

Errata corrige

Approfondimento 2.2 (pag. 68)

[...]

$$h^* = \frac{T^* - T^{*-1}}{T^{*+1} - T^{*-1}} (h^{*+1} - h^{*-1}) + h^{*-1}$$

Problema 2.6 (pag. 85)

Tabella 2.1 Stato termodinamico delle trasformazioni di evaporazione e condensazione

Punto	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]
1'	1	-26,4	381,0
3	10	+37,0	251,5
3'	10	+40,0	256,0
4	1	-26,4	251,5

Capitolo 2 – Esercizi proposti (pag. 96)

- In un ciclo a vapore con **ri**surriscaldamento la pressione massima raggiunta è di 25 MPa e la temperatura massima all'ingresso di entrambi gli stadi di turbina è pari a 450 °C. All'uscita dal primo stadio, invece, la pressione misurata è di 7 MPa e il titolo del vapore è unitario. Se l'espansione del fluido di lavoro nel secondo stadio avviene con un rendimento termodinamico interno di 0,75, nel **ri**surriscaldatore la perdita di pressione è pari a 1,5 MPa e la pressione nel condensatore è di 0,05 MPa, si calcolino il titolo del vapore $x_{f,e}$ di fine espansione, il rendimento termodinamico $\eta_{\theta,1}$ interno della prima espansione, il

rendimento η_c del ciclo e la portata di vapore \dot{m} necessaria a ottenere una potenza utile di 51,2 MW.

Problema 3.1 (pagg. 116-117)

[...]

Dopo l'attraversamento della batteria di raffreddamento che provoca la condensazione di una parte dell'umidità contenuta nell'aria, scrivendo il bilancio della massa d'acqua tra le sezioni 3 e 4 e identificando, così, il punto 4 sul diagramma psicrometrico, si ha:

$$\begin{aligned}U.R._4 &= 1 \\x_4 &= x_3 - \frac{\dot{m}_{H_2O,4}}{\dot{m}_a} = \mathbf{10,5} \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_a \\h_4 &= \mathbf{42,0} \text{ kJ/kg} \\T_4 &= \mathbf{15,0} \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Si determina la potenza frigorifera della batteria fredda imponendo il bilancio dell'energia tra le sezioni 3 e 4 **e trascurando la portata d'acqua che condensa**:

$$\dot{Q}_{34} = \dot{m}_a (h_4 - h_3) = \mathbf{-37,0} \text{ kW}$$

Durante la trasformazione isoterma finale, tracciando sul diagramma dell'aria umida un segmento verticale che collega il punto 4 con il punto 5 a $U.R._5 = 40\%$, si ottengono:

$$\begin{aligned}h_5 &= \mathbf{25,5} \text{ kJ/kg} \\x_5 &= \mathbf{4,2} \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_a \\T_5 = T_4 &= \mathbf{15,0} \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Infine, il diagramma psicrometrico consente l'individuazione della temperatura di rugiada nello stato 5 tracciando un segmento orizzontale che collega il punto 5 con la curva a umidità relativa 100%. Dunque:

$$T_{r,5} = \mathbf{1,5} \text{ }^\circ\text{C}$$

Avendo individuato le condizioni dell'aria umida a valle di ogni trattamento subito, è possibile riportare l'intero processo sul diagramma ASHRAE – AICARR come in Figura 3.10.

RISULTATI

- La temperatura nel punto 4 è: $T_4 = \underline{15,0} \text{ }^\circ\text{C}$;
- La potenza frigorifera della batteria di raffreddamento è: $\dot{Q}_{34} = \underline{-37,0} \text{ kW}$;
- L'umidità relativa nel punto 2 è: $U.R._2 = 42,6\%$;
- Il titolo dell'aria umida nel punto 3 è: $x_3 = 14,5 \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_a$;
- La temperatura di rugiada nel punto 5 è: $T_{r,5} = \underline{1,5} \text{ }^\circ\text{C}$.

