

Ciro Aprea Filippo de' Rossi

**ESERCITAZIONI
DI TERMODINAMICA
APPLICATA**

CUEN



© CUEN 1993
1^a ristampa ottobre 1993
(Cooperativa Universitaria Editrice Napoletana)

in Area Industria della Cultura
80124 Napoli - Via Coroglio, 156
Tel. 081/2301019 pbx Fax 081/2301044

Finito di stampare nel mese di ottobre 1993
dalla Litografia Libero Nicola (NA), per conto della CUEN

ESCLUSO DAL PRESTITO

Prefazione

Gli esercizi di seguito presentati vengono offerti agli studenti dei corsi di Fisica Tecnica delle facoltà di Ingegneria. Il loro svolgimento presuppone la acquisizione preliminare di tutti gli argomenti teorici del programma di Termodinamica Applicata usualmente svolto. Risulta infatti indispensabile la conoscenza di equazioni fondamentali quali Prima e Seconda Legge della Termodinamica e le loro applicazioni in forma di bilanci energetici ed entropici nonché la conoscenza del calcolo delle proprietà.

Nel primo capitolo si trovano alcune applicazioni numeriche di Termodinamica le cui tipologie, per lo più, fanno riferimento ai più comuni impieghi tecnici di questi componenti. Nei capitoli successivi sono raggruppati omogeneamente, schemi di impianti motori a vapore d'acqua e a gas; in questi ultimi la sostanza di lavoro considerata è sempre aria. Seguono gli impianti operatori a compressione di vapore ed infine, vengono presentati anche alcuni schemi di impianti motore accoppiati in cascata.

Si auspica che questa raccolta possa facilitare l'acquisizione delle leggi fondamentali e particolari della Termodinamica attraverso la loro applicazione nella risoluzione strategica degli esercizi; d'altro canto gli schemi proposti, suggerendo, sia pure in forma di modelli semplificati, possibili applicazioni ingegneristiche dei dispositivi e degli impianti presi in considerazione, potrebbero consentire un primo approccio dell'allievo verso sistemi utilizzatori reali, il cui approfondimento resta comunque da sviluppare nell'ambito dei corsi successivi.

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2}$$

da un bilancio di massa sulla caldaia si ottiene la portata massica in uscita

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

mentre il valore dell'entalpia dell'acqua in uscita dal componente e' data da un bilancio di energia sullo stesso

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q} = \dot{m}_3 h_3$$

note, per le condizioni 3, pressione ed entalpia e' possibile calcolare la temperatura ed il volume specifico e, quindi, la portata volumetrica

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_3 v_3$$

SVOLGIMENTO

$$v_{1,s}(20^\circ\text{C}) = 1,00 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{1,s}(20^\circ\text{C}) = 83,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{2,80 \cdot 10^{-5}}{1,00 \cdot 10^{-3}} = 2,80 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$v_2 = v_1 + x_2(v_{vs} - v_1) = 1,08 \cdot 10^{-3} + 0,200(0,582 - 1,08 \cdot 10^{-3}) = 0,117 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = h_1 + x_2(h_{vs} - h_1) = 567,5 + 0,200 \cdot 2157,6 = 999 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{40,0}{3600 \cdot 0,117} = 9,50 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 2,80 \cdot 10^{-2} + 9,50 \cdot 10^{-2} = 12,3 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q} = \dot{m}_3 h_3$$

$$2,80 \cdot 10^{-2} \cdot 83,86 + 9,50 \cdot 10^{-2} \cdot 999 + 280 = 12,3 \cdot 10^{-2} \cdot h_3$$

$$h_3 = 3067 \text{ kJ/kg}$$

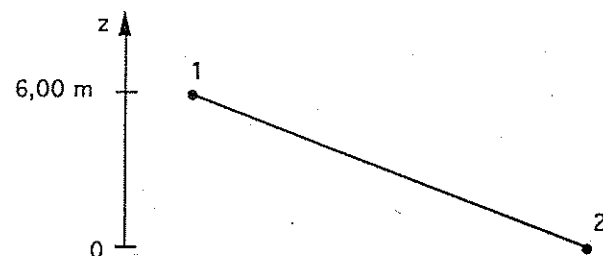
da questo valore di entalpia e con il valore di pressione assegnato, si deduce che l'acqua nelle condizioni 3 e' vapore surriscaldato; dal diagramma h,s si legge

$$v_3 = 1,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_3 = 300^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_3 v_3 = 12,3 \cdot 10^{-2} \cdot 1,85 = 0,228 \text{ m}^3/\text{s}$$

2) Dell'acqua liquida alla temperatura di 15°C fluisce attraverso una condotta rettilinea, di diametro costante pari a 15 cm, lunga 600 m. La caduta di pressione tra sezione di ingresso e di uscita e' di 2,5 bar e quest'ultima e' ad una quota inferiore di 6,00 m rispetto a quella di ingresso. Supponendo che il fattore di attrito per la condotta e' di 0,020, determinare la portata volumetrica dell'acqua.



$$t_1 = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta z = 6,00 \text{ m}$$

$$f = 0,020$$

$$\Delta p = 2,5 \text{ bar}$$

$$D_c = 15 \text{ cm}$$

$$L_c = 600 \text{ m}$$

PROCEDIMENTO

L'equazione dell'energia meccanica fornisce

$$v(p_1 - p_2) + g(z_1 - z_2) + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = r$$

e tenendo presente che il volume specifico dell'acqua ed il diametro della condotta sono costanti si ricava

$$w_1 = w_2$$

quindi l'equazione dell'energia meccanica diventa

$$v\Delta p + g\Delta z = r$$

da cui e' possibile ricavare il valore della perdita di carico; ricordando l'espressione per le perdite di carico distribuite si puo' ottenere il valore della velocita' dell'acqua nella condotta.

$$r = f \frac{L_c w^2}{D_c}$$

e quindi la portata volumetrica pari a

$$\dot{V} = w \frac{\pi D_c^2}{4}$$

SVOLGIMENTO

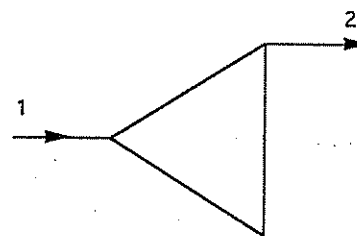
$$r = v\Delta p + g\Delta z = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^4 + 9,81 \cdot 6,00 \cdot 10^{-3} = 0,25 + 0,059 = 0,309 \text{ kJ/kg}$$

$$w = \left(\frac{2D_c r}{L_f} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 15 \cdot 10^{-2} \cdot 0,309 \cdot 10^3}{600 \cdot 0,020} \right)^{\frac{1}{2}} = 2,8 \text{ m/s}$$

$$\dot{V} = w \frac{\pi D_c^2}{4} = \frac{2,8 \cdot 3,14 \cdot 15^2}{4} \cdot 10^{-4} = 0,0495 \text{ m}^3/\text{s}$$

3) Del vapore d'acqua entra in una turbina alla pressione di 45 bar ed alla temperatura di 730 °C. Il rapporto tra le pressioni di ingresso e di uscita (rapporto di espansione) e' di 10:1. Il rendimento isoentropico vale 0,85. Determinare:

-) il lavoro specifico ottenuto
-) la temperatura finale
-) l'entropia specifica finale



$$p_1 = 45 \text{ bar} \quad p_2 = p_1/10 \quad t_1 = 730 \text{ °C} \quad \eta_T = 0,85$$

PROCEDIMENTO

Nel punto 1 sono note le proprieta' essendo note la pressione e la temperatura; la pressione nel punto 2s di fine espansione isoentropica e' data da

$$p_{2s} = p_1/10$$

e quindi, dal momento che $s_1 = s_{2s}$, sono individuabili le proprieta' nel punto 2s. L'entalpia nel punto 2 si puo' ricavare dal rendimento isoentropico della turbina

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

il lavoro specifico e' pari a

$$l_T = h_1 - h_2$$

nota l'entalpia nel punto 2 e la pressione e' possibile leggere sul piano h,s il valore della temperatura e dell'entropia specifica.

SVOLGIMENTO

$$h_1 = 3980 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_{2s} = 7,65 \text{ kJ/kg K}$$

$$p_{2s} = 45/10 = 4,5 \text{ bar}$$

$$h_{2s} = 3140 \text{ kJ/kg K}$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = 0,85 = \frac{3980 - h_2}{3980 - 3140} \quad h_2 = 3266 \text{ kJ/kg}$$

$$l_T = h_1 - h_2 = 3980 - 3266 = 714 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2 = 395 \text{ °C}$$

$$s_2 = 7,82 \text{ kJ/kg K}$$

4) Per una turbina a gas si conoscono i seguenti dati:
 fluido: aria;

condizione di ingresso: $t_1 = 540 \text{ °C}$, $p_1 = 4,00 \text{ bar}$;

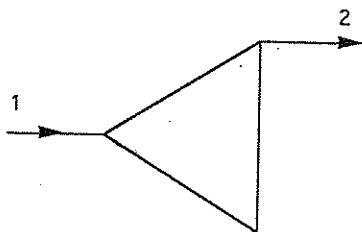
condizione di uscita: $p_2 = 1,00 \text{ bar}$;

rendimento isoentropico: $\eta_T = 0,870$

variazioni di energia cinetica e potenziali nulle;

sistema adiabatico a calori specifici costanti.

Calcolare la temperatura di uscita ed il lavoro specifico ottenuto.



PROCEDIMENTO

Dall'equazione della trasformazione adiabatica internamente reversibile e' possibile valutare la temperatura t_{2s}

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre dal rendimento isoentropico della turbina si puo' ricavare la temperatura di fine compressione reale t_2

$$\eta_T = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{2s}}$$

il lavoro specifico deriva da un bilancio di energia specifica su un volume di controllo che racchiude il componente

$$l_T = c_p(t_2 - t_1)$$

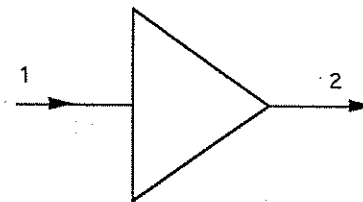
SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 813 \cdot \left(\frac{1,00}{4,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 547 \text{ K} = 274 \text{ °C}$$

$$\eta_c = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{2s}} = 0,870 = \frac{540 - t_2}{540 - 274} \quad t_2 = 309 \text{ °C}$$

$$l_T = c_p(t_2 - t_1) = 1,01(540 - 309) = 233 \text{ kJ/kg}$$

5) Una portata di $0,833 \text{ kg/s}$ di acqua entra in una turbopompa alla temperatura di $25,0 \text{ °C}$ ed alla pressione di $1,00 \text{ bar}$ ed esce alla pressione di $10,0 \text{ bar}$. Supponendo trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale e che il rendimento isoentropico valga $0,60$, si calcolino la potenza meccanica e la temperatura di uscita.



$$\dot{m} = 0,833 \text{ kg/s}$$

$$t_1 = 25,0 \text{ °C}$$

$$p_1 = 1,00 \text{ bar}$$

$$p_2 = 10,0 \text{ bar}$$

$$\eta_{TP} = 0,60$$

PROCEDIMENTO

Il lavoro specifico fornito alla pompa e' dato da

$$l = \frac{v \Delta p}{\eta_{TP}}$$

che è uguale alla variazione di entalpia che l'acqua subisce tra ingresso ed uscita

$$l = h_2 - h_1$$

tale variazione entalpica è esprimibile come

$$h_2 - h_1 = v \Delta p + c \Delta t$$

da cui si può ottenere la variazione di temperatura che subisce l'acqua e, quindi, la temperatura di uscita. La potenza meccanica fornita alla turbopompa è data da

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{v \Delta p}{\eta_{TP}}$$

SVOLGIMENTO

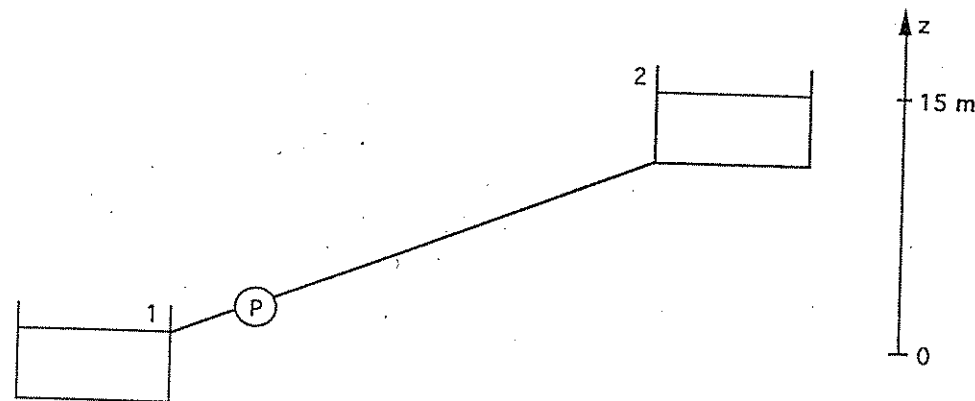
$$l = \frac{v \Delta p}{\eta_{TP}} = \frac{1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 9,00 \cdot 10^2}{0,60} = 1,50 \text{ kJ/kg}$$

$$l = h_2 - h_1 = 1,50 = v \Delta p + c \Delta t = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 9,00 \cdot 10^2 + 4,187 \Delta t$$

$$\Delta t = 0,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_2 = 25,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{v \Delta p}{\eta_{TP}} = 0,833 \cdot 1,50 = 1,25 \text{ kW}$$

6) Una turbopompa porta acqua da un serbatoio ad un altro attraverso una condotta del diametro interno di 8,0 cm. La velocità dell'acqua nella condotta è di 1,20 m/s e la differenza di quota tra i peli liberi dei serbatoi è di 15 m. Le perdite per attrito sono pari a 30 J/kg; il rendimento isoentropico della turbopompa è 0,60. Determinare la potenza della turbopompa.



$$D_c = 8,0 \text{ cm}$$

$$\eta_P = 0,60$$

$$w = 1,20 \text{ m/s}$$

$$r_{\text{cond}} = 30 \text{ J/kg}$$

$$\Delta z = 15 \text{ m}$$

PROCEDIMENTO

Tenendo presente che

$$p_1 = p_2 = p_{\text{amb}}$$

$$w_1 = w_2 = 0$$

e che la portata massica è data da

$$\dot{m} = \frac{w \cdot \pi \cdot D_c^2}{v \cdot 4}$$

l'equazione dell'energia meccanica tra le sezioni 1 e 2 fornisce il valore della potenza meccanica richiesta dalla turbopompa

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{(g \Delta z + r)}{\eta_P}$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{m} = \frac{w \cdot \Pi \cdot D_c^2}{v \cdot 4} = \frac{1,20 \cdot 3,14 \cdot 8,0^2 \cdot 10^{-4}}{1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 6,03 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{(g \Delta z + r)}{\eta_p} = 6,03 \frac{(9,81 \cdot 15 + 30)}{0,60} = 1,8 \text{ kW}$$

7) Per un compressore si conoscono i seguenti dati:

fluido: aria;

condizione di ingresso: $t_1 = 16^\circ\text{C}$, $p_1 = 1,00 \text{ bar}$;

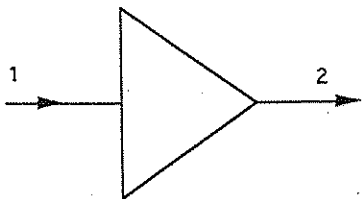
condizione di uscita: $p_2 = 4,00 \text{ bar}$;

rendimento isoentropico: $\eta_c = 0,650$

variazioni di energia cinetica e potenziali trascurabili;

sistema adiabatico. Specifico

Calcolare il lavoro di compressione e la temperatura di uscita dell'aria dal compressore.



PROCEDIMENTO

Dall'equazione relativa ad una trasformazione adiabatica internamente reversibile e' possibile calcolare la temperatura del punto di fine compressione ideale

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre, dal rendimento isoentropico della turbopompa, e' possibile valutare la temperatura di fine compressione reale

$$\eta_{TP} = \frac{t_2 - t_1}{t_{2s} - t_1}$$

il lavoro specifico di compressione e' dato da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiude il componente

$$l = c_p(t_2 - t_1)$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 289 \cdot \left(\frac{4,00}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 429 \text{ K} = 156^\circ\text{C}$$

$$\eta_{TP} = \frac{t_2 - t_1}{t_{2s} - t_1} = 0,650 \Rightarrow \frac{t_2 - 16}{156 - 16} \Rightarrow t_2 = 231^\circ\text{C}$$

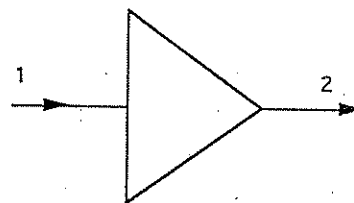
$$l = c_p(t_2 - t_1) = 1,01(231 - 16) = 217 \text{ kJ/kg}$$

8) Un compressore opera su $400 \text{ m}^3/\text{h}$ di aria alle condizioni di ingresso di $1,00 \text{ bar}$ e 14°C fino alla pressione di uscita di $5,00 \text{ bar}$. Determinare la potenza meccanica richiesta per le seguenti trasformazioni internamente reversibili:

a) isoterma

b) politropica di esponente $1,300$

c) adiabatica



$$\dot{V} = 400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\eta_c = 0,650$$

$$p_1 = 1,00 \text{ bar}$$

$$p_2 = 4,00 \text{ bar}$$

$$t_1 = 16^\circ\text{C}$$

PROCEDIMENTO

Per valutare la potenza meccanica nelle tre situazioni prospettate, occorre valutare dapprima la portata massica di fluido evolvente; ritenendo l'aria un gas a calori specifici costanti, si ottiene

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_1} = \frac{\dot{V}_p}{RT}$$

l'equazione dell'energia meccanica nei tre casi fornisce:

a) trasformazione isoterma internamente reversibile

$$\dot{L} = \dot{m} RT \ln \frac{p_2}{p_1}$$

b) trasformazione politropica internamente reversibile

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

c) trasformazione adiabatica internamente reversibile

$$\dot{L} = \dot{m} \frac{k}{k-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_1} = \frac{\dot{V}_p}{RT} = \frac{400 \cdot 1,00 \cdot 10^5}{287,13 \cdot 287 \cdot 3600} = 0,135 \text{ kg/s}$$

a)

$$\dot{L} = \dot{m} RT \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,135 \cdot 0,287 \cdot \ln \frac{5,00}{1,00} = 17,9 \text{ kW}$$

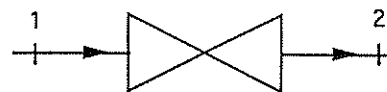
b)

$$\begin{aligned} \dot{L} &= \dot{m} \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= 0,135 \cdot \frac{1,30}{0,30} \cdot 0,287 \cdot 287 \left[(5,00)^{\frac{0,300}{1,300}} - 1 \right] = 21,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

c)

$$\begin{aligned} \dot{L} &= \dot{m} \frac{k}{k-1} RT \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= 0,135 \cdot \frac{1,40}{0,40} \cdot 0,287 \cdot 287 \left[(5,00)^{\frac{0,40}{1,40}} - 1 \right] = 22,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

9) Una portata di 0,278 kg/s di O₂ attraversa una valvola di laminazione. In ingresso la temperatura è di 30 °C e la pressione è di 8,0 bar. La portata volumetrica finale è 8 volte quella iniziale. Calcolare la pressione in uscita e la variazione di entropia nella ipotesi di gas ideale a calori specifici costanti.



$$p_1 = 8,0 \text{ bar}$$

$$t_1 = 30 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_2 = 8 \cdot \dot{V}_1$$

$$\dot{m}_{O_2} = 0,278 \text{ kg/s}$$

PROCEDIMENTO

Dal momento che la portata massica in ingresso coincide con quella in uscita ne consegue:

$$v_2 = 8 v_1$$

il processo di laminazione comporta $h_1 = h_2$ e, per l'ipotesi sul comportamento dell'ossigeno, si ottiene

$$T_1 = T_2$$

e quindi

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = 8 p_2 v_1 \quad \text{da cui} \quad p_2 = \frac{p_1}{8}$$

nel caso in esame l'espressione della variazione di entropia specifica

$$\Delta s = \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \right)$$

diventa

$$\Delta s = -R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

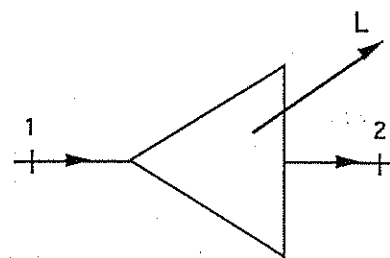
SVOLGIMENTO

$$p_2 = \frac{p_1}{8} = \frac{8,0}{8} = 1,0 \text{ bar}$$

$$\Delta S = -m \cdot R \ln \frac{p_2}{p_1} = -0,278 \cdot 0,26083 \ln \frac{1,0}{8,0} = 0,151 \text{ kW/K}$$

10) Una portata d'acqua fluisce reversibilmente in una turbina adiabatica. Pressione e temperatura a monte sono rispettivamente 60 bar e 600 °C, la pressione a valle è 0,050 bar. Qualora, a parità di tutte le altre condizioni, l'espansione sia adiabatica irreversibile con variazione di entropia specifica di 0,6113 kJ/kg K, si calcoli:

- l'incremento percentuale di portata necessario a conservare inalterata la potenza meccanica prodotta;
- il rendimento isoentropico della turbina.



$$\dot{Q} = 0 \quad \dot{P} = 0 \quad p_1 = 60 \text{ bar} \quad t_1 = 600^\circ\text{C} \quad p_2 = 0,050 \text{ bar}$$

PROCEDIMENTO

Il bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda la turbina supposta ideale, si scrive

$$\dot{m}_{ideale} h_1 = \dot{m}_{ideale} h_{2s} + \dot{L}$$

mentre per lo stesso volume di controllo, nel caso di turbina reale, si ha

$$\dot{m}_{reale} h_1 = \dot{m}_{reale} h_2 + \dot{L}$$

è possibile, quindi, valutare le portate necessarie nei due casi noti che siano i valori dell'entalpia. Le proprietà nel punto 1 sono note essendole la pressione e la temperatura; in particolare è nota l'entropia s_1 che è la stessa del punto di fine espansione isoentropica 2s. Del punto 2 è nota la pressione nonché l'entropia ricavabile da un bilancio della stessa su un volume di controllo che racchiuda il componente. Tenendo in conto la variazione di entropia assegnata, dovuta alle irreversibilità interne (sistema adiabatico), si ottiene

$$s_1 + \Delta s = s_2$$

il rendimento isoentropico della turbina è dato da

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

l'incremento di portata massica di acqua affinché, nei due casi proposti, si mantenga inalterata la potenza meccanica prodotta, e' data da

$$\Delta \dot{m} \% = \frac{\dot{m}_{reale} - \dot{m}_{ideale}}{\dot{m}_{ideale}} \cdot 100 = \frac{\left(\frac{1}{h_1 - h_2} - \frac{1}{h_1 - h_{2s}} \right)}{\frac{1}{h_1 - h_{2s}}} =$$

$$\frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} - 1 = \frac{1}{\eta_T} - 1$$

SVOLGIMENTO

$$h_1 = 3650 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 7,15 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_{2s} = 2180 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = s_1 + \Delta s = 7,15 + 0,6113 = 7,76 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_2 = 2370 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3650 - 2370}{3650 - 2180} = 0,871$$

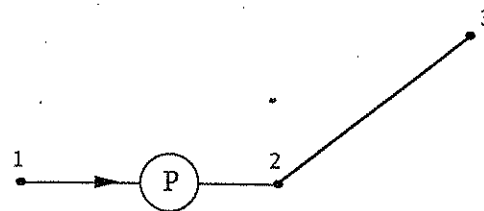
$$\Delta \dot{m} \% = \frac{\dot{m}_{reale} - \dot{m}_{ideale}}{\dot{m}_{ideale}} \cdot 100 = \frac{\left(\frac{1}{h_1 - h_2} - \frac{1}{h_1 - h_{2s}} \right)}{\frac{1}{h_1 - h_{2s}}} =$$

$$\frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} - 1 = \frac{1}{\eta_T} - 1 = \frac{1}{0,871} - 1 = 14,8 \%$$

11) Una pompa riceve all'ingresso acqua a 27,0 °C in condizioni di liquido saturo; all'uscita si misura una pressione di 7,00 MPa. Si determini:

a) la potenza meccanica per unita' di portata nell'ipotesi di processo adiabatico reversibile e l'incremento di temperatura corrispondente ad un rendimento isoentropico del 50,0 %;

b) quanto precedentemente richiesto nell'ipotesi che la pressione di 7,00 MPa sia misurata nella sezione di uscita di un condotto adiabatico, a sezione costante, collegato allo scarico della pompa, sapendo che tra le due vi e' un incremento di quota di 400 m, e che la perdita di carico e' trascurabile.



PROCEDIMENTO

a)

Da un bilancio di energia per un volume di controllo che comprenda la sola pompa si ottiene

$$\dot{Q} - \dot{L}_e = \dot{m} \left(\Delta h + g \Delta z + \Delta \frac{w^2}{2} \right) \text{ da cui}$$

$$l_e = h_2 - h_1 = c(t_2 - t_1) + v(p_2 - p_1)$$

tenendo presente l'ipotesi di trasformazione isoentropica e che la variazione di entropia per una sostanza in fase liquida e' data da

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1}$$

si ricava che $T_1 = T_2$ e quindi il lavoro specifico ideale e' dato da

$$l_{e,id} = v[p_2 - p_s(t_1)]$$

il lavoro reale specifico e' dato da

$$l_e = \frac{l_{e,id}}{\eta_p} = c(t_2 - t_1) + v(p_2 - p_1) \text{ da cui si ottiene il valore della temperatura}$$

in uscita dalla pompa

$$t_2 = t_1 + \frac{\left[\frac{l_{e,id}}{\eta_p} - v(p_2 - p_1) \right]}{c}$$

b)

le ipotesi comportano

$$s_2 = s_1 \quad s_3 = s_2$$

dall'equazione dell'energia meccanica si ottiene il lavoro specifico ideale

$$l_{e,id} = v(p_3 - p_1) + g(z_3 - z_1)$$

il rendimento isoentropico della pompa e' dato da

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{v(p_2 - p_1) + c(t_2 - t_1)}$$

il valore della pressione p_2 si ricava dall'equazione dell'energia meccanica applicata tra le sezioni 1 e 2

$$l_{e,id} = v(p_2 - p_1)$$

e quindi la temperatura nella sezione di uscita e quella di entrata della pompa e' data da

$$t_2 = \frac{(1 - \eta_p)v\Delta p}{\eta_p c} + t_1$$

SVOLGIMENTO

a)

$$l_{e,id} = v[p_2 - p_s(t_1)] = 1,00 \cdot 10^{-3} (7,00 \cdot 10^6 - 3,596 \cdot 10^3) \cdot 10^{-3} = 7,00 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2 = t_1 + \frac{\left[\frac{l_{e,id}}{\eta_p} - v(p_2 - p_1) \right]}{c} = 27,0 + \frac{\left(\frac{7,00}{0,500} - 7,00 \right)}{4,2} = 28,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b)

$$l_{e,id} = v(p_3 - p_1) + g(z_3 - z_1) = 7,00 + 9,81 \cdot 400 \cdot 10^{-3} = 10,92 \text{ kJ/kg}$$

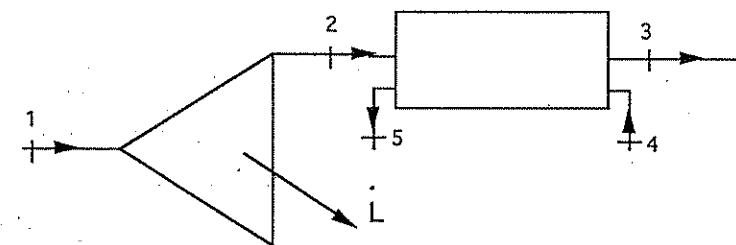
$$l_{e,id} = v(p_2 - p_1) \text{ da cui } p_2 = \frac{10,92 \cdot 10^3}{1,00 \cdot 10^{-3}} + 3,596 \cdot 10^3 = 10,92 \text{ MPa}$$

$$t_2 = \frac{(1 - \eta_p)v\Delta p}{\eta_p c} + t_1 = \frac{(1 - 0,500) \cdot 10,92}{0,500 \cdot 4,2} + 27,0 = 29,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

12) Una turbina a vapore d'acqua opera adiabaticamente e produce 3,000 MW. Il vapore d'acqua, entrante a 20,00 bar e 480 °C, e' scaricato come vapore saturo secco a 0,100 bar. Successivamente fluisce in uno scambiatore di calore, il cui fluido refrigerante e' acqua di fiume, dove e' raffreddato a pressione costante sino a 32 °C. Determinare:

a) la portata d'acqua che entra in turbina e la portata d'acqua di refrigerazione necessaria allo scambiatore, nell'ipotesi che questa, alla pressione praticamente costante di 1,40 bar, entri a 18,0 °C ed esca a 29,0 °C.

b) la produzione entropica relativa allo scambiatore di calore.



$$p_1 = 20,0 \text{ bar}$$

$$t_1 = 480 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_4 = p_5 = 1,40 \text{ bar}$$

$$Q = 0$$

$$p_2 = 0,100 \text{ bar}$$

$$t_3 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 18,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{L} = 3,000 \text{ MW}$$

$$p_2 = p_3$$

$$x_2 = 1,00$$

$$t_5 = 29,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

PROCEDIMENTO

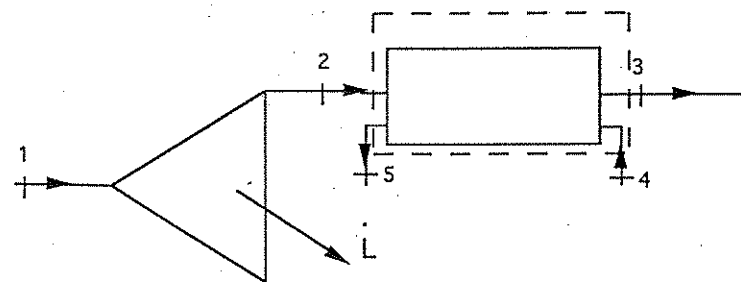
L'entalpia nei punti 1 e 2 sono note e, quindi, da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda la turbina, si ottiene il valore della portata massica di acqua che elabora il componente

$$\dot{L} = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_1 - h_2)$$

da un bilancio di energia sullo scambiatore si ricava la portata d'acqua di fiume

$$\dot{m}_{\text{ciclo}}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{fiume}}(h_5 - h_4) = \dot{m}_{\text{fiume}}c(t_5 - t_4)$$

la produzione entropica sullo scambiatore si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo riportato in figura



$$\dot{m}_{\text{ciclo}}s_2 + \dot{m}_{\text{fiume}}s_4 + \dot{P}_{\text{scamb}} = \dot{m}_{\text{ciclo}}s_3 + \dot{m}_{\text{fiume}}s_5$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{m}_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{L}}{(h_1 - h_2)} = \frac{3,00 \cdot 10^3}{(3430 - 2590)} = 3,57 \text{ kg/s}$$

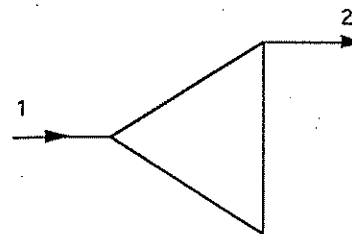
$$\dot{m}_{\text{fiume}} = \frac{\dot{m}_{\text{ciclo}}(h_2 - h_3)}{c(t_5 - t_4)} = \frac{3,57(2590 - 134)}{4,187(29,0 - 18,0)} = 190 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{\text{scamb}} &= \dot{m}_{\text{ciclo}}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{\text{fiume}}(s_5 - s_4) = \\ &= 3,57(0,4637 - 8,148) + 190 \cdot 4,187 \ln \frac{302}{291} = 2,18 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

13) $10,0 \text{ m}^3/\text{h}$ di azoto alla pressione di $10,00 \text{ bar}$ ed alla temperatura di $800,0 \text{ }^\circ\text{C}$ espandono in una turbina fino alla pressione di $1,00 \text{ bar}$. Calcolare, secondo il modello di gas ideale a calori specifici costanti, la potenza meccanica nei due casi:

a) espansione adiabatica reversibile;

b) espansione adiabatica irreversibile con incremento di entropia di $0,77 \text{ kJ/kg K}$.



$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= 10,0 \text{ m}^3/\text{h} \\ p_2 &= 1,00 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$p_1 = 10,00 \text{ bar}$$

$$t_1 = 800,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

PROCEDIMENTO

La potenza meccanica si ottiene da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda il componente

$$\dot{L} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

la portata massica e' data da

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

dove il volume specifico si ottiene dall'equazione di stato dei gas ideali applicata al gas nelle condizioni 1

$$p_1 v_1 = RT_1$$

caso a)

la temperatura di uscita dell'azoto dalla turbina si ottiene dall'equazione della trasformazione adiabatica reversibile tra gli stati 1 e 2

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e quindi la potenza meccanica resa e' data da

$$\dot{L} = \dot{m} c_p (t_2 - t_1)$$

caso b)

dalla variazione di entropia specifica per un gas ideale a calori specifici costanti si puo' ricavare la temperatura di uscita dell'azoto dalla turbina

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

e quindi la potenza meccanica resa dalla turbina come nel caso precedente.

SVOLGIMENTO

$$v_1 = \frac{RT}{p_1} = \frac{269,91 \cdot 1073}{10,00 \cdot 10^5} = 0,3186 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{10,0}{3600} \frac{1}{0,3186} = 8,72 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

caso a)

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 1073 \cdot \left(\frac{1,00}{10,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 556 \text{ K} = 283 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L} = \dot{m} c_p (t_2 - t_1) = 8,72 \cdot 10^{-3} \cdot 1,04 (800 - 283) = 4,69 \text{ kW}$$

caso b)

$$T_2 = T_1 \exp \left\{ \frac{(s_2 - s_1) + R \ln \frac{p_2}{p_1}}{c_p} \right\} =$$

$$= 1073 \exp \left[\frac{\left(0,177 + 0,29691 \ln \frac{1,00}{10,00} \right)}{1,04} \right] = 659 \text{ K} = 386 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L} = \dot{m} c_p (t_2 - t_1) = 8,72 \cdot 10^{-3} \cdot 1,04 (800 - 386) = 3,75 \text{ kW}$$

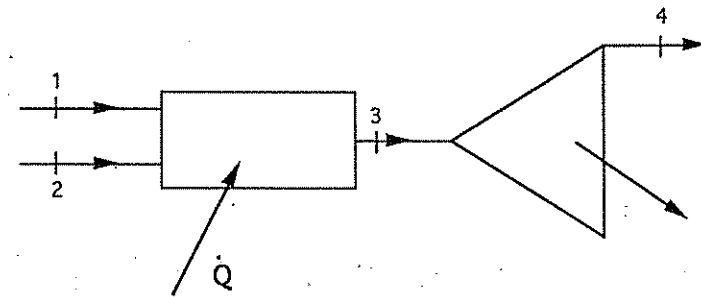
14) Due portate d'acqua nelle seguenti condizioni:

$$\dot{U}_1 = 28,33 \text{ m}^3/\text{s} \quad p_1 = 1,92 \text{ bar} \quad t_1 = 340 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{U}_2 = 0,8889 \text{ m}^3/\text{s} \quad p_2 = 0,900 \text{ bar} \quad p_2 = 1,92 \text{ bar}$$

confluiscono in un mescolatore ricevendo una potenza termica di 4,651 MW; successivamente si espandono in una turbina adiabatica generando una potenza meccanica di 11,6 MW.

La variazione di entropia specifica, tra monte e valle della turbina, e' di 0,3433 kJ/kg K. Considerando trascurabile la perdita di carico nel mescolatore, si calcoli la pressione all'uscita della turbina.



PROCEDIMENTO

Le proprieta' dell'acqua nelle condizioni 1 sono note essendole la pressione e la temperatura

$$v_1 = 1,5 \text{ m}^3/\text{kg} \quad h_1 = 3160 \text{ kJ/kg}$$

da cui si ricava il valore della portata massica dell'acqua nelle condizioni 1

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

le proprietà dell'acqua nelle condizioni 2 sono anch'esse note essendole la pressione ed il titolo

$$v_2 = v_1 + x_2(v_{vs} - v_1)$$

e quindi la portata massica dell'acqua nelle condizioni 2 è data da

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2}$$

l'entalpia è data da

$$h_2 = h_1 + x_2(h_{vs} - h_1)$$

la portata d'acqua nelle condizioni 3 è data da un bilancio di massa sul mescolatore

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

mentre da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda il mescolatore si ottiene il valore dell'entalpia dell'acqua nelle condizioni 3

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{Q} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2$$

dal momento che la pressione nelle condizioni 3 è assegnata, la stessa di quella nelle condizioni 1 e 2, ne sono note tutte le proprietà ed in particolare l'entropia; essendo conosciuta la variazione entropica dell'acqua attraverso la turbina, si può ottenere l'entropia nelle condizioni 4. Nota la portata massica di acqua nella sezione 3, dalla potenza meccanica di espansione, si può ricavare il valore dell'entalpia nelle condizioni 4

$$\dot{L} = \dot{m}_3(h_3 - h_4)$$

e quindi pressione e temperatura dell'acqua nelle condizioni 4.

SVOLGIMENTO

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{28,33}{1,5} = 18,9 \text{ kg/s}$$

$$v_2 = v_1 + x_2(v_{vs} - v_1) = 1,0598 \cdot 10^{-3} + 0,900(0,9234 - 1,0598 \cdot 10^{-3}) = 0,8312 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{0,8889}{0,8312} = 1,07 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = h_1 + x_2(h_{vs} - h_1) = 498,8 + 0,900(2702,6 - 498,8) = 2482,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 18,9 + 1,07 = 20,0 \text{ kg/s}$$

$$h_3 = \frac{\dot{Q} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_3} = \frac{4,651 \cdot 10^3 + 18,9 \cdot 3160 + 1,07 \cdot 2482,2}{20,0} = 3351,5 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = s_3 + 0,3433 = 8,34 + 0,3433 = 8,68 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \text{ da cui } h_4 = \frac{h_3 - \dot{L}}{\dot{m}_3} = \frac{3351 - 11,6 \cdot 10^3}{20,0} = 2771 \text{ kJ/kg}$$

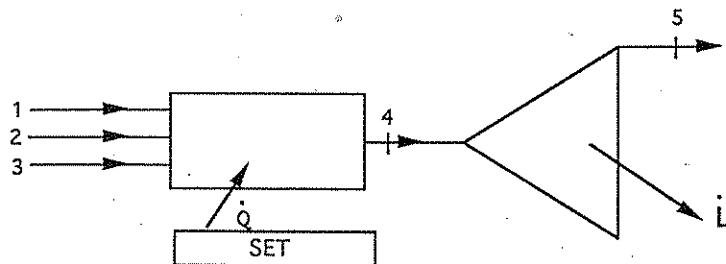
$$p_4 = 0,08 \text{ bar} \quad t_4 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$$

15) Si immettono in una caldaia tre portate d'acqua alle quali viene fornita una potenza termica di 384 kW. Successivamente la portata d'acqua uscente dalla caldaia espande adiabaticamente in una turbina. Si assumano i seguenti dati:

$$\begin{array}{lll} \dot{U}_1 = 5,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h} & t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C} & p_1 = 10,0 \text{ bar} \\ \dot{U}_2 = 1,39 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{h} & t_2 = 125 \text{ }^\circ\text{C} & p_2 = 10,0 \text{ bar} \\ \dot{m}_3 = 4,44 \cdot 10^{-3} & x_3 = 0,800 & p_3 = 10,0 \text{ bar} \\ p_4 = 8,0 \text{ bar} & p_5 = 0,12 \text{ bar} & x_5 = 0,980 \\ T_{\text{SET}} = 500 \text{ }^\circ\text{C} & \dot{Q} = 384 \text{ kW} & \end{array}$$

Calcolare:

- la potenza meccanica della turbina;
- il suo rendimento isoentropico;
- la percentuale, rispetto al totale, della produzione entropica della turbina.



PROCEDIMENTO

Le proprietà dell'acqua nelle condizioni 1, 2, 3 sono note; in particolare le condizioni 1, 2 lo sono perché si conoscono pressione e temperatura mentre, per la condizione 3, sono noti pressione e titolo

$$v_3 = v_1 + x_3(v_{vs} - v_1)$$

$$h_3 = h_1 + x_3(h_{vs} - h_1)$$

$$s_3 = s_1 + x_3(s_{vs} - s_1)$$

sono quindi ottenibili i valori delle portate massiche nelle condizioni 1 e 2

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} \quad \dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2}$$

la portata massica dell'acqua in uscita dalla caldaia è data da un bilancio di massa sulla stessa

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

da un bilancio di energia su un volume di controllo che circondi la caldaia si ottiene il valore dell'entalpia nel punto 4

$$\dot{Q} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$$

dal momento che nel punto 4 è assegnata la pressione esso è di conseguenza noto. Le proprietà dell'acqua nelle condizioni 5 sono anch'esse note essendole la pressione ed il titolo

$$h_5 = h_1 + x_5(h_{vs} - h_1)$$

$$s_5 = s_1 + x_5(s_{vs} - s_1)$$

la potenza meccanica della turbina si ottiene da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda il componente

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

evidentemente da un bilancio di massa sulla turbina si ottiene

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

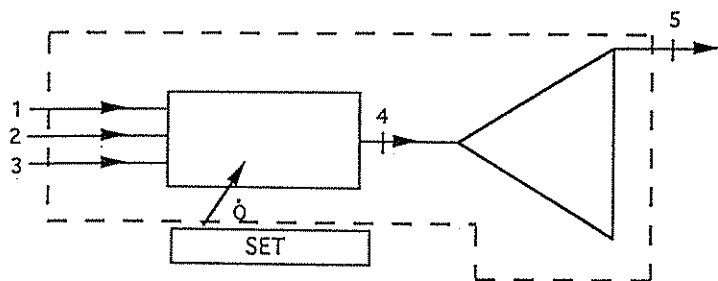
per l'acqua nelle condizioni 5s (espansione isoentropica) è nota l'entropia che è la stessa del punto 4 e quindi, nota la pressione che è la stessa del punto 5, se ne può individuare l'entalpia. Il rendimento isoentropico della turbina è dato da

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_{5s}}{h_4 - h_{5s}}$$

la produzione entropica della turbina si ricava da un bilancio di entropia su un volume di controllo che racchiuda la turbina

$$\dot{m}_4 s_4 + \dot{P}_T = \dot{m}_4 s_5$$

la produzione entropica globale è data da un bilancio di entropia sul volume di controllo riportato in figura



$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 + \dot{P}_{\text{globale}} = \dot{m}_5 s_5 - \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}}$$

la produzione entropica della turbina rispetto a quella globale e' data da

$$\dot{P}_T\% = \frac{\dot{P}_T}{\dot{P}_{\text{globale}}} \cdot 100$$

si noti che la produzione entropica interna e' presente anche nella caldaia tanto che la pressione in 4 risulta inferiore a quella degli ingressi; in questo schema la risoluzione dell'esercizio, tuttavia, non richiede il dettaglio delle due aliquote interne ed esterne relative allo scambiatore.

SVOLGIMENTO

$$\begin{array}{lll} v_1 = 0,255 \text{ m}^3/\text{kg} & h_1 = 3040 \text{ kJ/kg} & s_1 = 7,13 \text{ kJ/kg K} \\ v_2 = 1,0654 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} & h_2 = 524,8 \text{ kJ/kg} & s_2 = 1,5807 \text{ kJ/kg K} \end{array}$$

$$\begin{aligned} v_3 &= v_1 + x_3(v_{vs} - v_1) = \\ &= 1,1278 \cdot 10^{-3} + 0,800(0,1944 - 1,1278 \cdot 10^{-3}) = 0,1557 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_3 &= h_1 + x_3(h_{vs} - h_1) = \\ &= 762,2 + 0,800 \cdot 2015,3 = 2374 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$s_3 = s_1 + x_3(s_{vs} - s_1) = 2,137 + 0,800 \cdot 4,4473 = 5,695 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{5,56 \cdot 10^{-3}}{0,255} = 0,0218 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{1,39 \cdot 10^{-4}}{1,0654 \cdot 10^{-3}} = 0,130 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 0,0218 + 0,130 + 4,44 \cdot 10^{-3} = 0,156 \text{ kg/s}$$

$$h_4 = \frac{384 + 0,0218 \cdot 3040 + 0,130 \cdot 524,8 + 4,44 \cdot 10^{-3} \cdot 2374}{0,156} = 3391 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = 7,71 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_5 = h_1 + x_5(h_{vs} - h_1) = 206,80 + 0,980 \cdot 2383,5 = 2543 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = s_1 + x_5(s_{vs} - s_1) = 0,6959 + 0,980 \cdot 7,3882 = 7,936 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) = 0,156(3391 - 2543) = 132 \text{ kW}$$

$$h_{5s} = 2500 \text{ kJ/kg}$$

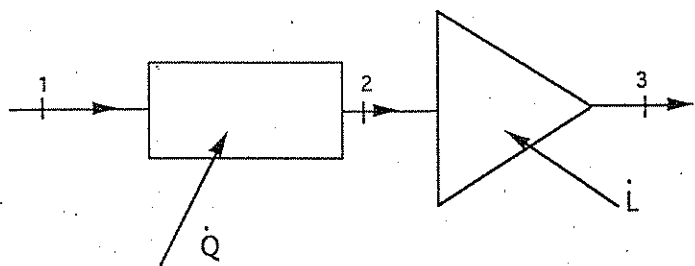
$$\eta_T = \frac{h_4 - h_{5s}}{h_4 - h_5} = \frac{3391 - 2543}{3391 - 2500} = 0,952$$

$$\dot{P}_T = \dot{m}_4(s_5 - s_4) = 0,156(7,936 - 7,71) = 35,3 \text{ W/K}$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{\text{globale}} &= \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 - \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}} = \\ &= 0,156 \cdot 7,936 - 0,0218 \cdot 7,13 - 0,130 \cdot 1,5807 - 4,44 \cdot 10^{-3} \cdot 5,695 - \frac{384}{773} = \\ &= 355 \text{ W/K} \end{aligned}$$

$$\dot{P}_T\% = \frac{\dot{P}_T}{\dot{P}_{\text{globale}}} \cdot 100 = \frac{35,3}{355} \cdot 100 = 9,94\%$$

16) Ad una portata di vapore saturo d'acqua di $300 \text{ m}^3/\text{h}$, valutata all'ingresso, e' fornita una potenza termica di $3,48 \text{ kW}$ alla pressione costante di $0,16 \text{ bar}$. Una successiva compressione adiabatica reversibile porta il fluido in condizioni di vapore saturo secco alla pressione di $0,60 \text{ bar}$. Determinare la potenza meccanica fornita nella compressione.



$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= 300 \text{ m}^3/\text{h} & \dot{Q} &= 3,48 \text{ kW} & p_1 &= p_2 = 0,16 \text{ bar} \\ s_2 &= s_3 & x_3 &= 1,00 & p_3 &= 0,60 \text{ bar} \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

Le proprietà termodinamiche nelle condizioni 3 sono note essendole la pressione ed il titolo

$$h_3 = h_1 + x_3(h_{vs} - h_l)$$

$$s_3 = s_1 + x_3(s_{vs} - s_l)$$

dal momento che l'entropia nel punto 3 e' uguale a quella nel punto 2, le proprietà termodinamiche nel punto 2 sono note. Per ricavare il valore della portata massica occorre conoscere il valore del volume specifico dell'acqua nel punto 1; il titolo nelle condizioni 1 e' ricavabile da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda la caldaia

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{V}_1\{h_2 - [h_1 + x_1(h_{vs} - h_l)]\}}{v_1 + x_1(v_{vs} - v_l)}$$

noto il titolo e' possibile ricavare il volume specifico, l'entalpia e quindi la portata massica del vapore in ingresso alla caldaia

$$v_1 = v_l + x_1(v_{vs} - v_l) \quad h_1 = h_l + x_1(h_{vs} - h_l) \quad \dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

la potenza meccanica di compressione e' quindi data da

$$\dot{L} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

SVOLGIMENTO

$$h_{3s} = h_{vs} = 2652,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{3s} = s_{vs} = 7,528 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_2 = 2460 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}_1\{h_2 - [h_1 + x_1(h_{vs} - h_l)]\}}{v_1 + x_1(v_{vs} - v_l)} =$$

$$= \frac{300[2460 - (230 + x_1 \cdot 2370)]}{3600 \cdot 3,48(1,0146 \cdot 10^{-3} + x_1 \cdot 9,582)} \quad \text{da cui } x_1 = 0,805$$

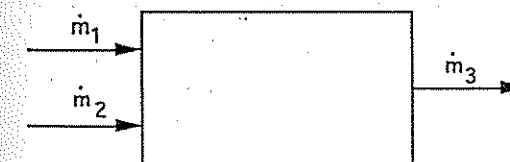
$$v_l = 7,71 \text{ m}^3/\text{kg} \quad h_l = 2138 \text{ kJ/kg} \quad \dot{m} = \frac{300}{3600 \cdot 7,71} = 1,08 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{L} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 1,08 \cdot 10^{-2}(2652,2 - 2460) = 2,07 \text{ kW}$$

17) Si vogliono ottenere $4,20 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ di acqua nello stato $t = 60^\circ \text{C}$ e $p = 1,00 \text{ bar}$ all'uscita di un mescolatore adiabatico. All'ingresso del componente entrano due portate d'acqua rispettivamente negli stati $t = 500^\circ \text{C}$, $p = 1,20 \text{ bar}$ e $t = 5,0^\circ \text{C}$, $p = 1,20 \text{ bar}$.

Si calcoli:

- la variazione percentuale della portata d'acqua fredda entrante necessaria a compensare un decremento della temperatura della portata d'acqua calda di $360,0^\circ \text{C}$, a parita' di tutte le altre condizioni;
- la produzione entropica relativa ai due casi considerati.



$$\begin{aligned} \dot{m}_3 &= 4,20 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \\ p_2 &= 1,20 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_3 &= 60,0^\circ \text{C} \\ t_2 &= 5,0^\circ \text{C} \end{aligned}$$

$$p_3 = 1,00 \text{ bar}$$

PROCEDIMENTO

primo caso

$$p_1 = 1,20 \text{ bar}$$

$$t_1 = 500,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Le proprietà dell'acqua sono note nelle tre condizioni 1, 2 e 3 essendo note, per ciascuna, pressione e temperatura; nello stato 1 l'acqua si trova in condizioni di liquido surriscaldato mentre si ricava, dai valori di pressione e temperatura, che, negli stati 2 e 3, l'acqua è un liquido sottoraffreddato.

