

Compressori volumetrici rotativi

Esistono vari tipi di compressori volumetrici rotativi, con portate massime che possono andare da 200 m³/h fino a 80000 m³/h, mentre le pressioni alla mandata arrivano fino a 25 bar.

In generale queste macchine hanno velocità di rotazione abbastanza elevata e un livello di vibrazioni molto contenuto, in contrapposizione a quanto accade coi compressori alternativi.

La caratteristica comune a tutte le tipologie è rappresentata dal fatto che la rotazione della camera (o delle camere) in cui è confinato il volume di fluido da comprimere rende inutile la presenza del sistema di distribuzione a valvole: la comunicazione con l'ambiente di aspirazione e di mandata avviene quando la camera o le camere di lavoro si trovano in opportune posizioni angolari.

L'assenza delle valvole rende questi compressori semplici e affidabili, ma porta con sé dei limiti: l'incremento di pressione dovuto alla riduzione del volume delle camere di lavoro durante la rotazione, che troviamo nella maggior parte dei compressori volumetrici rotativi, è indipendente dalla pressione dell'ambiente di mandata per cui, quando le camere si aprono dopo la fine della compressione, la loro pressione potrà essere minore, maggiore o uguale a quella dell'ambiente esterno (al contrario, nei compressori alternativi a stantuffo con valvole automatiche la pressione finale del gas compresso è sempre eguale a quella dell'ambiente di mandata, a parte la piccola sovrappressione richiesta per l'apertura dell'otturatore).

Salvo il caso in cui le pressioni sono uguali o, più realisticamente, poco diverse, si verificano alla mandata rapidi aggiustamenti dissipativi di pressione, per sovra o sotto espansione, che causano un abbassamento del rendimento.

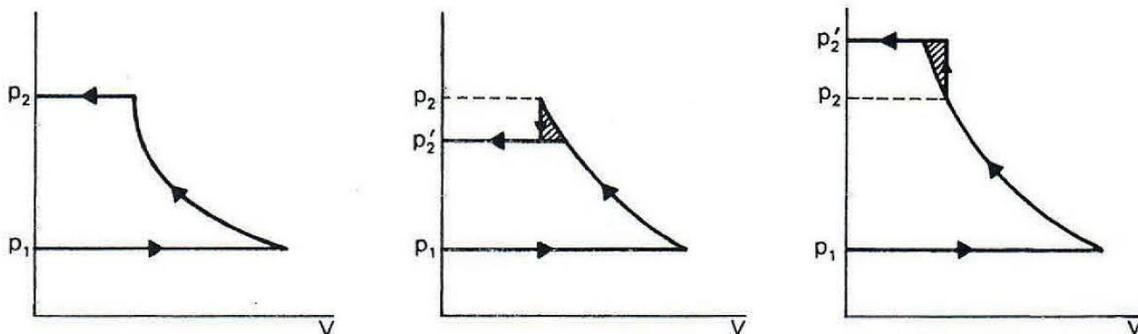


Fig. XIII.22 - Andamento della compressione quando la pressione p_2 è uguale, maggiore o minore della pressione p_2' all'utilizzazione.

Un altro aspetto caratteristico di questo tipo di compressori è che il volume morto è trascurabile oppure addirittura nullo: viene quindi a mancare il limite tipico dei compressori alternativi nei quali rapporti di compressione elevati portano ad una riduzione della portata volumetrica.

Nel seguito si descrivono brevemente i tipi più diffusi.

Compressori a palette

Le camere a volume variabile sono realizzate con lamelle, talvolta costruite con materiali autolubrificanti, che scorrono all'interno di cavità radiali realizzate in un rotore cilindrico, eccentrico rispetto alla cassa cilindrica della macchina.

La tenuta sulla superficie cilindrica avviene per forza centrifuga.

Compressori Roots

Detto anche compressore a lobi, è costituito da due rotori controrotanti a profili coniugati, guidati da una coppia esterna di ruote dentate. I rotori possono avere due o tre lobi a sviluppo assiale cilindrico o elicoidale (compressori tipo Lysholm).

Le superfici dei rotori non sono a contatto né tra di loro né con la cassa, i giochi devono essere quanto più ridotti possibile per limitare i trafileamenti. In compenso il rendimento meccanico è molto alto.

La camera di lavoro rotante creata dal moto dei lobi è a volume costante, per cui il compressore funziona sempre in sotto espansione rispetto l'ambiente di mandata, cioè la compressione avviene per riflusso, e per questo motivo il rapporto di compressione è limitato a 1.7-1.8.

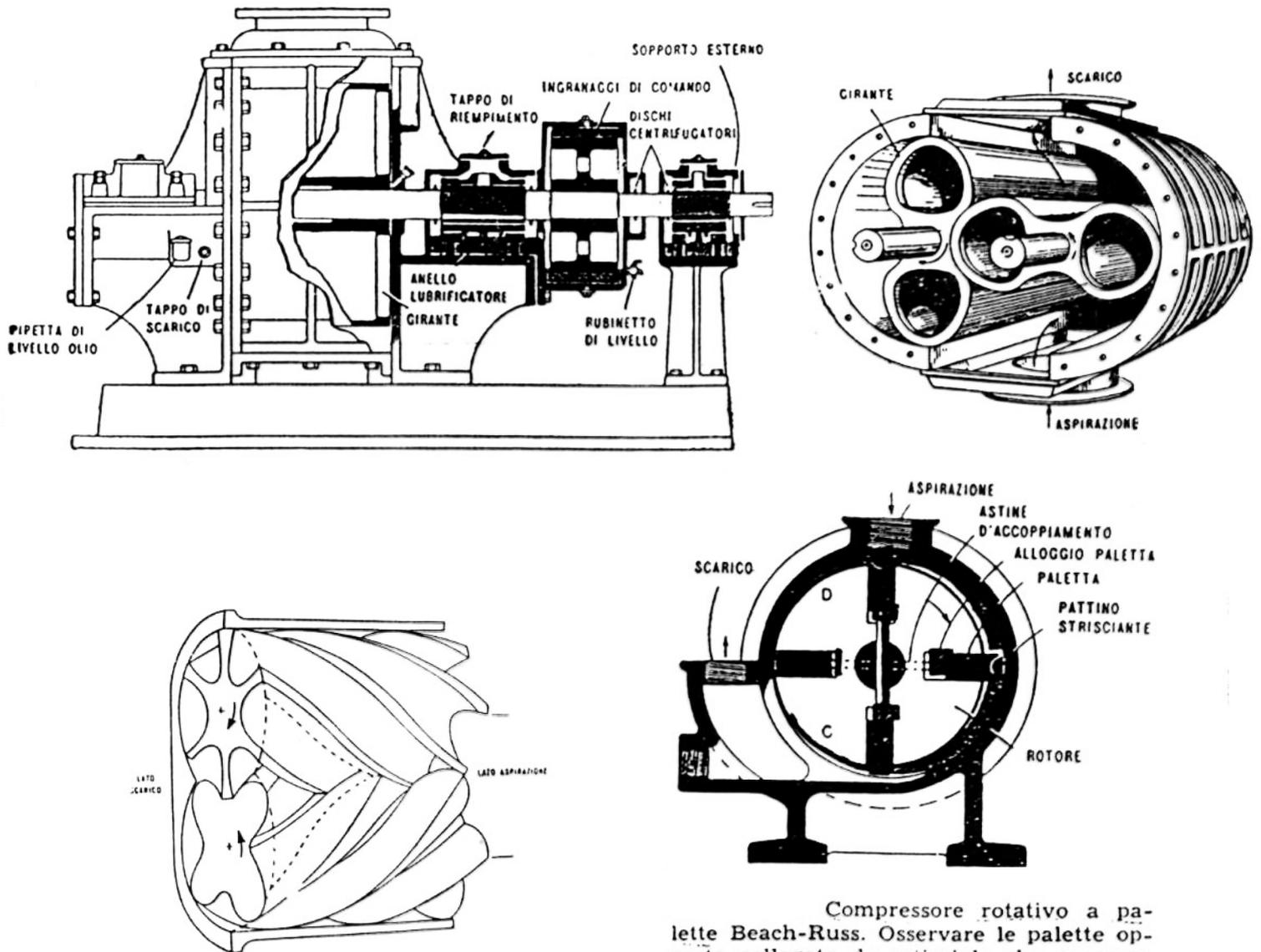
Una applicazione tipica di questi compressori è stata la sovralimentazione dei motori alternativi a combustione interna, prima dello sviluppo e poi in alternativa ai turbocompressori a gas di scarico. Presentano il vantaggio di accoppiare due macchine volumetriche, con leggi di variazione della portata con la velocità di rotazione analoghe, per cui la regolazione è intrinseca al sistema complessivo

Compressori scroll

Il compressore scroll è costituito da due spirali, una fissa e l'altra orbitante. Il moto relativo delle spirali crea una successione di camere di volume decrescente.

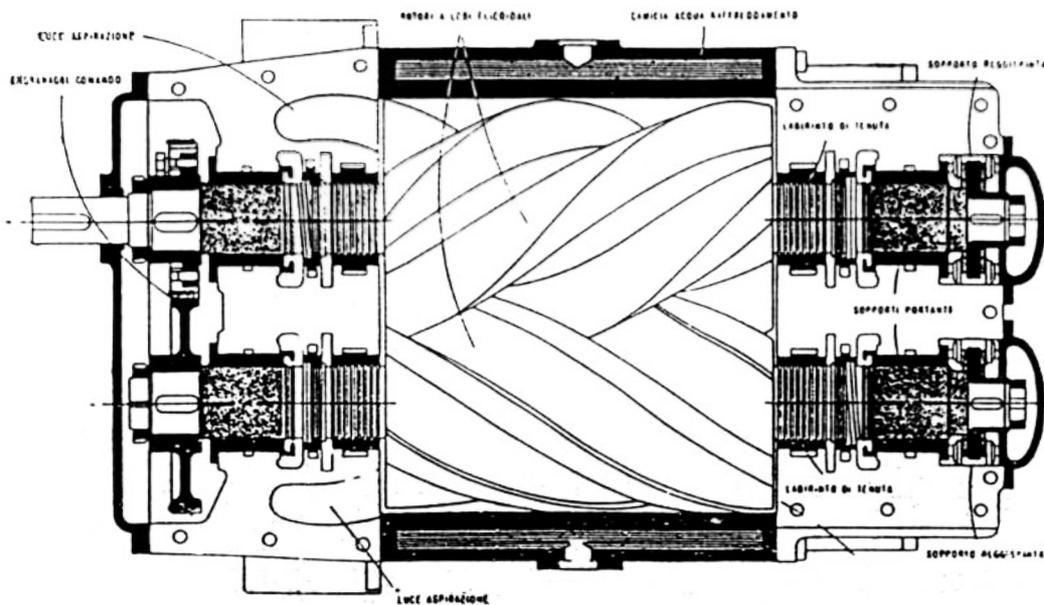
Il fluido a bassa pressione entra alla periferia delle spirali, viene intrappolato nelle camere di compressione e trascinato fino al foro di scarico centrale.

Questi compressori sono stati sviluppati negli ultimi decenni del secolo scorso, e trovano il loro campo specifico di applicazione nei circuiti delle macchine frigorifere e dei climatizzatori, anche nel settore automobilistico.



Compressore rotativo a palette Beach-Russ. Osservare le palette opposte collegate da asticchie che scorrono entro apposite guide.

(Dalla monografia della Mobil Oil Ital.).



