

TDTC(Ele-Tel) – PROVA SCRITTA DEL 4 LUGLIO 2003 – TESTO A

Problema 1

Il sistema di ventilazione interna di un personale computer assicura una portata di $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$. Nel computer sono presenti un processore che dissipa fino a 30 W e dispositivi elettrici ed elettronici di vario tipo che dissipano complessivamente altri 80 W . La temperatura dell'aria nell'ambiente esterno è compresa tra 10°C e 35°C . Si assumano per l'aria una densità pari a $1.16 \text{ kg}/\text{m}^3$ ed un calore specifico a pressione costante pari a $1006 \text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$.

Individuare la più conveniente tra le due soluzioni possibili di accoppiamento termico tra processore e relativo dissipatore, le cui resistenze di contatto riferite all'unità di superficie sono riportate nel seguito, sapendo che il processore presenta temperatura massima ammissibile 70°C e superficie di scambio termico 140 mm^2 , e che il dissipatore a superficie alettata impiegato per il suo raffreddamento presenta resistenza termica $0.4^\circ\text{C}/\text{W}$. Stimare nei due casi la massima temperatura raggiunta dal processore.

Grasso siliconico e media
pressione di contatto,
 $R'' = 0.00009 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$

Pasta a base argento e
elevata pressione di contatto,
 $R'' = 0.00002 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$

Dati

$$\dot{V} = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{Q}_{\text{mp}} = 30 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{alia}} = 80 \text{ W}$$

$$\rho = 1.16 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c = 1006 \text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$$

$$T_{\text{amb,min}} = 10^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb,max}} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mp,max}} = 70^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{mp}} = 140 \text{ mm}^2 = 1.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$R_d = 0.4^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$R''_{c,1} = 0.00009 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$R''_{c,2} = 0.00002 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{W}$$

Determinare

Massima temperatura raggiunta dal microprocessore nelle due configurazioni indicate

Ipotesi

Aria gas ideale

Soluzione

Il problema si risolve nel valutare la massima temperatura che l'aria può raggiungere nel cabinet e, a partire da questa, la massima temperatura raggiungibile dal microprocessore, in funzione del tipo di dissipatore impiegato.

Il cabinet costituisce un sistema aperto con un ingresso ed una uscita, soggetto ad un flusso stazionario di fluido. La massima temperatura al suo interno può essere quindi stimata a partire dall'equazione di bilancio dell'energia (vedi Es.D.I-II):

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

Nel caso in esame, si possono trascurare gli scambi di calore attraverso le pareti del cabinet. Inoltre, le variazioni di energia cinetica ed energia potenziale sono piccole, essendo minime le variazioni di velocità e di quota dell'aria, e vengono quindi trascurate. Tipicamente piccolo e, di conseguenza, trascurabile è anche il lavoro fornito dai dispositivi di ventilazione. L'equazione di bilancio dell'energia assume pertanto la seguente forma semplificata:

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

La potenza termica complessivamente dissipata dai dispositivi elettronici e fornita all'aria (positiva nelle convenzioni termodinamiche) è pari alla potenza elettrica complessivamente assorbita:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{mp} + \dot{Q}_{alia} = 110 \text{ W}$$

La portata in massa vale:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 0.0116 \text{ kg/s}$$

In condizioni ambiente tipiche, l'aria può essere considerata un gas perfetto. Perciò, considerando che il processo avviene a pressione pressoché costante, la variazione di entalpia può essere valutata come segue:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \cong c_p (T_2 - T_1)$$

La temperatura dell'aria nell'ambiente esterno è compresa tra 10°C e 35°C. Le condizioni più gravose si avranno, ovviamente, quando la temperatura ambiente è massima, da cui:

$$T_1 = 35^\circ\text{C}$$

Pertanto, la massima temperatura dell'aria all'interno cabinet, che viene raggiunta in prossimità dell'uscita, vale:

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m} c_p} = 44.4^\circ\text{C}$$

Dati la temperatura massima dell'aria di raffreddamento (T_2) ed il dissipatore di calore con la sua resistenza termica R_d , la temperatura del microprocessore in condizioni di carico massimo può essere valutata mediante l'analogia elettrotermica (vedi Es.E.X-XII):

$$T_{mp} = T_2 + (R_c + R_d) \cdot \dot{Q}_{mp}$$

Le resistenze di contatto per le due soluzioni di accoppiamento microprocessore-dissipatore in esame sono valutabili come segue (vedi Es.E.XI):

$$R_{c,1} = \frac{R''_{c,1}}{A} = 0.643 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$R_{c,2} = \frac{R''_{c,2}}{A} = 0.143 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

