





*Ministero dell'Università e della Ricerca*

M950 – ESAME DI STATO DI ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE

CORSO DI ORDINAMENTO

Indirizzo: TERMOTECNICA

Tema di: TERMOTECNICA, MACCHINE A FLUIDO

La turbina idraulica FRANCIS in figura, è atta ad azionare un alternatore con sei coppie di poli per la produzione di corrente elettrica con frequenza 50 Hz.

Il distributore circolare conta un numero di pale fisse pari a 24, il passo  $p_0$  tra una pala fissa e l'altra è di 0,40 m e la distanza  $b_0$  tra le pale fisse e il diaframma risulta di 0,30 m.

Il candidato, assunti opportunamente i valori per gli elementi non dati, determini, utilizzando le unità di misura del S.I.:

1. la portata volumetrica utilizzata;
2. il salto netto disponibile;
3. la potenza effettiva della turbina;
4. il numero di giri caratteristico;
5. le dimensioni principali ed il numero delle pale mobili della girante.

Leggendo i dati del testo, e' possibile ricavare, in prima ipotesi, il diametro  $D_0'$  del distributore, assumendo per il coefficiente di ingombro polare  $E_1 = 0,95$ .

$$D_0' = \frac{P_0 \cdot Z_d}{E_1 \cdot \pi} = \frac{0,4 \cdot 24}{0,95 \cdot \pi} = 3,2 \text{ m}$$

determiniamo, ora, il numero di giri dell'alternatore accoppiato alla turbina con la nota relazione:

$$n = \frac{60 \cdot f}{N_{cp}} = \frac{60 \cdot 50}{6} = 500 \text{ giri/min}$$

Valutando il diametro  $D_0'$ , possiamo concludere in seconda ipotesi, che potrebbe trattarsi di una turbina Francis media lenta ed assumiamo come valore dell'altezza utile disponibile  $H_u = 240 \text{ m}$  ed un numero di giri caratteristico  $n_p = n_c = 105$ .

Dal grafico di fig. 3, caduta massima, per un  $n_p = 105$  corrisponde e circa una caduta  $\max = 265 \text{ m}$ ; il nostro valore di  $240 \text{ m}$  rientra nei valori di utilizzo della turbina.

Dal grafico di fig. 4 e' possibile determinare i diametri della sezione meridiana, essendo i parametri  $K$  definiti come:

$$K = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2gH_u}}$$

Il valore di  $K$  per  $n_p = 105$  corrisponde a circa  $0,66$  per cui il diametro  $D$  corrisponde a:

$$D = \frac{K \cdot 60 \cdot \sqrt{2g \cdot H_u}}{\pi \cdot n} = \frac{0,66 \cdot 60 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 240}}{\pi \cdot 500} = 1,73 \text{ m}$$

e un valore di  $D_0$ , considerando un giogo  $\delta = 0,05 \text{ m}$ , che corrisponde a:  $D_0 = D + (2\delta) = 1,73 + (2 \cdot 0,05) = 1,83 \text{ m}$

il valore di  $D_0$  non coincide affatto con  $D_0'$ , ma, per un buon proporzionamento, il passo  $P$  deve essere inferiore all'altezza  $b$ , e nel testo  $P_0 = 94 \text{ m}$  risulta superiore all'altezza  $b = 93$ .

Successivamente, andremo a proporzionare il diametro delle giranti in funzione del parametro  $b$ . Dal grafico di fig. 5 si ricavano gli altri parametri geometrici:

$$\frac{b}{D} = 0,135 \quad b = D \times 0,135 \quad b = 1,73 \times 0,135 = 0,2335 \text{ m}$$

valore vicino a quello del testo  $b = 0,3 \text{ m}$ .

Il nuovo valore del passo pale del distributore sarà:

$$P_0 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot E_1}{Z_d} = \frac{\pi \cdot 1,83 \cdot 0,95}{24} = 0,227 \text{ m}$$

come si nota, il nuovo passo pale  $P_0$  del distributore ha un valore decisamente inferiore rispetto a quello del testo, ma per un buon proporzionamento, ho scelto dei valori in linea con il grafico a fig. 5.