Da un bilancio di massa sul mescolatore adiabatico si ottiene

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

mentre da un bilancio di energia su un volume di controllo che racchiuda il componente si ottiene

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

è possibile, quindi, da queste due equazioni ricavare il valore delle portate massiche entranti; la produzione entropica si ricava da un bilancio di entropia sullo stesso volume di controllo considerato per il bilancio energetico

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{P} = \dot{m}_3 s_3$$

secondo caso

$$p_1 = 1,20 \text{ bar}$$

$$t_1 = 140,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

come nel caso precedente il punto 1 è completamente individuato e, come nel caso precedente, dalle equazioni relative ai bilanci di massa e di energia si ricavano i nuovi valori delle portate massiche in ingresso \dot{m}_1 ed \dot{m}_2 ; la variazione percentuale della portata \dot{m}_2 (portata fredda), rispetto al caso precedente, è data da

$$\Delta \dot{m}_2 \% = \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_2}{\dot{m}_2} \cdot 100$$

il calcolo della produzione entropica è analogo al caso precedente.

SVOLGIMENTO

primo caso

$$h_1 = 3500 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 8,75 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_2 = 21,05 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 0,0764 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_3 = 250,91 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 0,8304 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_2} = 4,20 \cdot 10^{-3} \frac{250,91 - 21,05}{3500 - 21,05} = 2,78 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1 = 3,92 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{P} = 4,20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8304 - 2,78 \cdot 10^{-4} \cdot 8,75 - 3,92 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0764 = 0,756 \text{ W/K}$$

secondo caso

$$h_1 = 2720 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 7,35 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1 = 4,20 \cdot 10^{-3} \frac{250,91 - 21,05}{2720 - 21,05} = 3,58 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

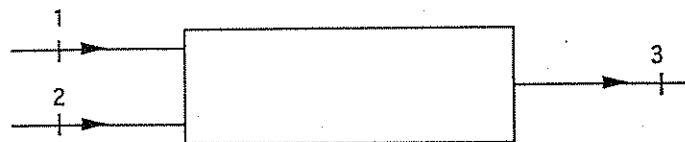
$$\dot{m}_2 = 3,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\Delta \dot{m}_2 \% = \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_2}{\dot{m}_2} \cdot 100 = \frac{3,92 + 3,84}{3,92} \cdot 100 = -2,04\%$$

$$\dot{P} = 4,20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8304 - 3,58 \cdot 10^{-4} \cdot 7,35 - 3,84 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0764 = 0,563 \text{ W/K}$$

come si può notare, la produzione entropica del mescolatore in questo secondo caso è minore; il motivo di questa diminuzione risiede nel fatto che mentre l'aliquota di tipo "interno" è rimasta la stessa, quella di tipo "esterno" è diminuita essendo minore la differenza di temperatura tra le due correnti che si mescolano.

18) Un preriscaldatore di una caldaia opera mescolando adiabaticamente l'acqua liquida da riscaldare con vapore saturo. In relazione ai dati riportati in figura si calcoli la produzione entropica.



$$\begin{aligned} \dot{m}_3 &= 25,0 \cdot 10^3 \text{ kg/h} & p_3 &= 6,00 \text{ bar} & t_3 &= 150 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_1 &= 6,00 \text{ bar} & x_1 &= 98,0\% \\ p_2 &= 6,00 \text{ bar} & t_2 &= 27,0 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

Le proprietà termodinamiche dell'acqua nelle sezioni 1, 2 e 3 sono ricavabili essendo note, per le condizioni 2 e 3 la pressione e la temperatura mentre nella sezione 1 sono note pressione e titolo

$$h_1 = h_l + x_1(h_{vs} - h_l)$$

$$s_1 = s_l + x_1(s_{vs} - s_l)$$

le portate massiche incognite si ricavano dalla equazione della continuità della massa e da quella dell'energia riferite a un volume di controllo che racchiuda il preriscaldatore

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

la produzione entropica si ottiene da un bilancio di entropia per un volume di controllo che racchiuda il preriscaldatore

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{P} = \dot{m}_3 s_3$$

SVOLGIMENTO

$$h_1 = h_l + x_1(h_{vs} - h_l) = 670,1 + 0,980 \cdot 2085,1 = 2713 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_l + x_1(s_{vs} - s_l) = 1,9300 + 0,980 \cdot 4,8255 = 6,659 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_2 = 113 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 0,3942 \text{ kJ/kg K}$$

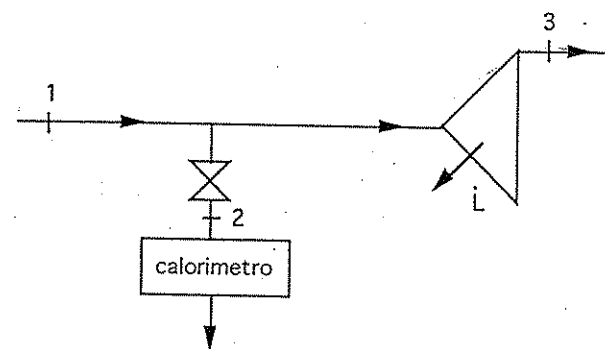
$$h_3 = 631,9 \text{ kJ/kg} \quad s_3 = 1,8409 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1 2713 + \left(\frac{25,0 \cdot 10^3}{3600} - \dot{m}_1 \right) 113 = \frac{25,0 \cdot 10^3}{3600} 631,9$$

$$\dot{m}_1 = 1,39 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_2 = 5,55 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_3 = 6,94 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{P} &= \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 = 6,94 \cdot 1,8409 - 1,39 \cdot 6,659 - 5,55 \cdot 0,3942 = \\ &= 1,33 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

19) L'apparecchiatura indicata in figura (calorimetro ad espansione) è impiegata per misurare il titolo del vapore saturo nella sezione del condotto dalla quale è prelevata una portata, trascurabile rispetto a quella principale, che è fatta espandere adiabaticamente, dalla pressione elevata regnante nel condotto, fino a quella atmosferica. Quale sarà il titolo del vapore d'acqua se nella camera di espansione del calorimetro si ha una temperatura di 150 °C e pressione atmosferica quando nel condotto principale vi è una pressione di 30,0 bar? Subito dopo la sezione di misura vi è una turbina a vapore che, con rendimento 82,0% e scaricando a sette centesimi di bar, produce 200 kW. Quale dovrà essere la sezione trasversale del condotto perché nella sezione di misura la velocità sia 2,00 m/s?



PROCEDIMENTO

Nello stato 2 l'acqua è nelle condizioni di vapore surriscaldato e le sue proprietà sono desumibili dalla conoscenza di temperatura e pressione; grazie al processo di laminazione si avrà

$$h_2 = h_1 = h_1 + x_1(h_{vs} - h_1)$$

che consente di individuare il valore di x_1 ; conseguentemente si potrà calcolare

$$v_1 = v_1 + x_1(v_{vs} - v_1)$$

l'entalpia nelle condizioni 3s di fine espansione isoentropica e' nota dalla conoscenza di s_1 e p_3 ; dalla espressione del rendimento isoentropico

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}}$$

si potrà ricavare h_3 ; infine dall'espressione della potenza meccanica resa dalla turbina, e' possibile ricavare il valore della portata massica

$$\dot{L}_T = \dot{m}(h_1 - h_3)$$

che consente la valutazione della la sezione trasversale richiesta

$$A_{\text{condotto}} = \frac{\dot{m} v_1}{w_1}$$

SVOLGIMENTO

$$h_2 = 2780 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_1 + x_1(h_{vs} - h_1) = 2780 = 1007,7 + x_1 \cdot 1797,9 \quad x_1 = 0,986$$

$$v_1 = v_1 + x_1(v_{vs} - v_1) = 1,00 \cdot 10^{-3} + 0,986 \cdot 0,6567 = 0,065 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_1 = s_1 + x_1(s_{vs} - s_1) = 2,6438 + 0,986 \cdot 3,5452 = 6,140 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_{3s} = 1910 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}} = 0,820 = \frac{2780 - h_3}{2780 - 1910} \quad h_3 = 2067 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{L}_T = \dot{m}(h_1 - h_3) = 200 = \dot{m}(2780 - 2067) \quad \dot{m} = 0,281 \text{ kg/s}$$

$$A_{\text{condotto}} = \frac{\dot{m} v_1}{w_1} = \frac{0,281 \cdot 0,065}{2,00} = 9,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

20) 1500 kg/h di acqua sono laminati. Sono noti i seguenti dati:

-) pressione a monte della laminazione 36,0 bar

-) velocità a monte della valvola 0,750 m/s

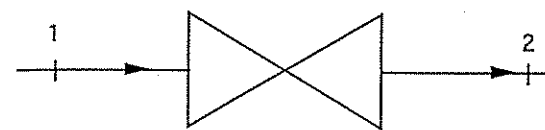
-) velocità a valle della valvola 3,00 m/s

-) raggio del condotto costante 10,3 cm

Si calcoli:

a) la pressione a valle della valvola;

b) la produzione entropica.



$$\dot{m} = 1500 \text{ kg/h}$$

$$w_1 = 0,750 \text{ m/s}$$

$$p_1 = 36,0 \text{ bar}$$

$$w_2 = 3,00 \text{ m/s}$$

$$r = 10,3 \text{ cm}$$

PROCEDIMENTO

Dal valore della portata massica si ottiene il valore del volume specifico nella sezione 1

$$\dot{m} = \frac{\pi r^2 w_1}{v_1}$$

e quindi sono individuabili le proprietà dell'acqua nella sezione 1; dalla costanza della portata massica si ottiene il valore del volume specifico nella sezione 2

$$\dot{m} = \frac{\pi r^2 w_1}{v_1} = \frac{\pi r^2 w_2}{v_2}$$

tenendo presente che per il processo di laminazione e'

$$h_1 = h_2$$

sono note le proprietà dell'acqua nella sezione 2; la produzione entropica si ottiene da un bilancio di entropia un volume di controllo che racchiuda il componente

$$\dot{m}s_1 + \dot{P} = \dot{m}s_2$$

SVOLGIMENTO

$$v_1 = \frac{\pi r^2 w_1}{\dot{m}} = \frac{\pi \cdot 10,3^2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,750 \cdot 3600}{1500} = 0,0600 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_1 = 2915 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6,30 \text{ kJ/kg K} \quad t_1 = 280 \text{ }^\circ\text{C}$$

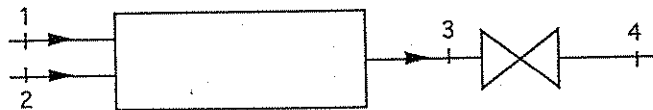
$$v_2 = \frac{v_1 w_2}{w_1} = \frac{0,0600 \cdot 3,00}{0,750} = 0,240 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = h_1 = 2915 \text{ kJ/kg}$$

$$p_2 = 9,4 \text{ bar} \quad t_2 = 235 \text{ }^\circ\text{C} \quad s_2 = 6,88 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{P} = \dot{m}(s_2 - s_1) = \frac{1500}{3600}(6,88 - 6,30) = 0,242 \text{ kW/K}$$

21) In un condotto isolato entrano una portata di 1000 kg/h di ossigeno alla temperatura di 90,0 °C ed alla pressione di 4,00 bar ed una portata di ossigeno alla temperatura di 50,0 °C ed alla pressione di 4,00 bar. Successivamente la portata risultante viene laminata e la portata volumetrica uscente risulta quattro volte la portata volumetrica totale entrante. Calcolare la pressione di uscita e la produzione entropica globale.



$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= 1000 \text{ kg/h} & \dot{m}_2 &= 500 \text{ kg/h} & p_1 &= 4,00 \text{ bar} & t_1 &= 90,0 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_2 &= 4,00 \text{ bar} & t_2 &= 50,0 \text{ }^\circ\text{C} & \dot{V}_4 &= 4(\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

Nelle condizioni riportate nei dati l'ossigeno è in fase aeriforme; da un bilancio di massa e di energia su un volume di controllo che racchiuda il condotto isolato si ottiene il valore della temperatura dell'ossigeno in uscita dal condotto

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

tenendo presente che il processo di laminazione comporta che l'entalpia iniziale della sostanza laminata sia uguale a quella finale e ricordando inoltre che per un gas ideale l'entalpia dipende solo dalla temperatura, ne segue

$$t_3 = t_4$$

essendo nota la relazione tra le portate volumetriche nelle sezioni 1, 2 e 4, si può ricavare il valore del volume specifico nella sezione 4 dalla relazione

$$\dot{m}_4 v_4 = 4(\dot{m}_1 v_1 + \dot{m}_2 v_2)$$

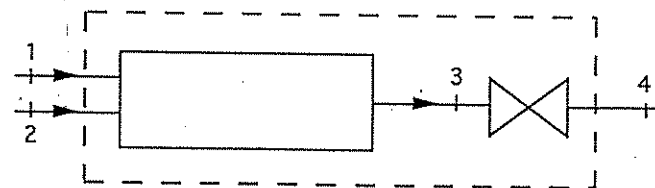
che, per comportamento da gas ideale, diventa

$$\dot{m}_4 v_4 = 4 \left(\dot{m}_1 \frac{RT_1}{p_1} + \dot{m}_2 \frac{RT_2}{p_2} \right)$$

il valore della pressione nella sezione a valle della laminazione è data dunque da

$$p_4 = \frac{RT_4}{v_4} \quad p_4 v_4 = RT_4$$

la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo indicato in figura



$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{P}_{\text{globale}} = \dot{m}_4 s_4$$

SVOLGIMENTO

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_3$$

$$m_1 c_p (t_1 - t_3) = m_2 c_p (t_3 - t_2)$$

$$t_3 = \frac{(m_1 t_1 + m_2 t_2)}{m_1 + m_2} = \frac{1000 \cdot 90,0 + 500 \cdot 50,0}{1500} = 76,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_4 = t_3 = 76,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_4 = \frac{4 \left(m_1 \frac{RT_1}{p_1} + m_2 \frac{RT_2}{p_2} \right)}{m_4} = \frac{4R}{m_4 p_1} (m_1 T_1 + m_2 T_2) =$$

$$= \frac{4 \cdot 0,26083}{1500 \cdot 4,00 \cdot 10^2} (1000 \cdot 363 + 500 \cdot 323) = 0,912 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_4 = \frac{RT_4}{v_4} = \frac{0,26083 \cdot 350}{0,912} = 100 \text{ bar}$$

$$\dot{P}_{\text{globale}} = m_1 (s_4 - s_1) + m_2 (s_4 - s_2) =$$

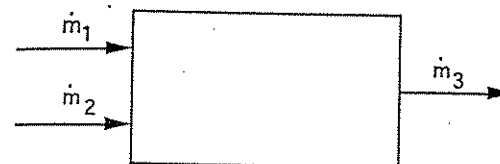
$$= m_1 \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_1} - R \ln \frac{p_4}{p_1} \right) + m_2 \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_2} - R \ln \frac{p_4}{p_2} \right) =$$

$$= \frac{1000}{3600} \left(0,917 \ln \frac{350}{363} - 0,26083 \ln \frac{1,00}{4,00} \right) +$$

$$+ \frac{500}{3600} \left(0,917 \ln \frac{350}{323} - 0,26083 \ln \frac{1,00}{4,00} \right) =$$

$$= 0,152 \text{ kW/K}$$

22) Un preriscaldatore d'acqua per l'alimentazione di una caldaia opera mescolando adiabaticamente l'acqua da riscaldare con vapore. Secondo i dati riportati in figura calcolare il valore della produzione entropica. Se, a parita' di condizioni di immissione, raddoppia la produzione entropica, quale sara' la pressione di uscita?



$$\dot{m}_3 = 20,0 \text{ kg/s}$$

$$x_1 = 0,900$$

$$w_2 = 5,00 \text{ m/s}$$

$$p_3 = 8,00 \text{ bar}$$

$$p_2 = 8,00 \text{ bar}$$

$$D_2 = 16,0 \text{ mm}$$

$$p_1 = 8,00 \text{ bar}$$

$$t_2 = 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

PROCEDIMENTO

caso a)

Le proprietà termodinamiche dell'acqua nelle condizioni 1 e 2 sono note e quindi e' ottenibile la portata massica nelle condizioni 2

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi r^2 w_2}{v_2}$$

da un bilancio di massa sul componente si puo' ottenere la portata d'acqua nelle condizioni 1

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

da un bilancio di energia sul componente si puo' ricavare il valore dell'entalpia nel punto 3 che quindi e' noto

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

la produzione entropica si ottiene da un bilancio di entropia su un volume di controllo che racchiuda il preriscaldatore

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{P} = \dot{m}_3 s_3$$

caso b)

se la produzione entropica diventa il doppio di quella precedente e' possibile ricavare il valore dell'entropia nel punto 3 dal bilancio di entropia e quindi la pressione incognita.

SVOLGIMENTO

caso a)

$$h_1 = 2563 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6,198 \text{ kJ/kg K} \quad h_2 = 125,61 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 0,4364 \text{ kJ/kg K} \quad v_2 = 1,0043 \text{ dm}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\pi r^2 w_2}{v_2} = \frac{\pi \cdot 8,00^2 \cdot 10^{-6} \cdot 5,00}{1,0043 \cdot 10^{-3}} = 1,00 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 - \dot{m}_2 = 2,00 - 1,00 = 1,00 \text{ kg/s}$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{2563 + 125,61}{2,00} = 1344 \text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = 0,305 \quad s_3 = 3,452 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{P} = \dot{m}_1(s_3 - s_1) + \dot{m}_2(s_3 - s_2) =$$

$$= 1,00(3,452 - 6,198) + 1,00(3,452 - 0,4364) = 0,270 \text{ kW/K}$$

caso b)

$$\dot{P} = 0,540 \text{ kW/K} \quad \text{da cui } s_3 = 3,587 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_3 = 1344 \text{ kJ/kg K}$$

soluzione per tentativi

$$p_3 = 6,00 \text{ bar} \quad x_3 = \frac{1344 - 670,1}{2085,1} = 0,3232 \quad s_3 = 3,49 \text{ kJ/kg K}$$

$$p_3 = 7,00 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3134 \quad s_3 = 3,468$$

$$p_3 = 5,00 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3342 \quad s_3 = 3,516$$

$$p_3 = 4,00 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3469 \quad s_3 = 3,55$$

$$p_3 = 2,00 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3816 \quad s_3 = 3,6631$$

$$p_3 = 3,40 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3556 \quad s_3 = 3,575$$

$$p_3 = 3,00 \text{ bar} \quad x_3 = 0,3621 \quad s_3 = 3,595$$

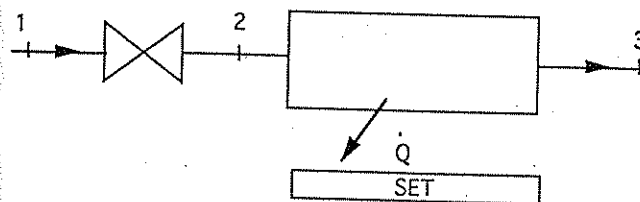
$$p_3 = 3,20 \text{ bar} \quad x_3 = 0,359 \quad s_3 = 3,586$$

$$p_3 = 3,20 \text{ bar}$$

Si osservi che il maggior valore assunto dalla produzione entropica e' evidentemente da ascrivere a cause di irreversibilita' interna come testimonia l'abbassarsi della pressione dagli 8 bar iniziali ai 3,20 bar finali.

23) Una portata di 1000 m³/h di ossigeno alla pressione di 1,20 bar ed alla temperatura di 90,0 °C viene laminata e, successivamente, raffreddata fino a una temperatura di 30,0 °C. Calcolare, nell'ipotesi di variazione di entropia tra l'ingresso della valvola e la fine del raffreddamento nulla e di perdita di carico trascurabile per il raffreddamento, che avviene con un SET alla temperatura di 10,0 °C:

- la pressione finale;
- la potenza termica sottratta;
- la produzione entropica globale e le sue due aliquote interna ed esterna.



$$t_1 = 90,0 \text{ °C}$$

$$s_1 = s_3$$

$$t_{SET} = 10 \text{ °C}$$

$$p_1 = 1,20 \text{ bar}$$

$$p_2 = p_3$$

$$t_3 = 30,0 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_1 = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$$

PROCEDIMENTO

La variazione di entropia tra le sezioni 3 e 1 e' esprimibile come

$$s_3 - s_1 = c_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R \ln \frac{p_3}{p_1}$$

tenendo presente che $p_3 = p_2$ e che, trattandosi di un gas ideale che subisce una laminazione, $t_2 = t_3$, si può ricavare la pressione nella sezione dopo la laminazione ricordando anche che $s_1 = s_3$. Tenendo presente l'equazione di stato dei gas ideali è possibile ricavare il valore della portata massica

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{\dot{V}_1 p_1}{RT_1}$$

la potenza termica sottratta è data da un bilancio di energia su un volume di controllo che comprenda il componente dove avviene lo scambio termico

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (t_2 - t_3)$$

la produzione entropica nella valvola, che rappresenta l'aliquota "interna" dal momento che è ritenuta adiabatica, è data da un bilancio di entropia su un volume di controllo che comprenda il componente

$$\dot{m} s_1 + \dot{P}_{\text{valvola}} = \dot{m} s_2$$

mentre l'aliquota "esterna" è generata nello scambiatore dove non sono presenti effetti dissipativi "interni" dal momento che le pressioni tra l'ingresso e l'uscita sono le medesime; il bilancio di entropia per un volume di controllo che circonda lo scambiatore si scrive

$$\dot{m} s_2 + \dot{P}_{\text{scambiatore}} = \dot{m} s_3 + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}}$$

la produzione entropica globale è data dalla somma delle due aliquote

$$\dot{P}_{\text{globale}} = \dot{P}_{\text{valvola}} + \dot{P}_{\text{scambiatore}}$$

SVOLGIMENTO

$$c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$0,917 \ln \frac{303}{363} = 0,26083 \ln \frac{p_2}{1,20} \quad p_2 = 0,636 \text{ bar}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{\dot{V}_1 p_1}{RT_1} = \frac{1000 \cdot 1,20 \cdot 10^2}{3600 \cdot 0,26083 \cdot 363} = 0,352 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (t_2 - t_3) = 0,352 \cdot 0,917 (90,0 - 30,0) = 19,4 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_{\text{valvola}} = \dot{m} (s_2 - s_1) = -\dot{m} R \ln \frac{p_2}{p_1} = -0,352 \cdot 0,26083 \ln \frac{0,636}{1,20} = 0,0583 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{\text{scambiatore}} = \dot{m} (s_3 - s_2) = \dot{m} c_p \ln \frac{T_3}{T_2} + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}} =$$

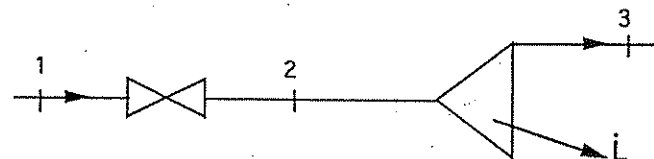
$$= 0,352 \cdot 0,917 \ln \frac{303}{363} + \frac{19,4}{283} = 0,0103 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{\text{globale}} = \dot{P}_{\text{valvola}} + \dot{P}_{\text{scambiatore}} = 0,0583 + 0,0103 = 0,0686 \text{ kW/K}$$

24) Una valvola di laminazione è impiegata per controllare la potenza resa disponibile da una turbina a gas che evolve isoentropicamente, così come indicato in figura.

Sono fissati $p_1 = 4,00 \text{ bar}$, $t_1 = 727,0^\circ \text{C}$, $p_3 = 1,01 \text{ bar}$. A pieno carico la valvola è del tutto aperta: $p_1 = p_2$. A carico nullo la valvola è del tutto chiusa: $p_2 = p_3$. Per carichi intermedi la valvola è parzialmente chiusa: $p_1 > p_2 > p_3$. Il fluido è aria. Si determini:

- la potenza meccanica per unità di portata a pieno carico;
- la pressione in 2 a metà carico.



$$p_1 = 4,00 \text{ bar}$$

$$t_1 = 727,0^\circ \text{C}$$

$$p_3 = 1,01 \text{ bar} \quad s_2 = s_3$$

PROCEDIMENTO

caso a)

$$p_1 = p_2$$

trattandosi della laminazione di un gas a comportamento ideale si ricava che $t_1 = t_2$ e quindi l'equazione della trasformazione di espansione fornisce il valore della temperatura t_3

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

il lavoro specifico è dato da

$$l = h_2 - h_3 = c_p(t_2 - t_3)$$

caso b)

a metà carico il lavoro è pari a

$$l' = \frac{l}{2}$$

dall'espressione del lavoro specifico è possibile valutare la temperatura all'uscita della turbina in questo caso

$$l' = h_2 - h_3' = c_p(t_2 - t_3')$$

dall'equazione della trasformazione isoentropica è possibile ricavare il valore della pressione a valle della valvola di laminazione

$$\left(\frac{T_3'}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_3}{p_2}$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1000 \left(\frac{1,01}{4,00} \right)^{\frac{0,40}{1,40}} = 675 \text{ K} = 402 \text{ °C}$$

$$l = h_2 - h_3 = c_p(t_2 - t_3) = 1,01(727 - 402) = 328 \text{ kJ/kg}$$

$$l' = \frac{l}{2} = \frac{328}{2} = 164 \text{ kJ/kg}$$

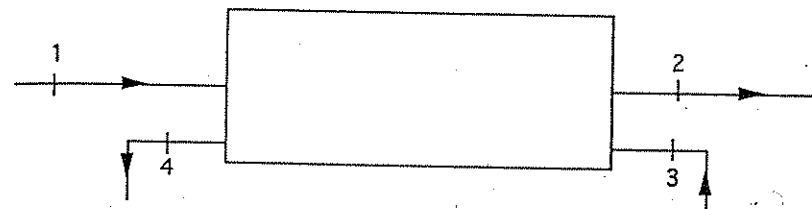
$$l' = h_2 - h_3' = c_p(t_2 - t_3') = 164 = 1,01(727 - t_3') \quad t_3' = 565 \text{ °C}$$

$$\left(\frac{T_3'}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_3}{p_2} \quad \left(\frac{838}{1000} \right)^{\frac{1,40}{0,40}} = 0,539 = \frac{p_3}{p_2} \quad p_2 = 1,87 \text{ bar}$$

25) Per riscaldare una portata d'acqua liquida si usa uno scambiatore di calore a superficie il cui fluido caldo è vapore d'acqua saturo secco che condensa. Trascurando le perdite di carico e ritenendo lo scambiatore adiabatico, in relazione ai dati riportati in figura, si calcoli la produzione entropica nei due casi:

a) vapore saturo secco a 1,433 bar;

b) vapore saturo secco a 2,701 bar.



$$t_2 = 38,0 \text{ °C} \quad t_3 = 5,0 \text{ °C}$$

$$p_3 = p_4 = 3,00 \text{ bar}$$

$$\text{caso a)} \quad x_1 = 1,00$$

$$\text{caso b)} \quad x_1 = 1,00$$

$$t_4 = 70,0 \text{ °C}$$

$$\dot{m}_3 = 5000 \text{ kg/h}$$

$$p_1 = p_2 = 1,43 \text{ bar}$$

$$p_1 = p_2 = 2,70 \text{ bar}$$

PROCEDIMENTO

caso a)

Le proprietà dell'acqua nelle condizioni 1 e 2 sono note e quindi da un bilancio di energia su un volume di controllo che comprenda lo scambiatore di calore si può ricavare la portata massica di acqua liquida in ingresso

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_3 h_4$$

la produzione entropica si ottiene da un bilancio di entropia sul medesimo volume di controllo

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3 + \dot{P} = \dot{m}_1 s_2 + \dot{m}_3 s_4$$

caso b)

Si procede in modo analogo al precedente caso.

SVOLGIMENTO

$$h_1 = 2689,6 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 7,2331 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_2 = 159 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 0,5449 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1(h_1 - h_2) = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad \dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_3(h_4 - h_3)}{h_1 - h_2} =$$

$$= \frac{5000 \cdot 4,19(70,0 - 5,00)}{3600(2689,6 - 159)} = 0,150 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 1,39 \text{ kg/s}$$

$$\dot{P} = \dot{m}_1(s_2 - s_1) + \dot{m}_3(s_4 - s_3) =$$

$$= 0,150(0,5449 - 7,2331) + 1,39 \cdot 4,187 \ln \frac{343}{278} = 0,2205 \text{ kW/K}$$

caso b)

$$h_1 = 2718,3 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 7,0208 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1,39 \cdot 4,187(70,0 - 5,00)}{2718,3 - 159} = 0,148 \text{ kg/s}$$

$$\dot{P} = \dot{m}_1(s_2 - s_1) + \dot{m}_3(s_4 - s_3) =$$

$$= 0,148(0,5449 - 7,0208) + 1,39 \cdot 4,187 \ln \frac{343}{278} = 0,2653 \text{ kW/K}$$

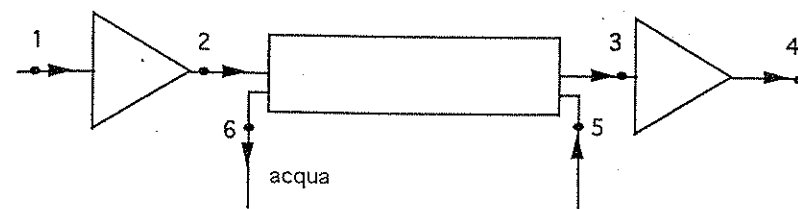
come si può notare in questo secondo caso la produzione entropica, in questo caso solo di tipo "esterno", è maggiore perché aumentando la pressione aumenta la temperatura del vapore e quindi la differenza di temperatura sotto cui avviene lo scambio termico.

26) Dell'aria è compressa in due stadi con una refrigerazione intermedia.

Si conoscono i seguenti dati: $p_1 = 1,01 \text{ bar}$, $t_1 = 20,0^\circ \text{C}$, $p_2 = 3,20 \text{ bar}$, $p_3 = 3,00 \text{ bar}$, $t_3 = 36,0^\circ \text{C}$, $p_4 = 10,0 \text{ bar}$. Si calcolino la potenza meccanica complessivamente assorbita dai compressori e la produzione entropica globale, nelle seguenti ipotesi:

-) compressioni isoentropiche;
-) gas ideali con calori specifici costanti;
-) fluido refrigerante acqua.

$$\dot{m}_{\text{acqua}} = 1,22 \text{ l/s} \quad t_5 = 12,0^\circ \text{C} \quad t_6 = 88,0^\circ \text{C} \quad p_5 = p_6 = 1,10 \text{ bar}$$



PROCEDIMENTO

Dall'equazione della trasformazione adiabatica reversibile per un gas ideale si ricavano le temperature nei punti 2 e 4

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

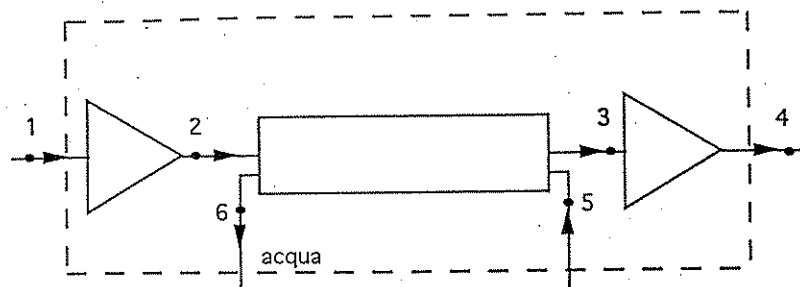
da un bilancio di energia per un volume di controllo che comprenda lo scambiatore di calore si ricava la portata di aria evolvente

$$\dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_3) = \dot{m}_{\text{acqua}} c (t_5 - t_6)$$

la potenza meccanica complessivamente assorbita dai compressori è pari a

$$\dot{L} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_1) + \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_4 - t_3)$$

la produzione entropica globale si ricava da un bilancio di entropia sul volume di controllo riportato in figura



$$\dot{m}_{aria}s_1 + \dot{m}_{acqua}s_5 + \dot{P}_{globale} = \dot{m}_{aria}s_4 + \dot{m}_{acqua}s_6$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{3,00}{1,01}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 400 \text{ K} = 127 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 309 \left(\frac{10,0}{3,00}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 436 \text{ K} = 163 \text{ }^\circ\text{C}$$

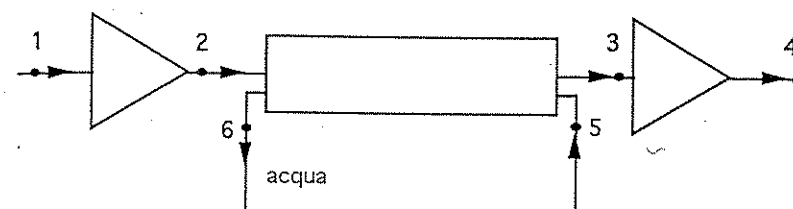
$$\dot{m}_{aria} = \frac{\dot{m}_{acqua}c_p(t_5 - t_6)}{c_p(t_2 - t_3)} = \frac{1,22 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187(88 - 12)}{1,01(127 - 36)} = 4,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_{aria}c_p(t_2 - t_1) + \dot{m}_{aria}c_p(t_4 - t_3) = 4,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1,01(127 - 20,0) + 4,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1,01(163 - 36,0) = 1,00 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{globale} &= \dot{m}_{aria}(s_4 - s_1) + \dot{m}_{acqua}(s_6 - s_5) = \\ &= \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_1} - R \ln \frac{p_4}{p_1} \right) + \dot{m}_{acqua} c_p \ln \frac{T_6}{T_5} = \\ &= 4,23 \left(1,01 \ln \frac{436}{293} - 0,28713 \ln \frac{10,0}{1,01} \right) + 1,22 \cdot 4,187 \ln \frac{361}{285} = \\ &= -0,122 \text{ W/K} \end{aligned}$$

27) Una portata di $500 \text{ m}^3/\text{h}$ di aria alla pressione di $1,01 \text{ bar}$ ed alla temperatura di $20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ deve essere compressa fino alla pressione di $6,00 \text{ bar}$. Si pensa di realizzare tale processo mediante compressione bistadio con refrigerazione intermedia alla pressione costante di $2,00 \text{ bar}$. La potenza meccanica richiesta e' il 90% di quella necessaria nel caso di un unico stadio, a parita' di condizioni iniziali e di pressione finale. Nelle ipotesi di compressioni, in entrambi i casi, adiabatiche e reversibili valutare:

- la potenza meccanica richiesta;
- la sezione trasversale del condotto di refrigerazione, supponendo che il liquido refrigerante, acqua liquida, subisca un incremento di temperatura di $30,0 \text{ }^\circ\text{C}$ e la sua velocita' media sia di $1,00 \text{ m/s}$.



$$\begin{aligned} t_1 &= 20 \text{ }^\circ\text{C} & p_1 &= 1,01 \text{ bar} & p_4 &= 6,00 \text{ bar} \\ p_2 &= 2,00 \text{ bar} & \dot{V}_1 &= 500 \text{ m}^3/\text{h} & L &= 90\% \dot{L}_{monostadio} \\ w_{acqua} &= 1,00 \text{ m/s} \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

Dall'equazione di stato dei gas ideali e' ricavabile il volume specifico dell'aria nelle condizioni 1

$$p_1 v_1 = RT_1$$

e quindi la portata massica di aria da

$$\dot{m}_{aria} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

si puo' ottenere dall'equazione di una trasformazione isoentropica la temperatura di uscita da una compressione monostadio t'_{2s}

$$\frac{T'_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e quindi la corrispondente potenza di compressione

$$\dot{L}_{\text{monostadio}} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t'_2 - t_1)$$

la potenza di compressione nel caso di compressione bistadio e' data da

$$\dot{L}_{\text{bistadio}} = 0,900 \dot{L}_{\text{monostadio}}$$

e' possibile ottenere i valori delle temperature nei punti 3 e 4 dalla precedente relazione esplicitata e dall'equazione della trasformazione adiabatica e reversibile tra i punti 3 e 4

$$(t_4 - t_3) + (t_2 - t_1) = 0,900(t'_2 - t_1)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

dove il valore della temperatura di uscita dal primo compressore e' ricavabile da

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

da un bilancio di energia sull'interrefrigeratore e' calcolabile la portata d'acqua liquida

$$\dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_3) = \dot{m}_{\text{acqua}} c (t_6 - t_5)$$

l'area della sezione del condotto e' data da

$$A_{\text{condotto}} = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}} v}{w_{\text{acqua}}}$$

SVOLGIMENTO

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{0,28713 \cdot 293}{101} = 0,833 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{500}{3600 \cdot 0,833} = 0,167 \text{ kg/s}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{6,00}{1,01} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 487 \text{ K} = 214 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_{\text{monostadio}} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t'_2 - t_1) = 0,167 \cdot 1,01 (214 - 20) = 32,7 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{\text{bistadio}} = 0,900 \dot{L}_{\text{monostadio}} = 0,900 \cdot 32,7 = 29,4 \text{ kW}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{2,00}{1,01} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 356 \text{ K} = 83 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(t_4 - t_3) + (83 - 20) = 0,900(214 - 20)$$

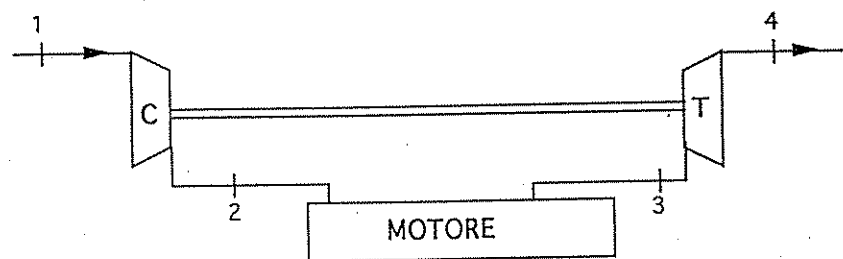
$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{6,00}{2,00} \right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$t_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad t_4 = 141 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{acqua}} = \frac{\dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_3)}{c (t_6 - t_5)} = \frac{0,167 \cdot 1,01 (83 - 30)}{4,187 \cdot 30,0} = 7,11 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$A_{\text{condotto}} = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}} v}{w_{\text{acqua}}} = \frac{7,11 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3}}{1,00} = 7,11 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

28) In figura e' rappresentato un sistema di turbocompressione per la sovralimentazione di un motore a combustione interna. Il rapporto delle pressioni per il compressore e per la turbina e' 1,50. Ipotizzando trascurabile la massa dei prodotti della combustione rispetto a quelli dell'aria, si calcolino, in relazione ai dati riportati, la potenza della turbina e la temperatura dell'aria al suo ingresso. Si assuma un rendimento isoentropico pari a 0,800 per il compressore e 0,700 per la turbina.



$$\eta_T = 0,700 \quad \eta_C = 0,800 \quad \dot{V}_1 = 450 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_4 = p_1 \quad p_1 = 1,00 \text{ bar} \quad t_1 = 15,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_2/p_1 = p_3/p_4 = 1,50$$

PROCEDIMENTO

Il valore del volume specifico dell'aria nelle condizioni 1 e' ricavabile dall'equazione di stato dei gas ideali

$$p_1 v_1 = RT_1$$

mentre la portata massica e' data da

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

la temperatura di fine compressione isoentropica e' data da

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre quella reale si ricava dal rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

la potenza di compressione, pari a quella della turbina, e' data da

$$\dot{L}_C = \dot{L}_T = \dot{m}_{aria} c_p (t_2 - t_1) = \dot{m}_{aria} c_p (t_3 - t_4)$$

e' possibile dunque conoscere la differenza di temperatura per l'aria tra l'ingresso e l'uscita della turbina. Utilizzando l'espressione del rendimento isoentropico della turbina e l'equazione della trasformazione isoentropica di espansione, si puo' ottenere la temperatura dell'aria all'ingresso della turbina

$$\eta_T = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

SVOLGIMENTO

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{0,28713 \cdot 288}{1013 \cdot 10^2} = 0,816 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{450}{3600 \cdot 0,816} = 0,153 \text{ kg/s}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \left(\frac{1,50}{1,00} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 323 \text{ K} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = 0,800 = \frac{50,0 - 15,0}{t_2 - 15,0} \quad t_2 = 59 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_C = \dot{L}_T = \dot{m}_{aria} c_p (t_2 - t_1) = 0,153 \cdot 1,01 (59,0 - 15,0) = 6,83 \text{ kW}$$

$$(t_3 - t_4) = \frac{\dot{L}_T}{\dot{m}_{aria}} = \frac{6,83}{0,153} = 44,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(t_3 - t_{4s}) = \frac{(t_3 - t_4)}{\eta_T} = \frac{44,0}{0,700} = 62,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_3 = T_{4s} \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_{4s} \left(\frac{1,50}{1,00}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = T_{4s} \cdot 1,123$$

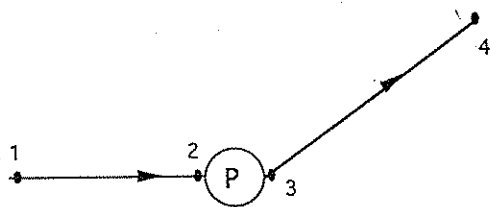
e quindi

$$T_{4s} \cdot 1,123 = 62,9 \quad T_{4s} = 511 \text{ K} = 238 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_4 = 530 \text{ K} = 257 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 574 \text{ K} = 301 \text{ } ^\circ\text{C}$$

29) Lo schema raffigurato rappresenta un sistema di trasporto di un olio minerale liquido ($\nu = 1,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$). Esso e' composto di un primo tratto di condotto orizzontale lungo 2000 m e di diametro interno pari a 8,00 cm, di una pompa con rendimento isoentropico pari a 70,0 %, di un secondo tratto di condotto inclinato lungo 500 m e di uguale diametro interno. La velocita' di trasporto ed il fattore di attrito, in entrambi i tratti, sono rispettivamente 2,00 m/s e 0,0180. Si ritengano adiabatici entrambi i tratti di condotto. Sapendo che e' $p_1 = 10,0 \text{ bar}$, $p_3 = 10,0 \text{ bar}$, $p_4 = 2,00 \text{ bar}$, determinare:

- la potenza meccanica della pompa;
- il dislivello relativo al secondo tratto di condotto.



$L_{1,2} = 2000 \text{ m}$	$D_{1,2} = 8,00 \text{ cm}$	$\eta_P = 70,0 \%$
$L_{3,4} = 500 \text{ m}$	$D_{3,4} = 8,00 \text{ cm}$	$w = 2,00 \text{ m/s}$
$f_{1,2} = f_{3,4} = 0,0180$	$p_1 = 10,0 \text{ bar}$	$p_3 = 10,0 \text{ bar}$
$p_4 = 2,00 \text{ bar}$		

PROCEDIMENTO

Il valore della portata massica si puo' ricavare da

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2 w}{4 \nu}$$

dall'equazione dell'energia meccanica applicata tra le sezioni 1 e 3 si ottiene il valore della potenza ideale fornita alla pompa

$$\dot{L}_{P,id} = \dot{m} r_{1,2} = \dot{m} f_{1,2} \frac{L_{1,2} w^2}{D_{1,2}^2}$$

la potenza reale si ottiene da quella ideale considerando il rendimento isoentropico della macchina

$$\dot{L}_{P,reale} = \frac{\dot{L}_{P,id}}{\eta_P}$$

dall'equazione dell'energia meccanica, applicata tra le sezioni 1 e 4, si determina il dislivello relativo al secondo tratto

$$-\dot{L}_{P,id} = \dot{m} [v(p_4 - p_1) + g(z_4 - z_1) + r_{1,2} + r_{3,4}]$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2 w}{4 \nu} = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 10^{-4} \cdot 2,00}{1,42 \cdot 10^{-3}} = 7,08 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{L}_{P,id} &= \dot{m} r_{1,2} = \dot{m} f_{1,2} \frac{L_{1,2} w^2}{D_{1,2}^2} = \\ &= 7,08 \cdot 0,0180 \frac{2,000 \cdot 10^3 \cdot 4,00}{8,00 \cdot 10^{-2} \cdot 2} \cdot 10^{-3} = 6,37 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\dot{L}_{P,reale} = \frac{\dot{L}_{P,id}}{\eta_P} = \frac{6,37}{0,700} = 9,10 \text{ kW}$$

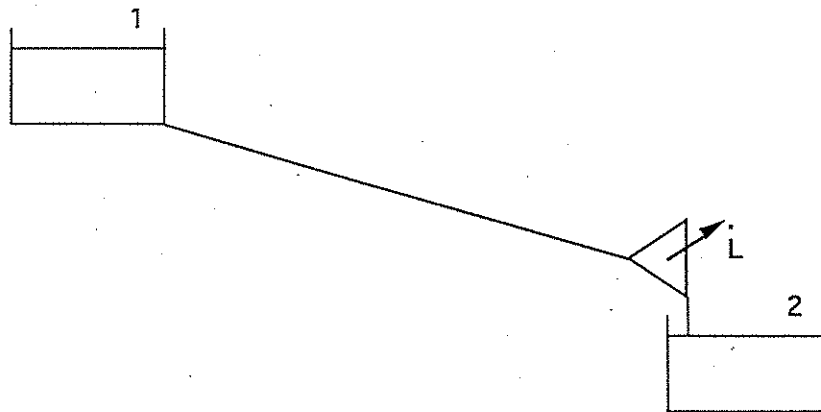
$$-\dot{L}_{P,id} = \dot{m} [v(p_4 - p_1) + g(z_4 - z_1) + r_{1,2} + r_{3,4}]$$

$$\frac{6,37}{7,08} = 1,42 \cdot 10^{-3} (2,00 - 10,0) \cdot 10^2 + 0,0180 \frac{2,500 \cdot 10^3 \cdot 4,00}{8,00 \cdot 10^{-2} \cdot 2} \cdot 10^{-3} + g \Delta z$$

$$\Delta z = 93 \text{ m}$$



30) La potenza che sviluppa un impianto idroelettrico e' di 21,10 MW, essendo il dislivello pari a 500 m e la portata pari a 6,000 m³/s. Calcolare il rendimento globale dell'impianto. Sapendo inoltre che la turbina ha un rendimento isoentropico pari all' 80,0%, che il fattore di attrito e' 0,0300, che la velocita' nel condotto forzato e' di 3,00 m/s, si calcoli la lunghezza del condotto. Quale deve essere l'incremento globale della temperatura dell'acqua, ipotizzando l'impianto adiabatico?



$$\begin{aligned} \dot{L} &= 21,10 \text{ MW} & \Delta z &= z_1 - z_2 = 500 \text{ m} & \dot{V} &= 6,000 \text{ m}^3/\text{s} \\ \eta_T &= 80,0 \% & f &= 0,0300 & w &= 3,00 \text{ m/s} \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

La portata massica di acqua evolvente nell'impianto si ottiene da

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v}$$

il rendimento globale dell'impianto e' dato da

$$\eta_{\text{globale}} = \frac{\dot{L}}{\dot{L}_{\text{max}}} = \frac{\dot{L}}{\dot{m} g \Delta z}$$

dall'equazione dell'energia meccanica applicata tra la sezione 1, dove la velocita' si puo' ritenere nulla, e la 2, si ricava la lunghezza della condotta L_c

$$\dot{L}_{\text{id}} = \frac{\dot{L}}{\eta_T} = \dot{m} \left(g \Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} \right)$$

il diametro della condotta si ricava dalla portata volumetrica

$$\dot{V} = \frac{\pi D_c^2 w}{4}$$

da un bilancio di energia per un volume di controllo che confini con le superfici 1 e 2 e che circondi la condotta e la turbina, si ottiene il valore dell'incremento di temperatura per l'acqua

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \left(\Delta h + g \Delta z + \frac{\Delta w^2}{2} \right)$$

dove $\dot{Q} = 0$ dal momento che la condotta e' ritenuta adiabatica e

$$\frac{\Delta w^2}{2} = 0$$

potendo ritenere che l'acqua nei serbatoi abbia velocita' pari a zero.

