

Macchine idrauliche

Fondamenti

- Dalla espressione generale del I principio della termodinamica con l'aggiunta dei termini relativi all'energia cinetica e potenziale, otteniamo:

$$\Delta H + \Delta E_p + \Delta E_c = Q + L$$

$$\dot{m} \left[(h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \right] = \dot{Q} + \dot{L}$$

Equazione di Bernoulli

- Se utilizziamo l'eq.

$$\dot{m} \left[(h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \right] = \dot{Q} + \dot{L}$$

- Nel caso di trasformazioni adiabatiche e senza scambio di lavoro possiamo scrivere:

$$\dot{m} \left[(h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \right] = 0$$

- Se poi consideriamo l'espressione:

$$Tds = dh - vdp$$

Equazione di Bernoulli

- Possiamo sostituire e ottenere

$$\int \frac{1}{\rho} dp + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = 0$$

- Che prende il nome di equazione di Bernoulli
- Nel caso in cui si abbia invece uno scambio di lavoro, possiamo scrivere:

$$\dot{m} \left[\int \frac{dp}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \right] = \dot{L}$$

Prevalenza manometrica

- Possiamo quindi trasformare l'equazione di Bernoulli con scambio di lavoro tenendo conto che il fluido è acqua:

$$\left[\frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2) \right] = \frac{\dot{L}}{\dot{m}g}$$

- Dato che le dimensioni di $\frac{\dot{L}}{\dot{m}g}$ sono metri possiamo scrivere:

$$\left[\frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + H_g + \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2) \right] = H_m$$

- Che definisce la prevalenza manometrica

Prevalenza totale

- Dato che il lavoro fatto da un pompa dipende dal circuito e nella realtà i circuiti hanno perdite di pressione, possiamo scrivere:

$$\left[\frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + H_g + H_c + \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2) \right] = H$$

Altezza di aspirazione

- Applicando il teorema di Bernoulli tra una superficie a pressione atmosferica e una altezza generica h_a , alla quale la pressione si annulla, possiamo scrivere:

$$h_a = \frac{P_a}{\rho g}$$

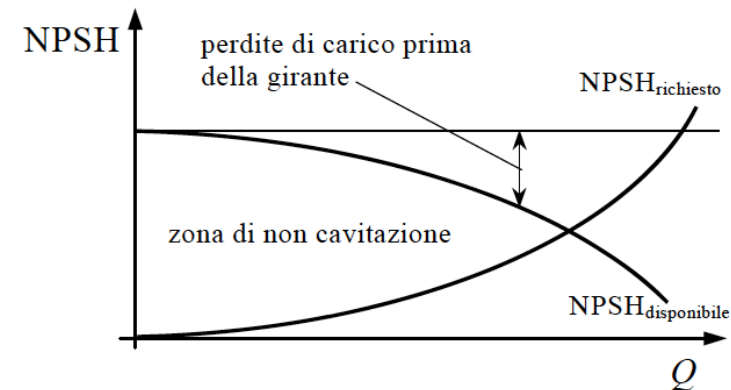
- Che viene detta altezza teorica di aspirazione
- Dato che la pressione di saturazione del vapore dipende dalla temperatura:

$$h_a = \frac{(P_a - P_v)}{\rho g}$$

Altezza reale di aspirazione

- Lungo la condotta avremo perdite di carico e la velocità all'ingresso della pompa non sarà nulla.
- La forma generale dell'altezza massima di aspirazione sarà quindi:

$$h_a = \frac{(p_a - p_v)}{\rho g} - R_c - \frac{c^2}{2g}$$



- Questa altezza viene anche chiamata NPSH_a ovvero disponibile e va confrontata con l'NPSH_r definito dai costruttori della pompa

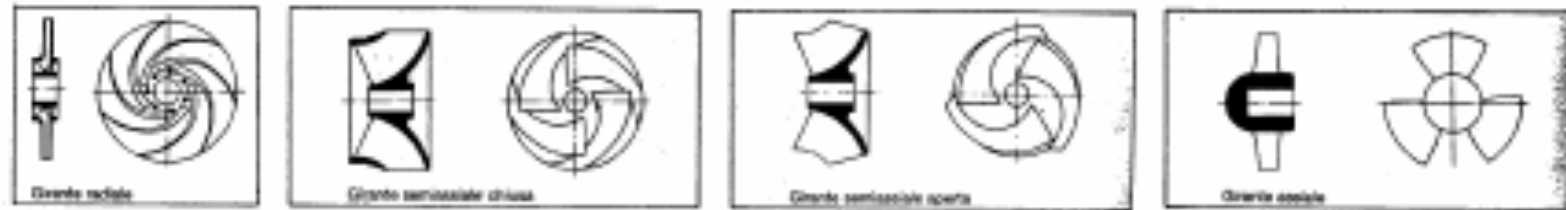
Scelta delle pompe

- Le pompe si dividono in pompe dinamiche e pompe volumetriche e si distinguono con il numero di giri specifico:

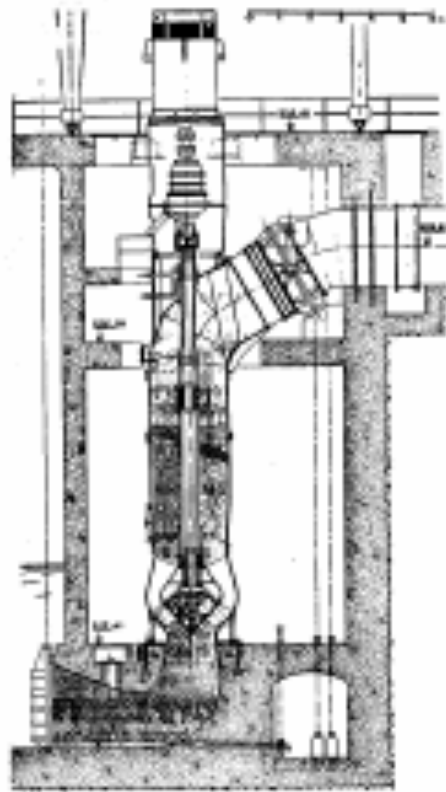
$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

- Pompe dinamiche:
 - Assiali $400 < n_s < 1300$
 - Centrifughe $60 < n_s < 400$
- Pompe volumetriche:
 - $n_s < 60$

Pompe dinamiche



----- Π_2 ----->
 Giranti di turbopompe al variare di α_2



Pompa semiasiale

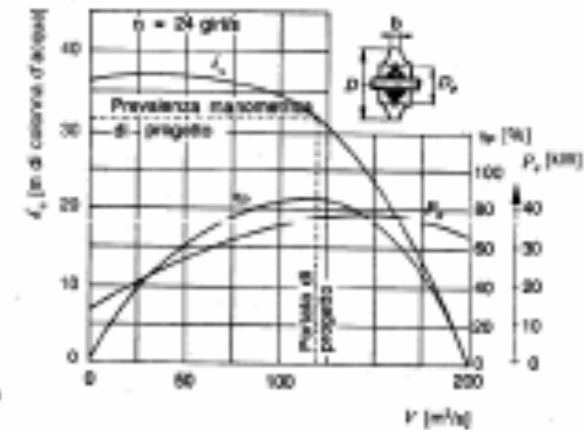


Figura 26.14 - Curve caratteristiche di una pompa centrifuga a velocità costante

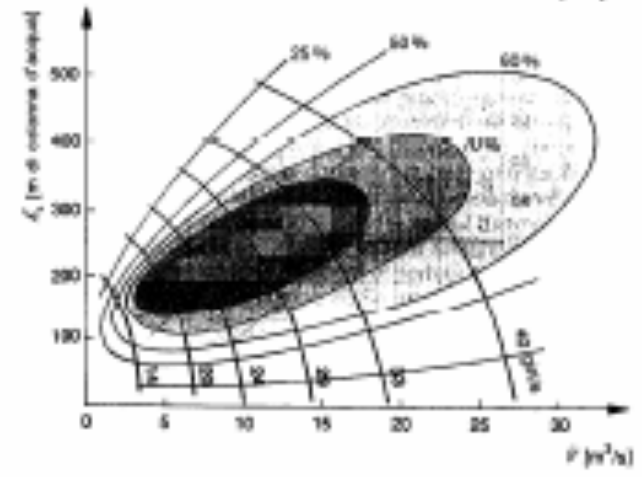
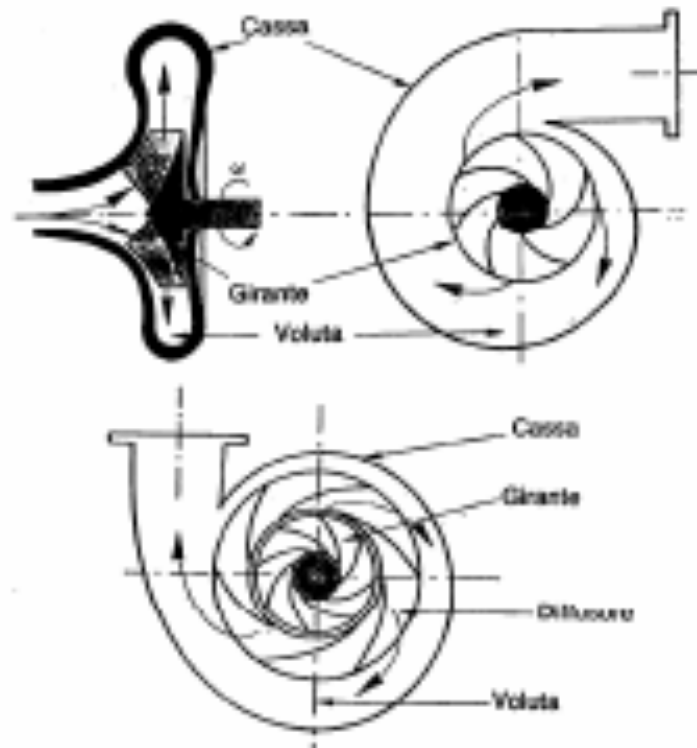


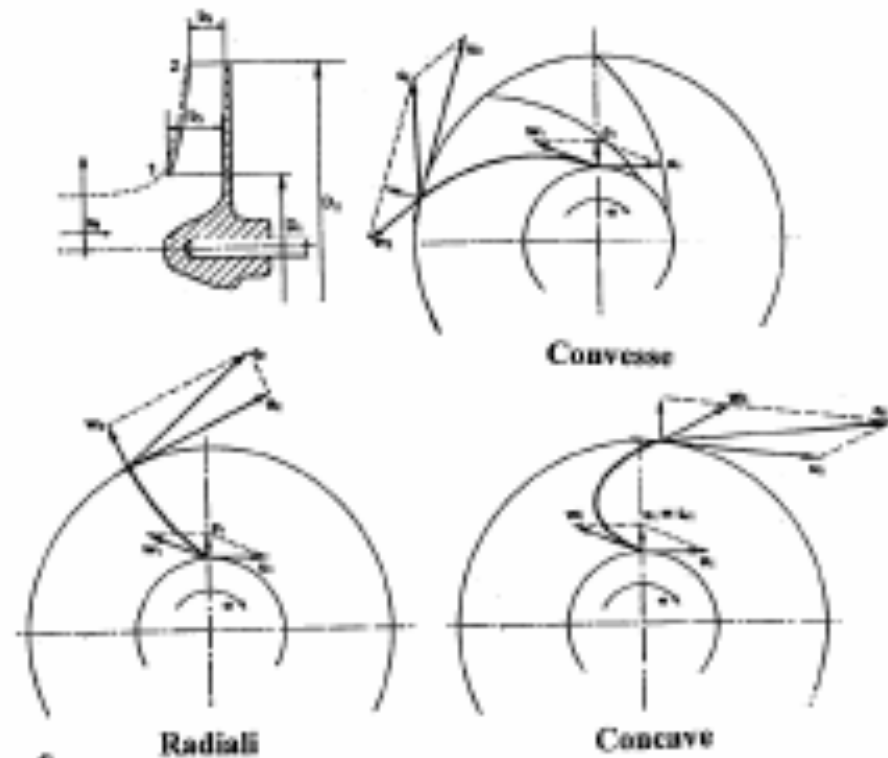
Figura 26.15 - Caratteristiche di una pompa centrifuga per diverse velocità di rotazione con linee di ugual rendimento.

