



Ricerca di Sistema elettrico

Impostazione dei turbo-gruppi per un ciclo di potenza a $s\text{CO}_2$ ibridizzato con una pompa di calore

Giuseppe Messina e Ambra Giovannelli

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

Giuseppe Messina (ENEA) e Ambra Giovannelli (Università di Roma TRE)

Dicembre 2020

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: LA3.31: Integrazione P2G/sistemi generazione elettrica innovativi: cicli a sCO₂ ibridizzati con sistemi di accumulo – ottimizzazione del ciclo

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

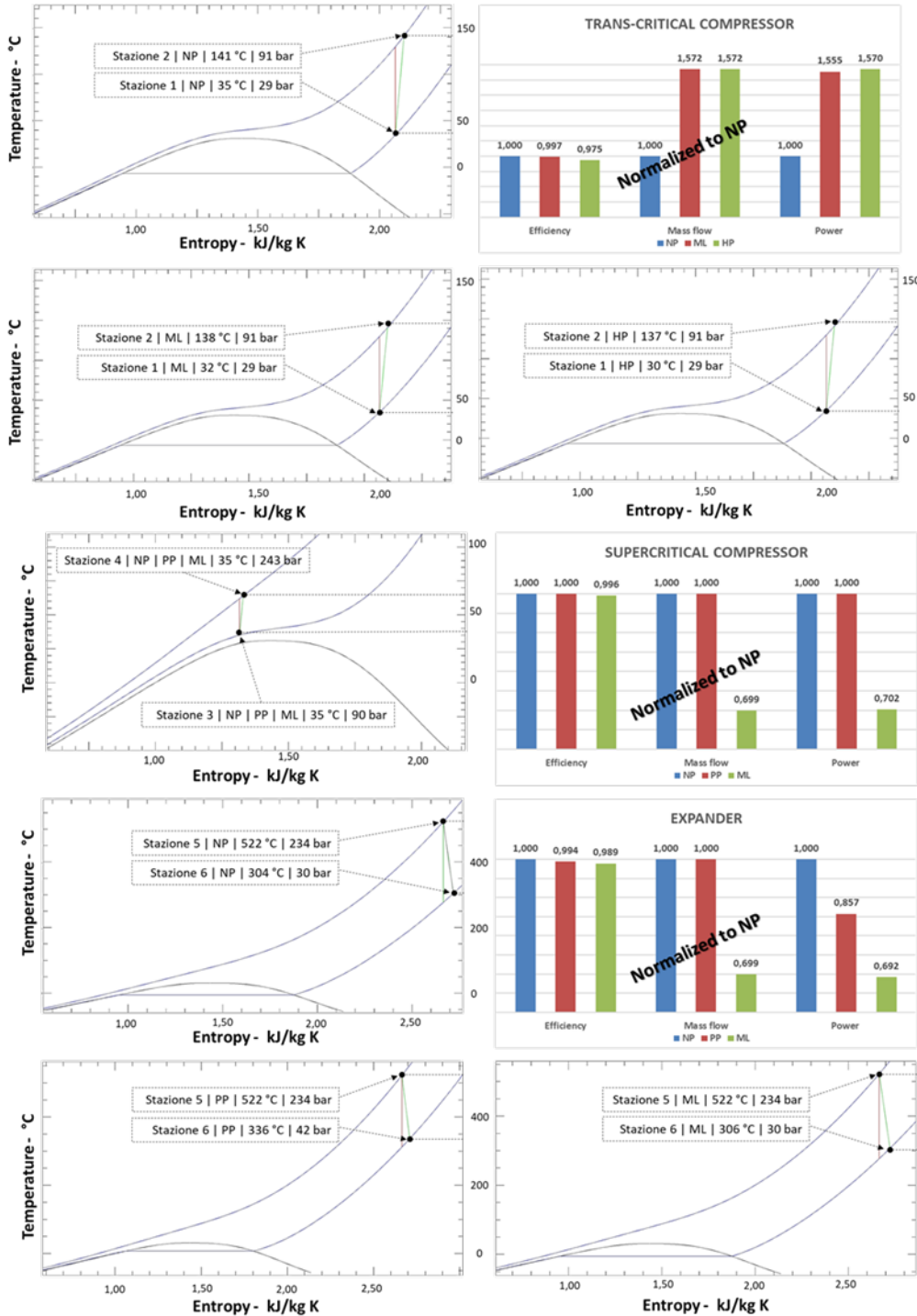
Responsabile del WP3: Eugenio Giacomazzi, ENEA

