Rec. di Fisica Tecnica 18/12/09 prof Renno

10,0 kg/s di acqua alla pressione costante di 1,01 bar vengono raffreddati da 12,0°C a 7,00°C mediante un impianto operatore che utilizza come fluido di lavoro l' R134a. Il compressore dell'impianto, caratterizzato d in valore di β pari a 3,29, aspira l'R134a in condizioni di vapore saturo secco alla temperatura di 1,00°C e lo porta alla temperatura di 60,0°C. Nel condensatore, l'R134a viene portato in condizioni di liquido saturo interagendo con un SET alla temperatura di 34,0C. Nelle ipotesi di stazionarietà e di prdite di carico nulle negli scambiatori di calore, calcolare:

- il rendimento isoentropico del compressore; β = rapporto di compressione > 1
- il COP dell'impianto; ε = coef. di effetto utile $\frac{p_2}{p_1}$
- la produzione entropica globale.

Si consideri, inoltre, che l'ambiente freddo sia costituito da un SET a temperatura pari alla media aritmetica delle temperature dell'acqua; a partire dai valori già calcolati nella prima parte dell'esercizio valutar:

- il rendimento di seconda legge dell'impianto.

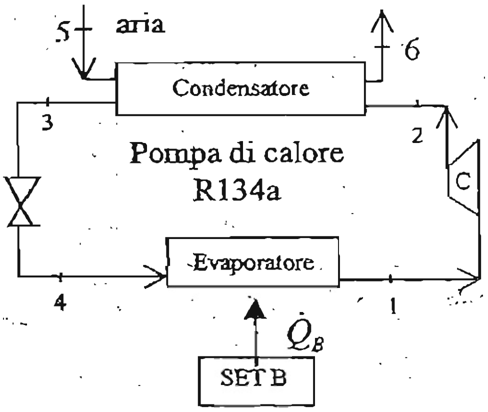
[η_c=0,575; COP=3,6; Sgen=0,104 kW/K; ξ=32,0%]

2. In relazione allo schema ed ai dati riportati in figura si valuti, nell'ipotesi di regime permanente:

a) la temperatura del punto 1;
b) il coefficiente di effetto utile (COP_P) del ciclo.

N.B. All'uscita dell'evaporatore il fluido è in condizioni di vapore surriscaldato e negli scambiatori sono nulle le perdite di carico.

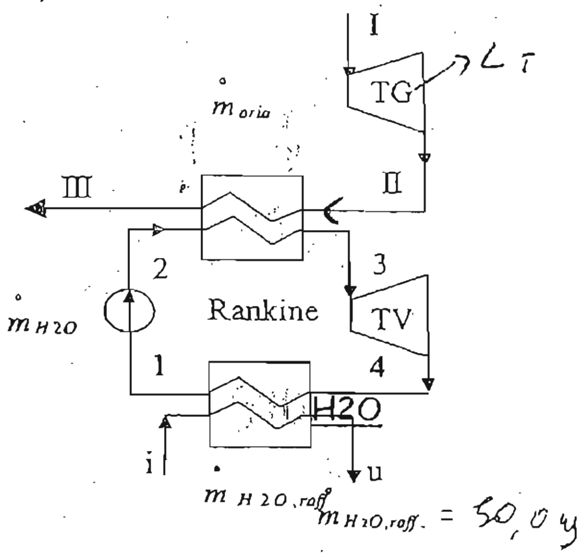
p_1 = 0,300 bar;
p_3 = 9,00 bar;
p_5 = 1,00 bar;
$\dot{S}_{gen}$ = 7,50 W/K;
$\dot{Q}_B$ = 5,90 kW;
T_6 = 65,0°C;
$T_{SET,B}$ = -5,00°C;
x_3 = 0,00;
$\dot{m}$ = 0,0400 kg/s;
$\dot{m}_{aria}$ = 0,250 kg/s



OK

[T1=-13,6; COP=2,4]

3. In relazione allo schema d'impianto rappresentato in figura, nell'ipotesi di regime stazionario e monodimensionale e di perdite di carico nulle negli scambiatori, valutare:
   c) la potenza meccanica sviluppata dalla turbina a vapore;
   d) la generazione entropica globale.



aria (gas ideale, c_p, c_v cost.)

$\dot{m}_{aria}$ = 8,08 kg/s;
p_I = 8,50 bar, p_{II} = 1,00 bar;
v_{III} = 0,985 m^3/kg;
t_I = 950°C, η_{TG} = 0,900;

H2O (Rankine)
(raffreddamento)

$\dot{m}_{H2O}$ = 1,00 kg/s;
50,0 kg/s;
x_1= 0,00, η_P = 1,00, η_{TV} = 0,850; p_i= 1,00 bar;
p_1= 0,050 bar, p_2= 40,0 bar; t_i=20,0°C.

[L_{TV}=976kW; Sgen=1,65 kW/K]

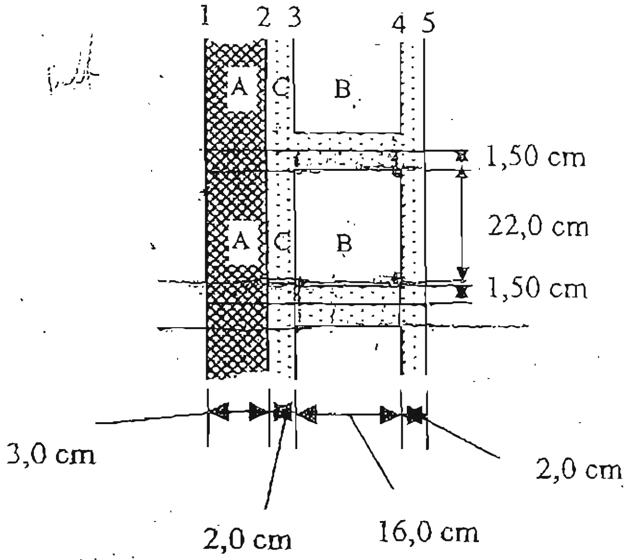
4. In un impianto frigorifero, in cui viene utilizzato come fluido refrigerante l'R-134a, vengono raffreddati 9,10 kg/s di aria alla temperatura iniziale di 20,0°C e alla pressione costante di 1,00 bar. Il fluido refrigerante si trova all'ingresso del compressore in condizioni di vapore saturo secco alla pressione di 1,0 bar. Il rendimento isoentropico del compressore è pari a 0,85. Nel condensatore il fluido di lavoro viene portato in condizioni di liquido saturo attraverso lo scambio termico con un SET alla temperatura di 307K. La minima differenza esistente nel condensatore tra il fluido refrigerante e il SET è di 5,0°C. Sapendo che la portata di refrigerante è pari 0,80 kg/s ed ipotizzando nulle le perdite di carico negli scambiatori di calore, calcolare nelle ipotesi di regime stazionario:
   a) la temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporatore;
   b) il COP dell'impianto;
   c) la produzione entropica nel condensatore;
   d) la produzione entropica globale.

[$T_{a,usc}$=9,00°C; COP=2,29; $S_{gen,cond}$= 8,3W/K; S_{gen}= 0,121 kW/K]

5. La parete parzialmente riportata in figura separa un ambiente interno a 20,0 °C da uno esterno a 4,60 °C. Attraverso la parete, alta 3,00 m, larga 5,00 m e spessa 23,0 cm e costituita dai materiali A (k_A= 0,026 W/mK), B (k_B= 0,658 W/mK) e C (k_C= 0,220 W/mK), viene trasmessa una potenza termica pari a 131 W. Nell'ipotesi di stazionarietà e di monodimensionalità ed assumendo una conduttanza unitaria superficiale interna pari a h_1= 20,0 $W/(m^2K)$ si valuti :

e) la temperatura della superficie 5;

f) la conduttanza unitaria superficiale esterna h_5 .

