

Turbina Francis

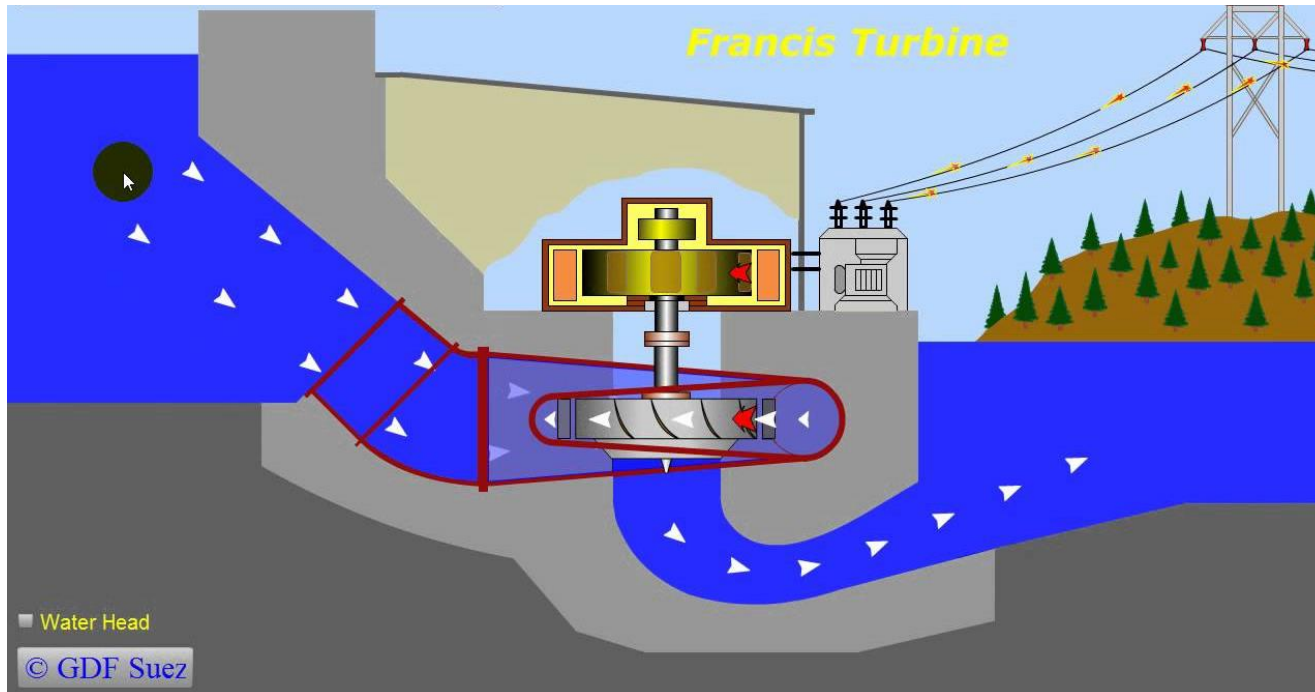
MACCHINA	n_s $n_s = 3.40 n_c$	n_c	Grado di reazione
Pelton ad 1 getto	-- ÷ 30	3 ÷ 9	0
Pelton a 2 getti	20 ÷ 60	7 ÷ 14	0
Pelton a più getti ²⁹	30 ÷ 90	9 ÷ 22	0
Francis lente	65 ÷ 120	19 ÷ 35	0.3
Francis medie	120 ÷ 200	35 ÷ 85	0.4
Francis veloci	200 ÷ 300	58 ÷ 87	0.5
Francis ultraveloci	300 ÷ 500	87 ÷ 145	0.6
Kaplan	400 ÷ 1200	116 ÷ 350	0.7

$$n_s = 3.65n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

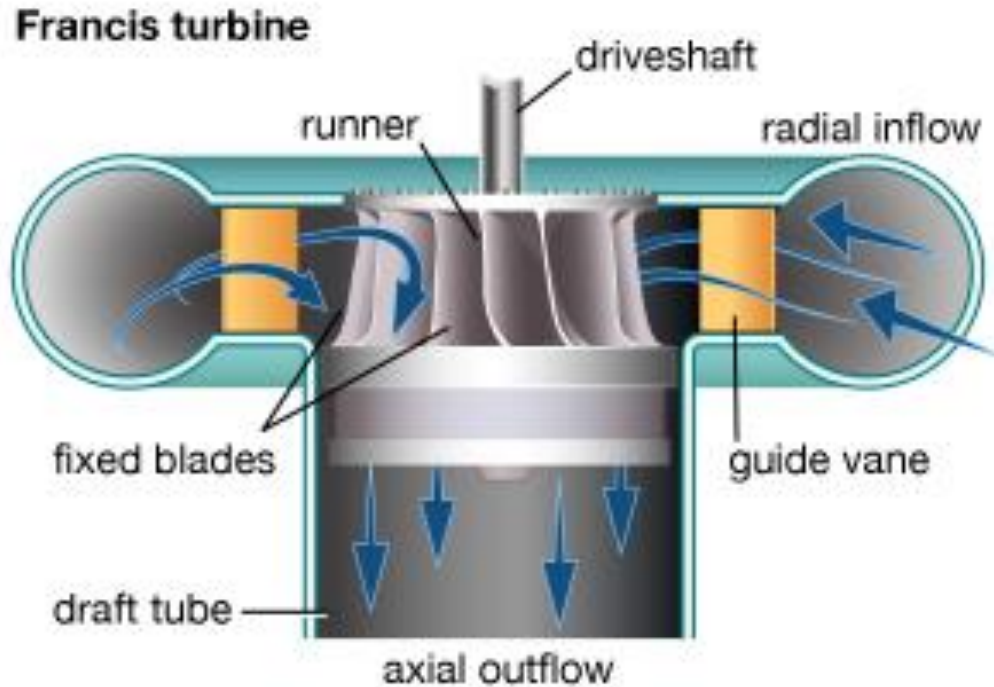
H , m

n , giri/min

Q , m³/s



Componenti 1/3



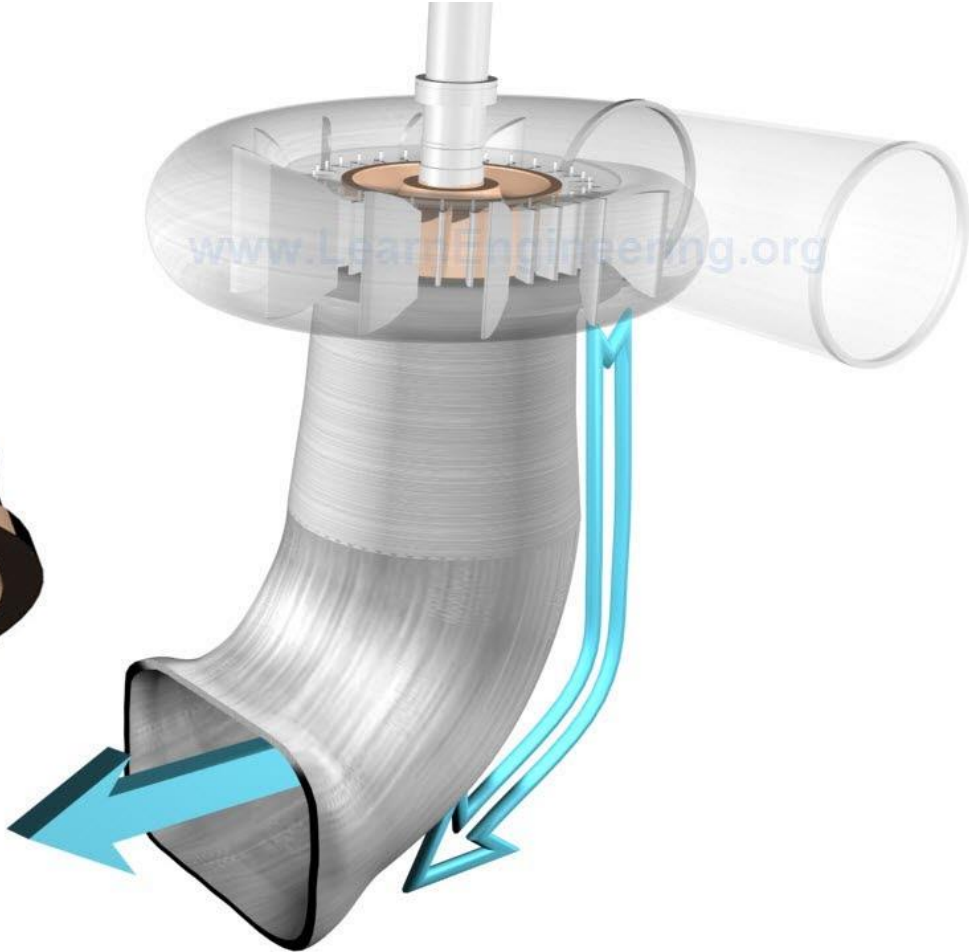
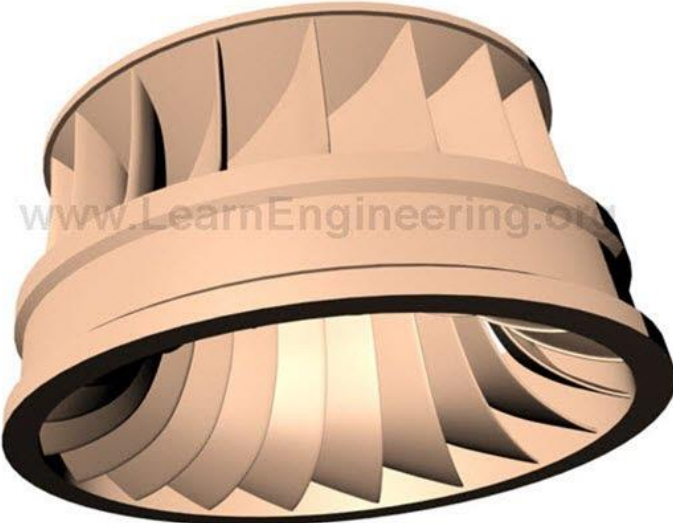
Voluta

