



Ricerca di Sistema elettrico

Definizione preliminare dei turbo-gruppi per un ciclo di potenza a sCO₂ ibridizzato con una pompa di calore

Giuseppe Messina

Definizione preliminare dei turbo-gruppi per un ciclo di potenza a sCO₂ ibridizzato con una pompa di calore

Giuseppe Messina (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA
Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - I annualità
Work package WP3: "Power to Gas" (P2G)

Linea di attività: LA3.29: Integrazione P2G/sistemi generazione elettrica innovativi: cicli a sCO₂ ibridizzati con sistemi di accumulo –
definizione del ciclo

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Responsabile del WP3: Eugenio Giacomazzi, ENEA

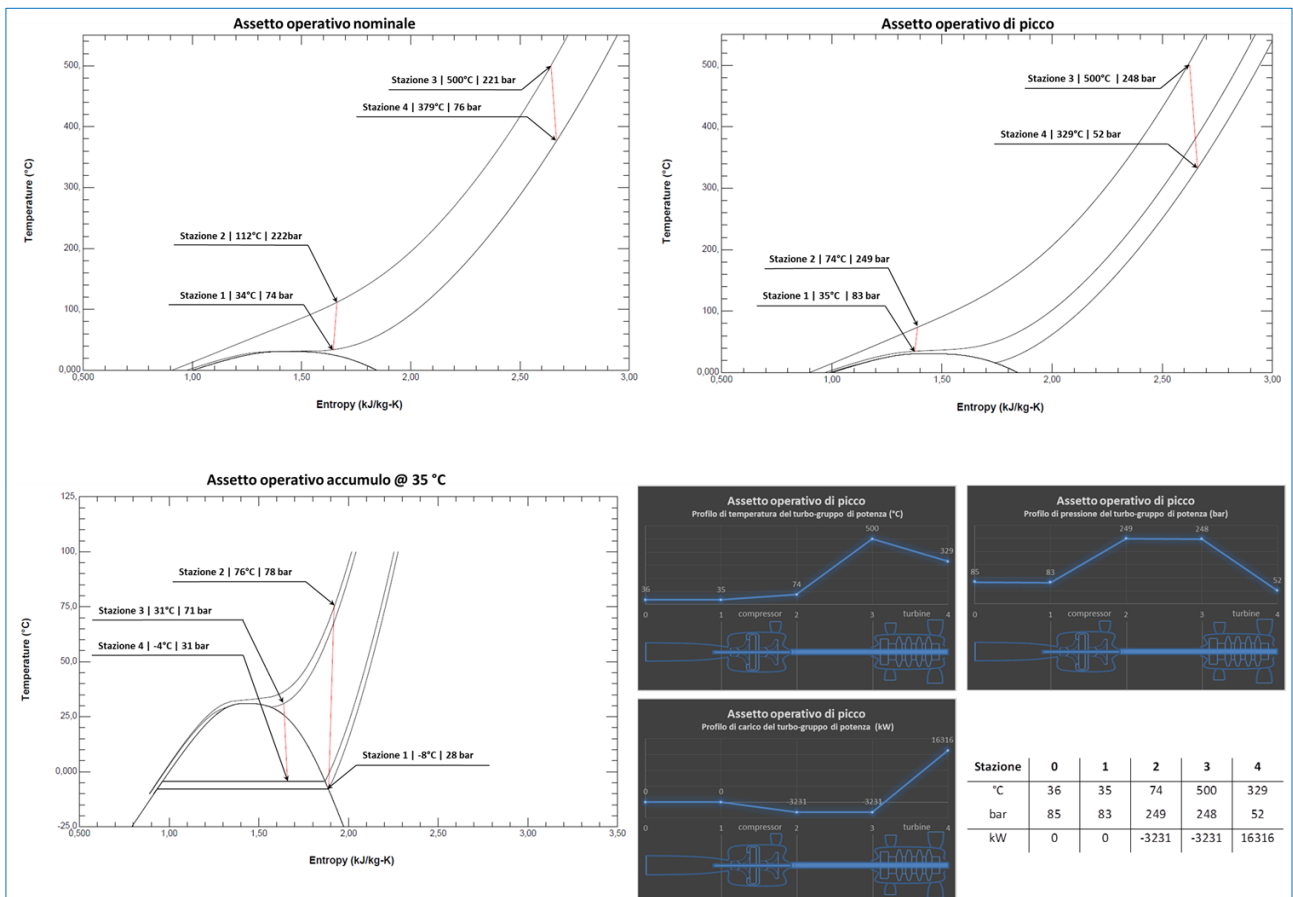
Indice

SOMMARIO E SINTESI GRAFICA	4
1 TURBO-GRUPPO DELLA SEZIONE DI POTENZA.....	5
1.1 IPOTESI E METODOLOGIA DI CALCOLO	5
1.2 ASSETTO OPERATIVO NOMINALE.....	5
1.3 ASSETTO OPERATIVO DI PICCO.....	7
2 TURBO-GRUPPO DELLA SEZIONE DI ACCUMULO.....	7
2.1 IPOTESI E METODOLOGIA DI CALCOLO	9
2.2 PROFILO OPERATIVO DELLA SEZIONE DI ACCUMULO	9
3 CONCLUSIONI.....	11