Indice

SOMMARIO E SINTESI GRAFICA.....	4
1 SEZIONE DI POTENZA.....	5
1.1 IPOTESI E METODOLOGIA DI CALCOLO	5
1.2 ASSETTO OPERATIVO NOMINALE	5
1.3 ASSETTO OPERATIVO DI PICCO	6
1.4 ASSETTO OPERATIVO DI MINIMO TECNICO	6
2 SEZIONE DI ACCUMULO.....	7
2.1 IPOTESI E METODOLOGIA DI CALCOLO	8
2.2 PROFILO OPERATIVO DELLA SEZIONE DI ACCUMULO.....	8
3 CONCLUSIONI.....	8
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	9

Sommario e sintesi grafica

Questo documento descrive le modifiche alle specifiche preliminari dei due turbo-gruppi di un ciclo di potenza a CO₂ supercritica ibridizzato con un sistema di accumulo termico [1], che hanno condotto alla completa revisione degli stati dimensionali, sulla base delle indicazioni emerse nel dimensionamento preliminare delle turbomacchine effettuato nella parallela linea di attività¹.



Il layout del sistema e le condizioni operative sono stati profondamente modificati per risolvere le criticità emerse dallo studio preliminare di fattibilità delle turbomacchine. Rispetto alla configurazione preliminare,

¹ WP3 – LA3.30 - Integrazione P2G/sistemi generazione elettrica innovativi: cicli a CO₂ ibridizzati con sistemi di accumulo – progettazione preliminare

nel suo complesso l'architettura del sistema risulta notevolmente semplificata e integrata grazie alla rimozione dell'espansore bi-fase della sezione di accumulo termico e alla conseguente rimozione del vincolo di accoppiamento sulla relativa linea d'albero. Sono state riviste le condizioni operative di tutte le turbomacchine. Nello specifico, l'espansore radiale bi-fase della sezione di accumulo è stato rimosso e il suo ruolo è stato integrato nelle specifiche operative dell'espansore assiale, che continua ad operare in condizioni trans-critiche molto simili a quelle preliminarmente stimate. Con riferimento al compressore trans-critico della sezione di accumulo, le condizioni di aspirazione sono state radicalmente modificate, riportandole in regime stabilmente gassoso grazie al rilevante incremento della temperatura di aspirazione e al leggero incremento della pressione. In questa fase dello studio rimane confermata l'architettura del turbo-gruppo di potenza nella sua configurazione più semplice, ovvero quella mono-albero, con turbina e compressore supercritico connessi meccanicamente ad un generatore elettrico sincrono che, di conseguenza, impone una velocità di rotazione costante.

1 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 ma a differenza della configurazione inizialmente proposta in [1], le condizioni del fluido di lavoro elaborato rimangono trans-critiche in tutti i profili operativi del turbo-gruppo. Rimane invece consistente in questo stadio dello studio l'ipotesi di primo tentativo sull'architettura monoalbero, in cui il compressore supercritico, la turbina e il generatore elettrico sono connessi meccanicamente allo stesso albero e, pertanto, vincolati alla stessa velocità di rotazione. Rimangono confermate anche le tipologie di turbomacchine ipotizzate in [1], ovvero turbina assiale e compressore centrifugo.

