



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

ANALISI DI CONFIGURAZIONI AVANZATE DI CICLO BRAYTON A CO₂ SUPERCRITICA PER GENERAZIONE ELETTRICA DA CASCAMI TERMICI

Relatore: Dott. Ing. Giovanni Manente

Laureanda: Francesca Maria Fortuna

Matricola: 1156749

Anno Accademico 2017 - 2018

*Per aspera
ad Astra*

Sommario

L'Ingegneria Energetica è alla continua ricerca di modalità per sfruttare in maniera più efficiente le fonti esistenti. In quest'ottica il recupero di calore di scarto rappresenta una grande opportunità, ed i cicli attualmente più utilizzati sono di tipo Rankine a vapore d'acqua e a fluido organico. Tuttavia, un numero sempre maggiore di ricercatori ha iniziato ad interessarsi ad un'altra tipologia di ciclo: i cicli Brayton a CO₂ supercritica. Grazie alla loro elevata compattezza e al ridotto lavoro di compressione, questa tecnologia assicura ottime prestazioni in vasto range di potenze e temperature. Questo lavoro di tesi si propone di analizzare quattro configurazioni di ciclo Brayton a CO₂ supercritica per applicazioni finalizzate al recupero del calore di scarto di processi industriali a medio-bassa (400°C), media (600°C) e alta (800°C) temperatura. I quattro cicli considerati sono il ciclo semplice rigenerativo, il ciclo a ricompressione, il ciclo cascata ("cascade") con singola spartizione di flusso ed il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso. Per ciascun caso sono stati effettuati tre tipi di ottimizzazione: termodinamica, economica e termoeconomica. Nell'intento di effettuare un confronto uniforme, i cicli sono stati modellati a partire dalle stesse assunzioni e, in particolare, per una potenza netta fissata pari a 1 MW. Si è considerato come principale parametro termodinamico il rendimento di sistema, valutando separatamente gli effetti di rendimento termico di ciclo e efficienza di recupero del calore sul raggiungimento dell'ottimo. I risultati hanno dimostrato come il ciclo semplice rigenerativo possa costituire un'alternativa economica, mentre è stato accantonato il ciclo a ricompressione che non dà alcun vantaggio nel recupero di cascami termici. Il lavoro ha inoltre evidenziato l'ottima propensione di entrambi i cicli cascata al recupero di calore di scarto, che quindi possono essere considerati una valida alternativa ai cicli bottoming già esistenti, specialmente nelle applicazioni di taglia medio-piccola.

Indice generale

Introduzione	5
1 Cicli Brayton a CO₂ supercritica	8
1.1 Stato supercritico.....	8
1.1.1 Proprietà dell'anidride carbonica.....	11
1.2 Cicli supercritici.....	13
1.2.1 Differenza tra cicli Brayton supercritici, Brayton transcritici e Rankine transcritici.....	14
1.3 Caratteristiche dei cicli Brayton supercritici a CO ₂	16
1.3.1 Caratteristiche generali e studi correlati.....	16
1.3.2 Rendimenti di ciclo.....	17
1.4 Componenti principali.....	19
1.4.1 Turbomacchine.....	19
1.4.2 Scambiatori di calore.....	26
1.5 Esperimenti e test.....	35
1.6 Cicli supercritici Brayton a CO ₂ basati su una sorgente termica di calore di scarto.....	41
1.6.1 Sistema.....	41
1.6.2 Caratteristiche della configurazione.....	44
1.6.3 Confronto con altre tecnologie.....	47
1.6.4 Esempi di applicazioni.....	49
1.7 Cicli Brayton a sCO ₂ per applicazioni WHR trattati in letteratura.....	53
1.8 Conclusioni.....	78
2 Studio delle configurazioni di ciclo e assunzioni del modello	80
2.1 Studio delle configurazioni adatte al recupero di calore.....	80
2.1.1 Evoluzione dei cicli considerati nella trattazione.....	81
2.1.2 Confronto con il metodo Heatsep.....	98
2.2 Scelta delle configurazioni di ciclo.....	104
2.3 Software utilizzato: EES.....	107

2.4 Assunzioni di base delle simulazioni.....	107
2.5 Modellazione dei componenti in EES.....	112
2.6 Conclusioni.....	117
3 Ottimizzazione termodinamica	119
3.1 Ciclo semplice rigenerativo.....	119
3.1.1 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 400°C.....	121
3.1.2 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 600°C.....	127
3.1.3 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 800°C.....	133
3.1.4 Confronto delle prestazioni del ciclo semplice rigenerativo al variare della temperatura della sorgente.....	139
3.2 Ciclo a ricompressione.....	141
3.2.1 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 400°C.....	143
3.2.2 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 600°C.....	148
3.2.3 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 800°C.....	153
3.2.4 Confronto delle prestazioni del ciclo a ricompressione al variare della temperatura della sorgente.....	157
3.3 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso.....	159
3.3.1 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 400°C.	160
3.3.2 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 600°C.	166
3.3.3 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 800°C.	172
3.3.4 Confronto delle prestazioni del ciclo cascata con singola spartizione di flusso al variare della temperatura della sorgente.....	178
3.4 Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso.....	180
3.4.1 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 400°C.....	182
3.4.2 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 600°C.....	190
3.4.3 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 800°C.....	198
3.4.4 Confronto delle prestazioni del ciclo cascata avanzato al variare della temperatura della sorgente.....	206
3.5 Validazione del modello e confronto con la letteratura.....	208
3.6 Conclusioni.....	214
4 Ottimizzazione economica e termoeconomica	218
4.1 Ottimizzazione economica.....	218

4.1.1	Analisi economica delle soluzioni ottimizzate.....	221
4.1.1.1	Trend dell'LCOE al variare del fattore di carico per le soluzioni ottimizzate termodinamicamente.....	225
4.1.2	Ottimizzazione economica delle configurazioni al variare dei parametri di decisione	228
4.2	Ottimizzazione termoeconomica.....	243
4.3	Conclusioni.....	269
	Conclusioni	271
	Bibliografia	275
	Ringraziamenti	280

Introduzione

Uno degli aspetti su cui si focalizza il progresso scientifico ed industriale è la continua ricerca di modalità per sfruttare in maniera più efficiente le fonti esistenti. I cicli di potenza comunemente utilizzati presentano buoni rendimenti, tuttavia durante la produzione di energia elettrica viene rigettata una considerevole porzione di energia termica, tramite trasferimento di calore al serbatoio in un ciclo chiuso oppure per rilascio dei gas di scarico in un ciclo aperto. Il calore rilasciato all'ambiente rappresenta l'energia della sorgente che non viene convertita in potenza elettrica, quindi è ragionevole cercare di recuperarne la maggior porzione possibile. Uno dei modi più comuni di sfruttare il calore di scarto da un determinato processo è l'integrazione di un ciclo sottoposto, o bottoming, che utilizzi come sua sorgente termica il calore rigettato dal primo ciclo, detto topping. Questo incrementa il rendimento complessivo dell'impianto senza aumentare il consumo di combustibile.

La tecnologia più sfruttata per la produzione di potenza elettrica è costituita dal ciclo Rankine a vapor d'acqua, largamente impiegato in molti processi sia come ciclo principale che come ciclo bottoming. Questa soluzione tuttavia presenta dei limiti, soprattutto per potenze ridotte, per cui negli anni sono state proposte alcune alternative, la più studiata delle quali è costituita dai cicli ORC (Organic Rankine Cycles). Nondimeno, un numero sempre maggiore di team di ricerca si è focalizzato su una classe di cicli innovativa: è il caso dei cicli Brayton a CO_2 supercritica.

Il ciclo Brayton a sCO_2 è un ciclo chiuso proposto per la prima volta da Sulzer negli anni '50 e successivamente ripreso da Feher [Feher, 1967] e Angelino [Angelino, 1968]. Feher studiò le applicazioni dei vari cicli a sCO_2 per la produzione di potenza, Angelino invece propose il ciclo a ricomprensione, che tutt'ora costituisce uno dei cicli più studiati in letteratura. In passato le ricerche si concentravano sul ciclo condensante, che richiede acqua molto fredda per la refrigerazione, e per questo motivo le applicazioni pratiche furono largamente ostacolate [Hou et. al., 2017]. L'avvento di nuove tecnologie come scambiatori di calore compatti riaccese l'interesse per questi cicli. Un grande contributo è stato poi fornito da Dostal nel 2004 [Dostal et. al., 2004] il quale, nella sua tesi di dottorato, studiò ed apportò alcune modifiche al lavoro di Angelino e Feher, sempre rimanendo nell'ambito nucleare. I rendimenti di ciclo dei cicli supercritici a CO_2 sono stati confrontati con i cicli Rankine a vapor d'acqua e Brayton a elio, e risultano la miglior soluzione nel range di temperature della sorgente comprese tra 450°C e 700°C .

Molti studi si sono dedicati all'analisi dei cicli a sCO_2 per applicazioni nucleari e CSP (Concentrated Solar Power), tuttavia le ricerche che considerano il Brayton a sCO_2 come ciclo bottoming sono un numero relativamente esiguo. L'interesse per i cicli Brayton a sCO_2 nell'ambito WHR (Waste Heat Recovery) è dovuto principalmente all'alta densità di energia dell'anidride carbonica, che permette un risparmio sia in termini di compattezza che di costo. Questa tipologia di ciclo consente di lavorare con potenze ridotte e temperature superiori a 400°C , per cui opera in un range non coperto dai cicli Rankine o ORC.

Gli studi focalizzati su applicazioni WHR sottolineano l'esigenza di non considerare il rendimento termico di ciclo come unica variabile da ottimizzare, in quanto da solo non basta a definire la bontà di un sistema WHR. È necessario valutare anche l'efficienza di recupero del calore di scarto, un parametro che rappresenta la capacità del ciclo di estrarre calore dalla sorgente. Il prodotto dei due è denominato rendimento di sistema, definito come il rapporto tra la potenza netta generata ed il

calore idealmente estraibile dalla sorgente.

Gli autori che si concentrano sulle applicazioni WHR presentano differenti punti di vista. Da un lato si considerano configurazioni singole come il ciclo semplice rigenerativo e il ciclo a ricomprensione, che costituiscono le due alternative più studiate [Mohagheghi et. al., 2014] [Marchionni et. al., 2017]. L'evoluzione di questi cicli porta a considerare due cicli bottoming sCO_2 in cascata tra loro [Hou et. al., 2017] [Manente et. al., 2014]. In parallelo, emerge in misura sempre maggiore la necessità di considerare configurazioni ideate appositamente per l'ambito WHR [Wright et. al., 2016] [Kimzey, 2012] [Cho et. al., 2015] [Kim et. al., 2016], ragione per cui molti tra gli studi più recenti si concentrano su questi cicli innovativi.

Questo lavoro di tesi si propone di effettuare un'analisi di configurazioni di ciclo Brayton a sCO_2 considerando tre temperature della sorgente, medio-bassa ($400^\circ C$), media ($600^\circ C$) e alta ($800^\circ C$). Nell'intento di effettuare un confronto uniforme, i cicli vengono modellati a partire dalle stesse assunzioni di ciclo e, in particolare, per una potenza netta fissata pari a 1 MW.

Si vuole operare un confronto tra quattro cicli selezionati a partire dalla letteratura, mediante considerazioni sulle caratteristiche di ciclo e sulle prestazioni. Vi è una particolare attenzione all'analisi termodinamica, per la quale si studiano i principali parametri di prestazione di ogni ciclo e la loro variazione rispetto alle variabili di decisione. L'obiettivo di questa analisi è quello di individuare il punto di ottimo termodinamico, che presenta il massimo rendimento di sistema.

Successivamente viene effettuata un'analisi di natura economica volta a considerare i costi associati ad ogni componente al fine di determinare il costo totale di investimento. Una digressione viene fatta considerando il parametro LCOE al variare del fattore di carico. L'obiettivo di questa seconda ottimizzazione è quello di stabilire il punto di ottimo economico.

Come si vedrà, per ogni ciclo i due ottimi si riscontrano in corrispondenza di differenti valori delle variabili di decisione, per cui l'analisi termodinamica risulta slegata da quella economica e non è possibile determinare il migliore tra i due. Al fine di delineare le variabili di decisione che determinano le prestazioni complessivamente migliori (sia considerando il punto di vista termodinamico che quello economico) è necessario intraprendere un'ottimizzazione multi-obiettivo.

Per arrivare a determinare la soluzione termoeconomica è opportuno cercare di massimizzare il rendimento di sistema e minimizzare il costo di investimento in maniera simultanea. Il metodo utilizzato si serve dell'analisi di Pareto, che consente di trovare la soluzione di compromesso tra quella termodinamica e quella economica.

Rispetto a gran parte della letteratura, che si limita a considerare la potenza netta in uscita, vengono qui valutati separatamente gli effetti del rendimento termico di ciclo e dell'efficienza di recupero del calore di scarto sul rendimento di sistema.

Capitolo 1

Cicli Brayton a CO₂ supercritica

In questo capitolo si vogliono delineare le principali caratteristiche dei cicli Brayton a CO₂ supercritica, illustrandone i pregi ed i difetti in modo da fornire una panoramica il più possibile completa di questa tecnologia innovativa. Il capitolo consta di due parti principali, la prima più generale e la seconda specifica sulle applicazioni WHR.

Inizialmente si fornisce una spiegazione dettagliata del punto critico, concetto cardine per comprendere il funzionamento dei cicli e la loro convenienza. Si ritiene doveroso illustrare la differenza tra cicli supercritici e transcritici, in quanto alcuni autori non effettuano una separazione netta (mentre questo lavoro si propone di considerare solamente i cicli supercritici). Vengono quindi definite le caratteristiche dei cicli a sCO₂, con particolare attenzione al confronto dei rendimenti con altre tecnologie. In seguito vengono analizzati i principali componenti del ciclo, ovvero le turbomacchine e gli scambiatori di calore, specificandone le peculiarità, i pregi ed i difetti. Infine vengono citati esperimenti e test di recente/futura attuazione ad opera dei principali promotori di questa tecnologia.

La seconda parte è dedicata alle specifiche applicazioni WHR. Dopo un'introduzione sulle caratteristiche del ciclo (il cui concetto principale si identifica nella definizione del rendimento di sistema), viene fatto un confronto con altre tecnologie (cicli Rankine, Kalina, ORC), riportando alcuni esempi di applicazioni pratiche. La sezione si conclude con una review di letteratura sugli articoli (riguardanti cicli supercritici a CO₂ in applicazioni WHR) che sono stati ritenuti più interessanti.

1.1 Stato supercritico

Il punto critico di una sostanza è l'insieme di particolari condizioni di temperatura e pressione (dette temperatura critica e pressione critica) in corrispondenza delle quali una sostanza può esistere come unica fase, detta fase critica (fig. 1.1).

La temperatura critica è il limite superiore di temperatura a cui possono coesistere in equilibrio la fase liquida e la fase di vapore di una determinata specie chimica. La pressione critica è il valore limite della pressione di vapore di una specie liquida [Silvestroni, 1996].

Quando durante il riscaldamento una miscela bifase gas-liquido giunge alla temperatura critica si assiste alla scomparsa del menisco, l'interfaccia di separazione tra le fasi liquida e gassosa. Oltre tale punto il fluido è detto supercritico.

Nel momento in cui un liquido viene riscaldato, la sua densità diminuisce, mentre la densità del vapore aumenta. Le densità del liquido e del vapore si avvicinano sempre di più fino a che non si raggiunge la temperatura critica, in corrispondenza della quale i valori della densità della fase liquida e della fase gassosa sono equivalenti.

La determinazione del valore di temperatura critica avviene mediante il tubo di Natterer, un capillare di quarzo a pareti spesse e saldato all'estremità. Il volume del tubo di Natterer è costante. La temperatura aumenta gradualmente e si osserva un aumento del volume di liquido e una

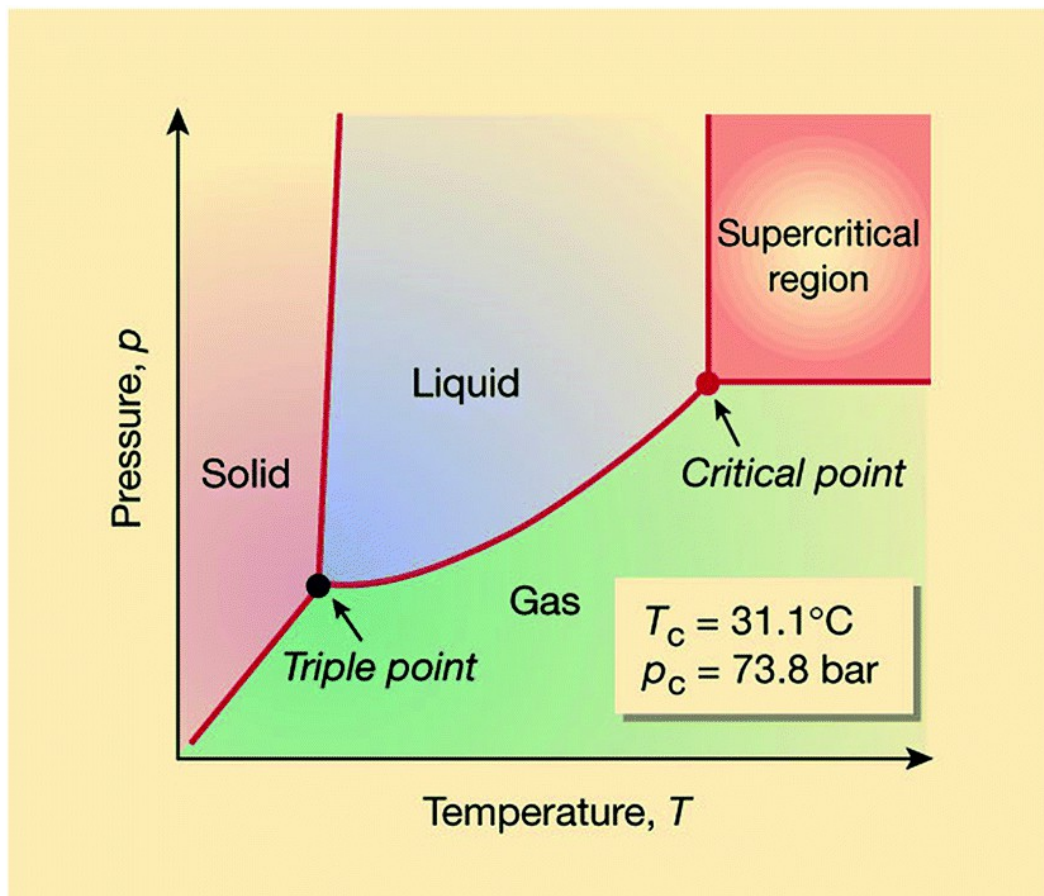


Figura 1.1. Diagramma p - T dell'anidride carbonica [NREL]

diminuzione del volume del vapore, fino alla temperatura critica, dove le due fasi diventano una sola. La pressione all'interno del capillare è la pressione critica e dal volume del tubo, il peso della specie chimica e il pesoformula di questa, si può determinare il volume molare critico.

Temperatura critica, pressione critica e volume molare critico determinano il punto critico e da essi si ricava la densità critica.

Ad alte pressioni e temperature la fase liquida e gassosa diventano indistinguibili. Le condizioni del punto critico sono determinate dai legami molecolari, i quali consentono alle singole molecole di diventare abbastanza "appiccicose" da formare dimeri transitori e trimeri. Questi composti sono molto sensibili alla pressione esterna applicata. Incrementando quest'ultima, essi possono raggrupparsi a formare dei grappoli in una matrice calda di simil-gas. Diminuendo la pressione si favorisce l'occupazione in uno stato più rarefatto, in quanto questi grappoli "germogliano". I compressori spingono le molecole ad aumentare la densità lungo una ripida curva pressione-temperatura, incrementando la pressione con un lavoro richiesto relativamente ridotto. [Irwin et. al., 2017]

La scelta del fluido operativo per i cicli supercritici ricade sull'anidride carbonica in quanto presenta un valore moderato di pressione critica, è stabile e relativamente inerte, abbondante e poco costosa, le cui proprietà sono sufficientemente note. Dal punto di vista termodinamico, minore è la temperatura di rigetto al pozzo freddo e migliore è il rendimento di ciclo. Tuttavia, quando questo

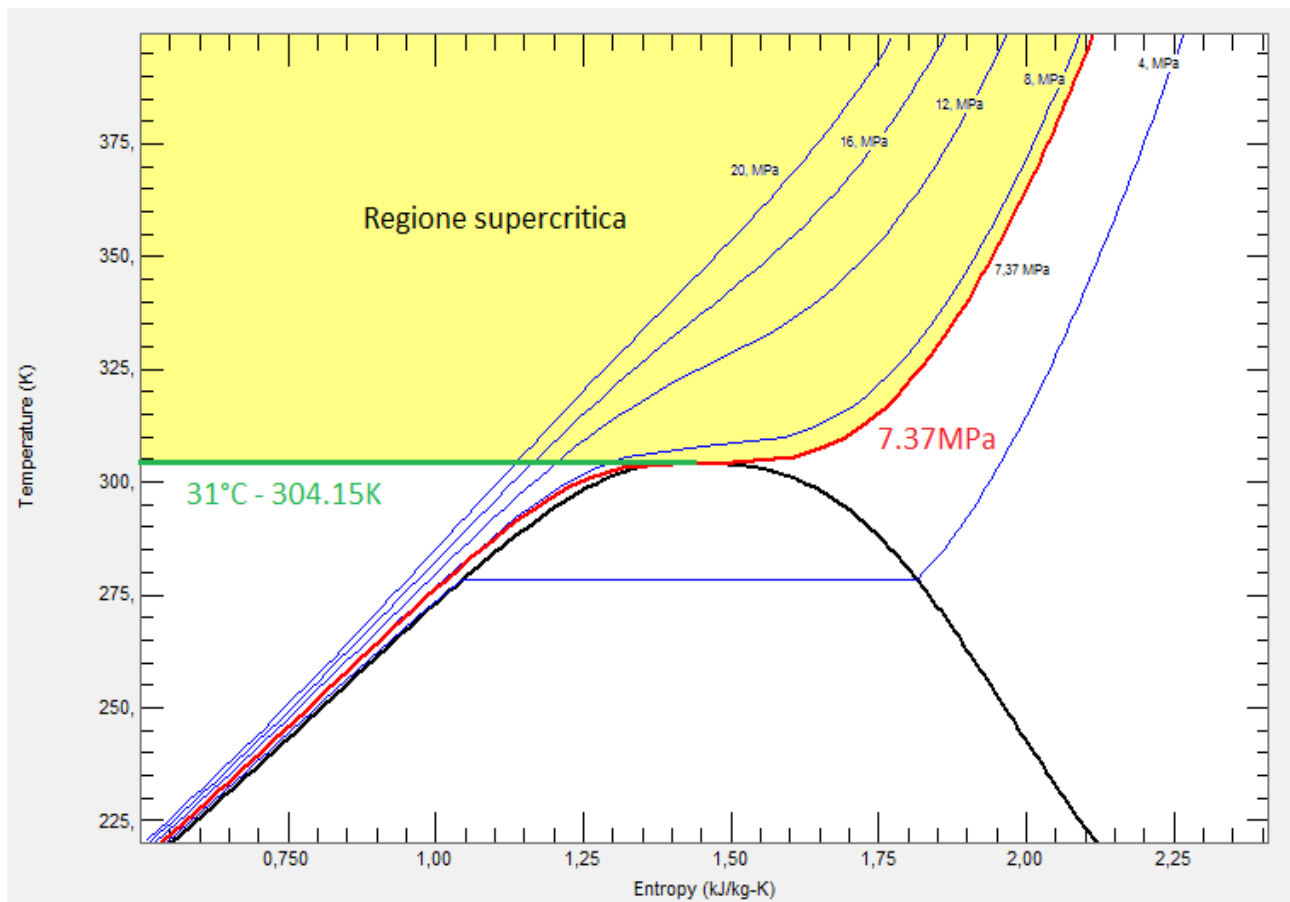


Figura 1.2. Diagramma Temperatura – Entropia dell'anidride carbonica [REFPROP]

valore è troppo basso risulta difficile nella pratica riuscire ad asportare tale calore, posta la temperatura ambiente come limite. Poiché la CO₂ ha una temperatura critica di poco superiore a quella ambiente, essa rappresenta il miglior compromesso (fig. 1.2). [Dostal et. al., 2004]

I fluidi nello stato supercritico trovano applicazione come solventi industriali, in sostituzione di quelli organici. In particolare l'anidride carbonica supercritica è largamente utilizzata (fig. 1.3).

Caratteristiche	Simbolo chimico	CO ₂
	Massa molare	44,01 g/mol
	Punto triplo	Temperatura 216,58 K (-56,57 °C)
		Pressione 5.19 bar
		Calore di fusione 196,7 kJ/kg
	Punto critico	Temperatura 304,13 K (30,98 °C)
		Pressione 73,3773 bar
		Densità 0,4676 kg/litro

Figura 1.3. Caratteristiche della CO₂

1.1.1 Proprietà dell'anidride carbonica

Nelle condizioni supercritiche (fig. 1.4) le proprietà del fluido sono in parte analoghe a quelle di un liquido, come per esempio la densità, ed in parte simili a quelle di un gas, come per esempio la viscosità e la tendenza a riempire gli spazi vuoti.

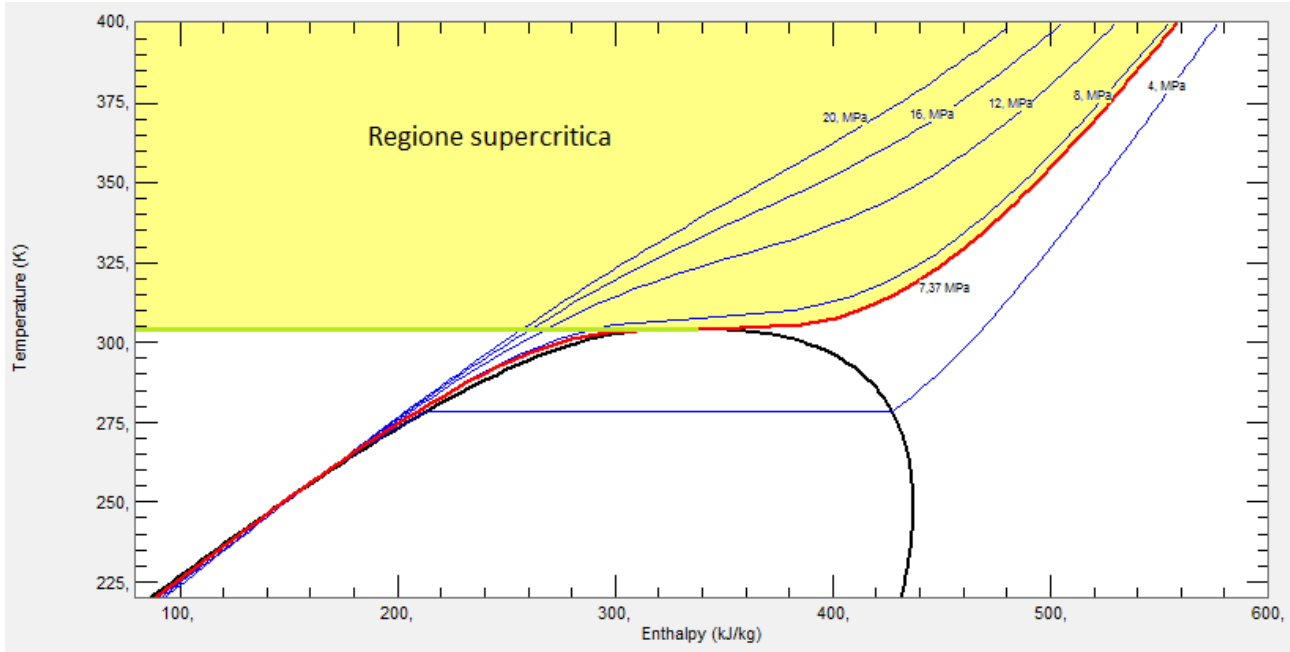


Figura 1.4. Diagramma Temperatura – Entalpia dell'anidride carbonica [REFPROP]

La densità dell'anidride carbonica (fig. 1.5) subisce un brusco cambiamento vicino al punto critico, ed il suo valore è notevolmente più alto in prossimità della temperatura critica se confrontato con temperature maggiori. Anche la viscosità presenta un andamento simile (fig. 1.6). La conducibilità termica ed il calore specifico (fig. 1.7) migliorano notevolmente. [Musgrove et. al., 2016]

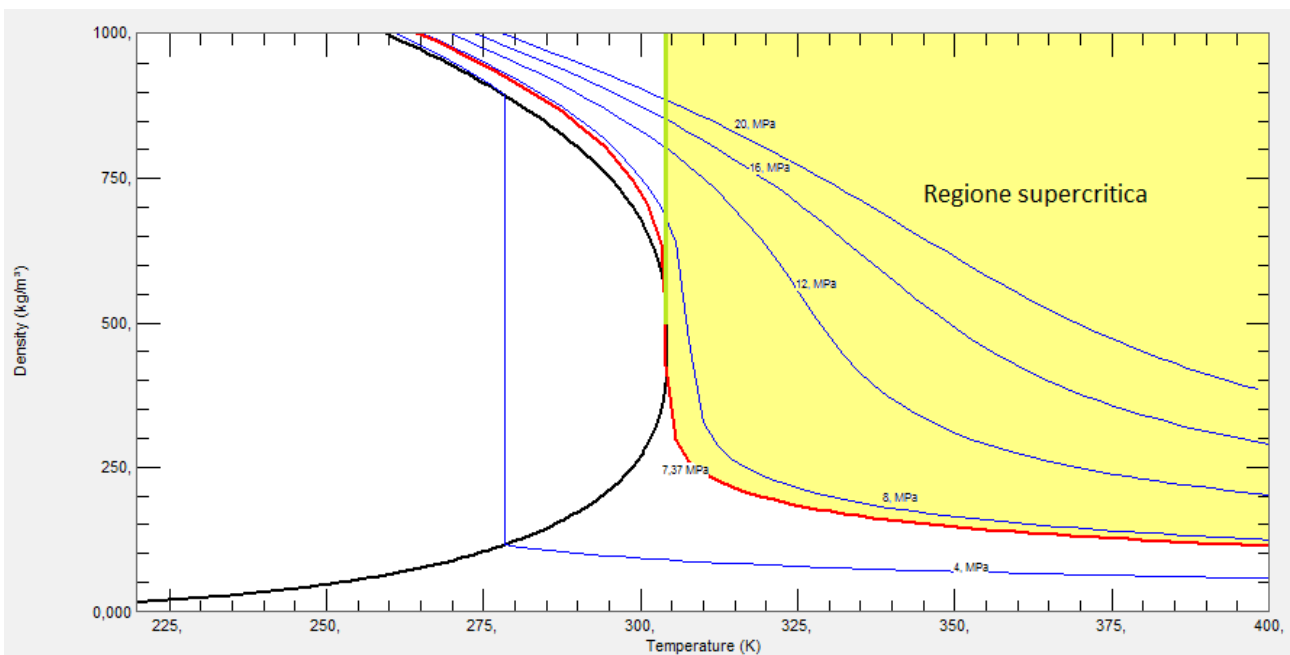


Figura 1.5. Diagramma Densità – Temperatura dell'anidride carbonica [REFPROP]

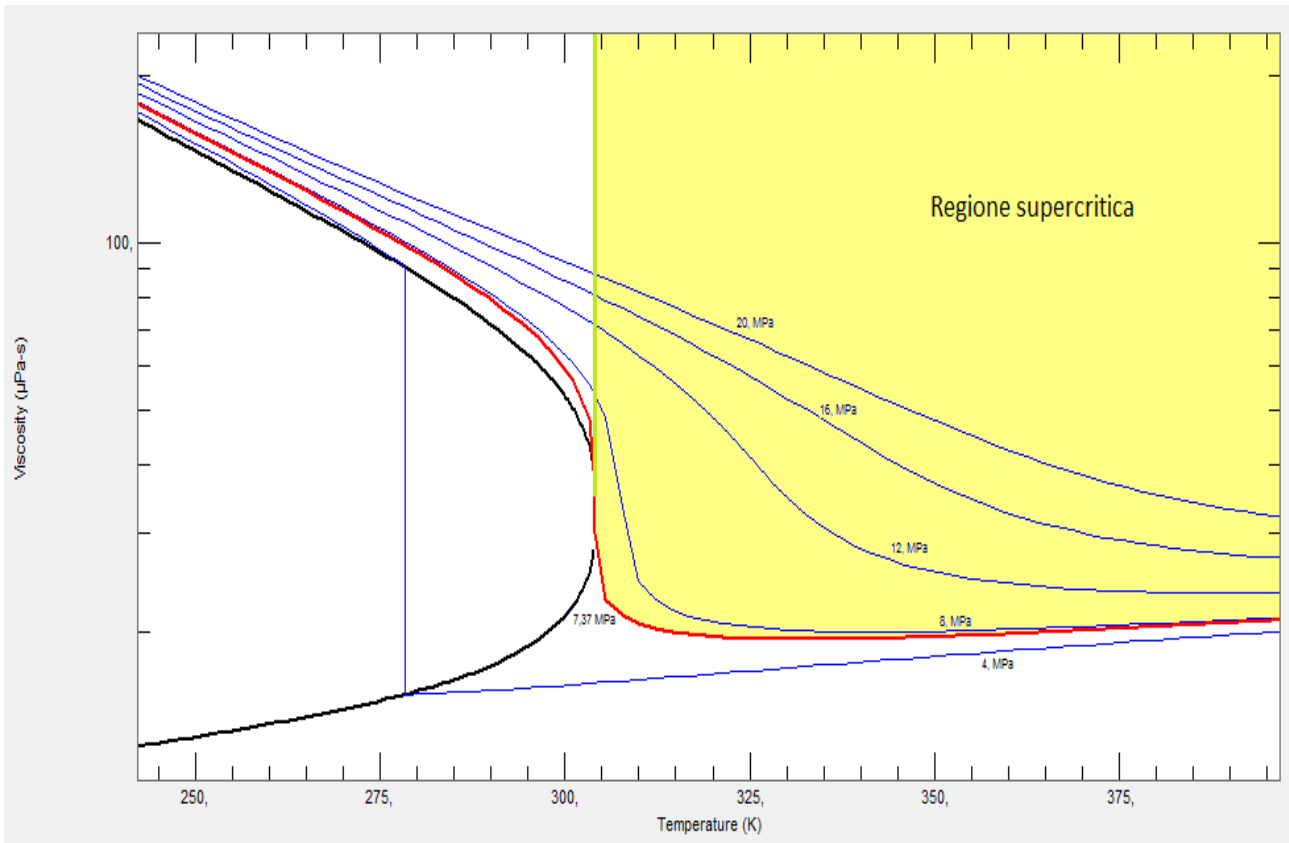


Figura 1.6. Diagramma Viscosità – Temperatura dell'anidride carbonica [REFPROP]

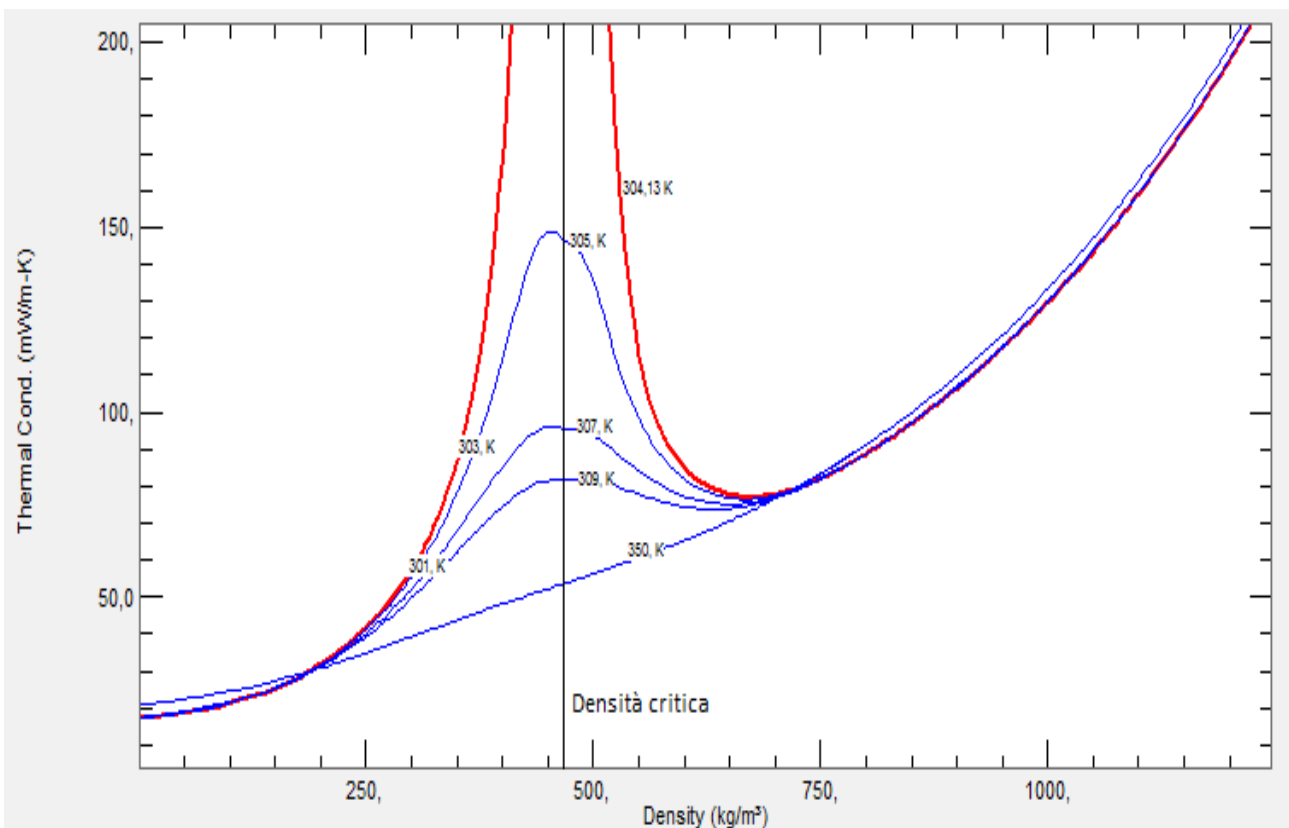


Figura 1.7. Diagramma Conducibilità termica – Densità dell'anidride carbonica [REFPROP]

1.2 Cicli supercritici

Intorno al 1960 i cicli aperti hanno avuto un notevole sviluppo grazie alla scoperta di materiali nuovi che presentavano caratteristiche più idonee per il funzionamento del ciclo. Questo, unito ad innovativi sistemi di raffreddamento delle pale, consentiva di avere temperature di ingresso in turbina più alte e, di conseguenza, maggiori rendimenti [Crespi et. al., 2017].

Nello stesso periodo, per i cicli chiusi è stato introdotto un nuovo fluido di lavoro, la CO₂, che, grazie alle sue proprietà in corrispondenza del punto critico, si comporta come un gas denso attraverso l'intero processo di compressione. Questa caratteristica consente di ottenere una grossa riduzione del lavoro richiesto al compressore, incrementando il rendimento di ciclo anche con TIT moderate.

Il ciclo Brayton a CO₂ supercritica fu proposto per la prima volta da Sulzer negli anni '50, e fu successivamente ripreso da Feher [Feher, 1967] e Angelino [Angelino, 1968], i quali compresero che la chiave per il suo funzionamento stava nelle proprietà della CO₂ in fase supercritica.

Nel 2004 Dostal, nel suo lavoro di tesi di dottorato [Dostal et. al., 2004], studiò ed apportò alcune modifiche al lavoro di A. e F. considerando i cicli supercritici a CO₂ una tecnologia alternativa per i reattori nucleari. Nel suo studio confrontò cicli aventi diversi fluidi operativi per stabilire quale fosse il migliore dal punto di vista sia delle prestazioni che economico. Si concentrò in particolare sull'anidride carbonica e sull'elio, comparandoli ai cicli Rankine a vapor d'acqua, da sempre una delle tecnologie di punta della grande generazione elettrica centralizzata. Attraverso lo studio dei vari componenti, è risultato che i sistemi che sfruttano la CO₂ allo stato supercritico presentano delle potenzialità non inferiori ai cicli a vapor d'acqua. Rispetto all'elio, la CO₂ raggiunge le stesse prestazioni ma a temperature notevolmente più basse.

Al giorno d'oggi l'interesse verso questi cicli è sempre più marcato in virtù delle loro caratteristiche e dei vantaggi che presentano, in particolare per le loro efficienze e per il ridotto impatto ambientale se comparati con i cicli tradizionali. Le aree di ricerca sono vaste e spaziano dalla modellazione dei differenti layout di ciclo alla valutazione termoeconomica, dallo studio dei componenti e la loro realizzazione all'impiego di materiali resistenti alle alte temperature. Vengono tenute numerose conferenze sull'argomento, sia nell'ambito specifico (citando il maggiore, the Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium) sia in contesti riguardanti il solare (SunShot Program), i cicli ORC (International Seminar on Organic Rankine Cycle Power Systems) e altre conferenze (ASME Turbo Expo) in cui vengono ospitati comitati dedicati al settore. Anche in Europa si sono recentemente tenuti meeting sull'argomento, in particolare The 1st European Seminar on Supercritical CO₂ (sCO₂) Power Systems e The 1st International Seminar on Non-Ideal Compressible-Fluid Dynamics for Propulsion & Power. Nell'agosto del 2018 si è tenuto The 2nd European s CO₂ Conference.

I più importanti test sperimentali che interessano la tecnologia dei cicli supercritici ha sede in America. Da citare sono i SANDIA National Laboratories [SANDIA] ad Albuquerque, Barber Nichols Inc. presso la sede di Arvada in Colorado, Echogen ad Akron in Ohio e le varie collaborazioni con altri enti, primo tra tutti il DOE (Department Of Energy), NETL (National Energy Technology Laboratory), GTI (Gas Technology Institute), SwRI (Southwest Research Institute), GE (General Electric), Bechtel Marine Propulsion Corporation e NET Power. In Asia si trovano KAERI e KAIST nella Corea del Sud, il Tokyo Institute of Technology in Giappone e il Nuclear Power Institute of China. In Europa è presente il Research Centre Rez (Praga), mentre in Australia è attiva l'Università del Queensland.

Le soluzioni applicative (tab. 1.1) sono molteplici se si considerano le fonti di calore disponibili, ma molti studi si sono focalizzati sulle applicazioni inerenti al solare a concentrazione (CSP – Concentrated Solar Power) e ai reattori di IV generazione nucleari, non tralasciando le potenzialità nell'ambito delle fonti fossili e della geotermia. Un nuovo filone di ricerca è costituito da tutti i processi industriali che producono molto calore di scarto (WHR – Waste Heat Recovery), comprese le applicazioni navali per il recupero di calore dai motori delle navi. Infine, i cicli a CO₂ supercritica trovano posto anche in ambito della cogenerazione e del solare non a concentrazione.

Tabella 1.1. *Tipi di applicazioni per i cicli a CO₂ supercritica [Musgrove et. al., 2016]*

Applicazione	Organizzazione	Motivi principali	Taglia [Mwe]	Temperatura [°C]	Pressione [bar]
Nucleare	DOE – NE	Rendimento, taglia	300-1000	400-800	350
Fonte fossile	DOE – FE	Rendimento, riduzione del bisogno d'acqua	500-1000	550-1200	150-350
Concentrated Solar Power (CSP)	DOE – EE	Rendimento, taglia, riduzione del bisogno d'acqua	10-100	500-800	350
Propulsione navale	DOE – NNSA	Rendimento, taglia	10, 100	400-800	350
Generazione navale	ONR	Rendimento, taglia	<1, 1, 10	230-650	150-350
Waste Heat Recovery (WHR)	DOE – EE, ONR	Rendimento, taglia, cicli semplici	1, 10, 100	<230, 230-650	15-350
Geotermico	DOE – EERE	Rendimento, fluido di lavoro	1, 10, 50	100-300	150

1.2.1 Differenza tra cicli Brayton supercritici, Brayton transcritici e Rankine transcritici

Prima di entrare nell'ambito dei soli cicli Brayton supercritici a CO₂ è bene fare una distinzione tra questi ed i cicli transcritici. Un ciclo si definisce “supercritico” quando tutte le trasformazioni termodinamiche avvengono in condizioni di temperatura e pressione superiori al punto critico. Qualora invece le trasformazioni avvengano sia sopra che sotto il punto critico allora il ciclo è detto “transcritico” (fig. 1.8) [Klemencic et. al., 2016]. I cicli transcritici si suddividono a loro volta in cicli di tipo Brayton (a gas), operanti sempre al di sopra della curva limite (fig. 1.9), e cicli di tipo Rankine (a condensazione), in cui la CO₂, raffreddandosi, viene completamente liquefatta (fig. 1.10).

Angelino è stato uno dei primi a condurre un'accurata indagine riguardante i cicli transcritici, focalizzandosi soprattutto sui cicli a condensazione [Kim et. al., 2012]. Nel suo studio sui cicli con rigenerazione, riscontrò che i tCO₂ presentavano una grande irreversibilità interna al recuperatore dovuta alla differenza tra il minor calore specifico del flusso in uscita dalla turbina e l'elevato calore specifico in uscita dalla pompa. La stessa problematica è stata denunciata da Feher nei cicli a sCO₂. La soluzione si è trovata per entrambi i cicli nella configurazione cosiddetta a ricompressione (recompression o part flow) in cui il fluido viene diviso tra due compressor e solo una parte subisce

un processo di interrefrigerazione.

I cicli transcritici a CO₂ con condensazione completa sono stati successivamente studiati solo per sorgenti di calore a bassa temperatura (geotermico, WHR, collettori solari a bassa temperatura).

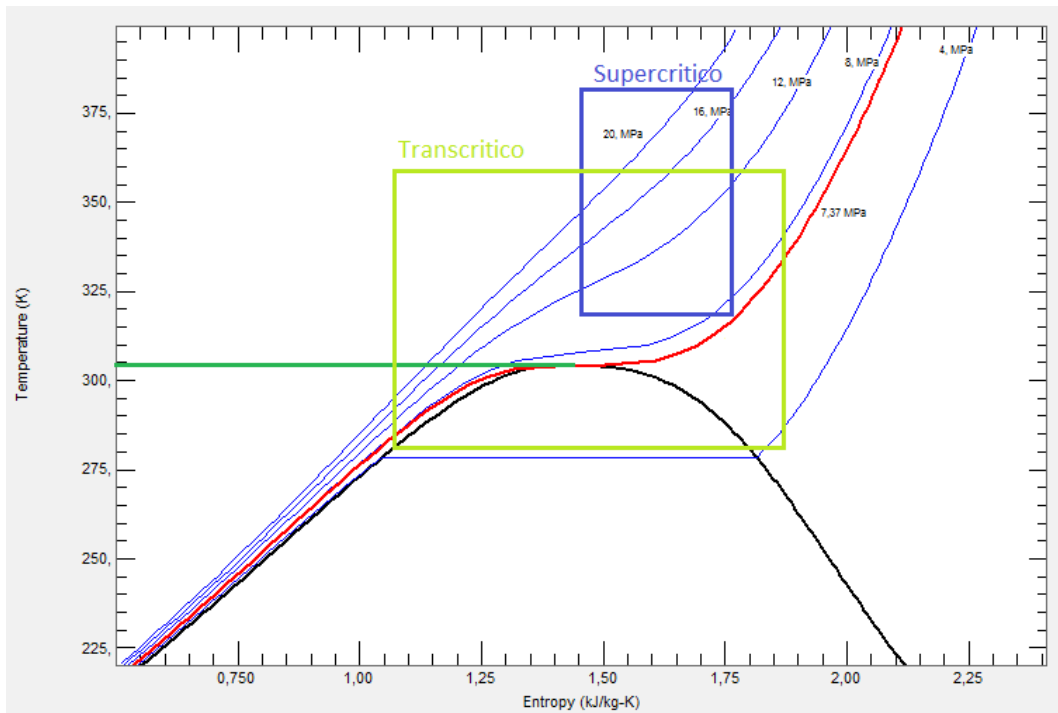


Figura 1.8. Delimitazione delle zone dei diversi cicli [REFPROP]

Nelle applicazioni ad alta temperatura, infatti, il lavoro di compressione risulta ridotto ma la temperatura di uscita dal recuperatore dal lato di alta pressione è molto più bassa di un ciclo Brayton a tCO₂. Questo perché, per temperature inferiori ai 150°C, il calore specifico isobarico della CO₂ nel lato di alta pressione è molto più alto del lato di bassa. Il ciclo Brayton a tCO₂, invece, non è soggetto a questo range di temperatura e recupera meglio il calore. Nel caso di basse temperature, il ciclo a tCO₂ Rankine lavora meglio del tCO₂ Brayton e dell'sCO₂ poiché richiede minor lavoro di compressione (sfrutta una pompa invece del compressore) ottenendo sempre la stessa temperatura in uscita dal recuperatore. Ciò consente di ottenere una maggiore potenza in uscita e un maggior rendimento elettrico.

Questi cicli, tuttavia, presentano delle complicazioni di natura tecnica legate alle proprietà del fluido in corrispondenza del punto critico e al cambiamento di fase che avviene nel Rankine.

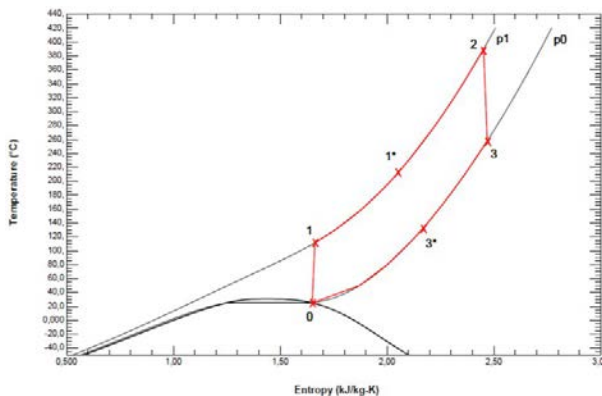


Figura 1.9. Ciclo Brayton transcritico a CO₂ [Klemencic et. al., 2016]

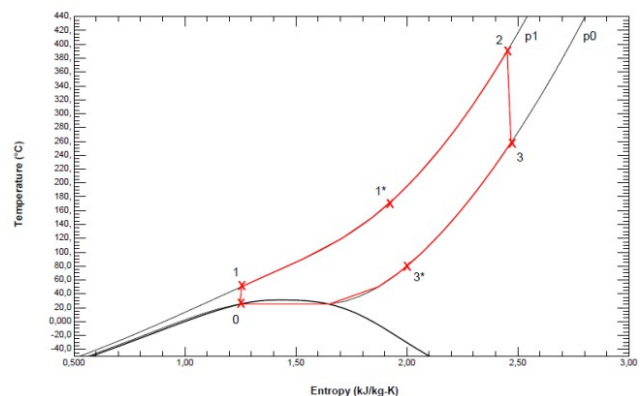


Figura 1.10. Ciclo Rankine transcritico a CO₂ [Klemencic et. al., 2016]

1.3 Caratteristiche dei cicli Brayton supercritici a CO₂

I cicli Brayton supercritici a CO₂, come accennato, vengono inizialmente studiati per essere applicati nel campo del nucleare, realizzando una sistematica valutazione del ciclo e dei suoi diversi componenti, unito ad un'ottimizzazione dei parametri operativi. Nella sua tesi di dottorato, Dostal analizzò attentamente le caratteristiche dei cicli supercritici a CO₂, confrontandoli prevalentemente con i cicli Brayton ad elio. Le due tipologie di ciclo competono in efficienza ma i cicli a CO₂ consentono di operare con temperature più basse.

1.3.1 Caratteristiche generali e studi correlati

Vi sono molteplici motivi per cui i cicli supercritici a CO₂ meritano di essere analizzati. I più importanti di questi sono [Klemencic et. al., 2016]:

- L'anidride carbonica è un fluido già utilizzato in alcuni ambiti industriali (es. come solvente) e le sue proprietà termodinamiche sono ben conosciute. È abbondantemente presente e disponibile, stabile, non tossica, non corrosiva, non infiammabile e a basso costo.
- Il rendimento di ciclo è elevato, e ciò è dovuto soprattutto al basso lavoro di compressione richiesto vicino al punto critico.
- I componenti sono molto compatti, incluso lo scambiatore di rigetto del calore e la turbina, grazie all'elevata densità del gas ad alte pressioni.
- Il punto critico (31°C) permette di sfruttare acqua a temperatura ambiente.
- Si ottengono elevati rendimenti termici a temperature relativamente basse.
- Il ciclo ha un'alta densità di potenza.
- Gli effetti di cavitazione nelle macchine sono ridotti per bassa tensione superficiale.
- Le fuoriuscite di CO₂ dal ciclo ed i trafilamenti sono ostacolati dall'elevata massa molecolare della CO₂. Si tenga presente che la CO₂ ha una massa molecolare superiore rispetto all'acqua (44 g/mol contro 18 g/mol).

I cicli supercritici a CO₂ presentano anche degli svantaggi [Parma et. al., 2011]:

- La CO₂ è corrosiva ad alte temperature (500°C), dunque sono necessari materiali appositi come acciai inox speciali o strati passivanti di leghe speciali che formano ossidi protettivi che non si deteriorano.
- Sono inoltre necessarie alte pressioni (20 MPa) per ottenere alti rendimenti.

Sono stati intrapresi numerosi studi di varia natura su questo fluido, in particolare test sulla produzione elettrica, la corrosione dei materiali, lo studio dei componenti e le proprietà dei fluidi. È necessario un maggiore sforzo per portare a termine:

- Test sui materiali ad alta temperatura, alta pressione e sollecitazioni termiche associate. Si vogliono attuare test di lungo periodo per valutarne l'uso effettivo. È necessario inoltre studiare in dettaglio la corrosione dei materiali legata alla diffusione (scambiatori PCHE ad alta temperatura), e nuovi rivestimenti che limitino o eliminino la corrosione.

- Test sulle proprietà di miscele di CO₂ supercritica combinata con altri fluidi, in particolare prove in condizioni estreme ad incertezza ridotta.
- Prove su scambiatori di calore funzionanti a sCO₂. Si vogliono implementare le correlazioni di scambio termico nella regione vicino al punto critico per varie geometrie dello scambiatore, migliorare la precisione dei sistemi di misurazione e studiare gli effetti sui materiali, la fabbricazione, la geometria dei canali ed il mantenimento dello scambiatore al fine di provarne la durabilità nel tempo.
- Sistemi di controllo e simulazioni dinamiche più dettagliate, sia nel picco che nello spegnimento.

L'attenzione rispetto a questo argomento si traduce in assidui sforzi di ricerca. Il gruppo CSP del Sunshot Initiative sta finanziando lo sviluppo dei cicli Brayton a CO₂ supercritica per poterli sfruttare negli impianti solari a concentrazione. Simile intento vi è anche da parte dell'U.S. DOE, in merito alla riconversione degli impianti a carbone in America. È previsto inoltre un test dimostrativo di impianto di potenza 10 MW ad opera del DOE in merito all'iniziativa STEP (Supercritical Transformational Electric Power), al fine di promuovere lo sviluppo di impianti di 100 MW.

1.3.2 Rendimenti di ciclo

Confrontando i rendimenti tra un ciclo supercritico a CO₂, a elio e un ciclo Rankine (fig. 1.11) è evidente che se la TIT assume valori maggiori di 550°C il ciclo indiretto a CO₂ conviene rispetto al Rankine [Hinze et. al., 2017]. A temperature minori, invece, i cicli a vapore (supercritici o surriscaldati) raggiungono rendimenti di ciclo maggiori rispetto ai cicli a sCO₂.

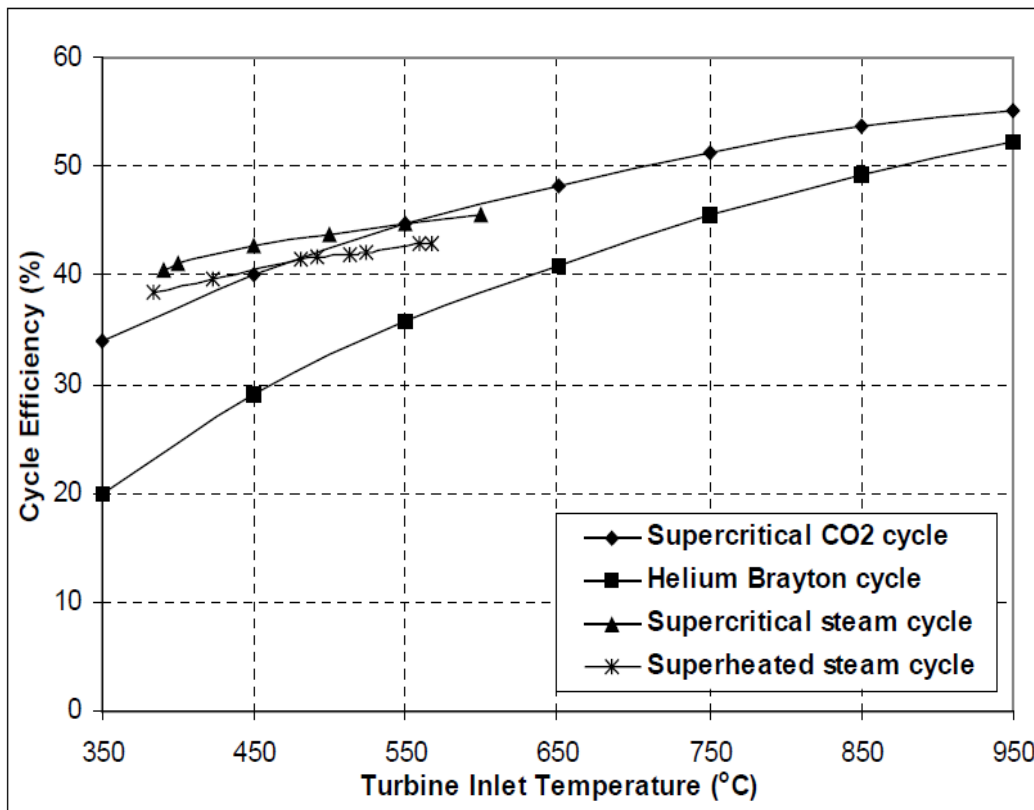


Figura 1.11. Rendimento di ciclo per diversi cicli in funzione della temperatura in ingresso della turbina [Dostal et. al., 2004]

Confrontando le diverse tecnologie dal punto di vista della temperatura della sorgente [Parma et. al., 2011] (fig. 1.12), invece, si nota che il ciclo Rankine è il migliore fintantoché non si superano i 450°C, valore oltre il quale diventa più conveniente il ciclo a sCO₂ (si parla qui di un ciclo a recupero con partizionamento di flusso). Il ciclo supercritico a CO₂ ha un rendimento di ciclo più alto del Rankine, e risulta sempre superiore al ciclo semplice rigenerativo a elio (una turbina e un compressore). Il ciclo ad elio complesso (tre turbine, sei compressori, interrefrigerazione e risurriscaldamento) diventa competitivo oltre i 700°C, dove supera il sistema a sCO₂.

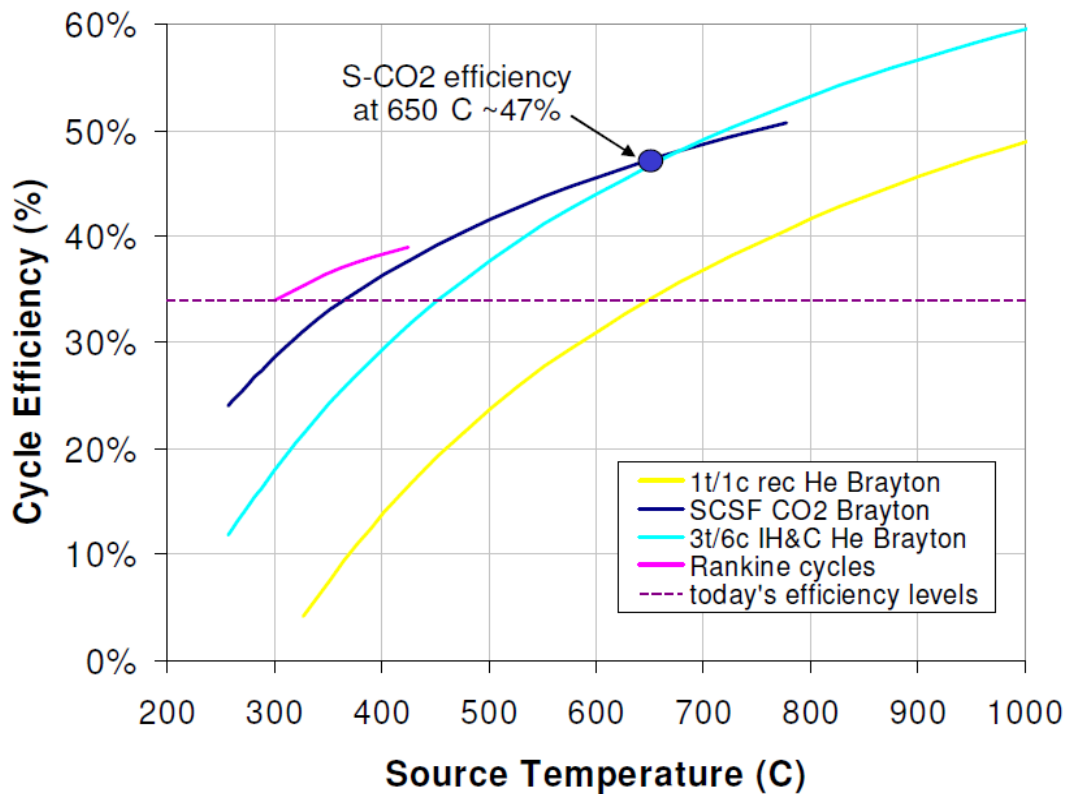


Figura 1.12. Rendimento di ciclo per diversi cicli in funzione della temperatura della sorgente [SANDIA]

Gran parte degli studi riguardanti i cicli supercritici si dedica alla ricerca di una configurazione che consenta di ottenere il miglior rendimento di ciclo. In quest'ottica, il ciclo più conveniente è quello a ricompressione (recompression o part-flow), il cui principale pregio consiste in una migliore distribuzione delle portate attraverso i recuperatori. Questo ciclo è largamente studiato e risulta molto promettente in campo nucleare e solare. Nondimeno, in base all'utilizzo per cui il ciclo è finalizzato questa potrebbe non essere la soluzione più idonea: considerando di sfruttare il calore di scarto da un ciclo topping, il recuperatore consente di ottenere efficienze più alte di ciclo ma la fonte viene sfruttata solo parzialmente, a causa delle alte temperature in uscita da questo scambiatore di calore, e la restante porzione va dissipata. È perciò opportuno trovare un compromesso tra il rendimento di ciclo e l'efficienza dello scambio termico con la fonte di calore. In altre parole bisogna avere alti rendimenti di ciclo, ma contemporaneamente il calore della sorgente deve essere sfruttato al massimo delle potenzialità. Di conseguenza, applicazioni per il recupero termico (WHR) devono prestare maggiore attenzione allo sfruttamento della sorgente, ovvero diminuire il più possibile la temperatura in uscita dall'heater.

In conclusione, esistono numerose strutture di ciclo, ed è importante analizzarle in dettaglio in modo da definire la soluzione più idonea per l'applicazione a cui è rivolta la ricerca.

1.4 Componenti principali

In questa sezione vengono approfondite le turbomacchine e gli scambiatori di calore, che costituiscono da soli la quasi totalità dei componenti richiesti da qualsiasi configurazione di ciclo.

1.4.1 Turbomacchine

Il grande vantaggio di questi cicli è che, lavorando in condizioni vicine al punto critico ($T_{cr}=30,98^{\circ}\text{C}=304,13\text{ K}$, $p_{cr}=7,33773\text{ MPa}$, $\rho_{cr}=0,4676\text{ g/cm}^3$), le proprietà della CO_2 subiscono un brusco cambiamento, e questo consente di ottenere un minor lavoro di compressione [Dostal et.al., 2004]

Nel range di temperatura considerato l'anidride carbonica non si comporta come un gas ideale. Ciò è dovuto al fatto che il punto critico si individua ad una pressione di 7,3 MPa e una temperatura di 31°C. Il suo comportamento vicino al punto critico è molto sensibile sia alla pressione che alla temperatura, che influenzano le caratteristiche del fluido. Quindi, a differenza di un gas ideale, le condizioni operative del ciclo hanno un forte effetto sulle prestazioni del ciclo stesso.

Considerando dapprima il comportamento della turbina, si nota che il lavoro da essa sviluppato è indipendente dalla pressione operativa, ed il suo valore è determinato primariamente dal rapporto di espansione. Per un gas ideale, se il rapporto tra le pressioni aumenta allora aumenta anche il lavoro sviluppato, ma l'incremento diventa sempre più piccolo. Poiché la turbina si comporta effettivamente in questo modo, la CO_2 può essere approssimata a gas ideale.

Se il compressore operasse con la CO_2 assumendola un gas ideale, il suo comportamento non sarebbe dissimile da quello della turbina. Invece, operando vicino al punto critico, il comportamento della CO_2 è molto diverso dal caso ideale. Il lavoro al compressore varia in funzione della pressione operativa e del rapporto di compressione, ed entrambi questi parametri sono correlati alla deviazione dal comportamento di gas ideale.

Fattore di comprimibilità

Il comportamento dei gas reali devia da quello del gas ideale quanto più aumenta la pressione del gas [Cavallini-Mattarolo, 2013]. Esistono infatti forze attrattive e repulsive fra le molecole ed il volume proprio delle molecole non è trascurabile. Il rapporto:

$$Z = \frac{p v}{RT} \quad (1)$$

è detto fattore di comprimibilità (v e R riferiti all'unità di massa).

Per un gas ideale $Z=1$, mentre per un gas reale è funzione della pressione e della temperatura (solitamente determinato sperimentalmente). Questo valore è indice della non-idealità del gas e rappresenta quanto il comportamento del gas si discosta da quello di gas ideale.

Si definiscono la pressione ridotta e la temperatura ridotta come:

$$p_R = \frac{p}{p_C} \quad T_R = \frac{T}{T_C} \quad (2) \quad (3)$$

dove p_C e T_C sono i valori al punto critico. Poiché il compressore opera vicino al punto critico, p_R e

T_R tendono al valore unitario.

Considerando il diagramma generalizzato del fattore di comprimibilità Z (fig. 1.13) si possono giustificare le affermazioni fatte per il compressore e la turbina nel modo che segue.

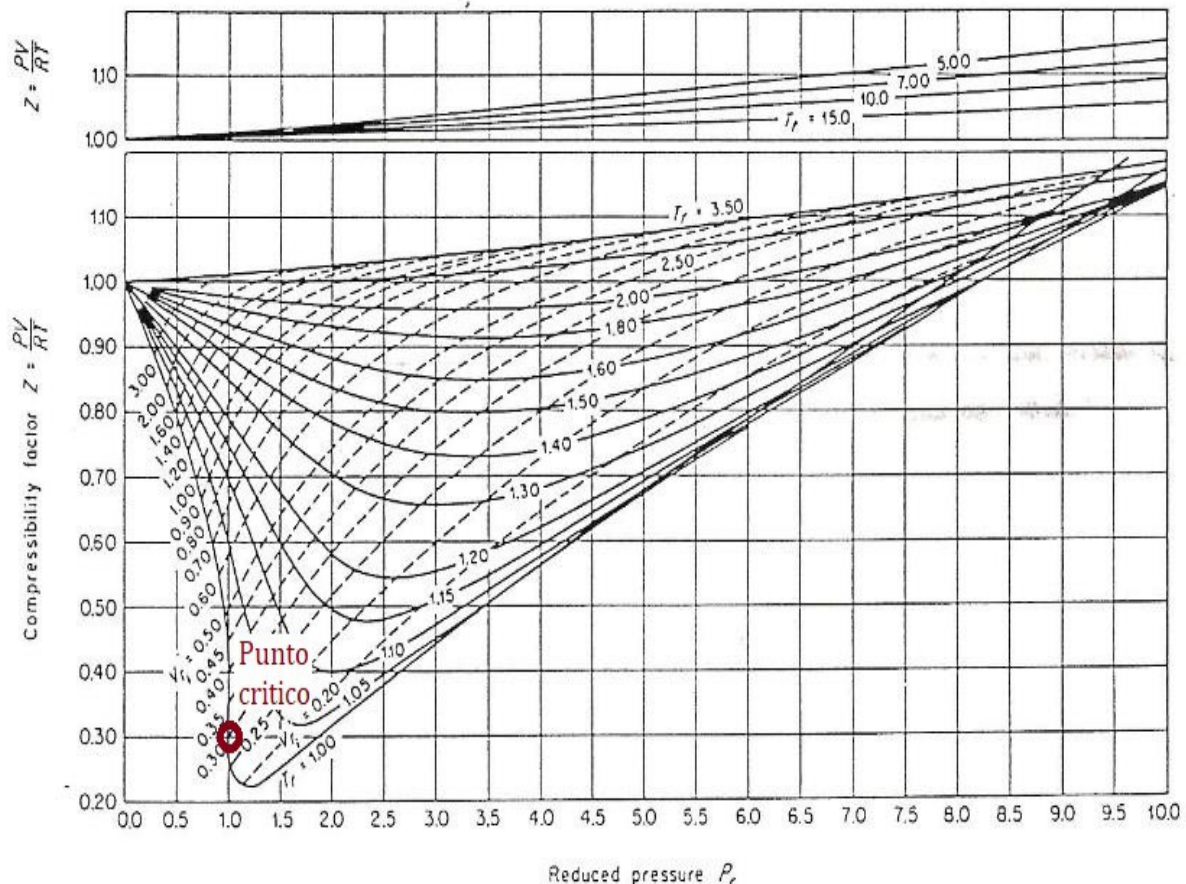


Figura 1.13. Diagramma generalizzato del fattore di comprimibilità Z [Bronkhorst]

Approssimando ampiamente le temperature e le pressioni, all'ingresso della turbina si hanno temperature superiori ai 200°C quindi T_R è superiore a 1,6, mentre p_R si aggira intorno al valore 3 (limiti tecnologici). All'uscita della turbina la temperatura è molto alta (T_R alta) e p_R è circa 1. In entrambi i casi, come si nota dal diagramma, il fattore di comprimibilità rimane vicino al valore unitario, il che significa che il comportamento della CO_2 in turbina può essere approssimato al gas ideale. Solamente ad alti rapporti di pressione si nota la differenza tra la CO_2 ed un gas ideale. Tuttavia questi rapporti non vengono mai raggiunti per ciò che riguarda i cicli supercritici per motivi tecnologici.

All'ingresso del compressore $T_R \approx p_R \approx 1$, quindi $Z = 0,3$. All'uscita dal compressore la temperatura si aggira intorno ai 120°C ($T_R \approx 1,3$) e la pressione a circa il triplo della pressione critica, perciò Z è circa 0,65. Da ciò si nota che il comportamento del fluido è molto vario e che non può essere approssimato a gas ideale nel caso del compressore.

Nella zona in cui Z è inferiore all'unità il volume specifico del gas è minore del volume specifico ideale (perciò la densità è maggiore) perché predomina l'effetto di attrazione fra le molecole. La densità della CO_2 cresce nettamente in prossimità del punto critico.

Una volta superata la pressione critica, il lavoro di compressione è significativamente ridotto. L'ottimizzazione del rapporto di compressione porterà quest'ultimo ad assumere valori inferiori, in quanto in quei casi il lavoro al compressore è più basso perché vicino al punto critico. La variazione della densità a pressioni diverse non è molto grande e perciò il lavoro al compressore è ridotto.

Caratteristiche

Compressori e turbine sono componenti fondamentali nei cicli supercritici a CO₂, e influenzano significativamente il rendimento del ciclo, il comportamento a carichi transitori, il range operativo del ciclo ed i costi operativi e di capitale associati. Le applicazioni più comuni per i cicli a sCO₂ si basano su temperature della sorgente calda moderate (400-650°C) e potenze minori di 50MW [Fuller et. al., 2012].

Un vantaggio significativo dei cicli a CO₂ supercritica è l'alta densità del fluido che consente di ottenere turbomacchine molto compatte, molto differenti dalle normali macchine che operano con fluidi diversi. La densità all'uscita della turbina, infatti, può essere 10'000 volte più grande rispetto ad una turbina a vapore a condensazione e oltre 100 volte rispetto ai gas combusti che operano in un ciclo Brayton aperto [Brun et. al., 2017]. Questa compattezza riduce i costi dei materiali e rende le turbomacchine più leggere ed adatte ad applicazioni navali o solari (per il posizionamento in cima alla torre).

Di contro, macchine che presentano simili valori di pressione, temperatura e densità non rientrano negli standard conosciuti, come per esempio le turbine a gas e a vapore. Sviluppare una buona progettazione rappresenta quindi una sfida, accentuata da problematiche relative ai materiali da utilizzare, in quanto alle alte temperature si verificano fenomeni di corrosione.

Nei cicli a sCO₂ si richiede un diverso numero di macchine, che varia a seconda della configurazione. Cicli più complessi presentano un maggior numero di compressori e turbine, che spesso operano a temperature e pressioni diverse l'una dall'altra.

Le prestazioni delle macchine impattano pesantemente sull'efficienza complessiva del ciclo, come si può notare dalla fig. 1.14.

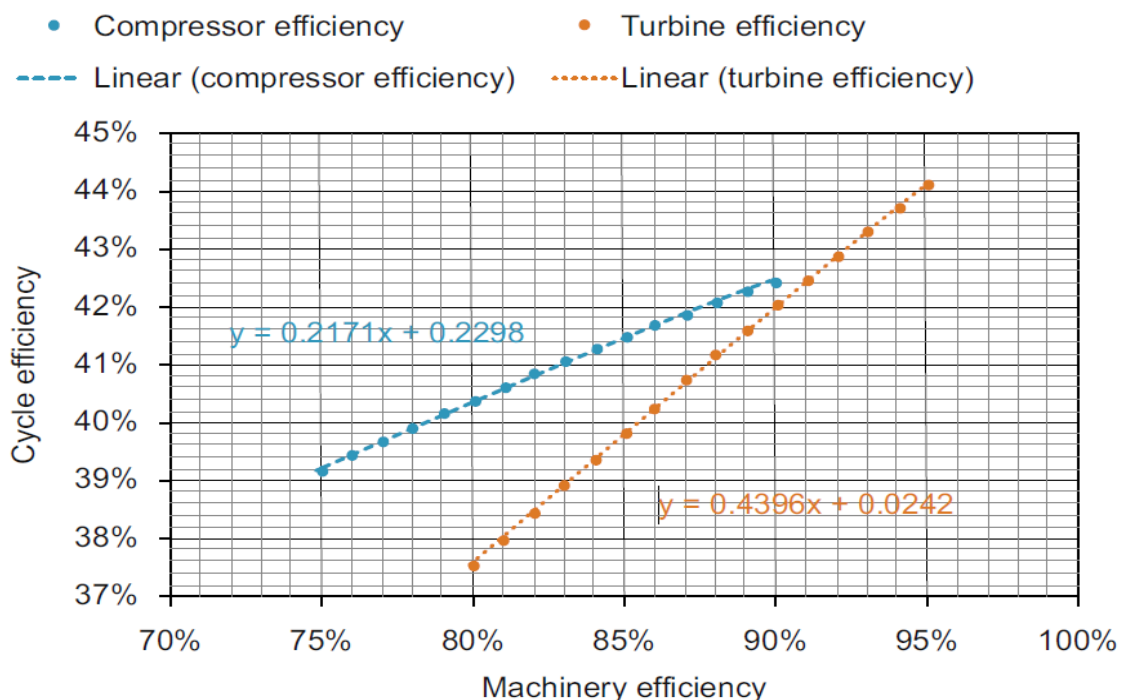


Figura 1.14. Modificazioni al rendimento di ciclo a causa delle prestazioni delle turbomacchine [Brun et. al., 2017]

I dati sono stati ottenuti per un ciclo Brayton semplice operante a 700°C. Il rendimento isoentropico della turbina rimane fisso a 87.5% al variare del rendimento del compressore, e viceversa il

rendimento del compressore viene fissato a 82.5% quando varia il rendimento della turbina. Il rendimento di ciclo aumenta di un punto percentuale ad ogni incremento del rendimento della turbina del 2%, mentre il compressore richiede un aumento del 4% delle prestazioni. Il comportamento rimane lineare per un range tipico di prestazioni delle turbomacchine.

Le prestazioni di off-design influenzano invece il rendimento a carico parziale ed i limiti del ciclo in base ai range operativi di ciascun componente. Queste caratteristiche devono essere necessariamente considerate durante l'avvio e lo spegnimento dell'impianto al fine di evitare sovratensioni e funzionamento a velocità troppo elevate. Inoltre, la progettazione meccanica della turbina può influenzare la capacità di seguire transitori rapidi (si devono considerare anche le sollecitazioni nel recuperatore e negli scambiatori).

Confronto

Rispetto alle altre turbomacchine [Dostal et. al., 2004], le turbine ed i compressori che lavorano con anidride carbonica sono molto compatti ed efficienti. In un raffronto (fig. 1.15), le turbine a elio hanno un rendimento minore, un maggior numero di stadi e sono 4-5 volte più lunghe. Le turbine a vapore sono molto più grandi e ingombranti delle turbine a CO₂, e presentano un numero di stadi maggiore di quelle ad elio.

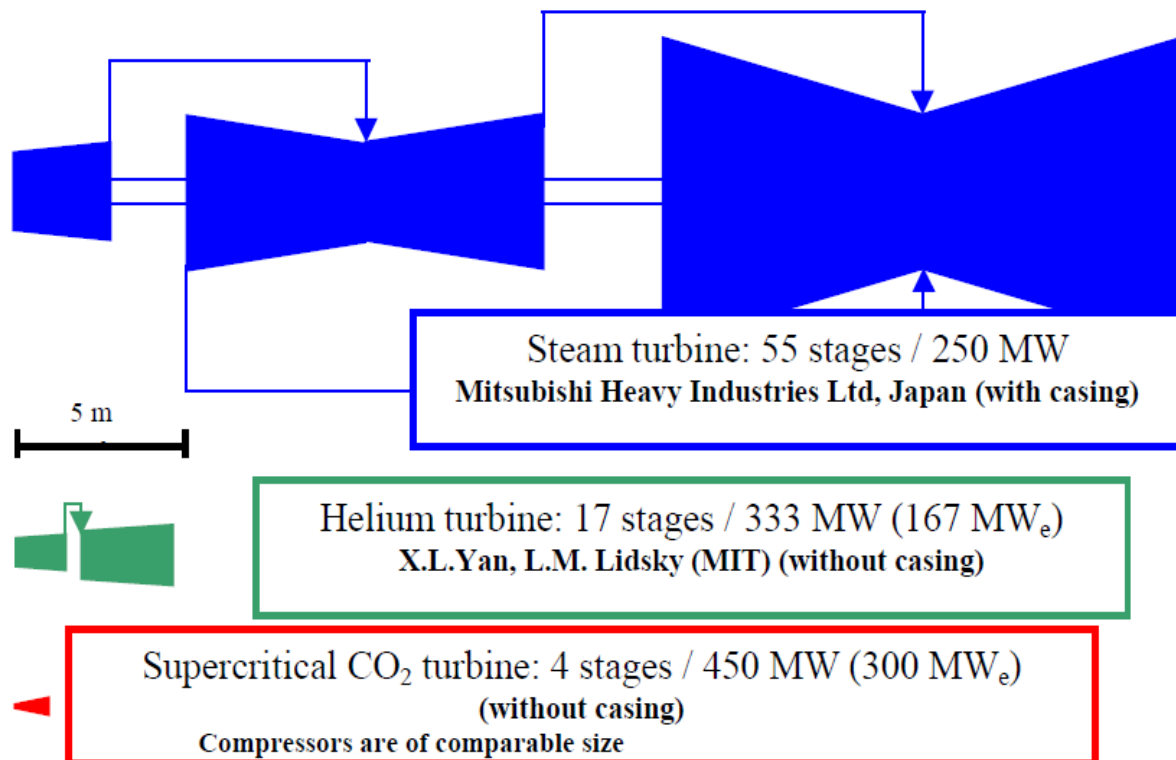


Figura 1.15. Confronto tra turbine a vapore, ad elio e a CO₂ supercritica [Dostal et. al., 2004]

Oltre ad essere più piccole, le turbine a CO₂ possono essere a corpo unico, diversamente dalle turbine a elio o a vapore, che solitamente utilizzano più corpi (corpo di alta, di media e di bassa pressione nel caso del vapore, un'unità ad alta pressione per alimentare i compressori e un'unità a bassa pressione per alimentare il generatore nel caso dell'elio). Questo incrementa ulteriormente la differenza nelle taglie e introduce delle tubazioni aggiuntive per collegare i corpi.

Tipologie

Sia i compressori che le turbine per i cicli a CO₂ supercritica si differenziano in macchine assiali o radiali. La scelta si basa tipicamente sulle condizioni operative (salto entalpico ΔH_{is} , portata volumetrica all'uscita Q_{OUT}) determinate dal ciclo, che sono sfruttate per trovare il numero di stadi, il diametro D e la velocità di rotazione n o ω in modo da ottenere dei parametri adimensionali in linea con i risultati ottenuti solitamente per le turbomacchine.

I parametri adimensionali sono il numero tipo di macchina ed il diametro specifico.

Il numero tipo è definito come:

$$n_s = \frac{\omega Q_{OUT}^{0,5}}{(\Delta H_{is})^{0,75}} \quad (4)$$

Per quanto riguarda le macchine a fluido comprimibile (come sono quelle utilizzate), nella scelta della soluzione più opportuna rientra un altro parametro che esplicita la dimensione massima della macchina [Ventrone, 2006]. Si definisce quindi il diametro specifico:

$$D_s = \frac{D(\Delta H_{is})^{0,25}}{Q_{OUT}^{0,5}} \quad (5)$$

Le turbomacchine assiali sono caratterizzate da un alto numero di stadi a basso salto entalpico, e vengono solitamente utilizzate in impianti di grande potenza e ad alta portata (alto n_s e basso D_s), dove il flusso si elabora in direzione assiale.

Per mantenere alti rendimenti in un ampio range di fuori progetto si tende invece a preferire i compressori radiali. Questi sono caratterizzati da un minor numero di stadi in quanto ogni stadio presenta un salto entalpico maggiore, ma vengono sfruttati per applicazioni di potenza ridotta e per taglie piccole. L'efficienza delle macchine a flusso centrifugo si riduce significativamente quando si sfruttano macchine a più di uno stadio.

In generale, quindi, le macchine assiali sono sfruttate per le grandi potenze, mentre le macchine radiali trovano applicazione con piccole potenze, dove il flusso è troppo scarso e non è possibile un uso efficiente delle pale assiali.

Complessivamente, l'alta densità che presenta la CO₂ in gran parte delle sue fasi operative consente di avere una portata volumetrica relativamente bassa, con conseguenti alte velocità di rotazione e taglie più piccole rispetto alle turbine a vapore di uguale potenza. La prevalenza complessiva per molti cicli non dipende dalla scala, mentre il volume di fluido vi è proporzionale. Inoltre, per mantenere valori efficienti di n_s e D_s , i sistemi di piccola taglia e piccola portata sono più piccoli e operano ad alta velocità di rotazione. Incrementando la taglia, la velocità di rotazione diminuisce. Inoltre per grandi portate volumetriche il salto entalpico viene suddiviso in più stadi.

Compressore

I compressori devono essere progettati per poter operare in condizioni vicine al punto critico, dove le isobare si avvicinano molto tra loro. Ciò risulta difficoltoso a causa delle proprietà che presenta la CO₂ in quella regione. Per ottimizzarne l'efficienza è necessario calcolare con attenzione i parametri sopra descritti. Si sfruttano i diagrammi numero tipo/diametro specifico per fare un dimensionamento preliminare del compressore. Sono diagrammi empirici e comprendono un vasto range di tipi e taglie di turbomacchine (fig. 1.16).

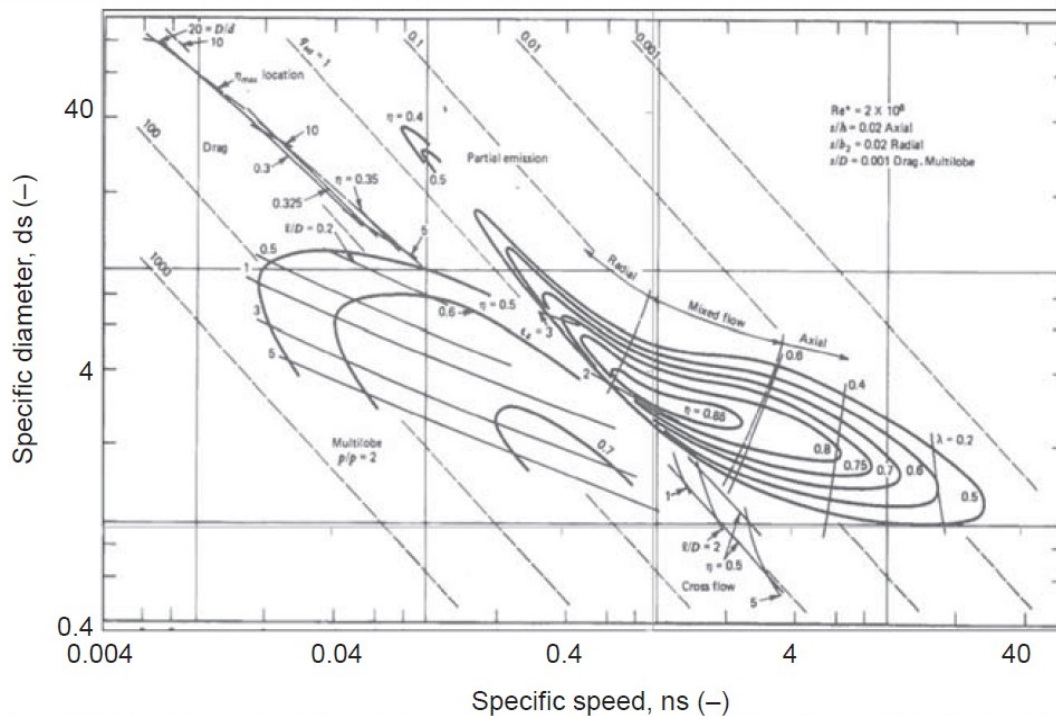


Figura 1.16. Diagramma numero tipo - diametro specifico per compressori [Balje, 1981]

L'obiettivo principale è l'ottimizzazione del compressore. In aggiunta si cerca di ridurre la velocità dell'albero per allungare la vita utile del compressore e di altri componenti (guarnizioni, etc).

Turbina

Le turbine lavorano generalmente ad alte pressioni, temperature e densità del fluido che elaborano. La progettazione di una turbina è più semplice di quella del compressore in quanto il gradiente di pressione ha la stessa direzione del flusso della CO₂, ma la sua analisi non è dissimile dal compressore. È però necessario un differente diagramma n_s - D_s , specifico per le turbine (fig. 1.17).

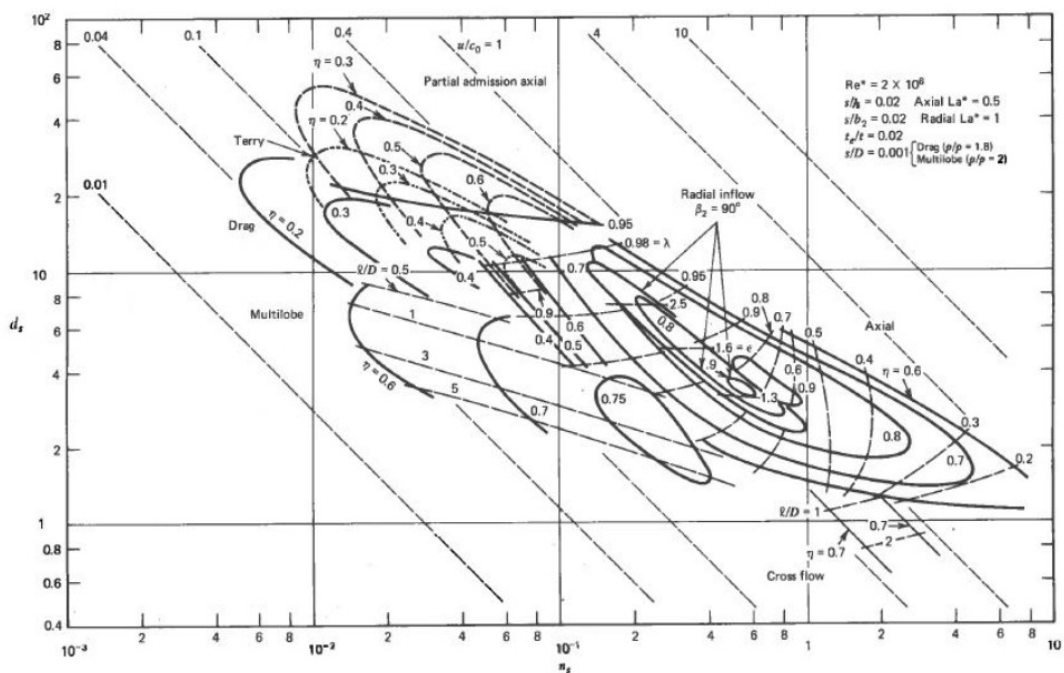


Figura 1.17. Diagramma numero tipo – diametro specifico per turbine [Balje, 1981]

Problematiche

Le condizioni di funzionamento presentano ancora numerose sfide di progettazione, che rendono difficoltosa la realizzazione pratica di queste turbomacchine. Le problematiche associate riguardano principalmente l'effetto della densità della CO₂ sulla dinamica rotazionale, gli sforzi sulle pale, la tenuta delle guarnizioni all'estremità dell'albero, il contenimento della pressione, le alte temperature in turbina ed il range operativo di funzionamento dei compressori.

La tenuta dell'albero è una delle maggiori preoccupazioni con i cicli Brayton supercritici a CO₂. In quanto ciclo chiuso, infatti, si vorrebbero avere tenute perfette per non far fuoriuscire parte del fluido di lavoro. La portata di trafilamento delle tenute è determinata dalla taglia dell'albero: riducendola, si aumentano le sollecitazioni sull'albero e si raggiungono dimensioni limite delle tenute. L'azione di tenuta ad opera del gas secco tra l'albero e le parti rotanti è progettata per essere affidabile e per ridurre a livelli accettabili la quantità di CO₂ che fuoriesce dal percorso di flusso principale della macchina.

Le perdite a causa delle tolleranze possono essere maggiori per le turbomacchine a sCO₂ piuttosto che per altri cicli. A causa della piccola taglia, infatti, il gioco tra la turbina e la protezione, tra il compressore e la protezione, e la tenuta tra i vari stadi di una macchina multistadio è proporzionalmente più grande.

Le pale delle macchine devono resistere ad un carico ingente in quanto la taglia è ridotta. Per questo motivo è richiesta particolare attenzione nella progettazione delle pale, che deve consentire di ottenere non solo un buon rendimento aerodinamico ma anche un profilo che riduca al minimo le sollecitazioni. Tipicamente si sfrutta un profilo spesso che però riduce l'efficienza della pala.

Ulteriore attenzione deve essere poi posta nel progettare le strutture di contenimento. Lo spessore delle pareti deve essere calcolato considerando le alte pressioni operative delle turbomacchine.

La progettazione delle turbomacchine si presenta quindi molto delicata, e necessita di particolare attenzione in ogni sua parte proprio per il fatto che si tratta di una tecnologia nuova. È perciò importante effettuare stime accurate delle proprietà della CO₂, soprattutto nella zona vicina al punto critico.

1.4.2 Scambiatori di calore

Gran parte delle potenzialità che presentano e promettono i cicli supercritici a CO₂ è dovuta all'utilizzo di scambiatori di calore avanzati, i quali hanno una grande influenza sulla taglia ed il rendimento complessivo del sistema. Sono i componenti più ingombranti del ciclo, e per questo è necessario selezionare tra i vari tipi di scambiatori di calore quello che più si adatta alle esigenze di compattezza, elevata capacità di trasferimento di calore e basse perdite di carico. Rispetto ai cicli a vapore, l'anidride carbonica si comporta come un fluido monofase (evitando il cambiamento di fase, che avviene invece per l'acqua) e permette di allineare maggiormente i profili di scambio termico. Si riscontrano perciò minori irreversibilità e le temperature raggiunte dal fluido che viene rigenerato sono più alte.

Gli scambiatori di calore a CO₂ supercritica [Musgrove, Schiferaw et. al., 2016]:

- Hanno una maggiore efficienza.
- Richiedono temperature di ingresso in turbina maggiori per operare efficientemente.
- Consentono un alto recupero termico, in special modo i cicli semplici.

Il ciclo richiede scambiatori di calore di diverso tipo, ma in ciascuno si trova almeno uno scambiatore “caldo” che scambia con la sorgente (heater), un recuperatore (recuperator) e uno scambiatore “freddo” che rigetta calore all'ambiente (cooler).

Il rendimento è tipicamente massimizzato quando il compressore lavora in condizioni all'ingresso vicine al punto critico. Ciò comporta però una complicazione non trascurabile nella progettazione degli scambiatori di calore che operano vicino a quella zona (in particolare il cooler) a causa delle proprietà termofisiche della CO₂, che cambiano significativamente durante lo scambio termico. Vicino al punto critico le isobare sono piatte e quindi la temperatura media di rigetto del calore è bassa. Le grandi variazioni del calore specifico possono però portare a temperature inaspettate di pinch point, ovvero il punto, all'interno dello scambiatore, dove risulta minima la differenza di temperatura tra i due fluidi, in cui le due curve di scambio termico sono più vicine. Inoltre, le pressioni a cui opera la CO₂ sono tali da precludere alcuni approcci di fabbricazione degli scambiatori. Per questi motivi la progettazione è più difficoltosa rispetto ai cicli normali, e le tipiche approssimazioni applicate nel dimensionamento degli scambiatori di calore non sono valide in vicinanza del punto critico.

La ricerca in questo campo è volta alla riduzione dei costi e all'incremento delle prestazioni e si basa sull'implementazione della geometria attraverso l'utilizzo di canali sempre più piccoli per migliorare lo scambio termico.

Parametri principali nella valutazione di uno scambiatore

Nel processo di scambio termico si parla di trasmissione globale del calore qualora si scambi energia termica tra due fluidi separati da una parete solida. Le modalità con cui questo scambio avviene sono di tipo convettivo (all'interno dei fluidi stessi) e conduttivo (attraverso la parete).

Il calore q che viene scambiato tra i due fluidi all'interno di uno scambiatore si esprime generalmente come [Bonacina-Cavallini-Mattarolo, 2014]:

$$q = K A (T_{\text{fluido},1} - T_{\text{fluido},2}) \quad (6)$$

ed è funzione della differenza di temperatura dei fluidi stessi, l'area di scambio termico A e il coefficiente globale di scambio termico K (detto anche U), parametro estremamente importante

nella valutazione delle prestazioni e del costo di uno scambiatore. L'equazione può essere riscritta considerando una ipotetica resistenza termica globale:

$$q = \frac{(T_{\text{fluido},1} - T_{\text{fluido},2})}{R_g} \quad (7)$$

dove R_g è la somma delle resistenze in serie R_i ed R_e di convezione, ed R^* di conduzione.

$$R_g = R_i + R^* + R_e \quad (8)$$

Lo schema in fig. 1.18 aiuta a comprendere le resistenze termiche presenti nello scambio termico ed il modo in cui avviene il trasferimento del calore dal fluido caldo a quello freddo (la configurazione assunta a riferimento è quella a flussi incrociati in uno scambiatore PCHE).

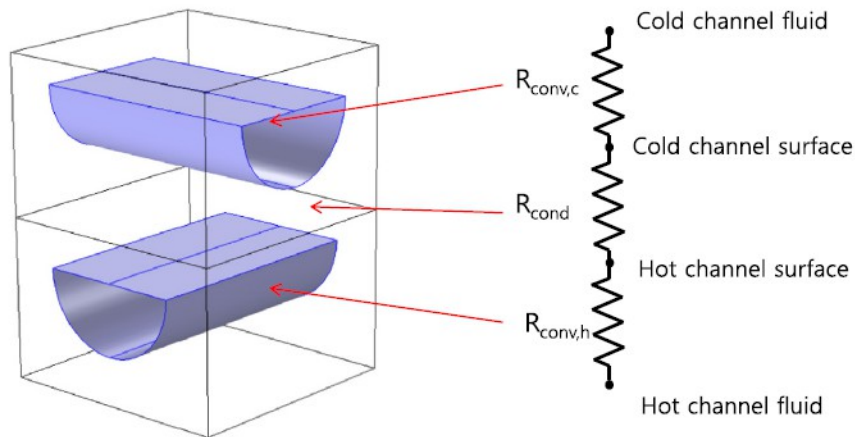


Figura 1.18. Resistenze termiche in uno scambiatore PCHE [Kim W. et. al., 2016]

Le resistenze termiche sono a loro volta funzione dei rispettivi coefficienti di scambio termico, convettivo o conduttivo a seconda del caso. I coefficienti di scambio termico convettivo, solitamente chiamati α , sono in funzione del numero di Nusselt, a sua volta dipendente da altri parametri tra cui il numero di Reynolds.

Viene definita efficienza termica ε dello scambiatore il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato q , con il flusso termico massimo q_{max} scambiabile avendo uno scambiatore in controcorrente perfetta di area infinita, tale per cui il fluido a capacità termica minore esce alla medesima temperatura di ingresso del fluido a capacità termica maggiore.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{max}}} = \frac{|(T_{\text{in}} - T_{\text{out}})_{\text{max}}|}{T_{\text{in, fluido1}} - T_{\text{in, fluido2}}} \quad (9)$$

L'efficienza è associata al dimensionamento secondo il metodo ε -NTU, che insieme al metodo della differenza medio-logaritmica costituisce la modalità tipica con cui avviene il dimensionamento di uno scambiatore di calore.

Un altro parametro importante è costituito dalla configurazione con cui viene progettato uno scambiatore di calore. La più utilizzata è certamente la configurazione in controcorrente, ma qualora questa porti ad avere temperature troppo elevate in un lato dello scambiatore, tali per cui il materiale non sarebbe più idoneo al corretto funzionamento, è preferibile spostarsi su una configurazione a flussi incrociati ("cross-flow"), e solo in casi speciali scegliere l'equicorrente.

Di seguito sono descritte le tipologie di scambiatori di calore necessari in un ciclo a CO₂ supercritica (scambiatori con la sorgente, di rigetto del calore e recuperatori) ed i tipi di scambiatori di calore presi in considerazione (fascio tubiero, scambiatori compatti, PCHE). Verranno infine approfondite le prestazioni degli scambiatori PCHE.

Heater

Lo scambiatore con la sorgente si occupa di scaldare il fluido di lavoro fino a raggiungere le condizioni operative volute all'ingresso della turbina. Vi sono due modalità con cui una simile operazione avviene.

Nel riscaldamento diretto la CO₂ viene miscelata insieme al fluido caldo e non vi è necessità di uno scambiatore di calore tra i due, come avviene per esempio nella combustione di gas naturale in una turbina a gas. È il caso dell'ossicombustione, un processo mediante il quale il combustibile si auto-innesca in atmosfera costituita solamente da anidride carbonica supercritica e ossigeno, sicché i prodotti della combustione sono solo CO₂ supercritica e acqua. Quest'ultima viene eliminata e la CO₂ non ha bisogno di ulteriore compressione.

Il riscaldamento indiretto, invece, si serve di uno scambiatore per non miscelare i due fluidi, come nel caso dei cicli Rankine a vapore. È un metodo che richiede un'attenta valutazione dei materiali e della durabilità dello scambiatore. Una fonte di calore a temperatura superiore ai 600°C necessita leghe di nichel per contenere l'ossidazione e la corrosione ad opera della CO₂, e le pareti dello scambiatore devono avere un certo spessore a seconda della pressione operativa.

Lo scambiatore con la sorgente è generalmente progettato per resistere al creep, poiché le resistenze di snervamento del materiale a queste temperature pongono dei limiti vincolanti. Deve resistere inoltre anche alla corrosione a caldo, all'ossidazione, alla solforazione e all'erosione per corrosione. Gli scambiatori presentano spesso un rivestimento stratificato che protegge il componente e ne estende la durata della vita.

Recuperatori

Scambio termico al recuperatore

I recuperatori rappresentano il costo primario e più importante dell'impianto, ma anche la chiave per raggiungere alte efficienze. Il rapporto di pressione nei cicli a CO₂ supercritica è piccolo se comparato con i cicli a vapore, e la temperatura all'uscita della turbina è relativamente alta, perciò è necessario recuperare il più possibile il calore tramite uno scambiatore rigenerativo in modo da incrementare l'efficienza termica. Il motivo è presto detto.

Considerando i cicli ad aria-gas, se si confrontano un ciclo Brayton-Joule semplice con un ciclo Brayton-Joule rigenerativo si nota che, nell'ultimo caso,

il rendimento termico è tanto più elevato quanto più basso è il rapporto di pressione (fig. 1.19). Al diminuire di r_p , infatti, aumenta la quantità di calore rigenerato, e la rigenerazione è conveniente

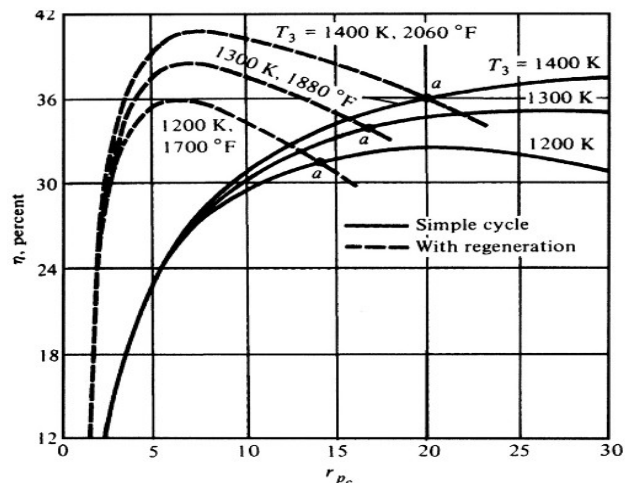


Figura 1.19. Rendimento termico del ciclo non-ideale di Brayton-Joule semplice e rigenerativo [Soares, 2015]

fino ad un certo valore del rapporto di compressione, ovvero quando la temperatura di uscita dell'aria dal compressore eguaglia la temperatura di uscita dei gas esausti dalla turbina.

Un principio simile opera nei cicli chiusi a CO₂ supercritica, ed è il motivo per cui si considerano solamente i cicli con rigenerazione. All'uscita dal compressore, generalmente la CO₂ entra in un recuperatore che scambia calore con altra CO₂ in uscita dalla turbina. Questo principio si applica in maniera più o meno complessa a seconda della configurazione di ciclo scelta.

Sfortunatamente, la riduzione del lavoro al compressore non è l'unico effetto dovuto dalla non-idealità della CO₂ [Dostal et. al., 2004]. Anche il calore specifico, che influenza pesantemente la configurazione del recuperatore, ha un grande range di variazione (fig. 1.20).

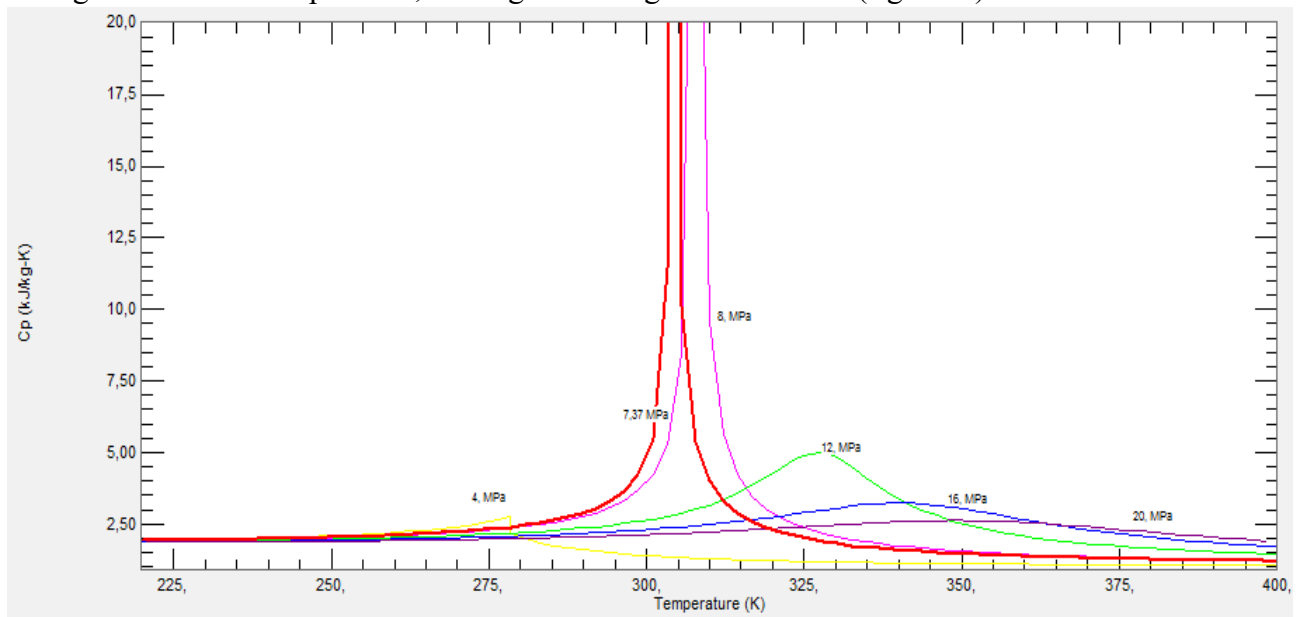


Figura 1.20. Diagramma c_p - temperatura della CO₂ al variare della pressione [REFPROP]

A causa della forte dipendenza del calore specifico da temperatura e pressione, la differenza di temperatura tra il lato caldo e il lato freddo dello scambiatore varia ampiamente all'interno del recuperatore. Quindi, anche per la CO₂ supercritica, che si comporta come fluido monofase, il pinch

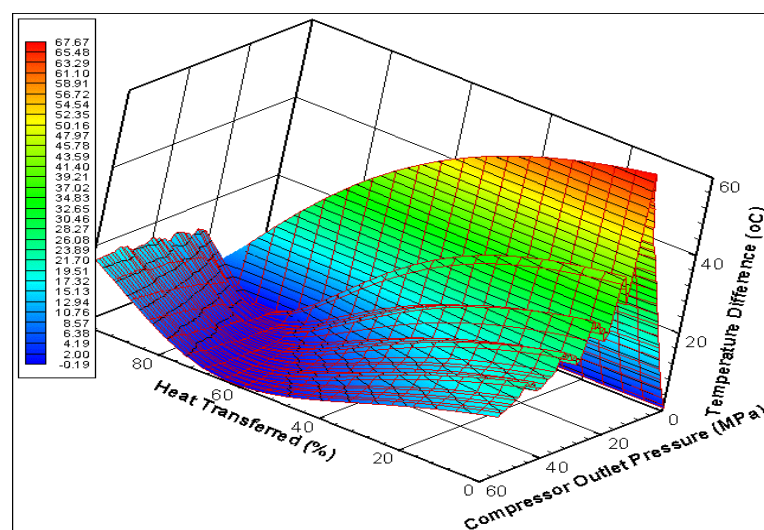


Figura 1.21. Profilo della differenza di temperatura nel recuperatore di un ciclo Brayton semplice [Dostal et. al., 2004]

point non è sempre raggiunto all'ingresso o all'uscita dello scambiatore, ma talvolta anche nel mezzo. Per questo è necessario analizzare attentamente il design dello scambiatore.

La pressione operativa è importante in quanto influenza sia il rendimento del ciclo che la taglia del recuperatore. È necessaria una pressione leggermente superiore a quella critica per iniziare a notare il comportamento del pinch point nel recuperatore. Come si può vedere da Dostal et. al. (fig. 1.21), se la pressione in uscita dal compressore supera i 21 MPa il pinch point si sposta dal punto di uscita dello scambiatore (lato freddo) in mezzo allo scambiatore, e la sua posizione non risulta fissata.

I recuperatori devono adattarsi alle temperature e alla differenza di pressione tra i due lati. È però importante ridurre il più possibile sia la taglia che i costi del recuperatore, e per farlo si sfrutta una tecnologia a microcanali, massimizzando l'efficienza dello scambiatore. Le curve di scambio termico devono avvicinarsi il più possibile per non avere perdite.

Un modo pratico per realizzare uno scambio termico il più efficiente possibile è il metodo della pinch analysis, la quale ha come obiettivi quelli di massimizzare il recupero minimizzando la richiesta di “utility esterne”, come la sorgente ed il pozzo freddo. Una volta localizzato il pinch point, si stabiliscono due sistemi differenti che operano sotto e sopra di esso.

Poiché il ciclo non opera sempre al punto di progetto si deve studiare anche il comportamento in condizioni differenti e fare attenzione a non incrociare le due curve di scambio termico nel pinch point.

Suddivisione del recupero termico in due scambiatori

Al fine di ottimizzare sia le spese di capitale che le spese operative, lo scambiatore rigenerativo viene suddiviso in due sezioni, il recuperatore di alta temperatura e quello di bassa. La progettazione risulta differente per i due in quanto sono diverse le esigenze e le loro condizioni operative.

Lo scambiatore di alta temperatura opera in una zona in cui le proprietà del fluido non variano significativamente, perciò i calcoli possono essere fatti utilizzando la temperatura media logaritmica o il metodo ε -NTU [Kays and London, 1984]. Generalmente la sua progettazione è limitata da imposizioni riguardanti i materiali, poiché alle elevate temperature si possono avere problemi di corrosione e di scarsa resistenza. I materiali utilizzati solitamente sono leghe al nichel.

Lo scambiatore di bassa temperatura non risente di questi problemi di natura meccanica ma deve sopportare un carico maggiore e la presenza del pinch point. Opera in condizioni vicine al punto critico, dove le proprietà del fluido modificano significativamente la differenza di temperatura. Procedendo dall'ingresso del lato caldo, la differenza di temperatura inizialmente incrementa, poi raggiunge il suo apice e quindi diminuisce, finendo all'incirca allo stesso valore all'uscita fredda così come all'uscita calda [Dostal et. al., 2004]. Questo comportamento è dovuto alla variazione nel calore specifico. La lunghezza dello scambiatore non può essere determinata con il metodo della temperatura media logaritmica o ε -NTU. Invece, deve essere diviso in segmenti (assialmente) ed ogni segmento deve essere valutato con la propria differenza di temperatura media. Ciò dovrebbe evidenziare le variazioni del coefficiente di scambio termico basata sulla variazione delle proprietà del trasporto del fluido. Questo metodo può essere sfruttato anche nello scambiatore di alta temperatura se si vogliono ottenere dei valori più accurati del coefficiente di scambio termico.

Generalmente si preferisce lavorare con una lunghezza superiore all'ottimo piuttosto che inferiore, perciò risulta opportuno sovradimensionare il recuperatore. Ciò dimostra che l'efficienza del recuperatore ha un effetto più marcato rispetto alle perdite di carico sul rendimento del ciclo. Uno scambiatore corto ridurrebbe le perdite di carico ma anche l'efficienza.

Modificare gli assetti di temperatura del ciclo, ricadendo in condizioni di fuori progetto, le curve di

scambio termico possono radicalmente modificarsi. Se per esempio la temperatura di ingresso del lato di bassa pressione si riduce troppo il pinch point può arrivare a trovarsi nello scambiatore di alta temperatura, con importanti problematiche correlate.

Scambiatore di rigetto

Lo scambiatore di calore opera sempre vicino al punto critico in quanto raffredda la CO₂ in uscita dal recuperatore di bassa fino alle condizioni in ingresso del compressore. In quest'ultimo punto le condizioni differiscono di una frazione minimale rispetto al punto critico (1°C circa).

Operando vicino al punto critico si può sfruttare l'aumento del coefficiente di scambio termico che avviene in quella zona (fig. 1.22), che diventa simile a quello dell'acqua. La differenza di temperatura varia in modo simile al recuperatore di bassa temperatura.

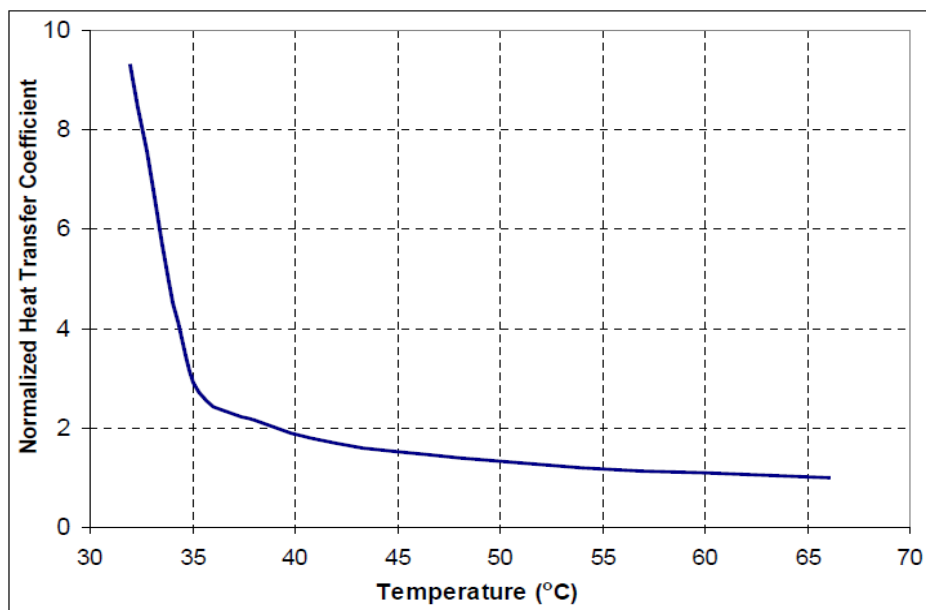


Figura 1.22. *Variatione del coefficiente di scambio termico in prossimità del punto critico [Dostal et. al., 2004]*

Il calore specifico muta significativamente nel processo di cessione del calore al pozzo freddo, perciò la portata di massa del fluido refrigerante è una funzione della pressione della CO₂ e quindi del rapporto di pressione. Nei casi in cui il calore specifico vicino al punto critico abbia valore elevato la gran parte del calore è ceduta ad una temperatura compresa tra i 32°C ed i 35°C. Quindi la differenza di temperatura nello scambiatore è molto bassa e perciò la portata del fluido refrigerante deve essere elevata.

Per lo scambiatore freddo è importante definire la lunghezza ottima del componente, poiché un calcolo non corretto potrebbe portare ad una riduzione dell'efficienza di oltre il 2%. Se la lunghezza fosse troppo bassa l'efficienza dello scambio termico ne risentirebbe significativamente, dovendo aumentare largamente la portata di massa del fluido refrigerante. Se fosse troppo elevata aumenterebbero le perdite di carico con una conseguente diminuzione dell'efficienza di ciclo.

Nella pratica l'utilizzo di valori medi, considerate le temperature di ingresso e uscita, non è appropriato. Ancora una volta è necessario suddividere lo scambiatore in segmenti discreti al fine di acquisire i valori corretti del calore specifico e fare un dimensionamento corretto.

Il valore di temperatura critica della CO₂ permette di sfruttare l'acqua a temperatura ambiente per raffreddare il fluido, ma è possibile utilizzare anche sistemi di raffreddamento a secco. Ciò risulta

importante quando si ha a che fare con climi caldi e secchi (es. nelle applicazioni CSP). Le configurazioni possono variare in funzione del fluido che asporta calore alla CO₂ supercritica di ciclo, che può essere aria o acqua a temperatura ambiente nelle soluzioni più comuni (tab. 1.2).

Tabella 1.2. Caratteristiche dei fluidi di raffreddamento [Musgrove et. al., 2016]

Scambiatore di rigetto all'ambiente (Cooler)		
Tipo di raffreddamento	Ad ARIA	Ad ACQUA
Vantaggi	<ul style="list-style-type: none"> - Adatto in zone in cui c'è scarsità d'acqua - Ridotti costi iniziali - Minori manutenzione 	<ul style="list-style-type: none"> - Ottima capacità di asportare il calore - Miglior efficienza - Maggior durata di vita - Più compatto
Svantaggi	<ul style="list-style-type: none"> - Efficienza ridotta - Minor durata di vita - Potenza in uscita limitata nei giorni caldi - Minor capacità di asporto del calore - Maggior rumorosità 	<ul style="list-style-type: none"> - Maggiori costi iniziali - Maggior manutenzione - Costi aggiuntivi per il trattamento dell'acqua - Richiede una fonte d'acqua nelle vicinanze dell'impianto

Tipologie di scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore a fascio tubiero, per raggiungere un grado elevato di compattezza, dovrebbero avere il diametro dei tubi molto piccolo. Inoltre, nel recuperatore, la differenza di pressione tra un lato e l'altro dello scambiatore è alta e per sopportare tale differenza la parete del tubo dovrebbe essere spessa. Per questi motivi non è conveniente utilizzare un fascio tubiero.

Gli scambiatori a microtubi possono essere considerati a tutti gli effetti dei fasci tubieri in miniatura. Il coefficiente di scambio termico viene notevolmente implementato dalla piccola dimensione dei tubi e le perdite di carico lato mantello vengono ridotte grazie all'assenza delle piastre deviatrici ma aumentate dalla ridotta distanza tra i tubi.

Il loro vantaggio è che sono simili ad uno scambiatore a fascio tubiero e perciò la tecnologia risulta nota. Inoltre la configurazione può essere scalata in base alle esigenze ed i costi vengono ridotti regolando le dimensioni dei tubi, il loro numero e la loro lunghezza.

Gli scambiatori compatti sono stati sviluppati prevalentemente per migliorare lo scambio termico tra un gas e l'altro, i quali è noto presentano dei coefficienti di scambio termico molto bassi. Consentono superfici di scambio molto elevate in rapporto al volume occupato e sono costituiti da una serie di passaggi con ampie superfici estese tra piani metallici separanti alternativamente le correnti fluide calda e fredda [Bonacina-Cavallini-Mattarolo, 2014].

Gli scambiatori di calore a piastre e a spina di pesce hanno buone potenzialità e opportuna taglia. Tuttavia, a causa dell'alta differenza di pressione, lo spessore dei materiali risulta troppo elevato, con un conseguente aumento della taglia oltre valori accettabili.

PCHE (Printed Circuit Heat Exchangers)

La soluzione adottata in molti studi comprende l'utilizzo di scambiatori di calore a circuito stampato (Printed Circuit Heat Exchanger) (fig. 1.23). Questa tipologia di scambiatori non è sensibile ad alte pressioni, né ad alte differenze di pressione tra i due lati dello scambiatore [Dostal et. al., 2004]. Possono raggiungere alti valori di efficienza di recupero grazie ai piccoli canali di flusso che sfruttano l'alta densità della CO₂ supercritica da entrambi i lati per massimizzare lo scambio termico.

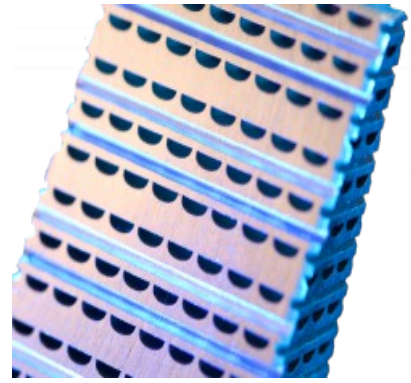


Figura 1.23. PCHE [HEATRIC]

Lo scambiatore è costituito da una serie di piastre metalliche in cui sono incisi chimicamente dei canali di passaggio del fluido. Le piastre sottoposte a morsura sono impilate alternativamente in canali di flusso caldo e freddo e successivamente unite mediante saldatura diffusiva a formare un unico blocco. La saldatura diffusiva (diffusion bonding) è una tecnica di saldatura allo stato solido che, applicata ad alte temperature (70% la temperatura di fusione) provoca l'interdiffusione degli atomi senza passare per la fase liquida e promuove la crescita dei grani alle estremità del metallo [Brun et. al., 2017]. La saldatura risultante conserva le proprietà di forza e duttilità. Questo processo, ovviamente, comporta che ne risulti un blocco unico che non può essere smontato, cionondimeno esistono dei metodi consolidati di pulizia che non lo rendono un problema. I canali possono essere dritti o ondulati.

I materiali di cui sono costituiti possono essere acciaio inossidabile, acciaio duplex e leghe ad alta temperatura. Sono adatti allo scopo alcuni tipi di acciai austenitici o ferritici. Non vengono invece utilizzati acciai al carbonio per le loro difficoltà nel processo della saldatura diffusiva e perché i PCHE sono progettati in modo molto preciso e questi acciai presenterebbero dei problemi di ostruzione dovuti alla corrosione.

Lo spessore dei piatti e la larghezza del passaggio sono compresi tra 0,5 mm e 5 mm [HEATRIC]. In genere incrementando il diametro dello scambiatore aumentano i costi (il materiale lavorato è maggiore).

Un grande vantaggio che presentano i canali piccoli sono le perdite ridotte. La riparazione di tali perdite avviene rimuovendo le testate, localizzando i canali che perdono e saldandoli a punti chiusi. L'unico svantaggio è la fatica, specialmente nei casi in cui si esegue una rapida variazione di flusso.

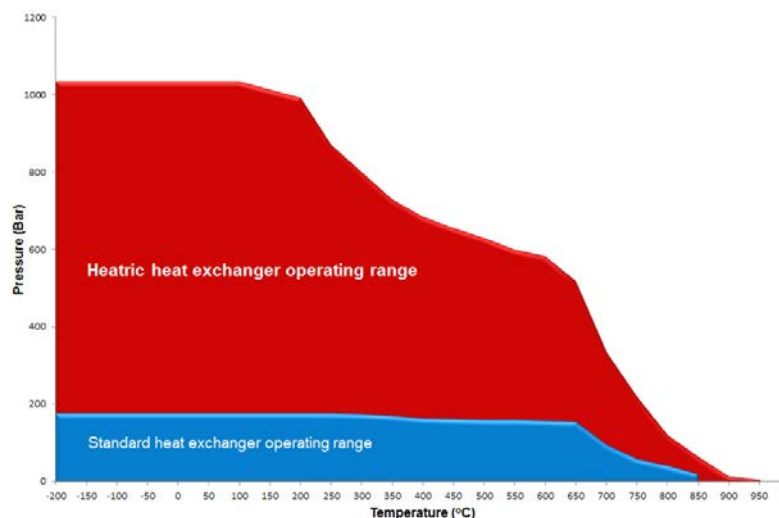


Figura 1.24. Range di applicabilità dei PCHE [HEATRIC]

Come viene dimostrato in figura (fig. 1.24), l'utilizzo degli scambiatori di calore a circuito stampato è conveniente in un range molto più ampio dei normali scambiatori di calore.

Si possono avere essenzialmente tre configurazioni dello scambiatore, come già spiegato: controcorrente, a flussi incrociati ed equicorrente (fig. 1.25) [Kim W. et. al., 2016].

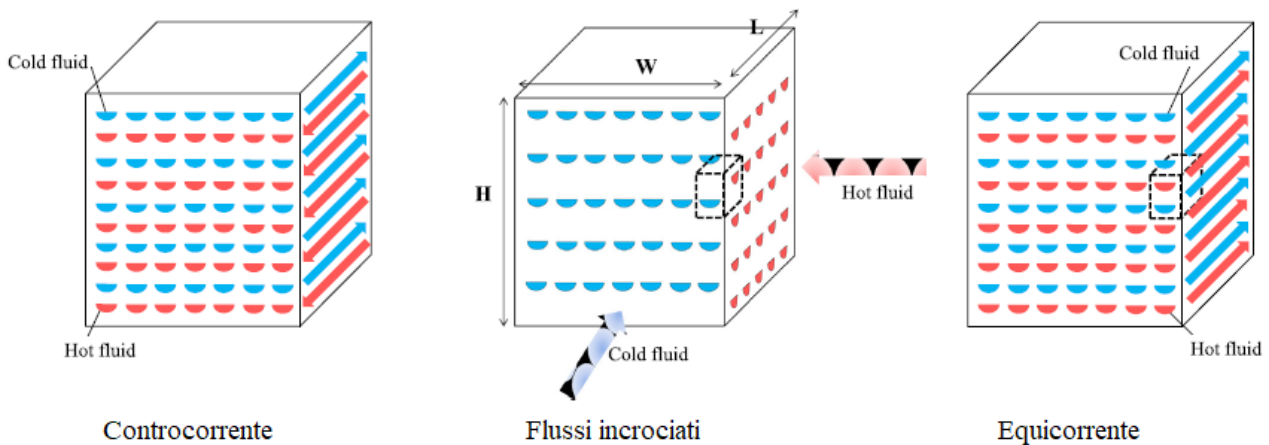


Figura 1.25. Configurazioni di uno scambiatore PCHE [Kim W. et. al., 2016]

La differenza tra le configurazioni in termini di efficienza dello scambiatore è evidente dalla figura 1.26. Le soluzioni in controcorrente presentano una più alta efficienza dello scambiatore e sono solitamente le più scelte. Di prestazioni minori ma comunque molto buone sono gli scambiatori a flusso incrociato, mentre è evidente che le soluzioni in equicorrente non consentono, al confronto, di raggiungere prestazioni elevate. Questo ragionamento sussiste tuttavia qualora i canali di passaggio avessero diametro idraulico molto ridotto. È importante sottolineare che diametri più piccoli favoriscono di molto lo scambio termico, così come scambiatori molto lunghi (se la lunghezza fosse infinita, infatti, si avrebbe efficienza unitaria), perciò nelle applicazioni industriali i canali possono arrivare ad avere un diametro fino a mezzo millimetro.

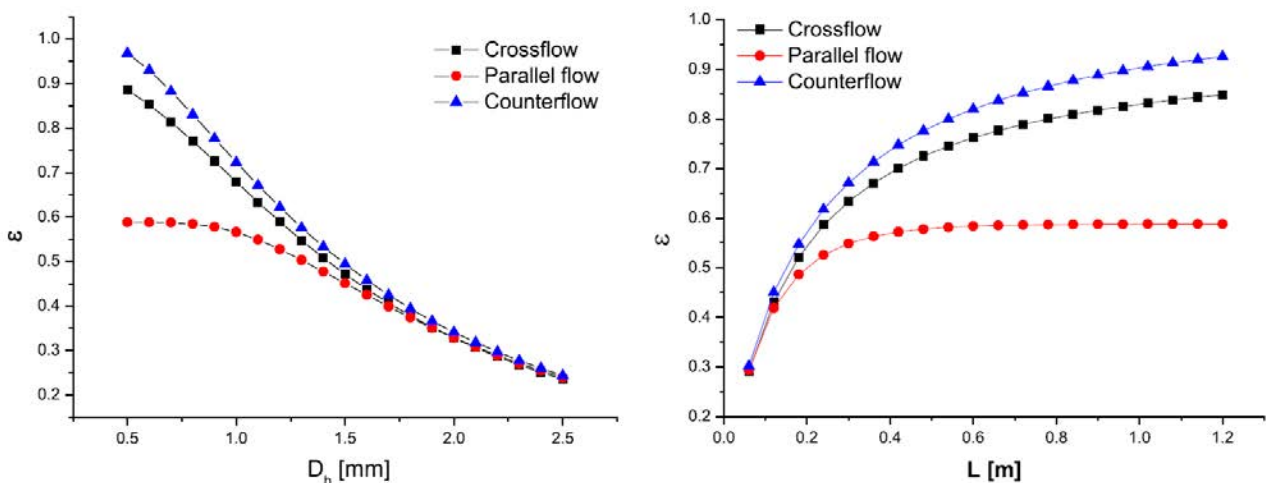


Figura 1.26. Efficienza di uno scambiatore di calore PCHE in base al diametro idraulico e alla lunghezza dello scambiatore [Kim W. et. al., 2016]

1.5 Esperimenti e test

Il rischio di tutte le tecnologie emergenti è che si crei una situazione di impasse, in cui non vengono realizzati impianti perché non c'è un mercato sicuro su cui ripartire gli investimenti, e non c'è mercato perché non ci sono impianti dimostrativi a garanzia delle prestazioni affermate. Nel caso dei cicli a $s\text{CO}_2$, la situazione potrebbe sbloccarsi grazie alle nuove strutture di odierna costruzione e agli sforzi congiunti di numerosi enti interessati a future applicazioni commerciali. Il risultato dei test di ricerca deve quindi confermare una tecnologia che comporti indiscutibili vantaggi.

La dimostrazione della convenienza dei cicli a CO_2 supercritica risiede in un limitato numero di test sperimentali, tra cui si annoverano il ciclo a ricompressione dei Laboratori SANDIA, l'Integrated System Test del Naval Nuclear Laboratory e il modello EPS100 di Echogen. È in corso un'altra serie di test da parte del Southwest Research Institute nel programma SunShot.

Laboratori SANDIA

I SANDIA National Laboratories sono laboratori scientifici che operano in vari ambiti di ricerca per conto dello U.S. DOE (Department of Energy). Nel contesto dei cicli di potenza, portano avanti una ricerca continua dei cicli Brayton supercritici a CO_2 in quanto possono costituire una soluzione alternativa nella generazione di potenza, sia in ambito nucleare che affiancati ad altre fonti (fossili, geotermico, solare, etc) (fig. 1.27). L'ente fa riferimento prevalentemente al ciclo a ricompressione, riconosciuto da molti come il ciclo più promettente per il suo elevato recupero di calore. Questa tipologia di ciclo è molto adatta a lavorare con fonti di calore a ciclo chiuso, dove non ha importanza se viene estratta solo una piccola porzione dell'energia termica del fluido della sorgente. Consente infatti di estrarre con il recuperatore il 60-70% dell'energia necessaria a scaldare la CO_2 , e solo il 30-40% è fornito dalla sorgente. I cicli chiusi quindi raggiungono un'efficienza dell'ordine del 50% per TIT intorno ai 700°C .

