



Ricerca di Sistema elettrico

Modellazione di un Ciclo di Potenza a CO₂ Supercritica da 48 MWt alimentato dal Loop ISOTHERM PWR[®]

Giuseppe Messina, Eugenio Giacomazzi

**MODELLAZIONE DI UN CICLO DI POTENZA A CO₂ SUPERCRITICA DA 48 MWT ALIMENTATO
DAL LOOP ISOTHERM PWR®**

Giuseppe Messina, Eugenio Giacomazzi (ENEA)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto B.2: Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'utilizzo dei combustibili fossili

Parte B2

Obiettivo b3: Analisi di ciclo e studio della soluzione di massimo efficientamento dell'impianto integrato da 48 MWt

Responsabile del Progetto: Stefano Giammartini, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 IL LOOP ISOTHERM PWR®.....	7
2.2 IL CICLO DI POTENZA A CO ₂ SUPERCRITICA.....	10
2.3 ANALISI COMPARATIVA.....	14
2.3.1 <i>Valutazione del loop ISOTHERM PWR®</i>	15
2.3.2 <i>Confronto prestazionale dell'isola di potenza</i>	16
3 CONCLUSIONI.....	19
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	20

Sommario

Questo lavoro descrive i risultati della modellazione di un ciclo di potenza a CO₂ supercritica (S-CO₂). Il modello è finalizzato all'accoppiamento termodinamico con il loop ISOTHERM PWR[®] che rappresenta la sezione di conversione termica del sistema studiato, ma è suscettibile di applicazione in contesti diversi, laddove si configurano opportunità di recupero termico ad alta e media temperatura. I vincoli, in termini di temperatura e pressione massima, sono stati imposti nell'ottica di poter confrontare la performance termodinamica del ciclo di potenza con un caso di confronto significativo, rappresentativo dello stato dell'arte della conversione elettrica da carbone. La modellazione è stata effettuata con l'ausilio del simulatore di processo Chemcad, mediante il quale sono stati modellati, separatamente, il loop ISOTHERM[®] e la sezione di potenza a (S-CO₂). Successivamente i due modelli sono stati riuniti in un'unica sessione di calcolo che ha consentito di simulare il comportamento del sistema di conversione al punto di funzionamento nominale. I risultati della modellazione del loop ISOTHERM PWR[®] sono stati confrontati con quanto esposto in un lavoro analogo pubblicato dal Massachusetts Institute of Technology e da ENEL Ingegneria e Innovazione, mentre per il confronto prestazionale della sezione di potenza sono stati utilizzati i risultati pubblicati in un lavoro svolto da ENEA nell'ambito della Ricerca di Sistema Elettrico.

1 Introduzione

ENEL e ITEA iniziano nel 2006 una collaborazione volta allo sviluppo di un ciclo di potenza alimentato a carbone, anche di basso rango, con peculiarità “zero emission”. La tecnologia brevettata da ITEA con il marchio ISOTHERM PWR® è il cuore tecnologico del sistema, costituito da un ossi-combustore “flameless” in pressione, in grado di estrarre energia termica da carbone, con contemporanea separazione delle ceneri mediante estrazione delle stesse allo stato fuso. Il presente lavoro ha come obiettivo uno studio esplorativo volto alla valutazione, in termini di efficienza, dell'accoppiamento tra il processo ISOTHERM PWR® ed un ciclo di potenza non convenzionale, basato sull'utilizzo della CO₂ supercritica (S-CO₂) come fluido di lavoro. L'opportunità di configurare sezioni di potenza particolarmente compatte, in grado di esprimere valori della densità di potenza per m³ di fluido trattato di alcuni ordini grandezza superiori rispetto allo stato dell'arte, giustifica l'interesse verso questo tipo di soluzione impiantistica. A queste peculiarità si è voluto associare una configurazione di impianto “semplice” nell'ottica di finalizzare la soluzione proposta alla rapidità di risposta alle variazioni di carico, esigenza oramai di primo piano visto il crescente impatto sul sistema elettrico delle rinnovabili non programmabili. Si è pertanto rinunciato ad adottare alcuni espedienti impiantistici utilizzati per incrementare l'efficienza dei sistemi di conversione, con particolare riferimento alla soluzione dei surriscaldamenti ripetuti, coscienti delle ricadute termodinamiche che ne conseguono. Il risultato è stato un sistema di conversione “agile” (Figura 1) con un'unica estrazione di calore ad alta temperatura, al prezzo di inevitabili ma sostenibili penalizzazioni termodinamiche che, nondimeno, sarebbe interessante valutare in termini redditività economica del sistema, considerata la notevole compattezza dei componenti d'impianto, presumibilmente meno costosi, e la possibilità di utilizzare carboni di basso rango.

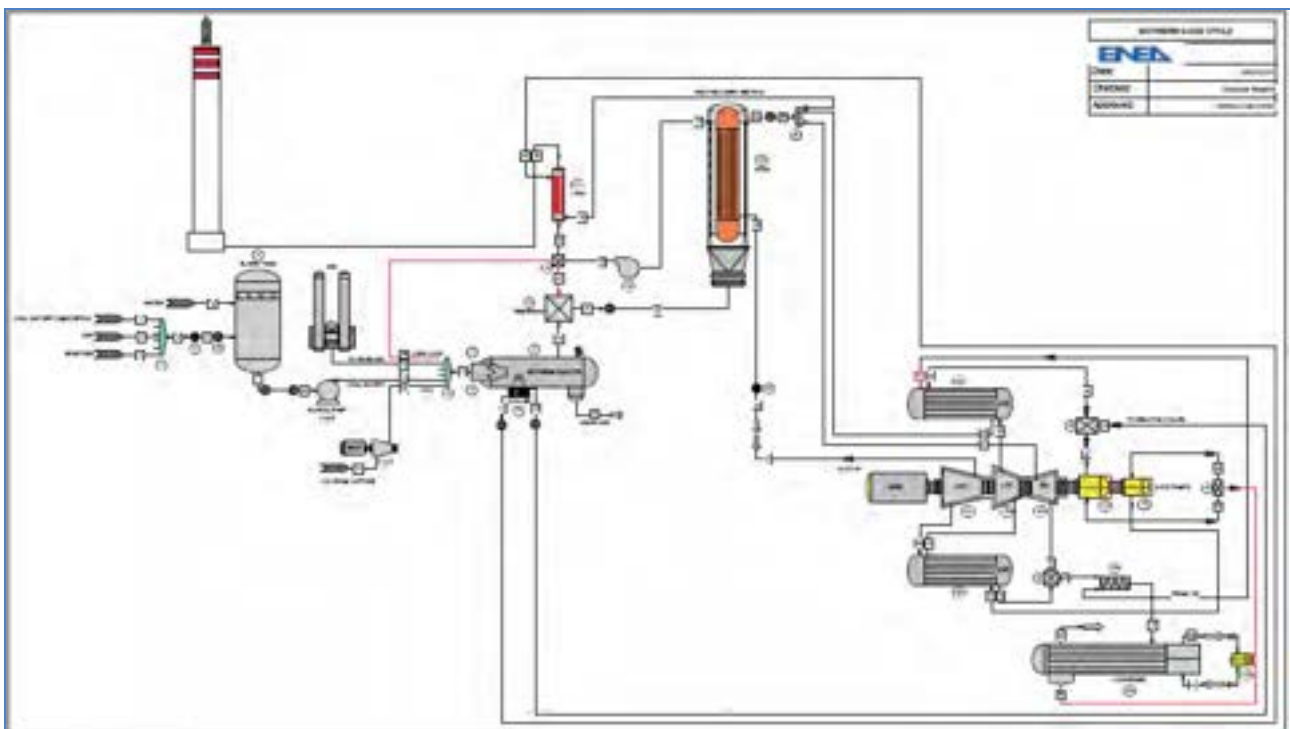


Figura 1. L'isola di potenza a S-CO₂ (in basso a destra) accoppiata con il loop ISOTHERM PWR® (al centro).

La soluzione proposta è stata comparata, in termini di efficienza, con un ciclo a vapore ultra-supercritico (USC) descritto in [4], assunto come rappresentativo dello stato dell'arte nella generazione elettrica da carbone.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Le simulazioni termodinamiche sono state eseguite mediante la suite CHEMCAD™, un simulatore di processo commerciale realizzato da Chemstations™, seguendo una procedura in cinque fasi di seguito descritte:

- I) modellazione del loop ISOTHERM PWR® con le sezioni di recupero termico;
- II) modellazione del ciclo di potenza a S-CO₂;
- III) integrazione dei due modelli in un'unica sessione di simulazione per la valutazione complessiva del sistema di conversione;
- IV) analisi comparativa del solo loop ISOTHERM PWR®;
- V) analisi comparativa del ciclo di potenza a S-CO₂.

