

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Pompa di calore invertibile a CO₂ per la climatizzazione

Relatore: Prof. Davide Del Col

Correlatori: Ing. Silvia Minetto

Ing. Sergio Girotto

Laureando: Marco Condotta

Matricola 1077453

Anno Accademico 2015/2016

INDICE

Sommario	3
 1. L'anidride carbonica come fluido frigorigeno	5
1.1 La rinascita dell'anidride carbonica	5
1.2 Il ciclo transcritico ad anidride carbonica	7
1.3 I limiti del ciclo transcritico ad anidride carbonica.....	13
2. Pompe di calore a CO₂.....	19
2.1 Cicli di riferimento per le pompe di calore a CO ₂	19
2.2 Pompe di calore e risparmio energetico	25
2.3 Pompe di calore per la produzione di acqua calda	27
2.4 L'inversione del ciclo nelle pompe di calore a CO ₂	32
3. L'eiettore bifase.....	35
3.1 Storia dell'eiettore	35
3.2 Principio di funzionamento	38
3.3 L'utilizzo degli eiettori nei cicli ad anidride carbonica.....	40
3.3.1 Panoramica sulle applicazioni	40
3.3.2 Parametri caratteristici.....	45
3.3.3 Eiettori fissi ed eiettori regolabili	46
3.4 Analisi sperimentale di un eiettore bifase	49
3.4.1 Descrizione macchina di prova	49
3.4.2 Strumentazione.....	53
3.4.3 Attività sperimentale	55
4. Analisi sperimentale e teorica di una pompa di calore invertibile a CO₂.....	59
4.1 Descrizione del prototipo	59
4.2 Strumentazione.....	61
4.3 Test effettuati presso l'azienda <i>Enex S.r.l.</i>	64
4.4 Test realizzati dall'ente <i>ENEA</i>	71
4.5 Analisi termodinamica della pompa di calore invertibile	77
4.5.1 Modalità pompa di calore.....	77
4.5.2 Modalità chiller	78
4.5.3 Confronto delle prestazioni in funzione del tipo di eiettore.....	79
4.5.4 Confronto tra dati sperimentali e modello termodinamico	80
4.6 Analisi di schemi d'impianto alternativi	81
4.6.1 Schema con compressore ausiliario	83
4.6.2 Schema con compressore ausiliario ed eiettore.....	84
4.6.3 Schema con scambiatore a valle dell'eiettore	85

Conclusioni.....	87
5. Appendice: Misuratori di portata	89
Conclusioni.....	101

SOMMARIO

L'anidride carbonica è attualmente considerata un'alternativa ai fluidi sintetici nel ciclo a compressione di vapore per molte applicazioni, come le pompe di calore per il riscaldamento di acqua calda sanitaria, il condizionamento delle auto o la refrigerazione commerciale

Nel presente lavoro particolare attenzione viene posta invece sulle pompe di calore per il condizionamento ambientale, analizzando vantaggi e svantaggi di questa tecnologia.

In generale, le macchine che lavorano con anidride carbonica richiedono soluzioni tecnologiche differenti rispetto a macchine che lavorano con i tradizionali fluidi sintetici. È necessario infatti implementare dei metodi per incrementare l'efficienza, andando in particolare a ridurre le elevate perdite exergetiche che si realizzano nel processo di laminazione.

A questo scopo viene quindi descritta la modalità di impiego di un eiettore bifase in luogo della valvola di espansione. L'eiettore è un dispositivo che, a seconda dell'applicazione, permette di ridurre la spesa al compressore e limitare le perdite per laminazione. Si presenta un'analisi sperimentale di un eiettore bifase a geometria fissa, volta a caratterizzare il suo funzionamento per valutare poi il suo inserimento in una pompa di calore.

Successivamente lo studio si concentra su un prototipo di pompa di calore invertibile sviluppata dall'azienda *Enex S.r.l.* La particolarità di questa macchina è legata alla modalità di inversione del ciclo; l'inversione è infatti operata lato fluido frigorigeno. Il prototipo implementa la tecnologia dell'eiettore bifase, in sostituzione alla valvola di laminazione, per cercare di raggiungere delle prestazioni competitive. Su tale impianto è stata realizzata un'attività di analisi sperimentale con l'obiettivo di valutare le prestazioni e i limiti del sistema.

Parallelamente all'attività sperimentale il lavoro comprende anche un'analisi termodinamica della macchina in oggetto, realizzata costruendo un modello del sistema in ambiente *Matlab*. Tramite il modello è stato simulato il funzionamento della macchina ipotizzando di equipaggiarla con due diversi tipi di eiettore, in modo da valutare l'influenza di tale dispositivo sulle prestazioni globali del sistema.

A conclusione del lavoro vengono proposte delle soluzioni impiantistiche alternative che potrebbero limitare le problematiche del prototipo studiato.

CAPITOLO I

L'ANIDRIDE CARBONICA COME FLUIDO FRIGORIGENO

1.1 La rinascita dell'anidride carbonica

L'anidride carbonica fu utilizzata per la prima volta come fluido frigorigeno (designazione ASHRAE R744) dalla seconda metà del XIX secolo. Grazie alle sue caratteristiche di sicurezza e ininfiammabilità divenne il fluido più comunemente utilizzato negli impianti di refrigerazione a bordo delle navi. Tuttavia, l'avvento dei refrigeranti sintetici all'inizio degli anni Trenta, in particolare dell'R12, il primo *cloro-fluoro-carburo*, portò ad un progressivo declino del suo utilizzo e successivamente al suo completo abbandono. Inoltre, venne abbandonata anche la tecnica che si era sviluppata per sfruttare al meglio le particolari caratteristiche dell'anidride carbonica, questo perché i nuovi fluidi di sintesi consentivano di ottenere una migliore efficienza energetica con un'attrezzatura più economica ed affidabile.

La rinascita dell'anidride carbonica come fluido frigorigeno iniziò tra la fine degli anni Ottanta e l'inizio degli anni Novanta quando furono identificati diversi campi di applicazione per una possibile transizione dai fluidi sintetici classicamente utilizzati verso questo fluido naturale, nell'ottica di ricercare una valida alternativa di lungo termine [1]. La crescente preoccupazione in merito all'impatto ambientale nella tecnica del freddo fu la spinta principale per la sua rinascita, questione che ancora oggi sta portando al suo crescente utilizzo. Dopo l'avvento dei fluidi sintetici, infatti, il loro monopolio indiscusso durò fino agli anni Settanta quando ci furono i primi studi riguardo l'accumulo dei *cloro-fluoro-carburi* nella stratosfera. Da lì iniziò un processo di regolamentazione in merito al loro impiego esteso nelle macchine frigorifere. In ordine di tempo, il protocollo di Montreal (1987) ha inizialmente portato all'abolizione dei fluidi CFC (*cloro-fluoro-carburi*) e HCFC (*idro-cloro-fluoro-carburi*) data la loro pericolosità per quanto riguarda la distruzione dell'ozono stratosferico, mentre i gas fluorurati oggi utilizzati (HFC, *idro-fluoro-carburi*), a causa del loro elevato potenziale di riscaldamento globale, sono attualmente oggetto di un Regolamento Europeo (517/2014) [2] che ha introdotto delle scadenze (Fig 1.1) che porteranno a una progressiva limitazione ed eliminazione dell'utilizzo di tali fluidi (Fig 1.2).

BANS	DEADLINES
Household refrigerators and freezers using HFCs with GWP>150	2015
Commercial refrigerators and freezers using HFCs with GWP>2500	2020
Commercial refrigerators and freezers using HFCs with GWP>150	2022
Movable air conditioners using HFCs with GWP>150	2020
Split air conditioners charged with less than 3 kg of HFCs with GWP>750	2025

Figura 1.1: Regolamento sui gas fluorurati [2]

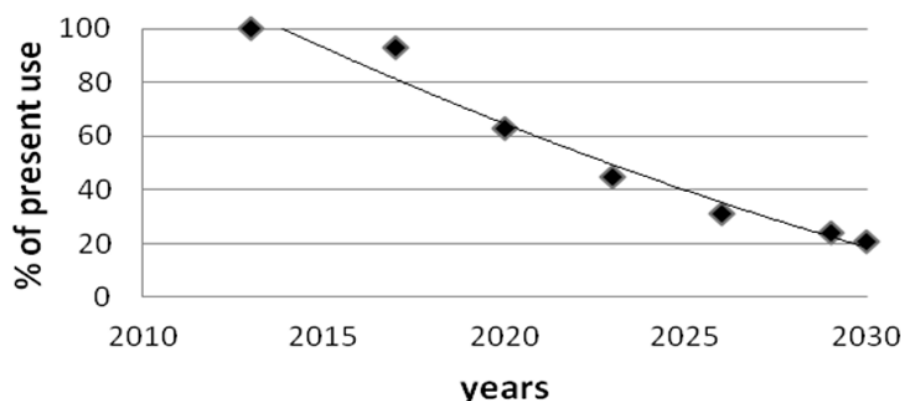


Figura 1.2: F-gas phase out [3]

Alla luce di questi fatti si comprende ancor di più l'importanza di un ritorno verso i fluidi naturali, in particolare l'anidride carbonica, che si avvicina molto ad essere un fluido di lavoro ideale, purché la progettazione degli impianti consenta di raggiungere delle performance energetiche competitive, come verrà descritto in seguito. La rinascita che è in atto è supportata da diversi aspetti favorevoli, infatti molte delle caratteristiche dell'anidride carbonica sono ideali per il suo utilizzo come fluido di lavoro per macchine frigorifere a compressione di vapore:

- è un prodotto naturale e innocuo verso la biosfera, dato che non sussiste il problema legato alla distruzione dell'ozono stratosferico
- pur essendo un gas a effetto serra, il suo impatto è limitato se confrontato con quello dei fluidi sintetici. Inoltre, essendo l'anidride carbonica un prodotto di scarto di svariate attività industriali, utilizzarla come fluido frigorifero è benefico per l'ambiente in quanto si ritarda in un certo senso il suo rilascio in atmosfera
- è un fluido sicuro, in quanto ininfiammabile e non tossico in concentrazioni non troppo elevate
- è di facile reperibilità e ha un costo contenuto
- ha ottime proprietà termo-fisiche e di trasporto, come verrà illustrato nei paragrafi seguenti

1.2 Il ciclo transcritico ad anidride carbonica

L'anidride carbonica si distingue per due proprietà fondamentali: è un fluido con bassa temperatura critica e ha elevate pressioni operative. La tabella 1.1 confronta alcune proprietà caratteristiche dell'anidride carbonica con quelle di alcuni fluidi sintetici largamente utilizzati, mentre in figura 1.3 è riportato il suo diagramma pressione-entalpia.

Tabella 1.1: Proprietà caratteristiche dell'anidride carbonica e di alcuni fluidi tradizionali

Fluido	Temperatura Critica [°C]	Pressione Critica [bar]	Pressione di saturazione [bar]		Calore Latente Volumetrico [kJ/m ³] a -20°C	Massa Molecolare [kg/kMol]	Densità del vapore [kg/m ³] alla pressione di saturazione a -20°C e temperatura +32°C
			a -20°C	a +30°C			
CO ₂	31.06	73.84	19.67	72.05	14592	44.01	37.827
R134a	101.06	40.59	1.327	7.702	1444	102.03	5.4733
R404A	72.07	37.31	3.032	14.160	2809	97.60	12.210

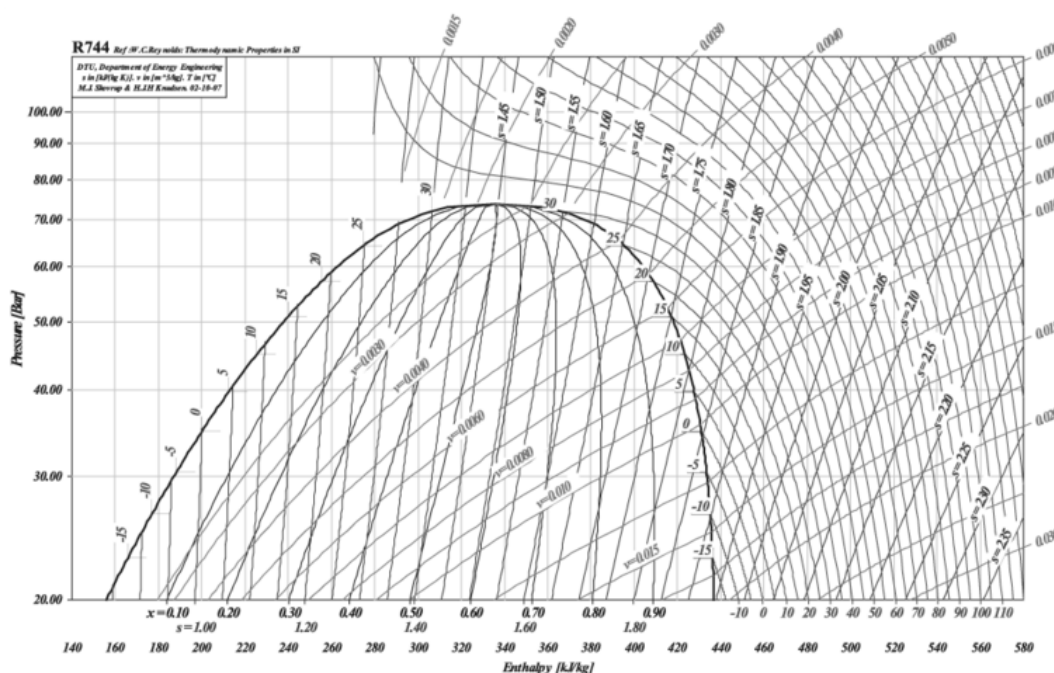


Figura 1.3: Diagramma pressione-entalpia per l'anidride carbonica

Una delle differenze fondamentali dell'anidride carbonica rispetto ai tradizionali fluidi frigorigeni è la sua bassa temperatura critica, pari a 31,06°C. Questo aspetto comporta un elevato valore delle perdite exergetiche del ciclo, soprattutto quelle legate al processo di laminazione e un ridotto coefficiente di effetto

utile soprattutto quando la pressione superiore del ciclo è supercritica. La temperatura critica dell'anidride carbonica ha, infatti, un valore molto simile alla tipica temperatura ambiente estiva dei paesi a clima temperato. Questo significa che quando tale fluido viene inserito in un tradizionale ciclo a compressione di vapore, la cessione del calore all'ambiente non comporta la condensazione del fluido, ma il raffreddamento progressivo della fase gassosa. Nella macchina frigorifera che utilizza anidride carbonica, al posto del condensatore sarà più comunemente presente un refrigeratore di gas denso detto *gas-cooler*: il ciclo frigorifero corrispondente viene chiamato *transcritico*. Nella figura seguente vengono rappresentati in un diagramma pressione-entalpia due cicli, uno subcritico e uno transcritico.

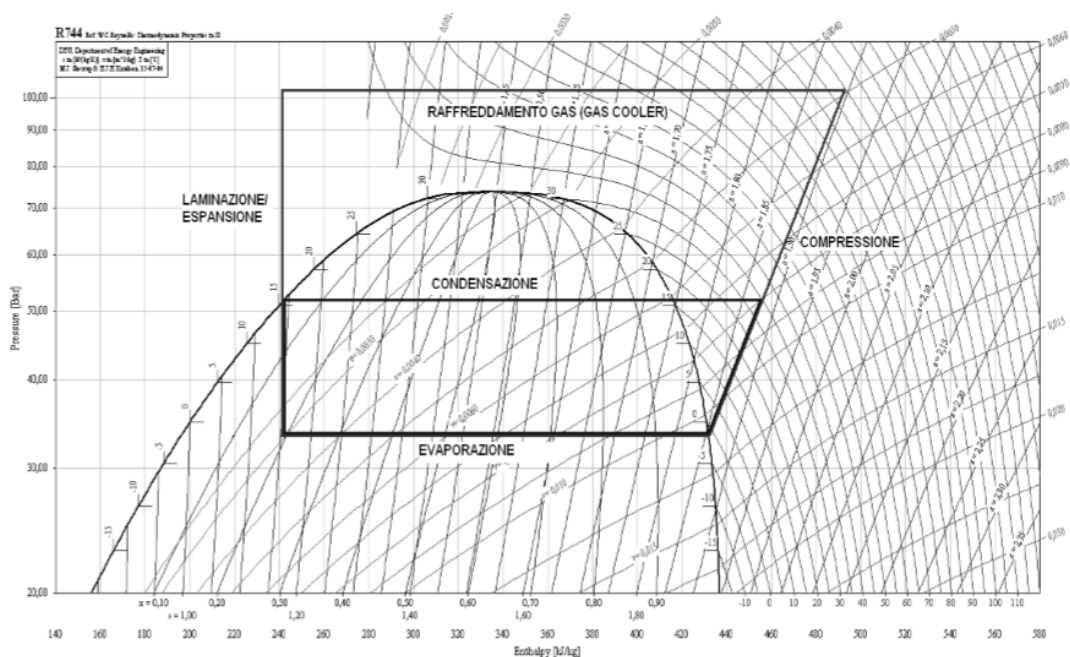


Figura 1.4: Ciclo subcritico e ciclo transcritico ad anidride carbonica rappresentati in un diagramma pressione-entalpia

In questo caso è doveroso sottolineare che nel gas-cooler la pressione e la temperatura diventano variabili indipendenti in quanto non sussistono più le condizioni di saturazione normalmente presenti in un condensatore. La pressione non è più legata alle condizioni di scambio termico. Come si può vedere in figura 1.5, a parità di temperatura di uscita dal gas-cooler, quando aumenta la pressione massima del ciclo aumentano sia il lavoro specifico di compressione $|W_c|$, di una quantità ΔW_c , che l'effetto frigorifero Q_0 , di una quantità ΔQ_0 . Corrispondentemente il calore ceduto al gas-cooler Q^+ aumenta della stessa quantità ΔQ_0 .

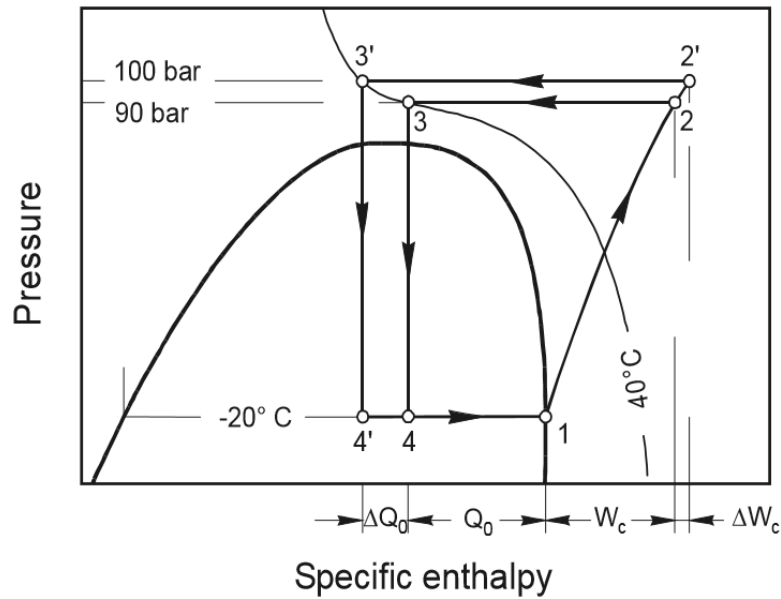


Figura 1.5: Ciclo frigorifero transcritico rappresentato nel diagramma pressione-entalpia per due diversi valori della pressione superiore di ciclo [4].

Andando a valutare il coefficiente di effetto utile nei due casi, risulta:

$$COP_{macchina\ frigorifera} = \frac{|Q_0| + \Delta Q_0}{|W_c| + \Delta W_c} \quad (1.1)$$

$$COP_{pompa\ di\ calore} = \frac{|Q^+| + \Delta Q_0}{|W_c| + \Delta W_c} \quad (1.2)$$

L'incremento dell'effetto frigorifero o del calore ceduto al gas-cooler potrà risultare maggiore o minore dell'incremento del lavoro di compressione a seconda della pressione massima di ciclo, esiste quindi un valore ottimale di tale pressione che, una volta fissate le altre condizioni operative, massimizza il coefficiente di effetto utile. Tale valore di pressione dipende dalle specifiche condizioni definite nel ciclo di riferimento, ovvero:

- temperatura di evaporazione
- eventuale surriscaldamento in uscita dall'evaporatore
- rendimento isoentropico di compressione
- temperatura del fluido in uscita dal gas-cooler

Di seguito viene riportata l'equazione di Liao per il controllo dell'alta pressione in funzione della sola temperatura di uscita dal gas-cooler e della temperatura di evaporazione. Essa si trova in letteratura [5] ed è basata su un'analisi termodinamica di un ideale ciclo transcritico a semplice compressione di vapore che non tiene conto dei componenti dell'impianto.

$$p_{ottimale} = (2,778 - 0,0157 * t_{evaporazione}) * t_{out,gas\ cooler} + (0,381 * t_{evaporazione} - 9,34) \quad (1.3)$$

Con le temperature espresse in gradi centigradi e la pressione ottimale risultante espressa in bar. L'equazione ha un suo campo di validità, ossia è valida per degli intervalli di temperatura fissati:

$$-40^{\circ}\text{C} < t_{evaporazione} < +5^{\circ}\text{C} \quad ; \quad 31^{\circ}\text{C} < t_{out,gas\ cooler} < 50^{\circ}\text{C}$$

Nella realtà, essendo le condizioni operative non sempre costanti, è opportuno sottolineare che:

- pressioni massime di ciclo poco superiori a quella ottimale non comportano penalizzazioni rilevanti sull'efficienza del ciclo
- pressioni massime di ciclo inferiori a quella ottimale rischiano di compromettere l'efficienza del ciclo, in quanto il coefficiente di effetto utile ha un calo piuttosto marcato

La forma delle isoterme nel diagramma pressione-entalpia evidenzia questo fatto e spiega l'esistenza di una pressione ottimale che massimizza il coefficiente di effetto utile.

In figura 1.6 è riportato uno schema di base di una macchina frigorifera ad anidride carbonica che lavora in regime transcritico, utile per sottolineare altre differenze rispetto a macchine frigorifere che utilizzano fluidi tradizionali.

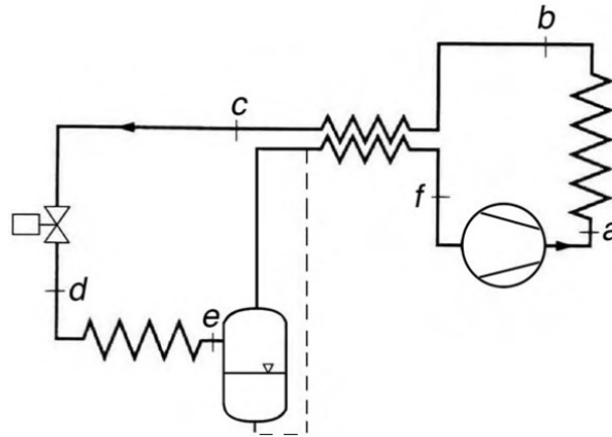


Figura 1.6: Schema base di una macchina frigorifera ad anidride carbonica

Una questione fondamentale riguarda il dispositivo di espansione del ciclo. La valvola di laminazione nei cicli inversi transcritici ha, infatti, una funzione nettamente differente rispetto a quella che assume nei cicli tradizionali a compressione di vapore. Nel ciclo tradizionale la pressione di condensazione è legata, tramite la condizione di saturazione, alle caratteristiche di scambio termico del condensatore e alla temperatura del fluido impiegato per la reiezione del calore.

Nel ciclo transcritico, assumendo costanti la temperatura di evaporazione e la temperatura di uscita della CO₂ dal gas-cooler, il COP del sistema dipende dalla pressione superiore del ciclo e pertanto la funzione della valvola dovrebbe essere finalizzata a mantenere al valore ottimale tale pressione in modo da raggiungere un ottimo per quanto riguarda l'efficienza energetica; la valvola non è quindi più in grado di svolgere la classica funzione di mantenere condizioni ottimali di alimentazione dell'evaporatore, come avviene per esempio nei sistemi ad espansione secca. Da questo si deduce che la corretta alimentazione dell'evaporatore deve essere assicurata da altri mezzi. La tipologia di valvola più comunemente utilizzata nei cicli transcritici è la valvola a retropressione costante (*back-pressure valve*). In questa valvola, la posizione dello stelo è controllata dalla pressione a monte e la sua azione mantiene costante la pressione all'uscita del *gas-cooler*. Quindi, ad un incremento della pressione, essa reagisce incrementando la sezione di passaggio.



