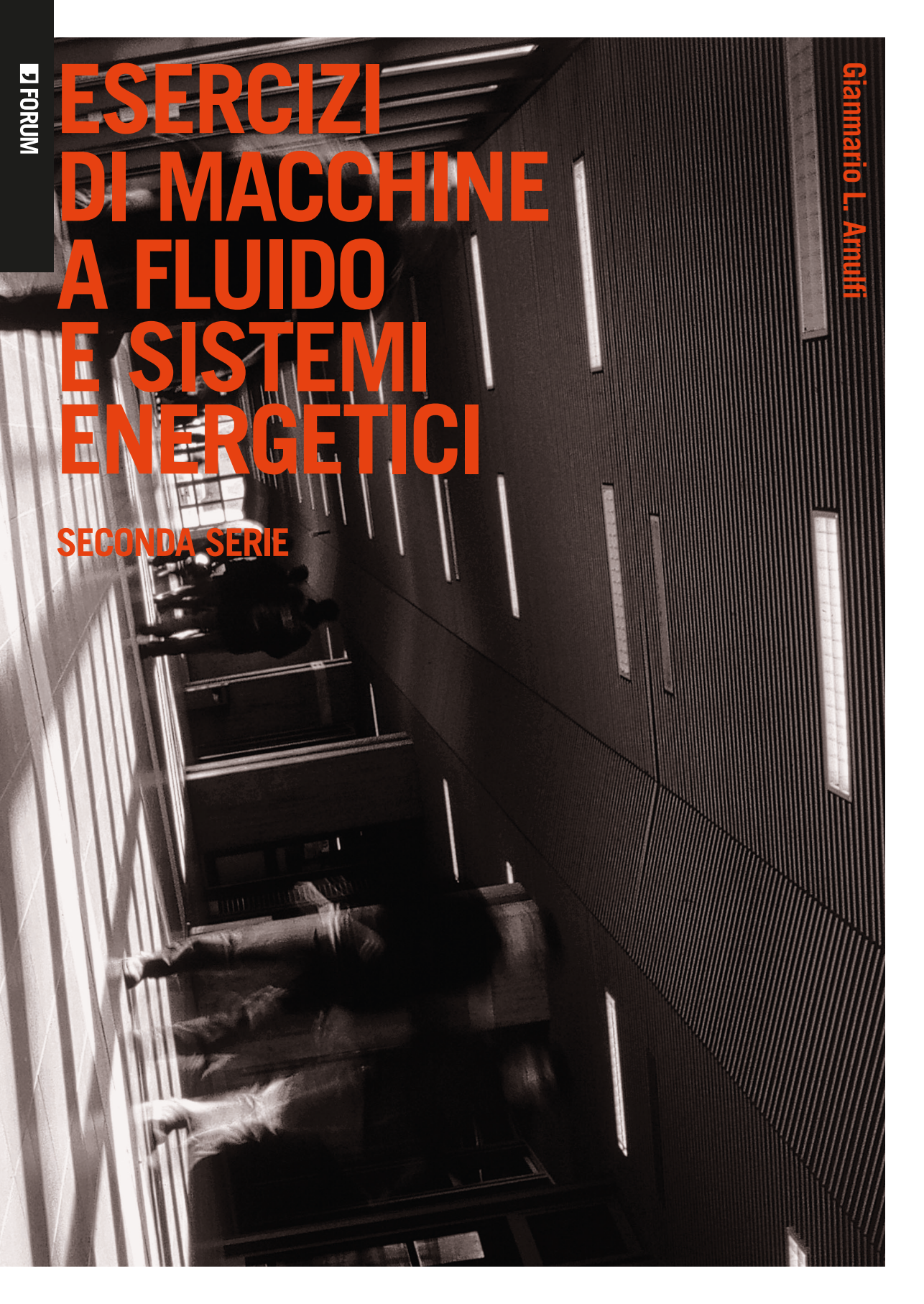


Giannario L. Arnuffi

ESERCIZI DI MACCHINE A FLUIDO E SISTEMI ENERGETICI

SECONDA SERIE

FORUM



**ESERCIZI
DI MACCHINE A FLUIDO
E SISTEMI ENERGETICI
SECONDA SERIE**

© **FORUM** 2025
Editrice Universitaria Udinese
FARE srl con unico socio
Via Palladio, 8 – 33100 Udine
Tel. 0432 26001
www.forumeditrice.it

ISBN 978-88-3283-543-4 (pdf)

Gianmario L. Arnulfi

**ESERCIZI
DI MACCHINE A FLUIDO
E SISTEMI ENERGETICI
SECONDA SERIE**

*Questo libretto è dedicato
al ricordo di Pia e Isotta*

PRESENTAZIONE

Questo libretto contiene esercizi risolti ma non commentati. Non sono troppo pochi per la preparazione dell'esame, se davvero provati e non soltanto letti. Tutti gli esercizi proposti all'esame sono inventati ed è difficile trovarne uguali (in cartaceo e in rete). Ogni esercizio dovrebbe richiedere allo studente medio meno di 90 minuti. Sono tutti problemi di analisi, ossia: data la geometria e alcune condizioni (es. portata e regime di rotazione) , trovarne altre (es. potenza). Molti ammettono diverse soluzioni, naturalmente con gli stessi risultati. Molti esercizi possono essere svolti man mano che si avanza nello studio, appena esaminato l'argomento relativo, altri, indicati da apposita nota, richiedono lo studio di argomenti correlati, successivi.

Per le turbomacchine sono richiesti risultati per la sola linea di corrente mediana, salvo esplicito riferimento ad altre linee di corrente (es. cassa o albero).

Molti esercizi si riferiscono alla condizione nominale (ossia di targa), altri a condizioni fuori-progetto. L'eventuale funzionamento in condizioni diverse dalla nominale non deve essere escluso, salvo esplicita o implicita dichiarazione nel testo.

La deviazione delle giranti centrifughe è sempre considerata, la deviazione di tutti gli altri palettaggi è trascurata. Nell'attraversamento dei singoli palettaggi di macchine dinamiche assiali, anche termiche, la variazione della componente meridiana di velocità è trascurata, salvo esplicita dichiarazione nel testo.

L'ostruzione palare è sempre considerata, soprattutto per ricordare che l'equazione di Eulero (bilancio del momento della quantità di moto) vale fra le stazioni immediatamente a valle dell'entrata girante e immediatamente a monte dell'uscita girante. È stimata a naso.

Ogni simbolo corrisponde a una sola grandezza e viceversa. In qualche caso questo porta a scelte diverse dalle consuete in letteratura, es. in molti altri testi l'esponente della politropica è n , ma si potrebbe confondere con il regime di rotazione, per cui ho preferito Γ . Le grandezze massiche sono tutte rappresentate da lettere minuscole, anche calore e lavoro: per esperienza, limita la probabilità di trattare le macchine volumetriche (joule/ciclo) come fossero dinamiche (joule/chilogrammo). La lettera ω è evitata perché, nella scrittura a mano sulla lavagna, può confondersi con una W . Nelle turbomacchine, le stazioni a ingresso rotore sono indicate da numeri pari, quelle in uscita dispari. (Quasi) tutti i simboli sono riportati in Appendice I.

I triangoli di velocità sono in scala. Gli angoli (sia fluidodinamici, sia geometrici) sono definiti rispetto alla velocità periferica e corrispondono alla rotazione necessaria al vettore velocità, assoluta o

invece relativa, per assumere direzione e verso pari alla velocità periferica. Le velocità assolute sono in azzurro, le relative in rosso e le periferiche (ossia di trascinamento) in verde. La stazione di entrata girante è a linea continua, quella di uscita tratteggiata (cfr. Appendice).

Nei piani di lavoro, le trasformazioni reali sono rappresentate da linee tratteggiate, le ideali da linee continue. Il riferimento (entalpia ed entropia nulle) è il punto triplo dell'acqua, per tutti i cicli, anche Brayton-Joule.

Negli schemi di macchina le parti fisse sono azzurre e le mobili rosse.

Negli schemi di impianto il colore dei componenti (tubi, macchine etc.) definisce il vettore che li attraversa (cfr. Appendice). Non sempre la codifica usuale è stata rispettata. Il senso di percorrenza è sempre indicato da una freccia-triangolo: vuoto per aeriformi, pieno per liquidi.

Nel testo possono essere presenti dati non necessari, ovviamente non in contrasto con gli altri.

I valori delle grandezze note (es. massa volumica dell'acqua ambiente) o stimate (es. rendimento meccanico, condizioni atmosferiche) non sono riportati nel testo. I calcoli sono stati eseguiti con i valori delle grandezze note o stimate riportati in Appendice.

I risultati numerici non sono riportati, per rimarcarne la minore importanza: vorrei che non fossero l'unica preoccupazione degli studenti. Tuttavia, giudico grave un errore di calcolo se porta a risultati non plausibili, senza che lo studente segnali di accorgersene.

Bisogna avere ben chiaro il modello matematico completo prima di cominciare i calcoli. Molti fanno calcoli, anche corretti, ma di nessuna utilità.

Le seguenti relazioni sono considerate note in molti esercizi.

$$\mathcal{R}_g \triangleq \frac{\mathcal{R}_U}{m_M}$$

$$c_{p,g\tilde{\mathfrak{I}}} - c_{v,g\tilde{\mathfrak{I}}} = \mathcal{R}_g$$

$$\frac{c_{p,g\tilde{\mathfrak{I}}}}{c_{v,g\tilde{\mathfrak{I}}}} = \gamma$$

$$c_{p,g\tilde{\mathfrak{I}}} = \frac{\mathcal{R}_g}{1 - 1/\gamma}$$

Verificare sempre:

correttezza dimensionale;
consistenza delle formule nei casi limite;
plausibilità del risultato numerico.

Esempi di verifica dimensionale.

$$2_J/kg + 3_J/ciclo = ?$$

$$2_mele + 3_pecore = ?$$

$$\ell + \mathcal{L} = ?$$

ma

$$3_m^2/s^2 + 2_Pa\ m^3/kg = 5_J/kg$$

$$3_pere + 2_banane = 5_frutti$$

$$\frac{\Delta p}{\rho} + g\Delta Z + \frac{\Delta C^2}{2} = gH$$

Esempi di verifica casi limite.

Rendimento interno di compressori (macchine operatrici) e turbine (motrici)

$$\eta_i = \frac{\ell_{e\mathfrak{S}}}{\ell_{e\mathfrak{R}}} \quad \text{o l'inverso?} \quad \eta = \begin{cases} 0 \\ \infty \end{cases}$$

Esempi di verifica della plausibilità.

Non sono plausibili:

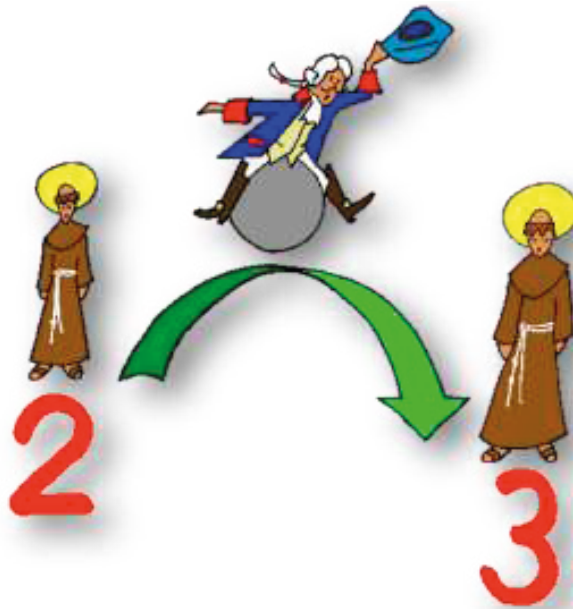
Pompa iniezione auto diesel potenza 872_MW;

Centrale nucleare potenza 1,53_W;

ma lo sono:

Motore Super-tigre 234 aero-modello potenza 720_W, cilindrata 10_cm³

Motore 2 tempi 8 cil. navale Wärtsilä X62 potenza 21,3_MW cilindrata 6,42_m³



Lagrange ed Eulero ovvero von Münchhausen, a cavallo di una particella fluida, e Antonio da Padova, che poteva essere in stazioni diverse nello stesso istante.

TURBINA PELTON

2016 02 10

Un impianto idro-elettrico situato in Europa ha i seguenti dati di targa: salto geodetico 800 m, salto netto 720 m, portata 3 m³/s, rapporto fra velocità periferica/assoluta entrata girante 0,48. L'alternatore ha 5 coppie polari. La turbina ha diametro principale girante 1740 mm. In un certo istante, il salto geodetico è pari al valore nominale, ma la portata all'85%; il coefficiente di perdita di velocità all'introduttore è pari al valore nominale e quello alla girante è 0,95; il rapporto fra velocità assolute uscita/entrata girante è 0,15. Stimare il rendimento meccanico.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Calcolare la potenza all'albero e il rendimento effettivo.

[♥] La velocità all'uscita dell'introduttore è maggiore o minore della nominale? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

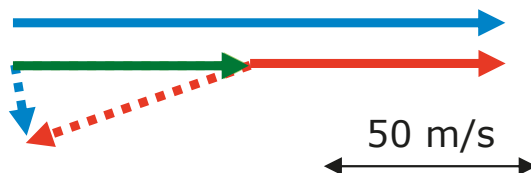


Fig. 1 Triangoli di velocità.

Dati: $\Delta Z; H_{\mathcal{N}}; \dot{V}_{\mathcal{N}}; N_{CP}; D; U/C_{2y}; \dot{V}_{\mathcal{F}}/\dot{V}_{\mathcal{N}}; \Psi_W; C_3/C_2;$

Noti: $g; \rho; f_R; \eta_v$

Stime: η_m

$$n = n_S = \frac{f_R}{N_{CP}}$$

$$U = \pi n D$$

$$\frac{U}{C_{2y,\mathcal{N}}} \rightarrow C_{2y,\mathcal{N}} = C_{2y,\mathcal{F}} = C_2 \quad C_2 = \Phi_C \sqrt{2gH} \rightarrow \Phi_C \quad (1)$$

vale sia per funzionamento nominale sia per attuale, fuori-progetto.

$$\ell_{v,BE} = g(\Delta Z - H) \quad (2)$$

$$\text{Eq (2)} \rightarrow \ell_{v,BE,\mathcal{N}}$$

$$\ell_{v,BE} = k \dot{V}^2 \rightarrow \ell_{v,BE,\mathcal{F}}$$

$$\text{Eq (2)} \rightarrow gH_{\mathcal{F}}$$

$$\rightarrow C_{2,\mathcal{F}} \rightarrow \text{Fig. 1}$$

$$\rightarrow W_2 = W_{3\mathfrak{S}}$$

↔ ad azione

$$\Psi_W \triangleq \frac{W_3}{W_{3\mathfrak{S}}} \rightarrow W_3$$

$$C_3/C_2 \rightarrow C_3 \rightarrow \text{Fig. 1} \quad [\spadesuit]$$

$$|\ell_e| = UC_{2y} - UC_{3y}$$

$$\dot{V}_{\mathcal{F}}/\dot{V}_{\mathcal{N}} \rightarrow \dot{V}_{\mathcal{F}}$$

$$H_{\mathcal{F}} > H_{\mathcal{N}}$$

$$\text{Eq. (1)} \Rightarrow C_{2,\mathcal{F}} > C_{2,\mathcal{N}} \quad [\text{a}]$$

$$\Rightarrow \eta_{v,\mathcal{F}} = \eta_{v,\mathcal{N}} = 1$$

cfr teoria passo palare limite

$$\dot{m}_e = \rho \dot{V} \eta_v$$

$$P_A = \dot{m}_e |\ell_e| \eta_m$$

$$\eta_i = \frac{\ell_e}{\ell_{e,\mathfrak{S}}} = \frac{|\ell_e|}{gH}$$

$$\eta_e = \eta_v \eta_i \eta_m \quad [\clubsuit]$$

$$[\text{a}] \quad \dot{V}_{\mathcal{F}} < \mathcal{N}$$

$$\text{ma } d_{\mathcal{F}} \ll \mathcal{N}$$

$$\ell_{v,BE,\mathcal{F}} < \mathcal{N} \Rightarrow C_{2,\mathcal{F}} > \mathcal{N} \quad [\heartsuit]$$

[#] reversibile + ... = ideale ≠ nominale = di progetto = di targa ≈ di max rendimento.

Dati: $D_0; D_{2F}; B_F; D_{GC}; D_{GA}; D_5; N_{CP}; f_R; H; C_0 = C_1;$

$$\xi_F = \alpha_{2F}$$

Stime: $\zeta_{\emptyset}; \eta_v; \eta_m$

Noti: ρ

$$n = n_S = \frac{f_R}{N_{CP}}$$

$$D_{GB} = \frac{D_C - D_A}{2}$$

$$U_B = \pi n D_{GB}$$

$$A_j = \frac{\pi}{4} D_j^2 \rightarrow A_0; A_5$$

$$A_{2Fe} = \pi D_{2F} B_F \zeta_{\emptyset}$$

$$A_{Ge} = \frac{\pi}{4} [D_C^2 - D_A^2] \zeta_{\emptyset}$$

$$\dot{V} = C_0 A_0 = C_{2Fx} A_{2Fe} = C_5 A_5 \rightarrow C_{2Fx}; C_5$$

$$\dot{V} \eta_v = \dot{V}_e = C_{Gx} A_{Ge} \rightarrow C_{Gx} \quad \tan \alpha_{2F} = \frac{C_{2Fx}}{C_{2Fy}} \rightarrow C_{2Fy}$$

Conservazione momento angolare del flusso.

$$C_{2Fy} \frac{D_{2F}}{2} = C_{2GBy} \frac{D_{GB}}{2} \rightarrow C_{2GBy}$$

Kaplan: ri-calettamento, anche se fuori-progetto

$$C_{3y} = 0 \rightarrow \text{Fig.2 } \textcolor{red}{[\spadesuit]}_-$$

$$|\ell_e| = U_2 C_{2y} - U_3 C_{3y}$$

$$\dot{m}_e = \rho \dot{V}_e$$

$$P_A = \dot{m}_e \ell_e \eta_m$$

$$\eta_i = \frac{|\ell_e|}{gH}$$

$$\eta_e = \eta_v \eta_i \eta_m \textcolor{green}{[\clubsuit]}_-$$

$$gH = |\ell_e| + \ell_{v\mathcal{M}} \rightarrow \ell_{v\mathcal{M}}$$

$$e_{k5} = \frac{C_5^2}{2} = \ell_{v56}$$

$$C_{2F}^2 = C_{2Fx}^2 + C_{2Fy}^2$$

$$\ell_{v\mathcal{M}} = e_{k5} + k [C_1^2 + C_{2F}^2 + W_3^2 + C_5^2] \rightarrow k$$

$$\ell_{v01} = k C_1^2$$

$$\ell_{v12} = k C_2^2$$

$$\ell_{v35} = k C_5^2$$

$$\ell_{v23} = k W_3^2 \textcolor{blue}{[\heartsuit]}$$

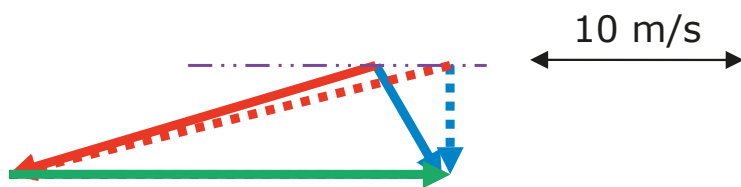


Fig. 2 Diagrammi di velocità.