SVOLGIMENTO

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{6,000}{10^{-3}} = 6,000 \cdot 10^3 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{\text{globale}} = \frac{\dot{L}}{\dot{L}_{\text{max}}} = \frac{\dot{L}}{\dot{m} g \Delta z} = \frac{21,10 \cdot 10^6}{6,000 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 500} = 0,717$$

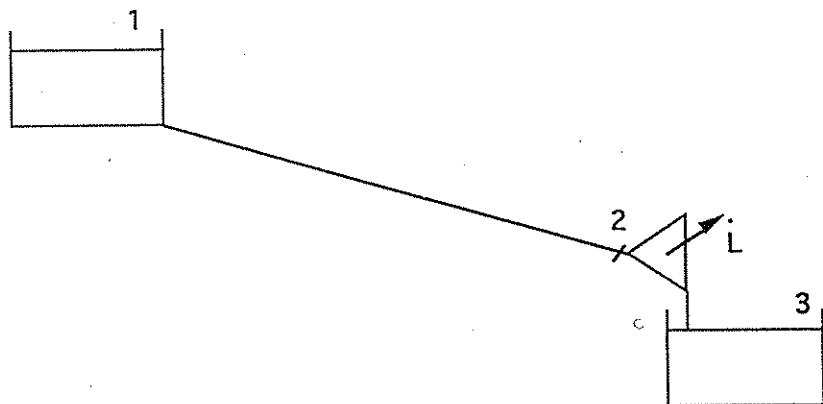
$$D_c = \left(\frac{4 \dot{V}}{\pi w} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4 \cdot 6,000}{3,14 \cdot 3,00} \right)^{0,5} = 1,60 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \dot{L}_{\text{id}} &= \frac{\dot{L}}{\eta_T} = \dot{m} \left(g \Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} \right) = \\ &= \frac{21,10 \cdot 10^6}{0,800} = 26,375 \cdot 10^6 \\ &= 26,375 \cdot 10^6 - \frac{0,0300 \cdot 6,000 \cdot 10^3 \cdot 9,00}{1,60 \cdot 2} \\ L_c &= 5,9 \cdot 10^3 \text{ m} \end{aligned}$$

$$-\dot{L} = \dot{m}(\Delta h + g\Delta z) = \dot{m}(c\Delta t + g\Delta z)$$

$$\Delta t = \frac{\left(g\Delta z - \frac{\dot{L}}{\dot{m}}\right)}{c} = \frac{\left(9,81 \cdot 500 - \frac{21,10 \cdot 10^6}{6,000 \cdot 10^3}\right)}{4,187} = 0,332 \text{ } ^\circ\text{C}$$

31) Una turbina idraulica e' inserita in un impianto in cui, per mezzo di una condotta forzata lunga 600 m, fluisce acqua da un bacino ad alta quota ad uno di scarico con un dislivello di 300 m. La portata d'acqua e' di 5,00 m³/s, il fattore di attrito per la condotta vale 0,022 ed il diametro interno e' di 1,00 m. L'incremento globale della temperatura dell'acqua e' di 0,30 °C; la condotta puo' essere considerata adiabatica. Calcolare la pressione a monte della turbina ed il rendimento isoentropico della turbina.



$$L_c = 600 \text{ m} \quad \Delta z = 300 \text{ m} \quad \dot{V} = 5,00 \text{ m}^3/\text{s} \quad f = 0,022$$

$$D_c = 1,00 \text{ m}$$

PROCEDIMENTO

Dalla portata volumetrica si puo' ricavare il valore della velocita' dell'acqua nella condotta

$$\dot{V} = \frac{w\pi D_c^2}{4}$$

applicando l'equazione dell'energia meccanica tra la sezione 1 e 2 si ottiene il valore della pressione a monte della turbina

$$v(p_2 - p_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2}$$

l'equazione dell'energia meccanica applicata tra le sezioni 1 e 3 fornisce il valore del lavoro specifico ideale

$$l_{ideale} = -g\Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2}$$

da un bilancio di energia per un volume di controllo che confini con le superfici 1 e 3 e che comprenda la condotta e la turbina, si ottiene il valore del lavoro specifico reale

$$q - l_{reale} = g\Delta z + \frac{\Delta w^2}{2} + \Delta h$$

e quindi il valore del rendimento isoentropico della turbina

$$\eta_T = \frac{l_{reale}}{l_{ideale}}$$

SVOLGIMENTO

$$w = \frac{4\dot{V}}{\pi D_c^2} = \frac{4 \cdot 5,00}{3,14 \cdot 1,00^2} = 6,37 \text{ m/s}$$

$$p_2 = \frac{f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}{v} + p_1 =$$

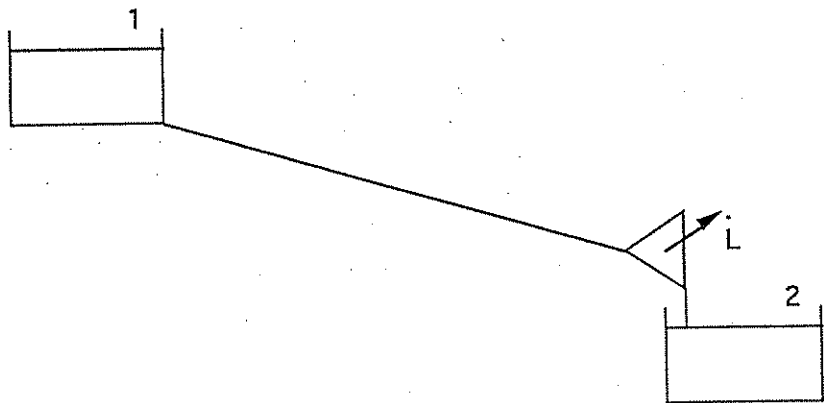
$$= \frac{0,022 \frac{600}{1,00} \frac{6,37^2}{2} + 9,81 \cdot 300 + \frac{6,37^2}{2}}{10^{-3}} + 0,1 = 2,67 \text{ MPa} = 26,7 \text{ bar}$$

$$l_{ideale} = -g\Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} = 2943 - 267 = 2676 \text{ J/kg}$$

$$l_{reale} = g(z_1 - z_3) - c(t_3 - t_1) = 2943 - 0,30 \cdot 4,2 \cdot 10^3 = 1683 \text{ J/kg}$$

$$\eta_T = \frac{l_{reale}}{l_{ideale}} = \frac{1683}{2676} = 0,63$$

32) Un impianto idroelettrico e' schematizzabile cosi' come rappresentato in figura. Con riferimento ai dati riportati valutare la potenza meccanica resa dalla turbina e la produzione entropica dell'impianto. Ipotizzare adiabatica sia la turbina che la condotta.



$$\begin{aligned} \dot{m} &= 10,0 \cdot 10^3 \text{ kg/s} & z_1 - z_2 &= 150 \text{ m} & L_c &= 200 \text{ m} \\ \eta_T &= 0,65 & t_1 &= 12,0 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_c &= 1,5 \text{ m} & f_{condotta} &= 0,019 \end{aligned}$$

PROCEDIMENTO

Essendo nota la portata massica e' possibile valutare la velocita' dell'acqua nell'impianto

$$\dot{m} = \frac{w \pi D_c^2}{4 v}$$

dall'equazione dell'energia meccanica applicata tra le sezioni 1 e 2 e' possibile valutare il lavoro reale della turbina dal momento che ne e' noto il rendimento isoentropico

$$\dot{L} = \dot{m} \left(g \Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} \right) \eta_T$$

la produzione entropica dell'impianto si ricava da un bilancio di entropia su un volume di controllo che confini con le superfici 1 e 2 del serbatoi e che circondi la turbina e la condotta ipotizzate adiabatiche

$$\dot{m} s_1 + \dot{P}_{\text{impianto}} = \dot{m} s_2$$

la variazione di entropia per l'acqua e' data da

$$s_2 - s_1 = \dot{m} c \ln \frac{T_2}{T_1}$$

la variazione di temperatura che l'acqua subisce nella condotta e' data da un bilancio di energia per un volume di controllo che confini con le superfici 1 e 2 e che comprenda la turbina e la condotta

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \left(g \Delta z + \frac{\Delta w^2}{2} + c \Delta t + v \Delta p \right)$$

che, potendo ritenere la velocita' nulla nei serbatoi, la pressione praticamente uguale sulle superfici 1 e 2 e la turbina e la condotta adiabatiche, diventa

$$-\dot{L} = \dot{m} (g \Delta z + c \Delta t)$$

SVOLGIMENTO

$$w = \frac{4 \dot{m} v}{\pi D_c^2} = \frac{4 \cdot 10,0 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5^2} = 5,66 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{L} &= \dot{m} \left(g \Delta z - f \frac{L_c}{D_c} \frac{w^2}{2} \right) \eta_T = \\ &= 10,0 \cdot 10^3 \left(9,81 \cdot 150 - 0,019 \frac{200}{1,5} \frac{5,66^2}{2} \right) \cdot 0,65 = 9,30 \text{ MW} \end{aligned}$$

$$\Delta t = \frac{g \Delta z - \frac{\dot{L}}{\dot{m}}}{c} = \frac{9,81 \cdot 150 - \frac{9,30 \cdot 10^6}{10,0 \cdot 10^3}}{4,187} \cdot 10^3 = 0,13 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_1 + 0,13 = 12,0 + 0,13 = 12,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{P}_{\text{impianto}} = \dot{m}(s_2 - s_1) = \dot{m}c \ln \frac{T_2}{T_1} =$$

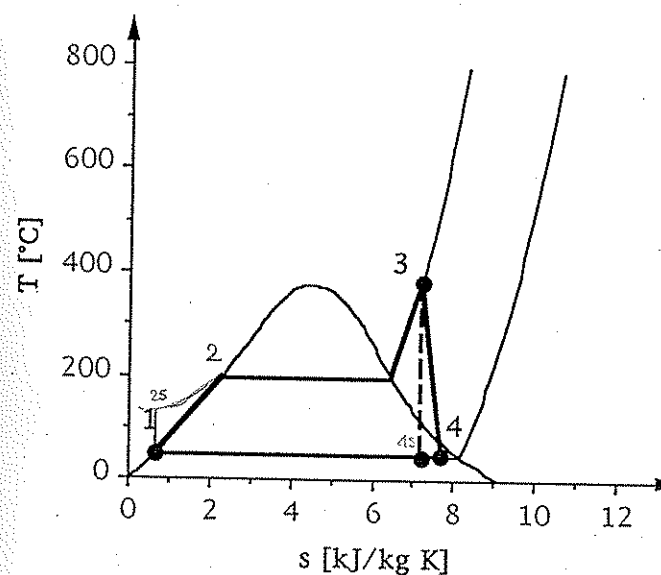
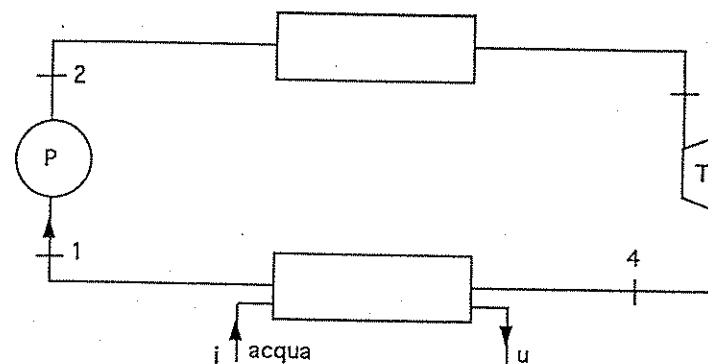
$$= 10,0 \cdot 10^3 \cdot 4,187 \cdot 10^3 \ln \frac{285,1}{285} = 25 \text{ kW/K}$$

*

B. CICLO RANKINE

1) In un ciclo di Rankine evolvono 0,800 kg/s di acqua. In caldaia e nel condensatore si misurano 18,0 bar e 0,20 bar rispettivamente. La condensazione, fino alle condizioni di liquido saturo, è ottenuta utilizzando 1,50 · 10⁵ kg/h di acqua a pressione atmosferica che, nel passaggio nello scambiatore, si riscalda da 10,0 °C a 20,0 °C.

Il rendimento del ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature estreme del ciclo, è pari a 0,50. Valutare il rendimento del ciclo, il rendimento isoentropico della turbina e la conduttanza globale dello scambiatore nell'ipotesi che la pompa si possa ritenere ideale.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,20			0,00	
2s	18,0				
3	18,0				
4s	0,20				
4	0,20				

PROCEDIMENTO

Le proprieta' nel punto 1 sono note essendoci la pressione ed il titolo. Dalla conoscenza della portata d'acqua al condensatore e del suo incremento di temperatura, e' possibile valutare, da un bilancio di energia sul componente, la potenza di condensazione.

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{acqua,cond} \cdot c_p \cdot (t_u - t_i)$$

e, quindi, l'entalpia nel punto 4

$$\dot{m}_{acqua,cond} \cdot c_p \cdot (t_u - t_i) = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_4 - h_1)$$

che e' completamente noto essendo assegnato il valore della pressione; dalla conoscenza del rendimento della macchina di Carnot, operante tra le stesse temperature estreme, si puo' ottenere la temperatura nel punto 3

$$\eta_{M.C.} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

per il punto 4s, nota l'entropia, e' possibile ricavare il titolo e quindi il valore dell' entalpia.

$$x_{4s} = \frac{s - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

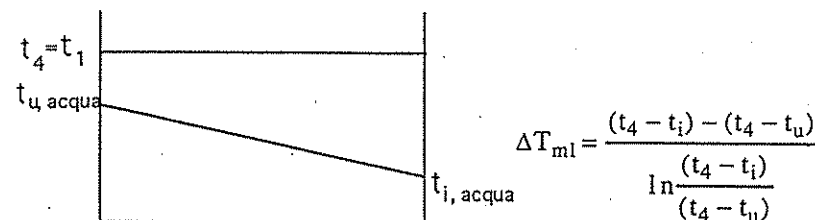
$$h_{4s} = h_1 + x_{4s}(h_{vs} - h_1)$$

il rendimento globale del ciclo e' pari a

$$\eta_{globale} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

per il condensatore, la differenza di temperatura media logaritmica vale



mentre il valore della conduttanza globale e' ricavabile da

$$\dot{Q}_{CO} = UA \cdot \Delta T_{ml}$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{acqua,cond} \cdot c_p \cdot (t_u - t_i)$$

$$\dot{Q}_{CO} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{3600} \cdot 4,187 \cdot 10,0 = 1,74 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{acqua,cond} \cdot c_p \cdot (t_u - t_i) = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_4 - h_1)$$

$$1,74 \cdot 10^3 = 0,800(h_4 - 251,28) \quad h_4 = 2,43 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{M.C.} = 1 - \frac{T_B}{T_A} = 0,50 = 1 - \frac{333}{T_A} \quad T_A = 666 \text{ K} = 393 \text{ °C}$$

$$h_1 \cong h_2$$

$$x_{4s} = \frac{s_{4s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{7,15 - 0,8316}{7,0744} = 0,896$$

$$h_{4s} = h_1 + x_{4s}(h_{vs} - h_1) = 251,28 + 0,896 \cdot 2357,6 = 2364 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,20	60,09	251,28	0,00	0,8316
2s	18,0	60,09	251,28		0,8316
3	18,0	393	3240		7,15
4s	0,20	60,09	2361	0,89	7,15
4	0,20	60,09	2426	0,92	7,36

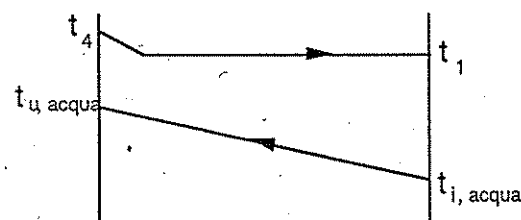
$$\eta_{\text{globale}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = \frac{3240 - 2,43 \cdot 10^3}{3240 - 251,28} = 0,271$$

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{3240 - 2,43 \cdot 10^3}{3240 - 2364} = 0,925$$

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{(t_4 - t_i) - (t_4 - t_u)}{\ln \frac{(t_4 - t_i)}{(t_4 - t_u)}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50}{40}} = 44,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

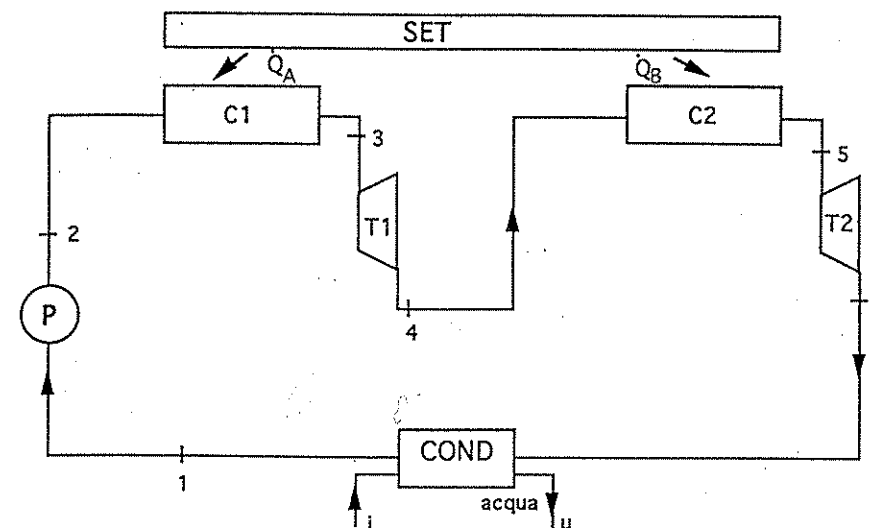
$$Q_{\text{CO}} = UA \cdot \Delta T_{\text{ml}} = UA \cdot 44,8 \quad UA = 38,8 \text{ kW/K}$$

Si noti che la verifica della fase nel punto 4 e' preliminarmente indispensabile per poter individuare il valore del ΔT_{ml} e quindi quello della conduttanza globale richiesto. Qualora, infatti, il punto 4 risultasse in condizioni di vapore surriscaldato, il diagramma di temperatura per il condensatore sarebbe



e corrispondentemente dovrebbero essere considerati due scambiatori separati: un desurriscaldatore e un condensatore propriamente detto, per tenere conto della variazione del calore specifico.

2) Si consideri il ciclo Rankine con risurriscaldamento schematizzato in figura. Con riferimento ai dati indicati, si calcolino il rendimento dell'impianto e la produzione entropica globale esplicitandone le aliquote "interna" ed "esterna".



$$\eta_{T1} = 0,900$$

$$t_{\text{SET}} = 700 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_4 = 30,0 \text{ bar}$$

$$UA_{\text{COND}} = 650 \text{ kW/K}$$

$$p_i = p_u = 1,00 \text{ bar}$$

$$\eta_P = 0,650$$

$$p_3 = 100 \text{ bar}$$

$$x_1 = 0,00$$

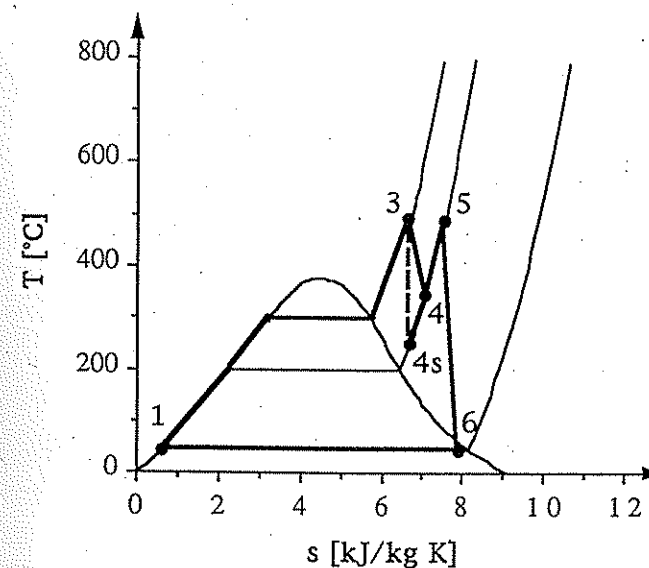
$$\dot{m}_{\text{acqua, COND}} = 150 \text{ kg/s}$$

$$t_i = 12,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_3 = t_5 = 500 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_6 = 0,900$$

$$t_u = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1				0,00	
2s	100				
2	100				
3	100	500			
4s	30,0				
4	30,0				
5	30,0	500			
6				0,900	

PROCEDIMENTO

Le proprietà nei punti 3 e 5 sono individuabili essendo assegnate, per ciascuno di essi, pressione e temperatura; e' quindi noto il punto 4s di cui si conoscono pressione ed entropia. Dal rendimento isoentropico della turbina T1 si puo' ricavare il valore dell'entalpia nel punto 4

$$\eta_{T1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

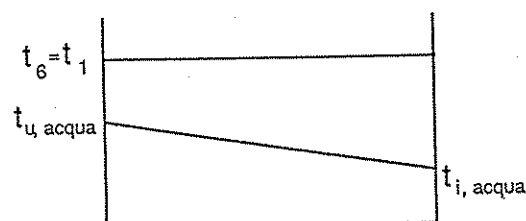
da un bilancio di energia sul condensatore si puo' ottenere il valore della potenza di condensazione

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{acqua,COND} \cdot c_p (t_u - t_i)$$

e quindi il valore della temperatura media logaritmica

$$\dot{Q}_{COND} = UA \Delta T_{ml}$$

la quale, esplicitata, consente il calcolo della temperatura di condensazione



$$\Delta T_{ml} = \frac{(t_6 - t_u) - (t_6 - t_i)}{\ln \frac{(t_6 - t_u)}{(t_6 - t_i)}}$$

e, quindi della pressione di condensazione e delle proprietà nel punto 6 essendone assegnato il titolo

$$h_6 = h_1 + x_6(h_{vs} - h_l)$$

$$s_6 = s_1 + x_6(s_{vs} - s_l)$$

le proprietà nel punto 1 sono, quindi, anch'esse note mentre l'entalpia nel punto 2s e' data da

$$h_{2s} = h_1 + v \Delta p$$

l'entalpia nel punto 2 si ottiene dal rendimento isoentropico della pompa

$$\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

da un bilancio di energia sul condensatore lato fluido evolvente nel ciclo se ne ricava il valore della portata massica

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_1 - h_6)$$

il rendimento globale dell'impianto e' dato da

$$\eta = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A + \dot{Q}_B}$$

e' possibile valutare la produzione entropica globale come somma di quella dovuta a "cause esterne" e di quella dovuta a "cause interne"; quella dovuta a "cause esterne" e' determinata dagli scambi termici che avvengono in caldaia con il SET e nel condensatore con l'acqua di raffreddamento sotto differenze di temperatura non infinitesime e si puo' ottenere come somma delle produzioni entropiche relative ai componenti C1, C2 e COND ed ognuna di dette produzioni deriva da bilanci di entropia sui volumi di controllo VC1, VC2, e VC3

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(h_3 - h_2) = 2,27(3380 - 117) = 7,41 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(h_5 - h_4) = 2,27(3460 - 3074) = 8,76 \cdot 10^2 \text{ kW}$$

$$h_2 - h_1 = v \Delta p + c(t_2 - t_1) \quad 15 = 1,0 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} + 4,187 \cdot (t_2 - 24,4)$$

$$t_2 = 25,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$s_2 = s_1 + c \ln \frac{T_2}{T_1} = 0,3576 + 4,187 \cdot \ln \frac{299}{297} = 0,386 \text{ kJ/kg K}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,031	24,4	102	0,00	0,3576
2s	100	24,4	112		0,3576
2	100	25,6	117		0,386
3	100	500	3380		6,60
4s	30,0	318,6	3040		6,60
4	30,0	332,6	3074		6,68
5	30,0	500	3460		7,23
6	0,031	24,4	2309	0,900	7,748

$$\dot{P}_{C1} = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_3 - s_2) = -\frac{7,41 \cdot 10^3}{973} + 2,27(6,6 - 0,386) =$$

$$= 6,45 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{C2} = \frac{\dot{Q}_B}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_5 - s_4) = \frac{8,76 \cdot 10^2}{973} + 2,27(7,23 - 6,68) =$$

$$= 0,416 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{\text{COND}} = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_1 - s_6) + \dot{m}_{\text{acqua,COND}}(s_a - s_i) =$$

$$= \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_1 - s_6) + \dot{m}_{\text{acqua,COND}} \cdot c \ln \frac{T_u}{T_i} =$$

$$= 2,27(0,3576 - 7,748) + 150 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{293}{285} = 0,600 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{\text{est}} = \dot{P}_{C1} + \dot{P}_{C2} + \dot{P}_{\text{COND}} = 6,45 + 0,417 + 0,600 = 7,47 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{T1} = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_4 - s_3) = 2,27 \cdot (6,67 - 6,6) = 0,159 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{T2} = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_6 - s_5) = 2,27 \cdot (7,748 - 7,25) = 1,130 \text{ kW/K}$$

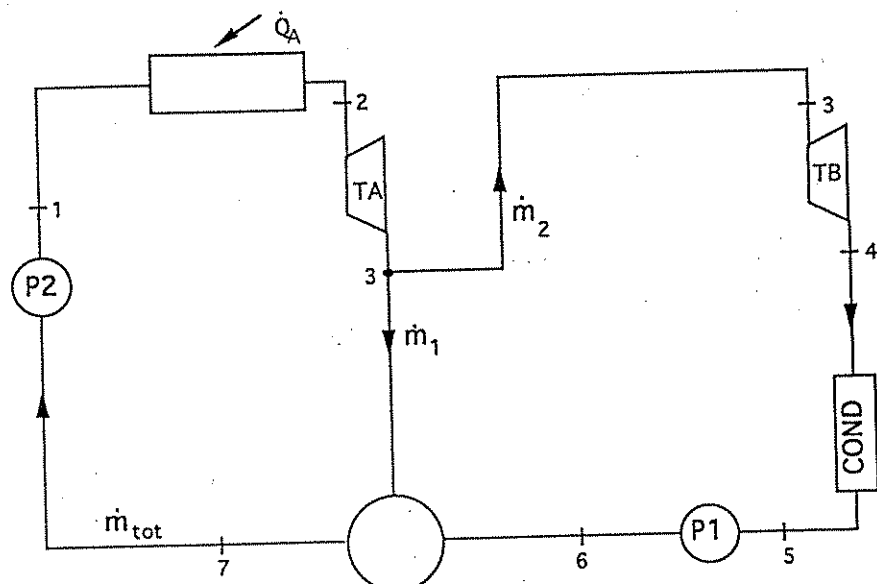
$$\dot{P}_P = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}}(s_2 - s_1) = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}} \cdot c \ln \frac{T_2}{T_1} = 2,27 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{299}{297} = 0,064 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{\text{int}} = \dot{P}_{T1} + \dot{P}_{T2} + \dot{P}_P = 0,159 + 1,130 + 0,064 = 1,353 \text{ kW/K}$$

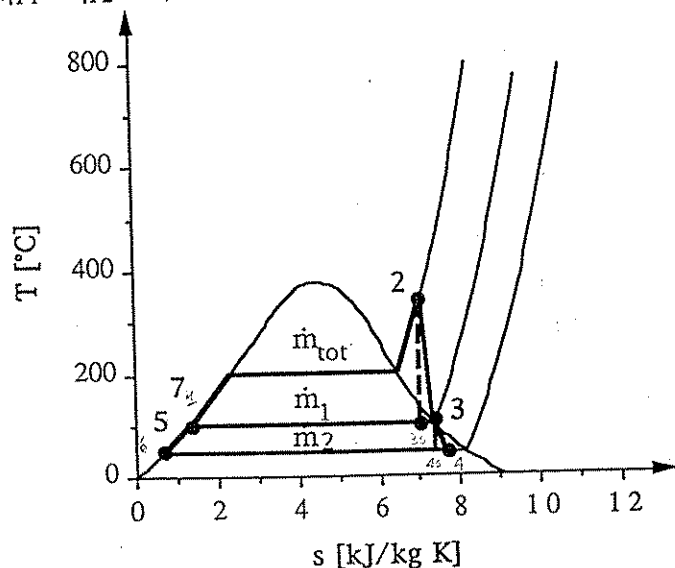
$$\dot{P}_{\text{globale}} = \dot{P}_{\text{est}} + \dot{P}_{\text{int}} = 7,47 + 1,35 = 8,82 \text{ kW/K}$$

Come già nell'esercizio precedente, anche in questo lo schema semplice di interazione termica esclusivamente con SET e' stato sviluppato dando luogo alla presenza di una portata d'acqua che consente la condensazione. In quest'occasione la divisione della produzione entropica globale nelle aliquote interna ed esterna e' scandita dalla tipologia dei componenti dello schema; infatti le caldaie e il condensatore saranno sedi unicamente di produzione entropica esterna mentre, le turbine e la pompa, di produzione interna. Questo grazie al sussistere delle ipotesi semplificative di adiabaticita' delle macchine dinamiche e di trascurabilita' delle perdite di carico relativamente ai fluidi evolventi negli scambiatori di calore.

3) Con riferimento allo schema indicato, riguardante un ciclo Rankine a vapore surriscaldato di acqua, valutare il titolo della sostanza di lavoro nel punto 4, la potenza meccanica resa dalle due turbine ed il rendimento termodinamico globale dell'impianto.



$$\begin{aligned}
 p_1 = p_2 = 20,0 \text{ bar} & \quad p_4 = p_5 = 0,100 \text{ bar} & x_3 = 1,00 \\
 p_3 = p_6 = p_7 = 2,60 \text{ bar} & \quad x_5 = x_7 = 0,00 & \dot{m}_{\text{tot}} = 1,00 \text{ kg/s} \\
 t_2 = 350 \text{ }^\circ\text{C} & \quad \eta_{TA} = \eta_{TB} & \\
 \eta_{P1} = \eta_{P2} = 1,00 & &
 \end{aligned}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	20,0				
2	20,0	350			
3s	2,60				
3	2,60			1,00	
4s	0,100				
4	0,100				
5	0,100			0,00	
6	2,60				
7	2,60			0,00	

PROCEDIMENTO

Le proprietà nei punti 3, 5, e 7 sono individuate essendo assegnate pressione e titolo; anche il punto 2 e' noto essendo, per esso, note pressione e temperatura. Il punto 3s risulta anch'esso individuato dal momento che se ne conoscono pressione ed entropia, $s_{3s} = s_3$, ed una considerazione analoga vale per il punto 4s. E' possibile, quindi, calcolare il rendimento isoentropico della turbina TA

$$\eta_{TA} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$$

dal rendimento isoentropico della turbina TB, che e' lo stesso della turbina TA, si ottiene il valore dell'entalpia nel punto 4

$$\eta_{TB} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

e, quindi, il valore del titolo

$$x_4 = \frac{h_4 - h_1}{h_{vs} - h_1}$$

il valore dell'entalpia nel punto 1, considerando che le pompe sono ritenute ideali, e' data da

$$h_1 = h_7 + v\Delta p$$

mentre l'entalpia nel punto 6 e' praticamente la stessa del punto 5 dato il modesto incremento di pressione. I valori delle due portate

m_1 ed m_2 si ottengono da un sistema di due equazioni di cui la prima e' data da un bilancio di massa sul miscelatore, mentre, la seconda, e' data da un bilancio di energia sul medesimo componente ritenuto adiabatico; e' da tenere presente che, per il piccolo incremento di pressione che il liquido subisce nell'attraversare la pompa P1, e' senz'altro $h_5 = h_6$

$$m_{tot} = m_1 + m_2$$

$$m_1 h_3 + m_2 h_6 = m_{tot} h_7$$

la potenza meccanica resa dalle due turbine si ottiene da

$$\dot{L}_{TA} = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{L}_{TB} = \dot{m}_2(h_3 - h_4)$$

il rendimento globale dell'impianto, tenendo presente che e' possibile ritenere $h_7 = h_1$, si scrive

$$\eta = \frac{\dot{L}_{TA} + \dot{L}_{TB}}{\dot{Q}_A}$$

dove \dot{Q}_A si ricava da un bilancio di energia sulla caldaia

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1)$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_{TA} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} = \frac{3140 - 2716,6}{3140 - 2700} = 0,961$$

$$\eta_{TB} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0,95 = \frac{2716,6 - h_4}{2716,6 - 2230} \quad h_4 = 2254 \text{ kJ/kg}$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_1}{h_{vs} - h_1} = \frac{2254 - 192}{2392} = 0,86$$

$$h_1 = h_7 + v \Delta p = 541 + 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 17,4 \cdot 10^5 \cdot 10^3 = 542,7 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	20,0	129	542,7		1,6203
2	20,0	350	3140		6,95
3s	2,60	128	2700	0,98	6,95
3	2,60	129	2716,6	1,00	7,0335
4s	0,100	45,8	2230	0,85	7,0335
4	0,100	45,8	2254	0,86	7,114
5	0,100	45,8	192	0,00	0,650
6	2,60	45,8	192		0,650
7	2,60	129	541	0,00	1,6203

$$1,00 = m_1 + m_2$$

$$m_1 2716,6 + m_2 192 = 1,00 \cdot 541$$

$$m_1 = 0,138 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = 0,862 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L}_{TA} = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_3) = 1,00(3140 - 2716,6) = 423 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TB} = \dot{m}_2(h_3 - h_4) = 0,862(2717 - 2254) = 399 \text{ kW}$$

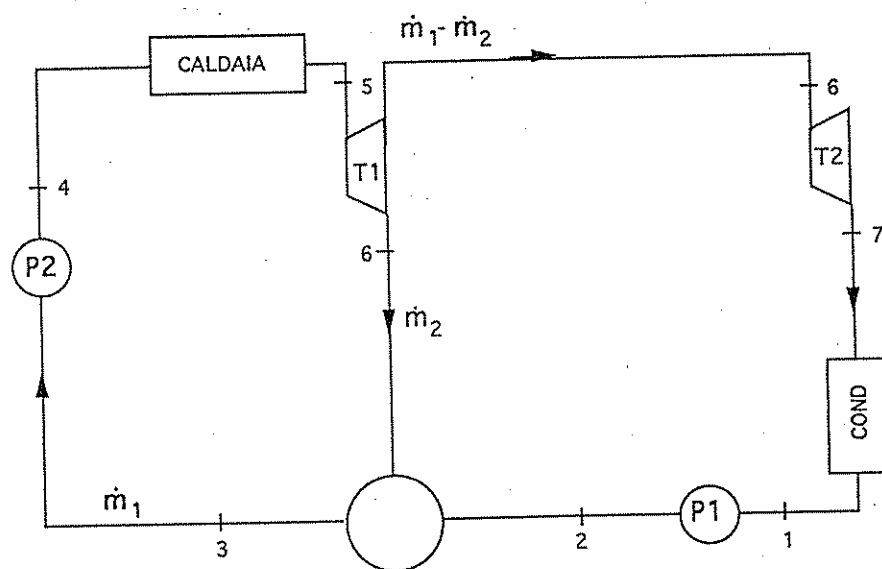
$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1) = 1,00(3140 - 542,7) = 2597 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{\dot{L}_{TA} + \dot{L}_{TB}}{\dot{Q}_A} = \frac{423 + 399}{2597} = 0,317$$

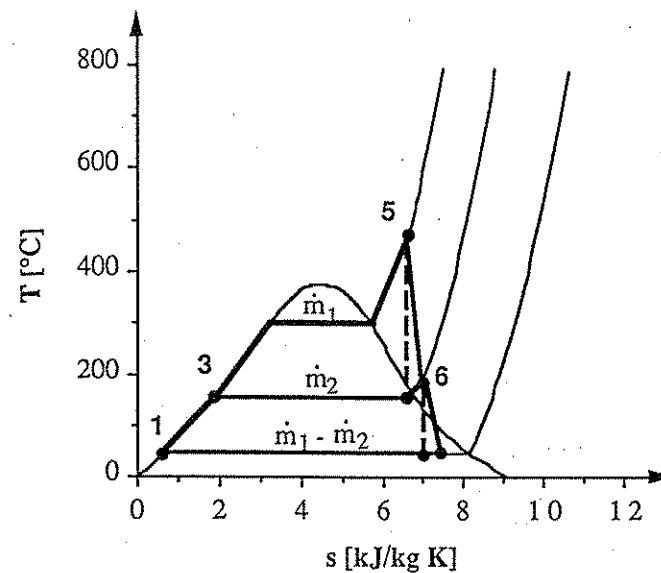
In quest'esercizio viene presentato lo schema piu' semplice di rigenerazione, senza risurriscaldamento a valle dello spillamento. La portata spillata m_1 cede la sua potenza termica in un rigeneratore del tipo a miscela.

4) Si consideri il ciclo Rankine in figura. Il vapore entra nella turbina di alta pressione a 80,0 bar e 480,0 °C espandendo fino a 0,700 MPa. La pressione di condensazione e' 8,0 kPa ed il vapore a fine condensazione e' liquido saturo. Le pompe sono considerate ideali, il rendimento isoentropico delle turbine e' pari a 0,85. In corrispondenza di 100,00 MW di potenza meccanica netta, si calcolino:

- le potenze relative ai componenti costituenti il ciclo;
- il rendimento dell' impianto;
- la produzione entropica del miscelatore;



$$\begin{aligned}
 p_4 = p_5 = 80,0 \text{ bar} & \quad p_7 = p_1 = 8,0 \text{ kPa} \\
 p_2 = p_3 = p_6 = 0,700 \text{ MPa} & \\
 t_5 = 480,0 \text{ °C} & \quad \eta_{T1} = \eta_{T2} = 0,85 \\
 \dot{L}_{\text{netto}} = 100,00 \text{ MW} & \quad x_1 = x_3 = 0,00 \\
 & \quad \eta_{P1} = \eta_{P2} = 1,00
 \end{aligned}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,080			0,00	
2s	7,00				
3	7,00			0,00	
4s	80,0				
5	80,0	480,0			
6s	7,00				
6	7,00				
7s	0,080				
7	0,080				

PROCEDIMENTO

Le proprietà nei punti 1 e 3 sono note dal momento che se ne conoscono pressione e titolo mentre e' individuato anche il punto 5 essendo assegnati i valori della pressione e della temperatura.. Conoscendo l'entropia nel punto 6s, la stessa del punto 5, se ne puo' ricavare il titolo e quindi l'entalpia

$$x_{6s} = \frac{s_{6s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{6s} = h_1 + x_{6s}(h_{vs} - h_1)$$

dal rendimento isoentropico della turbina T1 e' possibile valutare l'entalpia nel punto 6

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

le proprieta' termodinamiche nel punto 6 sono quindi note ed, in particolare, lo e' l'entropia che e' la stessa nel punto 7s; e' possibile, quindi, valutare il titolo e l'entalpia nel punto 7s

$$x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{7s} = h_1 + x_{7s}(h_{vs} - h_1)$$

il rendimento isoentropico della turbina T2 fornisce il valore dell'entalpia nel punto di fine espansione reale

$$\eta_{T2} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}}$$

tenendo presente, poi, che le due pompe sono ritenute ideali e' calcolabile l'entalpia nei punti 2 e 4

$$h_2 - h_1 = v(p_2 - p_1)$$

$$h_4 - h_3 = v(p_4 - p_3)$$

i valori delle portate massiche di fluido evolvente nei vari circuiti dell'impianto, sono ottenibili da un sistema di due equazioni; la prima si ricava esplicitando il lavoro netto, che e' assegnato, mentre la seconda deriva da un bilancio di energia sul miscelatore

$$\begin{aligned} \dot{m}_1(h_6 - h_5) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_7 - h_6) - \dot{m}_1(h_{4s} - h_3) - (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_{2s} - h_1) &= \dot{L}_{\text{netto}} \\ (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)h_2 + \dot{m}_2h_6 &= \dot{m}_1h_3 \end{aligned}$$

e, quindi, e' possibile valutare, dai bilanci di energia sui rispettivi componenti, la potenza delle due turbine, quella delle due pompe e la potenza termica ceduta in caldaia

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_1(h_5 - h_6) \quad \dot{L}_{T2} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_6 - h_7)$$

$$\dot{L}_{P1} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_1)$$

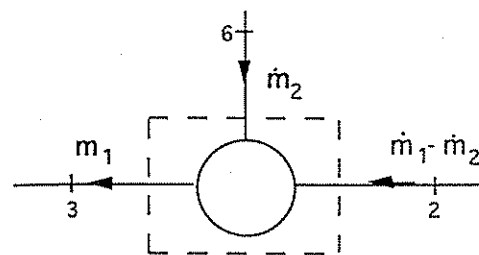
$$\dot{L}_{P2} = \dot{m}_1(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{\text{caldaia}} = \dot{m}_1(h_5 - h_4)$$

il rendimento dell'impianto e' pari a

$$\eta = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_{P1} - \dot{L}_{P2}}{\dot{Q}_{\text{caldaia}}}$$

la produzione entropica del miscelatore si ricava da un bilancio di entropia sul volume di controllo evidenziato in figura



$$\dot{P}_{\text{miscelatore}} + \dot{m}_2s_6 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)s_2 = \dot{m}_1s_3$$

SVOLGIMENTO

$$x_{6s} = \frac{s_{6s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{6,65 - 1,99}{4,71} = 0,989$$

$$h_{6s} = h_1 + x_{6s}(h_{vs} - h_1) = 0,989 \cdot 2065 + 697 = 2740 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} = \frac{3340 - h_6}{3340 - 2740} = 0,85 \quad h_6 = 2830 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{6,85 - 0,5922}{7,6344} = 0,820$$

$$h_{7s} = h_1 + x_{7s}(h_{vs} - h_1) = 0,820 \cdot 2402,5 + 173,76 = 2144 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T2} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} = \frac{2830 - h_7}{2830 - 2144} = 0,85 \quad h_7 = 2247 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 - h_1 = v(p_2 - p_1) = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 6,92 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 0,692 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 - h_3 = v(p_4 - p_3) = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 73,0 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 7,30 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s [kJ/kg K]
1	0,080	41,54	173,76	0,00	0,5922
2s	7,00	41,54	175		0,5922
3	7,00	164,96	696,7	0,00	1,9909
4s	80,0	165,6	704		1,9909
5	80,0	480,0	3340		6,65
6s	7,00	165,0	2740	0,99	6,65
6	7,00	192,4	2830		6,85
7s	0,080	41,54	2144	0,82	6,85
7	0,080	41,54	2247	0,86	7,18

$$\dot{m}_1 \cdot 510 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot 583 - \dot{m}_1 \cdot 7,30 - (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot 0,692 = 1,00 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) 175 + \dot{m}_2 2830 = \dot{m}_1 697$$

$$\dot{m}_1 = 103 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_2 = 20,2 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_1 (h_5 - h_6) = 103 \cdot (3340 - 2830) = 52,5 \text{ MW}$$

$$\dot{L}_{T2} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) (h_6 - h_7) = 83 \cdot (2830 - 2247) = 48,4 \text{ MW}$$

$$\dot{L}_{P1} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) (h_2 - h_1) = 83 \cdot 0,692 = 57 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{P2} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) = 103 \cdot 7,30 = 752 \text{ kW}$$

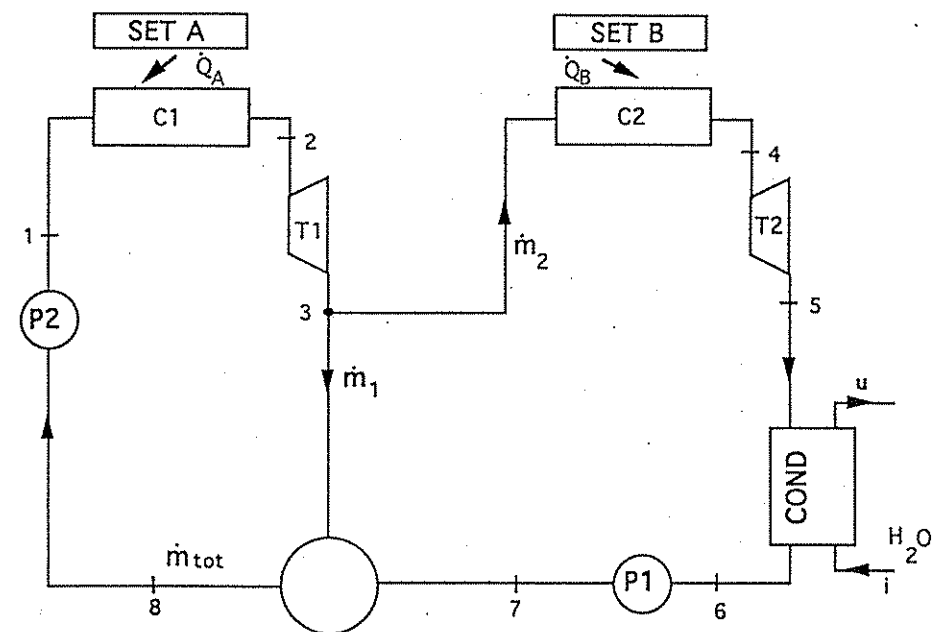
$$\dot{Q}_{caldaia} = \dot{m}_1 (h_5 - h_4) = 103 \cdot (3340 - 704) = 272 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_{P1} - \dot{L}_{P2}}{\dot{Q}_{caldaia}} = \frac{100}{272} = 0,368$$

$$\dot{P}_{miscelatore} = \dot{m}_1 (s_3 - s_2) + \dot{m}_2 (s_2 - s_6)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{miscelatore} &= 103 \cdot (1,9909 - 0,5922) + 20,2 \cdot (0,5922 - 6,85) = \\ &= 18 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

5) Con riferimento al ciclo Rankine schematicizzato in figura ed ai relativi dati, valutare il rendimento termodinamico ed il rapporto percentuale tra la produzione entropica del condensatore e quella globale.



$$p_1 = p_2 = 60,0 \text{ bar}$$

$$p_5 = p_6 = 0,700 \text{ bar}$$

$$x_6 = x_8 = 0,00$$

$$\dot{L}_{P1} = 20,0 \text{ kW}$$

$$p_i = p_u = 1 \text{ bar}$$

$$p_3 = p_7 = p_8 = p_4 = 25,0 \text{ bar}$$

$$t_2 = 550 \text{ °C}$$

$$\eta_{T1} = \eta_{T2} = \eta_{P1} = \eta_{P2} = 0,750$$

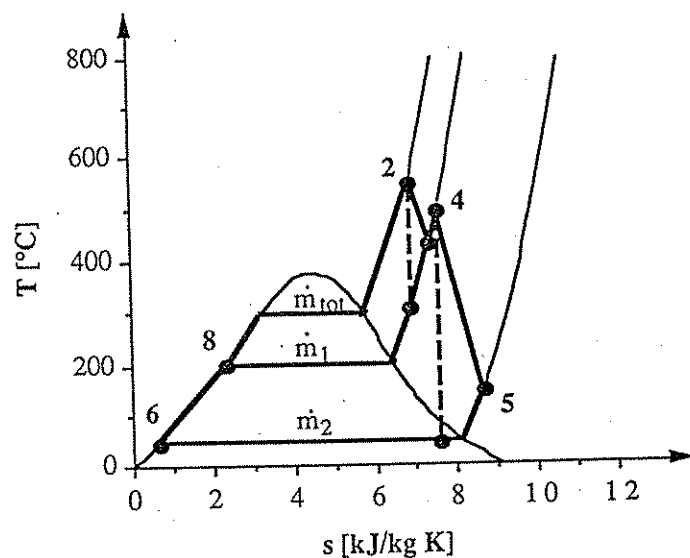
$$t_{SET A} = 750 \text{ °C}$$

$$t_i = 10,0 \text{ °C}$$

$$t_4 = 500 \text{ °C}$$

$$t_{SET B} = 700 \text{ °C}$$

$$t_u = 20,0 \text{ °C}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1s	60,0				
1	60,0				
2	60,0	550			
3s	25,0				
3	25,0				
4	25,0	500			
5s	0,700				
5	0,700				
6	0,700			0,00	
7s	25,0				
7	25,0				
8	25,0			0,00	

PROCEDIMENTO

Le proprietà nel punto 4 sono individuate essendo assegnata la temperatura e la pressione; anche quelle nei punti 6 e 8 sono note dal momento che si conoscono pressione e titolo. L'entalpia nel punto 7s si ricava da:

$$\Delta h = h_{7s} - h_6 = v \Delta p$$

mentre un bilancio di energia, per un volume di controllo che racchiude la pompa P1, fornisce il valore della portata massica \dot{m}_2

$$\dot{L}_{P1} = \dot{m}_2 \frac{(h_{7s} - h_6)}{\eta_{P1}}$$

l'entalpia nel punto 3 si ottiene dal rendimento isoentropico della turbina T1

$$\eta_{T1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$$

mentre dal rendimento isoentropico della turbina T2 si ricava il valore dell'entalpia nel punto 5

$$\eta_{T2} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}$$

analogamente l'entalpia nel punto 7 si può ottenere dal rendimento isoentropico della pompa P1

$$\eta_{P1} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6}$$

l'entalpia nel punto 1s si ottiene dalla variazione di entalpia di un liquido data da:

$$h_{1s} - h_8 = v \Delta p$$

mentre l'entalpia nel punto 1 si ricava dal rendimento isoentropico della pompa P2

$$\eta_{P2} = \frac{h_{1s} - h_8}{h_1 - h_8}$$

le portate massiche \dot{m}_{tot} ed \dot{m}_1 sono date da un sistema di due equazioni di cui la prima deriva da un bilancio di massa sul miscelatore mentre, la seconda, deriva da un bilancio di energia sullo stesso ritenuto adiabatico

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_1 h_3 = \dot{m}_{tot} h_8$$

e' possibile, dunque, valutare il rendimento globale

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_{tot}(h_2 - h_3) + \dot{m}_2(h_4 - h_5) - \dot{m}_{tot}(h_1 - h_8) - \dot{m}_2(h_7 - h_6)}{\dot{m}_{tot}(h_2 - h_1) + \dot{m}_2(h_4 - h_3)}$$

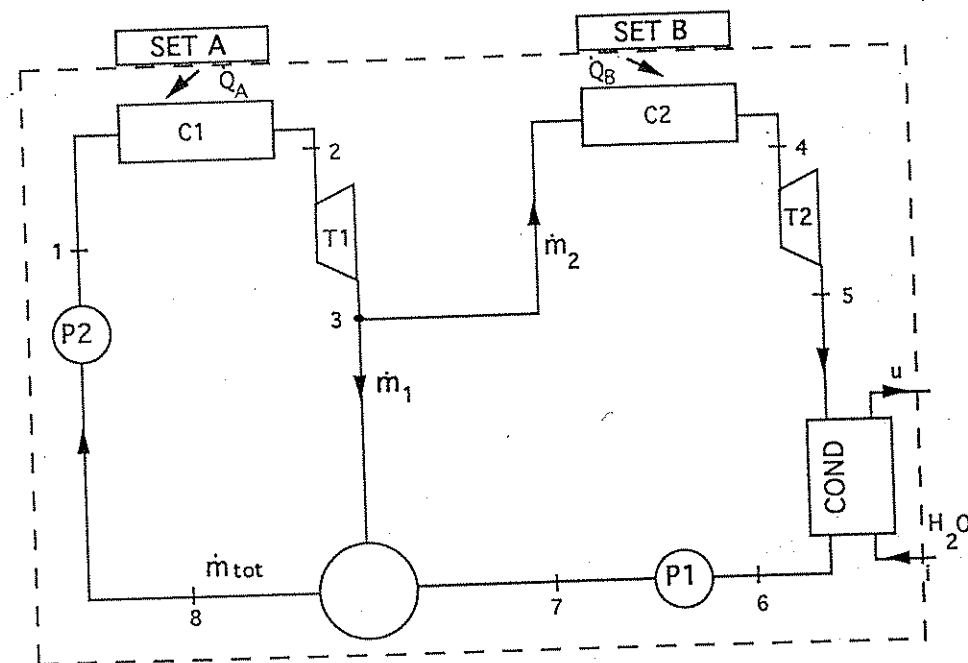
da un bilancio di energia al condensatore e' possibile ricavare la portata d'acqua

$$\dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_{H_2O,cond} c_p (t_u - t_i)$$

la produzione entropica del condensatore e' ottenibile da un bilancio di entropia su un volume di controllo che racchiuda il componente

$$\dot{m}_2 s_5 + \dot{m}_{H_2O,cond} s_i + \dot{P}_{COND} = \dot{m}_2 s_6 + \dot{m}_{H_2O,cond} s_u$$

mentre, da un bilancio di entropia sul volume di controllo evidenziato in figura, si ottiene la produzione entropica globale



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{H_2O,cond} s_i = \dot{m}_{H_2O,cond} s_u$$

con Q_A e Q_B ottenuti da bilanci di energia su volumi di controllo che racchiudono i componenti C1 e C2

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_2(h_4 - h_3)$$

SVOLGIMENTO

$$\Delta h = h_{7s} - h_6 = v \Delta p = 1,01 \cdot 10^{-3} \cdot 24,3 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 2,43 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{P1} = \dot{m}_2 \frac{(h_{7s} - h_6)}{\eta_{P1}} = 20,0 = \dot{m}_2 \frac{(379 - 377)}{0,750} \quad \dot{m}_2 = 7,50 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{T1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} = 0,750 = \frac{3550 - h_3}{3550 - 3260} \quad h_3 = 3333 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T2} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = 0,750 = \frac{3460 - h_5}{3460 - 2610} \quad h_5 = 2823 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{P1} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} = 0,750 = \frac{379 - 377}{h_7 - 377} \quad h_7 = 380 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1s} - h_8 = v \Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 35,0 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 3,50 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{P2} = \frac{h_{1s} - h_8}{h_1 - h_8} = 0,750 = \frac{965 - 961}{h_1 - 961} \quad h_1 = 966 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1s	60,0	224	965		2,5524
1	60,0	224,6	966		2,5541
2	60,0	550	3550		7,05
3s	25,0	409	3260		7,05
3	25,0	442	3333		7,15
4	25,0	500	3460		7,33
5s	0,700	89,96	2610	0,98	7,33
5	0,700	173	2823		7,80
6	0,700	89,96	376,58	0,00	1,1915
7s	25,0	89,96	379		1,1915
7	25,0	90,3	380		1,1941
8	25,0	224	961,15	0,00	2,5524

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + 7,50$$

$$7,50 \cdot 380 + \dot{m}_1 \cdot 3333 = \dot{m}_{tot} \cdot 961$$

$$\dot{m}_{tot} = 9,34 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_1 = 1,84 \text{ kg/s}$$

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_{tot}(h_2 - h_3) + \dot{m}_2(h_4 - h_5) - \dot{m}_{tot}(h_1 - h_8) - \dot{m}_2(h_7 - h_6)}{\dot{m}_{tot}(h_2 - h_1) + \dot{m}_2(h_4 - h_3)} =$$

$$= \frac{9,34 \cdot 217 + 7,50 \cdot 637 - 9,34 \cdot 5,00 - 7,50 \cdot 3,00}{9,34 \cdot 2584 + 7,50 \cdot 127} = 0,269$$

$$\dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_{H_2O,cond} c_p (t_u - t_i)$$

$$7,50(2823 - 377) = \dot{m}_{H_2O,cond} \cdot 4,187(20,0 - 10,0)$$

$$\dot{m}_{H_2O,cond} = 438 \text{ kg/s}$$

$$\dot{P}_{COND} = \dot{m}_2(s_6 - s_5) + \dot{m}_{H_2O,cond}(s_u - s_i) =$$

$$7,50(1,19 - 7,80) + 438 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{293}{283} = 14,1 \text{ kW/K}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1) = 9,34(3550 - 966) = 2,41 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_2(h_4 - h_3) = 7,50(3460 - 3333) = 9,53 \cdot 10^2 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{H_2O,cond}(s_u - s_i) =$$

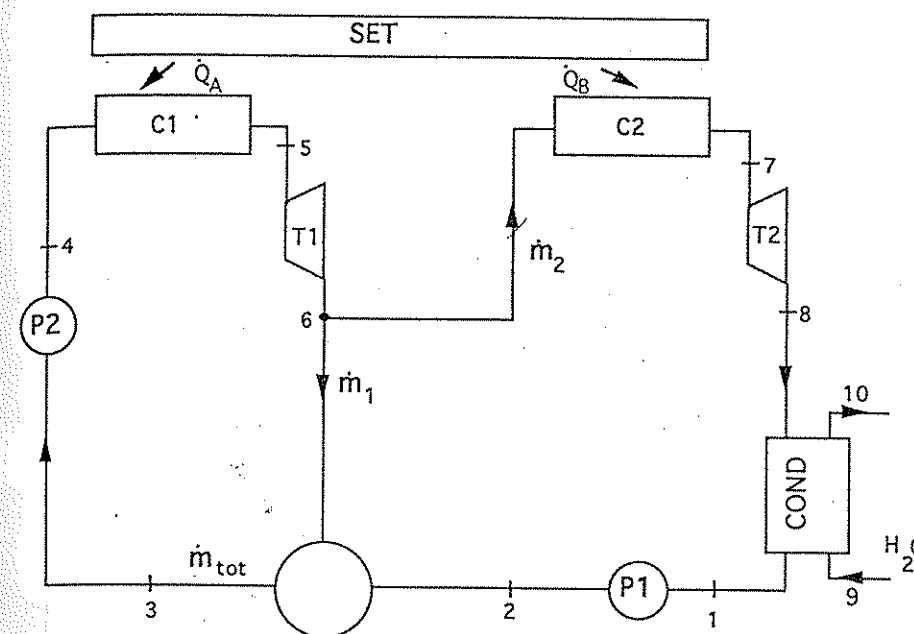
$$= -\frac{2,41 \cdot 10^4}{1023} - \frac{9,53 \cdot 10^2}{973} + 438 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{293}{283} = 39,1 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{COND} = 36,1\% \dot{P}_g$$

Lo schema del ciclo Rankine qui presentato contiene sia pure a livello semplice tutte le peculiarità di un ciclo reale:

-) risurriscaldamento a temperatura differenziata
-) rigeneratore a miscela
-) pompa di estrazione della condensa, P1 e pompa di alimentazione alla caldaia P2
-) condensazione con portata d'acqua esterna.