Figura 1.7: Valvola a retropressione costante [6]

La valvola è quindi in grado di controllare la pressione massima di ciclo, ma non di assicurare una corretta alimentazione dell'evaporatore ai fini dello scambio termico e della sicurezza contro i colpi di liquido al compressore. La soluzione classica consiste nel collocare un separatore di liquido dopo l'evaporatore per proteggere il compressore, come riportato nello schema. Il liquido contenuto nel ricevitore costituisce inoltre una riserva che consente trasferimenti di carica come richiesto dalle variazioni delle condizioni operative.

Tornando alle proprietà del fluido, alcuni aspetti favorevoli dell'anidride carbonica che verranno poi ripresi, oltre alle considerazioni ambientali, sono legati alle proprietà termo-fisiche, alla trasmissione del calore, alle cadute di pressione e al processo di compressione. La necessità di operare con elevate pressioni porta ad una sfida tecnologica legata alla progettazione dei componenti. Tuttavia l'elevato effetto frigorifero volumetrico e l'elevata densità della fase vapore permette di avere compressori volumetrici e tubazioni di dimensioni contenute; ciò aiuta a contenere gli spessori necessari per resistere alla pressione. Si può dunque affermare che,

nonostante le pressioni siano tipicamente molto elevate, le macchine ad anidride carbonica non sono per forza più ingombranti o più pesanti rispetto a quelle tradizionali.

Analizzando poi le proprietà della CO_2 , alcune di queste risultano vantaggiose nelle applicazioni tipiche della tecnica del freddo. Essa possiede un elevato effetto frigorifero volumetrico che, come appena accennato, consente di avere dimensioni molto ridotte per i componenti dell'impianto rispetto a macchine di pari potenza ma che lavorano con fluidi tradizionali. Inoltre, l'elevato calore di vaporizzazione volumetrico porta a bassi valori della portata volumetrica per produrre una fissata potenza frigorifera, questo consente l'utilizzo di tubazioni con sezioni ridotte rispetto ai refrigeranti tradizionali.

Un ulteriore aspetto positivo è che a parità di condizioni operative, il rapporto tra le pressioni risulta sensibilmente inferiore rispetto agli altri fluidi frigorigeni. Come visto, date le buone proprietà termo-fisiche, si realizzano elevati valori dei coefficienti di scambio negli scambiatori di calore. Per quanto riguarda la pressione operativa, se da un lato il suo valore elevato porta ad una complicazione a livello progettuale, dall'altro dà luogo a una caduta di temperatura inferiore a parità di perdite di carico, ciò a causa della maggiore pendenza della curva che lega la pressione di saturazione alla temperatura (Fig.1.8). Risultano pertanto accettabili valori di perdite di carico nei singoli componenti molto superiori rispetto ai valori consentiti con i tradizionali fluidi sintetici. Questo permette l'utilizzo di condotti di diametro ridotto, con conseguenti elevati valori di portata specifica, ne consegue un miglioramento anche dei coefficienti di scambio che si realizzano.

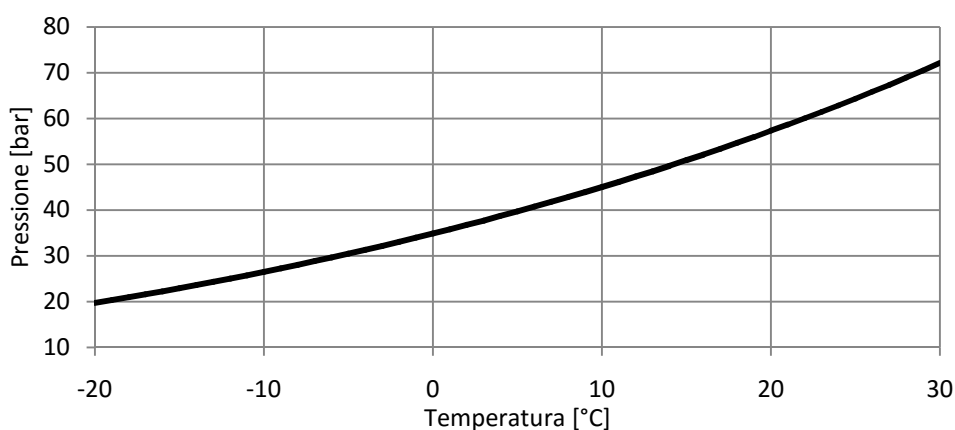


Figura 1.8: Curva di saturazione dell'anidride carbonica

Altre proprietà favorevoli sono:

- un elevata conducibilità termica della fase liquida e del vapore
- un elevato calore specifico c_p , il cui andamento in funzione della temperatura varia a seconda della pressione. Si vede che per certi valori di temperatura il

calore specifico cresce molto. E' fondamentale tenere conto di questo aspetto nel dimensionamento degli scambiatori di calore.

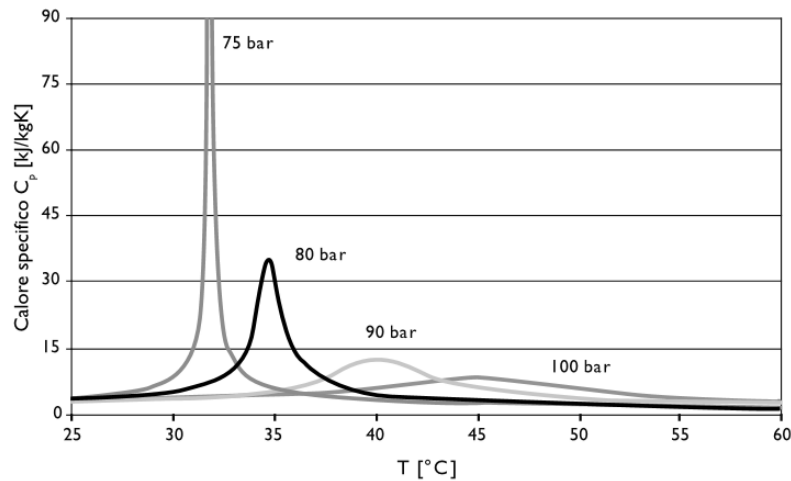


Figura 1.9: Andamento del calore specifico dell'anidride carbonica in funzione della temperatura, per diversi valori di pressione [7]

- un valore relativamente basso della viscosità cinematica al variare della pressione

Ciò permette alla CO₂ di scorrere in maniera più fluida all'interno delle tubazioni e di miscelarsi meglio con i lubrificanti che garantiscono una certa oliatura agli organi interni del compressore dell'impianto.

- un basso valore della tensione superficiale
- un valore di densità piuttosto elevato, maggiore rispetto agli altri fluidi frigorigeni

Tutte queste proprietà favoriscono il raggiungimento di coefficienti di scambio termico più elevati rispetto ai fluidi tradizionali.

1.3 I limiti del ciclo transcritico ad anidride carbonica

I cicli transcritici ad anidride carbonica pongono sfide sia tecnologiche che di efficienza energetica. Le elevate pressioni richiedono un adeguato dimensionamento delle tubazioni e un'accurata progettazione dei vari componenti che devono resistere all'elevato livello di pressione in gioco, garantendo un'ottima tenuta. Tuttavia, è opportuno sottolineare che l'ostacolo all'utilizzo di tale fluido non deriva tanto dalle elevate pressioni operative, quanto dall'efficienza energetica inferiore del ciclo transcritico semplice rispetto a quella dei cicli tradizionali a compressione di vapore.

Se si fa riferimento a un ciclo base di riferimento, si riscontrano rilevanti perdite di exergia nella laminazione e nel processo di reiezione del calore al condensatore/gas-cooler. Nei ciclo ideale tradizionale a compressione di vapore sono sostanzialmente due i processi responsabili delle perdite intrinseche di exergia, ossia la laminazione del liquido condensato e il desurriscaldamento del vapore compresso. Ovviamente in un ciclo reale le perdite di exergia legate ai componenti (scambiatori di calore, compressore, tubazioni di collegamento) vanno ad aggiungersi a quelle appena citate, legate alle proprietà intrinseche del fluido. In Fig.1.10 è illustrato il diagramma temperatura-entropia, che permette di visualizzare in maniera chiara le perdite di exergia in termini di aree del diagramma.

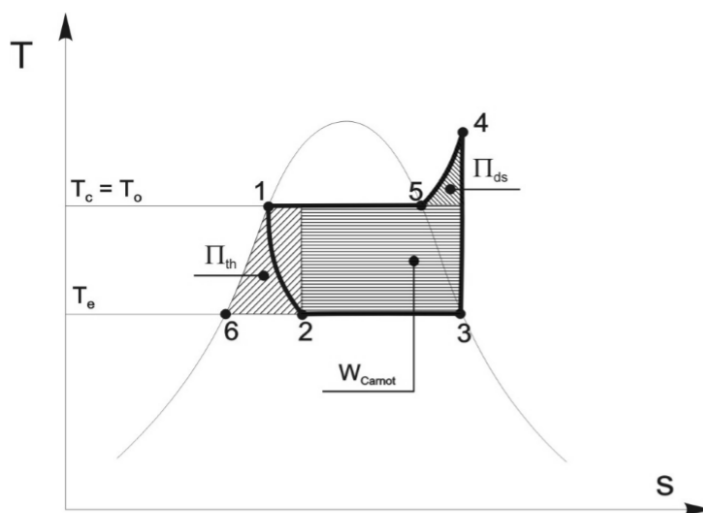


Figura 1.10: Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero subcritico ideale

Nella figura, assumendo idealmente che la temperatura di condensazione sia pari a quella dell'ambiente, le aree denominate Π_{th} e Π_{ds} rappresentano rispettivamente le perdite di exergia dovute al processo di laminazione e a quello di desurriscaldamento. Il lavoro teorico di Carnot necessario per ottenere l'effetto frigorifero $h_2 - h_3$ è invece rappresentato dal rettangolo costruito al di sopra della trasformazione 2-3. Ne consegue che il lavoro effettivo è dato dalla somma di tutte le aree tratteggiate.

La figura 1.11 rappresenta lo stesso diagramma ma riferito a un ciclo transcritico reale. Qui si possono vedere, oltre alle perdite di exergia intrinseche, anche altre due perdite minori legate al processo reale di compressione e di evaporazione. Un rapido confronto tra le perdite per laminazione e desurriscaldamento dei cicli subcritico e transcritico fa capire quanto il ciclo risulti penalizzato se la pressione superiore si avvicina o è maggiore di quella critica. La sfida da vincere è quella di realizzare valori di efficienza almeno simili a quelli dei cicli che utilizzano fluidi tradizionali, altrimenti il maggior consumo di energia vanifica il basso potenziale di riscaldamento globale per effetto diretto dell'anidride carbonica.

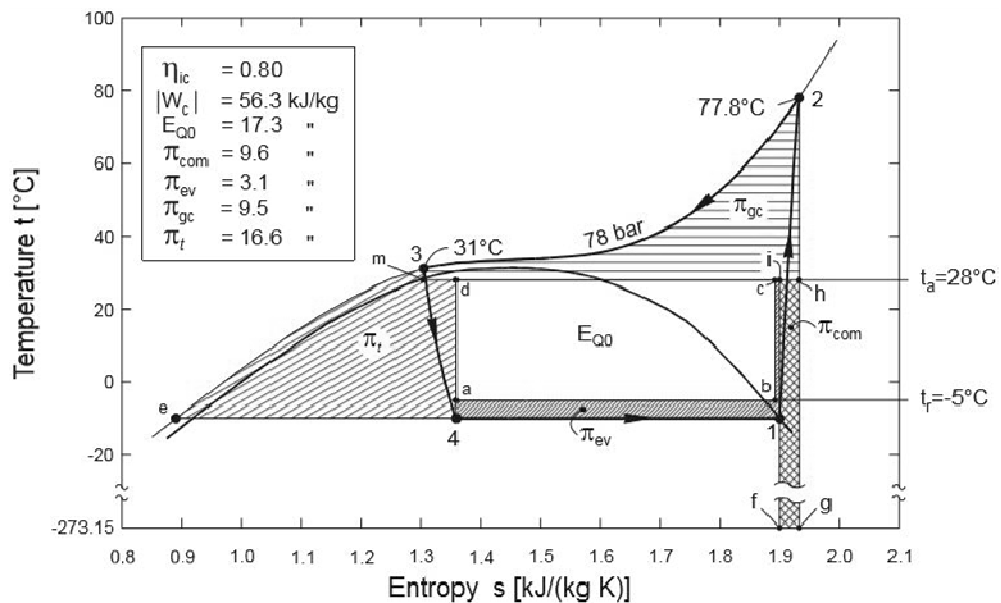


Figura 1.11: Perdite intrinseche di exergia di un ciclo frigorifero transcritico reale [4]

In Fig. 1.12 è riportato uno schema tratto da [4] che riassume una serie di metodi che si possono utilizzare per aumentare l'efficienza energetica nei cicli frigoriferi. La figura elenca anche le condizioni di calcolo, tra cui: temperatura di evaporazione pari a -10°C , surriscaldamento nullo, temperatura in uscita dal gas-cooler 31°C , compressione adiabatica con rendimento isoentropico pari a 0,8. Il primo schema mostra un ciclo a semplice compressione, riferimento per gli schemi successivi. Nel secondo schema viene inserito uno scambiatore di calore rigenerativo tra il gas denso in uscita dal gas-cooler e il vapore in uscita dell'evaporatore. L'abbassamento della temperatura del fluido all'ingresso della valvola porta a una riduzione delle perdite di exergia nel processo di laminazione. Tuttavia, l'incremento della temperatura del vapore aspirato porta ad un aumento della spesa del compressore. Crescono anche le perdite exergetiche nel processo di scambio termico al gas-cooler, principalmente a causa dell'aumento della temperatura media termodinamica del gas lungo il processo di reiezione del calore all'ambiente. Riguardo allo scambiatore rigenerativo, le sue perdite exergetiche sono invece molto limitate, se confrontate con quelle degli altri componenti dell'impianto. L'effetto complessivo è un aumento contenuto del coefficiente di effetto utile, rispetto al ciclo di riferimento. Negli schemi 3,4,5,6 e 9 l'utilizzo di un espansore permette un buon aumento del COP. Nello schema 7 viene introdotta una compressione in due stadi con refrigerazione intermedia. In questo modo si riduce sia il lavoro di compressione che le perdite exergetiche nel processo di reiezione del calore. Il coefficiente di effetto utile aumenta conseguentemente. Nella schema 8, alla compressione in due stadi è associata una laminazione in due stadi. Il vapore di flash che si forma dopo il primo stadio di laminazione viene direttamente inviato al secondo stadio di compressione ad una pressione intermedia tramite un separatore liquido-vapore.

Questa configurazione porta a una diminuzione delle perdite exergetiche nella compressione, nella reiezione del calore e nel processo di laminazione. Il processo di mescolamento del gas tra i due compressori dà luogo a perdite molto contenute. Complessivamente il coefficiente di effetto utile cresce in maniera importante.

La laminazione frazionata e la compressione a stadi sono i metodi tradizionali per ridurre le perdite di exergia dei cicli frigoriferi a compressione di vapore. Come si vede nello schema 8, nelle applicazioni pratiche, una compressione in due stadi viene combinata molto spesso con una laminazione in due stadi; questo metodo risulta efficace sia per i cicli subcritici che per quelli transcritici e riduce entrambe le fonti di perdita di circa il 50%. Ovviamente una compressione e una laminazione con un numero di stadi maggiore ridurrebbe ancora di più le perdite ma è una tecnologia raramente utilizzata. Questo perché, oltre all'aumento dei costi di installazione, il beneficio viene bilanciato, se non superato, dalla riduzione del rendimento isoentropico di compressione, causata dal rapporto di compressione troppo ridotto dei singoli stadi.

È possibile realizzare una laminazione bi-stadio senza avere necessariamente un processo di compressione in due stadi. Per fare questo si può fare riferimento allo schema riportato in figura 1.13.

In questo caso viene utilizzato un compressore ausiliario, che rimuove il vapore di flash derivante dalla prima espansione del fluido, ad una pressione intermedia. Questo ciclo conserva i benefici derivanti dalla laminazione in due stadi ma perde quelli relativi alla compressione bi-stadio. Tuttavia se si opera con bassi rapporti di compressione (tipicamente nelle applicazioni a media temperatura) la compressione bi-stadio non è consigliata. La motivazione risiede nel fatto che al di sotto di un certo valore del rapporto di pressione il rendimento isoentropico si abbassa. Ne deriva che questo ciclo si adatta bene ad applicazioni in cui la temperatura di evaporazione non è molto bassa. Inoltre si ottiene una migliore efficienza e una capacità frigorifera maggiore senza incrementi per quanto riguarda i costi di installazione. Infatti dal punto di vista del compressore, il volume spazzato richiesto è minore rispetto al caso semplice con un singolo compressore. L'unico aspetto negativo di questo sistema è legato alla distribuzione dell'olio nei compressori. Dal momento che essi operano a pressioni differenti, è necessario trovare degli accorgimenti affinché la distribuzione dell'olio avvenga correttamente.

Nel capitolo 3 verrà trattata una diversa tecnologia per incrementare l'efficienza di questi cicli che prevede l'utilizzo di un dispositivo di espansione statico chiamato eiettore.

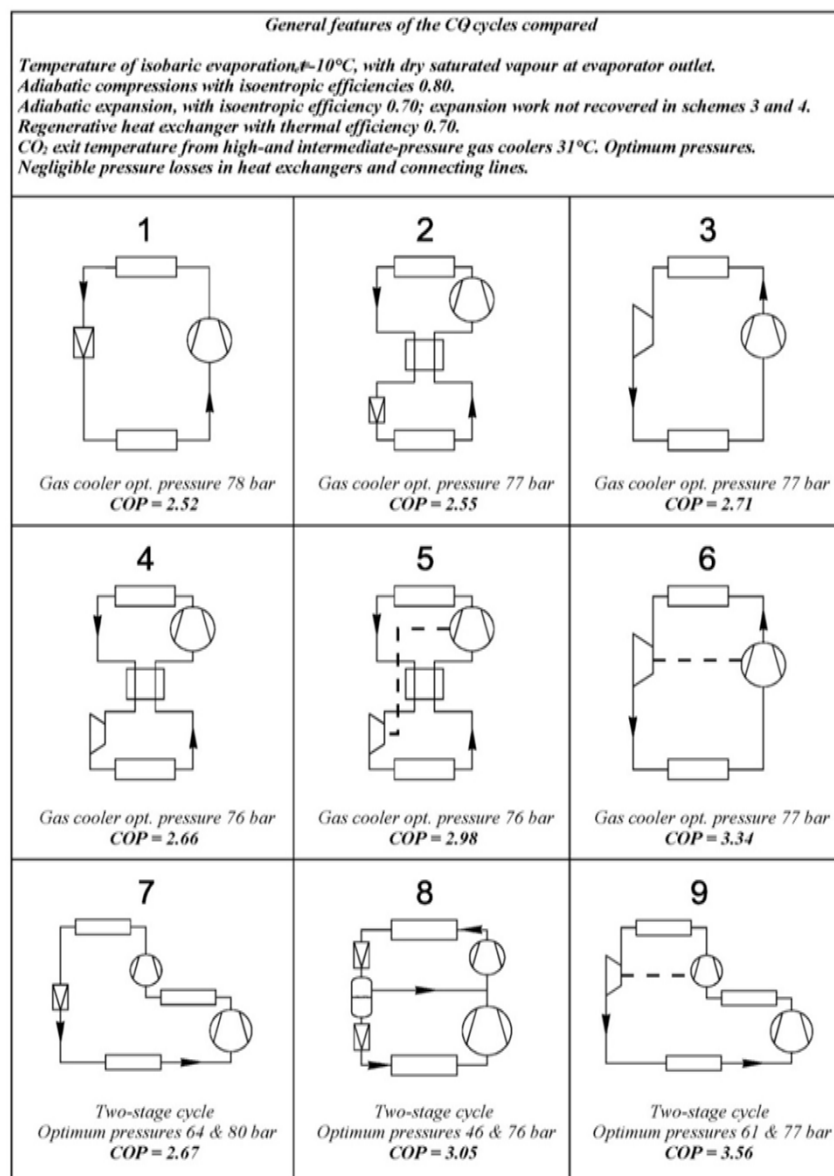


Figura 1.12: Cicli trascritti ad anidride carbonica modificati con lo scopo di migliorare l'efficienza energetica

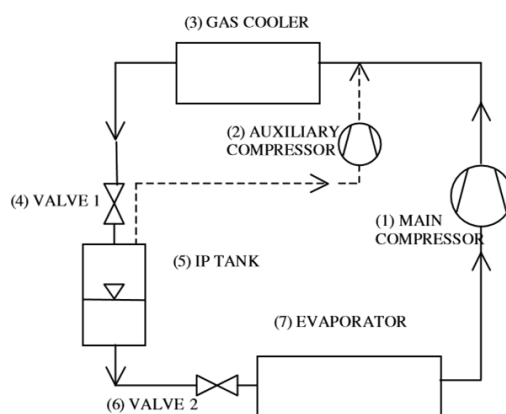


Figura 1.13: Ciclo con doppia laminazione e compressore ausiliario

CAPITOLO II

POMPE DI CALORE A CO₂

2.1 Cicli di riferimento per le pompe di calore a CO₂

Un utilizzo tipico dell'anidride carbonica come fluido frigorigeno è nelle pompe di calore. Il loro effetto utile è il calore di condensazione o meglio, nel caso delle macchine a CO₂, il calore scambiato nel gas-cooler. La tecnologia della pompa di calore si pone come alternativa ai sistemi tradizionali, basati sulla combustione di materiale fossile, e ha diverse applicazioni in ambito industriale e civile:

- Riscaldamento ambientale, riscaldamento aria negli impianti di ventilazione, riscaldamento di acqua calda sanitaria
- Riscaldamento acqua per processi industriali, essiccazione, evaporazione e distillazione

Utilizzare l'anidride carbonica in questo tipo di macchina per riscaldare una portata d'acqua risulta vantaggioso. La pompa di calore, infatti, operando in regime transcritico, può fornire tale calore con una variazione della temperatura più elevata rispetto a qualunque fluido condensante e questo vantaggio risulta tanto maggiore quanto più elevato è il glide di temperatura richiesto [8]. Questo permette di lavorare con un'efficienza elevata soprattutto nelle unità di grande potenza utilizzate negli impianti industriali, in cui il salto termico è di 30-40°C, così come nella produzione di acqua calda sanitaria.

Per le pompe di calore tradizionali, in cui il calore viene assorbito e ceduto a temperatura pressoché costante, si utilizza il “ciclo di Carnot inverso” come ciclo di riferimento teorico (Fig. 2.1). Tuttavia, per un ciclo transcritico, nel quale il calore viene assorbito a temperatura costante a pressione subcritica e rigettato a temperatura variabile a pressione supercritica, il “ciclo di Lorentz modificato” risulta più indicato come ciclo di riferimento teorico [9].