Sommario e sintesi grafica

In questo documento si descrivono le specifiche di base dei due turbo-gruppi di un ciclo di potenza a CO₂ supercritica ibridizzato con un sistema di accumulo termico. Ciascuno dei due turbo-gruppi afferisce rispettivamente alla sezione di potenza e alla sezione di accumulo termico. La sezione di potenza è concepita per convertire in energia elettrica il calore proveniente da una sorgente ad alta temperatura, come gli esausti di una turbina a gas, un campo solare termodinamico o il calore di scarto di un processo industriale se ad essi assimilabile in termini di potenza e temperatura. In questa fase dello studio il turbo-gruppo di potenza è stato ipotizzato nella sua configurazione più semplice, ovvero quella mono-albero, con turbina e compressore connessi meccanicamente ad un generatore elettrico sincrono che, di conseguenza, impone una velocità di rotazione costante. La scelta della configurazione monoalbero ha il pregio della “semplificazione” derivante dalla riduzione al minimo di componenti critici, quali le tenute ed i cuscinetti. Di contro presenta delle rigidità nell'accoppiamento meccanico e fluidodinamico che potrebbero comportare una riduzione dell'efficienza di conversione o, nei casi più vincolanti, la necessità di architetture più complesse che spaziano dall'introduzione di un riduttore di giri, all'arrangiamento del turbo-gruppo in più alberi, o entrambe. La configurazione ipotizzata per le turbomacchine della sezione di potenza è radiale per il compressore e assiale per la turbina, ritenendo la scalabilità verso potenze superiori un requisito essenziale della soluzione tecnologica proposta.

Con riferimento al turbo-gruppo della sezione di accumulo si è ipotizzato un compressore alimentato da un motore elettrico con la possibilità di integrare parte della potenza meccanica richiesta con un turbo-espansore trans-critico. L'architettura ipotizzata per il turbo-gruppo prevede un accoppiamento meccanico fisso tra il compressore e il motore elettrico e un giunto di accoppiamento auto-sincronizzante per la connessione del turbo-espansore, che ne consente l'azionamento solo quando le condizioni del fluido di lavoro sono adatte per l'avviamento. La configurazione ipotizzata per le turbomacchine della sezione di accumulo è radiale sia per il compressore che per il turbo-espansore.



1 Turbo-gruppo della sezione di potenza

Il turbo-gruppo della sezione di potenza ha lo scopo di convertire in energia meccanica l'energia termica trasferita al fluido di lavoro in una o più sezioni di scambio termico. Il fluido di lavoro è CO₂ che, a seconda del profilo operativo del turbo-gruppo, può essere in condizioni termodinamiche super-critiche o sub-critiche. In termini generali le condizioni del fluido di lavoro elaborato nella sezione di potenza sono quindi trans-critiche. L'energia meccanica disponibile all'albero viene a sua volta convertita in energia elettrica mediante un generatore connesso meccanicamente all'albero (o ad uno degli alberi) del turbo-gruppo. Nel caso in questione si è assunta come configurazione di primo tentativo quella monoalbero, in cui il compressore, la turbina e il generatore elettrico sono connessi meccanicamente allo stesso albero e, pertanto, vincolati alla stessa velocità di rotazione. La configurazione monoalbero ha il pregio della "semplificazione" derivante dalla riduzione al minimo di componenti critici, quali le tenute ed i cuscinetti e ha indubbi vantaggi per la realizzazione di soluzioni completamente incapsulate¹. Di contro presenta delle rigidità nell'accoppiamento meccanico e fluidodinamico che potrebbero comportare una riduzione dell'efficienza di conversione o, nei casi più vincolanti, la necessità di architetture più complesse che spaziano dall'introduzione di un riduttore di giri, all'arrangiamento del turbo-gruppo in più alberi, o entrambe. La configurazione ipotizzata per le turbomacchine della sezione di potenza è radiale per il compressore e assiale per la turbina, ritenendo la scalabilità verso potenze superiori un requisito essenziale della soluzione tecnologica proposta.

1.1 Ipotesi e metodologia di calcolo

La sezione di potenza è configurata per rispondere a due profili operativi, identificabili come *assetto operativo nominale* e *assetto operativo di picco*, ciascuno di essi caratterizzato dai medesimi valori del rapporto di compressione (β) e della temperatura di ingresso turbina (TIT) ma da portate in massa e profili di pressione differenti. I profili di pressione e temperatura del turbo-gruppo, nelle due condizioni operative, sono stati definiti sulla base dello stato dell'arte della tecnologia. Assumendo per compressore e turbina un'efficienza isoentropica pari rispettivamente a $\eta_c = 0.85$ e $\eta_T = 0.89$, può essere delineato il profilo di carico del turbo-gruppo negli assetti operativi nominale e di picco. Il profilo di carico è stato ottenuto mediante cicli di calcolo effettuati sui codici ChemCAD e RefPROP, ciò al fine di validare i risultati e accertarsi che le future sessioni di calcolo necessarie per la progettazione di dettaglio dei componenti possano utilizzare i risultati ottenuti come un solido punto di partenza. La validazione ha dato riscontro positivo, evidenziando una differenza nella stima della potenza meccanica disponibile all'albero in entrambi i casi inferiore al 1.0%.

1.2 Assetto operativo nominale

In questo assetto operativo, ipotizzando la configurazione monoalbero del turbo-gruppo, il fluido di lavoro approccia la sezione di aspirazione del compressore in condizioni supercritiche ad una pressione compresa tra 74 e 76 bar e alla temperatura di 35 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 98 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 222 bar, con un rapporto di compressione pari a 3. Dall'uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne incrementa la temperatura fino a 500 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 221 bar con una TIT pari a 500 °C e viene espanso fino alla pressione di 76 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a circa 12.5 MW da cui, a fronte dei circa 4.5 MW assorbiti dal compressore, risulta una potenza meccanica disponibile all'albero pari a circa 8 MW.

¹ In questo caso il turbo-gruppo è "incapsulato" in un contenitore in pressione a tenuta stagna che risolve radicalmente il problema dei trafilamenti dalle tenute e la conseguente necessità del reintegro del fluido di lavoro.