6) Relativamente allo schema di impianto rappresentato in figura ed ai dati riportati, si calcoli: il rendimento isoentropico della turbina T1, il rendimento termodinamico dell'impianto e la produzione entropica globale.



$$\dot{Q}_A = 0,20 \dot{Q}_B$$

$$p_2 = p_3 = p_6 = p_7 = 5,0 \text{ bar}$$

$$t_5 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{T2} = 0,81$$

$$t_9 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_2 = 17,3 \text{ kg/s}$$

$$p_4 = p_5 = 35 \text{ bar}$$

$$x_1 = x_3 = 0,00$$

$$t_{SET} = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$$

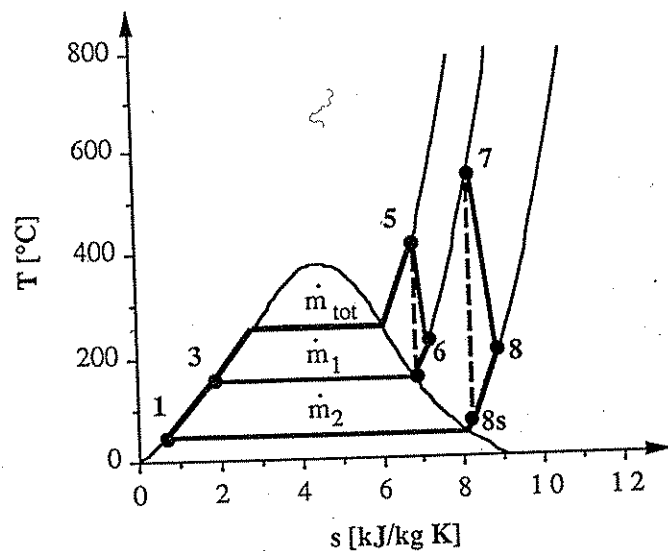
$$t_{10} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_8 = p_1 = 0,30 \text{ bar}$$

$$\eta_{P1} = \eta_{P2} = 1,00$$

$$p_9 = p_{10} = 1 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_{tot} = 20,0 \text{ kg/s}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,30			0,00	
2s	5,0				
3	5,0			0,00	
4s	35				
5	35	400			
6s	5,0				
6	5,0				
7	5,0				
8s	0,30				
8	0,30				

PROCEDIMENTO

Le proprietà nei punti 1 e 3 sono individuate dal momento che sono assegnate pressione e titolo; anche il punto 4 è identificato essendo note, per esso, pressione e temperatura. L'entalpia nel punto 2s è data da

$$h_{2s} - h_1 = v \Delta p$$

analogamente l'entalpia nel punto 4s è data dalla relazione relativa alla variazione di entalpia per un liquido

$$h_{4s} - h_3 = v \Delta p$$

la potenza termica ceduta nella caldaia C1 è ottenibile da un bilancio di energia che circonda il componente

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_5 - h_4)$$

e, quindi, si può ricavare \dot{Q}_B dai dati assegnati

$$\dot{Q}_A = 0,20 \dot{Q}_B$$

la portata massica \dot{m}_1 si ricava da un bilancio di massa sul miscelatore

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

mentre l'entalpia nel punto 6 si ottiene da un bilancio di energia sul miscelatore ritenuto adiabatico

$$\dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_{tot} h_3$$

il rendimento isoentropico della turbina T1 è dato da

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

le potenze ottenibili dalle turbine T1 e T2 sono date da bilanci di energia su volumi di controllo che racchiudano i due componenti

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_{tot}(h_5 - h_6)$$

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}_2(h_7 - h_8)$$

da un bilancio di energia sulla caldaia C2 si ottiene l'entalpia nel punto 7

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_2(h_7 - h_6)$$

dal rendimento isoentropico della turbine T2 si ottiene il valore dell'entalpia nel punto 8

$$\eta_{T2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}$$

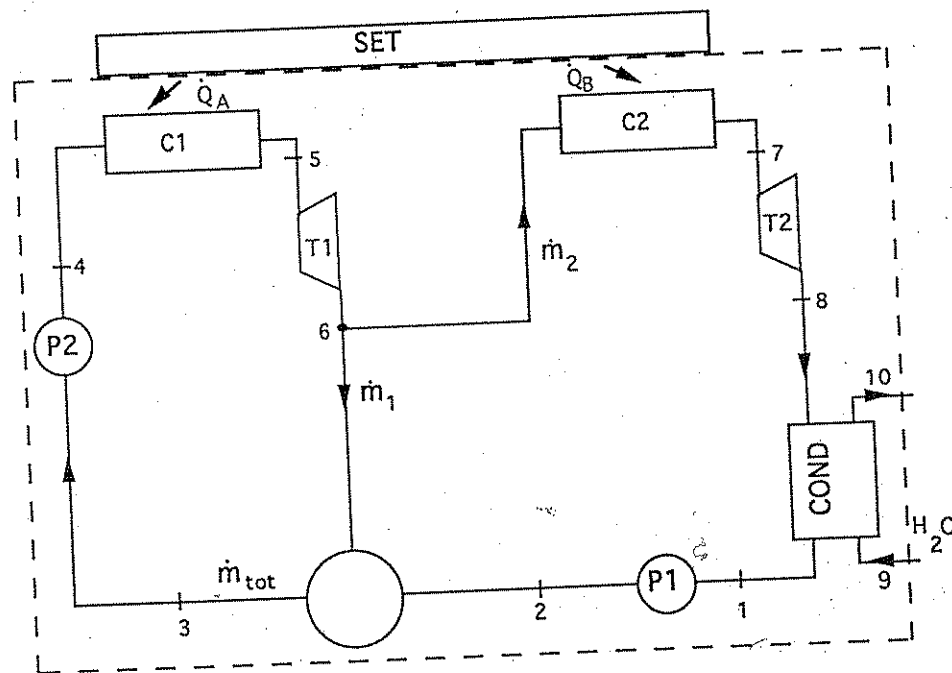
il rendimento globale dell'impianto è dato da

$$\eta = \frac{\dot{m}_{tot}(h_5 - h_6) + \dot{m}_2(h_7 - h_8) - \dot{m}_{tot}(h_4 - h_3) - \dot{m}_2(h_2 - h_1)}{\dot{m}_{tot}(h_5 - h_4) + \dot{m}_2(h_7 - h_6)}$$

la portata d'acqua al condensatore e' data da un bilancio di energia su un volume di controllo che comprenda il componente

$$\dot{m}_2(h_8 - h_1) = \dot{m}_{H_2O,cond}c_p(t_{10} - t_9)$$

la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di energia sul volume di controllo evidenziato in figura



$$\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SET}} + \dot{P}_g + \dot{m}_{H_2O,cond}s_9 = \dot{m}_{H_2O,cond}s_{10}$$

SVOLGIMENTO

$$h_{2s} - h_1 = v\Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 4,7 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 0,47 \text{ kJ/kg}$$

e quindi si puo' ritenere $h_2 = h_1$

$$h_{4s} - h_3 = v\Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 3,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{tot}(h_5 - h_4) = 20,0(3220 - 643) = 5,15 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = 0,20 \cdot 5,15 \cdot 10^4 = 1,03 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad 20,0 = \dot{m}_1 + 17,3 \quad \dot{m}_1 = 2,70 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_{tot} h_3$$

$$2,70 h_6 + 17,3 \cdot 289 = 20,0 \cdot 640 \quad h_6 = 2889 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} = \frac{3220 - 2889}{3220 - 2780} = 0,752$$

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_{tot}(h_5 - h_6) = 20,0(3220 - 2889) = 6,62 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}_2(h_7 - h_8) = 17,3(3484 - 2869) = 1,06 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_2(h_7 - h_6) = 1,03 \cdot 10^4 = 17,3(h_7 - 2889) \quad h_7 = 3484 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} = \frac{3484 - h_8}{3484 - 2725} = 0,81 \quad h_8 = 2869 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,30	69,12	289	0,00	0,92
2s	5,0	69,12	289		0,92
3	5,0	151,85	640	0,00	1,86
4s	35	151,85	643		1,86
5	35	400	3220		6,9
6s	5,0	166	2780		6,9
6	5,0	216	2889		7,13
7	5,0	500	3484		8,1
8s	0,30	120	2725		8,1
8	0,30	195	2869		8,38

$$\eta = \frac{\dot{m}_{tot}(h_5 - h_6) + \dot{m}_2(h_7 - h_8) - \dot{m}_{tot}(h_4 - h_3)}{\dot{m}_{tot}(h_5 - h_4) + \dot{m}_2(h_7 - h_6)} = \frac{6,62 \cdot 10^3 + 1,06 \cdot 10^4 - 20,0 \cdot 3,0}{5,15 \cdot 10^4 + 1,03 \cdot 10^4} = 0,278$$

$$\dot{m}_2(h_8 - h_1) = \dot{m}_{H_2O,cond} c_p (t_{10} - t_9)$$

$$17,3(2869 - 289) = \dot{m}_{H_2O,cond} \cdot 4,187(30 - 15)$$

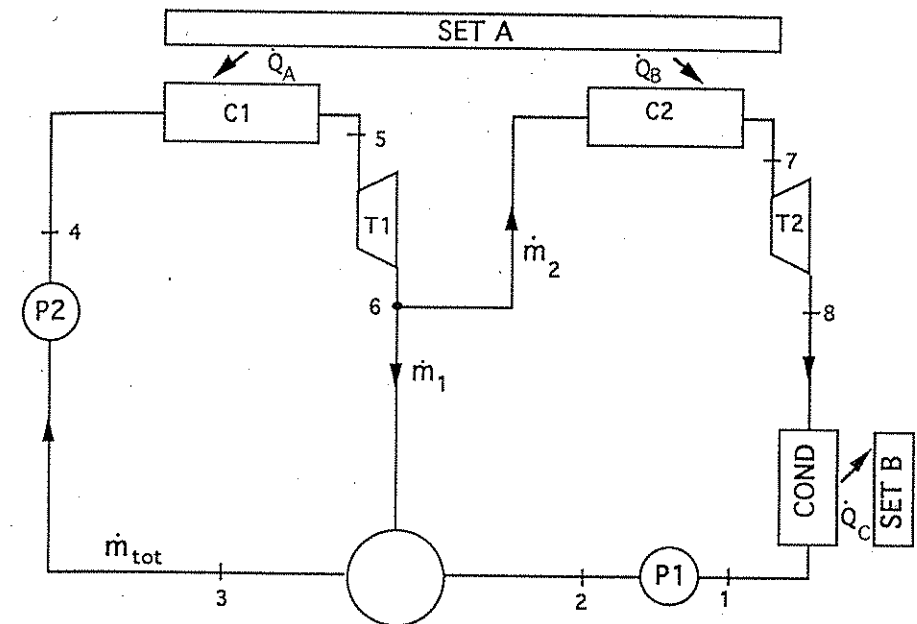
$$\dot{m}_{H_2O,cond} = 711 \text{ kg/s}$$

$$\dot{P}_g = \dot{m}_{H_2O,cond}(s_{10} - s_9) - \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SET}} =$$

$$= \dot{m}_{H_2O,cond} c_p \ln \frac{T_{10}}{T_9} - \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SET}} =$$

$$= 711 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{303}{288} - \frac{5,15 \cdot 10^4}{1273} - \frac{1,03 \cdot 10^4}{1273} = 103 \text{ kW/K}$$

7) Con riferimento al ciclo Rankine rappresentato in figura ed ai relativi dati, determinare, nell'ipotesi di regime stazionario, il rendimento isoentropico della turbina T2, il rendimento termodinamico dell'impianto e la temperatura del SET interagente con il condensatore.



$$p_1 = p_8 = 0,02 \text{ MPa}$$

$$p_2 = p_3 = p_6 = p_7 = 10,0 \text{ bar}$$

$$t_5 = t_7 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{tot} = 20,0 \text{ kg/s}$$

$$T_{SET A} = 1500 \text{ K}$$

$$\eta_{T1} = 0,80$$

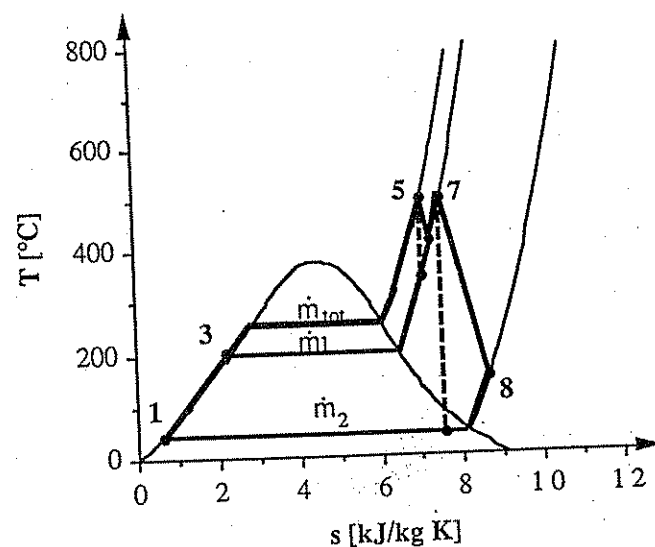
$$\dot{P}_{mecc} = 12\% \dot{P}_{globale}$$

$$p_4 = p_5 = 30,0 \text{ bar}$$

$$x_1 = x_3 = 0,00$$

$$\eta_{P1} = \eta_{P2} = 1,00$$

$$\dot{L}_{T2} = 2 \cdot \dot{L}_{T1}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,2			0,00	
2s	10,0				
3	10,0			0,00	
4s	30,0				
5	30,0	500			
6s	10,0				
6	10,0				
7	10,0	500			
8s	0,2				
8	0,2				

PROCEDIMENTO

I punti 1 e 3 sono individuati essendo noti, per ciascuno, i valori della pressione e del titolo; sono altresì note tutte le proprietà nei punti 5 e 7 conoscendo, per questi, pressione e temperatura. Nel punto 8s, nota l'entropia nel punto 7, e' possibile calcolare il titolo e, quindi, l'entalpia

$$s_{8s} = s_1 + x_{8s}(s_{vs} - s_1)$$

$$h_{8s} = h_1 + x_{8s}(h_{vs} - h_1)$$

tenendo presente, inoltre, che le due pompe sono ritenute ideali, si possono valutare le entalpie nei punti 2s e 4s

$$h_{2s} = h_1 + v\Delta p$$

$$h_{4s} = h_3 + v\Delta p$$

il valore dell' entalpia nel punto 6 si ottiene dal rendimento isoentropico della turbina T1

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

la potenza della turbina T1 e' data da

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_{tot}(h_5 - h_6)$$

il valore delle portate massiche evolventi nei tre distinti circuiti dell'impianto si ottiene da un sistema di due equazioni in due incognite di cui la prima deriva dal bilancio di massa sul miscelatore e la seconda da un bilancio di energia sullo stesso ritenuto adiabatico

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_{tot}h_3 = \dot{m}_1h_6 + \dot{m}_2h_2$$

e' possibile calcolare, dalla potenza della turbina T2, il valore dell'entalpia nel punto 8 e, quindi, il valore del rendimento isoentropico di questa turbina e il rendimento globale dell'impianto

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}_2(h_7 - h_8)$$

$$\eta_{T2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}$$

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_{P1} - \dot{L}_{P2}}{Q_A + Q_B}$$

dove la potenza assorbita dalle due pompe e' data da

$$\dot{L}_{P1} = \dot{m}_2(h_2 - h_1)$$

$$\dot{L}_{P2} = \dot{m}_{tot}(h_4 - h_3)$$

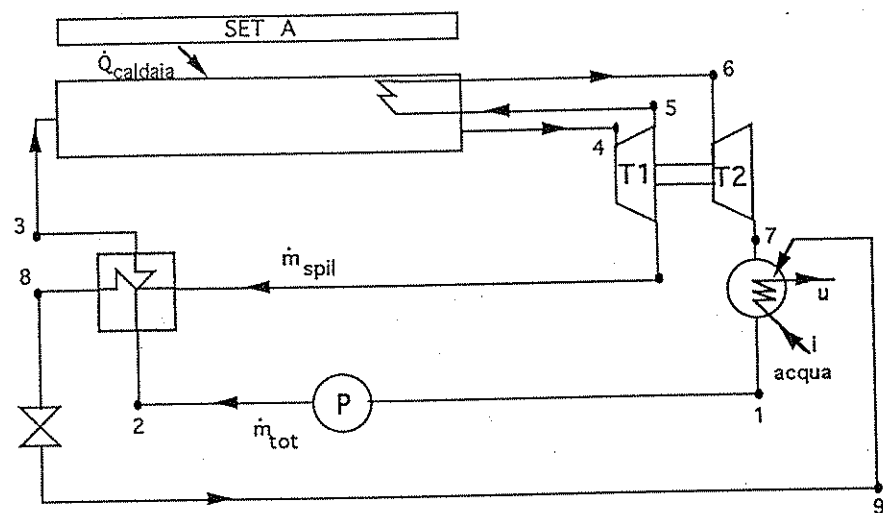
$$\dot{P}_{mecc} = \dot{m}_{tot}(s_6 - s_5) + \dot{m}_2(s_8 - s_7) =$$

$$= 20,0 \cdot (7,33 - 7,23) + 16,5 \cdot (8,45 - 7,77) = 13,2 \text{ kW/K}$$

$$T_{SETB} = \frac{\dot{Q}_C}{\left(\dot{P}_{globale} + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETA}} \right)} =$$

$$= \frac{16,5 \cdot (2813 - 251)}{110 + \frac{20,0 \cdot (3460 - 764)}{1500} + \frac{16,5 \cdot (3480 - 3180)}{1500}} = 283 \text{ K} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

8) Con riferimento allo schema d'impianto ed ai dati riportati in figura, determinare, nell'ipotesi di regime stazionario, il rendimento isoentropico della turbina T2, il rendimento globale dell'impianto e la produzione entropica globale.



$$p_2 = p_3 = p_4 = 170 \text{ bar} \quad p_5 = p_6 = p_8 = 10 \text{ bar}$$

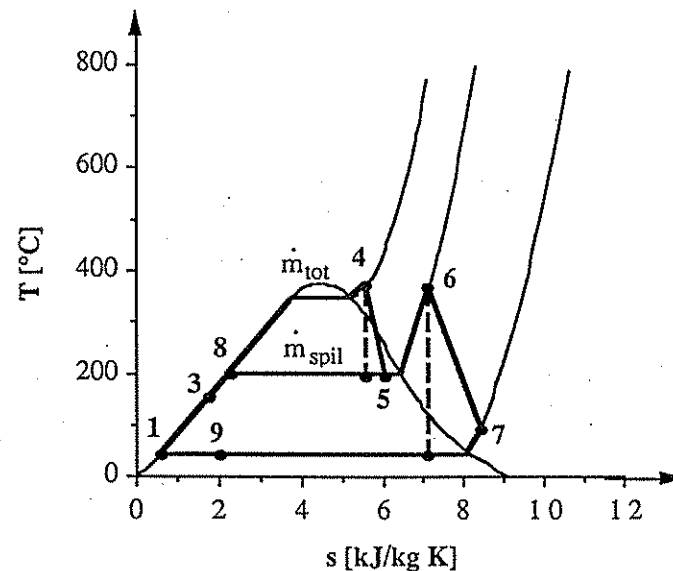
$$p_7 = p_1 = p_9 = 0,05 \text{ bar} \quad x_1 = x_8 = 0,00 \quad t_4 = t_6 = 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{T1} = 0,85 \quad \eta_P = 1,00 \quad \dot{L}_P = 200 \text{ kW}$$

$$\epsilon_{rig} = 80\% \quad \dot{m}_{acqua} = 550 \text{ kg/s}$$

$$p_{acqua,i} = p_{acqua,u} = 1,2 \text{ bar} \quad t_{acqua,i} = 9,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad t_{acqua,u} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{SETA} = 1473 \text{ K}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,05			0,00	
2s	170				
3	170				
4	170	500			
5s	10				
5	10				
6	10	500			
7s	0,05				
7	0,05				
8	10			0,00	
9	0,05				

PROCEDIMENTO

L'entalpia nel punto 2, dal momento che la pompa è ritenuta ideale, è pari a

$$h_{2s} - h_1 = v \Delta p$$

il titolo nel punto 5s e, quindi l'entalpia, sono date da

$$x_{5s} = \frac{s_{5s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{5s} = h_1 + x_{5s}(h_{vs} - h_1)$$

e' possibile quindi calcolare, dal rendimento isoentropico della turbina T1, il valore dell' entalpia nel punto 5

$$\eta_{T1} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}$$

mentre, nota l'efficienza del rigeneratore, si puo' calcolare temperatura nel punto 3

$$\epsilon_{rig} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2}$$

la portata massica \dot{m}_{tot} si ottiene da un bilancio di energia sul componente pompa

$$\dot{L}_P = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1)$$

il valore dell' entalpia nel punto 3, si ricava tenendo presente che si tratta di liquido sottoraffreddato e che la trasformazione 2-3 avviene lungo un' isobara

$$h_3 - h_2 = c\Delta T$$

mentre, da un bilancio di energia sul rigeneratore, si ottiene il valore della portata massica di fluido in uscita dalla turbina T1

$$\dot{m}_{tot}h_2 + \dot{m}_{spil}h_5 = \dot{m}_{tot}h_3 + \dot{m}_{spil}h_8$$

per valutare l' entalpia nel punto 7s occorre dapprima determinarne il titolo

$$x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{7s} = h_1 + x_{7s}(h_{vs} - h_1)$$

l' entalpia nel punto 7 si ricava da un bilancio di energia sul condensatore

$$\dot{m}_{acqua} \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{m}_{spil}(h_9 - h_1) + (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_7 - h_1)$$

il rendimento isoentropico della turbina T2 e' dato da

$$\eta_{T2} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}}$$

la potenza delle turbine T1 e T2 si ottengono da bilanci di energia su questi due componenti

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_{tot}(h_4 - h_5)$$

$$\dot{L}_{T2} = (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_6 - h_7)$$

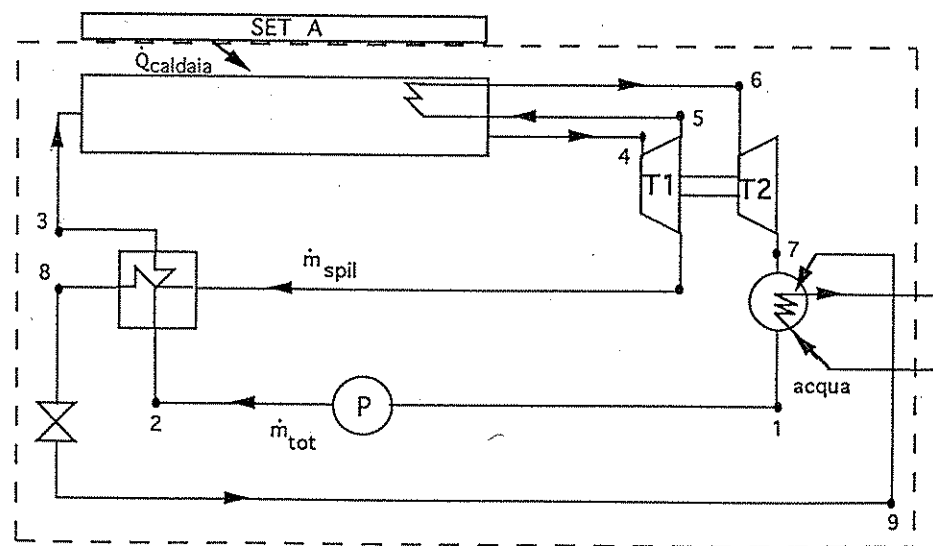
ed, analogamente, si puo' valutare la potenza termica ceduta in caldaia

$$\dot{Q}_{caldaia} = \dot{m}_{tot}(h_4 - h_3) + (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_6 - h_5) \quad \text{e quindi il rendimento globale}$$

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2}}{\dot{Q}_{caldaia}}$$

la produzione entropica globale, con riferimento al volume di controllo riportato in figura, si ricava da un bilancio di entropia

$$\dot{P}_{globale} + \frac{\dot{Q}_{caldaia}}{T_{SETA}} + \dot{m}_{acqua}s_i = \dot{m}_{acqua}s_u$$



SVOLGIMENTO

$$h_{2s} - h_1 = v \Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 170 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 17 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{5s} = \frac{s_{5s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{6,27 - 2,137}{4,4473} \quad x_{5s} = 0,929$$

$$h_{5s} = h_1 + x_{5s}(h_{vs} - h_1) = 762,2 + 0,929 \cdot 2015,3 = 2634 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T1} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = \frac{3290 - h_5}{3290 - 2634} = 0,85 \quad h_5 = 2732 \text{ kJ/kg}$$

$$\varepsilon_{rig} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2} = \frac{t_3 - 32,9}{180 - 32,9} = 0,80 \quad t_3 = 151 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_P = 200 = \dot{m}_{tot}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{tot}(154,7 - 137,71) \quad \dot{m}_{tot} = 11,8 \text{ kg/s}$$

$$h_3 - h_2 = c \Delta T = 4,187 \cdot (151 - 32,9) = 494 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{tot} h_2 + \dot{m}_{spil} h_5 = \dot{m}_{tot} h_3 + \dot{m}_{spil} h_8$$

$$11,8 \cdot 154,7 + \dot{m}_{spil} \cdot 2731 = 11,8 \cdot 649 + \dot{m}_{spil} \cdot 762,2$$

$$\dot{m}_{spil} = 2,96 \text{ kg/s}$$

$$x_{7s} = \frac{s_{7s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{7,77 - 0,4761}{7,9169} = 0,921$$

$$h_{7s} = h_1 + x_{7s}(h_{vs} - h_1) = 137,71 + 0,921 \cdot 2423 = 2,369 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{acqua} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m}_{spil}(h_9 - h_1) + (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_7 - h_1)$$

$$550 \cdot 4,187 \cdot 11 = 2,96(762,2 - 137,71) + 8,8(h_7 - 137,71)$$

$$h_7 = 2806 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,05	32,9	137,71	0,00	0,4764
2s	170	32,9	154,7		0,4764
3	170	151	649		1,84
4	170	500	3290		6,27
5s	10	180	2632	0,93	6,27
5	10	180	2731	0,98	6,48
6	10	500	3480		7,77
7s	0,05	32,9	2369	0,92	7,77
7	0,05	136,7	2758		8,95
8	10	179,88	762,2	0,00	2,1370
9	0,05	32,9	762,2	0,26	2,5164

$$\eta_{T2} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} = \frac{3480 - 2806}{3480 - 2369} = 0,607$$

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_{tot}(h_4 - h_5) = 11,8(3290 - 2732) = 6,60 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{T2} = (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_6 - h_7) = 8,8(3480 - 2806) = 5,93 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{caldaia} &= \dot{m}_{tot}(h_4 - h_3) + (\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{spil})(h_6 - h_5) = \\ &= 11,8(3290 - 649) + 8,8(3480 - 2732) = 3,78 \cdot 10^4 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2}}{\dot{Q}_{caldaia}} = \frac{6,60 \cdot 10^3 + 5,93 \cdot 10^3}{3,78 \cdot 10^4} = 0,331$$

$$\dot{P}_{globale} + \frac{\dot{Q}_{caldaia}}{T_{SETA}} + \dot{m}_{acqua} s_i = \dot{m}_{acqua} s_u$$

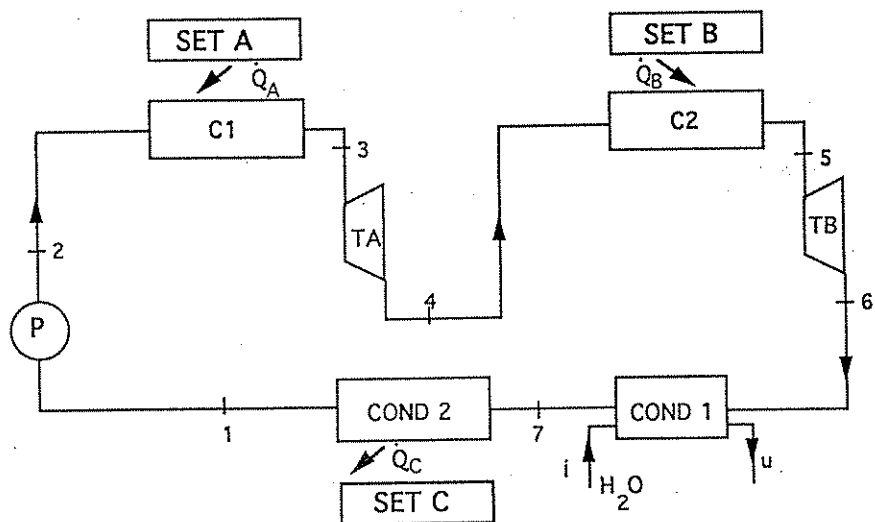
$$\dot{P}_{globale} = -\frac{\dot{Q}_{caldaia}}{T_{SETA}} + \dot{m}_{acqua}(s_u - s_i) =$$

$$= -\frac{3,78 \cdot 10^4}{1473} + 550 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{293}{282} = 62,5 \text{ kW/K}$$

Lo schema dell'impianto di questo esercizio evidenzia la presenza di una rigenerazione ottenuta in uno scambiatore a superficie; ne consegue la presenza di un'unica pompa per la portata totale e la necessita' di un processo di laminazione per ricondurre la pressione della portata spillata a quella del condensatore nel cui mantello detta portata giungera' in condizioni di miscela bifasica con titolo non noto preventivamente. Si noti infine la necessita' di operare con le relazioni di definizione dell'efficienza del rigeneratore,

naturalmente la C_{\min} in questo caso sarà quella della portata di liquido grazie al calore specifico di quest'ultimo significativamente maggiore di quello del vapore surriscaldato.

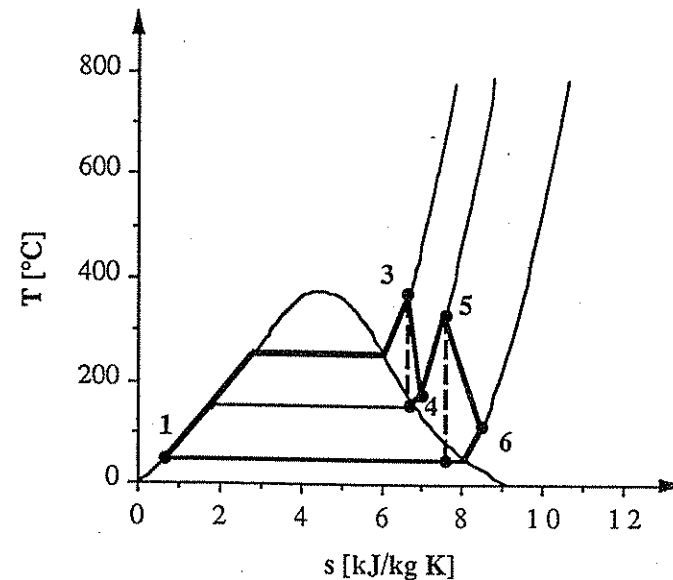
9) Determinare il rendimento e la produzione entropica globale del ciclo Rankine indicato nello schema.



$$\begin{aligned} p_1 = p_6 = p_7 &= 0,200 \text{ bar} \\ x_1 &= 0,00 \\ t_5 &= 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ \dot{L}_P &= 22,0 \text{ kW} \\ t_{\text{SET C}} &= 20 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_i = p_u &= 1,00 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_2 = p_3 &= 50,0 \text{ bar} \\ x_7 &= 0,150 \\ \eta_{TA} = \eta_{TB} &= 0,800 \\ t_{\text{SET A}} &= 727 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_i &= 30,0 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_{\text{H}_2\text{O, cond 1}} &= 60,0 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_4 = p_5 &= 3,0 \text{ bar} \\ t_3 &= 450 \text{ }^\circ\text{C} \\ \eta_P &= 0,950 \\ t_{\text{SET B}} &= 527 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,200			0,00	
2s	50,0				
2	50,0				
3	50,0	450			
4s	3,00				
4	3,00				
5	3,00	350			
6s	0,200				
6	0,200				
7	0,200			0,150	

PROCEDIMENTO

Le proprietà nei punti 1 e 7 sono note dal momento che se ne conoscono pressione e titolo; è possibile anche individuare le proprietà nei punti 3 e 5 essendo assegnate pressione e temperatura. A questo punto sono noti anche i punti 4s e 6s dal momento che, per ognuno, se ne conosce pressione ed entalpia. In particolare l'entalpia e l'entropia del punto 7 sono date da

$$h_7 = h_1 + x_7(h_{vs} - h_1)$$

$$s_7 = s_1 + x_7(s_{vs} - s_1)$$

per i punti 4s e 6s occorre dapprima determinare il titolo e poi l'entalpia

$$x_{6s} = \frac{s_{6s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{6s} = h_1 + x_{6s}(h_{vs} - h_1)$$

$$x_{4s} = \frac{s_{4s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{4s} = h_1 + x_{4s}(h_{vs} - h_1)$$

l'entalpia nel punto 2s e' data da

$$h_{2s} = h_1 + v\Delta p$$

dal rendimento isoentropico della pompa e' possibile ricavare il valore dell'entalpia nel punto 2

$$\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

dal rendimento isoentropico della turbina TA e' possibile ricavare il valore dell'entalpia nel punto 4

$$\eta_{TA} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

mentre, dal rendimento isoentropico della turbina TB e' possibile ricavare il valore dell'entalpia nel punto 6

$$\eta_{TB} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

da un bilancio di energia su un volume di controllo che circonda la pompa, e' possibile ricavare il valore della portata massica di fluido evolvente nell'impianto

$$\dot{L}_P = \dot{m}_{ciclo} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_P}$$

la temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore 1, t_u , si ottiene da un bilancio di energia su un volume di controllo che circonda il componente

$$\dot{m}_{ciclo}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{H_2O,cond} 1 c_p(t_u - t_i)$$

da bilanci di energia su volumi di controllo che racchiudano i tre componenti C1, C2 e COND 2 nonche' le due turbine, si ottiene

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ciclo}(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{ciclo}(h_5 - h_4)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ciclo}(h_7 - h_1)$$

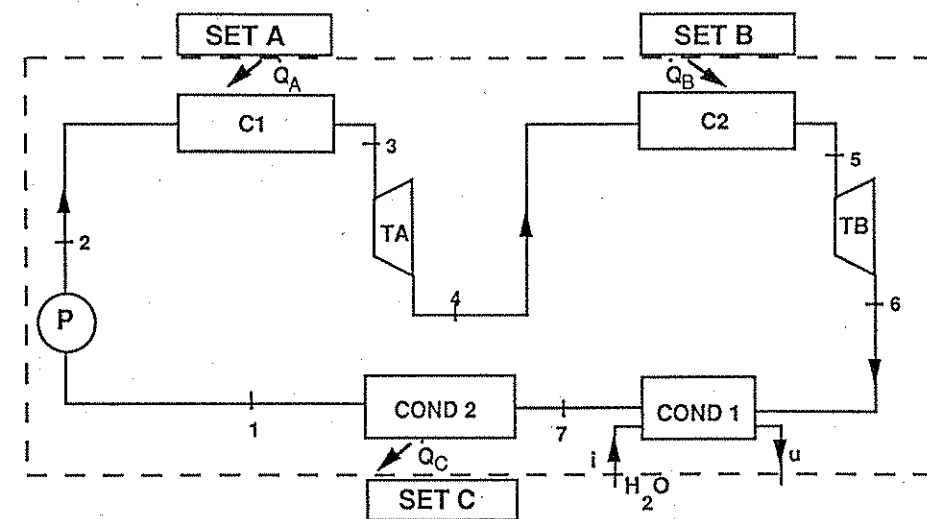
$$\dot{L}_{TA} = \dot{m}_{ciclo}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{L}_{TB} = \dot{m}_{ciclo}(h_5 - h_6)$$

il rendimento globale dell'impianto e' dato da

$$\eta = \frac{\dot{L}_{TA} + \dot{L}_{TB} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A + \dot{Q}_B}$$

la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo riportato in figura



$$\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} - \frac{\dot{Q}_C}{T_{SETC}} + \dot{P}_g + \dot{m}_{H_2O,cond} 1 s_i = \dot{m}_{H_2O,cond} 1 s_u$$

SVOLGIMENTO

$$h_7 = h_1 + x_7(h_{vs} - h_1) = 251,28 + 0,150 \cdot 2357,6 = 605 \text{ kJ/kg}$$

$$s_7 = s_1 + x_7(s_{vs} - s_1) = 0,8316 + 0,150 \cdot 7,0744 = 1,89 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$x_{6s} = \frac{s_{6s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{7,87 - 0,8316}{7,0744} = 0,995$$

$$h_{6s} = h_1 + x_{6s}(h_{vs} - h_1) = 251,28 + 0,995 \cdot 2357,6 = 2597 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{4s} = \frac{s_{4s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{6,8 - 1,6711}{5,3148} = 0,965$$

$$h_{4s} = h_1 + x_{4s}(h_{vs} - h_1) = 251,28 + 0,965 \cdot 2161,9 = 2647 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = h_1 + v \Delta p = 251,28 + 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 49,8 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 256,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,950 = \frac{256,3 - 251,28}{h_2 - 251,28} \quad h_2 = 256,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{TA} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0,800 = \frac{3320 - h_4}{3320 - 2651} \quad h_4 = 2785 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{TB} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} = 0,800 = \frac{3170 - h_6}{3170 - 2601} \quad h_6 = 2715 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,200	60,09	251,28	0,00	0,8316
2s	50,0	60,09	256,3		0,8316
2	50,0	60,3	256,6		0,8324
3	50,0	450	3320		6,8
4s	3,00	133,54	2651	0,965	6,8
4	3,00	161,3	2785		7,13
5	3,00	350	3170		7,87
6s	0,200	60,09	2601	0,995	7,87
6	0,200	115	2715		8,20
7	0,200	60,09	605	0,150	1,89

$$\dot{L}_P = \dot{m}_{\text{ciclo}} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_P} = 22,0 = \dot{m}_{\text{ciclo}} \frac{(256 - 251)}{0,950} \quad \dot{m}_{\text{ciclo}} = 4,18 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{ciclo}}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,cond 1}} c_p (t_u - t_i)$$

$$4,18(2715 - 605) = 60,0 \cdot 4,187(t_u - 30,0) \quad t_u = 65 \text{ °C}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_3 - h_2) = 4,18(3320 - 256,6) = 1,28 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_5 - h_4) = 4,18(3170 - 2785) = 1,61 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_7 - h_1) = 4,18(605 - 251) = 1,48 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TA} = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_3 - h_4) = 4,18(3320 - 2785) = 2,24 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TB} = \dot{m}_{\text{ciclo}}(h_5 - h_6) = 4,18(3170 - 2715) = 1,90 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{\dot{L}_{TA} + \dot{L}_{TB} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A + \dot{Q}_B} = \frac{2,24 \cdot 10^3 + 1,90 \cdot 10^3 - 22,0}{1,61 \cdot 10^3 + 1,28 \cdot 10^4} = 0,286$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{\text{SETA}}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{\text{SETB}}} + \frac{\dot{Q}_C}{T_{\text{SETC}}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,cond 1}}(s_u - s_i) =$$

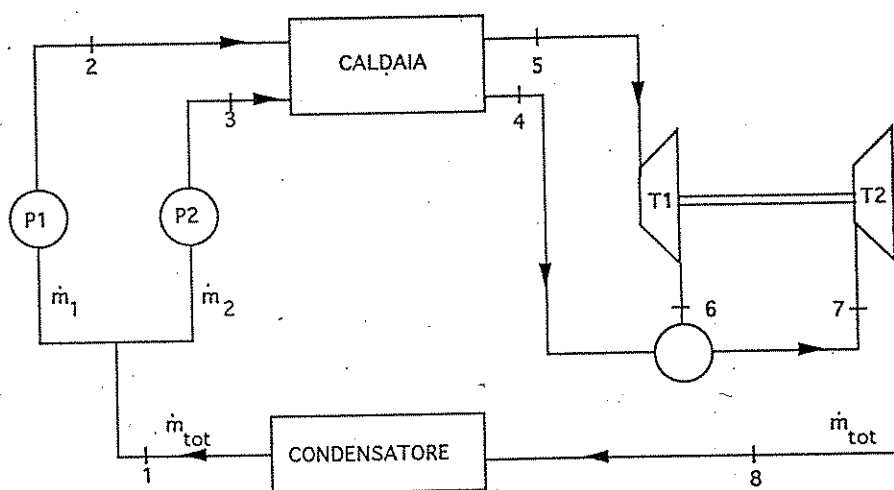
$$= -\frac{\dot{Q}_A}{T_{\text{SETA}}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{\text{SETB}}} + \frac{\dot{Q}_C}{T_{\text{SETC}}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,cond 1}} c_p \ln \frac{T_u}{T_i} =$$

$$= -\frac{1,28 \cdot 10^4}{1000} - \frac{1,61 \cdot 10^3}{800} + \frac{1,48 \cdot 10^3}{293} + 60,0 \cdot 4,187 \ln \frac{338}{303} = 17,7 \text{ kW/K}$$

In quest'esercizio si deve notare che la fase di condensazione viene sfruttata in parte, COND 1, per riscaldare una portata d'acqua mentre, la residua condensazione, avviene usualmente per interazione con un SET.

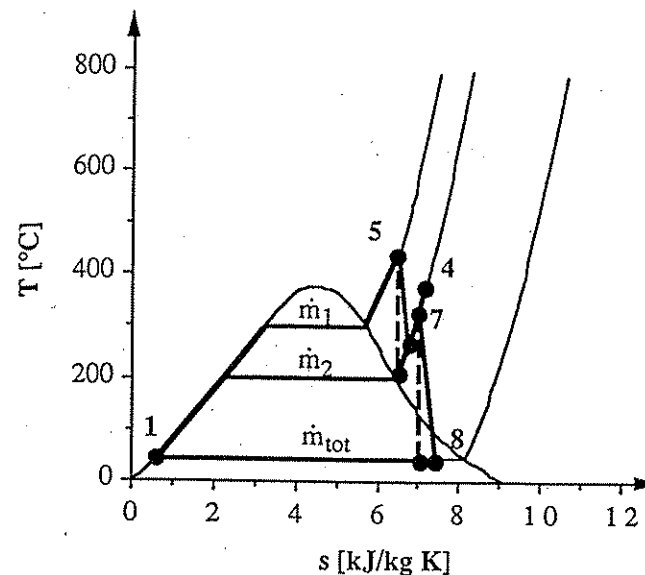
Naturalmente nella valutazione della produzione entropica globale rimane evidenziata questa peculiarità. Si osservi infine come la definizione tradizionale del rendimento termodinamico non riesce a tener conto del recupero di energia termica conseguita.

10) Un impianto di potenza opera secondo lo schema a blocchi illustrato in figura. La portata massica di acqua uscita dal condensatore in condizioni di liquido saturo, viene portata, attraverso due pompe, in parte a 60 bar, in parte a 13 bar; la prima, riscaldata fino a 400 °C, espande in una turbina e si mescola, isobaricamente ed adiabaticamente, con la rimanente portata che era uscita dalla caldaia a 390 °C. Dopo tale mescolamento, che porta il fluido a 270 °C, si realizza un'ulteriore espansione in turbina fino ad una pressione di 0,050 bar. Determinare, con riferimento ai dati riportati, la potenza meccanica resa dalla turbina T2, quella resa complessivamente dall'impianto ed il rendimento globale di quest'ultimo.



$$\begin{aligned}
 p_1 = p_8 &= 0,050 \text{ bar} & p_2 = p_5 &= 60 \text{ bar} \\
 p_3 = p_4 = p_6 = p_7 &= 13 \text{ bar} \\
 t_5 &= 400 \text{ °C} & t_4 &= 390 \text{ °C} \\
 \eta_{T1} &= 0,800 & \eta_{T2} &= 0,750 \\
 \dot{m}_{\text{tot}} &= 1,5 \cdot 10^6 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_1 &= 0,00 \\
 t_7 &= 270 \text{ °C} \\
 \eta_{P1} = \eta_{P2} &= 1,00
 \end{aligned}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,050			0,00	
2s	60				
3s	13				
4	13	390			
5	60	400			
6s	13				
6	13				
7	13	270			
8s	0,050				
8	0,050				

PROCEDIMENTO

Le proprietà nel punto 1 sono individuate essendo assegnata la pressione ed il titolo; sono anche note le proprietà nei punti 4, 5 e 7 essendo note, in questi punti, la pressione e la temperatura. Dalla conoscenza delle proprietà nel punto 5, ed in particolare dell'entropia, è possibile valutare anche quelle del punto 6s dal momento che $s_5 = s_{6s}$. Il rendimento isoentropico della turbina T1 consente di calcolare l'entalpia nel punto 6

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

dalla conoscenza dell'entropia nel punto 8s, $s_7 = s_{8s}$, e' possibile valutare il titolo in 8s e quindi l'entalpia.

$$x_{8s} = \frac{s_{8s} - s_1}{s_{vs} - s_1}$$

$$h_{8s} = h_1 + x_{8s}(h_{vs} - h_1)$$

dal rendimento isoentropico della turbina T2 e' poi possibile ricavare il valore dell'entalpia nel punto 8

$$\eta_{T2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}$$

l'entalpia nel punto 2s, cosi' come quella nel punto 3s, e' data da

$$h_{2s} = h_1 + v\Delta p$$

$$h_{3s} = h_1 + v\Delta p$$

i valori delle portate massiche circolanti nei vari circuiti dell'impianto costituiscono la soluzione di un sistema formato da due equazioni; esse si ottengono da un bilancio di massa e di energia sul miscelatore ritenuto adiabatico

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_{tot}h_7 = \dot{m}_1h_6 + \dot{m}_2h_4$$

e' possibile valutare, a questo punto, con dei bilanci di energia su volumi di controllo che circondano ciascuno dei componenti, la potenza termica ceduta alle due portate di fluido in caldaia, quella ceduta al condensatore la potenza meccanica resa dalle turbine e quella assorbita dalle pompe

$$\dot{Q}_{m1,caldaia} = \dot{m}_1(h_5 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{m2,caldaia} = \dot{m}_2(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{condensatore} = \dot{m}_{tot}(h_8 - h_1)$$

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_1(h_5 - h_6)$$

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}_{tot}(h_7 - h_8)$$

$$\dot{L}_{P1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

$$\dot{L}_{P2} = \dot{m}_2(h_3 - h_1)$$

la potenza resa complessivamente dall'impianto vale

$$\dot{L}_{complessiva} = \dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_{P1} - \dot{L}_{P2}$$

il rendimento globale dell'impianto vale

$$\eta = \frac{\dot{L}_{complessiva}}{\dot{Q}_{m1,caldaia} + \dot{Q}_{m2,caldaia}}$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_{T1} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} = 0,800 = \frac{3180 - h_6}{3180 - 2813} \quad h_6 = 2886 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{8s} = \frac{s_{8s} - s_1}{s_{vs} - s_1} = \frac{6,85 - 0,4761}{7,9169} = 0,805$$

$$h_{8s} = h_1 + x_{8s}(h_{vs} - h_1) = 137,71 + 0,805 \cdot 2423 = 2088 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{T2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} = 0,750 = \frac{2980 - h_8}{2980 - 2088} \quad h_8 = 2311 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = h_1 + v\Delta p = 137,71 + 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 144 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3s} = h_1 + v\Delta p = 137,71 + 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 13 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 139 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,050	32,90	137,71	0,00	0,4761
2s	60	32,90	144		0,4761
3s	13	32,90	139		0,4761
4	13	390	3240		7,3
5	60	400	3180		6,55
6s	13	200	2813		6,55
6	13	231	2886		6,70
7	13	270	2980		6,85
8s	0,050	32,90	2088	0,805	6,85
8	0,050	32,90	2311	0,90	7,58

$$420 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$420 \cdot 2980 = \dot{m}_1 \cdot 2886 + \dot{m}_2 \cdot 3240$$

$$\dot{m}_1 = 287 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = 133 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{m_1, \text{caldaia}} = \dot{m}_1 (h_5 - h_2) = 287 (3180 - 144) = 8,71 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{m_2, \text{caldaia}} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) = 133 (3240 - 139) = 4,12 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{condensatore}} = \dot{m}_{\text{tot}} (h_8 - h_1) = 420 (2311 - 138) = 9,13 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{T1} = \dot{m}_1 (h_5 - h_6) = 287 (3180 - 2886) = 8,44 \cdot 10^4 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}_{\text{tot}} (h_7 - h_8) = 420 (2980 - 2311) = 2,81 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{P1} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) = 287 (144 - 138) = 1,72 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{P2} = \dot{m}_2 (h_3 - h_1) = 133 (139 - 138) = 1,33 \cdot 10^2 \text{ kW}$$

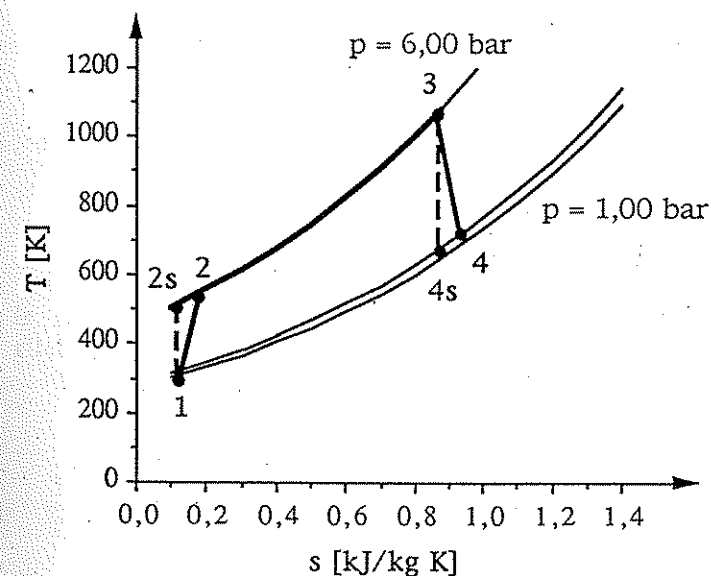
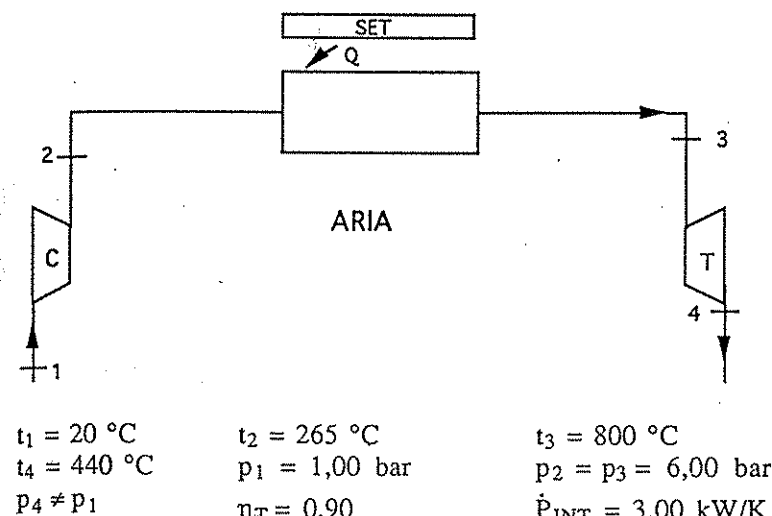
$$\begin{aligned} \dot{L}_{\text{complessiva}} &= \dot{L}_{T1} + \dot{L}_{T2} - \dot{L}_{P1} - \dot{L}_{P2} = \\ &= 8,44 \cdot 10^4 + 2,81 \cdot 10^5 - 1,72 \cdot 10^3 - 1,33 \cdot 10^2 = 3,64 \cdot 10^5 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{\dot{L}_{\text{complessiva}}}{\dot{Q}_{m_1, \text{caldaia}} + \dot{Q}_{m_2, \text{caldaia}}} = \frac{3,64 \cdot 10^5}{8,71 \cdot 10^5 + 4,12 \cdot 10^5} = 0,284$$

In questo esercizio viene presentata una delle tante possibili varianti allo schema standard di ciclo Rankine.

