

Cognome e nome:, CL Ing., Anno di corso: ☐ 1°, ☐ 2°, ☐ 3°, ☐ altro

ISTRUZIONI TASSATIVE PER LA COMPILAZIONE DEGLI ELABORATI

- Potranno esseri utilizzati (anche per la brutta copia) TUTTI i fogli ricevuti, che dovranno essere TUTTI restituiti.
- **IMMEDIATAMENTE** all'atto del ricevimento SCRIVERE IL PROPRIO COGNOME E NOME in stampatello, sul presente stampato e su tutti gli altri fogli ricevuti, eccetto tabelle e diagrammi.
- Scrivere in maniera ordinata, chiara e leggibile, separando ed intitolando opportunamente le varie parti dell'elaborato, senza mai impiegare il colore rosso o la matita.
- Evidenziare chiaramente, all'interno dell'elaborato, le formule analitiche risolutive ed risultati numerici tramite queste ottenuti.
- Numerare i fogli della bella copia e barrare con segni diagonali a tutta pagina quelli della brutta copia, senza però renderli illeggibili.
- Si tenga sempre presente che **LA COMPRENSIONE DEL TESTO È PARTE INTEGRANTE DELLA PROVA!**

TDTC(Ele-Tel-Inf) – PROVA SCRITTA DEL 4 SETTEMBRE 2006

SU UN FOGLIO PROTOCOLLO DISTINTO DA QUELLI RECANTI LA SOLUZIONE DEI PROBLEMI, trattare sinteticamente, a parole e con le necessarie formule, diagrammi o equazioni, le tematiche indicate di seguito, riportando tutte le relative trattazioni, in forma chiara e leggibile. Solo per i CL in **ING. ELETTRONICA E ING. DELLE TELECOMUNICAZIONI**: qualora le risposte ai quesiti di questa sezione non risultino complessivamente sufficienti, l'esito finale della prova sarà comunque negativo.

- Primo e secondo principio della termodinamica e loro conseguenze —
- Illustrare il funzionamento di un impianto a ciclo di Carnot, diretto ed inverso, ed i dispositivi che esso integra. —
- Coefficiente di scambio termico convettivo in convezione naturale e forzata e relative modalità di determinazione. —
- Spettro di emissione monocromatica di corpo nero: diagramma qualitativo e sua spiegazione con riferimento alle leggi di corpo nero.

Problema 1. Un personal computer è ventilato internamente con una portata d'aria prelevata dall'ambiente in cui è installato. La temperatura dell'ambiente varia tra 10°C e 40°C. Per l'aria si possono assumere pressione 1.00 bar, calore specifico a pressione costante 1.01 kJ/(kg·°C), costante di gas ideale 0.287 kJ/(kg·°C). Determinare la minima portata volumica di aria da introdurre nel personal computer (in m³/min) per non incorrere nel surriscaldamento dei vari dispositivi ivi inclusi, elencati nel seguito:

- n. 1 microchip – dissipazione elettrica unitaria massima 60 W, temperatura massima ammissibile 80°C, raffreddamento mediante dissipatore a superficie alettata ventilato con resistenza termica 0.33°C/W, superficie di contatto col dissipatore 11 mm x 13 mm, resistenza di contatto riferita all'unità di superficie 0.2°C·cm²/W
- n. 1 microchip – dissipazione elettrica unitaria massima 8 W, temperatura massima ammissibile 70°C, raffreddamento mediante dissipatore a superficie alettata non ventilato con resistenza termica 2.5°C/W, superficie di contatto col dissipatore 18 mm x 18 mm, resistenza di contatto riferita all'unità di superficie 0.7°C·cm²/W
- n. 3 microchip – dissipazione elettrica unitaria massima 200 mW, temperatura massima ammissibile 100°C, raffreddamento per convezione naturale con coefficiente di convezione pari a 8 W/(m²·°C) e superficie di scambio termico 25 mm x 25 mm
- altri dispositivi che non presentano problemi di surriscaldamento e dissipano complessivamente una potenza elettrica di 84 W

Problema 2. Un laboratorio sottomarino è ospitato all'interno di un guscio cilindrico in acciaio con asse orizzontale, che presenta estensione lungo l'asse pari a 11 m, diametro interno 260 cm e spessore di ~~12~~ 12 mm. L'acciaio presenta conduttività termica pari a 25 W/(m·°C). Il guscio è internamente rivestito da uno strato di materiale per isolamento termico con spessore 40 mm e conduttività termica 0.025 W/(m·°C). Il coefficiente di scambio termico convettivo vale mediamente 150 W/(m²·°C) sulle superfici esterne del laboratorio (lato acqua) e 10 W/(m²·°C) sulle superfici interne (lato vano abitato). Sapendo che la temperatura media dell'acqua in cui il laboratorio deve essere immerso è pari a 5°C e trascurando gli scambi termici attraverso le pareti circolari che chiudono alle due estremità il guscio cilindrico, stimare la potenza termica che l'impianto di riscaldamento del laboratorio deve assicurare per mantenere nel vano abitato una temperatura non inferiore a 23°C. Determinare inoltre la temperatura sulle superfici interne del vano abitato.

Problema 3. Determinare la massima potenza termica di riscaldamento che può essere assicurata da una pompa di calore che implementa un ciclo frigorifero ideale a R134. La pressione del fluido di lavoro è pari a 1.40 MPa nel condensatore e a 1.40 bar nell'evaporatore. Il compressore, che si assume ideale, assorbe una potenza meccanica di 8 kW ed estrae dall'evaporatore una miscela satura liquido-vapore con titolo 99.7%. Nella valvola di laminazione entra liquido saturo. Determinare anche la temperatura al condensatore e quella all'evaporatore.

Rappresentare graficamente il processo, individuarlo qualitativamente su un diagramma termodinamico ed indicare le ipotesi di lavoro formulate. Inoltre, descrivere in dettaglio le varie fasi del processo e dimostrare che nella laminazione, assunta adiabatica, l'entalpia finale del fluido di lavoro è uguale all'entalpia iniziale. $Q_{-C} = m(h_4 - h_3) \quad 0 = m(h_4 - h_3) \Rightarrow h_4 = h_3$

Problema 4. Un contenitore con dimensioni 40 mm x 60 mm x 80 mm (lato di base x lato di base x altezza) contiene una bibita a base acqua caratterizzata da conduttività termica 0.65 W/(m·°C), densità 990 kg/m³ e calore specifico 4.1 kJ/(kg·°C). Il contenitore con la bibita, inizialmente a temperatura 37°C, è inserito, appoggiato sulla base, in un distributore automatico per bevande. La temperatura dell'aria all'interno del distributore automatico è mantenuta stabilmente a 9°C. Il coefficiente di scambio termico sulle pareti del contenitore esposte all'aria si può assumere pari a 6 W/(m²·°C). Considerando il liquido perfettamente fermo, in modo da poterlo assimilare ad una sostanza solida, e trascurando la resistenza termica dell'involucro del contenitore, determinare in quanti minuti la temperatura della bibita si porterà al valore considerato ottimale per la consumazione, pari a 15°C.

ANALISI TERMICA IN TRANSIZIONE

Problema 1 (controllo termico in elettronica)

