



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 436

DATA : 10/12/2012

A P P U N T I

STUDENTE : Rossi

MATERIA : Termodinamica Trasm. del Calore eserc + temi
Prof. Giaretto

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

20 Luglio 2011

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

* **Esercizio 1**

Un ciclo Joule ideale è realizzato con un rapporto di compressione pari a 9 impiegando una sostanza monoatomica. La temperatura minima del fluido è 15 °C.

La massima variazione riscontrata dell'entropia specifica è pari al valore del calore specifico a volume costante della sostanza che percorre il ciclo ($\Delta s_{\max} \equiv c_v$).

Determinare la temperatura massima raggiunta dal fluido e il lavoro netto molare (kJ/kmol) ottenuto.

Esercizio 2

Una macchina a ciclo inverso funzionante come pompa di calore opera con fluido refrigerante R134a tra le pressioni di 2 e 10 bar. La macchina è dotata di scambiatore rigenerativo che opera tra gli stati saturi dei fluidi in ingresso. Si ipotizzi lo scambiatore adiabatico verso l'esterno.

Il coefficiente di prestazione è pari a 4 e il titolo a fine laminazione è 0.28.

Tracciare qualitativamente sui piani (p, h) e (T, s) le trasformazioni subite dal fluido, riportare nella seguente tabella i valori di entalpia specifica del fluido e determinare l'energia termica utile.

| | Entalpia specifica (kJ/kg) | |
|--------------|----------------------------|------|
| | Inizio | Fine |
| Laminazione | | |
| Compressione | | |

* **Esercizio 3**

In una sfera piena di diametro 5 cm è generata per effetto Joule uniformemente in tutto il volume una determinata potenza termica. La conducibilità termica del materiale è 1 W/(m K). La sfera scambia per convezione ($\alpha = 7 \text{ W/m}^2\text{K}$) con un ambiente alla temperatura di 20 °C. Ricavare il valore della potenza termica generata affinché la sfera non superi in nessun punto appartenente al volume la temperatura di 100 °C e determinare in queste condizioni il valore della temperatura superficiale.

*90 - - - H
insieme dopo
tutto che
hai 90*

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

11 Marzo 2011

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Un serbatoio rigido del volume di 100 litri contiene aria alla pressione di 20 bar in equilibrio termico con l'ambiente esterno ($T_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $p_0 = 1\text{ bar}$). In seguito ad un difetto di tenuta di una valvola (air leakage) il serbatoio lentamente si svuota sino all'equilibrio barometrico con l'ambiente esterno. Supponendo il comportamento ideale del fluido ($R = 287\text{ J/kg K}$, $\gamma = 1.4$), nell'ipotesi di trasformazione isoterma determinare l'entropia generata dal processo.

Esercizio 2

Un motore termico costituito da un sistema cilindro pistone realizza un ciclo ideale di Sabathé ad aria standard (gas ideale con $R = 287\text{ J/kg K}$, $\gamma = 1.4$) del quale sono noti i seguenti dati:

- Valori minimi di temperatura e pressione: $20\text{ }^\circ\text{C}$, 1 bar;
- Rapporto volumetrico di compressione: 12;
- Rapporto volumetrico di combustione: 2;
- Pressione massima: 40 bar.

Determinare i valori specifici delle energie scambiate lungo le trasformazioni.

Sulla base degli stessi valori minimi di temperatura e pressione, e della medesima pressione massima di ciclo, confrontare il lavoro netto prodotto dal ciclo Sabathé con il lavoro netto prodotto da un ciclo Otto caratterizzato dal medesimo rendimento.

Esercizio 3

La portata $G = 4.53\text{ kg/s}$ di bismuto liquido fluisce alla velocità di 14.8 cm/s nel condotto interno di uno scambiatore a doppio tubo, scaldandosi da $420\text{ }^\circ\text{C}$ a $440\text{ }^\circ\text{C}$. Le condizioni di deflusso del fluido caldo sono realizzate in modo tale che la superficie del condotto a contatto con il bismuto risulti avere una temperatura di 10 K superiore a quest'ultimo lungo tutto lo scambiatore.

Per queste condizioni di funzionamento, utilizzando la correlazione tipica dei metalli liquidi $Nu = 0.625 (Re Pr)^{0.4}$, determinare la lunghezza dello scambiatore. Trascurando la resistenza termica e lo spessore del tubo interno, determinare in assenza di fattori di sporcamento (fouling factors) il coefficiente di convezione realizzato dal fluido caldo sulla superficie di scambio.

In base ai livelli termici indicati si assumano per il bismuto i seguenti valori medi delle proprietà:

- Densità: 9790 kg/m^3 ;
- Calore specifico: 149 J/(kg K) ;
- Conducibilità termica: 15.7 W/(m K) ;
- Viscosità dinamica: $1.33 \cdot 10^{-3}\text{ kg/(m s)}$.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

15 Febbraio 2010

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

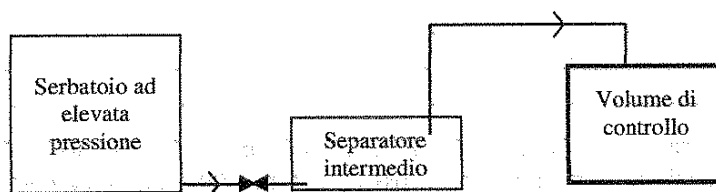
Per mezzo di un dispositivo cilindro – pistone, una massa unitaria di aria alla pressione di 10 bar ed alla temperatura di 20°C viene espansa fino alla pressione di 1 bar, lungo una politropica il cui calore specifico caratteristico è -300 J/(kg K). Di seguito, essa è compressa in modo isoterma fino alla pressione di partenza e quindi riscaldata in modo isobaro fino allo stato iniziale. Si determinino gli scambi di calore e lavoro lungo le trasformazioni ed il rendimento del ciclo.

Esercizio 2

Per il ripristino del fluido frigorifero (HFC 134a) in un impianto frigorifero industriale è impiegato il dispositivo indicato in figura. Dal serbatoio ad elevata pressione il fluido è laminato in un separatore intermedio alla pressione di 10 bar. Dal separatore è prelevata la fase vapore e introdotta nell'impianto frigorifero sino all'equilibrio barometrico. Per i calcoli si adottino le seguenti ipotesi:

- a) il volume adibito alla ricarica (volume di controllo) è 50 litri, da ipotizzare rigido;
- b) nel volume di controllo la pressione e la temperatura del fluido inizialmente presente sono rispettivamente 1 bar e 42 °C (si può quindi assumere la massa iniziale di 0.2 kg);
- c) il processo di riempimento è ipotizzato adiabatico;
- d) i valori dell'energia potenziale e dell'energia cinetica dei flussi di massa sono trascurabili.

Sapendo che al termine del processo la temperatura del fluido nel volume di controllo è 59 °C, determinare la massa di HFC 134a introdotta e giustificare se il processo compiuto dal fluido all'interno del volume di controllo può essere considerato reversibile.



Esercizio 3

Un cilindro di diametro e altezza 15 mm, costituita da un materiale omogeneo di capacità termica volumica pari a 3.2 MJ/(m³ K), è sottoposta a transitorio termico. Essa è inizialmente ad elevata temperatura e ad un certo istante è introdotta in un termostato alla temperatura ambiente realizzando scambi termici per convezione. Nell'ipotesi che il numero di Biot sia sufficientemente piccolo e che il tempo impiegato per compiere il 99 % del transitorio sia di 40 s, determinare l'entità del coefficiente di convezione.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

23 Giugno 2010

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Un gas perfetto il cui calore molare a pressione costante è $c_p = 3.5\bar{R}$ esegue un ciclo di Carnot: il volume del gas nella compressione adiabatica si dimezza, mentre nella successiva espansione isoterma triplica. Nell'ipotesi che il calore specifico della sostanza che compie il ciclo sia indipendente dalla temperatura, calcolare il rendimento del ciclo e i rapporti fra i valori massimi e minimi di volume, pressione e temperatura.

Esercizio 2

In un recipiente del volume di 50 dm^3 è contenuta una miscela aria-vapore alla pressione di 3 bar ed alla temperatura di $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti l'umidità specifica della miscela, la temperatura di rugiada, la massa di aria secca e quella di vapore, nonché la costante elastica della miscela nell'ipotesi che l'umidità relativa sia del 90%.

Esercizio 3

Dell'azoto (28 kg/kmol) fluisce nel condotto interno di uno scambiatore a tubi concentrici in configurazione controcorrente; nel mantello scorre acqua. Nella sezione di ingresso l'azoto ha la velocità di 10 m/s , la pressione di 2.14 atm e la temperatura di $310 \text{ }^\circ\text{C}$; nella sezione di uscita la temperatura risulta di $110 \text{ }^\circ\text{C}$. L'acqua esce dallo scambiatore a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, con velocità di 1.3 m/min . Il tubo interno, di spessore 5 mm , ha il diametro interno di 6 cm ; il diametro interno del tubo esterno è 8.5 cm . Calcolare la temperatura di ingresso dell'acqua e la lunghezza totale dello scambiatore, assumendo che il coefficiente globale di scambio termico sia pari a $60 \text{ kcal}/(\text{h m}^2 \text{ K})$ valutato sulla superficie esterna del tubo interno. Assumere per i fluidi valori costanti del calore specifico a pressione costante; per l'acqua si adotti $4.2 \text{ kJ}/(\text{kg K})$.

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

5 Luglio 2011

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Per realizzare un ciclo Rankine-Hirn è utilizzata la potenza termica di 10 MW. L'impianto opera tra la pressione di condensazione di 0.4 bar e quella d'evaporazione di 40 bar. Nel ciclo la temperatura massima raggiunta dal fluido è 400 °C e il rendimento isentropico dell'espansione è del 90%. Determinare la portata d'acqua G_a circolante nell'impianto, la potenza meccanica $W_{t,c}$ generata dalla turbina, la potenza meccanica $W_{i,c}$ assorbita dal gruppo pompe, la potenza termica Φ_c ceduta dal condensatore e il titolo del vapore x_e a fine espansione.

Esercizio 2

Un dispositivo cilindro-pistone contiene una miscela di gas costituita da 5 mol di N_2 (28 g/mol) e 5 mol di CO_2 (44 g/mol), inizialmente in equilibrio termico e barometrico con l'ambiente esterno ($T_0 = 25$ °C, $p_0 = 1$ bar). Agendo sul pistone la miscela è compressa sino ad una determinata pressione tale che raggiunto nuovamente l'equilibrio termico con l'ambiente esterno il suo valore sia 5 bar. Si ipotizzi il processo costituito da due trasformazioni internamente reversibili: la prima adiabatica, la seconda isocora. Determinare la temperatura massima e la pressione massima raggiunte durante il processo, il lavoro speso per la compressione e l'entropia generata nello scambio termico con l'ambiente esterno.

Esercizio 3

Una lunga tubazione d'acciaio ($\lambda_a = 15$ W/m K), di sezione circolare, trasporta un fluido di processo che deve essere mantenuto alla temperatura media di 200 °C. Lo spessore della tubazione è 5 mm e il suo diametro interno è 10 cm. Il coefficiente di convezione realizzato dal fluido sulla superficie interna del tubo è di 25 W/m² K.

Per contenere il flusso disperso sono applicati sulla superficie esterna del tubo due strati isolanti, A e B, spessi ambedue 5 cm, con diversa conducibilità termica: $\lambda_A = 0.1$ W/(m K), $\lambda_B = 0.04$ W/(m K). Supponendo che sull'esterno agisca la convezione verso l'ambiente a 25 °C, ($\alpha_e = 10$ W/m² K, costante per qualunque configurazione), individuare l'ordine di sovrapposizione dei due strati isolanti (A+B oppure B+A) per ottenere il migliore isolamento.

