Università degli Studi di Perugia
Sezione di Fisica Tecnica

Fisica Tecnica Ambientale

Esercizi

Docente: prof. Francesco Asdrubali

Esercizi a cura di: ing. Francesco D'Alessandro

AGGIORNAMENTO: 28/05/2015

Corso di Laurea in Ingegneria Edile e Architettura A.A. 2014/2015

Sommario

TRASMISSIONE DI CALORE: CONDUZIONE

Esercizio n°1

Una parete omogenea, avente spessore 20 cm e superficie di dimensioni 4 x 5 m, presenta rispettivamente le temperature superficiali di 6 °C e 20 °C.

La conducibilità termica della parete è pari a λ = 0.25 W/mK.

Determinare il flusso termico scambiato tra le due superfici della parete.

[Risultato: 350 W]

<u>Svolgimento</u>

La quantità di calore che si trasmette, per unità di superficie e di tempo, in regime stazionario attraverso una parete omogenea di spessore s, è direttamente proporzionale alla conducibilità λ del materiale ed alla differenza fra le temperature delle facce estreme ed è inversamente proporzionale allo spessore s della parete:

$$q' = \frac{\lambda}{s}(T_1 - T_2) \qquad [W/m^2]$$

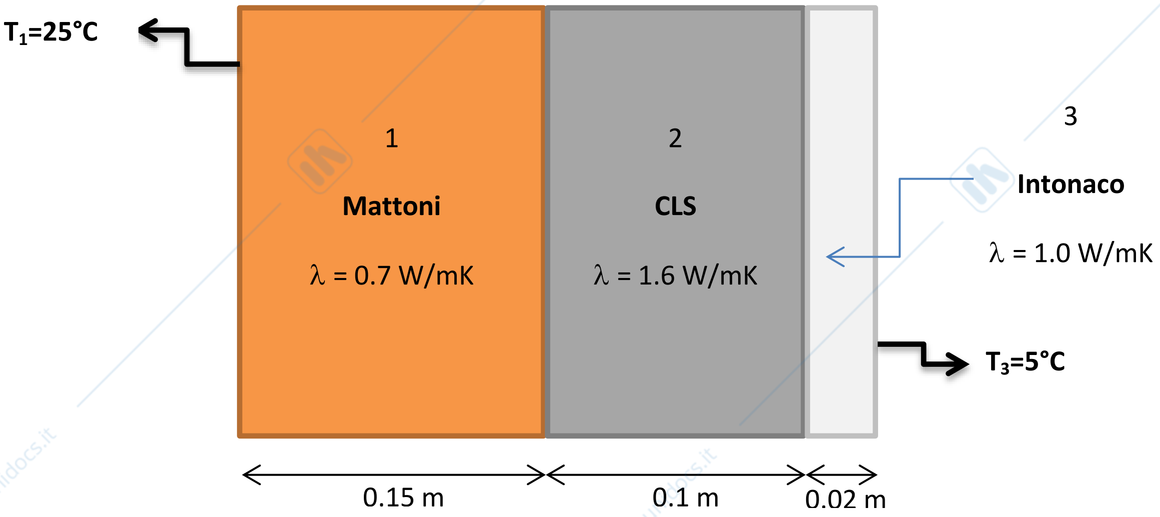
Moltiplicando il flusso per unità di superficie per l'area della parete troviamo il flusso termico scambiato tra le due pareti:

$$q' = A\frac{\lambda}{s}(T_1 - T_2) = (4*5)*\frac{0.25}{0.2}*(20-6) = 20*\frac{0.25}{0.2}*14 = 350\,W$$

Esercizio n°2

Una parete piana è costituita da tre strati in serie rispettivamente di mattoni dello spessore di 0.15 m, di calcestruzzo dello spessore di 0.1 m e di intonaco dello spessore di 0.02 m. La temperatura della faccia esterna della parete in mattoni è di 25 °C e la temperatura della faccia esterna dell'intonaco è 5 °C.

Si considerino le conduttività termiche dei mattoni, del calcestruzzo e dell'intonaco rispettivamente pari a 0.70, 1.6 e 1.0 W/mK.



Si valuti il flusso termico specifico e la temperatura dell'interfaccia parete di mattoni-calcestruzzo.

[Risultato: q' = 67.4 W/m², T= 10.5 °C]

<u>Svolgimento</u>

Il flusso termico specifico trasmesso per conduzione tra le due superfici limite della parete è:

$$q' = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1}+\frac{s_2}{\lambda_2}+\frac{s_3}{\lambda_3}}(T_1 - T_3) = \frac{1}{\frac{0.15}{0.7}+\frac{0.1}{1.6}+\frac{0.02}{1.0}}(25-5) = \frac{1}{0.214+0.062+0.02}(20) = 67.4\frac{W}{m^2}$$

Per valutare la temperatura dell'interfaccia parete di mattoni-calcestruzzo $T_{1\text{-}2}$ consideriamo il flusso termico trasmesso per conduzione unicamente attraverso lo strato in mattoni:

$$q'_1 = \frac{\lambda_1}{s_1}(T_1 - T_{1-2})$$

Essendo in regime stazionario si ha che:

$$q' = q'_1 \;\rightarrow\; q'_1 = q' = \frac{\lambda_1}{s_1}(T_1 - T_{1-2}) \;\rightarrow\; 67.4 = \frac{0.7}{0.15}(25 - T_{1-2})$$

$$\rightarrow \quad T_{1-2} = 25 - 67.4\frac{0.15}{0.7} = 10.5\,°C$$

Nello stesso modo possiamo valutare le temperature alle altre interfacce e disegnare l'andamento della temperatura all'interno della parete.

Esercizio n°3

Una parete piana perimetrale di un edificio è costituita, a partire dall'interno, da due strati:

- *25 cm di mattoni (λ = 0.70 W/mK)*
- *15 cm di calcestruzzo(λ = 1.6 W/mK).*

La temperatura della faccia interna della parete è 25 °C e la temperatura della faccia esterna è 5 °C.

1. *Si valuti il flusso termico specifico e disegnare l'andamento della temperatura nella muratura.*
2. *Se si vuole ridurre del 50% il flusso termico specifico che attraversa la parete mediante l'aggiunta sul lato esterno di uno strato di poliuretano espanso (λ = 0.033 W/mK), determinare lo spessore di isolante necessario e il nuovo andamento di temperatura nella parete (disegnarlo).*

[Risultato: 1) q' = 44.4 W/m^2, Tx = 9.2°C; 2) s_{isol} = 1.5 cm, T_{x1} = 17.1°C, T_{x2} = 15.0°C]

<u>Svolgimento</u>

1) Sotto l'ipotesi di regime stazionario, il flusso termico specifico trasmesso per conduzione tra le due superfici limite della parete è

$$q' = \frac{1}{\frac{s_m}{\lambda_m} + \frac{s_c}{\lambda_c}}\left(T_i - T_e\right) = \frac{1}{\frac{0.25}{0.7} + \frac{0.15}{1.6}}(25 - 5) = 44.4\,\frac{W}{m^2}$$

dove i pedici m e c sono relativi rispettivamente allo strato in mattoni e a quello in calcestruzzo.

Per calcolare la temperatura ricordiamo che in regime stazionario i flussi trasmessi attraverso i singoli strati sono uguali. Pertanto, considerando il flusso trasmesso attraverso lo strato in mattoni:

$$q'_m = q' = \frac{\lambda_m}{s_m}(T_i - T_x) \Rightarrow T_x = T_i - \frac{s_m}{\lambda_m} q' \Rightarrow T_x = 25 - \frac{0.25}{0.7} 44.4 = 9.2°C$$

2) Vogliamo ora rivestire l'esterno della parete con del materiale isolante (cappotto) avente conducibilità termica nota e pari a λ = 0.033 W/mK al fine di ridurre del 50% il flusso trasmesso per conduzione:

$$q^* = \frac{1}{\frac{s_m}{\lambda_m} + \frac{s_c}{\lambda_c} + \frac{s_{is}}{\lambda_{is}}}(T_i - T_e) = 0.5 * q' = 22.2 \frac{W}{m^2}$$

dove lo spessore dell'isolante s_{is} è l'unica incognita:

$$s_{is} = \lambda_{is}\left[\frac{(T_i - T_e)}{q^*} - \frac{s_m}{\lambda_m} - \frac{s_c}{\lambda_c}\right] = 0.033\left[\frac{(25-5)}{22.2} - \frac{0.25}{0.7} - \frac{0.15}{1.6}\right] = 0.015\, m = 1.5\, cm$$

Per valutare le temperature alle interfacce dei singoli strati procediamo come al punto 1.

Per lo strato di mattoni:

$$q^*_m = q^* = \frac{\lambda_m}{s_m}(T_i - T_{x,1}) \Rightarrow T_{x,1} = T_i - \frac{s_m}{\lambda_m} q^* \Rightarrow T_{x,1} = 25 - \frac{0.25}{0.7} 22.2 = 17.1°C$$

Per lo strato in calcestruzzo:

$$q^*_c = q^* = \frac{\lambda_c}{s_c}(T_{x,1} - T_{x,2}) \Rightarrow T_{x,2} = T_{x,1} - \frac{s_c}{\lambda_c} q^* \Rightarrow T_{x,2} = 17.1 - \frac{0.15}{1.6} 22.2 = 15.0°C$$

Esercizio n°1

Un tubo di diametro interno D = 30 mm e lungo L = 1 m è percorso da acqua alla temperatura media T_f = 90 °C.

Se la velocità dell'acqua è u = 1 cm/s e la temperatura di parete T_p = 40 °C, determinare il flusso termico ceduto per convezione alla parete.

Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo acqua-tubo, utilizzare la seguente correlazione di scambio termico:

$$Nu_D = 1.86\,(Re_D\,Pr\frac{D}{L})^{0,33}$$

N.B. Si veda l'Appendice A per le proprietà dell'acqua

[Risultato: q = 726.6 W]

<u>Svolgimento</u>

Il flusso termico trasmesso per convezione tra l'acqua e il tubo è:

$$q = A \cdot h \cdot (T_f - T_p)$$

dove A è la superficie di scambio e h il coefficiente di convezione.

Ricordiamo la definizione del numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda}$$

dove l è la dimensione caratteristica del sistema, in questo caso uguale al diametro D. Pertanto:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad \Longrightarrow \quad h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$$

Per conoscere il coefficiente di convezione h e quindi il flusso termico dobbiamo calcolare prima il numero di Nusselt che è dato da:

$$Nu_D = 1.86\,(Re_D\,Pr\frac{D}{L})^{0,33}$$

Bisogna quindi calcolare il numero di Reynolds ed il numero di Prandtl:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \qquad Pr = \frac{\gamma \cdot \mu}{\lambda}$$

I valori della densità ρ, della viscosità dinamica μ, della conducibilità termica λ e del calore specifico γ possono essere presi dalla tabella riportata in Appendice A per un valore medio della temperatura pari a:

$$T_{media} = \frac{T_f + T_p}{2} = \frac{90 + 40}{2} = 65\ °C = 338.15\ K$$

In teoria dovremmo interpolare i dati riportati in tabella; qui per semplicità prendiamo le proprietà dell'acqua a T = 340 K.

ρ = 980 kg/m^3;   μ = 0.423*10^{-3} Pa s;   λ = 0.659 W/m K;   γ = 4187 J/kg K.

Calcoliamo il numero di Reynolds ed il numero di Prandtl:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{980 \cdot 0.01 \cdot 0.03}{0.423 \cdot 10^{-3}} = 695 \;\rightarrow\; MOTO\ LAMINARE$$

$$Pr = \frac{\gamma \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4187 \cdot 0.423 \cdot 10^{-3}}{0.659} = 2.69$$

Possiamo ora calcolare il numero di Nusselt

$$Nu_D = 1{,}86\ (Re_D\ Pr \frac{D}{L})^{0{,}33} = 7.02$$

il coefficiente di convezione

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = 154.3\ \frac{W}{m^2 K}$$

ed, infine, il flusso termico scambiato per convezione

$$q = A \cdot h \cdot (T_f - T_p) = (\pi \cdot D \cdot L) \cdot h \cdot (T_f - T_p) = 726.6\ W$$

Esercizio n°2

Una piastra piana sottile verticale, avente dimensioni larghezza l=0,1 m e altezza H=0,3m, mantenuta a una temperatura uniforme T_p = 40 °C, è immersa in un fluido a temperatura T_f = 14 °C.

Determinare il flusso termico scambiato per convezione tra la piastra e il fluido sia nel caso che questo sia costituito da aria che da acqua.

Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo utilizzare la seguente correlazione di scambio termico:

$$Nu_H = 0.555\ {Ra_H}^{1/4} \quad 10<Ra_H<10^9$$

$$Nu_H = 0.13\ {Ra_H}^{1/3} \quad Ra_H>10^9$$

N.B. Si veda l'Appendice A per le proprietà di acqua e aria. Il coefficiente di dilatazione cubica a si consideri uguale a $2,1*10^{-4}$ per l'acqua e pari a $3,3*10^{-3}$ per l'aria.

[Risultato: q_{aria} = 6.9 W, q_{acqua} = 928.4 W]

<u>Svolgimento</u>

Il flusso termico trasmesso per convezione tra la piastra e il fluido è:

$$q = A \cdot h \cdot (T_p - T_f)$$

dove la superficie A = 2*l*H visto che lo scambio termico avviene su entrambe le facce della piastra e trascuriamo il contributo della superficie laterale avendo ipotizzato la lastra sottile.

Ricordiamo la definizione del numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda}$$

dove l è la dimensione caratteristica del sistema, in questo caso uguale all'altezza della piastra H. Pertanto:

$$Nu = \frac{h \cdot H}{\lambda} \quad \Longrightarrow \quad h = \frac{Nu \cdot \lambda}{H}$$

La correlazione di scambio termico proposta per questa applicazione lega il numero di Nusselt a quello di Rayleigh, che a sua volta può essere espresso come prodotto tra il numero di Prandtl e quello di Grashof:

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

$$\Pr = \frac{\gamma\mu}{\lambda} \quad Gr = \frac{ag\theta l^3 \rho^2}{\mu^2}$$

Per valutare il coefficiente di convezione dobbiamo quindi conoscere le seguenti grandezze: coefficiente di dilatazione cubica a, densità ρ, viscosità dinamica μ, conducibilità termica λ e calore specifico γ. Ricordiamo che θ è la differenza tra le temperature e l è la dimensione caratteristica del sistema, in questo caso rappresentata dall'altezza dalla piastra H.

Trattiamo prima il caso in cui il fluido è aria e poi quello nel quale è acqua.

Caso a: aria

Dalla tabella riportata in Appendice A relativa all'aria, per un valore medio della temperatura pari a:

$$T_{media} = \frac{T_p + T_f}{2} = \frac{40 + 14}{2} = 27\ °C = 300.15\ K$$

otteniamo:

ρ = 1.177 kg/m^3; μ = 1.85*10^{-5} Pa s; λ = 0.0261 W/m K; γ = 1005 J/kg K; a= 3.3*10^{-5}

Possiamo ora calcolare il numero di Prandtl e quello di Grashof:

$$Gr = \frac{ag\theta l^3 \rho^2}{\mu^2} = \frac{3.3 \cdot 10^{-3} * 9.81 * (40-14) * (0.3)^3 * (1.177)^2}{(1.85 \cdot 10^{-5})^2} = 9.71 \cdot 10^7$$

$$\Pr = \frac{\gamma\mu}{\lambda} = \frac{1005 * 1.85 \cdot 10^{-5}}{0.0261} = 0.71$$

Calcoliamo quindi il numero di Rayleigh:

$$Ra = Pr \cdot Gr = 9.71 \cdot 10^7 * 0.71 = 6.92 \cdot 10^7$$

Essendo minore di 10^9 calcoliamo il numero di Nusselt con la relazione:

$$Nu = 0.555\ Ra^{1/4} = 0.555\ (6.92 \cdot 10^7)^{1/4} = 50.61$$

il coefficiente di convezione

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{H} = \frac{50.61 \cdot 0.0261}{0.3} = 4.40\ \frac{W}{m^2K}$$

ed, infine, il flusso termico scambiato per convezione

$$q_{aria} = A \cdot h \cdot (T_p - T_f) = (2 * l * H) \cdot h \cdot (T_p - T_f)$$
$$= (2 * 0.1 * 0.3) \cdot 4.40 \cdot (40 - 14) = 6.9\ W$$

Caso b: acqua

Dalla tabella riportata in Appendice A relativa all'acqua, per un valore medio della temperatura pari a:

$$T_{media} = \frac{T_p + T_f}{2} = \frac{40 + 14}{2} = 27\ °C = 300.15\ K$$

otteniamo:

ρ = 997 kg/m^3; μ = 8.57*10^{-4} Pa s; λ = 0.608 W/m K; γ = 4177 J/kg K; a= 2.1*10^{-4}

Possiamo ora calcolare il numero di Prandtl e quello di Grashof:

$$Gr = \frac{ag\theta l^3 \rho^2}{\mu^2} = \frac{2.1 \cdot 10^{-4} * 9.81 * (40-14) * (0.3)^3 * (997)^2}{(8.57 \cdot 10^{-4})^2} = 1.96 \cdot 10^9$$

$$\Pr = \frac{\gamma\mu}{\lambda} = \frac{4177 * 8.57 \cdot 10^{-4}}{0.608} = 5.89$$

Calcoliamo quindi il numero di Rayleigh:

$$Ra = Pr \cdot Gr = 1.96 \cdot 10^9 * 5.89 = 1.15 \cdot 10^{10}$$

Essendo maggiore di 10^9 calcoliamo il numero di Nusselt con la relazione:

$$Nu = 0.13\ Ra^{1/4} = 0.13\ (1.15 \cdot 10^{10})^{1/4} = 293.64$$

il coefficiente di convezione

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{H} = \frac{293.64 \cdot 0.608}{0.3} = 595.1\ \frac{W}{m^2K}$$

ed, infine, il flusso termico scambiato per convezione

$$q_{acqua} = A \cdot h \cdot (T_p - T_f) = (2 * l * H) \cdot h \cdot (T_p - T_f)$$
$$= (2 * 0.1 * 0.3) \cdot 595.1 \cdot (40 - 14) = 928.4\, W$$

Esercizio n°1

Un corpo nero si trovi alla temperatura costante di 300 °C.

