



Ricerca di Sistema elettrico

Studio termodinamico, progettazione dei
componenti principali e stima delle
prestazioni energetiche in accordo con le
normative vigenti per una pompa di
calore con espansione tramite eiettore

F. Botticella, R. Mastrullo, A.W. Mauro, L. Menna



STUDIO TERMODINAMICO, PROGETTAZIONE DEI COMPONENTI PRINCIPALI E STIMA DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE IN ACCORDO CON LE NORMATIVE VIGENTI PER UNA POMPA DI CALORE CON ESPANSIONE TRAMITE EIETTORE

F. Botticella, R. Mastrullo, A.W. Mauro, L. Menna (Menna (UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II)

SETTEMBRE 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo C: Sviluppo e sperimentazione di pompe di calore elettriche di nuova generazione

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Studio termodinamico, progettazione dei componenti principali e stima delle prestazioni energetiche in accordo con le normative vigenti per una pompa di calore con espansione tramite eiettore"* stipulato tra ENEA e Università degli Studi di Napoli Federico II

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNINAPOLI: Prof. Rita Mastrullo

Sommario

NOMENCLATURA.....	4
1. Introduzione	5
1.1 Analisi delle configurazioni di impianto.....	7
Schema base	7
Schema con scambiatore di calore interno	8
Schema con espansore meccanico	9
Schema con espansore meccanico e con scambiatore di calore interno.....	9
Ottimizzazione della pressione massima.....	11
Schema con Valvola a retro-pressione costante o variabile	11
Schema con valvola a retro-pressione abbinata ad una valvola termostatica.....	15
Schema con valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica	16
Utilizzo di valvole di controllo elettroniche in luogo di quelle meccaniche	18
1.2 Pompe di calore con eiettore	19
Sistema di eiezione con scambiatore rigenerativo.....	23
Ulteriori sviluppi	24
Sistema multi-eiettore.....	26
2. Analisi termodinamica ciclo trans-critico a CO ₂	27
2.1 Analisi del ciclo base senza rigeneratore.....	27
Effetto della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso dell'acqua	31
Effetto del ΔT minimo di scambio termico all'evaporatore e al gas cooler	34
2.2 Analisi termodinamica della pompa di calore con scambiatore interno	37
3 . Analisi termodinamica di una pompa di calore a CO ₂ con eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria	39
3.1 Analisi termodinamica del ciclo ad eiettore con rigeneratore	48
4. Dimensionamento di una pompa di calore con eiettore e scambiatore di calore interno da 30 kW	50
5. Stima della classe energetica in accordo con la normativa vigente	52
5.2 Stima delle prestazioni energetiche della pompa di calore a multi-eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria secondo il regolamento 814/2013 (Ecodesign)	61
I dati delle performance della pompa di calore sono stati usati per simularne il funzionamento una volta accoppiato con un'utenza ed un serbatoio di accumulo.	61
Conclusioni	69
Riferimenti bibliografici	70

NOMENCLATURA

	Lettere latine		
a	Sezione di passaggio (cm ²)	Bottom	Riferito al fondo del serbatoio
C	Cilindrata (cm ³)	D	Diffusore
CC	Coefficiente che riflette il 40% di efficienza richiesto dalla UE	Delivery	Riferito alla temperatura dell'acqua calda richiesta dall'utenza
COP	Coefficiente di prestazione	Elec	Riferito al consumo della pompa di calore durante il giorno di test
dθ	intervallo di tempo utile al prelievo	EJ	eiettore
f	Minima portata d'acqua (l/min)	EV	Evaporatore
h	Entalpia specifica (kJ/kg)	Extracted	Riferito alla quantità di energia fornita in ogni prelievo
\dot{L}	Potenza elettrica/meccanica (kW)	Fuel	Riferito al consumo di combustibile globale
\dot{m}	Portata massica (kg/s ovvero kg/min)	g	global
n	Numero di giri al minuto (min ⁻¹)	GC	Gas cooler
P	Pressione (bar)	IN	Ingresso
\dot{Q}	Potenza termica (kW)	M	Miscelazione
Q	Energia termica (kWh)	m	Riferito alla temperatura minima di mandata per contribuire alla contabilizzazione del calore fornito all'utenza
s	Entropia specifica (kJ/(kgK))		
SCF	guadagno in termini di efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua dovuto al controllo intelligente	MIN	Minimo
T	Temperatura (°C)	N	Nozzle
\dot{V}	Portata volumetrica (m ³ /h)	network	Riferito al reintegro dalla rete
UA	Conduttanza termica globale (1/K)	OUT	Uscita
		P	Riferito alla temperatura minima dell'acqua durante il prelievo
	Lettere greche	REF	Somma dei singoli contributi energetici utili in ogni prelievo
β	Rapporto di compressione	RIG	Rigeneratore
Δ	differenza	S	secondario
ε	efficienza	SH	Surriscaldamento
η	Rendimento	TANK	Riferito al serbatoio d'acqua ad accumulo stratificato
η_{wh}	efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua	TAP	riferito al prelievo d'acqua dall'esterno
μ	Rapporto di trascinamento	VOL	Volumetrico
ρ	Densità (kg/m ³)	W	Acqua (water)
	Pedici		
A	Aspirato		
ACS	Riferito alla portata massica di acqua calda richiesta dall'utenza [
AMB	Ambiente		
B	Base		

1. Introduzione

L'anidride carbonica, CO_2 , è un fluido naturale con una curva di saturazione (pressione-temperatura) inusuale rispetto a quelle dei comuni refrigeranti sintetici o degli altri fluidi naturali (quali l'ammoniaca o gli idrocarburi). Infatti, a parità di temperatura, la pressione di saturazione risulta essere più elevata.

Tale caratteristica ne consente l'utilizzo nel settore della refrigerazione a bassa temperatura, dove risultano particolarmente vantaggiosi la riduzione del volume spostato dai compressori a parità di effetto frigorifero e le buone prestazioni in termini di scambio termico agli scambiatori di calore.

Al tempo stesso la CO_2 presenta una temperatura critica prossima a $30\text{ }^\circ\text{C}$, e pertanto, nei sistemi di refrigerazione/climatizzazione estiva con condensazione ad aria forzata ovvero nelle applicazioni per il riscaldamento/produzione di acqua calda sanitaria, la fase di cessione di calore può avvenire a temperature oltre quella critica, rendendo la corrispondente trasformazione a temperatura variabile.

Mentre per la refrigerazione/climatizzazione questo aspetto è certamente svantaggioso per il COP, in quanto aumenta le differenze di temperatura richieste per la cessione di calore, esso può essere un'opportunità nel caso della produzione di acqua calda sanitaria, laddove l'acqua sperimenti salti di temperatura ampi (per esempio da $10\text{ }^\circ\text{C}$ a $60\text{ }^\circ\text{C}$, o anche superiori).

In tali casi, infatti, si realizza un buon accordo tra i profili di temperatura dell'anidride carbonica e dell'acqua durante la fase di cessione di calore, con un aumento del rapporto tra il COP e il suo valore idealmente raggiungibile, a parità di temperature equivalenti delle sorgenti termiche.

Per tale ragione, nel mercato della produzione di acqua calda sanitaria con pompa di calore, tale fluido naturale ha riscontrato un notevole interesse, fornendo prestazioni migliori di quelle dei fluidi sintetici e rendendo possibile l'utilizzo di pompe di calore aria/acqua anche a temperature dell'ambiente esterno inferiori a $-10\text{ }^\circ\text{C}$.

Mentre nel mercato giapponese tale tecnologia ha visto una larga diffusione sin dagli anni '90, in Europa l'utilizzo di pompe di calore ad anidride carbonica per la produzione di acqua calda sanitaria ha trovato un riscontro positivo solo in quei Paesi in cui, a fronte della convenienza energetica, i prezzi attuali del mercato dell'energia fanno corrispondere una convenienza economica nei costi di esercizio rispetto ai sistemi con caldaia. L'Italia, in particolare, soffre di una scarsa diffusione di questa tecnologia, proprio per la meno marcata convenienza economica sui costi di esercizio.

Mentre si pone il problema dello studio di alternative tariffarie che possano rendere maggiormente vantaggioso il suo utilizzo sul piano economico, in parallelo sono in corso ricerche per migliorare ulteriormente le prestazioni degli impianti operanti con tale fluido e sviluppi tecnici per renderli ulteriormente affidabili.

Il presente lavoro confronta per via teorica differenti schemi di pompe di calore operanti con anidride carbonica e approfondisce le soluzioni che utilizzano sistemi ad eiezione in luogo della valvola di laminazione. Per quest'ultimo tipo di sistemi si forniscono anche i dati per il loro dimensionamento in diverse condizioni operative; inoltre, in una condizione operativa rappresentativa del clima medio in Italia, in accordo con il regolamento europeo per l'Ecodesign, oltre a definirne i dati progettuali, si stimano le prestazioni energetiche tramite simulazione dinamica.

1.1 Analisi delle configurazioni di impianto

Di seguito si riporta la descrizione delle principali soluzioni impiantistiche possibile per sistemi atti alla produzione di acqua calda sanitaria con pompe di calore aria/acqua presentandone i i relativi vantaggi/svantaggi da un punto di vista sia tecnico che termodinamico.

Schema base

Per avere una configurazione di riferimento confacente alla tipiche soluzioni impiantistiche operanti con fluidi sintetici, si consideri lo schema riportato in figura 1.1 per una pompa di calore aria – acqua. Il fluido di lavoro entra al compressore (1) come vapore surriscaldato, per poi cedere calore all’acqua nel gas cooler. Successivamente, viene espanso in una valvola di laminazione ed evaporato interagendo con l’aria.

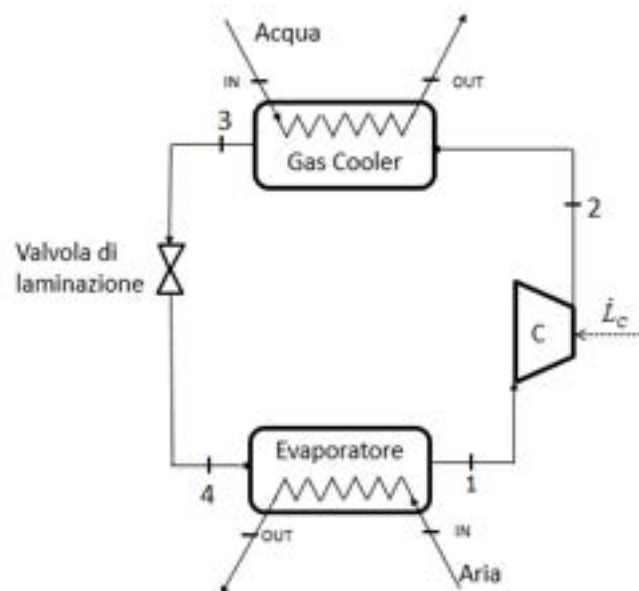


Figura 1.1 Schema di un impianto per la produzione di acqua calda sanitaria tramite pompa di calore

Nel momento in cui, adoperando l’anidride carbonica come fluido di lavoro, le condizioni dell’acqua in ingresso (in termini di portata massica e temperatura) costringono il fluido a superare la temperatura critica, si realizza la fase di cessione di calore a temperatura variabile, senza condensazione del fluido; lo scambiatore di calore che la realizza prende il nome di gas-cooler.

Si potrebbe dimostrare che, in tali condizioni, il COP della pompa di calore dipende dalla temperatura di uscita dal gas-cooler e dalla pressione alla quale si realizza la cessione di calore, esistendo un valore di ottimo per quest'ultima una volta fissata la prima. Pertanto, per favorire il controllo di questi parametri operativi, e consentire l'adattamento della carica di refrigerante in circolo nelle differenti condizioni operative, nonché per evitare che il compressore aspiri refrigerante con una frazione in fase liquida, una serie di modifiche di impianto e componenti aggiuntivi allo schema base vengono introdotti, così come mostrato nel seguito.

Schema con scambiatore di calore interno

L'utilizzo dello scambiatore interno consente il surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore a fronte del raffreddamento del fluido in uscita dal gas cooler.

L'adozione del solo scambiatore interno viene effettuata principalmente per la possibilità di garantire l'alimentazione con un vapore surriscaldato all'ingresso del compressore.

Il suo utilizzo non comporta necessariamente miglioramenti del COP della pompa di calore; tali miglioramenti sono apprezzabili soltanto per temperature di uscita dal gas cooler elevate.

Si riporta nella successiva figura 1.2 lo schema d'impianto.

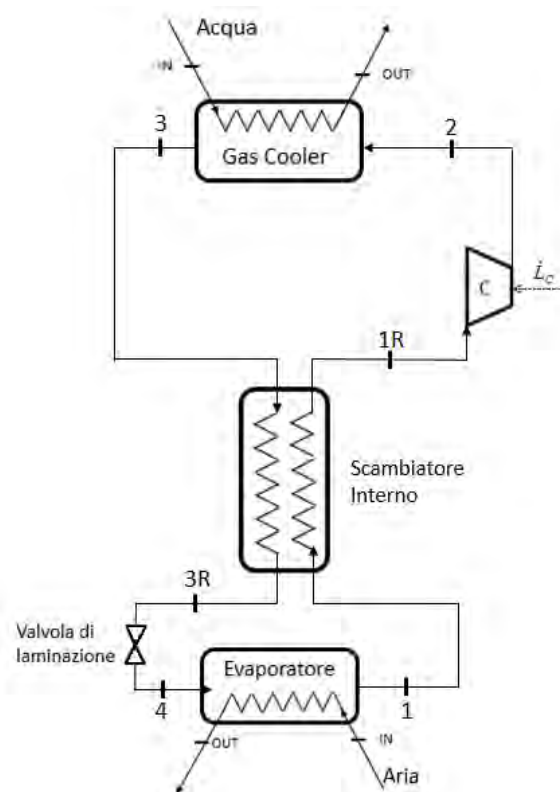


Figura 1.2 Schema con scambiatore interno rigenerativo

Schema con espansore meccanico

L'espansore meccanico, come mostrato in figura 1.3, va a sostituire la valvola di laminazione sfruttando il salto entalpico corrispondente alla trasformazione, idealmente isoentropica, tra le pressioni del gas cooler e dell'evaporatore. Tale soluzione permette di aumentare l'effetto frigorifero e recuperare energia meccanica che può essere utilizzata per risparmiare sul lavoro richiesto dal compressore. Nel caso in cui l'energia recuperata non venga utilizzata per muovere il compressore, l'impatto di tale soluzione in termini di incremento del COP è pressoché nullo.

Schema con espansore meccanico e con scambiatore di calore interno

Un'altra modifica allo schema di base prevede l'utilizzo di espansore meccanico e scambiatore rigenerativo, come mostrato in figura 1.4. In tal caso si riduce il contenuto energetico in ingresso all'espansore, per cui il conseguente recupero da parte della turbina viene sfavorito.

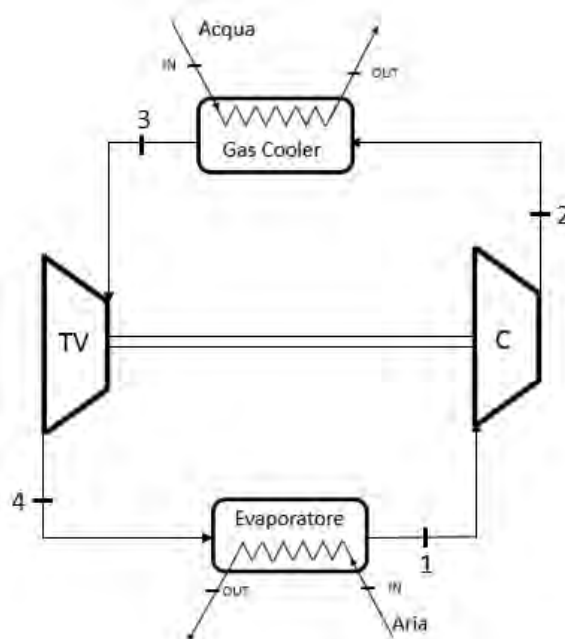


Figura 1.3 Schema trans-critico con turbina in luogo della valvola di laminazione

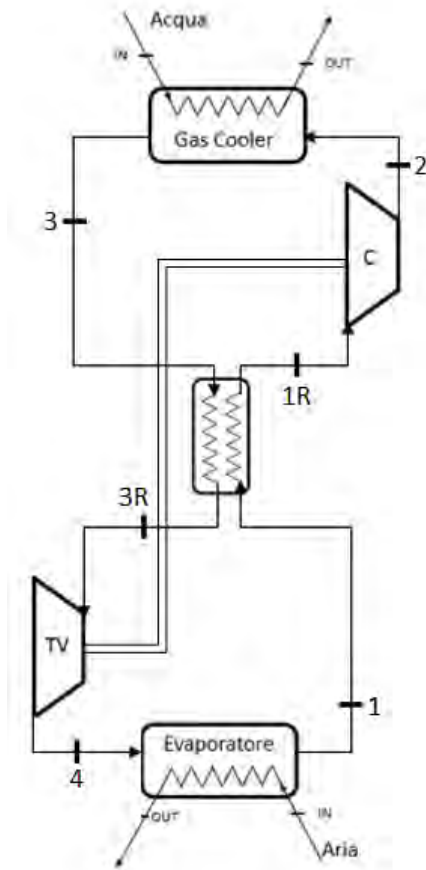


Figura 1.4 Schema con scambiatore interno ed espansore meccanico sullo stesso asse del compressore

Ottimizzazione della pressione massima

Come detto in precedenza, nel caso di cicli trans-critici, il COP è funzione della pressione massima, in relazione alla temperatura attuale di uscita dal gas-cooler.

Questo aspetto rilevante fa sì che vengano adottati dei componenti di impianto in grado, per via elettronica o meccanica, di fissare il valore ottimale di tale pressione. Pertanto, lo schema base è modificato introducendo una valvola in grado di determinare la pressione a monte della stessa in relazione alla temperatura di uscita dal gas-cooler.

Di conseguenza, fissati i volumi dei componenti dell'impianto, la variazione di carica di refrigerante in circolo corrispondentemente richiesta deve essere compensata da opportuni sistemi di accumulo, che consentano la coesistenza della fase liquida e della fase vapore per determinare un accumulo di massa significativo e al tempo stesso variabile in accordo alle condizioni operative correnti. Tale necessità, unita a quella di garantire l'alimentazione del compressore con la fase di vapore surriscaldato, in cui non sia presente una frazione di refrigerante in fase liquida, può portare a differenti soluzioni impiantistiche come mostrato in seguito.

Schema con Valvola a retro-pressione costante o variabile

Le valvole che controllano la retro-pressione vengono denominate, in inglese e in gergo tecnico, di back-pressure. Esse costituiscono la soluzione maggiormente impiegata per il controllo della pressione al gas cooler in uno schema trans-critico.

Una tipologia mantiene la retro-pressione costante ed è di tipo meccanico. Nel suo funzionamento la pressione a monte agisce sull'otturatore della valvola che è contrastata dalla forza di reazione di una molla tarata su un fissato precarico; l'apertura è fissata nella posizione tale da garantire l'equilibrio tra le forze. Pertanto, regolando il precarico si fissa il valore della retro-pressione, controllando la pressione in uscita dal gas cooler. Tali valvole a retro-pressione costante sono semplici e affidabili, ma essendo il COP funzione della pressione al gas cooler in relazione alla temperatura di uscita dallo stesso, tali dispositivi sono utilizzati solo quando la temperatura della sorgente termica ad alta temperatura è molto stabile.

Un'ulteriore tipologia di valvole regolatrici della back-pressure è in grado di operare avendo una forza di reazione non costante, ma dipendente dalle condizioni operative in relazione alla pressione di saturazione che si determina in un bulbo che sente la temperatura in uscita dal gas-cooler: calibrando opportunamente il sistema si può ottenere un legame temperatura di uscita dal gas-cooler/pressione prossimo a quello di ottimo. Attualmente, sono disponibili anche valvole elettroniche che elaborano i segnali provenienti da trasduttori di temperatura e pressione posti

all'uscita del gas-cooler, determinando la pressione di alta tramite un algoritmo opportunamente costruito in relazione all'applicazione.

L'uso delle valvole di back-pressure consente di determinare la pressione costante al gas-cooler. Ma la portata elaborata dalla valvola dipende anche dalla pressione dell'evaporatore, stabilita dall'equilibrio, a regime stazionario, tra la portata elaborata dalla valvola stessa e quella elaborata dal compressore.

Pertanto, la portata che attraversa l'evaporatore non è legata all'entità del carico all'evaporatore e frazioni di liquido potrebbero fuori uscire dallo stesso, non essendo il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore in alcun modo controllato.

Questi aspetti uniti alla necessità di accumulare carica di refrigerante per assecondare le variazioni di carica in circolo portano all'utilizzo di un separatore di liquido in uscita dall'evaporatore.

Per evitare che possano esserci situazioni con surriscaldamenti elevati in uscita dall'evaporatore, si tende a lavorare con evaporatore allagato, garantendo il pre-raffreddamento del liquido in ingresso alla valvola di back-pressure con uno scambiatore interno che evapora la frazione di liquido accumulata nel separatore di liquido all'aspirazione del compressore.

Lo schema corrispondente è quello riportato in figura 1.5.

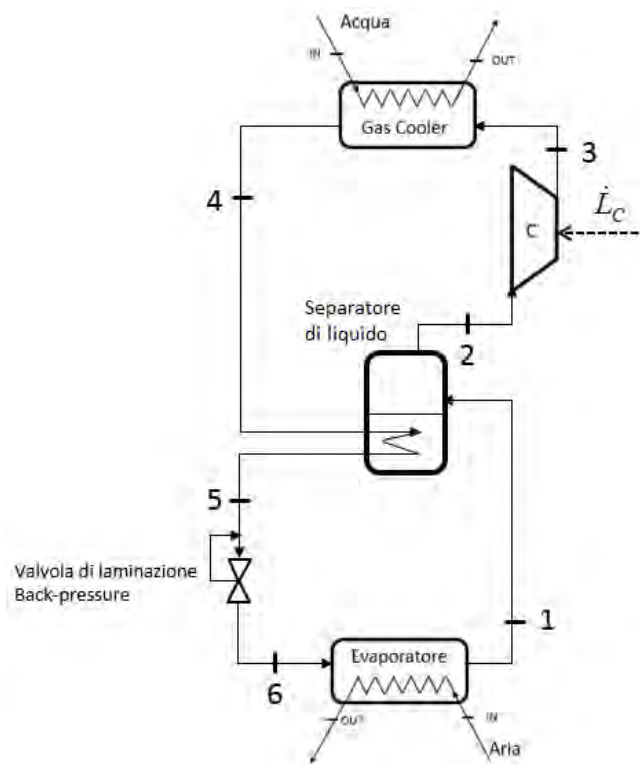


Figura 1.5. Schema con separatore di liquido e valvola back pressure

La soluzione in Figura 1.5 nei fatti può essere utilizzata solo con sistemi che garantiscano il ritorno dell'olio con continuità al carter del compressore dal separatore di liquido; questo può essere effettuato, com'è noto, con un tubo ad U, con un'estremità verso l'aspirazione del compressore, l'altra libera che aspira dal vapore nel separatore di liquido. La parte concava è posta sul fondo ed è ricavato su essa un foro calibrato che consente, per effetto Venturi, l'aspirazione del liquido contenente il refrigerante e l'olio in esso disciolto.

Tale soluzione può presentare problemi nei casi in cui lo scambiatore di calore interno non è completamente immerso nel liquido, con funzionamento instabile legato alla redistribuzione di carica nel sistema.

Un'alternativa equivalente dal punto di vista termodinamico è quella mostrata in figura 1.6: si utilizza uno scambiatore di calore a superficie al di fuori del separatore di liquido, consentendo buone velocità del refrigerante lato freddo.

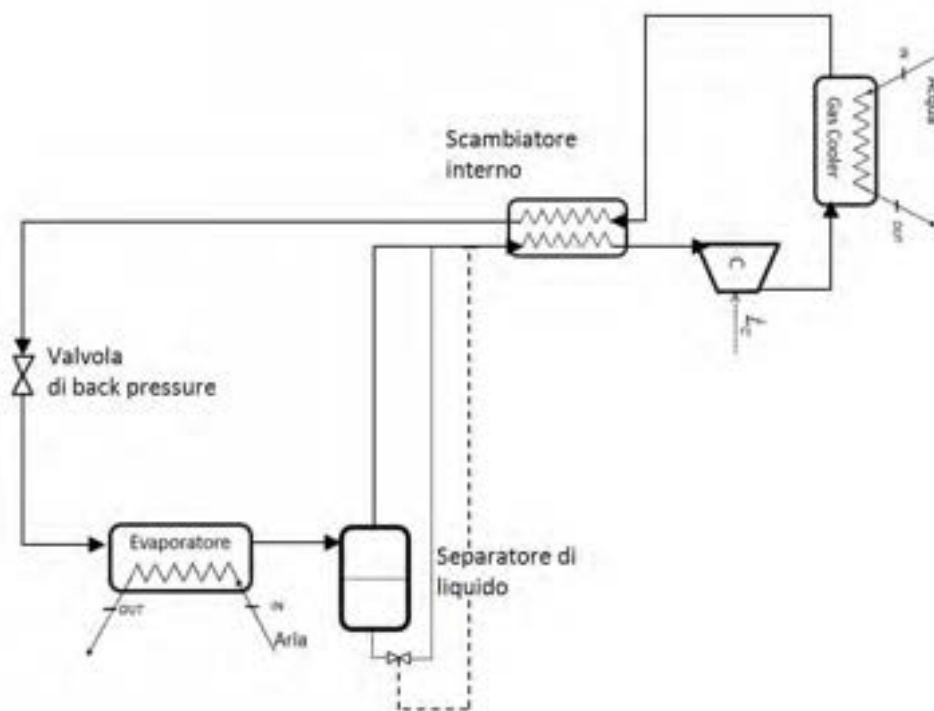


Figura 1.6 Schema d'impianto con valvola back pressure, separatore di liquido, scambiatore interno

In tal modo, oltre a migliorare i coefficienti di scambio termico, si può prevedere lo spillamento di una certa portata di liquido dal separatore in relazione al controllo del surriscaldamento in uscita dal separatore, facendo evaporare il refrigerante liquido nello scambiatore interno mentre l'olio viene trascinato verso il compressore. Quest'alternativa è più conservativa circa lo scambio termico nello scambiatore interno.

