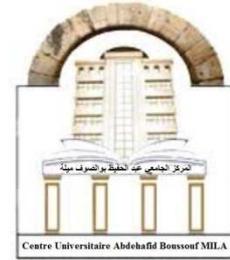




République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministre de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Centre Universitaire Abdel Hafid Boussouf
Mila

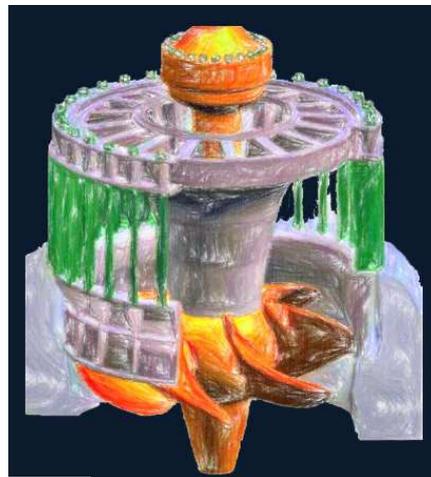


Cours de Turbomachines

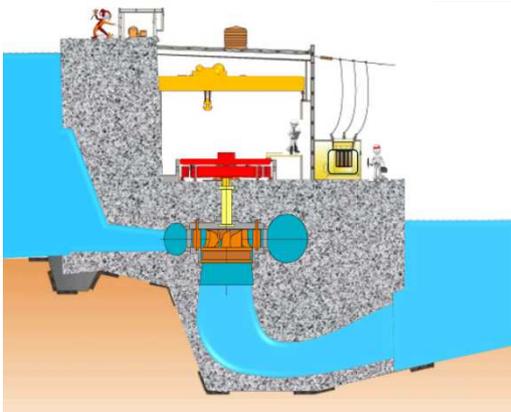
Chapitre III : Turbines hydrauliques

Présenté par : Dr. ZEGHBID Ilhem

Turbine Kaplan



Turbine Francis



Turbine Pelton



Année universitaire 2019-2020

Objectif :

Au cours de ce chapitre nous avons présenté les différents types de turbines hydrauliques à savoir les turbines à action (Turbines Pelton) et les turbines à réaction (Turbine Francis et Kaplan), et nous avons également détaillé leurs caractéristiques de fonctionnement en fonction du débit, de la puissance et du rendement.

Description du Chapitre III :**Turbines Hydrauliques**

- **Généralités sur les turbines hydrauliques**
- **Bilan d'énergie**
- **Turbine à action**
 - **Turbine Pelton**
- **Turbine à réaction**
 - **Turbine Francis**
 - **Turbine Kaplan**

Turbines Hydrauliques

I. Généralités sur les Turbines Hydrauliques:

Les turbines hydrauliques représentent le cœur des aménagements hydroélectriques puisqu'elles assurent la transformation de l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Selon la façon dont la transformation a lieu, on les classe en turbines d'action ou de réaction. Les turbines 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 : $P = C\omega$. Du point de vue du fluide, la puissance mécanique P_m est négative. En changeant le signe de P_m , on obtient une quantité positive P_i appelée puissance interne ou puissance indiquée :

$$P_i = \rho q_v (\bar{\mathbf{u}}_1 \cdot \bar{\mathbf{v}}_1 - \bar{\mathbf{u}}_2 \cdot \bar{\mathbf{v}}_2)$$

En général, on classe les turbines en deux catégories.

- **Turbine d'action**, la chute de pression est faite dans les composantes stationnaires. Il n'y a pas de variation de pression dans le rotor et seule l'énergie cinétique est transformée en énergie mécanique. La turbine Pelton, développée par l'américain L.A. Pelton est l'exemple caractéristique des turbines d'action.

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

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

On définit alors le degré de réaction par :

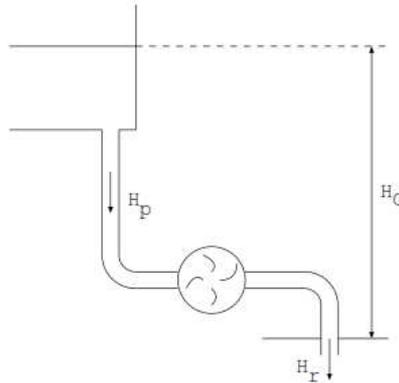
$$r = \frac{P_2 - P_1}{\rho g H} \text{ ou } \frac{P_2 - P_1}{\rho N^2 D^2}$$

et ici $r = 0$. Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel.

- **Turbine à réaction**, une partie de l'énergie disponible sous la forme de pression est transformée en énergie mécanique dans le rotor. Les deux turbines hydrauliques de réaction les plus répandues sont la turbine Francis (J.B. Francis, USA) et la turbine Kaplan (V. Kaplan). Dans ces deux machines, une partie de l'énergie cinétique est aussi transformée en énergie mécanique dans la roue.

Dans ce cas, $r \neq 0$, l'énergie hydraulique transmise se présente sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression. Le transfert d'énergie de pression nécessite une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi le rotor et les aubes sont noyées dans le fluide.

I.1. Bilan d'énergie :



- H_G : hauteur de génératrice
- H_p : hauteur de perte (perte de charge linéaire et singuliéaires).
- 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.