Dati					
$T_{amb,min}$:		283.15 K	\leq	10 °C	(T ambiente minima)
$T_{amb,max}$:		313.15 K	\leq	40 °C	(T ambiente massima)
p_{amb} :		1.00 bar	=	100000 Pa	(p ambiente tipica)
c_p :		1.01 kJ/(kg*K)	=	1010 J/(kg*K)	(c_p aria ambiente)
R :		0.287 kJ/(kg*K)	=	287 J/(kg*K)	(costante di gas ideale dell'aria)
Dispositivo tipo A - microchip con dissipatore ventilato					
N_A :				1	(numero dispositivi)
Q_A :				60 W	(potenza unitaria max dissipata)
$T_{max,A}$:				80 °C	(T massima ammissibile)
$L_{1,A}$:		11 mm	=	0.011 m	(lato di base 1)
$L_{2,A}$:		13 mm	=	0.013 m	(lato di base 2)
$R''_{c,A}$:		0.2 cm ² *K/W	=	0.00002 m ² *K/W	(resistenza di contatto per u.s.)
$R_{d,A}$:				0.33 °C/W	(resistenza dissipatore)
Dispositivo tipo B - microchip con dissipatore non ventilato					
N_B :				1	(numero dispositivi)
Q_B :				8 W	(potenza unitaria max dissipata)
$T_{max,B}$:				70 °C	(T massima ammissibile)
$L_{1,B}$:		18 mm	=	0.018 m	(lato di base 1)
$L_{2,B}$:		18 mm	=	0.018 m	(lato di base 2)
$R''_{c,B}$:		0.7 cm ² *K/W	=	0.00007 m ² *K/W	(resistenza di contatto per u.s.)
$R_{d,B}$:				2.5 °C/W	(resistenza dissipatore)
Dispositivo tipo C - microchip senza dissipatore					
N_C :				3	(numero dispositivi)
Q_C :		200 mW	=	0.200 W	(potenza unitaria max dissipata)
$T_{max,C}$:				100 °C	(T massima ammissibile)
$L_{1,C}$:		25 mm	=	0.025 m	(lato di base 1)
$L_{2,C}$:		25 mm	=	0.025 m	(lato di base 2)
h_C :				8 W/(m ² *K)	(coefficiente di scambio termico)
Altri dispositivi					
Q_D :				34 W	(potenza max dissipata)
Soluzione					
$T_{amb} = \max(T_{amb,min}, T_{amb,max}) =$		313.15 K	\leq	40 °C	(T ambiente massima)
$v = R * T_{amb} / p_{amb} =$	$PV = nRT$			0.899 m ³ /kg	(volume specifico dell'aria)
$\rho = 1/v =$	DENSITA' = 1/VOLUME SPECIFICO			1.113 kg/m ³	(densità dell'aria)
Dispositivo tipo A - microchip con dissipatore ventilato					
$A_A = L_{1,A} * L_{2,A} =$				0.000143 m ²	(area di contatto)
$R_{c,A} = R''_{c,A} / A_A =$				0.13986 °C/W	(resistenza di contatto)
$R_{(c+d),A} = R_{c,A} + R_{d,A} =$				0.46986 °C/W	(resistenza totale)
$T_{2,A} = T_{max,A} - R_{(c+d),A} * Q_A =$				51.8 °C	(T aria max ammissibile)
Dispositivo tipo B - microchip con dissipatore non ventilato					
$A_B = L_{1,B} * L_{2,B} =$				0.000324 m ²	(area di contatto)
$R_{c,B} = R''_{c,B} / A_B =$				0.216049 °C/W	(resistenza di contatto)
$R_{(c+d),B} = R_{c,B} + R_{d,B} =$				2.716049 °C/W	(resistenza totale)
$T_{2,B} = T_{max,B} - R_{(c+d),B} * Q_B =$				48.3 °C	(T aria max ammissibile)
Dispositivo tipo C - microchip senza dissipatore					
$A_C = L_{1,C} * L_{2,C} =$				0.000625 m ²	(area di contatto)
$R_{h,C} = 1 / (h_C * A_C) =$				200 °C/W	(resistenza superficiale)
$T_{2,C} = T_{max,C} - R_{h,C} * Q_C =$				60.0 °C	(T aria max ammissibile)

Calcolo portata minima di aria					
$Q_{tot} = N_A \cdot Q_A + N_B \cdot Q_B + N_C \cdot Q_C + N_D \cdot Q_D =$			152.6 W		(potenza dissipata totale)
$T_1 = T_{amb} =$			40 °C		(T in ingresso)
$T_2 = \min(T_{2,A}; T_{2,B}; T_{2,C}) =$			48.3 °C		(T minima in uscita)
$Q_m = Q_{tot} / [C_p \cdot (T_2 - T_1)] =$			0.0183 kg/s		(portata massica minima)
$Q_v = Q_m / \rho =$		0.985 m³/min <=	0.0164 m³/s		(portata volumica min entrante)
Problema 2 (analogia elettrotermica in geometria cilindrica)					
<u>Dati</u>					
L:			11 m		(lunghezza guscio acciaio)
$D_p:$	260 cm =		2.60 m		(diametro interno acciaio)
$s_p:$	12 mm =		0.012 m		(spessore acciaio)
$k_p:$			25 W/(m°C)		(conduttività acciaio)
$s_i:$	40 mm =		0.040 m		(spessore isolante termico)
$k_i:$			0.025 W/(m°C)		(conduttività isolante termico)
$h_{int}:$			10 W/(m²°C)		(coefficiente di scambio int.)
$h_{ext}:$			150 W/(m²°C)		(coefficiente di scambio ext.)
$T_{int}:$			23 °C		(T interna)
$T_{ext}:$			5 °C		(T esterna)
<u>Soluzione</u>					
$D_{int} = D_p - 2 \cdot s_i =$			2.52 m		(diametro interno)
$D_{ext} = D_p + 2 \cdot s_p =$			2.624 m		(diametro esterno)
$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L =$			87 m²		(area superficiale interna)
$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L =$			91 m²		(area superficiale esterna)
$R_{int} = 1 / (h_{int} \cdot A_{int}) =$			0.001148 °C/W		(resistenza superficiale int.)
$R_i = \ln(D_p / D_{int}) / (2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L) =$			0.018087 °C/W		(res. conduttiva isolante)
$R_p = \ln(D_{ext} / D_p) / (2 \cdot \pi \cdot k_p \cdot L) =$			5.32E-06 °C/W		(res. conduttiva parete)
$R_{ext} = 1 / (h_{ext} \cdot A_{ext}) =$			7.35E-05 °C/W		(resistenza superficiale ext.)
$R = R_{int} + R_i + R_p + R_{ext} =$			0.019314 °C/W		(resistenza termica totale)
$Q = (T_{int} - T_{ext}) / R =$		0.9 kW <=	932 W		(potenza termica trasmessa)
$T_{int,sup} = T_{int} + R_{int} \cdot Q =$			21.9 °C		(T superficiale interna)
Problema 3 (pompa di calore ideale a R134a)					
<u>Dati</u>					
$P_{evaporatore}:$	1.40 bar =		140000 Pa		(pressione all'evaporatore)
$P_{condensatore}:$	1.40 MPa =		1400000 Pa		(pressione al condensatore)
$x_1:$	99.7 % =		0.997		(titolo dopo l'evaporazione)
$P_{compressore}:$	8 kW =		8000 W		(potenza al compressore)
<u>Soluzione</u>					
$T_{evaporatore} =$	254.35 K <=	-18.80 °C			ex Tab.A9 (T di sat.ne)
$T_{condensatore} =$	325.58 K <=	52.43 °C			ex Tab.A9 (T di sat.ne)
$p_1 = P_{evaporatore} =$	0.14 MPa <=	140000 Pa			
$h_{1,i}:$	25.77 kJ/kg =	25770 J/kg			ex Tab.A9 (liquido saturo)
$h_{1,v}:$	236.04 kJ/kg =	236040 J/kg			ex Tab.A9 (vapore saturo)
$h_1 = h_{1,i} + x_1 \cdot (h_{1,v} - h_{1,i}) =$		235409 J/kg			ex Tab.A9 (vapore saturo)
$s_{1,i}:$		0.1055 kJ/(kg*K)			ex Tab.A9 (liquido saturo)
$s_{1,v}:$		0.9322 kJ/(kg*K)			ex Tab.A9 (vapore saturo)
$s_1 = s_{1,i} + x_1 \cdot (s_{1,v} - s_{1,i}) =$		0.9297 kJ/(kg*K)			

$p_2 = p_{\text{condensatore}} =$	1.40 MPa <=	1400000 Pa	
$s_2 = s_1$		0.9297 kJ/(kg*K)	(Tab.A10: 0.9297 kJ/(kg*K))
$T_2 =$		60 °C	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)
$h_2 =$	283.10 kJ/kg=	283100 J/kg	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)
$h_3 =$	125.26 kJ/kg=	125260 J/kg	ex Tab.A9 (liquido saturo)
$h_4 = h_3 =$		125260 J/kg/K	(laminazione "isoentalpica")
$h_{4,l} = h_{1,l} =$	25.77 kJ/kg=	25770 J/kg	ex Tab.A9 (liquido saturo)
$h_{4,v} = h_{1,v} =$	236.04 kJ/kg=	236040 J/kg	ex Tab.A9 (vapore saturo)
$h_4 = h_{4,l} + x_4 \cdot (h_{4,v} - h_{4,l}) =>$			
$x_4 = (h_4 - h_{4,l}) / (h_{4,v} - h_{4,l}) =$	47.3 % <=	0.473	(titolo dopo la laminazione)
$ l_{\text{compressore}} = -l_{\text{compressore}} = (h_2 - h_1) =$		47691 J/kg	(lavoro specifico scambiato)
$q_{\text{evaporatore}} = (h_1 - h_4) =$		110149 J/kg	(scambio termico lato freddo)
$ q_{\text{condensatore}} = -q_{\text{condensatore}} = (h_2 - h_3) =$		157840 J/kg	(scambio termico lato caldo)
macchina frigorifera			
$\text{COP} = q_{\text{evaporatore}} / l_{\text{compressore}} =$		2.31	
$\text{COP}_{\text{Carnot}} = T_{\text{evaporatore}} / (T_{\text{condensatore}} - T_{\text{evaporatore}}) =$		3.57	
$\text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}} =$	64.7 % <=	0.65	OK!
pompa di calore			
$\text{COP}_{\text{pdc}} = q_{\text{condensatore}} / l_{\text{compressore}} =$		3.31	
$\text{COP}_{\text{pdc,Carnot}} = T_{\text{condensatore}} / (T_{\text{condensatore}} - T_{\text{evaporatore}}) =$		4.57	
$\text{COP}_{\text{pdc}} / \text{COP}_{\text{pdc,Carnot}} =$	72.4 % <=	0.72	OK!
calcoli finali			
$Q_m = P_{\text{compressore}} / l_{\text{compressore}} =$		0.168 kg/s	(portata massica) $\frac{1}{2}$
$Q_{\text{condensatore}} = Q_m \cdot q_{\text{condensatore}} =$	26.5 kW <=	26477 W	(potenza in riscaldamento)
Problema 4 (analisi termica in transitorio)			
Dati			
$L_1:$	40 mm=	0.040 m	
$L_2:$	60 mm=	0.060 m	
$L_3:$	80 mm=	0.080 m	
$k:$		0.65 W/(m*°C)	
$\rho:$		990 kg/m³	
$c:$	4.1 kJ/(kg*°C)=	4100 J/(kg*°C)	
$h:$		6 W/(m²*°C)	
$T_i:$		37 °C	
$T_f:$		15 °C	
$T_a:$		9 °C	
Soluzione			
$V = L_1 \cdot L_2 \cdot L_3 =$		0.000192 m³	
$A = L_1 \cdot L_2 + 2 \cdot L_1 \cdot L_3 + 2 \cdot L_2 \cdot L_3 =$		0.0184 m²	
$L_c = V/A =$	10.4 mm <=	0.010435 m	
$\text{Bi} = h \cdot L_c / k =$		0.0963	OK!
$t_c = \rho \cdot c \cdot L_c / h =$	118 min <=	7059 s	
$\Delta T / \Delta T_0 = (T_f - T_a) / (T_i - T_a)$		0.2143	
$t = t_c \cdot \ln(\Delta T / \Delta T_0) =$	181 min <=	10874 s	

