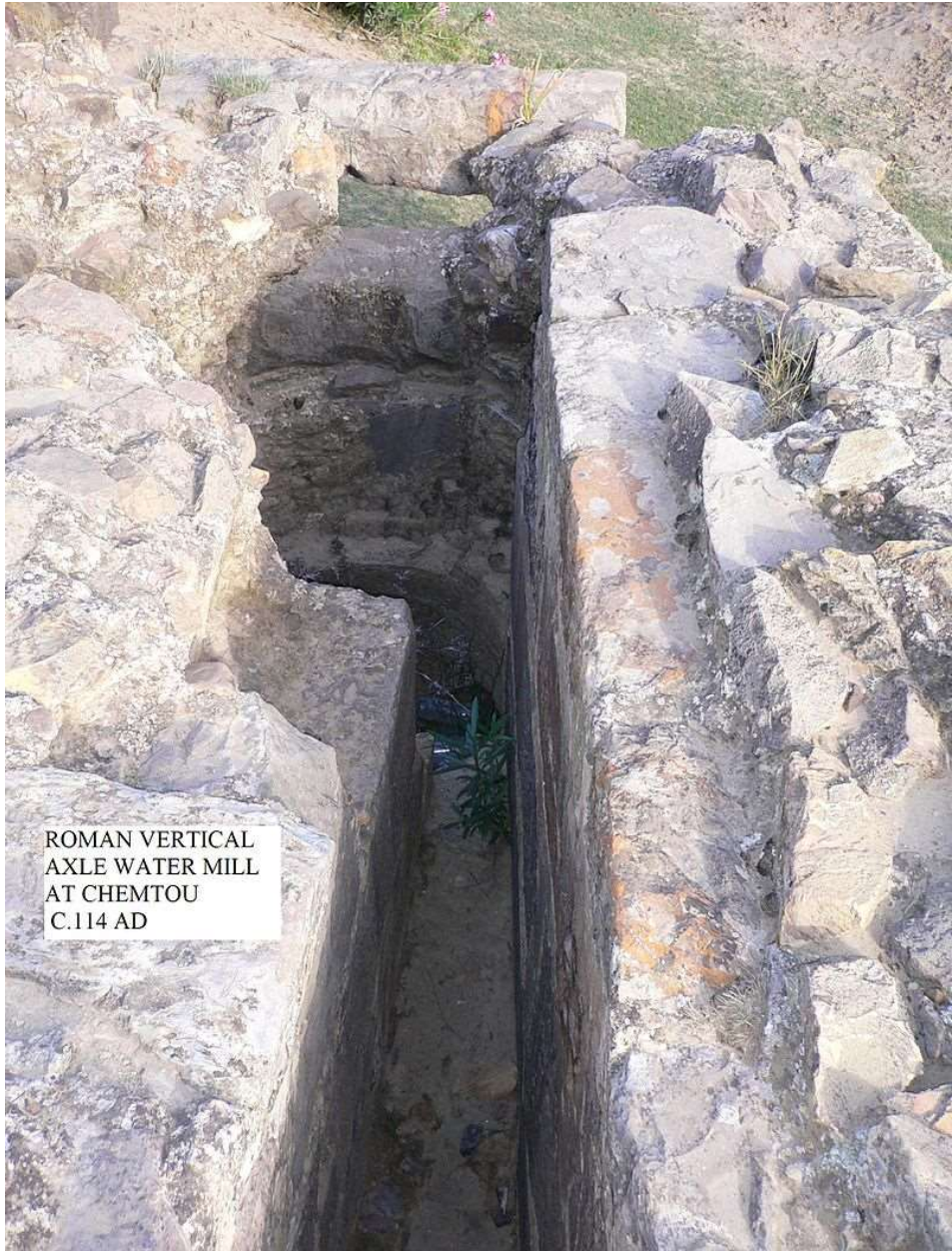
00 Entrée du réservoir

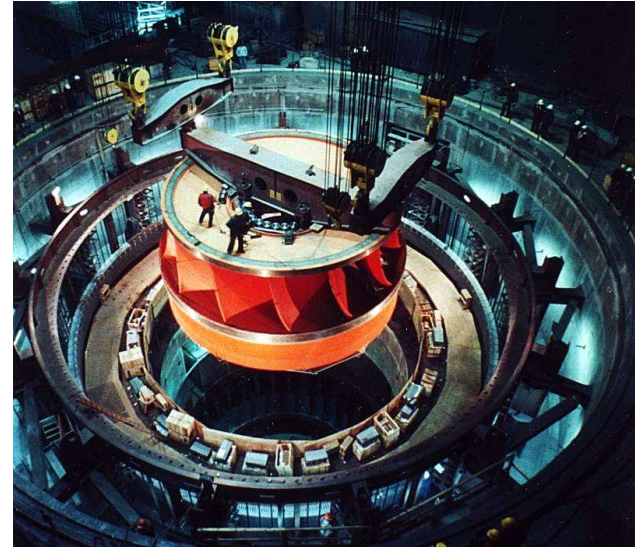
0. Entrée turbine

1. Entrée du canal (non représenté sur la fig.)

2. Sortie de turbine

3. Sortie du tube de tirage

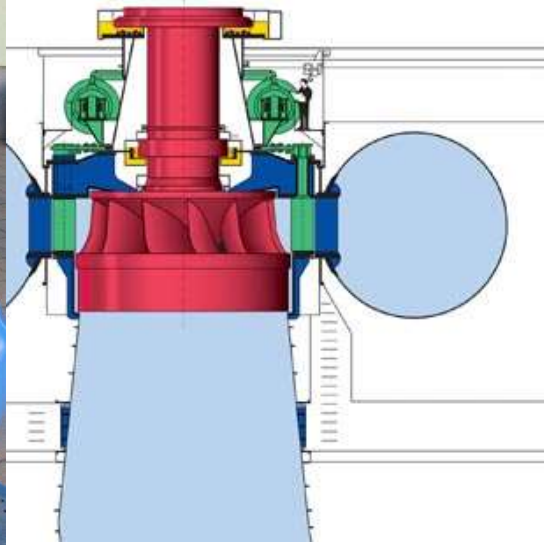




Francis

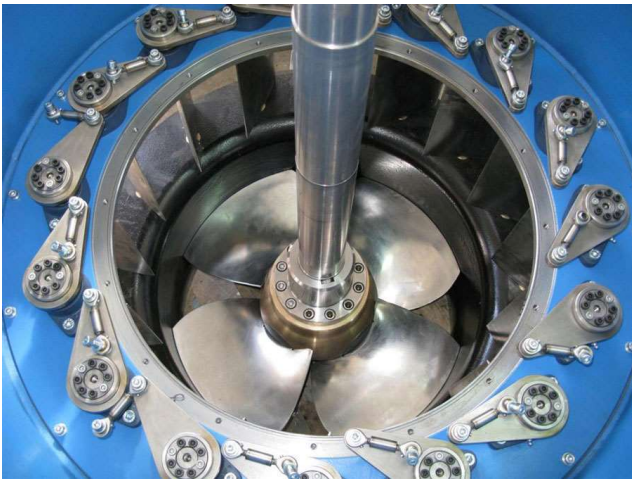






Francis Runner, [Grand Coulee Dam](#)





Kaplan turbine from Kraftwerk, [GT1976](#), [CC BY 4.0](#), via Wikimedia Commons