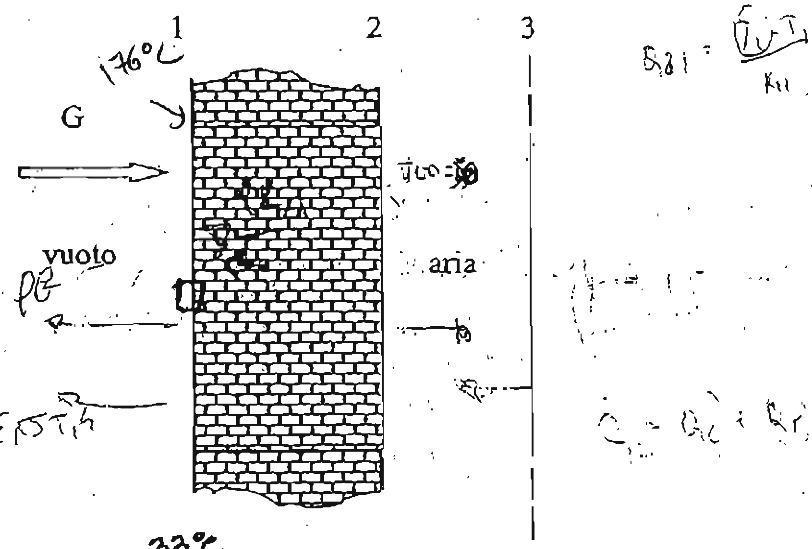


[T5=5,6°C; H=8,7 W/m²]

6. In riferimento allo schema in figura, la superficie 1, supposta grigia con un coefficiente di assorbimento α = 0,800, è alla temperatura di 176°C; su di essa incide un flusso raggiante G = 3,63 kW/m². La superficie 2, anch'essa grigia con ε = 0,800, è immersa in aria alla temperatura di 50,0 °C ed è rivolta verso una superficie piana indefinita 3 che si può considerare nera.

Nell'ipotesi di regime stazionario, sapendo che la parete è caratterizzata da uno spessore pari a 10,0 cm e da una conducibilità termica pari a 1,40 W/mK, e che la conduttanza unitaria convettiva tra la superficie 2 e l'aria è pari a 11,6 W/m²K, calcolare:

1. t_2
2. t_3



33°C

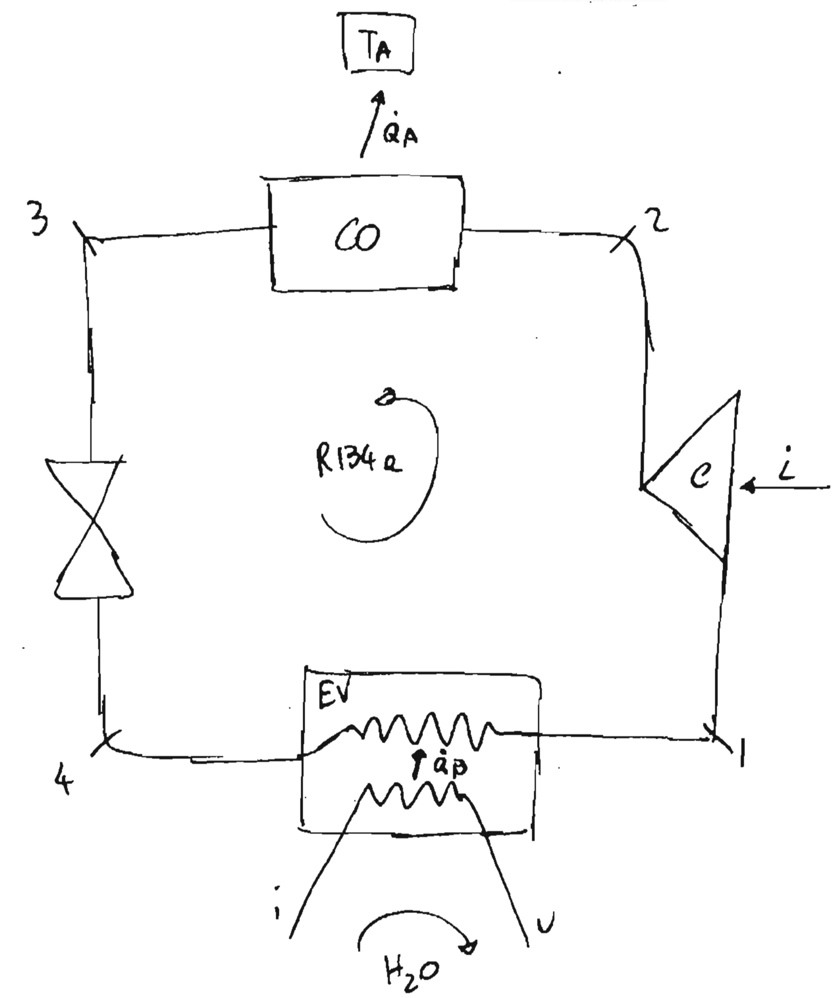
[T_2 = 100°C ; T_3 = [redacted]]

7. Una lastra piana quadrata di lato 0,100 m ha la faccia 1 adiabatica. Sulla faccia 2 (grigia, lambita parallelamente da un flusso d'aria alla velocità di 4,00 m/s ed avente una temperatura di 17,0°C), incide una irradiazione di $3,00 \cdot 10^3$ W/m². Si calcoli l'emittenza della superficie 2 sapendo che questa parete è alla temperatura di 80,0°C.

[ε_2 = [redacted]]

0,23

E4



$\dot{m}_H = 10{,}0\ Kg/s$

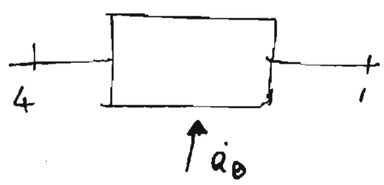
$H_2O: \begin{cases} p_i = p_u = 1{,}01\ bar \\ T_i = 12°C \quad T_u = 7°C \end{cases}$

$\beta = P_2/P_1 = 3{,}29 \quad x_1 = 1 \quad T_1 = 1°C$

$T_2 = 60°C \quad x_3 = 0 \quad T_A = 34°C$

$\eta_{s,c} = ? \quad COP_F = ? \quad \dot{S}_{gen\,GLOB} = ?$

Se invece di H_2O avessimo



$T_B = 9{,}5°C$

$\psi = ?$

Evidenziamo i risultati: $\eta_{s,c} = \dfrac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad cop_F = \dfrac{\dot{Q}_B}{\dot{L}} = \dfrac{\dot{m}_H (h_i - h_u)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$

da bilancio di I legge attorno serpentina dell'H_2O

Bilancio di II legge sull'impianto:

$$\dot{m}_H s_i + \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{m}_H s_u \qquad \dot{S}_{gen\,GLOB} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{m}_H (s_u - s_i)$$

Analizziamo H_2O:

Sia in i che u è liquido ($T_i < T_{sat}$). Possiamo applicare le formule:

$$\Delta h = c\,\Delta T + v\,\Delta p \rightarrow h_i - h_u = c(T_i - T_u) + \cancel{v(p_i - p_u)} = 21\ KJ/Kg$$

$$\Delta s = c \log \frac{T_u}{T_i} \rightarrow s_u - s_i = c \log \frac{T_u}{T_i} = -0{,}074\ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

