SISTEMI CHIUSI, SISTEMI APERTI, GAS, VAPORI, CICLI

Esercizio n° 1

Si hanno 1000 litri (M) di acqua alla temperatura t_l di 80°C contenuti in un sistema chiuso mantenuto alla pressione p_l di 3 bar.

Si vuole calcolare la quantità di calore Q che occorre fornire al sistema per far vaporizzare 1/3 (x_2) dell'acqua iniziale a pressione costante. Quanto vale la variazione di entropia ΔS tra lo stato iniziale e quello finale? Si disegni la trasformazione in oggetto in un diagramma p-v e in un diagramma T-s.

Svolgimento

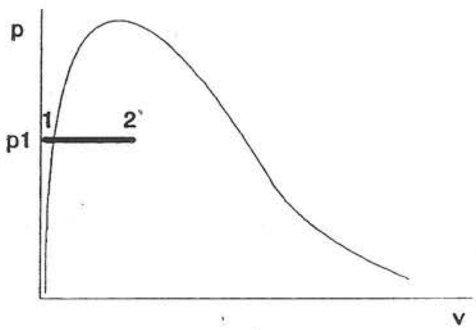
Applicando il primo principio della termodinamica per sistemi chiusi si ha che, essendo la trasformazione a pressione costante, il calore che occorre fornire al sistema vale:

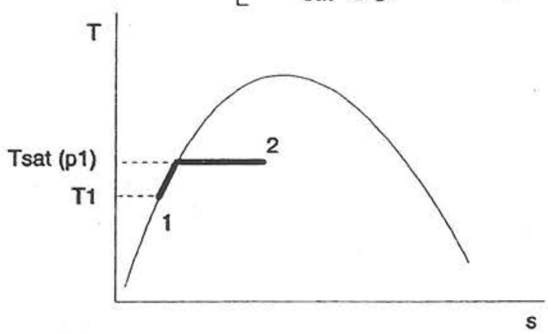
$$Q = M(h_2 - h_1) = M\left[\left(h_2 - h_{l,sat}(p_1)\right) - \left(h_{l,sat}(p_1) - h_1\right)\right] = M\left[x_2 r(p_1) + c_l(t_{sat}(p_1) - t_1\right]$$

in cui il calore latente r e la temperatura di saturazione t_{sat} sono calcolati alla pressione p_l

Per quanto concerne la variazione di entropia associata alla trasformazione si ha che:

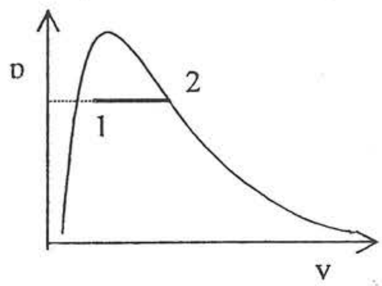
$$\Delta S = M(s_2 - s_1) = M\left[\left(s_2 - s_{l,sat}(p_1)\right) - \left(s_{l,sat}(p_1) - s_1\right)\right] = M\left[x_2 \frac{r(p_1)}{t_{sat}(p_1)} + c_l \ln\left(\frac{t_{sat}(p_1)}{t_1}\right)\right]$$





Esercizio n° 2

Determinare la quantità di calore necessaria per vaporizzare completamente 15 kg di acqua dallo stato 1 di vapore saturo umido con titolo $X_1 = 0.2$ allo stato 2 di vapore saturo secco. Si consideri la pressione costante di 16 bar. (Si utilizzi la tabella allegata).



Soluzione

Il calore necessario per vaporizzare completamente 1 kg di acqua è pari alla differenza di entalpia specifica tra i due stati visto che la trasformazione è a pressione costante. La quantità di calore complessiva si ottiene moltiplicando per la quantità di acqua.

$q = h_2 - h_1 \quad Q = M \cdot (h_2 - h_1)$

L'entalpia h_2 è l'entalpia del vapore saturo secco (curva limite superiore) e si legge sulle tabelle.

L'entalpia h_1 si calcola con la seguente formula: $h_1 = h_{liq} + x_1 \cdot r$

dove h_{liq} è l'entalpia del liquido saturo (curva limite inferiore) e r è il calore latente di vaporizzazione. Entrambi si leggono direttamente sulle tabelle del vapor d'acqua.

Se sulle tabelle non sono riportati i valori corrispondenti alla pressione in cui avviene la trasformazione, si devono calcolare le varie grandeze specifiche facendo una interpolazione lineare tra i valori immediatamente vicini riportati sulle tabelle.

Pressione p (bars)	Entalpia del liquido saturo h_l (kJ/kg)	Entalpia di vapo-rizzazione (calore latente) r (kJ/kg)	Entalpia del vapore saturo h_v (kJ/kg)
10.0	762.8	2015.3	2778.1
16.0	....	....	....
20.0	844.9	1947.3	2792.2

Mediante una semplice interpolazione lineare (proporzione tra le differenze di valori) si possono trovare i valori mancanti.
(20-10):(16-10)=(844.9-762.8):(x-762.8)   x=812.1 kJ/kg
(20-10):(16-10)=(1947.3-2015.3):(x-2015.3)   x=1974.5 kJ/kg
(20-10):(16-10)=(2792.2-2778.1):(x-2778.1)   x=2786.6 kJ/kg
Quindi:
h_2=h_v=2786.6 kJ/kg
h_1=812.1+0.2x1974.5=1207 kJ/kg
Q = 15x(2786.6-1207)=23694 kJ

Esercizio n°3
Si consideri una massa M pari a 3 kg di argon (R=208.1 J/kgK, c_p=520 J/kgK) contenuta in un volume V_0 pari a 2 litri alla pressione di 3 bar (p_0) (*stato 1*). Tale gas viene riscaldato a volume costante fino ad aumentare la pressione di k (k>1) volte rispetto al valore iniziale (*trasformazione 1-2*). A questo punto il gas viene fatto espandere a pressione costante così da aumentare di k volte il suo volume iniziale (*trasformazione 2-3*). Il sistema viene quindi raffreddato a volume costante fino a riportarlo alla pressione iniziale (*trasformazione 3-4*). Il gas viene quindi riportato nello stato iniziale mediante una trasformazione isobara (*trasformazione 4-1*).

1. Si disegni il ciclo descritto in un diagramma p-v;
2. Si esprima il coefficiente economico del ciclo in funzione del parametro k;
3. Si calcolino le temperature assunte dal gas negli stati 1, 2, 3 e 4, il coefficiente economico ed il rendimento del ciclo nel caso in cui k=3;
4. Si determini il massimo valore assunto dal coefficiente economico al variare di k;
5. Si disegni il ciclo nel diagramma T-s

Svolgimento
La temperatura del gas nello stato iniziale si calcola utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$T_1 = \frac{p_0 V_0}{MR}$$

Analogamente si possono calcolare le temperature degli stati 2,3 e 4:

- stato 2 (v_0,kp_0)

$$T_2 = k\frac{p_0 V_0}{MR} = kT_1$$

- stato 3 (kv_0,kp_0)

$$T_3 = k^2\frac{p_0 V_0}{MR} = k^2 T_1$$

- stato 4 (kv_0,p_0)

$$T_4 = k\frac{p_0 V_0}{MR} = T_2 = kT_1$$

Il ciclo in questione è rappresentato nel piano p-v da un rettangolo; il lavoro specifico che viene effettuato dal sistema durante il ciclo è determinabile calcolando l'area di tale rettangolo:

$$l = p_0 v_0 (k-1)^2$$

Per compiere il ciclo in questione occorre fornire calore al sistema durante le trasformazioni 1-2 (a volume costante) e 2-3 (a pressione costante); utilizzando la definizione di calore specifico a volume e a pressione costate è immediato calcolare il calore fornito al sistema:

$$q = q_{1-2} + q_{2-3} = c_v\left(T_2 - T_1\right) + c_p\left(T_3 - T_2\right) = T_1(k-1)\left[c_v + c_p k\right]$$

Il coefficiente economico del ciclo vale quindi:

$$\varepsilon(k) = \frac{p_0 v_0 (k-1)^2}{T_1(k-1)\left[c_v + c_p k\right]} = \frac{R}{\dfrac{c_v}{k-1} + \dfrac{c_p k}{k-1}}$$

E' facile notare che il coefficiente economico è una funzione monotona di k che assume valore massimo al tendere del parametro k ad infinito; di conseguenza il valore massimo che il coefficiente economico può assumere al variare di k è:

$$\varepsilon_{\max} = \lim_{k \to \infty} \varepsilon(k) = \frac{R}{c_p}$$

Il coefficiente del ciclo di Carnot operante tra le temperature estreme (minima e massima) raggiunte dal gas compiendo il ciclo vale:

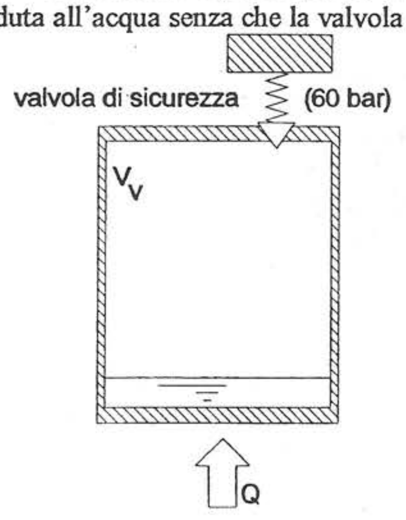
$$\varepsilon_c(k) = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{1}{k^2}$$

Il rendimento associato al ciclo in esame vale dunque:

$$\eta(k) = \frac{Rk^2}{(k+1)(c_v + kc_p)}$$

Esercizio n°4

Un recipiente rigido ha il volume V_{tot} di 100 dm^3 ed è munito di una valvola di sicurezza tarata alla pressione p_t di 60 bar. Il recipiente contiene dell'acqua liquida in equilibrio col suo vapore alla pressione p_1 pari a 1 bar. Il volume occupato inizialmente dal vapore è pari a V_v 90.4 dm^3. Determinare la massima quantità di calore che può essere ceduta all'acqua senza che la valvola di sicurezza intervenga.



Svolgimento

Per prima cosa occorre calcolare la massa d'acqua contenuta nel recipiente; poiché conosco la pressione iniziale (p1) sono noti dalle tabelle i valori assunti dal volume specifico del liquido e del vapore in condizioni di saturazione per cui la massa d'acqua allo stato liquido contenuta inizialmente nel recipiente così come la massa di vapore possono essere calcolate come segue:

$$M_l = \frac{V_{tot} - V_v}{v_l(p_1)} \quad M_v = \frac{V_v}{v_v(p_1)}$$

A questo punto sono in grado di calcolare il titolo del vapore umido contenuto nel recipiente:

$$x_1 = \frac{M_v}{M_v + M_l}$$

Il volume specifico e l'energia interna del vapore saturo nelle condizioni iniziali possono così essere calcolati:

$$v_1 = v_l(p_1) + x_1(v_v(p_1) - v_l(p_1))$$
$$u_1 = u_l(p_1) + x_1(u_v(p_1) - u_l(p_1))$$

Il processo di riscaldamento avviene a volume costante fino a 60 bar; solo allora la valvola interviene lasciando uscire del vapore per impedire che la pressione all'interno salga ulteriormente; di conseguenza nella trasformazione massa e volume totale risultano conservarsi. Applicando il primo principio della termodinamica per sistemi chiusi si ricava che:

$$Q = (M_v + M_l)\Delta u = M_{tot}(u_2 - u_1)$$

inoltre, poiché la trasformazione è a volume specifico costante si ha che:

$$v_1 = v_2 = v_l(p_t) + x_2(v_v(p_t) - v_l(p_t))$$

in cui si è indicata con p_t la pressione a cui è tarata la valvola di sicurezza. Da tale relazione è possibile ricavare il valore del titolo alla fine della trasformazione, ovvero quando la pressione nel recipiente ha raggiunto i 60 bar.

A questo punto è possibile calcolare il valore assunto dall'energia interna nello stato finale:

$$u_2 = u_l(p_t) + x_2(u_v(p_t) - u_l(p_t))$$

Utilizzando il primo principio della termodinamica per sistemi chiusi è quindi possibile quantificare la massima quantità di calore cedibile al sistema prima che la valvola di sicurezza intervenga.

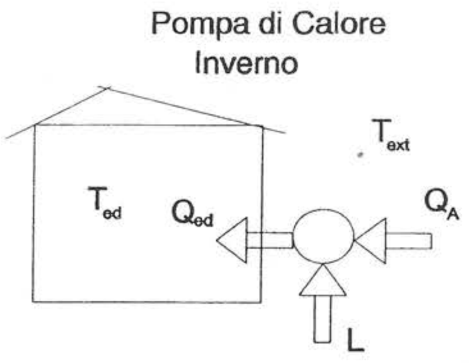
Esercizio n°5

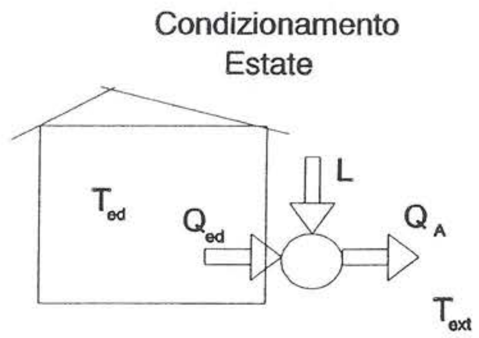
Un edificio viene riscaldato in inverno mediante una pompa di calore schematizzabile come una macchina di Carnot operante tra il serbatoio costituito dall'aria esterna alla temperatura di -10°C (T_{ext}) e il serbatoio costituito dall'aria interna all'edificio mantenuta a 22°C (T_{ed}) . Se l'edificio disperde 0.64 kW (q_k) per ogni grado di differenza di temperatura esistente tra l'interno e l'esterno trovare:

a) la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore
b) il COP della pompa di calore (definito come rapporto tra la potenza termica fornita all'edificio e la potenza assorbita)

Se la stessa macchina viene utilizzata in estate per refrigerare l'edificio mantenendolo sempre alla temperatura di 22°C, si calcoli:

a) la massima temperatura esterna a cui la macchina può operare assorbendo la stessa potenza elettrica precedentemente calcolata a parità di q_k.
b) il COP della macchina refrigerante quando la temperatura esterna risulta inferiore di 10°C a quella calcolata al punto precedente.





Svolgimento

Facendo riferimento alla Figura 1 si può osservare che occorre fornire la potenza termica:

$$Q_{ed} = q_k\left(t_{ed} - t_{ext}\right)$$

all'edificio perchè questo si mantenga alla temperatura di 22°C.

Poichè la macchina opera come una macchina ideale di Carnot allora vale:

$$\frac{Q_{ed}}{T_{ed}} = \frac{Q_A}{T_{ext}}$$

in cui si è indicato con T la temperatura espressa in gradi Kelvin.

Da un bilancio di energia si ottiene quindi che:

$$L = Q_{ed} - Q_A = Q_{ed}\left(1 - \frac{T_{ext}}{T_{ed}}\right)$$

Il COP della pompa di calore vale quindi:

$$COP_{hp} = \frac{Q_{ed}}{L} = \frac{T_{ed}}{T_{ed} - T_{ext}}$$

Facendo riferimento alla figura 2, poichè la macchina può essere schematizzata come una macchina di Carnot deve valere che:

$$\frac{Q_{ed}}{T_{ed}} = \frac{Q_A}{T_{ext}} \quad \text{ovvero che} \quad \frac{q_k(T_{ext} - T_{ed})}{T_{ed}} = \frac{L + q_k(T_{ext} - T_{ed})}{T_{ext}}$$

Moltiplicando ambo i membri per T_{ext} si ottiene che la temperatura esterna deve soddifare la seguente equazione di secondo grado:

$$\left[\frac{q_k}{T_{ed}}\right]T_{ext}^2 - 2q_k T_{ext} + \left[q_k T_{ed} - L\right] = 0$$

Risolvendo tale equazione si ottengono due distinti valori per T_{ext} uno dei quali (il più basso) è il valore della temperatura esterna invernale fornito dall'esercizio (-10°C). L'altro valore è quello da assumere come valore massimo della temperatura esterna (T_{extm}).

Se la macchina opera quando all'esterno la temperatura è più bassa di 10°C il calore sottratto all'ambiente vale:

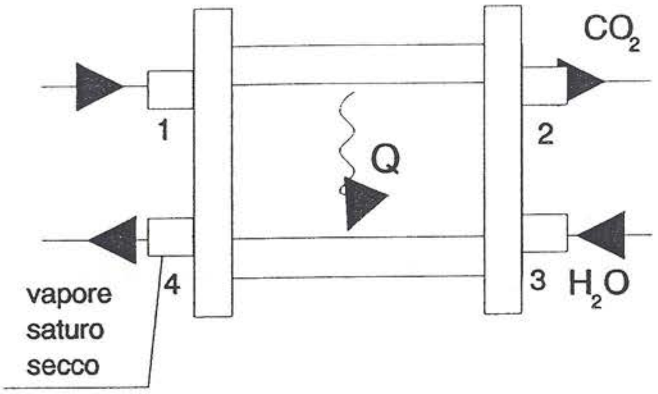
$$Q_r = q_k\left(T_{extm} - 10 - T_{ed}\right)$$

Il COP della macchina refrigerante vale dunque:

$$COP_r = \frac{Q_r}{L}$$

Esercizio n°6

Una portata volumetrica (V) pari a 5(3)00 m^3/h di CO_2 alla temperatura di T_1 di 5(2)0 °C ed alla pressione p_{CO2} di 1 bar viene utilizzata in uno scambiatore di calore per produrre vapore d'acqua saturo secco alla pressione p_{H2O} di 2 bar partendo da acqua liquida sottoraffeddata alla temperatura di 2(1)°C. Se la CO_2 in uscita dallo scambiatore si porta alla temperatura di 110 °C (T_2) dopo aver ceduto calore all'acqua, calcolare i kg di vapore saturo secco prodotti nell'unità di tempo dallo scambiatore. (R_{CO2}= 188.9 J/kgK c_v=657 J/kgK)



Svolgimento

Conoscendo il valore della pressione e della temperatura del biossido di carbonio in ingresso (stato 1) nello scambiatore è possibile calcolare il valore della densità del gas all'ingresso:

$$\rho_{in} = \frac{p_{CO2}}{R_{CO_2} T_1}$$

La portata in massa di CO_2 in ingresso nello scambiatore vale quindi.

$$m_1 = m_2 = \rho_{in} V$$

Si noti che per l'equazione di continuità la portata in massa di CO_2 in ingresso (m_1) deve essere pari alla portata in massa di CO_2 in uscita (m_2).

Considerando lo scambiatore come un sistema aperto in regime stazionario dotato di due ingressi e due uscite isolato adiabaticamente si può scrivere l'equazione del primo principio della termodinamica nella forma:

$$\sum_i m_i \left(h_i + g z_i + \frac{W_i^2}{2} \right) = Q - L$$

in cui, trascurando l'energia cinetica e potenziale associata agli ingressi ed alle uscite del sistema e ponendo Q=0 (sistema isolato termicamente) e L=0 (assenza di macchine) si ottiene:

$$\sum_i m_i h_i = m_1 (h_2 - h_1) + m_3 (h_4 - h_3) = 0$$

Nell'equazione di bilancio si sono presi come positivi i contributi uscenti dallo scambiatore e come negativi quelli entranti.