1.1 Ipotesi e metodologia di calcolo

La sezione di potenza è stata modificata per rispondere a tre profili operativi, rispetto ai due proposti in [1], identificabili come *assetto operativo nominale* (NP), *assetto operativo di picco* (PP), e *assetto operativo di minimo tecnico* (ML) 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 contro pressioni allo scarico dell'espansore che rimangono invariati negli assetti NP e ML, ma variano nell'assetto PP. La stima dell'efficienza delle turbomacchine è stata ottenuta applicando la metodologia descritta in [2]. Il profilo di carico è stato ottenuto mediante cicli di calcolo effettuati sui codici ChemCAD e RefPROP.

1.2 Assetto operativo nominale

In questo assetto operativo, ipotizzando la configurazione monoalbero del turbo-gruppo, il fluido di lavoro appropria la sezione di aspirazione del compressore supercritico ad una pressione di 90 bar, sensibilmente superiore ai 74 -76 bar proposti in [1] e alla temperatura di 35 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è stata ridotta a 57 kg/s rispetto ai 98 kg/s proposti in [1]. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 243 bar, con un rapporto di compressione pari a 2.67, sensibilmente ridotto rispetto al valore pari a 3 proposto in [1]. Dall'uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne incrementa la temperatura fino a 522 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 234 bar con una TIT pari a 522 °C e viene espanso fino alla pressione di 30 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a circa 13 MW da cui, a fronte dei circa 6 MW assorbiti dal treno di compressione, risulta una potenza meccanica disponibile all'albero pari a circa 7 MW. In sintesi, rispetto alla configurazione precedente sono stati profondamente modificati tutti i parametri di dimensionamento del ciclo di potenza:

1. portata massica: ridotta da 98 a 57 kg/s;
2. rapporto di compressione del compressore supercritico: ridotto da 3 a 2.67C

3. pressione massima del ciclo: incrementata da 222 a 243 bar;
4. pressione di aspirazione del compressore: incrementata da 74 a 90 bar;
5. TIT: incrementata da 500 a 522 °C;
6. pressione allo scarico turbina: ridotta da 76 a 30 bar;
potenza meccanica del ciclo: ridotta da 8 a 7 MW.

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 supercritico alla pressione di 90 bar e alla temperatura di 35 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 57 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 243 bar, con un rapporto di compressione pari a 2.67. Dall’uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne incrementa la temperatura fino a 522 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 234 bar con una TIT pari a 522 °C e viene espanso fino alla pressione di 42 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a circa 11 MW da cui, a fronte dei circa 1.5 MW assorbiti dal compressore supercritico, risulta una potenza meccanica disponibile all’albero pari a circa 9.5 MW. Rispetto alla configurazione proposta in [1] sono stati modificati i seguenti parametri di dimensionamento del ciclo di potenza:

7. portata massica: ridotta da 110 a 57 kg/s;
8. rapporto di compressione del compressore supercritico: ridotto da 3 a 2.67;
9. pressione massima del ciclo: ridotta da 249 a 243 bar;
10. pressione di aspirazione del compressore: incrementata da 85 a 90 bar;
11. TIT: incrementata da 500 a 522 °C;
12. pressione allo scarico turbina: ridotta da 52 a 42 bar;
13. potenza meccanica del ciclo: ridotta da 16 a 9.5 MW.