Nella fase I è stato modellato il loop ISOTHERM® integrando le informazioni contenute in [1] con la specifica tecnica emessa da ENEL per la realizzazione del prototipo da 48 MWt [2]. Nel caso del ciclo USC proposto dal MIT, il combustore ISOTHERM® viene alimentato con quattro flussi di massa formati rispettivamente da uno slurry composto da acqua e carbone, ossigeno al 95% in purezza su base volumetrica, vapor d'acqua surriscaldato a 40 bar e fumi di combustione riciccolati dall'uscita della sezione a recupero. Se si eccettua la composizione del carbone, che nel presente lavoro è stata ricostruita secondo le indicazioni estratte da "European best practice guidelines for assessment of CO₂ capture technologies" elaborata dal consorzio CAESAR [3], sono stati riprodotti tutti i flussi in ingresso al combustore, con sostanziale coincidenza dei risultati in termini di temperature, pressioni e proporzioni tra i flussi coinvolti.

Tabella 1. Composizione del carbone Douglas Premium adottata nelle simulazioni effettuate [3].

Analisi immediata		% UM	Analisi elementare		% UM
Umidità		8.000	Carbonio		66.520
Ceneri		14.150	Azoto		1.560
Volatili		22.900	Idrogeno		3.780
Carbonio fisso		54.900	Zolfo totale		0.520
Zolfo totale		0.520	Ceneri		14.150
Potere calorifico			Cloro		0.009
LHV	25170	kJ/kg	Umidità		8.000
HHV	26230	kJ/kg	Ossigeno		5.460

Le uniche modifiche che hanno coinvolto il loop ISOTHERM® rispetto alla configurazione proposta dal MIT, riguardano la sostituzione dell'acqua con CO₂ in pressione, sia nella sezione di raffreddamento del reattore, sia quale fluido di atomizzazione dello slurry.

Nella fase II è stato impostato il modello della sezione di potenza a S-CO₂. Questa è stata dimensionata nel rispetto dei vincoli di temperatura e pressione del fluido in uscita dal generatore di vapore a recupero, ovvero 600 °C e 250 bar esposti in [2]. Il layout è stato dimensionato privilegiando la semplicità impiantistica, immaginando un sistema agile e meno dispendioso, con l'obiettivo di favorire la flessibilità di carico, anche in virtù della notevole compattezza dei componenti dovuta all'utilizzo della S-CO₂ come fluido di lavoro.

Nella fase III i modelli della sezione di potenza a S-CO₂ e del loop ISOTHERM PWR® sono stati integrati in un unico flowsheet, in modo da consolidare le variabili d'accoppiamento delle due sezioni d'impianto, tipicamente, temperature, pressioni e portate in massa del fluido di lavoro in uscita dai recuperatori ad alta e bassa temperatura e in ingresso alla sezione di potenza.

La fase IV ha costituito la prima analisi comparativa, intesa come confronto dei risultati relativi al solo loop ISOTHERM PWR®. Nello specifico, i risultati della simulazione effettuata sono stati confrontati con i loro omologhi esposti in [1] e, quando necessario, sono stati elaborati nella forma più adatta a rendere coerente il confronto.

La fase V ha costituito la seconda analisi comparativa, intesa come calcolo e confronto dell'efficienza delle due sezioni di potenza oggetto di studio. Anche qui i dati sono stati elaborati per rendere coerente il confronto, riferendo il calcolo dell'efficienza alla sola isola di potenza.

2.1 Il loop ISOTHERM PWR®

Il loop ISOTHERM PWR® è la sezione del sistema che converte l'energia chimica del combustibile in energia termica e la trasmette al fluido di lavoro della sezione di potenza (Figura 2).

La conversione avviene mediante combustione di carbone in un'atmosfera formata principalmente da ossigeno, anidride carbonica e acqua. Il carbone viene prima miscelato con acqua in modo da formare uno slurry composto dal 35% di acqua e dal 65% di carbone su base massica [1]. La miscela così formata viene pompata fino alla pressione di 10 bar ed atomizzata tramite un getto di CO₂ a 40 bar e 153 °C. La CO₂ di atomizzazione viene iniettata nella proporzione di un decimo rispetto alla portata in massa di carbone [1]. Nello stesso reattore viene iniettato ossigeno preventivamente miscelato con una porzione dei gas di combustione provenienti dal recuperatore ad alta temperatura (Figura 2: "ricircolo lungo"). Secondo quanto indicato in [1], si ipotizza che l'unità di separazione dell'aria (ASU) produca ossigeno al 95% in purezza su base volumetrica, compresso fino a 10 bar mediante un treno di compressione interrefrigerato. La temperatura di uscita dal treno di compressione è non inferiore a 200°C per evitare la formazione di condense acide dopo la miscelazione con i gas provenienti dal "ricircolo lungo". La quantità di ossigeno introdotta è tale da assicurare la completa combustione del carbone, con produzione di gas combustibili con un tenore di ossigeno pari al 3% molare [1]. Il reattore ISOTHERM PWR® è progettato per funzionare alla pressione di 10 bar con temperature comprese tra 1400 e 1600 °C. Nelle simulazioni effettuate, in linea con quanto dichiarato in [1], è stata imposta una temperatura di combustione pari a 1550 °C (Figura 2, Tabella 3). Come già accennato, il controllo della temperatura del reattore viene effettuato introducendo una opportuna portata di gas combustibili mediante il "ricircolo lungo" pari, nel caso qui proposto, al 25.19% (caso S-CO₂ 800) in massa dei gas combustibili in uscita dal recuperatore ad alta temperatura (HTTR). Questo valore è sostanzialmente in accordo con il 26.1% dichiarato in [1], con una leggera differenza dovuta alla diversa composizione del carbone e al differente fluido di atomizzazione.

Tabella 2. Composizione delle ceneri fuse separate nel reattore ISOTHERM PWR®.

Stream No.	41
Temp. °C	1550.2149
Pres. bar	10
Enth. kJ/sec	-735.61
Vapor mole frac.	0
Total kmol/sec	0.0044
Total kg/sec	0.2689
Flowrates in kg/sec	
Silicon Dioxide	0.1791
Titanium Dioxide	0.007
Calcium Oxide	0.0485
Magnesium Oxide	0.0141
Ferric Oxide	0.0202

