

MACCHINE A FLUIDO

MACCHINA: è un sistema di organi fissi e mobili vincolati gli uni agli altri da legami definiti cinematicamente e disposti in modo tale da compiere, muovendosi sotto l'azione di forze opportunamente applicate, lavoro di interesse industriale. Una macchina ha il compito di trasformare una energia di un certo tipo in essa entrante in energia, in generale di diverso tipo, da essa uscente con la duplice funzione di trasmettere movimento e forze e quindi in definitiva di trasmettere potenza.

MACCHINA A FLUIDO: è una macchina in cui la trasformazione dell'energia avviene principalmente per mezzo di forze applicate a un fluido comprimibile (gas, vapore) o incomprimibile (liquido).

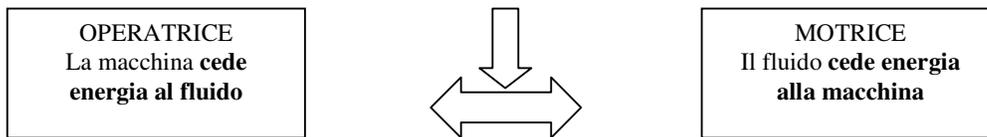
La maggior parte dell'energia viene ottenuta mediante la combustione di combustibili che causa inquinamento. Gli inquinanti primari sono:

- Ossidi di azoto (NO, NO₂);
- Monossido di carbonio CO;
- Composti organici volatili;
- Particolato; ossidi di azoto (SO₂, SO₃).

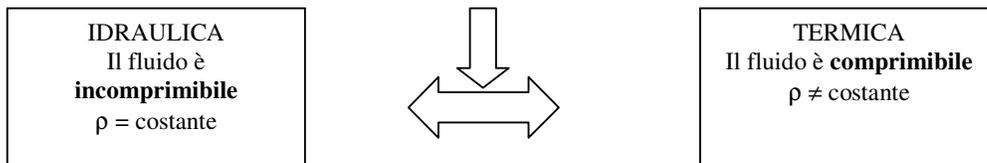
Gli obiettivi principali che vengono seguiti nel progetto di una macchina a fluido sono quelli di rendere massimo il rendimento e minimi il consumo dell'energia e il livello d'inquinamento.

CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE A FLUIDO

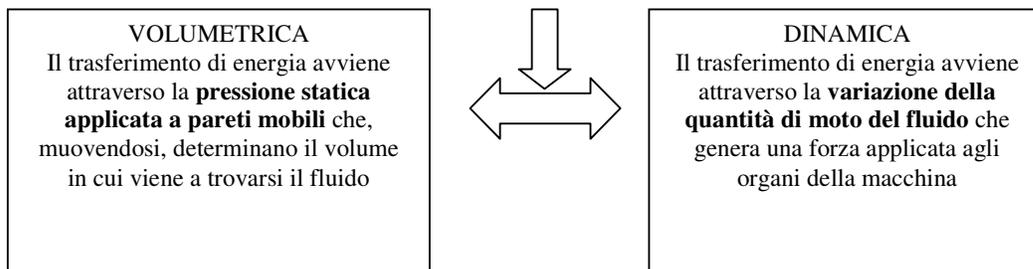
⇒ In base alla **direzione di trasferimento dell'energia** tra fluido e macchina



⇒ In base al **tipo di fluido** trattato (ρ = massa volumica)



⇒ In base al **modo di lavorare del fluido**



MACCHINE A FLUIDO

MACCHINA A FLUIDO: è un insieme di elementi fissi e mobili che ha lo scopo di trasformare

L'energia contenuta in un fluido in energia meccanica	QUESTE MACCHINE SI CHIAMANO MOTRICI
L'energia meccanica in energia contenuta in un fluido	QUESTE MACCHINE SI CHIAMANO OPERATRICI
Se il fluido elaborato è INCOMPRESSIBILE (o si può considerare tale)	LA MACCHINA A FLUIDO SI CHIAMA MACCHINA IDRAULICA
Se il fluido elaborato è COMPRESSIBILE	LA MACCHINA A FLUIDO SI CHIAMA MACCHINA TERMICA

Le macchine IDRAULICHE MOTRICI sono comunemente chiamate **TURBINE**.