Valutare la lunghezza d'onda corrispondente al valore massimo dell'emissione specifica ed il flusso termico specifico emesso per radiazione.

[Risultato: λ_{max} = 5 μm, q= 6118 W/m^2]

<u>Svolgimento</u>

La lunghezza d'onda corrispondente al valore massimo dell'emissione specifica del corpo nero si valuta con la legge di Wien:

$$\lambda_{\varepsilon_{0,max}} = \frac{A}{T} \quad \text{dove A=2.898*10}^3\ \mu\text{m/K}$$

T è espressa in Kelvin → T=300 °C = 300+273.15 K= 573.15 K e

$$\lambda_{\varepsilon_{0,max}} = \frac{2.898 \cdot 10^3}{573.15} = 5\ \mu m$$

Il flusso termico specifico emesso per radiazione dal corpo nero è l'irradiamento integrale J valutabile attraverso la legge di Stefan-Boltzmann:

$$q = J = \sigma_0 T^4 \quad \text{dove} \quad \sigma_0 = 5.6696 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

$$q = 5.6696 \cdot 10^{-8} * 573.15 = 6118 \frac{W}{m^2}$$

Esercizio n°2

Due piani paralleli grigi sono mantenuti a temperatura costante T_1=1000 K e T_2=750 K. I coefficienti di assorbimento dei due piani siano a_1=0.3 e a_2=0.6 rispettivamente.

Calcolare il flusso termico specifico scambiato tra i due piani (solo per irraggiamento).

[Risultato: q= 9690 W/m^2]

Svolgimento

Siamo nel caso di piani paralleli affacciati che scambiano calore per irraggiamento. In questo caso il flusso termico scambiato per unità di superficie è dato da:

$$q = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1}\left(T_1^4 - T_2^4\right) \text{dove } \sigma_0 = 5.6696 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

$$q = \frac{5.6696 \cdot 10^{-8}}{\frac{1}{0.3} + \frac{1}{0.6} - 1}\left(1000^4 - 750^4\right) = 9690 \frac{W}{m^2}$$

Esercizio n°3

Tre piani grigi dello stesso materiale sono disposti parallelamente tra loro e la distanza tra loro è piccola rispetto alle dimensioni. Il coefficiente di assorbimento del materiale è 0,1.

Se le temperature dei due piani esterni sono rispettivamente 200 °C e 50 °C, calcolare a che temperatura si porta il piano intermedio.

Calcolare, inoltre, il flusso termico specifico scambiato (solo per irraggiamento) tra i due piani esterni in assenza ed in presenza del piano intermedio.

[Risultato: T = 144,8 °C; $q_{senza\ schermo}$ = 117 W/m^2; $q_{con\ schermo}$ = 58,5 W/m^2]

Svolgimento

Siamo nel caso degli schermi di radiazione. Essendo tutti i corpi grigi la temperatura T_s alla quale si porta lo schermo si può esprimere come:

$$T_s^4 = \frac{T_1^4\left(\frac{1}{a_s} + \frac{1}{a_2} - 1\right) + T_2^4\left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_s} - 1\right)}{\left(\frac{1}{a_1} + \frac{2}{a_s} + \frac{1}{a_2} - 2\right)}$$

dove a_1, a_s e a_2 sono i coefficienti di assorbimento del piano 1, dello schermo e del piano 2, nel presente esercizio tutti uguali a 0,1.

Esprimiamo T_1 e T_2 in Kelvin: T1=200°C = 473.15 K e T2=50°C = 323.15 K

Sostituendo nella relazione precedentemente introdotta si ha:

$$T_s = \left[\frac{473.15^4\left(\frac{1}{0.1}+\frac{1}{0.1}-1\right)+323.15^4\left(\frac{1}{0.1}+\frac{1}{0.1}-1\right)}{\left(\frac{1}{0.1}+\frac{2}{0.1}+\frac{1}{0.1}-2\right)} \right]^{1/4} = 417.9\ \text{K} = 144.8\ °\text{C}$$

Andiamo ora a valutare il flusso termico scambiato per irraggiamento tra i due piani esterni in assenza e in presenza dello schermo.

Caso a: assenza di schermo

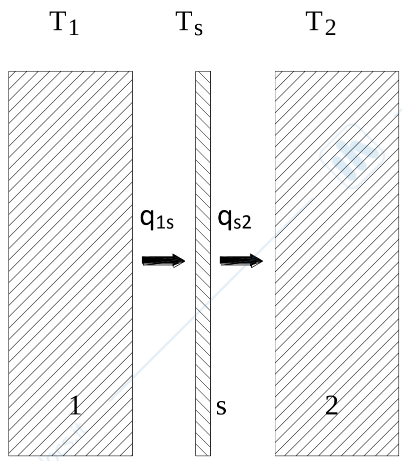
Analogamente a quanto visto nello svolgimento dell'esercizio 2, il flusso termico scambiato per unità di superficie è dato da:

$$q = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_2}-1}\left(T_1^4 - T_2^4\right) \text{ dove } \sigma_0 = 5.6696 \cdot 10^{-8}\,\frac{W}{m^2K^4}$$

In questo caso si ha:

$$q = \frac{5.6696\cdot 10^{-8}}{\frac{1}{0.1}+\frac{1}{0.1}-1}\left(473.15^4 - 323.15^4\right) = 117\,\frac{W}{m^2}$$

Caso b: Presenza di schermo



Essendo in regime stazionario si ha che:

$q = q_{1s} = q_{s2}$

Per valutare q quindi possiamo calcolare in maniera del tutto equivalente q_{1s} o q_{2s}.

Scegliamo q_{1s}:

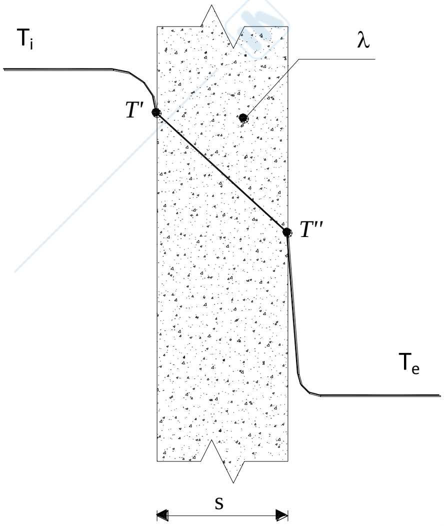
$$q_{1s} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_s}-1}\left(T_1^4 - T_s^4\right) = \frac{5.6696 \cdot 10^{-8}}{\frac{1}{0.1}+\frac{1}{0.1}-1}\left(473.15^4 - 417.9^4\right) = 58.5\frac{W}{m^2}$$

che è la metà del flusso termico scambiato dai due piani esterni in assenza del piano intermedio (essendo i coefficienti di assorbimento tutti uguali tra loro).

TRASMISSIONE DI CALORE: TRASMITTANZA

Esercizio n°1

Si consideri una parete in mattoni con spessore s=0.5 m e conducibilità pari a 0.5 W/mK. Tale parete separa due ambienti a temperatura T_i = 20 °C e T_e = 5 °C. Supposto che i coefficiente di scambio termico lato esterno e lato interno siano k_i = 7,7 W/m² K e k_e = 25 W/m² K, calcolare:



1. *la trasmittanza della parete*
2. *il flusso termico scambiato per unità di superficie*
3. *le temperature delle due estremità della parete*

[Risultato: 1) H= 0,85 W/m² K; 2) q'= 12,8 W/m² ; 3) T'= 18, 3°, T''= 5,5 °C]

<u>Svolgimento</u>

1) Calcoliamo la trasmittanza della parete:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{k_i}+\frac{s}{\lambda}+\frac{1}{k_e}} = \frac{1}{\frac{1}{7.7}+\frac{0.5}{0.5}+\frac{1}{25}} = 0.85\ \frac{W}{m^2K}$$

2) Calcoliamo il flusso termico scambiato per unità di superficie:

$$q' = H(T_i - T_e) = 0.85(20-5) = 12.8\ \frac{W}{m^2}$$

3) Andiamo infine a valutare le temperature superficiali delle due pareti. Siamo in regime stazionario quindi i flussi termici scambiati tra i fluidi che lambiscono le pareti e le superfici delle pareti (per adduzione) e quello che attraversa la parete per conduzione sono uguali. Il valore di q lo abbiamo già valutato al punto 2.

Valutiamo prima T':

$$q' = k_i(T_i - T') \Longrightarrow T_i - T' = \frac{q'}{k_i} \Longrightarrow T' = T_i - \frac{q'}{k_i} = 20 - \frac{12.8}{7.7} = 18.3°C$$

ed infine T''.

$$q' = k_e(T'' - T_e) \Longrightarrow T'' - T_e = \frac{q'}{k_e} \Longrightarrow T' = T_e + \frac{q'}{k_e} = 5 + \frac{12.8}{25} = 5.5°C$$

Esercizio n°2

*L'involucro di un frigorifero si può considerare un parallelepipedo di dimensioni L*P*H = 0.7 x 0.9 x 1.75 m.*

La parete è costituita da uno strato di schiuma espansa di spessore s_s = 5 cm e di conducibilità termica λ_s = 0.04 W/mK, ricoperto da una lamiera in acciaio di spessore s_l =1 mm e di conducibilità termica λ_l = 30 W/mK. La base del frigorifero si può considerare adiabatica.

Le altre pareti hanno un coefficiente di adduzione interno k_{int} = 3 W/m^2 K e uno esterno k_{est} = 10 W/m^2 K. La temperatura esterna all'ambiente vale T_A = 20 °C e quella interna vale T_i = -20 °C.

Trascurando l'effetto degli spigoli, valutare la potenza termica che è necessario asportare tramite la macchina frigorifera in condizioni di regime per compensare l'afflusso di calore attraverso le pareti stesse.

[Ris. 148 W]

(NOTA: questa costituisce solo un'aliquota della potenza del frigorifero, dato che ulteriore potenza è necessaria per refrigerare i cibi introdotti a temperatura ambiente e per compensare gli afflussi di aria calda dovuti alle aperture dello sportello).

Svolgimento

Andiamo a valutare la trasmittanza della parete composta dalla lamiera isolata con la schiuma espansa:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{k_{est}} + \frac{s_l}{\lambda_l} + \frac{s_s}{\lambda_s} + \frac{1}{k_{int}}} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.001}{30} + \frac{0.05}{0.04} + \frac{1}{3}} = 0.594 \ \frac{W}{m^2K}$$

Il flusso scambiato tra ambiente esterno ed interno al frigorifero è dato da:

$$q = AH(T_A - T_i)$$

dove A è la superficie di scambio termico, in questo caso costituita dalle superfici laterali del frigorifero e da quella superiore. Non c'è scambio di calore attraverso la base inferiore che abbiamo considerato adiabatica.

$$A = 2 * L * H + 2 * P * H + P * L = 2 * 0.7 * 1.75 + 2 * 0.9 * 1.75 + 0.9 * 0.7 = 6.23\ m^2$$

Quindi il flusso termico entrante nel frigorifero a causa della differenza di temperatura è:

$$q = AH(T_A - T_i) = 6.23 * 0.594 * (20 - (-20)) = 148\ W$$

che rappresenta la potenza termica che è necessario asportare tramite la macchina frigorifera in condizioni di regime per compensare l'afflusso di calore attraverso le pareti stesse.

Esercizio n°3

*Il tetto di una baracca in lamiera, di dimensioni P*L = 5*4 m, è costituito da un lamierino di acciaio di spessore s_l = 1 mm e di conducibilità termica λ_l = 30 W/m K.*

Il coefficiente di adduzione interno vale k_{int} = 5 W/m^2 K e quello esterno vale k_{est} = 15 W/m^2 K.

La temperatura interna all'ambiente vale T_I = 20 °C e quella esterna vale T_E = 10 °C.

1. *Valutare la potenza termica scambiata attraverso il tetto;*
2. *Determinare quale spessore, s_i, di un isolante avente conducibilità termica λ_i = 0.04 W/m K debba essere posto sul tetto per ridurre del 90% tale potenza.*

[Ris: 1)750 W; 2) 96 mm]

Svolgimento

1) Valutiamo innanzitutto la trasmittanza del tetto in lamiera:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{k_{int}} + \frac{s_l}{\lambda_l} + \frac{1}{k_{est}}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{0.001}{30} + \frac{1}{15}} = 3.75 \frac{W}{m^2 K}$$

La superficie di scambio termico A è P*L = 5*4 = 20 m^2.

Valutiamo il flusso termico scambiato attraverso il tetto:

$$q = AH(T_I - T_E) = 20 * 3.75 * (20 - 10) = 750\ W$$

2) Vogliamo ridurre del 90% la potenza termica trasmessa attraverso il tetto: ciò equivale a dire che dobbiamo ridurre del 90% la trasmittanza perché la superficie di scambio A e la differenza di temperatura rimangono invariate:

$$H_x = (1 - 0.9)H = 0.1 * 3.75 = 0.375 \frac{W}{m^2 K}$$

$$H_x = \frac{1}{\frac{1}{k_{int}} + \frac{s_l}{\lambda_l} + \frac{x}{\lambda_i} + \frac{1}{k_{est}}} \Rightarrow x = \lambda_i \left(\frac{1}{H_x} - \frac{1}{k_{int}} - \frac{s_l}{\lambda_l} - \frac{1}{k_{est}}\right)$$

$$= 0.04 * \left(\frac{1}{0.375} - \frac{1}{5} - \frac{0.001}{30} - \frac{1}{15}\right) = 0.096\ m = 96\ mm$$

Esercizio n°4

Una parete verticale costituita da due strati di calcestruzzo (λ_{cls} = 0,42 W/mK) con interposto uno strato di isolante (λ_{is} = 0,062 W/mK), separa un ambiente interno con temperatura dell'aria di 20°C con l'esterno a temperatura –3°C.

Lo strato esterno di calcestruzzo ha uno spessore s_{cls1} di 12 cm, quello interno s_{cls2} di 10 cm, l' isolante ha spessore s_{is} di 6 cm.