Dall'equazione di bilancio è possibile ricavare la portata di vapore prodotta in funzione del valore assunto dall'entalpia specifica dei due fluidi in entrata ed in uscita:

$$m_3 = m_1 \frac{(h_1 - h_2)}{(h_4 - h_3)}$$

Il valore dell'entalpia associata alla CO_2 in ingresso ed in uscita dipende solamente dalla temperatura assunta dal gas, (infatti la CO_2 può essere assimilata ad un gas perfetto) per cui:

$$h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2)$$

Per quanto concerne l'acqua il calcolo dell'entalpia può essere effettuato utilizzando le tabelle per i vapori saturi:

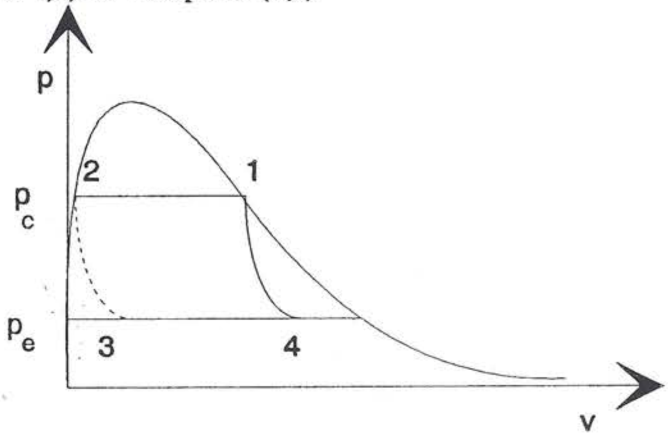
$$\begin{cases} h_3 = c_l t_3 \\ h_4 = h_v(p_{H2O}) \end{cases}$$

in cui si è indicato con c_l il calore specifico dell'acqua valutato sulla curva limite inferiore (c_l=4.186 kJ/kgK) e con t_3 la temperatura dell'acqua in ingresso espressa in gradi Celsius.

Esercizio n° 7

Si consideri una macchina frigorifera a R-12 operante secondo il ciclo indicato in Figura. La pressione di condensazione (p_c) sia pari a 8 bar mentre la pressione di evaporazione (p_e) sia pari a 2 bar. Determinare:

1. il titolo del vapore in uscita dall'evaporatore
2. il lavoro specifico svolto dal compressore
3. il COP del ciclo frigorifero
4. le coordinate degli stati 1,2,3 e 4 nel piano (T,s)



Svolgimento

Conoscendo la pressione di condensazione, dalle Tabelle sulle proprietà termodinamiche del freon 12 è possibile determinare:

$$h_1 = h_v(p_c)$$

$$s_1 = s_v(p_c)$$

$$h_2 = h_l(p_c)$$

Poichè nel processo di laminazione l'entalpia si mantiene costante si conosce anche il valore assunto dall'entalpia all'uscita della valvola (stato 3):

$$h_3 = h_2$$

Se si ipotizza la compressione del freon come isoentropica allora si può eguagliare l'entropia del fluido in ingresso nel compressore con quella in uscita (s_1); da tale relazione è possibile ricavare il titolo del vapore in uscita dal compressore.

$$x_4 = \frac{s_1 - s_l(p_e)}{\dfrac{(h_v(p_e) - h_l(p_e))}{T_e(p_e)}}$$

L'entalpia associata al fluido in ingresso nel compressore può essere calcolata come segue:

$$h_4 = h_l(p_e) + x_4\left(h_v(p_e) - h_l(p_e)\right)$$

Il lavoro effettuato dal compressore si calcola applicando a tale componente il primo principio della termodinamica per sistemi aperti:

$$l_c = h_4 - h_1$$

Il COP associato al ciclo frigorifero in esame vale:

$$COP = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_4}$$

Il titolo del vapore in uscita dalla valvola può essere calcolato mediante la relazione:

$$x_3 = \frac{h_2 - h_l(p_e)}{h_v(p_e) - h_l(p_e)}$$

e quindi l'entropia s_3 vale:

$$s_3 = s_l(p_e) + x_3\left(s_v(p_e) - s_l(p_e)\right)$$

A questo punto le coordinate degli stati 1,2,3 e 4 nel piano T,s sono note.

$$\begin{cases} \left(T_{sat}(p_c), s_v(p_c)\right) & stato\,1 \\ \left(T_{sat}(p_c), s_l(p_c)\right) & stato\,2 \\ \left(T_{sat}(p_e), s_3\right) & stato\,3 \\ \left(T_{sat}(p_e), s_v(p_c)\right) & stato\,4 \end{cases}$$

Esercizio n°8

Una macchina operante seguendo un ciclo Rankine produce una potenza meccanica P all'albero della turbina pari a 100 MW. Quanti kg di vapore al secondo (m_v) occorrono per alimentare la turbina se la pressione di bollo p_{cald} per il normale esercizio della caldaia è pari a 125 bar, la temperatura di surriscaldamento T_s è pari a 750°C e la pressione di condensazione p_c è pari ad 1 bar.
Dimensionare inoltre la tubazione di adduzione del vapore fra caldaia e turbina sapendo che la velocità massima (W_{max}) consentita nel condotto è pari a 35 m/s.
(c_{pm} del vapore surriscaldato è pari a 3.18 kJ/(kgK), R del vapore è pari a 0.4615 kJ/(kgK))

Svolgimento

Il vapore entra in turbina con una pressione di p_{cald} ed una temperatura di T_s; trattandosi di vapore surriscaldato l'entalpia specifica e l'entropia specifica possono essere calcolate come segue:

$$\begin{cases} h_{in} = h_v(p_{cald}) + c_{pm}\left(T_s - T_{sat}(p_{cald})\right) \\ s_{in} = s_v(p_{cald}) + c_{pm} \ln\left(\dfrac{T_s}{T_{sat}(p_{cald})}\right) \end{cases}$$

dove si è indicato con h_v il valore dell'entapia del vapore saturo alla pressione di caldaia e con T_{sat} la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di caldaia.
Considerando la trasformazione in turbina come adiabatica (s_{in}=s_{out}) si può determinare il titolo del vapore umido in uscita dalla turbina:

$$x_{out} = \frac{s_{in} - s_l(p_{cond})}{s_v(p_{cond}) - s_l(p_{cond})}$$

in cui s_v ed s_l sono le entropie del vapore saturo secco e del liquido saturo alla pressione di condensazione.
A questo punto si può calcolare l'entalpia specifica del vapore in uscita dalla turbina:

$$h_{out} = h_l(p_{cond}) + x_{out}\left(h_v(p_{cond}) - h_l(p_{cond})\right)$$

La portata di vapore si determina applicando il primo principio della termodinamica per sistemi aperti alla turbina:

$$m_v = \frac{P}{h_{in} - h_{out}}$$

Per poter dimensionare il tratto di condotto che collega la caldaia alla turbina occorre calcolare il volume specifico del vapore surriscaldato in uscita dalla caldaia ad esempio utilizzando le tabelle del vapore surriscaldato.

Tuttavia, essendo la temperatura di surriscaldamento superiore alla temperatura del punto critico dell'acqua tale per cui la temperatura ridotta vale:

$$T_r = \frac{T_s}{T_{cr}} = \frac{1023.15}{647.3} = 1.6$$

l'errore che si commette utilizzando l'equazione dei gas perfetti per calcolare il volume specifico è comunque modesto (essendo vicino a 2 il valore della temperatura ridotta).

$$v_{in} = \frac{RT_s}{p_{cald}}$$

A questo punto, utilizzando la definizione di portata in massa, si ottiene il diametro minimo del condotto al fine di non superare W_{max}:

$$D = \sqrt{\frac{4 v_{in} m_v}{\pi W_{\max}}}$$

MISCELE DI ARIA E VAPORE

Esercizio n°1

In un serbatoio rigido avente il volume V di 3 m^3 è contenuta, alla pressione p_1 di 5 bar, dell'aria umida alla temperatura t_1 di 150°C e grado igrometrico φ_1 pari a 0.1. Il serbatoio cede calore all'ambiente esterno (T_{amb}=15°C) fino a portarsi in equilibrio termico con esso. Determinare:

1. a quale temperatura (t_c) ha inizio la condensazione del vapore contenuto nell'aria durante il processo di raffreddamento;
2. quanti kg di acqua (M_c) condensano durante il processo di raffreddamento;
3. la pressione finale (p_2) nel serbatoio;
4. il calore (Q) che viene ceduto all'ambiente dal serbatoio durante il raffreddamento.

Svolgimento

La quantità di vapore contenuta nello stato iniziale nell'aria del serbatoio è pari a:

$$M_{v1} = \frac{\varphi_1 p_{sat}(t_1) V \mu_{H_2O}}{R_0 T_1}$$

in cui si è indicato con μ_{H2O} il peso molecolare dell'acqua (18), con R_0 la costante universale dei gas e con T_1 la temperatura dell'aria nello stato iniziale espressa in gradi Kelvin.

Poichè il processo di raffreddamento dell'aria avviene a volume costante (il serbatoio è rigido) la condensazione del vapore avverrà quando all'interno del serbatoio il volume specifico del vapore raggiunge il valore di saturazione del vapore:

$$v_v(t_c) = \frac{V}{M_{v1}}$$

Utilizzando le tabelle relative al vapore d'acqua, la temperatura di condensazione è determinabile andando a calcolare il rapporto V/M_{v1} e determinando a quale temperatura il volume specifico del liquido saturo uguaglia il valore ottenuto.

Alla fine del processo di raffreddamento si ha che nel serbatoio il liquido condensato è in equilibrio con l'aria umida; l'aria umida è quindi in condizione di saturazione per cui la massa di vapore contenuta nell'aria umida sarà pari a:

$$M_{v2} = \frac{p_{sat}(t_2) V \mu_{H_2O}}{R_0 T_2}$$

La massa di acqua condensata si ottiene per differenza considerando che la quantità di vapore contenuta inizialmente nel serbatoio era stata determinata in precedenza:

$$M_c = M_{v1} - M_{v2}$$

La massa d'aria contenuta nel serbatoio può essere calcolata sfruttando la definizione di titolo di una miscela:

$$x_1 = \frac{M_{v1}}{M_a} = 0.622 \frac{\varphi_1 p_{sat}(t_1)}{p_1 - \varphi_1 p_{sat}(t_1)}$$

da cui si ricava:

$$M_a = \frac{M_{v1}}{x_1}$$

Per la legge di Dalton, la pressione totale finale nel serbatoio si ottiene come somma delle pressioni parziali dell'aria e del vapore per cui si ha che:

$$p_2 = \frac{R_0 T_2}{V} \left(\frac{M_{v2}}{\mu_{H_2O}} + \frac{M_a}{\mu_{aria}} \right)$$

Nel calcolo della pressione finale è stata fatta una implicita semplificazione; si è infatti considerata trascurabile la quota parte di serbatoio occupata dal condensato così da confondere V_2 con V. Ciò è giustificato dal basso valore del volume specifico del liquido.
Il titolo dell'aria nello stato finale vale:

$$x_1 = \frac{M_{v2}}{M_a}$$

per cui è possibile calcolare l'entalpia della miscela aria-vapor d'acqua nello stato finale ed iniziale:

$$j_1 = t_1 + x_1(2500 + 1.9 t_1)$$

$$j_2 = t_2 + x_2(2500 + 1.9 t_2)$$

L'entalpia associata allo stato iniziale vale dunque:

$$H_1 = M_a j_1$$

L'entalpia associata allo stato finale è invece somma di due distinti contributi; l'entalpia della miscela satura e l'entalpia del condensato:

$$H_2 = M_a j_2 + M_c c_l t_2$$

in cui si è indicato con c_l il calore specifico del liquido (per l'acqua c_l è pari a 4.186 kJ/(kg K).
Per il primo principio della termodinamica scritto per un sistema chiuso si ha che:

$$Q = H_2 - H_1 - V(p_2 - p_1)$$

da cui si determina il calore scambiato con l'ambiente dal serbatoio prima di raggiungere l'equilibrio termico.

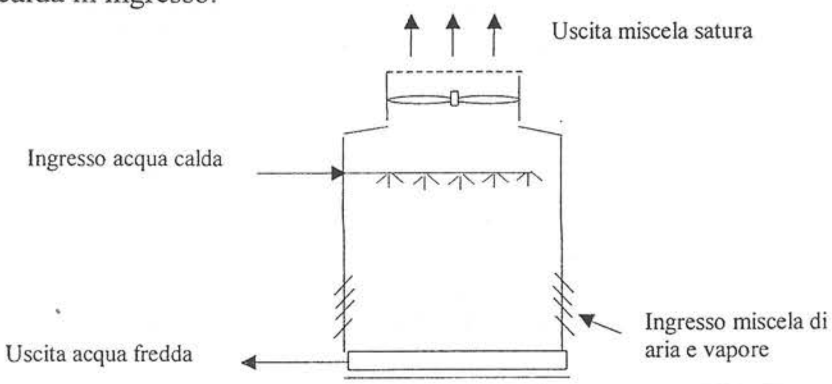
Esercizio n° 1

In un recipiente chiuso indeformabile si trovano 6+**(1)** kg di acqua allo stato liquido e 4+**(2)** kg allo stato di vapore alla pressione p_1=1+**(3)** bar. Il sistema viene riscaldato, a volume costante, fino ad ottenere vapore saturo secco. Determinare la pressione finale p_2 e il calore Q_{12} necessario per la trasformazione.

p_2=	Q_{12}=

Esercizio n° 2

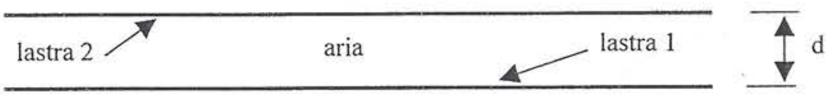
In una torre di raffreddamento (p_{atm} = 101.3 kPa) entra una miscela di aria e vapore avente portata in massa totale pari a 3**(1)** kg/s, temperatura pari a 1**(2)** °C e grado igrometrico pari al 50 %. La miscela viene fatta passare a contatto con acqua calda proveniente da un processo industriale ed esce satura alla temperatura di 3**(2)** °C. L'acqua entra alla temperatura di 5**(3)** °C ed esce alla temperatura di 2**(2)** °C. Determinare la portata di acqua che evapora per saturare la miscela e la portata di acqua calda in ingresso.



$\dot{m}_{evap}$=	$\dot{m}_{in}$ =

Esercizio n°3

Si considerino due lastre orizzontali di elevate dimensioni collocate alla distanza d=1**(1)** cm. Nello spazio tra le due lastre è contenuta aria in quiete. La lastra inferiore (1) si trova alla temperatura T_1=5**(2)** °C mentre la lastra superiore (2) si trova alla temperatura T_2=1**(3)** °C. Calcolare la potenza termica per unità di superficie complessivamente scambiata tra le due lastre. Si considerino le due superfici come corpi grigi aventi coefficienti di assorbimento a_1=a_2=0.8. Si usino le seguenti proprietà per l'aria interna: λ=0.026 W/mK, Pr=0.7, $\nu=1.6\times10^{-5}$ m^2/s.



q=

Esercizio n°4

Determinare il livello di potenza sonora L_w e la potenza sonora W di un sorgente, posta all'aperto su un piano riflettente, attorno a cui viene misurato il livello di pressione sonora in 4 punti distribuiti su una superficie semisferica con raggio r=1+**(1)** m.

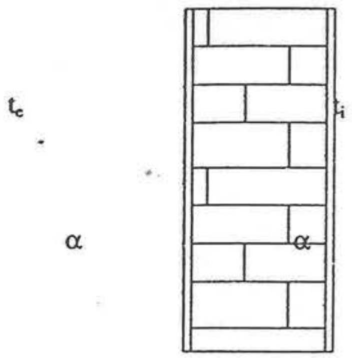
L_{p1} (dB)	L_{p2} (dB)	L_{p3} (dB)	L_{p4} (dB)
7**(2)**	7**(3)**	8(4)	8**(5)**

Livello medio di pressione sonora	L_{pm} =	dB
Livello di Potenza Sonora	L_w =	dB
Potenza Sonora	W =	watt

Esercizio n°3 civile, Esercizio n°4 elettronica

Si consideri un muro piano di una costruzione formato da uno strato di intonaco (s_1= 1 cm λ_1=0.29 W/mK), uno strato di mattoni pieni (s_2=14 cm λ_2=0.5 W/mK) e un ulteriore strato di intonaco (s_3= 1 cm λ_3=0.29 W/mK). Se il muro separa due ambienti mantenuti a diversa temperatura (-5°C (t_e) e 20°C (t_i)) si calcoli il calore disperso attraverso tale parete, per unità di superficie, assumendo che il coefficiente di convezione α valga 7 W/m^{2}K.
Si determini inoltre lo spessore s_{is} di isolante (λ_{is}=0.02 W/mK) da utilizzare per ridurre del 30% (r) il calore disperso.

7



Svolgimento

Per prima cosa occorre calcolare la resistenza termica complessiva della parete in assenza di isolante:

$$R_{th,tot} = \frac{1}{\alpha} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha}$$

Il calore dissipato vale quindi:

$$q = \frac{(t_i - t_e)}{R_{th,tot}}$$

In presenza di isolante il calore dissipato deve diventare pari a:

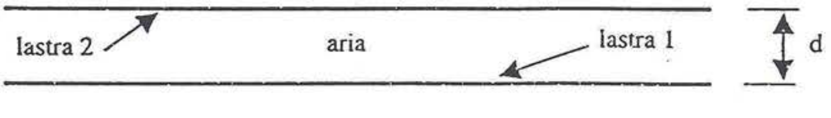
$$q^* = q(1-r)$$

Lo spessore di isolante è immediato da calcolare:

$$s_{is} = \left(\frac{(t_i - t_e) - q^* R_{th,tot}}{q^* / \lambda_{is}} \right)$$

Esercizio 3 elettronica (scambio termico)

Si considerino due lastre orizzontali di elevate dimensioni collocate alla distanza d=1(1) cm. Nello spazio tra le due lastre è contenuta aria in quiete. La lastra inferiore (1) si trova alla temperatura T_1=5(2) °C mentre la lastra superiore (2) si trova alla temperatura T_2=1(3) °C. Calcolare la potenza termica per unità di superficie complessivamente scambiata tra le due lastre. Si considerino le due superfici come corpi grigi aventi coefficienti di assorbimento $a_1=a_2=0.8$. Si usino le seguenti proprietà per l'aria interna: λ=0.026 W/mK, Pr=0.7, $\nu=1.6\times10^{-5}$ m²/s.



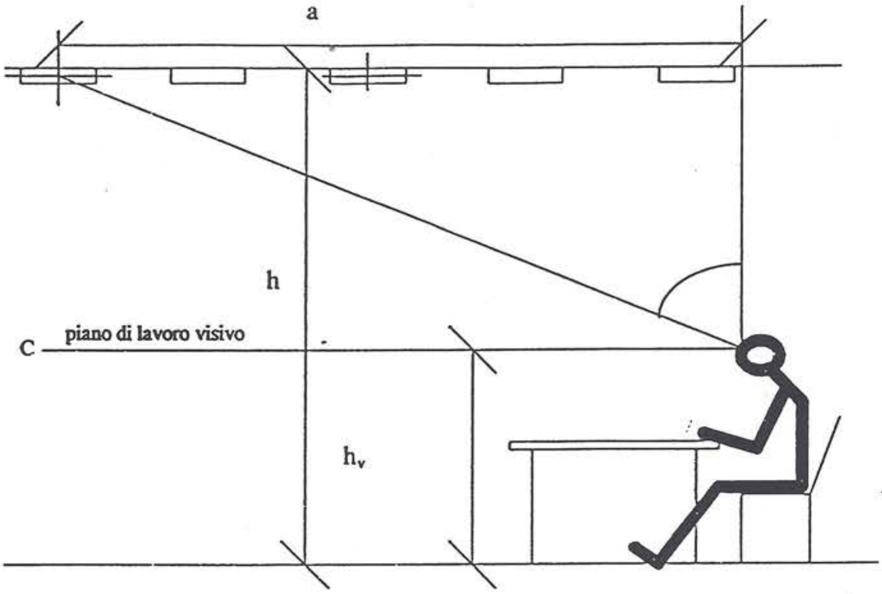
Svolgimento

Esercizio n°4 civile

In una stanza adibita ad ufficio (classe difesa abbagliamento C, illuminamento orizzontale 500 lux) vengono installate delle plafoniere a soffitto per l'illuminazione artificiale la cui superficie S è pari a 0.2 m². Se le sorgenti luminose possono considerarsi uniformemente diffondenti (I_n=1800 cd) si

8

calcoli a quale distanza (a) dall'osservatore possono insorgere fenomeni di abbagliamento considerando che il locale ha una altezza h di 3 m ed il piano di lavoro si trova a 1.2 m (h_v) da terra. (Si utilizzino le curve limite di luminanza di tipo A)



Svolgimento

Se si ipotizzano le sorgenti luminose come uniformemente diffondenti allora la luminanza di tali sorgenti risulta non dipendere dall'angolo:

$$L_\alpha = \frac{I_n}{S}$$

Tracciando sul diagramma in cui vengono riportate le curve limite di luminanza una retta verticale in corrispondenza del valore di luminanza trovato si ottiene graficamente il risultato cercato.