In definitiva, con la prima soluzione di accoppiamento la temperatura massima del processore sarà pari a

$$T_{mp,1} = T_2 + (R_{c,1} + R_d) \cdot \dot{Q}_{mp} = 75.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

mentre, con la seconda soluzione di accoppiamento, sarà pari a

$$T_{mp,2} = T_2 + (R_{c,2} + R_d) \cdot \dot{Q}_{mp} = 60.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Solo la seconda soluzione è soddisfacente, poiché permette al microprocessore di lavorare in ogni condizione a temperatura inferiore al limite operativo.

Problema 2

Un frigocontenitore a forma di parallelepipedo presenta dimensioni esterne 40 cm x 40 cm x 25 cm, spessore di parete 5 cm e conduttività termica del materiale di parete (polistirolo espanso) pari a 0.045 W/(m·°C). All'esterno la temperatura media è pari a 28°C, il coefficiente di convezione a 8 W/(m²·°C). Il vano interno del contenitore è completamente riempito di una sostanza a base acqua, inizialmente congelata, la cui temperatura si può assumere stabilizzata a 0°C finché la transizione di fase solido-liquido non è completa; la temperatura si può peraltro assumere pari a 0°C anche sulla superficie interna del contenitore. Valutare la potenza termica che, nelle condizioni sopra illustrate, attraversa le pareti del contenitore. Inoltre, assumendo per la sostanza una densità in fase solida ed un calore latente di liquefazione rispettivamente pari a 950 kg/m³ e 330 kJ/kg, e trascurando gli eventuali effetti della variazione di densità legati alla transizione di fase, stimare il tempo necessario alla completa liquefazione.

Dati

$$L_1 = 40 \text{ cm} = 0.40 \text{ m}$$

$$L_2 = 40 \text{ cm} = 0.40 \text{ m}$$

$$L_3 = 25 \text{ cm} = 0.25 \text{ m}$$

$$s = 5 \text{ cm} = 0.05 \text{ m}$$

$$\lambda = 0.045 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$$

$$T_e = 28^\circ\text{C}$$

$$h_e = 8 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

$$T_g = T_i = 0^\circ\text{C}$$

$$\rho_g = 950 \text{ kg/m}^3$$

$$c_g = 330 \text{ kJ/kg} = 330 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$$

Determinare

Potenza termica entrante nel frigocontenitore

Tempo di liquefazione del ghiaccio

Ipotesi

Proprietà termofisiche omogenee e indipendenti dalla temperatura, coefficiente di convezione esterno uniforme, temperatura interna costante per tutta la liquefazione, temperatura superficiale interna uguale alla temperatura di liquefazione, effetti della variazione di densità legati alla transizione di fase trascurabili

Soluzione

Se si osserva in sezione una qualunque parete del frigocontenitore, si può chiaramente vedere che questa non presenta in realtà un'area di passaggio del calore uniforme rispetto allo spessore (vedi Es.E.VI). Il problema termico è quindi multidimensionale, ma può essere ricondotto a monodimensionale scegliendo, per ogni parete, un'opportuna area di riferimento, che si assumerà poi costante rispetto allo spessore. Tale area si potrebbe, in prima istanza, assumere pari all'area media di passaggio del calore, ovvero all'area in corrispondenza della metà dello spessore. Se però si preferisce operare in favore di sicurezza, è più conveniente far riferimento l'area della superficie esterna delle pareti (in tal modo si compensano in qualche misura anche gli effetti di bordo).

In generale, la resistenza equivalente di un insieme di pareti che delimitano un vano e presentano identiche caratteristiche rispetto alla direzione normale alle loro superfici principali (materiali, spessori, coefficienti di convezione) è equivalente alla resistenza di una singola parete con area di passaggio del calore pari alla somma delle aree delle pareti dell'insieme suddetto. A tal riguardo, poiché non si hanno informazioni specifiche, è da considerare esposta all'aria tutta la superficie esterna del frigocontenitore, inclusa quella di appoggio (il frigocontenitore potrebbe essere appoggiato su una griglia o su supporti di qualche tipo): La superficie esterna del frigocontenitore presenta area totale:

$$A = 2 \cdot (L_1 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3 + L_2 \cdot L_3) = 0.72 \text{ m}^2$$