Si assumano i seguenti valori per i coefficienti di adduzione k_{int} = 8 W/m^{2}K , k_{est} = 25 W/m^{2}K:

1) *Calcolare la trasmittanza termica (W/m^2 K) della parete.*
2) *Calcolare il flusso termico specifico (W/m^2) che attraversa la parete.*
3) *Disegnare il profilo delle temperature all'interno della parete.*

4) *Come varierebbero la trasmittanza ed il flusso termico specifico se al posto dell'isolante ci fosse un'intercapedine d'aria (considerare i coefficienti di adduzione interni all'intercapedine pari a 8 W/m^{2}K).*

[Ris. 1) H = 0,60 W/m^{2}K; 2) q = 13,9 W/m^2; 3) T' = 18,3°C; T'' = 15,0°C; T''' = 1,5°C; T'''' = -1,8 °C; 4) H = 1,06 W/m^{2}K; q = 24,5 W/m^2]

1) Valutiamo innanzitutto la trasmittanza della parete:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{k_{est}} + \frac{s_{cls1}}{\lambda_{cls}} + \frac{s_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{s_{cls2}}{\lambda_{cls}} + \frac{1}{k_{int}}} = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0.1}{0.42} + \frac{0.06}{0.062} + \frac{0.12}{0.42} + \frac{1}{8}} = 0.6\ \frac{W}{m^2K}$$

2) Calcoliamo il flusso termico scambiato per unità di superficie:

$$q' = H(T_i - T_e) = 0.6(20 - (-3)) = 13.9\ \frac{W}{m^2}$$

3) Essendo in regime stazionario il flusso termico specifico attraverso i diversi strati è sempre lo stesso.

Partendo dalla facciata interna:

$$q' = k_{int}(T_i - T') \Longrightarrow\ T' = T_i - \frac{q'}{k_{int}} = 20 - \frac{13.9}{8} = 18.3°C$$

Proseguendo con lo strato interno di calcestruzzo:

$$q' = \frac{\lambda_{cls}}{s_{cls2}}(T' - T'') \Longrightarrow\ T'' = T' - q'\frac{s_{cls2}}{\lambda_{cls}} = 18.3 - 13.9\frac{0.1}{0.42} = 15.0°C$$

Per lo strato di isolante:

$$q' = \frac{\lambda_{is}}{s_{is}}(T'' - T''') \Longrightarrow\ T''' = T'' - q'\frac{s_{is}}{\lambda_{is}} = 15.0 - 13.9\frac{0.06}{0.062} = 1.5°C$$

Infine considerando lo strato esterno di calcestruzzo

$$q' = \frac{\lambda_{cls}}{s_{cls1}}(T''' - T'''') \Longrightarrow\ T'''' = T''' - q'\frac{s_{cls1}}{\lambda_{cls}} = 1.5 - 13.9\frac{0.12}{0.42} = -2.4°C$$

4) Considerando ora un'intercapedine d'aria al posto dell'isolante, ed avendo assunto per le pareti interne dell'intercapedine un coefficiente di adduzione pari a 8 W/m^{2}K, la trasmittanza diventa:

$$H = \frac{1}{\frac{1}{k_{est}} + \frac{s_{cls1}}{\lambda_{cls}} + \frac{2}{k_{int}} + \frac{s_{cls2}}{\lambda_{cls}} + \frac{1}{k_{int}}} = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0.1}{0.42} + \frac{2}{8} + \frac{0.12}{0.42} + \frac{1}{8}} = 1.06\ \frac{W}{m^2K}$$

ed il flusso termico specifico:

$$q' = H(T_i - T_e) = 1.06\,(20 - (-3)) = 24.5\ \frac{W}{m^2}$$

Esercizio n°5

Una finestra vetrata alta 1,5 m e larga 1,2 m è costituita da uno strato di vetro sottile.

Si determinino (1) la temperatura del vetro ed (2) il flusso termico entrante nell'ambiente interno e in un giorno in cui l'ambiente interno è a temperatura T_i = 26°C e l'ambiente esterno è a temperatura T_e = 30°C.

Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici esterna ed interna della finestra k_e = 15 W/m^{2}K e k_i = 8 W/m^{2}K.

Si includano inoltre gli effetti dell'irraggiamento solare con potenza incidente pari a W_i = 800 W/m^2, coefficiente di assorbimento medio del vetro a_s = 0,12 e coefficiente di trasmissione del vetro pari a t_s = 0,8.

[Ris: 1) Tv = 32,8°C; 2) q = 1249,7 W]

<u>Svolgimento</u>

1) Innanzitutto calcoliamo la temperatura alla quale si porta la finestra vetrata:

$$T_v = \frac{a_s * W_i + k_e * T_e + k_i * T_i}{k_e + k_i} = \frac{0.12 * 800 + 15 * 30 + 8 * 26}{15 + 8} = 32.8°C$$

2) Il flusso termico entrante q_{ent} è composto da due contributi:

$$q_{ent} = q_i + W_t$$

dove q_i è il flusso termico trasmesso per adduzione a causa della differenza di temperatura tra la superficie vetrata e l'aria interna e W_t è il flusso entrante per la trasparenza del vetro.

Iniziamo calcolando il flusso termico q_i. Chiamando A la superficie della finestra vetrata, otteniamo:

$$q_i = A\, k_i\, (T_v - T_i) = 1.5 * 1.2 * 8 * (32.8 - 26) = 97.7\, W$$

Il flusso termico entrante per trasparenza è:

$$W_t = A\, W_i\, t_s = 1.5 * 1.2 * 800 * 0.8 = 1152\, W$$

Pertanto il flusso entrante totale è:

$$q_{ent} = q_i + W_t = 97.7 + 1152 = 1249.7\, W$$

Esercizio n°1

Un recipiente di volume V=58 dm³ contiene azoto (N_2) alla pressione di 1.5 bar e alla temperatura di 27°C. L'azoto viene compresso sino a 12 bar ed il volume finale occupate dal gas è di 10 dm³. Il lavoro effettuato sul sistema per la compressione è di 10 kJ.

Determinare il calore scambiato e la variazione di entalpia.

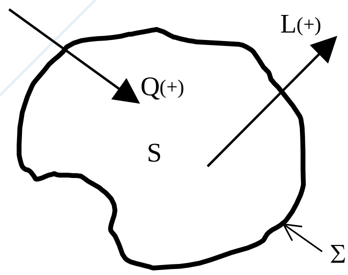
[Risultato: Q = -1,72 kJ ; ΔH = 11,58 kJ]

Svolgimento

Riassumiamo i dati dell'esercizio, indicando con il pedice 1 lo stato iniziale e con 2 quello di fine compressione:

$V_1 = 58\ dm^3 = 0.058\ m^3$; $P_1 = 1.5\ bar = 1.5*10^5\ Pa$; $T = 27\ °C = 300.15\ K$

$V_2 = 10\ dm^3 = 0.01\ m^3$; $P_1 = 12\ bar = 12*10^5\ Pa$



L_{12} = -10 kJ. Il lavoro è negativo perché fatto sul sistema (si veda figura a lato che riporta la convenzione sui segni di calore e lavoro scambiati da un sistema).

L'esercizio ci chiede di determinare il calore scambiato Q_{12} e la variazione di entalpia $\Delta H = H_2 - H_1$.

L'azoto (N_2) ha massa molecolare pari a M = 28.01 u (unità di massa atomica) essendo la massa atomica dell'azoto pari a 14.005 u. Quindi la costante particolare dell'azoto è:

$$R = \frac{8314}{M} = \frac{8314}{28.01} = 296.8\ \frac{J}{kg\ K}$$

Dall'equazione di stato dei gas perfetti possiamo ricavare la massa del sistema:

$$P_1\,V_1 = m\,R\,T_1 \ \Rightarrow\ m = \frac{P_1 V_1}{R\,T_1} = \frac{1.5 \cdot 10^5 * 0.058}{296.8 * 300.15} = 0.098\ kg$$

Essendo il sistema chiuso la massa m rimane costante durante la trasformazione.

La tabella riportata in Appendice B fornisce le proprietà di alcuni gas, tra le quali energia interna specifica u e entalpia specifica h.

Per ciò che riguarda lo stato 1, per T_1 = 300.15 K troviamo u_1=222.7 kJ/kg e h_1 = 311.8 kJ/kg.

Lo stato 1 di inizio compressione è ora pienamente caratterizzato; passiamo ora ad analizzare lo stato termodinamico del gas nello stato 2 di fine compressione.

Innanzitutto valutiamo la temperatura di fine compressione T_2 per mezzo dell'equazione di stato dei gas perfetti:

$$P_2V_2 = m\,R\,T_2 \Rightarrow\; T_2 = \frac{P_2V_2}{m\,R} = \frac{12\cdot 10^5 * 0.01}{0.098 * 296.8} = 414\;K \;=\; 140.85\,°C$$

Nota T_2 possiamo valutare u_2 e h_2 per interpolazione. Iniziamo dall'entalpia specifica. Dalla tabella riportata in appendice B ricaviamo i valori di h a 400 e 500 K:

h (400 K) = 415.7 kJ/kg; h (500 K) = 520.4 kJ/kg

quindi ricaviamo h_2 = h(414 K):

$$h_2 = h(400\;K) + \frac{[h(500\;K)\; - \;h(400\;K)] * (414 - 400)}{500 - 400}$$
$$= 415.7 + \frac{[520.4\; - \;415.7] * 14}{100} = 430.4\;kJ/kg$$

L'energia interna specifica u_2 possiamo ricavarla analogamente per interpolazione o in maniera più rapida dalla definizione di entalpia specifica h=u+pv:

$$u_2 = h_2 - P_2v_2 \;= applico\; l'eq.di\; stato\; dei\; gas\; perfetti =\; h_2 - R\,T_2$$

nella quale h_2 va espressa in J/(kg K):

$$u_2 = h_2 - R\,T_2 = 430.4\cdot 10^3 - (296.8 * 414) = 307473.5\;\frac{J}{kg\;K} = 307.5\;\frac{kJ}{kg\;K}$$

Secondo il primo principio della termodinamica:

$$q_{1-2} - l_{1-2} = u_2 - u_1$$

Il lavoro per unità di massa è dato da:

$$l_{1-2} = \frac{L_{1-2}}{m} = \frac{-10}{0.098} = -102.4\ \frac{kJ}{kg}$$

e quindi il calore scambiato per unità di massa è:

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2} = 307.5 - 222.7 - 102.4 = -17.63\ \frac{kJ}{kg}$$

Il segno negativo indica che il calore è stato ceduto dal sistema all'esterno.

Il calore scambiato dalla massa m di azoto è:

$$Q_{1-2} = m\, q_{1-2} = 0.098 * (-17.63) = -1.72\ kJ$$

Infine la variazione di entalpia specifica è:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 430.4 - 311.8 = 118.6\ \frac{kJ}{kg}$$

che moltiplicata per m da:

$$\Delta H = m\, \Delta h = 0.098 * 118.6 = 11.58\ kJ$$

Esercizio n°2

Un sistema chiuso contiene 3 kg d'aria. Il sistema viene sottoposto ad una trasformazione adiabatica e reversibile dallo stato 1 (p_1=3 bar, t_1=100°C) allo stato 2 (t_2=300°C).

Determinare la pressione ed il volume a fine trasformazione, le variazioni di entalpia ed energia interna, il lavoro scambiato.

[Risultato: p_2=13,47 bar; V_2=0,37 m^3; ΔH = 618 kJ; ΔU = 445,8 kJ; L=-445,8 kJ]

Svolgimento

Riassumiamo i dati dell'esercizio, indicando con il pedice 1 lo stato iniziale e con 2 quello di fine trasformazione:

m = 3 kg e rimane costante essendo il sistema chiuso;

P_1 = 3 bar = 3 10^5 Pa; T_1 = 100 °C = 373.15 K;

T_2 = 300 °C = 573.15 K.

Consideriamo l'aria un gas perfetto: assumiamo quindi

R = 287 J/(kg K) e k = 1.4

L'equazione di una trasformazione adiabatica per un gas perfetto è:

$P\,v^k = \;cost$ che può scriversi anche in funzione di P e T come $T\,P^{\frac{1-k}{k}} = \;cost$

Utilizziamo questa relazione per valutare la pressione di fine trasformazione:

$$T_1 P_1^{1-k/k} = T_2 P_2^{1-k/k} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1-k/k} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k/1-k}$$

$$\Rightarrow P_2 = P_1\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k/1-k}$$

Quindi:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k/1-k} = 3\cdot 10^5\left(\frac{373.15}{573.15}\right)^{1.4/1-1.4} = 13.47\cdot 10^5 Pa \;=\; 13.47\; bar$$

Con l'equazione di stato dei gas perfetti valutiamo il volume di fine trasformazione:

$$P_2V_2 = m\,R\,T_2 \Rightarrow V_2 = \frac{m\,R\,T_2}{P_2} = \frac{3 * \;287 * \;573.15}{13.47\cdot 10^5} = 0.37\;m^3$$

Andiamo ora a valutare le variazioni di entalpia ed energia interna.

Usiamo la tabella riportata in Appendice B e interpoliamo tra i valori ottenuti per le temperature più vicine a T_1 = 373.15 K e T_2 = 573.15 K.

h (300 K) = 300.6 kJ/kg; h (400 K) = 401.8 kJ/kg;

h (500 K) = 504.5 kJ/kg; h (600 K) = 608.5 kJ/kg.

Interpoliamo:

$$h_1 = h(373.15\,K) = h(300\,K) + \frac{[h(400\,K) - h(300\,K)] * (373.15 - 300)}{400 - 300}$$
$$= 300.6 + \frac{[401.8 - 300.6] * 73.15}{100} = 374.6\,kJ/kg$$

$$h_2 = h(573.15\,K) = h(500\,K) + \frac{[h(600\,K) - h(500\,K)] * (573.15 - 500)}{600 - 500}$$
$$= 504.5 + \frac{[608.5 - 504.5] * 73.15}{100} = 580.6\,kJ/kg$$

La variazione di entalpia specifica è:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 580.6 - 374.6 = 206\,kJ/kg$$

che moltiplicata per la massa del sistema da:

$$\Delta H = m\,\Delta h = 3 * 206 = 618\,kJ$$

La variazione di energia interna specifica potremmo ricavarla dalla tabella in Appendice B ed interpolare come fatto precedentemente; valutiamola invece dalla definizione di entalpia h = u + pv:

$$u_2 = h_2 - P_2 v_2 = applico\ l'eq.di\ stato\ dei\ gas\ perfetti = h_2 - R\,T_2$$
$$u_1 = h_1 - P_1 v_1 = applico\ l'eq.di\ stato\ dei\ gas\ perfetti = h_1 - R\,T_1$$

Sottraendo membro a membro le due precedenti equazioni otteniamo:

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - R(T_2 - T_1)$$
$$= 580.6 \cdot 10^3 - 374.6 \cdot 10^3 - 287 * (573.15 - 373.15)$$
$$= 148600\,J/kg = 148.6\,kJ/kg$$

che moltiplicata per la massa del sistema da:

$$\Delta U = m\,\Delta u = 3 * 148.6 = 445.8\,kJ$$

Ci manca solo da valutare il lavoro scambiato dal sistema con l'esterno durante la trasformazione. Usiamo il primo principio della termodinamica:

$$q_{1-2} - l_{1-2} = u_2 - u_1 \implies trasformazione\ adiabatica \implies l_{1-2} = -(u_2 - u_1) = -148.6\ kJ/kg$$

Quindi

$$L_{1-2} = m\, l_{1-2} = 3 * (-148.6) = -445.8\ kJ$$

Il segno negativo indica che il lavoro viene fatto dall'esterno sul sistema (è una compressione).

Esercizio n°3

Una massa di vapore acqueo saturo a titolo 0.95 subisce un'espansione adiabatica reversibile dalla pressione di 30 bar alla pressione di 4 bar.

Determinare il titolo finale e la variazione di volume specifico.

Disegnare (anche approssimativamente) la trasformazione sui piani P-v e T-s.

[Risultato: x_2=0,83; Δv=0,319 m^3/kg]

<u>Svolgimento</u>

Iniziamo con il valutare i volumi specifici della fase liquida e della fase vapore a P_1 = 30 bar. Utilizziamo la tabella riportata in Appendice C:

v_l = 0.001216 m^3/kg; v_v = 0.066632 m^3/kg

Quindi il volume specifico allo stato 1 è dato da:

$$v_1 = (1 - x_1)\, v_l + x_1\ v_v = (1 - 0.95) * 0.001216 + 0.95 * 0.066632 = 0.063\ {m^3}/{kg}$$

Per risolvere il problema andiamo a considerare il tipo di trasformazione che stiamo analizzando. Una trasformazione adiabatica e reversibile è anche isoentropica quindi tra lo stato 1 e lo stato non si avranno variazioni di entropia.

