

7. Cicli termodinamici a vapore.

Nota: La soluzione di esercizi su cicli termodinamici a vapore richiede l'utilizzo delle tabelle termodinamiche (Acqua – R134a).

- 7.1.** *[base]* Per la generazione di potenza elettrica si dispone di un ciclo Rankine a vapore saturo con le seguenti caratteristiche: pressione di evaporazione 100 bar, pressione di condensazione 0.05 bar e portata di vapore 100 kg/s. Si consideri il ciclo Rankine parte di una macchina termodinamica con sorgenti a temperatura costante pari a $T_C = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_F = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Si chiede di determinare la potenza utile, il rendimento termodinamico del ciclo, il rendimento di secondo principio e l'entropia prodotta per irreversibilità.

$$[\dot{L}_N = 100.68\text{ MW}; \dot{S}_{irr} = 334\text{ kW/K}; \eta_I = 0.394; \eta_{II} = 0.512]$$

- 7.2.** *[base]* Facendo riferimento ai dati dell'esercizio 1 si chiede di valutare la potenza utile e rendimento termodinamico del ciclo nell'ipotesi che il rendimento isoentropico della pompa sia pari a 0.92 e il rendimento isoentropico della turbina sia pari a 0.90. Determinare inoltre il rendimento di secondo principio e l'entropia prodotta per irreversibilità.

$$[\dot{L}_N = 90.34\text{ MW}; \dot{S}_{irr} = 369\text{ kW/K}; \eta_I = 0.351; \eta_{II} = 0.456]$$

- 7.3.** *[base]* Facendo riferimento ai dati dell'esercizio 1 si ipotizzi di realizzare un surriscaldamento sino ad uno stato caratterizzato da una temperatura di $600\text{ }^\circ\text{C}$. Anche in questo caso si ipotizzino rendimenti di compressione nella pompa e di espansione in turbina pari rispettivamente a 0.92 e 0.90. Determinare la potenza utile, il rendimento termodinamico, il rendimento di secondo principio e l'entropia prodotta per irreversibilità.

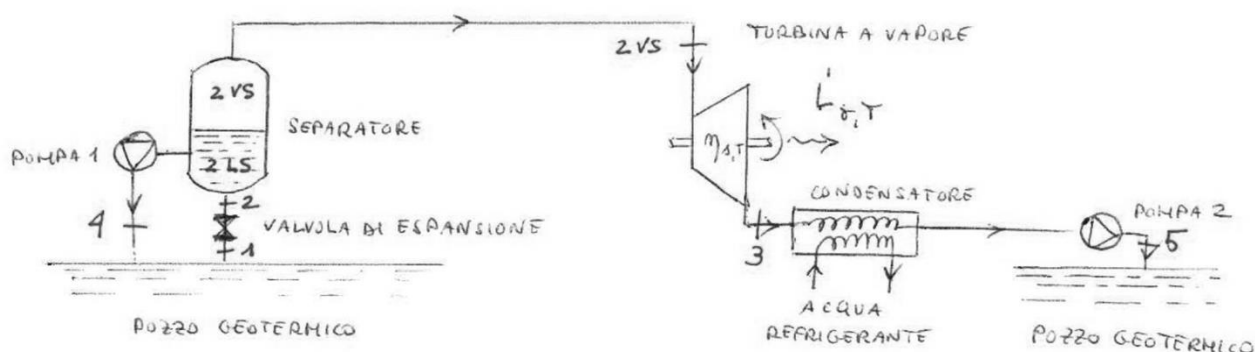
$$[\dot{L}_N = 135.6\text{ MW}; \dot{S}_{irr} = 421\text{ kW/K}; \eta_I = 0.390; \eta_{II} = 0.507]$$

- 7.4.** *[base]* Facendo riferimento ai dati dell'esercizio 3, si ipotizzi di realizzare un secondo surriscaldamento alla pressione di 30 bar e sino ad uno stato caratterizzato da una temperatura di $600\text{ }^\circ\text{C}$. Si assumano sempre un rendimento isoentropico della pompa pari a 0.92 e un rendimento isoentropico di entrambi gli stadi di turbina pari a 0.90. Determinare la potenza utile, il rendimento termodinamico, il rendimento di secondo principio e l'entropia prodotta per irreversibilità.

$$[\dot{L}_N = 160.6\text{ MW}; \dot{S}_{irr} = 475\text{ kW/K}; \eta_I = 0.412; \eta_{II} = 0.535]$$

7.5. [avanzato] Una sorgente termale di acqua calda nelle condizioni $P = 1 \text{ bar}$ e $T = 90^\circ\text{C}$ viene sfruttata per la generazione di potenza meccanica mediante l'impianto illustrato in figura, che consta dei seguenti componenti:

- Una valvola di laminazione.
- Un separatore, munito di pompa per la re-immissione della fase liquida nel pozzo geotermico.
- Una turbina a vapore di rendimento isoentropico $\eta_T = 0.65$.
- Un condensatore.
- Una pompa per la re-immissione del condensato nel pozzo geotermico.



Determinare:

- La pressione ottimale di aspirazione dell'acqua dal pozzo.
- Il massimo lavoro prodotto dalla turbina per unità di massa di acqua aspirata, nel caso in cui l'impianto eroghi una potenza di 100 kW.
- La potenza delle pompe ausiliarie.
- La portata in massa d'acqua richiesta per la condensazione, assunta pari a $T_C = 30^\circ\text{C}$.