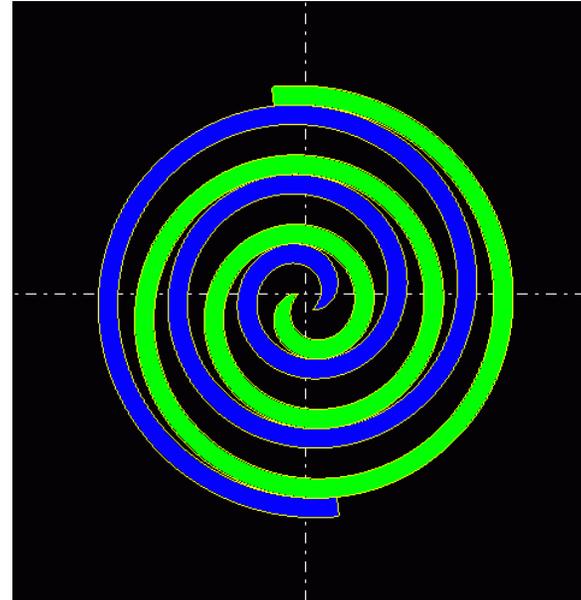
Compressore a lobi elicoidali Howden-Lysholm tipo 16-5 D6/16. Portata $Q = 133 \text{ m}^3/\text{min}$. Giri 3000 Rapporto di compressione 1 : 3

La macchina scroll

Caratteristiche peculiari

- ✓ limitato numero di parti mobili
- ✓ assenza di valvole
 - ↳ elevata affidabilità
 - ↳ manutenzione limitata
- ✓ movimento rotativo
 - ↳ rumorosità limitata
 - ↳ basso livello di vibrazioni
- ✓ processo continuo
 - ↳ coppia costante
- ✓ accorgimenti per la tenuta
 - ↳ elevata efficienza

(anche in macchine piccole)

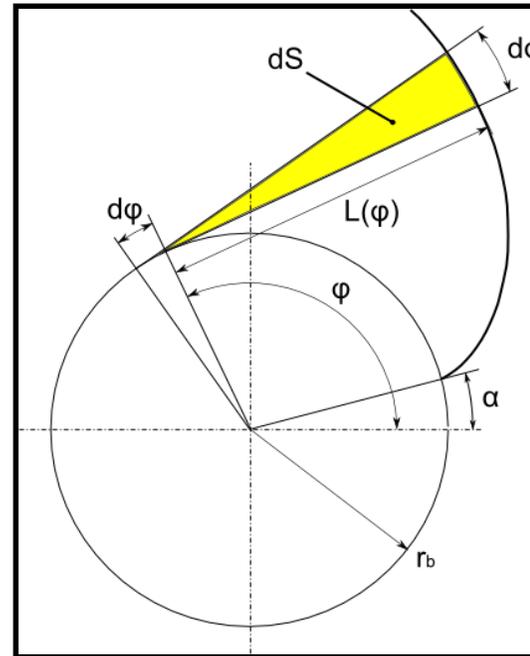
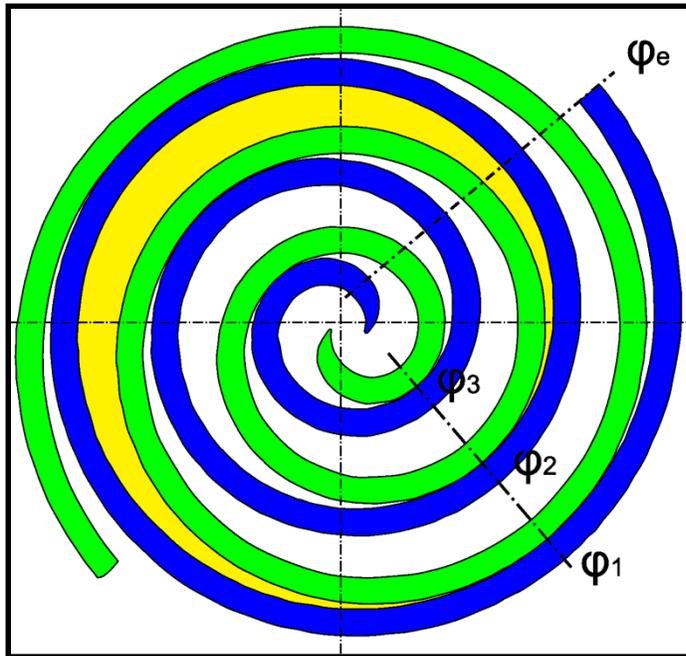


Applicazioni principali (COMPRESSORE)

- ✓ condizionamento dell'aria
- ✓ refrigerazione
- ✓ pompaggio gas naturale
- ✓ pressurizzazione gas criogenici

Accoppiamento degli scroll

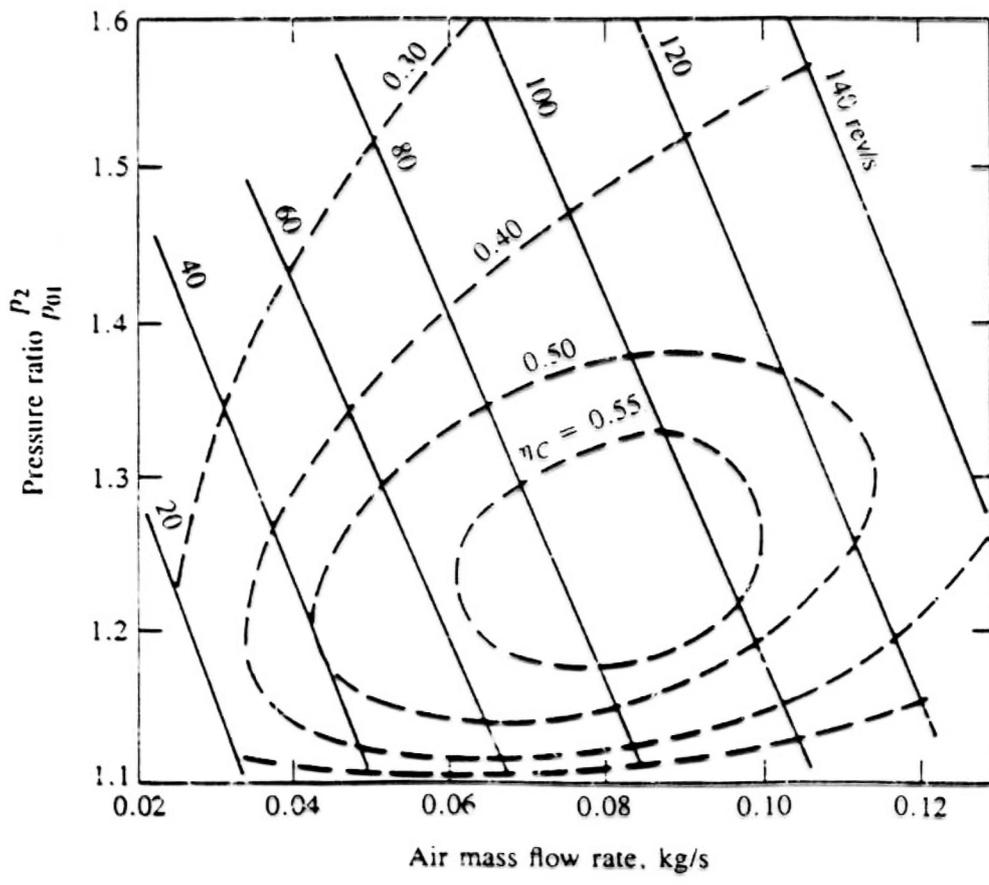
- ✓ sfasati di 180° e con assi non coincidenti
- ✓ uno scroll è fisso, l'altro è dotato di moto orbitante grazie ad un giunto di Oldham
- ✓ i profili sono in contatto in diversi punti, generando camere a volume variabile
- ✓ i volumi si calcolano considerando l'area sottesa dalle curve



$$L(\varphi) = r_b(\varphi - \alpha)$$

$$dS = \frac{1}{2} [L(\varphi)]^2 d\varphi$$

$$V = h \left(\int dS_i - \int dS_o \right)$$



Performance map at standard inlet conditions for roots blower.⁴²

LE MACCHINE MOTRICI IDRAULICHE E TERMICHE

Le turbine idrauliche

Generalità sugli impianti idroelettrici

Gli impianti idroelettrici sfruttano l'energia idraulica per convertirla in energia elettrica. L'energia idraulica è rinnovabile e praticamente permanente.

I vantaggi dati dalla possibilità di usare questa forma di energia per produrre elettricità sono:

- elevata affidabilità;
- elevata durata dei macchinari (sono ancora in funzione centrali dei primi anni del secolo scorso);
- assenza di inquinamento dell'acqua e dell'aria;
- facilità e rapidità nelle operazioni di avviamento e di fermata, qualità importante ai fini della regolazione di reti elettriche interconnesse (es. utilizzo per coprire i carichi di punta);
- possibilità di gestire le macchine a distanza, senza sorveglianza sul posto.

Gli svantaggi degli impianti idroelettrici sono essenzialmente due:

- costi di realizzazione dell'impianto molto elevati;
- elevato impatto ambientale sul territorio, per variazione dell'assetto idrogeologico del bacino di alimentazione della centrale, con possibili variazioni anche del microclima nelle zone interessate.

Gli impianti idroelettrici possono essere classificati in tre grandi famiglie:

- a) *Centrali ad acqua fluente*. Non esiste un serbatoio che, costituendo una riserva d'acqua, permetta la regolazione della produzione di energia: la portata che attraversa la turbina varia nel tempo a seconda della disponibilità nel corso d'acqua intercettato. Centrali di questo tipo sono tipiche delle applicazioni di mini e micro idraulica, in grado di fornire da qualche decina a qualche migliaio di *kW*, e nello sfruttamento idroelettrico dei grandi fiumi.
- b) *Centrali a deflusso regolato*, del tipo a bacino oppure a serbatoio. A monte della turbina è presente un invaso che permette di regolare la produzione di energia elettrica in modo indipendente dalla portata istantanea del corso d'acqua. La distinzione tra bacino e serbatoio è legata alle dimensioni dell'invaso: quelle del bacino sono più ridotte, e consentono una regolazione su base giornaliera oppure settimanale, mentre un serbatoio permette la regolazione su base stagionale.
- c) *Centrali ad accumulazione mediante pompaggio*. Sono strutturalmente delle centrali a deflusso regolato, ma con una caratteristica che le distingue dalla categoria precedente: durante la notte, l'energia elettrica disponibile a basso costo viene assorbita dalla rete per pompare acqua nel bacino di regolazione; questo accumulo viene poi usato per produrre energia elettrica ad alto prezzo di vendita durante il giorno, per coprire i carichi di punta. Dal punto di vista fisico questo procedimento è assurdo, a causa delle dissipazioni di energia presenti sia in pompaggio che in turbinaggio, ma è chiaramente conveniente dai punti di vista della regolazione della rete elettrica e del ritorno economico.

Gli impianti ad acqua fluente sfruttano dunque sia corsi d'acqua caratterizzati da cadute elevate e portate ridotte, anche a regime torrentizio, sia i grandi fiumi, caratterizzati da portate elevate e abbastanza costanti e da basse o bassissime cadute.

Una buona progettazione di questi impianti si basa su due valutazioni iniziali:

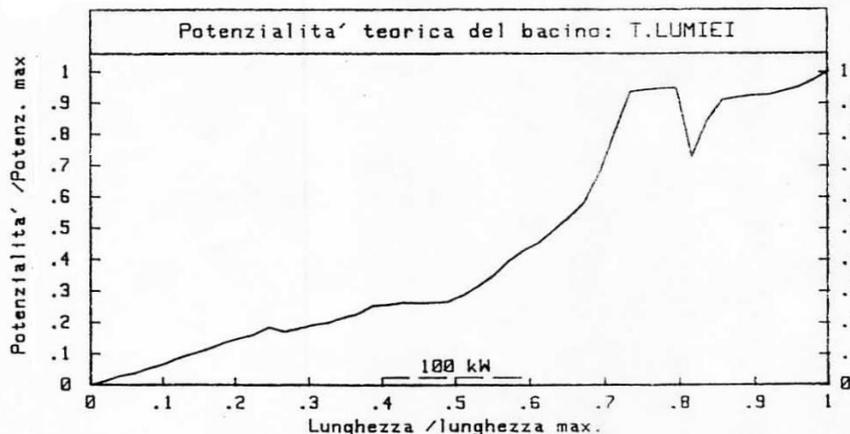
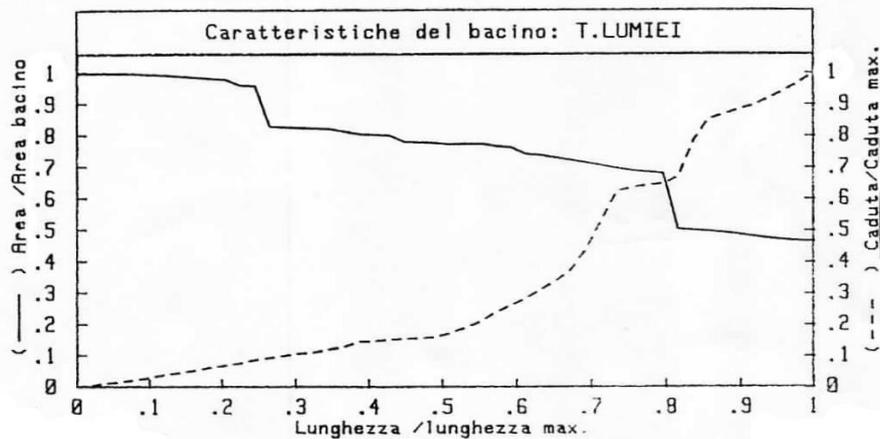
- trovare la miglior localizzazione possibile per la centrale;
- determinarne i dati di progetto in maniera ottimale.