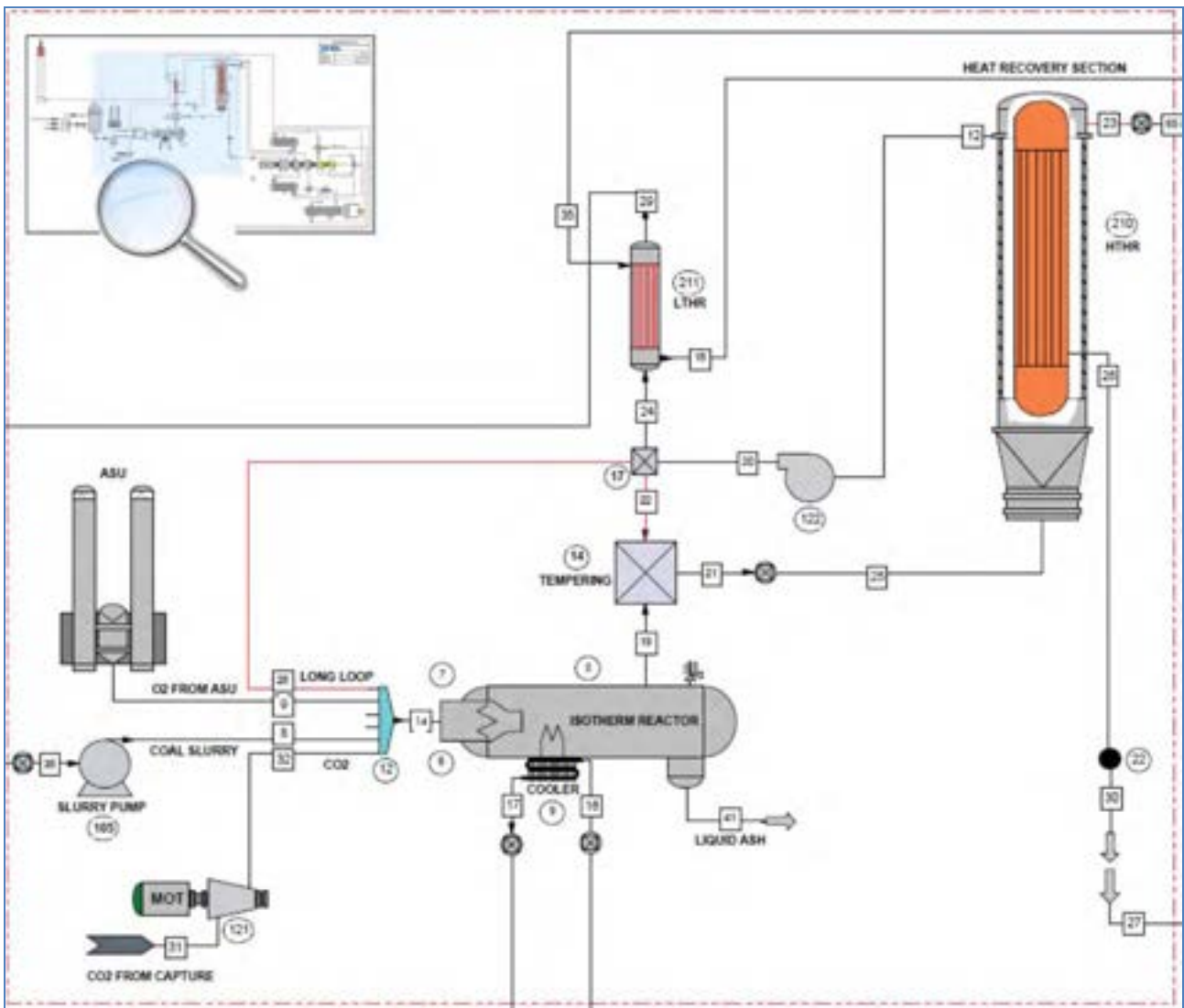


Figura 2. Sezione del flowsheet che include i componenti principali del loop ISOTHERM PWR®: unità di separazione dell’aria (ASU), pompa slurry (105), piastra di iniezione (12), combustore (6), cooler (9), reattore (5), quench (14), recupero termico ad alta temperatura (HTTR 210), FAN (122), recupero termico a bassa temperatura (LTTR 211), compressore CO₂ di atomizzazione (13). Lo stream 28 (LONG LOOP) proveniente dal divider (17) è denominato “ricircolo lungo”, mentre lo stream 22, anch’esso proveniente dal divider (17) è denominato “ricircolo corto”.

La temperatura imposta, secondo quanto dichiarato in [2], oltre ad essere compatibile con il regime di funzionamento previsto per il reattore, consente la fusione delle ceneri contenute nel carbone con un sostanziale abbattimento delle polveri nell’effluente gassoso. Le ceneri, in fase liquida, fluiscono sul fondo del reattore verso uno speciale orifizio e vetrificano nella corrente d’acqua che le trasporta verso il dispositivo di filtraggio e separazione. Nelle simulazioni effettuate la separazione delle ceneri in forma liquida risulta evidente nella composizione dello stream 41 (Figura 1, Tabella 2). Si assume il combustore non adiabatico ma, secondo quanto indicato in [1], con una perdita di calore pari al 2% del calore di reazione. Tale quantità di calore viene asportata mediante un circuito di raffreddamento dedicato al controllo della temperatura delle pareti del reattore (COOLER 9, Figura 2, Tabella 3). Il fluido refrigerante utilizzato in questo caso non è acqua come indicato [1] e [2] ma CO₂ in pressione, scelta effettuata con l’obiettivo di agevolare il recupero termico a bassa temperatura del ciclo di potenza. I fumi in uscita al reattore vengono moderati in temperatura prima del loro ingresso nello scambiatore HTHE, passando da 1550 °C a 800°C (caso S-CO₂ 800). Il fluido utilizzato come moderatore è costituito da parte della portata proveniente dall’uscita lato caldo dello stesso HTHE, ovvero dal “ricircolo corto” che conduce il moderatore verso il quench (Figura 2).

Tabella 3. Sommario dei parametri principali dei componenti del loop ISOTHERM PWR®

ISOTHERM PWR® LOOP								
Summary	Compressor		Pump	Heat Exchanger			Gibbs Reactor	Dynamic Vessel
Equip. No.	121	122	105	9	211	210	6	5
Name	CO2 COMP	FAN	SLURRY PUMP	COOLER	LTHR	HTHR	COMBUSTOR	REACTOR
Pressure out bar	40.00	10.00	24.00					
Efficiency	0.80	0.80	0.50					
Actual power kJ/sec	20.37	542.28	10.47					
Cp/Cv	1.36	1.28						
Theoretical power (kJ/sec)	16.30	433.22						
Ideal Cp/Cv	1.26	1.25						
Calc Pout bar	40.00	10.00	24.00					
Calc. mass flowrate (kg/sec)	0.19	60.27	2.92					
Head m			181.43					
Vol. flow rate m ³ /h			8.51					
1st Stream dp bar				2.68	0.20	0.50		
2nd Stream dp bar					2.68	13.16		
1st Stream T Out C						260.00		
Min Delta Temp C					10.00			
Input heat duty (kJ/sec)				955.92				
Calc Ht Duty kJ/sec				955.92	1486.95	42322.2		
LMTD (End points) C					21.56	78.56		
LMTD Corr Factor				1.00	1.00	1.00		
1st Stream Pout bar				265.84	9.8	9.50		
2nd Stream Pout bar					263.16	250.00		
Temperature C							1574.94	
Overall Heat of Rxn (kJ/sec)							-47796	
Heat duty kJ/sec								-955.92
Pressure bar								10.00
Diameter m								3.00
Cylinder length m								10.00
Calc temp. C								1550.01
Calc press. bar								10.00

La portata di fluido utilizzata come moderatore è pari al 62.0% (caso S-CO₂ 800) in massa dei gas combusti in uscita dal HTHR. Anche in questo caso il valore è sostanzialmente in accordo con il 61.9% dichiarato in [1]. Nel recuperatore ad alta temperatura (figura 2, HTHR 210) il fluido proveniente dal quench cede calore al ciclo di potenza evolvendo da 800 °C (caso S-CO₂ 800) nella sezione ingresso lato caldo del HTHR, a 260 °C nella sezione di uscita. Il fluido di lavoro del ciclo di potenza, (S-CO₂), entra nella sezione di ingresso lato freddo del HTHR a 229 °C e 263 bar ed esce a 600 °C e 250 bar. Le condizioni di temperatura e pressione della S-CO₂ in uscita dal HTHR sono identiche a quelle del vapore uscente dal generatore di vapore USC descritto in [1] e [2]. Le perdite di pressione del recuperatore ad alta temperatura sono state fissate al 5% della pressione in ingresso in entrambi i lati dello scambiatore, pertanto la pressione del fluido in uscita dal lato caldo è pari a 9.5 bar. La pressione operativa del loop a 10 bar viene ristabilita mediante l'utilizzo di una soffiante (FAN 122, Figura 2, Tabella 3). All'uscita della soffiante il fluido viene convogliato in parte verso i ricircoli corto e lungo, in parte avviato al recupero termico a bassa temperatura. Il recupero termico a bassa temperatura viene effettuato in due distinte sezioni di scambio termico, entrambe destinate alla cessione di calore al ciclo di potenza (LTHR 211, COOLER 9, Figura 2, Tabella 3).

2.2 Il ciclo di potenza a CO₂ supercritica

L'idea di utilizzare la CO₂ allo stato supercritico come fluido di lavoro in un ciclo di potenza non è nuova, essa risale agli anni '60 del secolo scorso quando alcuni ricercatori ne ipotizzarono l'utilizzo per migliorare l'efficienza del ciclo Brayton – Joule. Come noto, in questo ciclo il compressore assorbe circa metà del lavoro utile ottenuto dall'espansore, pertanto, la riduzione del lavoro di compressione si traduce in un aumento dell'efficienza. L'interesse per la CO₂ nasce dalla favorevole caratteristica di esporre il punto critico ad una temperatura prossima a quella ambiente (31.1 °C) ed alla pressione di 73.9 bar. Dal punto di vista termodinamico, nella zona del diagramma T-S in prossimità del punto critico si assiste ad un "infittimento" delle isobare che comporta una drastica riduzione del lavoro di compressione. In particolare, la temperatura critica prossima a quella ambiente, consente di comprimere convenientemente il fluido allo stato liquido per farlo successivamente evolvere allo stato supercritico, dove assume un comportamento che potremmo definire "intermedio", più simile ad un liquido per quanto riguarda la densità, più simile ad un gas per quanto riguarda la viscosità, mentre dal punto di vista fisico le due fasi divengono indistinguibili. Del resto questa proprietà è ben nota e sfruttata nei cicli USC a vapor d'acqua, fluido che, per dare un termine di paragone, espone il punto critico a 220 bar e 374 °C. Un altro vantaggio in termini di efficienza associato allo stato supercritico del fluido di lavoro, è dato dal superamento della zona bi-fase, che rende lo scambio termico più efficiente per il migliore accoppiamento tra la sorgente di calore ed il fluido di lavoro (Figura 3).