Per risolvere l'esercizio, è necessario procedere "per tentativi" (i.e. secondo un approccio "discreto").

$$[l_N = 7.45 \text{ J/kg}; \dot{m}_{COND} = 79.1 \text{ kg/s}]$$

7.6. *[intermedio]* Un ciclo frigorifero reale utilizza come fluido di lavoro R134a e opera tra due serbatoi alla temperatura di $T_C = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e di $T_F = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Per rendere possibili gli scambi termici tra i serbatoi di calore e il fluido circolante vi è una differenza di temperatura tra questi pari a 5°C . La potenza meccanica assorbita del compressore è di 10 kW. Il rendimento isoentropico del compressore è pari a 0.9. Si chiede di determinare:

- L'entalpia specifica negli stati caratteristici del ciclo frigorifero.
- La portata in massa di refrigerante nel ciclo.
- La potenza da fornire per l'evaporazione del refrigerante.
- L'efficienza della macchina frigorifera.
- L'efficienza della macchina frigorifera reversibile che opera tra le medesime temperature dei serbatoi.
- La potenza assorbita da questa macchina reversibile a pari potenza frigorifera prelevata dalla sorgente inferiore.
- L'entropia generata per irreversibilità dalla macchina reale.

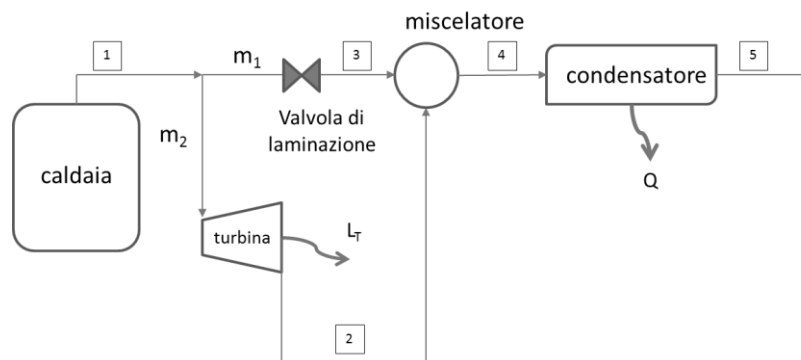
$$[\dot{m}_R = 0.3236\text{ kg/s}; \dot{Q}_F^{\leftarrow} = 48.836\text{ kW}; \varepsilon_F = 4.886; \varepsilon_{F,rev} = 8.938; \\ \dot{L}_{F,rev}^{\leftarrow} = 5.467\text{ kW}; \dot{S}_{irr} = 0.0152\text{ kW/K}]$$

7.7. *[intermedio]* Una pompa di calore operante con R134a fornisce 15 kW, necessari per mantenere un edificio alla temperatura $T_C = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ mentre l'ambiente esterno è a $T_F = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. La pressione di funzionamento nell'evaporatore è $P_2 = 2.4\text{ bar}$ mentre all'uscita del condensatore si ha liquido saturo a pressione $P_1 = 8\text{ bar}$. Assumendo un rendimento isoentropico del compressore pari a 0.93, determinare:

- La portata di fluido refrigerante.
- La potenza meccanica richiesta dal compressore.
- L'efficienza della pompa di calore.
- L'efficienza di una pompa di calore che operi reversibilmente.
- L'entropia prodotta per irreversibilità nel sistema.

$$[\dot{m}_R = 0.084\text{ kg/s}; \dot{L}_{CMP}^{\leftarrow} = 2.26\text{ kW}; \varepsilon_{PC} = 6.637; \varepsilon_{PC,rev} = 19.54; \\ \dot{S}_{irr} = 0.00533\text{ kW/K}]$$

7.8. *[avanzato]* Un impianto di cogenerazione è realizzato secondo lo schema riportato in figura.



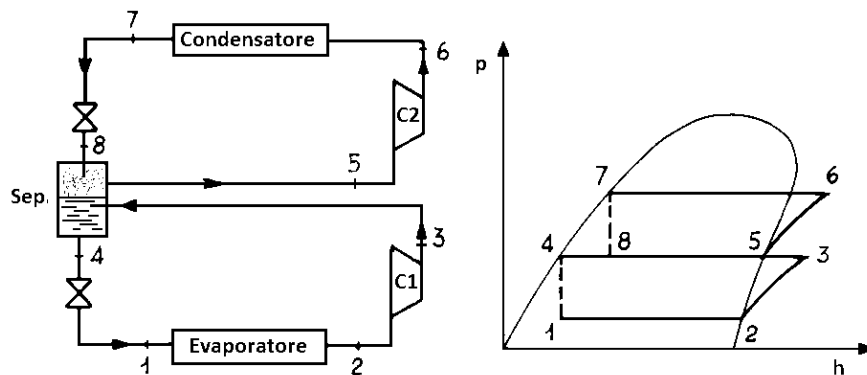
La caldaia genera una portata di vapore d'acqua, a pressione $P_1 = 30$ bar e temperatura $T_1 = 400$ °C, di cui una parte \dot{m}_2 viene fatta espandere in turbina (che opera reversibilmente) fino alla pressione $P_2 = 1$ bar, producendo una potenza meccanica $L_T = 1$ MW. La rimanente portata \dot{m}_1 viene prima inviata ad una valvola di laminazione dove viene ridotta la pressione fino a $P_3 = 1$ bar, poi miscelata adiabaticamente con la portata uscente dalla turbina. Il risultato, nello stato 4, viene inviato al condensatore all'uscita del quale si ha liquido saturo ($x_5 = 0$). È nota la potenza termica prelevata dal condensatore $Q_C = 3.5$ MW. Si chiede di:

- Rappresentare gli stati termodinamici e i processi nel diagramma (T,s).
- Determinare la portate in massa di vapore d'acqua alla turbina (\dot{m}_2).
- Scrivere le equazioni di bilancio per valvola, miscelatore e condensatore e determinare la portata in massa di vapore d'acqua alla valvola di laminazione (\dot{m}_1).
- Determinare le condizioni del vapore nello stato 4 (temperatura, entalpia, eventuale titolo, ...).
- Determinare la potenza di pompaggio necessaria nel caso in cui si volesse reimmettere il condensato in caldaia (alla pressione $P_6 = P_1 = 30$ bar) con un processo reversibile.

$$[\dot{m}_2 = 1.39 \text{ kg/s}; \dot{m}_1 = 0.208 \text{ kg/s}; T_4 = 99.63 \text{ °C}; h_4 = 2606.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$x_4 = 0.9695; P_4 = 1 \text{ bar}; \dot{L}_{P,rev}^{\leftarrow} = 4.8 \text{ kW}]$$

- 7.9. [avanzato]** Per un impianto frigorifero (potenza all'evaporatore di 70 kW) si usa la macchina schematizzata in figura che utilizza R134a come fluido di lavoro e che funziona secondo il ciclo riportato sempre in figura, e per la quale le dispersioni termiche e le cadute di pressione nei componenti sono trascurabili.



Assumendo che la temperatura di evaporazione sia di $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, che la pressione di condensazione sia di 14 bar mentre quella a cui opera il separatore/miscelatore sia di 2,4 bar, determinare:

- La portata in massa di R134a all'evaporatore.
- La minima potenza meccanica richiesta dal primo compressore (C1).
- La minima potenza meccanica complessivamente richiesta dai due compressori.

$$[\dot{m}_{EVA} = 0.386 \text{ kg/s}; \dot{L}_{C1,rev}^{\leftarrow} = 11.88 \text{ kW}; \dot{L}_{C2,rev}^{\leftarrow} = 25.11 \text{ kW}]$$

Soluzione

Di seguito sono riportate le ipotesi che si possono adottare:

- i compressori C1 e C2, il separatore e le due valvole di laminazione operano adiabaticamente;
- i compressori C1 e C2 sono ideali (trasformazione reversibile);
- il separatore realizza una miscelazione adiabatica isobara tra la portata uscente dal ciclo superiore (stato 8) e la portata uscente dal ciclo inferiore (stato 3);
- lo stato 4 è di liquido saturo alla pressione del separatore;
- lo stato 5 è di vapore saturo alla pressione del separatore;
- la portata fluente nel ciclo superiore dipende dalle entalpie degli stati 3, 4, 5 e 8 (bilancio energetico);
- il calore viene scambiato con l'esterno solamente nell'evaporatore e nel condensatore;
- il processo è stazionario.

I dati disponibili sono i seguenti:

Stato	1	2	3	4	5	6	7	8
\dot{m} [kg/s]	?	?	?	?	?	?	?	?
P [MPa]	0.05121	0.05121	0.24	0.24	0.24	1.4	1.4	0.24
P [Pa]	51210	51210	240000	240000	240000	1.4×10^6	1.4×10^6	240000
T [°C]	-40	-40	?	-5.37	-5.37	?	52.42	-5.37
T [K]	233.15	233.15	?	267.78	267.78	?	325.57	267.78
v [m ³ /kg]	?	0.3611	?	0.00076	0.08391	?	0.00092	?
h [kJ/kg]	27.02	208.2	?	27.02	229.6	?	109.6	109.6
s [kJ/kgK]	?	0.8953	0.8953	0.1046	0.8612	0.8612	0.3798	?
x	?	1	vap. surr.	0	1	vap. surr.	0	?

Dobbiamo determinare gli stati 3 e 6 (entalpie) per rispondere alle domande.

Stato 3: l'uscita del primo compressore C1 (ideale) è data dalla pressione del separatore e dall'entropia all'ingresso del compressore (la trasformazione essendo isoentropica).

La pressione $P_3 = 0.24$ MPa non è presente nella tabella del vapore surriscaldato del fluido R134a quindi bisogna impostare un'interpolazione tripla.

Stato	A	A1	A2	B	B1	B2
P [MPa]	0.20	0.20	0.20	0.30	0.30	0.30
T [°C]	?	-10.08	0	?	10	20
h [kJ/kg]	?	226.8	235.4	?	241.5	250.4
s [kJ/kgK]	0.8953	0.8644	0.8964	0.8953	0.8876	0.9185

Lo stato A1 è preso dalla tabella di saturazione per poter avere la condizione $s_{A1} < s_A < s_{A2}$.