Esse sono costituite fondamentalmente da un organo fisso chiamato **distributore** e da un organo mobile chiamato **girante**; questi costituiscono tutta una serie di condotti che vengono attraversati dal fluido che cede energia alla girante mettendola in rotazione. *In tal modo l'energia posseduta dal fluido viene trasferita alla turbina sotto forma di energia meccanica.*

In un impianto motore idraulico si ha il naturale moto dell'acqua da un bacino a monte a un bacino a valle attraverso una condotta forzata.

L'acqua convogliata nella condotta viene costretta a passare attraverso la turbina, prima di scaricarsi nel bacino a valle.

Nella condotta forzata si ha la trasformazione dell'energia geodetica del fluido in energia di pressione ed energia cinetica, mentre nella turbina si ha l'ulteriore trasformazione in energia meccanica.

Solo parte dell'energia totale che possiede il fluido è energia utile, infatti considerando le perdite si può dire che

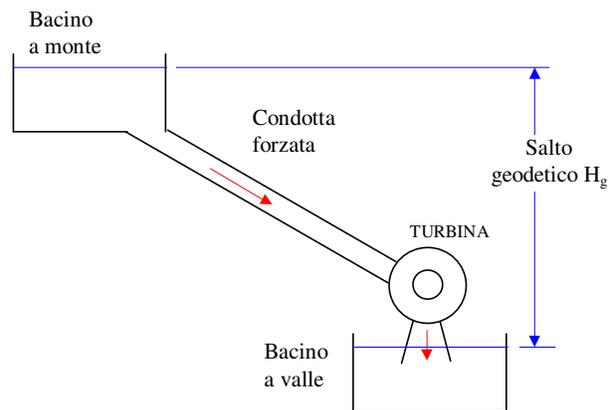
$$\begin{aligned} \text{ENERGIA UTILE} = & \text{ENERGIA TOTALE} \\ & - \text{PERDITE NELLA CONDOTTA FORZATA (prima dell'ingresso in turbina)} \\ & - \text{PERDITE ALL'INTERNO DELLA TURBINA} \end{aligned}$$

Per unità di peso di fluido

$$\text{ENERGIA TOTALE} = \text{salto geodetico } H_g$$

$$\text{PERDITE NELLA CONDOTTA} = \sum Y_C \quad \text{somma di tutte le perdite distribuite e concentrate}$$

$$\text{PERDITE NELLA TURBINA} \begin{cases} \text{perdite idrauliche nei condotti } \sum Y_T \\ \text{perdite di portata} \\ \text{perdite per attriti} \end{cases}$$



Le perdite di energia vengono considerate attraverso l'introduzione dei rendimenti, così avremo

⇒ Il RENDIMENTO DELLA CONDOTTA η_C che quantifica le perdite di energia che avvengono nella condotta forzata

$$\eta_C = \frac{H_g - \sum Y_C}{H_g} = \frac{H}{H_g} < 1 \quad \text{dove} \quad H_g - \sum Y_C = H \quad \text{SALTO NETTO}$$

Il salto netto rappresenta l'energia per unità di peso disponibile all'ingresso della turbina.

L'energia disponibile è pari a $E_d = M \cdot g \cdot H$

⇒ Il RENDIMENTO DELLA TURBINA η che quantifica tutte le perdite di energia che avvengono all'interno della turbina. Questo rendimento è dato dal prodotto dei rendimenti parziali ed assume valori variabili da 0,85 a 0,90

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad \text{con} \quad \begin{cases} \eta_i = \text{rendimento idraulico} \\ \eta_v = \text{rendimento volumetrico} \\ \eta_m = \text{rendimento meccanico} \end{cases}$$

Il **rendimento idraulico** quantifica le perdite di energia del fluido nei condotti che si trovano all'interno della turbina

$$\eta_i = \frac{H - \sum Y_T}{H} = \frac{H_u}{H} < 1 \quad \text{dove} \quad H - \sum Y_T = H_u \quad \text{SALTO UTILE}$$

Il salto utile rappresenta l'effettiva energia idraulica, per unità di peso, trasformabile in energia meccanica.

Il valore di $\eta_i = 0,88 \div 0,92$ è quello che maggiormente incide sul rendimento della turbina.