C. CICLO JOULE

1) Con riferimento allo schema e ai dati riportati in figura valutare, nell'ipotesi di regime permanente, la potenza meccanica resa dalla turbina ed il rendimento globale del ciclo.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	20
2s	6,00	
2	6,00	265
3	6,00	800
4s		
4		440

PROCEDIMENTO

E' possibile ricavare la temperatura del punto di fine compressione isoentropica come :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

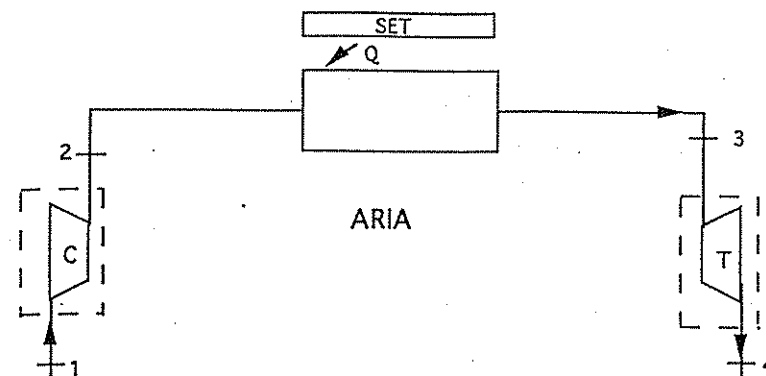
mentre dall'espressione relativa al rendimento isoentropico della turbina si puo' ricavare il valore della temperatura di fine espansione

$$\eta_T = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

e quindi la pressione di uscita dei gas di scarico

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

la portata massica e' ottenibile dai bilanci di entropia relativi al compressore ed alla turbina, unici componenti responsabili della produzione entropica interna.



$$\dot{P}_c + \dot{m}_{aria} s_1 = \dot{m}_{aria} s_2$$

$$\dot{P}_T + \dot{m}_{aria} s_3 = \dot{m}_{aria} s_4$$

$$\dot{P}_{INT} = \dot{P}_c + \dot{P}_T = \dot{m}_{aria} (s_2 - s_1 + s_4 - s_3)$$

e' possibile poi calcolare la potenza meccanica resa dalla turbina

$$\dot{L}_t = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_4)$$

ed infine il rendimento globale dell'impianto

$$\eta = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_2}$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 293 \cdot \left(\frac{6,00}{1,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 489 \text{ K} = 216 \text{ °C}$$

$$\eta_T = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}} = \frac{800 - 440}{800 - t_{4s}} = 0,90 \quad \text{da cui } t_{4s} = 400 \text{ °C}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \left(\frac{1073}{673} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \frac{6,00}{p_{4s}} \quad \text{da cui } p_{4s} = 1,17 \text{ bar}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	20
2s	6,00	216
2	6,00	265
3	6,00	800
4s	1,17	400
4	1,17	440

$$\dot{P}_{INT} = \dot{P}_C + \dot{P}_T = \dot{m}_{aria}(s_2 - s_1 + s_4 - s_3)$$

$$\dot{m}_{aria} = \frac{\dot{P}_{INT}}{c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{T_4}{T_3} - R \ln \frac{p_4}{p_3}} =$$

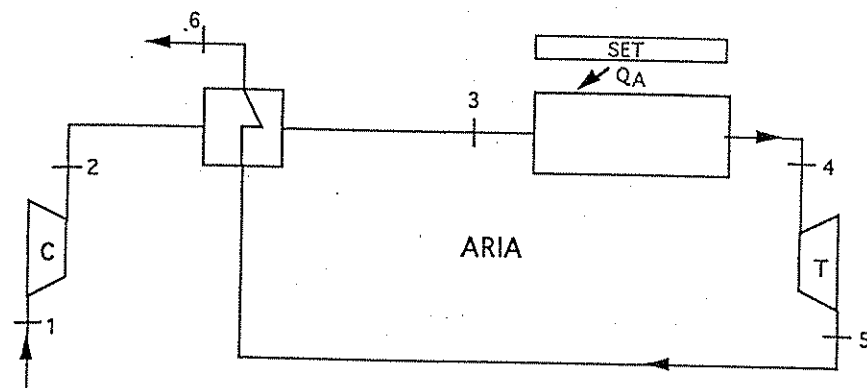
$$\frac{3,00}{1,01 \cdot \ln \frac{538}{293} - 0,287 \cdot \ln \frac{6,00}{1,00} + 1,01 \cdot \ln \frac{713}{1073} - 0,287 \cdot \ln \frac{1,17}{6,00}} = 19,2 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L}_T = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_4) = 19,2 \cdot 1,01 \cdot (800 - 440) = 6,98 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

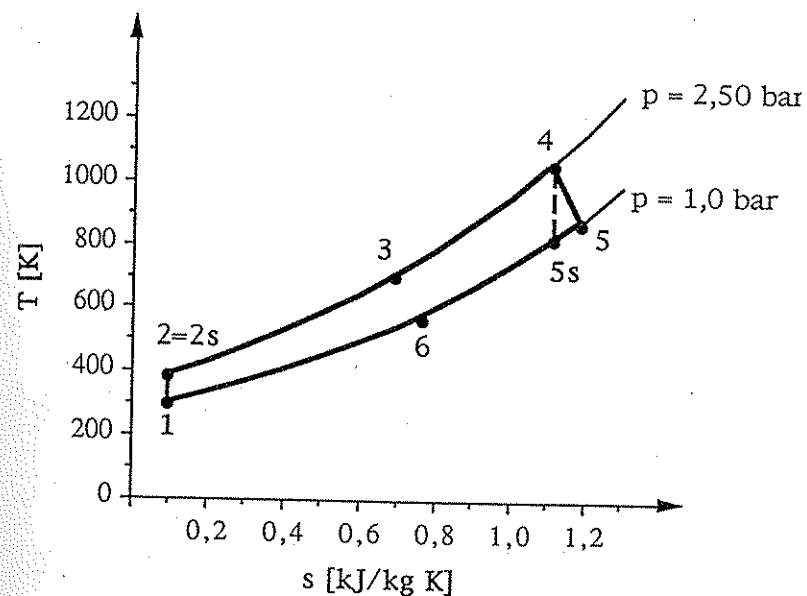
$$\eta_g = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_2} = \frac{(800 - 440) - (265 - 20)}{800 - 265} = 0,215$$

Si noti che in quest'esercizio l'ipotesi di trascurabilità delle perdite di carico nello scambiatore e di adiabaticità di compressore e turbina, fanno coincidere la produzione entropica interna con la somma di quelle di tali ultimi due componenti.

2) Con riferimento allo schema ed ai dati relativi, determinare, nell'ipotesi di regime permanente, il rendimento isoentropico della turbina e la produzione entropica globale.



$$\begin{aligned} t_1 &= 20,0 \text{ °C} & t_4 &= 800 \text{ °C} & t_6 &= 300 \text{ °C} \\ t_{SET} &= 1200 \text{ °C} & p_1 &= p_5 = p_6 = 1,0 \text{ bar} & p_2 &= p_3 = p_4 = 2,50 \text{ bar} \\ \dot{m}_{aria} &= 1,50 \text{ kg/s} & \eta_{ciclo} &= 0,25 & \eta_c &= 1,0 \end{aligned}$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	20,0
2	2,50	
3	2,50	
4	2,50	800
5s	1,0	
5	1,0	
6	1,0	300

PROCEDIMENTO

La temperatura t_2 , coincidente con t_{2s} essendo la compressione isoentropica, e' valutabile dalla relazione

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

un bilancio di energia relativo ad un volume di controllo che racchiude l'intero impianto fornisce :

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{L}_c + \dot{Q}_A = \dot{L}_T + \dot{m}_a h_6 \quad \text{da cui}$$

$$\dot{L}_T - \dot{L}_c = \dot{Q}_A - \dot{m}_a (h_6 - h_1)$$

dalla definizione di rendimento segue :

$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_c}{\dot{Q}_A} = 1 - \frac{\dot{m}_a (h_6 - h_1)}{\dot{Q}_A}$$

da cui e' possibile calcolare \dot{Q}_A e successivamente la temperatura t_3 dalla relazione

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_4 - t_3)$$

un bilancio di energia relativamente al rigeneratore consente di valutare la temperatura t_5

$$\dot{m}_a c_p (t_3 - t_2) = \dot{m}_a c_p (t_5 - t_6)$$

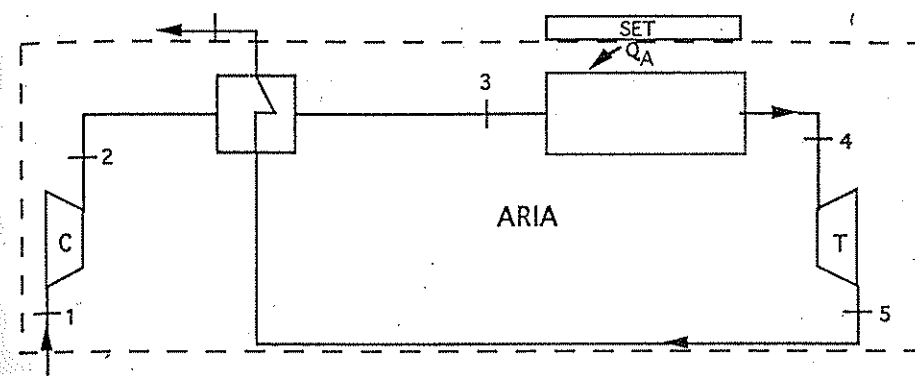
La temperatura di fine espansione isoentropica e' valutabile come :

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

il rendimento isoentropico della turbina e' pari a

$$\eta_T = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}}$$

la produzione entropica globale si ottiene dal bilancio di entropia scritto per un volume di controllo che racchiude tutto l'impianto e la cui frontiera e' a contatto con il SET, cosi' come indicato in figura



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{aria}} s_1 = \dot{m}_{\text{aria}} s_6$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 293 \cdot \left(\frac{2,50}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 381 \text{ K} = 108 \text{ °C}$$

$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_c}{\dot{Q}_A} = 1 - \frac{\dot{m}_a (h_6 - h_1)}{\dot{Q}_A}$$

$$0,25 = 1 - \frac{1,50 \cdot 1,01 \cdot (300 - 20,0)}{\dot{Q}_A} \quad \dot{Q}_A = 566 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_a c_p (t_4 - t_3) \quad 566 = 1,50 \cdot 1,01 \cdot (800 - t_3) \quad t_3 = 426 \text{ °C}$$

$$\dot{m}_a \cdot c_p (t_3 - t_2) = \dot{m}_a \cdot c_p (t_5 - t_6)$$

$$426 - 108 = t_5 - 300 \quad t_5 = 618 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{P_4}{P_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{5s} = \frac{1073}{2,50^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 826 \text{ K} = 553 \text{ }^\circ\text{C}$$

punti	P [bar]	t [°C]
1	1,0	20,0
2	2,50	108
3	2,50	426
4	2,50	800
5s	1,0	553
5	1,0	618
6	1,0	300

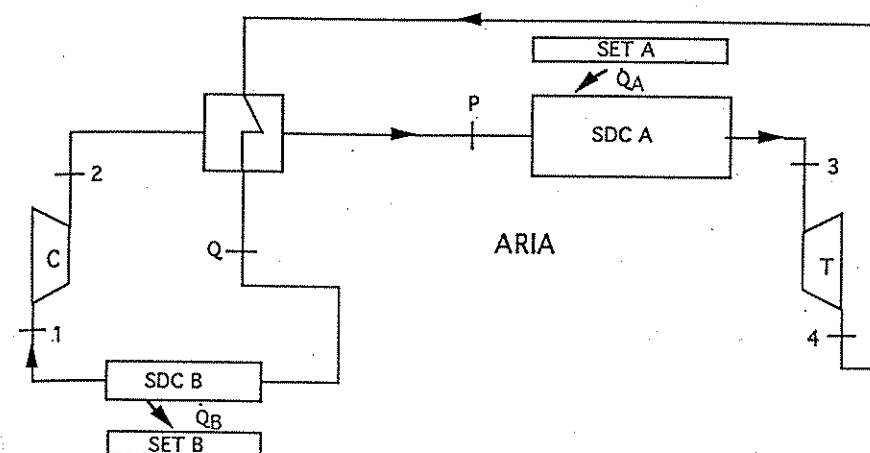
$$\eta_T = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}} = \frac{800 - 618}{800 - 553} = 0,737$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}_a (s_6 - s_1) = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}_a c_p \ln \frac{T_6}{T_1} =$$

$$= -\frac{566}{1473} + 1,50 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{573}{293} = 0,632 \text{ kW/K}$$

Nello schema presentato compare un rigeneratore che consente il preriscaldamento dell'aria a valle del compressore a spese del gas scaricato dalla turbina. Si osservi che l'ipotesi di gas ideale a calori specifici costanti e di portata massica di combustibile trascurabile rispetto a quella dell'aria, consente la scrittura di un'espressione particolarmente semplificata, in termini di sole temperature, dell'efficienza del rigeneratore.

3) Una portata di 3,00 kg/s di aria evolve secondo un ciclo di Brayton chiuso con rigenerazione, così come schematizzato in figura. Con riferimento ai dati indicati e nell'ipotesi di regime permanente e di trascurabilità delle perdite di carico, determinare i rendimenti isoentropici della turbina e del compressore. Valutare inoltre l'entropia prodotta nell'impianto scomposta nelle due aliquote, quella "interna" causata dalle irreversibilità di tipo meccanico e quella "esterna" determinata da cause termiche.

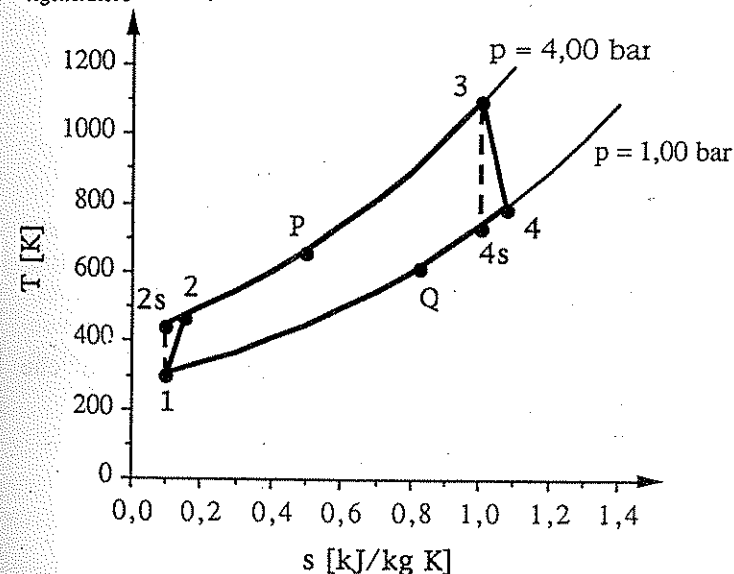


$$T_1 = 295 \text{ K} \quad p_1 = 1,00 \text{ bar} \quad \beta = 4,00$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 28,7\% \quad T_A = 1200 \text{ K} \quad T_B = 295 \text{ K}$$

$$\dot{P}_{\text{globale}} = 2,12 \text{ kW/K} \quad \dot{P}_{\text{compressore}} = 11,5\% \dot{P}_{\text{globale}}$$

$$\varepsilon_{\text{rigeneratore}} = 57,5\%$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	22
2s	4,00	
2	4,00	
P	4,00	
3	4,00	
4s	1,00	
4	1,00	
Q	1,00	

PROCEDIMENTO

La temperatura di fine compressione isoentropica e' data da :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre dalla produzione entropica del compressore, che e' nota come percentuale di quella globale che e' assegnata, si puo' ottenere la temperatura di fine compressione reale

$$\dot{P}_c = \dot{m}_{aria}(s_2 - s_1) = \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \right)$$

ed e', quindi, determinato il rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

il rendimento del ciclo e' :

$$\eta_{CICLO} = 1 - \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A}$$

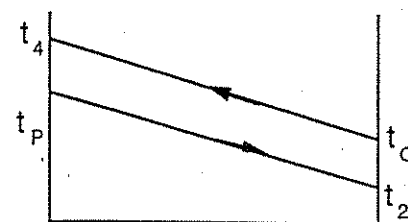
un bilancio di entropia relativo ad un volume di controllo che comprende l'intero impianto fornisce :

$$\frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{P}_g = \frac{\dot{Q}_B}{T_B}$$

Queste due ultime equazioni consentono di calcolare le due incognite \dot{Q}_A e \dot{Q}_B e, da un bilancio di energia sullo scambiatore a bassa temperatura si ottiene il valore della temperatura t_Q

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_Q - t_1)$$

e quindi dall'espressione dell'efficienza del rigeneratore si ricava la temperatura di fine espansione reale e la temperatura di ingresso nello scambiatore ad alta temperatura



$$\epsilon_{rigeneratore} = \frac{t_4 - t_Q}{t_4 - t_2} = \frac{t_P - t_2}{t_4 - t_2}$$

Da un bilancio di energia sullo scambiatore ad alta temperatura e' possibile ricavare la t_3

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_P)$$

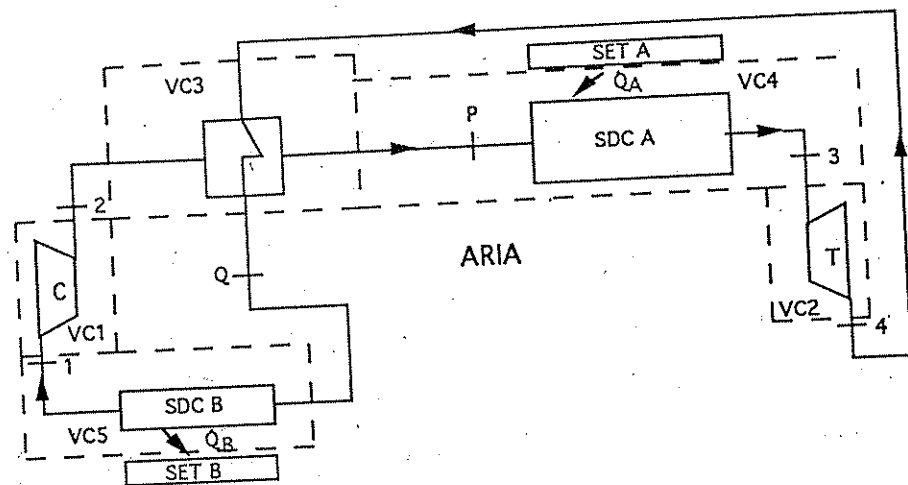
la temperatura ideale di fine espansione e' fornita da

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e, quindi, e' possibile ricavare il rendimento isoentropico della turbina

$$\eta_T = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

La produzione "interna" e' attribuibile al compressore ed alla turbina mentre quella "esterna" e' da imputare allo scambio termico tra il fluido evolvente e i due SET A e B nonche' al rigeneratore dove viene trasferita potenza termica tra fluidi la cui temperatura differisce in maniera finita.



$$VC1) \dot{P}_C + \dot{m}_{aria} s_1 = \dot{m}_{aria} s_2$$

$$VC2) \dot{P}_T + \dot{m}_{aria} s_3 = \dot{m}_{aria} s_4$$

$$VC3) \dot{P}_{rigeneratore} + \dot{m}_{aria} s_2 + \dot{m}_{aria} s_4 = \dot{m}_{aria} s_P + \dot{m}_{aria} s_Q$$

$$VC4) \dot{P}_{SDCA} + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria} s_P = \dot{m}_{aria} s_3$$

$$VC5) \dot{P}_{SDCB} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria} s_Q = \dot{m}_{aria} s_1$$

$$\dot{P}_{INT} = \dot{P}_C + \dot{P}_T$$

$$\dot{P}_{EST} = \dot{P}_{SDCA} + \dot{P}_{SDCB} + \dot{P}_{rigeneratore}$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 295 \cdot \left(\frac{4,00}{1,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 439 \text{ K} = 166 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{P}_c = \dot{P}_{globale} \cdot 0,115 = 2,12 \cdot 0,115 = 0,244 \text{ kW/K} =$$

$$= \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \right) = 3,00 \left(1,01 \cdot \ln \frac{T_2}{295} - 0,287 \cdot \ln \frac{4,00}{1,00} \right)$$

$$T_2 = 474 \text{ K} = 201 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_A = 1,34 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_B = 0,955 \text{ MW}$$

$$\eta_{CICLO} = 1 - \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A} = 0,287$$

$$\dot{P}_{globale} = \frac{\dot{Q}_B}{T_B} - \frac{\dot{Q}_A}{T_A} = 2,12$$

$$\dot{Q}_B = 955 = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_Q - t_1) = 3,00 \cdot 1,01 (t_Q - 22) \quad t_Q = 337 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_{rigeneratore} = \frac{t_4 - t_Q}{t_4 - t_2} = \frac{t_4 - 337}{t_4 - 199} = 0,575 \quad t_4 = 524 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_{rigeneratore} = \frac{t_p - t_2}{t_4 - t_2} = \frac{t_p - 199}{525 - 199} = 0,575 \quad t_p = 386 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_p) = 1,34 \cdot 10^3 = 3,00 \cdot 1,01 (t_3 - 386) \text{ da cui } t_3 = 829 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = \frac{1102}{4,00^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 741 \text{ K} = 468 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	22
2s	4,00	166
2	4,00	199
P	4,00	386
3	4,00	829
4s	1,00	468
4	1,00	525
Q	1,00	337

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{166 - 22}{199 - 22} = 0,81$$

$$\eta_T = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}} = \frac{829 - 525}{829 - 468} = 0,84$$

$$\dot{P}_c = 0,244 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{aria}(s_4 - s_3) = \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_3} - R \ln \frac{p_4}{p_3} \right) =$$

$$= 3,00 \left(1,01 \cdot \ln \frac{798}{1102} - 0,287 \ln \frac{1,00}{4,00} \right) = 0,216 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{SDCA} = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria}(s_3 - s_P) = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria} c_p \ln \frac{T_3}{T_P} =$$

$$= -\frac{1,34 \cdot 10^3}{1200} + 3,00 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{1102}{659} = 0,441 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{SDCB} = \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria}(s_1 - s_Q) = \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria} c_p \ln \frac{T_1}{T_Q} =$$

$$= \frac{955}{295} + 3,00 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{295}{610} = 1,04 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{rigeneratore} = \dot{m}_{aria}(s_P - s_2) + \dot{m}_{aria}(s_Q - s_4) =$$

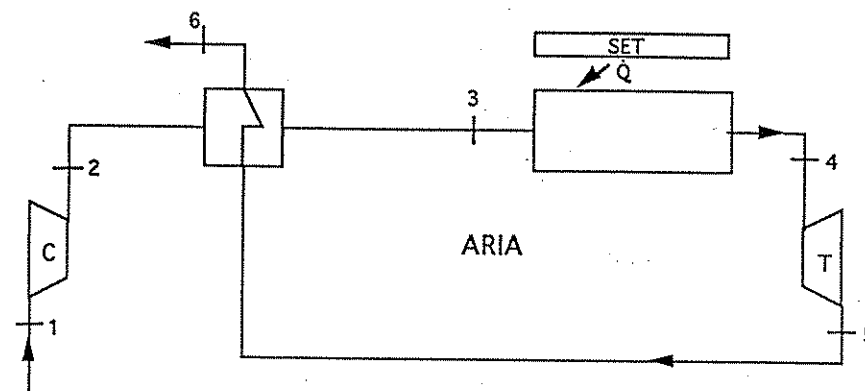
$$= 3,00 \cdot 1,01 \left(\ln \frac{T_P}{T_2} + \ln \frac{T_Q}{T_4} \right) = 3,00 \cdot 1,01 \left(\ln \frac{659}{472} + \ln \frac{610}{798} \right) = 0,197 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{INT} = \dot{P}_c + \dot{P}_T = 0,244 + 0,216 = 0,46 \text{ kW/K}$$

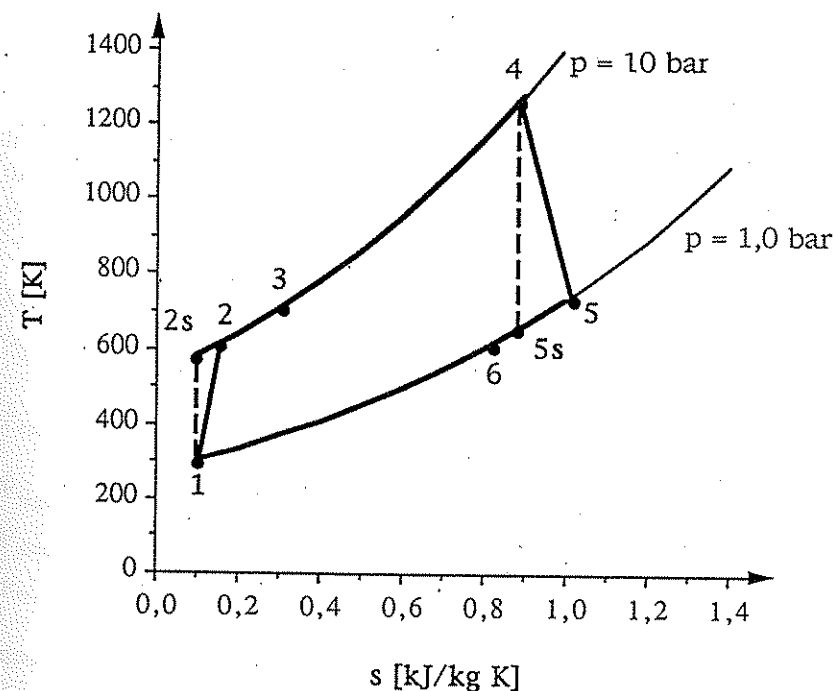
$$\dot{P}_{EST} = \dot{P}_{SDCA} + \dot{P}_{SDCB} + \dot{P}_{rigeneratore} = 0,441 + 1,04 + 0,197 = 1,68 \text{ kW/K}$$

In quest'esercizio viene considerata l'eventualita', peraltro piuttosto rara, di ciclo motore a gas chiuso. Come si puo' osservare la maggior parte della produzione complessiva di entropia, circa il 79%, e' causata dai trasferimenti di energia termica con differenze finite di temperatura; l'aliquota di produzione interna risulta minore anche per i valori, abbastanza elevati, assunti dai rendimenti isoentropici di compressore e turbina.

4) Con riferimento allo schema ed ai dati riportati in figura, valutare il rendimento termodinamico del ciclo, il rendimento isoentropico del compressore e la produzione entropica determinata da "cause termiche" e quella da "cause meccaniche".



$$\begin{aligned} p_2 = p_3 = p_4 = 10 \text{ bar} & \quad p_1 = p_5 = p_6 = 1,0 \text{ bar} & \quad t_1 = 15 \text{ °C} \\ t_3 = 434 \text{ °C} & & \quad t_4 = 1000 \text{ °C} \\ \eta_T = 0,88 & & \quad \epsilon_{rigeneratore} = 0,80 \\ \dot{P}_{rigeneratore} = 25 \text{ W/K} & & \end{aligned}$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	15
2s	10	
2	10	
3	10	434
4	10	1000
5s	1,0	
5	1,0	
6	1,0	

PROCEDIMENTO

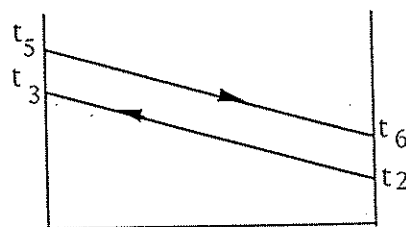
Il valore della temperatura di fine compressione ideale e' dato da :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

analogamente e' possibile calcolare il valore della temperatura di fine espansione ideale t_{5s} ; dal rendimento isoentropico della turbina e' possibile ottenere il valore della t_5

$$\eta_T = \frac{c_p(t_4 - t_5)}{c_p(t_4 - t_{5s})} = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}}$$

nota l'efficienza del rigeneratore, si puo' ricavare il valore della temperatura di fine compressione reale



$$\epsilon_{\text{rigeneratore}} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2}$$

ed il valore della temperatura t_6

$$\epsilon_{\text{rigeneratore}} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_2}$$

Il rendimento termodinamico del ciclo e' dato da

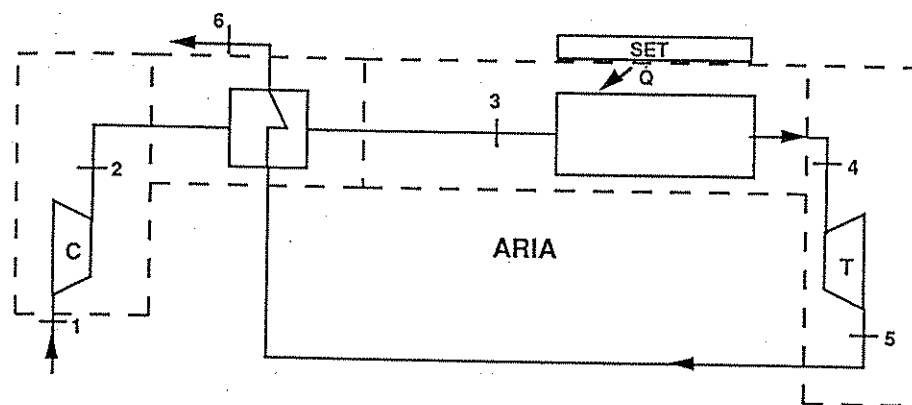
$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3}$$

mentre per il rendimento isoentropico del compressore si ha

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

Dal valore della produzione entropica relativa al rigeneratore si ottiene la portata massica di aria infatti, scrivendo il bilancio di entropia relativamente al volume di controllo riportato, si ottiene

$$\dot{P}_{\text{rigeneratore}} + \dot{m}_{\text{aria}} s_5 + \dot{m}_{\text{aria}} s_2 = \dot{m}_{\text{aria}} s_3 + \dot{m}_{\text{aria}} s_6$$



la produzione entropica dovuta a "cause meccaniche" e' determinata dal compressore e dalla turbina mentre di quella dovuta a "cause termiche" sono responsabili la caldaia ed il rigeneratore. Considerando i volumi di controllo in figura si ottiene

$$\dot{P}_C + \dot{m}_{\text{aria}} s_1 = \dot{m}_{\text{aria}} s_2$$

$$\dot{P}_T + \dot{m}_{\text{aria}} s_4 = \dot{m}_{\text{aria}} s_5$$

$$\dot{P}_{\text{caldaia}} + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{aria}} s_3 = \dot{m}_{\text{aria}} s_4$$

$$\dot{P}_{\text{rigeneratore}} + \dot{m}_{\text{aria}} s_2 + \dot{m}_{\text{aria}} s_5 = \dot{m}_{\text{aria}} s_3 + \dot{m}_{\text{aria}} s_6$$

$$\dot{P}_{\text{mecc}} = \dot{P}_C + \dot{P}_T$$

$$\dot{P}_{\text{term}} = \dot{P}_{\text{caldaia}} + \dot{P}_{\text{rigeneratore}}$$

dove \dot{Q} e' la potenza termica ceduta all'aria, esprimibile come

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_4 - t_3)$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 288 \cdot 10^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 556 \text{ K} = 283 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{5s} = \frac{1273}{10^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 659 \text{ K} = 386 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_T = 0,88 = \frac{c_p(t_4 - t_5)}{c_p(t_4 - t_{5s})} = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}} = \frac{1000 - t_5}{1000 - 386} \quad \text{da cui } t_5 = 460 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_{rigeneratore} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2} = \frac{434 - t_2}{460 - t_2} = 0,80 \quad t_2 = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_{rigeneratore} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_2} = \frac{460 - t_6}{460 - 330} = 0,80 \quad t_6 = 356 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	15
2s	10	283
2	10	330
3	10	434
4	10	1000
5s	1,0	386
5	1,0	460
6	1,0	356

$$\eta_{CICLO} = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3} = \frac{540 - 315}{1000 - 434} = 0,398$$

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{283 - 15}{330 - 15} = 0,85$$

$$\dot{P}_{rigeneratore} = \dot{m}_{aria}(s_6 - s_5) + \dot{m}_{aria}(s_3 - s_2)$$

$$\dot{m}_{aria} = \frac{\dot{P}_{rigeneratore}}{\left(c_p \ln \frac{T_6}{T_5} + c_p \ln \frac{T_3}{T_2} \right)} = \frac{25,0 \cdot 10^{-3}}{\left(1,01 \cdot \ln \frac{629}{733} + 1,01 \cdot \ln \frac{707}{603} \right)} = 4,06 \text{ kg/s}$$

$$\dot{P}_C = \dot{m}_{aria}(s_2 - s_1) = \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \right) =$$

$$= 4,06 \left(1,01 \cdot \ln \frac{603}{288} - 0,287 \cdot \ln \frac{10}{1,0} \right) = 0,35 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{aria}(s_5 - s_4) = \dot{m}_{aria} \left(c_p \ln \frac{T_5}{T_4} - R \ln \frac{p_5}{p_4} \right)$$

$$= 4,06 \left(1,01 \cdot \ln \frac{733}{1273} - 0,287 \cdot \ln \frac{1,0}{10} \right) = 0,41 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{caldaia} = -\frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria}(s_4 - s_3) = -\frac{\dot{m}_{aria} c_p (t_4 - t_3)}{T_{SET}} +$$

$$\dot{m}_{aria} c_p \ln \frac{T_4}{T_3} = -\frac{4,06 \cdot 1,01 \cdot 566}{1473} + 4,06 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{1273}{707} = 0,830 \text{ kW/K}$$

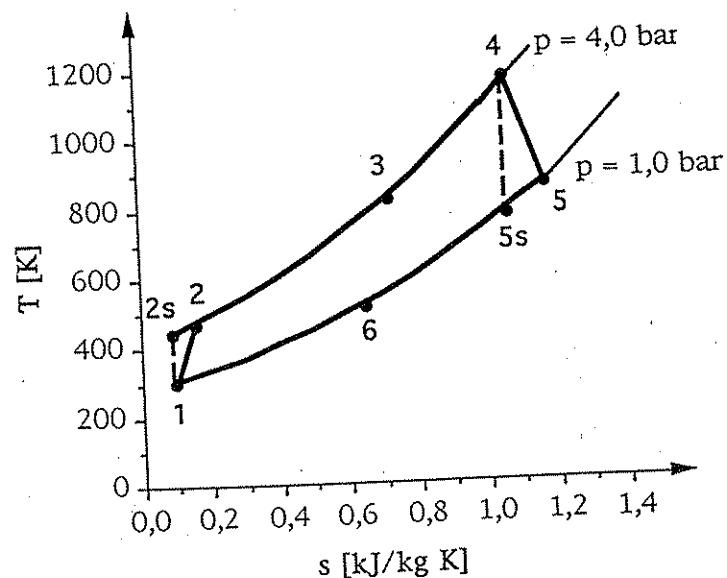
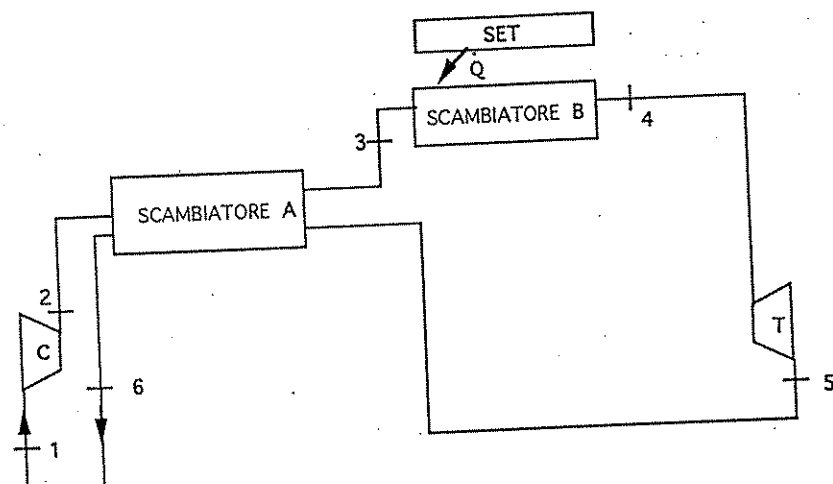
$$\dot{P}_{rigeneratore} = \dot{m}_{aria}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{aria}(s_6 - s_5) = \dot{m}_{aria} c_p \left(\ln \frac{T_3}{T_2} + \ln \frac{T_6}{T_5} \right) =$$

$$= 4,06 \cdot 1,01 \left(\ln \frac{707}{603} + \ln \frac{629}{733} \right) = 0,0246 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{mecc} = \dot{P}_C + \dot{P}_T = 0,35 + 0,41 = 0,76 \text{ kW/K}$$

$$\dot{P}_{term} = \dot{P}_{caldaia} + \dot{P}_{rigeneratore} = 0,830 + 0,0246 = 0,855 \text{ kW/K}$$

5) Una portata d'aria di $0,50 \text{ kg/s}$ entra nel compressore a 25°C e $1,0 \text{ bar}$ e viene compressa fino a $4,0 \text{ bar}$. Successivamente entra nello scambiatore A dove la sua temperatura si innalza fino a 550°C ; nello scambiatore B riceve potenza termica da un SET a 1000°C cosicché all'ingresso in turbina, che opera con un η_T pari a $0,80$, si trova a 900°C . Assumendo per il compressore un η_c pari a $0,85$ e trascurando le perdite di carico, determinare la temperatura all'uscita della turbina che scarica alla pressione di $1,0 \text{ bar}$, l'efficienza dello scambiatore A, la potenza meccanica netta resa, il rendimento e la produzione entropica globale del sistema.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	25
2s	4,0	
2	4,0	
3	4,0	550
4	4,0	900
5s	1,0	
5	1,0	
6	1,0	

PROCEDIMENTO

Il valore della temperatura di fine compressione isoentropica e' valutabile dalla :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e quindi si puo' calcolare la temperatura di fine' compressione reale, t_2 , dall'espressione del rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

analogamente si ricava la temperatura di fine espansione isoentropica

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

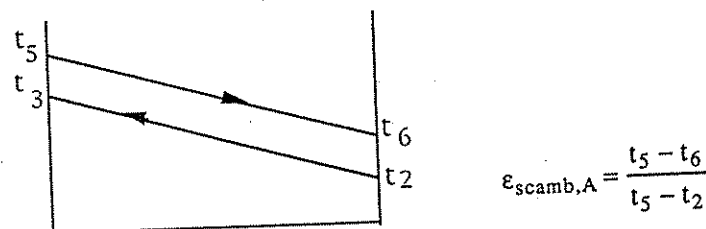
e la temperatura di fine espansione reale t_5

$$\eta_T = \frac{c_p(t_4 - t_5)}{c_p(t_4 - t_{5s})} = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}}$$

dal bilancio di energia sul rigeneratore (scambiatore A) si puo' derivare il valore della temperatura t_6

$$c_p(t_3 - t_2) = c_p(t_5 - t_6) \quad \text{e quindi} \quad t_3 - t_2 = t_5 - t_6$$

l'efficienza dello scambiatore A e' pari a



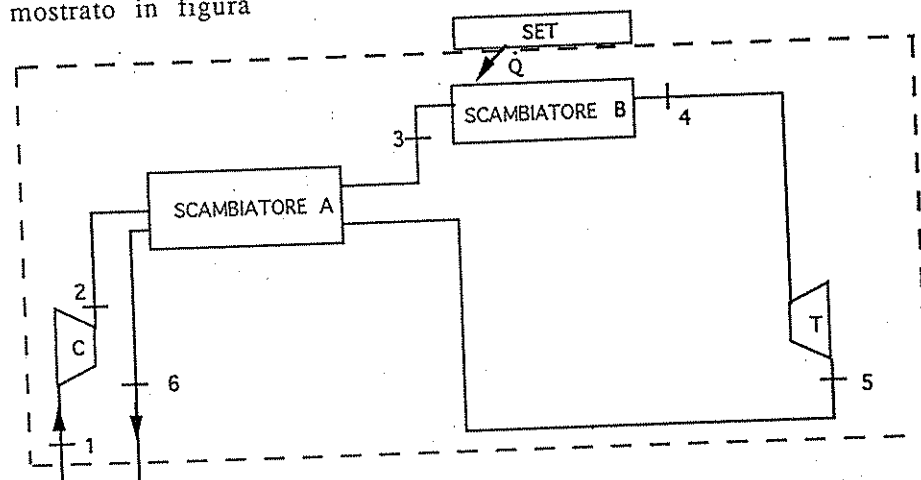
la potenza netta e' pari a

$$\dot{L}_{\text{netta}} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_4 - t_5) - \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_1)$$

mentre il rendimento dell'impianto e' pari a

$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3}$$

l'entropia prodotta globalmente si ottiene da un bilancio di entropia su un volume di controllo che comprenda l'intero impianto come mostrato in figura



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{aria}} s_1 = \dot{m}_{\text{aria}} s_6$$

dove \dot{Q} , che e' la potenza termica fornita all'aria nello scambiatore B, e' valutabile come

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_4 - t_3)$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 298 \cdot \left(\frac{4,0}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 443 \text{ K} = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_C = 0,85 = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{170 - 25}{t_2 - 25} \quad t_2 = 196 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{5s} = \frac{1173}{4,0^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 790 \text{ K} = 517 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_T = 0,80 = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}} = \frac{900 - t_5}{900 - 517} \quad t_5 = 594 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_3 - t_2 = t_5 - t_6 \quad 550 - 196 = 594 - t_6 \quad \text{da cui} \quad t_6 = 240 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	T [°C]
1	1,0	25
2s	4,0	170
2	4,0	196
3	4,0	550
4	4,0	900
5s	1,0	517
5	1,0	594
6	1,0	240

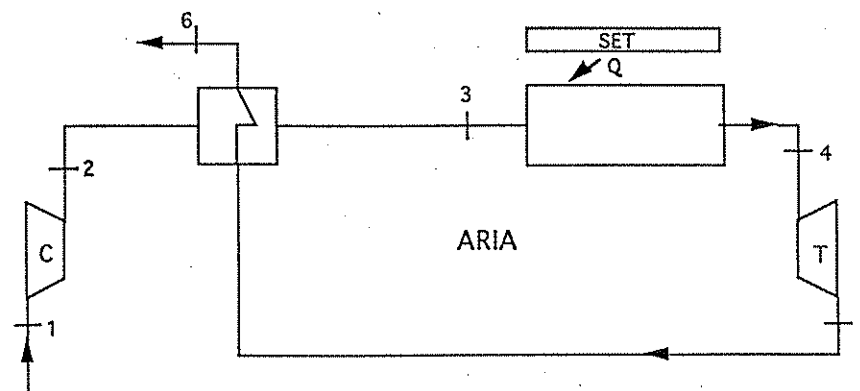
$$\varepsilon_{\text{scamb,A}} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_2} = \frac{594 - 240}{594 - 196} = 0,89$$

$$\dot{L}_{\text{netta}} = \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_4 - t_5) - \dot{m}_{\text{aria}} c_p (t_2 - t_1) = 0,50 \cdot 1,01 \cdot 306 + - 0,50 \cdot 1,01 \cdot 171 = 68 \text{ kW}$$

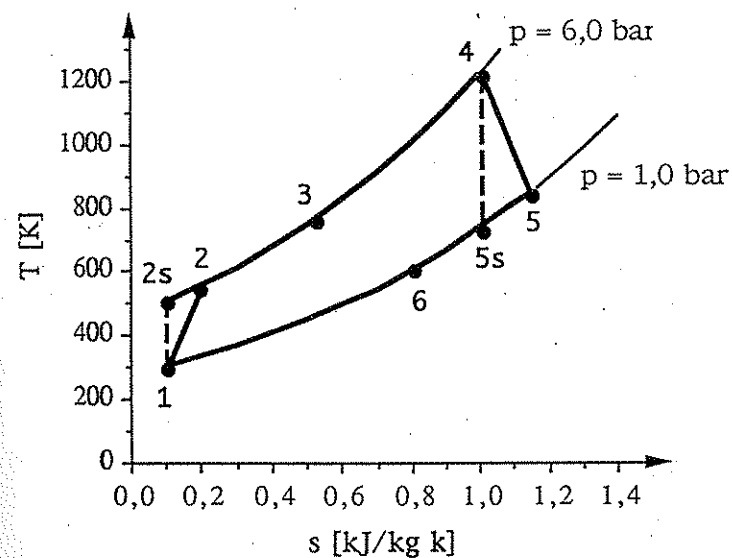
$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3} = \frac{306 - 171}{350} = 0,39$$

$$\begin{aligned}\dot{P}_g &= -\frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria}(s_6 - s_1) = -\frac{\dot{m}_{aria}c_p(t_4 - t_3)}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria}c_p \ln \frac{T_6}{T_1} = \\ &= -\frac{0,50 \cdot 1,01 \cdot 350}{1273} + 0,50 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{513}{298} = -0,139 + 0,274 = \\ &= 0,135 \text{ kW/K}\end{aligned}$$

6) Relativamente allo schema di impianto ed ai dati riportati in figura, si calcoli, nell'ipotesi di regime permanente, l'efficienza del rigeneratore, il rendimento del ciclo e la produzione entropica globale dell'impianto.



