

## 6. Cicli termodinamici a gas.

**6.1.** *[base]* Una macchina termodinamica ciclica opera con una sorgente superiore a temperatura  $T_C = 700\text{ }^{\circ}\text{C}$  e una sorgente inferiore a  $T_F = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La macchina ciclica realizza un ciclo a gas costituito da 3 trasformazioni quasi-statiche: trasformazione AB isoentropica tra stato A ( $P_A = 1\text{ bar}$  e  $T_A = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ed uno stato B ( $P_B = 3\text{ bar}$ ); trasformazione BC isobara sino allo stato C; trasformazione CA isocora. Determinare il rendimento termodinamico del ciclo e il rendimento di secondo principio della macchina ciclica sapendo che viene utilizzato un gas perfetto biatomico di massa molare  $M_m = 29\text{ kg/kmol}$ .

$$[\eta_I = 0.124; \eta_{II} = 0.178]$$

**6.2.** *[intermedio]* Per la realizzazione di un sistema di conversione termoelettrica si utilizza una soluzione con impianto a ciclo Joule-Brayton. Le sorgenti di temperatura della macchina termodinamica motrice sono a  $T_C = 1150\text{ K}$  e  $T_F = 300\text{ K}$ . Come fluido di lavoro viene utilizzato un gas ideale biatomico con  $M_m = 29\text{ kg/kmol}$ . La temperatura e la pressione minima del ciclo sono rispettivamente  $T_1 = T_F$  e  $P_1 = 101\text{ kPa}$  mentre la temperatura massima è  $T_3 = T_C$  e il rapporto di compressione  $r_p$  del ciclo è pari a 5. Determinare:

- Il rendimento massimo teorico della macchina termodinamica motrice.
- Il rendimento del ciclo Joule-Brayton ideale.
- Il lavoro assorbito dal compressore e quello prodotto dalla turbina.
- La portata di gas necessaria per avere una potenza utile di 100 MW.
- L'entropia prodotta per irreversibilità nella macchina termodinamica motrice con ciclo ideale.

$$[\eta_{rev} = 0.739; \eta_{I,id} = 0.369; l_{C,id}^{\leftarrow} = 175.74\text{ kJ/kg}; l_{T,id}^{\rightarrow} = 425.35\text{ kJ/kg}; \dot{m}_{id} = 400.6\text{ kg/s}; \dot{S}_{irr,id} = 334\text{ kW/K}]$$

Si ipotizzi ora di realizzare un ciclo Joule-Brayton reale con le medesime condizioni di temperatura e pressione di ingresso nel compressore e nella turbina ma con rendimento isoentropico di espansione e di compressione rispettivamente pari a 0,85 e 0,80. Determinare:

- Il rendimento del ciclo Joule-Brayton reale.
- Il rendimento di secondo principio.
- Il lavoro assorbito dal compressore e quello prodotto dalla turbina.
- La portata di gas necessaria per avere una potenza utile di 100 MW.
- L'entropia prodotta per irreversibilità nella macchina termodinamica motrice con ciclo reale.

$$[\eta_{I,r} = 0.224; l_{C,r}^{\leftarrow} = 219.7\text{ kJ/kg}; l_{T,r}^{\rightarrow} = 361.5\text{ kJ/kg}; \dot{m}_r = 704.9\text{ kg/s}; \dot{S}_{irr,r} = 766.3\text{ kW/K}]$$

**6.3.** *[intermedio]* Una centrale termoelettrica a turbina a gas utilizza un ciclo Joule-Brayton chiuso realizzato con elio ed ha una potenza utile di 1000 MW. Il ciclo, che in questa trattazione viene considerato ideale, ha un rapporto delle pressioni  $r_p = 4$ . Le condizioni di immissione nel compressore sono  $T_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$  e  $P_1 = 1\text{ bar}$ , mentre la temperatura massima del ciclo è pari a  $1000\text{ }^\circ\text{C}$ . Il ciclo viene realizzato con una rigenerazione (ipotizzata ideale). Si vuole determinare:

- La portata di gas nell'impianto;
- Le potenze meccaniche e termiche scambiate dai singoli componenti il ciclo;
- Il rendimento termodinamico del ciclo.

$$[\dot{m} = 592.7\text{ kg/s}; L_C^- = 669\text{ MW}; L_T^+ = 1669\text{ MW}; Q_C^- = 1669\text{ MW}; Q_F^+ = 669\text{ MW}; Q_{RIG} = 679.5\text{ MW}; \eta_I = 0.599]$$

**6.4.** *[intermedio]* Si vuole realizzare un ciclo Joule-Brayton che rispetti le seguenti caratteristiche:

- Temperatura di inizio compressione  $T_1 = 36\text{ }^\circ\text{C}$ .
- Pressione di inizio compressione  $P_1 = 0,95\text{ atm}$ .
- Temperatura massima del ciclo  $T_3 = 900\text{ }^\circ\text{C}$ .
- Rapporto di compressione del ciclo  $r_p = 4$ .