TURBINA DE LAVAL

2017 02 16

Una turbina De Laval ha diametro medio 500 mm e altezza palare 30 mm. Le pale rotoriche sono simmetriche, con angolo di deflessione 116° . La frequenza di rotazione è 50 giri/s. In condizioni nominali, il vapore arriva alla girante con massa volumica 1 kg/m^3 , a piena ammissione (360°); il coefficiente di perdita statorico è 0,97 e quello rotorico 0,95.

[♠] Disegnare i triangoli di velocità (IN SCALA) al diametro medio.

[♣] Calcolare potenza all'albero e rendimento isoentropico.

[♥] A un certo istante una delle quattro valvole di parzializzazione si chiude completamente. Come variano i triangoli di velocità? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

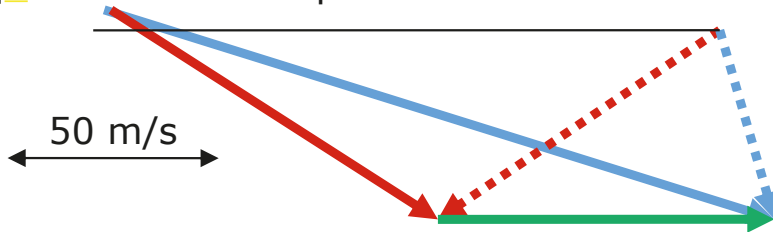


Fig. 1 Triangoli di velocità.

Dati: $D; B; \Theta; n; \rho_2; \Omega = 0; \Phi_{12}; \Psi_{23} \quad G_R = 0$

Stime: $\zeta_{\wp}$

$$\begin{cases} \Theta \equiv \beta_3 - \beta_2 \\ \pi = \beta_3 + \beta_2 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} \beta_2 \\ \beta_3 \end{cases} \quad U = \pi n D$$

$$[\mathcal{N}] \Rightarrow \frac{U}{C_{2y}} = 0,5 \rightarrow C_{2y} \rightarrow \bar{C}_2; \bar{W}_2$$

$$G_R = 0 \Rightarrow W_{3\Im} = W_2$$

$$\Psi_{23} \equiv \frac{W_3}{W_{3\Im}} \rightarrow W_3 \rightarrow \bar{C}_3; \bar{W}_3 \rightarrow \text{Fig.1} \quad \spadesuit$$

$$A_e = \pi D B (1 - \Omega) \zeta_{\wp} \quad \dot{m}_e = \rho_2 C_{2x} A_e$$

$$|\ell_e| = U_2 C_{2y} - U_3 C_{3y} \quad P_A = \dot{m}_e \ell_e \eta_m$$

$$\Phi_{12} \equiv \frac{C_2}{C_{2\Im}} \rightarrow C_{2\Im} \quad |\ell_{e\Im}| = \dots = \frac{C_{2\Im}^2}{2} [\text{a}]$$

$$\eta_s^{ts} = \frac{\ell_e}{\ell_{e\Im}} \quad \clubsuit$$

$$t > t_0 \Rightarrow \begin{cases} A^+ \rightarrow \frac{3}{4} A^- \\ \dot{m}^+ \rightarrow \frac{3}{4} \dot{m}^- \end{cases} \Rightarrow C_x^+ \rightarrow C_x^-$$

Dopo l'istante 0 l'area si riduce, ma il sistema di controllo riduce proporzionalmente la portata, perciò la velocità meridiana non varia. Non variano neppure gli angoli, perciò i TV rimangono pressoché invariati. $\heartsuit$

[a] cfr lezioni.

TURBINA CURTIS

2018 02 16

Una turbina Curtis a due salti ha palettaggi con angoli di entrata e uscita supplementari. La velocità periferica è 170 m/s. In condizioni nominali, all'ammissione il vapore d'acqua arriva a 16 MPa e 820 K. Al diametro medio, la velocità assoluta allo scarico è 130 m/s ed è priva di componente tangenziale. I coefficienti di perdita di velocità sono riportati in Tab. 1.

[♠] Tracciare i 4 triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Tracciare le trasformazioni sul piano di Mollier.

[♥] Il grado di reazione $[a]$ è leggermente positivo o negativo? Giustificare la risposta.

Tab. 1 Coefficienti di perdita di velocità.	
Distributore	0,94
1° palettaggio rotorico	0,88
palettaggio statorico deflettore	0,82
2° palettaggio rotorico	0,80

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[a] Definito come rapporto fra salti reali.

Dati: $U; p_1; T_1; C_5; C_{5y}; \Phi_{12}; \Psi_{23}; \Phi_{34}; \Psi_{45}$

$$U; C_5; \alpha_5 = \frac{\pi}{2} \rightarrow \text{TV } 5 \rightarrow \beta_5 \quad \beta_4 + \beta_5 = \pi \rightarrow \beta_4$$

$$\Psi_{45} \triangleq \frac{W_5}{W_{5s}} \rightarrow W_{5s} \quad \beta_4 + \beta_5 \equiv \pi \rightarrow p_4 \equiv p_5 \text{ [b]}$$

$$p_4 = p_5 \Rightarrow W_{5s} = W_4 \rightarrow C_4 \rightarrow \text{TV } 4$$

Analogamente TV3 e TV2 (Fig. 1) [♠]

$$\text{Fig. 2 p.Mollier} \rightarrow h_1 \quad \Phi_{12} \triangleq \frac{C_2}{C_{2s}} \rightarrow C_{2s}$$

Cons. entalpia totale da <1> a <2s>

$$h_{2s} - h_1 + \dots + \frac{\overbrace{C_{2s}^2 - C_1^2}^{\cong 0}}{2} \cong 0 \rightarrow h_{2s}$$

e da <1> a <2> $\rightarrow h_2$

Cons. rothalpia da 2 a 3 $\rightarrow h_3$

Cons. entalpia totale da 3 a 4 $\rightarrow h_4$

Cons. rothalpia da 4 a 5 $\rightarrow h_5$

$$p_2 \equiv p_3 \equiv p_4 \equiv p_5 \rightarrow \langle 1 \rangle; \langle 2 \rangle; \langle 3 \rangle; \langle 4 \rangle; \langle 5 \rangle \text{ [b]}$$

Fig. 2 [♣]

$$G_R = \frac{h_2 - h_3 + h_4 - h_5}{h_1 - h_5} \quad 0 \cong G_R < 0 \text{ [♥]}$$

[b] vero (bilancio energia, forma mecc.), non banale.

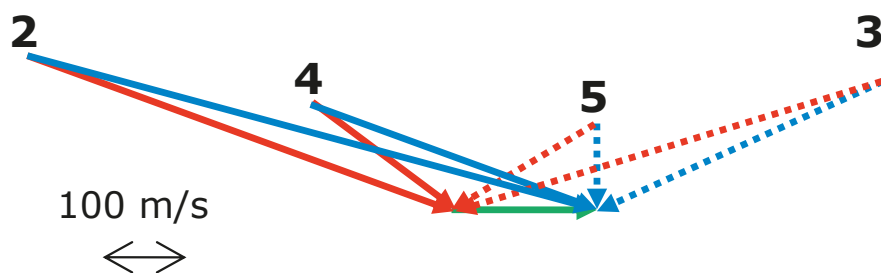


Fig. 1 Triangoli di velocità.

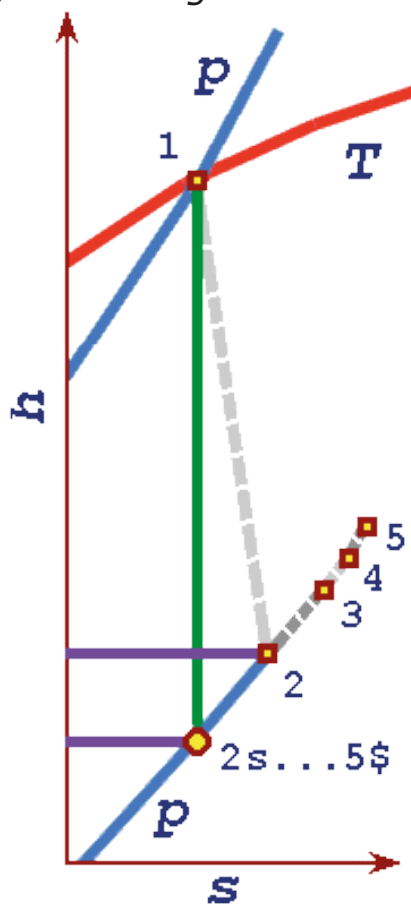


Fig. 2 Diagramma di lavoro sul piano di Mollier.

TURBINA RATEAU

2016 09 07

Un corpo bi-stadio di turbina a vapor d'acqua ha ammissione a 3,5 MPa, 810 K e 30 m/s. Il rendimento iso-entropico è 0,87. I due stadi hanno triangoli di velocità identici. La velocità periferica al diametro medio è 245 m/s in ogni stazione. A uscita distributore l'angolo del flusso assoluto è 16° e il rapporto fra velocità periferica e componente tangenziale della velocità assoluta è 0,55. Il grado di reazione del primo stadio è 0,1.

[♠] Disegnare i triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Determinare l'entalpia massica nelle stazioni di entrata e uscita da tutti i palettaggi.

[♥] Determinare pressione e temperatura di uscita corpo.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $N_S; p_{11}; T_{11}; C_{11}; \eta_s^{ts}; U; \alpha_2; R_{UC}; G_{R1}$

$$R_{UC} \equiv \frac{U}{C_{2y}} \rightarrow C_{2y} \qquad \tan \alpha = \frac{C_x}{C_y} \rightarrow C_x \text{ [a]}$$

$$h_{t,11} \cong h_{t,12} \rightarrow \Delta h_{1F}$$

$$G_R \equiv \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} = \frac{\Delta h_{1G}}{\Delta h_{1F} + \Delta h_{1G}} \rightarrow \Delta h_{1G}$$

$$h_{R,12} \cong h_{R,13} \rightarrow W_3$$

Fig. 2 [♠]

$$Fig.1 \rightarrow h_{11}$$

$$h_{t,11} \cong h_{t,12} \rightarrow h_{12}$$

$$h_{R,12} \cong h_{R,13} \rightarrow h_{13}$$

analogamente per

$$h_{2,2}; h_{2,3} \text{ [♣]}$$

$$|\ell_{e,j}| = U_2 C_{2y} - U_3 C_{3y}$$

$$|\ell_{e,\mathcal{M}}| = |\ell_{e,1}| + |\ell_{e,2}|$$

$$\eta_s^{t-s} \equiv \frac{|\ell_{e,\mathcal{M}}|}{h_{t,11} - h_{23\$}} \rightarrow h_{23\$}$$

$$s_{23\$} \equiv s_{11}$$

$$Fig.1 \rightarrow p_{23} = f_1(h; s) = p_{23\$}$$

$$T_{23} = f_2(h; p) \text{ [♥]}$$

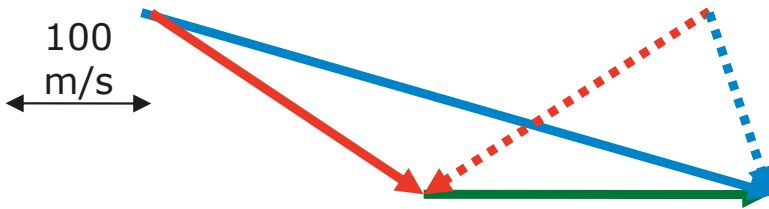


Fig.2 Triangoli di velocità.

[a] Triangoli uguali per i due stadi perciò velocità meridiana uniforme.

TURBINA PARSONS

2019 06 20

Una turbo-espansore a gas combusti a 6 stadi ripetitivi funziona in condizioni nominali. È alimentato a velocità trascurabile, scarica all'atmosfera a 800 K e il rendimento iso-entropico di macchina è 0,85. I palettaggi rotorici al diametro medio hanno angolo di uscita 150° e deflessione 70° e la velocità periferica è 300 m/s.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Calcolare il rendimento politropico della macchina.

[♥] Stimare il lavoro di recupero e il grado di reazione.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[#] Stimare che l'espansione reale segua punto-per-punto una politropica.

[#] Rendimenti total-to-static.

Dati: $N_S; T_{N3}; \eta_{s\mathcal{M}}^{t-s}; \beta_3; \Theta_G; U$

Noti: $\gamma; \mathcal{R}_g$

*** $C_{11} \cong 0; p_{N3} = @; F = \mathcal{N};$ stadi ripetitivi

$$\mathcal{N} \Rightarrow \alpha_3 = \frac{\pi}{2} \quad U; \alpha_3; \beta_3 \rightarrow TV3 \rightarrow C_x$$

$$\Theta_G \triangleq \beta_3 - \beta_2 \rightarrow \beta_2 \rightarrow TV2 \quad [\spadesuit]$$

$$|\ell_{ej}| = U_2 C_{2y} - U_3 C_{3y} \quad |\ell_{e\mathcal{M}}| = |\ell_{ej}| N_S$$

$$|\ell_{e\mathcal{M}}| \cong h_{t11} - h_{tN3} \cong c_p (T_{11} - T_{N3}) + \frac{C_{11}^2 - C_{N3}^2}{2} \rightarrow T_{11}$$

$$\eta_{s\mathcal{M}}^{t-s} \triangleq \frac{\ell_{e\mathcal{M}}}{\ell_{es\mathcal{M}}} \rightarrow \ell_{es\mathcal{M}} \quad |\ell_{es\mathcal{M}}| = c_p (T_{11} - T_{N3\$}) + \frac{C_{11}^2}{2} \rightarrow T_{N3\$}$$

$$\frac{T_{11}}{T_{N3\$}} = \left(\frac{p_{11}}{p_{N3}} \right)^{1-1/\gamma} \rightarrow p_{11} \quad \frac{T_{11}}{T_{N3}} = \left(\frac{p_{11}}{p_{N3}} \right)^{1-1/\Gamma} \rightarrow 1-1/\Gamma$$

$$|\ell_{e\infty\mathcal{M}}| = \dots = \frac{\mathcal{R}_g}{1-1/\Gamma} (T_{11} - T_{N3}) \quad \eta_{\infty\mathcal{M}}^{t-s} \triangleq \frac{\ell_{e\mathcal{M}}}{\ell_{e\infty\mathcal{M}}}$$

$$dh + \dots + C dC = \delta \ell_e + \overset{\cong 0}{\delta q} \quad C_{11} \cong 0; \ell_{e112} \equiv 0 \rightarrow h_{11} - h_{12}$$

$$\ell_{ej12} \equiv 0 \rightarrow h_{j1} - h_{j2} \quad h_{j2} - h_{j3}$$

$$G_{Rj} = \frac{h_{j2} - h_{j3}}{h_{j1} - h_{j2} + h_{j2} - h_{j3}} \rightarrow G_{R1}; G_{Rj} \quad [\clubsuit]$$

$$\int_{11}^{N3} \left(\frac{dp}{\rho} + g dZ + C dC \right)_{\mathfrak{R}} \cong \int_{11}^{N3} (\dots)_{\infty} \triangleq \ell_{e\infty\mathcal{M}} \quad [\mathfrak{a}]$$

$$\frac{dp}{\rho} + g dZ + C dC = \delta \ell_e - \delta \ell_v \rightarrow \ell_{v\mathcal{M}}$$

$$|\ell_{es\mathcal{M}}| - |\ell_{e\mathcal{M}}| \triangleq \ell_{v\mathcal{M}} - \ell_{CR} \rightarrow \ell_{CR} \quad [\heartsuit]$$

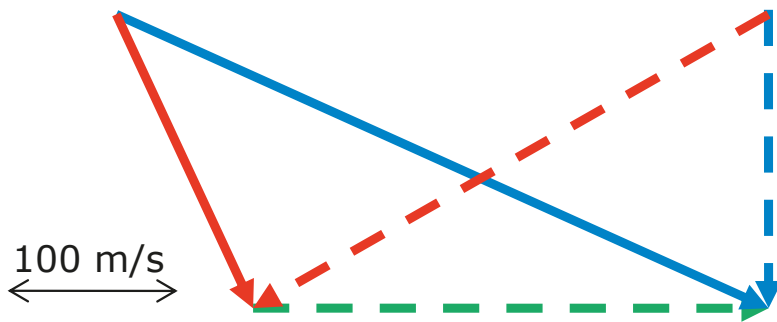


Fig.1 Triangoli di velocità.

[a] Secondo l'Hps suggerita, che non è del tutto realistica: è una macchina raffreddata (cfr valore numerico della temperatura di ammissione), sia pure non molto spinta.

POMPA ASSIALE

2017 07 11

Un bacino è svuotato riversando acqua in un lago, mediante una pompa assiale. La pompa ha il solo palettaggio rotorico, con angoli geometrici 168° all'entrata e 165° all'uscita. I diametri sono 735 mm all'albero e 1365 mm alla cassa, la frequenza di rotazione è 6,12 giri/s. In un certo istante il livello del bacino è 3 m sotto il livello del lago, la prevalenza 12 m e l'angolo di incidenza 3° .

[♠] Disegnare i triangoli di velocità (IN SCALA) al diametro medio.

[♣] Calcolare potenza all'albero, rendimento effettivo e grado di reazione.

[♥] Mezz'ora prima, i triangoli di velocità erano uguali, simili, o deformati? Ci stiamo avvicinando o allontanando dalle condizioni nominali? Giustificare la risposta [$>$].