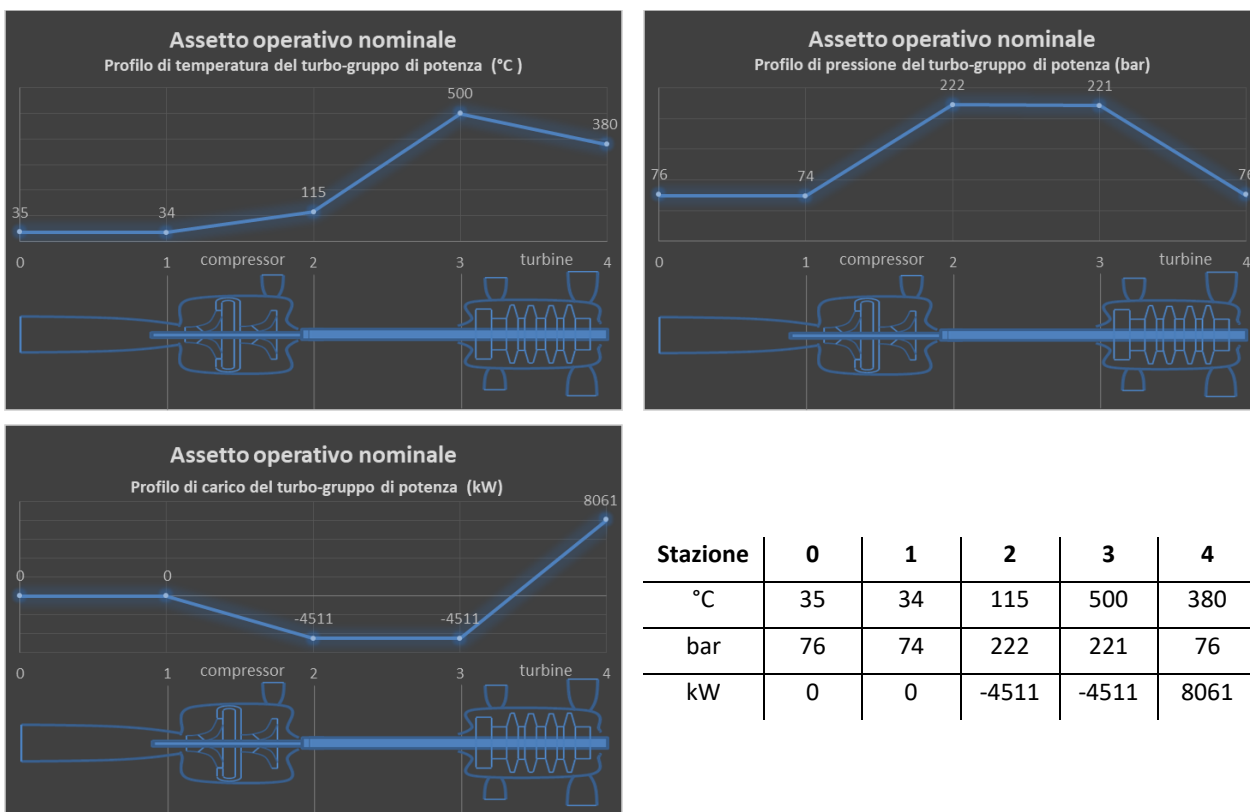


Figura 1. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo di potenza in assetto operativo nominale. Ciclo di calcolo effettuato con ChemCAD.