Localizzare una centrale significa stabilire dove prelevare l'acqua e dove restituirla dopo averla turbinata, cioè determinare la posizione dell'opera di presa (strutture edili per intercettare l'acqua) e dell'opera di restituzione (strutture edili per riportare l'acqua nell'alveo naturale).

Gli strumenti a disposizione del progettista sono due curve, di natura sperimentale - statistica, che definiscono le potenzialità energetiche di un corso d'acqua:

- la *curva idrodinamica*, per quanto riguarda la localizzazione della centrale;
- la *curva di durata*, per la determinazione dei dati di progetto.

Bacino: T.LUMIEI	Codice: 020010
Area [km ²]: 50.53	Quota minima [m]: 404
Lunghezza max. [km]: 12.25	Caduta max. [m]: 441
Piovosita' annua [mm]: 1844	Coeff. di efflusso []: 0.73
Potenzialita' teorica max. [kW]: 4010	



La curva idrodinamica riporta in ascissa la lunghezza del corso d'acqua dalla foce alla sorgente, eventualmente normalizzata con riferimento alla sua lunghezza massima e, in ordinata, *a*) i valori corrispondenti dell'area del bacino di alimentazione, eventualmente normalizzati con riferimento all'area massima (disponibile ovviamente alla foce) e *b*) la caduta disponibile dal punto considerato fino alla foce, anch'essa eventualmente normalizzata rispetto alla caduta massima (disponibile ovviamente alla sorgente).

Moltiplicando, per ogni punto considerato, la caduta disponibile per la portata media annua fornita dal bacino di alimentazione (funzione della sua superficie, della piovosità media annua, delle proprietà di assorbimento del terreno, del tasso di evaporazione, ecc.), si ottiene la curva della potenzialità teorica del bacino, sfruttabile ponendo l'opera di presa nel punto considerato e l'opera di restituzione alla foce. La potenzialità teorica con punto di restituzione intermedio tra quello dell'opera di presa e la foce si ottiene banalmente per differenza dei valori di potenzialità tra le due ipotesi di localizzazione dell'opera di restituzione.

Esempio 2: T. Pettorina a Malga Ciapela.

Valori osservati : $q_0 = 0,13$; $q_m = 1,03$

Valori stimati : $q_0 = 0,10$; $q_m = 1,05$

Dati : AB : 28 km²

PMA : 1053 mm . = 1,053 m

CI : 0 hm³ (milioni di m³)

PAL : 0 %

PAC : 59 %

PAG : 4,5 %

Valori calcolati :

$q_0 = 0,009861 \cdot 28 + 2,065 \cdot 1,053 - 0,07145 \cdot 0 - 10,01 \cdot 0 - 2,722 = - 0,271$

è opportuno in questo caso ricorrere alla correzione $q_0 = 0$

$q_m = 28 \cdot [0,02618 \cdot 1,053 + 0,0000580 \cdot 59 + 0,002149 \cdot 4,5 - 0,00315] = 1,050$

CURVA DI DURATA

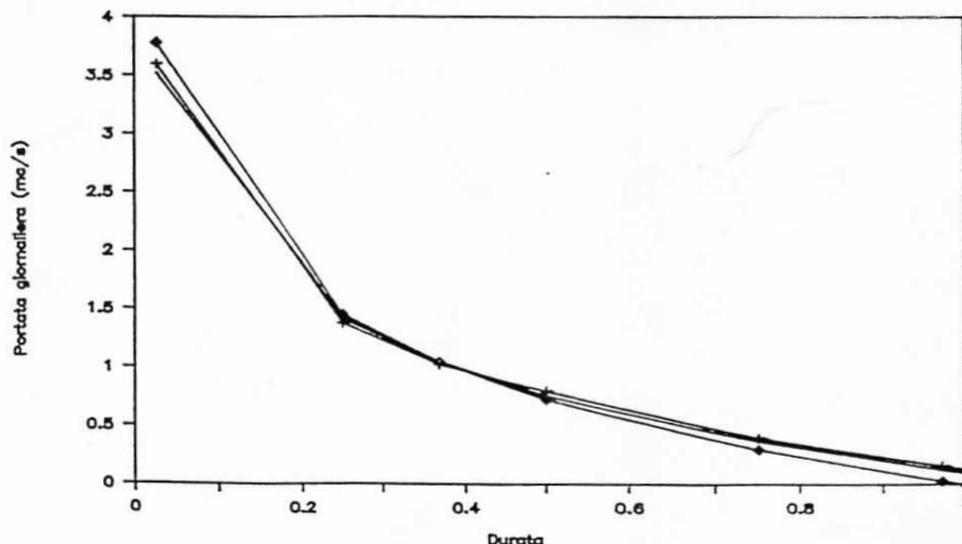
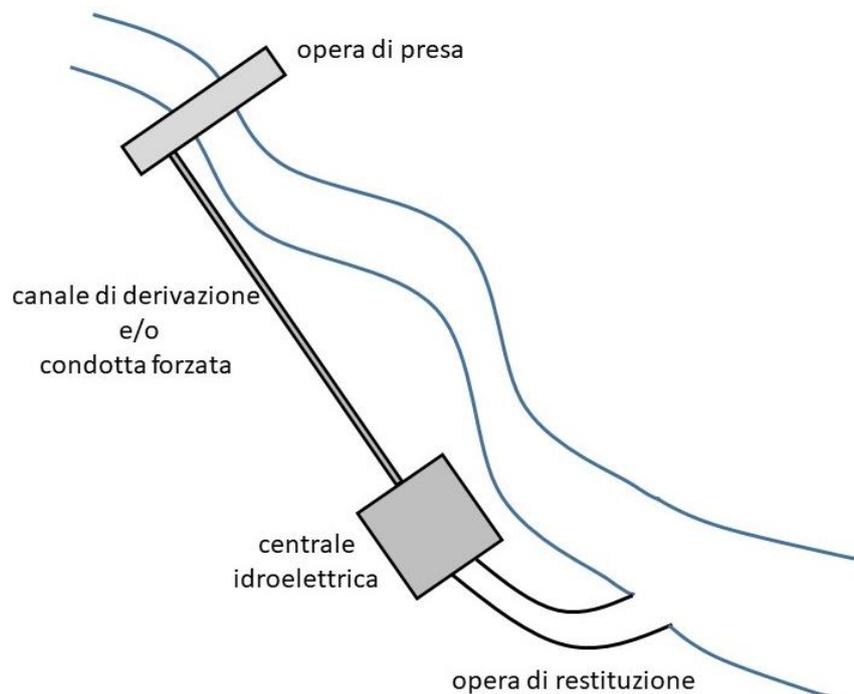


Fig. 2.1.4: Valori osservati e stimati della curva di durata T. Pettorina a Malga Ciapela.

La curva di durata riporta in ascissa il tempo (di solito in una scala normalizzata tra 0 e 1, dove l'unità indica usualmente il periodo di riferimento di un anno), e in ordinata i valori di portata giornaliera rilevati, per osservazione diretta o sulla base di dati storici. Si ottiene una curva decrescente che esprime la frazione di tempo durante la quale la portata fornita dal corso d'acqua è stata maggiore o uguale a un certo valore. Il diagramma fornisce cioè, per un valore di portata \bar{Q} , il numero di giorni nella base di tempo considerata (usualmente, come già detto, un anno) durante i quali è stata osservata la disponibilità di una portata $Q \geq \bar{Q}$.

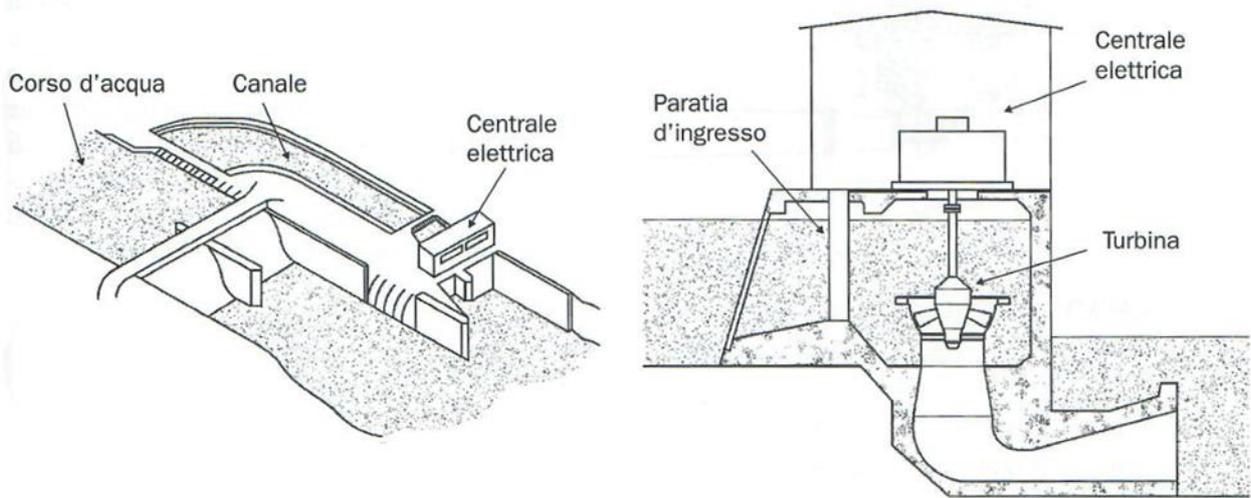
Una turbina che fosse in grado di elaborare la portata massima sfrutterebbe sempre tutta l'energia teoricamente disponibile, ma sarebbe grande, costosa e per la maggior parte del tempo funzionerebbe in condizioni di fuori progetto, con basso rendimento. Viceversa, una macchina dimensionata sulla portata minima, piccola e poco costosa, funzionerebbe tutto l'anno in condizioni di progetto ma elaborerebbe solo una modesta frazione dell'energia teoricamente disponibile. Tra queste situazioni estreme esiste una ottimale dal punto di vista tecnico ed economico, che va opportunamente valutata. Nel tratto di corso d'acqua compreso tra le opere di presa e di restituzione deve essere comunque mantenuta una portata minima, detta "di rispetto", stabilita dalle normative, e devono essere realizzate opere accessorie quali le "scale a pesci".

Per quanto riguarda il salto, va scelto anch'esso sulla base di considerazioni tecniche ed economiche, quali il costo delle opere di prelievo e di restituzione, l'accessibilità dei punti prescelti e altri eventuali vincoli normativi e ambientali.



La figura mostra lo schema di una centrale ad acqua fluente per corsi d'acqua con portate modeste e cadute elevate, tipici delle zone montuose. L'opera di presa è un piccolo sbarramento, dotato di filtri grossolani per evitare di intercettare tronchi, rami, pietre ecc. Tipicamente le potenze sviluppate da questo tipo di centrale sono di decine o centinaia di kW, in ogni caso minori di 3000 kW per poter essere classificate come mini-idraulica.

