

.....
NOME e COGNOME

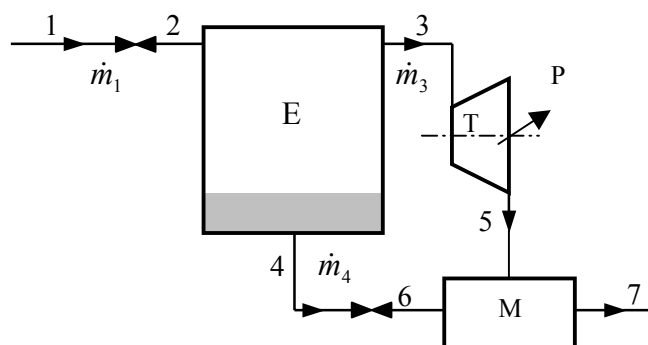
.....
CORSO di LAUREA

.....
Voto

Esercizio 1

Nell'impianto schematizzato in figura, una portata $\dot{m}_1 = 0.43 \text{ kg/s}$ di acqua proveniente da una sorgente geotermica, alla pressione $p_1 = 100 \text{ bar}$ ed alla temperatura $T_1 = 291 \text{ °C}$, è fatta espandere irreversibilmente in un evaporatore (E) a *flash*^{*}, per ottenere vapore saturo secco ($x_3 = 1$) alla pressione $p_3 = 60 \text{ bar}$, che viene inviato ad una turbina (T) con rendimento isoentropico di espansione $\eta_{ie} = 0.93$, in cui si espande sino alla pressione $p_5 = 200 \text{ kPa}$.

Il liquido saturo ($x_4 = 0$, $p_4 = 60 \text{ bar}$) che viene scaricato alla base dell'evaporatore viene dapprima laminato, per portarlo alla pressione $p_6 = p_5$, e poi miscelato adiabaticamente nel miscelatore (M) con il vapore in uscita dalla turbina, ed infine inviato ad un impianto di riscaldamento.



Con l'ausilio del diagramma (h , s) per l'acqua allegato, determinare:

1. La portata di vapore all'ingresso in turbina, \dot{m}_3 ;
2. La portata di liquido scaricata all'evaporatore, \dot{m}_4 , e la sua temperatura T_4 ;
3. La potenza meccanica erogata dalla turbina, P ;
4. Il titolo x_5 e la temperatura T_5 del vapore in uscita dalla turbina;
5. L'entalpia h_7 ed il titolo x_7 del vapore in uscita dal miscelatore.

Note:

Si assuma per il liquido $c = 4.187 \text{ kJ/(kg K)}$.

Esercizio 2

Il radiatore di un'automobile può essere schematizzato come uno scambiatore di calore a correnti incrociate, con ambedue i fluidi non miscelati. Per tale tipologia di scambiatore il valore dell'efficienza ϵ , in funzione del rapporto C_{min}/C_{max} e di $NTU = UA/C_{min}$, è riportato in forma grafica nel diagramma allegato.

L'acqua di raffreddamento del motore, con una portata $\dot{m}_h = 0.2 \text{ kg/s}$, entra nel radiatore ad una temperatura $T_{h,e} = 90 \text{ °C}$, ed esce a $T_{h,u} = 60 \text{ °C}$. L'acqua è raffreddata dall'aria esterna, la cui portata è stimata pari a $\dot{m}_c = 2.1 \text{ kg/s}$, con una temperatura di entrata $T_{c,e} = 37 \text{ °C}$.

Sapendo che il coefficiente globale di scambio termico è pari a $U = 200 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, con l'aiuto del diagramma allegato determinare l'area della superficie dello scambiatore.

Note:

▪ Si assumano i seguenti valori del calore specifico:

Acqua: $c_{ph} = 4.187 \text{ kJ/(kg K)}$

Aria: $c_{pc} = 1.008 \text{ kJ/(kg K)}$

^{*} Un evaporatore a flash è un dispositivo in cui si introduce un liquido sottoraffreddato che, per effetto di una repentina variazione di pressione, evapora parzialmente; la separazione delle fasi avviene per gravità.

Soluzioni

Esercizio 1

Dalle informazioni fornite nel testo, e con l'ausilio del diagramma (h,s) e delle relazioni che forniscono le proprietà termodinamiche del liquido, è possibile determinare le proprietà termodinamiche del fluido nei vari punti del sistema:

PUNTO	T [K]	p [Mpa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]	x [-]
1(2)	564.15	10 (6)	1218	3.04	-
3	548.15	6	2800	5.9	1
4	548.15	6	1150.6	2.92	0
5'	398.15	0.2	2250	5.9	0.78
5	398.15	0.2	2288.5	6.02	0.805
6	548.15	0.2	1150.6	2.92	1
7	398.15	0.2	1196.1	3.29	0.31

$$h_1 \approx c t_1 = 4.187 \cdot 291 = 1218 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 \approx c \ln \frac{T_1}{T_0} = 3.04 \text{ kJ/(kg K)}$$

Le proprietà del punto 2 – trattandosi di liquido incompressibile – possono essere assunte, per comodità, pari a quelle del punto 1.

