La Turbine Pelton

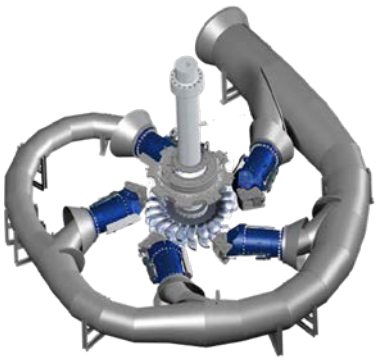
Cette turbine doit son nom à Lester Allan Pelton (1829-1908) qui en cherchant de l'or en Californie, a conçu une roue avec des cuillères périphériques, que l'on appelle **augets**, pour utiliser l'énergie cinétique provenant d'un **jet d'eau** sortant d'un tuyau. Par sa structure, la turbine Pelton est alors une machine radiale. Dans les turbines modernes, le jet est créé par un injecteur dont le débit est réglé grâce à un pointeau qui se déplace. Une turbine peut posséder de 1 à 6 injecteurs. La figure 1 schématise une turbine Pelton.

La centrale hydroélectrique de Bieudron détient trois records mondiaux (état en 2010) : La plus haute chute d'eau (1880 mètres), la plus grande puissance par turbine Pelton, (400 MW), la plus grande puissance par pôle des alternateurs, (35,7 MVA)

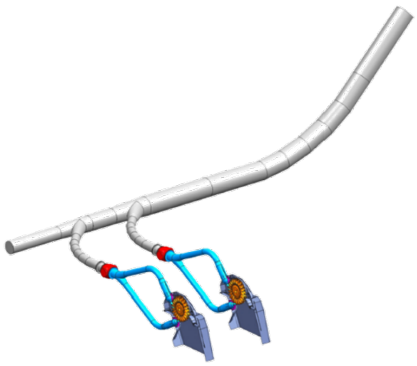
Net head, maximum	1869 m
Net head. Minimum	1633 m
Rated output (per unit)	423 MW
Rated discharge	25m3/s
Rotational speed	428.6 rpm
No. of units	3
No. of jets (per unit)	5
No. of buckets (per runner)	26
Outer diameter of runner	4630 mm
Turbine contractors	Sulzer Hydro, Hydro Vevey

Table 1: Main data of the Bieudron turbines

Distributeur 5 injecteurs



Distributeur 2 injecteurs



Les Paramètres

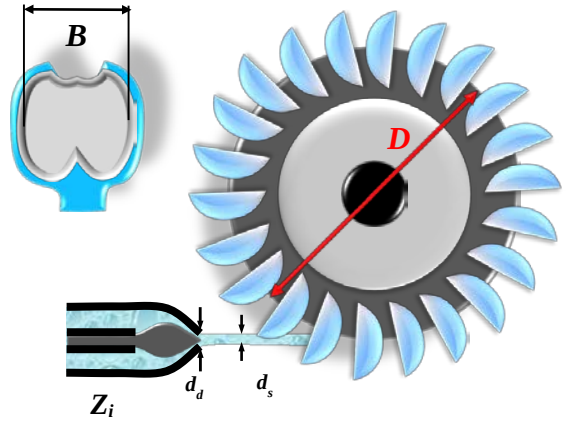


FIG.: Turbine Pelton

D : diamètre de référence — Za : nombre d'augets
d_d : diamètre de la buse — Zi : nombre d'injecteurs
d_s : diamètre du jet — B ; largeur d'augets

La turbine Pelton est une turbomachine à impulsion dans laquelle l'écoulement d'eau transfert l'énergie cinétique au rotor tandis que la pression demeure constante entre l'entrée et la sortie des pales. Elle est employée lorsque le rapport entre l'énergie potentielle est l'énergie cinétique est grand. Donc, on l'utilise pour des grandes hauteurs (500-1000 m) et des débits relativement faibles.