Determinare in questo caso la resistenza termica specifica R_I riferita alla superficie interna della tubazione relativa alla serie dei soli due strati isolanti, il flusso termico ϕ_L disperso per unità di lunghezza, il rapporto tra il flusso disperso con isolamento (ϕ_L) e senza isolamento ($\phi_{L,0}$) e la temperatura T_S sulla superficie esterna dell'isolante esposto all'ambiente esterno.

12.4) Una sfera acciardo inox con un $D = 25 \text{ cm}$

$[\rho = 8055 \text{ kg/m}^3; c_p = 480 \text{ J/kg}^\circ\text{C}]$ Tota da un forno a 300°C

Viene investita da un flusso d'aria a 101325 Pa e 27°C con velocità 3 m/s . La Temp. delle sfero alle fine scade a 200°C . Trovare coeff medio di scambio termico per convezione durante il raffreddamento e stimare la durata del processo di raffreddamento

$$T_m = \frac{300 + 200}{2} = 250^\circ\text{C}$$

Trovo le proprietà dell'aria a 101325 Pa e a 27°C

$$\lambda = 0,0261 \text{ W/m}^\circ\text{C} \quad \mu = 1,85 \cdot 10^{-5} \quad \nu = 1,57 \cdot 10^{-5}$$

$$Pr = 0,712$$

$$Re = \frac{W_{\infty} D}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,25}{1,57 \cdot 10^{-5}} = 47800$$

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = 2 + \left(0,4 Re^{1/2} + 0,06 Re^{2/3}\right) Pr^{1/4} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s}\right)^{1/4} = 131$$

$$h = \frac{\lambda}{D} Nu = \frac{0,0261}{0,25} \cdot 131 = 13,6$$

$$\dot{Q}_{med} = hA (T_{smed} - T_{\infty}) = 13,6 \cdot 0,196 \cdot (250 - 27) = 595 \text{ W}$$

$$A = \pi \cdot D^2 = 0,196 \text{ m}^2$$

$$m = \rho V = \rho \frac{\pi D^3}{6} = 66,1 \text{ kg}$$

$$Q_{TOT} = m c_p (T_2 - T_1) = 3172,8 \text{ kJ}$$

$$\Delta t = \frac{Q_{TOT}}{\dot{Q}_{med}} = 5431 \text{ s}$$

calcolo le masse in principio e nelle reazioni,

$$m_1 = \frac{V}{v_1} = \frac{5}{0,523} = 9,56 \text{ kg} \quad m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{5}{1,929} = 2,59 \text{ kg}$$

processo bilanciato energetico

$$- \Delta L_m = h' d u' + d(mu)_{10} \text{ di ingresso} \rightarrow h_a$$

$$L_m = h_2 (m_2 - m_1) + m_2 u_2 + m_1 u_1$$

$$= h_2 (m_2 - m_1) - m_2 (h_2 - p_2 v_2) + m_1 (h_1 - p_1 v_1)$$

$$= m_2 (h_1 - h_2) - (p_1 - p_2) V$$

$$= 15726 \text{ kcal}$$

$$= 65827,8 \text{ kJ}$$

0.05 Mole kmole di un gas perfetto viene compressa isocentricamente a 127°C da 1atm a 10atm in un sistema cilindro-pistone.

Valutare la variazione di entropia del gas, la variazione di entropia dell'esterno e la variazione di entropie nei 3 casi:

- processo reversibile, con l'esterno costituito da una sorgente termica a 327°C
- processo internamente reversibile, con l'est costituito da una sorgente termica a 27°C
- processo irreversibile, con un incremento del 20% del lavoro richiesto rispetto al caso reversibile, con l'est costituito da una sorgente termica 27°C

$$\tilde{L} = p \cdot dV = RT \cdot \frac{dV}{V} \quad L_{1,2} = RT \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} = -7657477 \text{ J}$$

$$Q_{12} = L_{12} = -7657477 \text{ J}$$

$$\Delta S_{\text{gas}} = \frac{Q_{12}}{T} = \frac{-7657477}{300} = -25525 \text{ J/K}$$

$$Q_{\text{ext}} = -Q_{12} = 7657477 \text{ J} \quad \Delta S_{\text{ext}} = \frac{Q_{\text{ext}}}{T_{\text{ext}}} = 25525 \text{ J/K}$$

$$\Delta S_{\text{Tot}} = \Delta S_{\text{gas}} + \Delta S_{\text{ext}} = 0$$

nel secondo caso

$$Q_{1,2} = -7657477 \text{ J} \quad \Delta S_{\text{gas}} = -25525 \text{ J/K}$$

$$\Delta S_{\text{ext}} = \frac{Q_{\text{ext}}}{T_{\text{ext}}} = 28525 \text{ J/K}$$

$$\Delta S_{\text{Tot}} = 6381 \text{ J/K}$$

nel 3° caso

$$\Delta U = 0 \quad Q'_{1,2} = L'_{1,2} = 1,2 \cdot (-7657477) = -9188972 \text{ J}$$

$$\Delta S_{\text{gas}} = -25525 \text{ J/K} \quad Q'_{\text{ext}} = -Q'_{1,2} = 9188972 \text{ J}$$

$$\Delta S_{\text{ext}} = \frac{Q'_{\text{ext}}}{T_{\text{ext}}} = 30630 \text{ J/K} \quad \Delta S_{\text{Tot}} = \Delta S_{\text{gas}} + \Delta S_{\text{ext}} = 11486 \text{ J/K}$$

$$-L_{1,2} = m(h_2 - h_1) - V(p_2 - p_1) = 50880,62 \text{ kJ}$$

$$\textcircled{b} L_p = mT_0(s_2 - s_1) = 29,709 \cdot 300 \cdot (5,99223 - 1,9464) = 36,36907 \text{ kJ}$$

\textcircled{c} L'exergia per un sistema chiuso

$$z = h - h_0 = C + p_0 v - (C_0 + p_0 v_0) \\ = h - h_0 - T_0(s - s_0) - v(p - p_0)$$

$$z_2 - z_1 = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) - v_2(p_2 - p_0) + v_1(p_1 - p_0)$$

essendo $v_2 = v_1 = v$

$$\Delta z = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) - v(p_2 - p_1)$$

$$m \Delta z = m(h_2 - h_1) - mT_0(s_2 - s_1) - m v(p_2 - p_1)$$

$$m \Delta z = m(h_2 - h_1) - mT_0(s_2 - s_1) - V(p_2 - p_1)$$

$$m \Delta z = -L_{1,2} - L_p = 14511,55 \text{ kJ}$$

T. 11

blocco alluminio 5 kg

$$c_s = 0,4 \text{ kJ/kgK}$$

$$T_1 = 40^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 20^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20^\circ\text{C}$$

L = ?

$$ds = \frac{\delta Q}{T} = \frac{m c_p dT}{T}$$

$$\Delta S_{all} = m \cdot c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 5 \cdot 0,4 \ln \frac{293}{313}$$

$$= -0,1321 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{amb} = -\Delta S_{all} = 0,1321 \text{ kJ/K}$$

$$Q_{amb} = T_{amb} \cdot \Delta S_{amb} = 293 \cdot 0,1321 = 38,7 \text{ kJ}$$

$$Q_{all} = m \cdot c_p (T_2 - T_1) = 5 \cdot 0,4 \cdot (-20) = -40 \text{ kJ}$$

$$Q_1 = -Q_{all} = 40 \text{ kJ}$$

$$Q_2 = -Q_{amb} = -38,7 \text{ kJ}$$

perduto

$$L_{12} = Q_1 + Q_2 = 40 - 38,7 = 1,3 \text{ kJ}$$

pallone sferico

$$D_i = 1 \text{ m}$$

$$T = 20^\circ\text{C}$$

$$p = 1,2 \text{ bar}$$

Q = ?

$$D_e = 1,4 \text{ m}$$

$$p = \frac{P_i}{D_i} \cdot D \quad \text{la pressione finale}$$

$$P_f = \frac{P_i}{D_i} D_f = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \text{ kg}$$

$$M = \frac{P_i V_i}{R T_i} = \frac{1,2 \cdot 10^5 \cdot \pi (1)^3}{6 \cdot 287 \cdot 293} = 0,197 \text{ kg}$$

$$T_f = \frac{P_f V_f}{R M} = \frac{1,68 \cdot 10^5 \cdot \pi (1,4)^3}{6 \cdot 0,197 \cdot 287} = 1126 \text{ K}$$

$$L_{12} = \int_1^2 p dV \quad \text{ricavo } V = \frac{\pi}{6} \cdot D^3 \quad dV = \frac{\pi}{2} D^2 dD$$

$$L_{12} = \frac{\pi}{2} \frac{P_i}{D_i} \int_1^2 D^3 dD = 133,91 \text{ kJ}$$

$$Q_{12} = L_{12} + U_2 - U_1 = L_{12} + \pi c_v (T_f - T_i) = 580,38 \text{ kJ}$$

$$\frac{P_i}{P_f} = \left(\frac{V_f}{V_i} \right)^n \Rightarrow n = \frac{\ln(P_i/P_f)}{\ln(V_f/V_i)} = \frac{\ln(D_i/D_f)}{\ln(D_f/D_i)^3} = -\frac{1}{3}$$

$$c = \frac{n-k}{n-1} c_v = 0,83275 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{12} = M \cdot c \cdot \Delta T = 580,4 \text{ kJ}$$

$$(\Delta S)_{\text{cm}} = \Delta T_{\text{cm}} \Rightarrow \Delta S x = \Delta T y$$

$$x = \frac{\Delta T}{\Delta S} \cdot y$$

$$y = \frac{\Delta S}{\Delta T} \cdot x$$

$$E = x^2 \frac{\Delta S}{\Delta T} = y^2 \frac{\Delta T}{\Delta S}$$

$$R_{\text{cm}} = \frac{(\Delta S)_{\text{cm}}}{2} = \frac{(\Delta T)_{\text{cm}}}{2} = \frac{\Delta S x}{2} = \frac{\Delta T y}{2}$$

$$A = \pi R^2 = \frac{\pi}{4} y^2 (\Delta T)^2 = \frac{\pi}{4} x^2 (\Delta S)^2 \quad (\text{cm}^2)$$

$$L = Q_1 - Q_2 = \frac{\pi}{4} \Delta S \Delta T$$

$$A_0 = 2\pi r_b \cdot s = 2 \cdot \pi \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-4} = 3,1416 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S = 2\pi (r_e^2 - r_b^2) = 0,0091 \text{ m}^2$$

coefficiente di efficienza

$$\xi = \frac{\phi}{h \cdot S \cdot \theta_0} = 0,719$$

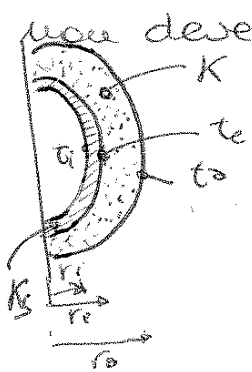
$$\sigma = \frac{\phi}{h \cdot A_0 \theta_0} = \frac{S}{A_0} \cdot \xi = 288,2$$

POLITECNICO DI TORINO
Progettazione palazzina uso
uffici
GRUPPO I
De Luca, Demattis
Silvestri, Vivace



Una condotta di vapore avente diametri $d_i = 160 \text{ mm}$
 $d_e = 170 \text{ mm}$ con conduttività $K_s = 50 \text{ W/mK}$ è
 ricoperta con uno strato di isolante avente uno spessore
 $s = 100 \text{ mm}$ e la cui conduttività varia linearmente
 con la temperatura secondo la relazione