9

Esercizio n°1 **(ciclo Rankine)**

Una centrale per la produzione di energia elettrica opera secondo un ciclo Rankine; la portata in massa di acqua che circola nell'impianto vale 23740 kg/h (m_c). L'acqua entra in caldaia con una pressione p_b di 100 bar e condensa ad una pressione p_c di 0.1 bar. All'uscita del condensatore l'acqua si trova alla temperatura di 45°C (t_2). Se la condensazione del vapore prodotto dalla centrale avviene utilizzando una portata di acqua pari a 1.31 10^6 kg/h (m_f) prelevata da un fiume e reintrodotta con una temperatura di 8.5 °C (Δt_f) superiore a quella di prelievo, si calcoli la potenza fornita dalla turbina.

Svolgimento

La potenza termica smaltita dal sistema a livello di condensatore vale:

$$Q_{cond} = m_f c_l \Delta t_f$$

in cui si è indicato con cl il calore specifico dell'acqua liquida (c_l=4186 J/kgK).

Poichè l'entalpia dell'acqua liquida in uscita dal condensatore vale:

$$h_2 = c_l t_2$$

è possibile calcolare l'entalpia associata al vapore saturo in uscita dalla turbina (stato 1) applicando il primo principio della termodinamica per sistemi aperti a livello di condensatore:

$$h_1 = h_2 + \frac{Q_{cond}}{m_c}$$

Conoscendo l'entalpia dello stato 1 si può calcolare il titolo del vapore x_1:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_l(p_c)}{h_v(p_c) - h_l(p_c)}$$

L'entropia associata allo stato 1 si calcola come segue:

$$s_1 = s_l(p_c) + x_1 s_d(p_c)$$

Utilizzando le tabelle dei vapori surriscaldati è possibile calcolare il valore dell'entalpia del vapore in ingresso della turbina ipotizzando isoentropica l'espansione:

$$s_4 = s_1 \qquad h_4 = h(p_b, s_4)$$

La potenza fornita all'albero dalla turbina è quindi pari a:

$$Q_{turb} = m_c\left(h_4 - h_1\right)$$

Esercizio n°2 civile (miscele di aria e vapore)

In un locale di dimensioni 30 m (a) x 20 m (b) x 6 m (h) l'aria ambiente si trova a 18°C (t_a). L'aria esterna si trova alla temperatura t_e pari a 5°C con il 65% di umidità (φ_e). Se il titolo x dell'aria esterna coincide con il titolo dell'aria interna quanti kg di acqua occorre immettere nel locale per avere il 65% di umidità anche all'interno?

Si consideri la pressione totale pari a 740 mmHg.

Svolgimento

Il titolo dell'aria esterna può calcolarsi mediante la relazione:

$$x_e = 0.622\frac{\varphi_e p_{sat}(t_e)}{p_{tot} - p_{sat}(t_e)}.$$

Poichè inizialmente il titolo dell'aria umida nel locale coincide con il titolo dell'aria esterna si può calcolare il grado igrometrico dell'aria contenuta nel locale:

$$\varphi_{a,i} = \frac{p_{tot}x_e}{\left[(0.622 + x_e)p_{sat}(t_a)\right]}$$

La pressione parziale dell'aria contenuta nella stanza vale dunque:

$$p_{a,i} = \varphi_{a,i}p_{sat}(t_a)$$

Applicando l'equazione di stato dei gas perfetti la massa di aria secca contenuta nella stanza vale quindi:

$$M_a = \frac{p_a abh}{\frac{R_0}{m_{aria}}(273.15 + t_a)}$$

dove si è indicato con m_{aria} il peso molecolare medio dell'aria.

Il titolo dell'aria umida contenuta nella stanza quando il grado igrometrico raggiunge il valore esterno è pari a:

$$x_{a,f} = 0.622\frac{\varphi_e p_{sat}(t_a)}{p_{tot} - p_{sat}(t_a)}$$

La massa di vapore che occorre introdurre nel locale vale:

$$M_v = M_a(x_{a,f} - x_{a,i}) = M_a(x_{a,f} - x_e)$$

Esercizio 3 civile (scambio termico)

Un grosso condotto orizzontale cavo di ferro (λ_{fe}=4(1) W/mK), della lunghezza L=2 m e diametro D=4(2) cm, è attraversato da una corrente elettrica I=10 A e ai suoi estremi si misura una differenza di potenziale V=4(3)0 V. Il condotto è circondato da aria in quiete (λ_a=0.1 W/mK, $\nu_a=3\cdot10^{-5}$ m^2/s, Pr=0.7). Imponendo una differenza di temperatura tra la parete esterna del condotto e l'aria ΔT=13(4) °C, determinare la temperatura di parete del condotto (per la convezione naturale filo-aria utilizzare la seguente correlazione: $Nu = 0.5 \cdot Ra^{0.25}$).

2

Svolgimento

Per determinare la temperatura di parete, essendo nota la defferenza di temperatura parete-aria ma incognita la temperatura dell'aria, è necessario trovare un'altra equazione dove compaia una delle due temperature.

Poiché il condotto scambia calore con l'aria per convezione naturale, ed essendo possibile determinare direttamente il coefficiente di convezione dai dati del problema, procedendo all'indietro, si possono determinare prima il numero di Nusselt, poi il numero di Grashof, poi il coefficiente β, quindi la temperatura media ed infine la temperatura di parete.

La potenza termica dissipata all'interno del condotto per effetto Joule, che è uguale a quella scambiata con l'aria esterna, è la seguente: $P = V \cdot I = h \cdot S \cdot \Delta T$

$$h = \frac{V \cdot I}{S \cdot \Delta T}$$

Noto h si può calcolare il numero di Nusselt: $Nu = \dfrac{h \cdot D}{\lambda}$

Utilizzando una correlazione valida per la convezione naturale di un cilindro orizzontale $Nu = 0.5 \cdot Ra^{0.25}$ si può calcolare il numero di Rayleigh: $Ra = \sqrt[0.25]{\dfrac{Nu}{0.5}}$

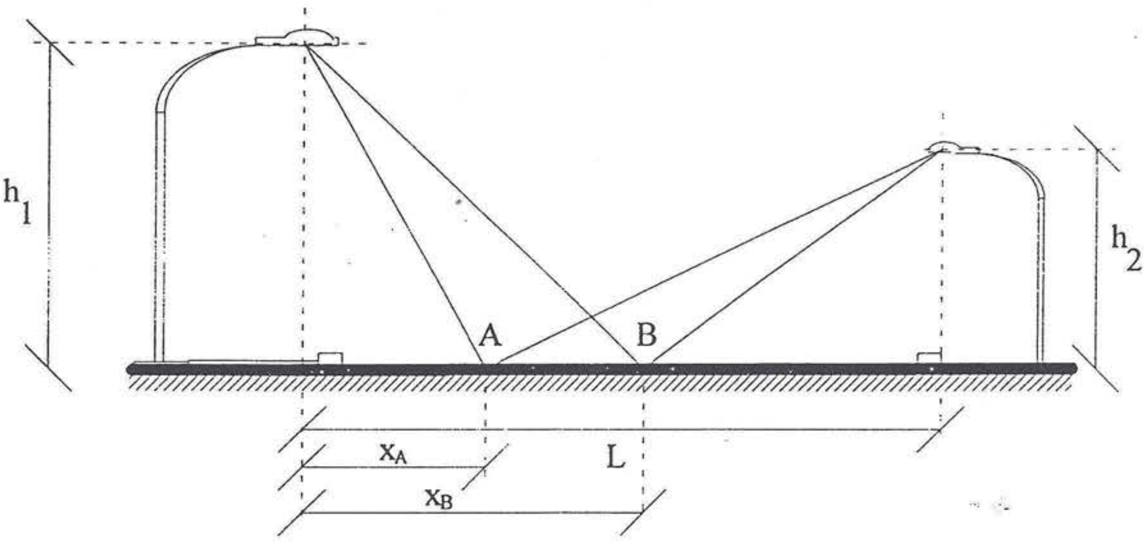
Dal numero di Rayleigh si può calcolare il coefficiente di dilatazione termica.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot (T_p - T_a)}{\gamma^2} \cdot Pr \qquad \beta = \frac{Ra \cdot \gamma^2}{g \cdot D^3 \cdot (T_p - T_a) \cdot Pr}$$

Poiché $\beta = \dfrac{1}{T_m} = \dfrac{1}{T_p + T_a}$ K^{-1} combinando questa equazione e $\Delta T = T_p - T_a$ si può determinare T_p.

Esercizio n°4 civile (illuminotecnica)

Una strada la cui carreggiata misura 8 m (L) è illuminata mediante due lampioni disposti sui bordi opposti. Il primo lampione è alto 5 m (h_1) mentre il secondo è alto 4.5 m (h_2). Con un luxmetro si misura l'illuminamento prodotto dalle due sorgenti luminose nei punti A e B posti ad una distanza di 3 m (x_A) e 6 m (x_B) dal primo lampione. Se l'illuminamento misurato nel punto A (E_A) è pari a 150 lux e se l'illuminamento misurato nel punto B è pari a 100 lux (E_B) si determini l'intensità luminosa in direzione normale emessa dai due lampioni ipotizzando le due sorgenti come uniformemente diffondenti.



Svolgimento

Se si ipotizzano le due sorgenti luminose come uniformemente diffondenti allora l'intensità luminosa dei due lampioni può essere espressa utilizzando la legge di Lambert:

$$I_{1,\gamma} = I_{n1} \cos\gamma$$

$$I_{2,\gamma} = I_{n2} \cos\gamma$$

L'illuminamento prodotto in un generico punto a distanza x dal primo lampione dalle due sorgenti vale:

$$E(x) = \frac{I_{1n}}{h_1^2}\cos^4\left[arctg\left(\frac{x}{h_1}\right)\right] + \frac{I_{2n}}{h_2^2}\cos^4\left[arctg\left(\frac{L-x}{h_2}\right)\right]$$

Utilizzando tale relazione nel punto A e nel punto B si ottiene il seguente sistema di equazioni nelle due incognite I_{n1} e I_{n2}:

$$\begin{cases} E_A = \dfrac{I_{1n}}{h_1^2}\cos^4\left[arctg\left(\dfrac{x_A}{h_1}\right)\right] + \dfrac{I_{2n}}{h_2^2}\cos^4\left[arctg\left(\dfrac{L-x_A}{h_2}\right)\right] \\ E_B = \dfrac{I_{1n}}{h_1^2}\cos^4\left[arctg\left(\dfrac{x_B}{h_1}\right)\right] + \dfrac{I_{2n}}{h_2^2}\cos^4\left[arctg\left(\dfrac{L-x_B}{h_2}\right)\right] \end{cases}$$

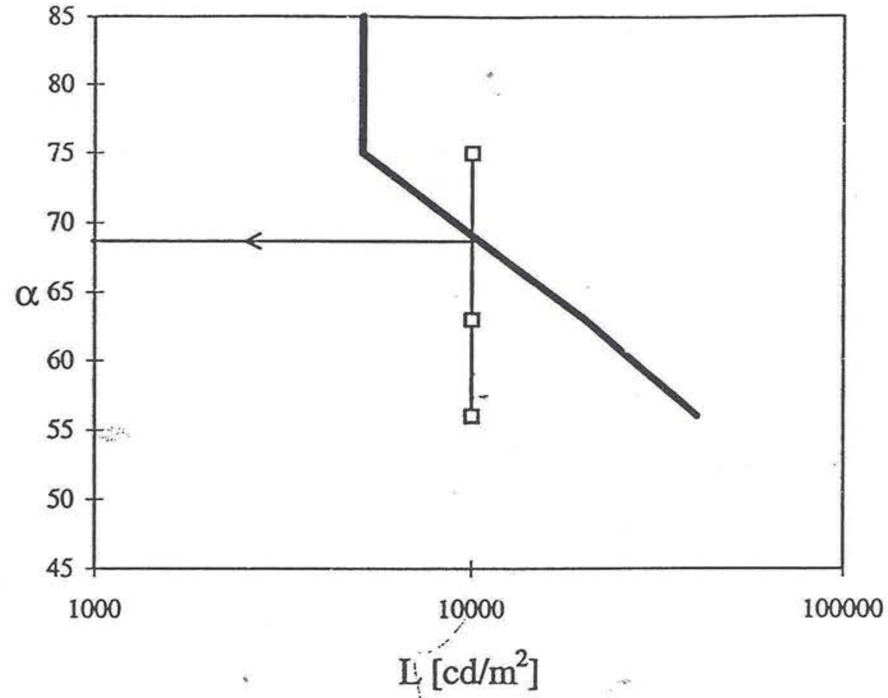
Risolvendo tale sistema è possibile ricavare il valore assunto da I_{n1} e I_{n2}.

Esercizio 4 elettronica (acustica)

Un altoparlante emette un rumore bianco nelle bande di ottava da 125 Hz a 2000 Hz con una potenza complessiva W=1**(1)** W distribuita in tale campo di frequenza. Determinare il livello di potenza emesso in ciascuna banda di frequenza.

Freq. (Hz)	125	250	500	1000	2000
Lw (dB)					

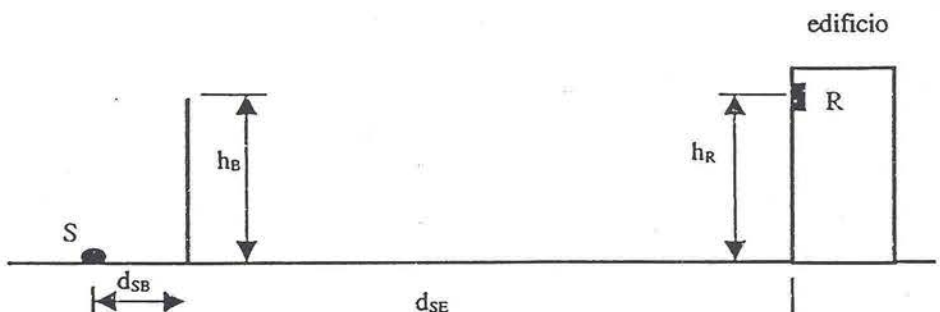
4



Una volta determinato il valore limite di α si può calcolare la distanza limite oltre la quale si ha abbagliamento:
$a = (h - h_l) tg\alpha$

Esercizio 5 elettronica e civile (acustica)

In un ricevitore R, collocato presso un'edificio ad una altezza h_R=6.(1) m dal suolo, viene misurato un livello di pressione sonora L_{p1}=7(2) dB a 250 Hz. Il livello di pressione sonora viene generato da una sorgente puntiforme collocata su un piano riflettente, inizialmente senza nessun ostacolo, ad una distanza dall'edificio d_{SE}=3(3) m. Al fine di ridurre il livello sonoro nel ricevitore al valore massimo L_{p2}=55 dB viene inserito uno schermo acustico sottile di altezza pari a quella del ricevitore e di lunghezza adeguata ad una distanza d_{SB}=3.(4) m dalla sorgente sonora. Supponendo che la barriera non modifichi la propagazione per divergenza sferica, determinare il coefficiente di trasmissione massimo dello schermo acustico. Nel caso in cui lo schermo venga realizzato in materiale plastico trasparente (densità ρ=1000 kg/m³), determinarne lo spessore minimo.



10

Svolgimento

La misura del livello di pressione nel ricevitore in assenza di schermo acustico permette di calcolare il livello di potenza sonora della sorgente.

Con lo schermo acustico si hanno due contributi nel ricevitore: il contributo che dovuto alla diffrazione della barriera e il contributo dovuto alla trasmissione della barriera.

Il contributo dovuto alla diffrazione si può calcolare considerando l'attenuazione della barriera e calcolando il livello sonoro dovuto alla diffrazione.

Il contributo della trasmissione si può calcolare per differenza logaritmica togliendo dal livello che si vuole ottenere con la barriera il contributo diffratto.

Una volta calcolato il contributo dovuto alla trasmissione si può calcolare il potere fonoisolante dello schermo per differenza tra il livello non schermato e il contributo dovuto alla trasmissione.

Determinato il potere fonoisolante si può calcolare il coefficiente di trasmissione.

Per calcolare lo spessore minimo di materiale plastico si considera la legge di massa dalla quale si può calcolare la densità superficile dello schermo. Dalla densità superficiale, nota la massa volumica, si può calcolare lo spessore dello schermo.

11

Esercizio n°1 **civile**

Un turboreattore è alimentato da una portata volumetrica di vapore d'acqua surriscaldato pari a 12000 (Q_v) m^3/h, alla pressione di 120 atm (p_1) ed alla temperatura di 750 °C (t_1). Se la pressione del vapore in uscita scende a 0.05 atm (p_2) si calcoli quale potenza meccanica si raccoglie all'asse della turbina (P_t) se si ipotizza adiabatica l'espansione.

Svolgimento

Il valore dell'entalpia del vapore surriscaldato in ingresso si può ricavare utilizzando le tabelle relative in quanto si conosce sia il valore della pressione sia della temperatura di ingresso:

$$h_1 = h(p_1, t_1)$$

Dalle tabelle si può anche calcolare il valore assunto dall'entropia specifica associata al vapore in ingresso:

$$s_1 = s(p_1, t_1)$$

Ipotizzando la trasformazione di espansione come adiabatica si può porre l'entropia del vapore in uscita uguale a s_1.

L'entropia del vapore saturo (s_v) e del liquido saturo (s_l) possono essere calcolate utilizzando le tabelle che forniscono i valori delle proprietà termodinamiche sulle curve limite:

$$s_v = s_{sat}(p_2, x = 1)$$

$$s_l = s_{sat}(p_2, x = 0)$$

A questo punto si è in grado di calcolare il titolo del vapore saturo in uscita dalla turbina:

$$x_2 = \frac{s_2 - s_l}{s_v - s_l} = \frac{s_1 - s_l}{s_v - s_l}$$

L'entalpia del vapore saturo umido in uscita dalla turbina vale quindi:

$$h_2 = h_l(p_2) + x_2\left(h_v(p_2) - h_l(p_2)\right)$$

Dalle tabelle dei vapori surriscaldati si ricava il volume specifico e quindi la densità del vapore:

$$v_1 = v(p_1, t_1) = \frac{1}{\rho_1}$$

Dall'equazione di bilancio dell'energia per sistemi aperti, considerando l'espansione in turbina come adiabatica e trascurando la variazione di energia cinetica e potenziale si può scrivere che:

$$P_t = Q_v \rho_1 (h_1 - h_2)$$

in cui si è indicato con Q_v il valore della portata volumetrica di vapore che attraversa la turbina.

12

Esercizio n°2 civile

In un capannone industriale del volume di 15000 m^3 (V) lavorano 1200 persone (n); mediante un impianto di condizionamento si vuole garantire in inverno all'interno del locale una temperatura di 18 °C (t_2) con una umidità relativa del 55% (φ_2) effettuando 2 ricambi d'aria ogni ora (r). Sapendo che vengono disperse verso l'esterno 200000 kcal/h (Q_d) e che ogni persona presente nel locale produce 100 kcal/h (q) e 50 g/h (q_w) di acqua calcolare la temperatura (t_1) e l'umidità relativa (φ_1) a cui deve essere immessa l'aria nel locale.

(p_{tot}=1 atm)

Svolgimento

Conoscendo i ricambi orari è possibile calcolare la portata in massa d'aria secca trattata che occorre immettere nel locale. La pressione parziale dell'aria contenuta nel locale è facilmente calcolabile:

$$p_a = p_{tot} - \varphi_2 p_{sat}(t_2)$$

La massa di aria secca presente nel locale si calcola utilizzando l'equazione dei gas perfetti:

$$m_a = \frac{p_a V}{R_a T_1}$$

in cui si è indicato con R_a la costante dell'aria (R_0/M_w).