Le tre interpolazioni da calcolare sono le seguenti:

$$h_A = h_{A1} + \frac{h_{A2} - h_{A1}}{s_{A2} - s_{A1}}(s_A - s_{A1}) = 235.1 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_B = h_{B1} + \frac{h_{B2} - h_{B1}}{s_{B2} - s_{B1}}(s_B - s_{B1}) = 243.7 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_3 = h_A + \frac{h_B - h_A}{P_B - P_A}(P_3 - P_A) = 238.5 \quad \text{kJ/kg}$$

Stato 6: l'uscita del secondo compressore C2 (ideale) è data dalla pressione del condensatore e dall'entropia all'ingresso del compressore (la trasformazione essendo isoentropica).

La pressione $P_4 = 1.4$ MPa non è presente nella tabella del vapore surriscaldato del fluido R134a quindi bisogna impostare un'interpolazione tripla.

Stato	A	A1	A2	B	B1	B2
P [MPa]	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5	1.5
T [°C]	?	40	50	?	60	70
h [kJ/kg]	?	254.0	265.1	?	265.5	277.6
s [kJ/kgK]	0.8612	0.8444	0.8791	0.8612	0.8543	0.8899

Le tre interpolazioni da calcolare sono le seguenti:

$$h_A = h_{A1} + \frac{h_{A2} - h_{A1}}{s_{A2} - s_{A1}}(s_A - s_{A1}) = 259.4 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_B = h_{B1} + \frac{h_{B2} - h_{B1}}{s_{B2} - s_{B1}}(s_B - s_{B1}) = 267.8 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_6 = h_A + \frac{h_B - h_A}{P_B - P_A}(P_3 - P_A) = 266.1 \quad \text{kJ/kg}$$

- La portata massica nel evaporatore (ciclo inferiore) è data dal bilancio energetico sull'evaporatore

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_{eva}(h_2 - h_1) = 70 \quad \text{kW}$$

$$\dot{m}_{eva} = \frac{\dot{Q}}{(h_2 - h_1)} = 0.386 \quad \text{kg/s}$$

- La minima potenza meccanica ($\dot{L}_{C1,rev}$) richiesta dal primo compressore C1 è data dal bilancio energetico sul compressore

$$\dot{L}_{C1,rev} = \dot{m}_{eva}(h_3 - h_2) = 11.7 \quad \text{kW}$$

- Per poter calcolare la minima potenza meccanica ($\dot{L}_{C2,rev}$) richiesta dal secondo compressore C2, bisogna prima calcolare la portata che fluisce nel condensatore (ciclo superiore). La si ottiene dal bilancio energetico sul separatore (miscelamento adiabatico)

$$\dot{m}_{eva}h_3 + \dot{m}_{cond}h_8 = \dot{m}_{eva}h_4 + \dot{m}_{cond}h_5$$

Si evidenzia come il flusso di energia entrante è uguale al flusso di energia uscente, senza dispersioni termiche (adiabatico) e senza scambio di lavoro. Quindi