Vediamo ora alcuni schemi di centrali ad acqua fluente collocate nei grandi fiumi, caratterizzate da portata elevata e caduta ridotta.

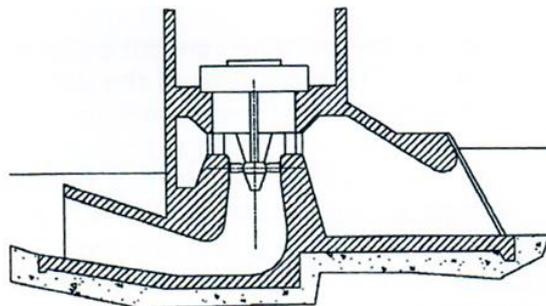


Schematizzazione di un impianto idroelettrico ad acqua fluente con e senza canale derivatore.

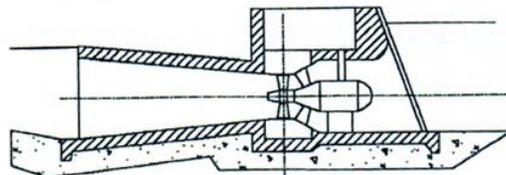
L'opera di presa è uno sbarramento con canale derivatore alla centrale, oppure senza canale. In quest'ultimo caso, lo sbarramento interessa l'intera larghezza del corso d'acqua, e al suo interno sono collocate le turbine. In genere, è consentito il libero deflusso di una portata limitata mediante uno sfioro e/o un sistema di chiuse, per mantenere l'eventuale navigabilità del corso d'acqua.

La differenza di livello così realizzata può arrivare a 10-15 m. Il numero delle turbine dipende dalla larghezza del fiume, le potenze complessive sono anche di decine di MW. Il tipo di turbine dipende dal valore del salto e da scelte di architettura della centrale, come illustrato in figura.

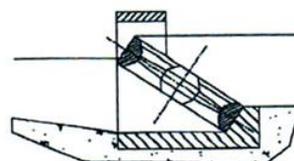
Vertical Siphon Kaplan



Bulb Turbine

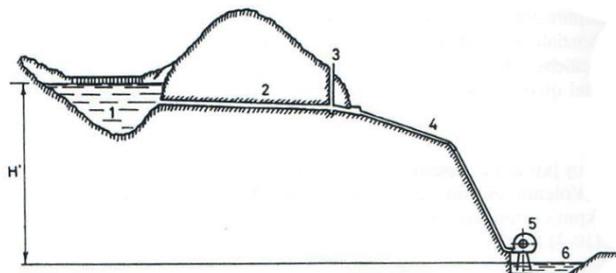


Very Low Head

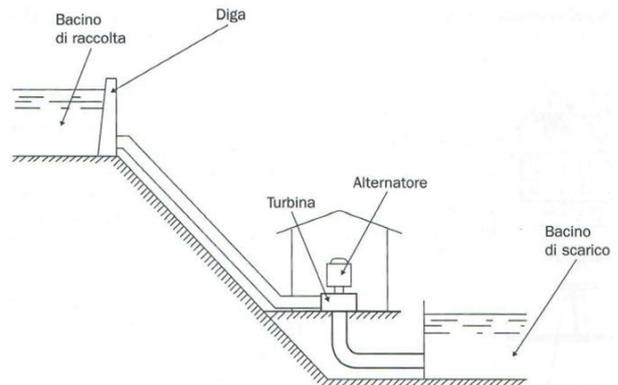


Per quanto riguarda le centrali a deflusso regolato, siano esse a bacino o a serbatoio, l'impianto è costituito da un invaso e da uno sbarramento (tipicamente una diga) alla cui base è collocata la presa della condotta forzata, che porta l'acqua alla centrale dove viene turbinata e poi reimpressa nel fiume o nel torrente. In prossimità della presa si realizza un pozzo piezometrico, che ha il compito di assorbire un eventuale colpo d'ariete, nel caso di blocco improvviso, per cause impreviste, del flusso d'acqua alle turbine.

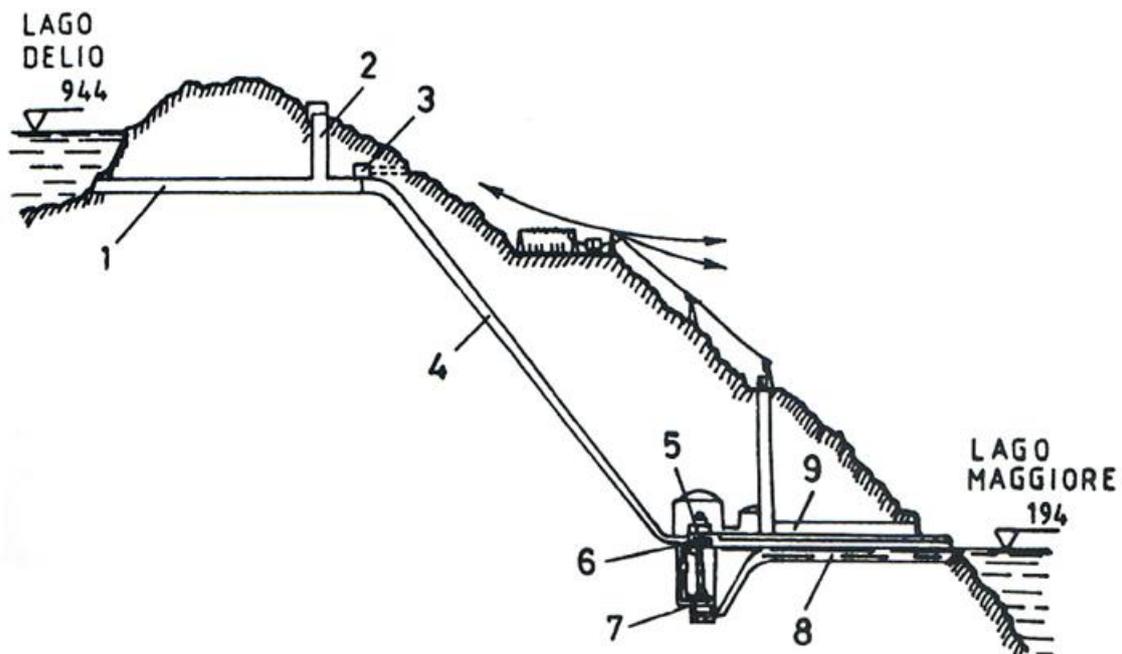
Tipicamente, in impianti di questo tipo la caduta va da qualche decina a qualche centinaio di metri e la potenza può arrivare alle centinaia di MW.



Schema semplificato di un impianto idroelettrico.
1. Bacino; 2. Galleria in pressione; 3. Pozzo piezometrico; 4. Condotta forzata; 5. Turbina idraulica; 6. Bacino di scarico.



Nei sistemi ad accumulazione mediante pompaggio lo schema è sostanzialmente simile a quello della tipologia precedente di impianto, con la differenza che la centrale è dotata di pompe per far risalire l'acqua nel bacino. Il macchinario può essere costituito da pompe-turbine, ovvero pompe centrifughe che funzionano anche da turbina Francis a seconda delle necessità, oppure da macchine distinte per le due operazioni di turbinaggio e di pompaggio.



Schema dell'impianto di accumulazione del lago Delio.

1. Opere di presa e galleria di derivazione;
2. Pozzo piezometrico;
3. Camera valvole;
4. Condotta forzata;
5. Motori/Generatori;
6. Turbine Pelton;
7. Pompe multistadio;
8. Canali di scarico;
9. Galleria di accesso.

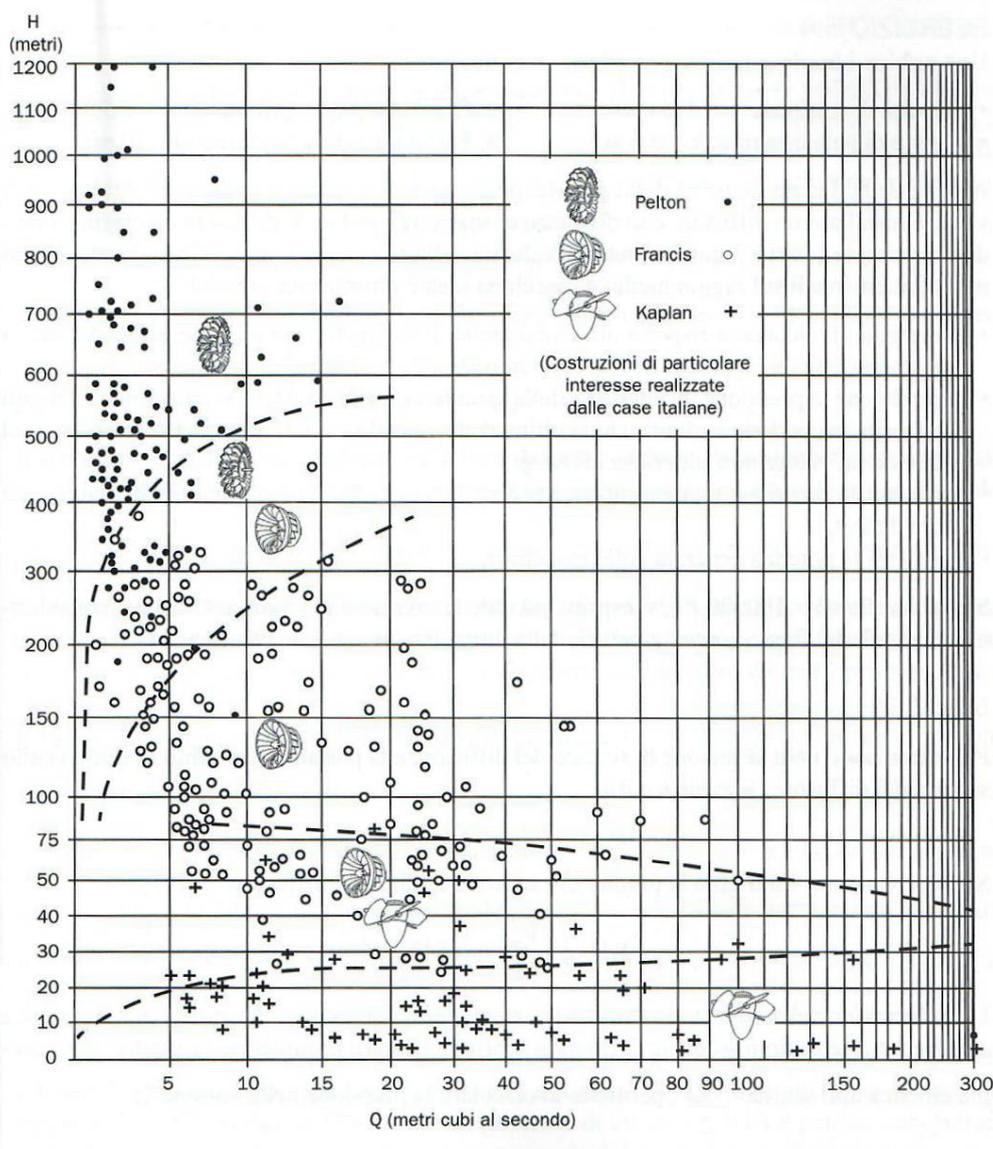
Classificazione delle turbine idrauliche

Il numero caratteristico di macchina delle turbine idrauliche è compreso tra 0.04 e 6. I valori più bassi corrispondono alle turbine Pelton, quelli intermedi alle turbine Francis e quelli più elevati alle turbine elica-Kaplan. Esistono poi anche altri tipi di turbina, per lo più adatte ad applicazioni di micro e mini idraulica a bassa e bassissima caduta.

Le turbine Pelton, a differenza delle altre, sono macchine ad azione. Esse non hanno un equivalente nel campo delle pompe, mentre le turbine Francis si possono considerare corrispondenti alle pompe centrifughe e quelle elica-Kaplan alle pompe assiali, ma a flusso invertito.

