

Prof. Dott. Ing. GIUSEPPE CECCARELLI

**Calcolo, Disegno e Costruzione
delle palettature per turbine idrauliche**



EDITORE GHERONI TORINO

Via Carlo Alberto, 13

CALCOLO, DISEGNO E COSTRUZIONE DELLE PALETTATURE PER TURBINE IDRAULICHE

GENERALITA' ED EQUAZIONI FONDAMENTALI VALEVOLI PER TUTTE LE MACCHINE IDRAULICHE.

Il disegno delle palettature per turbine idrauliche non si puo' eseguire senza alcuni calcoli preliminari, necessari anzitutto per stabilire le dimensioni principali delle varie parti della macchina e precisamente del distributore, della ruota, della capsula e del diffusore e poi per stabilire le velocita' dell'acqua nell'interno della macchina e per tracciare i triangoli delle velocita' all'uscita della girante ed all'ingresso, dai quali dipende principalmente la forma della palettatura. Si indicano i metodi di calcolo e le nozioni di disegno in modo da preparare quei giovani i quali dovranno occuparsi di problemi di palettature per turbine idrauliche.

Verranno trattate le palettature dei tipi piu' recenti e di miglior rendimento: la ruota Pelton, la ruota Francis e la ruota Kaplan.

Per avere una relazione a carattere energetico cioe' l'equazione dell'energia tra le grandezze caratteristiche del fluido, come pressione, energia interna, velocita' ecc., conviene riferirsi a due sezioni del condotto, una a monte ed una a valle della macchina. Conviene fare alcune ipotesi semplificative:

- Escludere che il fluido, durante il moto nel condotto, tra le sezioni S_1 ed S_2 , prenda parte a reazioni chimiche e che si possa applicare il principio della conservazione dell'energia in senso algebrico.
- Che le grandezze da considerare siano funzione del luogo ed in ogni punto indipendenti dal tempo, insomma che il fluido si muova a regime uniforme e che non si tenga conto dell'agitazione locale, caratteristica del moto turbolento.

- Che esiste la continuita' della portata e che non esistano ca-
vitazioni o zone di ristagno.
- Che ciascuna sezione tagli ortogonalmente le traiettorie del-
le particelle fluide che l'attraversano e che in ogni sezione
si considera il valore medio di ogni grandezza.
- I risultati raggiunti siano validi non solo per un filetto
fluido, ma per tutti quelli della sezione.

All'istante t le particelle attraversano le sezioni S_1 ed S_2 con velocita' C_1 e C_2 e poiche' la portata e' uniforme, il pe-
so dP di fluido che passa nel tempo dt vale:

$$dP = \frac{S_1 C_1 dt}{V_1} = \frac{S_2 C_2 dt}{V_2} = \frac{SC dt}{V} = \text{cost.} \quad (1)$$

Fare il bilancio energetico significa trovare i chilogram-
metri di energia in giuoco tra le sezioni S_1 ed S_2 , sotto qual-
siasi forma tale energia si presenti, e prendere questi chilo-
grammetri con il proprio segno, in modo che la differenza tra
l'energia che il fluido possiede nella sezione S_1 e l'energia
che il fluido possiede nella sezione S_2 sia eguale all'energia
ceduta (positiva) dal fluido tra le due sezioni, se la macchina
e' motrice, oppure eguale all'energia ricevuta (negativa) dal
fluido, se la macchina e' operatrice.

Si suppone che il fluido cede energia alla macchina: il pe-
so compie il lavoro $(Z_1 - Z_2) dP$; le pressioni compiono il lavoro
 $(P_1 V_1 - P_2 V_2) dP$; l'energia cinetica o forza viva si riduce di
 $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} dP$; l'energia interna si riduce di $(U_1 - U_2) dP$. E, ove E
e' l'equivalente meccanico della Caloria, $E = \frac{1}{A} = 427$ nel siste-
ma di misura, metro, chilogrammo forza, secondo, grandi calorie;
la parte d'energia del fluido ceduta all'esterno e' $(L_{1,2} + E Q_{1,2}) dP$,
ove Q sono le Calorie perdute o cedute dal fluido nel tratto
 $S_1 - S_2$.

Quindi si deve avere:

$$(z_1 - z_2) + (P_1 V_1 - P_2 V_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + E(U_1 - U_2) = L_{1,2} + E Q_{1,2} \quad (2)$$

equazione che lega grandezze meccaniche con grandezze termiche, ed introducendo l'entalpia $i = U + A p v$ si ha:

$$\Delta_{1,2} \left[\frac{C^2}{2g} + z + i \right] = L_{1,2} + E Q_{1,2} \quad (3)$$

L'equazione (2) puo' essere scritta facendovi comparire semplicemente grandezze meccaniche, mediante il lavoro tecnico e la energia $R_{1,2}$, dissipata tra le due sezioni per resistenze varie. Infatti la quantita' di calore complessivamente scambiata dQ_t e' uguale a quella effettivamente scambiata con l'esterno dQ , piu' quella perduta in atriti AdR . Per il primo principio della termodinamica si deve avere: $dQ_t = dQ + AdR = dU + A p dv = dU + A [d(pv) - v dp] = di - A v dp$.

Nell'equazione (3) si puo' mettere al posto della variazione d'entalpia la somma $di = dQ + AdR + A v dp$ e quindi si ha la equazione:

$$\Delta_{1,2} \left[\frac{dC^2}{2g} + dz + dR + v dp \right] = L_{1,2} \quad (4)$$

Indicando con $R = \int_1^2 dR$ l'energia perduta nel tratto considerato, la equazione (4) puo' essere integrata e scritta cosi':

$$z_1 - z_2 + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \int_1^2 v dp = L_{1,2} + R \quad (5)$$

L'equazione del bilancio energetico nel moto relativo cioe' quanto il condotto e' in moto rispetto al sistema fisso di riferimento si puo' trovare ricordando che: "la forza acceleratrice nel moto relativo e' eguale alla forza acceleratrice assoluta, meno la forza d'inerzia di trascinamento e complementare". Insomma si hanno le equazioni:

$$z_1 - z_2 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} - \int_1^2 v dp = R \quad (6) \quad \text{oppure}$$

$$z_1 - z_2 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + E(i_1 - i_2) = E Q_{1,2} \quad (7)$$

L'equazione che da la coppia effettiva, e' per una portata $G = \gamma Q = 1 \text{ Kg/sec}$, e':

$$M = \frac{1}{g} (r_1 C_1 \cos \alpha_1 - r_2 C_2 \cos \alpha_2) \quad (8)$$

ed il lavoro corrispondente e':

$$L = M \cdot \omega = \frac{1}{g} (U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2) = \frac{1}{g} [U_2 W_{2u} - U_1 W_{1u} - (U_2^2 - U_1^2)] \quad (9)$$

Nelle macchine motrici e' spesso $\alpha_2 = \frac{\pi}{2}$ cioe' la velocita' di scarico e' assiale e quindi la (9) si riduce a

$$L = \frac{1}{g} C_1 U_1 \cos \alpha_1 > 0$$

ed il lavoro e' maggiore di zero se l'angolo α_1 e' compreso tra 0° e 90° , cioe' all'ingresso la proiezione della velocita' assoluta ha lo stesso verso della velocita' periferica; nel caso in cui $\alpha_1 = 90^\circ$ il lavoro vale $L = -\frac{1}{g} C_2 U_2 \cos \alpha_2$ ed e' positivo se $\cos \alpha_2 < 0$, cioe' se l'angolo α_2 e' compreso tra 90° e 180° .

Considerando due sezioni S_1 ed S tra il distributore e la ruota, il momento e' nullo:

$$M = \frac{1}{g} (C_1 r_1 \cos \alpha_1 - C r \cos \alpha) = 0 \quad \text{cioe' } C \cos \alpha r = C_u \cdot r = \text{cost.} \quad (11),$$

quindi la componente tangenziale della velocita' per il raggio e' costante.

La velocita' meridiana si calcola in base alla portata in peso e cioe':

$$\frac{C_u \cdot A}{v} = G = \text{cost} \quad (12).$$

Supponendo che la macchina sia ad asse orizzontale e che non vi siano perdite idrauliche la (5) diventa:

$$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \int_1^2 v dp = L = L_1 + L_2 > 0 \quad \text{cioe' } \frac{C_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} - \left(\frac{C_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) = L > 0;$$

generalmente e' $C_2 < C_1$ e quindi $p_2 < p_1$; il lavoro complessivo raccolto nelle pale si puo' immaginare come una parte L_1 dovuto alla variazione dell'energia cinetica ed una parte L_2 al lavoro

delle pressioni. Il rapporto

$$\frac{L_1}{L} = \rho_a = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g \eta_1 H} \quad (13)$$

dicesi grado di azione ed il rapporto

$$\frac{L_2}{L} = \rho_r = \frac{P_1 - P_2}{\gamma \eta_1 H} \quad (14)$$

dicesi grado di reazione; la somma $\rho_a + \rho_r$ vale uno. Nel caso in cui $R = 0$ e $Q = 0$ si ha:

$$-\int_1^2 v dp = E(i_1 - i_2) \quad \text{e} \quad \rho_r = \frac{E(i_1 - i_2)}{L} \quad (15)$$

Nel caso in cui $L_2 = 0$, le pressioni non lavorano ed il grado di reazione e' nullo ed il fluido agisce esclusivamente per azione e la macchina si chiama ad azione; nel caso $L_1 = 0$ non c'e' variazione di energia cinetica e lavorano soltanto le pressioni e la macchina e' puramente a reazione. Tutte le macchine ad immissione totale agiscono per azione e reazione contemporaneamente, ed in base alla (6), per $U_1 = U_2$, cioe' per macchina cilindrica, e per $R = 0$, cioe' con perdite nulle si ha:

$$\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} - \int_1^2 v dp = 0 \quad \text{e se} \quad L_2 = 0 \quad \text{si ha} \quad W_1 = W_2,$$

mentre per $L_2 \neq 0$, si deve avere $W_2 > W_1$ cioe' in mancanza di perdite nelle macchine motrici ad azione la velocita' relativa all'uscita e' uguale a quella all'entrata, mentre nelle macchine a reazione la velocita' relativa all'uscita e' sempre maggiore di quella all'entrata.

Ha importanza vedere come tale condizione agisce sulla velocita' periferica ed in base alla (9) ed alla (5), per $C_2 = 0$ (condizione di massimo effetto utile)

$$L = \frac{1}{g} C_1 U_1 \cos \alpha_1 = \frac{C_1^2}{2g} - \int_1^2 v dp$$

e se la macchina agisce per azione $L_2 = 0$ e $U_1 = \frac{C_1}{2 \cos \alpha_1}$ e cioe' all'ingresso il triangolo delle velocita' e' isoscele e $W_1 = U_1$ e $\beta_1 = \pi - 2\alpha_1$.

TURBINE IDRAULICHE

Si considerano e si rappresentano schematicamente: la condotta, il corpo della macchina, il diffusore ed il canale di scarico.

La caduta disponibile tra il punto di presa ed il punto di scarico e':

$$H = z_1 - z_2 + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (16)$$

cioe' vale la somma della caduta geodetica $z_1 - z_2$, della caduta di pressione dinamica $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$, e della caduta di pressione statica $\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$, che in generale e' trascurabile perche' vale circa $\frac{1}{800} H$.

La caduta H rappresenta l'energia totale che il fluido ha ceduto: una parte L va ceduta alla macchina ed una parte R finisce in perdite idrauliche.

$$\text{Il rendimento idraulico vale } \eta_1 = \frac{L}{H} = \frac{H - R}{H} \quad (17).$$

La portata disponibile Q non tutta attraversa gli organi utilizzatori della macchina, perche' una parte non agisce e quindi si definisce il rendimento volumetrico $\eta_v = \frac{Q_u}{Q}$; inoltre si hanno perdite di carattere meccanico e si introduce il rendimento organico η_o ; il rendimento complessivo vale: $\eta = \eta_1 \cdot \eta_v \cdot \eta_o$ (18).

La potenza effettiva che si puo' ricavare sull'albero della macchina e' $N_u = \gamma Q H \eta$ (19).

MACCHINE SIMILI E NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO.

Supponiamo di avere una serie di macchine idrauliche geometricamente simili, tutte con lo stesso rendimento idraulico η_1 e di farne funzionare due sotto cadute diverse, in modo che i triangoli di velocita' corrispondenti siano simili.