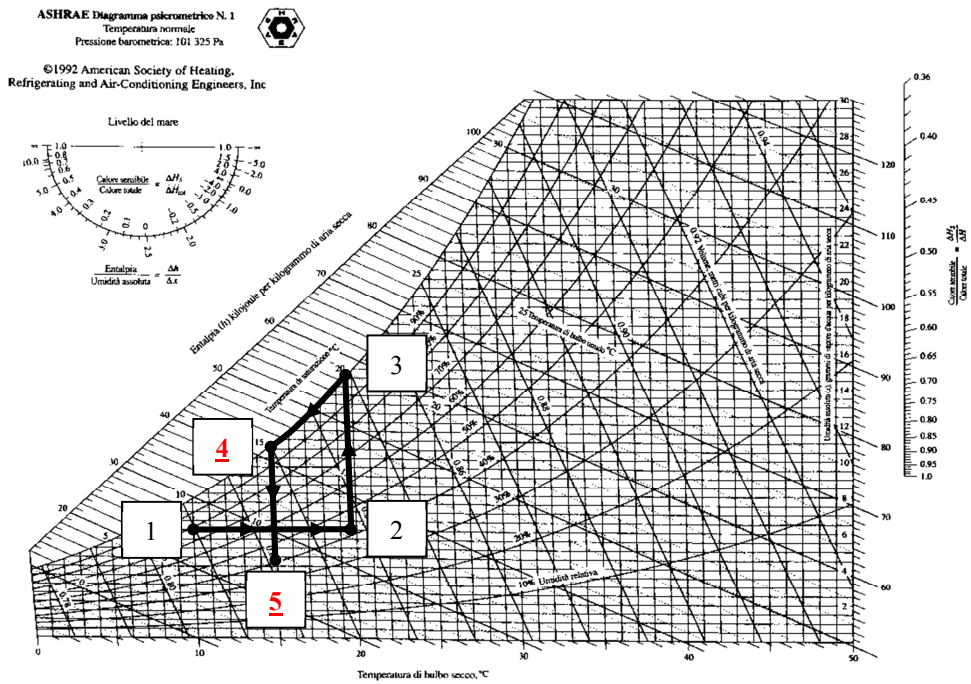


Figura 3.10 Trattamenti subiti dall'aria umida – Problema 3.1

Problema 3.4 (pagg. 128-129)

[...]

Considerando trascurabili le variazioni di pressione dovute all'introduzione di aria esterna, la massa d'aria presente all'interno dell'ambiente, e quella infiltratasi e la complessiva risultano rispettivamente pari a

$$m_i = \frac{V}{v_i} = 52,33 \text{ kg}$$

$$m_e = 0,2m_i = 10,47 \text{ kg}$$

$$\underline{\underline{m_T = m_i + m_e = 62,79 \text{ kg}}}$$

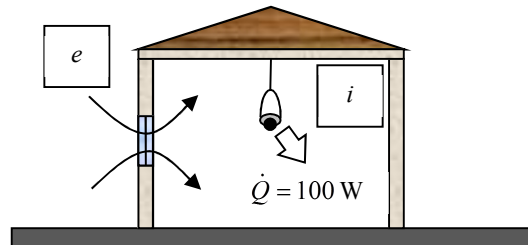


Figura 3.16 Infiltrazioni di aria esterna in un ambiente confinato – Problema 3.4

Entrando nel diagramma ASHRAE – AICARR con i valori di temperatura e umidità relativa, per l'aria esterna si ricava:

$$h_e = 11,8 \text{ kJ/kg}$$

$$x_e = 0,0027 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_a$$

Imponendo i bilanci di massa di acqua ed energia vengono calcolati i valori finali del titolo e dell'entalpia dell'aria umida:

$$\underline{\underline{(m_i - m_e)x_i + m_e x_e = m_i x_T}} \Rightarrow x_T = \underline{\underline{9,0 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_a}}$$

$$\underline{\underline{(m_i - m_e)h_i + m_e h_e + \dot{Q} \cdot t = m_i h_T}} \Rightarrow h_T = \underline{\underline{50,84 \text{ kJ/kg}}}$$

I valori calcolati vengono introdotti nel diagramma psicrometrico per la determinazione delle proprietà in risposta ai quesiti del problema:

$$T_T = \underline{\underline{27,5 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

$$U.R._T = \underline{\underline{39\%}}$$

RISULTATI

- La temperatura di saturazione adiabatica dell'aria umida nell'ambiente è:
 $T_{s,i} \approx 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Il grado igrometrico dell'aria umida nell'ambiente è: $\phi_i = 0,55$;

- La temperatura di bulbo umido dell'aria nell'ambiente è: $T_{bu,i} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- La temperatura finale dell'aria è: $T_T = \mathbf{27,5 \text{ }^\circ\text{C}}$;
- L'umidità relativa finale dell'aria è: $U.R._T = \mathbf{39\%}$.

