

# **ESERCIZI DI MACCHINE A FLUIDO**

**PROF. ING. GIOVANNI BOTTAINI**

Versione 2007

- 1) Si abbia una dislivello di  $H=180$  mt ed una portata di acqua utilizzabile di  $8$  mc/sec per un periodo di  $8$ h diurne; ammettendo di ricaricare alla notte il serbatoio in alto si vuol sapere la potenza ottenibile di giorno e quella richiesta alla notte ammettendo che le due operazioni abbiano lo stesso rendimento  $\eta=0.85$ .

svolgimento:

l'impianto funziona come motrice di giorno e operatrice di notte per cui si avrà:

di giorno

$$P = \dot{m} g H \eta = \rho g H \eta = 8 \times 1000 \times 9.8 \times 180 \times 0.85 = 11995200 \text{ watt} = \sim 12 \text{ MW}$$

di notte

$$P = \frac{\dot{m} g H}{\eta} = 14112000 \text{ watt} = \sim 14 \text{ MW}$$

- 2) Una colonna d'acqua di  $3.5$ m a quanti Pascal, bar, cm di Hg corrispondono?

$$p = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{S} = \frac{V \cdot \rho \cdot g}{S} = \frac{S \cdot H \cdot \rho \cdot g}{S} = \rho \cdot g \cdot H = 1000 \cdot 9.8 \cdot 3.5 = 34300 \text{ Pa}$$

ricordando che  $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pascal}$   $p = 34300 \text{ Pa} = 0.343 \text{ bar}$

la pressione espressa in mt di acqua o in metri di mercurio deve essere comunque eguale per cui:

$$p = \rho_a \cdot g \cdot H_a = \rho_m \cdot g \cdot H_m$$

$$H_m = \rho_a \cdot H_a / \rho_m = 1000 \times 3.5 / 13890 = 0.25 \text{ m} = 25 \text{ cm di Hg}$$

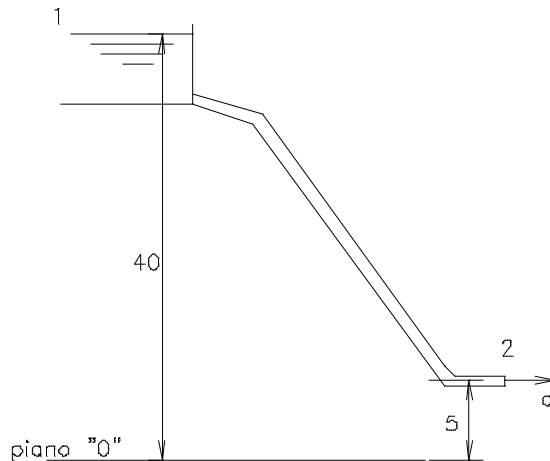
- 3) Si abbia un vaso d'acqua a  $45$  mt di altezza da un piano di riferimento, tale vaso, tramite una tubazione sfocia libero ad una altezza di  $5$  mt dal piano di riferimento. Calcolare, in assenza di tutte le perdite la velocità di efflusso (dimostrazione formula di Torricelli)

Applichiamo il teorema di Bernulli o di conservazione dell'energia fra due sezioni che per utilità abbiamo individuato in 1 (pelo libero del serbatoio) e 2 (appena fuori dal tubo); nella sez. 1 sarà zero la pressione (press. atm. relativa) e la velocità dell'acqua o è nulla o è del tutto trascurabile rispetto alla velocità di uscita; nella sez. 2 è nulla la pressione (siamo appena all'esterno del tubo).

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2}$$

con quanto detto rimane:

$$gz_1 = gz_2 + \frac{c_2^2}{2}$$



da cui si ricava :  $c = \sqrt{2g(z_1 - z_2)}$

e ponendo  $z_1 - z_2 = h$  dislivello fra pelo libero nel serbatoio e asse della vena fluida si ha la formula di Torricelli:

$$c = \sqrt{2gh}$$

- 4) Facendo riferimento all'esercizio precedente con i seguenti dati ulteriori :  
 diametro tubazione  $D = 100\text{mm}$   
 diametro bocca di uscita  $d = 50\text{mm}$   
 sezione 3 posta a 25m dal pelo libero

si chiede la pressione nella sezione 3.

svolgimento:

la velocità dell'acqua alla uscita vale :

$$c = \sqrt{2g(z_1 - z_2)} = 26 \text{ m/sec}$$

conoscendo il diametro di uscita si può valutare la portata teorica volumetrica:

$$A \times c = \frac{\pi d^2}{4} * c = 1.96 \times 10^{-3} \text{ mc/sec}$$

per la continuità della portata anche nella sezione 3 avrò lo stesso valore, quindi posso ricavare il valore della velocità  $c_3$ :

$$A_2 \times c_2 = A_3 \times c_3$$

semplificando il  $\pi/4$  si ha:  $c_3 d_3^2 = c_2 d_2^2$  da cui  $c_3 = \frac{1}{4} c_2 = 6.5 \text{ m/sec}$

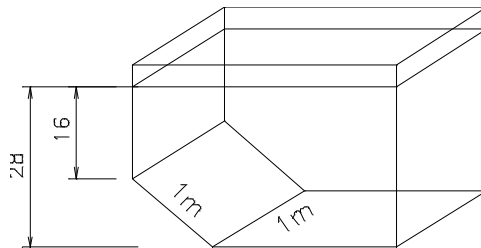
si può adesso applicare il teorema di Bernoulli fra le sezioni 1 e 3 e si avrà:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = gz_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2}$$

essendo  $p_1$  e  $c_1$  uguali a 0 si ricava:

$$p_3 = \rho \left( gz_1 - gz_3 - \frac{c_3^2}{2} \right) = 1000 (9.8 \times 40 - 9.8 \times 15 - 6.5^2/2) = 223875 \text{ Pa} = 0.224 \text{ Mpa} = 2.24 \text{ bar}$$

- 5) Si abbia il recipiente sotto rappresentato si vuol sapere quanto vale la spinta sulla superficie inclinata.



La spinta su una superficie piana è data da:

$$S = p \times A = \rho gh \times A$$

nel nostro caso, essendo la superficie inclinata la pressione su di essa non è costante per cui occorrerà considerare il valore medio fra la pressione minima e la massima.