Per la similitudine geometrica si ha:

$$\frac{l}{l_0} = \lambda = \text{cost} ; \quad \frac{H}{H_0} = \delta = \text{cost} ; \quad \frac{C_1}{C_{10}} = \frac{U_1}{U_{10}} = \alpha = \text{cost}.$$

Per l'equazione di Eulero si ha:

$$U_{10} C_{10} \cos \alpha_1 - U_{20} C_{20} \cos \alpha_2 = \eta_1 g H_0$$

$$\alpha^2 (U_{10} C_{10} \cos \alpha_1 - U_{20} C_{20} \cos \alpha_2) = \eta_1 g \delta H_0$$

e dividendo membro a membro: $\alpha^2 = \delta$, $\alpha = \sqrt{\delta}$ e pertanto valgono queste relazioni:

$$\frac{C}{C_0} = \frac{U}{U_0} = \frac{W}{W_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{\frac{1}{2}} ; \quad \frac{Q}{Q_0} = \frac{S_0 \cdot C}{S_0 \cdot C_0} = \left(\frac{l}{l_0} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_0} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{N}{N_0} = \frac{QH}{Q_0 \cdot H_0} = \left(\frac{l}{l_0} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_0} \right)^{\frac{3}{2}} ; \quad \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{U \cdot R_0}{R \cdot U_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{l}{l_0} \right)^{-1} \quad e$$

da queste ultime due relazioni si trova:

$$\left(\frac{l}{l_0} \right) = \left(\frac{N}{N_0} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{H}{H_0} \right)^{-\frac{1}{3}} = \left(\frac{l}{l_0} \right) = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-1} \quad \text{cioe' :}$$

$$n_0 N_0^{\frac{1}{3}} H_0^{-\frac{5}{6}} = n N^{\frac{1}{3}} H^{-\frac{5}{6}} = n_0 \quad (20)$$

Questa relazione n_0 rappresenta un numero caratteristico delle turbine simili e per una caduta unitaria e potenza unitaria n_0 rappresenta il numero di giri al secondo.

La classifica delle turbine in base al numero di giri caratteristico consente subito una scelta opportuna della tabella 1^a da un'idea del tipo di macchina da scegliere in sede di progetto.

RUOTA PELTON.

Tra le macchine ad azione la ruota Pelton e' la piu' importante e si puo' far derivare dalla turbina di Poncelet, il quale fu il primo ad adottare le palette curve.

La ruota Poncelet e' schematizzata in fig. 1 a) e b) e supponiamo che la paletta curva si muova con velocita' U_1 e che la particella l'investe con la velocita' assoluta C_1 ed una velocita' relativa $W_1 = C_1 - U_1$, tangente all'ingresso; la particella la percorre la paletta in un senso e poi nel senso contrario.

Per avere il rendimento massimo tutta l'energia cinetica deve essere sfruttata, cioe' la velocita' assoluta C_2 all'uscita della paletta dovrebbe essere nulla e quindi $W_2 = -W_1$ e $|W_2| = |U_1|$ e cosi' $U = \frac{C_1}{2}$ ed in questo caso il rendimento sarebbe uguale ad uno.

Per una vena fluida si ha sempre turbolenza ed urto, inoltre l'altezza delle palette e' superiore alla caduta e la velocita' periferica non e' la stessa nei vari punti ed il rendimento della ruota Poncelet si abbassa moltissimo.

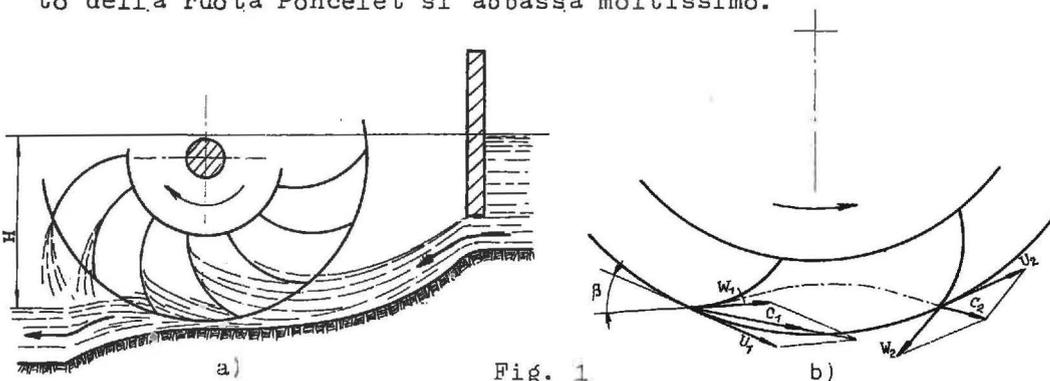


Fig. 1

Nella ruota Pelton la paletta e' fatta come indica la tavola I. Il getto colpisce il tagliente della pala e viene diviso in due parti che sfuggono lateralmente, come indica la fig. 2. Sezionando la paletta con un piano parallelo all'asse di rotazione contenente la velocita' assoluta e periferica si ha:

$$W_1 = C_1 - U = \varphi C_1 - U = \varphi \sqrt{2gH} - U \quad (21) \quad \text{ove } \varphi \approx 0,98;$$

$$W_2 = \psi W_1 = \sim 0,95 W_1 \quad (22)$$

La variazione della quantità di moto è eguale all'impulso, che nella direzione della velocità periferica e per $G = \gamma Q = 1 \text{ Kg/sec}$ vale:

$$F = \frac{1}{g} (\varphi C_1 - C_2 \cos \alpha_2) = \frac{1}{g} (1 + \psi \cos \alpha_2) (\varphi C_1 - U) \quad (23) \text{ essendo}$$

$C_2 \cos \alpha_2 = U_2 - W_2 \cos \beta_2 = U - \psi W_1 \cos \beta_2 = U - (\varphi C_1 - U) \psi \cos \beta_2$; $\beta_2 \approx 20^\circ$.
Indicando con K_p il rapporto $\frac{U}{C_1}$ si ha lo sforzo unitario sulla pala.

$$F = \frac{C_1}{g} (1 + \psi \cos \beta_2) (\varphi - K_p) \quad (24)$$

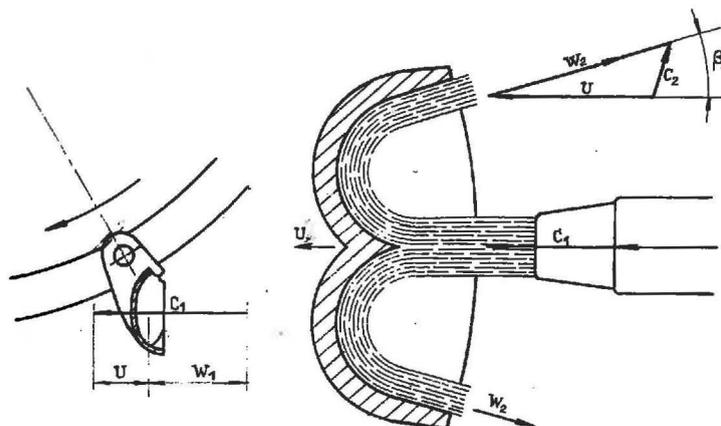


Fig. 2

La potenza raccolta dalla pala vale:

$$N_u = F \cdot u = \frac{C_1^2}{g} (1 + \psi \cos \beta_2) (\varphi - K_p) K_p \quad (25)$$

la potenza disponibile è $\frac{C_1^2}{2g}$ e quindi il rendimento vale:

$$\eta_1 = \frac{N_u}{N} = 2 (1 + \psi \cos \beta_2) (\varphi - K_p) K_p \quad (26)$$

e si ha il valore massimo per $\frac{d\eta}{dK_p} = 0$ cioè per $U = \frac{\varphi C_1}{2}$;

$$K_p = \frac{\varphi}{2} \text{ ed in questo caso } \eta_M = (1 + \psi \cos \beta_2) \frac{\varphi^2}{2} \quad (27)$$

Dalla (27) risulta che il rendimento massimo e' tanto maggiore quanto piu' sono grandi φ e ψ e minore β_2 (generalmente $\beta_2 \approx 20^\circ$).

Lo sforzo periferico si annulla per $K_p = \varphi \approx 0,98 = \frac{u}{C_1}$ cioe' quando la velocita' periferica e' circa eguale alla velocita' ideale del getto ed in pratica tale velocita' periferica e' detta velocita' di fuga, perche' si annullano la potenza utile ed il rendimento; per $K_p = 0$ lo sforzo F ha il valore massimo, mentre si annullano il rendimento e la potenza utile. Sia il rendimento che la potenza utile hanno andamento parabolico ed il massimo si ha per $K_p = \frac{\varphi}{2}$.

CALCOLO DELLE DIMENSIONI PRINCIPALI DI UNA RUOTA PELTON.

Si indica con D (grande) il diametro medio della ruota cioe' del cerchio tangente all'asse del getto; con d (piccolo) il diametro del getto (e non del boccaglio) e con z il numero dei getti.

La velocita' del getto vale $C_1 = \varphi C_1 = \varphi \sqrt{2gH}$, ove H e' la caduta disponibile.

La portata e' $Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot C_1 \cdot z$ e la potenza $N_u = \frac{\gamma Q \cdot H}{75} \eta$ ove γ e' il peso specifico dell'acqua e η il rendimento complessivo.

Il numero di giri al primo vale

$$n = \frac{60 U}{\pi D} = \frac{60}{\pi D} \cdot K_p \sqrt{2gH} \quad (28)$$

Il numero di giri caratteristico:

$$n_c = n N^{\frac{1}{2}} H^{\frac{5}{4}} \approx 572 \sqrt{z} \cdot \sqrt{\eta} \cdot K_p \frac{d}{D} \approx 225 \div 250 \frac{d}{D} \sqrt{z} \quad (29)$$

ove si e' supposto $\eta = 0,9 \div 0,92$ e $K_p = 0,44 \div 0,46$ (30).

Il numero di giri caratteristico dipende dalle dimensioni

della macchina e l'esperienza consiglia che il rapporto

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{20} \quad (31).$$

La ruota Pelton ad un solo getto si costruisce quando $n_c < 25$; a piu' getti quando $n_c = 25 \div 50$; con asse orizzontale non si superano generalmente due getti, mentre con asse verticale si possono fare anche quattro o cinque getti.

Mediante l'uso delle formule precedenti e' possibile calcolare le dimensioni principali della macchina; il numero di giri $n = \frac{120 f}{p}$ della ruota si calcola in base alla frequenza f della rete elettrica ed al numero p dei poli dell'alternatore; con la portata Q ed il salto disponibile H si calcola il numero di giri caratteristico ed in base ad esso si fissa il numero dei getti e quindi la portata e le dimensioni di ciascuno; in base alla velocita' di efflusso si determina la velocita' $U = K_p C_1$; dalla relazione (28) si ricava il diametro medio D della girante.

PROPORZIONAMENTO DELLE PALE.

Il proporzionamento delle palette avviene in funzione del numero z dei getti e del diametro d del getto e naturalmente bisogna fissare inizialmente il passo delle pale, la larghezza, l'altezza, di ogni pala e poi la profondita' e la forma della capsula di ognuna.

Il passo t si stabilisce in modo che sia compreso tra il passo minimo t_m ed il passo massimo t_M . Il passo massimo si determina tenendo presente che nessuna particella d'acqua deve sfuggire dalla ruota senza colpire direttamente la pala. Si suppone per semplicita' che la pala e la particella si muovano di moto traslatorio e che percorrano il segmento AB , fig. 3. Mentre la particella percorre lo spazio AB , la palette passa dalla posizione media n_0 alla posizione n (infatti per il buon rendimento deve essere $K_p \approx 0,5$) e quindi si avra' $\frac{\widehat{AB}}{C_1} = \frac{\alpha}{\omega} = \text{tempo}$;

così si ricava l'angolo α e quindi il passo massimo ed il numero indicativo delle palette. Il passo minimo si stabilisce con la condizione che ogni pala deve essere colpita almeno in un istante ortogonalmente dal getto, senza che questo urti contro il dorso della pala seguente. Tale condizione si traduce in pratica tracciando la traiettoria relativa del getto rispetto alla girante.