Per la turbina in questione si ottiene  $D_1 = 0,95 \cdot D = 1,64 \text{ m}$

$$D_2 = \frac{k_2 \cdot 60 \cdot \sqrt{2g H_u}}{\pi \cdot n} = \frac{0,57 \cdot 60 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 240}}{\pi \cdot 500} = 1,49 \text{ m} \approx 1,5 \text{ m}$$

$$D_3 = \frac{k_3 \cdot 60 \cdot \sqrt{2g H_u}}{\pi \cdot n} = \frac{0,38 \cdot 60 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 240}}{\pi \cdot 500} = 0,998 \text{ m} \approx 1 \text{ m}$$

I triangoli di velocità vanno calcolati lungo la linea di flusso media. Bisogna quindi prima calcolare i diametri e le velocità medie:

$$D_{1m} = \frac{D + D_1}{2} = \frac{1,73 + 1,64}{2} = 1,685 \text{ m} \rightarrow u_1 = \frac{\pi \cdot D_{1m} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,685 \cdot 500}{60} = 44,7 \text{ m/s}$$

$$D_{2m} = \frac{D_2 + D_3}{2} = \frac{1,50 + 1}{2} = 1,25 \text{ m} \rightarrow u_2 = \frac{\pi \cdot D_{2m} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,25 \cdot 500}{60} = 32,7 \text{ m/s}$$

La velocità mediana in ingresso si calcola direttamente dall'espressione della portata, assumendo per il coefficiente di ingombro pale  $E_1 = 0,95$  e un rendimento volumetrico  $\eta_v = 0,98$

$$C_{m1} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot D_{m1} \cdot b \cdot E_1}$$

Avendo scelto a priori il valore del numero di giri caratteristico  $n_p = 105$ , possiamo determinare il valore della  $Pe_{ff}$ ,

$$\eta_p = \frac{n \cdot \sqrt{P_{eff}}}{H_u^{1,25}} \quad P_{eff} = \frac{(H_u^{1,25} \cdot \eta_p)^2}{n^2} = \frac{(240^{1,25} \cdot 105)^2}{500^2} = 39352 \text{ kW}$$

Assumendo  $\eta_{id} = 0,88$ ;  $\eta_v = 0,98$ ;  $\eta_m = 0,95$  ( $\eta_{tot} = 0,82$ ) si può calcolare la  $Q$  dell'equazione:

$$Q = \frac{P_{eff}}{\eta_{tot} \cdot \rho \cdot g \cdot H_u} = \frac{39352000}{0,82 \cdot 9810 \cdot 240} = 20,38 \text{ m}^3/\text{s}$$

per cui:

$$C_{m1} = \frac{0,98 \cdot 19,73}{\pi \cdot 1,685 \cdot 0,2335 \cdot 0,95} = 16,47 \text{ m/s}$$

In uscita, per porsi nelle condizioni di massimo rendimento della macchina, si assume  $C_{2u} = 0$ , ovvero  $C_{2m} = C_2$ .

Dal grafico in fig. (6), noto il valore di  $\eta_p = 105$ , si possono determinare le velocità assolute in ingresso e uscita della girante:

$$C_1 = K_{ce} \cdot \sqrt{2gH_u} \rightarrow C_1 = 0,69 \cdot \sqrt{2g \cdot 240} = 47,3 \text{ m/s}$$

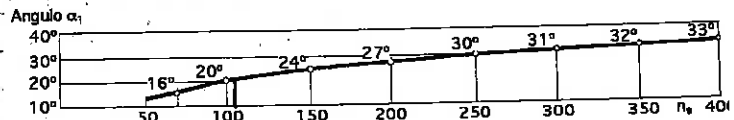
$$C_2 = K_{cu} \cdot \sqrt{2gH_u} \rightarrow C_2 = 0,14 \cdot \sqrt{2g \cdot 240} = 9,6 \text{ m/s}$$