TURBO
DEVE
RISULTARE
POSITIVO

M
NON
DATA
SPECIFIC

ESERCIZIO COMPITO 4/09/2006

$\dot{Q}_{condensatore}?$

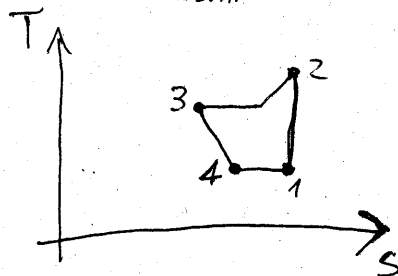
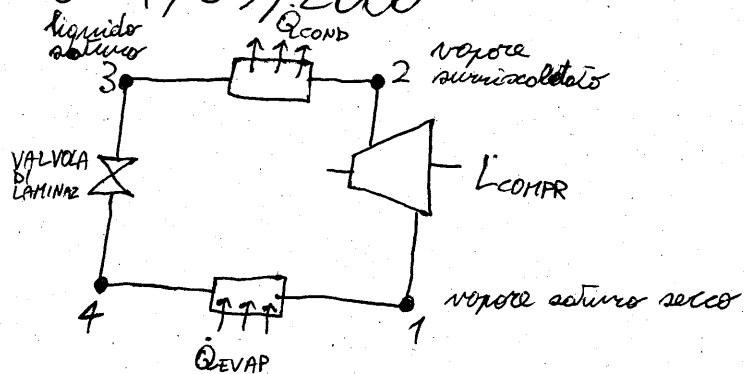
$$p_2 = p_3 = 1,4 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 1,4 \text{ bar} = 0,14 \text{ MPa}$$

$$x_1 = 0,997$$

$$\dot{L}_{comp} = 8000 \text{ W}$$

	T °C	h $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	s $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	p MPa
1	-18,80°	235,409	0,92972	0,14
2	60°	283,1	0,92972	1,4
3	125,26	125,26		1,4
4	-18,80°	125,26		0,14



$$h_1 = h_{\text{sat}p_1} + x_1(h_{\text{vap}p_1} - h_{\text{sat}p_1}) = 25,77 + 0,997(236,04 - 25,77) = 235,409 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 = s_{\text{sat}p_1} + x_1(s_{\text{vap}p_1} - s_{\text{sat}p_1}) = 0,1055 + 0,997(0,9322 - 0,1055) = 0,92972 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{\text{sat}T_4}}{h_{\text{vap}T_4} - h_{\text{sat}T_4}} = 0,473$$

$$\dot{m} = \frac{|\dot{L}_{comp}|}{h_2 - h_1} = 0,168 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 26,51 \text{ kW}$$

Cognome e Nome:, Matricola, CL Ing., Anno di corso: ☐ 1°, ☐ 2°, ☐ 3°, ☐ altro

Si autorizza la pubblicazione dei risultati della prova (ex D.Lgs 196/2003 sulla privacy): (firma)
(in mancanza della firma di autorizzazione, i risultati saranno comunicati solo personalmente, durante le prove orali o a sede di richiamo)

ISTRUZIONI TASSATIVE PER LA COMPILAZIONE DEGLI ELABORATI.

- Potranno esseri utilizzati (anche per la brutta copia) **SOLO** i fogli ricevuti, che dovranno essere **TUTTI** restituiti.
- IMMEDIATAMENTE** all'atto del ricevimento **SCRIVERE IL PROPRIO COGNOME E NOME** in stampatello, sul presente stampato e su tutti gli altri fogli ricevuti, eccetto tabelle e diagrammi, **PENA L'ANNULLAMENTO DELL'ELABORATO**.
- Scrivere in maniera ordinata, chiara e leggibile, separando ed intitolando opportunamente le varie parti dell'elaborato, senza mai impiegare il colore rosso o la matita.
- Evidenziare chiaramente, all'interno dell'elaborato, le formule analitiche risolutive ed risultati numerici tramite queste ottenuti.
- Numerare i fogli della bella copia e barrare con segni diagonali a tutta pagina quelli della brutta copia, senza però renderli illeggibili.
- Si tenga sempre presente che **LA COMPRENSIONE DEL TESTO È PARTE INTEGRANTE DELLA PROVA!**

TDTC(Ele-Tel-Inf) – PROVA SCRITTA DEL 3 APRILE 2007

Trattare sinteticamente, a parole e con le necessarie formule, diagrammi o equazioni, le tematiche indicate di seguito, riportando tutte le relative trattazioni, in forma chiara e leggibile, su un foglio protocollo distinto da quelli recanti la soluzione dei problemi. Solo per i CL in ING. ELETTRONICA e ING. DELLE TELECOMUNICAZIONI: qualora le risposte ai quesiti di questa sezione non risultino complessivamente sufficienti, l'esito finale della prova sarà comunque negativo.

- Illustrare, sia in generale che con particolare riferimento alle trasformazioni di gas perfetto, i concetti di calore specifico a pressione costante, calore specifico a volume costante, variazione di energia interna e di entalpia. **No!**
- Illustrare il concetto di coefficiente di scambio termico convettivo in convezione naturale e forzata. **OK!**
- Confrontare i cicli di Carnot e di Rankine con surriscaldamento, in termini di prestazioni e di realizzabilità pratica. **OK!**
- Emissività, assorbimento, riflessività e trasmissività in irraggiamento termico. **No!**

Problema 1. Un sistema elettronico è ventilato internamente con una portata di $24 \text{ m}^3/\text{h}$ d'aria, prelevata dall'ambiente in cui il sistema è installato. La temperatura dell'ambiente varia tra -25°C e 55°C . Per l'aria si possono assumere densità $1.07 \text{ kg}/\text{m}^3$ e calore specifico a pressione costante $1007 \text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$. Analizzare i rischi di surriscaldamento dei vari dispositivi inclusi nel sistema, elencati nel seguito.

- n. 2 microchip – dissipazione massima unitaria 21 W , temperatura massima ammissibile 85°C , raffreddamento mediante dissipatore a superficie alettata ventilato con resistenza termica $0.4^\circ\text{C}/\text{W}$, superficie di contatto col dissipatore $10 \text{ mm} \times 14.5 \text{ mm}$, resistenza di contatto riferita all'unità di superficie $0.6^\circ\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{W}$
- n. 1 microchip – dissipazione massima unitaria 9.5 W , temperatura massima ammissibile 90°C , raffreddamento mediante dissipatore a superficie alettata non ventilato con resistenza termica $3^\circ\text{C}/\text{W}$, superficie di contatto col dissipatore $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$, resistenza di contatto riferita all'unità di superficie $1.2^\circ\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{W}$
- n. 4 transistor – dissipazione massima unitaria 3.5 W , temperatura massima ammissibile 120°C , raffreddamento mediante dissipatore a superficie alettata non ventilato con resistenza termica $6^\circ\text{C}/\text{W}$, superficie di contatto col dissipatore $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$, resistenza di contatto riferita all'unità di superficie $2.0^\circ\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{W}$
- n. 6 condensatori – dissipazione massima unitaria 60 mW , temperatura massima ammissibile 80°C , forma cilindrica con asse verticale ed appoggiata sulla base (isolata), diametro di base 8 mm , altezza 20 mm , coefficiente di convezione superficiale $12 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$