$t_1 = 17^\circ\text{C}$	$t_4 = 950^\circ\text{C}$	$t_5 = 560^\circ\text{C}$
$t_6 = 330^\circ\text{C}$	$p_1 = p_5 = p_6 = 1,0 \text{ bar}$	$p_2 = p_3 = p_4 = 6,0 \text{ bar}$
$T_{SET} = 1273^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{aria} = 2,0 \text{ kg/s}$	$\eta_c = 75\%$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	P [bar]	t [°C]
1	1,0	17
2s	6,0	
2	6,0	
3	6,0	
4	6,0	950
5s	1,0	
5	1,0	560
6	1,0	330

PROCEDIMENTO

La temperatura di fine compressione isoentropica e' valutabile come

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

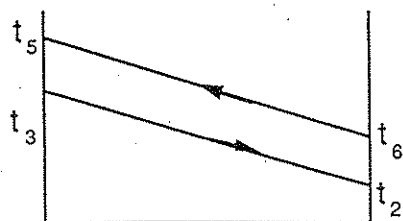
mentre dall'espressione del rendimento isoentropico di compressione e' possibile ricavare la temperatura reale di fine compressione

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

dal bilancio di energia su un volume di controllo che include il rigeneratore, e' possibile ricavare la temperatura di uscita dell'aria preriscaldata t_3

$$\dot{m}_{aria} c_p (t_3 - t_2) = \dot{m}_{aria} c_p (t_5 - t_6)$$

e quindi e' possibile calcolare l'efficienza del rigeneratore come :



$$\epsilon_{RIG} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2}$$

la temperatura di fine espansione isoentropica e' valutabile dalla :

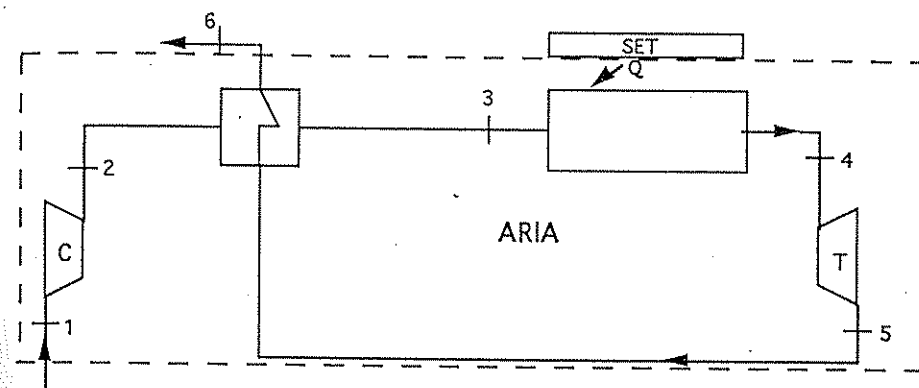
$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{P_4}{P_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

il rendimento termodinamico del ciclo e' dato da

$$\eta = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3}$$

la produzione entropica globale si ricava da un bilancio di entropia riferito al volume di controllo in figura

$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} s_1 = \dot{m}_{aria} s_6$$



con :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_4 - t_3)$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 290 \cdot \left(\frac{6,0}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 484 \text{ K} = 211 \text{ °C}$$

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{211 - 17}{276 - 17} = 0,75 \text{ da cui } t_2 = 276 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_2) = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_5 - t_6)$$

$$t_3 - 276 = 560 - 330 \text{ da cui}$$

$$t_3 = 506 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\epsilon_{RIG} = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2} = \frac{506 - 276}{560 - 276} = 0,81$$

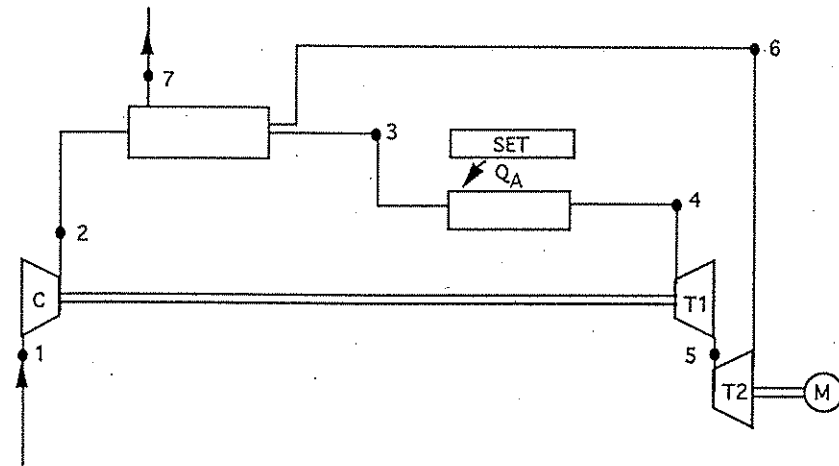
$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{5s} = \frac{1223}{6,0^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 733 \text{ K} = 460 \text{ }^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	17
2s	6,0	211
2	6,0	276
3	6,0	506
4	6,0	950
5s	1,0	460
5	1,0	560
6	1,0	330

$$\eta_g = \frac{(t_4 - t_5) - (t_2 - t_1)}{t_4 - t_3} = \frac{(950 - 560) - (276 - 17)}{950 - 506} = 0,30$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_g &= -\frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria}(s_6 - s_1) = -\frac{\dot{m}_{aria} c_p (t_4 - t_3)}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} \cdot c_p \ln \frac{T_6}{T_1} = \\ &= -\frac{2,0 \cdot 1,01 \cdot (950 - 506)}{1273} + 2,0 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{603}{290} = 0,774 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

7) Con riferimento allo schema ed ai dati riportati in figura, valutare il rendimento termodinamico del ciclo e la sua produzione entropica globale.



$$t_1 = 27,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_2 = p_3 = p_4 = 4,00 \text{ bar}$$

$$\eta_c = 80\%$$

$$t_{SET} = 1200^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$$

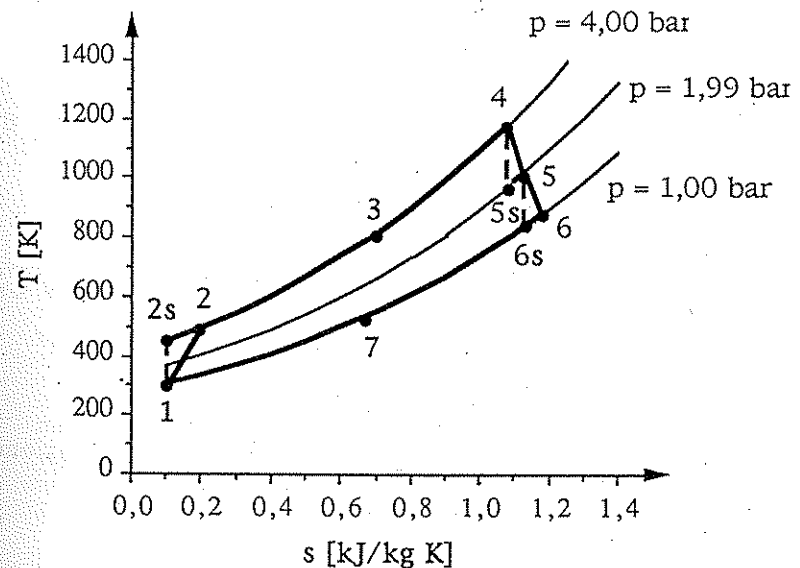
$$\dot{L}_c = \dot{L}_{T1}$$

$$\epsilon_{rig} = 90,0\%$$

$$p_1 = p_6 = p_7 = 1,00 \text{ bar}$$

$$\dot{L}_{T2} = 97 \text{ kW}$$

$$\eta_{T1} = \eta_{T2} = 87,0\%$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	27
2s	4,00	
2	4,00	
3	4,00	
4	4,00	900
5s		
5		
6s	1,00	
6	1,00	
7	1,00	

PROCEDIMENTO

La temperatura di fine compressione isoentropica t_{2s} e' data da

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre quella reale t_2 si ricava dal rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

la temperatura t_5 si ricava dall'eguaglianza tra il lavoro di compressione e quello della turbina T1

$$\dot{L}_C = \dot{L}_{T1} \text{ e quindi } t_2 - t_1 = t_4 - t_5$$

dal rendimento isoentropico della turbina T1 e' possibile ricavare t_{5s}

$$\eta_{T1} = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}}$$

mentre la pressione p_{5s} si puo' ricavare dalla equazione dell'isoentropica 4-5s

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

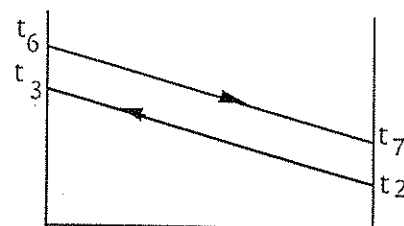
ed analogamente la temperatura t_{6s}

$$\left(\frac{T_5}{T_{6s}} \right) = \left(\frac{p_5}{p_{6s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

la temperatura t_6 si ottiene dal rendimento isoentropico della seconda turbina

$$\eta_{T2} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}}$$

dall'efficienza del rigeneratore si ricava la temperatura t_7 e la temperatura t_3



$$\varepsilon_{rig} = \frac{t_6 - t_7}{t_6 - t_2} = \frac{t_3 - t_2}{t_6 - t_2}$$

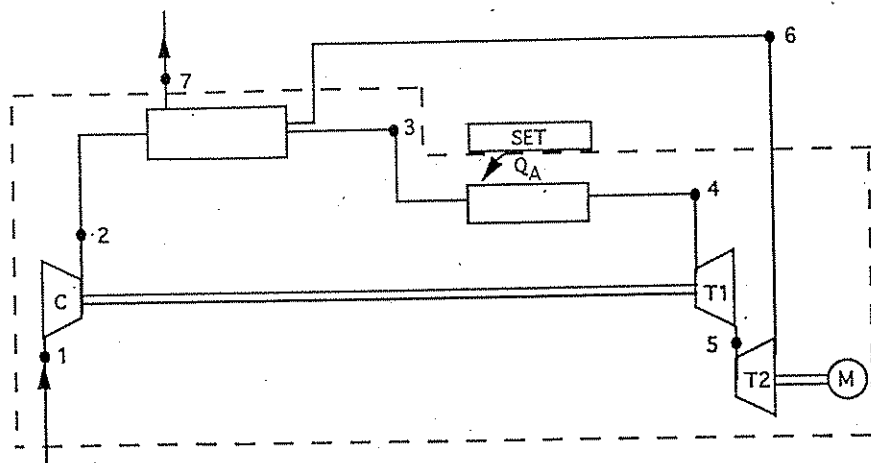
e' possibile ricavare, dal lavoro della turbina T2, il valore della portata massica di aria

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m} c_p (t_5 - t_6)$$

e quindi il valore del rendimento globale del ciclo

$$\eta_{CICLO} = \frac{\dot{L}_{T2}}{\dot{Q}_A}$$

mentre la produzione globale si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo evidenziato in figura



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}s_1 = \dot{m}s_7$$

dove $\dot{Q}_A = \dot{m}c_p(t_4 - t_3)$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 300 \cdot \left(\frac{4,0}{1,0}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 446 \text{ K} = 173 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{173 - 27}{t_2 - 27} = 0,800 \quad t_2 = 210 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_C = \dot{L}_{T1} \text{ e quindi } t_2 - t_1 = t_4 - t_5 \quad 210 - 27 = 900 - t_5$$

$$t_5 = 717 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{T1} = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}} = \frac{900 - 717}{900 - t_{5s}} = 0,870 \quad t_{5s} = 690 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad p_{5s} = \frac{4,00}{1,22^{0,286}} = 1,99 \text{ bar}$$

$$\left(\frac{T_5}{T_{6s}}\right) = \left(\frac{p_5}{p_{6s}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \left(\frac{990}{T_{6s}}\right) = \left(\frac{1,99}{1,0}\right)^{0,286} \quad T_{6s} = 813 \text{ K} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{T2} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}} = \frac{717 - t_6}{717 - 540} = 0,870 \quad t_6 = 563 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\epsilon_{rig} = \frac{t_6 - t_7}{t_6 - t_2} = \frac{563 - t_7}{563 - 210} = 0,900 \quad t_7 = 245 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\epsilon_{rig} = \frac{t_3 - t_2}{t_6 - t_2} = \frac{t_3 - 210}{563 - 210} = 0,900 \quad t_3 = 528 \text{ }^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	27
2s	4,00	173
2	4,00	210
3	4,00	528
4	4,00	900
5s	1,99	690
5	1,99	717
6s	1,00	540
6	1,00	563
7	1,00	245

$$\dot{L}_{T2} = \dot{m}c_p(t_5 - t_6) \quad 97 = \dot{m} \cdot 1,01 \cdot (717 - 563)$$

$$\dot{m} = \frac{97}{1,01 \cdot 154} = 0,62 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{CICLO} = \frac{\dot{L}_{T2}}{\dot{m}c_p(t_4 - t_3)} = \frac{97}{0,62 \cdot 1,01 \cdot (900 - 528)} = 0,42$$

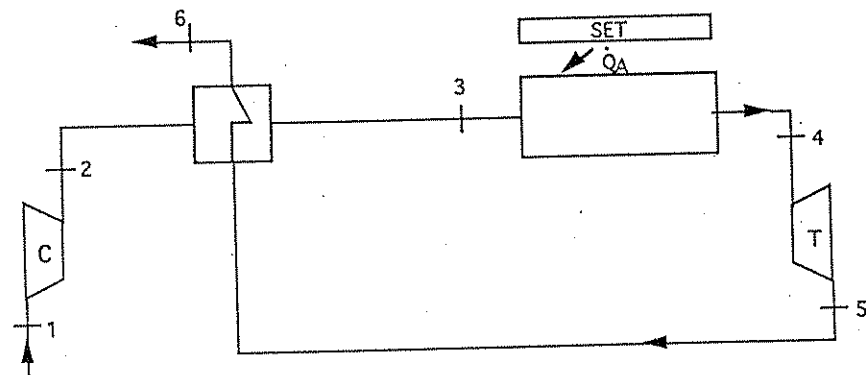
$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}(s_7 - s_1) = -\frac{\dot{m}c_p(t_4 - t_3)}{T_{SET}} + \dot{m} \cdot c_p \ln \frac{T_7}{T_1} =$$

$$= -\frac{0,62 \cdot 1,01 \cdot (900 - 528)}{1473} + 0,62 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{518}{300} = 0,184 \text{ kW/K}$$

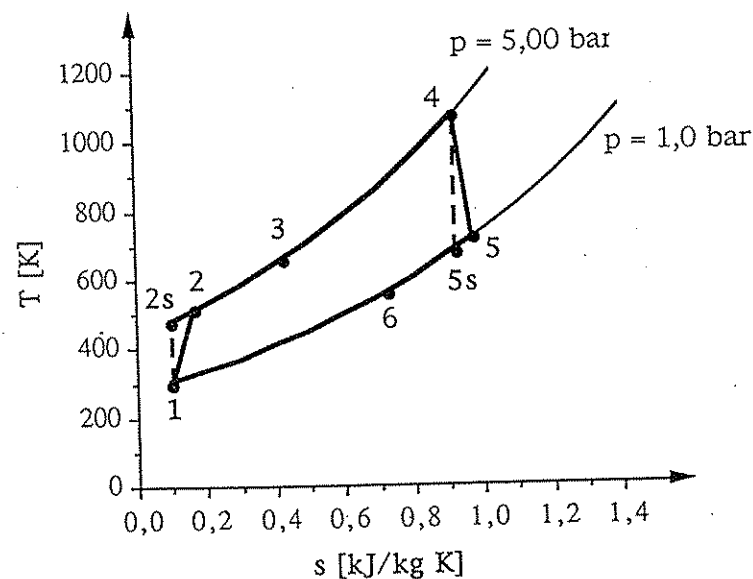
Come e' noto in tutti i cicli Joule il compressore e' azionato con un'aliquota della potenza meccanica ottenuta dalla turbina. Nello

schema proposto da questo esercizio questo aspetto e' sottolineato mediante l'esplicito accoppiamento del compressore con un primo stadio della turbina, T1, mentre la turbina T2 e' dedicata unicamente all'utenza.

8) Con riferimento allo schema ed ai dati indicati valutare il rendimento del ciclo e la produzione entropica globale.



$$\begin{aligned} t_1 &= 27,0^\circ\text{C} & t_4 &= 800^\circ\text{C} & p_1 &= p_5 = p_6 = 1,00 \text{ bar} \\ p_2 &= p_3 = p_4 = 5,00 \text{ bar} & \eta_c &= 85\% & \varepsilon_{\text{rig}} &= 70,0\% \\ \eta_T &= 90,0\% & t_{\text{SET}} &= 1000^\circ\text{C} & \dot{L}_{\text{NETTO}} &= 1,00 \text{ MW} \end{aligned}$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	27
2s	5,00	
2	5,00	
3	5,00	
4	5,00	800
5s	1,0	
5	1,0	
6	1,0	

PROCEDIMENTO

Dall'equazione dell' isoentropica 1-2s e' possibile ricavare t_{2s}

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

dal rendimento isoentropico del compressore e' possibile ricavare la temperatura di fine compressione reale t_2

$$\eta_c = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

mentre si puo' ottenere la t_{5s}

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

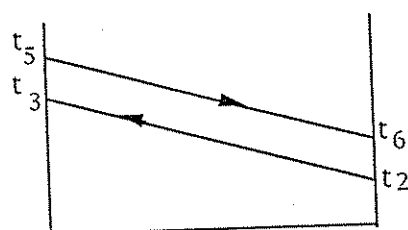
dal rendimento della turbina si ricava la temperatura di fine espansione reale t_5

$$\eta_T = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}}$$

mentre dal lavoro netto ottenibile dal ciclo e' nota la portata massica di aria evolvente

$$\dot{L}_{\text{NETTO}} = \dot{L}_T - \dot{L}_C = \dot{m} c_p (t_4 - t_5 - t_2 + t_1)$$

dall' efficienza del rigeneratore si ottiene la t_6



$$\varepsilon_{\text{rig}} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_2}$$

e, da un bilancio di energia sul rigeneratore, si ricava t_3

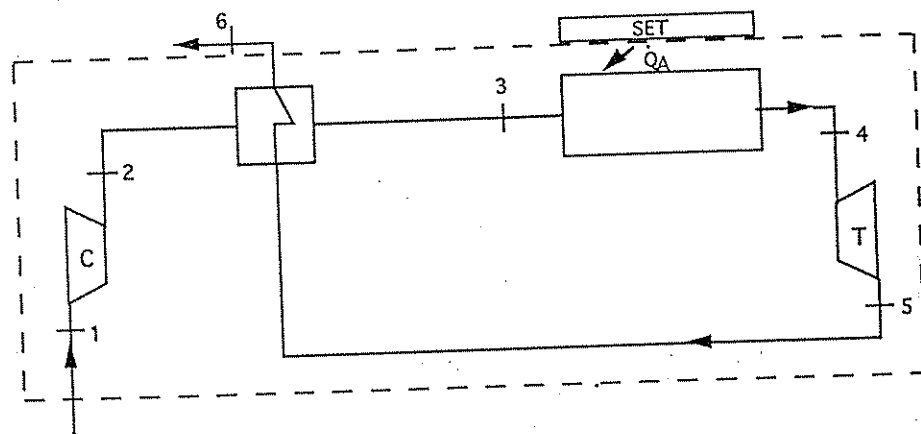
$$t_5 - t_6 = t_3 - t_2$$

e quindi il rendimento del ciclo e' pari a

$$\eta_g = \frac{\dot{L}_{\text{NETTO}}}{\dot{Q}_A} = \frac{\dot{L}_{\text{NETTO}}}{\dot{m} c_p (t_4 - t_3)}$$

mentre la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo in figura

$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_{\text{SET}}} + \dot{m} s_1 = \dot{m} s_6$$



SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 300 \cdot \left(\frac{5,00}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 475 \text{ K} = 202 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_C = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{202 - 27}{t_2 - 27} = 0,85 \quad t_2 = 233 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{p_4}{p_{5s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{5s} = \frac{1073}{\left(\frac{5,00}{1,0} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 677 \text{ K} = 404 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_T = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{5s}} = \frac{800 - t_5}{800 - 404} = 0,90 \quad t_5 = 444 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_{\text{NETTO}} = \dot{L}_T - \dot{L}_C = \dot{m} c_p (t_4 - t_5 - t_2 + t_1)$$

$$1,00 \cdot 10^3 = \dot{m} \cdot 1,01 \cdot (800 - 444 - 233 + 27) \quad \dot{m} = 6,60 \text{ kg/s}$$

$$\varepsilon_{\text{rig}} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_2} = \frac{444 - t_6}{444 - 233} = 0,70 \quad t_6 = 296 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_5 - t_6 = t_3 - t_2 \quad t_3 = 444 - 296 + 233 = 381 \text{ } ^\circ\text{C}$$

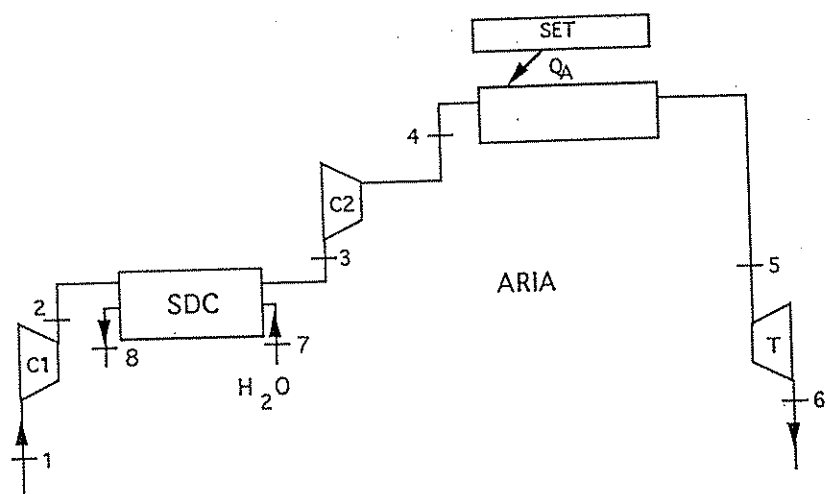
punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	27
2s	5,00	202
2	5,00	233
3	5,00	381
4	5,00	800
5s	1,0	404
5	1,0	444
6	1,0	296

$$\eta_g = \frac{\dot{L}_{\text{NETTO}}}{\dot{Q}_A} = \frac{\dot{L}_{\text{NETTO}}}{\dot{m} c_p (t_4 - t_3)} = \frac{1000}{6,60 \cdot 1,01 \cdot (800 - 381)} = 0,358$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}(s_6 - s_1) = -\frac{\dot{m}c_p(t_4 - t_3)}{T_{SET}} + \dot{m}c_p \ln \frac{T_6}{T_1} =$$

$$= -\frac{6,60 \cdot 1,01 \cdot (800 - 381)}{1273} + 6,60 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{569}{300} = 2,07 \text{ kW/K}$$

9) Con riferimento allo schema ed ai dati sottoindicati, nell'ipotesi di regime permanente, determinare la conduttanza globale dello scambiatore di calore usato per refrigerare l'aria dopo il primo stadio di compressione, il rendimento termodinamico del ciclo e la produzione entropica globale.



$$t_1 = 15,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{SET} = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_4 = p_5$$

$$\dot{m}_{aria} = 3,00 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 1,50 \text{ kg/s}$$

$$t_3 = 40,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_1 = p_6 = 1,00 \text{ bar}$$

$$\eta_{C1} = \eta_{C2} = 0,700$$

$$\dot{Q} = 1,60 \text{ MW}$$

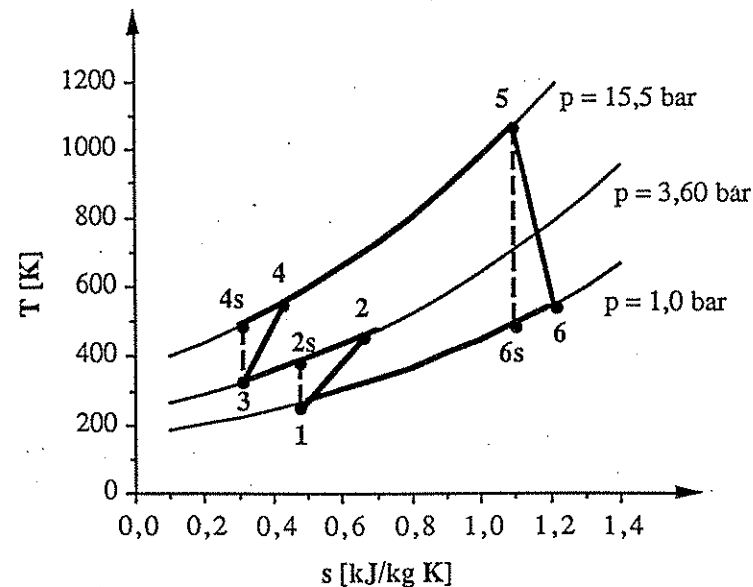
$$p_7 = p_8 = 1,00 \text{ bar}$$

$$t_5 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_2 = p_3 = 3,60 \text{ bar}$$

$$\eta_T = 0,900$$

$$t_7 = 15,0 \text{ }^\circ\text{C}$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	15
2s	3,60	
2	3,60	
3	3,60	40,0
4s		
4		
5		800
6s	1,0	
6	1,0	

PROCEDIMENTO

Il valore della temperatura del punto di fine compressione ideale e' fornito dalla relazione seguente

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre l'espressione del rendimento isoentropico per il compressore C1 fornisce il valore della temperatura reale di fine compressione

$$\eta_{C1} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

un bilancio di energia su un volume di controllo che comprende la caldaia permette, data la conoscenza di \dot{Q} , di valutare la temperatura t_4

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aria} c_p (t_5 - t_4)$$

la temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore e' ottenuta da un bilancio di energia

$$\dot{Q}_{SDC} = \dot{m}_{aria} c_{p,aria} (t_2 - t_3) = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (t_8 - t_7)$$

e quindi e' possibile ricavare la differenza di temperatura media logaritmica ed il valore della conduttanza globale dello scambiatore

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_2 - t_8) - (t_3 - t_7)}{\ln \frac{t_2 - t_8}{t_3 - t_7}}$$

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{ml}}$$

dall'espressione del rendimento isoentropico di compressione per il compressore C2 e' possibile ricavare la temperatura di fine compressione ideale

$$\eta_{C2} = \frac{t_{4s} - t_3}{t_4 - t_3}$$

e quindi il valore della pressione dell'aria in uscita dal secondo compressore

$$\left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{P_{4s}}{P_3} \right)$$

ancora la stessa relazione tra i punti 5 e 6s permette di calcolare la temperatura t_{6s}

$$\left(\frac{T_5}{T_{6s}} \right) = \left(\frac{P_5}{P_{6s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

dal rendimento isoentropico della turbina si puo' ottenere, poi, il valore della temperatura di fine espansione reale

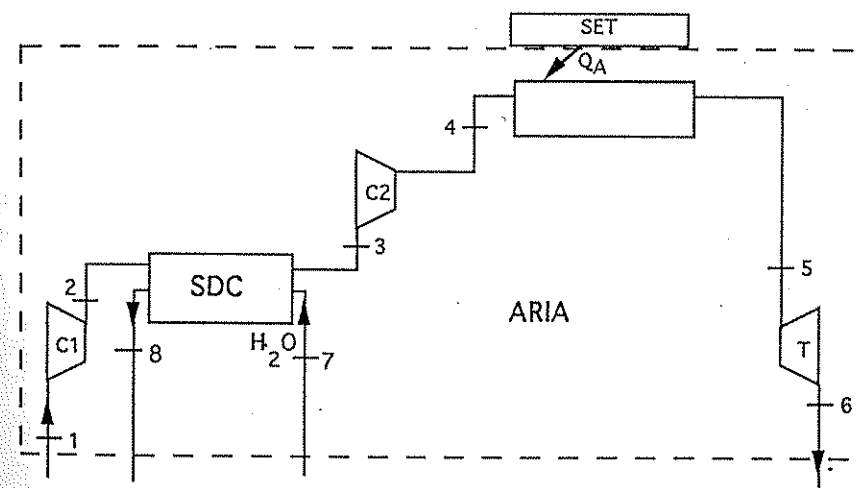
$$\eta_T = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}}$$

quindi il rendimento globale e' pari a

$$\eta = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_{C1} - \dot{L}_{C2}}{\dot{Q}} = \frac{(t_5 - t_6) - (t_2 - t_1) - (t_4 - t_3)}{(t_5 - t_4)}$$

e la produzione entropica, considerando il bilancio di entropia per un volume di controllo che comprenda l'intero impianto come in figura, e' ricavabile da

$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} s_1 + \dot{m}_{H_2O} s_7 = \dot{m}_{aria} s_6 + \dot{m}_{H_2O} s_8$$



SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 288 \cdot \left(\frac{3,60}{1,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 415 \text{ K} = 142 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{C1} = 0,700 = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{142 - 15,0}{t_2 - 15,0} \quad t_2 = 196 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = 1,60 \text{ MW} = \dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_p (t_5 - t_4) = 3,00 \cdot 1,01 (800 - t_4) \quad t_4 = 272 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} c_{p,\text{aria}} (t_2 - t_3) = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c_{p,\text{H}_2\text{O}} (t_8 - t_7)$$

$$3,00 \cdot 1,01 \cdot (196 - 40) = 473 \text{ kW} = 1,50 \cdot 4,187 \cdot (t_8 - 15,0)$$

$$t_8 = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_2 - t_8) - (t_3 - t_7)}{\ln \frac{t_2 - t_8}{t_3 - t_7}} = \frac{(196 - 90) - (40 - 15)}{\ln \frac{196 - 90}{40 - 15}} = 56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{ml}} = \frac{473}{56} = 8,4 \text{ kW/K}$$

$$\eta_{C2} = 0,700 = \frac{t_{4s} - t_3}{t_4 - t_3} = \frac{t_{4s} - 40,0}{272 - 40,0} \quad t_{4s} = 202 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\left(\frac{T_{4s}}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right) \quad \text{da cui } p_{4s} = 3,60 \cdot \left(\frac{475}{313} \right)^{3,5} = 15,5 \text{ bar}$$

$$\left(\frac{T_{5s}}{T_{6s}} \right) = \left(\frac{p_5}{p_{6s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \left(\frac{1073}{T_{6s}} \right) = \left(\frac{15,5}{1,0} \right)^{0,286} \quad T_{6s} = 490 \text{ K} = 217 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_T = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}} = \frac{800 - t_6}{800 - 217} = 0,900 \quad \text{da cui } t_6 = 275 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,0	15
2s	3,60	142
2	3,60	196
3	3,60	40,0
4s	15,5	202
4	15,5	272
5	15,5	800
6s	1,0	217
6	1,0	275

$$\eta = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_{C1} - \dot{L}_{C2}}{\dot{Q}} = \frac{(t_5 - t_6) - (t_2 - t_1) - (t_4 - t_3)}{(t_5 - t_4)} =$$

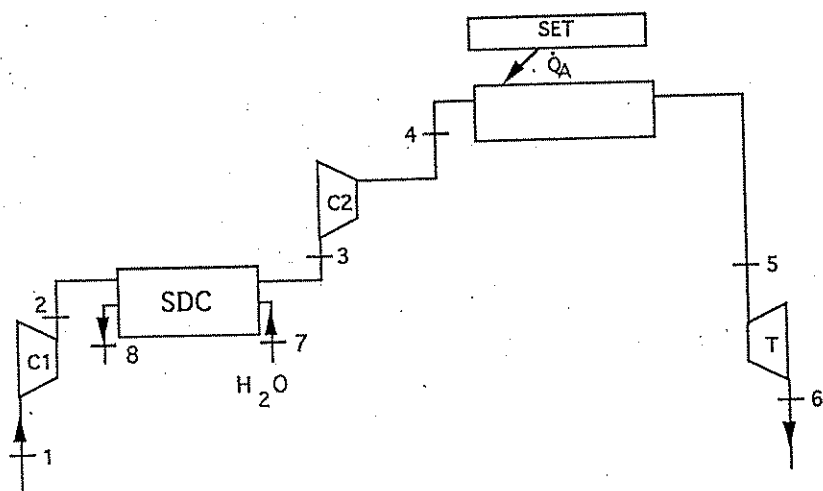
$$= \frac{525 - 181 - 232}{528} = 0,212$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}}{T_{SET}} + \dot{m}_{\text{aria}} (s_6 - s_1) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} (s_8 - s_7) =$$

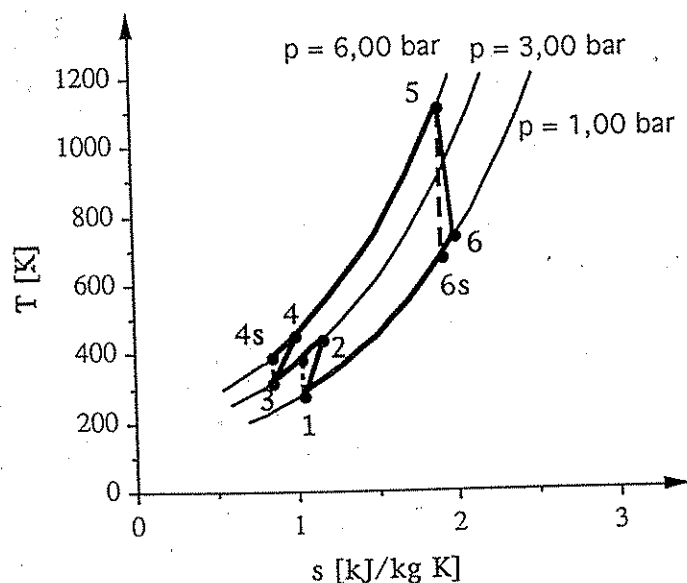
$$= -\frac{1,60 \cdot 10^3}{1373} + 3,00 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{548}{288} + 1,50 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{363}{288} = 2,24 \text{ kW/K}$$

In questo esercizio e' presentato uno schema di compressione con interrefrigerazione; si osservi come la valutazione della produzione entropica globale, effettuata su un volume di controllo omnicomprensivo, dovra' tenere in considerazione, oltre al flusso \dot{Q}_A/T_{SET} , i flussi convettivi di aria in 6 e 1 e quelli convettivi di acqua in 7 e 8.

10) Con riferimento allo schema indicato in figura, valutare il lavoro reso dalla turbina a gas e la produzione entropica globale.



$$\begin{aligned}
 t_1 &= 17,0 \text{ }^{\circ}\text{C} & t_{\text{SET}} &= 800 \text{ }^{\circ}\text{C} & t_7 &= 15,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 p_1 = p_6 &= 1,00 \text{ bar} & p_2 = p_3 &= 3,00 \text{ bar} & p_4 = p_5 &= 6,00 \text{ bar} \\
 \eta_{\text{CICLO}} &= 0,200 & \eta_{\text{C1}} = \eta_{\text{C2}} &= 0,750 & \epsilon_{\text{SDC}} &= 0,800 \\
 \eta_{\text{T}} &= 0,850 & p_7 = p_8 & & & \\
 \dot{m}_{\text{aria}} &= 4,50 \text{ kg/s} & \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} &= 3,00 \text{ kg/s} & &
 \end{aligned}$$



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	17,0
2s	3,00	
2	3,00	
3	3,00	
4s	6,00	
4	6,00	
5	6,00	
6s	1,00	
6	1,00	

PROCEDIMENTO

Dall'equazione dell'isoentropica 1-2s si ottiene la temperatura di fine compressione ideale t_{2s}

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e quindi, dal rendimento isoentropico del compressore C1 la temperatura di fine compressione reale t_2

$$\eta_{\text{C1}} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

dall'efficienza dell'interrefrigeratore si ottiene la temperatura t_3

$$\epsilon_{\text{SDC}} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_7}$$

e, quindi, dall'equazione dell' isoentropica 3-4s, si ricava la temperatura di fine compressione ideale

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre dal rendimento isoentropico del compressore C2, e' nota la temperatura di fine compressione reale

$$\eta_{C2} = \frac{t_{4s} - t_3}{t_4 - t_3}$$

le temperature t_5 e t_{6s} sono ricavabili come soluzione di un sistema di due equazioni in due incognite di cui la prima equazione e' data da

$$\eta_{CICLO} = \frac{\dot{L}_T - \dot{L}_{C1} - \dot{L}_{C2}}{\dot{Q}_A} = \frac{\eta_T(t_5 - t_{6s}) - (t_2 - t_1) - (t_4 - t_3)}{t_5 - t_4}$$

e la seconda da

$$\left(\frac{T_5}{T_{6s}}\right) = \left(\frac{p_5}{p_{6s}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

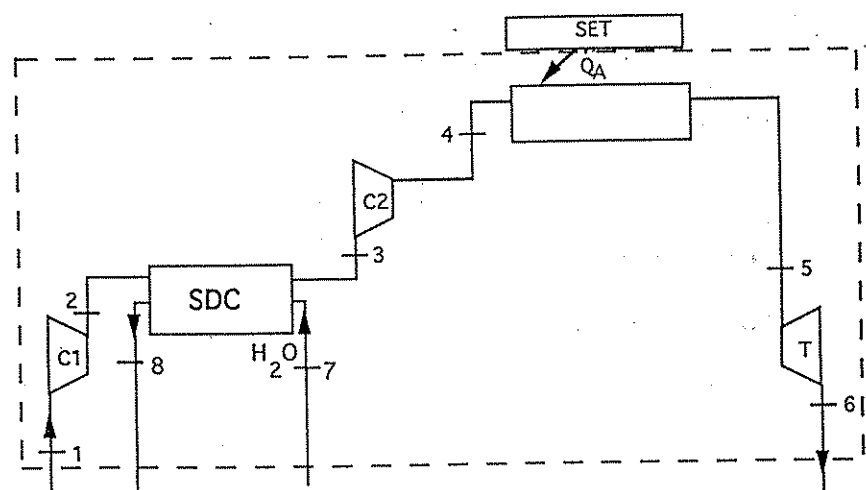
la temperatura t_6 e' nota dal rendimento isoentropico della turbina

$$\eta_T = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}}$$

e, quindi, e' calcolabile il lavoro della turbina a gas

$$\dot{L}_T = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_5 - t_6)$$

la produzione entropica globale e' data da un bilancio di entropia sul volume di controllo evidenziato in figura



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} s_1 + \dot{m}_{H_2O} s_7 = \dot{m}_{aria} s_6 + \dot{m}_{H_2O} s_8$$

la temperatura di uscita dell' acqua dall'iterrefrigeratore SDC si ricava da un bilancio di energia sul componente

$$\dot{m}_{aria} c_{p,aria} (t_2 - t_3) = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (t_8 - t_7)$$

SVOLGIMENTO

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 290 \cdot \left(\frac{3,00}{1,00}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 397 \text{ K} = 124 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{C1} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{124 - 17}{t_2 - 17} = 0,750 \quad t_2 = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_{SDC} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_7} = \frac{160 - t_3}{160 - 15} = 0,800 \quad t_3 = 44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = 317 \cdot 2,00^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 387 \text{ K} = 114 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{C2} = \frac{t_{4s} - t_3}{t_4 - t_3} = \frac{114 - 44}{t_4 - 44} = 0,750 \quad t_4 = 137 \text{ } ^\circ\text{C}$$

il sistema di equazioni e' costituito dalle seguenti due equazioni

$$\frac{0,850(T_5 - T_{6s}) - (160 - 17,0) - (137 - 44)}{T_5 - 137} = 0,200$$

$$\left(\frac{T_5}{T_{6s}}\right) = \left(\frac{p_5}{p_{6s}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{da cui} \quad T_5 = T_{6s} \left(\frac{6,00}{1,00}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = T_{6s} \cdot 1,67$$

che forniscono

$$T_5 = 1117 \text{ K} = 844 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{6s} = 669 \text{ K} = 396 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_T = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_{6s}} = \frac{844 - t_6}{844 - 396} = 0,850 \quad t_6 = 463 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]
1	1,00	17,0
2s	3,00	124
2	3,00	160
3	3,00	44
4s	6,00	114
4	6,00	137
5	6,00	844
6s	1,00	396
6	1,00	463

$$\dot{L}_T = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_5 - t_6) = 4,50 \cdot 1,01 \cdot (844 - 463) = 1,73 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{aria} c_{p,aria} (t_2 - t_3) = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (t_8 - t_7)$$

$$4,50 \cdot 1,01 \cdot (160 - 44) = 3,00 \cdot 4,187 \cdot (t_8 - 15) \quad t_8 = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} (s_6 - s_1) + \dot{m}_{H_2O} (s_8 - s_7) =$$

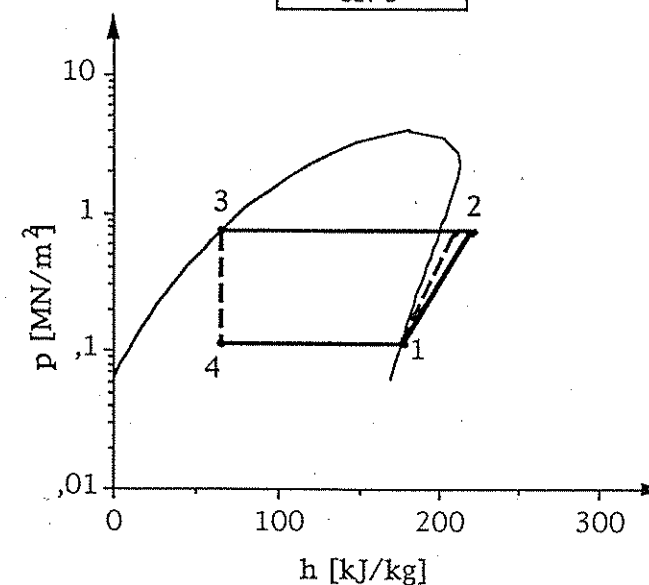
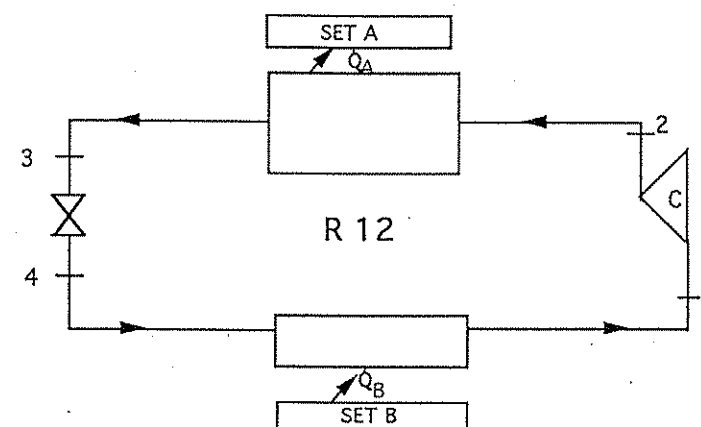
$$= -\frac{\dot{m} c_p (t_5 - t_4)}{T_{SET}} + \dot{m}_{aria} \cdot c_{p,aria} \ln \frac{T_6}{T_1} + \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} \ln \frac{T_8}{T_7}$$

$$= -\frac{4,50 \cdot 1,01 \cdot (844 - 137)}{1473} + 4,50 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{736}{290} + 3,00 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{330}{288} =$$

$$= 3,76 \text{ kW/K}$$

D. CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE

1) Un impianto basato su un ciclo inverso a compressione di vapore senza surriscaldamento e senza sottoraffreddamento, in cui evolvono 260 kg/h di R12, deve mantenere in una cella frigorifera la temperatura di $-20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$, in presenza di un ambiente esterno a $25,0 \text{ } ^\circ\text{C}$. Il carico frigorifero corrispondente e' di 8,00 kW e la produzione entropica globale dell'impianto e' pari a 6,25 W/K. Valutare il coefficiente di prestazione dell'impianto ed il rendimento isoentropico del compressore ipotizzando una differenza di temperatura all'evaporatore di $5,00 \text{ } ^\circ\text{C}$. Si considerino nulle le perdite di carico.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1		-25,0		1,00	
2s					
2					
3				0,00	
4		-25,0			

PROCEDIMENTO

La temperatura di evaporazione e' pari a:

$$t_4 = t_1 = t_{SET\ B} - \Delta t_{ev}$$

Il punto 1 e' individuato essendo noti il titolo e la temperatura. E' possibile individuare l'entalpia del punto 4 e quindi del punto 3 (laminazione) dalla seguente relazione:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

del punto 3 e' nota l'entalpia e il titolo per cui se ne possono conoscere tutte le altre proprieta'. Del punto 4 sono note l'entalpia e la pressione $p_4 = p_1$. Lo stato 2s e' individuato dalla pressione, $p_{2s} = p_3$ e dall'entropia $s_{2s} = s_1$. Dal bilancio di entropia, per un volume di controllo che comprenda l'intero impianto, si scrive:

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_B}{T_{SET\ B}} + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET\ A}}$$

da cui si ricava \dot{Q}_A .

il bilancio di energia al condensatore consente di calcolare h_2

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$$

il valore di entalpia unito a quello della pressione, $p_2 = p_3$, consente l'individuazione dello stato.

Una volta note le proprieta' in tutti i punti chiave del ciclo, segue:

$$COP_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad 8,00 = 0,072(176,5 - h_4) \quad \text{da cui}$$

$$h_4 = 65,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_A = T_{SET\ A} \left(\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SET\ B}} \right) = 298 \left(6,25 \cdot 10^{-3} + \frac{8,00}{253} \right) = 11,3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad 11,3 = 0,072(h_2 - 65,5) \quad \text{da cui}$$

$$h_2 = 222 \text{ kJ/kg}$$

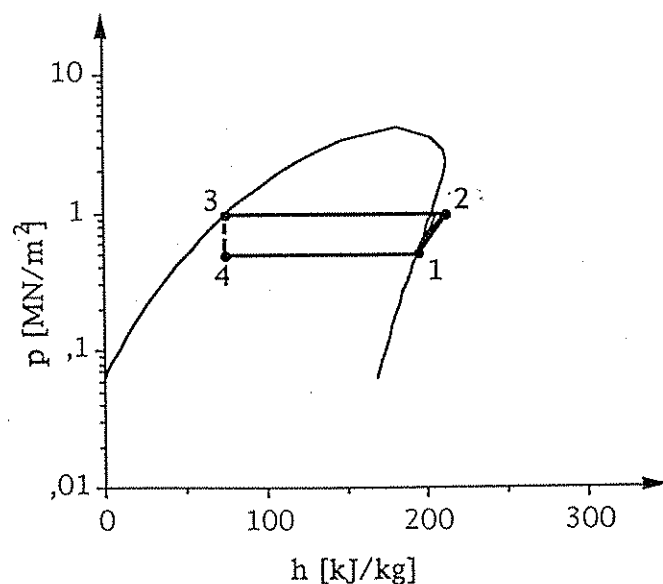
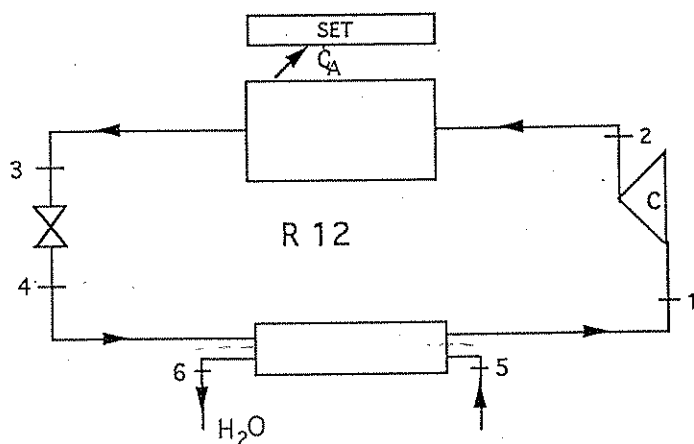
punti	P [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,236	-25,0	176,5	1,00	0,7127
2s	7,6	41,7	208		0,7127
2	7,6	61	222		0,754
3	7,6	30,77	65,4	0,00	0,242
4	1,236	-25,0	65,4	0,32	0,265

$$COP_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{177 - 65,4}{222 - 177} = 2,45$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{208 - 177}{222 - 177} = 0,689$$

In questo esercizio e' presentato uno schema standard di impianto frigorifero a compressione di vapore. Si noti come l'assenza di surriscaldamento ed il considerare la cella fredda come un SET, comportano che la fase di evaporazione avviene sotto una differenza di temperatura costante.

2) Per raffreddare acqua liquida da 12,0 °C a 6,00 °C viene impiegata una macchina frigorifera operante secondo un ciclo a compressione di vapore operante con R12; la potenza termica scambiata in tale operazione e' di 25,0 kW. All'uscita del condensatore si ottiene liquido saturo a 40,0 °C. All'uscita dell'evaporatore si ha vapore saturo secco. Il compressore lavora con un rapporto di compressione di 1,96 ed un rendimento isoentropico di 0,85. Il condensatore interagisce con un SET a 30,0 °C. Trascurando le perdite di carico negli scambiatori, si determinino la potenza meccanica richiesta dal compressore, il coefficiente di prestazione del ciclo e la produzione entropica globale.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1				1,00	
2s					
2					
3		40,0		0,00	
4					

PROCEDIMENTO

Il punto 3 e' individuato dalla temperatura e dal titolo. Noto il rapporto di compressione e' nota la pressione di evaporazione e quindi il punto 1 e' individuabile dalla pressione e dal titolo. Lo stato 2s e' noto essendo noti $s_{2s} = s_1$ e $p_{2s} = p_3$. Conoscendo il rendimento isoentropico del compressore e' possibile valutare h_2 che insieme alla pressione individua il punto 2.

A questo punto sono note le proprieta' in tutti i punti chiave del ciclo. Dalla potenza di evaporazione e' poi ricavabile la portata massica di refrigerante

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

e quindi la potenza di compressione e il coefficiente di prestazione

$$\dot{L} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$$

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}}$$

La potenza di condensazione deriva da un bilancio di energia sull'intero impianto

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{L} \quad \text{mentre la portata d'acqua all' evaporatore si ottiene da un bilancio di energia all'evaporatore stesso:}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot \Delta t$$

La produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia su un volume di controllo che includa l'intero impianto

$$\dot{P}_g + \dot{m}_{H_2O} s_i = \dot{m}_{H_2O} s_u + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}}$$

SVOLGIMENTO

$$\beta = 1,96 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{9,6}{p_1} \text{ da cui si ricava che } p_1 = 4,90 \text{ bar}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,85 = \frac{206 - 194}{h_2 - 194} \quad h_2 = 208 \text{ kJ/kg}$$

punti	P [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	4,90	15	193,8	1,00	0,6902
2s	9,60	43,6	206		0,6902
2	9,60	46,2	208		0,698
3	9,60	40,0	74,6	0,00	0,2718
4	4,90	15	74,6	0,17	0,278

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad 25,0 = \dot{m}_r(194 - 74,6) \quad \text{da cui} \quad \dot{m}_r = 0,209 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = 0,209(208 - 194) = 2,93 \text{ kW}$$

$$\text{COP}_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}} = \frac{25,0}{2,93} = 8,53$$

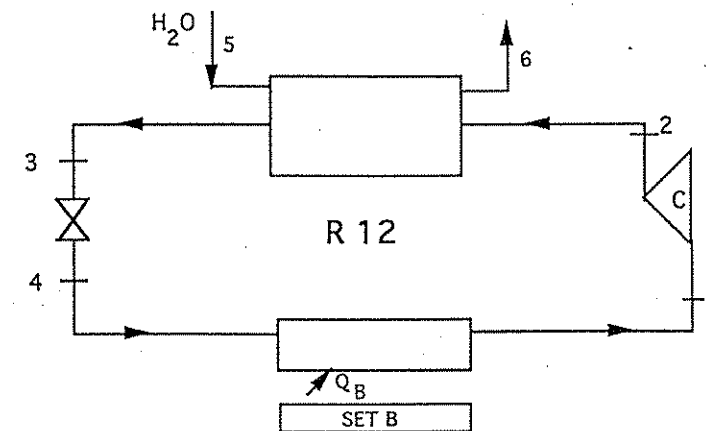
$$\dot{Q}_B = 25,0 = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{m}_{H_2O} \cdot 4,187 \cdot 6,00 \quad \text{da cui} \quad \dot{m}_{H_2O} = 0,995 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{L} = 25,0 + 2,94 = 27,9 \text{ kW}$$

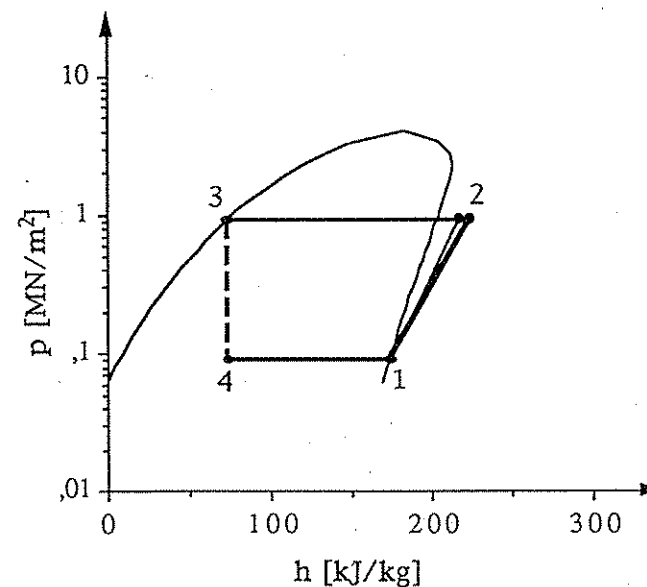
$$\dot{P}_g = \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET}} - \dot{m}_{H_2O} s_1 + \dot{m}_{H_2O} s_u = \frac{27,9}{303} + 0,995 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{279}{285} = 3,44 \text{ W/K}$$

Lo schema qui presentato e' quello di un refrigeratore d'acqua; si deve pertanto osservare che nel bilancio di entropia devono essere portati in conto i flussi netti convettivi associati ai transiti dell'acqua attraverso la superficie di controllo.