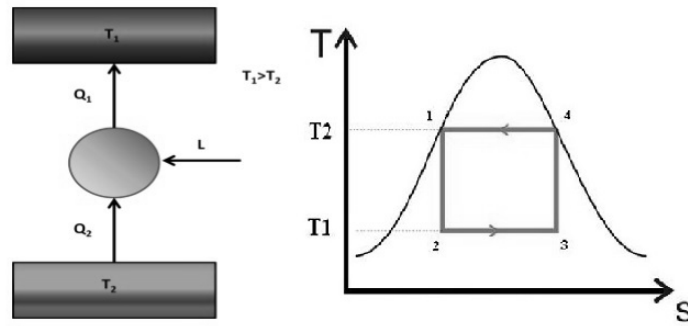


Figura 2.1: Schematizzazione di un ciclo inverso e diagramma temperatura-entropia di un ciclo di Carnot inverso

Il “ciclo di Lorentz modificato” è caratterizzato dai seguenti cambiamenti di stato (Fig. 2.2):

- 4s-1 Assorbimento di calore a temperatura e pressione costante
- 1-2s Compressione isoentropica ideale (senza perdite)
- 2s-3 Reiezione del calore a pressione costante e temperatura variabile
- 3-4s Espansione isoentropica ideale (senza perdite)

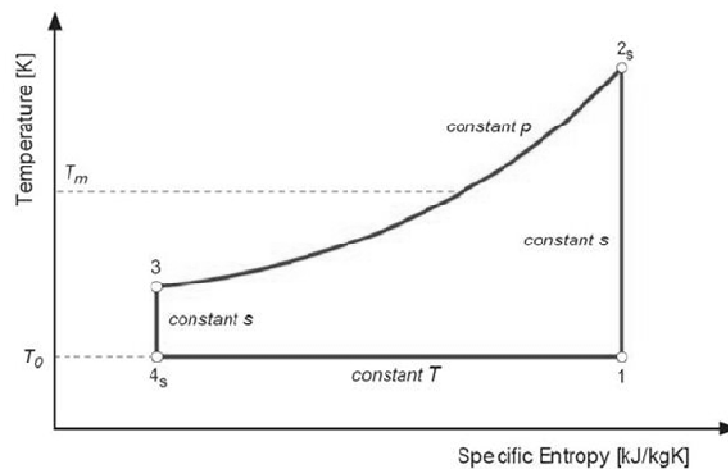


Figura 2.2: Ciclo di Lorentz modificato riportato in un diagramma temperatura-entropia

Il coefficiente di effetto utile è definito come:

$$COP_{LZ} = \frac{T_m}{T_m - T_0} \quad (2.1)$$

Dove T_0 è la temperatura della sorgente, mentre T_m rappresenta la temperatura media nel deflusso supercritico, pari a:

$$T_m = \frac{T_2 - T_3}{\ln \left(\frac{T_2}{T_3} \right)} \quad (2.2)$$

È quindi possibile utilizzare l'efficienza di Lorentz η_{LZ} (anziché l'efficienza di Carnot η_C) per valutare l'efficienza termodinamica delle pompe di calore che utilizzano anidride carbonica. L'equazione è la seguente:

$$\eta_{LZ} = \frac{COP_{PDC}}{COP_{LZ}} \quad (2.3)$$

Dove COP_{PDC} è il coefficiente di effetto utile riferito al ciclo reale della pompa di calore di riferimento.

La tabella 2.1 mostra un esempio in cui sono riportati dei COP misurati riferiti a due pompe di calore rispettivamente per riscaldamento di ambienti e per produzione di acqua calda sanitaria. Questi sono poi confrontati col COP del ciclo di Lorentz modificato in modo da valutare l'efficienza appena definita [10].

Tabella 2.1: Confronto tra due pompe di calore residenziali per riscaldamento ambientale e riscaldamento di acqua calda sanitaria

Heating Demand	T_0	T_{2s}	T_3	COP_{HP}	COP_{LZ}	η_{LZ}
Space heating	-5°C	35°C	30°C	3.0	8.15	0.37
DHW heating	-5°C	70°C	6°C	3.6	7.40	0.49

La tabella mostra chiaramente che le perdite termodinamiche in una pompa di calore a CO₂ per riscaldamento di acqua sono sensibilmente inferiori rispetto a quelle di una pompa di calore per riscaldamento ambientale a bassa temperatura. Il ciclo transcritico ad anidride carbonica si presta quindi bene, ad esempio, per riscaldare con un salto termico elevato una ridotta portata d'acqua, grazie al buon accoppiamento termico tra i due fluidi. Ciò è visibile in figura 2.3, dove è riportato un esempio di accoppiamento tra i profili di temperatura dell'anidride carbonica a una pressione di 75 bar e di una portata d'acqua che si riscalda in controcorrente da 15°C a 45°C. Come confronto, nella figura è presente anche il profilo di temperatura che dovrebbe avere un refrigerante sintetico come l'R-134a all'interno di un condensatore per poter compiere la stessa azione (la pressione di condensazione è pari a 10,73bar). Il profilo è decisamente meno favorevole. Entrambe le trasformazioni fanno riferimento a un ciclo a compressione di vapore con evaporazione a 0°C, aspirazione del vapore saturo secco a 7°C e rendimento isoentropico di compressione pari a 0,6. Le differenze di temperatura tra i due fluidi all'uscita del refrigerante dal gas cooler/condensatore sono state poste pari a 2°C per l'anidride carbonica e 5°C per l'R-134a.

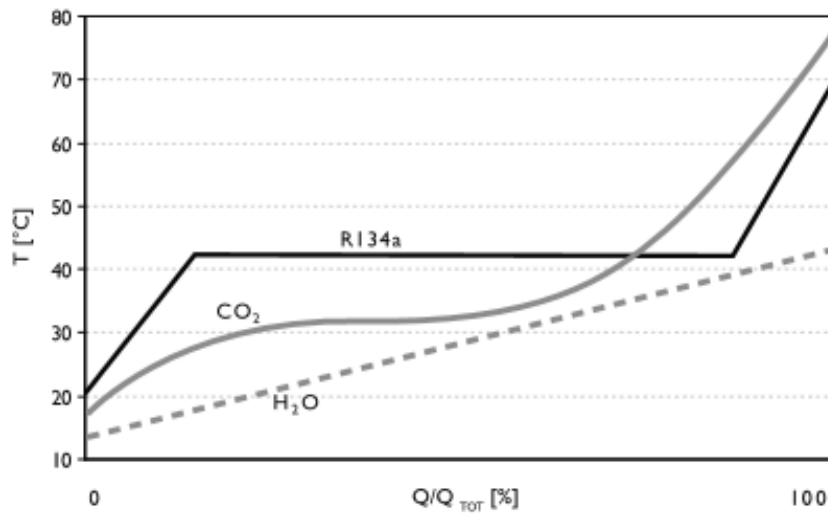


Figura 2.3: Profili di temperatura in un gas cooler/condensatore per riscaldamento di acqua calda sanitaria, funzionante con anidride carbonica e con R-134a [7]

Per chiarire ulteriormente il concetto, alcuni profili di temperatura di uno scambiatore che lavora in controcorrente sono riportati in Figura 2.4. Essi si riferiscono da una parte ad un fluido termovettore convenzionale condensante (temperatura costante), dall'altra all'anidride carbonica, che ha una temperatura variabile lungo lo scambiatore. Per quanto riguarda il fluido secondario da riscaldare (aria o acqua) si assume che il suo salto di temperatura possa essere ridotto (A) oppure ampio (B).

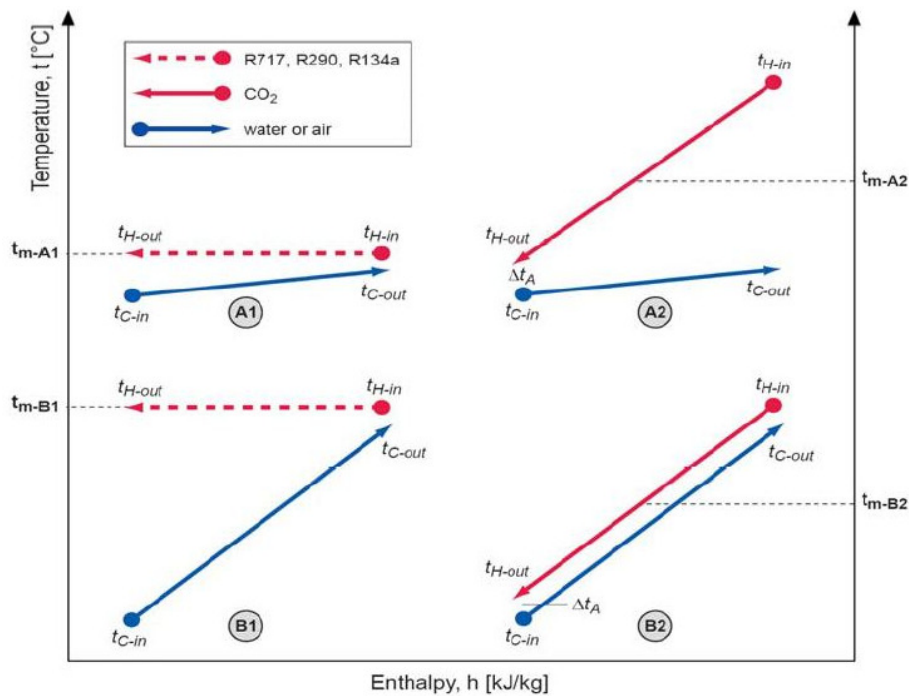


Figura 2.4: Diagramma temperatura-entalpia

Nel caso A il fluido da riscaldare ha un ridotto glide di temperatura, ad esempio acqua per un sistema di riscaldamento radiante a pavimento a bassa differenza di temperatura. Ne risulta che la temperatura di condensazione durante la reiezione del calore per il fluido convenzionale è considerevolmente inferiore rispetto alla temperatura media dell'anidride carbonica nel medesimo processo. Questo significa che, con riferimento all'equazione 2.1, la pompa di calore A1 raggiunge un valore di COP superiore. Viceversa nel caso B il fluido da riscaldare ha un ampio glide di temperatura, ad esempio acqua calda sanitaria (10-70°C). In questo caso la temperatura media dell'anidride carbonica durante la cessione del calore è considerevolmente più bassa rispetto alla temperatura di condensazione del fluido convenzionale. La pompa di calore B2 raggiunge quindi il valore di COP più elevato.

Di seguito vengono descritti altri due cicli termodinamici che risultano interessanti per fare un confronto con il ciclo transcritico delle pompe di calore ad anidride carbonica. Mentre il “ciclo di Lorentz modificato” descritto precedentemente ha un valore soprattutto teorico, data l'analogia col ciclo inverso di Carnot, il “ciclo ideale di Lorentzen” riportato in figura 2.5 può essere assunto come ciclo ideale di riferimento. Esso è infatti caratterizzato da trasformazioni che avvengono effettivamente nelle pompe di calore, seppur non in maniera ideale.

I cambiamenti di stato previsti da questo ciclo sono i seguenti:

- 4-1 Assorbimento di calore a temperatura e pressione (subcritica) costante
- 1-2s Compressione isoentropica ideale (senza perdite) fino ad una pressione supercritica
- 2s-3 Reiezione del calore a pressione costante e temperatura variabile
- 3-4s Espansione isoentalpica (adiabatica)

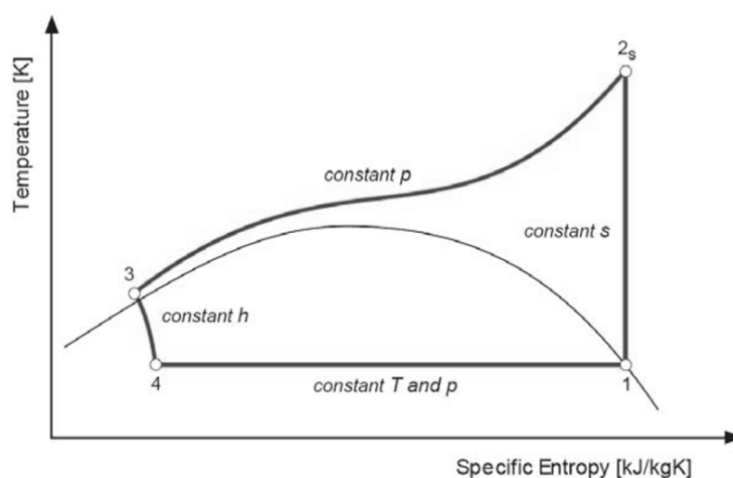


Figura 2.5: Ciclo ideale di Lorentzen riportato in un diagramma temperatura-entropia

Il cosiddetto “ciclo di Lorentzen” descrive invece il reale ciclo trascritto di una pompa di calore ad anidride carbonica ed è caratterizzato dai seguenti cambiamenti di stato:

- 4-1' Assorbimento di calore non isobaro (non isotermo)
- 1'-1 Surriscaldamento non isobaro del vapore
- 1-2 Compressione non isoentropica (politropica) irreversibile fino ad una pressione supercritica
- 2-3 Reiezione del calore a pressione non costante e temperatura variabile
- 3-4 Espansione non isoentalpica (non adiabatica)

La figura 2.6 mostra il ciclo appena descritto prima in un diagramma temperatura-entropia e successivamente in un diagramma pressione-entropia.

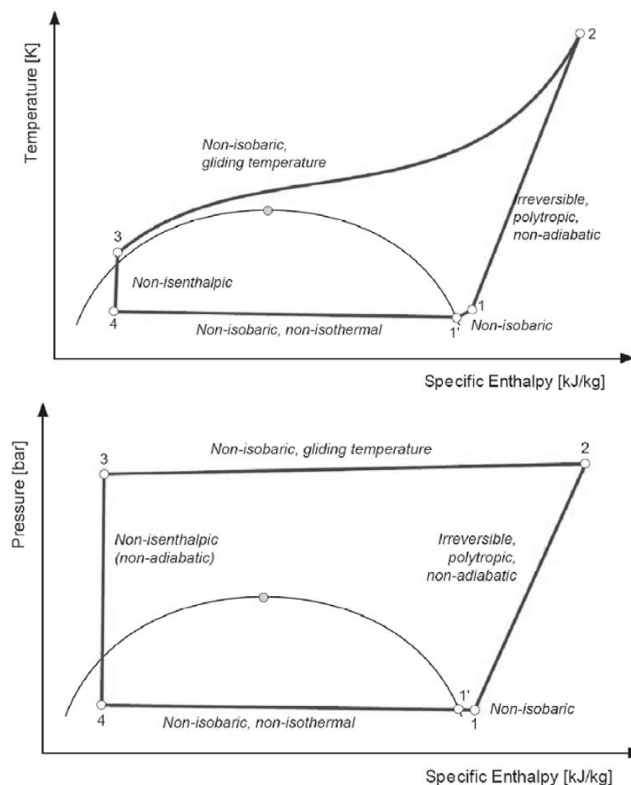


Figura 2.6: Ciclo di Lorentzen riportato in un diagramma temperatura-entropia e in un diagramma pressione-entropia

Per i cicli ad anidride carbonica è opportuno introdurre il concetto di “temperatura di approach” ($\Delta T_{approach}$), che rappresenta la differenza di temperatura tra l’anidride carbonica in uscita dal gas-cooler e il fluido secondario in ingresso (Fig. 2.7).

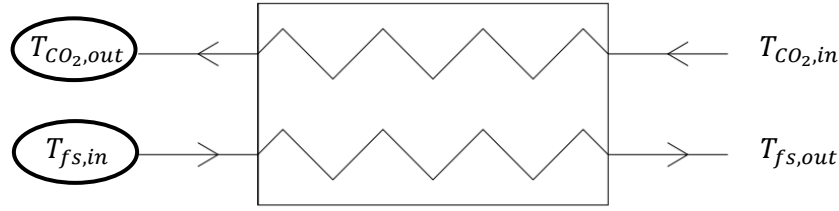


Figura 2.7: Schematizzazione di un gas-cooler

$$\Delta T_{approach} = T_{CO_2,out} - T_{fs,in} \quad (2.4)$$

L'averne profili di temperatura ben accoppiati tra i due fluidi lungo il gas-cooler si traduce in uno scambio termico più efficace dato che maggiore è la differenza di temperatura tra i due fluidi maggiori sono le perdite exergetiche. L'accoppiamento termico migliore si ottiene quando la curva temperatura-entalpia dei due fluidi risulta parallela. Questo può avvenire solamente quando i fluidi hanno la stessa *capacità termica* $\dot{C}$, definita come prodotto tra la portata di massa del fluido e il suo calore specifico:

$$\dot{C} = \dot{m} * c_p \quad (2.5)$$

2.2 Pompe di calore e risparmio energetico

Con riferimento ad una macchina reale, il coefficiente di effetto utile è definito come:

$$COP_{pompa\ di\ calore} = \frac{\dot{m}_{CO_2} * q_{gas\ cooler}}{W} = \frac{Q_{gas\ cooler}}{W} \quad (2.6)$$

Dove $\dot{m}_{CO_2}$ [kg/s] è la portata di massa dell'anidride carbonica, $q_{gas\ cooler}$ [kJ/kg] e $Q_{gas\ cooler}$ [KW] rappresentano rispettivamente il calore ceduto al gas cooler in termini specifici e la potenza termica, mentre W è la potenza spesa dal compressore e dai dispositivi ausiliari come pompe e ventilatori.

Parametri come il COP istantaneo e il COP stagionale, detto anche *Seasonal Performance Factor* (SPF) sono normalmente utilizzati per valutare e confrontare pompe di calore diverse in termini di efficienza. Tuttavia tali parametri sono dei semplici rapporti e non danno indicazioni sul reale risparmio di energia, fattore fondamentale nelle pompe di calore. La percentuale di energia risparmiata ΔE per una pompa di calore ad anidride carbonica rispetto a un sistema di riscaldamento tradizionale di rendimento η può essere valutata tramite la seguente equazione:

$$\Delta E = \left(\frac{1}{\eta} - \frac{1}{COP} \right) \quad (2.7)$$

Per riscaldatori elettrici si assume come riferimento un valore di rendimento unitario. Per caldaie a gasolio, a gas naturale o a pellet il rendimento può variare circa tra 0,5 e 0,97 a seconda dell'efficienza del sistema. La figura 2.8 mostra ad esempio la percentuale di energia risparmiata con un pompa di calore rispetto ad un sistema di riscaldamento puramente elettrico. Come si può notare la relazione tra il COP e il risparmio di energia non è lineare. Ad esempio, un incremento di COP da 2,5 a 3 ($\Delta COP=20\%$) porta ad un incremento del risparmio di energia del 6,7%, mentre il risparmio cresce solamente del 4,2% se il COP passa da 4 a 4.8 ($\Delta COP=20\%$).

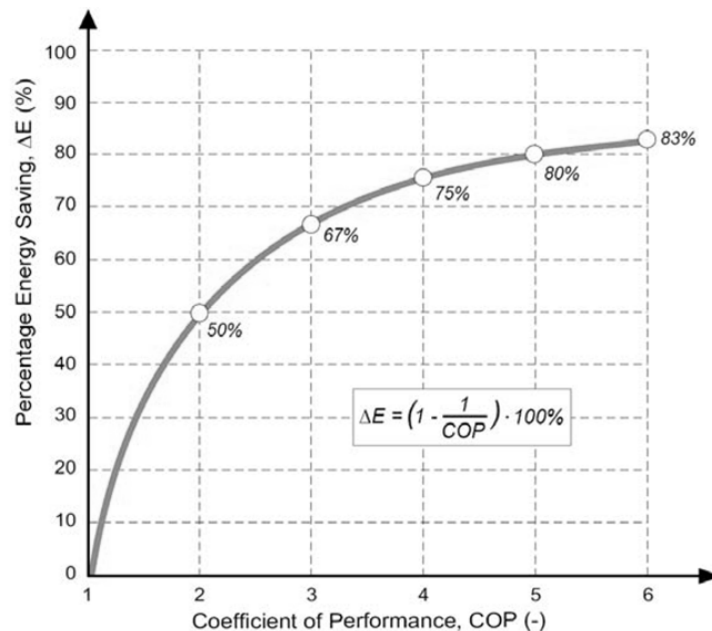


Figura 2.8: Percentuale di energia risparmiata con una pompa di calore rispetto a un sistema di riscaldamento puramente elettrico [9]

Nel complesso, l'elevata efficienza delle pompe di calore che utilizzano anidride carbonica è dovuta essenzialmente all'ottimo adattamento delle caratteristiche del ciclo all'applicazione, all'efficiente processo di compressione e alle buone caratteristiche di scambio termico. Tramite una pompa di calore ad anidride carbonica si può produrre acqua calda fino a 90°C e oltre. Un valore di temperatura così elevato difficilmente si raggiunge con fluidi tradizionali che lavorano in regime subcritico. Un dato interessante è che la domanda di energia per il riscaldamento residenziale nei paesi industrializzati è dovuta principalmente proprio al riscaldamento di acqua sanitaria e risulta in continuo aumento, l'utilizzo di pompe di calore ad anidride carbonica può diventare quindi un'ottima alternativa ai sistemi tradizionali.

Un'altra applicazione interessante è quella delle pompe di calore a sonde geotermiche. In una pompa di calore di questo tipo, nel periodo invernale, il terreno viene utilizzato come sorgente di calore ovvero esso cede il calore necessario all'evaporazione del fluido. La macchina può essere utilizzata anche per il condizionamento estivo; in tal caso il terreno funziona da pozzo di calore e assorbe il calore ceduto attraverso la sonda geotermica. L'anidride carbonica potrebbe essere impiegata sia come fluido operativo del ciclo a compressione di vapore sia come fluido di scambio termico all'interno della sonda, in caso di funzionamento solo invernale.

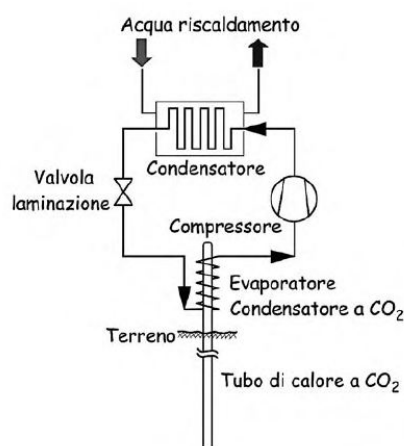


Figura 2.9: Schema indicativo di una pompa di calore geotermica

2.3 Pompe di calore per produzione di acqua calda

Si è visto in precedenza che il ciclo transcritico è un'opzione efficiente per il riscaldamento di una portata limitata di acqua che subisce un elevato incremento di temperatura (ad esempio per la produzione di acqua calda sanitaria). I fattori principali che influiscono sul coefficiente di effetto utile sono:

- La temperatura di evaporazione (t_e)
- Il rendimento isoentropico di compressione (η_{is})
- La temperatura media durante la reiezione del calore (t_m), determinata sulla base della pressione superiore di ciclo e della temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas-cooler.

La temperatura dell'anidride carbonica in uscita del gas-cooler definisce il punto operativo in cui ha inizio il processo di laminazione, che è un processo chiave in questo tipo di macchina. Ne consegue che il coefficiente di effetto utile del ciclo dipenderà molto dalla temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler, ma varierà relativamente poco al variare della temperatura dell'acqua in uscita. Come si può notare nel diagramma pressione-entalpia riportato in figura 2.10, una temperatura

dell'acqua in ingresso al gas-cooler molto bassa risulta molto vantaggiosa perché riduce la temperatura della CO₂ in uscita. Tuttavia, se si presentano temperature in ingresso via via crescenti, le perdite per laminazione diventano insostenibili e l'effetto utile del ciclo tende a ridursi.

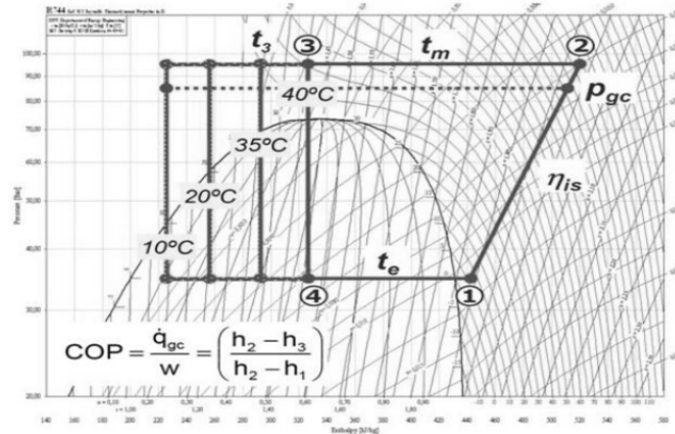


Figura 2.10: Riduzione dell'efficienza del ciclo all'aumentare della temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas-cooler

Nel complesso il COP del ciclo tende a diminuire, poiché il lavoro fornito dal compressore non viene sfruttato in modo efficiente dal ciclo in fase transcritica, a differenza di quanto accade quando l'ingresso del fluido secondario è caratterizzato da una temperatura inferiore.

La figura 2.11 mette indicativamente a confronto il diagramma temperatura-entropia di una pompa di calore ad anidride carbonica e quello relativo a una pompa di calore tradizionale che lavora in regime subcritico. In questo caso il limite è dato dalla differenza di temperatura minima che ci deve essere tra i due fluidi affinché possa avvenire lo scambio termico. Per produrre acqua calda ad una temperatura molto elevata bisogna innalzare molto la temperatura di condensazione e di conseguenza la pressione di fine compressione; si degradano quindi le prestazioni della macchina.