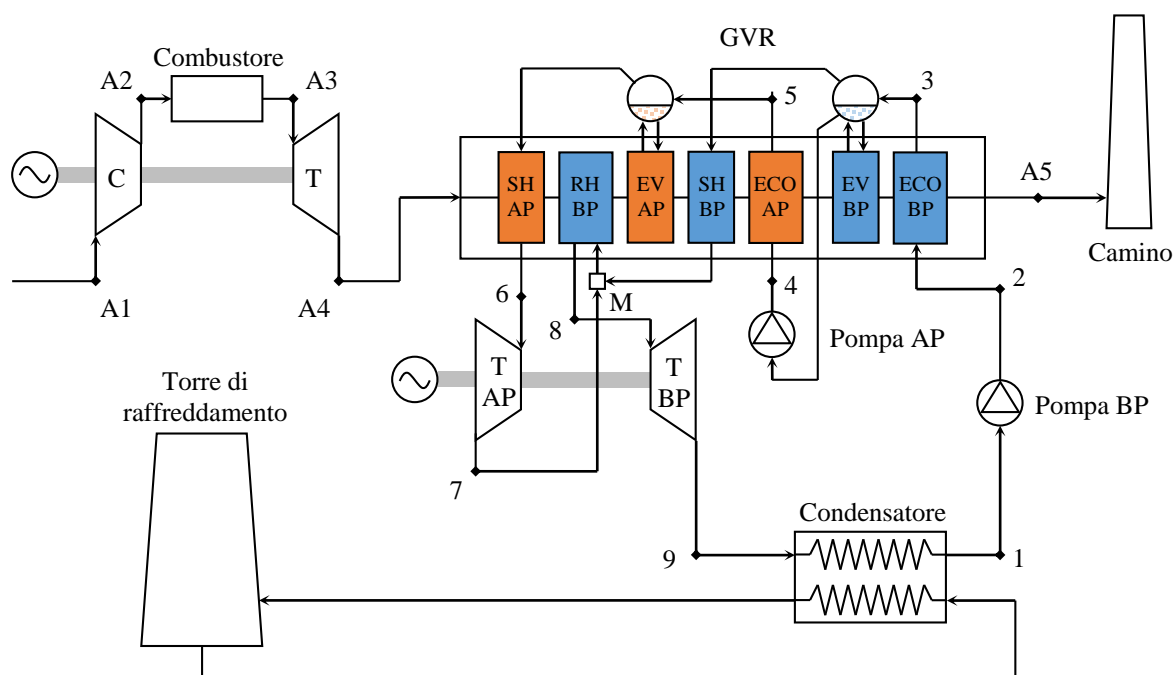
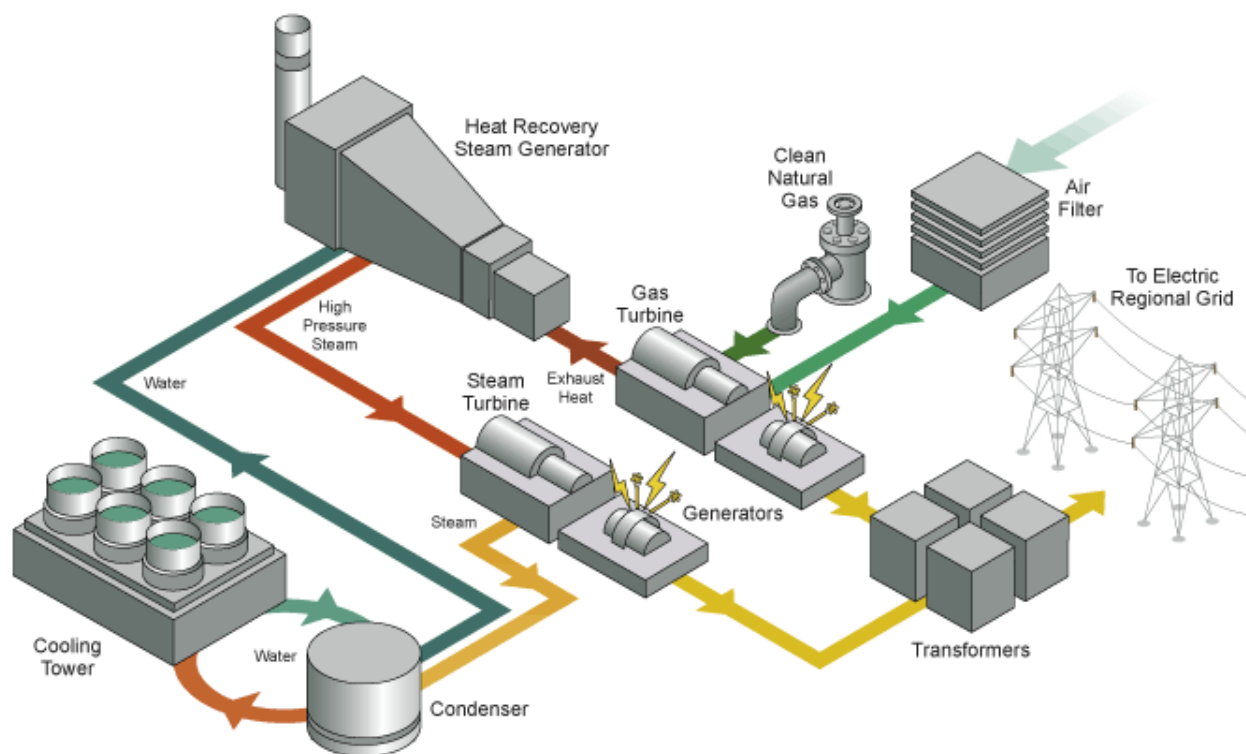
$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{eva} \frac{h_3 - h_4}{h_5 - h_8} = 0.680 \quad \text{kg/s}$$

$$\dot{L}_{C2,rev} = \dot{m}_{cond}(h_6 - h_5) = 24.8 \quad \text{kW}$$

Per cui la minima potenza complessiva è pari a

$$\dot{L}_{C,rev} = \dot{L}_{C1,rev} + \dot{L}_{C2,rev} = 36.5 \quad \text{kW}$$

7.10. [avanzato] Si considera un impianto a ciclo combinato (semplificato) per la produzione di energia elettrica come rappresentato in figura.