Nel diagramma sono indicati i campi di applicazione tipici dei diversi tipi di macchine:

- nelle turbine Pelton le cadute sono comprese indicativamente tra i 200 m e i 1200 m (in alcuni impianti anche 2000 m), mentre le portate non superano i 10-15 m³/s;
- nelle turbine Francis le cadute vanno da alcune decine ad alcune centinaia di metri, mentre le portate possibili arrivano fino ad un centinaio di metri cubi al secondo;
- nelle turbine elica-Kaplan le cadute non superano i 20-30 m, mentre il range delle portate possibili è amplissimo: si va da qualche metro cubo al secondo a 300 m³/s, e anche più.



Turbine Pelton

Le turbine Pelton hanno grado di reazione $\epsilon = 0$. Il numero caratteristico di macchina è compreso tra 0.04 e 0.38. La potenza erogata da macchine di questo tipo può arrivare a 100-150 MW con punte di 300 MW.

Gli organi fondamentali delle turbine Pelton sono:

- uno o più ugelli, che convertono la totalità dell'energia statica disponibile in energia cinetica, e consentono di regolare la portata;
- la girante, dotata di pale a doppio cucchiaio, con un tagliante centrale.

Vi sono poi altri organi accessori, con funzioni di controllo del flusso e di regolazione della macchina.

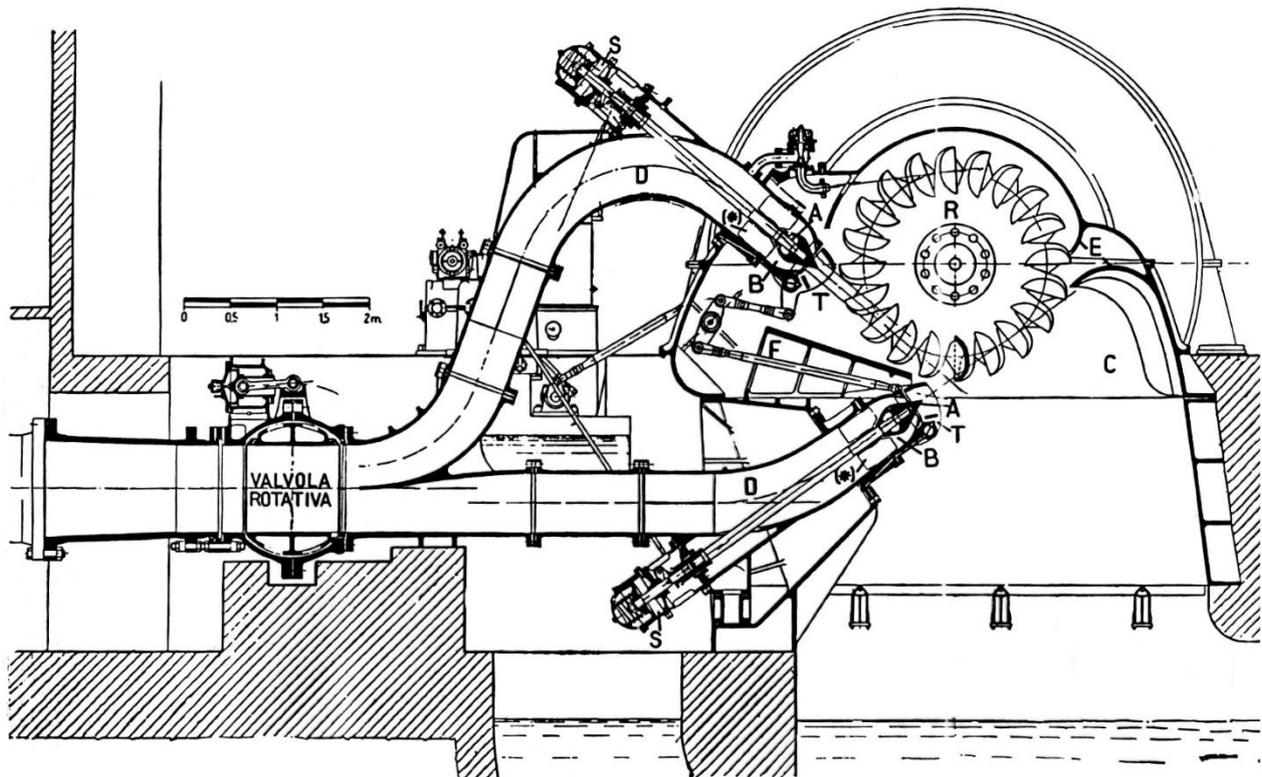
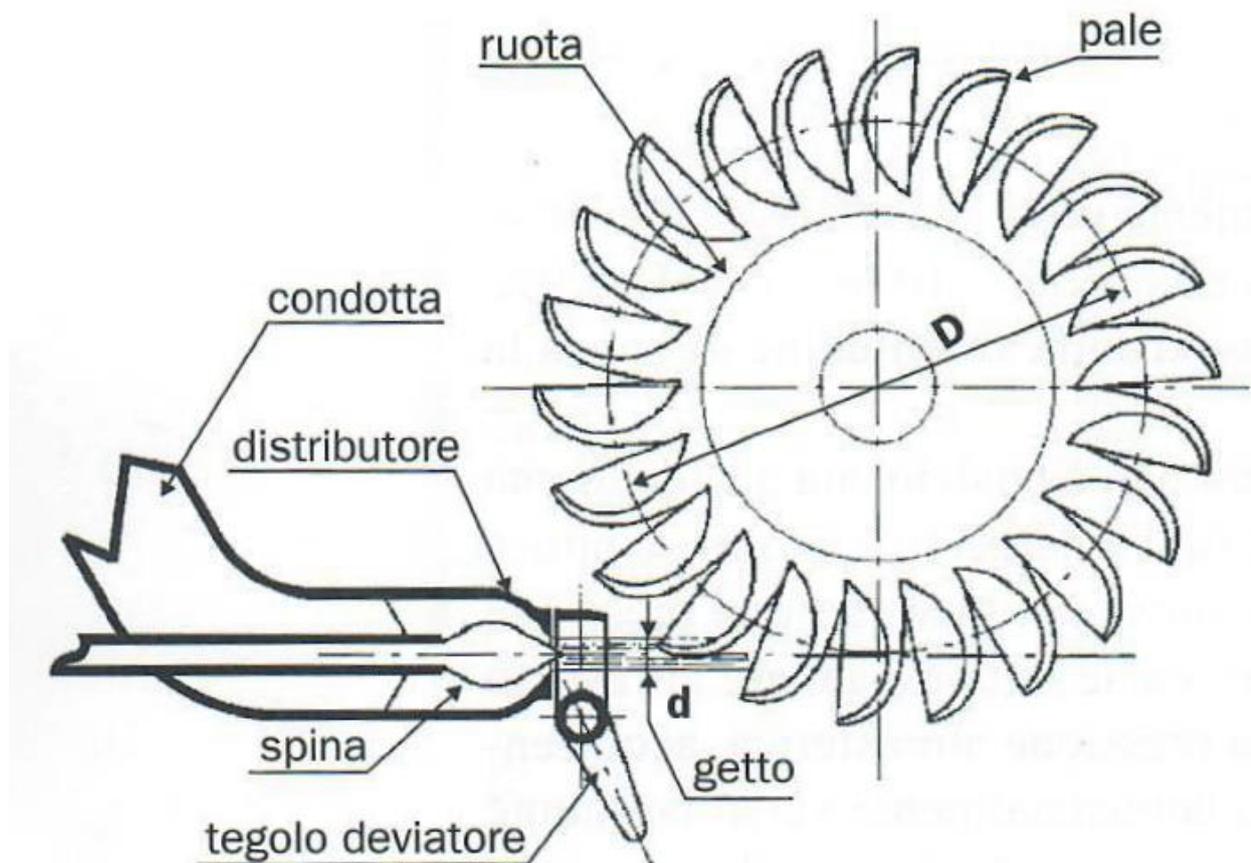


Fig. - Sezione trasversale turbina Pelton ad asse orizzontale a due getti « Costruzioni Mecc. Riva » - Milano.

Seguendo il verso della corrente, al termine della condotta forzata si trova una valvola rotativa di intercettazione, non di regolazione, tipicamente a sfera. Poiché il suo azionamento richiede coppie molto elevate, il perno dell'otturatore è connesso per il tramite di una biella a un servomotore idraulico, pilotato dal sistema di controllo della centrale. Il flusso è poi uniformemente ripartito tra gli ugelli, il cui numero varia da uno fino a sei, per le portate più elevate. L'ugello è sagomato in modo da formare un getto d'acqua il più compatto e uniforme possibile. Questo si ottiene grazie all'inserimento di un particolare profilo idrodinamico, coassiale all'ugello, detto spina Doble. Lo spostamento assiale della spina permette di regolare la portata dal valore massimo, con spina completamente arretrata, al valore nullo, con spina spinta in avanti fino al contatto con la superficie interna dell'ugello. Il getto d'acqua investe quindi le pale giranti, a velocità Torricelliana e alla pressione atmosferica. La conformazione delle pale è tale da suddividere il getto in due porzioni simmetriche le quali, trasferita la maggior parte della loro energia cinetica alla macchina, escono lateralmente per finire, per caduta, nel canale di scarico.

Può accadere in situazioni di emergenza, ad esempio per un blackout della rete elettrica, che il momento resistente applicato dall'alternatore alla girante venga improvvisamente a mancare, per cui la turbina accelera fino a raggiungere la massima velocità possibile, detta velocità di fuga. Anche se le turbine sono dimensionate per resistere a queste velocità, è sempre opportuno intervenire tempestivamente per evitarne il raggiungimento. Poiché non è possibile chiudere molto rapidamente né la valvola rotativa né la spina Doble, sia per l'intensità della forza che si dovrebbe applicare sia per evitare pericolosi colpi d'ariete nella condotta forzata, si interviene deviando il getto d'acqua dalla girante mediante un semplice dispositivo, detto tegolo deviatore, asservito al sistema di regolazione della centrale. A questo punto è possibile intervenire coi tempi opportuni sulle spine Doble e, qualora i tempi di intervento per la risoluzione dell'emergenza risultino lunghi, anche sulla valvola rotativa.

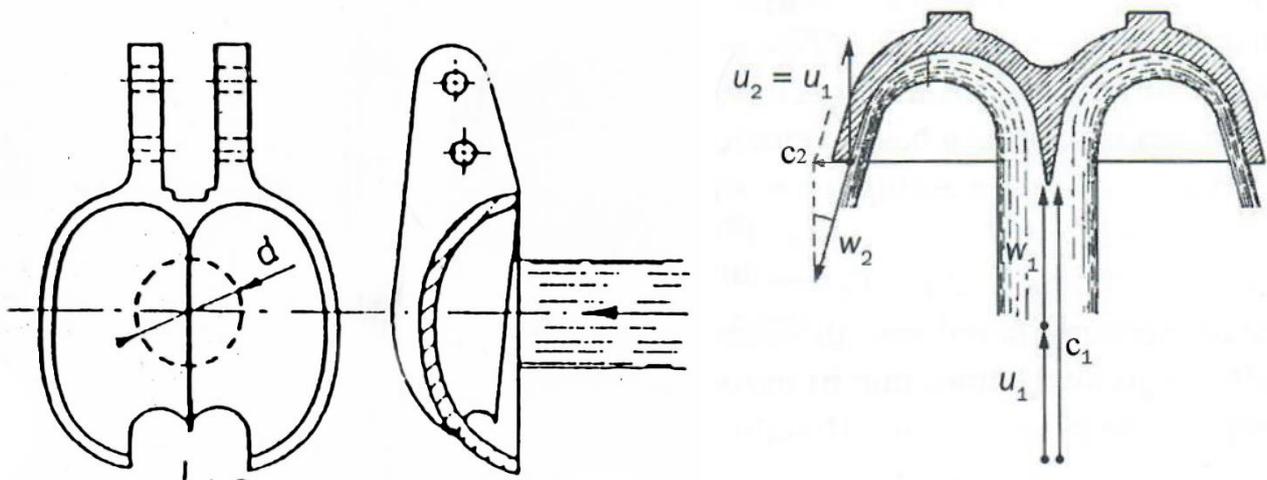
Le dimensioni caratteristiche della turbina Pelton sono il diametro massimo del getto, corrispondente in pratica al diametro della sezione di uscita dagli ugelli, d , e il diametro della girante. A questo proposito, il diametro che più caratterizza la macchina non è il diametro massimo, all'apice delle pale, ma il diametro della circonferenza tangente all'asse dei getti, che chiameremo diametro medio, D .