Il **rendimento volumetrico** quantifica le perdite dovute al fatto che la portata di fluido reale elaborata dalla macchina è più piccola di quella teorica all'ingresso Q , infatti una piccola quantità di portata q attraversa la turbina, ma non gli cede l'energia che possiede

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q} < 1 \quad \text{dove} \quad Q - q \quad \text{è la PORTATA REALE}$$

Il valore di $\eta_v = 0,98 \div 0,99$ in condizioni ideali di funzionamento.

Il **rendimento meccanico** quantifica le perdite dovute al fatto che il lavoro utile ricavabile è inferiore a quello effettivo ceduto dal fluido, infatti parte del lavoro effettivo viene dissipato per attrito tra gli organi in movimento della turbina

$$\eta_m = \frac{L_{\text{utile}}}{L_{\text{effettivo}}} = \frac{L_u}{L_e} < 1$$

Il valore di $\eta_m = 0,98 \div 0,99$ in condizioni ideali di funzionamento.

Il prodotto tra il rendimento della condotta e quello della turbina rappresenta il rendimento dell'impianto

$$\eta_I = \eta_C \cdot \eta \quad \text{RENDIMENTO IMPIANTO}$$

La **POTENZA DISPONIBILE** P_d all'ingresso della turbina è data dall'energia disponibile $E_d = M \cdot g \cdot H$ della massa d'acqua che cade. Dalla definizione di potenza si calcola:

$$P_d = \frac{E_d}{t} = \frac{M \cdot g \cdot H}{t} \quad (\text{W}) \quad \text{con} \quad H = H_g - \sum Y_C \quad \text{SALTO NETTO}$$

ricordando che $\begin{cases} M = \rho \cdot V \\ \frac{V}{t} = Q_v \end{cases}$, sostituendo nell'espressione precedente si ottiene

$$P_d = \frac{M \cdot g \cdot H}{t} = \frac{\rho \cdot V \cdot g \cdot H}{t} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v \quad (\text{W})$$

In effetti sull'albero della turbina si ottiene una **POTENZA MECCANICA UTILE** P_m più piccola a causa delle perdite all'interno della turbina viste prima. Queste perdite sono tutte considerate nel rendimento η della turbina. Pertanto

$$P_m = P_d \cdot \eta = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v \cdot \eta \quad (\text{W})$$

$$P_m = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v \cdot \eta}{1000} \quad (\text{kW}) \quad \text{o anche} \quad P_m = \frac{g \cdot H \cdot Q_M \cdot \eta}{1000} \quad (\text{kW})$$

Per il calcolo del **MOMENTO MOTORE** sull'albero della turbina, ricordando le espressioni della potenza nel caso di moto rotatorio, si calcola:

✓ in funzione della velocità angolare $\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$ con n in $\frac{\text{giri}}{\text{min}}$

$$P_{m(\text{kW})} = \frac{M_m \cdot \omega}{1000} \quad \text{da cui} \quad M_m = 1000 \frac{P_{m(\text{kW})}}{\omega} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad \text{MOMENTO ALL'ASSE DELLA TURBINA}$$

✓ in funzione del numero di giri $n = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \omega \quad \left(\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right)$

$$P_{m(\text{kW})} = \frac{M_m \cdot n}{9549} \quad \text{da cui} \quad M_m = 9549 \frac{P_{m(\text{kW})}}{n} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad \text{MOMENTO ALL'ASSE DELLA TURBINA}$$

Tale momento sollecita a torsione l'albero su cui è calettata la turbina, quindi torna utile nei calcoli di resistenza.

CLASSIFICAZIONE DELLE TURBINE

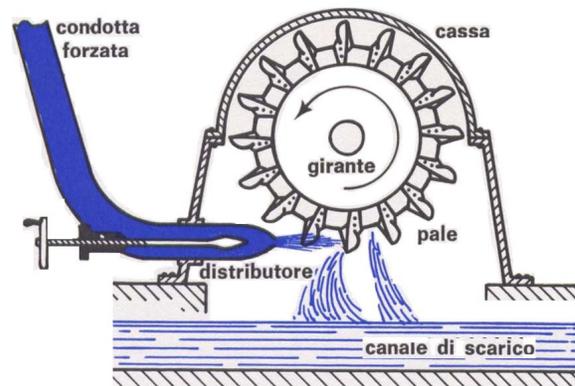
Una turbina idraulica, nella sua forma essenziale, è costituita