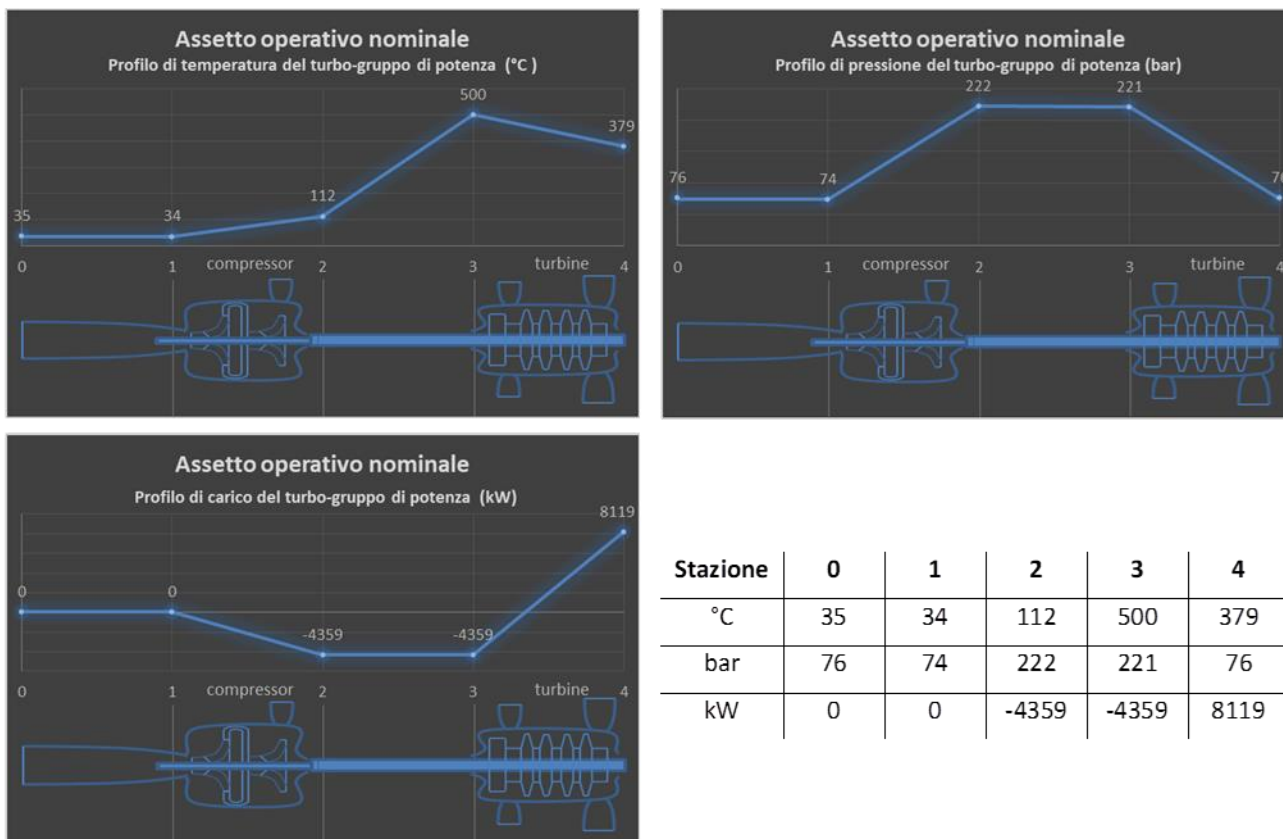


Figura 2. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo di potenza in assetto operativo nominale. Ciclo di calcolo effettuato con RefPROP.

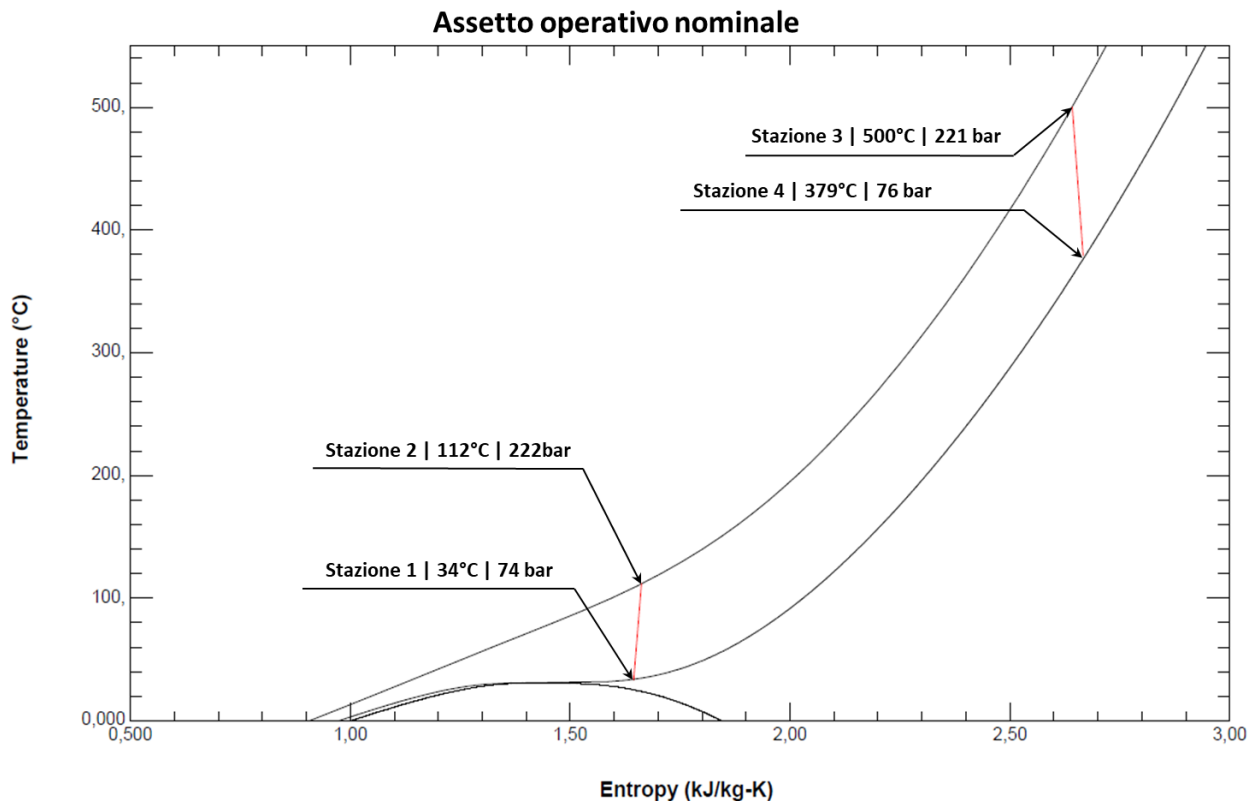


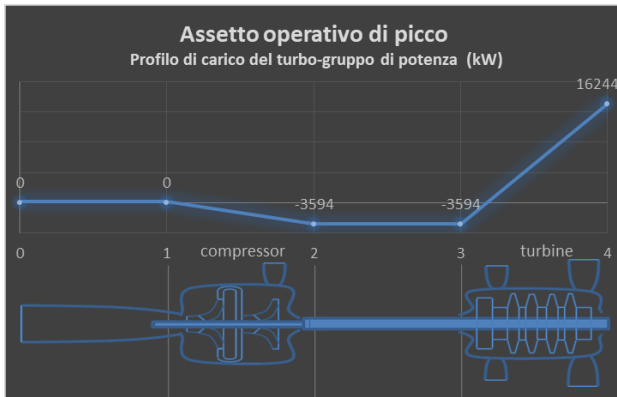
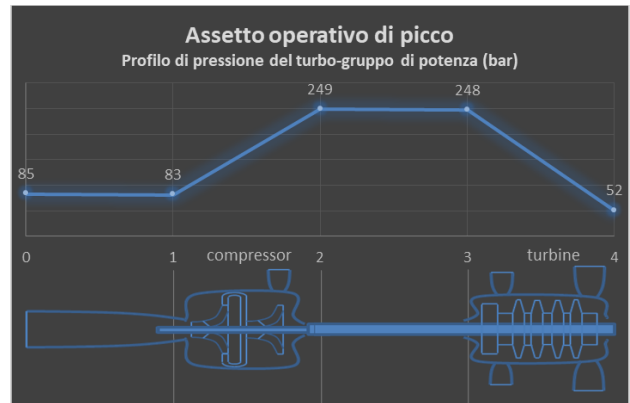
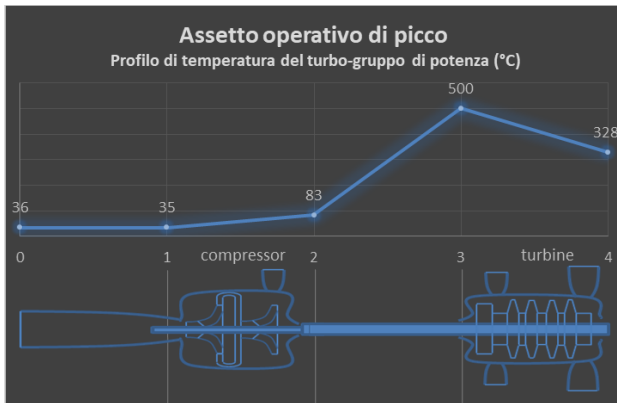
Figura 3. Ciclo termodinamico di riferimento per il turbo-gruppo di potenza in assetto operativo nominale.