In fig. 4, si è costruita la traiettoria di una particella liquida moventesi lungo l'asse del getto con la velocità $C_1 = 92$ m/sec. relativamente alla girante che ha una velocità periferica di 42,3 m/sec: PP rappresenta la periferia media della girante, in scala 1:10; TT rappresenta la traiettoria della particella liquida, la quale tocca nel punto O la periferia media della girante. La costruzione della traiettoria deriva del seguente ragionamento: nel tempo in cui la girante rota di un arco qualsiasi \widehat{OA} , la particella si sposta sulla retta a-a di un segmento che sta ad \widehat{OA} nello stesso rapporto con cui la C_1 sta ad U; dunque quando il punto O della girante si porterà in A, la particella d'acqua si sposta sulla retta a-a a destra di O di un segmento uguale ad $\widehat{OA} \frac{1}{0,46}$ ove $0,46 = \frac{u}{C_1}$; poiché si deve tracciare la traiettoria della particella liquida per una posizione fissa della ruota, bisogna far rotare in senso inverso tutta la figura di un angolo corrispondente all'arco \widehat{OA} , in modo che O ritorni da A in O, cosicché la particella si verrà a trovare in M_1 , sulla tangente in A' alla periferia media: $A'M_1 = \frac{1}{0,46} \widehat{OA}$; in modo analogo si sono trovate le altre posizioni relative $M_2, M_3, M'_1, M'_2, M'_3$. Rotando la ruota nel senso della freccia la traiettoria relativa viene percorsa nel senso indicato in figura. Tale traiettoria relativa verrebbe percorsa dalla particella qualora non incontrasse nel suo cammino nessuna pala della girante; ma ciò non deve avvenire quindi, tenuto conto della dimensione radiale della pala e della dimensione tra

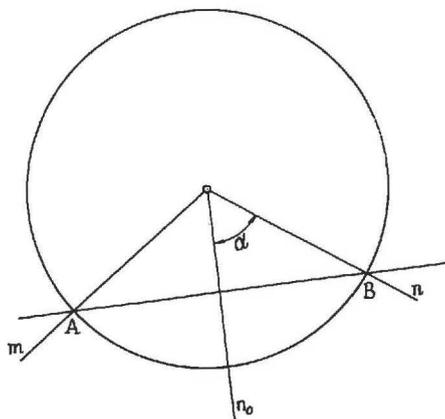


Fig. 3

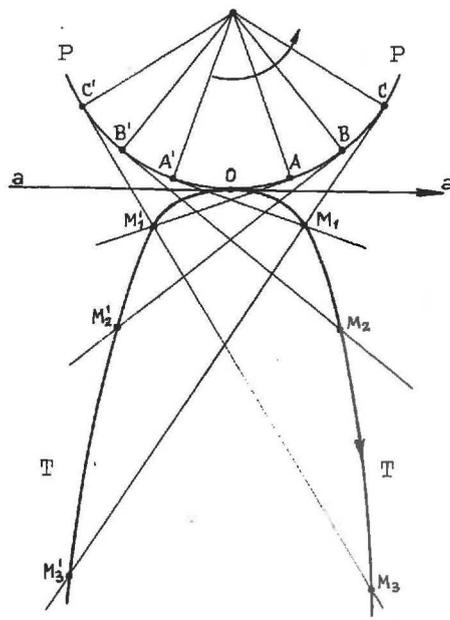


Fig. 4

$$m = 3 \div 4 d$$

$$n = 0.7 \div 0.8 m$$

$$q = 0.9 \div 1.2 d$$

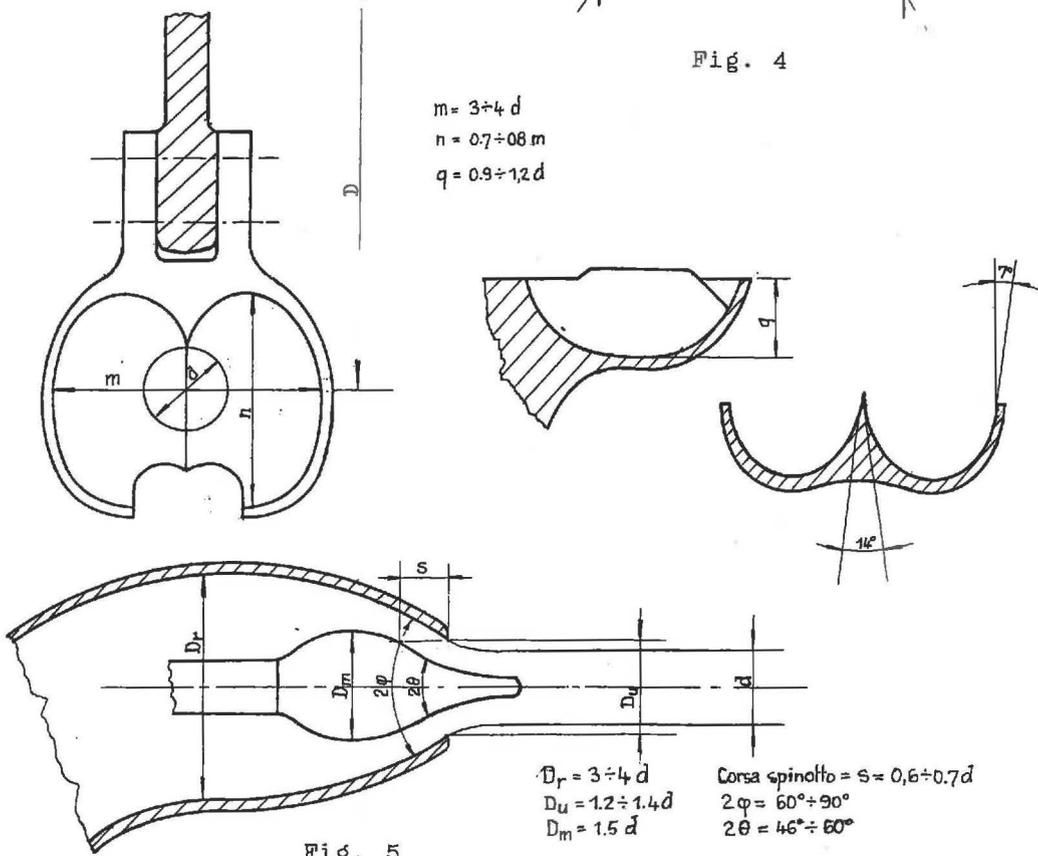


Fig. 5

$$D_r = 3 \div 4 d$$

$$D_u = 1.2 \div 1.4 d$$

$$D_m = 1.5 d$$

$$\text{Corsa spinotto} = s = 0.6 \div 0.7 d$$

$$2\theta = 60^\circ \div 90^\circ$$

$$2\theta = 46^\circ \div 60^\circ$$

sversale del getto, bisogna fissare convenientemente il passo periferico delle pale.

La pala e' disegnata in vista e in sezione nella tav. I, che comprende il dimensionamento costruttivo.

In fig. 5 sono state riportate alcune quote di massima per il proporzionamento della pala, del bocaglio e relativo spinnotto.

Il proporzionamento dell'attacco delle pale alla ruota viene fatto in base alle peggiori condizioni di funzionamento come per l'albero dell'alternatore e precisamente per la coppia di corto circuito, superiore a quella normale, perche' calcolata con una corrente di corto circuito, almeno dieci volte maggiore di quella erogata dall'alternatore in condizioni di marcia a regime assoluto.

TURBINA FRANCIS.

Come si e' visto la ruota Pelton e' una macchina funzionante ad azione, cioe' l'energia di pressione dell'acqua viene trasformata prima della ruota in energia cinetica ed il getto, avente la velocita' massima possibile, investe le palette della girante, le quali vengono spinte per urto delle particelle e per effetto della loro deviazione.

La turbina Francis e' una macchina a reazione nel senso che l'acqua agisce per rinculo come in un arganello idraulico.

Non esistono macchine a completa reazione e si introduce il grado di reazione gia' definito.

Nella macchina a reazione si ha una caduta di pressione tra la sezione di ingresso e di uscita della ruota e la immissione deve essere totale; inoltre si ha un aumento della velocita' relativa allo scarico.

Per un primo calcolo di massima si puo' usare la teoria unidimensionale che si compendia nel teorema di Eulero.

All'ingresso ed all'uscita della girante i triangoli di ve-

locità si presentano come in fig. 6; l'angolo α_1 e' dato dalla inclinazione delle palette del distributore e generalmente l'angolo α_2 vale 90° , perche' si tratta di una macchina piano-assiale.

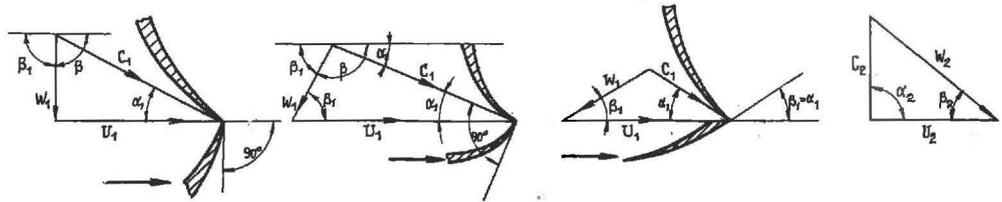


Fig. 6

Usando le grandezze medie si ha:

$$U_1 C_1 \cos \alpha_1 = g H \eta_1 \quad (32) \quad ; \quad \frac{C_1}{\sin \beta_1} = \frac{U_1}{\sin (\alpha_1 + \beta_1)} \quad (33)$$

e sostituendo all'equazione di Eulero si possono determinare le velocità C_1 ed U_1 in funzione degli angoli costruttivi:

$$C_1 = \left[g H \eta_1 \frac{\sin \beta_1}{\cos \alpha_1 \cdot \sin (\alpha_1 + \beta_1)} \right]^2 \quad (34)$$

$$U_1 = \left[g H \eta_1 \frac{\sin (\beta_1 + \alpha_1)}{\cos \alpha_1 \sin \beta_1} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[g H \eta_1 \left(1 + \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (35)$$

La portata alla periferia del distributore e':

$$Q = \left(2 \pi r_1 - z \frac{s}{\sin \alpha_1} \right) b_1 C_1 \cos \alpha_1 \mu \quad (36)$$

ove s e' lo spessore della pala, z il numero delle pale, $s \cdot z / \sin \alpha_1$ il perimetro ricoperto dalle pale, b_1 l'altezza del distributore, $C_1 \sin \alpha_1$ la componente radiale della velocità, μ il coefficiente d'efflusso.

In sede di progetto si riterra' $Q = \delta \cdot 2 \pi r_1 b_1 c_1 \sin \alpha_1 \mu$;
poiche' $n = \frac{30 U_1}{\pi r_1}$, sostituendo nel numero di giri caratteristi

co si ha:

$$n_c = 320 \div 410 \cdot \left[\frac{b_1}{r_1} \operatorname{tag} \alpha_1 \sqrt{1 + \frac{\operatorname{tag} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (37).$$

Il numero di giro caratteristico e' proporzionale alla potenza ed inversamente proporzionale alla caduta e puo' raggiungere dei valori molto alti, come si e' visto nella tabella I e l'espressione precedente mostra che per avere n_c alto bisogna avere un grande rapporto $\frac{b_1}{r_1}$ e grande l'angolo α_1 .

Introducendo la velocita' ideale d'efflusso $C_1 = \sqrt{2gH}$, si ha il coefficiente di velocita' periferica

$$K_p = \frac{U_1}{C_1} = \sqrt{\frac{\eta_1}{2} \left(1 + \frac{\operatorname{tag} \alpha_1}{\operatorname{tag} \beta_1} \right)} \quad (38) \quad \text{e quindi}$$

$$n_c = 320 \div 410 \cdot \left(\frac{2}{\eta_1} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left[\frac{b_1}{r_1} \operatorname{tag} \alpha_1 \cdot K_p \right]^{\frac{1}{2}} \quad (39).$$

Per aumentare n_c bisogna aumentare la velocita' periferica U_1 , la quale aumenta con il diminuire del grado di reazione,

Il rapporto $\frac{b_1}{r_1}$ influisce moltissimo sulla forma delle pale e della turbina e se si vogliono allo scarico velocita' relative non troppo grandi, necessita dare alle pale uno sviluppo molto ampio.

L'aumento della superficie delle pale porta ad una diminuzione del rendimento per resistenze passive e si e' osservato sperimentalmente che il movimento dei filetti fluidi e' ben definito anche quando si limitava la superficie della pala, come quella degli schemi di serie, riportati nella tavola II; insomma se le pale della girante sono lontane dai distributori, il moto dell'acqua avviene ancora regolarmente e si ha un buon rendimento (vedi nota).

(*) Quando la sezione d'ingresso nella girante e' lontana dal distributore conviene usare l'indice 1 per tale sezione e l'indice 0 per l'altezza b_0 e per il raggio r_0 del distributore.

Inoltre per aumentare il rendimento si è visto che la velocità dell'acqua deve essere piccola vicino al canale di scarico e tale scopo si può ottenere impiegando un tubo di scarico a diffusore, basato sullo stesso principio del tubo di Venturi.