Necessario ora calcolare h_1, h_2, h_{2s}, h_3 (si ricordi che $\dot{Q}_A = \dot{m}(h_2 - h_3)$)

Costruzione tabella

antonioforlenza.altervista.org

	p	T(°C)	h	s	x
1	3,04 A	1	397,8 A	1,72 A	1
2s	10 B		422 C	1,72 B	surr C
2	10 B	60	440 E		surr. E
3	10 D		253 D		0
4			253 F		

(A) Abbiamo vap. sat. secco $T = 1°C$

$p_1 = p_{sat}$ $h = h_s$ $s = s_s$

(B) Sappiamo che $p_2/p_1 = 3{,}29$

$\Downarrow$

$p_2 = p_1 \cdot 3{,}29 = 10$ bar

Inoltre $p_2 = p_{2s}$ e $s_1 = s_{2s}$

(C) Conoscendo p ed s, determiniamo fase: vapore surriscaldato

Diagramma p-h

(D) Scambi di calore isobarici: $p_2 = p_3$ -

A 3 abbiamo liquido saturo: $T = T_{sat}$ $h = h_e$ $s = s_e$

(E) Conoscendo p e T, valutiamo fase: vapore surriscaldato

Diagramma p-h

(F) $h_3 = h_4$ (x valvola laminazione)

Calcoliamo i risultati:

$\eta_{s,c} = 0{,}57$ $\quad cop_F = \ldots$ è necessario calcolare $\dot{m}$

Bilancio di I legge attorno EV:

$$\dot{m} h_4 + \dot{m}_H h_i = \dot{m} h_1 + \dot{m}_H h_u \longrightarrow cop_F = 3{,}44$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_H (h_u - h_i)}{h_4 - h_1} = 1{,}45 \text{ kg/s}$$

$$\dot{S}_{gen\,GLOB} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{T_A} + \dot{m}_H (s_u - s_i)$$

$$= 0{,}88 + (-0{,}74) = 0{,}14 \frac{kW}{K}$$

Considerando il 2° caso ...

Il rendimento di II legge compara il cop_F della macchina reale con il cop_F della rispettiva macchina ideale lavorante tra le 2 temperature T_A e T_B. E' necessario esprimere il cop con la 2ª legge:

$$cop_{F,reale} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A - \dot{Q}_B} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} - 1} =$$

Sappiamo che:

$$\frac{\dot{Q}_B}{T_B} + \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} \Rightarrow \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_B} = \frac{T_A}{T_B} + \frac{T_A}{\dot{Q}_B}\dot{S}_{gen}$$

$$= \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} + \frac{T_A}{\dot{Q}_B}\dot{S}_{gen} - 1}$$

$\dot{Q}_B$ ora è: $\dot{m}_H (h_i - h_u)$

Il $cop_{F,\,IDEALE}$ si ottiene ponendo $\dot{S}_{gen} = 0 \Rightarrow cop_{F,\,IDEALE} = \dfrac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$

Quindi avremo:

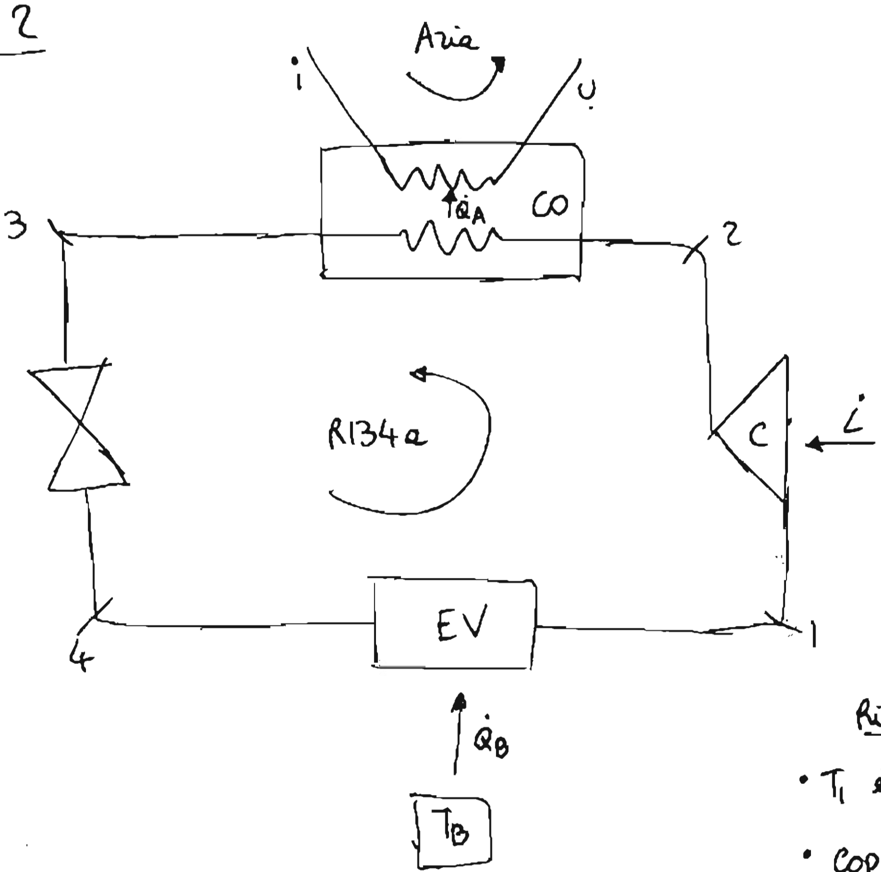
$$cop_{F,\,REALE} = \frac{1}{1{,}087 + 0{,}205 - 1} = 3{,}42 \sim 3{,}44 \text{ (valore trovato prima)}$$

$$cop_{F,\,IDEALE} = \frac{1}{1{,}087 - 1} = 11{,}5$$

Rendimento di II legge:

$$\psi = \frac{cop_{F,\,REALE}}{cop_{F,\,IDEALE}} = 0{,}3$$

Es. 2



$p_1 = 0{,}3$ bar $\quad p_3 = 9{,}0$ bar

$p_i = 1{,}00$ bar $\quad \dot{S}_{gen} = 7{,}50 \frac{W}{K}$

$\dot{Q}_B = 5{,}90$ KW $\quad T_U = 65°C$

$T_B = -5°C \quad x_3 = 0$

$\dot{m} = 0{,}04$ Kg/s $\quad \dot{m}_a = 0{,}250$ Kg/s

$T_1 = ?$

$COP_P = ?$

Richieste

- T_1 è calcolato nella tabella
- $COP_P = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{L}} = \frac{\dot{m}_a (h_U - h_i)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$ → da bilancio attorno serpentina aria inoltre x gas: $\Delta h = c_p \Delta T$

Costruiamo la tabella

	p	T(°C)	h	s	x
1	0,3	-20 E	395,1 D	1,86 E	surr. E
2s	9,0 A		475 F	1,86 F	surr. F
2	9,0 A		483,2 G		
3	9,0	35,5 B	247,6 B	1,16 B	0
4	1,0 A		247,6 C		

(A) Scambi di calore isobarici: $p_1 = p_4 \quad p_2 = p_3$ - inoltre $p_2 = p_{2S}$

(B) Abbiamo liquido saturo: $T = T_{sat}$
$h = h_\ell \quad s = s_\ell$

(C) $h_3 = h_4$ (x valvola di laminazione)

(D) Bilancio di I legge su EV:

$\dot{m} h_4 + \dot{Q}_B = \dot{m} h_1 \qquad h_1 = h_4 + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}} = 395{,}1 \frac{KJ}{Kg}$

(E) Conoscendo p ed h, determiniamo fase: vapore surriscaldato → Diagramma p-h

(F) $S_1 = S_{2S}$ - Conoscendo p ed s, determiniamo la fase: vapore surr. → Diagramma p-h

Prima di continuare è necessario effettuare alcuni ragionamenti sull'aria.