Osservando la figura si nota che l'interazione tra un getto e le pale giranti è abbastanza complesso: se analizziamo il moto relativo degli elementi fluidi che appartengono ad una sezione trasversale del getto, vediamo che il primo contatto con una pala interesserà solo i filetti superiori, mentre gli altri proseguiranno il loro moto fino ad impattare sulle pale transitate in precedenza: i bordi taglienti del bordo inferiore delle pale servono proprio a sezionare il getto, in tal senso, con la minore dissipazione di energia possibile. Nel proseguimento del contatto, avremo una fase intermedia nella quale il getto

interessa una sola pala e si sposta, nel moto relativo, prima dalla periferia verso il mozzo e poi, simmetricamente, nuovamente verso la periferia fino alla fine del contatto. L'interazione dura quindi per un certo arco di rotazione della girante, disposto a cavallo del punto di tangenza tra l'asse del getto e il diametro medio. L'ampiezza dell'arco di contatto può essere determinata analiticamente e serve, in fase di progetto, per trovare il valore ottimale del passo palare e quindi del numero di pale.

La valutazione dello scambio di energia tra acqua e girante può però essere fatta, data la simmetria del processo, immaginando che il contatto tra getto e pala sia stazionario, e che i vettori velocità che lo descrivono siano contenuti nel piano tangente al diametro medio (che contiene quindi l'asse del getto) e ortogonale al diametro stesso, e siano applicati al punto di tangenza.



Il triangolo di velocità in ingresso è degenere, in quanto tutti e tre i vettori velocità - assoluta, relativa e periferica - sono paralleli. La velocità assoluta teorica è pari alla velocità Torricelliana:

$$c_{1,t} = \sqrt{2gH_t}$$

ma, a causa degli attriti nell'ugello, la velocità assoluta effettiva sarà ridotta di un fattore $0.97 < \varphi < 0.99$, per cui:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH_t} = c_{u1}$$

La velocità periferica in ingresso coincide, per quando visto, con quella in uscita, e vale ovviamente:

$$u = \omega \frac{D}{2}$$

La velocità relativa in ingressi avrà modulo $w_1 = c_1 - u$.

La velocità angolare di fuga teorica si ottiene ponendo $u=c$, e quindi $w=0$: pala e getto si "inseguono" alla stessa velocità senza sviluppare momento motore. La velocità di fuga effettiva è un po' più bassa perché esiste un valore minimo non nullo del momento, necessario a vincere le resistenze meccaniche.

Come già osservato, il getto entrante incontra il tagliente centrale che lo suddivide in due flussi laterali simmetrici. Il bordo di uscita di ognuno dei due cucchiai sarà conformato in modo da avere, in

condizioni di progetto, $c_{u2} = 0$, così che la corrente che lascia la macchina esca in direzione assiale, con le minime dissipazioni di energia.

Il modulo della velocità relativa in uscita w_2 si calcola ricordando che il grado di reazione della macchina è pari a zero, ossia che:

$$\epsilon = \frac{u_1^2 - u_2^2 - w_1^2 + w_2^2}{2L_u} = 0$$

Poiché $u_1 = u_2 = u$ si ricava che $w_1 = w_2$. Questo è rigorosamente vero però solo in assenza di attriti sulla pala. In realtà sarà:

$$w_{2t} = w_1$$

e:

$$w_2 = \psi w_{2t}$$

dove ψ è un coefficiente di riduzione compreso tra 0.96 e 0.98. Anche il triangolo di velocità in uscita è così geometricamente definito.

Il rendimento idraulico è calcolabile con la relazione seguente, ricordando che la velocità periferica è costante e la componente tangenziale di velocità assoluta in uscita nulla:

$$\eta_{idr} = \frac{gH_{id}}{gH_t} = \frac{L_u}{gH_t} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{gH_t} = \frac{u_1 c_1}{gH_t}$$

Ricordando poi che $c_{1t} = \sqrt{2gH_t}$ e che $c_1 = \varphi c_{1t}$ si avrà:

$$\eta_{idr} = \frac{u_1 c_1}{gH_t} = \frac{2u_1 c_1}{c_{1t}^2} = \frac{2u_1 \varphi c_{1t}}{c_{1t}^2} = \frac{2u_1 \varphi}{c_{1t}}$$

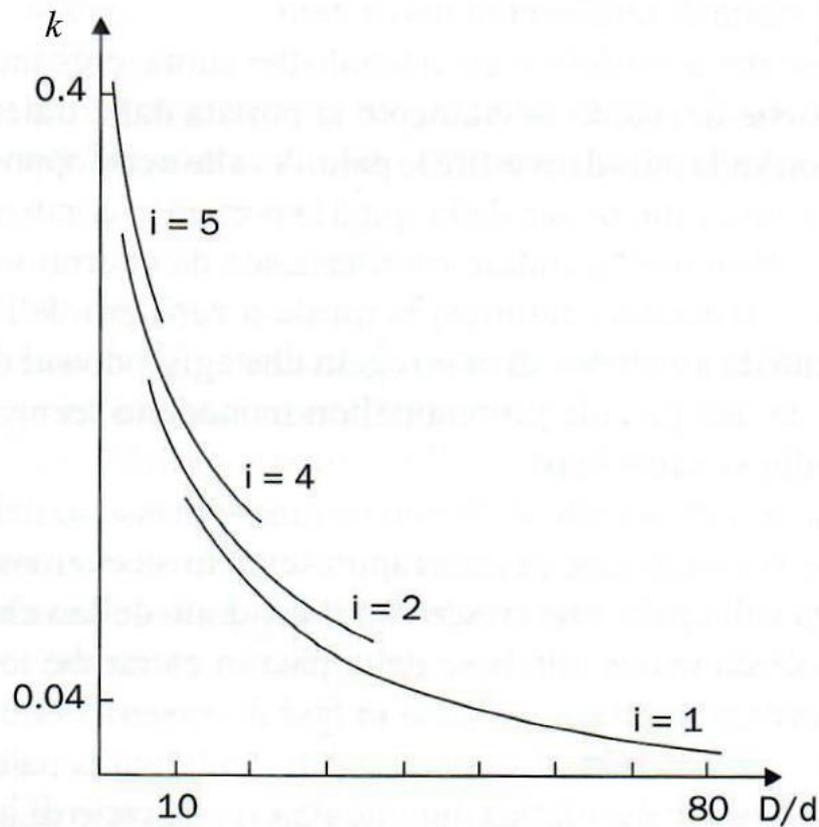
da cui:

$$\frac{u_1}{c_{1t}} = \frac{1}{2} \frac{\eta_{idr}}{\varphi}$$

In condizioni di funzionamento ottime il rapporto $\frac{\eta_{idr}}{\varphi}$ vale all'incirca uno, pertanto si può concludere che in condizioni di progetto il modulo della velocità di trascinamento u è pari a metà della velocità assoluta c_1 di uscita dall'ugello.

Oltre ai diametri dell'ugello e medio della girante, un terzo parametro caratteristico per la definizione della geometria della macchina è il numero degli ugelli, i . Per quanto visto nel corso della trattazione sulla similitudine delle turbomacchine, appare naturale che i tre parametri siano correlabili al numero caratteristico di macchina, k .

La correlazione è espressa da un diagramma tipico delle turbine Pelton, dove si rappresenta la variazione di k in funzione del rapporto D/d per alcuni valori costanti, utilizzati nella pratica progettuale, di i .



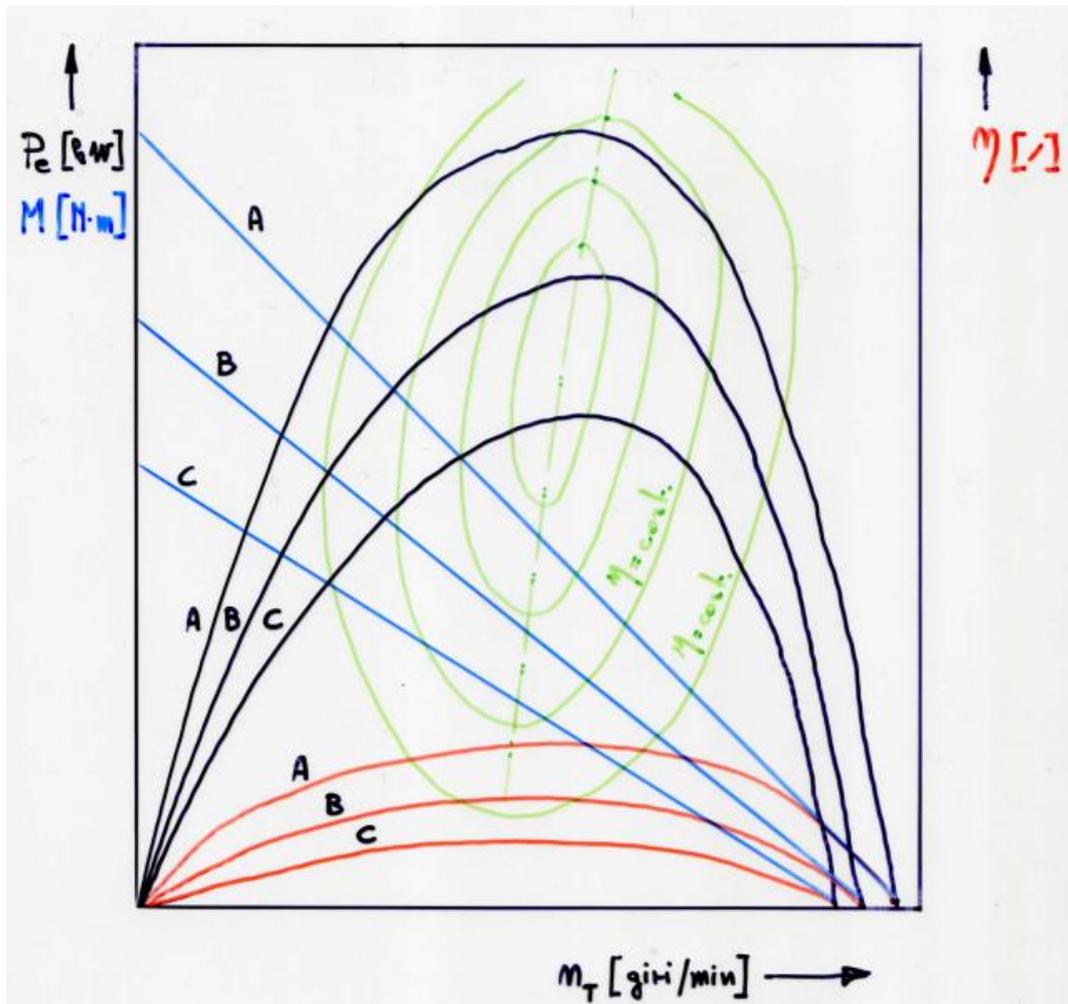
Si possono fare le seguenti osservazioni:

- il rapporto D/d può variare tra 10 e 80: all'esterno di questi limiti c'è una evidente sproporzione geometrica, che penalizzerebbe il rendimento;
- fissato i , il numero k è una funzione decrescente di D/d (il termine di portata, a parità di caduta, diventa sempre più ridotto);
- fissato D/d , il numero di macchina aumenta, ovviamente, all'aumentare del numero di ugelli.

Se gli ugelli sono in numero non superiore a tre, l'asse di rotazione della girante può essere orizzontale, altrimenti dovrà essere necessariamente verticale, per evitare interferenze tra i vari flussi di scarico.

L'andamento qualitativo delle curve caratteristiche di funzionamento delle turbine Pelton è facilmente deducibile dalle caratteristiche funzionali descritte.