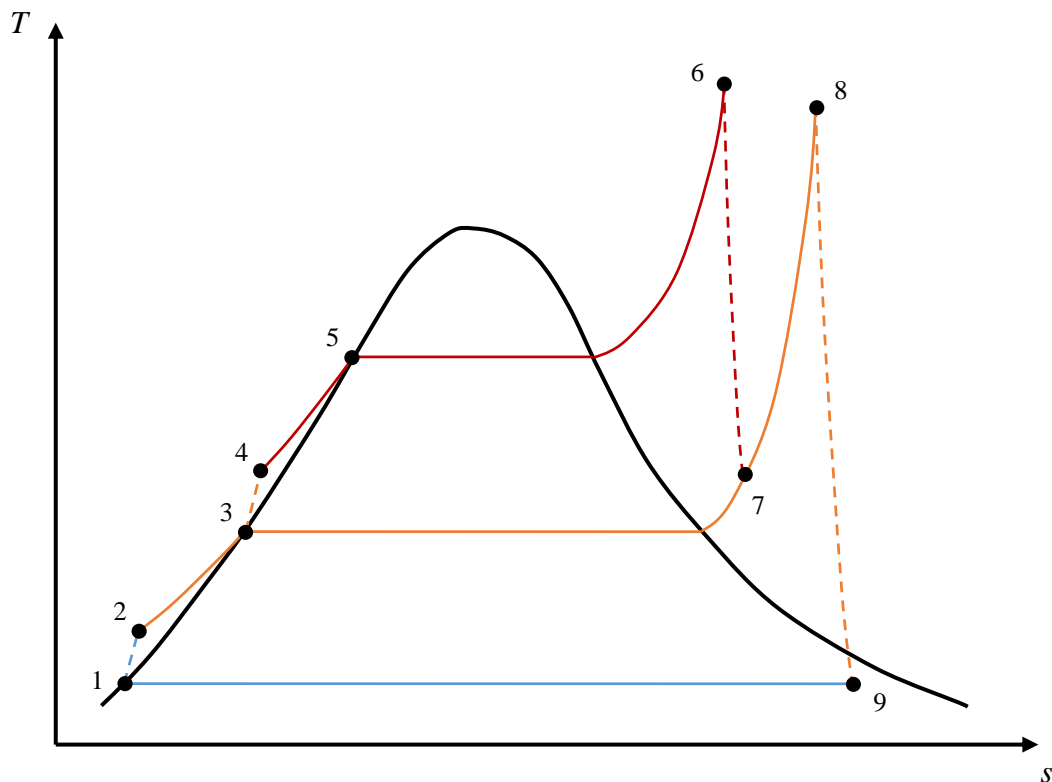
Nomenclatura ciclo Joule-Brayton aperto:

- A1: stato fluido (aria) ingresso compressore (C)
- A2: stato fluido ingresso combustore
- A3: stato fluido (aria + fumi) ingresso turbina (T)
- A4: stato fluido ingresso GVR (generatore di vapore a recupero, HRSG in inglese)
- A5: stato fluido uscita GVR

Nomenclatura ciclo Rankine (chiuso):

- 1: stato fluido (acqua) ingresso pompa di bassa pressione (BP)
- 2: stato fluido ingresso economizzatore di bassa pressione (ECO BP)
- 3: liquido saturo di bassa pressione (ingresso pompa di alta pressione e ingresso evaporatore di bassa pressione EV BP)
- 4: stato fluido ingresso economizzatore di alta pressione (ECO AP)
- 5: liquido saturo di alta pressione (ingresso evaporatore di alta pressione EV AP)
- 6: stato fluido uscita surriscaldatore di alta pressione (SH AP) e ingresso turbina di alta pressione (T AP)
- 7: stato fluido uscita turbina di alta pressione (T AP) e ingresso miscelatore (M); lo stato in uscita del surriscaldatore di bassa pressione (SH BP) può essere diverso ma ha la stessa pressione
- 8: stato fluido uscita risurriscaldatore di bassa pressione (RH BP) e ingresso turbina di bassa pressione (T BP)
- 9: stato fluido ingresso condensatore

Rappresentazione nel diagramma T-s del ciclo Rankine:



Introduzione ai cicli combinati:

I cicli combinati nascono dall'idea di recuperare il calore contenuto nei fumi scaricati dalle turbine a gas (temperature attorno ai 550-600 °C) per convertirlo, attraverso un opportuno ciclo termodinamico, in ulteriore potenza elettrica. Il ciclo combinato accoppia una turbina a gas (ciclo Joule-Brayton aperto) ad un ciclo a vapore d'acqua (Rankine): il calore entrante in quest'ultimo si ottiene dal recupero termico effettuato sui gas combusti scaricati dalla turbina a gas. Si distingue così il ruolo del ciclo “*topping*” a gas, che opera alle temperature più elevate, da quello del ciclo “*bottoming*” a vapore, che utilizza il calore scaricato ad un livello inferiore dal punto di vista termodinamico.

La potenza prodotta dalla turbina a vapore va a sommarsi a quella prodotta dal Turbogas, senza alcun aumento di consumo di combustibile. È quindi evidente che il ciclo combinato gas/vapore presenterà prestazioni migliori rispetto al ciclo Joule-Brayton semplice, per quanto riguarda il rendimento. Attualmente, grazie agli elevati rendimenti raggiunti dai gruppi turbogas, la tecnologia del ciclo combinato rappresenta la migliore tecnologia disponibile per la produzione di energia elettrica da gas naturale. Negli ultimi anni il suo impiego è cresciuto enormemente a scapito delle centrali a vapore, rivoluzionando il settore termoelettrico.

Per migliorare il rendimento dei cicli combinati, i cicli a vapore sono organizzati su più livelli di pressione, come nel problema considerato. Con tali configurazioni si produce vapore ad alta pressione dove i gas sono più caldi e, man mano che si raffreddano, si riduce la qualità termodinamica del vapore prodotto, e cioè la sua pressione. Si limitano così le perdite termodinamiche dovute alle differenze di temperatura in corrispondenza delle quali avviene lo scambio termico. Un ulteriore vantaggio dei cicli multilivello è che si riesce a ridurre la temperatura dei fumi al camino fino a valori dell'ordine dei 100°C, consentendo di minimizzare le perdite di energia termica dissipata allo scarico.