Approfondimento 4.2 (pagg. 183-184)

[...]

Al fine di confrontare le dispersioni termiche per convezione naturale di dispositivi di illuminazione di forma differente, si voglia risolvere il Problema 4.2 nel caso in cui si abbia a disposizione una lampada fluorescente sferica avente area di scambio pari a quella della lampada tubolare (Figura 4.10). Si ipotizzi per semplicità che il bulbo sia perfettamente sferico e si trascurino, quindi, gli effetti dovuti all'attacco superiore del bulbo.

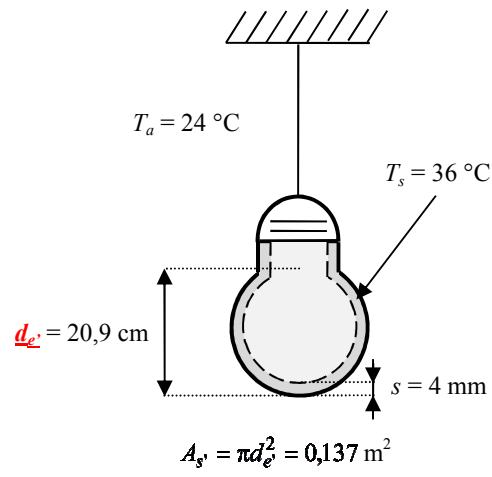


Figura 4.10 Sezione della lampada fluorescente sferica con area di scambio complessiva pari a quella della lampada tubolare del Problema 4.2

Rispetto al caso precedente, la temperatura di film e, quindi, le proprietà dell'aria rimangono invariate. Cambia, tuttavia, il valore del numero di Rayleigh poiché risulta differente il diametro esterno della lampada:

Varia anche la formula da utilizzare per il calcolo del numero di Nusselt. Dalla Tabella 4.2, per le sfere, si ricava:

$$Nu' = 2 + \frac{0,589 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr_a)^{9/16}\right]^{4/9}} = \mathbf{27,581}$$

Ora è possibile calcolare h_e' :

$$h_e' = \lambda_a \frac{Nu'}{d_e'} = \underline{\underline{3,444}} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Infine, la potenza dissipata dalla lampada per convezione risulta:

$$\underline{\underline{\dot{Q}'_{conv} = h_e' A_s (T_s - T_a) = 5,66}} \text{ W}$$

Considerando sempre pari a 40 W la potenza della lampada, la parte dissipata per convezione scende rispetto al caso precedente a

$$\frac{\dot{Q}'_{conv}}{P_{tot}} = \underline{\underline{14,15\%}}$$

Il risultato afferma, dunque, come, passando da una forma tubolare ad una sferica, le dispersioni per convezione naturale di una lampada (in questo caso fluorescente) con l'aria circostante si riducono **di più di** un quarto.

Generalizzando quanto detto, le conclusioni raggiunte sono in linea anche con tutte le considerazioni di carattere intuitivo per le quali, diminuendo il rapporto superficie/volume di un corpo, il suo calore dissipato verso l'esterno si riduce. Si pensi, per esempio, all'istinto dei nostri animali domestici ad "acciambellarsi" durante il sonno nei periodi invernali.

Problema 4.4 (pagg. 197-200)

[...]

Applicando la relazione di Chilton-Colburn si ottiene:

$$\underline{\underline{Nu_{i,1} = 0,125 \cdot k_1 Re_1 Pr_{H_2O}^{1/3} = 133,998}}$$

$$\underline{\underline{Nu_{i,2} = 0,125 \cdot k_2 Re_2 Pr_{H_2O}^{1/3} = 148,870}}$$

$$\underline{\underline{Nu_{i,3} = 0,125 \cdot k_3 Re_3 Pr_{H_2O}^{1/3} = 174,491}}$$