Statore (distributore Fink)

Rotore (girante a flusso misto)

Condotto di mandata

Componenti 2/3

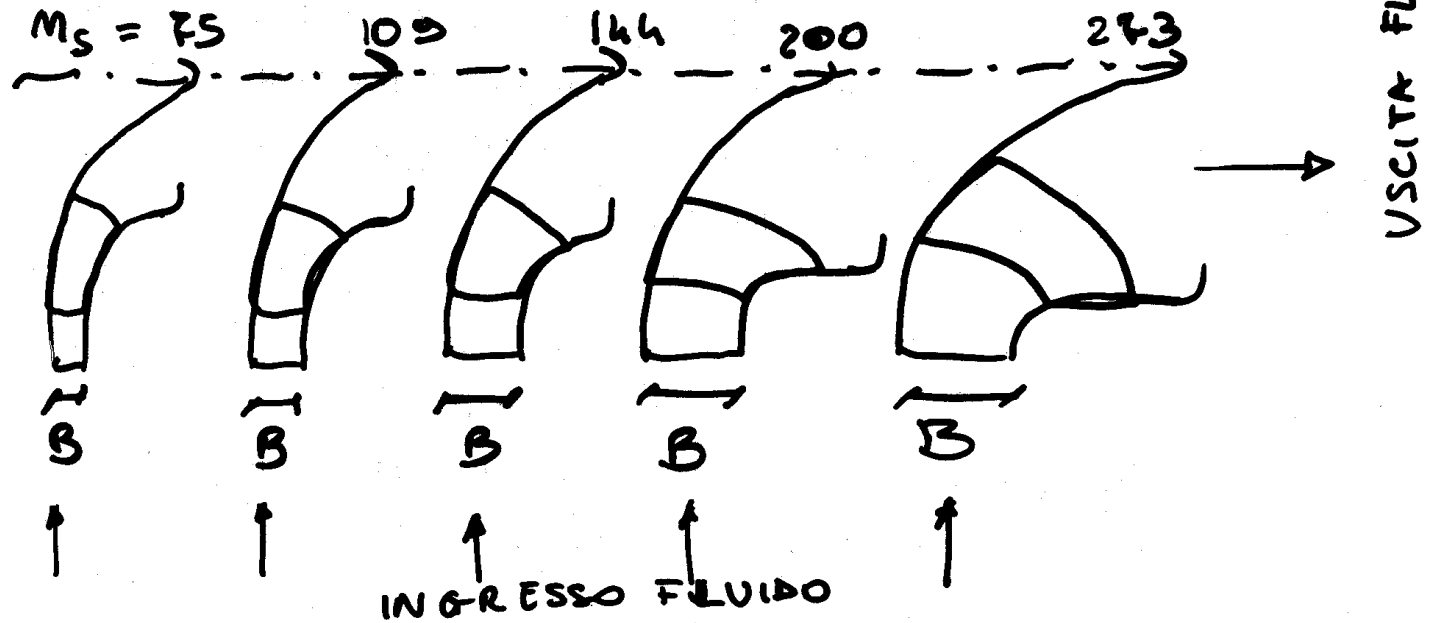


Componenti 3/3



Dipendenza geometria da n_s

$$m_s = 3.65 m \quad Q^{1/2} / H^{3/4}$$



m_s crescente \rightarrow (a pari m e H)

Q crescente \rightarrow $\begin{cases} \nearrow$ VELOCITA' CRESC. \\ \searrow SEZIONE CRESC. \end{cases}

Triangoli delle velocità e geometria pale 1/3

Statore:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH_g \eta_c (1-R)}$$

$$u_1 = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_1}{2}$$

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$$

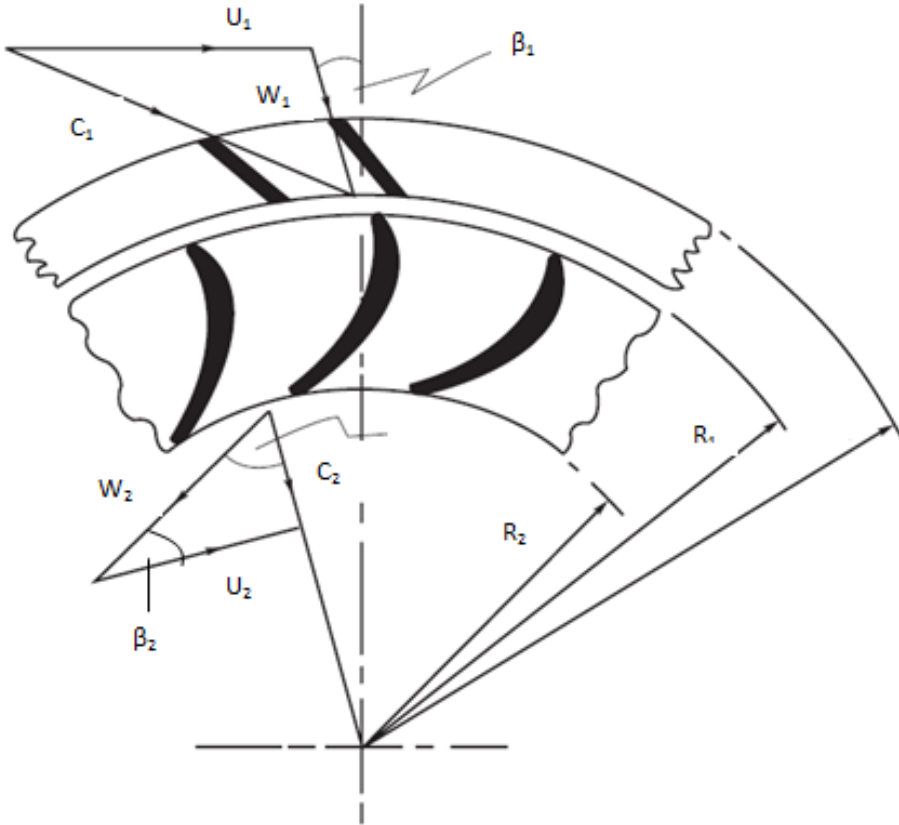
Rotore:

$$R = 0.3 \div 0.6 \Rightarrow |w_2| > |w_1|$$

Direzione di w_2 allineata
a bordo uscita pala

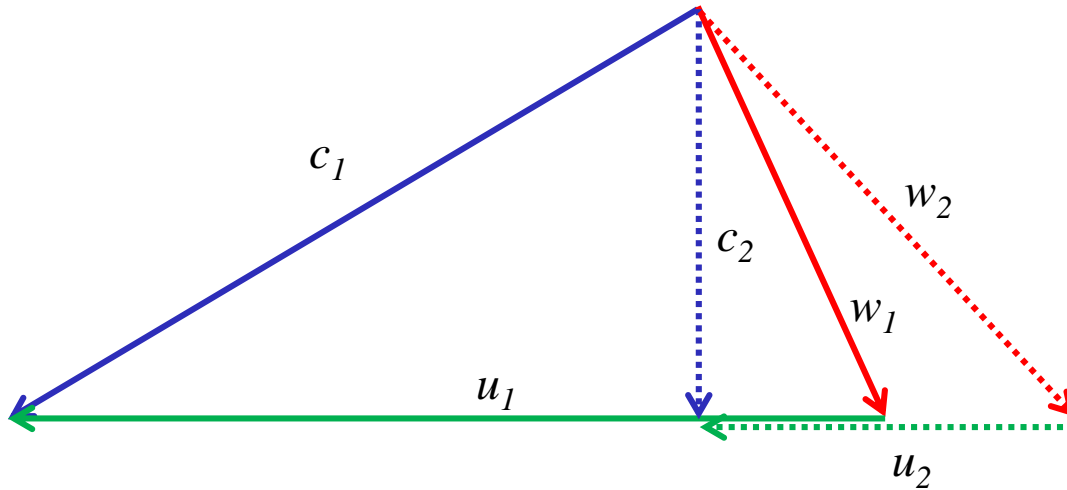
$$u_2 = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_2}{2} < u_1$$

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$$



Pale statoriche e rotoriche definiscono condotti a sezione decrescente
Macchina centripeta

Triangoli delle velocità e geometria pale 2/3



$$c_1 > c_2$$

$$w_2 > w_1$$

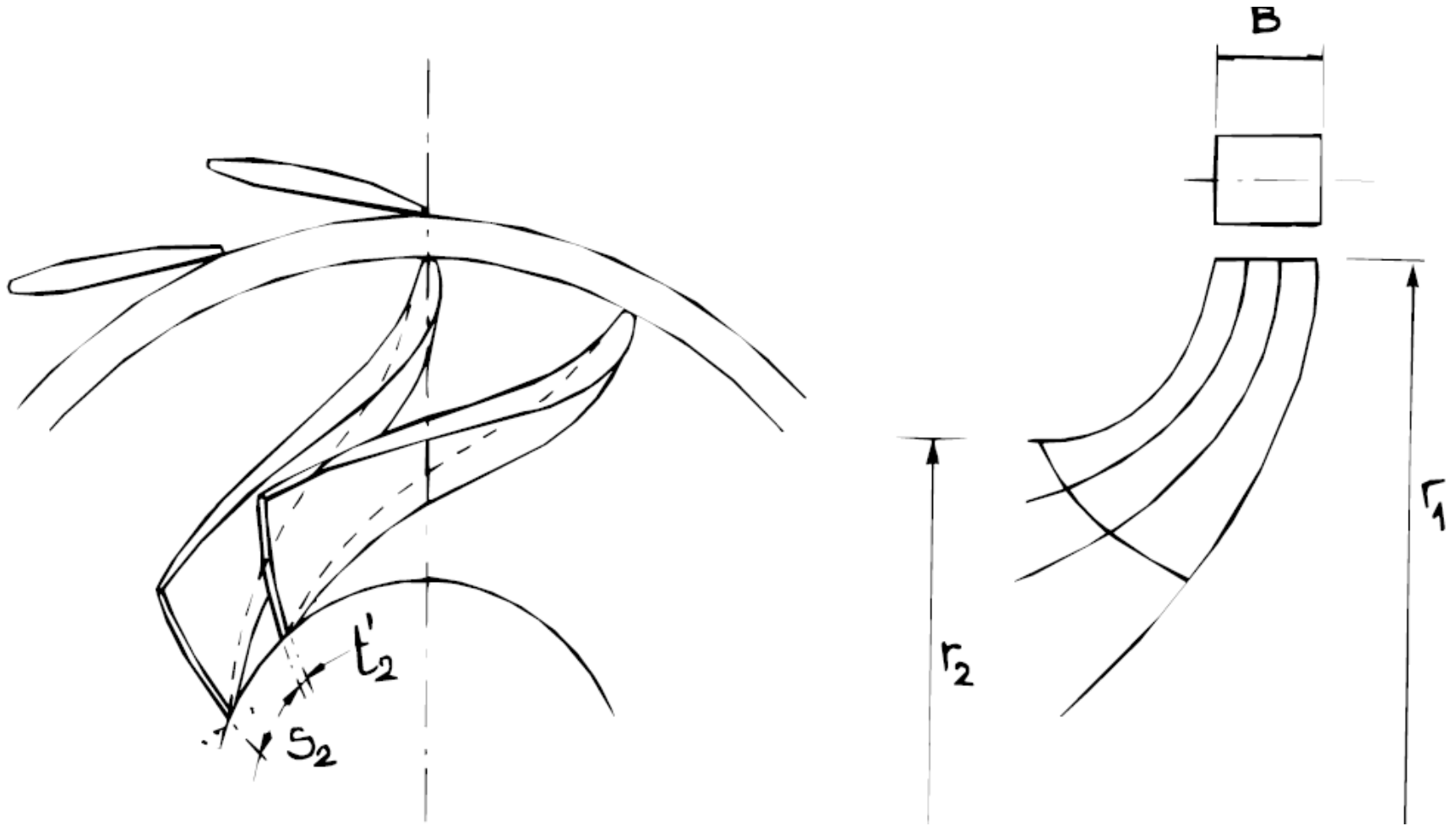
$$u_1 > u_2$$

$$L = \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)$$

$$R = \frac{\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)}{c_1^2/2 + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)}$$

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)}{c_1^2/2 + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)}$$

Triangoli delle velocità e geometria pale 3/3



Girante a flusso misto: ingresso radiale e uscita radiale/assiale

Condizione di massimo lavoro e rendimento ($u/c_1|_{opt}$)

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \frac{\cos\alpha_1}{2} + \frac{R}{2(1-R)\cos\alpha_1}$$

Per una Francis:

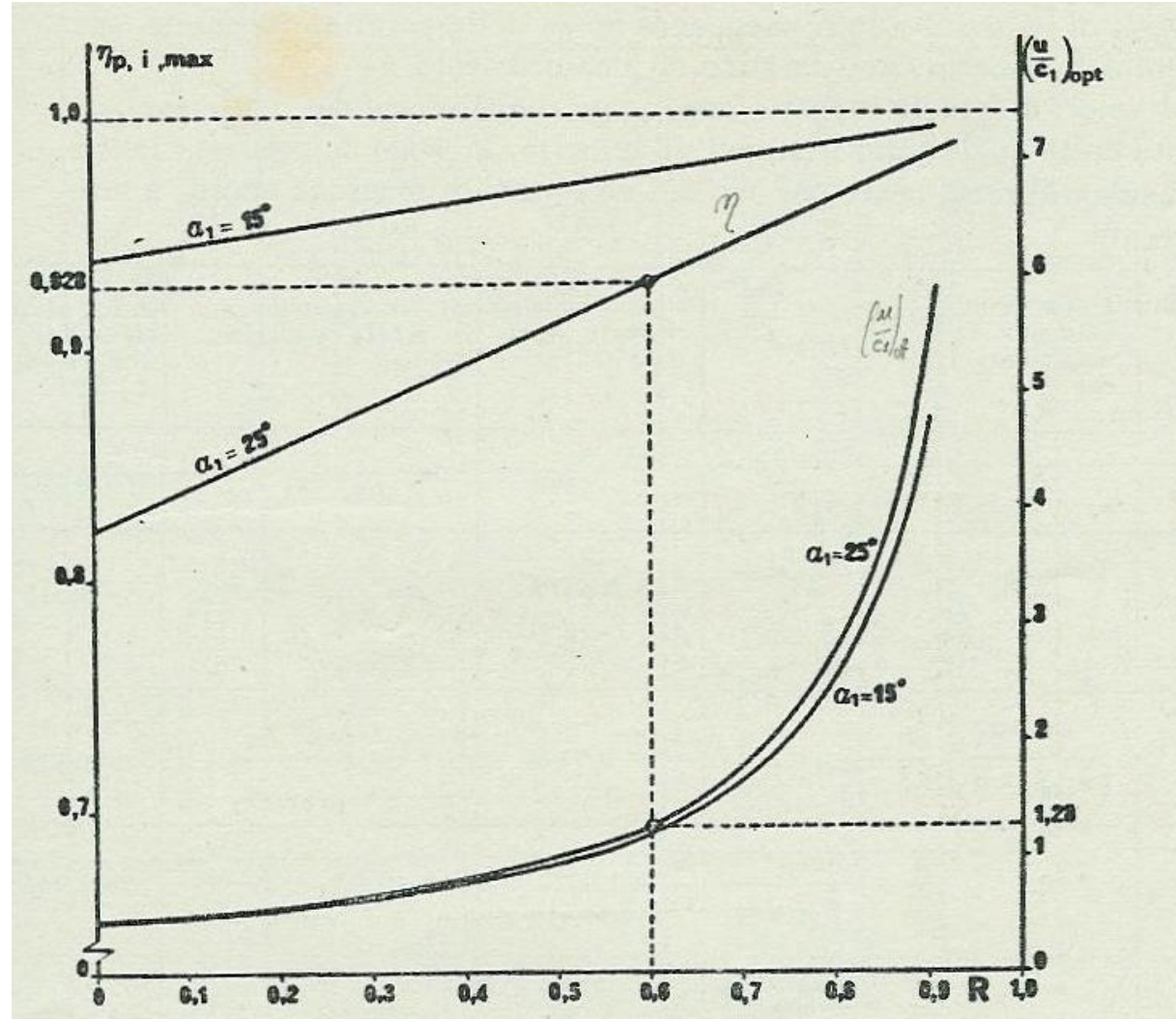
$$R=0.3-0.6$$

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = 0.7 \div 1.3$$

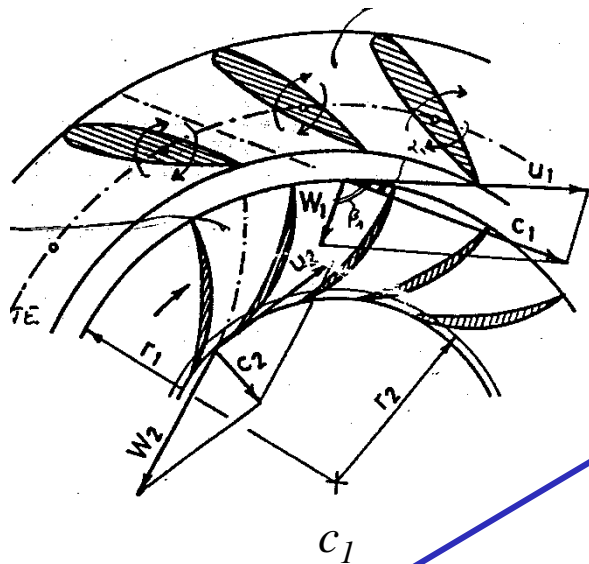
Risultato giusto, ma dimostrazione non rigorosa

Vale solo per macchine assiali

Si trascura la variazione di u tra ingresso e uscita



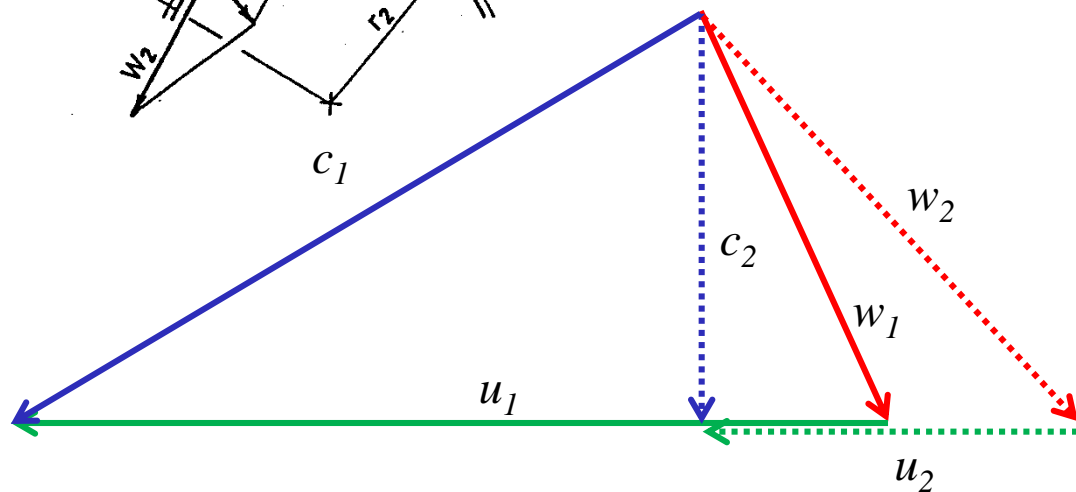
Rendimento e regolazione Francis 1/3



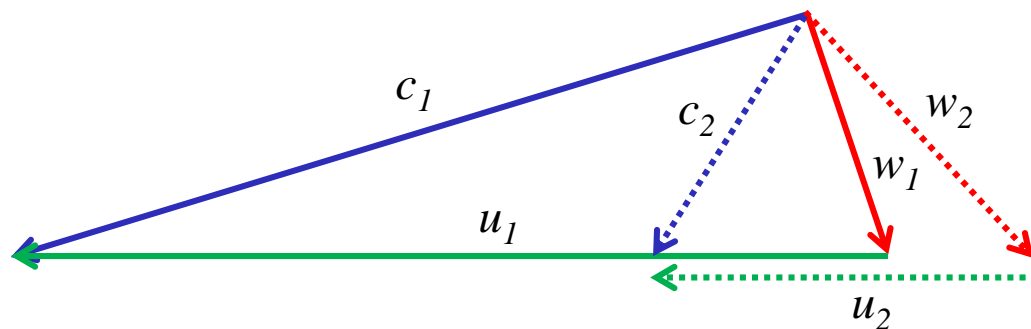
Variazione assetto pale
statoriche (distributore Fink)

Riducendo la portata
si conserva:

u_1 e u_2
modulo c_1
direzione w_2



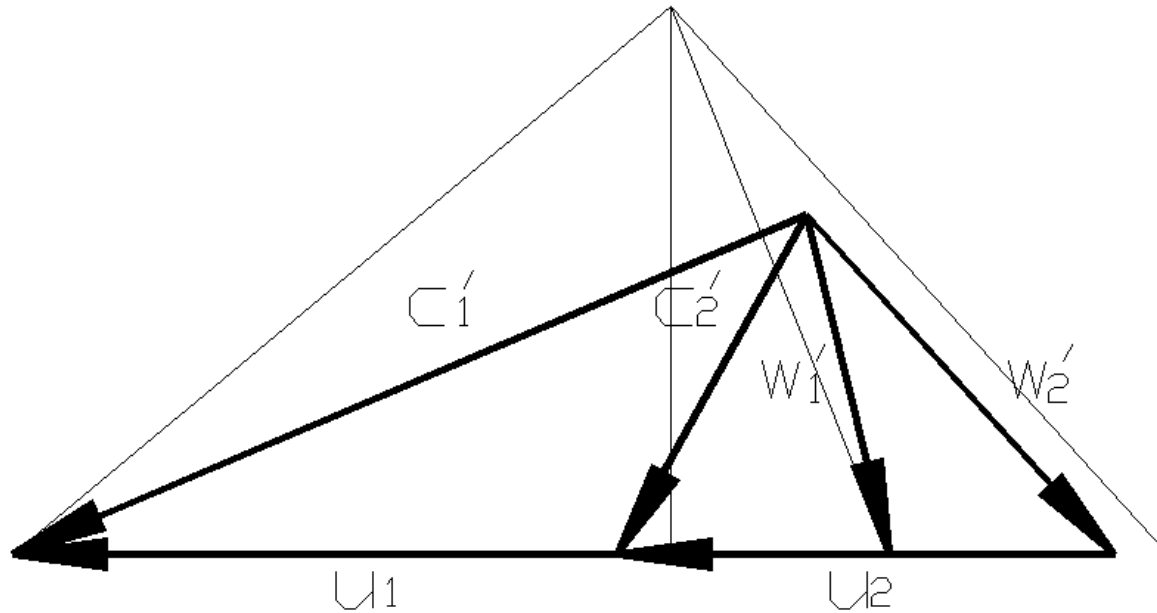
Si riduce altezza triangolo



w_1 non tangente alla pala
(perdite incidenza)

c_2 non ortogonale ad u_2
(no massimo rendimento)