CALCOLO DELLE DIMENSIONI PRINCIPALI DELLA TURBINA FRANCIS.

I dati fondamentali sono la portata Q , la caduta H ed il numero di giri n dell'albero motore. Si calcola il numero di giri caratteristico n_c e da macchine già costruite si conoscono i valori limiti dei seguenti parametri: per $n_c = 50 \div 650$; il rapporto $\frac{b_1}{r_1} = \frac{1}{8} \div \frac{6}{8}$; $\alpha_1 = 15^\circ \div 55^\circ$ e $\beta_1 = 130^\circ \div 14^\circ$ ed in base ai diagrammi di fig. 7 a), b), c) si scelgono i valori degli angoli α_1 e β_1 e si può ricavare il rapporto $\frac{b_1}{r_1} = \varepsilon$ (40), che deve risultare nei limiti pratici.

Si calcola la velocità $C_1 = \varphi C_1$ ed in base alla portata effettiva $Q\eta_v = 2\pi r_1 b_1 \delta \mu C_1 \sin \alpha_1$ si può avere il prodotto $b_1 \cdot r_1$ (41) e quindi facendo sistema delle (40) e (41) i valori singoli di b_1 ed r_1 indicano la scelta del profilo tipo di serie.

Per il calcolo del diametro massimo all'uscita della girante si impiega prima il coefficiente $\frac{C_2}{C_1} = K_u = 0,006 \cdot n_c^{\frac{2}{3}}$ (42) di fig. 7 a), per calcolare la velocità assoluta all'uscita C_2 e poi si calcola il diametro D_2 con la relazione: $\frac{\pi}{4} D_2^2 \cdot C_2 = Q$.

La velocità C_2 si può anche calcolare mediante la perdita di energia cinetica allo scarico, supposta del 25% e cioè $\frac{C_2^2}{2gH\eta_1} = 0,25$ (43); questa perdita del 25% indica proprio la necessità di recuperare l'energia cinetica allo scarico mediante un tubo diffusore, che viene studiato separatamente, dipendentemente dal tipo di installazione.

2) - Ing. Ceccarelli.

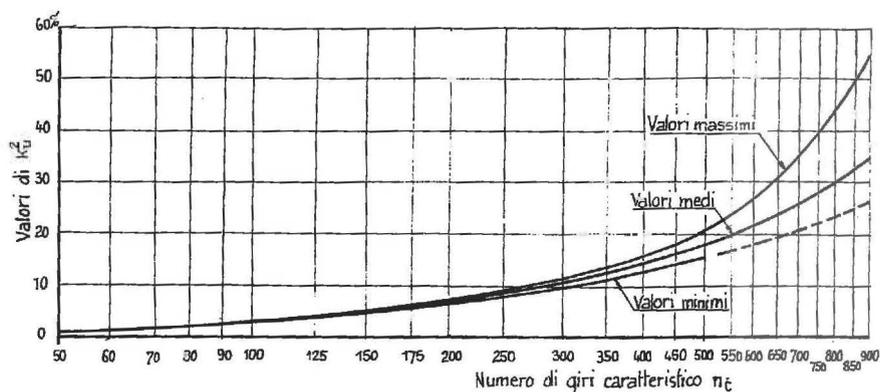


Fig. 7 a)

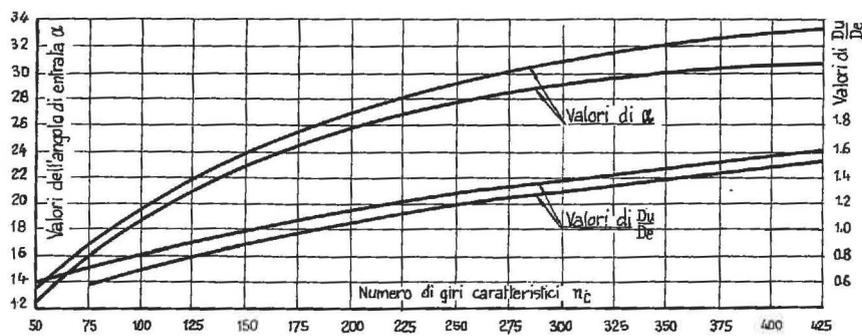


Fig. 7 (b)

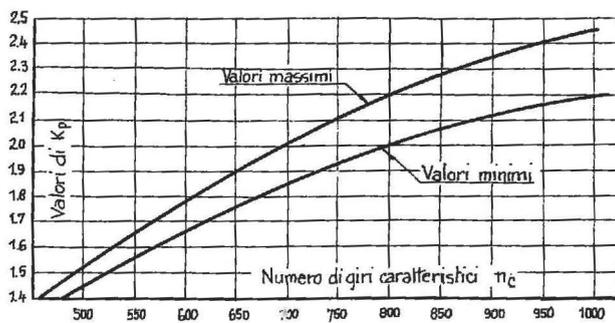


Fig. 7 c)

La velocità all'inizio del diffusore si ritiene solitamente $C_3 = 0,9 C_2$ (44).

Conosciute le dimensioni principali b_1 ed r_1 all'uscita del distributore ed il diametro D_2 all'uscita della ruota, il disegnatore può tracciare le linee meridiane che limitano la ruota verso il mozzo e la linea della corona verso la capsula; tali linee si possono tracciare mediante archi di circonferenza, basandosi principalmente sulla conoscenza di macchine già costruite e sugli schemi riportati dai cataloghi di serie.

Per tracciare le linee di corrente si usa la teoria unidimensionale per le turbine aventi il numero di giri caratteristico compreso tra 60 e 200; quando n_c varia tra 200 e 300 la linea di corrente reale è compresa tra quella ottenibile con la teoria unidimensionale e quella ottenibile con la teoria bidimensionale; per la ruota Francis rapida con n_c compreso tra 300 e 420 si usa la teoria bidimensionale e le linee di flusso si modificano a sentimento, allontanandole un po' dalla corona, per avere una velocità meridiana più piccola di quella che si avrebbe secondo la teoria, onde diminuire l'intensità dei vortici verso il mozzo ed evitare il distacco dei filetti fluidi dalla superficie delle pale. Infatti nell'interno della ruota, contrariamente alle ipotesi semplificative ammesse per dedurre la legge dell'andamento delle linee di corrente, esistono le pale, con un certo spessore, le quali ricevono energia dall'acqua e non è cosa inverosimile ritenere costante il prodotto $b_1 \cdot r_1$ all'uscita della ruota cioè ritenere che la velocità meridiana allo spigolo di scarico sia costante; mentre allo spigolo di ingresso la velocità meridiana aumenta dal mozzo alla corona, come si può verificare sperimentalmente; quindi per tracciare le linee di corrente si può assumere come regola generale per qualsiasi tipo di ruota, la condizione della costanza della velocità meridiana allo scarico ed all'ingresso una variazione della velocità meridiana in relazione alla curvatura delle linee di corrente.

In base ai modelli di serie si stabiliscono gli spigoli di entrata e di uscita della girante e per comodità si suppongono in un piano meridiano, poi si trovano graficamente le larghezze b_1 delle turbine elementari, come diametri di circonferenze tangenti alle linee di corrente ed aventi il centro sullo spigolo della pala e con i relativi raggi medi r_1 e la portata elementare ΔQ si calcola la velocità meridiana.

Le velocità meridiane verranno divise per un fattore $K \approx 0,8 \div 0,9$ per tener conto dello spessore delle pale. Per ogni raggio medio si calcola la velocità periferica ed il coefficiente di velocità periferica $\xi_2 = \frac{U_2}{\sqrt{2gH}}$.

Per la portata normale si ritiene $C_{2u} = 0$ ed $\eta_1 = 0,90$ e mediante l'equazione di Eulero: $\eta_1 = 2(\xi_1\mu_1 - \xi_2\mu_2)$ ed il coefficiente $\mu_1 = \frac{C_{1u}}{\sqrt{2gH}}$ [$\mu_2 = 0$] si possono tracciare i triangoli delle velocità all'ingresso, dai quali si deducono W_1, β_1 ed α_1 ; se la deviazione $\beta_2 - \beta_1$ è molto notevole (cioè maggiore di 45°) le palette sono numerose ed oscillano da 12 a 20; si può ridurre il numero delle palette mediante un ampio profilo della ruota.

Si calcola il passo allo spigolo d'uscita con la formula: $t_2 = 2\pi r_2/z$ e poi la luce di scarico, tenendo conto dell'ingombro delle pale con il coefficiente 0,9: $a_2 = 0,9 t_2 \sin \beta_2$.

Prima d'iniziare il disegno delle palette conviene effettuare alcuni calcoli di verifica per le portate elementari e complessiva e per altre grandezze caratteristiche; qui per brevità tali verifiche non vengono fatte.

DISEGNO DELLE PALETTATURE TIPO FRANCIS.

Il tracciato delle palette e' piu' laborioso nel caso di turbina Francis lenta e pertanto se ne considera una avente la portata $Q = 428$ litri/sec ed il numero di giri caratteristico $n_c = 124,5$ giri/1'.

Le dimensioni principali della macchina (serie e) e delle due turbine parziali sono riportate nella tabella 2^a; tali misure sono state dedotte dai tracciati delle figg. a), b), c) della tav. III. La tabella 3^a riporta i valori dei parametri delle turbine elementari, relativi alle linee laterali ed a quella mediana; tali misure sono dedotte in parte dai triangoli delle velocita'.

La fig. d) della tav. III indica le proiezioni e le sezioni della pala. Le superfici di corrente, ottenute facendo rotare intorno all'asse della macchina le linee di corrente ψ , non sono sviluppabili e quindi conviene sostituirle con superfici coniche e pertanto le linee di corrente I, II e III sono state sostituite con i seguenti D'C' - C'I, D"C" - C"II, D" C" - C" III.

La generatrice D'C' del cono di vertice m, viene ribaltata sulla generatrice del cilindro C' V'_∞; la generatrice D"C", si riporta sulla generatrice C"V" del cono di vertice V"; la generatrice D" C" del cono di vertice O si porta sulla generatrice C" V" del cono di vertice V" e cosi' e' possibile tracciare gli archi di cerchio delle sezioni I, II e III e segnare i punti di tangenza C', C" e C" .

Lo spigolo d'uscita della pala viene generalmente disposto su di un piano meridiano e dista dal vicino del passo angolare $2\pi/13$. Mediante il tracciato della traiettoria relativa della particella, pensata moventesi su di un piano ortogonale all'asse senza cedere energia alla pala, si puo' individuare in pianta il profilo della pala neutrale cioe' della pala che non riceve e non cede energia.

La fig. 8 indica un profilo neutrale tracciato in base alla conoscenza delle velocita' assoluta e periferica e con la

condizione che $U_1 C_{1u} = U_2 C_{2u}$, per avere $L = 0$.

Siccome in realta' deve avvenire uno scambio d'energia tra l'acqua e la paletta, il suo profilo deve essere meno incurvato della traiettoria relativa neutrale.

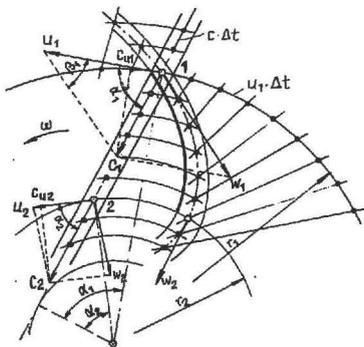


Fig. 8

L'esperienza indica che il punto 6 dello spigolo di entrata e' rotato, dal punto 1 d'uscita, pressapoco di un arco $1,8t$ ($t =$ passo).

Lo spessore della pala si fissa in relazione alla caduta e la sezione per es. III, della pala, oltre a contenere il punto C''' , deve presentare gli angoli β_1 e β_2 ed inoltre tra una pala e l'altra si deve avere una luce di scarico circa $1,1a_2$.

Da ogni sezione si riportano i punti 1,2,3,...7 del contorno sulle generatrici corrispondenti della vista verticale per avere i meridiani ausiliari cioe' le linee segnate con 1,2,...7, che rappresentano le intersezioni ribaltate dei piani meridiani con la superficie della pala.

Ogni piano parallelo a,b,...g, interseca i meridiani ausiliari in punti, che, riportati in pianta sulla corrispondente traccia, individuano una linea orizzontale della pala.

Per eseguire il modello in legno della pala, necessario alla formazione della cassa d'anima di fonderia, si deducono ancora dalla fig. d) le sezioni fatte con superfici cilindriche.