Di conseguenza, i coefficienti di scambio termico convettivo interni risultano:

$$h_{i,1} = \lambda_{H_2O} \frac{Nu_{i,1}}{d_1} = 2,037 \cdot 10^3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$h_{i,2} = \lambda_{H_2O} \frac{Nu_{i,2}}{d_2} = 2,515 \cdot 10^3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$h_{i,3} = \lambda_{H_2O} \frac{Nu_{i,3}}{d_3} = 3,684 \cdot 10^3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Utilizzando l'equazione (4.24) viene calcolata la resistenza dello strato cilindrico alla conduzione per i tre tronconi:

$$R_{cil,1} = \frac{\ln[d_1/(d_1 - 2s)]}{2\pi L_1 \lambda_t} = 2,172 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

$$R_{cil,2} = \frac{\ln[d_2/(d_2 - 2s)]}{2\pi L_2 \lambda_t} = 2,428 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

$$R_{cil,3} = \frac{\ln[d_3/(d_3 - 2s)]}{2\pi L_3 \lambda_t} = 3,853 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

Per determinare i valori del coefficiente di scambio termico convettivo esterno per ogni tronco di tubazione, è necessario conoscere le proprietà dell'aria **a 35°C alla temperatura di film T_f data dalla media tra T_a e T_s e pari a $51,5^\circ\text{C}$:**

$$\nu_a = \underline{1,812 \cdot 10^{-5}} \text{ m}^2/\text{s} \quad Pr_a = \underline{0,7091} \quad \rho_a = \underline{1,0942} \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_a = \underline{0,0279} \text{ W/(m K)} \quad c_{p,a} = \underline{1006,5} \text{ J/kg K} \quad \beta_a = \underline{1/T_f} = \underline{0,00308} \text{ K}^{-1}$$

Il numero di Rayleigh è, allora:

$$Ra_1 = \frac{g\beta_a(T_s - T_a)d_1^3}{\nu_a^2} Pr_a = \underline{1,280 \cdot 10^6}$$

$$Ra_2 = \frac{g\beta_a(T_s - T_a)d_2^3}{\nu_a^2} Pr_a = \underline{9,329 \cdot 10^5}$$

$$Ra_3 = \frac{g\beta_a(T_s - T_a)d_3^3}{\nu_a^2} Pr_a = \underline{4,776 \cdot 10^5}$$

La relazione riportata in Tabella 4.2 e relativa alla geometria cilindrica è utile per il calcolo del numero di Nusselt:

$$Nu_{e,1} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_1^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr_a)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \underline{15,582}$$

$$Nu_{e,2} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_2^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr_a)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \underline{14,254}$$

$$Nu_{e,3} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_3^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr_a)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \underline{\underline{11,835}}$$

Ora è possibile determinare i coefficienti di scambio termico convettivo esterni dei tronchi di tubazione:

$$h_{e,1} = \lambda_a \frac{Nu_{e,1}}{d_1} = \underline{\underline{10,868}} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$h_{e,2} = \lambda_a \frac{Nu_{e,2}}{d_2} = \underline{\underline{11,047}} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$h_{e,3} = \lambda_a \frac{Nu_{e,3}}{d_3} = \underline{\underline{11,465}} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

La potenza termica scambiata dalla tubazione con l'aria esterna è pari alla somma dei contributi dissipati da ogni troncone. Dunque:

$$\dot{Q}_1 = h_{e,1}(\pi d_1 L_1)(T_s - T_a) = \underline{\underline{901,36}} \text{ W}$$

$$\dot{Q}_2 = h_{e,2}(\pi d_2 L_2)(T_s - T_a) = \underline{\underline{896,86}} \text{ W}$$

$$\dot{Q}_3 = h_{e,3}(\pi d_3 L_3)(T_s - T_a) = \underline{\underline{886,44}} \text{ W}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 = \underline{\underline{2864,66}} \text{ W}$$

La temperatura della superficie interna della tubazione (quella a contatto con l'acqua) non assume un unico valore, considerato il fatto che la resistenza termica del condotto cilindrico risulta differente per ogni tratto. Per questo motivo, occorre determinare un valore di temperatura per ognuno dei tronchi di condotto:

$$T_{int,1} = T_s + \dot{Q}_1 R_{cil,1} = \underline{\underline{68,0020}} \text{ K}$$

$$T_{int,2} = T_s + \dot{Q}_2 R_{cil,2} = \underline{\underline{68,0022}} \text{ K}$$

$$T_{int,3} = T_s + \dot{Q}_3 R_{cil,3} = \underline{\underline{68,0034}} \text{ K}$$

Come è possibile notare, le temperature della superficie interna non si discostano da quella della superficie esterna; ciò data l'elevata conducibilità termica del rame e il ridotto spessore del condotto. Non si commettono, dunque, errori rilevanti considerando uniforme e pari a 68 °C la temperatura della superficie interna della tubazione.