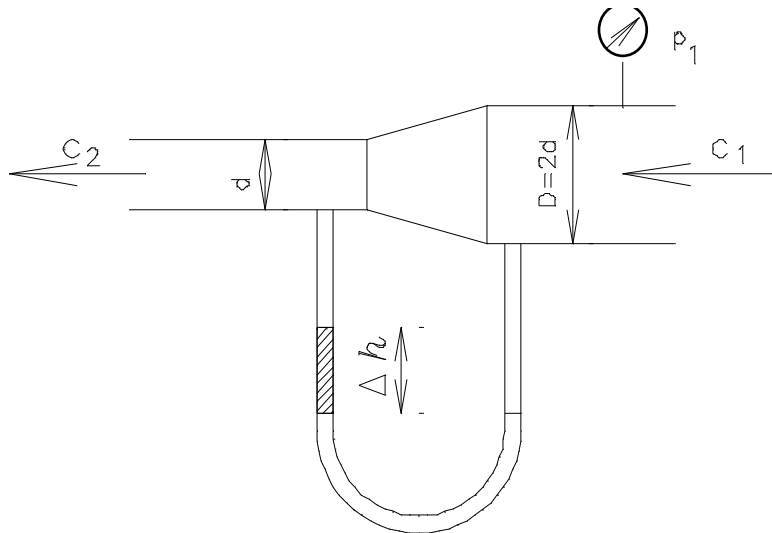
$$p_{\min} = \rho gh_1 = 1000 \times 9.8 \times 16 = 156.800 \text{ Pa}$$

$$p_{\max} = \rho gh_2 = 1000 \times 9.8 \times 28 = 274.400 \text{ Pa}$$

per cui:

$$S = \frac{p_{\min} + p_{\max}}{2} \times A = \frac{156.800 + 274.400}{2} \times 1 = 215.600 \text{ N}$$

- 6) Si abbia il Venturimetro sotto indicato in cui il diametro maggiore  $D = 2d$ , se la velocità  $c_2 = 4 \text{ m/sec}$  e la pressione  $p_1 = 1 \text{ bar}$ , calcolare quanto sale il mercurio nel manometro differenziale ( $\Delta h$ ).



equazione di continuità  $c_1 A_1 = c_2 A_2$

da cui segue  $c_1 d_1^2 = c_2 d_2^2$  ossia  $c_1 4d^2 = c_2 d^2$  da cui  $c_2 = 4 c_1$

- 7) Si abbia un serbatoio di capacità di 2 mc contenente acqua in pressione a 4.5 bar e situato a 80 m di altezza rispetto a un piano di riferimento.

Si chiede l'energia potenziale posseduta dall'acqua.

In questo caso oltre alla energia di posizione abbiamo una energia di pressione, quindi l'energia totale sarà la somma delle due energie.

Energia di posizione :  $m \cdot g \cdot h$

Energia di pressione :  $m \cdot g \cdot h_m$

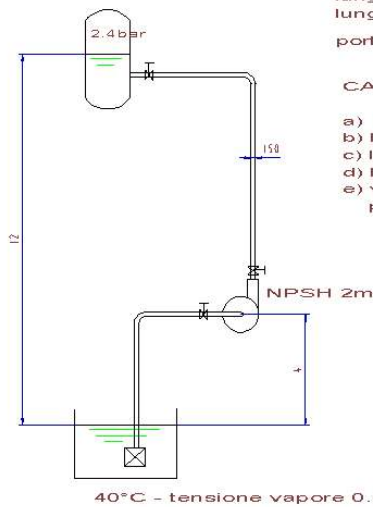
Dove  $m = V \cdot \rho = 2000 \text{ Kg}$

$h = 80 \text{ m}$

$h_m = p/\rho \cdot g = 4.5 \cdot 10^5 / 1000 \cdot 9.8 = 46 \text{ m}$

Energia totale :  $m \cdot g (h + h_m) = 2000 \cdot 9.8 (80 + 46) = 2.469.600 \text{ J} \cong 2.47 \text{ MJ}$

8)



lunghezza tubazione aspirazione 8m  
 lunghezza tubazione mandata 15m  
 portata volumetrica 2400 lt/1'

CALCOLARE:

- la velocità dell'acqua nella tubazione
- le perdite di carico
- la prevalenza della pompa
- la potenza della pompa (rendimento 0.75)
- verificare se la pompa così montata ha o meno problemi di cavitazione se li ha cosa faresti?

a)  $A = \pi d^2/4 = \pi 0.15^2 /4 = 0.0176 \text{ m}^2$

$Q_v = 2400 \text{ l/h} = 2.4/60 = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$

$c = Q_v / A = 2.73 \text{ m/s}$

b) perdite concentrate:

$$H_c = \sum \xi c^2 / 2g = 4 \times 2.73^2 / 2g = 1.5 \text{ m}$$

nell'impianto vi sono: 3 curve (dal manuale)  $\xi = 0.25 \times 3 = 0.75$

3 saracinesche  $\xi = 0.25 \times 3 = 0.75$

1 succhiarola  $\xi = 2.5$

$$\sum \xi = 4$$

perdite distribuite:

dal diagramma sul manuale si rilevano per una portata di 144 m<sup>3</sup>/h e per un diametro di tubazione di 150 mm 3.5 m/100m di perdita, per cui nel nostro impianto avendo una lunghezza globale della tubazione di 15+8 = 23 m si ha una perdita di

$$H_d = 3.5/100 \times 23 = 0.8 \text{ m}$$

Le perdite totali assommeranno a  $H_t = 1.5 + 0.8 = 2.3\text{m}$

c) la prevalenza manometrica della pompa sarà:

$$H_m = H_g + \Delta p / \rho g + H_t = 12 + 2.4 \times 10^5 / 1000 \times 9.8 + 2.3 = 38.8 \approx 39 \text{ m}$$

d) la potenza richiesta dalla pompa in Kw sarà:

$$P = Q_v \times \rho \times g \times H_m / 1000 \times \eta = (0.04 \times 1000 \times 9.8 \times 39) / 1000 \times 0.75 = 20.4 \approx 21 \text{ Kw}$$