Due o tre livelli di pressione sono tipicamente impiegati e la configurazione degli scambiatori di calore dipende dalle soluzioni tecnologiche adottate. In linea di principio, si cerca di minimizzare il salto di temperatura tra i fumi provenienti dal Turbogas (TEG per Turbine Exhaust Gas) e l'acqua (liquida, vapore umido, vapore surriscaldato) del ciclo Rankine. Di conseguenza, gli scambiatori che hanno lo scopo di produrre vapore surriscaldato ad alta temperatura (surriscaldatore SH, e risurriscaldatore RH) si trovano a monte, dove la temperatura dei TEG è maggiore. Dopodiché troviamo l'evaporatore (EV) di alta pressione e l'economizzatore (ECO) di alta pressione. Quest'ultimo componente ha il compito di riscaldare l'acqua liquida fino a saturazione. I successivi scambiatori seguono la medesima logica. Mano a mano viene prelevato calore dai TEG, quest'ultimi scendono di temperatura. Per evitare di prelevare troppo calore nei stadi di alta pressione e impedire il corretto funzionamento del risurriscaldatore (impossibilità di raggiungere la temperatura massima prestabilita e quindi il rendimento prestabilito e il titolo di vapore in uscita turbina) la portata di vapore nei stadi di alta pressione può essere frazionata. Da cui la presenza di evaporatori negli altri livelli di pressione.

È consigliata la visione dei seguenti video:

- <https://www.youtube.com/watch?v=IdPTuwKEfmA>
(inglese, sottotitolato) Funzionamento ciclo Rankine in centrale a carbone. È importante notare che la temperatura dei fumi nei generatori di vapore tradizionali è di oltre 2000 °C da cui la diversa configurazione dell'evaporatore, surriscaldatore e risurriscaldatore. In questo caso l'evaporatore è posto a monte degli altri componenti ed è integrato alle pareti

della camera di combustione (pareti membranate) per poter mantenere una temperatura contenuta dei materiali ed evitare danni strutturali.

- <https://www.youtube.com/watch?v=nL-J5tT1E1k>
(inglese) Funzionamento generatore di vapore.
- <https://www.youtube.com/watch?v=zcWkEKNvqCA>
(inglese) Funzionamento Turbogas Joule-Brayton in centrale termoelettrica a ciclo combinato.
- <https://www.youtube.com/watch?v=KVjtFXWe9Eo>
(inglese) Funzionamento ciclo combinato.
- <https://www.youtube.com/watch?v=Cb-Uv8HdMoU>
(italiano) Funzionamento ciclo combinato.

Dati del problema:

Il Turbogas è caratterizzato da un rapporto di compressione pari a 16:1 ed è composto da un compressore a 18 stadi e una turbina a 3 stadi. Complessivamente, il rendimento isoentropico del compressore è pari a 0.80 e quello della turbina è pari a 0.85. L'aria entra nel Turbogas in condizioni ambiente I.S.O. (15 °C, 1 atm) con una portata pari a 620 kg/s. Il Turbogas consuma 14 kg/s di combustibile gas naturale (98% metano), con potere calorifico inferiore (p.c.i.) pari a 47.7 MJ/kg (il p.c.i. indica quanto calore viene rilasciato dalla combustione di 1 kg di sostanza, maggiori dettagli sono forniti di seguito). Il combustibile entra in camera di combustione alla temperatura di 15 °C. I fumi che entrano nella turbina sono assimilabili a un gas perfetto biatomico con $c_p = 1100 \text{ J/kgK}$. I fumi escono dal Turbogas alla temperatura di circa 600 °C e escono dal GVR alla temperatura di 115 °C.

Il generatore di vapore a recupero (GVR) è composto da due livelli di pressione: 100 bar e 10 bar. La pressione di condensazione è pari a 0.05 bar. La temperatura alla fine del surriscaldamento di alta pressione è pari a 560 °C mentre quella alla fine del risurriscaldamento è pari a 490 °C. La portata totale di vapore è di 90.61 kg/s mentre quella che viene indirizzata verso l'evaporatore di bassa pressione è pari a 25 kg/s. La temperatura all'uscita del surriscaldatore di bassa pressione è fissata a 250 °C. Il rendimento isoentropico delle pompe è pari a 0.97 mentre quello delle turbine è uguale a 0.90.

Domande:

- Determinare il calore rilasciato dalla combustione del gas naturale nel Turbogas
- Calcolare la temperatura dei fumi in ingresso alla turbina del Turbogas (indizio: avviene una miscelazione adiabatica + combustione)
- Determinare la potenza utile e il rendimento termodinamico del Turbogas
- Determinare la potenza da dissipare nel GVR
- Determinare la potenza utile del ciclo Rankine
- Determinare il rendimento termodinamico del ciclo Rankine
- Calcolare il rendimento termodinamico del ciclo combinato
- Rappresentare qualitativamente il profilo di temperatura dei vari fluidi di lavoro lungo il GVR (TEG, vapore alta pressione, vapore bassa pressione)

$$[\dot{Q}_{comb} = 667.8 \text{ MW}; T_{A3} = 1360 \text{ °C}; \dot{L}_{JB} = 258.9 \text{ MW}; \eta_{JB} = 38.8\%; \\ \dot{Q}_{GVR} = 338.5 \text{ MW}; \dot{L}_{GVR} = 127.2 \text{ MW}; \eta_{GVR} = 37.6\%; \eta_{CC} = 57.8\%]$$