On appelle la hauteur nette :

$$H_n = H_G - H_p - H_r$$

Toute cette énergie (H_n) ne sera pas intégralement transférée au rotor. En effet, en traversant les organes fixes et mobiles, le fluide perd de l'énergie par frottement et par choc. On désigne ces pertes par perte de charge interne ΔH_i . Seule l'énergie restante (hauteur interne) est transférée au rotor :

$$H_i = H_n - \Delta H_i$$

L'énergie disponible au rotor est :

$$C_i \omega = \rho g q_v H_i$$

Ou C_i désigne le couple interne. Sa puissance mécanique disponible en bout d'arbre est :

$$C \omega = C_i \omega - P_f$$

Ou P_f est la puissance dissipée par frottement au niveau des paliers.

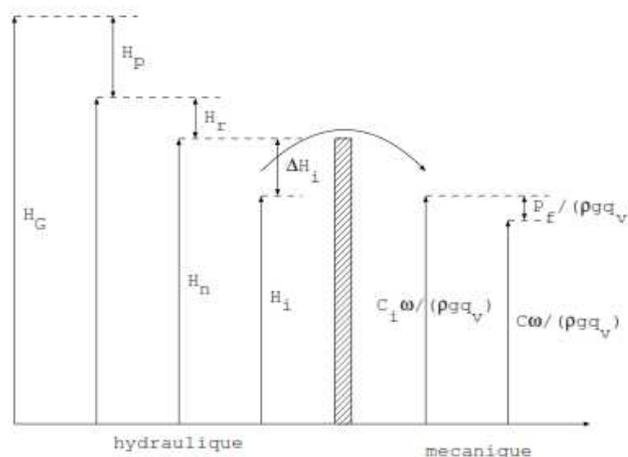


Figure 1: diagramme de transfert d'énergie pour une turbine

Le bilan d'énergie est illustré par le diagramme (fig.1). Ce diagramme définit plusieurs rendements :

- Le rendement interne (ou manométrique) : $\eta_i = H_i/H_n$. ce dernier rend compte des pertes hydrauliques.
- Le rendement mécanique : $\eta_m = C\omega/P_i = C/C_i$. ce rendement rend compte des frottements mécaniques.
- Le rendement total : $\eta = C\omega/\rho g q_v H_G$. ce rendement rend compte de la dissipation et de l'utilisation faite de l'énergie hydraulique disponible.

I.2. Turbine à Action :

Dans cette catégorie, un jet libre impacte sur des augets ou des aubes profilées, fixées sur la Périphérie de la roue mobile. Ces 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 aubages est entièrement sous forme d'énergie cinétique. Le transfert d'énergie entre l'eau et l'aubage a lieu à pression constante, généralement à la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée ou partiellement dénoyée et tourne dans l'air. Dans cette catégorie, on trouve la turbine Pelton.

I.2.1. La Turbine Pelton :

Elle travaille à débit relativement faible sous une hauteur de chute élevée (300 m à 1200) avec une grande vitesse de rotation.

Schéma de principe :

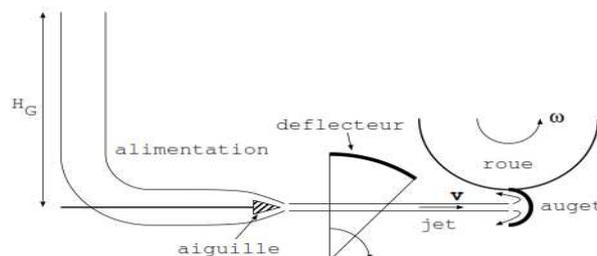


Figure 2: Turbine Pelton

Le jet exerce une force F sur l'auget qui conduit à un couple moteur qui fait tourner la roue de la turbine. L'injecteur est relié au réservoir (H_G) amont par une conduite forcée. L'aiguille coulisse dans la partie convergente de l'injecteur soit par une commande manuelle soit G par un servo-moteur. Le déplacement de l'aiguille fait varier la section de sortie et par conséquent le débit $qv = vS$ (v vitesse du jet et S section du jet). En effet, on a :

$$\frac{v^2}{2g} = H_G - \Delta H_{tuyaux} - \Delta H_{injecteur}$$

Comme H_G est très grand et que le tuyau est long, $v = \sqrt{2g(H_G - \Delta H_{tuyaux})}$.

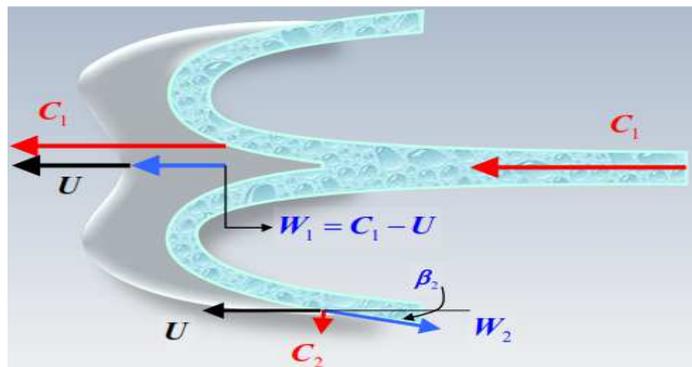
Le nombre de tour spécifique N_s est défini par :

$$N_s = \frac{NP^{1/2}}{\rho^{1/2}(gH_G)^{5/4}}$$



• Puissance idéale

$$\left. \begin{aligned} (W + U)_1^2 &= C_1^2 \\ W_2^2 + U^2 - 2W_2U \cos\beta_2 &= C_2^2 \end{aligned} \right\} \rightarrow H_{idéal} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \text{ avec } W_1 = W_2 = W$$



$$\left. \begin{aligned} U &= R\omega \\ W &= V_{jet} - R\omega \end{aligned} \right\} \rightarrow H_{idéal} = \frac{UW(1 + \cos\beta_2)}{g}$$