Problema 2. Un cabinet per dispositivi elettronici presenta dimensioni esterne $140 \text{ cm} \times 220 \text{ cm} \times 60 \text{ cm}$ (larghezza frontale x altezza x profondità). Le sue pareti sono costituite da lamine di acciaio con spessore 2.5 mm e conduttività termica $18 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$, eccetto lo sportello che forma tutta la parete frontale, costituito da una lastra di vetro con spessore 4.4 mm e conduttività termica $0.85 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$. La parete di base poggia sul pavimento, mentre quella posteriore è addossata ad un muro. Il coefficiente di scambio termico convettivo vale mediamente $11 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ sulle superfici interne delle pareti e $8 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ sulle superfici esterne. Determinare la massima differenza di temperatura che può instaurarsi tra interno ed esterno del cabinet, sapendo che l'assorbimento elettrico massimo dei dispositivi ospitati è pari a 420 W . **ASSORBIMENTO ELETTRICO MAX = MASSIMA POTENZA TERMICA DISSIPATA**

Problema 3. Determinare la massima potenza meccanica teoricamente assorbita da un sistema di condizionamento che implementa un ciclo frigorifero ideale a R134. Il sistema deve mantenere ad un valore non superiore a 24°C la temperatura di un laboratorio informatico in cui sono presenti 34 calcolatori, che dissipano 450 W ciascuno, e fino a 70 persone, ognuna delle quali dissipa 150 W . La temperatura dell'ambiente esterno, in cui viene scaricato il calore, varia tra 26.32°C e 36.32°C . Per consentire un efficace scambio termico, deve esistere una differenza di temperatura di almeno 20°C tra vano interno del laboratorio ed evaporatore, e di almeno 10°C tra condensatore ed ambiente esterno. Il compressore estrae dall'evaporatore una miscela satura liquido-vapore con titolo 99.9%. Nella valvola di laminazione entra liquido saturo.

Rappresentare graficamente il processo, individuarlo qualitativamente su un diagramma termodinamico ed indicare le ipotesi di lavoro formulate. Inoltre, descrivere in dettaglio le varie fasi del processo, con particolare riferimento alla compressione ed alla condensazione.

Problema 4. Un sensore per misure di temperatura in liquidi è costituito da una sfera con diametro 3 mm . Il sensore è realizzato in un materiale con conduttività termica $25 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$, densità $8000 \text{ kg}/\text{m}^3$ e calore specifico $450 \text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$, ed utilizzato in condizioni tali che coefficiente di scambio termico sulla sua superficie è pari a $1500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$. Determinare il tempo di risposta t_{99} del sensore (tempo necessario a che una differenza di temperatura inizialmente esistente tra sensore e liquido misurato si riduca del 99% rispetto al valore iniziale).

ANALISI TERMO IN TRANSITO

Problema 1. Controllo termico in elettronica

Dati						
Vfr:		24 m ³ /h=	0.006667	m ³ /s	(portata in volume)	
T _{amb,min} :			-25	°C	(minima T ambiente)	
T _{amb,max} :			55	°C	(massima T ambiente)	
ρ:			1.07	kg/m ³	(densità aria ambiente)	
c _p :			1007	J/(kg*°C)	(calore specifico aria ambiente)	
Disp.A - microchip						
N _A :			2		(numero dispositivi)	
P _A :			21	W	(potenza elettrica max assorbita)	
T _{max,A} :			85	°C	(T max tollerata)	
L _{1,A} :		10 mm=	0.010	m	(lato 1 dispositivo)	
L _{2,A} :		14.5 mm=	0.0145	m	(lato 2 dispositivo)	
R _{c,A} :		0.6 cm ² *°C/W=	0.00006	m ² *°C/W	(R contatto per u.s.)	
R _{d,A} :			0.4	°C/W	(R dissipatore)	
Disp.B - microchip						
N _B :			1		(numero dispositivi)	
P _B :			9.5	W	(potenza elettrica max assorbita)	
T _{max,B} :			90	°C	(T max tollerata)	
L _{1,B} :		20 mm=	0.020	m	(lato 1 dispositivo)	
L _{2,B} :		20 mm=	0.020	m	(lato 2 dispositivo)	
R _{c,B} :		1.2 cm ² *°C/W=	0.00012	m ² *°C/W	(R contatto per u.s.)	
R _{d,B} :			3	°C/W	(R dissipatore)	
Disp.C - transistor						
N _C :			4		(numero dispositivi)	
P _C :			3.5	W	(potenza elettrica max assorbita)	
T _{max,C} :			120	°C	(T max tollerata)	
L _{1,C} :		5 mm=	0.005	m	(lato 1 dispositivo)	
L _{2,C} :		5 mm=	0.005	m	(lato 2 dispositivo)	
R _{c,C} :		2.0 cm ² *°C/W=	0.0002	m ² *°C/W	(R contatto per u.s.)	
R _{d,C} :			6	°C/W	(R dissipatore)	
Disp.D - condensatore						
N _D :			6		(numero dispositivi)	
P _D :		60 mW=	0.060	W	(potenza elettrica max assorbita)	
T _{max,D} :			80	°C	(T max tollerata)	
D _D :		8 mm=	0.008	m	(diametro della base - isolata)	
H _D :		20 mm=	0.020	m	(altezza)	
h _D :			12	W/(m ² *°C)	(coeff. di scambio sup.)	
Soluzione						
T ₁ =max(T _{amb,min} ; T _{amb,max})=			55	°C	(massima T in ingresso)	
P _{tot} =N _A *P _A +N _B *P _B +N _C *P _C +N _D *P _D =			65.86	W	(potenza elettrica tot. assorbita)	
mfr=ρ*Vfr=			0.007133	kg/s	(portata in massa)	
T ₂ =T ₁ +P _{tot} /((mfr*c _p)=			64.2	°C	(massima T in uscita)	
Disp.A - microchip						
A _A =L _{1,A} *L _{2,A} =			0.000145	m ²	(area di scambio termico)	
R _{c,A} =R _{c,A} /A _A =			0.413793	°C/W	(resistenza di contatto)	
R _{c+d,A} =R _{c,A} +R _{d,A} =			0.813793	°C/W	(resistenza termica tot)	
T _A =T ₂ +R _{c+d,A} *P _A =			81.3	°C	85° OK!	