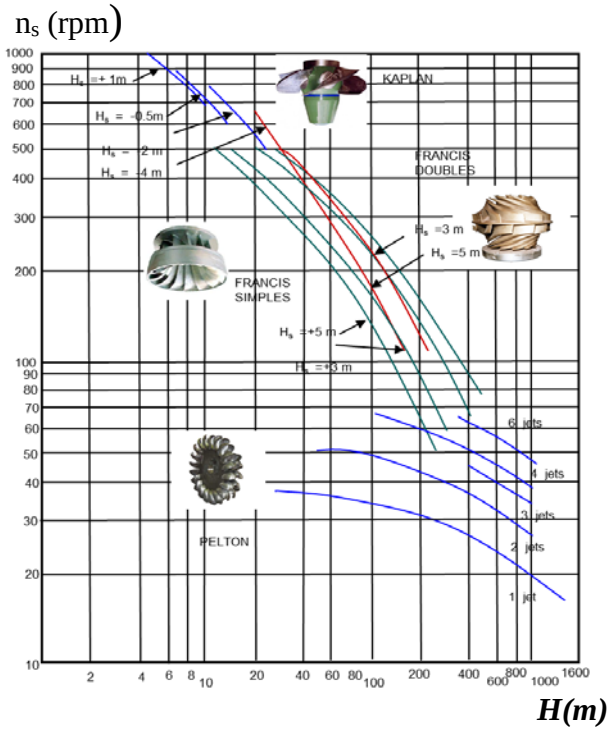
La vitesse spécifique dans la figure suivante se calcule d'après la formule suivante

$$n_s = \frac{n\dot{W}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Avec n:**vitesse** de rotation en (tr/min)
$\dot{W}$: *la* puissance en (CV) **1CV=735watt**
H : hauteur en (m)

Dans les systèmes métriques pratiques, la vitesse spécifique se situe entre 10 et 60 tandis que pour le système anglais elle est de 2 à 12. La vitesse spécifique adimensionnelle indique un domaine d'application dans l'intervalle $0.03 \leq N_s \leq 0.15$.

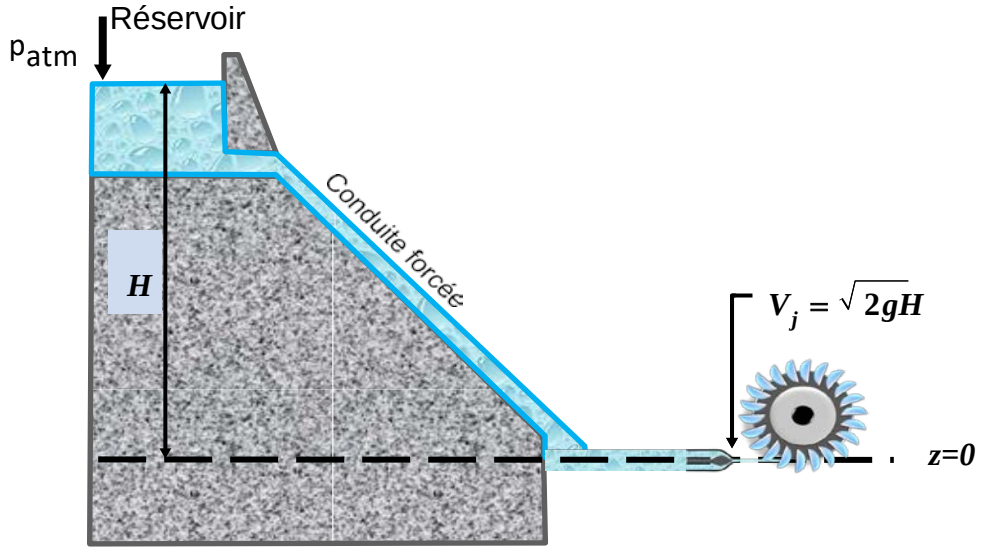
Pelton — Francis — Kaplan



Turbines hydrauliques ce sont des machines réceptrices d'énergie, montées sur des conduites gravitaires, se fera avec les mêmes outils que les pompes centrifuges, à savoir :

- Le théorème de BERNOUILLI,
- La relation d'EULER,
- Les triangles des vitesses.