Di conseguenza, la resistenza complessiva delle pareti alla trasmissione del calore vale:

$$R = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \right) = 1.717 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

La potenza termica trasferita tra ambiente esterno ed ambiente interno vale:

$$\dot{Q} = \frac{(T_e - T_i)}{R} = 16.3 \text{ W}$$

Il volume iniziale della sostanza ghiacciata nel frigocontenitore è pari a:

$$V_g = (L_1 - 2 \cdot s) \cdot (L_2 - 2 \cdot s) \cdot (L_3 - 2 \cdot s) = 0.30 \cdot 0.30 \cdot 0.15 = 0.0135 \text{ m}^3$$

La massa complessiva è quindi pari a:

$$m_g = \rho_g V_g = 12.8 \text{ kg}$$

In conclusione, il tempo di liquefazione vale:

$$t = \frac{c_g m_g}{\dot{Q}} = \frac{330 \cdot 10^3 \cdot 12.8}{16.3} = 2.595 \cdot 10^5 \text{ s} \cong 72 \text{ h}$$

Problema 3

Si analizzi una pompa di calore basata su un ciclo frigorifero ideale a R134a. Per assorbire calore dall'ambiente freddo esterno, l'evaporatore deve lavorare a temperatura -4°C , mentre il condensatore, per cedere calore all'ambiente da riscaldare, deve lavorare a 35.53°C . La potenza in riscaldamento del sistema deve essere pari a 3 kW. Determinare:

- la portata in massa del fluido frigorifero
- la potenza assorbita dal compressore
- il COP della pompa di calore

Nella valvola di laminazione entra liquido saturo, nel compressore vapore saturo secco. Descrivere le varie fasi del processo, rappresentarlo graficamente, individuarlo qualitativamente sul diagramma T-s ed indicare le ipotesi di lavoro.

Dati

fluido di lavoro: Freon R134a

$$T_F = -4^{\circ}\text{C}$$

$$T_C = 35.53$$

$$\dot{Q}_C = 3 \text{ kW} = 3000 \text{ W}$$

Determinare

Vedi testo

Ipotesi

Ciclo ideale \Rightarrow processi internamente reversibili (eccetto la laminazione)

Singoli componenti \Rightarrow sistemi aperti in condizioni stazionarie

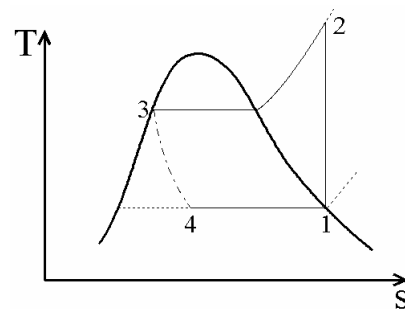
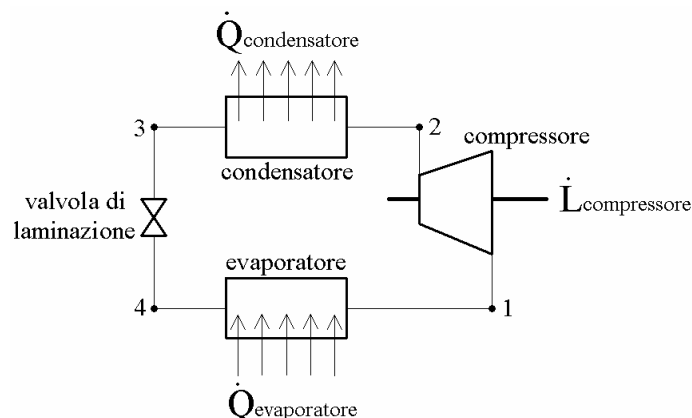
Variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili

Compressore e valvola di laminazione adiabatici

Nel compressore entra vapore saturo secco, dal condensatore esce liquido saturo

Soluzione

L'architettura del sistema ed il ciclo a cui viene sottoposto il fluido di lavoro sono rappresentati di seguito.