3) Con riferimento al ciclo frigorifero schematizzato in figura con i dati relativi, valutare il coefficiente di prestazione dell'impianto, la produzione entropica globale e l'aliquota percentuale di quest'ultima dovuta alle sole irreversibilita' meccaniche.



$$\begin{aligned} x_1 &= 1,00 & x_3 &= 0,00 & x_4 &= 0,400 \\ p_1 &= p_4 = 90,0 \text{ kPa} & p_2 &= p_3 & \eta_c &= 0,870 \\ t_{SET B} &= -25,0 \text{ °C} & p_5 &= p_6 = 1,00 \text{ bar} \\ t_5 &= 38,0 \text{ °C} & t_6 &= 50,0 \text{ °C} \\ \dot{m}_{H_2O} &= 1,00 \text{ kg/s} \end{aligned}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,900			1,00	
2s					
2					
3				0,00	
4	0,900			0,400	

PROCEDIMENTO

I punti 1 e 4 sono individuati dalla conoscenza di pressione e titolo. Risulta noto anche il punto 3 in quanto sono noti titolo ed entalpia. Il punto di fine compressione isoentropica e' individuato dalla pressione $p_{2s} = p_3$ e dall'entropia $s_{2s} = s_1$. L'entalpia del punto 2 si ricava dal rendimento isoentropico del compressore che e' assegnato

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

conoscendo anche la pressione del punto 2, $p_2 = p_3$, ne e' noto lo stato; il coefficiente di prestazione e' quindi calcolabile

$$COP_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

la produzione entropica globale e' pari a

$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{H_2O} s_5 = \dot{m}_{H_2O} s_6$$

per valutare la potenza termica di evaporazione occorre conoscere la portata massica di refrigerante; essa e' ottenibile da un bilancio di energia relativo al condensatore

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot (t_6 - t_5) = \dot{m}_r (h_2 - h_3)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_A}{h_2 - h_3}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

la produzione entropica dovuta solo alle cause meccaniche e' quella relativa al compressore ed al dispositivo di laminazione

$$\dot{P}_C = \dot{m}_r (s_2 - s_1)$$

$$\dot{P}_{VA} = \dot{m}_r (s_4 - s_3)$$

$$\dot{P}_{MECC} = \dot{P}_C + \dot{P}_{VA}$$

SVOLGIMENTO

$$h_4 = h_1 + x_4 (h_{vs} - h_1) = 6,7 + 0,400(169) = 75 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,870 = \frac{215 - 173}{h_2 - 173} \quad h_2 = 221 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = s_1 + x(s_{vs} - s_1) = 0,028 + 0,400(0,692) = 0,305 \text{ kJ/kg K}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,900	-32,5	173	1,00	0,720
2s	9,60	55,3	215		0,720
2	9,60	63,3	221		0,740
3	9,60	40,0	75	0,00	0,2718
4	0,900	-32,5	75	0,400	0,305

$$COP_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{173 - 75}{221 - 173} = 2,04$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_p \cdot (t_6 - t_5) = 1,00 \cdot 4,187 \cdot 12,0 = 50,2 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_A}{h_2 - h_3} = \frac{50,2}{221 - 75} = 0,344 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = 0,344 \cdot (173 - 75) = 33,7 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{H_2O} (s_6 - s_5) = -\frac{33,7}{248} + 1,00 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{323}{311} = 22,6 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_C = \dot{m}_r(s_2 - s_1) = 0,287(0,740 - 0,720) = 5,74 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{VA} = \dot{m}_r(s_4 - s_3) = 0,287(0,305 - 0,2718) = 9,47 \text{ W/K}$$

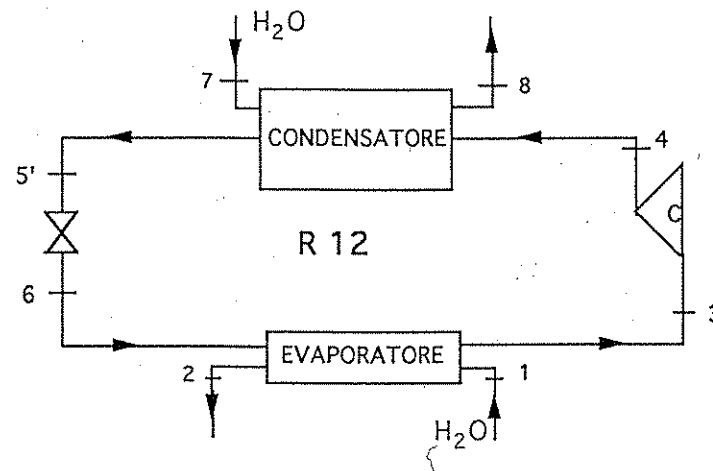
$$\dot{P}_{MECC} = \dot{P}_C + \dot{P}_{VA} = 5,74 + 9,47 = 15,2 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{MECC} = 67,3\% \dot{P}_g$$

L'impianto frigorifero presentato in questo esercizio potrebbe soddisfare una duplice utenza infatti, mentre nella fase di evaporazione consente il mantenimento dell'ambiente B alla temperatura di -25°C , nella fase di condensazione provvede a riscaldare acqua fino alla temperatura di 50°C utilizzabile sia come acqua di processo industriale che per l'alimentazione di un circuito di riscaldamento per ambienti civili. Si nota dunque, una volta ancora, come le tradizionali definizioni di efficienza non riescano a tener conto talvolta dell'esatta utilizzazione di un impianto, ne' del recupero dei "cascami di energia".

L'ipotesi di adiabaticita' di compressore e valvola e di trascurabilita' complessiva delle perdite di carico, consente la facile collocazione della produzione entropica di tipo meccanico, o interno, nei soli compressore e valvola.

4) Con riferimento allo schema e ai dati relativi, valutare, nell'ipotesi di regime stazionario, il rendimento isoentropico del compressore, il coefficiente di effetto utile e la produzione entropica globale.



$$L_c = 6,00 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{R12} = 0,200 \text{ kg/s}$$

$$\Delta t_{ml, ev} = 8,00^\circ\text{C}$$

Acqua liquida

condensatore

$$p_3 = p_6$$

$$\Delta t_{sott} = 5,00^\circ\text{C}$$

$$t_5 = 45,0^\circ\text{C}$$

$p = \text{cost.}$

$$t_7 = 40,0^\circ\text{C}$$

$$t_8 = 50,0^\circ\text{C}$$

$$p_4 = p_5$$

$$\Delta t_{surr} = 0,00^\circ\text{C}$$

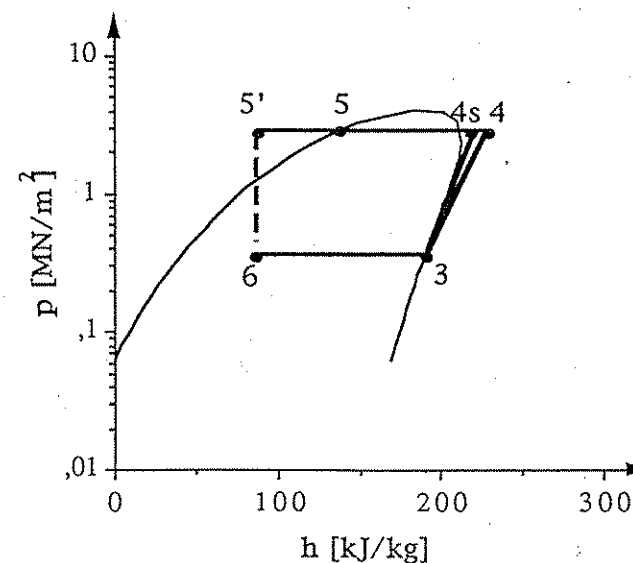
Acqua liquida

evaporatore

$p = \text{cost.}$

$$t_1 = 15,0^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 10,0^\circ\text{C}$$



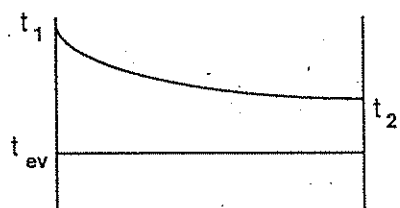
Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
3				1,00	
4s					
4					
5		50,0		0,00	
5'		45,0			
6					

PROCEDIMENTO

Il primo passo e' l'individuazione degli stati termodinamici nei punti chiave del ciclo.

Dal valore della differenza media logaritmica di temperatura all'evaporatore si ricava la t_{ev} infatti, tenendo presente il diagramma delle temperature, si ottiene:

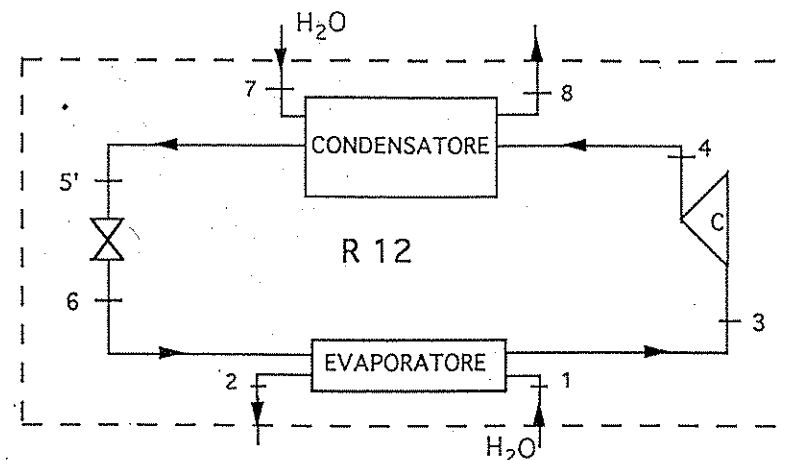


$$\Delta T_{ml, ev} = \frac{(t_1 - t_{ev}) - (t_2 - t_{ev})}{\ln \frac{t_1 - t_{ev}}{t_2 - t_{ev}}}$$

da cui si puo' ricavare la temperatura di evaporazione e quindi il punto 3. Il punto 6 e' individuato dal valore dell'entalpia, $h_6 = h_5$ e dalla pressione $p_6 = p_3$. Lo stato 4s e' assegnato in termini di entropia $s_{4s} = s_3$ e di pressione $p_{4s} = p_5$. Per il punto 4 e' nota la pressione $p_{4s} = p_5$ e l'entalpia che puo' essere calcolata da un bilancio di energia sul compressore.

$$\dot{L}_C = \dot{m}_r(h_4 - h_3)$$

E' possibile quindi, a questo punto, calcolare sia il rendimento isoentropico del compressore che il coefficiente di prestazione. Per la produzione entropica globale occorre effettuare un bilancio di entropia su un volume di controllo che comprenda tutto l'impianto.



$$\dot{P}_g + \dot{m}_{co}s_7 + \dot{m}_{ev}s_1 = \dot{m}_{co}s_8 + \dot{m}_{ev}s_2$$

Le portate d'acqua al condensatore e all'evaporatore si ottengono da bilanci di energia su questi due componenti:

$$\dot{m}_{co}h_7 + \dot{m}_r h_4 = \dot{m}_{co}h_8 + \dot{m}_r h_5$$

$$\dot{m}_{ev}h_1 + \dot{m}_r h_6 = \dot{m}_{ev}h_2 + \dot{m}_r h_3$$

SVOLGIMENTO

$$\Delta T_{ml, ev} = \frac{(t_1 - t_{ev}) - (t_2 - t_{ev})}{\ln \frac{t_1 - t_{ev}}{t_2 - t_{ev}}} = \frac{15,0 - 10,0}{\ln \frac{15,0 - t_{ev}}{10,0 - t_{ev}}} \quad t_{ev} = 4,25^\circ\text{C}$$

Individuate le proprieta' degli altri punti secondo quanto esposto, il punto 4 e' ricavabile da:

$$\dot{L}_c = \dot{m}_r(h_4 - h_3) = 6,00 \text{ kW} = 0,200(h_4 - 189) \text{ da cui } h_4 = 219 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
3	3,54	4,25	189,4	1,00	0,6946
4s	12,19	55,9	210		0,6946
4	12,19	65,5	219		0,718
5	12,19	50,0	84,9	0,00	0,3037
5'	12,19	45,0	79,7		0,2877
6	3,54	4,25	79,7	0,266	0,299

Il rendimento isoentropico quindi vale:

$$\eta_c = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} = \frac{210 - 189}{219 - 189} = 0,70$$

Il coefficiente di effetto utile e' pari a:

$$\text{COP}_f = \frac{h_3 - h_6}{h_4 - h_3} = \frac{189 - 80}{219 - 189} = 3,63$$

$$\dot{m}_{co} c(t_8 - t_7) = \dot{m}_r (h_4 - h_5) \quad \dot{m}_{H_2O, CO} = 6,64 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ev} c(t_2 - t_1) = \dot{m}_r (h_3 - h_6) \quad \dot{m}_{H_2O, EV} = 1,05 \text{ kg/s}$$

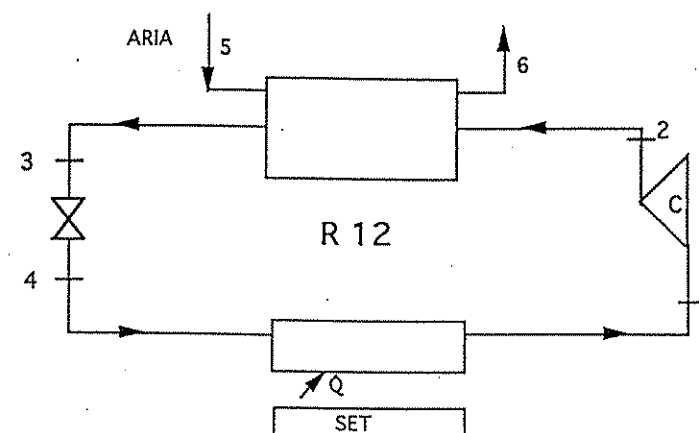
Quindi la produzione entropica e' pari a:

$$\dot{P}_g = \dot{m}_{ev} (s_8 - s_7) + \dot{m}_{ev} (s_2 - s_1) = 6,63 \cdot 10^{-1} \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{323}{313} +$$

$$+ 1,04 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{283}{288} = 11,0 \text{ W/K}$$

In questo esercizio entrambi i processi di scambio termico avvengono interagendo con acqua liquida; anche qui come nel caso precedente e' ipotizzabile la doppia utenza dati i livelli di temperatura nei punti 1-2, 7-8. Dal punto di vista di schema termodinamico si osservi il sussistere di un certo grado di sottoraffreddamento dell'R12 liquido all'uscita del condensatore che consente, come noto, un aumento della capacita' frigorifera specifica. E' da notare infine come l'assenza del surriscaldamento consente la definizione di una differenza media logaritmica relativa all'evaporatore.

5) Con riferimento al ciclo frigorifero schematizzato in figura ed ai dati relativi, valutare il rendimento isoentropico del compressore, la temperatura di uscita dell'aria e la produzione entropica globale.

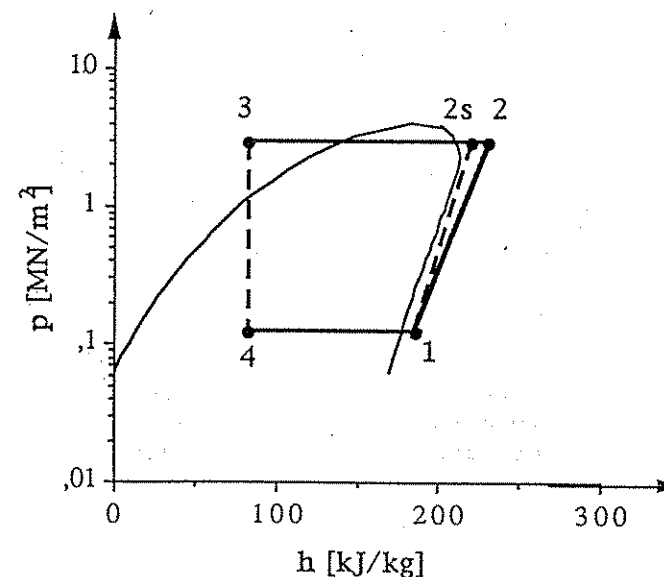


ARIA

$$\dot{m}_a = 0,300 \text{ kg/s} \quad p_5 = 1,05 \text{ bar} \quad p_6 = 1,00 \text{ bar} \quad t_5 = 25,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

R12

$$\begin{array}{lll} \dot{m}_r = 0,100 \text{ kg/s} & \dot{Q}_{ev} = 10,0 \text{ kW} & \text{COP}_f = 2,00 \\ p_2 = p_3 = 12,0 \text{ bar} & p_1 = p_4 = 1,30 \text{ bar} & t_1 > t_{sat, p1} \\ t_3 < t_{sat, p3} & t_{max, R12} = 80,0 \text{ } ^\circ\text{C} & t_{SET} = -10,0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo:

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,30				
2s	12,0				
2	12,0	80			
3	12,0				
4	1,30				

PROCEDIMENTO

Lo stato 2 è individuato essendo state assegnate pressione e temperatura, che naturalmente è la massima del ciclo. Dall'espressione del COP_f è possibile ricavare la potenza meccanica richiesta dal compressore:

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{L}}$$

un bilancio di energia scritto per il compressore fornisce:

$$\dot{m}_r h_1 + \dot{L} = \dot{m}_r h_2$$

è quindi calcolabile h_1 che, insieme a p_1 , consente di individuare lo stato 1. A questo punto è possibile calcolare le proprietà anche nel punto 2s, fine compressione ideale, in quanto si conoscono pressione, $p_{2s} = p_3$, ed entropia, $s_{2s} = s_1$.

La potenza termica trasferita al condensatore è:

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{L} = \dot{Q}_{co}$$

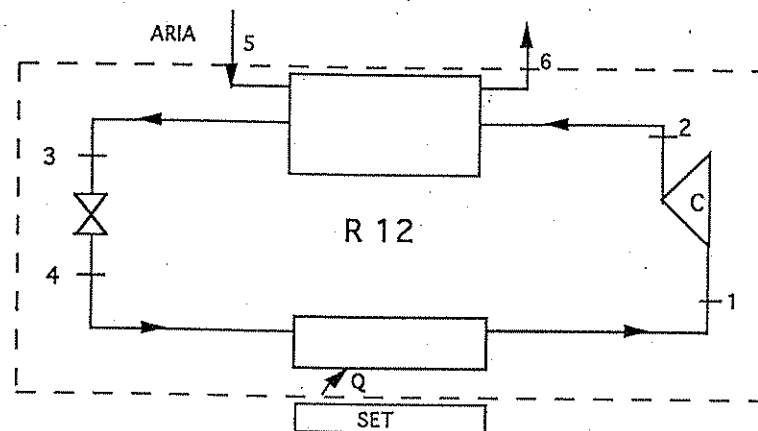
un bilancio di energia, riferito ad un volume di controllo che racchiude il fluido refrigerante al condensatore, fornisce

$$\dot{m}_r h_2 = \dot{Q}_{co} + \dot{m}_r h_3$$

è così valutata h_3 e, conoscendo già la pressione p_3 , risulta individuato il punto 3. Dello stato 4 sono ora note l'entalpia, $h_4 = h_3$, e pressione. Sono stati individuati tutti i punti chiave del ciclo ed è quindi immediato il calcolo del rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

La produzione entropica globale è ottenibile da un bilancio di entropia su un volume di controllo che racchiuda l'intero impianto:



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{SET}} + \dot{m}_a s_5 = \dot{m}_a s_6$$

Per valutare la temperatura dell'aria all'uscita del condensatore è sufficiente scrivere un bilancio di energia relativamente ad un volume di controllo che comprenda solo l'aria:

$$\dot{m}_a h_5 + \dot{Q}_{co} = \dot{m}_a h_6$$

SVOLGIMENTO

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{L}} = 2,00$$

da cui $\dot{L} = 5,00 \text{ kW}$

$$\dot{L} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad 5,00 = 0,100(230 - h_1) \quad \text{da cui } h_1 = 180 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{L} = \dot{Q}_{co} \quad \text{e quindi} \quad \dot{Q}_{co} = 10,0 + 5,00 = 15,0 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) = 0,100(230 - h_3) \quad \text{da cui } h_3 = 80,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_a c_p (t_6 - t_5) = 0,300 \cdot 1,01 \cdot (t_6 - 25,0) \quad t_6 = 74,5 \text{ °C}$$

punti	P [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,30	-18,7	180		0,72
2s	12,0	66,4	220		0,72
2	12,0	80	230		0,75
3	12,0	45,3	80,0		0,289
4	1,30	-23,7	80,0	0,403	0,323

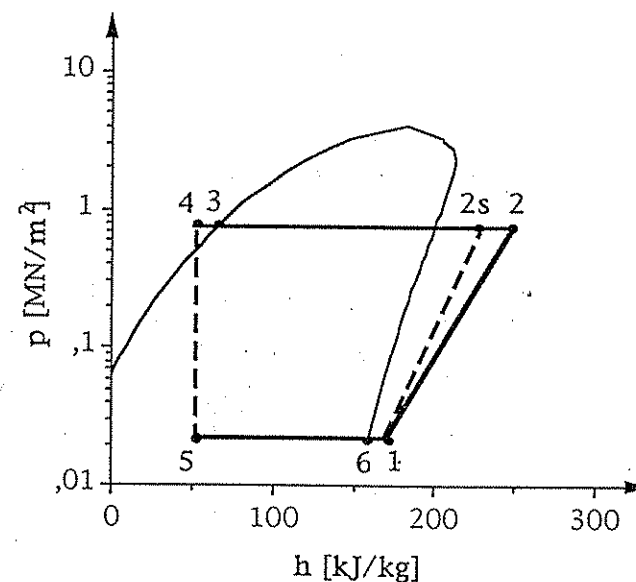
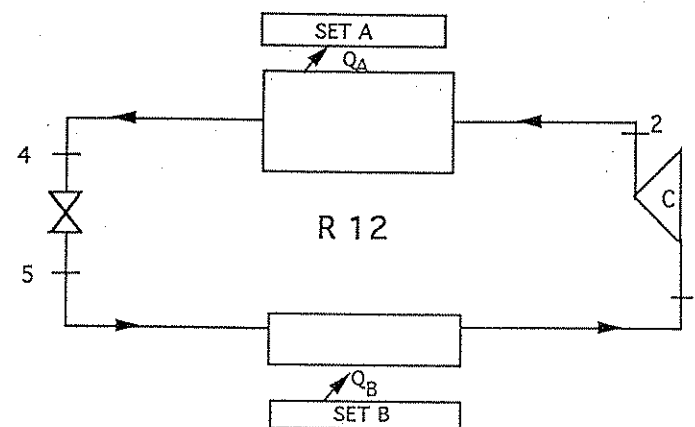
$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{220 - 180}{230 - 180} = 0,800$$

La produzione entropica vale :

$$\begin{aligned} \dot{P}_g &= -\frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{SET}} + \dot{m}_a(s_6 - s_5) = -\frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{SET}} + \dot{m}_a \left(1,01 \cdot \ln \frac{T_6}{T_5} - R \ln \frac{p_6}{p_5} \right) = \\ &= \frac{10,0}{263} + 0,300 \left(1,01 \cdot \ln \frac{348}{298} - 0,287 \cdot \ln \frac{1,00}{1,05} \right) = 13,3 \text{ W/K} \end{aligned}$$

In questo esercizio e' presentato lo schema di un impianto frigorifero di media taglia condensato ad aria; in esso e' stato considerato un certo grado di surriscaldamento del vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore che, come e' noto, e' presente in tutti gli impianti reali con lo scopo principale di proteggere il compressore da indesiderate particelle in fase liquida.

6) Un ciclo frigorifero mantiene un locale a -40°C quando all'esterno vi sono 10°C , assorbendo una potenza meccanica di $10,0 \text{ kW}$. Il fluido refrigerante e' R12; il coefficiente di prestazione e' il 30% di quello massimo; la temperatura di ingresso al condensatore e' 100°C , quella di fine condensazione e' 30°C e quella di ingresso alla valvola di laminazione e' 20°C ; la pressione all'evaporatore e' $0,0225 \text{ MN/m}^2$. Si calcoli la produzione entropica globale, nel caso proposto ed in quello di compressione ideale, a parita' di portata.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,225				
2s					
2		100			
3		30		0,00	
4		20			
5	0,225				
6	0,225			1,00	

PROCEDIMENTO

Il coefficiente di prestazione massimo e' quello relativo a una macchina di Carnot che operi tra gli stessi due SET.

$$COP_{f,M.C.} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

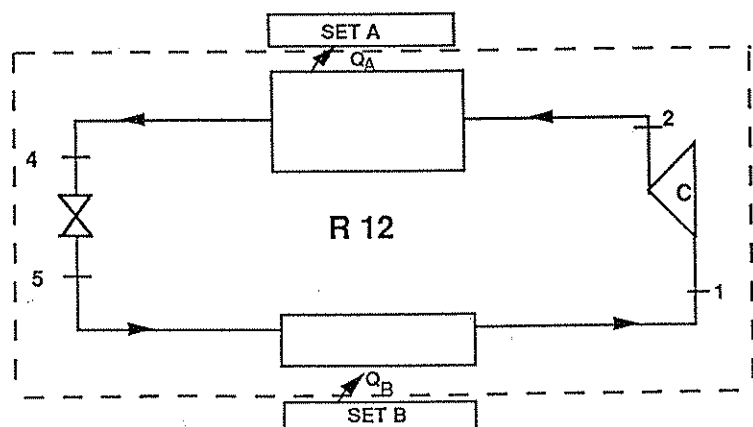
da cui e' ricavabile quello reale e quindi la potenza termica di evaporazione

$$COP_f = 0,30 \cdot COP_{f,M.C.}$$

$$\dot{Q}_B = COP_f \dot{L} \quad \text{mentre quella di condensazione e' pari a}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{L}$$

la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia su un volume di controllo che comprenda l'intero impianto



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} = \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}}$$

SVOLGIMENTO

$$COP_{f,M.C.} = \frac{T_B}{T_A - T_B} = \frac{233}{50} = 4,66$$

$$COP_f = 0,30 \cdot COP_{f,M.C.} = 0,30 \cdot 4,66 = 1,40$$

$$\dot{Q}_B = COP_f \dot{L} = 1,40 \cdot 10,0 = 14,0 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{L} \quad \dot{Q}_A = 10,0 + 14,0 = 24,0 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_g = \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} = \frac{24,0}{283} - \frac{14,0}{233} = 24,7 \text{ W/K}$$

Caso della compressione ideale

Occorre valutare le proprieta' nei punti del ciclo per determinare le potenze termiche trasferite tra il fluido refrigerante ed i SET. Lo stato 3 e' individuato dalla temperatura e dal titolo; conoscendo la pressione in 3, che e' uguale alla pressione in 4, e la temperatura del punto 4, risulta determinato anche lo stato 4. Il punto 5 e' di conseguenza individuato essendo ora note entalpia, $h_5 = h_4$, e pressione. A questo punto e' necessario valutare l'entalpia nello stato 2 del caso precedente (t_2 assegnata, $p_2 = p_3$) in modo da ricavare la portata massica di refrigerante circolante nell'impianto nel caso di compressione reale; questa rimane la stessa anche nell'ipotesi di compressione ideale. L'incognita desiderata e' fornita da un bilancio di energia al condensatore:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_r (h_2 - h_4)$$

un bilancio di energia al compressore reale fornisce a questo punto l'entalpia all'aspirazione del compressore, h_1 :

$$\dot{L} = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$$

tale valore, unitamente al valore di pressione, individua lo stato 1. E' cosi' possibile, infine, identificare lo stato 2s in funzione della pressione, $p_{2s} = p_3$, e dell'entropia $s_{2s} = s_1$.

La produzione entropica globale e':

$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} = \frac{\dot{Q}'_A}{T_{SETA}}$$

In questo secondo caso e' ovviamente cambiata la sola potenza termica trasferita al condensatore il cui valore e' fornito da un bilancio di energia

$$\dot{Q}'_A = \dot{m}_r(h_{2s} - h_4)$$

SVOLGIMENTO

$$\dot{Q}'_A = \dot{m}_r(h_2 - h_4) \quad 24,0 = \dot{m}_r(250 - 55) \quad \text{da cui} \quad \dot{m}_r = 0,123 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad 10,0 = 0,123(250 - h_1) \quad \text{da cui} \quad h_1 = 169 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,225	-45,3	169		0,785
2s	7,45	74,8	230		0,785
2	7,45	100	250		0,835
3	7,45	30	64,6	0,00	0,2399
4	7,45	20	55		0,208
5	0,225	-60	55	0,41	0,262
6	0,225	-60	160	1,00	0,756

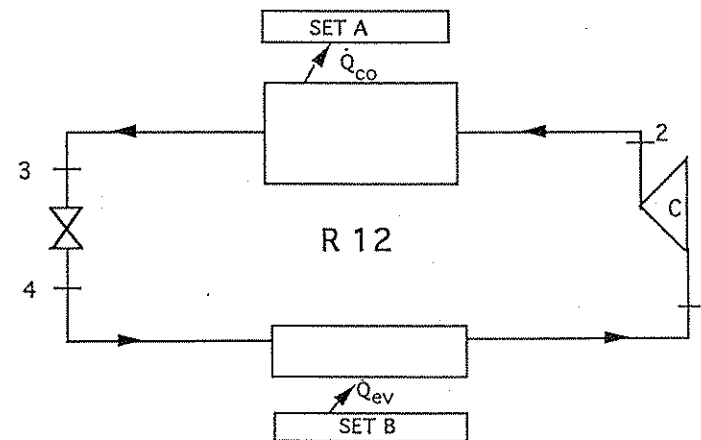
$$\dot{Q}'_A = \dot{m}_r(h_{2s} - h_4) = 0,123(236 - 55) = 22,3 \text{ kW}$$

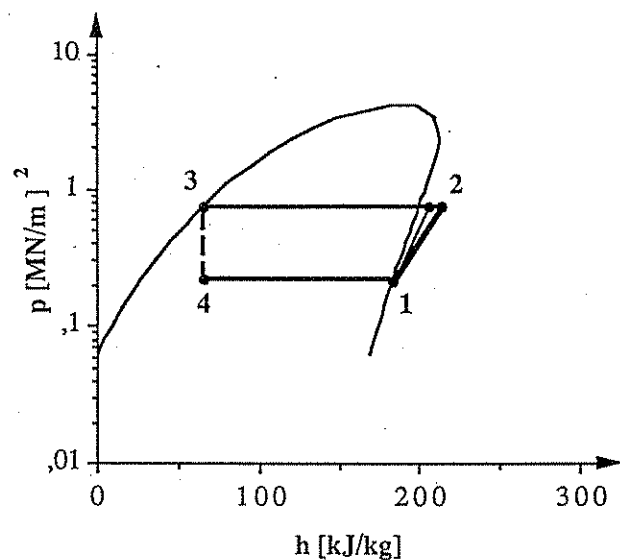
$$\dot{P}_g = \frac{\dot{Q}'_A}{T_{SETA}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} = \frac{22,3}{283} - \frac{14,0}{233} = 18,7 \text{ W/K}$$

7) Per mantenere, a regime permanente, un locale alla temperatura di 22 °C quando la temperatura dell'ambiente esterno e' di -2,0 °C, occorre somministrare una potenza termica di 6,00 kW. Allo scopo si pensa di utilizzare una pompa di calore operante con R12. Valutare il coefficiente di prestazione e la produzione entropica globale, assumendo:

- Δt tra l'ambiente esterno ed il fluido R12, nella fase di evaporazione: 8,0 °C;
- Δt tra il locale ed il fluido R12, nella fase di condensazione: 8,0 °C
- rendimento isoentropico del compressore 0,750;
- perdite di carico trascurabili nel condensatore e nell'evaporatore;
- R12 in condizioni di liquido saturo all'uscita del condensatore;
- R12 in condizioni di vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore;

valutare, inoltre, la variazione della potenza meccanica richiesta dal compressore nel caso in cui l'R12 all'uscita del condensatore, venga sottoraffreddato a pressione costante fino a una temperatura di 20,0 °C, in uno scambiatore il cui fluido freddo e' l'R12 all'uscita dell'evaporatore. Per quest'ultimo caso sono da assumere tutti i dati della prima parte, tranne, ovviamente, le ultime due ipotesi.





Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave del ciclo.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg. K]
1		-10,0		1,00	
2s					
2					
3		30,0		0,00	
4		-10,0			

PROCEDIMENTO

Gli stati 1 e 3 sono entrambi individuati dalla conoscenza della temperatura e del titolo. Lo stato 2s, cioè lo stato di fine compressione isoentropica è individuato dall'entropia, $s_{2s} = s_1$, e dalla pressione, $p_{2s} = p_3$. Dal valore di η_c si può valutare l'entalpia del punto 2:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

ed è così individuato anche lo stato 2, essendo già nota la pressione $p_2 = p_3$. Il punto 4 è identificato dai valori di pressione, $p_4 = p_1$, e di entalpia, $h_4 = h_3$.

Note le proprietà in tutti i punti del ciclo si può valutare il coefficiente di prestazione:

$$\text{COP}_p = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

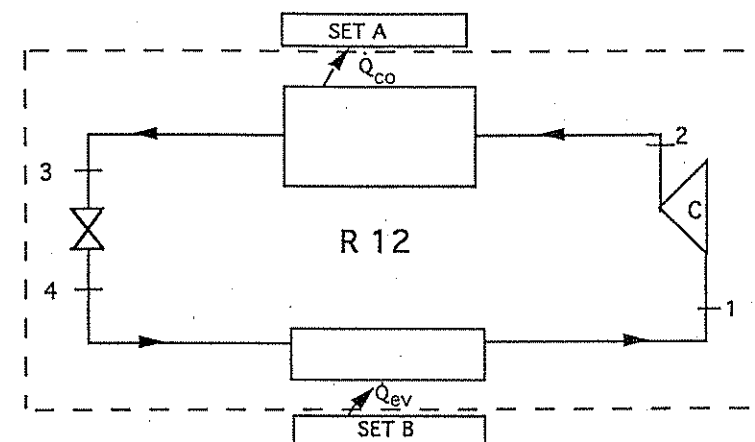
e quindi la potenza meccanica richiesta dal compressore:

$$\text{COP}_p = \frac{\dot{Q}_{co}}{\dot{L}}$$

Dal bilancio di energia per l'intero impianto deriva il valore della \dot{Q}_{ev} :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{co} - \dot{L}$$

Per valutare la produzione entropica globale occorre effettuare un bilancio di entropia per un volume di controllo che comprenda tutto l'impianto come mostrato in figura



$$\dot{P}_g + \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{\text{SET B}}} = \frac{\dot{Q}_{co}}{T_{\text{SET A}}}$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{204 - 183}{h_2 - 183} = 0,750 \quad \text{da cui } h_2 = 211 \text{ kJ/kg}$$

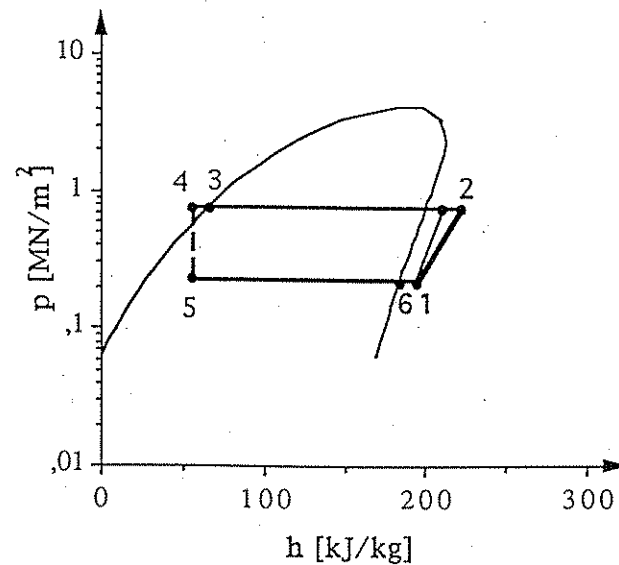
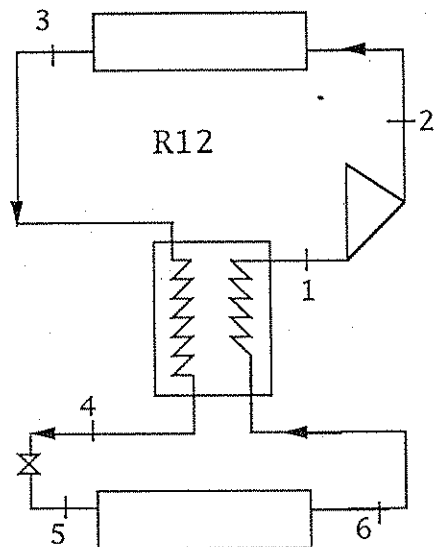
punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	2,19	-10,0	183,2	1,00	0,700
2s	7,45	36,0	204		0,700
2	7,45	45,6	211		0,722
3	7,45	30,0	64,6	0,00	0,2399
4	2,19	-10,0	64,6	0,241	0,251

$$\text{COP}_p = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{211 - 64,6}{211 - 183} = 5,23; \quad \dot{L} = \frac{6,00}{5,23} = 1,15 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{co} - \dot{L} \text{ e quindi } \dot{Q}_{ev} = 6,00 - 1,15 = 4,85 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_g = -\frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{SETB}} + \frac{\dot{Q}_{co}}{T_{SETA}} = -\frac{4,85}{271} + \frac{6,00}{295} = 2,44 \text{ W/K}$$

Nel caso ci sia uno scambiatore interno lo schema dell'impianto e il ciclo termodinamico si modificano così come riportato :



In questo caso dai dati del problema deriva che :

$t_4 = 20 \text{ °C}$ ed, essendo nota la pressione, si ottiene:

$h_4 = 55 \text{ kJ/kg}$ che e' anche il valore di h_5 (laminazione)

Dal bilancio di energia sullo scambiatore intermedio si ottiene :

$h_3 + h_6 = h_1 + h_4$ e quindi $64,6 + 183 = h_1 + 55$ da cui

$h_1 = 193 \text{ kJ/kg}$

Nota la pressione p_1 e' possibile ricavare il valore di s_1 :

$s_1 = 0,74 \text{ kJ/kg K}$ che e' anche il valore di s_{2s} ; quest'ultimo insieme a p_{2s} consente di individuare lo stato 2s

$h_{2s} = 216 \text{ kJ/kg}$

e quindi

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{216 - 193}{h_2 - 193} = 0,750 \quad h_2 = 224 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{COP}_p = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{224 - 64,6}{224 - 193} = 5,14$$

$$\dot{L} = \frac{\dot{Q}_{co}}{COP_p} = \frac{6,00}{5,13} = 1,17 \text{ kW}$$

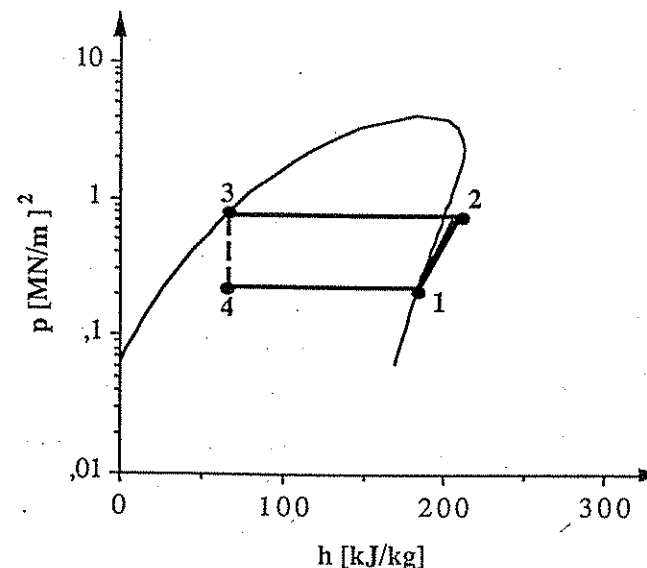
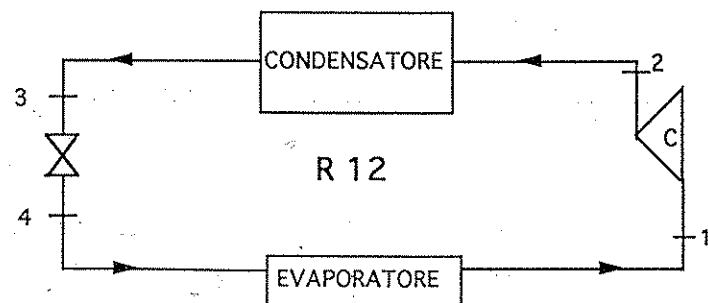
L'impianto a compressione di vapore in esame e' una pompa di calore, avendo infatti come scopo quello di mantenere un ambiente confinato a temperatura maggiore dell'ambiente esterno; nella seconda parte dell'esercizio lo schema dell'impianto viene arricchito con uno scambiatore interno che provvede al surriscaldamento necessario a monte del compressore sottoraffreddando il liquido all'uscita del condensatore. Si osservi che il coefficiente di prestazione rimane praticamente invariato e quindi il nuovo componente inserito nell'impianto risponde esclusivamente all'esigenza di protezione del compressore.

8) Un impianto frigorifero opera con R12 che bolle a $-10,0^\circ\text{C}$ e condensa a $30,0^\circ\text{C}$. Il rendimento isoentropico del compressore e' dell'80%. Nel caso di assenza di surriscaldamento e di sottoraffreddamento e di trascurabilita' delle perdite di carico, si valutino:

- a) la potenza termica di refrigerazione relativa ad una portata volumetrica all'aspirazione del compressore di $12,0 \text{ dm}^3/\text{s}$.
b) il COP.

Nel caso che si voglia impiegare uno scambiatore di calore interno che surriscaldi il vapore all'uscita dell'evaporatore di $15,0^\circ\text{C}$ si calcolino:

- a) la portata necessaria a realizzare la stessa potenza di refrigerazione del caso precedente.
b) il COP.



Proprieta' assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [$^\circ\text{C}$]	h [kJ/kg]	x	s [kJ/kg K]
1		-10,0		1,00	
2s					
2					
3		30,0		0,00	
4					

PROCEDIMENTO

E' possibile calcolare le proprieta' termodinamiche del punto 1 e del punto 3 essendo noti per entrambi temperatura e titolo. Il punto di fine compressione isoentropica (2s) e' individuato dalla pressione $p_{2s} = p_3$ e dall'entropia, $s_{2s} = s_1$; dal rendimento isoentropico del compressore che pure e' assegnato si valuta h_2 ed e' cosi' noto anche il punto di fine compressione reale (2). Per il punto 4 si osserva che la sua entalpia e' pari a quella del punto 3 (laminazione) e la sua pressione e' uguale a quella del punto 1.

E' possibile valutare il coefficiente di prestazione come :

$$COP_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Per calcolare la potenza di evaporazione occorre conoscere il valore della portata massica; noto il volume specifico all'aspirazione del compressore risulta

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{204 - 183}{209 - 183} = 0,80 \text{ da cui } h_2 = 209 \text{ kJ/kg}$$

Nella tabella seguente sono riassunti i valori trovati:

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	2,19	-10,0	183,2	1,00	0,7020
2s	7,45	35,0	204		0,7020
2	7,45	42,8	209		0,716
3	7,45	30,0	64,6	0,00	0,2399
4	2,19	-10,0	64,6	0,241	0,251

Il volume specifico dell' R12 all'aspirazione del compressore vale:

$v_1 = 0,0767 \text{ dm}^3/\text{kg}$ e quindi la portata massica

$$\dot{m}_r = \rho_1 \dot{V}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{12,0 \cdot 10^{-3}}{0,0767} = 0,156 \text{ kg/s}$$

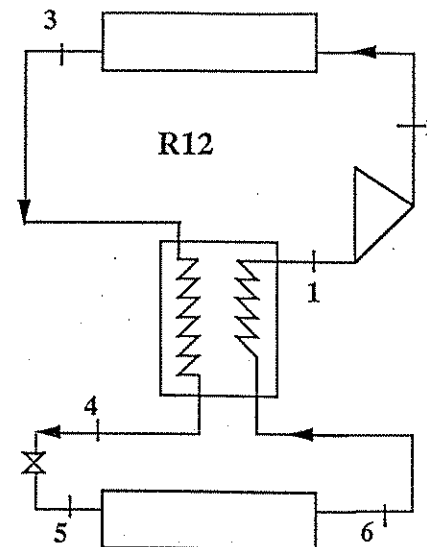
La potenza termica all'evaporatore e' pari a:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = 0,156 (183 - 64,6) = 18,4 \text{ kW}$$

Il coefficiente di effetto utile e' uguale a:

$$\text{COP}_f = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{183 - 64,6}{209 - 183} = 4,54$$

Nel caso in cui si voglia impiegare uno scambiatore intermedio lo schema dell'impianto si modifica come segue:



Occorre individuare le nuove condizioni di aspirazione dal momento che adesso il vapore e' surriscaldato di $15,0 \text{ }^\circ\text{C}$ all'uscita dell'evaporatore:

$$h_1 = 199 \text{ kJ/kg} \text{ e } s_1 = 0,76 \text{ kJ/kg K}$$

mentre per il punto di fine compressione isoentropica si ha:

$$h_{2s} = 224 \text{ kJ/kg} \text{ e } s_{2s} = 0,76 \text{ kJ/kg K}$$

Quindi l'entalpia del punto di fine compressione reale e' valutata come:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{224 - 199}{231 - 199} = 0,80 \text{ da cui } h_2 = 231 \text{ kJ/kg}$$

Inoltre : $h_6 = 183 \text{ kJ/kg}$ e $h_3 = 64,6 \text{ kJ/kg}$ (vedi caso precedente)

Da un bilancio di energia sullo scambiatore intermedio, si ottiene:

$$h_3 + h_6 = h_4 + h_1 \text{ e quindi } 64,6 + 183 = h_4 + 199$$

$$\text{da cui } h_4 = 48,6 \text{ kJ/kg}$$

Il coefficiente di prestazione vale:

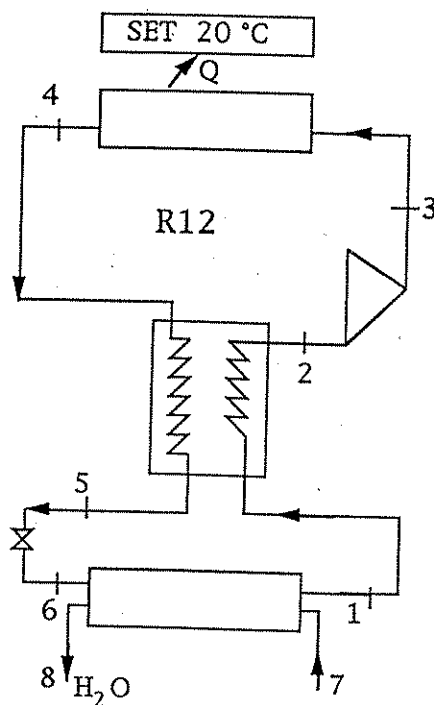
$$COP_f = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{183 - 48,6}{231 - 199} = 4,20$$

La portata massica e' ricavabile da un bilancio di energia sull'evaporatore.

$$Q_{ev} = 18,4 \text{ kW} = \dot{m}_r(h_6 - h_5) = \dot{m}_r(183 - 48,6) \text{ da cui } \dot{m}_r = 0,137 \text{ kg/s}$$

Lo schema considerato ricalca quello dell'esercizio precedente e valgono pertanto le stesse osservazioni; si osservi la diversa definizione del COP trattandosi di un impianto frigorifero e non di una pompa di calore.