Determinare gli stati termodinamici dei punti caratteristici del ciclo ideale ed il suo rendimento, ipotizzando che il fluido di lavoro sia un gas ideale biatomico. Determinare il rendimento del ciclo qualora si realizzasse un ciclo reale con rendimenti isoentropici del compressore  $\eta_c$  e della turbina  $\eta_T$  pari entrambi a 0,9.

$$[T_2 = 459.4\text{ K}; T_4 = 789.5\text{ K}; \eta_{I,id} = 0.327; \eta_{I,r} = 0.256]$$

**6.5.** *[intermedio]* Un motore a ciclo Diesel ideale a quattro cilindri ha cilindrata  $V = 1600\text{ cm}^3$ . Il rapporto di compressione volumetrico è  $r = 15$ . La miscela aspirata all'inizio della fase di compressione ha pressione  $P_1 = 1\text{ atm}$  e temperatura  $T_1 = 50\text{ }^\circ\text{C}$ . Il rapporto di combustione è pari a  $z = 2,1$ . Ipotizzando di considerare la miscela aria-gasolio un gas ideale biatomico con massa molare  $M_m = 29\text{ kg/kmol}$ , si chiede di caratterizzare il ciclo (determinando  $P$ ,  $T$ ,  $V$  per tutti gli stati del fluido, il lavoro specifico prodotto, il rendimento).

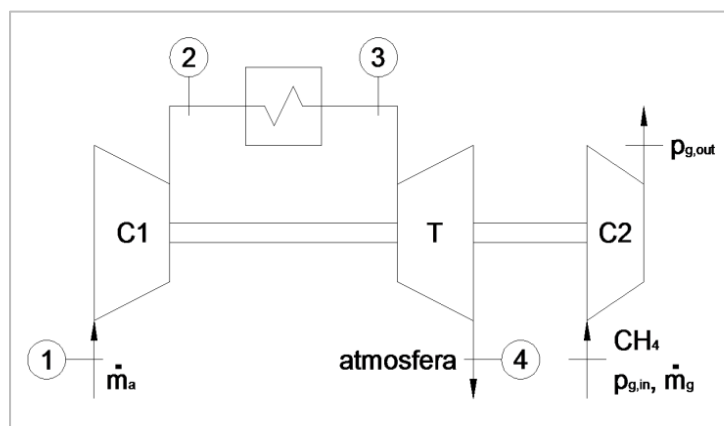
$$[l_N^+ = 631.8\text{ kJ/kg}; \eta_I = 0.6]$$

- 6.6.** *[intermedio]* Un motore a ciclo Otto ideale a quattro cilindri ha cilindrata  $V = 1600 \text{ cm}^3$ . Il rapporto di compressione volumetrico è  $r_v = 8$ . La miscela aspirata all'inizio della fase di compressione ha pressione  $P_1 = 1 \text{ atm}$  e temperatura  $T_1 = 50^\circ \text{C}$ . La temperatura massima del ciclo è  $T_3 = 1800 \text{ K}$ . Ipotizzando di considerare la miscela aria-benzina un gas ideale biatomico con massa molare  $M_m = 29 \text{ kg/kmol}$  si chiede di caratterizzare il ciclo (determinando  $P$ ,  $T$ ,  $V$  per tutti gli stati del fluido, il lavoro specifico prodotto, il rendimento).

$$[l_N^{\rightarrow} = 428.1 \text{ kJ/kg}; \eta_l = 0.565]$$

- 6.7.** *[intermedio]* In una stazione di compressione di gas metano viene utilizzato un compressore (C2, rapporto di compressione  $r_{p2} = 45$ , portata  $\dot{m}_g = 1 \text{ kg/s}$ , temperatura in ingresso  $T_{in} = 20^\circ \text{C}$ ) che è azionato da un impianto turbogas, come mostrato in figura, operante secondo un ciclo Joule-Brayton aperto. Supponendo che il turbogas prelevi aria a pressione atmosferica e temperatura ambiente ( $P_1 = 1 \text{ bar}$ ,  $T_1 = 20^\circ \text{C}$ ), che abbia un rapporto di compressione  $r_{p1} = 5$  e che la temperatura massima sia di  $1000^\circ \text{C}$ , determinare:

- La potenza meccanica assorbita dal compressore C2.
- La potenza termica e la portata d'aria necessarie al funzionamento del turbogas.
- La potenza complessivamente prodotta dalla turbina T.



(Aria e metano trattabili come gas perfetti, funzionamento ideale e a regime di tutti i componenti, dispersioni termiche e cadute di pressione trascurabili).

