

ESERCIZI DI FISICA TECNICA TeGET

ANNO 2019-2020

TERMODINAMICA APPLICATA

Esercizio 1

Si abbia una turbina a vapore della potenza $P=300$ kW alimentata da una portata di massa di vapore $m=4000$ kg/h. Nella turbina il vapore subisce una trasformazione adiabatica. Si calcoli la variazione di entalpia specifica del vapore tra l'imbocco e lo sbocco della turbina, essendo la velocità del vapore all'imbocco pari a $w_i=60$ m/s e allo sbocco $w_u=200$ m/s. La differenza di quota tra le due sezioni è di 1.5 m.

(Risposta: $\Delta h=-288.5$ kJ/kg)

Esercizio 2

Una massa d'aria pari a 30 g è racchiusa alla temperatura di 15°C in un cilindro verticale su cui grava un pistone del peso di 150 kg, avente diametro di 70 mm. Si suppone di portare l'aria a 40°C. Calcolare lo spostamento subito dallo stantuffo in conseguenza alla variazione di temperatura.

(Risposta: $\Delta x=0.171$ m)

Esercizio 3

Un sistema chiuso cilindro/pistone contiene una massa di 2 kg di aria gas ideale ($M=28.97$ kg/kmol e $k=1.40$) al volume iniziale $V_1=1.5$ m³ e alla pressione $p_1=1.013$ bar. Durante il processo una girante compie un lavoro pari a $L=-0.5$ MJ, mentre la pressione resta costante. Determinare l'energia termica scambiata con l'ambiente esterno se $V_2=3V_1$.

(Risposta: $Q_{12}=+563.7$ kJ)

Esercizio 4

Un compressore comprime una portata d'aria $\dot{V}_{aria}=100$ ft³/min con volume specifico $v=0.750$ m³/kg; il flusso di entalpia associato alla portata d'aria aumenta tra ingresso ed uscita di 300 Btu/min. L'acqua di raffreddamento del sistema subisce un aumento di entalpia specifica pari a 10 Btu/lb e la sua portata di massa sia doppia di quella dell'aria, $\dot{m}_{acqua} = 2\dot{m}_{aria}$.

Trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale e supponendo che il sistema sia adiabatico verso l'esterno, si determini la potenza P richiesta dal sistema.

(Risposta: $P=-466$ Btu/min=-11.1 CV=-8.19 kW)

Esercizio 5

Una massa $m=4.5$ kg di azoto supposto a comportamento ideale con calori specifici costanti, $k=1.399$ e massa molecolare $M=28.016$ kg/kmol, evolve in un sistema chiuso secondo un ciclo costituito dalle seguenti trasformazioni quasi statiche:

- espansione isoterma dallo stato 1 ($p_1=10.5$ bar e $V_1=0.970$ m³) allo stato 2
- isocora da 2 a 3

c) compressione adiabatica da 3 a 1; il lavoro di compressione risulta pari a $L_{31}=-600$ kJ. Si calcoli il rendimento termico del ciclo η_t .

(Risposta: $\eta_t=0.120$)

Esercizio 6

Ci si propone di utilizzare l'energia solare per produrre potenza meccanica. Si pensa di effettuare questa trasformazione raccogliendo l'energia solare per mezzo di un collettore piano che la trasferisce come calore al fluido operativo di una macchina termica; questa, operando ciclicamente, scambia inoltre calore con l'aria atmosferica.

L'esperienza indica che dal collettore si può ottenere un flusso termico specifico pari $q=200$ Btu/hft² quando il collettore opera a $t=190$ °F. Assumendo pari a $t_0=70$ °F la temperatura dell'aria atmosferica, calcolare la minima area A del collettore richiesta da un impianto che fornisca la potenza $P=1$ kW.

(Risposta: $A=8,57$ m²)

Esercizio 7

Si vuole studiare la possibilità di realizzare una macchina che operando in regime permanente senza scambi di calore o lavoro con l'esterno, realizza il seguente processo: una portata $\dot{m}$ d'aria secca entra nella macchina alla pressione $p_1=2$ bar e temperatura $t_1=27$ °C; dalla macchina escono due portate uguali $\dot{m}/2$ di aria, entrambe alla pressione $p_2=1$ bar, una alla temperatura $t_2=-27$ °C e l'altra alla temperatura $t_2=81$ °C.