Sia l'opzione di Figura 1.5 che quella di Figura 1.6 hanno il vantaggio di operare con evaporatore allagato, sfruttando al massimo la superficie di scambio termico e sono poco costose; viceversa, possono non garantire un appropriato ritorno dell'olio al compressore nelle condizioni di pressione e temperatura all'aspirazione del compressore per le quali l'olio risulta poco miscibile, separandosi dal liquido.

Schema con valvola a retro-pressione abbinata ad una valvola termostatica

Per controllare l'alta pressione e il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, si può utilizzare una valvola termostatica, in serie alla valvola di back-pressure, come riportato in Figura 1.8. Necessariamente l'accumulo di refrigerante, richiedendo la coesistenza delle fasi liquida e vapore, deve quindi essere spostato dall'uscita dell'evaporatore. Pertanto, viene posto tra le due valvole, laddove l'alimentazione in continuo della valvola termostatica con liquido e la coesistenza delle due fasi nel ricevitore di liquido, fissa lo stato di liquido saturo in uscita dalla valvola di back-pressure.

Infatti, per mantenere il funzionamento a regime stazionario nel circuito, ove mai dalla valvola di back-pressure uscisse una miscela bifasica, la corrispondente fase vapore si accumulerebbe nel ricevitore non potendo attraversare la valvola termostatica, comportando un incremento della pressione intermedia e ristabilendo le condizioni di liquido saturo a valle della valvola. Viceversa, nel caso in cui dalla valvola di back-pressure uscisse un liquido sottoraffreddato, il vapore nel ricevitore condenserebbe fino a ripristinare una condizione di equilibrio tra liquido e vapore.

Tale soluzione rispetto alla precedente non ha l'eventuale problema della separazione dell'olio nel separatore di liquido, laddove la miscibilità tra lubrificante e refrigerante è sempre garantita nel ricevitore di liquido.

Si fa presente che tale soluzione impiantistica, avendo fissato la pressione al gas-cooler, prevede la determinazione della pressione intermedia in relazione all'accumulo di carica nel ricevitore di liquido; al tempo stesso l'azione della valvola termostatica controllando continuamente il surriscaldamento determina una differente distribuzione di carica all'evaporatore. Pertanto, la valvola termostatica ha il suo funzionamento dipendente dalla pressione a monte che dipende a sua volta dall'azione stessa della valvola termostatica che determina una redistribuzione di carica nell'impianto. Tale funzionamento è per sua natura tendenzialmente instabile e la sua instabilità va smorzata con opportune regolazioni sulla valvola termostatica che necessariamente ha dei tempi di risposta lenti. Inoltre, si richiede accortezza nella selezione del volume del ricevitore di liquido e della valvola termostatica per evitare ampie oscillazioni della pressione nel ricevitore stesso, che alimentino ulteriormente le instabilità del funzionamento.

Dal momento che le oscillazioni nel funzionamento sarebbero tanto più ampie quanto più alto sarebbe il surriscaldamento atteso in uscita dall'evaporatore, anche per evitare che una porzione ampia dell'evaporatore sia sacrificata per il surriscaldamento del refrigerante con conseguente penalizzazione sullo scambio termico, tale surriscaldamento viene mantenuto a valori bassi introducendo uno scambiatore rigenerativo per garantire sempre un vapore surriscaldato all'aspirazione del compressore. In ogni caso tale soluzione soffre per repentini cambiamenti del

carico all'evaporatore (evenienza non presente nel funzionamento in pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria).

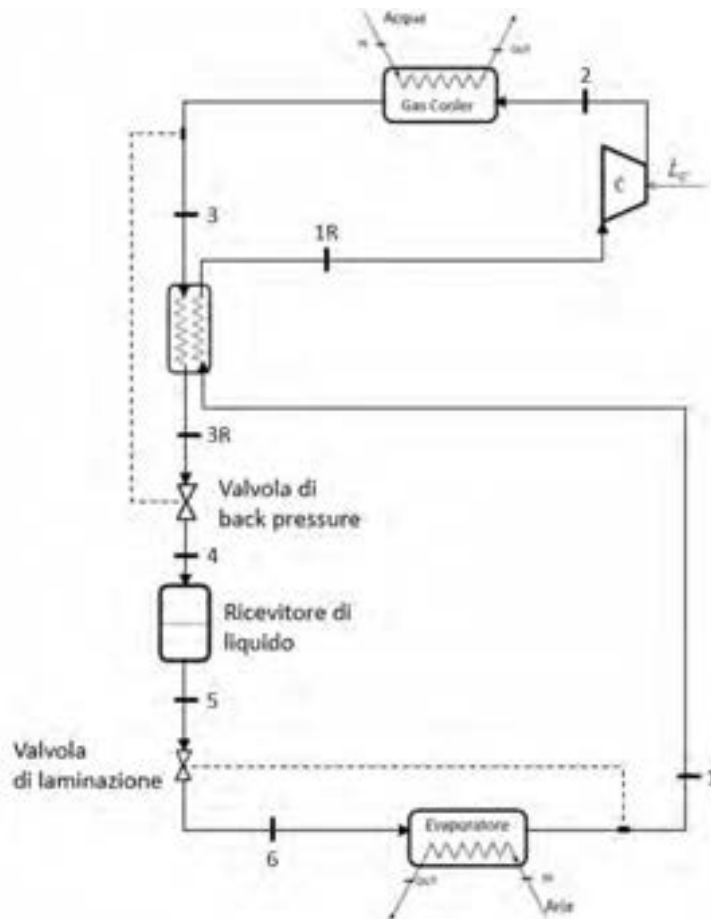


Figura 1.8 Schema con ricevitore di liquido, valvola back pressure, valvola termostatica

Schema con valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica

Come detto in precedenza il COP per cicli trans-critici è funzione sia della temperatura di uscita dal gas-cooler che della pressione nel gas-cooler stesso. Si potrebbe verificare che per una fissata temperatura di uscita dal gas-cooler, il decremento del COP per pressioni superiori al valore di ottimo è scarso, nel funzionamento in pompa di calore.

Pertanto, per superare i limiti associati all'instabilità del funzionamento nella soluzione impiantistica precedente, si può rimuovere il vincolo di mantenere la pressione al gas-cooler costante. In alternativa alla valvola di back-pressure, si adotta una valvola di tipo differenziale, mantenendo costante la differenza di pressione tra quella intermedia e quella al gas-cooler (calibrando opportunamente tale differenza per garantire un valore oltre quello ottimo nel campo di funzionamento atteso).

Il principio di funzionamento si basa sull'equilibrio tra le forze di pressione a monte e a valle dell'otturatore con la forza di reazione di una molla interna al corpo valvola. Tale equilibrio determina la portata effluente proporzionale alla caduta di pressione che si realizza, mantenendo costante la caduta di pressione al variare della portata e delle condizioni operative.

Quando adottata all'interno di soluzioni impiantistiche per cicli trans-critici, così come mostrato in figura 1.9, si trova sempre in abbinamento ad un separatore di liquido e ad una valvola termostatica: il separatore permette l'uscita verso la valvola termostatica di liquido saturo e l'accumulo della carica in eccesso rispetto a quella richiesta dall'impianto per le condizioni operative attuali; la presenza della valvola termostatica, come già visto in precedenza, garantisce il corretto funzionamento dell'evaporatore.

Con tale soluzione la pressione intermedia è stabilita solo dalla pressione all'evaporatore e quindi dalla valvola termostatica, mentre la pressione al gas-cooler si adatta di conseguenza tramite la valvola differenziale, riducendo le instabilità della soluzione precedente.

Tali evenienze sono più frequenti nel caso di funzionamento per refrigerazione/climatizzazione estiva, a causa della variazione dei carichi all'evaporatore, che nel caso di climatizzazione invernale/produzione di acqua calda sanitaria.

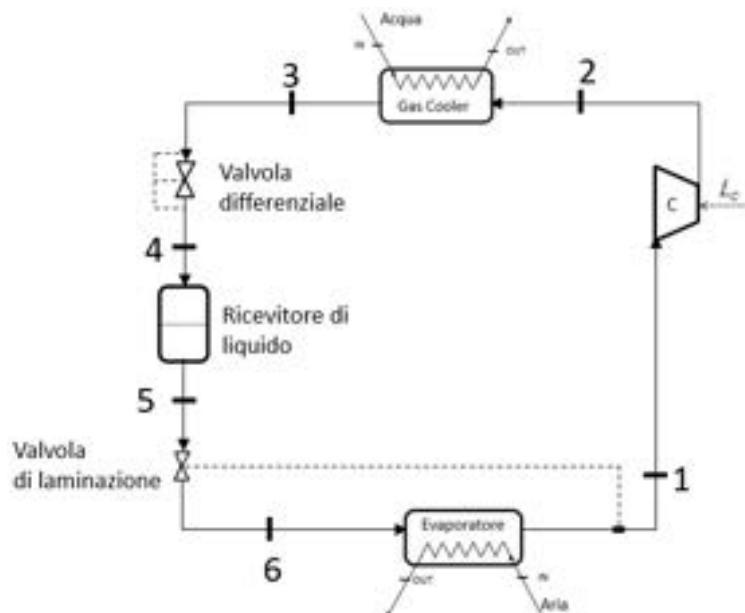


Figura 1.9 Schema d'impianto con valvola differenziale, ricevitore di liquido e valvola termostatica

Utilizzo di valvole di controllo elettroniche in luogo di quelle meccaniche

Le valvole elettroniche sono dispositivi la cui logica di funzionamento è gestita da una centralina elettronica che invia segnali di comando al motore elettrico del corpo valvola, il quale ne regola il grado di apertura in base alle condizioni operative dell'impianto.

Il funzionamento delle tradizionali valvole ad azionamento meccanico è sottoposto al raggiungimento, da parte del fluido di lavoro, di particolari condizioni in termini di pressione e temperatura: questo ne consente il corretto funzionamento soltanto all'interno di un intervallo ben definito di condizioni operative.

L'adozione di dispositivi a controllo elettronico garantisce il corretto funzionamento dell'impianto indipendentemente dal verificarsi o meno di certe condizioni del fluido, avendo implementato nella centralina un'opportuna logica di controllo. Ciò permette di adottare impianti costruttivamente più semplici, gestibili con maggiore efficacia e flessibilità rispetto alle soluzioni mostrate in precedenza.

Questa tecnologia si presta all'utilizzo efficace in quegli impianti soggetti a forti variazioni dei carichi termici, richiedendo un controllo congiunto sia sull'evaporatore che sulla pressione massima del ciclo. Le applicazioni nelle quali si fa largo impiego delle valvole a controllo elettronico riguardano quelle unità destinate alla produzione combinata di riscaldamento e acqua calda sanitaria.

La loro adozione risulta ancora più opportuna nei cicli inversi trans-critici ad anidride carbonica, i quali sono fortemente sensibili alle variazioni delle condizioni operative e le cui prestazioni risultano maggiormente penalizzate rispetto alle applicazioni con i tradizionali fluidi sintetici, proprio durante la fase di laminazione.

1.2 Pompe di calore con eiettore

Vista l'assenza di parti in movimento, il basso costo, la struttura semplice e la scarsa manutenzione richiesta, l'eiettore viene considerato una promettente alternativa alla laminazione nei cicli inversi [1].

I principali vantaggi termodinamici nel suo uso risiedono nell'aumento dell'effetto frigorifero, in quanto il processo isoentropico all'interno dell'eiettore permette all'evaporatore di lavorare sotto una maggiore differenza di entalpia specifica rispetto ai cicli che utilizzano tradizionali valvole di espansione, e nell'aumento del COP, principalmente per la riduzione del lavoro di compressione a causa dei ridotti rapporti di compressione.

Per questo il suo utilizzo risulta essere particolarmente promettente nei cicli trans-critici ad anidride carbonica, i quali sono intrinsecamente caratterizzati da rilevanti perdite per laminazione. E' possibile, inoltre, ridurre il lavoro di compressione aumentando la pressione all'aspirazione del compressore rispetto alla pressione che regola lo scambio termico all'evaporatore.

Descrizione di un eiettore per l'espansione del refrigerante

Seguendo la numerazione riportata in figura 1.10, il fluido ad alta pressione, detto fluido primario (3), espande e accelera attraverso l'ugello di espansione, detto motive nozzle, determinando all'uscita dell'ugello una zona di depressione (4). Tale differenza di pressione richiama il fluido secondario (8) attraverso la camera di aspirazione, determinandone il cosiddetto trascinalamento. All'interno della camera di miscelamento a sezione costante (10) il fluido secondario viene accelerato grazie alla notevole quantità di moto che caratterizza il fluido primario. Nel diffusore l'elevata energia cinetica di cui è dotato il flusso viene convertita in energia di pressione (5).

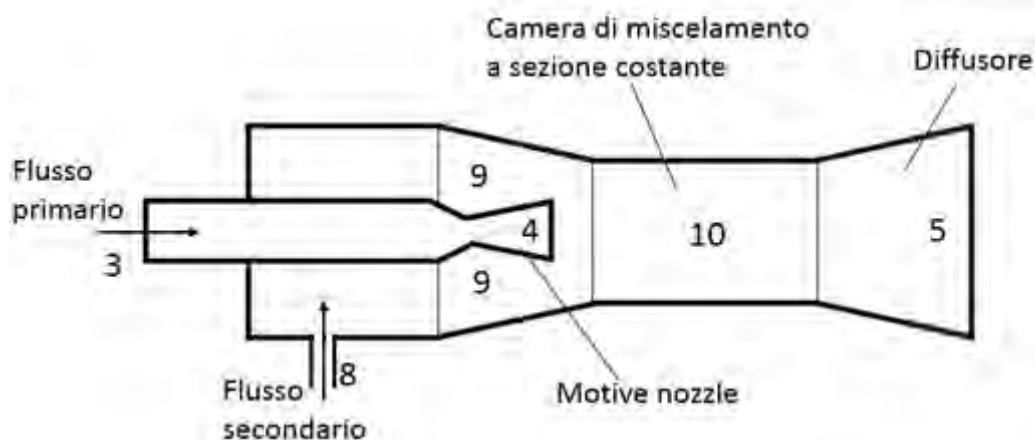


Figura 1.10 Geometria dell'eiettore

Il processo di mescolamento non è completamente reversibile a meno che i due fluidi all'ingresso della camera di mescolamento non abbiano la stessa velocità. Tuttavia, se non ci fosse questa differenza non potrebbe avvenire il trasferimento di quantità di moto dal fluido primario a quello secondario.

Gli eiettori vengono suddivisi in due categorie a seconda della posizione del motive nozzle. Se la sezione di uscita dell'ugello si trova di fronte alla camera di miscelamento, la pressione statica viene considerata costante durante il processo e si parla di eiettore con miscelamento a pressione costante. Quando invece la sezione di uscita dell'ugello si trova all'interno della camera a sezione costante, si parla di eiettore con miscelamento ad area costante [1].

Descrizione di un impianto a pompa di calore con eiettore

Si riporta in figura 1.11 lo schema d'impianto di un ciclo trans-critico ad anidride carbonica che sfrutta il sistema di eiezione.

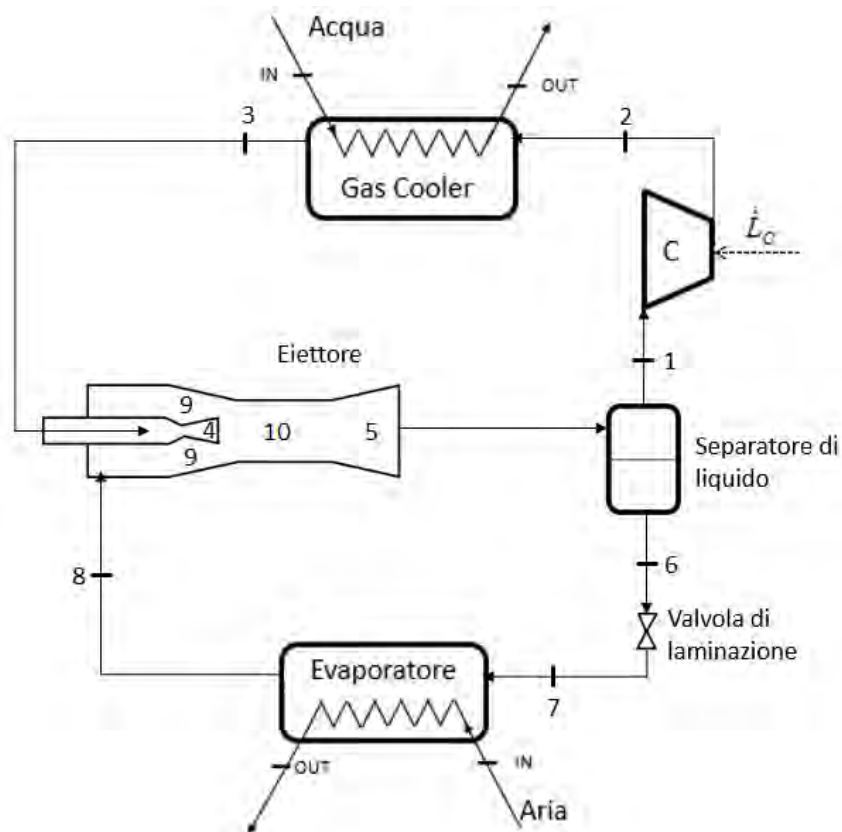


Figura 1.11 Schema per ciclo trans critico con eiettore

In un ciclo ideale, il vapore saturo proveniente dal lato vapore del separatore di liquido viene aspirato dal compressore e compresso fino alla pressione di esercizio del gas cooler. Dopo lo scambio termico la portata di fluido primario in ingresso all'eiettore \dot{m}_3 espande nel nozzle raggiungendo la minima pressione del ciclo, P_B , nel punto 4. L'elevata velocità del fluido primario permette il trascinamento della portata di fluido secondario \dot{m}_8 la quale espande portandosi alla stessa pressione (punto 9) del primario. Successivamente, la miscelazione delle due correnti in un condotto a sezione costante porta al raggiungimento di una pressione intermedia P_M (punto 10). Il diffusore provvederà poi alla conversione dell'energia cinetica in energia di pressione portando la corrente ad uscire ad una pressione maggiore, P_D (punto 5).

Per quanto riguarda le prestazioni dell'eiettore, si definiscono i seguenti parametri:

- Rapporto di trascinamento μ data dal rapporto tra la portata di fluido secondario e la portata di fluido primario:

$$\mu = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_3}$$

- Efficienza dell'eiettore η_{ej} data dal rapporto tra il lavoro recuperato dall'eiettore e il lavoro massimo recuperabile:

$$\eta_{ej} = \mu \cdot \frac{h_1 - h_8}{h_{3H} - h_{3S}}$$

dove i punti 3H e 3S corrispondono alla fine dell'espansione dal punto 3 di uscita dal gas cooler fino alla pressione di ingresso al compressore, nel caso di trasformazione isoentalpica ed isoentropica, rispettivamente.

- Pressure lift P_{lift} dato dal rapporto tra pressione in uscita dall'eiettore e pressione in ingresso del fluido secondario:

$$P_{lift} = \frac{P_1}{P_8}$$

L'implementazione pratica di un eiettore bifase in un ciclo trans-critico ad anidride carbonica non presenta particolari difficoltà visti i relativamente bassi rapporti di espansione rispetto all'utilizzo di fluidi tradizionali.

Per una determinata configurazione dell'eiettore, il rapporto μ è funzione della portata di fluido primario e secondario, e della pressione all'uscita dell'eiettore. Questo porta a difficoltà nel

controllo delle condizioni operative in un sistema reale. Per svincolare il legame tra il rapporto di trascinamento e il titolo della miscela a valle dell'eiettore è stata proposta la soluzione impiantistica riportata in figura 1.12 [2].

Una parte del vapore in uscita dal separatore viene inviata all'ingresso dell'evaporatore attraverso una valvola di laminazione aggiuntiva, la quale regola il titolo all'ingresso dell'evaporatore. Tale valvola può essere controllata dal livello di liquido presente nel separatore per garantire le condizioni di regime stazionario.

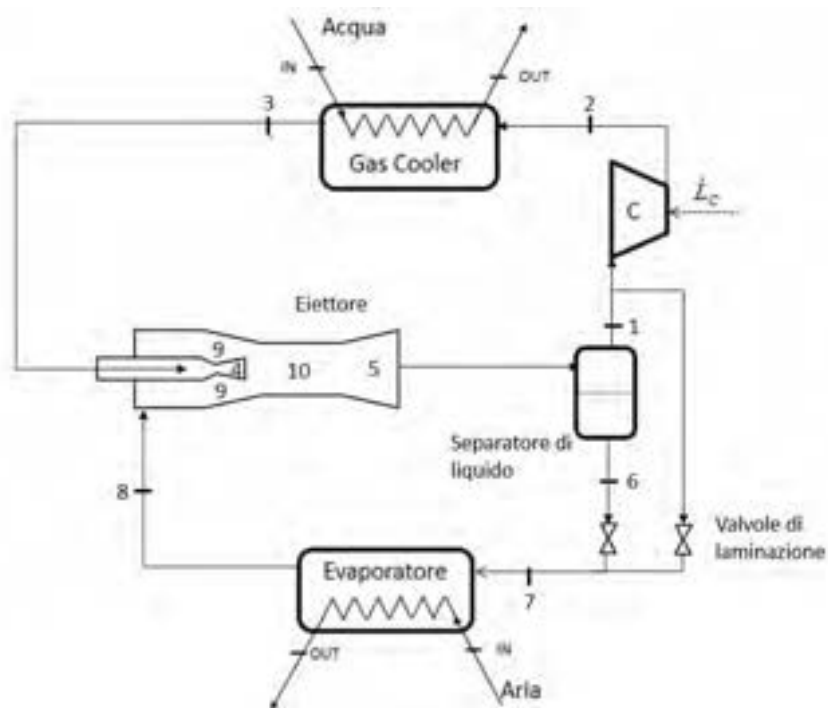


Figura 1.12 Schema con eiettore e doppia valvola per il controllo del titolo

Sistema di eiezione con scambiatore rigenerativo

Ulteriore variante impiantistica per l'utilizzo del sistema di eiezione è rappresentata dall'adozione di uno scambiatore interno rigenerativo tra l'uscita del gas cooler e l'aspirazione del compressore, così come mostrato in figura 1.13 [3].

Il surriscaldamento ottenuto all'aspirazione del compressore evita che lo stesso possa aspirare liquido, ma comporta una riduzione dell'efficienza del ciclo mentre l'ulteriore raffreddamento del fluido caldo in uscita dal gas cooler incrementa la capacità frigorifera del sistema.

Come è già stato detto, il controllo della pressione al gas cooler è un aspetto importante per i cicli trans-critici nell'ottica dell'ottimizzazione delle prestazioni. La pressione al gas cooler può essere controllata agendo sulla sezione di gola del motive nozzle, in quanto la portata è proporzionale a tale valore [4].

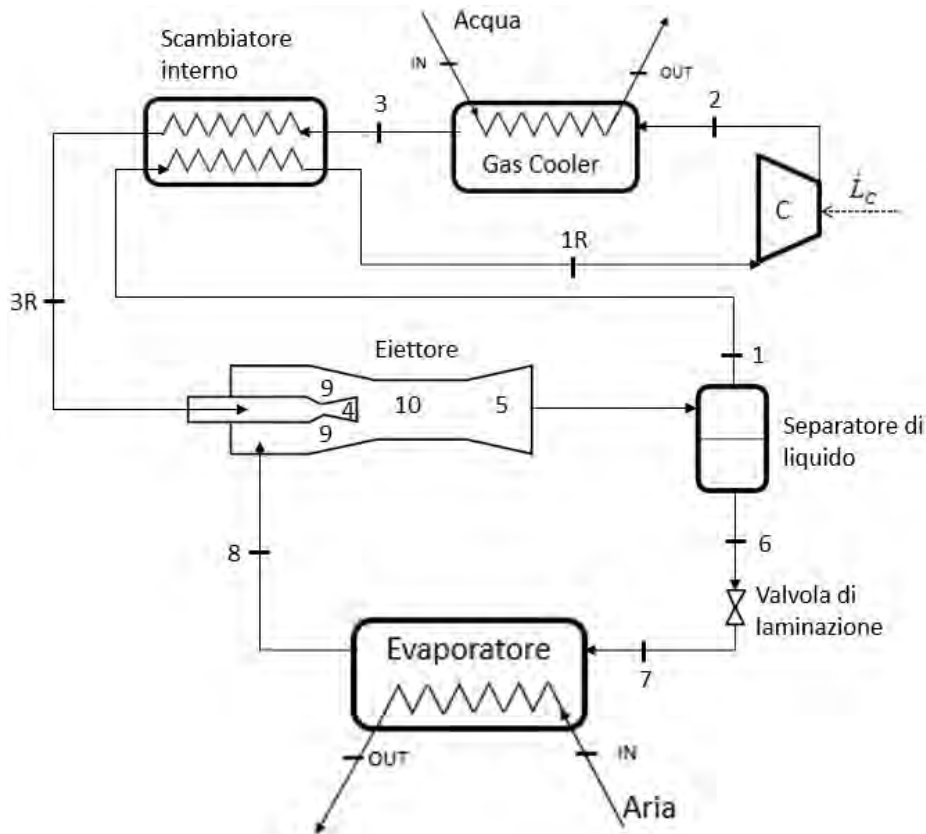


Figura 1.13 Schema con eiettore e scambiatore interno

La valvola installata a valle del separatore di liquido, sulla linea del liquido, può essere utilizzata per controllare il bilancio tra il trascinarsi dell'eiettore e l'aumento di pressione [5]. Questo consente di compensare gli effetti dovuti alla variabilità delle condizioni operative.