Pour les turbines, les relations décrivant l'énergie spécifique sont semblables à celles développées pour les pompes. Notamment on a :



Puissance idéal

Pour les turbines, les relations décrivant l'énergie spécifique sont semblables à celles développées pour les pompes. Notamment on a :

$$H_{ideal} = \frac{(U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u})}{g}$$

Ou encore après l'application de la relation trigonométrique des cosinus :

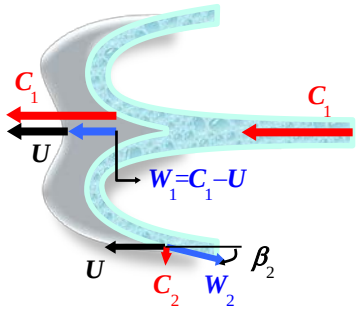
$$H_{idéal} = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2g} + \cancel{\frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2g}} + \cancel{\frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2g}}$$

Puisque pour une turbine de type Pelton $U_1 = U_2 = U$ et que dans l'absence des pertes $W_1 = W_2 = W = v_{jet} - U$, alors :

$$H_{idéal} = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2g}$$

Puissance : cas idéal $\beta_2 \neq 0$

A partir du triangle de vitesses, on a la relation géométrique :



$$U^2 + W^2 - 2UW\cos\beta_2 = C_2^2$$

Et puisque $\beta_1 = 0$ on a

$$U^2 + W^2 = C_1^2 \quad \text{de sorte que} \quad H_{idéal} = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2g} = \frac{UW(1+\cos\beta_2)}{g} \qquad (4.22)$$

Si dans la formule (4.22) on remplace $U = r\omega$ et $W = v_{jet} - U$, avec R le rayon de la roue, ω la vitesse de rotation on obtient l'énergie spécifique réelle produite par la turbine. C'est-à-dire :

$$H_{ideal} = \frac{r\omega\left(v_{jet} - r\omega\right)\left(1+\cos\beta_2\right)}{g}$$

$$U = r\omega = \frac{V_{jet}}{2}$$

et la vitesse du jet $v_{jet} = \sqrt{2gH}$,

Vitesse optimale

Cette expression indique l'énergie spécifique transférée par une turbine Pelton en fonction de l'angle β_2 à la sortie de l'auget mobile. Afin d'obtenir la relation optimale entre la vitesse de rotation de la roue ω et la vitesse du jet v_{jet} on calcule :

$$\frac{dH_{idéal}}{d\omega} = v_{jet} - 2r\omega = 0 \qquad v_{jet} - 2U = 0 \Rightarrow U = \frac{V_{jet}}{2}$$

$$\frac{v_{jet}}{r\omega} = \frac{v_{jet}}{U} = 2 \text{ Ou encore } = \frac{U+W}{U} = 1 + \frac{W}{U} = 2 \text{ c'est-à-dire } \frac{W}{U} = 1$$

Finalement, la puissance idéale maximale est donnée par :

$$\dot{W} = mgH_{ideal} = \rho Q U_1 W_1 (1 + \cos\beta_2)$$

$$H_{idéal} = \frac{U^2\left(1+\cos\beta_2\right)}{g}$$

On constate que la puissance est une fonction de l'angle de sortie et qu'elle est maximale pour $\beta_2 = 0^0$, c'est-à-dire pour un écoulement tangentiel à la roue. Toutefois, en pratique on utilise $\beta_2 = 15°$, pour éviter le problème d'interférence entre les jets entrants et sortants.

On remarque que l'angle β_2 est mesuré par rapport à la direction tangentielle au lieu de le mesurer par rapport à la direction radiale.

Le rendement hydraulique théorique de la turbine Pelton est une fonction de vitesse du jet. En effet, en supposant des pertes négligeables dans les conduits d'amenée, on a :

$$2gH_{ideal} = v_{jet}^2$$

où gH_{th} correspond à l'énergie disponible. Alors, le rendement peut s'exprimer comme :

$$\eta = \frac{H_{ideal}}{H_{idéal\,max}} = \frac{2R\omega\left(v_{jet} - R\omega\right)\left(1+\cos\beta_2\right)}{v_{jet}^2}$$

Cotte relation est illustrée sur la figure 6.5 et où elle y est comparée au résultat de mesures expérimentales typiques sur de telles turbines.