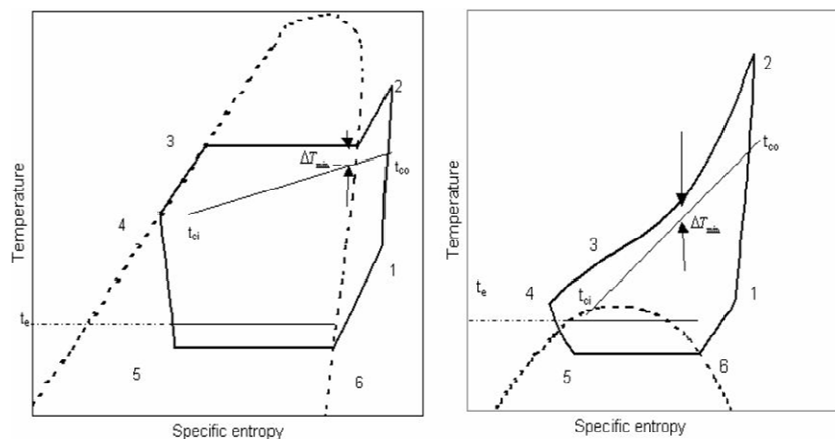


Figura 2.11: Diagramma temperatura-entropia di pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria [11]

Riassumendo si può affermare che, per una pompa di calore ad anidride carbonica a singolo stadio che non prevede recupero dell'energia di espansione tramite l'utilizzo di un espansore o di un eiettore, il raggiungimento di un elevato COP si può ottenere solamente se la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas-cooler è relativamente bassa. Questo presuppone che sia bassa anche la temperatura del fluido secondario in ingresso.

Considerando che la produzione di acqua calda mediante pompa di calore avviene solitamente tramite l'ausilio di un accumulatore d'acqua, si comprende come, all'aumentare della temperatura dell'acqua all'interno del serbatoio, l'efficienza della pompa di calore diminuisca in modo sensibile. Un metodo che permette di ottenere buona efficienza è quello di abbinare al gas-cooler, dove l'acqua si riscalda in un singolo passaggio, dei serbatoi a stratificazione in modo da mantenere bassa la temperatura dell'acqua in ingresso.

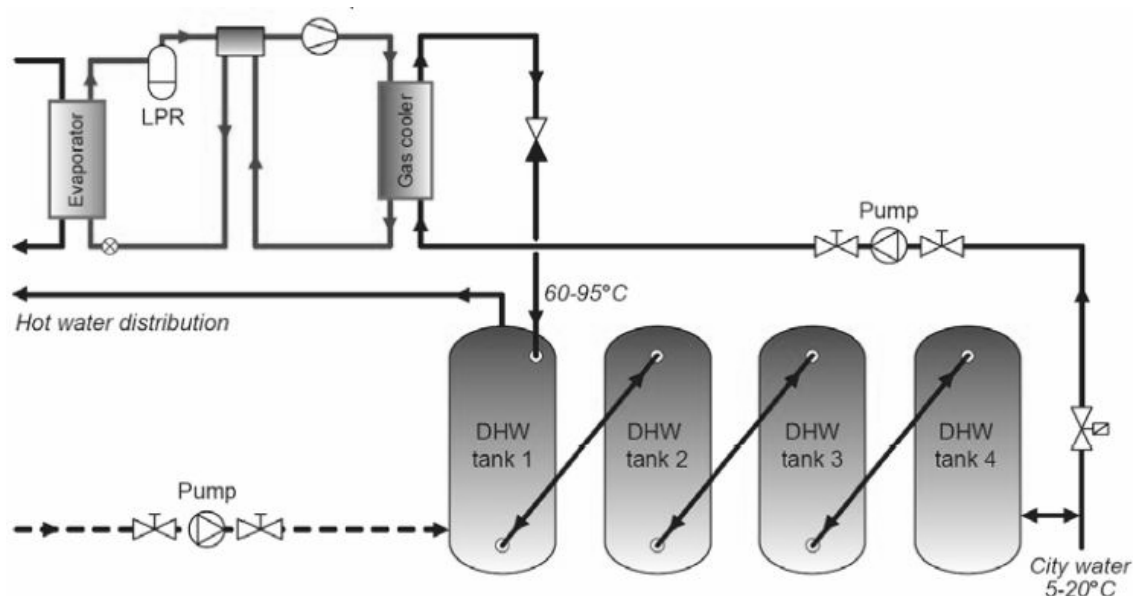


Figura 2.12: Pompa di calore per riscaldamento d'acqua di tipo non-residenziale con diversi serbatoi in serie [9]

In tal modo la pompa di calore può riscaldare piccole portate d'acqua con una temperatura in uscita che può essere anche molto elevata. Attraverso serbatoi multipli la stratificazione può avvenire tramite molteplici range di temperatura, tanti quanto il numero dei serbatoi presenti. La stessa stratificazione permette di prelevare dalla sommità del primo serbatoio sempre acqua ad elevata temperatura e di ridurre il volume dell'accumulo. L'efficienza dell'impianto rimane elevata grazie al fatto che è possibile immettere sempre una portata di fluido a bassa temperatura all'ingresso del gas-cooler, riuscendo a sfruttare al meglio il lavoro del compressore e mantenendo elevato l'effetto utile derivante dal riscaldamento dell'acqua per mezzo dello scambio termico con l'anidride carbonica. Ovviamente questo effetto positivo non si

riscontra nei cicli subcritici; in tal caso il fattore che influenza in modo significativo il COP del ciclo è rappresentato dalla temperatura in uscita del fluido da riscaldare. Essa, infatti, comporta pressioni di condensazione più o meno elevate a seconda della temperatura richiesta influenzando di conseguenza il lavoro del compressore.

La possibile fetta di mercato delle pompe di calore per il riscaldamento di acqua sanitaria è molto ampia: circa il 15% dell'energia utilizzata in ambito residenziale e commerciale è impiegata per il riscaldamento dell'acqua; un'analoga necessità è presente anche nel mondo industriale.

Il ciclo transcritico ad anidride carbonica per il riscaldamento di acqua calda sanitaria possiede ottime caratteristiche termodinamiche, come già illustrato nel Capitolo 1:

- Il processo di compressione è efficiente
- I coefficienti di scambio termico risultano ottimi
- E' possibile raggiungere temperature dell'acqua molto più elevate rispetto ai tradizionali fluidi frigorigeni.

Come già affermato, i cicli transcritici ad anidride carbonica offrono la possibilità di raggiungere temperature dell'acqua sanitaria oltre i 90°C, mantenendo un accettabile livello di COP. Ciò permette di assicurare il trattamento contro il batterio *legionella* senza l'ausilio di termoresistenze, che solitamente vengono impiegate negli impianti tradizionali e soprattutto senza che il rendimento del ciclo subisca importanti ripercussioni. Infatti, è opportuno ribadire che il limite principale di tale ciclo deriva dalla temperatura di ingresso dell'acqua e non da quella di uscita. Lo stoccaggio di acqua ad elevata temperatura, consente inoltre di ridurre il volume degli accumuli. Tutti questi aspetti permettono agli impianti ad anidride carbonica di essere un'ottima alternativa non solo ai tradizionali sistemi di riscaldamento basati sul processo di combustione, ma anche alle sempre più diffuse pompe di calore che utilizzano fluidi sintetici. Inoltre, le macchine a CO₂ risultano essere molto compatte.

In letteratura sono presenti diversi studi sperimentali, realizzati per valutare le prestazioni di queste pompe di calore. Cecchinato et al. [12] hanno realizzato un interessante confronto in termini di efficienza tra un sistema operante con anidride carbonica e un sistema simile operante col fluido sintetico R134a. I risultati mostrano come l'anidride carbonica sia realmente un interessante sostituto per i fluidi sintetici, a patto che la progettazione del sistema permetta di sfruttare le sue caratteristiche vantaggiose. La figura 2.13 riporta i risultati dello studio in termini di COP. Al di là dei valori assunti dal coefficiente di effetto utile, si nota il chiaro vantaggio nell'utilizzare serbatoi a stratificazione. Nel caso di serbatoi a miscelamento il valore di COP cala drasticamente, soprattutto per la pompa di calore ad anidride carbonica. Infine si può notare che il ciclo transcritico risulta vantaggioso rispetto al tradizionale

ciclo subcritico specialmente nel periodo estivo. Le condizioni ambientali estive permettono di avere una temperatura di evaporazione più elevata all'interno del ciclo, di conseguenza si riduce l'impatto delle perdite dovute al processo di laminazione, che rappresentano il principale svantaggio dei cicli inversi che operano con refrigeranti a bassa temperatura critica.

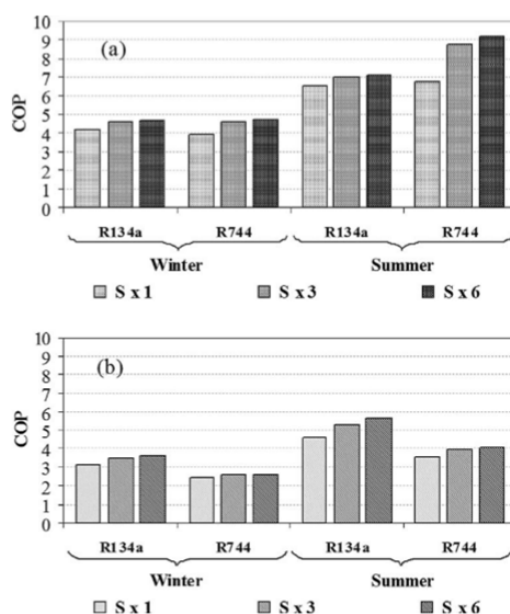


Figura 2.13: Valori di COP per il caso di perfetta stratificazione (a) e di perfetto miscelamento (b)

Un altro studio interessante realizzato da Minetto [13] riporta un'analisi teorica e sperimentale di una pompa di calore ad anidride carbonica per riscaldamento di acqua calda sanitaria in un edificio residenziale (Fig. 2.14). Anche in questo caso viene sottolineata l'importanza di operare con uno scambiatore a singolo passaggio che porta l'acqua dalla temperatura di rete a quella richiesta per l'utilizzazione. Inoltre, è necessario determinare una logica di controllo per ottimizzare la pressione superiore del ciclo, in modo da operare con un coefficiente di effetto utile più alto possibile.

Per quanto riguarda invece l'utilizzo di pompe di calore a CO₂ per il riscaldamento degli ambienti, il salto di temperatura a cui è soggetta l'acqua risulta più contenuto, soprattutto nel caso di sistemi di riscaldamento radiante a pavimento a bassa differenza di temperatura. Inoltre la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler è più alta, di conseguenza le prestazioni di una pompa di calore ad anidride carbonica per questo tipo di applicazione devono essere attentamente valutate.

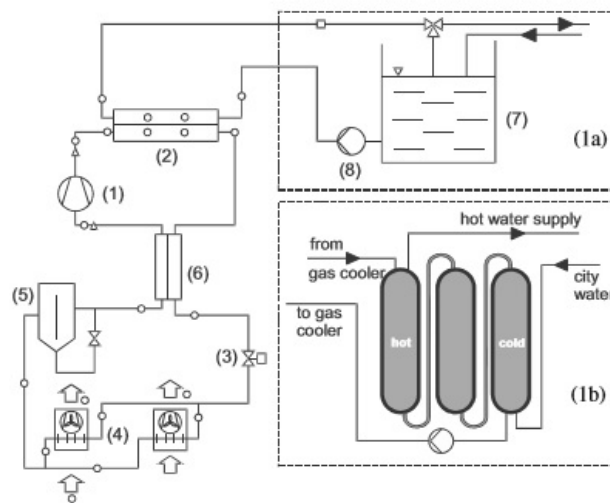


Figura 2.14: Pompa di calore e circuito dell'acqua per test (a) e utilizzazione finale (b)

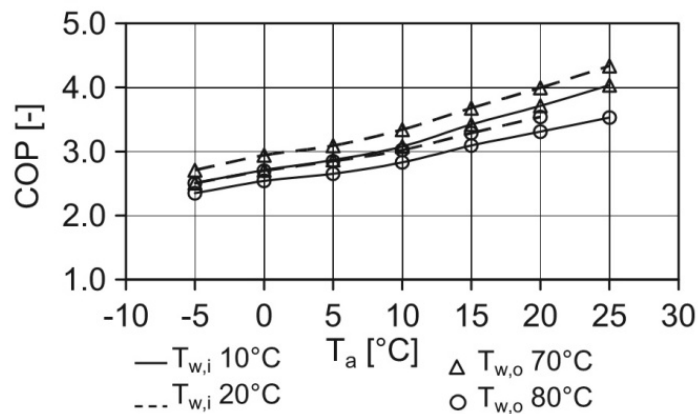


Figura 2.15: COP in funzione della temperatura ambiente, per diversi valori della temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua

2.4 L'inversione del ciclo nelle pompe di calore a CO_2

Un tema importante per quanto riguarda le macchine che utilizzano l'anidride carbonica è quello legato all'inversione del ciclo, ossia alla possibilità di far funzionare la macchina sia da pompa di calore che da refrigeratore (chiller). In questo modo si avrebbe un'unica macchina completa in grado ad esempio, in ambito civile, di far fronte sia al fabbisogno di riscaldamento invernale sia al fabbisogno di raffrescamento estivo di un abitazione, con un chiaro vantaggio dal punto di vista economico. La figura seguente mostra un esempio di pompa di calore reversibile con inversione operata lato acqua [14].

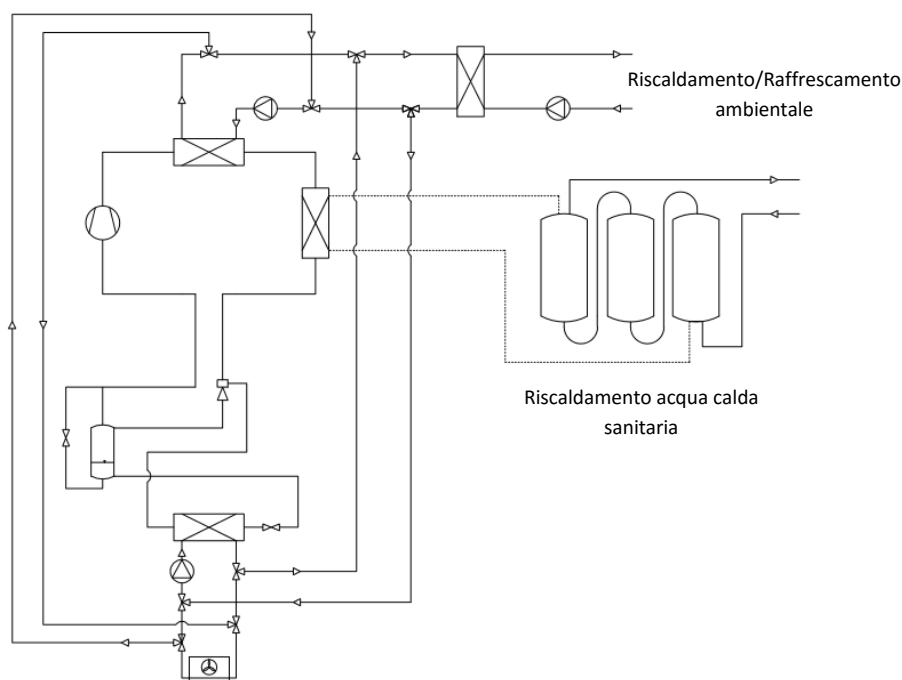


Figura 2.16: Pompa di calore ad anidride carbonica con inversione di ciclo realizzata lato acqua

Nel periodo invernale l'aria esterna viene utilizzata come sorgente di calore, attraverso un anello d'acqua. E' infatti presente una pompa che fa circolare l'acqua da uno scambiatore esterno, dove avviene l'assorbimento di calore dall'ambiente esterno, all'evaporatore della macchina. Il sistema è in grado di operare alternativamente il riscaldamento degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria. Nel periodo estivo, quando c'è richiesta di raffrescamento negli ambienti, la pompa fa circolare acqua dall'evaporatore della macchina, dove si raffredda, verso un secondo scambiatore, che permette di raffreddare l'acqua che circola nel sistema di raffrescamento. Contemporaneamente è possibile anche soddisfare la richiesta di acqua calda sanitaria.

Un sistema con questo tipo di inversione, seppur a prima vista semplice dal punto di vista tecnologico, non risulta molto vantaggioso. Esso richiede infatti un certo numero di componenti aggiuntivi tra cui valvole, scambiatori, pompe e tubazioni, che vanno a complicare il layout della macchina. Un'inversione nel circuito del fluido frigorigeno è certamente più interessante perché permette di ovviare alla penalizzazione più pesante del sistema precedente, ossia la presenza di un fluido secondario, che richiede uno scambio termico aggiuntivo sia all'evaporatore che al gas-cooler. Sorgono però alcune problematiche di tipo tecnologico, una su tutte, quella di utilizzare lo stesso scambiatore sia da gas-cooler che da evaporatore. Nei due casi, infatti, le pressioni in gioco sono molto diverse ed è diverso anche il tipo di deflusso. Nel funzionamento in pompa di calore si ha un deflusso di un fluido in condizioni supercritiche che si raffredda, mentre in modalità chiller si ha un deflusso bifase, con il liquido che evapora.

Oltre ai problemi tecnologici relativi all'inversione del ciclo, va sottolineato che sia in modalità pompa di calore per il riscaldamento ambientale che in modalità chiller la macchina si trova ad operare con temperature della CO₂ in uscita dal gas-cooler elevate, quindi in condizioni sfavorevoli dal punto di vista termodinamico. Da qui la necessità di introdurre soluzioni che possano sia facilitare le operazioni di inversione sia migliorare le prestazioni del sistema.

Per cercare una soluzione in grado di ovviare ai problemi precedentemente elencati, l'azienda *Enex S.r.l* ha sviluppato un prototipo di pompa di calore invertibile in cui l'inversione è realizzata secondo le modalità descritte nel Capitolo 4. In tale prototipo è implementata la tecnologia dell'eiettore bifase, al fine di migliorare le prestazioni della macchina. Tale tecnologia viene introdotta nel prossimo capitolo.

CAPITOLO III

L'EIETTORE BIFASE

3.1 Storia dell'eietttore

Come è già stato sottolineato in precedenza, l'anidride carbonica è vista come uno dei possibili refrigeranti del futuro. Grazie al suo valore unitario dell'indice di riscaldamento globale GWP (Global Warming Potential), le macchine frigorifere che la utilizzano come fluido frigorigeno forniscono, in caso di perdite, un modesto contributo diretto all'effetto serra. D'altra parte risulta cruciale realizzare buoni valori di COP del ciclo ad anidride carbonica, in modo da non peggiorare il contributo indiretto; questo aspetto è particolarmente importante ad elevate temperature ambiente, nel caso di ciclo frigorifero, o ad elevate temperature dell'acqua di ritorno, nel caso di pompe di calore, quando il ciclo semplice transcritico a CO₂ soffre per le elevate perdite di laminazione.

L'obiettivo fondamentale che può portare ad un utilizzo più esteso dell'anidride carbonica nei cicli a compressione di vapore è quello di trovare soluzioni che consentano di raggiungere una più elevata efficienza, comparabile con quella dei cicli che utilizzano fluidi tradizionali. Soprattutto nei sistemi di condizionamento dell'aria, infatti, la variazione di temperatura dell'anidride carbonica lungo il gas-cooler porta ad avere un titolo di vapore relativamente alto all'ingresso dell'evaporatore. Questo ha un effetto negativo sulle performance del sistema. In figura 3.1 è riportato un esempio che rappresenta graficamente le perdite exergetiche di un ciclo transcritico semplice nel diagramma T-s [4]. In particolare si può notare anche visivamente l'entità della perdita legata al processo di laminazione (π_t). Inoltre, più alta è la temperatura dell'ambiente in cui devo rigettare il calore più alta dovrà essere la temperatura e quindi la pressione a fine compressione. Di conseguenza anche la spesa al compressore crescerà in tal senso. L'utilizzo della CO₂ come refrigerante sembrerebbe quindi una scelta valida solo nelle zone dove la temperatura ambiente non raggiunge quasi mai valori troppo elevati (es. Nord e Centro Europa).

Nell'ottica di rendere più appetibile la tecnologia ad anidride carbonica anche in zone più calde (es. Italia e Spagna per quanto riguarda il Sud Europa), l'utilizzo di eiettori come sostituti delle valvole di laminazione si presenta come uno dei metodi più promettenti per incrementare l'efficienza e ridurre le perdite di laminazione nei

cicli a CO_2 . Inoltre la loro semplicità, legata al fatto di non avere parti in movimento, almeno nel caso di eiettori fissi, rende questa tecnologia economica e molto attrattiva se confrontata ad esempio con l'utilizzo di espansori. Nel caso di cicli ad anidride carbonica dotati di eiettores si è soliti parlare di “eiettores bifase” in quanto tali sono le condizioni del fluido in uscita da esso.

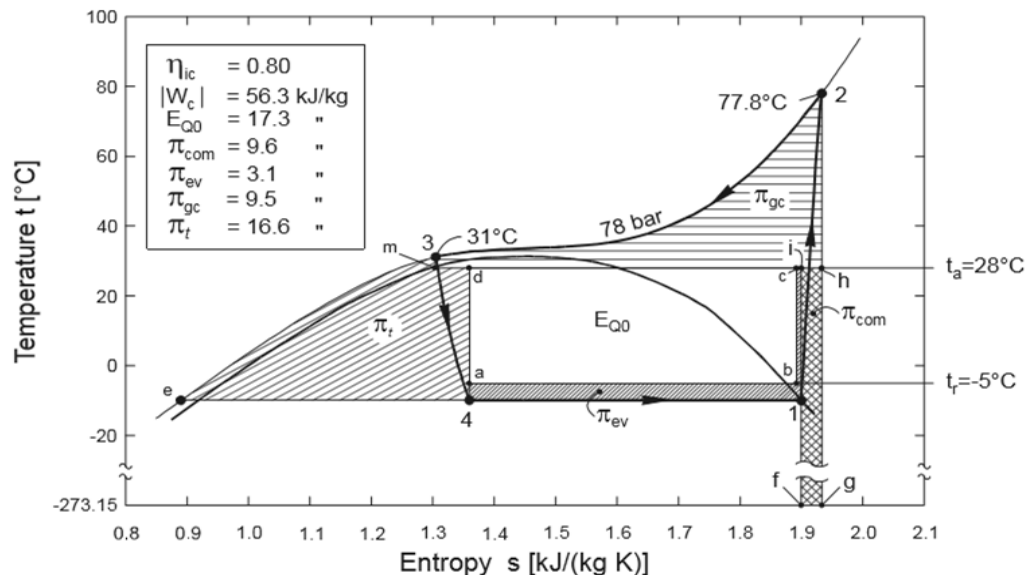


Figura 3.1: Rappresentazione grafica nel diagramma T-s delle perdite exergetiche nelle diverse trasformazioni di un ciclo frigorifero transcritico semplice ad anidride carbonica [4]

Partendo dalle basi, l'eiettores può essere immaginato come una macchina che realizza un incremento di pressione di una portata di fluido, sfruttando come alimentazione un altro fluido di natura uguale o differente.

L'invenzione dell'eiettores, organo tuttora utilizzato in diversi campi industriali, si deve a Henry Giffard che nel 1858 ne sviluppò il primo prototipo per trovare una soluzione al problema dell'alimentazione dell'acqua ai serbatoi degli impianti di vapore (Fig. 3.2). Fino a quel momento la movimentazione dell'acqua alle caldaie era affidata a pompe meccaniche che, oltre a non essere molto affidabili, erano mosse da motori funzionanti a vapore. Questo non garantiva l'alimentazione a impianto fermo, in quanto l'energia per la movimentazione veniva a mancare e ciò impediva un apporto d'acqua costante all'impianto. Questa problematica venne risolta grazie al dispositivo inventato da Giffard, che permise la movimentazione di acqua a bassa pressione tramite lo sfruttamento dell'energia del vapore a più alta pressione, consentendo di alimentare il circuito in modo costante anche quando le tradizionali pompe non potevano funzionare; il flusso di vapore richiesto per pompare l'acqua era infatti disponibile anche durante le fasi di arresto dell'impianto.