- **Puissance : cas idéal $\beta_2 \neq 0$**

La puissance idéale correspond à l'énergie potentielle spécifique fois le débit massique, soit

$$\dot{W} = \dot{m}gH_{idéal} = \rho QR\omega(V_{jet} - R\omega)(1 + \cos\beta_2)$$

Ou encore avec

$$W_1 = W_2 = (V_{jet} - R\omega) \quad U = R\omega$$

$$\dot{W} = \dot{m}gH_{idéal} = \rho QUW_1(1 + \cos\beta_2) \quad \text{Puissance idéale}$$

- **Vitesse Optimale**

$$H_{idéal} = \frac{R\omega(V_{jet} - R\omega)(1 + \cos\beta_2)}{g}$$

$$\frac{dH_{idéal}}{d\omega} = V_{jet} - 2R\omega = 0 \rightarrow U = R\omega = \frac{V_{jet}}{2}$$

- **Coefficient $\xi \varphi$ (cas réel)**

Lors du passage par l'aube, la vitesse relative est ralentie par le frottement du fluide contre la paroi ($W_2 \neq W_1$) ce phénomène peut être résumé par l'expression $\dot{W}_2 = k \dot{W}_1$, avec $0 < k < 1$. La formule pour la puissance devient alors

$$\dot{W} = \rho QR\omega(V_{jet} - R\omega)(1 + \cos\beta_2)$$

Dans l'industrie, on utilise des coefficients empiriques pour quantifier diverses vitesses dans la turbine en fonction de la vitesse maximale théorique générée par la chute H. pour les turbine Pelton, il est pratique courante d'employer les relations suivantes :

- **Puissance : cas réel $\beta_2 \neq 0$**

$$u = R\omega = \xi_1 \sqrt{2gH}, \quad c_1 = V_{jet} = \varphi \sqrt{2gH}$$

De sorte que la formule pour la puissance peut être écrite comme

$$\dot{W} = 2\rho QgH\xi_1(\varphi_1 - \xi_1)(1 + k\cos\beta_2)$$

Et le rendement de la roue

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\rho gQH} = 2\xi_1(\varphi_1 - \xi_1)(1 + k\cos\beta_2)$$

• Force et moment $\neq 0$

La force tangentielle du jet sur l'aube peut être obtenue à partir de la conservation de la quantité de mouvement, notamment :

$$F_x + \dot{m}(W_2 \cos \beta_2 - W_1) = 0 \quad \Longrightarrow \quad F_x = \dot{m} W_1 (k \cos \beta_2 + 1) = \rho Q W_1 (k \cos \beta_2 + 1)$$

$$W_1 = (c_1 - u), \quad W_2 = -kW_1$$

le couple $M=F(D/2)$ est alors $M = \rho Q W_1 (1 + k \cos \beta_2) D/2$

est finalement :

$$M = \rho Q \sqrt{gH/2} (\varphi_1 - \xi_1) (1 + k \cos \beta_2) D$$

Avec D : diamètre du cercle tangent au jet

I.3. Turbine à Réaction :

Pour ce type de turbines, on utilise à la fois l'énergie cinétique et l'énergie de pression. Cette dernière nécessite pour le transfert une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi les aubes sont noyées. Deux principes sont à la base de leur fonctionnement. La création d'un tourbillon à l'aide d'une bache spirale d'aubages directeurs (directrices) ou des deux à la fois. La récupération du mouvement tourbillonnaire par les aubes d'une roue mobile en rotation qui épousent les filets d'eau afin de leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

Dans cette catégorie de turbines, on distingue :

|La turbine Francis.

|La turbine Kaplan (hélice à pales orientables même pendant le fonctionnement).

I.3.1. Turbine Francis

Les turbines Francis sont des machines hydrauliques dites de réaction. Avant la roue, une partie de l'énergie potentielle (de pression) est traduite en énergie cinétique dans les composantes statiques. Dans la roue, l'écoulement subit des changements de direction et de pression. Ces variations sont transmises aux aubes de la machine, dont l'origine du nom de réaction. Bien que la vitesse absolue et la pression diminuent lors du passage dans le rotor, une quantité d'énergie cinétique en pression et produit un effet "d'aspiration" à la sortie du rotor. Ceci, est bénéfique pour l'accroissement de la puissance transmise à la roue.