Pompe dinamiche

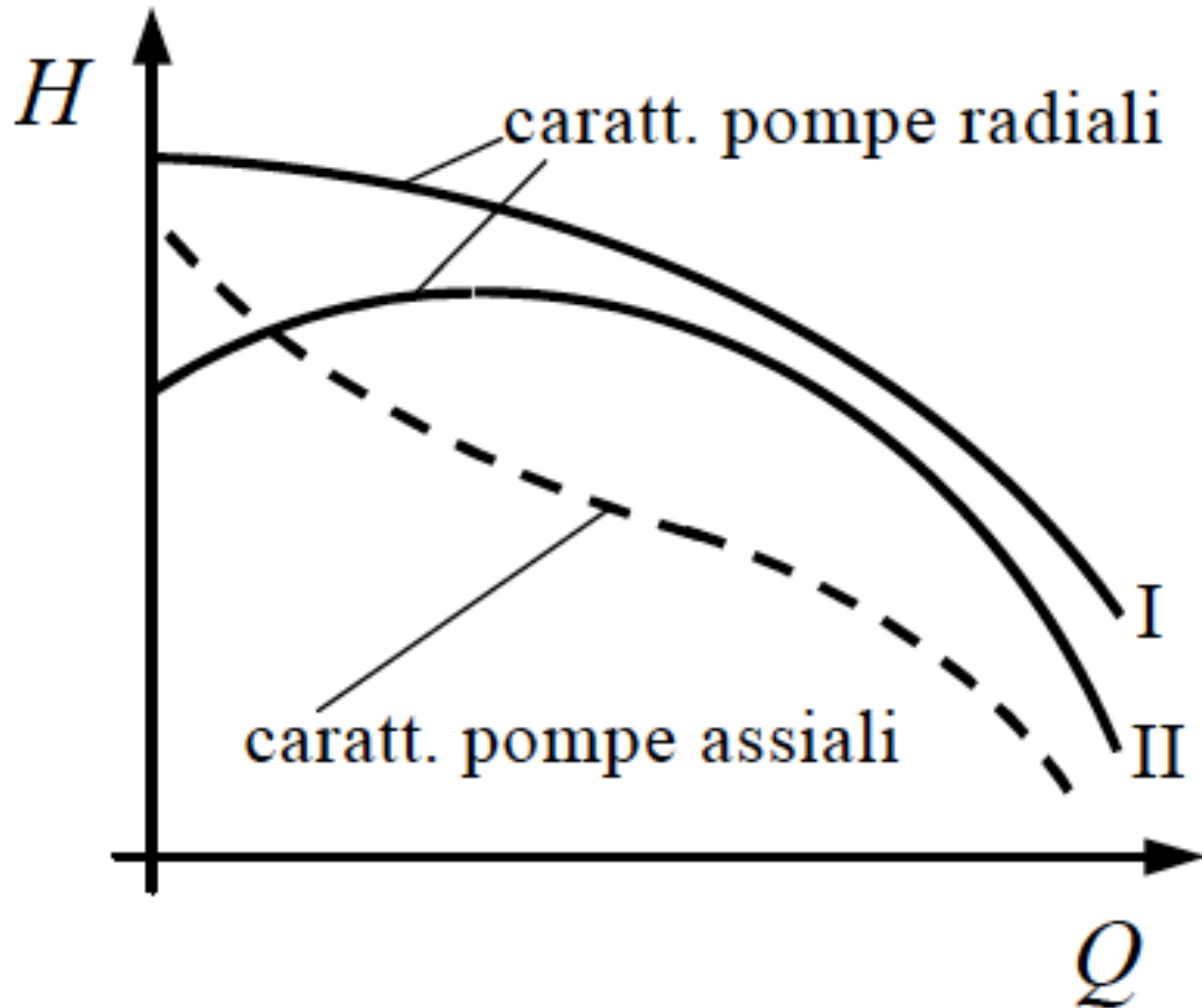
CONFORMAZIONE CON CASSA A SPIRALE
E DIFFUSORE



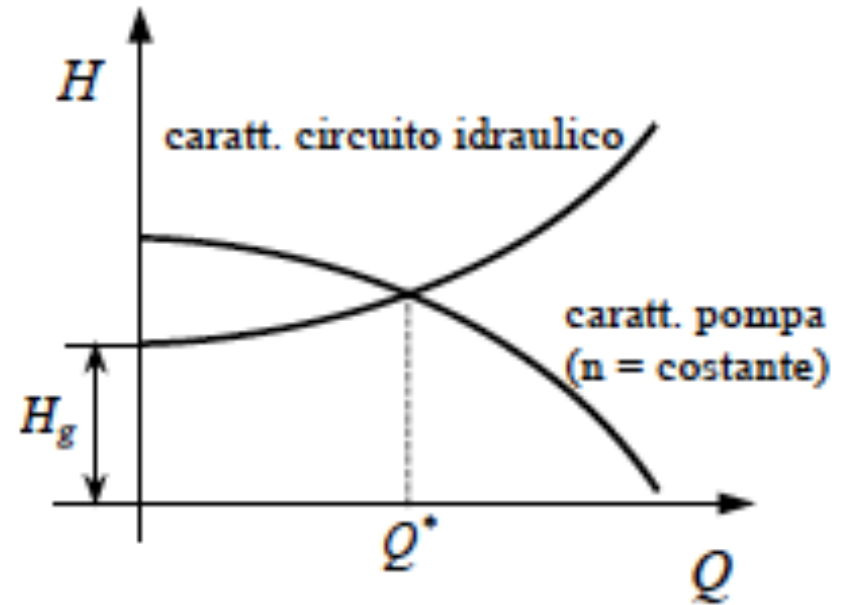
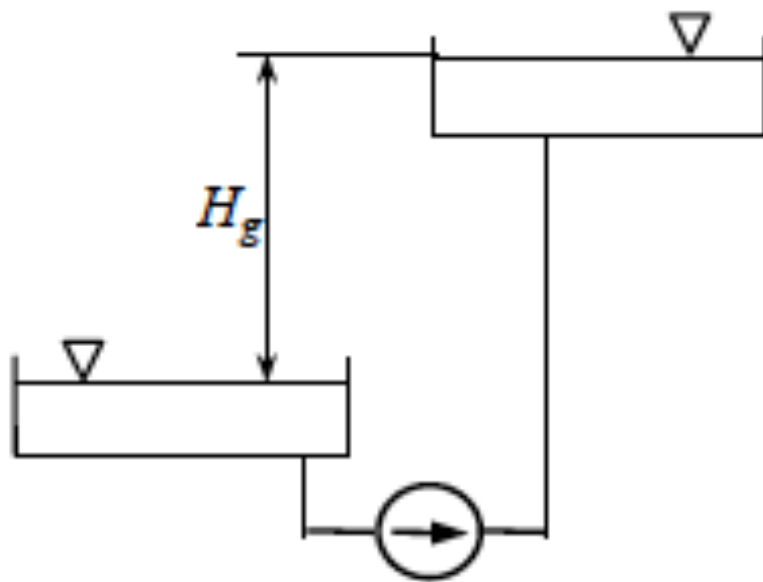
TIPOLOGIA DELLE GIRANTI



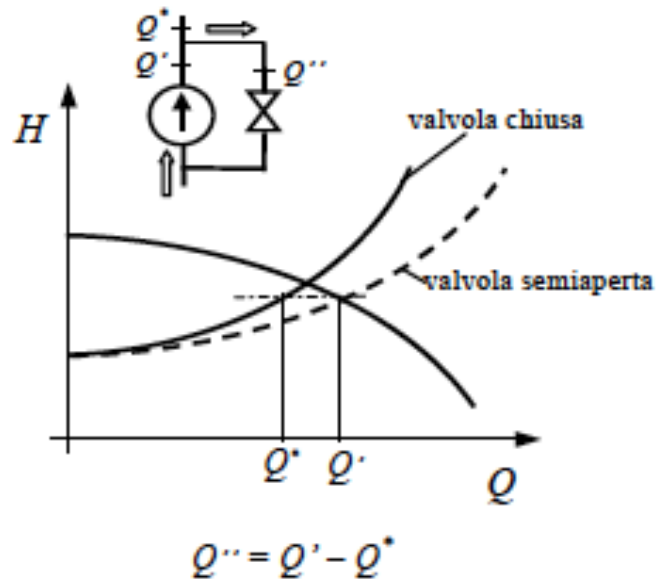
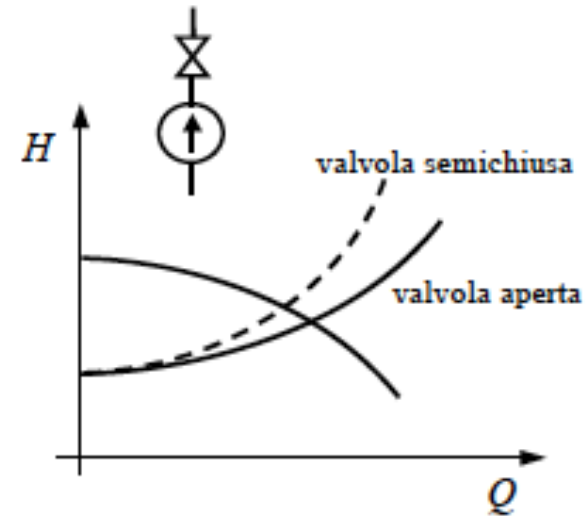
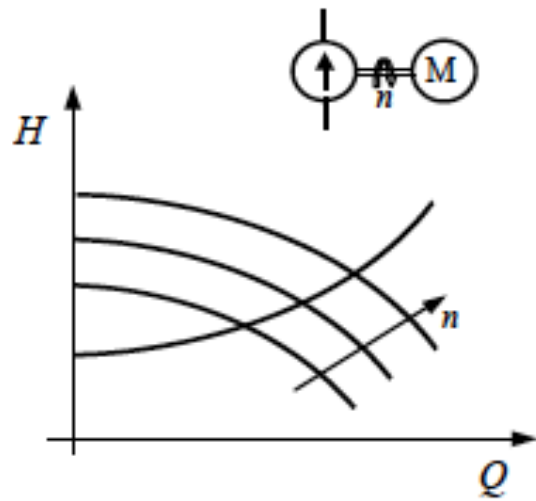
Curve caratteristiche pompe



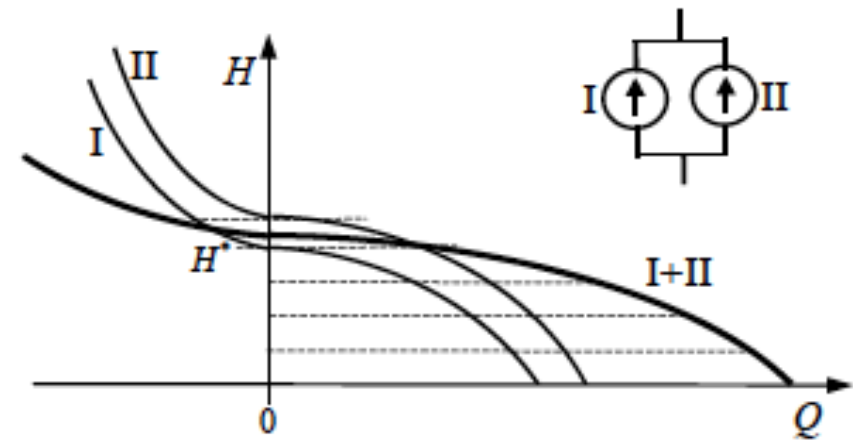
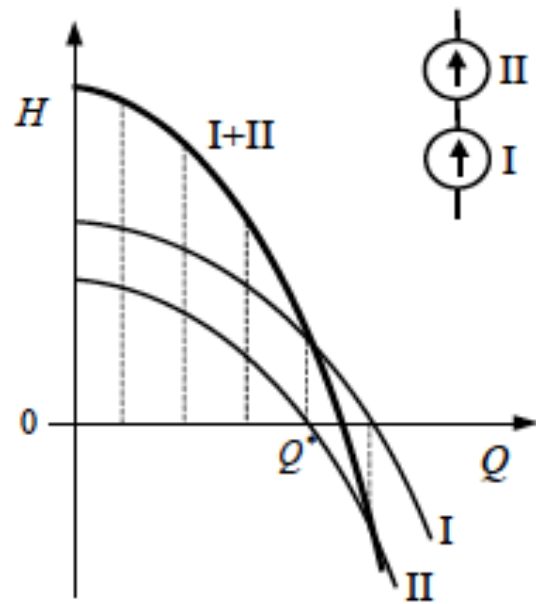
Circuito-pompa