Infatti le tavolette del modellatore, di eguale spessore, di ottimo legno, senza nodi e ben stagionato, dopo piallatura e foratura, vengono infilate sull'albero a diametro costante, e poi facendo rotare ogni tavolo sull'altra immediatamente vicina, si incollano a forma di ventaglio, in modo che lo spostamento di ogni tavoletta corrisponda all'inclinazione delle sezioni cilindriche.

Si tagliano poi delle lamiere di ferro triangolari con l'i

potenusa curvilinea, seguendo il profilo dato dallo sviluppo delle sezioni cilindriche considerate; poi queste lamiere si incurvano secondo la superficie cilindrica corrispondente per avere la sagoma della curva reale, (appartenente alla superficie cilindrica della paletta), onde poter eseguire le incavature nelle tavolette del modello. Dopo una serie di queste scanalature, si intaglia il legno nelle posizioni intermedie e si raccordano i limiti inferiori, già scavati mediante conveniente superfici convesse e concave.

Nel calcolo, nel disegno e nella costruzione di una macchina conviene sempre operare in modo da favorire la potenza sviluppata dalla macchina stessa e cioè tutte le quote e le misure devono essere stabilite leggermente in eccesso.

USO DELLA TEORIA ALARE PER TRACCIARE I PROFILI DELLA TURBINA KAPLAN.

Nelle turbine molto veloci avente cioè un numero di giri molto alto ed una grande velocità periferica, il numero di giri caratteristico n_c è maggiore di 500 giri/1'. La ruota viene costruita completamente assiale ed ha un numero di palette molto basso.

Si possono avere anche tre o quattro sole palette elicoidali, orientabili, senza corona; qui non si può parlare di canali di corrente tra una paletta e l'altra, come nella Francis, perché si hanno grandi portate, alte velocità, variabilissime, da punto a punto e sezioni molto differenti.

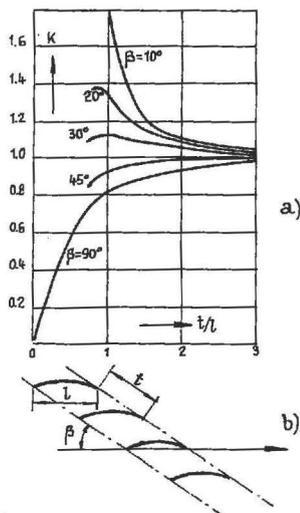
La teoria bidimensionale cade poi in difetto, perché le sezioni delle palette sono semplicemente cilindriche; infatti le linee di corrente ψ e di potenziale φ sono rispettivamente parallele ed ortogonali all'asse ed il raggio medio per ogni sezione cilindrica è costante; tali linee ψ si tracciano quindi in base alla teoria unidimensionale e più spesso a sentimento.

La teoria e l'esperienza dimostrano che la velocità meridiana C_m si può ritenere costante sia al bordo d'entrata che al bordo d'uscita della paletta ed introducendo le nozioni teoriche e sperimentali dei profili alari si ha (fig. 9):

$$C_m = W_\infty \sin \beta_\infty = W_1 \sin \beta_1 = W_2 \sin \beta_2 .$$

Naturalmente nelle griglie cioè in una schiera di palette si manifestano influenze reciproche tra le pale e specialmente il passo influisce notevolmente sui coefficienti di portanza e di resistenza; infatti si è visto sperimentalmente che i massimi coefficienti di portanza ottenuti per una griglia sono superiori a quelli dello stesso profilo isolato e questa maggiorazione comporta anche un aumento della resistenza. Caso per caso bisognerebbe determinare il rapporto $K = \frac{C_{pg}}{C_p}$, tra il coefficiente di portanza di griglia e quello della pala isolata; in base alle esperienze è stato tracciato il diagramma di fig. 10 e si nota che K tende all'unità per valori crescenti del rapporto $\frac{t}{l}$, tra il passo e la corda alare; per i calcoli di massima si può ritenere in prima approssimazione tale rapporto K circa

eguale ad uno quando il rapporto t/l è maggiore di tre.



Con riferimento alla fig. 9 si definisce come velocità asintotica W_∞ della corrente, la media geometrica tra le velocità W_1 e W_2 ; l l'incidenza $i = \beta_\infty - \beta$; la portanza P è ortogonale alla velocità asintotica e la resistenza R è parallela alla velocità asintotica W_∞ .

La forza risultante nella direzione della velocità periferica si può anche scrivere:

Fig. 10

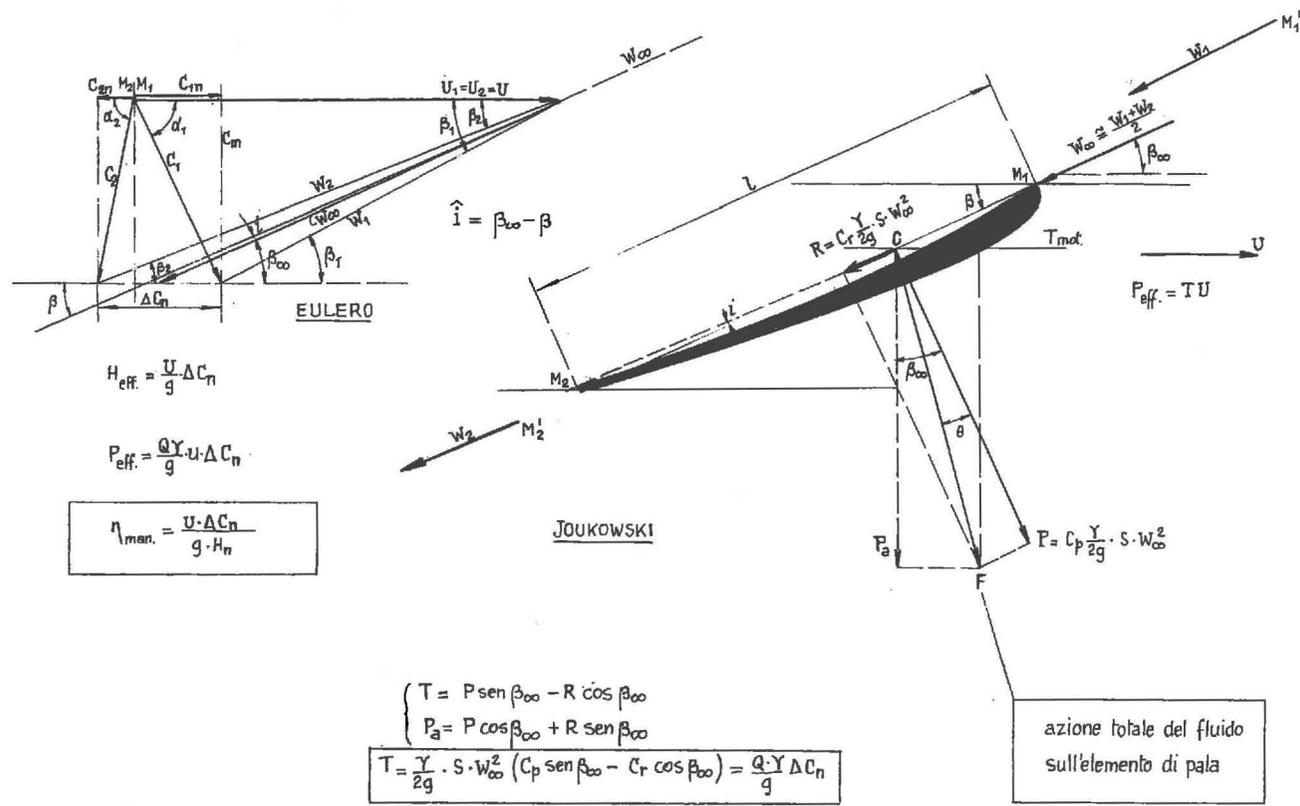


Fig. 9

$$T = \frac{Q\gamma}{g} (W_{2u} - W_{1u}) = \frac{\gamma}{2g} S W_{\infty}^2 [C_p \sin \beta_{\infty} - C_r \cos \beta_{\infty}] =$$

$$= \frac{\gamma}{2g} S W_{\infty}^2 C_p \cos \beta_{\infty} [\tan \beta_{\infty} - \tan \theta].$$

La superficie dell'elemento di pala è $S = \Delta r \cdot l$. Se z è il numero delle pale, la coppia effettiva di una turbina elementare vale: $\Delta M = z \cdot T \cdot r$; la potenza effettiva è: $\Delta T = z T r \omega = z T u$. L'altezza di carico elementare è: $\Delta H = \frac{z T u}{Q \gamma}$ e quella totale vale: $H = \frac{z \sum (T \cdot u)}{Q \gamma}$. Poiché $n \Delta Q = Q =$ portata, il rendimento manometrico elementare vale: $\eta_{1.e.1} = \frac{z T u}{\Delta Q \gamma H}$ ed il rendimento complessivo vale: $\eta_1 = \frac{z \sum (T \cdot u)}{Q \cdot \gamma \cdot H} = \frac{\sum (\eta_{1.e.1})}{n}$.

Un'altra espressione del rendimento manometrico elementare si può ottenere con le seguenti considerazioni:

$$\cos \beta_{\infty} [\tan \beta_{\infty} - \tan \theta] = \frac{\sin (\beta_{\infty} - \theta)}{\cos \theta}$$

$$dN_e = \omega dM = z \omega r (dr) \frac{\gamma}{2g} W_{\infty}^2 \frac{\sin (\beta_{\infty} - \theta)}{\cos \theta}$$

$$dN_i = \gamma H dQ = \gamma \cdot l \cdot dQ = \gamma \cdot l \cdot 2\pi r dr c_m = 2\pi r dr W_{\infty} \sin \beta_{\infty}$$

$$\text{e quindi: } \eta_{\text{man. elem.}} = \frac{dN_e}{dN_i} = \frac{1}{2g} U \left(\frac{1}{t} \right) C_p W_{\infty} \left[1 - \frac{\tan \theta}{\tan \beta_{\infty}} \right]$$

Il rendimento manometrico elementare dipende:

- dal rapporto tra la corda alare l ed il passo t ; dal coefficiente di portanza della griglia; dalla velocità relativa asintotica W_{∞} , e dalla velocità periferica U ; dall'incidenza i o dall'angolo β_{∞} ; dall'angolo θ cioè dall'efficienza $\frac{C_p}{C_r \tan \theta} = \frac{1}{\tan \theta}$.

Nella pratica conviene introdurre i coefficienti di velocità: il coefficiente di velocità assoluta K ; ($C = K \sqrt{2gH} = K \sqrt{2g}$ per $H = 1m$); meridiana K_m ; normale μ ; relativa λ_{∞} ; di

trascinamento ξ .

In base a questi coefficienti di velocità, il rendimento si può scrivere, per $H = 1$: $\eta = \left(\frac{1}{t}\right) \xi \cdot \lambda_{\infty} \cdot C_p \left(1 - \frac{\tan \theta}{\tan \beta_{\infty}}\right)$. Questo rendimento si può anche determinare con l'impiego dell'equazione di Eulero: $\eta = 2\zeta (\mu_1 - \mu_2) = 2\zeta \Delta\mu$ e quindi confrontando η si può avere una relazione per calcoli di verifica.

ESEMPIO DI CALCOLO NUMERICO PER DISEGNARE I TRIANGOLI DI VELOCITÀ DI UNA PALA PER TURBINA KAPLAN.

I dati della turbina sono: caduta $H = 6,1$ metri; portata $Q = 3450$ litri/sec.; numero di giri $n = 500$ giri/1'; a piena apertura il numero di giri caratteristico è uguale a 800 giri/1'.

Si immagina che nel distributore le particelle si muovono su piani ortogonali all'asse, mentre nella ruota su superfici cilindriche e si calcolano le dimensioni principali del distributore e della girante mediante i coefficienti sperimentali e coll'aiuto dei profili unificati.

Tracciati i profili del mozzo e della capsula, si considerano 4 turbine parziali IV, III, II, I, di diametro medio: 823, 722; 603; e 451,5 mm. I coefficienti di velocità periferica ζ sono rispettivamente: 1,97; 1,73; 1,44; e 1,08.

La circolazione resta praticamente costante dall'entrata nel distributore fino all'entrata della zona di influenza delle pale, poi dall'uscita della girante fino al tubo diffusore; sia ha quindi: $\mu_1 r_1 = \text{cost}$; ed all'uscita $\mu_2 r_2 = \text{cost}$.

Considerando che allo scarico della turbina parziale III l'energia cinetica di rotazione sia del 2% della caduta totale, si ha $\mu_2 = \frac{\sqrt{2}}{10} = 0,141$ e quindi si può calcolare il valore della costante con il prodotto: $0,141 \cdot \frac{722}{2} = 50,8$ mm.