5/2007
P22-A-1
N
ASSA

COND
SICUREZZA
DAL
SISTEMA
DEL
CIRCUITO

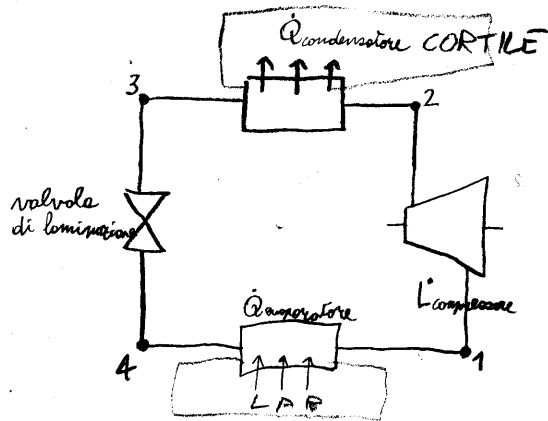
$R_{c+d,A,min}=(T_{max,A}-T_2)/P_A=$			0.992 °C/W		
$R_{d,A,min}=R_{c+d,A,min}-R_{c,A}=$			0.578 °C/W		
Disp. B - microchip					
$A_B=L_{1,B}*L_{2,B}=$			0.000400 m ²		
$R_{c,B}=R''_{c,B}/A_B=$			0.3 °C/W		
$R_{c+d,B}=R_{c,B}+R_{d,B}=$			3.3 °C/W	RESISTENZA	TOTALE
$T_B=T_2+R_{c+d,B}*P_B=$			95.5 °C > 90°	NOI	(DEVO ABBASSARE LA RES. DI DISSIPAZIONE)
$R_{c+d,B,min}=(T_{max,B}-T_2)/P_B=$			2.7 °C/W		
$R_{d,B,min}=R_{c+d,B,min}-R_{c,B}=$			2.4 °C/W		
Disp. C - transistor					
$A_C=L_{1,C}*L_{2,C}=$			0.000025 m ²		
$R_{c,C}=R''_{c,C}/A_C=$			8 °C/W		
$R_{c+d,C}=R_{c,C}+R_{d,C}=$			14 °C/W	RESIST	TOTALE
$T_C=T_2+R_{c+d,C}*P_C=$			113.2 °C < 120°	OKI	
$R_{c+d,C,min}=(T_{max,C}-T_2)/P_C=$			16.0 °C/W		
$R_{d,C,min}=R_{c+d,C,min}-R_{c,C}=$			8.0 °C/W		
Disp. D - condensatore					
$A_D=\pi*D_D^2/4+\pi*D_D*H_D=$			0.000553 m ²	(area superficie di scambio)	20
$R_{h,D}=1/(h_D*A_D)=$	Attenzione: con scambio e l'inverso della resistenza		150.7 °C/W	(resistenza superficiale)	
$T_D=T_2+R_{h,D}*P_D=$			73.2 °C < 80°	OKI	
Problema 2. Analogia elettrotermica in conduzione					
<u>Dati</u>					
L:	140 cm=	1.40 m		(larghezza frontale cabinet)	
H:	220 cm=	2.20 m		(altezza cabinet)	
P:	60 cm=	0.60 m		(profondità cabinet)	
s _p :	2.5 mm=	0.0025 m		(spessore pareti opache)	
k _p :		18 W/(m*°C)		(cond. termica pareti opache)	
s _v :	4.4 mm=	0.0044 m		(spessore pareti vetrate)	
k _v :		0.85 W/(m*°C)		(cond. termica pareti vetrate)	
h _i :		11 W/(m ² *°C)		(coeff. di scambio sup. interno)	
h _e :		8 W/(m ² *°C)		(coeff. di scambio sup. esterno)	
Q:		420 W		(potenza elettrica assorbita)	
<u>Soluzione</u>					
$A_p=2*H*P+L*P=$		3.48 m ²		(area di scambio pareti opache)	
$A_v=L*H=$		3.08 m ²		(area di scambio pareti vetrate)	
$A=A_p+A_v=$		6.6 m ²		(area di scambio totale)	
approccio tutto parallelo					
$R_p=(1/h_i+s_p/k_p+1/h_e)/A_p=$		0.06208 °C/W		(resistenza totale pareti opache)	
$R_v=(1/h_i+s_v/k_v+1/h_e)/A_v=$		0.07178 °C/W		(resistenza totale pareti vetrate)	
$R=1/(1/R_p+1/R_v)=$		0.03329 °C/W		(resistenza totale)	
$\Delta T=R*Q=$		14.0 °C		(differenza di T interno/esterno)	
oppure, approccio serie-parallelo					
$R_{hi}=1/(h_i*A)=$		0.0139 °C/W		(resistenza superficiale interna)	
$R_{pp}=s_p/(k_p*A_p)=$		0.000040 °C/W		(resistenza cond. pareti opache)	
$R_{vv}=s_v/(k_v*A_v)=$		0.00168 °C/W		(resistenza cond. pareti vetrate)	
$R_{pv}=1/(1/R_{pp}+1/R_{vv})=$		0.000039 °C/W		(resistenza cond. totale)	
$R_{he}=1/(h_e*A)=$		0.0191 °C/W		(resistenza superficiale esterna)	

$R=R_{hi}+R_{pv}+R_{he}=$		0.0330	°C/W	(resistenza totale)	
$\Delta T=R \cdot Q=$		13.8	°C	$\Delta=$	1.0 %
Problema 3. Ciclo frigorifero ideale a R134a					
<u>Dati</u>					3 2 4 1
$N_{PC}:$		34		(numero calcolatori)	
$P_{PC}:$		450	W	(potenza el. dissipata unitaria)	
$N_{pers}:$		70		(numero persone)	
$Q_{pers}:$		150		(potenza term. prodotta unitaria)	
$T_{freddo}:$		24	°C	(T ambiente lato freddo)	
$\Delta T_{freddo}:$		20	°C	(ΔT minimo all'evaporatore)	
$T_{caldo,min}:$		26.32	°C	(T minima ambiente esterno)	
$T_{caldo,max}:$		36.32	°C	(T massima ambiente esterno)	
$\Delta T_{caldo}=\Delta T_{freddo}:$		10	°C	(ΔT minimo al condensatore)	
$x_1:$	99.9 %	0.999		(titolo dopo l'evaporazione)	
$\eta_{compressore}=$	100 %	1.00		(rendimento compressore)	
<u>Soluzione</u>					
$T_{evaporatore}=T_{freddo}-\Delta T_{freddo}=$	277.15	K	4	°C	(T all'evaporatore)
$p_{evaporatore}=$	0.33765	MPa	337650	Pa	ex Tab.A8 (pressione di sat.ne)
$T_{caldo}=\max(T_{caldo,min}, T_{caldo,max})=$			36.32	°C	(T ambiente lato caldo)
$T_{condensatore}=T_{caldo}+\Delta T_{caldo}=$	319.47	K	46.32	°C	(T al condensatore)
$p_{condensatore}=$	1.20	MPa	1200000	Pa	ex Tab.A9 (pressione di sat.ne)
$h_{1,l}:$	55.35	kJ/kg	55350	J/kg	ex Tab.A8 (liquido saturo)
$h_{1,v}:$	249.53	kJ/kg	249530	J/kg	ex Tab.A8 (vapore saturo)
$h_1=h_{1,l}+x_1 \cdot (h_{1,v}-h_{1,l})=$			249336	J/kg	ex Tab.A8 (vapore saturo)
$s_{1,l}:$			0.2162	kJ/(kg*K)	ex Tab.A8 (liquido saturo)
$s_{1,v}:$			0.9169	kJ/(kg*K)	ex Tab.A8 (vapore saturo)
$s_1=s_{1,l}+x_1 \cdot (s_{1,v}-s_{1,l})=$			0.9162	kJ/(kg*K)	
$p_2=p_{condensatore}=$	1.20	MPa	1200000	Pa	
$s_2=s_1=$			0.9162	kJ/(kg*K)	(Tab.A10: 0.9164 kJ/(kg*K))
$T_2=$ NON NECESSARIO			50	°C	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)
$h_2=$	275.52	kJ/kg	275520	J/kg	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)
$h_3=$	115.76	kJ/kg	115760	J/kg	ex Tab.A9 (liquido saturo)
$h_4=h_3=$			115760	J/kg	(laminazione "isoentalpica")
$h_{4,l}=h_{1,l}:$	55.35	kJ/kg	55350	J/kg	ex Tab.A8 (liquido saturo)
$h_{4,v}=h_{1,v}:$	249.53	kJ/kg	249530	J/kg	ex Tab.A8 (vapore saturo)
$h_4=h_{4,l}+x_4 \cdot (h_{4,v}-h_{4,l}) \Rightarrow$					
$x_4=(h_4-h_{4,l})/(h_{4,v}-h_{4,l}) \Rightarrow$	31.1 %		0.311		TITOLO DOPO LAMINAZIONE
$ l_{compressore} =(h_2-h_1)=$			26184	J/kg	LAVORO SPECIFICO SCAMBIO
$q_{evaporatore}=(h_1-h_4)=$			133576	J/kg	(lato freddo)
$ q_{condensatore} =(h_2-h_3)=$			159760	J/kg	(lato caldo)
$COP=q_{evaporatore}/ l_{compressore} =$			5.10		(refrigeratore)
$COP_{Carnot}=T_{evaporatore}/(T_{condensatore}-T_{evaporatore})=$			6.55		(refrigeratore)
$COP_{pdc}= q_{condensatore} / l_{compressore} =$			6.10		(pompa di calore)
$COP_{pdc,Carnot}=T_{condensatore}/(T_{condensatore}-T_{evaporatore})=$			7.55		(pompa di calore)
$Q_{evaporatore}=N_{PC} \cdot R_{PC}+N_{pers} \cdot Q_{pers}=$			25800	W	(potenza frigorifera richiesta)
$Q_{evaporatore}=q_{evaporatore} \cdot m_{fr} \Rightarrow$					

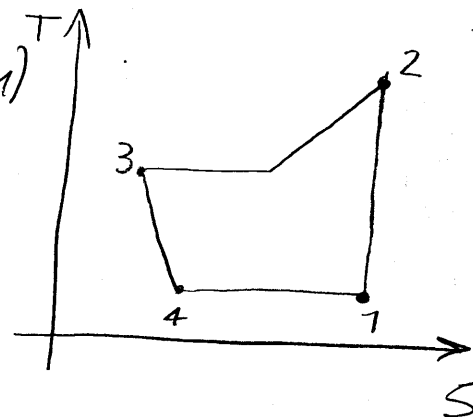
PORTATA CHE
AL SISTEMA

$mfr = \dot{Q}_{evaporatore} / q_{evaporatore} =$				0.193 kg/s		
$ P_{compressore} = \dot{W}_{compressore} / mfr =$	5.1 kW <=			5057 W		(potenza el. ideale al compr.)
$ P_{compressore, reale} = P_{compressore, id} / \eta_{compressore}$				ESSENDO 1 DATA	$\eta = 1$	
$ P_{compressore, reale} =$	5.1 kW <=			5057 W		(potenza elettrica al compr.)
Problema 4. Analisi termica in transitorio						
<u>Dati</u>						
D:		3 mm =		0.003 m		(diametro)
k:				25 W/m°C		(conduttività termica)
ρ :				8000 kg/m ³		(densità)
c:				450 J/(kg°C)		(calore specifico)
h:				1500 W/(m ² °C)		(coeff. di scambio termico sup.)
$1 - \Delta T / \Delta T_0 =$		99 % =		0.99		
<u>Soluzione</u>						
$V = (4/3) * \pi * (D/2)^3 =$				1.41E-08 m ³		(volume)
$A = 4 * \pi * (D/2)^2 =$				2.83E-05 m ²		(area di scambio termico)
$L_c = V/A = D/6 =$		0.500 mm		0.0005 m		(lunghezza caratteristica)
$Bi = h * L_c / k =$				0.0300 OK!		(numero di Biot)
$t_c = \rho * c * L_c / h =$				1.200 s		(tempo caratteristico)
$\Delta T / \Delta T_0 =$				0.01		
$t_{99} = -t_c * \ln(\Delta T / \Delta T_0) =$				5.53 s		(tempo di risposta del sensore)