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[>] *Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".*

Dati: $\beta_{2g}; \beta_{3g}; D_A; D_C; n; Z_{t2}; H_{t2}; i_{t2}$

Noti: ρ

Stime: $\zeta_{\varnothing}; \eta_v; \eta_m$

$$D_B = \frac{D_C + D_A}{2}$$

$$U = \pi n D \rightarrow U_B$$

$$i \hat{=} \beta_2^f - \beta_2^g \rightarrow \beta_2^f$$

$$W_{2,y} = -U$$

$$\tan \beta = \frac{C_x}{W_y} \rightarrow C_{2,x} = C_{3,x}; W_{3,y} \rightarrow TV2, TV3 \rightarrow C_{3,y} \text{ [♠]}$$

$$\ell_e = U_3 C_{3,y} - U_2 \underbrace{C_{2,y}}_{=0}$$

$$A_e = \frac{\pi}{4} (D_C^2 - D_A^2) \zeta_{\varnothing}$$

$$\dot{m}_e = \rho A_e C_x$$

$$P_A = \frac{\dot{m}_e \ell_e}{\eta_m}$$

$$\eta_i = \frac{gH}{\ell_e}$$

$$\eta_e = \eta_v \eta_i \eta_m$$

$$G_R \hat{=} \frac{\Delta H_{pz}^G}{\Delta H_{pz}^M} = 1 [\text{a}] \text{ [♣]}$$

$$t_1 = t_2 - \Delta t$$

$$Z_{t1} < Z_{t2}$$

Dall'istante t_1 all'istante t_2 , la curva caratteristica interna non varia, la c. caratteristica esterna trasla verso prevalenze crescenti. Nell'istante t_2 il punto di funzionamento $\mathcal{F}_2$, intersezione fra le c. interna ed esterna, sta sul luogo dei punti simili L_2 . Nell'istante t_1 il punto di funzionamento $\mathcal{F}_1$ non apparteneva al luogo L_2 . Quindi $\mathcal{F}_2$ e $\mathcal{F}_1$ non sono in similitudine fluidodinamica. I triangoli si sono deformati. Ci stiamo allontanando. [♥]

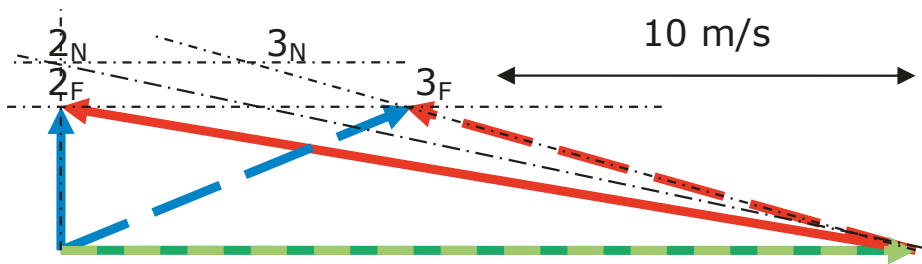


Fig. 1 Triangoli di velocità.

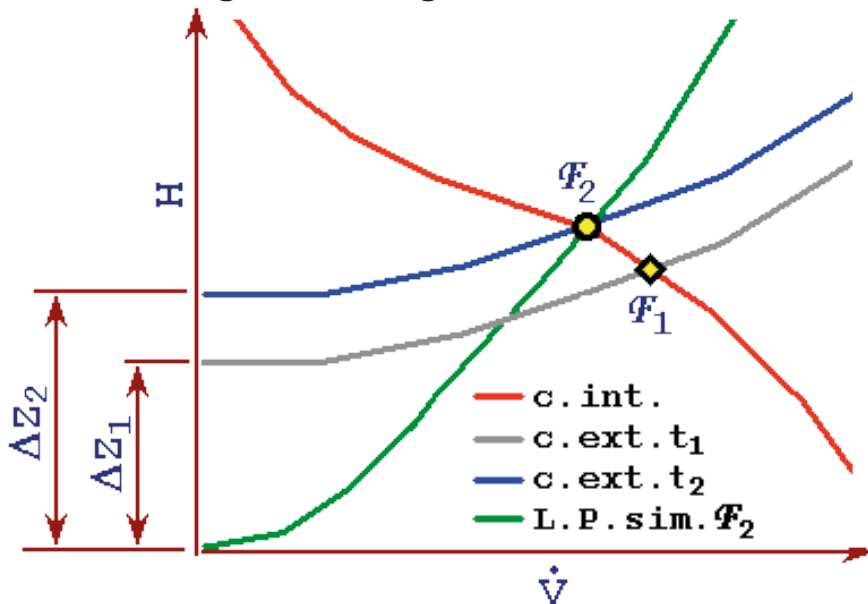


Fig. 2 Curve caratteristiche.

[a] non così banale: il salto piezometrico della macchina è effettivamente pari alla prevalenza, perché l'energia cinetica dovuta alla componente periferica della velocità assoluta, dall'uscita girante all'uscita macchina, è completamente dissipata. Ma non viene convertita in carico statico neppure in parte.

VENTILATORE ASSIALE

2015 06 29

Una condotta a pareti lisce ha diametro 900 mm e lunghezza equivalente 1 km. Movimenta 8 kg/s di aria fra due ambienti atmosferici, mediante due ventilatori identici ai suoi estremi: configurazione a sola girante, con diametro al mozzo 400 mm. I ventilatori hanno rendimento effettivo 0,60 e sono mossi da motori asincroni trifase a 2 coppie polari. L'impianto è in Italia. Assumere valori plausibili per condizioni atmosferiche, caratteristiche dell'aria, rendimenti meccanici e volumetrici, scorrimento.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA) al diametro medio.

[♣] Calcolare le perdite di carico della condotta.

[♥] Togliendo alimentazione elettrica al motore di uno dei due ventilatori, la sua girante si ferma, ruota equi-versa o contro-versa? Giustificare la risposta [>].

Allegato: diagramma di Moody.

Viscosità dinamica dell'aria: $18 \mu\text{Pa s}$

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[>] Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".

Dati: $D_C; L_C; \dot{m}; N_V; D_A; \eta_e; N_{CP}$.

Noti: $f_R; \mu; \rho$.

Stime: $\zeta_{\emptyset}; \eta_m; \eta_v; \sigma_e$.

$$A_C = \frac{\pi}{4} D_C^2$$

$$\dot{m} = \rho C_C A_C \rightarrow C_C$$

$$Re = \frac{C_C D_C}{\mu / \rho}$$

$$Fig.1 \rightarrow \zeta_f$$

$$\ell_{v,C} = g \Delta H_{t,C} = \frac{L_C}{D_C} \zeta_f \frac{C_C^2}{2} \rightarrow \Delta H_{t,C} = H_{t,13} - H_{t,22} \text{ [♣]}$$

$$\ell_{v,C} = \frac{\Delta p_{t,C}}{\rho} = N_v \frac{p_{t,V}}{\rho} \rightarrow \frac{p_{t,V}}{\rho} = \ell_{e,\mathfrak{S}}$$

$$\eta_e = \eta_v \eta_i \eta_m \rightarrow \eta_i$$

$$\eta_i = \frac{\ell_{e,\mathfrak{S}}}{\ell_e} \rightarrow \ell_e$$

$$n_S = \frac{f_R}{N_{CP}}$$

$$n = n_S (1 - \sigma_e)$$

diam. cassa ventilatore = diam. condotta

$$D_B = \frac{D_C + D_A}{2}$$

$$U = \pi n D_B$$

$$\ell_e = U_3 C_{3y} - U_2 \overset{=0}{\overbrace{C_{2y}}} \rightarrow C_{3y} \quad A_e = \frac{\pi}{4} (D_C^2 - D_A^2) \zeta_{\emptyset}$$

$$\dot{m}_e = \rho C_x A_e = \frac{\dot{m}}{\eta_v} \rightarrow C_x \rightarrow Fig.2 \text{ [♠]}$$

Togliendo alimentazione... ruota equi-versa al funzionamento normale.

L'altro ventilatore assicura il flusso, a portata ridotta, nel verso normale; la girante folle si comporta da resistenza aeraulica (come una girandola), con lati in pressione e depressione delle pale invertiti rispetto al funzionamento da operatrice. [♥]

Se fosse connessa alla rete e il flusso sufficiente, potrebbe trascinare, da "turbina inversa", la macchina elettrica come generatore asincrono.

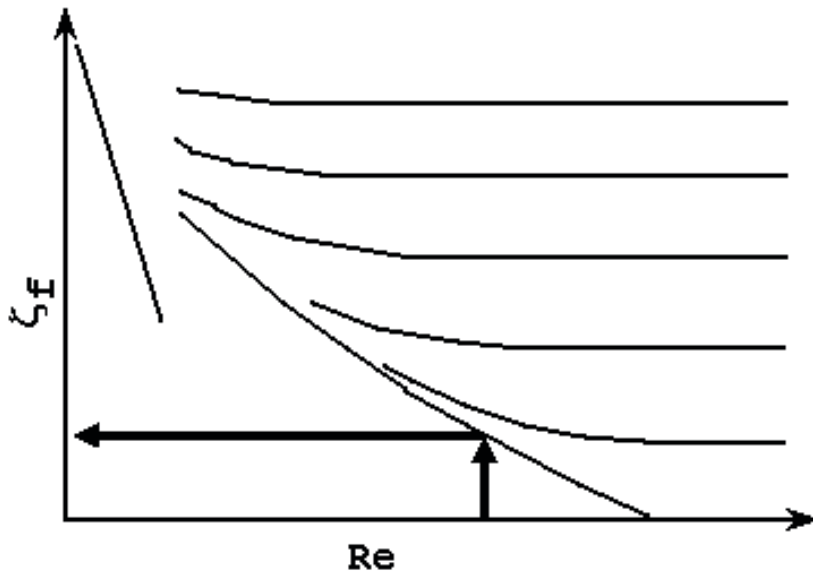


Fig. 1 Diagramma di Moody.

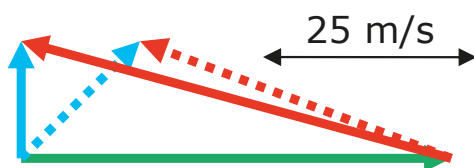


Fig.2 Triangoli di velocità.



Fig. 3 Schema dell'impianto.

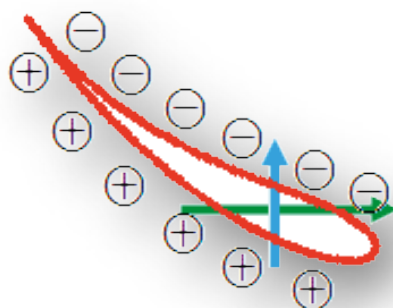


Fig. 4 Funzionamento da "girandola".

COMPRESSORE ASSIALE

2016 01 27

Il corpo di bassa pressione di un compressore assiale è composto di IGV e tre stadi. Gli angoli del flusso assoluto all'uscita dei quattro palettaggi statorici sono in Tab. 1. Tutti gli stadi hanno velocità periferica 300 m/s, coefficiente di flusso 0,7, coefficiente di pressione 0,6 e rendimento politropico 0,90 (riferiti alla velocità periferica al diametro medio). L'aspirazione è atmosferica.

[♠] Tracciare i sei triangoli di velocità (IN SCALA) al diametro medio.

[♣] Calcolare il grado di reazione dei tre stadi.

[♥] Calcolare la temperatura all'entrata IGV e all'uscita di ognuno dei sette palettaggi.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Tab. 1 Angoli del flusso assoluto in uscita.			
IGV	stadio 1	stadio 2	stadio 3
75°	80°	85°	90°

Dati: $N_S; \alpha_{j,4}; U; \varphi; \psi; \eta_\infty$

Noti: $c_{p,a}$

Stime: $:T_@$

$$\varphi_U = \frac{C_x}{U} \rightarrow C_x$$

$$\psi_U = \frac{\ell_{e,\infty}}{U^2} \rightarrow \ell_{e,\infty}$$

$$\eta_{\infty,j} = \frac{\ell_{e,\infty,j}}{\ell_{e,\Re,j}} \rightarrow \ell_{e,\Re,j}$$

$$\text{TAN } \alpha = \frac{C_x}{C_y} \rightarrow C_{j,2,y}$$

$$\ell_{e,\Re,j} = UC_{j,3,y} - UC_{j,2,y} \rightarrow C_{j,3,y} \rightarrow \text{Fig.1} \quad [\spadesuit]$$

$$h_t = h + \frac{C^2}{2}$$

$$h_R = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2}$$

$$h_{R,j,2} = h_{R,j,3} \rightarrow \Delta h_{j,G}$$

$$h_{t,j,3} = h_{t,j,4} \rightarrow \Delta h_{j,F}$$

$$G_{R,j} = \frac{\Delta h_{j,G}}{\Delta h_{j,G} + \Delta h_{j,F}} \quad [\clubsuit]$$

$$h_{IGV,1} - h_@ + \frac{C_x^2}{2} \cong 0 \rightarrow h_{IGV,1} - h_@$$

$$h_{IGV,1} - h_@ = c_{p,a} (T_{IGV,1} - T_@) \rightarrow T_{IGV,1}$$

$$h_{1,2} - h_@ + \frac{C_{1,2}^2}{2} \cong 0 \rightarrow h_{1,2} - h_@$$

$$h_{1,2} - h_@ = c_{p,a} (T_{1,2} - T_@) \rightarrow T_{1,2}$$

$$\Delta h_{j,G} = c_{p,a} (T_{j,3} - T_{j,2}) \rightarrow T_{j,3} \quad \Delta h_{j,F} = c_{p,a} (T_{j,4} - T_{j,3}) \rightarrow T_{j,4}$$

$[\heartsuit]$

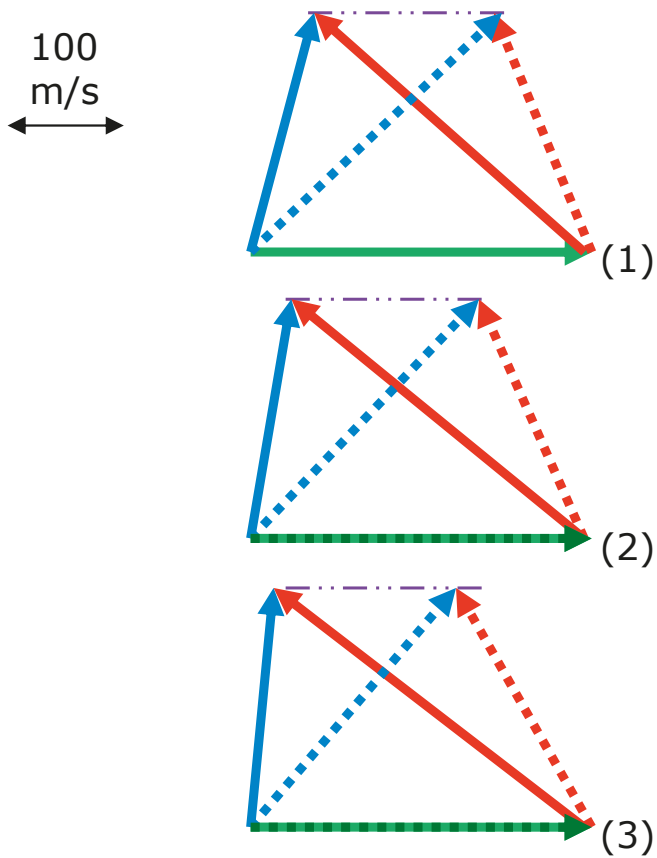


Fig.1 Triangoli di velocità.

TURBINA FRANCIS

2015 02 13

Una turbina Francis ha la geometria indicata in Tab. 1. L'angolo (assoluto) di uscita distributore è 20° , quello (relativo) di uscita girante è 160° . La girante ruota a 7,143 giri/s, la portata è $23 \text{ m}^3/\text{s}$ e la pressione di alimentazione 2,25 MPa. La macchina è stata progettata a cavitazione incipiente in condizioni nominali. Stimare rendimenti volumetrico e meccanico.

 Disegnare i triangoli di velocità, al diametro medio, indicando la scala.

 Calcolare potenza all'albero e rendimento idraulico.

 Nelle attuali condizioni, è a rischio di cavitazione? Giustificare la risposta [$>$].

 Potrebbero comparire dati non necessari.

 Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".

Tab. 1 Geometria della macchina [mm].		
stazione	diametro	altezza pala
ammissione	1545	
usc. distrib.	2545	273
entr. girante	2273	273
usc. girante	1227	545

Dati: $D_0; D_{2F}; D_{2G}; D_3; B_{2F}; B_{2G}; B_3; \alpha_{2F}; \beta_3; n; \dot{V}; p_0$

Noti: ρ

Stime: $p_{@}; \zeta_{\wp}$

$$A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$$

$$A_{2F} = \pi D_{2F} B_{2F} \zeta_{\wp}$$

idem per $A_{2G}; A_3$

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_e}{\dot{V}} \rightarrow \dot{V}_e$$

$$\dot{V} = C_{2Fx} A_{2F} \rightarrow C_{2Fx}$$

$$\dot{V}_e = C_{2Gx} A_{2G} \rightarrow C_{2Gx}$$

idem per C_{3x}

$$U_2 = \pi n D_2$$

idem per U_3

$$\tan \alpha_{2F} = \frac{C_{2Fx}}{C_{2Fy}} \rightarrow C_{2Fy}$$

Cons. momento della quantità di moto.

$$C_{2Fy} r_{2Fy} = C_{2Gy} r_{2Gy} \rightarrow C_{2Gy} \rightarrow TV2 \text{ [♠]}$$

$$\beta_3 \rightarrow TV3 \rightarrow C_{3y}$$

$$|\ell_e| = U_2 C_{2Gy} - U_3 C_{3y}$$

$$\dot{m}_e = \rho \dot{V}_e$$

$$P_A = \dot{m}_e \ell_e \eta_m$$

$$|\ell_{e\mathfrak{S}}| = gH \triangleq \frac{p_0 - \overbrace{p_5}^{@}}{\rho} + g \left(\overbrace{Z_0 - Z_5}^{\cong 0} \right) + \frac{C_0^2 - \overbrace{C_5^2}^0}{2}$$

$$\eta_i \triangleq \frac{\ell_e}{\ell_{e\mathfrak{S}}} \text{ [♣]}$$

$$p_{3\mathcal{N}} \equiv p_v \text{ [LP]}$$

$$p_{3F} > p_v ?$$

Bilancio di energia.

$$\frac{p_5 - p_3}{\rho} + g(Z_5 - Z_3) + \frac{C_5^2 - C_3^2}{2} \cong -\ell_{v35}$$

$$C_{3F} > C_{3\mathcal{N}} \perp U$$

$$\dot{V}_F > \dot{V}_{\mathcal{N}} \Rightarrow \ell_{v35F} > \ell_{v35\mathcal{N}}$$

I contributi cinetico (sfavorevole) e di perdita viscosa (favorevole) tendono a compensarsi, quindi non si può escludere cavitazione, ma neppure aspettarsela. [♥]

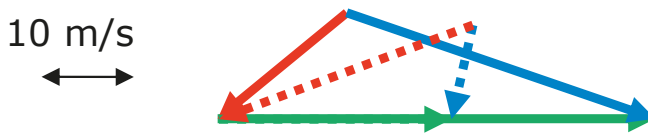


Fig.1 Triangoli di velocità.
[LP] legge di buon progetto.

TURBINA TERMICA RADIALE

2015 07 15

Il turbo-espansore di un turbo-gruppo di sovralimentazione ha sezione di ammissione 19 cm², da cui entrano 85 g/s di gas combusti a 170 kPa e 990 K. La girante ha in entrata diametro 53 mm e altezza palare 8 mm, in uscita diametro alla cassa 47 mm e all'albero 12 mm. Ruota a 1800 giri/s e scarica a 100 kPa e 880 K. Il grado di reazione è 0,63. Assumere che l'espansione reale segua punto per punto la politropica.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA) al diametro medio.

[♣] Calcolare la potenza all'albero della turbina.

[♥] Calcolare i rendimenti iso-entropico e politropico.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

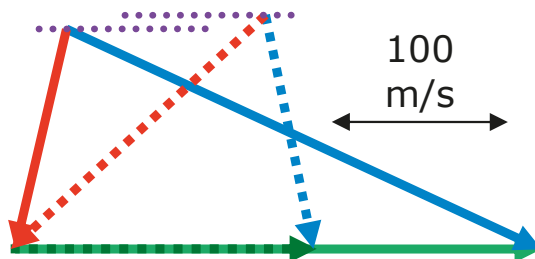


Fig.1 Triangoli di velocità.