Regolazione delle pompe



Pompe in serie e in parallelo



Pompe volumetriche rotative



Pompa a palette

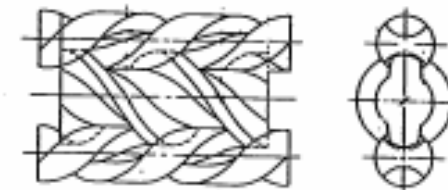
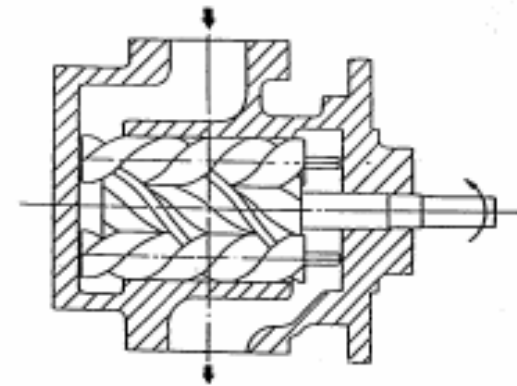
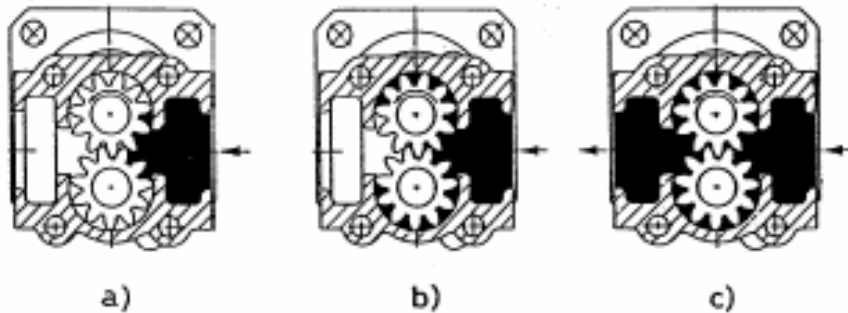


Fig. 22.5.7 - Pompa a vite

Pompe volumetriche alternative

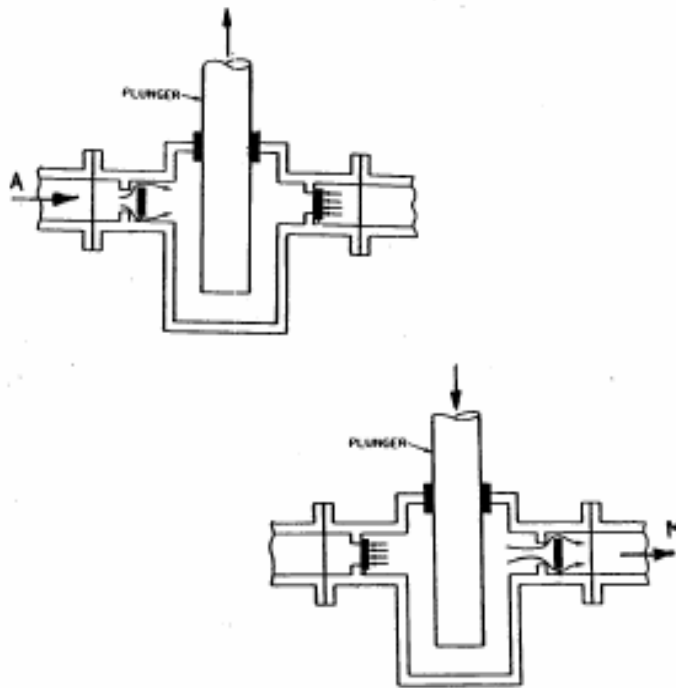


Fig. 22.3.1 - Pompa a pistone tuffante a semplice effetto

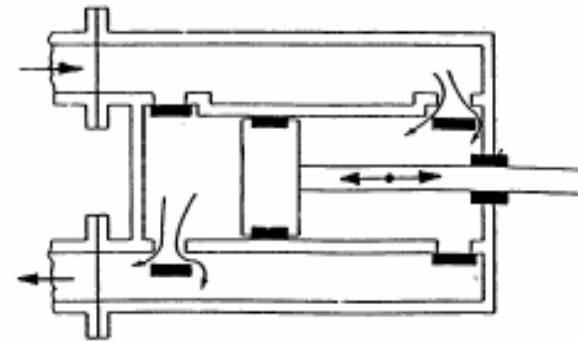


Fig. 22.3.4 - Pompa volumetrica alternativa a doppio effetto

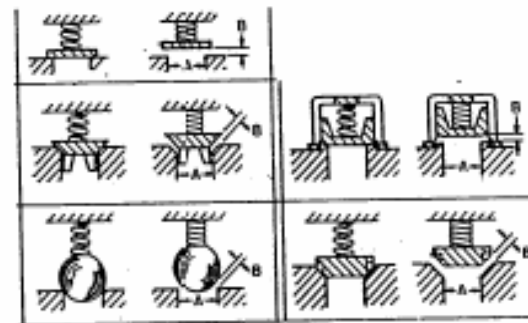


Fig. 22.3.5 - Valvole automatiche

Introduzione

- Energia idroelettrica
 - ⇒ Uso dell'energia dell'acqua come forza motrice → uno dei più antichi metodi di produzione di energia
 - Mulini, trattamento dei tessuti, irrigazione, segherie, etc
 - ⇒ Parco idroelettrico italiano:
 - circa 1,800 impianti, P installata circa 20,000 MW (massima parte nel nord Italia)
- Le grandezze che più condizionano gli impianti idroelettrici sono:
 - ⇒ **PORTATA EVOLVENTE**
 - ⇒ **CARICO GEODETICO**

Portata Evolvente

- Portata = volume (o massa) d'acqua che attraversa nell'unità di tempo una sezione normale del corso stesso
 - ⇒ Può essere largamente variabile (es. regime torrentizio) ed essere legata alla piovosità o allo scioglimento dei ghiacciai

 - ⇒ Deflusso
 - portata d'acqua che attraversa una certa sezione del corso d'acqua in un fissato intervallo di tempo

 - ⇒ Portata Media [0;T]
 - Deflusso medio in un fissato intervallo di tempo

Potenza ottenibile

- Equazione di Bernoulli:

$$Q - W + Pc = \dot{m} \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m} \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right)$$

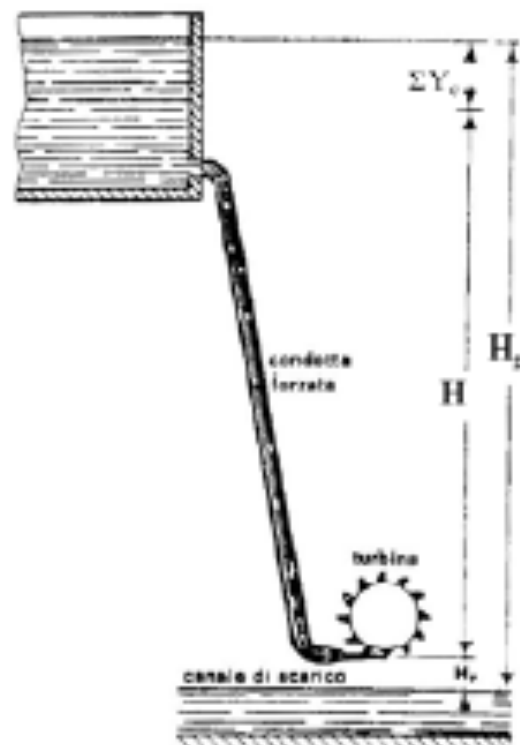
- Considerando il calore scambiato e variazione del carico piezometrico trascurabili:

$$-W + Pc = \dot{m}gz_2 - \dot{m}gz_1 = -\dot{m}gH_g$$

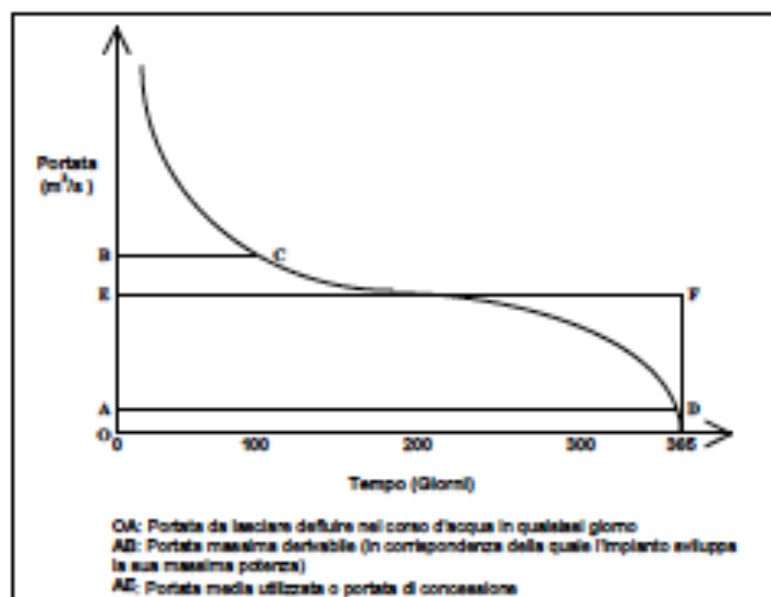
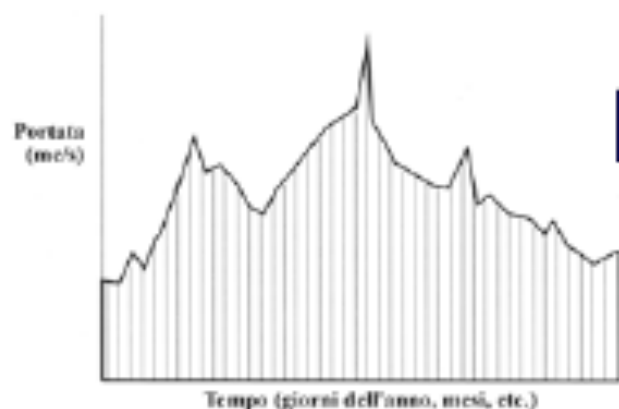
- Annoverando le perdite di carico attraverso l'espressione del rendimento idraulico
⇒ Condizioni nominali → $\eta_i = 0.85 - 0.92$, a seconda della taglia e del modello di turbina

$$W = \eta_i \dot{m}gH_g = \eta_i \rho g Q H_g$$

- In regolazione → situazione nettamente differente a seconda del modello.

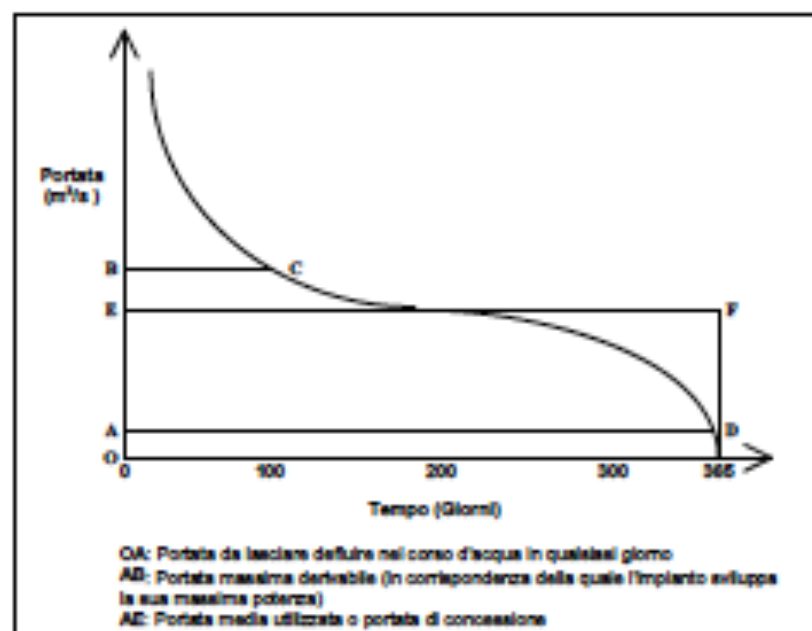
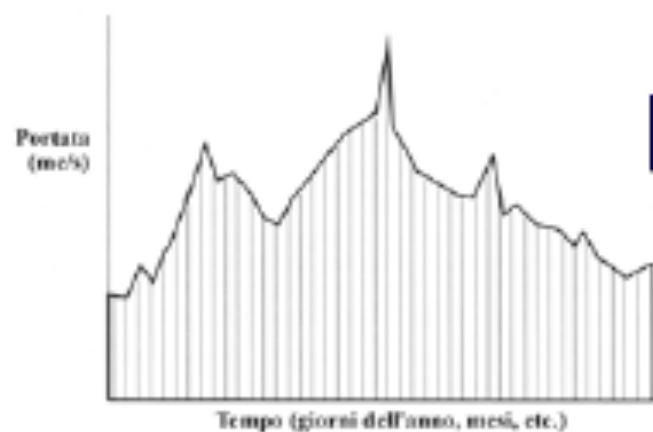