RISULTATI

- I coefficienti di scambio termico convettivo interni sono: $h_{i,1} = 2,037 \cdot 10^3$ W/(m² K), $h_{i,2} = 2,515 \cdot 10^3$ W/(m² K), $h_{i,3} = 3,684 \cdot 10^3$ W/(m² K);
- I coefficienti di scambio termico convettivo esterni sono: $h_{e,1} = \mathbf{10,868}$ W/(m² K), $h_{e,2} = \mathbf{11,047}$ W/(m² K), $h_{e,3} = \mathbf{11,465}$ W/(m² K);
- Le resistenze dello strato cilindrico alla conduzione sono: $R_{cil,1} = 2,172 \cdot 10^{-6}$ K/W, $R_{cil,2} = 2,428 \cdot 10^{-6}$ K/W, $R_{cil,3} = 3,853 \cdot 10^{-6}$ K/W;
- La potenza termica dissipata dalla tubazione in aria è: $\dot{Q} = \mathbf{2684,66}$ W;
- La temperatura della superficie interna della tubazione è: $T_{int} = 68$ °C.

Problema 4.5 (pagg. 203-204)

[...]

Conoscendo la portata volumetrica del fluido e le temperature di ingresso e uscita dell'acqua dal condotto, è possibile determinare la potenza termica trasferita in ambiente. Considerando una densità media del fluido alla temperatura di 75 °C pari a $\rho = 1000$ kg/m³ e un calore specifico a pressione costante pari a $c_p = 4180$ J/(kg K) si ricava:

$$\dot{Q}_{ceduta} = \rho \dot{V} c_p (T_u - T_i) = \mathbf{-1,39} \text{ kW}$$

Da qui può essere calcolata l'area di scambio del condotto come:

$$A_{t,scambio} = \frac{\dot{Q}_{ceduta}}{h_e (T_a - T_s)} = \mathbf{1,972} \text{ m}^2$$

Conoscendo la lunghezza del condotto, si ricava il diametro, e dunque, l'area della sezione trasversale:

$$d_t = \frac{A_{t,scambio}}{\pi L} = \mathbf{0,07} \text{ m} \quad \Rightarrow \quad A_t = \pi \frac{d_t^2}{4} = \mathbf{0,004} \text{ m}^2$$

La differenza media logaritmica di temperatura tra acqua e aria ambiente risulta, poi:

$$\overline{\Delta T}_{ln} = \frac{(T_a - T_u) - (T_a - T_i)}{\ln \frac{T_a - T_u}{T_a - T_i}} = -49,33 \text{ K}$$

Infine, applicando l'equazione (4.28) tra acqua e aria ambiente si ha:

$$\dot{Q}_{ceduta} = \frac{A_{t,scambio} \overline{\Delta T}_{ln}}{1/h_i + s/\lambda_t + 1/h_e}$$

L'unica incognita dell'equazione è il coefficiente h_i . Risolvendo si ottiene, così:

$$h_i = \mathbf{356,8} \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

RISULTATI

- La potenza termica ceduta dall'acqua all'interno della tubazione all'aria esterna è: $\dot{Q}_{ceduta} = \mathbf{-1,39}$ kW;
- La sezione trasversale del condotto è: $A_t = \mathbf{0,007}$ m²;
- La differenza media logaritmica di temperatura tra acqua e aria ambiente è: $\overline{\Delta T}_{ln} = -49,33$ K;
- Il coefficiente convettivo interno è: $h_i = \mathbf{356,8}$ W/(m² K).

Problema 5.3 (pagg. 253-254)

[...]