Effettuiamo un bilancio globale di II legge:

$\dot{S}_{gen}$ va espresso in KW

$$\dot{m}_a s_i + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_a s_u + \frac{\dot{Q}_B}{T_B} \qquad s_u - s_i = \frac{\left(\dot{S}_{gen} + \dot{Q}_B/T_B\right)}{\dot{m}_a} = 0{,}118 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

Sappiamo inoltre che nello scambio di calore, la pressione rimane costante: $p_i = p_u$

Inoltre: $$s_u - s_i = c_p \log \frac{T_u}{T_i} - \cancel{R \log \frac{p_u}{p_i}} \Rightarrow T_i = \frac{T_u}{e^{\frac{s_u - s_i}{c_p}}} = 27{,}7\ °C$$

Calcoliamo $h_u - h_i = c_p\left(T_u - T_i\right) = 37{,}7 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$

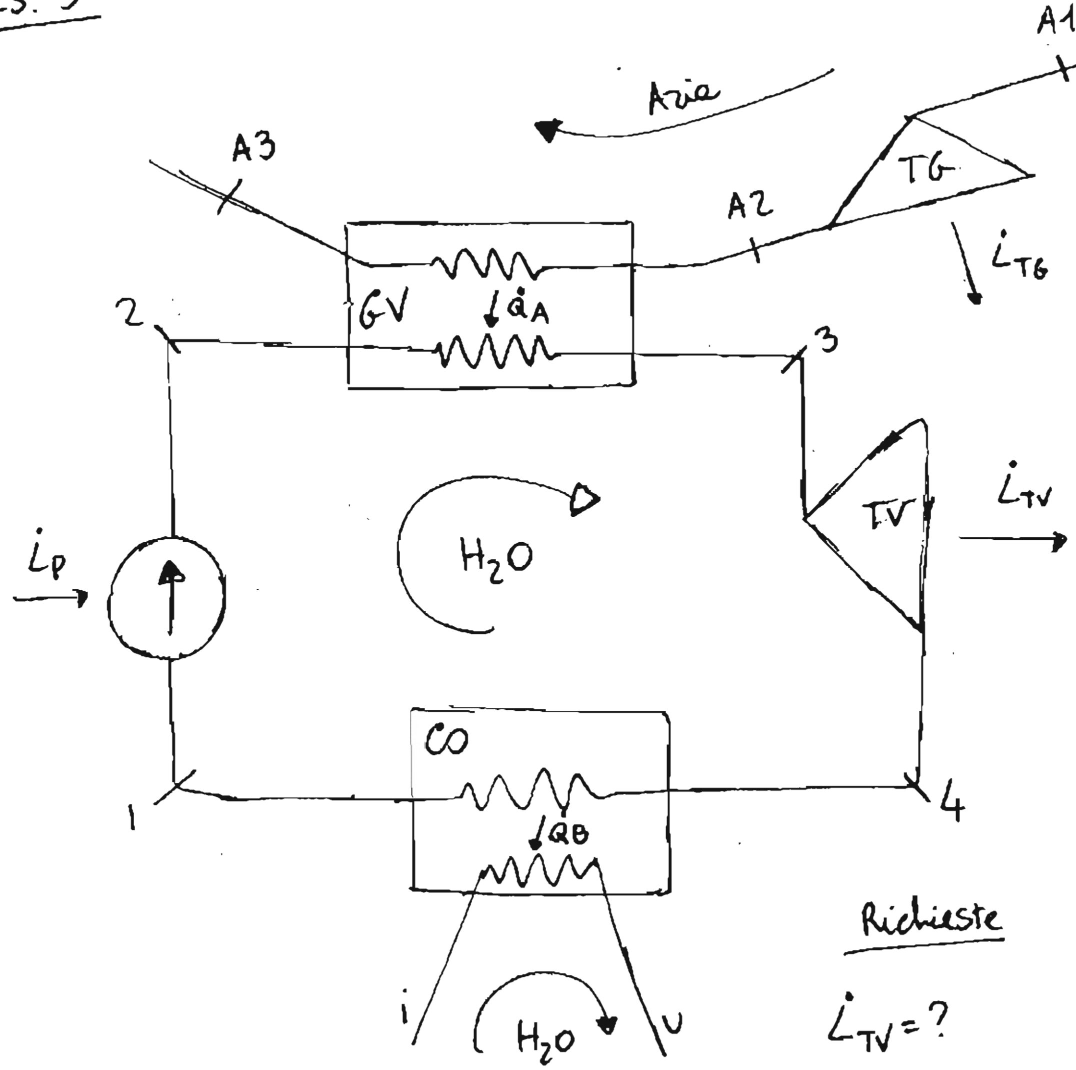
(6) Effettuiamo un bilancio di I legge sul CO:

$$\dot{m}_a h_i + \dot{m} h_2 = \dot{m}_a h_u + \dot{m} h_3 \qquad h_2 = h_3 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}}\left(h_u - h_i\right) = 483{,}2 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

I risultati quindi sono:

$$T_1 = -20\ °C \qquad COP_P = \frac{\dot{m}_a\left(h_u - h_i\right)}{\dot{m}\left(h_2 - h_1\right)} = 2{,}72$$

Es. 3



Aria

$\dot{m}_a = 8{,}08 \text{ Kg/s}$

$p_{A1} = 8{,}50 \text{ bar}$

$p_{A2} = 1{,}00 \text{ bar}$

$v_{A3} = 0{,}985 \ \frac{m^3}{Kg}$

$T_{A1} = 950 °C$

$\eta_{TG} = 0{,}900$

H_2O Rankine

$\dot{m} = 1{,}00 \text{ Kg/s}$

$x_1 = 0 \quad \eta_P = 1$

$\eta_{TV} = 0{,}85$

$p_1 = 0{,}05 \text{ bar} \quad p_2 = 40 \text{ bar}$

H_2O Raffr.

$\dot{m}_H = 50{,}0 \text{ Kg/s}$

$p_i = 1{,}00 \text{ bar}$

$T_i = 20{,}0 °C$

Richieste

$\dot{L}_{TV} = ?$

$\dot{S}_{gen\,GLOB} = ?$

Esplicitiamo i risultati:

$$\dot{L}_{TV} = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

Effettuiamo un bilancio di II legge attorno a tutto il sistema per $\dot{S}_{gen\,GLOB}$:

$$\dot{m}_H s_i + \dot{m}_a s_{A1} + \dot{S}_{gen\,GLOB} = \dot{m}_H s_u + \dot{m}_a s_{A3}$$

$$\dot{S}_{gen\,GLOB} = \dot{m}_H (s_u - s_i) + \dot{m}_a (s_{A3} - s_{A1})$$

è un liquido: necessarie opportune considerazioni

E' un gas:

$$\Delta s = c_p \log \frac{T_{A3}}{T_{A1}} - R \log \frac{p_{A3}}{p_{A1}}$$

Costruiamo le tabelle x l'aria e H_2O rankine

	p	T(°c)	h	s	x
1	0,05	33 E	137,8 E	0,48 E	0
2s	40 F	33 G	141,8 G	0,48 F	liq. G
2	40	33 H	141,8 H	0,48 H	liq. H
3	40 J	384 H	3178 K	6,72 H	surr. H
4s	0,05 J		2053 N	6,72 N	0,79 N
4	0,05 J		2222 O		

	p	T(°c)
A1	8,5	950
A2s	1,0 A	385 B
A2	1,0	442 C
A3	1,0 D	70 D

E' chiaro che per il calcolo delle proprietà dell'acqua serviranno prima il calore ceduto ~~[illegible]~~ da Aria : CALCOLIAMOLO .