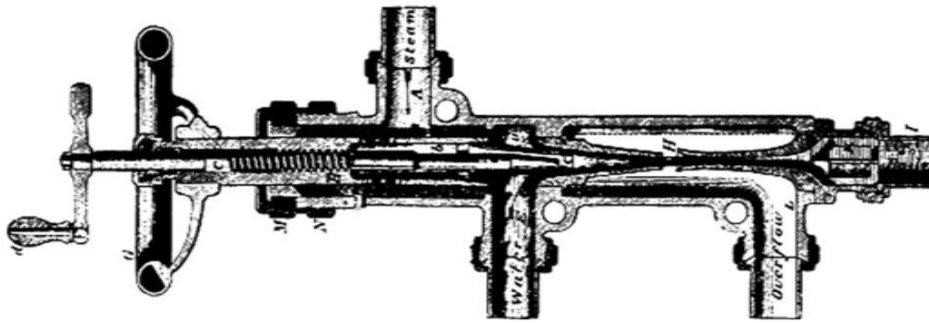


Figura 3.2: Eiettore di Henry Giffard

L'eiettore di Giffard, insieme ai primi che vennero poi progettati, era dotato di un ugello principale di forma convergente. L'eiettore con ugello convergente-divergente fu introdotto per la prima volta nel 1869 grazie al lavoro dell'ingegnere tedesco Schau, che anticipò di un paio di decenni gli studi effettuati da parte dell'ingegnere svedese De Laval, il quale nel 1890 brevettò l'ugello supersonico di tipo convergente-divergente che viene utilizzato tutt'oggi ed è conosciuto anche come "ugello De Laval".

Dopo la loro invenzione, gli eiettori furono ampiamente studiati per essere utilizzati in diversi campi dell'industria, ma trovarono applicazione soprattutto nel campo della refrigerazione. Nel 1910 Maurice Leblanc, ingegnere delle ferrovie francesi, introdusse il cosiddetto eiettore a getto di vapore per produrre un effetto frigorifero impiegando fonti di basso grado energetico, considerando che all'epoca c'era molta disponibilità di vapore. I sistemi di refrigerazione a getto di vapore furono molto utilizzati per il condizionamento dell'aria di grandi edifici e delle carrozze ferroviarie. L'eiettore bifase venne invece introdotto da Norman H. Gay, che lo brevettò nel 1931, con lo scopo di migliorare le prestazioni dei sistemi di refrigerazione riducendo le perdite energetiche dovute all'uso delle valvole di espansione. Tale tecnologia viene tuttora utilizzata e la sua applicazione nei cicli operanti ad anidride carbonica, viste le elevate pressioni operative, risulta essere molto vantaggiosa.

L'eiettore è uno strumento molto versatile e trova o ha trovato applicazione in molti settori industriali:

- eiettori utilizzati per rimuovere gas incondensabili dai condensatori di cicli a vapore
- eiettori utilizzati nel campo della refrigerazione commerciale accanto all'utilizzo di sistemi frigoriferi tradizionali
- eiettori utilizzati nei sistemi di emergenza delle centrali nucleari per fornire acqua di raffreddamento al reattore

- eiettori sono impiegati anche nell'industria chimica per il pompaggio di sostanze pericolose o combustibili
- in letteratura viene menzionato l'utilizzo di eiettori nei sistemi di propulsione aeronautica per l'aumento della spinta e la diminuzione della temperatura dei gas di scarico, inoltre, è segnalato l'utilizzo di eiettori multi-stadio per simulare l'altitudine aerospaziale tramite la riduzione della pressione nelle camere in cui si testano gli equipaggiamenti

Data la loro relativa semplicità e l'assenza di manutenzione gli eiettori sono quindi i dispositivi di pompaggio preferibili quando è richiesta un'affidabilità molto elevata.

3.2 Principio di funzionamento

L'eietttore è un organo di pompaggio o compressione che sfrutta l'effetto Venturi prodotto da un ugello convergente-divergente. Nella zona convergente l'energia di pressione posseduta da un fluido motore viene convertita in energia cinetica, aumentandone quindi la sua velocità. Ciò crea una zona di depressione che trascina all'interno dell'eietttore un secondo fluido, che può essere di natura diversa o della stessa natura del fluido motore. I due fluidi si miscelano e il fluido miscelato si espande in corrispondenza di un diffusore. Qui la sua velocità si riduce, comportando un aumento della pressione della miscela: si converte quindi l'energia cinetica, dovuta alla velocità del fluido, in energia dovuta all'aumento della pressione in accordo con il principio di Bernoulli.

L'effetto Venturi, noto anche come *paradosso idrodinamico*, è un fenomeno fisico per cui la pressione di una corrente fluida aumenta col diminuire della sua velocità. Nella figura seguente è raffigurato un condotto con una sezione ridotta centrale. A_1 rappresenta la sezione a monte mentre A_2 rappresenta la sezione in presenza della restrizione.

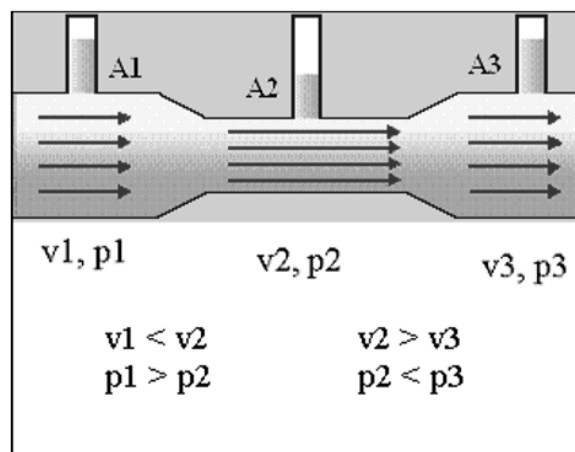


Figura 3.3: Effetto Venturi [15]

Per il principio di conservazione della portata (Q) si può affermare che vi è un aumento di velocità nella sezione A_2 rispetto alla sezione A_1 .

$$Q = v_1 * A_1 = v_2 * A_2 \quad (3.1)$$

$$A_1 > A_2 \Rightarrow v_2 > v_1 \quad (3.2)$$

A questo punto, supponendo che non esista una differenza di quota fra le sezioni, è possibile utilizzare come sistema di riferimento per le altezze l'asse della condotta, eliminando in tal modo un termine dell'equazione di Bernoulli di seguito riportata:

$$p + \frac{1}{2} * \rho * v^2 = costante \quad (3.3)$$

Dove:

- $p[\text{Pa}]$ è la pressione del fluido
- $v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ è la velocità di deflusso
- $\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ è la densità del fluido

Affinché l'equazione sia rispettata, ci sarà necessariamente una diminuzione di pressione del fluido in corrispondenza della strozzatura. La pressione p_2 risulterà perciò inferiore rispetto a p_1 .

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} * \rho * (v_2^2 - v_1^2) \quad (3.4)$$

Il nome *paradosso idrodinamico* deriva dal fatto che risulta facile pensare che la pressione debba aumentare in presenza di strozzature, accade invece l'apposto. L'effetto Venturi è perciò il principio fondamentale su cui si basa il funzionamento dell'eiettore. E' infatti la depressione che si crea che permette l'aspirazione del fluido secondario.

In tabella 3.1 è riportata una classificazione indicativa degli eiettori sulla base della natura dei fluidi in gioco, tratta da [16].

Tabella 3.1: Classificazione degli eiettori

Tipologia	Fluido motore	Fluido aspirato	Fluido in uscita	Note
Eietttore a getto di vapore	Vapore	Vapore	Vapore	Possibile formazione di deflusso bifase con possibilità di onde d'urto
Eietttore a getto di liquido	Liquido	Liquido	Liquido	Deflusso monofase
Eietttore a condensazione	Vapore	Liquido	Liquido	Deflusso bifase con condensazione del flusso di vapore motrice. Onde d'urto importanti
Eietttore bifase	Liquido	Vapore	Bifase	Deflusso bifase con possibili onde d'urto

3.3 L'utilizzo degli eiettori nei cicli ad anidride carbonica

3.3.1 Panoramica sulle applicazioni

Il primo brevetto in cui si descrive come un eietttore bifase può essere utilizzato per migliorare le performance di macchine frigorifere, riducendo le perdite di laminazione introdotte dalla valvola di espansione, risale al 1931 ed è opera di Norman H. Gay. Per quanto riguarda l'utilizzo nel campo dell'anidride carbonica, la tecnologia dell'eietttore è stata presa in considerazione fin dalla sua rinascita alla fine degli anni Ottanta [17]. Tuttavia questo tipo di applicazione, dove il fluido termovettore passa dalla fase supercritica a una condizione di fluido bifase, rende particolarmente impegnativa la modellazione del dispositivo e specialmente l'ottimizzazione della geometria dell'eietttore. La figura seguente mostra come è tipicamente strutturato un eietttore bifase fisso.

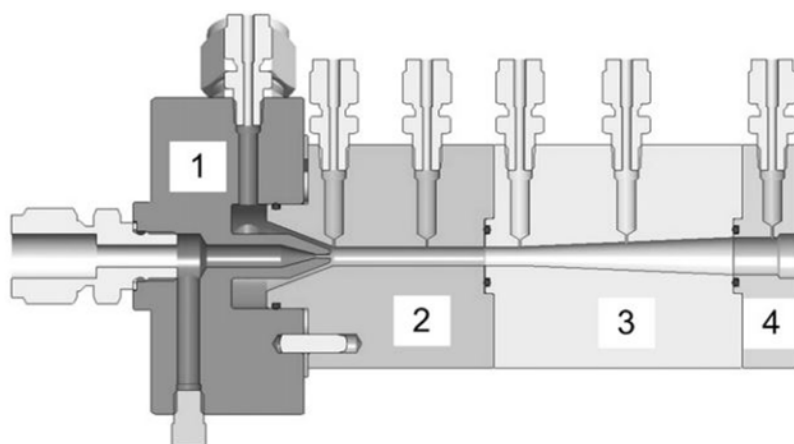


Figura 3.4: Struttura tipica di un eietttore. 1 - Sezione degli ugelli, 2 - Sezione di miscelamento, 3 - Sezione del diffusore, 4 - Sezione finale [18]

La figura 3.5 illustra invece come può essere inserito l'eiettore all'interno di un ciclo ad anidride carbonica per recuperare lavoro di espansione [16]. L'eiettore in questo caso va a sostituire la valvola di laminazione come dispositivo di espansione.

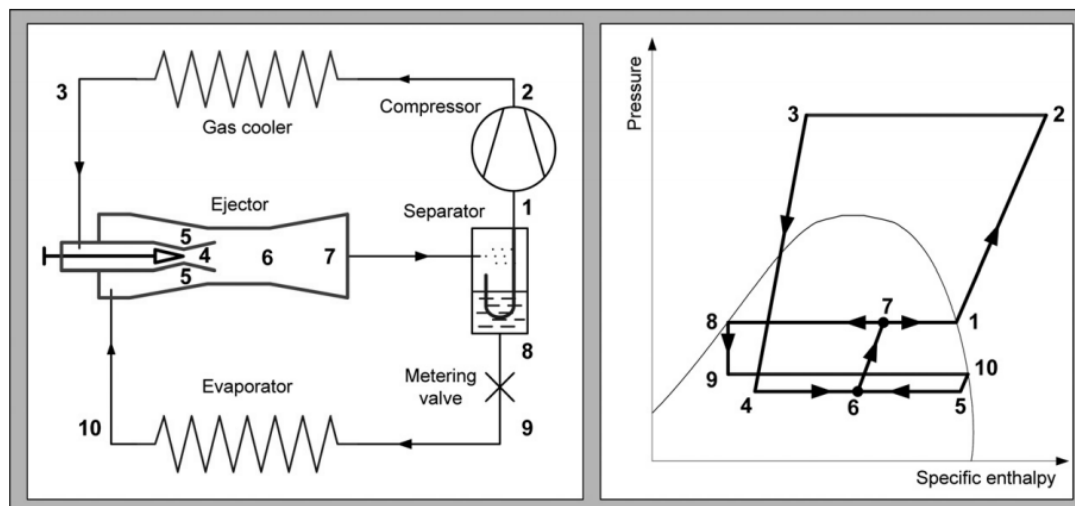


Figura 3.5: Utilizzo di un eiettore bifase in un ciclo transcritico ad anidride carbonica e corrispondente grafico pressione-entalpia specifica

Il fluido ad alta pressione in uscita dal gas-cooler anziché essere laminato entra nell'eiettore dove passa attraverso un ugello e un condotto prima convergente poi divergente. La depressione che si crea trascina all'interno dell'eiettore il fluido in uscita dall'evaporatore. A questo punto i due flussi si miscelano ed escono dall'eiettore attraverso un condotto divergente che permette di recuperare energia di pressione. A valle dell'eiettore è presente un separatore di liquido che permette di separare le due fasi. Complessivamente la funzione dell'eiettore è quindi quella di trascinare il vapore in uscita dall'evaporatore e precomprimerlo prima del suo ingresso al compressore. In questo modo la spesa al compressore risulta minore e si riducono le perdite per laminazione.

Nel ciclo ideale di figura 3.5 sono riportate anche le trasformazioni termodinamiche nel diagramma pressione-entalpia specifica. Il vapore saturo in uscita dal separatore di liquido viene aspirato dal compressore e compresso in maniera isoentropica portando quindi l'anidride carbonica in una condizione di alta pressione ed alta temperatura. Successivamente, attraverso il gas-cooler, viene rigettato calore in maniera isobara. Nell'ugello d'ingresso, tipicamente definito come *motive nozzle*, il fluido supercritico in uscita dal gas-cooler viene isoentropicamente espanso fino alla pressione di miscelamento. In questo processo il fluido acquista energia cinetica. Oltre a questo, nel momento in cui attraversa la curva del liquido saturo, inizia a formarsi del vapore di flash. Il fluido diventa quindi bifase. Nella realtà tuttavia, il processo di espansione potrebbe essere troppo rapido e non permettere alla miscela bifase di mantenere condizioni di equilibrio termodinamico. Questo potrebbe influenzare le performance dell'eiettore. Il flusso bifase ad elevata

velocità che si crea nell'eiettore trasferisce quantità di moto durante il trascinamento del flusso secondario che esce dall'evaporatore. E' possibile utilizzare un ugello anche in aspirazione, tipicamente definito come *suction nozzle*, per pre-accelerare il flusso aspirato prima che esso si misceli col flusso principale. Si è visto infatti che le perdite nel processo di miscelamento, causate dagli attriti, si riducono quando entrambi i flussi entrano nella zona di miscelamento con velocità comparabili. A valle della zona di miscelamento è presente un diffusore che converte energia cinetica in energia di pressione, questo comporta una compressione isoentropica del flusso bifase prima che questo entri all'interno del separatore liquido-vapore. Da qui il vapore separato ritorna al compressore mentre la pressione del liquido viene ridotta in maniera isoentalpica attraverso una valvola di laminazione prima che esso entri nell'evaporatore. A questo punto nell'evaporatore viene assorbito calore isobaricamente producendo l'effetto frigorifero utile. Come si vede nel diagramma, la pressione all'ingresso della zona di miscelamento deve essere minore di quella presente in uscita dall'evaporatore. Questa differenza di pressione è necessaria per l'aspirazione del flusso in uscita dall'evaporatore.

I vantaggi principali che questo tipo di tecnologia offre sono due. Per prima cosa cresce la capacità frigorifera. Il processo idealmente isoentropico che avviene all'interno dell'eiettore porta infatti ad avere una maggiore differenza di entalpia specifica attraverso l'evaporatore se confrontata ad un classico sistema che utilizza una valvola di espansione isoentalpica. In secondo luogo il coefficiente di effetto utile del sistema che utilizza l'eiettore risulta maggiore. Questo avviene principalmente perché si riduce il lavoro di compressione, infatti la pressione di aspirazione cresce grazie all'effetto creato dall'eiettore.

Sulla base della configurazione con eiettore semplice appena menzionata esistono diversi schemi impiantistici dotati di eiettore sviluppati sempre con l'obiettivo di migliorare l'efficienza del ciclo termodinamico. Un esempio è riportato in figura 3.6. L'idea su cui si basa questo tipo di ciclo è quella di ridurre le perdite che normalmente si hanno nel processo di compressione, rimuovendo vapore a una pressione intermedia attraverso un compressore ausiliario dedicato e contemporaneamente sfruttare i benefici appena visti, derivanti dall'utilizzo di un eiettore, che va a supportare la compressione in parallelo. Un ciclo con una compressione di questo tipo, come già visto nel capitolo 1, è molto adatto quando la temperatura di evaporazione non è molto bassa. La stessa cosa non vale infatti per un ciclo con compressione in due stadi, perché al di sotto di un certo valore del rapporto tra le pressioni il rendimento isoentropico di compressione va calando. Un problema del sistema con compressore ausiliario (detto anche ciclo economizzatore) è legato alla distribuzione dell'olio tra compressori, che lavorano a pressioni di aspirazione differenti. Per quanto riguarda i costi di installazione, l'incremento è limitato e dipende essenzialmente dalla necessità di avere un inverter addizionale per il

compressore ausiliario. Infatti dal punto di vista del compressore, il volume spazzato richiesto è minore rispetto al caso semplice con un singolo compressore.

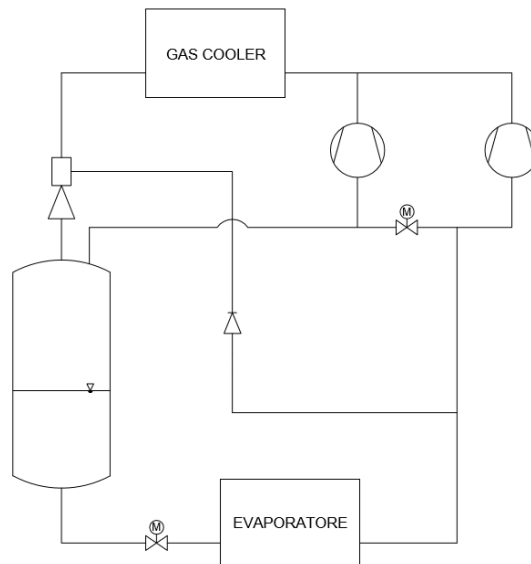


Figura 3.6: Ciclo con eiettore per pre-comprimere il vapore, in combinazione con un compressore ausiliario

Un'altra applicazione interessante che sfrutta le potenzialità di un eiettore è riportata in figura 3.7. In questo caso il lavoro di espansione recuperato dall'eiettore viene utilizzato per far ricircolare del liquido all'interno dell'evaporatore in modo da incrementare le sue prestazioni.

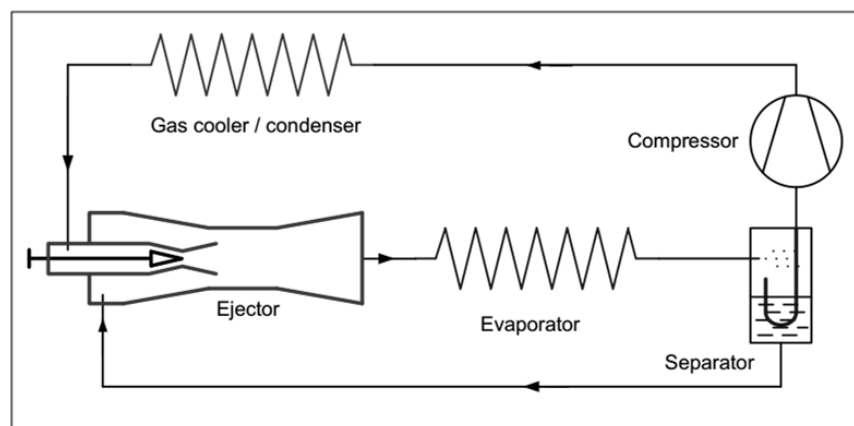


Figura 3.7: Ciclo con eiettore che fa ricircolare liquido attraverso l’evaporatore [17]

Tale concetto trova applicazione attualmente nella refrigerazione commerciale, dove è fondamentale massimizzare il coefficiente di scambio dell'evaporatore (Fig. 3.8). La parte di liquido che esce dall'evaporatore è raccolta in un separatore, dove viene rimossa tramite l'eiettore, che sfrutta il flusso ad alta pressione proveniente dal gas-cooler e opera praticamente come una pompa. Si può parlare in questo caso di evaporatore "sovralimentato". Il beneficio in termini di

aumento del COP che questo sistema può dare deriva dall'innalzamento della temperatura di evaporazione, grazie al miglior sfruttamento della superficie di scambio. Essendo la temperatura di evaporazione strettamente legata alla pressione, questo comporta una riduzione della spesa al compressore.

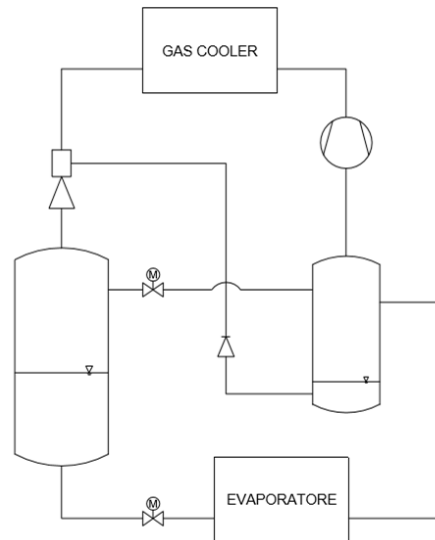


Figura 3.8: Esempio di applicazione nella refrigerazione commerciale

Per completare la panoramica sulle possibili applicazioni dell'eiettore, la figura 3.9 mostra una soluzione impiantistica conosciuta come “multijet” che integra le soluzioni viste finora in un unico layout [19]. Oltre al compressore ausiliario sono infatti presenti due eiettori: uno per pre-comprimere il vapore l'altro per ricircolare il liquido attraverso l'evaporatore.

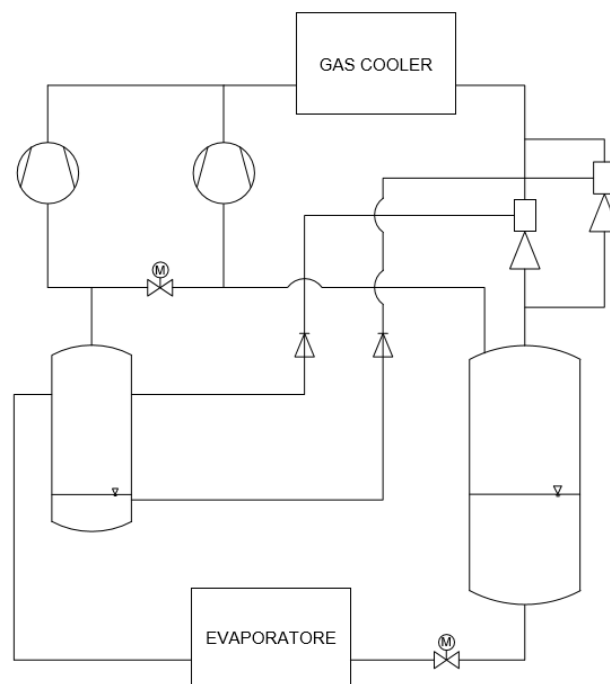


Figura 3.9: Ciclo Multijet

3.3.2 Parametri caratteristici

Volendo caratterizzare il comportamento di un eiettore, i parametri chiave che permettono di dare una valutazione dal punto di vista termodinamico e idraulico sono il fattore di ricircolo, il rapporto delle pressioni e l'efficienza dell'eiettore. In letteratura sono presenti diverse definizioni per quanto riguarda il calcolo dell'efficienza, ma sono spesso di difficile determinazione. Quindi le performance di un eiettore sono solitamente espresse solo in termini di fattore di ricircolo e rapporto delle pressioni. Le equazioni sono riportate di seguito:

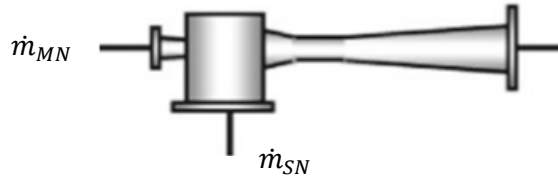


Figura 3.10: Rappresentazione schematica delle portate in ingresso all'eiettore

$$\phi = \frac{\dot{m}_{SN}}{\dot{m}_{MN}} ; (SN = \text{suction nozzle}, MN = \text{motive nozzle}) \quad (3.5)$$

Il fattore di ricircolo (ϕ) è definito come il rapporto tra la portata di massa aspirata al *suction nozzle* e la portata di massa motrice in ingresso al *motive nozzle*.

$$\Pi = \frac{p_{out,eiettore}}{p_{asp,eiettore}} \quad (3.6)$$

Il rapporto delle pressioni (Π) mette in relazione la pressione in uscita dall'eiettore con la pressione a cui viene aspirato il vapore, indicando quindi l'incremento relativo di pressione che l'eiettore riesce a sostenere. Analogamente è possibile esprimere il comportamento dell'eiettore anche attraverso il salto di pressione (Δp), anziché attraverso il rapporto.

$$\Delta p = p_{out,eiettore} - p_{asp,eiettore} \quad (3.7)$$

L'equazione seguente riporta invece una delle definizioni di efficienza presente in letteratura e più ampiamente utilizzata [20]. Viene definita come il rapporto tra la potenza di espansione recuperata dall'eiettore rispetto alla potenza massima potenzialmente recuperabile.

$$\eta_{eiettore} = \frac{\dot{m}_{suction,nozzle}}{\dot{m}_{motive,nozzle}} * \frac{(h_c - h_d)}{(h_a - h_b)} = \phi * \frac{(h_c - h_d)}{(h_a - h_b)} \quad (3.8)$$

La figura 3.11 mostra i processi in gioco e i punti di lavoro a cui fa riferimento l'equazione precedente. Il numeratore è definito come il prodotto tra la portata di massa in aspirazione all'eiettore e la differenza di entalpia specifica tra i punti C e D. Tali punti indicano inizio e fine di un processo immaginario di compressione isoentropica dalla pressione di evaporazione alla pressione in uscita dal diffusore dell'eiettore. Questo processo infatti non è più svolto dal compressore ma è sostituito dall'azione dell'eiettore. Il denominatore, ossia il lavoro massimo potenzialmente recuperabile, è definito come il prodotto tra la portata in ingresso al motive nozzle e la differenza di entalpia specifica tra i punti A e B che sono i punti in cui terminerebbero rispettivamente un'espansione isoentalpica e isoentropica del flusso principale fino alla pressione in uscita dal diffusore. Come si può notare, ai fini del calcolo non è necessaria la conoscenza della pressione nella zona di miscelamento tra i due flussi, che nel diagramma è riportata come p_{ms} (mixing section).