Per il triangolo delle velocità in ingresso vale:

$$C_{u1} = \sqrt{C_1^2 - C_{m1}^2} = \sqrt{47,3^2 - 16,47^2} = 44,34 \text{ m/s}$$

$$V_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + (C_{u1} - u_1)^2} = \sqrt{16,47^2 + (44,34 - 45,3)^2} = 16,49 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{C_{m1}}{C_1} = \frac{16,47}{47,3} \approx 20,37^\circ$$



$$\beta_1 = 90^\circ + \arccos \frac{C_{m1}}{V_1} = 90^\circ + \arccos \frac{16,47}{16,49} \approx 93^\circ$$

Per il triangolo in uscita si ha invece:

$$V_2 = \sqrt{u_2^2 + C_2^2} = \sqrt{32,7^2 + 9,6^2} = 34,1 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{C_2}{V_2} = \arctan \frac{9,6}{34,1} \approx 15,7^\circ$$

Dal diagramma (7) si valuta il range di variazione del numero di pale della girante  $Z_p = Z_{pmax} = 22$ ;  $Z_{pmin} = 12$ . Assumiamo

$Z_p = 17$ . Il diametro della circonferenza dei perni palari del distributore e'  $Dep = 1,3 \cdot D_o$

$D_{cp} \leq 800mm$	$Z_d = 12$
$D_{cp} = 900 \div 1500mm$	$Z_d = 16$
$D_{cp} = 1500 \div 2400mm$	$Z_d = 20 \div 24$
$D_{cp} \geq 2400mm$	$Z_d = 24$

$Dep = 1,3 \cdot 1,83 = 2,4m$

Tabella 1: Numero di pale del distributore in funzione del diametro dei perni palari

Dalla tabella 1, per il valore di  $Dep$  in questione, si ha che il numero di pale del distributore e'  $Z_d = 24$ ; come dal testo in esame

In fine, e' possibile verificare il rendimento idraulico:

$$\eta_{id} = \frac{u_1 \cdot c_1}{g \cdot H_u} = \frac{441 \cdot 47,3}{8 \cdot 240} = 0,88$$

il grado di reazione della turbina:

$$x = \frac{\eta_i \cdot H_u - \Delta h_1}{\eta_i \cdot H_u} = \frac{\eta_i \cdot H_u - \frac{c_1^2}{2g}}{\eta_i \cdot H_u} = \frac{0,88 \cdot 240 - \left(\frac{47,3^2}{2 \cdot 8}\right)}{0,88 \cdot 240} = 0,46$$

valori che appartengono, come il numero di poli caratteristico, al range tipico delle turbine Francis normali,

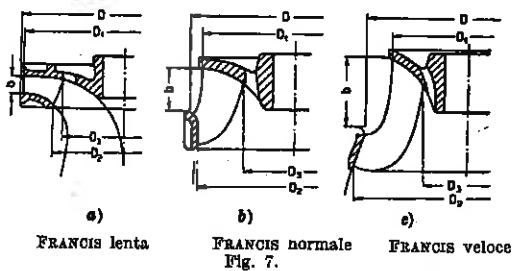
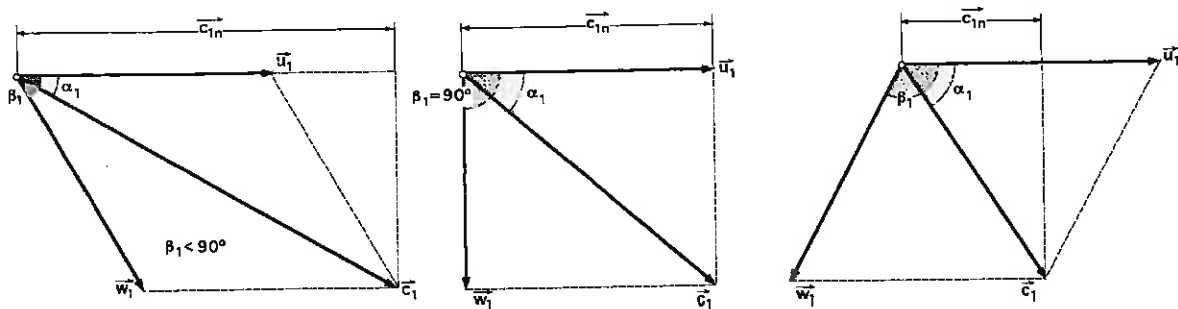