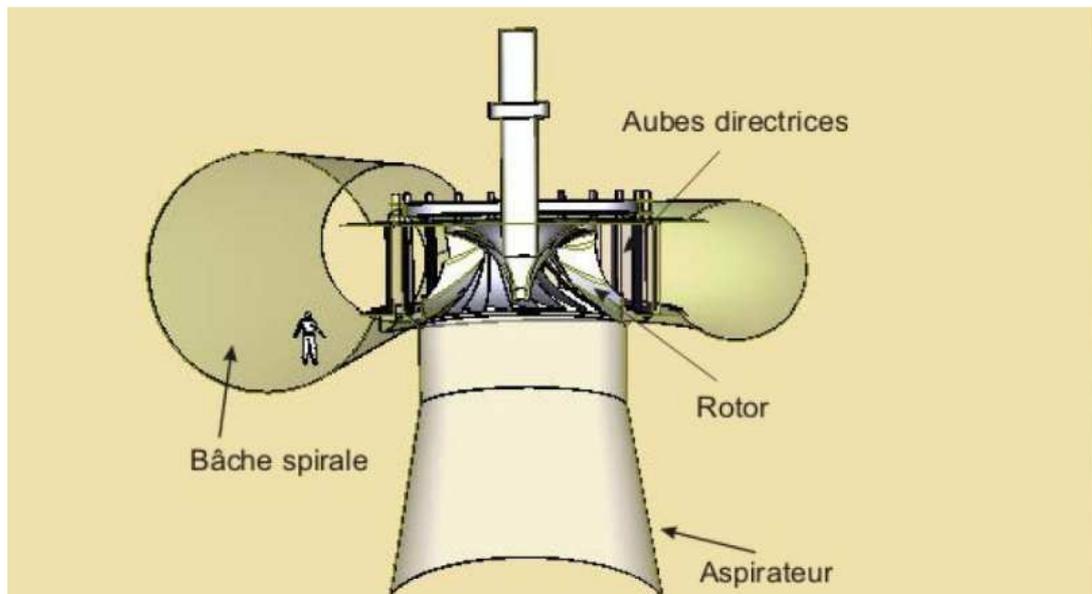


Figure 3: schématisations des différents constituants d'une Turbine Francis

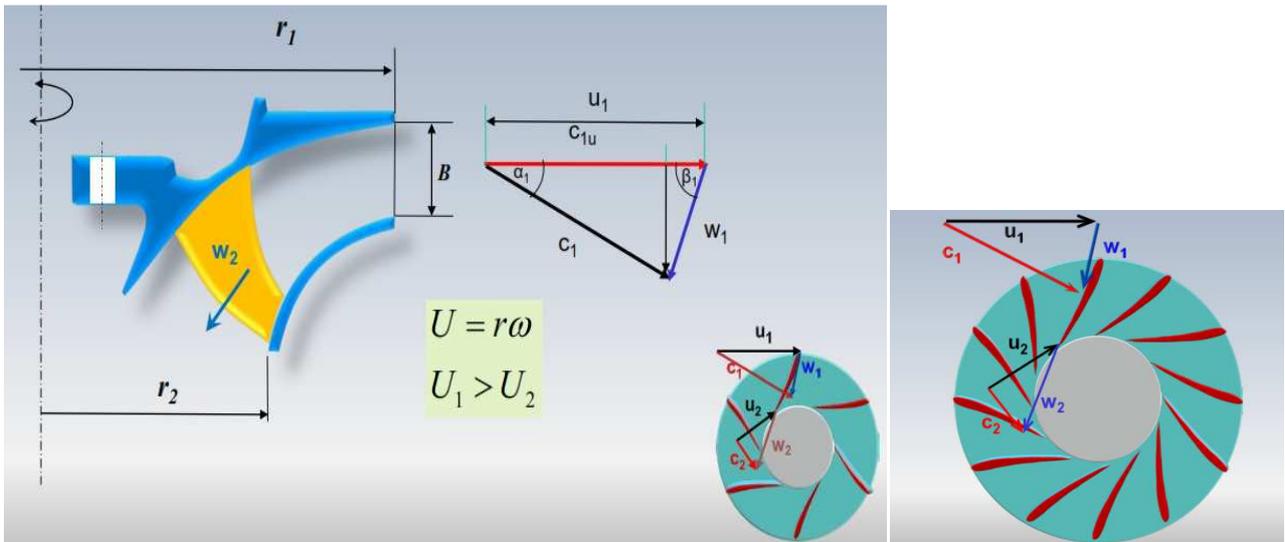


Figure 4: Turbine Francis

• Triangle de vitesses

Le triangle de vitesses est composé de :

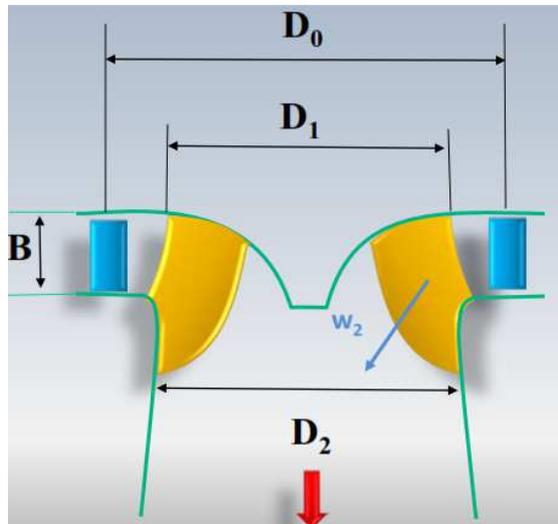
- La vitesse absolue c
- La vitesse relative w dans le repère de rotation
- La vitesse périphérique du rotor U