Determinare il flusso disperso per unità di
 lunghezza e le T interne della condotta, se la
 temperatura superficiale di interfaccia è 300°C
 e la temperatura della superficie esterna dell'isolante
 non deve superare 50°C .



| | |
|------------------------|-----------------------------|
| $r_i = 80 \text{ mm}$ | $K_s = 50 \text{ W/mK}$ |
| $r_e = 85 \text{ mm}$ | $t_e = 300^\circ\text{C}$ |
| $r_a = 185 \text{ mm}$ | $t_a \leq 50^\circ\text{C}$ |

solo nell'isolante

$$t_{m,i} = \frac{t_e + t_a}{2} = \frac{300 + 50}{2} = 175^\circ\text{C}$$

$$K_{m,i} = 0,062 (1 + 0,363 \cdot 1,75) = 0,1014 \text{ W/mK}$$

ricavo flusso termico per unità di lunghezza

$$\frac{\phi}{L} = \frac{2\pi K_{m,i} \cdot (t_e - t_a)}{\ln(r_a/r_e)} = 204,8 \text{ W/m}$$

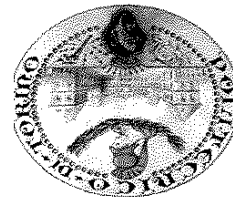
ricavo

$$t_i = t_e + \frac{(\phi/L)}{2\pi K_s} \cdot \ln \frac{r_e}{r_i} = 300,04^\circ\text{C}$$

praticamente coincidente
 con t_e .

$$\begin{aligned}m_2 h_2 &= m_{2f} h_f + m_{2g} h_g = 5114042 \text{ kJ} \\m_1 h_1 &= m_{1f} h_f + m_{1g} h_g = 9875418 \text{ kJ} \\m_3 h_g &= 60073777 \text{ kJ} \\m \cdot h_g' &= 2512500 \text{ kJ} \\Q &= 52796904 \text{ kJ}\end{aligned}$$

POLITECNICO DI TORINO
Progettazione palazzina uso
uffici
GRUPPO 1
De Luca, Demattis
Silvestri, Vivace



- a) riempito con aria atmosferica
 b) vuoto
 c) riempito di materiale isolante tipo uretro
 d) riempito con un superisolante di conducibilità
 $\lambda_{isolante} = 0,0002 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 e) conduttore a 250 K e $0,0223 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

$$\dot{Q} = \lambda \cdot A \frac{T_1 - T_2}{L} = 223 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{irr} = \epsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4) = 368 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{irr} = 223 + 368 = 591 \text{ W}$$

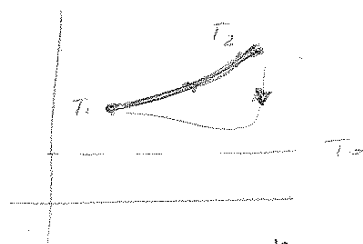
b) $\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{irr} = 368 \text{ W}$

c) conduttore nei note isol = $0,026 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{cond} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{L} = 260 \text{ W}$$

d) $\dot{Q}_{TOT} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{L} = 0,2 \text{ W}$

D.08 Durante l'esecuzione di un ciclo, una massa $m = 1 \text{ kg}$ di aria viene scaldato dalle $T_1 = 480^\circ\text{C}$ alle $T_2 = 650^\circ\text{C}$ lungo una isobara reversibile; nelle altre trasformazioni che compongono il ciclo eventuali scambi termici passano over loop solo con l'ambiente esterno alla $T_0 = 35^\circ\text{C}$. Determinare il lavoro netto scambiato ed il rendimento termico del ciclo, sapendo che il suo rendimento meccanico vale $\eta_{ex} = 0,65$



$$R^* = 287 \text{ J/kg/K} \quad k = 1,4$$

$$C_p = \frac{k \cdot R^*}{k - 1} = \frac{1,4}{1} \cdot 287 = 1004,5 \text{ J/kg/K}$$

$$L_{id} = \sum_{j=1}^n Q_j \theta_j = \sum_{j=1}^n Q_j \left[1 - \frac{T_0}{T_1} \right]$$

$$= \sum_{j=1}^n Q_j \left[1 - \frac{T_0}{T_1} \right] = m c_p \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT =$$

$$= m c_p \left[T_2 - T_1 - T_0 \ln \frac{T_2}{T_1} \right] = 107,78 \text{ kJ}$$

$$L = \eta_{ex} \cdot L_{id} = 70,06 \text{ kJ}$$

$$Q_1 = m c_p (T_2 - T_1) = 170,765 \text{ kJ}$$

$$\eta_T = \frac{L}{Q_1} = 0,41$$

$$L = Q_1 - Q_2$$

$$\Delta S_{amb} = \frac{Q_2}{T_0}$$

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_{sist} + \Delta S_h + \Delta S_{amb} = 0$$

0

$$\Delta S_h + \Delta S_{amb} = 0$$

$$\Delta S_{amb} = -\Delta S_h = S_2 - S_1$$

$$Q_2 = T_0 \Delta S_{amb} = T_0 (S_2 - S_1)$$

$$Q_1 = H_2 - H_1 = m c_p (T_2 - T_1)$$

$$L = Q_1 - Q_2 = m c_p (T_2 - T_1) - m T_0 (S_2 - S_1)$$

$$L = m c_p \left(T_2 - T_1 - T_0 \ln \frac{T_2}{T_1} \right)$$

ESERCIZIO 3

Determinare la massa di aria contenuta in un cubo reale confinato di dimensioni $4m \times 5m \times 6m$ alla pressione di 100 kPa e alla $T = 25^\circ\text{C}$

L'aria può essere trattata come gas ideale

$R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ la temperatura assoluta è

$$T = 25 + 273 = 298 \text{ K} \quad \text{e il volume è } V = 120 \text{ m}^3$$

ricavo dal eq. di stato $m = \frac{pV}{RT} = 140,3 \text{ kg}$

ESERCIZIO 4

Si determini il volume specifico del refrigerante R134a alla pressione di 1 MPa e alla T di 50°C utilizzando:

a) eq. di stato

b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità

Si confrontino poi i risultati ottenuti con il valore effettivo di $0,02171 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ determinando gli errori commessi.

dalla tabella ricavo la costante del gas, la p critica e la temperatura critica del refrigerante

$$R = 81,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$P_{cr} = 4,067 \text{ MPa}$$

$$T_{cr} = 374,3 \text{ K}$$

a) ipotizzando il gas perfetto il volume specifico risulta

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{81,5 \times 323}{10^6} = 0,02632 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

l'errore commesso sarà

$$\frac{(0,02632 - 0,02171)}{0,02171} = 0,212 = 21\%$$

b) utilizzando il diagramma

cooled z $P_{ridotta}$ e $T_{ridotta}$

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} = \frac{1}{4,067} = 0,246$$

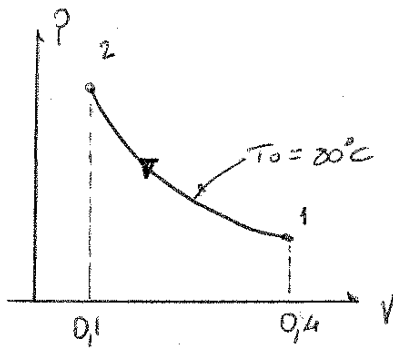
$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} = \frac{323}{374,3} = 0,863$$

dal grafico ricavo $z = 0,84$

$$v = z \cdot v_{id} = 0,84 \times 0,02632 = 0,0221 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

ESERCIZIO 7

Un dispositivo cilindro-pistone contiene inizialmente $0,4 \text{ m}^3$ di aria a 100 kPa e 80°C . L'aria viene successivamente compressa fino a $0,1 \text{ m}^3$ in modo tale che la temperatura all'interno del cilindro rimanga costante. Si determini il lavoro fatto sul sistema durante tale trasformazione.



$$pV = mRT = C \quad p = \frac{C}{V}$$

$$L_0 = \int_1^2 p dV = \int_1^2 \frac{C}{V} dV = C \int_1^2 \frac{dV}{V} = C \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$= p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

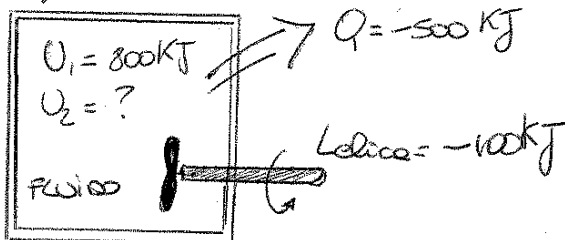
$p_1 V_1$ sostituito con $p_2 V_2$

$$L_0 = 100 \cdot 0,4 \cdot \ln \frac{0,1}{0,4} =$$

$$= -55,45 \text{ KJ}$$

ESERCIZIO 8

Un serbatoio rigido contiene un fluido caldo che si raffredda mentre viene rimescolato da un'elica. All'inizio, l'energia interna del fluido è 800 KJ . Durante la trasformazione di raffreddamento, il fluido perde 300 KJ sotto forma di calore e l'elica compie un lavoro di 100 KJ sul fluido. Si determini l'energia interna finale del fluido, trascurando l'energia cinetica nell'elica.



sistema chiuso
assumiamo che il sistema sia stazionario e che le variazioni di energia cinetica e potenziale siano nulle.

applico principio conservazione dell'energia

$$Q - L = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p = U_2 - U_1$$

$$-300 - (-100) = U_2 - 800$$

$$U_2 = 400 \text{ KJ}$$

b) il valore medio del calore specifico

$c_{v,med}$ e' in tabella alle $T_{medio} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 450 K$

$$c_{v,med} = c_{v,450} = 0,733 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\Delta u = c_{v,med} (T_2 - T_1) = 0,733 \cdot (600 - 300) = 219,9 \frac{kJ}{kg}$$

ESERCIZIO 11 (pag 80)

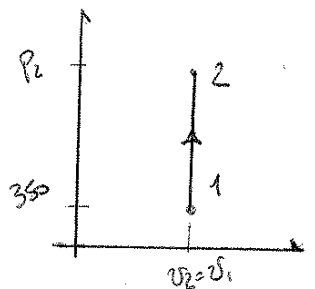
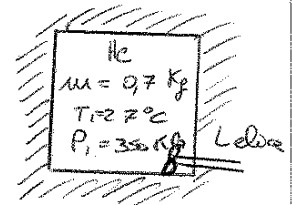
Un serbatoio rigido isolato termicamente contiene inizialmente $0,7 kg$ di elio a $27^\circ C$ e $350 kPa$

Si fa quindi girare nel serbatoio, per $30 min$, un elica fornendo una potenza di $15 W$. Si determina

a) la temperatura finale

$$L_{elica} = \dot{L}_{elica} \Delta t = -15 \times 30 \times 60 = -27000 J$$

$L_V = 0$ $Q = 0$ $\Delta E_c = \Delta E_p = 0$



$$\sum_{\rightarrow 0} Q - L_{elica} - \sum_{\rightarrow 0} \dot{W} = \Delta U + \sum_{\rightarrow 0} \Delta E_c + \sum_{\rightarrow 0} \Delta E_p$$

$$-L_{elica} = m (u_2 - u_1) \approx m c_{v,med} (T_2 - T_1)$$

$c_v = 3,116 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ per l'elio ricavato dalla tabella

$$-(-27000) = 0,7 \times 3116 (T_2 - 27)$$

$$T_2 = 39,4^\circ C$$

b) la pressione finale del gas elio

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \text{dove } V_1 \text{ e } V_2 \text{ sono uguali}$$

$$P_2 = \frac{350000 \times 312,4}{300} = 364467 Pa$$

ESERCIZIO 13

Un dispositivo cilindro - pistone contiene inizialmente aria a 150 kPa e 27°C . In tale stato, il pistone è appoggiato su una coppia di supporti, come mostrato in figura. Il volume è 400 L . La massa del pistone è tale da per muoverlo è richiesta una $p = 350 \text{ kPa}$. Si riscalda l'aria finché il suo volume non sia raddoppiato. Si determini
 a) la temperatura finale; b) il lavoro compiuto dall'aria; c) il calore totale somministrato.