Fig. 7	$n_s$	$G$	$\eta_i$	$\alpha_1$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$b/D$
a)	50-100	0,3-0,5	0,88-0,85	15°-25°	$\sim D$	$\sim 0,7 D$	0,6 D	$\frac{1}{12} \div \frac{1}{8}$
b)	100-250	$\sim 0,5$	0,86-0,87	25°-40°	$\sim 0,9 D$	$\sim D$	0,5 D	$\frac{1}{8} \div \frac{1}{6}$
c)	250-450	0,5-0,7	0,88-0,89	40°-55°	$\sim 0,75 D$	1,1 D	0,35 D	$\frac{1}{6} \div \frac{1}{4}$



Rodetes lentos

Rodetes normales

Rodetes rápidos

Fig IV.2.- Triángulos de velocidades a la entrada según diversos valores de  $\beta_1$

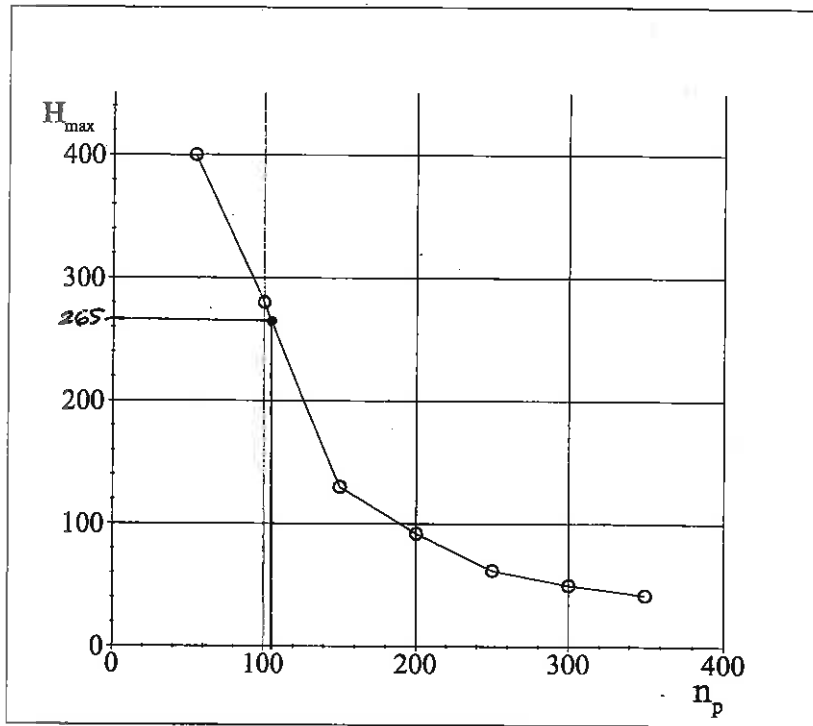


Figura 3: Caduta massima

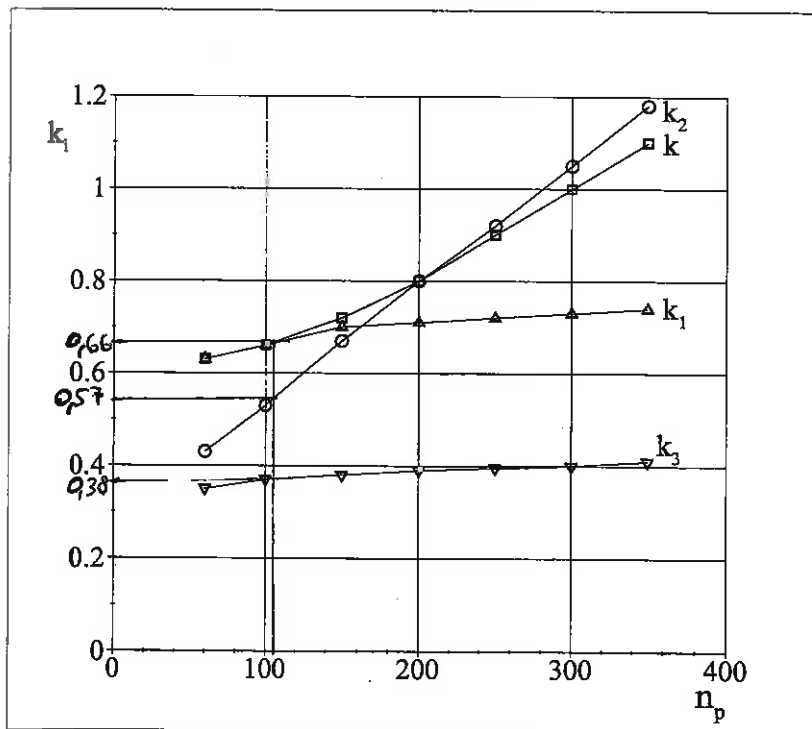


Figura 4: Dimensioni sezione meridiana