$$U = r\omega$$

$$U_1 > U_2$$

• **Dimensions**



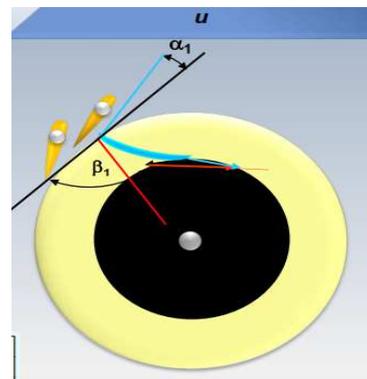
- D₂ : diamètre à la sortie
- D₀, D₁ : diamètre à l'entrée
- B : hauteur à l'entrée

• **Puissance sur la roue Francis**

$$\dot{W} = \rho Q \omega [r_2(r_2 \omega - w_2 \cos \beta_2) - r_1 c_1 \cos \alpha_1]$$

$$w_1 = w_2 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u_1}{\cos \beta_1}$$

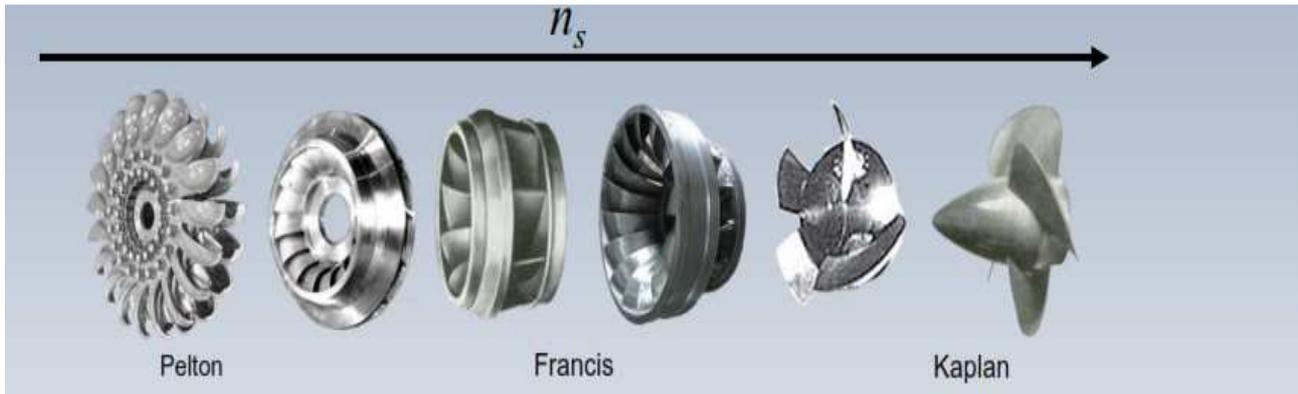
$$\dot{W} = \rho Q \omega \left[r_2(r_2 \omega - (c_1 \cos \alpha_1 - u_1) \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}) - r_1 c_1 \cos \alpha_1 \right]$$



• **Turbine Francis : classification et n_s**

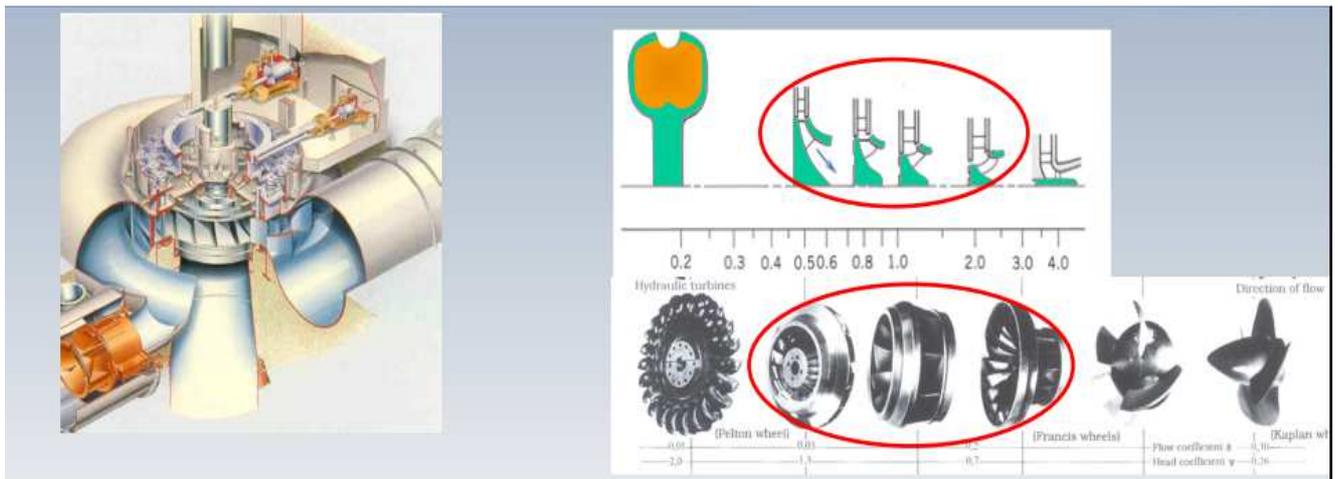
Les turbines Francis, ainsi que l'ensemble des turbomachines, peuvent être classifiées selon la valeur de la vitesse spécifique :

$$n_s = \frac{NP^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}}$$



- La géométrie des turbines varie en fonction de n_s
- Au fur et à mesure que n_s augmente la forme de ces machines change de radiale vers axiale. Ceci se produit lorsque le débit Q augmente et la chute H diminue.