Il sistema è chiuso, posso assumere che l'aria è un gas perfetto poiché è ad alta T e basse p in relazione ai suoi valori critici

$$T_c = -147^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{ per l'azoto}$$

$$p_c = 3390 \text{ kPa}$$

Tale processo può costituirsi da due parti: una trasformazione a volume costante durante la quale la pressione sale a 350 kPa , e una trasformazione a p costante durante la quale il volume raddoppia.

$$a) \quad \frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_3 V_3}{T_3} \rightarrow \frac{150 V_1}{300} = \frac{350 \cdot 2 V_1}{T_3} \quad T_3 = 1400 \text{ K}$$

$$b) \quad A = (V_2 - V_1) p_2 = 0,4 \cdot 350 = 140 \text{ m}^3 \text{ kPa}$$

$$L_{13} = 140 \text{ kJ}$$

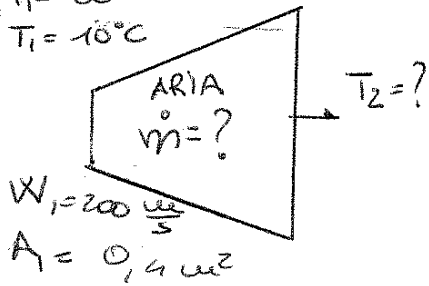
$$c) \quad \Delta E_c = \Delta E_p = 0 \quad Q_{13} - L_{13} = U_3 - U_1 = m c_v (T_3 - T_1)$$

$$m = \frac{p_1 V_1}{R T_1} = \frac{150 \cdot 0,4}{0,287 \cdot 300} = 0,697 \text{ kg}$$

$$Q_{13} = 140 = 0,697 \cdot [0,823/4 \times 4] (1400 - 300) \quad Q_{13} = 771 \text{ kJ}$$

Usando il calore specifico dell'aria fornito dalle tabelle alla T media
 $\downarrow \frac{1400+300}{2} = 850 \text{ K}$

$P_1 = 80 \text{ kPa}$
 $T_1 = 10^\circ\text{C}$



poiché l'aria attraversa il controllo si tratta di un volume di controllo e il flusso stazionario

Considero l'aria come gas perfetto con $T_{cr} = -47^\circ\text{C}$ $P_{cr} = 3390 \text{ kPa}$ per l'ossigeno che è il gas principale dell'aria

a)

$$\rho_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{0,287 \cdot 283}{80} = 1,015 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{\rho_1} W_1 A_1 = \frac{1}{1,015} \cdot 200 \cdot 0,4 = 78,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b)

scambio di calore trascurabile $\dot{Q} = 0$
 lavoro elico e elettrico $= 0$ $l = 0$
 $\Delta e_p = 0$

Applico il principio di conservazione dell'energia

$$\dot{q} - \dot{e} = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \Rightarrow 0 = h_2 - h_1 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$0 = c_p(T_2 - T_1) + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$W_2 \ll W_1$
 per la Teoria del diffusore

$$T_2 = T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 c_p} = 10 - \frac{0 - 200^2}{2 \times 1,005} \left(\frac{1}{1000} \right) = 29,9^\circ\text{C}$$

ESERCIZIO 15

Un turbocompressore comprime da modo stazionario l'aria da 100 kPa e 280 K sino a 600 kPa e 400 K . Supponendo che la portata massica dell'aria sia $0,02 \text{ kg/s}$, che si verifichi una perdita di calore di $16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ durante il processo e che le variazioni delle energie cinetiche e potenziale siano trascurabili, si determini la potenza da fornire al compressore

ESERCIZIO 17

Il refrigerante R 134a entra nel tubo capillare di un frigorifero come liquido saturo alla pressione di 0,8 MPa e viene laminato uscendo alla pressione di 0,12 MPa. Parte del refrigerante evapora durante tale processo e allo stato finale esso consiste di una miscela saturo liquido-vapore. Si determini la riduzione di temperatura del refrigerante

ricorrendo alle tabelle e T_{sat}

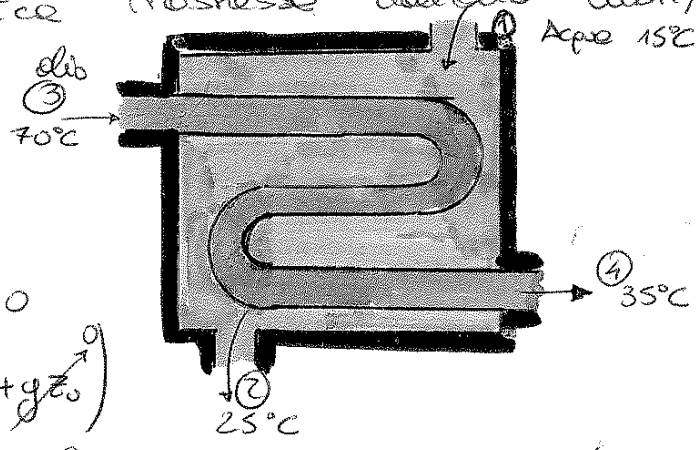
$$T_1 = T_{sat} @ 0,8 MPa = 31,33^\circ C$$

$$T_2 = T_{sat} @ 0,12 MPa = -22,36^\circ C$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 = -53,69^\circ C$$

ESERCIZIO 18

In uno scambiatore di calore olio lubrificante viene raffreddato con acqua; l'olio entra a $70^\circ C$ con una portata massica di $0,1 \frac{kg}{s}$ a 1 MPa ed esce a $35^\circ C$. L'acqua di raffreddamento entra a 300 kPa e $15^\circ C$ ed esce a $25^\circ C$. Si determinano a) la portata massica dell'acqua di raffreddamento b) la portata termica trasmessa dall'olio lubrificante all'acqua.



a) $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{H_2O}$
 $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{acqua}$

$$\dot{Q}_{in} = \sum \dot{m}_u \left(h_u + \frac{W_u}{2} + g z_u \right)$$

$$- \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{W_e}{2} + g z_e \right)$$

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_u h_u$$

$$\dot{m}_{H_2O} h_1 + \dot{m}_{acqua} h_3 = \dot{m}_{H_2O} h_2 + \dot{m}_{acqua} h_4$$

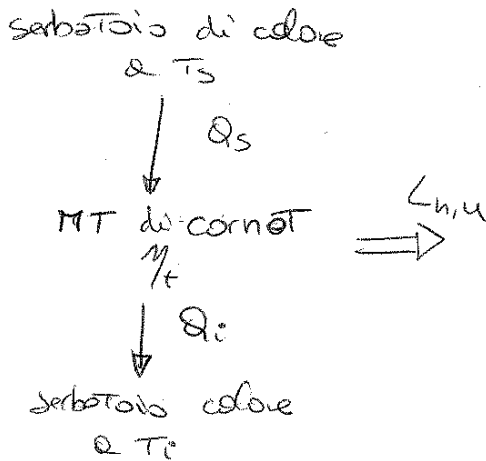
ESERCIZIO 21 (139)

Il motore termico di Carnot riceve 500 kJ sotto forma di calore per ogni ciclo da una sorgente ad alta temperatura a 652°C e scarica verso una ~~pozza~~ a 30°C. Si determinano

- il rendimento termico di questo motore di Carnot
- la quantità di calore scaricata per ogni ciclo verso il ~~pozzo~~.

a)

$$\eta_{t,c} = \eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_i}{T_s} = 1 - \frac{30+273}{652+273} = 0,672$$



b)

$$Q_{i,rev} = \frac{T_i}{T_s} Q_{s,rev} = \frac{30+273}{652+273} \times 500 = 163,8 \text{ kJ}$$

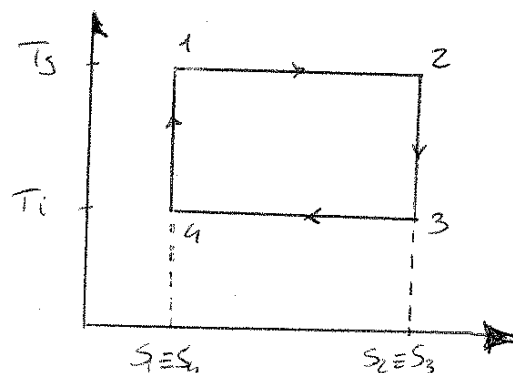
ESERCIZIO 22

Si disegna il ciclo di Carnot nel diagramma T-S e si individuano le aree che rappresentano il calore fornito Q_s e il calore scaricato Q_i e il lavoro netto fornito $L_{n,u}$

Il ciclo di Carnot si compone di due isoterme e due isentropiche. Queste trasformazioni sono a forme di rettangolo. Poiché l'area sottesa rappresenta il valore di calore scambiato durante la trasformazione

l'area $\Delta 12B$ è Q_s
 l'area $\Delta 43B$ è Q_i

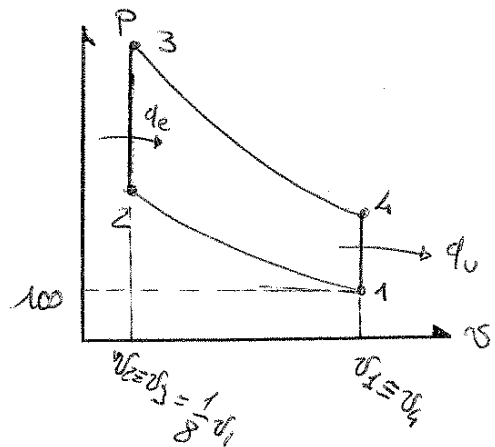
$$L_{n,u} = Q_s - Q_i$$



ESERCIZIO 26

Un ciclo Otto ha un rapporto volumetrico di compressione pari a 8. All'inizio della trasformazione di compressione l'aria si trova alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 17°C; durante la trasformazione a volume costante viene fornito al fluido ambiente un quantitativo di calore pari a $300 \frac{kJ}{kg}$. Determinare:

- la massima temperatura e la massima pressione raggiunte nel ciclo
- lavoro netto prodotto
- rendimento termico
- pressione medio effettiva



Trovo i valori specifici:

$$c_p = 1005 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$c_v = 718 \frac{J}{kg \cdot K} \quad k = 1,4$$

$$a) \quad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \rho^{k-1} = 290 \times 8^{k-1} = 666,2 \text{ K}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{v_1}{v_2} = 1837,8 \text{ kPa}$$

$$q_{23} - l_{23} = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

$$l_{23} = 0$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q_{23}}{c_v} = 666,2 + \frac{300}{0,718} = 1780,4 \text{ K}$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \frac{v_2}{v_3} = 1837,8 \times \frac{1780,4}{666,2} \times 1 = 4959,5 \text{ kPa}$$

1.7

$$30 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{bar}} = 755 \text{ mmHg}$$

$$P_{\text{oss}} = ?$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13,590 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$$