Ulteriori sviluppi

Di seguito vengono presentate alcune soluzioni impiantistiche meno comuni che sfruttano il sistema di eiezione.

Una prima soluzione, sviluppata da Lorentzen, consiste in un ciclo frigorifero in cui il lavoro di espansione viene recuperato da parte di un eiettore, il quale, permettendo il ricircolo del liquido, incrementa l'effetto frigorifero e le performance dell'evaporatore [6].

Come è possibile notare dalla figura 1.14, il ciclo è costituito in modo che il fluido in uscita dall'eiettore sia immediatamente sfruttato all'interno dell'evaporatore a valle del quale è posto il separatore di liquido.

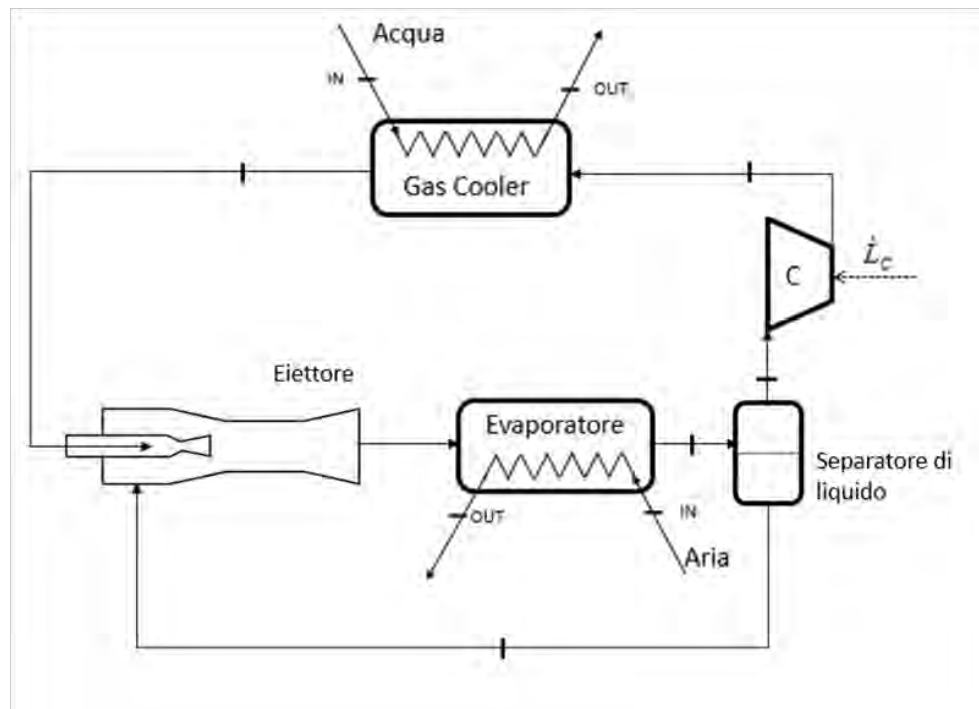


Figura 1.14 Schema per il ricircolo di liquido all'evaporatore tramite eiettore

La seconda soluzione impiantistica con l'utilizzo di un eiettore è stata introdotta da Bergander [7]. L'eiettore viene impiegato per aumentare la pressione in uscita al compressore, anziché la pressione di aspirazione, come mostrato in figura 1.15.

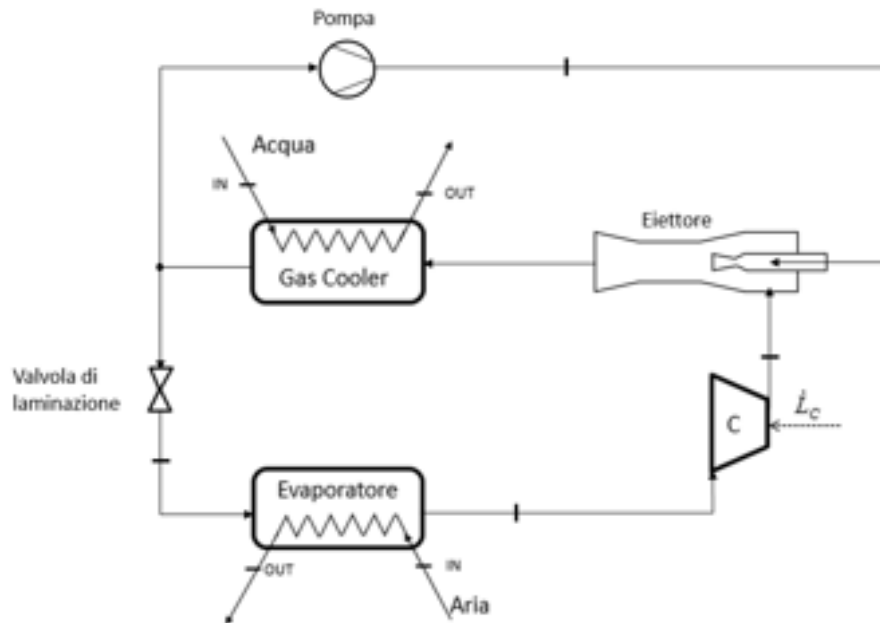


Figura 1.15 Schema con eiettore per l'incremento della pressione di mandata del compressore

Caratteristica di questa soluzione è la presenza, oltre all'eiettore e al compressore, anche di una pompa. L'impianto opera con una pressione al gas cooler maggiore di quella di mandata del compressore, laddove la corrente proveniente dal compressore guadagna in pressione a spese della corrente di fluido proveniente dalla pompa che, in fase liquida, è stata compressa ad una pressione ancora maggiore. L'effetto finale è di ridurre il lavoro del compressore e spostare il punto di ingresso al gas-cooler in una zona a temperatura minore.

Il COP, nel caso di eiettore, rispetto ad un ciclo base aumenta e il suo uso risulta interessante nel caso in cui non si vogliono raggiungere elevate temperature in uscita dal gas-cooler.

Tuttavia le inefficienze dell'eiettore possono facilmente annullare questi vantaggi. Questa particolare configurazione può presentare formazione di onde d'urto all'interno dell'eiettore. L'aumento di pressione legato a questi fenomeni si configura come un processo di compressione non isoentropico.

Ulteriore accorgimento potrebbe essere quello di eliminare il compressore e affidare alla pompa tutto l'incremento di pressione richiesto: in questo modo si potrebbe sfruttare il vantaggio di eliminare l'olio lubrificante in circolo nel sistema di refrigerazione. Queste soluzioni teoriche non sono ancora diffuse nella pratica tecnica a causa delle notevoli inefficienze degli eiettori disponibili e della difficoltà di adeguarne il funzionamento alle condizioni operative variabili.

Sistema multi-eiettore

L'utilizzo di eiettori di fissata geometria comporta la scarsa capacità di controllare con precisione la pressione di mandata e simultaneamente avere un efficace recupero sul lavoro di espansione in un ampio campo di condizioni operative.

Tale inconveniente può essere risolto utilizzando in parallelo diversi sistemi a sezioni di passaggio variabili, che in combinazione forniscano un ampio intervallo di combinazioni per la sezione effettiva di passaggio attraverso all'eiettore [8].

Ogni eiettore è controllato da una valvola di shut-off a monte del motive nozzle e da una check-valve all'ingresso del suction nozzle. Controllando il numero di eiettori in funzione e il livello di pressione al gas cooler a seconda della temperatura ambiente e dei carichi richiesti è possibile far lavorare il sistema in condizioni di COP ottimizzato.

Utilizzando un eiettore di liquido che comprime il liquido non vaporizzato nell'evaporatore si sfruttano i vantaggi in termini di elevato coefficiente di scambio termico legati all'utilizzo di un evaporatore allagato.

I sistemi a multi-eiettore consentono di mantenere costante la richiesta differenza di pressione tra il separatore di liquido e il ricevitore di liquido per garantire la corretta alimentazione delle utenze.

2. Analisi termodinamica ciclo trans-critico a CO₂

In questa sezione si riporta l'analisi termodinamica di una pompa di calore operante con anidride carbonica per la produzione di acqua calda sanitaria a 60°C. Il ciclo analizzato prevede l'utilizzo di una valvola termostatica per la regolazione del surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e di una valvola di back-pressure per la regolazione della pressione al gas cooler (schema in figura 1.8). Verrà analizzato dapprima il ciclo base con quattro componenti, e poi sarà effettuato il confronto con il caso in cui è presente uno scambiatore rigenerativo.

I risultati dei calcoli riportati in una tabella per ogni schema considerato, consentiranno di determinare il ciclo termodinamico e il dimensionamento dei componenti in ogni condizione operativa simulata. In particolare, per gli scambiatori di calore sarà riportata la conduttanza termica globale per unità di potenza resa al gas-cooler; mentre per il compressore il volume spostato per un'unità di potenza resa al gas-cooler.

2.1 Analisi del ciclo base senza rigeneratore

Le principali ipotesi di lavoro sono:

- regime stazionario;
- flusso monodimensionale;
- trascurabilità delle perdite di carico negli scambiatori;

L'analisi è stata effettuata al variare della temperatura ambiente T_{AMB} , della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler $T_{W,IN}$, fissando le condizioni di progetto come riportato in tabella 2.1.

L'analisi termodinamica è svolta variando il ΔT minimo di scambio termico tra i fluidi evolventi nello scambiatore di calore, considerando i valori riportati nella tabella 2.2.

T_{AMB} [°C]	da -7 a 7
$T_{W,IN}$ [°C]	da 15 a 50
$T_{W,OUT}$ [°C]	60
ΔT_{SH} [K]	5

Tab. 2.1 – Condizioni di progetto per l'analisi termodinamica ciclo base

$\Delta T_{MIN,EV}$ [K]	da 3 a 10
$\Delta T_{MIN,GC}$ [K]	da 3 a 10

Tab.2.2 – Condizioni di progetto per gli scambiatori

Il compressore è stato modellato secondo le seguenti equazioni:

$$\dot{m} = \rho_1 \frac{n}{60} C (1 - \eta_{vol}) \quad eq.2.1$$

$$\eta_{vol} = -0.0644\beta + 1.051 \quad eq. 2.2$$

$$\eta_g = -622.5 \exp(-6.854\beta) + 0.6575 \quad (\text{valida per } \beta \text{ compreso tra 1 e 5}) \quad eq. 2.3$$

dove \dot{m} è la portata massica elaborata dal compressore, ρ_1 è la densità in aspirazione, C è la cilindrata del compressore, n il numero di giri, η_g è il rendimento globale del compressore, η_{vol} è il rendimento volumetrico del compressore e β è il rapporto tra la pressione di mandata e la pressione di aspirazione.

Cilindrata C e coefficienti di η_g e η_{vol} sono stati calibrati sulla base dei dati di catalogo relativi al compressore Dorin CD1500H. In particolare, C è stata fissata pari a 53.82 cm^3 , mentre il numero di giri è stato fissato a 2950 min^{-1} . Il rendimento isoentropico del compressore è stato fissato pari a 0.92. L'andamento del rendimento globale e del rendimento volumetrico del compressore in funzione di β sono riportati in figura 2.1 e 2.2, rispettivamente.

Al variare delle condizioni operative, la pressione al gas cooler P_{GC} è stata determinata dalla seguente legge, che lega la pressione di uscita dal gas cooler alla temperatura della CO_2 in uscita, t_3 [9]. L'andamento di tale legge è dato dall'equazione seguente ed è riportato in figura 2.3.

$$p_{GC} = \exp[(t_3 + 175.9) / 47.13] \quad eq. 2.4$$

Essa è da ritenersi valida solo nel campo di temperature considerato per l'acqua in ingresso al gas-cooler.

Si riporta in figura 2.4 il ciclo sul piano T-s per $T_{AMB} = 7^\circ\text{C}$, $T_{W,IN} = 35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$, $\Delta T_{MIN,CO} = 5\text{K}$. In blu è riportata l'isoterma della temperatura ambiente, mentre la linea rossa tratteggiata collega le temperature di ingresso e uscita lato acqua ($35 - 60^\circ\text{C}$).

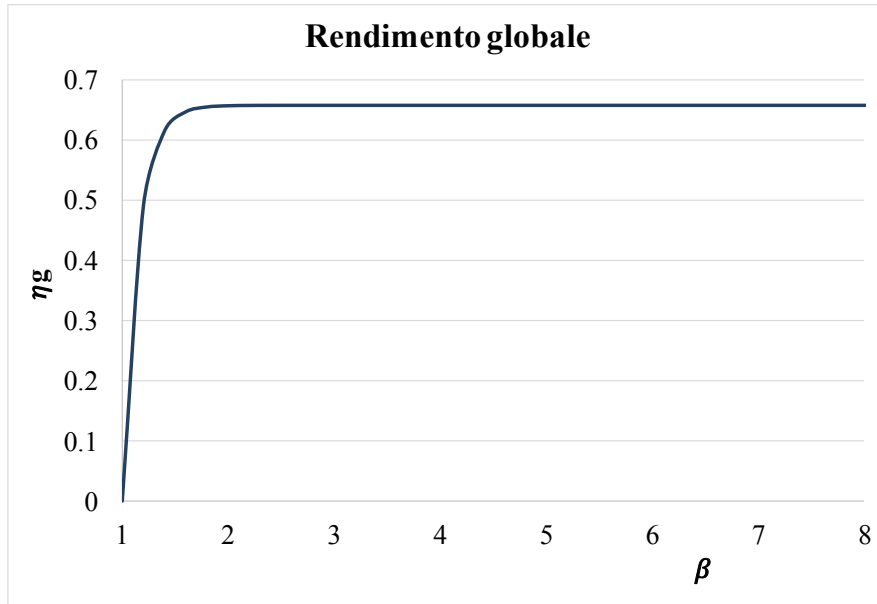


Figura 2.1 Andamento di η_g in funzione del rapporto di compressione

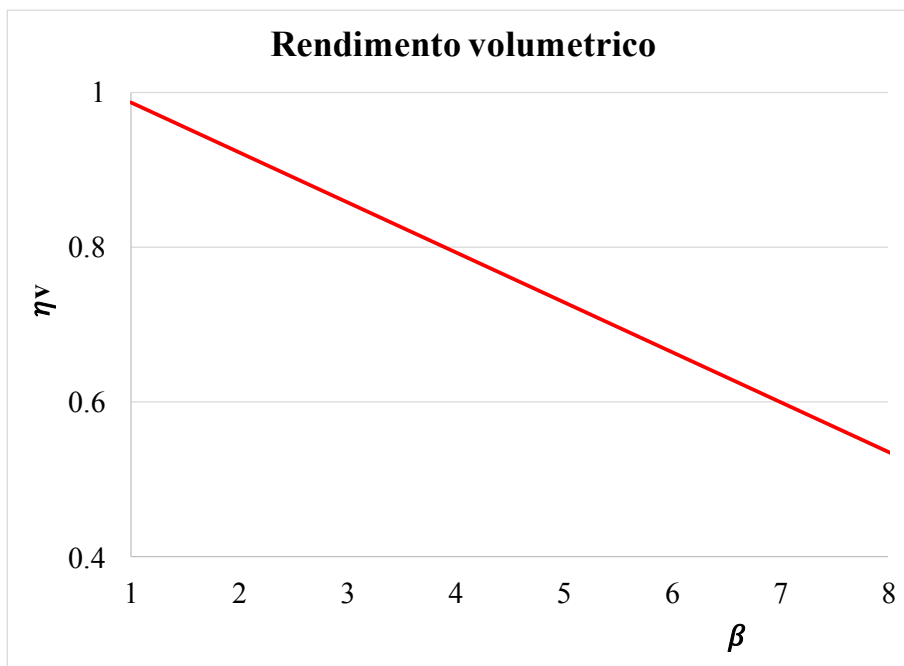


Figura 2.2 Andamento di η_{vol} in funzione del rapporto di compressione

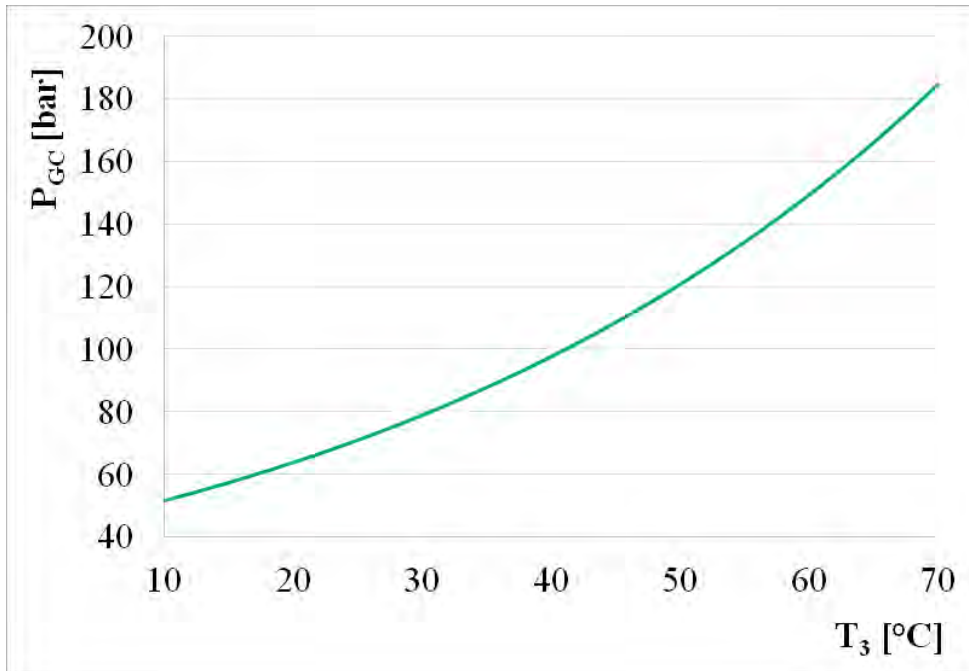


Figura 2.3 Andamento della P_{GC} in funzione della T_3 di uscita dal gas cooler

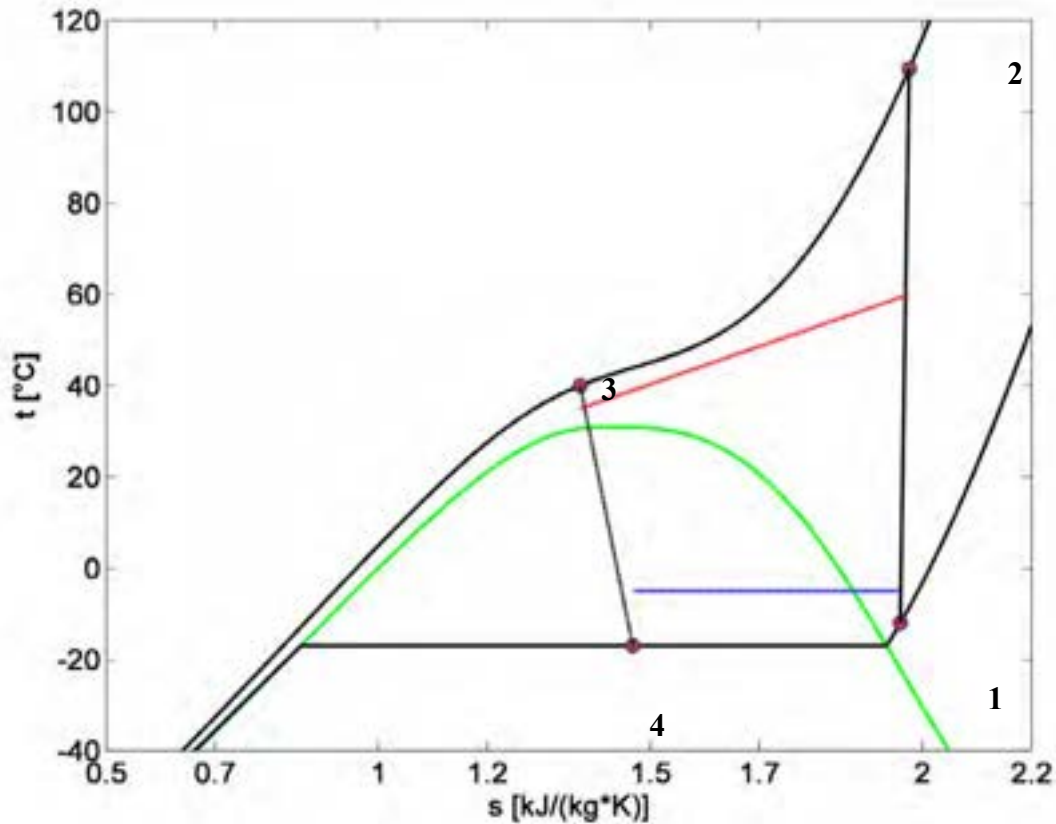


Figura 2.4 Piano T-s del ciclo trans-critico a CO_2 ; $T_{AMB} = 7^\circ C$, $T_{W,IN} = 35^\circ C$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$

Effetto della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso dell'acqua

Al fine di investigare l'effetto dei parametri operativi sulle prestazioni della pompa di calore, si riporta in figura 2.5 l'andamento del COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$, nel caso di $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$ e $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$. Come si può osservare dalla figura, a fissata temperatura ambiente il COP diminuisce all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, mentre aumenta all'aumentare della temperatura ambiente, a fissata $T_{W,IN}$. Lo stesso trend è identificabile per la potenza termica scambiata al gas cooler tra CO_2 e acqua (dati in tabella 2.3)

L'incremento della temperatura ambiente e la riduzione della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler hanno l'effetto di far avvicinare le isobare di alta e bassa pressione del ciclo della CO_2 , con un effetto positivo sulla potenza elettrica richiesta dal compressore e sulla portata elaborata dallo stesso, dal momento che il rendimento volumetrico decresce linearmente all'aumentare di β .