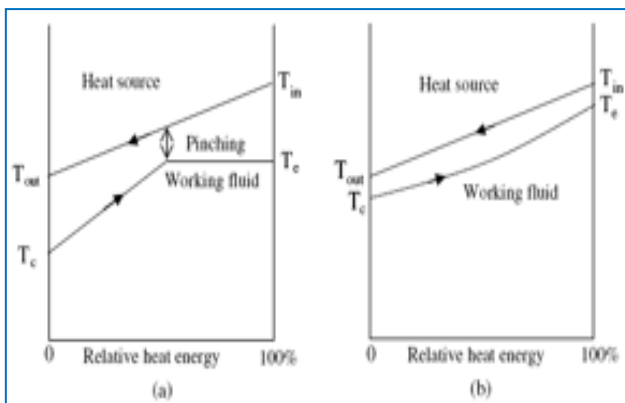


Figura 3. Scambio termico con fluido bi-fase, a sinistra, e con fluido supercritico, a destra.

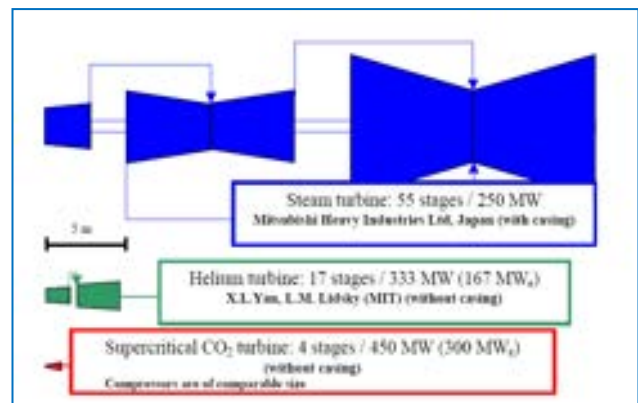


Figura 4. Confronto tra le turbomacchine impiegate per cicli con diversi fluidi di lavoro (V. Dostal – MIT, 2004).

Infine, non minore importanza riveste, per quanto riguarda la S-CO₂, l'enorme riduzione dell'impronta dei componenti del ciclo di potenza (Figura 4).

Fatta questa breve premessa, volta a spiegare l'interesse verso l'utilizzo della S-CO₂ come fluido di lavoro, viene descritto il ciclo di potenza proposto. Come già anticipato il ciclo è stato vincolato nella temperatura e nella pressione massime, per rendere più efficace il confronto con il ciclo USC descritto in [4], nonostante fosse tecnicamente possibile spingersi oltre i 600 °C imposti come temperatura massima del fluido di lavoro. Il ciclo è basato sulla configurazione Brayton – Joule a ricompressione, proposta da Angelino in [5], [6] e [7] alla fine degli anni '60 del secolo scorso. Il ciclo viene di seguito descritto con l'ausilio del piano T-S (Figura 5), del flowsheet di simulazione (Figura 6) e della Tabella 4. Come si vedrà, le portate di fluido che evolvono nei diversi settori del ciclo hanno valori differenti, pertanto si assume come riferimento in massa la portata proveniente dal recuperatore ad alta temperatura **HTHR**. Da notare che essendo il ciclo composto da due loop, entrambi chiusi, in alcune zone del sistema di conversione la portata evolvente è maggiore rispetto al riferimento assunto. Il fluido di lavoro in **1** si trova nelle condizioni di uscita del recuperatore **HTHR**, 600 °C e 250 bar e subisce una prima espansione nella turbina **HTT** che lo rilascia in **2** a 428 °C e 58 bar.

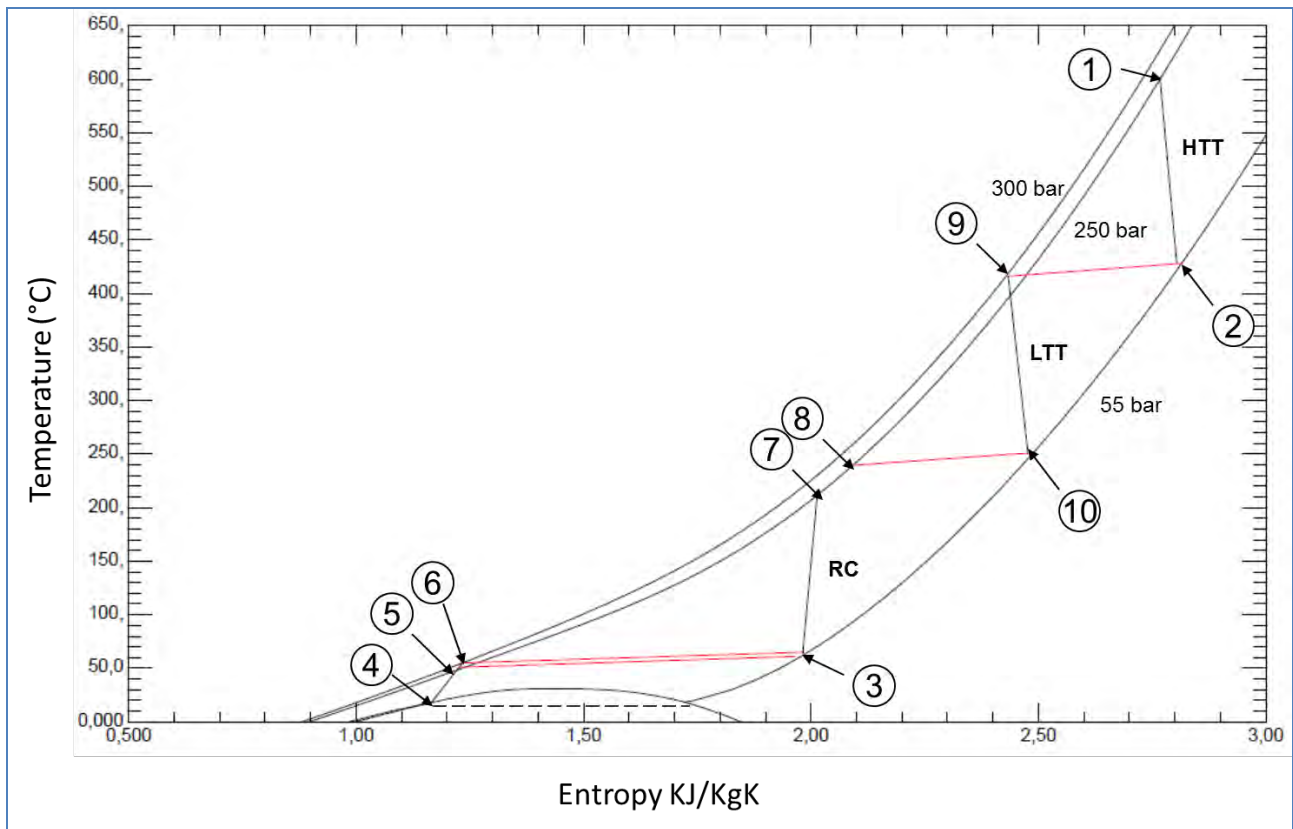


Figura 3. Rappresentazione sul piano T-S del ciclo termodinamico a S-CO₂ proposto.

Da **2** a **3** il fluido viene avviato verso il lato caldo del rigeneratore ad alta temperatura **HTR**, dal quale esce a 65 °C e 57 bar. Nel punto **3** ha luogo una divisione del flusso che viene avviato verso due dispositivi: il 48.1% verso il compressore **RC**, il 51.9% verso il condensatore. Il compressore **RC** rilascia il fluido nel punto **7** a 217 °C e 263 bar, mentre la quota entrante nel condensatore, che si trova a pressione subcritica, subisce un primo raffreddamento e la successiva condensazione da **3** a **4**, evolvendo da 62 °C e 56.75 bar a 18 °C e 55.1 bar, stato quest'ultimo, che rientra nel dominio di esistenza della fase liquida.

Tabella 4. Sommario dei parametri principali dei componenti della sezione di potenza a S-CO₂.