La portata in massa d'aria (espressa in kg/s) è dunque pari a:

$$Q_{a2} = \frac{m_a r}{3600}$$

in cui r indica i ricambi orari.

L'acqua ed il calore sensibile immessi nel locale dalle persone si calcolano come segue:

$$Q_w = nq_w \qquad Q = nq$$

A questo punto occorre fare un bilancio della massa d'aria secca, del vapore e di energia:

$$\begin{cases} Q_{a1} = Q_{a2} \\ Q_{a1}x_1 + Q_w = Q_{a2}x_2 \\ Q_{a1}J_1 + Q_w h_w = Q_d + Q_{a2}J_2 \end{cases}$$

Dalla seconda equazione di bilancio è possibile ricavare il valore assunto dal titolo della miscela in ingresso:

$$x_1 = x_2 - \frac{Q_w}{Q_{a2}}$$

in cui il titolo della miscela in uscita dal locale può essere calcolato utilizzando la relazione:

$$x_2 = 0.622 \frac{\varphi_2 p_{sat}(t_2)}{p_{tot} - \varphi_2 p_{sat}(t_2)}$$

Dalla equazione di bilancio dell'energia, trascurando il contributo dovuto all'acqua immessa dalle persone

$$Q_w h_w = Q_w h_l(t=36\,°C) \cong 0$$

si ottiene che l'entalpia della miscela in ingresso vale:

$$J_1 = J_2 + \frac{Q_d}{Q_{a2}}$$

A questo punto è possibile calcolare la temperatura dell'aria in ingresso:

$$t_1 = \frac{J_1 - 2500\,x_1}{1+1.9x_1}$$

Il grado igrometrico della miscela in ingresso vale quindi:

$$\varphi_1 = \frac{p_{tot}x_1}{x_1 p_{sat}(t_1) + 0.622 p_{sat}(t_1)}$$

Esercizio 3 elettronica e civile

Una sottile piastra metallica, avente dimensioni di mm 4(1)0x4(1)0, è riscaldata elettricamente con una potenza $\dot{Q}$ =5(2)0 W. Essa è inserita fra due strati di diverso materiale, entrambi dello spessore s=5(3) mm, di diversa conducibilità: quello superiore ha una conducibilità λ_1=3 W/mK, quello inferiore λ_2=0.1 W/mK. Entrambe le faccie esterne degli strati di materiale sono sottoposte ad una corrente d'aria forzata con velocità media W_a=2 m/s e temperatura T_a=2(4) °C. Determinare la temperatura della piastra metallica sottile (supposta uguale su entrambe le facce) e le quote della potenza dissipata totale che attraversano i due strati. Si trascuri l'irraggiamento tra pareti e aria. Per il calcolo del coefficiente di convezione utilizzare la seguente correlazione: $Nu_m = 0.664 \cdot Re_L^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$. Si assumano le seguenti proprietà dell'aria: viscosità cinematica $\nu_a=10^{-5}$ m²/s; numero di Prandtl Pr_a=0.7, conducibilità termica λ_a=0.0261 W/mK.

Svolgimento

In condizioni stazionarie il flusso di calore $\dot{Q}$ generato sulla piastra, essendo la differenza di temperatura piastra–aria la stessa, si distribuisce sui due strati in maniera inversamente proporzionale alla resistenza termica degli stati stessi:

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_p - T_a}{R_1} \qquad \dot{Q}_2 = \frac{T_p - T_a}{R_2} \qquad \text{con } \dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = (T_p - T_a)\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)$$

La resistenza termica complessiva vale quindi:

$$R = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}$$ che è il risultato che si ottiene applicando la regola delle resistenze in parallelo.

Nota la resistenza termica complessiva R e la potenza sviluppata $\dot{Q}$ si può calcolare la temperatura della piastra sottile T_p:

$$T_p = -T_a + \dot{Q} \cdot R$$

Le resistenze termiche R_1 e R_2 sai calcolano sommando la resistenza termica conduttiva dello strato di isolante e la resistenza termica covettiva dell'interfaccia aria-isolante.

$$R_1 = \frac{s_1}{\lambda_1 \cdot S} + \frac{1}{h_1 \cdot S} \qquad\qquad R_2 = \frac{s_1}{\lambda_2 \cdot S} + \frac{1}{h_2 \cdot S}$$;

14

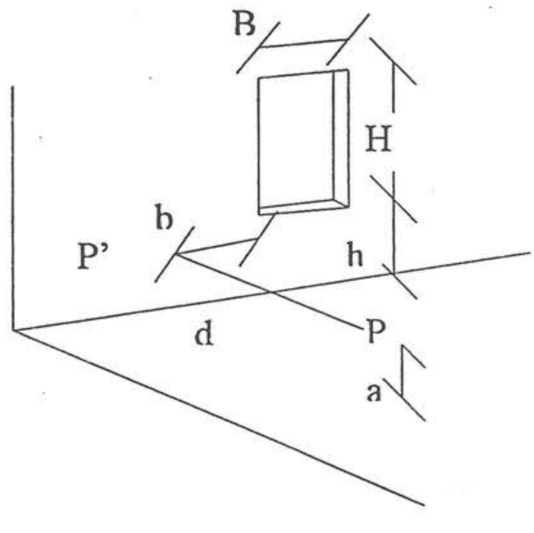
Il coefficiente di convezione per la convezione forzata, essendo fissate le proprietà dell'aria, non dipende dalla temperatura di parete degli strati isolanti e quindi è uguale nei due lati.

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{L}$$

Per determinare il numero di Nusselt si usa la correlazione $Nu_m = 0.664 \cdot Re_L^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$ valida per il caso in esame in cui $Re_L = \dfrac{W \cdot L}{\nu_a}$ dove L è la lunghezza della piastra.

Esercizio n°4 civile (illuminotecnica)

Una stanza di dimensioni 5m (e) x 5m (f) x 3m (g) è illuminata mediante una finestra di larghezza B=0.9 m posizionata ad un'altezza da terra *h* pari a 1 m, senza alcuna ostruzione esterna. Effettuando una misura con un luxmetro viene rilavato l'illuminamento esistente in un punto P all'interno della stanza; il punto P si trova ad una distanza *d* dal muro pari a 1.5 m e ad un'altezza *a* dal pavimento di 0.8 m e la sua proiezione P' si trova ad una distanza *b* dalla mazzetta laterale della finestra pari a 0.5 m. Il luxmetro indica che l'illuminamento in P vale 358 lux ($E_{P,int}$). Se si assume un coefficiente di riflessione r_w per le pareti della stanza pari a 60% ed un coefficiente di riflessione per il pavimento r_p pari al 20% si calcoli il valore medio della radianza del cielo (M_{cielo}) in caso di cielo coperto CIE internazionale.



Svolgimento

E' possibile andare a calcolare l'altezza H della finestra per differenza:

$$H = g - h$$

A questo punto si considera una finestra virtuale di dimensioni (*b*+B) x (*h*+H-*a*); si calcolano quindi i due rapporti:

$$\frac{b+B}{d}, \quad \frac{h+H-a}{d}$$

Conoscendo tali valori si entra in Tabella 1.6 e si ottiene il valore della componente cielo D_{s1}.

Si considera una finestra virtuale di dimensioni (b) x (h+H-a); si calcolano quindi i due rapporti:

$$\frac{b}{d}, \quad \frac{h+H-a}{d}$$

Conoscendo tali valori si entra in Tabella 1.6 e si ottiene il valore della componente cielo D_{s2}.

Si considera una finestra virtuale di dimensioni (b+B) x (h-a); si calcolano quindi i due rapporti:

$$\frac{b+B}{d}, \quad \frac{h-a}{d}$$

Conoscendo tali valori si entra in Tabella 1.6 e si ottiene il valore della componente cielo D_{s3}.

Si considera una finestra virtuale di dimensioni (b) x (h-a); si calcolano quindi i due rapporti:

$$\frac{b}{d}\ ,\ \frac{h-a}{d}$$

Conoscendo tali valori si entra in Tabella 1.6 e si ottiene il valore della componente cielo D_{s4}.
Applicando il principio di sovrapposizione degli effetti si ottiene che la componente cielo in P vale:
$D_s = D_{s1}-D_{s2}-D_{s3}+D_{s4}$
Non essendo presente nessuna ostruzione la componente di riflessione esterna D_e è nulla.
La componente di riflessione interna D_i si calcola con l'ausilio della Tabella 2.6. Per poter utilizzare tale tabella occorre calcolare il rapporto tra l'area della finestra (A_f) e l'area del pavimento (A_p):

$$\frac{A_f}{A_p} = \frac{BH}{ef}$$

A questo punto è possibile calcolare il fattore di luce diurno D (daylight factor):
$D = D_s + D_i$
Dalla definizione di daylight factor è quindi possibile ricavare la radianza media del cielo:

$$M_{cielo} = E_{P,ext} = \frac{E_{P,\text{int}}}{D}$$

Esercizio 4

Si consideri un piatto quadrato (dimensioni 0.5 m x 0.5 m) disposto verticalmente all'interno di un ambiente in cui l'aria in quiete si trova alla temperatura di 315 K (T_W). Il piatto viene mantenuto alla temperatura di 385 K (T_∞); si calcoli la potenza termica che è possibile evacuare dal piatto caldo per convezione naturale ipotizzando che valga, per il calcolo del numero di Nusselt medio sul piatto in convezione naturale, la seguente correlazione:

$$Nu_m = 0.59(Gr\,Pr)^{1/4}$$

Nel calcolo si assumano note le seguenti proprietà termofisiche per l'aria:

α^2=0.2983x10^{-4} m^2/s $\qquad$ c_p=1.009 kJ/kgK

μ=2.075x10^{-5} kg/ms $\qquad$ c_v=0.719 kJ/kgK

Le proprietà fisiche dell'aria non fornite vanno valutate analiticamente.

Svolgimento

Per prima cosa occorre valutare la temperatura di film, temperatura da utilizzare per il calcolo delle proprietà fisiche dell'aria non fornite esplicitamente nell'esercizio.

$$T_f = \frac{T_W + T_\infty}{2} = 350K$$

La densità dell'aria può essere calcolata schematizzando l'aria dell'ambiente come un gas perfetto e quindi utilizzando la seguente relazione:

$$\rho_f = \frac{p}{RT_f} = \frac{p}{(c_p - c_v)T_f} = \frac{101325}{(1009-719)350} = 0.9982\frac{kg}{m^3}$$

Per un gas perfetto il coefficiente volumetrico di dilatazione termica a pressione costante (β) è pari all'inverso della temperatura del gas espressa in gradi assoluti, quindi:

$$\beta_f = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{T_f} = 0.002857\frac{1}{K}$$

Inoltre, la viscosità cinematica dell'aria alla temperatura di film vale:

$$\nu_f = \frac{\mu}{\rho_f} = \frac{2.075}{0.9982}10^{-5} = 2.07910^{-5}\frac{m^2}{s}$$

A questo punto è possibile calcolare il numero di Grashof utilizzando come lunghezza caratteristica il lato del piatto caldo (a=0.5 m):

$$Gr = \frac{\beta_f g a^3 (T_w - T_\infty)}{{v_f}^2} = 5.673x10^8$$

E' quindi possibile valutare in maniera diretta il numero di Prandlt:

$$Pr = \frac{v_f}{\alpha^2} = 0.6969$$

Utilizzando la correlazione fornita nel testo dell'esercizio per il calcolo del numero di Nusselt medio sul piatto si ottiene che:

$$Nu_m = 0.59(Gr\,Pr)^{1/4} = 83.19$$

da cui è possibile dedurre il valore medio assunto dal coefficiente di scambio termico per convezione:

$$h_m = \frac{Nu_m k_f}{a} = \frac{Nu_m \left(\alpha^2 \rho_f c_p\right)}{a} = 4.99 \frac{W}{m^2 K}$$

La potenza termica che per convezione naturale si è in grado di evacuare dal piatto calda vale:

$$Q = h_m \left(2a^2\right)\left(T_w - T_f\right) = 174.65W$$

Esercizio 5 elettronica e civile (acustica)

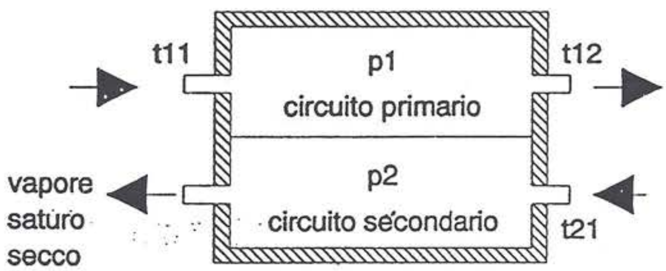
Una sorgente di rumore a banda larga, puntiforme ed omnidirezionale, ha livello di potenza pari a 118 dB. Essa è situata ad una altezza di 10 m sopra da una superficie che ha coeff. di assorbimento pari a 0.3. Trovare il livello sonoro in un punto ricevitore distante (in pianta) 50 m, ad una quota pari a 12 m.

Soluzione

Il livello sonoro nel punto ricevitore è il risultato di due contributi: il primo contributo dovuto al campo diretto e il secondo contributo dovuto alla riflessione sulla superficie.

Esercizio n°1 **civile**

In uno scambiatore di calore viene utilizzata, nel circuito primario, una portata volumetrica Q_{v1} pari a 10 m^3/h di acqua calda alla temperatura t_{11} di 150°C e alla pressione p_1 pari a 1 MPa per trasformare, nel circuito secondario, in vapore saturo secco dell'acqua inizialmente alla temperatura t_{21} di 72°C alla pressione p_2 di 100 kPa. Se si trascurano le perdite di carico nei due circuiti e se l'acqua del circuito primario esce dallo scambiatore alla temperatura t_{12} pari a 135°C, si calcoli il diametro che occorre assegnare alla sezione di uscita del circuito secondario in modo che il vapore saturo secco in uscita non superi la velocità media W di 5 m/s.



Svolgimento

Nel circuito primario l'acqua cede calore rimanendo allo stato liquido. Il volume specifico dell'acqua liquida in ingresso si calcola dalle tabelle delle proprietà del liquido saturo:

$$v_{11} = v_L(t_{11}) = \frac{1}{\rho_{11}}$$

La potenza termica ceduta all'acqua del circuito secondario è pari a:

$$Q = \rho_{11} Q_{v1} c_l (t_{12} - t_{11})$$

Applicando il primo principio per sistemi aperti al circuito secondario si ha che:

$$Q = Q_{m2}(h_{22} - h_{21})$$

in cui si è indicato con Q_{m2} la portata in massa che scorre nel circuito secondario.

L'entalpia dell'acqua in ingresso può essere calcolata come segue (liquido sottoraffreddato)

$$h_{21} = u_L(t_{21}) + p_2 v_L(t_{21}) \cong u_L(t_{21}) \cong c_l t_{21}$$

L'entalpia del vapore saturo secco in uscita è nota da tabella:

$$h_{22} = h_V(p_2)$$

E' quindi possibile calcolare la portata in massa di vapore saturo secco che viene prodotta dallo scambiatore:

$$Q_{m2} = \frac{Q}{h_{22} - h_{21}}$$

Il volume specifico del vapore saturo secco in uscita può essere calcolato da tabella:

$$v_{22} = v_V(p_2) = \frac{1}{\rho_{22}}$$

Fissata la velocità massima del vapore in uscita è univocamente determinato il valore del diametro della tubazione di uscita:

$$D = \sqrt{\frac{4 Q_{m2} v_{22}}{\pi W}}$$

Esercizio n°2

Una portata in massa $\dot{m}$=6,(1) kg/s di acqua, alla pressione p_1=5,(2) bar e temperatura T_1=42 °C, attraversa un sistema aperto ed esce alla pressione p_2= 1 bar e temperatura T_2=43 °C. Durante la fase di attraversamento scambia lavoro con l'esterno e riceve una quantità di calore $\dot{Q}_{12}$=1(3)000 W. Sapendo che le sezioni di ingresso e uscita del sistema aperto hanno i seguenti diametri rispettivamente D_1=0.05 m e D_2=0.06 m, e si trovano alle seguenti quote rispettivamente z_1= 5m e z_2=0; determinare:

a) il lavoro utile scambiato con l'esterno nell'unità di tempo;

(Densità dell'acqua ρ=1000 kg/m^3; calore specifico c=4186 J/kgK)

Svolgimento

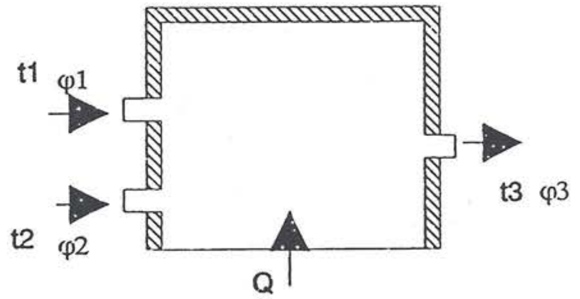
La potenza utile scambiata dal sistema con l'esterno si può calcolare applicando il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti.

$$\dot{L}_{12} = \dot{Q}_{12} + \dot{m}\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) + h_1 - h_2\right) \text{ W}$$

nella quale le entalpie specifiche si calcolano dai valori di temperatura (in °C): $h = c \cdot T$ J/kg mentre le velocità medie si calcolano: $W = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot D^2}$ m/s.

Esercizio n°2 civile

Una corrente di aria umida di umidità relativa φ_1 pari a 90% e temperatura t_1 di 5°C si mescola ad una portata di aria umida avente umidità relativa φ_2 pari a 50% e temperatura t_2 di 35°C. Nel mescolamento le due correnti ricevono una potenza termica Q pari a 10 kW; all'uscita del mescolatore si ottiene una corrente di aria umida avente temperatura t_3 pari a 20°C e umidità relativa φ_3 pari a 55%. Si determinino le portate in massa totali (aria secca+vapore) che entrano nel mescolatore (si assuma p_{tot}=1 atm).



20

Svolgimento

Impostando l'equazione di bilancio della massa di aria secca, di vapore e dell'energia si ottiene che:

$$\begin{cases} m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \\ m_{a1}x_1 + m_{a2}x_2 = m_{a3}x_3 \\ m_{a1}J_1 + m_{a2}J_2 + Q = m_{a3}J_3 \end{cases}$$

Il titolo delle tre correnti è determinabile conoscendo l'umidità relativa e la temperatura delle singole correnti mediante le relazioni:

$$\begin{cases} x_1 = 0.622\dfrac{\varphi_1 p_{sat}(t_1)}{p_{tot} - \varphi_1 p_{sat}(t_1)} \\ x_2 = 0.622\dfrac{\varphi_2 p_{sat}(t_2)}{p_{tot} - \varphi_2 p_{sat}(t_2)} \\ x_3 = 0.622\dfrac{\varphi_3 p_{sat}(t_3)}{p_{tot} - \varphi_3 p_{sat}(t_3)} \end{cases}$$

L'entalpia specifica delle tre correnti vale:

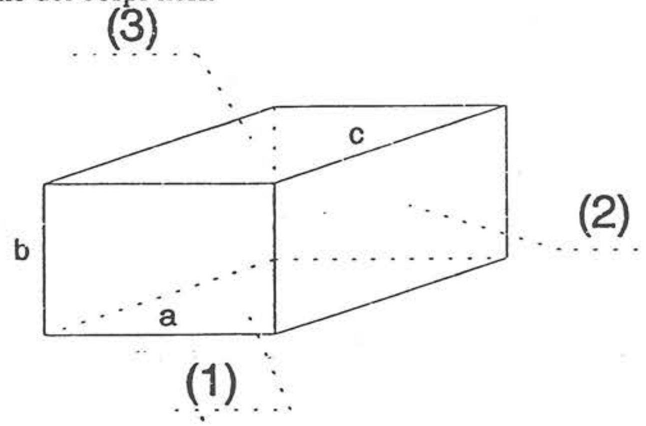
$$\begin{cases} J_1 = t_1 + x_1(2500 + 1.9t_1) \\ J_2 = t_2 + x_2(2500 + 1.9t_2) \\ J_3 = t_3 + x_3(2500 + 1.9t_3) \end{cases}$$

Si possono ricavare le correnti di aria secca risolvendo il sistema di equazioni lineari costituito dalle tre equazioni di bilancio. Le portate di aria umida si ricavano conoscendo il titolo di ogni corrente:

$$\begin{cases} m_1 = m_{a1}(1 + x_1) \\ m_2 = m_{a2}(1 + x_2) \\ m_3 = m_{a3}(1 + x_3) \end{cases}$$

Esercizio 3 **- civile**

Si consideri un forno schematizzabile come un parallelepipedo di lati a (1 m), b (1.5 m) e c (1 m).
La parete (1) è riscaldata elettricamente ed emette per irraggiamento una potenza termica Q_1 di 15 kW. La parete (2), in regime stazionario, si porta alla temperatura t_2 di 200°C mentre la parete (3) è alla temperatura ambiente t_3 (25°C).
Si calcoli la temperatura a cui si porta la parete (1) in regime stazionario se le pareti della cavità possono considerarsi come dei corpi neri.