Uno degli esperimenti più importanti sostenuti dai SANDIA Labs è avvenuto in collaborazione con Barber Nichols Inc, con il quale nel 2009 ha costruito e sta gestendo un ciclo di prova di compressione supercritica a CO_2 al fine di indagare sui principali problemi tecnologici associati a questo ciclo e di confermare praticamente le conoscenze del modello valutandone le performance [Conboy et. al., 2012]. La taglia, di circa 1 MWth, è stata scelta per consentire uno studio accurato a prezzi accessibili, e l'impianto è progettato per arrivare a produrre fino a 250 kWe [Wright et. al., 2010]. Dall'inizio del programma, nel 2007, erano già stati risolti molti dubbi su questa tecnologia, come per esempio la stabilità di funzionamento del compressore vicino al punto critico, le procedure di controllo dall'avviamento alla produzione di energia e la prevenzione di un *reversal* al compressore. Molte altre incertezze dovranno essere risolte all'aumentare della temperatura di ingresso in turbina e della velocità dell'albero. Attraverso

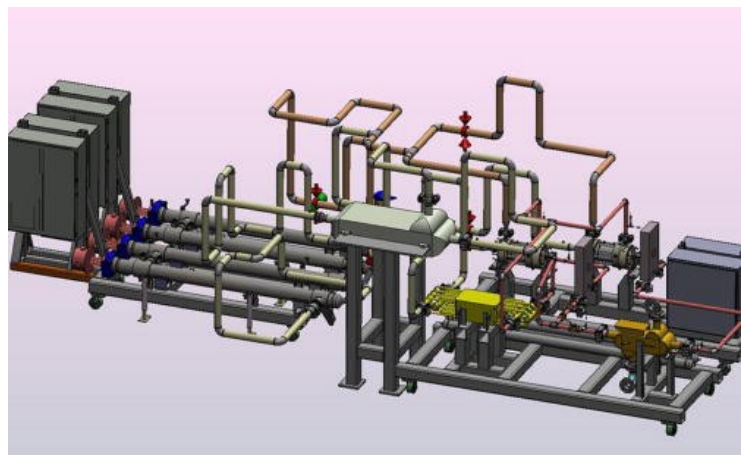


Figura 1.27. Immagine in Solidworks del ciclo Brayton a $s\text{CO}_2$ dei Sandia Labs [SANDIA]

questo studio si prevede di ridurre i rischi nella futura costruzione di impianti commerciali. Sono state evidenziate inoltre problematiche relative alle perdite meccaniche e di calore dovute ai trafiletti e alla compattezza della struttura, che affianca la turbina ad alta temperatura al sistema di raffreddamento a temperatura ambiente. Per questo la progettazione va fatta molto attentamente, soprattutto per le tolleranze tra le parti fisse e mobili delle turbomacchine e per l'isolamento termico. Inizialmente la configurazione di ciclo prescelta è di semplice ciclo recuperativo Brayton, anche se risulta adattabile anche a configurazioni più complesse, come per esempio il ciclo a ricompressione.

Fino ad ora, le turbomacchine hanno raggiunto una velocità di 65000 rpm, pressione di 12.5 MPa, rapporto di compressione 1.65 e TIT di circa 350°C, ma sono in programma altri test. (75000 rpm, 538°C TIT, rc 1,8 e max 125kWe, turbomacchine radiali, 13,7 MPa max pressione).

Attraverso lo sviluppo di questo ciclo sono sorte delle limitazioni che devono essere risolte se si vuole tentare di commercializzare un'applicazione a sCO₂. Alla luce di ciò, SANDIA ha deciso di intraprendere un'altra sessione di test adottando un ciclo di potenza 10 MWe che raggiunga alte efficienze e che possa costituire il trampolino di lancio per future applicazioni commerciali di grande potenza (100 MW). Il Department Of Energy (DOE) ha stabilito una collaborazione tra GE Global Research, SwRI e GTI nel progetto STEP (Supercritical Transformational Electric Power), una dimostrazione che confermi l'effettiva fattibilità di cicli supercritici a CO₂. Il test si terrà presso il SwRI a San Antonio, Texas.

L'impianto pilota avrà una taglia di 10 MW (fig. 1.28) e sarà costituito da un ciclo chiuso a CO₂ supercritica. Potrà operare con caldaie a combustibile, ed è progettato per fonti di calore a temperatura costante (nucleare e CSP). Si prevede di farlo funzionare anche con raffreddamento a secco. L'obiettivo è raggiungere un rendimento di ciclo (potenza in uscita/ calore in entrata) maggiore del 50% [Dennis, 2017].

Le configurazioni di ciclo che verranno maggiormente studiate sono a recupero semplice e a ricompressione, l'una favorita per la semplicità, l'altra per i miglioramenti apportati. I componenti che costituiscono il ciclo sono progettati appositamente per lo scopo, e comprendono turbine e compressori di tecnologia avanzata e sistemi di recupero del calore e scambio termico ad elevata

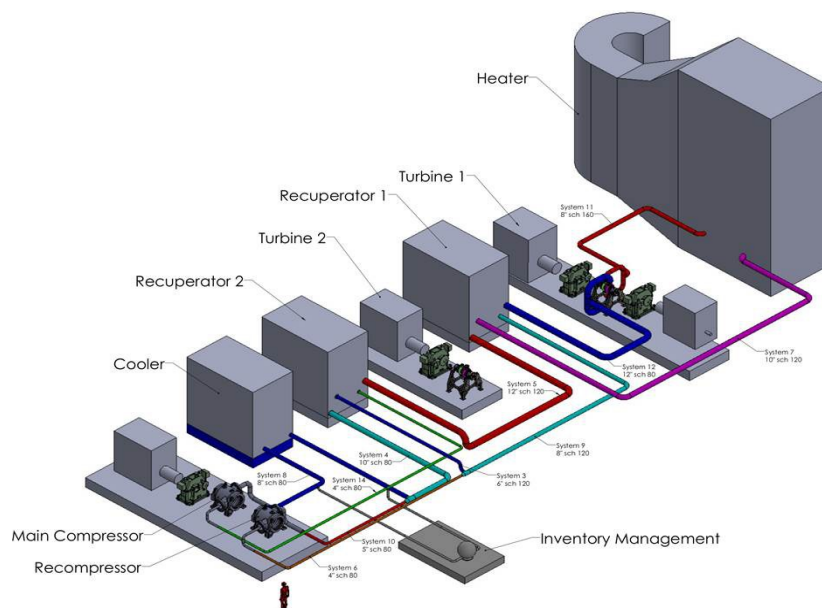


Figura 1.28. Impianto dimostrativo di 10 MW - SwRI, GTI, GE e Sandia [SANDIA]

efficienza. Si vogliono dimostrare le performance dei componenti durante il funzionamento, l'operabilità del ciclo, i sistemi di controllo e strumentazione varia, l'affermazione dei modelli e i progressi per raggiungere un COE più basso. Ancora una volta, l'esperimento dà l'opportunità di risolvere le problematiche specifiche di questa tecnologia.

La taglia 10 MW è stata scelta (fig. 1.29) in quanto permette uno sviluppo commerciale e sfrutta turbine assiali per facilitare un successivo aumento di taglia.

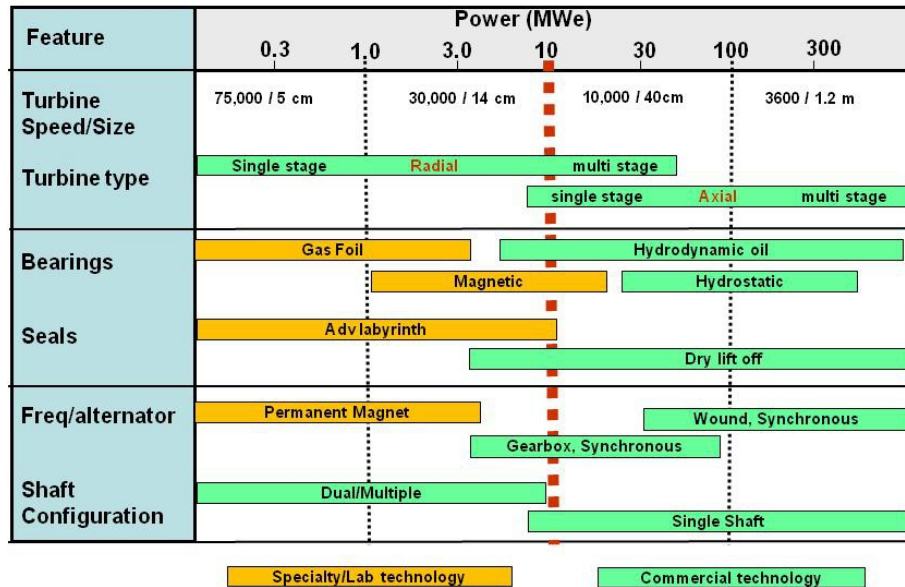


Figura 1.29. Configurazioni del ciclo al variare della potenza [NREL]

Le fasi della ricerca sono tre: inizialmente si andrà a definire il design di ciclo, successivamente avverrà la fabbricazione e l'assemblamento dei componenti e infine si darà inizio alla fase vera e propria di test.

SANDIA ha dichiarato che entro la fine del 2019, i SANDIA Labs svilupperanno un impianto dimostrativo a 550°C e 10 MW elettrici completamente funzionante che consentirà l'identificazione e la risoluzione dei rischi tecnici per l'applicazione commerciale di questa tecnologia [Pasch, 2014].

Naval Nuclear Laboratory

Questi laboratori valutano prevalentemente la convenienza dei cicli a sCO₂ per applicazioni di propulsione marina. Il progetto IST (Integrated System Test) si pone come obiettivo quello di indagare sulle diverse condizioni operative che possono verificarsi in un ciclo reale tramite un modello analitico che garantisce il controllo sui parametri di ciclo.

Il sistema è un ciclo chiuso a semplice recupero, e ha solamente un compressore in modo da risultare più facile comprendere il funzionamento del ciclo. È noto inoltre che un ciclo a ricomprensione ha un maggior numero di componenti, e questo potrebbe essere un problema in quelle applicazioni, come quelle navali, dove l'ingombro è una priorità.

La potenza nominale è 100 kW elettrici, abbastanza da garantire un eventuale sviluppo dei sistemi di controllo per taglie più grandi. La TIT è circa 300°C e la pressione massima è 16,7 MPa, mentre la velocità degli alberi è 75000 rpm. Turbina e compressore sono di tipo radiale.

Echogen Power Systems

Il primo modello sviluppato ha nome EPS100 [Persichilli et. al., 2012] [Kacludis et. al., 2012] e la sua taglia si aggira intorno ai 7,5 MW elettrici. Fin da subito è stato progettato per avere un riscontro commerciale ed i suoi ambiti di applicazione riguardano principalmente gli impianti CSP e WHR. Questi ultimi derivano da grandi processi industriali che bruciano combustibile per produrre energia su larga scala, la cui temperatura dei fumi in uscita è di 500-550°C. Il sistema massimizza l'utilizzo di energia termica di scarto riducendo la temperatura della sorgente fino al limite minimo di 85°C, in quanto non vi sono problemi di condensa acida. La turbina può essere progettata a singolo stadio radiale per lavorare ad alte velocità oppure essere di tipo assiale multistadio con velocità ridotte.

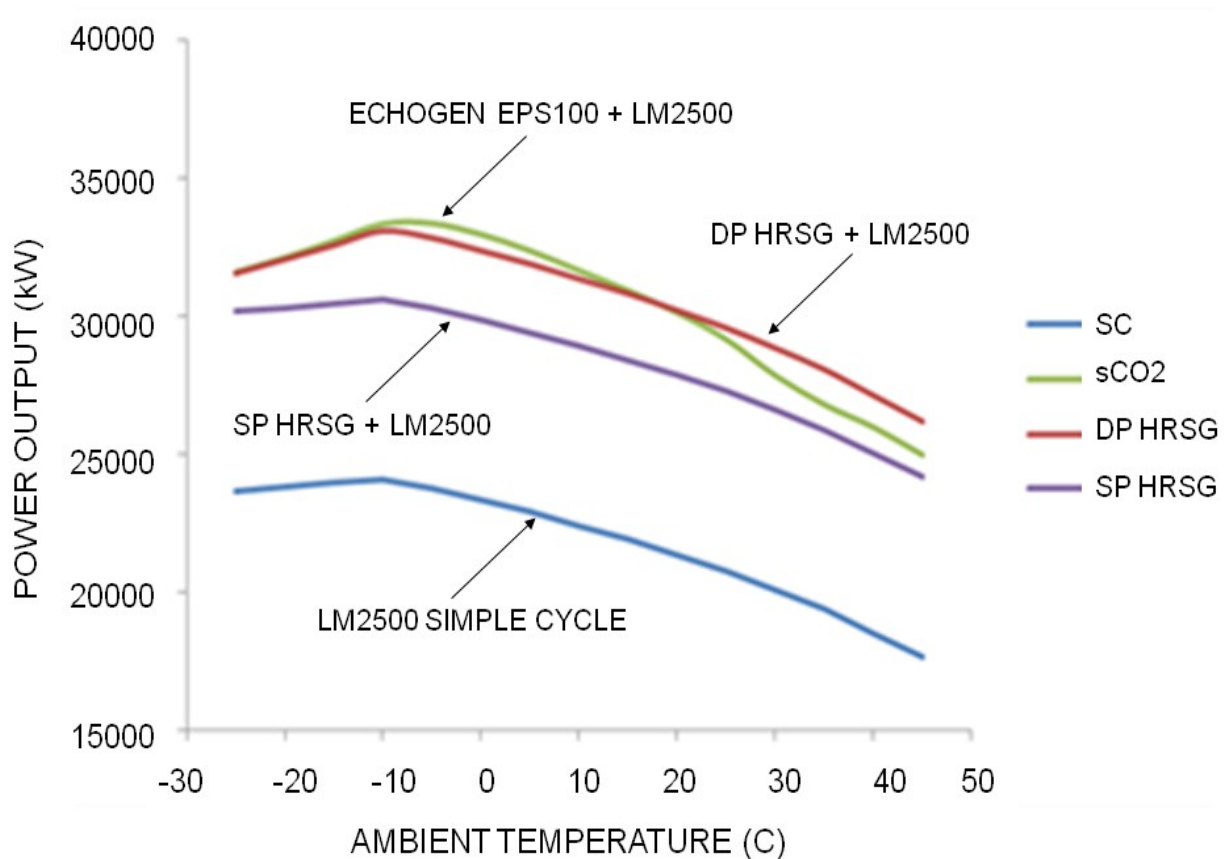


Figura 1.30. Confronto delle prestazioni [Echogen]

Secondo le stime, le sue prestazioni sono comparabili ad un GVR a 2 livelli di pressione, superando largamente il monolivello (fig. 1.30). Ha però il pregio di essere più compatto, occupando meno di due terzi di un impianto GVR. I costi di installazione sono ridotti del 40% ed i costi di manutenzione e operatività sono minimi. Questo è dovuto al fatto che la CO₂ non presenta le stesse problematiche dell'acqua, che prevede degli appositi sistemi di trattamento per demineralizzarla. La CO₂ non è corrosiva e le sue proprietà permettono di ridurre il personale richiesto per gestire questo impianto.

È interessante notare come il sistema EPS100 peggiori le proprie prestazioni in condizioni di off-design quando la temperatura ambiente supera i 25°C. In queste condizioni non sarà pertanto possibile per il punto all'ingresso del compressore operare vicino al punto critico.

I maggiori problemi quando si parla di GVR utilizzato in un ciclo bottoming di un ciclo combinato è che negli ultimi anni questo tipo di impianto è costretto a lavorare sempre più con carichi non costanti nel tempo, dovendo soddisfare le punte di carico della richiesta elettrica e non i carichi di base a causa del suo maggiore costo marginale. Questo comporta l'introduzione di ciclicità che provocano sollecitazioni termiche e fenomeni di corrosione nelle strutture, nelle tubazioni del GVR e in special modo nei surriscaldatori. Problemi di natura erosiva possono sussistere negli stadi di bassa pressione della turbina a causa della formazione di gocce di liquido che danneggiano le palette della turbina. Al contrario, la CO₂ supercritica non ha bisogno di un input termico per attuare il cambiamento di fase (e questo consentirebbe di raggiungere temperature maggiori) non corrode e presenta ridotte sollecitazioni termiche. Inoltre, i sistemi di controllo garantiscono un tempo di avvio molto breve (20 minuti per raggiungere la potenza nominale) permettendo al sistema di essere reattivo ai carichi di punta.

Per molti climi, il ciclo di base consente di ottenere un buon equilibrio di prestazioni. Ciò non basta nei climi molto caldi, specialmente dove l'utilizzo di acqua è molto restrittivo. In questi casi è opportuno un raffreddamento ad aria.

Per confrontare le diverse tecnologie si utilizza generalmente l'LCOE (Levelized Cost Of Energy). Quest'ultimo risulta essere più basso per i cicli a sCO₂ rispetto al vapore, sia considerando le diverse tecnologie (dry o wet cooling) sia soppesando altri parametri come l'umidità.

In sintesi si ha:

- Elevata potenza in uscita
- Bassi costi di investimento
- Bassi costi O&M (minor personale richiesto)
- Meno problemi dovuti al comportamento monofase della sCO₂.
- Basso LCOE (10-20% comparato con sistemi a vapore, sia per carichi di base che per operazioni cicliche).

Il sistema può:

- Generare elettricità da calore di scarto utilizzabile senza bisogno di combustione addizionale.
- Ridurre la dipendenza da rete elettrica per applicazioni industriali, tutelandosi dai costi variabili di rete.
- Implementare il rendimento complessivo e ridurre le emissioni a parità di potenza di output, utilizzando energia di recupero.

Il test di questo ciclo è stato completato al Dresser-Rand presso Olean, NY, nel 2014. Il sistema sfrutta più fasi di recupero ed estrazione dalla fonte di calore primaria, ed inizialmente è stato configurato come ciclo Rankine sCO₂ a semplice rigenerazione. La configurazione (fig. 1.31) si avvale di due turbine radiali a singolo stadio, una connessa al compressore centrifugo per fornire la potenza necessaria a mantenere il ciclo operativo, l'altra, quella di potenza, accoppiata al generatore sincrono a 4 poli per produrre potenza elettrica a velocità costante di 30000 rpm. Gli scambiatori sono tutti a circuito stampato.

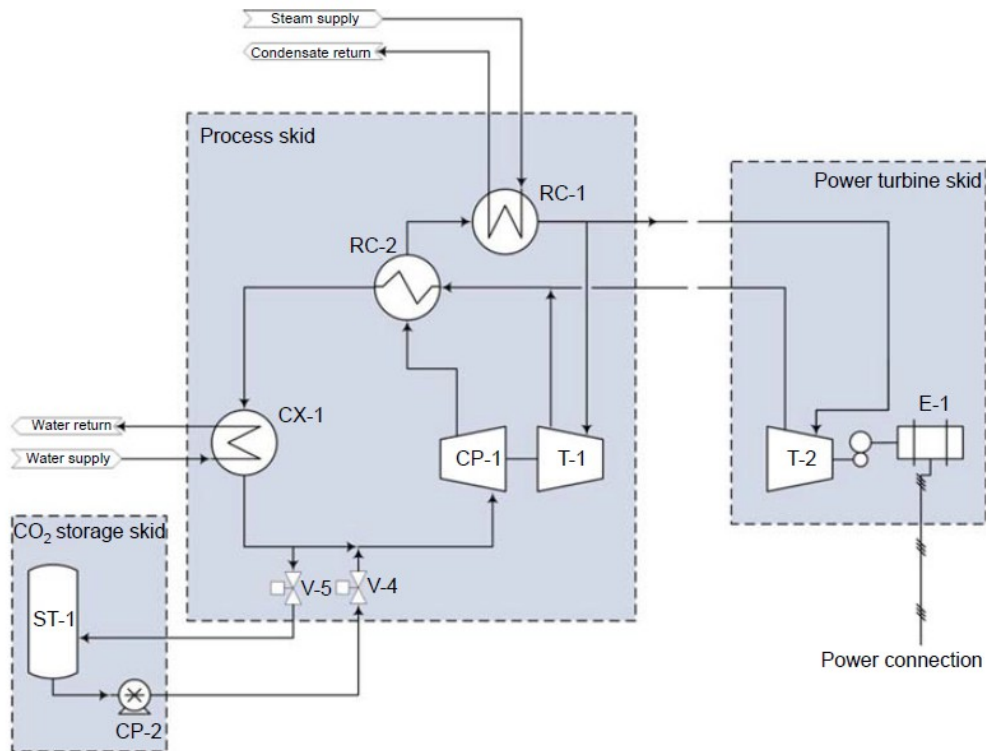


Figura 1.31. Schema della configurazione di EPS100 [Echogen]

Sebbene non sia un test nel vero senso del termine, EPS100 rappresenta uno dei più grandi cicli a sCO₂ operativi per taglia, ed i dati registrati durante il test confermano sia le prestazioni dei componenti individuali sia quelle del sistema complessivo. La prova ha inoltre fornito una panoramica iniziale delle prestazioni a lungo termine del sistema, grazie alle centinaia di ore durante le quali ha funzionato.

1.6 Cicli supercritici Brayton a CO₂ basati su una sorgente termica di calore di scarto

Una delle applicazioni proposte per i cicli supercritici a CO₂ consiste nell'utilizzare il calore di scarto da processi industriali che viene convertito in energia elettrica al fine di recuperare parte dell'energia che altrimenti andrebbe rigettata e persa. Il nome con cui questi cicli sono conosciuti è WHR, ovvero Waste Heat Recovery.

I limiti imposti da questi sistemi sono correlati alla temperatura che presenta la sorgente di calore ed alla quantità di calore che quest'ultima rende disponibile. Solitamente le temperature di scarto presentano valori di temperatura piuttosto bassi, rendendo difficoltoso servirsene a causa delle limitazioni imposte da molti cicli di potenza. Al contrario, i cicli a sCO₂ sono vantaggiosi per le applicazioni WHR in quanto la temperatura di rigetto del calore all'ambiente è molto bassa e ciò consente di sfruttare sorgenti di calore a temperatura anche molto contenuta (minore di 230°C). Poiché la CO₂ non è infiammabile si può lavorare anche a temperature relativamente alte e senza bisogno di un circuito intermedio di scambio termico (tipicamente usato invece nei cicli ORC), permettendo di raggiungere una maggiore efficienza di ciclo.

Le taglie sviluppabili sono comprese in un vasto range – da 250 kWe a 45 MWe e oltre – e le temperature della sorgente calda spaziano da valori minori di 230°C fino ad oltre 650°C. Il ciclo è inoltre configurabile per sistemi di produzione elettrica, co-generazione e tri-generazione.

I sistemi WHR consentono di aumentare l'efficienza energetica fino al 35% se accoppiata con una turbina a gas in ciclo semplice, 10-15% per i motori a combustione interna e incrementa il rendimento in impianti come le acciaierie, i cementifici, le fornaci per il vetro e altri processi industriali che si basano sulla combustione. Questo sistema può essere sfruttato in processi manifatturieri che includono la produzione di acciaio e metallo, cemento, calce, estrazione mineraria, vetro, nel settore petrolchimico e altre industrie che producono molto calore dalla lavorazione dei materiali. L'alta efficienza economica e l'assenza di ulteriori emissioni consentono un'effettiva gestione ambientale e una riduzione dei costi energetici.

1.6.1 Sistema

I sistemi WHR sono generalmente caratterizzati da una sorgente altrimenti non sfruttata che rilascia il calore all'ambiente. Il concetto è diverso rispetto al semplice sfruttamento di una qualsiasi sorgente, perché in questo caso è il ciclo che deve adattarsi al calore di scarto e non viceversa, sia come temperatura che come quantità di calore rigettato. In sintesi, a differenza degli altri cicli di potenza non si può scegliere liberamente la sorgente.

Gli studi che sono stati compiuti a questo proposito sottolineano l'esigenza di non considerare il rendimento di ciclo come variabile da massimizzare, in quanto da solo non basta a definire la bontà di un sistema WHR. Ci si concentra invece, a parità di input, sulla potenza netta in uscita e su come questo valore possa essere massimizzato attraverso la variazione dei parametri del ciclo. In questo lavoro di tesi, tuttavia, si preferisce adottare un approccio basato sempre sui rendimenti, tramite la definizione di un parametro che considera sia le prestazioni del ciclo che l'interazione con la sorgente. Per questo motivo si introduce il rendimento di sistema.

Il rendimento di sistema viene definito come il rapporto tra la potenza netta generata ed il calore

idealmente estraibile dalla sorgente. Ciò corrisponde al prodotto del rendimento di ciclo per l'efficienza di recupero del calore, considerando il primo come rapporto tra la potenza netta ed il calore ceduto dalla sorgente al ciclo, ed il secondo come il rapporto tra il calore ceduto e quello idealmente cedibile dalla sorgente. In sintesi:

$$\eta_{sistema} = \eta_{ciclo} \phi_{recupero\ termico} = \frac{P_{output, ciclo}}{Q_{input, ciclo}} \frac{Q_{input, ciclo}}{Q_{disponibile\ dalla\ fonte}} \quad (10)$$

Per le applicazioni WHR la definizione di rendimento di recupero diventa rilevante: è necessario riuscire ad ottenere un buon rendimento di ciclo ma al tempo stesso la fonte di calore di scarto deve essere sfruttata al massimo delle potenzialità. Ecco quindi che il rendimento di ciclo passa in secondo piano rispetto alla potenza in uscita che può essere sviluppata. È inutile progettare un ciclo con rendimento altissimo e poi non riuscire ad estrarre correttamente il calore dalla corrente calda. Allo stesso modo non ha senso avere un buon recupero del calore dalla sorgente se poi il rendimento del ciclo è basso.

Occorre trovare tra le soluzioni quella che massimizza il rendimento di sistema, ovvero quella che consente, conoscendo la sorgente a cui si applica il ciclo, di ottenere il valore più elevato della potenza elettrica, prodotto utile finale del sistema.

Caratteristiche principali dei sistemi a sCO₂

Com'è noto, l'energia è presente in molteplici forme, le cui principali sono l'energia elettrica, meccanica e termica. A ciascuna è associato un certo grado di qualità, tale per cui l'energia elettrica risulta avere qualità più elevata dell'energia meccanica, a sua volta “migliore” dell'energia termica. Lo stesso principio è valido per la sola energia termica: calore ad elevata temperatura ha una qualità più alta di quello a bassa temperatura, e questo è il motivo per cui si preferisce utilizzare una fonte di calore ad alta piuttosto che a bassa temperatura.

Il calore di scarto può derivare da una qualsiasi sorgente a temperatura più alta di quella ambiente, tuttavia il metodo di estrazione di questa energia può risultare molto complesso e solo una parte del calore può essere estratta. Quest'ultima affermazione altro non è che il secondo principio della termodinamica. La quantità di energia termica convertibile in lavoro dipende dalla differenza di temperatura tra la fonte ed il pozzo tra cui opera il ciclo, ed è maggiore quanto più elevata è questa differenza.

Il massimo rendimento di ciclo ottenibile idealmente è il rendimento di Carnot, ovvero:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (11)$$

Nei sistemi WHR tradizionali la temperatura minima è tipicamente superiore ai 150°C, mentre con i cicli a sCO₂ questa si ridurrebbe fino a 20°C, il che si rivela molto conveniente. È chiaro infatti (fig. 1.32) che il rendimento di Carnot è più alto quando la temperatura minima di ciclo è bassa.

Anche la quantità di calore disponibile è importante, poiché anche avendo un'alta qualità dell'energia un'eventuale WHR non è giustificabile se la portata di flusso caldo è troppo contenuta.

La taglia dello scambiatore con la fonte calda è correlata alla differenza di temperatura tra la fonte stessa ed il ciclo di potenza, tale per cui una più elevata temperatura di sorgente consente di ridurre opportunamente le dimensioni dello scambiatore. Si riducono così sia i costi sia l'ingombro, entrambi caratteristiche che si ricercano per sistemi di questo genere.

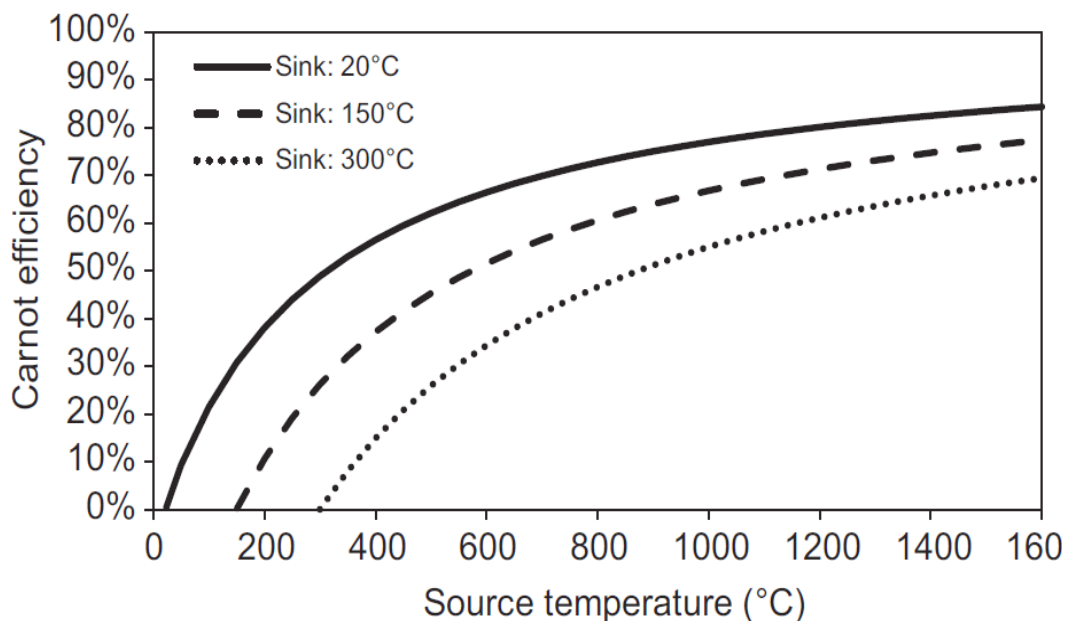


Figura 1.32. Rendimento di Carnot in funzione della temperatura di sorgente per diverse temperature minime di ciclo [Brun et. al., 2017]

La CO₂ riesce a sfruttare efficacemente il calore di scarto da fonti che hanno capacità termica costante, come il calore di flusso in uscita dalla turbina o altri gas caldi. I profili di temperatura si accoppiano meglio di quanto non succeda con fluidi di lavoro come l'acqua o i cicli organici, in quanto la CO₂ allo stato supercritico può essere considerata monofase per le sue caratteristiche. Di conseguenza il profilo di scambio termico non ha un plateau dovuto al calore latente e al cambiamento di fase (fig. 1.33), e ciò contribuisce a diminuire le irreversibilità ed innalza la temperatura di uscita della CO₂ dallo scambiatore.

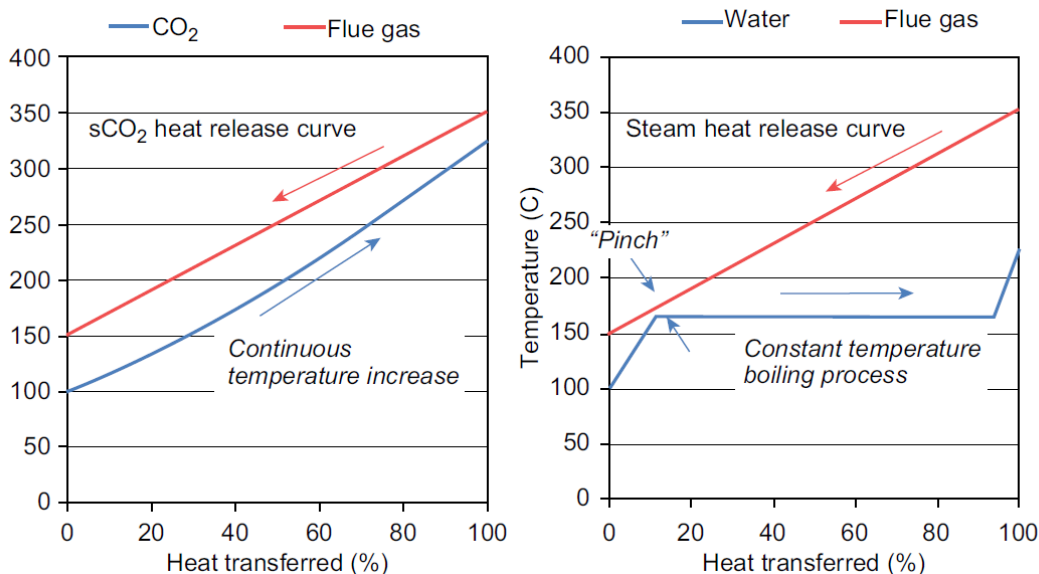


Figura 1.33. Differenze nei profili di scambio termico tra CO₂ ed acqua [Brun et. al., 2017]

Nello studio di uno scambiatore ci sono due differenze di temperatura peculiari. Una è l'approach point, ovvero la differenza di temperatura tra l'ingresso del lato caldo e l'uscita del lato freddo, l'altra corrisponde al pinch point, già introdotto. Nelle applicazioni con il vapore, la posizione del pinch point all'interno dello scambiatore risulta evidente, ed è collocata sul ginocchio tra fase di liquido sottoraffreddato e bifase acqua-vapore, mentre per la CO₂ non è così lampante perché si

comporta come fluido monofase per tutto lo scambiatore.

Per quanto riguarda i materiali utilizzati, è chiaro che se la fonte si trova ad una temperatura modesta i materiali utilizzati sono più comuni e perciò meno costosi. In questa categoria si ritrovano gli acciai inossidabili e al carbonio. Se la sorgente supera i 500°C è opportuno considerare leghe metalliche speciali, mentre al di sopra dei 900°C devono essere utilizzati materiali non metallici.

La temperatura influenza l'affidabilità del sistema, ed il suo effetto è correlato in parte alla sorgente calda ed in parte al pozzo freddo. Per la prima, temperature maggiori accelerano la corrosione, le reazioni di ossidazione ed il creep. Una minore temperatura al secondo, invece, può portare alla condensazione dell'acqua nei flussi di scarico, che può danneggiare lo scambiatore depositando contaminanti corrosivi.

Tutto ciò è riassunto in tabella (tab. 1.3).

Tabella 1.3. *Caratteristiche desiderate e come queste influenzano le temperature [Brun et. al., 2017]*

		Temperatura del flusso di calore di scarto	
		Pozzo	Sorgente
Caratteristiche desiderate	Qualità	↓	↑
	Quantità	↓	↑
	Materiali per la costruzione	↓	↓
	Dimensioni dello scambiatore	↓	↑
	Affidabilità del sistema	↓↑	↓

1.6.2 Caratteristiche della configurazione

In una configurazione a recupero di calore, così come per altre applicazioni, spesso vengono adottate alcune opzioni di layout che comprendono la compressione interrefrigerata (inter-cooling), il risurriscaldamento (re-heating), un diverso numero o disposizione dei recuperatori ed un'eventuale spartizione del flusso.

Risurriscaldamento

Il risurriscaldamento migliora il rendimento termico di ciclo aumentando la temperatura equivalente di Carnot del ciclo stesso. La massima e la minima temperatura di questo ciclo equivalente di Carnot si trovano facendo una media delle temperature a cui viene fornito il calore e a cui viene rigettato all'ambiente. Per incrementare l'efficienza di ciclo conviene aumentare la temperatura media a cui viene fornito il calore oppure diminuire la temperatura media a cui viene rigettato. L'esperazione di questo concetto si ottiene (fig. 1.34) con un ciclo ideale con interrefrigerazione e risurriscaldamento ripetute, che approssima il ciclo di Ericsson, il cui rendimento è uguale a Carnot [Musgrove et. al., 2016].

Da questo punto di vista risulta chiara la convenienza del risurriscaldamento.

Per un gas reale come la CO₂ il rapporto di pressione deve essere ripartito tra le due turbine in maniera ottimale, anche se in realtà quest'ottimo non differisce dall'equa divisione del rapporto di pressione. Per i gas ideali, infatti, i rapporti di espansione delle due turbine risultano uguali, e ciò

accade anche per la CO₂ in quanto il suo comportamento nella turbina, come già spiegato, differisce di pochissimo da quello di un gas ideale.

L'effetto del risurriscaldamento dipende fortemente dalle perdite di carico introdotte, che sono tanto più rilevanti quanto minore è la differenza tra le pressioni di ingresso e uscita della turbina. In questo senso è bene tener presente che la differenza di pressione che si sviluppa nella turbina è minore nel caso dei cicli a CO₂ supercritica rispetto ai cicli a vapore. Perché risulti conveniente operare un risurriscaldamento è necessario avere delle perdite di carico molto ridotte e ciò si traduce in scambiatori di calore più grandi, i cui costi addizionali potrebbero annullare ogni beneficio. Grandi perdite di carico possono arrivare a ridurre l'efficienza di ciclo.

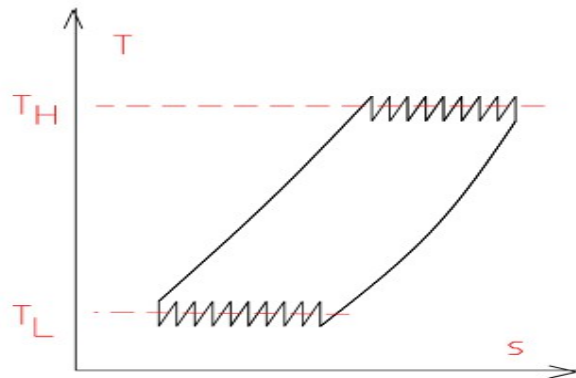


Figura 1.34. Ciclo ideale con interrefrigerazioni e ricombustioni ripetute

Complessivamente, un singolo risurriscaldamento migliora notevolmente il rendimento di ciclo, nel caso ideale, mentre non è ragionevole introdurne più di una in quanto comportano un minor incremento del rendimento e sono un costo aggiuntivo non da poco.

Interrefrigerazione

Un altro modo di incrementare il rendimento di ciclo consiste nel ridurre la temperatura media di rigetto del calore. L'interrefrigerazione ha questo scopo.

A differenza della turbina, tuttavia, il compressore opera in condizioni vicine al punto critico, per cui risulta difficile applicare l'interrefrigerazione a causa della grande variazione delle caratteristiche del fluido in questa regione. Nel caso del compressore, la divisione del rapporto di pressione non è uguale.

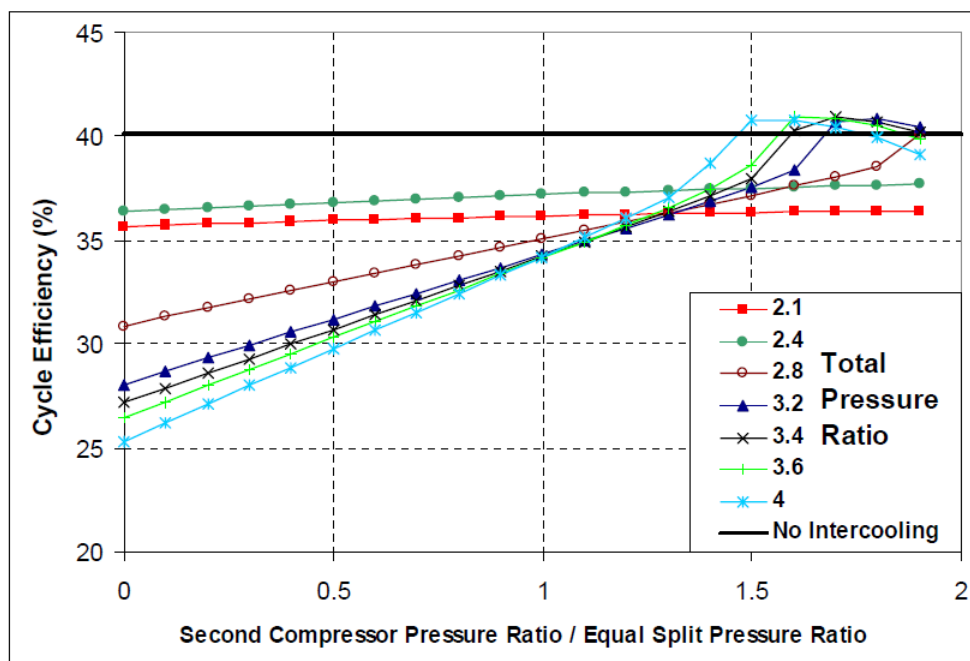


Figura 1.35. Suddivisione ottima dei rapporti di compressione [Dostal et. al., 2004]

Come si può vedere (fig. 1.35), il ciclo presenta il miglior rendimento quando il secondo compressore opera con un rapporto di pressione che è 1,5-1,9 volte maggiore del primo compressore, allontanandosi di molto dal caso di gas ideale. Inoltre l'ottimo della suddivisione in questo caso dipende anche dal rapporto di pressione totale.

Il diagramma stesso illustra il motivo per cui l'interrefrigerazione non è comunemente praticata. Dostal conclude che il miglioramento del rendimento è molto basso e non vale la pena complicare il ciclo, senza contare che i costi aggiuntivi renderebbero nullo il beneficio. Ciononostante, ci sono configurazioni di ciclo studiate in letteratura che presentano l'interrefrigerazione.

Scambi termici

Nella definizione della configurazione di ciclo ottimale generalmente si analizzano varie soluzioni che differiscono tra loro per numero e tipologia di componenti, loro disposizione nel ciclo e scambi termici interni. Quest'ultimo aspetto è di grande rilevanza in quanto garantire una rete di scambiatori efficiente significa riuscire ad accoppiare nel modo migliore i flussi termici circolanti, riducendo al minimo le irreversibilità, e contemporaneamente diminuendo l'apporto di calore dalla sorgente esterna.

La modalità per accoppiare i flussi termici non è sempre univoca ed alcune configurazioni di ciclo, apparentemente diverse, in realtà presentano la stessa disposizione dei componenti ma una rete diversa di scambio termico interno.

Al fine di ottimizzare le interazioni termiche interne al ciclo viene definito il metodo HEATSEP [Lazzaretto et. al., 2008], che realizza un'integrazione totale tra sistema e processo di flussi termici interni al sistema. Lo scopo è quantificare le ottime interazioni termiche per il sistema complessivo mediante l'ottimizzazione dei parametri di progetto della configurazione definita come insieme di componenti base del ciclo già stabilito ed una "black box" di scambio termico. Ci si basa sull'idea di "tagliare" opportunamente i collegamenti termici tra i componenti del sistema, rendendo libere di variare le temperature alle loro estremità. Queste diventano quindi variabili di decisione in un problema di ottimizzazione.

Con questo metodo si segmenta il problema allo scopo di semplificare la costruzione della struttura di sistemi complessi, che avviene in due punti distinti. Il primo riguarda la costruzione della struttura, che include tutti i componenti tranne gli scambiatori di calore che realizzano gli scambi termici interni. In un secondo tempo, invece, si costruisce la rete di scambiatori che realizza gli scambi interni al sistema. Nella pratica si crea la black box in cui vengono inclusi tutti i flussi che a priori non si sa come scambieranno calore tra loro, vengono calcolate le temperature ai confini della sacca e nel passo successivo viene deciso come costruire la rete, sfruttando la Pinch Analysis.

Spartizione del flusso

In molte configurazioni complesse si riscontra la tendenza a separare il flusso di CO₂ supercritica in due correnti che vengono elaborate attraverso componenti differenti, per poi essere miscelate in un punto a valle delle trasformazioni termodinamiche. Questa soluzione, detta anche "split flow" (flusso diviso), si può applicare in vari punti del ciclo. Il più comune è lo split flow che avviene prima della fase di compressione, la cui applicazione più utilizzata risiede nel ciclo a ricompressione. Altre soluzioni presentano una separazione antecedente alla sorgente calda o che suddivide lo scambiatore caldo in due regioni, una in cui scorre solo una parte di portata e la restante parte che elabora tutto il flusso massico. Si può avere anche una spartizione di flusso appena prima della turbina in modo da suddividere i flussi all'uscita dalla fase di espansione.

1.6.3 Confronto con altre tecnologie

Nel campo delle applicazioni per il recupero del calore di scarto i cicli ad $s\text{CO}_2$ si ritrovano a competere contro altri cicli attualmente già in uso, i quali, essendo già rodati, ostacolano la diffusione dei cicli ad anidride carbonica. Ciò tuttavia non impedisce lo studio di questi ultimi in quanto alcune loro caratteristiche potrebbero renderli più appetibili ed economicamente attraenti.

Le più note tecnologie WHR in uso sono basate principalmente sui cicli a vapore (SRC – Steam Rankine Cycle), i cicli a fluido organico (ORC – Organic Rankine Cycle) ed i cicli Kalina.

Cicli a vapore

I cicli a vapore sono stati largamente utilizzati nella generazione di energia elettrica, sia come cicli a sé stanti sia come cicli bottoming nei cicli combinati. In quest'ultimo caso l'obiettivo dell'HRSG (Heat Recovery Steam Generator) è riuscire a sfruttare il calore dei fumi in uscita da una turbina a gas tramite riscaldamento dell'acqua, sua vaporizzazione e successivo surriscaldamento. Risulta vantaggiosa una configurazione a più livelli di pressione, in special modo a 3 livelli, ma è importante cercare di adeguare il ciclo sottoposto alla fonte di calore di scarto. In questo modo si può recuperare gran parte del calore, riducendo la temperatura dei gas combustibili.

Il grande vantaggio è rappresentato dall'acqua, un fluido per nulla inquinante, tossico o infiammabile. I suoi impieghi costituiscono una tecnologia largamente conosciuta e applicata. Una caratteristica del vapore che lo rende appetibile è la capacità di lavorare ad alte temperature, ma al tempo stesso il fluido vaporizza mantenendo costante la sua temperatura e questo rappresenta un grande svantaggio. Un altro difetto è costituito dalle numerose regolazioni che il ciclo richiede, insieme alla presenza di addetti specializzati nella gestione dell'impianto. Ciò rende il loro uso proibitivo in zone con scarsità di personale [Brun et. al., 2017].

Gli impianti di questa categoria sono di grande taglia a causa dell'economia di scala che non li rende attraenti per applicazioni di piccola potenza: si usa in alcuni casi accoppiare due turbine a gas ad un unico impianto a vapore a recupero [Lozza, 2016]. Per questo quando si tratta di calore di scarto non sempre sono la scelta migliore e in alcune stime [Klemencic et. al., 2016] sono stati surclassati sia dagli ORC sia dai cicli a $s\text{CO}_2$.

Cicli ORC

Questa tipologia è adatta ad operare con temperature medio-basse e prevede l'utilizzo di diversi fluidi organici (una miscela di idrocarburi) ad elevata massa molecolare e basso punto di ebollizione e temperatura critica (Tchanche et. al., 2011). La selezione del fluido migliore dipende dalla temperatura a cui la sorgente può fornire calore, dal layout dell'impianto e dalle proprietà del fluido. Nella sua idealità non deve essere tossico o infiammabile, deve avere un ridotto GWP (Global Warming Potential) e in generale un basso impatto ambientale.

I fluidi organici si suddividono in fluidi secchi, con pendenza della curva di saturazione del vapore positiva, isoentropici, a curva verticale, e bagnati, a pendenza negativa. Nel caso di quelli secchi è possibile recuperare calore dal vapore fino alla sua saturazione tramite uno scambiatore intermedio, in quelli bagnati è necessario invece operare un surriscaldamento per non espandere oltre la curva del vapore saturo (Chen et. al., 2010).

Poiché i fluidi utilizzati sono a base di idrocarburi, per ragioni di sicurezza è opportuno interporre tra il circuito primario e quello ORC un circuito intermedio costituito da un fluido termovettore, solitamente olio diatermico, dall'elevata inerzia termica e punto di ebollizione ma che purtroppo

presenta caratteristiche di infiammabilità. Il nuovo circuito aggiunge uno scambiatore di calore, peggiorando di fatto il trasferimento di calore dalla sorgente calda al fluido organico.

Nell'ottimizzazione si è visto [Klemencic et. al., 2016] che la temperatura critica del fluido prescelto deve essere il più vicino possibile alla temperatura della sorgente calda, in modo da avere una potenza maggiore.

Un grande pregio è che gli impianti non richiedono personale specializzato che segua la produzione.

Cicli Kalina

Anche questi cicli sono di tipo Rankine e utilizzano una miscela di ammoniaca e acqua come fluido di processo. Tendono ad avere alti rendimenti di ciclo, più elevati degli ORC, ma sono anche molto più complessi. A causa di questa complessità il loro impiego si riduce alla grande generazione di potenza, e traslascia le piccole applicazioni WHR.

Confronto

Per calore di scarto a temperatura media (100°C-370°C) gli ORC sono la soluzione migliore (hanno un punto di ebollizione più basso dell'acqua) e la loro disponibilità sul mercato lo conferma (tab. 1.4). Inoltre, l'elevata massa molecolare consente di avere una struttura 10 volte più compatta rispetto ai cicli a vapore. Il loro utilizzo tipico è nell'ambito della geotermia, ma sono adatti anche a scopo WHR.

D'altra parte, per fonti di calore di temperatura compresa tra i 370°C e i 900°C gli ORC risultano meno convenienti a causa della minore stabilità chimica e l'alta infiammabilità dei fluidi di lavoro che possono essere utilizzati, e generalmente presentano alti costi di capitale e di manutenzione. In questo range un'alternativa promettente è rappresentata dai cicli Brayton supercritici a CO₂.

Se si considera una fonte di calore superiore ai 400°C, la CO₂ è più stabile, meno inquinante, più economica, non tossica e non infiammabile rispetto ai fluidi organici, senza contare la sua maggior densità di potenza e quindi la maggior compattezza. Rispetto al ciclo Rankine, invece, raggiunge efficienze migliori a temperature più basse e presenta minor costi di investimento e manutenzione (CAPEX e OPEX) grazie alla taglia ridotta (conseguenza della maggior densità della CO₂). Inoltre, i profili degli scambiatori sono meglio accoppiati, si hanno meno perdite e aumenta il rendimento di secondo principio.

Lo svantaggio primario nonché principale è che la tecnologia sCO₂ non è ancora stata commercializzata e manca un'esperienza pratica che permetta a questi cicli di prendere piede. Il fatto che esistano già delle tecnologie collaudate li penalizza pesantemente, rallentandone lo sviluppo.

Tabella 1.4. Confronto tra le diverse tecnologie [Brun et. al., 2017]

Sistema	Temperatura di sorgente voluta	Taglia	Fluido Operativo	Settore commerciale
SRC	↑	↑	Acqua/Vapore	Operativo per molti decenni, funzionamento solo con operatore
ORC	↓	↔	A base di idrocarburi (infiammabile)	Operativo in alcune località, funzionamento anche senza operatore
sCO ₂	↓	↓	Anidride carbonica (inerte)	Non operativo, assenza di norme che ne regolano l'uso

1.6.4 Esempi di applicazioni

Gli impianti WHR sono utilizzati come cicli sottoposti di diversi processi industriali, ma presentano anche applicazioni molto differenziate tra loro. Per essere conveniente, un sistema WHR deve fornire abbastanza potenza aggiuntiva, altrimenti non varrebbe la pena sfruttare una soluzione del genere, e per farlo devono prima esserci le condizioni adatte (calore di scarto in quantità e a temperatura relativamente elevata).

I sistemi WHR sono classificati in tre grandi categorie basate sulla temperatura della sorgente:

- Alta temperatura ($> 650^{\circ}\text{C}$)
- Media temperatura (compresa tra 230°C e 650°C)
- Bassa temperatura ($< 230^{\circ}\text{C}$)

Sorgenti ad alta temperatura presentano rendimenti complessivi più elevati e scambiatori più compatti grazie alla maggior qualità del calore. Gli svantaggi di questa categoria è che aumentano le sollecitazioni termiche sui materiali e c'è una maggior probabilità che avvengano corrosione, ossidazione e creep nei materiali.

Sorgenti a media temperatura sono più pratici per la generazione di potenza perché i materiali considerati sono già disponibili e le sollecitazioni associate alle alte temperature non sono così significanti.

Sorgenti a bassa temperatura presentano un maggior quantitativo di calore ma con una qualità non necessariamente buona. L'efficienza è più bassa e sono considerati meno attraenti per la produzione elettrica.

Il diagramma di Sankey (fig. 1.36) dimostra che parte dell'energia che andrebbe scartata è recuperabile e costituisce un risparmio sull'energia primaria nel processo industriale considerato.

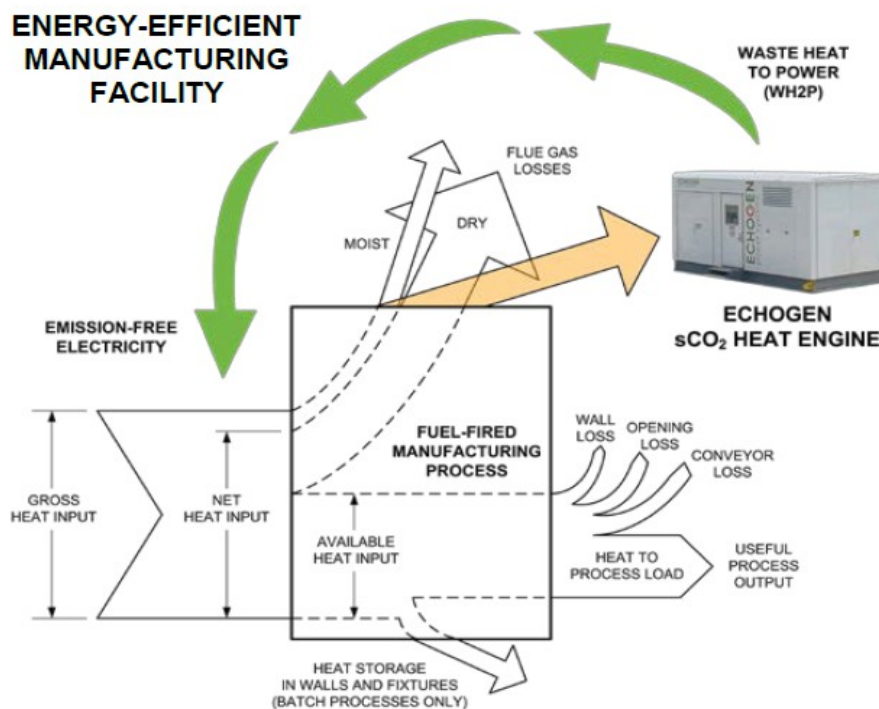


Figura 1.36. Diagramma di Sankey [Echogen]

Di seguito sono analizzate diverse categorie di sfruttamento dei sistemi WHR (tab. 1.5).

Applicazione del ciclo in processi dell'industria manifatturiera

Nell'industria vi è un continuo sforzo per ridurre i costi di produzione incrementando al tempo stesso la qualità del prodotto. Le tecnologie ad elevata efficienza consentono di risparmiare energia e allo stesso tempo di aumentare i benefici connessi, quali l'incremento della produttività e la riduzione delle emissioni. Da questo punto di vista i cicli a sCO_2 rappresentano una grande opportunità per ridurre le perdite legate ai processi e correlate al calore di scarto. Inoltre, un impianto a sCO_2 che scambia calore con la sorgente di scarto può produrre energia elettrica da utilizzare internamente all'industria per far funzionare pompe, motori o ventilatori, oppure venderla alla rete supportando la produzione di energia pulita.

Le prospettive di utilizzo di questa tecnologia sono molteplici: processi di combustione (per esempio fornaci), industria chimica, raffinerie, cementifici, lavorazioni del vetro, dell'acciaio e dei metalli.

Nella lavorazione del vetro si riscontrano già degli accorgimenti per recuperare parte del calore di scarto, come per esempio economizzatori, preriscaldatori d'aria, recuperatori e rigeneratori. Tuttavia, anche con WHR esistenti il flusso di gas di scarico supera i $1000^\circ C$ di temperatura. L'opportunità di sviluppo dei cicli a sCO_2 si basa sullo sfruttamento di questi gas esausti oppure sulla sostituzione delle caldaie a vapore.

Le acciaierie presentano molte opportunità per i sistemi WHR derivanti da una grande varietà di processi, e tuttavia il calore di scarto è contenuto in gas molto caldi ma sporchi, e ciò rende difficile e costoso cercare di recuperarlo, limitando gli utilizzi e le possibilità di questo settore.

Nei cementifici la più grande opportunità per i WHR deriva dal processo di produzione del clinker, nel quale l'argilla, il calcare e la sabbia vengono riscaldati fino a $1500^\circ C$. Sia il forno che il sistema di raffreddamento del clinker producono gas caldi di rigetto. Il flusso di calore dal forno, senza WHR, si presenta con una temperatura di circa $450^\circ C$, ed è utilizzato per il preriscaldamento o la generazione di potenza ad opera degli SRC. Il clinker cooler invece rigetta calore a $200^\circ C$ ed è sfruttato sempre per il preriscaldamento. Per recuperare il calore si sono considerati i cicli ORC e Kalina, ma potrebbero avere buone potenzialità anche i cicli a sCO_2 .

Ciclo combinato con turbina a gas e ciclo sottoposto a sCO_2

Nello sviluppo delle turbine a gas si è cercato di sfruttarle sia per soddisfare i carichi di base che di punta, attraverso l'utilizzo di generatori di grande taglia per il primo tipo e taglia ridotta per il secondo. Con l'introduzione del ciclo combinato, la turbina a gas è stata ridimensionata per soddisfare prevalentemente carichi di base.

I gas esausti della turbina a gas rappresentano una grande porzione di energia ed è bene sfruttarla mediante impianti combinati e talvolta cogenerativi. Le taglie di queste applicazioni raggiungono i 500 MW di potenza, e molto spesso il sistema sottoposto consiste in un generatore di vapore a recupero. Quest'ultimo, scambiando calore con i gas esausti in uscita dalla turbina, permette di alzare il rendimento da un 35% del ciclo semplice a circa 60% di ciclo combinato.

Sono utilizzate anche numerose turbine a gas di piccola taglia (intorno ai 10 MW) che non sono provviste di sistemi WHR, e che per questo rappresentano una grande opportunità per il recupero di calore. Le temperature dei gas di scarico si aggirano intorno ai $370-540^\circ C$ e l'energia termica in essi contenuta è ingente (25 MW se la potenza sviluppata alla turbina è 10 MW). I gas sono considerati puliti perché, essendo il gas naturale il combustibile primario, i prodotti della combustione sono prevalentemente azoto e anidride carbonica.

Per le taglie medie e medio-piccole è opportuno studiare i cicli supercritici a CO_2 e valutare adeguatamente la convenienza o meno dal confronto con i GVR. La tecnologia che concorre per questa tipologia, com'è ovvio, sono gli ORC, di cui si trovano alcune applicazioni nelle stazioni di compressione del gasdotto.

Motore a combustione interna e ciclo sottoposto a sCO_2

Grazie ai numerosi mutamenti avvenuti negli ultimi anni, primo tra tutti il ricorso sempre maggiore alle rinnovabili, la generazione incentrata sui grandi impianti centralizzati è stata penalizzata in favore della generazione distribuita. Quest'ultima si basa su generatori di taglia ridotta localizzati più vicino all'utente in modo da incontrarne le esigenze, incrementando la capacità della rete ad un minor costo di capitale. Le unità di questo tipo possono diventare operative in minor tempo rispetto ai grandi impianti.

Nella generazione distribuita giocano un ruolo fondamentale i motori a combustione interna, a gas naturale così come a diesel, in quanto tecnologia largamente conosciuta e diffusa. Vengono impiegati tipicamente come unità di generatori di emergenza (ospedali, scuole, etc), ma non mancano applicazioni in località difficilmente raggiungibili.

I difetti della generazione distribuita sono evidenti se si considerano le minori efficienze che inevitabilmente presentano. Ciò si traduce in un quantitativo maggiore di calore di scarto, calore che può essere sfruttato da un ciclo di recupero.

I motori a combustione interna presentano dei rendimenti simili alle turbine a gas (circa 30%) ma l'energia rigettata si suddivide in fumi di scarico (48% dell'energia di scarto), circuito dell'olio (27%), dell'acqua e dell'aria (25%). E poiché i fumi di scarico contengono la maggior parte dell'energia scartata ad una temperatura molto alta rispetto agli altri flussi (230-600°C) è adeguato focalizzare il recupero in questo punto.

I motori a combustione interna presentano delle taglie minori rispetto alle turbine a gas, e poiché per i grandi impianti a vapore vige l'economia di scala, essi vengono sostituiti da cicli che più si adattano alle esigenze di piccola taglia, come accade per i cicli Brayton a sCO_2 e gli ORC. La potenza elettrica prodotta dai WHR è dell'ordine di 200-500 kW, perciò generare tale potenza è conveniente se poi viene utilizzata in loco e non venduta alla rete.

Impianto di produzione di energia elettrica in località remota e recupero del calore di scarto da ciclo Brayton a sCO_2

Le località difficilmente raggiungibili sono fornite molto spesso di generatori indipendenti che riescano a soddisfare la richiesta elettrica. Anche in questo caso il calore di scarto è una frazione di energia che potrebbe essere recuperata, e, poiché si parla di unità di modesta potenza, una soluzione potrebbe essere un ciclo a sCO_2 .

Ciclo Brayton a sCO_2 per WHR in ambito navale

La propulsione navale molto spesso si serve di turbine a gas in quanto leggere e di dimensioni ridotte. Il concetto del recupero termico dai gas di scarico della turbina è stato considerato al fine di incrementare il rendimento complessivo. Gli impianti a vapore a recupero non trovano posto nelle applicazioni navali in quanto molto pesanti e ingombranti. L'alternativa è quella di sfruttare in un ciclo combinato due cicli a sCO_2 in quanto anch'essi molto compatti. Nello studio [Hou et. al., 2017] si è considerato un ciclo combinato composto da ciclo a ricompressione superiore, semplice rigenerativo inferiore in quanto il primo opera con efficienze più elevate e quindi è più idoneo a raccogliere calore a più alta temperatura, il secondo invece acquista calore a temperatura più bassa e

quindi se ne limita la complessità. I risultati ottenuti segnalano questa soluzione come configurazione migliore rispetto ai cicli singoli.

Tabella 1.5. Applicazioni ed esempi di WHR per diverse temperature [Kaccludis et. al., 2012]

Categoria della sorgente termica	Possibili sorgenti di calore industriali	Range di temperatura [°C]	Applicazioni
Alta temperatura (>650°C)	Forno per la raffinazione del nichel Forno elettrico ad arco (acciaierie) Forno per il riscaldamento (acciaierie) Forno per la produzione di alluminio Forno di fusione del vetro Forno a coke Forno per la raffinazione del rame Inceneritore di fumi e ossidanti termici	1370-1650 1370-1650 930-1040 1100-1200 1300-1540 650-1000 760-820 650-1430	- Alta qualità dell'energia - Impianti industriali per la produzione di materiali su larga scala - Impianti di generazione di potenza - Impianti cogenerativi - Trigenerazione
Media temperatura (230 – 650°C)	Fumi di scarico della caldaia a vapore Fumi di scarico della turbina a gas Fumi di scarico di MCI Forno per il trattamento termico Forno di essiccazione e cottura Fornaci per la ceramica Fornaci per il cemento	230-480 370-540 320-590 430-650 230-590 450-620 450-620	- Energia di media qualità - Generazione tradizionale (vapore) - Impianti industriali per la produzione di materiali su larga scala - Generazione distribuita - Fonti di calore per cicli sottoposti - Impianti combinati - Impianti cogenerativi - Trigenerazione
Bassa temperatura (<230°C)	Condensa del vapore Forni di essiccazione e cottura Gas esausti da HRSG Gas esausti da forno di etilene Fumi di scarico da caldaia a gas Ritorno dell'acqua di raffreddamento Liquidi da processi di alta temperatura	50-90 90-230 70-230 70-230 70-230 30-230 30-230	- Energia di bassa qualità - Impianti industriali per materiali leggeri, carta, plastica, industria farmaceutica - Impianti cogenerativi - Trigenerazione - Riscaldamento e raffreddamento di aria e acqua di processo

1.7 Cicli Brayton a $s\text{CO}_2$ per applicazioni WHR trattati in letteratura

Lo studio delle configurazioni dei cicli supercritici a CO_2 in ambito WHR è relativamente recente se si considera che le prime ricerche sono state compiute per applicazioni nucleari. È noto che in questi ultimi casi il parametro a cui si presta maggiore attenzione è il rendimento di ciclo, il quale tuttavia non basta da solo a determinare la bontà in un ciclo in ambito WHR. La natura dell'ottimizzazione si presenta quindi molto diversa.

Negli ultimi anni si è riscontrato un crescente interesse per le applicazioni di recupero del calore di scarto. I cicli semplice rigenerativo e la ricompressione costituiscono le due alternative più studiate in molti ambiti, e per questo vengono spesso incluse nelle ottimizzazioni compiute in campo WHR [Mohagheghi et. al., 2014] [Marchionni et. al., 2017]. Vi è poi un'evoluzione nei cicli tradizionalmente studiati che porta a considerare due cicli bottoming $s\text{CO}_2$ in cascata tra loro [Hou et. al., 2017] [Manente et. al., 2014]. Tuttavia, emerge sempre più l'esigenza di modellare configurazioni ideate appositamente per applicazioni WHR [Wright et. al., 2016] [Kimzey, 2012] [Cho et. al., 2015] [Kim et. al., 2016], per cui molti tra gli studi più recenti si concentrano su questi cicli innovativi. In questo capitolo si vogliono riportare gli articoli ritenuti di maggiore interesse, in modo da giustificare i passaggi fatti successivamente. La letteratura costituisce un'indispensabile metro di paragone con cui si può verificare la correttezza dei modelli sviluppati in ambiente EES, che rappresentano il punto cardine di questo lavoro di tesi.

Nell'articolo di Mohagheghi e Kapat [Mohagheghi et. al., 2014] si prendono in considerazione le configurazioni semplice rigenerativa e a ricompressione, nel tentativo di stabilire la loro convenienza WHR tramite l'ottimizzazione dei parametri di ciclo (fig. 1.37). Nel lavoro viene evidenziata l'esigenza di massimizzare non il rendimento di ciclo, bensì la potenza prodotta, e vengono riportate entrambe le ottimizzazioni per confrontarle tra loro.

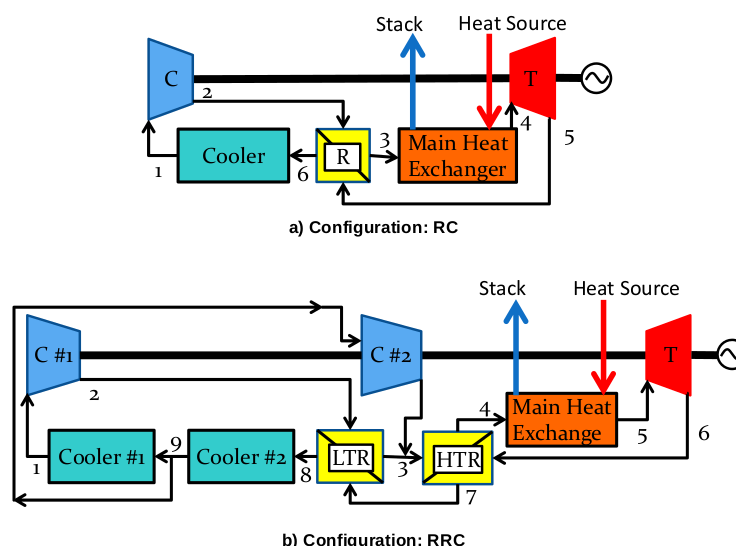


Figura 1.37. Schemi del ciclo semplice rigenerativo e a ricompressione [Mohagheghi et. al.]

Molti parametri vengono fatti variare in un ampio range (tab. 1.6 e 1.7), in modo da trovare l'ottimo punto di progetto. Ciò è possibile mediante l'impiego di un algoritmo genetico (Genetic Algorithm) che ottimizza simultaneamente tutte le variabili di decisione.

Tabella 1.6. Parametri di input [Mohagheghi et. al.]

Input Parameters (unit)	Values
Ambient Temperature (K)	300
Minimum Allowable Cycle Temperature (K)	310
Fractional Pressure Drop (FPD)	0.02
Isentropic Efficiency of Turbines	0.9
Isentropic Efficiency of Compressors	0.89

Tabella 1.7. Range delle variabili di decisione [Mohagheghi et. al.]

Decision Variables in Configuration: RC	Lower Bound	Upper Bound
Compressor Inlet Temperature, T(1)	310	410
Turbine Inlet Temperature, T(4)	350	Variable
Terminal Temperature Difference in Recuperators, ΔT_t	10	40
Compressor Inlet Pressure, P(1)	2	Variable
Compressor Outlet Pressure, P(2)	Variable	24
Pinch Point Temperature Difference in Main Heater, ΔT_{PP}	10	400
Decision Variables in Configuration: RRC	Lower Bound	Upper Bound
Main Compressor Inlet Temperature, T(1)	310	410
Turbine Inlet Temperature, T(5)	350	Variable
Inlet Temperature of Recompression, T(9)	T(1)	T(8)
Terminal Temperature Difference in Recuperators, ΔT_t	10	40
Main Compressor Inlet Pressure, P(1)	2	Variable
Main Compressor Outlet Pressure, P(2)	Variable	24
Main Compressor Mass Flow Fraction, f	0	1
Pinch Point Temperature Difference in Main Heater, ΔT_{PP}	10	400

Mohagheghi et. al. si concentrano sulla variazione di alcuni parametri significativi in funzione della temperatura di ingresso del gas di scarto.

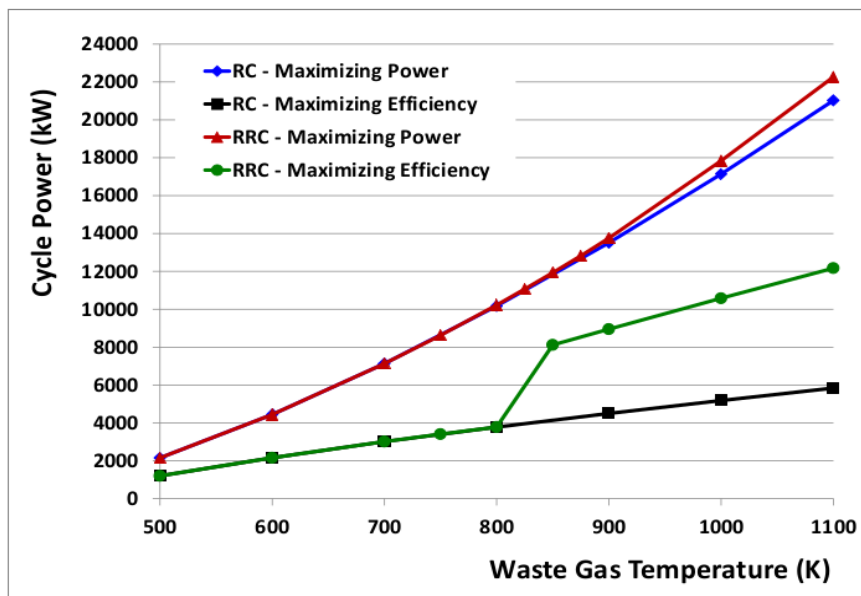


Figura 1.38. Potenza netta di ciclo in funzione della temperatura dei fumi [Mohagheghi et. al.]

Già dai primi risultati si deduce che il ciclo a ricompressione richiede una maggiore complessità, che però non conduce ad un aumento significativo della potenza in quanto le curve rossa e blu sono praticamente sovrapposte (fig.1.38). Dal punto di vista del rendimento di ciclo, il ciclo a ricompressione ha un effettivo incremento rispetto al ciclo semplice alle alte temperature, mentre per valori bassi non presenta alcun beneficio rispetto al ciclo semplice.

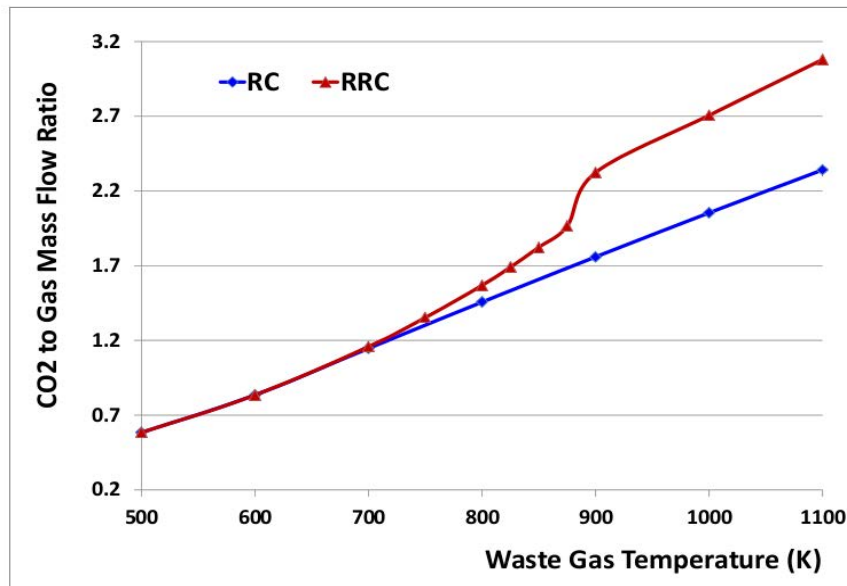


Figura 1.39. Rapporto portata di CO₂ – portata di fumi ottimizzato per diverse temperature della sorgente [Mohagheghi et. al.]

Mohagheghi e Kapat concludono inoltre che il rapporto tra la portata di CO₂ e quella dei fumi varia linearmente con la temperatura dei fumi (fig. 1.39), mentre per il ciclo a ricompressione avviene un brusco cambiamento, dovuto al collasso di questo ciclo nel ciclo semplice per temperature inferiori a 430°C.

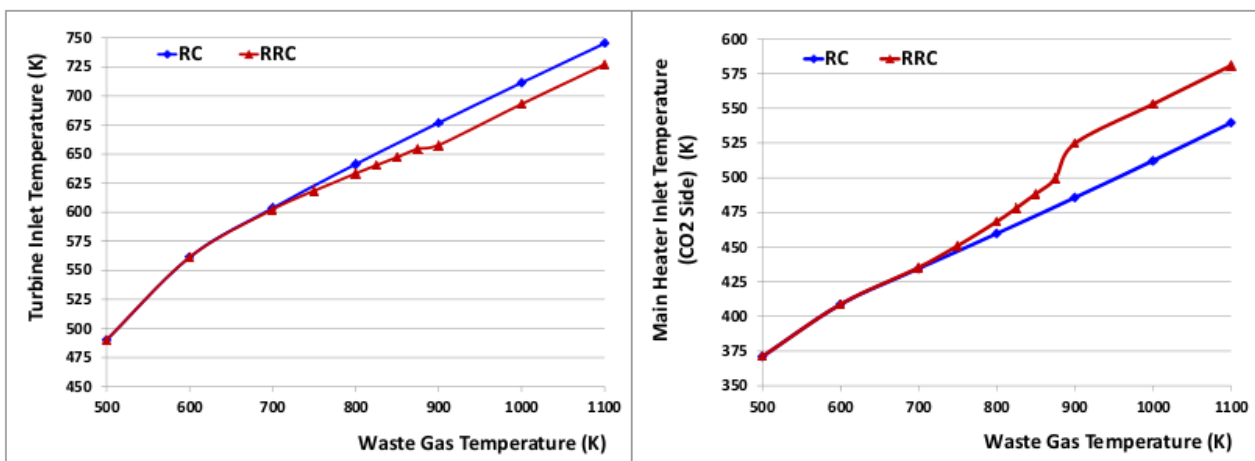


Figura 1.40. TIT e temperatura di ingresso CO₂ all'heater ottimizzate per diverse temperature della sorgente [Mohagheghi et. al.]

Un altro parametro molto importante è costituito dalla TIT, la quale non varia molto in base alla configurazione ma aumenta all'aumentare della temperatura dei fumi (fig. 1.40). Questo incremento tuttavia è minore in proporzione rispetto all'aumento della temperatura dei fumi. Si nota inoltre che la temperatura di ingresso della CO₂ nell'heater incrementa all'aumentare della temperatura dei

fumi. Questo tipo di ottimizzazione si discosta da quella proposta in questa tesi, sia per l'utilizzo di un algoritmo genetico sia per le assunzioni, per le quali viene calcolata in output la potenza netta, diversamente dall'approccio di questo lavoro che confronta le configurazioni a parità di potenza. Rimangono valide le considerazioni fatte dagli autori, le quali verranno riprese al momento del confronto.

Un simile confronto viene realizzato anche da Marchionni et. al. [Marchionni et. al., 2017] sfruttando il software Cycle Tempo, Matlab e REFPROP. Vengono analizzati quattro cicli supercritici per verificarne i pro e i contro in ambito WHR. I cicli considerati sono il semplice rigenerativo, il ricompressione, il ciclo con risurriscaldamento e quello a ricompressione con risurriscaldamento (fig. 1.41).

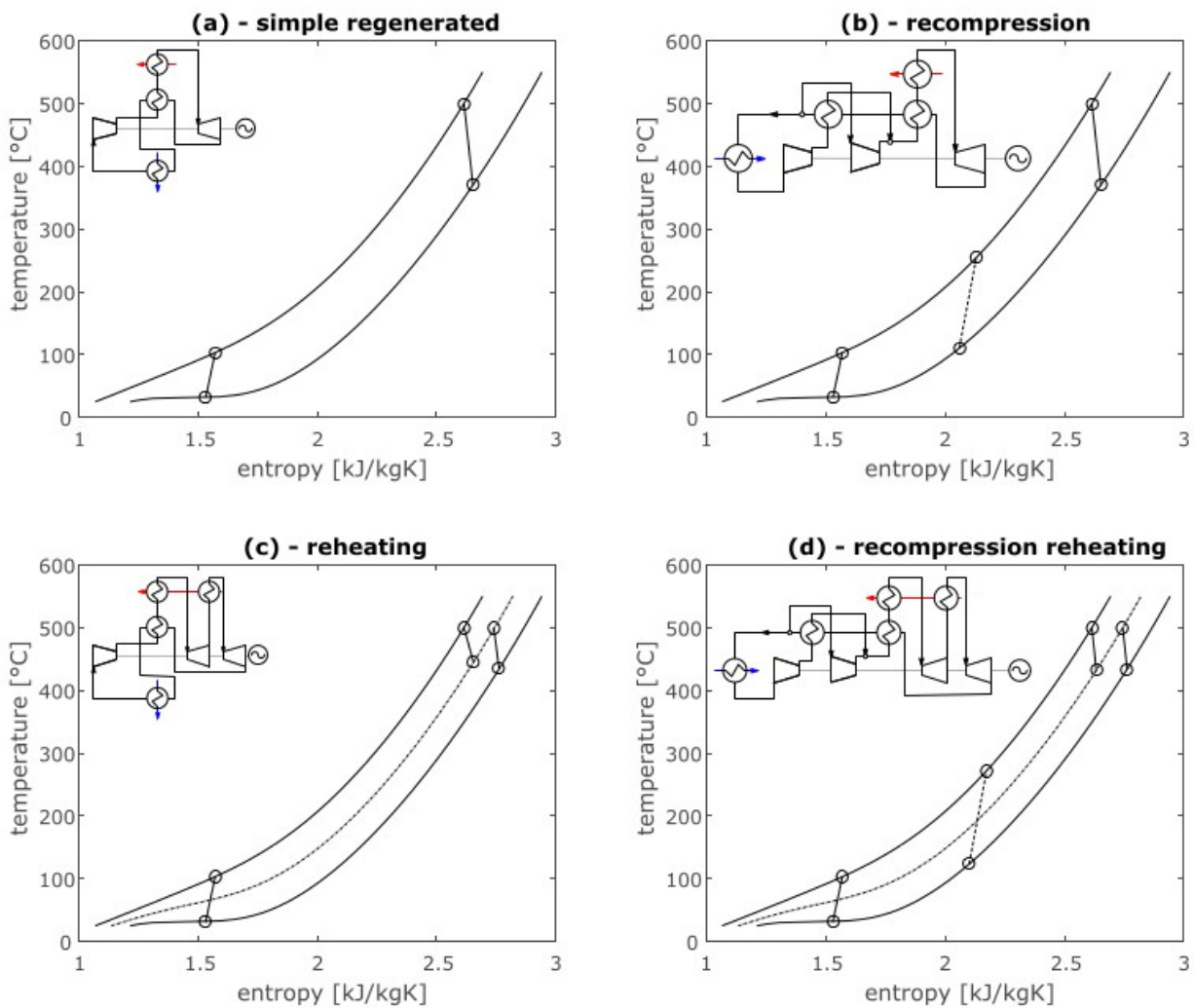


Figura 1.41. Schemi di ciclo considerati [Marchionni et. al.]

Le assunzioni sono diverse dal lavoro precedente (tab. 1.8), e comprendono una sezione economica che non era considerata nel lavoro di Mohagheghi et. al.. Marchionni et. al. fissano inoltre il pinch point a 5°C, diversamente da altri lavori per i quali si preferisce considerare l'efficienza dello scambiatore di calore.

Tabella 1.8. Assunzioni principali [Marchionni et. al.]

	Inlet Temperature [°C]	Outlet Temperature [°C]	Mass flow rate [kg/s]
Hot source – flue gas	900	500	1
Cold source – water	15	45	not fixed

	Compressor	Turbine
Inlet temperature [°C]	32	500
Inlet pressure [bar]	75	250
Isentropic efficiency	0.70	0.85
Mechanical efficiency		0.98
Electric efficiency		0.95

I costi dei vari componenti sono stati trovati mediante alcune correlazioni esplicitate (fig. 1.42).

$$c_{HX} = k 2681A^{0.59}$$

$$c_{HX} = k 130 \left(\frac{A}{0.093} \right)^{0.78}$$

$$c_T = 479.34m \left(\frac{1}{0.93 - \eta_T} \right) \ln(\beta) (1 + \exp(0.036 T_{in} - 54.4))$$

$$c_C = 71.10m \left(\frac{1}{0.92 - \eta_C} \right) \beta \ln(\beta)$$

Figura 1.42. Correlazioni di costo adottate [Marchionni et. al.]

Tabella 1.9. Coefficienti correttivi [Marchionni et. al.]

	Global heat transfer coefficient (W/m ² K)	Corrective coefficient k
Heater (flue gas-CO ₂)	100	7.0
Recuperator (CO ₂ -CO ₂)	1700	1.8
Cooler (CO ₂ -water)	2900	8.0

I costi relativi agli scambiatori vengono corretti mediante coefficienti correttivi specifici per ciascuna tipologia. La prima formula si riferisce a scambiatori di calore con la sorgente, la seconda a recuperatori e cooler di tipo PCHE. Entrambi sono in funzione dell'area di scambio termico, calcolata assumendo determinati coefficienti di scambio termico globale (tab. 1.9). I costi relativi alle turbomacchine sono invece funzione della portata di massa, del rendimento isoentropico e del rapporto di pressione.

I risultati (fig. 1.43) mostrano che i cicli complessi raggiungono maggiori prestazioni ma allo stesso tempo, a causa della loro complessità, presentano costi unitari maggiori (CAPEX).

Per rendimento energetico si intende il rendimento di ciclo.

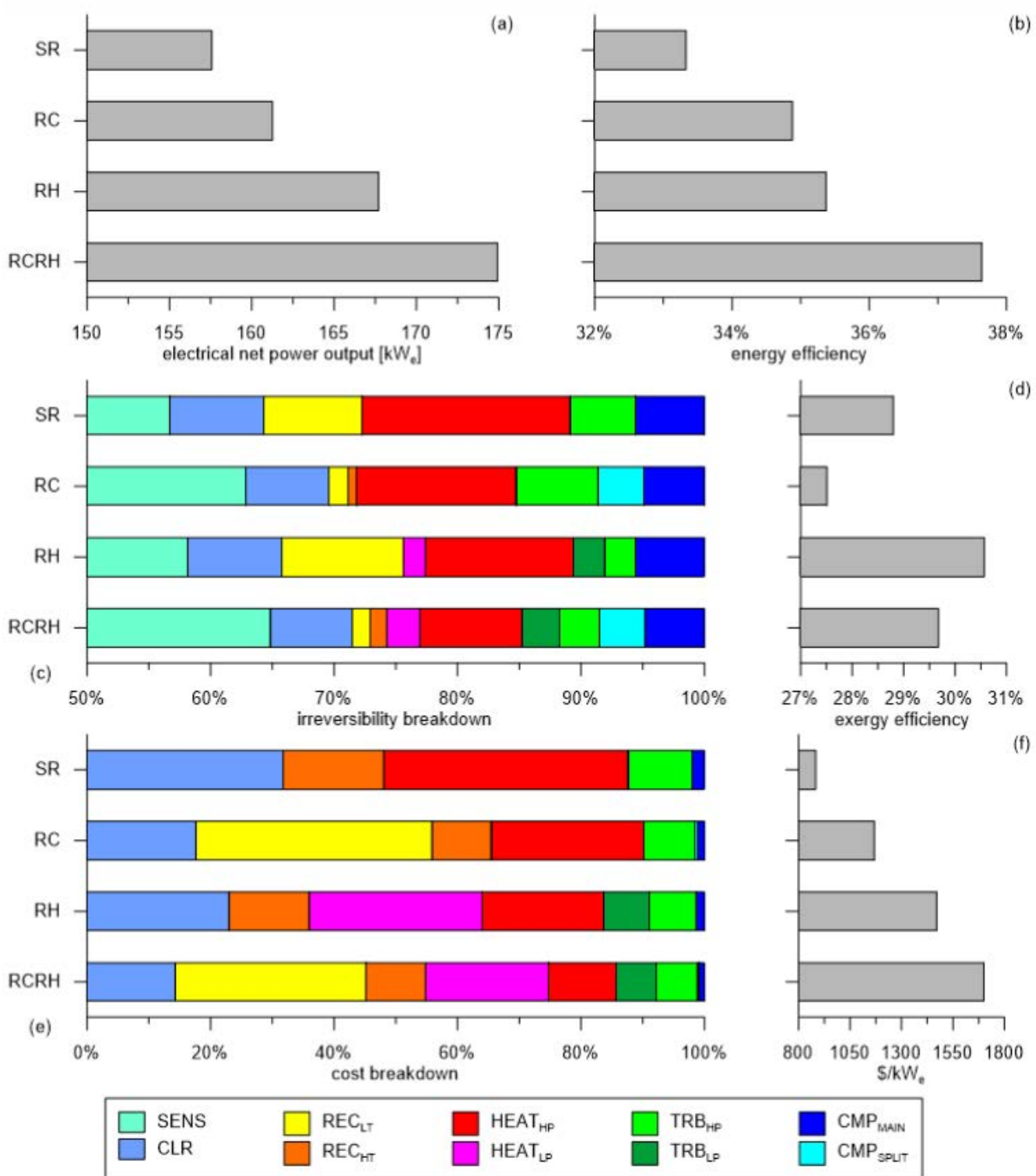


Figura 1.43. Confronto delle configurazioni di ciclo per differenti parametri significativi [Marchionni et. al.]

È interessante invece osservare in che modo la variazione del rapporto di pressioni del ciclo influenza la potenza in uscita ed il rapporto tra la potenza richiesta al compressore e la potenza prodotta in turbina (fig. 1.44). Si nota che entrambi questi ultimi parametri aumentano all'aumentare del rapporto di pressione, con l'eccezione del ciclo a ricompressione che massimizza la potenza netta ad un rapporto di pressione di 2,6.

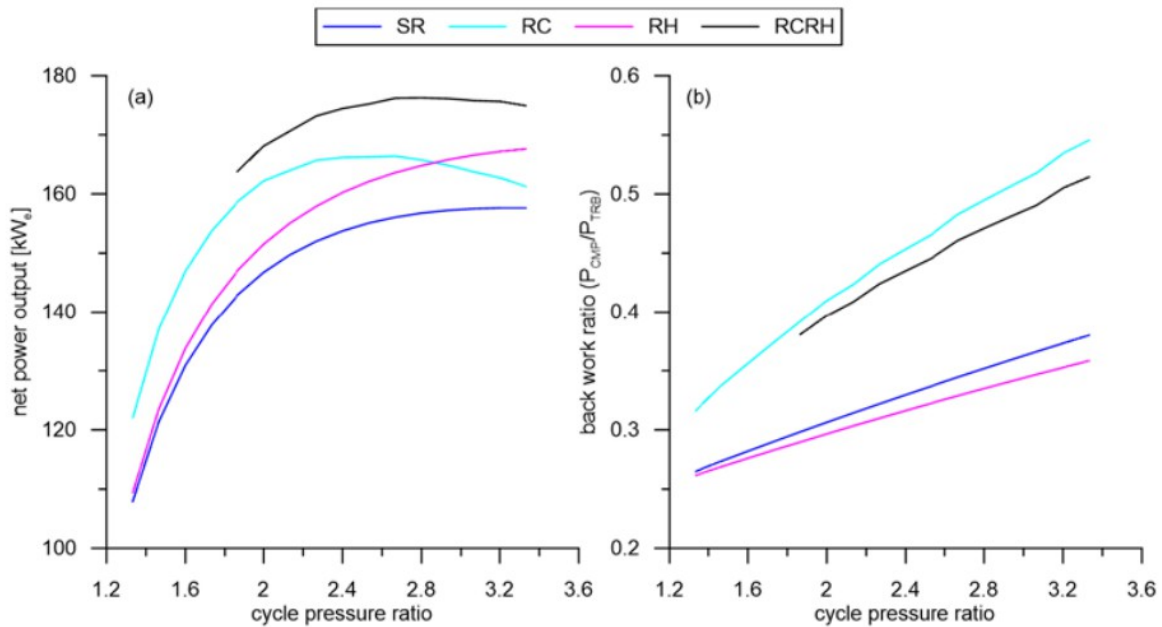


Figura 1.44. Confronto tra configurazioni: Potenza netta e rapporto tra potenza spesa e prodotta in funzione del rapporto di pressioni

Marchionni et. al. concludono che configurazioni simili, ideate per applicazioni CSP o nucleari, non convengono in ambito WHR in quanto vi è un aumento della complessità del ciclo e dei costi a favore di un piccolo aumento di prestazioni. Pertanto, è necessario considerare cicli che sappiano sfruttare in modo migliore il calore di scarto. Ed è quello che viene fatto da lavori successivi.

Un altro esempio di come si è cercato di studiare il ciclo semplice rigenerativo e a ricompressione per applicazioni WHR è costituito dall'articolo di Hou et. al. [Hou et. al., 2017], nel quale vengono analizzati dei cicli supercritici per un'applicazione WHR di tipo navale. La novità in questo caso consiste nel considerare non solo i due cicli separati, ma anche una combinazione tra i due. I suoi autori affermano infatti, alla fine del paper, la convenienza a considerare dal punto di vista delle prestazioni il ciclo bottoming combinato avente ciclo a ricompressione unito ad un ciclo semplice rigenerativo, piuttosto che considerare i singoli cicli oppure un ciclo bottoming combinato costituito da due cicli semplici rigenerativi.

Viene effettuata un'ottimizzazione multiparametro tramite algoritmo genetico (multi-ottimizzazione di Pareto), considerando come obiettivi la potenza netta, il rendimento exergetico, l'area di scambio termico per unità di potenza e l'LCOE. I modelli sono stati elaborati mediante Matlab e REFPROP considerando una temperatura dei fumi di 500°C uscente da una turbina per la propulsione navale. Il ciclo bottoming combinato ricompressione + semplice rigenerativo consta di due sistemi, per i quali Hou et. al. propongono la condivisione di un compressore (fig. 1.45).

È interessante notare, nello studio che viene eseguito, come i parametri di ottimizzazione variano in base a diversi valori di frazione di portata del ciclo a ricompressione, pressioni all'ingresso e all'uscita del compressore e differenza di temperatura all'uscita dell'heater del ciclo sovrapposto (fig. 1.47).

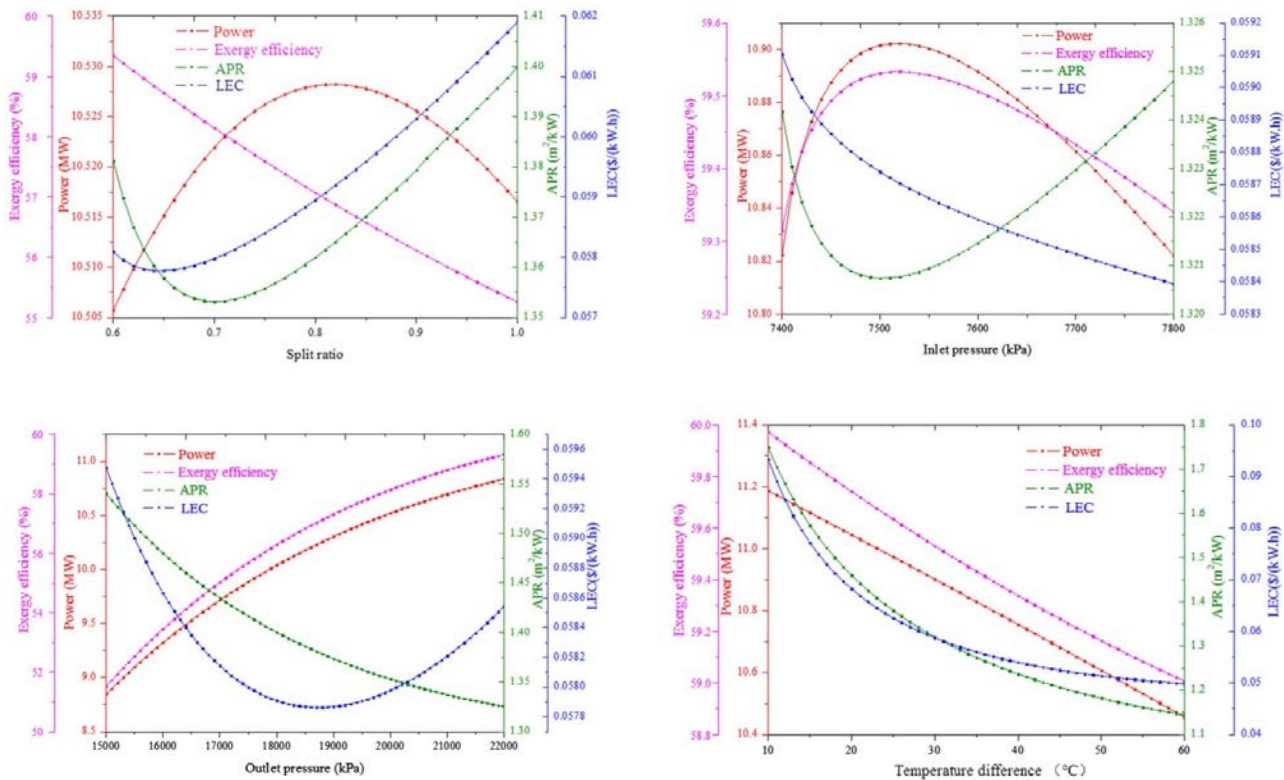


Figura 1.47. Modificazione dei parametri di ottimizzazione in funzione della variazione di alcuni parametri di assunzione [Hou et. al.]

Molto spesso l'ottimizzazione economica non coincide con quella termodinamica, per cui è necessario operare un'ottimizzazione multiparametro. Nel determinare la frazione di portata ottimale conviene trovare un compromesso tra la diminuzione del lavoro di compressione e la riduzione dell'area di scambio termico (e quindi dei costi). Dal punto di vista della pressione minima, invece, è economicamente più conveniente aumentare questo valore in quanto diminuisce il rapporto tra le pressioni e quindi i costi, tuttavia gli altri parametri raggiungono un ottimo nell'intorno dei 7,5 MPa. Aumentare la pressione all'uscita del compressore, invece, rappresenta un beneficio dal punto di vista termodinamico e di compattezza, mentre l'LCOE aumenta in quanto aumentano i costi manifatturieri. Infine, tutti gli indici diminuiscono all'aumentare della differenza di temperatura: la potenza, il rendimento exergetico e l'area per unità di potenza perché aumenta la temperatura dei fumi all'uscita dell'heater, i costi a causa della compattezza che richiede una simile soluzione. I valori dei parametri ottimali che risultano dall'ottimizzazione multi-obiettivo sono la frazione di portata di massa pari a 0,83, la pressione all'ingresso del compressore di 7,579 MPa, la pressione all'uscita del compressore di 21,19 MPa e la differenza di temperatura di 66°C.

Confrontato con gli altri cicli (singolo semplice rigenerativo, singolo ricompressione, combinato semplice rigenerativo + semplice rigenerativo) il ciclo combinato ricompressione + semplice rigenerativo (di colore blu in fig. 1.48) risulta essere la soluzione migliore in termini di potenza, area e LCOE.

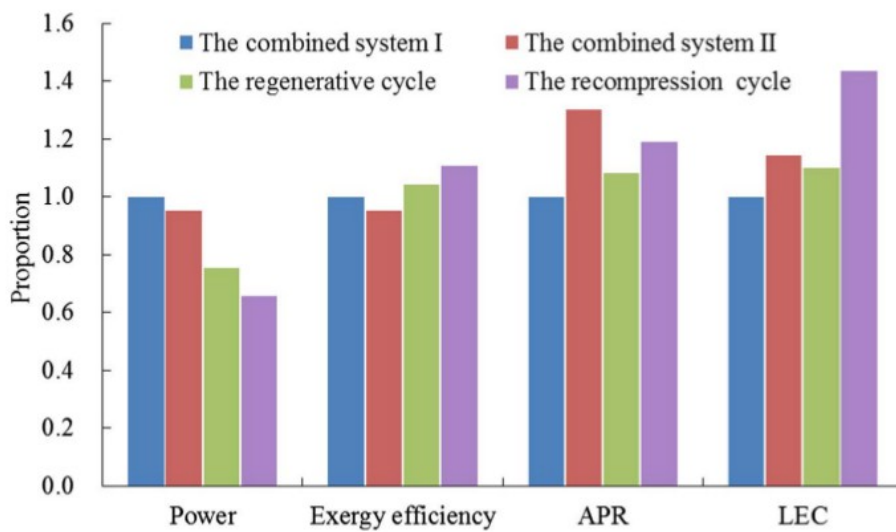


Figura 1.48. Confronto per i quattro cicli considerati [Hou et. al.]

Non limitandosi al mero studio di prestazioni, Hou et. al. analizzano la convenienza ad utilizzare il ciclo combinato ricompressione + semplice rigenerativo come ciclo bottoming che riceve il calore dai gas esausti di una turbina a propulsione navale. Il ciclo proposto incrementa il rendimento termico del 12,38% quando la nave opera a pieno regime, e questo aumento implementa ulteriormente al ridursi del carico (fig. 1.49). Il ciclo supercritico combinato si stima riuscire a coprire l'80% della propulsione in caso di guasto alla turbina principale.

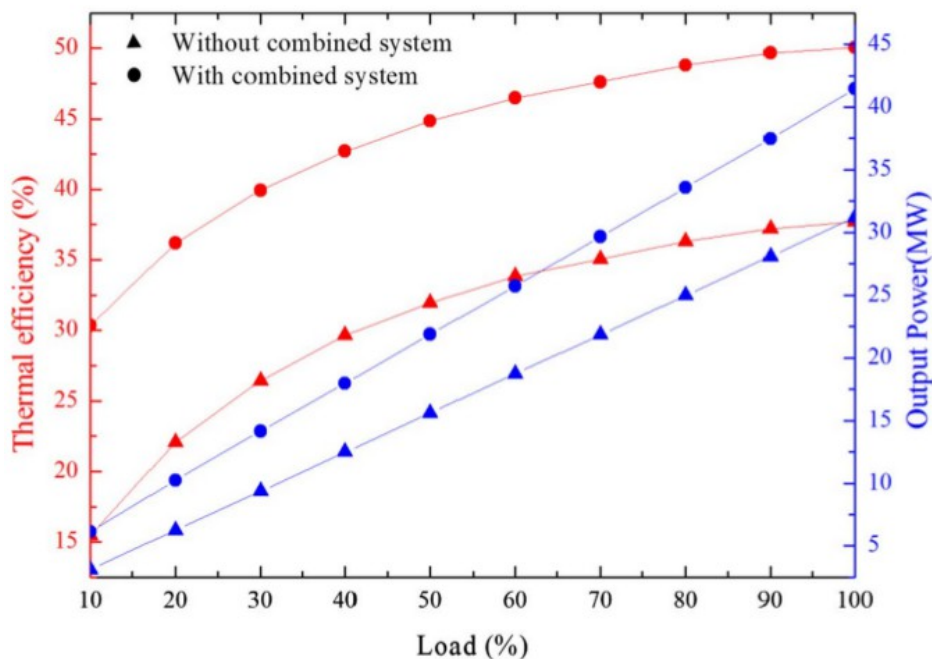


Figura 1.49. Confronto di prestazioni a diverso regime di carico [Hou et. al.]

Un altro articolo che tratta di cicli disposti uno in cascata all'altro a formare un ciclo combinato è di Manente et. al. [Manente et. al., 2014]. Preso da Hou et. al. come validazione del proprio modello, anch'esso tratta cicli sottoposti combinati, in particolare il ciclo ricompressione + semplice rigenerativo e semplice rigenerativo + semplice rigenerativo (fig. 1.50, 1.51 e 1.52). A differenza di Hou et. al. non viene attuata un'ottimizzazione dei parametri di ciclo (sebbene le assunzioni vengano scelte con attenzione), in quanto lo scopo principale è quello di dimostrare che per impianti a biomassa di piccola e media potenza i cicli supercritrici ottengono prestazioni maggiori rispetto ad altre tecnologie già affermate, come i motori a combustione interna o i cicli ORC.

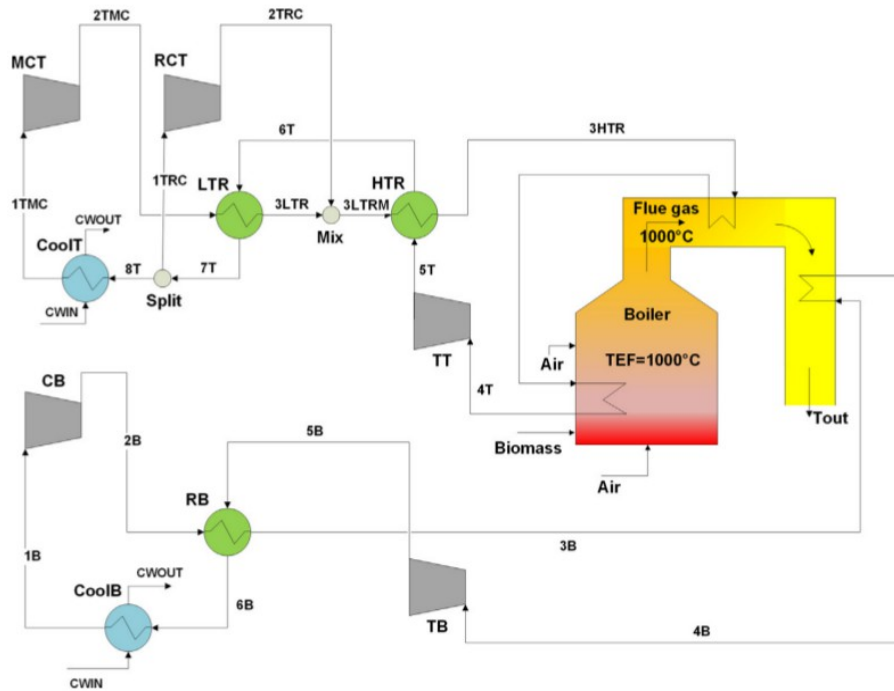


Figura 1.50. Schema del ciclo ricompressione + semplice rigenerativo [Manente et. al.]

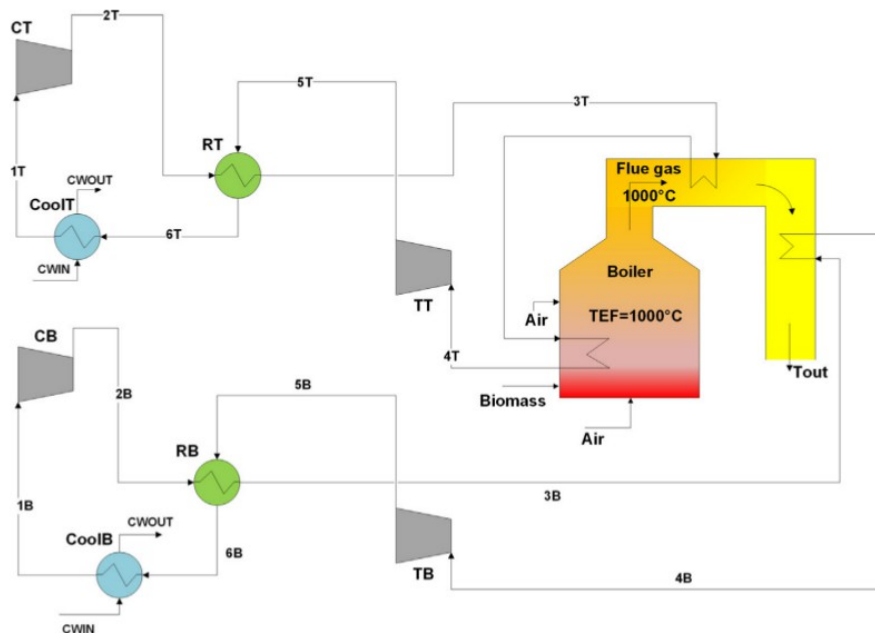


Figura 1.51. Schema del ciclo semplice rigenerativo + semplice rigenerativo [Manente et. al.]

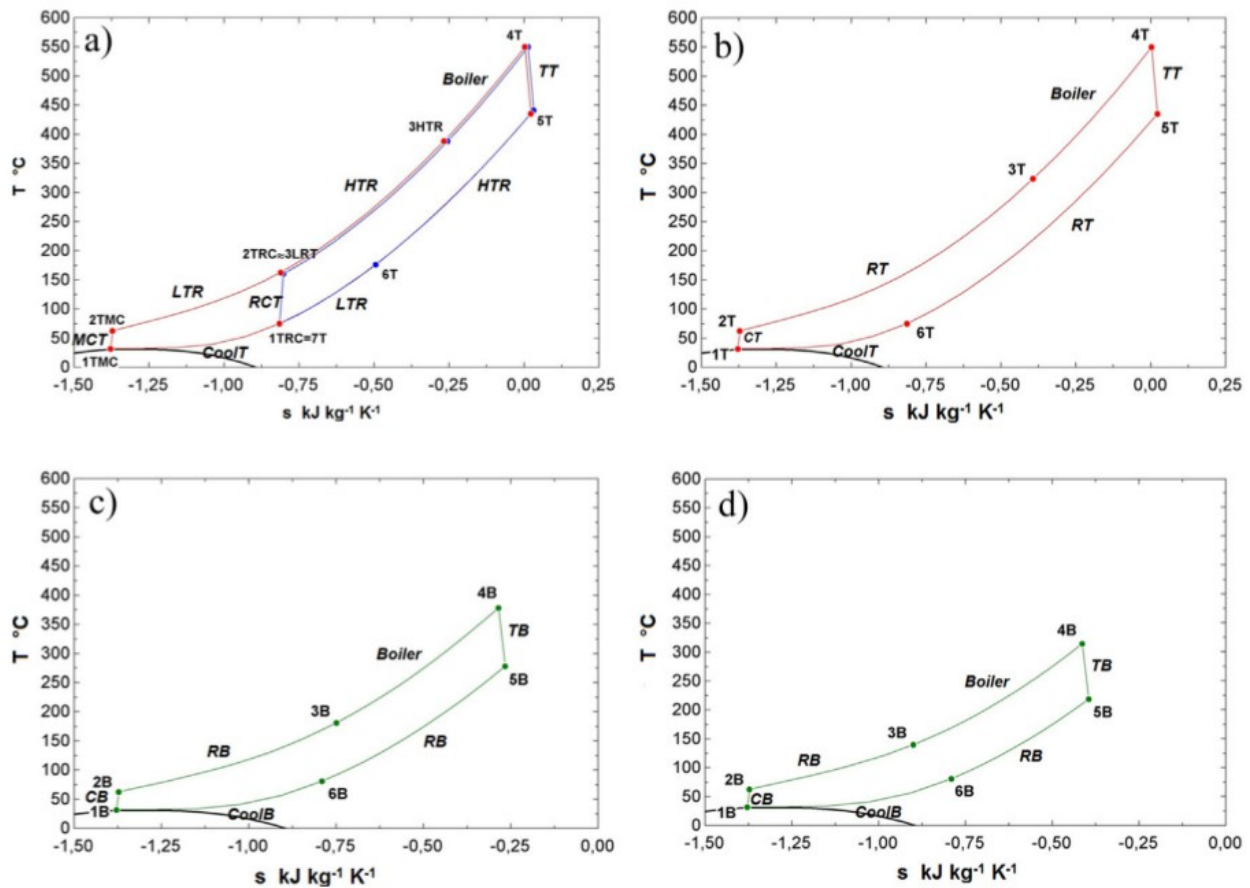


Figura 1.52. Diagrammi T-s per i cicli topping e bottoming delle due configurazioni studiate [Manente et. al.]

Prendendo in considerazione determinati parametri di assunzione (tab. 1.10), i risultati che si ottengono sono promettenti.

Tabella 1.10. Principali parametri di assunzione per i cicli supercritici [Manente et. al.]

Table 2 – Main assumptions in the simulation model of the power cycles in Figs. 2 and 3.		
Cycle parameters	Maximum pressure, p_{max}	20 MPa
	Compressor inlet temperature, CIT	32 °C
	Compressor inlet pressure, CIP	7.63 MPa
	Turbine inlet temperature topping cycle, TIT	550 °C
	Part flow ratio, ψ	0.625
Recuperators	Δt_{min} between flue gases and CO ₂	50 °C
	HTR effectiveness (part-flow cycle)	95%
	LTR effectiveness (part-flow cycle)	90%
	ΔT_{pp} recuperator topping (simple cycle)	9.5 °C
	ΔT_{pp} recuperator bottoming cycle	15 °C
Turbomachinery	Compressor isentropic efficiency	90%
	Turbine isentropic efficiency	90%
	Mechanical efficiency compressor/turbine	98%

I rendimenti di ciclo dei cicli accoppiati della prima configurazione (ricompressione + semplice rigenerativo) sono rispettivamente 44,18% e 28,34%, mentre quelli della seconda configurazione (semplice + semplice) sono 36,87% per il topping e 24,76% per il bottoming. I rendimenti di sistema invece variano a seconda dei parametri della caldaia, come l'aria di preriscaldamento o il

tipo di configurazione adottata in caldaia (radiativa-convettiva o convettiva, disposizione controcorrente o equicorrente). Il rendimento migliore per il ciclo a ricompressione + semplice rigenerativo è 36,04% (tab. 1.11), mentre per il ciclo semplice rigenerativo + semplice rigenerativo è 31,36%.

Tabella 1.11. Parametri significativi per il ciclo ricompressione+semplice rigenerativo per caldaie differenti [Manente et. al.]

	Radiative-convective boiler				Convective boiler			
	Counter-current		Co-current		Counter-current		Co-current	
T_{air} °C	20	100	20	100	20	100	20	100
\dot{m}_{topp} kg s ⁻¹	51.84	54.84	43.81	46.78	42.71	45.69	30.91	33.06
\dot{m}_{bott} kg s ⁻¹	7.60	7.60	13.09	13.09	11.19	12.0	19.24	20.59
$(P_{net})_{topp}$ kW	4545.4	4808.4	3840.9	4101.4	3744.5	4005.9	2710.1	2898.4
$(P_{net})_{bott}$ kW	550.9	550.9	1000.0	1000.0	810.6	868.7	1469.6	1573.0
$(P_{net})_{topp+bott}$ kW	5096.3	5359.3	4840.9	5101.3	4555.1	4874.5	4179.7	4471.4
η_{TOT}	34.27	36.04	32.55	34.31	30.63	32.78	28.11	30.07

Anche in questo caso si conclude che il ciclo combinato ricompressione + semplice rigenerativo conviene rispetto all'altro ciclo.

Gli articoli finora descritti si limitano a considerare configurazioni che dal punto di vista della tipologia di ciclo non presentano una grande novità rispetto alle applicazioni per cui inizialmente sono concepiti. Ci si limita cioè a considerare configurazioni tipiche e molto studiate (come i cicli semplici e a ricompressione), o tutt'al più generali (risurriscaldamento). L'elemento che negli ultimi due articoli cerca di avvicinare questi cicli all'ambito WHR si trova nell'accoppiamento di due cicli, per cui il primo a sfruttare la sorgente viene definito topping, il secondo bottoming.

Non vi è tuttavia la volontà di sperimentare cicli ideati appositamente allo scopo di sfruttare nel modo migliore possibile il calore di scarto del processo di cui sono i sottoposti. Questo passaggio viene compiuto da un altro genere di articoli, i quali, considerando tipologie di ciclo innovative e che si discostano da quelle tradizionali, riescono ad incrementare l'efficienza di recupero del calore.

Uno di questi è di Wright et. al. [Wright et. al., 2016], nel quale, oltre a considerare il ciclo semplice come riferimento, sono sviluppati anche il ciclo cascata ed il ciclo Dual Recuperated (ideati appositamente per WHR) ed il ciclo Preheating (spesso usato per ORC ad indirizzo WHR). Gli ultimi tre cicli si dimostrano migliori del semplice rigenerativo nella produzione di potenza netta che si traduce in un aumento del rendimento di sistema. Tutti i sistemi si considerano cicli sottoposti ad una turbina a gas di media potenza (LM-2500PE) e le assunzioni presentate sono le seguenti (tab. 1.12).

Tabella 1.12. Assunzioni principali dei cicli [Wright et. al.]

sCO2 Assumptions	Value
Turbine Isentropic Efficiency	85%
Compressor Isentropic Efficiency	82%
Losses Shaft to Electrical (Bearings, Gears, Generator, etc.)	7%
Water Inlet Temp	292.2 K = 19 C
Compressor Inlet Pressure	7700 kPa
Compressor Inlet Temp	305.4 K
Compressor Pressure Ratio	3.12
Operating Conditions Varied to Optimize Net Annual Revenue Variables were: Turbine Inlet T + All Heat Exchanger Approach Temperatures, Split Flow Fraction and Compressor Mass Flow Rate	-

Lo schema di ciclo ed il diagramma T-s dei tre cicli WHR sono i seguenti (fig. 1.53, 1.54 e 1.55).

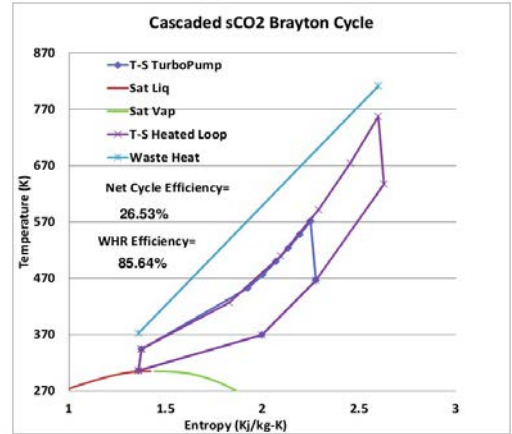
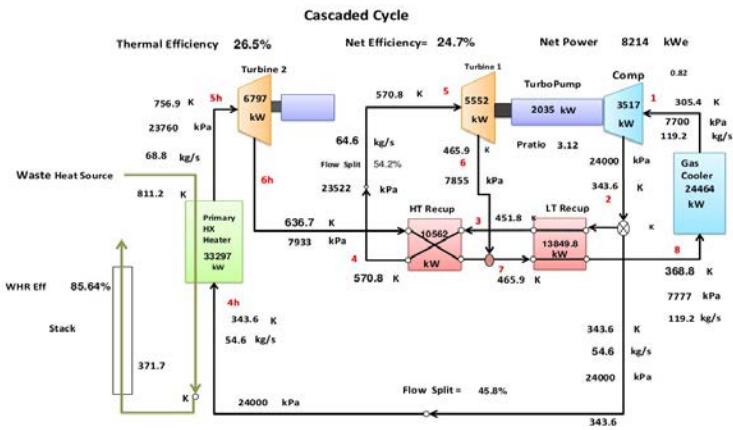


Figura 1.53. Ciclo cascata [Wright et. al.]

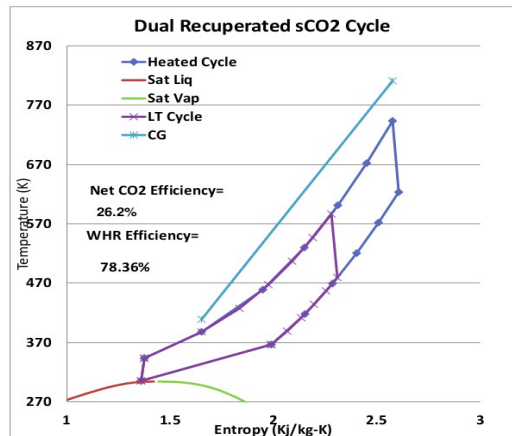
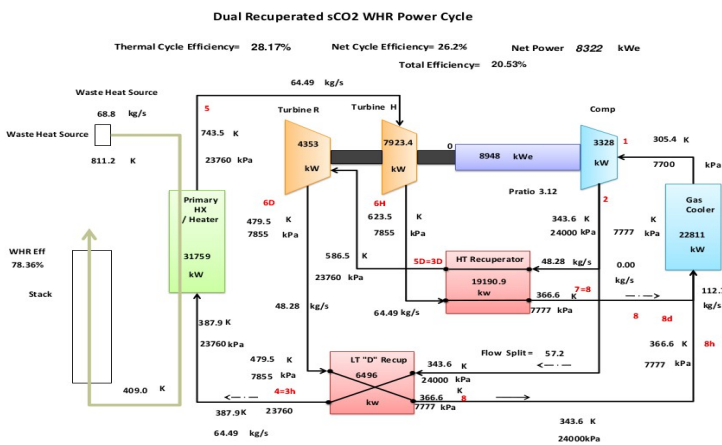


Figura 1.54. Ciclo Dual Recuperated [Wright et. al.]

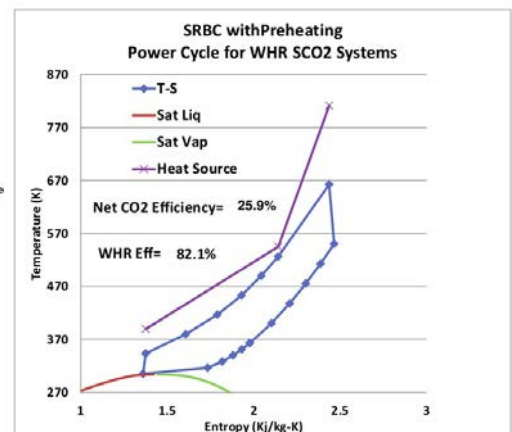
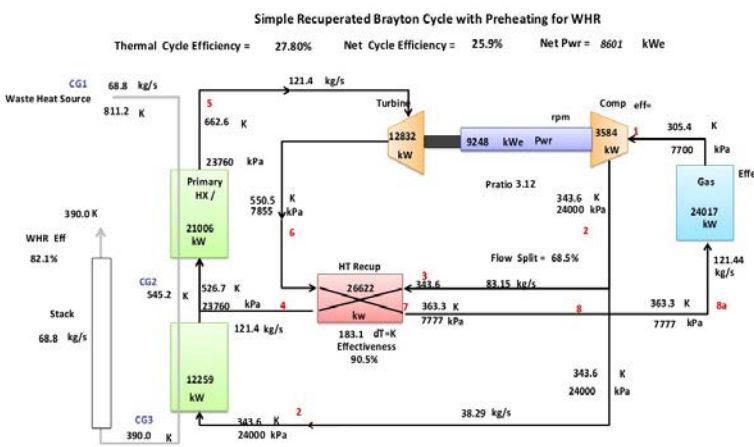


Figura 1.55. Ciclo Preheating [Wright et. al.]

Si considera “thermal efficiency” il rendimento di ciclo che non comprende le perdite all’albero, le quali sono invece conteggiate mediante “net (cycle) efficiency” (o “net CO₂ efficiency”). “WHR efficiency” corrisponde all’efficienza di recupero del calore di scarto, che moltiplicata per la “net efficiency” dà il rendimento di sistema, ovvero “total efficiency”.

Nell’analisi economica Wright et. al. prendono in considerazione i costi degli scambiatori di calore proporzionali a $U \cdot A$ (coefficiente globale di scambio termico * area dello scambiatore) ed i costi delle turbomacchine proporzionali alla potenza netta generata (tab. 1.13).

Tabella 1.13. Stima dei costi specifici associati ad ogni componente [Wright et. al.]

Component Description	Cost Units	Component Specific Costs
Recuperators (cost/UA)	\$/ (kW.th/K)	2500
Fin Tube Primary Heater (cost/UA)	\$/ (kW.th/K)	5000
Tube and Shell CO ₂ -Chiller (cost/UA)	\$/ (kW.th/K)	1700
Turbomachinery+Gen+Mtr+Gear+Piping+Skid+I&C+Aux.BOP	\$/kWe	1000

L’obiettivo è quello di massimizzare la rendita annuale netta tramite la selezione delle condizioni operative per ogni ciclo, ottimizzando il calore recuperato dalla sorgente. I risultati che Wright et. al. ottengono sono illustrati nella figura (fig. 1.56). La potenza netta si ottiene a parità di condizioni di ingresso della sorgente termica.

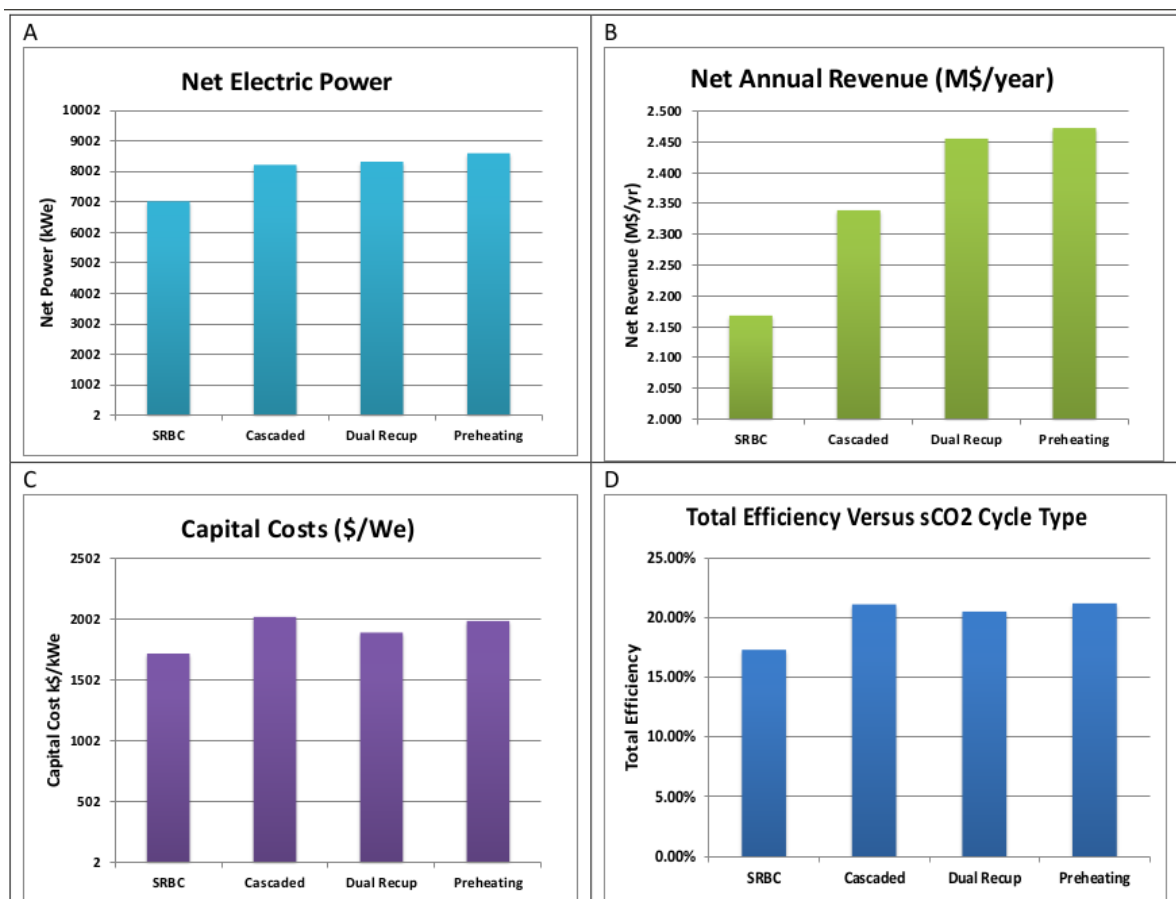


Figura 1.56. Diagrammi a barre che confrontano i cicli considerati [Wright et. al.]

In sintesi, con questo studio gli autori giustificano economicamente l’impiego di simili configurazioni come cicli bottoming di media potenza, affermandone le prestazioni per le applicazioni WHR.

La seconda configurazione è ideata da Kimzey (fig. 1.58). Denominata Cascata 2, cerca di risolvere il problema al recuperatore di bassa, che presenta una portata di massa maggiore nel lato caldo e quindi rende lo scambio meno equilibrato. In questo caso la sorgente di calore sensibile è utilizzata per scaldare le portate di entrambe le turbine.

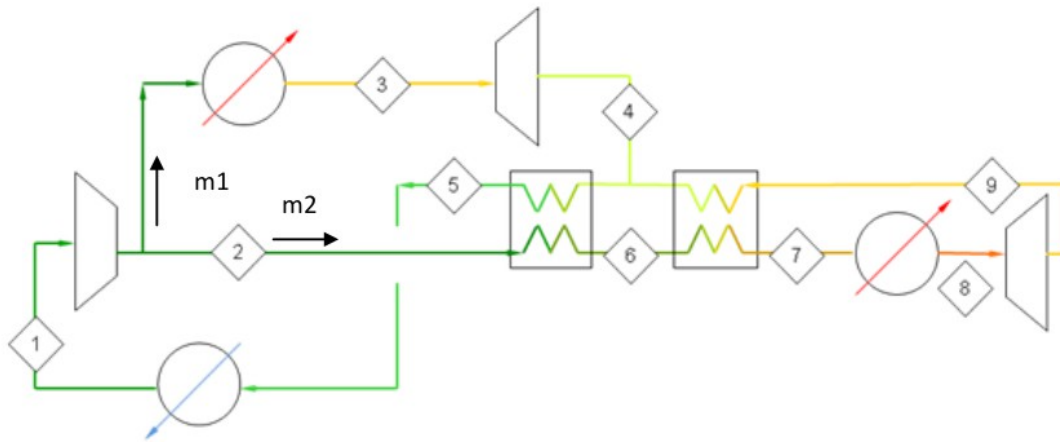


Figura 1.58. Schema del ciclo Cascata 2 [Kimzey]

Le prestazioni dei due cicli sono illustrate nella tabella (tab. 1.15).

Tabella 1.15. Prestazioni di ciclo per i cicli Cascata 1 e 2 [Kimzey]

Cascata 1	Siemens H-Class	GE LM6000
Potenza netta	133 MW	14,2 MW
Rendimento di ciclo	28,38%	25,92%
m_1	52,50%	55,60%

Cascata 2	Siemens H-Class	GE LM6000
Potenza netta	145 MW	13,4 MW
Rendimento di ciclo	31,18%	24,78%
m_1	45,00%	55,00%

Per entrambe le configurazioni è stata considerata l'interrefrigerazione (fig. 1.59 e 1.60), che riduce il lavoro al compressore e diminuisce la temperatura minima della CO₂ lato alta pressione.

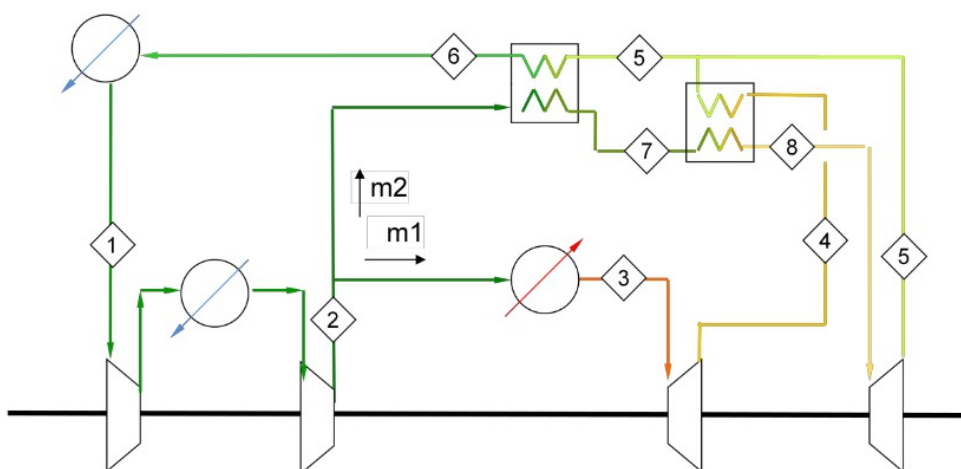


Figura 1.59. Schema del ciclo Cascata 1 con interrefrigerazione [Kimzey]

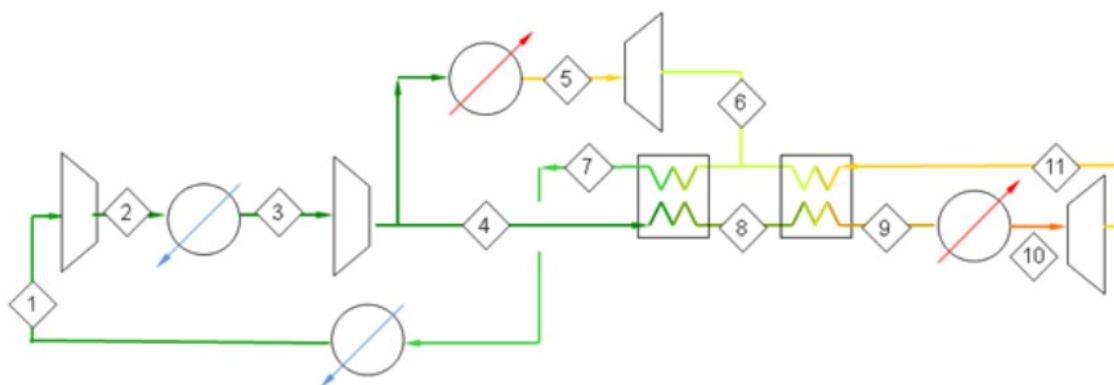


Figura 1.60. Schema del ciclo Cascata 2 con interrefrigerazione [Kimzey]

Il terzo ciclo modellato, denominato Cascata 3 (fig. 1.61), si propone di sfruttare la variazione del calore specifico controllando le portate negli scambiatori. Per fare ciò la portata m_1 deve sempre essere minore di m_2 .