1.3 Assetto operativo di picco

In questo assetto operativo, ipotizzando la configurazione monoalbero del turbo-gruppo, il fluido di lavoro approccia la sezione di aspirazione del compressore in condizioni supercritiche ad una pressione compresa tra 83 e 85 bar alla temperatura di 35 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 110 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 249 bar, con un rapporto di compressione pari a 3. Dall'uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne incrementa la temperatura fino a 500 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 248 bar con una TIT pari a 500 °C e viene espanso fino alla pressione di 52 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a circa 19.5 MW da cui, a fronte dei circa 3.5 MW assorbiti dal compressore, risulta una potenza meccanica disponibile all'albero pari a circa 16 MW.

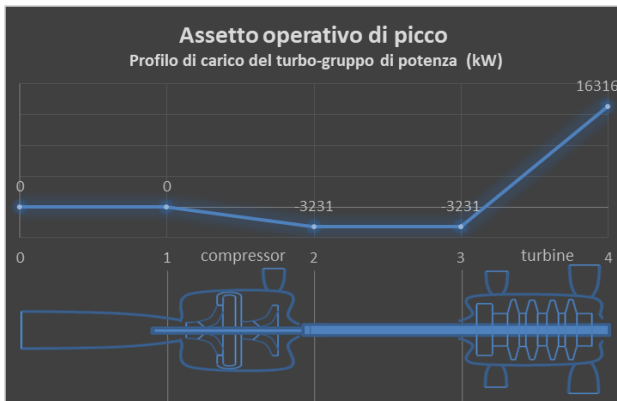
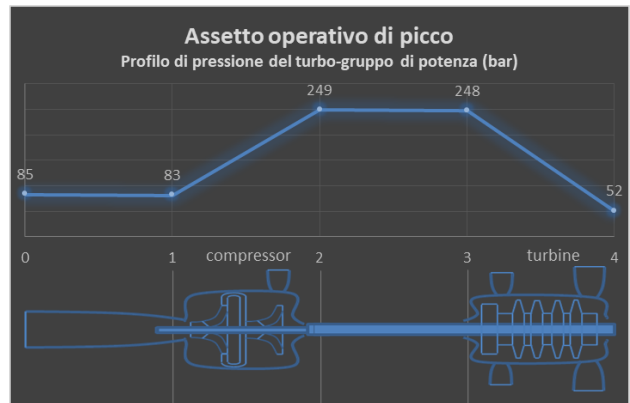
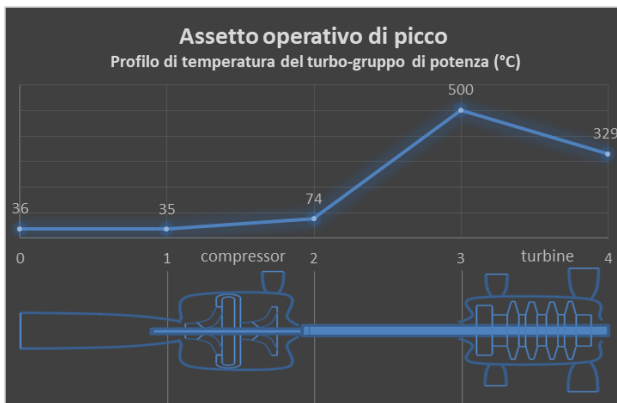
2 Turbo-gruppo della sezione di accumulo

Il turbo-gruppo della sezione di accumulo ha lo scopo di convertire in energia termica a temperatura inferiore a quella ambiente l'energia meccanica trasferita al fluido di lavoro e l'energia termica estratta dall'ambiente. Il fluido di lavoro è CO₂ che, a seconda della sezione del turbo-gruppo, può essere in condizioni termodinamiche super-critiche o sub-critiche. In termini generali le condizioni del fluido di lavoro elaborato nella sezione di accumulo sono quindi trans-critiche. Con riferimento all'impostazione turbo-gruppo, si è ipotizzato un compressore alimentato da un motore elettrico con la possibilità di integrare parte della potenza meccanica richiesta con un turbo-espansore trans-critico. L'architettura ipotizzata per il turbo-gruppo prevede un accoppiamento meccanico fisso tra il compressore e il motore elettrico e un giunto di accoppiamento auto-sincronizzante per la connessione del turbo-espansore, che ne consente l'azionamento solo quando le condizioni del fluido di lavoro sono adatte per l'avviamento. La configurazione ipotizzata per le turbomacchine della sezione di accumulo è radiale sia per



Stazione	0	1	2	3	4
°C	36	35	83	500	328
bar	85	83	249	248	52
kW	0	0	-3594	-3594	16244

Figura 4. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo di potenza in assetto operativo di picco. Ciclo di calcolo effettuato con ChemCAD.