Puissance: cas réel $\beta_2 \neq 0$

Coefficient ξ et ϕ

Lors du passage par l'aube, la vitesse relative est ralentie par le frottement du fluide contre la paroi $\left(\dot{W}_1 = k\dot{W}_2\right)$ Ce phénomène peut être résumé par l'expression, avec $0 < k < 1$

La formule pour la puissance devient alors

$$\dot{W} = \rho Q r\omega\left(V_{jet} - r\omega\right)(1 + k\cos\beta_2)$$

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 turbines Pelton, il est pratique courante d'employer les relations:

$$U = r\omega = \xi_1\sqrt{2gH} \qquad C_1 = V_{jet} = \varphi_1\sqrt{2gH}$$

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

$$\dot{W} = 2\,\rho Q g H \xi_1\left(\varphi_1 - \xi_1\right)(1 + k\cos\beta_2)$$

et le rendement de la roue

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\rho g Q H} = 2\xi_1\left(\varphi_1 - \xi_1\right)(1 + k\cos\beta_2)$$

Force et moment $\neq 0$ (cas réel)

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

$$F_x + \dot{m}\left(W_2\cos\beta_2 - W_1\right) = 0 \qquad W_1 = C_1 - U \qquad W_2 = -kW_1$$

$$F_x = \dot{m}W_1\left(W_1\cos\beta_2 + 1\right) = \rho Q W_1\left(W_1\cos\beta_2 + 1\right)$$

le couple $M = F_x r = F_x.D/2$ est alors $M = \rho Q W_1\left(W_1\cos\beta_2 + 1\right)\frac{D}{2}$ et finalement

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

D: diamètre du cercle tangent au jet

Optimisation

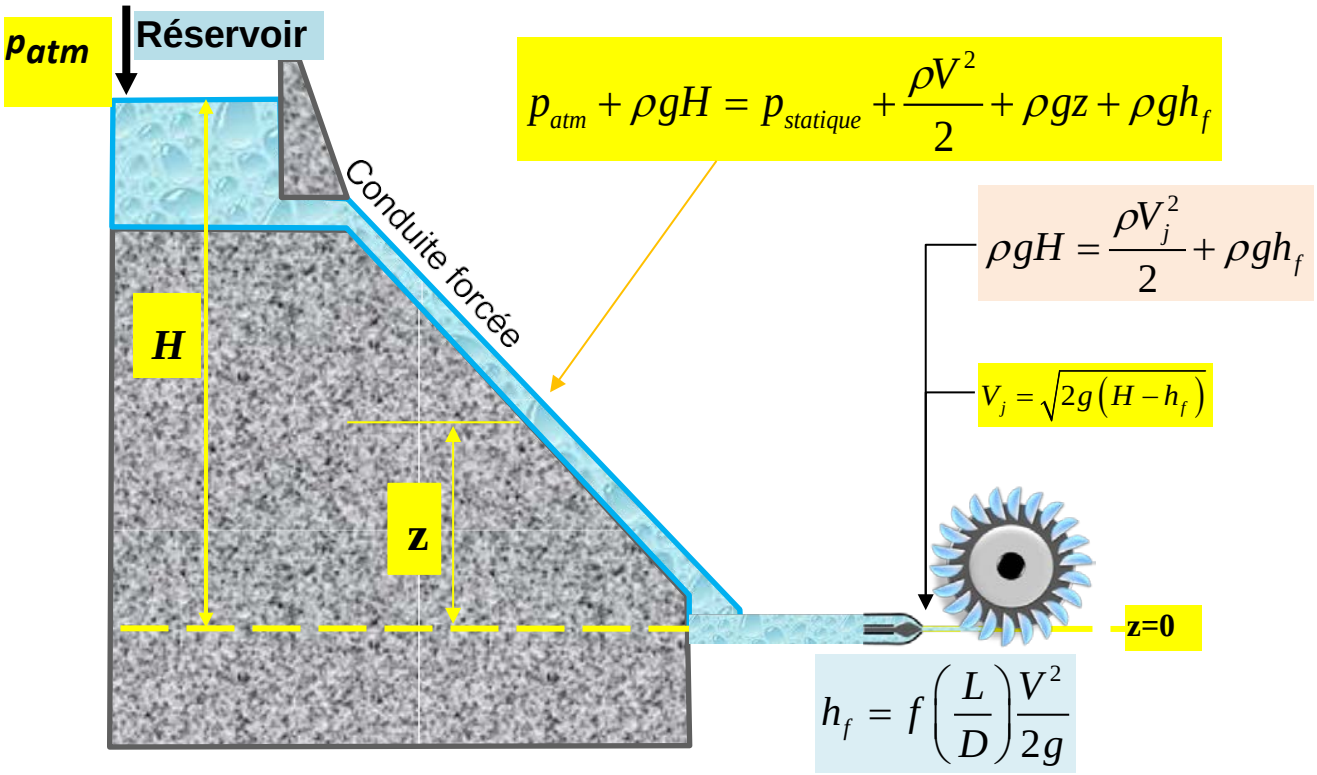
On note que pour obtenir le maximum de puissance donnée par