$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{oss}}$$

$$P_{\text{oss}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{vac}}$$

$$P_{\text{atm}} = 755 \text{ mmHg} = \frac{100,658 \text{ kPa}}{1}$$

$$P_{\text{oss}} = 100,658 - 30 \text{ kPa} = \underline{70,6 \text{ kPa}}$$

ok

1.8

$$3,5 \text{ bar} = P_{\text{vac}}$$

$$P_{\text{bar}} = 750 \text{ mmHg} = 750 \text{ mmHg}$$

$$P_{\text{oss}} = ?$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13,590 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$$

$$101,325 \text{ kPa} : 760 \text{ mmHg} = x \text{ kPa} : 750 \text{ mmHg}$$

$$x = 100 \text{ kPa}$$

visto che $1 \text{ bar} : 100 \text{ kPa} = x : 100 \text{ kPa}$
 $x = 1 \text{ bar} = P_{\text{atm}}$

$$P_{\text{oss}} = P_{\text{atm}} + P_{\text{vac}} = 4,5 \text{ bar}$$

ok

1.9

$$P_m = 500 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{atm}} = 94 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{oss}} = P_m + P_{\text{atm}} = 594 \text{ kPa}$$

1.10

$$P_1 = 930 \text{ mbar}$$

$$P_2 = 780 \text{ mbar}$$

$$h = ?$$

$$\rho = 1,20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$g = 9,7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = 9,15 \text{ bar} : x$$

$$x = 15 \text{ kPa} = 1500 \text{ Pa}$$

$$\frac{1500 \text{ Pa}}{\rho \cdot g} = \underline{1,289 \text{ m}}$$

ok

1.18

$$500 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{atm}} = 100 \text{ kPa}$$

$$\Delta = 30 \text{ cm}^3$$

$$M = ?$$

$$g = 9,807$$

$$P = P_{\text{atm}} + \frac{mg}{A} =$$

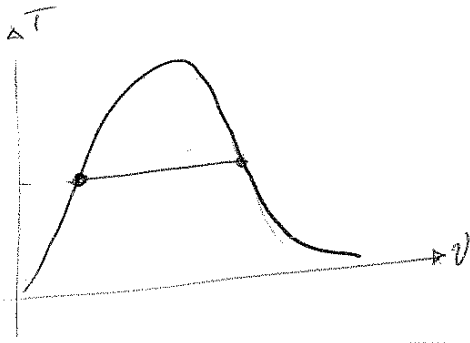
$$500 \text{ kPa} = 100 \text{ kPa} + \frac{m \cdot g}{A}$$

ok

$$m = 122,4 \text{ Kg}$$

~~1.18~~

d) Si rappresenti la Trasformazione sul diagramma T-v



2.4
 $V = 0,015 \text{ m}^3$
 $T = 30^\circ \text{C}$
 $P_1 = 150 \text{ kPa}$
 $P_2 = 200 \text{ kPa}$
 $P_{\text{atm}} = 98 \text{ kPa}$
 $T \text{ cost}$
 $V \text{ cost}$
 $K_p ?$

Conoscendo $R_{\text{aria}} = 0,2870 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
 ricavo

ok $m_i = \frac{0,015 \cdot 150}{(30+273) \cdot 0,2870} = 0,26$

$m_f = \frac{0,015 \cdot 200}{(30+273) \cdot 0,2870} = 0,0345$

$m_f - m_i = 8,6 \text{ kg} \rightarrow 0,0086 \text{ kg}$

2.5
 $V = 1,2 \text{ m}^3$
 $P = 500 \text{ kPa}$
 $m_{\text{O}_2} = ?$
 $T = 24^\circ \text{C}$
 $P_{\text{atm}} = 97 \text{ kPa}$

$P_{\text{Tot}} = 500 \text{ kPa} + 97 \text{ kPa} = 597 \text{ kPa}$

$m = \frac{P_{\text{Tot}} \cdot V}{R_{\text{O}_2} \cdot T} = \frac{597 \cdot 1,2}{0,2598 \cdot (273+24)} = 9,28 \text{ kg}$

$R_{\text{O}_2} = 0,2598 \text{ ok}$

2.6
 $V = 800 \text{ l}$
 10 kg O_2
 $T = 25^\circ \text{C}$
 $P_{\text{atm}} = 97 \text{ kPa}$

$P_{\text{Tot}} = \frac{m \cdot R \cdot T}{V} = \frac{10 \cdot (25+273) \cdot 0,2870}{800} = 1,069 \text{ MPa}$

$P_{\text{Tot}} - P_{\text{atm}} = P = 1069 - 97 = 972,1 \text{ kPa}$

ok

2.9

$V = 0,01677 \text{ m}^3$

$T = 110^\circ\text{C}$

P

1 kg

a) $v = \frac{0,01677}{1} = 0,01677 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$p = \frac{RT}{v} = 1,86 \text{ MPa}$

b)

$v_R' = \frac{v}{R_{Tcr}/P_{cr}} = 2,23$

$T_R = \frac{(110 + 273)}{T_{cr}} = \frac{383}{374,3} = 1,02$

OK

$Z = 0,84$

$0,84 \cdot 1,86 = 1,56 \text{ MPa}$

2.10

$T = 160 \text{ K}$

$P = 3 \text{ MPa}$

$e \leq 10\%$

(NO)

$P_{cr} = 5,08$

OK

$\frac{|3 - 5,08|}{5,08} = 40\%$

2.11

$V = 3,27 \text{ m}^3$

$m = 100 \text{ kg}$

N_2

$T = 225 \text{ K}$

a) ep. gas perfetti

$R_{\text{N}_2} = 0,2968$

$p v = RT$

$v = \frac{3,27}{100} = 0,0327 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$p = \frac{225 \cdot 0,2968}{0,0327} = 2,042 \text{ MPa}$

b) ep. Van der Waals

$a = \frac{27 R^2 T_{cr}^2}{64 P_{cr}} = 174,59$

$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$

$T_{cr} = 126,2 \text{ K}$ $P_{cr} = 3,39 \text{ MPa}$ $b = \frac{R T_{cr}}{8 P_{cr}} = 1,38$

$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2} = -49,57 - 163276$ (±)

3.3

$$pV^n = c$$

$$p = 150 \text{ kPa}$$

$$V_1 = 0,03 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0,2 \text{ m}^3$$

$$n = 1,3$$

$$pV^n = c \Rightarrow 150 \cdot 0,03^{1,3} = 1,57$$

$$P_2 = \frac{c}{V_2^n} = \frac{1,57}{0,2^{1,3}} = 12,72 \text{ kPa}$$

$$L_u = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n} = 6,52 \text{ kJ}$$

3.4

$$V_1 = 0,3 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0,1 \text{ m}^3$$

$$Q = 8 \text{ kPa} \cdot \text{m}^6$$

$$L_u = ?$$

$$p = Q V^{-2}$$

$$P_1 = 88,9 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 800 \text{ kPa}$$

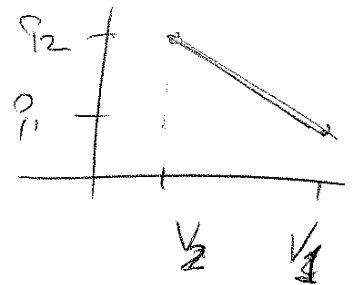
$$\Delta p = 711,1$$

$$\Delta V = 0,2$$

$$0,2 \cdot 711,1 = 142,22$$

$$88,9 \cdot 0,2 = 17,78$$

$$17,78 - 142,22 = -124,44 \text{ kJ}$$

3.5

$$50 \text{ kJ}$$

$$Q = 8 \text{ kJ}$$

$$L = 5 \text{ kJ}$$

$$50 - 8 - 5 = 37 \text{ kJ}$$

3.8

a) Volume recipiente

$$m = 10 \text{ Kg}$$

$$p = 200 \text{ kPa}$$

$$pV = mRT$$

$$T = 27^\circ\text{C}$$

$$V = 4,305 \text{ m}^3$$

b) La quantità di calore trasferita

$$\text{Calcolo } T_{\text{media}} = \frac{600 + 300}{2} = 450 \text{ K}$$

$$T_2 = \frac{p_2 V}{mR} = 600 \text{ K}$$

↳ ricerca delle Tabelle, A.B.6. Calore a 450 K = 0,733

$$\Delta U = Q - L = 0,733 \cdot 10 (T_2 - T_1) = 2199 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.9

$$4 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 6 \text{ m}$$

$$V = 4 \times 6 \times 5 = 120 \text{ m}^3$$

$$R = 0,2870 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$7^\circ\text{C} \rightarrow 23^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{pV}{RT} = 149,32 \text{ kg}$$

$$t = 15 \text{ min}$$

$$T_m = \frac{296 + 280}{2} = 288 \text{ K}$$

$$p_{\text{atm}} = 100 \text{ kPa}$$

$$W = ?$$

$$C_v = 0,718 \text{ kJ/kg K}$$

$$0,718 \cdot 149,32 \cdot (296 - 280) = 1715,39 \text{ kJ}$$

$$\frac{L}{\Delta t} = \frac{1715,39}{\Delta t} = \frac{1715,39}{(15 \cdot 60)} = 1,91 \text{ kW}$$

3.10

$$V = 144 \text{ m}^3$$

$$4 \times 6 \times 6$$

$$m = \frac{pV}{RT} = 174,22 \text{ kg}$$

$$W = 150 \text{ W}$$

$$\Delta t = 60 \times 60 \times 10 = 36000$$

$$1 \text{ h} = \Delta t$$

$$p = 100 \text{ kPa}$$

$$150 \cdot 36000 = 5400 \text{ kJ}$$

$$T = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{5400}{174,22 \cdot 0,718} = 43,17$$

$$43,17 + 15^\circ\text{C} = 58,2^\circ\text{C}$$

4.1 ugello adiabatico a) portata massica attraverso l'ugello

$P_1 = 200 \text{ kPa}$

$T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$w_1 = 30 \text{ m/s}$

$P_u = 100 \text{ kPa}$

$w_u = 180 \text{ m/s}$

$A_i = 80 \text{ cm}^2 = 0,008 \text{ m}^2$

causando $R = 0,287$ orle

$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{0,287 \cdot (200 + 273)}{200} = 0,456 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$\dot{m} = \frac{1}{v_1} \cdot w_1 \cdot A_i = 0,5304 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

b) la T_u in uscita

dalle Tabelle TRAV $C_p = 1,005 \cdot 1000$

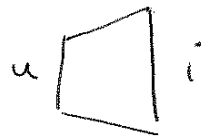
$q_{-L} = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p$

$0 = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$

or

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

$c_p(T_2 - T_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$



c) l'area della sezione d'uscita Δ_u

$T_2 = 184,34 \text{ }^\circ\text{C}$

$v_2 = \frac{R T_2}{P_2} = 1,313 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$\Delta_u = \frac{\dot{m} v_2}{w_2} = 3,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 38,7 \text{ cm}^2$

4.2 ugello adiabatico CO_2

$P_1 = 1 \text{ MPa}$

$T = 500 \text{ }^\circ\text{C}$

$\dot{m} = 6000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$

$P_2 = 100 \text{ kPa}$

$w_2 = 450 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$A_1 = 40 \text{ cm}^2 = 0,004 \text{ m}^2$

a) le velocità in entrata

$\dot{m} = \frac{1}{v_1} \cdot w_1 \cdot A_1$

$R_{\text{CO}_2} = 0,1889$

$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = 0,1460 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$w_1 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{3600 \cdot A_1} = 60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

4.5
diffusore

$$P_1 = 80 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 27^\circ\text{C}$$

$$W_1 = 220 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 2,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_2 = 42^\circ\text{C}$$

$$A_2 = 400 \text{ cm}^2 = 0,04 \text{ m}^2$$

$$W = 18 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \dot{L}$$

a) $W_2 = ?$

$$l = \frac{\dot{L}}{\dot{m}} = \frac{18000}{2,5} = 7200 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$p-l = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p$$