Svolgimento

La potenza scambiata tra la parete (1) e la parete (3) è pari a:

$$Q_{13} = F_{13} A_1 \sigma_0 \left(T_1^4 - T_3^4\right)$$

Il valore assunto dal fattore di vista F_{13} viene calcolato mediante la tabella allegata.
Dalla definizione di fattore di vista si ha che:

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1$$

da tale relazione, osservando che la parete (1) è piana e quindi non è in grado di autoirraggiarsi (F_{11}), si ottiene che:

$$F_{12} = 1 - F_{13}$$

La potenza scambiata tra la parete (1) e la parete (2) è pari a:

$$Q_{12} = F_{12} A_1 \sigma_0 \left(T_1^4 - T_2^4\right)$$

Si può dunque porre:

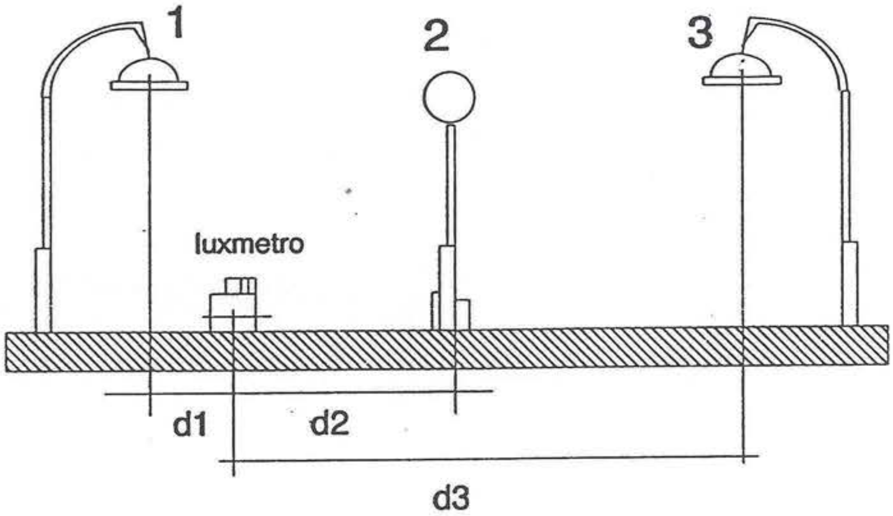
$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} = \left(1 - F_{13}\right) A_1 \sigma_0 \left(T_1^4 - T_2^4\right) + F_{13} A_1 \sigma_0 \left(T_1^4 - T_3^4\right)$$

in cui come unica incognita figura la temperatura di regime della parete (1).
Risolvendo tale equazione rispetto a T_1 si ottiene:

$$T_1 = \sqrt[4]{\frac{Q_1}{ac} - \left(F_{13}\left(T_2^4 - T_3^4\right) - T_2^4\right)}$$

Esercizio n°4 civile (illuminotecnica)

In una piazza sono presenti tre lampioni i cui centri luminosi sono distanti dal piano stradale rispettivamente 5 m (lampione 1), 3 m (lampione 2) e 5 m (lampione 3). Utilizzando un luxmetro (strumento per la misura dell'illuminamento locale) posto ad una distanza d_1 pari a 0.5 m dal centro luminoso del primo lampione, ad una distanza d_2 pari a 1 m dal centro luminoso del secondo lampione e 3 m (d_3) dal centro luminoso del terzo lampione, si effettuano tre misure di illuminamento. La prima misura viene effettuata con il solo lampione 1 acceso; il luxmetro segna un illuminamento E_1 di 100 lux. La seconda misura viene effettuata con il lampione 1 ed il lampione 2 contemporaneamente accesi; il luxmetro misura un illuminamento E_2 di 240 lux. La terza misura viene effettuata con i tre lampioni accesi contemporaneamente; il luxmetro segna 300 lux (E_3).
Si calcoli il flusso luminoso delle lampade montate su ciascun lampione nell'ipotesi in cui le sorgenti 1 e 3 possano essere ritenute lambertiane mentre il lampione 2 venga schematizzato come una sorgente puntiforme ideale a simmetria sferica.



Svolgimento

Conoscendo le distanze dai diversi lampioni dello strumento si possono stimare gli angoli sotto i quali il luxmetro vede la luce emessa dai lampioni:

$$\gamma_1 = arc\tan\left(\frac{d_1}{h_1}\right) \quad \gamma_2 = arc\tan\left(\frac{d_2}{h_2}\right) \quad \gamma_3 = arc\tan\left(\frac{d_3}{h_3}\right)$$

Per una sorgente lambertiana:

$$\begin{cases} I_\gamma = I_n \cos\gamma \\ \Phi = I_n \pi \end{cases}$$

Per una sorgente a simmetria sferica:

$$\begin{cases} I_\gamma = I_n \\ \Phi = 4\pi I_n \end{cases}$$

Alla prima misura si ha che:

$$E_1 = I_{\gamma 1}\frac{\cos^3\gamma_1}{h_1^2} = \frac{\Phi_1}{\pi}\frac{\cos^4\gamma_1}{h_1^2}$$

Da tale relazione ricavo immediatamente il flusso luminoso del primo lampione:

$$\Phi_1 = \frac{E_1\pi h_1^2}{\cos^4\gamma_1}$$

Alla seconda misura si ha che:

$$E_2 = \frac{\Phi_1}{\pi}\frac{\cos^4\gamma_1}{h_1^2} + \frac{\Phi_2}{4\pi}\frac{\cos^3\gamma_2}{h_2^2}$$

da cui si ricava il flusso luminoso della seconda lampada:

$$\Phi_2 = \frac{(E_2 - E_1)4\pi h_2^2}{\cos^3\gamma_2}$$

Alla terza misura si ha che:

$$E_3 = \frac{\Phi_1}{\pi}\frac{\cos^4\gamma_1}{h_1^2} + \frac{\Phi_2}{4\pi}\frac{\cos^3\gamma_2}{h_2^2} + \frac{\Phi_3}{\pi}\frac{\cos^4\gamma_3}{h_3^2}$$

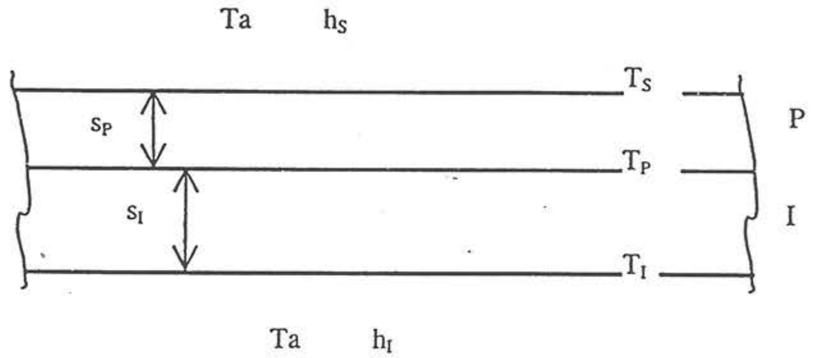
da cui si ricava il flusso luminoso della seconda lampada.

$$\Phi_3 = \frac{(E_3 - E_2)\pi h_3^2}{\cos^4\gamma_3}$$

Esercizio 4

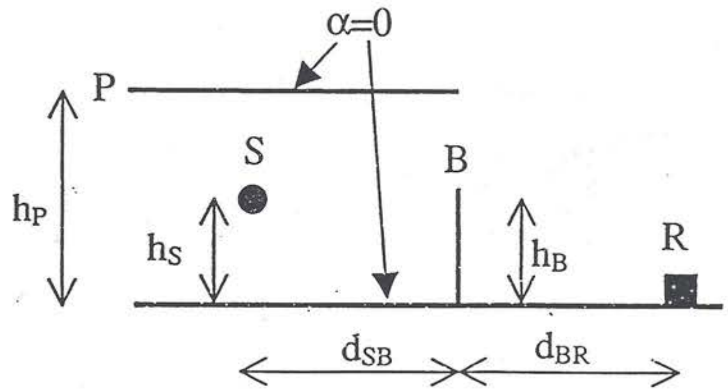
Una lastra piana orizzontale P, dello spessore s_p=2(1) mm e conduttività λ_P=1 W/mK, è sede di una generazione di calore q_g=6(2)0000 W/m^3 per effetto Joule. Essa è appoggiata su uno strato di materiale I dello spessore s_I=3(3) mm, avente conducibilità λ_I=0.5 W/mK. Entrambe le facce esterne dei due materiali sono sottoposte ad una corrente d'aria forzata alla temperatura T_a=2(4) °C che determina un coefficiente di convezione h_S=h_I=60 W/m^{2}K su entrambe le facce. La temperatura della parete esterna inferiore è T_I=60 °C.

Determinare le quote del calore generato che vengono dissipate inferiormente q_I e superiormente q_S per unità di superficie, le due temperature di parete T_P e T_S e la temperatura massima dello strato generativo T_{max}.



Esercizio 5 **civile (acustica)**

Una sorgente sonora S ha una potenza $W=3+(1)\ W$ a 125 Hz e si trova a metà distanza tra due piani riflettenti P con $h_P=2h_S=6+(2)m$ e ad una distanza $d_{SB}=6+(3)m$ da uno schermo B. Lo schermo B ha una altezza uguale a quella della sorgente (h_B=h_S) ed un coefficiente di trasmissione $t=0.3(4)$. La temperatura dell'aria è Ta=15 °C. Determinare il livello sonoro al ricevitore R che si trova ad una distanza d_{BR} dallo schermo B uguale alla distanza dello schermo dalla sorgente (d_{SB}=d_{BR}).

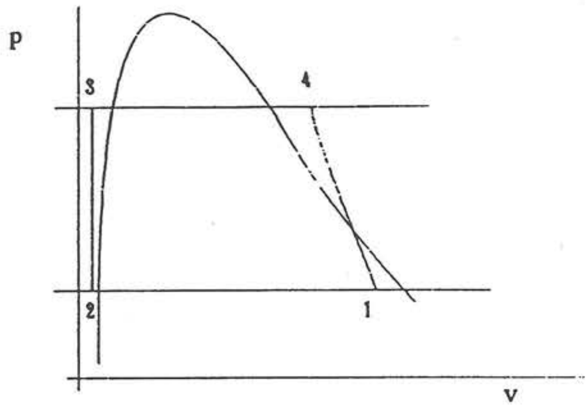


Soluzione

Il livello sonoro in R è il risultato di tre contributi: il contributo dovuto al suono diffratto dal bordo superiore dello schermo, il contributo dovuto al suono riflesso dal piano riflettente superiore e il contributo dovuto al suono trasmesso attraverso lo schermo. I tre contributi vanno calcolati separatamente e poi sommati energeticamente.

Esercizio n°1

Una centrale per la produzione di energia elettrica opera secondo un ciclo Rankine; la portata in massa di acqua che circola nell'impianto vale 23(2)00 kg/h (m_c). L'acqua entra in caldaia con una pressione p_b di 100 bar e condensa ad una pressione p_c di 0.1 bar. All'uscita del condensatore l'acqua si trova alla temperatura di 45°C (t_2). Se la condensazione del vapore prodotto dalla centrale avviene utilizzando una portata di acqua pari a 1.31 10^6 kg/h (m_f) prelevata da un fiume e reintrodotta con una temperatura di 8.5 °C (Δt_f) superiore a quella di prelievo, si calcoli la potenza fornita dalla turbina.



L_t=

Esercizio n° 2

Un tubo di Pitot-Prandtl è collocato al centro di un condotto di ventilazione a sezione circolare in cui scorre aria (R=0.287 kJ/kgK) alla temperatura Ta=4(1) °C e alla pressione pa=1.(2) bar. Il diametro del condotto è Dc=3(3) cm. I due tubi in uscita dal Pitot sono collegati ad un tubo ad U riempito di un liquido la cui densità è ρl=8(4)0 kg/m^3. La lettura del dislivello tra i due peli liberi del tubo ad U fornisce il valore Δh=2(5) mm. Determinare la portata in massa dell'aria dentro il condotto sapendo che la velocità al centro del tubo è pari a 1.1 volte la velocità media.

m_a=

Esercizio n° 3

Un grosso condotto orizzontale cavo di ferro (λ_{fe}=4(1) W/mK), della lunghezza L=2 m e diametro D=4(2) cm, è attraversato da una corrente elettrica I=10 A e ai suoi estremi si misura una differenza di potenziale V=4(3)0 V. Il condotto è circondato da aria in quiete (λ_a=0.1 W/mK, ν_a=3·10^{-5} m^2/s, Pr=0.7). Imponendo una differenza di temperatura tra la parete esterna del condotto e l'aria ΔT=13(4) °C, determinare la temperatura di parete del condotto (per la convezione naturale filo-aria utilizzare la seguente correlazione: $Nu = 0.5 \cdot Ra^{0.25}$).

T_p=

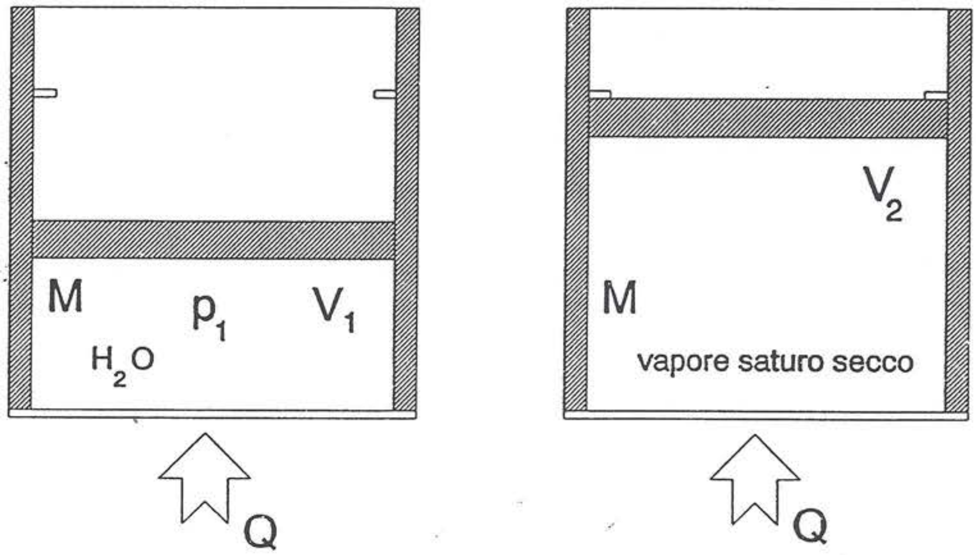
Esercizio n° 4

Un altoparlante emette un rumore bianco nelle bande di ottava da 125 Hz a 2000 Hz con una potenza complessiva W=1(1) W distribuita in tale campo di frequenza. Determinare il livello di potenza emesso in ciascuna banda di frequenza.

Freq. (Hz)	125	250	500	1000	2000
Lw (dB)					

Esercizio n°1 **civile**

In un recipiente rigido dotato di pistone mobile è contenuta una massa M pari a 0.5 kg di acqua. Inizialmente il sistema è in equilibrio termodinamico ed il volume occupato dal sistema è V_1, pari a 0.8 m^3, e la pressione vale 0.5 bar. Riscaldando il sistema l'acqua si espande ed il pistone mobile inizia a sollevarsi fintanto che, raggiunto il volume V_2 pari a 1.2 m^3, la corsa del pistone è bloccata per la presenza di due fermi (si veda figura). Si continua a riscaldare il sistema fino a che l'acqua contenuta nel recipiente si è trasformata completamente in vapore saturo secco. Calcolare la pressione finale che si raggiunge nel sistema e la quantità di calore che viene fornita al sistema.



stato iniziale stato finale

Svolgimento

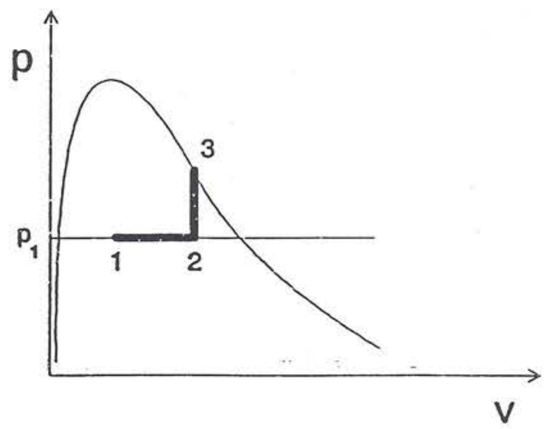
Si calcola il valore del volume specifico iniziale del sistema:

$$v_1 = \frac{V_1}{M}$$

Conoscendo il valore di pressione iniziale è possibile calcolare il titolo del sistema inizialmente:

$$x_1 = \frac{v_1 - v_l(p_1)}{v_v(p_1) - v_l(p_1)}$$

Il riscaldamento del sistema avviene a pressione costante fino a che il pistone non è fermato dai fermi dopodiché prosegue a volume costante.



Quando il pistone è bloccato dai fermi il volume specifico del sistema vale:

$$v_2 = \frac{V_2}{M}$$

ed il titolo del vapore assume il seguente valore:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_l(p_1)}{v_v(p_1) - v_l(p_1)}$$

Il calore ceduto al sistema durante l'espansione del pistone, applicando il I principio della termodinamica per sistemi chiusi, è quindi pari a:

$$Q_{12} = M(h_2 - h_1) = M(x_2 - x_1)(h_v(p_1) - h_l(p_1))$$

Una volta che il pistone viene bloccato il riscaldamento continua a volume costante e si interrompe quando si è raggiunta la curva limite superiore (vapore saturo secco).
Il volume specifico finale, poiché il volume non cambia, sarà uguale a v_2.
Per calcolare il valore assunto alla fine del riscaldamento dalla pressione occorre utilizzare le tabelle; la pressione finale sarà quella cui corrisponde un valore del volume specifico del vapore saturo secco (v_v) pari al valore di v_2(=v_{fin}).
Una volta calcolato dalle tabelle il valore della pressione finale si calcola il valore del calore ceduto al sistema a volume costante applicando il I principio della termodinamica:

$$Q_{23} = M(u_{fin} - u_2) = M(u_v(p_{fin}) - [u_l(p_1) + x_2(u_v(p_1) - u_l(p_1))])$$

Il calore totale ceduto al sistema vale quindi.

$$Q_{tot} = Q_{12} + Q_{23}$$

Esercizio n°2

Una corrente di aria umida avente temperatura t_1 pari a 35°C e grado igrometrico φ_1 pari a 0.35 entra in un umidificatore insieme ad una portata di acqua m_w pari a 0.03 m^3/h prelevata dall'acquedotto alla temperatura di 15°C. Se la portata di aria secca entrante è pari a 0.7 kg_a/s (m_a) si determini la temperatura ed il grado igrometrico dell'aria umida che esce dall'umidificatore (p_{tot}=3 atm).