ES. COMPITO 3 APRILE 2007



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



$$L_{\text{compressore}} = ?$$

$$T_{\text{ext}} = 24^\circ\text{C}$$

$$n^\circ = 34 \text{ condottori}$$

$$\dot{Q}_{\text{condottori}} = 450 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{per}} = 70 \text{ W}$$

$$n^\circ = 150 \text{ persone}$$

$$T_{\text{room-cold}} = 26,32^\circ\text{C} \sim 36,32^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{room interior-ext}} = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{cond-amb ext}} = 10^\circ\text{C}$$

$$\chi_1 = 0,999$$

$$h_1 = h_e + \chi_1 \cdot (h_v - h_e) = 55,35 \cdot 10^3 + 0,999 \cdot (249,53 \cdot 10^3 - 55,35 \cdot 10^3) = 249,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 = s_e + \chi_1 \cdot (s_v - s_e) = 0,2162 + 0,999 \cdot (0,9169 - 0,2162) = 0,9162 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_2 = h_{v@ s_2} = 275,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = h_4 = 115,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\chi_2 = \frac{h_2 - h_4}{h_v - h_4}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 25,8 \text{ kW}$$

$$m = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{h_1 - h_4} = \frac{25,8 \cdot 10^3}{(249,33 - 115,76) \cdot 10^3} = 0,193 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$193 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 0,193 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

	T °C	S $\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	h $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	p MPa
1	4	0,9162	249,33	0,33765
2	50	0,9162	275,52	1,2
3	46,32	0,4164	115,76	1,2
4	4		115,76	

Cognome e Nome:, Matricola, CL Ing., Anno di corso: ☐ 1°, ☐ 2°, ☐ 3°, ☐ altro

Si autorizza la pubblicazione dei risultati della prova (ex D.Lgs 196/2003 sulla privacy): (firma)
(in mancanza della firma di autorizzazione, i risultati saranno comunicati solo personalmente, durante le prove orali o in sede di ricevimento)

ISTRUZIONI TASSATIVE PER LA COMPILAZIONE DEGLI ELABORATI.

- Potranno esseri utilizzati (anche per la brutta copia) SOLO i fogli ricevuti, che dovranno essere TUTTI restituiti.
- **IMMEDIATAMENTE** all'atto del ricevimento SCRIVERE IL PROPRIO COGNOME E NOME, in stampatello, sul presente stampato e su tutti gli altri fogli ricevuti, eccetto tabelle e diagrammi, PENA L'ANNULLAMENTO DELL'ELEBORATO.
- Scrivere in maniera ordinata, chiara e leggibile, separando ed intitolando opportunamente le varie parti dell'elaborato, senza mai impiegare il colore rosso o la matita.
- Evidenziare chiaramente, all'interno dell'elaborato, le formule analitiche risolutive ed risultati numerici tramite queste ottenuti.
- Numerare i fogli della bella copia e barrare con segni diagonali a tutta pagina quelli della brutta copia, senza però renderli illeggibili.
- Si tenga sempre presente che **LA COMPRENSIONE DEL TESTO È PARTE INTEGRANTE DELLA PROVA!**

TDTC(Ele-Tel-Inf) – PROVA SCRITTA DEL 22 MARZO 2007

Trattare sinteticamente, a parole e con le necessarie formule, diagrammi o equazioni, le tematiche indicate di seguito, riportando tutte le relative trattazioni, in forma chiara e leggibile, su un foglio protocollo distinto da quelli recanti la soluzione dei problemi. Solo per i CL in ING. ELETTRONICA e ING. DELLE TELECOMUNICAZIONI: qualora le risposte ai quesiti di questa sezione non risultino complessivamente sufficienti, l'esito finale della prova sarà comunque negativo.

- primo principio per i sistemi aperti OK!
- secondo principio e entropia
- rendimenti: definizioni e valori ammissibili OK!
- proprietà emissive del corpo nero e dei corpi reali in irraggiamento termico OK!

Problema 1. Un cabinet è costituito da un armadio con dimensioni interne 90 cm x 200 cm x 70 cm (base x altezza x profondità), appoggiato sul pavimento al centro di un locale. Le sue pareti presentano spessore 8 mm e sono realizzate in legno, con conducibilità termica $0.16 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}$. Il coefficiente di scambio termico vale $10 \text{ W/(m}^2\text{C)}$ sulle superfici interne delle pareti e $8 \text{ W/(m}^2\text{C)}$ su quelle esterne. Queste ultime sono esposte all'aria ambiente, la cui temperatura varia tra 5°C e 40°C . Il cabinet ospita dispositivi elettrici ed elettronici di vario tipo, tra i quali il più critico è un microprocessore che dissipa una potenza termica massima di 75 W , sopporta una temperatura operativa massima di 115°C ed è raffreddato da un dissipatore a superficie alettata ventilato. Il dissipatore presenta resistenza termica 0.5°C/W , superficie di contatto processore-dissipatore di $15 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ e resistenza di contatto, riferita all'unità di superficie, pari a $0.5^\circ\text{C-cm}^2/\text{W}$. Calcolare la temperatura che l'aria non deve mai superare all'interno del cabinet. Quindi, stimare la potenza termica massima che può essere complessivamente dissipata dai dispositivi elettrici ed elettronici ospitati dal cabinet (microprocessore incluso), completamente sigillato.

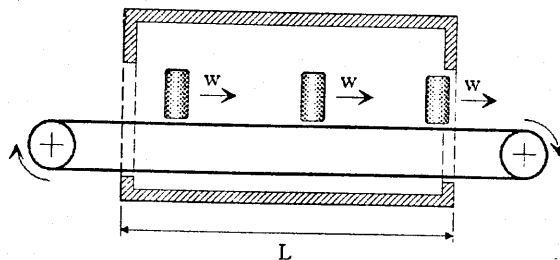
Problema 2. Stimare la potenza termica massima che può essere complessivamente dissipata dai dispositivi elettrici ed elettronici ospitati dal cabinet di cui al problema precedente (microprocessore incluso), assumendo che il cabinet sia ventilato internamente con una portata di $10.8 \text{ m}^3/\text{min}$ d'aria prelevata dall'ambiente esterno e trascurando gli scambi termici attraverso le pareti. Si assumano per l'aria ambiente pressione 0.99 bar , costante di gas ideale $0.287 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, calore specifico a pressione costante $1.006 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$.

Problema 3. Stimare la potenza meccanica assorbita da una pompa ideale che riceve una portata di 0.5 L/s di acqua a 1.1 bar e 18°C e la comprime, rilasciandola alla stessa temperatura e a pressione 10 bar .

Problema 4. Un sistema che implementa un ciclo frigorifero ideale a R134a è deputato al mantenimento di una temperatura di 34°C all'interno di un vano refrigerato, in presenza di una temperatura dell'ambiente esterno pari a 42.92°C . Perché possano avvenire gli scambi termici, la temperatura del condensatore deve essere almeno 15°C più alta di quella dell'ambiente esterno, mentre la temperatura dell'evaporatore deve essere inferiore di almeno 4°C a quella del vano refrigerato. Il compressore, che assorbe una potenza meccanica di 20 kW , estrae dall'evaporatore vapore saturo secco e lo sottopone ad una trasformazione adiabatica e reversibile. Nella valvola di laminazione entra liquido saturo. Determinare: pressioni di lavoro del condensatore e dell'evaporatore, COP, titolo al termine della laminazione, portata in massa di fluido frigorifero processato, potenza frigorifera del sistema.

Rappresentare graficamente il processo, individuarlo qualitativamente su un diagramma termodinamico ed indicare le ipotesi di lavoro formulate. Inoltre, descrivere in dettaglio le varie fasi del processo e dimostrare che la compressione, assunta adiabatica e reversibile, è anche isoentropica.