Le modalità di prova sono le seguenti: imposto un valore costante di H_t , pari al valore di progetto della macchina, si bloccano le spine Doble in una serie di posizioni predeterminate, a partire da quella di massima apertura. Si procede quindi a variare la velocità della macchina, agendo sul momento resistente applicato all'asse. Si riportano poi in ascissa la velocità di rotazione e in ordinata i valori di portata, potenza, coppia e rendimento effettivo. Dal diagramma si osserva che:



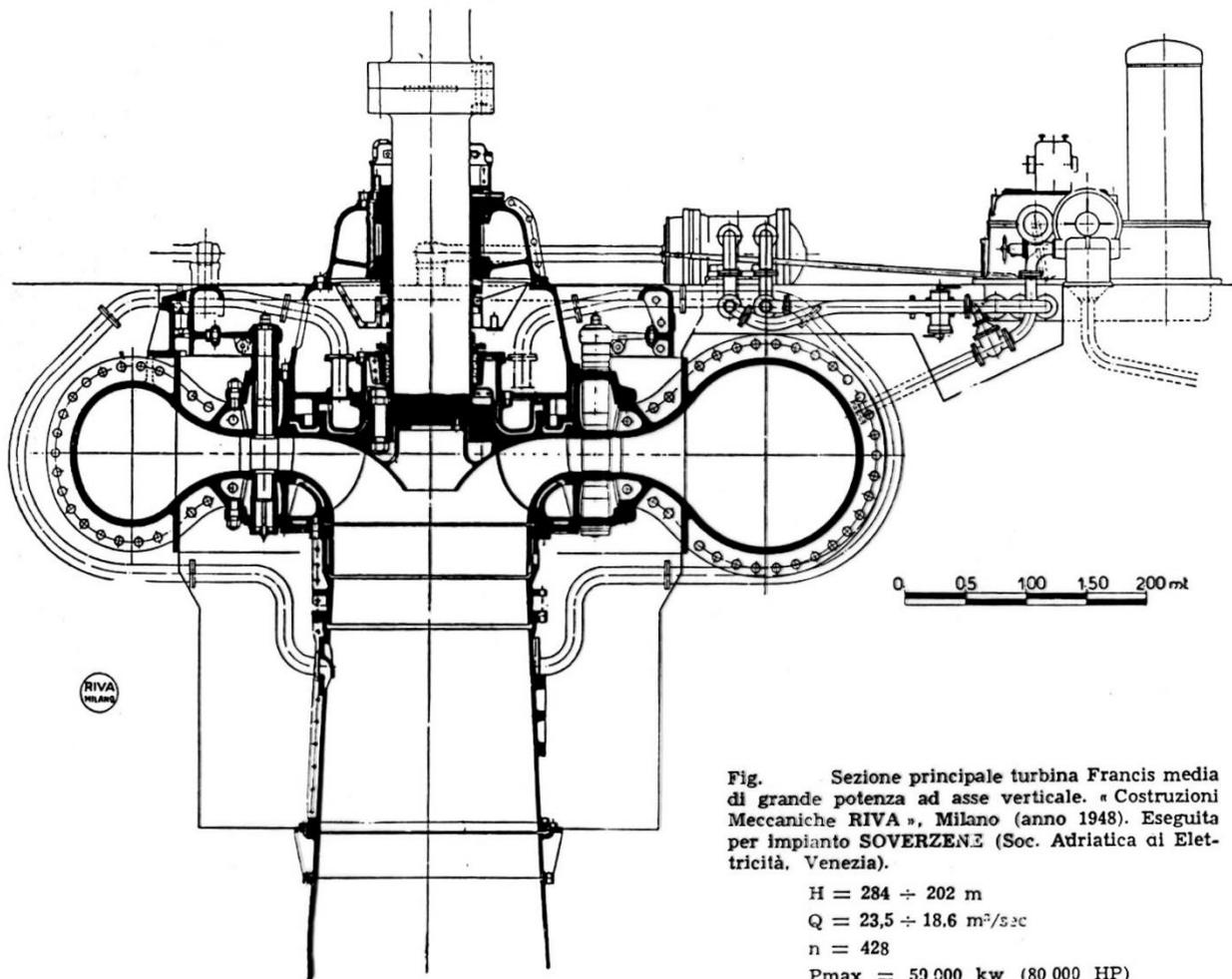
- la portata è indipendente dalla velocità di rotazione (la curve corrispondenti sarebbero rette orizzontali, non rappresentate in figura);
- la potenza utile è nulla a macchina ferma, raggiunge un valore massimo alla velocità di rotazione intermedia e poi si annulla nuovamente alla velocità di fuga, pari praticamente al doppio della velocità nominale;
- il rendimento ha lo stesso andamento della potenza utile, essendo la potenza teorica indipendente dalla velocità di rotazione. Il valore massimo è elevato (superiore a 0.8), perché il funzionamento della macchina non è basato su cicli termodinamici;
- la curva di coppia (ridondante in termini di informazione, ma interessante) è una retta con valore massimo a portata nulla e nullo alla velocità di fuga.

Se il numero di curve $P_u(n)$ è sufficientemente elevato, è possibile tracciare il luogo dei punti sul piano $P_u - n$ caratterizzati dall'aver rendimento costante. L'aspetto delle curve così ottenute è quello tipico, detto delle ellissi di isorendimento.

Ricordando quanto descritto in merito alle modalità di funzionamento della macchina, non sorprende osservare che nelle turbine Pelton l'asse maggiore di tali ellissi è praticamente verticale. Si tratta di una proprietà interessante dal punto di vista della regolazione, perché significa che l'adeguamento della potenza realizzato variando Q e mantenendo costanti H ed n , come avviene normalmente in un impianto idroelettrico, porta a variazioni minime del rendimento.

Turbine Francis

Le turbine Francis hanno grado di reazione maggiore di zero, ovvero sono macchine a reazione, caratteristica che condividono con le turbine elica-Kaplan. La potenza erogata può arrivare a 100-300 MW, con punte di 700 MW.

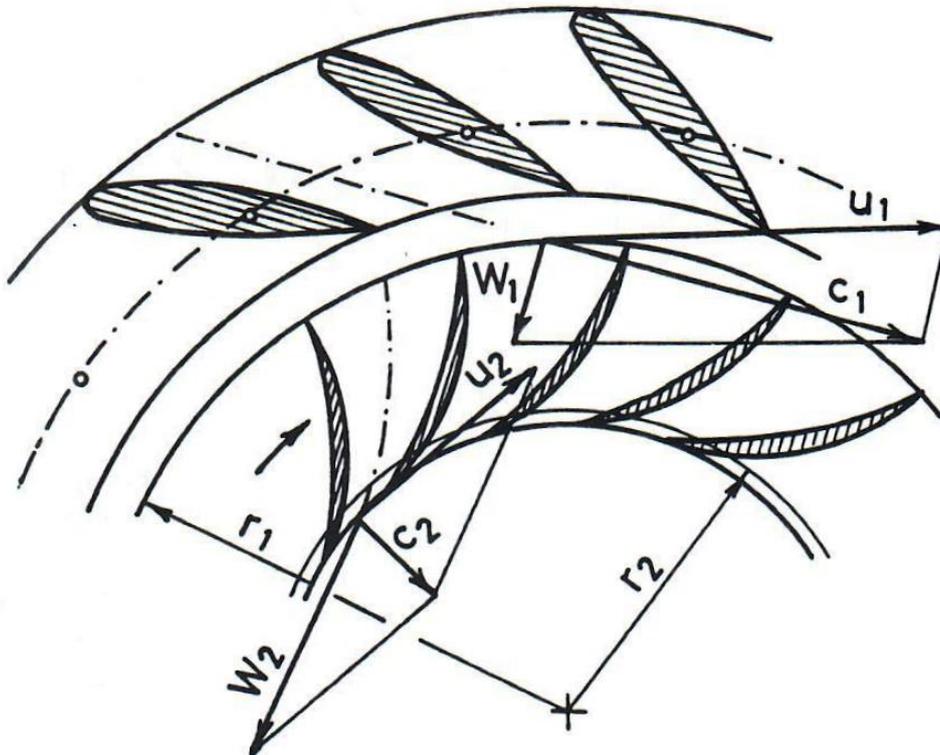


Gli organi fondamentali delle turbine Francis sono, seguendo il senso della corrente:

- la voluta a spirale, che distribuisce in modo uniforme l'acqua proveniente dalla condotta forzata lungo i 360° di sviluppo degli organi palettati della macchina;
- il predistributore, organo statorico, con palettatura non orientabile, che indirizza la corrente verso gli organi successivi. La sua funzione è anche strutturale, in quanto parte integrante del corpo della voluta. Per questo motivo, nei casi di macchine piccole o con struttura della voluta autoportante, può anche mancare;
- il distributore, organo statorico a pale orientabili con la doppia funzione di convertire parte dell'energia statica di pressione in energia cinetica, a seconda del grado di reazione, e di orientare il flusso in modo opportuno verso le palettature giranti. Il posizionamento delle pale avviene tramite un meccanismo con servomotore idraulico, asservito al sistema di regolazione della centrale;

- la girante, di geometria complessiva analoga a quella di una pompa centrifuga. Negli impianti di accumulazione può effettivamente funzionare anche da pompa nelle fasi di riempimento del bacino;
- il tubo di scarico, detto tubo aspiratore-diffusore, indispensabile, come illustrato in seguito, per avere alti rendimenti effettivi, soprattutto nel caso di cadute relativamente piccole per il tipo di macchina.