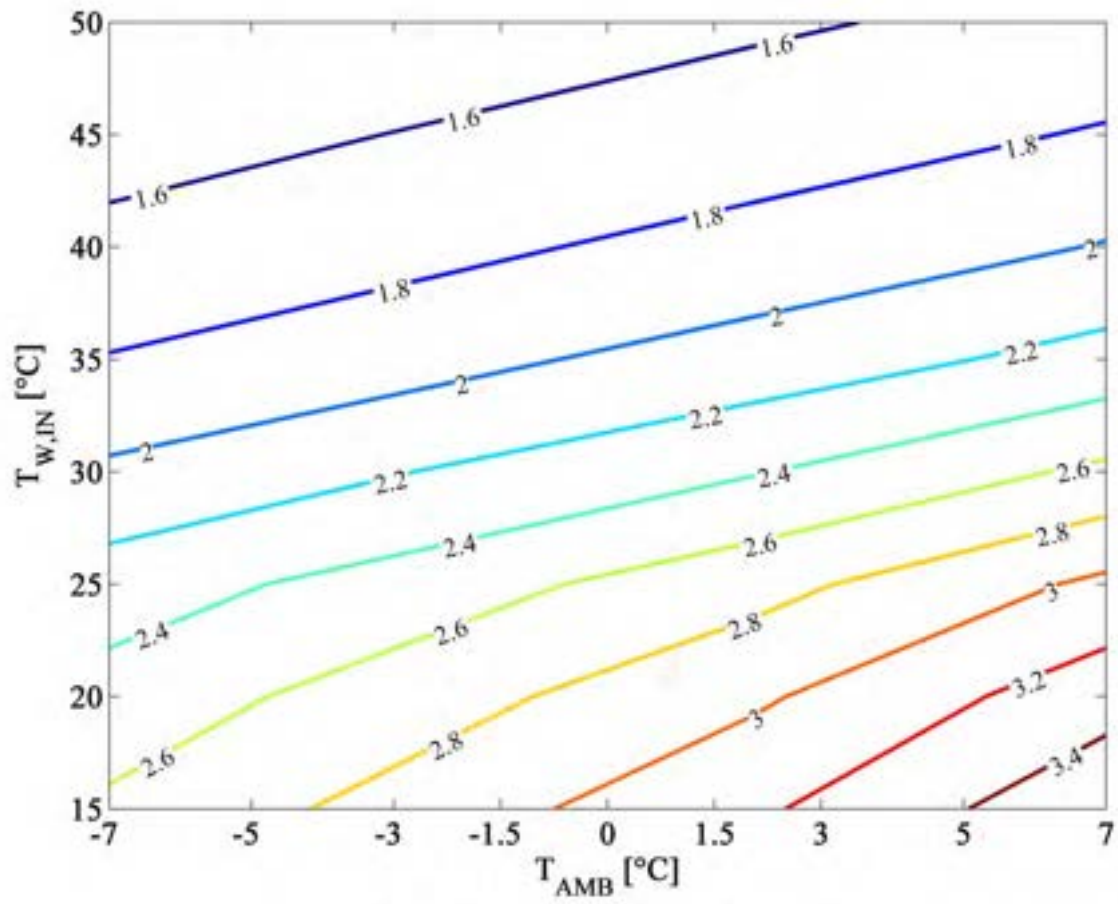


Figura 2.5 COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$; $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$

T_{AMB} [°C]	$T_{W,IN}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,EV}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,GC}$ [°C]	T_{EV} [°C]	T_1 [°C]	P_{EV} [bar]	P_{GC} [bar]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	COP [-]	Q_{GC} [kW]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	V_{ASP}/Q_{GC} [(m ³ /h)/kW]
-7	15	7	5	-19	-14	20	90	105	20	2.59	28.2	0.041	0.056	0.338
-7	20	7	5	-19	-14	20	90	105	25	2.45	26.7	0.041	0.054	0.357
-7	25	7	5	-19	-14	20	90	105	30	2.29	24.9	0.041	0.052	0.382
-7	30	7	5	-19	-14	20	90	105	35	2.08	22.6	0.037	0.048	0.422
-7	35	7	5	-19	-14	20	98	112	40	1.83	20.6	0.034	0.045	0.462
-7	40	7	5	-19	-14	20	109	122	45	1.66	19.4	0.031	0.042	0.491
-7	45	7	5	-19	-14	20	121	132	50	1.53	18.4	0.028	0.039	0.518
-7	50	7	5	-19	-14	20	134	142	55	1.43	17.5	0.026	0.037	0.544
2	15	7	5	-10	-5	26	90	93	20	3.10	38.1	0.049	0.060	0.250
2	20	7	5	-10	-5	26	90	93	25	2.92	35.9	0.049	0.058	0.265
2	25	7	5	-10	-5	26	90	93	30	2.71	33.4	0.049	0.056	0.285
2	30	7	5	-10	-5	26	90	93	35	2.44	30.0	0.044	0.052	0.317
2	35	7	5	-10	-5	26	98	100	40	2.11	27.4	0.038	0.049	0.347
2	40	7	5	-10	-5	26	109	110	45	1.88	26.0	0.034	0.046	0.367
2	45	7	5	-10	-5	26	121	120	50	1.71	24.9	0.031	0.043	0.383
2	50	7	5	-10	-5	26	134	130	55	1.58	24.0	0.029	0.041	0.396
7	15	7	5	-5	0	30	90	87	20	3.46	44.3	0.055	0.062	0.215
7	20	7	5	-5	0	30	90	87	25	3.26	41.7	0.055	0.061	0.228
7	25	7	5	-5	0	30	90	87	30	3.02	38.6	0.055	0.058	0.247
7	30	7	5	-5	0	30	90	87	35	2.70	34.6	0.048	0.055	0.276
7	35	7	5	-5	0	30	98	94	40	2.31	31.5	0.042	0.051	0.302
7	40	7	5	-5	0	30	109	103	45	2.04	29.9	0.037	0.048	0.318
7	45	7	5	-5	0	30	121	113	50	1.83	28.8	0.033	0.045	0.331
7	50	7	5	-5	0	30	134	123	55	1.68	27.9	0.030	0.043	0.341

Tab. 2.3 Risultati ciclo base; $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$

Effetto del ΔT minimo di scambio termico all'evaporatore e al gas cooler

Oltre ai parametri operativi relativi alle condizioni ambiente e alla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, è stata svolta un'analisi di sensibilità al variare dei parametri influenzati dal dimensionamento degli scambiatori, per valutare il loro effetto sulle prestazioni del sistema.

In particolare, sono state ripetute le simulazioni nello stesso intervallo di temperatura ambiente e dell'acqua, al variare dei ΔT minimi di scambio termico tra CO₂ e fluido secondario nei due scambiatori. La figura 2.6 e 2.7 riporta l'andamento del COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ per due differenti coppie dei ΔT minimi ($\Delta T_{MIN,GC}$ e $\Delta T_{MIN,EV}$). In particolare, il grafico di figura 2.6 è stato ottenuto con i minimi ΔT investigati, 3K, mentre quello di figura 2.7 è stato ottenuto con 10 K.

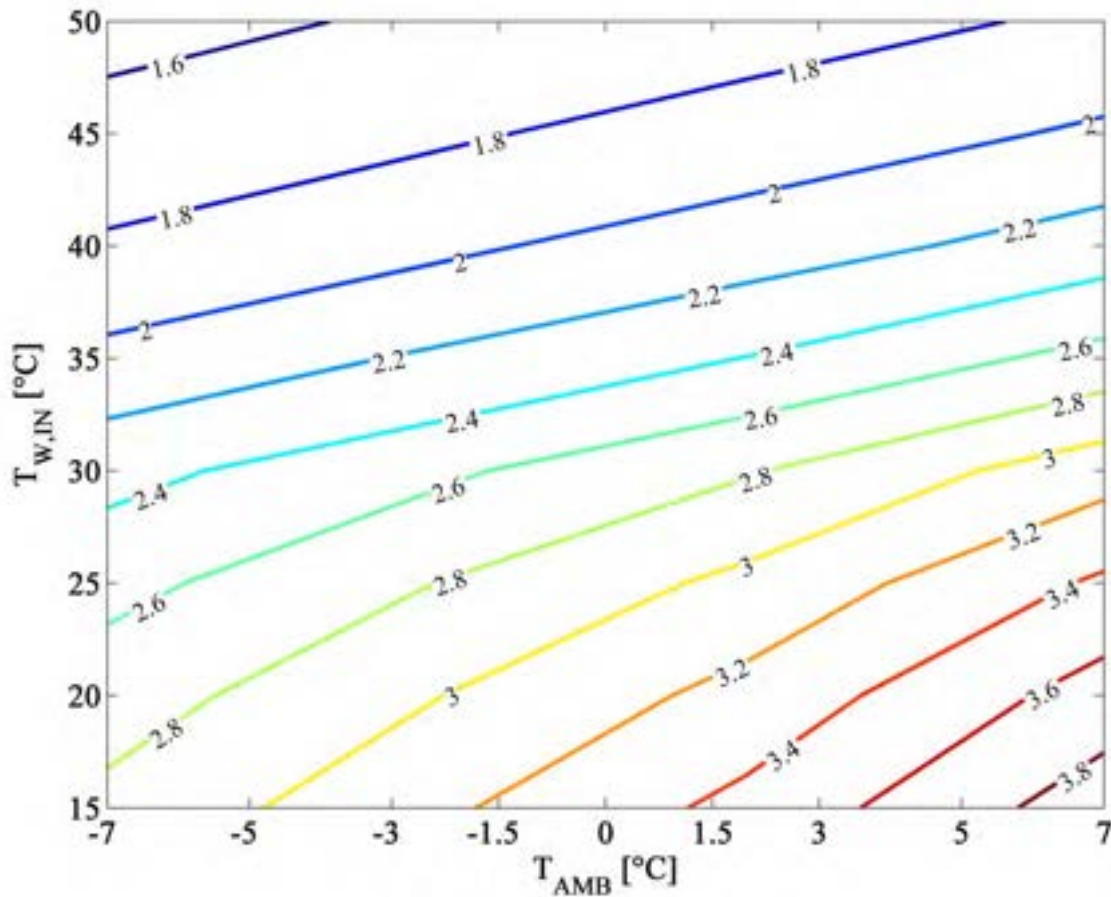


Figura 2.6 COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ per il ciclo base; $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 3K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 3K$

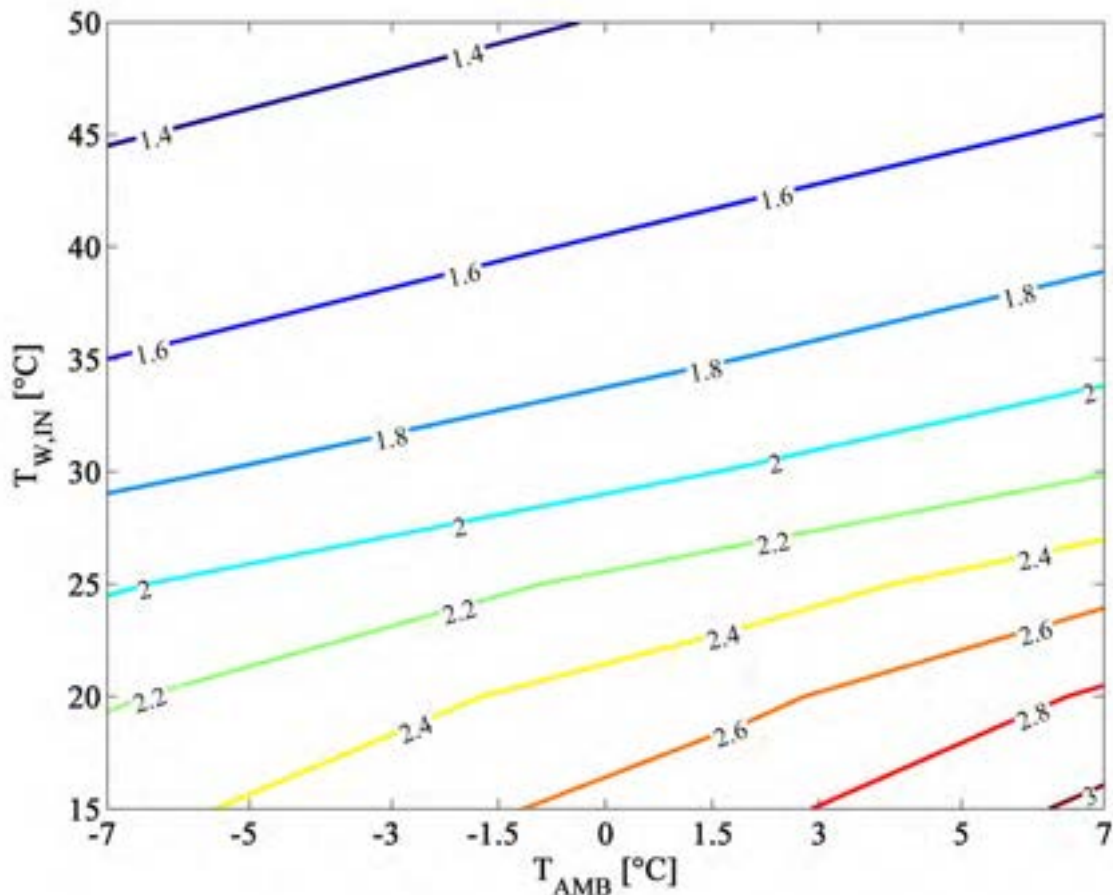


Figura 2.7 COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ per il ciclo base; $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 10K$,
 $\Delta T_{MIN,EV} = 10K$

Per avere un'idea dell'effetto quantitativo dei ΔT minimi di scambio termico, in tabella 2.4 si riporta l'analisi delle prestazioni del ciclo $T_{AMB} = 2^\circ C$ e $T_{W,IN} = 20^\circ C$, al variare dei $\Delta T_{MIN,GC}$ e $\Delta T_{MIN,EV}$.

Fissato il $\Delta T_{MIN,GC}$ e, quindi, la temperatura della CO_2 uscente dal gas cooler, T_3 , l'aumento del $\Delta T_{MIN,EV}$ comporta una riduzione della temperatura all'evaporatore, con conseguente riduzione del COP a causa dell'incremento della potenza richiesta dal compressore (aumenta il rapporto di compressione). Tale effetto, inoltre, fa ridurre la potenza termica fornita dal gas cooler, dal momento che l'incremento di β comporta una riduzione del rendimento volumetrico del compressore e, dunque, della portata elaborata dallo stesso.

T_{AMB} [°C]	$T_{W,IN}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,EV}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,GC}$ [°C]	T_{EV} [°C]	T_1 [°C]	P_{EV} [bar]	P_{GC} [bar]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	COP [-]	Q_{GC} [kW]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	V_{ASP}/Q_{GC} [(m ³ /h)/kW]
2	20	3	3	-6	-1	29.6	90	88	23	3.27	41.55	0.090	0.153	0.229
2	20	5	3	-8	-3	28.0	90	90	23	3.12	39.14	0.049	0.058	0.243
2	20	7	3	-10	-5	26.5	90	93	23	2.99	36.82	0.049	0.058	0.259
2	20	10	3	-13	-8	24.3	90	97	23	2.81	33.48	0.049	0.058	0.285
2	20	3	5	-6	-1	29.6	90	88	25	3.18	40.50	0.049	0.058	0.235
2	20	5	5	-8	-3	28.0	90	90	25	3.05	38.17	0.049	0.058	0.250
2	20	7	5	-10	-5	26.5	90	93	25	2.92	35.92	0.049	0.058	0.265
2	20	10	5	-13	-8	24.3	90	97	25	2.75	32.68	0.049	0.058	0.291
2	20	3	7	-6	-1	29.6	90	88	27	3.10	39.39	0.049	0.058	0.242
2	20	5	7	-8	-3	28.0	90	90	27	2.96	37.14	0.049	0.058	0.256
2	20	7	7	-10	-5	26.5	90	93	27	2.84	34.96	0.049	0.058	0.272
2	20	10	7	-13	-8	24.3	90	97	27	2.67	31.83	0.049	0.058	0.299
2	20	3	10	-6	-1	29.6	90	88	30	2.95	37.56	0.049	0.058	0.254
2	20	5	10	-8	-3	28.0	90	90	30	2.83	35.44	0.049	0.058	0.269
2	20	7	10	-10	-5	26.5	90	93	30	2.71	33.39	0.049	0.058	0.285
2	20	10	10	-13	-8	24.3	90	97	30	2.56	30.43	0.049	0.058	0.313

Tab. 2.4 Risultati ciclo base; $\Delta T_{SH} = 5K$, $\Delta T_{AMB} = 2\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T_{W,IN} = 20\text{ }^\circ\text{C}$

2.2 Analisi termodinamica della pompa di calore con scambiatore interno

In questa sezione si riportano i risultati ottenuti dall'analisi termodinamica del ciclo trans-critico della CO₂ nel caso in cui sia presente uno scambiatore rigenerativo (figura 1.8) che consente di preriscaldare la corrente in ingresso al compressore a spese della corrente uscente dal gas cooler. Si riporta in figura 2.8 l'andamento del COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$, nel caso di $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$ e $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$ per un'efficienza del rigeneratore pari all'80%.

Come si può osservare dalla figura, per fissata temperatura ambiente il COP diminuisce all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, mentre aumenta all'aumentare della temperatura ambiente, a fissata $T_{W,IN}$.

In tabella 2.5 è possibile leggere nel dettaglio i risultati dell'analisi nelle suddette condizioni al variare di T_{AMB} e $T_{W,IN}$. In particolare è possibile notare come il rapporto UA_{RIG}/\dot{Q}_{GC} assuma valori molto bassi visto che la potenza termica \dot{Q}_{RIG} è di un ordine di grandezza inferiore rispetto alla \dot{Q}_{GC} .

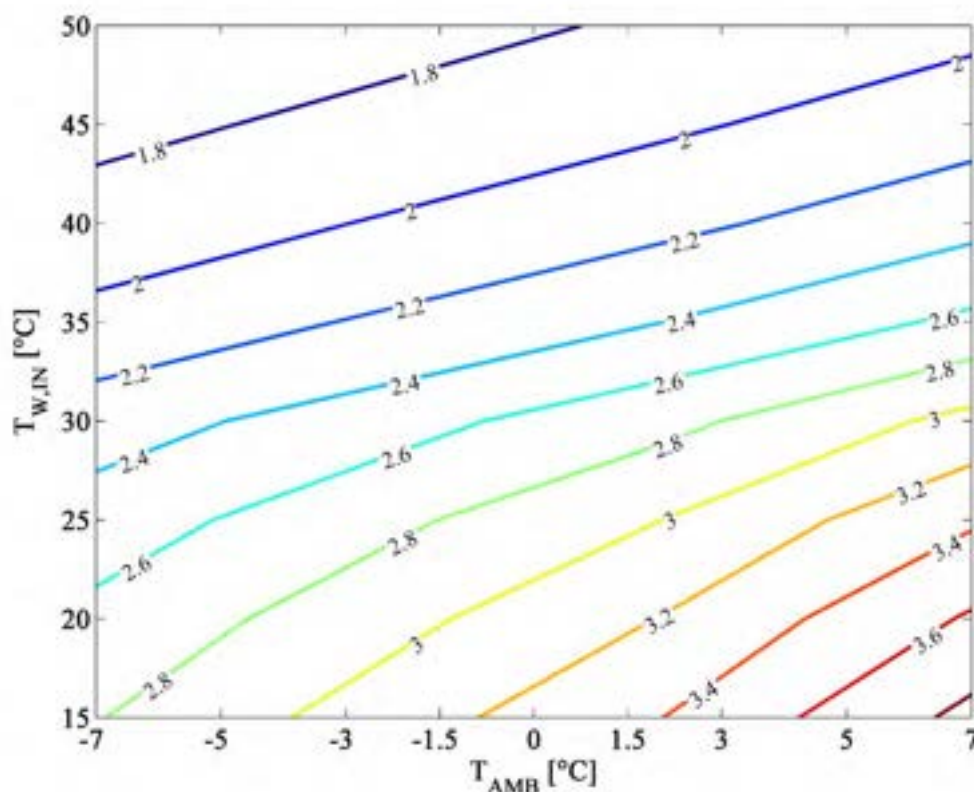


Figura 2.8 COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ per il ciclo con rigeneratore; $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$, $\epsilon_{RIG} = 0.8$

T_{AMB} [°C]	$T_{W,IN}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,EV}$ [°C]	$\Delta T_{MIN,GC}$ [°C]	T_{EV} [°C]	P_{EV} [bar]	T_1 [°C]	T_{IR} [°C]	T_2 [°C]	P_{GC} [bar]	T_3 [°C]	T_{3R} [°C]	$\Delta T_{ML,RIG}$ [°C]	COP [-]	Q_{GC} [kW]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	UA_{EV}/Q_{GC} [1/K]	UA_{RIG}/Q_{GC} *10E3 [1/K]
-7	15	7	5	-14	23.6	-14	13	126	90.0	20	7	12.5	2.79	32.7	0.042	0.106	8.83
-7	20	7	5	-14	23.6	-14	17	131	90.0	25	11	14.8	2.65	31.0	0.040	0.104	8.70
-7	25	7	5	-14	23.6	-14	21	136	90.0	30	16	17.3	2.50	29.2	0.038	0.102	8.60
-7	30	7	5	-14	23.6	-14	25	140	90.0	35	23	20.4	2.30	26.9	0.037	0.098	8.55
-7	35	7	5	-14	23.6	-14	29	153	97.6	40	28	23.0	2.06	25.1	0.033	0.093	8.47
-7	40	7	5	-14	23.6	-14	33	169	108.5	45	31	24.9	1.88	24.0	0.030	0.088	8.36
-7	45	7	5	-14	23.6	-14	37	185	120.7	50	34	26.6	1.75	23.2	0.027	0.084	8.22
-7	50	7	5	-14	23.6	-14	41	201	134.2	55	36	28.1	1.64	22.4	0.025	0.081	8.06
2	15	7	5	-5	30.5	-5	15	105	90.0	20	9	8.7	3.39	43.4	0.055	0.113	11.81
2	20	7	5	-5	30.5	-5	19	110	90.0	25	13	10.9	3.20	40.9	0.051	0.111	11.44
2	25	7	5	-5	30.5	-5	23	115	90.0	30	18	13.3	3.00	38.3	0.048	0.109	11.14
2	30	7	5	-5	30.5	-5	27	120	90.0	35	24	16.3	2.74	34.9	0.045	0.106	10.93
2	35	7	5	-5	30.5	-5	31	132	97.6	40	29	18.8	2.40	32.5	0.040	0.100	10.78
2	40	7	5	-5	30.5	-5	35	147	108.5	45	32	20.7	2.15	31.3	0.035	0.095	10.61
2	45	7	5	-5	30.5	-5	39	163	120.7	50	35	22.4	1.97	30.5	0.031	0.091	10.40
2	50	7	5	-5	30.5	-5	43	178	134.2	55	37	23.9	1.83	29.9	0.028	0.087	10.18
7	15	7	5	0	34.9	0	16	94	90.0	20	10	6.6	3.85	50.1	0.066	0.116	14.57
7	20	7	5	0	34.9	0	20	99	90.0	25	14	8.7	3.62	47.1	0.060	0.115	13.86
7	25	7	5	0	34.9	0	24	104	90.0	30	19	11.1	3.37	43.9	0.056	0.113	13.30
7	30	7	5	0	34.9	0	28	109	90.0	35	25	14.0	3.06	39.8	0.052	0.110	12.89
7	35	7	5	0	34.9	0	32	121	97.6	40	30	16.5	2.64	37.0	0.045	0.104	12.64
7	40	7	5	0	34.9	0	36	136	108.5	45	33	18.4	2.34	35.7	0.038	0.099	12.40
7	45	7	5	0	34.9	0	40	151	120.7	50	35	20.0	2.12	34.9	0.034	0.095	12.14
7	50	7	5	0	34.9	0	44	166	134.2	55	37	21.5	1.95	34.3	0.030	0.090	11.84

Tab. 2.5 Risultati per la pompa di calore con scambiatore interno; $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$, $\epsilon_{RIG} = 0.8$

3 . Analisi termodinamica di una pompa di calore a CO₂ con eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria

L'analisi termodinamica della pompa di calore con eiettore fa riferimento allo schema di impianto riportato in figura 3.1.

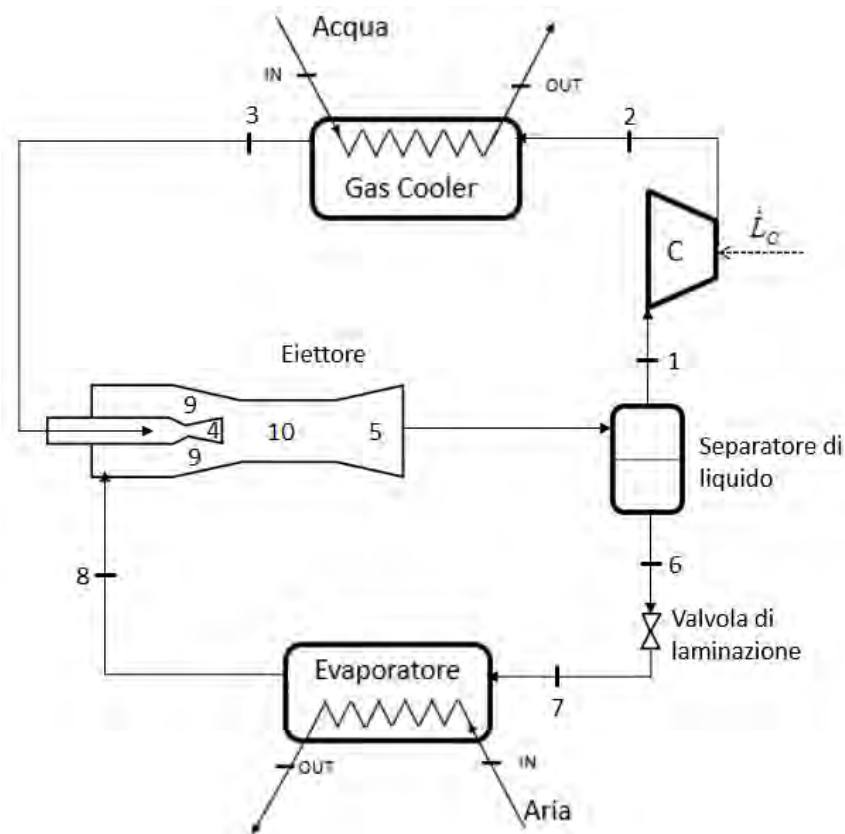


Figura 3.1 Schema di impianto per una pompa di calore con eiettore

L'analisi è stata effettuata al variare delle condizioni operative, in termini di temperatura ambiente, T_{AMB} , e di temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, $T_{W,IN}$, fissando la temperatura di uscita dell'acqua al gas cooler, $T_{W,OUT}$, a 60°C. I parametri progettuali variati nell'analisi sono stati i ΔT minimi di scambio termico all'evaporatore ed al gas cooler, $\Delta T_{MIN,GC}$ e $\Delta T_{MIN,EV}$ rispettivamente, variabili entrambi tra 3 e 10 K.

Come per il ciclo base, la pressione al gas cooler P_3 è stata fissata secondo l'equazione 2.4, con un valore limite inferiore di 90 bar, per garantire il ΔT minimo di scambio termico tra CO₂ e acqua lungo tutto il gas cooler.