Problema 5. Una lattina cilindrica con diametro 30 mm, altezza 100 mm e spessore di parete trascurabile è completamente riempita da una sostanza alimentare con conducibilità termica $0.6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, calore specifico $3.95 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ e densità 950 kg/m^3 . La lattina, inizialmente a 80°C per via di un processo di trattamento termico a cui è stata sottoposta assieme al suo contenuto, è introdotta mediante un sistema di movimentazione a nastro trasportatore all'interno un refrigeratore, nel quale tutte le superfici della lattina stessa, eccetto quella (circolare) di appoggio, sono lambite da aria fredda a -10°C . Sulle superfici della lattina si ha un valore medio del coefficiente di scambio termico pari a $8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$. Calcolare in quanto tempo la lattina deve attraversare il refrigeratore, che presenta lunghezza $L=10 \text{ m}$, per uscirne ad una temperatura di 20°C e, di conseguenza, stabilire la velocità di avanzamento w del nastro trasportatore.



ANALISI TERMICA IN TRANSITO

Problema 1. Cabinet non ventilato
Dati

L_1 :	90 cm=	0.90 m	(base cabinet)
L_2 :	200 cm=	2.00 m	(altezza cabinet)
L_3 :	70 cm=	0.70 m	(profondità cabinet)
s_p :	8 mm=	0.008 m	(spessore parete)
k_p :		0.16 W/(m°C)	(conduttività termica parete)
h_{int} :		10 W/(m²°C)	(coeff. di scambio interno)
h_{ext} :		8 W/(m²°C)	(coeff. di scambio esterno)
$T_{amb,min}$:		5 °C	(T ambiente minima)
$T_{amb,max}$:		40 °C	(T ambiente massima)
$Q_{mp,max}$:		75 W	(max potenza microproc.)
$T_{mp,max}$:		115 °C	(max T microprocessore)
R_d :		0.5 °C/W	(resistenza dissipatore)
$L_{mp,1}$:	15 mm=	0.015 m	(dimensione 1 area di contatto)
$L_{mp,2}$:	15 mm=	0.015 m	(dimensione 2 area di contatto)
R_c :	0.5 cm²°C/W=	0.00005 m²°C/W	(resistenza di contatto)

Soluzione

$A_{\mu p} = L_{\mu p,1} * L_{\mu p,2} =$		0.000225 m²	(superficie di contatto)
$R_c = R_c'' / A_{\mu p} =$		0.222 °C/W	(resistenza di contatto)
$R_{\mu p} = R_c + R_d =$		0.722 °C/W	(resistenza totale al micropr.)
$T_{aria,max} = T_{\mu p,max} - R_{\mu p} * Q_{\mu p} =$		60.83 °C	(T max aria interna)
$T_{amb} = \max(T_{amb,min}, T_{amb,max}) =$	313.15 K <=	40 °C	(T ambiente massima)

Cabinet non ventilato

$A = 2 * L_1 * L_2 + L_1 * L_3 + 2 * L_2 * L_3 =$		7.03 m²	(superficie cabinet)
$R_{int} = 1 / (h_{int} * A) =$		0.0142 °C/W	(resistenza convettiva interna)
$R_p = s_p / (k_p * A) =$	$(K_p * A) =$	0.0071 °C/W	(resistenza conduttiva di parete)
$R_{ext} = 1 / (h_{ext} * A) =$		0.0178 °C/W	(resistenza convettiva esterna)
$R = R_{int} + R_p + R_{ext} =$		0.0391 °C/W	(resistenza totale di parete)
$Q_{ele,max,a} = (T_{aria,max} - T_{amb}) / R =$		533 W	(massima dissipazione)

Problema 2. Cabinet ventilato
Dati
Aggiungere problema precedente:

$Q_{v,in}$:	10.8 m³/min=	0.180 m³/s	(portata di ventilazione)
p_{amb} :	0.99 bar=	99000 Pa	(pressione ambiente)
R_{aria} :	0.287 kJ/(kgK)=	287 J/(kgK)	(costante di gas ideale aria)
c_p :	1.006 kJ/(kgK)=	1006 J/(kgK)	(calore specifico aria)

Soluzione
Cabinet ventilato, si trascurano gli scambi termici attraverso le pareti

$\rho_{amb} = 1 / v_{aria} = p_{amb} / (R_{aria} * T_{amb}) =$		1.102 kg/m³	(densità aria in ingresso)
$Q_m = \rho_{amb} * Q_{v,in} =$		0.198277 kg/s	(portata in massa)
$T_{in} = T_{amb} =$		40 °C	(T aria in ingresso)
$T_{out} = T_{aria,max} =$		60.83 °C	(T aria in efflusso)
$Q_{ele,max,b} = (Q_m * c_p) * (T_{out} - T_{in}) =$		4156 W	(massima dissipazione)

Cabinet ventilato, si considerano gli scambi termici attraverso le pareti

$T_{int,media} = (T_{in} + T_{out}) / 2 =$		50.4 °C	(T media dell'aria interna)
$Q_{cond} = (T_{int,media} - T_{amb}) / R =$		266.3 W	(potenza per conduzione)
$Q_{ele,max,c} = Q_{ele,max,b} + Q_{cond} =$		4422 W	(massima dissipazione)

Problema 3. Compressione di una pompa					
<u>Dati</u>					
Q_v :		0.5 L/s=	0.0005 m ³ /s		(portata in volume)
P_{in} :		1.1 bar=	110000 Pa		(pressione in ingresso)
T_{in} :			18 °C		(T in ingresso)
P_{out} :		13 bar=	1300000 Pa		(pressione in efflusso)
$T_{out}=T_{in}$:			18 °C		(T in uscita)
<u>Soluzione</u>					
P_A =		0.100 MPa=	100000 Pa		
P_B =		0.125 MPa=	125000 Pa		
$T_{sat,A}=T_{sat}@P_A$ =			99.63 °C		ex Tab. A5 (T di saturazione)
$T_{sat,B}=T_{sat}@P_B$ =			105.99 °C		ex Tab. A5 (T di saturazione)
$T_{sat}@P_{in}=T_{sat,A}+(T_{sat,B}-T_{sat,A})\cdot(P_{in}-P_A)/(P_B-P_A)$ =			102.174 °C		(T di saturazione)
liquido sottoraffreddato o compresso					
T_A =			15 °C		
T_B =			20 °C		
$v_{l,A}=v_l@T_A$ =			0.001014 m ³ /kg		ex Tab. A4 (volume specifico)
$v_{l,B}=v_l@T_B$ =			0.001017 m ³ /kg		ex Tab. A4 (volume specifico)
$v_{l,in}@T_{in}=v_{l,A}+(v_{l,B}-v_{l,A})\cdot(T_{in}-T_A)/(T_B-T_A)$ =			0.001016 m ³ /kg		ex Tab. A4 (volume specifico)
$T_{sat}@P_{out}$ =			191.64 °C		ex Tab. A5 (T di saturazione)
Stato uscita= liquido sottoraffreddato o compresso					
$v_{l,out}=v_l@T_{out}=v_{l,in}$ =			0.001016 m ³ /kg		ex Tab. A4 (volume specifico)
$P_{sat,out}=P_{sat}@T_{out}=P_{sat,in}$ =		2.339 kPa=	0.001016 Pa		ex Tab. A4 (p di saturazione)
$-l=(h_{out}-h_{in})=v_l\cdot(P_{out}-P_{in})$ =			1209 J/kg		(lavoro specifico)
$\rho=P_{in}=P_{out}=1/v_{l,in}=1/v_{l,out}$ =			984 kg/m ³		(densità)
$Q_m=\rho\cdot Q_v$ =			0.492 kg/s		
$P=Q_m\cdot(-l)$ =			595 W		(potenza assorbita)
Problema 4. Refrigeratore a R134a					
<u>Dati</u>					
T_{int} :			34 °C		
T_{ext} :			42.92 °C		
ΔT_{int} :			4 °C		
ΔT_{ext} :			15 °C		
x_1 :		100 %=	1.00		(titolo dopo l'evaporazione)
$P_{compressore}$:		20 kW=	20000 W		(pot.za assorbita compressore)
<u>Soluzione</u>					
$T_{evaporatore}=T_{int}-\Delta T_{int}$ =		303.15 K <=	30 °C		(temperatura all'evaporatore)
$P_{evaporatore}$ =		0.77006 MPa=	770060 Pa		ex Tab.A9 (p di sat.ne)
$T_{condensatore}=T_{ext}+\Delta T_{ext}$ =		331.07 K <=	57.92 °C		(temperatura al condensatore)
$P_{condensatore}$ =		1.6 MPa=	1600000 Pa		ex Tab.A8 (p di sat.ne)
$P_1=P_{evaporatore}$ =		0.77006 MPa <=	770060 Pa		
$h_{1,l}$ =		91.49 kJ/kg=	91490 J/kg		ex Tab.A8 (liquido saturo)
$h_{1,v}$ =		263.50 kJ/kg=	263500 J/kg		ex Tab.A8 (vapore saturo secco)
$h_1=h_{1,l}+x_1\cdot(h_{1,v}-h_{1,l})$ =			263500 J/kg		
$s_{1,l}$ =			0.3396 kJ/(kg*K)		ex Tab.A8 (liquido saturo)
$s_{1,v}$ =			0.9070 kJ/(kg*K)		ex Tab.A8 (vapore saturo secco)