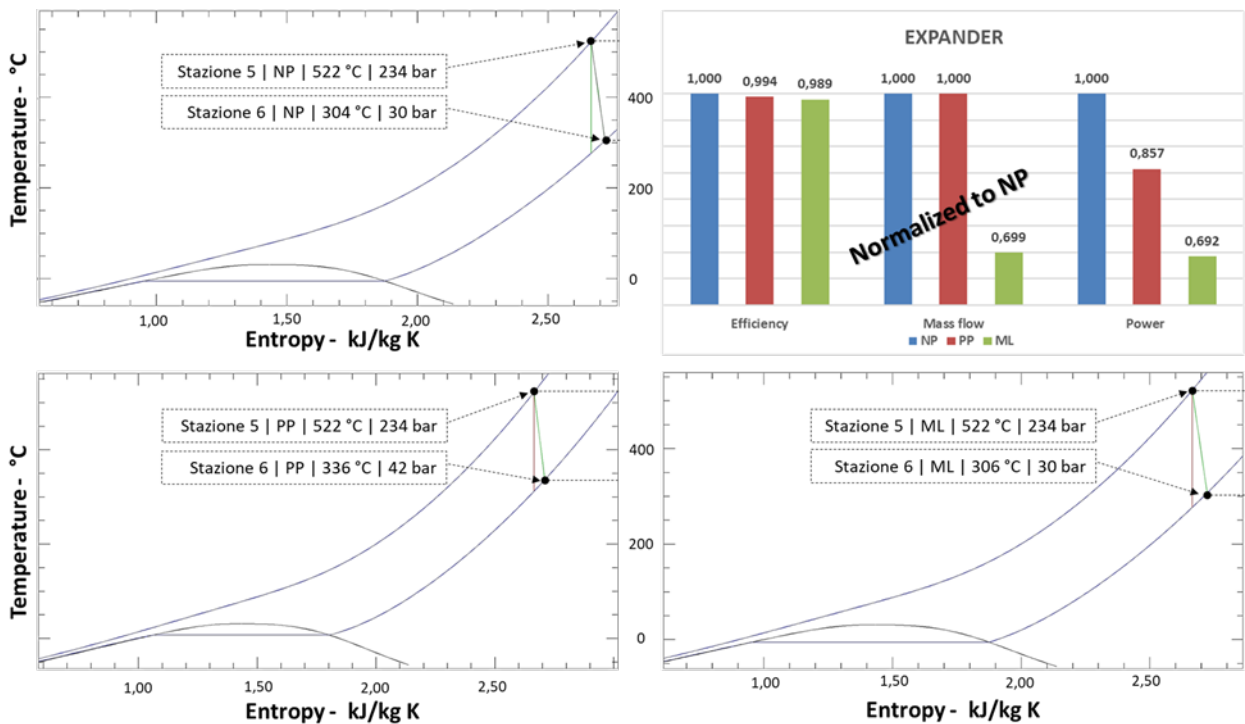


Figura 1. Stati dimensionali dell’espansore negli assetti operativi “nominale”, “picco” e “minimo tecnico”.

1.4 Assetto operativo di minimo tecnico

In questo assetto operativo, ipotizzando la configurazione monoalbero del turbo-gruppo, il fluido di lavoro approccia la sezione di aspirazione del compressore supercritico alla pressione di 90 bar e alla

temperatura di 35 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 39.9 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 243 bar, con un rapporto di compressione pari a 2.67. Dall'uscita del compressore, il fluido di lavoro viene avviato alla sezione di scambio termico, che ne incrementa la temperatura fino a 522 °C. Il fluido di lavoro viene quindi avviato alla turbina alla pressione di 234 bar con una TIT pari a 522 °C e viene espanso fino alla pressione di 30 bar. Nello specifico, si stima una potenza della turbina pari a circa 9 MW da cui, a fronte dei circa 8 MW assorbiti dal treno di compressione, risulta una potenza meccanica disponibile all'albero pari a circa 1 MW. Questo assetto operativo non era contemplato nella configurazione proposta in [1] e consente di migliorare sensibilmente la performance del ciclo in termini di flessibilità operativa.

