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 $h_{is,T}$= 0,85 e il rendimento isoentropico della pompa sia pari a $h_{is,T}$ = 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 $kg \cdot s^{-1}$ di olio dalla temperatura T_{ec} = 75 °C alla temperatura di T_{uc}=50 °C per mezzo di una portata di 0,55 $kg \cdot s^{-1}$ di acqua che entra nello scambiatore alla temperatura T_{ef}=20 °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:

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

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

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:

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

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

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

L'entropia generata vale:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_f c_f \cdot ln\left(\frac{T_{uf}}{T_{ef}}\right) - \dot{m}_c c_c \cdot ln\left(\frac{T_{ec}}{T_{uc}}\right) =$$

$$= 0{,}55 \cdot 4{,}186 \cdot ln\left(\frac{304{,}75}{293{,}15}\right) - 0{,}65 \cdot ln\left(\frac{348{,}15}{323{,}15}\right) = 0{,}0098 \qquad [kW\ K^{-1}]$$

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 °C vale:

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

L'entalpia del vapore surriscaldato a T_2 = 200 °C e p_2=500 kPa vale:

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

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:

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

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

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

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:

$$T_3 = 110{,}2 \qquad [\text{°C}]$$

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

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

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

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:

$h_2 = 241{,}02$ [kJ kg^{-1}]
$h_3 = 3308{,}6$ [kJ kg^{-1}]
$h_{4s} = 2054{,}61$ [kJ kg^{-1}]

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

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

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):

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

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

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

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

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

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

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

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

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):

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