B
I
L
A
T
I
O

$x_1 = 100 \% = \text{vapore}$

$s_1 = s_{1,l} + x_1 \cdot (s_{1,v} - s_{1,l}) =$			0.9070	kJ/(kg*K)			
$P_2 = P_{\text{condensatore}} =$	1.60000	MPa <=	1600000	Pa			
$s_2 = s_1 =$			0.9070	kJ/(kg*K)	(Tab.A10:	0.9069	kJ/kg/K)
$T_2 =$			60	°C	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)		
$h_2 =$	278.20	kJ/kg=	278200	J/kg	ex Tab.A10 (vap. surriscaldato)		
$h_3 =$	134.02	kJ/kg=	134020	J/kg	ex Tab.A9 (liquido saturo)		
$h_4 = h_3 =$			134020	J/kg	(laminazione "isoentalpica")		
$h_{4,l} = h_{1,l} =$	91.49	kJ/kg=	91490	J/kg	ex Tab.A8 (liquido saturo)		
$h_{4,v} = h_{1,v} =$	263.50	kJ/kg=	263500	J/kg	ex Tab.A8 (vapore saturo secco)		
$h_4 = h_{4,l} + x_4 \cdot (h_{4,v} - h_{4,l}) =>$							
$x_4 = (h_4 - h_{4,l}) / (h_{4,v} - h_{4,l}) =$	24.7 % <=		0.247		(titolo dopo la laminazione)		
$l_{\text{compressore}} = (h_2 - h_1) =$			14700	J/kg	(lavoro specifico compressore)		
$q_{\text{evaporatore}} = (h_1 - h_4) =$			129480	J/kg	(lato freddo - evaporatore)		
$q_{\text{condensatore}} = (h_2 - h_3) =$			144180	J/kg	(lato caldo - condensatore)		
macchina frigorifera							
$\text{COP} = q_{\text{evaporatore}} / l_{\text{compressore}} =$			8.81		(refrigeratore)		
$\text{COP}_{\text{Carnot}} = T_{\text{evaporatore}} / (T_{\text{condensatore}} - T_{\text{evaporatore}}) =$			10.86		(refrigeratore)		
$\text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}} =$	81.1 % <=		0.81	OK!			
pompa di calore							
$\text{COP}_{\text{pdc}} = q_{\text{condensatore}} / l_{\text{compressore}} =$			9.81		(pompa di calore)		
$\text{COP}_{\text{pdc,Carnot}} = T_{\text{condensatore}} / (T_{\text{condensatore}} - T_{\text{evaporatore}}) =$			11.86		(pompa di calore)		
$\text{COP}_{\text{pdc}} / \text{COP}_{\text{pdc,Carnot}} =$	82.7 % <=		0.83	OK!	(pompa di calore)		
calcoli finali							
$Q_m = Q_{\text{condensatore}} / q_{\text{condensatore}} =$			1.361	kg/s	(portata in massa)	$Q = m \cdot q$	
$Q_{\text{evaporatore}} = Q_m \cdot q_{\text{evaporatore}} =$	176.2	kW <=	176163	W	(potenza in refrigerazione)		
$Q_{\text{condensatore}} = Q_m \cdot q_{\text{condensatore}} =$	196.2	kW <=	196163	W	(potenza in riscaldamento)		
Problema 5. Analisi termica in transitorio							
Dati							
H:	100	mm=	0.100	m	(altezza lattina)		
D:	30	mm=	0.030	m	(diametro lattina)		
k:			0.6	W/(m°C)	(conduttività termica)		
ρ :			950	kg/m³	(densità)		
c:	3.95	kJ/(kg°C)=	3950	J/(kg°C)	(calore specifico)		
h:			8	W/(m²°C)	(coefficiente di scambio)		
T_{in} :			80	°C	(temperatura iniziale)		
T_{out} :			20	°C	(temperatura finale)		
T_{∞} :			-10	°C	(temperatura aria)		
L:			10	m	(lunghezza refrigeratore)		
Soluzione							
$V = \pi \cdot (D/2)^2 \cdot H =$			7.07E-05	m³	(volume)		
$A = \pi \cdot (D/2)^2 + \pi \cdot D \cdot H =$			0.0101	m²	(area superficiale)		
$L_c = V/A =$	6.98	mm <=	0.006977	m	(lunghezza caratteristica)		
$\Delta T_{\text{out}} / \Delta T_{\text{in}} = (T_{\text{out}} - T_{\infty}) / (T_{\text{in}} - T_{\infty}) =$			0.3333		(ΔT adimensionale)		
$\text{Bi} = h \cdot L_c / k =$			0.0930	OK!	(numero di Biot)		
$t_c = \rho \cdot c \cdot L_c / h =$			3273	s	(tempo caratteristico)		
$t = -t_c \cdot \ln(\Delta T_{\text{out}} / \Delta T_{\text{in}}) =$	59.92	min <=	3595	s	(tempo in refrigeratore)		
$w = L/t =$	2.78	mm/s <=	0.00278	m/s	(velocità di avanzamento)		
Quesito: irraggiamento termico (non utilizzato)							

<u>Dati</u>								
σ_0					5.67E-08	W/(m ² K ⁴)	(costante di Stefan-Bolizmann)	
L ₁ :			50	cm=	0.50	m	(dimensione superficie)	
L ₂ :			40	cm=	0.40	m	(dimensione superficie)	
ϵ :					0.85		(emissività)	
T:			550	°C=	823.15	K	(temperatura)	
<u>Soluzione</u>								
A=L ₁ *L ₂ =					0.20	m ²	(superficie radiante)	
E _n = σ_0 *T ⁴ =					26031	W/m ²	(potere emissivo di corpo nero)	
E= ϵ *E _n =					22127	W	(potere emissivo)	
Q=E*A=				4.4 kW <=	4425	W	(potenza termica irradiata)	

A

PROBLEMA 5

$$\begin{aligned} D &= 30 \text{ mm} \\ H &= 100 \text{ mm} \\ \lambda &= 0,6 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \\ C_p &= 3,95 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \\ \rho &= 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ T_o &= 80^\circ\text{C} \\ T_\infty &= -10^\circ\text{C} \\ l &= 10 \text{ m} \\ T &= 20^\circ\text{C} \\ h &= 8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

PROBLEMA ESAME 22 MARZO 2007

$$\begin{aligned} 0^\circ\text{K} &= -273 \\ 0^\circ\text{C} &= 273^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$L_c = \frac{D \cdot H}{4H + D} = 6,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{\lambda} = \frac{8 \cdot 6,98 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 0,093 < 0,1 \checkmark$$

$$t_c = \frac{\rho \cdot C_p \cdot L_c}{h} = 3,274 \text{ s}$$

$$t = -t_c \cdot \ln \left(\frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} \right) = 3596 \text{ s}$$

$$W = \frac{l}{t} = 2,78 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,01 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$\rho \cdot \frac{l}{s}$$

PROBLEMA 1

$$90 \text{ cm} \times 200 \text{ cm} \times 70 \text{ cm} (b \times h \times p)$$

$$A = 2 \cdot (b \times h + b \times p + h \times p) = 7,03 \text{ m}^2$$

$$s_p = 8 \text{ mm}$$

$$\lambda_p = 0,16 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$h_i = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$h_e = 8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$T_{\text{amb}} = 5^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{imp}} = 75 \text{ W}$$

$$T_{\text{imp MAX}} = 115^\circ\text{C}$$

$$R_d = 0,5 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$S_{\text{imp}} = 15 \times 15 \text{ mm}^2$$

$$R_c'' = 0,5 \frac{^\circ\text{C} \cdot \text{cm}^2}{\text{W}}$$

$$R_p = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{s_p}{\lambda} \right) = \frac{1}{7,03} \cdot 0,275 = 0,039 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{\text{imp}}}{A}$$

$$A_{\text{imp}} = 225 \text{ mm}^2 = 2,25 \text{ cm}^2$$

$$R_c = (A_{\text{imp}})^{-1} \cdot R_c'' = 0,222 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$R_T = R_d + R_c = 0,722 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$\Delta T = \dot{Q}_{\text{imp}} \cdot R_T = 54,2^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{max imp}} = T_{\text{amb}} + \Delta T = 115^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{max imp}} - T_2 = 54,2$$

$$T_2 = 115 - 54 = 60,8^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{media}} = \frac{T_2 + T_{\text{max imp}}}{2} = 50,4^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_p = \frac{T_{\text{media}} - T_{\text{amb}}}{R_p} = 266,7 \text{ W}$$

$$T_{\text{max, env}} - T_{\text{max, mp}} = \dot{Q}_{\text{imp}} \cdot R_T$$

$$T_{\text{max, mp}} = T_{\text{max, env}} - \dot{Q}_{\text{imp}} \cdot R_T$$

$$T_{\text{max, env}} = \dot{Q}_{\text{imp}} \cdot R_T + T_{\text{max, mp}}$$