$\hookrightarrow 0$ $\hookrightarrow 0$

$$-7200 = c_p(T_2 - T_1) + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$W_2^* = 62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

b) Pressione in uscita P_2

$$v_2 = \frac{A_2 W_2}{\dot{m}} = \frac{0,04 \cdot 62}{2,5} = 0,992 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$P_2 = \frac{R T_2}{v_2} = 91,1 \text{ kPa}$$

a) portata massica

$$v_1 = \frac{R T_1}{P} = 0,221851 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} \cdot W_1 \cdot A_1 = 4,326 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b) potenza prodotta dalla turbina

$$p-l = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p$$

$\hookrightarrow 0$ $\hookrightarrow 0$

$$c_p = 1,005 \cdot 1000$$

$$-l = c_p(T_2 - T_1) + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = -327700 \text{ J}$$

$$W = 327700 \cdot 4,326 = 1418 \text{ kW}$$

4.6
Turbine adiabatico

$$P_1 = 1 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 500^\circ\text{C}$$

$$W_1 = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_2 = 150 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 150^\circ\text{C}$$

$$W_2 = 250 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A_1 = 80 \text{ cm}^2$$

4.11

$$P_1 = 2 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 30^\circ \text{C}$$

$$P_2 = 100 \text{ kPa}$$

$$T_2 = ?$$

processo aria come gas perfetto

la temperatura $T_1 = T_2$

$$T_2 = 30^\circ \text{C}$$

4.12

$$P_1 = 300 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 20^\circ \text{C}$$

$$P_2 = 300 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 80^\circ \text{C}$$

$$\dot{m}_1 = 1,8 \text{ kg/s}$$

$$T_0 = 60^\circ \text{C}$$

$$\dot{m}_2 = ?$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

$$y = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}$$

$$y h_1 + h_2 (y+1) = h_3$$

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{c_p (T_3 - T_2)}{c_p (T_1 - T_3)} = \frac{T_3 - T_2}{T_1 - T_3} = 0,75$$

$$\dot{m} = \frac{1,8}{0,75} = 2,4 \text{ kg/s}$$

Camera miscelazione

4.13

$$P_1 = 1 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 12^\circ \text{C}$$

$$P_2 = 1 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 60^\circ \text{C}$$

$$\dot{m}_1 = 2 \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_3 = ?$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_3 + \dot{m}_2 h_3$$

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} h_1 + h_2 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} h_3 + h_3$$

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3}$$

$$y = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = 2$$

$$2h_1 - 2T_3 = T_3 - 60 \Rightarrow T_3 = 28^\circ \text{C}$$

5.6

a) COP?

12,5 kW
6, kW

$$\text{COP} = \frac{12,5 \text{ kW}}{6 \text{ kW}} = 2,08$$

b) potenza Termica ceduta all'aria esterna.

$$12,5 + 6 = 18,5 \text{ kW}$$

5.7

$$W = 450 \text{ W}$$

$$\text{COP} = 2,5$$

$$8^\circ \text{C} = T_2$$

$$m_s = 10 \text{ kg}$$

$$m_{\text{TOT}} = 50 \text{ kg}$$

$$T_1 = 20^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = ?$$

$$c = 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ \text{C}}$$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

(02IHQET - 02IHQFD - 02IHQFN)

8 Luglio 2009

| Cognome | Nome | Matricola |
|----------|----------|-----------|
| DEMATEIS | AGOSTINO | 149885 |

Esercizio 1

Per mantenere un determinato ambiente a bassa temperatura è necessario asportare la potenza termica di 5 kW. Allo scopo si utilizza una macchina a ciclo inverso che opera con R134a come fluido frigorifero, tra la temperatura di evaporazione di $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ e la pressione di condensazione di 10 bar. Determinare il coefficiente di prestazione e la portata di fluido frigorifero nel caso si adotti una macchina a semplice compressione di vapore senza sotto-raffreddamento, senza scambiatore rigenerativo, nell'ipotesi di compressione ideale.

Per asportare la medesima potenza termica di 5 kW, determinare inoltre il coefficiente di prestazione e la portata di fluido frigorifero nel caso la macchina a ciclo inverso fosse di Carnot, ed operasse tra la medesima temperatura di evaporazione e la temperatura di condensazione corrispondente alla pressione di 10 bar.

(N.B. In base ai dati forniti, si consiglia di tracciare in modo qualitativo su un diagramma termodinamico le trasformazioni che caratterizzano i due cicli.)

Esercizio 2

Si consideri un dispositivo con il quale è realizzato un ciclo diretto costituito dalla successione di tre trasformazioni reversibili: compressione isoterma tra gli stati 1 ($T_1=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_1=1\text{ bar}$) e 2 ($p_2=60\text{ bar}$), fornitura di calore isobara tra lo stato 2 e lo stato 3, espansione adiabatica tra lo stato 3 e lo stato 1. La sostanza che percorre il ciclo è una massa unitaria di un gas ideale, monoatomico, di massa molare 40 kg/kmol. Determinare l'efficienza del ciclo nel caso il dispositivo sia di tipo cilindro pistone e non avvengano scambi di massa.

Esercizio 3

Un conduttore elettrico (resistività $0.1\text{ }\mu\Omega\text{ m}$), di sezione circolare e sezione pari a 20 mm^2 è percorso da una corrente di 50 A e rivestito da una guaina isolante di spessore uguale al raggio del conduttore. Nell'ipotesi che il conduttore elettrico sia di lunghezza molto elevata, immerso in un ambiente alla temperatura di $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ con il quale realizza scambi termici per convezione ($\alpha = 20\text{ W/m}^2\text{ K}$). Per queste condizioni operative, ricavare la conducibilità della guaina che rende minima la temperatura sulla superficie esterna del conduttore e indicare il valore di temperatura così ottenuto.

$$1500 \text{ psi} = 102.07 \text{ atm} = 10^3 \cdot 21.36 \text{ Pa} = 103,4 \text{ bar}$$

$$= 215999,995 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} = 77517,38 \text{ mmHg}$$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

10 Giugno 2008

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

entropia entalpia Tabelle

Attraverso l'impiego di un impianto a vapore funzionante secondo il ciclo Rankine-Hirn con un solo surriscaldamento, in condizioni stazionarie sono prodotti 50 MW di potenza meccanica. La pressione di condensazione è 10 kPa, quella di vaporizzazione 50 bar. La temperatura massima raggiunta dal vapore è 400 °C e il rendimento isentropico della turbina è dell'85%. Determinare:

- la portata in massa di vapore;
- il titolo del vapore a fine espansione;
- la potenza minima richiesta al gruppo di pompaggio (si ipotizzi che il vapore sia condensato sino alle condizioni di liquido saturo);
- il rendimento termico del ciclo.

Esercizio 2

bombola

Una bombola del volume di 50 litri è adatta a contenere ossigeno (32 kg/kmol) ad elevata pressione. Attraverso la valvola di ricarica essa è collegata ad una rete di distribuzione in grado di erogare ossigeno alla pressione costante di 1500 psi, alle condizioni termiche dell'ambiente esterno (25 °C). All'apertura della valvola inizia il processo di riempimento, il quale termina quando è raggiunto l'equilibrio barometrico tra la bombola e la rete di distribuzione.

Considerando la bombola come un sistema rigido e il fluido come un gas ideale, nell'ipotesi che il processo avvenga in modo sufficientemente rapido tale da poter trascurare gli scambi di calore tra la bombola e l'ambiente esterno, determinare la massa di ossigeno introdotta e la temperatura finale raggiunta dal fluido all'interno della bombola. Verificare infine se è possibile ritenere il processo reversibile.

N.B. Considerare nei calcoli di prima approssimazione la bombola inizialmente vuota.

Esercizio 3

sfera

Una sfera del diametro di 15 mm, costituita da un materiale omogeneo di capacità termica volumica pari a 3.2 MJ/(m³ K), è sottoposta a transitorio termico. Essa è inizialmente ad elevata temperatura e ad un certo istante è introdotta in un termostato alla temperatura ambiente realizzando scambi termici per convezione. Nell'ipotesi che il numero di Biot sia sufficientemente piccolo e che il tempo impiegato per compiere il 90 % del transitorio sia di 20 s, determinare l'entità del coefficiente di convezione.

n° 2)

$V = 50L$ O_2 alto P

$P_1 = 1500 \text{ psi}$ $T_1 = 25^\circ C$ $P_2 = P$

processo adiabatico, $m_1 = 0$



Soluzione

$R_{O_2} = 0,2598 \text{ kJ/kgK}$ $(\gamma) = 1,395$

IPT regime varco, 1 ingresso

$\dot{Q} = -G(P + \frac{V^2}{2} + \frac{gz^2}{2}) + \frac{dU}{dt} \rightarrow -G P_1 \frac{d(m)_{in}}{dt} = 0$

$-(m_2 - m_1)P + m_2 u_2 - m_1 u_1 = 0$ $m_1 (u_2 - P) = 0$

$c_v T_2 - c_p T_1 = 0$ $T_2 = \frac{c_p}{c_v} T_1 = \gamma T_1 = 415,14 K$

$m_2 = \frac{P_2 V}{R T_2} = \frac{P V}{R T_1} = 4,795 \text{ kg}$

$\frac{d(m)_{in}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + G s' + \dot{S}_{gen}$

$S_{gen} = m_2 s_2 - m_1 s_1 - (m_2 - m_1) s' = m_2 (s_2 - s') =$
 $= m_2 [c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}] = m_2 c_p \ln \gamma = 1,46 \text{ kJ/K}$

=> processo non reversibile

n° 3)

$d = 15 \text{ mm}$

$\rho c = 3,2 \cdot 10^5 / m^3 K$

$\Delta T = 20^\circ C \Rightarrow 90\%$ lustrato

Soluzione

Numero $Bi = 0,1 \Rightarrow Fo_{90\%} = \frac{h(1-0,9)}{0,1}$

$\frac{t}{t_0} = Bi Fo \Rightarrow t_0 = \frac{t}{Bi Fo}$ $t_0 = \frac{\rho c V}{h S} \Rightarrow \alpha_0 = \frac{\rho c V}{h S}$

$\Rightarrow \alpha_0 = \frac{\rho c V}{h S} = \frac{\rho c \frac{4\pi (d/2)^3}{3}}{t \cdot 4\pi (d/2)^2} Bi Fo = 921,03 \text{ W/m}^2 K$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

1 Luglio 2008

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Si ipotizzi una macchina funzionante secondo un ciclo diretto di Carnot che opera tra le temperature estreme di 388.2 °C e 45.4 °C. Supposto che si voglia produrre una potenza meccanica di 1 kW, determinare la potenza termica che deve essere fornita dalla sorgente ad alta temperatura.

Attraverso i serbatoi di energia termica, lo scambio con il fluido di processo avviene con differenza finita di temperatura. I flussi termici sono scambiati per convezione con i medesimi coefficienti di scambio termico convettivo di 50 W/m²K e con aree di scambio di 1 m² ciascuna. Determinare, a seguito delle irreversibilità esterne, il flusso complessivo di entropia generata.

Esercizio 2

Una massa pari a 10 kg di vapore umido a titolo 0.5 è compressa in modo adiabatico e reversibile in un sistema (chiuso) cilindro-pistone, dalla pressione di 2 bar alla pressione di 100 bar. Calcolare il lavoro necessario per la compressione.

Esercizio 3

Attraverso la sezione iniziale di un condotto orizzontale lungo 45 m, il cui diametro esterno è 10 cm, entra vapore saturo secco alla temperatura di 140°C. Il condotto, termicamente isolato, attraversa un ambiente alla temperatura costante di 20°C e sull'esterno dell'isolante la temperatura misurata è 40 °C, uniforme su tutta la superficie.

Valutare, in base alle seguenti assunzioni, il coefficiente di convezione naturale che agisce sulla superficie esterna del condotto:

- $Nu = 0.53Ra^{0.25}$ (si assuma il diametro come dimensione caratteristica);
- proprietà dell'aria alla temperatura media del film: $\lambda=0.0267$ W/(m K); $\nu=16$ mm²/s; $Pr = 0.699$.