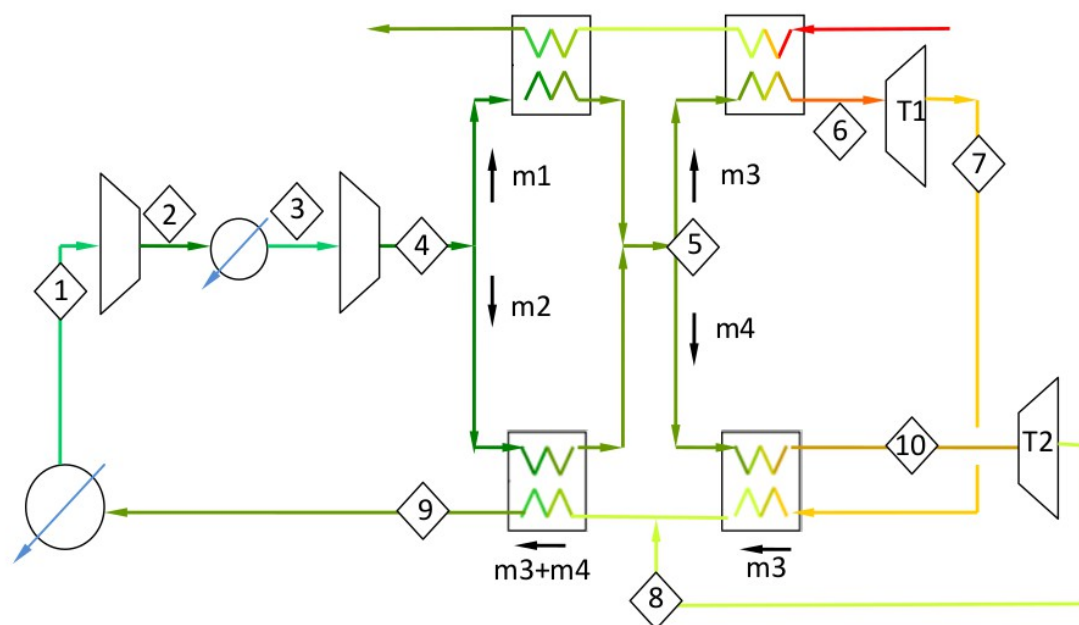


Figura 1.61. Schema del ciclo Cascata 3 [Kimzey]

Le prestazioni sono riportate in tabella (tab. 1.16).

Tabella 1.16. Prestazioni di ciclo per il ciclo Cascata 3 [Kimzey]

Cascata 3	Siemens H-Class	GE LM6000
Potenza netta	169 MW	15,2 MW
Rendimento di ciclo	35,20%	27,00%
m_1	37,00%	42,00%
m_2	55,00%	60,00%

Kimzey conclude (tab. 1.17) che per sistemi di medio-bassa potenza tutti i cicli (eccetto Cascata 2) risultano produrre una maggiore potenza in uscita rispetto al ciclo Rankine di riferimento. Per sistemi di grande potenza, invece, nessuno di essi riesce a superare il ciclo Rankine con le assunzioni fatte precedentemente.

Tabella 1.17. Confronto di prestazioni [Kimzey]

	H Class	LM6000
Cycle 1 Power	133 MW	14.2 MW
Intercooled Cycle 1 Power	149 MW	14.4 MW
Cycle 2 Power	145 MW	13.4 MW
Intercooled Cycle 2 Power	161 MW	14.8 MW
Intercooled Cycle 3 Power	169 MW	15.2 MW
Current Steam Bottoming Cycle Power	195 MW	14.0 MW

Risultano necessari ulteriori studi per dimostrare che i cicli a sCO₂ possono arrivare a raggiungere le prestazioni dei cicli Rankine anche per alte potenze. Questo lavoro viene svolto da Cho et. al. [Cho et. al., 2015]. In questo studio vengono presentate sette configurazioni di ciclo bottoming, delle quali vengono studiate le caratteristiche al fine di confrontarle con un ciclo Rankine. Il ciclo topping di riferimento è costituito da una turbina Siemens SCC5-4000F la cui temperatura dei fumi di scarico è 580°C (quindi nel range di media temperatura), il ciclo bottoming di riferimento da un Rankine (tab. 1.18).

Tabella 1.18. Ciclo combinato di riferimento [Cho et. al.]

	Reference
Gas turbine net work	288MW
Net heat rate	9114kJ/kWh
Topping cycle exhaust mass flow rate	688kg/s
Topping cycle exhaust temperature	580°C
Bottoming cycle net work	135MW
Total cycle efficiency	58.4%

I cicli sono stati modellati mediante il KAIST-CCD, sviluppato in ambiente Matlab con il supporto di REFPROP. Come negli articoli precedenti, anche in questo caso è stata presa in considerazione l'ipotesi di cicli sCO₂ combinati a formare un ciclo bottoming, tuttavia gli autori affermano alla fine del paper che quest'opzione risulta non molto conveniente a causa delle basse prestazioni e della complessità. Gli ultimi cinque cicli ricalcano l'idea di Kimzey di modellare cicli semplici ma estremamente adatti alle applicazioni WHR.

Le assunzioni (tab. 1.19) sono diverse da Kimzey.

Tabella 1.19. Assunzioni principali [Cho et. al.]

Maximum pressure	28 MPa
Minimum temperature	32 °C
Compressor efficiency	88 %
Turbine efficiency	92 %
Heat exchanger effectiveness	95 %
Generator efficiency	98 %
Pressure loss	0.5 %

I cicli vengono ri-ottimizzati variando il range di alcuni parametri (tab. 1.20).

Tabella 1.20. Range delle variabili di assunzione [Cho et. al.]

Minimum pressure	7.4 ~ 9.0 MPa
Mass flow rate	600 ~ 1400 kg/s
Flow split ratio	0 ~ 100 %
Compressor1 pressure ratio	1.0 ~ 1.5

I cicli combinati proposti sono due: ricompressione + riscaldamento parziale e precompressione + riscaldamento parziale (fig. 1.62 e 1.63). Entrambi si propongono di sfruttare il ciclo a riscaldamento parziale in quanto ciclo avente alte prestazioni per il WHR per altri tipi di fluido, come l'ORC.

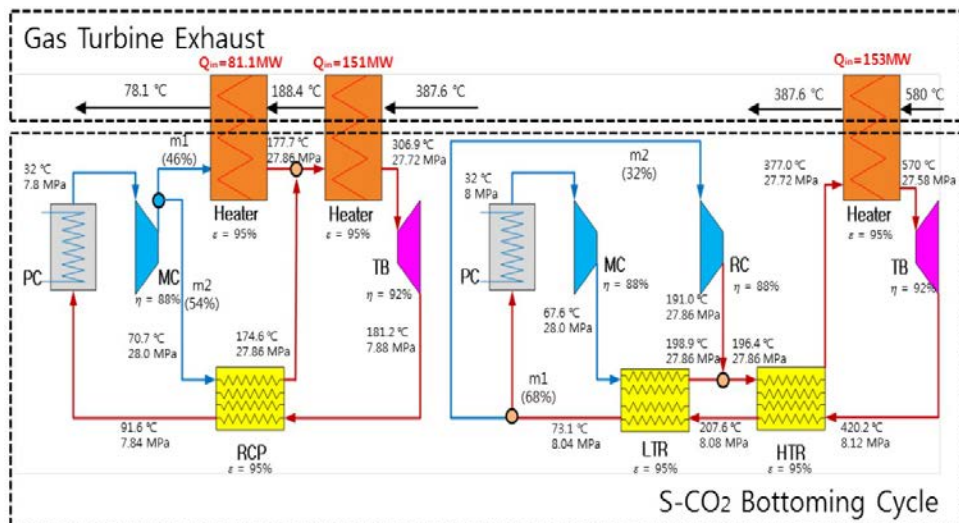


Figura 1.62. Schema del ciclo combinato ricompressione + riscaldamento parziale [Cho et. al.]

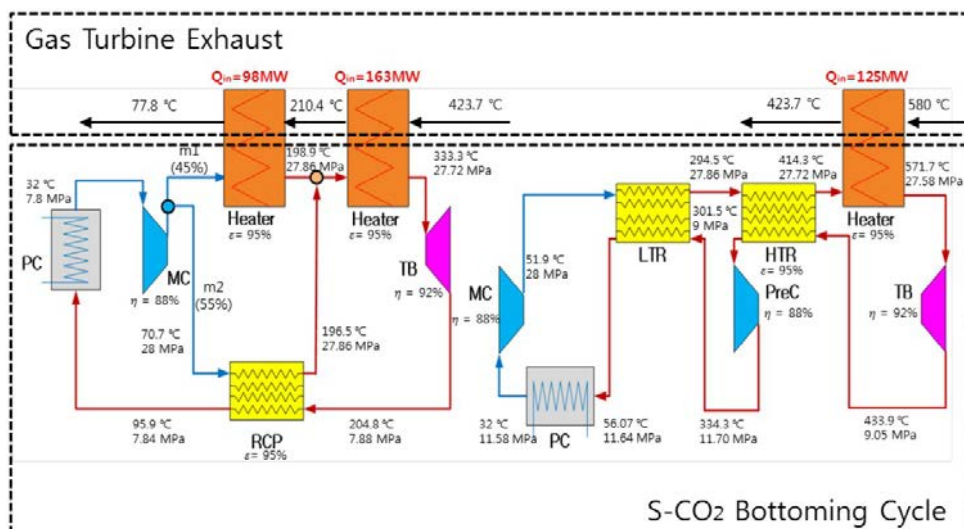


Figura 1.63. Schema del ciclo combinato precompressione + riscaldamento parziale [Cho et. al.]

Le configurazioni “semplici” sono tratte direttamente dal lavoro di Kimzey, quindi comprendono il ciclo Cascata 1, Cascata 1 + IC, Cascata 2, Cascata 2 + IC e Cascata 3. Di questi sono riportati dal lavoro di Cho et. al. i diagrammi T-s (fig. 1.64, 1.65, 1.66, 1.67 e 1.68).

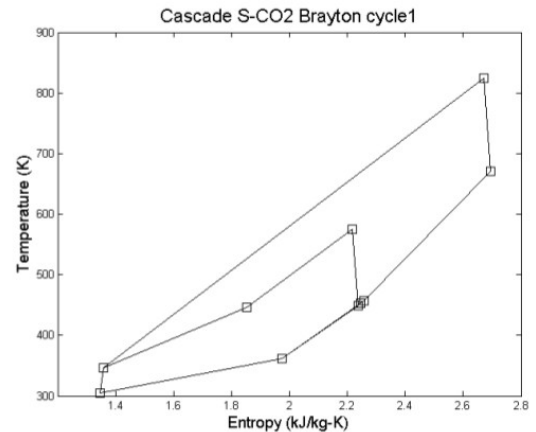
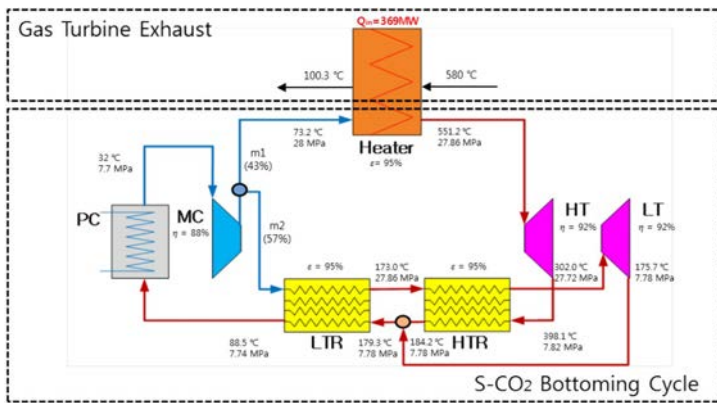


Figura 1.64. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo Cascata 1 [Cho et. al.]

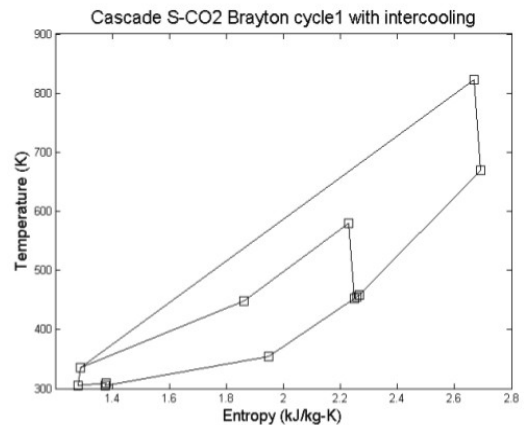
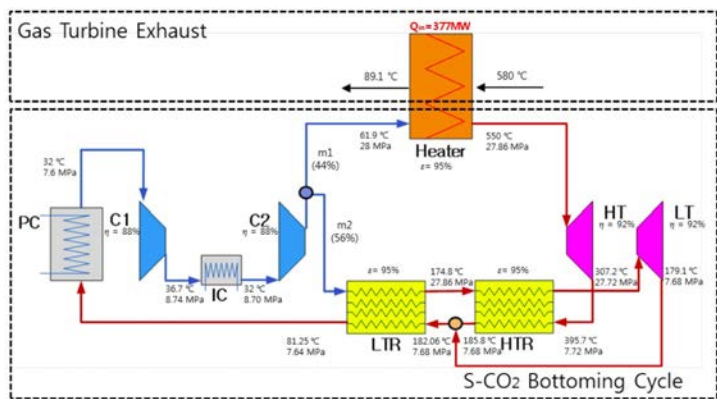


Figura 1.65. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo Cascata 1 + IC [Cho et. al.]

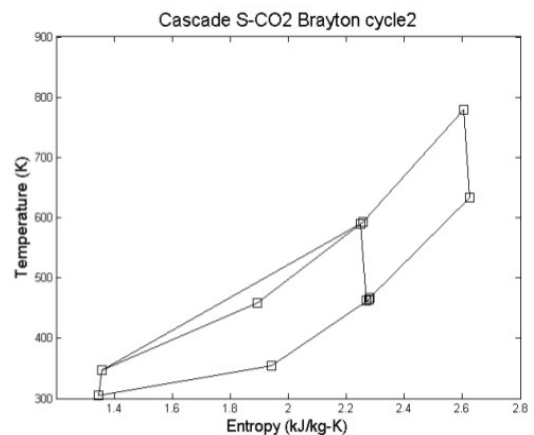
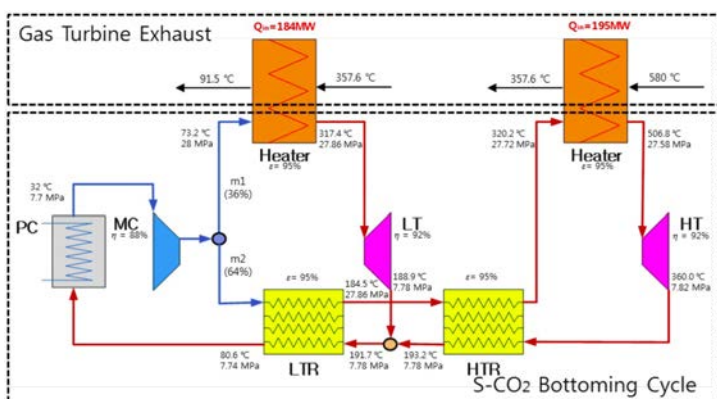


Figura 1.66. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo Cascata 2 [Cho et. al.]

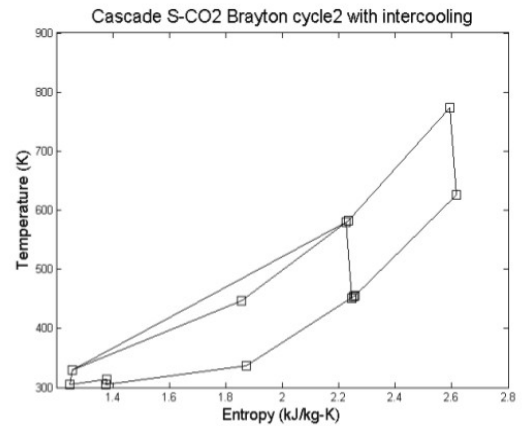
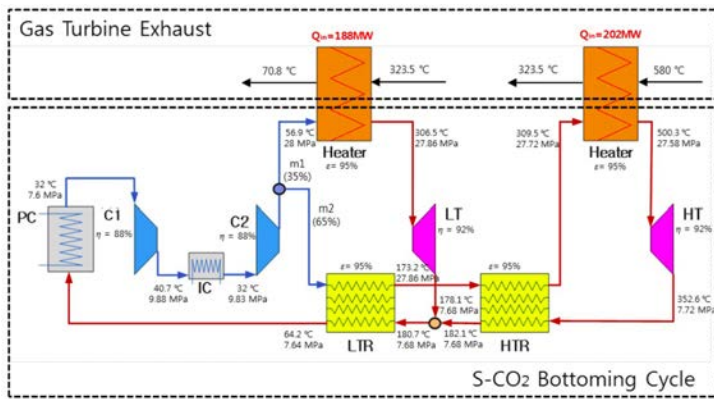


Figura 1.67. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo Cascata 2 + IC [Cho et. al.]

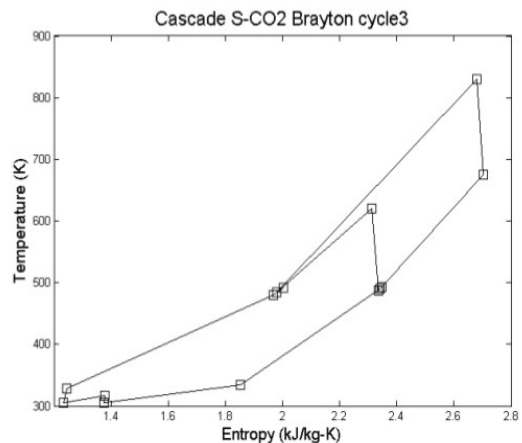
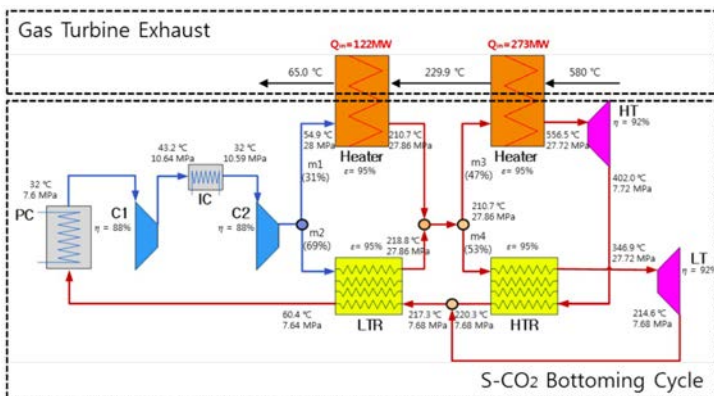


Figura 1.68. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo Cascata 3 [Cho et. al.]

Il confronto finale avviene sia in termini di calore recuperato che di rendimento di ciclo, per cui il parametro da massimizzare risulta essere la potenza netta di ciclo (tab. 1.21).

Tabella 1.21. Confronto tra i cicli considerati [Cho et. al.]

Cycle layout	Number of heat exchanger	Number of turbo-machinery	Waste heat recovery	Total exchanged heat	Mass flowrate	Cycle net efficiency	Net work of bottoming cycle	Total cycle efficiency
Reference steam cycle	-	-	-	-	-	-	135MW	58.4%
Combined Recompression and partial heating	8	5	385.3MWth	930.56MWth	630kg/s / 830kg/s	34.1%	131.2MW	57.9%
Combined Pre-compression and partial heating	8	5	385.6MWth	728.04MWth	630kg/s / 890kg/s	33.4%	128.9MW	57.6%
Cascade cycle 1	4	3	369.2MWth	884.0MWth	1240kg/s	32.1%	118.5MW	56.1%
Cascade cycle 1 with intercooling	5	4	377.3MWth	905.97MWth	1200kg/s	31.8%	120.0MW	56.3%
Cascade cycle 2	5	3	379.0MWth	953.65MWth	1290kg/s	35.0%	132.6MW	58.1%
Cascade cycle 2 with intercooling	6	4	390.7MWth	996.26MWth	1290kg/s	34.7%	135.4MW	58.5%
Cascade cycle 3	6	4	394.9MWth	1028.58MWth	1300kg/s	35.4%	139.9MW	59.1%

Come si può notare dai risultati di Cho et. al., due cicli riescono ad ottenere migliori prestazioni del ciclo Rankine, diversamente da quanto era stato concluso da Kimzey. Gli autori giustificano però questo risultato tramite le diverse assunzioni fatte rispetto allo studio precedente. Infine, lo studio suggerisce che sia il risurriscaldamento che l'interrefrigerazione incrementano le prestazioni dei cicli.

Una simile conclusione viene tratta anche da Kim et. al. [Kim et. al., 2016], che tuttavia specifica che il recupero termico risulta più importante dell'interrefrigerazione, al fine di incrementare il rendimento di ciclo e la potenza termica netta. Kim et. al. denunciano la scarsità di articoli WHR che propongono cicli con potenza ridotta (pochi MW), specificando anche che finora non è stato compiuto un vero e proprio studio sulla temperatura minima di ingresso al compressore.

Il ciclo topping consiste in una turbina che brucia gas di scarica, a cui viene assegnato un ciclo bottoming a sCO₂. Il software utilizzato è, come per Cho et. al., KAIST-CCD e le assunzioni sono le stesse di Kimzey, con l'eccezione degli scambiatori di calore che prevedono un'efficienza del 95%.

Ancora una volta si trova traccia del lavoro di Kimzey, in quanto tutti e cinque i cicli da lui proposti vengono analizzati, insieme ad altre quattro configurazioni che comprendono i cicli semplice rigenerativo, ricompressione, riscaldamento parziale e precompressione. Viene da subito concluso come le ultime quattro soluzioni siano da scartare in ambito WHR, con l'eccezione del ciclo a riscaldamento parziale (fig. 1.69) (già preso in considerazione da Cho et. al. in un ciclo combinato). Questo infatti presenta un esiguo numero di componenti ma riesce a raggiungere una buona potenza netta.

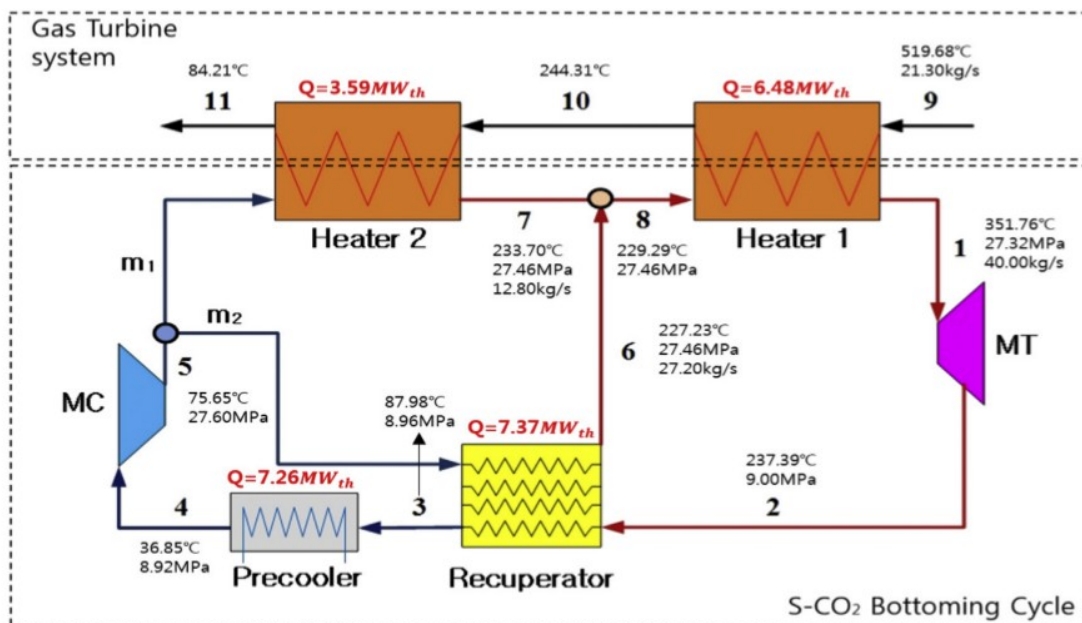


Figura 1.69. Schema del ciclo a riscaldamento parziale [Kim et. al.]

Di questo ciclo viene mostrata la variazione della potenza netta in uscita rispetto ad una variazione di frazione di portata (portata che fluisce nel ricompressore/portata totale) e rispetto alla pressione in uscita dalla turbina (che è uguale a quella di ingresso del compressore a meno di perdite di carico) (fig. 1.70).

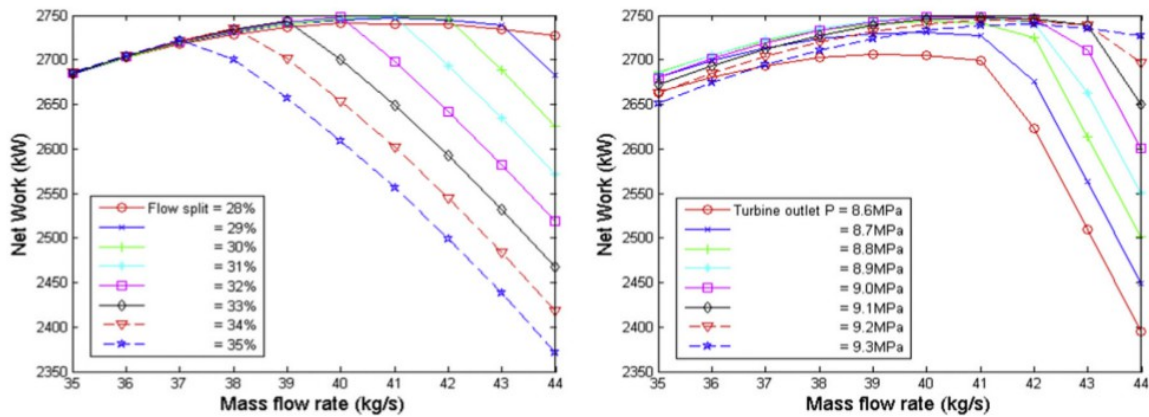


Figura 1.70. Studio della potenza netta in base alla variazione dei parametri di assunzione [Kim et. al.]

Il ciclo a ricompressione, invece, collassa nel ciclo semplice rigenerativo, in quanto l’ottimizzazione porta a convogliare l’intera portata nel compressore principale.

Ancora una volta, il ciclo che risulta avere le migliori prestazioni in termini di potenza netta è il ciclo Cascata 3 di Kimzey (qui riportato sotto il nome di ciclo a doppio riscaldamento e spartizione di flusso). Anche di questo vengono riportate le prestazioni in base alla variazione dei parametri di assunzione (fig. 1.71).

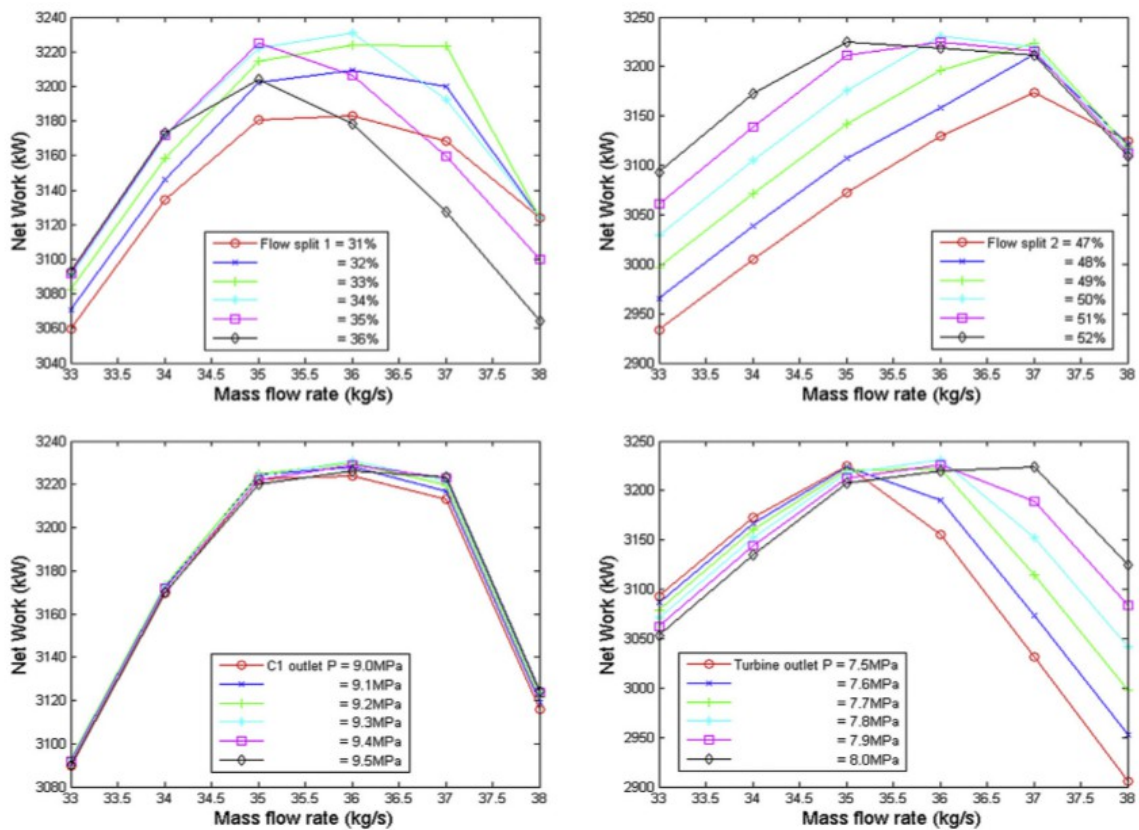


Figura 1.71. Potenza netta in base alla variazione di alcuni parametri di assunzione [Kim et. al.]

Nel tentativo di trovare ulteriori configurazioni in ambito WHR, Kim et. al. propongono tre nuove soluzioni nate dall'idea di combinare in un singolo ciclo diverse configurazioni. Nel primo combina il ciclo a ricompressione con quello a riscaldamento parziale, apportando alcune modifiche, il secondo viene definito ciclo a recupero parziale ed il terzo rappresenta un tentativo di implementare il ciclo precedente dal punto di vista del recupero del calore dalla sorgente. Tuttavia, in conclusione (tab. 1.22) i tre cicli innovativi suggeriti non risultano idonei al WHR se confrontati con le soluzioni già presenti nel lavoro di Kimzey. Il ciclo Cascata 3 è quello dalle prestazioni più elevate, tuttavia gli autori si aspettano complicazioni nel suo funzionamento a causa della doppia spartizione di flusso. Il ciclo a riscaldamento parziale si propone di essere la configurazione semplice più performante, anche se la potenza prodotta risulta essere minore. Si specifica che "Cycle net efficiency" corrisponde al rendimento di ciclo.

Tabella 1.22. Confronto di prestazioni dei diversi cicli [Kim et. al.]

Cycle layout	Optimal CO ₂ mass flow rate (kg/s)	Total exchanged heat (MWth)	Waste heat recovery (MWth)	Cycle net efficiency (%)	Net produced work (MWe)	Work ratio
I Simple recuperated cycle	29	18.71	7.29	29.93	2.18	3.30
II Recompression cycle	30	18.47	7.14	30.85	2.20	3.25
III Partial heating cycle	40	24.70	10.07	27.30	2.75	3.20
IV Pre-compression cycle	29	18.57	7.08	31.42	2.23	2.93
V Single heated cascade cycle	37	23.77	9.69	27.64	2.68	3.25
VI Single heated cascade cycle with an intercooler	30	21.86	9.69	28.61	2.77	3.06
VII Dual heated cascade cycle	40	26.02	9.99	30.17	3.02	3.40
VIII Dual heated cascade cycle with an intercooler	37	26.11	10.16	30.59	3.11	3.68
IX Dual heated and flow split cycle	36	24.75	10.19	31.72	3.23	3.49
X New concept 1 – triple heating cycle	41	25.01	10.23	26.87	2.75	3.15
XI New concept 2 – partial recuperation cycle	34	22.98	9.08	29.65	2.69	3.40
XII New concept 3 – dual expansion cycle	41	24.72	9.97	27.49	2.74	3.14

Per tutti i cicli viene effettuato uno studio che evidenzia la fluttuazione della potenza in uscita ad opera della temperatura di ingresso al compressore, in un range di 25°C-45°C (fig. 1.72).

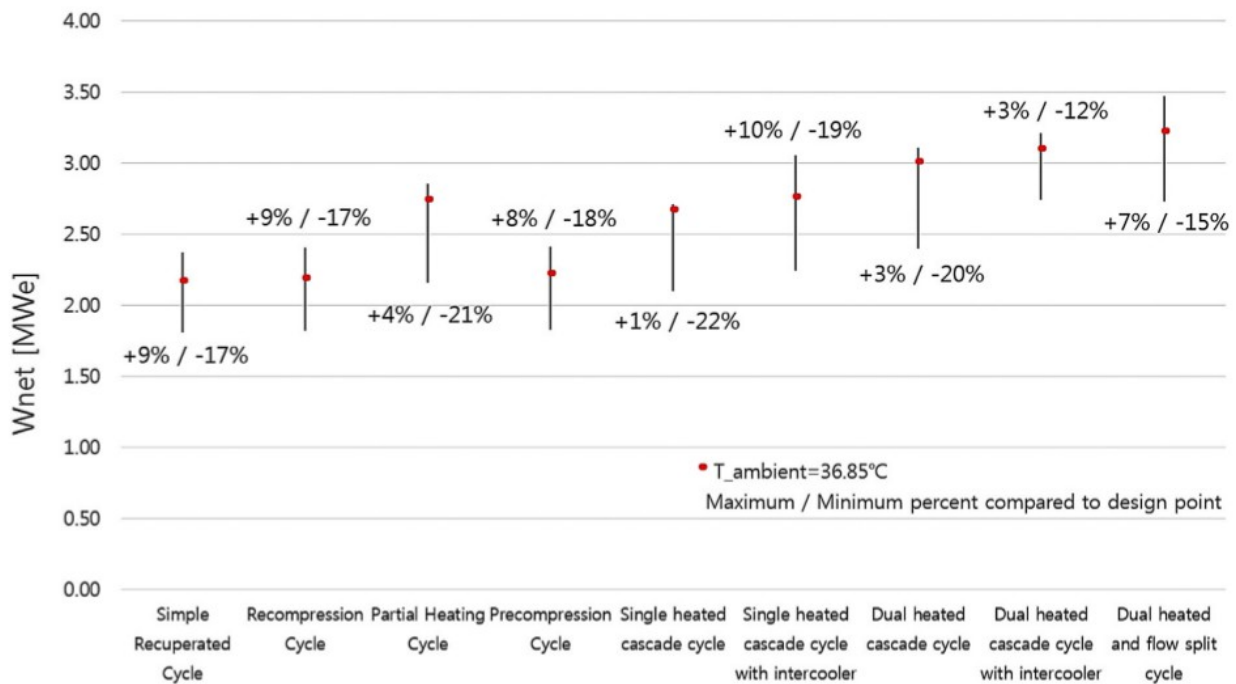


Figura 1.72. Fluttuazione della potenza netta in base alla variazione della temperatura di ingresso al compressore [Kim et. al.]

Il ciclo che riporta una variazione minore è il Cascata 2 con interrefrigerazione (in questo lavoro denominato Dual heated cascade cycle with intercooler) mentre la fluttuazione maggiore la raggiunge il Cascata 1 con interrefrigerazione (Single heated cascade cycle with intercooler).

Ciò che Kim et. al. accennano e che Manente et. al. mettono in pratica è il bisogno di considerare come variabile da ottimizzare non il rendimento di ciclo ma il rendimento di sistema (o rendimento elettrico netto [Kim et. al.]). Come già spiegato, per applicazioni WHR è necessario non solo che il ciclo possieda un ottimo rendimento, ma anche che sia massimizzato il recupero di calore dalla sorgente. Molti di questi articoli prendono quindi in considerazione una sorgente avente determinate caratteristiche (in genere una turbina a gas, ma anche impianti a biomassa), studiando il modo migliore di recuperare il calore. I cicli vengono valutati facendo attenzione a massimizzare la potenza netta del ciclo, e solo pochi prendono in considerazione il rendimento di sistema. Per questo lavoro di tesi, tuttavia, si ritiene più corretto considerare questo parametro piuttosto che, a parità di calore disponibile, la potenza netta. Lo scopo è quello di valutare le prestazioni a parità di potenza e non fissando una determinata sorgente di calore di scarto, al fine di valutarne le prestazioni svincolando dal tipo di sorgente e concentrandosi a produrre 1 MW di potenza.

1.8 Conclusioni

In questo capitolo si è voluta fornire una panoramica generale sui cicli Brayton supercritici a $s\text{CO}_2$. Sono state delineate le caratteristiche principali di questa tecnologia, indagando sui motivi per i quali sta riscuotendo un discreto successo. Focalizzandosi sulle applicazioni WHR risulta fin da subito evidente come quest'ambito sia di introduzione piuttosto recente, per cui la letteratura risulta scarsa e l'orizzonte degli studi non regredisce che di 10 anni. Nondimeno, le ricerche presenti dimostrano una salda volontà ad approfondire l'argomento. Ed è proprio da queste ricerche che si riparte nel capitolo successivo.

Capitolo 2

Studio delle configurazioni di ciclo e assunzioni del modello

Le ricerche presenti in letteratura costituiscono il punto di partenza per studiare le varie configurazioni di ciclo, al fine di sceglierne quattro che saranno successivamente modellate mediante il software EES. In questo capitolo si cerca di giustificare l'evoluzione dei cicli in ambito WHR, sia tramite l'analisi degli schemi di ciclo che servendosi del metodo Heatsep. Le quattro configurazioni vengono quindi scelte in modo opportuno. Prima di dedicarsi alla modellazione vera e propria si vuole inoltre esplicitare tutte le assunzioni che vengono prese per il modello, in aggiunta ad una sezione in cui si descrive la modellazione in EES dei vari componenti. In conclusione si vogliono fornire tutte le informazioni necessarie a comprendere le ottimizzazioni che vengono sviluppate nei capitoli successivi.

2.1 Studio delle configurazioni adatte al recupero di calore

Vi è una grande varietà di cicli termodinamici a CO₂ supercritica che possono essere utilizzati per la produzione di energia elettrica, molti dei quali prendono spunto dal ciclo chiuso di Brayton. Sono basati sul lavoro di Angelino, il quale li studiò allo scopo di produrre potenza elettrica dal carbone. Il WHR non differisce di molto da quest'ultimo ambito, giacché per entrambi è necessario raffreddare al massimo la sorgente termica.

Le configurazioni oggi esistenti di ciclo a sCO₂ maggiormente conosciute non risultano idonee ai fini del recupero di calore di scarto essendo le applicazioni a cui sono destinate di tipo nucleare. Nel tentativo di definire il ciclo con le migliori prestazioni in campo nucleare, infatti, Dostal si focalizzò sul ciclo a ricompressione, il quale costituisce tutt'ora la soluzione di punta in quest'ambito (anche se la ricerca continua). A questo seguono i cicli cosiddetti a precompressione (Precompression) e a raffreddamento parziale (Partial Cooling), preferibili a quello a semplice recupero poiché risolvono i problemi di bilanciamento nello scambio termico interno al ciclo. E tuttavia anche questi risultano buoni per applicazioni nucleari ma sfavoriti nel recupero di calore di scarto. Il motivo di ciò sta nel fatto che per un'applicazione nucleare si richiede che la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita del flusso della sorgente sia ridotta, ovvero che la sorgente operi quasi a temperatura costante. Questo concetto si contrappone a quello della WHR, per cui solamente una piccola porzione del calore disponibile si trova ad alta temperatura. È dunque necessario implementare un ciclo bottoming che estragga calore dalla sorgente nell'intero range di temperature a cui viene reso disponibile.

Il rendimento da considerare non è più solo quello termico: per valutare le effettive prestazioni si necessita del rendimento di sistema, come già accennato precedentemente.

$$\eta_{sistema} = \eta_{ciclo} \phi_{recupero\ termico} = \frac{P_{out}}{Q_{in,ciclo}} \frac{Q_{in,ciclo}}{Q_{disp}} \quad (12)$$

Non è sufficiente avere un ciclo con prestazioni elevate, è necessario che l'efficienza di sistema sia massimizzata. La sorgente deve perciò essere raffreddata il più possibile.

Per ottenere un ciclo performante si possono combinare due cicli a sCO₂, com'è già stato fatto in alcuni casi, oppure prendere in considerazione cicli più complessi adatti allo scopo, ovvero i cicli "Cascata".

Nel caso di due cicli separati, questi vengono posti a contatto con la sorgente termica uno di fila all'altro, in modo che la sorgente incontri prima un ciclo ad alta efficienza in un range moderato di temperatura e successivamente un ciclo che recupera il calore non sfruttato dal primo ciclo in un range più basso di temperatura.

L'alternativa è sviluppare cicli singoli modellandoli in base alle esigenze di un WHR, eventualmente complicandone la struttura per testarne le potenzialità. È il caso dei cicli di categoria Cascata, studiati per sfruttare la grande differenza di temperatura della sorgente.

Nel corso degli studi dedicati a questi cicli sono state definite diverse configurazioni di ciclo possibili, che spaziano dalle più semplici come il ciclo cascata con singola spartizione di flusso, ad altri più complessi che prevedono sia l'interrefrigerazione sia il riscaldamento aggiuntivo. L'interrefrigerazione consente di diminuire ulteriormente il lavoro di compressione (aumentando la potenza netta) e riduce la temperatura minima all'ingresso dello scambiatore con la sorgente. Il riscaldamento aggiuntivo consente invece di ricevere un'ulteriore porzione di calore dalla sorgente.

Il ciclo cascata più complesso e promettente finora studiato [Kimzey, 2012] presenta il vantaggio di controllare il trasferimento del calore sfruttando due diverse spartizioni di flusso. Se confrontato con gli altri cicli cascata è notevolmente più complesso, poiché alla doppia suddivisione di flusso si aggiunge un riscaldamento aggiuntivo e un'interrefrigerazione. Essendo però il ciclo che attualmente presenta le migliori caratteristiche come WHR è necessario analizzarlo attentamente.

2.1.1 Evoluzione dei cicli considerati nella trattazione

Dopo aver indagato diverse configurazioni di ciclo presenti in alcuni articoli trattanti analisi termodinamiche ed economiche sono stati scelti alcuni cicli rappresentativi dell'evoluzione che ha interessato i cicli a sCO₂ per il recupero di calore di scarto (tab. 2.1 e fig. 2.1). Il primo ad essere esaminato è il ciclo Brayton semplice con rigenerazione, ovvero la configurazione su cui si basano tutte le altre. Seguono i cicli a precompressione, ricompressione e partial cooling, una categoria che vede il suo sviluppo nelle applicazioni nucleari e solari piuttosto che WHR. Soluzioni più idonee si identificano nei cicli cascata, che si sviluppano a partire dal cascata con singola spartizione di flusso fino a diventare sempre più complessi. Vengono qui chiamati cicli "cascata" e non cicli "in cascata" in quanto non sono costituiti da due cicli separati bensì integrati, e si trovano in letteratura sotto il nome di "Cascaded Cycles". Ne fanno parte il ciclo cascata con singola spartizione di flusso con interrefrigerazione, il cascata alternativo, anch'esso con variante interrefrigerata, e il cascata avanzato con doppia spartizione di flusso, il ciclo più avanzato. Completa il confronto dell'evoluzione il Dual Recuperated.

Tabella 2.1. Principali pregi e difetti delle configurazioni considerate

Nome del ciclo	Pregi	Difetti
Ciclo semplice rigenerativo	Layout semplice Basso costo Molto studiato	Prestazioni moderate Sbilanciamento nello scambio termico interno
Ciclo a precompressione	Assenza di restrizioni sulla pressione allo scarico della turbina	Efficienza di recupero del calore scadente Complessa progettazione meccanica dei componenti
Ciclo a ricompressione	Rendimento di ciclo elevato Scambio termico interno bilanciato Molto studiato Ridotto carico termico nello scambiatore di rigetto	Efficienza di recupero del calore scadente Complessa progettazione degli scambiatori Basso lavoro specifico
Ciclo Partial Cooling	Rendimento di ciclo elevato Lavoro specifico elevato Bassa sensibilità alle variazioni del rapporto di pressione	Complessità della configurazione
Ciclo cascata con singola spartizione di flusso	Buona efficienza di recupero del calore Range ampio di temperature della sorgente	Basso lavoro specifico netto
Ciclo cascata di base con interrefrigerazione	Buona efficienza di recupero del calore Elevato lavoro specifico netto	
Ciclo Dual Recuperated	Buona efficienza di recupero del calore	
Ciclo cascata II	Buona efficienza di recupero del calore Doppio scambiatore con la sorgente Elevato lavoro specifico netto	Rendimento di ciclo ridotto
Ciclo cascata II con interrefrigerazione	Ottima efficienza di recupero del calore Doppio scambiatore con la sorgente Rendimento di ciclo elevato Elevato lavoro specifico netto	
Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso	Eccellente efficienza di recupero del calore Doppio scambiatore con la sorgente Rendimento di ciclo elevato Ottimo lavoro specifico netto	Complessità della configurazione

Evoluzione delle configurazioni di ciclo considerate a partire dal ciclo semplice rigenerativo

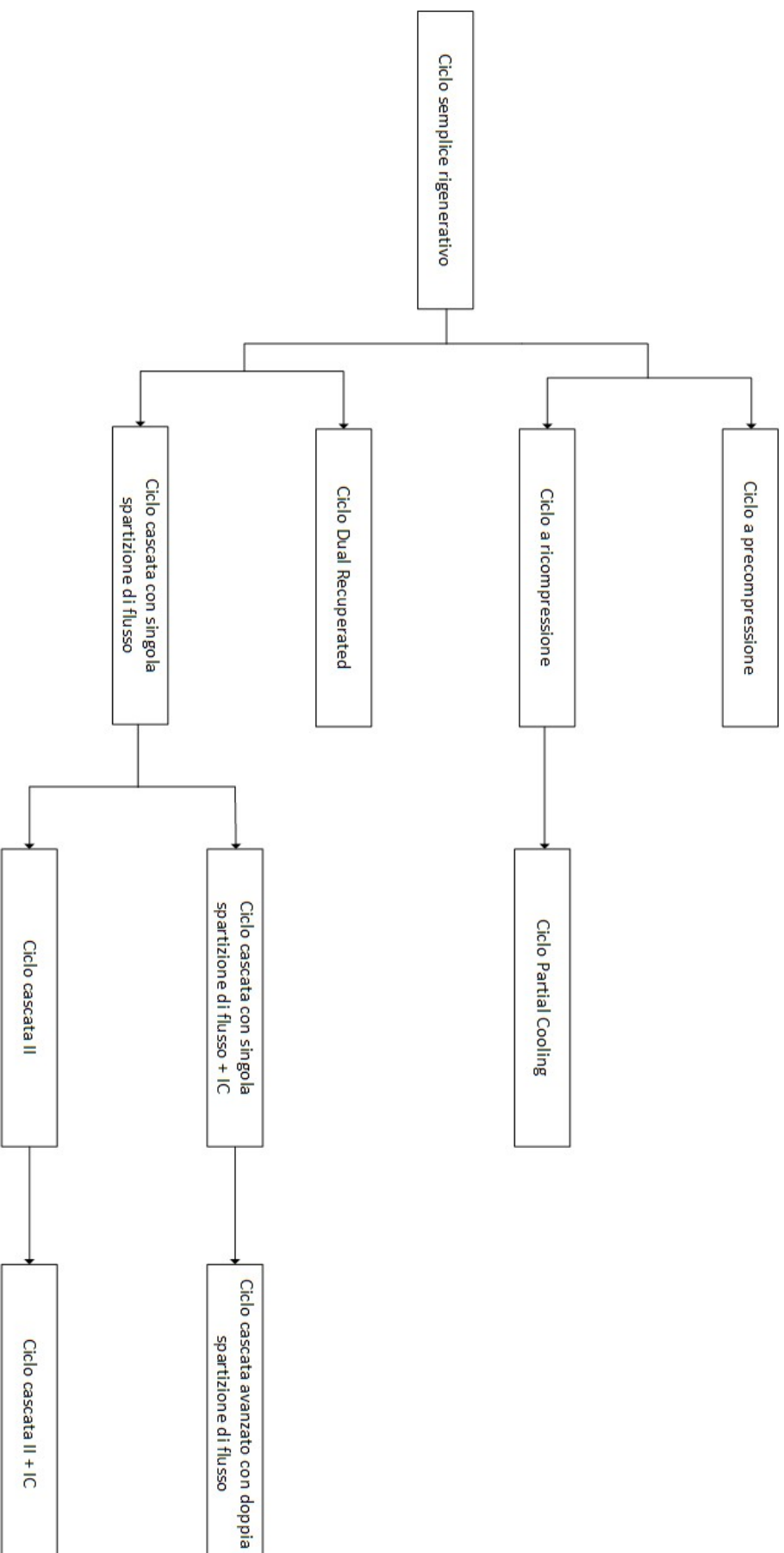


Figura 2.1. Evoluzione delle configurazioni considerate

Ciclo semplice rigenerativo

Il ciclo semplice con rigenerazione costituisce la soluzione più semplice in quanto una configurazione senza rigenerazione, come già detto nella prima parte, risulta inaccettabile in termini di prestazioni.

Questa tipologia non consente di ottenere le migliori prestazioni dal punto di vista termodinamico, ma in termini economici è spesso quella più conveniente, in quanto cicli più complessi presentano un maggior numero di componenti e quindi di costi.

Lo schema di base del ciclo è il seguente (fig. 2.2):

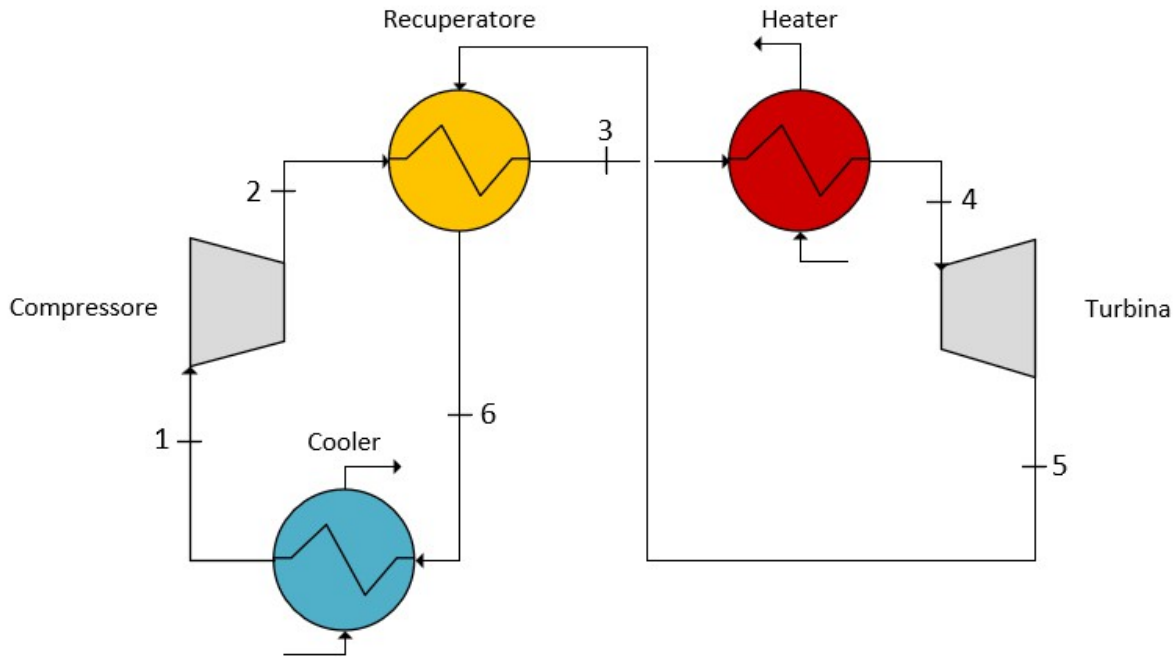


Figura 2.2. Schema del ciclo semplice rigenerativo

Nota: tutte le configurazioni di ciclo vengono illustrate senza il generatore o l'albero in modo da rendere più chiare le caratteristiche del ciclo stesso.

La tabella seguente (tab. 2.2) illustra nel dettaglio le varie trasformazioni termodinamiche:

Tabella 2.2. Trasformazioni termodinamiche del ciclo semplice

Ciclo semplice rigenerativo			
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente	
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale
2-3	Recuperatore – Lato caldo	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE
3-4	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
4-5	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale
5-6	Recuperatore – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
6-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE

Il fluido operativo entra nel compressore (1) in condizioni vicine al punto critico e subisce un lavoro di compressione. All'uscita (2) passa attraverso il recuperatore, scaldandosi fino a raggiungere il punto 3. Quindi viene inviato nello scambiatore con la sorgente di calore, per esempio i gas di scarico di una turbina a gas, aumentando ulteriormente la sua temperatura e raggiungendo il punto 4, all'ingresso della turbina. Una volta fatta espandere (5), la CO₂ presenta una temperatura ancora piuttosto elevata e scambia perciò calore con la corrente in uscita dal compressore, raffreddandosi (6). Infine cede calore ad un fluido a temperatura più bassa nello scambiatore di rigetto, tornando al punto di partenza. Per tutto il ciclo la portata che scorre in ciascun componente è sempre quella totale.

Il ciclo presenta una problematica rilevante, dovuta all'incremento del calore specifico che mostra la CO₂ in condizioni vicine al punto critico. Avendo da entrambi i lati del recuperatore la medesima portata di CO₂ le capacità termiche risultano sbilanciate tra loro, portando i due profili termici ad allontanarsi, penalizzando lo scambio termico e rendendo il ciclo meno efficiente. Un problema simile può essere risolto solamente cambiando configurazione.

Ciclo a precompressione

Il ciclo a precompressione (tab. 2.3) deriva dal lavoro di Angelino. L'origine del nome si spiega attraverso lo schema di ciclo (fig. 2.3):

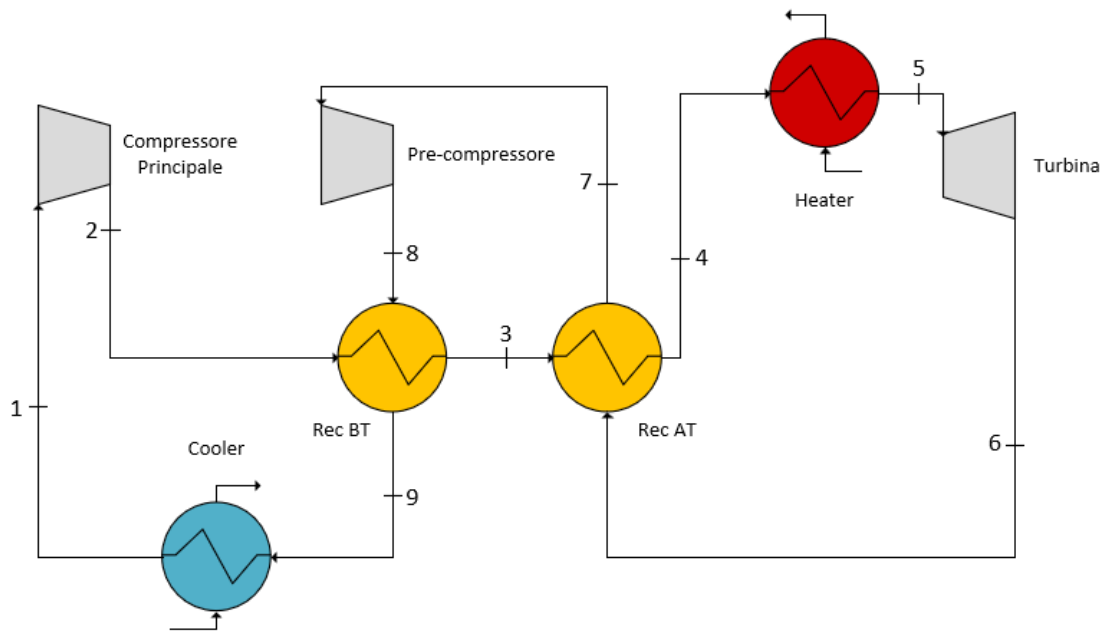


Figura 2.3. Schema del ciclo a precompressione

Questa configurazione supera le restrizioni imposte dalla compressione sulla pressione allo scarico della turbina. Il rapporto di espansione infatti è normalmente vincolato dal rapporto di compressione, per cui se la pressione minima eccede quella critica si devono moderare i due rapporti (riducendo il lavoro) altrimenti la pressione massima di ciclo raggiungerebbe valori proibitivi.

Tabella 2.3. Trasformazioni termodinamiche del ciclo a precompressione

Ciclo a precompressione			
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente	
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale
2-3	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
3-4	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
4-5	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE
5-6	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale
6-7	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
7-8	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale
8-9	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE
9-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE

Ciclo a ricompressione

Il ciclo supercritico a ricompressione costituisce la configurazione maggiormente studiata in letteratura, insieme con il ciclo semplice rigenerativo. Rappresenta l'evoluzione della configurazione precedentemente proposta da Angelino ed è legata anche al lavoro di Feher. Il nome del ciclo deriva da un compressore aggiuntivo, denominato spesso ri-compressore, posto in parallelo con il compressore principale. Si elabora quindi una suddivisione del flusso totale di CO₂ circolante nell'intero ciclo.

Lo schema del ciclo è il seguente (fig. 2.4):

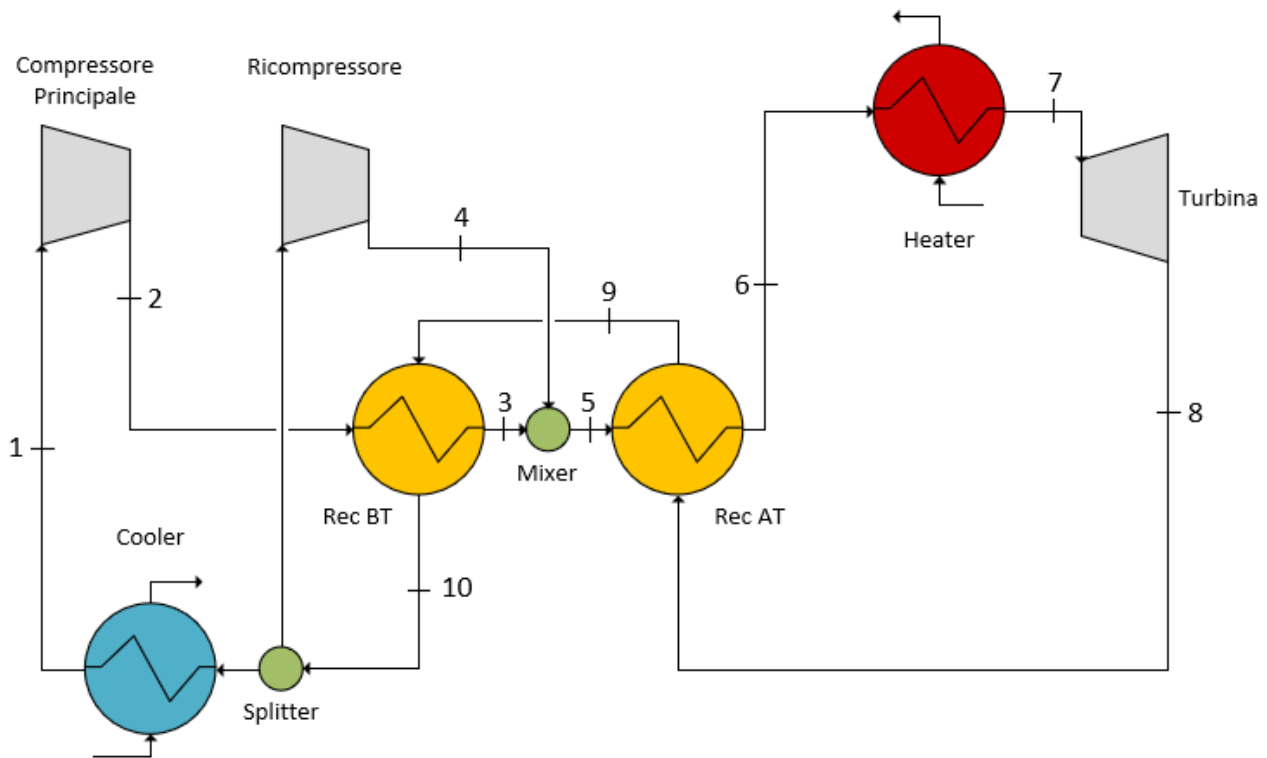


Figura 2.4. Schema del ciclo a ricompressione

Si noti che rispetto al ciclo semplice vi è una maggiore complessità data sia dal maggior numero di componenti sia dalla spartizione di flusso, che impone l'introduzione di un mixer e uno splitter. I due compressori operano alla stessa differenza di pressione ma a temperature diverse, mentre il recuperatore viene suddiviso in due scambiatori, uno operante a bassa temperatura e uno a temperatura più elevata. Lo splitter separa le due portate per convogliarle nei rispettivi circuiti ma le condizioni da cui dipartono sono le stesse. Diverso invece è il mixer, per cui le due portate, nel momento in cui si mescolano, possono presentare due condizioni termodinamiche diverse.

La portata di massa totale (tab. 2.4) viene suddivisa in due portate (8), m_1 e m_2 , che subiscono trasformazioni differenti. m_1 viene raffreddata fino al punto 1 (in vicinanza del punto critico) e subisce un lavoro di compressione ad opera del compressore principale (2). Successivamente viene scaldato nel recuperatore di bassa temperatura (3). Diversamente, la pressione di m_2 viene aumentata del ricompressore (9) arrivando ad avere condizioni simili al punto 3. Attraverso il mixer le due portate vengono mescolate (10) ottenendo m_{TOT} , la quale viene inviata al recuperatore di alta temperatura e scaldata (4). Passando attraverso l'heater raggiunge il punto 5 e viene fatta espandere nella turbina (6). All'uscita dalla turbomacchina scambia calore prima con il recuperatore di alta temperatura (7), poi con quello di bassa, fino a tornare alle condizioni 8 dove verrà nuovamente suddivisa.

Tabella 2.4. Trasformazioni termodinamiche del ciclo a ricompressione

Ciclo a ricompressione				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
10	Splitter	-	-	$m_{TOT}=m_1+m_2$
10-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_1
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
2-3	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_1
10-4	Ricompressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
3-4-5	Mixer	-	-	$m_1+m_2=m_{TOT}$
5-6	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
6-7	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
8-9	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
9-10	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}

Il sistema può essere visto come due cicli separati aventi in comune solamente la parte di ciclo a più alta temperatura, che comprende il recuperatore di alta, lo scambiatore con la sorgente e la turbina. Nella restante parte, il primo flusso viene raffreddato nel cooler fino ad avere un valore di temperatura vicino al punto critico. Il secondo flusso invece bypassa lo scambiatore di rigetto e viene inviato direttamente al ricompressore, operando ad una temperatura più elevata.

I vantaggi di questa configurazione sono duplici. Innanzitutto il problema del pinch point nel recuperatore di bassa temperatura viene notevolmente attenuato, consentendo di appaiare in modo migliore i profili dei due scambi termici. Ciò è dovuto al fatto che nel lato freddo del recuperatore di bassa temperatura non scorre l'intera portata del ciclo, ma solo una sua parte (m_1), perciò le due capacità termiche non differiscono più come nel caso del ciclo a semplice rigenerazione e le prestazioni aumentano. In secondo luogo viene ridotto anche il calore da smaltire presso lo scambiatore di rigetto, giacché la portata risulta ridotta (m_1). Ciò consente di ridurre la dimensione del componente nonché di aumentare il rendimento termico.

Il ciclo a ricompressione è stato identificato come uno dei cicli più performanti nelle applicazioni in campo nucleare e nel solare a concentrazione. Tuttavia, l'alta efficienza di un ciclo non implica necessariamente che quel ciclo sia adatto come ciclo bottoming. Il suo utilizzo negli impianti fossili e WHR, come già detto, è ostacolato dalla ridotta finestra di temperature per le quali si può fornire il calore tramite la sorgente. Poiché è necessario sfruttare il calore della sorgente che permane dopo questo ciclo ci sono stati dei tentativi di combinarlo con un altro ciclo semplice, ottenendo due cicli in sequenza, entrambi come cicli bottoming.

Partial Cooling o ciclo a ricompressione modificato

Questo ciclo deriva ancora una volta dal lavoro di Angelino ed è molto simile al ciclo a ricompressione (tab. 2.5). Per questo motivo è stato definito anche ciclo a ricompressione modificato. Rispetto al ciclo a ricompressione vi è l'aggiunta di uno scambiatore di rigetto ed un pre-compressore prima della spartizione di flusso. Lo schema è il seguente (fig. 2.5):

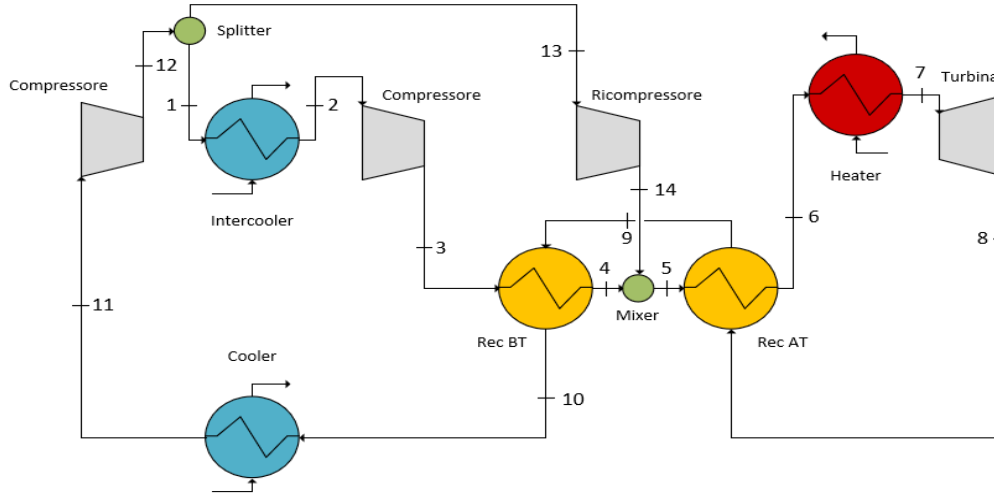


Figura 2.5. Schema del ciclo Partial Cooling

Il vantaggio del Partial Cooling è un lavoro specifico maggiore, unito ad una bassa sensibilità del rendimento alle deviazioni del rapporto di pressione dal valore ottimale.

Tabella 2.5. Trasformazioni termodinamiche del ciclo Partial Cooling

Ciclo Partial Cooling				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1	Splitter	-	-	$m_{TOT} = m_1 + m_2$
1-2	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_1
2-3	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
3-4	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_1
1-5	Ricompressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
4-5-6	Mixer	-	-	$m_1 + m_2 = m_{TOT}$
6-7	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
7-8	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
8-9	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
9-10	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
10-11	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
11-12	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}
12-1	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Alcuni studi suggeriscono che per le applicazioni WHR risulta migliore concentrarsi su configurazioni singole più avanzate. Il primo dei cicli Cascata costituisce il modello di base per tutti gli altri, ed è particolarmente indicato per il recupero di calore di scarto in virtù della sua capacità di estrarre la massima quantità di calore dalla sorgente termica. Diversamente dalla ricompressione e dagli altri cicli ad elevate prestazioni questo consente di sfruttare un range molto più ampio di temperatura della sorgente. Il rendimento di ciclo risulta inferiore al ciclo a ricompressione, ma vi è un notevole aumento per quanto riguarda l'efficienza di recupero del calore.

Lo schema di ciclo è il seguente (fig. 2.6):

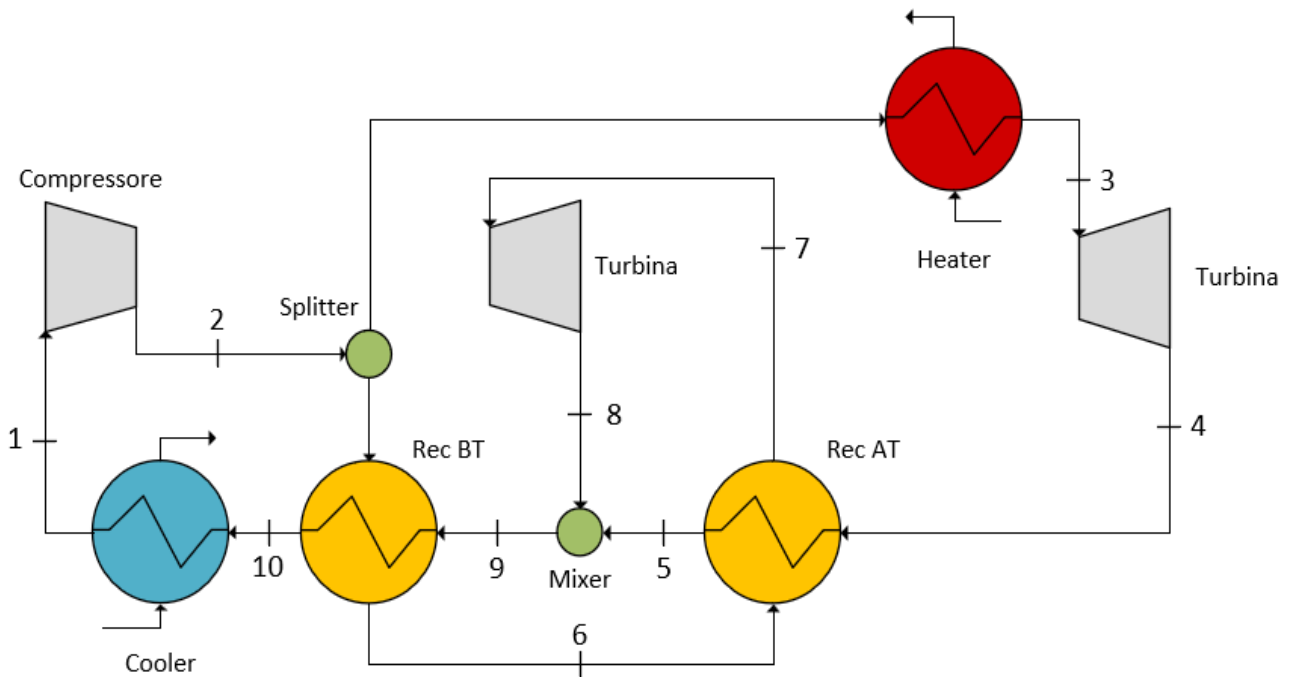


Figura 2.6. Schema del ciclo cascata con singola spartizione di flusso

La configurazione presenta un singolo compressore ma due turbine, le quali elaborano ciascuna una frazione della portata totale. Come nel caso della ricompressione anche qui avviene una spartizione di flusso (si ricordi la necessità di bilanciare i flussi termici ai recuperatori). In questo caso lo splitter e il mixer sono posizionati rispettivamente nella zona di alta e di bassa pressione, il contrario rispetto alla ricompressione. Basandosi su queste differenze sostanziali è evidente che la configurazione e lo scopo di questi ultimi due cicli è diverso.

Nel ciclo (tab. 2.6) l'intera portata (1) viene elaborata dal compressore (2) e subito viene separata in due flussi, m_1 e m_2 . Solamente m_1 viene inviata allo scambiatore con la sorgente calda (3) e viene fatta espandere in turbina (4). Successivamente la corrente cede il suo calore nel recuperatore di alta temperatura (10) dopo il quale è pronta a rimescolarsi con il secondo flusso. m_2 invece acquista calore prima dal recuperatore di bassa temperatura (5) e poi da quello di alta (6) per finire in una seconda turbina (9). I due flussi (9) e (10) entrano nel mixer in condizioni diverse e ne esce l'intera portata di flusso m_{TOT} (7). Questa torna alle condizioni iniziali scambiando prima con il recuperatore di bassa (8) e cedendo il calore residuo al pozzo freddo.

Tabella 2.6. Trasformazioni termodinamiche del ciclo cascata (singola spartizione)

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2	Splitter	-	-	$m_{TOT}=m_1+m_2$
2-3	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_1
3-4	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
4-5	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_1
2-6	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
6-7	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
5-8-9	Mixer	-	-	$m_1+m_2=m_{TOT}$
9-10	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
10-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

Anche in questo caso si possono delineare due cicli differenti, che si sovrappongono solamente nella parte iniziale del ciclo, vicino al compressore. Il ciclo cascata, anche qui, si rivela essere l'opposto della ricompressione (per cui i due cicli si sovrappongono nella parte “alta”, ovvero in corrispondenza della turbina).

Il vantaggio principale di questo ciclo è determinato dall'assenza di recuperatori per la portata m_1 , in quanto questa, passato il compressore e lo splitter, entra subito nell'heater. Ciò consente di recuperare la porzione di calore a bassa temperatura.

Il ciclo cascata con singola spartizione di flusso è stato preso in considerazione in alcuni studi [Cho et. al., 2015] [Wright et. al., 2016] [Kim et. al., 2016], in particolare da Kimzey [Kimzey, 2012], in cui sono stati sviluppati successivi layout di ciclo partendo da questa configurazione, nel tentativo di proseguire per quella che sembra una buona via di ottimizzazione di ciclo in ambito WHR. Successivamente è stata avanzata l'ipotesi che le più avanzate configurazioni di ciclo a sCO₂ possano arrivare ad avere prestazioni simili o leggermente superiori a quelle di un ciclo Rankine a vapore. Sono però necessari ulteriori ricerche, soprattutto in ambito economico, volte a verificare l'effettiva convenienze di una simile soluzione. Inoltre, se applicati come cicli bottoming, è necessario considerare la possibilità di ottimizzare il ciclo topping e bottoming insieme.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso con interrefrigerazione

Il ciclo cascata con singola spartizione di flusso viene implementato mediante la suddivisione del lavoro del compressore in due turbomacchine tra cui viene posto un interrefrigeratore. Rappresenta il collegamento tra il layout di base e quello avanzato.

Lo schema del ciclo è il seguente (fig. 2.7):

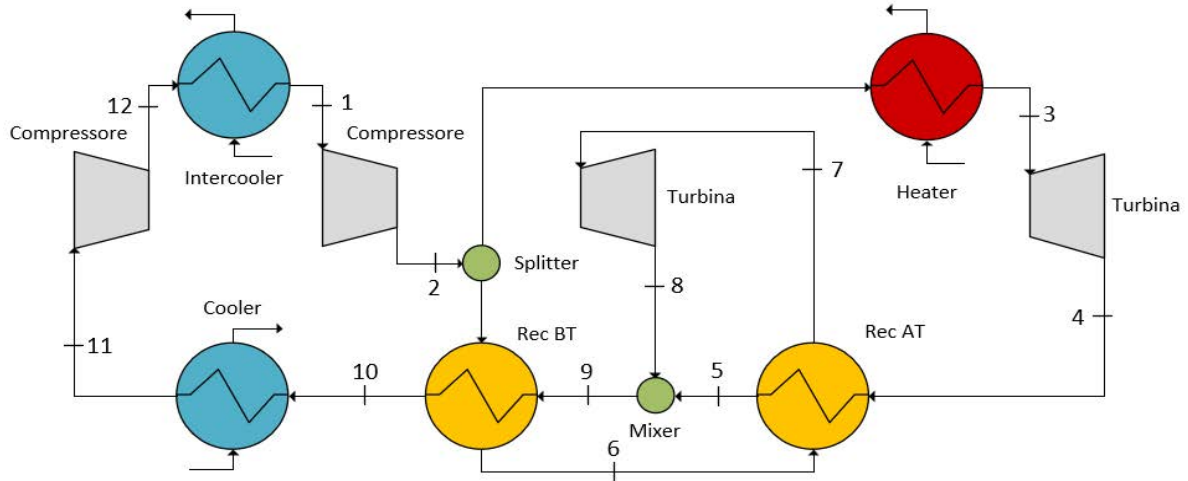


Figura 2.7. Schema del ciclo cascata con interrefrigerazione

La configurazione rimane la stessa nei passaggi descrittivi, tranne per gli ultimi punti (tab. 2.7).

Tabella 2.7. Trasformazioni termodinamiche del ciclo cascata con interrefrigerazione

Ciclo cascata con interrefrigerazione				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2	Splitter	-	-	$m_{TOT}=m_1+m_2$
2-3	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO2	PCHE	m_1
3-4	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
4-5	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_1
2-6	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_2
6-7	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_2
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
5-8-9	Mixer	-	-	$m_1+m_2=m_{TOT}$
9-10	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_{TOT}
10-11	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO2 – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}
11-12	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
12-1	Interrefrigeratore	Scambiatore di calore sCO2 – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

Ciclo Dual Recuperated

Il ciclo Dual Recuperated (tab. 2.8) è stato considerato da Wright et al. nella loro analisi termoeconomica. Il suo schema (fig. 2.8) è piuttosto particolare, soprattutto per il modo in cui vengono combinati i vari flussi.

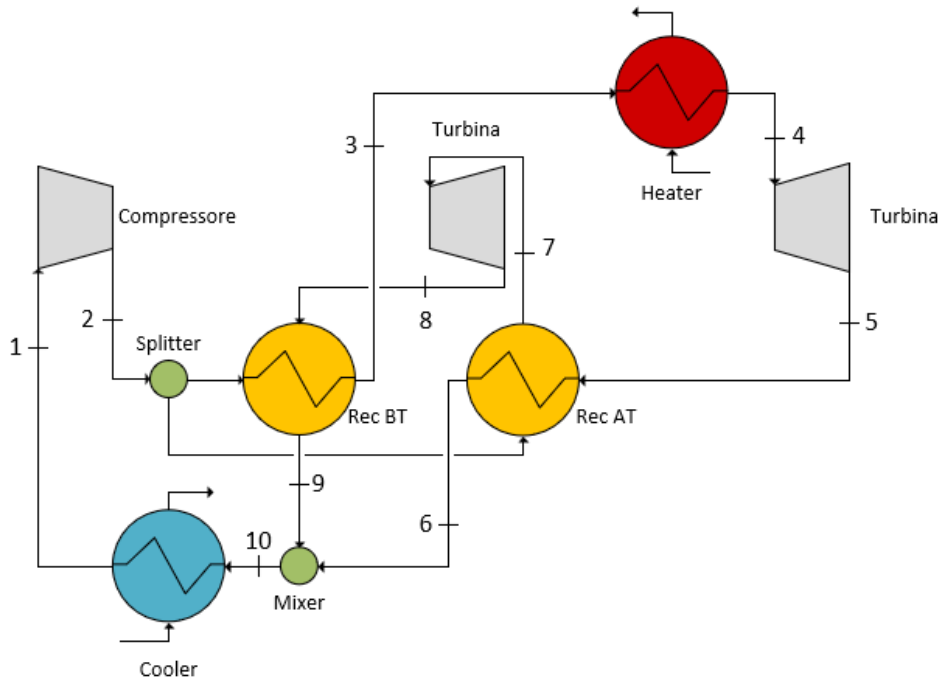


Figura 2.8. Schema del ciclo Dual Recuperated

Tabella 2.8. Trasformazioni termodinamiche del ciclo Dual Recuperated

Ciclo Dual Recuperated				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2	Splitter	-	-	$m_{TOT} = m_1 + m_2$
2-3	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_1
3-4	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_1
4-5	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
5-6	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_1
2-7	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
8-9	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
6-9-10	Mixer	-	-	$m_1 + m_2 = m_{TOT}$
10-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

Ciclo cascata alternativo

Questo ciclo (tab. 2.9 e fig. 2.9) è una possibile evoluzione del ciclo cascata con singola spartizione di flusso. È stato proposto da Kimzey e presenta uno scambiatore aggiuntivo con la sorgente, che consente di sfruttare in modo migliore il calore.

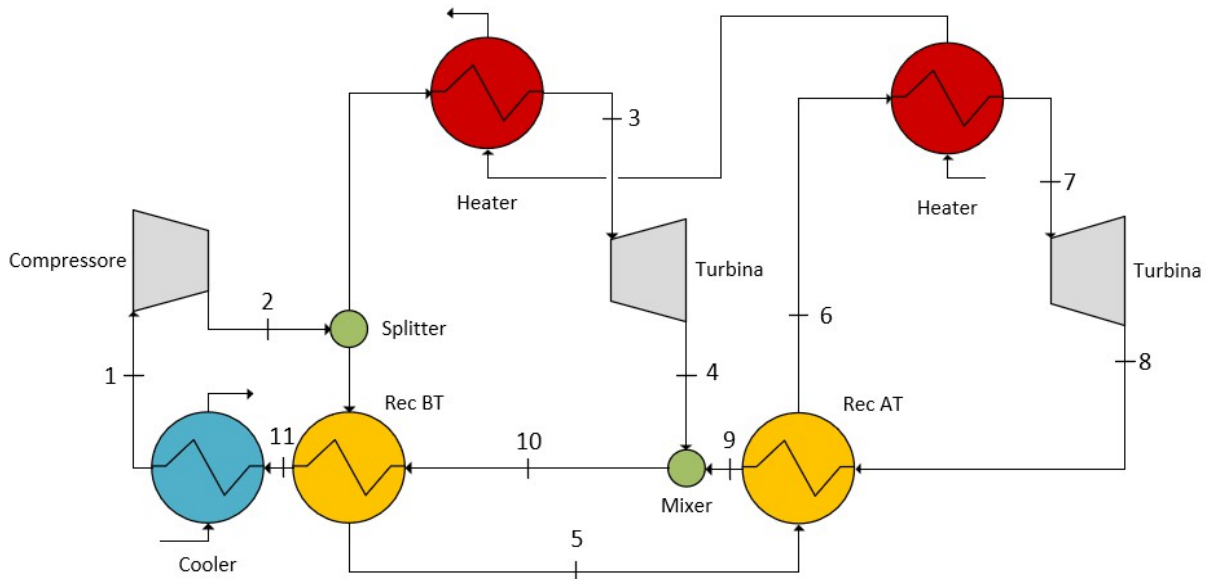


Figura 2.9. Schema del ciclo cascata alternativo

Tabella 2.9. Trasformazioni termodinamiche del ciclo cascata alternativo

Ciclo a cascata alternativo				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2	Splitter	-	-	$m_{TOT} = m_1 + m_2$
2-3	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO2	PCHE	m_1
3-4	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
2-5	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_2
5-6	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_2
6-7	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO2	PCHE	m_2
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
8-9	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_2
4-9-10	Mixer	-	-	$m_1 + m_2 = m_{TOT}$
10-11	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO2 – sCO2	PCHE	m_{TOT}
11-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO2 – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

Ciclo cascata alternativo con interrefrigerazione

Il ciclo cascata alternativo con interrefrigerazione (tab. 2.10 e fig. 2.10) non è dissimile dal precedente, ma presenta un intercooler che consente di diminuire il lavoro di compressione e di ridurre la temperatura nel punto 2, permettendo un migliore sfruttamento della sorgente.

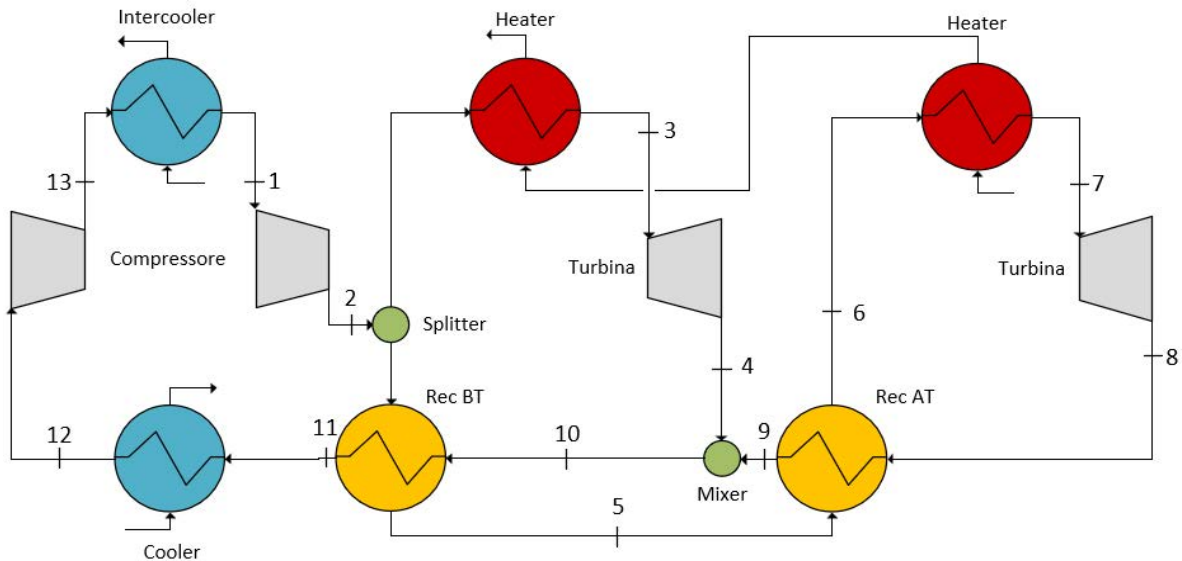


Figura 2.10. Schema del ciclo cascata II con interrefrigerazione

Tabella 2.10. Trasformazioni termodinamiche del ciclo cascata alternativo con interrefrigerazione

Ciclo a cascata alternativo con interrefrigerazione				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2	Splitter	-	-	$m_{TOT} = m_1 + m_2$
2-3	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_1
3-4	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_1
2-5	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
5-6	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
6-7	Sorgente calda – Heater	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_2
7-8	Turbina	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_2
8-9	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
4-9-10	Mixer	-	-	$m_1 + m_2 = m_{TOT}$
10-11	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
11-12	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}
12-13	Compressore	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
13-1	Interrefrigeratore	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

Ciclo avanzato con doppia spartizione di flusso

L'evoluzione più avanzata del ciclo cascata è stata proposta da Kimzey con il nome di “Cascade III”, ed è stata ripresa da Cho et al.. Dovendo massimizzare il rendimento di sistema e non solo quello di ciclo, questo sistema è dotato di una doppia espansione e una doppia spartizione di flusso che richiama il layout del cascata con singola spartizione di flusso ma con modifiche vincenti. È stato identificato dagli studi sopra citati come il miglior compromesso tra un'alta efficienza di recupero termico dalla sorgente e un soddisfacente rendimento di ciclo, consentendo di ottenere buoni rendimenti di sistema e un'alta potenza elettrica in uscita [Huck et. al., 2016].

Lo schema di ciclo è il seguente (fig. 2.11):

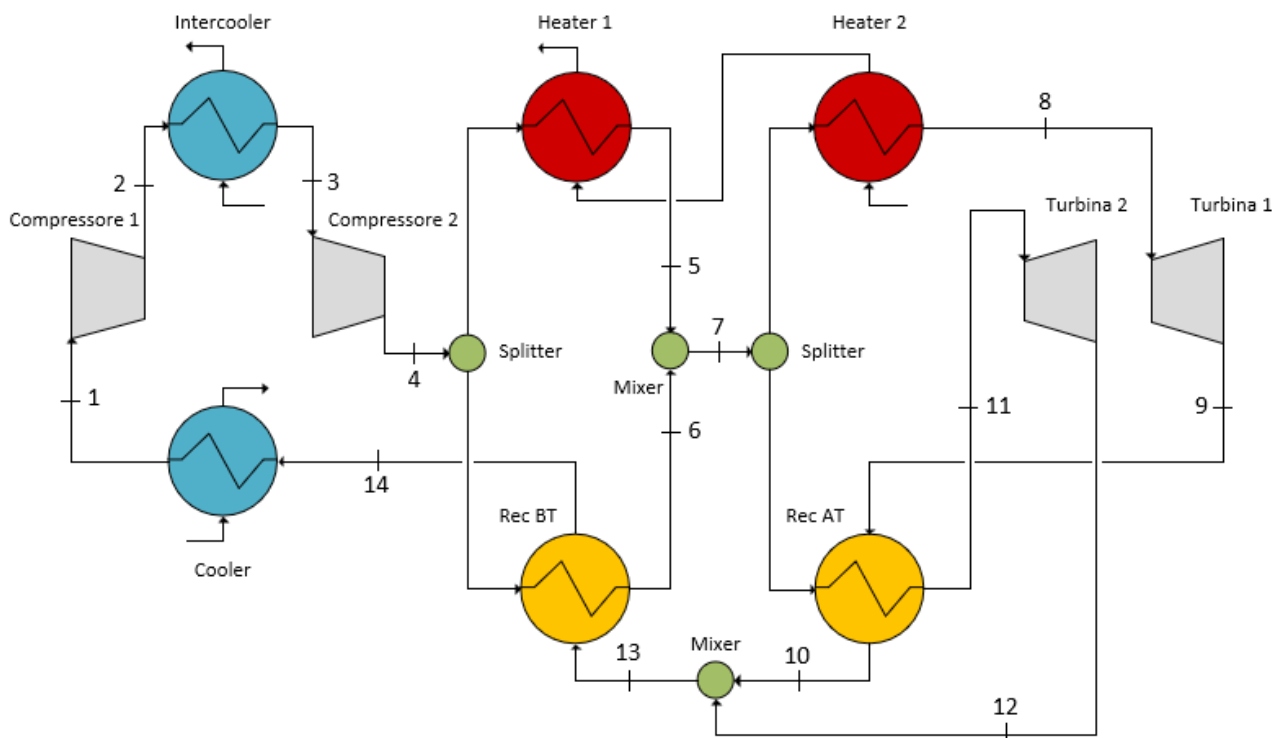


Figura 2.11. Schema del ciclo cascata avanzato

Lo schema di ciclo riprende quello del cascata con singola spartizione di flusso, in quanto solamente uno dei due flussi separati acquista calore dalla sorgente, mentre l'altro aumenta la sua temperatura grazie ai recuperatori. La novità sta in una doppia spartizione, tale per cui i flussi sono meglio adattabili agli scambi termici. Come risultato vi sono due scambiatori con la sorgente, tra i quali i due flussi vengono rimescolati tra loro. Il sistema consente di controllare i profili di temperatura dei recuperatori variando in maniera ottimale le portate suddivise, riducendo le irreversibilità del processo di scambio termico interno al ciclo.

I compressori lavorano a pressioni diverse, ma tali da raggiungere nel complesso la pressione massima di ciclo. Le due turbine, invece, operano con lo stesso salto di pressioni ma a temperature diverse: la seconda turbina avrà una temperatura di ingresso inferiore alla prima.

L'intera portata di massa (tab. 2.11), in condizioni prossime al punto critico (1), fluisce attraverso il primo compressore (2), si raffredda nel processo di interrefrigerazione (3) e viene compressa ulteriormente fino alla pressione massima di ciclo (4). Successivamente si divide in due portate, m_1 che acquista calore dal primo scambiatore con la sorgente (11), ed m_2 che si riscalda tramite il recuperatore di bassa temperatura (10). I due flussi si riuniscono (5) per dividersi nuovamente in

altre due portate m_3 ed m_4 . La prima scambia ancora con la sorgente (62) fino a raggiungere la temperatura massima di ciclo. Viene poi espansa in turbina (7) e raffreddata cedendo calore nel recuperatore di alta temperatura (12), dove la seconda portata, m_4 , si riscalda fino al punto 61. Anch'essa subisce un'espansione in una seconda turbina (13) e si ricombina ad m_3 tramite mixer (8). La CO_2 torna alle condizioni iniziali scambiando prima con il recuperatore di bassa (9) e cedendo il calore residuo al pozzo freddo.

Si noti che se i due flussi non si unissero nel punto 5 per poi separarsi il ciclo sarebbe uguale al cascata con singola spartizione di flusso con interrefrigerazione.

Tabella 2.11. *Trasformazioni termodinamiche del ciclo cascata avanzato*

Ciclo a cascata avanzato				
Descrizione stato	Componente	Tipo di componente		Portata
1-2	Compressore 1	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
2-3	Intercooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}
3-4	Compressore 2	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_{TOT}
4	Splitter 1	-	-	$m_{TOT}=m_1+m_2$
4-5	Sorgente calda – Heater 1	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_1
4-6	Recuperatore BT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_2
5-6-7	Mixer 1	-	-	$m_1+m_2=m_{TOT}$
7	Splitter 2	-	-	$m_{TOT}=m_3+m_4$
7-8	Sorgente calda – Heater 2	Scambiatore di calore Gas – sCO ₂	PCHE	m_3
8-9	Turbina 1	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_3
9-10	Recuperatore AT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_3
7-11	Recuperatore AT – Lato freddo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_4
11-12	Turbina 2	Turbomacchina	Radiale Assiale	m_4
10-12-13	Mixer 2	-	-	$m_3+m_4=m_{TOT}$
13-14	Recuperatore BT – Lato caldo	Scambiatore di calore sCO ₂ – sCO ₂	PCHE	m_{TOT}
14-1	Pozzo di rigetto – Cooler	Scambiatore di calore sCO ₂ – Aria/Acqua	PCHE	m_{TOT}

I vantaggi che sussistono per il ciclo cascata con singola spartizione di flusso si ritrovano anche in questo ciclo, per cui la sorgente viene raffreddata in modo soddisfacente dalla portata m_1 , la quale non passa attraverso un recuperatore prima di scambiare con la sorgente.

La doppia suddivisione di flusso costituisce uno dei punti di forza per raggiungere un maggiore rendimento di sistema. Si gioca infatti con le portate in modo da bilanciare al meglio i flussi di scambio termico interno.

2.1.2 Confronto con il metodo Heatsep

Il metodo HEATSEP propone un confronto tra i cicli che mostra l'evoluzione degli stessi.

Come si può notare dalle figure, tutte le configurazioni sono state private degli scambiatori, al posto dei quali rimangono solo i collegamenti termici “tagliati”. In questo modo risulta più chiaro il collegamento tra i cicli e si può comprenderne meglio l'evoluzione.

Legenda delle figure HEATSEP	
HEAT:	Scambiatore con la sorgente
Rec:	Recuperatore
RecBT:	Recuperatore di bassa temperatura
RecAT:	Recuperatore di alta temperatura
COOL:	Scambiatore di rigetto
IC:	Intercooler

Cicli derivanti da Angelino

Il ciclo a semplice recupero (fig. 2.12) consta di un compressore e una turbina tra cui sono stati effettuati i tagli termici. Con questo schema non si distingue la configurazione a recupero, in quanto non sono ancora stati definiti gli scambiatori, ma tutti i flussi sono inclusi in una black box.

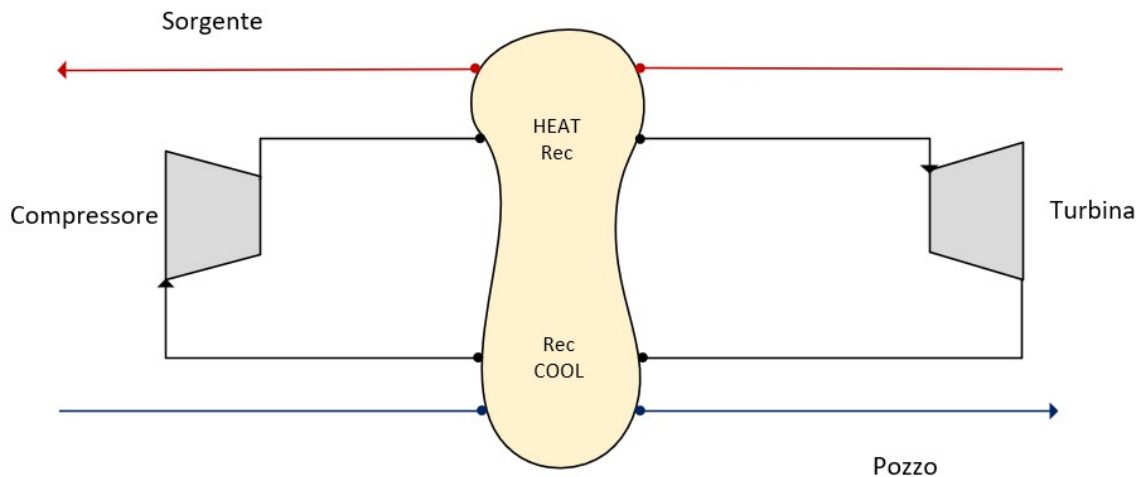


Figura 2.12. Schema HEATSEP del ciclo semplice

Il ciclo a precompressione è quello che assomiglia maggiormente al ciclo semplice (fig. 2.13) in quanto non vi è spartizione di flusso e la portata tende a seguire lo stesso schema. A differenza del ciclo semplice, però, viene aggiunto un nuovo compressore proprio in mezzo allo scambio termico, così che i recuperatori diventino due.

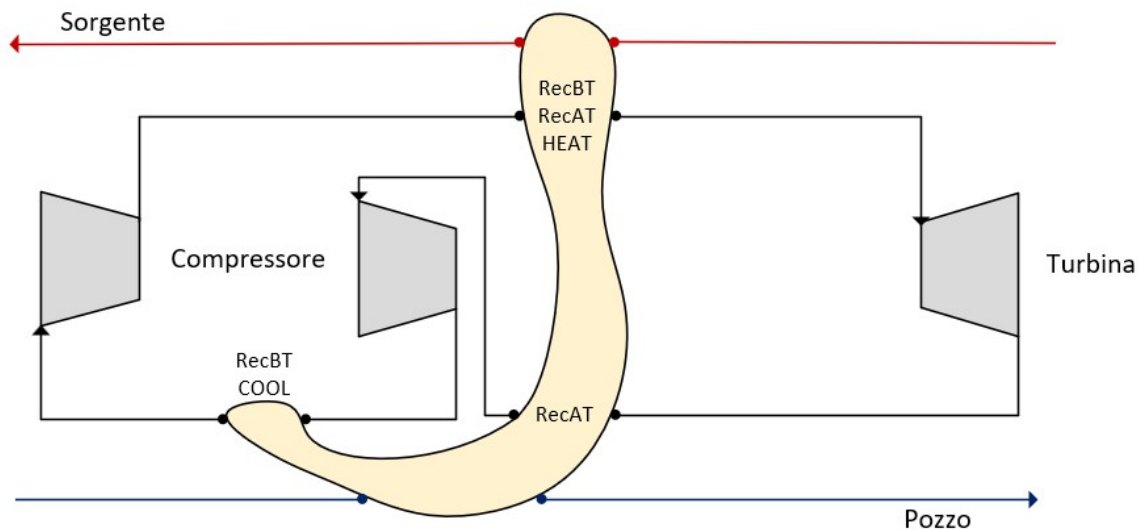


Figura 2.13. Schema HEATSEP del ciclo a precompressione

Il ciclo a ricompressione invece complica la configurazione dividendo la portata compressiva in due compressori e sviluppando per ciascuno un percorso diverso sia in termini di pressione che di scambio termico (fig. 2.14). Il modo in cui viene costruito questo ciclo lo differenzia pienamente da quello a precompressione già per la sua struttura di base, senza tenere conto dello scambio termico.

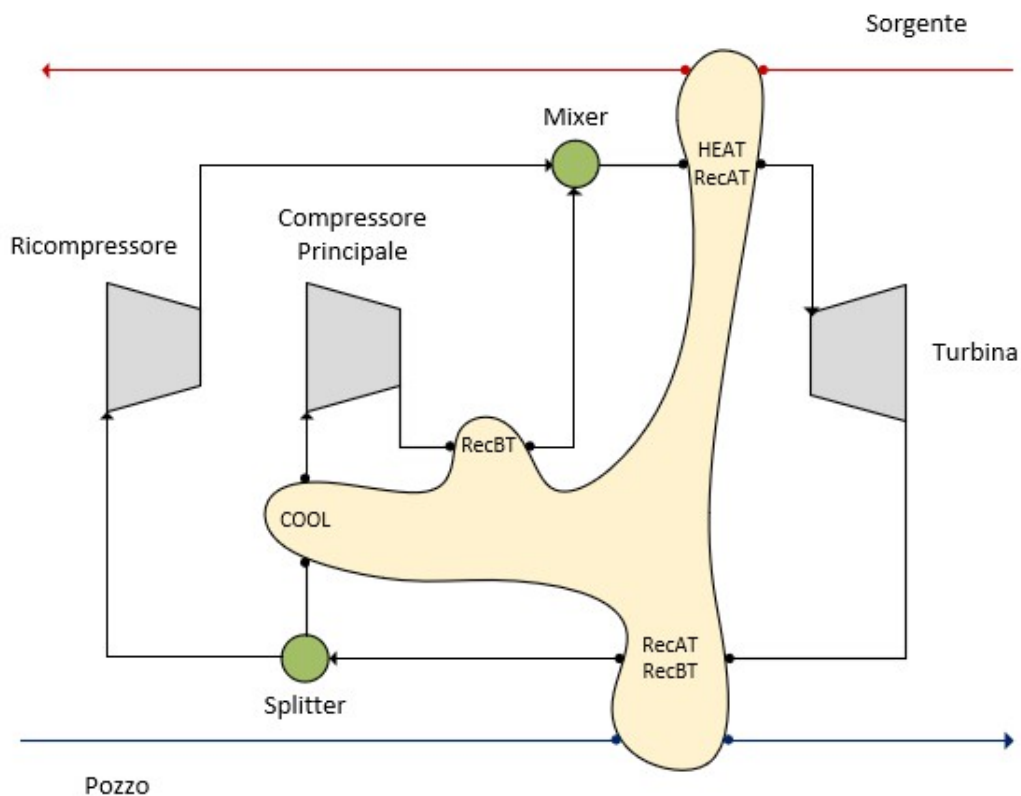


Figura 2.14. Schema HEATSEP del ciclo a ricompressione

Il Partial Cooling, invece, può essere considerato sia un'evoluzione del ciclo a ricompressione sia del ciclo a precompressione. Analizzando lo schema HEATSEP (fig. 2.15) si nota che l'unico componente aggiunto rispetto alla configurazione a ricompressione è un compressore posto davanti allo splitter. Studiandolo invece dal punto di vista del ciclo a precompressione risulta che, a meno di separare le due portate, le due configurazioni sono uguali. Ovviamente, l'ultimo ciclo presenta una complessità maggiore anche senza considerare la rete di scambiatori.

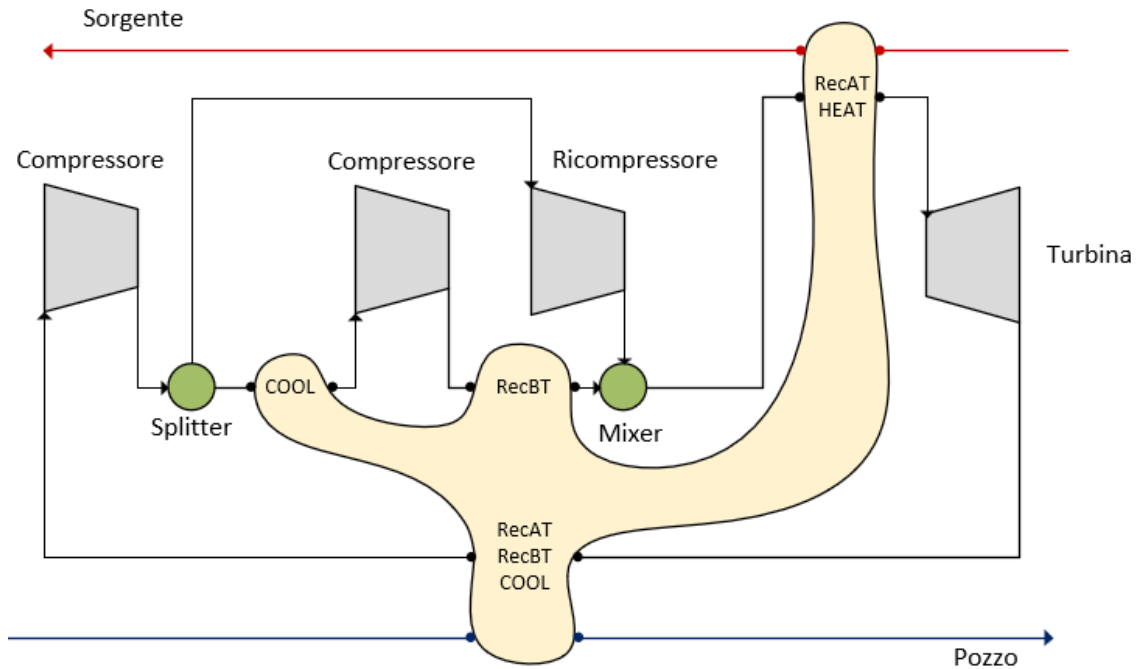


Figura 2.15. Schema HEATSEP del ciclo Partial Cooling

Cicli Cascata

Il primo ciclo cascata (fig. 2.16) deriva chiaramente dal ciclo a semplice recupero, per il quale viene introdotta la prima spartizione di flusso, ponendo due turbine in parallelo che elaborano ciascuna

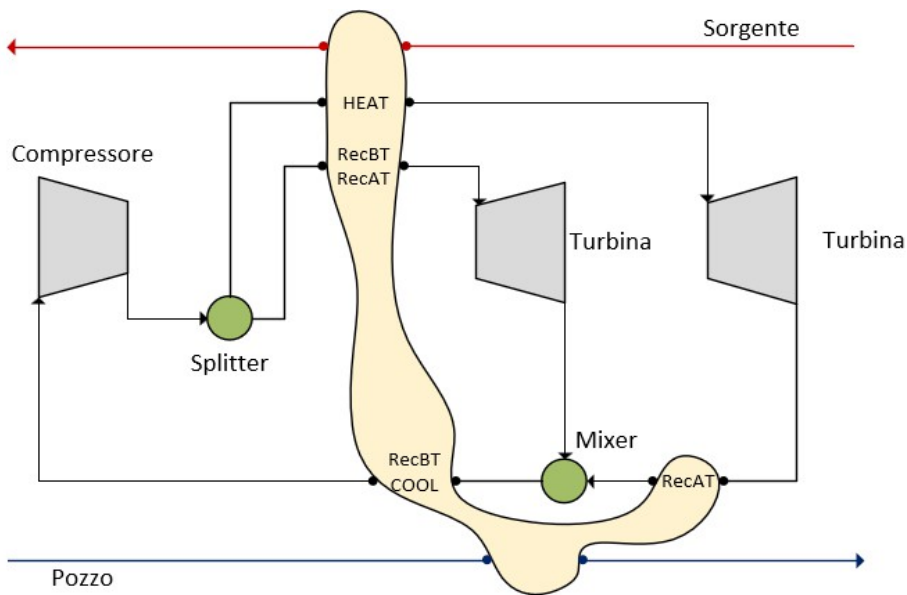


Figura 2.16. Schema HEATSEP del ciclo cascata con singola spartizione di flusso

una frazione di portata. Entrambi i flussi presentano un taglio tra lo splitter e la turbina, a dimostrazione del quale ciascun flusso deve essere riscaldato per poi essere espanso. I tagli termici dopo le turbine invece devono essere attuati in quanto la corrente di flusso deve essere raffreddata. In questa ottica si ignorano ancora gli scambi termici che vengono attuati, in quanto non è specificato se si tratta di una sorgente, un pozzo di rigetto o uno scambio interno. In uno stesso taglio possono avvenire più scambi, ma il processo che assegna gli scambiatori alle varie correnti costituisce la seconda parte del metodo HEATSEP.

Eccetto per la rete interna alla black box, lo schema cascata con singola spartizione di flusso è identico al cascata alternativo (fig. 2.17).

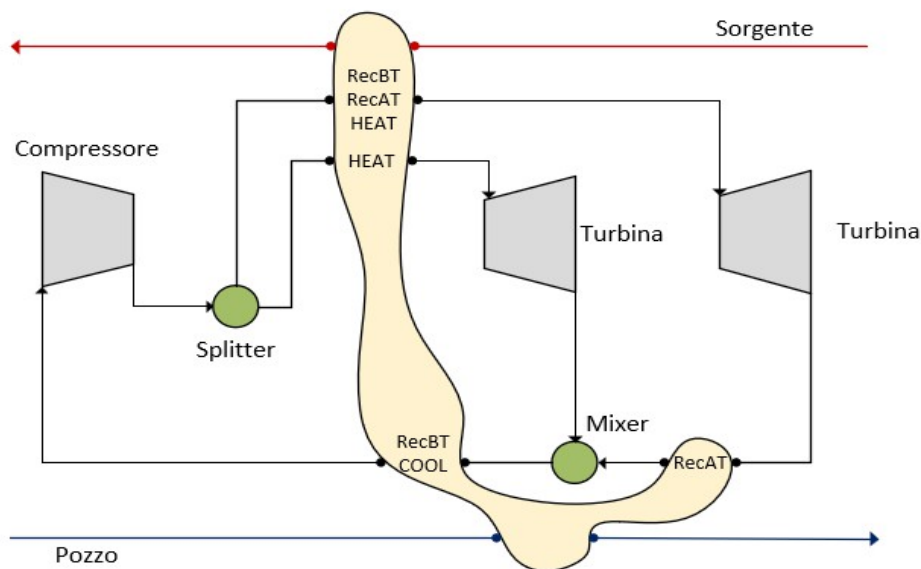


Figura 2.17. Schema HEATSEP del ciclo cascata II

Visto con questo schema, il ciclo cascata con singola spartizione di flusso assomiglia moltissimo al Dual Recuperated, un ciclo simile al cascata nella componentistica ma diverso per gli scambi termici che avvengono. La differenza nello schema HEATSEP è costituita da un taglio aggiuntivo in corrispondenza della seconda turbina (fig. 2.18).

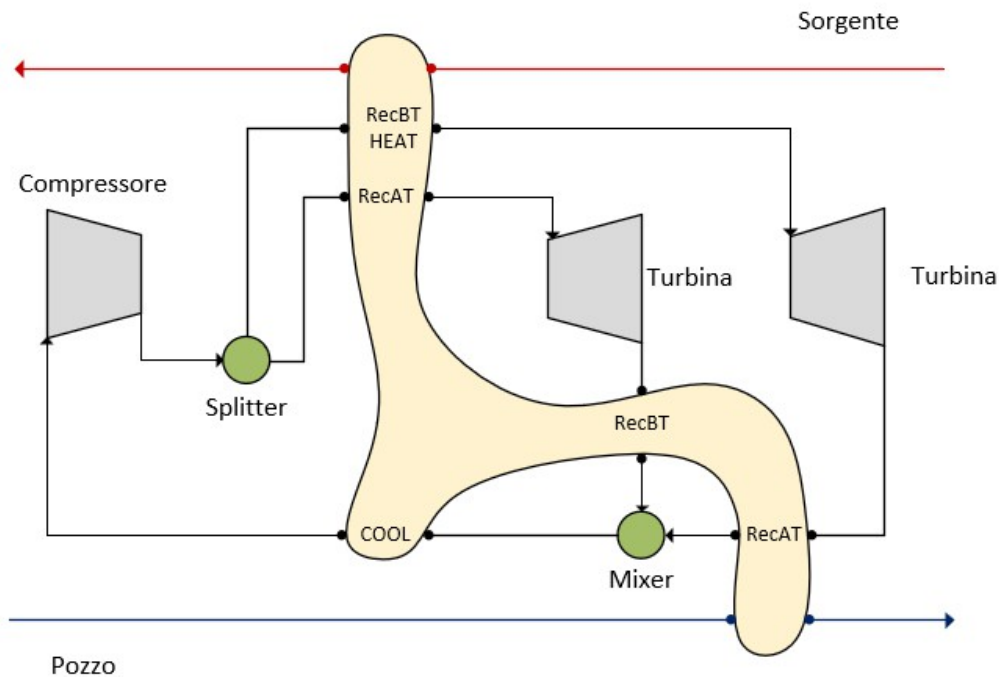


Figura 2.18. Schema HEATSEP del ciclo Dual Recuperated

Successivamente, nella configurazione a cascata con interrefrigerazione (fig. 2.19), viene aggiunto un compressore e tra i due viene tagliato il collegamento termico. Eccetto per questo componente, il ciclo rimane lo stesso e perciò può essere considerato la prima evoluzione del ciclo cascata con singola spartizione di flusso.

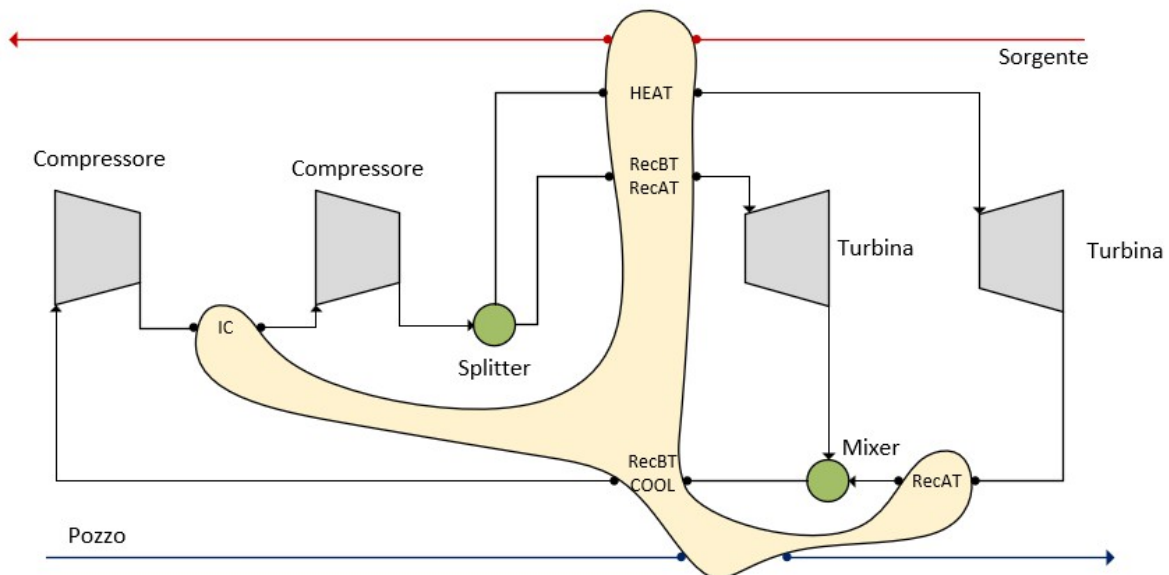


Figura 2.19. Schema HEATSEP del ciclo cascata con singola spartizione con interrefrigerazione

Anche questo schema, eccetto per la disposizione degli scambiatori nella black box, è identico al cascata alternativo con interrefrigerazione (fig. 2.20).

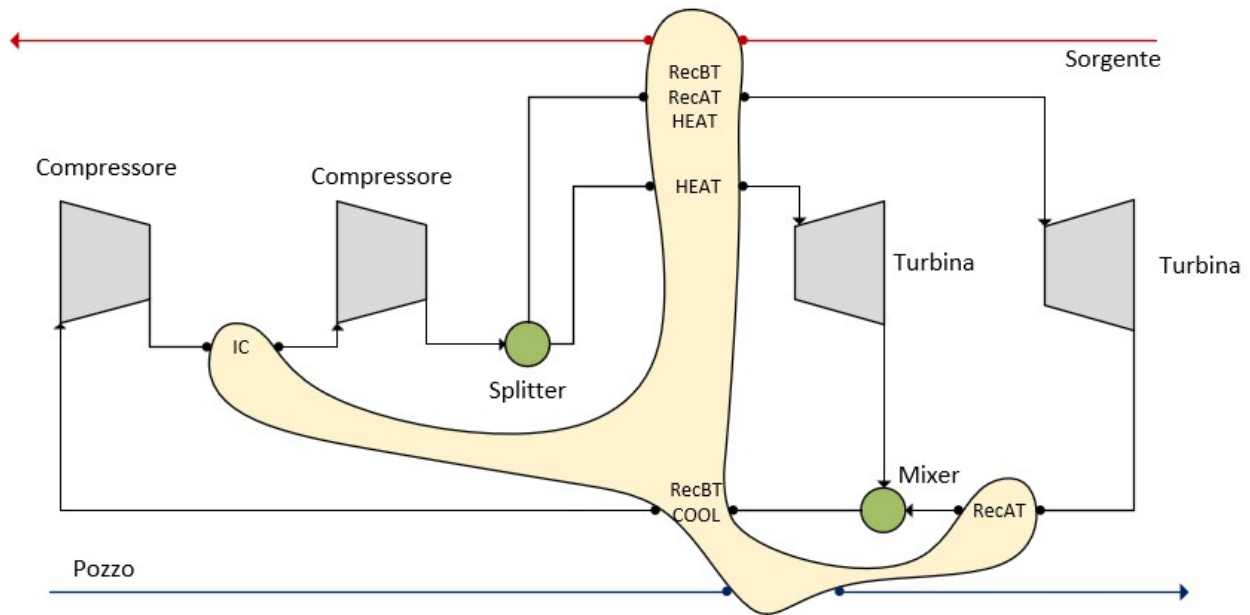


Figura 2.20. Schema HEATSEP del ciclo cascata II con interrefrigerazione

Il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso è modellato sulla base del ciclo cascata con interrefrigerazione ma presenta nella parte centrale l'aggiunta di un mixer e uno splitter in rapida successione, senza tagli termici intermedi. Ciò che si ottiene dalla doppia suddivisione è di poter variare indipendentemente le portate nella sezione immediatamente successiva al secondo compressore e in quella precedente le turbine (fig. 2.21).

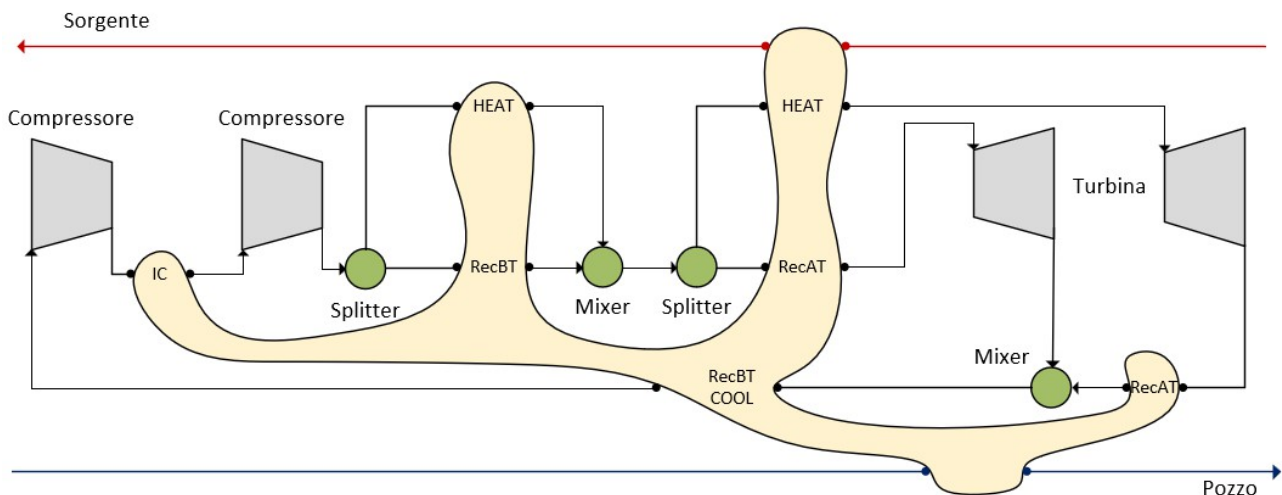


Figura 2.21. Schema HEATSEP del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

In conclusione il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso è un'evoluzione diretta del ciclo cascata con singola spartizione di flusso.

2.2 Scelta delle configurazioni di ciclo

Tra le configurazioni appena trattate sono state scelte quattro soluzioni da studiare in ambiente EES. Per ciascuna di esse è stata fatta la modellazione e le successive ottimizzazioni, servendosi di vettori, tabelle parametriche e grafici a due variabili e a curve di livello.

Il primo ciclo ad essere studiato è quello a semplice rigenerazione. Questo ciclo non solo rappresenta il fondamento su cui si basano tutti gli altri, ma costituisce una valida alternativa in termini di economicità della soluzione, nonché di semplicità costruttiva. Inoltre, rappresenta un ciclo molto studiato e largamente preso in considerazione in molti articoli che trattano i cicli supercritici a CO_2 , per cui si è reputato essenziale includerlo nella modellazione. Il parametro per cui viene ottimizzato il ciclo è la temperatura massima di ciclo, o TIT (fig. 2.22). Si ritiene che quest'ultimo sia un parametro che agisce in modo determinante sulle prestazioni di ciclo, influenzando lo scambio termico nello scambiatore con la sorgente e quindi, di riflesso, tutto il ciclo.

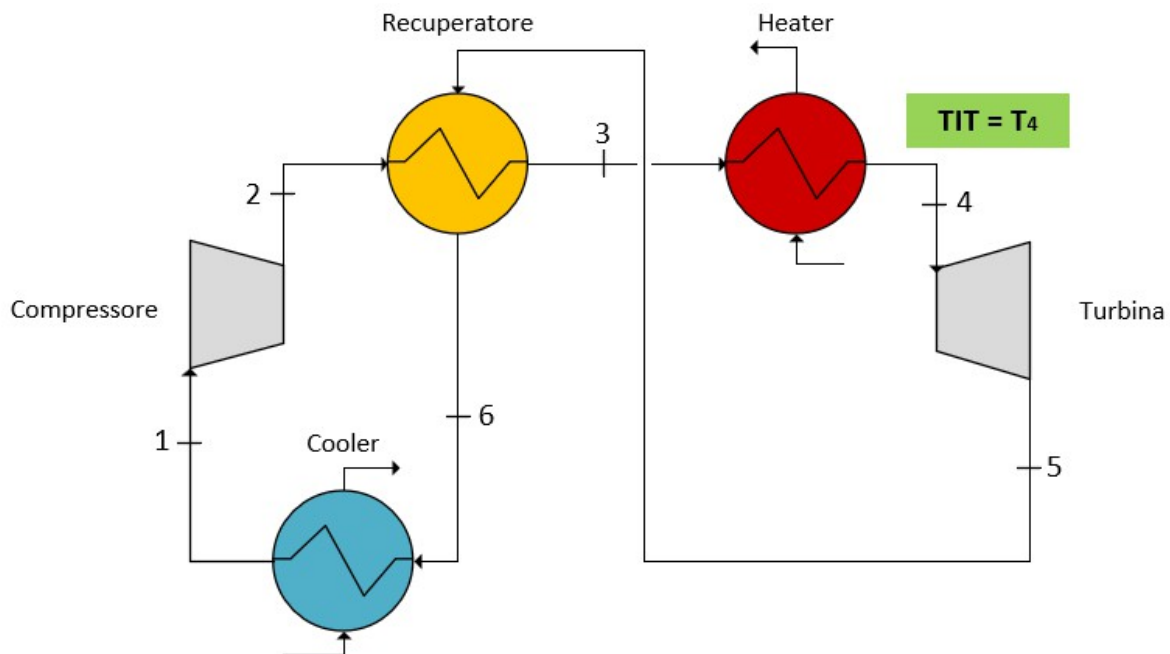


Figura 2.22. Schema del ciclo semplice rigenerativo con variabile di ottimizzazione TIT evidenziata

Il secondo ciclo preso in considerazione è costituito da una delle varianti del ciclo semplice più studiate nella letteratura, ovvero il ciclo a ricompressione. In particolare, conoscendo le sue alte prestazioni in campo nucleare, si vuole analizzarne la convenienza in ambito WHR e capire se può rappresentare una valida alternativa. È infatti noto come questa configurazione abbia un elevato rendimento di ciclo, tuttavia questo non è sufficiente ad affermare che anche il rendimento di sistema sia ragionevole, causa la ridotta finestra di temperatura sfruttabile dal ciclo e l'alta capacità rigenerativa del ciclo, che in questo caso più che essere un pregio penalizza lo sfruttamento della sorgente. Le variabili di ottimizzazione (fig. 2.23) sono la temperatura massima di ciclo o TIT e la frazione di portata x che scorre nel compressore principale, vale a dire il rapporto tra la portata che scorre nel compressore principale e quella complessiva del ciclo. Si vuole ottimizzare quest'ultimo fattore in quanto la spartizione di flusso regola le portate che scorrono ai diversi lati del

recuperatore di bassa temperatura, correggendo l'assetto del ciclo semplice per ottenere profili termici ben appaiati al fine di migliorare lo scambio termico.

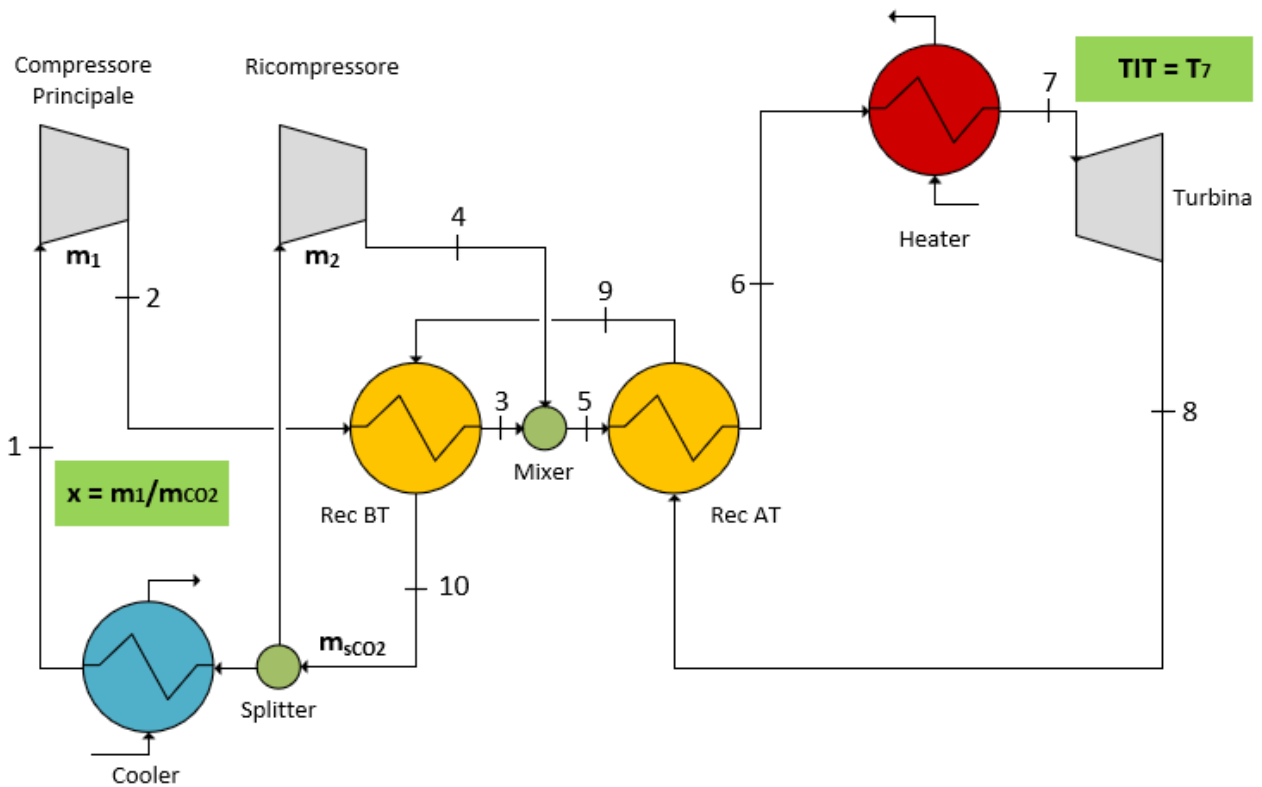


Figura 2.23. Schema del ciclo a ricompressione con variabili di ottimizzazione TIT e x evidenziate

Per avere un elevato rendimento di sistema è opportuno ottenere non solo un buon rendimento di ciclo, ma anche un'accettabile efficienza di recupero del calore di scarto. È quindi bene considerare configurazioni specifiche che riescono a sfruttare in modo più completo i fumi, come del resto viene

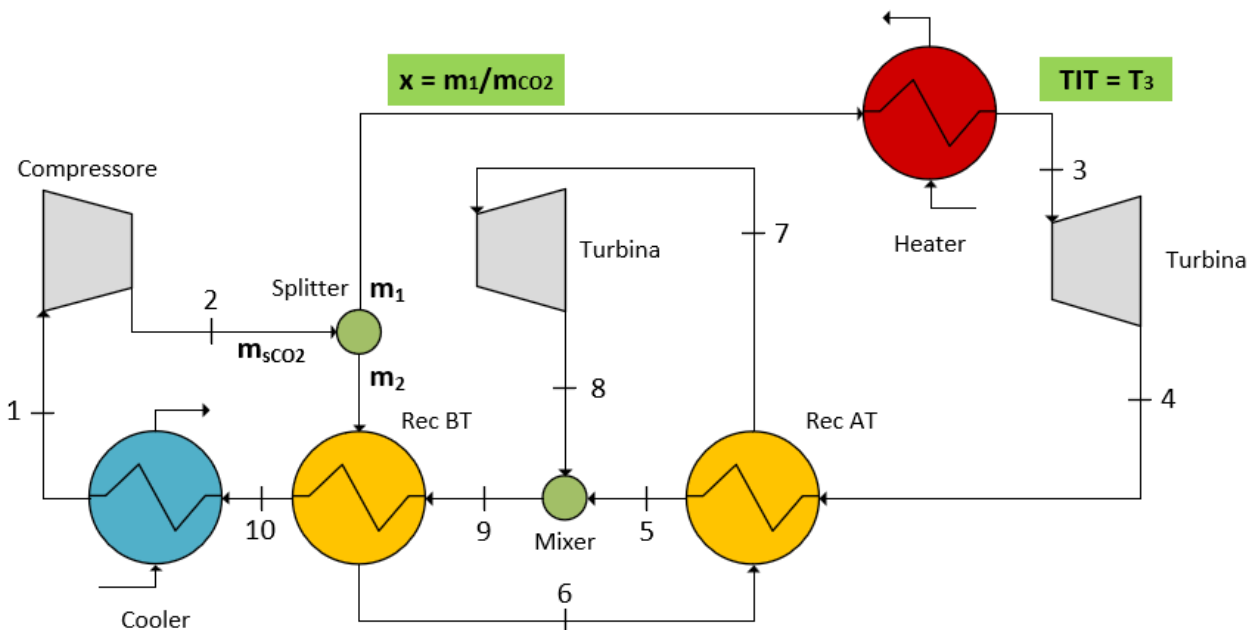


Figura 2.24. Schema del ciclo cascata con singola spartizione di flusso con variabili di ottimizzazione TIT e x evidenziate

fatto in letteratura. La più semplice di queste è il ciclo cascata a singola spartizione di flusso. Le sue prestazioni in ambito WHR sono promettenti grazie soprattutto alla spartizione di flusso, per la quale una parte della portata all'uscita dal compressore viene convogliata direttamente allo scambiatore con la sorgente calda. Questo consente di scambiare calore in un vasto range di temperature, che include anche temperature basse. Le variabili di ottimizzazione prese in considerazione sono la TIT ed il rapporto tra la portata che scorre nell'heater e quella complessiva, denominato frazione di portata x (fig. 2.24). Si è scelto di ottimizzare quest'ultimo fattore in quanto la spartizione di flusso regola le portate da assegnare ad ogni componente nelle due ramificazioni, ed in particolare regola la portata che scorre attraverso i diversi scambiatori, influenzando l'entità dello scambio termico con la sorgente, ma soprattutto il recupero termico, appaiando le capacità termiche nei profili caldo e freddo.

