

Paragrafo 15.4.4 (sul web)

Testo attuale

“l’energia radiante totale per unità di tempo e per unità di superficie perpendicolare ai raggi solari misurata al bordo esterno della atmosfera terrestre è detta costante solare, il cui valore medio è circa 1360 [W m⁻²], ma che, soprattutto per effetto della variazione della **distanza fra terra-Sole** può avere una variazione nell’arco dell’anno di circa il 7%.”

Correzione:

distanza Terra-Sole

Paragrafo 9.2.3 (pagina 340)

Testo attuale:

esempio 9.8

riprendendo il sistema degli esempi 9.1 e 9. 2 e rimuovendo l’ipotesi di endoreversibilità della turbina e della pompa calcolare:

a) il rendimento di 1° principio quando il rendimento isoentropico della turbina sia pari a $\eta_{is,T} = 0,85$ e il rendimento isoentropico della pompa sia pari a $\eta_{is,T} = 0,75$.

Correzione:

sia pari a $\eta_{is,T} = 0,85$ e il rendimento isoentropico della pompa sia pari a $\eta_{is,T} = 0,75$.

Paragrafo 9.3.3.2 (pagina 370)

Testo attuale:

Ciò comporta che il rendimento dei motori reali ad accensione spontanea è mediamente superiore a quello dei motori ad accensione **spontanea**, situandosi nella fascia di valori pari a 0.35-0.40.

Correzione:

Ciò comporta che il rendimento dei motori reali ad accensione spontanea è mediamente superiore a quello dei motori ad accensione **comandata**, situandosi nella fascia di valori pari a 0.35-0.40.

Esempio 8.8, pag. 300 (vedi pagina allegata=

Esempio 8.10, pag. 306 (vedi pagina allegata)

Esempio 9.8, pag. 341 (vedi pagina allegata)

Esempio 8.8

Uno scambiatore a tubi coassiali (Figura 8.24) è utilizzato per raffreddare una portata di $0,65 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ di olio dalla temperatura $T_{ec} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ alla temperatura di $T_{uc} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ per mezzo di una portata di $0,55 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ di acqua che entra nello scambiatore alla temperatura $T_{ef} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'acqua scorre nella corona circolare esterna mentre l'olio scorre nel tubo interno. Lo scambiatore è termicamente isolato per cui si può considerare adiabatico verso l'esterno.

Olio e acqua possono essere considerate sostanze pure e il loro calore specifico può essere considerato costante e pari a:

$$c_c = 1,75 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

$$c_f = 4,186 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

Calcolare la potenza termica scambiata tra i due fluidi, la temperatura di uscita dell'acqua e l'entropia generata.

Analisi

Considerando valide le ipotesi usuali (regime stazionario, flusso monodimensionale, caduta di pressione nulla dentro lo scambiatore) oltre a quelle già introdotte (scambiatore adiabatico verso l'esterno e calori specifici costanti) il problema si risolve applicando il bilancio dell'energia nella forma dell'eq. 8.56 e il bilancio di entropia nella forma dell'eq. 8.57.

Soluzione

La potenza termica scambiata vale:

$$|\dot{Q}| = \dot{m}_c c_c (T_{ec} - T_{uc}) = 0,65 \cdot 1,75 \cdot (75 - 50) = 26,8 \quad [\text{kW}]$$

28,44

La temperatura di uscita del fluido freddo si calcola anch'essa con il bilancio di energia:

$$T_{uf} = T_{ef} + \frac{|\dot{Q}|}{\dot{m}_f c_f} = 20 + \frac{26,8}{0,55 \cdot 4,186} = 31,6 \quad [^\circ\text{C}]$$

32,30

L'entropia generata vale:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} &= \dot{m}_f c_f \cdot \ln\left(\frac{T_{uf}}{T_{ef}}\right) - \dot{m}_c c_c \cdot \ln\left(\frac{T_{ec}}{T_{uc}}\right) = \\ &= 0,55 \cdot 4,186 \cdot \ln\left(\frac{304,75}{239,15}\right) - 0,65 \cdot \ln\left(\frac{348,15}{323,15}\right) = 0,0098 \quad [\text{kW K}^{-1}] \end{aligned}$$

293,15 0,010256

Una volta determinata l'entalpia delle due correnti in ingresso si calcola l'entalpia dell'acqua in uscita applicando le equazioni (8.66), (8.67) e (8.68).

Noto il valore dell'entalpia in uscita si determina la zona di esistenza dell'acqua in uscita e si ricava di conseguenza la sua temperatura.