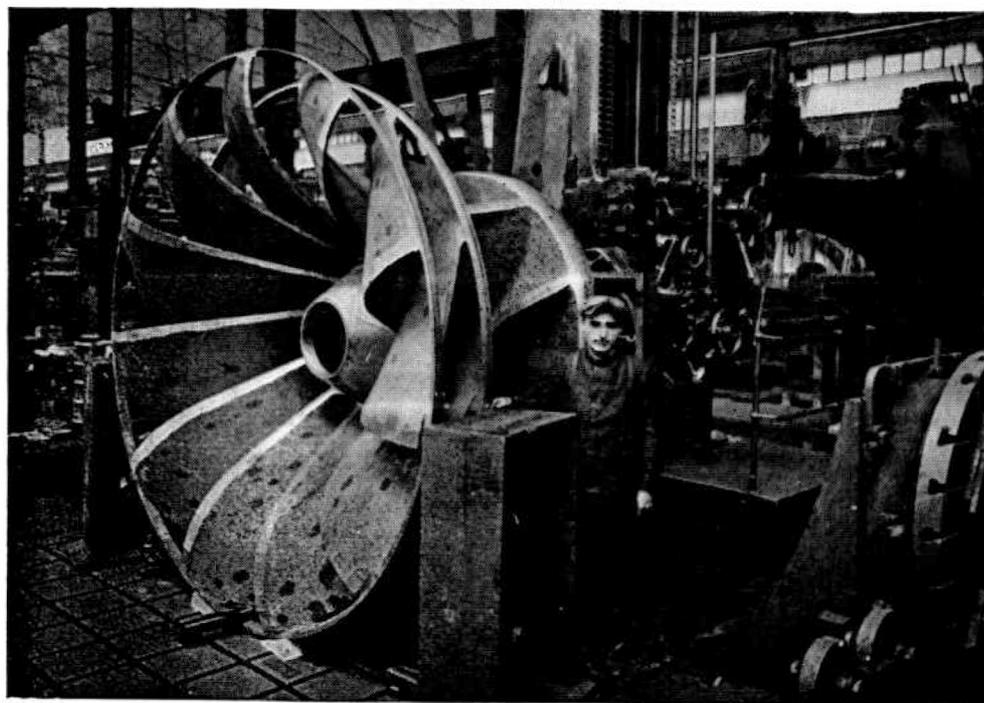
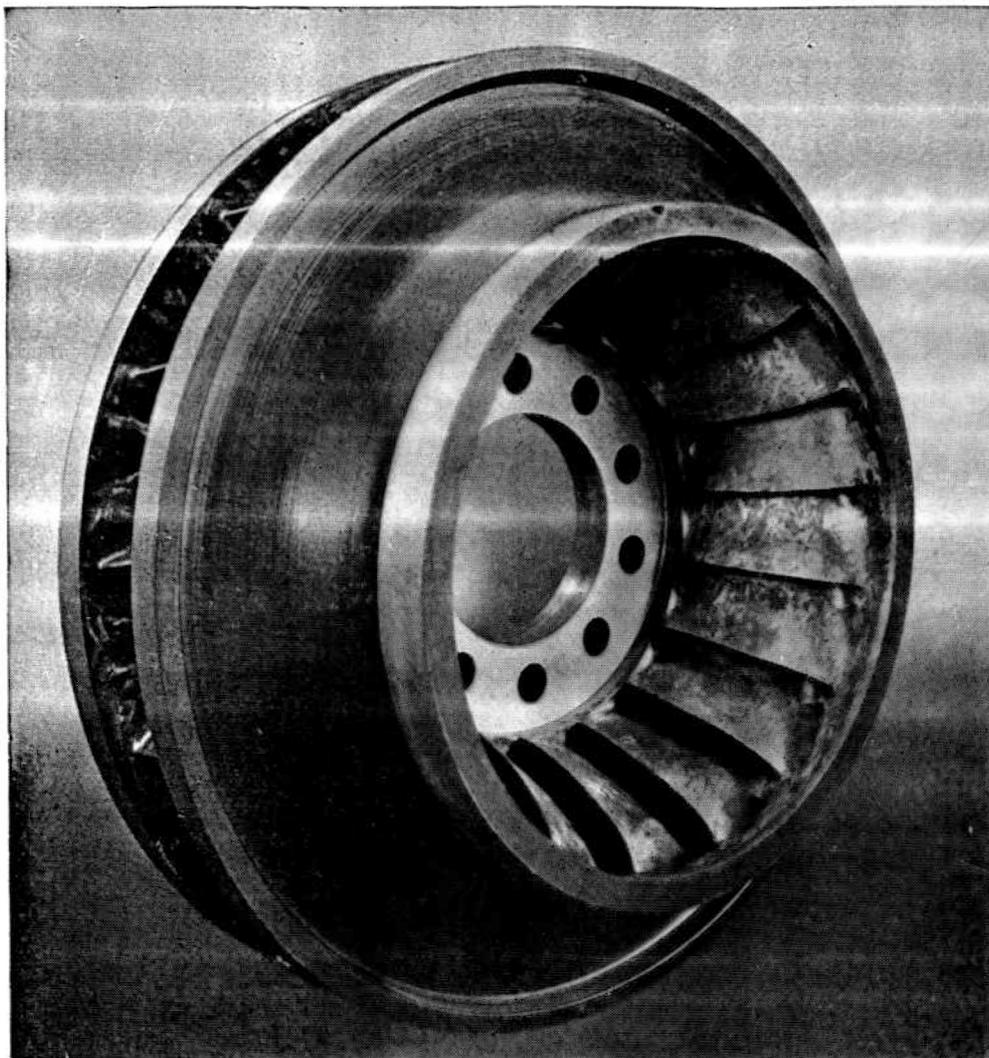
Gli altri organi accessori, con ulteriori funzioni di controllo del flusso e di regolazione della macchina, sono, come nel caso delle turbine Pelton, la valvola rotativa di ammissione dell'acqua all'uscita dalla condotta forzata e un dispositivo per il controllo del colpo d'ariete, descritto più avanti.



I triangoli di velocità si costruiscono in modo analogo a quanto visto per le pompe centrifughe, avendo l'accortezza di orientare le velocità meridiane verso il basso, cioè verso il bacino di scarico, anziché verso l'alto. Si osserva che:

- la velocità u_1 è maggiore di u_2 , perché la turbina Francis è una macchina centripeta;
- l'angolo α_1 è determinato dalla inclinazione, variabile, delle pale del distributore;
- le velocità meridiane c_{m1} e c_{m2} saranno uguali, o quasi;
- in condizioni di progetto è $c_{u2} = 0$, per non avere dannose componenti rotatorie della corrente nel tubo aspiratore-diffusore;
- il lavoro Euleriano in condizioni di progetto è quindi: $gH_t \eta_{id} = u_1 c_{u1}$

Il tubo aspiratore-diffusore, le curve caratteristiche di funzionamento, i criteri di regolazione e la funzione dello scarico sincrono saranno descritti più avanti, in una trattazione comune con le turbine elica-Kaplan, visto che differiscono entrambe dal caso precedente della turbina Pelton soprattutto per il grado di reazione non nullo.



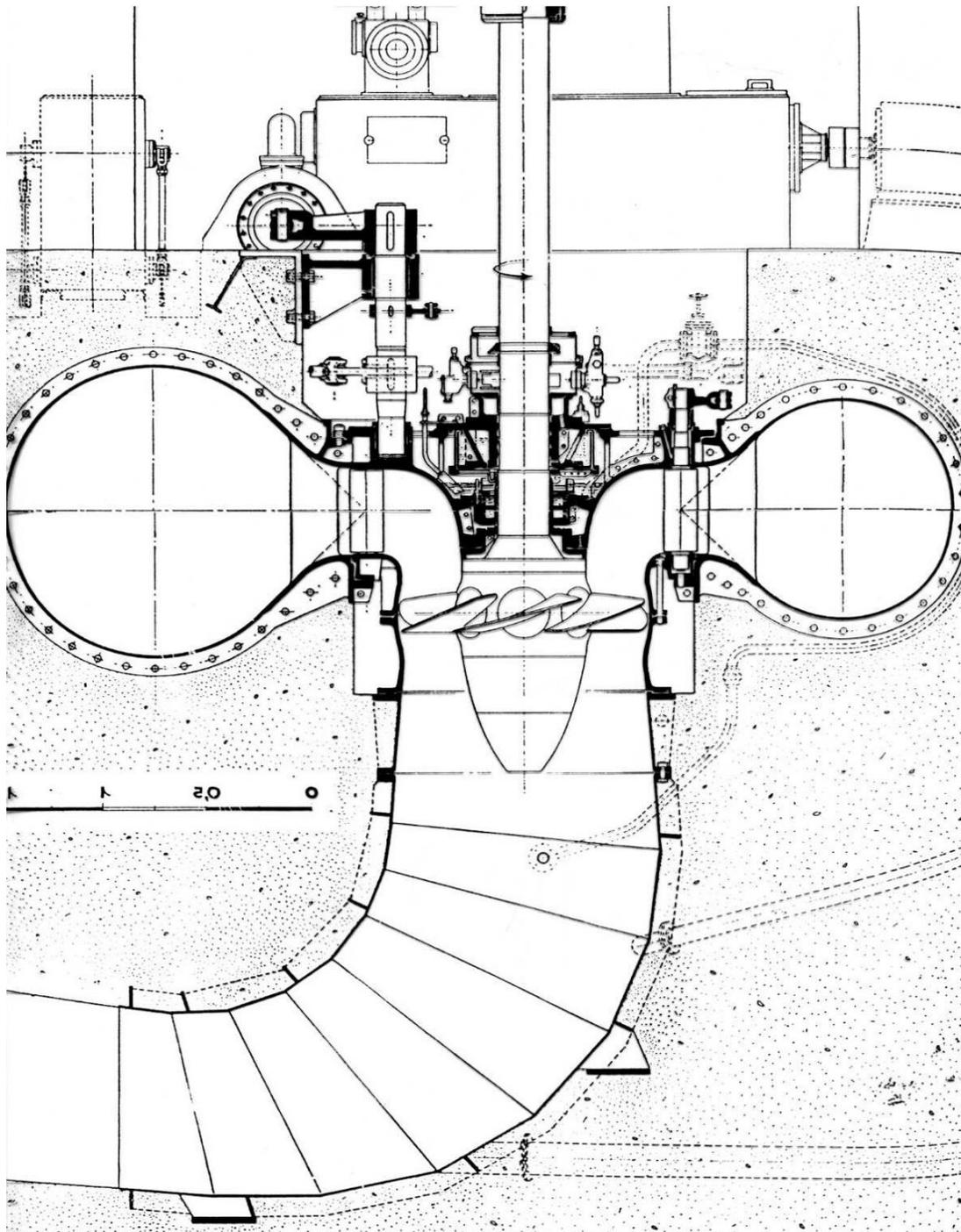
in alto: Ruota Francis lenta (per alte cadute)
Costruz. Meccaniche Riva - Milano

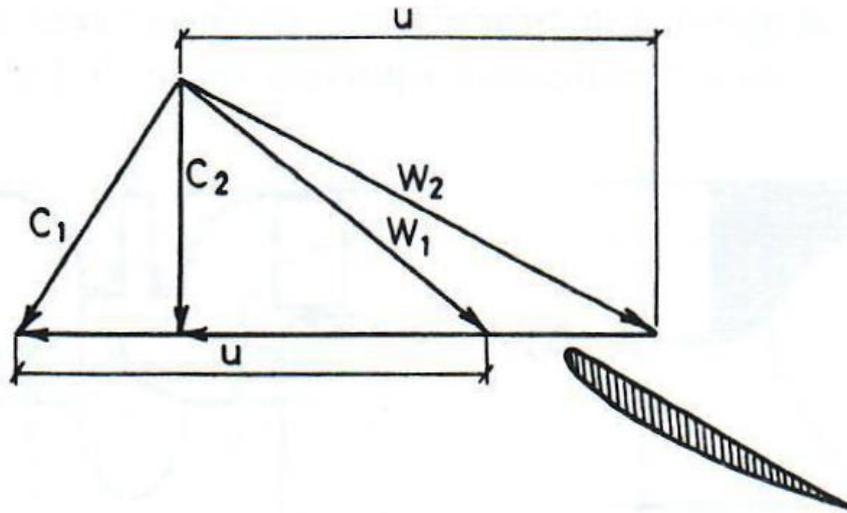
In basso: Ruota Francis veloce in costruzione in officina
Franco Tosi - Legnano (V. anche fig. 125 bis)

Turbine Elica-Kaplan

Le turbine Elica-Kaplan sono macchine a reazione la cui potenza può arrivare a circa 200 MW. Essendo macchina a bassa caduta, potenze così elevate sono ottenute con grandi portate e quindi le dimensioni sono notevoli: il diametro massimo della girante può arrivare a circa 12 m.

La struttura complessiva delle turbine Elica-Kaplan è simile a quella delle turbine Francis: la sola differenza sostanziale è la forma della girante, a flusso assiale. Nelle turbine a elica le pale giranti non sono orientabili, mentre nelle Kaplan è presente un sistema di regolazione che permette di variare l'inclinazione delle pale con macchina in funzione.





I triangoli di velocità si costruiscono in modo analogo a quanto visto per le pompe assiali, avendo l'accortezza di orientare le velocità meridiane verso il basso, cioè verso il bacino di scarico, anziché verso l'alto. Si osserva che:

- le velocità periferiche in ingresso e uscita sono eguali;
- l'angolo α_1 è determinato dalla inclinazione, variabile, delle pale del distributore;
- le velocità meridiane c_{m1} e c_{m2} sono eguali;
- in condizioni di progetto è $c_{u2} = 0$, per non avere dannose componenti rotatorie della corrente nel tubo aspiratore-diffusore;
- il lavoro Euleriano in condizioni di progetto è quindi: $gH_t \eta_{id} = u_1 c_{u1}$

Come nelle altre macchine assiali, se si vuole che il lavoro sviluppato dalla turbina sia uniforme in direzione radiale si dimensionerà la macchina a vortice libero. Questo vincolo conferirà alle pale il tipico andamento svergolato.

Un caso particolare delle turbine Elica-Kaplan è la turbina a bulbo: essa è caratterizzata dall'assenza della voluta a spirale e dal fatto che il flusso è completamente assiale. Turbine di questo tipo si utilizzano soprattutto nelle centrali ad acqua fluente site nei grandi fiumi, con cadute molto basse.

La turbina a bulbo può essere utilizzata anche nelle centrali che sfruttano l'energia delle maree, dove le loro escursioni sono molto elevate.