Successive ricerche nel lavoro di Kimzey, Cho et al. e Kim et. al. sottolineano un'evoluzione del ciclo cascata in configurazioni sempre più complesse. L'ultimo ciclo considerato è quindi il ciclo cascata avanzato a doppia spartizione di flusso, una configurazione innovativa dalle prestazioni promettenti. La doppia separazione di portate rende possibile controllare in modo migliore gli scambi termici, sia con la sorgente che interni, consentendo di raggiungere un maggior rendimento di sistema. Le variabili che qui vengono ottimizzate sono tre: la TIT, la frazione di massa x che scorre nel primo heater e la frazione di massa y che interessa il secondo heater (fig. 2.25). I motivi per cui vengono scelte queste variabili sono gli stessi spiegati in precedenza. In particolare, variare x e y permette di regolare la portata di ogni sezione ramificata del ciclo.

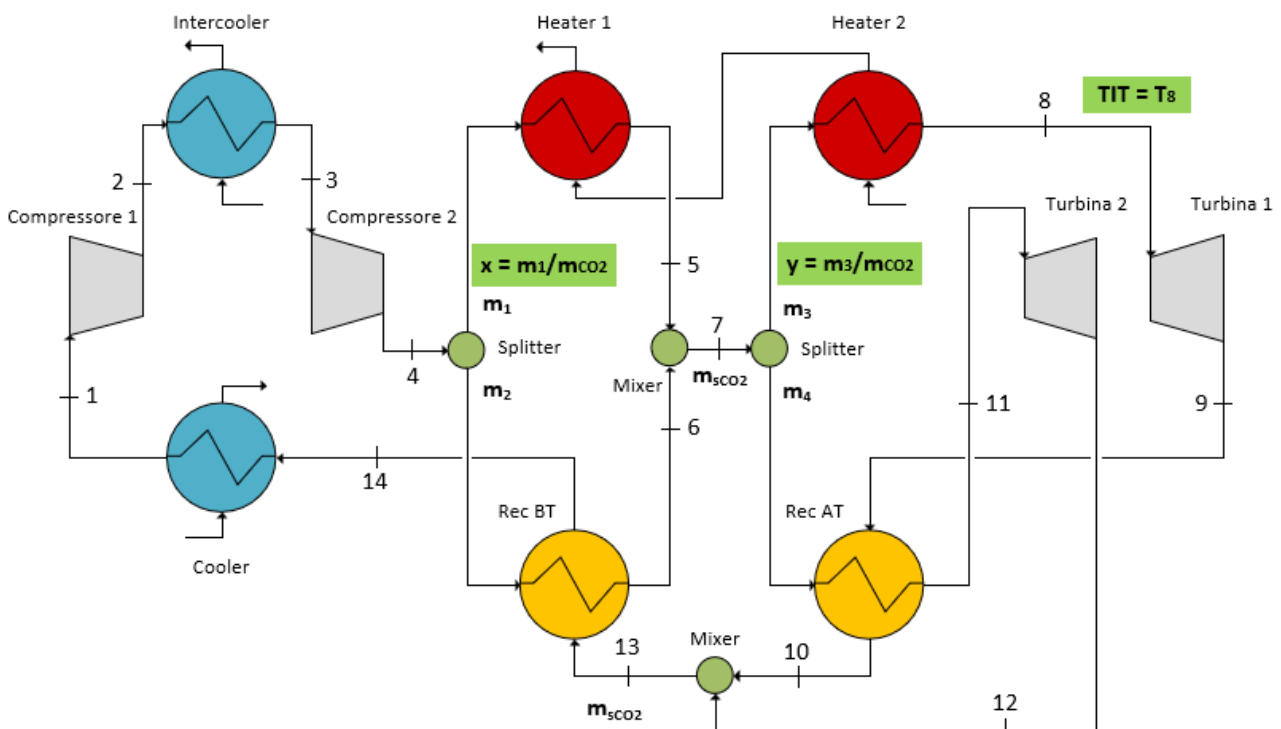


Figura 2.25. Schema del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso con variabili di ottimizzazione TIT, x e y evidenziate

2.3 Software utilizzato: EES

Il software scelto per la modellazione dei cicli è Engineering Equation Solver (EES), un programma di calcolo di tipo simultaneo che permette di effettuare simulazioni di processi ingegneristici. Al suo interno sono inclusi algoritmi che consentono di calcolare le proprietà di un gran numero di sostanze e di definire interamente gli stati termodinamici.

EES consente di scrivere le equazioni di un modello anche in forma implicita, ma richiede di definire un sistema di n equazioni in esattamente n incognite, e ciò rappresenta una criticità a cui bisogna prestare attenzione.

2.4 Assunzioni di base delle simulazioni

Prima di prendere in considerazione la progettazione dei programmi EES è bene fare una digressione sulle principali assunzioni che vengono effettuate per tutte le configurazioni. In questa sezione vengono fissate alcune variabili indipendenti di ciclo, che non saranno oggetto di ottimizzazione ma rimarranno fisse per tutte le simulazioni.

Potenza elettrica in uscita

La potenza elettrica in uscita è stata posta pari a 1 MW, al netto delle perdite meccaniche ed elettriche. In base alla potenza vanno a determinarsi tutte le variabili estensive di ciclo, in particolare le portate di massa circolanti nelle varie sezioni e la portata dei fumi. È stato scelto questo valore in quanto limite superiore per considerare turbomacchine di tipo radiale.

Temperatura minima, pressione minima e pressione massima di ciclo

Poiché le condizioni in ingresso del compressore devono essere il più vicine possibile alle condizioni critiche della CO₂, pressione e temperatura minima di ciclo vanno scelte in modo opportuno. Per ciò che riguarda la pressione massima, questa viene scelta sia sulla base dell'avanzamento tecnologico sia considerando la potenza netta in uscita.

In base agli articoli presi in considerazione risultano diversi valori di ciascun parametro (tab. 2.12):

Tabella 2.12. Assunzioni di temperatura minima, pressione minima e pressione massima

	T_{\min} [°C]	p_{\min} [MPa]	p_{\max} [MPa]
Manente et al., 2014	32	7,63	20
Wright et al., 2016	32,25	7,7	24
Marchionni et al., 2017	32	7,5	25
Hou et al., 2017	31	7,4	22,5
Cho et al., 2015	32	7,6-7,8	28
Parametri fissati	32	7,63	20

Si è scelto di considerare gli stessi valori di Manente et al.. La temperatura minima presenta lo stesso valore quasi per tutte le fonti, la pressione minima varia leggermente ma il valore centrale si

può considerare 7,63 MPa e la pressione massima si è scelta non troppo elevata perché i cicli che vengono modellati non hanno una grande potenza in uscita.

Sorgente termica: temperatura massima della sorgente, calore specifico dei fumi e vincolo di pinch point

Il ciclo a CO₂ supercritica comunica con la sorgente termica mediante uno o più scambiatori detti heater, che per assunzione sono di tipo compatto PCHE.

La temperatura massima della sorgente dipende dall'applicazione a cui è rivolto il ciclo (così come la temperatura massima del ciclo stesso). Le applicazioni si distinguono tra medio-bassa, media e alta temperatura, per cui la sorgente in linea teorica presenta temperature massime rispettivamente di 400°C, 600°C e 800°C.

Il calore specifico dei fumi non è sempre costante con la temperatura, specialmente se il range di temperatura della sorgente è molto ampio. Inoltre, la sorgente presa in considerazione è generica. Per effettuare una stima esatta del calore specifico da assegnare bisognerebbe conoscere nel dettaglio la composizione dei fumi della sorgente, che varia a seconda del tipo di applicazione. Senza scendere nel dettaglio del contenuto di inquinanti ma illustrando solamente i componenti principali dei fumi, si può notare dalla tabella 2.13 quanto possano variare le diverse componenti.

Tabella 2.13. Composizione dei fumi in base alle applicazioni [Zevenhoven-Kilpinen]

Typical compositions of some raw flue gases and fuel gases i.e. before gas clean-up

(data from Alderliesten et al., 1990, Gasunie, 1988, Göttlicher, 1999, Maskuniitty, 1995, Werther, 1999)

	Pulv. coal combustion flue gas	Waste incinerat. flue gas	Coal gasification fuel gas §	Coal-fired IGCC flue gas	Gas-fired CC flue gas
O ₂ %-v	~ 6	7 - 14		~ 12	~14
N ₂ %-v	~ 76	balance	~4 / ~1	~ 66	~76
CO ₂ %-v	~11	6 - 12	~4 / ~13	~ 7	~ 3
H ₂ O %-v	~ 6	10 - 18	~4 / ~1	~ 14	~ 6
CO %-v		0.001-0.06	~58/~40		
H ₂ %-v			~30/~29		
Ar %-v	~ 1	~ 1	~ 1	~ 1	~1

In applicazioni turbogas si ha una più elevata percentuale di ossigeno nei fumi dovuta all'eccesso d'aria. Anche gli impianti di gassificazione hanno un'alta percentuale di O₂, ma aumenta la percentuale di acqua. Gli impianti a carbone, invece, presentano una maggiore percentuale di CO₂, mentre l'ossigeno è dimezzato.

Essendo così diverse le concentrazioni non è possibile scegliere dei valori precisi del calore specifico che valgano per tutti i casi, perciò è stato deciso di approssimare il valore del calore specifico a 1,17 kJ/(kg K), tipico valore per un'applicazione turbogas.

Negli scambiatori tra CO₂ supercritica e sorgente si è scelto di non porre il vincolo dell'efficienza dello scambiatore, bensì di fissare il ΔT di pinch point. Questo valore è stato scelto in quanto con l'efficienza si corre il rischio di avere differenze di temperatura tra CO₂ e fumi troppo basse, essendo i fumi di tipo gassoso e quindi penalizzanti lo scambio termico. In questo documento ci si è attenuti al lavoro di Manente et al. sia come approccio sia come valore, per cui il ΔT_{pp} è fissato a 50°C.

Efficienza dei recuperatori

Gli scambiatori di calore interni al ciclo si ipotizzano di tipo compatto PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger) in quanto questa tecnologia è considerata da gran parte degli studi la più idonea per la funzione che viene svolta dai recuperatori.

I PCHE consentono di ottenere efficienze molto alte, quasi unitarie, ma il costo e l'area di scambio richiesta per soddisfare tale prestazione incrementa in modo simile alla figura 2.26 [Shiferaw et al., 2016]. Si può dimostrare che in corrispondenza di valori moderati di efficienza (0,9-0,94) si può avere un buon incremento di prestazioni con un costo relativamente basso, mentre nella regione ad alta efficienza (0,96-0,99) l'incremento dell'efficienza presenta costi significativi. Un guadagno di efficienza del 2% nella prima regione comporta un incremento di costi pari al 15%, nella seconda regione invece del 60%.

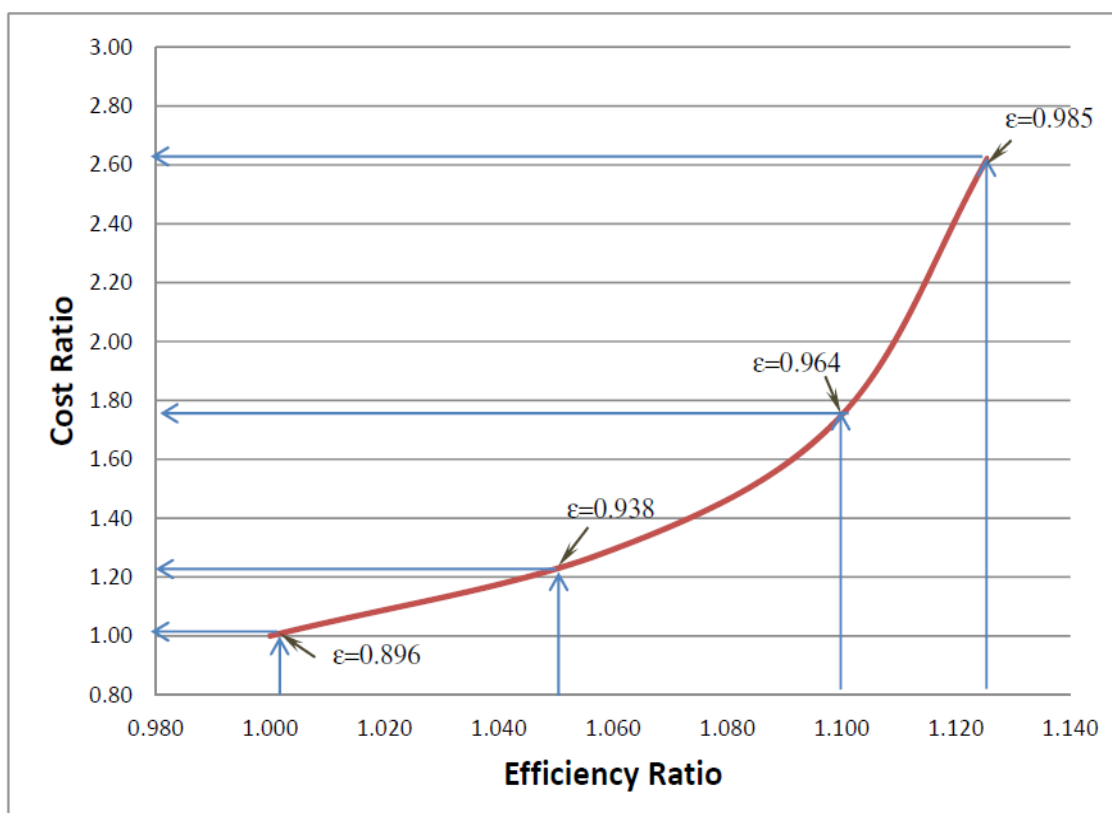


Figura 2.26. Andamento dei costi in funzione dell'efficienza dello scambiatore [Shiferaw et al.]

Si considera inoltre il confronto con altri articoli, in particolare Cho et al., che utilizza efficienze del 95%, e Manente et al., con recuperatori di efficienza 90%-95%.

Per questi motivi l'efficienza dei recuperatori è stata posta pari al 95%.

Rendimenti isoentropici di compressione e di espansione

In letteratura sono stati riscontrati numerosi cicli che differiscono sia per la potenza elettrica in uscita sia per i valori di rendimento assunti per le turbomacchine (tab. 2.14).

Tabella 2.14. Rendimenti isoentropici riscontrati in letteratura

	$\eta_{is,compressore}$	$\eta_{is,turbina}$	Potenza netta [MW]
Marchionni et al., 2017	0,7	0,85	0,157 – 0,174
Manente et al., 2014	0,9	0,9	4 – 5,5
Wright et al., 2016	0,82	0,85	7 – 8,6
McDowell et al., 2015	0,77 – 0,8	0,85 – 0,90	10
Fuller et al., 2012	0,8	0,85	12,2
Brun et al., 2017	0,78 – 0,83	0,84 – 0,86	20
Cho et al., 2015	0,88	0,92	120 – 140
Dostal et al., 2004	0,95	0,93	246
McDowell et al., 2015	0,8 – 0,85	0,9	550
Parametri fissati	0,8	0,85	1

Poiché si volevano scegliere dei valori che non fossero né troppo ottimistici né troppo penalizzanti, per un sistema con una potenza di 1 MW sono stati scelti come rendimenti isoentropici di compressore e turbina rispettivamente 0,8 e 0,85.

Perdite meccaniche ed elettriche

Nella simulazione è opportuno tenere in considerazione una percentuale di perdita di tipo meccanico ed una di tipo elettrico (tab. 2.15).

Tabella 2.15. Rendimenti meccanici ed elettrici riscontrati in letteratura

	η_{mecc}	η_{elettr}
Marchionni et al., 2017	0,98	0,95
Manente et al., 2014		0,98
Wright et al., 2016		0,93

Al fine di quantificare le perdite per ciascun componente è stato scelto un rendimento complessivo delle perdite al compressore (meccaniche ed elettriche) di 0,98 e un rendimento complessivo della turbina di 0,95.

Variabili di ottimizzazione

Parametri che invece vengono fatti variare nel tentativo di ottimizzarli sono la temperatura massima di ciclo e la frazione di massa in caso di spartizione di flusso. Queste variabili sono state specificate per ogni configurazione presa in considerazione, e verranno riprese ed esplicitate nelle relative sezioni.

Nella seguente tabella si riassumono le assunzioni principali dei cicli (tab. 2.16):

Tabella 2.16. Assunzioni principali

Assunzioni principali delle simulazioni EES	
Potenza netta, P_{netta}	1 MW
Temperatura minima, T_{min}	32°C
Pressione minima, p_{min}	7,63 MPa
Pressione massima, p_{max}	20 MPa
Temperatura di ingresso dei fumi, $T_{fumi,in}$	400-600-800°C
Calore specifico dei fumi, $c_{p,fumi}$	1,17 kJ/(kg K)
Differenza minima di temperatura nell'heater, $\Delta T_{PP,fumi}$	50 °C
Efficienza dei recuperatori, ε_{rec}	0,95
Rendimento isoentropico di compressione, $\eta_{is,compr}$	0,80
Rendimento isoentropico di espansione, $\eta_{is,turb}$	0,85
Rendimento mecc+el al compressore, $\eta_{m,compr}$	0,98
Rendimento mecc+el alla turbina, $\eta_{m,turb}$	0,95

2.5 Modellazione dei componenti in EES

L'obiettivo è di studiare i cicli mediante bilanci di massa, di energia e prestazioni dei componenti singoli, contestualizzandoli successivamente nel loro insieme. Vengono inoltre individuate le variabili del sistema e, di queste, vengono specificate quali e quante è opportuno assumere indipendenti e quindi fissate.

I vari componenti vengono in successione descritti secondo le equazioni che li definiscono.

Compressore

Si consideri il punto 1 all'ingresso del compressore, il punto 2 all'uscita.

Le variabili caratteristiche di un compressore sono il rapporto tra le pressioni di uscita e di ingresso ed il rendimento isoentropico di compressione. Vengono definite in EES nel seguente modo:

$$r_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (13)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

dove h_{2is} è l'entalpia che si avrebbe se il compressore fosse ideale (rendimento isoentropico pari a 1) quindi se l'entropia del punto 1 fosse uguale a quella del punto 2. In EES:

$$h_{2is} = \text{enthalpy}(\text{carbondioxide}; P = p[2]; s = s[1])$$

L'equazione che definisce le variabili estensive riguarda la potenza al compressore, che è pari a:

$$P_{compressore} = m_{CO2} \cdot \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_m} \quad (15)$$

È importante notare che la portata che calcola la potenza è quella che scorre nel compressore, concetto non così scontato da applicare per i cicli complessi. Il rendimento meccanico/elettrico è un altro parametro che definisce il compressore, e va a ridurre la potenza al compressore.

Turbina

Si consideri il punto 1 all'ingresso della turbina, il punto 2 all'uscita.

Similmente al compressore si definiscono il rapporto tra le pressioni ingresso-uscita e il rendimento isoentropico di espansione.

$$r_e = \frac{p_1}{p_2} \quad (16)$$

Il rapporto tra le pressioni, escludendo perdite di carico tra gli scambiatori, è già definito dal compressore.

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}} \quad (17)$$

dove h_{2is} è definito come prima.

La potenza sviluppata alla turbina è definita come:

$$P_{turbina} = m_{CO_2} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{mg} \quad (18)$$

e di nuovo valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza.

Potenza netta

La potenza netta di ciclo viene calcolata come differenza tra la somma delle potenze prodotte dalla turbina e la somma delle potenze richieste dai compressori per funzionare.

$$P_{netta} = \sum P_{turbina} - \sum P_{compressore} \quad (19)$$

Scambiatore con la sorgente

Si consideri il punto 1 all'ingresso dell'heater, il punto 2 all'uscita.

Tutti gli scambiatori di calore presenti nel ciclo vengono considerati privi di perdite di carico, perciò:

$$p_1 = p_2 \quad (20)$$

I due flussi sono legati dal calore che scambiano l'uno con l'altro. Questo calore viene fornito dalla corrente gassosa (i fumi del lato caldo) alla CO₂ supercritica che opera nel ciclo chiuso. Ancora una volta, le portate di fumi e CO₂ sono quelle che circolano all'interno dello scambiatore, mentre T_{fumi,in} e T_{fumi,out} sono rispettivamente la temperatura di ingresso e di uscita dei fumi dallo scambiatore.

$$q_{heat} = m_{fumi} \cdot c_{p_{fumi}} \cdot (T_{fumi,in} - T_{fumi,out}) \quad (21)$$

$$q_{heat} = m_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (22)$$

Recuperatori

Si consideri il punto 1 all'ingresso del recuperatore e il punto 2 all'uscita, lato caldo. Si consideri il punto 3 all'ingresso del recuperatore e il punto 4 all'uscita, lato freddo.

I recuperatori costituiscono una delle parti più delicate della modellazione, in quanto perni del funzionamento del ciclo. Mentre per l'heater è sufficiente calcolare gli stati termodinamici solo all'ingresso e all'uscita dello scambiatore, i recuperatori operano in condizioni non adeguatamente distanti dal punto critico, per le quali il calore specifico di ciascun flusso varia considerevolmente. È quindi necessario suddividere lo scambiatore in più parti, e per ciascuna calcolare gli stati

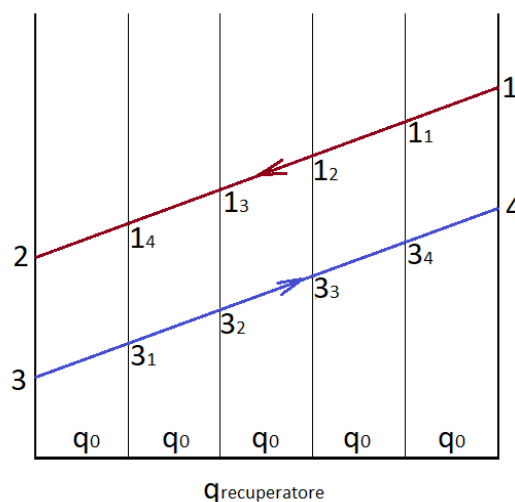


Figura 2.27. Suddivisione del recuperatore

termodinamici degli estremi. Per dare un'idea del procedimento si noti la figura (fig. 2.27).

Si calcola dapprima il calore complessivo scambiato:

$$q_{recuperatore} = m_{caldo} \cdot (h_1 - h_2) = m_{freddo} \cdot (h_4 - h_3) \quad (23)$$

Questo valore viene diviso, per esempio, in cinque parti uguali, per cui:

$$q_0 = \frac{q_{recuperatore}}{5} \quad (24)$$

e per ciascun segmento si scrive l'equazione di scambio termico, così che alla fine siano definiti anche gli stati termodinamici intermedi. Sfruttando questo approccio è possibile tracciare con maggiore precisione il profilo termico nello scambiatore, in particolare nel diagramma T-q.

Un altro parametro che va considerato è l'efficienza dello scambio termico, riferita al calore complessivo che viene scambiato. L'efficienza è per definizione il rapporto tra il calore disponibile e quello massimo. Nel caso di configurazione controcorrente:

$$q_{recuperatore} = C_{caldo} \cdot (T_1 - T_2) = m_{caldo} \cdot (h_1 - h_2) \quad (25)$$

$$q_{recuperatore} = C_{freddo} \cdot (T_4 - T_3) = m_{freddo} \cdot (h_4 - h_3) \quad (26)$$

$$q_{MAX} = C_{min} \cdot (T_1 - T_3) \quad (27)$$

$$\epsilon_{rec} = \frac{q_{recuperatore}}{q_{MAX}} \quad (28)$$

Vi sono due tipi di efficienze: basate sulle temperature o sulle entalpie.

L'efficienza può essere definita in due modi, a seconda che i profili convergano o divergano tra loro.

Se $T_2 - T_3 < T_1 - T_4$ (profili divergenti) allora la capacità minima è quella del lato caldo. L'efficienza è definita come:

$$\epsilon_{rec} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} \quad (29)$$

oppure come:

$$\epsilon_{rec} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h(p_2, T_3)} \quad (30)$$

Se $T_2 - T_3 > T_1 - T_4$ (profili convergenti) allora la capacità minima è quella del lato freddo. L'efficienza è definita come:

$$\epsilon_{rec} = \frac{T_4 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (31)$$

oppure come:

$$\epsilon_{rec} = \frac{h_4 - h_3}{h(p_4, T_1) - h_3} \quad (32)$$

Il calcolo con le entalpie risulterebbe più corretto e completo, tuttavia presenta degli inconvenienti nel momento in cui i due profili tendono ad appaiarsi, soprattutto nel recuperatore a bassa temperatura (dove, essendo più vicini al punto critico, i valori di calore specifico variano maggiormente). Quando i calori specifici delle due correnti si assomigliano le definizioni (convergente e divergente) dell'efficienza dal punto di vista delle entalpie si sovrappongono tra loro in modo scorretto. La problematica sorge dal fatto che, mentre i denominatori delle efficienze

definite tramite la temperatura sono uguali nei casi convergente e divergente, quelli delle efficienze secondo entalpia differiscono tra loro in modo sostanziale (basti vedere come sono definiti). Ciò provoca una discontinuità nel passaggio da un'efficienza all'altra con il rischio di non avere valori corretti dei parametri di ciclo. Per questo motivo in tutti i programmi è stato scelto di continuare adottando le definizioni di efficienza basate sulla temperatura.

Per comprendere la variazione da profili divergenti a profili convergenti si osservi l'esempio del recuperatore di alta temperatura del ciclo cascata a singola spartizione di flusso a $T_{fumi,in} = 400^\circ\text{C}$ (fig. 2.28). Mantenendo TIT pari a 350°C e facendo variare solamente la frazione di portata x i profili di scambio termico, al crescere di x , da divergenti tendono ad appaiarsi e successivamente a convergere. Questa variazione deve essere considerata in quanto varia la definizione dell'efficienza dello scambiatore, e per farlo è necessario implementare un ciclo IF in ambiente EES.

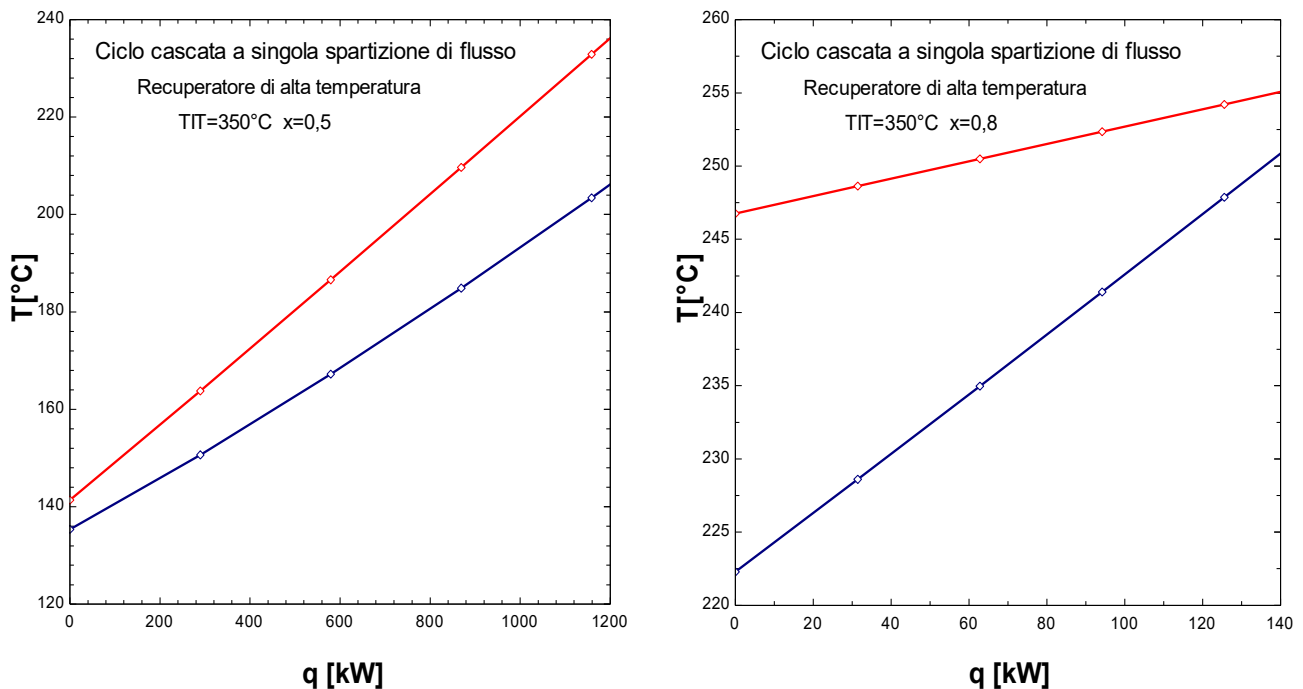


Figura 2.28. Profili divergenti e convergenti nel recuperatore di alta temperatura del ciclo cascata a singola spartizione di flusso per $T_{fumi,in}=400^\circ\text{C}$ e $TIT=350^\circ\text{C}$, variando x da 0,5 a 0,8

Scambiatori di rigetto e intercooler

Si consideri il punto 1 all'ingresso del cooler, il punto 2 all'uscita.

Questi scambiatori sono stati considerati solo per ciò che riguarda la CO_2 supercritica, la quale cede calore ad un pozzo freddo. La natura del pozzo non è stata definita in quanto non strettamente pertinente alle prestazioni di ciclo (diversamente dalla sorgente, per la quale è necessario conoscere le temperature dei fumi). L'unico parametro rilevante è il calore asportato dalla corrente, definito come:

$$q_{cool} = m_{CO_2} \cdot (h_1 - h_2) \quad (33)$$

Mixer

Si considerano i punti 1 e 2 all'ingresso del mixer, il punto 3 all'uscita. L'equazione che definisce questo componente è la seguente:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3 \quad (34)$$

Splitter

Si considera il punto 1 di ingresso, i punti 2 e 3 all'uscita. Non è stata definita una vera e propria equazione per questo componente, in quanto le condizioni termodinamiche non subiscono una variazione, quindi le entalpie dei punti all'uscita corrispondono all'entalpia di ingresso. La variazione avviene nella portata di massa, giacché la massa al punto 1 si divide. L'equazione che rappresenta questo passaggio è un banale bilancio di massa.

Bilancio di massa

In caso di spartizione di flusso, la massa totale m_1 viene suddivisa in m_2 ed m_3 :

$$m_1 = m_2 + m_3 \quad (35)$$

Rendimenti

Per valutare le prestazioni è fondamentale definire il rendimento di ciclo (o termico), l'efficienza di recupero del calore di scarto e il rendimento di sistema.

Il rendimento termico è definito come:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{netta}}{q_{heat}} \quad (36)$$

Nei cicli per il recupero termico ciò che conta maggiormente è il rendimento complessivo e non del solo ciclo, perciò è necessario definire:

$$\phi_{recupero\ termico} = \frac{q_{heat}}{q_{disp}} \quad (37)$$

dove il denominatore rappresenta il calore che la sorgente mette complessivamente a disposizione.

$$q_{disp} = m_{fumi} \cdot c_{p_{fumi}} \cdot (T_{fumi, in} - T_{amb}) \quad (38)$$

La temperatura ambiente è stata definita pari a 20°C.

Il rendimento di sistema è il prodotto tra i due:

$$\eta_{sistema} = \eta_{ciclo} \cdot \phi_{recupero\ termico} \quad (39)$$

Stati termodinamici

Una volta impostato un ciclo in questo modo, si vanno a calcolare per ogni stato temperatura, pressione, entalpia ed entropia. Per definire univocamente uno stato termodinamico è necessario e sufficiente conoscere il fluido (cioè la CO₂) e due di questi parametri.

2.6 Conclusioni

Questo capitolo rappresenta i presupposti per le ottimizzazioni che seguiranno. Attraverso lo studio delle varie configurazioni trovate in letteratura è stata giustificata l'evoluzione di tali cicli, che ha permesso di scegliere opportunamente le quattro configurazioni: il ciclo semplice rigenerativo, il ciclo a ricompressione, il ciclo cascata con singola spartizione di flusso ed il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso. Sono state successivamente definite le assunzioni valide per tutti i modelli e si sono delineate le equazioni utilizzate per i vari componenti. In conclusione si dispone ora di tutte le informazioni per comprendere le ottimizzazioni effettuate.

Capitolo 3

Ottimizzazione termodinamica

L'ottimizzazione termodinamica si propone di determinare il valore ottimale delle variabili di decisione in corrispondenza delle quali si ottiene il massimo rendimento di sistema. Definiti questi parametri di decisione nel capitolo precedente, si procede quindi alla realizzazione, simulazione e ottimizzazione dei modelli. Ciascuna delle quattro configurazioni scelte viene studiata per le tre diverse temperature della sorgente (400°C, 600°C e 800°C).

Per ogni caso si procede inizialmente a determinare le variabili di decisione di ottimo termodinamico, successivamente si analizzano i modelli ed i risultati ottenuti (in particolare rendimento di sistema, di ciclo ed efficienza di recupero del calore di scarto). Si vogliono inoltre analizzare gli scambi termici, soprattutto tra la CO₂ e la sorgente e nei recuperatori. Infine viene effettuato un confronto tra le varie temperature.

Una volta ottenuti i risultati dal modello si ritiene importante confrontarli con quelli presenti in letteratura.

3.1 *Ciclo semplice rigenerativo*

Il primo ciclo modellato in ambiente EES è il ciclo semplice con rigenerazione, e rappresenta uno dei cicli più studiati in letteratura. Si è scelta questa configurazione sia per valutarne le prestazioni sia per analizzarne l'effettiva convenienza rispetto ai cicli successivi. Essendo costituito solamente da due turbomacchine (compressore e turbina) e da tre scambiatori di calore (heater, recuperatore e cooler) il costo è relativamente basso, tuttavia è indubbio che i parametri di prestazione del ciclo siano penalizzati da questa semplicità.

Si riporta qui lo schema di ciclo (fig. 3.1).

In EES sono stati inizialmente definiti tutti i parametri di ciclo fissati (già discussi), e successivamente sono stati modellati i vari componenti, facendo attenzione a determinare tutte le caratteristiche di ogni stato termodinamico. Sono stati creati quattro vettori per entalpia, entropia, temperatura e pressione, ciascuno contenente i valori ordinati degli stati termodinamici.

Il recuperatore è stato suddiviso in dieci segmenti e l'efficienza è stata definita in base alle temperature. Lo scambiatore con la sorgente è stato suddiviso in tre segmenti. Lo scambiatore di rigetto è stato diviso in cinque segmenti per meglio visualizzare la curva del ciclo nel grafico T-s.

Per fare i grafici si è preferito creare altri vettori in modo da ordinare la successione di punti. I grafici degli scambi termici tra sorgente e flusso di CO₂ supercritica e tra due flussi di CO₂ nel recuperatore sono stati disegnati a parte in diagrammi T-q, mentre per rappresentare il ciclo nel suo complesso ci si è affidati al diagramma T-s.

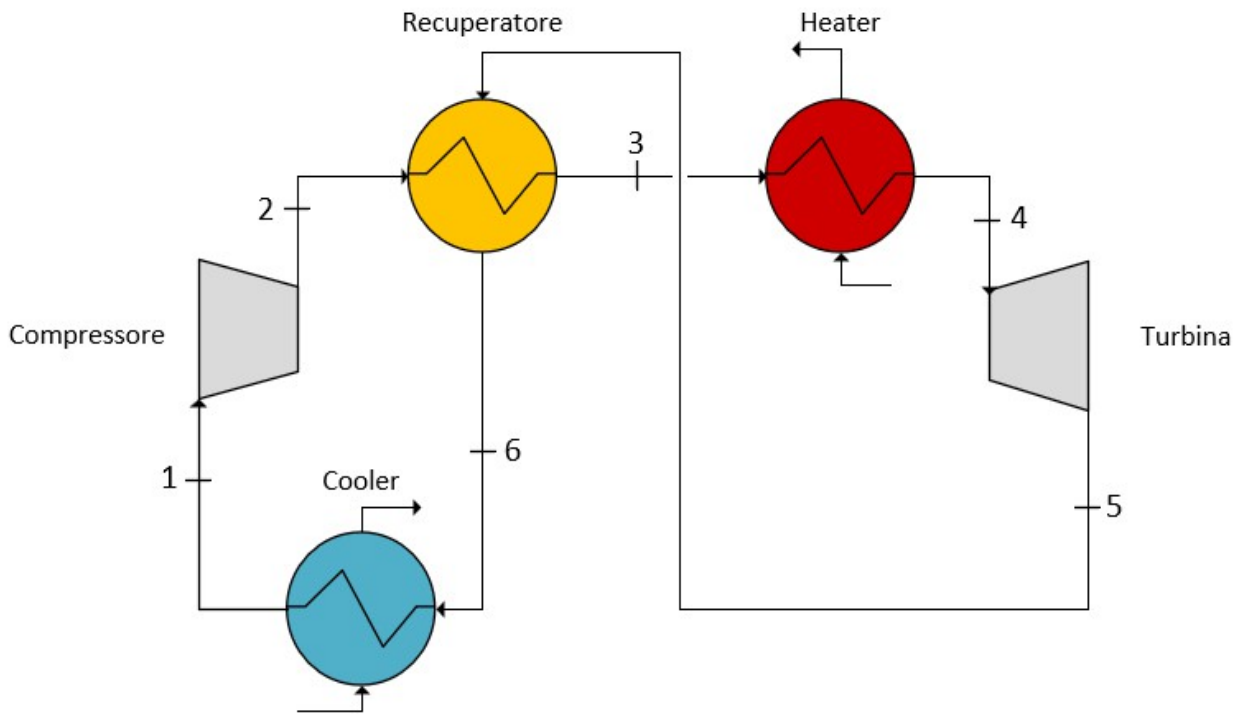


Figura 3.1. Schema del ciclo semplice con recuperatore

Ottimizzazione

È stata inizialmente fissata la temperatura di ingresso della sorgente, a scelta tra 400°C (sorgente a bassa temperatura), 600°C (media temperatura) e 800°C (alta temperatura). Lo studio si è focalizzato sulla media temperatura in quanto quella più probabile per applicazioni di calore di scarto, ma non sono state tralasciate le altre due opzioni.

Una volta impostata la temperatura dei fumi, non essendoci spartizione di flusso, l'unico parametro che da ottimizzare è la TIT (Turbine Inlet Temperature), ovvero la temperatura massima di ciclo T_4 . Facendo variare quest'ultima, cambia il modo in cui il calore viene recuperato dalla sorgente, ma soprattutto la quantità di calore che viene recuperata dallo scambiatore interno. In EES è stata sviluppata una tabella parametrica avente TIT come unica variabile indipendente, e sono stati calcolati di volta in volta il rendimento di sistema η_{sistema} , il rendimento di ciclo η_{ciclo} e l'efficienza di scambio termico $\Phi_{\text{recupero termico}}$. Scelta una definizione dell'efficienza del recuperatore (in base a profili convergenti o divergenti), è stato controllato a posteriori, tramite differenze di temperatura tra i fluidi all'ingresso e all'uscita del recuperatore, la sua effettiva correttezza.

Per l'ottimizzazione è stata riportata solo la tabella parametrica, mentre non sono stati considerati i vari stati termodinamici di ciascuna soluzione. Per maggiore chiarezza la tabella è stata rielaborata in alcuni grafici che visualizzano l'andamento dei parametri di prestazione in funzione di TIT.

Soluzione ottimizzata

Una volta individuata l'ottima TIT per cui il rendimento di sistema risulta massimizzato, l'intero ciclo è stato studiato mediante grafici e tabelle. Sono stati riportati perciò i diagrammi T-s, T-q sorgente-sCO₂ e T-q sCO₂-sCO₂ del recuperatore. Sono stati fatti infine opportuni commenti e la soluzione è stata confrontata, dove possibile, con altre simulazioni riscontrate in letteratura.

3.1.1 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 400°C

Ottimizzazione

Il primo caso prevede un recupero del calore a bassa temperatura, avendo una temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore con la sorgente $T_{fumi,in} = 400^\circ\text{C}$. Il parametro da massimizzare è il rendimento di sistema, e l'ottimizzazione viene effettuata variando la temperatura massima che raggiunge la CO_2 supercritica all'interno del ciclo, che qui corrisponde a T_4 . La massima TIT per cui il ciclo può operare dati i limiti imposti nella sezione assunzioni è 350°C , ovvero 50°C in meno rispetto alla temperatura della sorgente. Questo perché all'heater si assume una configurazione in controcorrente, per cui l'ingresso dei fumi nello scambiatore ($T=T_{fumi,in}$) corrisponde all'uscita della CO_2 ($T=TIT$).

In tabella (tab. 3.1) sono elencati i risultati dell'ottimizzazione, operata in EES mediante tabella parametrica.

Tabella 3.1. Ottimizzazione del valore di TIT per $T_{fumi,in}=400^\circ\text{C}$

TIT	η_{sistema}	η_{ciclo}	$\Phi_{\text{recupero termico}}$
350	0,1145	0,2405	0,4762
340	0,1162	0,2358	0,4930
330	0,1176	0,2309	0,5094
320	0,1186	0,2258	0,5254
310	0,1193	0,2206	0,5409
300	0,1196	0,2152	0,5559
290	0,1195	0,2095	0,5705
280	0,1191	0,2037	0,5847
270	0,1182	0,1976	0,5983
260	0,1169	0,1912	0,6116
250	0,1152	0,1846	0,6244
240	0,1131	0,1776	0,6368
230	0,1105	0,1703	0,6488
220	0,1074	0,1626	0,6606
210	0,1038	0,1545	0,6721
200	0,0997	0,1459	0,6835

In azzurro è evidenziato il valore di TIT per cui si ottiene il massimo rendimento di sistema. Si noti che a questo non corrisponde né il massimo del rendimento di ciclo (che si ha per $TIT=350^\circ\text{C}$) né la massima efficienza di scambio termico (che si ha per temperature basse). Scendendo al di sotto dei 200°C η_{sistema} risulta eccessivamente penalizzato, per cui i risultati non sono stati presi in considerazione.

I parametri di prestazione possono essere graficati in funzione di TIT per meglio comprendere il loro andamento (fig. 3.2 e 3.3). Il rendimento di sistema effettua una parabola mentre gli andamenti di η_{ciclo} e $\Phi_{\text{recupero termico}}$ sono moderatamente lineari.

Il rendimento di ciclo diminuisce al diminuire di TIT, in quanto si riduce la temperatura media a cui viene fornito il calore. Il rendimento di recupero termico, al contrario, migliora in quanto abbassandosi la T_4 si riduce anche la T_3 , per cui la sorgente viene sfruttata anche a temperature più basse.

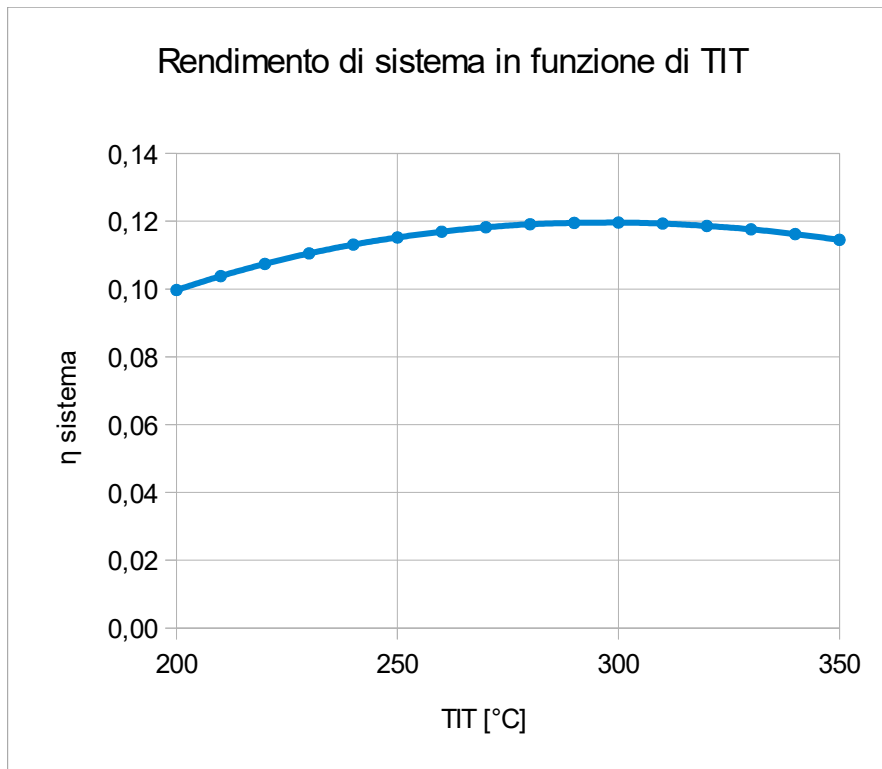


Figura 3.2. *Variazione del rendimento di sistema in funzione di TIT*

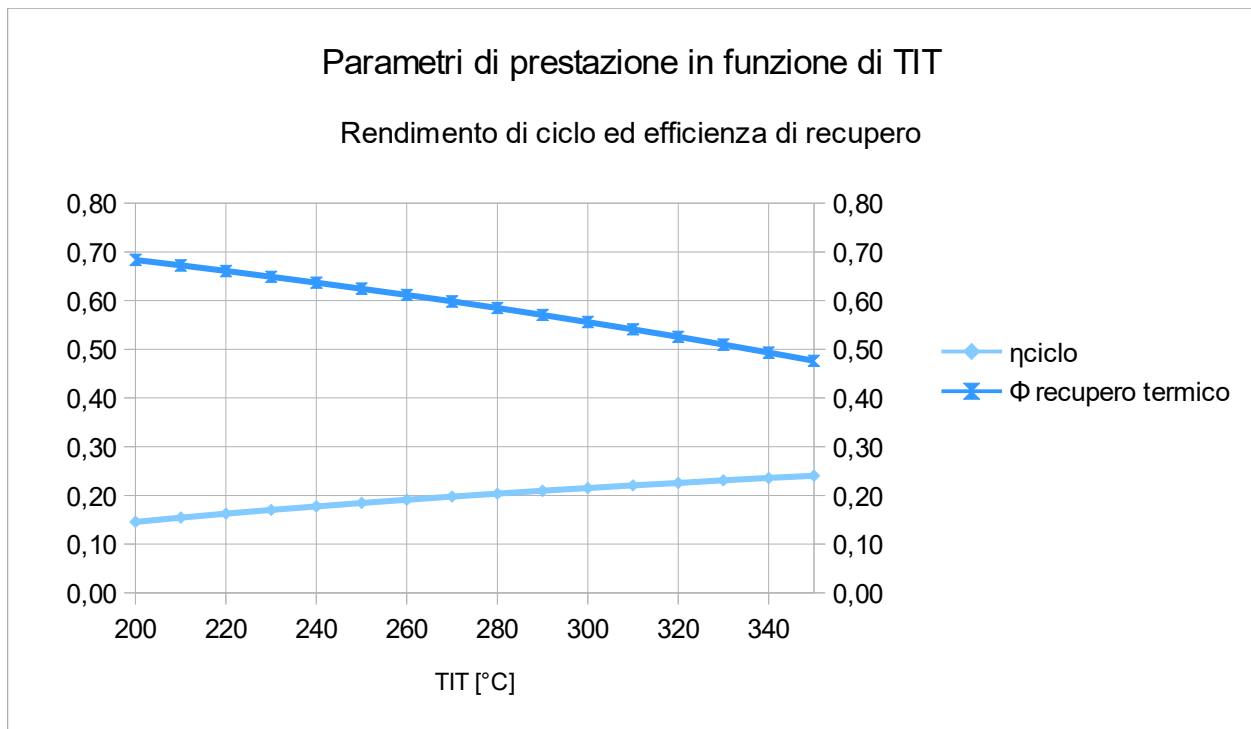


Figura 3.3. *Variazione del rendimento di ciclo e dell'efficienza di recupero in funzione di TIT*

In conclusione l'ottimo della funzione si ha per TIT=300°C, per il quale il rendimento di sistema è pari a 11,96 %.

Soluzione ottimizzata

Procedendo ad analizzare la soluzione ottimale si fissa TIT a 300°C. EES restituisce nei risultati tutti i parametri del ciclo, compresi gli stati termodinamici, le variabili estensive e l'evoluzione degli scambi termici.

Nella seguente tabella vengono riassunti i vari stati termodinamici (tab. 3.2):

Tabella 3.2. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	138,70	20,00	-2,62	-0,905
4	300,00	20,00	220,70	-0,443
5	209,30	7,63	144,70	-0,415
6	71,40	7,63	-24,45	-0,832

Viene tracciato (fig. 3.4) il diagramma T-s della soluzione ottimizzata.

Diagramma T-s del ciclo semplice con recuperatore ($T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$, $TIT=300^{\circ}\text{C}$)

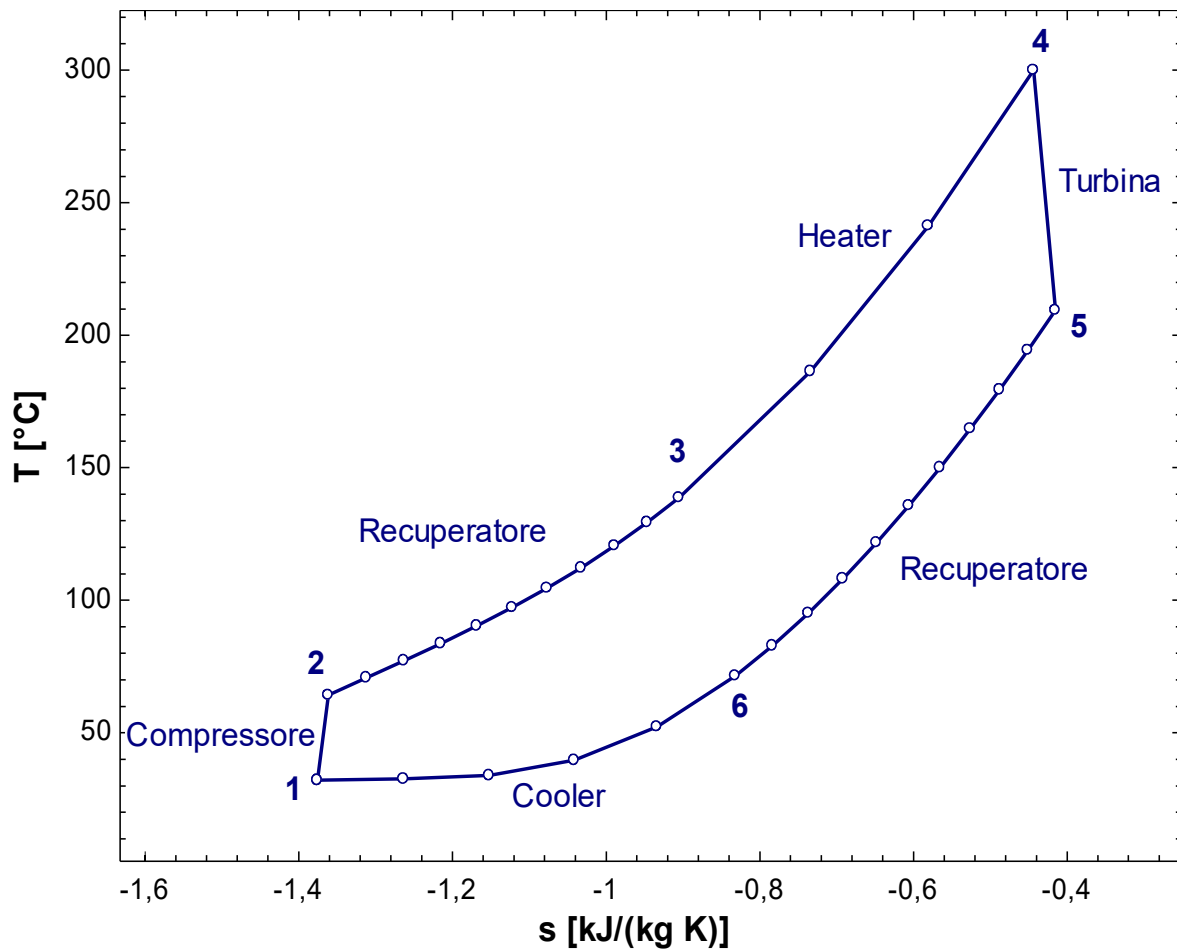


Figura 3.4. Diagramma T-s del ciclo semplice a recupero per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$ ($TIT=300^{\circ}\text{C}$)

Si analizzano ora gli scambi termici.

Scambiatore con la sorgente

Lo scambio termico (fig. 3.5) si presenta molto uniforme e per questo l'heater è stato suddiviso solamente in tre segmenti. Il calore specifico dei fumi è costante perciò è indubbia la linearità del profilo, mentre la CO₂, essendo distante dal punto critico, non presenta variazioni rilevanti del suo calore specifico.

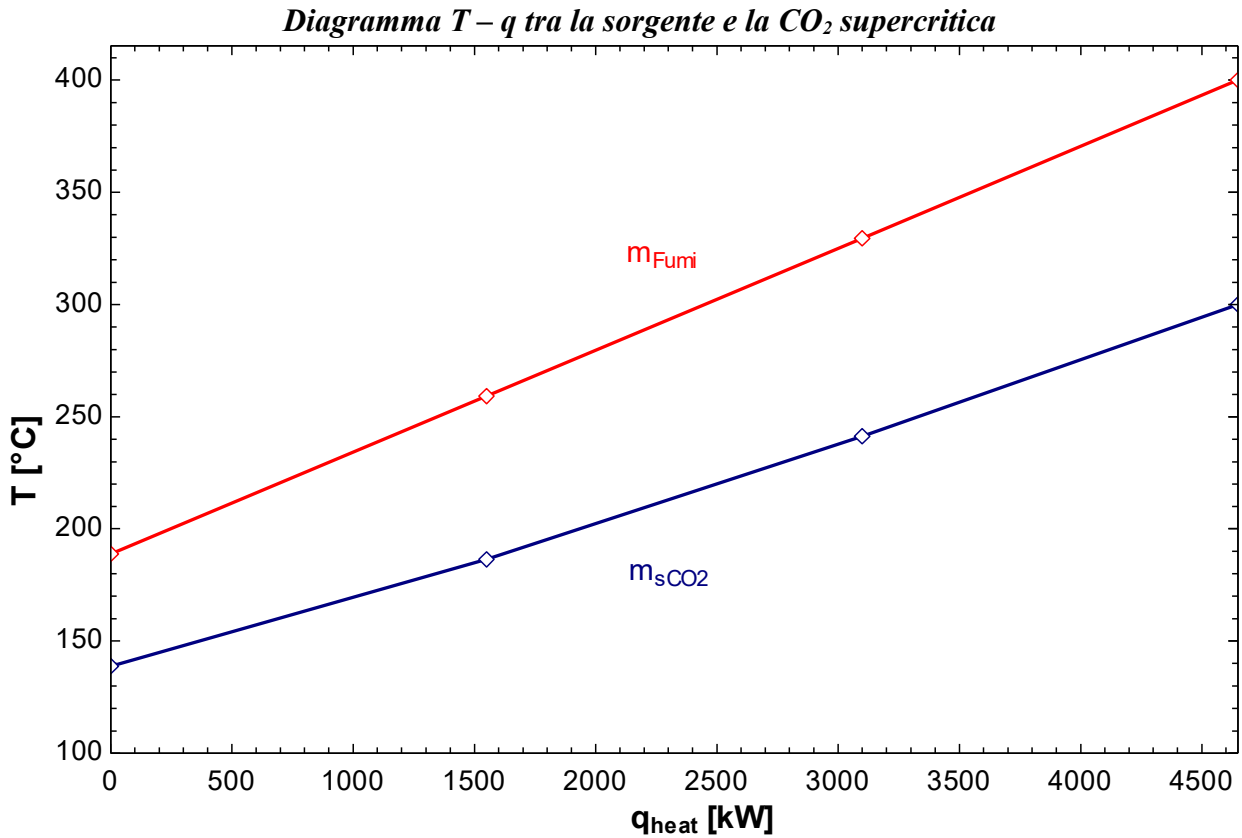


Figura 3.5. Diagramma T-q dello scambio termico all'heater

La tabella (tab. 3.3) illustra i vari segmenti di scambio termico a partire dalla sinistra dello scambiatore, in corrispondenza dell'ingresso del flusso freddo della CO₂, nel punto 3. Lo scambio termina quando la CO₂ raggiunge il punto 4, ovvero T=TIT.

Tabella 3.3. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 3-4 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	138,7	188,7
1	1549	186,4	259,2
2	3099	241,3	329,6
3	4648	300,0	400,0

Recuperatore

Lo scambio termico al recuperatore risulta più difficile da descrivere, perciò è stato necessario dividere lo scambiatore in dieci segmenti (fig. 3.6).

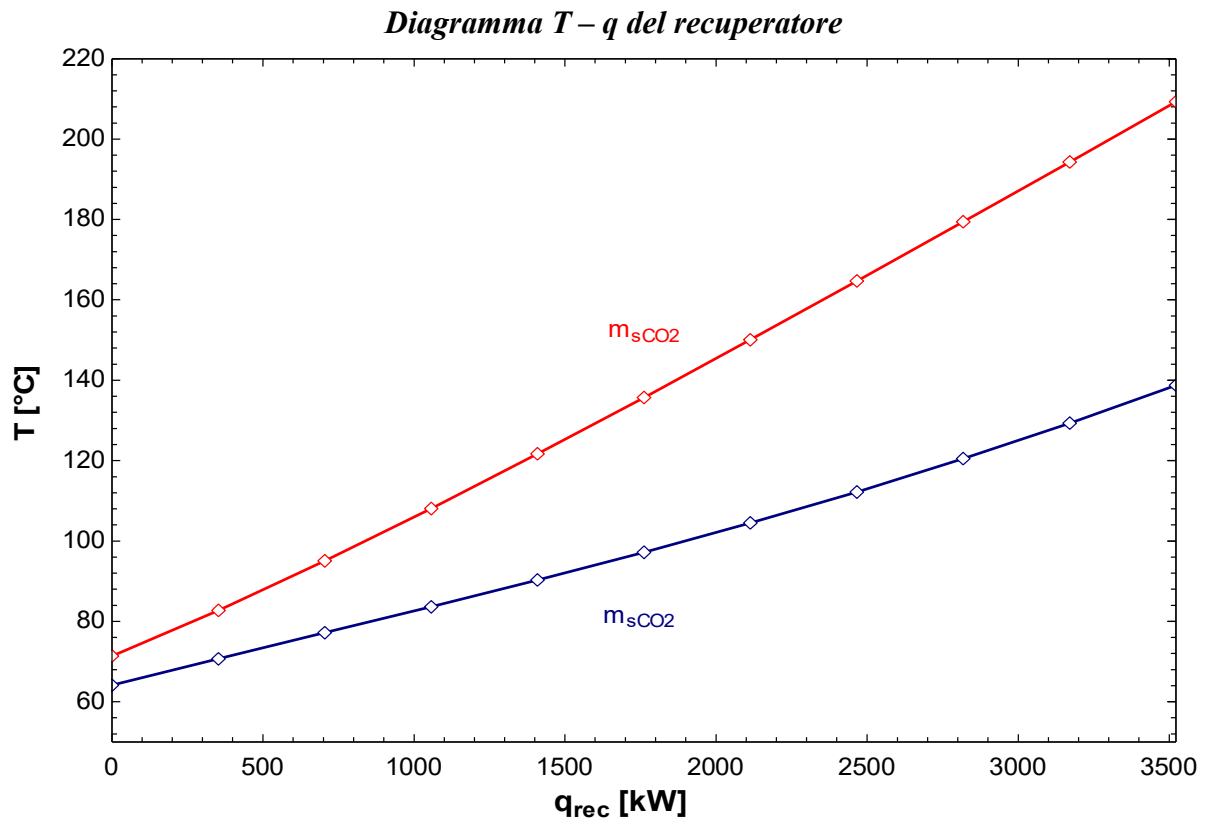


Figura 3.6. Diagramma $T - q$ del recuperatore

Il flusso freddo di CO_2 varia il suo calore specifico, anche se di poco, e questo si nota dalla lieve curvatura che assume il profilo blu della figura. Il flusso caldo è invece più costante.

Tabella 3.4. Scambio termico al recuperatore

Scambio termico al recuperatore					
Segmento	$q_{recuperatore}$ [kW]	Lato freddo 2-3		Lato caldo 5-6	
		T [°C]	c_p [kJ/(kg K)]	T [°C]	c_p [kJ/(kg K)]
0	0	64,14		71,40	
1	352	70,69	2,58	82,76	1,50
2	704	77,16	2,61	95,05	1,38
3	1057	83,65	2,60	108,10	1,30
4	1409	90,29	2,55	121,70	1,25
5	1761	97,20	2,45	135,70	1,21
6	2113	104,50	2,32	150,10	1,18
7	2465	112,20	2,19	164,70	1,16
8	2818	120,50	2,05	179,40	1,15
9	3170	129,30	1,92	194,30	1,14
10	3522	138,70	1,80	209,30	1,13

La tabella (tab. 3.4) illustra i valori di temperatura dei due profili in base all'avanzamento delle correnti nello scambiatore, partendo dall'ingresso lato freddo/ uscita lato caldo. Sono riportati per ogni segmento i calori specifici del lato freddo e del lato caldo, in modo da poter quantificare la variazione del valore. Il c_p del lato freddo varia maggiormente rispetto al lato caldo e questo si traduce in un profilo più curvilineo, che presenta una pendenza maggiore alla fine, laddove il calore specifico diminuisce.

I due profili di temperatura si distanziano notevolmente tra loro, e questo costituisce un ben noto problema di scambio termico del ciclo semplice: i calori specifici nei due lati sono molto diversi tra loro ma la portata che vi scorre è la stessa e ciò porta ad una differenza sostanziale delle capacità termiche di ciascun flusso. Come risultato lo scambio è meno efficiente.

Prestazioni del ciclo

I parametri principali di prestazione sono riportati nella tabella seguente (tab. 3.5):

Tabella 3.5. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
$\eta_{\text{ sistema}}$	11,96 %
$\eta_{\text{ ciclo}}$	21,52 %
$\Phi_{\text{ recupero termico}}$	55,59 %
$m_{\text{ fumi}}$	18,8 kg/s
$m_{\text{ sCO}_2}$	20,82 kg/s
$P_{\text{ Compressore}}$	501 kW
$P_{\text{ Turbina}}$	1501 kW
$P_{\text{ Compress}}/P_{\text{ Turbina}}$	0,33 -
$P_{\text{ Netta}}$	1000 kW
$T_{\text{ fumi, out}}$	188,7 °C
$q_{\text{ Heat}}$	4648 kW
$q_{\text{ Disponibile}}$	8360 kW
$q_{\text{ Recuperatore}}$	3522 kW
$q_{\text{ Cooler}}$	3559 kW

Il rendimento di sistema è molto basso, e ciò è dovuto sia alla configurazione semplice che alla temperatura alla quale vengono resi disponibili i fumi.

La portata di CO_2 e quella dei fumi sono consistenti e molto simili tra loro, mentre per ciò che riguarda la potenza il lavoro richiesto dal compressore è un terzo di quello che produce la turbina.

Il calore che viene recuperato nello scambiatore interno eguaglia all'incirca quello rigettato al cooler.

3.1.2 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 600°C

Ottimizzazione

Dalla tabella (tab. 3.6) si può intuire che il rendimento di ciclo, com'è ovvio per ragioni termodinamiche, diminuisce al diminuire di TIT, mentre l'efficienza di recupero termico aumenta gradualmente in quanto le varie temperature si riducono, compresa la temperatura di uscita della sorgente dall'heater. Per questo motivo il calore viene recuperato più efficacemente con temperature basse. Dall'insieme dei due parametri deriva un andamento del rendimento di sistema a parabola, che ha il suo massimo nei due valori evidenziati, ovvero 360-370°C.

Tabella 3.6. Ottimizzazione del valore di TIT per $T_{fumi,in}=600^{\circ}C$

TIT	$\eta_{sistema}$	η_{ciclo}	$\Phi_{recupero\ termico}$
550	0,1247	0,3137	0,3976
540	0,1279	0,3107	0,4117
530	0,1310	0,3077	0,4257
520	0,1339	0,3047	0,4397
510	0,1368	0,3015	0,4535
500	0,1394	0,2984	0,4673
490	0,1419	0,2951	0,4809
480	0,1443	0,2918	0,4945
470	0,1465	0,2884	0,5079
460	0,1485	0,2849	0,5213
450	0,1504	0,2814	0,5344
440	0,1521	0,2778	0,5475
430	0,1536	0,2740	0,5604
420	0,1549	0,2702	0,5731
410	0,1560	0,2663	0,5857
400	0,1569	0,2623	0,5981
390	0,1576	0,2582	0,6103
380	0,1580	0,2540	0,6223
370	0,1583	0,2496	0,6340
360	0,1583	0,2451	0,6455
350	0,1580	0,2405	0,6568
340	0,1575	0,2358	0,6678
330	0,1567	0,2309	0,6786
320	0,1556	0,2258	0,6890
310	0,1542	0,2206	0,6992
300	0,1526	0,2152	0,7091

Per comprendere meglio la tendenza dei vari parametri è utile tracciare dei grafici riassuntivi, che non mostrano nulla più della tabella ma aiutano a comprendere visivamente il modo in cui variano i rendimenti. Le figure (fig. 3.7 e 3.8) derivano direttamente dalla tabella.

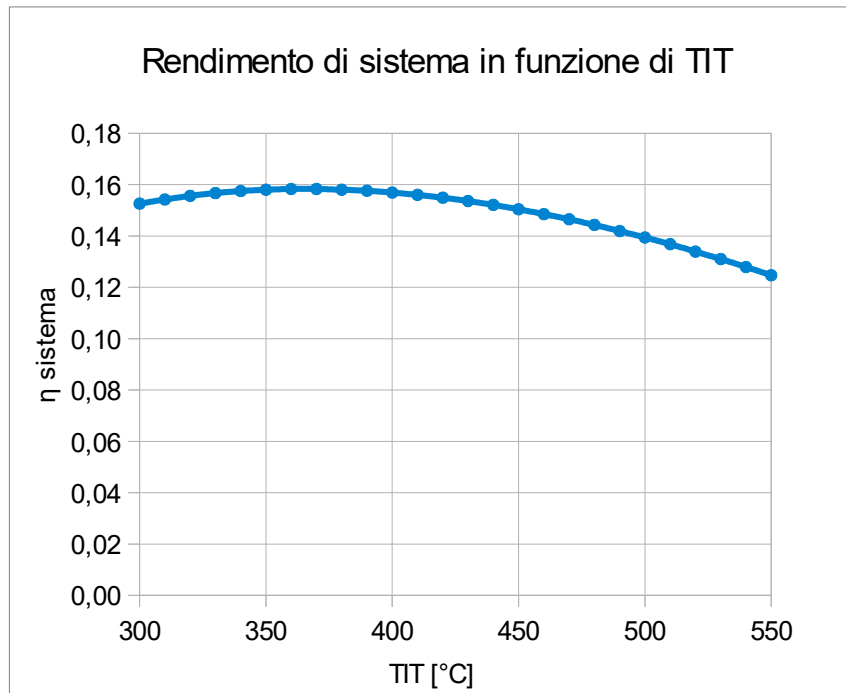


Figura 3.7. *Variazione del rendimento di sistema in funzione di TIT*

Graficandoli è già più evidente come il rendimento di ciclo abbia un range di valori più ristretto rispetto all'efficienza di recupero, che presenta una variazione molto più sensibile.

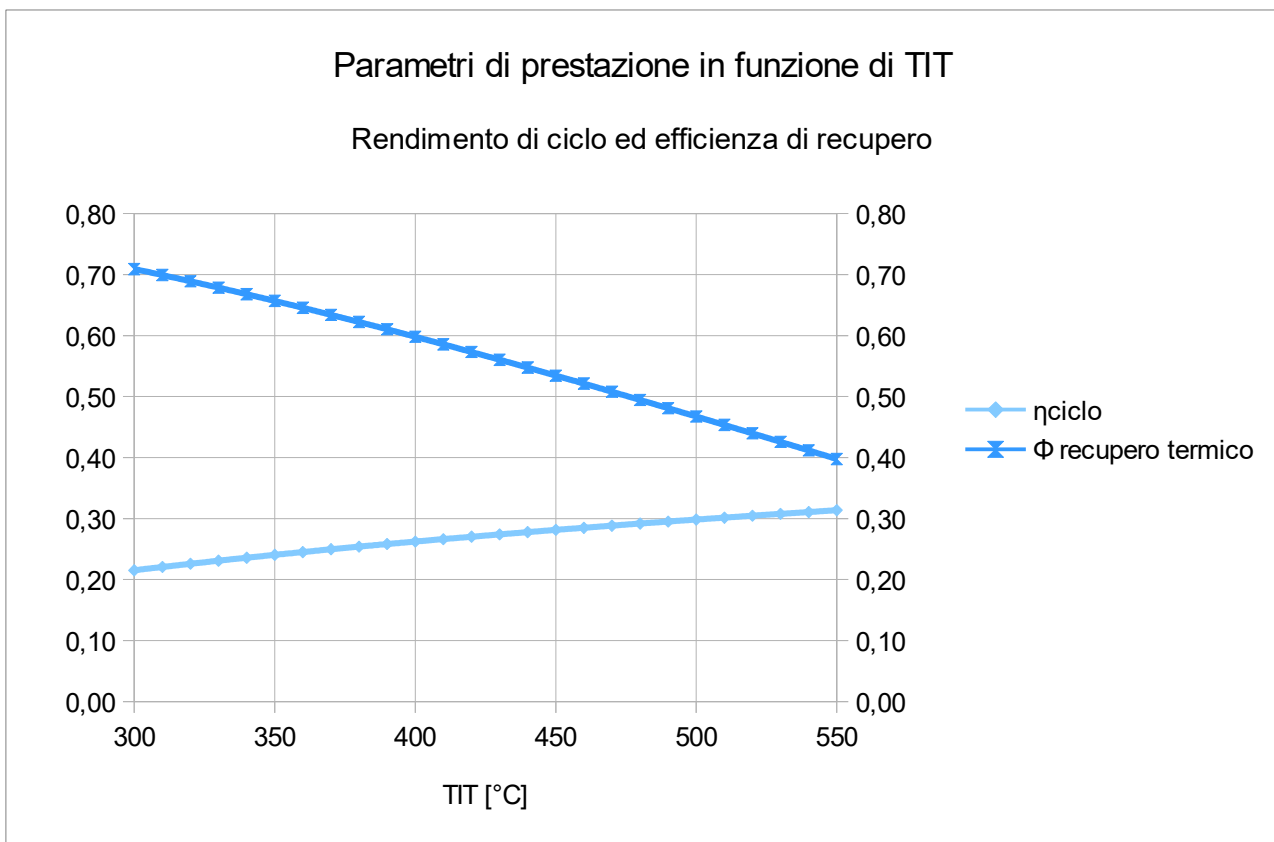


Figura 3.8. *Variazione del rendimento di ciclo e dell'efficienza di recupero in funzione di TIT*

Soluzione ottimizzata

In base al rendimento di sistema di TIT vicine al massimo, il miglior valore di questo parametro si riscontra in corrispondenza dei 370°C. Fissando quindi tutte le variabili indipendenti, ad ottimizzazione conclusa, viene fatto eseguire il programma, che restituisce un risultato univoco: quello con le migliori prestazioni.

Nella seguente tabella vengono riassunti i vettori dei vari stati termodinamici (tab. 3.7):

Tabella 3.7. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	182,30	20,00	65,90	-0,747
4	370,00	20,00	307,00	-0,301
5	274,70	7,63	218,30	-0,272
6	74,67	7,63	-19,42	-0,817

La figura sottostante (fig. 3.9) illustra il diagramma T-s della soluzione ottimizzata. Si noti l'esigenza di suddividere gli scambiatori in più parti per evidenziare le curve del ciclo.

Diagramma T – s del ciclo semplice con recuperatore ($T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$, $TIT=370^{\circ}\text{C}$)

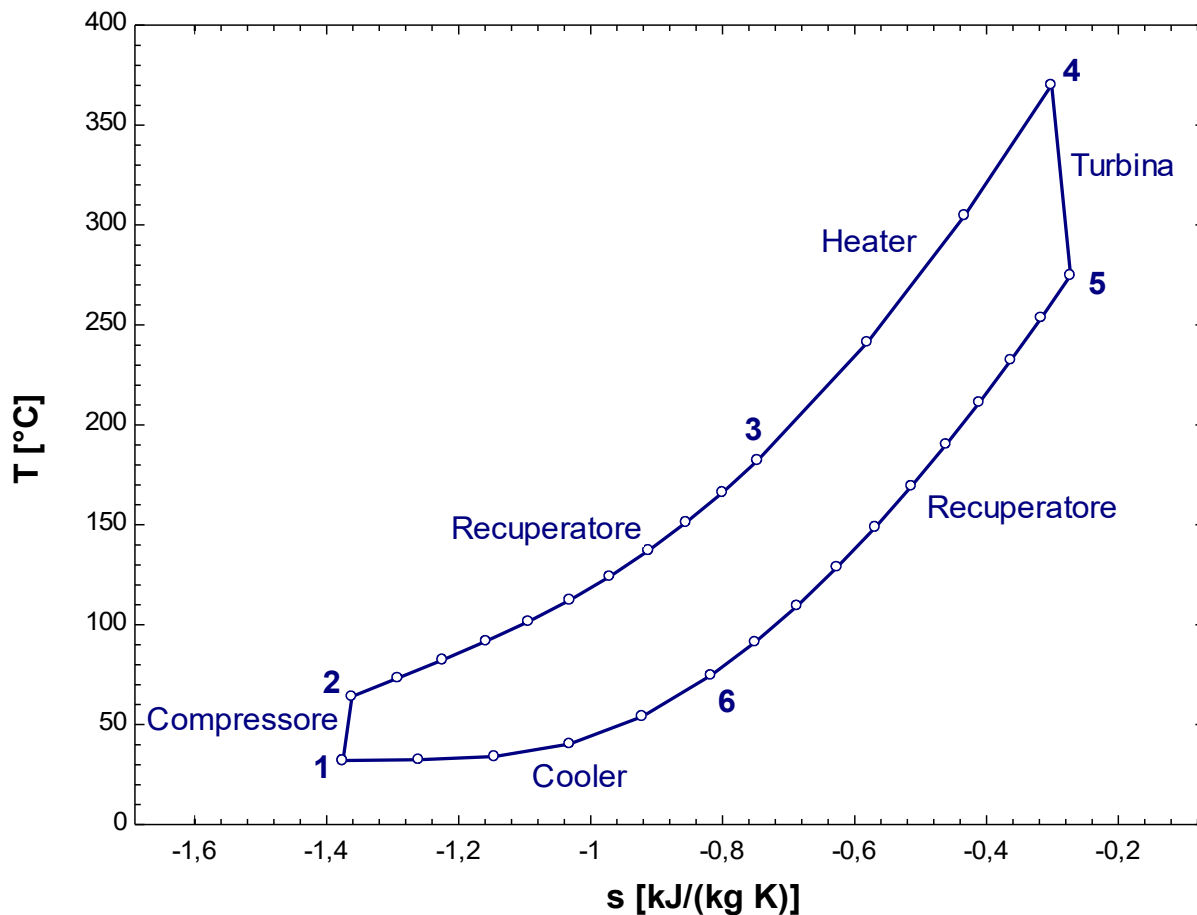


Figura 3.9. Diagramma T-s del ciclo semplice a recupero per $T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$ ($TIT=370^{\circ}\text{C}$)

Scambiatore con la sorgente

Lo scambio con la sorgente è piuttosto lineare da entrambe le parti (fig. 3.10): la sorgente lavora con calore specifico fissato perciò l'andamento è sicuramente lineare, il flusso di CO₂ supercritica invece, trovandosi in condizioni molto distanti dal punto critico, non riscontra una rilevante variazione del suo calore specifico. Nella prima parte dello scambiatore è evidente il pinch point, assunto di 50°C.

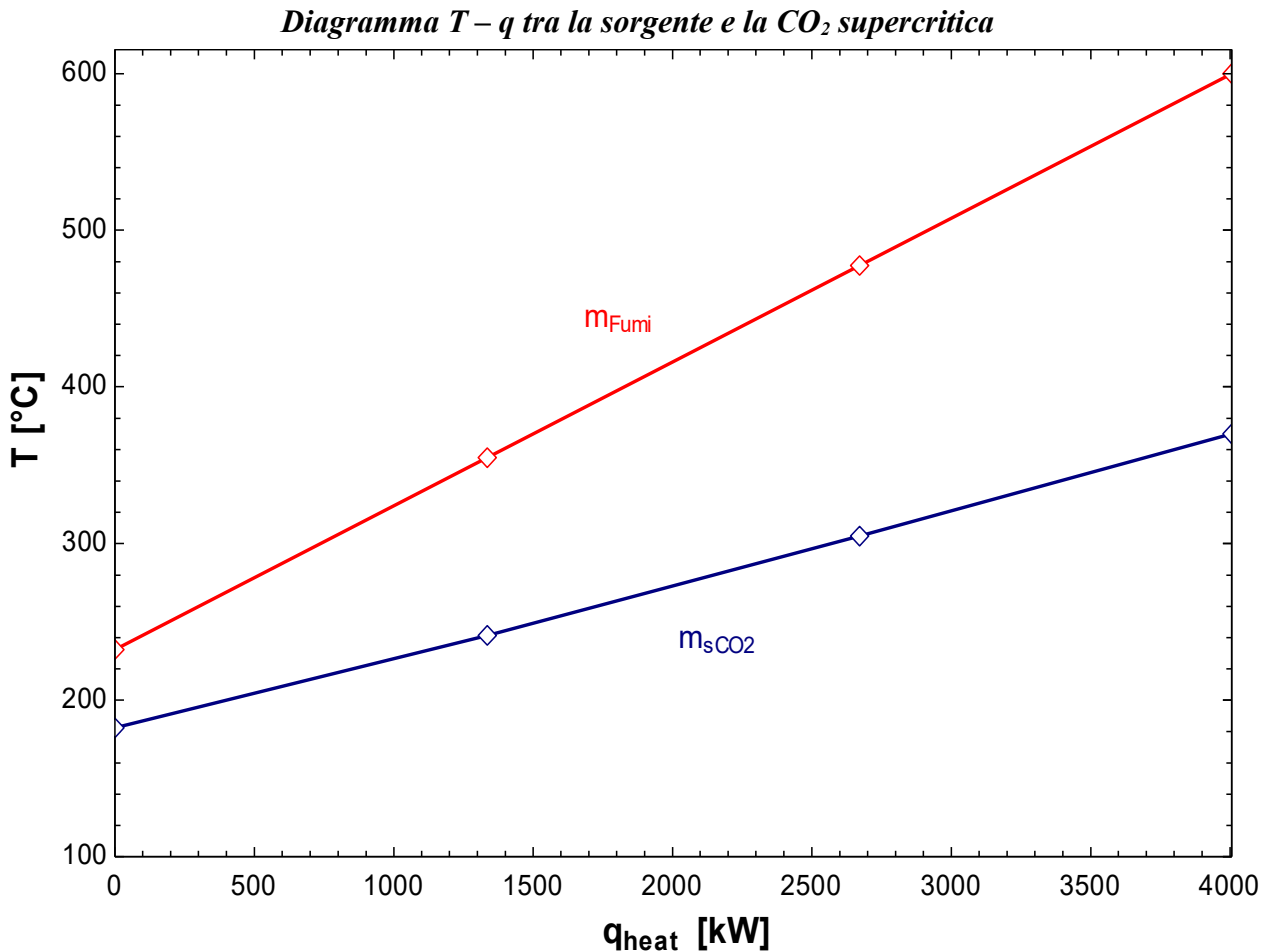


Figura 3.10. Diagramma T-q dello scambio termico all'heater

Di seguito sono quantificati i punti (tab. 3.8):

Tabella 3.8. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 3-4 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	182,3	232,3
1	1335	241,3	354,8
2	2671	304,8	477,4
3	4006	370,0	600,0

Recuperatore

Lo scambio termico interno al ciclo risulta più complesso: mentre il calore specifico del flusso caldo risulta circa costante, quello freddo subisce una variazione visibile e ciò si nota dall'andamento non lineare (fig. 3.11).

Diagramma T – q del recuperatore

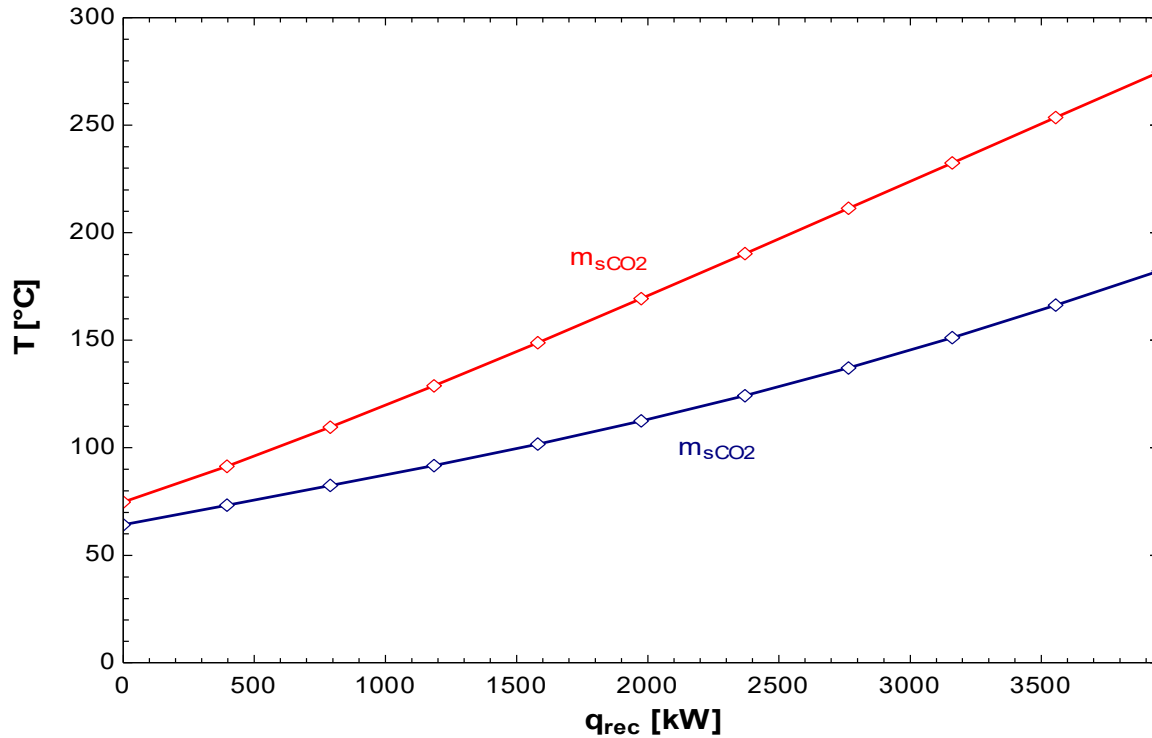


Figura 3.11. Diagramma T – q del recuperatore

Di seguito si illustrano i valori dei vari punti (tab. 3.9):

Tabella 3.9. Scambio termico al recuperatore

Scambio termico al recuperatore					
Segmento	q _{recuperatore} [kW]	Lato freddo 2-3		Lato caldo 5-6	
		T [°C]	c _p [kJ/(kg K)]	T [°C]	c _p [kJ/(kg K)]
0	0	64,14		74,67	
1	395	73,32	2,58	91,31	1,44
2	790	82,41	2,61	109,50	1,31
3	1185	91,75	2,54	128,80	1,23
4	1580	101,70	2,40	148,90	1,19
5	1975	112,40	2,21	169,40	1,16
6	2370	124,20	2,02	190,30	1,14
7	2765	137,10	1,84	211,30	1,13
8	3160	151,20	1,70	232,40	1,13
9	3555	166,30	1,58	253,60	1,12
10	3950	182,30	1,49	274,70	1,12

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.10) si possono trovare tutti gli indici di prestazione del ciclo. Il rendimento di sistema non è molto alto in quanto l'efficienza del recupero termico non riesce a raggiungere valori elevati.

Tabella 3.10. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
η_{sistema}	15,83 %
η_{ciclo}	24,96 %
$\Phi_{\text{recupero termico}}$	63,40 %
m_{fumi}	9,31 kg/s
m_{sCO_2}	16,62 kg/s
$P_{\text{Compressore}}$	400 kW
P_{Turbina}	1400 kW
$P_{\text{Compress}}/P_{\text{Turbina}}$	0,29 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,out}}$	232,3 °C
q_{Heat}	4006 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	6319 kW
$q_{\text{Recuperatore}}$	3950 kW
q_{Cooler}	2924 kW

I rendimenti sono confermati da Wright et al., per i quali $\eta_{\text{sistema}}=17,31\%$, $\eta_{\text{ciclo}}=28,30\%$ e $\Phi_{\text{recupero termico}}=61,20\%$. Si tenga conto che le condizioni operative sono diverse, in particolare i rendimenti isoentropici di compressore e turbina, e per questo i risultati ottenuti in questo studio sono leggermente inferiori.

Manente et al., per valori di TIT pari a 378°C, ottiene $\eta_{\text{ciclo}}=28,34\%$, leggermente superiore al valore calcolato di circa il 3%. Considerando il valore a 550°C, il rendimento di ciclo risulta essere di 36,87%. Nel calcolo del caso in esame, invece, il rendimento risulta di 31,37%, inferiore quindi del 5%. Queste differenze sono dovute ai diversi rendimenti isoentropici, nonché alla diversa concezione delle assunzioni al recuperatore, che vede fissato il ΔT_{PP} invece che l'efficienza. Provando a modificare il programma in EES per adattarlo alla simulazione di Manente et al. risulta un rendimento di ciclo di 28,21% a 378°C, 36,73% a 550°C. Tale validazione è prova della correttezza del modello sviluppato in EES.

Le portate della sorgente e di CO₂ si riducono rispetto al caso precedente. La potenza spesa al compressore diminuisce, e si allarga la differenza tra calore recuperato e calore rigettato.

3.1.3 Ciclo semplice rigenerativo – Temperatura della sorgente: 800°C

Ottimizzazione

Ancora una volta è stata fatta variare TIT in un ampio range, mantenendo $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$. I risultati sono i seguenti (tab. 3.11):

Tabella 3.11. Ottimizzazione del valore di TIT per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$

TIT	$\eta_{\text{система}}$	η_{ciclo}	$\Phi_{\text{recupero termico}}$
750	0,1218	0,3630	0,3355
740	0,1251	0,3608	0,3466
730	0,1283	0,3587	0,3576
720	0,1314	0,3565	0,3686
710	0,1345	0,3543	0,3796
700	0,1375	0,3521	0,3905
690	0,1404	0,3498	0,4015
680	0,1433	0,3475	0,4124
670	0,1461	0,3451	0,4233
660	0,1488	0,3427	0,4342
650	0,1515	0,3403	0,4451
640	0,1540	0,3379	0,4559
630	0,1565	0,3354	0,4667
620	0,1589	0,3328	0,4775
610	0,1612	0,3302	0,4883
600	0,1635	0,3276	0,4990
590	0,1656	0,3249	0,5097
580	0,1676	0,3222	0,5204
570	0,1696	0,3194	0,5310
560	0,1714	0,3165	0,5416
550	0,1732	0,3137	0,5521
540	0,1748	0,3107	0,5626
530	0,1763	0,3077	0,5730
520	0,1777	0,3047	0,5833
510	0,1790	0,3015	0,5936
500	0,1802	0,2984	0,6039
490	0,1812	0,2951	0,6140
480	0,1821	0,2918	0,6241
470	0,1829	0,2884	0,6341
460	0,1835	0,2849	0,6440
450	0,1840	0,2814	0,6538
440	0,1843	0,2778	0,6635
430	0,1845	0,2740	0,6731
420	0,1845	0,2702	0,6826
410	0,1843	0,2663	0,6919
400	0,1839	0,2623	0,7011
390	0,1834	0,2582	0,7102
380	0,1826	0,2540	0,7191
370	0,1817	0,2496	0,7279
360	0,1805	0,2451	0,7364
350	0,1792	0,2405	0,7448

Di seguito sono riportati i grafici dei vari parametri in funzione di TIT (fig. 3.12 e 3.13).

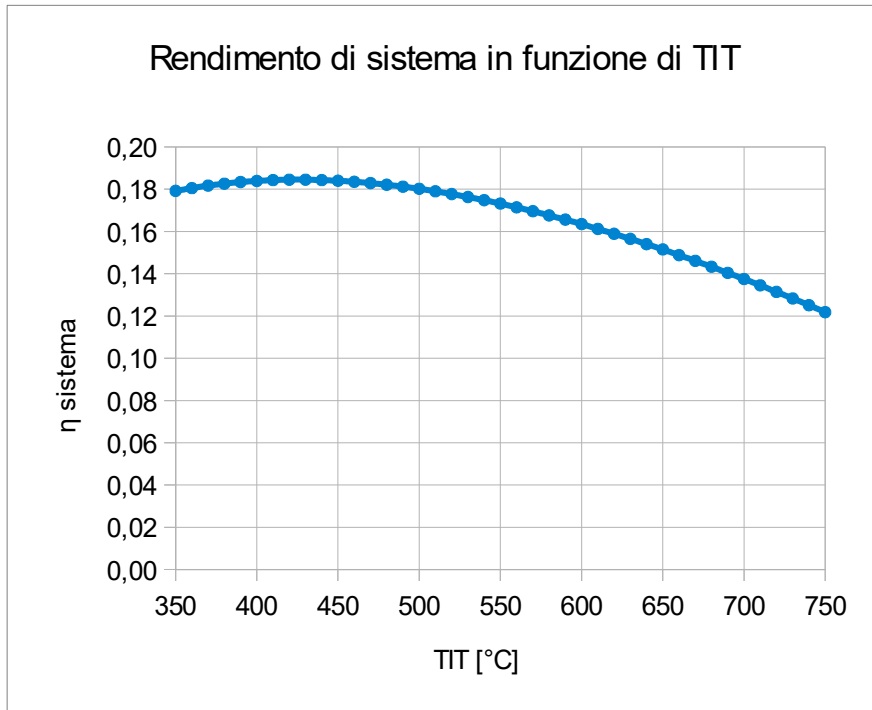


Figura 3.12. *Variazione del rendimento di sistema in funzione di TIT*

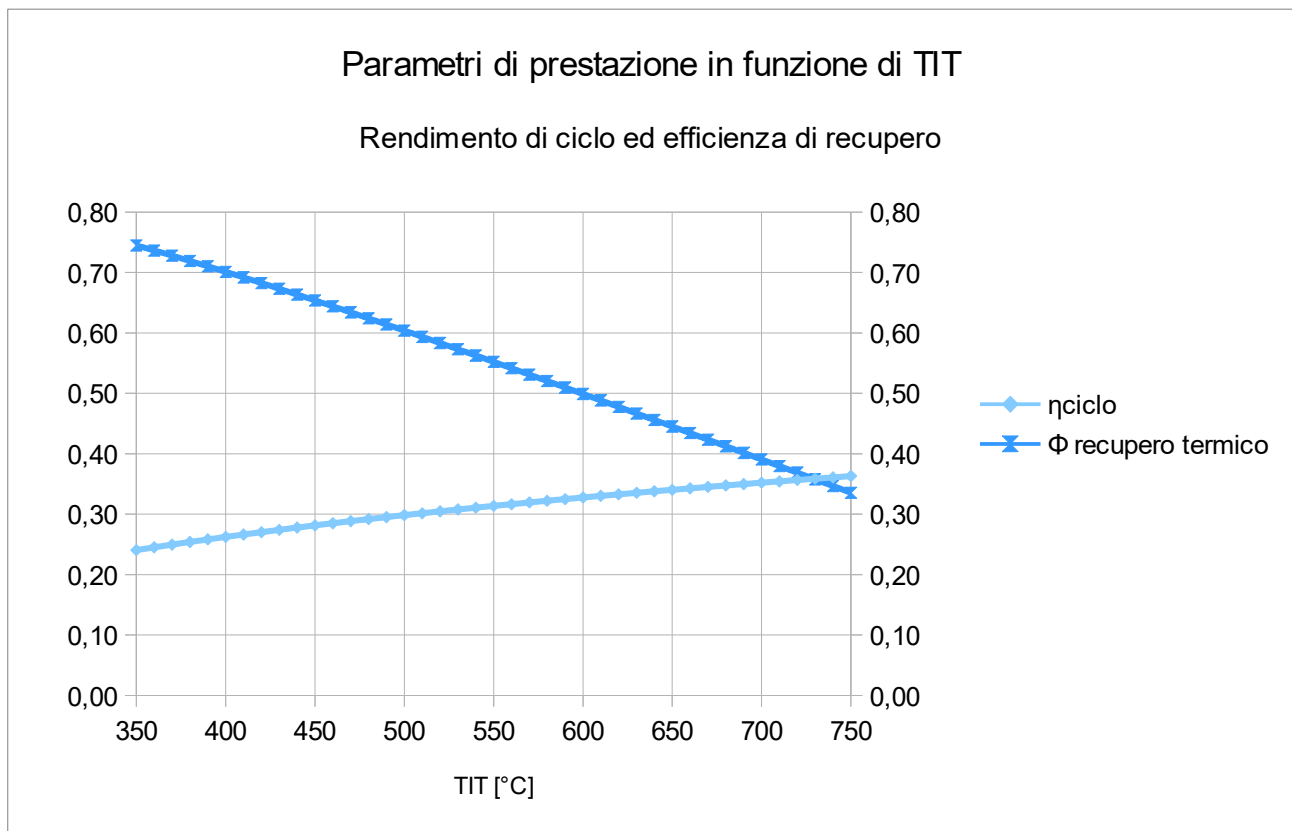


Figura 3.13. *Variazione del rendimento di ciclo e dell'efficienza di recupero in funzione di TIT*

Il valore di TIT per cui il rendimento di sistema risulta massimo è pari a 430°C (si sono considerati anche i valori vicini).

Soluzione ottimizzata

Facendo eseguire il programma si ottengono i seguenti risultati (tab. 3.12):

Tabella 3.12. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	225,00	20,00	124,80	-0,623
4	430,00	20,00	380,50	-0,192
5	330,50	7,63	281,40	-0,163
6	77,46	7,63	-15,24	-0,805

Di seguito è illustrato il diagramma T-s (fig. 3.14).

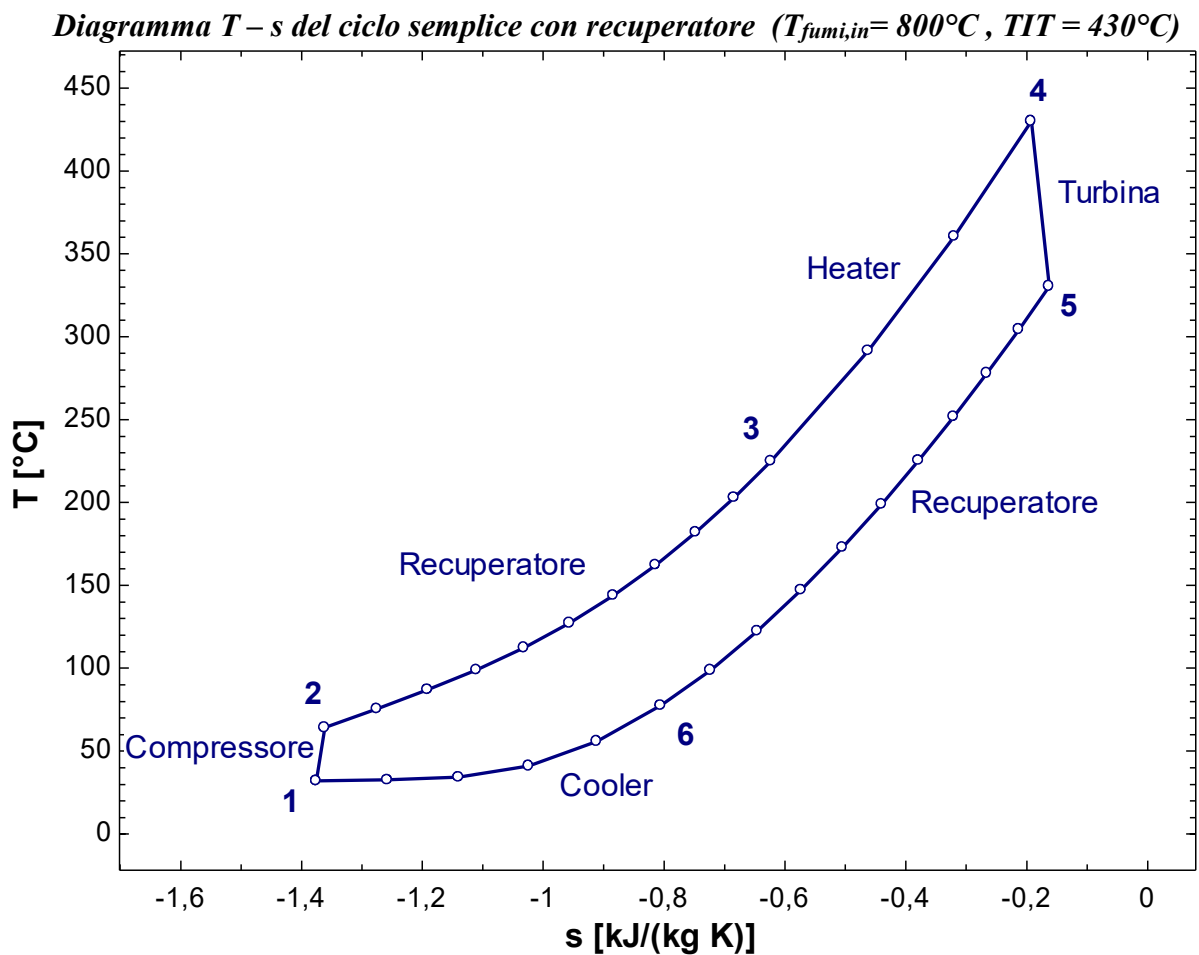


Figura 3.14. Diagramma T-s del ciclo semplice a recupero per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$ ($TIT = 430^{\circ}\text{C}$)

Scambiatore con la sorgente

Anche in questo caso lo scambio termico risulta molto lineare (fig. 3.15).

Diagramma T – q tra la sorgente e la CO₂ supercritica

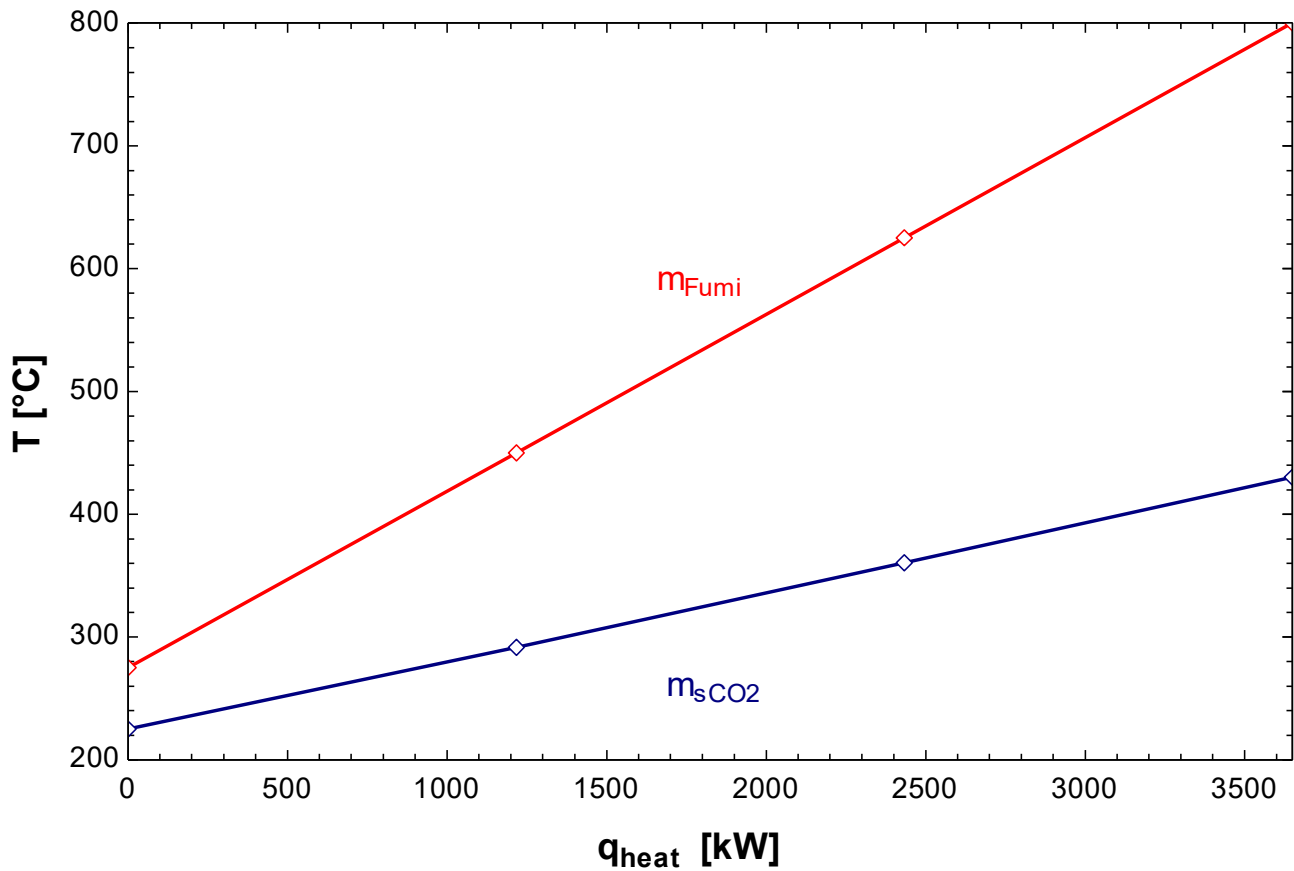


Figura 3.15. Diagramma T-q dello scambio termico all'heater

Valgono le stesse considerazioni fatte per i due casi precedenti.

La tabella illustra quantitativamente il diagramma sovrastante (tab. 3.13).

Tabella 3.13. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 3-4 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	225,0	275,0
1	1216	291,5	450,0
2	2433	360,4	625,0
3	3649	430,0	800,0

Recuperatore

Come già spiegato negli altri casi il recuperatore è stato diviso in dieci segmenti. La figura seguente mostra i profili per due scambi termici (fig. 3.16), la tabella li quantifica (tab. 3.14).

Diagramma T – q del recuperatore

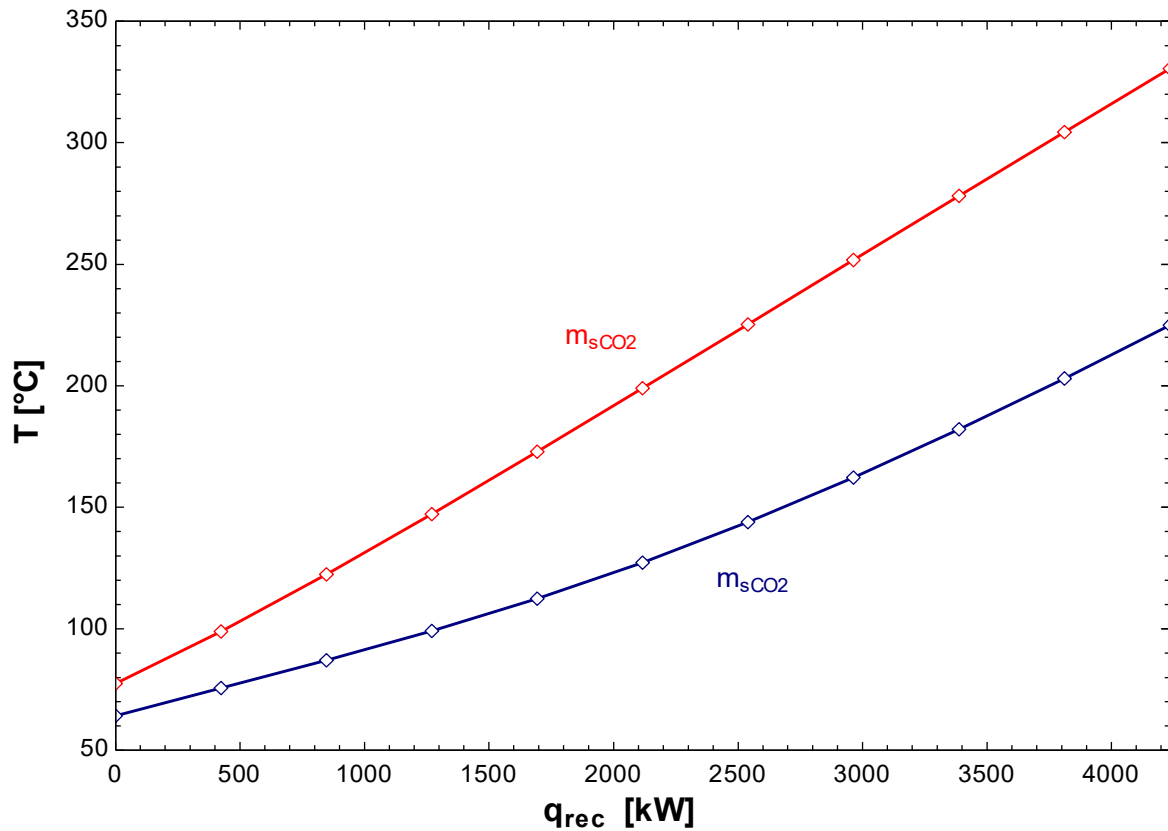


Figura 3.16. Diagramma T – q del recuperatore

Tabella 3.14. Scambio termico al recuperatore

Scambio termico al recuperatore					
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 2-3		Lato caldo 5-6	
		T [°C]	c_p [kJ/(kg K)]	T [°C]	c_p [kJ/(kg K)]
0	0	64,14		77,46	
1	423	75,57	2,59	98,86	1,40
2	847	86,99	2,59	122,40	1,27
3	1270	99,05	2,45	147,20	1,20
4	1693	112,30	2,24	172,90	1,16
5	2117	127,20	2,00	199,00	1,14
6	2540	143,80	1,79	225,30	1,13
7	2964	162,20	1,62	251,70	1,12
8	3387	182,00	1,50	278,10	1,13
9	3810	203,00	1,41	304,30	1,13
10	4234	225,00	1,35	330,50	1,13

La differenza tra i calori specifici del lato freddo all'inizio e alla fine dello scambio termico aumenta per ciascuna simulazione ottimizzata, mentre accade il contrario per il lato caldo. Questo perché il lato freddo parte da T_2 fissato (uscita del compressore), dove c_p risente della vicinanza del punto critico, mentre all'uscita la temperatura aumenta di caso in caso. Nel lato caldo, invece, il range si sposta sempre più a temperature maggiori, per cui il c_p risente meno di una eventuale variazione.

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.15) si possono trovare tutti gli indici di prestazione del ciclo.

Tabella 3.15. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
$\eta_{\text{система}}$	18,45 %
η_{ciclo}	27,40 %
Φ recupero termico	67,31 %
m_{fumi}	5,941 kg/s
m_{sCO_2}	14,27 kg/s
$P_{\text{Compressore}}$	344 kW
P_{Turbina}	1344 kW
$P_{\text{Compress}}/P_{\text{Turbina}}$	0,26 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,out}}$	275 °C
q_{Heat}	3649 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	5421 kW
$q_{\text{Recuperatore}}$	4234 kW
q_{Cooler}	2572 kW

Il rendimento è più elevato degli altri casi ma comunque abbastanza scadente considerando i cicli successivi.

3.1.4 Confronto delle prestazioni del ciclo semplice rigenerativo al variare della temperatura della sorgente

Mantenendo le altre variabili indipendenti fissate e variando solamente la temperatura a cui i fumi sono resi disponibili (ottimizzando TIT per ciascuna temperatura) i parametri di ciclo variano significativamente (tab. 3.16). Sono stati aggiunti i casi a $T_{\text{fumi,in}}=500^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{fumi,in}}=700^{\circ}\text{C}$.

Tabella 3.16. Confronto delle prestazioni del ciclo (cicli ottimizzati)

Prestazioni del ciclo						
$T_{\text{fumi,in}}$	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C	800 °C	
TIT _{ottimale}	300 °C	330 °C	370 °C	400 °C	430 °C	
$\eta_{\text{ sistema}}$	11,96 %	14,12 %	15,83 %	17,24 %	18,45 %	
$\eta_{\text{ ciclo}}$	21,52 %	23,09 %	24,96 %	26,23 %	27,40 %	
$\Phi_{\text{ recupero termico}}$	55,59 %	61,16 %	63,40 %	65,72 %	67,31 %	
$m_{\text{ fumi}}$	18,8 kg/s	12,61 kg/s	9,31 kg/s	7,29 kg/s	5,941 kg/s	
$m_{\text{ sCO}_2}$	20,82 kg/s	18,75 kg/s	16,62 kg/s	15,34 kg/s	14,27 kg/s	
$P_{\text{ Compressore}}$	501 kW	451 kW	400 kW	370 kW	344 kW	
$P_{\text{ Turbina}}$	1501 kW	1451 kW	1400 kW	1370 kW	1344 kW	
$P_{\text{ Compress}}/P_{\text{ Turbina}}$	0,33	0,31 -	0,29 -	0,27 -	0,26 -	
$P_{\text{ Netta}}$	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW	
$T_{\text{ fumi,out}}$	188,7 °C	206,4 °C	232,3 °C	253,1 °C	275 °C	
$q_{\text{ Heat}}$	4648 kW	4331 kW	4006 kW	3812 kW	3649 kW	
$q_{\text{ Disponibile}}$	8360 kW	7081 kW	6319 kW	5801 kW	5421 kW	
$q_{\text{ Recuperatore}}$	3522 kW	3723 kW	3950 kW	4099 kW	4234 kW	
$q_{\text{ Cooler}}$	3559 kW	3246 kW	2924 kW	2733 kW	2572 kW	

Come ci si aspettava il rendimento di sistema aumenta all'aumentare di $T_{\text{ fumi,in}}$, partendo da un valore del 12% e arrivando al 18,5%. Da ciò si deduce l'importanza di avere una sorgente di calore di scarto ad alta temperatura.

A parità di potenza in uscita, aumentando $T_{\text{ fumi,in}}$ diminuiscono sia la portata dei fumi sia la portata di CO_2 supercritica circolante nel circuito chiuso. Questo perché il ciclo a 800°C è più performante e quindi, dal punto di vista delle variabili estensive, è necessario scaldare una minor portata del fluido.

Questo aumento delle prestazioni, oltre che dai rendimenti, si nota dalla potenza spesa al compressore, che via via si fa più piccola in proporzione.

La temperatura dei fumi in uscita dall'heater aumenta, mentre diminuiscono sia il calore scambiato nello scambiatore con la sorgente sia il calore disponibile. Il calore recuperato dallo scambiatore interno è maggiore nell'ultimo caso, mentre il calore che deve smaltire lo scambiatore di rigetto si riduce.

Se si analizzano i rapporti tra $TIT_{ottimale}$ e $T_{fumi,in}$ (fig. 3.17), si nota che a bassa temperatura $TIT_{ottimale}$ tende ad essere abbastanza vicina a $T_{fumi,in}$. Aumentando le temperature dei fumi invece si trova che la TIT ottimale si allontana dalla temperatura di ingresso dei fumi, mostrando valori che sono di poco superiori alla metà di $T_{fumi,in}$. Dunque, aumentando la temperatura dei fumi diminuisce in proporzione la TIT ottimale.

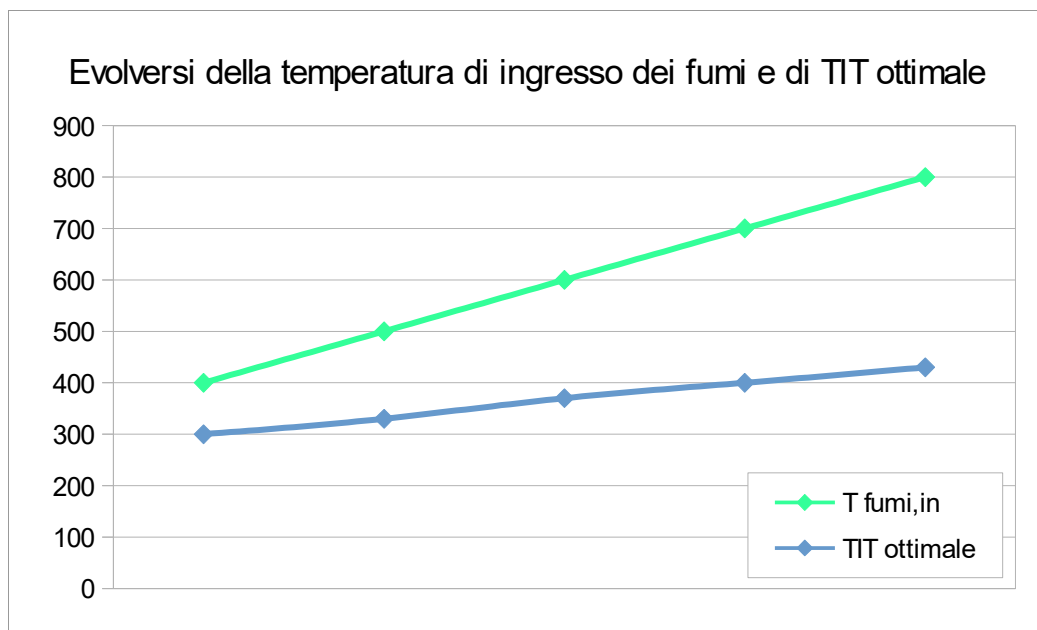


Figura 3.17. Confronto dell'evoluzione delle temperature

In conclusione, andando a rappresentare il rendimento di sistema in funzione della temperatura di ingresso dei fumi si osserva una crescita continua, sebbene non del tutto lineare (fig. 3.18).

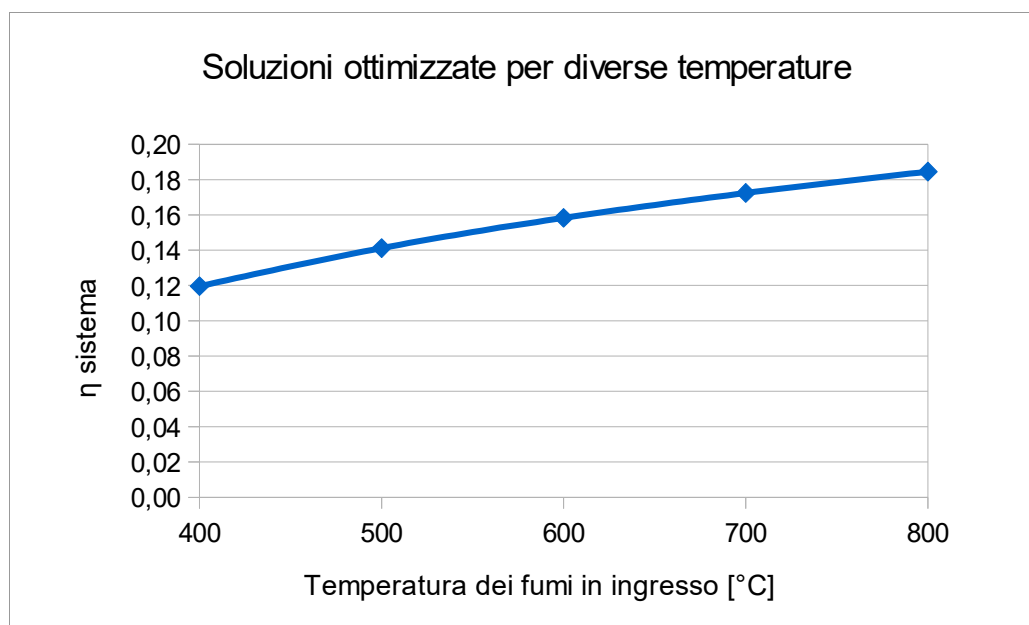


Figura 3.18. Rendimento di sistema in funzione delle diverse temperature della sorgente

3.2 Ciclo a ricompressione

Il secondo ciclo ad essere stato trattato è quello a ricompressione. Costituisce un altro dei cicli più studiati in letteratura e vi sono alcuni test sperimentali, come quelli promossi dai Sandia National Laboratories, che studiano questa configurazione per il suo alto rendimento di ciclo. Per questo motivo si è scelto di analizzarne le prestazioni, in modo da stabilire quanto possa essere performante anche in un'applicazione WHR.

Il grande ostacolo che presenta il ciclo a ricompressione è costituito dalla ridotta finestra di temperature che è in grado di sfruttare, essendo una configurazione che ricava gran parte del calore dal recuperatore. Ci si aspetta quindi una temperatura relativamente alta della CO_2 all'ingresso dello scambiatore con la sorgente.

Si riporta qui lo schema di ciclo (fig. 3.19), rimandando alle sezioni precedenti per la sua descrizione.

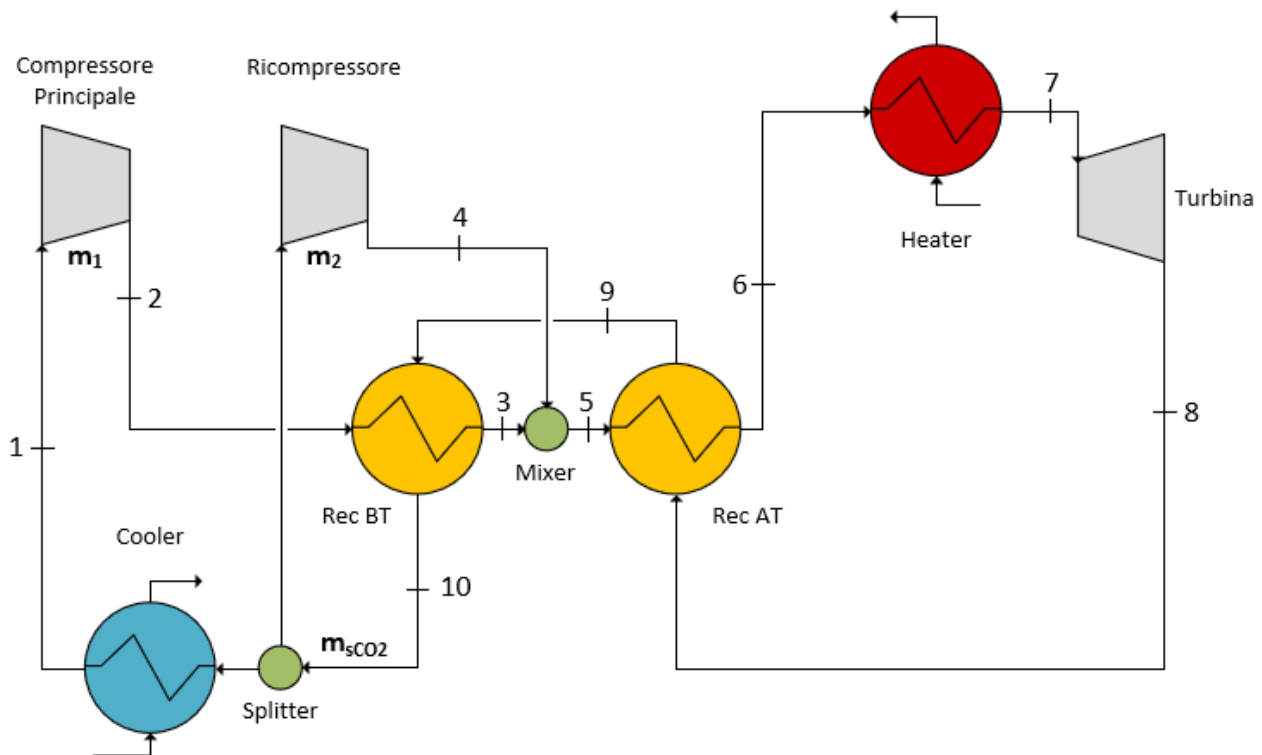


Figura 3.19. Schema del ciclo a ricompressione

In EES si sono definiti tutti i parametri fissati di ciclo, sono stati modellati i componenti e per ogni stato termodinamico sono stati calcolati temperatura, pressione, entalpia ed entropia.

In questo caso i recuperatori sono due, perciò ciascun recuperatore è stato diviso in cinque segmenti. L'efficienza è stata definita in base alle temperature. Lo scambiatore di rigetto è stato diviso anch'esso in cinque segmenti per ottenere un grafico migliore.

Il ciclo nel suo complesso è stato rappresentato in un diagramma T-s, i singoli scambi termici in diagrammi T-q. Gli scambi termici nei due recuperatori sono stati realizzati nello stesso grafico, per illustrarne l'evoluzione.

Ottimizzazione

Ancora una volta è stata stabilita la temperatura di ingresso della sorgente, a scelta tra 400°C (sorgente a bassa temperatura), 600°C (media temperatura) e 800°C (alta temperatura).

Una volta impostata la temperatura dei fumi, sono stati ottimizzati in contemporanea la temperatura massima di ciclo TIT (ovvero T_7) e il parametro x , che quantifica la spartizione del flusso attraverso i due compressori. Si considera m_1 la portata che fluisce nel compressore principale, m_2 la portata al ricompressore.

$$x = \frac{m_1}{m_{TOT}} \quad (40)$$

Nella pratica, se $x=0$ la portata scorre per intero attraverso il ricompressore, se $x=1$ la portata scorre unicamente attraverso il compressore principale.

Variando TIT viene a modificarsi prevalentemente il modo in cui il calore viene recuperato dalla sorgente, mentre modificando x cambia la frazione di portata che viene inviata ai compressori.

Volendo ottimizzarli contemporaneamente è stata creata una tabella parametrica assegnando di volta in volta valori diversi di TIT e x .

Soluzione ottimizzata

Diversamente da quanto fatto per il ciclo a semplice recupero, dove viene utilizzata solamente una definizione dell'efficienza di scambio termico al recuperatore, in questa configurazione è necessario stabilire mediante un sottoprogramma quale delle due definizioni è da utilizzarsi per arrivare alla soluzione esatta. In EES viene implementato un ciclo IF, il quale controlla a posteriori se l'efficienza utilizzata è corretta e decide autonomamente se variare o meno la definizione. Il parametro determinante è la differenza tra i ΔT in ingresso e uscita del recuperatore, che stabilisce quando i profili convergono e quando invece divergono.

3.2.1 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 400°C

Ottimizzazione

In questo caso si prevede un recupero del calore a bassa temperatura, avendo $T_{fumi,in} = 400^\circ\text{C}$. Il parametro da massimizzare, come prima, è il rendimento di sistema, e l'ottimizzazione viene effettuata variando non più solo la TIT, ma anche la spartizione di flusso, mediante il nuovo parametro x . L'intervallo di variazione di TIT è 25°C , quello di x è di 0,025.

La massima TIT per cui il ciclo può operare dati i limiti imposti nella sezione assunzioni è ancora 350°C . Si assume la configurazione controcorrente, sia nell'heater che nel recuperatore, in quanto rappresenta la soluzione migliore e non vi sono condizioni proibitive di temperatura.

È stata creata una tabella parametrica in EES ma poiché risulterebbe dispersivo riportarla per intero si è preferito estrapolare un grafico con curve di livello (fig. 3.20).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

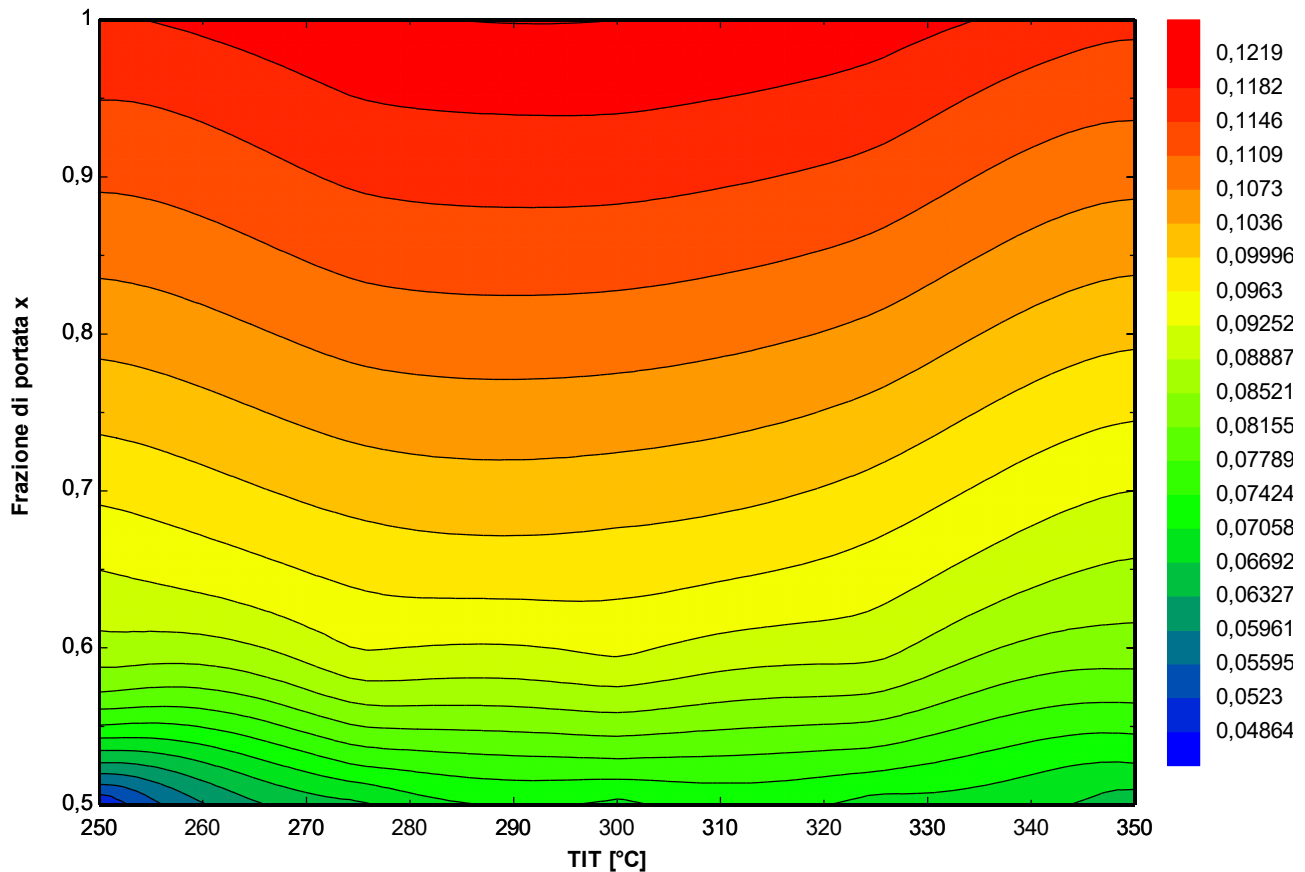


Figura 3.20. Ottimizzazione del rendimento di sistema

Come si può notare i valori più promettenti di x si trovano nella parte alta del grafico, dove la portata di massa fluisce prevalentemente nel compressore principale. Questo suggerirebbe di trasformare il ciclo a ricompressione in un ciclo semplice, concetto molto singolare ma non errato: dalle analisi di ottimizzazione risulta un rendimento di ciclo superiore al ciclo semplice, tuttavia l'efficienza di recupero del calore di scarto è diminuita bruscamente. Pertanto il ciclo a ricompressione non risulta idoneo al recupero del calore di scarto.

Di seguito è riportato il grafico relativo al rendimento di ciclo (fig. 3.21).