$$\dot{W} = 2\,\rho Q g H \xi_1\left(\varphi_1 - \xi_1\right)(1 + k\cos\beta_2)$$

on considère la variation de celle-ci par rapport à la vitesse tangentielle de la roue, comprise dans le coefficient ξ_1. Notamment au moyen de l'équation:

$$\frac{d\dot{W}}{d\xi_1} = 2\rho Q g H\left(\varphi_1 - 2\xi_1\right)(1 + k\cos\beta_2) = 0$$

Aménagement



Relations empiriques

Dans une turbine Pelton on vise à garder le jet majoritairement cohérent pendant son parcours entre la sortie de l'injecteur et l'aube avec lequel entrera en contact. En pratique, le jet impacte l'auget à une distance de 2 à 3 diamètres de jet. À cette distance les études expérimentales ont indiqué que la formation de gouttes à la périphérie du jet n'a pas encore eu lieu. $2 \le L/D \le 3$

Bien que faible, dans les quelques dixièmes de pourcentage, la fragmentation du jet entraine une perte de rendement.

Les valeurs expérimentales

$$3{,}1 > \frac{B}{d_s} \ge 3{,}4$$

Largeur d'auget

$B = 3{,}1\, d_s$	1 *injecteur*
$B = 3{,}2\, d_\$$	2 *injecteurs*
$B = 3{,}3\, d_s$	4 – 5 *injecteurs*
$B > 3{,}3\, d_s$	6 *injecteurs*

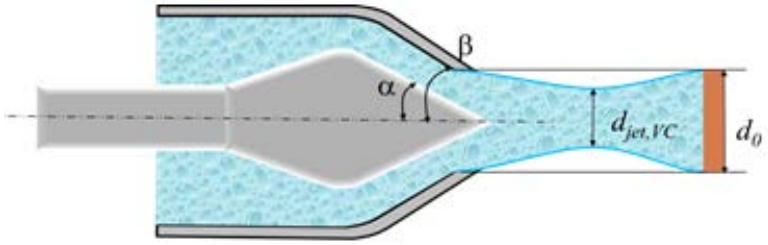
Nombre d'augets (empirique) $Z_a \geq 17$ $Z_a = 0.5\frac{D_{roue}}{d_{jet}} + 15$