Le energie cinetiche e le variazioni di energia potenziale dei flussi d'aria all'ingresso e alle uscite della macchina sono trascurabili e si può assumere per l'aria in questo processo il comportamento di gas ideale con $c_p=1.00$ kJ/kgK e $k=1.40$ costanti.

Determinare:

- se il processo descritto è possibile

(Risposta: a) Il processo è possibile in quanto sono soddisfatti sia il Primo che il Secondo principio della termodinamica. In particolare si ha: $\dot{S}_{\text{universo}}/\dot{m}=0.1816$ kJ/kgK >0)

Esercizio 8

Un dispositivo cilindro-pistone contiene una massa $m=4$ kg di vapore d'acqua saturo umido, alla temperatura $t_1=30$ °C e a titolo $x_1=0.3053$. Utilizzando le tabelle del vapor d'acqua, valutare, nell'ipotesi di trasformazione adiabatica reversibile, il lavoro che è necessario fare sul pistone per ottenere acqua allo stato 2 liquido saturo.

(Risposta: $L_{12}=1215$ kJ)

Esercizio 9

Si abbia un impianto frigorifero che, operando in regime permanente, rende disponibile, con opportune trasformazioni, una potenza frigorifera a spese dell'energia utilizzabile di un flusso di vapore d'acqua (detto "vivo") che in essa evolve. La macchina scambia inoltre calore con il solo ambiente a temperatura t_0 . L'impianto deve raffreddare isobaricamente una portata di 10000 kg/h di salamoia (con calore specifico costante pari a 0.8 kcal/kg°C) dalla temperatura $t_1=35$ °C alla temperatura $t_u=-20$ °C. L'impianto utilizza vapore vivo alla pressione $p_1=2$ ata e alla temperatura

$t_1=200^\circ\text{C}$, scaricandolo come acqua allo stato liquido alla pressione atmosferica $p_2=1\text{ ata}$ e alla temperatura ambiente $t_2=t_0=27^\circ\text{C}$.

Valutare la portata minima di vapore vivo $\dot{m}$ necessaria per realizzare il raffreddamento voluto della salamoia e il relativo flusso termico scambiato con l'ambiente esterno.

(Risposta: $\dot{m}=210\text{ kg/h}$, $Q_0=-578400\text{ kcal/h}$)

Esercizio 10

Un ciclo di Rankine a vapore saturo secco (senza surriscaldamento) opera tra le pressioni $p_{GV}=600\text{ lbf/in}^2$ alla caldaia e $p_{CD}=0.5\text{ lbf/in}^2$ al condensatore.

Supponendo che nella turbina si realizzi un'espansione adiabatica non rendimento isoentropico $\eta_{ie}=0.80$ e trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale, valutare il rendimento termico del ciclo e verificare che il lavoro compiuto dalla pompa si possa trascurare rispetto al lavoro prodotto in turbina.

(Risposta: $\eta_t=0.298$, $L_p=1\%$ di L_t)

Esercizio 11

Un ciclo di Rankine a surriscaldamento del vapore è individuato dai seguenti parametri termodinamici:

- pressione al generatore di vapore: $p_4=p_1=50\text{ ata}$
- pressione di condensazione: $p_2=0.05\text{ ata}$
- temperatura di surriscaldamento: $t_1=535^\circ\text{C}$
- rendimento isoentropico dell'espansione adiabatica: $\eta_{ie}=0.87$

Valutare:

- il rendimento termico del ciclo, η_t
- la portata di vapore necessaria per ottenere una potenza di espansione $P_t=60000\text{ kW}$, $\dot{m}$
- la potenza teorica di pompaggio del liquido, P_{pompa}

(Risposta: $\eta_t=0.350$, $\dot{m}=50.7\text{ kg/s}$, $P_{pompa}=-248\text{ kW}$)

Esercizio 12

Una cella frigorifera contenente mele è posta in un ambiente alla temperatura di 30°C e mantiene al suo interno una temperatura costante di 5°C .

Le condizioni interne sono mantenute da un ciclo frigorifero a R134a che presenta una temperatura di condensazione di 40°C e una temperatura di evaporazione pari a -5°C , il sistema è completato da una valvola di laminazione e da un compressore con rendimento isoentropico pari a 0.85.

Il flusso termico dovuto alla fermentazione delle mele è pari a 2 kW mentre quello entrante dall'ambiente esterno è pari a 50000 kcal/h .

