Esercizio 1

Si vuole realizzare un nuovo modello di automobile equipaggiata con un motore 4 cilindri a ciclo Otto a quattro tempi ed una cilindrata di 1800 cm3 . I dati di progetto da rispettare sono i seguenti:

1. Rapporto di compressione volumetrico β = V1/V2 pari a 9.

2. Temperatura massima del ciclo T3 di 2500 °C.

3. Al termine dell’aspirazione, la miscela aspirata ha una pressione p1 di 0.95 ata e una temperatura T1 di 50 °C.

Il sistema viene considerato chiuso. Per dimensionare i componenti meccanici del motore, bisogna conoscere il valore delle variabili termodinamiche nei punti caratteristici. Si chiede quindi di caratterizzare il ciclo. Ipotizzare il ciclo ideale e considerare la miscela aria-benzina come un gas ideale avente le caratteristiche dell’aria

Esercizio 2

Si dispone di una massa m = 2 kg di N2 nelle condizioni iniziali p1 = 6 ata e T1 = 20 °C che vengono espansi fino a pressione finale p2 = 2 ata e alla temperatura finale T2 = 70 °C con l’impiego di due serie di trasformazioni semplici:

Prima possibilità: riscaldamento isobaro fino a T2 (stato a) ed espansione isoterma fino a p2.

Seconda possibilità: espansione adiabatica reversibile fino a V2 (stato b) e isocora fino a p2 e T2.

Calcolare per le due serie di trasformazioni ∆U, ∆H, ∆S, ∆V, Q, L

Esercizio 3

In un sistema cilindro-pistone vi sono 0.3 kg di azoto (N2 gas perfetto biatomico) alla temperatura T1 = 25 °C e alla pressione p1 = 1 bar. Comprimiamo adiabaticamente con β = V1/V2 = 4 fino a raggiungere la pressione P2 = 10 bar.

1. Determinare V2, T2 e Lcompressione
2. dire se ∆S è maggiore, minore o uguale a zero e calcolarne il valore
3. Nel caso in cui il processo risulti irreversibile, calcolare p(2,rev) e L(compressione,rev) ottenuti per un processo reversibile che evolva tra le stesse temperature T1 e T2

Esercizio 4

In un ciclo orizzontale, si abbia nelle condizioni iniziali aria di 20 °C e 58 atm. Il volume iniziale del cilindro è V1 = 0,1 m3. Si ipotizzi che il sistema passi dallo stato 1 allo stato 2 (V2 = 0,3 m3) attraverso una trasformazione prima isobara e, successivamente, isoterma. Calcolare, per ogni trasformazione, le proprietà termodinamiche, il calore scambiato, il lavoro compiuto, le variazioni di entalpia ed energia interna. Considerare l’aria come gas perfetto biamotico di R\* = 287 J/(Kg °K)

Esercizio 5

2 moli di un gas compiono un ciclo chiuso composto tra trasformazioni isocora, isoterma, isocora e isoterma. Sapendo che pA = 2\*105 Pa, pB = 4Pa, pC = 2,285\*105 Pa, pD = PC/4, TA = 122 °K, TB = TC = 4TA, TD = TA, calcolare il calore totale (specificando se acquistato o ceduto) totale del sistema

Esercizio 6

Una turbina a gas produce l = 2000 (KJ/Kg) espandendo elio He (Gas perfetto monoatomico di Mm = 4 Kg/Kmol) passando da uno stato iniziale (p1 = 8 bar; T1 = 800 °C) ad uno stato finale (p2 = 2 Bar) mediante una trasformazione isoentropica. Valutare il rendimento isentropico

Esercizio 7

Si consideri un caso simile all’esercizio precedente ma con l’uso di una turbina a vapore per espandere una certa quantità di acqua. Valutare nuovamente il rendimento isentropico sapendo che p1 = 20 MPa, T1 = 500 °C, p2 = 0,7 MPa, l = 650 KJ/Kg

Esercizio 8

Si consideri un generatore eolico di una torre alta 100 m e diametro delle pale di 100 m investito da aria (T = 10 °C, p = 1 atm) di velocità wi = 12 m/s in ingresso e wu = 3 m/s di uscita. Se l’efficienza del sistema è del 60%, quanto vale il lavoro generato?