9) Con riferimento allo schema ed ai dati riportati in figura, valutare, nell'ipotesi di regime permanente, il COP della macchina frigorifera e la produzione entropica globale dell'impianto.



$$p_3 = p_4 = p_5$$

$$\eta_c = 0,60$$

$$t_5 = t_4 - 19,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_1 = p_2 = p_6$$

$$x_1 = 1,00$$

$$t_1 = 5,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\beta = 2,5$$

$$x_4 = 0,0$$

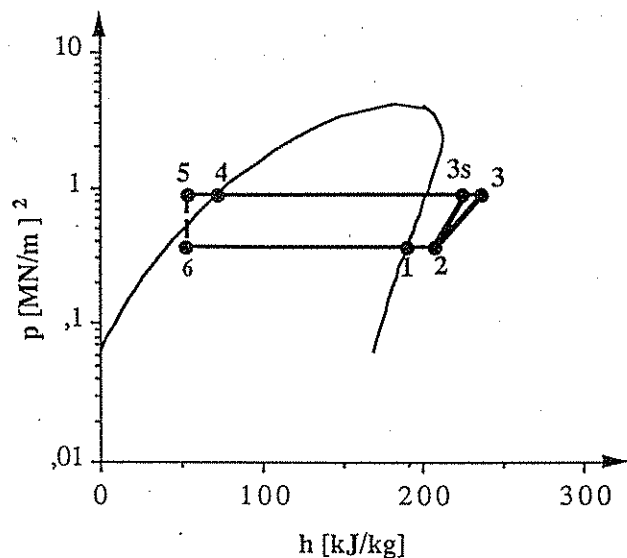
Acqua evaporatore

$$t_7 = 15,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_8 = 10,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_7 = p_8 = 1,0 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_{ev} = 5,50 \text{ kg/s}$$



Proprietà assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1		5,0		1,00	
2					
3s					
3					
4				0,00	
5					
6					

PROCEDIMENTO

Lo stato di fine evaporazione, 1, è noto in funzione della temperatura e del titolo. Nota la pressione di evaporazione ed il rapporto di compressione è nota anche la pressione di condensazione. È possibile a questo punto valutare le proprietà dello stato di fine compressione ideale (3s) conoscendo pressione ed entropia. Essendo noto il rendimento isoentropico, dalla relazione

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2}$$

è possibile valutare l'entalpia nello stato di fine compressione reale. Il punto 4 di fine condensazione è identificato dal titolo e dalla pressione; nota la sua temperatura è possibile calcolare anche la temperatura del punto 5 che, insieme con la pressione, consente di

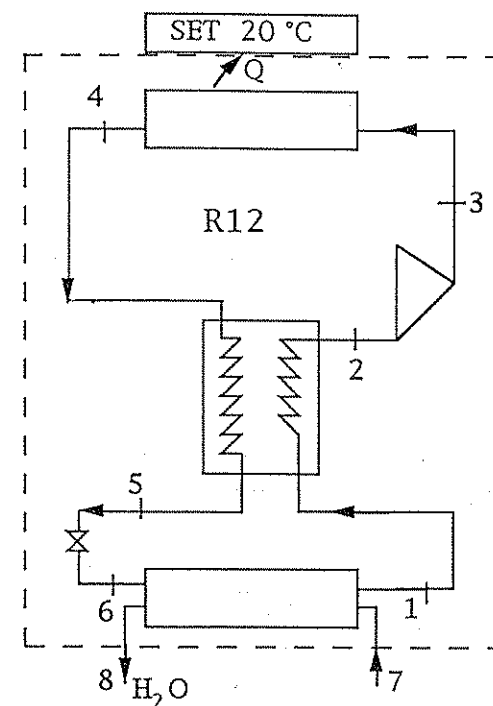
individuare lo stato. Per il punto 6 sono note l'entalpia, $h_6 = h_5$, e la pressione, $p_6 = p_1$ ed infine un bilancio di energia sullo scambiatore intermedio consente il calcolo dell'unica incognita h_2 :

$$h_4 + h_1 = h_2 + h_5$$

Note le proprietà di tutti i punti chiave del ciclo è possibile valutare il coefficiente di prestazione come

$$\text{COP}_f = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_2}$$

Per il calcolo della produzione entropica globale è necessario considerare un volume di controllo così come mostrato in figura:



Il bilancio di entropia per questo volume di controllo si scrive:

$$\dot{P}_g - \frac{\dot{Q}}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_{\text{cv}} s_7 = \dot{m}_{\text{cv}} s_8$$

Il valore della portata massica di refrigerante, necessaria per il calcolo della \dot{Q} , si ottiene dal bilancio di energia sull'evaporatore:

$$\dot{m}_{ev}c_p(t_7 - t_8) = \dot{m}_r(h_1 - h_6)$$

SVOLGIMENTO

Per il punto 1 risulta una pressione pari a:

$$p_1 = 3,62 \text{ bar}$$

$$\beta = 2,5 = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_3}{3,62} \text{ da cui si ricava che } p_3 = 9,1 \text{ bar}$$

Individuati gli stati termodinamici dei punti 4, 5 e 6 nel modo esposto, dal bilancio sullo scambiatore intermedio si ottiene :

$$h_4 + h_1 = h_2 + h_5 \text{ e quindi}$$

$$72 + 190 = h_2 + 53 \text{ da cui } h_2 = 209 \text{ kJ/kg}$$

Da η_c si ottiene :

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{227 - 209}{h_3 - 209} = 0,60 \text{ da cui } h_3 = 239 \text{ kJ/kg}$$

Si riportano di seguito le proprietà individuate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	3,62	5,0	189,7	1,00	0,6942
2	3,62	34,3	209		0,76
3s	9,1	70,6	227		0,76
3	9,1	87	239		0,79
4	9,1	37	72	0,00	0,2639
5	9,1	18	53		0,201
6	3,62	5,0	53	0,083	0,203

Il coefficiente di prestazione vale quindi :

$$COP_f = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_2} = \frac{190 - 53}{239 - 209} = 4,57$$

dalla relazione

$$\dot{m}_{ev}c_p\Delta T = \dot{m}_r(h_1 - h_6)$$

segue

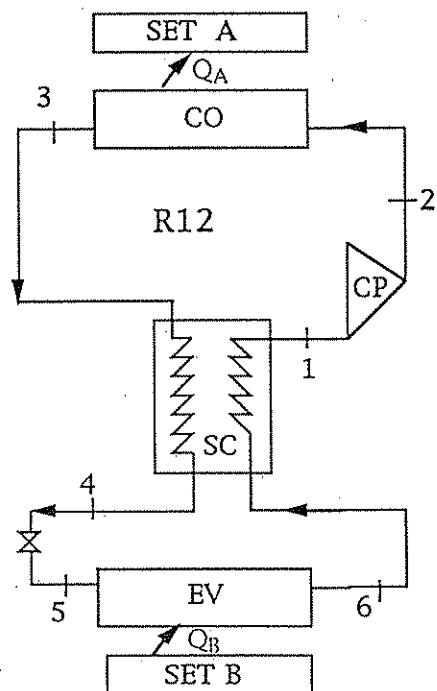
$$\dot{m}_r = \frac{5,50 \cdot 4,187 \cdot 6,0}{190 - 53} = 1,01 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_r(h_3 - h_4) = 1,01(239 - 72) = 169 \text{ kW}$$

La produzione entropica vale quindi:

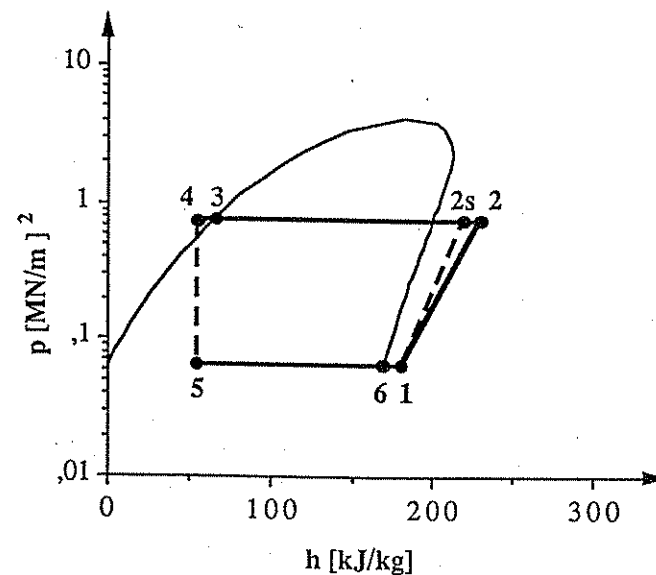
$$\dot{P}_g = \dot{m}_{ev}(s_8 - s_7) + \frac{\dot{Q}_{co}}{T_{SET}} = 5,50 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{282}{288} + \frac{169}{293} = 92,0 \text{ W/K}$$

10) Un impianto frigorifero viene utilizzato per mantenere in una cella la temperatura costante di $-35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, in presenza di un ambiente esterno a $25,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il fluido R12 evolvente nell'impianto, viene surriscaldato all'uscita dell'evaporatore sottoraffreddando il liquido saturo in uscita dal condensatore; con i valori assegnati valutare il rendimento isoentropico del compressore e la produzione entropica determinata da "cause termiche" e quella determinata da "cause meccaniche".



$$\begin{aligned} Q_B &= 11,0 \text{ kW} \\ \Delta t_{\min, \text{EV}} &= 5,00\text{ }^{\circ}\text{C} \\ p_5 &= p_6 = p_1 \\ \dot{m}_r &= 100 \text{ g/s} \\ \text{COP}_f &= 2,00 \\ x_6 &= 1,00 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{\min, \text{CO}} &= 5,00\text{ }^{\circ}\text{C} \\ p_2 &= p_3 = p_4 \end{aligned}$$



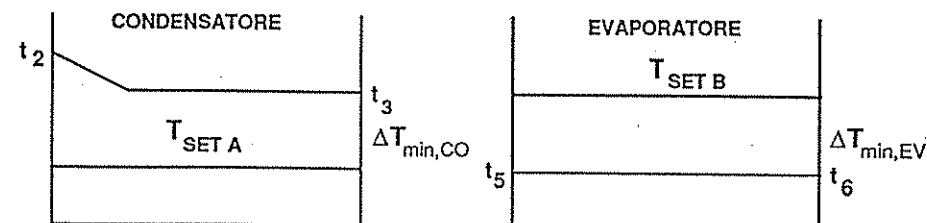
Si riportano le proprietà assegnate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1					
2s					
2					
3				0,00	
4					
5					
6				1,00	

PROCEDIMENTO

Le temperature di condensazione e di evaporazione sono valutabili come segue:

$$\begin{aligned} t_3 &= t_{\text{SET A}} + \Delta t_{\min, \text{CO}} \\ t_5 &= t_6 = t_{\text{SET B}} - \Delta t_{\min, \text{EV}} \end{aligned}$$



A questo punto sono individuati gli stati 3 e 6. L'entalpia del punto 5, la stessa del punto 4 (laminazione), e' ottenibile dall'espressione seguente:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_6 - h_5)$$

sono cosi' noti anche gli stati 4 e 5 in funzione dell'entalpia e della pressione ($p_4 = p_3$ e $p_5 = p_6$). Dal bilancio di energia sullo scambiatore intermedio e' possibile ricavare il valore dell'entalpia nel punto 1

$$h_3 + h_6 = h_4 + h_1$$

il valore di h_1 insieme con $p_1 = p_6$ identificano lo stato 1. Il punto 2s di fine compressione isoentropica e' individuato da $s_{2s} = s_1$ e $p_{2s} = p_3$.

La potenza meccanica di compressione e' ottenibile dall'espressione del coefficiente di prestazione:

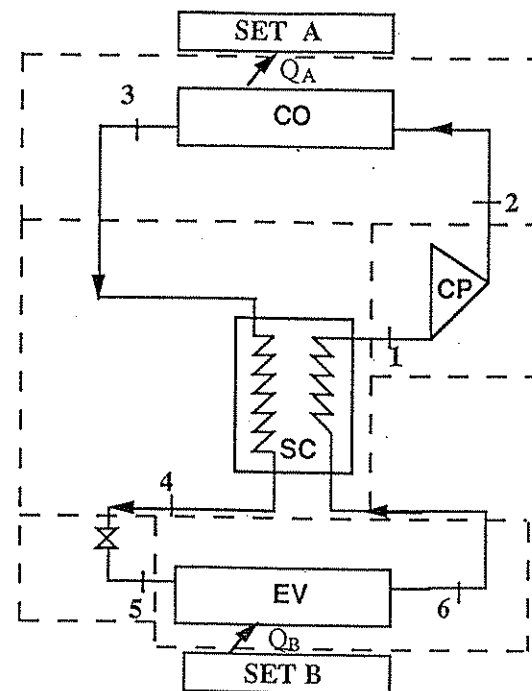
$$COP_f = \frac{\dot{Q}_B}{L}$$

e quindi da $L = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$ si puo' ricavare l'entalpia del punto 2 (fine compressione reale). La conoscenza di h_2 insieme a $p_2 = p_3$ permettono l'identificazione dello stato 2.

E' quindi calcolabile il rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

La produzione entropica determinata da "cause termiche" e' dovuta all'evaporatore, al condensatore e allo scambiatore intermedio mentre quella determinata da "cause meccaniche" risiede nel compressore e nella valvola di laminazione. Considerando dei volumi di controllo che racchiudono ciascun componente e che, dove sono presenti i SET, si estendono fino alla frontiera di questi, i bilanci di entropia si scrivono:



$$\dot{P}_{EV} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SET B}} + \dot{m}_r s_5 = \dot{m}_r s_6$$

$$\dot{P}_{CO} + \dot{m}_r s_2 = \dot{m}_r s_3 + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SET A}}$$

$$\dot{P}_{SC} + \dot{m}_r s_3 + \dot{m}_r s_6 = \dot{m}_r s_4 + \dot{m}_r s_1$$

$$\dot{P}_{CP} + \dot{m}_r s_1 = \dot{m}_r s_2$$

$$\dot{P}_{VA} + \dot{m}_r s_4 = \dot{m}_r s_5$$

SVOLGIMENTO

$$t_3 = t_{SET A} + \Delta t_{min, CO} = 25,0 + 5,00 = 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_5 = t_6 = t_{SET B} - \Delta t_{min, EV} = -35,0 - 5,00 = -40,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_r(h_6 - h_5) \quad 11,0 = 0,100(169,6 - h_5)$$

$$h_5 = 60,0 \text{ kJ/kg} = h_4$$

$$h_3 + h_6 = h_4 + h_1 \quad 64,6 + 169,6 = 60,0 + h_1 \quad h_1 = 174 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{COP}_f = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}} = 2,00 = \frac{11,0}{\dot{L}} \quad \dot{L} = 5,5 \text{ kW}$$

$$\dot{L} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad 5,5 = 0,100(h_2 - 174) \quad h_2 = 229 \text{ kJ/kg}$$

Proprieta' calcolate nei punti chiave del ciclo

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,641	-32	174		0,745
2s	7,45	55,9	219		0,745
2	7,45	70,6	229		0,78
3	7,45	30,0	64,6	0,00	0,2399
4	7,45	25,3	60,0		0,224
5	0,641	-40,0	60,0	0,35	0,25
6	0,641	-40,0	169,6	1,00	0,7274

$$\dot{P}_{EV} = -4,62 \cdot 10^{-2} + 0,100 \cdot 0,48 = 1,80 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{CO} = 5,54 \cdot 10^{-2} + 0,100(0,2399 - 0,78) = 1,39 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{SC} = 0,100(0,224 + 0,745 - 0,2399 - 0,7274) = 0,17 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{CAUSE TERMICHE} = 3,36 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{CP} = 0,100(0,78 - 0,75) = 3,00 \text{ W/K}$$

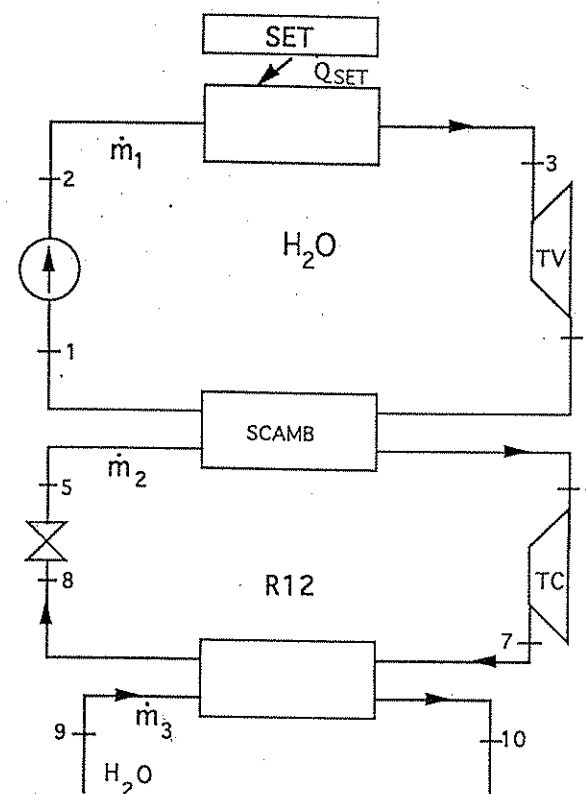
$$\dot{P}_{VA} = 0,100(0,25 - 0,224) = 2,60 \text{ W/K}$$

$$\dot{P}_{CAUSE MECCANICHE} = 5,60 \text{ W/K}$$

In questo esercizio si deve sottolineare come il fatto che surriscaldamento e sottoraffreddamento avvengano in un apposito scambiatore interno e non rispettivamente nell'evaporatore e nel condensatore, consente una semplice individuazione delle temperature di evaporazione e di condensazione attraverso la conoscenza di $\Delta t_{\min, CO}$ e $\Delta t_{\min, EV}$ cosi' come sviluppato nel procedimento.

E. SISTEMI COMBINATI

1) Con riferimento allo schema ed ai dati indicati, determinare le portate massiche di acqua e di R12 in evoluzione.



$$p_1 = p_4 = 0,0400 \text{ bar}$$

$$t_{SET} = 700^\circ\text{C}$$

$$x_1 = 0,00$$

$$x_6 = 1,00$$

$$\eta_{TC} = 0,700$$

$$t_{10} = 65,0^\circ\text{C}$$

$$p_2 = p_3 = 10,0 \text{ bar}$$

$$\eta_{TV} = 0,900$$

$$\Delta T_{SCAMB} = 4,00^\circ\text{C}$$

$$x_8 = 0,00$$

$$p_9 = p_{10} = 1,00 \text{ bar}$$

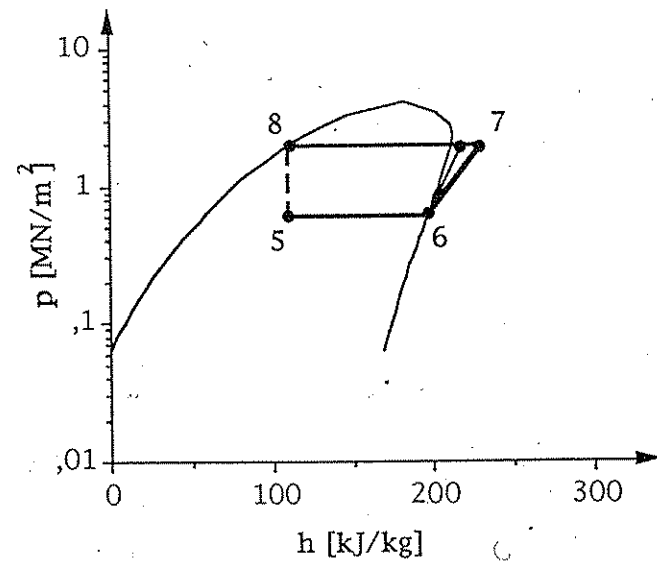
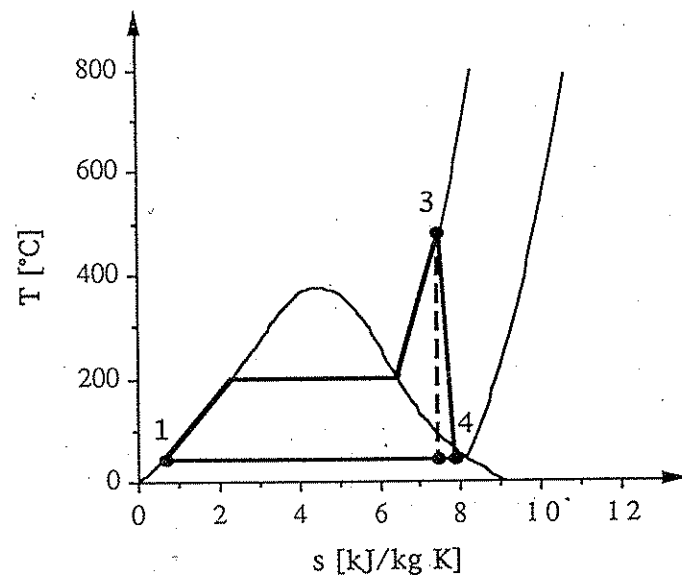
$$t_3 = 500^\circ\text{C}$$

$$\eta_P = 1,00$$

$$\dot{P}_{globale} = 65,0 \text{ kW/K}$$

$$p_7 = p_8 = 20,0 \text{ bar}$$

$$t_9 = 15,0^\circ\text{C}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave dei cicli.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,0400			0,00	
2s	10,0				
3	10,0	500			
4s	0,0400				
4	0,0400				
5					
6				1,00	
7s	20,0				
7	20,0				
8	20,0			0,00	

PROCEDIMENTO

Dal rendimento isoentropico della turbina a vapore si ricava l'entalpia nel punto 4

$$\eta_{TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

mentre dalla conoscenza della $\Delta T_{SCAMB} = 4,00 \text{ °C}$ si può ricavare la temperatura nel punto 6

$t_1 = t_4$	ΔT_{SCAMB}
$t_5 = t_6$	

$$t_4 = t_6 + \Delta T_{SCAMB}$$

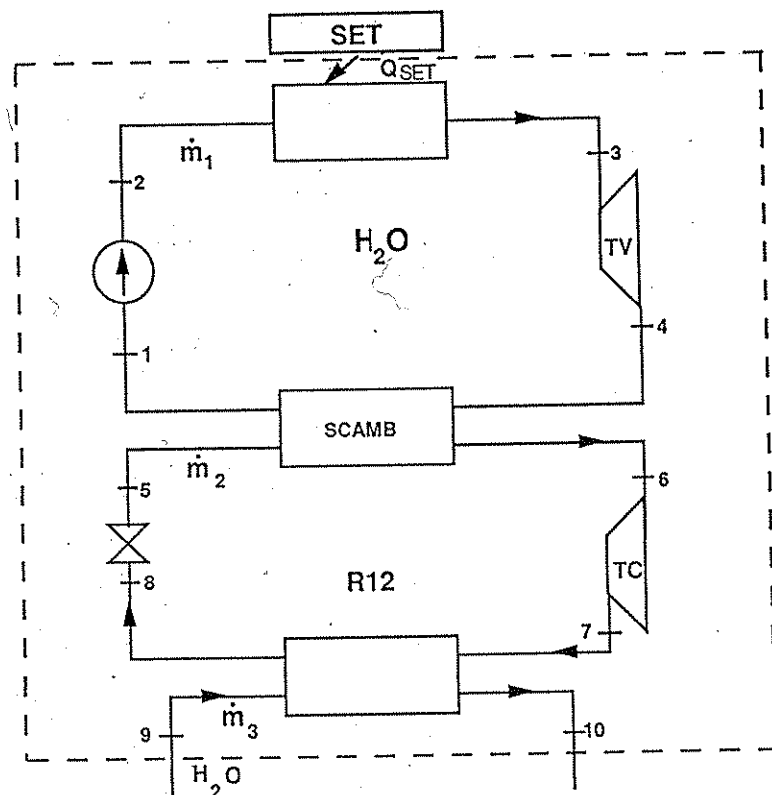
l'entalpia nel punto 7 è nota dal rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_{TC} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6}$$

mentre, tenendo presente che la pompa è ritenuta ideale, l'entalpia nel punto h_{2s} si ottiene da

$$h_{2s} - h_1 = v \Delta p$$

un sistema di tre equazioni in tre incognite, derivanti da un bilancio di entropia sullo scambiatore e da bilanci di energia sullo scambiatore e sul condensatore dell'R12, fornisce i valori delle portate massiche incognite; il bilancio di entropia e' relativo al volume di controllo riportato di seguito



$$\dot{P}_{\text{globale}} + \frac{\dot{Q}_{\text{SET}}}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_3 s_9 = \dot{m}_3 s_{10}$$

$$\dot{m}_1 h_4 + \dot{m}_2 h_5 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_6$$

$$\dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_3 h_9 = \dot{m}_2 h_8 + \dot{m}_3 h_{10}$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_{\text{TV}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{3480 - h_4}{3480 - 2340} = 0,900 \quad h_4 = 2454 \text{ kJ/kg}$$

$$t_4 = t_6 + \Delta T_{\text{SCAMB}} \quad t_6 = t_4 - \Delta T_{\text{SCAMB}} = 28,98 - 4,00 = 24,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\text{TC}} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} = \frac{216 - 198}{h_7 - 198} = 0,700 \quad h_7 = 224 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} - h_1 = v \Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 10,0 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 1,00 \text{ kJ/kg}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	0,0400	28,98	121,36	0,00	0,4223
2s	10,0	28,98	122,36		0,4223
3	10,0	500	3480		7,77
4s	0,0400	28,98	2340	0,91	7,77
4	0,0400	28,98	2454	0,96	8,14
5	6,51	24,98	110	0,37	0,393
6	6,51	24,98	197,7	1,00	0,6869
7s	20,0	78,36	216		0,6869
7	20,0	85,34	224		0,705
8	20,0	72,9	110	0,00	0,378

la prima equazione del sistema e' data da

$$\dot{P}_{\text{globale}} = -\frac{\dot{Q}_{\text{SET}}}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_3 (s_{10} - s_9) = -\frac{\dot{m}_1 (h_3 - h_2)}{T_{\text{SET}}} + \dot{m}_3 c_{p, \text{H}_2\text{O}} \ln \frac{T_{10}}{T_9}$$

$$65,0 = -\dot{m}_1 \cdot 3,45 + \dot{m}_3 \cdot 0,67$$

mentre per la seconda e la terza si ha

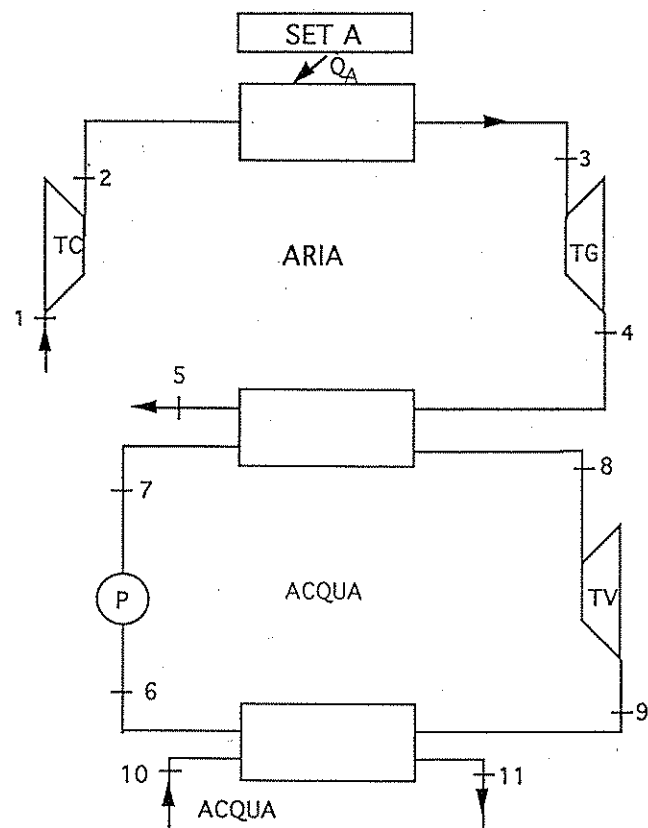
$$\dot{m}_1 \cdot 2333 = \dot{m}_2 \cdot 88$$

$$\dot{m}_2 \cdot 114 = \dot{m}_3 \cdot 209$$

$$\dot{m}_1 = 10,4 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_2 = 276 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_3 = 151 \text{ kg/s}$$

Nello schema qui proposto l'uso di una pompa di calore consente la promozione del calore di condensazione di un ciclo Rankine ad un livello termico superiore, sufficiente per il riscaldamento di acqua da 15°C a 65°C. Come già osservato, a margine di altri esercizi, risulta che i rendimenti termodinamici definiti tradizionalmente non sono idonei per descrivere l'efficacia termodinamica di impianti di questo tipo; l'unico parametro globale tradizionale adatto allo scopo risulta essere la produzione entropica che, nel caso in esame, e' inferiore a quella che si avrebbe facendo avvenire la condensazione del ciclo Rankine semplicemente utilizzando l'acqua nelle condizioni 9.

2) Con riferimento allo schema proposto ed ai dati relativi valutare il rendimento globale e la produzione entropica dell'impianto.



CICLO JOULE

$$p_1 = p_4 = p_5 = 1,00 \text{ bar}$$

$$t_1 = 24,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{SET A}} = 700 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 310 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\text{TC}} = 0,800$$

$$p_2 = p_3$$

$$t_3 = 900 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\text{TG}} = 0,900$$

CICLO RANKINE

$$p_6 = p_9 = 0,0700 \text{ bar}$$

$$t_8 = 350 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{L}_{\text{TV}} = 0,25 \dot{L}_{\text{TG}}$$

$$p_7 = p_8 = 50,0 \text{ bar}$$

$$\eta_{\text{TV}} = 0,850$$

$$x_6 = 0,00$$

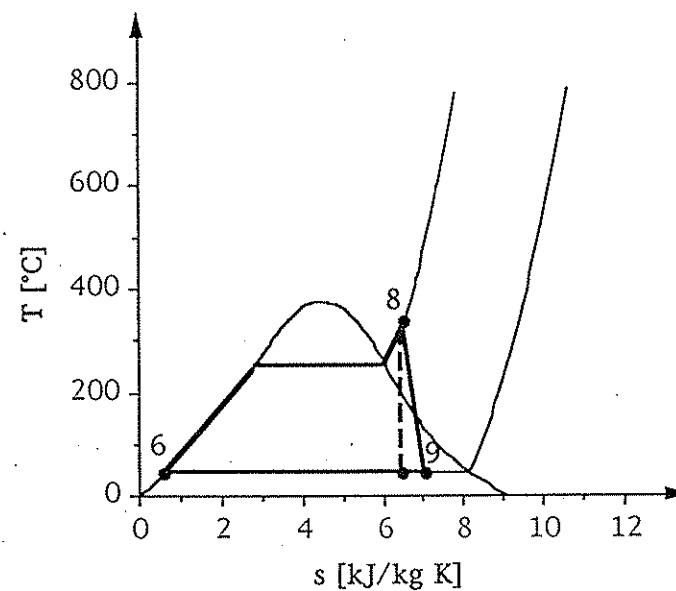
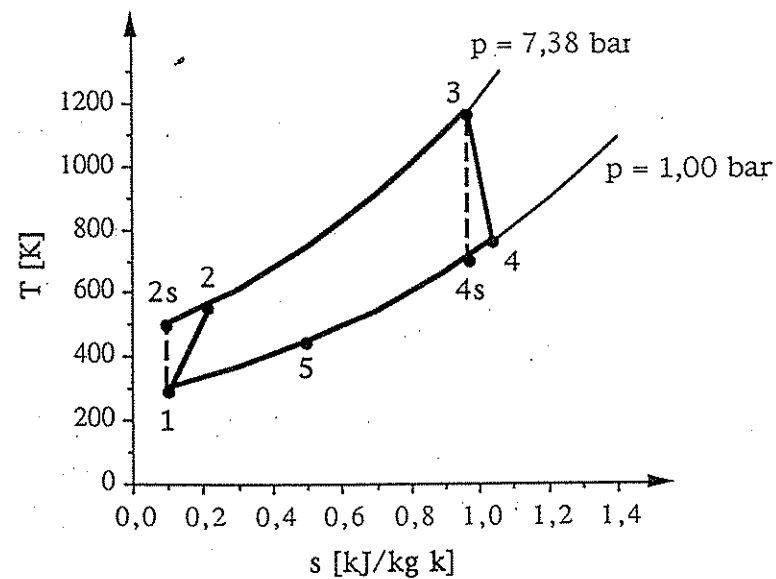
$$\eta_{\text{P}} = 1,00$$

$$\dot{m}_{10} = 90 \text{ kg/s}$$

$$p_{10} = p_{11} = 1,00 \text{ bar}$$

$$t_{10} = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{11} = 25,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave dei cicli

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,00	24,0			
2s					
2		310			
3		900			
4s	1,00				
4	1,00				
5	1,00				
6	0,0700			0,00	
7s	50,0				
8	50,0	350			
9s	0,0700				
9	0,0700				

PROCEDIMENTO

Dal rendimento isoentropico del compressore e' nota la temperatura di fine compressione ideale

$$\eta_{TC} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

mentre la pressione si ricava da

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

la temperatura di fine espansione ideale per il ciclo Joule e' ottenibile da

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre la temperatura di fine espansione reale e' data dalla conoscenza del rendimento isoentropico della turbina

$$\eta_{TG} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

l'entalpia nel punto 7s, tenendo presente che la pompa e' ritenuta ideale, si ottiene da

$$h_{7s} - h_6 = v \Delta p$$

l'entalpia nel punto h_9 e' ottenuta dal rendimento isoentropico della turbina a vapore

$$\eta_{TV} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$$

dal bilancio di energia su un volume di controllo che racchiude il condensatore del ciclo a vapore, si ottiene la portata massica di acqua evolvente nel ciclo stesso

$$\dot{m}_{\text{acqua,cond}} \cdot c_p \cdot (t_{11} - t_{10}) = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}} (h_9 - h_6)$$

e' quindi possibile valutare la potenza della turbina a vapore

$$\dot{L}_{TV} = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}} (h_8 - h_9)$$

e la potenza della turbina del ciclo Joule

$$\dot{L}_{TG} = 5 \cdot \dot{L}_{TV}$$

da cui è possibile ricavare la portata massica di aria evolvente

$$\dot{L}_{TG} = \dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_p (t_3 - t_4)$$

dal bilancio di energia sullo scambiatore in cui l'acqua evolvente nel ciclo Rankine si riscalda scambiando energia termica con l'aria del ciclo Joule, si ottiene la temperatura nel punto 5

$$\dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_p (t_4 - t_5) = \dot{m}_{\text{acqua,ciclo}} (h_8 - h_7)$$

e, quindi, e' possibile calcolare la potenza termica somministrata in caldaia

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{\text{aria}} \cdot c_p (t_3 - t_2)$$

il rendimento globale e' dato da

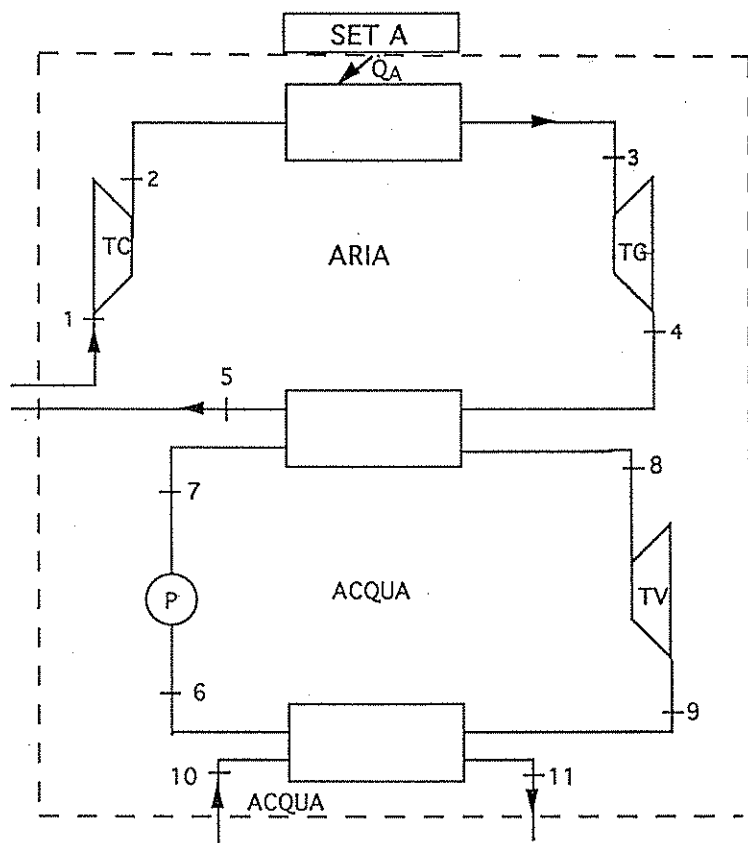
$$\eta_{\text{globale}} = \frac{\dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC} + \dot{L}_{TV} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A}$$

dove, dai bilanci di energia su volumi di controllo comprendenti rispettivamente il compressore e la pompa, si ricava

$$\dot{L}_{TC} = \dot{m}_{aria} c_p (t_2 - t_1)$$

$$\dot{L}_P = \dot{m}_{aria} c_p (t_7 - t_6)$$

la produzione entropica globale si ottiene da un bilancio di entropia sul volume di controllo indicato in figura



$$\dot{P}_{globale} + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria} s_1 + \dot{m}_{acqua,cond} s_{10} = \dot{m}_{aria} s_5 + \dot{m}_{acqua,cond} s_{11}$$

SVOLGIMENTO

$$\eta_{TC} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{t_{2s} - 24,0}{310 - 24,0} = 0,800 \quad t_{2s} = 253 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad p_{2s} = 1,00 \cdot 1,77^{3,5} = 7,38 \text{ bar}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = \frac{1173}{7,38^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 663 \text{ K} = 390 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{TG} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}} = \frac{900 - t_4}{900 - 390} = 0,900 \quad t_4 = 441 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{7s} - h_6 = v \Delta p = 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 50,0 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 5,00 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{TV} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} = \frac{3070 - h_9}{3070 - 2000} = 0,850 \quad h_9 = 2161 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{acqua,cond} \cdot c_p \cdot (t_{11} - t_{10}) = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_9 - h_6)$$

$$90 \cdot 4,187 \cdot 5,00 = \dot{m}_{acqua,ciclo} \cdot (2161 - 162,6)$$

$$\dot{m}_{acqua,ciclo} = 0,94 \text{ kg/s}$$

$$\dot{L}_{TV} = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_8 - h_9) = 0,94 (3070 - 2161) = 854 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TG} = 5 \cdot \dot{L}_{TV} = 5 \cdot 854 = 4270 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TO} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_4) = \dot{m}_{aria} \cdot 1,01 (900 - 437) \quad \dot{m}_{aria} = 9,13 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_4 - t_5) = \dot{m}_{acqua,ciclo} (h_8 - h_7)$$

$$9,13 \cdot 1,01 (437 - t_5) = 0,94 (3070 - 168) \quad t_5 = 141 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,00	24,0			
2s	7,38	253			
2	7,38	310			
3	7,38	900			
4s	1,00	386			
4	1,00	437			
5	1,00	143			
6	0,0700	38,87	162,6	0,00	0,5564
7s	50,0	38,87	167,6		0,5564
8	50,0	350	3070		6,45
9s	0,0700	38,87	2000	0,76	6,45
9	0,0700	38,87	2161	0,83	6,96

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_2) = 9,13 \cdot 1,01 (900 - 310) = 5441 \text{ kW}$$

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC} + \dot{L}_{TV} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A} =$$

$$= \frac{4270 - 9,13 \cdot 1,01 (310 - 24,0) + 854 - 0,94 (167,6 - 162,6)}{5441} = 0,456$$

$$\dot{P}_{globale} = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria} (s_5 - s_1) + \dot{m}_{acqua,cond} (s_{11} - s_{10}) =$$

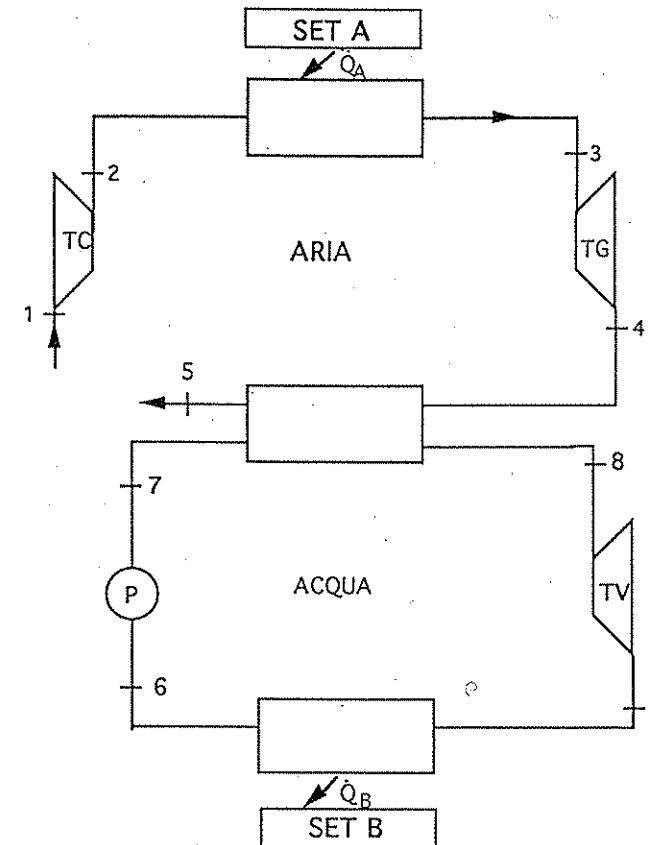
$$= -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \dot{m}_{aria} c_{p,aria} \ln \frac{T_5}{T_1} + \dot{m}_{acqua,cond} c_{p,acqua} \ln \frac{T_{11}}{T_{10}} =$$

$$= -\frac{5441}{1273} + 9,13 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{416}{297} + 90 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{298}{293} = 5,2 \text{ kW/K}$$

In quest'esercizio e' proposto uno schema cosiddetto "a cascata" nel quale il gas in uscita dalla turbina in un ciclo Joule viene utilizzato per il riscaldamento dell'acqua di un ciclo Rankine. Il rendimento termodinamico complessivo di questo impianto e' facilmente definibile; esso infatti risultera' essere il rapporto delle potenze meccaniche nette rese complessivamente dai due impianti rispetto all'unica potenza termica fornita in ingresso al ciclo Joule. Il suo valore, come si puo' osservare, risulta sensibilmente piu' elevato del rendimento di un ciclo Joule tradizionale. La scarsa utilizzazione di impianti di questo tipo e' da ascrivere, dunque, principalmente ai costi di impianto piu' elevati ed alla minore affidabilita' dovuta alla maggiore complessita' dell'impianto stesso.

3) Con riferimento allo schema ed ai dati di seguito riportati, si determinino :

- la portata d'acqua del ciclo Rankine
- la potenza termica somministrata in caldaia nel ciclo a gas
- la potenza meccanica netta resa disponibile dal ciclo a gas
- la produzione entropica dell'intero impianto
- il rendimento globale dell'impianto



CICLO JOULE

$$p_1 = p_4 = p_5 = 1,00 \text{ bar}$$

$$t_1 = 17,0 \text{ °C}$$

$$\eta_{TC} = 0,830$$

$$t_3 = 1170 \text{ °C}$$

$$\eta_{TG} = 0,880$$

$$p_2 = p_3 = 13,0 \text{ bar}$$

$$t_5 = 230 \text{ °C}$$

$$\dot{m}_{aria} = 1,00 \text{ kg/s}$$

CICLO RANKINE

$$p_6 = p_9 = 0,0800 \text{ bar}$$

$$t_8 = 550 \text{ °C}$$

$$T_{SETA} = 1573 \text{ K}$$

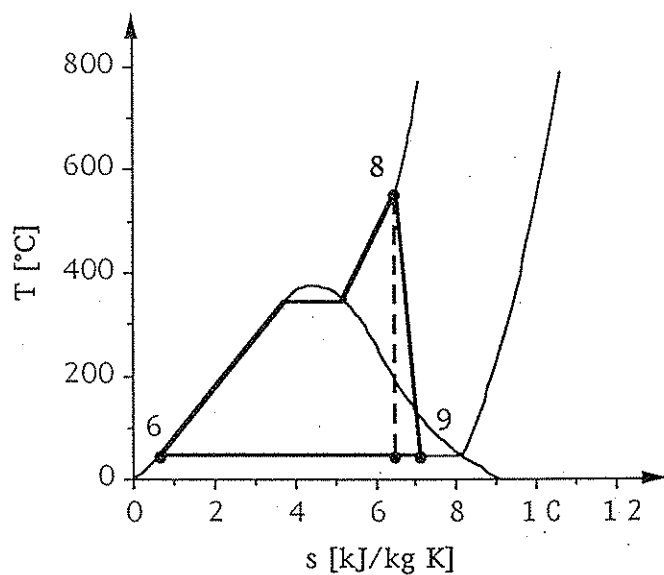
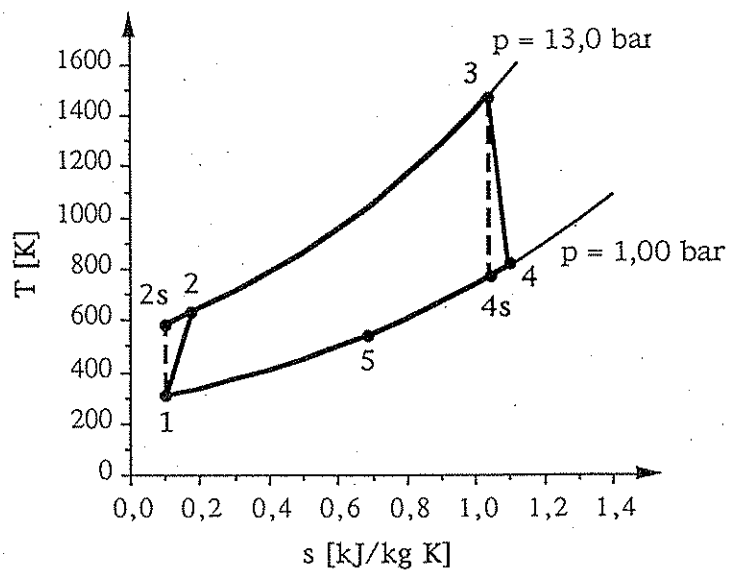
$$p_7 = p_8 = 160 \text{ bar}$$

$$\eta_{TV} = 0,860$$

$$T_{SETB} = 293 \text{ K}$$

$$x_6 = 0,00$$

$$\eta_P = 1,00$$



Si riportano le proprietà termodinamiche assegnate nei punti chiave dei cicli.

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,00	17,0			
2s	13,0				
2	13,0				
3	13,0	1170			
4s	1,00				
4	1,00				
5	1,00	230			
6	0,0800			0,00	
7s	160				
8	160	550			
9s	0,0800				
9	0,0800				

PROCEDIMENTO

L' entalpia nel punto 7s, tenendo presente che la pompa e' ritenuta ideale, e' valutabile come

$$h_{7s} - h_6 = v \Delta p$$

mentre l'entalpia nel punto 9 e' ottenuta dal rendimento isoentropico della turbina a vapore

$$\eta_{TV} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$$

La temperatura di fine compressione ideale e' data da

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre quella di fine compressione reale si ricava dal rendimento isoentropico del compressore

$$\eta_{TC} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

la temperatura di fine espansione ideale, relativa alla turbina a gas, e' data da

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_{4s}}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

mentre quella di fine espansione reale si ricava dal rendimento isoentropico della stessa

$$\eta_{TG} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

dal bilancio di energia sullo scambiatore che rappresenta il condensatore del ciclo Joule e la caldaia di quello Rankine, si ottiene la portata massica di acqua

$$\dot{m}_{aria} c_p (t_4 - t_5) = \dot{m}_{acqua} (h_8 - h_7)$$

la potenza termica ceduta all'aria evolvente nel ciclo Joule e' data da

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_2)$$

la potenza del compressore e della turbina del ciclo Joule sono dati da un bilancio di energia su volumi di controllo che comprendono i due componenti

$$\dot{L}_{TG} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_4)$$

$$\dot{L}_{TC} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_2 - t_1)$$

e, quindi, la potenza netta ottenibile dal ciclo Joule e' data da

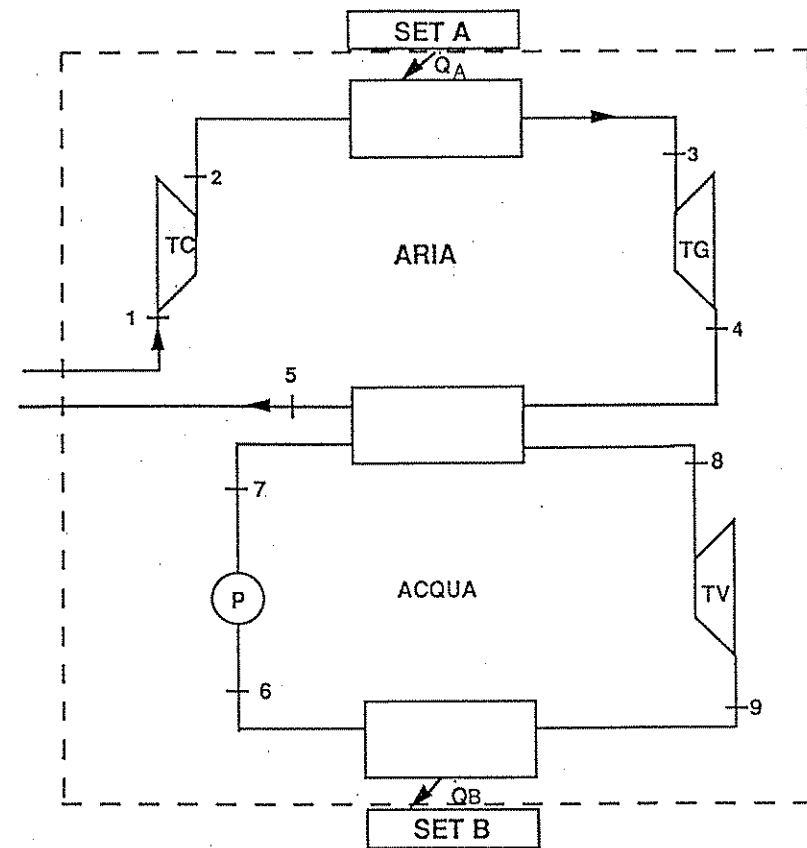
$$\dot{L}_{netta} = \dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC}$$

la produzione entropica globale si ricava da un bilancio di entropia sul volume di controllo riportato in figura

$$\dot{P}_{globale} + \frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria} s_1 = \dot{m}_{aria} s_5$$

con \dot{Q}_B ottenuta da un bilancio di energia su un volume di controllo che comprende il condensatore dell'impianto a vapore

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{acqua} (h_9 - h_6)$$



il rendimento globale e' dato da

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC} + \dot{L}_{TV} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A}$$

dove la potenza della turbina a vapore e quella della pompa sono ottenibili da bilanci di energia su volumi di controllo che comprendono i relativi componenti

$$\dot{L}_{TV} = \dot{m}_{acqua} (h_8 - h_9)$$

$$\dot{L}_P = \dot{m}_{acqua} (h_7 - h_6)$$

SVOLGIMENTO

$$h_{7s} - h_6 = v \Delta p = 1,01 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} = 16,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{TV} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} = \frac{3440 - h_9}{3440 - 2025} = 0,860 \quad h_9 = 2223 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{2s} = 290 \cdot \left(\frac{13,0}{1,00} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 604 \text{ K} = 331 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{TC} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{331 - 17,0}{391 - 12,0} = 0,830 \quad t_2 = 391 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_{4s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_{4s} = \frac{1443}{13,0^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 693 \text{ K} = 420 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{TG} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}} = \frac{1170 - t_4}{1170 - 420} = 0,880 \quad t_4 = 510 \text{ } ^\circ\text{C}$$

punti	p [bar]	t [°C]	h [kJ/kg]	x	s[kJ/kg K]
1	1,00	17,0			
2s	13,0	331			
2	13,0	391			
3	13,0	1170			
4s	1,00	420			
4	1,00	510			
5	1,00	230			
6	0,0800	41,54	173,76	0,00	0,5922
7s	160	41,54	190		0,5922
8	160	550	3440		6,48
9s	0,0800	41,54	2025	0,77	6,48
9	0,0800	41,54	2223	0,85	7,10

$$\dot{m}_{aria} c_p (t_4 - t_5) = \dot{m}_{acqua} (h_8 - h_7)$$

$$1,00 \cdot 1,01 \cdot (510 - 230) = \dot{m}_{acqua} (3440 - 190)$$

$$\dot{m}_{acqua} = 0,0870 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_2) = 1,00 \cdot 1,01 (1170 - 391) = 787 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TG} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_3 - t_4) = 1,00 \cdot 1,01 (1170 - 510) = 667 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{TC} = \dot{m}_{aria} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 1,00 \cdot 1,01 (391 - 17) = 378 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_{netta} = \dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC} = 667 - 378 = 289 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_{globale} = -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \frac{\dot{Q}_B}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria} (s_5 - s_1) =$$

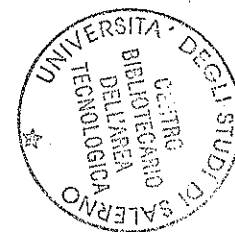
$$= -\frac{\dot{Q}_A}{T_{SETA}} + \frac{\dot{m}_{acqua} (h_9 - h_6)}{T_{SETB}} + \dot{m}_{aria} c_p \ln \frac{T_5}{T_1} =$$

$$= -\frac{787}{1573} + \frac{0,0870 \cdot (2223 - 174)}{293} + 1,00 \cdot 1,01 \cdot \ln \frac{503}{290} = 0,664 \text{ kW/K}$$

$$\eta_{globale} = \frac{\dot{L}_{TG} - \dot{L}_{TC} + \dot{L}_{TV} - \dot{L}_P}{\dot{Q}_A} =$$

$$= \frac{289 + 0,0870 (3440 - 2223) - 0,0870 (190 - 174)}{787} = 0,499$$

INVENTARIO N. 4210/26



INDICE

A. Componenti di impianti termici	pag. 5
B. Ciclo Rankine	pag. 69
C. Ciclo Joule	pag. 123
D. Ciclo inverso a compressione di vapore	pag. 171
E. Sistemi combinati	pag. 213