e) per verificare se la pompa cava oppure no basta confrontare l'NPSH dell'impianto che deve risultare superiore a quello della pompa fornito dal costruttore, nel nostro caso =2

$$NPSH_{imp} = p_a / \rho g - p_v / \rho g - H_a - H_{pa} = 4.13$$

Dove:  $p_a / \rho g = 1 \times 10^5 / 1000 \times 9.8 = 10.33 \text{ m}$   
 $p_v / \rho g = 0.07 \times 10^5 / 1000 \times 9.8 = 0.7 \text{ m}$   
 $H_a = 4 \text{ m}$

$$H_{pa} = 3.5/100 \times 8 + (2.73^2 / 2 \times 9.8) \times (2.5 + 0.25 + 2 \times 0.25) = 1.5 \text{ m}$$

$$NPSH_{imp} = 4.13 > 2 NPSH_{pompa}$$

la pompa così disposta nell'impianto non cavita.

9) Un Kg di aria a 1 bar e 15° deve essere compresso a temperatura costante fino a 8 bar.

Calcolare:

- la differenza di entropia
  - il calore da asportare
  - il lavoro di compressione
- 

a. la variazione di Entropia in una trasformazione è data da:

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T} = \frac{\Delta U + L}{T}$$

essendo la trasformazione isotermica :  $\Delta U = c_v \times \Delta T = 0$  per cui:

$$\Delta S = \frac{L}{T} = \frac{\int_1^2 p dv}{T} = \frac{RT \int_1^2 \frac{dv}{v}}{T} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2} = 0.287 \ln \frac{1}{8} = -0.60 \frac{KJ}{Kg^\circ K}$$

b. il calore da asportare, avendo la variazione di entropia si può calcolare:

$$\Delta Q = T \times \Delta S = 288 \times (-0.60) = -172 KJ / Kg$$

il fatto che il segno risulta negativo significa che il calore deve essere asportato

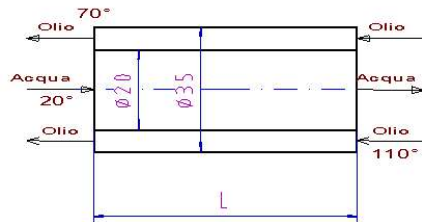
c. Il lavoro si calcola col 1° principio della termodinamica tenendo presente che  $\Delta U = 0$

$$L = Q = -172 KJ/Kg$$

10) Si abbia uno scambiatore aria-olio a tubazioni concentriche in controcorrente in cui il tubo

centrale di 20 mm di diametro sia attraversato da acqua di raffreddamento con temperatura in ingresso di 20 °C; fra il tubo esterno di 35 mm di diametro e il tubo interno scorre olio con temperatura in ingresso di 110° e temperatura in uscita che deve essere 70° .  
 Nella ipotesi che K (coefficiente globale di trasmissione) sia 60 W/mq°K e le portate dei fluidi siano per l'olio 0.05 Kg/s e per l'acqua 0.1 Kg/s si determini la lunghezza della tubazione necessaria allo scambio ipotizzato.

Come è noto il calore specifico massico dell'acqua è: 4.18 KJ/Kg°K  
 Dal manuale il calore massico dell'olio è 1.8 KJ/Kg°K



Calcoliamo la quantità di calore che cede l'olio:

$$Q = c_{mo} \times \dot{m} \times \Delta T = 1.8 \times 0.05 \times (110 - 70) = 3.6 \text{ KJ / sec}$$

questa quantità di calore è acquisita dall'acqua, per cui possiamo valutare la temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore:

$$Q = c_{ma} \times \dot{m} \times (T_u - T_e)$$

Ricaviamo:

$$T_u = T_e + \frac{Q}{c_{ma} \times \dot{m}} = 20 + \frac{3.6}{4.18 \times 0.1} = 28.6^\circ \text{C}$$

Possiamo adesso calcolare il  $\Delta T_m$  dello scambiatore:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{l_n \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(110 - 28) - (70 - 20)}{l_n \frac{(110 - 28)}{(70 - 20)}} = 64.7^\circ \text{C}$$

Possiamo adesso calcolare la superficie dello scambiatore:

$$Q = K \times S \times \Delta T_m \quad \text{da cui} \quad S = \frac{Q}{K \times \Delta T_m} = \frac{3600}{60 \times 64.7} = 0.93 \text{ m}^2$$

$$S = \pi \times d \times L \quad \text{da cui} \quad L = \frac{S}{\pi \times d} = \frac{0.93}{\pi \times 0.020} = 14.8 \text{ m}$$



11) Durante una prova di collaudo della durata di 6 ore di un impianto con gruppo turbo alternatore, si sono rilevati i parametri:

- Energia elettrica erogata 15500 KWh
- Consumo di vapore  $m_v = 72000 \text{ Kg}$
- Caratteristiche del vapore surriscaldato: pressione  $p_1 = 30 \text{ bar}$   $t_s = 400$
- Pressione al condensatore  $p_c = 0.05 \text{ bar}$
- Consumo di combustibile gasolio  $P_{ci} = 43000 \text{ KJ/Kg}$   $m_c = 5700 \text{ Kg}$
- Temperatura acqua alimentazione caldaia  $t_a = 60^\circ\text{C}$

Determinare:

- a. il rendimento del generatore
- b. rendimento del turbo-alternatore
- c. il rendimento della turbina supponendo  $\eta = 0.96$  il rendimento dell'alternatore
- d. il rendimento del ciclo Rankine
- e. il consumo specifico di combustibile
- f. il rendimento globale dell'impianto

---

Dal diagramma di Mollier ricaviamo l'entalpia del vapore surriscaldato in ingresso turbina:  $= 3260 \text{ KJ/Kg}$  e l'entalpia del vapore all'uscita della turbina:  $h_c = 2415 \text{ KJ/Kg}$ .