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di TIT e x

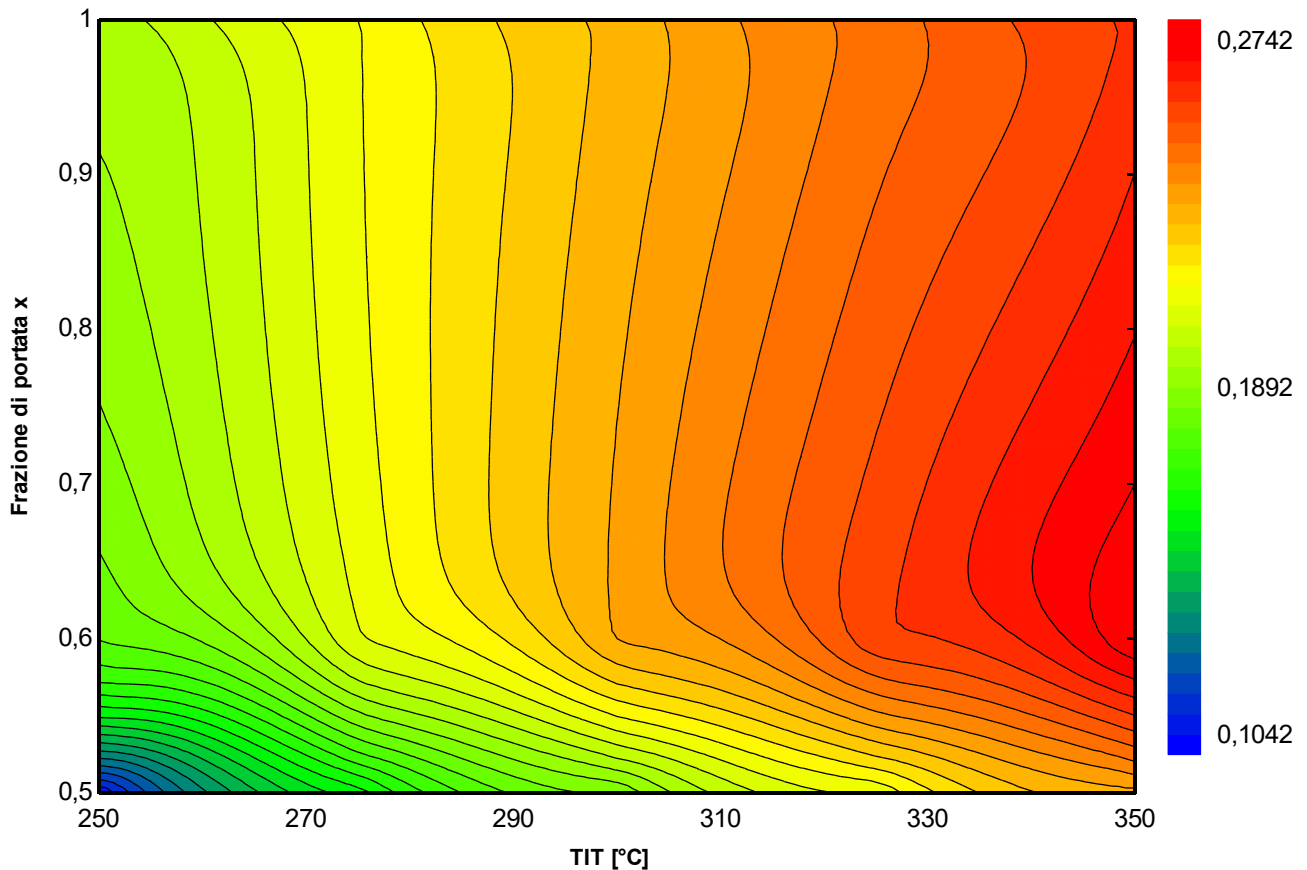


Figura 3.21. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Il rendimento di ciclo ha un grafico completamente diverso ed il suo massimo si trova a destra, in corrispondenza della temperatura massima raggiungibile (350°C) e di una frazione x pari a circa 0,6-0,625. Quest'ultimo valore trova la sua conferma nella letteratura, in particolare da Manente et al., il quale, nella sua analisi del ciclo a ricomprensione, specifica che il valore $x=0,625$, suggeritogli da Utamura (Utamura M., Thermodynamic analysis of part-flow cycle supercritical CO₂ gas turbines. J Eng Gas Turb Power 2010), è quello che consente di avere il massimo rendimento di ciclo.

Il rendimento di ciclo per TIT=350°C e $x=0,6$ è del 27,42%, valore molto promettente, soprattutto se si considera la temperatura dei fumi (400°C). Ciò dimostra la superiorità del ciclo a ricomprensione per ciò che riguarda le applicazioni in campo nucleare e solare, per le quali conta solamente il rendimento di ciclo.

L'ultimo parametro da visualizzare è l'efficienza di recupero termico del calore di scarto (fig. 3.22).

Curve di livello dell'efficienza di recupero termico in funzione di TIT e x

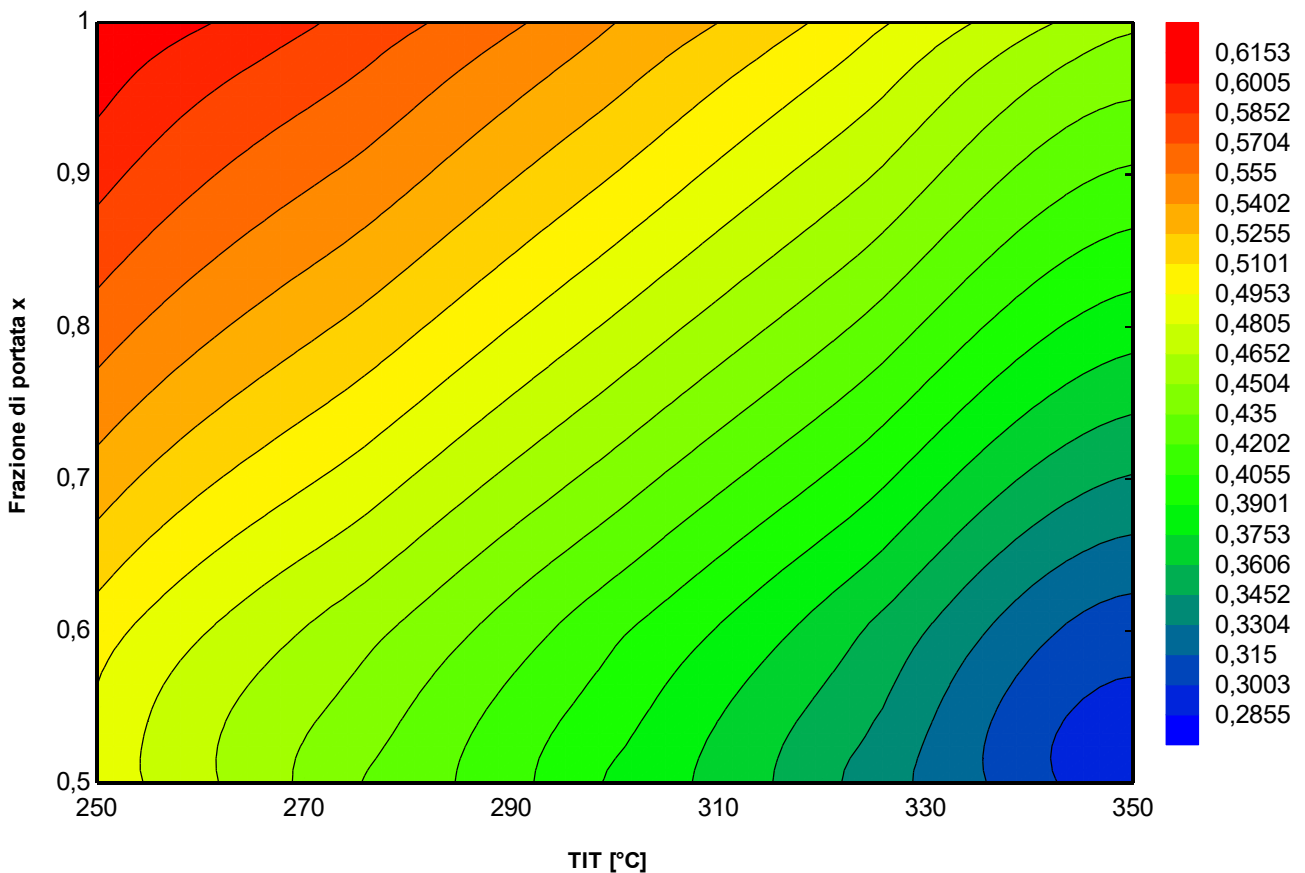


Figura 3.22. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero termico

L'efficienza di recupero aumenta in modo graduale fino ad arrivare a valori del 60% ad una TIT molto bassa e una frazione unitaria. Si noti che, mentre il valore TIT=350°C rappresenta il limite superiore per restrizioni imposte (ΔT di pinch point all'heater), il limite inferiore (TIT=250°C) è stato scelto arbitrariamente, in quanto l'interesse principale è per il rendimento di sistema. In realtà per valori inferiori a 250°C l'efficienza è maggiore.

L'efficienza aumenta all'aumentare di x, in quanto scorre una maggior portata nel compressore principale, consentendo un più alto recupero termico.

In corrispondenza del massimo rendimento di ciclo (TIT=350°C, x=0,6) l'efficienza di recupero ha un valore molto basso e ciò spiega sia il motivo per cui il rendimento di sistema è scadente sia perché il ciclo a ricompressione non è adatto ad applicazioni WHR.

Diagrammi

In questo caso la soluzione ottimizzata corrisponde a considerare il ciclo a ricompressione come un ciclo semplice, perciò sarebbe inutile commentare gli stessi risultati.

Si noti che il rendimento di sistema massimo risulta lievemente maggiore in questo caso piuttosto che svolgendo la simulazione con il ciclo semplice. Questa piccola discrepanza è dovuta al modo in cui vengono definite le efficienze dei recuperatori: nel caso del ciclo semplice è previsto un unico scambiatore, mentre nel caso della ricompressione gli scambiatori sono due e vengono definite due efficienze invece che una. Questa diversità ha un effetto, seppure minimo, sul valore di rendimento, che passa da 11,96% del ciclo semplice al 12,19% del ciclo a ricompressione. Nel caso di ricompressione con $x=1$ è perciò più attendibile considerare i risultati del ciclo semplice.

Si vuole comunque considerare un esempio applicativo, avente $x \neq 1$, al fine di mostrare i diagrammi T-s e T-q di un vero ciclo a ricompressione. Per farlo si sono scelti i parametri di massimo rendimento di ciclo, ovvero $TIT=350^\circ\text{C}$ e $x=0,6$.

Viene tracciato (fig. 3.23) il diagramma T-s:

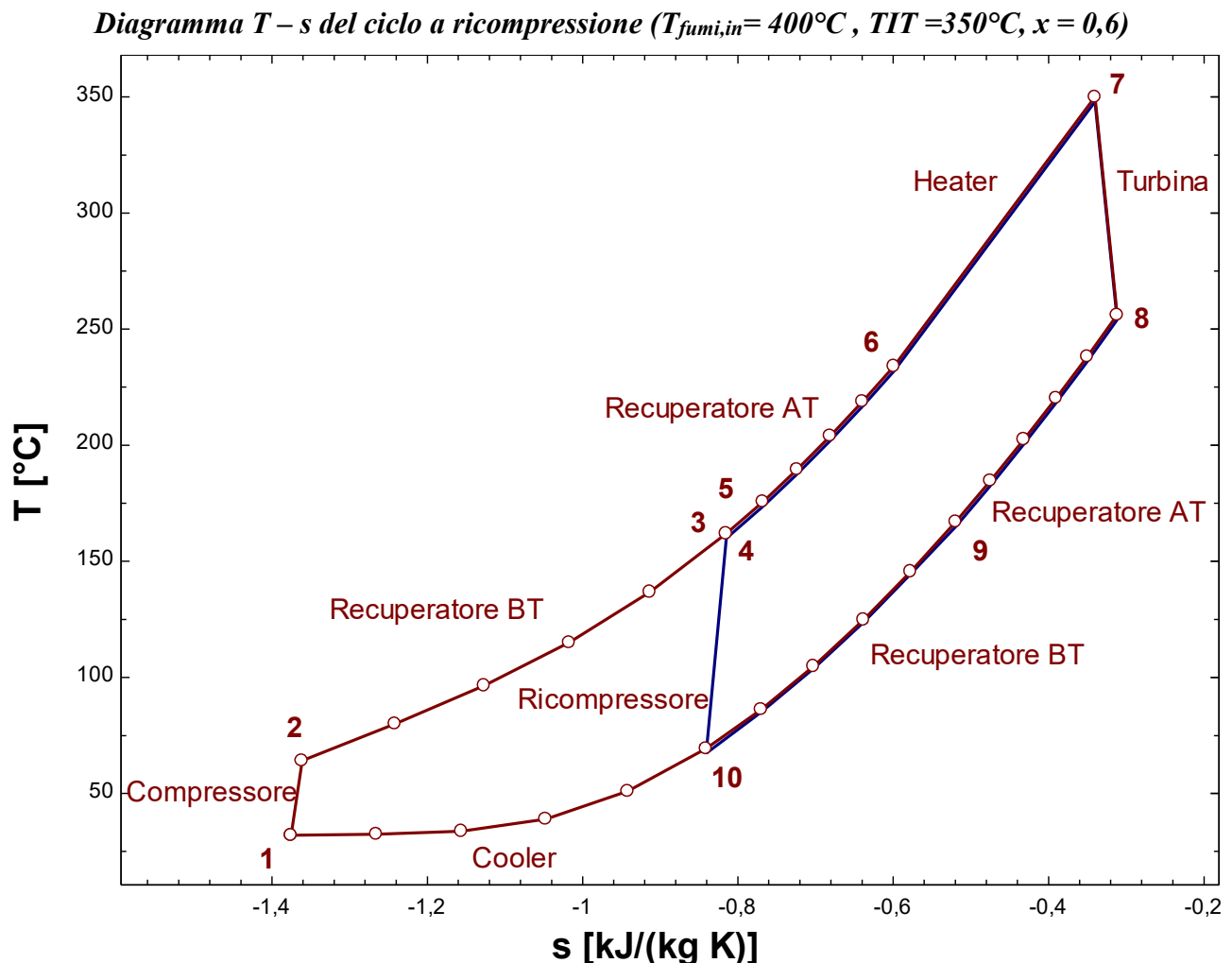


Figura 3.23. Diagramma T-s del ciclo a ricompressione per $T_{fumi,in}=400^\circ\text{C}$ ($TIT=350^\circ\text{C}$, $x=0,6$)

Recuperatori

Lo scambio termico interno è suddiviso in due recuperatori (fig. 3.24): uno di alta temperatura (in cui le portate di massa nei due lati sono uguali e pari alla portata totale) e uno di bassa temperatura (in cui, nel lato freddo, si ha solo la portata $m_1 = x \cdot m_{TOT}$).

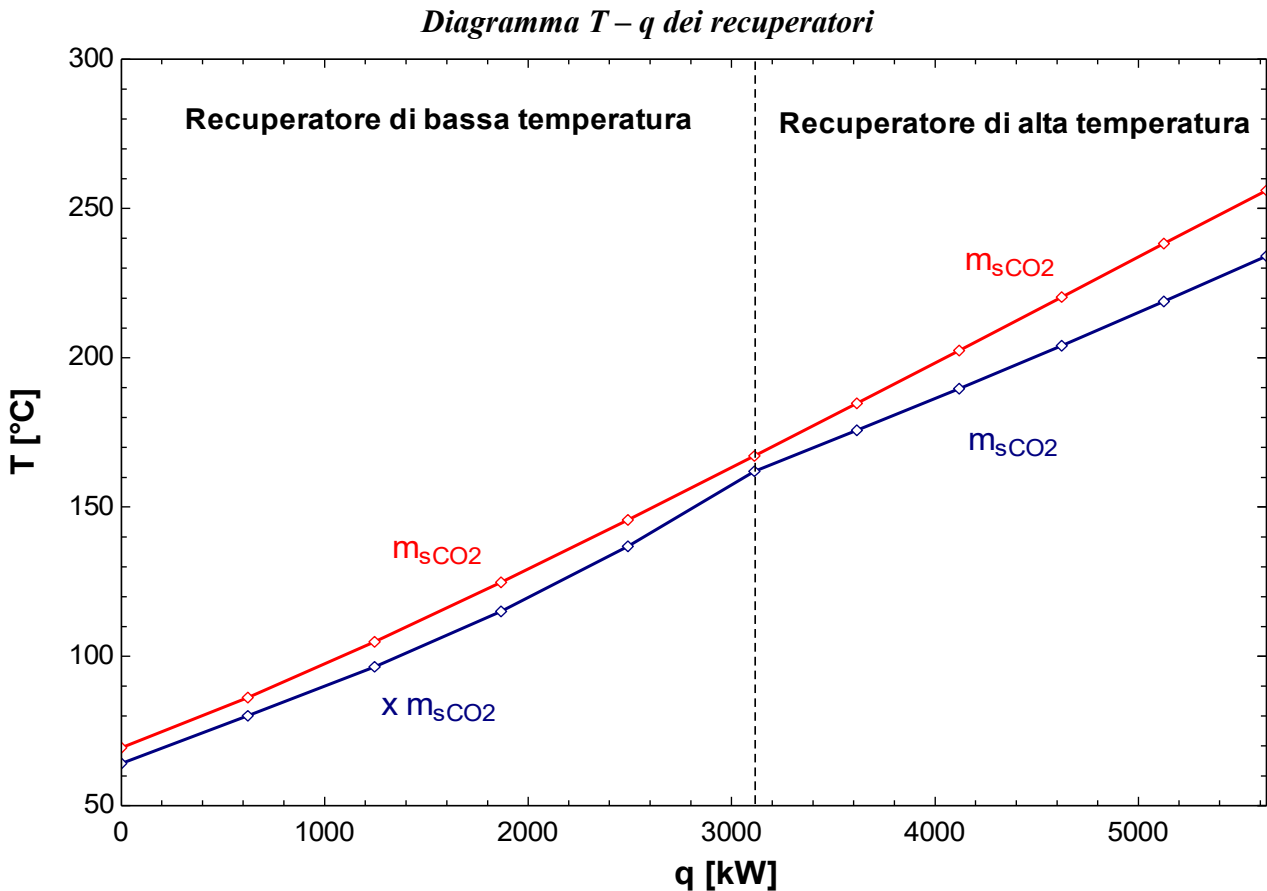


Figura 3.24. Diagramma $T - q$ dei recuperatori

Se confrontato con lo scambio termico nell'unico recuperatore del ciclo semplice, questi due scambiatori riescono a realizzare un accoppiamento tra i profili di gran lunga migliore, consentendo di raggiungere temperature maggiori all'uscita del lato freddo. L'efficacia deriva da una diversa portata che fluisce nel recuperatore di bassa temperatura, e che consente di avvicinare i valori delle capacità termiche di ciascun lato dello scambio. Poiché il lato freddo presenta un calore specifico più alto, combinando questo ad una minor portata si ottiene una capacità termica simile a quella che scorre nel lato caldo, il quale presenta calore specifico minore ma una portata maggiore.

I recuperatori di bassa e alta temperatura scambiano rispettivamente 3113 kW e 2516 kW.

Il successo del ciclo a ricompressione deriva in gran parte da questa capacità di trasferire il calore nei recuperatori, in modo da rendere più efficiente il ciclo e di conseguenza aumentarne il rendimento di ciclo. D'altra parte, tuttavia, il fatto che il flusso freddo in uscita raggiunga temperature elevate penalizza un eventuale recupero di calore di scarto, abbassandone l'efficienza di recupero termico. Per questo motivo il ciclo a ricompressione non è indicato in applicazioni WHR.

3.2.2 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 600°C

Ottimizzazione

Il recupero del calore avviene a media temperatura, con $T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$. Viene massimizzato il rendimento di sistema mediante ottimizzazione della TIT e di x , facendo variare i due parametri in un range rispettivamente di 300°C - 550°C e $0,5$ - 1 .

Gli intervalli di variazione per TIT e x sono rispettivamente di 50°C (ma è stato ridotto a 10°C nell'area 350 - 380°C) e $0,025$.

Dalla tabella parametrica in EES risulta il seguente grafico per il rendimento di sistema (fig. 3.25).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

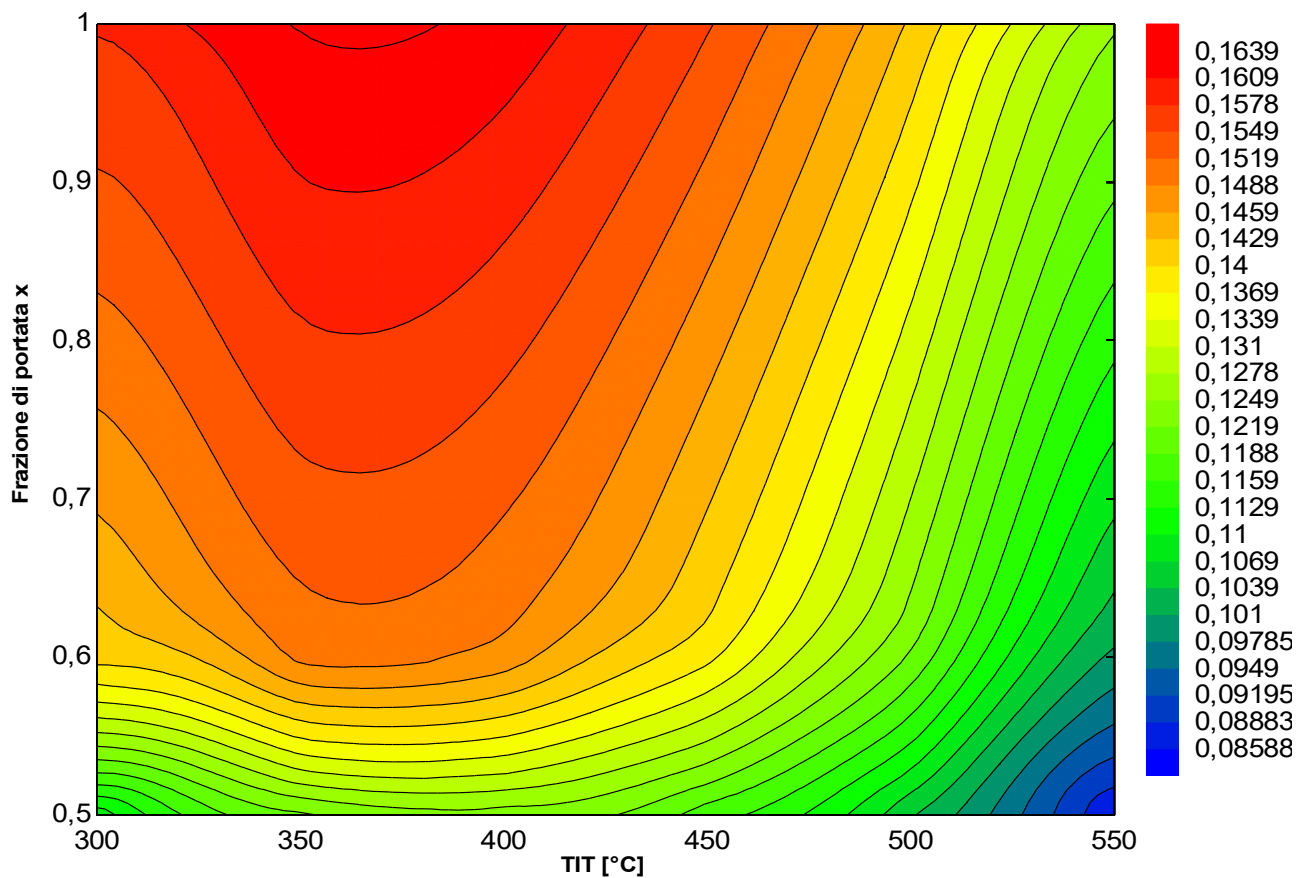


Figura 3.25. Ottimizzazione del rendimento di sistema

Anche in questo caso l'ottimizzazione porta a scartare la configurazione a ricompressione in favore del ciclo semplice.

Il massimo rendimento di sistema è simile al caso precedente a 600°C del ciclo semplice (16,39%), e si ottiene per una TIT di 370°C . Si noti che in corrispondenza di questo valore di TIT il rendimento diminuisce in modo più graduale al diminuire di x , soprattutto se confrontato con il caso precedente a 400°C .

Di seguito viene illustrato il grafico del rendimento di ciclo (fig. 3.26).

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di TIT e x

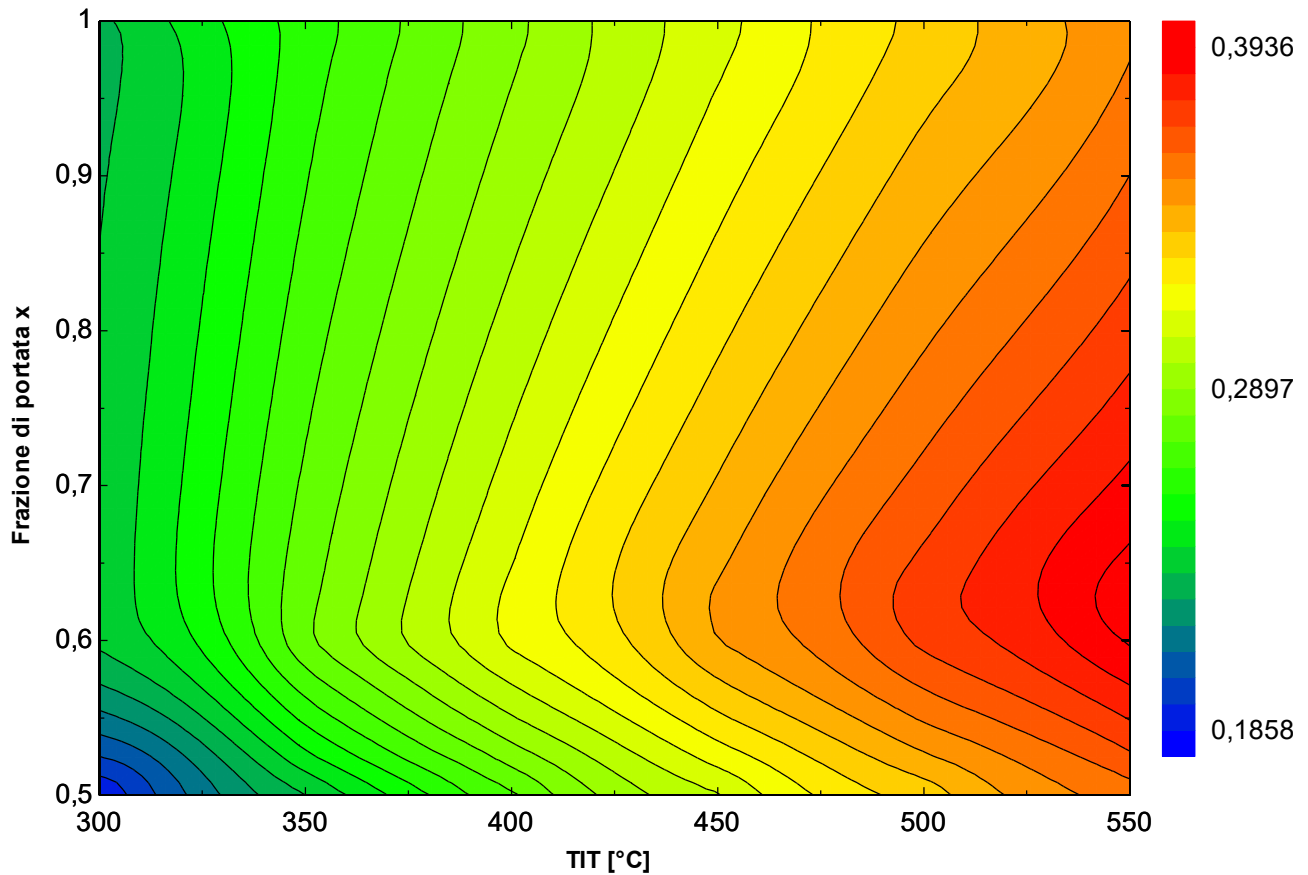


Figura 3.26. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Il rendimento di ciclo massimo è del 39,36% e si ottiene per TIT=550°C e $x=0,625$. Questo valore è in linea con i risultati ottenuti da Manente et al., il cui valore di rendimento di ciclo corrisponde a 44,18%. Il motivo per cui il valore ottenuto è minore è giustificato dai diversi rendimenti isoentropici di compressione ed espansione, posti a 0,9. Introducendo le assunzioni di Manente et al. nel programma EES sviluppato, e svolgendo la simulazione si ottiene un rendimento di ciclo pari a 43,71%.

Anche Kulhànek e Dostal nel loro articolo ottengono un rendimento del 46,48%, e tuttavia oltre ad avere rendimenti isoentropici più alti presentano una pressione massima di ciclo di 25MPa. Il valore ottenuto dalla simulazione, quindi, trova conferma nella letteratura.

Infine si riporta l'efficienza di recupero termico (fig. 3.27).

Curve di livello dell'efficienza di recupero termico in funzione di TIT e x

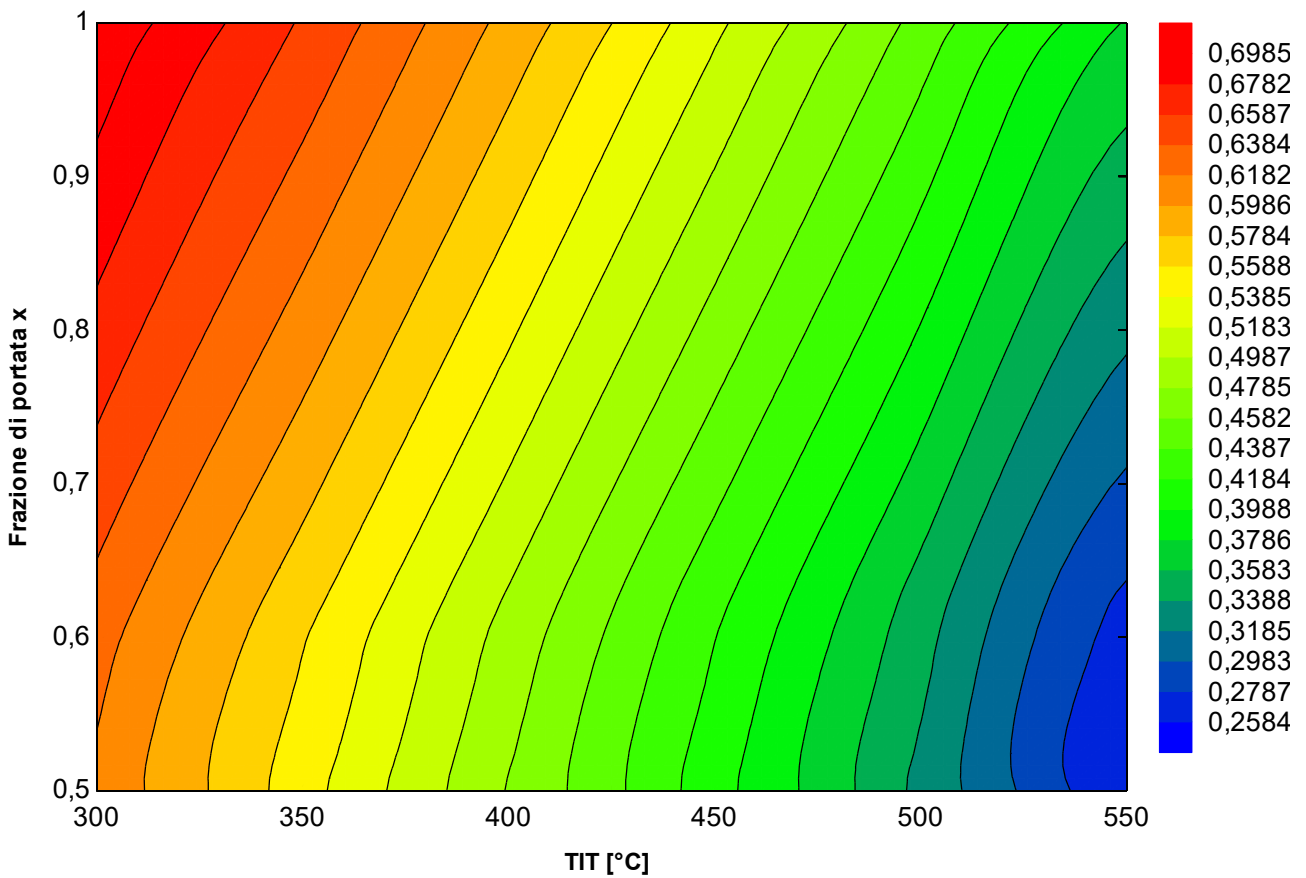


Figura 3.27. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero termico

Dal grafico si deduce che l'efficienza viene grandemente influenzata dalla temperatura massima di ciclo, mentre la frazione di portata non la condiziona eccessivamente. Tuttavia, per una determinata TIT, al diminuire di x anche l'efficienza diminuisce.

In corrispondenza dei valori più alti del rendimento di ciclo l'efficienza di recupero termico presenta valori tra i minimi calcolati, motivo per cui in quell'area il rendimento di sistema è molto scadente.

Diagrammi

Come prima, si è cercato di illustrare i diagrammi T-s e T-q di un ciclo a ricompressione avente $x \neq 1$, in modo da visualizzare graficamente l'andamento degli stati termodinamici del ciclo.

I parametri scelti sono quelli che massimizzano il rendimento di ciclo, ovvero $TIT=550^\circ\text{C}$ e $x=0,625$.

Il diagramma T-s è il seguente (fig. 3.28).

Diagramma T – s del ciclo a ricompressione ($T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$, $TIT = 550^\circ\text{C}$, $x = 0,625$)

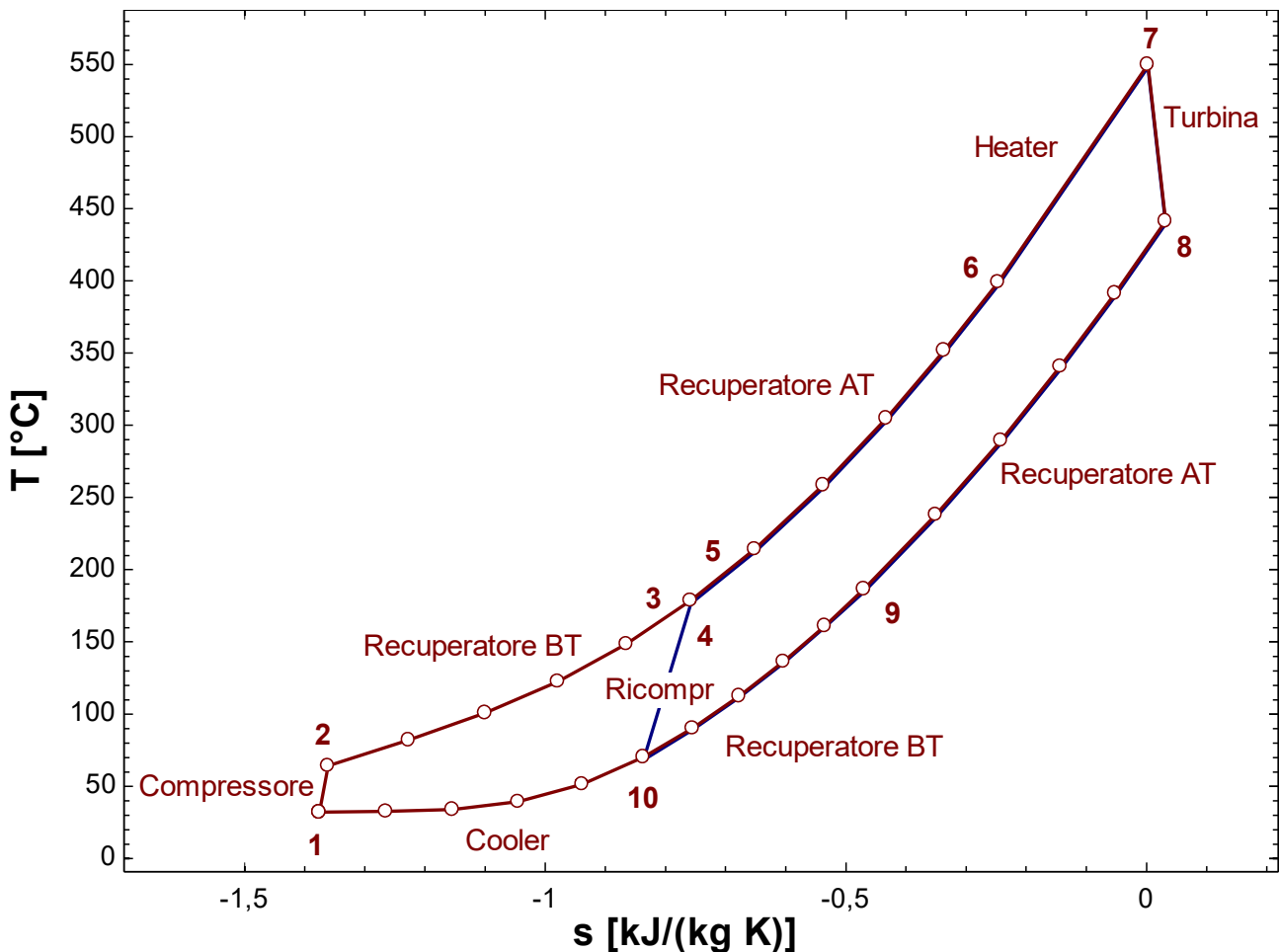


Figura 3.28. Diagramma T-s del ciclo a ricompressione per $T_{fumi,in}=600^\circ\text{C}$ ($TIT = 550^\circ\text{C}$, $x=0,625$)

Si può considerare il ciclo a ricompressione come due cicli singoli, evidenziati nella figura in marrone e blu. Uno lavora a temperatura maggiore, l'altro arriva vicino al punto critico.

Recuperatore

Lo scambio termico, suddiviso in due recuperatori, è il seguente (fig. 3.29).

Diagramma $T - q$ del recuperatore

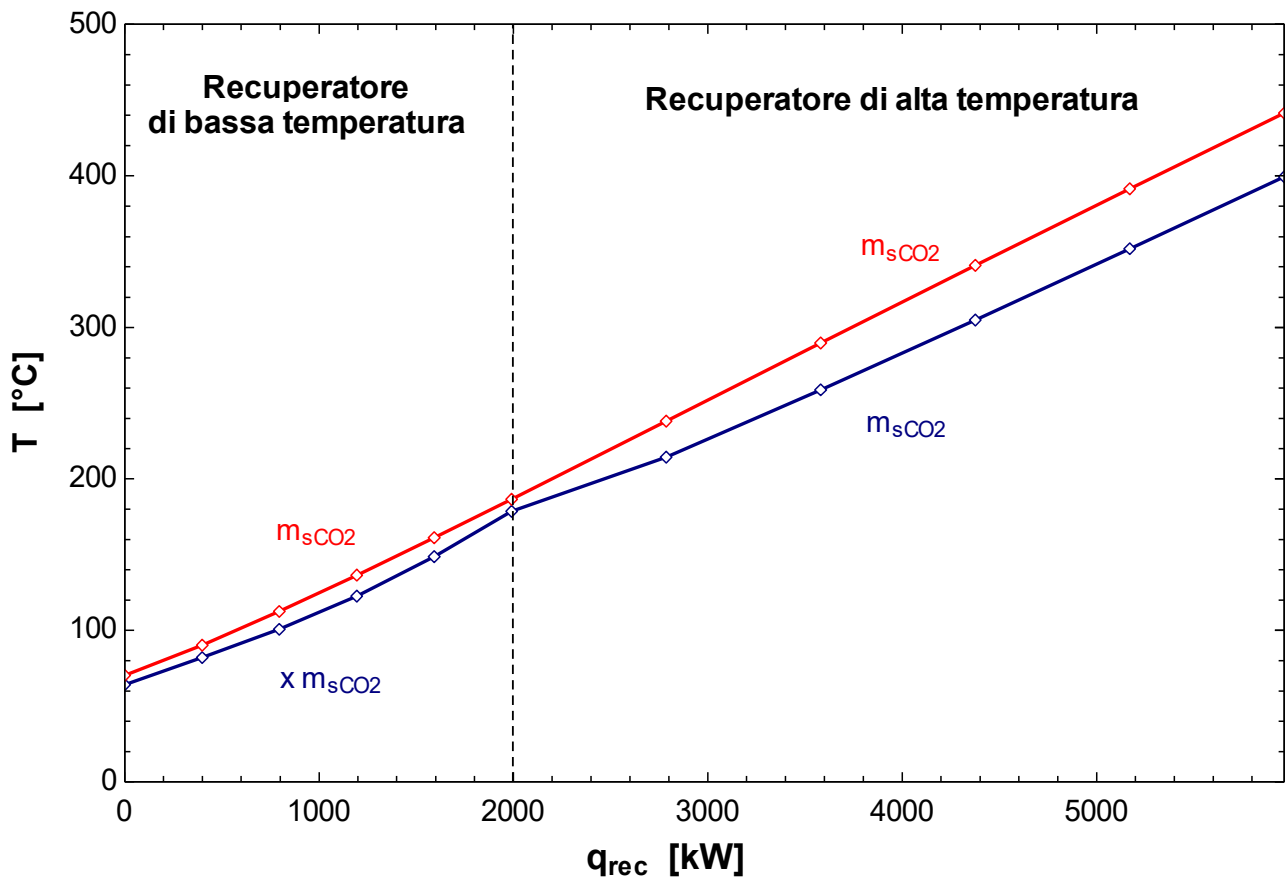


Figura 3.29. Diagramma $T - q$ del recuperatore

Rispetto al caso precedente del ciclo a ricompressione il recuperatore di bassa si trova a dover scambiare una porzione minore di calore rispetto al recuperatore di alta temperatura. Rispettivamente, i due componenti scambiano 1989 kW e 3976 kW.

Lo scambio termico è migliore rispetto ad un ciclo semplice grazie alla spartizione di flusso.

3.2.3 Ciclo a ricompressione – Temperatura della sorgente: 800°C

Ottimizzazione

La temperatura a cui vengono resi disponibili i fumi è $T_{fumi,in} = 800^\circ\text{C}$. L'ottimizzazione che si ottiene per massimizzare il rendimento di sistema restituisce il seguente grafico (fig. 3.30).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

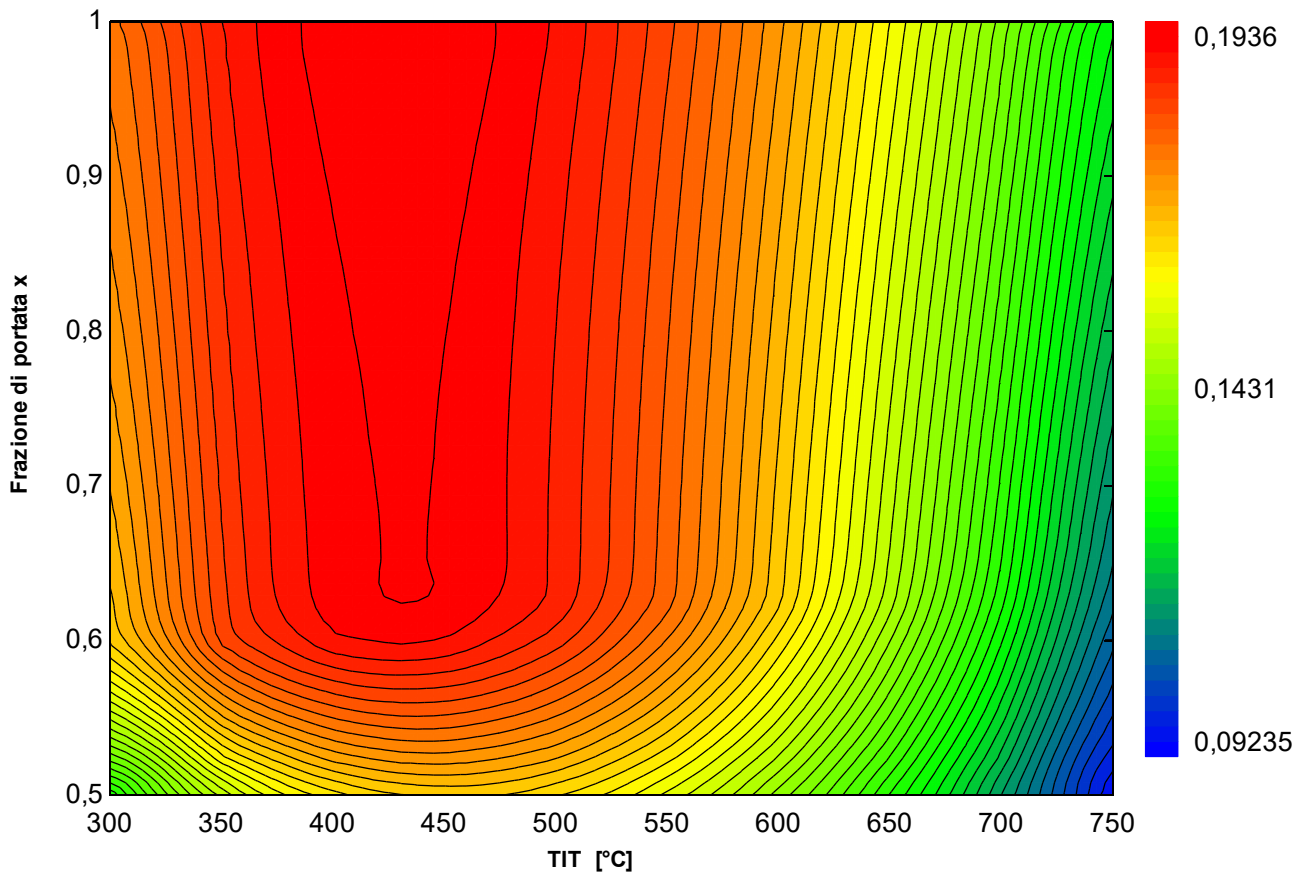


Figura 3.30. Ottimizzazione del rendimento di sistema

Dalla tabella parametrica risulta migliore la soluzione con $TIT=430^\circ\text{C}$ e $x=1$, per la quale si raggiunge il valore di 19,36%. In corrispondenza di $T=430^\circ\text{C}$ (temperatura di ottimo nel ciclo semplice) vi è un plateau che consente di avere un buon rendimento per x compresi tra 0,65 e 1. I valori di rendimento che si ottengono in questa zona non sono così differenti ed il motivo emerge quando vengono esaminati i grafici relativi al rendimento di ciclo (fig. 3.31) e all'efficienza di recupero (fig. 3.32). Entrambi, in corrispondenza di $TIT=430^\circ\text{C}$, presentano valori di parametro praticamente costanti, e questo spiega la zona di massimo rendimento.

Il rendimento di ciclo massimo si trova per $TIT=750^\circ\text{C}$ e $x=0,65$.

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di TIT e x

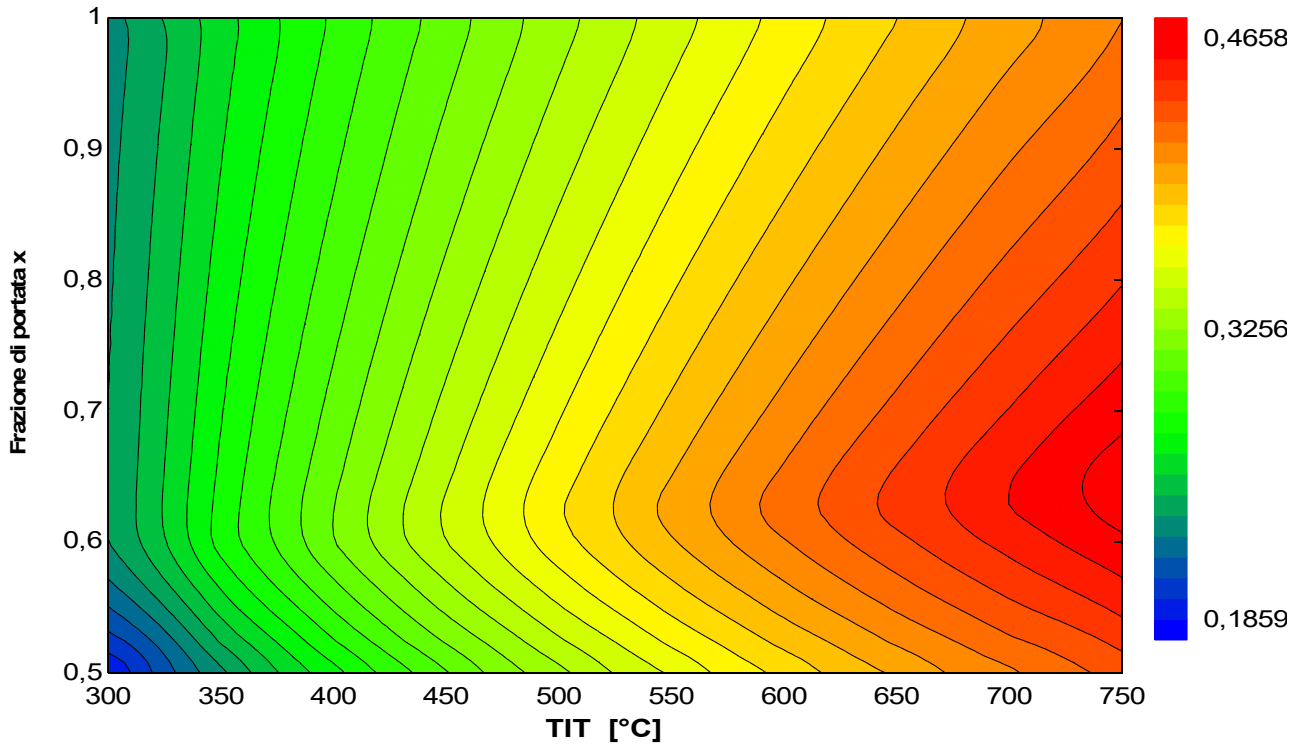


Figura 3.31. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Curve di livello dell'efficienza di recupero termico in funzione di TIT e x

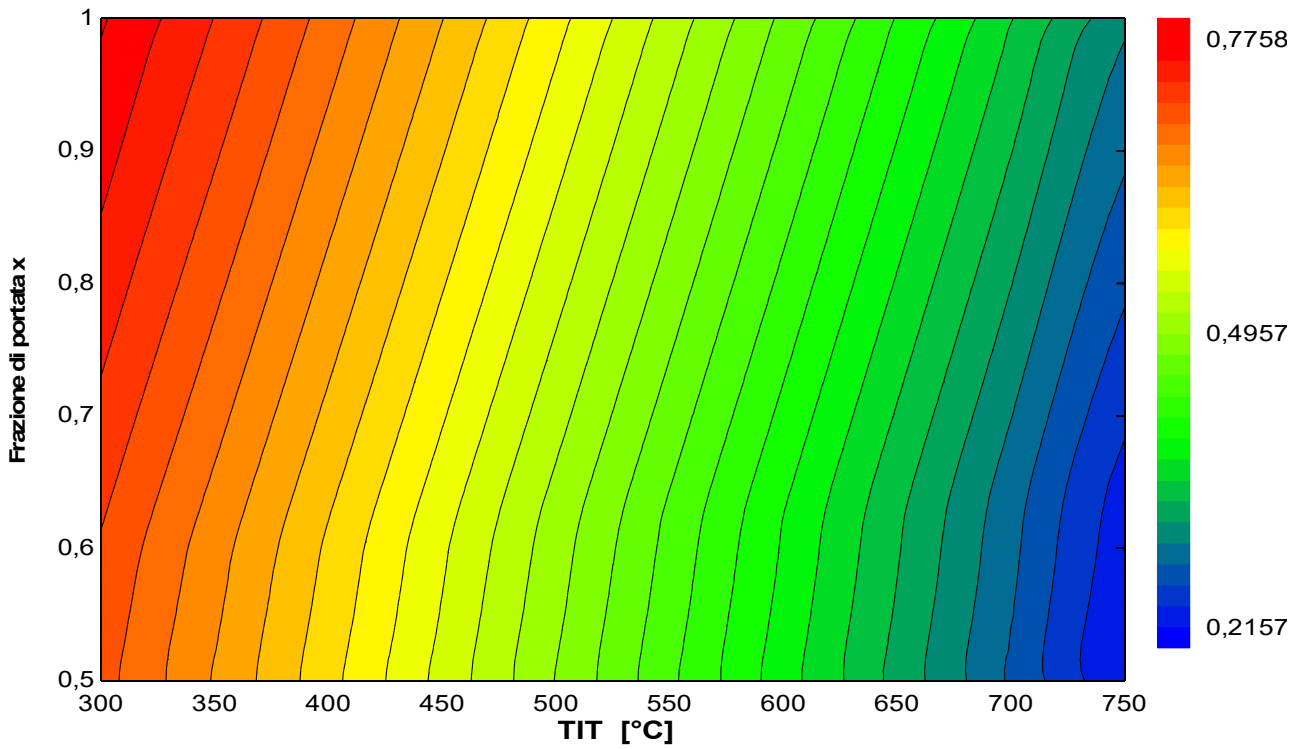


Figura 3.32. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero termico

Diagrammi

È stato deciso di considerare sempre il ciclo con i parametri che massimizzano il rendimento di ciclo, ovvero $TIT=750^{\circ}\text{C}$ e $x=0,65$.

Di seguito è illustrato il diagramma T-s (fig. 3.33).

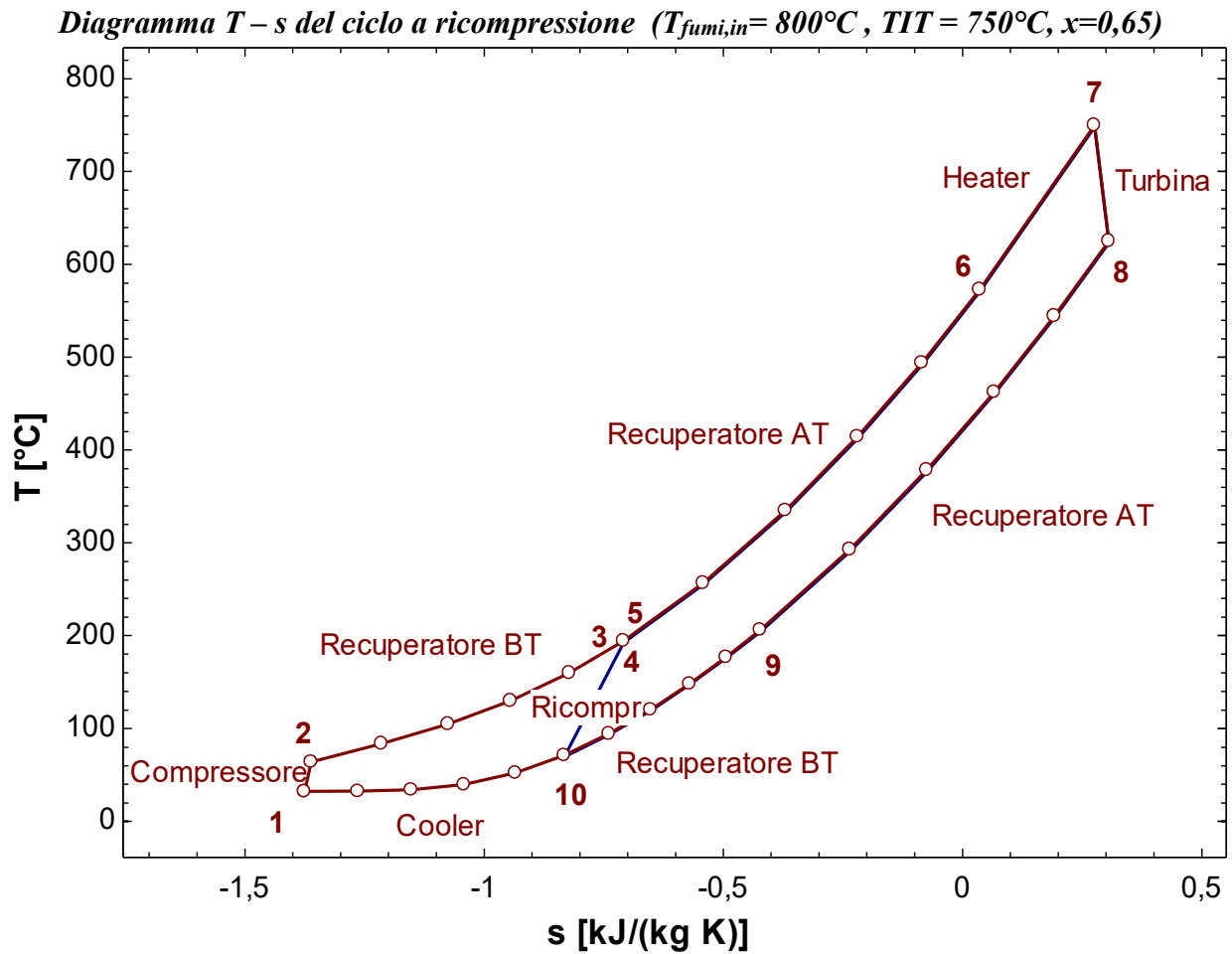


Figura 3.33. Diagramma T-s del ciclo a ricompressione per $T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$ ($TIT = 750^{\circ}\text{C}$, $x=0,65$)

Recuperatore

I due recuperatori presentano un andamento non dissimile dai casi precedenti (fig. 3.34).

Diagramma $T - q$ del recuperatore

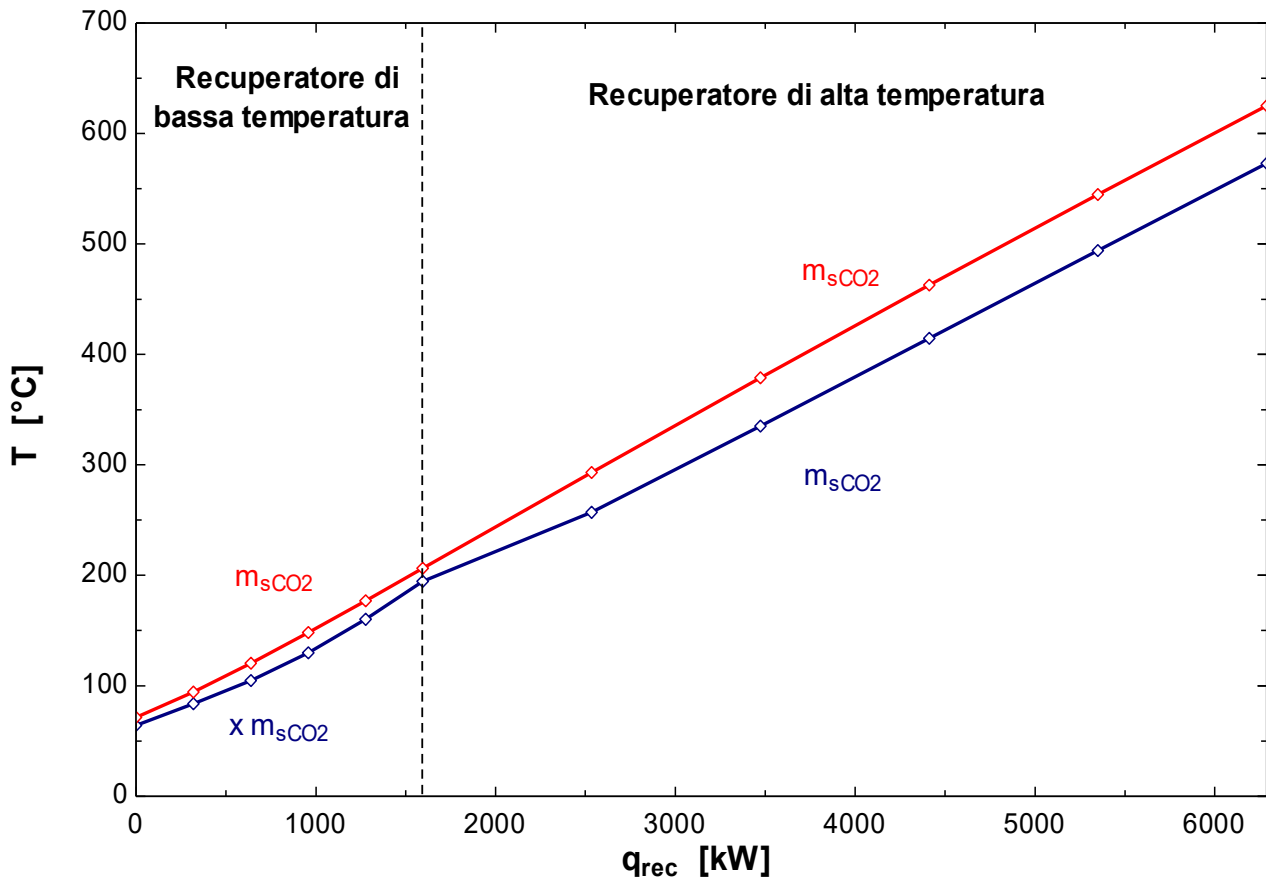


Figura 3.34. Diagramma $T - q$ del recuperatore

Il calore recuperato negli scambiatori di bassa e alta temperatura è rispettivamente di 1595 kW e 4694 kW.

Confrontando i tre cicli a tre diverse temperature $T_{fumi,in}$ si nota che il calore complessivo scambiato, così come il calore del solo recuperatore di alta temperatura, aumenta all'aumentare di $T_{fumi,in}$. Al contrario, il calore del recuperatore di bassa temperatura diminuisce.

3.2.4 Confronto delle prestazioni del ciclo a ricompressione al variare della temperatura della sorgente

Il confronto tra i cicli a temperature differenti si svolge mediante analisi dei grafici TIT-x-parametro di prestazione.

I grafici del rendimento di sistema si evolvono, all'aumentare di $T_{fumi,in}$, espandendosi a formare un plateau di rendimento massimo in corrispondenza della temperatura che ottimizza il ciclo semplice. Tale temperatura cresce attraverso i tre casi.

Le curve isorendimento del rendimento di ciclo si “piegano” sempre di più verso destra man mano che aumenta $T_{fumi,in}$, ma in genere è il grafico che meno presenta variazioni. Si noti che al crescere della temperatura $T_{fumi,in}$ la TIT per cui si massimizza il rendimento di ciclo è sempre quella massima (com'è ovvio che sia) mentre la frazione di massa cresce leggermente, partendo da un valore di 0,6 per 400°C, 0,625 per 600°C e 0,65 per 800°C.

Nell'evolversi dell'efficienza di recupero del calore, invece, le curve isolivello diventano sempre più ripide ad indicare che la frazione di massa x incide sempre meno all'aumentare di $T_{fumi,in}$.

In tabella (tab. 3.17) vengono confrontati i parametri dei cicli appena visti.

Tabella 3.17. Confronto delle prestazioni dei cicli ottimizzati per η_{ciclo}

Prestazioni del ciclo			
$T_{fumi,in}$	400 °C	600 °C	800 °C
TIT _{max η ciclo}	350 °C	550 °C	750 °C
$x_{max \eta ciclo}$	0,6 -	0,625 -	0,65 -
$\eta_{sistema}$	8,37 %	10,23 %	10,58 %
η_{ciclo}	27,42 %	39,36 %	46,58 %
$\Phi_{recupero termico}$	30,53 %	25,99 %	22,71 %
m_{fumi}	26,87 kg/s	14,40 kg/s	10,36 kg/s
m_{sCO2}	25,03 kg/s	13,70 kg/s	9,61 kg/s
m_1	15,02 kg/s	8,56 kg/s	6,25 kg/s
m_2	10,01 kg/s	5,14 kg/s	3,36 kg/s
$P_{Compressore}$	362 kW	206 kW	150 kW
$P_{ricompressore}$	663 kW	342 kW	226 kW
$P_{Turbina}$	2025 kW	1548 kW	1376 kW
$P_{com+Ric}/P_{Turb}$	0,51 -	0,35 -	0,27 -
P_{Netta}	1000 kW	1000 kW	1000 kW
$T_{fumi,out}$	284 °C	449,3 °C	622,9 °C
q_{Heat}	3647 kW	2541 kW	2147 kW
$q_{Disponibile}$	11948 kW	9775 kW	9455 kW
$q_{RecuperatoreBT}$	3113 kW	1989 kW	1595 kW
$q_{RecuperatoreAT}$	2516 kW	3976 kW	4694 kW
q_{Cooler}	2520 kW	1448 kW	1067 kW

Come nel ciclo semplice, le portate diminuiscono gradualmente, così come le potenze spese ai due compressori, per cui il rapporto tra la potenza spesa e la potenza guadagnata si riduce.

La temperatura dei fumi aumenta in quanto la capacità di estrarre calore dalla sorgente si scontra con l'alta capacità recuperativa del ciclo, che vede un generale aumento del calore scambiato attraverso gli scambiatori interni. Diminuiscono invece le potenze all'heater (effettiva e disponibile) e allo scambiatore di rigetto.

In tutti e tre i casi il ciclo a ricompressione presenta dei rendimenti di ciclo molto buoni, ma non riesce ad ottenere rendimenti di sistema soddisfacenti o che comunque superino quelli di un ciclo semplice. In conclusione, la configurazione a ricompressione non è adatta ad applicazioni del recupero del calore di scarto.

3.3 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Il terzo ciclo che si è scelto di modellare in EES è il capostipite dei cicli cascata. È una configurazione che non presenta rendimenti di ciclo molto elevati, e senz'altro non è uno dei cicli più studiati in generale. Tuttavia presenta efficienze di recupero del calore molto elevate e questo lo rende idoneo nello specifico per applicazioni di recupero del calore di scarto.

Presenta lo stesso numero di componenti del ciclo a ricompressione e la complessità è data soprattutto dalla spartizione di flusso (fig. 3.35).

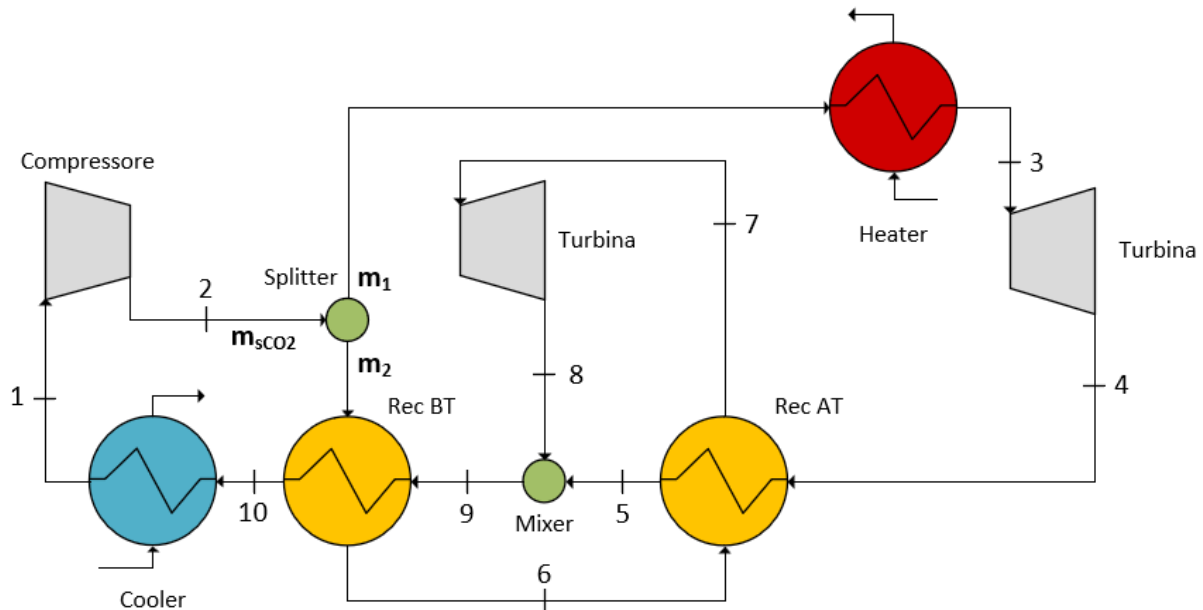


Figura 3.35. Schema del ciclo cascata 1

I recuperatori di bassa e alta temperatura, lo scambiatore di rigetto e l'heater sono stati suddivisi in cinque segmenti ciascuno, che approssimano i vari scambi termici.

La determinazione della definizione di efficienza nei recuperatori (in base alla convergenza o divergenza dei profili) è stata elaborata dal programma mediante due cicli IF, come già fatto per la ricompressione.

Ottimizzazione

Sono state operate le ottimizzazioni per i tre casi di bassa (400°C), media (600°C) e alta (800°C) temperatura a cui vengono resi disponibili i fumi. I parametri da ottimizzare per ciascuna simulazione sono, come al solito, TIT (identificata con T_3) e la frazione di portata x , che scorre attraverso lo scambiatore con la sorgente.

$$x = \frac{m_1}{m_{TOT}} \quad (41)$$

Soluzione ottimizzata

Per la soluzione ottimale sono stati riportati i diagrammi T-s e T-q. Sono stati fatti infine opportuni commenti e la soluzione è stata confrontata con altre simulazioni riscontrate in letteratura.

3.3.1 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 400°C

Ottimizzazione

Nel primo caso $T_{fumi,in}$ viene fissata a 400°C. Il rendimento di sistema viene massimizzato facendo variare TIT fino a 350°C e la frazione di portata x in un range abbastanza ampio da includere il punto di massimo, ovvero 0,45-0,7. L'intervallo di discretizzazione è di 5°C per TIT e 0,02 per x .

Come per il ciclo a ricompressione anche in questo caso è stato estrapolato un grafico a tre parametri a partire dalla tabella parametrica in EES (fig. 3.36).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

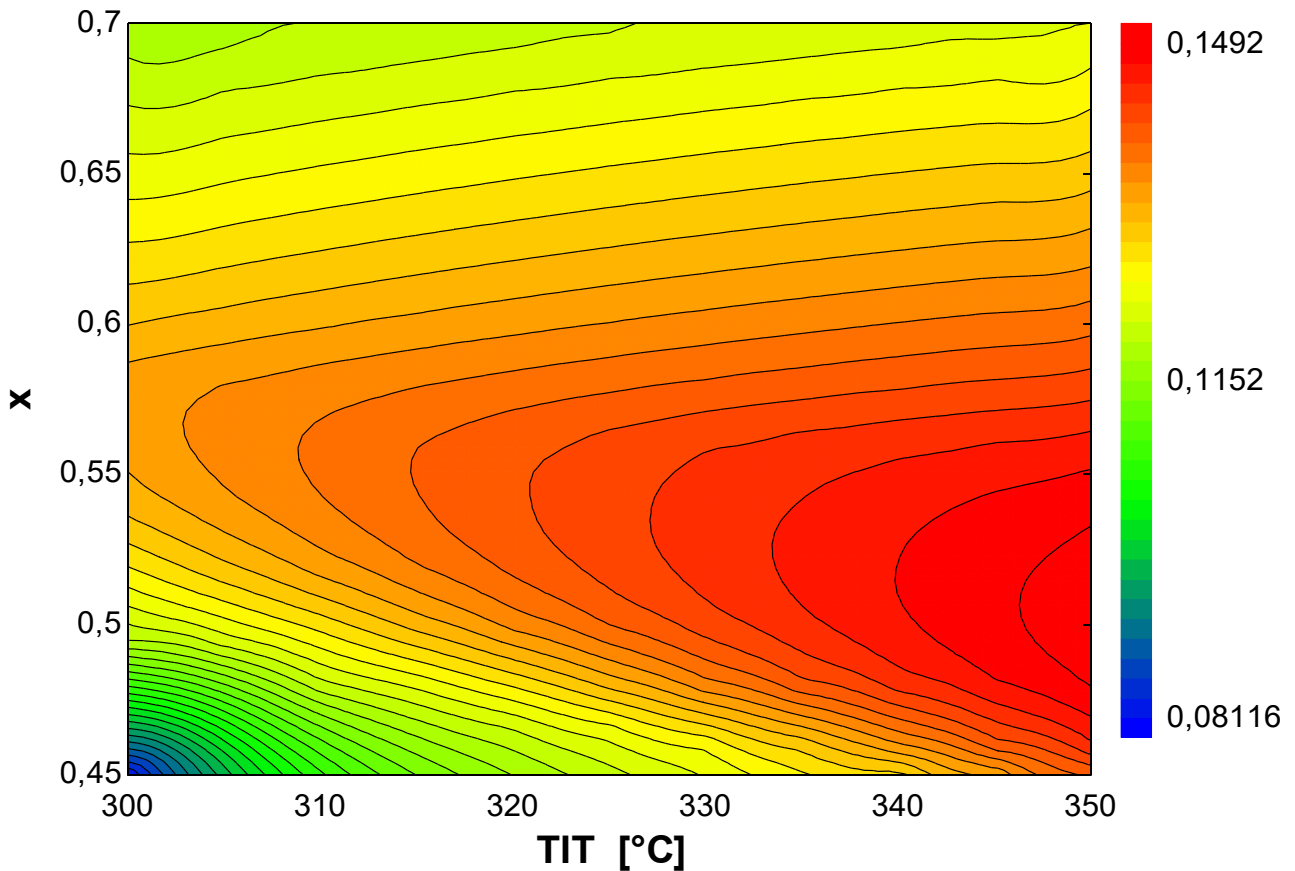


Figura 3.36. Ottimizzazione del rendimento di sistema

L'andamento del rendimento di sistema ricalca esattamente quello del rendimento di ciclo, per cui quest'ultimo non viene riportato. Infatti, il parametro Φ (efficienza di recupero del calore) rimane fisso per tutte le simulazioni. Si ricordi che Φ è definito come:

$$\Phi_{recuperotermico} = \frac{q_{input,ciclo}}{q_{disponibile\ dalla\ fonte}} = \frac{m_{fumi} cp_{fumi} (T_{fumi,in} - T_{fumi,out})}{m_{fumi} cp_{fumi} (T_{fumi,in} - T_{amb})} \quad (42)$$

per cui se non si modifica la temperatura di uscita dei fumi allora Φ rimane costante (dato che gli altri parametri sono fissati). $T_{fumi,out}$ è legata alla temperatura di uscita del compressore (T_2) mediante il ΔT_{PP} dell'heater (posto nelle assunzioni pari a 50°C), per cui se T_2 è fisso anche $T_{fumi,out}$

lo è. Il punto 2 a sua volta viene calcolato a partire dal punto 1 mediante il compressore, ed è un valore costante.

Il rendimento di ciclo (e quindi quello di sistema) diminuisce sempre al diminuire di TIT, mentre al variare di x presenta un andamento parabolico, che raggiunge il suo massimo per frazioni di massa comprese tra 0,5 e 0,6 circa. La diminuzione dei valori è più brusca nella zona a bassi x rispetto a valori alti. Per $x < 0,4$ il programma ha difficoltà a risolvere le simulazioni in quanto si riducono le differenze di temperatura ai lati dello scambiatore.

In conclusione l'ottimo della funzione si ha per $TIT=350^{\circ}C$ e $x=0,5$, per il quale il rendimento di sistema è pari a 14,92 %, il rendimento di ciclo è 19,83 % e l'efficienza di recupero termico rimane costante a 75,23 %.

Già in questa fase si può notare come il rendimento di sistema sia più elevato del ciclo semplice di circa il 3%. Rispetto al ciclo a ricompressione, come ci si aspettava, il rendimento di ciclo cala bruscamente (si passa da 27,2% massimo a 19,83% massimo) mentre Φ risulta più ragguardevole rispetto al valore più ottimistico dei due cicli precedenti (che non arrivano al 70%).

Soluzione ottimizzata

Scelto l'ottimo per $TIT=350^{\circ}\text{C}$ e $x=0,5$ si procede all'analisi del ciclo. I vari stati termodinamici si possono trovare nella tabella (tab. 3.18), così come il diagramma T-s (fig. 3.37). Si faccia riferimento allo schema di ciclo precedentemente illustrato.

Tabella 3.18. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	11,10	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	11,10	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	11,10	350,00	20,00	282,50	-0,340
4	11,10	256,10	7,63	197,30	-0,311
5	22,21	141,40	7,63	66,86	-0,589
6	22,21	135,30	20,00	-8,63	-0,920
7	22,21	222,70	20,00	121,80	-0,629
8	22,21	136,80	7,63	61,45	-0,603
9	22,21	139,10	7,63	64,16	-0,596
10	22,21	75,98	7,63	-17,44	-0,812

Diagramma T – s del ciclo a cascata 1 ($T_{fumi,in}= 400^{\circ}\text{C}$, $TIT = 350^{\circ}\text{C}$, $x = 0,5$)

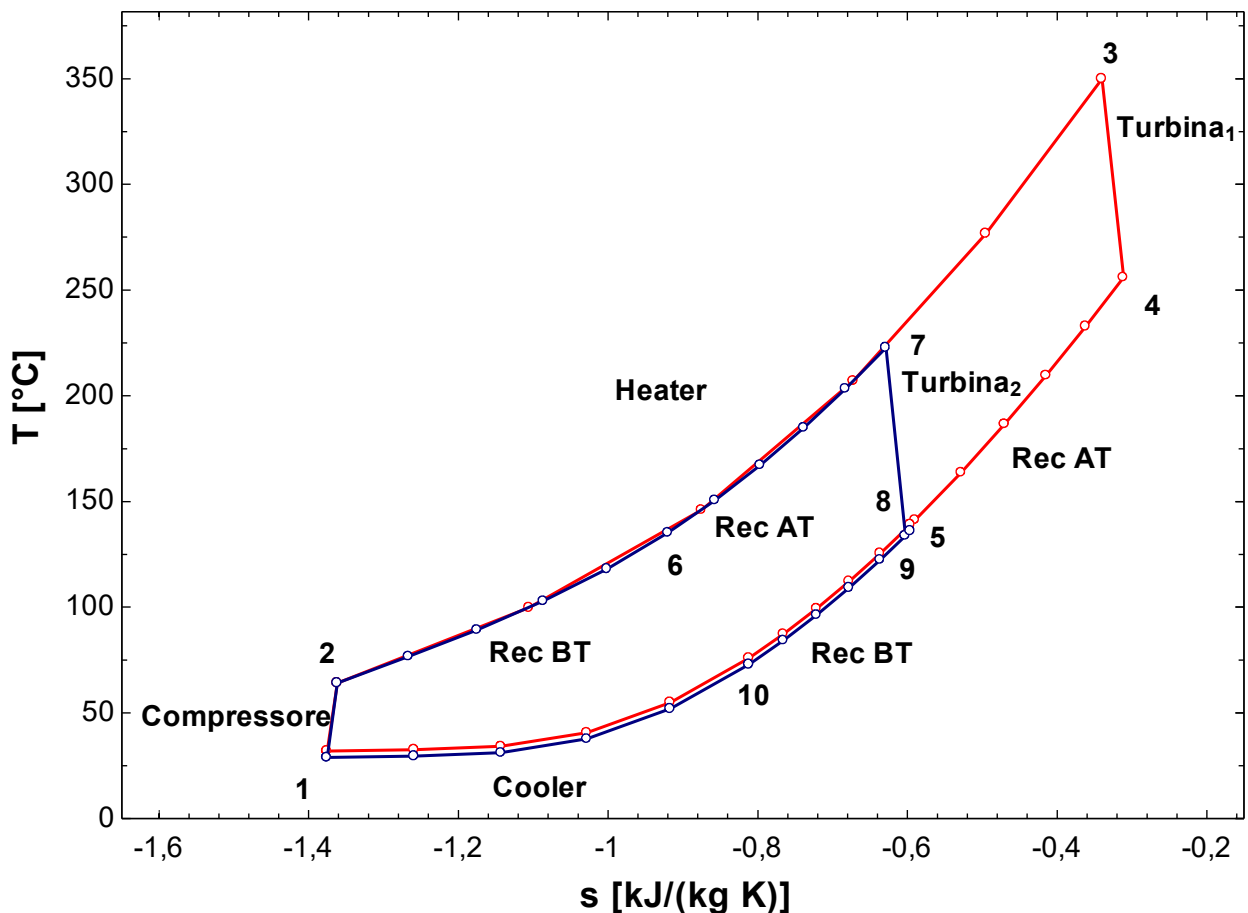


Figura 3.37. Diagramma T-s del ciclo cascata 1 per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$ ($TIT=350^{\circ}\text{C}$, $x=0,5$)

Scambiatore con la sorgente

Il profilo dei fumi (fig. 3.38) si presenta sempre lineare perché il $c_{p,fumi}$ è fissato. Il profilo della CO_2 invece devia dalla linearità in quanto il calore specifico non è costante. Ciò è visibile soprattutto nel primo tratto, dove, partendo dalle condizioni in uscita dal compressore, il fluido lavora in condizioni non abbastanza distanti dal punto critico.

Diagramma T – q tra la sorgente e la CO_2 supercritica

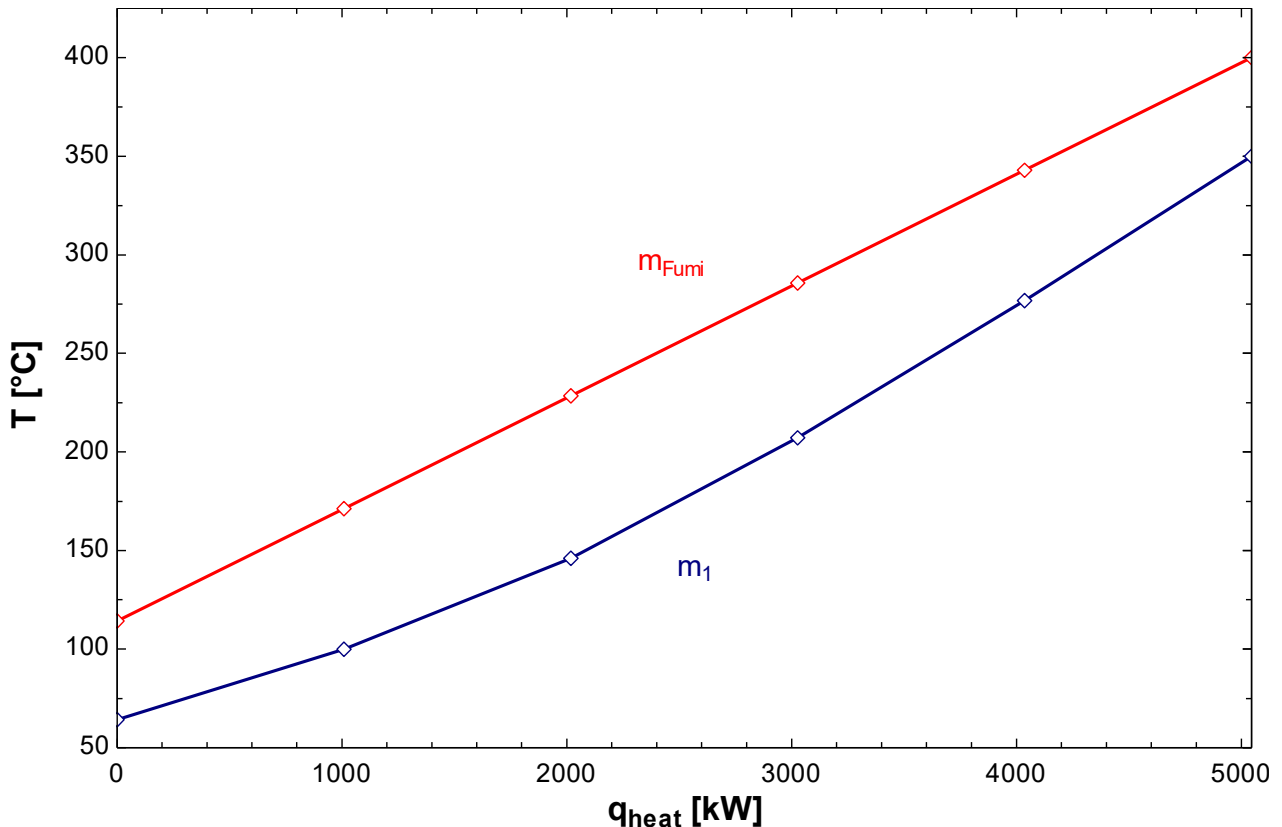


Figura 3.38. Diagramma T-q dello scambio termico all'heater

In seguito (tab. 3.19) sono illustrati i diversi segmenti che compongono lo scambio termico con la sorgente, a partire dalla sinistra dello scambiatore, in corrispondenza dell'ingresso del flusso freddo della CO_2 , nel punto 2. Lo scambio termina quando la CO_2 raggiunge il punto 3.

Tabella 3.19. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q_{heat} [kW]	Lato freddo 2-3 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	64,1	114,1
1	1009	99,8	171,3
2	2017	146,1	228,5
3	3026	207,1	285,7
4	4035	276,8	342,8
5	5044	350,0	400,0

Recuperatori

Lo scambio termico rigenerativo si compone di due parti, ad alta e a bassa temperatura. In figura (fig. 3.39) sono evidenziate le diverse portate che scorrono ai lati dei due recuperatori. Il lato freddo presenta una continuità data dal fatto che i due recuperatori sono uno immediatamente successivo all'altro. Nel lato caldo, invece, m_1 scambia calore nel recuperatore di alta ma viene miscelato a m_2 prima di passare nel recuperatore di bassa, per cui vi è un piccolo scalino dovuto alle diverse condizioni termodinamiche delle due portate. La pendenza varia in quanto variano le portate, e ciò modifica la capacità termica: a portata minore corrisponde capacità termica minore e quindi pendenza maggiore della retta. Nel lato freddo la pendenza varia solo a causa della variazione del calore specifico con la temperatura perché la portata è la stessa.

Diagramma $T - q$ del recuperatore

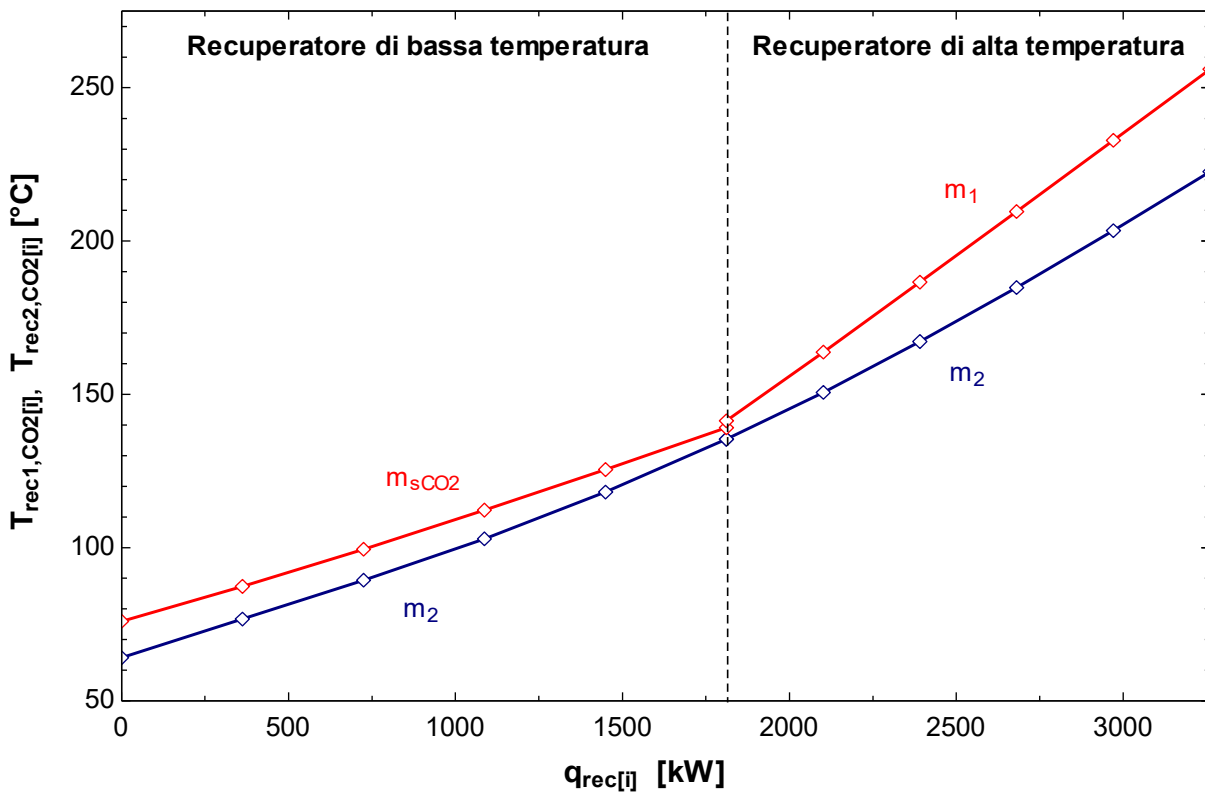


Figura 3.39. Diagramma $T - q$ del recuperatore

In seguito vengono mostrate le tabelle che quantificano lo scambio termico (tab. 3.20 e 3.21).

Tabella 3.20. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 2-6 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	64,14	75,98
1	362	76,70	87,32
2	725	89,33	99,45
3	1087	102,90	112,20
4	1449	118,10	125,50
5	1812	135,30	139,10

Tabella 3.21. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 6-7 [°C]	Lato caldo 4-5 [°C]
0	0	135,30	141,40
1	289	150,60	163,80
2	579	167,20	186,60
3	869	184,90	209,70
4	1158	203,40	232,90
5	1448	222,70	256,10

In genere lo scambio è efficiente, e ciò si nota dalla vicinanza delle due curve. Solo verso la fine dello scambiatore di alta i due profili dipartono tra loro.

Prestazioni del ciclo

Si riportano i parametri principali di prestazione nella tabella seguente (tab. 3.22):

Tabella 3.22. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
$\eta_{\text{ sistema}}$	14,92 %
$\eta_{\text{ ciclo}}$	19,83 %
$\Phi_{\text{ recupero termico}}$	75,23 %
$m_{\text{ fumi}}$	15,08 kg/s
$m_{\text{ sCO}_2}$	22,21 kg/s
m_1	11,10 kg/s
m_2	11,10 kg/s
$P_{\text{ Compressore}}$	534,8 kW
$P_{\text{ turbina1}}$	898 kW
$P_{\text{ turbina2}}$	636,8 kW
$P_{\text{ Compr}}/P_{\text{ T1+T2}}$	0,35 -
$P_{\text{ Netta}}$	1000 kW
$T_{\text{ fumi,out}}$	114,1 °C
$q_{\text{ Heat}}$	5044 kW
$q_{\text{ Disponibile}}$	6704 kW
$q_{\text{ RecuperatoreBT}}$	1812 kW
$q_{\text{ RecuperatoreAT}}$	1448 kW
$q_{\text{ Cooler}}$	3952 kW

Il rendimento di sistema è molto buono se confrontato con le soluzioni precedenti, ed il motivo risiede quasi interamente nell'elevata efficienza di recupero. Le portate di fumi e CO₂ non sono molto differenti dalle configurazioni precedenti a 400°C, e la potenza al compressore risulta essere ancora circa un terzo di quella sviluppata alle turbine. Il calore scambiato nei recuperatori è inferiore al calore rigettato all'ambiente.

3.3.2 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 600°C

Ottimizzazione

La seconda simulazione prevede $T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$. TIT viene fatta variare a partire da 550°C , mentre x assume valori compresi tra 0,3 e 0,7. L'intervallo di discretizzazione è lo stesso del caso precedente. Il risultato dell'ottimizzazione è illustrato nel diagramma TIT- x - $\eta_{sistema}$ (fig. 3.40).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

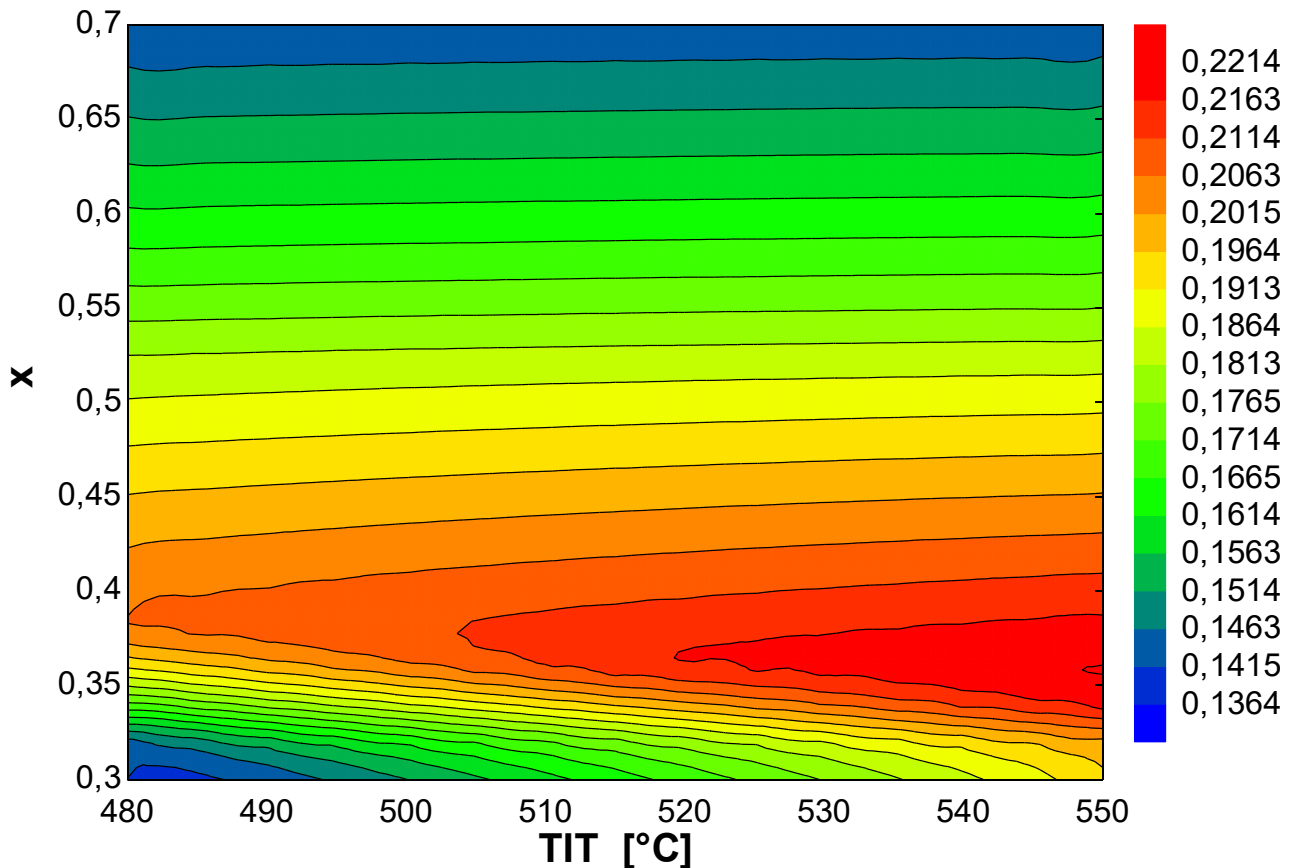


Figura 3.40. Ottimizzazione del rendimento di sistema

Ancora una volta l'efficienza di recupero termico è costante per tutte le simulazioni e pari a 83,77%, valore ben più alto del caso a 400°C .

Aumentando la frazione di portata il rendimento di sistema diventa indipendente dalla TIT scelta, mentre nel range compreso tra 0,35 e 0,45 l'evoluzione è diversa. Per valori minori il rendimento decresce bruscamente.

L'ottimo si ritrova in corrispondenza di $x=0,35$ e $TIT=550^\circ\text{C}$. In questo punto il rendimento di sistema è pari a 22,30%, mentre il rendimento di ciclo vale 26,62%.

Questi valori sono confermati dalla letteratura, in particolare da Wright et al., per il quale il rendimento di sistema è 21,13%, il rendimento di ciclo è 24,70% e l'efficienza di recupero è 85,60%. La discrepanza di valori è giustificata dalle diverse assunzioni, in primis dalla scelta di TIT (calcolata a 484°C). La $T_{fumi,in}$, posta pari a 538°C circa, giustifica inoltre la diversa frazione di

portata scelta da Wright, di 0,45: dai risultati ottenuti fin'ora in queste simulazioni si evince che al crescere della $T_{fumi,in}$ diminuisce la frazione ottimale.

Anche Cho et al. conferma i risultati, in particolare la frazione di massa (da loro ottimizzata a 0,43 con $TIT=550^{\circ}C$, $T_{fumi,in}=580^{\circ}C$) e il rendimento di ciclo (di 32,10%). Si tenga conto che rispetto alle assunzioni operate per queste simulazioni i parametri da loro utilizzati sono diversi e portano a cicli più performanti e dall'elevata potenza in uscita, perciò i valori sovrastanti sono da intendersi come linee guida per la verifica.

Soluzione ottimizzata

Fissati $TIT=550^{\circ}C$ e $x=0,35$ la soluzione ottima presenta i seguenti stati termodinamici (tab. 3.23), individuabili anche nel diagramma T-s (fig. 3.41).

Tabella 3.23. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=600^{\circ}C$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [$^{\circ}C$]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	5,37	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	5,37	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	5,37	550,00	20,00	528,30	0,002
4	9,96	441,40	7,63	409,30	0,032
5	15,33	236,20	7,63	175,00	-0,354
6	15,33	225,40	20,00	125,40	-0,622
7	15,33	324,90	20,00	251,60	-0,391
8	15,33	232,70	7,63	171,00	-0,362
9	15,33	233,90	7,63	172,40	-0,359
10	15,33	73,77	7,63	-20,78	-0,821

Diagramma T – s del ciclo cascata 1 ($T_{fumi,in}=600^{\circ}C$, $TIT=550^{\circ}C$, $x=0,35$)

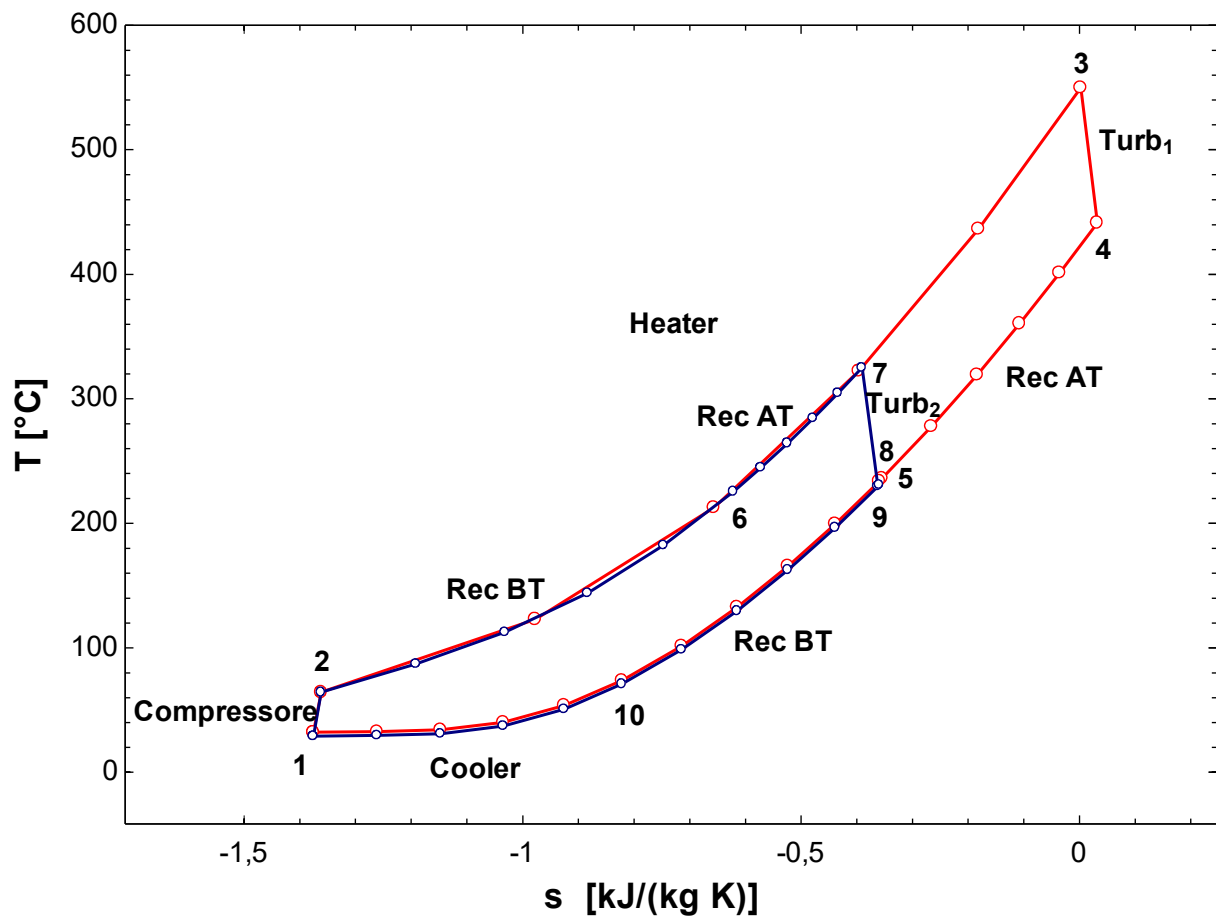


Figura 3.41. Diagramma T-s del ciclo cascata 1 per $T_{fumi,in}=600^{\circ}C$ ($TIT=550^{\circ}C$, $x=0,35$)

Scambiatore con la sorgente

Il diagramma non è molto differente dal caso precedente (fig. 3.42), tranne per il fatto che, raggiungendo una temperatura maggiore, la zona a calore specifico variabile si sposta verso sinistra.

Diagramma T – q tra la sorgente e la CO₂ supercritica

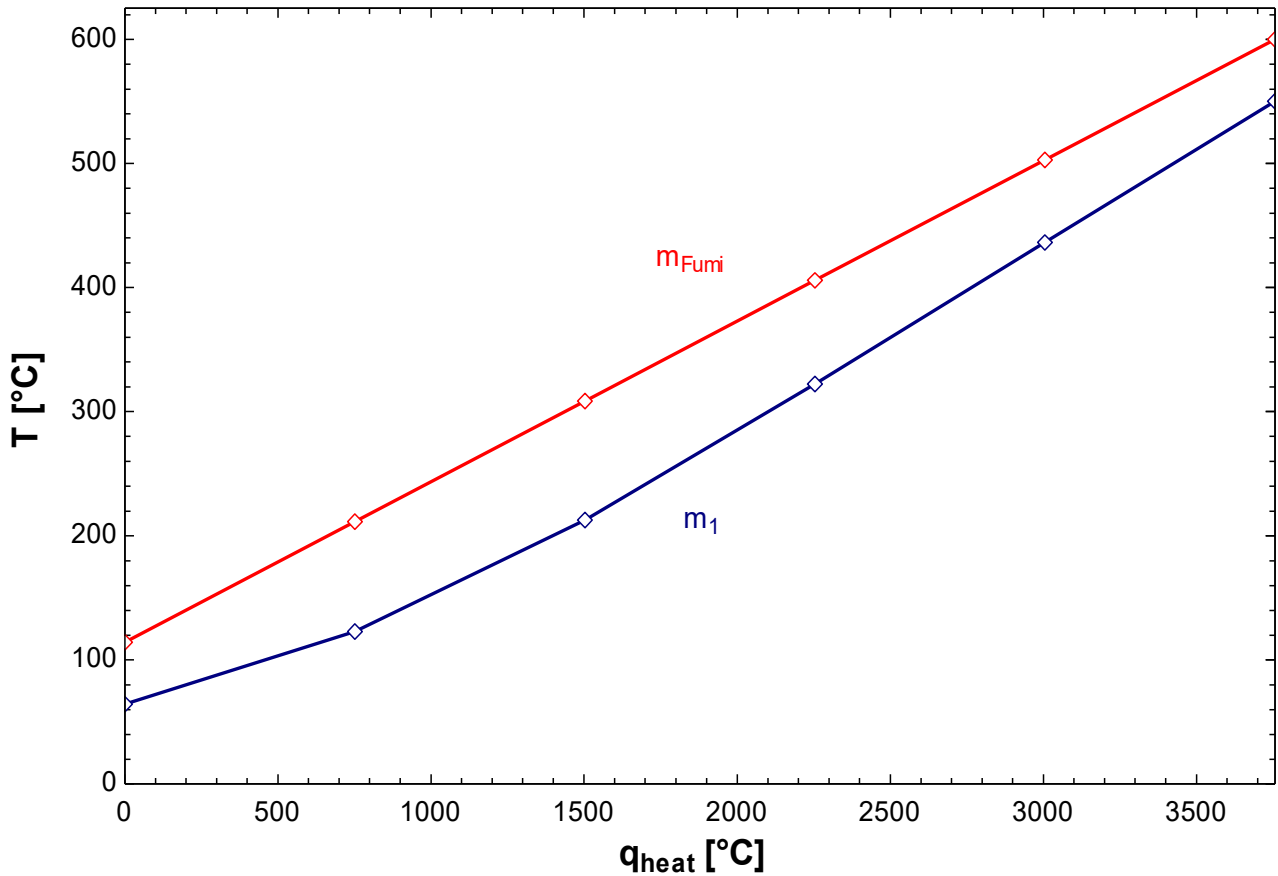


Figura 3.42. Diagramma T-q dello scambio termico all'heater

Di seguito sono quantificati gli estremi dei segmenti (tab. 3.24).

Tabella 3.24. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q_{heat} [kW]	Lato freddo 2-3 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	64,1	114,1
1	751,2	122,9	211,3
2	1502	212,6	308,5
3	2254	322,3	405,7
4	3005	436,4	502,8
5	3756	550,0	600,0

Recuperatore

La distanza tra i profili si riduce notevolmente rendendo lo scambio più efficiente, eccetto alla fine del recuperatore di alta temperatura (fig. 3.43). La discontinuità dal lato caldo si è ridotta rispetto al caso a 400°C, per cui gli stati dei punti 5 e 8 si assomigliano maggiormente.

Diagramma T – q del recuperatore

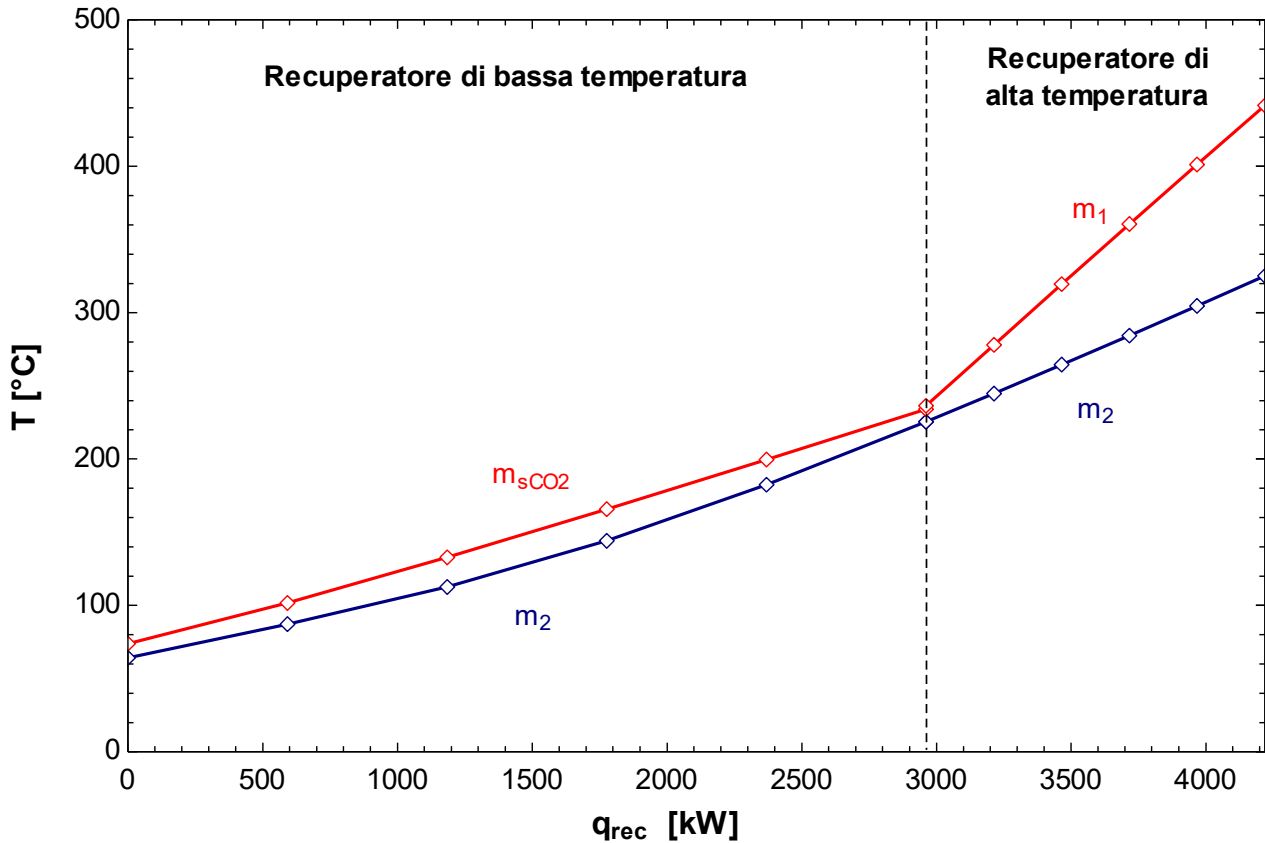


Figura 3.43. Diagramma T – q del recuperatore

Nelle due tabelle si quantificano i valori agli estremi dei segmenti (tab. 3.25 e 3.26).

Tabella 3.25. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 2-6 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	64,14	73,77
1	592	87,03	101,50
2	1185	112,40	132,60
3	1777	144,10	165,70
4	2369	182,30	199,60
5	2962	225,40	233,90

Tabella 3.26. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 6-7 [°C]	Lato caldo 4-5 [°C]
0	0	225,40	236,20
1	251	244,70	277,90
2	502	264,40	319,40
3	754	284,40	360,50
4	1005	304,60	401,20
5	1257	324,90	441,40

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.27) si possono trovare tutti gli indici di prestazione del ciclo.

Tabella 3.27. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
η_{sistema}	22,30 %
η_{ciclo}	26,62 %
$\Phi_{\text{recupero termico}}$	83,77 %
m_{fumi}	6,61 kg/s
m_{sCO_2}	15,33 kg/s
m_1	5,37 kg/s
m_2	9,96 kg/s
$P_{\text{Compressore}}$	369,2 kW
P_{turbina1}	606,5 kW
P_{turbina2}	762,7 kW
$P_{\text{Compr}}/P_{\text{T1+T2}}$	0,27 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,out}}$	114,1 °C
q_{Heat}	3756 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	4484 kW
$q_{\text{RecuperatoreBT}}$	2962 kW
$q_{\text{RecuperatoreAT}}$	1257 kW
q_{Cooler}	2677 kW

Rispetto al caso precedente le portate si riducono, così come il lavoro al compressore.

Il calore scambiato nel recuperatore di bassa aumenta di un fattore 1,5, quello del recuperatore di alta diminuisce di poco ed il calore totale che viene rigenerato aumenta. Diminuisce invece il calore da smaltire nel cooler.

La temperatura dei fumi in uscita è identica al caso a 400°C, segno che il ciclo presenta un'efficienza maggiore rispetto al caso precedente.

3.3.3 Ciclo cascata con singola spartizione di flusso – Temperatura della sorgente: 800°C

Ottimizzazione

Ancora una volta, mantenendo $T_{fumi,in}=800^\circ\text{C}$, sono stati fatti variare TIT e x in un range di temperature ampio in modo da stabilire l'ottimo: TIT è compresa tra 670°C e 750°C , x varia tra 0,25 e 0,55. L'intervallo di discretizzazione è identico ai casi precedenti. I risultati delle simulazioni sono riassunti in figura (fig. 3.44).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di TIT e x

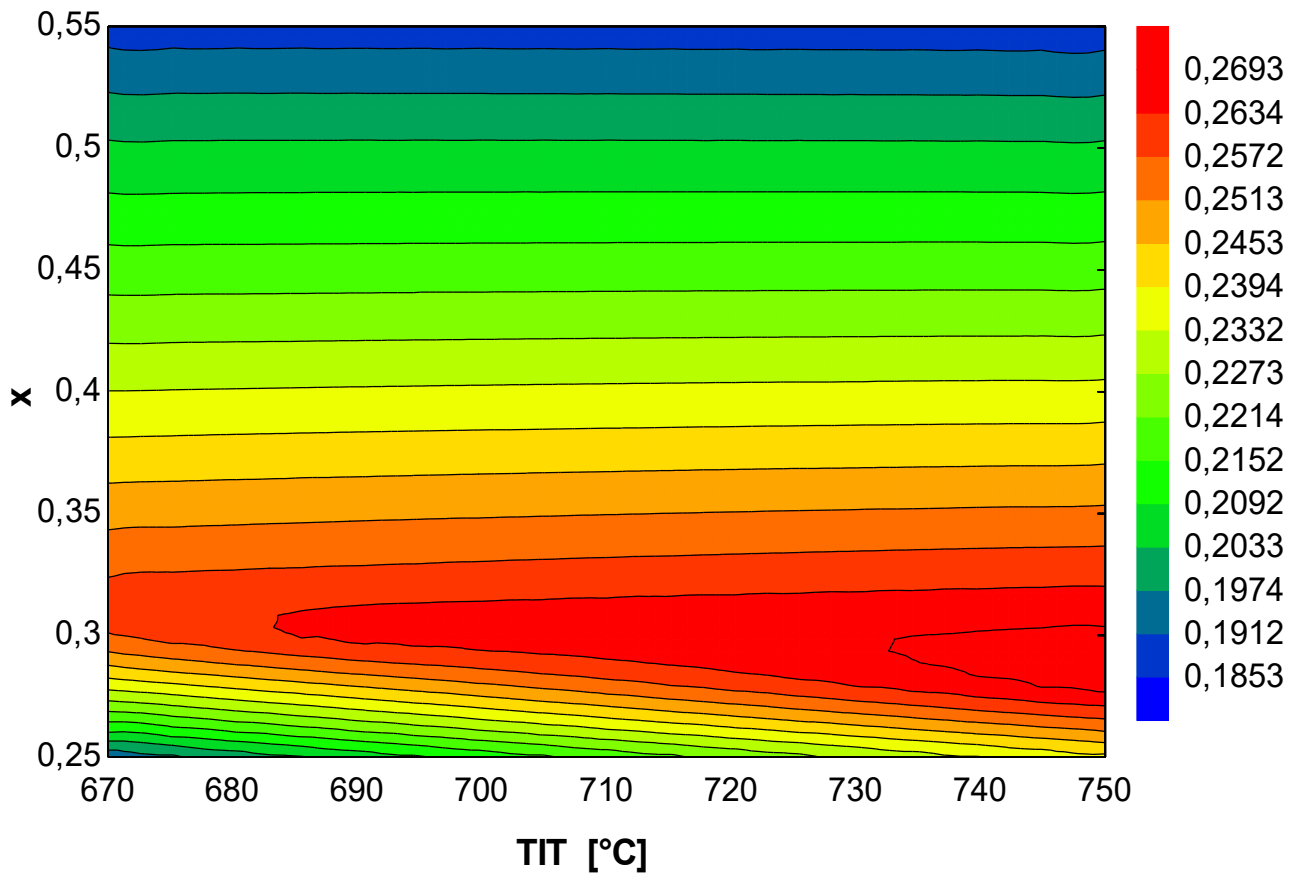


Figura 3.44. Ottimizzazione del rendimento di sistema

In questo caso i valori del rendimento di sistema seguono un profilo parabolico al variare di x , mentre risultano essere molto più costanti al variare di TIT. Il motivo di quest'ultimo comportamento si trova nella definizione di rendimento di sistema, o rendimento di ciclo. Infatti, per questo ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{net}}{q_{heat}} = \frac{m_1(h_3-h_4) + m_2(h_7-h_8) - m_{CO_2}(h_1-h_2)}{m_1(h_3-h_2)} = \frac{(h_3-h_4) + \frac{y}{x}(h_7-h_8) - \frac{1}{x}(h_1-h_2)}{(h_3-h_2)} \quad (43)$$

Mantenendo costante x (e di conseguenza y) tutte le differenze di entalpia, ad eccezione di h_1-h_2 , diminuiscono al diminuire della temperatura. Poiché tuttavia numeratore e denominatore si bilanciano il rendimento rimane costante.

L'efficienza di recupero del calore cresce ancora rispetto ai casi precedenti (anche se non allo stesso ritmo), arrivando a 87,93%. Questo valore è molto alto e consente di ottenere un recupero del calore ottimale, cosa non realizzabile da un ciclo semplice e decisamente proibitivo per un ciclo a ricompressione.

L'ottimo, contando i centesimi percentuali di rendimento, si ottiene comunque per $TIT=750^{\circ}C$ e $x=0,28$. Il rendimento di sistema arriva a 26,93% con un rendimento di ciclo pari a 30,63%.

Soluzione ottimizzata

Facendo eseguire il programma con la soluzione ottimale si ottengono i seguenti risultati (tab. 3.28 e fig. 3.45).

Tabella 3.28. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	3,43	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	3,43	64,14	20,00	-171,80	-1,361
3	3,43	750,00	20,00	780,10	0,276
4	8,82	625,10	7,63	629,40	0,306
5	12,25	311,20	7,63	259,50	-0,200
6	12,25	294,70	20,00	214,10	-0,455
7	12,25	411,60	20,00	357,90	-0,225
8	12,25	313,40	7,63	262,00	-0,195
9	12,25	312,80	7,63	261,30	-0,197
10	12,25	76,57	7,63	-16,56	-0,809

Diagramma $T-s$ del ciclo cascata 1 ($T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$, $TIT = 750^{\circ}\text{C}$, $x = 0,28$)

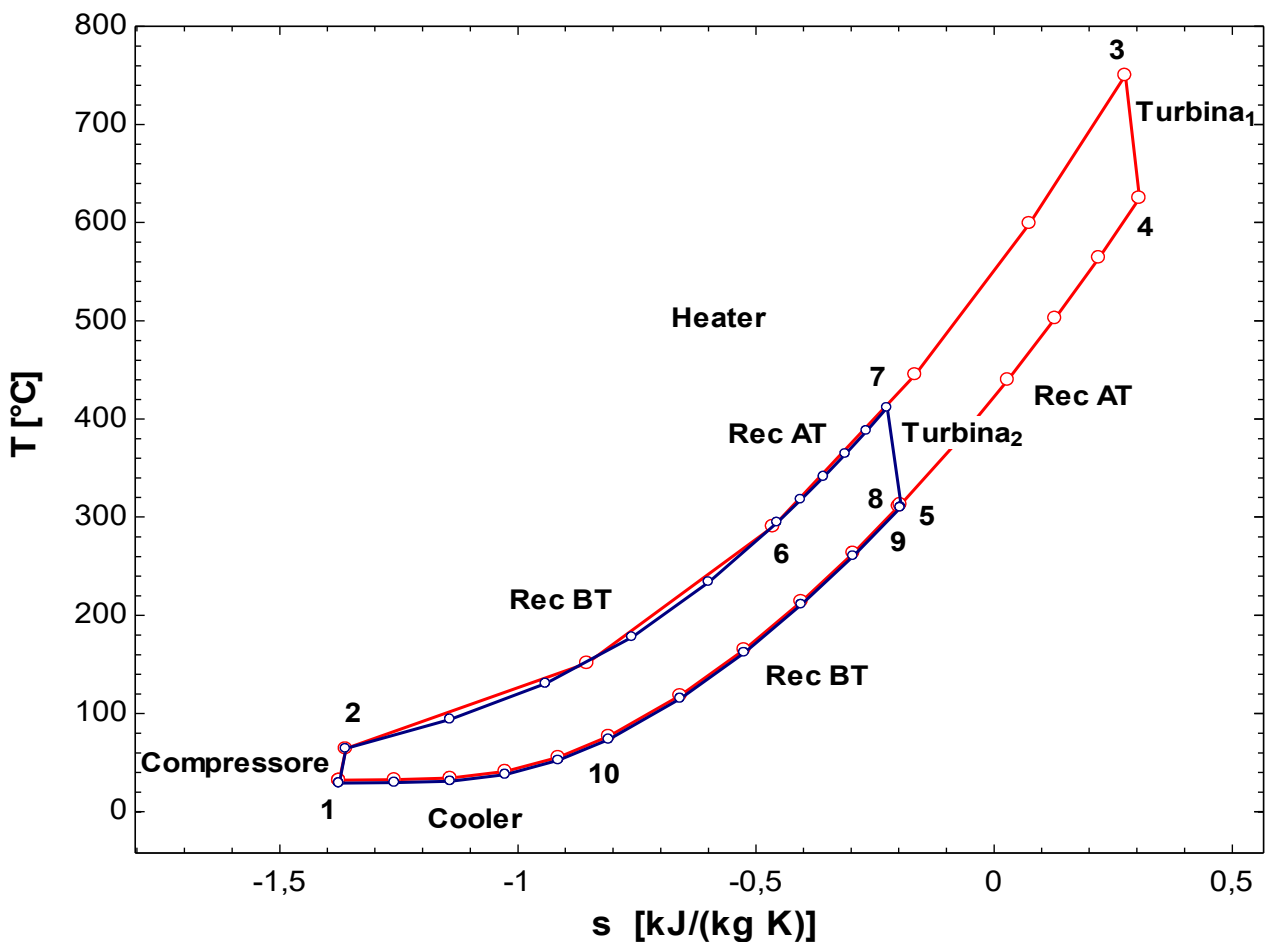


Figura 3.45. Diagramma $T-s$ del ciclo cascata 1 per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$ ($TIT = 750^{\circ}\text{C}$, $x = 0,28$)

Scambiatore con la sorgente

Anche in questo caso lo scambio termico risulta non del tutto lineare nella zona a più bassa temperatura (fig. 3.46).

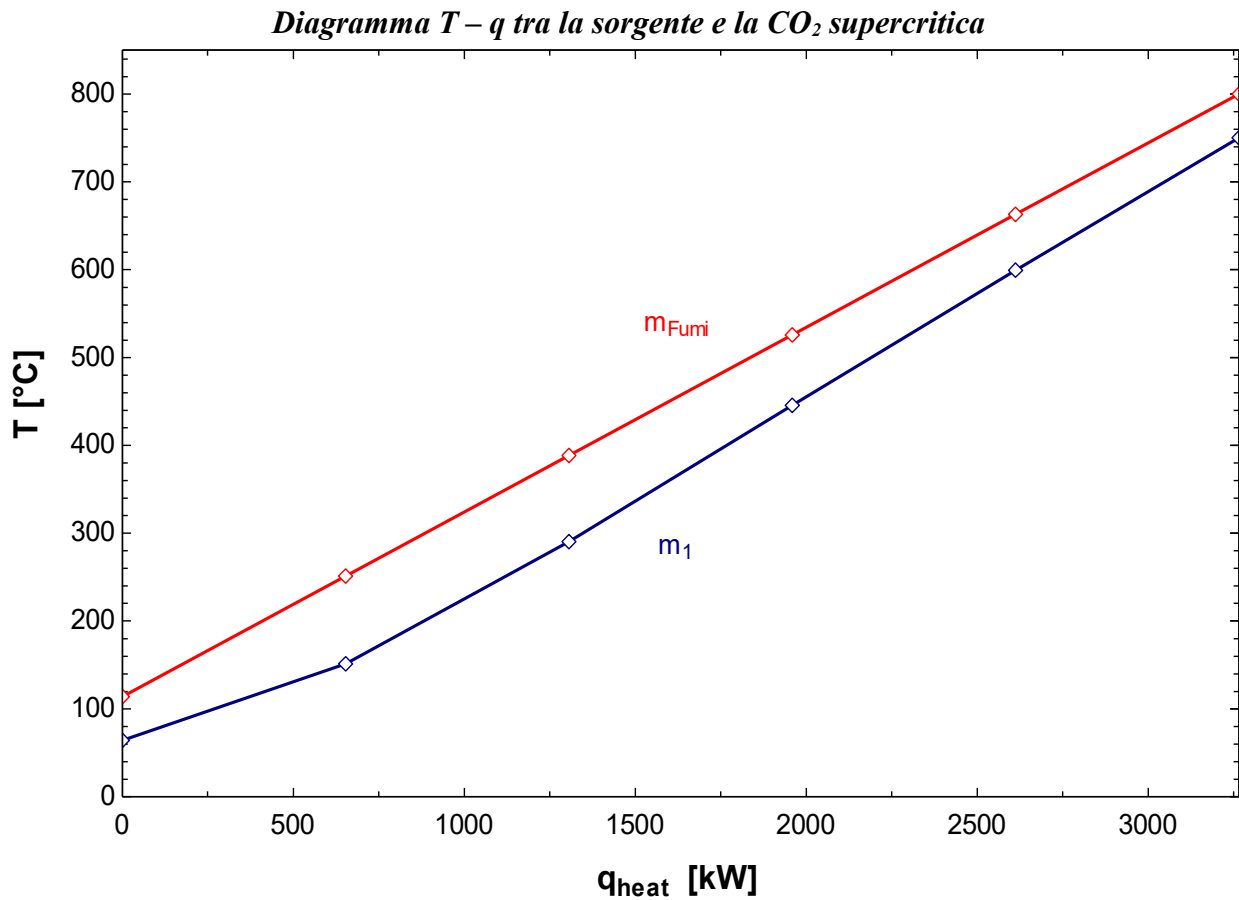


Figura 3.46. Diagramma $T-q$ dello scambio termico all'heater

Valgono le stesse considerazioni fatte per i due casi precedenti.

Dal punto di vista quantitativo si fa riferimento alla seguente tabella (tab. 3.29).

Tabella 3.29. Scambio termico con la sorgente

Scambio termico all'heater			
Segmento	q_{heat} [kW]	Lato freddo 2-3 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	64,1	114,1
1	653,1	151,3	251,3
2	1306	290,6	388,5
3	1959	445,4	525,7
4	2612	599,3	662,8
5	3265	750,0	800,0

Recuperatore

Le considerazioni sono analoghe a quelle degli altri casi. Si fa riferimento al diagramma T-q (fig. 3.47).

Diagramma T – q del recuperatore

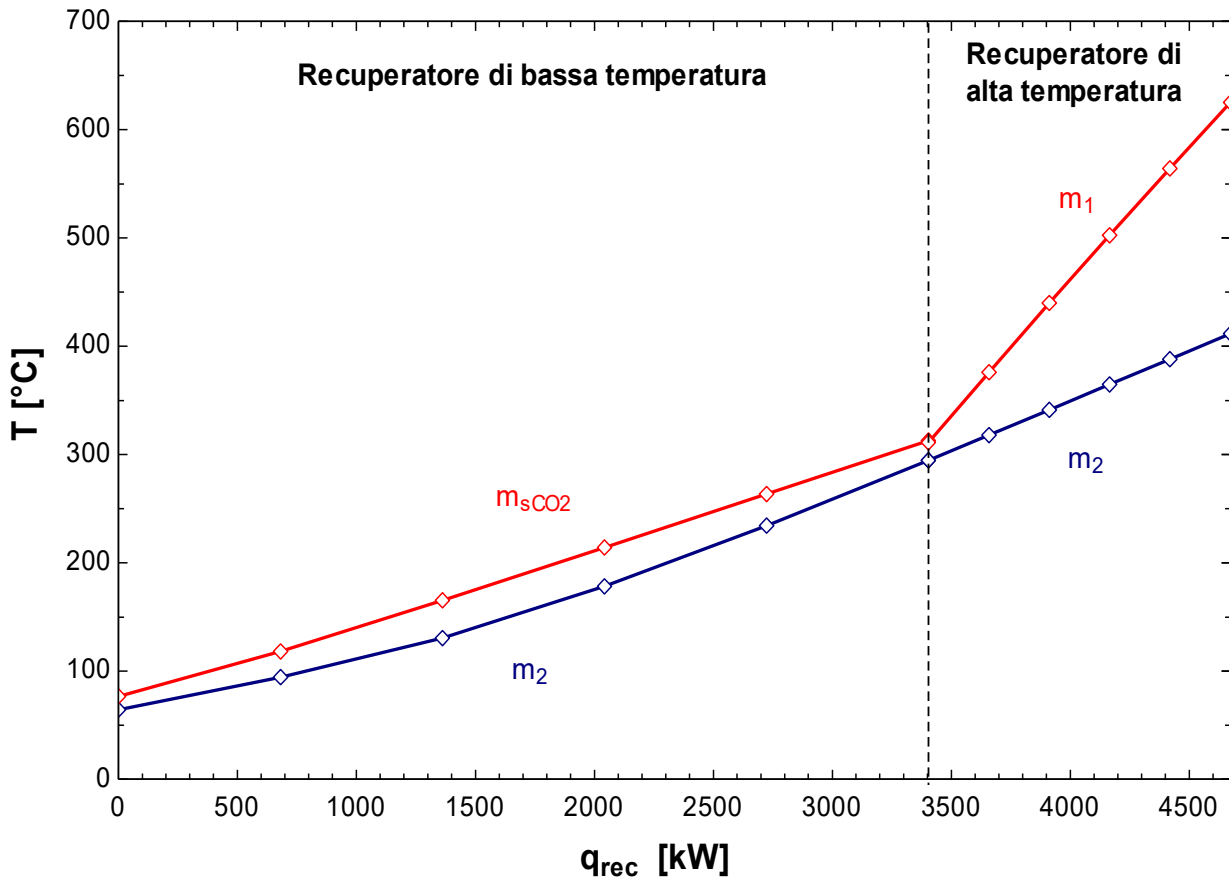


Figura 3.47. Diagramma T – q del recuperatore

Di seguito si illustrano i valori dei vari punti (tab. 3.30 e 3.31):

Tabella 3.30. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 2-6 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	64,14	76,57
1	681	94,13	118,20
2	1362	130,50	165,20
3	2042	178,00	214,10
4	2723	234,10	263,50
5	3404	294,70	312,80

I punti 5 e 8 sono quasi coincidenti, e le due portate, miscelandosi, rendono il punto 9 praticamente identico al punto 5.

Tabella 3.31. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	$q_{\text{recuperatore}}$ [kW]	Lato freddo 6-7 [°C]	Lato caldo 4-5 [°C]
0	0	294,70	311,20
1	254	317,90	376,10
2	507	341,20	439,80
3	761	364,60	502,50
4	1015	388,10	564,30
5	1269	411,60	625,10

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.32) si possono trovare tutti gli indici di prestazione del ciclo.