Le proprietà del punto 3 si ricavano dal diagramma (h, s), e sono riportate in tabella.

Le proprietà del punto 4:

$$T_4 = T_3 = 548.15 \text{ K} = 275 \text{ °C}$$

$$h_4 \approx c t_4 = 1150.6 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 \approx c \ln \frac{T_4}{T_0} = 2.92 \text{ kJ/(kg K)}$$

Le proprietà del punto 5' (noti s e p) si ricavano dal diagramma e sono riportate in tabella.

Dalla definizione di rendimento isoentropico di espansione:

$$\eta_{ie} = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_{5'}} \Rightarrow h_5 = h_3 - \eta_{ie}(h_3 - h_{5'}) = 2288.5 \text{ kJ/kg}$$

e quindi dal diagramma (h,s), noti p ed h, si leggono le altre proprietà.

Le proprietà del punto 6 – come per il punto 2 – possono essere assunte, per comodità, pari a quelle del punto 4, a parte il valore della pressione.

1. Dal bilancio di massa ed energia all'evaporatore:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_1 - \dot{m}_4) h_3 - \dot{m}_4 h_4 = 0 \Rightarrow \dot{m}_4 = \dot{m}_1 \frac{(h_3 - h_1)}{(h_3 - h_4)} = 0.412 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_4 = 0.0176 \text{ kg/s}$$

2. $\dot{m}_4 = 0.412 \text{ kg/s}$

e come visto (nell'evaporatore vi è liquido saturo e vapore saturo secco alla stessa temperatura e pressione):

$$T_4 = T_3 = 548.15 \text{ K} = 275 \text{ °C}$$

3. $P = \dot{m}_3 (h_3 - h_5) \cong 9 \text{ kW}$

4. Dal diagramma (h,s) , come osservato, noti p ed h , si legge:

$$x_5 = 0.805 \quad T_5 = 125 \text{ }^{\circ}\text{C} = 398.15 \text{ K}$$

5. Dal bilancio di massa ed energia per il miscelatore:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_6 - \dot{m}_7 = 0 \text{ ed osservando che } \dot{m}_5 = \dot{m}_3; \quad \dot{m}_6 = \dot{m}_4; \quad \dot{m}_7 = \dot{m}_1 \text{ si ha:}$$

$$\dot{m}_3 h_5 + \dot{m}_4 h_6 - \dot{m}_1 h_7 = 0 \text{ da cui:}$$

$$h_7 = \frac{\dot{m}_3 h_5 + \dot{m}_4 h_6}{\dot{m}_1} = 1196.1 \text{ kJ/kg}$$

NOTA: Tale risultato poteva ottenersi anche applicando il bilancio di 1° principio all'intero sistema:

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_1 h_7 - P = 0 \Rightarrow h_7 = h_1 - \frac{P}{\dot{m}_1} \cong 1197 \text{ kJ/kg}$$

Il valore del titolo e dell'entropia all'uscita dal miscelatore si ricavano dalla:

$$h_7 = x_7 h_v + (1 - x_7) h_l \Rightarrow x_7 = \frac{h_7 - h_l}{h_v - h_l} \cong 0.31$$

$$s_7 = x_7 s_v + (1 - x_7) s_l = 0.31 \cdot 7.1 + (1 - 0.31) 1.578 = 3.29 \text{ kJ/(kgK)}$$

Esercizio 2

Il flusso termico da smaltire è dato dalla:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,u}) = 25.12 \text{ kW}$$

La temperatura di uscita dell'aria:

$$T_{c,h} = T_{c,e} + \frac{q}{C_c} = 37 + \frac{25.12}{2.1 \cdot 1.008} = 48.87 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Le capacità:

$$C_h = \dot{m}_h c_h = 0.84 \text{ kW/K}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_c = 2.12 \text{ kW/K}$$

da cui:

$$C_{\min}/C_{\max} = C_h/C_c = 0.396$$

Dalla definizione di q_{\max} :

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,e} - T_{c,e}) = 44.38 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = q/q_{\max} = 0.566$$

Dal diagramma allegato, noti ε e C_{\min}/C_{\max} , si ricava:

$$NTU \cong 1.0125$$

e quindi si ottiene l'area della superficie di scambio termico:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \Rightarrow A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} = 4.24 \text{ m}^2$$

Osservazione

Utilizzando ora il metodo LMTD:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(90 - 48.87) - (60 - 37)}{\ln[(90 - 48.87)/(60 - 37)]} \cong 31.2 \text{ K}$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} = \frac{60 - 90}{37 - 90} \cong 0.57$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} = \frac{37 - 48.87}{60 - 90} \cong 0.40$$

Noti quindi P ed R, è possibile ricavare (v. note distribuite a lezione) il fattore di correzione per per uno scambiatore di calore a flusso incrociato con ambedue i fluidi non miscelati:

$$F \cong 0.97$$

Da cui:

$$A = \frac{q}{F \cdot U \cdot \Delta T_{lm}} \cong 4.15 \text{ m}^2$$

valore concorde con il risultato precedente ($\Delta A \approx 2\%$).