S-CO ₂ Power Island								
Summary	Expander		Compressor	S-CO ₂ Pump		Heat Exchanger		
Equip. No.	101	102	103	114	115	201	202	203
Name	HTT	LTT	RC	MP Pump	HP Pump	HTR	LTR	CONDENSER
Pressure out bar	58.00	58.00	263.20	268.53	300.00			
Efficiency	0.90	0.90	0.85	0.85	0.85			
Actual power kJ/sec	-17843.50	-10765.10	5086.05	1452.62	2298.71			
Cp/Cv	1.24	1.33	1.70					
Theoretical power (kJ/sec)	-19826.10	-11961.20	4323.14					
Ideal Cp/Cv	1.18	1.17	1.17					
1st Stream dp bar						1.25	1.25	1.622
2nd Stream dp bar						6.00	5.37	0.50
Min Delta Temp C						10.00	10.00	3.00
Calc Ht Duty kJ/sec						36627.10	13818.50	24964.40
LMTD (End points) C						10.9052	11.087	15.4783
1st Stream Pout bar						56.75	56.75	55.128
2nd Stream Pout bar						294.00	263.16	1.00

Il punto **3** è rappresentativo anche delle condizioni di rilascio del fluido proveniente dal lato caldo del rigeneratore **LTR**, che con una portata pari al 71.6 % viene anch'esso avviato al condensatore. La portata in massa trattata dal condensatore è quindi complessivamente pari al 123.5 % della portata proveniente dal recuperatore **HTR**. Il fluido in uscita dal condensatore viene avviato verso le pompe di media e alta pressione, diviso in due correnti corrispondenti rispettivamente al 51.9 % e al 71.6%, ovvero ai flussi originari che avevano concorso a formare la portata trattata dal condensatore. La pompa di media pressione rilascia la portata fluido allo stato supercritico in **5**, a 51 °C e 268 bar, mentre la pompa di alta pressione rilascia il fluido in **6**, a 55°C e 300 bar.

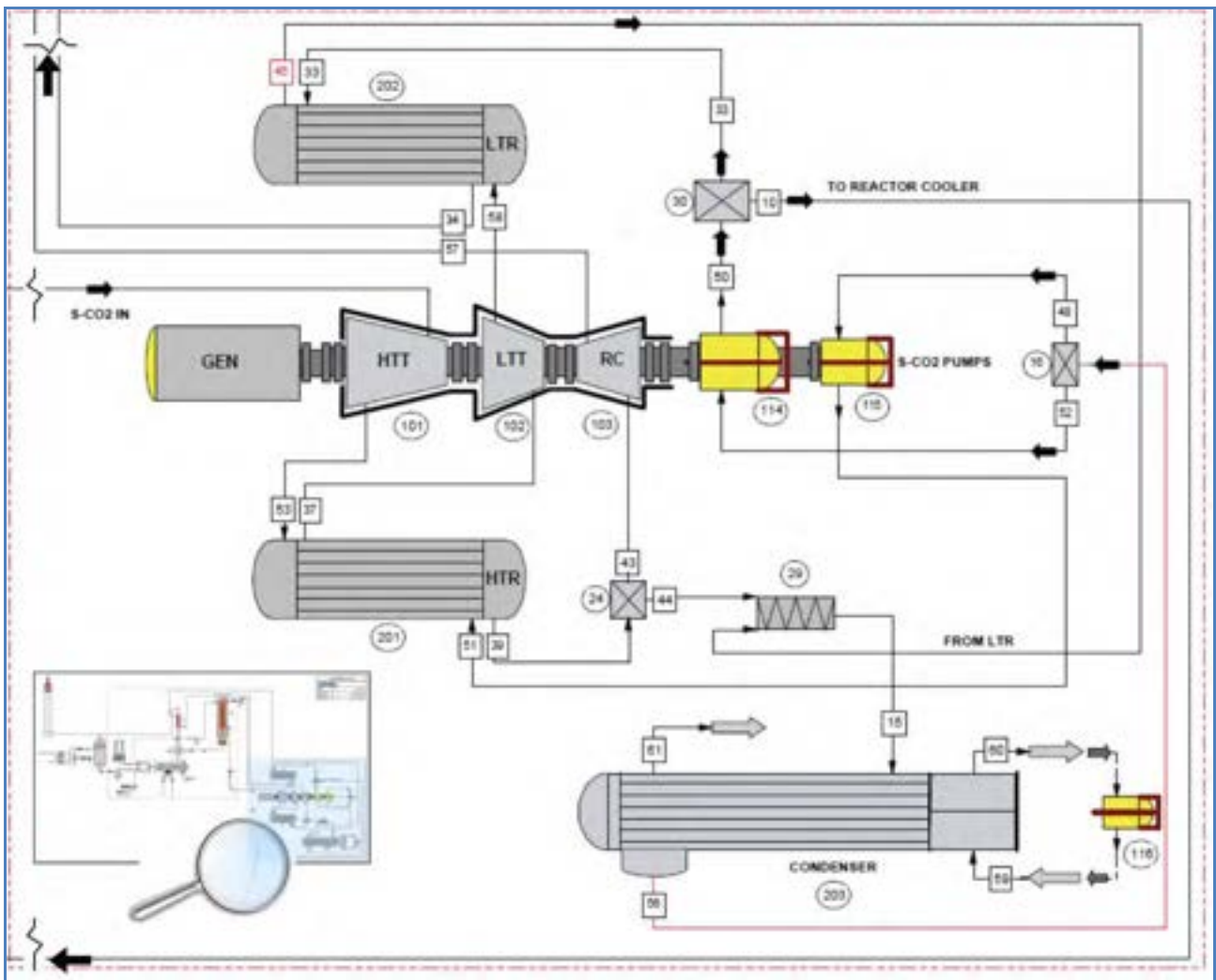


Figura 4. Sezione del flowsheet con i componenti del ciclo di potenza: turbina HTT (101), rigeneratore HTR (201), condensatore (203), S-CO2 Pump MP (114), S-CO2 Pump AP (115), rigeneratore LTR (202), turbina LTT (102), compressore RC (103).

La portata proveniente dalla pompa di media pressione viene divisa in due correnti avviate a due distinti percorsi di recupero termico: il 7.5% della portata di riferimento viene avviata al circuito di raffreddamento del reattore (Figura 2, Tabella 3, **COOLER 9**) nel quale entra a 51 °C e 268 bar ed esce a 115 °C e 266 bar e, successivamente, raggiunge il lato freddo del recuperatore **LTHR**, dove evolve fino a **252** °C e 263 bar; l'altra corrente proveniente dalla pompa di media pressione, pari al 44.4 % della portata di riferimento, viene avviata al lato freddo del rigeneratore **LTR**, dove evolve fino a **8**, ovvero a 239 °C e 263 bar.

Il fluido proveniente dalla pompa di alta pressione viene prima avviato al lato freddo del recuperatore **HTR**, dal quale esce a 416 °C e 294 bar (9) e successivamente espanso nella turbina **LTT** fino a 251 °C e 58 bar (10). Il fluido a bassa pressione proveniente dalla sezione di uscita della turbina **LTT**, viene avviato al lato caldo del rigeneratore **LTR**, dove cede calore evolvendo fino a 61 °C e 57 bar (3).

I flussi in uscita dal compressore **RC** (7), dal lato freddo del rigeneratore **LTR** (8) e dal lato freddo del recuperatore **LTHR**, nelle condizioni termodinamiche sopra descritte, vengono riuniti in un'unica corrente corrispondente al 100 % della portata di riferimento a 263 bar e 229 °C, ovvero le condizioni di restituzione del fluido di lavoro al lato freddo del recuperatore **HTHR**.

L'idea di utilizzare la "ricomprensione", così come il termine stesso, è dovuta ad Angelino che la introdusse alla fine degli anni '60 del secolo scorso per compensare le irreversibilità associate allo scambio termico nei cicli a S-CO₂. Quando il comportamento termodinamico del fluido di lavoro si allontana dal modello del gas