Per ogni turbina elementare, in corrispondenza del proprio raggio medio r_2 , si può calcolare il valore di μ_2 ; essendo poi

Si calcola poi il rendimento di ogni turbina elementare con la formula di Eulero ed il rendimento medio complessivo vale circa 0,93.

Dai triangoli di velocita' all'uscita ed all'ingresso si calcolano gli angoli α e β ; le velocita' relative λ ed assolute K ; la deviazione $\beta_2 - \beta_1$; le velocita' relative asintotiche λ_∞ e l'angolo asintotico β_∞ .

Adottando 4 palette si ha il passo $t = 2\pi r/4 = 1,571.r$.

I profili adatti al coefficienti di portanza e all'incidenza, calcolati con le formule precedenti, si trovano nei cataloghi dei profili alari.

Il diagramma di fig. 12 puo' subito orientare nelle scelta del tipo di profilo.

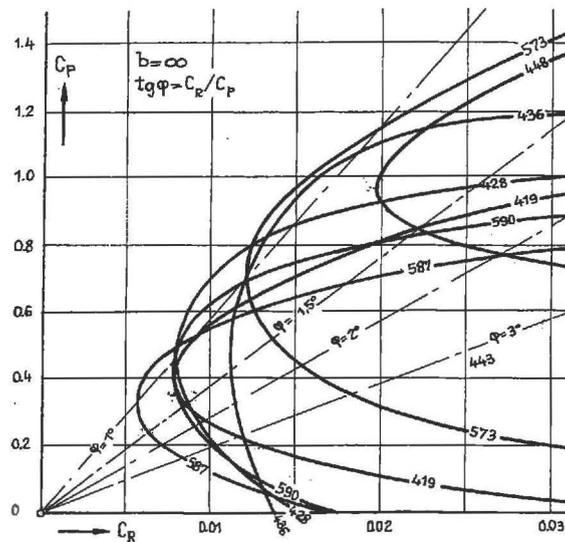


Fig. 12

DISEGNO E COSTRUZIONE DELLA PALA KAPLAN.

Per disegnare la pala si immaginano tanti piani paralleli, ortogonali all'asse: a, b, c, d, ... g, possibilmente equidistanti (sezioni parallele) ed altrettanti piani passanti per l'asse 1, 2, 3, ... 8, facenti angoli uguali (sezioni meridiane) e tante sezioni cilindriche di raggio r, quante sono le turbine elementari in cui e' stata scomposta la ruota, come indica la tav. IV.

Le sezioni cilindriche vengono sviluppate per un'ampiezza angolare corrispondente al passo $t = 2\pi r/z$ e per $z = 4$ si ha: $t = 1,571 r$ e con un'altezza eguale alla massima quota della paletta in senso assiale, in modo da inquadrare completamente il profilo della paletta.

Si centra nel punto L col raggio $a = t \sin \beta_2$ (l'angolo β_2 e' quello corrispondente al primo triangolo) e dal punto K si conduce la tangente all'arco di cerchio per determinare l'angolo β_2 e la bisettrice del profilo uscente in K.

Generalmente nella sezione cilindrica esterna le palette non si ricoprono e pertanto si sceglie un profilo con una corda alare opportuna, in modo che il punto di poppa sia a sinistra del punto M sulla linea a o su una linea piu' bassa; poi mediante l'angolo $\beta_{\infty} - i = \beta_{\infty} - 2^{\circ} \div 3^{\circ}$, si ha la direzione della corda alare e si determina il punto X; la tangente all'asse del profilo in X dovrebbe formare l'angolo β_1 con il parallelo.

Dopo scelto il profilo alare conviene fare un calcolo di verifica per controllare se le grandezze caratteristiche del profilo offrono la portata desiderata ed il rendimento previsto; inoltre bisogna verificare se esiste il pericolo della cavitazione cioe' che la pressione nel punto critico del dorso della pala non scenda sotto alle tensioni del vapore d'acqua e dei gas disciolti per evitare la formazione di bolle di vapore, che provocano usura, vibrazioni, instabilita' di marcia e basso rendimento.

I punti di intersezione del profilo della pala con i paralleli cioe' A, B; ... G; P, Q, R, S, T si riportano in pianta

ed in proiezione verticale. Si riuniscono poi tutti i punti che portano la stessa lettera A, B....G; ecc., per avere le curve di livello od i paralleli sul piano orizzontale e per avere la forma dei meridiani sul piano verticale.

Si possono tracciare poi alcune sezioni paralleli ad un piano assiale onde poter vedere se su tali piani gli spessori, le curvature e le incidenze variano con continuita' e per procurarsi la sezione resistente piu' vicina all'asse, sollecitata a flessione deviata ed a trazione.

Soltanto con prove sperimentali su modelli si puo' rilevare se i calcoli ed i disegni fatti sono veramente accettabili.

Le palettature delle turbine Kaplan sono fisse rispetto al mozzo oppure orientabili. Le palette fisse possono essere fuse con il mozzo che nella parte superiore presenta una flangia per collegamento all'albero. Per le palette fisse, ma riportate, il mozzo e' fatto ad esempio in due pezzi, mediante sezioni ortogonali all'asse o mediante quattro o cinque pezzi con una sezione ortogonale all'asse e quattro o cinque sezioni meridiane, in modo che nella sua cavita' siano facilmente raggiungibili i perni delle palette, entranti radialmente, bloccabili al mozzo mediante dadi, se tali perni presentano all'estremita' un'adatta filettatura, oppure mediante viti mordenti, se tali perni possono essere forati e filettati nel senso del loro asse.

Le palettature orientabili sono sempre riportate con accoppiamento mobile, cilindrico e di tenuta, e sono comandate da un meccanismo generalmente a servomotore, controllato dal regolare. Nell'interno dell'albero della turbina passa generalmente la tubazione dell'olio del servomotore; nel mozzo sono contenuti il cilindro e pistone, che con il suo spostamento, tramite leve od elementi simili, orienta opportunamente le palette per ottenere la portata desiderata dalla potenza richiesta.

La palettature riportate facilitano la costruzione della ruota, perche' il mozzo puo' essere fuso per proprio conto; cosi' anche le pale possono essere ottenute per fusione oppure pos

sono essere ottenute da un blocco con lavorazione su macchina speciale che riproduce esattamente la superficie del modello in legno; l'utensile e' comandato infatti da un pattino che scorre sulle curve di livello od altre curve parallele, tutte corrispondenti alle sezioni del disegno della pala, tracciate sul modello in legno.

Per una migliore esecuzione anche le palette della turbina Francis possono essere costruite separatamente per fusione o per stampaggio o per lavorazione a macchina, poi le palette possono essere collegate al mozzo mediante saldature oppure vengono riportate ed annegate nelle anime di fonderia.

Le fig. 13 a) b) c) danno una idea della complessivita' dell'opera sia di progetto, di disegno e di fonderia.

I materiali adottati per la costruzione di turbine idrauliche sono costosissimi, perche' le ruote sono di acciaio inossidabile cioe' resistenti alla corrosione, inoltre tutte le superfici sono rivestite con placcatura di acciaio inossidabile o di bronzi speciali ad alta resistenza ed anticorrosivi.

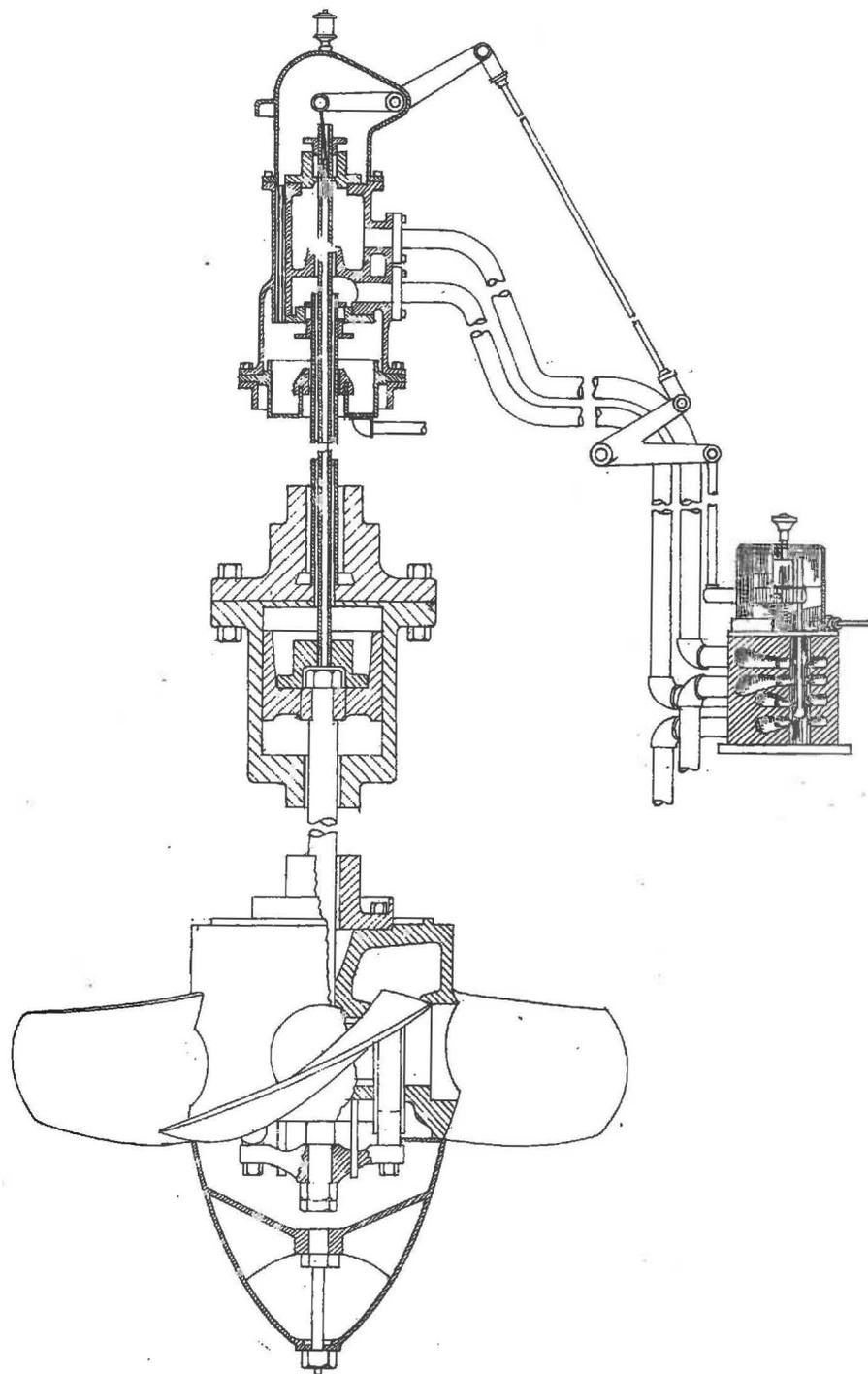


Fig. 13 a) - Regolazione della ruota Kaplan con servomotore sull'albero e cassetto distributore esterno (M. Smith).