La portata elaborata dal compressore è stata modellata come indicato nel ciclo base senza eiettore (equazione 2.1), fissando una cilindrata di 53.82 cm³, con un andamento lineare del rendimento

volumetrico in funzione del rapporto di compressione β e un andamento esponenziale del rendimento globale del compressore in funzione di β (eq. 2.2 e 2.3, rispettivamente)

Al fine di procedere con l'analisi, occorre fissare anche la P_B , ossia la pressione che raggiungono la portata primaria e la portata secondaria successivamente all'espansione nell'eiettore (punto 4 e punto 5 in figura 3.1). Tale pressione dipende dalla geometria dell'eiettore. In questa analisi, al fine di dimensionare l'eiettore, è stato fatto variare in ogni condizione il $\Delta P = P_{EV} - P_B$ tra 0.1 e 1.5 bar, al fine di trovare il valore di P_B che consenta di ottimizzare il COP del ciclo.

In Figura 3.2 e 3.3 sono riportati rispettivamente i piani temperatura - entropia (t-s) e pressione - entalpia (p-h) della CO_2 , per $T_{AMB} = 7^\circ C$ e $T_{W,IN} = 35^\circ C$, nel caso di $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$ e $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$. I piani sono riportati per il valore di $P_{EV} - P_B$ che massimizza il COP, ossia 1.3 bar.

In particolare, sono stati evidenziati i livelli di pressione che interessano il ciclo con eiettore, ossia:

- P_{EV} pressione all'evaporatore (linea blu continua)
- P_{GC} pressione al gas cooler (linea rossa continua)
- P_B pressione alla fine dell'espansione nell'eiettore (linea nera tratteggiata)
- P_M pressione di miscelazione (linea magenta)
- P_D pressione in uscita dall'eiettore (linea nera continua)

La pressione P_M è molto vicina alla pressione P_B (variazione dell'ordine dei decimi di bar) per cui graficamente non è visibile. Le due espansioni 3-4 e 8-9 della corrente primaria e secondaria idealmente sarebbero espansioni isoentropiche, ma a causa di irreversibilità interne la trasformazione avviene con una generazione di entropia, per cui si assume un rendimento isoentropico di 0.8 (sia per la corrente primaria che per la corrente secondaria). Per il diffusore si è assunto un rendimento di 0.75.

I corrispondenti risultati per la pressione P_B ottima sono riportati in Tabella 3.1 nel caso di $\Delta T_{SH} = 0K$, come richiesto per il funzionamento a regime stazionario secondo lo schema considerato.

Come si osserva dalla tabella, il ciclo con eiettore consente di avere un incremento del COP rispetto al COP del ciclo base del 17.5 %. In tali condizioni, l'efficienza dell'eiettore vale 15.3 %, mentre il Pressure lift vale 1.19. Tali valori risultano essere in accordo con i tipici valori di impianti operanti con eiettore, come riportato in [10].

L'ottimo in funzione della differenza $P_{EV} - P_B$ è visualizzabile attraverso i grafici di figura 3.4, che riportano COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} in funzione della differenza $P_{EV} - P_B$.

Nella tabella 3.1 è possibile determinare tutti i parametri progettuali per il compressore, gli scambiatori di calore e le sezioni di passaggio dell'eiettore.

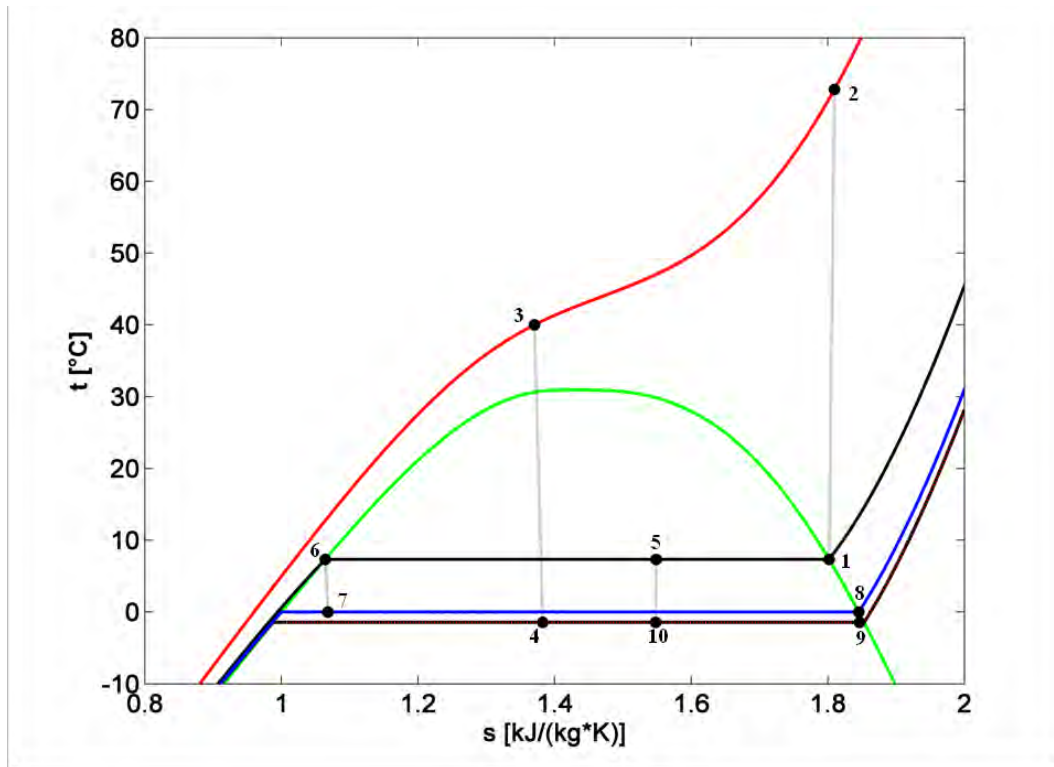


Figura 3.2. Piano t - s per R744; $T_{AMB} = 7^\circ\text{C}$, $T_{W,IN} = 35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$, $P_{EV} - P_B = 1.3\text{ bar}$.

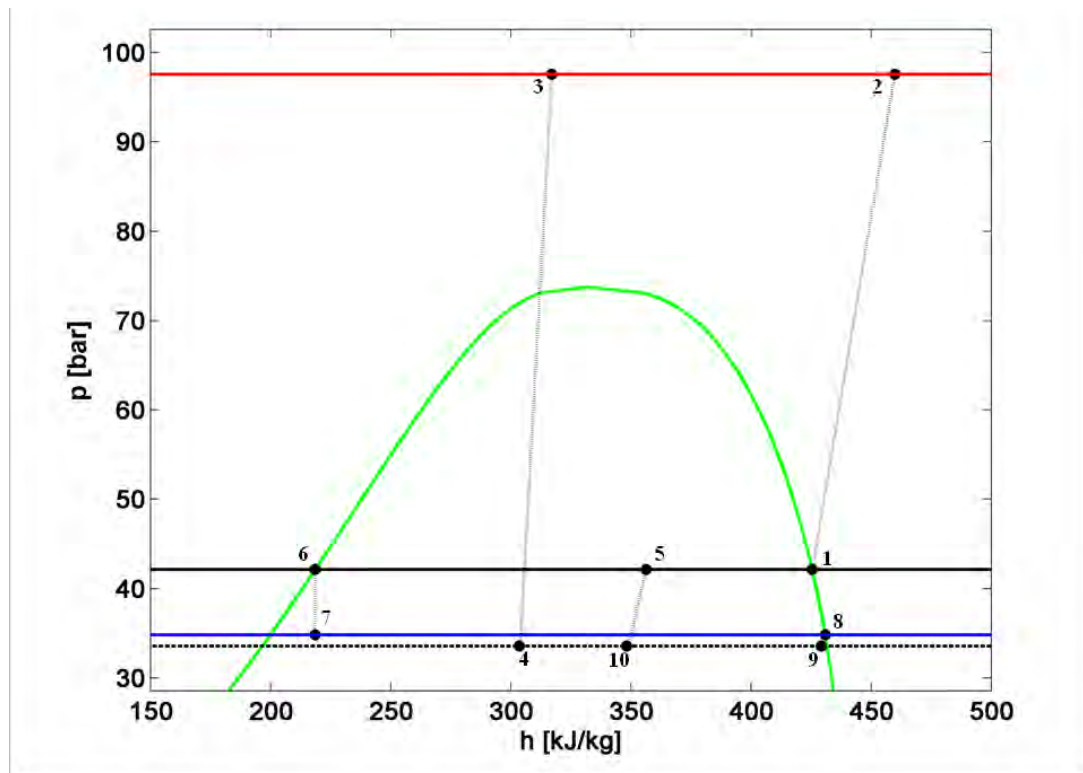


Figura 3.3. Piano p - h per R744; $T_{AMB} = 7^\circ\text{C}$, $T_{W,IN} = 35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$, $P_{EV} - P_B = 1.3\text{ bar}$.

ΔT_{SH} K	$P_{EV} - P_B$ bar	P_{EV} bar	P_{GC} bar	P_M bar	P_D bar	COP -	$\Delta COP/COP_B$ %	μ -
0	1.3	34.9	97.6	33.6	42.1	3.13	19.1	0.525
5	1.3	30.5	97.6	29.2	37.9	2.83	16.5	0.495
ΔT_{SH} K	a_N cm ²	a_S cm ²	a_M cm ²	P_{lift}	η_{ej} %	UA_{GC}/\dot{Q}_{GC} 1/K	UA_{EV}/\dot{Q}_{GC} 1/K	\dot{V}_a/\dot{Q}_{GC} (m ³ /h)/kW
0	0.099	0.354	0.454	1.21	22.1	0.120	0.112	0.226
5	0.094	0.318	0.411	1.25	42.0	0.100	0.108	0.248

Tabella 3.1. Risultati ciclo con eiettore per due differenti valori del surriscaldamento in uscita dall'evaporatore ΔT_{SH} ; $T_{AMB} = 2^\circ C$, $T_{W,IN} = 35^\circ C$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5 K$ e $\Delta T_{MIN,EV} = 7 K$.

Come si osserva dalla figura 3.4 (a), l'andamento del COP in funzione di $P_{EV} - P_B$ presenta un massimo, sebbene l'andamento sia abbastanza schiacciato nella zona di ottimo. Tra l'altro, l'ottimo del COP si ottiene proprio per il valore di $P_{EV} - P_B$ che massimizza η_{ej} .

Confrontando i risultati ottenuti nel punto di ottimo con quelli ottenuti nel caso di $P_{EV} - P_B = 0.3$ bar (tipico valore di ΔP riportato da [10]), si osserva che l'incremento del COP è di circa 0.7%, per cui l'effettivo valore di P_B raggiunto nell'eiettore, variabile a seconda delle condizioni operative una volta fissata la geometria, non influenza in maniera significativa le performance del sistema.

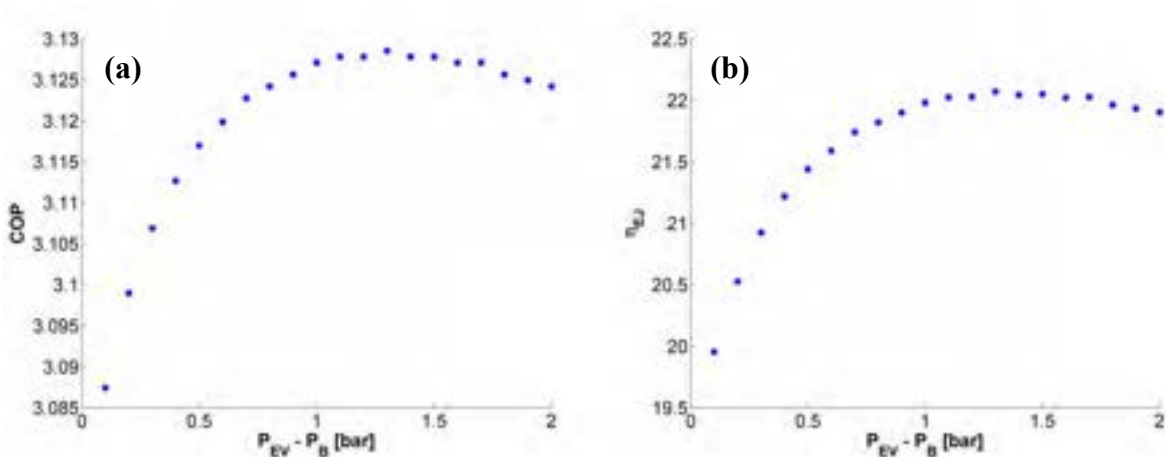


Figura 3.4. COP (a) e η_{ej} (b) in funzione di $P_{EV} - P_B$; $T_{AMB} = 7^\circ C$, $T_{W,IN} = 35^\circ C$, $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$.

Al fine di investigare l'effetto delle condizioni al contorno (T_{AMB} e $T_{W,IN}$) sulle prestazioni della pompa di calore con eiettore, di seguito si riportano di seguito i risultati ottenuti per $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5K$ e $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$. La figura 3.5 riporta i contour ottenuti per il COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$. Come si osserva, un aumento di temperatura ambiente a fissata temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler comporta un aumento del COP; viceversa a fissata temperatura

ambiente il COP aumenta al diminuire della $T_{W,IN}$. Valori massimi del COP, pertanto, si osservano per temperatura ambiente di 7°C e bassa $T_{W,IN}$, intorno ai 15°C , intorno a 4.4. I corrispondenti risultati per il dimensionamento sono riportati in tabella 3.2,

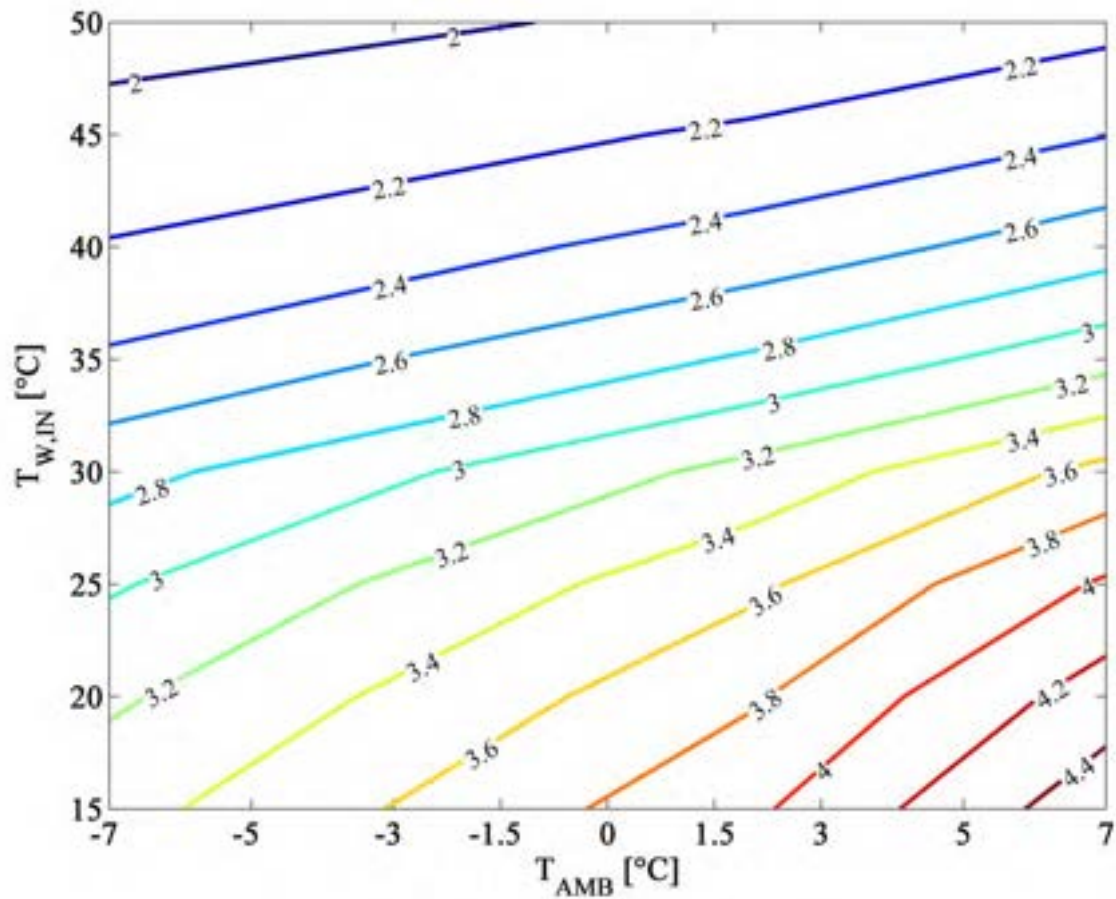


Figura 3.5. COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$; $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$.

T_{AMB} °C	$T_{W,IN}$ °C	$\Delta T_{MIN,GC}$ K	$\Delta T_{MIN,EV}$ K	$P_{EV}-P_B$ bar	P_{EV} bar	P_{GC} bar	P_M bar	P_D bar	T_2 °C	COP -	Q_{GC} kW	U_{AGC}/Q_{GC} 1/K	U_{AEV}/Q_{GC} 1/K	V_a/Q_{GC} (m ³ /h)/kW	μ -	P_{lift} -	η_{reject} %	a_N/Q_{GC} *10 ³ cm ² /kW	a_S/a_N -
-7	15	5	7	0.8	23.6	90.0	22.8	26.6	86	3.33	38.6	0.078	0.111	0.247	0.741	1.13	7.2	1.48	7.36
-7	20	5	7	0.8	23.6	90.0	22.8	27.2	85	3.17	37.2	0.080	0.110	0.256	0.689	1.15	7.3	1.69	6.41
-7	25	5	7	0.9	23.6	90.0	22.7	28.0	84	2.98	35.5	0.083	0.109	0.268	0.633	1.19	7.4	1.96	5.23
-7	30	5	7	1.0	23.6	90.0	22.6	29.3	82	2.73	33.2	0.088	0.106	0.287	0.550	1.24	7.5	2.38	4.06
-7	35	5	7	1.0	23.6	97.6	22.6	31.0	87	2.43	31.8	0.077	0.102	0.300	0.486	1.31	7.8	2.66	3.55
-7	40	5	7	1.1	23.6	108.5	22.5	32.4	94	2.21	31.4	0.066	0.098	0.303	0.449	1.38	8.2	2.77	3.18
-7	45	5	7	1.2	23.6	120.7	22.4	33.9	101	2.06	31.5	0.058	0.094	0.302	0.423	1.44	8.6	2.82	2.93
-7	50	5	7	1.2	23.6	134.2	22.4	35.5	108	1.93	31.9	0.052	0.090	0.299	0.402	1.50	9.1	2.82	2.86
2	15	5	7	0.9	30.5	90.0	29.6	33.4	76	3.96	49.4	0.105	0.117	0.193	0.794	1.10	15.6	1.23	8.29
2	20	5	7	0.9	30.5	90.0	29.6	33.9	75	3.77	47.1	0.108	0.116	0.202	0.736	1.11	15.6	1.45	7.00
2	25	5	7	1.0	30.5	90.0	29.5	34.7	74	3.55	44.3	0.112	0.115	0.215	0.673	1.14	15.5	1.72	5.60
2	30	5	7	1.0	30.5	90.0	29.5	36.0	73	3.26	40.6	0.120	0.113	0.235	0.582	1.18	15.4	2.14	4.50
2	35	5	7	1.1	30.5	97.6	29.4	37.8	78	2.82	38.3	0.100	0.108	0.248	0.509	1.24	15.6	2.42	3.70
2	40	5	7	1.3	30.5	108.5	29.2	39.6	85	2.48	37.7	0.081	0.104	0.253	0.468	1.30	16.1	2.54	3.20
2	45	5	7	1.3	30.5	120.7	29.2	41.3	92	2.23	37.6	0.069	0.099	0.253	0.437	1.36	16.7	2.59	3.07
2	50	5	7	1.4	30.5	134.2	29.1	43.2	99	2.04	38.0	0.061	0.096	0.251	0.412	1.42	17.5	2.62	2.88
7	15	5	7	0.9	34.9	90.0	34.0	37.7	71	4.53	56.2	0.132	0.120	0.170	0.833	1.08	22.5	1.10	9.29
7	20	5	7	1.0	34.9	90.0	33.9	38.2	70	4.30	53.2	0.136	0.119	0.179	0.771	1.10	22.4	1.34	7.26
7	25	5	7	1.3	34.9	90.0	33.6	39.0	69	4.03	49.8	0.143	0.118	0.191	0.700	1.12	22.1	1.63	5.25
7	30	5	7	1.1	34.9	90.0	33.8	40.3	68	3.66	45.1	0.156	0.116	0.211	0.602	1.16	21.8	2.05	4.50
7	35	5	7	1.3	34.9	97.6	33.6	42.1	73	3.13	42.1	0.120	0.112	0.226	0.525	1.21	22.1	2.35	3.57
7	40	5	7	1.3	34.9	108.5	33.6	44.0	80	2.71	41.2	0.093	0.107	0.231	0.478	1.26	22.7	2.47	3.33
7	45	5	7	1.4	34.9	120.7	33.5	46.0	86	2.39	41.0	0.078	0.102	0.233	0.444	1.32	23.5	2.53	3.08
7	50	5	7	1.4	34.9	134.2	33.5	48.1	93	2.14	41.2	0.067	0.098	0.231	0.416	1.38	24.6	2.57	2.99

Tabella 3.2. Risultati ciclo con eiettore; $\Delta T_{SH} = 0$ K, $\Delta T_{MIN,GC} = 5$ K e $\Delta T_{MIN,EV} = 7$ K.

I risultati presentati finora sono stati ottenuti a fissati ΔT minimi di scambio termico al gas cooler e all'evaporatore.

Le figure 3.6 e 3.7 riportano l'andamento del COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ nel caso dei minimi ΔT di scambio termico investigati (3K ad entrambi gli scambiatori) e nel caso di ΔT massimi (10K). Il valore del surriscaldamento all'evaporatore è 0K, mentre ogni punto del grafico è stato ottenuto per valori di $P_{EV} - P_B$ che massimizzano il COP. Come si osserva dalle due figure, i ΔT di scambio non influenzano l'andamento qualitativo dei risultati, al variare delle condizioni al contorno, in termini di prestazioni del sistema; mentre a livello quantitativo si ha un effetto, come visibile dalla tabella 3.3 nel caso di $T_{AMB} = 2^\circ\text{C}$ e $T_{W,IN} = 20^\circ\text{C}$.

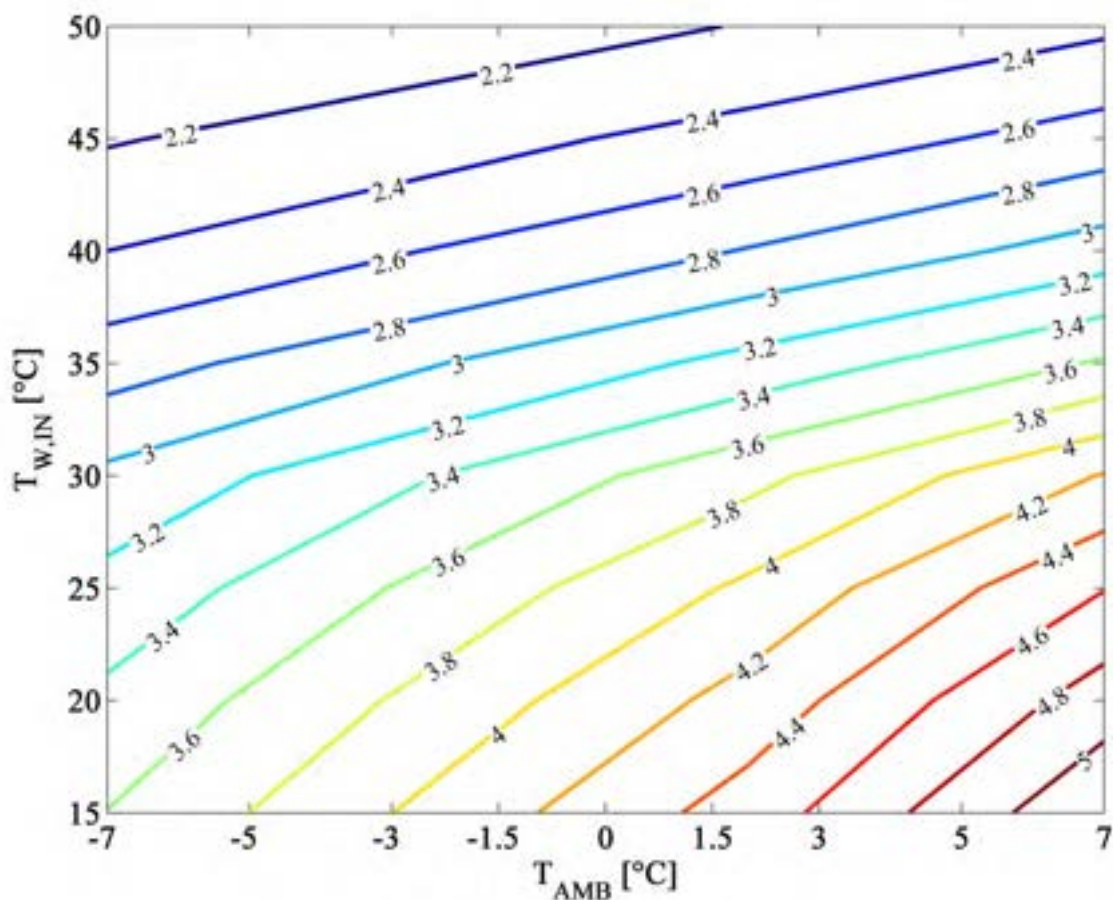


Figura 3.6. COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$; $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 3K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 3K$.