Sfruttamento ottimale della risorsa



- E' necessario passare dall'Idrogramma alla Curva di Durata delle portate
⇒ tempo (o % di tempo) in cui la Q è \geq di un certo valore
- Deflusso Minimo Vitale (DMV)
- L'Analisi della curva di durata è il principale elemento per la progettazione dell'impianto e la scelta della macchina idraulica

Sfruttamento ottimale della risorsa



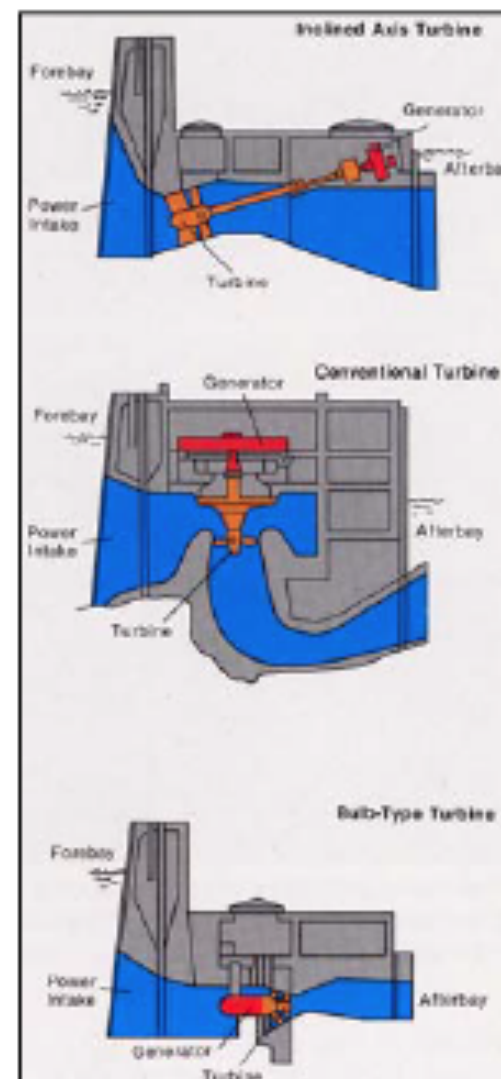
➤ Ottimizzare la dimensione di impianto al fine di

- ⇒ Ridurre il tempo durante il quale l'impianto opera "in regolazione" ($Q < Q_{nom}$)
- ⇒ Ridurre il costo di investimento
- ⇒ Deve essere tenuto in considerazione il DMV

Il macchinario idraulico

- All'interno della Centrale si trovano i seguenti componenti principali
 - ⇒ Turbina idraulica
 - ⇒ Moltiplicatore di velocità
 - ⇒ Generatore elettrico
 - ⇒ Dispositivi di regolazione, comando e sicurezza

Alcuni esempi di configurazioni e macchine →



Turbina idraulica

⇒ Distributore (organo fisso)

⇒ Girante (organo mobile)

➤ Distributore

⇒ Ha tre compiti

- Indirizzare il flusso in arrivo alla girante
- Regolare la portata (regolazione = parzializzazione)
- Trasformare, completamente od in parte, il carico piezometrico H_0 (energia di pressione) in energia cinetica
 - L'energia cinetica ($V_{in}^2/2g$) con cui la portata arriva alla girante è di norma trascurabile rispetto ad H_0
 - All'uscita del distributore l'acqua si trova ad un carico piezometrico inferiore ad H_0 , ma in compenso ha assunto una velocità V_{out} tale da mantenere praticamente costante il carico effettivo della corrente

⇒ Quando la trasformazione da energia potenziale ad energia cinetica avviene nel distributore in modo completo, la turbina si dice ad azione, altrimenti viene detta a reazione.

- Nel caso di turbina ad azione : $V_{out} = \sqrt{2gH_0}$ (Velocità Torricelliana)
- Turbine a reazione: $\varepsilon =$ grado di reazione $\rightarrow (1-\varepsilon)H_0 =$ fraz. H_0 trasformata in en. cinetica nel distributore
- Trascurando le perdite di carico: $H_0 = (V_{out}^2 / 2g) + \varepsilon H_0$
- Nelle turbine a reazione varia fra ~ 0.3 (all'uscita del distributore la corrente conserva quindi un carico residuo pari a $0.3 H_0$) e ~ 0.7

➤ Girante (o Ruota)

⇒ Completa conversione dell'energia idraulica (cinetica + quota rimanente di energia di pressione) in energia meccanica disponibile all'albero

Numero di giri specifico

Un parametro fondamentale nello studio delle turbine idrauliche è il **numero di giri specifico** :

$$n_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{Numero di giri specifico}$$

Dove P è la potenza e H è il salto geodetico disponibile.

- Tale parametro è una variabile dimensionale.
- Significato fisico: il numero di giri specifico è la velocità di rotazione necessaria per ottenere, con una turbina simile a quella in esame, la potenza unitaria con un dislivello (salto geodetico) pari a 1m.
- Risulta identico per macchine simili.
- Caratterizza la tipologia di turbina.

Velocità Specifica

➤ La Velocità Specifica: $N_s = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$

⇒ dove

N_s = velocità specifica

N = velocità di rotazione della girante (in rpm)

H = salto netto (m)

Q = portata (m^3/s)

P = potenza della turbina (in kW oppure HP)

Tipo di Turbina	N_s	N_s	Grado di reazione
	Potenza in HP	Potenza in kW	
Pelton ad 1 getto	5-25	4-20	-
Pelton a più getti (da 2 a 6)	25-80	20-70	-
Francis lente	60-120	50-100	0.30
Francis normali	120-250	100-200	0.40
Francis veloci	250-350	200-300	0.50
Francis ultraveloci	350-500	300-400	0.60
Kaplan e modello ad elica	500-1000	400-900	0.70

Classificazione

Le turbine idrauliche sono macchine motrici che lavorano con acqua (fluido incompressibile)
La loro classificazione viene basata sul numero di giri specifico n_s e sul grado di reazione R .

$$n_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Dove P è la potenza e H è il salto geodetico disponibile

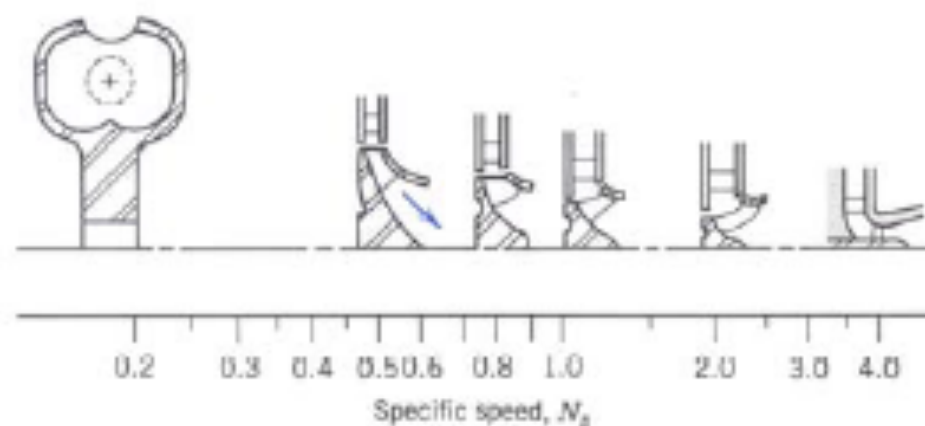


Fig. 11.16 Typical geometric proportions of commercial hydraulic turbines as they vary with dimensionless specific speed [12].

Turbina Pelton

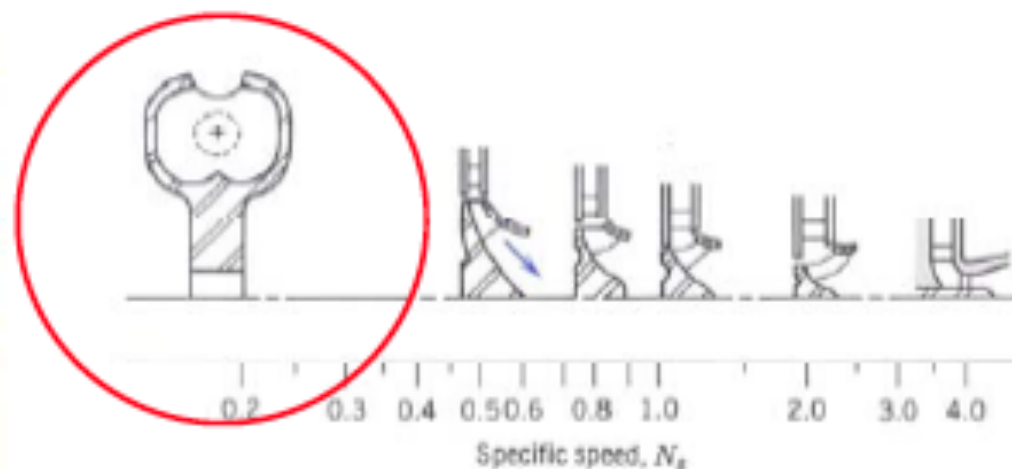
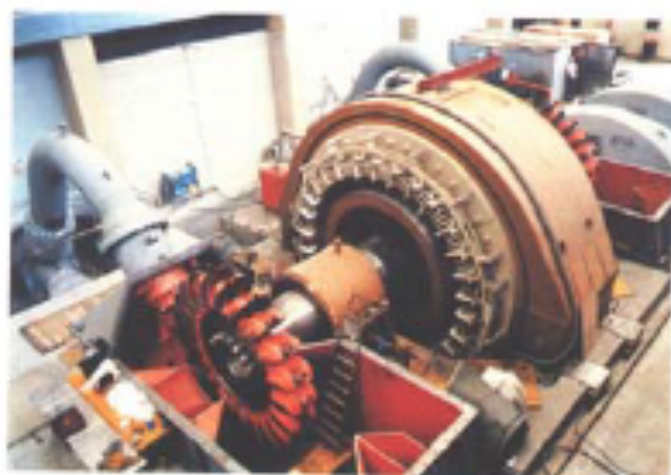


Fig. 11.10 Typical geometric proportions of commercial hydraulic turbines as they vary with dimensionless specific speed [12].

La turbina Pelton:

- Copre il campo dei bassi valori di n_s .
- È una turbina ad azione pura.
- È adatta a essere utilizzata con elevati salti H e basse portate Q .

Turbine Pelton

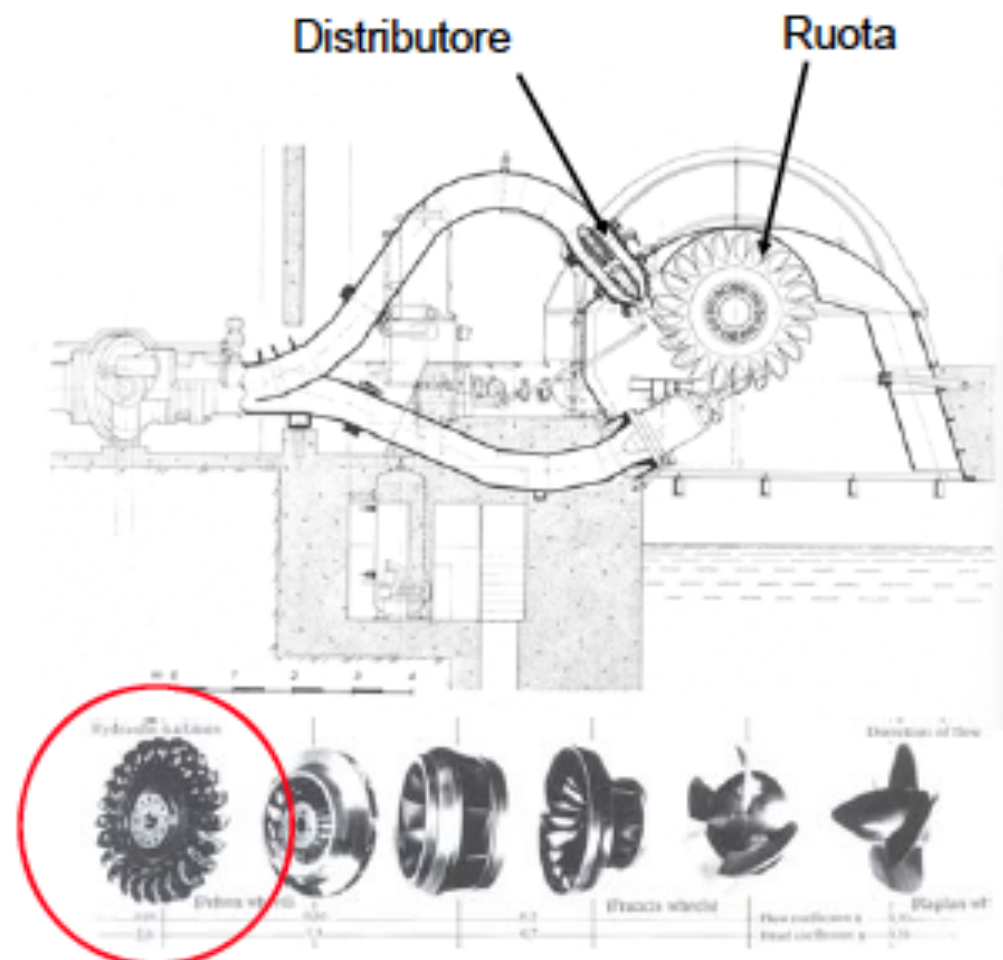
Sono turbine ad azione costituite da un distributore (Spina Double) e da una ruota (rotore).