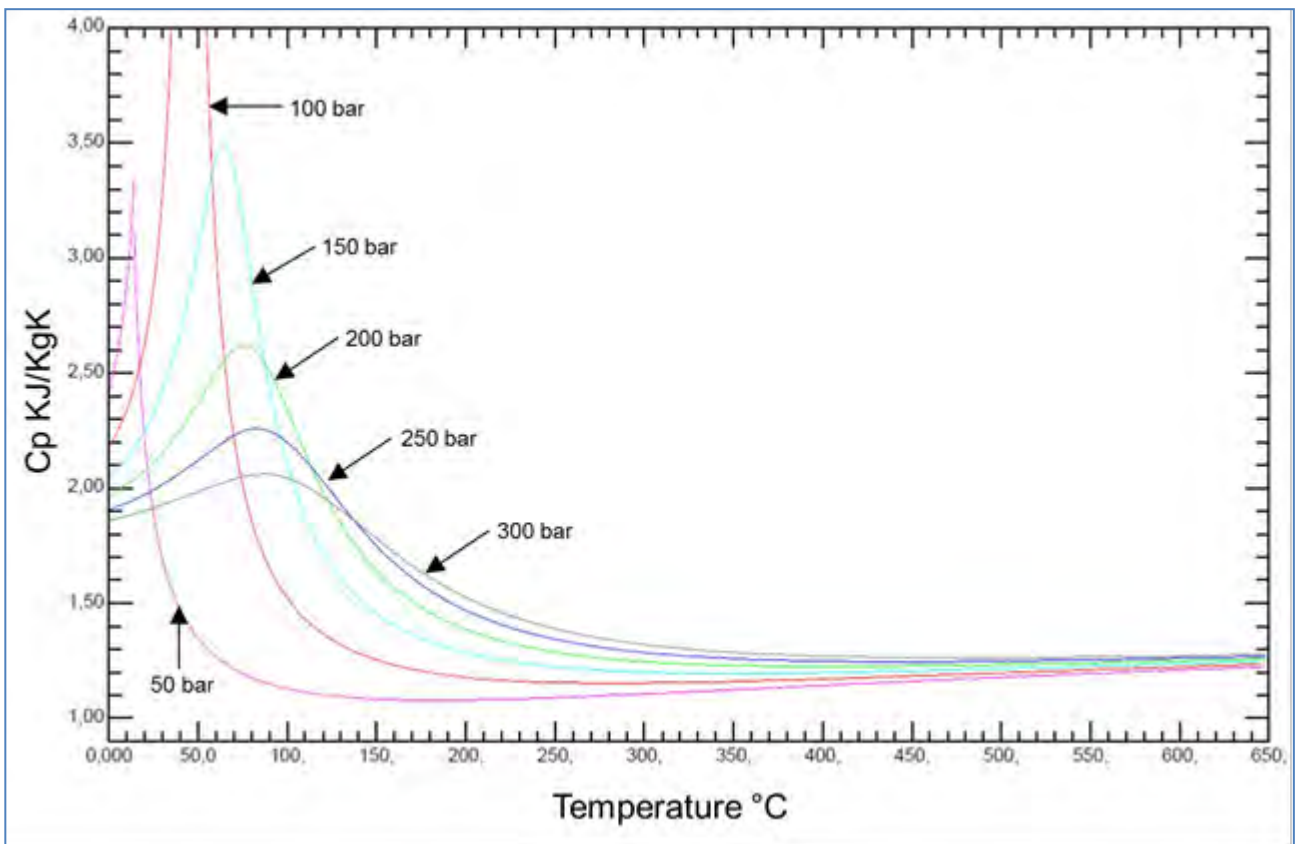


Figura 5. Andamento del calore specifico a pressione costante dell'anidride carbonica tra 50 bar e 300 bar, nell'intervallo 0 °C – 650 °C.

perfetto e assume le caratteristiche del gas reale esibisce, tra l'altro, sensibile dipendenza del calore specifico a pressione costante (C_p) dalla pressione oltre che dalla temperatura. Nella Figura 7 viene tracciato il valore del C_p in funzione della temperatura alle pressioni ed alle temperature caratteristiche del ciclo, con particolare riferimento agli scambi termici rigenerativi. In tutto l'intervallo ed in modo più marcato nella zona a più bassa temperatura, si possono notare sensibili differenze nel valore del C_p alle pressioni di riferimento del ciclo (50 bar, 250 bar e 300 bar) con differenze che possono arrivare al 100%. Da ciò si evince che quando due flussi di pari portate massiche scambiano calore a pressioni molto diverse, la capacità termica del fluido ai due lati dello scambiatore è molto differente ed influenza negativamente l'efficienza dello scambio termico. Per limitare l'insorgenza di irreversibilità, Angelino pensò di equilibrare le capacità termiche ai due lati dello scambiatore riducendo la portata massica del flusso a pressione superiore della quantità necessaria a minimizzare le irreversibilità. Alle considerazioni testé fatte, bisogna aggiungere che la portata in massa non coinvolta nello scambio termico, deve essere convenientemente

compressa, in modo da ricevere “meccanicamente” l’apporto entalpico necessario a raggiungere le condizioni termodinamiche del fluido rigenerato. La minimizzazione delle irreversibilità si ottiene dimensionando accuratamente il flusso da avviare alla ricompressione in modo che le perdite associate allo scambio termico siano minimizzate al netto di quelle introdotte con la compressione. I risultati della strategia di recupero appena descritta possono essere osservati in Figura 8: nel grafico di sinistra in alto sono state tracciate le curve di scambio termico del rigeneratore HTR con lati caldo e lato freddo caratterizzati in termini di pressione e portata massica percentuale rispettivamente da 58 bar e 100% e 294 bar con il 71.6% della portata massica; nel grafico in alto a destra il rigeneratore LTR con lati caldo e freddo caratterizzati rispettivamente da 58 bar e 71.6% e 268 bar con il 44.4%. I due grafici in basso si riferiscono agli stessi scambiatori con portate in massa identiche ai lati caldo e freddo.

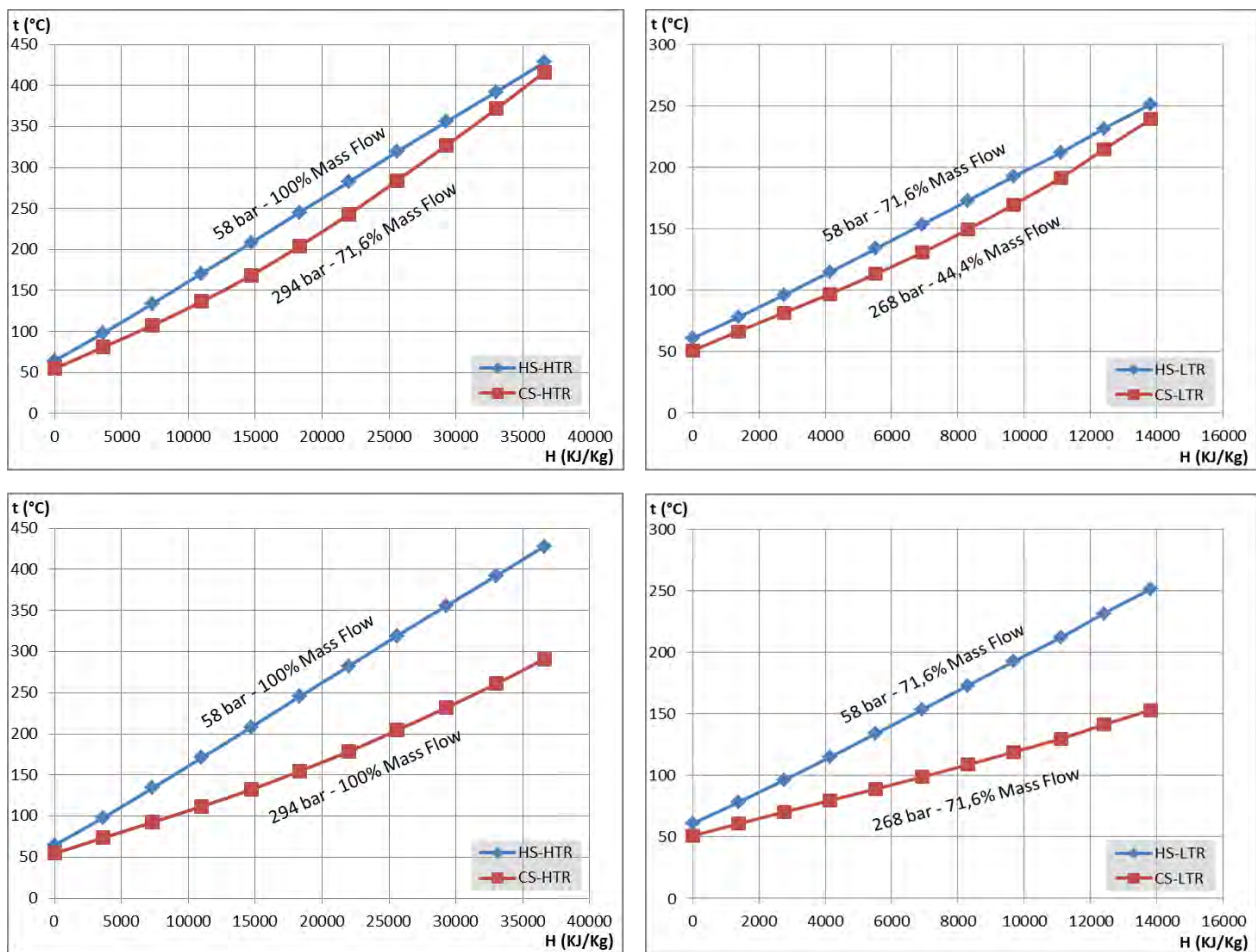


Figura 8. Curve di scambio termico relative ai rigeneratori HTR (sinistra) ed LTR (destra). I due grafici in alto si riferiscono al caso con ricompressione e portate in massa ottimizzate ai due lati dello scambiatore. I due grafici in basso illustrano gli stessi rigeneratori nel caso senza ricompressione, con portate in massa identiche ai due lati dello scambiatore.