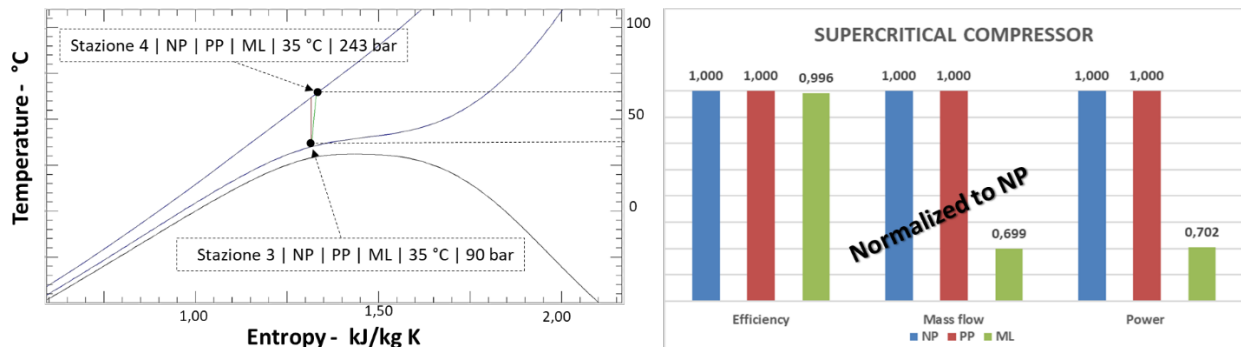


Figura 2. Stati dimensionali del compressore supercritico negli assetti operativi “nominale”, “picco” e “minimo tecnico”.

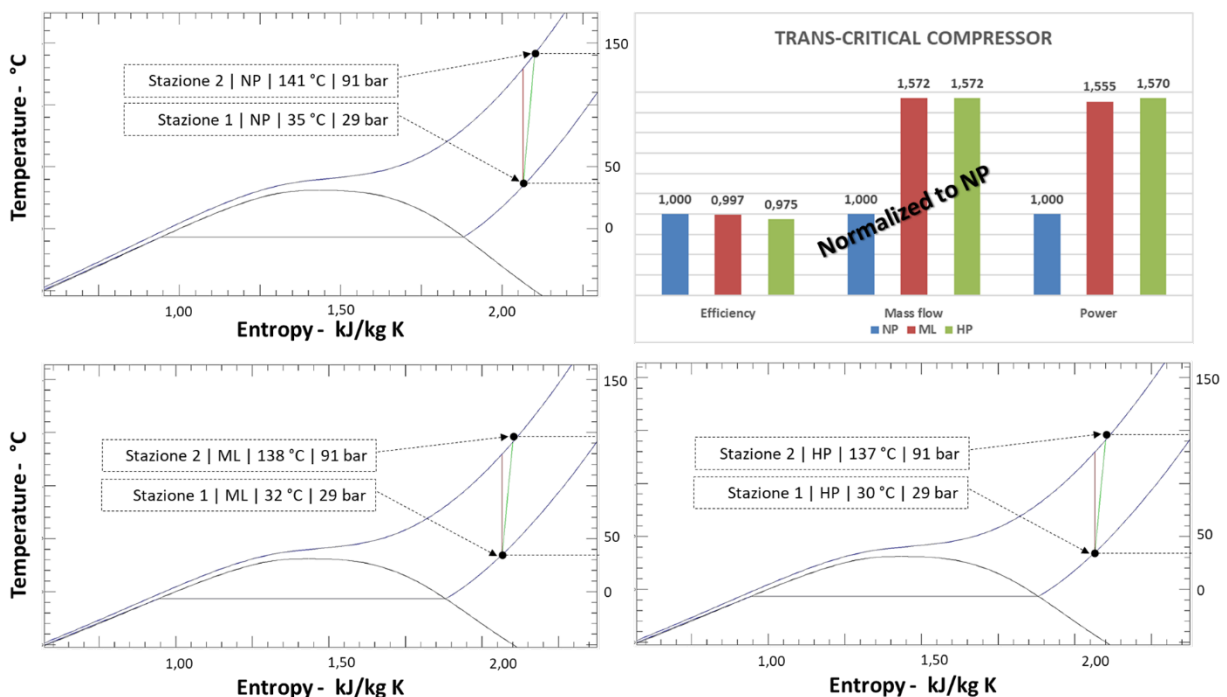


Figura 3. Stati dimensionali del compressore trans-critico negli assetti operativi “nominale”, “picco” e “minimo tecnico”.