Il salto entalpico in turbina vale  $\Delta h_t = 855 \text{ KJ/Kg}$

L'entalpia dell'acqua di alimentazione:  $h_a = c_s \cdot \Delta t = 4.18 \cdot 60 = 250 \text{ KJ/Kg}$

Il salto entalpico nel generatore e  $\Delta h_g = 3260 - 250 = 3010 \text{ KJ/Kg}$

Il rendimento del generatore:

$$\eta_g = \frac{m_v \times \Delta h_g}{m_c \times p_{ci}} = \frac{72000 \times 3010}{5700 \times 43500} = 0.874$$

Il rendimento del turbo-alternatore è:

$$\eta_{ta} = \frac{E_{elcttr}}{m_m \times \Delta h_t} = \frac{15500 \times 3600}{72000 \times 855} = 0.906$$

essendo il rendimento dell'alternatore  $\eta_a = 0.96$  segue il rendimento della turbina:

$$\eta_t = \frac{\eta_{ta}}{\eta_a} = \frac{0.906}{0.96} = 0.943$$

Il rendimento del ciclo Rankine:

$$\eta_R = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_g} = \frac{855}{3010} = 0.284$$

Il consumo specifico di combustibile:

$$c_{sc} = \frac{m_c}{E_{el}} = \frac{5700}{15500} = 0.37 \text{ Kgcomb/ Kwh}$$

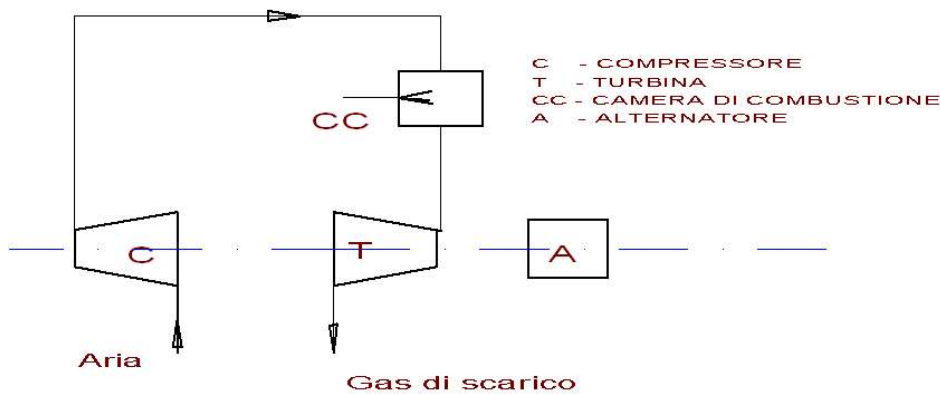
Il rendimento globale dell'impianto vale:

$$\eta_{globale} = \frac{E_{elettr}}{m \times p_{cic}} = \frac{15500 \times 3600}{5700 \times 43500} = 0.225$$

Da notare che il rendimento globale si poteva ottenere dal prodotto dei rendimenti:

$$\eta_{globale} = \eta_g \times \eta_{ta} \times \eta_R = 0.225$$

12) Si abbia uno schema di una turbina a gas



Aria in ingresso nel compressore:

portata massica  $\dot{m} = 50 \text{ Kg/s}$     pressione 1 bar    temperatura  $20^\circ\text{C}$

uscita compressore:    pressione 6 bar

uscita camera di combustione/entrata turbina: pressione 6 bar    temperatura  $820^\circ\text{C}$

uscita turbina: pressione 1 bar

Rendimenti: compressore 0.88 , combustore 0.98 , turbina 0.86

$\eta$  meccanico 0.99     $\eta$  volumetrico 0.98

Si calcoli:

1. il lavoro di compressione, l'entropia e la temperatura all'uscita del compressore
2. si calcoli le temperature e le entalpie in camera di combustione
3. il lavoro all'uscita della turbina e le temperature
4. la potenza dell'impianto
5. la quantità di combustibile necessaria
6. il rendimento dell'impianto
7. la portata volumetrica nei quattro tratti del circuito

1. Il lavoro tecnico di compressione adiabatica è dato da:

$$L_{co} = h_2 - h_1 = c_p \times (T_2 - T_1)$$

la temperatura teorica finale della compressione adiabatica si ricava da:

$$T_1 \times p_1^{\frac{1-K}{K}} = T_2 \times p_2^{\frac{1-K}{K}} \quad \text{da cui} \quad T_2 = T_1 \times \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-K}{K}} = T_1 \times \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 489^\circ K$$

il calore specifico medio dell'aria fra 20° e 216° si valuta interpolando dalle tabelle e vale 1.10 KJ/KgK per cui il lavoro teorico di compressione vale:

$$L_{co} = c_p \times (T_2 - T_1) = 1.1 \times (216 - 20) = 215.6 KJ / Kg$$

il lavoro effettivo di compressione sarà:

$$L_c = \frac{L_{co}}{\eta} = \frac{215.6}{0.88} = 245 KJ / Kg$$

l' entalpia dell'aria alla fine della fase di compressione si ricava da:

$$L_c = h_2 - h_1 \quad \text{per cui} \quad h_2 = h_1 + L_c = 1.005 \times 293 + 245 = 540 KJ / Kg$$

e la temperatura reale all'uscita del compressore sarà:

$$T_2 = \frac{h_2}{c_p} = \frac{540}{1.013} = 532 K$$

2. Essendo la temperatura max di combustione  $T_3 = 820^\circ + 273^\circ = 1096^\circ K$

L'entalpia alla uscita della camera di combustione sarà:

$$h_3 = c_p \times T_3 = 1.072 \times 1096 = 1175 KJ / Kg$$

3. L'espansione adiabatica in turbina da 6 a 1 bar ci permette di valutare la temperatura teorica di uscita dalla turbina:

$$T_3 \times p_3^{\frac{1-K}{K}} = T_4 \times p_4^{\frac{1-K}{K}} \quad \text{da cui} \quad T_4 = T_3 \times \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-K}{K}} = T_3 \times \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 657^\circ K$$