Esercizio 9

Si consideri un sistema chiuso composto da una miscela adiabatica a pressione costante (trasformazione isoentalpica) di p = 2,7 bar da M1 = 4 Kg di acqua bifase di titolo x1 = 0,2 e M2 = 2 Kg di acqua liquida a T2 = 80 °C. Calcolare la temperatura finale del sistema

Esercizio 10

Si vuole realizzare un nuovo modello di automobile equipaggiata con un motore 4 cilindri a ciclo Otto a quattro tempi ed una cilindrata di 1800 cm3. I dati di progetto da rispettare sono i seguenti:

1. Rapporto di compressione volumetrico β = V1/V2 pari a 9.

2. Temperatura massima del ciclo T3 di 2500 °C.

3. Al termine dell’aspirazione, la miscela aspirata ha una pressione p1 di 0.95 ata e una temperatura T1 di 50 °C.

Il sistema viene considerato chiuso. Per dimensionare i componenti meccanici del motore, bisogna conoscere il valore delle variabili termodinamiche nei punti caratteristici. Si chiede quindi di caratterizzare il ciclo. Ipotizzare il ciclo ideale e considerare la miscela aria-benzina come un gas ideale avente le caratteristiche dell’aria. Determinare inoltre il rendimento termodinamico del ciclo.

Esercizio 11

Si consideri una macchina motrice reversibile con serbatoio freddo non ideale composto da 2 m3 d’acqua a temperatura iniziale Ti = 15 °C e finale Tf = 45 °C. Confrontarla con una macchina avente serbatoio freddo ideale con Tf = 15°C. Nello specifico, calcolare il rendimento di secondo principio

Esercizio 12

Una corrente d’aria (portata volumetrica di 700 m3/h alla temperatura T1 = 0 °C e pressione atmosferica costante p1 = 1 atm viene scaldata fino a 40 °C usando una P.d.C. a termocompressione ideale che scambia calore con l’ambiente a temperatura TF = 0 °C ed una sorgente termica a temperatura TC = 90 °C. Determinare:

* Potenza termica richiesta dall’aria
* Potenza termica scambiata con l’ambiente
* Potenza termica scambiata con la sorgente
* Efficienza della P.d.C.

Esercizio 13

Una corrente di vapore con portata massica pari ad 1 kg/s fluisce attraverso un sistema A. Siano T1 = 200 °C e x1 = 1 le condizioni in ingresso del vapore e T2 = 25 °C e p2 = 1 bar le condizioni in uscita. Sotto l’ipotesi che A sia stazionario, determinare il lavoro massico estraibile dalla macchina ciclica M che scambia calore con il sistema A e con l’ambiente Tamb = 15 °C

Esercizio 14

Una P.d.C. ideale aria-acqua per riscaldamento domestico deve fornire potenza termica di 20 kW ad una portata d’acqua che entra nello scambiatore della P.d.C. a 33 °C e viene riscaldata fino a 37 °C. L’aria esterna da cui viene prelevato il calore si trova a T = 5 °C e non deve mai scendere sotto i 2 °C. Calcolare:

* Portata dell’acqua
* Portata dell’aria
* Potenza assorbita dalla P.d.C.
* Efficienza della P.d.C.

Esercizio 15

Si consideri una macchina termica che assorbe 200 kW da una sorgente a temperatura calda TC = 1200 °C e cede una certa quantità di potenza termica ad una sorgente fredda a temperatura TF = 20 °C. Sapendo che il rendimento di secondo principio è pari al 50%, determinare la potenza meccanica del sistema

Esercizio 16

Un sistema aperto A cede potenza termica ad una macchina ciclica M che scambia potenza termica anche con l’ambiente a temperatura TSF = 0 °C. Valutare, a parità di potenza termica della sorgente calda, la potenza meccanica nei casi in cui:

* All’ingresso di A si abbia portata d’acqua a T1 = 200 °C e p1 = 20 bar
* All’ingresso di A ci sia portata di vapore saturo a T2 = 200 °C

In entrambi i casi, all’uscita si ha acqua a temperatura TF = 20 °C e pF = 1 bar. Si ipotizzi che la macchina termodinamica sia ideale

Esercizio 17

Un turbogas opera secondo un ciclo Joule-Brayton (aria standard, Mm = 28,8 g/mol) e sono noti i dati p1 = 1 atm, T1 = 27 °C, TMAX = 1427 °C e il rapporto di compressione ottimale r = 20. Calcolare:

* Calore specifico da fornire al ciclo
* Temperatura all’uscita della turbina
* Rendimento del ciclo
* Portata massica del gas necessaria per poter erogare un lavoro netto di 250 MW
* Area utile in ingresso nota la velocità in ingresso wi = 100 m/s