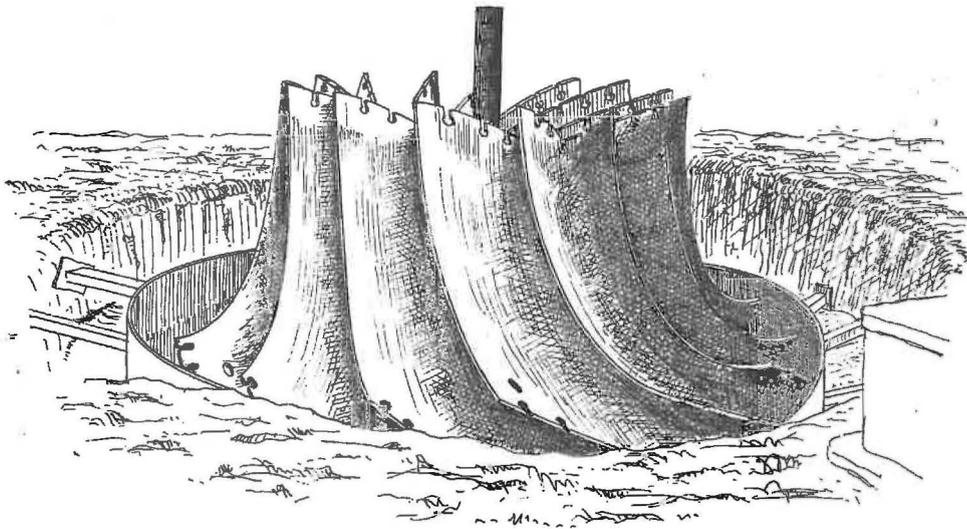


Fig. 13 b)

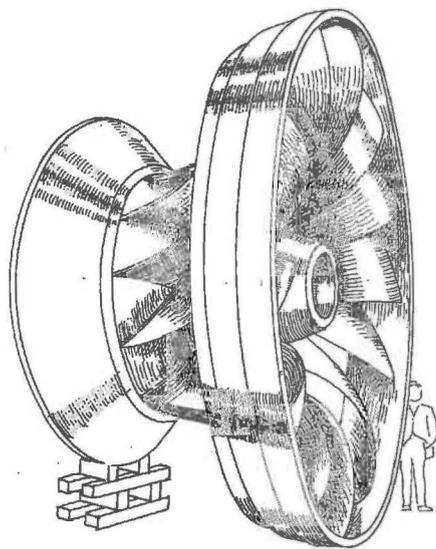


Fig. 13 c)

I N D I C E

	Pag.
Generalita' ed equazioni fondamentali valevoli per tutte le macchine idrauliche.....	1
Turbine idrauliche	6
Ruota Pelton	8
Calcolo delle dimensioni principali di una ruota Pelton.	10
Proporzionamento delle pale	11
Turbina Francis	14
Calcolo delle dimensioni principali della turbina Fran- cis	17
Disegno delle palettature tipo Francis	21
Uso della teoria alare per tracciare i profili della turbina Kaplan	23
Triangoli di velocita' di una pala per turbina Kaplan ..	27
Disegno e costruzione della pala Kaplan	30
<i>Appendice</i> : Tavole e tabelle	36

Tabella n^o. 1 -

Pelton (1 getto)	$n_c = 2 \div (22) \div 34$
" (2 getti)	$n_{cZ} = 31 \div 48$
" (5 getti)	" = ... $\div 70$
Francis lenta	$n_c = 70 \div 150$
" normale	" = $150 \div 250$
" veloce	" = $250 \div 450$
Elica a pale fisse.....	" = $400 \div 550$
" Kaplan	" = $400 \div (700) \div 1100$

Tabella n^o. 2 -

$B_0 = 0,16 \cdot B_1$ $D_3 = 0,85 \cdot D_1$ $D_{1min} = 0,96 \cdot D_1$		
Turbina parziale	1	2
b_1	75	93,5
r_1	490	480
$r_1 \cdot b_1$	3,68	4,48
$c_{m1} = 0,00645/r_1 b_1$	0,175	0,144
b_2	126	194
r_2	362	234
$r_2 \cdot b_2$	4,55	4,55
$c_{m2} = 0,00645/r_2 b_2$	0,141	0,141

Tabella n^o. 3 -

Turbina elementare	I	II	III
$z_2 = 13$			
r_2	424	305	200
$u_2 = 1,42 \cdot r_2$	0,60	0,435	0,285
$c_{m2}/0,9$	-	0,157	-
c_{u2}	-	0	-
w_2 (dai triangoli).....	0,62	0,46	0,325
β_2 (dai triangoli).....	15°	20°	29°
sen β_2	0,259	0,342	0,485
$t_2 = 0,483 \cdot r_2$	205	147,5	97
$a_2 = 0,9 \cdot t_2$ sen β_2	48	45,5	42,5
1.1. a_2 (modello).....	52,5	50	47
r_1	500	485	480
$u_1 = 1,42 \cdot r_1$	0,71	0,69	0,68
c_{m1} (dalla curva).....	0,18	0,16	0,135
$c_{u1} = 0,317/r_1$	0,634	0,654	0,66
β_1 (dai triangoli).....	67°	77°	82°
$q_{norm} = a_2 \cdot w_2$	2,98	2,1	1,38
- c_{u2}	0,061	0,085	0,13
w_{2max} (dai triangoli).....	0,685	0,55	0,475
$q_{max} = a_2 \cdot w_{2max}$	3,29	2,5	2,02
$r_1 \cdot c_{u1} = r_0 \cdot c_{u0}$	-	0,28	-

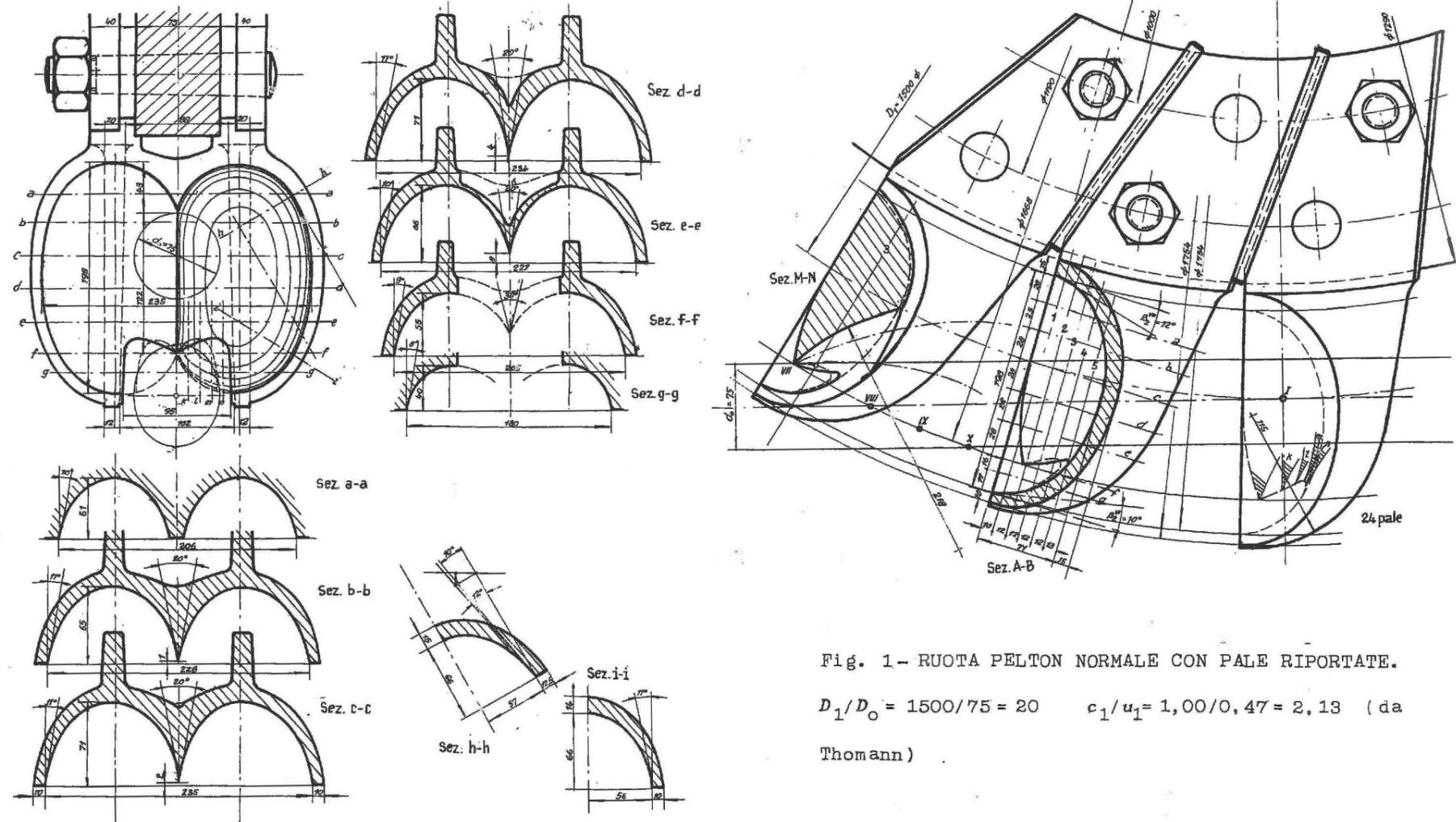
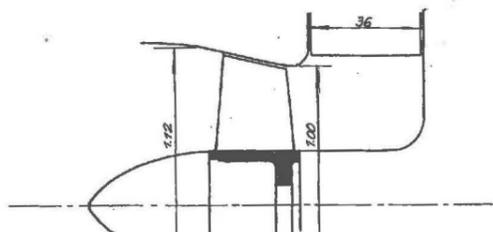


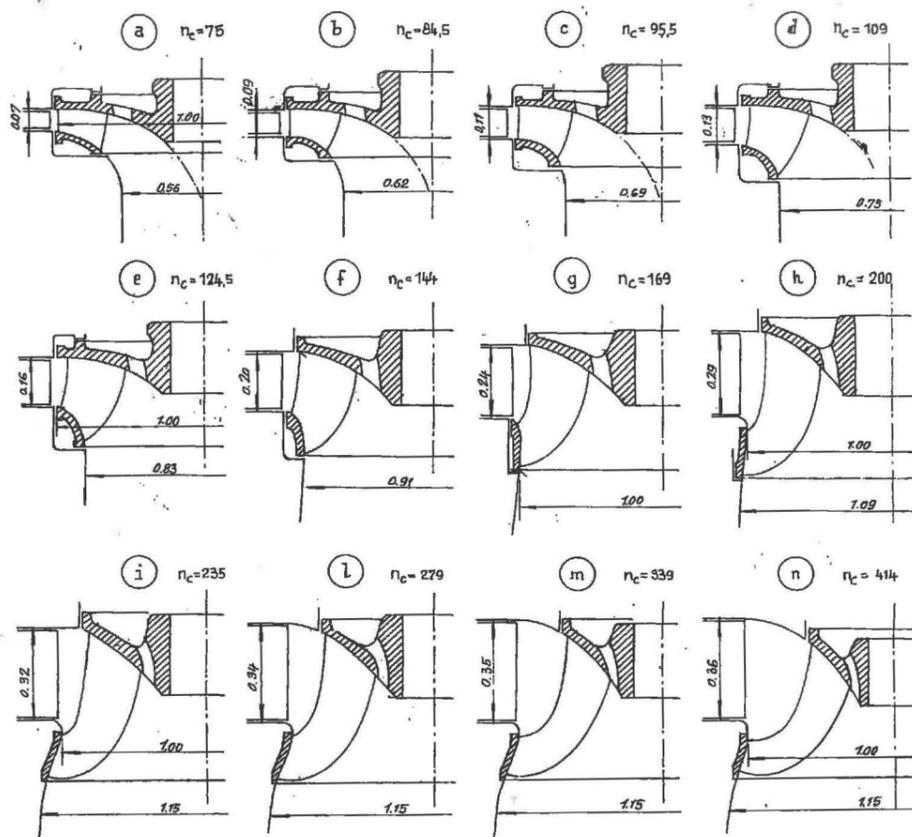
Fig. 1- RUOTA PELTON NORMALE CON PALE RIPORTATE.

$D_1/D_0 = 1500/75 = 20$ $c_1/u_1 = 1,00/0,47 = 2,13$ (da Thomann)

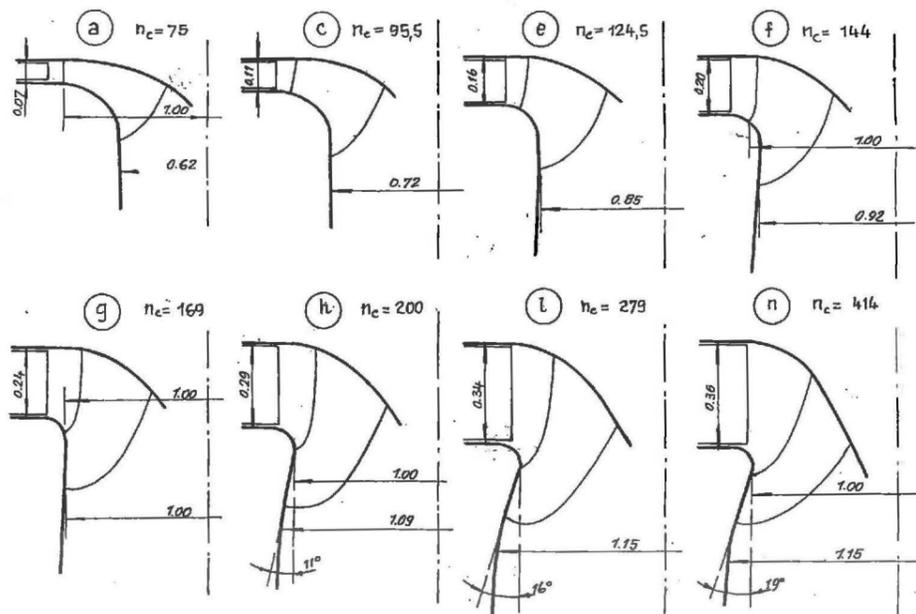


Profilo di ruota ad elica: $n_c = 500$

Profili di ruote in serie da $n_c = 75$ a $n_c = 414$: numero delle pale da 19 ÷ 15 (tipi lenti) a 15 ÷ 13 (tipi veloci).