Il lavoro specifico teorico di espansione in turbina si ricava da:

$$L_{et} = h_3 - h_4 = c_p \times (T_3 - T_4) = 1.052(1096 - 657) = 462 KJ / Kg$$

dalle tabelle interpolando fra i valori delle temperature in ingresso (823°) e in uscita (384°) si è ricavato il valore del calore specifico medio = 1.052 KJ/KgK  
il lavoro effettivo di espansione in turbina sarà:

$$L_e = L_{et} \times \eta_t = 462 \times 0.86 = 398 \text{ KJ / Kg}$$

da cui si ricava la temperatura effettiva di uscita dalla turbina:

$$T_4 = \frac{h_3 - L_t}{c_{sm}} = \frac{1175 - 398}{1.052} = 738 \text{ K (465° C)}$$

4. la potenza dell'impianto:

$$P = \eta_m \times \eta_v \times \dot{m} \times (L_t - L_c) = 0.99 \times 0.98 \times 50 (398 - 245) = 7422 \text{ KJ}$$

5. si tiene in considerazione la variazione di entalpia nella camera di combustione

$$m_c \times p_{ci} = m \times (h_3 - h_2) \quad \text{da cui} \quad \dot{m}_c = \frac{m \times (h_3 - h_2)}{p_{ci}} = \frac{50 \times (1096 - 540)}{42} = 0.66 \text{ Kg / sec}$$

supponendo il rendimento della camera di combustione pari a 0.97, il consumo effettivo di combustibile sarà:

$$\dot{m}_{ce} = \frac{\dot{m}_c}{\eta_{cc}} = \frac{0.66}{0.97} = 0.68 \text{ Kg / s}$$

6. il rendimento dell'impianto sarà il rapporto fra la potenza utile e la potenza termica fornita:

$$\eta_i = \frac{P}{\dot{m}_{ce} \times p_{ci}} = \frac{7422}{0.66 \times 42000} = 0.267$$

7. il calcolo delle portate volumetriche che costituisce la base per il dimensionamento delle condotte si esegue utilizzando l'equazione generale dei gas perfetti

$$p \dot{V} = \dot{m} RT \quad \text{da cui:}$$

$$V_1 = \frac{\dot{m} R T_1}{p_1} = \frac{50 \times 287 \times 293}{10^5} = 42 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{ingresso al compressore}$$

$$V_2 = \frac{\dot{m} R T_2}{p_2} = \frac{50 \times 287 \times 489}{6 \times 10^5} = 11.7 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{uscita compressore}$$

$$V_3 = \frac{\dot{m} R T_3}{p_3} = \frac{50 \times 287 \times 1096}{6 \times 10^5} = 26 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{uscita camera di combustione}$$

$$V_4 = \frac{\dot{m} R T_4}{p_4} = \frac{50 \times 287 \times 738}{10^5} = 106 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{uscita dalla turbina}$$

13) Un motore Diesel a due tempi, a sei cilindri con 51 litri di cilindrata, ha dato al banco di prova le seguenti caratteristiche: :

potenza all'asse	735 KW
numero di giri al minuto	1200
pressione media indicata	8.4 bar
consumo di combustibile ( $p_{ci} = 43500 \text{ KJ/Kg}$ )	190 Kg/h
consumo acqua refrigerazione	14000 l/h
temperatura acqua all'ingresso	20°
temperatura acqua all'uscita	60°

Calcolare:

1. il consumo specifico di combustibile
2. la pressione media effettiva e il rendimento organico
3. la quantità di calore asportata dall'acqua
4. la suddetta quantità di calore in % del calore fornito

\*\*\*\*\*

1. il consumo specifico di combustibile è dato da:

$$c_{sc} = \frac{\dot{m}_c}{P} = \frac{190}{735} = 0.258 \text{ Kg} / \text{KWh} = 258 \text{ gr} / \text{KWh}$$

2. la pressione medie effettiva la ricaviamo dalla potenza:

$$P = p_{me} V \frac{n}{60} \times \frac{1}{m}$$

dove m è il numero dei tempi del motore, quindi:

$$p_{me} = \frac{60 \times P \times m}{V \times n} = \frac{60 \times 735000 \times 1}{0.052 \times 1200} = 706730 \text{ Pa} = 7.1 \text{ bar}$$

essendo il rendimento meccanico o organico il rapporto della pressione media effettiva e della pressione media indicata avremo:

$$\eta = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{7.1}{8.4} = 0.845$$

3. la quantità di calore asportata dall'acqua:

$$Q_a = c_{sa} \times \dot{m}_a \times \Delta t = 4.18 \times 14000 \times (60 - 20) = 2.340.800 \text{ KJ} / \text{h}$$

4. calcoliamo la quantità di calore fornito:

$$Q_f = \dot{m}_c \times p_{ci} = 190 \times 43500 = 78.265.000 \text{ KJ} / \text{h} \quad \text{da cui}$$

$$Q\% = \frac{2.340.800}{78.265.000} \times 100 = 29.9\%$$

- 14) Un motore ad accensione comandata a quattro cilindri e quattro tempi ha le seguenti caratteristiche di funzionamento:

alesaggio	75 mm
corsa	72 mm
pressione media indicata	9.5 bar
numero di giri alla max potenza	4800g/m
consumo specifico	310gr/KWh
Potenza all'asse	42 KW

Calcolare:

1. la cilindrata
2. la potenza indicata
3. il rendimento totale
4. il rendimento organico
5. il rendimento termodinamico
6. la coppia motrice di massima potenza

Svolgimento:

1. la cilindrata è data da:

$$V = \frac{\pi \times D^2}{4} \times C \times z = \frac{\pi \times 7.5^2}{4} \times 7.2 \times 4 = 1270 \text{ cm}^3 = 1.270 \text{ l}$$

2. la potenza media indicata si ottiene da:

$$P_{mi} = p_{mi} \times V \times \frac{n}{60} \times \frac{1}{m} = 9.5 \times 10^5 \times 1.27 \times 10^{-3} \times \frac{4800}{60} \times \frac{1}{2} = 48260 \text{ W} \cong 48 \text{ KW}$$