Svolgimento
Poiché la pressione totale è diversa dalla pressione atmosferica non è possibile risolvere graficamente l'esercizio usando il diagramma psicrometrico.
Le equazioni di bilancio che reggono il problema sono le seguenti:

$$\begin{cases} m_{a1} = m_{a2} \\ m_{a1}x_1 + m_w = m_{a2}x_2 \\ m_{a1}J_1 + m_w c_l t_w = m_{a2}J_2 \end{cases}$$

Dalla seconda equazione si ricava il valore assunto dal titolo all'uscita:

$$x_2 = x_1 + \frac{m_w}{m_a}$$

Dalla terza equazione si ricava l'entalpia della miscela all'uscita

$$J_2 = J_1 + \frac{m_w c_l t_w}{m_a}$$

e quindi il valore della temperatura in uscita.

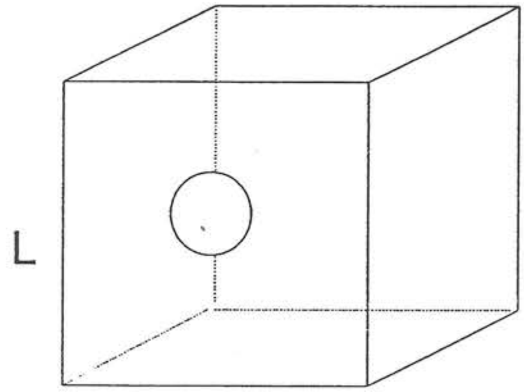
$$t_2 = \frac{J_2 - 2500x_2}{1 + 1.9x_2}$$

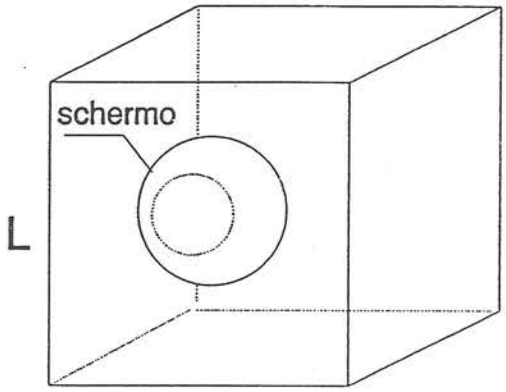
A questo punto è possibile ricavare il grado igrometrico finale:

$$\varphi_2 = \frac{x_2 p_{tot}}{(0.622 + x_2) p_{sat}(t_2)}$$

Esercizio 3 **civile**

All'interno di un forno cubico, le cui pareti interne si comportano come un corpo grigio con coefficiente di assorbimento af pari a 0.5, di lato L pari a 1 m si trova una sfera di diametro D_s pari a 10 cm, schematizzabile come un corpo grigio (a_s=0.8). Se le pareti interne del forno si trovano alla temperatura T_f di 500°C e la sfera si trova alla temperatura T_s di 70°C si valuti la potenza termica scambiata (Qs) tra i due corpi per irraggiamento in regime stazionario.
Si calcoli inoltre la potenza termica scambiata (Qss) per irraggiamento nel caso in cui tra la sfera e le pareti del forno venga introdotto uno schermo sferico di diametro D_{sc} pari a 20 cm che si comporta come un corpo grigio con coefficiente di assorbimento a_{sc}=0.8.





Svolgimento
In assenza di schermo la potenza scambiata si valuta applicando la seguente formula:

$$Q_s = \sigma_0 S_s \frac{\left|T_f^4 - T_s^4\right|}{\dfrac{1}{a_s} + \dfrac{S_s}{S_f}\left(\dfrac{1}{a_f} - 1\right)}$$

in cui

$$\begin{cases} S_s = 4\pi (D_s / 2)^2 \\ S_f = 6L^2 \end{cases}$$

In presenza dello schermo la potenza termica scambiata vale:

$$Q_{ss} = \sigma_0 S_s \frac{\left|T_{sc}^4 - T_s^4\right|}{\dfrac{1}{a_s} + \dfrac{S_s}{S_{sc}}\left(\dfrac{1}{a_{sc}} - 1\right)} = \sigma_0 S_{sc} \frac{\left|T_f^4 - T_{sc}^4\right|}{\dfrac{1}{a_{sc}} + \dfrac{S_{sc}}{S_f}\left(\dfrac{1}{a_f} - 1\right)}$$

in cui S_{sc} è la superficie esterna dello schermo:

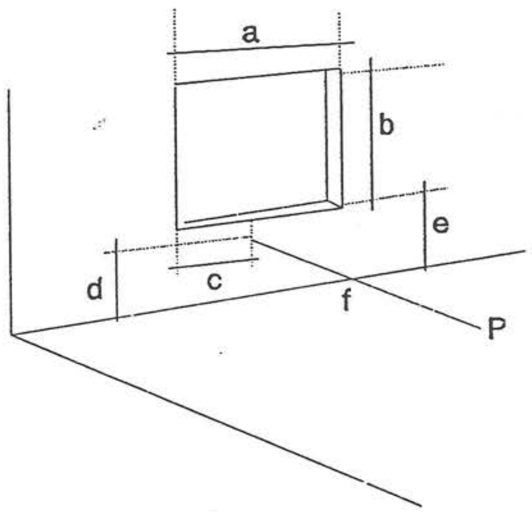
$$S_{sc} = 4\pi (D_{sc} / 2)^2$$

Uguagliando le due espressioni che forniscono la potenza termica scambiata si ricava la temperatura a cui si porta lo schermo (T_{sc}) in regime stazionario e quindi si calcola la potenza termica scambiata utilizzando indifferentemente una delle due espressioni.

Esercizio n°4 (illuminotecnica)

Si consideri il punto P all'interno di una stanza (superficie di 4m x 4m) dotata di una finestra di larghezza a=2 m e di altezza b=1.4 m posizionata ad un'altezza da terra e pari a 1.1 m, senza alcuna ostruzione esterna.
Il punto P si trova ad una distanza f dal muro pari a 1.3 m e ad un'altezza d dal pavimento di 0.8 m e la sua proiezione P' si trova ad una distanza c dalla mazzetta laterale della finestra pari a 0.5 m.
Si assuma un coefficiente di riflessione r delle pareti pari a 0.8 ed un coefficiente di riflessione per il pavimento pari a 0.5.
Nel punto P è posizionato un luxmetro che comanda un interruttore automatico che mette in funzione l'impianto di illuminazione artificiale quando l'illuminamento in P scende al di sotto di 1000 lux (E_{lim}). Si calcoli a quale ora del pomeriggio si accendono le luci nel locale se la radianza del cielo varia durante la giornata secondo la legge:

$$M_{cielo}(t) = 2000\left(1-\cos\left(\frac{\pi}{12}t\right)\right) \quad [lux] \quad t \text{ in ore}$$



Svolgimento

Si procede dapprima al calcolo della componente cielo applicando il metodo delle finestre virtuali e la sovrapposizione degli effetti. Il daylight factor D viene quindi computato sommando la componente cielo alla componente legata alle riflessioni interne (la componente legata alle riflessioni esterne è nulla perché non è presente alcuna ostruzione esterna).
L'illuminamento in P si calcola quindi come segue:

$$E_p(t) = DM_{cielo}(t)$$

L'ora in cui si accendono le luci all'interno della stanza si ricava da tale relazione sostituendovi il valore di illuminamento E_{lim} e risolvendo rispetto a t.

$$t = 24 - \frac{12}{\pi}\arccos\left(1-\frac{E_{lim}}{2000D}\right)$$

Esercizio n°1 **civile (termodinamica)**

In un recipiente rigido di volume V pari a 1 m^3 sono contenuti 0.8 kg (M) di acqua alla temperatura (T_1) di 1100°C. Il sistema viene raffreddato così da portare la pressione all'interno del recipiente al valore di 1 atm (p_2). Calcolare l'energia Q sottratta al sistema e la temperatura dell'acqua alla fine del processo di raffreddamento (T_2).

Svolgimento

Si calcola dapprima il valore del volume specifico nello stato iniziale:

$$v_1 = \frac{V}{M}$$

poiché il recipiente non varia il suo volume né cambia la massa d'acqua, la trasformazione in esame è da ritenersi a volume specifico costante per cui $v_2=v_1$.

Poichè la temperatura dell'acqua nello stato iniziale è superiore a due volte il valore della temperatura critica dell'acqua si può considerare il vapor d'acqua contenuto nel recipiente come un gas perfetto e quindi si può ricavare la pressione nel sistema utilizzando la seguente relazione:

$$p_1 = \frac{RT_1}{v_1} = \left(\frac{R_0}{M_w}\right)\frac{T_1}{v_1}$$

in cui si è indicato con R_0 la costante universale dei gas perfetti (R_0=8.314 kJ/kmolK) e con M_w il peso molecolare dell'acqua (M_w=18 kg/kmol).

Applicando il primo principio per sistemi chiusi si può calcolare il calore da sottrarre al sistema per portarlo nello stato finale a volume costante:

$$Q = M(u_2 - u_1)$$

Utilizzando le tabelle del vapore surriscaldato è possibile calcolare il valore assunto dall'energia interna dell'acqua nello stato iniziale:

$$u_1 = u(p_1, T_1)$$

Per calcolare u_2 occorre determinare dove cade lo stato termodinamico finale; utilizzando le tabelle del vapore saturo si determina il valore assunto dal volume specifico del vapore saturo $v_v(p_2)$ alla pressione di 1 atm. I casi possibili sono i seguenti:

- $v_1 \le v_v(p_2)$: in questo caso lo stato finale cade all'interno della campana dei vapori umidi;
- $v_1 > v_v(p_2)$: in questo caso lo stato finale cade nella regione dei vapori surriscaldati.

Nel primo caso si procede nel calcolo del titolo finale:

$$x_2 = \frac{v_1 - v_l(p_2)}{v_v(p_2) - v_l(p_2)}$$

A questo punto è immediato calcolare l'energia interna:

$$u_2 = u_l(p_2) + x_2\left(u_v(p_2) - u_l(p_2)\right)$$

Nel secondo caso, utilizzando le tabelle dei vapori surriscaldati, si determina immediatamente il valore assunto dall'energia interna:

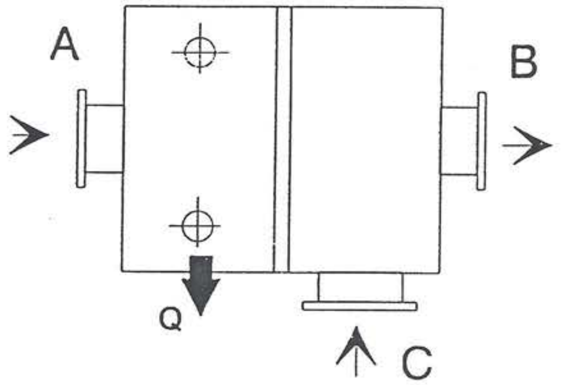
$$u_2 = u(p_2, v_1)$$

Utilizzando l'equazione del primo principio della termodinamica si calcola quindi il calore Q da sottrarre al sistema nel processo di raffreddamento.

31

Esercizio n°2 civile (miscele di aria e vapore)

In una unità per il trattamento dell'aria costituita da una batteria di raffeddamento e da una sezione di miscelazione entra attraverso la sezione A una corrente di aria umida di 0.1 kg/s (m_{tA}) avente temperatura t_A pari a 40 °C e grado igrometrico φ_A pari a 0.3.
Tale corrente viene raffreddata attraversando la batteria che gli sottrae, nell'unità di tempo, l'energia Q; dopo essere miscelata con una corrente di aria umida avente temperatura t_C pari a 30 °C l'aria esce dall'unità di trattamento attraverso la sezione B.
Se l'aria umida in uscita ha una temperatura t_B pari a 25°C e un grado igrometrico φ_B pari a 0.4 e portata totale pari a 0.4 kg/s (m_{tB}), calcolare la portata di aria secca che deve entrare attraverso la sezione C nell'unità di trattamento e l'energia Q che viene sottratta dalla batteria nell'unità di tempo all'aria umida in ingresso.



Svolgimento

E' possibile calcolare il titolo della miscela in ingresso attraverso la sezione A e quello della miscela in uscita attraverso la sezione B:

$$\begin{cases} x_A = 0.622\dfrac{\varphi_A p_{sat}(t_A)}{p_{tot} - \varphi_A p_{sat}(t_A)} \\ x_B = 0.622\dfrac{\varphi_B p_{sat}(t_B)}{p_{tot} - \varphi_B p_{sat}(t_B)} \end{cases}$$

Da un bilancio sull'aria secca in ingresso e in uscita si ottiene che:

$$m_{aC} = m_{aB} - m_{aA} = \frac{m_{tB}}{1+x_B} - \frac{m_{tA}}{1+x_A}$$

Da un bilancio sul vapore d'acqua si ottiene che:

$$x_C = \frac{m_{aB}x_B - m_{aA}x_A}{m_{aC}}$$

A questo punto è possibile calcolare l'entalpia delle tre correnti:

$$\begin{cases} J_A = t_A + x_A(2500 + 1.9t_A) \\ J_B = t_B + x_B(2500 + 1.9t_B) \\ J_C = t_C + x_C(2500 + 1.9t_C) \end{cases}$$

La potenza sottratta dalla batteria di raffreddamento si calcola mediante un bilancio energetico:

$$Q = m_{aA}J_A + m_{aC}J_C - m_{aB}J_B$$

32

Esercizio n°3 **civile (scambio termico)**

Una parete verticale di altezza pari a 3 m (H) e larghezza di 1 m (Z) si trova alla temperatura (T_w) di **1(1)3°C** ed è immersa in aria in quiete alla temperatura di **2(3)°C** (T_a). Calcolare la potenza termica scambiata dalla parete con l'aria tenendo conto sia della convezione che dell'irraggiamento (si consideri la parete come un corpo grigio avente coefficiente di assorbimento pari a 0.7 mentre l'ambiente circostante la parete venga schematizzato come un corpo nero alla temperatura dell'aria ambiente).

(Proprietà dell'aria: ρ=1.18 kg/m^3 c_p=1005 J/kgK ν=0.0000157 m^2/s λ=0.0261 W/mK)

$10^4 < Ra < 10^9$

Per il calcolo del numero di Nusselt si usi la seguente correlazione:

$$\begin{cases} Nu = 0.59 Ra^{1/4} & 10^4 < Ra < 10^9 \\ Nu = 0.1 Ra^{1/3} & 10^9 < Ra < 10^{13} \end{cases}$$

Svolgimento

Si calcola il numero di Prandlt ed il numero di Grashof:

$$\Pr = \frac{\rho c_p \nu}{\lambda} \quad Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 g}{\nu^2}$$

dove β viene calcolato alla temperatura di film:

$$\beta = \frac{1}{\frac{T_w + T_a}{2}}$$

Ricordando la definizione di numero di Rayleigh (Ra=Pr Gr) è possibile a questo punto calcolare il numero di Nusselt e quindi calcolare la potenza termica scambiata per convezione naturale:

$$Q_{conv} = \left(\frac{Nu\lambda}{L}\right)(LH)(T_w - T_a)$$

La potenza termica scambiata per irraggiamento tra la parete e l'ambiente si ottiene dalla seguente relazione:

$$Q_{irr} = \sigma_0 (LH) a (T_w^4 - T_a^4)$$

Sommando le due quantità calcolate si ottiene la potenza termica scambiata complessivamente dalla parete con l'ambiente.

33

Esercizio 4 (scambio termico)

Un filo metallico di lunghezza L_f=1(1) m avente diametro d_f=1 mm è rivestito con una guaina di plastica isolante (λ_p=1 W/mK) avente lo spessore s_p=1 mm. Agli estremi del filo è applicata una differenza di potenziale V_f=5(2) V. La superficie esterna della plastica si trova a contatto con un flusso trasversale di aria alla temperatura t_a=1(3) °C e velocità media W_a=1(4) m/s. Determinare il coefficiente di convezione h tra la plastica e l'aria (utilizzando le correlazioni di Zhukauskas e Jakob) e la massima intensità di corrente elettrica I_{max} che può circolare nel filo di rame affinché la temperatura della plastica non superi in nessun punto il valore t_{max}=70 °C.
Si utilizzino i seguenti valori delle proprietà dell'aria: $\nu=1.8*10^{-5}$ m²/s; Pr=0.7; λ_a=0.03 W/mK.

Svolgimento

La massima temperatura sulla plastica t_{max} si verifica nel punto di contatto con il filo metallico. Per calcolare la massima intensità di corrente che può attraversare il filo è necessario prima conoscere il flusso di calore dissipato nelle condizioni di massima temperatura per la plastica. Il flusso di calore tra la superficie di contatto rame-plastica e l'aria esterna si può calcolare con la seguente relazione:

$$Q=\frac{t_{\max}-t_a}{R_{tot}}=\frac{t_{\max}-t_a}{R_p+R_h}=\frac{t_{\max}-t_a}{\dfrac{\ln\frac{r_e}{r_i}}{2\cdot\pi\cdot\lambda_p\cdot L_f}+\dfrac{1}{2\cdot\pi\cdot r_e\cdot L_f\cdot h}}\quad \text{W}$$

34

Il coefficiente di convezione h si calcola dall'equazione $h=Nu*\lambda_a/D$ dopo aver calcolato il numero di Nusselt Nu con una delle correlazioni di Zhukauskas e Jakob in funzione del valore assunto dal numero di Reynolds ($Re=W*D/\nu$) con $D=d_f+2s_p$.

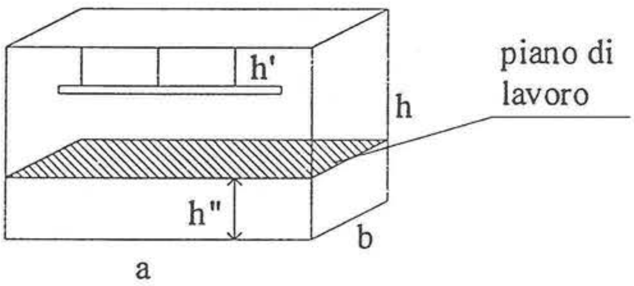
$Nu = 0.683 \cdot Re^{0.466} \cdot Pr^{0.333}$ con Re compreso tra 40 e 4000.

Una volta calcolato il flusso di calore Q, poiché questo è generato per effetto Joule, si può calcolare l'intensità di corrente corrispondente con la seguente espressione:

$$I_{max} = \frac{Q}{V}$$

Esercizio n°4 civile (illuminotecnica)

Si consideri un locale avente altezza (h) pari a 3 m, larghezza (a) pari a 4 m e lunghezza (b) pari a 5.5 m. Il coefficiente di riflessione del soffitto del locale valga 0.5 mentre quello delle pareti valga 0.3. Si vogliono installare nel locale 3 riflettori smaltati dotati di lampade ad incandescenza. Se i punti luce vengono installati a 3(1) cm (h') dal soffitto e se il piano di lavoro risulta essere ad una altezza del pavimento di 10(3) cm (h'') quanto deve valere il flusso luminoso generato da ogni lampada per poter garantire un illuminamento medio sul piano di lavoro di 0.01(2) cd sr/cm^2?
(si usi un fattore di deprezzamento pari a 0.6(1))



Svolgimento

Per prima cosa si calcola il valore dell'indice del locale k considerando che in questo caso si ha a che fare con un'illuminazione diretta.

$$k = \frac{ab}{(h - h' - h'')(a + b)}$$

Conoscendo il tipo di lampade ed il coefficiente di riflessione delle pareti del locale e del soffitto si può calcolare il valore del fattore di utilizzazione (u) mediante Tabella.

Sapendo che sono utilizzati N punti luce il flusso luminoso minimo che deve fornire ogni lampada vale:

$$\Phi = \frac{E_m(ab)}{udN}$$

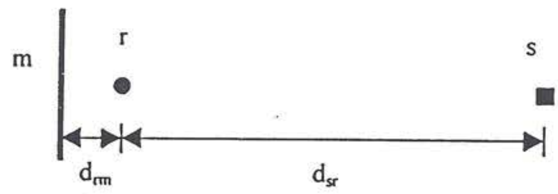
in cui E_m è l'illuminamento medio sul piano di lavoro espresso in lux

$$1 \quad \left[\frac{cd\ sr}{cm^2}\right] = 10^4 \quad [lx]$$

35

Esercizio 5 **civile (acustica)**

Nel ricevitore "r" viene misurato un livello di intensità in direzione s-r L_I=8(1) dB. Sapendo che il coefficiente di assorbimento del materiale "m" vale α=0.6, determinare il livello di potenza della sorgente. Il ricevitore si trova alla distanza d_{rm}=1.(2) m dal materiale mentre la sorgente si trova alla distanza d_{sr}=5+(3) m dal ricevitore.