Aria

Ⓐ $P_{A2} = P_{A2S}$. Ⓑ Poiché la trasf. A1-A2S è isoentropica, $\Delta s = 0$, cioè x i gas:

$$\frac{T_{A2S}}{T_{A1}} = \left(\frac{P_{A2S}}{P_{A1}}\right)^{\varepsilon} \quad \varepsilon \times \text{aria} = 0{,}29$$

$$= 0{,}538 \Rightarrow T_{A2S} = 658\ K = 385°c$$

Ⓒ Sfruttiamo η_{TG} :

$$\eta_{TG} = \frac{T_{A1} - T_{A2}}{T_{A1} - T_{A2S}} \Rightarrow T_{A2} = 442°c$$

Ⓓ Durante lo scambio di calore nel GV, la pressione è costante : $p_{A2} = p_{A3}$

Conoscendo inoltre v_{A3} , calcoliamo T_{A3} :

$$p_{A3} v_{A3} = R\, T_{A3} \qquad R = 0{,}287 \times \text{aria}$$

$$T_{A3} = 343\ K = 70°c$$

Il calore $\dot{Q}_A$ ceduto dall'aria a H_2O Rankine nel GV è pari a :

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_a (h_{A2} - h_{A3}) \xrightarrow{\times gas} = \dot{m}_a c_p (T_{A2} - T_{A3}) = 3036\ KW$$

H_2O Rankine

(E) Abbiamo liquido saturo: $h = h_e \quad s = s_e \quad T = T_{sat} \quad a\ p = 0{,}05$ bar

(F) $s_1 = s_{2S} \quad p_2 = p_{2S}$

(G) Conoscendo p ed s, det. fase: <u>liquido</u>

Per il calcolo delle proprietà, prendiamo come riferimento stato 1

$$\Delta s_{1-2S} = c \log \frac{T_{2S}}{T_1} = 0 \Rightarrow T_{2S} = T_1$$

$$h_{2S} = h_1 + c\cancel{(T_{2S} - T_1)} + v(p_{2S} - p_1) = 141{,}8 \text{ KJ/Kg}$$

(H) Poiché $\eta_P = 1$

$h_2 = h_{2S}$. Poiché

$p_2 = p_{2S}$ e $h_2 = h_{2S}$, 2 e

2S sono stati identici

(non era necessario riportare 2S)

(J) Gli scambi di calore avvengono isobaricamente: $p_1 = p_4 \quad p_2 = p_3$ - Inoltre $p_4 = p_{4S}$

(K) Bilancio di I legge attorno a GV:

$$\dot{m} h_2 + \dot{Q}_A = \dot{m} h_3 \Rightarrow h_3 = 3178 \text{ KJ/Kg}$$

(M) Conoscendo p ed h, determiniamo fase: <u>Vapore surriscaldato</u>

Utilizziamo <u>Mollier</u>

(N) Sappiamo inoltre che $s_3 = s_{4S}$.

Conoscendo p ed s, determiniamo fase: <u>Vapore saturo</u> $\rightarrow x_{4S} = \dfrac{s_{4S} - s_e}{s_g - s_e} = 0{,}79$

Quindi $h_{4S} = h_e + x_{4S}(h_s - h_e) = 2053$ KJ/Kg

(O) Sfruttiamo $\eta_{TV} = \dfrac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4S}} \Rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{TV}(h_3 - h_{4S}) = 2222$ KJ/Kg

H_2O Raffreddamento

Possiamo innanzitutto calcolare $\dot{Q}_B$ ceduto a H_2O raffr.:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}(h_4 - h_1) = 2084 \text{ KW}$$

	P	T(°C)	h	s	x
i	1,00	20	82,6 R	0,29 R	liq. R
u	1,00 P	30 T	124,3 S	0,43 T	liq. T

(P) Gli scambi di calore avvengono isobaricamente:

$p_i = p_u$

(R) Determiniamo fase: <u>liquido</u>

(S) Determiniamo h_U attraverso $\dot{Q}_B$: $\dot{m}_H h_i + \dot{Q}_B = \dot{m}_H h_U$

$$h_U = h_i + \frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}_H} = 124{,}3 \ \frac{KJ}{Kg}$$

Per il calcolo delle proprietà, prendiamo come riferimento il liquido saturo a $p_0 = 1$ bar

$$h_i = h_0 + c(T_i - T_0) + v\cancel{(p_i - p_0)} = 82{,}6 \ \frac{KJ}{Kg}$$

$$s_i = s_0 + c \log \frac{T_i}{T_0} = 0{,}29 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

(T) Conoscendo p ed h, fase: liquido

stato di riferimento: come punto R

$$h_U = h_0 + c(T_U - T_0) + v\cancel{(p_U - p_0)}$$

$$\Downarrow$$

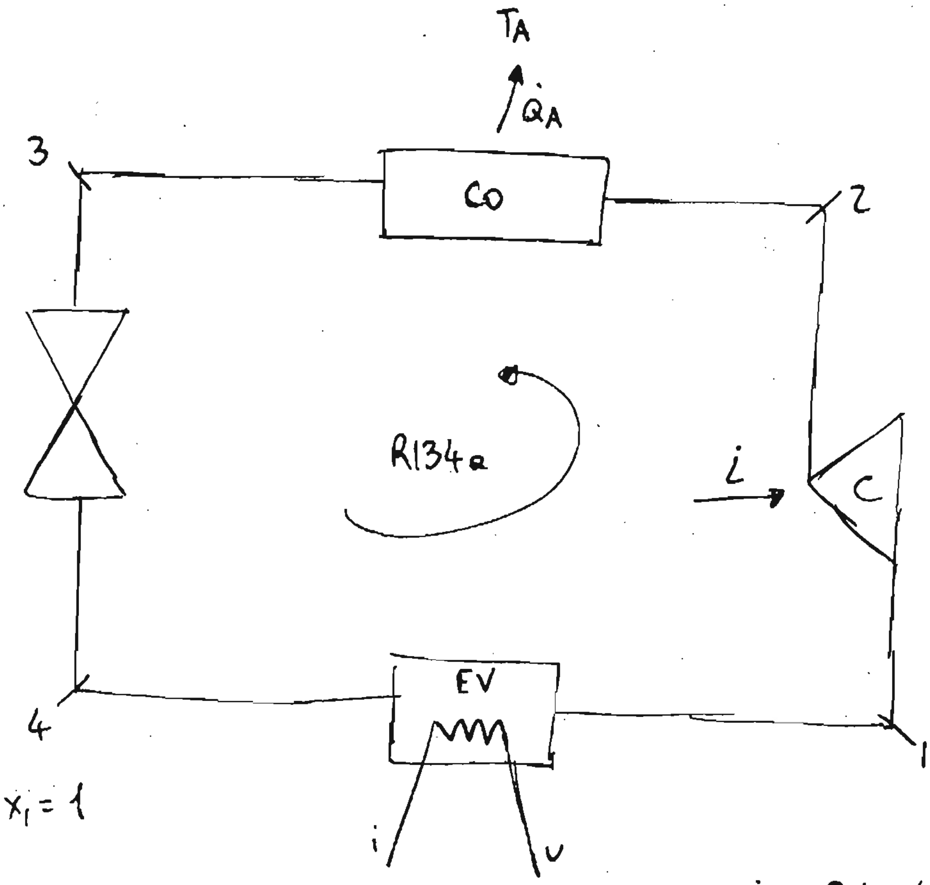
$$T_U = T_0 + \frac{h_U - h_0}{c} = 30°C \Rightarrow s_U = s_0 + c \log \frac{T_U}{T_0} = 0{,}43 \ \frac{KJ}{Kg\,K}$$