Dalla tabella in Appendice C troviamo l'entropia specifica della fase liquida e della fase vapore a P_1 = 30 bar:

s_l = 2.6455 kJ/(kg K); s_v = 6.1838 kJ/(kg K) e quindi:

$$s_1 = (1 - x_1)\, s_l + x_1\, s_v = (1 - 0.95) * 2.6455 + 0.95 * 6.1838 = 6.0069\ {}^{kJ}/_{kg\ K} = s_2$$

Sappiamo che:

$$s_2 = (1 - x_2)\, s_l + x_2\, s_v \Rightarrow x_2 = \frac{s_2 - s_l}{s_v - s_l}$$

dove questa volta s_l e s_v sono relative alla pressione P_2 = 4 bar. Dalla tabella otteniamo:

s_l = 1.7764 kJ/(kg K); s_v = 6.8943 kJ/(kg K) e quindi:

$$x_2 = \frac{s_2 - s_l}{s_v - s_l} = \frac{6.0069 - 1.7764}{6.8943 - 1.7764} = 0.83$$

Calcoliamo ora il volume specifico nello stato 2. Dalla tabella otteniamo i volumi specifici della fase liquida e della fase vapore a P_1 = 4 bar.

v_l = 0.001084 m^3/kg; v_v = 0.4620 m^3/kg

$$v_2 = (1 - x_2)\, v_l + x_2\, v_v = (1 - 0.83) * 0.001084 + 0.83 * 0.4620 = 0.382\ {}^{m^3}/_{kg}$$

Calcoliamo infine la variazione di volume specifico tra gli stati 1 e 2:

$$\Delta v = v_2 - v_1 = 0.382 - 0.063 = 0.319\ {}^{m^3}/_{kg}$$

Esercizio n°1

Una portata d'acqua pari a 0,5 m³/s scorre (con deflusso stazionario) all'interno di un condotto orizzontale (d'acciaio, scabrezza 0,15 mm) avente diametro interno pari a 0.3 m.

Si determini la caduta di pressione per un'unità di lunghezza (in Pa/m), assumendo che la densità dell'acqua sia 998 kg/m³ e la viscosità dinamica 1.003x 10⁻³ kg/(m s).

[Risultato: 1416 Pa/m]

Svolgimento

La prima cosa da fare è determinare se siamo in regime di moto laminare o turbolento e per far questo dobbiamo valutare il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho\, V\, D}{\mu}$$

La velocità la troviamo dalla portata volumetrica G_V (nota) e dalla sezione della tubazione (diametro noto):

$$G_V = V * A = V * \frac{\pi\, D^2}{4} \Longrightarrow \; V \; = \; \frac{4\; G_V}{\pi\; D^2} \; = \; 7.077\; \frac{m}{s}$$

quindi:

$$Re = \frac{\rho\, V\, D}{\mu} \; = \; \frac{998 * 7.077 * 0.3}{1.033 \cdot 10^3} = 2.11 \cdot 10^6 \; > \; 2300 \; \Longrightarrow \; moto\; turbolento$$

Per valutare il fattore di attrito f oltre a Re devo conoscere la scabrezza relativa:

$$e = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.15 \cdot 10^{-3}}{0.3} \; = \; 0.0005$$

Con i valori trovati per il numero di Reynolds Re e della scabrezza relativa e entriamo nell'abaco di Moody riportato in appendice D: per Re = $2.11*10^6$ ed e = 0.0005 otteniamo un valore del fattore di attrito f ≈ 0.017.

La caduta di pressione per unità di lunghezza (cioè le perdite di carico) possono essere valutate con la relazione di Darcy-Weisbach:

$$\frac{dR}{dx} = \frac{\Delta P}{L} = \frac{f}{2D}\,\rho\, V^2 = \frac{0.017}{2 * 0.3}\, 998 * \,(7.077)^2 \;=\; 1416\,\frac{Pa}{m}$$

NOTA: Ricordiamo che se dividiamo la precedente relazione per ρg otteniamo le perdite di carico espresse questa volta non in termini di Pa/m ma in metri di altezza di una colonna del fluido considerato nel campo gravitazionale terrestre.

Esercizio n°2

In un circuito chiuso una pompa deve far circolare una portata di olio (densità 900 kg/m^3, viscosità dinamica 0.0055 kg/(m s)) di 9 litri al minuto. Le tubazioni sono in polietilene (indice di scabrezza e pari 0,1 mm) con diametro interno pari a 2 cm e la lunghezza della tubazione è di 100 m.

Calcolare la prevalenza della pompa e la potenza del motore elettrico che la trascina.

Si trascurino le perdite di carico concentrate e si assuma un rendimento della pompa η_p= 75 % ed un rendimento del motore elettrico η_E= 85 %.

[Risultato: H_p=2,4 m; W_E=4,9 W]

<u>Svolgimento</u>

Siamo nel caso di un circuito idraulico chiuso. Applicando l'equazione di Bernoulli è possibile dimostrare che la prevalenza della pompa è uguale alle perdite di carico totali:

$$H_p = R$$

Bisogna innanzitutto stabilire il regime di moto e per far questo bisogna valutare il numero di Reynolds.

Calcoliamo la velocità del fluido che scorre nella tubazione a partire dalla portata volumetrica (9 l/min = 1.5*10^{-4} m^3/s:

$$G_V = V * A = V * \frac{\pi\, D^2}{4} \Longrightarrow V = \frac{4\, G_V}{\pi\, D^2} = 0.477\, \frac{m}{s}$$

quindi:

$$Re = \frac{\rho\, V\, D}{\mu} = \frac{900 * 0.477 * 0.02}{0.0055} = 1563.4 < 2300 \Longrightarrow \textit{moto laminare}$$

Essendo in condizioni di moto laminare possiamo valutare il fattore di attrito f per mezzo dell'equazione di Hagen-Poiseuille (funzione solo di Re e non della scabrezza della tubazione):

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1563.4} = 0.041$$

Valutiamo le perdite di carico applicando la relazione di Darcy-Weisbach (questa volta espressa in metri di colonna di fluido nel campo gravitazionale terrestre):

$$R = \frac{f}{2D}\, \frac{V^2}{g}\, L = \frac{0.041}{2 * 0.02}\, \frac{(0.477)^2}{9.81} 100 = 2.38\, m = H_p$$

Ricordiamo che:

$$H_p = \frac{L_p}{g}$$

dove L_p è la prevalenza della pompa espressa in J/kg. Quindi:

$$L_p = H_p\, g = 2.38 * 9.81 = 23.35\, \frac{J}{kg}$$

La potenza del motore elettrico che trascina la pompa è data da:

$$W_E = G_V\, L_p\, \frac{\rho}{\eta_p\, \eta_E} = 1.5 \cdot 10^{-4} * 23.35 * \frac{900}{0.75 * 0.85} = 4.95\, W$$

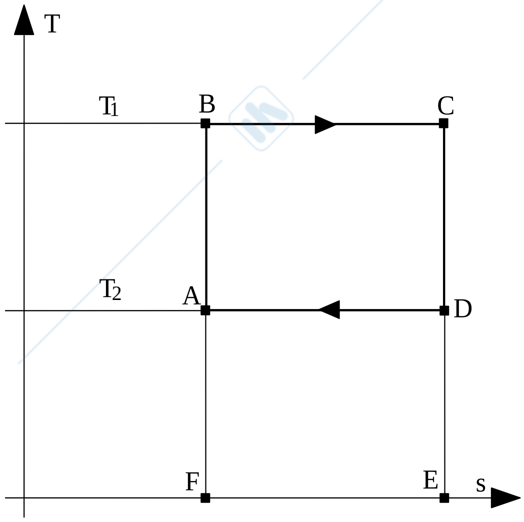
CICLO DI CARNOT

Esercizio n°1

Un macchina termica lavori secondo un ciclo di Carnot ideale tra le temperature T_1 = 650 K e T_2 = 300 K.

Si valuti la quantità minima di calore Q_1 da fornire, per kg di fluido evolvente per ottenere un lavoro di 1,4 kJ/kg.

Si valuti inoltre il calore Q_2 ceduto all'ambiente.



[Risultato: Q_1=2,6 kJ/kg; Q_2=1,2 kJ/kg]

<u>Svolgimento</u>

Il ciclo di Carnot è formato da due trasformazioni adiabatiche e due trasformazioni isoterme ed è il ciclo di massimo rendimento tra due temperature prefissate

Il rendimento può valutarsi come:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{300}{650} = 0.538 = 53.8\ \%$$

Sappiamo che la definizione di rendimento è

$$\eta = \frac{L}{Q_1} \Longrightarrow Q_1 = \frac{L}{\eta} = \frac{1.4}{0.538} = 2.6\ \frac{kJ}{kg}$$

Il rendimento può scriversi anche come:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \Longrightarrow Q_2 = (1 - \eta)\ Q_1 = (1 - 0.538)\ 2.6 = 1.2\ \frac{kJ}{kg}$$

Esercizio n°1

Un impianto di generazione elettrica operante con un ciclo Brayton ideale fornisce 20000 CV ad un alternatore. Le temperature massima e minima raggiunte nel ciclo valgono rispettivamente 289 K e 1113 K. La pressione massima raggiunta è di 4 bar, la minima di 1 bar.

Calcolare:

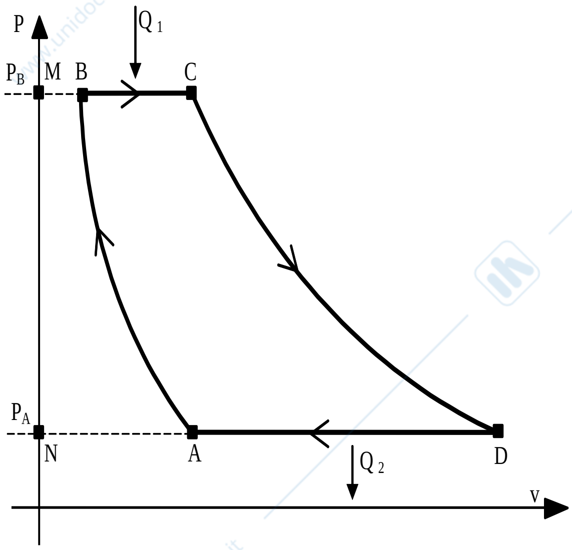
a) la potenza sviluppata dalla turbina;
b) la portata in massa necessaria.

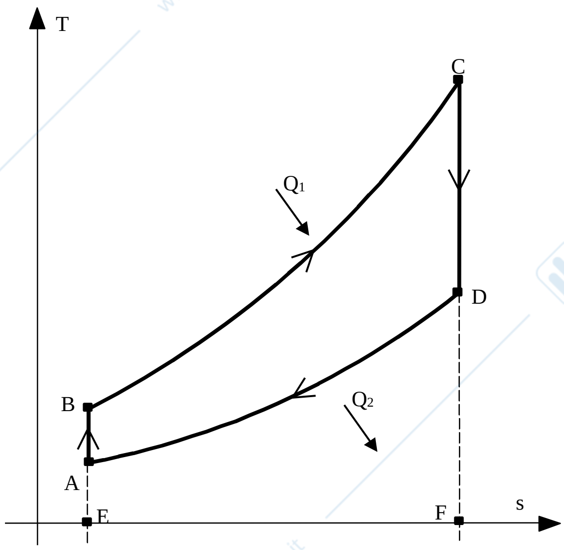
Si consideri l'aria un gas perfetto e si assuma γ_p=1,005 kJ/kg K; γ_v=0,718 kJ/kg K; k= γ_p/γ_v=1,4

[Risultato: a)W_T = 32554 CV b) G_M = 65,5 kg/s]

<u>Svolgimento</u>

Riportiamo innanzitutto il ciclo di Brayton ideale sui piani P-v e T-s:





Per risolvere l'esercizio dobbiamo calcolare i valori del lavoro speso nel compressore, di quello prodotto dalla turbina e di quello netto che viene fornito all'alternatore (che è la differenza tra quello ottenuto in turbina e quello speso nel compressore).

Partiamo dalla valutazione del lavoro speso nel compressore. Essendo questo un sistema aperto, ricordiamo che il lavoro reversibile di un sistema aperto è esprimibile come:

$$dl = -vdP$$

Ricordando la definizione di entalpia (eq 1.76 nel testo)

$$dh = Tds + vdP$$

e considerando che la compressione A-B è una trasformazione adiabatica (si considera tale perché il lavoro scambiato è molto maggiore del calore scambiato che può, dunque, ritenersi trascurabile) e, quindi, isoentropica:

$$dh = vdP$$

Il lavoro del compressore può, quindi, esprimersi come una variazione di entalpia.

Essendo il fluido un gas perfetto vale inoltre la (eq. 2.24 nel testo):

$$dh = \gamma_p dT$$

quindi il lavoro speso nel compressore può essere espresso in termini delle temperature del gas nello stato A e B:

$$l_C = h_B - h_A = \gamma_p(T_B - T_A)$$

La temperatura T_A la conosciamo, essendo la temperatura minima del ciclo (289 K); la temperatura B la dobbiamo invece calcolare e possiamo farlo tenendo presente che il fluido è un gas perfetto e la trasformazione è un'adiabatica. L'equazione di un'adiabatica sappiamo essere

$$Pv^k = cost$$

Vogliamo esprimerla in termini di Pressione e Temperatura: usiamo l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$Pv^k = P\left(\frac{RT}{P}\right)^k = cost \implies PT^kP^{-k} = T^kP^{1-k} = TP^{\frac{1-k}{k}} = cost$$

Applicandola tra A e B

$$T_A P_A^{\frac{1-k}{k}} = T_B P_B^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow T_B = T_A\left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-k}{k}} = 289\left(\frac{1}{4}\right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} = 429.4\ K$$

Il lavoro speso nel compressore è quindi dato da:

$$l_C = h_B - h_A = \gamma_p(T_B - T_A) = 1.005 * (429.4 - 289) = 141\ \frac{kJ}{kg}$$

Passiamo ora alla valutazione del lavoro prodotto dalla turbina; secondo quanto detto in precedenza, essendo anche la turbina schematizzabile come un sistema aperto, il lavoro può essere espresso come:

$$l_T = h_C - h_D = \gamma_p(T_C - T_D)$$

Anche in questo caso T_C la conosciamo (1113 K) mentre T_D la calcoliamo:

$$T_D P_D^{\frac{1-k}{k}} = T_C P_C^{\frac{1-k}{k}} \rightarrow T_D = T_C\left(\frac{P_C}{P_D}\right)^{\frac{1-k}{k}} = 1113\left(\frac{4}{1}\right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} = 749\ K$$

Quindi

$$l_T = h_C - h_D = \gamma_p(T_C - T_D) = 1.005 * (1113 - 749) = 365.6\ \frac{kJ}{kg}$$

Il lavoro netto utilizzabile dall'alternatore è dato da:

$$l_A = l_T - l_C = 365.6 - 141 = 224.6\ \frac{kJ}{kg}$$

Dal testo sappiamo che la potenza disponibile all'alternatore è pari a 20000 CV, pari a 14706 kW (1 CV = 0.735 kW). Questa potenza è esprimibile come:

$$W_A = l_A\ G_M$$

dove G_M, la portata in massa di aria che fluisce nel sistema, è ciò che stiamo cercando:

$$G_M = \frac{W_A}{l_A} = \frac{14706}{224.6} = 65.47\ \frac{kg}{s}$$

Infine la potenza sviluppata dalla turbina è:

$$W_T = l_T\ G_M = 365.6 * 65.47 = 24275.8\ kW = 32554\ CV$$

Esercizio n°2

Un impianto motore fisso funzionante secondo un ciclo Brayton ideale ha un rapporto manometrico di compressione (P_B/P_A) pari a 8. La temperatura del gas all'ingresso del compressore è di 300 K mentre quella all'ingresso della turbina è di 1300 K.

Con riferimento al ciclo ad aria standard, determinare:

a) la temperatura del gas all'uscita del compressore e all'uscita della turbina;
b) il rapporto tra il lavoro di compressione e il lavoro fornito dalla turbina;
c) il rendimento termico.

Si consideri l'aria un gas perfetto e si assuma γ_p=1,005 kJ/kg K; γ_v=0,718 kJ/kg K; k= γ_p/γ_v=1,4

[Risultato: a)$T_{k,u}$=543,4 K; $T_{t,u}$=717,7 K; b) L_k/L_t =0,418; c) η_t=44,8 %]

<u>Svolgimento</u>

Possiamo fare riferimento alle rappresentazioni del ciclo Brayton riportate nello svolgimento dell'esercizio precedente.