Svolgimento

L'intensità acustica I è una grandezza vettoriale. In "r" l'intensità I lungo la direzione s-r è data dalla differenza tra intensità dell'onda diretta I_{dir} e intensità dell'onda riflessa I_m. Il valore di I in r si può calcolare dalla seguente espressione:

$$I = I_{rif} \cdot 10^{\frac{L_I}{10}} = I_{dir} - I_m \text{ W/m}^2 \qquad \text{con} \qquad I_{rif}=10^{-12} \text{ W/m}^2$$

Per il calcolo dell'intensità I_{dir} dell'onda diretta si usa la seguente espressione:

$$I_{dir} = \frac{W}{4 \cdot \pi \cdot (d_{sr})^2} \text{ W/m}^2$$

Per il calcolo dell'intensità I_m dell'onda riflessa si usa la seguente espressione:

$$I_m = \frac{W \cdot (1-\alpha)}{4 \cdot \pi \cdot (d_m)^2} \text{ W/m}^2 \qquad \text{con} \qquad d_m=d_{sr}+2d_{rm}$$

Conoscendo il coefficiente di assorbimento α si può ricavare la potenza della sorgente.

$$W = \frac{I \cdot 4 \cdot \pi}{\frac{1}{(d_{sr})^2} - \frac{(1-\alpha)}{(d_m)^2}} \text{ Watt}$$

Nota la potenza si può calcolare il livello di potenza $L_W = 10 \cdot \log \frac{W}{W_{rif}}$ dB

36

Esercizio n°1 **civile (termodinamica)**

Una massa M=2+(1) kg di vapore d'acqua saturo umido compie un ciclo termodinamico costituito da due isobare (1-2 e 3-4) e da due isocore (2-3 e 4-1). La vaporizzazione 1-2 si svolge alla pressione p_{12}=1(2).7 bar dalla curva limite inferiore alla curva limite superiore; la condensazione 3-4 si svolge alla pressione p_{34}=1+(3) bar.

Determinare il titolo del vapore nel punto 3, il lavoro complessivamente sviluppato e il coefficiente economico del ciclo termodinamico. (Se necessario effettuare il calcolo delle grandezze specifiche mediante interpolazione lineare tra i valori più vicini disponibili nelle tabelle).

Svolgimento

Per determinare il titolo x_3 si utilizza il volume specifico in 3 che corrisponde al volume specifico in 2 (trasformazione 2-3 isocora). Il volume specifico in 2 si legge sulle tabelle del vapore saturo sulla curva limite superiore.

Essendo $v_{2(p_{12})} = v_3 = v_{l(p_{34})} + x_3 \cdot v_{d(p_{34})}$ si ha $x_3 = \dfrac{v_3 - v_{l(p_{34})}}{v_{d(p_{34})}}$

Il coefficiente economico del ciclo è definito come $\varepsilon = \dfrac{L}{Q}$ dove L è il lavoro complessivamente scambiato dal ciclo mentre Q è il calore assorbito. Il lavoro L corrisponde all'area del ciclo termodinamico nel diagramma p-v e si calcola nel modo seguente:

$L = L_{12} + L_{34} = M \cdot p_{12} \cdot (v_2 - v_1) + M \cdot p_{34} \cdot (v_4 - v_3) = M \cdot (p_{12} - p_{34}) \cdot (v_2 - v_1)$

essendo $v_1=v_4$ e $v_2=v_3$

Il calore assorbito Q è quello relativo alle trasformazioni 1-2 e 4-1.

$Q=Q_{12}+Q_{41}$

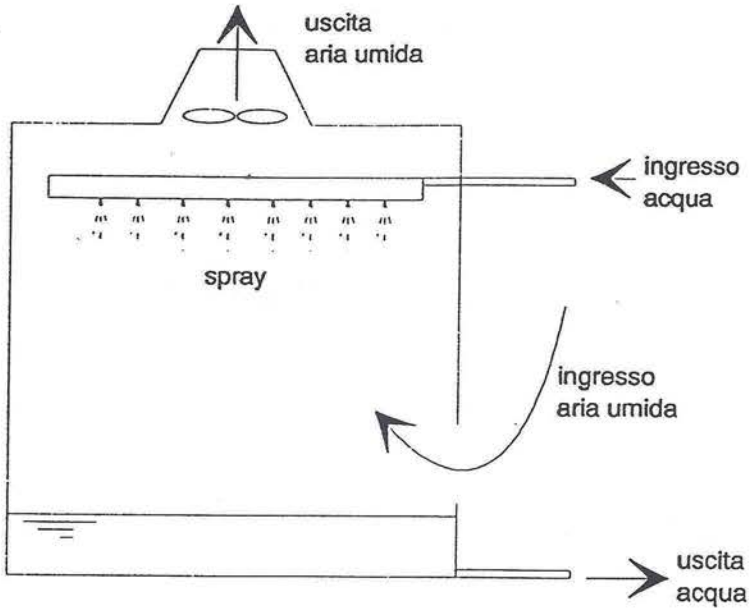
Nella trasformazione 1-2 il calore si calcola, per il primo principio in forma entalpica, dalla variazione di entalpia essendo la pressione costante: $Q_{12} = M \cdot (h_2 - h_1)$.

Nella trasformazione 4-1 il calore si calcola, per il primo principio, dalla variazione di energia interna essendo il volume costante: $Q_{41} = M \cdot (u_1 - u_4)$. Per calcolare u_4 è necessario calcolare preventivamente il titolo x_4 considerando che $v_1=v_4$: $x_4 = \dfrac{v_4 - v_{l(p_{34})}}{v_{d(p_{34})}}$.

Esercizio n°2 civile (miscele di aria e vapore)

Una torre di raffreddamento è utilizzata per raffreddare dell'acqua liquida dalla temperatura ($t_{1,w}$) di 33°C alla temperatura ($t_{2,w}$) di 22°C. Per fare questo l'acqua da raffreddare viene spruzzata contro una portata volumetrica (V_{tot}) di 1(3)000 m^3/min di aria umida alla pressione (totale) di 1 bar (p_{tot}), temperatura ($t_{1,a}$) di 20°C e umidità relativa pari al 4(1)% (φ_1). Se l'aria esce dalla torre con una temperatura di 32°C ($t_{2,a}$) e con una umidità relativa del 9(2)% (φ_2) dopo aver lambito e raffreddato la corrente di acqua liquida si determini:

a) la portata in massa di aria secca che attraversa la torre di raffreddamento
b) la portata di acqua che evapora nel processo di raffreddamento
c) la portata in massa di acqua liquida in ingresso.



Svolgimento

La densità dell'aria in ingresso, utilizzando l'equazione dei gas perfetti, vale:

$$\rho_{in} = \frac{p_a}{R_a T_{1,a}} = \frac{p_{tot} - \varphi_1 p_{sat}(t_{1,a})}{R_a T_{1,a}}$$

La portata in massa di aria secca in ingresso può essere calcolata utilizzando la portata volumetrica e la definizione di titolo:

$$m_{1,a} = \frac{\rho_{1,a} V_{tot}}{1 + x_1}$$

in cui

$$x_1 = 0.622 \frac{\varphi_1 p_{sat}(t_{1,a})}{p_{tot} - \varphi_1 p_{sat}(t_{1,a})}$$

Scrivendo le equazioni di bilancio della massa di aria, di acqua e l'equazione di bilancio dell'energia si ottiene che:

$$\begin{cases} m_{1,a} = m_{2,a} \\ m_{1,a} x_1 + m_{1,w} = m_{2,a} x_2 + m_{2,w} \\ m_{1,a} J_1 + m_{1,w} h_1 = m_{2,a} J_2 + m_{2,w} h_2 \end{cases}$$

Dalla seconda equazione si ottiene immediatamente la portata in massa di acqua che evapora:

$$m_e = m_{1,w} - m_{2,w} = m_{1,a}(x_2 - x_1)$$

L'entalpia dell'aria umida in ingresso e in uscita può essere calcolata mediante le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} J_1 = t_{1,a} + x_1(2500 + 1.9 t_{1,a}) \\ J_2 = t_{2,a} + x_2(2500 + 1.9 t_{2,a}) \end{cases}$$

L'entalpia dell'acqua liquida in ingresso e in uscita può essere calcolata come segue:

$$\begin{cases} h_1 = c_l t_{1,w} \\ h_2 = c_l t_{2,w} \end{cases}$$

La portata in massa di acqua liquida in ingresso vale quindi:

$$m_{1,w} = \frac{m_{1,a}(J_2 - J_1) - m_e h_2}{h_1 - h_2}$$

Esercizio 3 **civile (scambio termico)**

La parete interna di un tubo metallico viene mantenuta alla temperatura T_p=100°C mediante condensazione di vapore all'esterno. All'interno scorre acqua. Nota la temperatura di ingresso, trovare il coeff. di convezione interno h_i e la potenza termica scambiata Q. I dati sono i seguenti:
Diametro interno del tubo D_i=0.1(1) m ; velocità media dell'acqua W=1+(2) m/s ;
temperatura di ingresso dell'acqua T_i=40+(3) °C ; lunghezza del tubo L=5+(4) m .
Per le proprietà dell'acqua utilizzare i seguenti valori medi validi con buona approssimazione nel campo di temperature utilizzate:
Pr=2.4; conducibilità λ=0.57 W/mK; viscosità cinematica $\nu=0.4\times10^{-6}$ m^2/s, densità ρ=1000 kg/m^3.

Esercizio 4 **civile (scambio termico)**

Una parete avente superficie complessiva di 1(1) m^2, composta di due strati di differenti materiali, isola un ambiente interno alla temperatura Ti=5(2)°C da un ambiente esterno alla temperatura Te=0°C. Il primo strato (verso l'interno) è spesso s_1=1(2)0 mm, ed ha conducibilità λ_1=10 W/mK; il secondo strato è spesso s_2=2(3)0 mm, ed ha conducibilità λ_2=1 W/mK. Il coeff. di adduzione è pari a h=1(4) W/m^2K su ambo le facce della parete. Trovare la potenza termica dispersa Q e le temperature di parete.

Esercizio 5 **civile (acustica)**

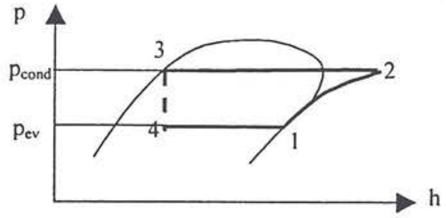
Due stanze sono separate da una parete dotata di potere fonoisolante R (vedi tabella) alle varie frequenze. La parete divisoria ha una area A_p=1(1) m^2. Nel primo ambiente, trasmittente, agisce una sorgente sonora che produce un livello medio L_1 (vedi tabella) alle varie frequenze. L'ambiente ricevente ha un coeff. di assorbimento medio α (vedi tabella) alle varie frequenze, ed una superf. interna complessiva S_i=5(2) m^2. Determinare il livello medio L_2 nell'ambiente ricevente alle varie frequenze.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Potere fonoisolante R (dB)	25	3(3)	3(4)	42	39
Curva di riferimento (dB)	36	45	52	55	56
Livello camera trasmittente L_1 (dB)	8(3)	90	92	90	8(4)
Coefficiente di assorbimento α	0.05	0.1	0.2	0.2	0.3

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Livello camera ricevente L_2 (dB)	....	....	....	....	....

Esercizio n°1 **(ciclo frigorifero)**

Una macchina frigorifera utilizza una portata (m) pari a 5**(1)** kg/h di R134a e lavora alla pressione di 200 kPa all'evaporatore (p_{ev}) ed alla pressione di 1**(2)**00 kPa al condensatore (p_{cond}). Se il fluido esce dall'evaporatore nello stato di vapore saturo secco e dal condensatore nello stato di liquido saturo calcolare quale portata in massa di acqua liquida tale macchina è in grado di raffreddare da 7**(3)**°C (T_A) a 10°C (T_B). Determinare inoltre il COP del ciclo frigorifero.



Svolgimento

Dalle tabelle è possibile calcolare l'entalpia del vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore (h_1) e l'entalpia del liquido saturo all'uscita del condensatore (h_3)

$$\begin{cases} h_1 = h_v(p_{ev}) \\ h_3 = h_l(p_{cond}) = h_4 \end{cases}$$

La potenza sottratta all'acqua dal frigorifero vale:

$$Q_{ev} = m(h_1 - h_4)$$

La portata d'acqua che si riesce a raffreddare con tale macchina frigorifera si ottiene da un bilancio:

$$m_{H2O} = \frac{Q_{ev}}{c_l(T_A - T_B)}$$

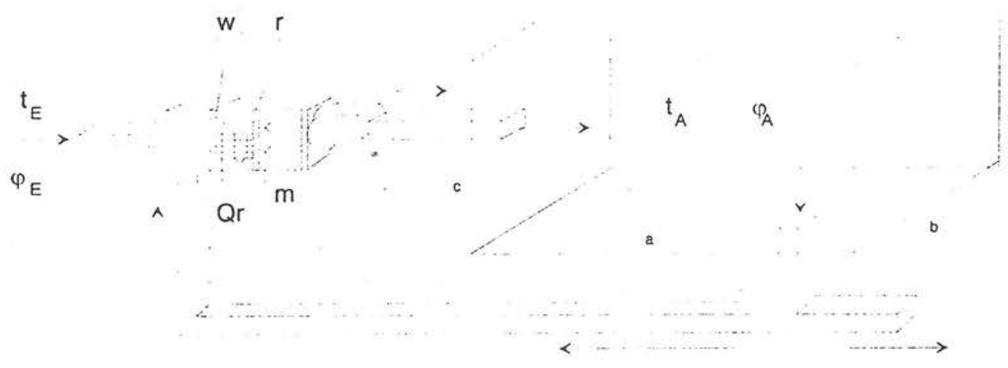
Per il calcolo del COP è necessario valutare il lavoro effettuato dal compressore che porta il sistema dallo stato (1) di vapore saturo secco alla pressione dell'evaporatore p_{ev} allo stato (2) di vapore surriscaldato alla pressione del condensatore p_{cond} attraverso una trasformazione isoentropica.

$COP = \frac{Q_{ev}}{L}$ con $L = m(h_2 - h_1)$ dove h_2 si trova dalle tabelle dei vapori surriscaldati per $p=p_{cond}$ e $s_2=s_1$.

Esercizio n°1 civile (miscele di aria e vapore)

Una unità di trattamento aria costituita da un miscelatore adiabatico, una batteria di riscaldamento ed un umidificatore è impiegata per inviare una portata in massa di aria secca (Q_{mA}) pari a 6**(1)**0 kg/h in un magazzino per la conservazione della frutta così da garantire una temperatura di 30 °C ed il 50% di umidità relativa all'interno del magazzino di dimensioni 5 m (a) x 11 m (b) x 4 m (c). Si suppone che non avvengano significativi scambi di calore con l'esterno attraverso le pareti del magazzino. La portata in massa di aria secca immessa viene in parte riciclata nella sezione di mescolamento ed in parte scaricata nell'ambiente esterno. L'aria esterna si trova alla temperatura di **(2)** °C ed ha una umidità relativa dell'8**(3)**%. Se la portata di aria secca prelevata dall'esterno è tale da garantire 2 ricambi orari (n) completi dell'aria secca contenuta nell'ambiente condizionato, calcolare:

a) la temperatura dell'aria all'uscita della sezione di mescolamento (tw)
b) la potenza che occorre fornire all'aria umida mediante la batteria di riscaldamento (Qr)
c) la temperatura della miscela all'uscita della batteria di riscaldamento (tr)
d) la portata in massa d'acqua che occorre introdurre nella miscela mediante l'umidificatore (m)



Indicare nel diagramma psicrometrico allegato le trasformazioni subite dalla miscela.

Svolgimento

La portata volumetrica di aria secca che occorre ricambiare si calcola conoscendo i ricambi orari che si intendono garantire:

$$Q_{v,ric} = \frac{n(abc)}{3600} = 0.1222 \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

La densità dell'aria contenuta nell'ambiente da condizionare si calcola utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho_{a,A} = \frac{p_{a,A}}{R_a T_a} = 1.14 \quad \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

in cui la pressione parziale dell'aria è calcolata mediante la seguente relazione:

$$p_{a,A} = p_{tot} - \varphi_A p_{sat}(t_A) = 99.2 \quad [kPa]$$

dove la pressione totale può essere considerata pari alla pressione atmosferica.
La portata in massa di aria secca che viene espulsa all'esterno vale quindi:

$$Q_{m,ric} = \rho_{a,A} Q_{v,ric} = 0.139 \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Tale portata deve essere pari a quella che viene immessa dall'esterno:

$$Q_{m,ric} = Q_{mE}$$

Per differenza si può quindi ottenere la portata in massa d'aria contenuta nell'ambiente da condizionare che viene riciclata:

$$Q_{mB} = Q_{mA} - Q_{mE} = 0.03 \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

A questo punto si possono analizzare i singoli moduli di cui la unità di trattamento dell'aria si compone:

<u>Mescolatore adiabatico</u>

Le equazioni di bilancio dell'energia e della massa d'acqua ci permettono di calcolare il titolo e l'entalpia dell'aria umida in uscita dal mescolatore (stato W):

$$\begin{cases} x_W = \dfrac{Q_{mE} x_E + Q_{mB} x_B}{Q_{mE} + Q_{mB}} = 5.9 \quad \left[\dfrac{g_v}{kg_a}\right] \\[2ex] J_W = \dfrac{Q_{mE} J_E + Q_{mB} J_B}{Q_{mE} + Q_{mB}} = 24.34 \quad \left[\dfrac{kJ}{kg_a}\right] \end{cases}$$

in cui :

$$
\begin{cases}
x_E = 0.622 \dfrac{\varphi_E p_{sat}(t_E)}{p_{tot} - \varphi_E p_{sat}(t_E)} = 4.3 \quad \left[\dfrac{g_v}{kg_a}\right] \\
x_B = x_A = 0.622 \dfrac{\varphi_A p_{sat}(t_A)}{p_{tot} - \varphi_A p_{sat}(t_A)} = 13.3 \quad \left[\dfrac{g_v}{kg_a}\right] \\
J_E = t_E + x_E(2500 + 1.9t_E) = 15.82 \quad \left[\dfrac{kJ}{kg_a}\right] \\
J_B = J_A = t_A + x_A(2500 + 1.9t_A) = 64.04 \quad \left[\dfrac{kJ}{kg_a}\right]
\end{cases}
$$

Si noti come lo stato B (aria riciclata) e lo stato A (aria dell'ambiente da condizionare) coincidano in quanto l'aria che viene rimandata al mescolatore è quella presente nell'ambiente.
La temperatura dell'aria umida in uscita dal mescolatore si calcola come segue:

$$t_W = \frac{J_W - 2500x_W}{1 + 1.9x_W} = 9.5 \quad [°C]$$

Batteria di riscaldamento
Indicato con r lo stato dell'aria umida in uscita dal riscaldatore le equazioni di bilancio si scrivono come segue:

$$
\begin{cases}
x_W = x_r = 5.9 \quad \left[\dfrac{g_v}{kg_a}\right] \\
J_r = J_W + \dfrac{Q_r}{Q_{mA}}
\end{cases}
$$

Dalla prima equazione è subito noto il valore del titolo all'uscita della batteria di riscaldamento (processo a titolo costante). Nella seconda equazione ho invece due incognite (Q_r e J_r).
Per riuscire a calcolare Q_r occorre scrivere le equazioni di bilancio relative al processo di umidificazione che segue la batteria di riscaldamento

Umidificatore
Le equazioni di bilancio diventano le seguenti:

$$
\begin{cases}
Q_{mA} x_r + m = Q_{mA} x_A \\
J_r = J_A = 64.04 \quad \left[\dfrac{kJ}{kg_a}\right]
\end{cases}
$$

Dalla seconda equazione si è in grado di calcolare J_r (visto che J_A è nota) e quindi, mediante l'equazione di bilancio dell'energia scritta per la batteria di riscaldamento, è possibile calcolare Q_r:

$$Q_r = Q_{mA}(J_A - J_W) = 6.73 \quad [kW]$$

Mediante la prima equazione si è in grado di calcolare la portata d'acqua che occorre introdurre nell'umidificatore:

$$m = Q_{mA}(x_A - x_r) = 4.52 \quad \left[\frac{kg}{h}\right]$$

Infine, la temperatura con cui l'aria umida esce dalla batteria di riscaldamento si calcola mediante la seguente relazione:

$$t_r = \frac{J_r - 2500x_r}{1 + 1.9x_r} = 48.73 \quad [°C]$$

Esercizio 2 **civile (scambio termico)**

Si vuole isolare termicamente un tubo orizzontale di rame (λ_{cu}=300 W/mK) a sezione circolare avente un diametro esterno D_e=1**(1)** mm e uno spessore s=2 mm. All'interno del tubo scorre acqua alla temperatura t_i=8**(2)** °C mentre all'esterno si trova aria alla temperatura t_e=15 °C. Il coefficiente di convezione interno è h_i=3**(3)**0 W/m^{2}K mentre quello esterno è h_e=30 W/m^{2}K. Per isolare si utilizza un isolante avente conducibilità λ_{is}=0.09 W/mK. Determinare lo spessore minimo di isolante che rende efficace l'isolamento termico e lo spessore necessario affinchè si abbia una riduzione dell'80% del flusso di calore.