Stazione	0	1	2	3	4
°C	36	35	74	500	329
bar	85	83	249	248	52
kW	0	0	-3231	-3231	16316

Figura 5. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo di potenza in assetto operativo di picco. Ciclo di calcolo effettuato con RefPROP.

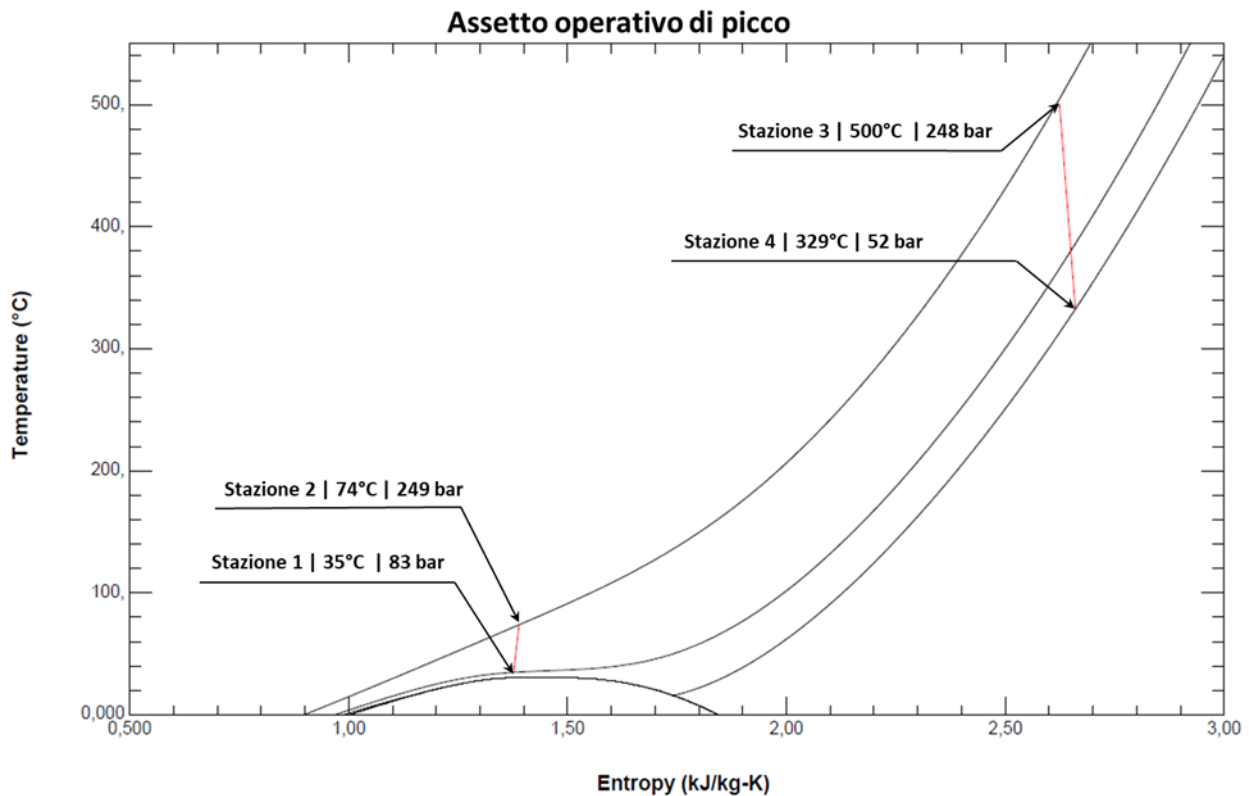


Figura 6. Ciclo termodinamico di riferimento per il turbo-gruppo di potenza in assetto operativo di picco.

il compressore che per il turbo-espansore. Questa configurazione della sezione di accumulo, così come i riferimenti termodinamici in termini di pressione e temperatura, sono da considerarsi come un'ipotesi di primo tentativo per valutare le potenzialità in termini di accoppiamento termodinamico con la sezione di potenza. I risultati esposti sono quindi suscettibili di profonde modifiche derivate dall'ottimizzazione del ciclo termodinamico della pompa di calore e dalle prestazioni delle turbomacchine impiegabili allo scopo. Rimane inoltre aperta alla valutazione la possibilità di utilizzare macchine alternative al posto delle turbomacchine, soprattutto in considerazione del fatto che il turbo-espansore avrebbe un dominio di funzionamento giacente in gran parte nella regione interna della campana di Andrews.

2.1 Ipotesi e metodologia di calcolo

La sessione di calcolo per la stima delle prestazioni della sezione di accumulo è stata effettuata assumendo per compressore e turbina un'efficienza isoentropica pari rispettivamente a $\eta_c = 0.80$ e $\eta_T = 0.75$. Conformemente alla sezione di potenza, anche in questo caso il profilo di carico è stato ottenuto mediante cicli di calcolo effettuati sui codici ChemCAD e RefPROP. La validazione ha dato riscontro positivo, evidenziando una differenza nella stima della potenza meccanica richiesta dall'albero inferiore al 1.0%.