Profili di ruote in serie da $n_c = 75$ a $n_c = 414$: numero delle pale da 15 (tipi lenti) a 11 (tipi veloci), per cadute $H > 300$ m.



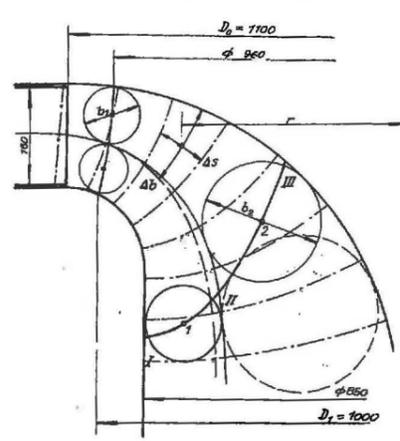


Fig. a

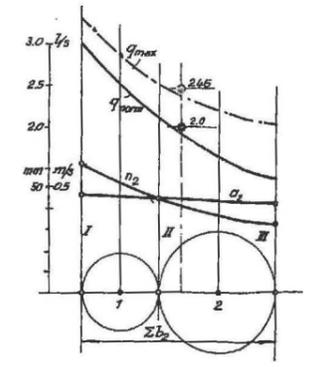


Fig. b

CALCOLO E TRACCIATO DI UNA
TURBINA FRANCIS LENTA, $n_c = 124,5$.

- Fig. a - Profilo esterno della turbina e spigoli di entrata e di uscita della ruota.
- Fig. b - Triangoli delle velocità di entrata e di uscita.
- Fig. c - Diagramma delle portate.
- Fig. d - Tracciato delle pale.

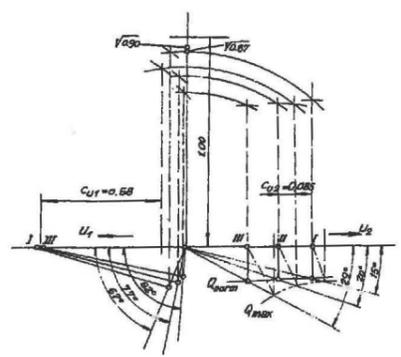


Fig. c

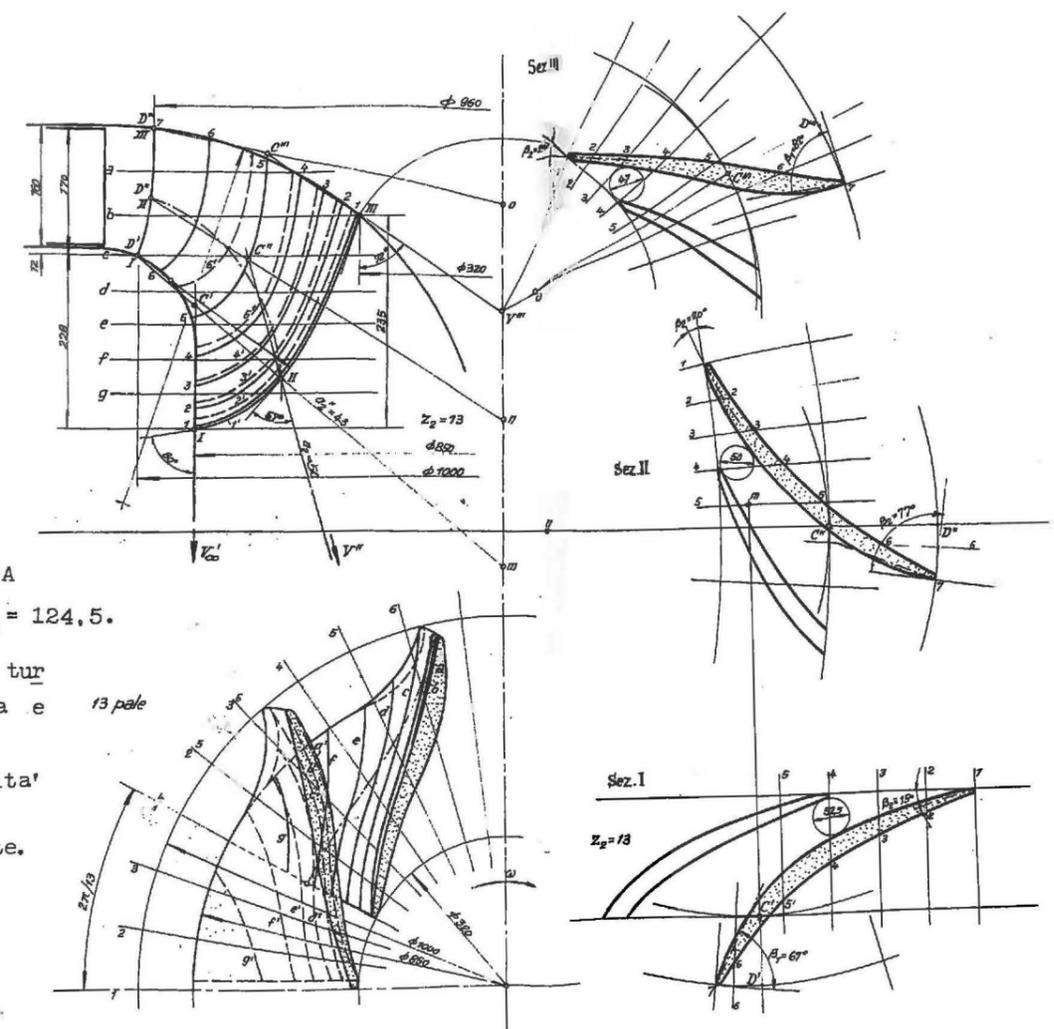


Fig. d

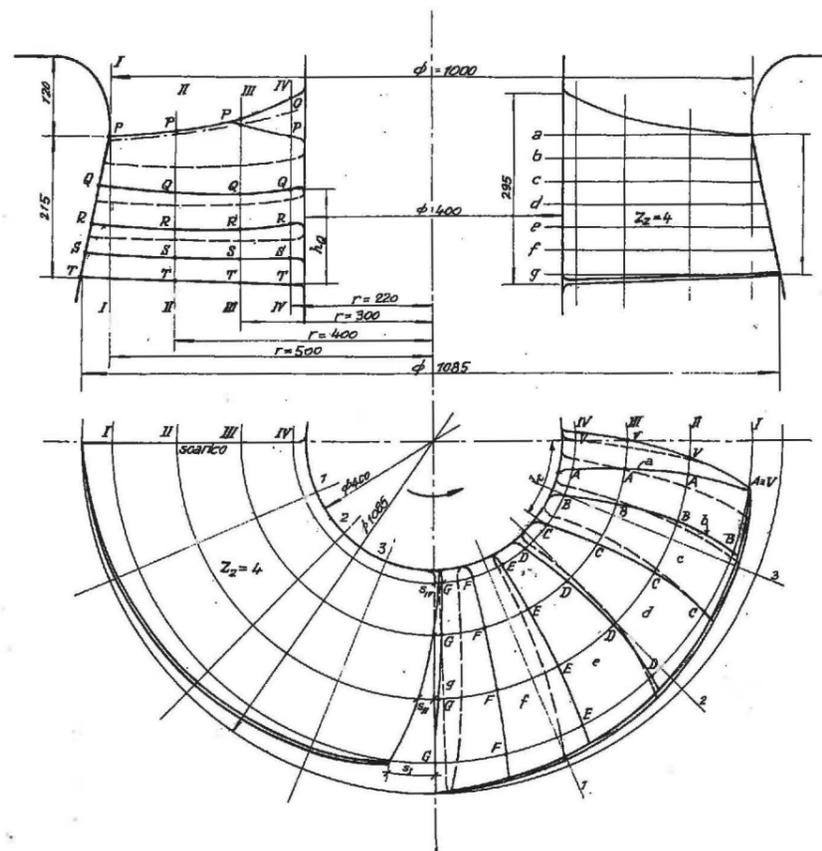


Fig. 1

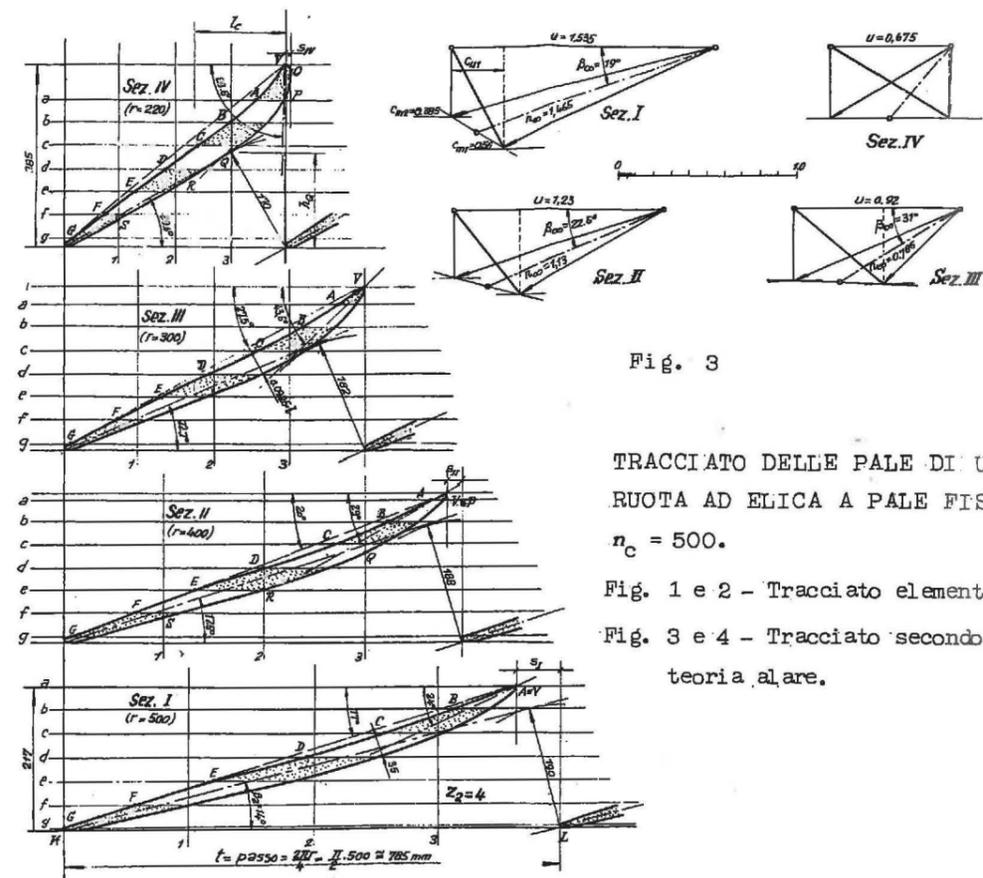


Fig. 2

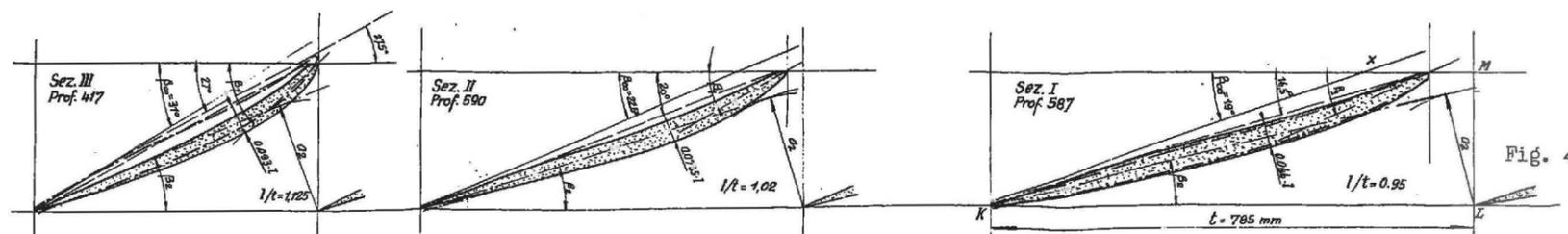


Fig. 4

Fig. 3

TRACCIATO DELLE PALE DI UNA RUOTA AD ELICA A PALE FISSE $n_c = 500$.

Fig. 1 e 2 - Tracciato elementare.

Fig. 3 e 4 - Tracciato secondo la teoria alare.