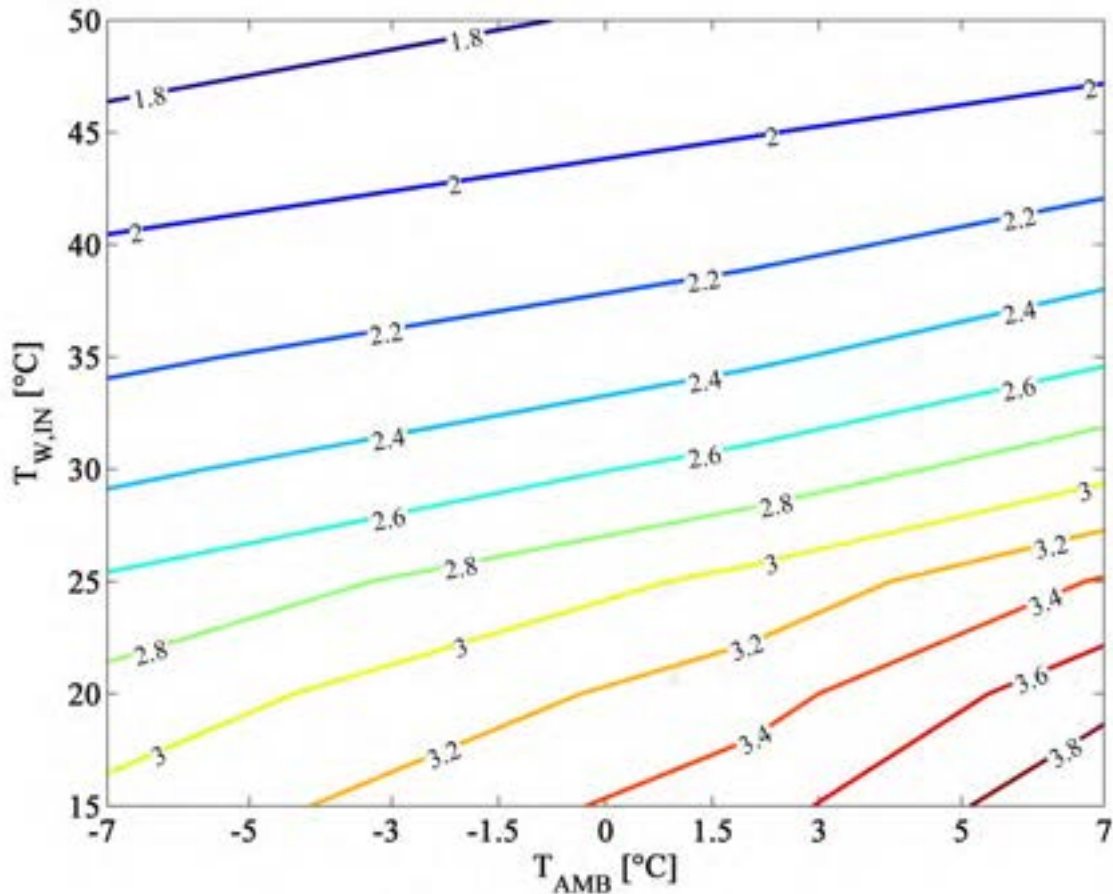


Figura 3.7. COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$; $\Delta T_{SH} = 0K$, $\Delta T_{MIN,GC} = 10K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 10K$

Come si osserva dalla Tabella 3.3, rispetto al caso di riferimento standard ($\Delta T_{MIN,GC} = 5K$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7K$) le variazioni del COP sono sempre contenute entro il 10%. L'effetto dei ΔT è invece evidente sui parametri di interesse per il dimensionamento degli scambiatori, ossia UA_{GC}/\dot{Q}_{GC} e UA_{EV}/\dot{Q}_{GC} . In particolare UA_{GC}/\dot{Q}_{GC} , fissato $\Delta T_{MIN,GC}=10\text{ }^{\circ}C$, diminuisce del 25% circa passando da $\Delta T_{MIN,EV} = 3K$ a $10K$. UA_{EV}/\dot{Q}_{GC} subisce invece una riduzione fino al 70% per $\Delta T_{MIN,EV} = 10K$ rispetto al valore assunto a $3K$, in accordo con il fatto $\Delta T_{MIN,EV}$ influenzi maggiormente il dimensionamento dell'evaporatore piuttosto che del gas cooler.

Analogamente, l'effetto di $\Delta T_{MIN,GC}$ a fissato $\Delta T_{MIN,EV}=10\text{ }^{\circ}C$ è di far diminuire le UA/\dot{Q} all'aumentare del ΔT , sebbene la UA_{EV}/\dot{Q}_{GC} non risenta dell'effetto di tale parametro (variazioni massime dell'1%), mentre la UA_{GC}/\dot{Q}_{GC} si riduce del 35% circa passando da $\Delta T_{MIN,GC} = 3K$ a $10K$. I ΔT minimi di scambio influenzano anche la sezione di passaggio della portata primaria all'eiettore, a_N , così come il rapporto sezione di passaggio della portata secondaria su sezione di passaggio della portata primaria a_S/a_N , sebbene l'effetto del $\Delta T_{MIN,EV}$ a fissato $\Delta T_{MIN,GC}$ sia più contenuto rispetto all'effetto del $\Delta T_{MIN,GC}$.

T_{AMB} °C	$T_{W,IN}$ °C	$\Delta T_{MIN,GC}$ K	$\Delta T_{MIN,EV}$ K	$P_{EV}-P_B$ bar	P_{EV} bar	P_{GC} bar	P_M bar	P_D bar	T_2 °C	COP	Q_{GC} kW	U_{AGC}/Q_{GC} 1/K	U_{AEV}/Q_{GC} 1/K	V_a/Q_{GC} (m ³ /h)/kW	μ -	P_{lift} -	η_{ject} -	a_N/Q_{GC} *10 ³ cm ² /kW	a_S/a_N -
2	20	3	3	0.9	33.9	90.0	33.0	37.1	72	4.27	53.1	0.157	0.278	0.179	0.790	1.09	20.9	1.26	8.10
2	20	3	5	0.9	32.2	90.0	31.3	35.3	74	4.05	50.5	0.142	0.164	0.189	0.773	1.10	18.1	1.31	7.77
2	20	3	7	0.9	30.5	90.0	29.6	33.7	76	3.85	48.0	0.130	0.116	0.198	0.760	1.11	15.6	1.35	7.49
2	20	3	10	0.9	28.0	90.0	27.1	31.3	79	3.59	44.4	0.115	0.080	0.214	0.742	1.12	12.4	1.43	7.09
2	20	5	3	0.9	33.9	90.0	33.0	37.3	71	4.18	52.0	0.129	0.275	0.183	0.761	1.10	20.8	1.36	7.49
2	20	5	5	0.9	32.2	90.0	31.3	35.6	73	3.97	49.5	0.117	0.164	0.193	0.748	1.11	18.0	1.40	7.24
2	20	5	7	0.9	30.5	90.0	29.6	33.9	75	3.77	47.1	0.108	0.116	0.202	0.736	1.11	15.6	1.45	7.00
2	20	5	10	0.9	28.0	90.0	27.1	31.6	79	3.52	43.6	0.096	0.080	0.218	0.720	1.13	12.3	1.52	6.66
2	20	7	3	1.0	33.9	90.0	32.9	37.6	71	4.09	50.7	0.113	0.274	0.188	0.734	1.11	20.8	1.46	6.60
2	20	7	5	1.0	32.2	90.0	31.2	35.9	73	3.88	48.4	0.103	0.163	0.197	0.722	1.12	18.0	1.51	6.39
2	20	7	7	1.0	30.5	90.0	29.5	34.2	75	3.69	46.0	0.095	0.116	0.207	0.715	1.12	15.5	1.55	6.23
2	20	7	10	0.9	28.0	90.0	27.1	31.8	78	3.44	42.7	0.085	0.080	0.223	0.699	1.14	12.3	1.62	6.28
2	20	10	3	1.0	33.9	90.0	32.9	38.1	70	3.93	48.7	0.098	0.274	0.196	0.693	1.12	20.7	1.64	5.91
2	20	10	5	1.0	32.2	90.0	31.2	36.4	72	3.74	46.5	0.089	0.162	0.205	0.680	1.13	17.9	1.68	5.73
2	20	10	7	1.0	30.5	90.0	29.5	34.7	74	3.55	44.3	0.083	0.115	0.215	0.673	1.14	15.5	1.72	5.60
2	20	10	10	0.9	28.0	90.0	27.1	32.3	78	3.32	41.3	0.074	0.079	0.231	0.659	1.15	12.3	1.79	5.67

Tabella 3.3. Risultati ciclo con eiettore al variare dei ΔT minimi di scambio termico ad evaporatore e gas cooler; $T_{AMB} = 2^\circ\text{C}$, $T_{W,IN} = 20^\circ\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{ K}$.

3.1 Analisi termodinamica del ciclo ad eiettore con rigeneratore

Come già indicato nella sezione precedente, la presenza di un surriscaldamento in uscita dall'evaporatore ha un effetto peggiorativo sulle performance del ciclo. Tuttavia, per problemi relativi alla gestione dell'olio e per assicurare la completa evaporazione della fase liquida nella corrente che alimenta il compressore, una configurazione più realistica del ciclo con eiettore prevede la presenza di uno scambiatore interno in cui la corrente alimentata al compressore viene riscaldata tramite scambio termico con la corrente uscente dal gas cooler.

La figura 3.8 e la tabella 3.4 riportano i risultati del ciclo con eiettore operante con uno scambiatore rigenerativo ($\epsilon_{RIG} = 0.7$). Il COP non subisce variazioni di tipo qualitativo con la temperatura ambiente e la temperatura dell'acqua rispetto al caso senza rigeneratore. Dal punto di vista quantitativo, la variazione del COP rispetto al caso senza rigeneratore non supera l'8% negli intervalli di condizioni operative considerati, per cui l'utilità pratica del rigeneratore è compatibile con l'effetto trascurabile che esso ha sulle performance del sistema. Nel caso di $T_{AMB} = 2^\circ\text{C}$ e $T_{W,IN} = 20^\circ\text{C}$, si osserva che rispetto al caso senza rigeneratore a COP 3.77, la riduzione del COP è inferiore al 5%.

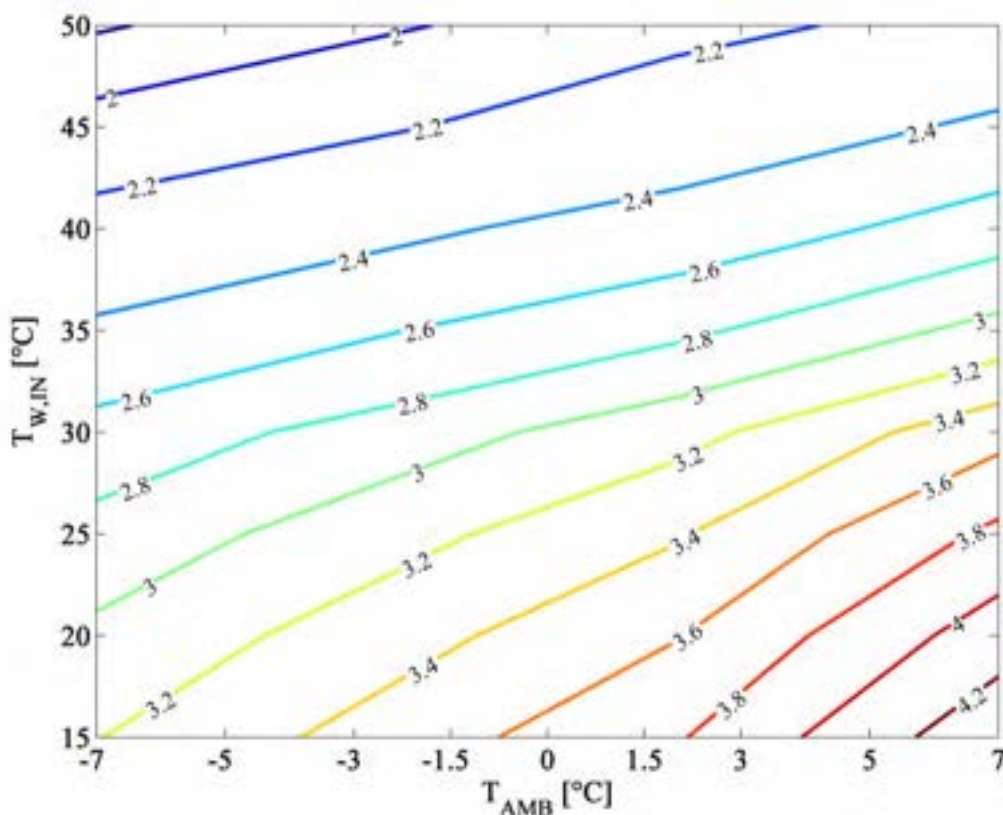


Figura 3.8. COP in funzione di T_{AMB} e $T_{W,IN}$ per il ciclo con rigeneratore; $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 10\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 10\text{K}$, $P_{EV} - P_B = 1\text{ bar}$, $\epsilon_{RIG} = 0.7$.

T_{AMB} °C	$T_{W,IN}$ °C	ϵ_{RIG} -	$P_{EV} - P_B$ bar	P_{EV} bar	P_{GC} bar	P_M bar	P_D bar	T_2 °C	COP -	Q_{GC} kW	U_{ARIG}/Q_{GC}			V_a/Q_{GC} (m ³ /h)/kW	μ -	P_{LIFT} -	a_N/Q_{GC}	
											U_{AGC}/Q_{GC} 1/K	U_{AEV}/Q_{GC} 1/K	*10e3 1/K				*10e3 cm ² /kW	a_S/a_N -
-7	15	0.7	1	23.6	90.0	22.6	25.8	114	3.19	36.2	0.049	0.109	6.3	0.263	0.836	1.09	1.058	9.0
-7	20	0.7	1	23.6	90.0	22.6	26.1	117	3.04	34.8	0.047	0.108	6.3	0.274	0.797	1.11	1.207	7.8
-7	25	0.7	1	23.6	90.0	22.6	26.5	120	2.87	33.1	0.045	0.106	6.5	0.288	0.755	1.12	1.377	6.8
-7	30	0.7	1	23.6	90.0	22.6	27.3	122	2.66	31.2	0.044	0.104	6.9	0.305	0.685	1.16	1.625	5.6
-7	35	0.7	1	23.6	97.6	22.6	28.3	130	2.42	30.1	0.040	0.099	6.9	0.317	0.633	1.20	1.741	5.1
-7	40	0.7	1	23.6	108.5	22.6	29.1	143	2.26	29.7	0.036	0.095	7.1	0.321	0.611	1.23	1.711	5.0
-7	45	0.7	1	23.6	120.7	22.6	29.8	155	2.09	29.6	0.033	0.092	7.0	0.322	0.598	1.26	1.649	5.1
-7	50	0.7	1	23.6	134.2	22.6	30.5	168	1.78	29.6	0.030	0.088	7.0	0.322	0.592	1.29	1.561	5.2
2	15	0.7	1	30.5	90.0	29.5	32.7	96	3.78	47.0	0.063	0.115	8.9	0.203	0.885	1.07	0.851	11.1
2	20	0.7	1	30.5	90.0	29.5	33.0	99	3.59	44.6	0.060	0.114	8.2	0.213	0.845	1.08	1.015	9.3
2	25	0.7	1	30.5	90.0	29.5	33.4	103	3.38	42.0	0.057	0.112	8.7	0.227	0.794	1.10	1.181	7.9
2	30	0.7	1	30.5	90.0	29.5	34.1	105	3.13	38.9	0.055	0.110	8.6	0.245	0.721	1.12	1.454	6.3
2	35	0.7	1	30.5	97.6	29.5	35.1	114	2.75	37.1	0.048	0.106	9.0	0.257	0.669	1.15	1.553	5.8
2	40	0.7	1	30.5	108.5	29.5	36.1	126	2.47	36.6	0.042	0.102	9.1	0.260	0.645	1.18	1.523	5.7
2	45	0.7	1	30.5	120.7	29.5	36.9	138	2.29	36.5	0.038	0.098	8.9	0.261	0.630	1.21	1.462	5.8
2	50	0.7	1	30.5	134.2	29.5	37.8	150	2.16	36.7	0.034	0.094	8.9	0.260	0.624	1.24	1.376	6.0
7	15	0.7	1	34.9	90.0	33.9	37.1	87	4.35	53.9	0.077	0.119	10.6	0.177	0.919	1.07	0.770	12.5
7	20	0.7	1	34.9	90.0	33.9	37.4	90	4.10	50.8	0.072	0.118	10.0	0.187	0.876	1.07	0.924	10.3
7	25	0.7	1	34.9	90.0	33.9	37.7	93	3.85	47.6	0.067	0.116	9.8	0.200	0.822	1.08	1.112	8.5
7	30	0.7	1	34.9	90.0	33.9	38.5	96	3.53	43.6	0.064	0.114	10.0	0.219	0.744	1.10	1.383	6.7
7	35	0.7	1	34.9	97.6	33.9	39.5	105	3.06	41.3	0.055	0.110	10.3	0.230	0.688	1.13	1.491	6.1
7	40	0.7	1	34.9	108.5	33.9	40.5	116	2.69	40.7	0.047	0.105	10.3	0.234	0.662	1.16	1.461	6.0
7	45	0.7	1	34.9	120.7	33.9	41.5	128	2.43	40.6	0.042	0.101	10.1	0.235	0.643	1.19	1.398	6.1
7	50	0.7	1	34.9	134.2	33.9	42.4	140	2.25	40.8	0.037	0.098	10.0	0.234	0.640	1.22	1.310	6.4

Tabella 3.4. Risultati del ciclo con eiettore e scambiatore di calore interno al variare di T_{AMB} e $T_{W,IN}$; $P_{EV} - P_B = 1 \text{ bar}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 7K$,

$$\Delta T_{MIN,EV} = 5K, \Delta T_{SH} = 0K, \epsilon_{RIG} = 0.7.$$

4. Dimensionamento di una pompa di calore con eiettore e scambiatore di calore interno da 30 kW

Scegliendo come condizioni di riferimento $T_{AMB} = 2^{\circ}\text{C}$ e $T_{W,IN} = 20^{\circ}\text{C}$, è possibile dimensionare l'impianto attraverso i dati riportati in tabella 3.4, relativi a $\Delta T_{MIN,GC} = 7\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 5\text{K}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$ e $\epsilon_{RIG} = 0.7$.

Il dettaglio dei risultati nelle condizioni scelte come riferimento nel caso di $\dot{Q}_{GC} = 30\text{ kW}$ è riportato in tabella 4.1

T_{AMB} °C	$T_{W,IN}$ °C	Q_{GC} kW	$T_{W,OUT}$ °C	ΔT_{SH} K	$\Delta T_{MIN,GC}$ K	$\Delta T_{MIN,EV}$ K	ϵ_{RIG} -
2	20	30	60	0	7	5	0.7

$P_{EV} - P_B$ bar	P_{EV} bar	P_{GC} bar	P_M bar	P_D bar	COP -	L_{el} kW	V_a m ³ /h
1	30.5	90.0	29.5	33.0	3.59	12.4	6.40

$\Delta T_{ML,GC}$ K	$\Delta T_{ML,EV}$ K	$\Delta T_{ML,RIG}$ K	U_{AGC} kW/K	U_{AEV} kW/K	U_{ARIG} kW/K
16.6	7	13.0	1.81	3.43	0.245

a_N cm ²	a_S cm ²
0.030	0.282

Tabella 4.1 Risultati del dimensionamento per una pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria (60°C) con eiettore e scambiatore rigenerativo. Taglia 30 kW, condizioni di riferimento: temperatura ambiente 2°C, temperatura di ingresso dell'acqua 20°C

La tabella fornisce i dati di progetto utilizzati, indicando i risultati ottenuti per il compressore (in termini di consumo elettrico e cilindrata), per gli scambiatori di calore (ΔT medi logaritmici e UA). La a_N , che rappresenta la sezione di passaggio della portata primaria laminata del nozzle, e la a_S , sezione di passaggio per la portata secondaria laminata nell'eiettore, consentono il dimensionamento dell'eiettore.

I corrispondenti piani T-s e p-h ottenuti nel punto di funzionamento sono riportati in figura 4.1 e 4.2 rispettivamente.

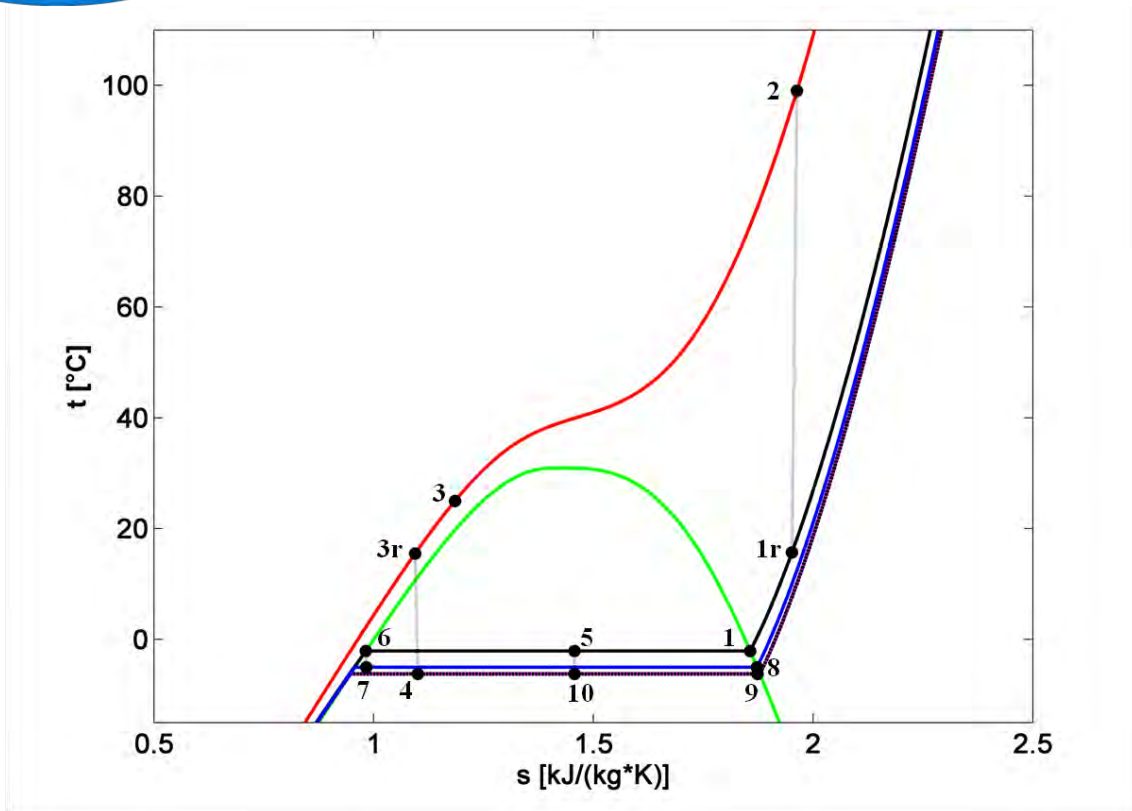


Figura 4.1. Piano T-s per R744; $T_{AMB} = 2^{\circ}\text{C}$, $T_{W,IN} = 20^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$, $P_{EV} - P_B = 1\text{ bar}$, $\varepsilon_{RIG} = 0.7$.

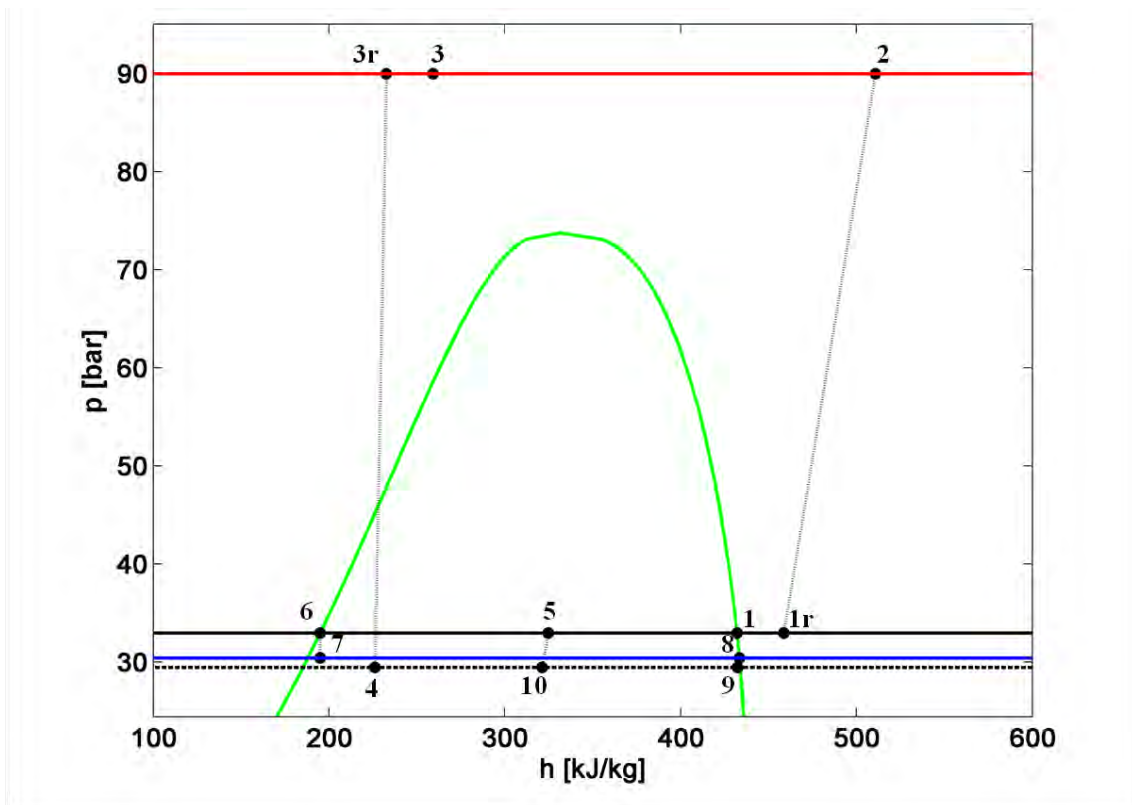


Figura 4.2. Piano p-h per R744; $T_{AMB} = 2^{\circ}\text{C}$, $T_{W,IN} = 20^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 0\text{K}$, $\Delta T_{MIN,GC} = 5\text{K}$, $\Delta T_{MIN,EV} = 7\text{K}$, $P_{EV} - P_B = 1\text{ bar}$, $\varepsilon_{RIG} = 0.7$.