Turbine Francis, est une turbine adéquate pour des grandes chutes et des débits moyens, les valeurs de n_s sont moyennes.



I.3.2. Turbine Kaplan

Une turbine Kaplan est une turbine hydraulique à hélices, de type « propulsion » qui a été inventé en 1912 par l'ingénieur autrichien Victor Kaplan. Elle est adaptée pour les faibles chutes de 2 à 25 mètres de hauteur, et les très grands débits de 70 à 800 m³/s.

La turbine Kaplan se différencie des autres turbines à hélices, par ces pales orientables, dont on peut faire varier le pas pendant le fonctionnement. Cela lui permet d'avoir un rendement énergétique élevé pour des débits d'eau variables. Son rendement atteint normalement entre 90% et 95%.

Les turbines Kaplan sont maintenant largement utilisées dans le monde entier, dans le cas de fort débit, ou de faible hauteur de chute.

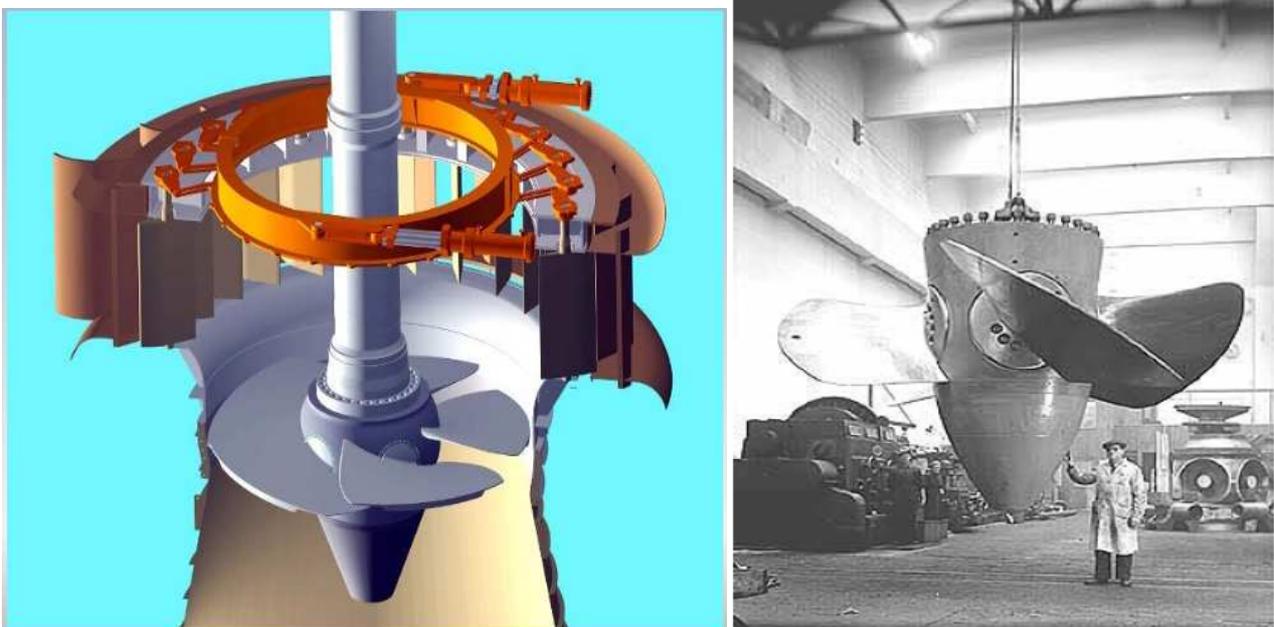
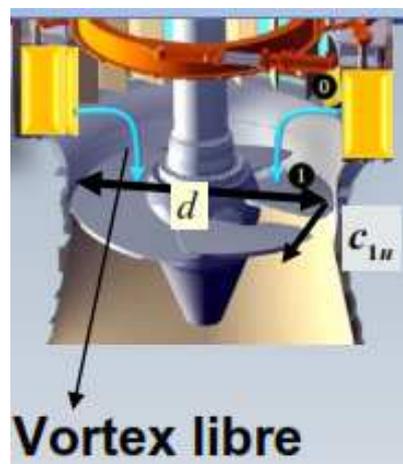