Diamètre du rotor

$D = 10\, d_s \qquad H_n \leq 500\ m$

$D = 15\, d_s \qquad H_n \geq 1300\ m$

Injecteur



$20° \leq \alpha \leq 30°$

$30° \leq \beta \leq 45°$

Injecteur ideal

$p_{tot} = p_{atm} + \frac{\rho V^2}{2} + \rho g z$ avec z=0

injecteur reel

$p_{tot} = p_{atm} + \frac{\rho V^2}{2} - \Delta p_{pertes}$

Pour une conduite forcée

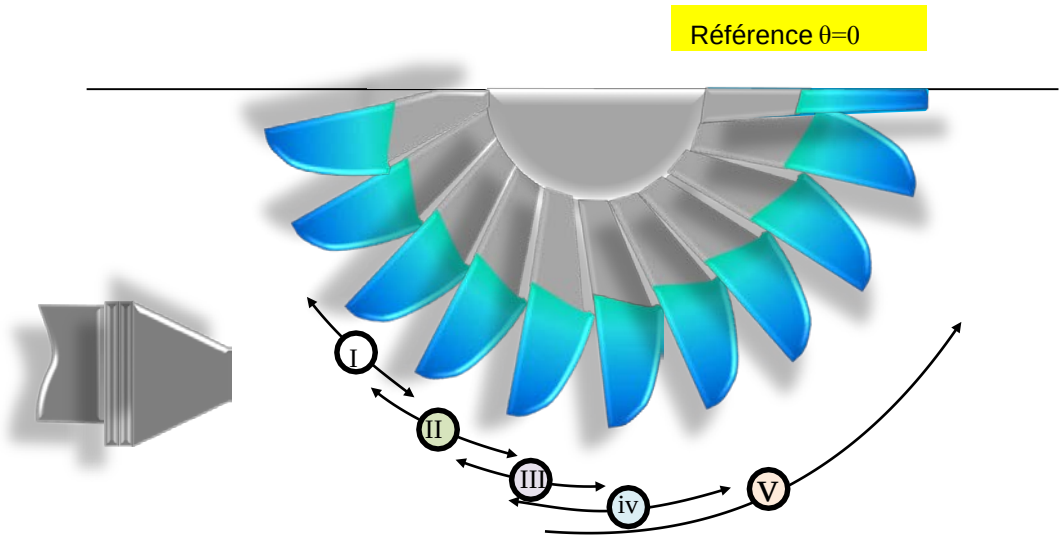
$\Delta p_{pertes} = \rho g K_1 h_f \qquad h_f = \lambda \frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$

$$\lambda = \frac{0.0625}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2}$$

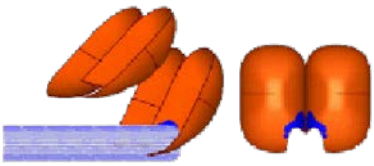
$\Delta p_{pertes} = K_1 \lambda \rho V^2 \frac{L}{2D}$ avec $K_1 = 4$

$p_{tot} = p_{atm} + \frac{\rho V^2}{2} - K_1 \lambda \rho V^2 \frac{L}{2D}$

Cycle de travail par zone

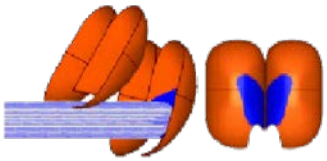


I ($\theta < -40\circ$)



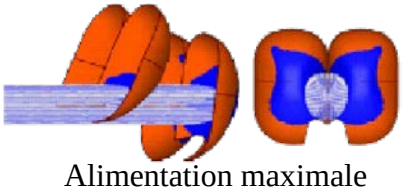
Approche l'extrémité du jet

II($\theta = -40\circ...-10\circ$).



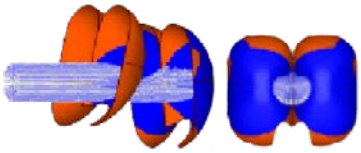
Début du contact

III ($\theta = -10\circ...0\circ$)



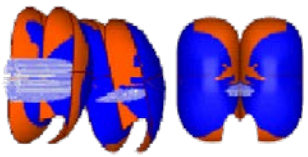
Alimentation maximale

IV($\theta = 0\circ...15\circ$)



Etape d'écoulement positif

V($\theta = 15\circ...50\circ$)



étape avant l'écoulement négatif

Les Valeurs expérimentales

D_{roue}/d_{jet}	6,5	7,5	10	20
$n_s\,(rpm)$	35	32	24	10
$\eta_{turbine}$	0,82	0,86	0,89	0,90