Per risolvere il problema, è necessario individuare gli stati del fluido di lavoro all'inizio e alla fine di ogni trasformazione, vale a dire all'ingresso e all'uscita di ogni componente, e determinare i corrispondenti valori dell'entalpia specifica (vedi Es.D.XII). Schematizzando i singoli componenti del ciclo come sistemi aperti a due correnti in condizioni stazionarie, in cui si trascurano le variazioni di energia cinetica potenziale, l'equazione di bilancio dell'energia assume per tutti la forma:

$$\dot{m} \cdot \Delta h = \dot{Q} - \dot{L} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta h = q - l$$

Lo stato in 1 è per ipotesi quello di vapore saturo secco. Pertanto, la pressione di saturazione e le proprietà di interesse del fluido si possono ricavare dalla tabella in temperatura delle proprietà dell' R134a saturo:

$$T_1 = T_F = -4^{\circ}\text{C} \Rightarrow \begin{aligned} p_1 &= p_{\text{sat}@T_1} = 0.25274 \text{ MPa} \\ h_1 &= h_{v@T_1} = 244.90 \text{ kJ/kg} = 0.24490 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Poiché il processo di condensazione è isobaro, la pressione in 2, all'uscita del compressore e all'ingresso del condensatore, sarà pari alla pressione di condensazione. Il valore di questa può essere ricavato dalla tabella in pressione delle proprietà dell' R134a saturo sulla base della temperatura di condensazione:

$$T_C = 35.53^\circ\text{C} \Rightarrow p_2 = p_{\text{condensatore}} = p_{\text{sat @ } T_C} = 0.90 \text{ MPa}$$

La temperatura al termine della compressione rimane tuttavia incognita. Considerando però che nel compressore, che è un sistema aperto a due correnti operante in condizioni stazionarie, si realizza una compressione adiabatica e reversibile, si ricava dall'equazione di bilancio entropico dei sistemi aperti (cfr. Es.D.V) che la trasformazione è anche isoentropica. Dalla tabella in temperatura delle proprietà dell' R134a saturo si ricava quindi

$$s_2 = s_1 = s_{v @ T_1} = 0.9213 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Dalle tabelle delle proprietà dell' R134a si ottiene così che, a pressione 0.90 MPa ed entropia 0.9217 kJ/(kg·K) (valore questo prossimo a sufficienza a quello precedentemente determinato da rendere inutile un'interpolazione lineare), il vapore surriscaldato alla fine della compressione presenta temperatura pari a 40°C e, quindi, che la sua entalpia specifica vale:

$$h_2 = h_{@ p_2 \& s_2} = 271.25 \text{ kJ/kg} = 0.27125 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Lo stato in 3 è per ipotesi quello di liquido saturo. Pertanto, la pressione di saturazione e le proprietà di interesse del fluido si possono ricavare dalla tabella in pressione delle proprietà dell' R134a saturo:

$$p_3 = p_{\text{condensatore}} = 0.90 \text{ MPa} \Rightarrow h_3 = h_{l @ p_3} = 99.56 \text{ kJ/kg} = 0.09956 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Infine, dall'equazioni di bilancio energetico dei sistemi aperti si ricava che una laminazione adiabatica è anche isoentalpica (cfr. Es.D.IX). Si ha pertanto:

$$h_4 = h_3 = 99.56 \text{ kJ/kg} = 0.09956 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto al condensatore, in cui non sono presenti dispositivi che scambiano lavoro meccanico col fluido, si ottiene la portata di fluido frigorifero nel sistema:

$$\dot{m} = \frac{|\dot{Q}_{\text{condensatore}}|}{|h_3 - h_2|} = \frac{\dot{Q}_C}{h_2 - h_3} = 0.0175 \text{ kg/s} = 17.5 \text{ g/s}$$

Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto al compressore, che opera adiabaticamente, si ottiene:

$$|\dot{L}_{\text{compressore}}| = |\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)| \equiv \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 460 \text{ W}$$

Infine, il coefficiente di prestazione della pompa di calore, dato dal rapporto tra potenza termica ceduta dal condensatore all'ambiente riscaldato e potenza meccanica assorbita dal compressore, vale:

$$\text{COP} = \frac{|\dot{Q}_{\text{condensatore}}|}{|\dot{L}_{\text{compressore}}|} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = 6.52$$

Trattare SINTETICAMENTE, a parole e con le necessarie formule, diagrammi o equazioni, le tematiche indicate di seguito, riportando tutte le trattazioni relative, in forma chiara e leggibile, sul retro del presente stampato. PARTI RIPORTATE ALTROVE NON SARANNO VALUTATE!

- Alla luce della legge di Planck dell'irraggiamento termico, spiegare perché un corpo a temperatura ambiente non emette radiazione luminosa, ma, se la temperatura viene progressivamente incrementata, esso inizia ad emettere luce prima rossiccia, quindi rosso brillante e infine bianca.
- Liquidi sottoraffreddati e valutazione della loro energia interna ed entalpia.
- Primo principio della termodinamica.