Rendimento e regolazione Francis 2/3

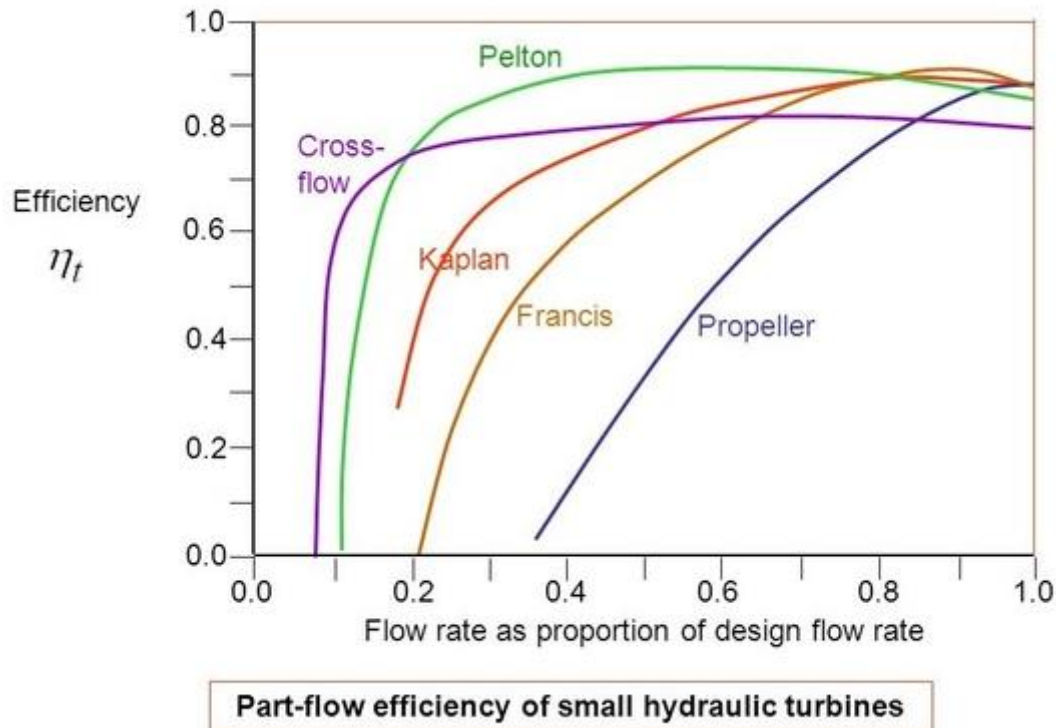


I vertici dei triangoli di velocità rotorici e statorici coincidono

Tratto sottile portata di progetto

Tratto spesso portata ridotta

Rendimento e regolazione Francis 3/3



$$P = \rho Q g H_g \eta_g$$

$$Q = c_1 \Omega$$

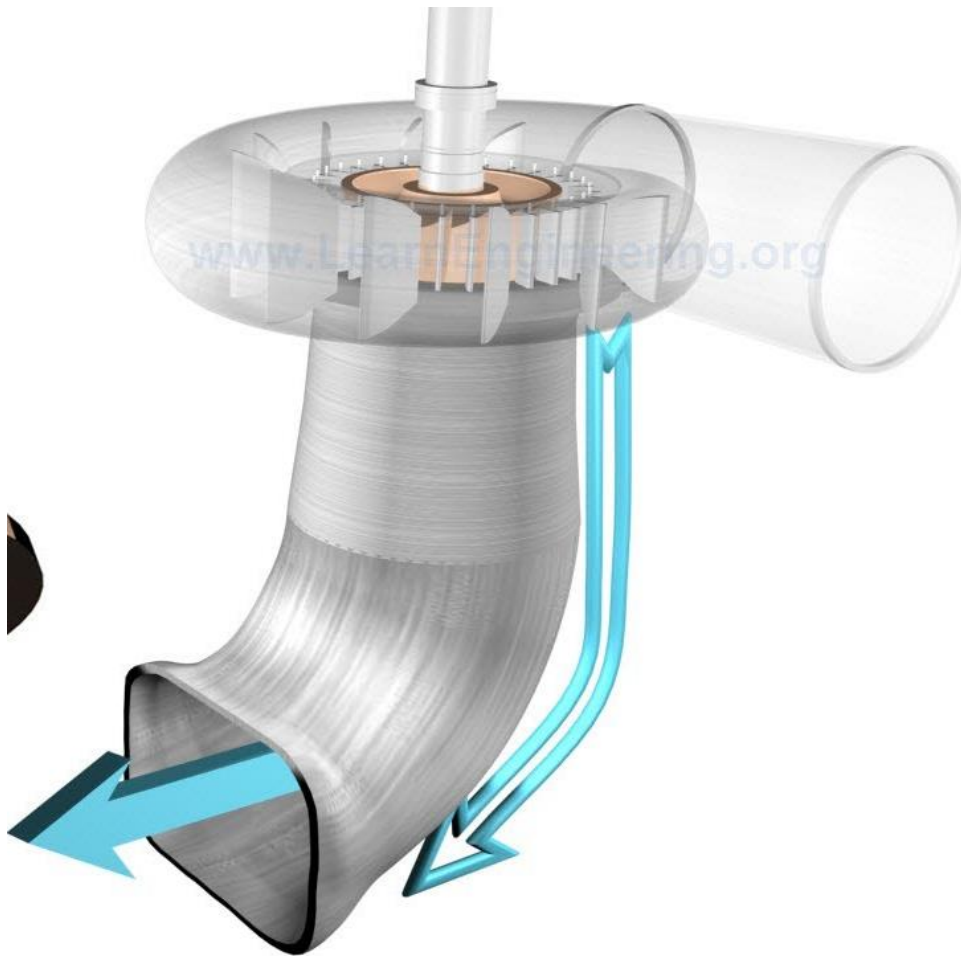
$$c_1 = \varphi \sqrt{2 g H_g \eta_c (1 - R)}$$

La regolazione prevede la riduzione della sezione di passaggio Ω

R non cambia poiché dipende solo dalla geometria dei condotti rotorici (no da Q)

L'andamento del rendimento è molto ripido per portate decrescenti
Cresce leggermente per portate minori di quella di progetto perché aumenta η_c
Solo per portate minori del 60% rispetto a quella di progetto il rendimento si riduce drasticamente

Tubo diffusore - introduzione



Si pone a valle della turbina per recuperare parte del salto geodetico

Riduce la pressione a valle della turbina

Condotto a sezione crescente ad asse verticale o curvo

Si usa per turbine Francis o Kaplan

Tubo diffusore 1/3

Lavoro di turbina con scarico a pressione ambiente (L)

$$L = \left(gh_0 + \frac{c_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho} \right) - \left(gh_2 + \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \right)$$

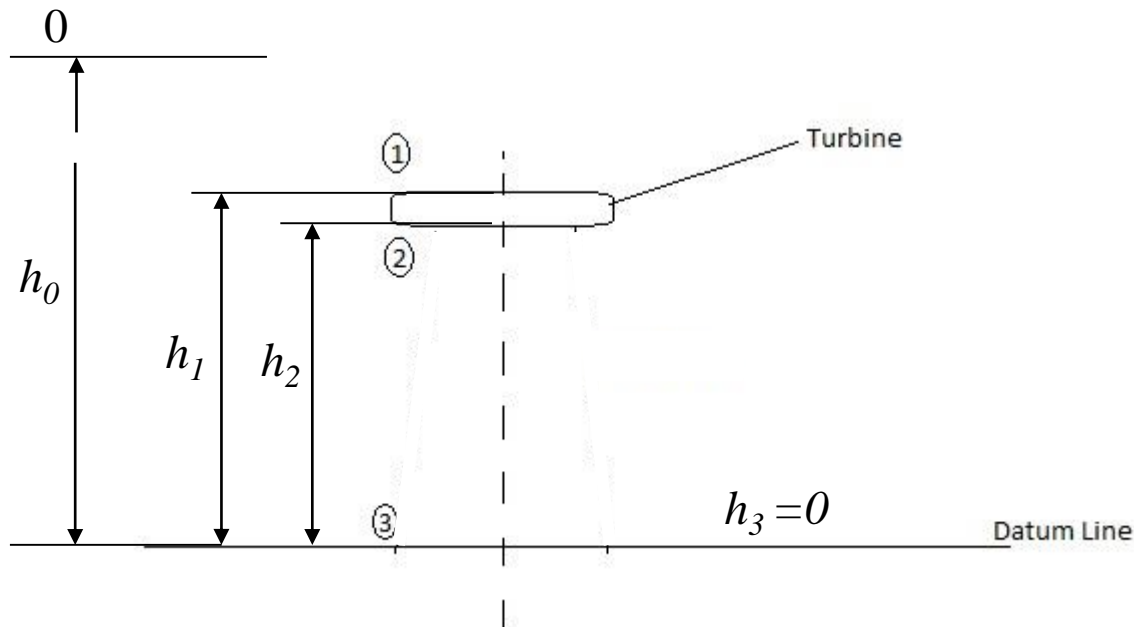
$$p_0 = p_2 = p_{amb}$$

$c_0 = 0 \leftrightarrow$ fluido fermo nel serbatoio

$$L = g(h_0 - h_2) - \frac{c_2^2}{2}$$

Perdite legate a:

- Quota scarico turbina (h_2)
- Energia cinetica scarico ($c_2^2/2$)



- Sezione 0 – Pelo libero serbatoio a monte
- Sezione 1 – Ingresso girante
- Sezione 2 – Uscita girante
- Sezione 3 – Pelo libero serbatoio a valle

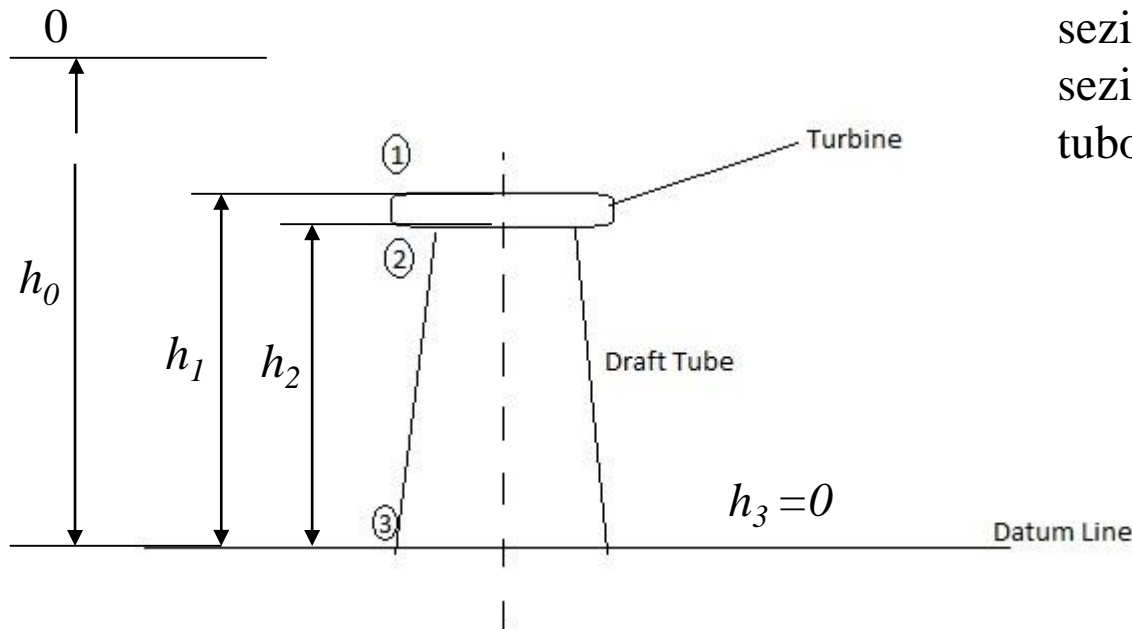
Tubo diffusore 2/3

Lavoro di turbina con scarico nel tubo diffusore (L')

$$L' = \left(gh_0 + \frac{c_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho} \right) - \left(gh_2 + \frac{c_2'^2}{2} + \frac{p_2'}{\rho} \right)$$

Bernoulli tra sezioni 2 e 3

$$gh_2 + \frac{c_2'^2}{2} + \frac{p_2'}{\rho} = gh_3 + \frac{c_3'^2}{2} + \frac{p_3'}{\rho}$$



- La turbina scarica a pressione più bassa di quella ambiente $p_2' < p_3'$
- Il flusso rallenta tra le sezioni 2 e 3, data la sezione crescente del tubo $c_2' > c_3'$

$$L' = gh_0 - \frac{c_3'^2}{2}$$

Perdite legate a:

- Energia cinetica scarico tubo diffusore ($c_3'^2/2$)

Tubo diffusore 3/3

Confronto lavoro ottenibile con e senza tubo diffusore

$$L = g(h_0 - h_2) - \frac{c_2^2}{2}$$

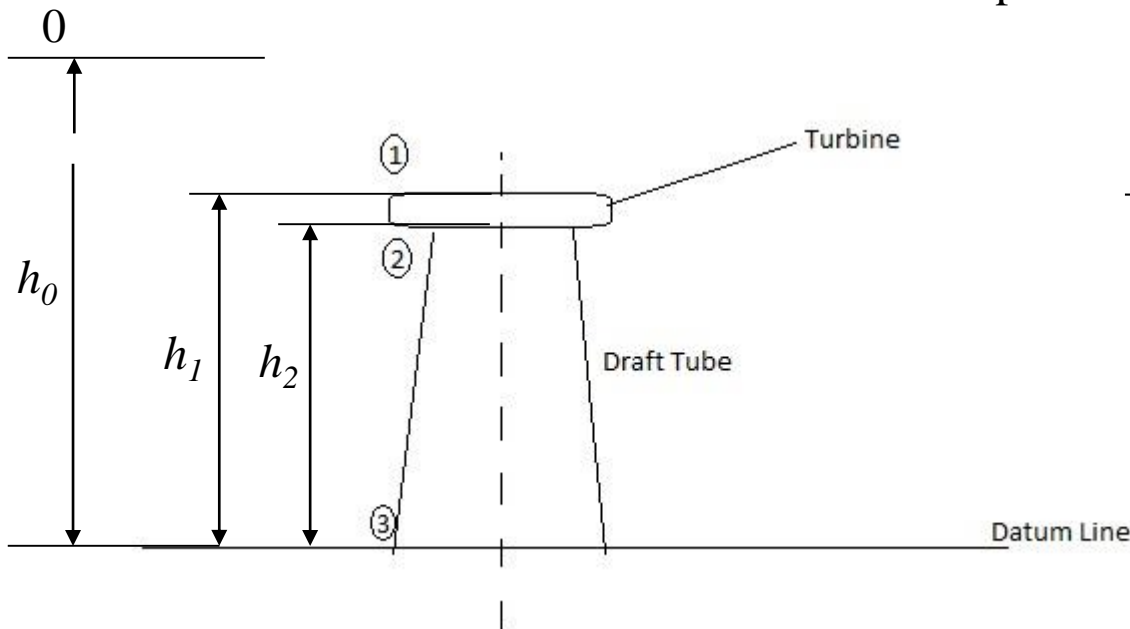
$$L' = gh_0 - \frac{c_3'^2}{2}$$

Vantaggi del tubo diffusore:

- Si recupera l'intero salto geodetico (h_0)
- L'energia cinetica persa è inferiore (se tubo ha sezione divergente)

Svantaggio del tubo diffusore:

- Pressione all'uscita della turbina minore di quella atmosferica → possibilità di cavitazione



$$\frac{p'_2}{\rho} < \frac{p_{sat}}{\rho} + \frac{p_{aria}}{\rho} = \frac{p'_{2,min}}{\rho}$$