Si calcoli:

- il coefficiente di effetto utile della macchina
- la potenza meccanica del compressore
- la portata volumetrica all'aspirazione del compressore.

(Risposta: $COP=3.64$, $P=16.5\text{ kW}$, $V=0.037\text{ m}^3/\text{s}$)

Esercizio 13

Un ciclo a pompa di calore, funzionante con R134a, deve riscaldare una portata d'aria (considerata gas ideale con $c_p=0.24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ costante) $\dot{m}'=10000 \text{ kg/h}$ dalla temperatura $t_i'=20^\circ\text{C}$ alla temperatura $t_u'=40^\circ\text{C}$. Le temperature di condensazione e di evaporazione del R134a sono rispettivamente di $t_{cd}=50^\circ\text{C}$ e $t_{ev}=10^\circ\text{C}$, non si ha sottoraffreddamento del liquido al condensatore né surriscaldamento del vapore all'evaporatore. La compressione è adiabatica con rendimento isoentropico pari a $\eta_{ic}=0.90$.

Supponendo che all'evaporatore circoli una portata di acqua $\dot{m}''=8000 \text{ kg/h}$, entrante a $t_i''=20^\circ\text{C}$, si determini:

- la temperatura t_u'' di uscita dell'acqua dall'evaporatore [$^\circ\text{C}$]
- la potenza di compressione P_c [kW]

(Risposta: $t_u''=15.1^\circ\text{C}$, $P_c=9.33 \text{ kW}$)

TRASMISSIONE DEL CALORE

Esercizio 1

Si consideri una finestra vetrata dalle dimensioni 0.8×1.5 m e dallo spessore di 8 mm, caratterizzata da una conducibilità termica di $\lambda = 0.78$ W/mK. Si determini la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la temperatura della superficie interna della finestra in un giorno durante il quale l'ambiente interno è mantenuto a 20°C , mentre la temperatura esterna è di -10°C . Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici interne ed esterna della finestra $h_1 = 10$ W/m²K e $h_2 = 40$ W/m²K, includendo in essi gli effetti della radiazione termica.

(Risposta: $q = 266$ W, $T_i = -2.2^\circ\text{C}$)

Esercizio 2

Si consideri una finestra vetrata dalle dimensioni 0.8×1.5 m, costituita da due strati di vetro dello spessore di 4 mm ognuno (conducibilità termica vetro $\lambda = 0.78$ W/mK), separati da un'intercapedine di aria ferma spessa 10 mm (conducibilità termica aria $\lambda = 0.026$ W/mK). Si determini la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la temperatura della superficie interna della finestra in un giorno durante il quale l'ambiente interno è mantenuto a 20°C , mentre la temperatura esterna è di -10°C . Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici interne ed esterna della finestra $h_1 = 10$ W/m²K e $h_2 = 40$ W/m²K, includendo in essi gli effetti della radiazione termica.

(Risposta: $q = 69.2$ W, $T_i = 14.2^\circ\text{C}$)

Esercizio 3

Del vapore alla temperatura di 320°C fluisce in un tubo di ghisa ($\lambda_t = 80$ W/mK) i cui diametri interno ed esterno sono $D_1 = 5$ cm e $D_2 = 5.5$ cm rispettivamente. Il coefficiente di scambio termico interno sia pari a $h_1 = 60$ W/m²K. La tubazione è rivestita da un isolante di lana di vetro ($\lambda_{is} = 0.05$ W/mK) di spessore 3 cm. La trasmissione verso l'ambiente esterno alla temperatura di 5°C avviene per convezione naturale e radiazione con coefficiente di scambio termico combinato pari a $h_2 = 18$ W/m²K. Si calcoli la potenza termica dissipata dal vapore per unità di lunghezza del tubo. Si determinino poi le differenze di temperatura della parete del tubo e dello spessore di isolante.

(Risposta: $Q = 120.7$ W/m, $\Delta T_{tubo} = 0.024^\circ\text{C}$, $\Delta T_{is} = 284^\circ\text{C}$)

Esercizio 4

Calcolare il coefficiente di trasmissione globale U per una parete piana costituita dai seguenti strati in serie:

uno strato di intonaco esterno di spessore $s_1 = 0.02$ m e conduttività $\lambda_1 = 1.2$ kcal/mh^{°C}

uno strato di mattoni di spessore $s_2 = 0.12$ m e conduttanza specifica $C'_2 = 3.2$ kcal/m²h^{°C}

uno strato di aria con conduttanza specifica $C'_a = 5.5$ kcal/m²h^{°C}

uno strato di mattoni forati di spessore $s_3 = 0.08$ m e conduttanza specifica $C'_3 = 3.65$ kcal/m²h^{°C}

uno strato di intonaco interno di spessore $s_4 = 0.02$ m e conduttività $\lambda_4 = 1.2$ kcal/mh^{°C}.