Anche qui consideriamo turbina e compressore come sistemi aperti ed esprimiamo il lavoro come differenza di stati entalpici che a loro volta esprimiamo in termini di differenze di temperature:

$$l_C = h_B - h_A = \gamma_p(T_B - T_A)$$

$$l_T = h_C - h_D = \gamma_p(T_C - T_D)$$

Conosciamo le temperature di inizio compressione (T_A = 300 K) e di inizio espansione (T_C = 1300 K); andiamo ora a valutare, come fatto in precedenza (gas perfetto che compie una trasformazione adiabatica), le temperature di fine compressione T_B e di fine espansione T_D:

$$T_B = T_A \cdot \left(\frac{P_B}{P_A}\right)^{(k-1)/k} = 300 \cdot 8^{(1.4-1)/1.4} = 543.4\ K$$

$$T_D = T_C \cdot \left(\frac{P_D}{P_C}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1300 \cdot (1/8)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 717.7\ K$$

Per determinare il rapporto tra il lavoro di compressione e il lavoro fornito dalla turbina è necessario calcolare i due lavori.

$$l_C = h_B - h_A = \gamma_p(T_B - T_A) = 1.005 \cdot (543.4 - 300) = 244.6 \frac{kJ}{kg}$$

$$l_T = h_C - h_D = \gamma_p(T_C - T_D) = 1.005 \cdot (1300 - 717.7) = 585.2\ \frac{kJ}{kg}$$

Il rapporto è quindi uguale a:

$$\frac{l_C}{l_T} = \frac{244.6}{585.2} = 0.418$$

Ciò significa che il 41.8 % del lavoro prodotto in turbina deve essere speso nel compressore per il suo funzionamento.

Passiamo ora al punto c dell’esercizio, e cioè alla valutazione del rendimento termico che è dato dal rapporto tra il lavoro netto prodotto e il calore fornito al sistema (denominato q_1). In una trasformazione isobara, quale il riscaldamento, per definizione il calore scambiato è dato proprio dalla variazione di entalpia:

$$q_1 = \gamma_p(T_C - T_B) = 1.005 * (1300 - 543.4) = 760.4\ \frac{kJ}{kg}$$

Essendo il lavoro netto:

$$l_n = l_T - l_C = 585.2 - 244.6 = 340.6\ \frac{kJ}{kg}$$

si ha:

$$\eta = \frac{l_n}{q_1} = \frac{340.6}{760.4} = 0.448 = 44.8\ \%$$

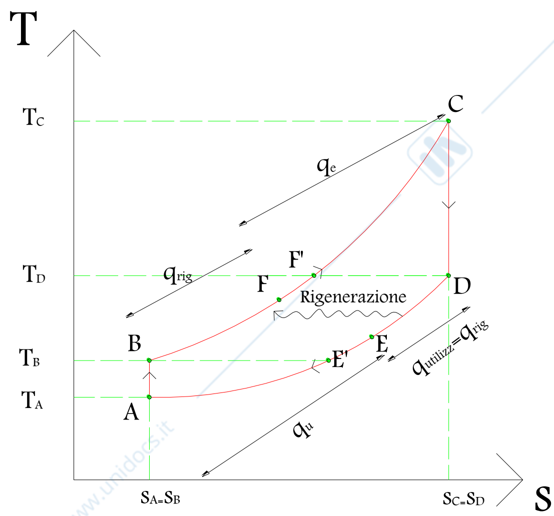
Esercizio n°2 bis

Determinare il rendimento termico dell'impianto motore a turbina a gas descritto nell'esercizio precedente nel caso in cui si installi un recuperatore avente un'efficacia dell'80%.

[Risultato: η_t=54.9 %]

<u>Svolgimento</u>

Il recuperatore di calore permette di sfruttare l'elevata temperatura del gas all'uscita della turbina eseguendo parte del riscaldamento B-C a spese del raffreddamento D-A (le lettere si riferiscono agli stati termodinamici dell'esercizio precedente).



La quantità di calore massima recuperabile sarebbe:

$$q_{r,\max} = h_{F'} - h_B = h_D - h_B = \gamma_p (T_D - T_B)$$

mentre quella effettivamente recuperata è:

$$q_r = h_F - h_B = \gamma_p (T_F - T_B)$$

Il rapporto tra queste due quantità di calore è proprio l'efficienza del recuperatore:

$$\varepsilon = \frac{q_r}{q_{r,max}} = 0.80$$

Possiamo usare la definizione dell'efficienza del recuperatore per individuare la posizione del punto F:

$$\varepsilon = \frac{q_r}{q_{r,max}} = \frac{\gamma_p(T_F - T_B)}{\gamma_p(T_D - T_B)} = 0.80 \implies T_F = 0.8 * (T_D - T_B) + T_B$$
$$= 0.8 * (717.7 - 543.4) + 543.4 = 682.8\, K$$

Il calore da fornire al sistema in presenza del recupero diventa quindi:

$$q_e = h_C - h_F = \gamma_p(T_C - T_F) = 1.005 \cdot (1300 - 682.8) = 620.3\ \frac{kJ}{kg}$$

Nel precedente esercizio si era visto che il calore da fornire al sistema senza recupero era q_1 = 760.4 kJ/kg: il recuperatore permette pertanto di avere una riduzione del calore da fornire al sistema di 140.1 kJ/kg.

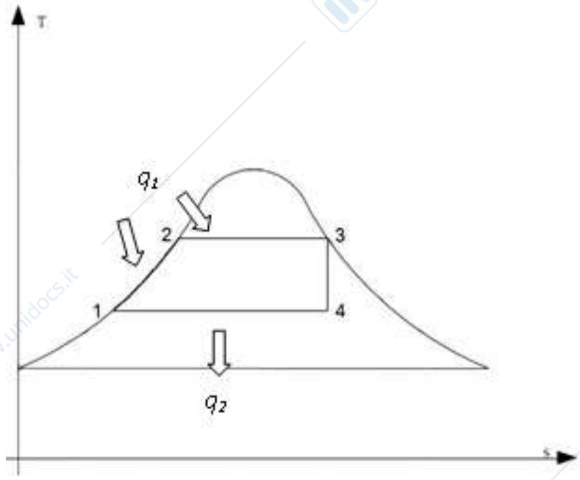
Il rendimento in presenza di recuperatore diventa:

$$\eta = \frac{l_n}{q_e} = \frac{340.6}{620.3} = 0.549 = 54.9\ \%$$

contro il 44.8 % che si aveva in assenza del recupero di calore.

Esercizio n°1

Una portata d'acqua di 1500 kg/h percorre un ciclo ideale di Rankine. La temperatura di evaporazione (T_2) è pari a 270°C mentre la temperatura di condensazione (T_1) è pari a 24°C. Calcolare:



a) il lavoro prodotto dal ciclo per unità di massa che lo percorre;

b) il rendimento del ciclo;

c) la potenza meccanica ideale sviluppata in turbina.

Si trascuri il lavoro della pompa di alimentazione del liquido in caldaia.

Dati:

- *x_3 = titolo del vapore d'acqua all'ingresso in turbina = 1;*
- *x_4 = titolo del vapore d'acqua alla fine dell'espansione in turbina = 0,65;*
- *γ_p = calore specifico dell'acqua (allo stato liquido) = 1 kcal/kg°C;*

[Risultato: a) l = 1045,8 kJ/kg; b) η = 39,7 %; c) W = 435,7 kW]

<u>Svolgimento</u>

Dal primo principio della termodinamica abbiamo che:

$$l = q_1 - q_2$$

quindi possiamo valutare il lavoro prodotto dal ciclo per mezzo della valutazione dei calori scambiati (q_1 fornito in caldaia e q_2 ceduto al condensatore).

Il calore q_1 fornito in caldaia è:

$$q_1 = \gamma_p(T_2 - T_1) + r_{T_2}x_3 = \gamma_p(T_2 - T_1) + r_{T_2}$$

dove r_{T2} è il calore di trasformazione alla temperatura T_2 e x_3 è il titolo in vapore all'ingresso in turbina che è pari ad 1.

Il calore q_2 ceduto dal condensatore è:

$$q_2 = r_{T_1}x_4$$

dove r_{T1} è il calore di trasformazione alla temperatura T_1 e x_4 è il titolo in vapore alla fine dell'espansione (pari a 0.65).

Dalla tabella riportata in Appendice C (proprietà termodinamiche del vapore acqueo saturo) ricaviamo i calori di passaggio di fase (pari all'entalpia di passaggio di fase):

- per T_1=24° → r_{T1} = 2444.6 kJ/kg
- per T_2=270° → r_{T2} = 1605 kJ/kg

Pertanto (ricordando che 1 kcal/kg °C = 4.186kJ/kg K):

$$q_1 = \gamma_p(T_2 - T_1) + r_{T_2}x_3 = 4.186\,(270 - 24) + 1605 = 2634.8\ kJ/kg$$

$$q_2 = r_{T_1}x_4 = 2444.6 * 0.65 = 1589\ kJ/kg$$

ed il lavoro prodotto dal ciclo per unità di massa (trascurando quello da fornire alla pompa di alimentazione del liquido in caldaia) è:

$$l = q_1 - q_2 = 2634.8 - 1589 = 1045.8\ kJ/kg$$

Il rendimento del ciclo è pari a:

$$\eta = \frac{l}{q_1} = \frac{1045.8}{2634.8} = 0.397 = 39.7\ \%$$

Infine la potenza meccanica sviluppata in turbina è (essendo G_M = 1500 kg/h = 0.42 kg/s):

$$W = l\,G_M = 1045.8 * 0.42 = 435.7\ kW$$

Esercizio n°2

In una macchina a vapore che lavora secondo un ciclo Rankine ideale la pressione di ingresso in turbina è pari a 100 bar e la pressione al condensatore è di 0.04 bar. La portata di vapore vale G = 30 kg/s.

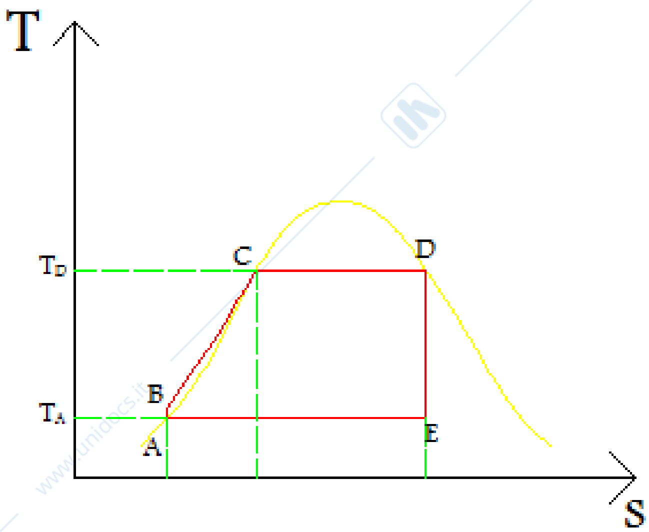
Determinare (a) il rendimento energetico, (b) la potenza meccanica utile e (c) la potenza termica ceduta in caldaia.

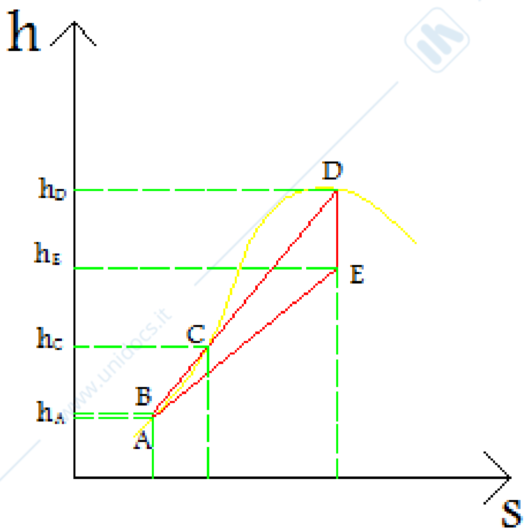
Si assuma un valore di h_E pari a 1690.99 kJ/kg.

[Risultato: a) η = 39,5 %; b) W_u = 30,8 MW; c) W_{tc} = 77,9 MW]

Svolgimento

Riportiamo innanzitutto il ciclo di Rankine sui piani T-s e h-s:





Per risolvere l'esercizio conviene esprimere tutte le quantità di calore e lavoro scambiate nelle diverse trasformazioni in termini di variazioni di entalpia:

- $h_B - h_A$ = lavoro speso nella pompa (spesso trascurabile);
- $h_C - h_B$ = calore fornito al sistema per il riscaldamento;
- $h_D - h_C$ = calore fornito al sistema per la vaporizzazione;
- $h_D - h_E$ = lavoro di espansione (in turbina);
- $h_E - h_A$ = calore ceduto dal sistema per la condensazione.

Il rendimento energetico è:

$$\eta = \frac{l_n}{q_1} = \frac{l_{TURBINA} - l_{POMPA}}{q_{RISCALD.} + q_{VAPORIZ.}} = \frac{(h_D - h_E) - (h_B - h_A)}{(h_D - h_C) + (h_C - h_B)} = \frac{(h_D - h_E) - (h_B - h_A)}{h_D - h_B}$$

Il valore dell'entalpia specifica h_E è un dato dell'esercizio ed è pari a 1690.99 kJ/kg;

per valutare il rendimento dobbiamo conoscere h_A, h_B e h_D.

I punti A (fine condensazione) e D (fine vaporizzazione) si trovano all'interno della campana dei vapori saturi: ricaviamo l'entalpia specifica dalla tabella riportata in Appendice C (proprietà termodinamiche del vapore acqueo saturo):

- punto A: P_A = 0.04 bar e x_A = 0 (solo liquido) → h_A = 121.4 kJ/kg
- punto D: P_D = 100 bar e x_D = 1 (solo vapore) → h_D = 2727.7 kJ/kg

Il punto B non è all'interno della campana dei vapori saturi quindi non possiamo usare la tabella delle proprietà termodinamiche del vapore acqueo saturo (in realtà il punto B è molto vicino alle condizioni di saturazioni e l'errore fatto sarebbe stato modesto).

Sia il riscaldamento B-C che il passaggio di fase C-D avvengono a pressione costante:

→ $P_B = P_C = P_D$

Prendiamo in considerazione il lavoro della pompa (sistema aperto):

$$l_{POMPA} = v\,(P_B - P_A)$$

In realtà il volume specifico non rimane costante durante la trasformazione A-B ma, essendo il fluido allo stato liquido, tale variazione è molto contenuto ed il volume specifico si può ritenere costante (fluido incomprimibile).

Consideriamo quindi $v = v_A$; il valore del volume specifico nel punto A lo trovo sempre dalla tabella riportata in Appendice C:

- punto A: P_A = 0.04 bar e x_A = 0 (solo liquido) → v_A = 0.001004 m^3/kg

Ricordando che 1 bar = 10^5 Pa abbiamo che:

$$l_{POMPA} = v\,(P_B - P_A) = h_B - h_A \implies = h_B = v\,(P_B - P_A) + h_A$$
$$= 0.001004\,(100 \cdot 10^5 - 0.04 \cdot 10^5) + 121.4 \cdot 10^3 = 131436\, J/kg$$
$$= 131.4\, kJ/kg$$

Ora conosciamo h_A, h_B, h_D e h_E: possiamo calcolare il rendimento energetico:

$$\eta = \frac{l_n}{q_1} = \frac{(h_D - h_E) - (h_B - h_A)}{h_D - h_B} = \frac{(2727.7 - 1690.99) - (131.4 - 121.4)}{2727.7 - 131.4}$$
$$= 0.395 = 39.5\ \%$$

Si noti come l'entità del lavoro speso nella pompa (10 kJ/kg) sia ben inferiore alle altre quantità di lavoro e calore in gioco.

La potenza meccanica utile è:

$$W_u = G_M(l_{TURBINA} - l_{POMPA}) = G_M[(h_D - h_E) - (h_B - h_A)]$$
$$= 30\,[(2727.7 - 1690.99) - (131.4 - 121.4)] = 30801\, kW$$
$$= 30.8\, MW$$

Infine la potenza termica ceduta in caldaia è:

$$W_{tc} = G_M(q_1) = G_M(h_D - h_B) = 30\,(2727.7 - 131.4) = 77889\, kW = 77.9\, MW$$

Esercizio n°2 bis

La macchina a vapore del precedente esercizio lavora ora secondo un ciclo Rankine ideale con un surriscaldamento fino a 500 °C (ciclo Rankine-Hirn). Come nel caso precedente la pressione di ingresso in turbina è pari a 100 bar e la pressione al condensatore è di 0.04 bar. La portata di vapore vale sempre G = 30 kg/s.