La ruota può essere montata sia in orizzontale che in verticale.

Il numero dei distributori è variabile da uno a sei-otto.

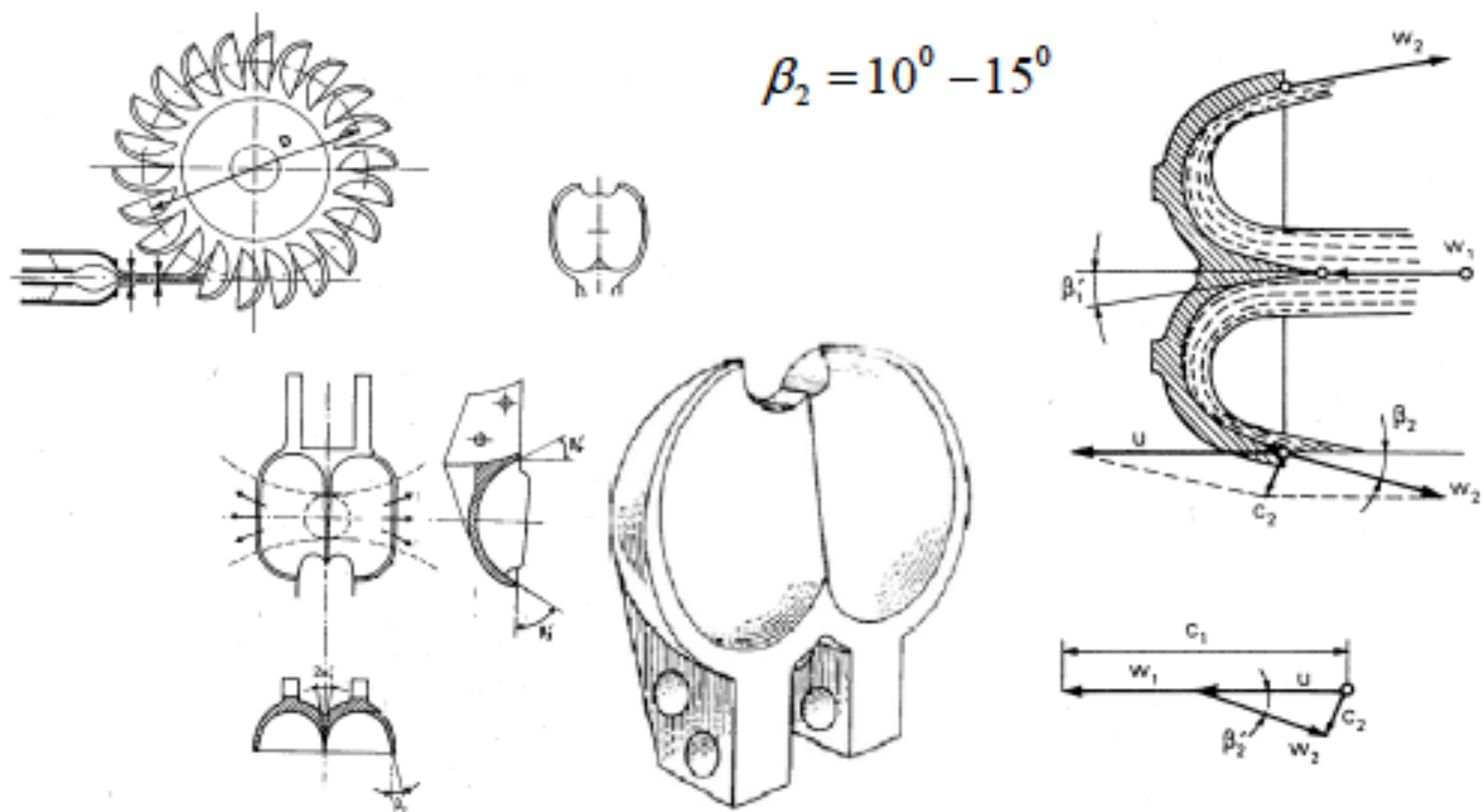
La macchina è in genere racchiusa in una cassa.

Sono macchine adatte ad alte prevalenze e basse portate.



Turbine Pelton: ruota

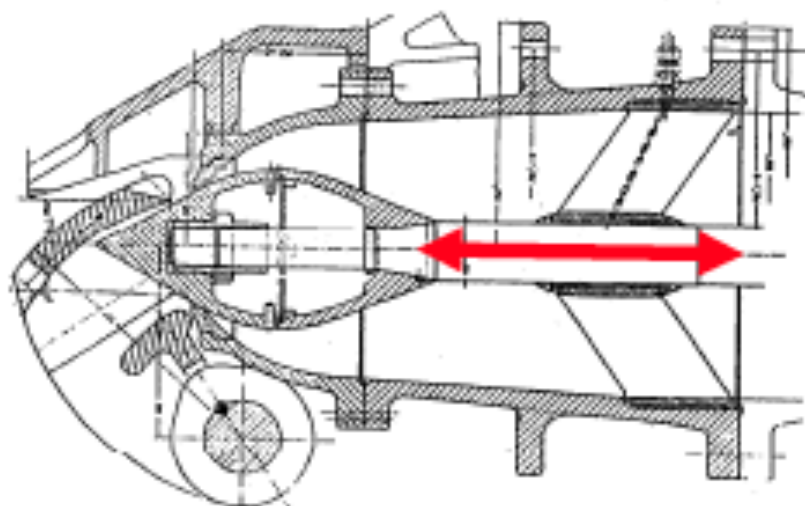
$$\beta_2 = 10^\circ - 15^\circ$$



Turbine Pelton: Spina Double

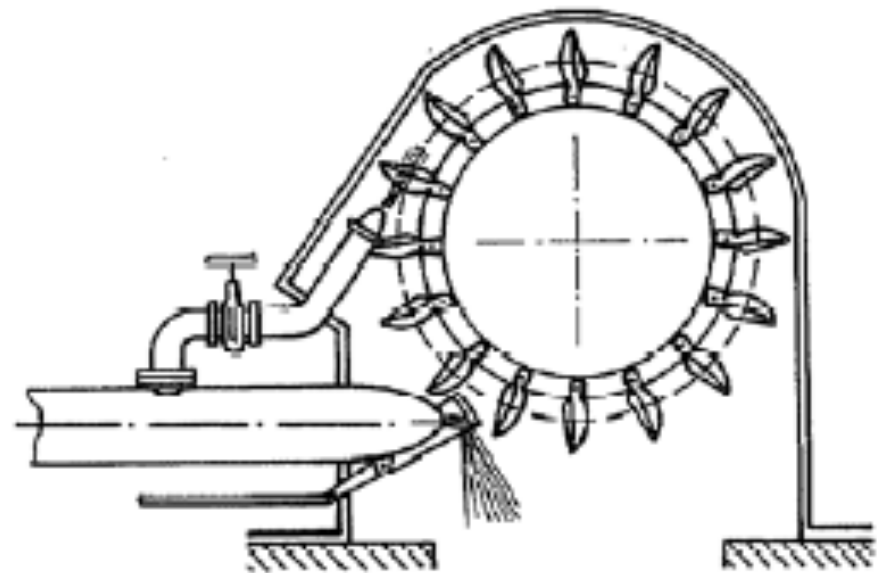
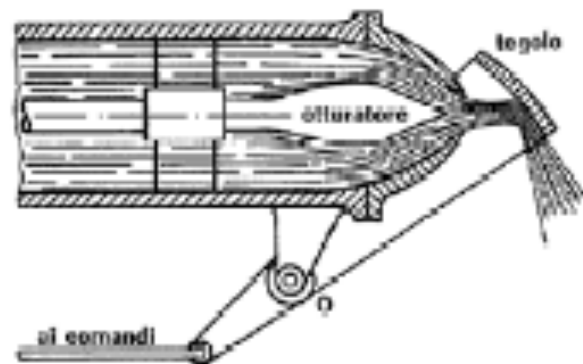
La spina Double è in grado di regolare la portata di acqua alla ruota con perdite minime.

Variando la posizione assiale della spina, si varia la sezione anulare di passaggio e quindi la portata. Ne consegue una regolazione della potenza fornita dalla macchina.

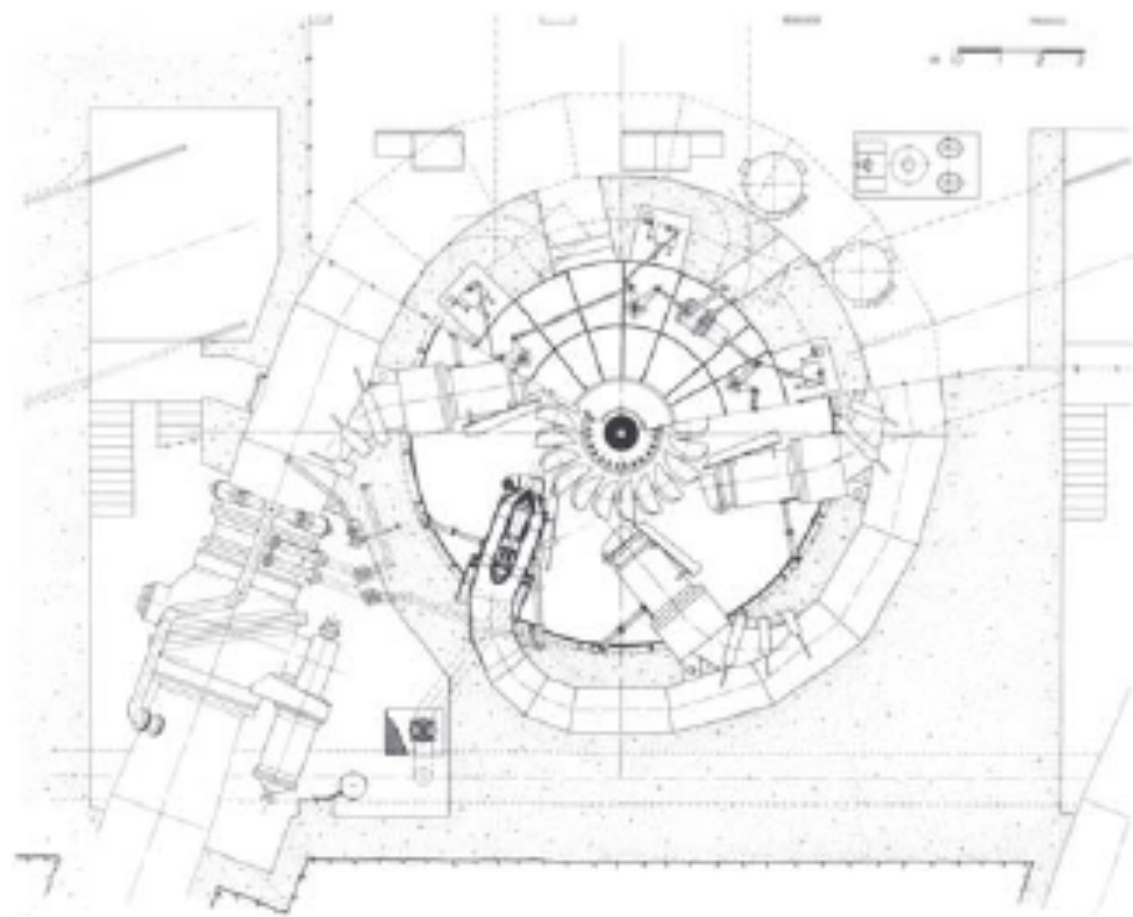


Turbine Pelton: Regolazione

Per variazioni brusche di carico si fa ricorso al **tegolo deviatore**. Tale organo devia il getto di acqua ed impedisce che questa colpisca la ruota cedendo potenza.