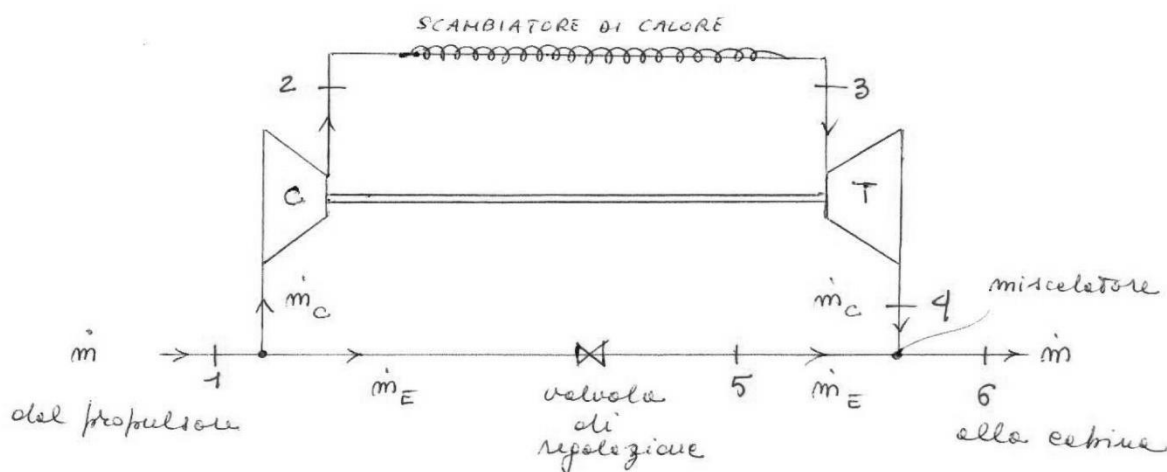
$$[\dot{L}_{C2}^{\leftarrow} = 968.8 \text{ kW}; \dot{Q}_C^{\leftarrow} = 2628 \text{ kW}; \dot{m} = 3.24 \text{ kg/s}; \dot{L}_T^{\rightarrow} = 1525 \text{ kW}]$$

**6.8.** *[intermedio]* Per realizzare un impianto per la produzione di energia elettrica si utilizza un ciclo Joule-Brayton. Il sistema opera con sorgenti di temperatura calda e fredda rispettivamente a  $T_C = 1000\text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_F = 25\text{ }^\circ\text{C}$ . Come fluido di lavoro si utilizza aria (gas ideale biatomico con  $M_m = 29\text{ kg/kmol}$ ). La temperatura e la pressione minima del ciclo sono rispettivamente  $T_1 = T_F$  e  $P_1 = 1\text{ bar}$  mentre la temperatura massima è  $T_3 = T_C$  e il rapporto di compressione del ciclo è pari a  $r_p = 6$ . Il rendimento isoentropico di espansione e di compressione valgono rispettivamente  $\eta_T = 0,90$  e  $\eta_C = 0,80$ . La potenza utile della macchina termodinamica è pari a 600 MW. Si chiede di:

- Determinare gli stati termodinamici (T e P) dei punti caratteristici del ciclo.
- Rappresentare il ciclo in un piano T-s.
- Determinare la portata di aria nel ciclo.
- Determinare le potenze termiche scambiate con le sorgenti di calore.
- Calcolare il rendimento del ciclo Joule-Brayton (reale).
- Determinare l'entropia prodotta per irreversibilità e il rendimento di secondo principio della macchina termodinamica motrice.

$$[\dot{m} = 2848\text{ kg/s}; \dot{Q}_C^{\leftarrow} = 2074\text{ MW}; \dot{Q}_F^{\rightarrow} = 1474\text{ MW}; \dot{S}_{irr} = 33.16\text{ MW/K}; \\ \eta_I = 0.289; \eta_{II} = 0.378]$$

- 6.9.** [avanzato] In figura è riportato schematicamente uno dei quattro impianti frigoriferi ad aria impiegati per la climatizzazione del velivolo Concorde. La portata d'aria pari a 0,34 kg/s trattata da ognuno dei quattro impianti viene prelevata dai turbocompressori dei motori di propulsione nelle condizioni  $P_1 = 2,24$  bar e  $T_1 = 200$  °C. Parte di essa è compressa adiabaticamente fino alla pressione  $P_2 = 4$  bar in un apposito compressore con rendimento isoentropico  $\eta_C = 0,75$ . Viene quindi raffreddata in uno scambiatore di calore operante a pressione costante fino a  $T_3 = 87$  °C e fatta espandere adiabaticamente in turbina fino alla pressione di cabina  $P_4 = P_6 = 0,9$  bar. All'uscita dalla turbina, l'aria viene miscelata con l'altra parte del flusso principale che viene laminato fino alla pressione di cabina mediante una valvola, che permette quindi anche la regolazione della temperatura dell'aria immessa in cabina.



Considerando l'aria come gas perfetto, calcolare:

- Il rendimento isoentropico di espansione in turbina.
- Le portate in massa d'aria da miscelare affinché questa venga immessa in cabina alla temperatura  $T_6 = 20$  °C.
- Rappresentare su un piano T-s le trasformazioni del gas.

$$[\eta_{iso,T} = 0.91; \dot{m}_C = 0.27 \text{ kg/s}; \dot{m}_E = 0.07 \text{ kg/s}]$$