Domande aggiuntive:

Considerando i seguenti vincoli di progettazione legati alla fattibilità e al contenimento dei costi costruttivi e dimensioni del GVR:

- differenza di temperatura minima tra TEG e vapore nei surriscaldatori e risurriscaldatori maggiori di 35 °C;
- differenza di temperatura minima tra TEG e vapore negli evaporatori maggiori di 7÷15 °C;
- differenza di temperatura minima tra TEG e acqua liquida negli economizzatori maggiori di 12 °C;

proporre modifiche impiantistiche al fine di:

- aumentare la temperatura raggiungibile in uscita al risurriscaldatore al fine di aumentare il rendimento del ciclo Rankine;
- recuperare maggiore calore dai fumi al fine di aumentare il rendimento del ciclo combinato; è preferibile ridurre la temperatura dei TEG in uscita al GVR a un minimo di 95 °C in modo da garantire il tiraggio naturale nel camino.

Soluzione parziale e calcolo combustione:

Sono forniti i risultati e l'impostazione generale del problema sotto forma di un foglio di calcolo Excel. In questo foglio, vi sono riportati i risultati attesi ma non le formule necessarie al ottenimento di tali risultati. Un buon esercizio è quindi quello di ricavare le formule necessarie alla chiusura del problema.

Per quanto riguarda la combustione nel turbogas, esistono diversi approcci per calcolare l'entalpia dei fumi (e quindi la temperatura) in uscita al combustore (ingresso turbina a gas). Di seguito vengono riportati tre approcci in ordine di semplificazione crescente.

Approccio A)

È l'approccio più rigoroso, per calcolare le entalpie si usano le entalpie di formazione allo stato di riferimento standard pari a 0 °C e 1 atm (valori tabulati per ciascuna specie) e si calcola l'integrale del calore specifico:

$$\begin{aligned}
 h_{aria} &= h_{aria,ref} + \int_{T_{ref}}^{T_{aria}} c_{P,aria} dT \\
 h_{CH_4} &= h_{CH_4,ref} + \int_{T_{ref}}^{T_{CH_4}} c_{P,CH_4} dT \\
 h_{fumi} &= h_{fumi,ref} + \int_{T_{ref}}^{T_{fumi}} c_{P,fumi} dT
 \end{aligned}$$

Dal bilancio energetico, otteniamo il legame tra le entalpie

$$\dot{m}_{aria} h_{aria} + \dot{m}_{CH_4} h_{CH_4} = \dot{m}_{fumi} h_{fumi}$$

Occorre però conoscere la dipendenza dei vari c_p con la temperatura. Inoltre, il calcolo per ricavare T_{fumi} diventa (solitamente) iterativo.

Approccio B) usato nel foglio Excel

Per semplificare il calcolo dell'approccio A, si possono considerare costanti i calori specifici. Ne consegue le seguenti formule per le entalpie

$$\begin{aligned}h_{aria} &= h_{aria,ref} + c_{P,aria}(T_{aria} - T_{ref}) \\h_{CH_4} &= h_{CH_4,ref} + c_{P,CH_4}(T_{CH_4} - T_{ref}) \\h_{fumi} &= h_{fumi,ref} + c_{P,fumi}(T_{fumi} - T_{ref})\end{aligned}$$

Sostituendo le formule per le entalpie nel bilancio energetico otteniamo

$$\begin{aligned}\dot{m}_{aria}c_{P,aria}(T_{aria} - T_{ref}) + \dot{m}_{CH_4}c_{P,CH_4}(T_{CH_4} - T_{ref}) + \dot{m}_{aria}h_{aria,ref} + \dot{m}_{CH_4}h_{CH_4,ref} \\= \dot{m}_{fumi}c_{P,fumi}(T_{fumi} - T_{ref}) + \dot{m}_{fumi}h_{fumi,ref}\end{aligned}$$

Dalla definizione di potere calorifico inferiore, abbiamo

$$\dot{m}_{aria}h_{aria,ref} + \dot{m}_{CH_4}h_{CH_4,ref} - \dot{m}_{fumi}h_{fumi,ref} = \dot{m}_{CH_4} \cdot pci$$

Il termine $\dot{m}_{CH_4} \cdot pci$ viene anche detto potenza della combustione.

Infine, considerando $T_{ref} = 273.15 \text{ K}$ otteniamo la formula per T_{fumi} espressa in $^{\circ}\text{C}$

$$T_{fumi}[^{\circ}\text{C}] = \frac{\dot{m}_{aria}c_{P,aria}T_{aria}[^{\circ}\text{C}] + \dot{m}_{CH_4}c_{P,CH_4}T_{CH_4}[^{\circ}\text{C}] + \dot{m}_{CH_4} \cdot pci}{\dot{m}_{fumi}c_{P,fumi}}$$

Approccio C)

Si evince che $c_{P,aria} \approx c_{P,fumi}$ e si trascura l'errore commesso per l'entalpia del metano per poter ricavare la seguente relazione semplificata

$$\dot{m}_{fumi}c_{P,fumi}(T_{fumi} - T_{aria}) = \dot{m}_{CH_4} \cdot pci$$