Date le emissività dei materiali costituenti le piastre e poiché dalle apposite tabelle il fattore di vista è $F_{12} = 1$ per piastre di estensione infinità, la potenza termica netta scambiata per irraggiamento può essere calcolata utilizzando l'equazione (5.21):

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A\varepsilon_1} + \frac{1}{AF_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A\varepsilon_2}} = \mathbf{574,81} \text{ kW}$$

La radiosità delle due piastre può essere calcolata utilizzando l'equazione (5.15) **e osservando che tutta la radiazione incidente su una piastra è uguale a quella che riceve dall'altra, data l'estensione infinita delle due superfici:**

$$\begin{cases} J_1 = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) J_2 \\ J_2 = \varepsilon_2 \sigma T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) J_1 \end{cases}$$

da cui si ottiene:

$$\underline{J_1 = 4,98 \text{ kW/m}^2}$$

$$\underline{J_2 = 2,89 \text{ kW/m}^2}$$

Si ricordi, infatti, che $\dot{Q}_{21} = -\dot{Q}_{12}$. Infine, per calcolare le dimensioni delle piastre che garantiscano una potenza scambiata di 209 kW e poiché potenza termica netta e superficie sono linearmente proporzionali tra loro, basta imporre:

$$A' = A \frac{\dot{Q}'_{12}}{\dot{Q}_{12}} = \underline{100} \text{ m}^2$$

Essendo di forma quadrata, ogni piastra deve avere il lato pari a

$$l' = \sqrt{A'} = \underline{10} \text{ m}$$

RISULTATI

- La radiosità della piastra 1 è: $J_1 = \underline{4,98} \text{ kW/m}^2$;
- La radiosità della piastra 2 è: $J_2 = 2,89 \text{ kW/m}^2$;
- La potenza termica netta scambiata è: $\dot{Q}_{12} = \underline{574,81} \text{ kW}$;
- La lunghezza del lato delle piastre per scambiare una potenza di 209 kW è: $l' = \underline{10} \text{ m}$.

Problema 5.5 (pag. 260)

[...]

Definendo, poi, le resistenze termiche all'irraggiamento del primo cilindro sullo schermo e di quest'ultimo sul secondo cilindro come:

$$R_{13} = \frac{1 - \varepsilon_1}{\pi d_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{\pi d_1 F_{13}} + \frac{1 - \varepsilon_3}{\pi d_3 \varepsilon_3} = \underline{13,915} \text{ m}^{-1}$$

$$R_{32} = \frac{1 - \varepsilon_3}{\pi d_3 \varepsilon_3} + \frac{1}{\pi d_3 F_{32}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\pi d_2 \varepsilon_2} = 12,867 \text{ m}^{-1}$$

e poiché, per le stesse ragioni precedentemente esposte, i fattori di vista F_{13} e F_{32} sono pari a 1, sostituendo i valori delle resistenze termiche all'interno dei primi due membri dell'equazione del bilancio energetico, è possibile ricavare la temperatura a cui si porta lo schermo all'equilibrio:

$$\frac{\sigma(T_1^4 - T_3^4)}{R_{13}} = \frac{\sigma(T_3^4 - T_2^4)}{R_{32}} \quad \Rightarrow \quad T_3 = \sqrt[4]{\frac{R_{32}T_1^4 + R_{13}T_2^4}{R_{13} + R_{32}}} = \underline{\underline{441,00 \text{ K}}}$$

La nuova potenza termica scambiata tra i cilindri 1 e 2 in presenza dello schermo 3 è pari a

$$\dot{Q}_{12,s}/L = \dot{Q}_{13}/L = \sigma(T_1^4 - T_3^4)/R_{13} = \underline{\underline{92,57 \text{ W/m}}}$$

RISULTATI

- La potenza termica scambiata per unità di lunghezza in assenza di schermo è: $\dot{Q}_{12}/L = 376,41 \text{ W/m}$;
- La potenza termica scambiata per unità di lunghezza in presenza dello schermo è: $\dot{Q}_{12}/L = \underline{\underline{92,57 \text{ W/m}}}$;
- La temperatura alla quale si porta lo schermo è: $T_3 = \underline{\underline{441,00 \text{ K}}}$.

Problema 5.6 (pagg. 263-265)

[...]