2.2 Profilo operativo della sezione di accumulo

Ipotizzando la configurazione che prevede la connessione del turbo-espansore all'albero, il fluido di lavoro approccia la sezione di aspirazione del compressore in condizioni subcritiche ad una pressione pari a 28 bar e alla temperatura di -8 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 144 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 78 bar. Dall'uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne riduce la temperatura fino a 35 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 71 bar con una TIT pari a 31 °C e viene espanso fino alla pressione di 31 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a

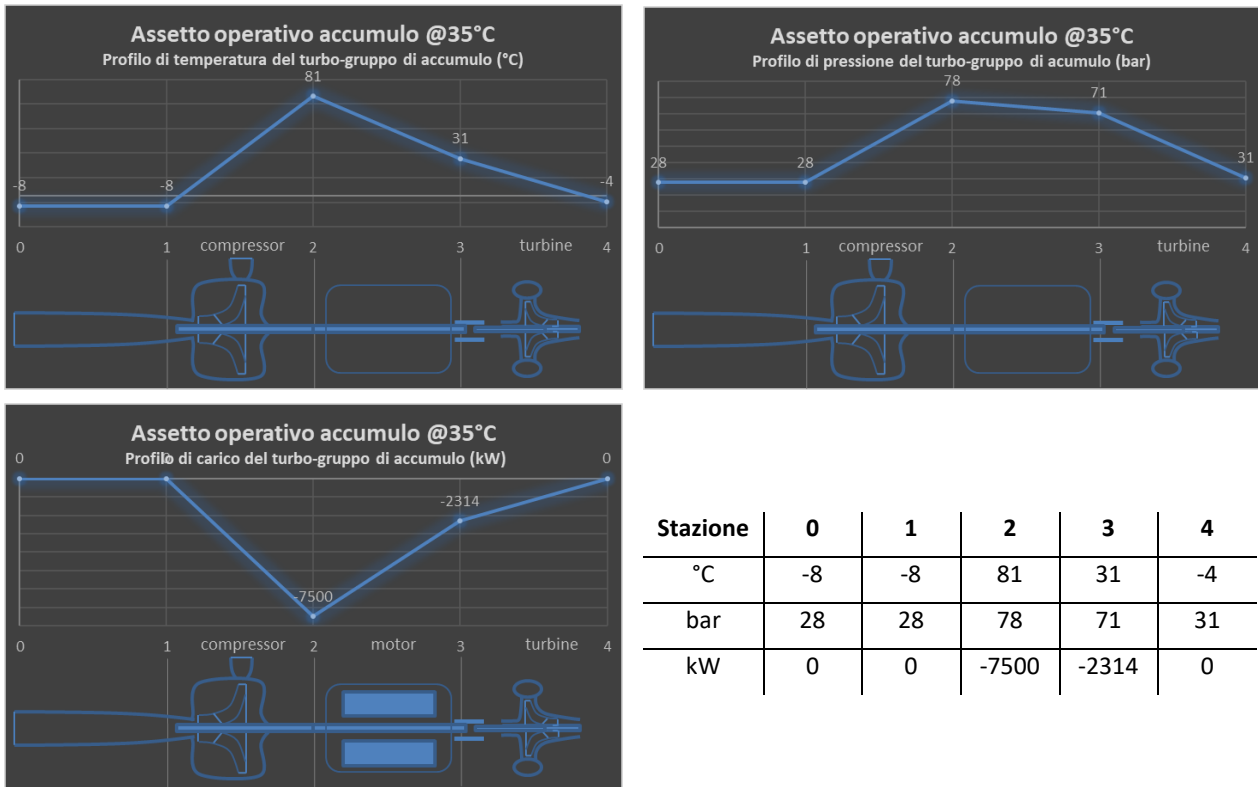


Figura 7. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo della sezione di accumulato. Ciclo di calcolo effettuato con ChemCAD.