Calcoliamo i risultati:

$$\dot{L}_{TV} = \dot{m}(h_3 - h_4) = 956 \ KW$$

$$\dot{S}_{gen\,GLOB} = \underbrace{\dot{m}_H}_{50} \underbrace{(s_U - s_i)}_{0{,}14} + \underbrace{\dot{m}_a}_{8{,}08} \left(\underbrace{c_p \log \frac{T_{A3}}{T_{A1}}}_{-1{,}28} \underbrace{- R \log \frac{p_{A3}}{p_{A1}}}_{+0{,}61} \right) = 1{,}59 \ \frac{KW}{K}$$

R134a



$T_U = ?$

$COP_F = ?$

$\dot{S}_{gen\,CO} = ?$

$\dot{S}_{gen\,GLOB} = ?$

$\dot{m} = 0{,}8$ Kg/s

$p_1 = 1{,}0$ bar $\quad x_1 = 1$

$\eta_{s,c} = 0{,}85$

$x_3 = 0 \quad T_A = 307$ K $\quad T_3 = 312$ K

$\dot{m}_a = 9{,}10$ Kg/s

$p_i = p_U = 1{,}00$ bar

$T_i = 20{,}0°C$

Esplicitiamo i risultati:

- Bilancio di I legge su EV:

$$\dot{m} h_4 + \dot{m}_a h_i = \dot{m}_a h_U + \dot{m} h_1$$

$$\dot{m}(h_4 - h_1) = \dot{m}_a (h_U - h_i) = \dot{m}_a c_p (T_U - T_i)$$

- $$COP_F = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{L}} = \frac{\dot{m}_a (h_i - h_U)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$$

$\dot{Q}_B$ è il calore ceduto all'aria in questo caso.
Lo calcoliamo da un bilancio di I legge attorno serpentina

$\dot{S}_{gen\,GLOB}$: (bilancio di II legge su tutto il sistema):

$$\dot{m}_a s_i + \dot{S}_{gen\,GLOB} = \dot{m}_a s_U + \frac{\dot{Q}_A}{T_A}$$

$\dot{S}_{gen\,CO}$ (bilancio di II legge intorno al CO):

$$\dot{m} s_2 + \dot{S}_{gen\,CO} = \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{m} s_3$$

Riportiamo la tabella x il calcolo dei dati necessari:

	p (bar)	T (K)	h	s	x
1	1,0	247 A	382,9 A	1,75 A	1
2s	9,9 C		427 D	1,75 C	surr. D
2	9,9 C		435 E	1,76 F	surr. F
3	9,9 B	312	255 B	1,18 B	0
4	1,0 G		255 G	1,24 H	0,41 H

(A) Il vapore saturo secco a $p = 1,0$ bar ha: $h = h_s =$

(B) Abbiamo liquido saturo a 312 K: $p = p_{sat}$ $h = h_l$ $s = s_l$

(C) $p_3 = p_2 = p_{2s}$

$s_1 = s_{2s}$

(D) Conoscendo p ed s, determiniamo la fase: Vapore surriscaldato

Utilizziamo Diagramma p-h

(E) Sfruttiamo $\eta_{s,c}$

$$\eta_{s,c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = 435 \frac{kJ}{kg}$$

(F) Stabiliamo la fase analizzando p ed h: Vapore surriscaldato

Utilizziamo p-h

(G) $p_4 = p_1$ $h_4 = h_1$ (x valvola di laminazione)

(H) Calcoliamo fase conoscendo p ed h: Vapore saturo

$$x_4 = \frac{h - h_l}{h_s - h_l} = 0,41 \Rightarrow s_4 = s_l + x_4 (s_s - s_l) = 1,24 \text{ kJ/kg K}$$

Calcoliamo i risultati:

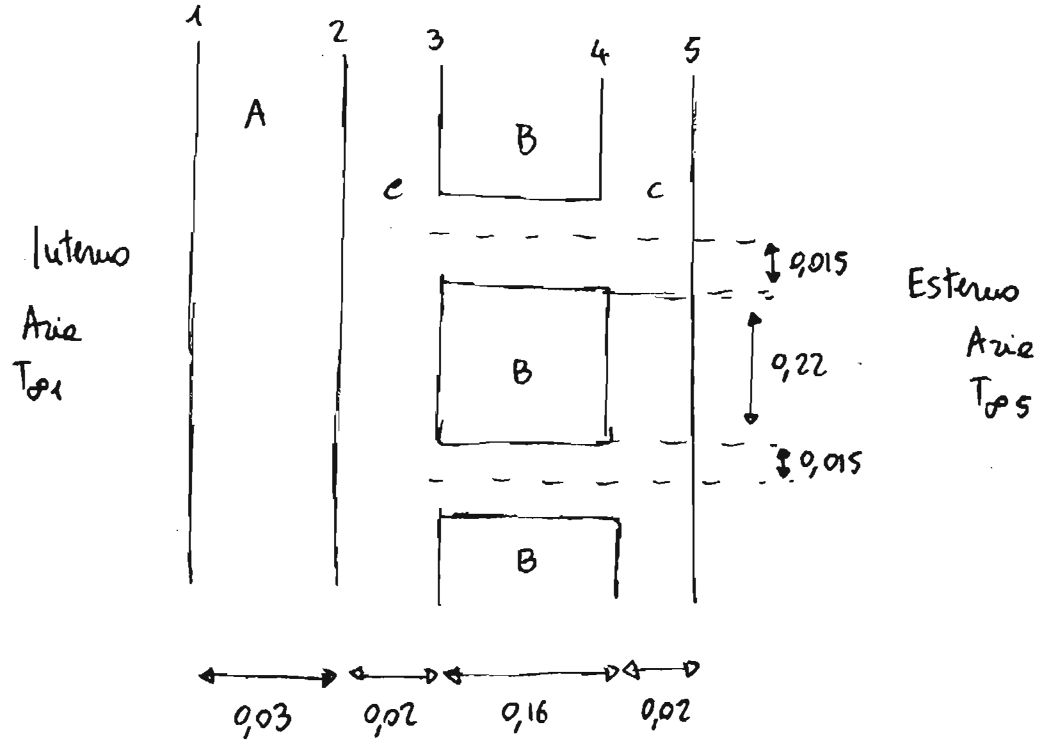
$$\dot{m}_a c_p (T_U - T_i) = \dot{m}(h_4 - h_1) \longrightarrow T_U = T_i + \frac{\dot{m}(h_4 - h_1)}{\dot{m}_a c_p} = 8,9\,°C$$

$$COP_F = \frac{\dot{m}_a (h_i - h_U)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \xrightarrow{gas} = \frac{\dot{m}_a c_p (T_i - T_U)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = 2,4$$

$$\dot{S}_{gen\,GLOB} = \dot{m}_a (s_U - s_i) + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} = \dot{m}_a \left(\underbrace{c_p \log \frac{T_U}{T_i} - R \log P_2/P_1}_{\text{formula x i gas}} \right) + \underbrace{\frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{T_A}}_{\text{bilancio di I legge attorno a CO}} = -0,35 + 0,469 = 0,12 \frac{kW}{kg\,K}$$

$$\dot{S}_{gen\,CO} = \dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{T_A} = 5,95 \cdot 10^{-3} \frac{kW}{kg\,K}$$