- Dalla **GIRANTE**, parte mobile della macchina calettata sull'albero motore, costituita da un disco metallico munito di palette lungo la sua periferia.
- Dal **DISTRIBUTORE**, in numero di uno o più elementi, che appartiene alla parte fissa della macchina ed ha la funzione di guidare il getto liquido all'interno della girante nella direzione tangenziale e con la velocità più opportuna per rendere massimo il rendimento.

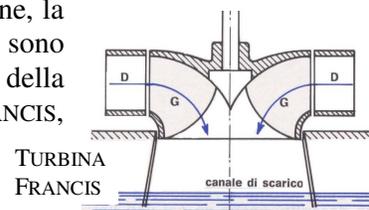
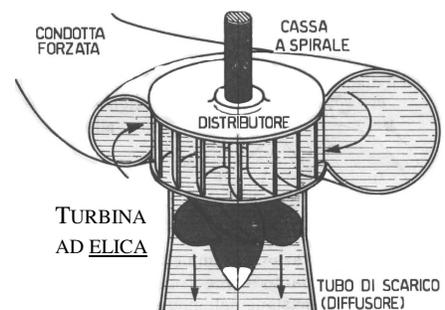
L'insieme di girante e distributore è contenuto in una cassa di forma adeguata.

In base al modo di agire del fluido all'interno della turbina, queste sono chiamate

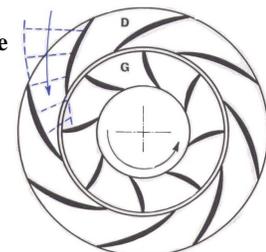
- **TURBINE AD AZIONE** quando il *distributore trasforma integralmente l'energia posseduta dal fluido in energia cinetica*. Allo sbocco del distributore la vena liquida dotata della massima velocità consentita dal salto netto H , investe i condotti mobili creati dalla palettatura e li percorre senza riempirli completamente. Mentre il fluido percorre la palettatura gli cede buona parte della sua energia cinetica ed esce dalla palettatura con bassa velocità. Il fluido percorre la palettatura a contatto con l'ambiente, quindi a pressione atmosferica; per questo motivo vengono chiamate *turbine a getto libero*. L'unica turbina ad azione di interesse applicativo è la **PELTON**.



- **TURBINE A REAZIONE** quando il *distributore trasforma solo in parte l'energia posseduta dal fluido in energia cinetica*. La rimanente parte dell'energia di pressione viene trasformata in energia cinetica nei condotti convergenti della girante. Il fluido percorre i condotti mobili riempiendoli completamente e la sua pressione gradualmente diminuisce (aumenta la sua velocità relativa) fino ad imboccare il condotto di scarico (DIFFUSORE) con una pressione che può essere anche inferiore a quella atmosferica; per questo motivo vengono chiamate *turbine a getto forzato*. In queste turbine, la cassa a spirale (VOLUTA), il distributore, la girante e il diffusore sono costantemente pieni di acqua durante il funzionamento della macchina. Le turbine a reazione di interesse tecnico sono la **FRANCIS**, **AD ELICA**, **KAPLAN**.



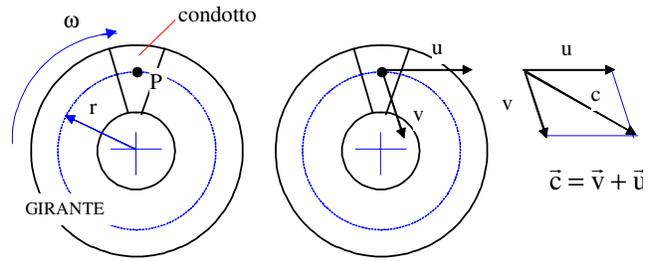
G - girante
D - distributore



Abbiamo visto che in una turbina vi sono dei condotti fissi e altri, quelli appartenenti alla girante, in movimento. Per affrontare lo studio cinematico e dinamico delle turbine, occorre richiamare dei concetti sui moti relativi.