Tabella 3.32. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
$\eta_{\text{система}}$	26,93 %
η_{ciclo}	30,63 %
$\Phi_{\text{recupero termico}}$	87,93 %
m_{fumi}	4,07 kg/s
m_{sCO_2}	12,25 kg/s
m_1	3,43 kg/s
m_2	8,82 kg/s
$P_{\text{Compressore}}$	295 kW
P_{turbina1}	491 kW
P_{turbina2}	804 kW
$P_{\text{Compr}}/P_{T1+T2}$	0,23 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,out}}$	114,1 °C
q_{Heat}	3265 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	3713 kW
$q_{\text{RecuperatoreBT}}$	3404 kW
$q_{\text{RecuperatoreAT}}$	1269 kW
q_{Cooler}	2191 kW

Il rendimento è più elevato degli altri casi ma in percentuale cresce di meno. Sia la portata di fumi che quella di CO₂ diminuiscono, così come la potenza spesa al compressore e il calore smaltito dallo scambiatore di rigetto. Aumenta ancora una volta il calore del recuperatore di bassa, mentre cala il calore di alta. In totale il calore rigenerato dal ciclo aumenta rispetto ai casi precedenti.

3.3.4 Confronto delle prestazioni del ciclo cascata con singola spartizione di flusso al variare della temperatura della sorgente

I parametri di ciclo variano significativamente in base all'ottimizzazione e alla temperatura a cui sono resi disponibili i fumi. Alcuni commenti sono già stati fatti analizzando i singoli casi, e tuttavia è bene riportare i cicli ottimizzati in modo da fornire un confronto più diretto delle prestazioni (tab. 3.33). Sono stati inoltre aggiunti i casi a 500°C e 700°C per maggiore completezza.

Tabella 3.33. Confronto delle prestazioni del ciclo (cicli ottimizzati)

Prestazioni del ciclo					
$T_{fumi,in}$	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C	800 °C
$TIT_{ottimale}$	350 °C	450 °C	550 °C	650 °C	750 °C
x	0,50	0,40	0,35	0,31	0,28
$\eta_{sistema}$	14,92 %	19,00 %	22,30 %	24,93 %	26,93 %
η_{ciclo}	19,83 %	23,63 %	26,62 %	28,93 %	30,63 %
$\Phi_{recupero\ termico}$	75,23 %	80,39 %	83,77 %	86,16 %	87,93 %
m_{fumi}	15,08 kg/s	9,37 kg/s	6,61 kg/s	5,04 kg/s	4,07 kg/s
m_{sCO2}	22,21 kg/s	18,34 kg/s	15,33 kg/s	13,51 kg/s	12,25 kg/s
m_1	11,10 kg/s	7,34 kg/s	5,37 kg/s	4,19 kg/s	3,43 kg/s
m_2	11,10 kg/s	11,00 kg/s	9,96 kg/s	9,32 kg/s	8,82 kg/s
$P_{Compressore}$	534,8 kW	441 kW	369,2 kW	325 kW	295 kW
$P_{turbina1}$	898 kW	714 kW	606,5 kW	537 kW	491 kW
$P_{turbina2}$	636,8 kW	727 kW	762,7 kW	788 kW	804 kW
P_{Compr}/P_{T1+T2}	0,35 -	0,31 -	0,27 -	0,25 -	0,23 -
P_{Netta}	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW
$T_{fumi,out}$	114,1 °C	114,1 °C	114,1 °C	114,1 °C	114,1 °C
q_{Heat}	5044 kW	4232 kW	3756 kW	3457 kW	3265 kW
$q_{Disponibile}$	6704 kW	5264 kW	4484 kW	4012 kW	3713 kW
$q_{RecuperatoreBT}$	1812 kW	2494 kW	2962 kW	3239 kW	3404 kW
$q_{RecuperatoreAT}$	1448 kW	1372 kW	1257 kW	1243 kW	1269 kW
q_{Cooler}	3952 kW	3147 kW	2677 kW	2380 kW	2191 kW

La frazione di portata che scorre nello scambiatore con la sorgente diminuisce all'aumentare di $T_{fumi,in}$.

Aumentando la temperatura di ingresso dei fumi le varie portate presentano una riduzione: a parità di potenza in uscita è necessario un quantitativo minore di flusso caldo se questo presenta un'alta temperatura, come nell'ultimo caso.

Le potenze al compressore e alla prima turbina diminuiscono, mentre la potenza sviluppata dalla seconda turbina aumenta. Questo perché la spartizione della portata favorisce sempre di più m_2 .

C'è una generale diminuzione delle potenze termiche agli scambiatori, tranne il recuperatore di bassa temperatura: nel complesso il calore recuperato aumenta.

Com'è ovvio il rendimento di sistema aumenta all'aumentare di $T_{fumi,in}$, ma questa variazione si riduce in proporzione, così come tutti gli altri parametri (fig. 3.48).

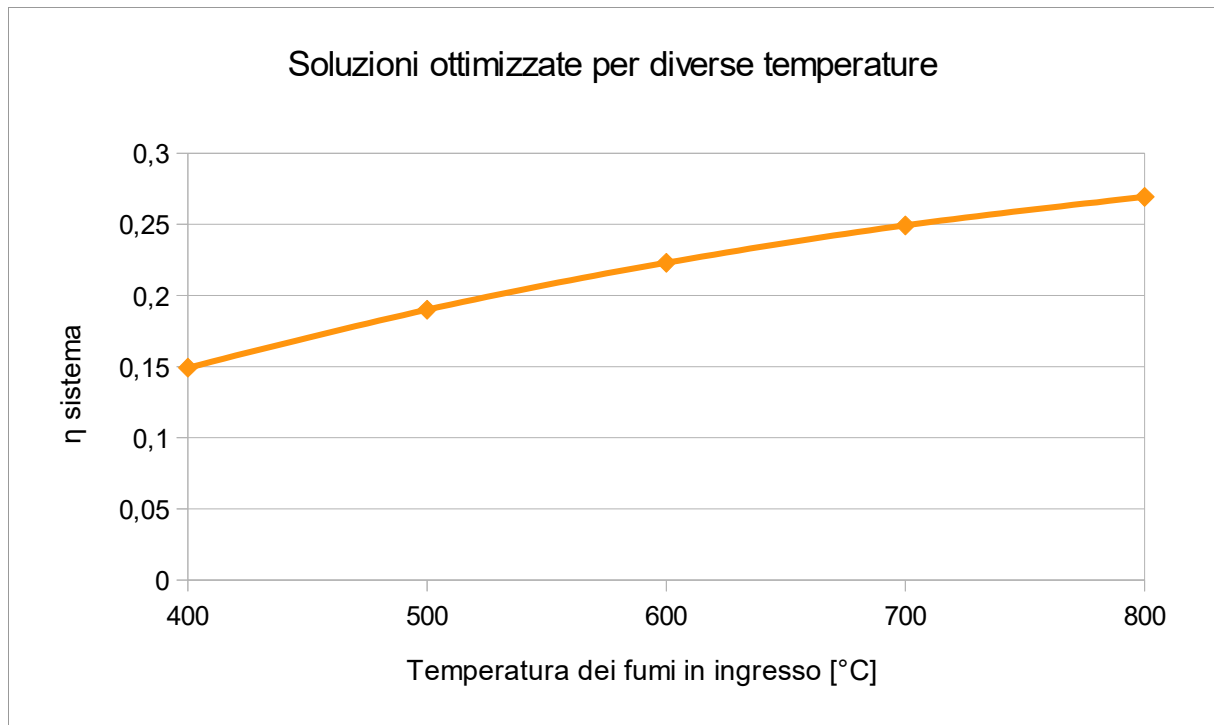


Figura 3.48. Rendimento di sistema in funzione delle diverse temperature della sorgente

In conclusione il ciclo cascata con singola spartizione di flusso presenta buone potenzialità nelle applicazioni di recupero del calore di scarto.

3.4 Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

L'ultimo ciclo scelto è il "Cascade cycle 3" modellato in precedenza da Kimzey, un ciclo che presenta una delle più alte prestazioni nelle applicazioni WHR. Anch'esso, come il cascata con singola spartizione di flusso, non presenta rendimenti di ciclo alti, ma ha un'ottima capacità di estrarre calore dalla sorgente e ciò rende elevato il rendimento di sistema.

Si riporta lo schema di ciclo (fig. 3.49).

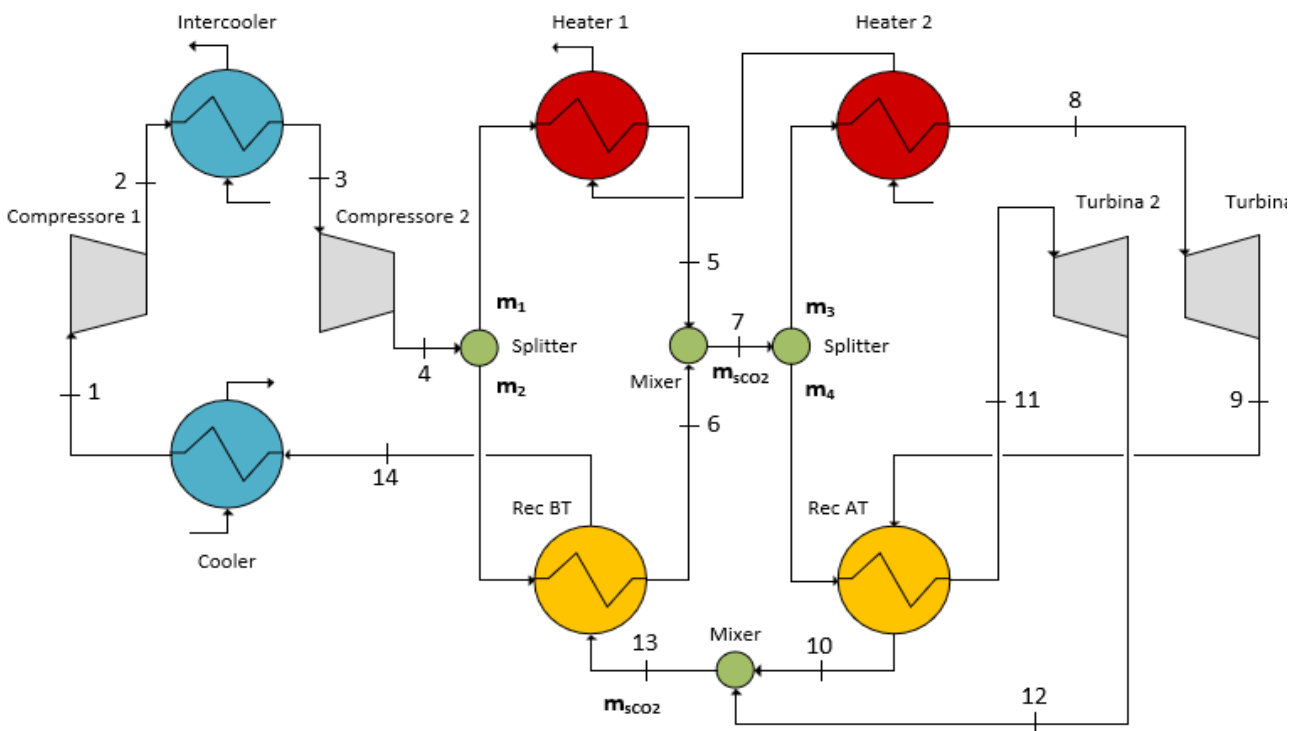


Figura 3.49. Schema del ciclo cascata avanzato

La configurazione è ben più complessa del cascata di base, ma come si è visto deriva da quest'ultimo. Presenta una doppia spartizione di flusso, e le frazioni di portata sono parametri chiave per l'ottimizzazione.

Gli scambiatori che lavoravano a basse temperature sono stati suddivisi in un maggior numero di segmenti, in quanto il calore specifico dei flussi è più variabile nella zona relativamente vicina al punto critico. Lo scambiatore di rigetto, il primo heater e il recuperatore di bassa temperatura sono stati divisi rispettivamente in cinque, dieci e venti segmenti. Il recuperatore di alta temperatura e il secondo heater invece sono stati suddivisi in cinque parti.

Essendoci una interrefrigerazione è stato necessario fissare dei parametri aggiuntivi, ovvero il rapporto di compressione del primo compressore e la temperatura in uscita dall'interrefrigeratore.

La pressione all'ingresso del primo compressore è sempre pari a 7,63 MPa, così come la pressione all'uscita del secondo compressore è 20 MPa. Nelle simulazioni svolte sono state svolte diverse ottimizzazioni, e una di queste consisteva nel trovare il rapporto di compressione del primo

compressore che massimizzasse il rendimento di sistema. Il rapporto di pressioni è stato trovato per $r_{comp1}=1,4$. Dai risultati di Kimzey emerge esattamente quel valore.

Per ciò che riguarda la temperatura all'uscita dall'interrefrigeratore, T_3 , si è deciso di porla uguale a 32°C (come T_1) seguendo la letteratura.

Nelle simulazioni sono stati impiegati due cicli IF per scegliere l'efficienza dei recuperatori (in base alla convergenza o divergenza dei profili) e un ciclo IF aggiuntivo che stabilisce, nel primo heater, dove collocare il pinch point di 50°C . Quest'ultimo, infatti, può trovarsi, a seconda della simulazione, all'ingresso del lato freddo ($\Delta T_{pp}=T_{fumi,out}-T_4$) oppure all'uscita ($\Delta T_{pp}=T_{fumi,intermedio}-T_5$). A seconda se i profili sono convergenti o divergenti viene operata questa scelta, considerando la differenza di temperatura più bassa tra le due calcolate e ponendo quel valore pari a 50°C , iterando il processo nel ciclo IF.

Nel secondo heater, invece, la differenza di temperatura all'ingresso del lato freddo è pari a $T_{fumi,intermedio}-T_7$ mentre quella all'uscita corrisponde a $T_{fumi,in}-TIT$. Quest'ultima è sempre maggiore di 50°C , oppure uguale nel caso di TIT massima ammissibile. L'altra differenza di temperatura invece è fissata a 50°C nelle assunzioni iniziali.

Ottimizzazione

Le ottimizzazioni si suddividono nei tre casi di bassa (400°C), media (600°C) e alta (800°C) temperatura a cui vengono resi disponibili i fumi. I parametri da ottimizzare sono x e y , definiti come le frazioni di portata che scorrono attraverso, rispettivamente, il primo e il secondo heater.

$$x = \frac{m_1}{m_{sCO2}} \quad (44)$$

$$y = \frac{m_3}{m_{sCO2}} \quad (45)$$

La temperatura massima di ciclo T_8 non è stata fatta variare, anche sono stati operati dei controlli a posteriori. Come si è visto per il ciclo cascata precedente, la temperatura per cui risulta un rendimento di sistema massimo è sempre quella più alta: il rendimento di ciclo è migliore e l'efficienza di recupero del calore non è penalizzata perché una parte di portata viene scaldata subito dopo l'uscita dal secondo compressore.

Soluzione ottimizzata

Nelle soluzioni si trovano i grafici principali di ciclo. I grafici T-q dei due heater sono stati uniti, così come quelli dei due recuperatori. Sono stati fatti infine opportuni commenti e la soluzione è stata confrontata con la simulazione di Kimzey riscontrata in letteratura.

3.4.1 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 400°C

Ottimizzazione

Ancora una volta $T_{fumi,in} = 400^\circ\text{C}$, mentre TIT è stata fissata a 350°C . Il rendimento di sistema viene massimizzato facendo variare le frazioni di portata x e y in un range ristretto volto ad analizzare il massimo. Il parametro x viene variato tra 0,2 e 0,5, y invece tra 0,45 e 0,7. L'intervallo di discretizzazione è 0,02 per entrambi.

Il grafico a tre parametri che deriva dalla tabella parametrica di EES è il seguente (fig. 3.50).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di x e y

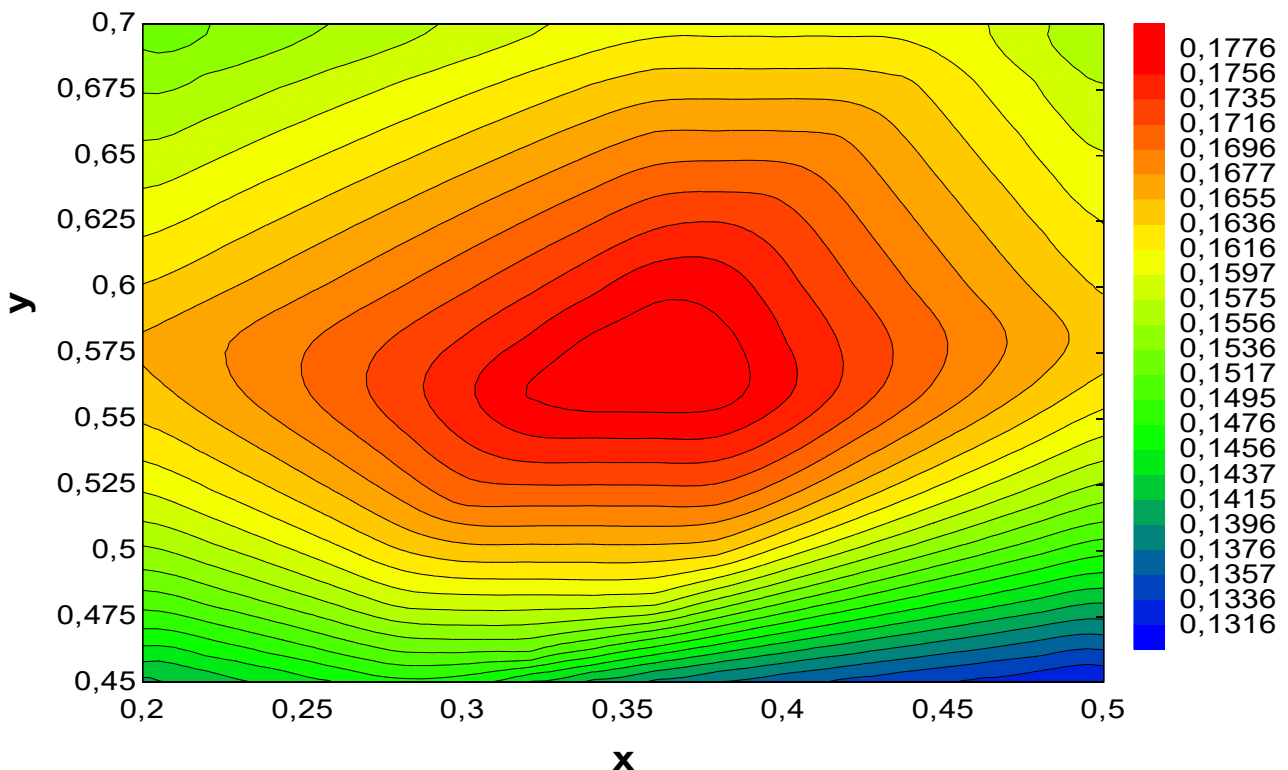


Figura 3.50. Ottimizzazione del rendimento di sistema

L'ottimo si presenta in corrispondenza di un plateau di x i cui valori sono compresi tra 0,33 e 0,38, e $y=0,56$. Per questi valori $\eta_{sistema}=17,76\%$, $\eta_{ciclo}=22,19\%$ e $\Phi_{recupero\ termico}=80,07\%$.

Di seguito vengono mostrati anche il rendimento di ciclo e Φ di recupero (fig. 3.51 e 3.52). Mentre il primo tende a stabilizzarsi per alti valori di y e bassi valori di x , Φ rimane fisso per buona parte dei valori di x e y considerati. Il motivo di questo plateau si trova nella definizione di ΔT_{PP} al primo heater: se i profili termici nello scambiatore sono divergenti a partire dall'ingresso del lato freddo allora $\Delta T_{PP}=T_{fumi,out}-T_4$, altrimenti se i profili convergono $\Delta T_{PP}=T_{fumi,intermedio}-T_5$ (si definiscono $T_{fumi,out}$ la temperatura finale dei fumi e $T_{fumi,intermedio}$ la temperatura dei fumi tra uno scambiatore e l'altro). Nel primo caso, essendo T_4 fissa, $T_{fumi,out}$ viene fissata anch'essa, per cui, seguendo la definizione di Φ , anche l'efficienza di recupero del calore risulta fissata e costante.

Le prestazioni sono più alte del ciclo cascata di base. Il rendimento di sistema e quello di ciclo percepiscono un aumento del 3% circa, Φ del 5%.

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di x e y

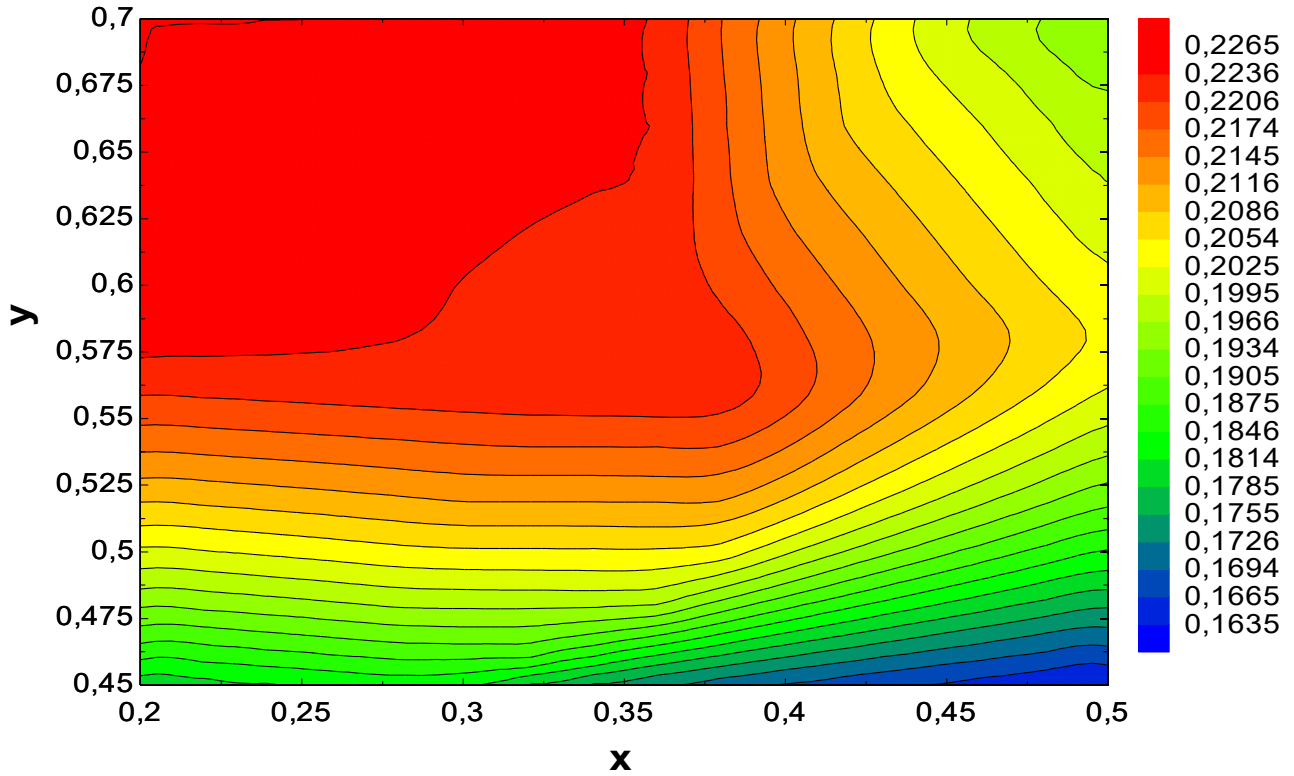


Figura 3.51. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Curve di livello dell'efficienza di recupero del calore in funzione di x e y

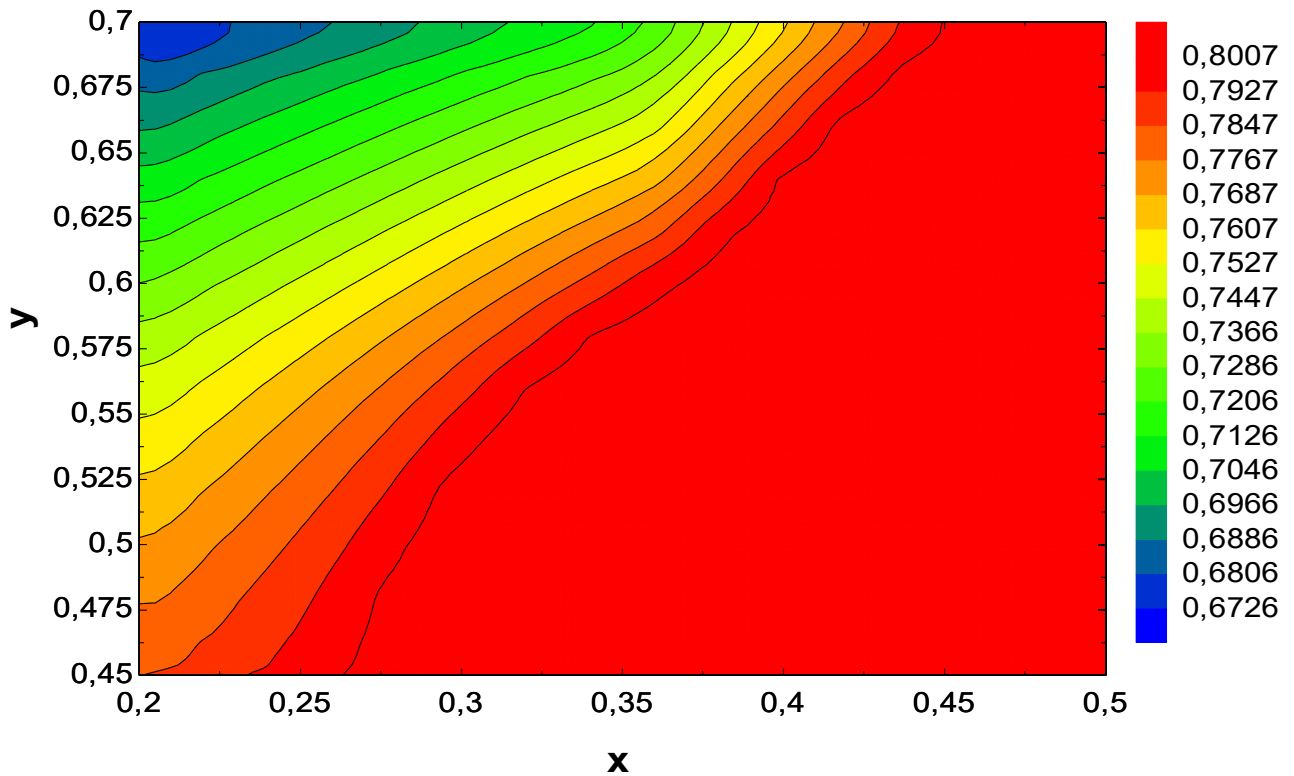


Figura 3.52. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero del calore

Soluzione ottimizzata

L'ottimo viene calcolato per TIT=350°C, x=0,35 (valore intermedio dell'intervallo) e y=0,56.

Dall'analisi del ciclo risultano i seguenti stati termodinamici (tab. 3.34). Ogni punto fa riferimento allo schema di ciclo precedentemente illustrato.

Tabella 3.34. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	19,44	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	19,44	42,65	10,68	-189,10	-1,371
3	19,44	32,00	10,68	-231,30	-1,507
4	19,44	45,73	20,00	-216,70	-1,498
5	6,42	125,40	20,00	-26,85	-0,965
6	13,02	137,10	20,00	-5,53	-0,912
7	19,44	132,90	20,00	-12,99	-0,930
8	10,89	350,00	20,00	282,50	-0,340
9	10,89	256,10	7,63	197,30	-0,311
10	10,89	139,10	7,63	64,13	-0,596
11	8,55	249,20	20,00	156,50	-0,561
12	8,55	161,70	7,63	90,56	-0,534
13	19,44	148,90	7,63	75,76	-0,568
14	19,44	50,89	7,63	-61,47	-0,943

In seguito si riporta il diagramma T-s (fig. 3.53). La parte di ciclo che lavora con l'intera portata ha un tratto nero, mentre sono stati utilizzati i colori per distinguere le varie portate. In rosso viene delineata la portata m_1 che scorre nel primo heater, in verde m_2 che si scalda nel recuperatore di bassa temperatura. Le due portate si riuniscono e si scindono in m_3 , in blu, che raggiunge la temperatura massima di ciclo e viene espansa nella prima turbina e m_4 , bordeaux, che scambia con il recuperatore di alta ed espande in turbina 2.

I punti 5 e 6, che si uniscono nel mixer per dare il punto 7, hanno temperature molto simili, al contrario dei punti 10 e 12, che si uniscono per dare il punto 13, che presentano una differenza di 20°C.

Gli scambi termici vengono analizzati con maggior attenzione nella sezione successiva.

Diagramma $T-s$ del ciclo a cascata avanzato ($T_{fumi,in} = 400^{\circ}\text{C}$, $TIT = 350^{\circ}\text{C}$, $x = 0,33$, $y = 0,56$)

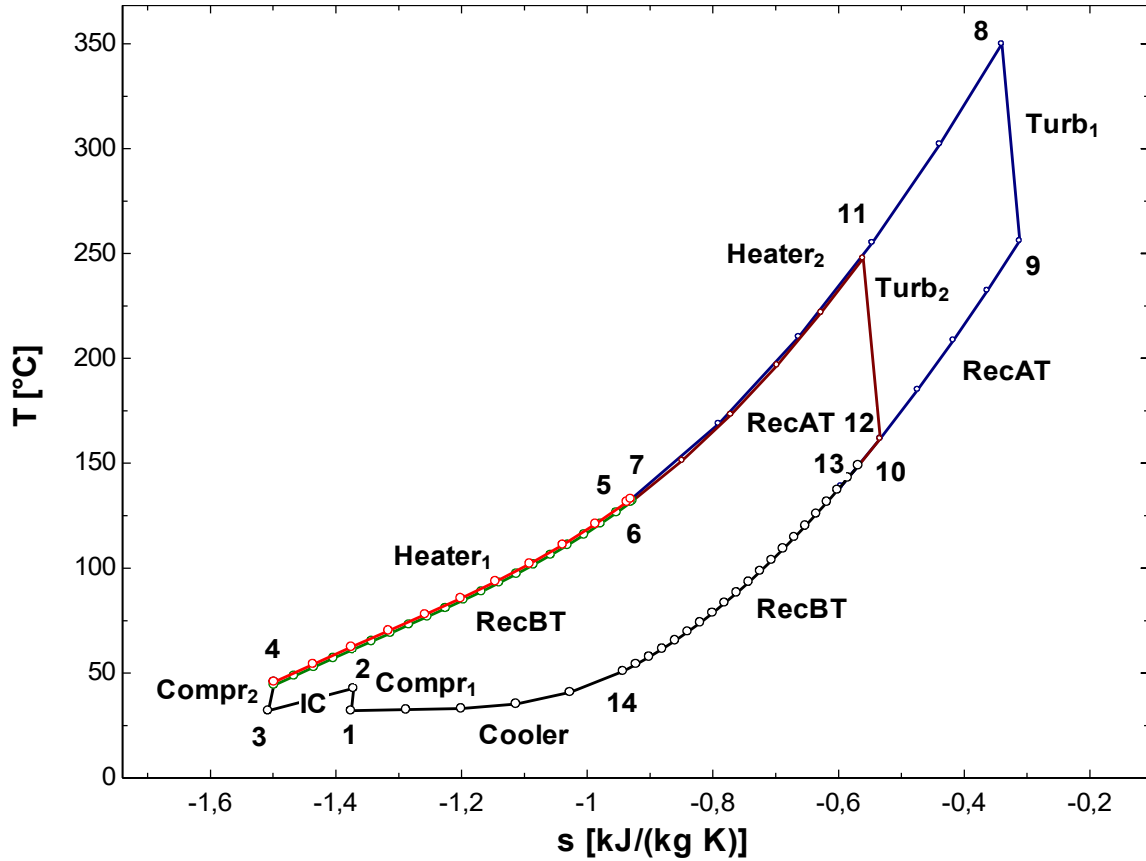


Figura 3.53. Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$ ($TIT=350^{\circ}\text{C}$, $x=0,33$, $y=0,56$)

Scambiatori con la sorgente

Nel diagramma $T-q$ si illustra lo scambio termico ai due scambiatori con la sorgente (fig. 3.54).

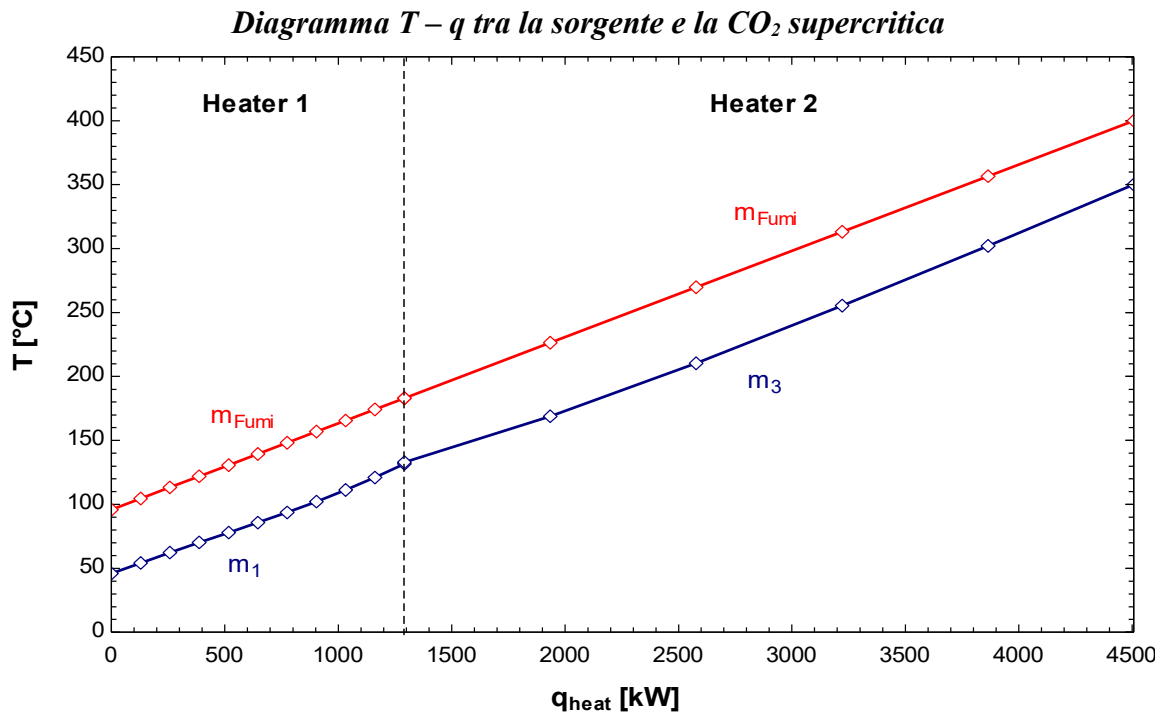


Figura 3.54. Diagramma $T-q$ dello scambio termico agli heater

La portata di CO₂ nei due scambiatori non è la stessa: nel primo heater scorre la portata m₁, nel secondo m₃.

Anche se a prima vista non sembra, entrambi i profili freddi di temperatura presentano un andamento curvo. Il motivo per cui si vede così poco è dovuto alla bassa differenza di temperatura che si ha tra l'ingresso e l'uscita, specialmente nel primo heater. Il secondo heater, inoltre, opera a temperature più elevate, dove non si ha una netta variazione di calore specifico.

Nel primo heater il pinch point si trova all'ingresso dello scambiatore lato freddo.

Nel passaggio tra uno scambiatore e l'altro l'inclinazione dei segmenti aumenta, anche se impercettibilmente. Ciò è dovuto al fatto che m₃ corrisponde ad una porzione maggiore della portata totale rispetto a m₁.

In seguito (tab. 3.35 e 3.36) sono illustrati i diversi segmenti che compongono lo scambio termico, a partire dall'ingresso del flusso freddo della CO₂.

Tabella 3.35. Scambio termico con la sorgente (heater 1)

Scambio termico all'heater 1			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 4-5 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	45,73	95,73
1	129	53,74	104,40
2	258	61,43	113,20
3	387	68,84	121,90
4	517	76,11	130,60
5	646	83,38	139,30
6	775	90,84	148,00
7	904	98,64	156,70
8	1033	106,90	165,50
9	1162	115,80	174,20
10	1291	125,40	182,90

Tabella 3.36. Scambio termico con la sorgente (heater 2)

Scambio termico all'heater 2			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 7-8 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	132,90	182,90
1	644	168,90	226,30
2	1287	210,30	269,70
3	1930	255,30	313,20
4	2573	302,20	356,60
5	3216	350,00	400,00

Il calore scambiato dal secondo heater è decisamente maggiore del calore scambiato al primo, e ciò porta ad avere una temperatura dei fumi tra i due scambiatori relativamente bassa.

Recuperatori

Lo scambio termico rigenerativo si divide, come al solito, nei due recuperatori di alta e bassa temperatura. Nel diagramma T-q si evidenziano le diverse portate che scorrono ai lati dei due scambiatori (fig. 3.55).

Nel recuperatore di bassa la portata di CO₂ lato freddo è m₂, la quale assume un profilo curvo dato, ancora una volta, dalla variazione del calore specifico. Dall'altro lato invece fluisce tutta la portata di ciclo.

Passando da un recuperatore all'altro il lato caldo presenta uno scalino dato dalle condizioni dei punti 10 e 13, molto diverse tra loro. Anche il lato freddo è discontinuo, ma la discontinuità non è visibile a causa della vicinanza delle condizioni dei punti 6 e 7.

Diagramma T – q del recuperatore

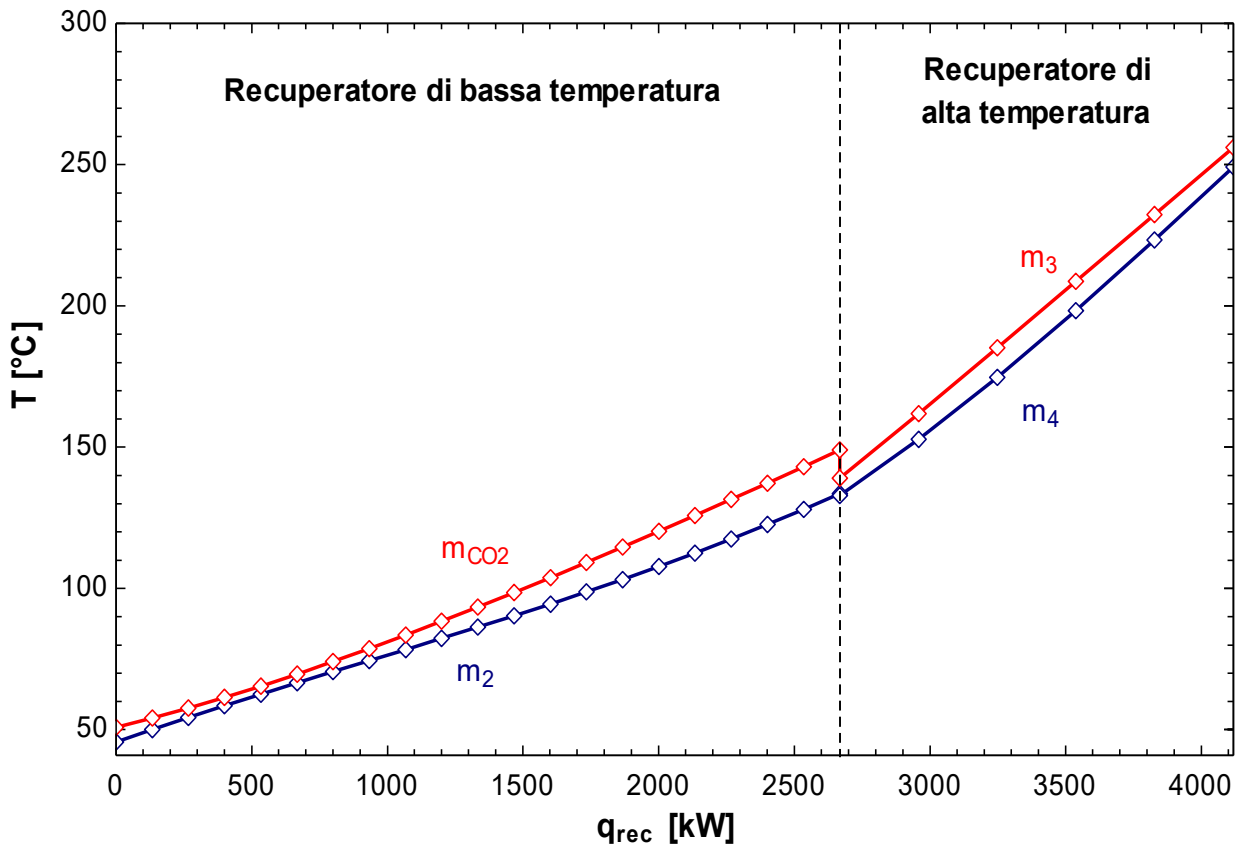


Figura 3.55. Diagramma T – q del recuperatore

I profili di scambio termico sono vicini tra loro e questo sottolinea l'efficienza dello scambio. In questo caso il ΔT_{PP} è interno allo scambiatore, ma quantitativamente la diminuzione rispetto all'ingresso è di un paio di gradi.

Le tabelle seguenti quantificano lo scambio termico (tab. 3.37 e 3.38).

Tabella 3.37. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 4-6 [°C]	Lato caldo 13-14 [°C]
0	0	45,73	50,89
1	133	50,23	54,16
2	267	54,62	57,69
3	400	58,91	61,46
4	534	63,11	65,46
5	667	67,23	69,68
6	800	71,30	74,09
7	934	75,33	78,68
8	1067	79,36	83,43
9	1200	83,42	88,34
10	1334	87,54	93,38
11	1467	91,74	98,54
12	1601	96,05	103,80
13	1734	100,50	109,20
14	1867	105,10	114,70
15	2001	109,90	120,20
16	2134	114,90	125,80
17	2268	120,10	131,50
18	2401	125,50	137,30
19	2534	131,20	143,10
20	2668	137,10	148,90

Tabella 3.38. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 7-11 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	132,90	139,10
1	290	152,80	161,90
2	580	174,70	185,20
3	870	198,30	208,70
4	1160	223,30	232,40
5	1450	249,20	256,10

Prestazioni del ciclo

Si riportano i parametri principali di prestazione (tab. 3.39):

Tabella 3.39. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo		
$\eta_{\text{система}}$	17,76	%
η_{ciclo}	22,19	%
Φ recupero termico	80,07	%
m_{fumi}	12,66	kg/s
m_{sCO_2}	19,44	kg/s
m_1	6,80	kg/s
m_2	12,64	kg/s
m_3	10,89	kg/s
m_4	8,55	kg/s
$P_{\text{compressore1}}$	125	kW
$P_{\text{compressore2}}$	291,3	kW
P_{turbina1}	880,4	kW
P_{turbina2}	535,9	kW
$P_{\text{C1+C2}}/P_{\text{T1+T2}}$	0,29	-
P_{Netta}	1000	kW
$T_{\text{fumi,intermedio}}$	182,9	°C
$T_{\text{fumi,out}}$	95,73	°C
q_{Heat1}	1291	kW
q_{Heat2}	3216	kW
$q_{\text{Disponibile}}$	5629	kW
$q_{\text{RecuperatoreBT}}$	2668	kW
$q_{\text{RecuperatoreAT}}$	1450	kW
$q_{\text{Intercooler}}$	821	kW
q_{Cooler}	2604	kW

Il rendimento di sistema è alto se confrontato con le configurazioni precedenti alla stessa temperatura. L'efficienza di recupero è ottima, mentre il rendimento di ciclo è piuttosto basso se confrontato con il ciclo a ricompressione (il cui massimo valore arriva a 27,42%).

Le portate sono simili al ciclo cascata di base, mentre il lavoro complessivo richiesto dai compressori è inferiore ad un terzo del lavoro sviluppato dalle turbine.

La temperatura dei fumi tra gli scambiatori è piuttosto bassa.

3.4.2 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 600°C

Ottimizzazione

Nel secondo caso si lavora con $T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$ e $TIT = 550^\circ\text{C}$. Vengono fatti variare x e y in un range rispettivamente di 0,1-0,5 e 0,35-0,55. L'intervallo di discretizzazione è, come nel caso precedente, pari a 0,02 per entrambe le variabili.

Il risultato dell'ottimizzazione deriva dalle tabelle parametriche ed è illustrato nel diagramma seguente (fig. 3.56).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di x e y

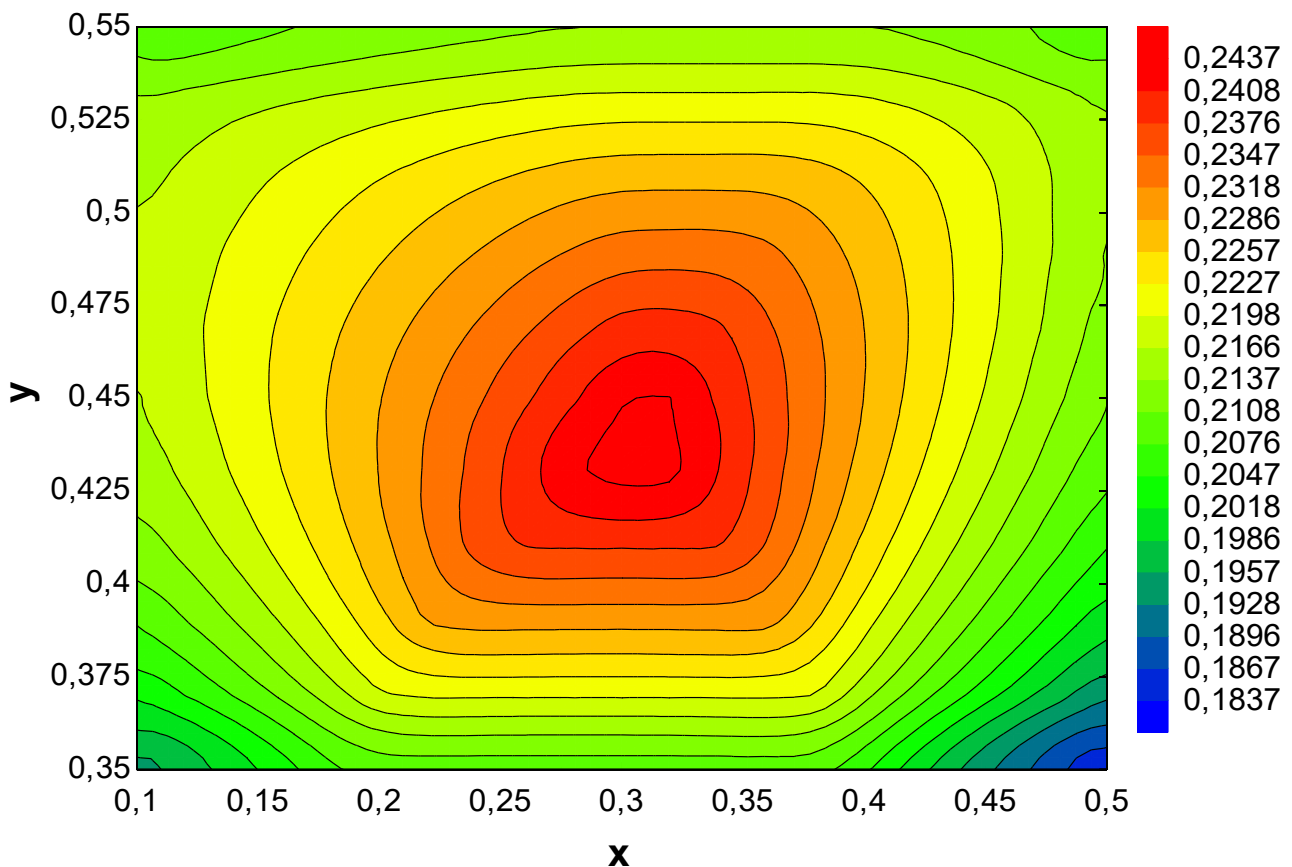


Figura 3.56. Ottimizzazione del rendimento di sistema

Il picco si trova in corrispondenza di $x=0,31$ e $y=0,44$ e presenta $\eta_{sistema}=24,61\%$, $\eta_{ciclo}=28,31\%$ e $\Phi_{recupero\ termico}=86,94\%$.

Il range per cui si ottiene questo ottimo è molto ristretto, dato che già dai valori vicini si assiste ad un calo deciso delle prestazioni.

Il rendimento di ciclo è confermato da Cho et al., anche se nella letteratura, avendo parametri di ciclo più performanti (soprattutto la pressione massima, posta a 28MPa), il valore è maggiore (35,4%). Sono invece simili le frazioni di portata calcolate: $x=0,31$ e $y=0,47$.

Di seguito si trovano i grafici di η_{ciclo} e $\Phi_{recupero\ termico}$ (fig. 3.57 e 3.58).

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di x e y

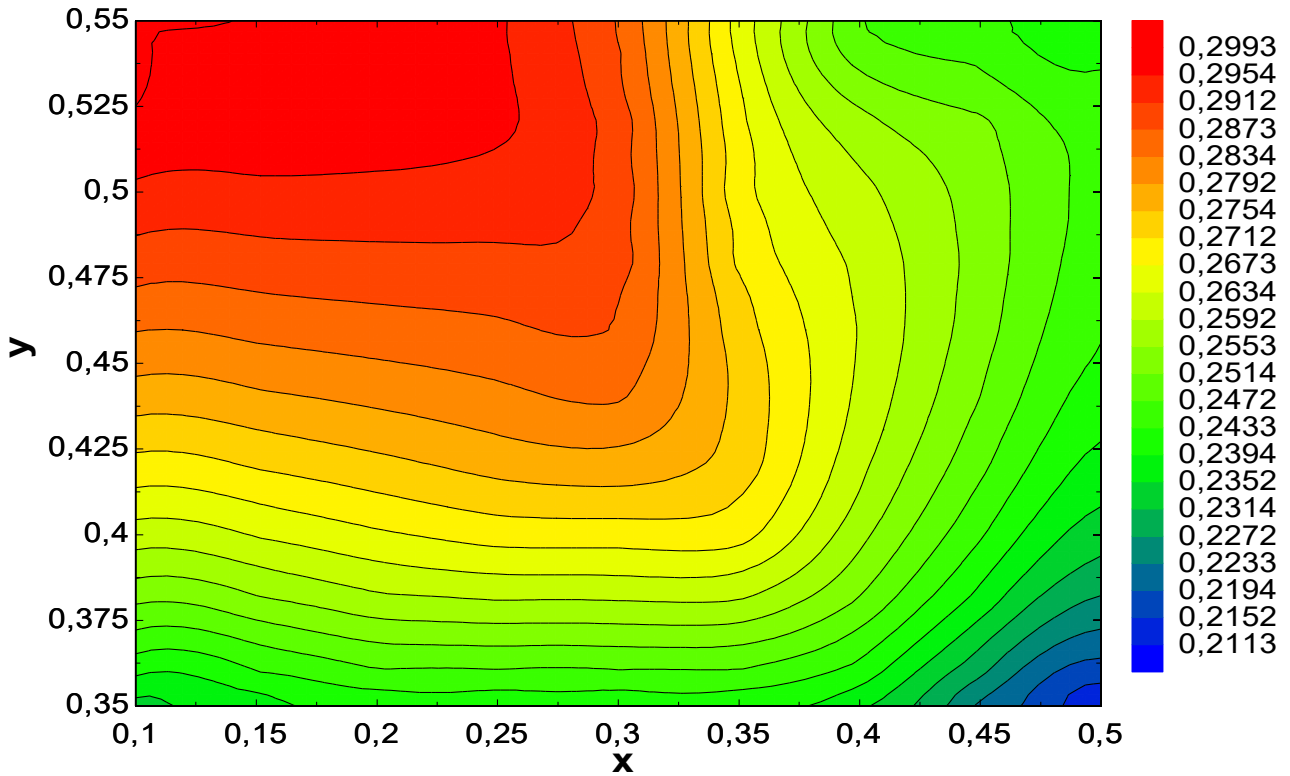


Figura 3.57. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Curve di livello dell'efficienza di recupero del calore in funzione di x e y

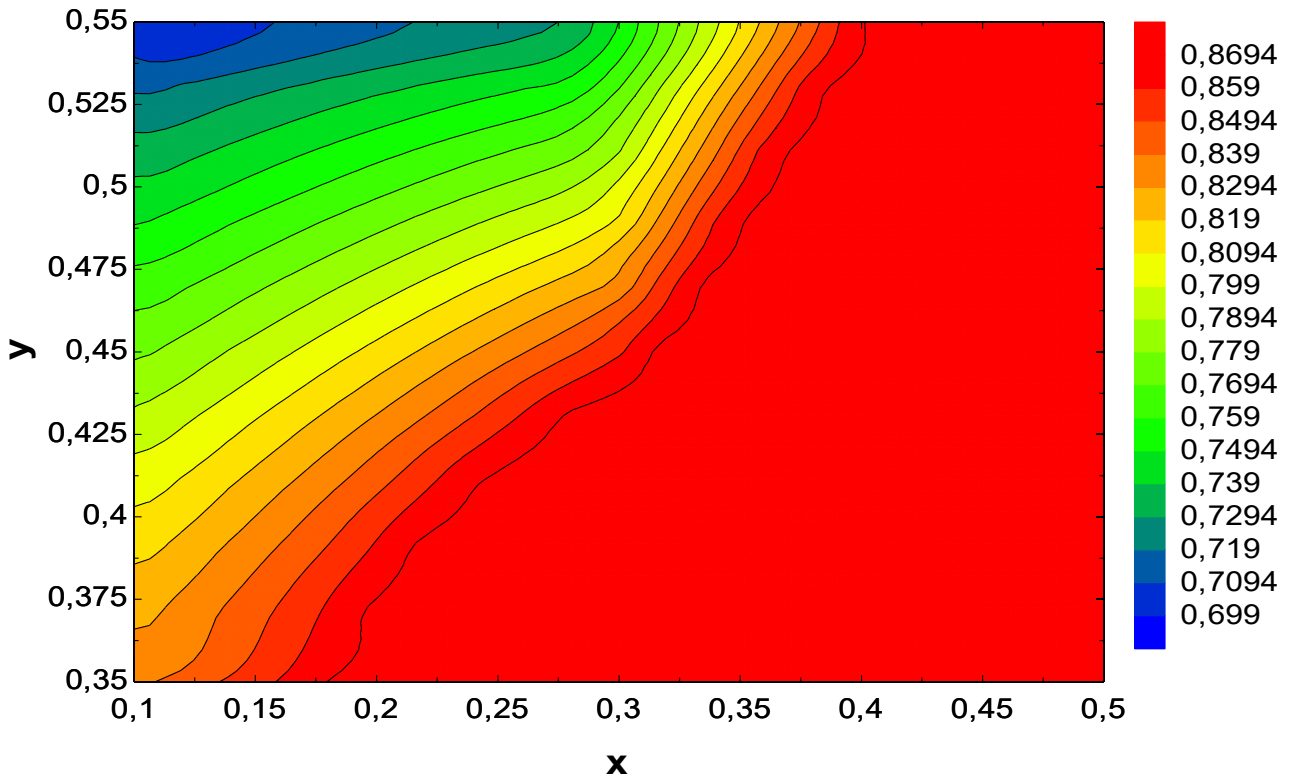


Figura 3.58. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero del calore

Soluzione ottimizzata

La soluzione ottima viene calcolata per TIT=550°C, x=0,31 e y=0,44 e presenta i seguenti stati termodinamici (tab. 3.40).

Tabella 3.40. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in}=600^{\circ}C$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	12,92	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	12,92	42,65	10,68	-189,10	-1,371
3	12,92	32,00	10,68	-231,30	-1,507
4	12,92	45,73	20,00	-216,70	-1,498
5	4,01	272,00	20,00	185,60	-0,506
6	8,91	277,30	20,00	192,20	-0,494
7	12,92	275,70	20,00	190,20	-0,498
8	5,68	550,00	20,00	528,30	0,002
9	5,68	441,40	7,63	409,30	0,032
10	5,68	283,90	7,63	228,70	-0,254
11	7,24	390,50	20,00	332,10	-0,263
12	7,24	293,80	7,63	239,80	-0,234
13	12,92	289,50	7,63	234,90	-0,242
14	12,92	57,98	7,63	-47,20	-0,899

Questi stati termodinamici, insieme ai punti calcolati all'interno degli scambiatori, sono stati riportati nel diagramma T-s che segue (fig. 3.59). I colori utilizzati sono i medesimi del caso precedente a 400°C.

I punti 5 e 6 sono molto simili tra loro, e ciò consente una buona miscelazione. Rispetto al caso precedente anche i punti 10 e 12 presentano stati termodinamici analoghi.

In seguito si analizzano gli scambi termici.

Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato ($T_{fumi,in} = 600^{\circ}\text{C}$, $TIT = 550^{\circ}\text{C}$, $x = 0,31$, $y = 0,44$)

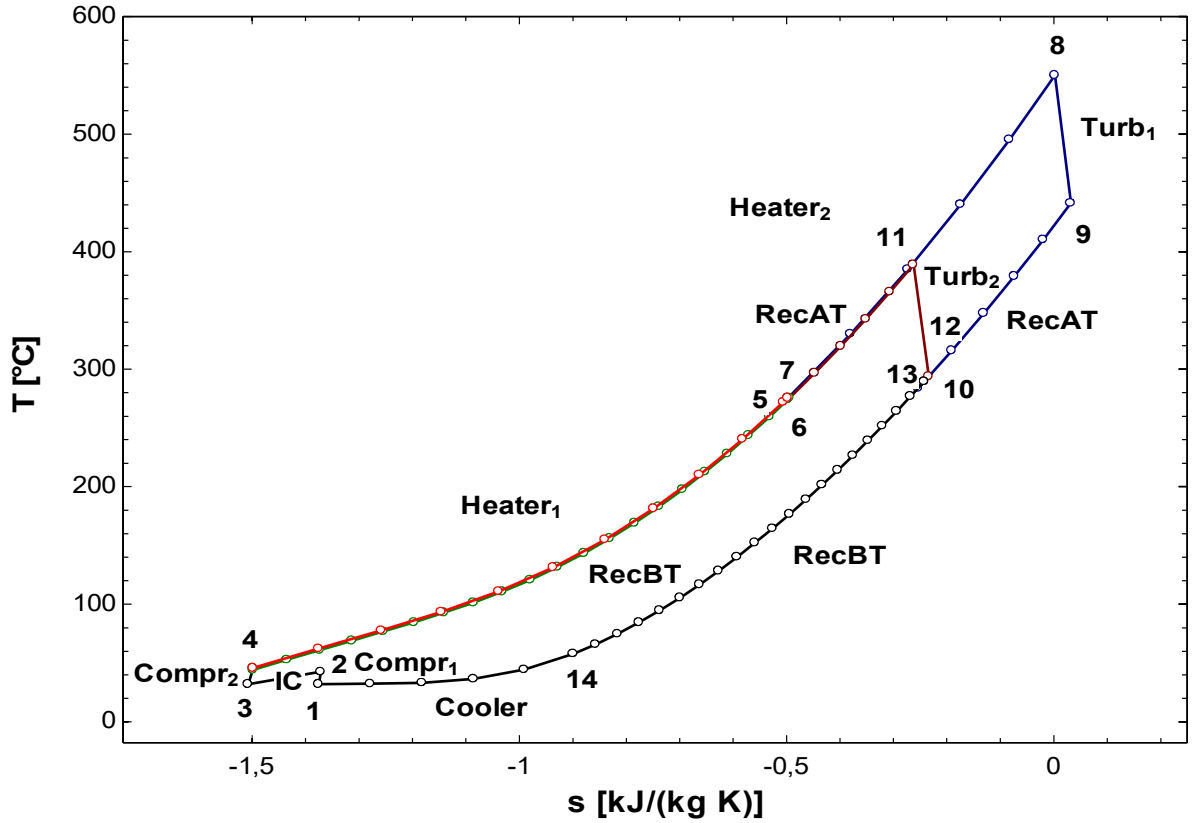


Figura 3.59. Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato per $T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$ ($TIT=550^{\circ}\text{C}$, $x=0,31$, $y=0,44$)

Scambiatori con la sorgente

Il diagramma $T-q$ è il seguente (fig. 3.60).

Diagramma $T-q$ tra la sorgente e la CO_2 supercritica

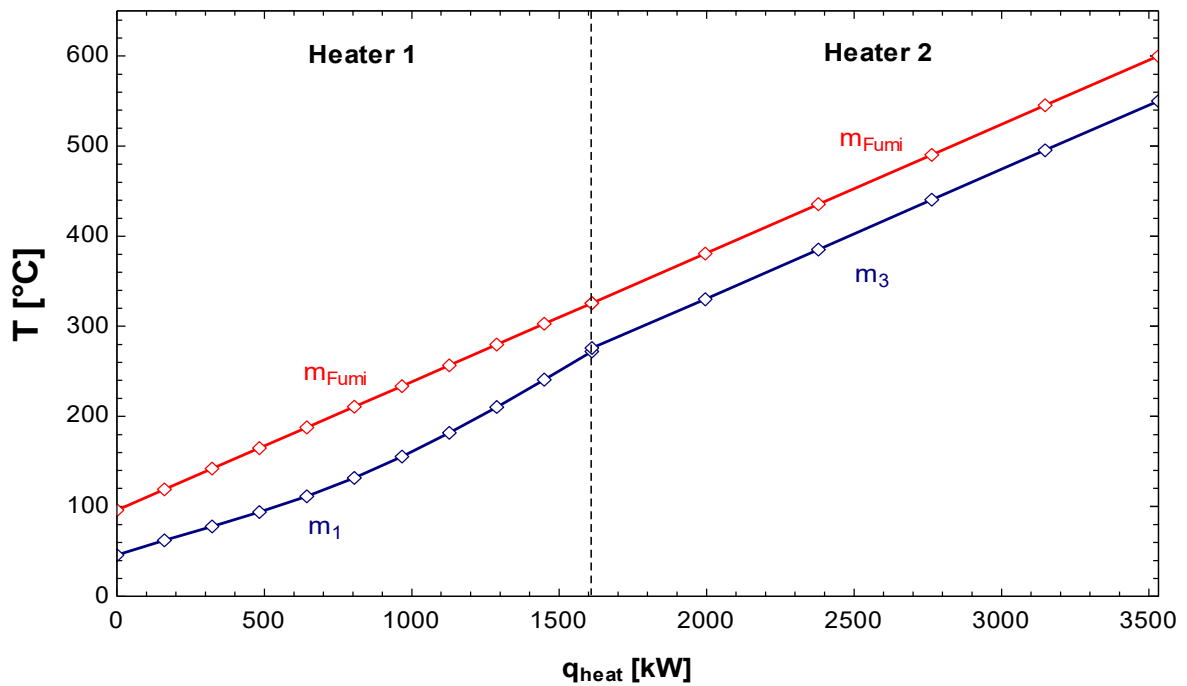


Figura 3.60. Diagramma $T-q$ dello scambio termico all'heater

Come si può notare rispetto al caso precedente il calore totale scambiato diminuisce, tuttavia aumenta la porzione di calore scambiata nel primo heater.

Il pinch point nel primo scambiatore si trova all'ingresso del lato freddo.

L'andamento del profilo freddo nel primo heater si presenta più curvo in confronto al caso a 400°C, ma si deve tener conto che la differenza tra le temperature ingresso-uscita del lato freddo in questo caso invece raggiunge i 226°C (a fronte di 86°C del caso precedente). Riscaldandosi, m_1 varia il suo calore specifico molto di più perché il range di temperature è più ampio.

Il profilo freddo del secondo heater si sviluppa senza una grande variazione del calore specifico perché parte da una temperatura relativamente alta, quindi segue in parallelo i fumi.

Il profilo caldo invece ha sempre lo stesso calore specifico, come imposto dalle assunzioni.

Di seguito sono quantificati gli estremi dei segmenti (tab.3.41 e 3.42).

Tabella 3.41. Scambio termico con la sorgente (heater 1)

Scambio termico all'heater 1			
Segmento	q_{heat} [kW]	Lato freddo 4-5 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	45,7	95,7
1	161,1	62,3	118,7
2	322,1	77,8	141,7
3	483,2	93,6	164,7
4	644,2	111,1	187,7
5	805,3	131,5	210,7
6	966,3	155,1	233,7
7	1127	181,6	256,7
8	1288	210,3	279,7
9	1450	240,6	302,7
10	1611	272,0	325,7

Tabella 3.42. Scambio termico con la sorgente (heater 2)

Scambio termico all'heater 2			
Segmento	q_{heat} [kW]	Lato freddo 7-8 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	275,7	325,7
1	384	330,0	380,5
2	768	385,0	435,4
3	1153	440,3	490,3
4	1537	495,3	545,1
5	1922	550,0	600,0

Recuperatori

In figura si visualizza il diagramma T-q dei due recuperatori (fig. 3.61).

Lo scalino tra i profili caldi si riduce in quanto i punti 10 e 12 si avvicinano tra loro.

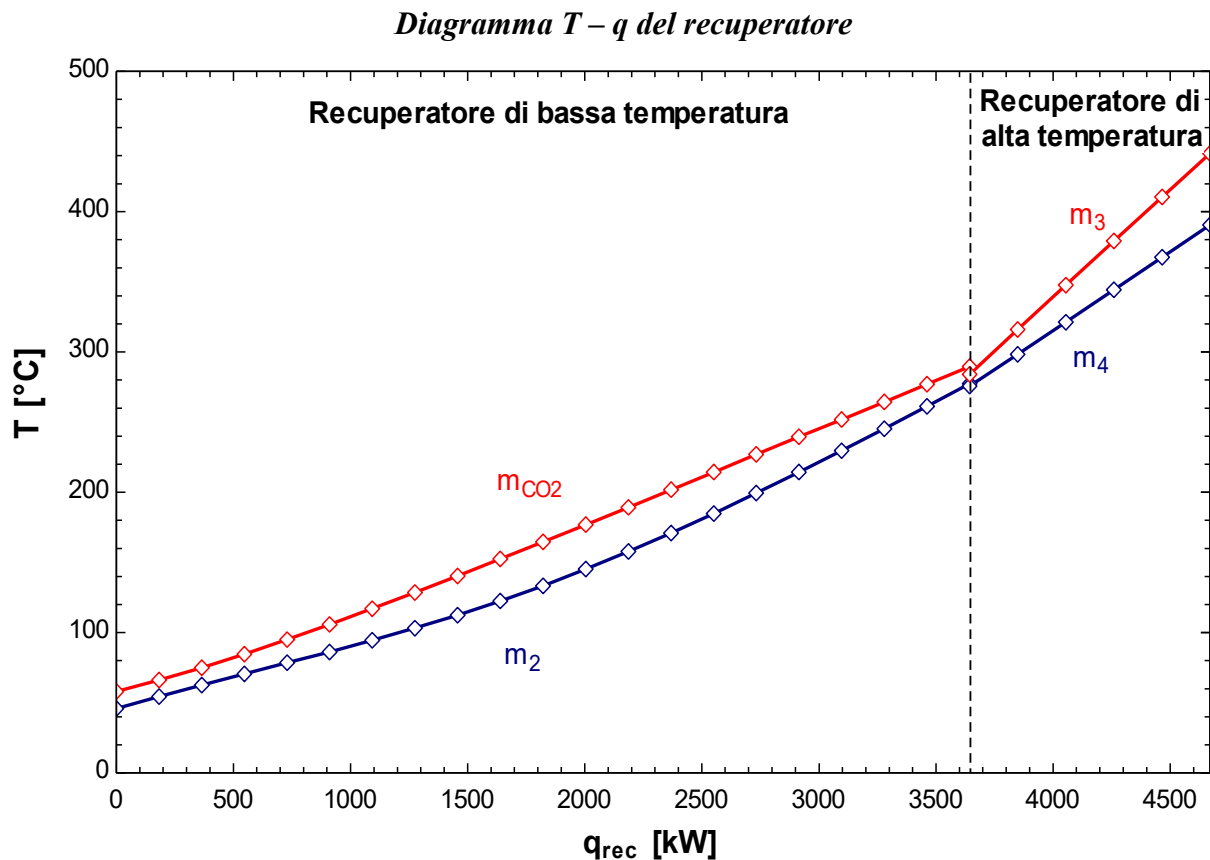


Figura 3.61. Diagramma T – q del recuperatore

Nel profilo caldo è evidente il passaggio discontinuo tra le pendenze dei profili, a dimostrazione che la capacità termica dal lato di bassa è maggiore del lato di alta temperatura. Questo si spiega considerando che a quella temperatura i calori specifici sono circa costanti e m_3 è più piccola della portata totale che scorre nel ciclo. Una simile considerazione si può fare per il lato freddo, ma risulta meno visibile in quanto m_2 e m_4 non sono eccessivamente differenti tra loro.

I due profili sono ben appaiati nel recuperatore di bassa temperatura, mentre in quello di alta tendono a divergere verso la fine.

Nelle due tabelle si quantificano i valori agli estremi dei segmenti (tab. 3.43 e 3.44).

Tabella 3.43. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 4-6 [°C]	Lato caldo 13-14 [°C]
0	0	45,73	57,98
1	182	54,35	66,02
2	364	62,58	74,95
3	547	70,53	84,63
4	729	78,34	94,93
5	911	86,22	105,70
6	1093	94,39	117,00
7	1275	103,00	128,50
8	1457	112,30	140,30
9	1640	122,40	152,40
10	1822	133,30	164,50
11	2004	145,10	176,90
12	2186	157,60	189,30
13	2368	170,90	201,70
14	2550	184,80	214,20
15	2733	199,30	226,80
16	2915	214,20	239,30
17	3097	229,60	251,90
18	3279	245,20	264,40
19	3461	261,10	276,90
20	3644	277,30	289,50

Tabella 3.44. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 7-11 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	275,70	283,90
1	205	298,30	315,90
2	410	321,20	347,60
3	616	344,20	379,20
4	821	367,30	410,40
5	1027	390,50	441,40

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.45) sono illustrati tutti gli indici di prestazione del ciclo.

Tabella 3.45. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
η_{sistema}	24,61 %
η_{ciclo}	28,31 %
$\Phi_{\text{recupero termico}}$	86,94 %
m_{fumi}	5,99 kg/s
m_{sCO_2}	12,92 kg/s
m_1	4,01 kg/s
m_2	8,91 kg/s
m_3	5,68 kg/s
m_4	7,24 kg/s
$P_{\text{compressore1}}$	83,1 kW
$P_{\text{compressore2}}$	193,6 kW
P_{turbina1}	642,5 kW
P_{turbina2}	634,2 kW
P_{C1+C2}/P_{T1+T2}	0,22 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,intermedio}}$	325,7 °C
$T_{\text{fumi,out}}$	95,7 °C
q_{Heat1}	1611 kW
q_{Heat2}	1922 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	4063 kW
$q_{\text{RecuperatoreBT}}$	3644 kW
$q_{\text{RecuperatoreAT}}$	1027 kW
$q_{\text{Intercooler}}$	545 kW
q_{Cooler}	1914 kW

Il rendimento di sistema migliora di poco più del 2% rispetto al ciclo cascata 1 a questa temperatura. Rispetto al ciclo semplice invece l'aumento è di quasi il 10%, a dimostrazione che un ciclo a cascata è molto più performante per applicazioni WHR. In generale si ha un aumento anche del rendimento di ciclo e dell'efficienza di recupero del calore, che in questo caso raggiunge quasi l'87%.

Rispetto al caso precedente, le portate sono notevolmente ridotte, e ciò si traduce in una generale diminuzione dei calori scambiati, ad eccezione del recuperatore di bassa temperatura che invece vede aumentato lo scambio termico.

La temperatura dei fumi tra i due scambiatori è poco più della metà di $T_{\text{fumi,in}}$, mentre la temperatura finale è al di sotto dei 100°C, valore molto buono. Questa temperatura si presenta inoltre identica al caso precedente.

3.4.3 Ciclo cascata avanzato – Temperatura della sorgente: 800°C

Ottimizzazione

Fissando $T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$ e $TIT=750^{\circ}\text{C}$, sono stati fatti variare x e y in un range ampio, rispettivamente 0,1-0,45 e 0,25-0,45. L'intervallo di discretizzazione è sempre 0,02 per entrambi i parametri.

I risultati delle simulazioni sono riassunti in figura (fig. 3.62).

Curve di livello del rendimento di sistema in funzione di x e y

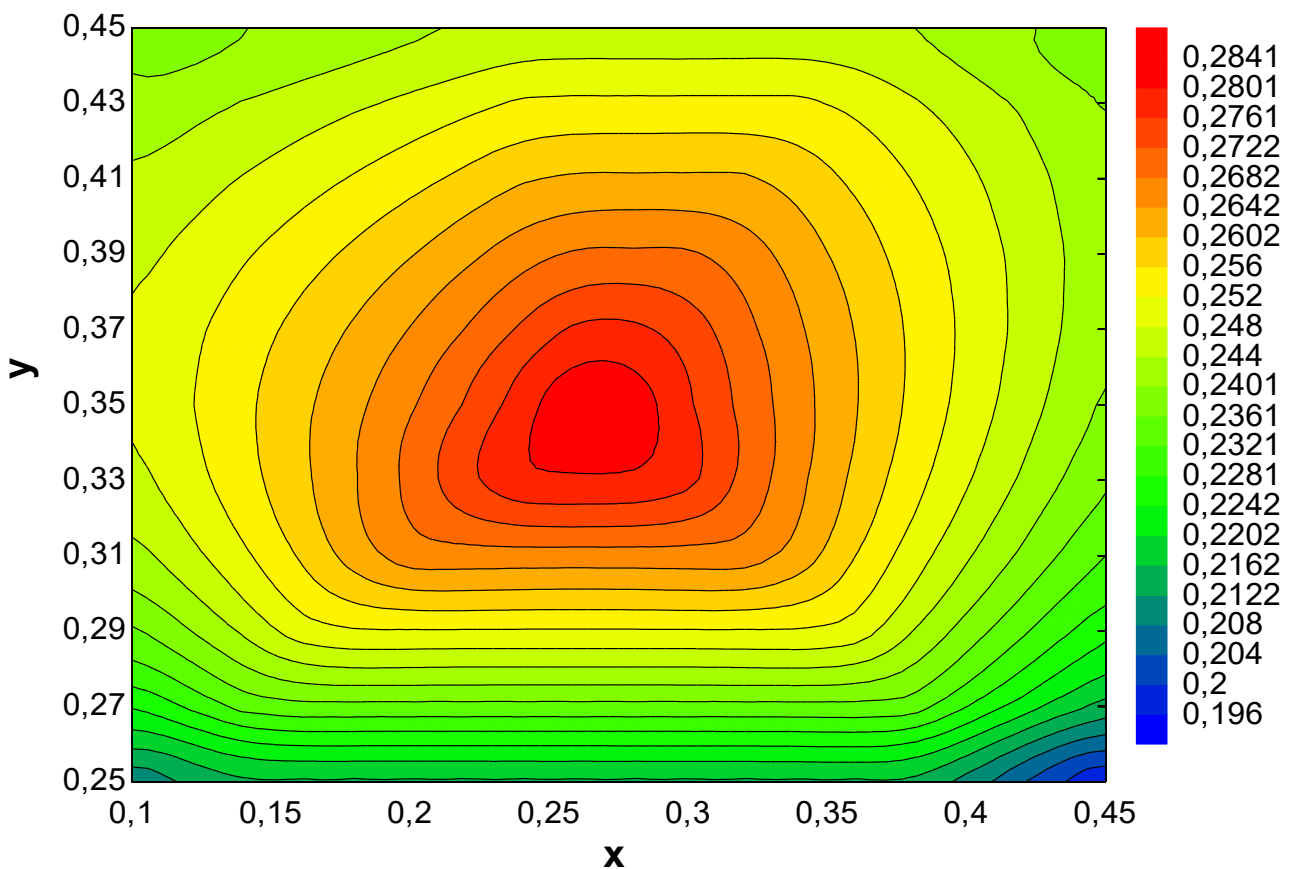


Figura 3.62. Ottimizzazione del rendimento di sistema

La zona al di sotto dell'ottimo, con y minori di 0,32, presenta valori di rendimento che hanno scarsa dipendenza dalla x .

Il punto di ottimo si ottiene per $x=0,26$ e $y=0,34$, e presenta $\eta_{sistema}=28,53\%$, $\eta_{ciclo}=31,59\%$ e $\Phi_{recupero\ termico}=90,29\%$.

In seguito sono illustrati i diagrammi di rendimento di ciclo ed efficienza di recupero del calore (fig. 3.63 e 3.64). Sono fondamentalmente simili a quelli già visti per i due casi precedenti.

Curve di livello del rendimento di ciclo in funzione di x e y

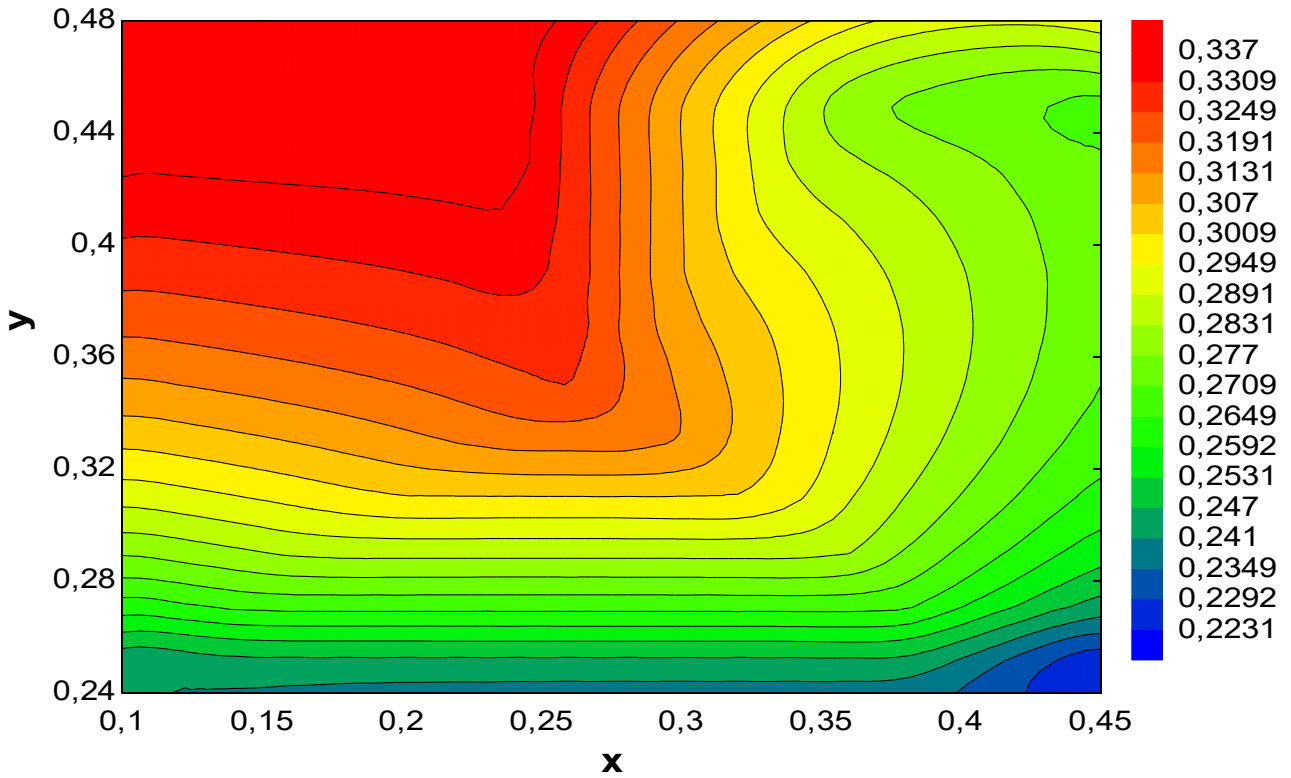


Figura 3.63. Ottimizzazione del rendimento di ciclo

Curve di livello dell'efficienza di recupero del calore in funzione di x e y

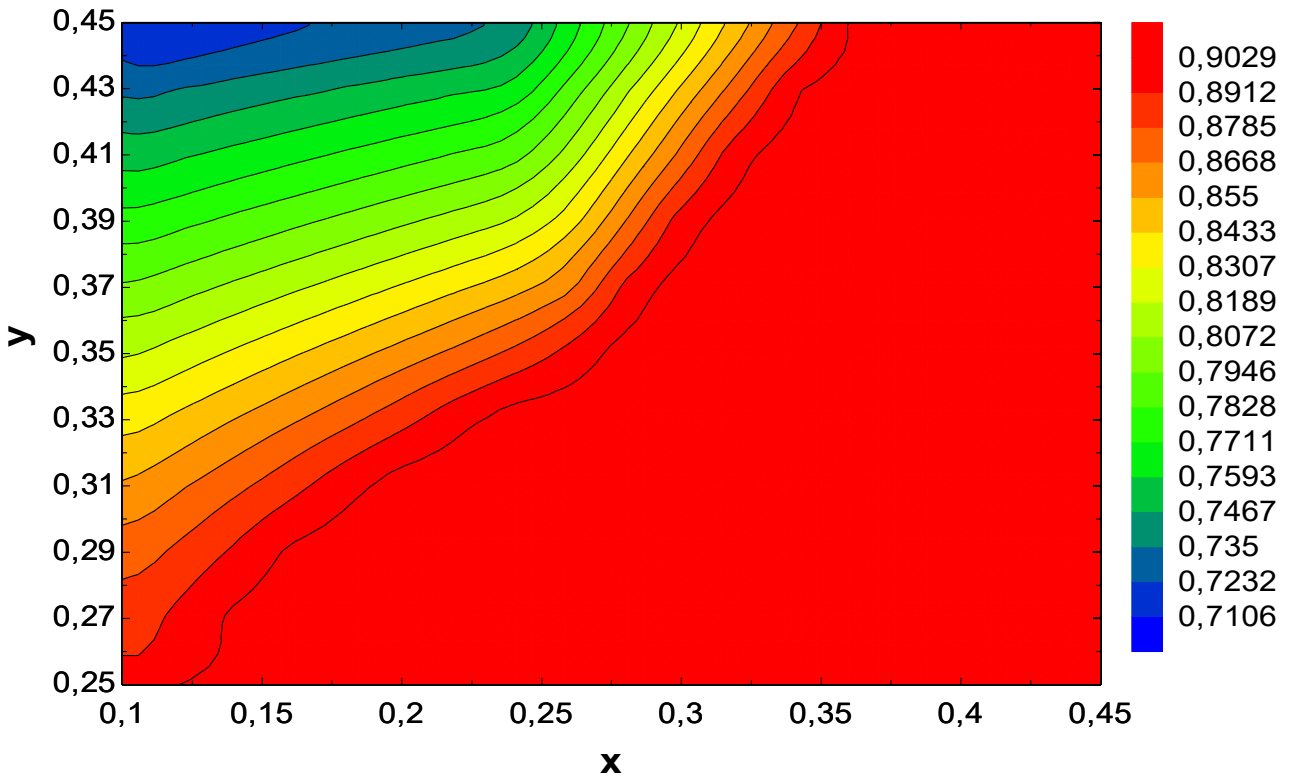


Figura 3.64. Ottimizzazione dell'efficienza di recupero del calore

Soluzione ottimizzata

Vengono calcolati tutti i parametri della soluzione di ottimo assumendo quindi $TIT=750^{\circ}C$, $x=0,26$ e $y=0,34$.

In tabella (tab. 3.46) si trova l'elenco degli stati termodinamici.

Tabella 3.46. Stati termodinamici della soluzione ottimizzata per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}C$

Stato termodinamico	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]	Pressione [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg K)]
1	10,63	32,00	7,63	-195,40	-1,375
2	10,63	42,65	10,68	-189,10	-1,371
3	10,63	32,00	10,68	-231,30	-1,507
4	10,63	45,73	20,00	-216,70	-1,498
5	2,76	332,60	20,00	261,10	-0,375
6	7,87	341,90	20,00	272,50	-0,356
7	10,63	339,50	20,00	269,50	-0,361
8	3,61	750,00	20,00	780,10	0,276
9	3,61	625,10	7,63	629,40	0,306
10	3,61	353,70	7,63	307,90	-0,120
11	7,02	474,50	20,00	435,10	-0,117
12	7,02	371,70	7,63	328,50	-0,087
13	10,63	365,60	7,63	321,50	-0,098
14	10,63	61,72	7,63	-40,43	-0,879

Si riporta inoltre il diagramma T-s (fig. 3.65).

Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato ($T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$, $TIT = 750^{\circ}\text{C}$, $x = 0,26$, $y = 0,34$)

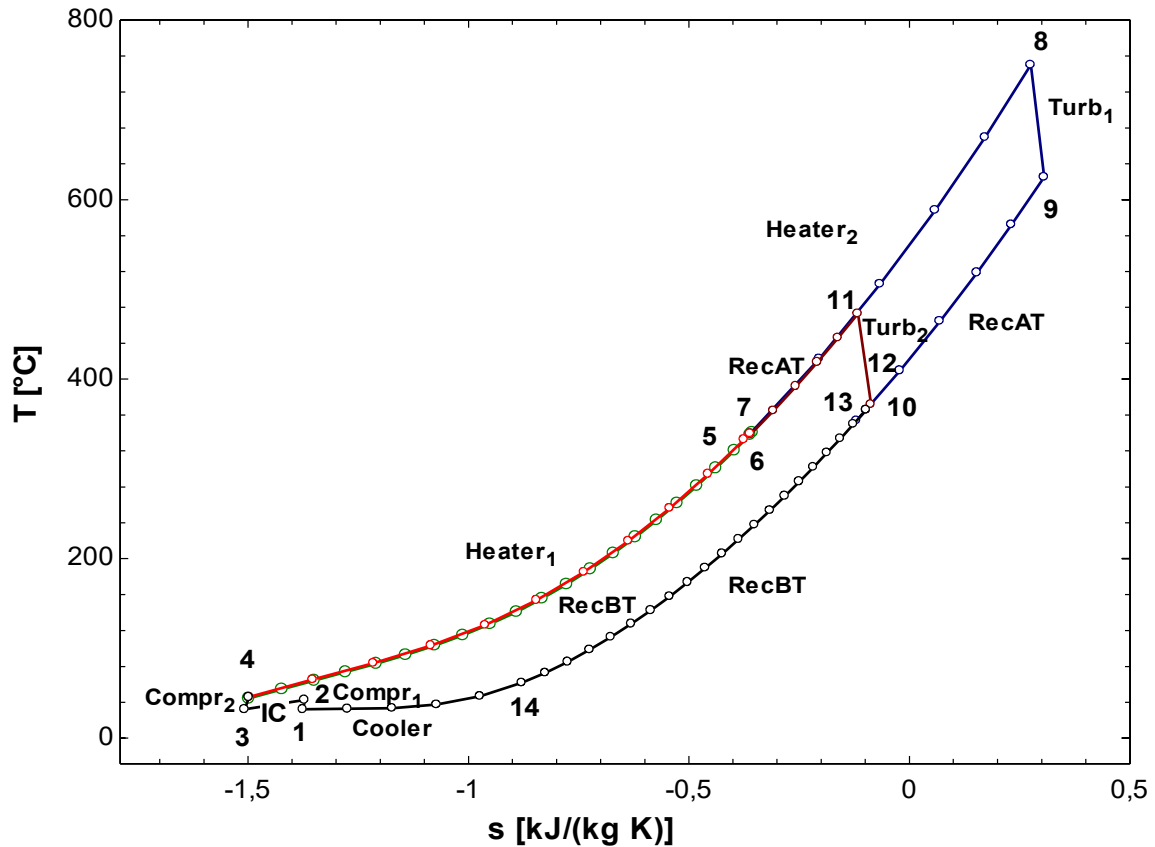


Figura 3.65. Diagramma $T-s$ del ciclo cascata 1 per $T_{fumi,in} = 800^{\circ}\text{C}$ ($TIT = 750^{\circ}\text{C}$, $x = 0,26$, $y = 0,34$)

Scambiatori con la sorgente

Diagramma $T-q$ tra la sorgente e la CO_2 supercritica

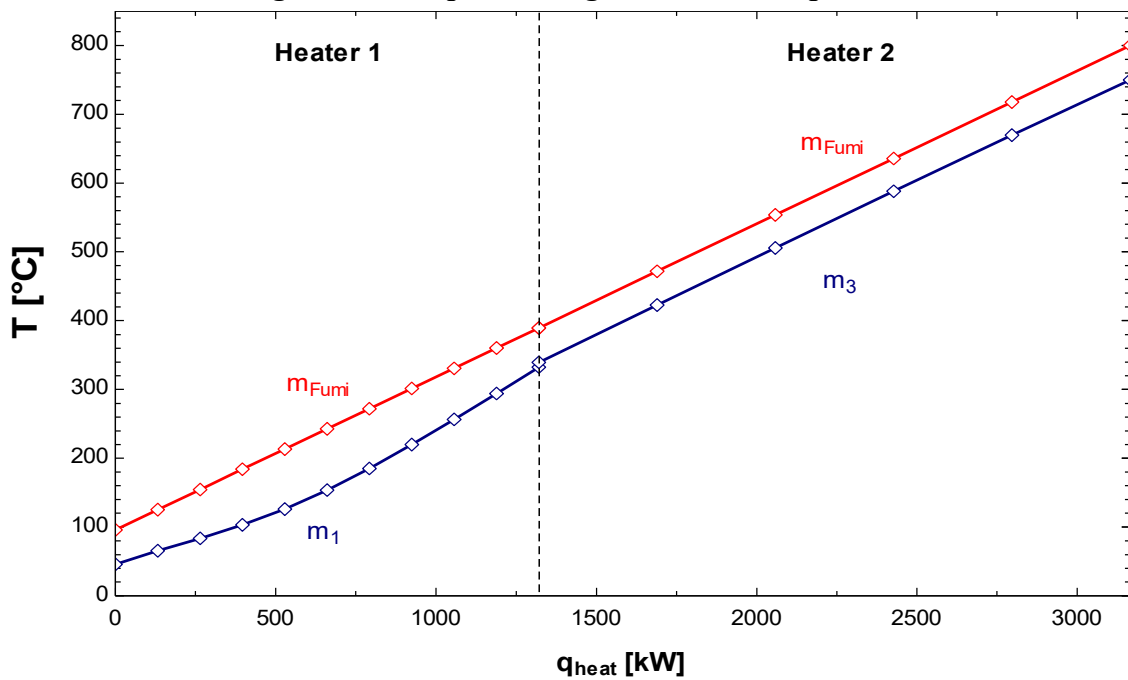


Figura 3.66. Diagramma $T-q$ dello scambio termico all'heater

Lo scambio termico (fig. 3.66) è illustrato per entrambi gli scambiatori di calore tra la sorgente e la CO₂ supercritica. Valgono le stesse considerazioni fatte per i due casi precedenti.

Nel primo scambiatore, ancora una volta, il calore specifico varia notevolmente, ma si stabilizza alle alte temperature. Il pinch point si trova all'ingresso del lato freddo.

Tra i due scambiatori si nota lo scalino del lato freddo dovuto alle diverse condizioni termodinamiche dei punti 5 e 7.

Lo scambio termico nel secondo heater presenta un calore specifico del lato freddo praticamente costante, ed i due profili procedono appaiati.

Il calore complessivo scambiato con la sorgente diminuisce rispetto ai casi precedenti, e ciò è dovuto al fatto che vengono ridotte sia la portata dei fumi che quella complessiva della CO₂.

Dal punto di vista quantitativo si fa riferimento alle seguenti tabelle (tab. 3.47 e 3.48).

Tabella 3.47. Scambio termico con la sorgente (heater 1)

Scambio termico all'heater 1			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 4-5 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	45,7	95,7
1	132	65,3	125,1
2	264	83,6	154,5
3	396	103,1	183,8
4	528,1	126,1	213,2
5	660,1	153,6	242,6
6	792,1	185,1	272,0
7	924,1	219,7	301,3
8	1056	256,3	330,7
9	1188	294,1	360,1
10	1320	332,6	389,5

Tabella 3.48. Scambio termico con la sorgente (heater 2)

Scambio termico all'heater 2			
Segmento	q _{heat} [kW]	Lato freddo 7-8 [°C]	Lato caldo (fumi) [°C]
0	0	339,5	389,5
1	369	422,8	471,6
2	738	505,9	553,7
3	1107	588,2	635,8
4	1476	669,6	717,9
5	1845	750,0	800,0

Recuperatori

In seguito viene illustrato il diagramma T-q (fig. 3.67), che comprende lo scambio termico di entrambi i recuperatori.

Le considerazioni sono analoghe a quelle degli altri casi.

Diagramma T – q del recuperatore

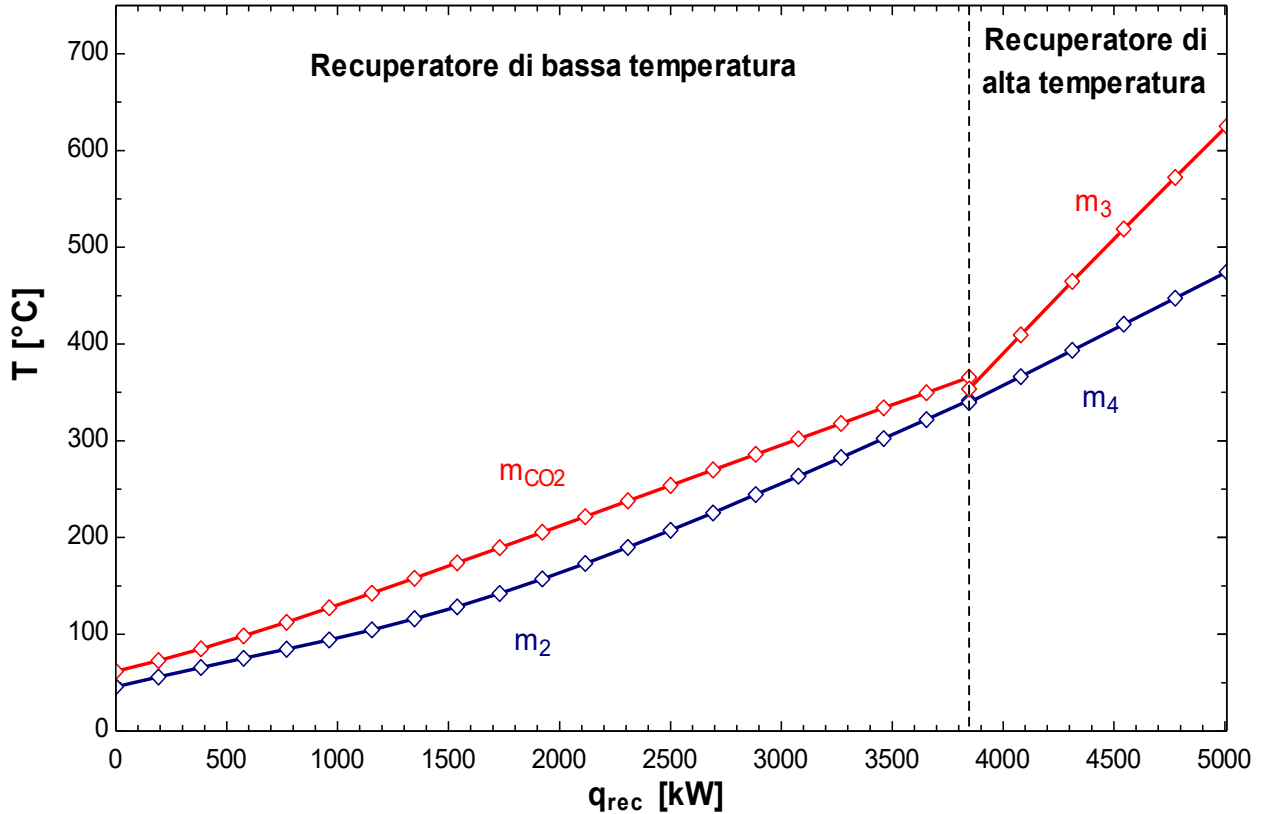


Figura 3.67. Diagramma T – q del recuperatore

I profili nello scambiatore di bassa temperatura risultano appaiati ed il pinch point si trova all'ingresso del lato freddo. Il profilo caldo mantiene una capacità termica costante, mentre il profilo freddo assume l'andamento curvo.

Tra i due scambiatori si riscontrano discontinuità da entrambe le parti, ma risulta evidente solo nel lato caldo.

La divergenza che si osserva nel recuperatore di alta temperatura aumenta ancora rispetto ai casi precedenti.

La pendenza tra i profili caldi dei due scambiatori varia in modo più brusco in quanto la frazione di portata di m₃, y, è ancora più ridotta se confrontata con il medesimo parametro ottimizzato nei due cicli precedenti.

Di seguito vengono illustrati quantitativamente gli scambi termici (tab. 3.49 e 3.50):

Tabella 3.49. Scambio termico al recuperatore di bassa temperatura

Scambio termico al recuperatore BT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 4-6 [°C]	Lato caldo 13-14 [°C]
0	0	45,73	61,72
1	192	55,99	72,77
2	385	65,73	85,09
3	577	75,13	98,43
4	769	84,51	112,60
5	962	94,23	127,30
6	1154	104,60	142,50
7	1346	116,00	158,00
8	1539	128,50	173,70
9	1731	142,30	189,60
10	1923	157,10	205,60
11	2116	173,00	221,70
12	2308	189,90	237,80
13	2500	207,50	253,90
14	2693	225,70	270,00
15	2885	244,30	286,00
16	3077	263,40	302,00
17	3270	282,70	318,00
18	3462	302,30	333,90
19	3654	322,00	349,80
20	3847	341,90	365,60

Tabella 3.50. Scambio termico al recuperatore di alta temperatura

Scambio termico al recuperatore AT			
Segmento	q_{recuperatore} [kW]	Lato freddo 7-11 [°C]	Lato caldo 9-10 [°C]
0	0	339,50	353,70
1	232	366,40	409,60
2	464	393,50	464,60
3	697	420,50	518,80
4	929	447,50	572,30
5	1162	474,50	625,10

Prestazioni del ciclo

In tabella (tab. 3.51) si possono trovare tutti gli indici di prestazione del ciclo.

Tabella 3.51. Prestazioni del ciclo

Prestazioni del ciclo	
$\eta_{\text{система}}$	28,53 %
η_{ciclo}	31,59 %
Φ recupero termico	90,29 %
m_{fumi}	3,84 kg/s
m_{sCO_2}	10,63 kg/s
m_1	2,76 kg/s
m_2	7,87 kg/s
m_3	3,61 kg/s
m_4	7,02 kg/s
$P_{\text{compressore1}}$	68,3 kW
$P_{\text{compressore2}}$	159,3 kW
P_{turbina1}	517,3 kW
P_{turbina2}	710,3 kW
$P_{\text{C1+C2}}/P_{\text{T1+T2}}$	0,19 -
P_{Netta}	1000 kW
$T_{\text{fumi,intermedio}}$	389,5 °C
$T_{\text{fumi,out}}$	95,7 °C
q_{Heat1}	1320 kW
q_{Heat2}	1845 kW
$q_{\text{Disponibile}}$	3506 kW
$q_{\text{RecuperatoreBT}}$	3847 kW
$q_{\text{RecuperatoreAT}}$	1162 kW
$q_{\text{Intercooler}}$	449 kW
q_{Cooler}	1647 kW

Il rendimento di ciclo, sebbene scadente se confrontato con il ciclo a ricompressione, garantisce un rendimento di sistema tra i più elevati di tutti i casi studiati. Ciò che però contribuisce significativamente è l'efficienza di recupero del calore di scarto, che supera il 90%.

La portata dei fumi è molto ridotta, così come quella della CO₂.

La temperatura dei fumi intermedia tra gli scambiatori è molto elevata, ma la temperatura finale della sorgente è uguale agli altri casi.

3.4.4 Confronto delle prestazioni del ciclo cascata avanzato al variare della temperatura della sorgente

L'evoluzione dei parametri di ciclo non è molto diversa dalla variazione che si nota per le altre configurazioni, e sicuramente evidenzia un miglioramento all'aumentare della temperatura della sorgente.

Si riportano in seguito i parametri di ciclo per effettuare un confronto più diretto ed esaminare il modo in cui cambiano a seconda della temperatura considerata (tab. 3.52).

Tabella 3.52. Confronto delle prestazioni del ciclo (cicli ottimizzati)

Prestazioni del ciclo					
$T_{fumi,in}$	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C	800 °C
$TIT_{ottimale}$	350 °C	450 °C	550 °C	650 °C	750 °C
x	0,35	0,34	0,31	0,29	0,26
y	0,56	0,51	0,44	0,39	0,34
$\eta_{sistema}$	17,76 %	21,81 %	24,61 %	26,72 %	28,53 %
η_{ciclo}	22,19 %	25,89 %	28,31 %	30,07 %	31,59 %
$\Phi_{recupero\ termico}$	80,07 %	84,22 %	86,94 %	88,86 %	90,29 %
m_{fumi}	12,66 kg/s	8,17 kg/s	5,99 kg/s	4,70 kg/s	3,84 kg/s
m_{sCO_2}	19,44 kg/s	15,03 kg/s	12,92 kg/s	11,42 kg/s	10,63 kg/s
m_1	6,80 kg/s	5,11 kg/s	4,01 kg/s	3,31 kg/s	2,76 kg/s
m_2	12,64 kg/s	9,92 kg/s	8,91 kg/s	8,11 kg/s	7,87 kg/s
m_3	10,89 kg/s	7,67 kg/s	5,68 kg/s	4,45 kg/s	3,61 kg/s
m_4	8,55 kg/s	7,36 kg/s	7,24 kg/s	6,97 kg/s	7,02 kg/s
$P_{compressore1}$	125 kW	96,6 kW	83,1 kW	73,4 kW	68,3 kW
$P_{compressore2}$	291,3 kW	225,3 kW	193,6 kW	171,2 kW	159,3 kW
$P_{turbina1}$	880,4 kW	746,4 kW	642,5 kW	571,2 kW	517,3 kW
$P_{turbina2}$	535,9 kW	575,5 kW	634,2 kW	673,4 kW	710,3 kW
P_{C1+C2}/P_{T1+T2}	0,29 -	0,24 -	0,22 -	0,20 -	0,19 -
P_{Netta}	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW	1000 kW
$T_{fumi,intermedio}$	182,9 °C	272,3 °C	325,7 °C	375,2 °C	389,5 °C
$T_{fumi,out}$	95,7 °C	95,7 °C	95,7 °C	95,7 °C	95,7 °C
q_{Heat1}	1291 kW	1686 kW	1611 kW	1538 kW	1320 kW
q_{Heat2}	3216 kW	2176 kW	1922 kW	1788 kW	1845 kW
$q_{Disponibile}$	5629 kW	4586 kW	4063 kW	3743 kW	3506 kW
$q_{RecuperatoreBT}$	2668 kW	3392 kW	3644 kW	3812 kW	3847 kW
$q_{RecuperatoreAT}$	1450 kW	1043 kW	1027 kW	1029 kW	1162 kW
$q_{Intercooler}$	821 kW	635 kW	545 kW	482 kW	449 kW
q_{Cooler}	2604 kW	2151 kW	1914 kW	1773 kW	1647 kW

Dai parametri ottimizzati risulta evidente che entrambe le frazioni x e y si riducono all'aumentare di $T_{fumi,in}$.

Le portate si riducono, ma questa diminuzione è più brusca nel passaggio tra 400°C e 600°C.

Le potenze ai compressori e la potenza nella turbina a più alta temperatura si riducono, mentre la seconda turbina registra invece un netto aumento di prestazioni. Ciò è dovuto sia alla variazione della portata totale sia all'evoluzione dei parametri di ottimo, in particolare y , che riduce la portata alla turbina di alta temperatura in favore di un aumento di portata nella turbina di bassa.

I calori degli scambiatori di rigetto (cooler e intercooler) diminuiscono con l'aumentare di $T_{fumi,in}$, in quanto diminuisce la portata. Per gli altri scambiatori l'aumento o diminuzione del calore scambiato dipende non solo dalla diminuzione delle portate, ma anche dalla variazione delle frazioni x e y e dagli stati termodinamici che risultano dalle simulazioni delle soluzioni di ottimo.

All'aumentare di $T_{fumi,in}$, inoltre, si osserva per tutti i rendimenti un miglioramento di circa il 10% dal primo all'ultimo caso. In particolare, il modo in cui il rendimento di sistema cresce (fig. 3.68) non è del tutto lineare, a suggerire che all'aumentare della temperatura si assiste, in proporzione, ad un calo, sebbene limitato, di prestazioni.

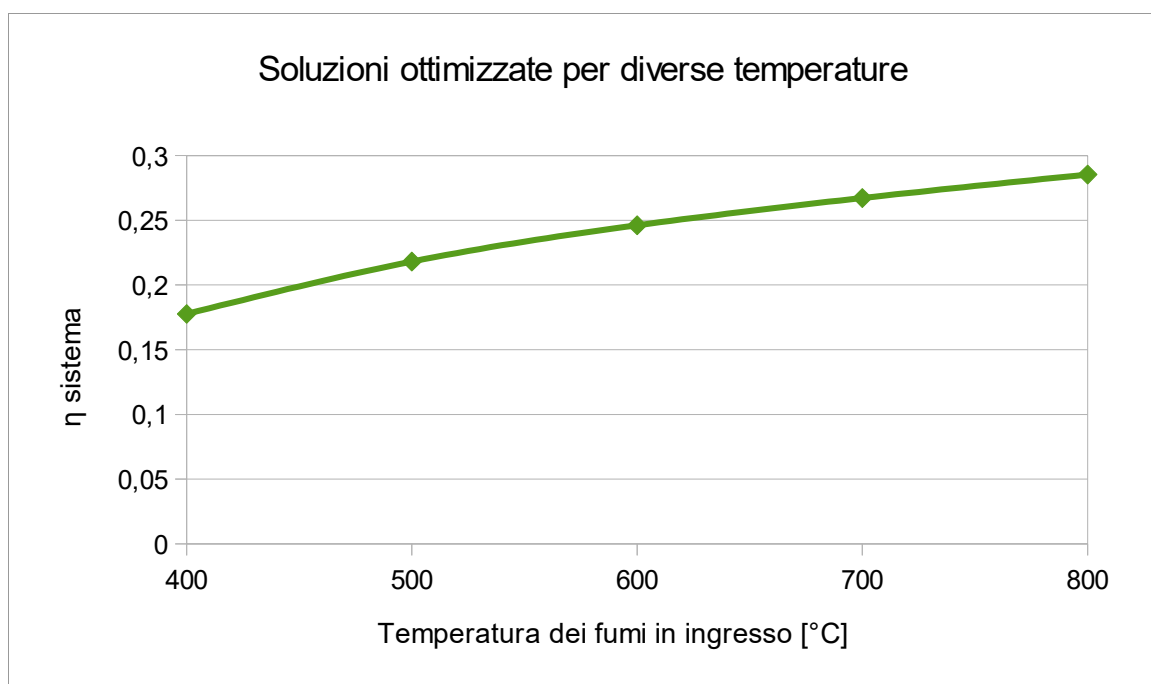


Figura 3.68. Rendimento di sistema in funzione delle diverse temperature della sorgente

In conclusione questo ciclo è molto promettente per i rendimenti di sistema che riesce a raggiungere.

3.5 Validazione del modello e confronto con la letteratura

Al fine di considerare valida l'analisi termodinamica appena conclusa è necessario confrontare i singoli modelli con la letteratura, in particolare con gli articoli già citati ed analizzati in precedenza, a partire dai quali si vogliono validare i modelli. È necessario tuttavia considerare le differenze tra la letteratura ed il modello come risultato delle diverse assunzioni che vengono adottate di volta in volta.

Poiché il parametro principale di cui si deve tener conto è il rendimento di sistema, lo si è voluto calcolare, ove possibile, anche per gli articoli che non presentavano questo indice. Nei casi in cui non si è potuto ottenere, sono state cambiate le assunzioni ai modelli in modo da verificarne la validità.

Oltre al rendimento di sistema e ad altre variabili di prestazione come il rendimento di ciclo e l'efficienza di recupero del calore di scarto, sono stati confrontati anche i valori delle variabili di decisione (la TIT e le varie frazioni di portata a seconda della configurazione) in modo da giustificare l'ottimo termodinamico.

Come si può notare i parametri non sono sempre in linea e spesso i rendimenti possono variare, ma ciò è naturale in quanto le assunzioni fatte per ogni articolo sono diverse tra loro e modificano le prestazioni del ciclo.

Ciclo semplice rigenerativo

I parametri del ciclo semplice sono stati confrontati con Mohagheghi et. al., Marchionni et. al., Hou et. al., Manente et. al., Wright et. al., Kimzey e Kim et. al., a dimostrazione del fatto che rappresenta uno dei cicli a cui più si fa riferimento. Di seguito si riporta una tabella (tab. 3.53) con i principali parametri di confronto, rimandando le assunzioni alla sezione opportuna. Segue un grafico che compara i rendimenti di sistema in base alla temperatura della sorgente (fig. 3.69).

Tabella 3.53. Ciclo semplice rigenerativo, confronti con la letteratura

	$T_{fumi,in}$ [°C]	$T_{fumi,out}$ [°C]	T_{amb} [°C]	P_{netta} [MW]	η_{ciclo} [%]	$\Phi_{rec\ ter}$ [%]	$\eta_{sistema}$ [%]	TIT [°C]
Marchionni et. al.	900	500	20	0,1576	33,33	45,45	15,15	500
Manente et. al.	1457	373,9	20	4,238	36,87	75,37	27,79	550
Wright et. al.	538	224	20	7,017	28,30	61,20	17,31	412
Kimzey *	625	375,7	20	95,559	40,30	41,21	16,61	605
Kim et. al.	519,68	208,96	20	2,18	29,93	62,18	18,61	378,9
Modello	400	188,7	20	1	21,52	55,59	11,96	300
Modello	500	206,4	20	1	23,09	61,16	14,12	330
Modello	600	232,3	20	1	24,96	63,40	15,83	370
Modello	700	253,1	20	1	26,23	65,72	17,24	400
Modello	800	275	20	1	27,40	67,31	18,45	430

* modello riadattato secondo le ipotesi dell'articolo per calcolare i parametri mancanti

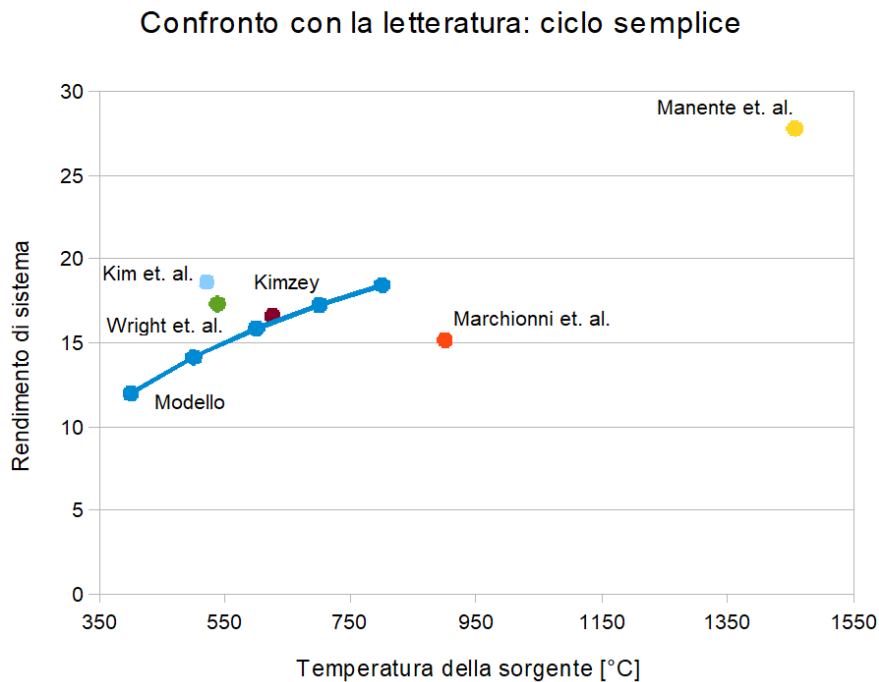


Figura 3.69. Ciclo semplice rigenerativo, confronto di $\eta_{sistema}$ con la letteratura

Il rendimento di ciclo è stato riportato dagli articoli, mentre, laddove non specificato, l'efficienza di recupero di calore di scarto è stata calcolata mediante approssimazione come:

$$\Phi_{recupero\ termico} = \frac{T_{fumi, in} - T_{fumi, out}}{T_{fumi, in} - T_{amb}} \quad (46)$$

Marchionni et. al. ottengono uno dei rendimenti di ciclo più alti rispetto a tutti, tuttavia si limita il recupero termico dalla sorgente fino ad una temperatura di 500°C, il che significa che l'efficienza di recupero decade ed il rendimento di sistema è tra i più bassi. Il modello sviluppato invece assume temperature in uscita dei fumi più basse ed il rendimento di sistema a 800°C risulta più alto del rendimento di sistema di Marchionni a 900°C.

Manente et. al. presentano un rendimento di sistema molto alto in virtù della temperatura di ingresso dei fumi utilizzata, perciò l'efficienza di recupero è piuttosto elevata.

Wright et. al. considerano temperature in linea con il modello per cui l'efficienza di recupero è simile. Il rendimento di ciclo invece è più alto del modello a causa del maggior rendimento isoentropico del compressore (82%) ma soprattutto della pressione massima di ciclo (24 MPa).

Poiché Kimzey non specifica la temperatura di uscita dei fumi è stato necessario associare al modello sviluppato le assunzioni dell'articolo (questo per tutte le configurazioni). Si ottiene un rendimento di ciclo molto alto grazie alle assunzioni (soprattutto i rendimenti isoentropici di compressore e turbina a 85% e 90% e la pressione massima di ciclo di 27,6 MPa), tuttavia l'efficienza di recupero è molto penalizzata dalla temperatura di uscita dei fumi, perciò il rendimento di sistema risulta relativamente basso per le assunzioni fatte.

Kim et. al. presentano circa le stesse temperature del modello a 500°C, e per questo l'efficienza di recupero è simile. Il rendimento di ciclo è maggiore perché ha le stesse ipotesi di Kimzey perciò il rendimento di sistema risulta superiore di circa 4% rispetto al modello.

Ciclo a ricompressione

I parametri del ciclo sono stati confrontati con Mohagheghi et. al., Marchionni et. al., Hou et. al., Manente et. al., Kimzey e Kim et. al.. La tabella (tab. 3.54) mostra i principali parametri.

Tabella 3.54. Ciclo a ricompressione, confronti con la letteratura

	$T_{\text{fumi,in}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{fumi,out}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{amb}} [^{\circ}\text{C}]$	$P_{\text{netta}} [\text{kW}]$	$\eta_{\text{ciclo}} [\%]$	$\Phi_{\text{rec ter}} [\%]$	$\eta_{\text{sistema}} [\%]$	TIT [$^{\circ}\text{C}$]	x
Marchionni et. al.	900	500	20	161,3	34,86	45,45	15,85	500	n.d.
Manente et. al.	1457	438,4	20	4,808	44,18	70,88	31,32	550	0,625
Kim et. al.	519,68	215,52	20	2200	30,85	60,87	18,78	376,84	0,990
Modello	400	188,8	20	1000	21,93	55,57	12,19	290	0,999
Modello	600	239,2	20	1000	26,35	62,21	16,39	365	0,999
Modello	800	289,4	20	1000	29,57	65,47	19,36	430	0,999
Modello	400	284	20	1000	27,42	30,53	8,37	350	0,600
Modello	600	449,3	20	1000	39,36	25,99	10,23	550	0,625
Modello	800	622,9	20	1000	46,58	22,71	10,58	750	0,650

* modello riadattato secondo le ipotesi dell'articolo per calcolare i parametri mancanti

I rendimenti di sistema vengono poi graficati in base alla temperatura della sorgente (fig. 3.70).

Confronto con la letteratura: ciclo a ricompressione

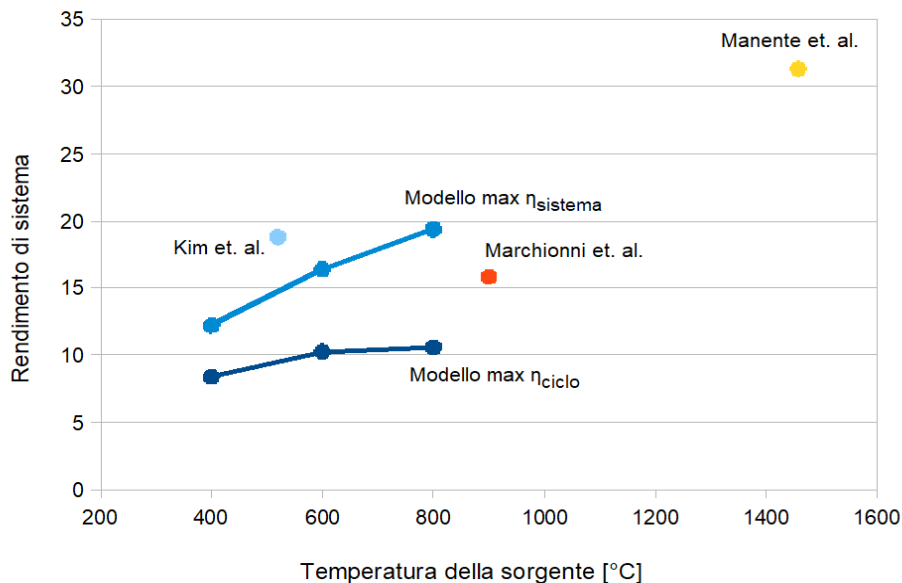


Figura 3.70. Ciclo a ricompressione, confronto di η_{sistema} con la letteratura

Anche in questo caso la temperatura in uscita dei fumi di Marchionni et. al. limita fortemente l'efficienza di recupero. Anche nel modello però si riscontra questo comportamento a causa dell'alta capacità rigenerativa del ciclo a ricompressione.

Manente et. al., ancora una volta, presentano un'elevata efficienza di recupero dovuta alla temperatura della sorgente, per cui il rendimento di sistema è alto. Il rendimento di ciclo, invece, come già detto, è in linea con il modello in quanto si sono provati a sostituire i rapporti di

espansione e compressione con le assunzioni dell'articolo ed il modello presenta un rendimento di ciclo pari a 43,71%.

Kimzey ottiene un rendimento di ciclo maggiore rispetto al modello, sempre per le assunzioni che vengono fatte.

Kim et. al. riescono a raffreddare maggiormente rispetto al modello, per cui l'efficienza di recupero è molto alta per un ciclo a ricompressione. Il rendimento di ciclo è in linea con il modello.

Si noti che, come già concluso da Kim et. al. e in parte da Mohagheghi et. al., la frazione di portata al compressore principale tende a divenire unitaria, a dimostrazione della non convenienza del ciclo a ricompressione per cicli WHR.

Confrontando i cicli semplice rigenerativo e a ricompressione (ottimizzazione del rendimento di sistema) con Mohagheghi et. al. (fig. 3.71) si nota che per entrambi il rapporto tra la portata di massa della CO₂ e la portata dei fumi aumenta all'aumentare della temperatura della sorgente. La differenza è che mentre per Mohagheghi et. al. il ciclo a ricompressione collassa su quello semplice per temperature della sorgente minori di 430°C circa, per il modello risulta che questo collasso avviene per tutte le temperature da 400°C fino a 800°C. Lo stesso concetto è ripetuto da Kim et. al. per una temperatura di sorgente di 519,68 °C, ben superiore ai 430°C di Mohagheghi et. al.. Diverse assunzioni portano a diversi risultati.

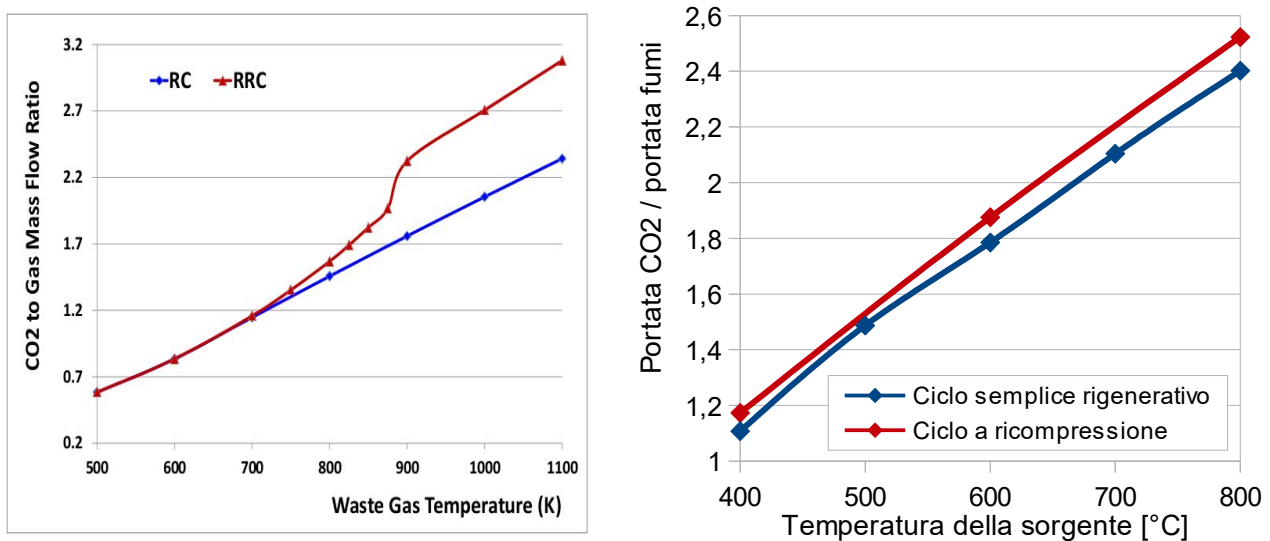


Figura 3.71. Confronto Mohagheghi et. al. con il modello

Mohagheghi et. al. osservano inoltre che la TIT ottimale e la temperatura di ingresso all'heater lato CO₂ aumentano all'aumentare della temperatura della sorgente. Questo è vero anche per il modello, sia per il ciclo semplice rigenerativo sia per il ciclo a ricompressione.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Il modello è stato confrontato con Wright et. al., Kimzey, Cho et. al. e Kim et. al.. La tabella (tab. 3.55) mostra i principali parametri.

Tabella 3.55. Ciclo cascata con singola spartizione di flusso, confronti con la letteratura

	$T_{fumi,in}$ [°C]	$T_{fumi,out}$ [°C]	T_{amb} [°C]	P_{netta} [MW]	η_{ciclo} [%]	$\Phi_{rec\ ter}$ [%]	$\eta_{sistema}$ [%]	TIT [°C]	x
Wright et. al.	538	98,55	20	8,214	24,70	85,60	21,13	483,75	0,458
Kimzey *	625	106	20	133	28,38	85,79	24,35	604,85	0,525
Kimzey *	471	106	20	14,2	25,92	80,93	20,98	450,85	0,556
Cho et. al.	580	100,3	20	118,5	32,10	85,66	27,50	551,20	0,430
Kim et. al.	519,68	101,23	20	2,68	27,64	83,74	23,15	493,70	0,430
Modello	400	114,1	20	1	19,83	75,23	14,92	350	0,500
Modello	500	114,1	20	1	23,63	80,39	19,00	450	0,400
Modello	600	114,1	20	1	26,62	83,77	22,30	550	0,350
Modello	700	114,1	20	1	28,93	86,16	24,93	650	0,310
Modello	800	114,1	20	1	30,63	87,93	26,93	750	0,280

* modello riadattato secondo le ipotesi dell'articolo per calcolare i parametri mancanti

In figura si riporta il rendimento di sistema al variare della temperatura della sorgente (fig. 3.72).

Confronto con la letteratura: ciclo cascata con singola spartizione di flusso

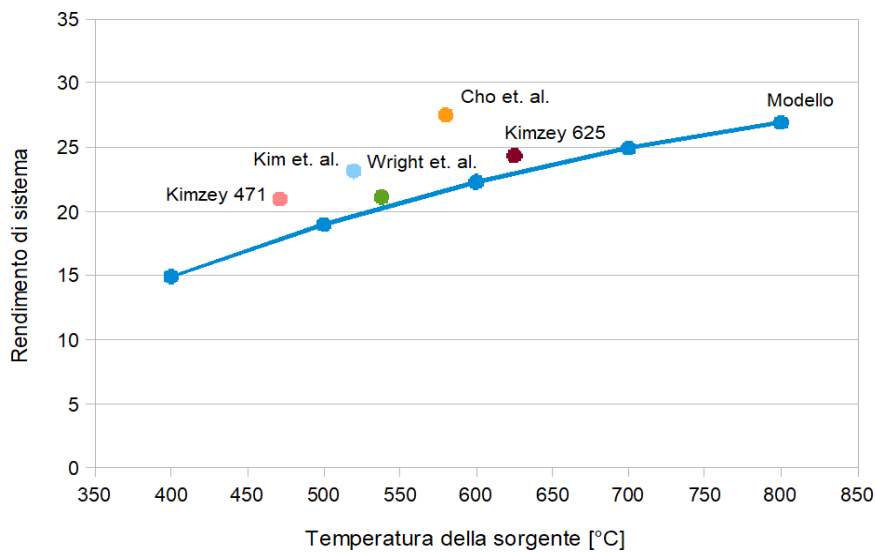


Figura 3.72. Ciclo cascata, confronto di $\eta_{sistema}$ con la letteratura

I risultati sono simili a Wright et. al. sia come rendimento di ciclo sia come efficienza del calore. Anche Kimzey presenta all'incirca gli stessi parametri di prestazione, leggermente maggiori al modello grazie alle assunzioni. Idem per Cho et. al. e Kim et. al..

Le temperature dei fumi sono simili, anche se il modello presenta una temperatura leggermente più alta. Questo è ancora dovuto alle assunzioni.

Le TIT sono tutte in linea tra loro, sia per il modello sia per gli articoli, ad eccezione di Kimzey, che considera sempre una differenza di temperatura tra $T_{fumi,in}$ e TIT pari a 20°C (il modello considera 50°C ma le temperature sono ottimizzate, non sono assunzioni).

La frazione di portata invece è leggermente superiore per gli articoli rispetto al modello in base a $T_{fumi,in}$. Per giustificarlo sono state utilizzate le ipotesi di Cho et. al. nel modello, ottenendo per $x=0,43$ un rendimento $\eta_{ciclo}= 33,18\%$ (non sono state considerate perdite di carico), che è in linea con $\eta_{ciclo}= 32,1\%$ ottenuto da Cho et. al. (per x minori i rendimenti decrescono). La conclusione a cui si arriva è che per pressioni massime di ciclo maggiori e rendimenti isoentropici di compressione ed espansione più alti la frazione di portata x ottimale è maggiore.

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

Gli articoli che analizzano questo ciclo sono solo quelli di Kimzey, Cho et. al. e Kim et. al.. In tabella vengono presentati i parametri principali (tab. 3.56).

Tabella 3.56. Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso, confronti con la letteratura

	$T_{fumi,in}$ [°C]	$T_{fumi,out}$ [°C]	T_{amb} [°C]	P_{netta} [MW]	η_{ciclo} [%]	$\Phi_{rec\ ter}$ [%]	$\eta_{sistema}$ [%]	TIT [°C]	x	y
Kimzey *	625	100	20	169	35,20	86,78	30,55	604,85	0,37	0,55
Kimzey *	471	96	20	15,2	27,00	83,15	22,45	451,10	0,42	0,60
Cho et. al.	580	65	20	139,9	35,40	91,96	32,56	556,50	0,31	0,47
Kim et. al.	519,68	78,89	20	3,23	31,72	88,21	27,98	503,17	0,50	0,34
Modello	400	95,7	20	1	22,19	80,07	17,76	350	0,35	0,56
Modello	500	95,7	20	1	25,89	84,22	21,81	450	0,34	0,51
Modello	600	95,7	20	1	28,31	86,94	24,61	550	0,31	0,44
Modello	700	95,7	20	1	30,07	88,86	26,72	650	0,29	0,39
Modello	800	95,7	20	1	31,59	90,29	28,53	750	0,26	0,34

* modello riadattato secondo le ipotesi dell'articolo per calcolare i parametri mancanti

In base a $T_{fumi,in}$ tutti i cicli di letteratura presentano rendimenti di ciclo e di sistema (fig. 3.73) maggiori rispetto al modello (di nuovo per le assunzioni) ma l'efficienza di recupero del calore è simile rispetto a Kimzey. Cho et. al. e Kim et. al. presentano un'efficienza leggermente maggiore in quanto le temperature dei fumi all'uscita sono più basse.

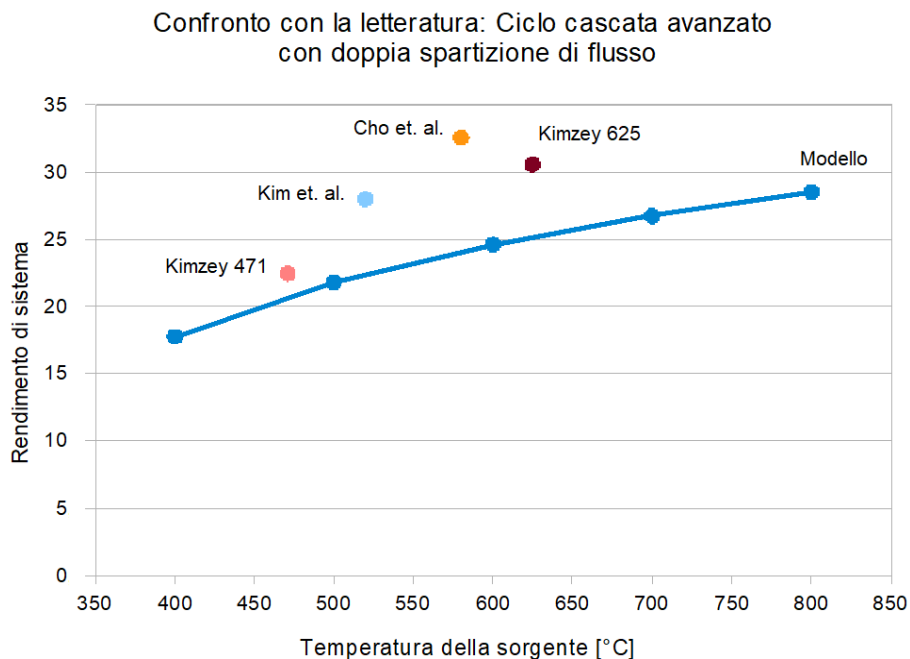


Figura 3.73. Ciclo cascata avanzato, confronto di $\eta_{sistema}$ con la letteratura

La TIT del modello a 600°C è in linea con Cho et. al., mentre Kim et. al. presenta una differenza di temperature $T_{fumi,in}$ -TIT più bassa del modello, le cui assunzioni impediscono di far scendere questo valore al di sotto dei 50°C.