Sapendo che la portata di vapore introdotta è 180 kg/h, determinare la portata di fluido condensata all'uscita dal condotto.

n°3)

$l = 45 \text{ m}$ $d_i = 10 \text{ cm}$

$T_s = 140^\circ\text{C}$ vapore saturo secco

$T_e = 20^\circ\text{C}$ $T_c = 40^\circ\text{C}$

$G = 180 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$\lambda = 0,0267 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ $v = 16 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ $P_a = 0,993$



Soluzioni

$Nu = 0,53 Re^{0,25} = 19,65$

$Re = G \rho_a$

$T_m = \frac{T_e + T_c}{2} = 30^\circ\text{C}$

$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{303} \text{ K}^{-1} = 0,0033 \text{ K}^{-1}$

$Gr = \frac{g \beta \Delta T d^3}{\nu^2} = 2,526562 \text{ S} \rightarrow Nu = 19,38$

$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = 5,16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

$140^\circ\text{C} \Rightarrow h_{g,s} = 589,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $h_v = 2733,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = h_u$

$\dot{Q} = \alpha S (T_e - T_c) = \alpha \cdot \pi d l (T_s - T_c) = -1458,58 \text{ W}$

$q = \frac{\dot{Q}}{G} = -29,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$q = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = h_1 + q = 2704,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

⊕ Cambiamento di fase isoterma

(h_u e h_v sono lo stesso ad una determinata T)

$x = \frac{h_2 - h_{u,s}}{h_{u,s} - h_{g,s}} = 0,9864$

$1-x = \frac{G_g}{G_s} \Rightarrow G_g = (1-x) G = 0,00068 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,448 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

3 Settembre 2008

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Trasformazioni

Per mezzo di un sistema cilindro – pistone, una massa unitaria di aria alla pressione di 15 bar ed alla temperatura di 20°C viene espansa fino alla pressione di 1 bar, lungo una politropica il cui calore specifico caratteristico è -239 J/(kg K). Di seguito, essa è compressa in modo isoterma fino alla pressione di partenza e quindi riscaldata in modo isobaro fino allo stato iniziale. Si determinino gli scambi di calore e lavoro lungo le trasformazioni ed il rendimento del ciclo.

Esercizio 2

bombola

Una bombola del volume di 50 litri contiene ossigeno (32 kg/kmol) alla pressione di 300 bar, in equilibrio termico con l'ambiente esterno alla temperatura di 20 °C. Attraverso l'apertura di una valvola inizia il processo di svuotamento, il quale termina quando è raggiunto l'equilibrio barometrico tra la bombola e l'ambiente esterno ad 1 bar.

Considerando la bombola come un sistema rigido e il fluido come un gas ideale, nell'ipotesi che il processo avvenga in modo sufficientemente lento tale da poterlo ritenere isoterma, determinare il calore scambiato.

reversibile

Esercizio 3

Un condensatore a tubi concentrici utilizza 7.2 t/h di acqua a 10°C ($c_p \cong 4.2$ kJ/kg K), che scorre nel tubo interno, per la condensazione di vapor d'acqua. Se la temperatura di uscita dell'acqua risulta eguale a 40°C, calcolare l'efficienza e la pressione di condensazione del vapore nella regione anulare dello scambiatore, assumendo che i coefficienti di convezione siano pari a 2000 kcal/m²h°C lato acqua e 1000 kcal/hm²°C lato vapore, e che l'area esterna del condotto interno sia pari a 20 m². I tubi sono di rame e il rapporto fra superficie esterna ed interna del tubo interno vale 6/5.

n°2)

$V = 50L$ O_2 $P_{1,2} = 300 \text{ bore}$

$T_1 = 20^\circ C = T'$ $P_2 = P' = 1 \text{ bore}$



processo isoterma

Soluzione

$Q = GR' \cdot \frac{d(m)}{dt} = GR' \cdot \frac{d(m)}{dt}$ ($u_2 = u_1$)

$Q_{12} = -(m_2 - m_1)P' + m_2 u_2 - m_1 u_1 = (m_2 - m_1)(u_1 - P') = (m_2 - m_1)(C_p - C_v)T_1$

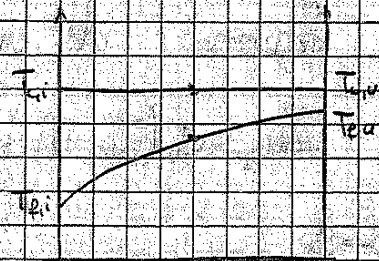
$m_1 = \frac{P_1 V}{RT_1} = 19,71 \text{ kg}$ $m_2 = \frac{P_2 V}{RT_2} = 0,066 \text{ kg} \Rightarrow Q_{12} = 1095,33 \text{ J}$

n°3)

$G = 7,2 \text{ t/h}$ $T_{pi} = 10^\circ C$ $T_{pu} = 40^\circ C$

$\alpha_e = 1000 \text{ kcal/hm}^2 C$ $\alpha_v = 1000 \text{ kcal/hm}^2 C$

$A_{e,i} = 20 \text{ m}^2$ $\frac{A_{e,i}}{A_{i,i}} = \frac{6}{5}$



Soluzione

Suppango equamente

$E = 1 - e^{-(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}) NTU}$, $C_{max} = \infty \Rightarrow E = 1 - e^{-NTU}$

$\alpha_o = 2,33 \text{ kW/m}^2 K$ $\alpha_v = 1,263 \text{ kW/m}^2 K$

$K_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_e}} = 0,73 \frac{\text{m}^2 K}{\text{W}}$

uso delle bozze perché se re del tubo interno, r non so nulla su quello esterno

$NTU = \frac{K_o A_e}{C_{min}} = 1,732 \Rightarrow E = 0,823$

$E = \frac{T_{pu} - T_{pi}}{T_{pi} - T_{pi}} \Rightarrow T_{pi} = 46,5^\circ C$

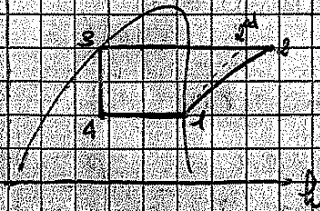
a cui corrisponde $P_{set} = 10,4 \text{ kPa} = 0,104 \text{ bore}$

TEMA D'ESAME 20 GENNAIO 2009

Esercizio n° 1)

$P_1 = 1 \text{ bar}$ $P_2 = 10 \text{ bar}$

$\eta_c = 70\%$



Soluzioni (Tabelle Cengel) - R134a

$P_1 = 1 \text{ bar} \Rightarrow h_{1,s} = 16,29 \text{ kJ/kg}$ $h_{1,l} = 231,35 \text{ kJ/kg} = h_{1,s}$
 $s_{1,s} = 0,0678 \text{ kJ/kgK}$ $s_{1,l} = 0,9395 \text{ kJ/kgK} = s_{1,s}$

$s_2 = s_{1,s} \Rightarrow$ R134a surriscaldato $P_2 = 10 \text{ bar}$, $s_{2,s} = 0,9395 \text{ kJ/kgK}$

$\Rightarrow h_{2,s} = 279,14 \text{ kJ/kg}$
 (tramite interpolazione)

$\eta_c = \frac{h_1 - h_{2,s}}{h_1 - h_2} \Rightarrow h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_{2,s}}{\eta_c} = 299,62 \text{ kJ/kg}$

$P_2 = 10 \text{ bar} \Rightarrow h_{2,s} = h_2 = 299,62 \text{ kJ/kg} = h_{2,s}$

$\text{COP}_F = \frac{Q_c}{P_m} = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_c} = 1,185$

n° 2)

$p = 50 \text{ bar}$ $T = 300 \text{ K}$ $P_2 = P_1$

$k = 100 \text{ kJ/m}^3$ $S = 20 \text{ cm}^2$ $\Delta x = 10 \text{ cm}$



gas biatomico, recipiente adiabatico e inizialmente \emptyset

Soluzioni

$\emptyset - W_c = - \int p \, dV = - \int p \, S \, dx = - \int p \, S \, dx \Rightarrow -L_{sc} = - (m_2 - m_1) u_1 + m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_2 (u_2 - u_1)$

$L_{sc} = \frac{1}{2} k \Delta x^2 \Rightarrow \frac{1}{2} k \Delta x^2 = \frac{P_2 V_2}{\gamma - 1} (a T_2 - c_p T_1)$

gas biatomico $\Rightarrow c_v = \frac{5}{2} R$, $c_p = \frac{7}{2} R$; $V_2 = \Delta x \cdot S$

$\frac{1}{2} k \Delta x^2 = \frac{P_2 \Delta x S}{\frac{5}{2}} \left(\frac{5}{2} T_2 - \frac{7}{2} T_1 \right) \Rightarrow T_2 = \frac{7 P_2 S}{k \Delta x + 5 P_2 S} = 350 \text{ K}$

TERMODINAMICA APPLICATA E TRASMISSIONE DEL CALORE

4 Febbraio 2009

| Cognome | Nome | Matricola |
|---------|------|-----------|
| | | |

Esercizio 1

Trasformazioni

Un dispositivo cilindro pistone contiene una massa unitaria di aria standard. L'aria all'interno del cilindro subisce un processo ciclico caratterizzato da quattro trasformazioni reversibili. Le trasformazioni, i cui capisaldi sono compresi tra 1 e 4, sono in successione le seguenti:

- 1-2 compressione adiabatica;
- 2-3 fornitura di calore lungo una isobara;
- 3-4 espansione adiabatica;
- 4-1 cessione di calore lungo una isocora.

Del processo sono note le temperature ai capisaldi: $T_1 = 20\text{ °C}$, $T_2 = 200\text{ °C}$, $T_3 = 300\text{ °C}$, $T_4 = 120\text{ °C}$. Determinare le quantità di calore e lavoro scambiate singolarmente lungo le quattro trasformazioni.

Esercizio 2

Cilindro pistone con entropia

Un dispositivo cilindro pistone contiene una miscela liquido-vapore di acqua in equilibrio termodinamico alla pressione di 80 bar, in cui la massa di liquido è 0.5 kg e il volume occupato dall'intera miscela è 1 dm^3 . Agendo sul pistone la miscela viene espansa sino alla pressione di 1 bar, seguendo lungo il processo una successione di stati caratterizzati del medesimo valore di entalpia. Nell'ipotesi che il dispositivo sia termicamente isolato, determinare la massa di liquido nello stato finale, il lavoro ottenuto e verificare se il processo è avvenuto in modo reversibile.