2 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. La configurazione della sezione di accumulo proposta in [1] prevedeva un compressore alimentato da un motore elettrico con la possibilità di integrare parte della potenza meccanica richiesta con un turbo-espansore bi-fase. Nell'attuale configurazione la sezione di accumulo è stata profondamente rivista, eliminando il turbo-espansore e modificando le condizioni termodinamiche del fluido aspirato dal compressore. Nello specifico, l'espansore radiale bi-fase della sezione di accumulo è stato rimosso e il suo ruolo è stato integrato nelle specifiche operative dell'espansore assiale della sezione di potenza, che continua ad operare in condizioni trans-critiche molto simili a quelle preliminarmente stimate in [1]. Con riferimento al compressore trans-critico della sezione di accumulo, le condizioni di aspirazione sono state radicalmente modificate, riportandole in regime stabilmente gassoso grazie al rilevante incremento della temperatura di aspirazione e al leggero incremento della pressione. Il dominio di funzionamento del compressore della sezione di accumulo proposto in [1] lambiva la curva di Andrews e poneva delle problematiche sulla progettazione del compressore che si sono dimostrate non risolvibili senza una sostanziale revisione dell'involuppo operativo.

2.1 Ipotesi e metodologia di calcolo

La sessione di calcolo per la valutazione delle prestazioni della sezione di accumulo è stata effettuata stimando l'efficienza isoentropica del compressore secondo la metodologia riportata in [2]. 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.

2.2 Profilo operativo della sezione di accumulo

Si ipotizza la linea d'albero del compressore della sezione di accumulo svincolata dal turbo-gruppo di potenza. Il fluido di lavoro approccia la sezione di aspirazione del compressore in condizioni subcritiche ad una pressione pari a 29 bar e alla temperatura di 30 °C. La portata in massa elaborata in queste condizioni è pari a 90 kg/s. Il compressore incrementa la pressione del fluido di lavoro fino al valore di 91 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 laminazione dalla pressione di 90 bar fino alla pressione di 30 bar. Rispetto alla configurazione proposta in [1] sono stati modificati i seguenti parametri di dimensionamento della sezione di accumulo:

14. portata massica: ridotta da 144 a 90 kg/s
15. rapporto di compressione del compressore trans-critico: incrementato da 2.78 a 3
16. pressione massima del ciclo: incrementata da 78 a 91 bar
17. temperatura di aspirazione del compressore trans-critico: incrementata da -8 a 30 °C
18. pressione di aspirazione del compressore trans-critico: incrementata da 28 a 29 bar
19. potenza meccanica assorbita: incrementata da 5 a 7 MW.

3 Conclusioni

Le sostanziali modifiche sul layout e sull'involuppo operativo apportate alla configurazione d'impianto originariamente proposta in [1] trovano la loro motivazione nella necessità di coniugare la performance del ciclo termodinamico con le criticità riscontrate nel dimensionamento preliminare delle turbomacchine. La configurazione attuale fornisce una soluzione adeguata alla mitigazione di tali criticità, che tuttavia richiede ulteriori approfondimenti e riscontri derivanti dalla progettazione di dettaglio delle turbomacchine. La semplificazione del layout impiantistico promette positive implicazioni sull'implementazione della strategia di controllo sui costi di capitale e sulla flessibilità operativa del sistema. Con riferimento a quest'ultimo aspetto, l'unico per il quale è possibile effettuare una stima preliminare allo stato dell'attività, si possono fare le seguenti considerazioni: i tre stati di funzionamento NP, ML e PP permetterebbero di modulare la potenza elettrica della sezione di potenza, senza interventi sulla sorgente di calore primaria, nell'intervallo compreso all'incirca tra il 15% (minimo tecnico) e il 135% (picco) della potenza nominale. Includendo anche

l'assetto operativo "accumulo", la modulazione di potenza sarebbe compresa nell'intervallo $-100\% + 135\%$ della potenza nominale.

4 Riferimenti bibliografici

1. G. Messina, "Definizione preliminare dei turbo-gruppi per un ciclo di potenza a sCO₂ ibridizzato con una pompa di calore", Report RdS/PTR2019/135.
2. A. Romei et Al., "The Role of Turbomachinery Performance in the Optimization of Supercritical Carbon Dioxide Power Systems", Journal of Turbomachinery, July 2020, Vol. 142 / 071001-1.