Dati: $A_0; \dot{m}; p_0; T_0; D_2; B_2; D_{3A}; D_{3C}; \beta_3; n; p_3; T_3; G_R.$

Stime: $c_p; \mathcal{R}_g; \gamma_g; \zeta_\phi; \eta_m; \eta_v$ **[#]** $\mathcal{EM} = \langle 0 \rangle; \mathcal{VM} = \langle 3 \rangle$

$$D_B = \frac{D_C + D_A}{2}$$

$$U = \pi n D \rightarrow U_2; U_{3B}$$

$$G_R \cong \frac{T_2 - T_3}{T_0 - T_3} \rightarrow T_2$$

$$\frac{T_0}{T_3} = \left[\frac{p_0}{p_3} \right]^{1-1/\Gamma} \rightarrow 1 - 1/\Gamma$$

$$\frac{T_0}{T_2} = \left[\frac{p_0}{p_2} \right]^{1-1/\Gamma} \rightarrow p_2$$

$$\frac{p}{\rho} = \mathcal{R}_g T \rightarrow \rho_0; \rho_2; \rho_3$$

$$A_{2e} = \pi D_2 B_2 \zeta_\phi$$

$$A_{3e} = \frac{\pi}{4} [D_{3C}^2 - D_{3A}^2] \zeta_\phi$$

$$\dot{m} = \rho C_0 A_0 \rightarrow C_0$$

$$\dot{m} \eta_v = \dot{m}_e = \rho C_x A_e \rightarrow C_{2x}; C_{3x}$$

$$h_{t2} = c_p [T_2 - T_*] + \frac{C_2^2}{2} \cong h_{t0} = \dots \rightarrow C_2^2$$

$$C^2 = C_x^2 + C_y^2 \rightarrow C_{2y}$$

$$\text{TAN } \beta \equiv \frac{C_x}{W_y} \rightarrow W_{3y}$$

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \rightarrow C_{3y} \text{ [♠]}$$

$$|\ell_e| = U_2 C_{2y} - U_3 C_{3y}$$

$$P_A = \dot{m}_e \ell_e \eta_m \text{ [♣]}$$

$$\frac{T_0}{T_{3\$}} = \left[\frac{p_0}{p_3} \right]^{1-1/\gamma} \rightarrow T_{3\$}$$

$$|\ell_{es}^{t-s}| = h_{t0} - h_{3\$} = c_p [T_0 - T_{3\$}] + \frac{C_0^2}{2}$$

$$|\ell_{e\infty}^{t-s}| = \frac{\mathcal{R}_g T_0}{1-1/\Gamma} \left[1 - \frac{1}{R_p^{1-1/\Gamma}} \right] + \frac{C_0^2}{2} = \frac{\mathcal{R}_g}{1-1/\Gamma} [T_0 - T_3] + \frac{C_0^2}{2}$$

$$\eta_i = \frac{\ell_e}{\ell_{e\tilde{3}}} \rightarrow \eta_s^{t-s}; \eta_\infty^{t-s} \text{ [♥]}$$

$$C_{3\tilde{3}} \hat{=} 0$$

POMPA CENTRIFUGA

2016 07 15

Una pompa centrifuga ha la geometria di Fig. 1 e la frequenza di rotazione è 24.5 giri/s. La portata è $3,1 \text{ dm}^3/\text{s}$, il momento all'albero 3,3 Nm, la pressione all'aspirazione 96 kPa e quella alla mandata 230 kPa. Stimare le perdite per viscosità dei vari tratti proporzionali al quadrato della velocità (relativa, per la girante) in uscita.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Calcolare il coefficiente di scorrimento, il grado di reazione e il rendimento idraulico.

[♥] La pompa sta funzionando in condizioni nominali? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

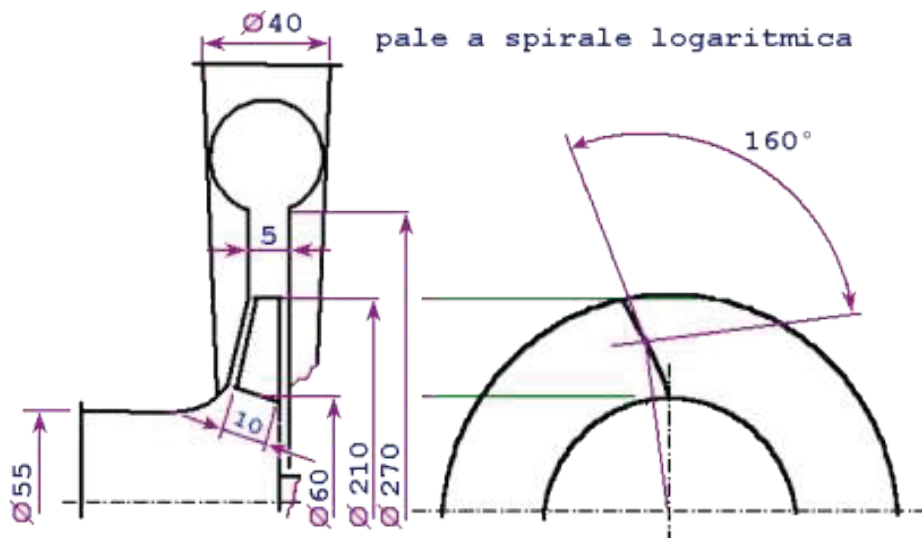


Fig. 1 Schema della macchina.

Dati: $D_1; D_2; D_3; D_4; D_5; B_2; B_3 = B_4; \beta_g; n; \dot{V}; M_A; p_1; p_5$

Noti: $\rho; C_{2y} = 0$

Stime: $\eta_m; \eta_v; \zeta_{\emptyset}$

$$U = \pi n D \rightarrow U_2; U_3$$

$$\dot{m}_e = \rho \dot{V} \eta_v$$

$$P_A = \dot{g} M_A = \frac{\dot{m}_e \ell_e}{\eta_m} \rightarrow \ell_e \quad \ell_e = U_3 C_{3y} - U_2 C_{2y} \rightarrow C_{3fy}$$

$$A = \pi D B \zeta_{\emptyset} \rightarrow A_2; A_3; A_4$$

$$\dot{m}_e = \rho A C_x \rightarrow C_2; C_{3x} \rightarrow \text{Fig. 2} \spadesuit$$

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \rightarrow A_1; A_5$$

$$\dot{V} = A C_x \rightarrow C_1; C_{4x}; C_5$$

$$\tan \beta = \frac{C_x}{W_y} \rightarrow W_{3gy}$$

$$\bar{C} = \bar{W} + \bar{U} \rightarrow C_{3gy}$$

$$\sigma_S \equiv \frac{C_{3fy}}{C_{3gy}}$$

$$gH \equiv \frac{p_5 - p_1}{\rho} + g \left(\overbrace{Z_5 - Z_1}^{\cong 0} \right) + \frac{C_5^2 - C_1^2}{2} = \ell_e - \ell_{v1..5} \rightarrow \ell_{v1..5}$$

$$gH = \ell_e \mathfrak{S}$$

$$\eta_i = \frac{\ell_e \mathfrak{S}}{\ell_e}$$

$$\begin{cases} B_4 = B_3 \\ N_{P3..4} = 0 \end{cases} \Rightarrow \alpha_4 = \alpha_3$$

$$\tan \alpha = \frac{C_x}{C_y} \rightarrow C_{4y}$$

$$C^2 = C_x^2 + C_y^2 \rightarrow C_4^2$$

$$\ell_{v1..5} = \sum \ell_{vJ..J+1} = k \frac{C_2^2}{2} + k \frac{W_3^2}{2} + k \frac{C_4^2}{2} + k \frac{C_5^2}{2} \rightarrow k$$

$$\ell_{v23} = k \frac{W_3^2}{2}$$

$$\overbrace{\frac{p_3 - p_2}{\rho} + g(Z_3 - Z_2)}^{g\Delta H_{pz23}} + \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} = \ell_e - \ell_{v23}$$

$$G_R = \frac{g\Delta H_{pz23}}{g\Delta H_{pz1..5}} \quad [\clubsuit]$$

$$\tan \beta = \frac{C_x}{W_y} \rightarrow \beta_{2f} \quad \quad \quad \iota = \beta_{2f} - \beta_{2g} \cong 0$$

Funziona quanto meno in similitudine nominale. Dalla frequenza di rotazione si intuisce la frequenza di rete. Posto che sia quella di progetto, allora funziona propriamente nominale. [♥]

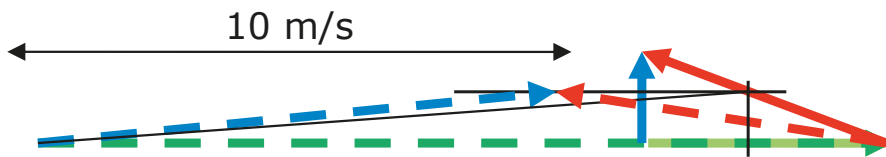


Fig.2 Triangoli di velocità.

POMPA CENTRIFUGA MULTI-STADIO

~2020 02 12

Una pompa a 8 stadi ripetitivi (salvo l'ultimo, privo di canale di ritorno) ha diametro di aspirazione 290 mm, di ingresso girante 450 mm, di uscita girante 900 mm e di mandata 290 mm. Le pale della girante sono a spirale logaritmica e hanno altezza 35 mm all'ingresso e 20 mm all'uscita. In funzionamento nominale, la frequenza di rotazione è 24,8 giri/s, la portata 134 dm³/s, la pressione è 300 kPa all'aspirazione e 13,8 MPa alla mandata. Il coefficiente di scorrimento è 0,70. Le perdite energetiche per viscosità sono 5% nella voluta e il resto equidistribuito fra giranti, diffusori e canali di ritorno. Assumere valori ragionevoli per ostruzione palare, rendimenti volumetrico e meccanico.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità IN SCALA.

[♣] Calcolare la potenza all'albero e il rendimento effettivo.

[♥] Calcolare il grado di reazione (rapporto fra salti piezometrici REALI).

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati $N_S; D_E; D_2; D_3; D_U; B_2; B_3; \dot{V}; p_E; p_U; \sigma_S; R_v;$

Noti ρ

Stime $\zeta_{O\emptyset 2}; \zeta_{O\emptyset 3}; \eta_v; \eta_m$ [a]

$$U = \pi n D \rightarrow U_2; U_3$$

$$\eta_v = \dot{V} / \dot{V}_e \rightarrow \dot{V}_e$$

$$A_e = \pi D B \zeta_{O\emptyset} \rightarrow A_{e2}; A_{e3} \quad [a]$$

$$\dot{V}_e = A_e C_x \rightarrow C_{2x}; C_{3x} \rightarrow \text{TV2} \quad W_{2y} = -U_2$$

$$\tan \beta_{3g} = \tan \beta_2 = C_{2x} / W_{2y} \rightarrow \text{TV3g}$$

$$\sigma_S \hat{=} C_{3f,y} / C_{3g,y} \rightarrow C_{3f,y} \rightarrow \text{TV3f} \quad [\spadesuit]$$

$$\ell_{e,j} = U_3 C_{3f,y} - U_2 C_{2y} \quad \ell_{eM} = \Sigma \ell_{e,j} = N_S \ell_{e,j}$$

$$\dot{m}_e = \rho \dot{V}_e$$

$$P_A = \dot{m}_e \ell_{eM} / \eta_m$$

$$gH \hat{=} \frac{p_U - p_E}{\rho} + \overbrace{g\Delta Z + \frac{\Delta C^2}{2}}^0 \quad \eta_i = \frac{gH}{\ell_{e,M}}$$

$$\eta_e = \eta_v \eta_i \eta_m$$

[clubsuit]

$$gH = \ell_{e,M} - \ell_{v,M} \rightarrow \ell_{v,M}$$

$$R_{vN45} = \ell_{v,N45} / \ell_{v,M} \rightarrow \ell_{v,N45}$$

$$\ell_{v,23} = \ell_{v,34} = \ell_{v,47} = \frac{\ell_{v,M} - \ell_{v,N45}}{3N_S - 1} \quad [b]$$

$$[p / \rho + gZ]_2^3 + [C^2 / 2]_2^3 = \ell_{e,j} - \ell_{v23} \rightarrow [p / \rho + gZ]_2^3$$

analogamente per 2-7

$$G_R = \frac{[p / \rho + gZ]_2^3}{[p / \rho + gZ]_2^7} \quad [\heartsuit]$$

$$[a] \quad \frac{1 - \zeta_2}{D_2} \cong \frac{1 - \zeta_3}{D_3} \quad \text{per pale a spessore costante.}$$

$$[b] \quad M = (N-1)(G+D+CR)+G+D+V;$$

[#] Pompa alimento di un impianto motore termoelettrico a vapore.

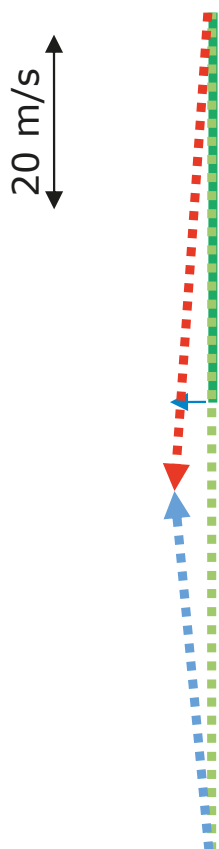


Fig.1 Triangoli di velocità.

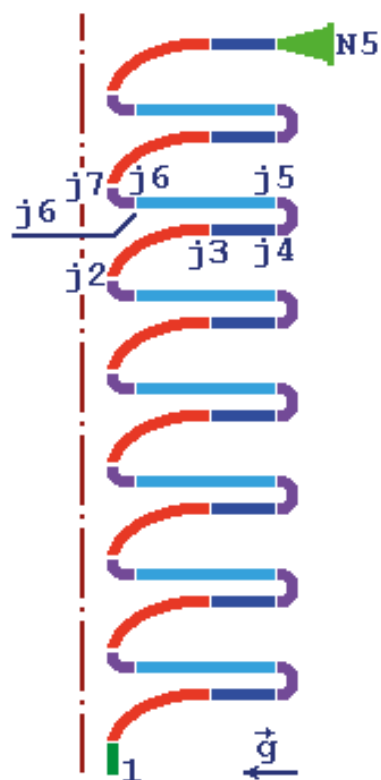


Fig. 2 Sez. meridiana.
 Giranti, Diffusori,
 Canali di ritorno,
 Voluta

VENTILATORE CENTRIFUGO

2017 06 23

Un ventilatore radiale pale indietro ha bocca di aspirazione di diametro 460 mm e bocca di mandata a sezione quadrata di lato 1000 mm. La girante ha in entrata diametro 480 mm e altezza palare 210 mm e in uscita diametro 600 mm e altezza 170 mm. Le pale sono piatte e hanno corda 102 mm. L'impianto, a ventilatore premente, è costituito unicamente dal ventilatore e da una condotta fra due ambienti atmosferici. In funzionamento nominale, la girante ruota a 49 giri/s, il coefficiente di scorrimento è 0,72 e il rendimento effettivo 0,74. Determinare gli angoli di pala mediante costruzione grafica.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA).

[♣] Calcolare la pressione totale del ventilatore e la differenza di pressione statica.

[♥] La frequenza di rotazione viene modificata a 59 giri/s. I triangoli di velocità sono uguali, simili, o si deformano? Giustificare la risposta [$>$].

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[>] Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".

Dati: $D_0; L_5; D_2; B_2; D_3; B_3; b_2; n; \sigma_s; \eta_e$

Stime: $p_{@}; \zeta_{\emptyset 2}; \zeta_{\emptyset 3} [\text{a}] \quad \mathcal{EM} = \langle 0 \rangle; \mathcal{UM} = \langle 5 \rangle$

$\text{Fig.1} \rightarrow \beta_{2g}; \beta_{3g} \quad U = \pi n D \rightarrow U_2; U_3$

$F = \mathcal{N} \rightarrow \beta_{2f} = \beta_{2g} \rightarrow TV2 \rightarrow C_{2x}$

$A_e = \pi D B \zeta_{\emptyset} \rightarrow A_{e2}; A_{e3} \quad \dot{V}_e = A_{e2} C_{2x} = A_{e3} C_{3x} \rightarrow C_{3x}$

$\tan \beta \triangleq \frac{C_x}{W_y} \rightarrow W_{3gy} \quad \vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \rightarrow C_{3gy}$

$\sigma_s \triangleq \frac{C_{3fy}}{C_{3gy}} \rightarrow C_{3fy} \rightarrow TV3$

[♠]

$\ell_e = U_3 C_{3fy} - U_2 \overbrace{C_{2y}}^0$

$\eta_i \triangleq \frac{\ell_e \mathfrak{z}}{\ell_e} \rightarrow \ell_e \mathfrak{z}$

$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_e} \rightarrow \dot{V} = \dot{V}_0 = \dot{V}_5$

$A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$

$A_5 = L_5^2$

$\dot{V} = AC \rightarrow C_0 \equiv C_{0x}, C_5 \equiv C_{5x}$

$\frac{p_5 - p_0}{\rho} + \overbrace{g(Z_5 - Z_0)}^0 + \frac{C_5^2 - C_0^2}{2} = \ell_e - \ell_v = \ell_{e, \mathfrak{z}} \rightarrow p_5 - p_0$

$\frac{p_{tv}}{\rho} \triangleq \frac{p_5 - p_0}{\rho} + \frac{C_{5x}^2 - C_{0,x}^2}{2} \rightarrow p_{tv}$

[♣]

Gli ambienti ("serbatoi") di aspirazione e mandata dell'impianto sono a pari pressione e quota, quindi il salto di carico coincide con le perdite della condotta dovute alla viscosità, perciò la curva caratteristica esterna è approssimabile a una parabola con minimo nell'origine. Di fatto, coincide con il luogo dei punti in similitudine fluidodinamica.

Quindi, variando il regime di rotazione, si ottiene una nuova condizione in similitudine con la vecchia. Quindi i triangoli di velocità variano, ma sono simili ai precedenti. [♥]

[a] Il coefficiente di ostruzione palare in uscita girante è un po' maggiore che in entrata, ossia le pale, anche supposte a spessore costante, ostruiscono meno (provare per credere).

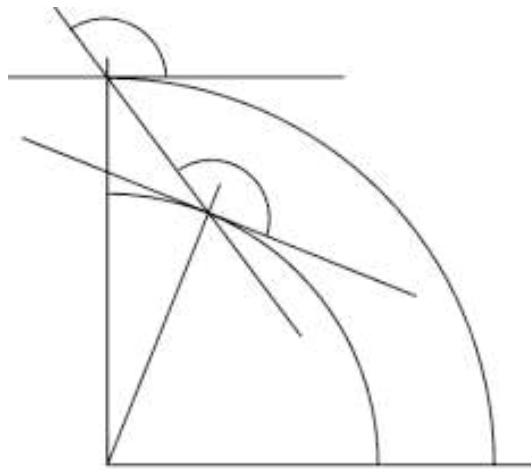


Fig. 1 Costruzione grafica.