Si assumano i seguenti valori dei coefficienti di convezione aria-parete rispettivamente dal lato interno ed esterno:

$h_i = 7$ kcal/m²h^{°C} e $h_e = 20$ kcal/m²h^{°C}.

(Risposta: $U = 1.006$ kcal/m²h^{°C})

Esercizio 5

Un magazzino frigorifero ha le pareti costituite come segue: all'esterno uno spessore $s_m=23$ cm di mattoni, quindi uno strato $s_i=8$ cm di isolante poroso ed infine uno strato $s_l=1.5$ cm di legno all'interno. La temperatura dell'aria esterna è $t_e=22^\circ\text{C}$, mentre quella dell'aria interna è $t_i=-2^\circ\text{C}$.

Se il coefficiente di convezione aria-legno è $h_i=29$ $\text{W/m}^2\text{K}$ e quello aria-mattoni è $h_e=12$ $\text{W/m}^2\text{K}$ e inoltre se la conducibilità termica del legno, isolante e mattoni sono rispettivamente $\lambda_l=0.17$ W/mK , $\lambda_i=0.024$ W/mK , $\lambda_m=0.98$ W/mK , determinare:

- il coefficiente di trasmissione termica globale U per le pareti
- l'energia che va asportata nelle 24 ore dal magazzino a opera del gruppo frigorifero, essendo la superficie totale S delle pareti pari a 90 m^2
- la temperatura t_m della superficie interna dei mattoni.

(Risposta: $U=0.2650$ $\text{W/m}^2\text{K}$, $Q=4.945 \cdot 10^7$ J , $t_m=19.98^\circ\text{C}$)

Esercizio 6

Una sfera di rame del diametro di 10 cm è immersa in aria a 25°C e si raffredda da 100°C fino alla temperatura di 100°C in 30 minuti. Si calcoli a) il calore complessivo ceduto dalla sfera b) la potenza termica media trasmessa dalla sfera c) il flusso termico specifico all'area d) il coefficiente di convezione medio.

(Risposta: $Q=-92.2$ kJ , $Q=51.2$ W , $Q=1631$ W/m^2 , $h=13$ $\text{W/m}^2\text{K}$)

Esercizio 7

Si consideri una parete composita alta $h=3$ m, la parete separa due ambienti alla temperatura $t_1=20^\circ\text{C}$ e $t_2=200^\circ\text{C}$. La parete è composta da 4 diversi materiali con spessore, altezza e conducibilità termica come da seguente tabella:

$s_A=0.1$ m	$H_A=3$ m	$\lambda_A=50$ W/mK
$s_B=0.5$ m	$H_B=1.5$ m	$\lambda_B=10$ W/mK
$s_C=0.5$ m	$H_C=1.5$ m	$\lambda_C=1$ W/mK
$s_D=0.1$ m	$H_D=3$ m	$\lambda_D=10$ W/mK

Nei due ambienti si realizza un coefficiente convettivo rispettivamente pari a $h_1=10$ $\text{W/m}^2\text{K}$ e $h_2=80$ $\text{W/m}^2\text{K}$. Trascurando il calore eventualmente disperso attraverso i confini, si calcoli il flusso termico specifico trasmesso tra i due ambienti.

(Risposta: $Q=835,65$ W/m^2)

Esercizio 8

Si consideri un tubo in acciaio di diametro esterno di 11.4 cm e interno di 9.7 cm, la conducibilità termica del tubo si assuma pari a 50 $\text{kcal/mh}^\circ\text{C}$. All'esterno del tubo scorre acqua liquida con coefficiente di convezione pari a $h_e=200$ $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, mentre all'interno fluisce un gas caldo con coefficiente convettivo pari a $h_i=40$ $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$. Si calcolino i coefficienti di scambio termico globale riferiti all'area interna ed esterna.

(Risposta: $U_e=33.26$ $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $U_i=39.09$ $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)