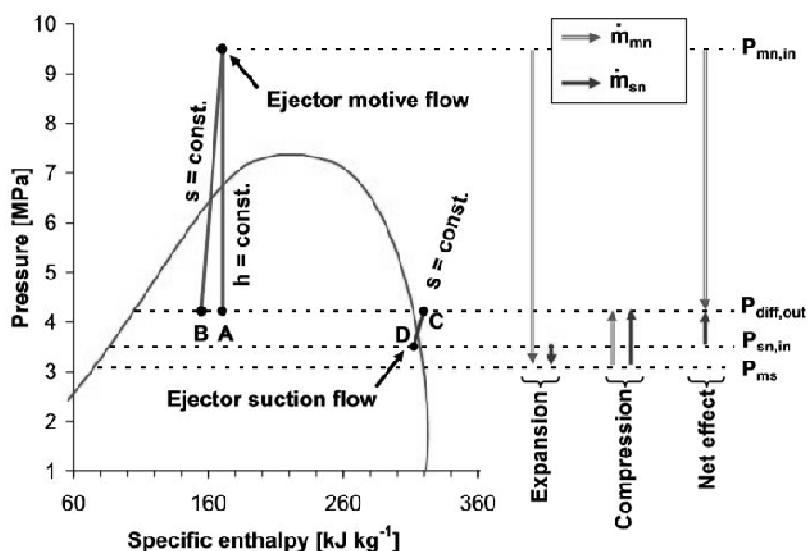


Figura 3.11: Processi di espansione e compressione all'interno di un eiettore bifase

3.3.3 Eiettori fissi ed eiettori regolabili

Molti studi presenti in letteratura hanno come scopo quello di testare il comportamento di eiettori all'interno di un ciclo frigorifero in modo da poter costruire mappe che descrivano il loro comportamento in diverse condizioni operative. Le condizioni operative testate sono solitamente coerenti con quelle a cui sarà soggetto l'eiettore nella sua applicazione di destinazione (es. impianti frigoriferi per supermercati, pompe di calore per riscaldamento ambientale ecc.). La maggioranza degli studi sperimentali hanno come oggetto sistemi dotati di un singolo eiettore, ad esempio Elbel (2011), Nakagawa et al. (2011), Banasiak et al. (2012), Lucas and Koelher (2012) e Liu et al. (2012). I miglioramenti in termini di COP

riportati vanno circa dall'8% al 60% a seconda del tipo di sistema e delle condizioni operative analizzate. Il vincolo di avere una geometria dell'eiettore fissa porta come svantaggio quello non poter controllare in maniera precisa l'alta pressione del ciclo e allo stesso tempo recuperare effettivamente lavoro di espansione.

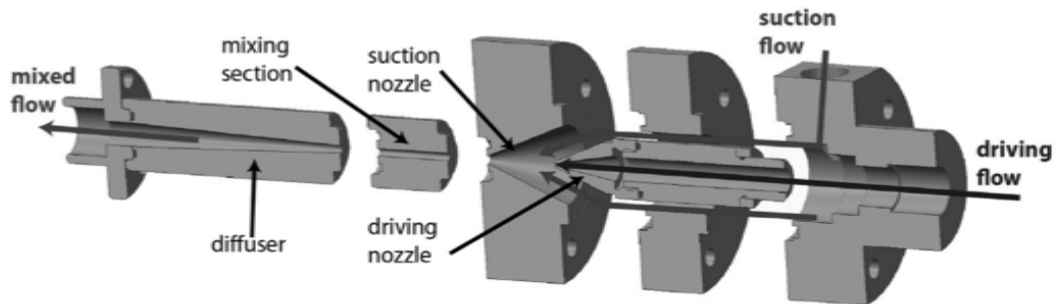


Figura 3.12: Struttura di un eiettore a geometria fissa [21]

Nel caso di applicazioni in cui la portata in gioco può essere molto variabile, come ad esempio in una pompa di calore aria-acqua, si possono adottare diverse soluzioni per cercare di regolare in maniera adeguata l'alta pressione del ciclo. Un modo semplice consiste nell'utilizzare uno o più eiettori fissi in combinazione ad una valvola a retropressione costante posta in parallelo. Questa soluzione però limita molto il lavoro effettivamente recuperabile grazie all'eiettore.

In alternativa è possibile utilizzare un eiettore a geometria variabile in cui la portata in ingresso al *motive nozzle* può essere regolata agendo sulla sezione di gola del dispositivo (Liu et al. 2016). Il diametro di gola viene controllato attraverso il movimento di uno stelo.

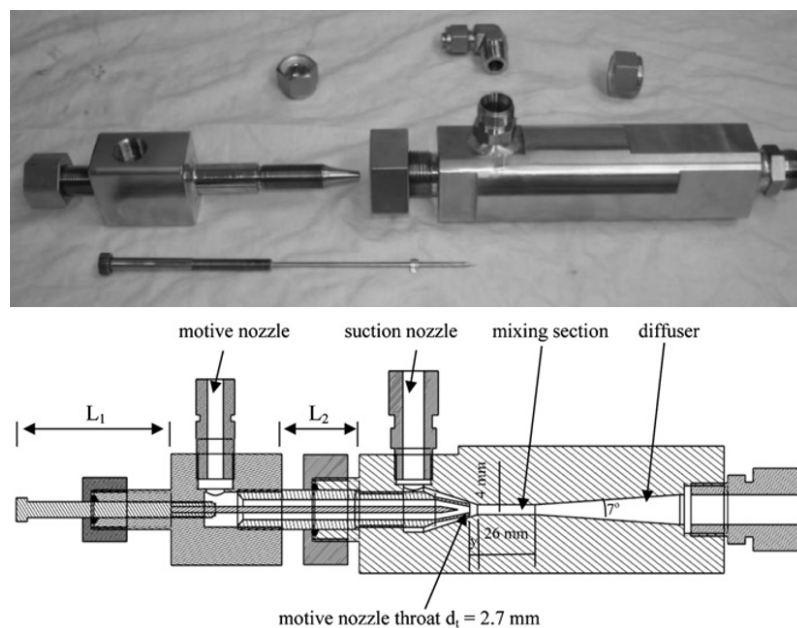


Figura 3.13: Struttura di un eiettore a geometria variabile [22]

Una particolare soluzione è stata invece realizzata dall'azienda *Danfoss* (Fig. 3.14) [23]: una serie di eiettori sono assemblati in parallelo e racchiusi in un unico blocco per ottenere una buona compattezza. Combinando l'apertura dei diversi eiettori è possibile ottenere una caratteristica di apertura variabile in maniera discreta. La geometria può essere quindi ottimizzata per differenti condizioni operative sulla base della variazione della temperatura ambiente. Ogni eietttore è controllato individualmente attraverso delle valvole. È quindi possibile, controllando il numero di eiettori attivi e mantenendo un certo livello dell'alta pressione in accordo con la temperatura ambiente e con la richiesta di carico, ottenere un funzionamento che massimizza il coefficiente di effetto utile dall'intera macchina.



Figura 3.14: Multi-eietttore Danfoss

Nello studio [23] gli eiettori sono stati anche testati singolarmente per valutare la portata primaria in ingresso e la portata secondaria in aspirazione che sono determinate sulla base di cinque variabili indipendenti: pressione e densità in ingresso al *motive nozzle*, pressione e densità in ingresso al *suction nozzle*, pressione in uscita. La figura 3.15 mostra un esempio di mappatura delle performance di un eietttore dove viene riportata la portata di massa al *motive nozzle* in funzione delle condizioni in ingresso. Essa risulta chiaramente dipendente dalla densità e dalla pressione in ingresso.

I livelli di efficienza (Eq. 3.8) riportati in questa ricerca superano i valori presenti in numerosi studi antecedenti. Infatti, i valori massimi di efficienza registrati per i diversi eiettori sono superiori allo 0,3. Inoltre, una serie di test sull'intero blocco di eiettori in funzione non ha mostrato cali significativi di efficienza.

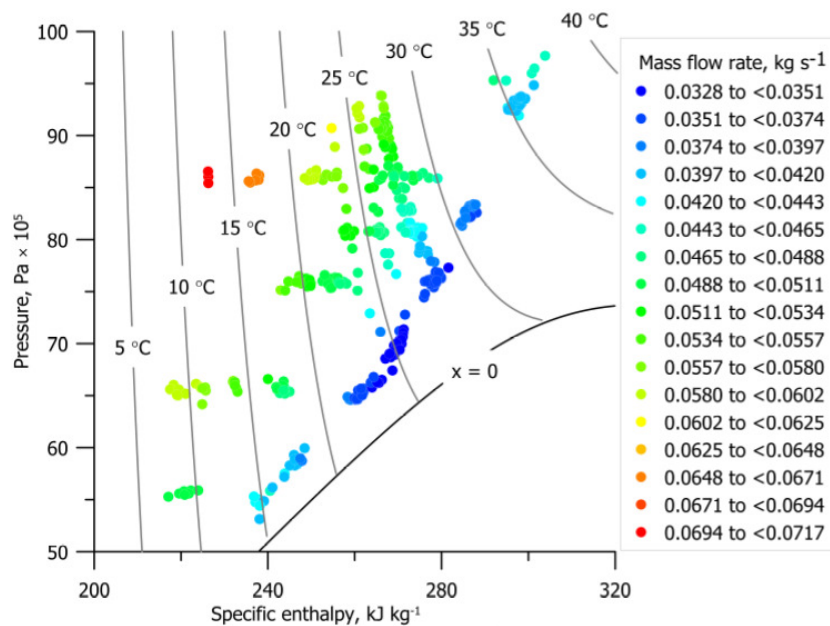


Figura 3.15: Portata di massa al *motive nozzle* in funzione delle condizioni in ingresso in termini di pressione ed entalpia specifica

3.4 Analisi sperimentale di un eiettore bifase

Nel presente lavoro di Tesi sono state effettuate diverse attività sperimentali nell'ambito delle pompe di calore a CO₂. Inizialmente l'attenzione è stata posta sul dispositivo di espansione del ciclo, l'eiettore bifase. L'azienda *Enex S.r.l* aveva a disposizione un eiettore singolo di prima generazione (2014) a geometria fissa con un diametro di gola di 1,4 mm. Su tale dispositivo si è deciso di realizzare un'attività di analisi sperimentale, con l'obiettivo di caratterizzarne il comportamento in diverse condizioni operative e di valutare il suo possibile inserimento in un prototipo di pompa di calore.

3.4.1 Descrizione macchina di prova

La figura 3.16 mostra l'impianto di prova utilizzato per effettuare i test sull'eiettore, mentre in figura 3.17 è riportato uno schema semplificato di tale macchina. Nella macchina sono presenti due compressori alternativi semi-ermetici (1) che possono lavorare in parallelo o singolarmente. Uno dei due compressori è comandato da un inverter mentre l'altro lavora a velocità di rotazione fissa. Il volume generato complessivo è pari a 4,46 m³ h⁻¹.

Il refrigerante ad alta pressione uscente dai compressori attraversa un gas-cooler (2), il quale è posizionato nella parte alta della macchina ed è costituito da una batteria alettata. Successivamente l'anidride carbonica in uscita dal gas-cooler può fluire attraverso una valvola *back-pressure* (3) o attraverso l'eiettore bifase (4).

A valle di questi due dispositivi è posizionato un ricevitore intermedio di pressione IPR (5) che raccoglie il refrigerante. Da qui il liquido subisce un secondo processo di espansione prima di alimentare gli evaporatori. La macchina è infatti dotata di tre evaporatori (6), i quali sono racchiusi in tre celle termicamente isolate e ciascuno di essi è alimentato da una valvola di espansione elettronica che regola il surriscaldamento in uscita. A valle del processo di evaporazione il refrigerante è raccolto in un ricevitore di bassa pressione LPR (7) dove liquido e olio vengono separati dal vapore. Quando l'eiettore è in funzione, vapore dal ricevitore di bassa pressione viene compresso al livello di pressione intermedio dell'IPR.

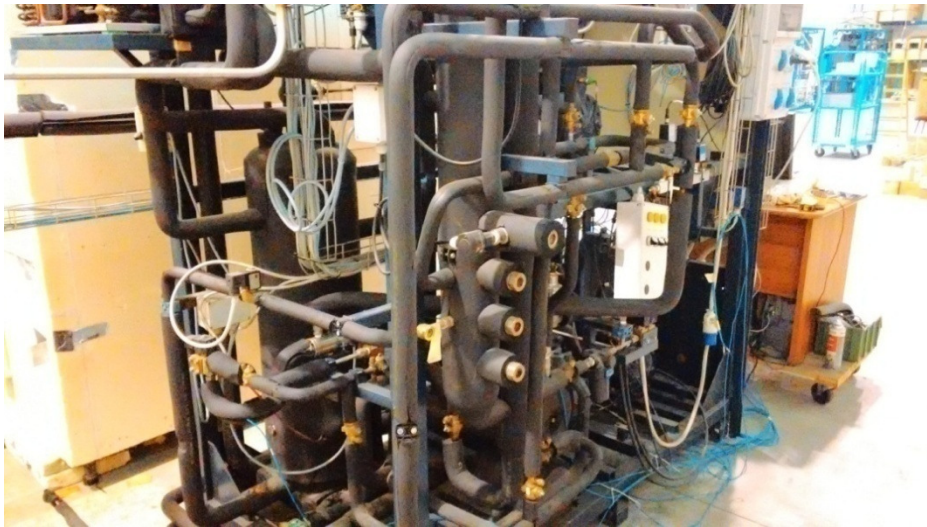


Figura 3.16: Impianto per i test

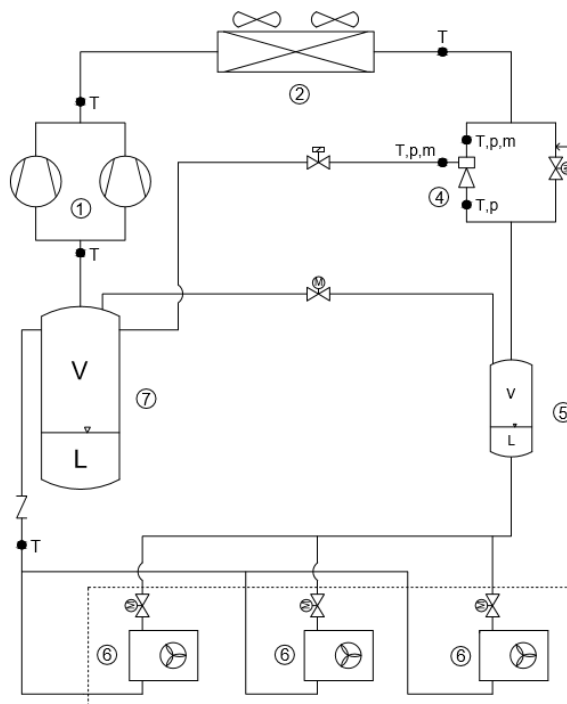


Figura 3.17: Schema semplificato della macchina

Di seguito viene riportata una descrizione dei due compressori (Fig. 3.18) e dell'eiettore (Fig. 3.22) presenti nell'impianto. Le caratteristiche degli strumenti utilizzati per le misurazioni sono invece descritte nel paragrafo successivo. I compressori sono di produzione dell'azienda *Dorin* e sono così denominati:

- Compressore CD300H
- Compressore CD380H



Figura 3.18: Compressori presenti nella macchina di prova

Nelle figure successive sono illustrate le loro caratteristiche tecniche principali, il loro campo di funzionamento ed il layout costruttivo.

Modello Model Modèle Typ	Cilindri Cylinders Cylindres Zylinder	Volume Spost. Displacement Volume bal. Fördervolumen [m³/h] @ 50 Hz	HP	RPM @ 50 Hz	Aspirazione Suction Aspiration Saugventil		Scarico Discharge Refoulement Druckventil		Peso netto Net weight Poids net Nettogewicht [kg]	Carica olio Oil charge Charge huile Ölfüllung [kg]
					socket welding [mm]	butt welding [mm]	socket welding [mm]	butt welding [mm]		
CD 300H	2	1,46	3,0	1450	10	14	10	14	73	1,3
CD 380H	2	3,00	3,8	1450	10	14	10	14	77	1,3

Figura 3.19: Caratteristiche tecniche

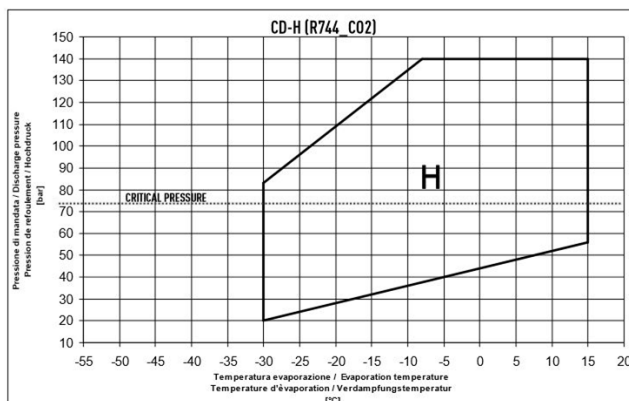


Figura 3.20: Campo di lavoro dei compressori in funzione della pressione di mandata e della temperatura di evaporazione

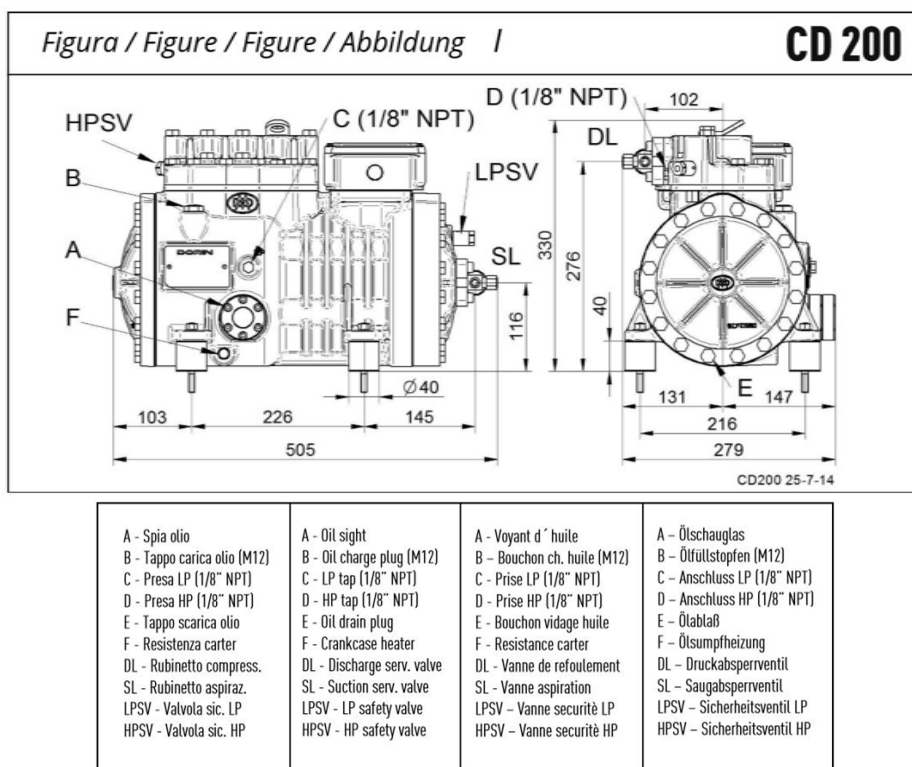


Figura 3.21: Layout costruttivo dei compressori

In figura 3.22 è riportata un'immagine dell'eiettore installato nella macchina, dove si possono distinguere la tubazione di ingresso, la tubazione di uscita e la tubazione di aspirazione, la quale è posizionata nella parte superiore.



Figura 3.22: Eiettore installato nell'impianto

Nella figura successiva è invece riportato uno schema della geometria interna dell'eiettore, che come accennato in precedenza è fissa. I valori di riferimento per l'eiettore in oggetto sono quelli presenti nella colonna VEJ2.

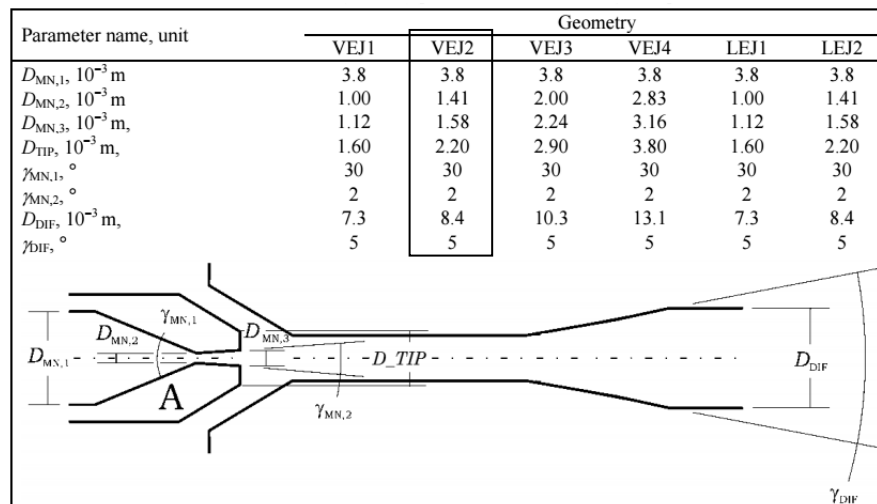


Figura 3.23: Geometria dell'eiettore

3.4.2 Strumentazione

La strumentazione a disposizione comprende sensori di temperatura, sensori di pressione, e misuratori di portata di massa. Nello schema riportato in precedenza è evidenziato il posizionamento di tali strumenti di misura ("T" misura di temperatura, "p" misura di pressione, "m" misura di portata). Per le misure di temperatura sono state utilizzate delle termocoppie di tipo T (Rame-Costantana), posizionate nei seguenti punti:

- Aspirazione compressore
- Mandata compressore
- Ingresso eiettore
- Aspirazione eiettore
- Uscita eiettore
- Uscita gas-cooler
- Uscita evaporatore

Inoltre una termocoppia è stata dedicata alla misura della temperatura ambiente.

Le misure di pressione sono state realizzate tramite sensori di tipo piezoresistivo HUBA OEM 511 (Fig. 3.24). Questo tipo di sensore misura la pressione relativa ed ha un campo di misura che va da 0 a 160 bar. Le pressioni misurate sono le seguenti:

- Pressione in ingresso all'eiettore
- Pressione in aspirazione all'eiettore
- Pressione in uscita dall'eiettore



Figura 3.24: Sonda di pressione

La portata di massa è stata misurata tramite due misuratori di tipo *Coriolis* (vedi Appendice):

- Misuratore MicroMotion D12
- Misuratore Endress+Hauser Promass 83

Nella tabella seguente vengono riportate le caratteristiche della strumentazione utilizzata, in particolare la precisione di misura.