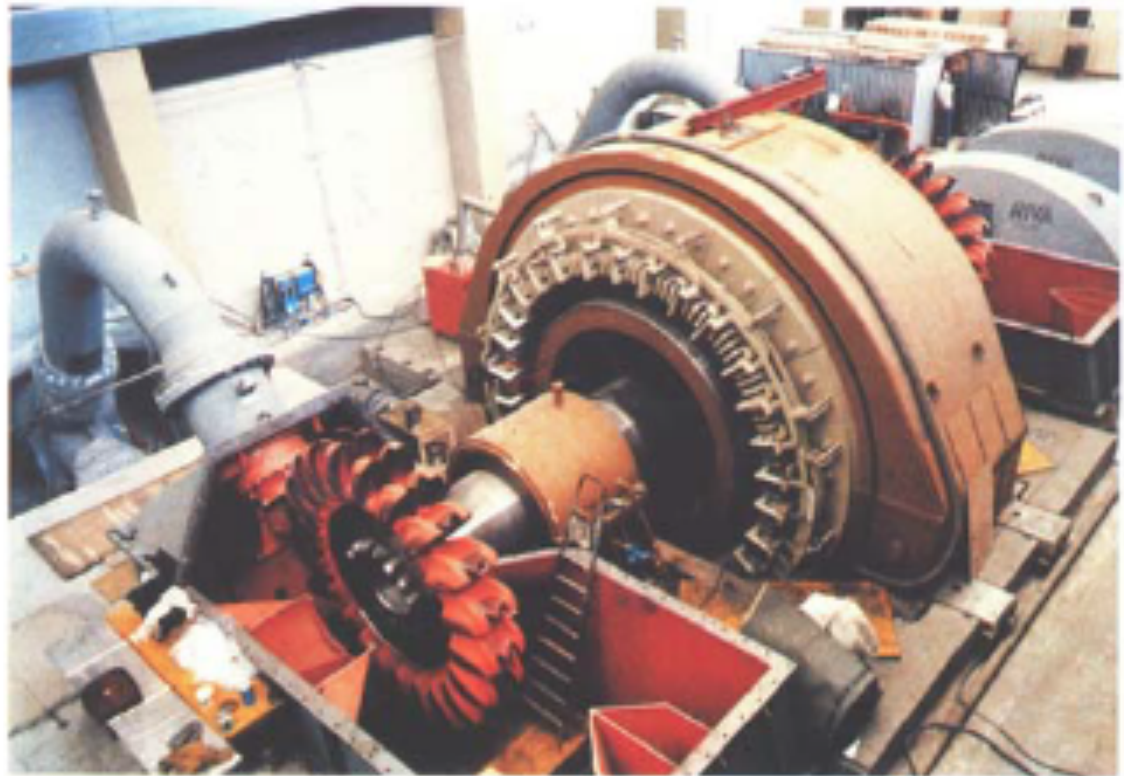
Turbine Pelton: Distributore a spirale



Turbine Pelton: ruota



Turbine Pelton



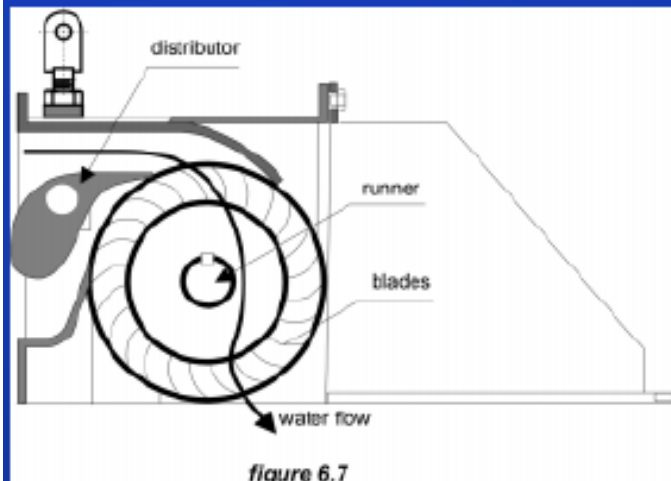
Turbine Pelton



Turbine Pelton: Distributore a spirale

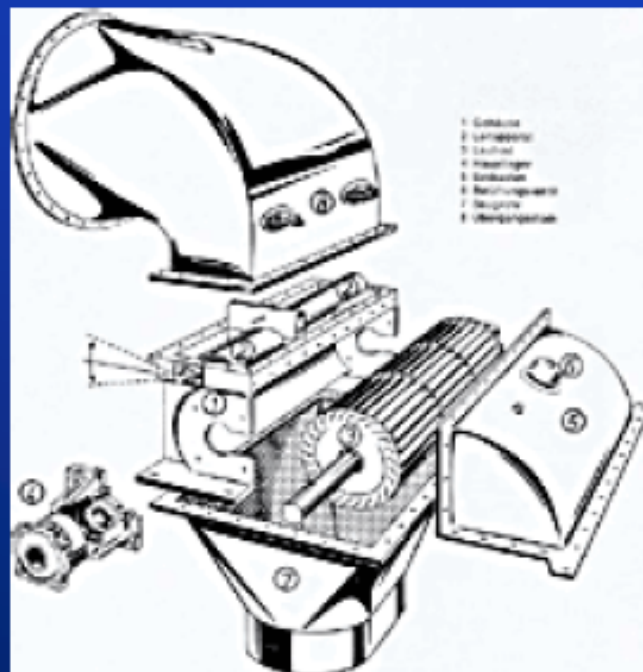


TURBINA BANKI O MICHELL (a flussi incrociati)



Questa turbina ad azione si utilizza con una gamma molto ampia di portate e salti tra 5 m e 200 m.

Il suo rendimento massimo è inferiore all'87%, però si mantiene quasi costante quando la portata discende fino al 16% della nominale e può raggiungere una portata minima teorica inferiore al 10% della portata di progetto.



L'acqua entra nella turbina attraverso un distributore e passa nel primo stadio della ruota, che funziona quasi completamente sommersa (con un piccolo grado di reazione).

Il flusso che abbandona il primo stadio cambia di direzione al centro della ruota e s'infiltra nel secondo stadio, totalmente ad azione. La ruota è costituita da due o più dischi paralleli, tra i quali si montano, vicino ai bordi, le pale, costituite da semplici lamiere piegate. **Queste ruote si prestano alla costruzione artigianale nei paesi in via di sviluppo, anche se, non raggiungono i rendimenti dei gruppi realizzati con tecnologie appropriate.**

Classificazione: Turbina Francis

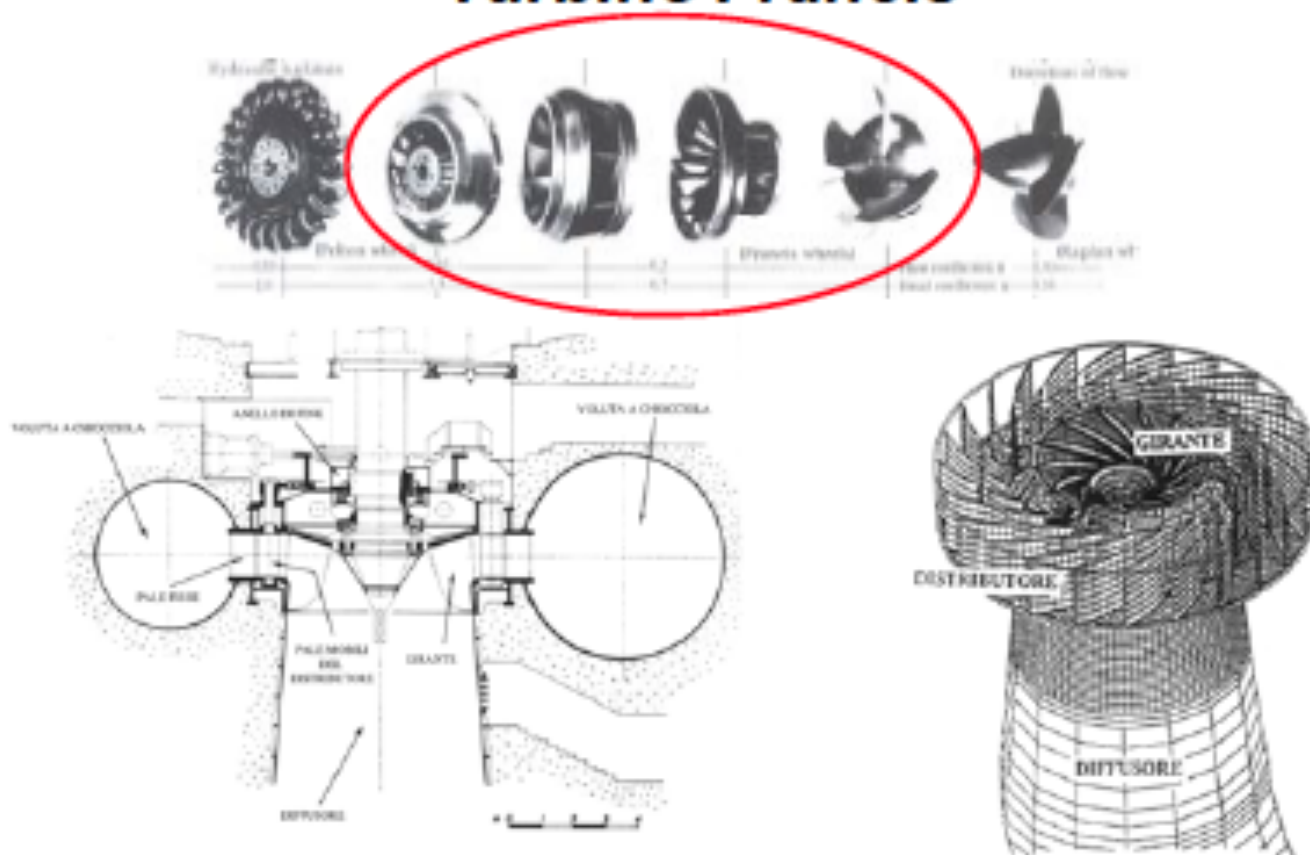


Fig. 11.10 Typical geometric proportions of commercial hydraulic turbines as they vary with dimensionless specific speed [12].

La turbina Francis:

- Copre il campo dei medi valori di n_s .
- È una turbina con valori medi di grado di reazione.
- È adatta a essere utilizzata con medi salti H e medi valori per la portata Q .

Turbine Francis



Sono turbine molto diffuse per dislivelli fino a circa 500 m.

Il grado di reazione e quindi il loro sviluppo asso-radiale varia con n_s .

Turbine Francis: Girante

E' una girante centripeta.

Il numero di pale varia da 8 a 20.

All'aumentare del numero di giri specifico si nota;

- diminuzione numero di pale
- riduzione sviluppo radiale
- aumento distanza tra statore e rotore

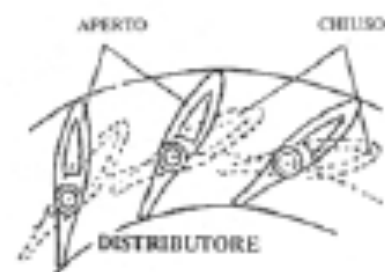


Turbine Francis: Regolazione

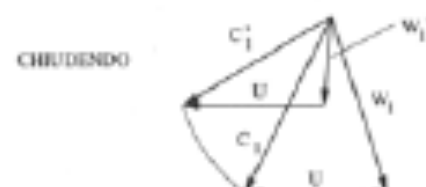
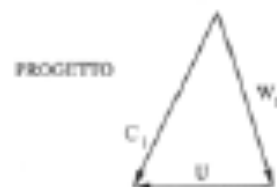
- per la regolazione si usa l'ANELLO DI FINK
- in sostanza si varia la sezione di "gola"



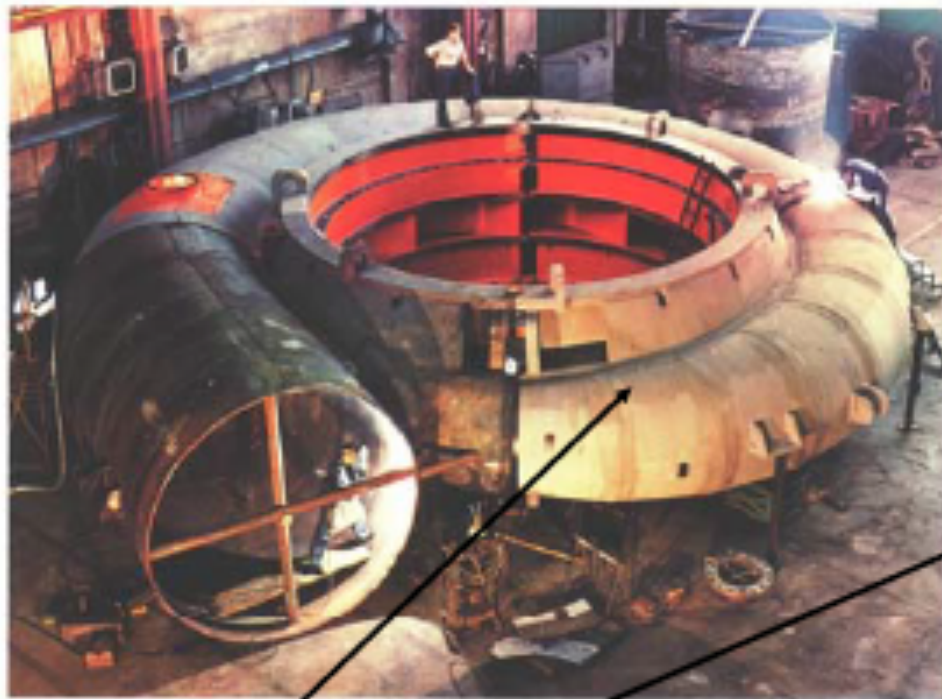
Fig. 11.1.5 - Anello di Fink



- chiudendo il distributore w'_1 tende verso le incidenze maggiori \Rightarrow cresce il carico sulla macchina!