Figure 5: Turbine Kaplan



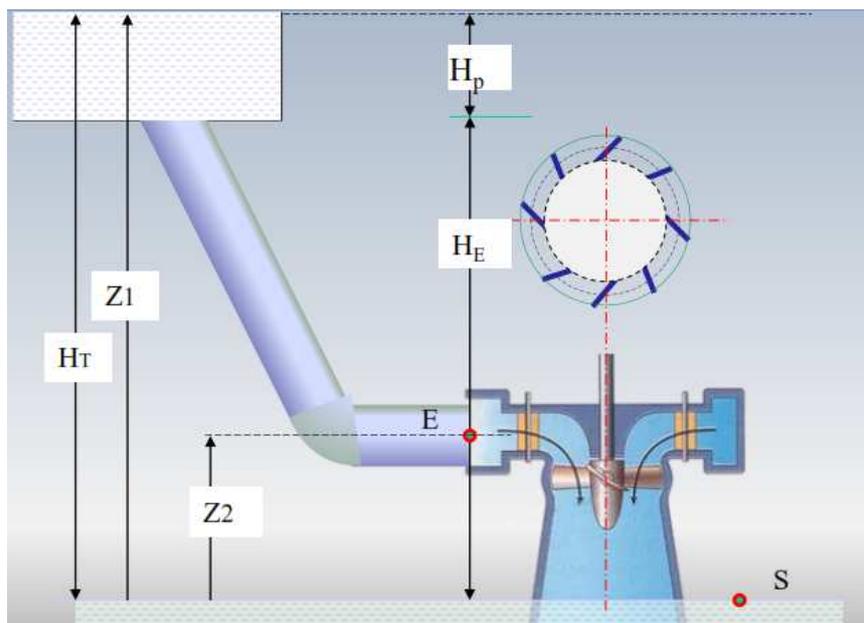
L'écoulement entre la sortie des avants directrices (station 0) et le bord d'attaque des pales de la turbine (station 1) est modélisé comme étant un vortex libre.

- **Chute nette (idéale) H**

Elle correspond à l'énergie spécifique produite par la turbine. Elle peut être mesurée par la différence entre l'énergie spécifique à l'entrée (E) et celle à la sortie (S) de la turbine, sous forme de pression, d'hauteur physique et d'énergie cinétique.

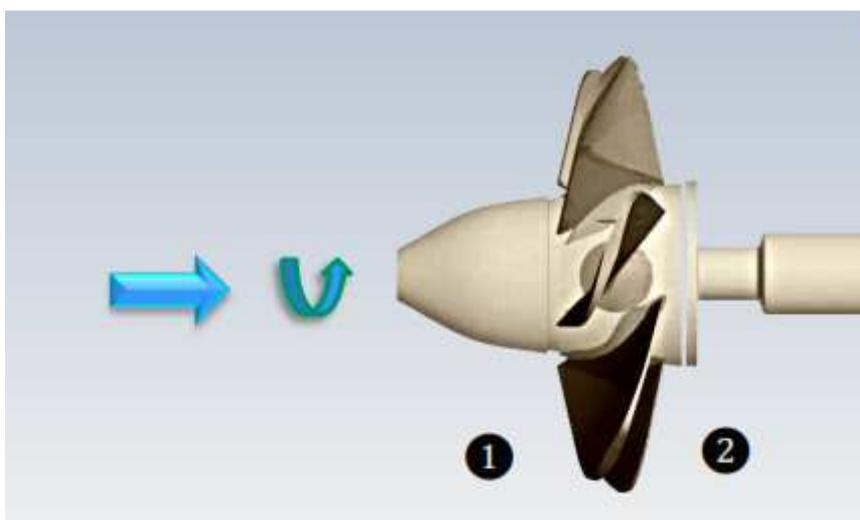
$$H = H_E - H_S \quad H = \left(\frac{V_E^2}{2g} + Z_E + \frac{P_E}{\rho g} \right) - \left(\frac{V_S^2}{2g} + Z_S + \frac{P_S}{\rho g} \right)$$

$$H = \frac{V_E^2 - V_S^2}{2g} + Z_E - Z_S + \frac{P_E - P_S}{\rho g}$$



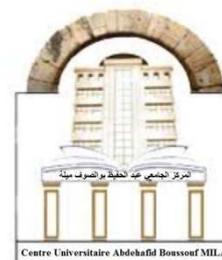
- **Puissance :**

$$P_{kaplan} = \dot{W} = \rho Q (C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2) = \rho Q u (C_{1u} - C_{2u})$$





République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Centre Universitaire Abdel Hafid Boussouf
Mila

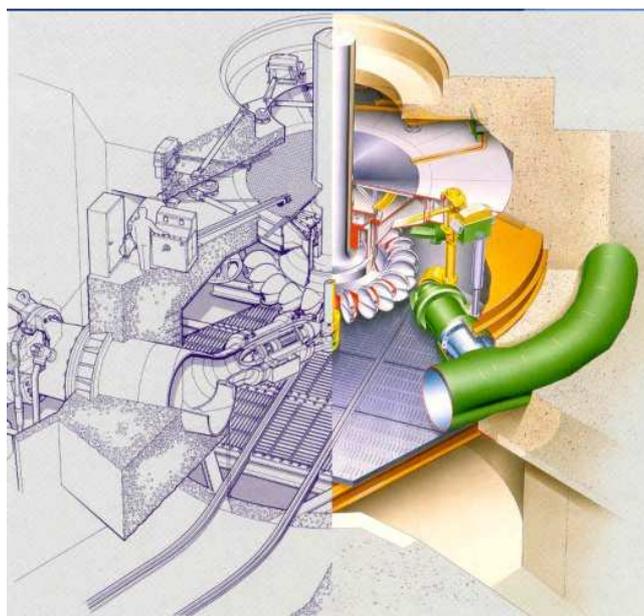


Série de TD N°03

Turbomachines

Chapitre III : Turbines Hydrauliques

Présenté par : Dr. ZEGHBID Ilhem



Année universitaire 2019-2020

CUAB Mila, 3^{ème} année EM 2019/2020

TD03 : TURBINES HYDRAULIQUES

PROBLEME N°01 :