Tabella 3.2: Caratteristiche dei sensori utilizzati nei test

Strumento	Range	Precisione	Note
Termocoppie tipo T		$\pm 0.2^{\circ}\text{C}$	Sensori di temperatura
Sensore di pressione	0 – 160 bar	$\pm 0.3\%$ Fondo scala	Ingresso eiettore – Alta p
Sensore di pressione	0 – 160 bar	$\pm 0.3\%$ Fondo scala	Uscita eiettore
Sensore di pressione	0 – 160 bar	$\pm 0.3\%$ Fondo scala	Aspirazione eiettore – Bassa p
Misuratore Coriolis	0 - 450 kg/h	$\pm 0.5\%$ Lettura	Flusso principale
Misuratore Coriolis	0 - 300 kg/h	$\pm 0.4\%$ Lettura	Flusso aspirato

I segnali uscenti dai diversi misuratori sono stati acquisiti tramite un sistema di acquisizione dati *National Instruments* FP-1601 (Fig. 3.25).

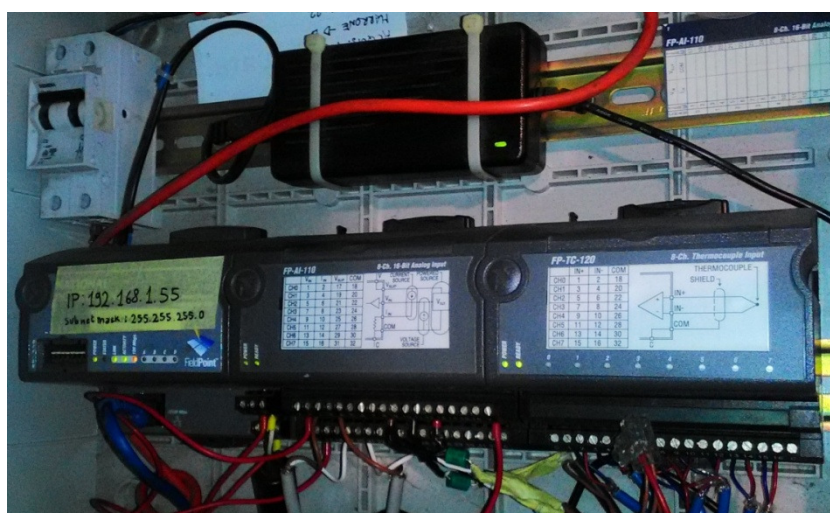


Figura 3.25: Schede di acquisizione dati

Tale sistema è stato impostato per acquisire e convertire i segnali in uscita dai diversi sensori ogni due secondi. Successivamente, per l'elaborazione dei dati, tali misure acquisite sono state mediate su intervalli di tempo più lunghi, ad esempio un minuto. La figura 3.26 mostra in maniera indicativa l'interfaccia grafica utilizzata per i test, dove è riportato l'andamento in funzione del tempo delle diverse grandezze misurate.

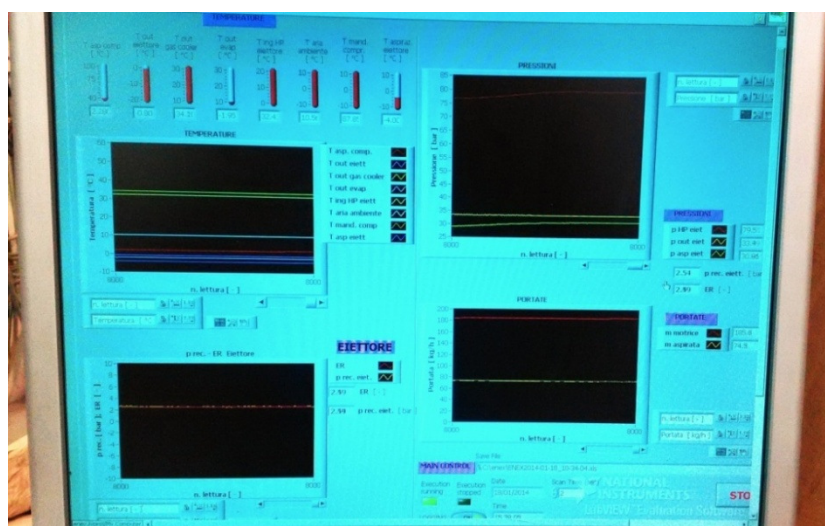


Figura 3.26: Interfaccia grafica

3.4.3 Attività sperimentale

L'obiettivo principale dell'attività sperimentale è stato quello di analizzare il funzionamento dell'eiettore in un ampio range di temperature di evaporazione (da 0°C a -15°C). Prestazioni di eiettori a temperature di evaporazione molto basse difficilmente si trovano descritte in letteratura ma sono certamente di interesse dal punto di vista pratico. Durante la fase di test sono sorte alcune limitazioni a causa delle condizioni ambiente non controllate e della struttura della macchina di prova, la quale è dotata di un gas-cooler raffreddato ad aria.

Le diverse condizioni operative testate sono di seguito riassunte:

- La pressione superiore di ciclo è stata variata da 50 bar a 95 bar
- La pressione in aspirazione all'eiettore è stata variata da 22,5 bar a 34 bar. La temperatura di evaporazione corrispondente va da -15°C a 0°C

Come già sottolineato all'inizio del capitolo, i parametri tipici utilizzati per descrivere un eiettore sono il salto di pressione Δp e il fattore di ricircolo Φ . Alcuni risultati derivanti dall'analisi sperimentale sono illustrati nei grafici seguenti. Nella figura 3.27 sono riportate in un diagramma pressione-entalpia le diverse condizioni

operative testate. Nello specifico sono plottate le condizioni in ingresso all'eiettore e i diversi colori utilizzati rappresentano diversi range di temperatura di evaporazione. La figura 3.28 mostra il salto di pressione in funzione del fattore di ricircolo per diversi valori della pressione superiore di ciclo. Come atteso, per un dato valore dell'alta pressione e della temperatura di evaporazione, il salto di pressione decresce all'aumentare del fattore di ricircolo. Infatti, a parità di energia di espansione recuperata, l'eiettore può ricircolare una piccola portata attraverso un ampio salto di pressione o viceversa può ricircolare molta portata attraverso un piccolo salto di pressione.

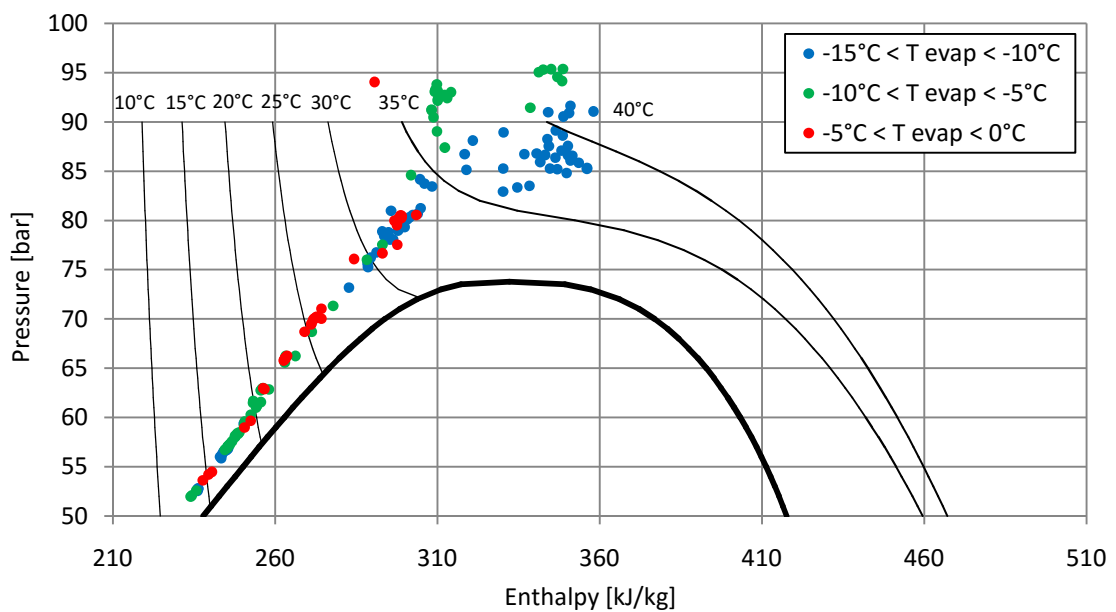


Figura 3.27: Condizioni di ingresso all'eiettore riportate in un diagramma pressione-entalpia

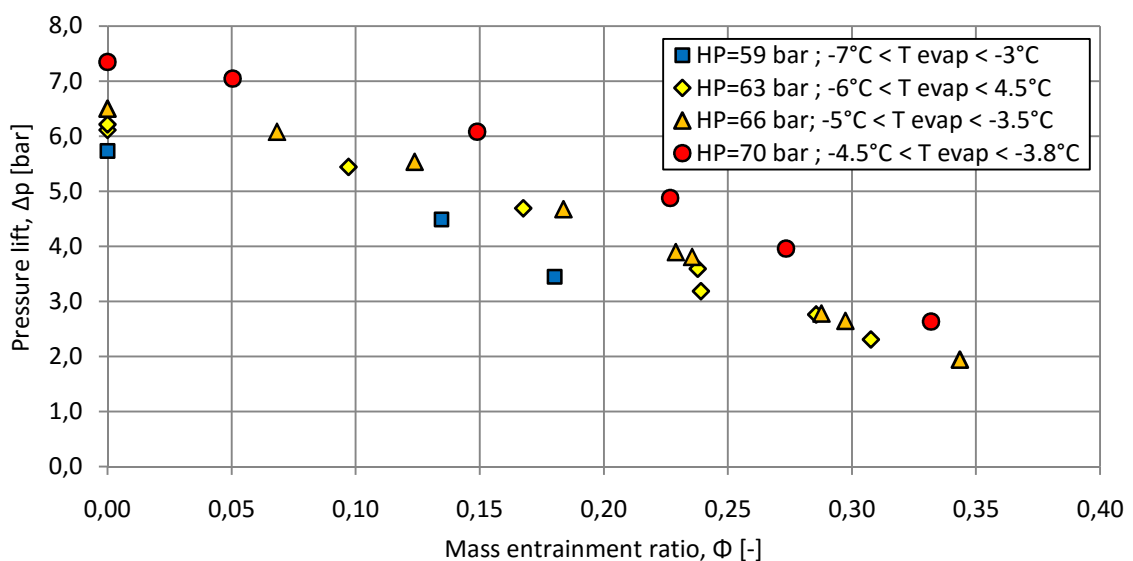


Figura 3.28: Salto di pressione in funzione del fattore di ricircolo

Un parametro interessante che caratterizza ulteriormente l'eiettore è riportato in figura 3.29, dove il salto di pressione massimo è espresso in funzione della pressione superiore di ciclo. Il massimo salto di pressione possibile si ottiene quando la portata di massa aspirata dall'eiettore tende a zero. In queste condizioni tutta l'energia cinetica recuperata nell'ugello d'ingresso viene dissipata nella successiva zona di miscelamento e nel diffusore. I risultati dimostrano che il salto di pressione massimo cresce all'aumentare della pressione superiore di ciclo

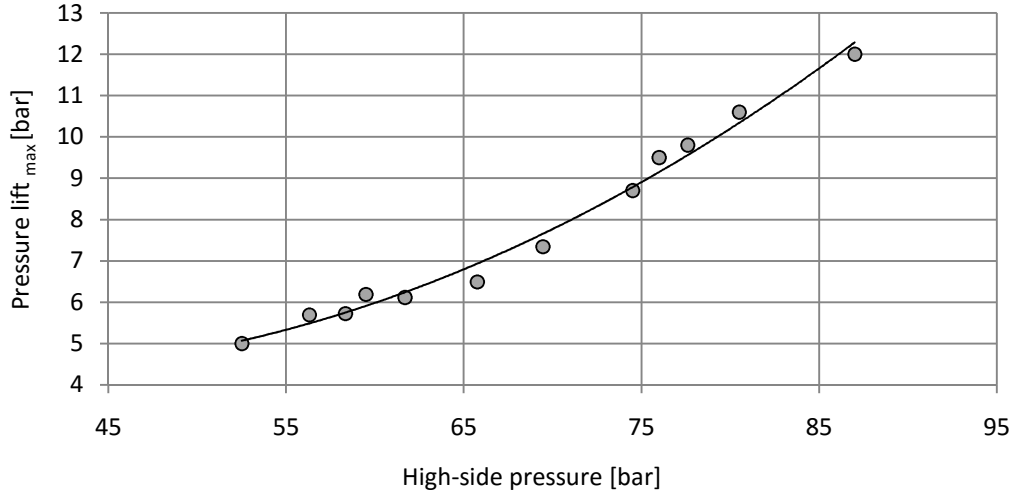


Figura 3.29: Salto di pressione massimo in funzione della pressione superiore di ciclo

Sulla base dei dati sperimentali raccolti si è cercato di modellizzare il comportamento dell'eiettore tramite una correlazione. Le performance dell'eiettore possono essere espresse tramite la seguente funzione, in accordo con quanto riportato da Banasiak et al. (2015) [23]. Il fattore di ricircolo è espresso in funzione del salto di pressione e delle condizioni di ingresso al motive nozzle dell'eiettore.

$$\dot{m}_{sn}/\dot{m}_{mn} = K_1 \left(p_{out,ejector}/p_{sn} \right)^2 + K_2 \left(p_{out,ejector}/p_{sn} \right) + K_3 \quad (3.9)$$

con i parametri K_1 , K_2 , K_3 definiti nel modo seguente:

$$K_i = \left[k_{i,1} \rho_{mn}^2 + k_{i,2} \rho_{mn} + k_{i,3} (p_{mn}/p_{cr})^2 + k_{i,4} p_{mn}/p_{cr} \right] (k_{i,5} p_{sn}/p_{cr} + k_{i,6}) \quad (3.10)$$

dove $\dot{m}_{sn}/\dot{m}_{mn}$ [kg s⁻¹] rappresenta il rapporto tra la portata in aspirazione all'eiettore e quella in ingresso al motive nozzle, ρ_{mn} [kg m⁻³] la densità al motive nozzle, p_{mn}/p_{sn} [-] il rapporto tra la pressione al motive e al suction nozzle, p_{cr} [bar] la pressione critica dell'anidride carbonica e $p_{out,ejector}$ [bar] la pressione all'uscita dell'eiettore.

La ricerca della funzione che descrive in modo ottimale il comportamento dell'eiettore è stata realizzata con l'ausilio del software *Matlab*. I valori dei coefficienti $k_{i,1} \dots k_{i,6}$ ottenuti sulla base dell'attività sperimentale precedentemente descritta sono riportati nella tabella 3.3. E' stato verificato che la correlazione trovata (Eq. (3.9) con i coefficienti della tabella 3.3) è in grado di riprodurre il 95% dei dati sperimentali con un errore assoluto massimo sul fattore di ricircolo pari a ± 0.03 .

Tabella 3.3: Coefficienti per l'Eq.(3.9) ottenuti dai dati sperimentali

Coefficient K_i	$k_{i,1}, m^6 kg^{-2}$	$k_{i,2}, m^3 kg^{-1}$	$k_{i,3}$	$k_{i,4}$	$k_{i,5}$	$k_{i,6}$
i=1	$-2.48970 \cdot 10^{-5}$	$6.94652 \cdot 10^{-2}$	$6.01439 \cdot 10$	$-1.09356 \cdot 10^2$	$4.70518 \cdot 10^{-1}$	$-5.65801 \cdot 10^{-2}$
i=2	$-2.69725 \cdot 10^{-5}$	$-2.01542 \cdot 10^{-2}$	$-4.61291 \cdot 10$	$8.21127 \cdot 10$	$8.06252 \cdot 10^{-1}$	$-3.95896 \cdot 10^{-2}$
i=3	$6.14863 \cdot 10^{-6}$	$-1.46421 \cdot 10^{-3}$	2.87205	-5.05905	3.20262	$2.96680 \cdot 10^{-1}$

L'attività ha così permesso di indagare il comportamento di un eiettore reale, se pure di prima generazione, al variare delle condizioni e di descriverne le prestazioni. Tale modello può essere utilizzato per analizzare le prestazioni di una macchina che lo utilizzi in luogo della valvola di espansione.

CAPITOLO IV

ANALISI SPERIMENTALE E TEORICA DI UNA POMPA DI CALORE INVERTIBILE A CO₂

4.1 Descrizione del prototipo

L'azienda *Enex S.r.l* ha sviluppato un prototipo di pompa di calore ad anidride carbonica invertibile, che può quindi lavorare sia in modalità pompa di calore sia in modalità refrigeratore (detto anche chiller), utilizzando l'aria esterna come sorgente o pozzo di calore. La particolarità di questa macchina è data dalla possibilità di invertire il ciclo direttamente lato fluido frigorigeno. Nelle figure successive è riportato lo schema di tale macchina, sia in maniera semplificata (Fig. 4.1) che in maniera dettagliata (Fig. 4.2).

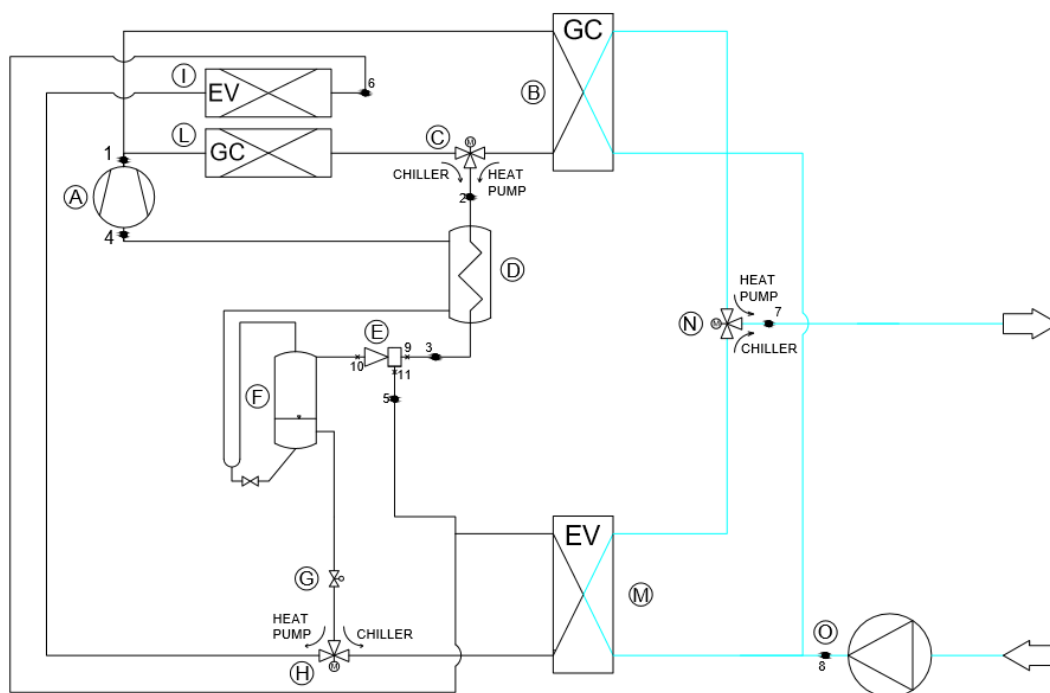


Figura 4.1 Schema semplificato del prototipo

Diversamente da una classica pompa di calore, per poter rendere possibile l'inversione del ciclo sono stati installati due gas-cooler, due evaporatori e alcune valvole a tre vie. Nell'ottica di sviluppare un sistema da lanciare sul mercato in tempi

brevi, l'utilizzo di una valvola a quattro vie è stato ritenuto prematuro, considerata la limitata disponibilità di questo componente e la mancanza di riscontri sulla sua affidabilità. Si è scelto poi di sfruttare la tecnologia dell'eiettore bifase, in sostituzione della valvola di laminazione, per cercare di raggiungere delle performance competitive. La scelta è ricaduta su un set di eiettori prodotto dall'azienda *Danfoss*, già presentato brevemente nel Capitolo 3 e descritto in maniera estesa da Banasiak et al. (2015) [23]. La logica di controllo di tale dispositivo permette di attivare uno o più eiettori in relazione alle condizioni di lavoro istantanee in modo da ottimizzare il livello di pressione in uscita. È quindi possibile, giocando sul numero di eiettori attivi e mantenendo un certo livello dell'alta pressione in accordo con la temperatura ambiente e con la richiesta di carico, ottenere un funzionamento che massimizza il coefficiente di effetto utile dall'intera macchina.

Il compressore, di produzione dell'azienda *Dorin* è di tipo alternativo semiermetico. Esso è dotato di un inverter che permette di modulare la capacità.

In modalità pompa di calore, l'anidride carbonica elaborata dal compressore (A) fluisce attraverso il gas-cooler, costituito in questo caso da uno scambiatore a piastre (B), dove l'acqua di riscalda. Il flusso d'acqua proveniente dal circuito idronico è direzionato verso il gas-cooler attraverso una valvola a tre vie (N). Dopo il gas-cooler il refrigerante attraversa una valvola a tre vie (C) e raggiunge uno scambiatore rigenerativo tubo in tubo (D) dove subisce un raffreddamento e contemporaneamente contribuisce al surriscaldamento del vapore in ingresso al compressore. Successivamente il refrigerante ad alta pressione entra nel set di eiettori bifase (E) dove si espande, richiama il vapore a bassa pressione proveniente dall'evaporatore e si miscela con esso. La funzione dell'eiettore è quella di recuperare parte dell'energia di espansione e utilizzarla per precomprimere il vapore in uscita dall'evaporatore in modo da limitare la spesa al compressore e ridurre le perdite normalmente legate al processo di laminazione. In uscita dall'eiettore l'anidride carbonica è raccolta in un separatore liquido-vapore (F) dal quale il compressore aspira il vapore. Il liquido, che si raccoglie invece nella parte inferiore del separatore, viene espanso tramite una valvola di laminazione (G) e attraverso un'altra valvola a tre vie (H) raggiunge l'evaporatore (I), costituito in questo caso da una batteria alettata in cui l'anidride carbonica assorbe calore dall'aria esterna

Per passare alla modalità chiller basterà invertire il flusso agendo sulle valvole a tre vie appena menzionate, due sul circuito del refrigerante (C e H) e una sul circuito dell'acqua (N). In questo caso il gas-cooler è costituito da una batteria alettata (L) in cui l'anidride carbonica cede calore all'aria esterna mentre l'evaporatore è costituito da uno scambiatore a piastre (M) dove l'acqua si raffredda.

Per quando riguarda il circuito dell'acqua, esso è costituito in maniera molto semplice da un piccolo serbatoio dal quale l'acqua viene presa e scaricata tramite una pompa (O).

4.2 Strumentazione

La strumentazione a disposizione ha permesso di effettuare misure di temperatura, pressione e portata di massa. Per le misure di temperatura sono state utilizzate otto termocoppie di tipo T (rame-costantana), che sono state posizionate nei seguenti punti, visibili anche nello schema semplificato:

- (1) mandata compressore
- (2) uscita (comune) gas-cooler
- (3) ingresso eiettore (uscita scambiatore rigenerativo)
- (4) aspirazione compressore
- (5) uscita (comune) evaporatore
- (6) aspirazione eiettore
- (7) uscita acqua scambiatore
- (8) ingresso acqua scambiatore

La temperatura dell'aria esterna è stata determinata mediando il segnale ottenuto da ulteriori tre termocoppie.

La pressione è stata misurata tramite dei sensori di tipo piezoresistivo HUBA OEM 511. Questo tipo di sensore misura la pressione relativa e ha una precisione pari circa allo 0,3% del valore di fondo scala. Il suo campo di misura va da 0 a 160 bar. Le pressioni misurate sono le seguenti:

- (9) pressione mandata compressore (pressione ingresso eiettore)
- (10) pressione aspirazione compressore (pressione uscita eiettore)
- (11) pressione evaporazione (pressione aspirazione eiettore)

La portata di massa è stata misurata tramite dei misuratori di tipo Coriolis:

- Micro Motion (C50) per la misura della portata di massa elaborata dal compressore
- Micro Motion (C25) per la misura della portata di massa aspirata dall'eiettore

Le caratteristiche fondamentali che distinguono tra loro i misuratori Micro Motion sono il range di portata misurabile, le pressioni operative e la caduta di pressione. Il range di portata è caratterizzato dal valore minimo e dal valore massimo di portata che lo strumento è in grado di misurare correttamente.