2.3 Analisi comparativa

I risultati delle simulazioni effettuate vengono qui confrontati con due lavori presi come riferimento, rispettivamente, per il Loop ISOTHERM PWR® e per l’isola di potenza. Nel caso del loop ISOTHERM PWR®, il modello di riferimento per il confronto è stato descritto in un lavoro eseguito congiuntamente dal Massachusetts Institute of Technology (MIT) e da ENEL Energia e Innovazione. Il lavoro appena citato assume particolare rilevanza per il confronto anche in considerazione del fatto che la stessa ENEL energia e

innovazione ha partecipato attivamente, fin dalle prime fasi, allo sviluppo della tecnologia di conversione elettrica basata sul loop ISOTHERM PWR®.

La sezione di potenza a S-CO₂ è stata confrontata dal punto di vista prestazionale con un ciclo a vapore ultra-supercritico (USC), assunto come rappresentativo dello stato dell'arte dei sistemi di conversione a vapore. Si tratta, nello specifico, della centrale termoelettrica ENEL di Torre Valdaliga Nord, costituita da un impianto a vapore USC, composto da tre gruppi da 660 MW, per una potenza complessiva di 1980 MW. Il sistema USC è stato dettagliatamente simulato in [4] mediante il codice Chemcad, pertanto le informazioni utilizzate possono considerarsi omogenee anche dal punto di vista dello strumento di calcolo utilizzato.

2.3.1 Valutazione del loop ISOTHERM PWR®

Il caso preso come riferimento per il confronto, d'ora in avanti denominato "MIT 800", si riferisce ad un sistema di conversione di potenza diversa rispetto al sistema a S-CO₂ studiato, pertanto, onde rendere omogenei i dati, tutte le portate in massa sono state normalizzate o espresse in termini percentuali. La temperatura del gas in ingresso al recuperatore HTTR imposta in [1] è pari a 800 °C, mentre nella specifica emessa da ENEL [2], tale temperatura è stata fissata a 760 °C, vincolo che è stato confermato anche nel caso a S-CO₂ studiato.

Tabella 5. Variabili di design e risultati delle simulazioni relative al loop ISOTHERM PWR® a confronto con i risultati dell'analisi condotta dal MIT e da ENEL Ricerca e Innovazione.

<i>Design Variables</i>			
	MIT 800	S-CO ₂ 800	S-CO ₂ 760
1. Air separation unit			
Oxygen purity (mol%)	95%	95%	95%
Oxygen in the flue gases (mol%)	3%	3%	3%
Oxygen delivery temperature	200 °C	200 °C	200 °C
2. Pressurized coal combustor			
Combustor pressure	10 bar	10 bar	10 bar
Combustor temperature	1550 °C	1550 °C	1550 °C
Combustor thermal energy loss	2%	2%	2%
Slurry water (fuel mass flow %)	53.85%	53.85%	53.85%
Steam injection (fuel mass flow %)	10%	-	-
CO ₂ injection (fuel mass flow %)	-	10%	10%
3. Heat recovery section			
Inlet temperature of HTHR	800 °C	800 °C	760 °C
Outlet temperature of HTHR	260 °C	260 °C	260 °C
<i>Simulation Results</i>			
Fuel LHV (KJ/Kg)	27966.67	25155.74	25156.00
Oxygen (Kg/s per Kg/s of fuel)	2.45	2.24	2.24
HTHR flue gas (Kg/s per Kg/s of fuel)	33.49	29.20	31.72
Total recirculation ratio (% of HTHR flue gas)	88.00	87.20	88.21
Combustor recirculation ratio (% of HTHR flue gas)	26.10	25.19	23.18
HTHR recirculation ratio (% of HTHR flue gas)	61.90	62.01	65.03

Per dare maggiore efficacia al confronto sono stati simulati due scenari, "S-CO₂ 800" e "S-CO₂ 760", essendo il primo volto ad un confronto immediato con i risultati del MIT, mentre con il secondo, stante la bontà dei risultati del primo, si è recepito il vincolo dei 760 °C dichiarato nella specifica ENEL.

Come si può notare dai dati in Tabella 5, le variabili di design per i casi MIT 800 e S-CO₂ 800 sono del tutto coincidenti, fatta eccezione per il fluido di atomizzazione dello slurry: vapore surriscaldato a 40 bar per il

MIT 800, CO₂ a 40 bar nel caso a S-CO₂, con portate in massa in entrambi i casi pari al 10% della portata di combustibile. I valori calcolati dei parametri caratteristici del loop ISOTHERM PWR[®], ovvero le portate di ricircolo, sono sostanzialmente coincidenti, con lievi differenze dovute sia alla diversa composizione ed al diverso potere calorifico del combustibile, sia alla diversa composizione del fluido di atomizzazione. Agli stessi motivi è attribuibile la leggera differenza in termini di portata in massa di ossigeno introdotto. Il valore del potere calorifico del combustibile, calcolato nelle stesse simulazioni (S-CO₂ 800 e S-CO₂ 760), risulta allineato con quanto dichiarato in [3] (Tabella 1). Si riscontra una sensibile differenza nella portata in massa dei gas combusti dovuta alla diversa composizione del combustibile e del fluido di atomizzazione nei due casi studiati. I risultati della simulazione effettuata possono quindi considerarsi ben allineati con l'analisi condotta dal MIT e da ENEL, evenienza che costituisce un buon indicatore della qualità dei risultati ottenuti, anche in considerazione del ruolo privilegiato che ENEL ha rivestito nello sviluppo della tecnologia ISOTHERM PWR[®].

2.3.2 Confronto prestazionale dell'isola di potenza

Il rendimento elettrico dell'isola di potenza viene valutato come rapporto tra la potenza elettrica complessivamente convertita, al lordo degli ausiliari, e la potenza termica complessivamente introdotta mediante la combustione. Più precisamente, mediante la combustione nel caso USC e mediante l'ossi-combustione nel caso S-CO₂, pertanto nel secondo caso il bilancio include anche il valore energetico dell'ossigeno (OEV) stimato in 1.080 MJ/Kg [1], nelle condizioni di pressione, temperatura e composizione indicate in Tabella 5. Le potenze associate alle turbomacchine motrici ed operatrici, sommate con il loro segno, vengono valutate sulla base del salto entalpico reale e corrette con le efficienze meccanica ed elettrica (1). Ciò equivale ad ipotizzare che le turbomacchine operatrici siano mosse dallo stesso albero delle turbine o da turbina dedicata di pari efficienza, alimentata con fluido spillato a pressione opportuna dal flusso principale.

$$\eta_{gross,PI} = \frac{\left(\sum_i W_{T_i} + W_C + \sum_k W_{P_k} \right) \cdot \eta_m \cdot \eta_e - \dot{m}_{O_2} \cdot OEV}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} \quad (1)$$

$\eta_{gross,PI}$	efficienza elettrica dell'isola di potenza al lordo degli ausiliari
W_{T_i}	potenza turbina calcolata sul salto entalpico reale (MW)
W_C	potenza compressore calcolata sul salto entalpico reale (MW)
W_{P_k}	potenza pompa calcolata sul salto entalpico reale (MW)
η_m	efficienza meccanica
η_e	efficienza elettrica generatore
\dot{m}_{O_2}	portata massica ossigeno (Kg/s)
OEV	valore energetico dell'ossigeno (MJ/Kg)
\dot{m}_{fuel}	portata massica combustibile (Kg/s)
LHV	potere calorifico inferiore del combustibile (MJ/Kg)

Il sommario dei risultati ottenuti viene riportato in Tabella 6. Nella parte superiore della tabella vengono indicate le caratteristiche termodinamiche ed impiantistiche di rilievo per ciascun caso. Come già detto, i valori della massima temperatura sono identici nei casi USC e S-CO₂ mentre il caso USC ha una pressione massima del ciclo leggermente inferiore: 247 bar contro 250. Al contrario del ciclo a S-CO₂, il ciclo USC è dotato di risurriscaldatore, con temperatura di RH superiore ai 600 °C. Nel caso USC si contano otto

spillamenti, zero nel caso S-CO₂. Anche il numero dei corpi turbina è diverso, tre per il ciclo USC, due ma molto più compatti, come vedremo in seguito, nel caso del ciclo a S-CO₂. Quest'ultimo, a differenza del caso USC è dotato di compressore come tutti i cicli Brayton-Joule ma, per la presenza della compressione allo stato liquido, il compressore assorbe poco più di un sesto della potenza erogata dalle turbine. Questa breve disamina si ritiene sufficiente ad evidenziare, seppur in sintesi, la notevole semplificazione impiantistica del ciclo a S-CO₂ rispetto al caso USC, a cui è associato un inevitabile "costo" in termini di efficienza termodinamica. Il caso USC raggiunge l'efficienza maggiore, principalmente a causa della penalizzazione energetica associata alla separazione dell'ossigeno cui è soggetto il caso S-CO₂. Tuttavia bisogna aggiungere che per un confronto esteso si dovrebbero tenere in considerazione anche i costi energetici di cattura e compressione della CO₂, obiettivo per il quale si giustifica l'ossi-combustione.