5. Stima della classe energetica in accordo con la normativa vigente

Di seguito si riporta la stima della prestazioni per il sistema progettato in accordo con il regolamento Europeo 814/2013.

In una fase preliminare è stato definito un algoritmo, che, tramite l'implementazione con un codice di calcolo, ha consentito la determinazione della mappa delle prestazioni della pompa di calore in relazione ai parametri operativi. In particolare, il regolamento summenzionato consente di determinare le prestazioni per una temperatura ambiente fissata, pari a 7 °C; pertanto, le mappe di prestazione sono state ricavate al variare dell'altro parametro libero, la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, laddove la portata massica dell'acqua varia per mantenere costante la temperatura di mandata a 60 °C. La portata massica all'evaporatore è stata ritenuta costante e pari da determinare nel punto nominale di funzionamento definito in precedenza una variazione di temperatura dell'aria pari a 4 °C.

5.1 Determinazione delle mappe di prestazione

E' stato effettuato il dimensionamento di una pompa di calore da 40 kW per la produzione di acqua calda sanitaria a 60°C, secondo le condizioni nominali fissate in Tabella 5.1. Lo schema di riferimento è riportato in figura 1.11.

t_{AMB} [°C]	2
$t_{w,IN}$ [°C]	20
$t_{w,OUT}$ [°C]	60
\dot{Q}_{GC} [kW]	40
ΔT_{SH} [K]	0.0
$\Delta T_{MIN,GC}$ [K]	5.0
$\Delta T_{MIN,EV}$ [K]	7.0

Tabella 5.1. Valori di riferimento nelle condizioni nominali della pompa di calore

I valori dimensionarli della pompa di calore sono riportati qui di seguito in Tabella 5.2.

C [cm³]	34.24
a_N [cm²]	0.0435
a_S [cm²]	0.3045
UA_{GC} [kW/K]	3.24
UA_{EV} [kW/K]	3.48

Tabella 5.2. Valori dimensionali dei principali componenti della pompa di calore.

Si tenga presente che per il compressore si è fissato il numero di giri pari a 2950 giri/min. Inoltre, per consentire di fissare la pressione al gas cooler al valore ottimale in relazione a $t_{GC,OUT}$, secondo l'equazione 2.4 ($p_{GC} = \exp[(t_{GC,OUT} + 175.9) / 47.13]$), per condizioni costanti della pompa di calore, si è supposto che l'area della sezione primaria del nozzle fosse variabile tramite un sistema multi-eiettore, che adatta la sezione di passaggio al valore appropriato, tra i valori discreti dal 30% al 200% del valore nominale in Tabella 5.2, con un passo pari al 5% di tale valore.

E' stata dunque effettuata un'analisi delle prestazioni della pompa di calore al variare dei parametri riportati in tabella 5.3.

t_{GC,OUT} [°C]	18 / 50
t_{EV} [°C]	-15 / 15
p_{EV} - p_B [bar]	0.001 / 5
a_N/ a_{N,NOM}	30 / 200%

Tabella 5.3 Condizioni operative investigate

In particolare, per ogni coppia ($t_{GC,OUT}$, t_{EV}) investigata, sono stati valutati i valori di pressione di uscita dal nozzle primario p_B e di area del nozzle primario a_N , che garantissero l'accoppiamento tra la portata elaborata dal compressore e quella elaborata dall'eiettore, alla pressione p_{GC} data dall'equazione 2.4.

Inoltre, al fine di garantire il bilanciamento tra la portata di vapore prodotta all'eiettore e la portata effettivamente aspirata dal compressore (ossia per garantire l'uguaglianza $q_5 = 1/(1+\mu)$), bisogna tenere presente che lo schema di impianto, per funzionare a regime stazionario senza variazioni di carica tra i componenti dell'impianto, deve consentire uno spillamento di vapore dal separatore di liquido, che ritorna verso l'evaporatore, come mostrato in figura 5.1.

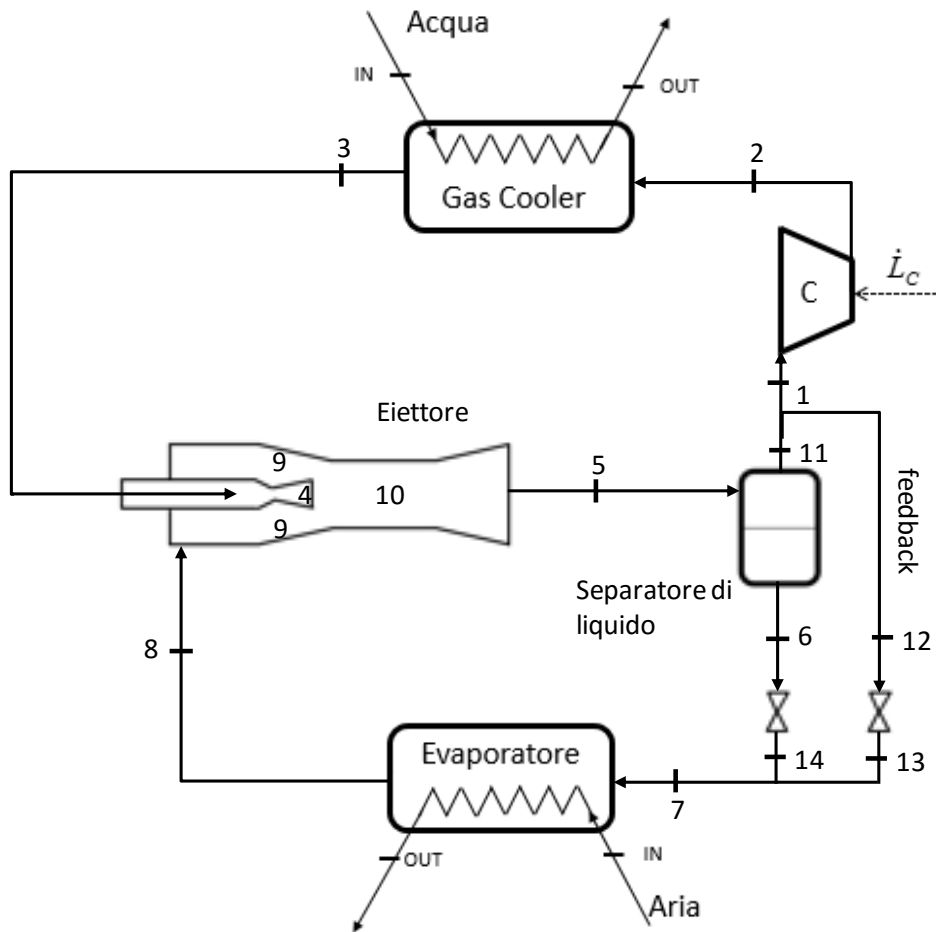


Figura 5.1. Schema con eiettore e valvola per il feedback del vapore

Per alcune coppie di temperature (in particolare per basse $t_{GC,OUT}$ ed elevate t_{EV}), non è garantito il funzionamento dell'impianto, in quanto non si riesce ad ottenere un titolo al punto 5 tale da far verificare il bilanciamento tra le 2 portate, per nessun valore di p_B e di a_N investigati. Tali punti di funzionamento sono da escludere dalle mappe di funzionamento.

Le mappe di funzionamento in termini di COP e \dot{Q}_{GC} in funzione di $t_{GC,OUT}$ e t_{EV} sono riportate nelle Figure 5.2 e 5.3.

La variazione di a_N rispetto al valore nominale in funzione di $t_{GC,OUT}$ e t_{EV} è invece riportata in Figura 5.4.

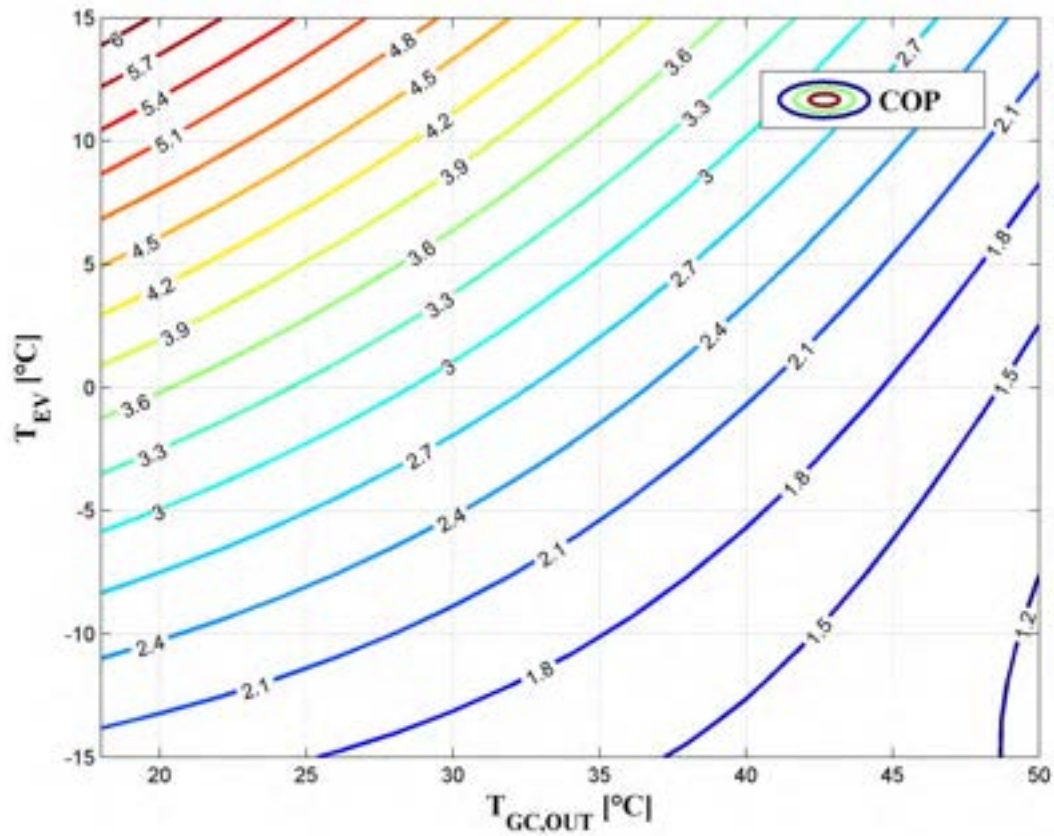


Figura 5.2. Andamento del COP al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

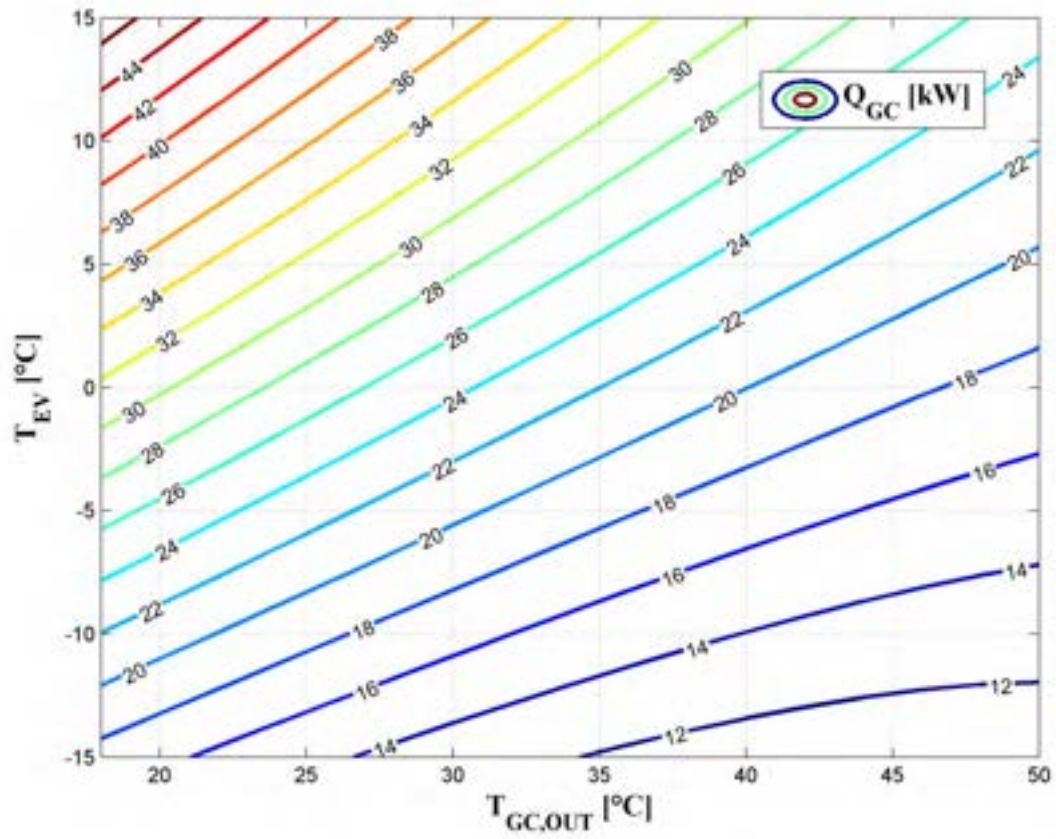


Figura 5.3. Andamento della potenza termica scambiata al gas cooler al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

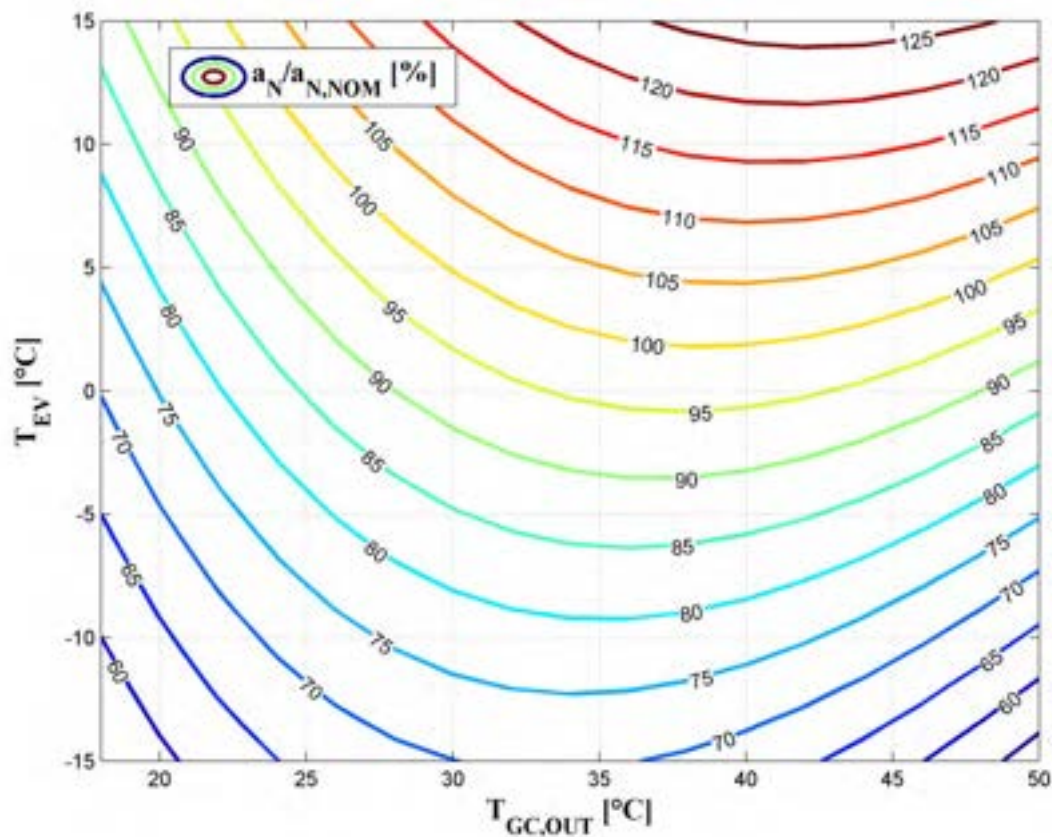


Figura 5.4. Andamento del rapporto percentuale $a_N/a_{N,NOM}$ al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

A seguito di modellazione degli scambiatori di calore, è stato possibile ricavare le corrispondenti condizioni al contorno in accordo con le ipotesi in premessa a questo paragrafo, come riportato nelle Figure 5.5, 5.6, 5.7.

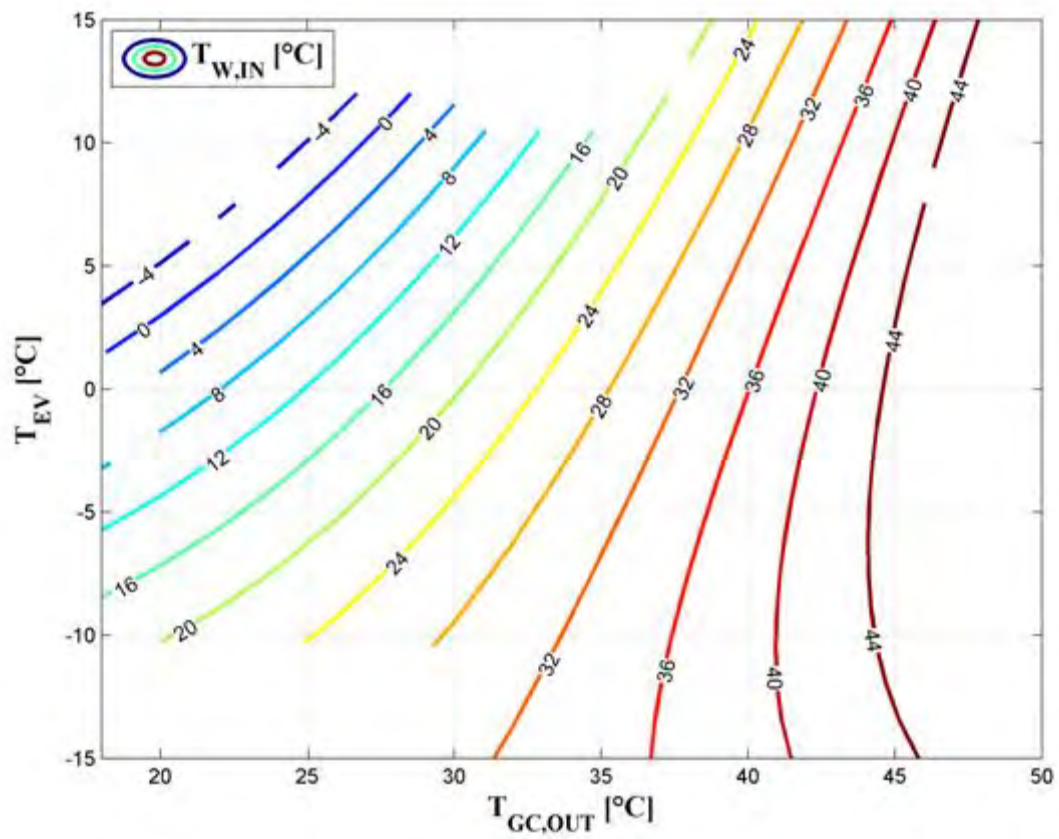


Figura 5.5. Andamento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

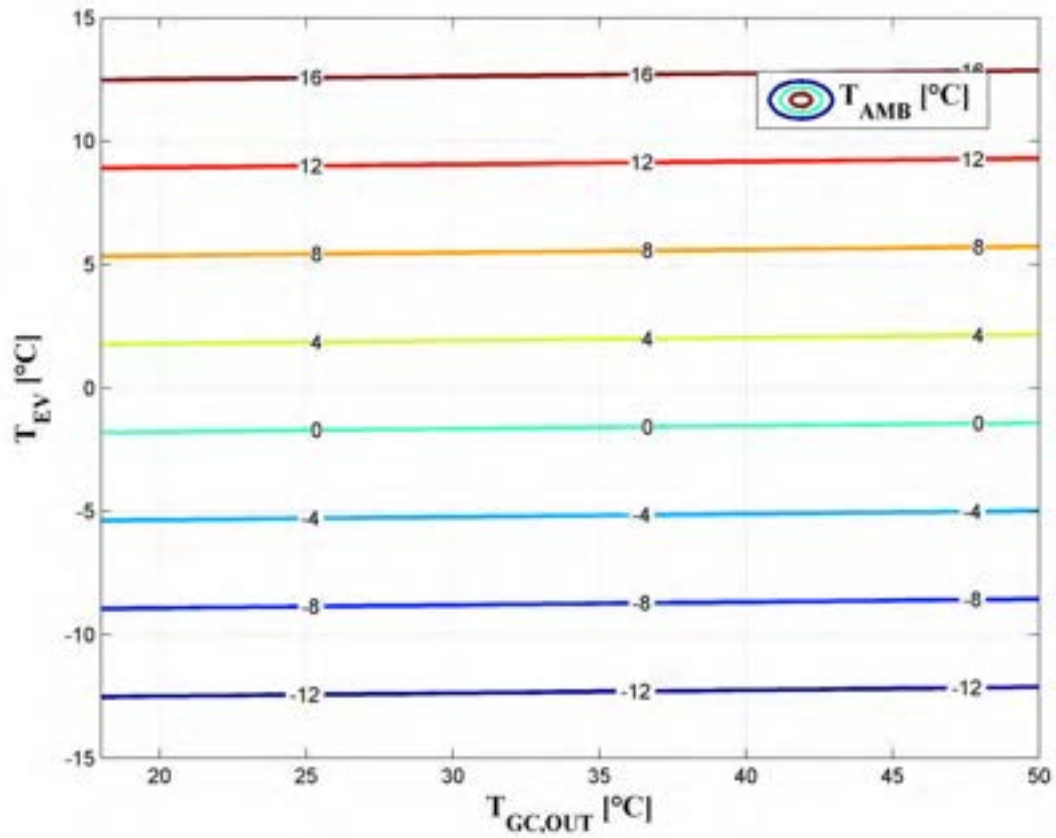


Figura 5.6 Andamento della temperatura ambiente al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

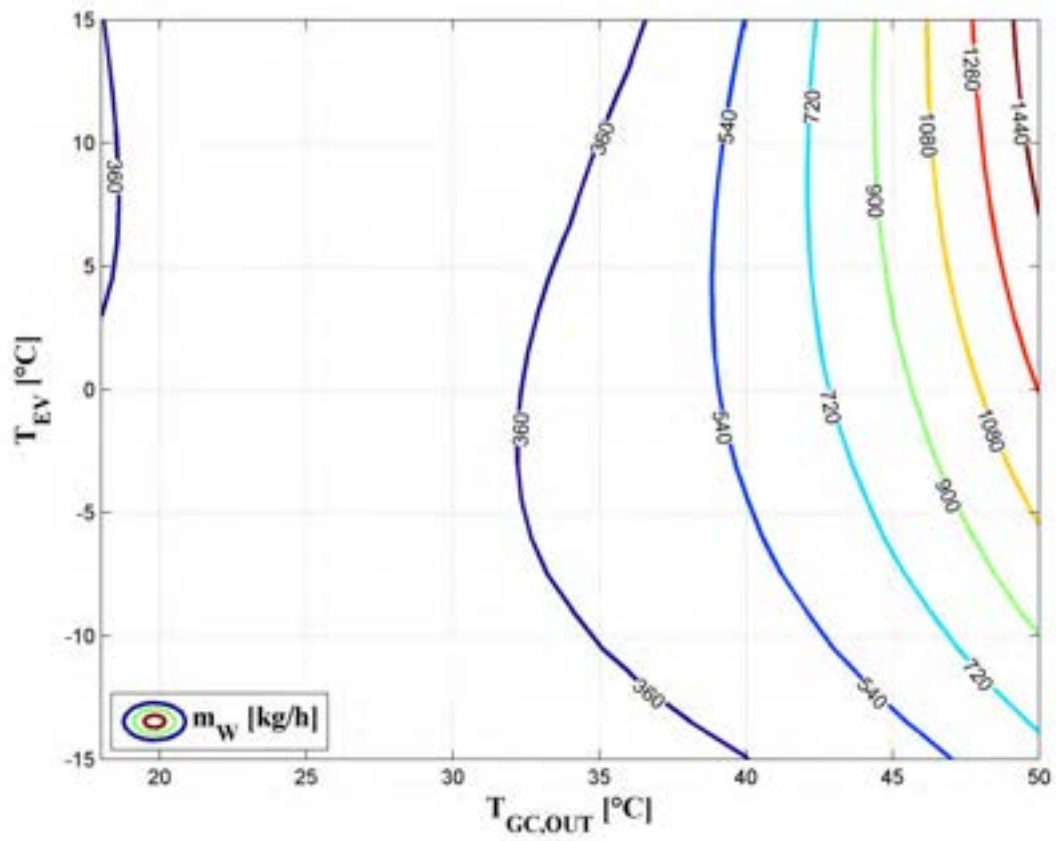


Figura 5.7 Andamento della portata massica di acqua prodotta al gas cooler al variare della temperatura di uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione

5.2 Stima delle prestazioni energetiche della pompa di calore a multi-eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria secondo il regolamento 814/2013 (Ecodesign)

I dati delle performance della pompa di calore sono stati usati per simularne il funzionamento una volta accoppiato con un'utenza ed un serbatoio di accumulo.