MOTI RELATIVI E TRIANGOLI DI VELOCITÀ

Consideriamo una particella di fluido P che si muove all'interno di un condotto ricavato su di un disco (GIRANTE) che ruota con velocità angolare ω . Se un osservatore solidale con il disco, cioè che ruota insieme al disco, vede muovere la particella P con velocità \vec{v} , allora un osservatore posto al di fuori del disco (**osservatore fisso**) vedrà muovere la particella con velocità \vec{v} più la velocità \vec{u} dovuta al fatto che il disco ruota; la velocità \vec{u} è la *velocità periferica*, in corrispondenza del raggio r , tangente alla circonferenza passante per il punto P ed assume valore pari a $\omega \cdot r$. Pertanto l'osservatore fisso vedrà muovere il punto P con velocità \vec{c} pari alla somma vettoriale $\vec{c} = \vec{v} + \vec{u}$



\vec{v} è la VELOCITÀ RELATIVA, cioè la velocità rispetto a un sistema di riferimento mobile (in questo caso che ruota)

\vec{u} è la VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO, cioè la velocità del sistema di riferimento mobile rispetto al sistema di riferimento fisso

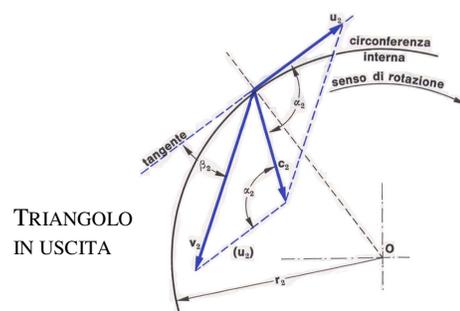
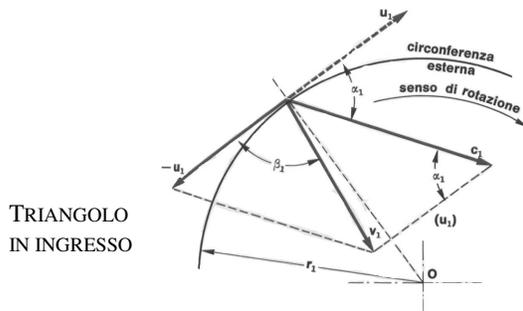
\vec{c} è la VELOCITÀ ASSOLUTA, cioè la velocità rispetto al sistema di riferimento fisso.

Nel caso delle macchine a fluido interessa conoscere i valori di tali velocità sia all'ingresso della girante, sia all'uscita della stessa. Poiché dalla composizione vettoriale di tali velocità si formano dei triangoli, vengono chiamati TRIANGOLI DI VELOCITÀ.

Per differenziare le velocità in ingresso con quelle in uscita, si usa mettere il pedice 1 per le velocità in ingresso, il pedice 2 per quelle in uscita.

Così c_1, v_1, u_1 sono le **velocità in ingresso** in un qualsiasi condotto della girante

c_2, v_2, u_2 sono le **velocità in uscita** in un qualsiasi condotto della girante



Le velocità di trascinamento u_1, u_2 sono rispettivamente tangenti alla circonferenza esterna e interna.

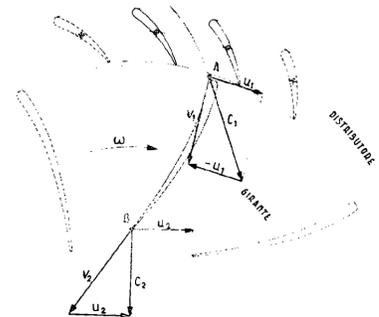
Le velocità relative v_1, v_2 sono tangenti alla pala rispettivamente all'ingresso e all'uscita.

Ragionando sulle velocità in ingresso e in uscita si determinano le condizioni che si devono verificare, affinché da ogni tipo di turbina si possa ricavare il **massimo lavoro idraulico** (VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO).

Due sono le condizioni che si devono verificare per ottenere il **MASSIMO RENDIMENTO** da una macchina idraulica (AFORISMI IDRAULICI)

1° CONDIZIONE: ingresso senza urti; ciò si realizza facendo in modo che la velocità relativa d'ingresso v_1 risulti tangente al profilo della pala

2° CONDIZIONE: uscita del fluido dalla pala con la minima velocità assoluta c_2 .