L'entropia generata si calcola applicando il bilancio di entropia nella forma dell'eq. (8.67).

Soluzione

L'entalpia dell'acqua in condizioni di liquido saturo a $T_1=15\text{ °C}$ vale:

$$h_1 = 62,96 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

L'entalpia del vapore surriscaldato a $T_2 = 200\text{ °C}$ e $p_2=500\text{ kPa}$ vale:

$$h_2 = 2855,4 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Ponendo

$$y_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{0,6}{0,6 + 0,1} = 0,86$$

e

$$y_2 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{0,1}{0,6 + 0,1} = 0,14$$

si ha, dal bilancio di energia eq. 8.61:

$$h_3 = y_1 h_1 + y_2 h_2 = 0,86 \cdot 62,96 + 0,14 \cdot 2855,4 = 461,9 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

L'entalpia dell'acqua in condizioni di liquido saturo alla pressione di uscita ($p_3=500\text{ kPa}$) vale:

$$h_{\text{sat}@500\text{kPa}} = 639,9 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Poiché il valore di (h_3) calcolato è inferiore all'entalpia del liquido saturo, ci si trova nella zona del liquido sottoraffreddato.

Trascurando l'effetto della pressione, si può assumere come temperatura di uscita dell'acqua dal miscelatore (T_3) la temperatura di saturazione alla quale (h_3) è l'entalpia del liquido saturo.

Si trova, agendo per interpolazione lineare:

$$T_3 = 110,2 \quad [^\circ\text{C}]$$

Con la stessa metodologia vista per l'entalpia si determina l'entropia in ingresso nel miscelatore:

$$s_1 = 0,2244 \quad [\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}]$$

$$s_2 = 7,0592 \quad [\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}]$$

anche al generatore di vapore e al condensatore, dove le differenze di temperatura tra il fluido di lavoro e i SET provocano le irreversibilità esterne che causano, appunto, tale generazione.

Le entropie generate si calcolano applicando il bilancio di entropia ai quattro componenti, note le entropie dei 4 punti significativi e le quantità di calore scambiate. Nei bilanci di entropia si utilizzano ovviamente le temperature assolute dei SET che forniscono calore al ciclo e assorbono il calore di scarto.

Per il calcolo dell'entropia generata nella pompa conviene utilizzare il metodo introdotto nel § 8.2.5.

Applicando l'equazione di bilancio dell'entropia al sistema nella sua interezza si verifica l'esattezza dei risultati ottenuti valutando i 4 componenti presi singolarmente.

Soluzione

Utilizzando i valori di entalpia già calcolati nel caso di ciclo endoreversibile:

$$h_2 = 241,02 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$h_3 = 3308,6 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$h_{4s} = 2054,61 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

È possibile valutare il rendimento del ciclo reale con l'eq. (9.47):

$$\eta \equiv \frac{(h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_{is,T}}{(h_3 - h_2)} = 0,343$$

Per applicare il bilancio di entropia ai quattro componenti occorre prima determinare l'entropia del punto (4), che si valuta partendo dalla conoscenza di h_4 con l'eq. (8.8):

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s}) \eta_{is,T} = 3308,6 - (3308,6 - 2054,61) \cdot 0,85 = 2242,7 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_l}{h_{vss} - h_l} = \frac{2242,7 - 225,82}{2372,5} = 0,85$$

$$s_4 = s_l + x_4(s_{vss} - s_l) = 0,7545 + 0,85 \cdot 7,2516 = 6,9192 \quad [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

Occorre anche conoscere l'entalpia del punto (2) reale, che si calcola applicando la definizione di rendimento isoentropico:

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{ix,p}} = 225,82 - \frac{(241,02 - 225,82)}{0,75} = 246,1 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

E occorre conoscere le potenze termiche scambiate al generatore di vapore e al condensatore:

$$|\dot{Q}_{GV}| = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 100 \cdot (3308,6 - 246,1) = 306'252 \quad [\text{kW}]$$

$$|\dot{Q}_{COND}| = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) = 100(2242,7 - 225,82) = 201'689 \quad [\text{kW}]$$

Per calcolare l'entropia generata alla pompa si applica il metodo introdotto al § 8.2.5, che prevede il calcolo del lavoro reale assorbito dalla pompa (eq. 8.39):

$$|\dot{L}_P| = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_{is}} = \frac{100 \cdot 0,001014 \cdot (15000 - 15)}{0,75} = 2026 \quad [\text{kW}]$$