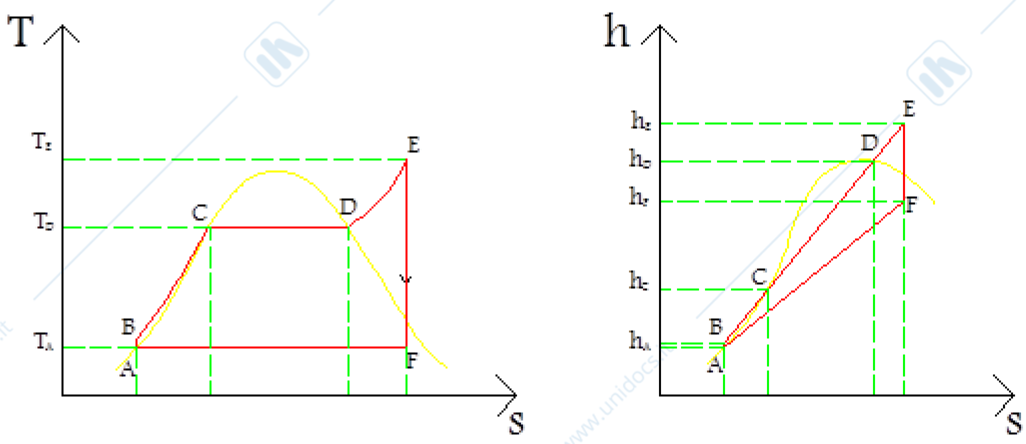
Determinare (a) il rendimento energetico, (b) la potenza meccanica utile e (c) la potenza termica ceduta in caldaia.

Si assuma un valore di h_E pari a 3374 kJ/kg e h_F pari a 1987 kJ/kg.

[Risultato: a) h = 39,5 %; b) W_u = 30,8 MW; c) W_{tc} = 77,9 MW]

Svolgimento

Riportiamo innanzitutto il ciclo di Rankine-Hirn sui piani T-s e h-s:



Anche in questo caso per risolvere l'esercizio conviene esprimere tutte le quantità di calore e lavoro scambiate nelle diverse trasformazioni in termini di variazioni di entalpia:

- $h_B - h_A$ = lavoro speso nella pompa (spesso trascurabile);
- $h_C - h_B$ = calore fornito al sistema per il riscaldamento;
- $h_D - h_C$ = calore fornito al sistema per la vaporizzazione;
- $h_E - h_D$ = calore fornito al sistema per il surriscaldamento;
- $h_E - h_F$ = lavoro di espansione (in turbina);
- $h_F - h_A$ = calore ceduto dal sistema per la condensazione.

Il rendimento energetico è:

$$\eta = \frac{l_n}{q_1} = \frac{l_{TURBINA} - l_{POMPA}}{q_{RISCALD.} + q_{VAPORIZ.} + q_{SURRISC.}}$$
$$= \frac{(h_E - h_F) - (h_B - h_A)}{(h_D - h_C) + (h_C - h_B) + (h_E - h_D)}$$
$$= \frac{(h_E - h_F) - (h_B - h_A)}{h_E - h_B}$$

Nell'esercizio 2 abbiamo trovato che:

- h_A = 121.4 kJ/kg
- h_B = 131.4 kJ/kg
- h_D = 2727.7 kJ/kg

Quindi

$$\eta = \frac{l_n}{q_1} = \frac{(h_E - h_F) - (h_B - h_A)}{h_E - h_B} = \frac{(3374 - 1987) - (131.4 - 121.4)}{3374 - 131.4} = 0.4246 = 42.5\ \%$$

$$\eta_{RANKINE-HIRN} = 42.5\ \% \ \ vs\ \eta_{RANKINE} = 39.5\ \%$$

Si ha dunque un incremento del rendimento energetico del 3%: tale incremento può sembrare piccolo ma viste le potenze in gioco è di estrema importanza.

Valutiamo ora la potenza meccanica utile:

$$W_u = G_M(l_{TURBINA} - l_{POMPA}) = G_M[(h_E - h_F) - (h_B - h_A)] = 30\ [(3374 - 1987) - (131.4 - 121.4)] = 41310\ kW = 41.3\ MW$$

$$W_{u\ RANKINE-HIRN} = 41.3\ MW \ \ vs\ W_{u\ RANKINE} = 30.8\ MW$$

Anche la potenza meccanica utile aumenta di 10.5 MW.

Ovviamente per far compiere il surriscaldamento la potenza termica da fornire in caldaia dovrà essere maggiore:

$$W_{tc} = G_M(q_1) = G_M(h_E - h_B) = 30\ (3374 - 131.4) = 97278\ kW = 97.3\ MW$$

$$W_{tc\ RANKINE-HIRN} = 97.3\ MW \ \ vs\ W_{tc\ RANKINE} = 77.9\ MW$$

Quindi nel ciclo Rankine-Hirn, a fronte di una maggiore potenza termica fornita in caldaia, otteniamo maggiore potenza meccanica in turbina (oltre ad ottenere un fluido di fine espansione con titolo in vapore più elevato rispetto al ciclo Rankine con evidenti benefici per le palettature della turbina) con un maggior rendimento energetico.

MACCHINE FRIGORIFERE A COMPRESSIONE

Esercizio n°1

Una macchina frigorifera ha una potenzialità frigorifera di 5 kW con sorgente fredda a –5 °C, l'ambiente in cui lavora la macchina è a 20°C. Si ipotizzi un salto di 15°C dalla temperatura ambiente e dalla temperatura della sorgente fredda. Si consideri R134a come fluido di lavoro.

Ipotizzando che al compressore venga assorbita una potenza meccanica pari a 2 kW, determinare:

a) La portata (in kg/s) di fluido refrigerante;

b) La potenza termica del condensatore;

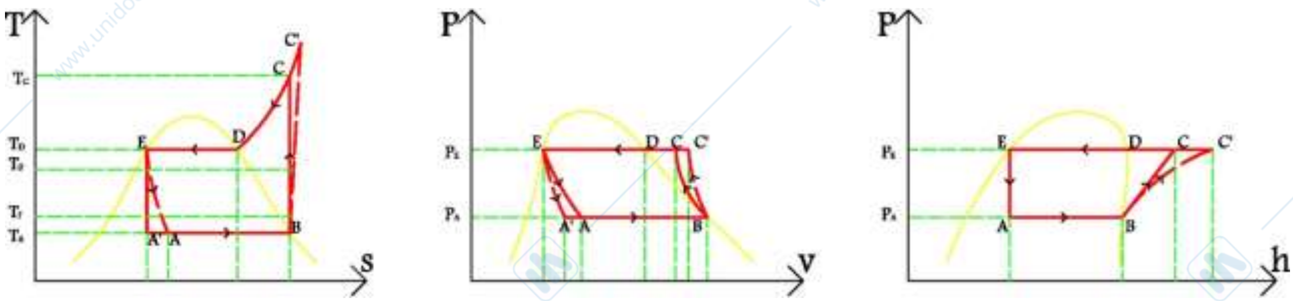
c) L'effetto utile e il rendimento exergetico della macchina frigorifera;

d) Disegnare il ciclo nel piano P-h del refrigerante R134a.

[Risultato: a) G = 0,03635 kg/s; b) W_{CON} = 7 kW; c) ξ= 2,5, η_{ex}= 23,3 %]

<u>Svolgimento</u>

Riportiamo il ciclo frigorifero sui piani T-s, P-v e P-h:



Iniziamo con il prendere in considerazione le temperature di funzionamento della macchina. Affinché si possano avere scambi di calore:

- l'evaporatore dovrà trovarsi ad una temperature T_A inferiore a quella della sorgente fredda T_f dalla quale sottrae calore;

- il condensatore dovrà trovarsi ad una temperature T_D superiore a quella ambiente T_0 alla quale cede calore.

Nel presente esercizio abbiamo che il salto di temperatura imposto è di 15 °C, pertanto:

$$T_A = T_f - \Delta T = (-5°C) - 15°C = -20°C = 253.15\ K$$

$$T_E = T_0 + \Delta T = 20°C + 15°C = 35°C \ = \ 308.15\ K$$

Note le temperature dell'evaporatore e del condensatore, possiamo ricavare le altre grandezze termodinamiche dalla tabella in Appendice E che riporta le proprietà termodinamiche del refrigerante R134a (freon o tetrafluoroetano).

Per T_A = -20 °C

P_A = 0.1327 MPa = 1.327 bar.

Non conoscendo il titolo in vapore nel punto A non possiamo ottenere altre informazioni; sappiamo però che la trasformazione E-A è isoentalpica e quindi:

$$h_E = h_A$$

Per T_E = 35 °C

Interpolando i dati che la tabella fornisce per T = 34 °C e 36 °C ed essendo in E il fluido completamente allo stato liquido otteniamo:

P_E = 0.88725 MPa = 8.8725 bar

$h_E = h_l$ = 249.01 kJ/kg = h_A

Possiamo ripetere quanto fatto finora con il punto B di fine evaporazione.

Per T_B = -20 °C

$P_B = P_A$ = 0.1327 MPa = 1.327 bar.

$h_B = h_v$ = 386.55 kJ/kg

La portata in massa G_M la possiamo ricavare dalla potenzialità frigorifera, essendo questa uguale alla potenza assorbita dall'evaporatore:

$$W_f = G_M(h_B - h_A) = 5\ kW$$

$$G_M = \frac{W_f}{h_B - h_A} = \frac{5}{386.55 - 249.01} = 0.03635\ kg/s$$

Passiamo ora alla valutazione della potenza termica del condensatore

$$W_{COND} = G_M(h_C - h_E)$$

Non conosciamo il valore di h_c, ma possiamo ricavarlo dalla potenza del compressore che sappiano essere:

$$W_K = G_M(h_C - h_B) = 2\ kW$$

$$h_C = \frac{W_K}{G_M} + h_B = \frac{2}{0.03635} + 386.55 = 441.57\ kJ/kg$$

Otteniamo quindi:

$$W_{COND} = G_M(h_C - h_E) = 0.03635\ (441.57 - 249.01)\ =\ 7\ kW$$

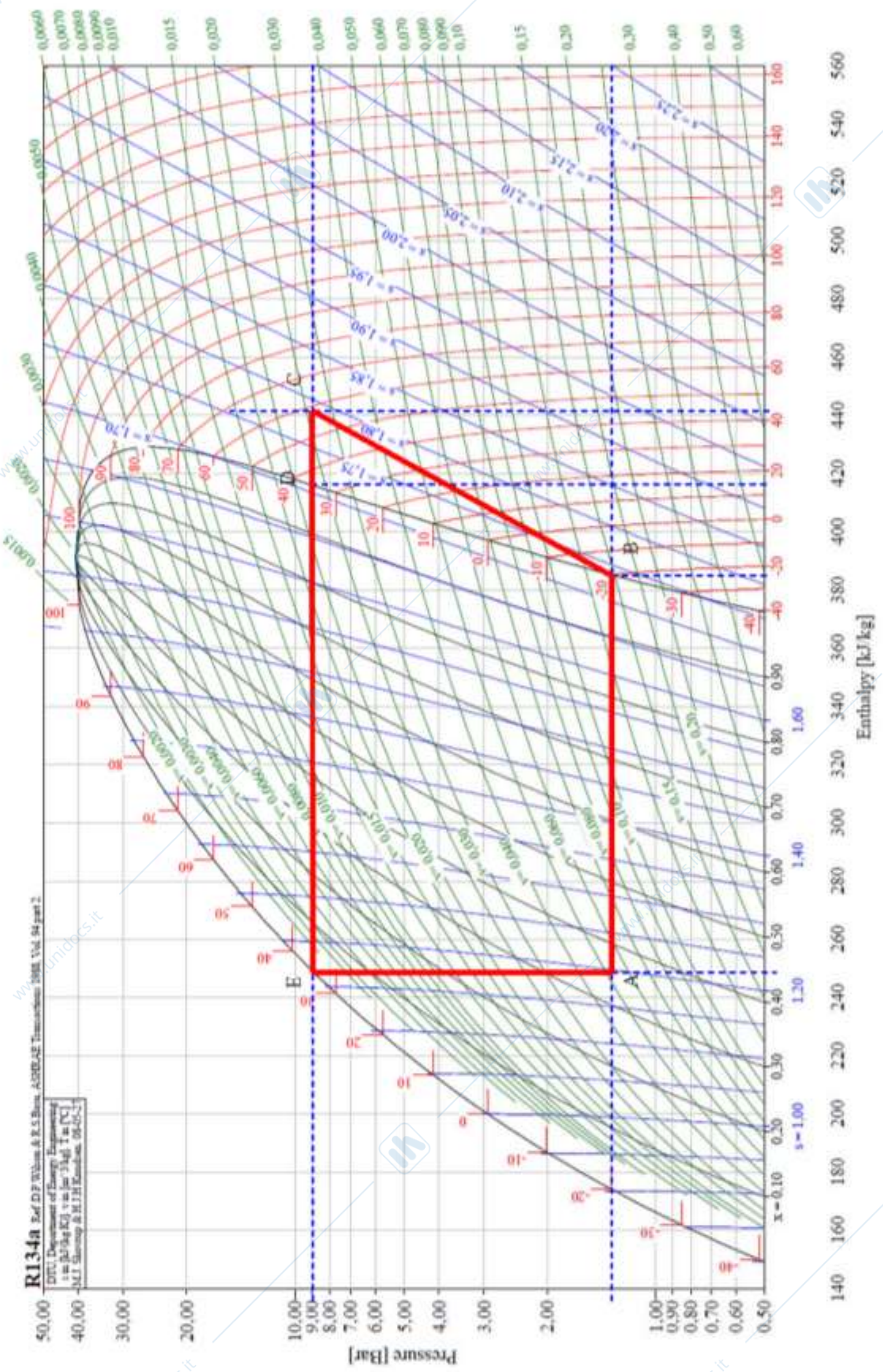
L'effetto utile della macchina frigorifera è il rapporto tra il calore sottratto a bassa temperatura ed il lavoro speso nel compressore:

$$\xi\ = \frac{q_2}{l} = \frac{h_B - h_A}{h_C - h_B} = \frac{386.55 - 249.01}{441.57 - 386.55} = 2.5$$

ed il rendimento exergetico è dato da:

$$\eta_{ex} = \xi\left(\frac{T_0}{T_f} - 1\right) = 2.5\left(\frac{293.15}{268.15} - 1\right) = 0.2329 = 23.3\ \%$$

La rappresentazione del ciclo sul piano P-h del refrigerante R134a è riportato nella pagina seguente.