Cho et. al. ed il modello a 600°C presentano la stessa x , mentre la y risulta più alta in letteratura. Si noti che y , a differenza di x , è strettamente correlata al lavoro sviluppato dalle turbine, ed una variazione nelle assunzioni influisce sulle prestazioni del ciclo.

Molto diversi sono invece i risultati di Kim et. al. se confrontati con il resto della letteratura e con il modello, che vedono una frazione x superiore ed una diminuzione marcata della y rispetto agli altri articoli.

3.6 Conclusioni

In questo capitolo è stata effettuata l'analisi termodinamica dei quattro cicli. Per riassumere i risultati si riportano i diagrammi del rendimento di sistema (fig. 3.74), rendimento di ciclo (fig. 3.75) ed efficienza di recupero del calore di scarto (fig. 3.76) al variare di $T_{fumi,in}$.

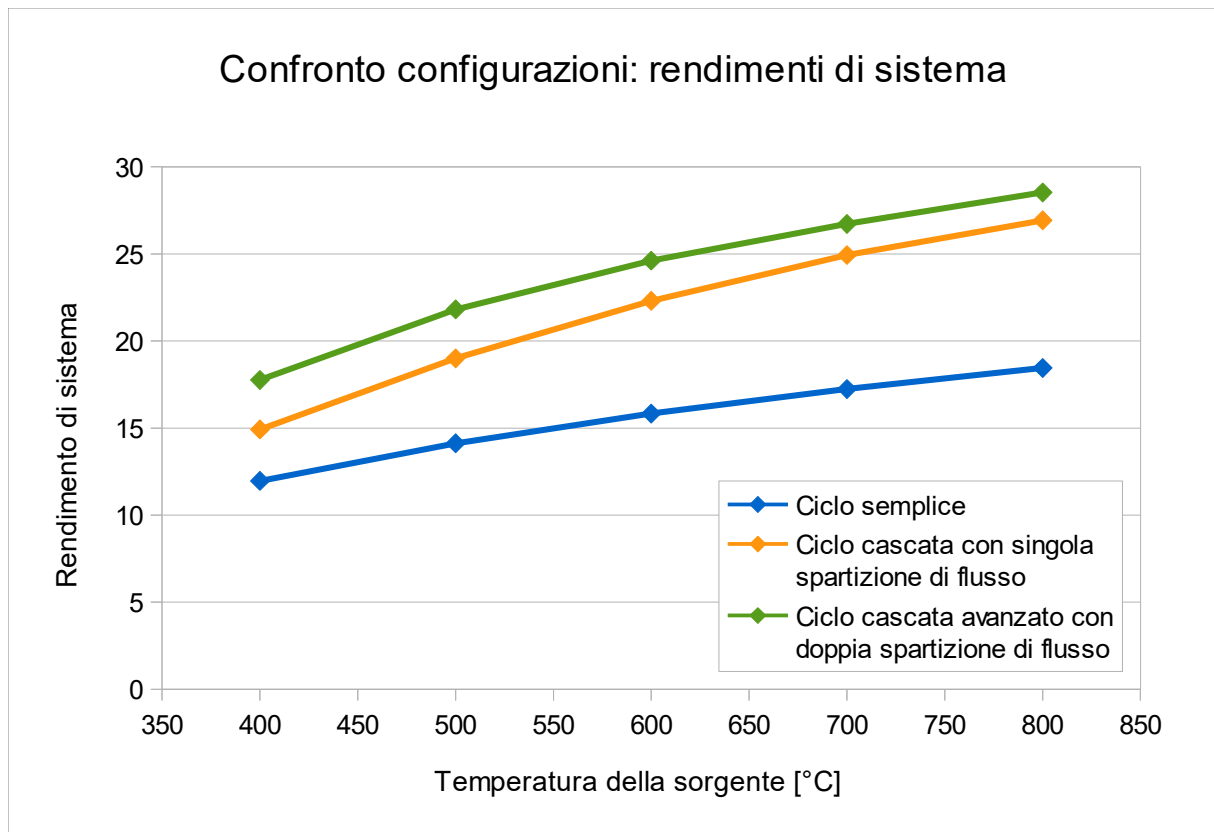


Figura 3.74. Confronto di configurazioni per il rendimento di sistema

Il ciclo semplice rigenerativo è risultato avere un rendimento di sistema abbastanza buono, anche se decisamente minore dei cicli cascata. Il rendimento di ciclo compete, soprattutto alle basse temperature, ma l'efficienza di recupero scadente lo rende un ciclo non adatto alle applicazioni WHR dal punto di vista termodinamico. Tuttavia, potrebbe costituire una buona opzione sotto l'aspetto economico.

Il ciclo a ricompressione si dimostra fin da subito, come già affermato nella letteratura,

inutilizzabile allo scopo WHR, in quanto avviene persino la snaturazione del ciclo. Pertanto nelle conclusioni non si sono presi in considerazione i risultati ottenuti ed il ciclo è stato accantonato.

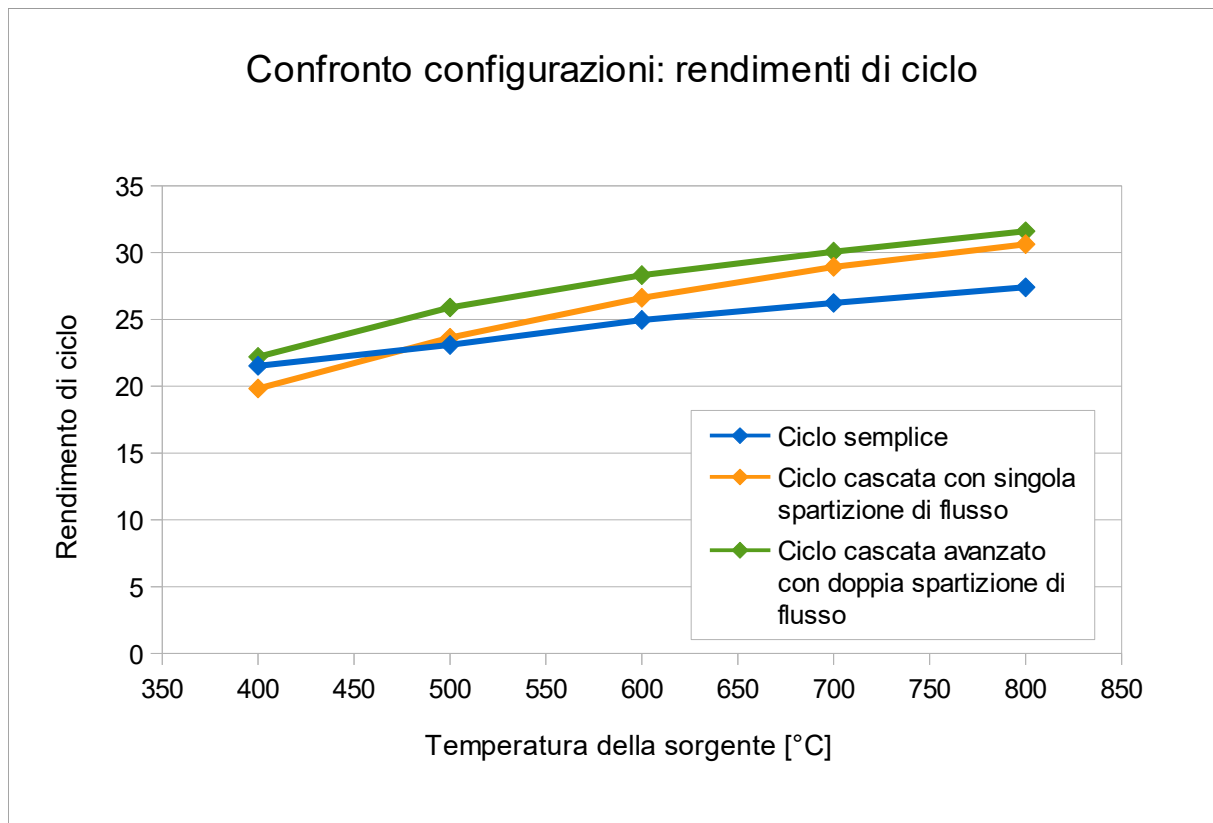


Figura 3.75. Confronto di configurazioni per il rendimento di ciclo

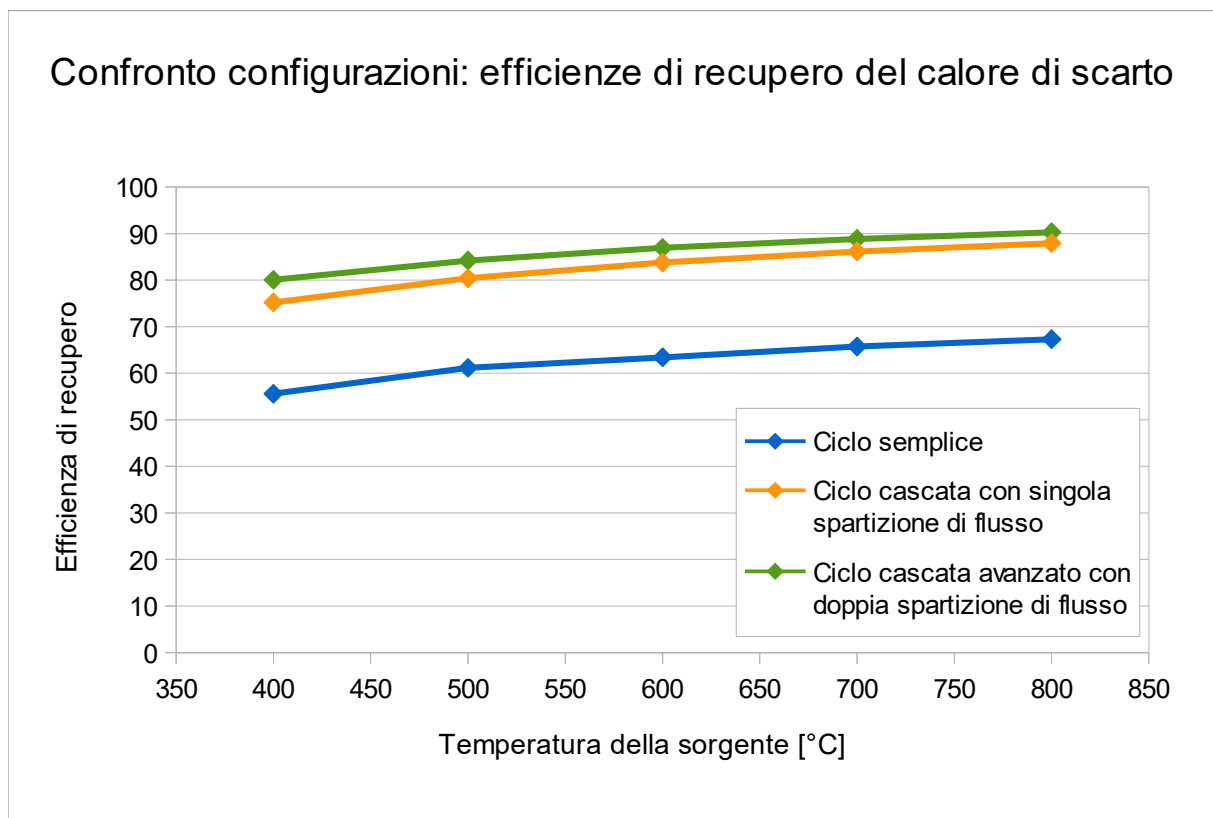


Figura 3.76. Confronto di configurazioni per l'efficienza di recupero del calore di scarto

Il ciclo cascata con singola spartizione di flusso presenta invece una buona propensione al recupero del calore, come del resto ci si aspettava. Il rendimento di sistema si distacca nettamente dal ciclo semplice grazie alla maggiore capacità di recupero del calore, che si traduce in un'elevata efficienza di recupero.

Nondimeno, è il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso quello che si rivela il migliore dal punto di vista termodinamico. Rispetto agli altri cicli infatti presenta migliori rendimenti di sistema, di ciclo ed efficienze di recupero del calore per tutte le temperature della sorgente.

Capitolo 4

Ottimizzazione economica e termoeconomica

Le soluzioni ottime termodinamiche molto spesso non vengono adottate nella pratica in quanto i costi si presentano troppo alti e talvolta non si giunge ad un risparmio di capitale. Per questo è necessario considerare anche l'aspetto economico delle configurazioni, che si basa primariamente sul calcolo dei costi dei vari componenti.

Come si vedrà nel corso del capitolo, le soluzioni ottime economiche si differenziano in modo considerevole dalle ottimizzazioni termodinamiche, rendendo ambigua la scelta del punto ottimo. Viene quindi intrapresa un'analisi termoeconomica, la quale si propone di ottimizzare contemporaneamente il rendimento di sistema ed i costi. L'ottimizzazione multi-obiettivo si serve del metodo di Pareto, tramite l'individuazione prima del fronte di Pareto e successivamente del punto ottimale, che corrisponde all'ottimo di Pareto.

4.1 Ottimizzazione economica

Nel valutare la bontà di una configurazione operante ad una determinata temperatura è necessario prendere in considerazione non solo le prestazioni di ciclo, ma anche i costi a cui è soggetto l'impianto, in particolare quelli relativi ai componenti. L'obiettivo dell'analisi economica è quello di individuare le condizioni operative che consentono di massimizzare le entrate annuali dell'impianto tenendo conto dei costi di capitale.

Nell'effettuare l'analisi si considerano dapprima le condizioni per cui i sistemi sono ottimizzati termodinamicamente, in modo da stabilire i costi correlati dei vari componenti. Successivamente si studia l'andamento del costo di investimento (che corrisponde all'andamento dell'LCOE a parità di fattore di carico) in base alla variazione dei parametri già individuati per l'ottimizzazione termodinamica. Si scopre che in alcuni casi il range per cui si ottiene un basso costo di investimento è abbastanza ampio, in altri che l'ottimo economico è molto distante dall'ottimo termodinamico.

Si cerca di stimare, a partire dai costi complessivi calcolati e dall'energia prodotta annualmente, il parametro LCOE, che varia a seconda del valore che assume il fattore di carico. Sono quindi stati presi diversi valori di quest'ultimo per studiarne l'influenza sull'LCOE.

Successivamente ci si svincola dalle condizioni di ottimo termodinamico, andando ad analizzare come il costo di investimento varia in funzione delle variabili di decisione, che diventano variabili di ottimizzazione non più termodinamica, ma economica.

Procedimento

La modalità con cui si è scelto di operare è simile a quella adottata da Wright et al., anche se consta di alcune modifiche al metodo. Un altro approccio è costituito dalla MCT (Modul Costing

Technique), le cui equazioni di costo sono presentate da Turton [Turton, 2009]. Ciononostante si è scelto di non metterla in pratica in questa tesi in quanto gli scambiatori di calore dei cicli supercritici a CO₂ sono di tipo PCHE, e non vi sono equazioni di costo per questa specifica categoria. Il lavoro di Wright et al., invece, si incentra sui cicli supercritici e per questo motivo si sono ritenute più indicate le correlazioni da loro espresse.

Scambiatori di calore

Il modello di costo degli scambiatori di calore si basa sull'assunzione che i costi siano proporzionali al prodotto U*A, dove U corrisponde al coefficiente globale di scambio termico (W/(m² K)) e A l'area dello scambiatore (m²). Sapendo che:

$$UA = \frac{q}{\Delta T_{ML}} \quad (47)$$

si deduce che il costo aumenta all'aumentare del calore scambiato e al diminuire di LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference), quest'ultimo in quanto i profili si avvicinano e lo scambio termico richiede un'area più ampia.

La differenza con Wright consiste nel considerare non solo le temperature iniziali e finali degli scambiatori, ma anche quelle intermedie mediante la suddivisione precedentemente effettuata. Per ciascun segmento di uno scambiatore viene calcolato LMTD e, successivamente, si considera lo scambiatore completo:

$$\frac{1}{\Delta T_{ML}} = \frac{1}{q} \sum_{i=1}^n \frac{q_i}{(\Delta T_{ML})_i} \quad (48)$$

dove q_i e ΔT_{MLi} si riferiscono al singolo segmento, q è il calore totale scambiato e ΔT_{ML} è LMTD complessivo. Si ottengono i valori di UA per ogni scambiatore.

Turbomacchine

Nel valutare i costi relativi alle turbomacchine, Wright fa riferimento solamente alla potenza netta in uscita, non distinguendo quindi, a parità di potenza, tra un sistema semplice e un sistema composto da più turbomacchine. Per ovviare a questo problema si è scelto di considerare lo stesso costo presentato da Wright ma suddividendolo in compressore e turbina, in modo che risultino costi maggiori per sistemi più complessi.

Nel confrontare questi risultati con il Turton i costi del compressore risultano più bassi per Wright in quanto Turton considera solamente compressori tradizionali. I compressori dei cicli supercritici invece, lavorando vicino al punto critico, non sono poi così dissimili dalle pompe, che hanno un costo inferiore rispetto ai compressori. Il costo della turbina invece è in linea con il Turton.

Le basi di costo per i vari componenti sono elencati nella tabella (tab. 4.1).

Tabella 4.1. Costo specifico dei componenti [riadattato da Wright et al.]

Descrizione del componente		Costo specifico del componente	
Heater	Costo/UA	5000	\$/ (kW _{th} /K)
Recuperatore	Costo/UA	2500	\$/ (kW _{th} /K)
Cooler	Costo/UA	1700	\$/ (kW _{th} /K)
Compressore	Costo/Potenza	1000	\$/kW _{el}
Turbina	Costo/Potenza	1000	\$/kW _{el}

Il costo delle turbomacchine include i componenti ausiliari, il generatore, le tubazioni, i sistemi di controllo e tutti quei componenti che si rendono necessari per l'effettivo funzionamento dell'impianto.

Il costo specifico di ogni componente viene moltiplicato per UA (nel caso degli scambiatori) o per la potenza elettrica (nel caso di turbine e compressori). La somma dei risultati fornisce il costo di investimento di base (CI) che, diviso per la potenza netta (1000 kW), consente di ottenere il costo specifico di investimento (SIC).

Tramite il costo di investimento è possibile calcolare il parametro LCOE (Levelized Cost of Energy). Per farlo si deve tenere conto del CRF (Capital Recovery Factor) e della produzione annuale di energia E_{annuale} , nonché di una maggiorazione del 2% che tiene conto dei costi operativi principali (Operation & Maintenance).

L'LCOE è quindi calcolato come:

$$LCOE = \frac{(CRF + 0,02) CI}{E_{\text{annuale}}} \quad (49)$$

Seguendo le ipotesi di Wright si considera un tasso di interesse i del 5% e una durata di vita n dell'impianto pari a 20 anni.

Il CRF viene calcolato come:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (50)$$

da cui, imponendo i e n , si ottiene $CRF=0,08024$.

Considerando la potenza netta di 1 MW come potenza media nell'arco di un anno, l'energia prodotta annualmente dipende da P_{netta} e dal fattore di carico:

$$E_{\text{annuale}} = P_{\text{netta}} \cdot f_c \cdot 8760 \quad (51)$$

Considerando un determinato fattore di carico, E_{annuale} è costante, il che rende LCOE direttamente proporzionale a CI.

Considerazioni iniziali

Le condizioni termodinamiche influenzano enormemente il costo dei componenti, a partire dalle variabili estensive (portate di massa in particolare) e dagli scambi termici che avvengono negli scambiatori.

Il modo in cui i profili termici in uno scambiatore si dispongono tra loro determina la bontà dello scambio, in particolare quando risultano ben appaiati e con ΔT piccoli tra loro. Tuttavia, tale prestazione determina ΔT_{ML} molto bassi, con conseguente aumento del fattore UA (scambiando la stessa quantità di calore). Questo comporta, a parità di U , aree più grandi e scambiatori ad elevata superficie, quindi costi maggiori.

D'altra parte, componenti come turbine e compressori vedono una diminuzione dei loro costi all'aumentare del rendimento di ciclo in quanto, a parità di potenza netta, il compressore richiede meno potenza ed entrambe le turbomacchine devono essere dimensionate per una capacità inferiore.

4.1.1 Analisi economica delle soluzioni ottimizzate

Per ogni soluzione ottimizzata sono stati calcolati i parametri economici in modo da ottenere tutti i costi, sia relativi ai componenti che totali. Risultato di questa analisi sono gli indici CI e SIC di ogni soluzione.

Ciclo semplice

In tabella (tab. 4.2) vengono illustrati tutti i parametri chiave per la definizione del costo di investimento.

Tabella 4.2. Indici economici del ciclo semplice ottimizzato alle diverse temperature

Parametri	U.M.	Ciclo semplice ottimizzato a diverse temperature		
		$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
		TIT=300°C	TIT=370°C	TIT=430°C
$\Delta T_{ML,heater}$	K	72,13	118	159,9
UA_{heater}	kW/K	64,43	33,96	22,82
Costo Heater	k\$	322,168	169,821	114,122
$\Delta T_{ML,recuperatore}$	K	26,4	38,8	49,08
$UA_{recuperatore}$	kW/K	133,4	101,8	86,25
Costo Recuperatore	k\$	333,584	254,5	215,631
$\Delta T_{ML,cooler}$	K	19,47	19,95	20,35
UA_{cooler}	kW/K	182,7	146,6	126,4
Costo Cooler	k\$	310,665	249,211	214,872
$P_{compressore}$	kW	501	400	344
Costo Compressore	k\$	501,341	400,188	343,747
$P_{turbina}$	kW	1501	1400	1344
Costo Turbina	k\$	1501,341	1400,188	1343,747
CI	k\$	2969,099	2473,908	2232,119
SIC	k\$/kW	2,969099	2,473908	2,232119

Per tutti gli scambiatori di calore si assiste ad un allontanamento dei profili degli scambiatori, come già osservato nella sezione termodinamica. Questo si ripercuote sull'economia tramite ΔT_{ML} più alti, responsabili della diminuzione di UA. I costi quindi si riducono notevolmente. Anche compressori e turbine vedono una diminuzione del loro costo, e ciò è dovuto alla riduzione della potenza dei singoli componenti grazie al miglior "back-to-work ratio" (rapporto tra il lavoro di compressione ed il lavoro di espansione) ottenuto a temperature più elevate. In conclusione tutti i costi diminuiscono all'aumentare della temperatura.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Lo stesso schema è stato replicato per la prima delle configurazioni di tipo cascata (tab. 4.3). Il ciclo a ricomprensione non è stato preso in considerazione perché, nella sezione termodinamica, è già risultato chiaro come questo non convenga nemmeno se paragonato al ciclo semplice.

Tabella 4.3. Indici economici del ciclo cascata a singola spartizione di flusso ottimizzato alle diverse temperature

		Ciclo cascata con singola spartizione di flusso		
		$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
		TIT=350°C	TIT=550°C	TIT=750°C
Parametri	U.M.	x=0,5	x=0,35	x=0,28
$\Delta T_{ML,heater}$	K	68,22	74,01	74,74
UA_{heater}	kW/K	73,93	50,75	43,69
Costo Heater	k\$	369,662	253,774	218,452
$\Delta T_{ML,recuperatoreBT}$	K	8,396	15,49	25,91
$UA_{recuperatoreBT}$	kW/K	215,8	191,2	131,3
Costo Recuperatore BT	k\$	539,449	477,93	328,36
$\Delta T_{ML,recuperatoreAT}$	K	17,47	45,56	78,94
$UA_{recuperatoreAT}$	kW/K	82,91	27,59	16,07
Costo Recuperatore AT	k\$	207,274	68,985	40,183
$\Delta T_{ML,cooler}$	K	20,14	19,82	20,22
UA_{cooler}	kW/K	196,3	135,1	108,4
Costo Cooler	k\$	333,644	229,598	184,221
$P_{compressore}$	kW	534,8	369,2	295,1
Costo Compressore	k\$	534,796	369,17	295,053
$P_{turbina1}$	kW	898	606,5	491
Costo Turbina 1	k\$	897,959	606,485	491,035
$P_{turbina2}$	kW	636,8	762,7	804
Costo Turbina 2	k\$	636,837	762,685	804,018
CI	k\$	3519,621	2768,627	2361,322
SIC	k\$/kW	3,519621	2,768627	2,361322

Anche in questo caso si assiste ad una diminuzione generale dei costi associati ai componenti all'aumentare della temperatura, nonché al costo complessivo di investimento. Unica eccezione è costituita dalla seconda turbina, per la quale tuttavia è normale un andamento del genere: x diminuisce, indirizzando una maggior frazione di portata alla suddetta turbina. In tutti gli altri casi i costi si riducono all'aumentare della temperatura perché risulta più facile produrre 1MW di potenza netta avendo a disposizione temperature della sorgente più elevate.

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

L'ultimo ciclo considerato non presenta discrepanze rispetto ai due casi già considerati, eccetto un costo nettamente più alto per la temperatura dei fumi più bassa (tab. 4.4).

Tabella 4.4. Indici economici del ciclo cascata avanzato a doppia spartizione di flusso ottimizzato alle diverse temperature

		Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso		
		$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
		TIT=350°C	TIT=550°C	TIT=750°C
		x=0,35	x=0,31	x=0,26
Parametri	U.M.	y=0,56	y=0,44	y=0,34
$\Delta T_{ML,heater1}$	K	55,02	67,2	73,14
$UA_{heater1}$	kW/K	23,47	23,97	18,05
Costo Heater 1	k\$	117,345	119,833	90,25
$\Delta T_{ML,heater2}$	K	55,68	50,15	48,5
$UA_{heater2}$	kW/K	57,76	38,32	38,04
Costo Heater 2	k\$	288,817	191,623	190,219
$\Delta T_{ML,recuperatoreBT}$	K	4,82	20,44	32,44
$UA_{recuperatoreBT}$	kW/K	553,2	178,3	118,6
Costo Recuperatore BT	k\$	1383	445,663	296,482
$\Delta T_{ML,recuperatoreAT}$	K	8,91	24,19	59,25
$UA_{recuperatoreAT}$	kW/K	162,7	42,44	19,61
Costo Recuperatore AT	k\$	406,774	106,106	49,014
$\Delta T_{ML,cooler}$	K	16,15	17,39	18
UA_{cooler}	kW/K	161,2	110,1	91,52
Costo Cooler	k\$	274,008	187,136	155,591
$\Delta T_{ML,intercooler}$	K	15,03	15,03	15,03
$UA_{intercooler}$	kW/K	54,61	36,28	29,86
Costo Intercooler	k\$	92,84	61,682	50,759
$P_{compressore1}$	kW	125	83,05	68,35
Costo Compressore 1	k\$	125,004	83,052	68,345
$P_{compressore2}$	kW	291,3	193,6	159,3
Costo Compressore 2	k\$	291,333	193,561	159,284
$P_{turbina1}$	kW	880,4	642,4	517,3
Costo Turbina 1	k\$	880,438	642,42	517,285
$P_{turbina2}$	kW	535,9	634,2	710,3
Costo Turbina 2	k\$	535,898	634,193	710,344
CI	k\$	4395,457	2665,269	2287,573
SIC	k\$/kW	4,395457	2,665269	2,287573

Confronto dei costi delle diverse configurazioni

Considerando varie configurazioni di ciclo diviene inevitabile il confronto dei risultati, in particolare del CI (tab. 4.5).

Tabella 4.5. Confronto del costo di investimento ottenuto per le diverse configurazioni al variare della temperatura

*tutto in M\$	T_fumi in		
	400°C	600°C	800°C
Ciclo semplice	2,969	2,474	2,232
Cascata con singola spartizione di flusso	3,52	2,769	2,361
Cascata avanzato con doppia spartizione di flusso	4,395	2,665	2,288

Singoli cicli a diverse temperature

In tutti i casi il costo di investimento diminuisce se la temperatura dei fumi aumenta. Questo perché si ragiona a parità di potenza, e le prestazioni sono migliori nei casi a 800°C. Si riduce la portata di massa e diminuisce il rapporto $P_{\text{compressore}}/P_{\text{turbina}}$, per cui la potenza di progetto di tutte le turbomacchine si riduce. Allo stesso modo il calore agli scambiatori in genere diminuisce mentre LMTD aumenta, e ciò riduce UA diminuendo i costi.

Diverse configurazioni alla stessa temperatura

Il caso a 400°C è il più semplice. Come ci si aspetta, il costo aumenta (e di una buona frazione) in modo proporzionale alla complessità della struttura. Quindi, con temperature della sorgente così basse non conviene complicare la configurazione.

Il caso a 600°C è stato confrontato con il lavoro di Wright (il quale però considera solamente i primi due cicli tra quelli proposti). Si osserva che la differenza tra il ciclo semplice e il primo cascata consta di circa 300'000 \$ in più per la seconda configurazione. In proporzione ciò è vero anche per Wright. Tra il ciclo cascata a singola spartizione di flusso e il ciclo cascata avanzato, invece, il costo diminuisce di 100'000 \$. Questo succede perché sebbene il numero di componenti sia maggiore, nel calcolo del costo la parte preponderante riguarda la potenza alle turbomacchine. Il ciclo cascata avanzato presenta una potenza complessiva di 1553 kW, l'altro di 1738 kW (ciò è dovuto alla differenza di rendimento), perciò conviene il primo rispetto a quest'ultimo. Nel ciclo semplice invece tale valore è di circa 1800 kW (il che porta a pensare che costi di più), ma UA_{heater} e $UA_{\text{recuperatore}}$ sono dimezzati rispetto ai cicli cascata (causa maggiori LMTD) e ciò riduce i costi. Queste osservazioni potrebbero cambiare considerando correlazioni come quelle del Turton.

In conclusioni il costo delle turbomacchine è maggiore nel caso semplice, ma il costo degli scambiatori è molto basso rispetto ai cicli cascata.

Un simile ragionamento può essere fatto per i casi a 800°C.

Il comportamento sopra descritto non si applica al caso a 400°C perché nel ciclo cascata avanzato lo scambio termico dei recuperatori presenta LMTD molto piccoli e ciò incrementa notevolmente UA. Il costo complessivo quindi aumenta.

4.1.1.1 Trend dell'LCOE al variare del fattore di carico per le soluzioni ottimizzate termodinamicamente

Una volta calcolato il costo di investimento per ogni ciclo e ad ogni temperatura si vuole analizzare la variazione di LCOE in base al fattore di carico.

Il fattore di carico f_c è un parametro che corrisponde al rapporto tra l'energia effettivamente prodotta e l'energia che si sarebbe potuta produrre se l'impianto avesse funzionato per lo stesso periodo di tempo a potenza nominale. Maggiore è il suo valore e minore sarà LCOE.

Si sono considerati valori del fattore di carico pari a 0,4, 0,6, 0,8 e 0,95. I risultati sono espressi nelle seguenti tabelle (tab. 4.6).

Tabella 4.6. LCOE [\$/kWh] calcolati per varie configurazioni a diverse temperature della sorgente

Fattore di carico	Ciclo semplice ottimizzato a diverse temperature		
	$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
0,4	0,0001	0,0001	0,0001
0,6	0,0001	0,0000	0,0000
0,8	0,0000	0,0000	0,0000
0,95	0,0000	0,0000	0,0000

Fattore di carico	Ciclo cascata con singola spartizione di flusso		
	$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
0,4	0,0001	0,0001	0,0001
0,6	0,0001	0,0001	0,0000
0,8	0,0001	0,0000	0,0000
0,95	0,0000	0,0000	0,0000

Fattore di carico	Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso		
	$T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$	$T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$
0,4	0,0001	0,0001	0,0001
0,6	0,0001	0,0001	0,0000
0,8	0,0001	0,0000	0,0000
0,95	0,0001	0,0000	0,0000

I grafici seguenti illustrano il modo in cui varia LCOE in base alla configurazione (fig. 4.1, 4.2 e 4.3). All'aumentare del fattore di carico, per una stessa configurazione e temperatura LCOE diminuisce significativamente e in modo inversamente proporzionale a f_c .

Per uno stesso fattore di carico, stessa configurazione e temperatura diversa LCOE cala in modo non lineare, in quanto il costo di investimento è influenzato dalle prestazioni termodinamiche. È già stato fatto notare nella parte termodinamica che la variazione dei parametri non è lineare con la temperatura della sorgente (in particolare il rendimento e le portate di massa circolanti).

Infine, per uno stesso fattore di carico, diversa configurazione e temperatura costante si possono fare le stesse considerazioni riguardanti il CI.

L'LCOE a diverse temperature risulta più ravvicinato in corrispondenza del ciclo semplice rispetto agli altri due cicli, ad indicazione che la convenienza di questa configurazione è più spiccata a temperature minori. La maggior variazione del ciclo cascata avanzato, in special modo tra i 400°C e i 600°C, indica invece la convenienza di questo ciclo alle alte temperature, per le quali l'LCOE si riduce molto. Questa brusca diminuzione consente al ciclo cascata avanzato di abbassare l'LCOE al di sotto del ciclo cascata a singola spartizione di flusso.

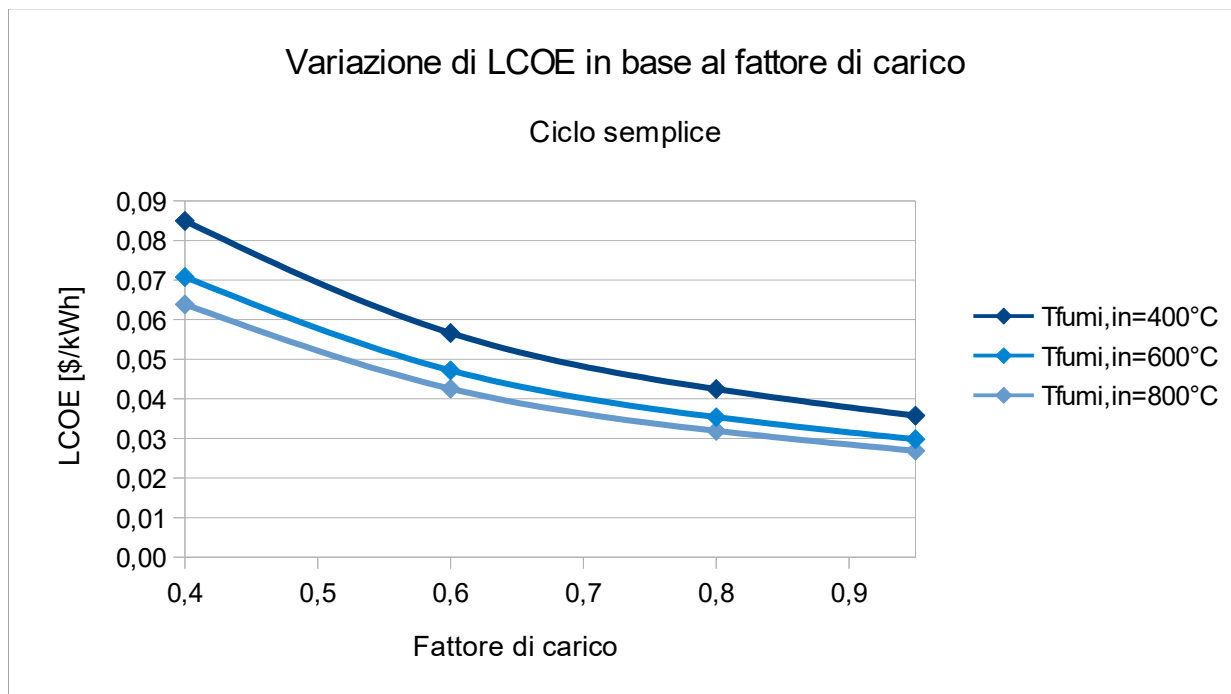


Figura 4.1. LCOE - fc per il ciclo semplice a diverse temperature

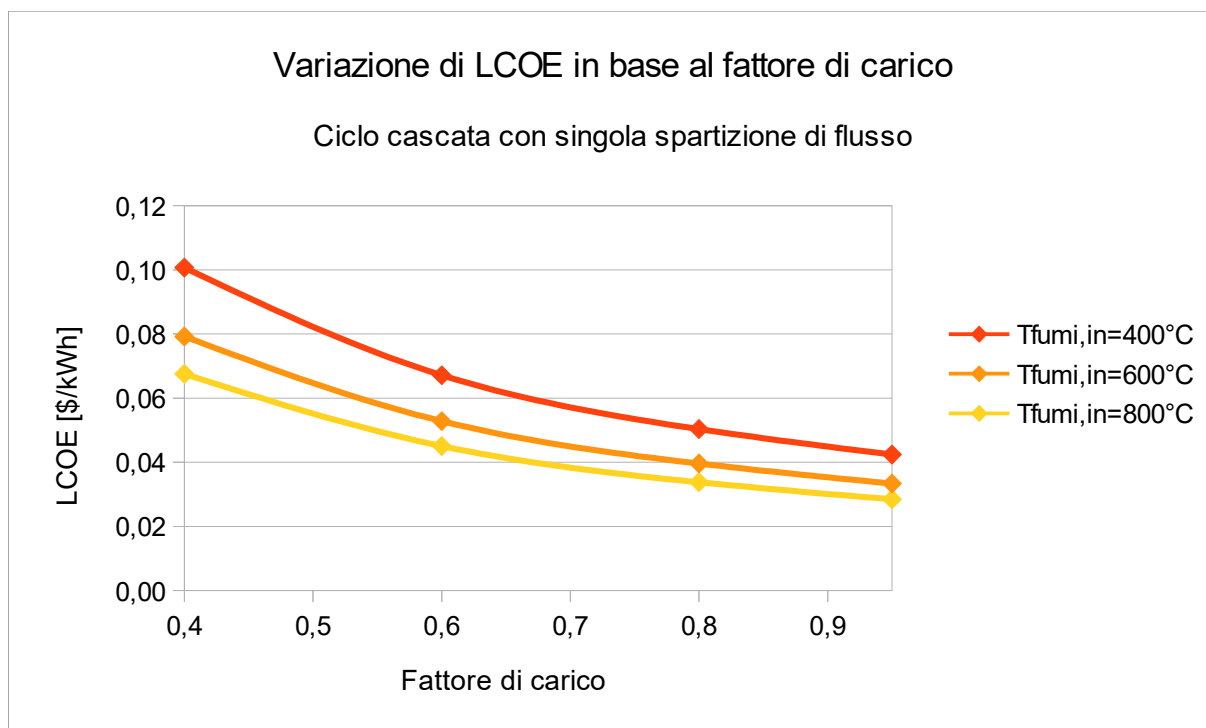


Figura 4.2. LCOE - fc per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a diverse temperature

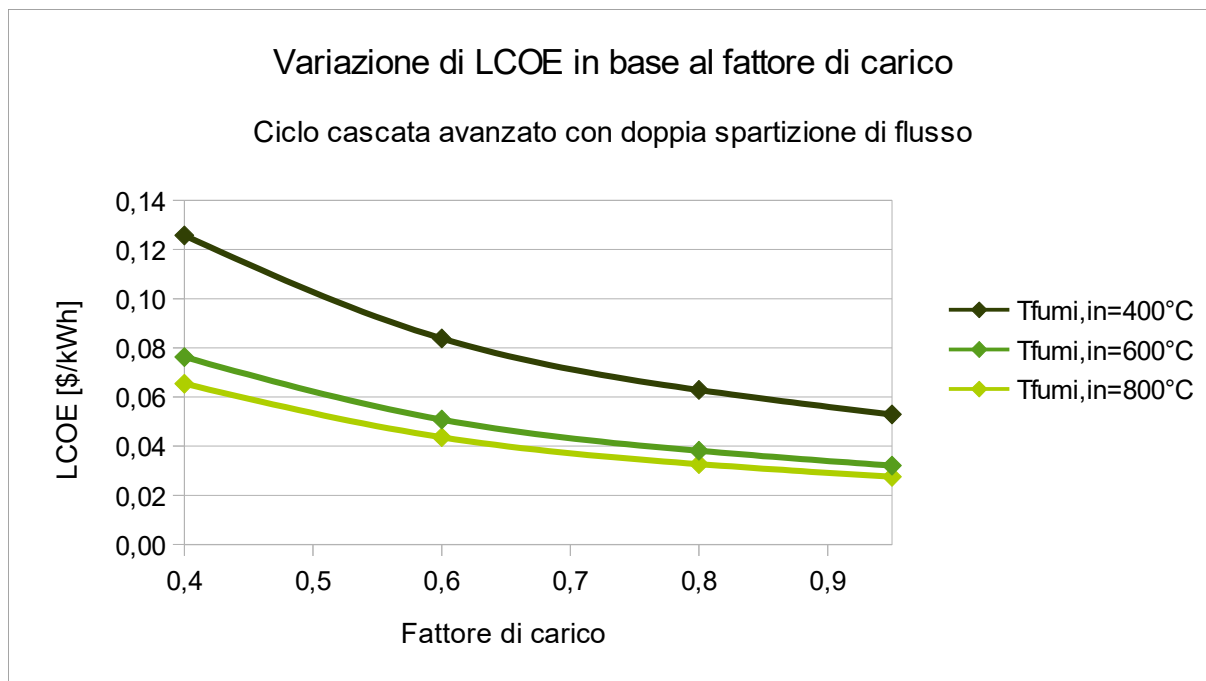


Figura 4.3. LCOE - f_c per il ciclo cascata avanzato a doppia spartizione di flusso a diverse temperature

4.1.2 Ottimizzazione economica delle configurazioni al variare dei parametri di decisione

Una volta analizzate nel dettaglio le configurazioni ottimizzate termodinamicamente risulta interessante operare un'altra ottimizzazione, di tipo economico. I parametri che vengono lasciati variare a tal fine sono gli stessi dell'analisi termodinamica, ma come si vedrà i risultati sono molto diversi.

Ciclo semplice

L'unico parametro di decisione è costituito dalla TIT, la cui variazione modifica sia i parametri termodinamici che economici. Al variare della TIT si considera sempre una potenza netta di 1 MW.

400°C

Si è andato a studiare il costo complessivo di investimento e quello dei singoli componenti, in modo da capire come ciascuno di essi influenza il risultato. Servendosi di una tabella parametrica si ottiene il seguente grafico (fig. 4.4). L'intervallo di discretizzazione è di 10°C.

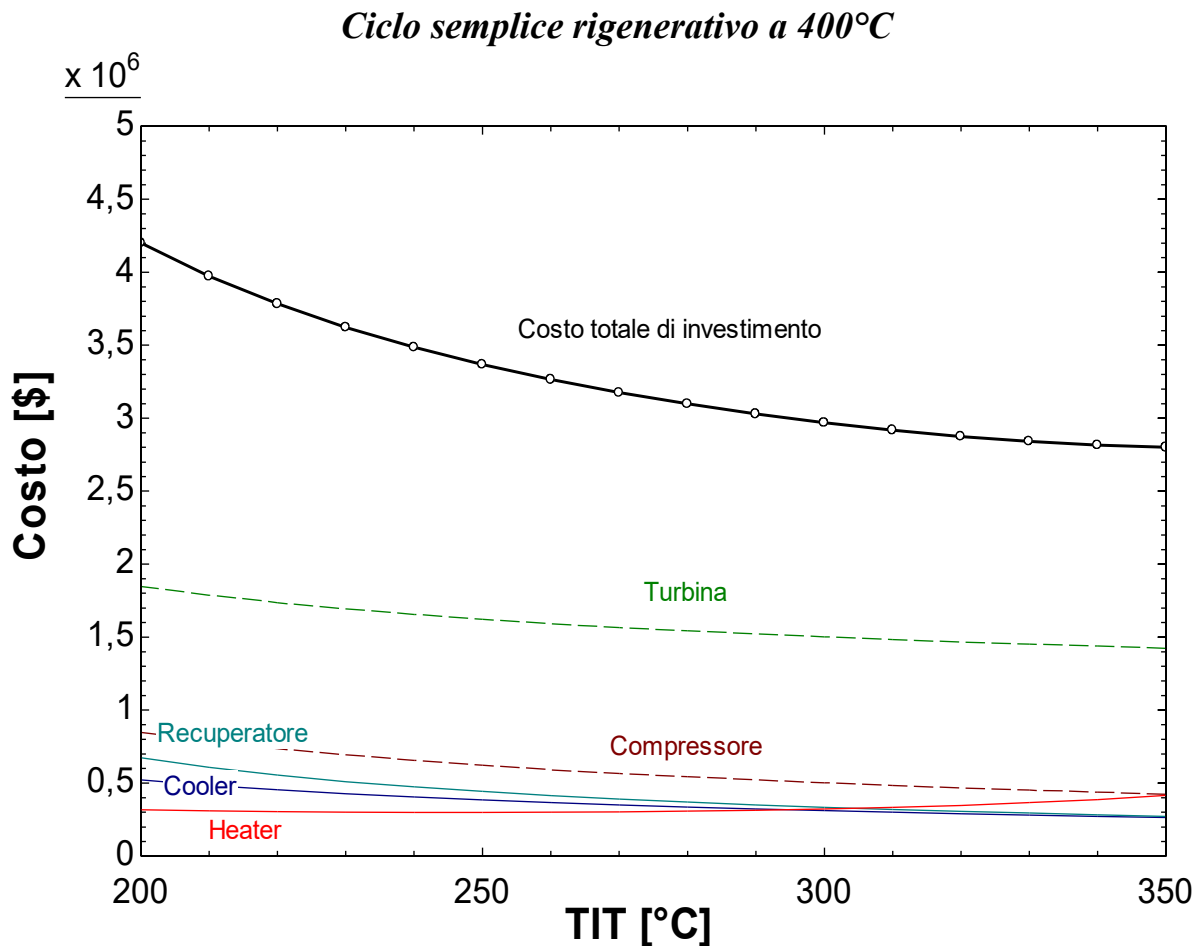


Figura 4.4. Variazione dei costi rispetto a TIT per il ciclo semplice a 400°C

Si nota una progressiva diminuzione del costo complessivo, data dalla somma dei suoi componenti. Il costo della turbina rappresenta circa la metà del CI, seguita dal compressore. Entrambi questi

costi diminuiscono leggermente all'aumentare della temperatura, e ciò è dovuto alla riduzione della portata di massa della CO₂ nel circuito. Recuperatore e cooler presentano un andamento decrescente: al diminuire della temperatura il calore scambiato nel recuperatore diminuisce, tuttavia diminuisce anche LMTD per cui nel risultato si assiste ad un aumento del costo (e di UA). Nel cooler UA aumenta dato che, al diminuire della temperatura, q aumenta e LMTD diminuisce. Invece per l'heater si assiste ad un generale aumento del costo all'aumentare della temperatura: sebbene il calore scambiato diminuisca prevale l'effetto della diminuzione di LMTD.

In generale il costo di investimento si riduce progressivamente all'aumentare di TIT, e questa diminuzione si fa meno spiccata alle alte temperature a causa dell'heater. Il valore ottimale si riscontra a TIT=350°C, per cui CI=2,8 M\$. Questa condizione differisce dall'ottimo termodinamico, e il rendimento di sistema corrisponde a 11,45%, che risulta inferiore di 0,51% rispetto all'ottimo termodinamico (11,96%).

600°C

Il caso a 600°C non presenta delle differenze sostanziali, rispetto al caso precedente, per ciò che riguarda gli andamenti dei vari indici al variare di TIT (fig. 4.5). L'intervallo di discretizzazione è di 10°C.

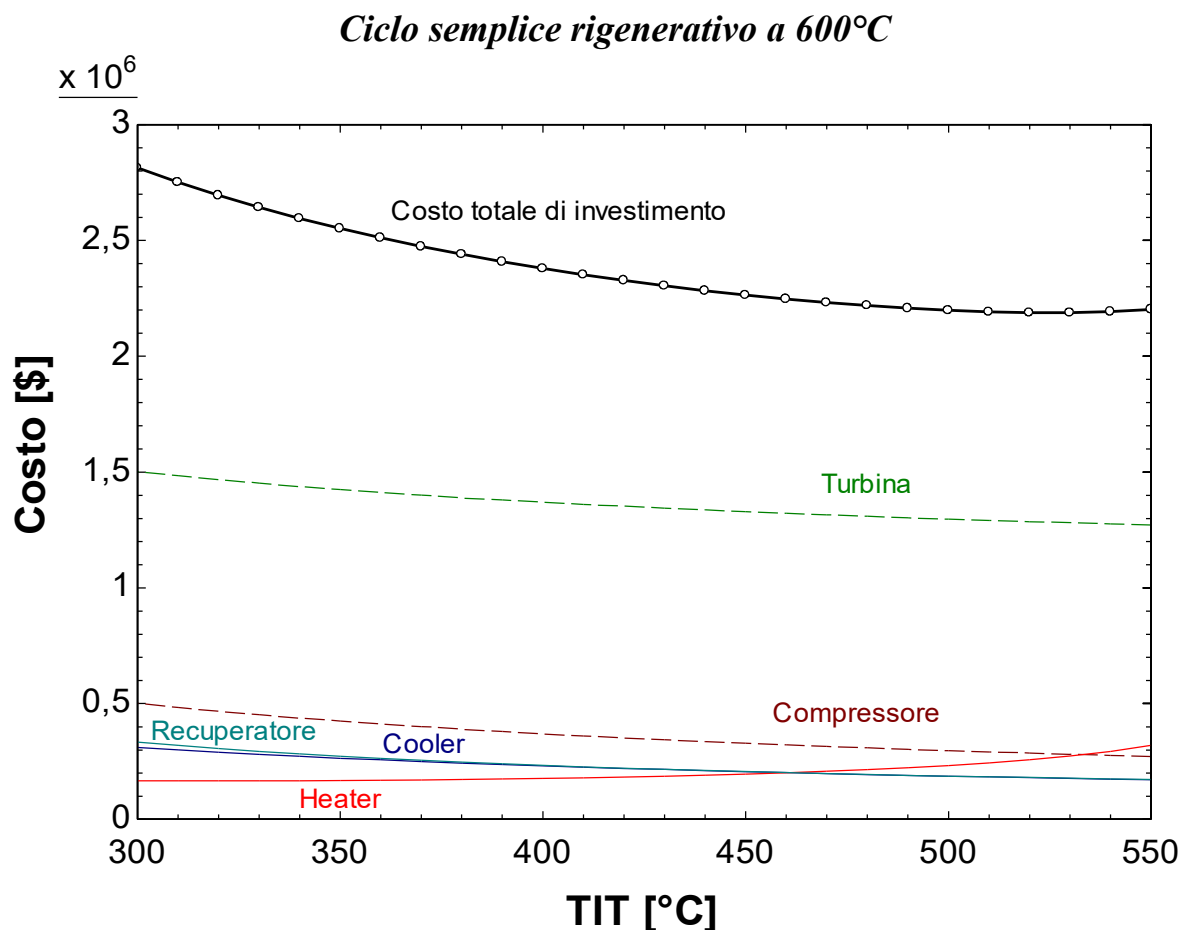


Figura 4.5. Variazione dei costi rispetto a TIT per il ciclo semplice a 600°C

In questo caso il minimo CI non si ottiene per la massima TIT perché il comportamento dell'heater risulta lievemente più marcato, al punto da diventare predominante sugli altri componenti. Il minimo corrisponde a 2,19 M\$ e si ottiene per valori di TIT compresi tra 520-530°C, per i quali il rendimento di sistema risulta essere 13,39-13,10%, che risultano inferiori all'ottimo termodinamico (15,83%) di 2,44-2,73%.

800°C

In figura (fig. 4.6) vengono illustrati ancora una volta gli andamenti. L'intervallo di discretizzazione è di 10°C.

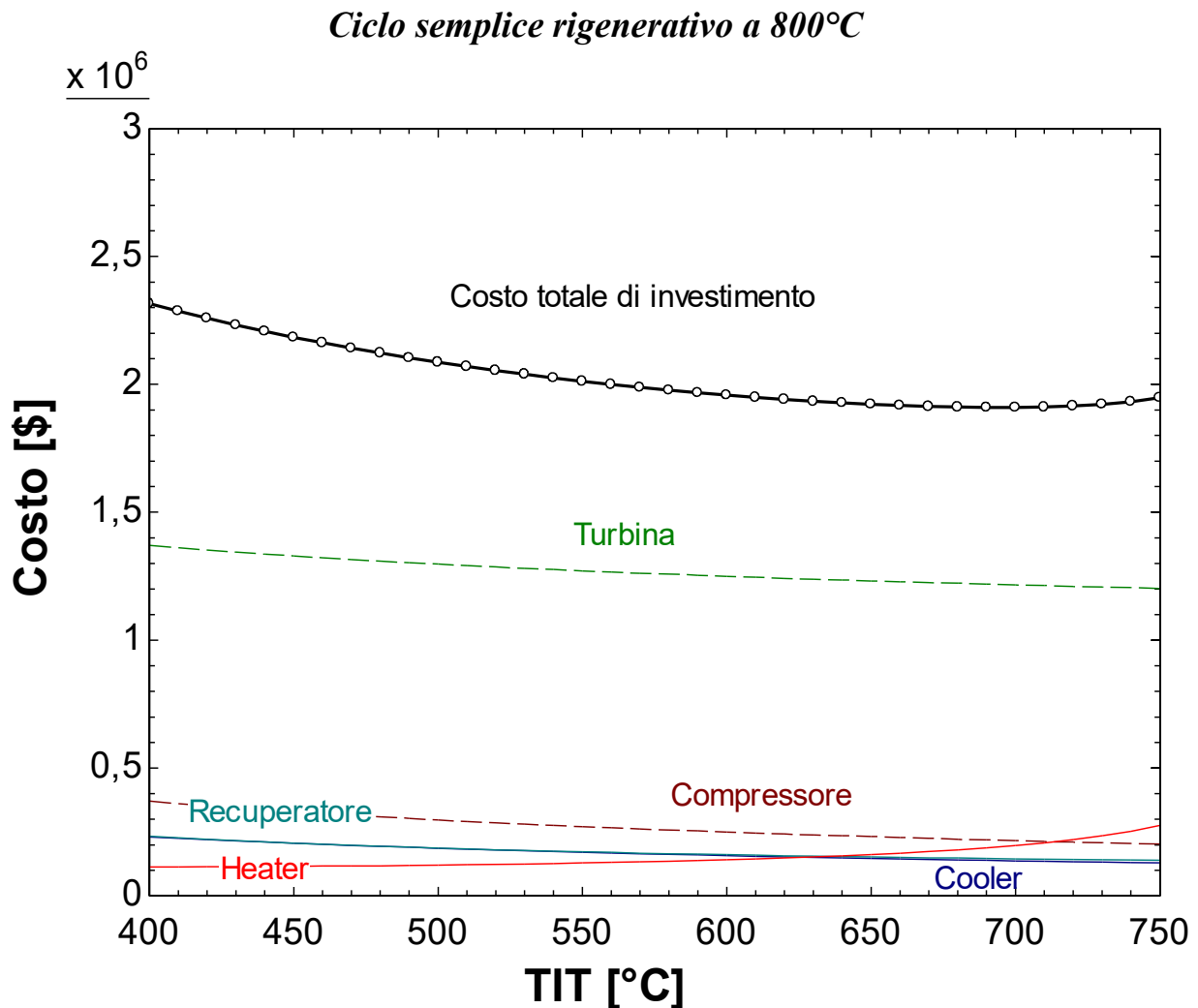


Figura 4.6. Variazione dei costi rispetto a TIT per il ciclo semplice a 800°C

Il minimo della funzione CI si ottiene per TIT=690-700°C ed è di 1,91 M\$. Il rendimento di sistema in corrispondenza di quei valori è 14,04-13,75%, ovvero 4,41-4,70% in meno rispetto all'ottimo termodinamico (18,45%).

Confronto e considerazioni

Si noti come l'ottimo valore di CI diminuisce all'aumentare della temperatura dei fumi, riducendosi di circa 1 M\$ dal primo (400°C) all'ultimo caso (800°C). Operando ad un'alta temperatura i valori di rendimento complessivo sono più alti. La TIT di ottimo economico inoltre diminuisce in proporzione all'aumentare di $T_{fumi,in}$ (varia da 350°C a 520-530°C fino a 690-700°C).

In tutti i casi considerati l'ottimo economico si riscontra per una TIT maggiore di quella di ottimo termodinamico. Poiché si sta ragionando a parità di potenza in uscita, CI, scalato di un fattore 1000, corrisponde anche al costo specifico di investimento. La conclusione del ciclo semplice è quindi che, dal punto di vista economico, conviene operare ad una TIT più alta di quella di massimo rendimento di sistema.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Per questa configurazione sono stati fatti variare TIT e x (frazione di portata che scorre nell'heater). I risultati sono suddivisi per casi.

400°C

L'andamento di CI è stato riportato in un diagramma a curve di livello che illustra la sua variazione in funzione delle variabili di decisione (fig. 4.7). L'intervallo di discretizzazione è di 5°C per TIT e 0,02 per x.

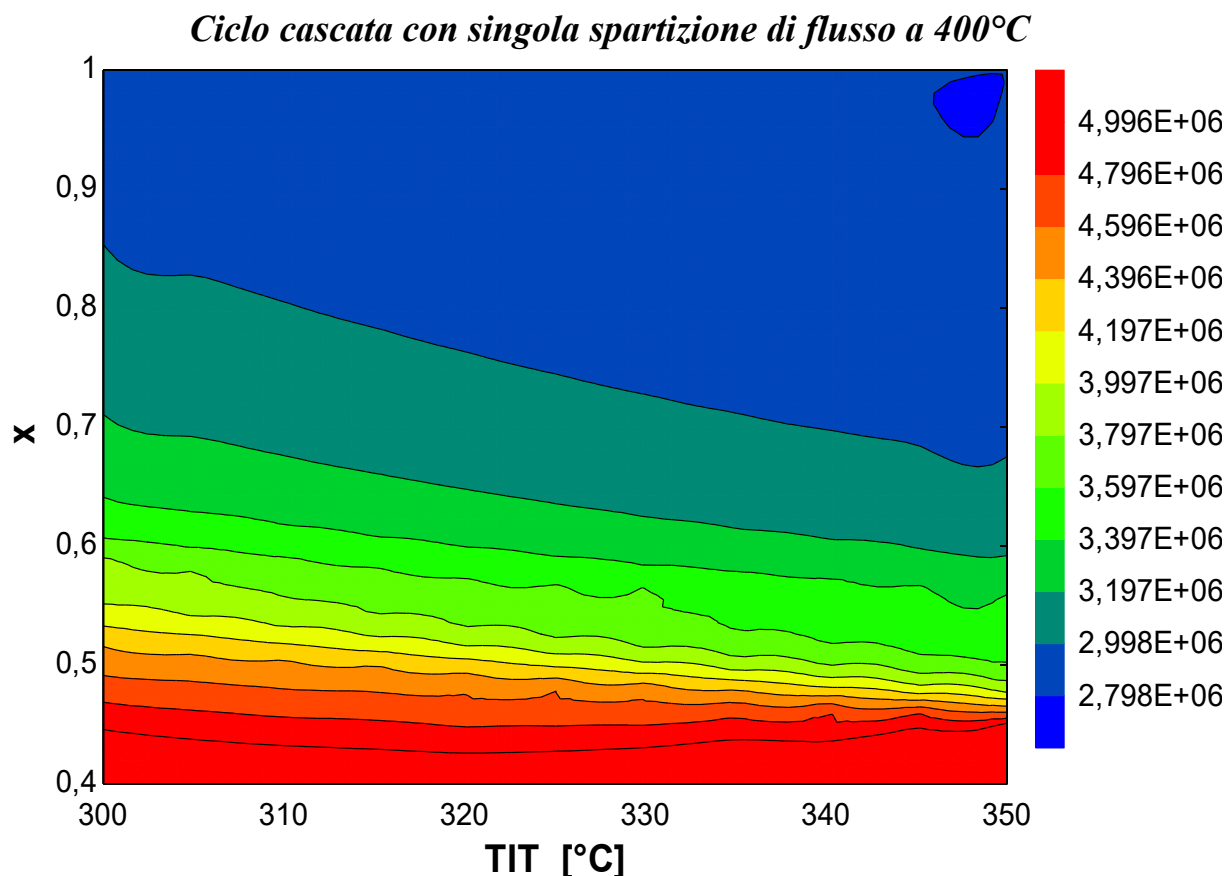


Figura 4.7. Variazione di CI rispetto a TIT e x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 400°C

L'indice CI è molto soggetto alla variazione di x, mentre risente in misura minore di TIT. In corrispondenza di valori intermedi le curve risultano più ravvicinate tra loro, ad indicare una maggiore pendenza e variazione di CI. In corrispondenza di x elevati, invece, si riscontra una zona piatta dove il costo viene minimizzato.

Il valore di costo minimo si ottiene per TIT e x massimi, ovvero 350°C e 1. Il motivo, come si può vedere anche dalla figura successiva, si ritrova nell'azzeramento dei costi dei due recuperatori e della seconda turbina. Con x=1, infatti, tutta la portata viene convogliata nello scambiatore con la sorgente, per cui nel lato freddo dei recuperatori e nella seconda turbina il flusso è nullo. Di conseguenza sia il calore rigenerativo scambiato sia la potenza della turbina a bassa temperatura si annullano, consentendo un risparmio in termini di costo (e di componenti). Il rendimento di sistema per questa categoria è circa 9,4%, CI minimo pari a 2,72 M\$, ma si assiste ad uno snaturamento del ciclo.

In corrispondenza di $TIT=350^{\circ}C$ si è voluto tracciare il grafico di CI in funzione di x in modo da giustificare l'andamento dei costi (fig. 4.8). L'intervallo di discretizzazione è di 0,02.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso a $400^{\circ}C$

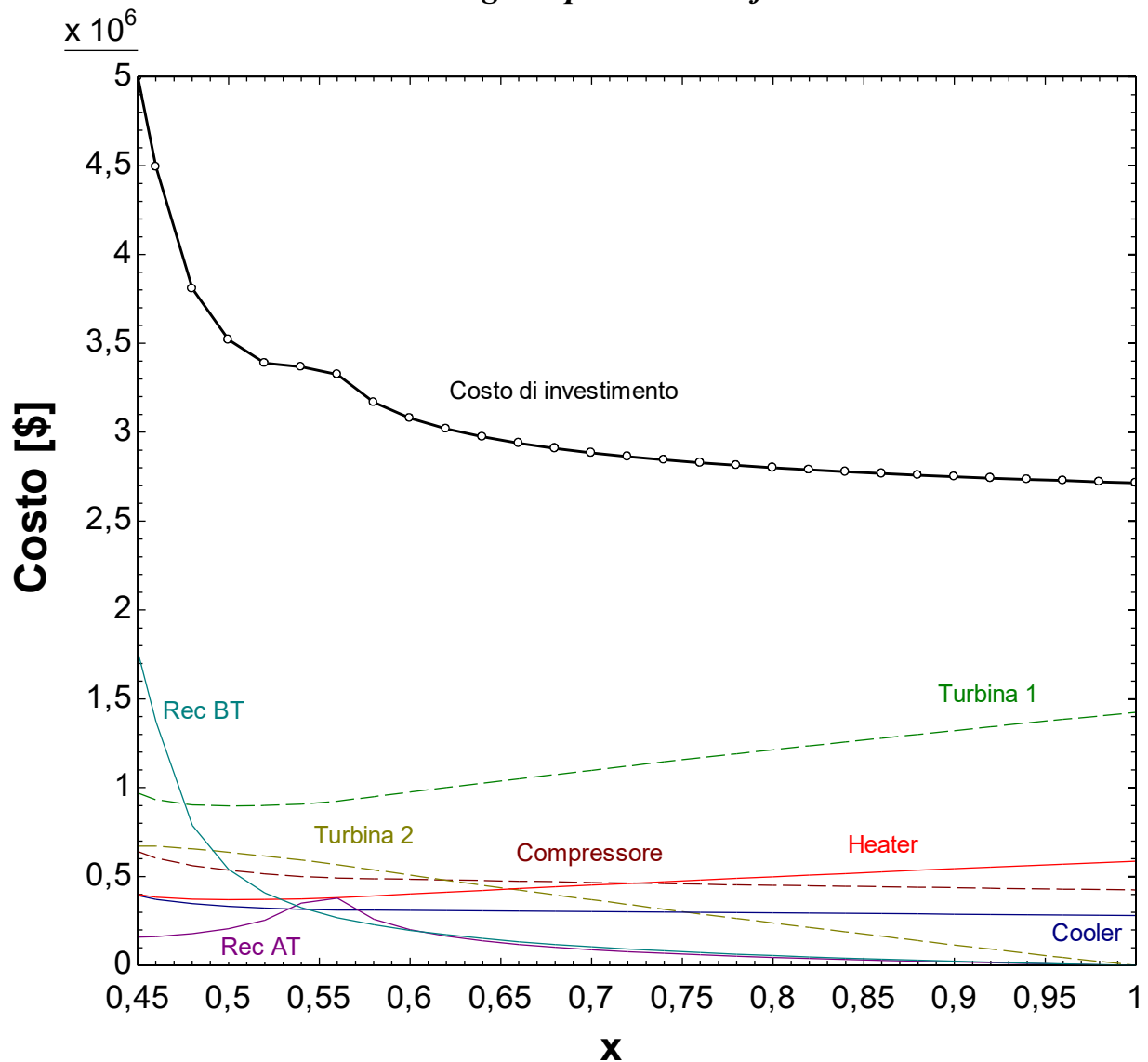


Figura 4.8. Variazione di CI rispetto a x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a $400^{\circ}C$ ($TIT=350^{\circ}C$)

Il costo delle due turbine e del compressore si modifica principalmente in funzione della portata che vi scorre attraverso, ma risente anche della modificazione del valore della portata complessiva, che diminuisce all'aumentare di x . Questo avviene in modo più consistente a x bassi.

All'aumentare di x , il calore scambiato con l'heater aumenta mentre il suo LMTD rimane costante. Il costo quindi cresce. Il costo del cooler invece cala lievemente, a dimostrazione della leggera prevalenza dell'effetto dell'aumento di LMTD sull'aumento del calore scambiato.

A $x=0,45$ il costo del recuperatore BT è massimo, in quanto dal punto di vista termodinamico i profili di scambio sono allineati e presentano bassi LMTD. Lo scambio termico è migliore, ma il costo che presenta è alto. Il recuperatore AT invece presenta un picco a $x=0,55$ dovuto al cambiamento di definizione dell'efficienza (da divergente diventa convergente). In quella zona i profili si appaiano a LMTD bassi, quindi il costo lievita.

600°C

Come prima è stato tracciato il grafico TIT-x-CI (fig. 4.9). L'intervallo di discretizzazione è di 5°C per TIT e 0,02 per x.

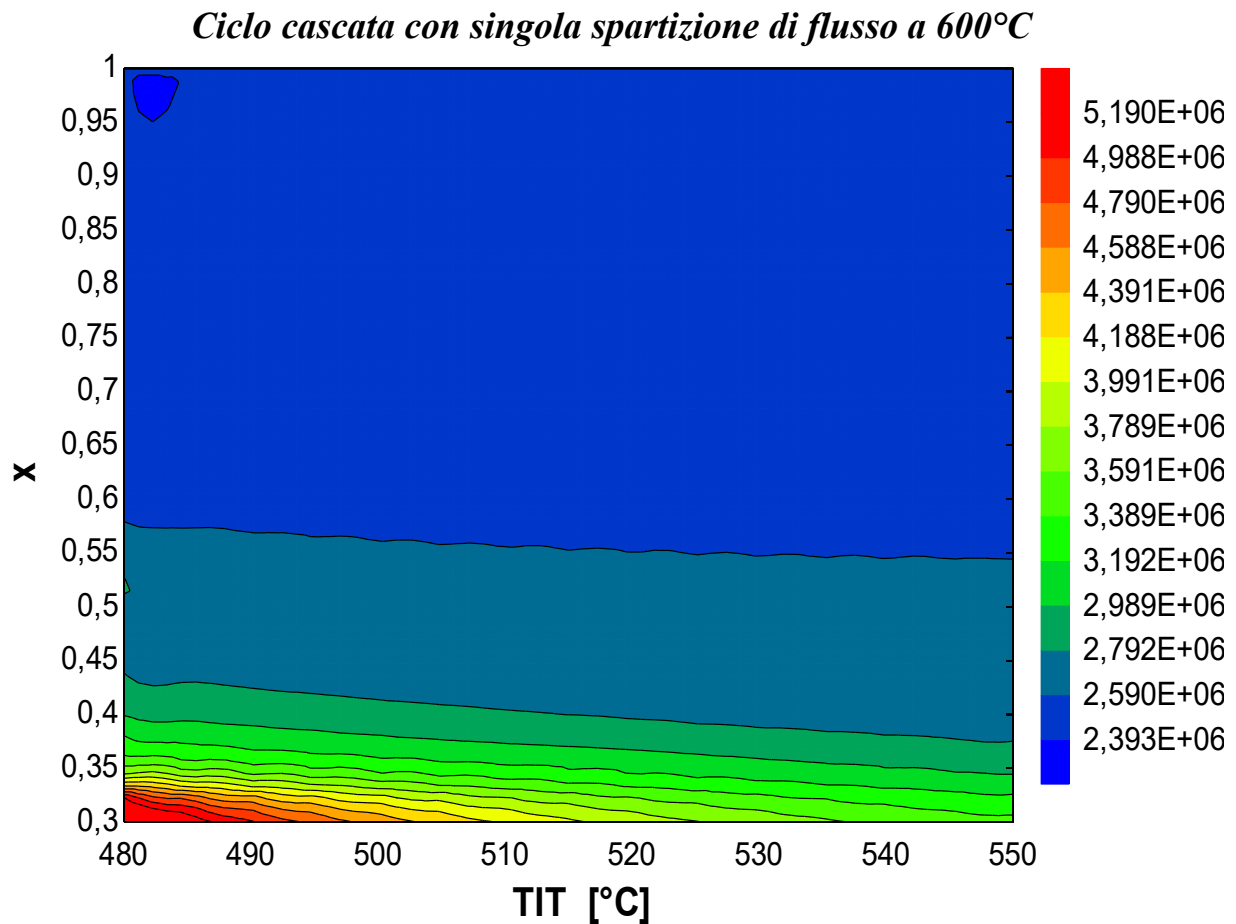


Figura 4.9. Variazione di CI rispetto a TIT e x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 600°C

Il grafico è simile al caso precedente, eccetto per l'ottimo economico, non più situato ad alte temperature. Il minimo valore di CI corrisponde a 2,191 M\$ e si ottiene per TIT=495°C e x=1. Il rendimento di sistema è circa 10,66%.

Il costo più basso, nel complesso, si ottiene per un'area molto ampia, che include anche la TIT di ottimo. La differenza con l'ottimo termodinamico si rileva quindi non solo in una diversa TIT, ma in un differente valore di x. La frazione ottima termodinamicamente è notevolmente inferiore a 1.

Come prima, se si considera un grafico a TIT=550°C in cui CI varia in base a x si ottiene la figura che segue (fig. 4.10). L'intervallo di discretizzazione è di 0,02 per x.

I vari componenti presentano costi diversi dal caso a 400°C, tuttavia l'andamento è analogo e può essere giustificato in modo simile. Si osserva un picco più pronunciato per il recuperatore di alta, tale per cui per x compresi tra 0,4 e 0,5 si rileva un minimo. È ben chiaro il plateau che presenta CI per frazioni di portata superiori a 0,7.

Ancora una volta il costo preponderante è associato alle turbine, in particolare a quella che opera ad alta temperatura.

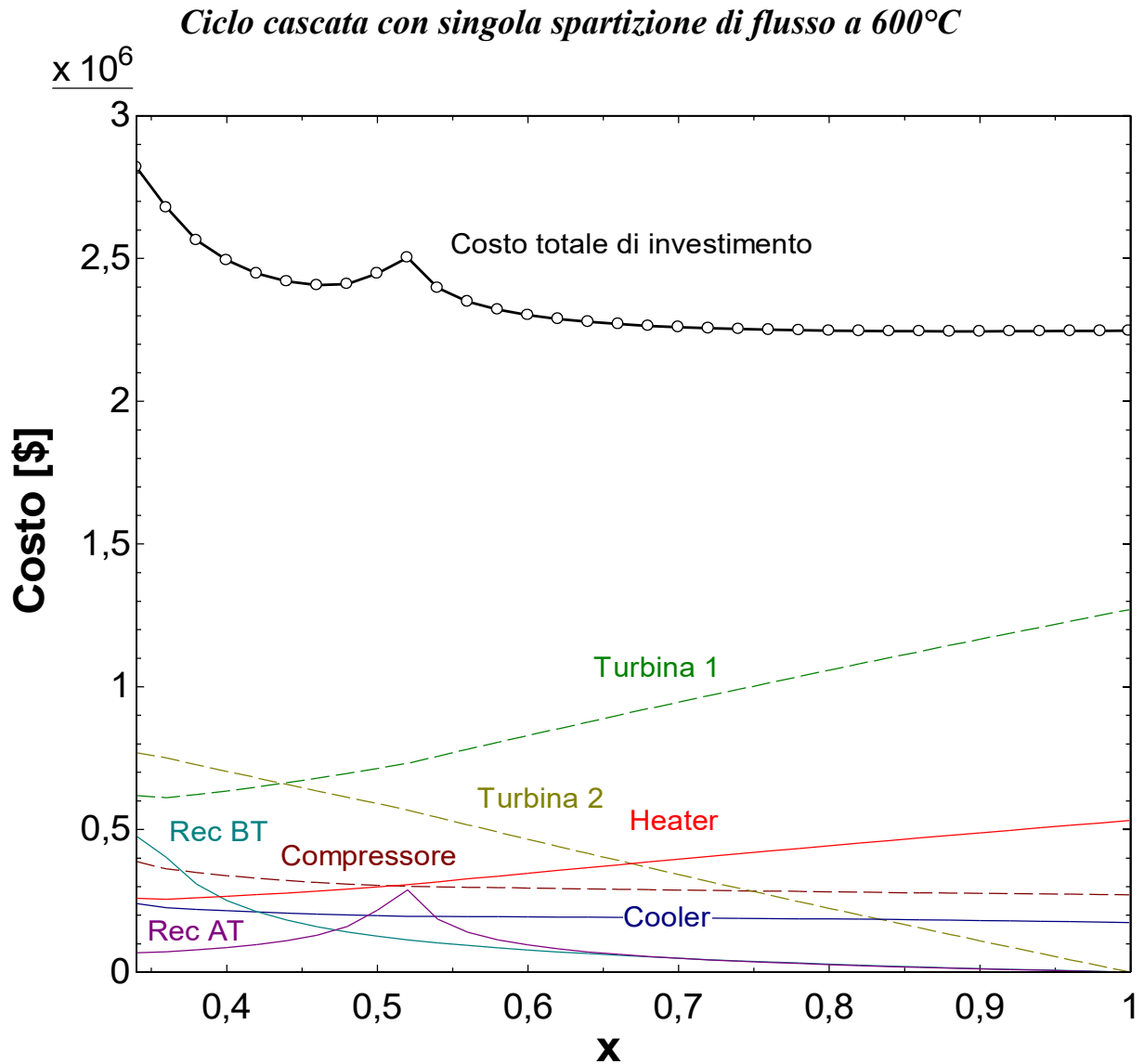


Figura 4.10. *Variazione di CI rispetto a x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 600°C (TIT=550°C)*

800°C

In corrispondenza di 800°C il CI minimo si ottiene per TIT ancora minori, mentre la frazione di portata di massa rimane sempre ferma a 1. Il motivo di quest'ultimo indice si ritrova ancora una volta nel risparmio sui recuperatori e sulla turbina di bassa temperatura.

Il costo di investimento è comunque ottimizzato per un range elevato di temperature, ma non include più l'ottima TIT come nei casi precedenti. Il minimo costo si sposta verso range di temperatura molto bassi.

Nel grafico che illustra qualitativamente l'andamento del costo di investimento si nota maggiormente, rispetto agli altri casi, come CI tenda a crescere per un intorno di $x=0,45$, per poi calare fino a stabilizzarsi ai valori più bassi di CI (fig. 4.11). L'intervallo di discretizzazione è di 5°C per TIT e 0,02 per x .

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 800°C

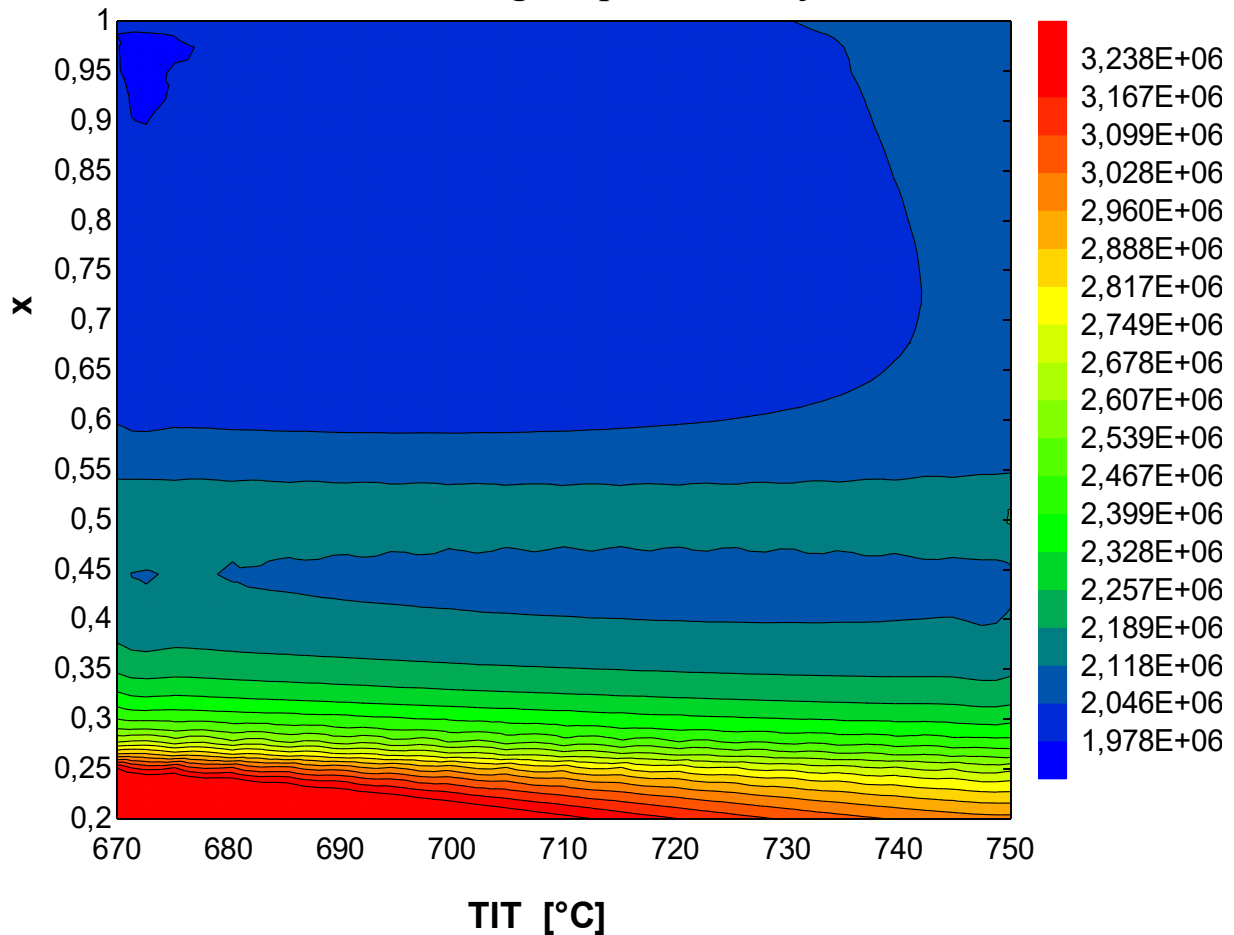


Figura 4.11. *Variazione di CI rispetto a TIT e x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 800°C*

Anche in questo caso si è voluto sezionare il grafico in corrispondenza di $TIT=750^{\circ}C$, in modo da illustrare il comportamento dei vari indici di costo (fig. 4.12). L'intervallo di discretizzazione è di 0,02 per x.

Tutti i componenti del ciclo presentano comportamenti dei costi analoghi ai casi precedenti, tranne il recuperatore di bassa temperatura, per il quale si osserva un picco alle basse frazioni di portata. Questo viene giustificato dal cambiamento di definizione dell'efficienza dello scambiatore, per cui i profili di temperatura passano da essere divergenti a convergere. In quella zona il costo aumenta, mentre per x superiori le differenze di temperatura ai lati dello scambiatore si allargano, diminuendo di conseguenza il costo.

Rispetto ai casi precedenti, il costo totale di investimento rimane molto più costante al variare di x per x compresi tra 0,6 e 1.

In generale, tutti i valori di TIT inferiori a $730^{\circ}C$ con x inclusi nel range 0,6-1 possono essere considerati di ottimo, giacché la differenza in termini di CI è poco pronunciata.

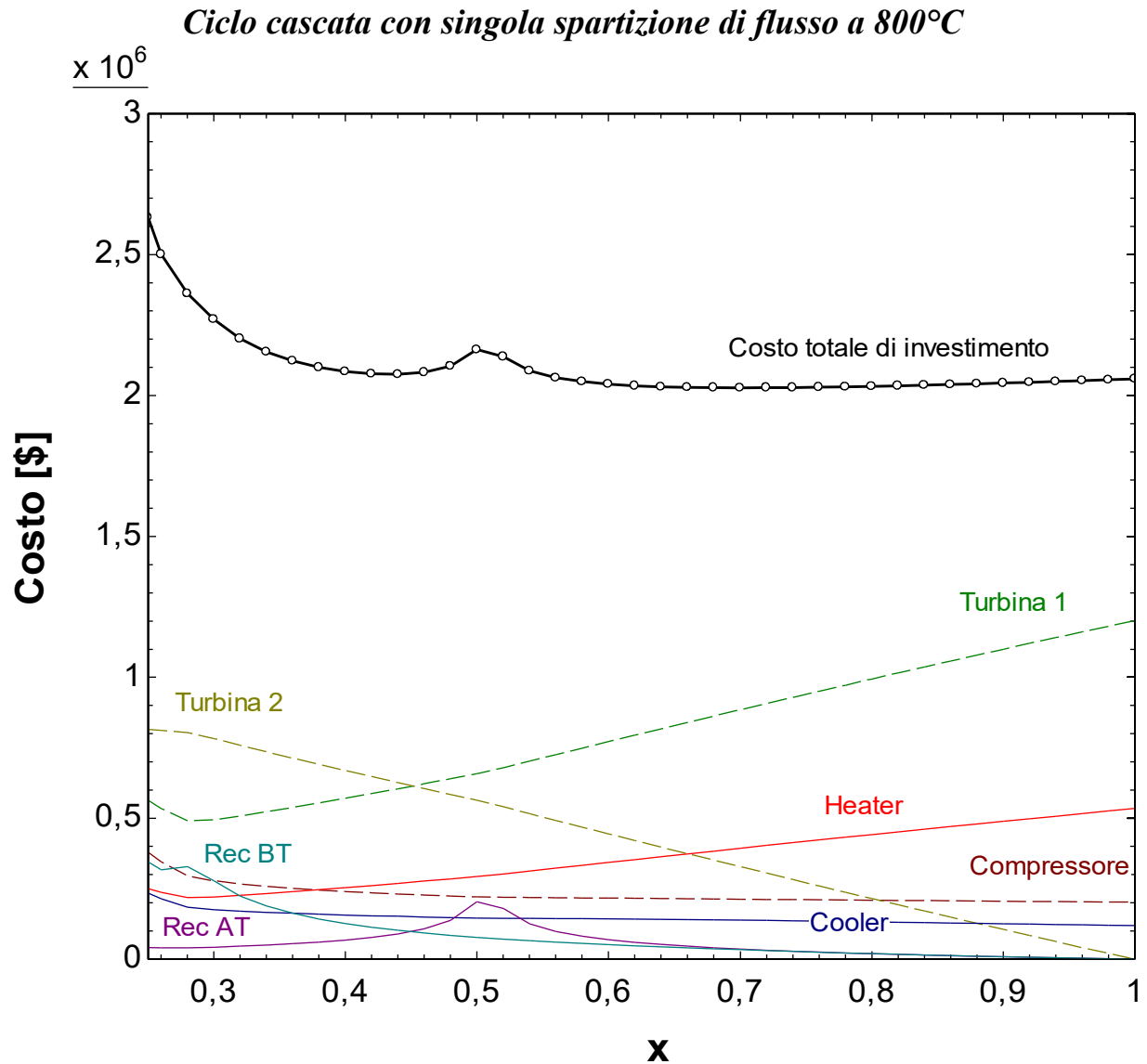


Figura 4.12. *Variazione di CI rispetto a x per il ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 800°C ($TIT=750^\circ C$)*

Confronto e considerazioni

Come nel caso semplice anche per questo ciclo cascata il costo di investimento ottimizzato diminuisce all'aumentare della temperatura, ed in modo più marcato tra i 400°C ed i 600°C. L'ottimo tende ad assumere valori di x molto alti, mentre varia in misura sempre maggiore con la TIT, per cui l'ottimizzazione di questa variabile di decisione necessita meno precisione nella scelta del suo valore. La frazione di portata invece viene ottimizzata in un range molto stretto per temperature basse, mentre varia tra 0,6-1 a 800°C mantenendo comunque condizioni di ottimo.

In conclusione l'ottimo economico si riscontra per TIT minori e x maggiori di quelle di ottimo termodinamico, ma la scelta di minimizzare i costi penalizza grandemente i rendimenti di sistema e tende a snaturare il ciclo stesso, come accade per il ciclo a ricomprensione nell'ottimizzazione termodinamica.

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

L'ultimo ciclo considerato vede l'ottimizzazione di tre variabili di decisione: TIT, x e y (queste ultime due definite rispettivamente come la frazione di portata che scorre nel primo e nel secondo heater).

I risultati sono suddivisi per casi.

400°C

Si è cercato di capire inizialmente l'andamento del costo di investimento al variare di x e y, in modo da stabilire l'ottimo in corrispondenza di una TIT scelta, inizialmente 350°C. Il diagramma risultante è il seguente (fig. 4.13). L'intervallo di discretizzazione è di 0,05 sia per x che per y.

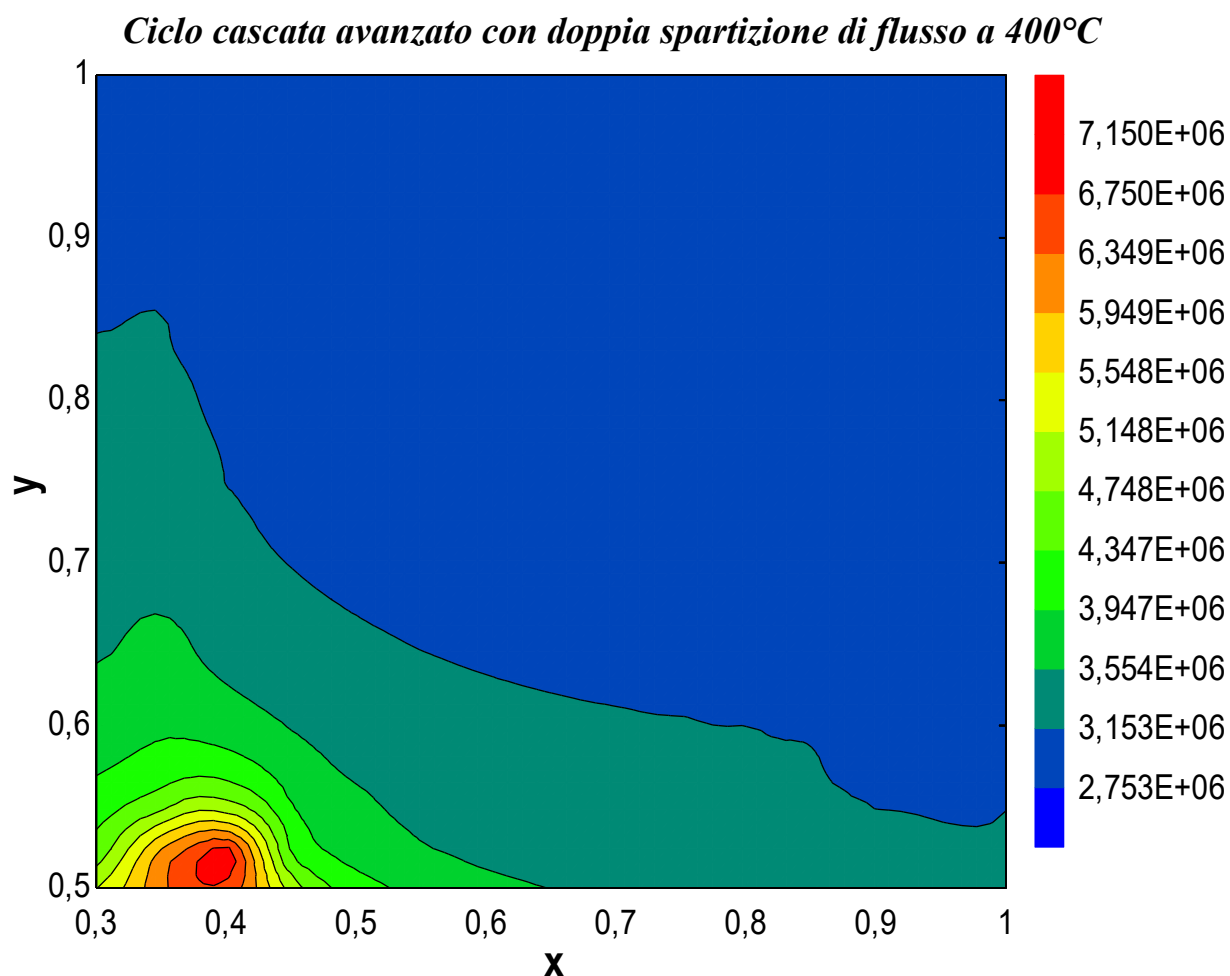


Figura 4.13. *Variatione di CI rispetto a x e y per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 400°C*

Il costo di investimento presenta una zona piatta di minimo, in corrispondenza della quale i valori di questo parametro non sono molto dissimili tra loro. Il punto di minimo assoluto si identifica a $x=0,55$ e $y=1$.

Questa conclusione è piuttosto scontata per y in quanto si azzerano i costi del recuperatore di alta e della turbina a bassa temperatura. La frazione x invece è più bassa dell'unità in quanto per valori elevati di x il pinch point del primo heater si trova all'uscita e determina una diminuzione della temperatura dei fumi, aumentando quindi il calore scambiato ed il costo dell'heater.

Il costo di investimento minimo è pertanto 2,66 M\$.

Per trovare la TIT ottimale è stato fissato $y=1$ facendo variare sia TIT che x per cercarne il miglior compromesso. Si vuole soprattutto verificare che la frazione $x=0,55$ mantenga l'ottimo anche per altre temperature (fig. 4.14). L'intervallo di discretizzazione è di 5°C per TIT e 0,05 per x .

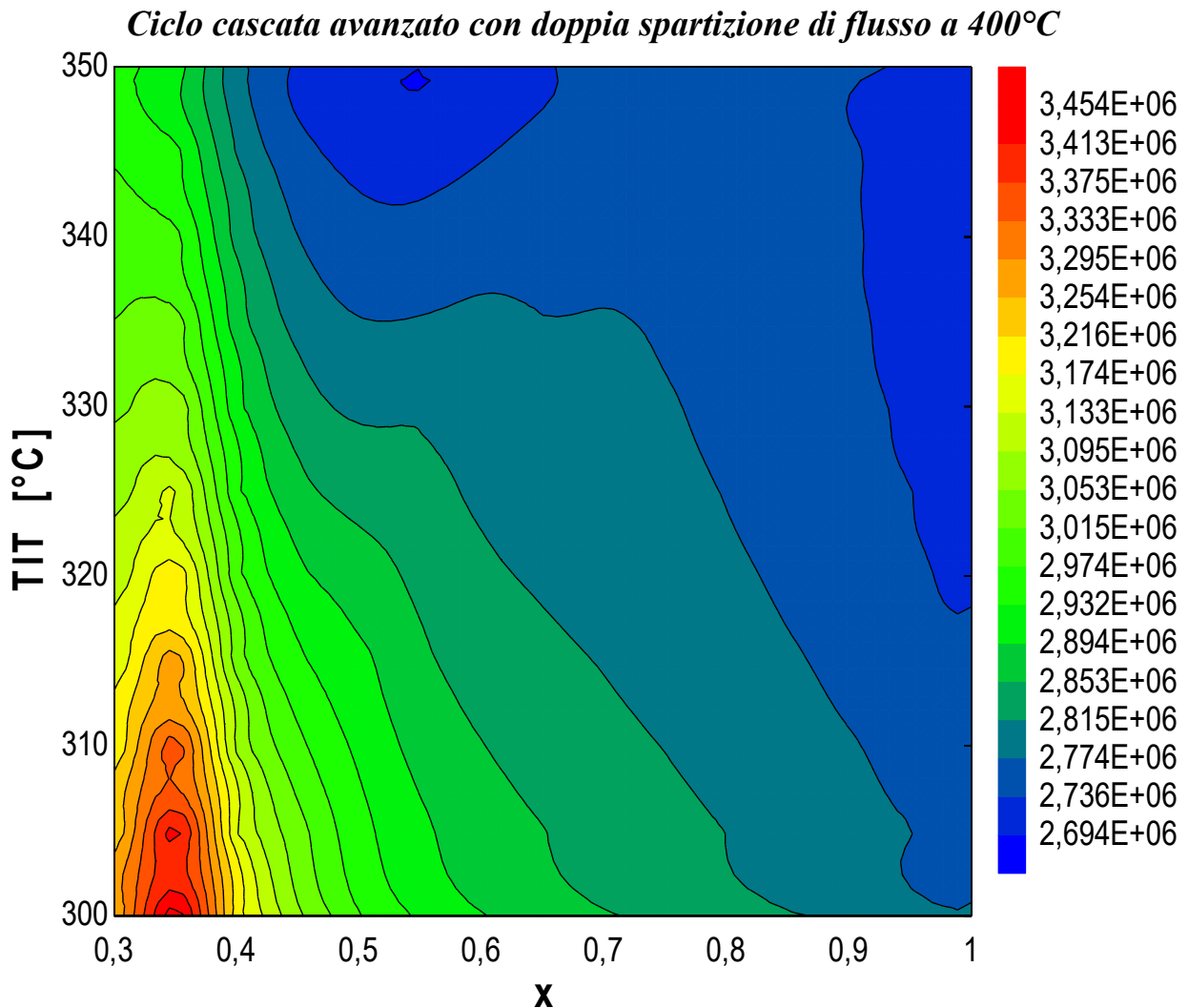


Figura 4.14. *Variazione di CI rispetto a x e TIT per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 400°C*

La figura conferma l'ottimo economico in corrispondenza di $TIT=350^{\circ}\text{C}$, $x=0,55$ e $y=1$. Questa condizione è molto distante dall'ottimo termodinamico in termini di frazioni di portata, mentre la temperatura massima per cui è calcolato è in linea con la TIT di massimo. La differenza si ritrova nel costo dei componenti, per cui un ciclo ottimizzato economicamente tende a sacrificare il rendimento di sistema (pari a 12,59%) in favore di una maggiore semplicità della configurazione.

600°C

Il ragionamento ricalca il caso a 400°C. I risultati che si ottengono mantenendo costante la temperatura TIT a 550°C e variando x e y sono i seguenti (fig. 4.15). L'intervallo di discretizzazione è di 0,05 sia per x che per y.

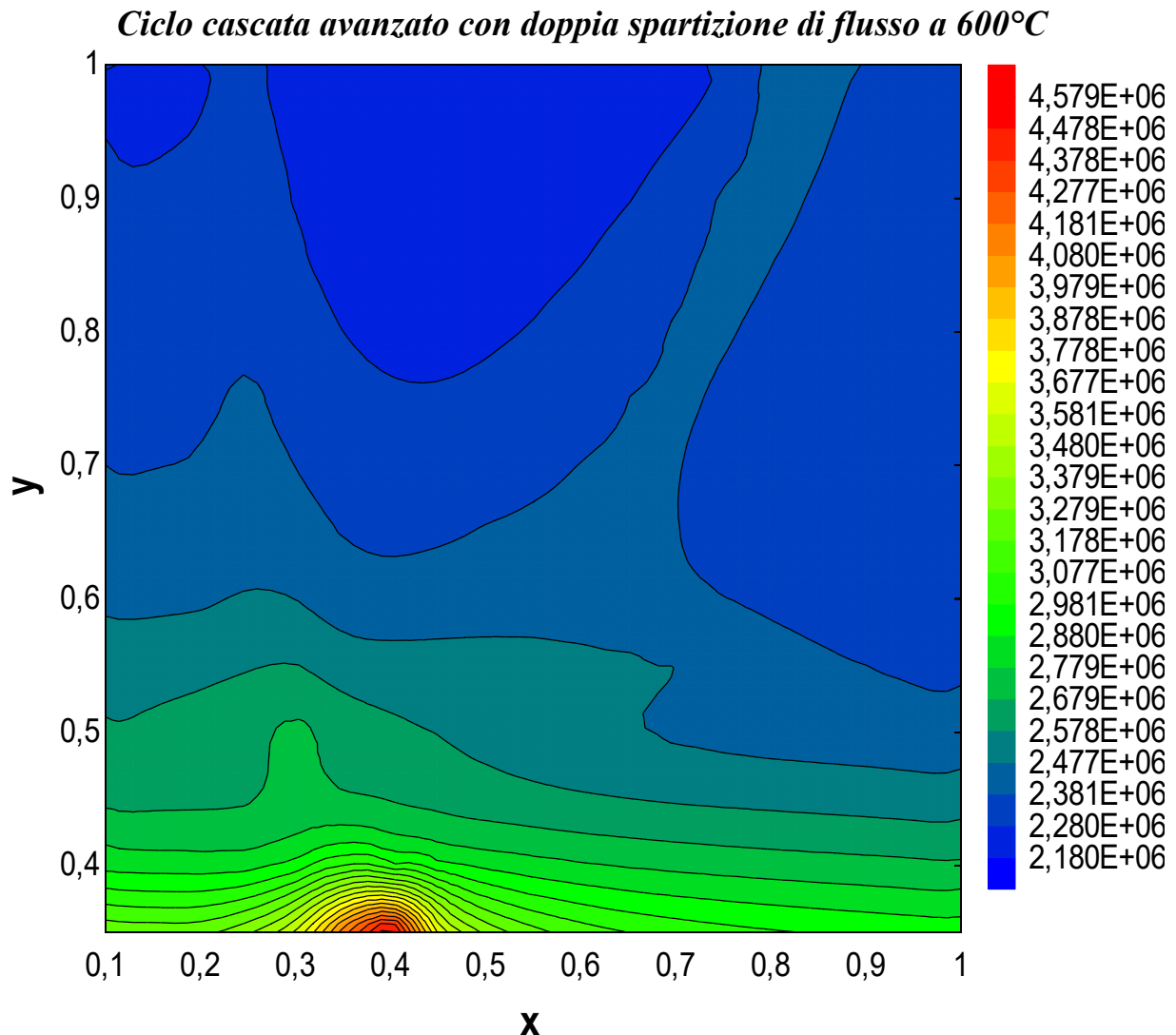


Figura 4.15. *Variazione di CI rispetto a x e y per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 600°C*

Si nota innanzitutto che il valore di ottimo varia in un range compreso tra 0,1 e 0,7, con un minimo di CI per $x=0,45-0,5$. I ragionamenti sono analoghi al caso precedente. A x alti, infatti, il pinch point del primo heater si individua all'uscita, per cui la temperatura di uscita dei fumi è più bassa, con conseguente aumento del calore scambiato agli heater, che determina un incremento nei costi. Porre $y=1$ azzerava i costi del recuperatore di alta temperatura e della seconda turbina.

Per trovare la TIT ottimale è stato posto $y=1$ e si è cercato di trovare il giusto compromesso tra x e TIT, in modo da verificare che la frazione $x=0,45-0,5$ mantenesse l'ottimo anche per altre temperature. Il risultato è illustrato nella figura seguente, ricavata sempre da una tabella parametrica (fig. 4.16). L'intervallo di discretizzazione è di 10°C per TIT e 0,05 per x .

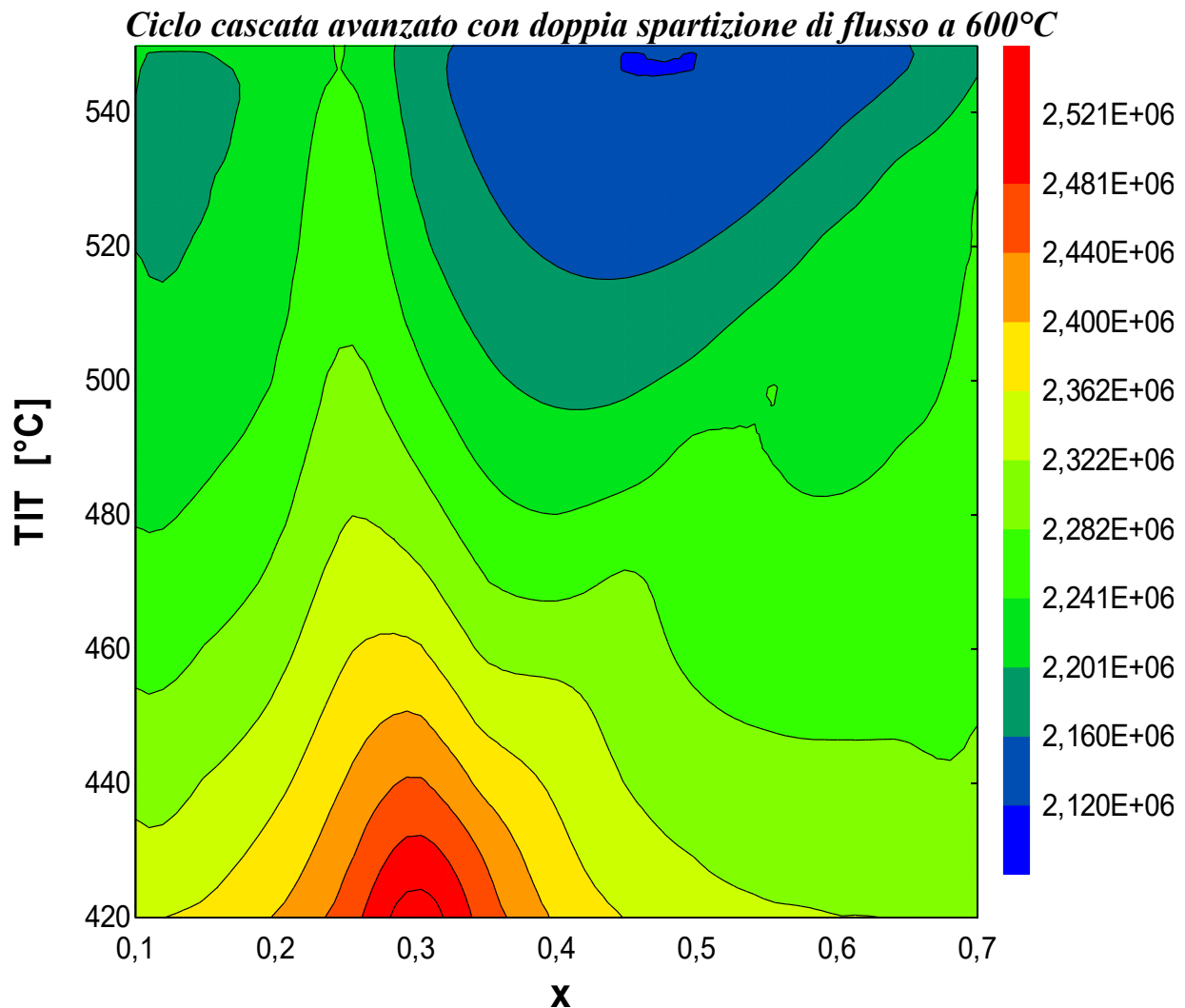


Figura 4.16. *Variazione di CI rispetto a x e TIT per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 600°C*

Il minimo si trova per valori molto mirati, sia di x che di TIT. In conclusione, i parametri di decisione che ottimizzano dal punto di vista economico il ciclo assumono i valori $\text{TIT}=550^{\circ}\text{C}$, $x=0,45-0,5$ e $y=1$. Il CI per questo caso risulta pari a 2,09 M\$, il rendimento di sistema 12,83%. Si noti la differenza di rendimento di sistema rispetto al caso di ottimo termodinamico, per cui il valore raddoppiava.

In ogni caso, al variare di x e y la zona di costo basso è abbastanza ampia.

800°C

È stata fissata una TIT pari a 750°C mentre x e y variano in un ampio range. I risultati sono visibili in figura (fig. 4.17). L'intervallo di discretizzazione è di 0,05 sia per x che per y .

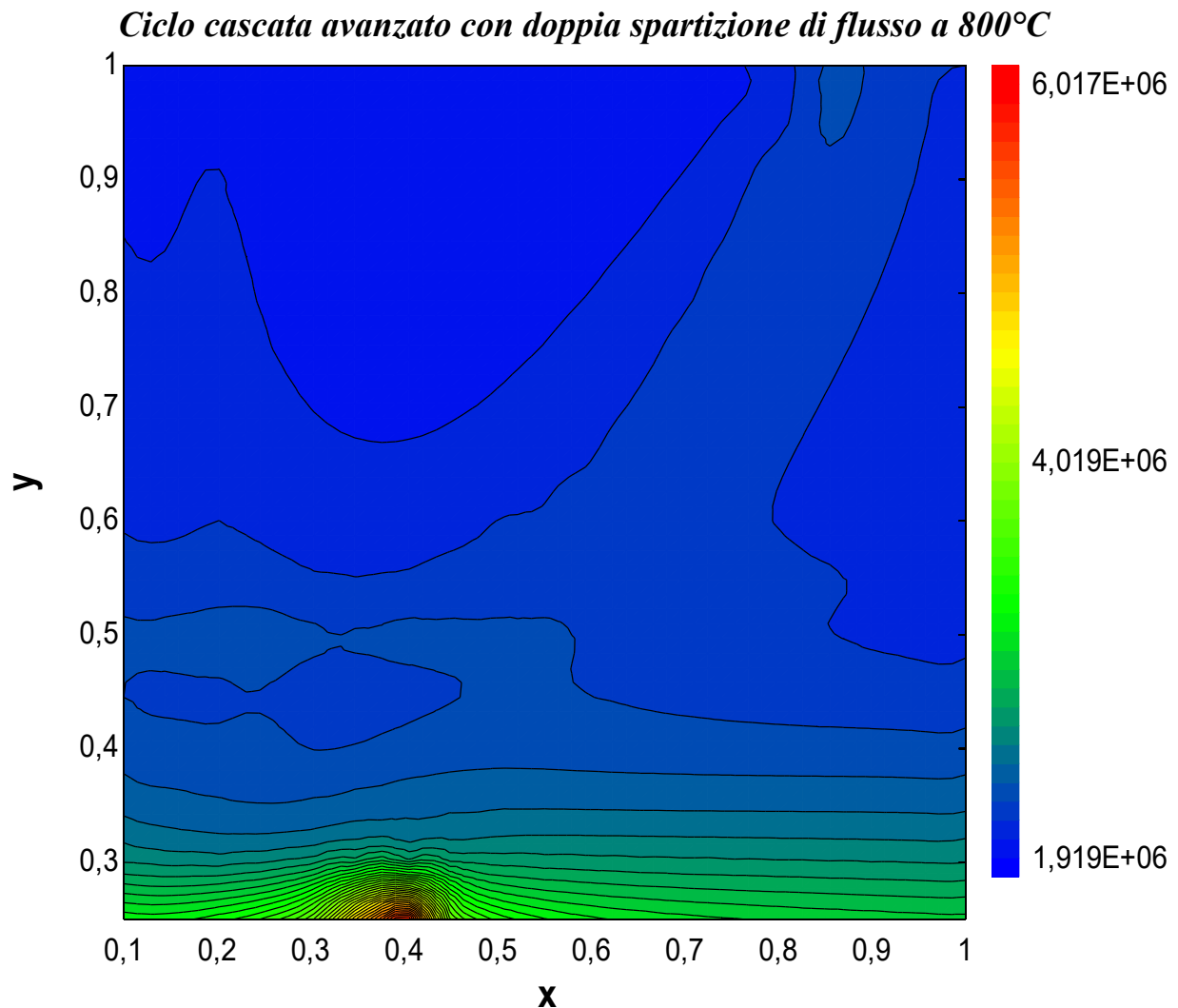


Figura 4.17. Variazione di CI rispetto a x e y per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

In corrispondenza di y basse e $x=0,4$ si nota un picco di costo, mentre nella zona ad alti y si riscontra un andamento molto più costante. Il punto di minimo corrisponde a $x=0,45$ e $y=1$.

Anche in questo caso è necessario studiare l'andamento del costo di investimento in funzione anche di TIT, e si è scelto di farlo variare ancora una volta con la frazione di portata x , mantenendo invece una y costante a 1.

I risultati sono illustrati mediante grafico a curve di livello (fig. 4.18). L'intervallo di discretizzazione è di 10°C per TIT e 0,05 per x .

Il minimo valore di CI corrisponde a 1,85 M\$ e si ottiene sempre per $x=0,45$, mentre la TIT che ottimizza il costo è pari a 730-740°C. Il corrispondente rendimento di sistema è 13,04%.

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

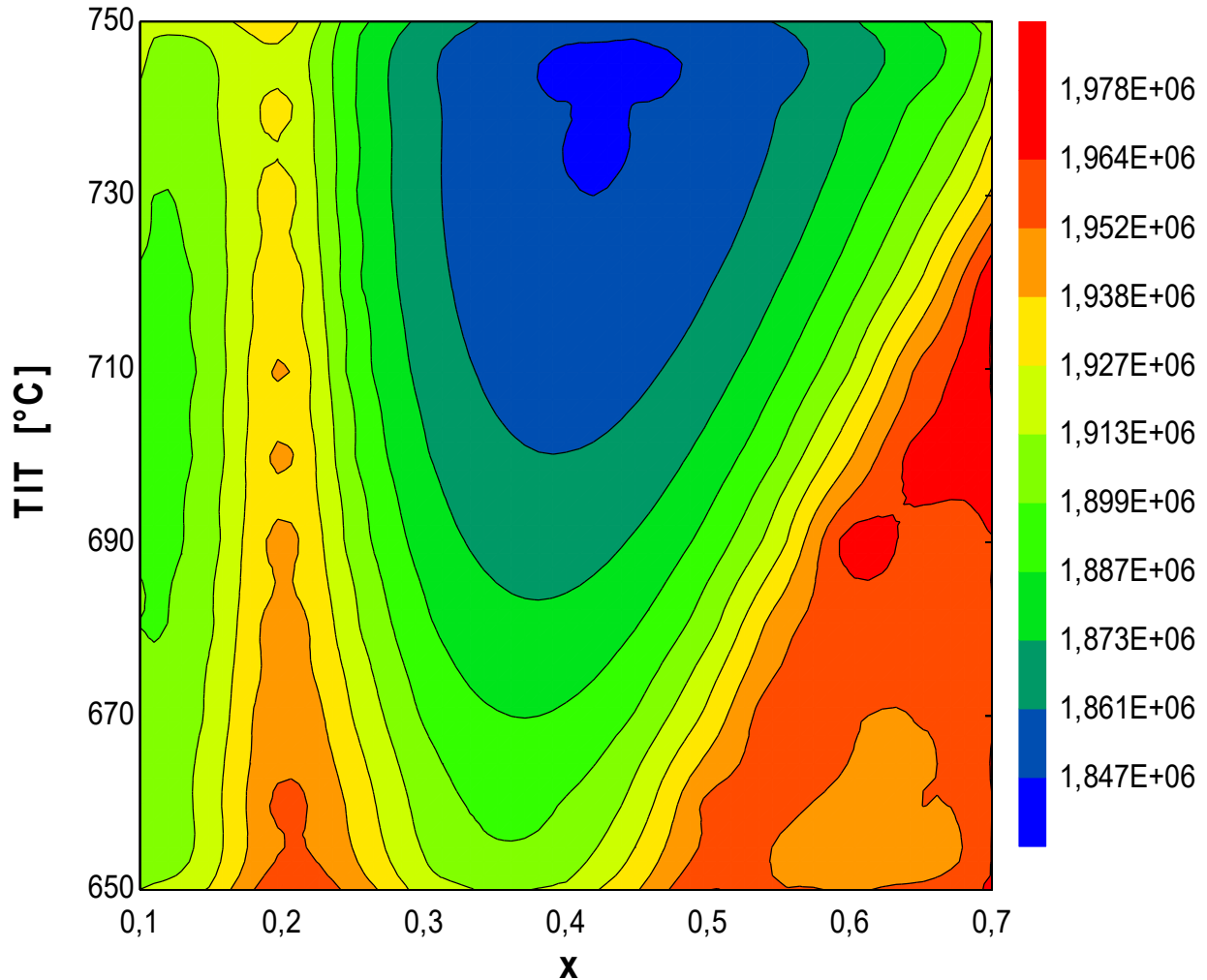


Figura 4.18. Variazione di CI rispetto a x e TIT per il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

Confronto e considerazioni

Per tutte le temperature il costo di investimento minimo viene determinato anche dalla posizione del pinch point all'interno del primo heater, per cui valori eccessivi di x portano ad un costo più elevato.

Il CI ottimizzato diminuisce all'aumentare di $T_{fumi,in}$, come ci si aspetta in quanto aumentano le prestazioni. Il valore ottimo di y rimane unitario, mentre x cala leggermente al crescere di $T_{fumi,in}$. La TIT invece corrisponde grossomodo ai valori dell'ottimo termodinamico.

In conclusione l'ottimo economico si riscontra per TIT simili e x e y maggiori di quelle di ottimo termodinamico. I rendimenti di sistema vengono però pesantemente penalizzati, al punto da rendere inutile l'utilizzo di una configurazione simile se confrontata con il ciclo semplice.

4.2 Ottimizzazione termoeconomica

Al fine di individuare il valore ottimale delle variabili di decisione che determinano le prestazioni complessivamente migliori sia considerando il punto di vista termodinamico che quello economico è necessario intraprendere un'ottimizzazione multi-obiettivo.

Non è infatti corretto scegliere la soluzione di ottimo termodinamico perché, sebbene massimizzi lo sfruttamento della sorgente, comporta costi relativamente elevati dei componenti che si traducono in un maggior costo di investimento. Scegliendo la soluzione di ottimo economico, invece, le prestazioni calano drasticamente, senza contare che nei cicli cascata vengono snaturate le configurazioni. I parametri dell'ottimo termoeconomico rappresentano invece un compromesso tra i due estremi.

Per arrivare a determinare la soluzione termoeconomica è opportuno cercare di massimizzare il rendimento di sistema e minimizzare il costo di investimento in maniera simultanea. Il metodo utilizzato è l'analisi di Pareto, che consente di trovare la soluzione di compromesso in quanto non esiste un set di parametri che soddisfa i valori ottimali di massimo $\eta_{\text{ sistema}}$ e minimo CI.

Analisi di Pareto

Si afferma che una situazione 1 è migliore nel senso di Pareto rispetto ad una situazione 2 se in 1 almeno un obiettivo è migliore di 2, e nessun altro è peggiore. Si può dire inoltre che la condizione 3 è ottima se, in qualunque modo ci si sposti da 3, almeno un obiettivo peggiora il proprio valore.

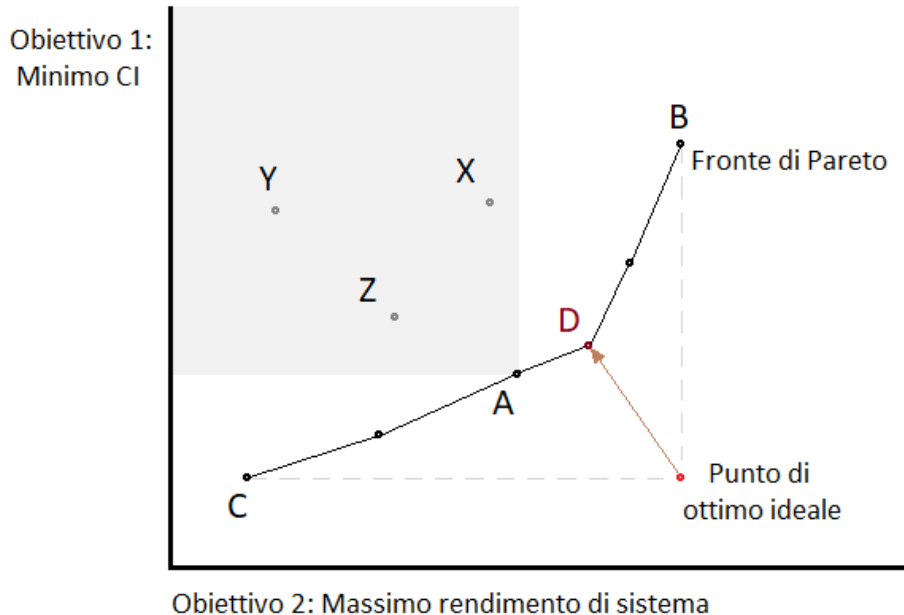


Figura 4.19. Fronte di Pareto e ottimo di Pareto

Si nota che, nel caso rappresentato in figura (fig. 4.19), il punto A presenta valori migliori rispetto ai punti X, Y e Z per entrambi gli obiettivi, avendo un rendimento più elevato ed un costo più basso. Quindi A “domina” X, Y, Z secondo Pareto. Confrontando i punti A, B, C e D, invece, ciascuno assume una posizione per cui rispetto agli altri presenta un obiettivo migliore ed uno peggiore.

L'insieme di tutti e soli questi punti “non dominati” costituisce il Fronte di Pareto (linea nera).

Il Fronte presenta due estremi importanti: il punto B è l'ottimo termodinamico, ovvero la condizione per cui il rendimento di sistema è massimo. Il punto C invece è l'ottimo economico, in quanto il CI è minimo.

La situazione ideale si avrebbe se esistesse un set di parametri di decisione tali da ottenere sia massimo rendimento che minimo CI (punto di ottimo ideale). Poiché tuttavia tale set non esiste è necessario trovare un compromesso tra le prestazioni e l'economicità, che si realizza per un punto appartenente al fronte di Pareto per cui risulta minima la distanza dal punto ideale. Questo punto (D nella figura) costituisce la soluzione finale ottimale ed è definita la soluzione ottima di Pareto [Hou et. al., 2017] [Feng et. al., 2015].

Per calcolare la distanza tra i punti sulla curva di Pareto ed il punto ideale si considera come funzione obiettivo la deviazione in proporzione tra le coordinate del punto ideale e di un punto X sulla curva di Pareto:

$$Diff_{ascisse} = \frac{(\eta_{ideale} - \eta_X)}{\eta_{ideale}} \quad (52)$$

$$Diff_{ordinate} = \frac{(CI_X - CI_{ideale})}{CI_{ideale}} \quad (53)$$

La distanza dal punto ottimale viene ottenuta applicando banalmente Pitagora:

$$Distanza = \sqrt{Diff_{ascisse}^2 + Diff_{ordinate}^2} \quad (54)$$

Il minore tra questi valori corrisponde alla TIT per cui avviene l'ottimizzazione termo-economica.

Procedimento

Per ciascuna temperatura della sorgente (400°C, 600°C e 800°C) e per ogni configurazione (semplice rigenerativa, cascata con singola spartizione di flusso, cascata avanzata con doppia spartizione di flusso) sono stati riportati i risultati delle simulazioni in un diagramma CI- $\eta_{sistema}$. Si è proceduto alla determinazione del fronte di Pareto e successivamente al calcolo delle distanze di ogni punto dall'ottimo ideale. Il punto a distanza minima risulta essere quello di ottimo termoeconomico.

Ciclo semplice rigenerativo

Il ciclo semplice basa l'ottimizzazione bi-parametro su una sola variabile di decisione, ovvero TIT.

400°C

In un diagramma CI- $\eta_{\text{ sistema}}$ (fig. 4.20) sono stati riportati tutti i punti ottenuti dal modello.

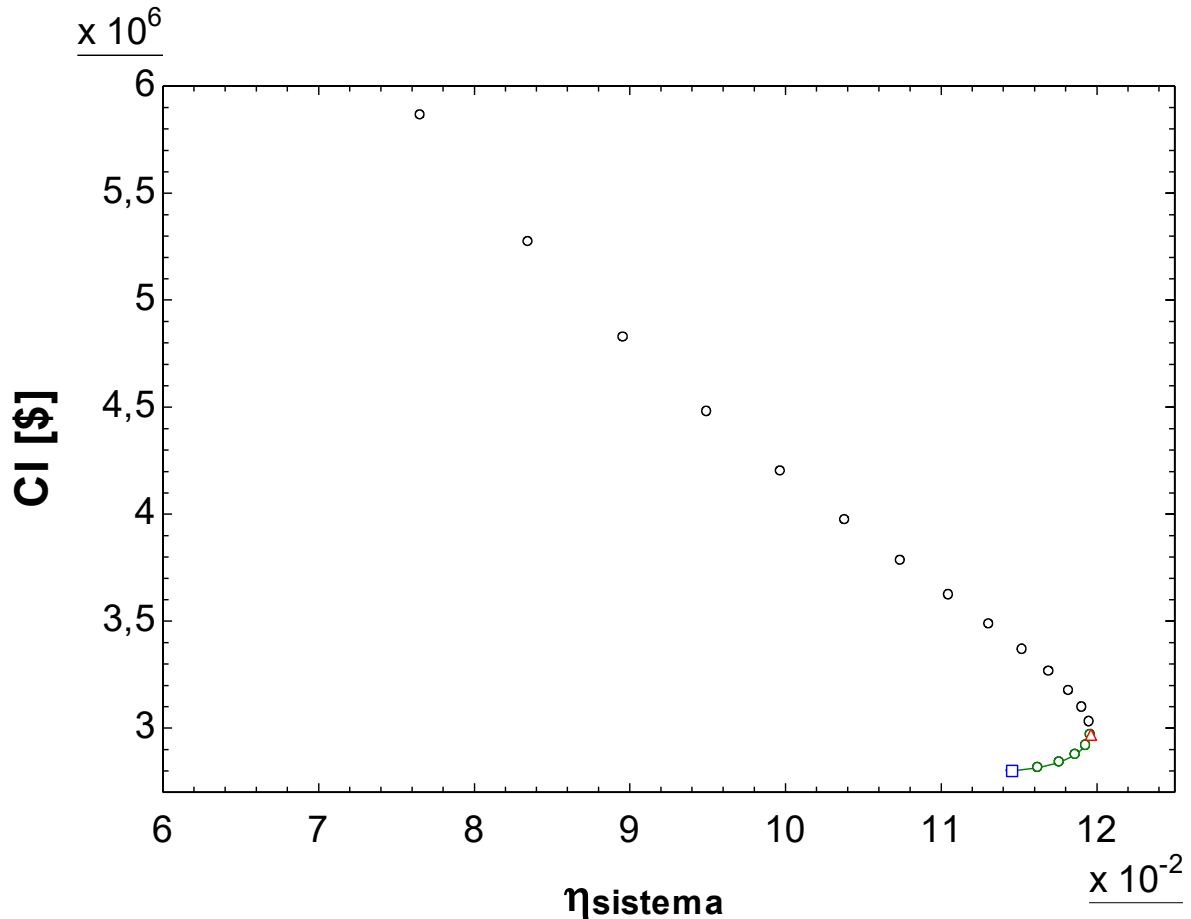


Figura 4.20. Diagramma CI- $\eta_{\text{ sistema}}$ del ciclo semplice rigenerativo a 400°C

Il fronte di Pareto è costituito da tutti e soli i punti compresi tra i due ottimi (in verde). Per tutti i grafici l'ottimo termodinamico viene indicato con il triangolo rosso, l'ottimo economico con il quadrato blu. Sono facilmente individuabili essendo rispettivamente il punto più a destra e quello più in basso del grafico. Questo diagramma valida ulteriormente le soluzioni termodinamica ed economica, rendendole evidenti a prima vista.

Si noti che i punti aventi CI maggiore del punto di ottimo termodinamico non possono stare sul fronte di Pareto in quanto entrambi gli obiettivi risultano peggiori del punto citato. Il punto di ottimo economico è individuato da TIT=350°C per cui rappresenta l'ultimo punto della linea.

Al fine di individuare la temperatura migliore l'intervallo di discretizzazione è stato ridotto a 2°C. Si è potuto quindi costituire il fronte di Pareto (fig. 4.21). Il punto viola rappresenta l'ottimo ideale a cui si tende, quello che presenta massimo rendimento e minimo costo. Tramite il calcolo della distanza tra quest'ultimo ed i punti sulla curva di Pareto si individua l'ottimo termoeconomico, avente TIT pari a 330°C. Questa temperatura consente di ottenere un rendimento di sistema $\eta_{\text{ sistema}}=11,76\%$ (0,2% in meno rispetto all'ottimo termodinamico) con un costo di investimento CI=2,841 M\$ (41'000 \$ in più rispetto all'ottimo economico).

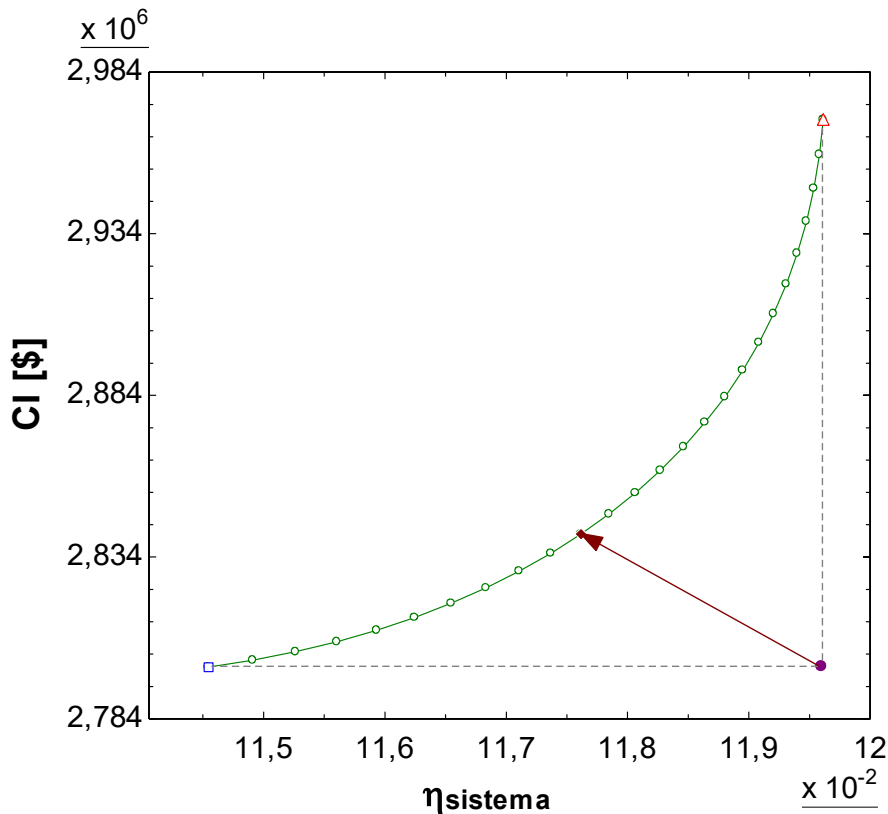


Figura 4.21. Fronte di Pareto del ciclo semplice rigenerativo a 400°C

600°C

Il caso a 600°C è analogo al primo. Tutti i punti ottenuti dal modello vengono riportati in un diagramma CI- η_{sistema} (fig. 4.22).

Il fronte si ottiene da tutti e soli i punti compresi tra i due ottimi, i restanti valori presentano entrambi gli obiettivi peggiori rispetto almeno ad un punto sul fronte. Poiché l'ottimo economico si individua per temperature inferiori a 550°C vi sono punti non compresi nel fronte anche vicino all'ottimo economico, i quali presentano un rendimento peggiore ed un maggior costo di investimento rispetto a quest'ultimo.

Dei punti appartenenti al fronte viene calcolata la distanza dal punto ideale (fig. 4.23). L'intervallo di discretizzazione di TIT viene ridotto a 5°C. Si ottiene così il punto a minima distanza, che corrisponde al punto di ottimo termoeconomico. Questo presenta TIT= 440°C, rendimento di sistema $\eta_{\text{sistema}}=15,21\%$ (0,62% in meno rispetto al rendimento massimo) e costo di investimento CI= 2,283 M\$ (circa 95'000 \$ in più rispetto all'ottimo economico).

800°C

Anche in questo caso si costruiscono il diagramma CI- η_{sistema} (fig. 4.24) e, tramite l'individuazione del fronte di Pareto, il punto di ottimo termoeconomico (fig. 4.25). Nell'ultimo grafico l'intervallo di discretizzazione viene ridotto a 5°C. Quest'ultimo si determina per una TIT=540°C e presenta $\eta_{\text{sistema}}=17,48\%$ (0,97% in meno rispetto al massimo) e CI=2,025 M\$ (circa 115'000 \$ in più del minimo CI).