Svolgimento

Nel caso in esame il raggio critico di isolante è maggiore del raggio esterno del tubo. All'aumentare dello spessore di isolante si verificherà quindi un andamento del flusso di calore inizialmente crescente fino al raggiungimento del raggio critico e poi di nuovo decrescente. Lo spessore minimo di isolante che rende efficace l'isolamento termico è quello per il quale si verifica un flusso di calore con l'isolante uguale a quello che si verifica senza isolante.

E' necessario calcolare inizialmente il flusso di calore in assenza di isolante termico e poi uguagliarlo a quello con lo strato di isolante essendo incognito il raggio di quest'ultimo. Poiché il raggio dell'isolante compare in due termini, di cui all'interno di un logaritmo, sarà necessario procedere per tentativi.

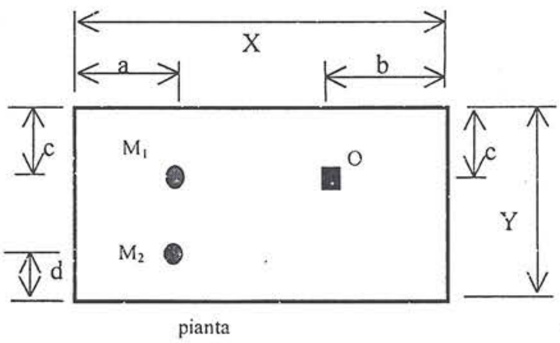
Per quanto riguarda lo spessore di isolante necessario affinché si abbia una riduzione dell'80 % del flusso di calore, si procede nello stesso modo visto prima avendo cura di calcolare il flusso di calore uscente come 20 % di quello che si verifica in assenza di isolante.

Esercizio 3 **civile (acustica)**

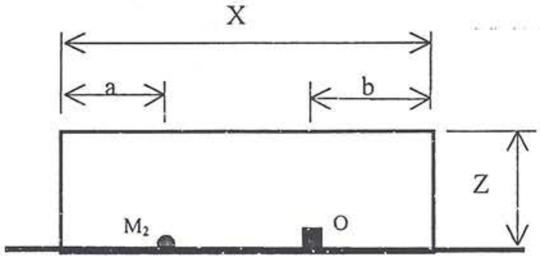
In un capannone di dimensioni X, Y, Z sono presenti due macchine M_1 e M_2 di uguale potenza sonora. In una postazione di controllo O viene misurato un livello sonoro L_{tot}=8**(1)** dB. Nell'ambiente viene misurato anche un tempo di riverberazione T_1=1.**(2)** s.

Determinare: a) il livello di potenza sonora delle macchine (considerandole puntiformi e appoggiate su un pavimento riflettente); b) il contributo di ciascuna sorgente sul livello totale; c) l'attenuazione di livello sonoro che si ottiene sostituendo la macchina più vicina con un'altra macchina che emette metà della potenza sonora.

I dati geometrici sono i seguenti: X=2**(3)** m; Y=20 m; Z=5 m; a=7 m, b=1**(3)** m, c=4 m, d=1+**(4)** m.



pianta



sezione

Svolgimento

Il livello sonoro al ricevitore R è dato dal contributo delle due sorgenti. $L_{tot} = 10 \cdot \log\left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}}\right)$

Ciascun contributo si calcola considerando le formule del campo acustico semiriverberante.

$$L_1 = L_W + 10 \cdot \log\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d_1^2} + \frac{4}{R} \right) \qquad L_2 = L_W + 10 \cdot \log\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d_2^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Sostituendo le formule di L_1 e L_2 nella formula L_{tot} e risolvendo per L_W si ottiene:

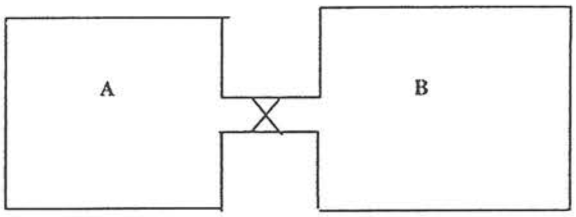
$$L_W = L_{tot} - 10 \cdot \log\left[\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d_1^2} + \frac{4}{R} \right) + \left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d_2^2} + \frac{4}{R} \right) \right]$$

In questa formula R è la costante dell'ambiente $R = \frac{\bar{\alpha} \cdot S_{tot}}{1 - \bar{\alpha}}$ dove $\bar{\alpha} = \frac{A}{S_{tot}}$ con $A = 0.16 \frac{V}{T}$.

Nota la potenza sonora si calcolano i due contributi L_1 e L_2 che contribuiscono a formare L_{tot}. Utilizzando al posto di M_1 una macchina che emette metà della potenza si ottiene un contributo $L'_1 = L_1 - 3$ dB. Il nuovo livello complessivo L'_{tot} si calcola sommando L'_1 con L_2: $L'_{tot} = 10 \cdot \log\left(10^{\frac{L'_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} \right)$. L'attenuazione di livello si ottiene per differenza $\Delta L = L_{tot} - L'_{tot}$.

Esercizio n°1 (vapori)

Un serbatoio a pareti rigide "A" di volume V_A=1.(1) m^3 contenente acqua allo stato di vapore saturo umido con titolo X_A=0.5 e pressione p=3.(2) bar è collegato, attraverso una valvola, ad un altro serbatoio a pareti rigide "B" contenente una quantità m_B= 5.(3) kg di acqua allo stato di vapore saturo secco alla stessa pressione p del serbatoio A. La valvola viene aperta fino a far mescolare il contenuto dei due serbatoi per ottenere lo stato "C". Determinare volume specifico e titolo dopo il mescolamento (stato "C"). Determinare inoltre la quantità di calore che è necessario fornire per vaporizzare completamente il contenuto dei due serbatoi dopo il mescolamento (stato "D").



Svolgimento

Per calcolare il volume specifico e il titolo dopo il mescolamento è necessario conoscere il volume totale e la massa totale. La massa di vapore contenuta nel serbatoio A viene determinata dopo aver calcolato il volume specifico v_A.

$v_A = v_l + X_A\, v_d$ (m^3/kg)

$m_A = V_A / v_A$ (kg)

Il volume del serbatoio B viene calcolato dopo aver letto sulle talelle il volume specifico del vapore saturo secco in B.

$V_B = m_B\, v_B$

$v_C = \dfrac{V_C}{m_C}$ (m^3/kg) $\qquad X_C = \dfrac{v_C - v_l}{v_d}$

Il calore necessario per vaporizzare completamente il sistema è quello scambiato nella trasformazione a volume costante fino alla pressione corrispondente al vapore saturo secco.

$Q = m_C \cdot (u_D - u_C)$

$u_C = u_l + X_C\, u_d$

u_D si trova sulle tabelle del vapor d'acqua sulla curva limite superiore in corrispondenza di un volume specifico pari a v_C.

Esercizio n°1 civile (miscele di aria e vapore)

Si consideri una portata d'aria umida avente temperatura (t_1) di 3(1)°C ed umidità relativa (φ_1) del 70% che, alla pressione atmosferica, attraversa l'evaporatore di uno split avente un COP pari a 3 ed il cui compressore assorbe una potenza elettrica di 8(2)0 W (L_{el}). Quanto vale la portata in volume d'aria secca che esce dallo split alla temperatura di 15°C (t_2) e quanto vale la portata in massa di acqua condensata che viene prodotta dallo split nella trasformazione di raffreddamento?
(Si supponga l'acqua condensata uscire dallo split alla stessa temperatura dell'aria trattata).

Svolgimento

Dell'aria si conosce sia lo stato termodinamico di ingresso che quello di uscita per cui è facile ricavare l'entalpia specifica ed il titolo all'ingresso (1) ed all'uscita del raffeddatore (2); sostituendo nelle espressioni

$$X_a = 0.622 \frac{\varphi_a p_{sat}(t_a)}{p - \varphi_a p_{sat}(t_a)} \qquad J_a = t_a + X_a(1.9 t_a + 2500)$$

il valore della temperatura e del grado igrometrico si ricava il valore del titolo e dell'entalpia:

$$X_1 = 0.622 \frac{0.7x4.246}{101.3 - 0.7x4.246} = 0.0188 \frac{kg_v}{kg_a}$$

$$X_2 = 0.622 \frac{1.2276}{101.3 - 1.2276} = 0.00763 \frac{kg_v}{kg_a}$$

$$J_1 = 30 + 0.0188(1.9x30 + 2500) = 78.07 \frac{kJ}{kg_a}$$

$$J_2 = 10 + 0.0076(1.9x10 + 2500) = 29.22 \frac{kJ}{kg_a}$$

A questo punto posso scrivere le equazioni di bilancio:

$$m_a X_1 = m_a X_2 + m_w$$

$$m_a J_1 = m_a J_2 + Q + m_w h_w$$

in cui si è indicato con m_a la portata in massa di aria secca e con m_W la portata in massa di condensato e con Q pari a:

$$Q = COPL_{el} = 2.4 \quad [kW]$$

L'entalpia dell'acqua condensata può essere facilmente calcolata osservando che il condensato avrà la stessa temperatura della corrente d'aria satura in uscita per cui:

$$h_w = c_p t_w = 4.186x10 = 41.86 \quad \frac{kJ}{kg}$$

Utilizzando le equazioni di bilancio è possibile ricavare la portata d'aria secca:

$$m_a = \frac{Q_f}{(J_1 - J_2) - h_w(X_1 - X_2)} = \frac{2.4}{(78.07 - 29.22) - 41.86(0.0188 - 0.00763)} = 0.05 \quad \left[\frac{kg}{s}\right]$$

La portata in volume che esce dallo split vale:

$$Q_v = m_a \frac{R_0(t_2 + 273.15)}{M_{H2O}(p_{tot} - p_{sat}(t_2))} = 0.043 \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

La portata di condensato vale:

$$m_w = m_a(X_1 - X_2) = 0.55 \quad \left[\frac{g}{s}\right]$$

Esercizio 2 **civile (scambio termico)**

Si consideri un piatto quadrato (dimensioni 0.5 m x 0.5 m, spessore 1 mm) disposto verticalmente all'interno di un ambiente in cui l'aria in quiete si trova alla temperatura di 4(1) °C (T_W). Il piatto viene mantenuto alla temperatura di 1(2)0°C (T_∞); si calcoli la potenza termica che viene scambiata dal piatto caldo per convezione naturale ed irraggiamento con l'ambiente circostante ipotizzando che la superficie del piatto abbia un coefficiente di assorbimento a pari a 0.7(3) e che le pareti della stanza possano essere considerate come un corpo nero avente la stessa temperatura dell'aria in quiete.

Quale errore si commette nella valutazione della potenza termica scambiata se si trascura l'irraggiamento?
Per il calcolo del numero di Nusselt medio sul piatto in convezione naturale, si usi la seguente correlazione:

$$Nu_m = 0.59(Gr\,Pr)^{1/4}$$

Nel calcolo si assumano note le seguenti proprietà termofisiche per l'aria:

α^2=0.2983x10^{-4} m^2/s

c_p=1.009 kJ/kgK

μ=2.075x10^{-5} kg/ms

c_v=0.719 kJ/kgK

Le proprietà fisiche dell'aria non fornite vanno valutate analiticamente.

Svolgimento

Per prima cosa occorre valutare la temperatura di film, temperatura da utilizzare per il calcolo delle proprietà fisiche dell'aria non fornite esplicitamente nell'esercizio.

$$T_f = \frac{T_W + T_\infty}{2} = 350K$$

La densità dell'aria può essere calcolata schematizzando l'aria dell'ambiente come un gas perfetto e quindi utilizzando la seguente relazione:

$$\rho_f = \frac{p}{RT_f} = \frac{p}{(c_p - c_v)T_f} = \frac{101325}{(1009-719)350} = 0.9982\frac{kg}{m^3}$$

Per un gas perfetto il coefficiente volumetrico di dilatazione termica a pressione costante (β) è pari all'inverso della temperatura del gas espressa in gradi assoluti, quindi:

$$\beta_f = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{T_f} = 0.002857\frac{1}{K}$$

Inoltre, la viscosità cinematica dell'aria alla temperatura di film vale:

$$\nu_f = \frac{\mu}{\rho_f} = \frac{2.075}{0.9982}10^{-5} = 2.07910^{-5}\frac{m^2}{s}$$

A questo punto è possibile calcolare il numero di Grashof utilizzando come lunghezza caratteristica il lato del piatto caldo (a=0.5 m):

$$Gr = \frac{\beta_f g a^3 (T_w - T_\infty)}{\nu_f^{\,2}} = 5.673x10^8$$

E' quindi possibile valutare in maniera diretta il numero di Prandlt:

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha^2} = 0.6969$$

Utilizzando la correlazione fornita nel testo dell'esercizio per il calcolo del numero di Nusselt medio sul piatto si ottiene che:

$$Nu_m = 0.59(Gr\,Pr)^{1/4} = 83.19$$

da cui è possibile dedurre il valore medio assunto dal coefficiente di scambio termico per convezione:

$$h_m = \frac{Nu_m k_f}{a} = \frac{Nu_m\left(\alpha^2 \rho_f c_p\right)}{a} = 4.99\frac{W}{m^2 K}$$

La potenza termica che per convezione naturale si è in grado di evacuare dal piatto caldo vale:

$$Q = h_m \left(2a^2\right)\left(T_w - T_f\right) = 174.65W$$

La potenza termica scambiata per irraggiamento vale:

$$\dot{Q}_{irr} = a_p (2a^2)\sigma_0 \left(T_p^4 - T_\infty^4\right)$$

Esercizio 3 elettronica e civile (acustica)

Calcolare il potere fonoisolante R in bande di ottava e il suo indice di valutazione R_w per una parete omogenea le cui misure effettuate in laboratorio hanno fornito i seguenti risultati:

Freq. (Hz)	125	250	500	1000	2000
Livello camera sorgente (dB)	92	9(2)	96	94	90
Livello camera ricevente (dB)	6(1)	61	6(3)	59	5(4)
Tempo di riverberazione della ricevente (s)	3.5	3.5	2.5	2	1.6
Curva di riferimento (dB)	36	45	52	55	56

La superficie del campione è pari a 1**(1)** m^2 e il volume della camera ricevente è pari a 6**(2)** m^3.

Svolgimento

Il potere fonoisolante R viene calcolato alle varie frequenze in base alla seguente formula:

$R = L_1 - L_2 + 10 \cdot log\left(\frac{S}{A}\right)$ dove S è la superficie del divisorio (m^2) e A è l'area equivalente di assorbimento acustico (m^2) della camera ricevente calcolata in base ai valori del tempo di riverberazione:

$A = 0.161\frac{V}{T}$ dove V è il volume della camera ricevente (m^3) e T è il tempo di riverberazione (s).

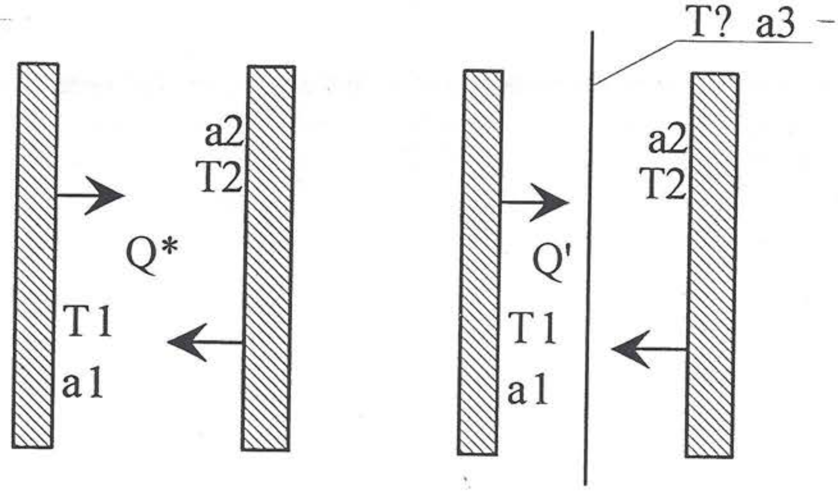
L'indice di valutazione del potere fonoisolante R_w è il valore a 500 Hz della curva di riferimento traslata quando viene soddisfatta la seguente regola: la somma degli scarti sfavorevoli tra la curva sperimentale e la curva di riferimento traslata diviso il numero totale di bande deve essere inferiore o uguale a 2 dB. Gli scarti si intendono sfavorevoli quando la curva sperimentale è inferiore alla curva di riferimento traslata. Per le ottave il numero totale di bande è pari a 5. La curva di riferimento si trasla parallelamente a se stessa con passi di 1 dB.

Esercizio n°12

Due lastre piane infinite sono affacciate l'una di fronte all'altra. Una lastra si trova a temperatura t1 pari a 3(!)(!) °C mentre l'altra si trova alla temperatura t2 pari a 20(!)°C. Le due lastre vengano schematizzate come due corpi grigi avente coefficienti di assorbimento pari ad 0.(!) (a1) e 0.7 (a2) rispettivamente.

Detto con Q* il calore scambiato per irraggiamento tra le due lastre per unità di tempo in condizioni stazionarie quando le due lastre risultano separate da un mezzo perfettamente trasparente alla radiazione termica e con Q' il calore scambiato tra le due lastre quando in mezzo ad esse viene posto uno schermo grigio con coefficiente di assorbimento pari a 0.(!), si determini:

1) il rapporto Q'/Q*
2) la temperatura a cui si porta lo schermo in regime stazionario



SVOLGIMENTO

La temperatura dello schermo si ricava dal bilancio:

$$Q' = \sigma_0 S \frac{\left(T_1^4 - T_x^4\right)}{\alpha} = \sigma_0 S \frac{\left(T_x^4 - T_2^4\right)}{\beta} \qquad \alpha = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_x} - 1 \qquad \beta = \frac{1}{a_x} + \frac{1}{a_2} - 1$$

da cui si ricava che:

$$T_x = \sqrt[4]{\frac{\alpha T_2^4 + \beta T_1^4}{\alpha + \beta}}$$

Il calore scambiato senza lo schermo vale:

$$Q^* = \sigma_0 S \frac{\left(T_1^4 - T_2^4\right)}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1} = \sigma_0 S \frac{\left(T_1^4 - T_2^4\right)}{\gamma}$$

Il calore scambiato con lo schermo vale:

$$Q' = \sigma_0 S \frac{\left(T_1^4 - T_2^4\right)}{\alpha + \beta}$$

La riduzione di potenza termica legata alla presenza dello schermo vale:

$$\frac{Q'}{Q^*} = \frac{\gamma}{\alpha + \beta}$$