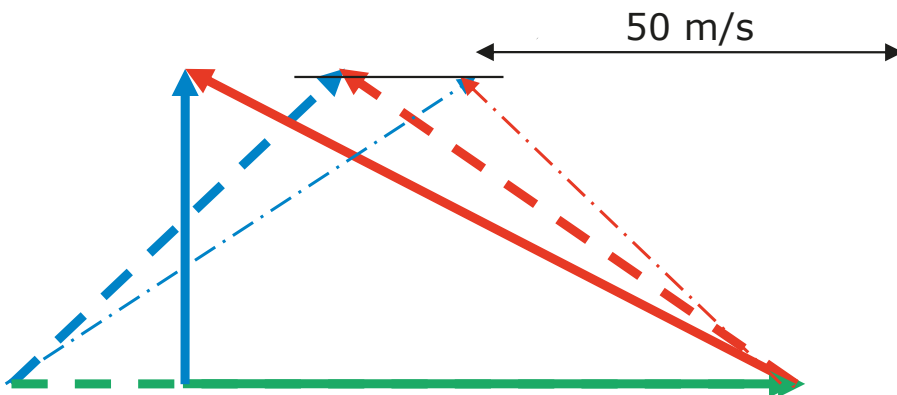


Fig. 2 Triangoli di velocità.

COMPRESSORE CENTRIFUGO

2016 09 21

Un compressore centrifugo ha girante a pale dritte con diametro di entrata 150 mm all'albero e 250 alla cassa e diametro d'uscita 600. Aspira dall'ambiente e la frequenza di rotazione è 240 giri/s. A uscita girante il rapporto fra le velocità meridiana e periferica è 0,3. La velocità meridiana è uniforme nella macchina. Trascurare le perdite viscosse fra ambiente e bocca di aspirazione. Stimare opportunamente lo scorrimento e il rendimento interno (politropico o invece isoentropico). Assumere velocità ideale in mandata pari alla reale.

[♠] Tracciare i triangoli di velocità (IN SCALA) in ingresso (al mozzo e alla cassa) e in uscita.

[♣] Determinare portata e potenza all'albero.

[♥] Determinare il rapporto di compressione.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $D_{2A}; D_{2C}; D_3; n; \varphi_3$ Noti: $c_p; \mathcal{R}_a$ Stime: $T_{@}; \rho_{@}; \sigma_S; \zeta_{\varphi}; \eta_m; \eta_{\Gamma}$ *** $C_2 = C_5 \cong C_{53}$ [a]

$$U = \pi n D \rightarrow U_{2A}; U_{2C}; U_3 \quad \varphi_3 = \frac{C_{3x}}{U_3} \rightarrow C_x = C_2$$

$$\beta_{3g} = \pi/2 \Rightarrow C_{3gy} = U_3$$

$$\sigma_S = \frac{C_{3fy}}{C_{3gy}} \rightarrow C_{3fy} \rightarrow \text{Fig.1} \quad [\spadesuit]$$

$$h_{t@} = h_{t2} \Rightarrow c_p (T_2 - T_{@}) + \frac{C_2^2}{2} \cong 0 \rightarrow T_2$$

$$\frac{T_2}{T_{@}} \cong \left(\frac{\rho_2}{\rho_{@}} \right)^{\gamma-1} \rightarrow \rho_2$$

$$A_{2x} = \frac{\pi}{4} (D_{2C}^2 - D_{2A}^2) \zeta_o$$

$$\dot{m} = \rho A_x C_x$$

$$\ell_e = U_3 C_{3fy} - U_2 \overbrace{C_{2y}}^0$$

$$P_A = \frac{\dot{m}}{\eta_V} \ell_e \frac{1}{\eta_m} \quad [\clubsuit]$$

$$\eta_{\infty} = \frac{\ell_{e\infty}}{\ell_e} \rightarrow \ell_{e\infty}$$

$$[a] \Rightarrow \eta_{\infty} = \frac{1-1/\gamma}{1-1/\Gamma} \rightarrow 1-1/\Gamma$$

$$\ell_{e\infty} = \frac{\mathcal{R}_a T_2}{1-1/\Gamma} (R_p^{1-1/\Gamma} - 1) + \frac{\overbrace{C_{53}^2 - C_2^2}^0}{2} \rightarrow R_p \quad [\heartsuit]$$

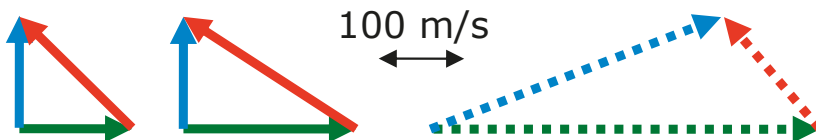


Fig.1 Triangoli di velocità.

POMPA ALTERNATIVA

2019 09 20

Una pompa alternativa bi-cilindrica ha alesaggio 18 mm, corsa 40 mm e regime 16 giri/s (Fig. 1). L'aspirazione è sotto-battente di 500 mm, il fluido è olio idraulico (900 kg/m^3), la perdita dal serbatoio all'aspirazione è 5 J/N , dalla mandata all'utilizzatore 50 J/N . Sono presenti due accumulatori di volume 10 dm^3 carichi con 10 g di azoto (28 kg/kmol) all'aspirazione e 1,8 kg alla mandata. L'utilizzatore è un martinetto differenziale di alesaggio 40 mm, corsa 500 mm e diametro stelo 28 mm, caricato da una forza costante di 9,81 kN. Il pistone procede a velocità costante. Tutte le tubazioni hanno diametro interno 25 mm. Trascurare l'attrito al pistone.

[♠] _Calcolare la pressione effettiva al martinetto e la potenza all'albero della pompa.

[♣] _Calcolare l'escursione temporale di pressione all'aspirazione e alla mandata.

[♥] _Calcolare la velocità di avanzamento dello stelo e le portate alle bocche del martinetto.

[#] _Possono comparire dati non necessari.

[>] _Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".

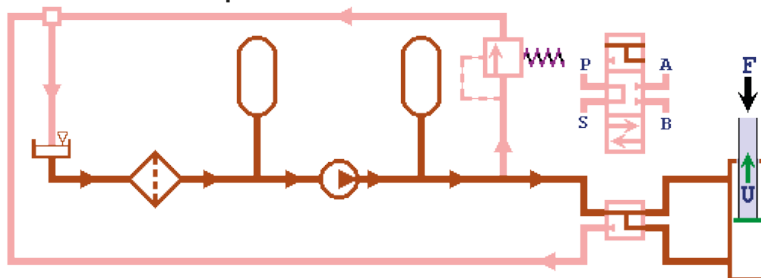


Fig. 1 Schema dell'impianto.

Dati: $N_C; D_{C,P}; L_{C,P}; n; \Delta Z; \rho; \Delta H_{v,13}; [V_A]; m_{gE}; m_{gU};$

$D_{C,M}; L_{C,M}; D_{S,M}; F; D_T$ **Noti:** $k_{A,N}$ **Stime:** $\eta_m; \eta_V; \eta_i$

$$V_{C,j} = \frac{\pi}{4} D_{C,P}^2 L_{C,P}$$

$$V_{C,P} = V_{C,j} N_C$$

$$\dot{V}_P = n V_{C,j} \eta_V$$

$$A_T = \frac{\pi}{4} D_T^2$$

$$\dot{V}_P = A_T C_T \rightarrow C_T$$

$$\Delta Z_{13} = -\Delta Z$$

$$\frac{p_3 - \overset{@}{p_1}}{\rho} + g \Delta Z_{13} + \frac{C_3^2 - \overset{0}{C_1^2}}{2} = \overset{0}{\ell_e} - \overset{g\Delta H_{v,13}}{\ell_v} \quad ($$

$$\text{Eq. (1)} \rightarrow p_3$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} D_{C,M}^2$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} D_{S,M}^2$$

$$A_A = A_B - A_S$$

$$A_B p_8 - A_A p_8 - A_S p_{@} - F = \frac{d}{dt}(mU) = 0 \rightarrow p_7 = p_8$$

$$\frac{p_7 - p_6}{\rho} + g \overset{0}{\Delta Z} + \frac{\overset{0}{C_7^2} - C_6^2}{2} = \overset{0}{\ell_e} - \overset{g\Delta H_{v,67}}{\ell_v} \quad ($$

$$\text{Eq. (2)} \rightarrow p_6 \rightarrow p_{e,6}$$

$$\mathcal{L}_{j,\S} = V_{C,j,P} (p_6 - p_3) \eta_i$$

$$P_{A,P} = \frac{n \mathcal{L}_{j,\S}}{\eta_m} N_C \quad [\spadesuit]$$

$$\frac{\Delta V_A}{V_{C,j}} = k_{A,N} \rightarrow \Delta V_A$$

$$p_3 \frac{V_{g,E,md}}{m_{g,E}} = \frac{\mathcal{R}_g}{m_M} T_{@} \rightarrow V_{g,E,n}$$

$$\begin{cases} \Delta V_A = V_{g,mx} - V_{g,mn} \\ V_{g,md} = \frac{V_{g,mx} + V_{g,mn}}{2} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} V_{g,mn} \\ V_{g,mx} \end{cases}$$

$$p_{4,mx} \frac{V_{g,E,mn}}{m_{g,E}} = \frac{\mathcal{R}_g}{m_M} T_{@} \rightarrow p_{4,}$$

analogamente

$$p_{4,mn}; p_{5,mn}; p_{5,mx}$$

$$\Delta^t p_E = p_{4,mx} - p_{4,mn}$$

$$\Delta^t p_u = p_{5,mx} - p_{5,mn} \quad [\clubsuit]$$

$$\begin{cases} \dot{V}_8 = \dot{V}_9 + \dot{V}_P \\ \dot{V}_8 = A_B U \\ \dot{V}_9 = A_A U \end{cases} \rightarrow \begin{cases} U \\ \dot{V}_8 \\ \dot{V}_9 \end{cases} \quad [\heartsuit]$$

【#】 Fra le stazioni {3} e {6} il moto è vario, ossia non stazionario, quindi ovviamente il bilancio dell'energia non può essere scritto nella forma delle Eq.(1, 2).

COMPRESSORE ALTERNATIVO

2015 02 13

Un compressore alternativo mono-cilindrico a doppio effetto sposta gas da un metanodotto a 7 MPa a uno stoccaggio a 15 MPa. L'alesaggio è 250 mm, la corsa 200 mm e il diametro dello stelo 45 mm, il rapporto di spazio morto è 0,05 per entrambi gli effetti. La frequenza di rotazione è 15 giri/s. Il rendimento iso-termo $[\alpha]$ è 0,70. Trascurare le perdite in condotta. Stimare il rendimento meccanico. Stimare opportunamente gli esponenti delle politropiche di espansione e compressione, giustificando la stima.

[♠] Diagrammare il ciclo di lavoro sul piano pressione-volume per entrambi gli effetti, indicando i valori sugli assi.

[♣] Calcolare portata massica e potenza all'albero (medie nel ciclo).

[♥] La portata (media nel ciclo) varia nel tempo? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[a] Definito come rapporto fra lavori massici.

Dati: $N_e; p_1 = p_2; p_3 = p_4; D_C; L_C; D_A; R_V; n; \eta_T$

Noti: $m_M; \gamma; \mathcal{R}_u$

Stime: $T_1 \cong T_{@}; \eta_m; \Gamma_{41}; \Gamma_{23}$

[b]

$$V_C^I = \frac{\pi}{4} D_C^2 L_C$$

$$V_C^{II} = \frac{\pi}{4} (D_C^2 - D_A^2) L_C$$

$$R_V = \frac{V_4}{V_C} \rightarrow V_4$$

$$p_1 V_1^{\Gamma_{41}} = p_4 V_4^{\Gamma_{41}} \rightarrow V_1$$

$$V_2 = V_4 + V_C$$

$$p_3 V_3^{\Gamma_{23}} = p_2 V_2^{\Gamma_{23}} \rightarrow V_3$$

$$V_e = V_2 - V_1$$

$$p_1 V_{1T} = p_4 V_{4T} \rightarrow V_{1T} \text{ [c]}$$

$$p_3 V_{3T} = p_2 V_{2T} \rightarrow V_{3T} \text{ [c]}$$

sia I effetto, sia II [♠]

$$\frac{p}{\rho} = \frac{\mathcal{R}_u}{m_M} T \rightarrow \rho_1 \text{ [c]}$$

$$\dot{m} = \frac{\oint \dot{m} dt}{\Delta t_s} = \rho_1 (V_e^I + V_e^{II}) n$$

$$\mathcal{L}_T = \oint -p dV = -p_1 (V_2 - V_{1T}) - p_2 V_2 \ln \frac{V_{3T}}{V_2} - \dots$$

$$\ell_T = \frac{\mathcal{L}_T}{m_T} = \frac{\mathcal{L}_T}{\rho_1 (V_2 - V_{1T})}$$

$$\eta_T = \frac{\ell_T}{\ell_{\mathfrak{R}}} \rightarrow \ell_{\mathfrak{R}}$$

$$\ell_{\mathfrak{R}} = \frac{\mathcal{L}_{\mathfrak{R}}}{\rho_1 V_e} \rightarrow \mathcal{L}_{\mathfrak{R}}$$

$$P_A = \frac{\oint \dots}{\Delta t} = \frac{(\mathcal{L}_{\mathfrak{R}}^I + \mathcal{L}_{\mathfrak{R}}^{II}) n}{\eta_m} \text{ [♣]}$$

Man mano che il serbatoio di stoccaggio si riempie, cresce la pressione di mandata p_4 , quindi aumenta V_1 e cala il volume effettivo al ciclo, quindi cala la portata. [♥]

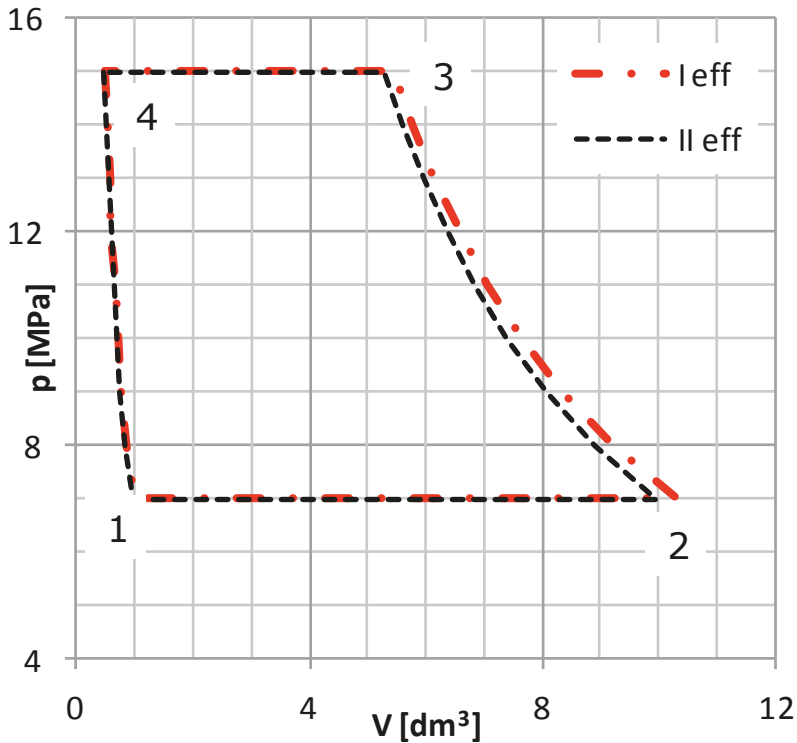


Fig. 1 Diagramma di lavoro.

[b] $\Gamma_T = 1 < \Gamma_{41} < \Gamma_{23} < \gamma = 1 + 2/6 \Leftarrow \text{poliatomio}$

$$\frac{\Gamma - 1}{\gamma - 1} \cong \begin{cases} 0,25 \Leftarrow \{4\} \rightarrow \{1\} \\ 0,75 \Leftarrow \{2\} \rightarrow \{3\} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} \Gamma_{41} \\ \Gamma_{23} \end{cases}$$

[c] A rigore, a quella pressione il gas naturale non è un gas perfetto.

COMPRESSORE VOLUMETRICO A PALETTE 2020 02 12

Un compressore volumetrico a 6 palette funziona in condizioni nominali. La frequenza di rotazione è 24,8 gir/s, la portata 11,4 g/s, l'aspirazione è atmosferica, la pressione di mandata 247 kPa, il rendimento isoentropico 0,85, la compressione reale ha calore specifico medio 143 J/(kg K). A valle del compressore c'è una valvola a strozzamento. Aumentandone il grado di apertura rispetto al nominale, la pressione di mandata scende a 200 kPa, diminuendolo sale a 300 kPa. Stimare i rendimenti volumetrico e meccanico.

[♠] Stimare la cilindrata e il rapporto di compressione volumetrico.

[♣] Tracciare il ciclo di lavoro sul piano pressione-volume IN SCALA e calcolare la potenza all'albero (reale), in condizioni nominali.