Altezza Massima Tubo Diffusore

$$\frac{p'_2}{\rho} = \frac{p'_3}{\rho} - gh_2 - \frac{c'^2_2 - c'^2_3}{2} + gh_p$$

h_p perdite di carico lungo il tubo diffusore

$$\frac{p'_3}{\rho} = \frac{p_0}{\rho}$$

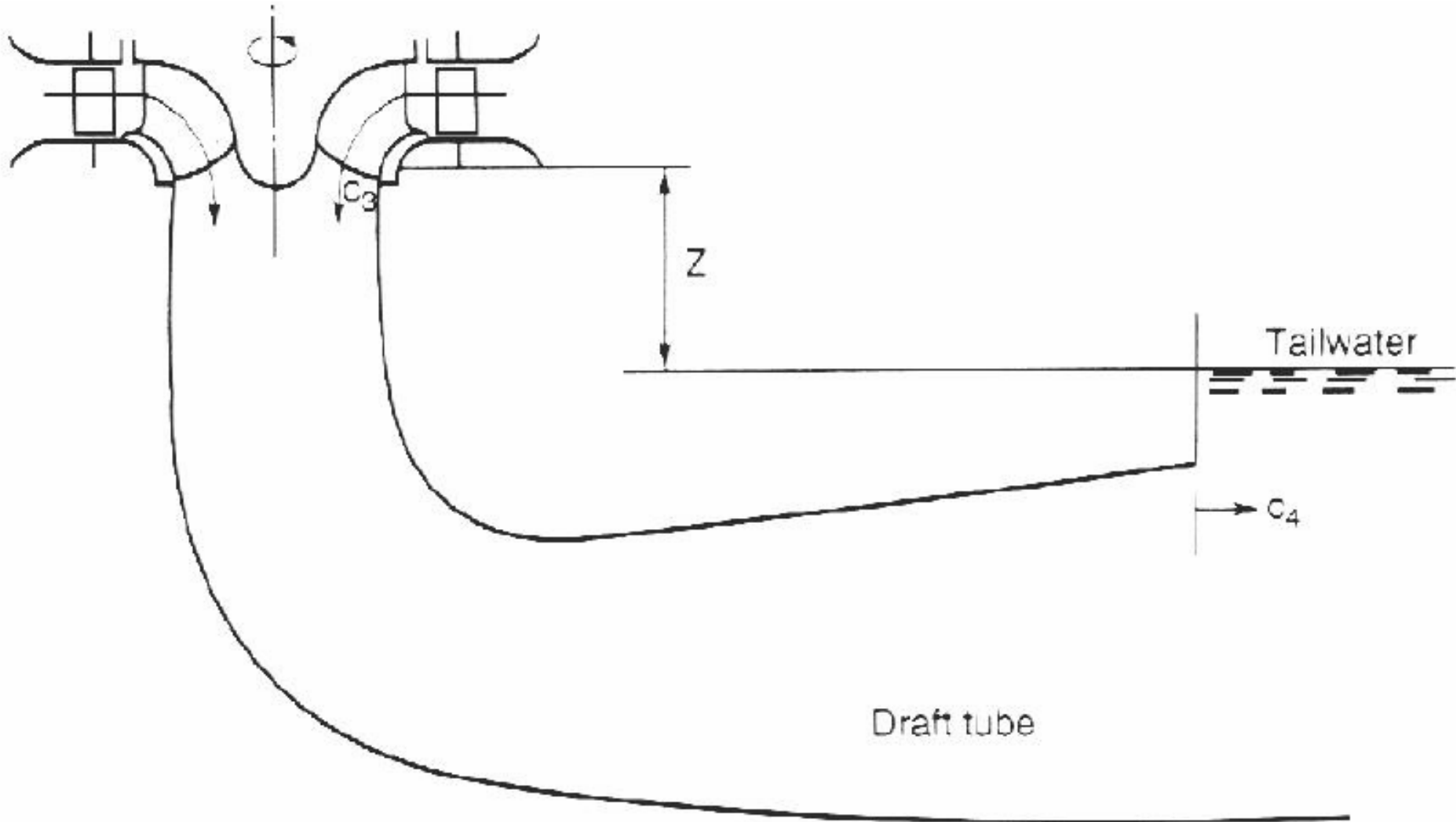
p_2 non deve scendere al di sotto della pressione di saturazione per evitare la cavitazione

$$\frac{p'_2}{\rho} \geq \frac{p_{sat}}{\rho} + \frac{p_{aria}}{\rho} = \frac{p'_{2,min}}{\rho}$$

Quando si realizza la pressione minima nella sezione 2, $p_{2,min}$, viene definita la massima altezza del tubo diffusore, $h_{2,max}$

$$h_{2,max} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{2,min}}{\rho g} - \frac{c'^2_2 - c'^2_3}{2g} + h_p \quad (\approx 7m)$$