Turbine Francis



Voluta

Girante

Palettature regolabili

Classificazione: Turbina Kaplan (ad elica)

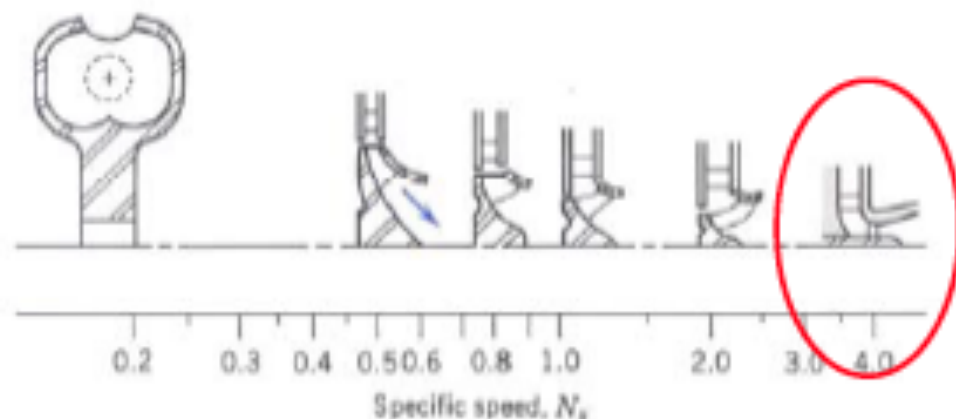
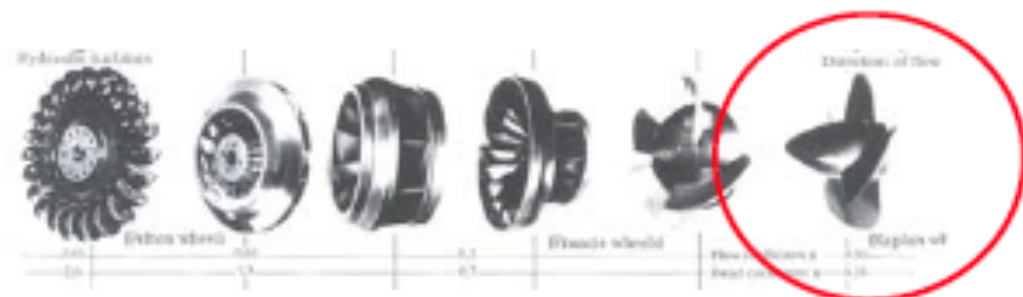


Fig. 11.10 Typical geometric proportions of commercial hydraulic turbines as they vary with dimensionless specific speed [12].

La turbina Kaplan:

- Copre il campo degli alti valori di n_s .
- È una turbina con valori medio alti del grado di reazione.
- È adatta a essere utilizzata con bassi salti H e alti valori per la portata Q .

Turbine Kaplan

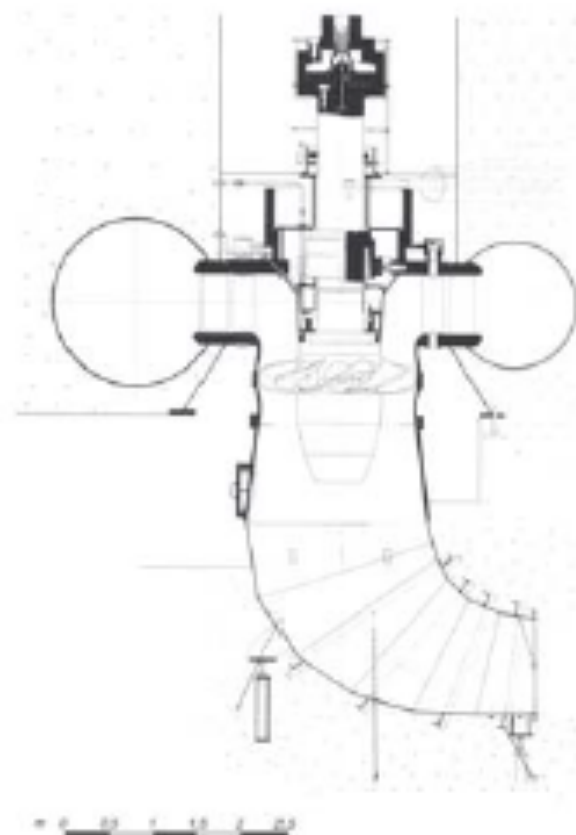


Il grado di reazione è piuttosto elevato ($R \sim 0.7$).

Il numero di pale della girante è compreso tra 3 e 7.

Le pale del distributore sono in genere orientabili.

Le pale della girante possono essere dotate di meccanismi per la regolazione del calettamento (passo variabile, Kaplan)

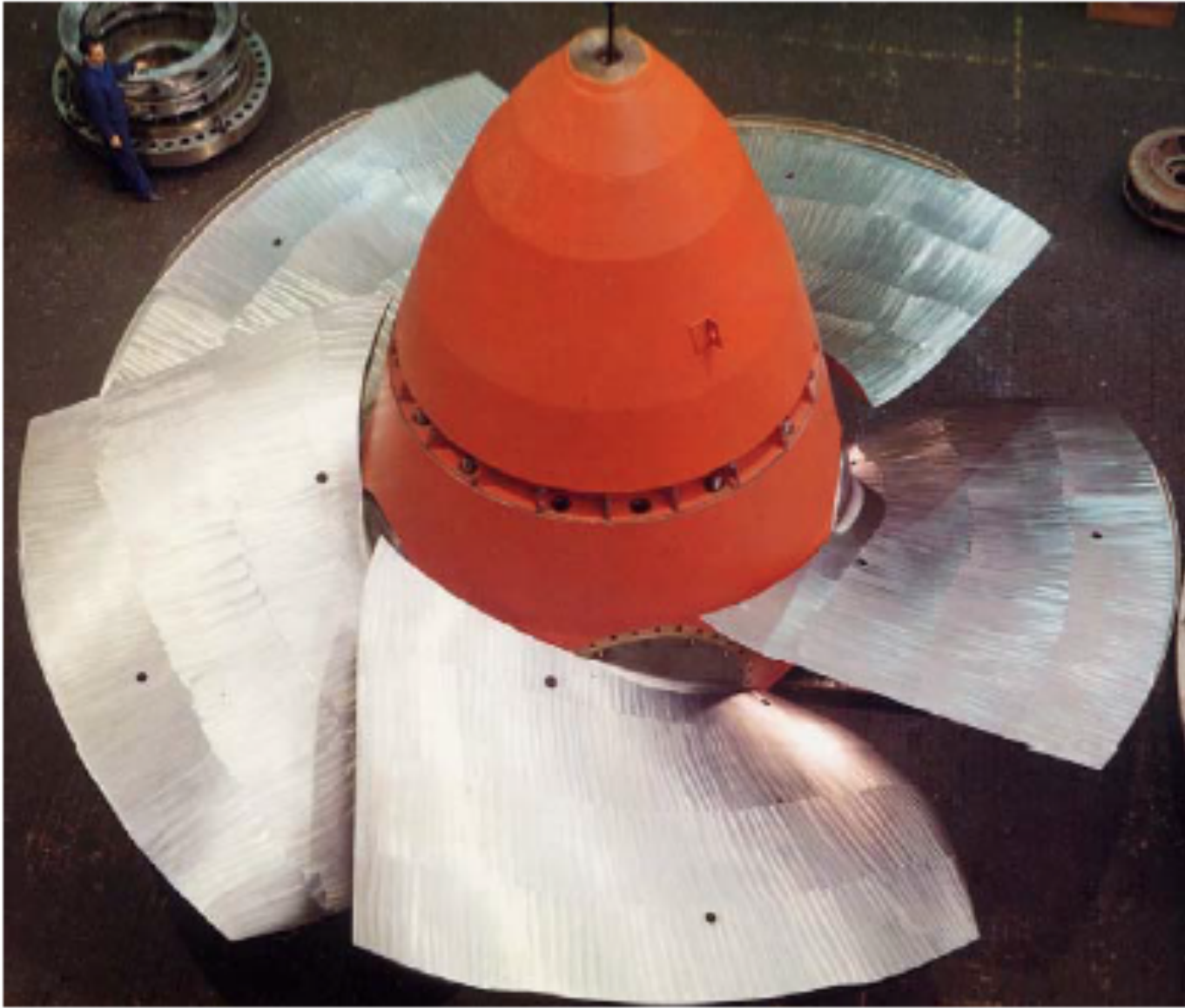


Sezione verticale della turbina
Turbine vertical section

Turbine Kaplan



Girante Kaplan con palettature a calettamento variabile



Turbine a Bulbo

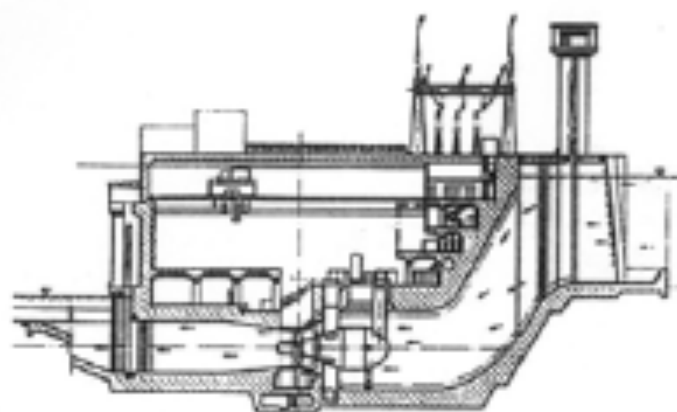
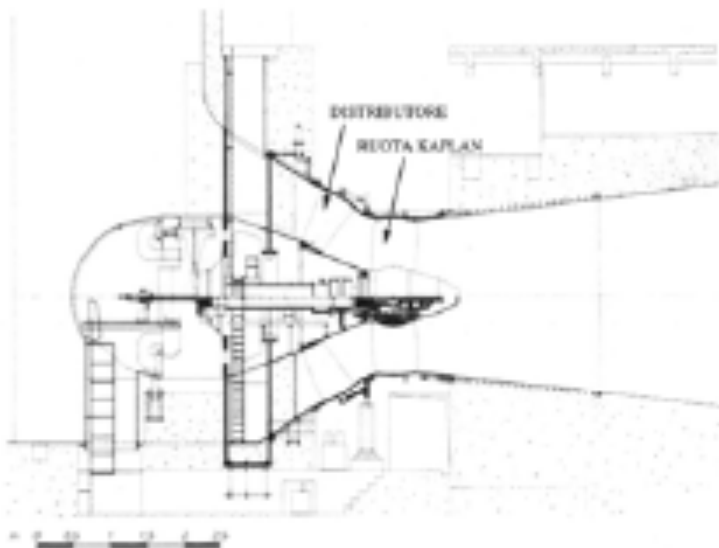


Fig. 12.3.2 - Rappresentazione schematica dell'installazione

Sono macchine molto diffuse per dislivelli inferiori ad i 10 m.