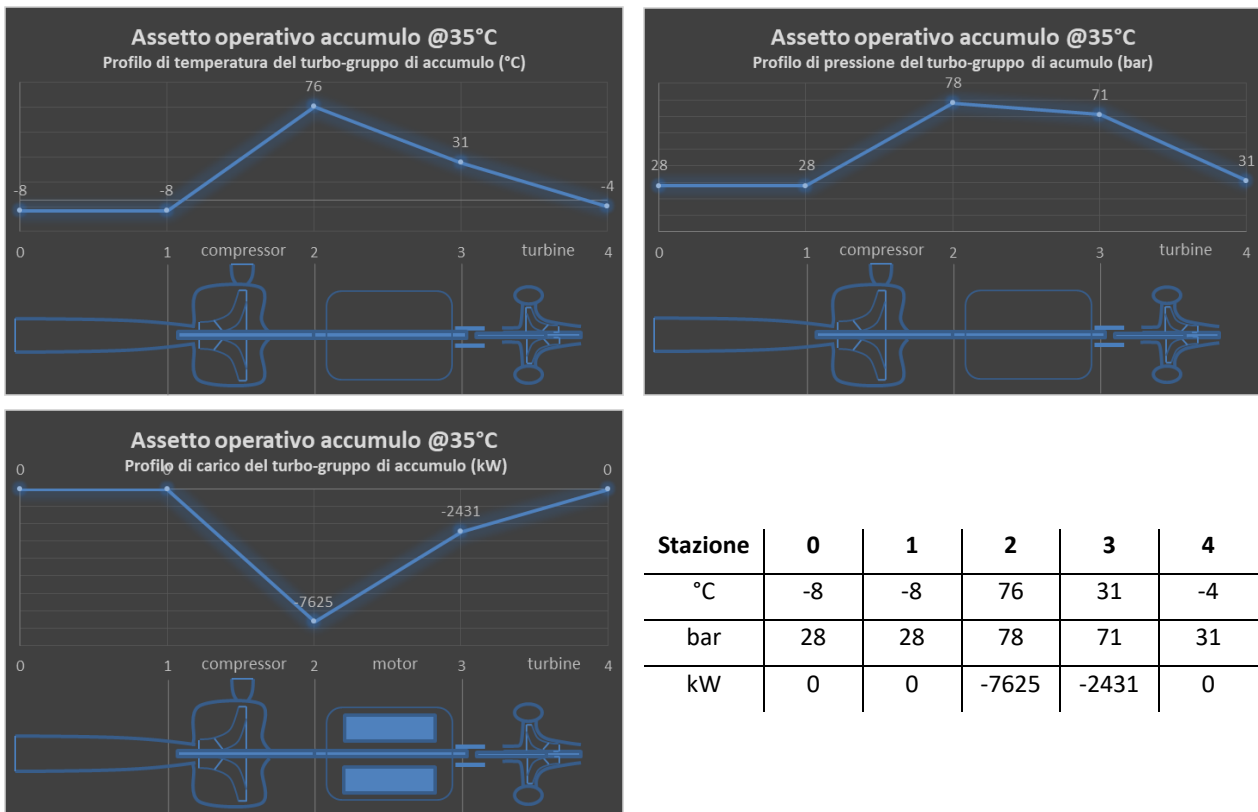


Figura 8. Profili di pressione, temperatura e potenza del turbo-gruppo della sezione di accumulato. Ciclo di calcolo effettuato con RefPROP.

circa 2.5 MW da cui, a fronte dei circa 7.5 MW assorbiti dal compressore, risulta una potenza meccanica assorbita all'albero del motore elettrico pari a circa 5 MW.

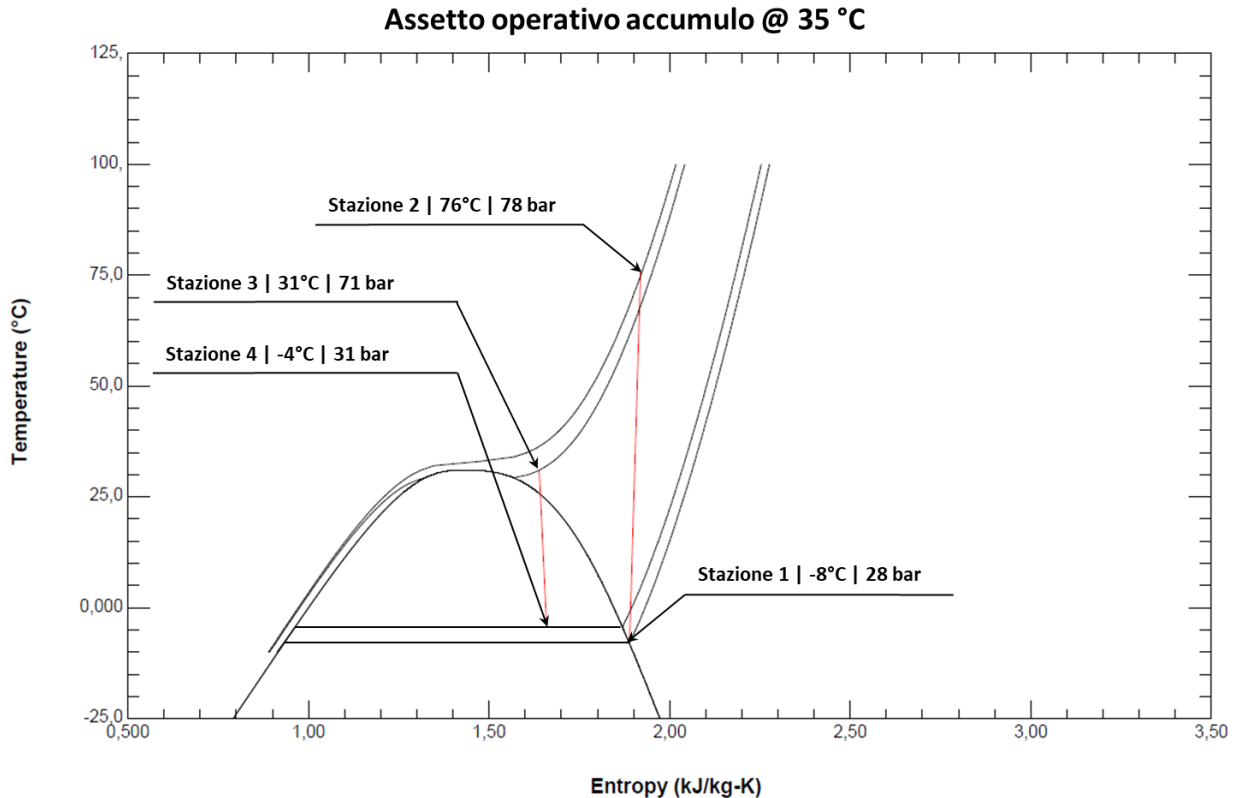


Figura 9. Ciclo termodinamico di riferimento di primo tentativo per il turbo-gruppo della sezione di accumulatore.

3 Conclusioni

In questo documento vengono presentati i risultati di un'analisi termodinamica di primo tentativo per il dimensionamento dei turbo-gruppi delle sezioni di potenza e accumulatore di un ciclo di potenza a sCO₂ ibridizzato con una pompa di calore. I profili di carico dei due turbo-gruppi sono stati ottenuti mediante cicli di calcolo effettuati con i codici ChemCAD e RefPROP, ciò al fine di rilasciare dati di riferimento validati per le successive analisi che condurranno all'ottimizzazione del ciclo e alla progettazione delle turbomacchine, degli scambiatori di calore e dei dispositivi di accumulatore termico. I dati ottenuti costituiscono un riferimento termodinamico che dovrà confrontarsi con i vincoli via via imposti dal dimensionamento di dettaglio dei componenti del ciclo che, secondo la logica della spirale di progettazione, condurranno ad un'inevitabile rivisitazione delle ipotesi di partenza dello studio. Ciò avrà ricadute significative sulle configurazioni di ciclo della sezione di potenza e, in particolar modo, per quella di accumulatore, per la quale l'impegno di macchine alternative in luogo delle turbomacchine potrebbe costituire una valida opzione senz'altro meritevole di approfondimento.