Tube diffusore curvo – turbina sopra battente



Tubo diffusore curvo – turbina sotto battente

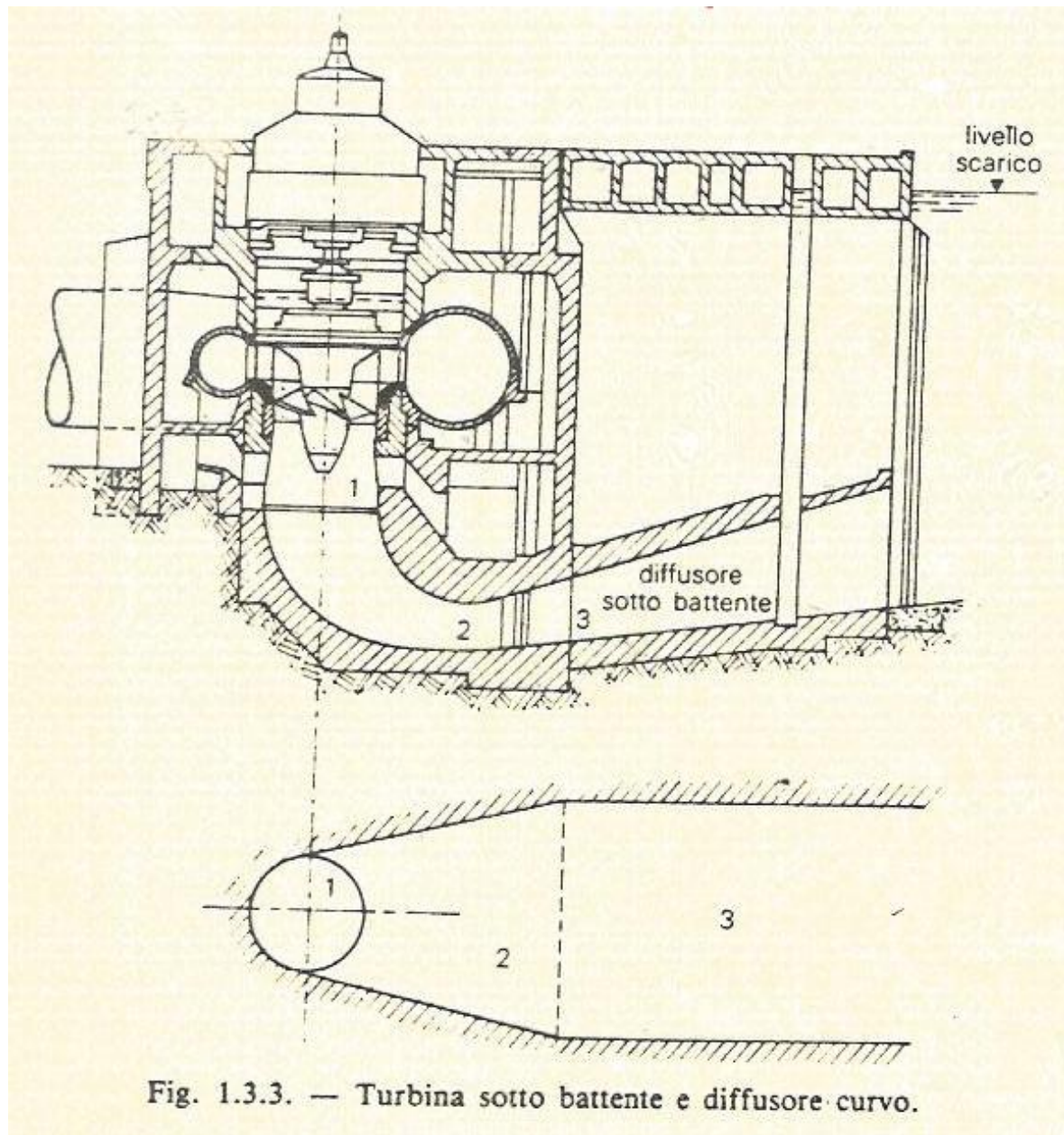


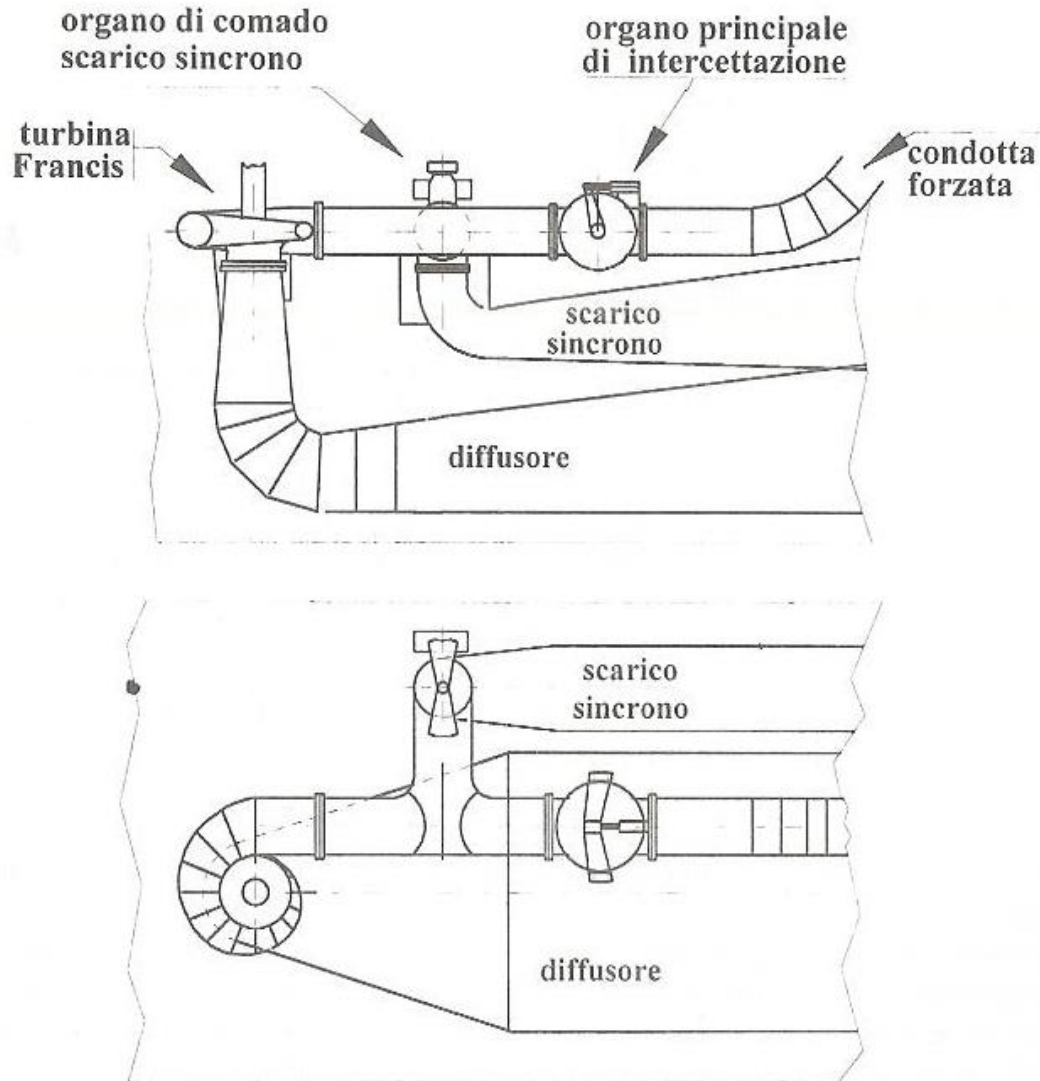
Fig. 1.3.3. — Turbina sotto battente e diffusore curvo.

Velocità di fuga

- Ogni girante è caratterizzata da un valore massimo della velocità di fuga
 - ⇒ velocità massima che la girante può sostenere nel caso che il carico elettrico al generatore sia nullo
 - ⇒ a seconda del tipo di turbina, questo valore può variare tra 2 e 3 volte la velocità di rotazione in condizioni nominali

Tipo di Turbina	velocità di rotazione n	velocità di fuga n_{\max}/n
Kaplan a singola regolazione	75-150	2.0-2.4
Kaplan a doppia regolazione	75-150	2.8-3.2
Francis	500-1500	1.8-2.2
Pelton	500-1500	1.8-2.0

Scarico sincrono



Schema di impianto di uno scarico sincrono (caso di una turbina Francis).

Lo scarico sincrono viene aperto in caso di riduzione repentina della coppia resistente esercitata dall'alternatore

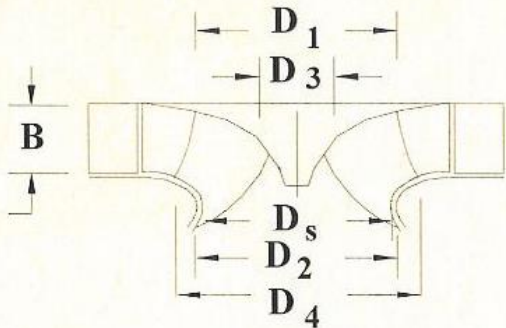
Con la dovuta gradualità si chiude anche la palettatura del distributore Fink

Si usa sia per Francis che per Kaplan

Dimensionamento turbina Francis

$$n_c = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad H, \text{ m} \quad n, \text{ giri/min}$$

$$Q, \text{ m}^3/\text{s}$$



$$D_1 = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * a$$

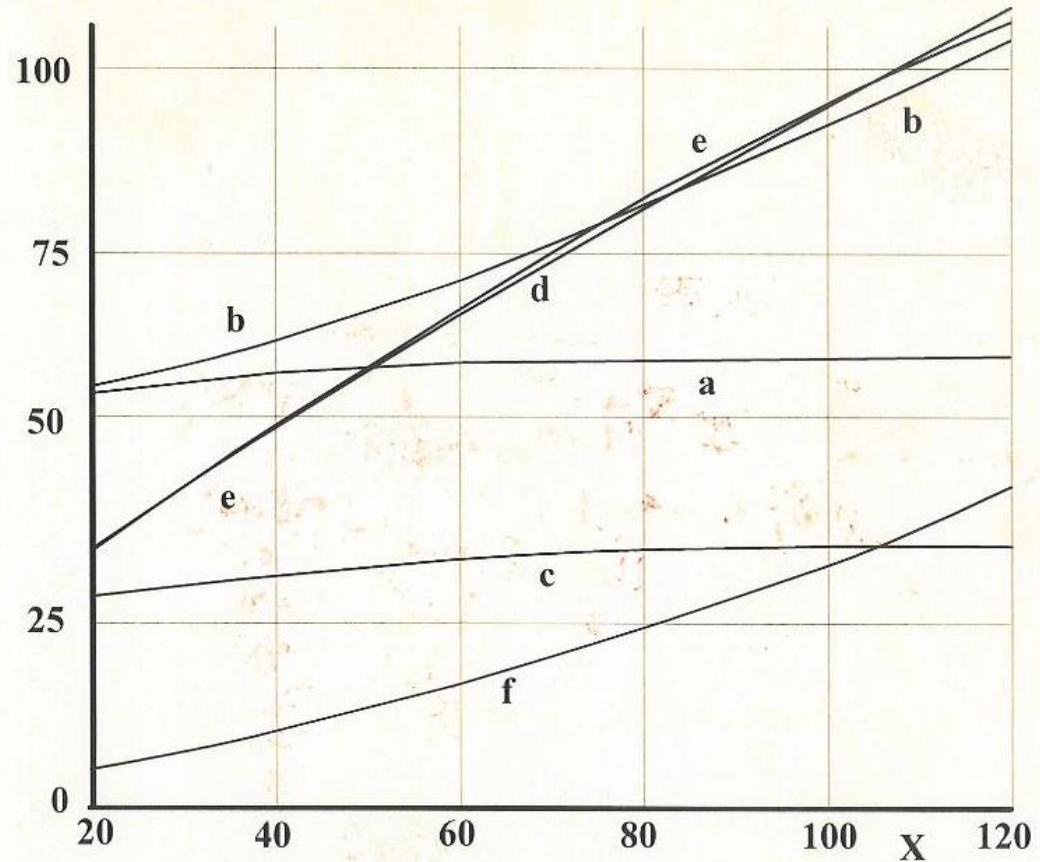
$$D_2 = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * b$$

$$D_3 = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * c$$

$$D_4 = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * d$$

$$D_s = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * e$$

$$B = \frac{\sqrt{H_u}}{n} * f$$



$$X = n \frac{Q_v^{.5}}{H_u^{.75}}$$