In particolare, dai dati di performance presentati in precedenza sono state ricavate le condizioni di funzionamento a temperatura ambiente costante e pari a 7 °C, in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua al gas-cooler, al fine di ottenere una temperatura di mandata pari a 60 °C.

Le correlazioni delle grandezze di interesse della pompa di calore, ovvero la portata massica d'acqua che fluisce all'interno del gas cooler [kg/s], della potenza termica scambiata al gas cooler [kW] ed il COP, sono state ricavate in funzione della sola temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler [°C], fissando la temperatura ambiente pari a 7°C.

Le equazioni sono del tipo:

$$f(x) = p1 \cdot x^2 + p2 \cdot x + p3$$

con $x = T_{w,in}$ espressa in °C.

	p1	p2	p3
Q_{GC}	0.0005146	-0.2311	30.57
COP	8.435e-05	-0.03788	3.711
m_w	0.0001446	-0.002689	0.1466

Tabella 5.4: Coefficienti delle correlazioni usate per la pompa di calore

Le correlazioni per la portata massica sono state ottenute in maniera tale che la temperatura dell'acqua all'uscita del gas cooler sia sempre pari a 60 °C.

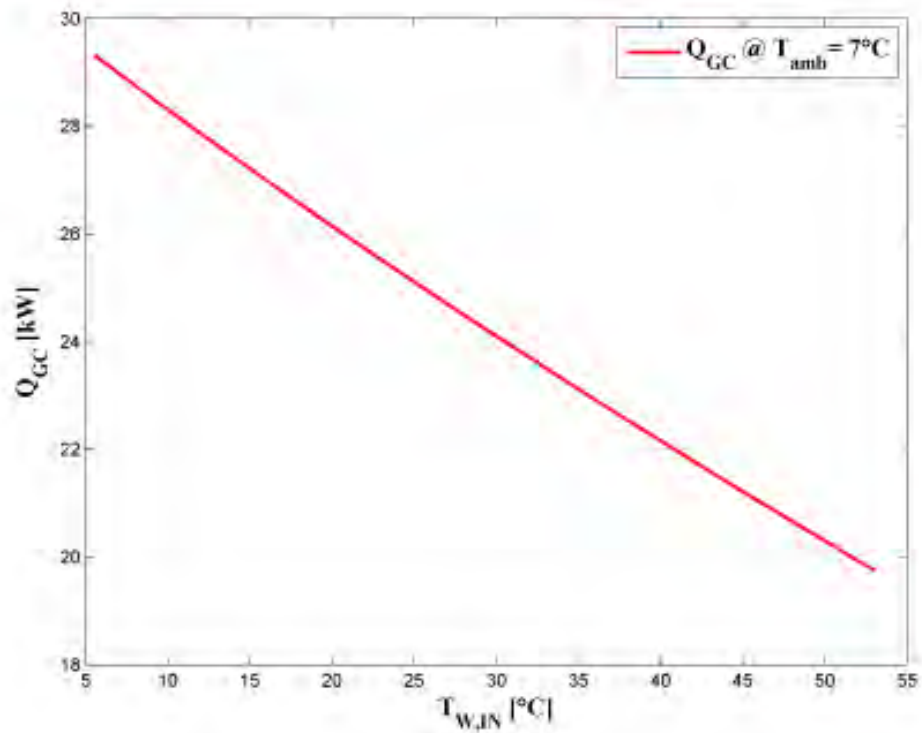


Figura 5.8 Andamento della potenza termica al gas cooler, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, per temperatura ambiente 7 °C e temperatura di uscita dal gas-cooler 60 °C.

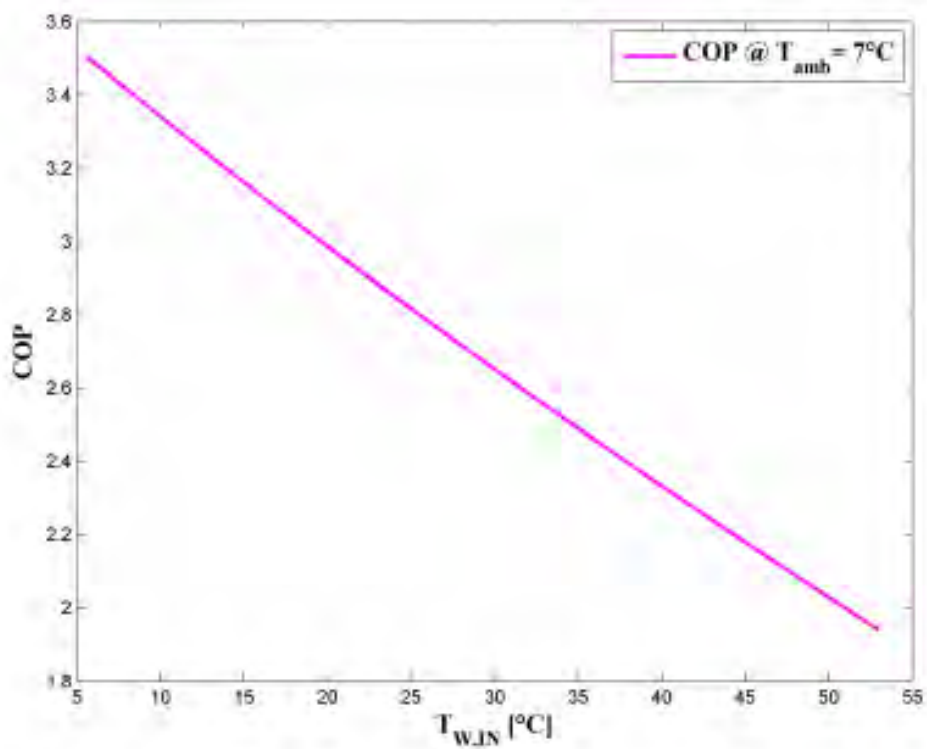


Figura 5.9 Andamento COP, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, per temperatura ambiente 7 °C e temperatura di uscita dal gas-cooler 60 °C.

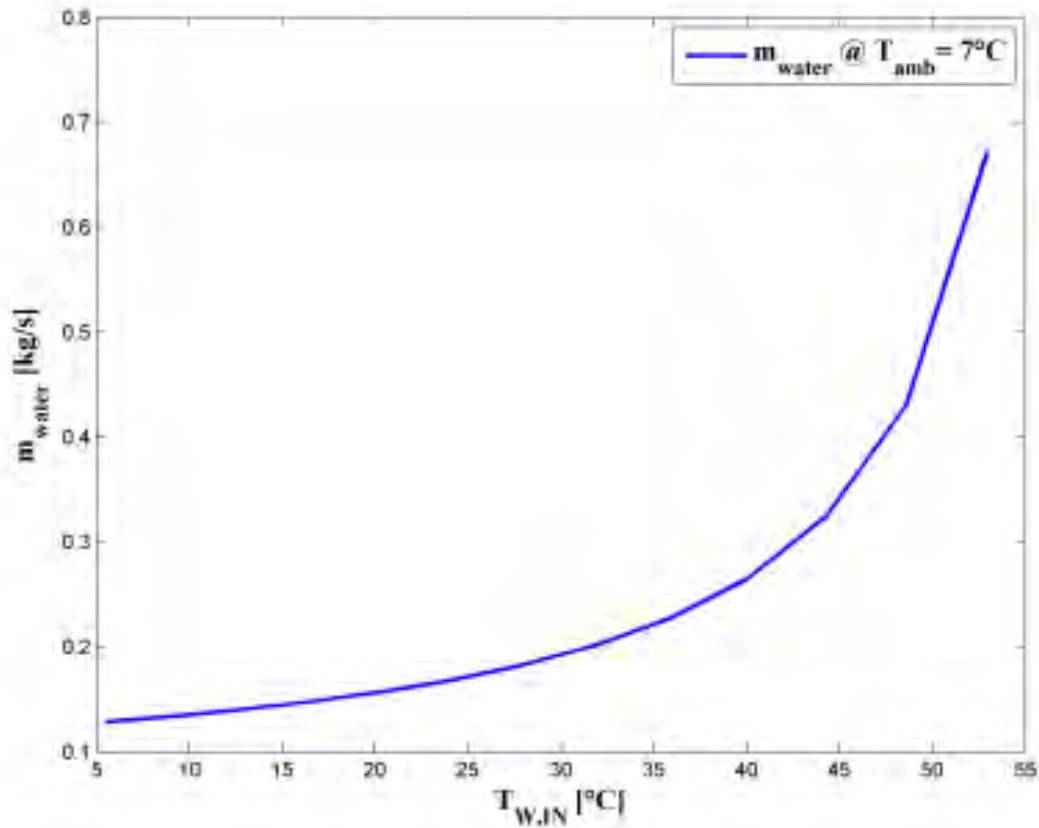


Figura 5.10 Andamento della portata massica al gas cooler, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, per temperatura ambiente 7 °C e temperatura di uscita dal gas-cooler 60 °C.

Nella tabella 5.5 sono, infine, riportati alcuni parametri statistici che rappresentano la bontà del fitting utilizzato: R^2 (R-square), Root Mean Square Error (RMSE).

		\dot{Q}_{gc}	COP	$\dot{m}_{sec,int}$
R-square	$1 - \frac{SSE}{SST} = 1 - \frac{\sum_1^{i=n} (y_{exp} - y_{calc})^2}{\sum_1^{i=n} (y_{exp} - \bar{y}_{exp})^2}$	100%	100%	96.8%
RMSE	$\sqrt{MSE} = \sqrt{\frac{SSE}{n}}$	0.0082 [kW]	0.00134	0.0303 [kg/s]

Tabella 5.5: Parametri relativi alla bontà del fitting statistico.

La pompa di calore è accoppiata all'utenza tramite uno serbatoio o più serbatoi in serie, del tipo a stratificazione, come da schema riportato in Figura 5.11:

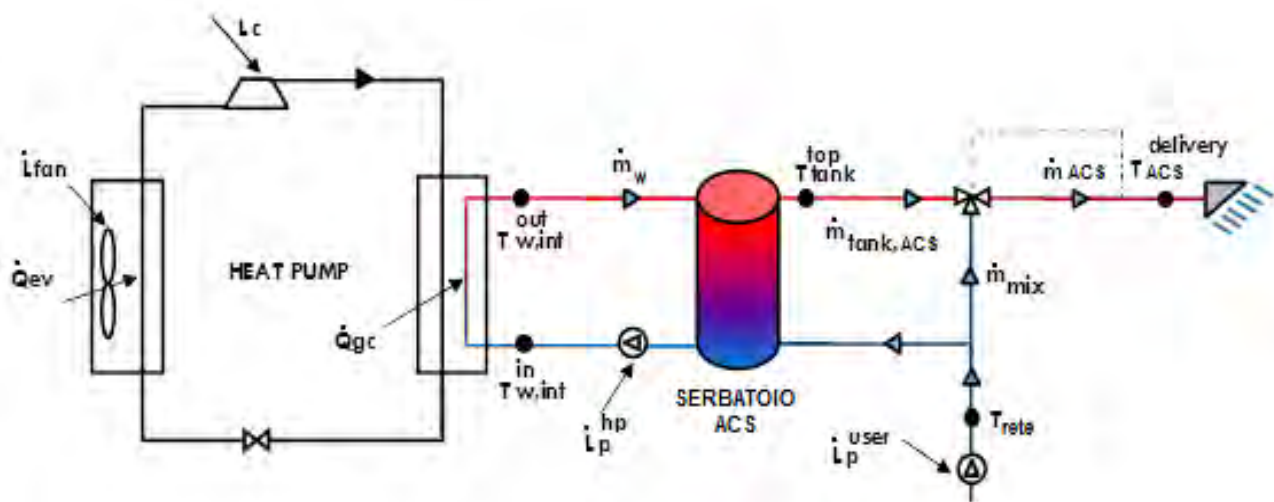


Figura 5.11: layout d'impianto utilizzato per il calcolo delle prestazioni energetiche della pompa di calore.

Per quanto riguarda il volume del tank, la norma di riferimento specifica, per ogni profilo di carico, un volume minimo di acqua a 40 °C che deve essere garantito. Per il profilo scelto, il valore minimo da garantire è di 1040 dm³. Sono stati presi in considerazione diversi volumi, a partire da quello minimo, compatibilmente con il vincolo precedentemente espresso. Si è scelta una temperatura di set-point di 45 °C, con una dead-band di 5 °C, che controlla la temperatura dell'acqua all'interno del tank. Tale segnale, di conseguenza, regola l'accensione o lo spegnimento della pompa di calore. Posizionando il sensore di controllo della temperatura dell'acqua contenuta all'interno tank ad un terzo dell'altezza del tank, il valore minimo del tank è risultato essere di 2500 dm³. Sono stati poi presi in considerazione tank sempre più grandi, fermo restando il posizionamento del sensore e la sua temperatura di set-point, al fine di svolgere un'analisi parametrica del funzionamento del sistema.

Per quanto riguarda la legge di carico del prelievo, il regolamento europeo, n. 814/2013, riferimento per il calcolo delle prestazioni di uno scaldacqua a pompa di calore, prevede la scelta autonoma di un profilo di carico, che varia da quello 3XS a quello 4XL. In base alla capacità termica della pompa di calore in questione si è scelto di simulare un profilo di carico 4XL. Tale profilo viene riportato nella tabella seguente.

Nella prima colonna della tabella sono riportati gli intervalli di tempo dei prelievi da simulare. Quello che la norma fissa non è la durata di ogni prelievo ma la quantità di energia da fornire in

ogni prelievo, Q_{tap} , in kWh, erogata a una temperatura uguale o superiore alla temperatura utile dell'acqua e a flussi idrici pari o superiori al valore indicato nel corrispondente prelievo. La grandezza f indica la minima portata massica di acqua calda, espressa in l/min, che deve essere fornita. T_m è la temperatura, espressa in °C, alla quale l'acqua calda sanitaria comincia a contribuire all'energia di riferimento, Q_{tap} . T_p è, invece, la temperatura minima dell'acqua, espressa in °C, da raggiungere durante il prelievo. Q_{ref} , infine, rappresenta la somma dei singoli contributi energetici utili in ogni prelievo; tale valore viene utilizzato per il calcolo dell'efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua degli scaldacqua.

$$Q_{extracted} = \dot{m}_{SHW} c_p (T_{delivery} - T_m) d\vartheta$$

Data la relazione precedente, lo sperimentatore può utilizzare una qualunque combinazione di prelievi rispettando le seguenti condizioni:

- $Q_{extracted} \geq Q_{tap}$ (in maniera tale che alla fine della giornata sia stata fornita almeno la Q_{ref});
- $m_{SHW} \geq f$;
- $T_{delivery} \geq T_p$;
- gli orari di inizio prelievo vengono forniti in tabella;
- $d\vartheta \leq$ tempo tra due prelievi successivi;
- $T_{network} \leq T_m$ (anche se per il calcolo della Q_{tap} dovrà comunque essere usata T_m);
- La temperatura ambiente è fissata a 7°C.

h	Q_{tap}	f	T_m	T_p
	kWh	dm ³ /min	°C	°C
07:00	22.4	96	40	
07:05				
07:15				
07:30				
07:45				
08:01	10.08	48	25	
08:05				
08:15				
08:30				
08:45				
09:00	3.360	48	25	
09:30				
10:00				
10:30	1.680	48	10	40
11:00				
11:30				
11:45	3.360	48	25	
12:00				
12:30				
12:45	5.040	64	10	55
14:30				
15:00				
15:30	5.040	48	25	
16:00				
16:30				
17:00				
18:00				
18:30	6.720	48	25	
19:00				
19:30				
20:00				
20:30	11.760	64	10	55
21:00				
21:30	24.08	96	40	
21:35				
21:45				
Q_{ref}	93.52			

Tabella 5.6: Profilo di carico 4XL per gli scaldacqua, secondo il regolamento 814/2013.

Fissata la quantità di energia da fornire in ogni prelievo, la durata del prelievo viene ricavata per via indiretta tramite l'equazione precedente assumendo:

- Portata massica di acqua calda prelevata dall'utenza coincidente con il valore di f , a meno che la norma non specifichi un valore della T_m tale che la durata del prelievo così calcolata ecceda il valore limite (ad esempio, 5 minuti tra le 7:00 e le 7:05). In tal caso, la portata massica è stata aumentata fino ad un valore tale da consentire l'intero prelievo nell'intervallo di tempo prestabilito dalla norma.
- T reintegro dalla rete = 10 °C
- Temperatura ambiente = 7 °C
- Temperatura di consegna dell'ACS = 60°C.

Con tali ipotesi, i risultati sono riportati nella tabella seguente.

	portata massica [kg/s]	Durata del prelievo [s]	T _{consegna} [°C]
07:00	3.52	274	60
08:01	3.2	181	60
09:00	0.8	241	60
10:30	0.8	37	60
11:45	0.48	241	60
12:45	1.07	82	60
15:30	0.8	362	60
18:30	0.8	482	60
20:30	1.07	190	60
21:30	3.6	288	60

Tabella 5.7: Profilo di prelievo simulato per la valutazione delle prestazioni della pompa di calore in accordo con la normativa Ecodesign 814/2013.

Le prestazioni energetiche delle pompe di calore utilizzate per la produzione di acqua calda sanitaria sono valutate secondo il regolamento Ecodesign 814/2013 (che integra la direttiva 2009/125/CE). Il parametro definito nel regolamento è η_{wh} (efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua).

$$\eta_{wh} = \frac{Q_{ref}}{(Q_{fuel} + CC \cdot Q_{elec})(1 - SCF \cdot smart) + Q_{cor}}$$

Nell'equazione precedente Q_{ref} (kWh) rappresenta la somma del contenuto energetico utile delle aspirazioni di acqua per un dato profilo di carico. Q_{fuel} (kWh) rappresenta il consumo di combustibile nell'arco della giornata di prova per la produzione di ACS (valore posto uguale a zero nel caso di pompa di calore elettrica), mentre Q_{elec} (kWh) è l'energia elettrica consumata dalla pompa di calore durante l'intero giorno di test. Il prodotto tra i parametri SCF e $smart$ tiene in considerazione il contributo relativo alla presenza di un eventuale sistema di controllo "smart" (posto uguale a zero nel caso in cui tale controllore sia assente), Q_{cor} (kWh) è un termine correttivo che tiene conto dell'ubicazione dello scaldacqua in un sito non isoterma e CC è un coefficiente che riflette il 40% dell'efficienza di produzione media prevista dell'UE il cui valore è pari a 2.5.

Il valore dell'efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua, η_{wh} , è stato calcolato considerando che:

- $smart = 0$;
- $Q_{cor} = 0$;
- $Q_{fuel} = 0$;
- $CC=2.5$.

Per il profilo di carico 4XL il minimo valore di η_{wh} è del 32% mentre il valore di riferimento è 130%.

Tramite l'ausilio del software TRNSYS si è svolta un'analisi parametrica dell'efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua, η_{wh} , al variare del volume del tank.

I volume presi in considerazione sono: 2500 dm³, 3500 dm³, 4500 dm³, 5500 dm³.

Nella seguente tabella sono riportati le grandezze di interesse per la valutazione delle prestazioni della pompa di calore al variare del volume del tank considerato, sia in termini di efficienza sia in termini di discomfort per l'utenza.

Volume tank [dm ³]	Volume tank controllato [%]	Q_{ref} [kWh]	Q_{elec} [kWh]	η_{wh} [%]	T_{min} consegna ACS [°C]	# occorrenze $T_{del} < 40^{\circ}C$	Perc. ON [%]	T_{bottom} media solo ON [°C]
2500	33	93.52	61.93	60	38	1.00	23	11
3500	33	93.52	58.83	63	44	0.00	24	12
4500	33	93.52	59.35	63	45	0.00	24	12
5500	33	93.52	58.09	64	47	0.00	25	12

Tabella 5.8: Tabella riepilogativa con i parametri che descrivono le prestazioni della pompa di calore.

Conclusioni

L'analisi termodinamica degli schemi di impianto a pompa di calore atti alla produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C con anidride carbonica ha messo in risalto il potenziale termodinamico dell'utilizzo di un sistema ad eiezione in luogo di una valvola di espansione.

In particolare, una prima analisi termodinamica, ipotizzati costanti il rendimento del compressore e dell'eiettore insieme alle differenze minime di temperatura, ha messo in evidenza un valore del COP per il ciclo con eiettore e scambiatore rigenerativo pari a 4,10 rispetto al valore di 3,26 per il ciclo base (miglioramento del 26%), per una temperatura ambiente di 7 °C e una temperatura di ingresso acqua al gas cooler di 20 °C.

Dal successivo dimensionamento, ottenuto mantenendo la pressione al gas cooler ad un valore ottimale, è emerso che, al variare delle condizioni al contorno nell'intervallo operativo di temperature ambiente tra -7 e + 7 °C e di temperature di ingresso dell'acqua tra 15 e 50 °C, il rapporto geometrico tra l'area del secondario e l'area del nozzle che ottimizza il recupero di pressione all'uscita dell'eiettore è fortemente variabile (fino al 300% del valore nominale). Questo comporta che non è possibile ottimizzare, nella pratica, il funzionamento della pompa di calore ad eiettore in ciascuna condizione operativa, salvo che adattando la geometria del nozzle ovvero utilizzando diversi eiettori in parallelo (sistemi multi-eiettore). In alternativa si potrebbe variare la capacità del compressore, penalizzando in quest'ultimo caso la potenza termica resa al gas-cooler. Pertanto, mentre è stato dimensionato un sistema ad eiettore per fissate condizioni di esercizio, la successiva valutazione del rendimento in accordo con il regolamento Europeo 814/2013 è stato svolto per un sistema multi-eiettore.

Per tale sistema di taglia 40 kW per la produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C ad una temperatura ambiente di 7 °C, con un profilo di carico pari a 4XL consente di ottenere un rendimento pari al 60% con un serbatoio di 2500 dm³. Tale parametro, che mette in relazione, in un giorno tipo, l'energia da fornire secondo la norma a quella primaria utilizzata, ha un valore di riferimento per i sistemi a caldaia a condensazione pari al 44% circa. Pertanto, si stima che il sistema a pompa di calore a CO₂ con eiettore possa migliorare del 36% il rendimento o, ciò che è lo stesso, di ridurre del 56% i consumi di energia primaria.

Se da un lato il potenziale termodinamico nell'uso di tale sistema è evidente, allo stato attuale della tecnica, particolare attenzione deve essere rivolta nella fase progettuale al dimensionamento dell'eiettore in relazione agli altri componenti dell'impianto; inoltre, gradi di libertà (quali multi-eiettori o compressori a capacità variabile) devono essere utilizzati per favorirne l'impiego in condizioni di esercizio variabili in termini di temperatura ambiente ovvero di temperatura di ingresso acqua.

Riferimenti bibliografici

- [1] Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2012), 16: 6647–59
- [2] Li D, Groll EA. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal Refrigeration* (2005), 28:766–73.
- [3] Elbel SW, Hrnjak PS, Effect of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector. Tenth international refrigeration and air conditioning conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA (2004).
- [4] Ozaki Y, Takeuchi H, Hirata T Regeneration of expansion energy by ejector in CO₂ cycle. Proceedings of sixth IIR G. Lorentzen natural working fluid conference, Glasgow, UK (2004).
- [5] Elbel S., Hrnjak P, Experimental investigation of transcritical CO₂ ejector system performance, 22nd IIR international congress of refrigeration, Beijing (2007).
- [6] Lorentzen G., “Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process”, Proceedings of the Institute of Refrigeration (1983), 80, 39-47.
- [7] Bergander MJ, Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector, International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2006).
- [8] Banasiak, K., Hafner, A., Kriezi, E.E., Madsen, K.B., Birkelund, M., Fredslund, K., Olsson, R., Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units, *International Journal of Refrigeration* (2015), in press.
- [9] Boccardi G, Calabrese N, Celata GP, Mastrullo R, Mauro AW, Perrone A, Trinchieri R. Experimental performance evaluation for a carbon dioxide light commercial cooling application under transcritical and subcritical conditions. *APPLIED THERMAL ENGINEERING* (2013), 54: 528-35.
- [10] Sumeru K, Nasution H, Ani FN. A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2012), 16: 4927–37.