R134a
Enthalpy [kJ/kg]
Pressure [Bar]
A
B
C
D
E

Il testo contenente gli esercizi relativi ad acustica ed illuminotecnica è:

A. Astolfi, V. Corrado, ***Applicazioni di Illuminazione e Acustica,*** CELID, novembre 2012.

Gli esercizi che possono essere svolti (utilizzando, laddove necessario, il formulario contenuto nel testo) sono i seguenti:

ACUSTICA

Problemi n° 1, 2, 3, 11, 14, 15, 17, 19, 21

ILLUMINOTECNICA

Problemi n° 1, 4, 9, 10, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 23

APPENDICE A

Proprietà di acqua e aria alla pressione di 101325 Pa

Temperatura T °C	Densità ρ kg/m³	Calore specifico c_p J/(kg · °C)	Conducibilità termica λ W/(m · °C)	Diffusività termica α m²/s	Viscosità dinamica μ kg/(m · s)	Viscosità cinematica ν m²/s	Numero di Prandtl Pr
				Acqua (T in K)			
273.2	000	4205	0.564	1.34×10^{-7}	1.79×10^{-3}	1.79×10^{-6}	13.4
280	000	4197	0.582	1.39×10^{-7}	1.44×10^{-3}	1.44×10^{-6}	10.4
300	997	4177	0.608	1.46×10^{-7}	0.857×10^{-3}	0.86×10^{-6}	5.88
320	989	4176	0.637	1.54×10^{-7}	0.579×10^{-3}	0.59×10^{-6}	3.79
340	980	4187	0.659	1.61×10^{-7}	0.423×10^{-3}	0.43×10^{-6}	2.69
360	967	4204	0.674	1.66×10^{-7}	0.320×10^{-3}	0.33×10^{-6}	2.00
373.2	958	4220	0.681	1.68×10^{-7}	0.282×10^{-3}	0.29×10^{-6}	1.75
400	937	4241	0.686	1.73×10^{-7}	0.219×10^{-3}	0.23×10^{-6}	1.35
450	890	4419	0.673	1.71×10^{-7}	0.153×10^{-3}	0.17×10^{-6}	1.01
500	832	4647	0.635	1.64×10^{-7}	0.118×10^{-3}	0.14×10^{-6}	0.86
550	756	5272	0.571	1.43×10^{-7}	0.095×10^{-3}	0.13×10^{-6}	0.88
600	650	6691	0.481	1.11×10^{-7}	0.076×10^{-3}	0.12×10^{-6}	1.05
647.3*	315	—	—	—	—	—	—

Temperatura T K	Densità ρ kg/m³	Calore specifico c_p J/(kg · °C)	Conducibilità termica λ W/(m · °C)	Diffusività termica α m²/s	Viscosità dinamica μ kg/(m · s)	Viscosità cinematica ν m²/s	Numero di Prandtl Pr
			Aria				
200	1.766	1003	0.0181	1.02×10^{-5}	1.34×10^{-5}	0.76×10^{-5}	0.740
250	1.413	1003	0.0223	1.57×10^{-5}	1.61×10^{-5}	1.14×10^{-5}	0.724
280	1.271	1004	0.0246	1.95×10^{-5}	1.75×10^{-5}	1.40×10^{-5}	0.717
290	1.224	1005	0.0253	2.08×10^{-5}	1.80×10^{-5}	1.48×10^{-5}	0.714
300	1.177	1005	0.0261	2.21×10^{-5}	1.85×10^{-5}	1.57×10^{-5}	0.712
310	1.143	1006	0.0268	2.35×10^{-5}	1.90×10^{-5}	1.67×10^{-5}	0.711
320	1.110	1006	0.0275	2.49×10^{-5}	1.94×10^{-5}	1.77×10^{-5}	0.710
330	1.076	1007	0.0283	2.64×10^{-5}	1.99×10^{-5}	1.86×10^{-5}	0.708
340	1.043	1007	0.0290	2.78×10^{-5}	2.03×10^{-5}	1.96×10^{-5}	0.707
350	1.009	1008	0.0297	2.92×10^{-5}	2.08×10^{-5}	2.06×10^{-5}	0.706
400	0.883	1013	0.0331	3.70×10^{-5}	2.29×10^{-5}	2.60×10^{-5}	0.703
450	0.785	1020	0.0363	4.54×10^{-5}	2.49×10^{-5}	3.18×10^{-5}	0.700
500	0.706	1029	0.0395	5.44×10^{-5}	2.68×10^{-5}	3.80×10^{-5}	0.699
550	0.642	1039	0.0426	6.39×10^{-5}	2.86×10^{-5}	4.45×10^{-5}	0.698
600	0.589	1051	0.0456	7.37×10^{-5}	3.03×10^{-5}	5.15×10^{-5}	0.698
700	0.504	1075	0.0513	9.46×10^{-5}	3.35×10^{-5}	6.64×10^{-5}	0.702
800	0.441	1099	0.0569	11.7×10^{-5}	3.64×10^{-5}	8.25×10^{-5}	0.704
900	0.392	1120	0.0625	14.2×10^{-5}	3.92×10^{-5}	9.99×10^{-5}	0.705
1000	0.353	1141	0.0672	16.7×10^{-5}	4.18×10^{-5}	11.8×10^{-5}	0.709
1200	0.294	1175	0.0759	22.2×10^{-5}	4.65×10^{-5}	15.8×10^{-5}	0.720
1400	0.252	1201	0.0835	27.6×10^{-5}	5.09×10^{-5}	20.2×10^{-5}	0.732
1600	0.221	1240	0.0904	33.0×10^{-5}	5.49×10^{-5}	24.9×10^{-5}	0.753
1800	0.196	1276	0.0970	38.3×10^{-5}	5.87×10^{-5}	29.9×10^{-5}	0.772
2000	0.177	1327	0.1032	44.1×10^{-5}	6.23×10^{-5}	35.3×10^{-5}	0.801

APPENDICE B

Proprietà di alcuni gas

TABELLA 1 — Dati fondamentali - (T=300K, p=1bar)

	massa molecolare [kg/kmol]	R [J/kgK]	c_v [J/kgK]	c_p [J/kgK]	Press. crit. [bar]	Temp. crit. [K]
Azoto	28.01	296.8	743	1039	33.9	126
Idrogeno	2.018	4124	10183	14307	12.9	33.2
CO	28.01	296.8	744	1040	35	133
Ossigeno	32.00	259.8	658	918	50.5	154
Aria	28.97	287	718	1005	37.7	133
CO_2	44.01	188.9	657	846	73.9	304
Vapor acqueo ($p<p_{sat}$)	18.02	461.8	1440	1900	220.9	647

Energia interna gas perfetti u [kJ/kg]

T[K]	Azoto	Idrogeno	CO	Ossigeno	Aria	CO_2
260	193.0	2611.8	193.0	169.3	185.5	131.5
300	222.7	3012.5	222.7	195.5	214.5	156.9
400	296.9	4052.0	298.4	262.3	287.0	227.9
500	371.9	5101.5	373.5	332.0	361.0	307.1
600	446.8	6150.5	449.9	405.3	436.3	392.9
700	526.4	7200.0	530.9	480.2	513.1	484.3
800	608.9	8271.5	614.8	558.8	592.8	580.6
900	692.8	9343.5	698.6	638.8	675.3	680.7
1000	780.4	10433.0	787.2	721.4	759.4	783.5
1200	958.1	12659.0	968.5	890.7	936.1	997.9
1400	1142.5	14967.5	1157.3	1063.8	1115.8	1219.9
1600	1332.8	17361.0	1349.2	1240.7	1298.0	1447.7
1800	1526.2	19857.0	1544.1	1421.7	1489.4	1679.2
2000	1722.4	22418.5	1743.3	1604.0	1679.2	1914.1
2200	1920.3	25039.5	1945.7	1788.7	1873.3	2152.5
2400	2121.1	27725.5	2147.9	1977.7	2068.7	2392.0
2600	2323.3	30474.0	2350.3	2169.0	2265.9	2634.8
2800	2527.1	33287.5	2552.5	2363.0	2496.0	2877.7
3000	2732.4	36139.0	2761.0	2558.1	2668.6	3122.9

Entalpia gas perfetti h [kJ/kg]

T[K]	Azoto	Idrogeno	CO	Ossigeno	Aria	CO_2
260	270.2	3684.0	270.2	236.9	260.1	180.6
300	311.8	4259.6	311.8	273.4	300.6	213.6
400	415.7	5714.8	417.1	366.2	401.8	303.5
500	520.4	7180.0	522.0	461.9	504.5	401.6
600	625.0	8644.7	628.0	561.2	608.5	506.2
700	734.3	10109.9	738.7	662.0	714.0	616.6
800	846.4	11597.1	852.3	766.7	822.4	731.8
900	960.0	13084.4	965.9	872.6	933.5	850.8
1000	1077.3	14590.0	1084.1	981.3	1046.4	972.5
1200	1314.5	17647.4	1324.8	1202.5	1280.5	1224.7
1400	1558.2	20787.3	1573.0	1427.5	1517.6	1484.4
1600	1807.8	24012.2	1824.3	1656.4	1757.1	1750.0
1800	2060.7	27339.6	2078.5	1889.4	2006.0	2019.3
2000	2316.3	30732.5	2337.1	2123.6	2253.2	2292.0
2200	2573.6	34184.9	2598.9	2360.3	2504.7	2568.2
2400	2833.7	37702.3	2860.5	2601.2	2757.5	2845.4
2600	3095.3	41282.2	3122.3	2844.5	3012.1	3126.1
2800	3358.5	44927.1	3383.9	3090.4	3299.6	3406.8
3000	3623.2	48610.0	3651.8	3337.5	3529.5	3689.8

Entropia gas perfetti alla pressione di 1 bar, s_r [kJ/kg K]

T[K]	Azoto	Idrogeno	CO	Ossigeno	Aria	CO_2
260	6.7036	65.4000	6.3214	6.2906	6.7276	4.7477
300	6.8536	65.4500	7.0714	6.4219	6.8726	4.8659
400	7.1536	69.6500	7.3714	6.6906	7.1626	5.1227
500	7.3893	72.9000	7.6071	6.9031	7.3904	5.3409
600	7.5857	75.6500	7.7964	7.0844	7.5803	5.5318
700	7.7500	77.8500	7.9714	7.2313	7.7459	5.7045
800	7.8929	79.8500	8.1214	7.3781	7.8909	5.8591
900	8.0321	81.5500	8.2571	7.5031	8.0221	5.9977
1000	8.1536	83.1500	8.3821	7.6188	8.1395	6.1273
1200	8.3714	85.9500	8.6036	7.8188	8.3500	6.3568
1400	8.5571	88.3500	8.7929	7.9938	8.5330	6.5568
1600	8.7250	90.5500	8.9607	8.1469	8.6952	6.7341
1800	8.8714	92.5000	9.1107	8.2313	8.8402	6.8932
2000	9.0071	94.2500	9.2464	8.4063	8.9713	7.0364
2200	9.1321	95.9000	9.3714	8.5188	9.0922	7.1682
2400	9.2429	97.4500	9.4857	8.6219	9.2026	7.2886
2600	9.3664	98.9000	9.5893	8.7219	9.3027	7.4000
2800	9.4464	100.2500	9.6857	8.8125	9.3959	7.5045
3000	9.5393	101.5000	9.7786	8.8969	9.4891	7.6023

APPENDICE C

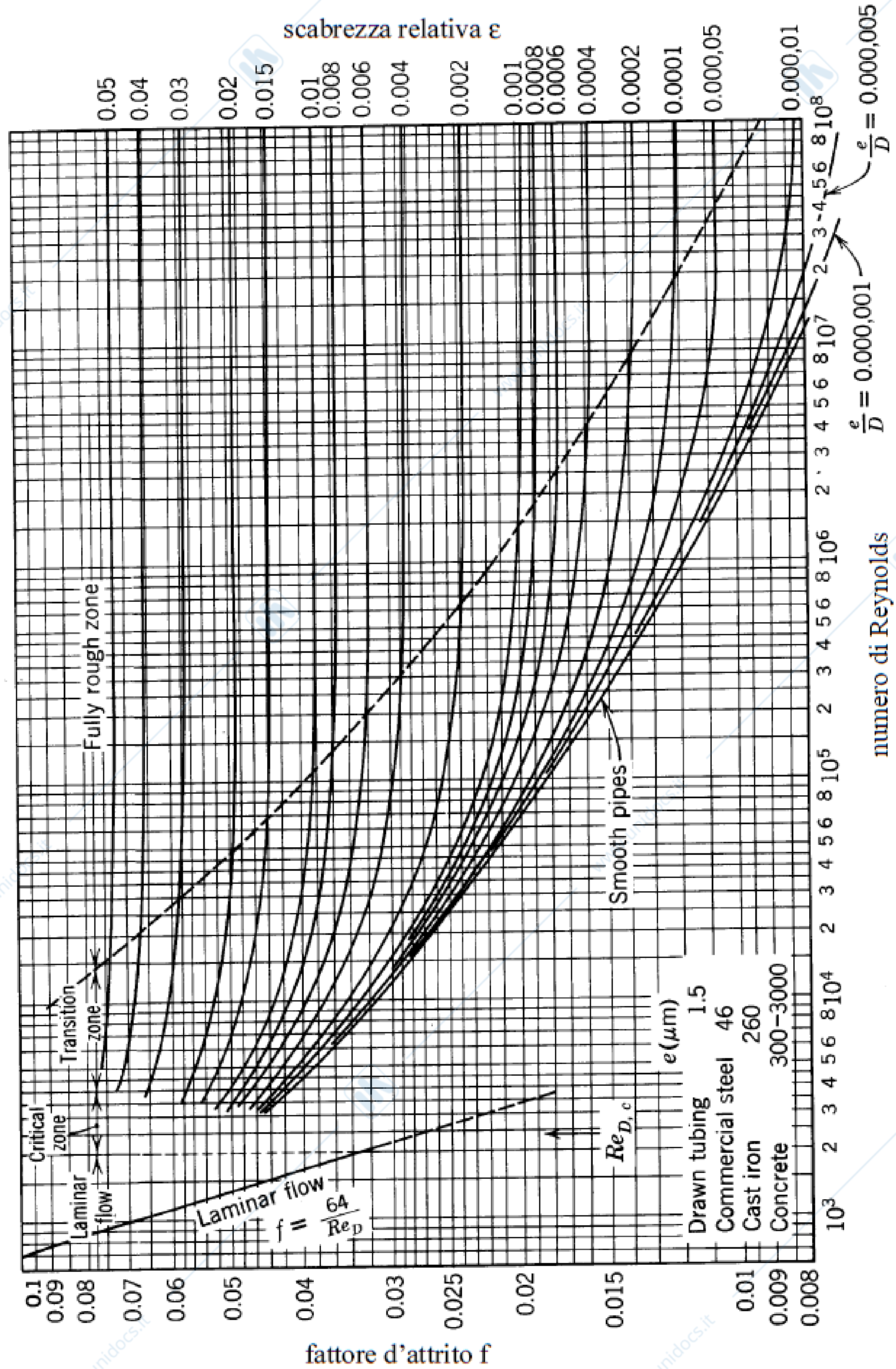
Proprietà termodinamiche del vapor acqueo in condizioni di saturazione