Per concludere, è stato effettuato un confronto tra le densità di potenza esprimibili dai due cicli studiati, calcolata come potenza del ciclo per m³ di fluido elaborato, assumendo come riferimento la sezione di ingresso del condensatore. Questo valore può essere considerato indicativo delle dimensioni delle turbomacchine e del condensatore stesso e, di conseguenza, correlato anche con il costo degli stessi componenti. Nelle condizioni sopra citate, il ciclo a S-CO₂ presenta una densità di potenza 250 volte superiore al ciclo USC.

Tabella 6. Caratteristiche termodinamiche e impiantistiche significative delle isole di potenza USC e S-CO₂ (prima parte). Confronto prestazionale in termini di efficienza (seconda parte).

<i>Power island mean features</i>			
	Unit	USC	S-CO ₂
SH Temperature	°C	600	600
SH Pressure	bar	247	250
RH number		1	0
RH Temperature	°C	610	-
Bledings number		8	0
Turbine sections number		3	2
Compressors number		0	1
Condenser pressure	bar	0.042	55
Turbine efficiency	%	90	90
Pump efficiency	%	80	85
Compressor efficiency	%	-	85
Mechanical efficiency	%	99.6	99.6
Electric efficiency	%	98.5	98.5
<i>Power island performance</i>			
	Unit	USC	S-CO ₂
HP Turbine Power	MW	193.47	10.76
MP Turbine Power	MW	289.01	17.84
LP Turbine Power	MW	201.01	-
HP Pump Power	MW	-17.25	-2.3
LP Pump Power	MW	-0.20	-1.45
RC Compressor	MW	-	-5.09
Thermal energy input (LHV)	MWt	1511	47.80
Gross power output	MWe	653.42	19.4
Oxygen energy value (OEV)	KJ/Kg	-	1080
Power cycle efficiency (LHV)	%	43.24	31.00
Power cycle efficiency (LHV w/o OEV)	%	-	40.58
Power density (evaluated at condenser inlet)	MW/m ³	0.0805	20.0625

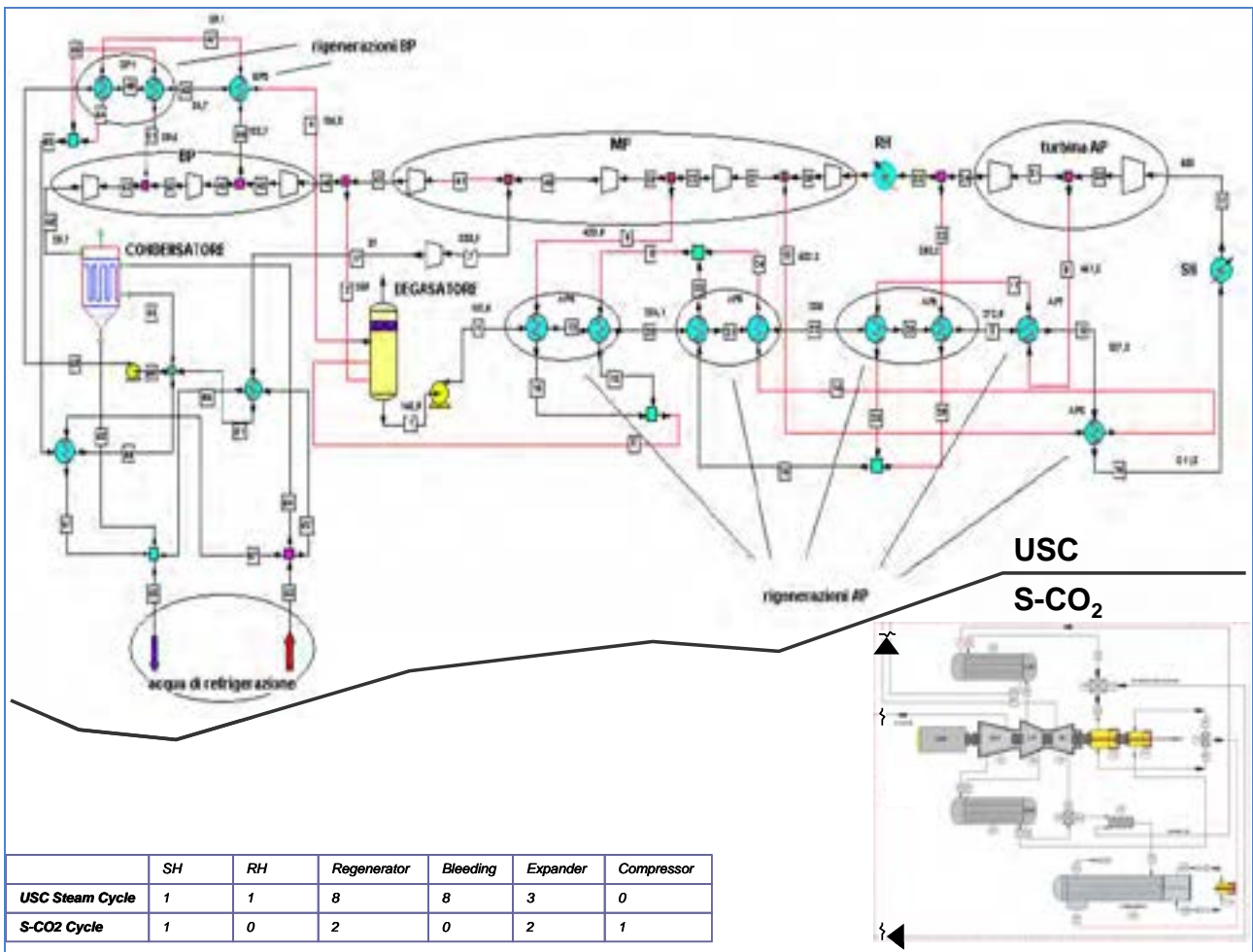


Figura 6. Confronto tra i flowsheets delle sezioni di potenza USC e S-CO₂.

3 Conclusioni

L'analisi effettuata consente di affermare che le limitazioni termodinamiche ed impiantistiche imposte al ciclo a S-CO₂ comportano una penalizzazione in termini di efficienza di conversione, che tende ad attenuarsi, comunque mai del tutto, nell'ipotesi di non computare il valore energetico dell'ossigeno. Ciò non è del tutto fuori luogo, in quanto l'isola di potenza a S-CO₂ qui proposta può essere accoppiata, con la medesima efficienza, a sorgenti termiche non necessariamente basate sull'ossi-combustione. Sulla base di questa ipotesi le differenze tendono ad attestarsi a poco meno del 3% di penalizzazione rispetto al caso USC. L'analisi evidenzia il potenziale in termini di rapidità di risposta al variare del carico attribuibile al ciclo a S-CO₂, ciò sia in virtù del layout impiantistico più snello, sia per la densità di potenza ≈ 250 volte superiore rispetto al caso USC. Importanti e non scontate conclusioni potrebbero emergere dall'analisi tecnico-economica, tuttavia lo studio effettuato consente di affermare che se il caso USC trova il suo campo di applicazione "naturale" nel base-load, il ciclo a S-CO₂ nella configurazione proposta, potrebbe dare risposte efficaci laddove la flessibilità e la rapidità di carico divengono requisiti essenziali.

4 Riferimenti bibliografici

- [1] J. Hong, G. Chaudhry, J.G. Brisson, R. Field, M. Gazzino, A. F. Ghoniem, Analysis of oxy-fuel combustion power cycle utilizing a pressurized coal combustor, Elsevier, 2009.
- [2] D. Cumbo, M. Gazzino, E. Tosi, Specifica Tecnica per la realizzazione del reattore in pressione da 48 MW per l'impianto dimostrativo di Brindisi, ENEL, 2007.
- [3] CAESAR, European best practice guidelines for assessment of CO₂ capture technologies, FP7, 2011.
- [4] A. Viscogliosi, C. Bassano, P. Deiana, Analisi e modellazione di impianti di produzione elettrica a carbone equipaggiati con sistemi CCS, Ricerca di Sistema Elettrico, 2010.
- [5] G. Angelino, Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine, Journal of Engineering for Power, 1967.
- [6] G. Angelino, Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production, Journal of Engineering for Power, 1968.
- [7] G. Angelino, Real gas effects in carbon dioxide cycles, Atomkernenergie, 1971.