Utilizzando la formula riportata si ottiene un fattore di vista F_{is} pari a

$$F_{is} = 0,28$$

Per ciò che riguarda i fattori di vista F_{il} e F_{sl} , per il principio della somma, tutta la radiazione emessa dalla superficie i è intercettata dalle restanti superfici, dunque s e l . Perciò:

$$F_{is} + F_{il} + F_{il} = 1$$

Poiché i è una superficie piana, $F_{ij} = 0$. Inoltre, per la regola della simmetria si ha che:

$$F_{il} = F_{sl}$$

Dunque:

$$\underline{\underline{F_{il} = F_{sl} = 1 - F_{is} = 0,72}}$$

È ora possibile determinare le resistenze termiche, a esclusione di R_l per la quale ε_l resta un'incognita:

$$R_i = 1,648 \text{ m}^{-2} \quad R_s = 0,427 \text{ m}^{-2} \quad R_{is} = 13,736 \text{ m}^{-2} \quad R_{il} = R_{sl} = \underline{5,342} \text{ m}^{-2}$$

Al fine di calcolare la potenza radiante \dot{Q}_{is} scambiata tra le superfici inferiore i e superiore s è necessario determinare i valori di J_i e J_s . Per far ciò basta imporre un bilancio energetico ai tre poli aventi rispettivamente radiosità J_i , J_s e J_l :

$$\begin{array}{l} \text{polo } J_i : \\ \text{polo } J_s : \\ \text{polo } J_l : \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_i - \dot{Q}_{il} - \dot{Q}_{is} = 0 \\ \dot{Q}_s - \dot{Q}_{is} - \dot{Q}_{sl} = 0 \\ -\dot{Q}_l - \dot{Q}_{sl} - \dot{Q}_{il} = 0 \end{array} \right.$$

dove si intendono positive le quantità entranti nel polo e viceversa. Ricordando che per ipotesi del problema $\dot{Q}_l = 0 \text{ W}$ e sostituendo alle altre quantità le rispettive equazioni, si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{E_{ni} - J_i}{R_i} - \frac{J_i - J_l}{R_{il}} - \frac{J_i - J_s}{R_{is}} = 0 \\ \frac{E_{ns} - J_s}{R_s} - \frac{J_i - J_s}{R_{is}} - \frac{J_s - J_l}{R_{sl}} = 0 \\ \frac{J_s - J_l}{R_{sl}} + \frac{J_i - J_l}{R_{il}} = 0 \end{array} \right.$$

I valori delle radiazioni nette di corpo nero emesse dalle superfici risultano:

$$\begin{aligned} E_{ni} &= \sigma T_i^4 = 17\,940,23 \text{ W/m}^2 \\ E_{ns} &= \sigma T_s^4 = 4307,45 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

Risolvendo il sistema per determinare J_i , J_s e J_l , si ha:

$$J_i = \underline{15\,107,46} \text{ W/m}^2 \quad J_s = \underline{5044,24} \text{ W/m}^2 \quad J_l = \underline{10\,075,85} \text{ W/m}^2$$

Conoscendo ora tutti i valori di radiosità, è possibile determinare la potenza termica radiante scambiata tra le superfici i e s :

$$\dot{Q}_{is} = \frac{J_i - J_s}{R_{is}} = \underline{732,62} \text{ W}$$

Infine, la temperatura che la superficie l raggiunge all'equilibrio risulta:

$$T_l = \sqrt[4]{\frac{E_{nl}}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{J_l}{\sigma}} = \underline{\underline{649,27}} \text{ K}$$

RISULTATI

- La potenza termica radiante trasferita dalla superficie i alla s è: $\dot{Q}_{is} = \underline{\underline{732,62}} \text{ W}$;
- La temperatura che le superfici laterali raggiungono all'equilibrio è: $T_l = \underline{\underline{649,27}} \text{ K}$.

Problema 6.7 (pag. 297)

[...]

$$\underline{\underline{R_f = \frac{1}{L_f H_f} \left[\frac{1}{h_i} + \frac{s_f}{\lambda_f} + \frac{1}{h_e} \right] = 0,060 \text{ K/W}}}$$

Capitolo 6 – Esercizi proposti (pag. 311)

12. Un ciclo inverso per il raffreddamento di componenti elettrici viene percorso da $5 \text{ m}^3/\text{s}$ di azoto a partire dalle condizioni di temperatura di 320 K e pressione di 1 atm. A fronte di una compressione con rendimento termodinamico interno di 0,92 si raggiunge la pressione di 6 atm. Seguono, poi, un raffreddamento isobaro sino a 250 K e un'espansione (con rendimento termodinamico interno di 0,97) fino alla pressione iniziale di 1 atm. Si calcolino la potenza \dot{W}_C assorbita dal compressore, quella \dot{W}_T recuperata dalla turbina, il COP del ciclo e la potenza termica \dot{Q}_f fornita al fluido evolvente durante la trasformazione di riscaldamento isobaro.