[♥] Idem per le altre due condizioni di apertura valvola.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati $N_{\wp}; n; \dot{m}; p_{U,\mathcal{N}}; \eta_s; c_{23}; p_{U,\mathcal{F}a}; p_{U,\mathcal{F}c}$

Noti $\gamma; c_p; c_v$

Stime $p_{@} = p_1 = p_2; \eta_v; \eta_m$

$$\dot{m} = n V_C \eta_v \rightarrow V_C$$

$$V_C = N_{\wp} V_j \rightarrow V_j = V_2$$

$$\Gamma = \dots = \frac{c_p - c}{c_v - c}$$

$$p_2 V_2^{\Gamma} = p_3 V_3^{\Gamma} \rightarrow V_3; R_v \triangleq V_2 / V_3 \quad [\spadesuit]$$

$$p_2 V_2^{\gamma} = p_3 V_{3,s}^{\gamma} \rightarrow V_{3,s}; R_{v,s} \quad \mathcal{L}_{12} = -p_1 V_2$$

$$\mathcal{L}_{23,s} = \int_s p dV = \frac{p_2 V_2}{\gamma - 1} (R_{v,s}^{\gamma-1} - 1) \quad \mathcal{L}_{45,s} = p_3 V_{3,s}$$

$$\mathcal{L}_{\S,s} = \mathcal{L}_{12} + \mathcal{L}_{23,s} + \mathcal{L}_{45,s}$$

$$V_1 = V_5 = 0 \Rightarrow m_{\S,s} \equiv m_{\S,\mathfrak{R}}$$

$$\eta_s \triangleq \frac{\ell_s}{\ell_{\mathfrak{R}}} = \dots = \frac{\mathcal{L}_{\S s}}{\mathcal{L}_{\S,\mathfrak{R}}} \rightarrow \mathcal{L}_{\S,\mathfrak{R},\mathcal{N}}$$

$$P_A = \frac{n N_{\wp} \mathcal{L}_{\S}}{\eta_m} \rightarrow P_{A,\mathcal{N}} \quad (1) \quad [\clubsuit]$$

$$\mathcal{L}_{45,\mathfrak{R},\mathcal{N}} = p_3 V_{3,\mathfrak{R}}$$

$$\mathcal{L}_{45,\mathfrak{R},\mathcal{F}} = p_{5,\mathcal{F}} V_{3,\mathfrak{R}} \forall \mathcal{F} = \mathcal{F}a, \mathcal{F}c$$

$$\mathcal{L}_{\S,\mathcal{F}} = \mathcal{L}_{\S,\mathcal{N}} - \mathcal{L}_{45,\mathfrak{R},\mathcal{N}} + \mathcal{L}_{45,\mathfrak{R},\mathcal{F}}$$

$$\text{Eq. (1)} \rightarrow P_{A,\mathcal{F}a}; P_{A,\mathcal{F}c} \quad [\heartsuit]$$

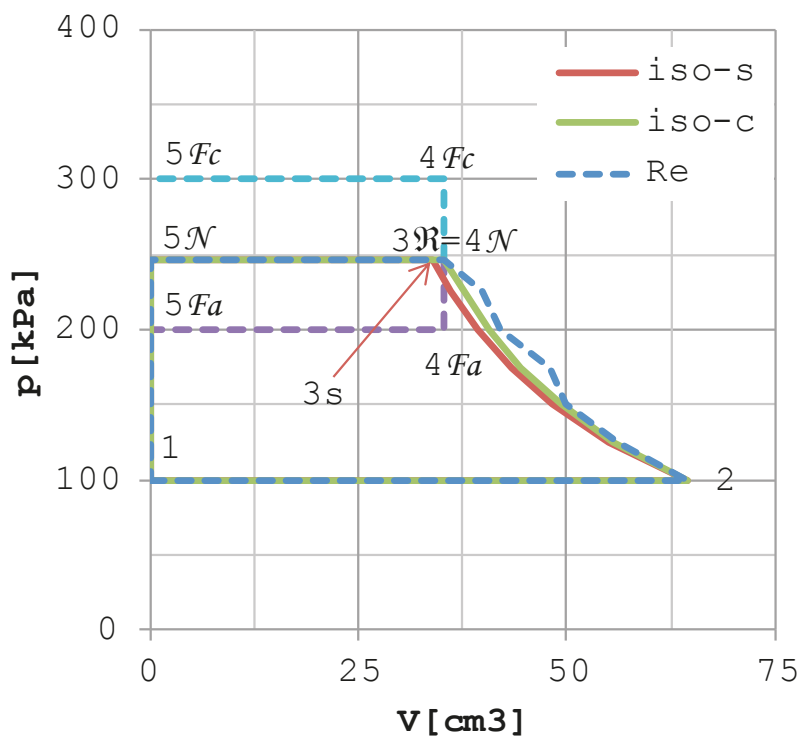


Fig. 1 Ciclo di lavoro.

COMPRESSORE A LOBI

2018 02 16

Un compressore a lobi (Fig. 1-a) ha cilindrata 50 cm^3 . Il regime di rotazione è 24 giri/s. Trasferisce aria dall'atmosfera a un serbatoio da 10 m^3 , inizialmente a pressione atmosferica, fino a portarlo alla pressione di 190 kPa. Ipotizzare che a fine carica il serbatoio sia a temperatura atmosferica, assumere valori plausibili per i rendimenti e trascurare le perdite nella valvola di non-ritorno. In un'altra configurazione (Fig. 1-b) il compressore lavora come pompa del vuoto, portando il serbatoio da pressione atmosferica a 10 kPa.

[♠] Calcolare la potenza all'albero all'istante finale nella config. (a).

[♣] Calcolare il tempo di carica nella config. (a).

[♥] È possibile calcolare il tempo di svuotamento nella config. (b)? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

[>] Richiede il capitolo "Movimentazione fluidi".



Fig. 1 Schema dell'impianto.

Dati: $V_C; n; V_S; p_{S,i}; p_{S,f}$

Noti: $\mathcal{R}_g$

$$V_e = V_C \eta_v$$

$$P_A = \frac{n \mathcal{L}}{\eta_m} \text{ [♠]}$$

$$\dot{m} = \rho_{@} \dot{V}_e$$

$$m_S = \rho_S V_S \rightarrow m_{S,i}; m_{S,f}$$

$$m_{S,f} = m_{S,i} + \int_i^f \dot{m} dt = m_{S,i} + \dot{m} \Delta t \rightarrow \Delta t = t_f - t_i$$

Trascurando il lieve calo del rendimento volumetrico al crescere della pressione nel serbatoio, il volume effettivo è costante nel tempo; anche la massa volumica in aspirazione lo è, quindi lo è anche la portata massica. [♣]

Nel funzionamento come pompa a vuoto la massa volumica in aspirazione non è costante. Non è immediato trovare il tempo di svuotamento. Nel generico istante x

$$\dot{m}_x = \rho_S n V_e = \frac{m_{S,x}}{V_S} n V_e$$

$$m_{S,x} = m_{S,i} - \int_i^x \dot{m} dt = m_{S,i} - \frac{n V_e}{V_1} \int_i^x m_{S,x} dt \text{ [♥]}$$

Si dimostra (ma non è affatto ovvio) che

$$m_S = m_{S,i} e^{-t/\tau} \quad \text{ove } \tau = \frac{V_S}{n V_C}$$

da cui

$$\frac{m_{S,f}}{m_{S,i}} = e^{-\Delta t/\tau} \rightarrow \Delta t \text{ (Fig. 2)}$$

Si può ottenere più facilmente per via numerica,

$$m_{t+\delta t} \cong m_t - (\rho_{S,t} n V_e) \delta t \quad \text{ove} \quad \rho_{S,t} = \frac{m_t}{V_S}$$

iterando istante dopo istante con passo di calcolo δt fino a ottenere la massa voluta.

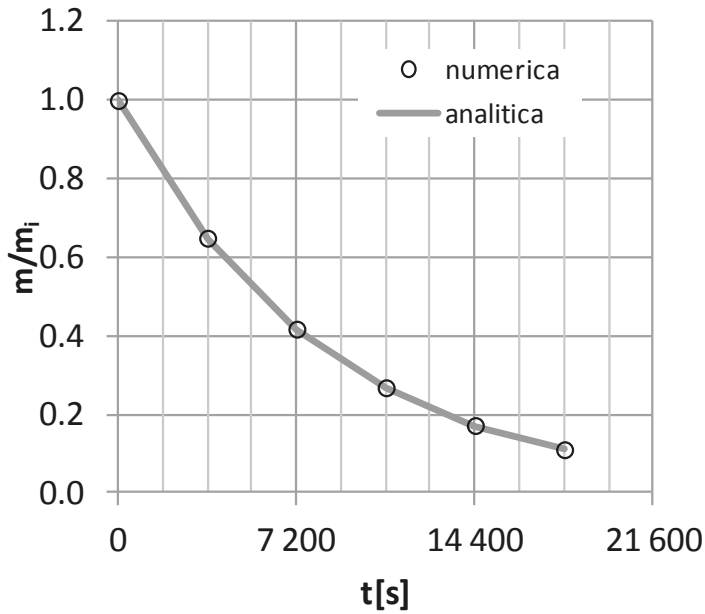


Fig. 2 Serie storica della massa nel serbatoio.

SERIE PARALLELO

2017 09 15

L'impianto di Fig. 1 sposta acqua da un lago a un serbatoio atmosferico. Le due pompe sono identiche e hanno la caratteristica di Eq. (1, 2). Il diametro max è 240 mm e il regime 48,3 giri/s. All'istante t_0 la prevalenza è 60 m e la quota del pelo libero nel serbatoio 30 m rispetto al lago.

[♠] Tracciare (PER PUNTI) le caratteristiche interna (serie\parallelo) ed esterna (IN SCALA).

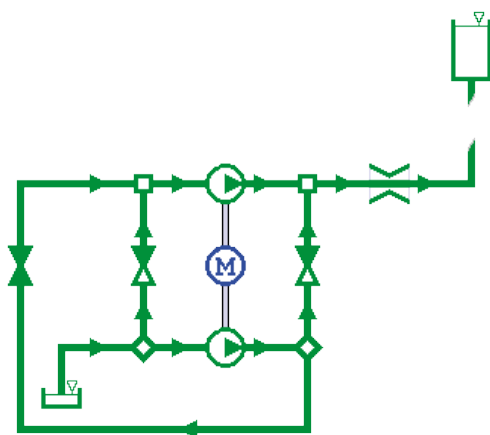
[♣] Determinare lo stato (aperta\chiusa) delle 3 valvole. Calcolare la potenza all'albero di ciascuna pompa.

[♥] Come si calcola il tempo fino all'arresto del processo? Impostare il calcolo; trovare il risultato NON è richiesto.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

$$\psi = -492 \varphi^2 - 0,52 \varphi + 0,167 \quad (1)$$

$$\eta_e = -8395 \varphi^2 + 155,5 \varphi \quad (2)$$



Valvole:

TN tutto-niente

NRA non-
ritorno
aspirazione

NRM non-
ritorno
mandata

Fig. 1 Schema dell'impianto.

Dati: $D_{mx}; n; H; \Delta Z_{BB}$

$$\dot{g} = 2\pi n \qquad \varphi = \frac{\dot{V}}{\dot{g} D^3} \forall \dot{V}_1 = 0; \dots \quad (3)$$

$$\text{Eq. (1)} \rightarrow \psi = \frac{gH}{\dot{g}^2 D^2} \rightarrow H_1 \rightarrow \text{Tab. 1}$$

$$\dot{V}_{\Pi} = \dot{V}_1 + \dot{V}_1 \text{ pari } H \qquad H_{\Sigma} = H_1 + H_1 \text{ pari } \dot{V}$$

$$\mathcal{F}_X = \Sigma \cap \Pi$$

$$\text{Fig. 2} \rightarrow H^{in} = f_i^n(\dot{V}) \equiv \begin{cases} \Sigma \Leftarrow \dot{V} < \dot{V}_X \\ \Pi \Leftarrow \dot{V} > \dot{V}_X \end{cases} \rightarrow \dot{V}_{\mathcal{F}0}$$

$$H_{\mathcal{F}}^{in} = H_{\mathcal{F}}^{ex} = \Delta Z_{BB} + k \dot{V}_{\mathcal{F}}^2 \rightarrow k \rightarrow \text{Fig. 2} \spadesuit$$

valvole: TN=ch.; NRA=ap; NRM=ap.

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{V}_{\mathcal{F}}}{2} \qquad \text{Eq. (3)} \rightarrow \varphi$$

$$\text{Eq. (2)} \rightarrow \eta_e \qquad P_{A,1} = \frac{\rho \dot{V}_1 g H_{\mathcal{F}}}{\eta_e} \clubsuit$$

Man mano che il serbatoio si riempie, la quota del pelo libero di mandata trasla verso l'alto e altresì la caratteristica esterna, finché al tempo finale incrocia la caratteristica interna (serie) a portata nulla in $\mathcal{F}_{\infty}$.

$$A_{BM} dZ = \dot{V} dt \qquad Z = Z_0 + \int_0^{t_f} \frac{\dot{V}}{A_{BM}} dt$$

$$A_{BM} = f_1^n(Z) [a] \qquad Z = f_2^n(t)$$

$$\dot{V} = f_3^n(H) \qquad H = f_4^n(Z)$$

$$f_1^n \dots f_4^n \text{ funzioni note} \qquad \dot{V} = 0 \Leftrightarrow t = t_f \heartsuit$$

Tab. 1 Curve caratteristiche.						
j	φ	ψ	$\dot{V}_1$	H_1	$2\dot{V}_1$	$2H_1$
1	...	...				
2	...					
...						
j_{max}						

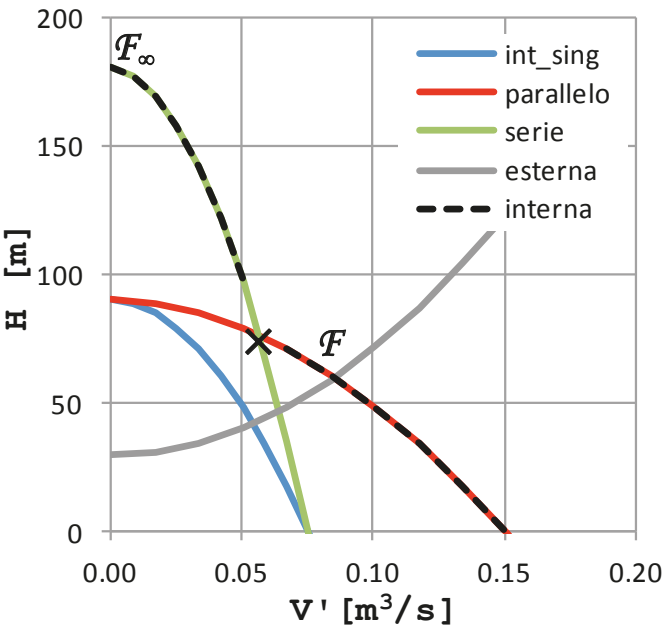


Fig. 2 Curve caratteristiche.

[a] L'area del pelo libero del serbatoio non varia con la quota se cilindrico, altrimenti varia con funzione nota.

CAVITAZIONE SIMILITUDINE

2019 06 20

Una pompa alternativa tri-cilindrica, con alesaggio 18 mm e corsa 40 mm, ha frequenza di rotazione 15 giri/s. Per evitarle il rischio cavitazione, è presente una centrifuga di lancio con i seguenti dati di targa: potenza 0,5 kW, portata 2 dm³/s, prevalenza 17,5 m, frequenza di rotazione 49,5 giri/s. La pompa di lancio sta funzionando in similitudine con le condizioni nominali. Tutti i condotti (bocche di aspirazione e mandata etc.) hanno diametro 19,05 mm. Sono presenti accumulatori di volume adeguato in aspirazione e mandata della pompa alternativa. Il serbatoio di aspirazione è atmosferico, interrato, con pelo libero a 800 mm dall'aspirazione della pompa di lancio. Le perdite di carico in aspirazione sono 0,6 m. L'utenza è costituita da un ugello che spara un getto d'acqua a 250 m/s. Le perdite di carico nell'ugello corrispondono al 0,04 dell'energia cinetica in uscita.

[♠] Tracciare uno schema dell'impianto e calcolare il margine anti-cavitazione.

[♣] Calcolare la potenza media assorbita dall'impianto.

[♥] Calcolarne il rendimento effettivo.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Coefficiente di Thoma: $\sigma_c = 0,175 \frac{K^{4/3}}{\eta_i^2}$ (1)

Dati: $N_C; D_C; L_C; n; P_{\mathcal{N}23}; \dot{V}_{\mathcal{N}23}; H_{\mathcal{N}23}; n_{\mathcal{N}23}; [D_T];$

$\Delta Z_{12}; \Delta H_v; C_7; \zeta_{v67}; p_{\ell v}$

$\mathcal{F}_{23} \sim \mathcal{N} \neq \mathcal{F}_{23}$

Noti: $\rho; g$

Stime: $p_1 = p_{@}; \eta_V; \eta_m;$

$$V_C = \frac{\pi}{4} D_C^2 L_C N_C$$

$$\dot{V}_3 = \bar{\dot{V}}_4 = n V_C$$

$$\bar{\dot{V}}_5 = \dot{V}_6 = \dot{V}_7 = \dot{V}_3 \eta_V$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}_{\mathcal{N}}}{\dot{\rho}_{\mathcal{N}} D^3} = \frac{\dot{V}_{\mathcal{F}}}{\dot{\rho}_{\mathcal{F}} D^3} \rightarrow R_n = \frac{\dot{g}_{8\mathcal{F}}}{\dot{g}_{8\mathcal{N}}}$$

$$\psi = \frac{g H_{\mathcal{N}}}{\dot{g}_{\mathcal{N}}^2 D^2} = \frac{g H_{\mathcal{F}}}{\dot{g}_{\mathcal{F}}^2 D^2} \rightarrow R_n^2 = \frac{H_{\mathcal{F}}}{H_{\mathcal{N}}} \rightarrow H_{23\mathcal{F}}$$

$$\lambda = \frac{P_{\mathcal{N}}}{\rho \dot{g}_{\mathcal{N}}^3 D^5} = \frac{P_{\mathcal{F}}}{\rho \dot{g}_{\mathcal{F}}^3 D^5} \rightarrow R_n^3 = \frac{P_{\mathcal{F}}}{P_{\mathcal{N}}} \rightarrow P_{23\mathcal{F}}$$

$$P_{2-3} = \frac{\rho \dot{V} g H}{\eta_e} \rightarrow \eta_{e23}$$

$$\eta_e = \eta_V \eta_i \eta_m \rightarrow \eta_{i23}$$

Eq. (1) $\rightarrow \sigma_C$

$$\sigma_C \triangleq \frac{NPSHr}{H} \rightarrow NPSHr$$

$$NPSHa \triangleq \frac{p_1 - p_{\ell v}}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{v12}$$

$$\Delta H_C \triangleq NPSHa - NPSHr$$

[♠]

$$p_{te2} = -\rho g \Delta H_{v12}$$

$$p_{te4} = p_{te3} = p_{te2} + \rho g H_{23}$$

$$p_{te} = p + \rho g Z + \rho \frac{C^2}{2} - p_{@} \quad e_k = \frac{C_7^2}{2}$$

$$\ell_{v67} = \zeta_{67} e_k$$

$$Z_7 \cong Z_2 \cong Z_5; \quad \bar{p}_{t5} = p_{t6}$$

Accumulatori $\Rightarrow \partial(\dots) / \partial t \cong 0 \quad \forall J = 1..3, 6..7$

$$\frac{p_{@} - p_6}{\rho} + g \overbrace{(Z_7 - Z_6)}^{\cong 0} + \frac{C_7^2 - C_6^2}{2} = \overbrace{\ell_{e67}}^{\cong 0} - \ell_{v67} \rightarrow p_{te6} \cong p_{te5}$$

$$\mathcal{L} \cong \oint -p \, dV \cong V_C (p_5 - p_4) \cong V_C (p_{te5} - p_{te4})$$

$$P_{45} = \frac{n_9 \mathcal{L}}{\eta_m}$$

$$P_\Sigma = P_{23} + P_{45} \quad [\clubsuit]$$

$$\dot{m}_7 = \rho \dot{V}_7$$

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_7 e_k}{P_\Sigma} \quad [\heartsuit]$$

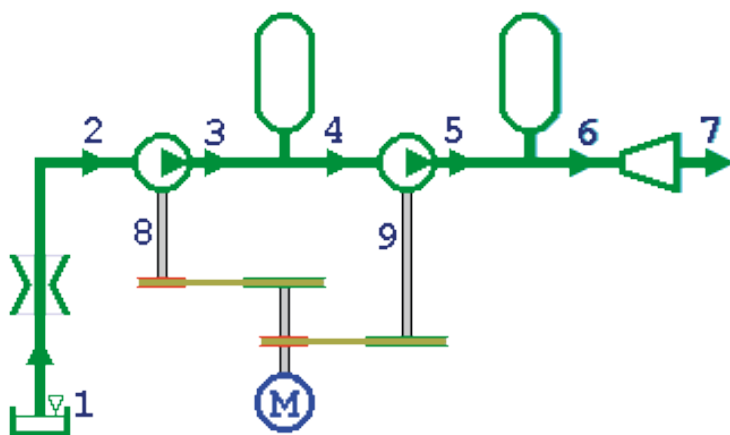


Fig.1 Schema dell'impianto.