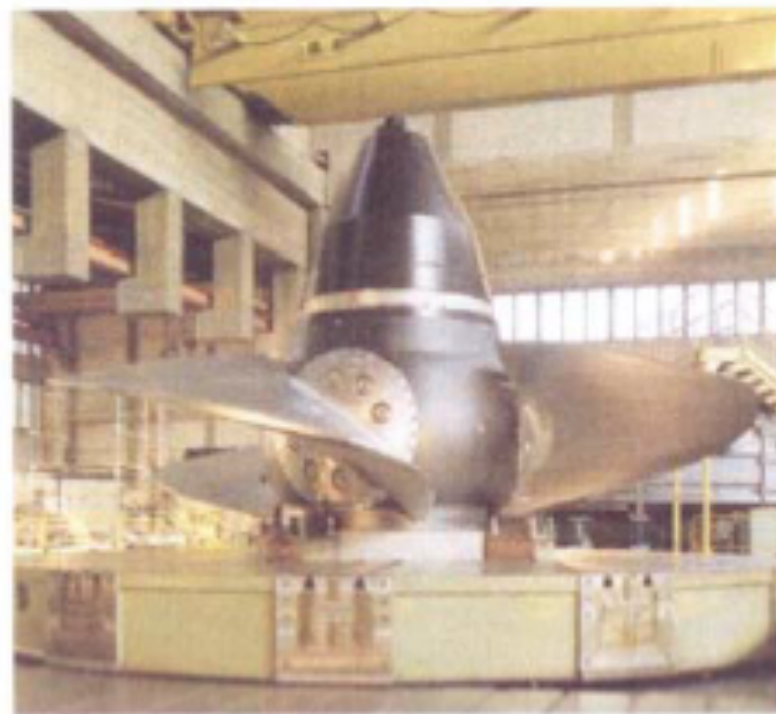
L'alternatore è contenuto in un "bulbo" completamente immerso in acqua.

In questo tipo di macchina il tubo diffusore ha un ruolo di fondamentale importanza.

Turbine a Bulbo



Distributore



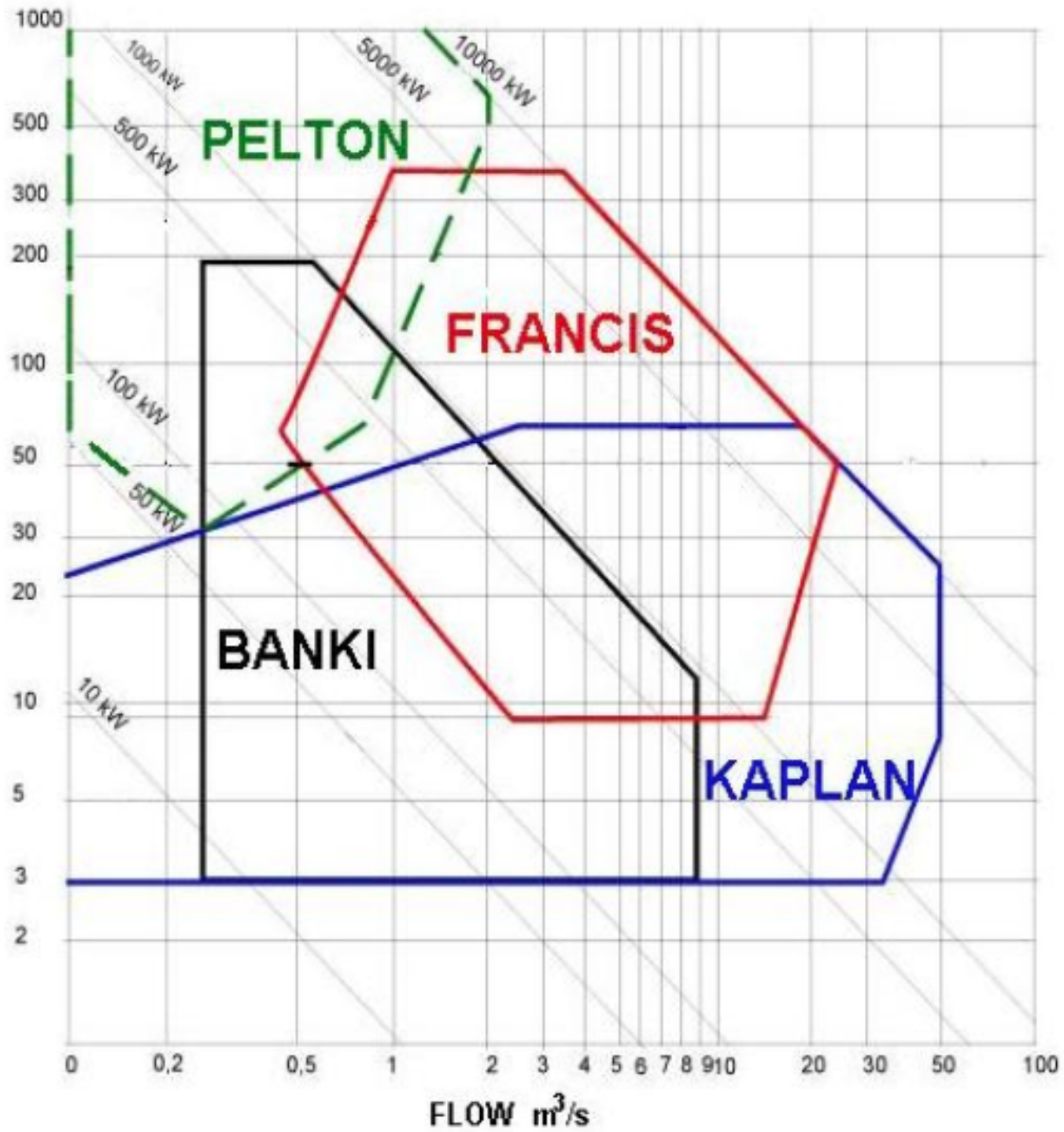
girante

Scelta – Salto Netto

- Si deve stimare l'andamento del salto lordo al variare della portata
 - ⇒ Per basse cadute diminuisce significativamente all'aumentare della portata
- Si valutano le perdite e la quota di restituzione → Salto Netto

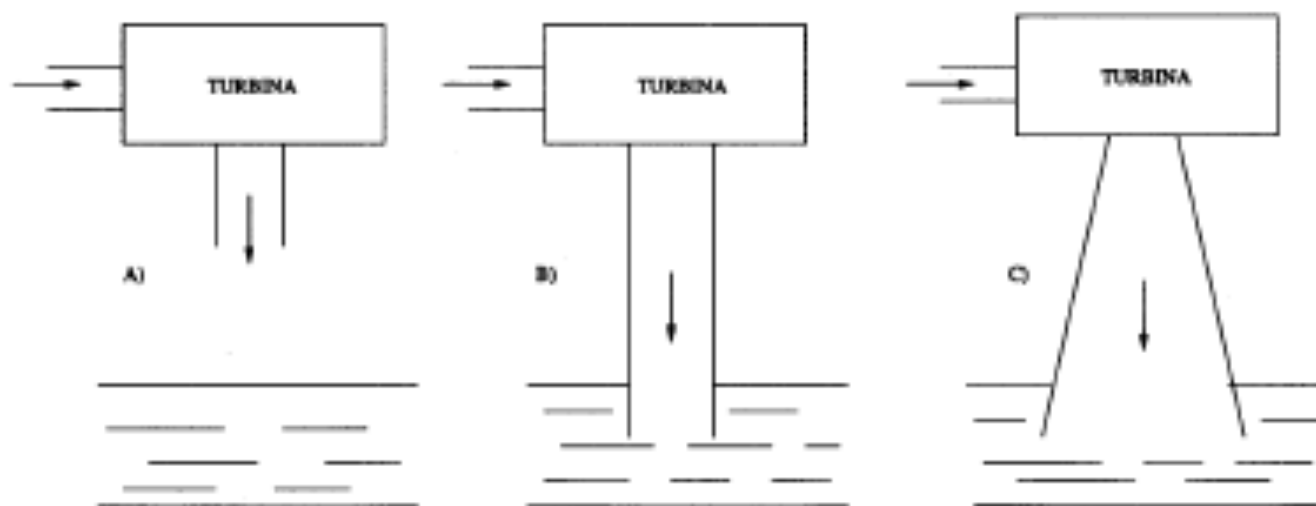
Tipo di Turbina	Campo di variazione del salto (in metri)
Kaplan e ad Elica	2 - 80
Francis	20 - 600
Pelton	30 - 1000
Ossberger (Mitchell - Banki)	1 - 150
Turgo	20 - 250

NET HEAD (m)

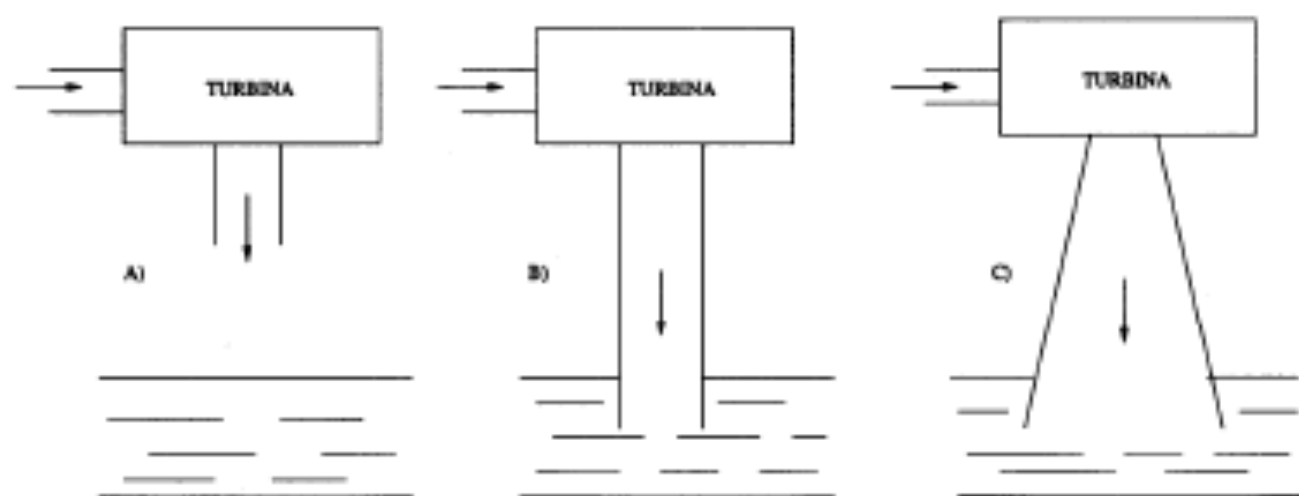


Diffusore di scarico

Nelle turbine con grado di reazione R non nullo, si usa inserire un diffusore allo scarico della macchina al fine di recuperare energia cinetica allo scarico nonché di utilizzare l'intero salto geodetico utile.



Diffusore di scarico



Caso A: viene persa l'energia cinetica allo scarico nonché il dislivello scarico pelo libero

Caso B: viene persa l'energia cinetica allo scarico

Caso C: viene ridotta la perdita di energia cinetica con un diffusore

Diffusore di scarico

DIFFUSORI

➤ risulta:

$$h_2 - h_3 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - \frac{p_a}{\gamma} - h' - Y = 0$$

ed essendo

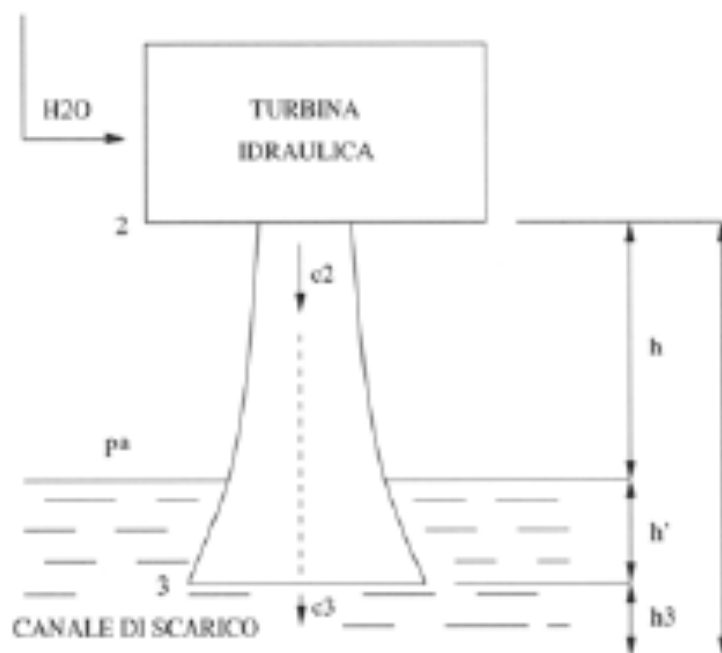
$$h = h_2 - h_3 - h'$$

si ottiene

$$h_2 \quad h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - \frac{p_a}{\gamma} - Y = 0$$

infine:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - h - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} + Y$$



- $p_2 < p_a$ deve essere valutata tenendo conto dei problemi di cavitazione altrimenti deve essere abbassato il corpo di turbina (ridotto h)