Esercizio 3

Un conduttore di elevata resistività elettrica, assimilabile ad un cilindro pieno di raggio 5 mm e di elevata lunghezza, è ricoperto da uno strato isolante il cui spessore è anch'esso 5 mm. Il conduttore elettrico e lo strato isolante hanno la medesima conducibilità termica, pari a 1 W/(m K) . Sulla superficie esterna dello strato isolante agisce la convezione, $\alpha_e = 5\text{ W/(m}^2\text{ K)}$, verso l'ambiente alla temperatura di 23.5 °C . Determinare la massima generazione di calore per unità di volume che è possibile realizzare nel conduttore elettrico affinché la sua temperatura interna non superi 50 °C .

$$x_1 = \frac{m_{h_1}}{m} = 0,0255$$

$$\Rightarrow h_{12} = (1-x_1)h_{e1} + x_1 h_{v1} = 1353,395 \text{ kJ/kg} = h_{12}$$

$$p_2 = 1 \text{ bar} \Rightarrow u_{e2}, u_{v2}, p_{e2}, p_{v2}, s_{e2}, s_{v2}$$

$$p_{e2} < p_{12} < p_{v2} \Rightarrow \text{acqua miscelata}$$

$$x_2 = \frac{h_{12} - p_{e2}}{p_{v2} - p_{e2}} = 0,4145 \Rightarrow m_{e2} = (1-x_2)m = 0,3 \text{ kg}$$

$$L_{12} = m(u_{12} - u_1) = 80,84 \text{ kJ}$$

$$s_1 = 3,2715 \text{ kJ/kgK} \quad s_2 = 3,8131 \text{ kJ/kgK}$$

$$S_{gen} = m(s_2 - s_1) = 0,18 \text{ kJ/K} \quad \text{non reversibile}$$

n° 3)

$$r = 5 \text{ mm} \quad s = 5 \text{ mm} \quad \lambda = \lambda_i = \lambda = 1 \text{ W/mK}$$

$$d_e = 5 \text{ W/mK} \quad T_\infty = 23,5^\circ\text{C} \quad T_{max} = 50^\circ\text{C} \quad T_i \rightarrow T_e \quad \text{C}$$

Soluzione

$$T_{max} = T_e \rightarrow \frac{H}{2\lambda} r^2$$

$$Q_c = \frac{2\pi r (T_i - T_\infty)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0}} \Rightarrow T_e = T_\infty + \frac{Q_c}{2\pi} \left[\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0} \right]$$

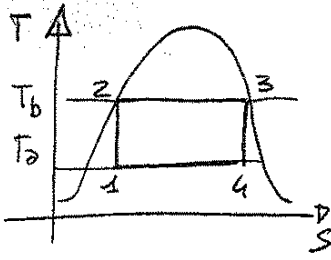
$$Q_c = \frac{H}{2} = \pi H r^2 \Rightarrow T_e = T_\infty + \frac{H}{2} \left[\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0} \right]$$

$$T_{max} = T_e = T_\infty + \frac{H}{2} \left[\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0} \right] = 50^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow H \leq \frac{50 - T_\infty}{\frac{r^2}{2} \left[\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r_0} \right]} = 100,032 \text{ kW/m}^2$$

16/6/10

Esercizio 1



note:

$$T_b = 250^{\circ}\text{C} = 523,15\text{ K}$$

$$CSV = 6 \frac{\text{kg}}{\text{KWh}}$$

$$h_2 = 1085,8 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$A_2 = 2,7935$$

$$h_3 = 2800,4 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$A_3 = 6,0708$$

$$(h_2 - h_1) - h_2 - h_1 = -\frac{3600}{CSV}$$

$$|Q_A| - |h_{in} - h_1| = -600 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + 2800,4 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 1085,8 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} = 1114,6 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{|Q_A|}{A_2} = \frac{T_b}{T_0} \quad T_0 = \frac{|Q_A| T_b}{A_2} = 360,1\text{ K} = 67^{\circ}\text{C}$$

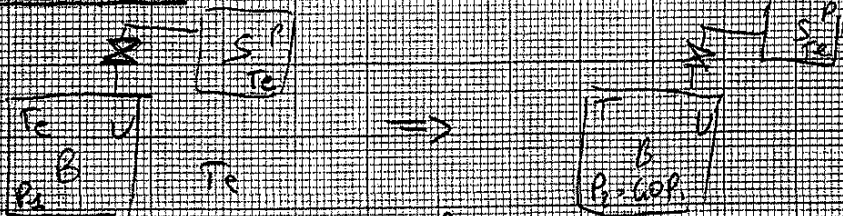
$$A_2 = A_3 \quad h_2 = 1714,6$$

$$A_{in} = A_2 \Rightarrow x_{in} = \frac{A_{in} - A_{out}}{A_{in} + A_{out}} = \frac{6,0708 - 0,98}{6,0708 + 0,98} = 0,76$$

$$h_{in} = x_{in} h_{in,v} + (1 - x_{in}) h_{in,l} = 0,76 \cdot 2671,6 + 0,24 \cdot 280,4 = 2036,3 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$h_c - h_3 - h_{in} = 766,4 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Esercizio 2



$$q = 0 \quad h_c = 0 \quad \frac{P_c}{P} = 60 \quad \delta = \frac{5}{3} \quad \Delta S_c = 0 \quad \Delta S_p = 0$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho (u + \epsilon/p + \phi/c + p/\rho) dV + \sum G_j (h_j)_{in} - \sum G_j (h_j)_{out}$$

integro

$$0 = M_2 u_2 - M_1 u_1 - M_2 h_2 + M_1 h_1$$

PUNTO ZERO
progettazione e costruzione elettronica

sistemi per la gestione ed il monitoraggio di bobine a lancio di corrente azionata da pulsanti normalmente chiusi
www.punto-zero.net - tel. 055 9702152 - fax 055 984184 e-mail. pzero@val.it

PUNTO ZERO

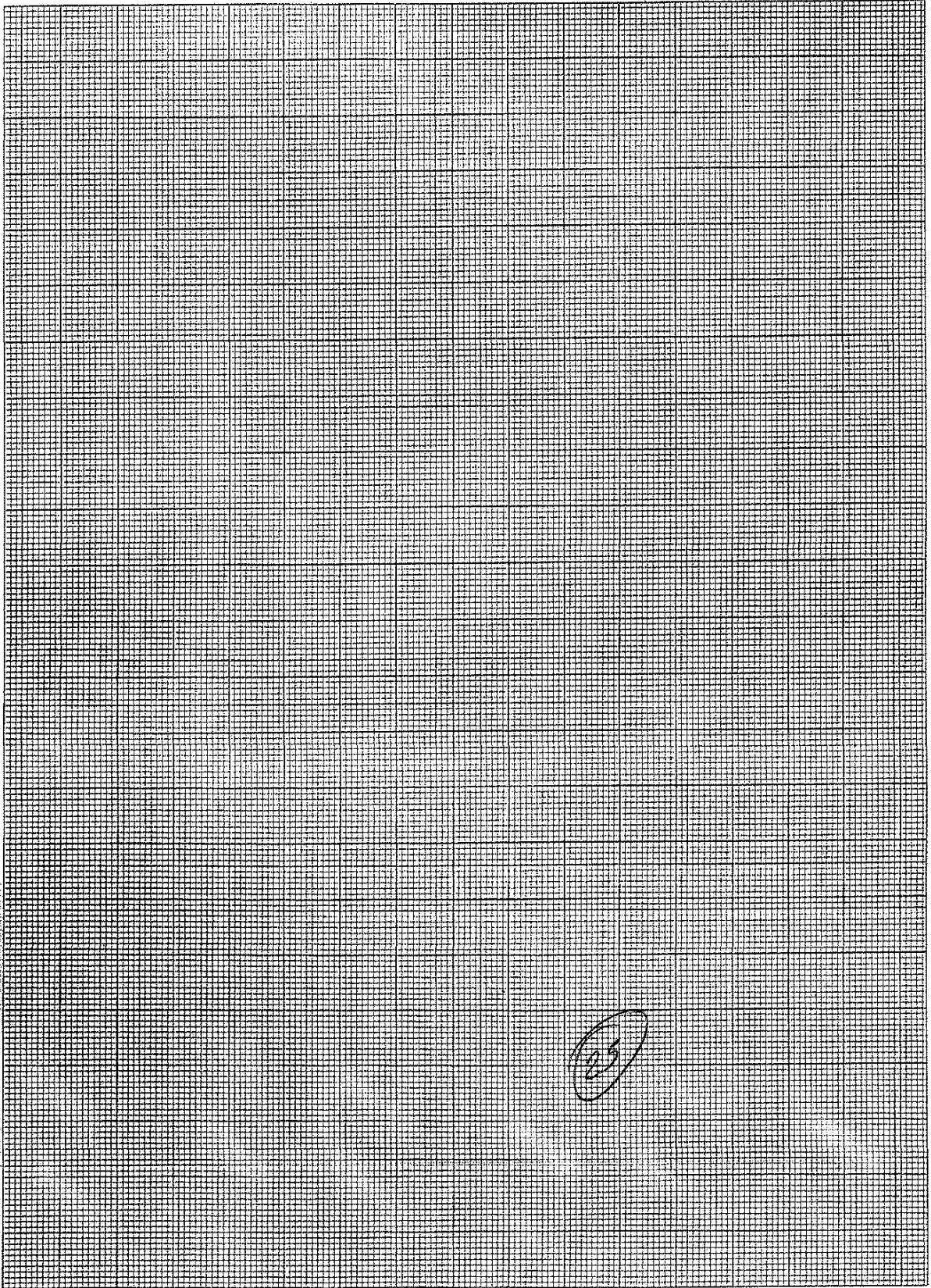
progettazione e costruzione elettronica

note:

$$200 \left(\frac{1-\epsilon}{\epsilon} \right)^{\frac{W}{h}} = 9620,5 \frac{W}{h}$$

$$\frac{1-\epsilon}{\epsilon} + 1 = 48,10 \Rightarrow 1-\epsilon = 47,10 \epsilon$$

$$\epsilon = \frac{1}{48,10} = 0,02 \Rightarrow \eta = 1-\epsilon = 0,98$$



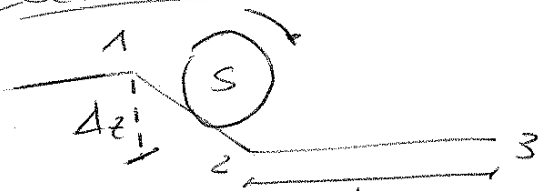
25

sistemi per la gestione ed il monitoraggio di bobine a lancio di corrente azionata da pulsanti normalmente chiusi
www.punto-zero.net - tel. 055 9702152 - fax 055 984184 e-mail puntozero@val.it

Esercitazione 1

$\Delta z = 2m$
 $pos 3 \Rightarrow v_3 = 0$
 $L = 4 J / kg m$

Esercizio 1



$mgh + \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m v^2$
 $= 0$

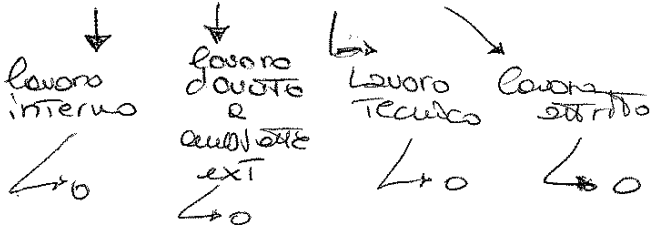
$v^2 = 2gh \Rightarrow v = 6,3 \text{ m/s}$

$4m \Delta x = \frac{1}{2} m v^2$

$\Delta x = \frac{1}{8} v^2 = 4,96 m$

modo alternativo

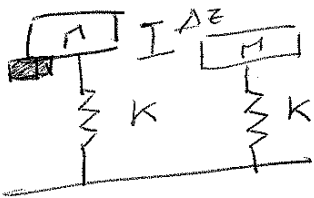
$L_i = L_o + L_t + L_a + \Delta E_c + \Delta E_p$



$-\frac{1}{2} m v^2 + mgh = 0$

$\Delta x = \frac{1}{8} v^2 = 4,96 m$

Esercizio 2



$L_i = L_o + L_t + L_a + \Delta E_c + \Delta E_p$
 $L_o \quad L_o \quad 0 \quad L_o \quad L_o \quad \neq 0$

ottenzo $L_t + \Delta E_p = 0$

$\int_{x_1}^{x_2} kx dx = \frac{1}{2} kx^2 \Big|_{x_1}^{x_2} \Rightarrow$

$\frac{1}{2} kx^2 - mpx = 0$

$\frac{1}{2} kx^2 - mpx = 0$

$k = \frac{2mp}{x}$