CENTRALE IDROELETTRICA AD ACQUA FLUENTE 2017 02 16

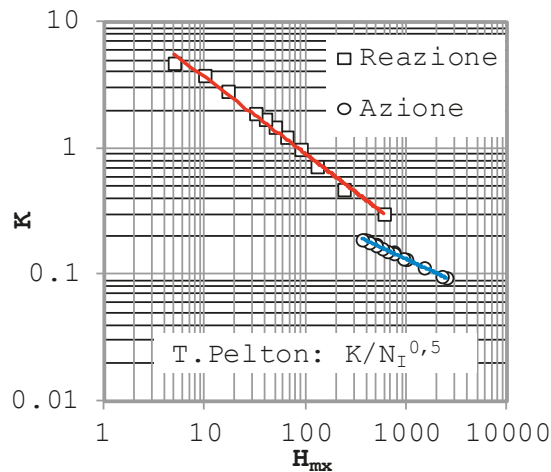
Un bacino imbrifero di $6 \cdot 10^9 \text{ m}^2$ ha piovosità 2000 mm/a (considerata costante nella stagione), così ripartita: primavera 25%, estate 15%, autunno 35%, inverno 25%. Il coefficiente di deflusso è 0,8 e il salto geodetico 25 m. Il bacino alimenterà una centrale idroelettrica (50 Hz); le perdite in condotta si stimano il 10% del salto geodetico.

[♠] Determinare l'energia annua prodotta.

[♣] Scegliere le macchine (numero [a] e tipologia) e calcolare il numero tipico.

[♥] Scegliere la modalità d'uso delle macchine (carico pieno o parziale) nelle varie stagioni.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.



*Fig.1 Scelta del regime di rotazione.
Macchina elettrica $7 < N_{CP} < 44$.*

Dati: $A_I; z_{p,a}; \chi_j; \zeta_D; \Delta Z_B; f_R; \zeta_v$

Noti: $g; \Delta t_a; \rho$

Stime: η_e

$$\Sigma \bar{V} = \frac{A_I z_{p,a} \zeta_D}{\Delta t_a}$$

$$gH = g \Delta Z_B (1 - \zeta_v)$$

$$\bar{P} = \rho \Sigma \bar{V} g H \eta_e$$

$$\Delta t_J = \frac{\Delta t_a}{4}$$

$$E_a \equiv \int_0^{\Delta t_a} \bar{P} dt = \bar{P} \Delta t_a \text{ [♠]}$$

$$(\Sigma \dot{V})_{\max} = \text{Autunno}$$

$$z_{p,\max} = \chi_{\max} z_{p,a}$$

$$(\Sigma \dot{V})_{\max} = \frac{A_I z_{p,\max} \zeta_D}{\Delta t_J}$$

$$N_{\mathcal{M}}^T = 1 \quad (1)$$

$$N_{\mathcal{M}} \dot{V}_{\mathcal{N}} = (\Sigma \dot{V})_{\max} \rightarrow \dot{V}_{\mathcal{N}}$$

$$H_{\max} = H \rightarrow \text{Fig.1} \rightarrow K^T$$

$$K \triangleq \frac{\dot{g}_{\mathcal{N}} \dot{V}_{\mathcal{N}}^{0,50}}{(gH_{\mathcal{N}})^{0,75}} \rightarrow \dot{g}^T$$

$$\dot{g} = 2\pi n \rightarrow n^T$$

$$n = \frac{f_R}{N_{CP}} \rightarrow N_{CP} [a]$$

$$N_{CP}^{\min} < N_{CP} < N_{CP}^{\max}$$

$$\text{altrimenti } N_{\mathcal{M}}^{T2} = N_{\mathcal{M}}^T + 1$$

da (1) a fine. [♣]

$$\frac{\Sigma \dot{V}}{\dot{V}_{\mathcal{N}}} = N_{TE} + \frac{\dot{V}_{TK}}{\dot{V}_{\mathcal{N}}}$$

$$\text{Es: } N_{\mathcal{M}} = 4; N_{TE}^{\max} = 3; N_{TK} = 1$$

Tab. 2 Modo d'uso stagionale. [♥]

stagione	primav.	estate	autunno	inverno
T.Elica	2 $\mathcal{N}$	1 $\mathcal{N}$	3 $\mathcal{N}$	2 $\mathcal{N}$
T.Kaplan	1 $\mathcal{F}$	1 $\mathcal{F}$	1 $\mathcal{N}$	1 $\mathcal{F}$

[a] arrotondare per eccesso per avere $H < H_{\max}$

J = stagione

IMPIANTO COGENERATIVO A VAPORE

2015 09 03

Una turbina a due corpi, alimentata con vapor d'acqua a 2 MPa e 570 K, eroga 5,2 MW all'albero. Dopo il corpo di alta pressione vengono spillati 7 kg/s di vapore, destinati a impianti di processo, a titolo 0,98 e 390 K. Il condensatore ha efficienza 0,70 e riceve vapore a 20 kPa e acqua ambiente. Assumere che i due corpi abbiano ugual rendimento isoentropico.

[♠] Disegnare lo schema di impianto (porzione in esame) e tracciare le trasformazioni sul diagramma di Mollier.

[♣] Calcolare la portata di ammissione in turbina e la portata dell'acqua condensatrice.

[♥] Quest'ultimo valore è ragionevole? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $p_1; T_1; X_2; T_2; \dot{m}_7; \varepsilon; p_4; \frac{\eta_{s12}}{\eta_{s34}} = 1$

Noti: $c_{aq}; T_*$

Fig. 1

$$\eta_{s34} = \eta_{s12} \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$P_A \cong [\dot{m}_1 \eta_V (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_7) \eta_V (h_3 - h_4)] \eta_m \rightarrow \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m}_7$$

$$h_5 \cong c_{aq} [T_5 - T_*]$$

$$c_{4-5} \rightarrow \infty \Rightarrow (\dot{m}c)_{mn} = \dot{m}_6 c_{aq}$$

$$\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_4} \approx 10^1 \ll 10^2$$

Il valore atteso era dell'ordine di grandezza 100, tipico del gruppo (ca. 250 MW) di una grande centrale termo-elettrica. Ma qui il vapore entra nel condensatore a pressione e temperatura non così basse, il calore di passaggio di stato è molto inferiore, perciò basta una minore portata refrigerante. [♥]

Stime: $T_6 = T_{@}; \eta_V$

Fig. 2 $\rightarrow h_1; h_2 = h_3; h_{2s}; h_{4s}$

$$\eta_{s34} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \rightarrow h_4 \quad [\spadesuit]$$

Fig. 2 $\rightarrow T_4 = T_5$

$$\dot{Q} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}c)_{mn} (T_4 - T_6)} \rightarrow \dot{m}_6$$

[♣]

TURBOGAS

2014 09 08

Un turbogas alimentato a idrogeno (potere calorifico inferiore 120 MJ/kg) serve un'utenza elettrica e una termica, costituita da un generatore di vapore a recupero. Il compressore ha rapporto di compressione 15 e rendimento politropico 0,90; il turbo-espansore ha rendimento politropico 0,88; il combustore ha coefficiente di eccesso d'aria 3,5 e perdite di pressione 3%; il generatore di vapore a recupero ha efficienza 0,90 e perdite di pressione (lato fumi) 2%. L'acqua alimento arriva al generatore di vapore in condizioni atmosferiche.

[♠] Calcolare i consumi specifici d'aria e di combustibile.

[♣] Tracciare il ciclo di lavoro (IN SCALA) sul diagramma T-s.

[♥] Quali circostanze devono essere verificate? Se non lo sono, come rimediare?

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $\mathcal{H}_i; R_p; \eta_{\infty 12}; \eta_{\infty 34}; \lambda_a; \delta p_{23}^{\%}; \varepsilon; \delta p_{45}^{\%}; T_7 = T_{@}$

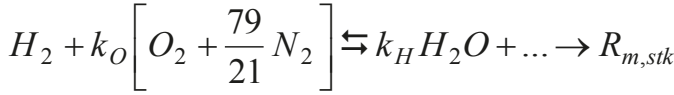
Noti:

$$\mathcal{R}_a \cong \mathcal{R}_g; p^*; T^*; T_H; \gamma''; \gamma'''$$

Stime: $c_{p,a}; c_{p,g}; p_1 = p_5 = p_{@}; T_{@} \eta_b; \eta_m$

$$R_p = \frac{p_2}{p_1} \rightarrow p_2 \qquad \delta p_{23}^{\%} = 1 - \frac{p_3}{p_2} \rightarrow p_3$$

$$\delta p_{45}^{\%} = 1 - \frac{p_5}{p_4} \rightarrow p_4 \qquad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-1/\gamma''}{\eta_{12}}} \rightarrow T_2$$



$$\lambda_a = \frac{R_m}{R_{m,stk}} \rightarrow R_m \triangleq \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \qquad \dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_c \mathcal{H}_i \eta_b + \dot{m}_c c_{p,c} \left(\overbrace{T_{@} - T_H}^{\cong 0} \right) + \dot{m}_a c_{p,a} (T_2 - T_H) \cong$$

$$\cong \dot{m}_g c_{p,g} (T_3 - T_H)$$

$$\mathcal{H}_i \eta_b + R_m c_{p,a} (T_2 - T_H) \cong (R_m + 1) c_{p,g} (T_3 - T_H) \rightarrow T_3$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{(1-1/\gamma''') \eta_{34}} \rightarrow T_4 \qquad \ell_{e,12} = c_{p,a} (T_2 - T_1)$$

$$|\ell_{e,34}| = c_{p,g} (T_3 - T_4) \qquad P_U = \dot{m}_g |\ell_{e,34}| \eta_m - \frac{\dot{m}_a \ell_{e,12}}{\eta_m}$$

$$cs_c = \frac{\dot{m}_c}{P_U}$$

$$cs_a = \frac{\dot{m}_a}{P_U} = R_m cs_c \quad \text{[♠]}$$

$$s_{J+1} = s_J + c_p \ln \frac{T_{J+1}}{T_J} - \mathcal{R}_g \ln \frac{p_{J+1}}{p_J} \quad \text{[♣]}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} (T_4 - T_5)}{\left(\dot{m}_c c_p \right)_{\min} (T_4 - T_7)} \rightarrow T_5 \qquad T_5 > T_{\min} = 413 \text{ K} \quad (1)$$

H₂O cambia fase $c \rightarrow \infty \Rightarrow \min = \text{gas combust.}$

(1) Non verificato? Allora gli NO_x della combustione reagiscono producendo HNO₃ (dannoso); rimediare scegliendo un generatore di vapore meno efficiente (e meno costoso). Evitare la riduzione di potenza termica al generatore di vapore: è necessario un TG con maggior portata, per compensare il minore salto entalpico del fluido caldo nel generatore.

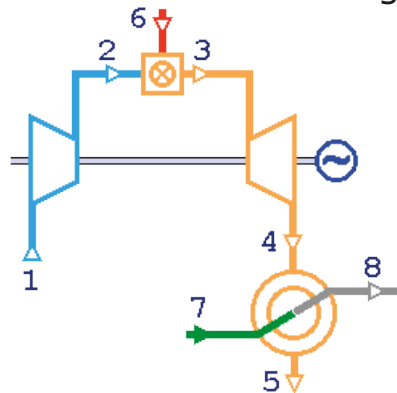


Fig.1 Schema dell'impianto.

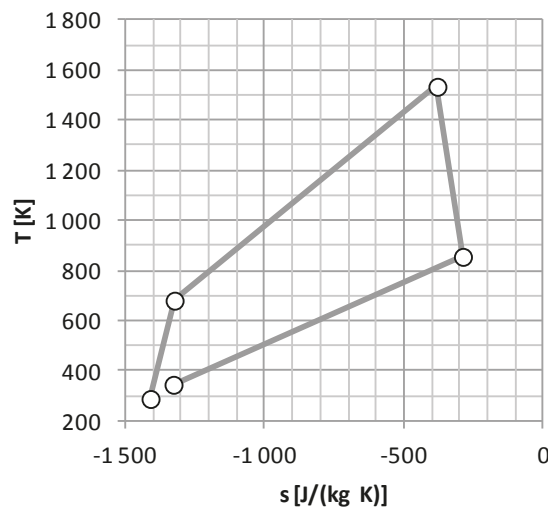


Fig. 2 Diagramma $T - s$.

MCI DUE TEMPI NAVALE

2015-01-30

Un motore 2 tempi, 8 cilindri ha alesaggio 620 mm e rapporto corsa/alesaggio 4,29. Sta funzionando con velocità media del pistone 6,82 m/s, pressione media effettiva 2,05 MPa e consumo specifico 46,4 g/MJ. Il combustibile ha potere calorifico inferiore 40,2 MJ/kg.

[♠] _ Calcolare la potenza e il momento motore.

[♣] _ Calcolare il rendimento effettivo e il rapporto fra coefficiente di riempimento e rapporto di miscela, giustificando la plausibilità del risultato.

[♥] _ Individuare una possibile applicazione, nel modo più particolareggiato possibile.

[#] _ Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $N_t; N_C; D_C; R_{ca}; U_{mp}; p_{me}; CS_c; \mathcal{H}_i$

Noti: //

Stime: ρ_0

$$R_{ca} = \frac{L_C}{D_C} \rightarrow L_C$$

$$V_C = N_C \frac{\pi}{4} D_C^2 L_C$$

$$U_{mp} = 2 L_C n \rightarrow n$$

$$\dot{Q} = 2 \pi n$$

$$\mathcal{L} = p_{me} V_C$$

$$f = \frac{n}{N_t / 2}$$

$$P_A = \mathcal{L} f$$

$$P_A = \dot{Q} M_A \rightarrow M_A \text{ [♥]}$$

$$CS_c = \frac{\dot{m}_c}{P_A} = \frac{1}{\eta_e \mathcal{H}_i} \rightarrow \dot{m}_c; \eta_e$$

$$R_m \triangleq \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{\lambda_v \rho_0 V_C f}{\dot{m}_c} \rightarrow \frac{\lambda_v}{R_m}$$

[♣]

accensione per compressione: $R_m \cong 20$

sicuramente sovralimentato: $\lambda_v > 1$ ($\rho_0 = @$).

Applicazione: propulsione marina merci (es. nave petroliera). [♥]

[_] Liberamente ispirato al Wärtsilä X62.

MCI COMBUSTIONE

2016 01 27

In una certa condizione di funzionamento, un motore da speedway da 500 cm^3 eroga 40 kW a 180 giri/s . I gas combusti vengono scaricati a 1200 K e la dispersione termica è stimata $0,3$ del flusso termico idealmente liberato dal combustibile.

[♠] Calcolare il rapporto stechiometrico di miscela.

[♣] Calcolare il rendimento effettivo e il coefficiente di riempimento.

[♥] A parità di altre condizioni, adottando miscela grassa, la potenza sarebbe maggiore rispetto allo stechiometrico? Giustificare la risposta.

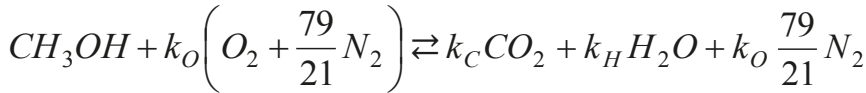
[#] I motori da speedway sono monocilindrici, a quattro tempi, ad accensione comandata, raffreddati ad aria, con carburatore, alimentati a metanolo puro (CH_3OH , potere calorifico inferiore $19,7\text{ MJ/kg}$). Chi abita vicino a Terenzano dovrebbe saperlo.

[_] La potenza max del motore in esame è circa 60 kW . L'alto numero di ottano (130) permette alto rapporto di compressione e alto rendimento.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $V_C; P_A; n; T_S; R_d; \mathcal{H}_i$

Noti: $N_i; m_J; N_J (O; C; H; N)$ **Stime:** $\rho_{@}; c_{p,g}$



Bilanci di $C; H; O \rightarrow k_O$

$$R_{m,stk} = \frac{k_O \left(m_O N_O + \frac{79}{21} m_N N_N \right)}{m_C N_C + m_H N_H + m_O N_O} \quad [\spadesuit]$$

A. comandata, carico parziale

$$R_m \cong R_{m,stk}$$

$$\dot{m}_c \mathcal{H}_i \cong P_A + \dot{Q}_d + \dot{m}_g c_{p,g} (T_S - T_{@})$$

Raffreddamento ad aria: il calore disperso comprende il raffreddamento.

$$R_d = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{m}_c \mathcal{H}_i}$$

$$1 \cong \eta_e + R_d + (R_m + 1) \frac{c_{p,g}}{\mathcal{H}_i} (T_S - T_{@}) \rightarrow \eta_e$$

$$\eta_e \equiv \frac{P_A}{\dot{m}_c \mathcal{H}_i} \rightarrow \dot{m}_c$$

$$R_m = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \rightarrow \dot{m}_a$$

$$f = \frac{n}{N_i / 2}$$

$$\lambda_V = \frac{\dot{m}_a}{\rho_0 V_C f} \quad [\clubsuit]$$

Carica lievemente grassa dà potenza lievemente maggiore: non brucia più combustibile dello stechiometrico, ma il surplus assicura che nessuna molecola di ossigeno vada sprecata; inoltre vaporizzare più combustibile liquido sottrae calore alla carica, a beneficio del riempimento. [♥]

MCI BILANCIO ENERGETICO

2016 09 07

Un motore a combustione interna a quattro tempi da 2 dm³ eroga 100 kW a 67 giri/s. Il consumo specifico è 66 g/MJ, la portata d'aria è 132 g/s e quella del refrigerante (acqua) 4,3 dm³/s. Il refrigerante lascia il motore a 365 K e vi ritorna a 360, dopo aver attraversato uno scambiatore acqua-acqua, di efficienza 0,4, alimentato ad acqua ambiente. I gas combusti escono a 700 K.

[♠] Definire la tipologia (accensione comandata o per compressione, alimentazione naturale o sovralimentato), giustificando la risposta.

[♣] Determinare la somma delle potenze perse per dispersione termica e con il lubrificante.

[♥] Determinare la portata dell'acqua lato freddo dello scambiatore.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

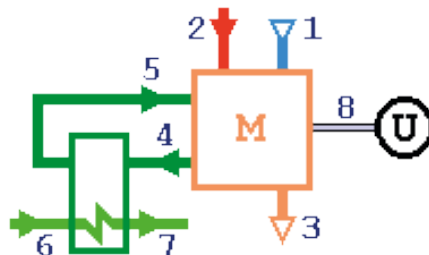


Fig. 1 Schema del motore.