3. il rendimento totale supponendo il potere calorifico inferiore della benzina pari a 43500KJ/Kg

$$c_s = \frac{1 \cdot 3,6 \cdot 10^6}{\eta \cdot p_{ci}} \quad \text{gr/KWh} \quad \text{da cui}$$

$$\eta = \frac{1 \times 3.6 \times 10^3}{c_s \times p_{ci}} = 0.267$$

4. il rendimento organico è il rapporto fra la potenza effettiva e quella indicata

$$\eta = \frac{P_e}{P_i} = \frac{42}{48} = 0.875$$

5. il rendimento termodinamico, sapendo che il rendimento totale del motore è dato da:

$$\eta = \eta_t \times \eta_m \quad \text{si ricava:}$$

$$\eta_t = \frac{\eta}{\eta_m} = \frac{0.267}{0.875} = 0.305$$

6. la coppia motrice massima è data da:

$$M = \frac{Pe}{\omega} = \frac{42000 \times 60}{2 \times \pi \times n} = 84Nm$$

Si deve installare una turbina idraulica da accoppiare ad un generatore elettrico sincrono. Si hanno i seguenti dati:

- Portata dell'acqua  $Q=2000\text{lt/s}=2\text{m}^3/\text{s}$
- Salto netto  $H = 250 \text{ m}$

Il candidato, dopo aver assunto con giustificato criterio i dati occorrenti:

1. motivi la scelta della tipologia e delle principali caratteristiche della turbina
2. determini:
  - il diametro della girante
  - il diametro del getto
  - le dimensioni delle palette
3. esegua lo schema a blocchi dell'impianto

1. Le caratteristiche di portata e di salto fanno propendere per una turbina ad azione di tipo Pel ton.

A tale scopo fissiamo un numero di coppie polari del generatore sincrono pari a 6 e andiamo a calcolare il numero di giri della turbina che come è noto giri è legato alla frequenza della corrente prodotta e al numero di coppie polari del generatore dalla relazione:

$$n = \frac{60 \times f}{n_c} = \frac{60 \times 50}{6} = 500 \text{ g/m}$$

verifichiamo adesso il numero di giri caratteristico:

$$n_c = n \frac{\sqrt{P}}{H^{1.25}} = 500 \frac{\sqrt{4410}}{250^{1.25}} = 33$$

dove P rappresenta la potenza utile:

$$P = \dot{m} \times g \times H \div \eta = 2000 \times 9.8 \times 250 \times 0.90 = 4.410.000 \text{ watt} = 4410 \text{ Kw}$$

le turbine Pel ton hanno i più alti rendimenti per cui abbiamo assunto 0.90 il numero di giri caratteristico ottenuto fa rientrare la turbina (v. manuale) in una Pel ton a 2 getti.

2. Calcoliamo adesso la velocità di uscita dal distributore dove, essendo la turbina ad azione, avviene la trasformazione della energia potenziale in energia cinetica:

$$c = \varphi \sqrt{2gH} = 0.97 \sqrt{2g \times 250} = 68 \text{ m/s}$$

abbiamo assunto il coefficiente di efflusso  $\varphi=0.97$

Andiamo a calcolare la superficie di uscita del getto dal distributore tenendo presente che siamo in presenza di due getti

$$A = \frac{\dot{V}}{n_{\text{getti}} \times c} = \frac{2}{2 \times 68} = 0.0147 \text{ m}^2 \quad \text{da cui:} \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \cong 0.135 \text{ m}$$

ricordando che nelle turbine Pel ton il rapporto



$$\frac{u}{c} = \frac{\text{velocita' } \textit{periferica}}{\text{velocita' } \textit{getto}} = 0.47 \text{ (teorico=0.5)}$$

$$u = 0.47 \times c \cong 32 \text{ m/s}$$

da cui possiamo ricavare, conoscendo il numero di giri, il diametro della girante, dove il getto è diretto tangenzialmente:

$$u = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad \text{da cui} \quad D = \frac{60 \times u}{\pi \times n} = 1.23 \text{ m} \cong 1.25 \text{ m}$$

Per un buon dimensionamento il rapporto  $D/d$  non deve scendere sotto 8 e comunque sarebbe bene che si verificasse:

$$12 < \frac{D}{d} < 18 \quad \text{nel nostro caso} \quad \frac{D}{d} = 9.3$$

Nota: il proporzionamento non è proprio del tutto soddisfacente ma i vari tentativi fatti variando il numero di getti non hanno portato a miglioramenti apprezzabili, è da presupporre che la portata assegnata sia abbastanza elevata.

Le dimensioni delle palette dai manuali sono date in funzione del diametro del getto  $d$ :

- Larghezza paletta  $m = (3-4)d$   $m = 40 \text{ cm}$
- Lunghezza paletta  $n = (0.7-0.8) m$   $n = 30 \text{ cm}$
- Profondità paletta  $q = d$   $q = 14 \text{ cm}$

### 3. Diagramma a blocchi



Utilizzando una pompa centrifuga, si deve sollevare l'acqua contenuta nel serbatoio n°1 di aspirazione fino al serbatoio n°2 di mandata, entrambi a cielo aperto e di dimensioni tali da non modificare i rispettivi livelli.

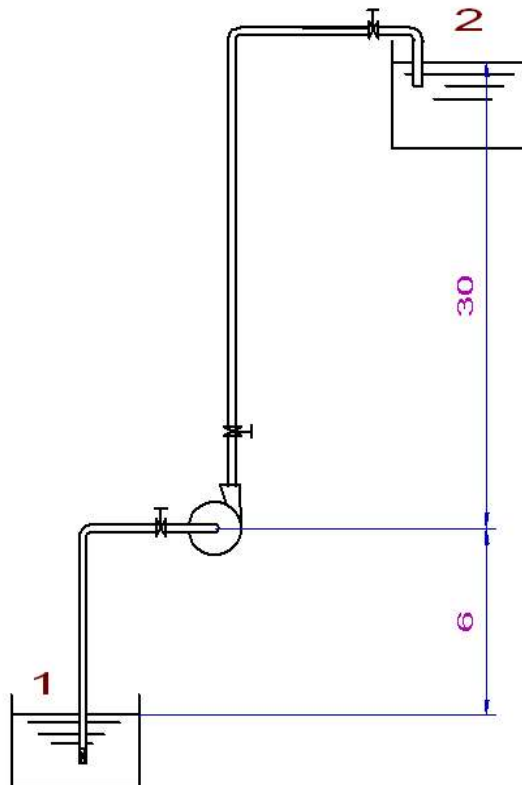
Note le seguenti caratteristiche di esercizio:

- Portata  $Q = 5000 \text{ dm}^3/\text{h}$
- Altezza di aspirazione  $h_a = \text{m } 6$
- Altezza di mandata  $h_m = \text{m } 30$
- Lunghezza tubo di aspirazione  $l_a = \text{m } 8.5$
- Lunghezza tubo di mandata  $l_m = \text{m } 31.75$

Il candidato, considerando una velocità del liquido nelle condotte pari a circa  $2 \text{ m/s}$ , dopo aver liberamente assunto, con motivati ed opportuni criteri, ogni altro elemento di progetto eventualmente mancante, tracci lo schema dell'impianto e determini:

1. la potenza meccanica assorbita dalla pompa nell'ipotesi che il suo rendimento  $\eta_m = 0.78$
2. il rendimento totale dell'impianto
3. l'altezza teorica della pompa rispetto al pelo libero dell'acqua nel serbatoio n°1

Schema dell'impianto:



eseguiamo adesso il calcolo della prevalenza:

$$H = H_a + H_m + \frac{c^2}{2g} + H_p$$

Calcoliamo innanzi tutto il diametro delle tubazioni:

$$A = \frac{\dot{V}}{c} = \frac{5}{3600 \times 2} = 6.9 \times 10^{-4} m^2 \quad \text{da cui} \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0.03m = 30mm$$

che corrisponde all'incirca al diametro interno di un tubo da 1".

Dal diagramma delle perdite di carico distribuite con

$$Q = 5 m^3/h \quad (Q = 1.39 \times 10^{-3} m^3/s)$$

$$c = 2 m/s$$

si ha 23/100 m di perdita, cioè 0.23 m/m, quindi una perdita distribuita totale pari a:

$$0.23 \times (8.5 + 31.75) = 9.3 m$$

Verifichiamo quanto ottenuto con la formula di Darcy:

$$H_d = \beta \times \frac{Q^2}{D^5} \times L = 0.00304 \times \frac{(1.39 \times 10^{-3})^2}{0.03^5} \times 40.25 = 9.7m$$

dove

$$\beta = 0.00164 + \frac{0.000042}{D} = 0.00304$$

i valori come si vede sono abbastanza in linea

Valutiamo adesso le perdite concentrate dallo schema rileviamo le seguenti perdite, e dal manuale i rispettivi coefficienti di perdita:

$$n^{\circ} 4 \text{ curve a } 90^{\circ} \quad \xi = 0.25$$

$$n^{\circ} 1 \text{ valvola di fondo con succhiarola} \quad \xi = 2.5$$

$$n^{\circ} 3 \text{ saracinesche} \quad \xi = 0.25$$

$$H_c = \frac{c^2}{2g} \times \sum \xi = \frac{2^2}{2g} \times (4 \times 0.25 + 2.5 + 3 \times 0.25) = 0.9m$$

$$\text{le perdite totali assommano a: } H_t = H_d + H_c = 10.2m$$

Se si adottava il metodo delle lunghezze equivalenti dal manuale si otteneva

Saracinesche 3x8d

Curve 4x9d

Valvola 75d

Totale 135d = 135 x 0.03 = 4m equivalenti x 0.23 = 0.92 m perfettamente in linea con il calcolo effettuato

la prevalenza risulta quindi:

$$H = H_a + H_m + \frac{c^2}{2g} + H_p = 6 + 30 + \frac{4}{2g} + 10.2 = 46.4 \cong 47m_p$$

si può adesso calcolare la potenza della pompa:

$$P = \frac{\rho \times g \times H_m \times \dot{V}}{\eta} = \frac{1000 \times 9.8 \times 47 \times 1.39 \cdot 10^{-3}}{0.78} = 820watt$$

Se per rendimento dell'impianto intendiamo il complesso pompa + circuito tubazioni si avrà:

$$\text{rendimento tubazione} \quad \eta_t = 1 - \frac{H_p}{L_t} = 1 - \frac{10.2}{40.25} = 0.75$$

quindi

$$\eta_i = \eta_m \times \eta_i = 0.78 \times 0.75 = 0.59$$

Per rispondere al 3. quesito si può partire dal fatto che l'altezza max teorica di aspirazione è 10.33, poi se teniamo conto delle perdite nel tratto di aspirazione che andiamo a valutare con il metodo delle lunghezze equivalenti:

$$L_e = 8.5 + 8d + 2 \times 9d + 75d = 11.5m$$

$$H_{pa} = 0.23 \times 11.5 = 2.65 \sim 2.7m$$

Quindi l'altezza teorica della pompa è  $10.33 - 2.7 = 7.6$  m

Essendo stata posta a 6 m il funzionamento è garantito.

Si consideri un impianto di sollevamento in cui sia inserita una pompa centrifuga che aspira acqua dal mare e la trasferisce, per un ricambio continuo, ad una piscina il cui pelo libero, costituito dal bordo di sfioro, è posto a 15 m d'altezza s.l.m.

Il candidato, considerando pari a:

- 3.8 m le perdite di carico complessive;
- 30 cm il dislivello tra le sezioni di ingresso e uscita della pompa;
- 80 mm il diametro della sezione d'ingresso della pompa;
- 60 mm il diametro della sezione d'uscita della pompa;

e dopo aver scelto motivatamente ogni altro dato necessario, determini:

- la prevalenza totale ceduta all'acqua
- la potenza assorbita
- la portata massica

Prefissiamo come dato iniziale la velocità dell'acqua nella tubazione che è consigliato non sia maggiore di 2-2.5m/s. Assumiamo il valore di 2.4 m/s nella tubazione di diametro inferiore, con questi dati valutiamo:

$$A_1 = \frac{\pi \times d_1^2}{4} = \frac{\pi \times 64 \cdot 10^{-4}}{4} = 5 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \times d_2^2}{4} = \frac{\pi \times 36 \cdot 10^{-4}}{4} = 2.83 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$\dot{V} = A_2 \times c_2 = 2.83 \cdot 10^{-3} \times 2.4 = 6.80 \cdot 10^{-3} m^3 / s = 6.80 l / s$$

la velocità nel tubo di aspirazione sarà quindi:

$$c_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{6.80}{5} = 1.36 m / s$$

possiamo adesso valutare la prevalenza totale ceduta all'acqua:

$$H_t = (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_p = 15 + \frac{2.4^2 - 1.36^2}{2g} + 3.8 = 19m$$

per valutare la potenza assorbita dalla pompa, assumiamo un rendimento plausibile  $\eta = 0.75$ , inoltre trattandosi di acqua di mare la densità, dal manuale si assume  $= 1030 \text{ Kg/m}^3$ .