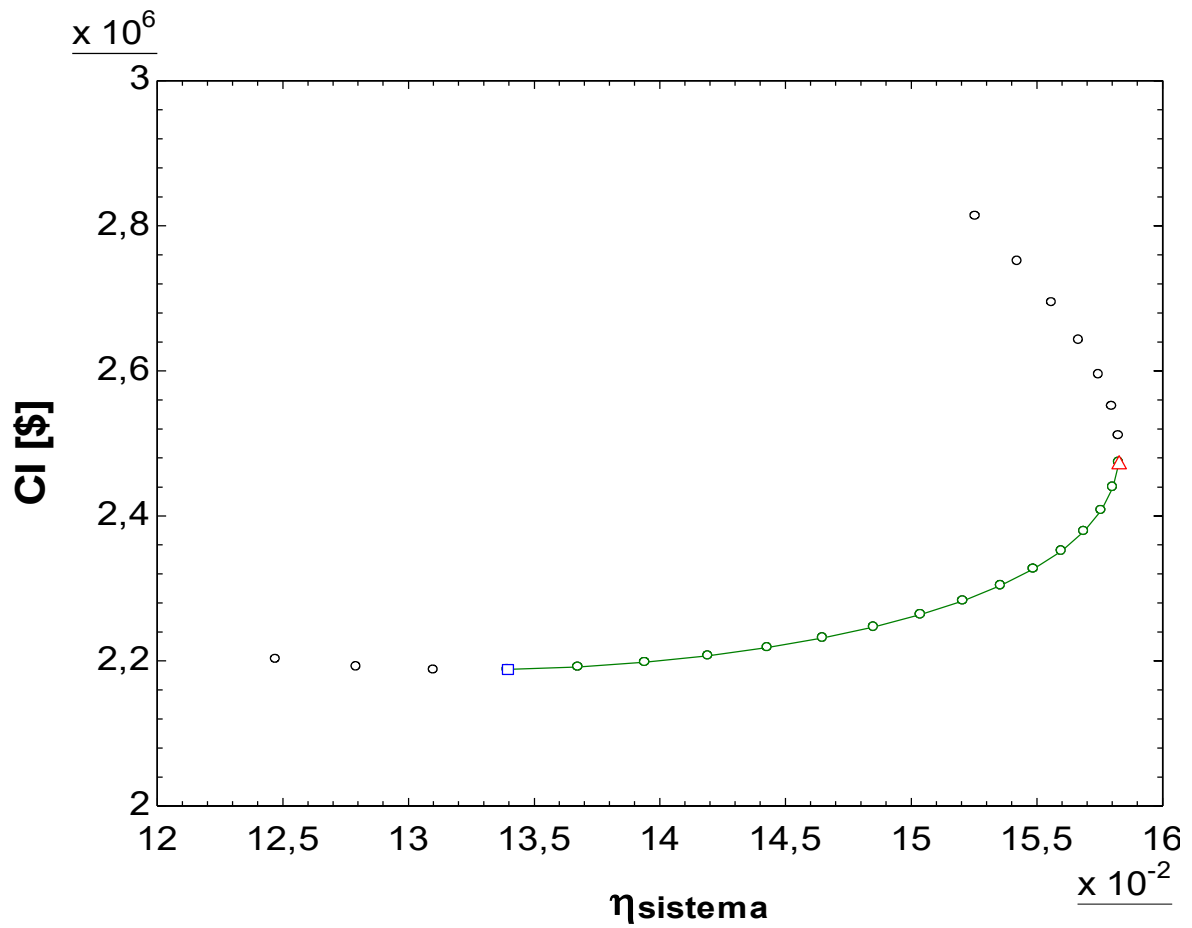


Figura 4.22. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo semplice rigenerativo a 600°C

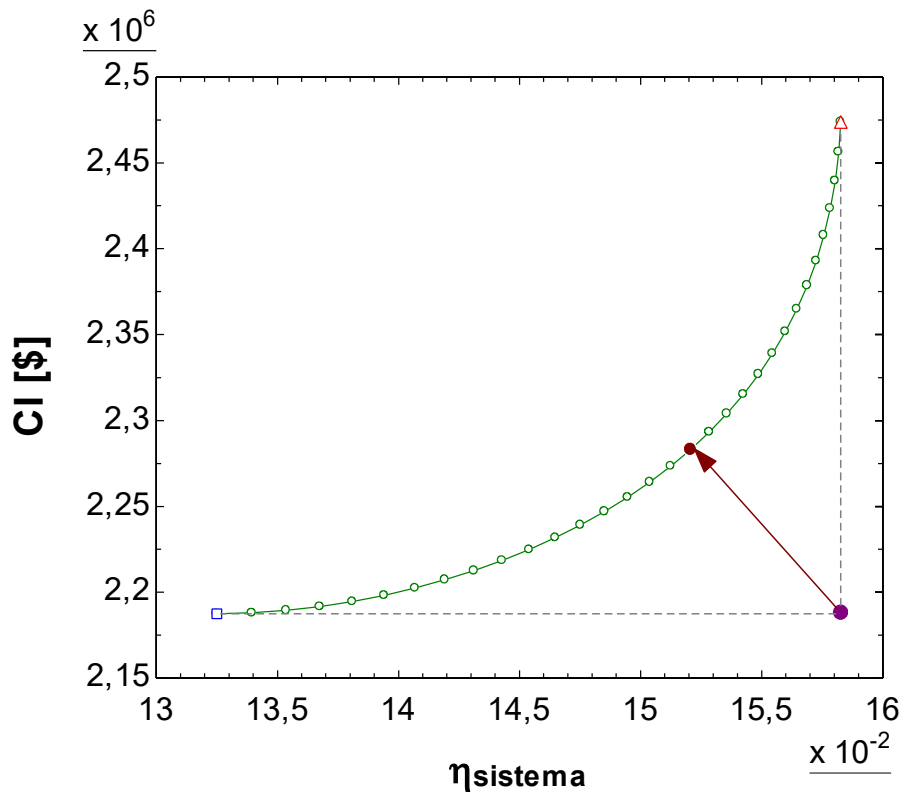


Figura 4.23. Fronte di Pareto del ciclo semplice rigenerativo a 600°C

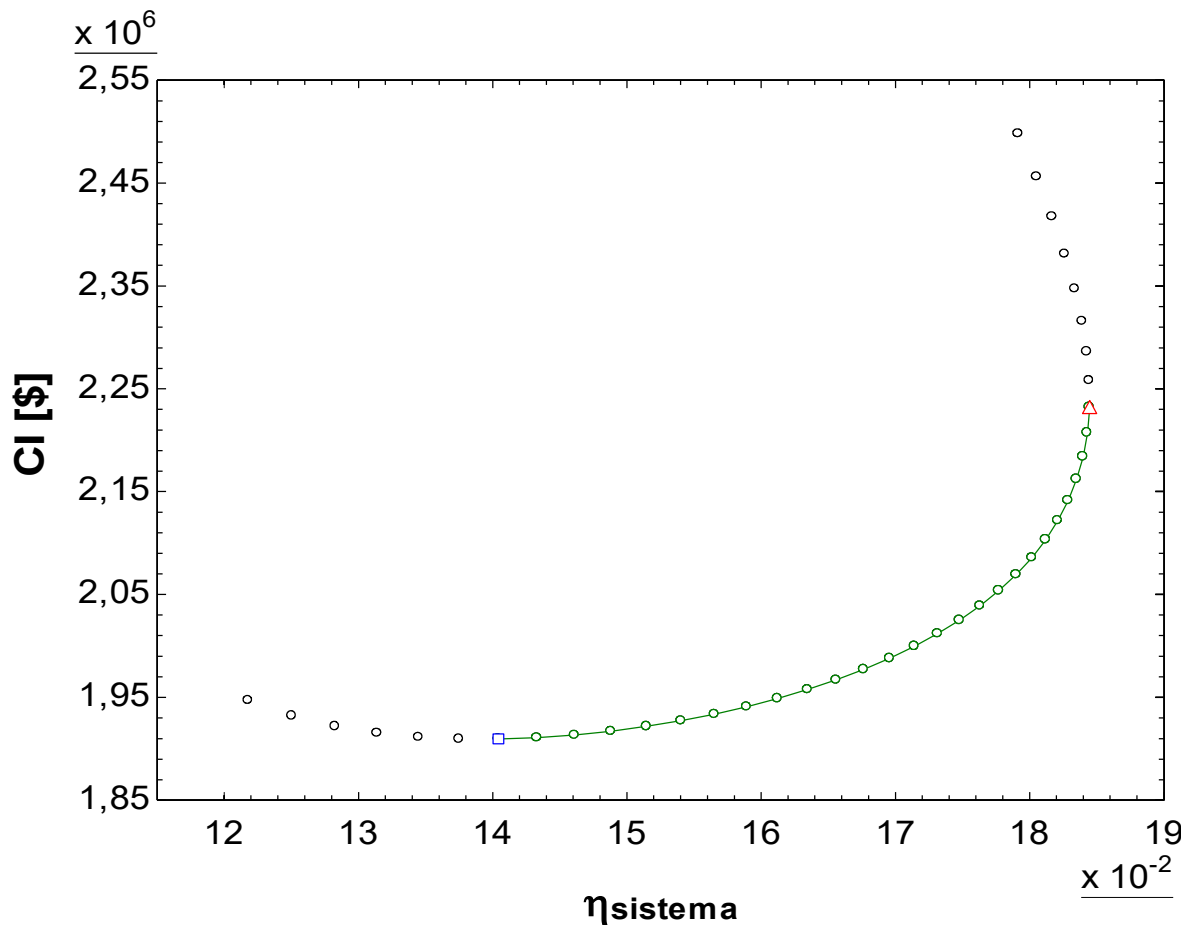


Figura 4.24. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo semplice rigenerativo a 800°C

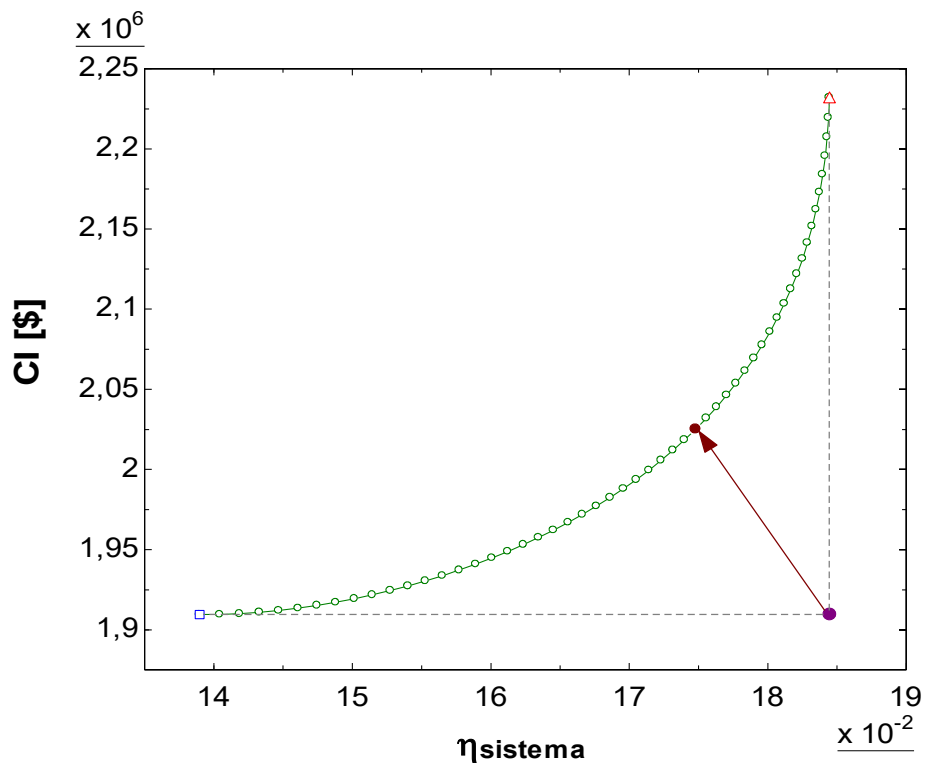


Figura 4.25. Fronte di Pareto del ciclo semplice rigenerativo a 800°C

Confronto e considerazioni

Dai grafici precedenti si nota chiaramente come l'ottimo economico progredisce all'aumentare della temperatura della sorgente, spostandosi progressivamente dalla massima TIT possibile verso temperature leggermente minori.

È evidente che la TIT di ottimo termoeconomico rappresenta il compromesso tra le altre ottimizzazioni (fig. 4.26).

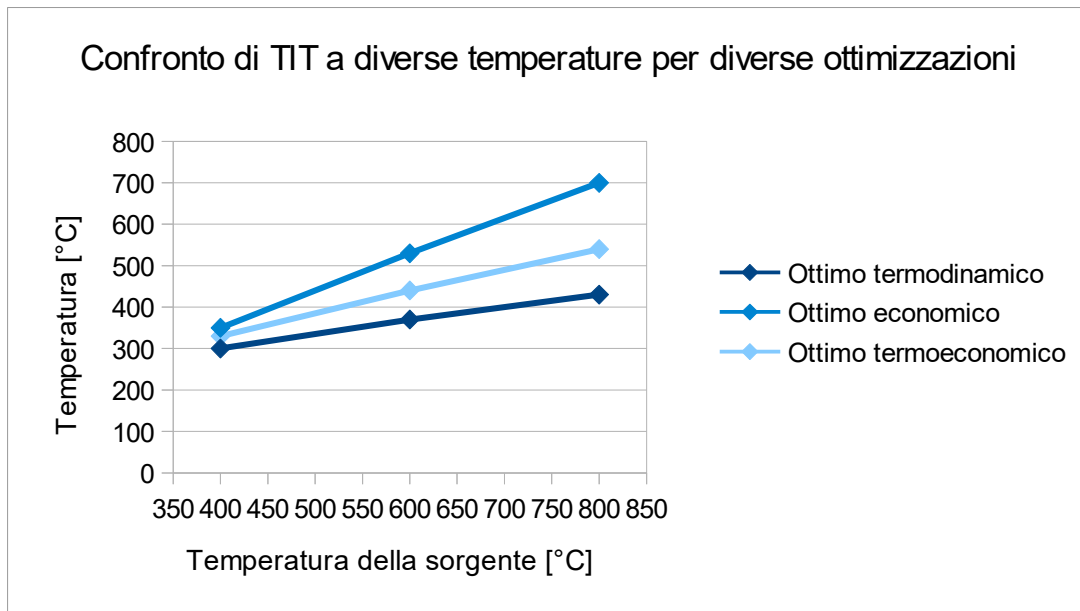


Figura 4.26. Confronto di TIT per le diverse ottimizzazioni

La TIT di ottimo termoeconomico si sposta progressivamente a valori maggiori, ma in proporzione diminuisce all'aumentare di $T_{fumi,in}$ (fig. 4.27).

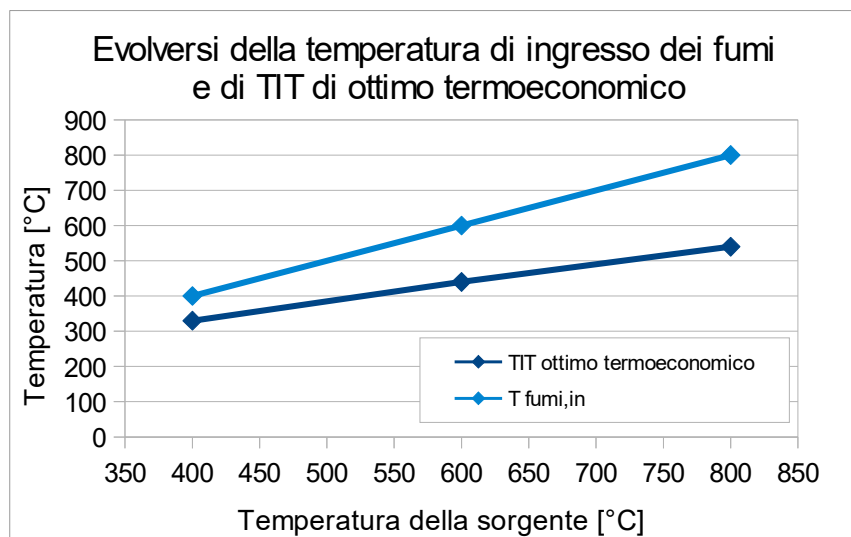


Figura 4.27. Confronto dell'evoluzione delle temperature

I valori del rendimento di sistema dell'ottimo termoeconomico diminuiscono in misura maggiore per alte temperature della sorgente rispetto al rendimento massimo. La stessa cosa accade all'inverso per il costo di investimento, per cui a temperature della sorgente più elevate si ha una maggiore differenza tra il costo dell'ottimo termoeconomico e quello minimo.

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

Questo ciclo presenta due variabili di decisione, TIT e x , definite nelle due ottimizzazioni precedenti.

400°C

Rispetto al ciclo semplice rigenerativo, in questo caso nel diagramma CI- $\eta_{\text{система}}$ (fig. 4.28) non si determina una singola linea perché le variabili sono due. Nella prima parte del grafico i punti tendono a seguire un'ordine, ed è più facile visualizzare la variazione dei parametri: i gruppi di linee corrispondono infatti ad una stessa x .

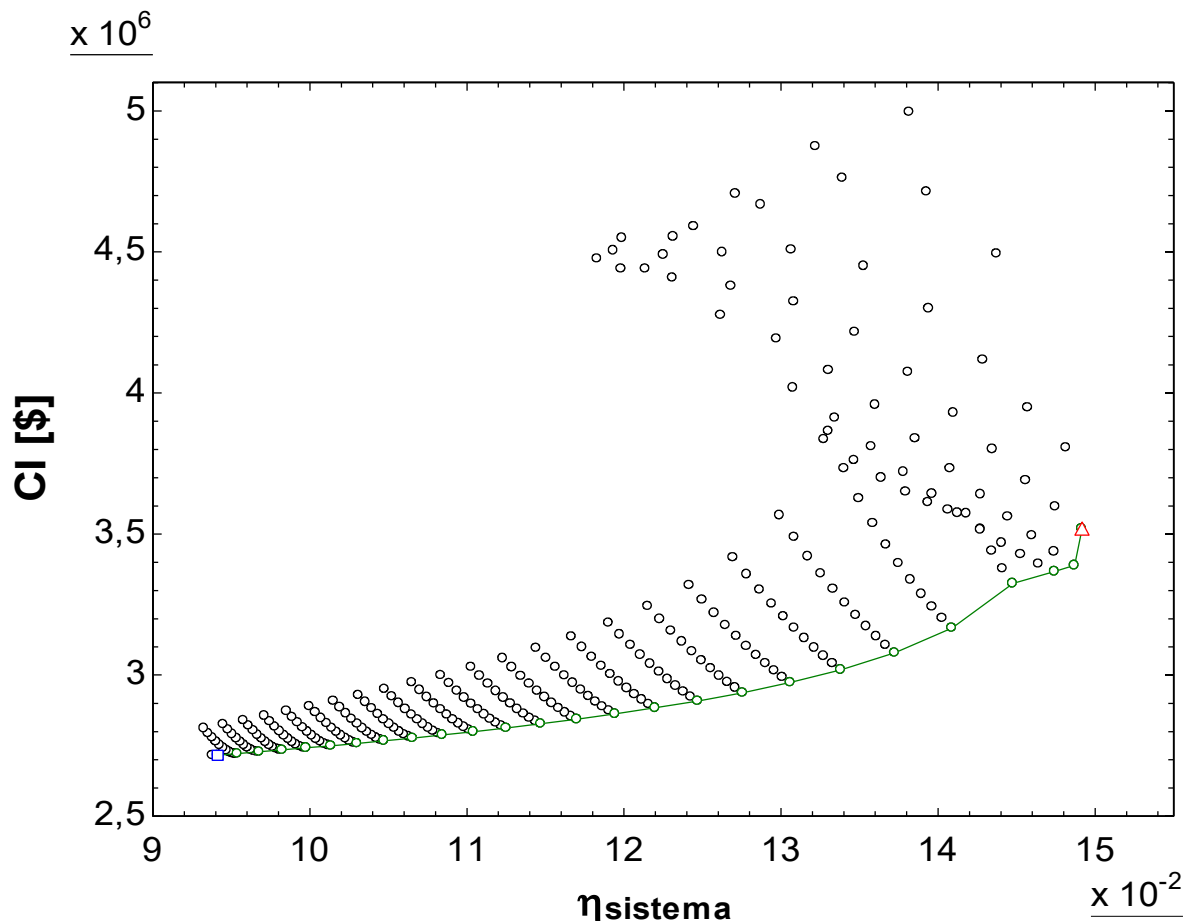


Figura 4.28. Diagramma CI- $\eta_{\text{система}}$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 400°C

Il fronte di Pareto (i cui punti sono evidenziati in verde) si individua in generale per TIT fissata a 350°C, giacché per ogni x questo rappresenta il punto maggiormente favorevole. Si ricorda che entrambi gli ottimi sono stati ottenuti per TIT=350°C.

Il fronte di Pareto è stato successivamente riportato in un altro grafico, che mostra il punto di ottimo ideale (viola), gli ottimi delle precedenti ottimizzazioni (blu e rosso) ed il punto di ottimo termoeconomico (marrone) per il quale si ha la minima distanza dall'ottimo ideale (fig. 4.29).

Il punto di ottimo termoeconomico presenta un rendimento di sistema $\eta_{\text{sistema}}=13,38\%$ (-1,54% rispetto all'ottimo termodinamico) e $CI=3,02$ M\$ (+300'000 \$ in più del minimo CI) e si ottiene per $TIT=350^{\circ}\text{C}$ e $x=0,62$.

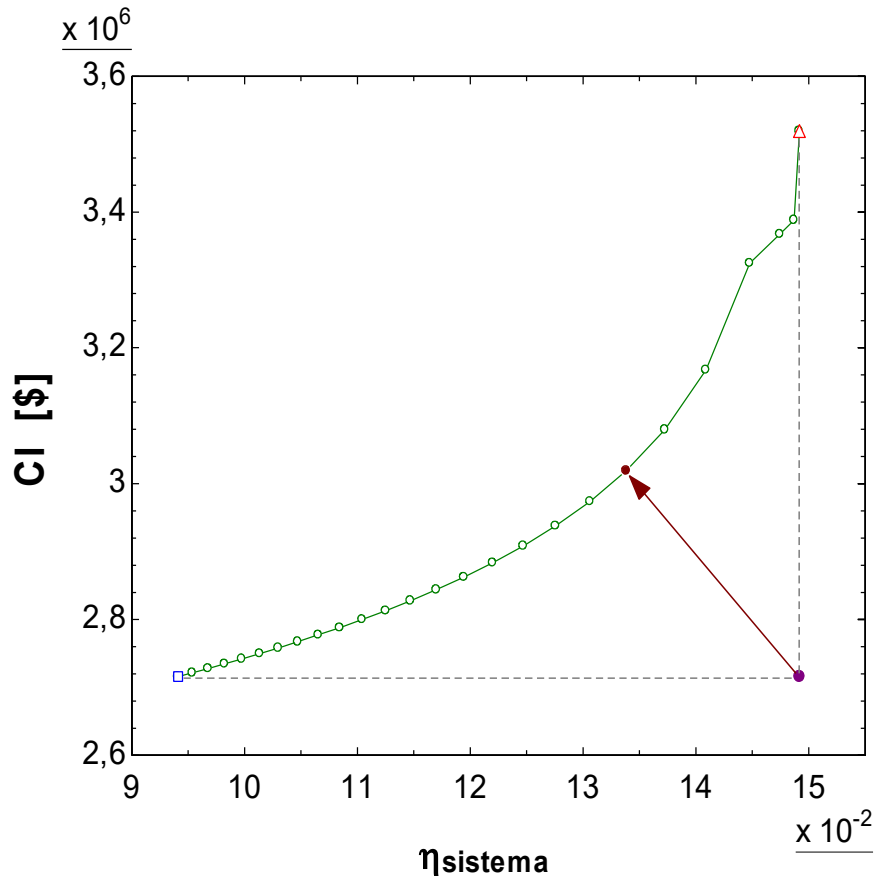


Figura 4.29. Fronte di Pareto del ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 400°C

600°C

Vengono riportati i diagrammi $CI-\eta_{\text{sistema}}$ dei risultati del modello (fig. 4.30) e del fronte di Pareto (fig. 4.31).

La temperatura che realizza l'ottimo economico (495°C) è diversa da quella di ottimo termodinamico (550°C) per cui, diversamente dal caso a 400°C , si ha una variazione anche di quel parametro. Per alti x (vicino all'ottimo economico) le curve ad uguale frazione di portata tendono a ripiegarsi su se stesse come delle parabole, perciò i punti che appartengono al fronte di Pareto assumono una TIT sempre più bassa, fino ad arrivare a 495°C . Poiché però ciò accade ad alti x questo effetto è minimo per i primi punti del fronte di Pareto.

Il punto di ottimo termoeconomico si trova per $TIT=550^{\circ}\text{C}$ e $x=0,43$, con $\eta_{\text{sistema}}=20,62\%$ (-1,68%) e $CI=2,432$ M\$ (+240'000 \$ circa).

800°C

Anche in questo caso si riportano i diagrammi $CI-\eta_{\text{sistema}}$ (fig. 4.32 e 4.33).

Il punto di ottimo termoeconomico si trova per $TIT=745^{\circ}\text{C}$ e $x=0,34$, con $\eta_{\text{sistema}}=25,27\%$ (-1,66%) e $CI=2,154$ M\$ (+210'000 \$ circa).

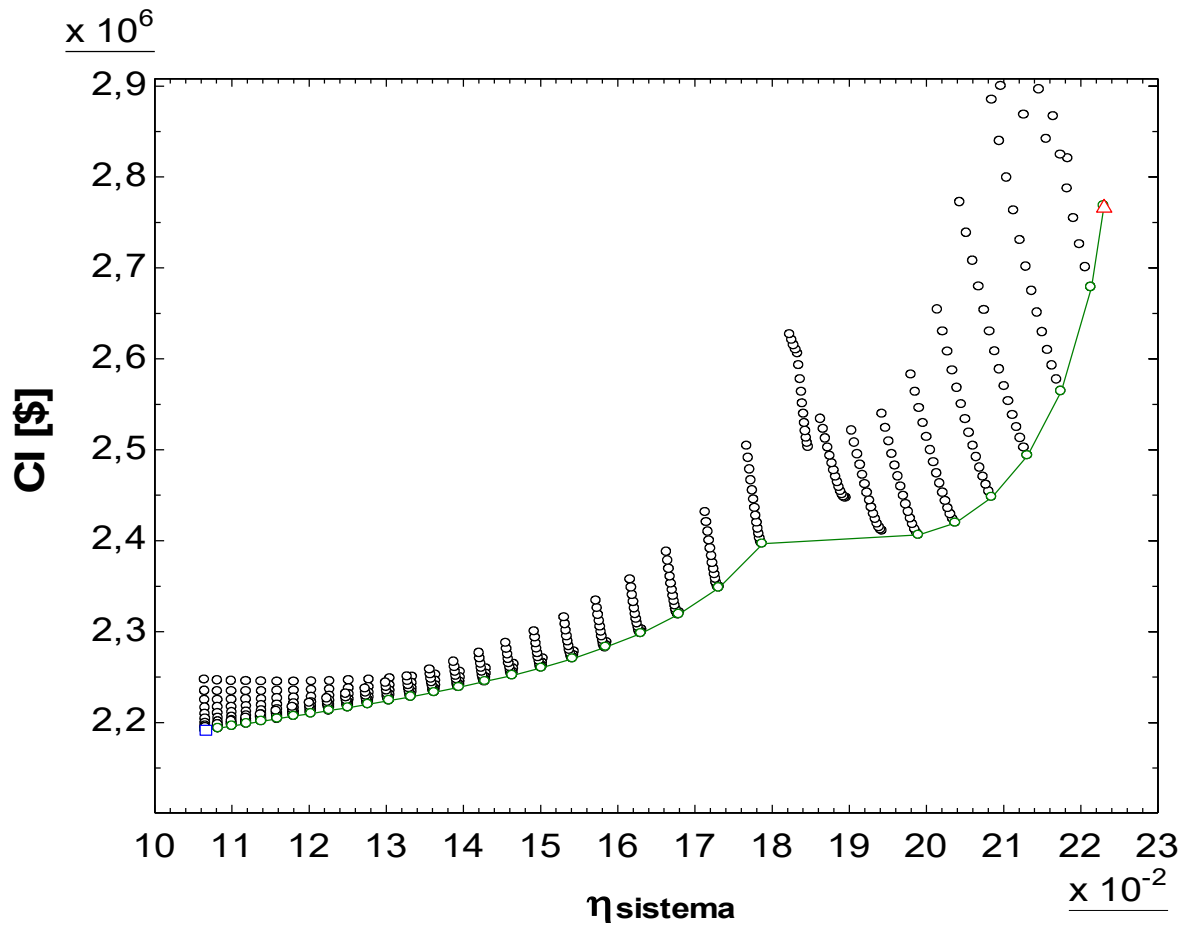


Figura 4.30. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 600°C

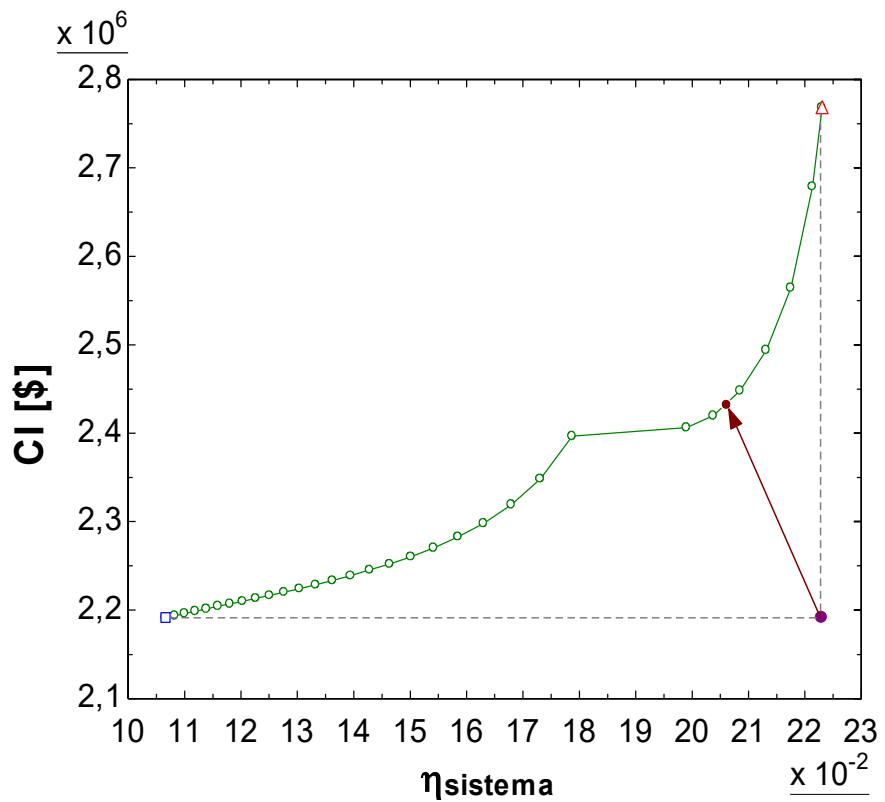


Figura 4.31. Fronte di Pareto del ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 600°C

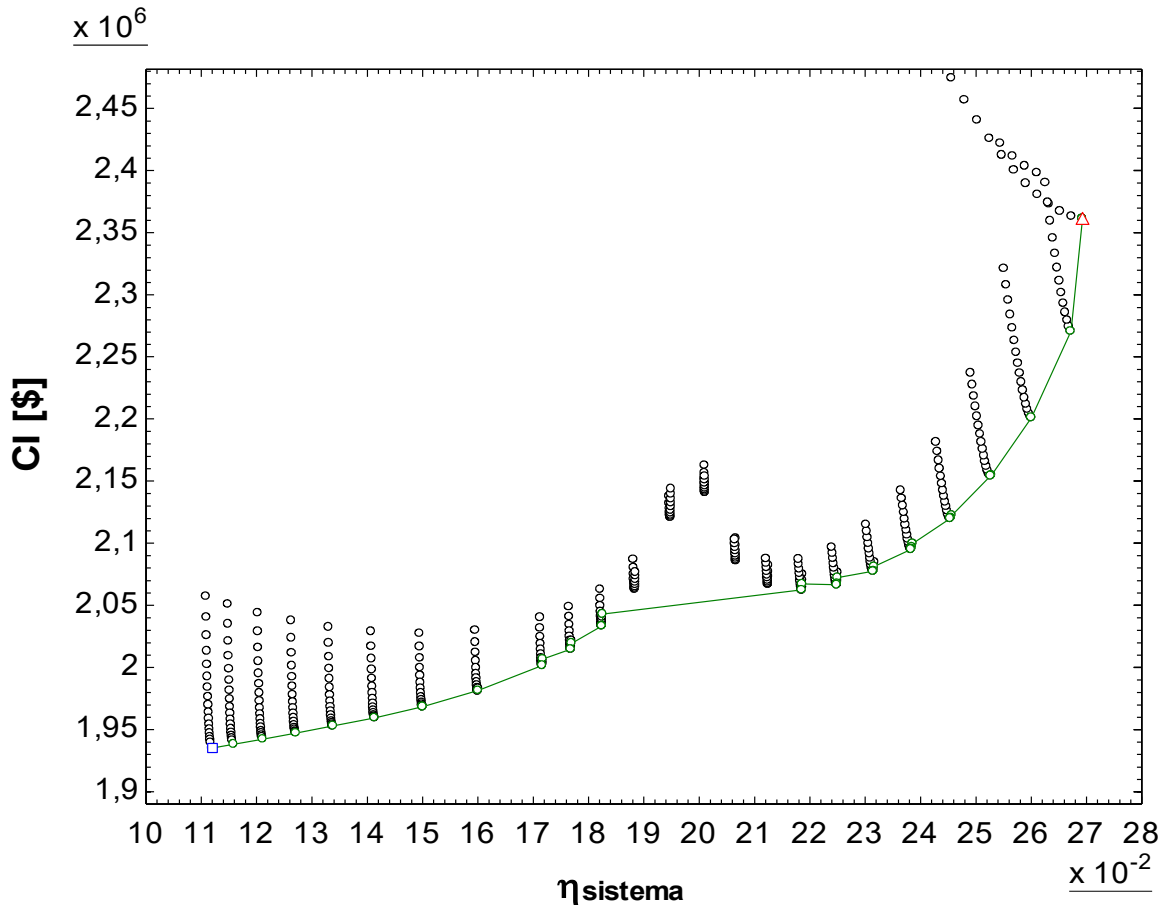


Figura 4.32. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 800°C

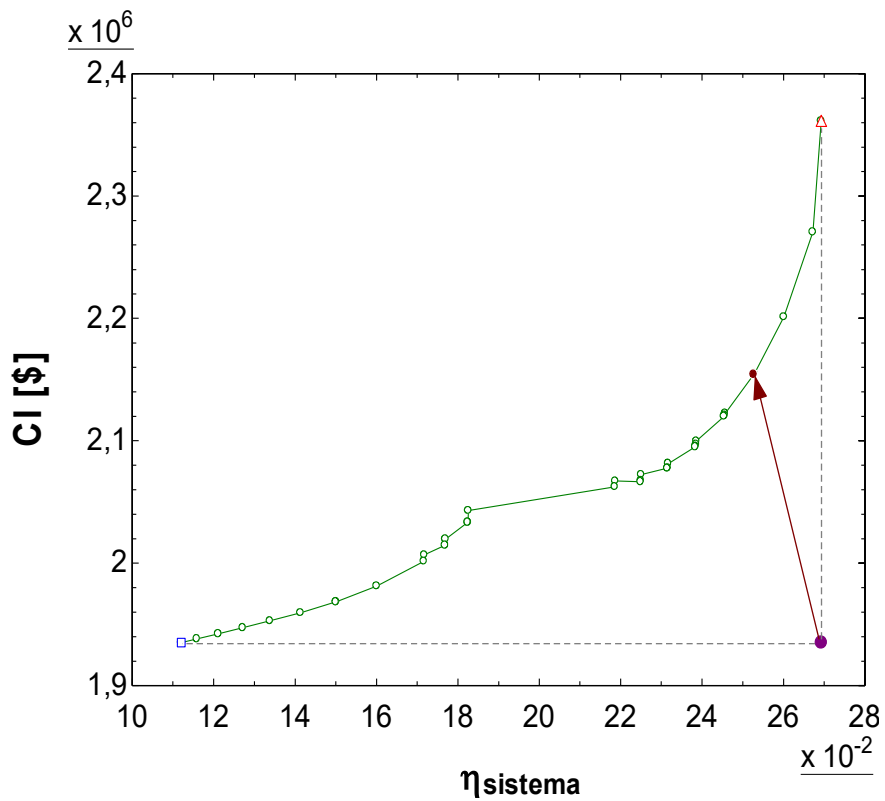


Figura 4.33. Fronte di Pareto del ciclo cascata a singola spartizione di flusso a 800°C

Confronto e considerazioni

La TIT di ottimo corrisponde in quasi tutte le simulazioni alla TIT massima ammissibile. La frazione di massa tende ad assumere un valore intermedio tra l'ottimo termodinamico ed il valore unitario di ottimo economico, ma in generale risulta spostato verso il primo (fig. 4.34).

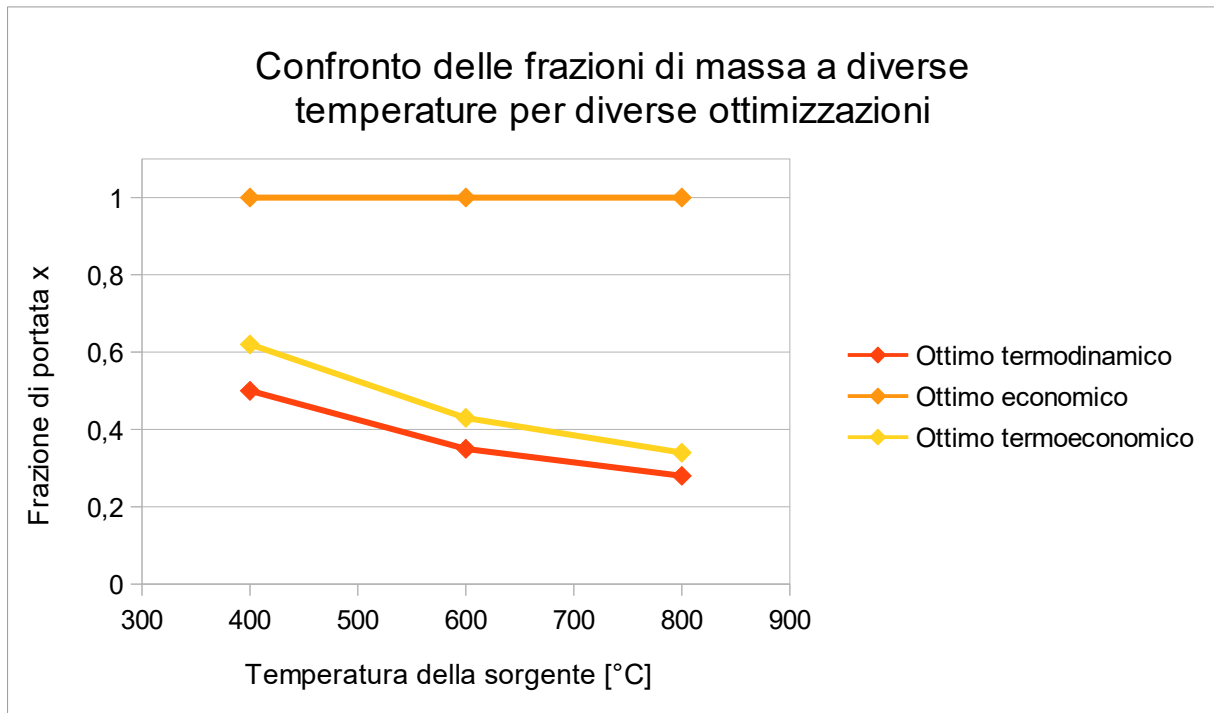


Figura 4.34. Confronto delle frazioni di massa per diverse ottimizzazioni

La diminuzione del rendimento di sistema rispetto al rendimento massimo è contenuta e piuttosto costante, ma certamente maggiore ai casi del ciclo semplice rigenerativo. La maggiorazione del costo di investimento rispetto all'ottimo economico diminuisce progressivamente all'aumentare della temperatura dei fumi, e in tutti i casi si presenta molto maggiore rispetto al ciclo semplice.

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

Il ciclo presenta tre variabili di decisione già definite nelle ottimizzazioni precedenti, ovvero TIT, x e y .

400°C

Riportando il diagramma $CI-\eta_{\text{система}}$ (fig. 3.35) si nota che è più difficile individuare le linee di variazione dei diversi parametri, ma in genere al variare di una frazione di portata l'andamento è

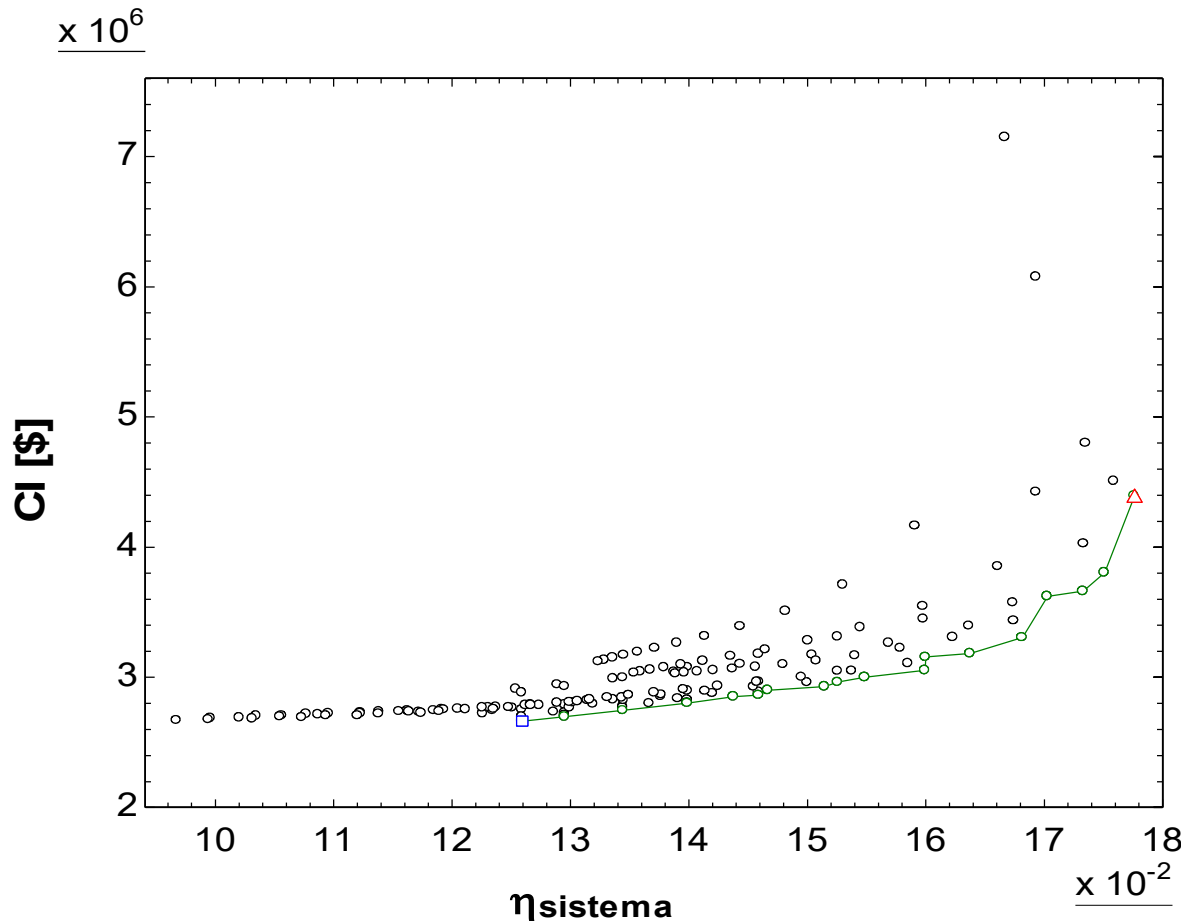


Figura 4.35. Diagramma $CI-\eta_{\text{система}}$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 400°C

parabolico. Entrambi i punti di ottimo (economico e termodinamico) presentano $TIT=350^\circ C$ per cui è ragionevole supporre che anche l'ottimo termoeconomico si trovi alla stessa temperatura. Per questo motivo ci si focalizza sulla determinazione delle frazioni di portata, essendo parametri che influenzano largamente le prestazioni e l'economicità del ciclo.

Il fronte di Pareto è stato ancora una volta riportato in un altro diagramma (fig. 4.36) che mostra l'individuazione del punto di ottimo termoeconomico, che si ritrova per $TIT=350^\circ C$, $x=0,47$ e $y=0,72$. Per questi valori si determina $\eta_{\text{система}}=15,65\%$ (-2,11% rispetto all'ottimo termoeconomico) e $CI=2,997$ M\$ (+335'000 \$ circa rispetto al massimo CI).

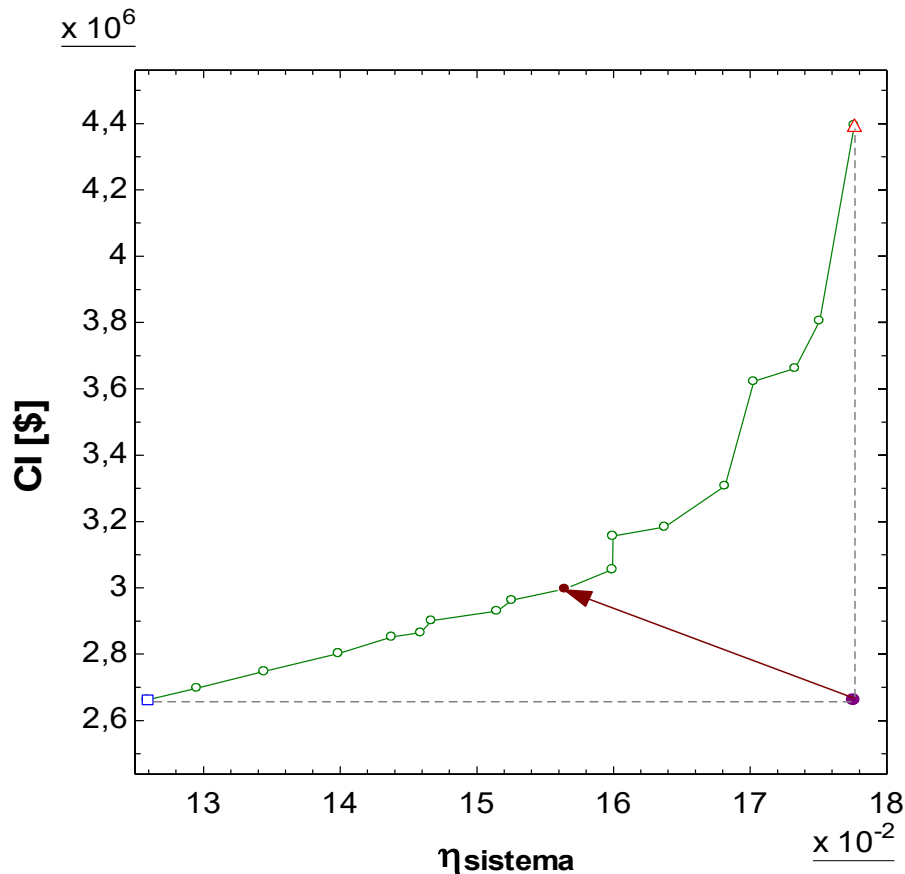


Figura 4.36. Fronte di Pareto del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 400°C

600°C

Si riportano i diagrammi CI- η_{sistema} che mostrano i risultati del modello (fig. 4.37) e successivamente il fronte di Pareto (fig. 4.38).

Il punto di ottimo termoeconomico si determina per TIT=550°C, $x=0,38$ e $y=0,56$, con $\eta_{\text{sistema}}=20,97\%$ (-3,64%) e CI=2,401 M\$ (+310'000 \$ circa).

800°C

Si determinano anche per l'ultimo caso i diagrammi CI- η_{sistema} (fig. 4.39 e 4.40).

L'andamento del fronte di Pareto non è del tutto lineare (in questo come in altri esempi) in quanto al variare dei parametri operativi si assiste al passaggio tra profili nello scambiatore convergenti e divergenti, che porta ad un aumento dei costi nella zona in cui avviene tale scambio. L'andamento è generalmente parabolico al variare di una frazione di portata.

Il punto di ottimo termoeconomico si determina per TIT=750°C, $x=0,30$ e $y=0,40$, con $\eta_{\text{sistema}}=26,45\%$ (-2,08%) e CI=2,150 M\$ (+300'000 \$ circa).

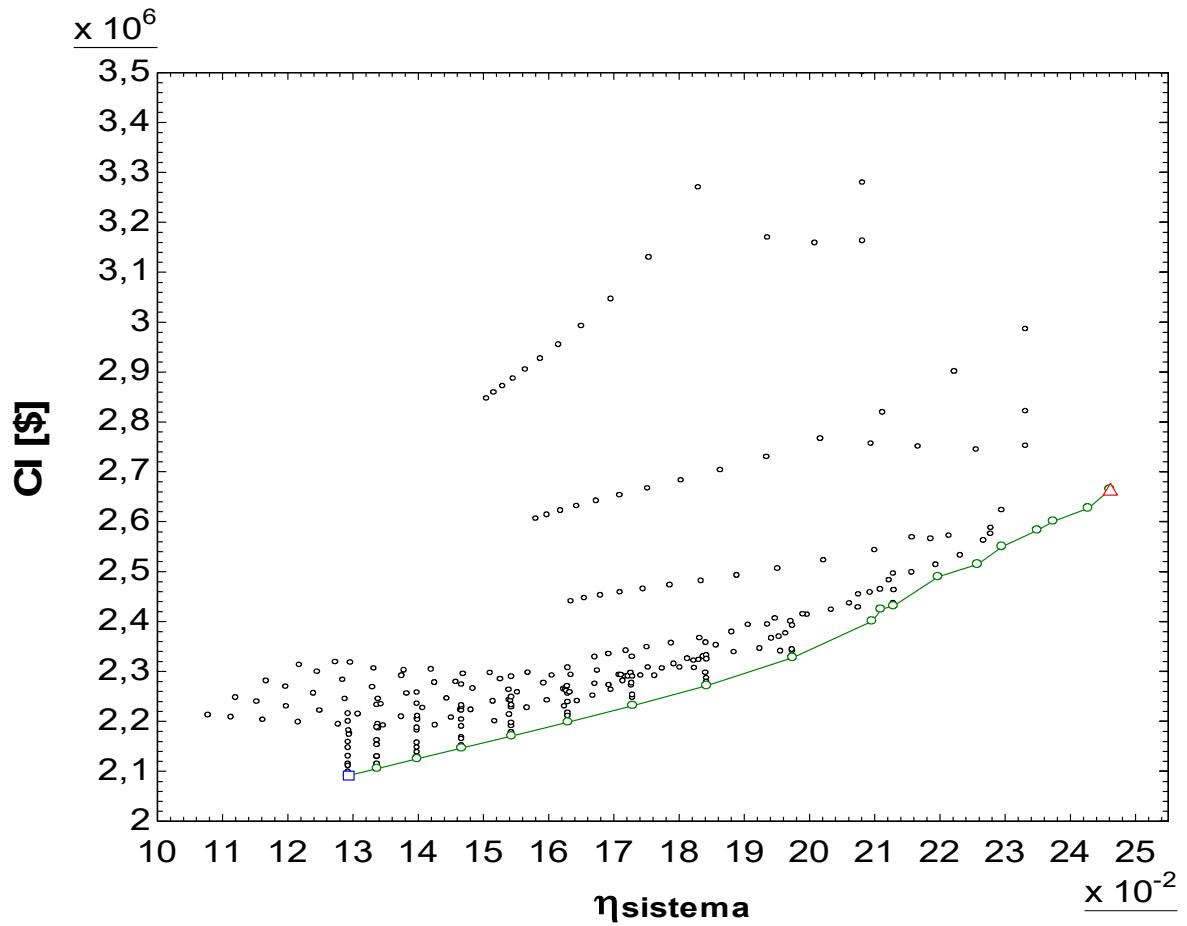


Figura 4.37. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 600°C

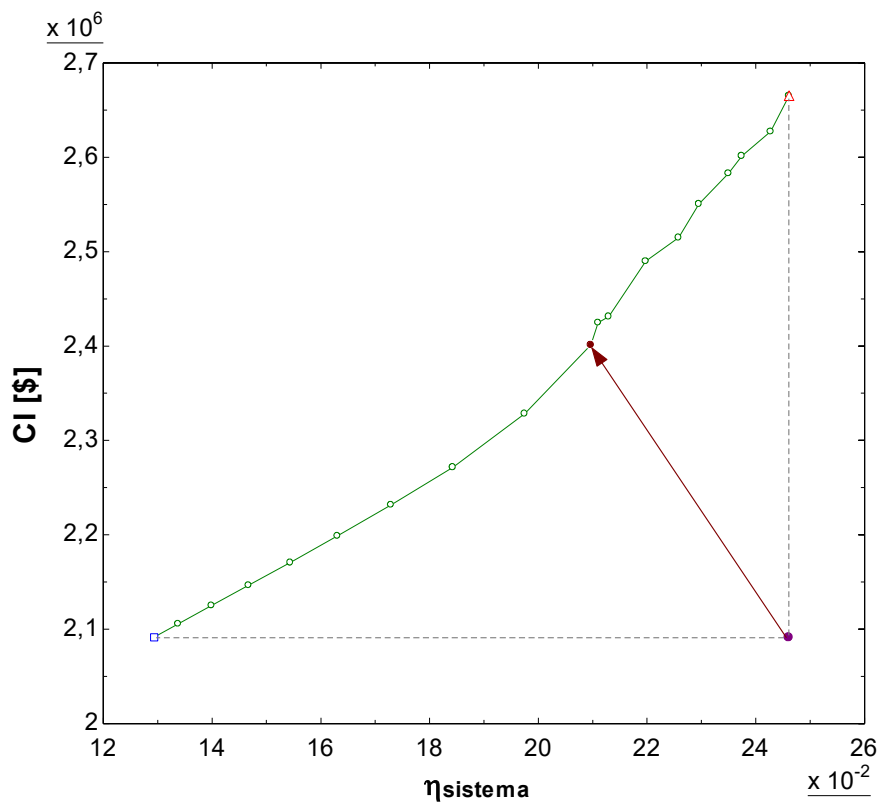


Figura 4.38. Fronte di Pareto del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 600°C

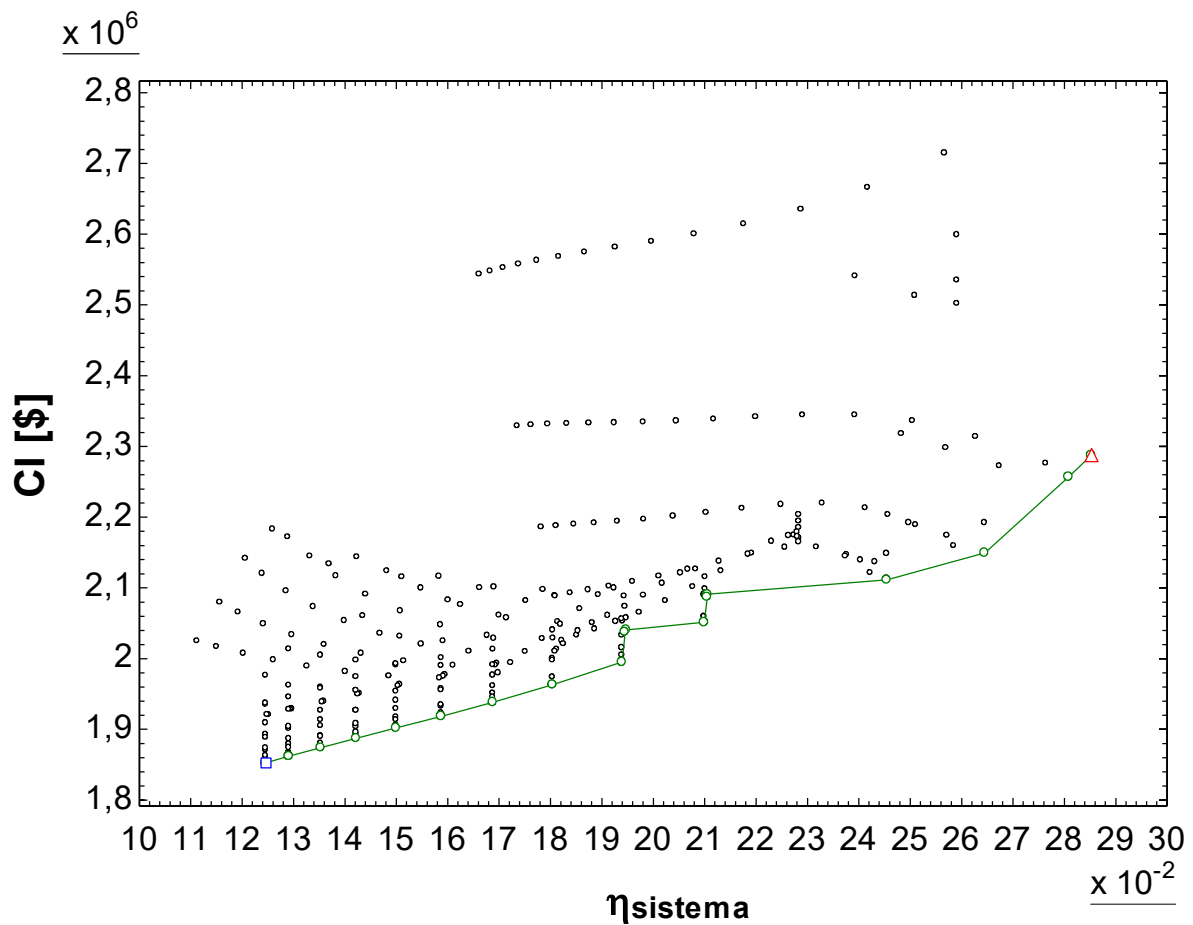


Figura 4.39. Diagramma $CI-\eta_{\text{sistema}}$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

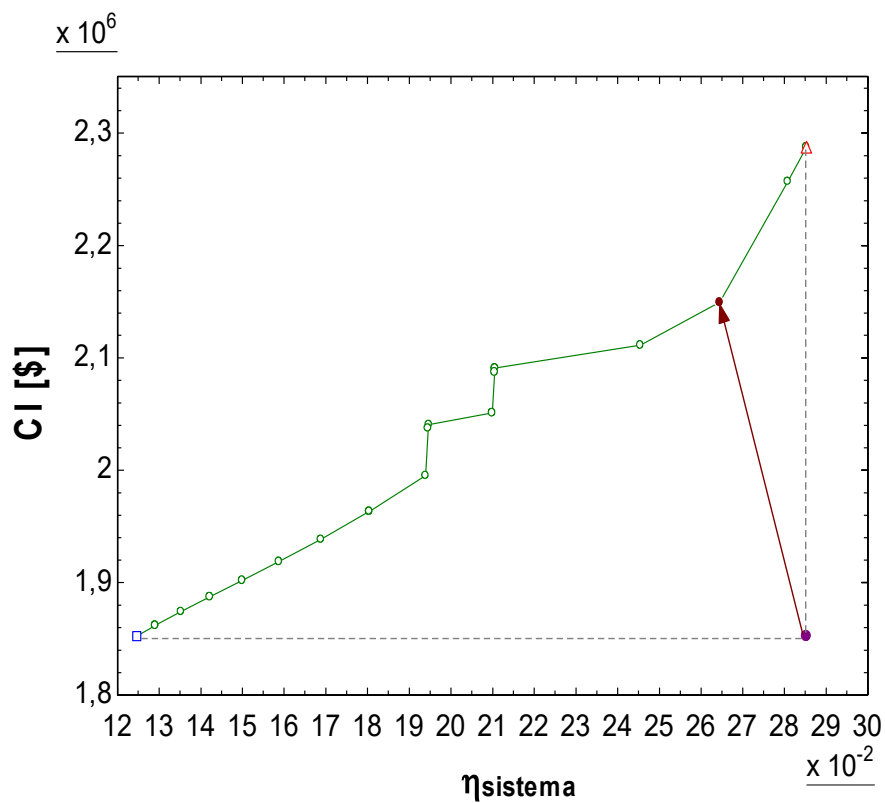


Figura 4.40. Fronte di Pareto del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

Confronto e considerazioni

Mentre la TIT rimane costante al suo valore massimo per tutti gli ottimi ciò che incide significativamente sui parametri di ciclo sono le frazioni di portata. La frazione di portata x (fig. 4.41) della soluzione termoeconomica è sempre compresa tra le altre due ottimizzazioni, ma diminuisce maggiormente rispetto alle x degli altri ottimi, allontanandosi progressivamente dall'ottimo economico per avvicinarsi di più a quello termodinamico.

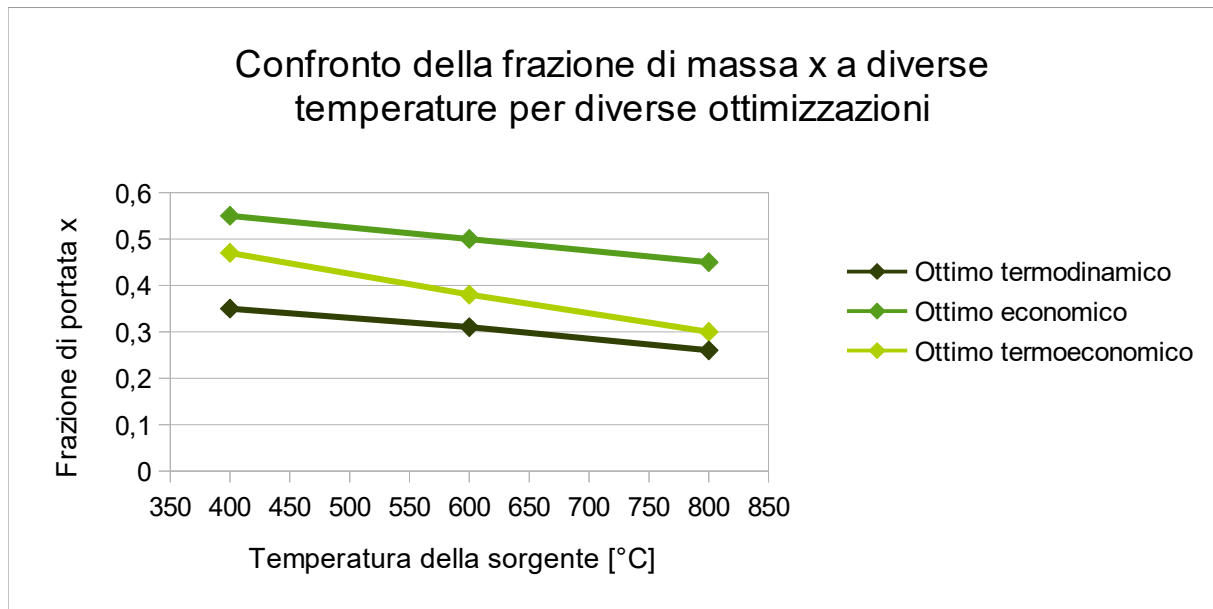


Figura 4.41. Confronto della frazione di massa x per diverse ottimizzazioni

La frazione y , invece (fig. 4.42), rimane sempre più vicina all'ottimo termodinamico, proprio come succedeva per la x del ciclo cascata a singola spartizione di flusso. Ciò è corretto in quanto i due parametri si assomigliano molto tra loro.

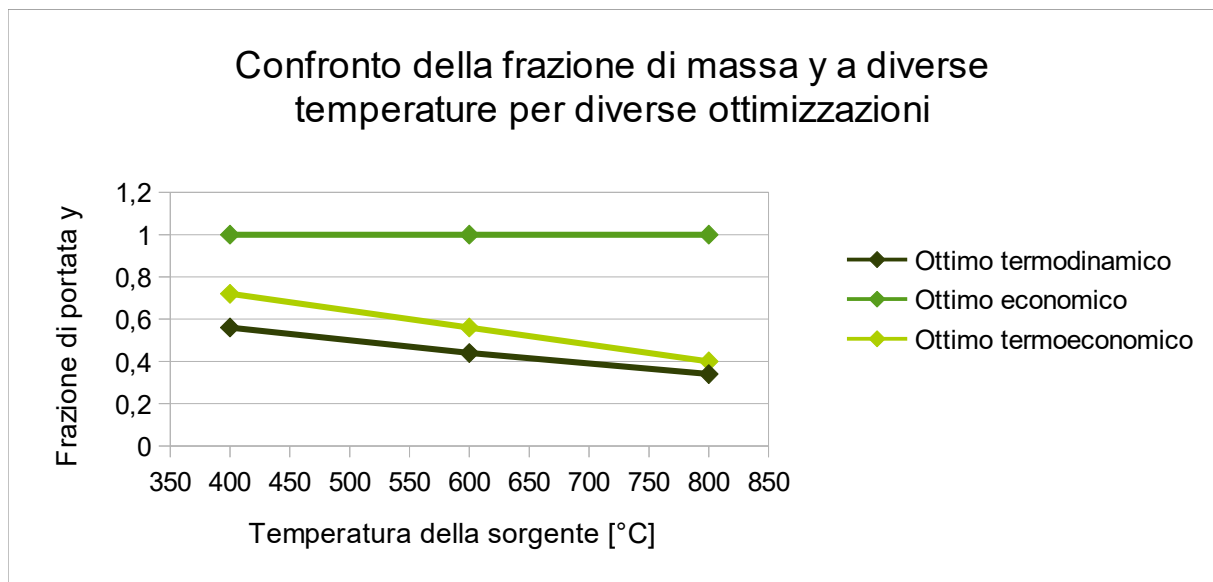


Figura 4.42. Confronto della frazione di massa y per diverse ottimizzazioni

Per concludere si riportano schemi e diagrammi T-s delle configurazioni di ciclo con i principali parametri termoeconomici, come già fatto da Kimzey, Cho et. al. e Kim et. al. (fig. 4.43 – 4.51).

Ciclo semplice rigenerativo a 400°C

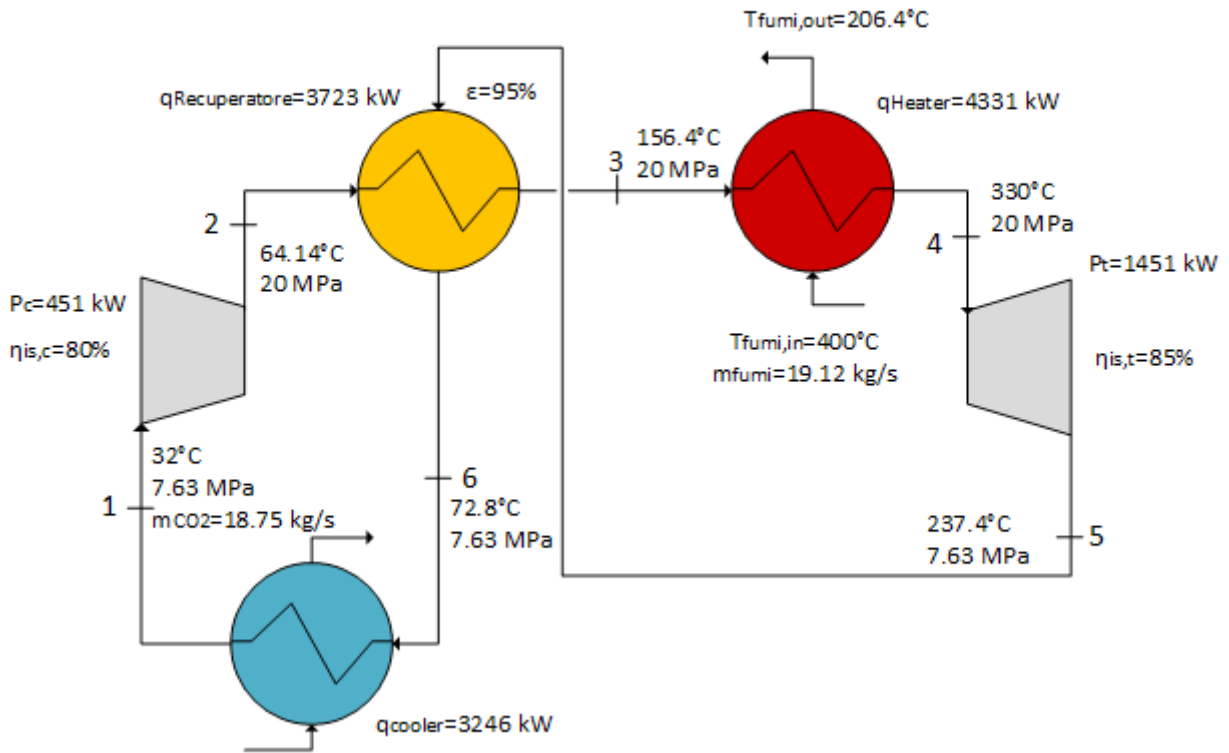


Diagramma T – s del ciclo semplice rigenerativo ($T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$, $TIT = 330^{\circ}\text{C}$)

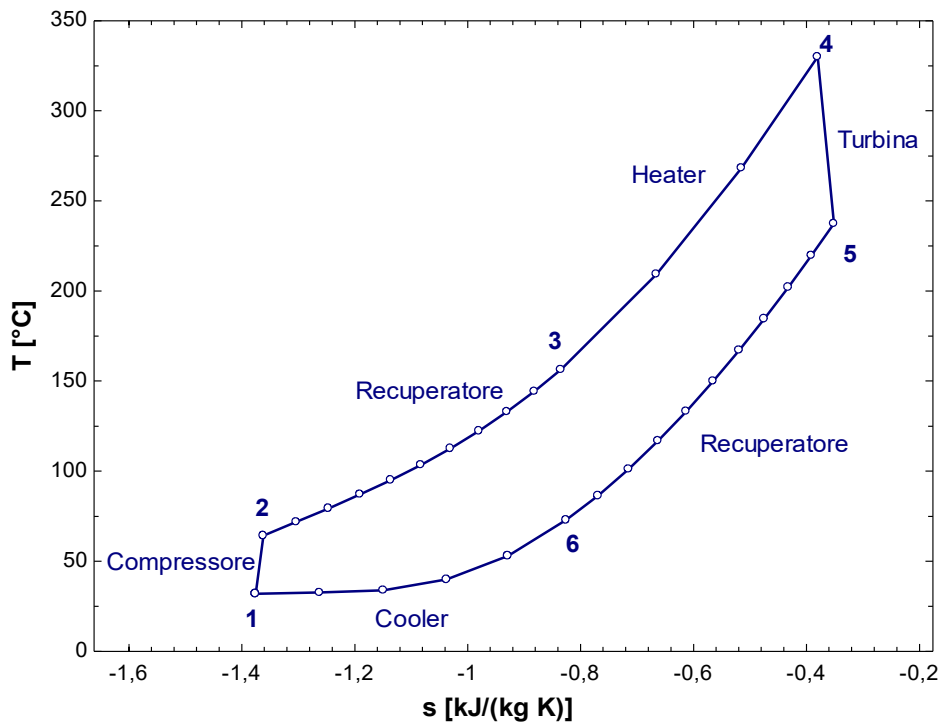


Figura 4.43. Schema di ciclo e diagramma T-s del ciclo semplice rigenerativo per $T_{fumi,in}=400^{\circ}\text{C}$ ($TIT=330^{\circ}\text{C}$)

Ciclo semplice rigenerativo a 600°C

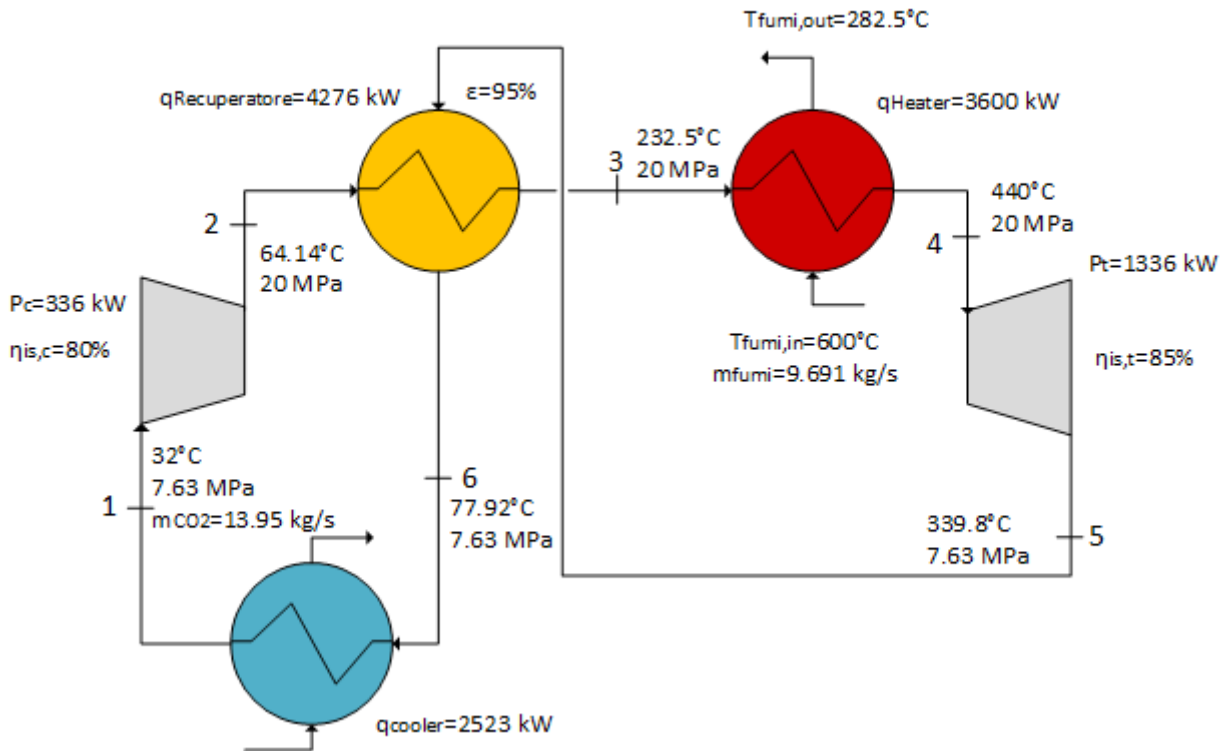


Diagramma $T - s$ del ciclo semplice rigenerativo ($T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$, $TIT = 440^\circ\text{C}$)

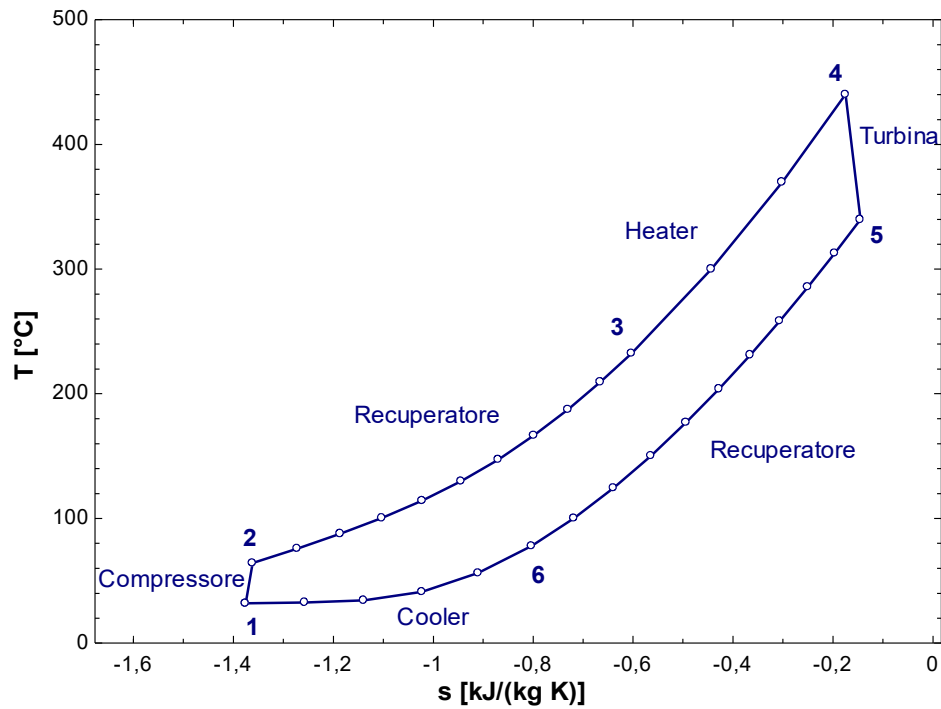


Figura 4.44. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo semplice rigenerativo per $T_{fumi,in}=600^\circ\text{C}$ ($TIT=440^\circ\text{C}$)

Ciclo semplice rigenerativo a 800°C

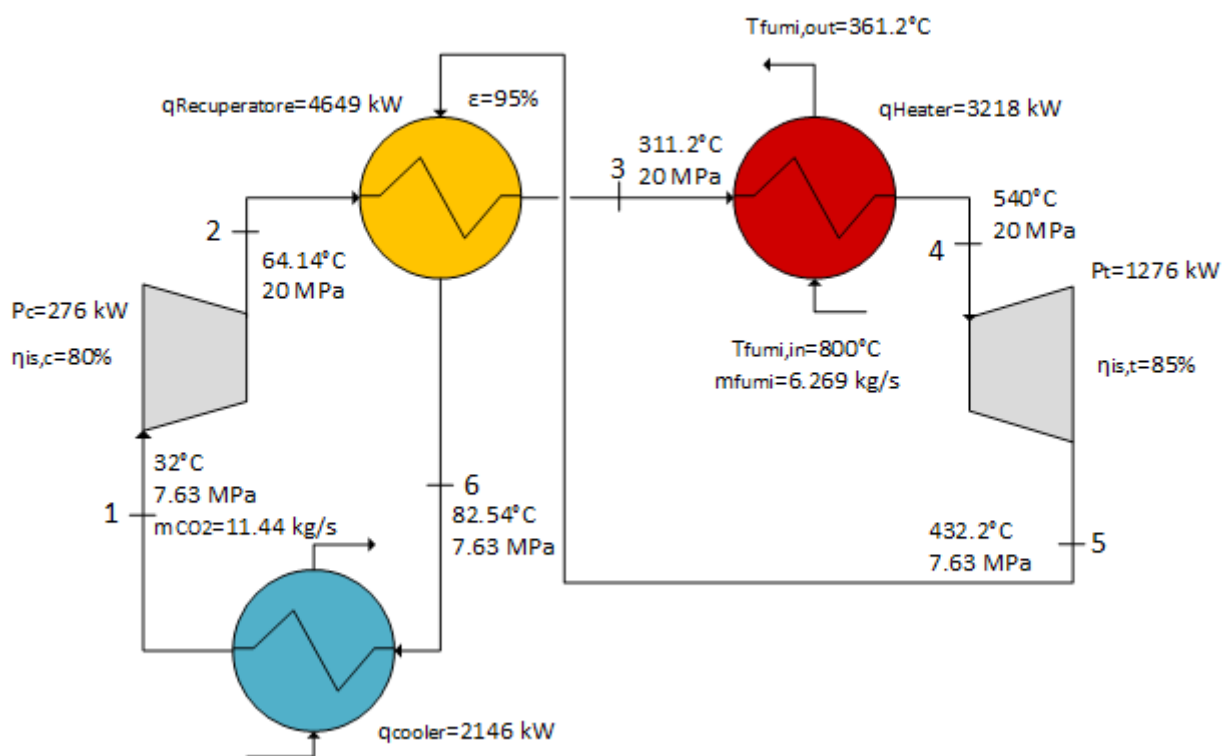


Diagramma $T - s$ del ciclo semplice rigenerativo ($T_{fumi,in} = 800^\circ\text{C}$, $TIT = 540^\circ\text{C}$)

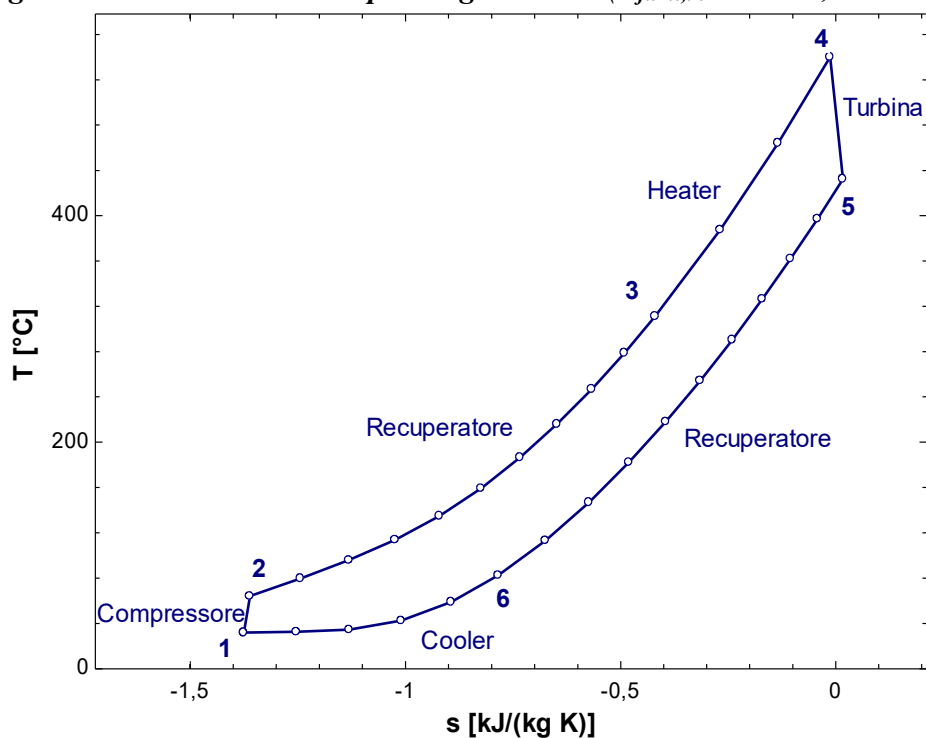


Figura 4.45. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo semplice rigenerativo per $T_{fumi,in} = 800^\circ\text{C}$ ($TIT = 540^\circ\text{C}$)

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 600°C

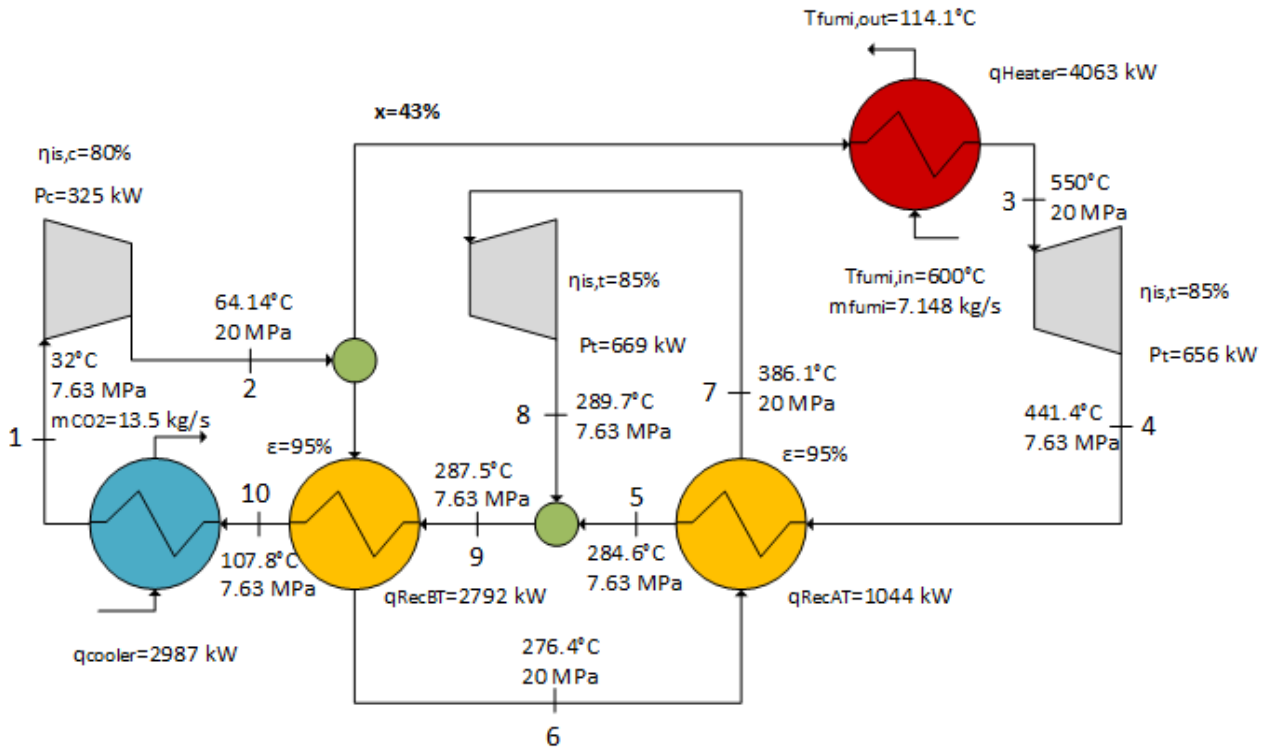


Diagramma $T - s$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso ($T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$, $TIT = 550^\circ\text{C}$, $x = 0,43$)

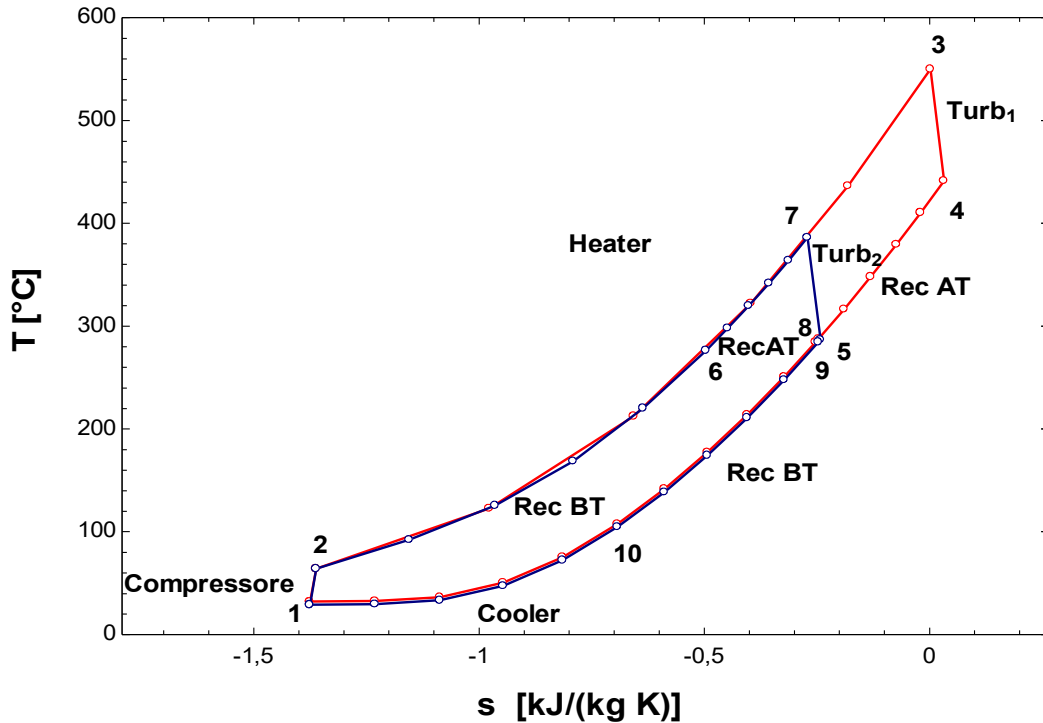


Figura 4.47. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso per $T_{fumi,in} = 600^\circ\text{C}$ ($TIT = 550^\circ\text{C}$, $x = 0,43$)

Ciclo cascata con singola spartizione di flusso a 800°C

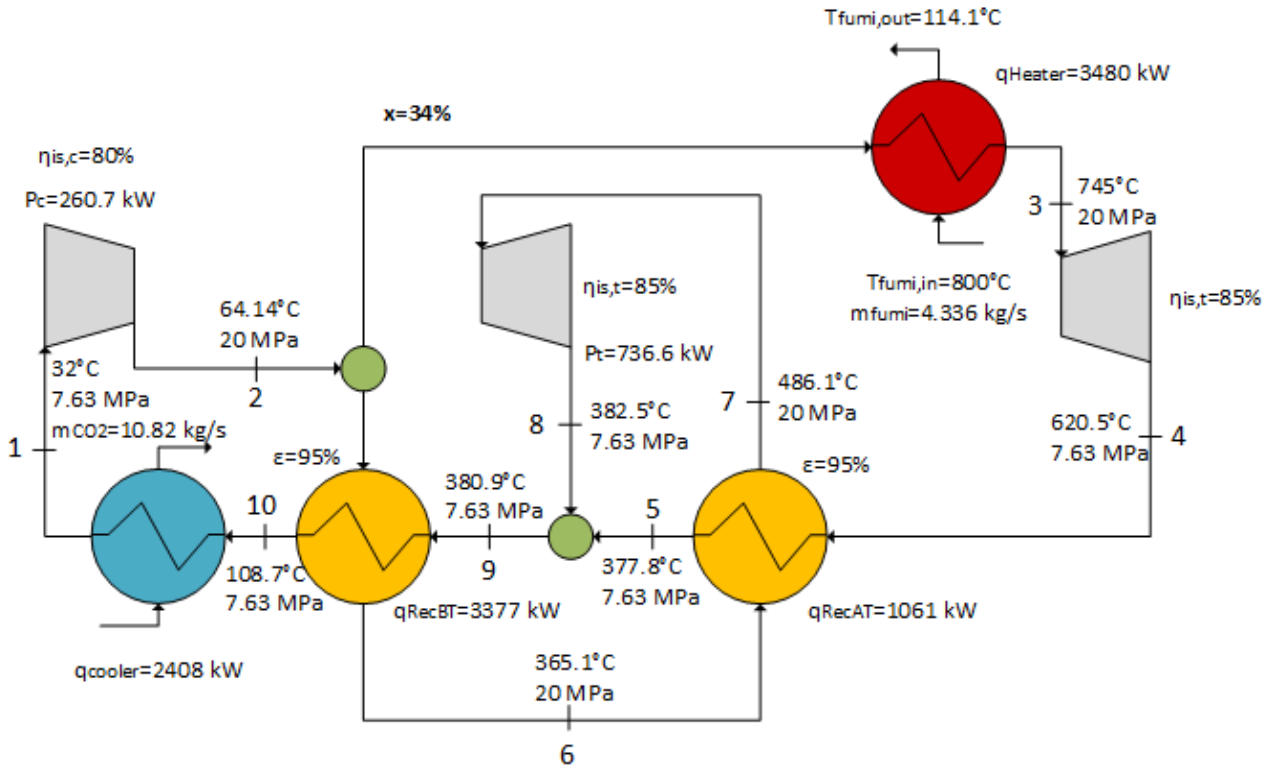


Diagramma $T-s$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso ($T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$, $TIT=745^{\circ}\text{C}$, $x=0,34$)

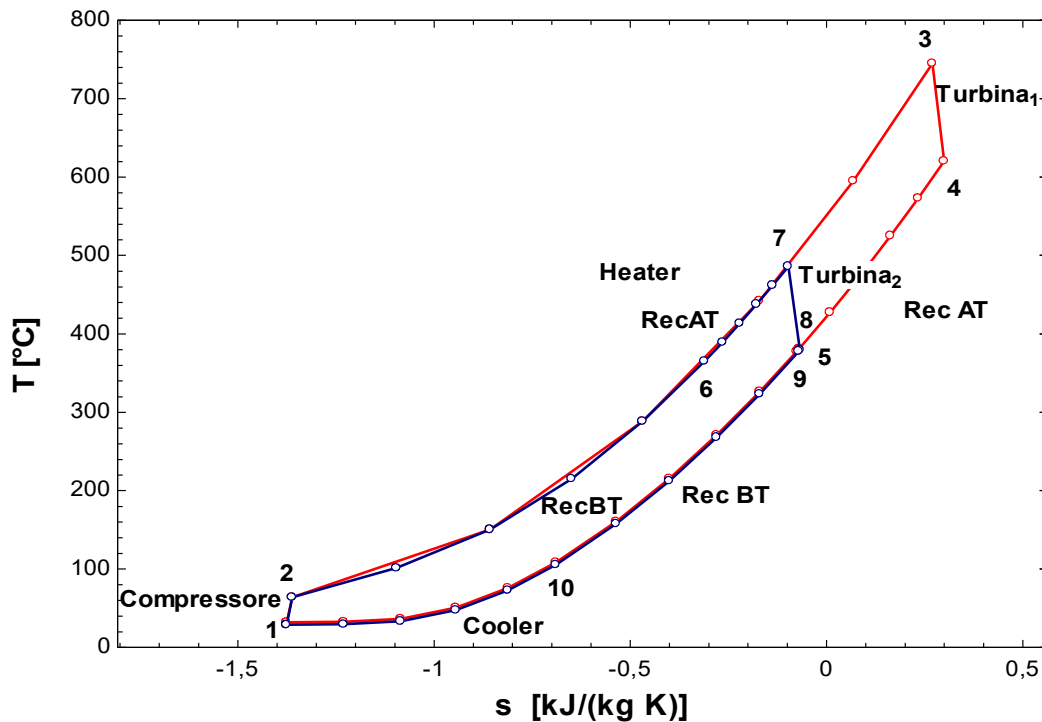


Figura 4.48. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo cascata con singola spartizione di flusso per $T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$ ($TIT=745^{\circ}\text{C}$, $x=0,34$)

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 400°C

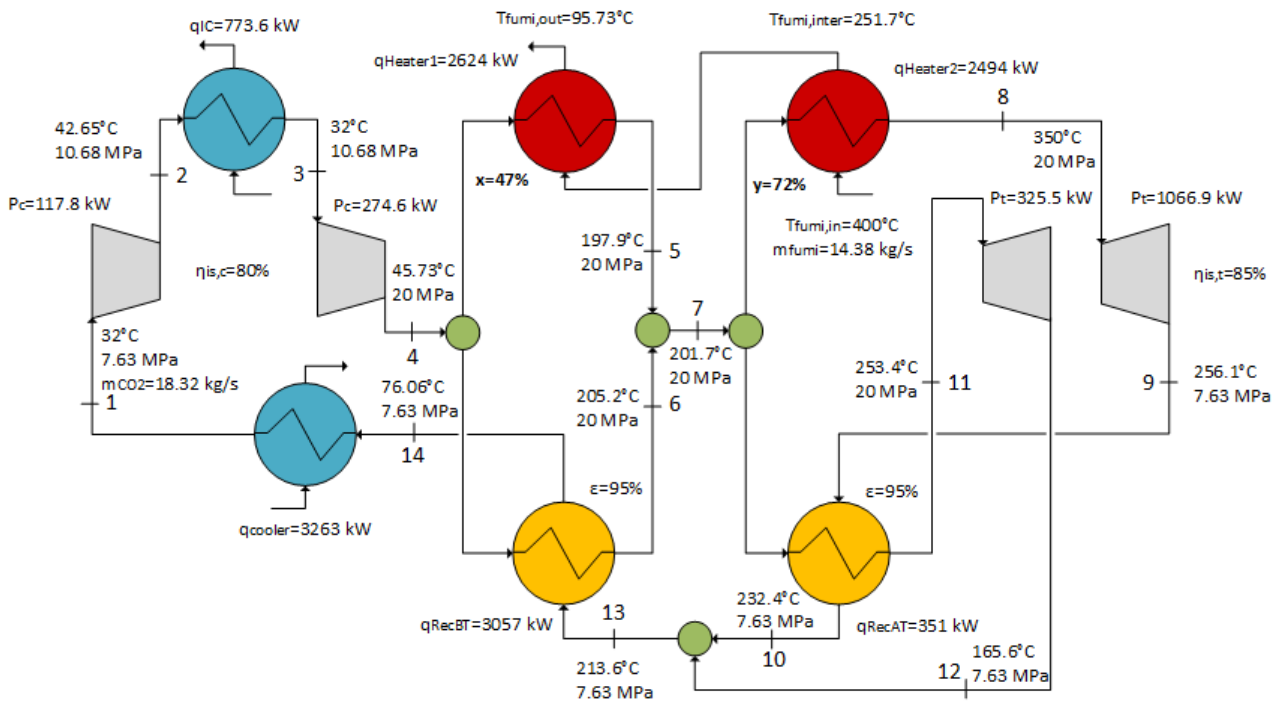


Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso ($T_{\text{fumi,in}} = 400^\circ\text{C}$, $TIT = 350^\circ\text{C}$, $x = 0,47$, $y = 0,72$)

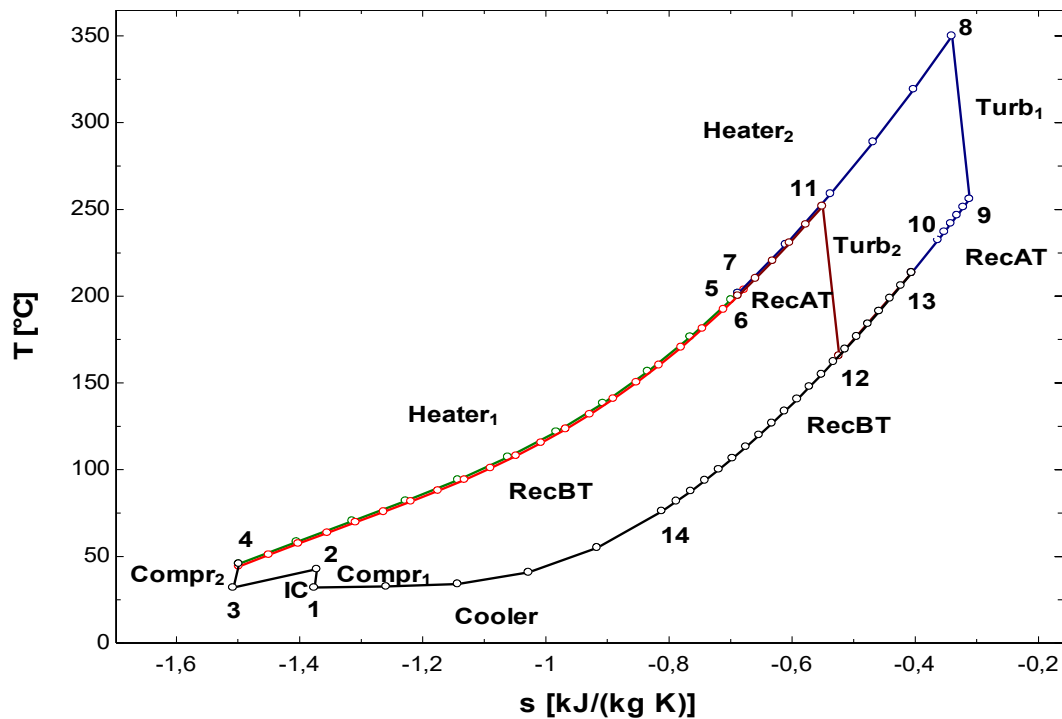


Figura 4.49. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso per $T_{\text{fumi,in}} = 400^\circ\text{C}$ ($TIT = 350^\circ\text{C}$, $x = 0,47$, $y = 0,72$)

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 600°C

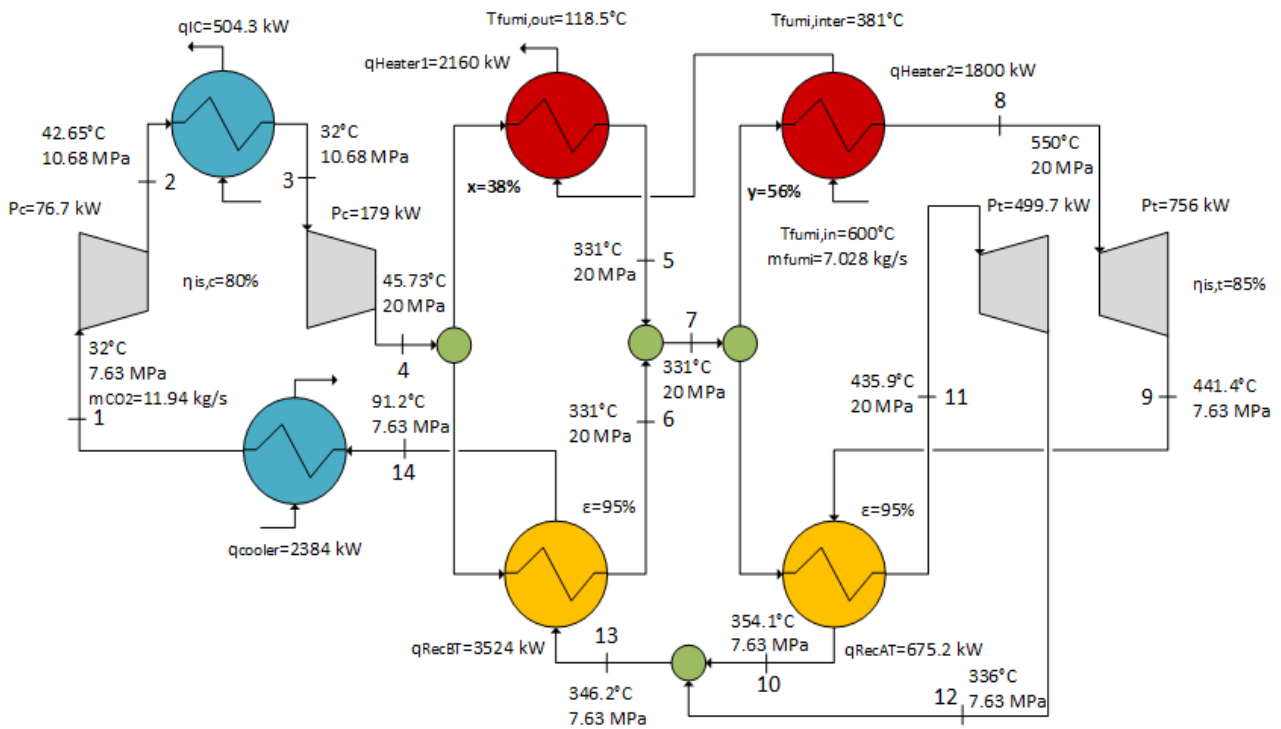


Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso ($T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$, $TIT=550^{\circ}\text{C}$, $x=0,38$, $y=0,56$)

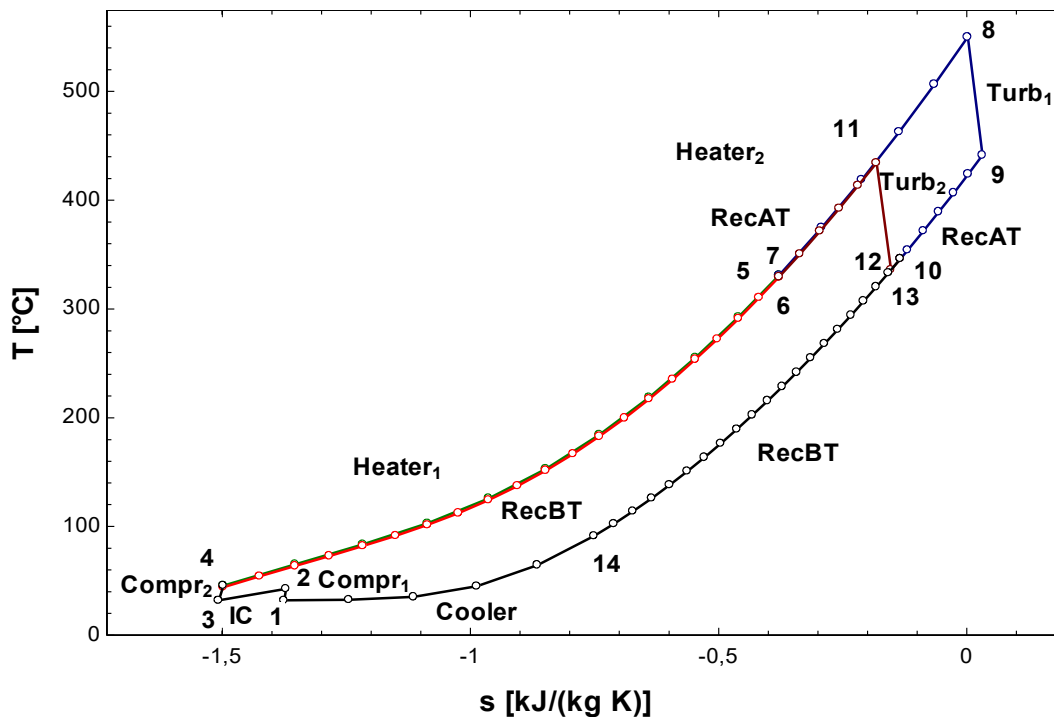


Figura 4.50. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso per $T_{fumi,in}=600^{\circ}\text{C}$ ($TIT=550^{\circ}\text{C}$, $x=0,38$, $y=0,56$)

Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso a 800°C

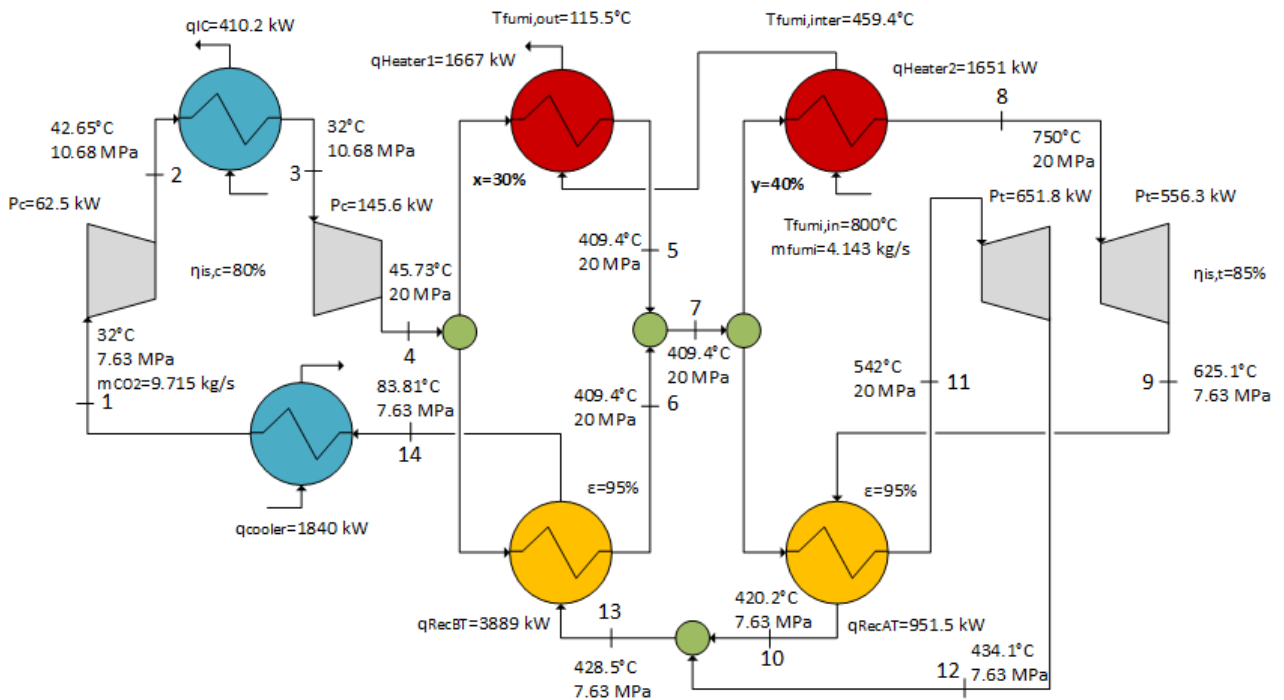


Diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso ($T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$, $TIT=750^{\circ}\text{C}$, $x=0,30$, $y=0,40$)

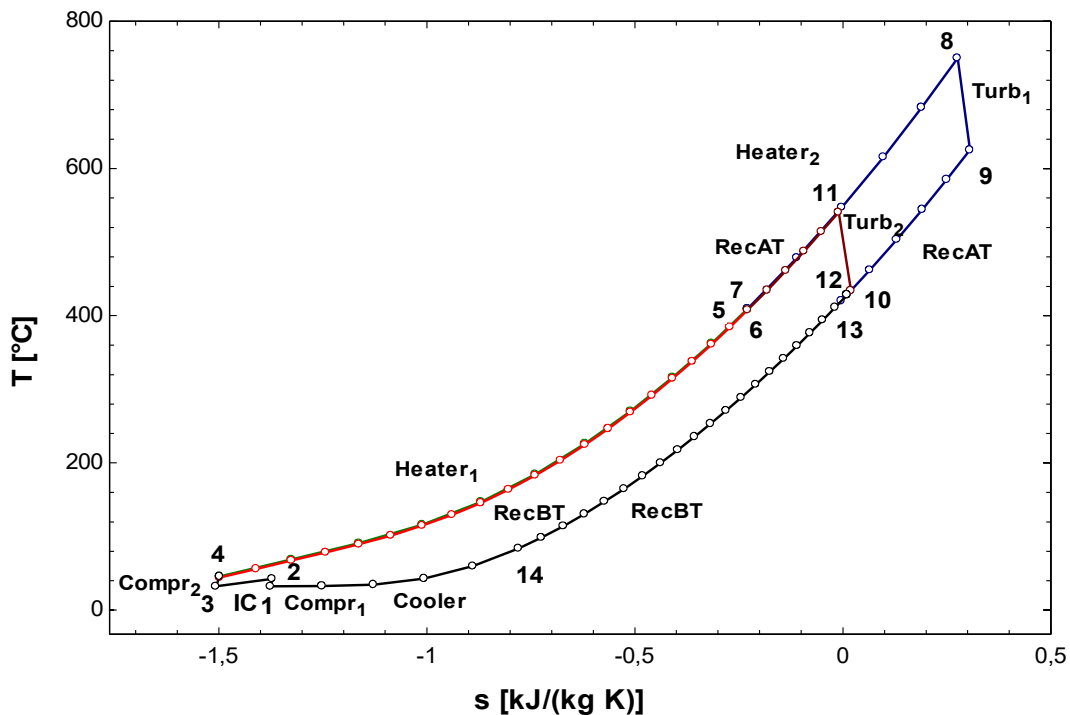


Figura 4.51. Schema di ciclo e diagramma $T-s$ del ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso per $T_{fumi,in}=800^{\circ}\text{C}$ ($TIT=750^{\circ}\text{C}$, $x=0,30$, $y=0,40$)

4.3 Conclusioni

In questo capitolo sono state svolte due ottimizzazioni, quella economica e quella termoeconomica. I risultati economici hanno sottolineato la differenza con l'ottimo termodinamico, che si ha per valori delle variabili di decisione molti diversi. Ciò induce ad effettuare l'ottimizzazione termoeconomica mediante il fronte di Pareto, che fornisce i risultati finali. Questi sono esplicitati negli schemi di ciclo e nei diagrammi T-s appena visti.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi sono state studiate quattro configurazioni per applicazioni finalizzate al recupero del calore di scarto di processi industriali a medio-bassa (400°C), media (600°C) e alta (800°C) temperatura. Per ciascuna sono stati effettuati tre tipi di ottimizzazione: termodinamica, economica e termoeconomica.

Si è proceduto inizialmente a vagliare la letteratura pertinente, facendosi un'idea dei cicli che vengono studiati e cercando di sceglierne opportunamente alcuni. È stata effettuata un'analisi di come questi cicli si evolvono in configurazioni sempre più complesse, che permettono di raggiungere rendimenti di ciclo paragonabili a quelli di un impianto Rankine a vapor d'acqua usato come ciclo bottoming. Allo stesso tempo si sono riscontrate due grandi categorie di ciclo in ambito WHR: da un lato cicli utilizzati anche per altre applicazioni (come il ciclo semplice rigenerativo e il ciclo a ricompressione), dall'altro configurazioni innovative studiate appositamente per essere utilizzate come cicli bottoming (come i cicli cascata).

Parallelamente alla scelta delle configurazioni è stato effettuato uno studio sulle assunzioni da prendere per i modelli. Al fine di confrontare nella maniera più uniforme possibile i cicli tra loro è stato scelto di mantenere fissa la potenza netta in uscita ad 1 MW. Rispetto alla maggior parte degli autori, il parametro principale a cui si è fatto riferimento per l'ottimizzazione termodinamica corrisponde al rendimento di sistema, definito come il prodotto tra il rendimento di ciclo e l'efficienza di recupero del calore di scarto.

Tabella 1. Variabili di decisione e principali parametri per le tre ottimizzazioni – Ciclo semplice

			Ottimo termodinamico	Ottimo economico	Ottimo termoeconomico
Ciclo semplice	400°C	TIT [°C]	300	350	330
		η_{sistema}	11,96	11,45	11,76
		η_{ciclo}	21,52	24,05	23,09
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	55,59	47,62	50,94
		CI [M\$]	2,969	2,800	2,841
	600°C	TIT [°C]	370	530	440
		η_{sistema}	15,83	13,10	15,21
		η_{ciclo}	24,96	30,77	27,78
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	63,40	42,57	54,75
		CI [M\$]	2,474	2,188	2,283
	800°C	TIT [°C]	430	700	540
		η_{sistema}	18,45	13,75	17,48
		η_{ciclo}	27,40	35,21	31,07
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	67,31	39,05	56,26
		CI [M\$]	2,232	1,910	2,025

Calcolando il rendimento di ciclo e l'efficienza di recupero in modo separato è stato possibile analizzare le modalità con cui ciascun ciclo riesce a raggiungere il massimo rendimento di sistema.

I quattro cicli considerati sono il ciclo semplice rigenerativo, il ciclo a ricompressione, il ciclo cascata con singola spartizione di flusso ed il ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso.

L'ottimizzazione termodinamica ha fin da subito escluso il ciclo a ricompressione in quanto la frazione di massa che scorre nel ricompressore risulta nulla. Il ciclo collassa nel ciclo semplice rigenerativo e la ricompressione non fornisce alcun vantaggio. Questo concetto si ritrova nella letteratura.

Sempre da questa prima ottimizzazione, invece, si nota una separazione netta tra il ciclo semplice ed i cicli cascata, a dimostrazione del fatto che cicli ideati appositamente per il recupero di calore di scarto ottengono prestazioni migliori.

I rendimenti di sistema migliorano progressivamente all'aumentare della temperatura dei fumi, evidenziando che lavorare con sorgenti a più alta temperatura è più conveniente in senso termodinamico.

L'ottimizzazione economica, invece, snatura i cicli cascata, penalizzandone enormemente le prestazioni. Ciò si può notare dalla frazione di portata x (ciclo cascata con singola spartizione di flusso) e y (ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso), divenute unitarie.

Per unire le due ottimizzazioni e quindi trovare un compromesso tra le prestazioni e l'economicità è stato fatto un ulteriore passaggio, andando a definire il fronte di Pareto e successivamente l'ottimo

Tabella 2. Variabili di decisione e principali parametri per le tre ottimizzazioni – Ciclo cascata con singola spartizione di flusso

			Ottimo termodinamico	Ottimo economico	Ottimo termoeconomico
Ciclo cascata con singola spartizione di flusso	400°C	TIT [°C]	350	350	350
		x	0,50	1,00	0,62
		η_{sistema}	14,92	9,41	13,38
		η_{ciclo}	19,83	12,50	17,79
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	75,23	75,23	75,23
		CI [M\$]	3,520	2,715	3,019
	600°C	TIT [°C]	550	495	550
		x	0,35	1,00	0,43
		η_{sistema}	22,30	10,66	20,62
		η_{ciclo}	26,62	12,72	24,61
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	83,77	83,77	83,77
		CI [M\$]	2,769	2,191	2,432
	800°C	TIT [°C]	750	670	745
		x	0,28	1,00	0,34
		η_{sistema}	26,93	11,09	25,27
		η_{ciclo}	30,63	12,61	28,74
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	87,93	87,93	87,93
		CI [M\$]	2,361	1,939	2,154

termoeconomico, che presenta la minima deviazione rispetto al punto ideale avente rendimento massimo e costo minimo. I risultati di questa ottimizzazione corrispondono ai cicli con i parametri complessivamente migliori.

I risultati di tutte le ottimizzazioni sono riportati nelle tabelle (tab. 1, 2 e 3).

Tabella 3. Variabili di decisione e principali parametri per le tre ottimizzazioni – Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso

			Ottimo termodinamico	Ottimo economico	Ottimo termoeconomico
Ciclo cascata avanzato con doppia spartizione di flusso	400°C	TIT [°C]	350	350	350
		x	0,35	0,55	0,47
		y	0,56	1,00	0,72
		$\eta_{\text{система}}$	17,76	12,59	15,65
		η_{ciclo}	22,19	17,83	19,54
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	80,07	70,62	80,07
		CI [M\$]	4,395	2,662	2,997
	600°C	TIT [°C]	550	550	550
		x	0,31	0,50	0,38
		y	0,44	1,00	0,56
		$\eta_{\text{система}}$	24,61	12,93	20,97
		η_{ciclo}	28,31	20,29	25,26
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	86,94	63,73	83,02
		CI [M\$]	2,665	2,092	2,401
	800°C	TIT [°C]	750	740	750
		x	0,26	0,45	0,30
		y	0,34	1,00	0,40
		$\eta_{\text{система}}$	28,53	13,04	26,45
		η_{ciclo}	31,59	21,92	30,14
		$\Phi_{\text{recupero termico}}$	90,29	59,47	87,76
		CI [M\$]	2,288	1,848	2,150

In conclusione si può affermare che i cicli supercritici a CO₂ rappresentano una tecnologia emergente che dal punto di vista teorico risulta molto promettente sia in termini di prestazioni che in termini di compattezza. Sono cicli che si adattano ad un range molto vasto di potenze e temperature, e possono competere con tecnologie già affermate come i cicli Rankine e gli ORC.

Bibliografia

- [Angelino, 1968] Angelino G., *Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production*, ASME 68 GT-23, (1968).
- [Balje, 1981] Balje OE. *Turbomachines*. John Wiley (1981).
- [Bonacina-Cavallini-Mattarolo, 2014] Bonacina C., Cavallini A., Mattarolo L., *Trasmissione del calore*, III ed., CLEUP, 2014, pp. 353-407.
- [Brun et. al., 2017] Brun K., Friedman P., Dennis R., *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*, Woodhead Publishing (2017).
- [Cavallini-Mattarolo, 2013] Cavallini C., Mattarolo L., *Termodinamica Applicata*, 2a ed., CLEUP, 2013, pp. 203-208.
- [Cho et. al., 2015] Cho S.K., Kim M., Baik S., Ahn Y., Lee J.I., *Investigation of the bottoming cycle for high efficiency combined cycle gas turbine system with supercritical carbon dioxide power cycle*, In: ASME Turbo Expo 2015, GT2015-43077 (2015).
- [Conboy et. al., 2012] Conboy T., Wright S., Pasch J., Fleming D., Rochau G., Fuller R. *Performance Characteristics of an Operating Supercritical CO₂ Brayton Cycle*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134 (2012).
- [Crespi et. al., 2017] Crespi F., Gavagnin G., Sánchez D., and Martínez G. S., *Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review*. *Applied Energy* 195 (2017) pp.152–183.
- [Dennis, 2017] Dennis R. for NETL. *Overview of Supercritical Carbon Dioxide Based Power Cycles for Stationary Power Generation*. Presented to: International Seminar on Organic Rankine Cycle Power Systems (2017).
- [Dostal et. al., 2004] Dostal V., Driscoll M., and Hejzlar P., *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*, MIT-ANP-TR-100, The MIT Center for Advanced Nuclear Energy Systems; 10 (2004).
- [Echogen] Echogen Power Systems WHR Power Generation <https://www.echogen.com/>

- [Feher, 1967] Feher E. G., *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*, Douglas nr. 4348, presented to the IECEC, Miami Beach, Florida, (1967).
- [Feng et. al., 2015] Feng Y., Zhang B., Li B., Yang J., Shi Y., *Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC)*, Energy Conversion and Management 96 (2015) pp. 58–71.
- [Fuller et. al., 2012] Fuller R., Preuss J., Noall J., *Turbomachinery for supercritical CO₂ power cycles*, proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68735 (2012).
- [HEATRIC] HEATRIC, Printed Circuit Heat Exchangers, Poole, Dorset, UK, <https://www.heatric.com>
- [Hinze et. al., 2017] Hinze J. F., Nellis G. F., Anderson M. H., *Cost comparison of printed circuit heat exchanger to low cost periodic flow regenerator for use as recuperator in a s-CO₂ Brayton cycle*, Applied Energy (2017).
- [Hou et. al., 2017] Hou S., Wu Y., Zhou Y., Yu L., *Performance analysis of the combined supercritical CO₂ recompression and regenerative cycle used in waste heat recovery of marine gas turbine*, Energy Conversion and Management 151 (2017) pp. 73-85.
- [Huck et. al., 2016] Huck P, Freund S, Lehar M, Peter M., *Performance comparison of supercritical CO₂ versus steam bottoming cycles for gas turbine combined cycle applications*, In: The 5th supercritical CO₂ power cycles symposium (2016).
- [Irwin et. al., 2017] Irwin L., Le Moullec Y., *Turbines can use CO₂ to cut CO₂*, Science (2017) Vol. 356, Issue 6340, pp. 805-806.
- [Kacludis et. al., 2012] Kacludis A., Lyons S., Nadav D., and Zdankiewicz E., *Waste Heat to Power (WH2P) Applications using a Supercritical CO₂-Based Power Cycle*, presented at Power-Gen International (2012).
- [Kays and London, 1984] Kays, W.M. and London, A.L. (1984) *Compact Heat Exchangers*. 3rd Edition, McGraw-Hill.
- [Kim et. al., 2012] Kim Y. M., Kim C.G., Favrat D., *Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources*, Energy 43 (2012) pp. 402-415.

- [Kim et. al., 2016] Kim M.S., Ahn Y., Kim B., Lee J.I., *Study on the supercritical CO₂ power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle*. Energy 111 (2016) pp. 893–909.
- [Kim W. et. al., 2016] Kim W., Baik Y-J., Jeon S., Jeon D., Byon C., *A mathematical correlation for predicting the thermal performance of cross, parallel, and counterflow PCHEs*, International Journal of Heat and Mass Transfer (2016).
- [Kimzey, 2012] Kimzey G., *Development of a Brayton bottoming cycle using supercritical carbon dioxide as the working fluid*, Tech. rep., EPRI Project (2012).
- [Klemencic et. al., 2016] Klemencic G., Werner A., Haider M., Leibinger H., and Flegkas S., *Comparison of Conventional and CO₂ Power Generation Cycles for Waste Heat Recovery*, In: the 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles (2016).
- [Lazzaretto et. al., 2008] Lazzaretto A., Toffolo A., *A method to separate the problem of heat transfer interactions in the synthesis of thermal systems*, Energy 33 (2008) 163–170.
- [Lozza, 2016] Lozza G., *Turbine a gas e cicli combinati*, III ed., Esculapio Ed., 2016.
- [Manente et. al., 2014] Manente G., Lazzaretto A., *Innovative biomass to power conversion systems based on cascaded supercritical CO₂ Brayton cycles*, Biomass and Bioenergy 69 (2014) pp. 155-168.
- [Marchionni et. al., 2017] Marchionni M., Bianchi G., Konstantinos M. T., Savvas A. Tassou, *Techno-economic comparison of different cycle architectures for high temperature waste heat to power conversion systems using CO₂ in supercritical phase*, 1st ICSEF (2017).
- [Mohagheghi et. al., 2014] Mohagheghi M., Kapat J., *Thermodynamic optimization of recuperated s-CO₂ Brayton cycles for Waste Heat Recovery applications*, In: the 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles (2014).
- [Musgrove et. al., 2016] Musgrove G., Rimpel A. M., and Wilkes, SwRI, J. C., *Tutorial: Fundamentals of Supercritical CO₂*, presented at Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium (2016).

- [Musgrove, Schiferaw et. al., 2016] Musgrove G. O., Schiferaw D., Sullivan S., Chordia L., and Portnoff M., *Tutorial: Heat Exchangers for Supercritical CO₂ Power Cycle Applications*, presented at Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium, March 2016.
- [NREL] NREL, National Renewable Energy Laboratory <https://www.nrel.gov/>
- [Parma et. al., 2011] Parma E. J., Wright S. A., Vernon M. E., Fleming D. D., Rochau G. E., Suo-Anttila A. J., Al Rashdan A., and Tsvetkov P. V.. *Supercritical CO₂ Direct Cycle Gas Fast Reactor (SC-GFR) Concept*. Sand Report, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (2011).
- [Pasch, 2014] Pasch J. for Sandia National Laboratories. *Supercritical Carbon Dioxide Closed Brayton Cycle: Development and Applications*. SAND2014-20596C (2014).
- [Persichilli et. al., 2012] Persichilli M., Kacludis A., Zdankiewicz E., and Held T., *Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam*. presented at Power-Gen India & Central Asia (2012).
- [REFPROP] NIST standard reference database 23: NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP.
- [SANDIA] Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, <http://www.sandia.gov>
- [Shiferaw et. al., 2016] Shiferaw D., Montero Carrero J., Le Pierres R., *Economic analysis of SCO₂ cycles with PCHE Recuperator design optimisation*, In: The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles (2016).
- [Silvestroni, 1996] Silvestroni P., *Fondamenti di chimica*, 10^a ed., CEA, 1996, pp. 179-181.
- [Soares, 2015] Soares C., *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications*, Butterworth-Heinemann, 2015, pp. 105.
- [Turton, 2009] Turton R., Bailie R.C., Whiting W.B., Shaeiwitz J.A., *Analysis, synthesis and design of chemical processes*, 3rd ed. Boston: Prentice Hall; 2009.
- [Ventrone, 2006] Ventrone G., *Macchine per allievi ingegneri*, II ed., Libreria Cortina Padova, 2006.

- [Wright et. al., 2010] Wright S.A., Radel R.F., Vernon M.E., Rochau G.E., and Pickard P.S., *Operation and Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle*. Sandia Report SAND2010-0171 (2010).
- [Wright et. al., 2016] Wright S., Davidson C., Scammell W., *Thermo-economic analysis of four sCO₂ waste heat recovery power cycle systems*, In: The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles (2016).
- [Zevenhoven-Kilpinen] Zevenhoven R., Kilpinen P., Control of pollutants in flue gases and flue gases, The Nordic Energy Research Programme Solid Fuel Committee, 2nd Edition (2002).

Ringraziamenti

E così dopo cinque anni passati sui libri e qualche sessione di laurea saltata a causa della mia meravigliosa memoria finalmente sono riuscita ad arrivare al traguardo. O alla linea di partenza. Vorrei che questo periodo della mia vita non finisse mai, ma il tempo scorre ed è ora di proseguire il cammino. A volte mi sento un po' più saggia, altre volte mi sembra di aver dimenticato tutto, ma c'è sempre, in fondo, una vocina che mi dice che non si finisce mai di imparare. Io sono arrivata, anche se sto per ripartire. Ma non ce l'avrei mai fatta da sola.

Ringrazio di cuore il mio professore e relatore Giovanni Manente per aver dimostrato grande pazienza nel guidarmi in questo percorso, nonché per la prontezza di risposta alle email. Se la tesi è venuta come è venuta è anche merito suo, delle sue continue correzioni e dei suoi validi consigli.

Grazie a tutte le persone che hanno lasciato un'impronta nella mia vita, perché senza di voi non sarei la persona che sono ora.

Un grande grazie va a nonna Lina, che nel periodo esami ha sfoderato l'“artiglieria pesante” di sequeri e preghiere a Sant'Antonio. Sei fortissima. Ai miei nonni, perché ogni volta che li vedo mi ricordo che la vita non è fatta solo di studio.

Grazie agli zii Alessandro, Alberto, Barbara e Luisa, alle cugine Anna, Lara e Silvia, e a tutta la mia famiglia allargata per il supporto che mi date, anche solo per staccare un po' dallo studio.

Un doveroso ringraziamento va poi agli amici, che mi hanno sopportata in tutte le mie lamentele alla 'nonhopreso30elode'. Ad Elena per il supporto psicologico e per essere sempre stata presente nella mia vita fin dalle elementari, a Greta per le chiacchierate tra donne fino all'una di notte, ad Anna per la frizzante voglia di vivere. Grazie ad Ale e a Fabio per essere sempre pronti a far festa: ogni tanto ci vuole anche quello.

Grazie a Sara Z. per essere stata la mia prima lettrice. Spero che passeremo ancora molte altre serate a disquisire sui massimi sistemi. Grazie a Fabio, Sara M. e Davide, non cambiate mai.

Grazie a Tommaso ed Edoardo per le risate, e alla Franci per essere stata la mia compagna di collegio per tutti questi anni. Sei un portento e so che diventerai un ottimo medico.

Grazie ai miei mitici compagni di corso per non avermi insultata pesantemente ogni volta che dicevo che era andata male e poi prendevo 30: Simone, Federico, Tommaso e compagnia cantante. Grazie a Mauri per i pomeriggi del tè passati a spazzolarci intere confezioni di biscotti, e per tutte le cavolate che abbiamo fatto insieme.

Grazie alle Madri e alle ragazze del collegio. Ho passato momenti indimenticabili con voi, e so che mi mancherete moltissimo. Un grazie speciale alla Vale e ad Evelyn per essere state le mie compagne di cena, e alla Perni per almeno una decina di motivi, tra cui quello di essermi stata sempre vicina, spingendomi a dare il meglio. Sei fantastica.

Un grazie particolare ai miei inimitabili Profs, Katia e Massimo. Mi avete insegnato tanto, e ve ne sono grata. Se tutti i prof fossero come voi la scuola non chiuderebbe mai.

Mi sono riservata i ringraziamenti più importanti alla fine, perché il meglio arriva sempre per ultimo.

Le persone che più di tutti devo e voglio ringraziare sono i miei genitori, Giampiero e Stefania. Grazie papà, il mio ingegnere mancato, per avermi insegnato a ragionare con la mia testa e a non lasciare che gli altri decidano per me. Grazie mamma, la mia consolatrice, per avermi fatto capire che nella vita non bisogna mai arrendersi, e che bisogna sempre affrontare le sfide a testa alta. Non riuscirò mai ad esprimere a parole tutta la stima ed il rispetto che ho per voi. Siete dei genitori meravigliosi, e vi vorrò sempre tanto bene.

L'ultimo grazie va a te, Alberto, per essere la persona unica e insostituibile che sei. Sei sempre e instancabilmente al mio fianco, pronto a farmi ridere o a consolarmi nei momenti in cui il mondo non gira sul suo asse. Grazie di esserci, questo per me è il regalo più grande.