TABELLA 2B PROPRIETA' TERMODINAMICHE DEL VAPOR ACQUEO IN CONDIZIONI DI SATURAZIONE

p	t	Volume specifico m³/kg		Entalpia kJ/kg			Energia interna kJ/kg		Entropia kJ/kg K			p
bar	°C	v_l	v_v	h_l	r	h_v	u_l	u_v	s_l	r/T	s_v	bar
0.006 02	0	0.001 000 2	206.298 7	-0.0	2501.6	2501.6	-0.0	2375.6	-0.0	9.1578	9.1578	0.006 02
0.006 11	0.01	0.001 000 2	206.162 9	+0.0	2501.6	2501.6	0	2375.6	0	9.1575	9.1575	0.006 11
0.010	6.98	0.001 000 1	129.210 7	29.3	2485.0	2514.4	29.3	2385.2	0.1060	8.8706	8.9767	0.010
0.020	17.51	0.001 001 2	67.011 6	73.5	2460.2	2533.6	73.5	2399.6	0.2606	8.4640	8.7246	0.020
0.030	24.10	0.001 002 7	45.670 0	101.0	2444.6	2545.6	101.0	2408.6	0.3543	8.2242	8.5785	0.030
0.040	28.98	0.001 004 0	34.803 3	121.4	2433.1	2554.5	121.4	2415.3	0.4225	8.0530	8.4755	0.040
0.050	32.90	0.001 005 2	28.194 5	137.8	2423.8	2561.6	137.8	2420.6	0.4763	7.9197	8.3960	0.050
0.060	36.18	0.001 006 4	23.740 6	151.5	2416.0	2567.5	151.5	2425.1	0.5209	7.8103	8.3312	0.060
0.070	39.03	0.001 007 4	20.530 4	163.4	2409.2	2572.6	163.4	2428.9	0.5591	7.7176	8.2767	0.070
0.080	41.54	0.001 008 4	18.103 8	173.9	2403.2	2577.1	173.9	2432.3	0.5926	7.6370	8.2295	0.080
0.090	43.79	0.001 009 4	16.203 4	183.3	2397.9	2581.1	183.3	2435.3	0.6224	7.5657	8.1881	0.090
0.10	45.83	0.001 010 2	14.673 7	191.8	2392.9	2584.8	191.8	2438.1	0.6493	7.5018	8.1511	0.10
0.15	54.00	0.001 014 0	10.022 1	226.0	2373.2	2599.2	226.0	2448.9	0.7549	7.2544	8.0093	0.15
0.20	60.09	0.001 017 2	7.649 2	251.5	2358.4	2609.9	251.5	2456.9	0.8321	7.0773	7.9094	0.20
0.25	64.99	0.001 019 9	6.204 0	272.0	2346.4	2618.3	272.0	2463.2	0.8933	6.9390	7.8323	0.25
0.30	69.13	0.001 022 3	5.229 0	289.3	2336.1	2625.4	289.6	2468.2	0.9441	6.8254	7.7695	0.30
0.35	72.71	0.001 024 5	4.525 5	304.3	2327.2	2631.5	304.3	2473.1	0.9878	6.7288	7.7166	0.35
0.40	75.89	0.001 026 5	3.993 2	317.7	2319.2	2636.9	317.7	2477.2	1.0261	6.6448	7.6709	0.40
0.45	78.74	0.001 028 4	3.576 1	329.6	2312.0	2641.7	329.6	2480.8	1.0603	6.5703	7.6306	0.45
0.50	81.35	0.001 030 1	3.240 1	340.6	2305.4	2646.0	340.5	2484.0	1.0912	6.5035	7.5947	0.50
0.60	85.95	0.001 033 3	2.731 7	359.9	2293.6	2653.6	359.8	2489.7	1.1455	6.3872	7.5327	0.60
0.70	89.96	0.001 036 1	2.364 7	376.8	2283.3	2660.1	376.3	2494.6	1.1921	6.2883	7.4804	0.70
0.80	93.51	0.001 038 7	2.086 9	391.7	2274.0	2665.8	391.6	2498.8	1.2330	6.2022	7.4352	0.80
0.90	96.71	0.001 041 2	1.869 1	405.2	2265.6	2670.9	405.1	2502.7	1.2696	6.1258	7.3954	0.90
1.00	99.63	0.001 043 4	1.693 7	417.5	2257.9	2675.4	417.4	2506.0	1.3027	6.0571	7.3598	1.00
1.013 25	100.00	0.001 043 7	1.673 0	419.1	2256.9	2676.0	419.0	2506.5	1.3069	6.0485	7.3554	1.013 25
1.20	104.81	0.001 047 6	1.428 1	439.4	2244.1	2683.4	439.3	2512.0	1.3609	5.9375	7.2984	1.20
1.40	109.32	0.001 051 3	1.236 3	458.4	2231.9	2690.3	458.3	2517.2	1.4109	5.8356	7.2465	1.40
1.60	113.32	0.001 054 7	1.091 1	475.4	2220.9	2696.2	475.2	2521.6	1.4550	5.7467	7.2017	1.60
1.80	116.93	0.001 057 9	0.977 18	490.7	2210.8	2701.5	490.5	2525.6	1.4944	5.6677	7.1622	1.80
2.00	120.23	0.001 060 8	0.885 40	504.7	2201.6	2706.3	504.5	2529.2	1.5301	5.5967	7.1268	2.00
2.50	127.43	0.001 067 6	0.718 40	535.4	2181.0	2716.4	535.1	2536.8	1.6072	5.4448	7.0520	2.50
3.00	133.54	0.001 073 5	0.605 53	561.4	2163.2	2724.7	561.1	2543.0	1.6717	5.3192	6.9909	3.00
3.50	138.88	0.001 078 9	0.523 97	584.3	2147.3	2731.6	583.9	2548.2	1.7273	5.2118	6.9392	3.50
4.00	143.63	0.001 083 9	0.462 20	604.7	2132.9	2737.6	604.3	2552.7	1.7764	5.1179	6.8943	4.00
4.50	147.92	0.001 088 5	0.413 73	623.2	2119.7	2742.9	622.7	2556.7	1.8204	5.0342	6.8547	4.50
5.00	151.85	0.001 092 8	0.374 66	640.1	2107.4	2747.5	639.6	2560.2	1.8604	4.9588	6.8192	5.00
6.00	158.84	0.001 100 9	0.315 46	670.4	2085.0	2755.5	669.7	2566.2	1.9308	4.8267	6.7575	6.00
7.00	164.96	0.001 108 2	0.272 68	697.1	2064.9	2762.0	696.3	2571.1	1.9918	4.7134	6.7052	7.00
8.00	170.41	0.001 115 0	0.240 26	720.9	2046.5	2767.5	720.0	2575.3	2.0457	4.6139	6.6596	8.00
9.00	175.36	0.001 121 3	0.214 82	742.6	2029.5	2772.1	741.6	2578.8	2.0941	4.5251	6.6192	9.00
10.00	179.88	0.001 127 4	0.194 30	762.6	2013.6	2776.2	761.5	2581.9	2.1382	4.4447	6.5828	10.00
11.00	184.06	0.001 133 1	0.177 39	781.1	1991.6	2779.7	779.9	2584.6	2.1786	4.3712	6.5498	11.00
12.00	187.96	0.001 138 6	0.163 21	798.4	1984.3	2782.7	797.0	2586.8	2.2160	4.3034	6.5194	12.00
13.00	191.60	0.001 143 8	0.151 14	814.7	1970.7	2785.4	813.2	2588.9	2.2509	4.2404	6.4913	13.00
14.00	195.04	0.001 148 9	0.140 73	830.1	1957.7	2787.8	828.5	2590.8	2.2836	4.1815	6.4651	14.00
15.00	198.28	0.001 153 8	0.131 67	844.6	1945.3	2789.9	842.7	2592.4	2.3144	4.1262	6.4406	15.00
16.00	201.37	0.001 158 6	0.123 70	858.5	1933.2	2791.7	856.6	2593.8	2.3436	4.0740	6.4176	16.00
17.00	204.30	0.001 163 3	0.116 64	871.8	1921.6	2793.4	869.8	2595.1	2.3712	4.0246	6.3958	17.00
18.00	207.11	0.001 167 8	0.110 33	884.5	1910.3	2794.8	882.4	2596.2	2.3976	3.9776	6.3751	18.00
19.00	209.79	0.001 172 3	0.104 67	896.8	1899.3	2796.1	894.6	2597.2	2.4227	3.9327	6.3555	19.00
20.00	212.37	0.001 176 6	0.099 549	908.6	1888.7	2797.2	906.2	2598.1	2.4468	3.8899	6.3367	20.00
25.00	223.94	0.001 197 2	0.079 915	961.9	1839.0	2800.9	958.9	2601.1	2.5542	3.6994	6.2537	25.00
30.00	233.84	0.001 216 3	0.066 632	1008.3	1794.0	2802.3	1004.7	2602.4	2.6455	3.5383	6.1838	30.00
35.00	242.54	0.001 234 5	0.057 028	1049.7	1752.2	2802.0	1045.4	2602.4	2.7252	3.3976	6.1229	35.00
40.00	250.33	0.001 252 1	0.049 749	1087.4	1712.9	2800.3	1082.4	2601.3	2.7965	3.2720	6.0685	40.00
45.00	257.41	0.001 269 1	0.044 035	1122.1	1675.6	2797.7	1116.4	2599.5	2.8612	3.1579	6.0191	45.00
50.00	263.92	0.001 285 8	0.039 425	1154.5	1639.7	2794.2	1148.1	2597.1	2.9207	3.0528	5.9735	50.00
55.00	269.94	0.001 302 3	0.035 624	1184.9	1605.0	2789.9	1177.7	2594.0	2.9758	2.9551	5.9309	55.00
60.00	275.56	0.001 318 7	0.032 433	1213.7	1571.3	2785.0	1205.8	2590.4	3.0274	2.8633	5.8907	60.00
65.00	280.83	0.001 335 0	0.029 714	1241.2	1538.3	2779.5	1232.5	2586.4	3.0760	2.7766	5.8526	65.00
70.00	285.80	0.001 351 4	0.027 368	1267.5	1506.0	2773.4	1258.0	2581.8	3.1220	2.6941	5.8161	70.00
75.00	290.51	0.001 367 8	0.025 323	1292.7	1474.1	2766.9	1282.4	2577.0	3.1658	2.6152	5.7810	75.00
80.00	294.98	0.001 384 3	0.023 521	1317.2	1442.7	2759.9	1306.1	2571.7	3.2077	2.5393	5.7470	80.00
85.00	299.24	0.001 401 0	0.021 923	1340.8	1411.6	2752.4	1328.9	2566.1	3.2480	2.4661	5.7141	85.00
90.00	303.31	0.001 417 9	0.020 493	1363.8	1380.8	2744.6	1351.0	2560.2	3.2867	2.3952	5.6820	90.00
95.00	307.22	0.001 435 1	0.019 206	1386.2	1350.2	2736.3	1372.6	2553.8	3.3242	2.3264	5.6506	95.00
100.00	310.96	0.001 452 6	0.018 041	1408.1	1319.7	2727.7	1393.6	2547.3	3.3606	2.2592	5.6198	100.00
110.00	318.04	0.001 488 7	0.016 007	1450.6	1258.8	2709.3	1434.2	2533.2	3.4304	2.1292	5.5596	110.00
120.00	324.64	0.001 526 7	0.014 285	1491.7	1197.5	2689.2	1473.4	2517.8	3.4971	2.0032	5.5003	120.00
130.00	330.81	0.001 567 1	0.012 800	1531.9	1135.1	2667.0	1511.5	2500.6	3.5614	1.8795	5.4409	130.00
140.00	336.63	0.001 610 5	0.011 498	1571.5	1070.9	2642.4	1549.0	2481.4	3.6241	1.7564	5.3804	140.00
150.00	342.12	0.001 657 8	0.010 343	1610.9	1004.2	2615.1	1586.0	2460.0	3.6857	1.6323	5.3180	150.00
160.00	347.32	0.001 710 2	0.009 309 9	1650.4	934.5	2584.9	1623.0	2435.9	3.7470	1.5063	5.2533	160.00
170.00	352.26	0.001 769 5	0.008 372 1	1691.6	860.0	2551.6	1661.5	2409.3	3.8106	1.3749	5.1856	170.00
180.00	356.96	0.001 839 9	0.007 497 3	1734.8	779.0	2513.9	1701.7	2378.9	3.8766	1.2362	5.1127	180.00
190.00	361.44	0.001 926 2	0.006 675 9	1778.7	691.8	2470.5	1742.1	2343.7	3.9430	1.0900	5.0330	190.00
200.00	365.71	0.002 017 4	0.005 874 5	1826.6	591.6	2418.2	1785.9	2300.7	4.0151	0.9259	4.9410	200.00
210.00	369.79	0.002 201 8	0.005 022 5	1886.3	461.2	2347.5	1840.1	2242.0	4.1040	0.7172	4.8222	210.00
220.00	373.78	0.002 667 5	0.003 734 7	2010.3	186.3	2196.6	1951.6	2144.4	4.2934	0.2881	4.5814	220.00
221.20	374.15	0.003 170 0	0.003 170 0	2107.4	0	2107.4	2037.1	2037.3	4.4429	0	4.4429	221.20

APPENDICE D

Abaco di Moody



APPENDICE E

Proprietà termodinamiche del refrigerante R134ain condizioni di saturazione

Temperatura (°C)	Pressione (MPa)	volume specifico liquido (m3/kg)	volume specifico vapore (m3/kg)	entalpia liquido (kJ/kg)	entalpia vapore (kJ/kg)	entropia liquido (kJ/kgK)	entropia vapore (kJ/kgK)
-103,3	0,0004	1591,1	35,496	71,46	334,94	0,4126	1,9639
-100	0,0006	1582,4	25,193	75,36	336,85	0,4354	1,9456
-90	0,0015	1555,8	9,7698	87,23	342,76	0,502	1,8972
-80	0,0037	1529	4,2682	99,16	348,83	0,5654	1,858
-70	0,008	1501,9	2,059	111,2	355,02	0,6262	1,8264
-60	0,0159	1474,3	1,079	123,36	361,31	0,6846	1,801
-50	0,0295	1446,3	0,6062	135,67	367,65	0,741	1,7806
-40	0,0512	1417,7	0,3611	148,14	374	0,7956	1,7643
-30	0,0844	1388,4	0,2259	160,79	380,32	0,8486	1,7515
-28	0,0927	1382,4	0,2068	163,34	381,57	0,8591	1,7492
-26,07	0,1013	1376,7	0,1902	165,81	382,78	0,869	1,7472
-26	0,1017	1376,5	0,1896	165,9	382,82	0,8694	1,7471
-24	0,1113	1370,4	0,1741	168,47	384,07	0,8798	1,7451
-22	0,1217	1364,4	0,1601	171,05	385,32	0,89	1,7432
-20	0,1327	1358,3	0,1474	173,64	386,55	0,9002	1,7413
-18	0,1446	1352,1	0,1359	176,23	387,79	0,9104	1,7396
-16	0,1573	1345,9	0,1255	178,83	389,02	0,9205	1,7379
-14	0,1708	1339,7	0,1161	181,44	390,24	0,9306	1,7363
-12	0,1852	1333,4	0,1074	184,07	391,46	0,9407	1,7348
-10	0,2006	1327,1	0,0996	186,7	392,66	0,9506	1,7334
-8	0,2169	1320,8	0,0924	189,34	393,87	0,9606	1,732
-6	0,2343	1314,3	0,0859	191,99	395,06	0,9705	1,7307
-4	0,2527	1307,9	0,0799	194,65	396,25	0,9804	1,7294
-2	0,2722	1301,4	0,0744	197,32	397,43	0,9902	1,7282
0	0,2928	1294,8	0,0693	200	398,6	1	1,7271
2	0,3146	1288,1	0,0647	202,69	399,77	1,0098	1,726
4	0,3377	1281,4	0,0604	205,4	400,92	1,0195	1,725
6	0,362	1274,7	0,0564	208,11	402,06	1,0292	1,724
8	0,3876	1267,9	0,0528	210,84	403,2	1,0388	1,723
10	0,4146	1261	0,0494	213,58	404,32	1,0485	1,7221
12	0,443	1254	0,0463	216,33	405,43	1,0581	1,7212
14	0,4729	1246,9	0,0435	219,09	406,53	1,0677	1,7204
16	0,5043	1239,8	0,0408	221,87	407,61	1,0772	1,7196
18	0,5372	1232,6	0,0383	224,66	408,69	1,0867	1,7188
20	0,5717	1225,3	0,036	227,47	409,75	1,0962	1,718
22	0,6079	1218	0,0339	230,29	410,79	1,1057	1,7173
24	0,6458	1210,5	0,0319	233,12	411,82	1,1152	1,7166
26	0,6854	1202,9	0,03	235,97	412,84	1,1246	1,7159
28	0,7269	1195,2	0,0283	238,84	413,84	1,1341	1,7152
30	0,7702	1187,5	0,0266	241,72	414,82	1,1435	1,7145
32	0,8154	1179,6	0,0251	244,62	415,78	1,1529	1,7138

continua a pagina successiva

Temperatura (°C)	Pressione (MPa)	volume specifico liquido (m3/kg)	volume specifico vapore (m3/kg)	entalpia liquido (kJ/kg)	entalpia vapore (kJ/kg)	entropia liquido (kJ/kgK)	entropia vapore (kJ/kgK)
34	0,8626	1171,6	0,0237	247,54	416,72	1,1623	1,7131
36	0,9119	1163,4	0,0224	250,48	417,65	1,1717	1,7124
38	0,9632	1155,1	0,0211	253,43	418,55	1,1811	1,7118
40	1,0166	1146,7	0,02	256,41	419,43	1,1905	1,7111
42	1,0722	1138,2	0,0189	259,41	420,28	1,1999	1,7103
44	1,1301	1129,5	0,0178	262,43	421,11	1,2092	1,7096
46	1,1903	1120,6	0,0169	265,47	421,92	1,2186	1,7089
48	1,2529	1111,5	0,016	268,53	422,69	1,228	1,7081
50	1,3179	1102,3	0,0151	271,62	423,44	1,2375	1,7072
52	1,3854	1092,9	0,0143	274,74	424,15	1,2469	1,7064
54	1,4555	1083,2	0,0135	277,89	424,83	1,2563	1,7055
56	1,5282	1073,4	0,0128	281,06	425,47	1,2658	1,7045
58	1,6036	1063,2	0,0121	284,27	426,07	1,2753	1,7035
60	1,6818	1052,9	0,0114	287,5	426,63	1,2848	1,7024
62	1,7628	1042,2	0,0108	290,78	427,14	1,2944	1,7013
64	1,8467	1031,2	0,0102	294,09	427,61	1,304	1,7
66	1,9337	1020	0,0097	297,44	428,02	1,3137	1,6987
68	2,0237	1008,3	0,0092	300,84	428,36	1,3234	1,6972
70	2,1168	996,2	0,0087	304,28	428,65	1,3332	1,6956
72	2,2132	983,8	0,0082	307,78	428,86	1,343	1,6939
74	2,313	970,8	0,0077	311,33	429	1,353	1,692
76	2,4161	957,3	0,0073	314,94	429,04	1,3631	1,6899
78	2,5228	943,1	0,0069	318,63	428,98	1,3733	1,6876
80	2,6332	928,2	0,0065	322,39	428,81	1,3836	1,685
85	2,9258	887,2	0,0055	332,22	427,76	1,4104	1,6771
90	3,2442	837,8	0,0046	342,93	425,42	1,439	1,6662
95	3,5912	772,7	0,0037	355,25	420,67	1,4715	1,6492
100	3,9724	651,2	0,0027	373,3	407,68	1,5188	1,6109
101,06	4,0593	511,9	0,002	389,64	389,64	1,5621	1,5621