Dati: $N_t; V_C; P_A; CSC; \dot{m}_a; \dot{V}_r; T_4; T_5; \varepsilon; T_6 = T_{@}; T_3$

Noti: $c_r; \rho_r$

Stime: $c_{p,g}; \mathcal{H}_{i,B}; H_{i,D}; R_{m,S}; T_{@}; \eta_b; \lambda_{V,NA,max}; \rho_{@}$

$$CSC \equiv \frac{\dot{m}_c}{P_A} \rightarrow \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$$R_m \triangleq \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \gg R_{m,stk} \rightarrow$$

acc. compressione

$$f = \frac{n}{N_t / 2}$$

$$\lambda_V = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{@} V_C f} \gg \lambda_{V,NA,max} \rightarrow \text{sovralimentato } [\spadesuit]$$

Il riempimento varia con regime e carico. Trattandosi di m. accensione per compressione, variazioni minime col carico. Al regime di momento max, $\lambda_{V,NA} \cong 0,94$.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_c \mathcal{H}_i \eta_b$$

$$\dot{m}_4 = \rho_r \dot{V}_r$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_4 c_r (T_4 - T_5)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_3 c_{p,g} (T_3 - T_{@})$$

$$\dot{Q}_b = P_A + \dot{Q}_s + \dot{Q}_r + \dot{Q}_x \rightarrow \dot{Q}_x = \dot{Q}_d + \dot{Q}_\ell [\clubsuit]$$

$$\text{Hps: } \dot{m}_4 > \dot{m}_6 \quad (1)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}_r}{(\dot{m}c)_{mn} (T_4 - T_6)} \rightarrow \dot{m}_6$$

Hps (1) [✓] [♥]

Per il fluido freddo sono tollerabili salti di temperatura maggiori del caldo, perciò portate minori e minori perdite.

MCI SOVRALIMENTAZIONE

~ 2019 07 15

Un motore 4 tempi a benzina, pluri-frazionato, sovralimentato a gas di scarico, con carica inter-refrigerata, ha cilindrata $1,2 \text{ dm}^3$. Sta funzionando con frequenza di rotazione 60 giri/s; l'inter-refrigeratore (inter-cooler), è uno scambiatore aria-aria e ha efficienza 0,70; il condotto di aspirazione (refrigeratore, corpo farfallato etc.) dà una perdita di pressione totale di 20 kPa. Il coefficiente di eccesso d'aria è unitario e il consumo è 4 g/s. Il turbo-gruppo ha momento 0,4 Nm e frequenza di rotazione 2000 giri/s; la valvola di sfiato (waste-gate) è aperta e sfiata allo scarico il 30% dei gas di combustione. La temperatura all'ingresso del catalizzatore è 850 K. Catalizzatore e silenziatore hanno perdite di pressione totale di 10 kPa. Stimare i rendimenti meccanici, interni, (iso-entropici o politropici, a scelta) e volumetrici del turbo-compressore e del turbo-espansore; trascurare le perdite del filtro.

[♠] Calcolare il coefficiente di riempimento riferito al collettore di aspirazione.

[♣] Calcolare la temperatura al collettore di scarico (ammissione turbo-espansore).

[♥] A parità di posizione leva del cambio, pedale acceleratore e condizioni stradali, se si ostruisce il passaggio del fluido freddo all'inter-refrigeratore, consumo e regime di rotazione variano? Giustificare la risposta.

[#] Potrebbero comparire dati non necessari.

Dati: $N_t; V_C; n_M; \varepsilon; \Delta p_{t,A}; \lambda_a; \dot{m}_c; M_{TM}; n_{TM}; \zeta_{WG}; T_{11}; [\Delta p_{t,S}]$

Noti: $R_{m,stk}; c_{p,a}; c_{p,g}; \gamma''; \mathcal{R}_g$

Stime: $\Delta p_{t,FA} \cong 0; \eta_{\infty TC}; \eta_{m,j}; p_2 \cong p_{@}; T_2 = T_{21} = T_{@}$

Pluri-frazionato: fino alla stazione {5} e oltre la {8} $\partial(\dots)/\partial t \cong 0 \Rightarrow \Delta h_{t,CF} \cong 0 \cong \Delta h_{t,WG}$

$\Rightarrow; T_{CA} \cong T_4; T_{15} \cong T_9 = T_{CS}$

$$\lambda_a = \frac{R_m}{R_{m,S}} \rightarrow R_m$$

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = R_m \rightarrow \dot{m}_a$$

$$\dot{g} = 2\pi n_{TM}$$

$$P_{TM} = \dot{g} M$$

$$P_{TM} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a}}{\eta_m} (T_3 - T_2) \rightarrow T_3$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1-1/\gamma''}{\eta_\infty}} \rightarrow p_3$$

$$\varepsilon = \dots = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{21}} \rightarrow T_4$$

$$p_{CA} = p_3 - \Delta p_{t,A}$$

$$\frac{p}{\rho} = \mathcal{R}_g T \rightarrow \rho_{CA}$$

$$f = \frac{n_M}{N_t / 2}$$

$$\lambda_V^{CA} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{CA} V_C f} \quad \text{[♥]}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{WG} = \zeta_{WG} \dot{m}_g$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{WG} + \dot{m}_{TE} \rightarrow \dot{m}_{TE}$$

$$P_{TM} = \dot{m}_g c_{p,g} \Delta T_{TE} \eta_m \rightarrow \Delta T_{TE}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{TE} T_{10} + \dot{m}_{WG} T_{15} = \dot{m}_g T_{11} \\ \Delta T_{TE} = T_9 - T_{10} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{CS} \\ T_{10} \end{cases} \quad \text{[♣]}$$

Pari acceleratore, disabilitando il raffreddamento della carica, cala la densità, quindi la massa d'aria al ciclo; l'apparato di iniezione riduce il combustibile, quindi cala il momento motore e, pari strada e marcia, il regime. [♥]

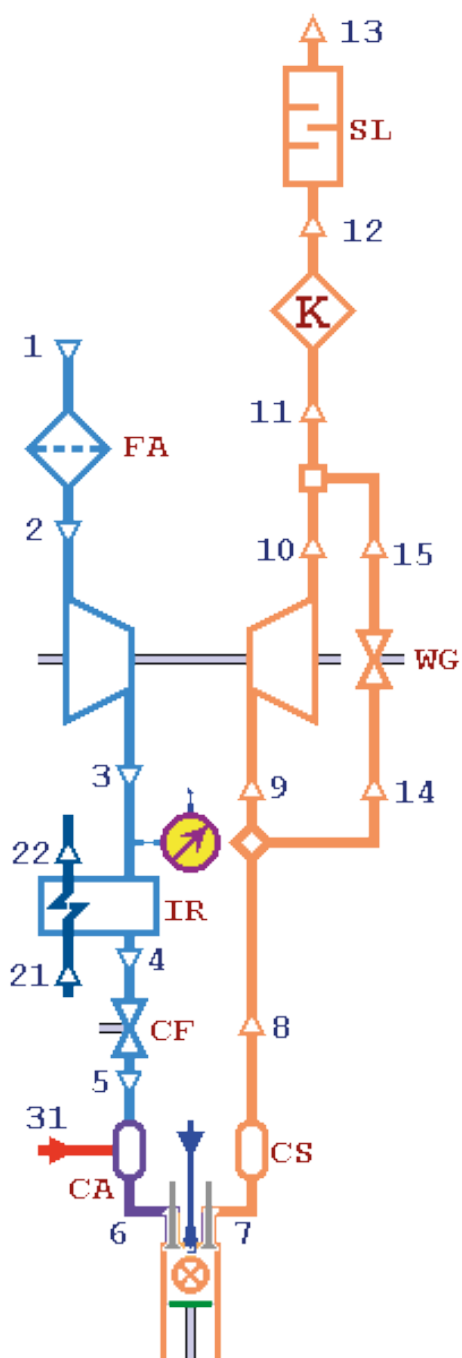


Fig.1 Schema del motore.

APPENDICE I - NOMENCLATURA

A	area
a	velocità del suono
a	velocità di propagazione segnale
B	altezza (= lunghezza) palare
b	corda palare
C	velocità assoluta
ζ	cassa (costo, ricavo, prezzo etc.)
c	calore specifico
ζ	cassa specifica (es. €/kg)
D, d	diametro
E	energia
e	energia massica
e	numero di Nepero
F	forza
Fr	numero di Froude
f	frequenza
f	funzione
G	gioco
G_R	grado di reazione
g	accelerazione gravitazionale
H	prevalenza, salto netto
H_{pz}	carico piezometrico
H_t	carico totale
$\mathcal{H}_i$	potere calorifico inferiore
h	entalpia massica
h_R	entalpia massica
i	versore
J	momento d'inerzia
K	numero tipico = cifra caratteristica
k	costante
L	lunghezza
L_C	corsa

$\mathcal{L}$	lavoro
ℓ	lavoro massico
M	momento
Ma	numero di Mach
m	massa
$\dot{m}$	portata massica
N	numero
n	frequenza di rotazione
P	potenza
p	pressione
Q	calore
$\dot{Q}$	flusso termico
q	calore massico
$\mathcal{R}$	costante di gas
R	rapporto
Re	numero di Reynolds
r	raggio
s	entropia massica
$\$$	variabile di Laplace
T	temperatura assoluta
t	tempo
U	velocità periferica
$\mathcal{U}$	tensione elettrica
$\mathcal{U}_Q$	Trasmittanza = coef. sc. termico globale
u	energia interna massica
V	volume
V_C	cilindrata
$\dot{V}$	portata volumetrica
W	velocità relativa
X	titolo del vapore
x	variabile
Y	passo palare
y	spostamento

Z	quota
α	angolo assoluto
β	angolo relativo
Γ	esponente di politropica
γ	rapporto fra calori specifici
δ	angolo di deviazione
ε	efficienza
ζ	coefficiente
η	rendimento
Θ	angolo di deflessione
ϑ	coordinata angolare
$\dot{\vartheta}$	velocità angolare
ι	angolo di incidenza
κ	coefficiente
Λ	momento angolare del flusso
λ_a	coef. eccesso (o difetto) d'aria
λ_v	coef. riempimento
μ	viscosità dinamica
ν	viscosità cinematica
ξ	angolo di calettamento
ρ	massa volumica
σ_c	coef. Thoma
σ_e	scorrimento (elettrico)
σ_b	solidità
σ_s	coef. scorrimento (c. inter-palare)
τ	cost. tempo
Φ_C	coef. perdita (velocità) statorico
φ	coef. flusso = cifra di portata
Ψ_W	coef. perdita (velocità) rotorico
ψ	coef. pressione (totale) o di carico.
Ω	coef. Parzializzazione: 0=piena ammissione
ω	pulsazione

PEDICI

<i>0</i>	entrata macchina
<i>1, 3</i>	entrata statore, uscita rotore
<i>2, 4</i>	uscita statore, entrata rotore
<i>A</i>	albero, mozzo
<i>AC</i>	superficie di controllo
<i>@</i>	atmosfera, ambiente
<i>a</i>	aria
<i>a</i>	assiale
<i>aq</i>	acqua = $H_2O\ell$
<i>$\mathcal{A}$</i>	equilibrio
<i>B</i>	linea di corrente media
<i>C</i>	cassa
<i>C</i>	cilindro
<i>c</i>	combustibile
<i>cl</i>	caldo
<i>E</i>	entrata macchina
<i>e</i>	effettivo
<i>EU</i>	pulsione = entrata + uscita
<i>EX</i>	esterna (c. caratteristica), di impianto
<i>F</i>	fisso: organo (statore) costo
<i>$\mathcal{F}$</i>	funzionamento (attuale, fuori-progetto)
<i>f</i>	fluido
<i>f</i>	fughe (da\verso esterno)
<i>fr</i>	freddo
<i>G</i>	girante = rotore
<i>g</i>	gas
<i>g</i>	geometrico (angolo, velocità)
<i>g</i>	gravitazionale
<i>H</i>	rif. potere calorifico
<i>I</i>	impianto
<i>I,J</i>	stazioni generiche
<i>$\Im$</i>	ideale

i	interno = idraulico (lavoro, rendimento)
i	inferiore (H)
IN	interna (caratteristica), di macchina
j	-mo (stadio, cilindro etc)
L	coord. lungo traiettoria (Lagrange)
ℓ	liquido
M	mole
$\mathcal{M}$	macchina
m	meccanico
ma	medio aritmetico, integrale
me	media (semi-somma) degli estremi
mn	minimo
mx	massimo
N	normale
$\mathcal{N}$	nominale, progetto, targa
N	naturale (gas)
$\wp$	pala, ostruzione palare
p	isobaro
R	reazione (<i>grado</i>)
R	rotalpia (h)
$\Re$	reale
r	radiale
SF	sistema fluido
S, STD	stadio
s	isoentropico
$s\mathcal{M}$	isoentropico di macchina
sS	isoentropico di stadio
stk	stechiometrico
$\S$	ciclo, periodo
T	isotermo
TF	tubo di flusso
t	totale
th	teorico

ti	trafilamenti interni
U	uscita macchina
u	universale
V	volumetrico
VC	volume di controllo
v	vapore (d'acqua H_2O_v etc.)
x	meridiano coordinata
y	periferica coord. (tangenziale, periferica)
z	bi-normale coordinata (terna x, y, z)
β	(pseudo) conduttanza
η	max rendimento
Π	parallelo
Σ	serie
σ	soglia
ν	viscoso
$\%$	modello (in scala)
∞	politropico

APICI

n	nota (costante, funzione)
T	tentativo
x	incognita (costante, funzione)
$'$	mono-atomico
$''$	bi-atomico
$'''$	poli-atomico
$\#$	attuale funzionamento
$*$	riferimento
$**$	disturbo

OPERATORI (non corsivi)

D	derivata sostanziale
d	derivata, differenziale esatto
f	funzione
Δ	differenza
∇	nabla, rotore, divergenza

δ infinitesimo
 ∂ derivata parziale

TUBAZIONI, LINEE

 Acqua
 Olio
 Aria
 Gas
 Combustibile [*]
 Vapore
 Elettricità

PROCESSI

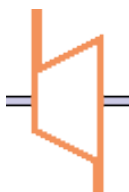
—— ideale
----- reale

TRIANGOLI DI VELOCITÀ

—— Entrata girante
----- Uscita girante
 Velocità assoluta
 Velocità relativa
 Velocità periferica

[*] nella pratica industriale il rosso indica fluidi anti-incendio

SIMBOLI GRAFICI

	Motore idraulico
	Pompa
	Motore pneumatico
	Compressore
	Ventilatore
	Martinetto
	Motore termico
	Turbomacchina termica
	Condensatore
	Scambiatore di calore
	Combustore
	Motore elettrico
	Generatore
	Alternatore
	Convertitore



Valvola



Valvola non-ritorno



Manometro



Vacuometro



Termometro



Flussimetro



Tachimetro



Torsiometro

APPENDICE II – COSTANTI NOTE\STIME ^

c_{aq}	4,187	kJ/(kg K)
$c_{p,a}$	1,005	kJ/(kg K)
$c_{p,g}$	1,148	kJ/(kg K)
g	9,80665	m/s ²
$\mathcal{H}_{i,bz}$	^43,00	MJ/kg
$\mathcal{H}_{i,C}$	^30,00	MJ/kg
$\mathcal{H}_{i,ds}$	^42,00	MJ/kg
$\mathcal{H}_{i,gN}$	^44,00	MJ/kg
$\mathcal{H}_{i,kr}$	^43,10	MJ/kg
m_C	12,00	
m_H	1,00	
m_N	14,00	
m_O	16,00	
$m_{M,a}$	29,00	kg/kmol
p^*	611,00	Pa
$p@$	^100,00	kPa
$p_{\ell v,aq288}$	^1,70	kPa
$R_{m,sk,bz}$	^14,70	
$R_{m,sk,C}$	11,40	
$R_{m,sk,ds}$	^14,70	
$R_{m,sk,gN}$	^17,20	
$\mathcal{R}_U$	8,314	kJ/(kmol K)
$T@$	^288,00	K
T_H	298,00	K
T^*	273,16	K
γ'	1,67	
γ''	1,40	
γ'''	1,33	

ζ_p	0,98	
η_b	0,99	
η_m	0,98	
η_{el}	0,98	
η_v	0,98	
ρ_{aq}	1,00	kg/dm ³
$\rho_{@}$	1,21	kg/m ³
ρ_{bz}	750,00	kg/m ³
ρ_{ds}	850,00	kg/m ³
ρ_{ol}	900,00	kg/m ³
σ_{el}	0,03	

INDICE

Presentazione.....	p.	9
Turbina Pelton.....	»	15
Turbina Kaplan.....	»	17
Turbina De Laval.....	»	20
Turbina Curtis.....	»	22
Turbina Rateau.....	»	25
Turbina Parsons.....	»	27
Pompa assiale.....	»	30
Ventilatore assiale.....	»	33
Compressore assiale.....	»	37
Turbina Francis.....	»	40
Turbina termica radiale.....	»	43
Pompa centrifuga.....	»	45
Pompa centrifuga multi-stadio.....	»	48
Ventilatore centrifugo.....	»	51
Compressore centrifugo.....	»	54
Pompa alternativa.....	»	56
Compressore alternativo.....	»	59
Compressore volumetrico a palette.....	»	62
Compressore a lobi.....	»	65
Serie parallelo.....	»	68
Cavitazione similitudine.....	»	71
Centrale idroelettrica ad acqua fluente.....	»	74
Impianto cogenerativo a vapore.....	»	76
Turbogas.....	»	79
Mci due tempi navale.....	»	82
Mci combustione.....	»	84
Mci bilancio energetico.....	»	86
Mci sovralimentazione.....	»	88
APPENDICE I – Nomenclatura e Simboli.....	»	91
APPENDICE II – Costanti note/stime.....	»	100

Questo libretto contiene esercizi, risolti ma non commentati, su macchine a fluido e sistemi energetici. Ogni esercizio dovrebbe richiedere allo studente medio meno di 90 minuti. Dei tre quesiti, i primi due sono abbastanza semplici, il terzo molto meno, ma nella valutazione complessiva è poco influente. Sono tutti problemi di analisi: data la geometria e alcune condizioni (es. portata e regime di rotazione), trovarne altre (es. potenza e rendimento). Molti esercizi si riferiscono alla condizione nominale (ossia di targa), altri a condizioni fuori-progetto. La scelta dei simboli, anche non consueta, è volta a evitare qualsiasi ambiguità. I risultati numerici non sono riportati, per rimarcare la minore importanza. Non devono essere la preoccupazione principale degli studenti: un errore di calcolo è valutato solo se porta a risultati non plausibili, senza che lo studente segnali di accorgersene.

Gianmario Arnulfi, detto Luigi (Genova, 1958), iscritto all'Ordine degli Ingegneri di Udine; già ingegnere alla Fiat Auto SpA, ricercatore, poi professore associato di Macchine a fluido (Università di Udine); già membro del Closed Cycles Committee, IGTI-ASME. Insegna 'Macchine' e 'Dinamica e controllo delle macchine a fluido' (Ingegneria Meccanica) ed è responsabile del Laboratorio di 'Oleodinamica e pneumatica'. Studia sistemi per l'accumulo di energia; in passato si è dedicato a turbo-compressori in condizioni fuori-progetto. Ha brevettato un dispositivo per il controllo passivo del pompaggio.