$$P = \frac{\rho \times g \times H_m \times \dot{V}}{\eta} = \frac{1030 \times 9.8 \times 19 \times 6.8 \cdot 10^{-3}}{0.75} = 1740 \text{ watt} \cong 1.75 \text{ Kw}$$

la portata massica sarà data da.:  $\dot{m} = \rho \times \dot{V} = 7 \text{ Kg} / s$

non abbiamo ravvisato l'utilizzo del dislivello di 30 cm fra l'ingresso e l'uscita della pompa.

ESAME DI STATO ISTITUTO PROFESSIONALE – ANNO 2007

INDIRIZZO: T.I.M.

TEMA DI: MACCHINE A FLUIDO

Si rende necessario svuotare un invaso di 75.000 m<sup>3</sup> ,pieno d'acqua, per mezzo di una pompa centrifuga avente un rendimento pari a 0.92 ed in presenza di un'altezza monometrica di 7.5m. Si ipotizzi che a valle della pompa vi sia un venturimetro, le cui dimensioni sono d<sub>1</sub> = 30 cm e d<sub>2</sub> = 25 cm, che consente di leggere un dislivello differenziale di 18cm di colonna di mercurio. Il candidato, fatte le opportune deduzioni e dopo aver motivatamente scelto ogni altro elemento o parametro eventualmente necessari, determini:

1. l'alesaggio dei cilindri di un motore Diesel a quattro tempi in grado di trascinare la pompa ad un regime di 3500 giri/min;
2. il consumo specifico nel caso in cui il rendimento del motore sia  $\eta = 0.33$ ;
3. il tempo complessivamente necessario a svuotare l'invaso.

1.

Osservazioni: da un attenta lettura si evince che il dato di lettura del venturimetro (18cm) è da interpretare come massima lettura una specie di fondo scala che determina la massima portata misurabile dallo strumento.

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \left( \frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 23684}{1000 \cdot (416 - 200)}} = 0.48 m^3 / sec$$

dove il  $\Delta p$  in unità di misura del S.I.è:

$$10^5 : 76 = \Delta p : 18 \quad \Delta p = 23684 \text{ Pa}$$

e:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049 m^2 \quad A_2 = 0.00240 m^2 \quad \frac{1}{A_2^2} = 416 m^{-4}$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.30^2}{4} = 0.0706 m^2 \quad A_1 = 0.0706 m^2 \quad \frac{1}{A_1^2} = 200 m^{-4}$$

Assumiamo una portata di 0.25 m<sup>3</sup>/sec cui corrisponde una velocità dell'acqua nella tubazione pari a 0.25/0.0706 = 3.5 m/sec che è anche un po' superiore a 3m/sec che è il valore massimo consigliato negli impianti.

La potenza teorica della pompa è:

$$P_t = \frac{\rho \cdot V \cdot g \cdot H_m}{1000} = \frac{1000 \cdot 0.25 \cdot 9.8 \cdot 7.5}{1000} = 18.4 KW$$

La potenza effettiva della pompa è:

$$P_e = \frac{P_t}{\eta} = \frac{18.4}{0.92} = 20 KW$$

La pompa è accoppiata direttamente ad un motore Diesel 4T che supponiamo possa erogare a 3500 g/min una potenza almeno un 20 % superiore, quindi:

$$P_{mot} = P_e \cdot 1.20 = 24 KW$$

la potenza del motore si esprime con:

$$P_{mot} = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{m}$$

dove:

$p_{me}$  = rappresenta la pressione media effettiva

$V$  = cilindrata complessiva del motore

$n$  = numero dei giri del motore

$m$  = 1 (motore 2T) – 2 (motore 4T)

dobbiamo prefissare la pressione media effettiva. A tale scopo si ricorda che la pressione media effettiva si ricava da

$$p_{me} = p_{mi} \cdot \eta_m$$

cioè dal prodotto della pressione media indicata per il rendimento organico. La pressione media indicata è data da:

$$p_{mi} = L_i / V$$

Testi tecnici forniscono la pressione media effettiva 5-7.5 bar, nel nostro caso assumiamo il valore di  $6 \cdot 10^5$  Pa, quindi si ricava la cilindrata:

$$V = \frac{P_{mot} \cdot 60 \cdot m}{n \cdot p_{me}} = \frac{24000 \cdot 60 \cdot 2}{3500 \cdot 6 \cdot 10^5} = 1.37 \cdot 10^{-3} m^3 = 1.37 dm^3$$

Supponiamo il motore a 4 cilindri e con valore della corsa uguale all'alesaggio ( $C=D$ ):

$$V = 4 \frac{\pi \cdot D^2 \cdot C}{4} = \pi \cdot D^3$$

da cui:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} = 0.66 dm = 6.6 cm$$

2.

assumiamo dal manuale il potere calorifico inferiore del gasolio  $p_{ci} = 43000$  KJ/Kg  
il consumo specifico del motore è dato da:

$$c_s = \frac{\dot{m}}{\eta \cdot p_{ci} \cdot \dot{m}} = \frac{1}{\eta \cdot p_{ci}} = \frac{1}{0.33 \cdot 43000} = 7 \cdot 10^{-5} Kg / Kj$$

se si vuole in gr/Kwh come è dato normalmente

$$c_s = 7 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 \cdot 1000 = 252 \text{ gr/KWh}$$

in linea con i valori forniti dai manuali.

3.

il tempo per svuotare l'invaso si calcola:

$$t = \frac{\text{capacità} \cdot \text{invaso}}{\text{portata} \cdot \text{pompa}} = \frac{75000}{0.25} = 300000 \text{ sec} = 83.33 h$$