Es. 5



$T_{\infty 1} = 20{,}0\,°C$

$T_{\infty 5} = 4{,}60\,°C$

Altezza parete = $h = 3{,}00\,m$

Spessore parete = $s = 0{,}23\,m$

Larghezza " (profondità) = $L = 5{,}00\,m$

$K_A = 0{,}026\ \frac{W}{mK}$

$K_B = 0{,}658\ W/mK$

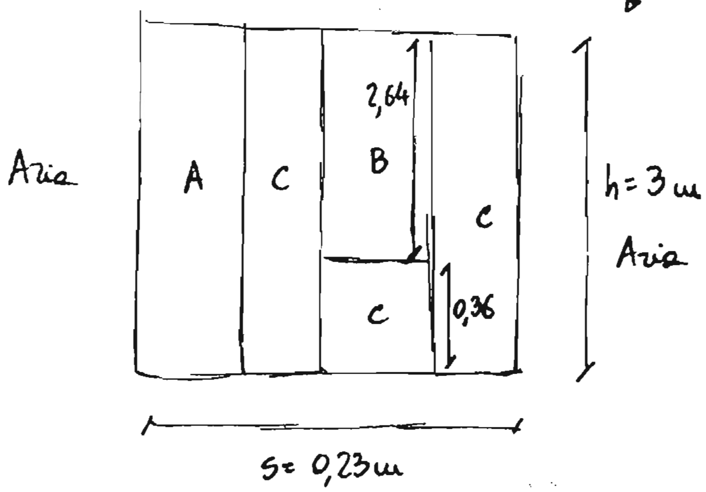
$K_C = 0{,}220\ W/mK$

$\dot{Q}$ da 1 a 5 $= 131\,W$

$h_1 = 20{,}0\ W/m^2K$

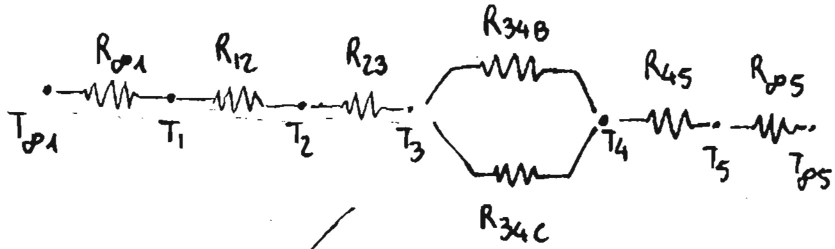
$T_5 = ?\quad h_5 = ?$

Analizziamo 3-4 : su 3 m di parete avremo 2,64 m di B e 0,36 m di C $\Rightarrow$ possiamo schematizzare parete unendo i blocchi di B



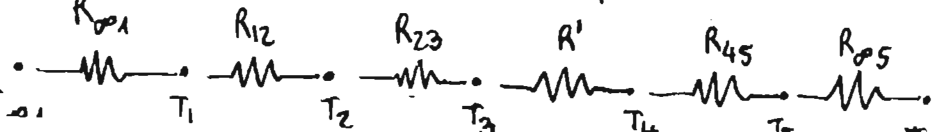
Possiamo sfruttare l'analogia con la legge di Ohm,

$V = Ri \Rightarrow \Delta T = R\dot{Q}$



Unendo le resistenze in parallelo:

Calcoliamo le varie resistenze:



$$R_{\infty 1} = \frac{1}{h_1 A} = 3{,}33 \cdot 10^{-3} \ \frac{K}{W}$$

$$R_{12} = \frac{S_{12}}{K_{12} A} = \frac{S_{12}}{K_A A} = 0{,}0769 \ \frac{K}{W}$$

$$R_{23} = \frac{S_{23}}{K_{23} A} = \frac{S_{23}}{K_C A} = 6{,}06 \cdot 10^{-3} \ \frac{K}{W}$$

$$R_{45} = \frac{S_{45}}{K_{45} A} = \frac{S_{45}}{K_C A} = 6{,}06 \cdot 10^{-3} \ \frac{K}{W}$$

$$R_{\infty 5} = \frac{1}{h_2 A} = ?$$

L'area x queste resistenze è costante ed è proprio quella della parete: $A = L \cdot h$

INVECE

$$\times \ R_{34B} = \frac{S_{34}}{K_B \cdot A_B} = \frac{S_{34}}{K_B \cdot 2{,}64 \cdot 5} = 0{,}0184 \ \frac{K}{W}$$

Solo altezza coperta da B

$$\times \ R_{34C} = \frac{S_{34}}{K_C A_C} = \frac{S_{34}}{K_C \cdot 0{,}36 \cdot 5} = 0{,}404 \ \frac{K}{W}$$

$$\Downarrow$$

$$R' = \frac{R_{34B} \cdot R_{34C}}{R_{34B} + R_{34C}} = \frac{7{,}4336 \cdot 10^{-3}}{0{,}4224} = 0{,}0176 \ \frac{K}{W}$$

La resistenza equivalente è:

$$\Delta T = R_{eq} \cdot \dot{Q}$$

$$R_{eq} = R_{\infty 1} + R_{12} + R_{23} + R_{45} + R_{\infty 5} + R' = 0{,}11 + R_{\infty 5}$$

$$(T_{\infty 1} - T_{\infty 5}) = 15{,}4 \ K = (0{,}11 + R_{\infty 5}) \cdot 131 \ W$$

$$\Downarrow$$

$$0{,}11 + R_{\infty 5} = \frac{15{,}4}{131} \Rightarrow R_{\infty 5} = 7{,}56 \cdot 10^{-3} \ \frac{K}{W} = \frac{1}{h_2 \cdot 15}$$

$$\Downarrow$$

$$h_2 = 8{,}8 \ \frac{W}{m^2 K}$$

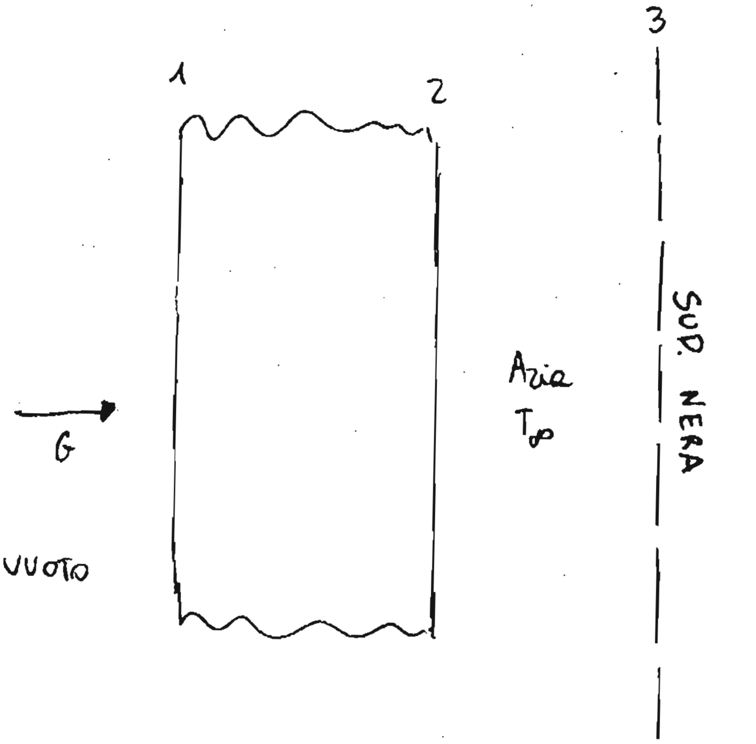
Possiamo valutare la resistenza $R_{\infty 5}$:

$$\Delta T = R_{\infty 5} \ \dot{Q}$$

$$T_5 - T_{\infty 5} = R_{\infty 5} \cdot \dot{Q} = 0{,}99 \ K$$

$$T_5 = 5{,}6 \ °C$$

Es. 6



$\varepsilon_1 = \alpha_1 = 0{,}800$

$T_1 = 176°C$

$G = 3630\ W/m^2$

$\varepsilon_2 = 0{,}800$

$T_\infty = 50{,}0°C$

$\varepsilon_3 = 1$ (superficie nera)

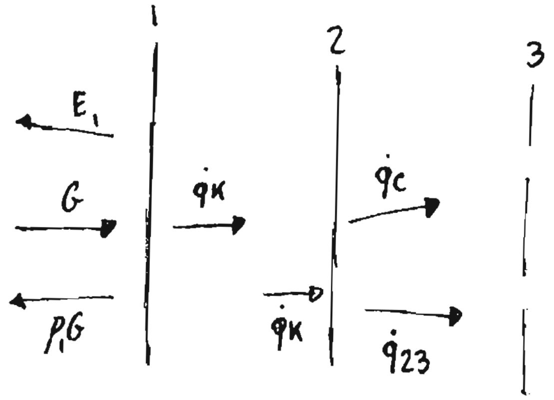
$S_{12} = 0{,}1\ m$

$K_{12} = 1{,}40\ \frac{W}{mK}$

$h_2 = 11{,}6\ W/m^2K$

$T_2 = ?\quad T_3 = ?$

Analizziamo la struttura in termini di flussi:



Bilancio su 1:
(supponiamo $\dot{q}_K$ che va da 1 a 2)

$$G = E_1 + \rho_1 G + \dot{q}_K$$

$$E_1 = \varepsilon_1 \sigma_0 T_1^4 = 1844\ W/m^2$$

$$\dot{q}_K = G(1-\rho_1) - E_1 = G\varepsilon_1 - E_1 = 1060\ \frac{W}{m^2}$$

Supposizione confermata:
$\dot{q}_K$ va da 1 a 2

Bilancio su 2:

$$\dot{q}_K = \dot{q}_c + \dot{q}_{23}$$

- $\dot{q}_c$ è uscente perché $T_2 > T_\infty$ ed è pari a: $\dot{q}_c = h_2(T_2 - T_\infty) = 580\ \frac{W}{m^2}$
- Determiniamo $\dot{q}_{23}$ che è il flusso di calore scambiato x irraggiamento tra 2 e 3:

$$\dot{q}_{23} = \dot{q}_K - \dot{q}_c = 480\ \frac{W}{m^2}$$

Conoscendo $\dot{q}_K$ possiamo determinare T_2:

$$\dot{q}_K = K_{12} \frac{(T_1 - T_2)}{S_{12}}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{\dot{q}_K \, S_{12}}{K_{12}} = 100°C$$

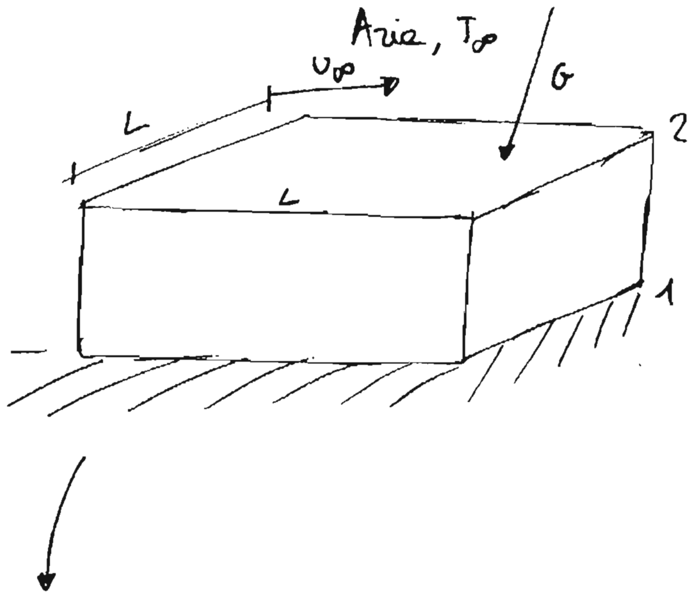
* Conoscendo $\dot{q}_{23}$ possiamo determinare T_3; utilizzando la formula x lo scambio di calore tra sup. nera e grigia

$$\dot{q}_{23} = \varepsilon_2 \sigma_0 \left(T_2^4 - T_3^4\right) = 480 \frac{W}{m^2}$$

$$T_3 = \sqrt[4]{T_2^4 - \frac{\dot{q}_{23}}{\varepsilon_2 \sigma_0}} = 306\,K = 33°C$$

* $\dot{q}_{23}$ è positivo quindi il flusso scambiato va da 2 a 3 e $T_2 > T_3$

Es. 7



Superficie 1 adiabatica

$T_\infty = 17,0\ °C$

$u_\infty = 4,00\ m/s$

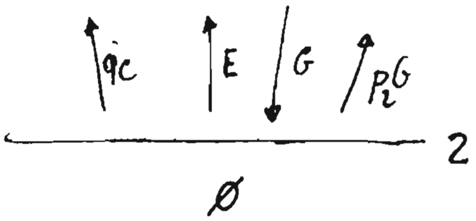
$G = 3000\ W/m^2$

$T_2 = 80,0\ °C$

$\varepsilon_2 = ?$

$L = 1,00\ m$

Visualizziamo la superficie 2:



Bilancio:

- q_K non esiste in quanto la superficie 1 è adiabatica e non vi sono scambi conduttivi
- q_c è uscente perché $T_2 > T_\infty$

$$G = E + \rho_2 G + q_c$$

$$\downarrow$$

$$G(1-\rho_2) - \varepsilon_2 \sigma_0 T_2^4 = q_c$$

$$\varepsilon_2 = \frac{q_c}{G - \sigma_0 T_2^4} = 0,233$$

- Calcoliamo $q_c = h_c (T_2 - T_\infty) = 494\ \frac{W}{m^2}$

$h_c = \frac{Nu\, K}{L} = 7,84\ W/m^2K$

$T_{rif} = T_\infty \quad L = 1,00\ m$

$K = 0,0254 \quad Re = \frac{u_\infty L}{\nu} = 270270$

$Pr = 0,715 \quad Nu = 0,664\ Pr^{1/3} Re^{1/2} = 308,6$

- Calcoliamo $E = \varepsilon_2 \sigma_0 T_2^4$
- Sappiamo che $1 - \rho_2 = \varepsilon_2$