Esercizio 17.5

Il 90% della potenza termica scaricata dal Joule-Brayton è trasferita ad un ciclo Rankine con Tcondensatore = 33 °C. Sapendo che la turbina ad alta pressione ha, in ingresso, una configurazione di 600 °C e 15 Mpa ed in uscita una pressione di 1 MPa mentre la turbina a bassa pressione ha in ingresso 600 °C ed 1 MPa, calcolare il rendimento del Rankine, la potenza netta del ciclo ed il rendimento del ciclo combinato

Esercizio 18

Un impianto frigorifero a vapore (R134a) con Tevaporazione = -28 °C e PMAX = 8 bar asporta, dalla sorgente fredda, una potenza termica di 200 kW. Calcolare:

* Efficienza frigorifera
* Portata massica del refrigerante
* Potenza termica in uscita
* Potenza entropica generata nella valvola di laminazione

Esercizio 19

Si consideri un ciclo Joule-Brayton inverso con aria (gas permetto biatomico) che segue il seguente percorso:

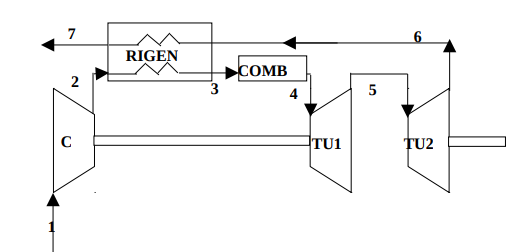
1-2) Ingresso nello scambiatore (trasformazione isobara)

3-4) Ingresso in turbina con rendimento 0,85 (trasformazione isobara)

Sapendo che si ha una portata massica si 0,7 Kg/s e che p1 = 3 bar, T1 = 370 °K, p3 = 1 bar e T4 = 270 °K calcolare la potenza termica in ingresso ed in uscita, la potenza netta e l’efficienza frigorifera

Esercizio 20

Si consideri il sistema di turbina a gas in figura, funzionante secondo un ciclo Joule-Brayton chiuso e internamente reversibile ad aria (Mm = 28,9 kg/kmol). Siano P1 = 100 kPa, T1 = 300 °K, il rapporto di compressione r = 6 e T4 = 1600 °K. Il compressore assorbe tutta e sola la potenza prodotta dalla turbina TU1 mentre la turbina TU2 produce potenza utile (netta) pari a 150 kW. Tutti i componenti sono assunti essere ideali.



Si determinino:

* La pressione all’uscita della turbina TU1 (P5)
* Il lavoro specifico netto
* La portata di aria
* La temperatura T3 all’ingresso del combustore
* Il rendimento termico del ciclo

Esercizio 21

Abbiamo un elemento di combustibile di una centrale nucleare che sappiamo essere un lungo cilindro di ossido di uranio (UO2) con d = 12 mm. Questo cilindro è contenuto dentro una guaina di zircaloy dello spessore s = 1 mm. In condizioni operative stazionarie nel combustibile avviene una generazione uniforme di potenza termica per unità di volume: σ = 2 · 108 W/m3. La temperatura dello zircaloy è di T3 = 557 °C. Determinare la temperatura massima del combustibile. Dati: kUO2 = 2 W/(m °K), kZ = 25 W/(m °K).

Esercizio 22

Abbiamo una parete piana indefinita di cui è nota la superficie S = 5,5 m2 costituita da tre strati.

All’interno si ha una temperatura di 850 °C e all’esterno 0 °C. Lo strato più interno ha spessore di 8 cm e conduttività termica 3 W / (m °K). Lo strato intermedio isolante ha spessore di 3 cm e conduttività termica 0,1 W / (m °K). Infine, il terzo strato ha spessore 0,5 cm e conduttività 20 W / (m °K). Conoscendo, inoltre, i coefficienti di convettività interna (100 W / (m2 °K)) ed esterna (30 W / (m2 °K)), determinare la resistenza termica totale, le temperature alle 3 interfacce e il flusso termico disperso

Esercizio 23

Considerare una condotta lunga 1200 m che porta acqua calda da distribuire alle abitazioni, di cui 100 m di tratto esterno. L’acqua esce alla temperatura di 100 ° C e rientra a 57 °C dopo aver ceduto alle utenze una potenza termica pari a 20775 kW. Il tratto esterno della tubazione è fatto di accaio inox con spessore 5 mm e conducibilità 40 W / (m °K), uno strato isolante di 10 cm e k = 0,04 W / (m °K) ed una guaina di contenimento di spessore 20 mm e conducibilità 0,1 W / (m °K).  
Esso è a contatto con un flusso d’aria esterno a temperatura 0 °C e velocità di 36 km/h.

Determinare il diametro interno della condotta e valutare la potenza di pompaggio