Une turbine Pelton génère une puissance de $\dot{W} = 67.5 \text{ kW}$, opère sous une chute de $H=60\text{m}$ et tourne à $N=400 \text{ rpm}$. Le diamètre de la conduite forcée est de $d=200\text{mm}$. Le rapport entre la vitesse des augets u et la vitesse du jet v_j est $u/v_j=0.46$. Le rendement est $\eta=83\%$.

Déterminer :

- Le débit
- Le diamètre du jet (un seul injecteur)
- Le diamètre de la roue
- La vitesse spécifique adimensionnelle

Remarque : on peut considérer qu'il n'y a pas des pertes ni dans la conduite forcée, ni dans l'injecteur

PROBLEME N°02 :

Une turbine Pelton a les caractéristiques suivantes : $H=402\text{m}$, $d_j=108\text{mm}$ (diamètre du jet), $\beta_2=15^\circ$ $W_2=0.9W_1$, $z_i=4$ (nombre d'injecteurs).

Déterminer :

- Le débit et la puissance théorique maximale (idéale, roue)
- La valeur absolue de la vitesse c_2 s'il y a une perte de 10% sur la vitesse relative W lors du passage par l'aube
- La puissance théorique disponible
- Le rendement hydraulique idéal

Remarque : on peut considérer qu'il n'y a pas des pertes ni dans la conduite forcée, ni dans l'injecteur.

Solution TD N° 03

Turbines Hydrauliques.

EX01

$$\dot{W} = 67,5 \text{ kW}, H = 60 \text{ m}, \eta = 0,83, N = 400 \text{ rpm}, u/v_j = 0,46$$

$$Q = ?, \quad \phi = ?, \quad D = ?, \quad m_s = ?$$

$$\dot{W} = \eta \rho g \cdot Q \cdot H \Rightarrow Q = \frac{\dot{W}}{\eta \rho \cdot g \cdot H} = \frac{67,5 \times 1000}{0,83 \times 1000 \times 9,8 \times 60} = 0,138 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$v_j = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \times 9,8 \times 60} = 34,2 \text{ m/s.}$$

$$Q = v_j \cdot \frac{\pi \phi^2}{4} \Rightarrow \phi = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_j}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,138}{\pi} \cdot 34,2} = 90,716 \text{ mm.}$$

$$u/v_j = 0,46 \Rightarrow u = 0,46 \times 34,2 = 15,7 \text{ m/s.}$$

$$D = \frac{60u}{\pi N} = \frac{60 \times 15,7}{\pi \times 400} = 0,75 \text{ m.}$$

$$m_s = \left(\frac{N \cdot \dot{W}^{1/2}}{g^{1/2} (gH)^{5/4}} \right) = \frac{\frac{2\pi N(\text{rpm})}{60} \left(\frac{67,5 \times 10^3}{10^3} \right)^{1/2}}{(9,8 \times 60)^{5/4}}$$

$$m_s = 0,11$$

EX02

$H = 402 \text{ m}$, $d_j = 108 \text{ mm}$, $\beta_2 = 15^\circ$, $w_2 = 0,9 w_1$, $z_i = 4$

$A_{jet} = \frac{\pi \cdot d_j^2}{4} = \frac{\pi (0,108)^2}{4} = 90092 \text{ m}^2$

$c_1 \approx \sqrt{2gH} = 88,81 \text{ m/s}$. ($c_1 = V_{jet} = \varphi \sqrt{2gH}$)
 $\varphi = 1$ (hypothèse)

$Q = 4 \times c_1 \times A_{jet} = 4 \times 88,81 \text{ m/s} \times 90092 \text{ m}^2 = 3,268 \text{ m}^3/\text{s}$

$w_{idéal} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{idéal} \Rightarrow H_{idéal} = \frac{\rho w (V_{jet} - \rho w)(1 + \cos \beta_2)}{\rho}$

$w_{idéal} = \rho \cdot \varphi \cdot R \cdot w (V_{jet} - R w) (1 + \cos \beta_2)$

$V_{jet} = 88,81 \text{ m/s}$, $U = R w = \frac{V_{jet}}{2}$

$w_{idéal} = 1000 \times 3,268 \times \left(\frac{88,81}{2}\right) \times \left(\frac{88,81}{2}\right) (1 + \cos 15^\circ)$

$w_{idéal} = 12668 \text{ kW}$

$w_1 = c_1 - u = c_1 - c_1/2 = 44,4 \text{ m/s}$

$w_2 = 0,9 w_1 = 39,96 \text{ m/s}$

$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2u w_2 \cos \beta_2} = 11,86 \text{ m/s}$

$\dot{w}_{th} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1000 \times 9,8 \times 3,268 \times 402 = 12882 \text{ kW}$

$\eta_R = \frac{w_{idéal}}{w_{théorique}} = \frac{12668}{12882} = 0,983$

$\eta_R = 0,983$