GRADO DI REAZIONE

Per qualificare le turbine a reazione si introduce una grandezza adimensionale chiamata grado di reazione G_R , definita come rapporto tra l'energia effettiva idraulica che non si è trasformata in cinetica nel distributore $\left(H_u - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}\right)$ e l'energia effettiva idraulica ($H_u = \eta_i \cdot H$). Pertanto

$$G_R = \frac{H_u - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{H_u} \quad \text{per casi reali } G_R = 0,3 \div 0,8$$

Ricordando che $H_u = \eta_i \cdot H$ si può scrivere

$$G_R = \frac{\eta_i \cdot H - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{\eta_i \cdot H} \quad \text{da cui si calcola } \eta_i \cdot H \cdot (1 - G_R) = \frac{c_1^2}{2 \cdot g}$$

Fissato, in fase di progetto, il valore del grado di reazione della turbina, si può determinare la velocità di efflusso del fluido dal distributore

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot H \cdot (1 - G_R)}$$

SCELTA DELLA TURBINA

Per la scelta del tipo di turbina (ad azione o a reazione) che meglio soddisfa la pratica attuazione di un determinato impianto, si fa riferimento ad un parametro adimensionale chiamato numero di giri caratteristico n_C calcolabile con la seguente relazione

$$n_C = n \cdot \frac{\sqrt{P_m(\text{kW})}}{H^{1,25}} \quad \text{con } \begin{cases} n & \text{numero di giri al minuto della turbina} \\ H & \text{salto utile in metri} \end{cases}$$

In esso sono contenute le grandezze tipiche per definire i criteri di scelta, infatti

- Il salto netto H è imposto dalla dislocazione della turbina nell'impianto
- La potenza P_m è imposta dalla convenienza economica che scaturisce da un bilancio tra costo d'impianto + costo di esercizio e utile ricavabile
- Il numero di giri n che deve essere uguale a quello dell'alternatore calettato sullo stesso albero

della turbina. Il numero di giri dell'alternatore è dato dalla relazione $n = \frac{60 \cdot f}{p}$ con $f =$

frequenza di rete (50 Hz in Europa) e $p =$ coppie polari dell'alternatore

Per dare un significato concreto al numero di giri caratteristico, si ponga nella relazione

$$H = 1 \text{ m}, P_m = 1 \text{ kW} \Rightarrow n_C = n$$

Quindi n_C rappresenta il numero di giri di una particolare turbina (TURBINA MODELLO) che sotto il salto netto di 1 m eroga, con rendimento ottimale, una potenza di 1 kW.

Se di ogni tipo di turbina si costruisce un modello con tali caratteristiche, allora utilizzando le LEGGI DI SIMILITUDINE

della "teoria dei modelli" è possibile costruire una serie di turbine con forme proporzionali a quella del modello e

quindi con potenze diverse.

Le leggi di similitudine da cui scaturisce la relazione di n_C sono le seguenti:

- ✓ **Similitudine geometrica:** ogni macchina della serie ha le dimensioni lineari proporzionali con legge lineare. Le sezioni proporzionali con leggi quadratiche.
- ✓ **Similitudine idraulica:** per ogni macchina della serie, in punti corrispondenti dei condotti fissi e mobili, le velocità sono proporzionali e gli angoli caratteristici che esse formano sono uguali.
- ✓ **Similitudine meccanica:** tutte le macchine della stessa serie hanno uguale rendimento.

Calcolato il numero di giri caratteristico n_c si sceglie il tipo di turbina più adatta per quelle caratteristiche dell'impianto, secondo quanto riportato in tabella

VALORI di n_c	Tipo di turbina	Salto h (M)
10 ÷ 30	PELTON a 1 getto	2000 ÷ 200
17 ÷ 42	PELTON a 2 getti	
24 ÷ 70	PELTON a 4 getti	
70 ÷ 100	FRANCIS LENTA	400 ÷ 240
100 ÷ 200	FRANCIS NORMALE	240 ÷ 90
200 ÷ 450	FRANCIS VELOCE	90 ÷ 30
400 ÷ 1000	A ELICA - KAPLAN	30 ÷ 5