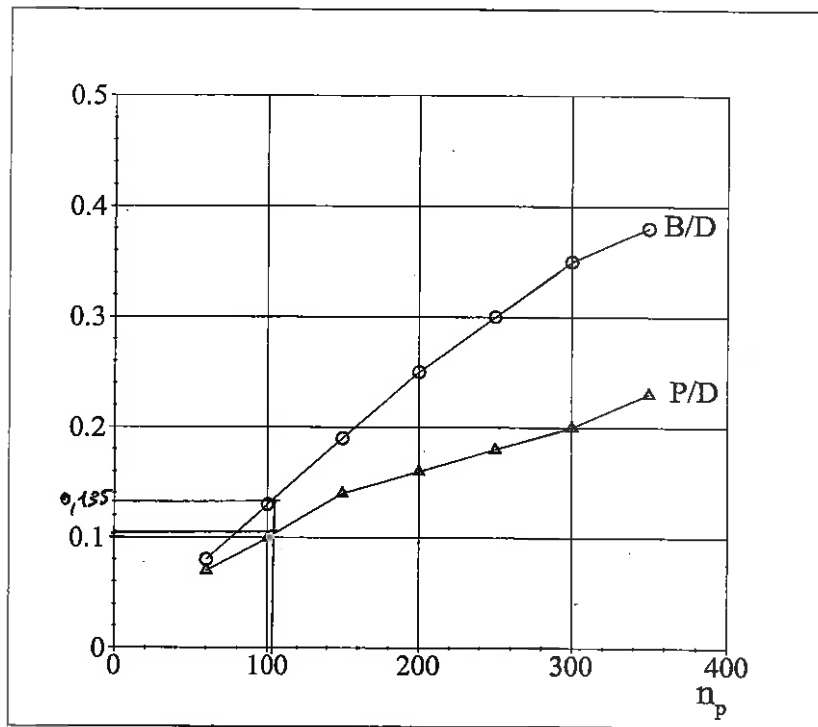


Figura 5: Dimensioni sezione meridiana

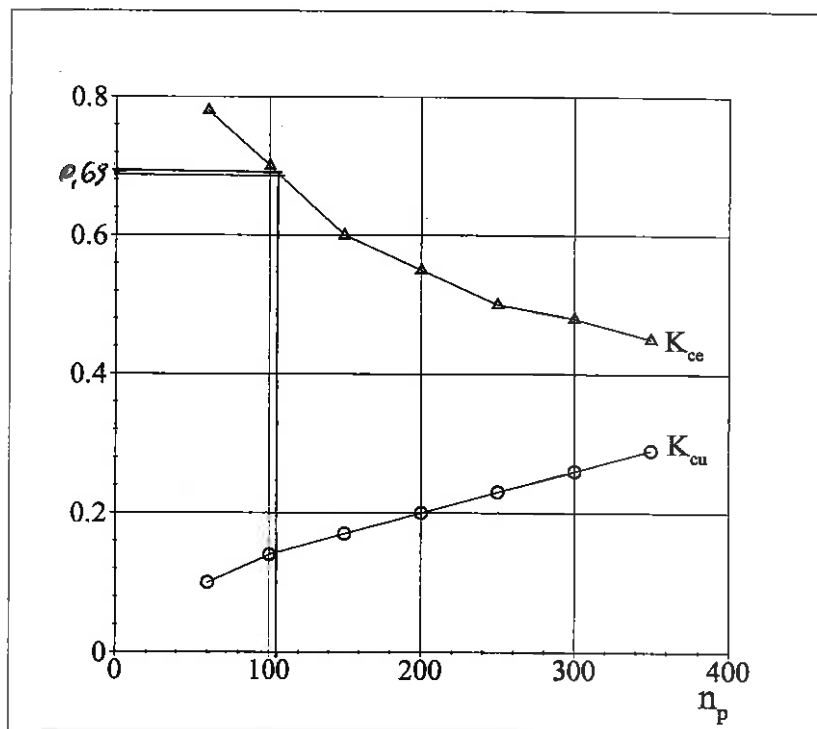


Figura 6: Velocità specifiche di ingresso e uscita macchina



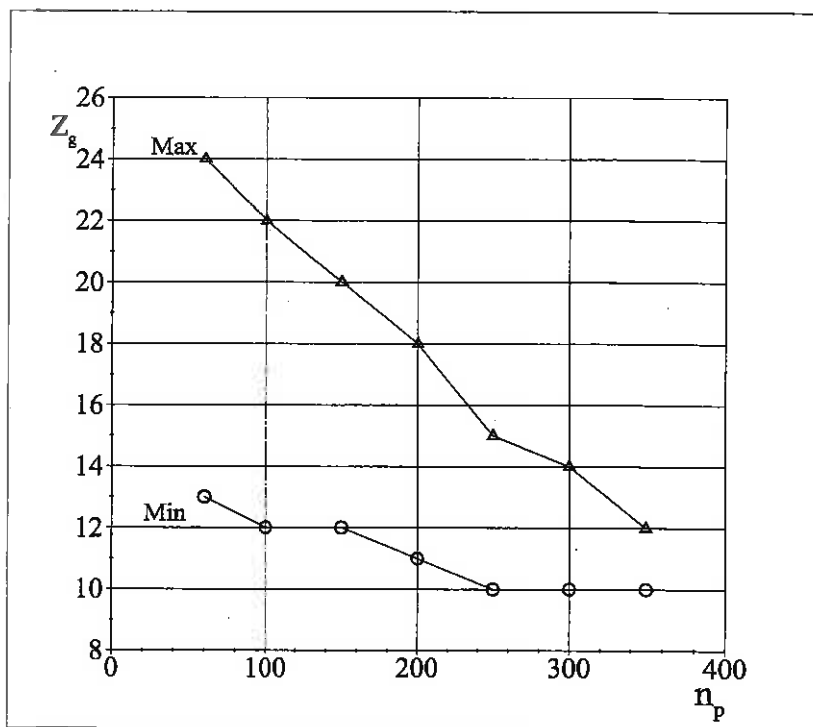


Figura 7: Numero di pale della girante

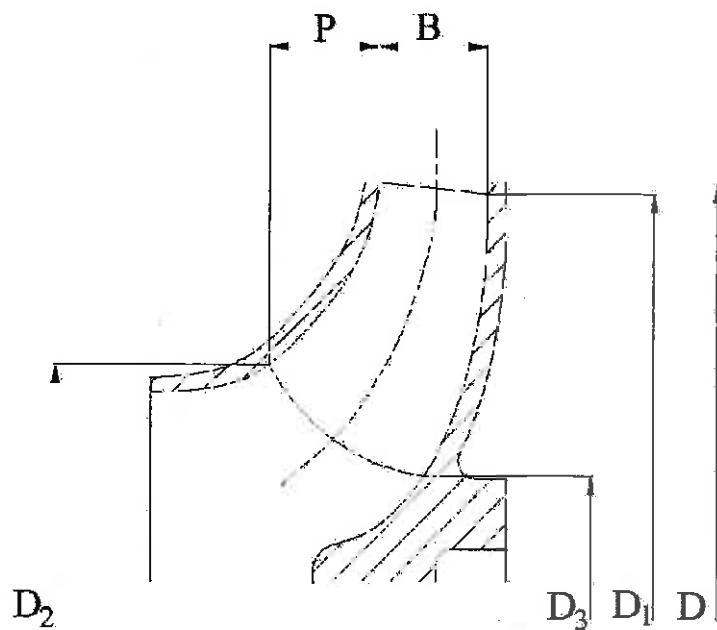


Figura 8: Sezione meridiana