Tabella 4.1: Caratteristiche dei misuratori di portata

	C25	C50
Portata minima a fondo scala [kg/h]	204	546
Portata massima a fondo scala [kg/h]	2724	10884
Pressione massima operativa [bar]	69	138

Come si può vedere dai valori riportati in tabella, il range di portate che i misuratori sono in grado di gestire è molto ampio. Tali misuratori sono quindi in grado di misurare con elevata accuratezza le portate che circolano nella macchina nelle diverse condizioni operative in cui essa si troverà a lavorare; l'accuratezza di questi strumenti è infatti pari al $\pm 4\%$ della portata misurata. Una descrizione più accurata di tali strumenti è presente in appendice, dove viene riportata anche la procedura di taratura che è stata effettuata su questi misuratori.

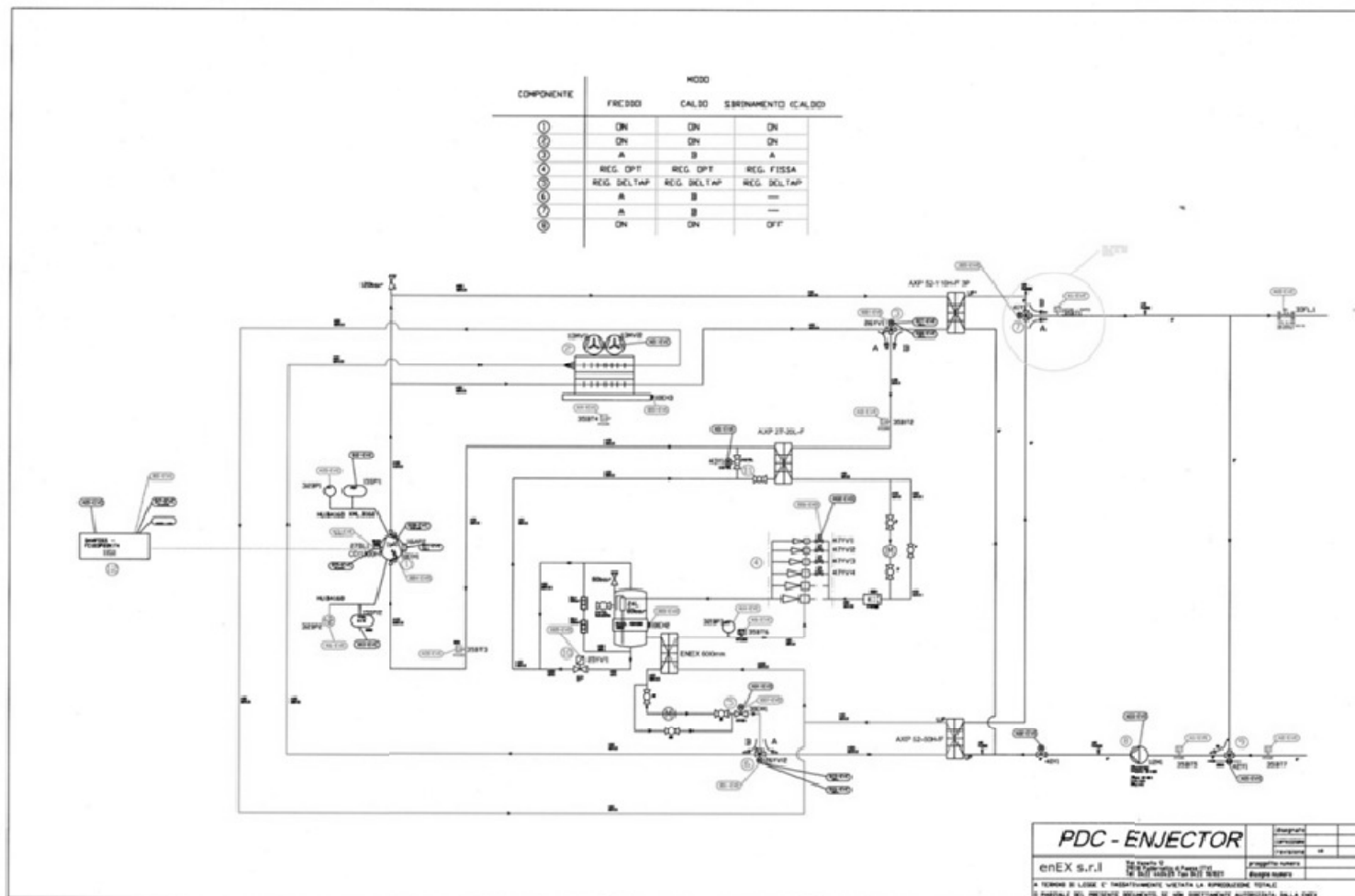


Figura 4.2: Schema dettagliato della macchina

4.3 Test effettuati presso l'azienda *Enex S.r.l*

La macchina è stata testata prima in modalità chiller portando la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore a piastre da una temperatura iniziale di circa 30°C a una temperatura finale di circa 10°C. Successivamente il ciclo è stato invertito e sono iniziate le prove in modalità pompa di calore, portando l'acqua in ingresso allo scambiatore da una temperatura di circa 15°C a una temperatura di circa 70°C.

Il sistema di acquisizione dati è lo stesso presentato nel paragrafo 3.4.2 ed è stato impostato in modo da acquisire i valori misurati dai sensori a intervalli di due secondi. Successivamente, per l'elaborazione dei dati, tali misure sono state mediate sull'intervallo di tempo di un minuto, in presenza di segnali stabili.

I calcoli che sono stati fatti a valle dei test sono riferiti a un set di misure ricavate dalla totalità delle misurazioni. In particolare, in modalità pompa di calore, sono state valutate le prestazioni della macchina con acqua in ingresso al gas-cooler alla temperatura di circa 15/20/25/30/35/40/45/50°C. Mentre in modalità chiller le misure di riferimento sono state quelle con acqua in ingresso all'evaporatore alla temperatura di circa 30/25/20/15/10°C.

Per elaborare i dati raccolti è stato utilizzato il software *Refprop* [24], che sfrutta un database in cui sono raccolte le proprietà di una vasta gamma di fluidi, tra cui l'anidride carbonica. L'analisi dei dati relativi al funzionamento della macchina è partita dal compressore; il costruttore rende infatti disponibili dei polinomi (Tab. 4.2) che permettono di risalire ai valori della portata elaborata e della potenza elettrica spesa. Sulla base di questo sono state costruite le curve del rendimento volumetrico (η_v) e del rendimento globale (η_g) in funzione del rapporto delle pressioni (r_p) (Fig. 4.3. e Fig 4.4).

Tabella 4.2: Polinomi per il calcolo della potenza spesa e della portata elaborata dal compressore

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
m [kg/s]	2,45E-01	6,83E-03	-1,03E-03	6,41E-05	-7,90E-06	2,99E-06	0	0	0	0
P [W]	-1,14E+04	-4,34E+02	4,61E+02	-5,10E+00	6,53E+00	-3,13E+00	-1,70E-02	2,25E-02	-1,77E-02	8,52E-03
Polynomial	$y = C1 + C2*to + C3*pc + C4*to^2 + C5*to*pc + C6*pc^2 + C7*to^3 + C8*pc*to^2 + C9*to*pc^2 + C10*pc^3$									
to = Evaporating temperature [°C]										
pc = Discharge pressure [bar]										

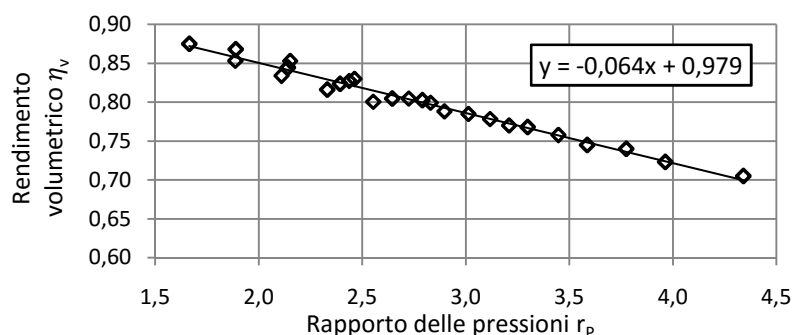


Figura 4.3: Curva del rendimento volumetrico del compressore

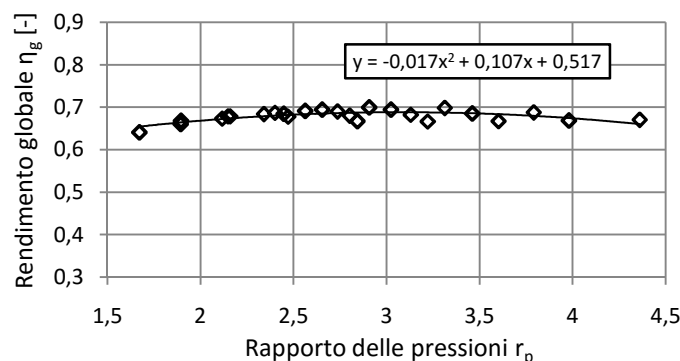


Fig 4.4: Curva del rendimento globale del compressore

La tabella seguente mostra invece come sono stati organizzati i valori resi disponibili dal sistema di acquisizione dati (otto temperature, tre pressioni e due portate).

Tabella 4.3 Esempio di rappresentazione dei valori misurati dai diversi sensori

$T_{asp,comp}$	$T_{mand,comp}$	$T_{out,gc}$	$T_{in,elett}$	$T_{asp,elett}$	$T_{out,evap}$	T_{in,H_2O}	T_{out,H_2O}	$p_{in,elett}$	$p_{out,elett}$	$p_{asp,elett}$	$m_{motrice}$	$m_{aspirata}$
23,6	85,5	42,8	39,2	10,3	10,3	40,7	58,8	96,4	48,4	43,7	906,4	600,5
23,7	85,4	42,8	39,2	10,3	10,4	40,9	58,8	96,3	48,5	43,8	896,2	589,7
23,7	85,3	42,9	39,3	10,4	10,4	40,9	58,8	96,1	48,5	43,8	888,9	594,7
23,8	85,2	42,9	39,3	10,4	10,4	40,9	58,9	96,0	48,5	43,8	888,2	579,6
23,4	85,1	42,9	39,4	10,4	10,5	40,9	58,9	95,8	48,5	43,8	884,8	572,2
22,7	84,7	42,9	39,4	10,5	10,5	40,9	58,9	95,8	48,6	43,9	887,4	542,4
22,5	84,0	43,0	39,3	10,5	10,5	40,9	59,0	96,0	48,6	43,8	881,9	553,2
22,8	83,9	43,1	39,4	10,5	10,5	40,9	58,9	96,1	48,5	43,8	879,7	534,5
23,1	84,1	43,1	39,6	10,4	10,5	40,9	58,9	96,1	48,5	43,8	878,6	554,5
23,3	84,4	43,1	39,7	10,4	10,4	40,9	58,9	96,1	48,5	43,8	872,7	568,1
23,5	84,6	43,1	39,7	10,4	10,4	40,9	58,8	96,1	48,5	43,8	872,7	564,0
23,6	84,7	43,1	39,8	10,4	10,4	40,9	58,8	96,1	48,5	43,7	872,9	575,7
23,8	84,8	43,1	39,8	10,3	10,4	41,0	58,8	96,0	48,4	43,7	872,3	567,7
23,9	85,0	43,1	39,8	10,3	10,3	41,0	58,8	96,0	48,4	43,7	871,3	553,1
23,9	85,0	43,2	39,8	10,3	10,3	41,0	58,8	96,0	48,4	43,6	869,1	547,3
24,0	85,1	43,2	39,8	10,3	10,3	41,0	58,9	96,0	48,4	43,6	866,1	542,0
24,0	85,2	43,3	39,8	10,3	10,3	41,1	58,9	96,0	48,4	43,6	864,6	557,8
24,1	85,3	43,3	39,9	10,3	10,3	41,1	58,9	96,0	48,4	43,6	862,8	553,0
24,1	85,3	43,3	39,9	10,3	10,3	41,1	59,0	96,0	48,4	43,5	862,4	571,7
24,1	85,4	43,3	39,9	10,3	10,2	41,1	59,1	95,9	48,4	43,5	859,7	563,3
24,1	85,4	43,3	39,9	10,2	10,2	41,1	59,1	95,9	48,3	43,5	860,6	555,4
23,9	85,5	43,3	39,9	10,2	10,2	41,2	59,2	95,9	48,3	43,5	860,2	552,3
23,3	85,3	43,3	39,9	10,2	10,2	41,3	59,2	95,9	48,3	43,5	865,2	556,6
22,8	84,7	43,3	39,8	10,2	10,2	41,3	59,2	96,0	48,4	43,5	870,4	544,9
22,9	84,3	43,4	39,8	10,2	10,2	41,4	59,2	96,2	48,3	43,4	864,7	529,2
23,1	84,5	43,4	39,9	10,2	10,2	41,4	59,3	96,2	48,3	43,4	862,0	529,4
23,5	84,9	43,1	39,6	10,3	10,3	41,0	59,0	97,0	49,4	44,7	873,9	559,7

In questo modo risultano ben evidenziate le misure di temperatura [°C], pressione [bar] e portata di massa [kg h⁻¹]. I valori presenti nell'ultima riga rappresentano la media delle misurazioni fatte in un minuto. Va sottolineato che i valori di portata misurati dai sensori non sono poi stati presi in considerazione in sede di calcolo a causa delle instabilità riscontrate in alcune misurazioni e riconducibili alle vibrazioni indotte in prossimità degli strumenti.

Il grafico di figura 4.5 rappresenta indicativamente il profilo di temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dal gas-cooler in modalità pompa di calore. Come sottolineato in precedenza, si può vedere che durante la fase di test l'acqua è stata lentamente riscaldata. Il circuito dell'acqua utilizzato per la prova non presenta infatti alcun controllo di temperatura. Per questo motivo i segnali acquisiti sono stati mediati su un intervallo di un minuto; periodo di tempo in cui la temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dal gas-cooler, data la variazione molto lenta, si può ritenere circa costante.

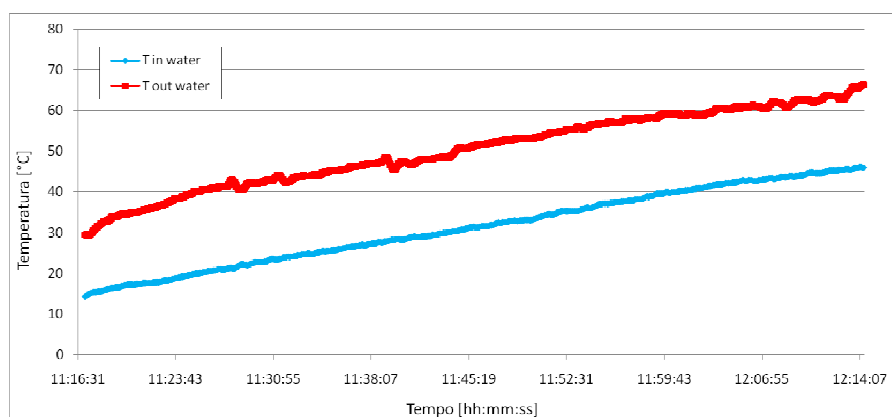


Figura 4.5 Profilo di temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dal gas-cooler in modalità pompa di calore

Come è stato accennato in precedenza, tra tutte le misurazioni acquisite sono stati scelti dei dati rappresentativi per l'elaborazione. Nella tabella successiva sono riportate le principali grandezze di interesse derivanti dall'analisi di queste misurazioni.

Tabella 4.4 Risultati dell'elaborazione dei test effettuati

	$T_{in,motive}$ [°C]	$p_{in,motive}$ [bar]	$\dot{h}_{in,motive}$ [kJ kg ⁻¹]	$T_{out,gas-cooler}$ [°C]	$\dot{m}_{suction}$ [kg h ⁻¹]	Φ [-]	Δp [bar]	Π [-]	COP [-]
Pompa di calore	26,6	71,9	275,0	29,6	485,15	0,63	2,47	1,07	4,94
	23,9	78,5	259,7	30,0	431,15	0,65	2,11	1,06	4,14
	24,7	81,9	261,1	32,6	367,89	0,63	1,81	1,06	3,56
	27,6	95,7	265,5	34,7	466,78	0,67	2,29	1,06	3,63
	37,4	99,9	300,0	41,7	603,57	0,62	4,56	1,10	3,74
	38,7	98,6	307,8	42,6	591,52	0,61	4,73	1,11	3,56
	39,6	97,0	315,9	43,1	546,47	0,56	4,78	1,11	3,39
	40,1	99,0	315,1	43,8	522,98	0,55	5,17	1,12	3,27
	41,6	100,1	322,3	45,9	395,84	0,47	5,79	1,15	2,81
Chiller	46,1	105,5	340,6	50,9	399,70	0,39	6,34	1,14	2,6
	29,0	71,5	291,3	29,6	481,99	0,57	2,83	1,07	4,08
	27,4	83,1	270,5	31,0	664,23	0,74	2,80	1,07	4,19
	24,4	84,9	258,9	28,9	573,96	0,74	1,93	1,05	3,68
	25,4	84,5	262,6	29,6	614,31	0,76	2,30	1,06	3,79
	22,9	83,3	254,8	27,9	469,40	0,71	1,50	1,04	3,2

E' opportuno chiarire il significato di alcune di queste grandezze:

- $\dot{m}_{suction}$ rappresenta la portata aspirata dall'eiettore. E' possibile determinarla analiticamente a partire da quella motrice attraverso un bilancio al sistema "eiettore + separatore", assumendo condizioni stazionarie (Fig.4.6).

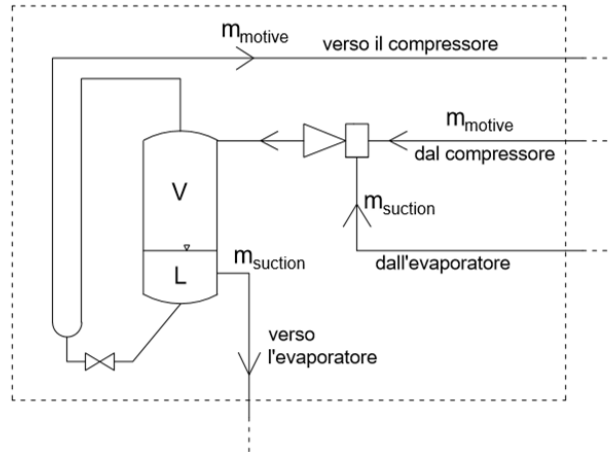


Figura 4.6: Sistema eiettore+separatore

L'equazione seguente esprime il bilancio di energia del sistema con riferimento al volume di controllo tratteggiato in figura.

$$\dot{m}_{motive} * h_{motive} + \dot{m}_{suction} * h_{suction} = \dot{m}_{motive} * h_v + \dot{m}_{suction} * h_l \quad (4.1)$$

Da questo si ricava:

$$\dot{m}_{suction} = \dot{m}_{motive} * \frac{h_{motive} - h_v}{h_l - h_{suction}} \quad (4.2)$$

- Φ (*entrainment ratio* o fattore di ricircolo) è il rapporto tra la portata aspirata dall'eiettore e la portata motrice.
- Δp (*pressure lift* o salto di pressione) è il salto di pressione realizzato dall'eiettore ossia la differenza tra la pressione in uscita dall'eiettore e la pressione a cui viene aspirato il vapore.
- Π (*pressure ratio* o rapporto delle pressioni) è il rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore e la pressione in aspirazione.

Sulla base di queste grandezze sono stati costruiti i seguenti grafici che descrivono il comportamento della macchina nelle due diverse modalità di funzionamento. Per il calcolo del coefficiente di effetto utile COP (in modalità pompa di calore) e dell'indice di efficienza energetica EER (in modalità chiller) si è fatto riferimento alla portata di anidride carbonica determinata con l'ausilio della curva del rendimento volumetrico del compressore.

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2} * (h_{in,gas\ cooler} - h_{out,gas\ cooler})}{P_{compressore}} \quad (4.3)$$

$$EER = \frac{\dot{m}_{CO_2} * (h_{out, evaporatore} - h_{in, evaporatore})}{P_{compressore}} \quad (4.4)$$

La potenza spesa dal compressore è stata determinata tramite la curva del rendimento globale, non tiene quindi conto del consumo degli ausiliari del sistema.

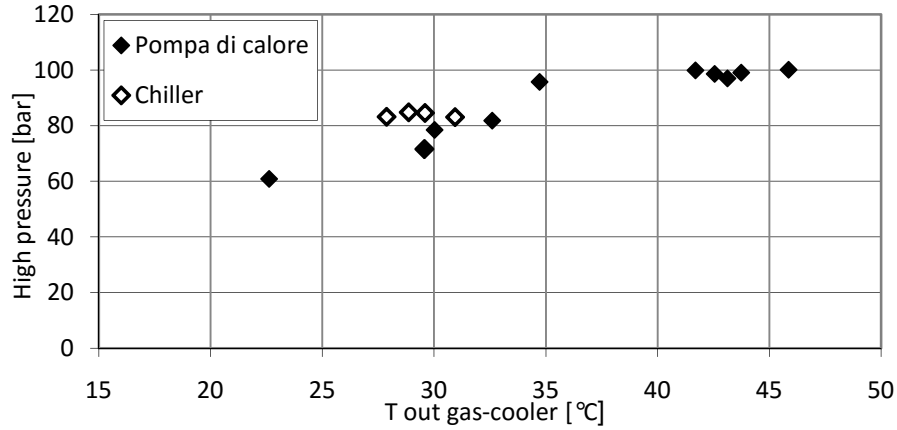


Figura 4.7: Pressione superiore di ciclo in funzione della temperatura della CO₂ in uscita dal gas-cooler

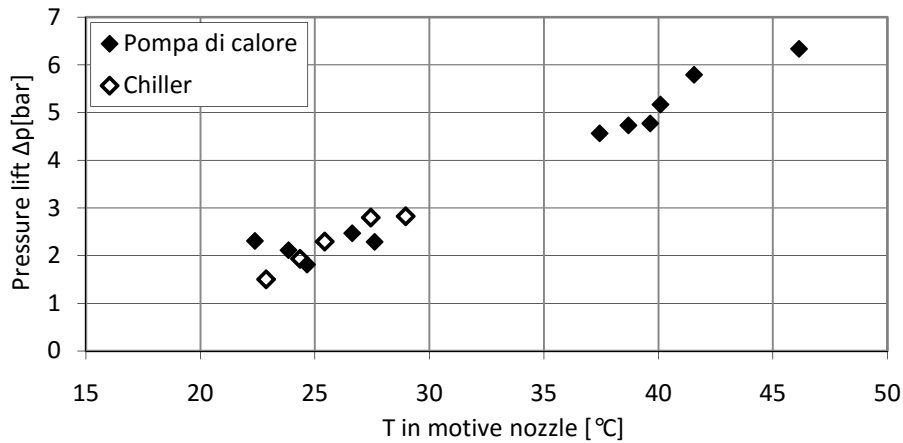


Figura 4.8: Incremento di pressione realizzato dall'eiettore in funzione della temperatura della CO₂ in ingresso all'eiettore

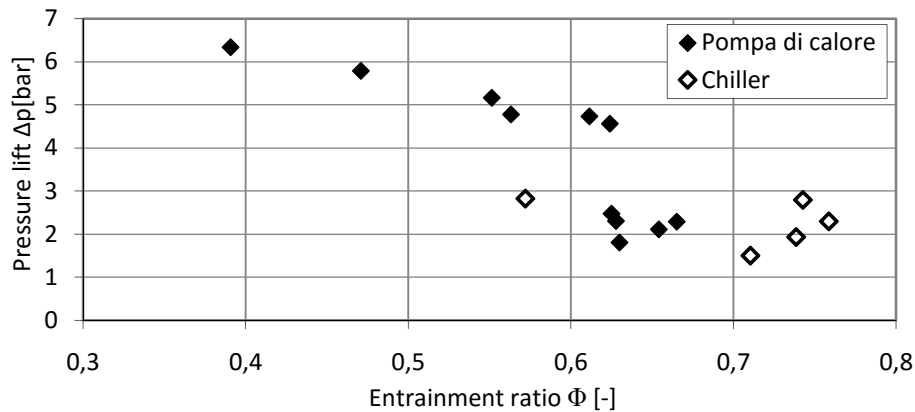


Figura 4.9: Incremento di pressione realizzato dall'eiettore in funzione del fattore di ricircolo

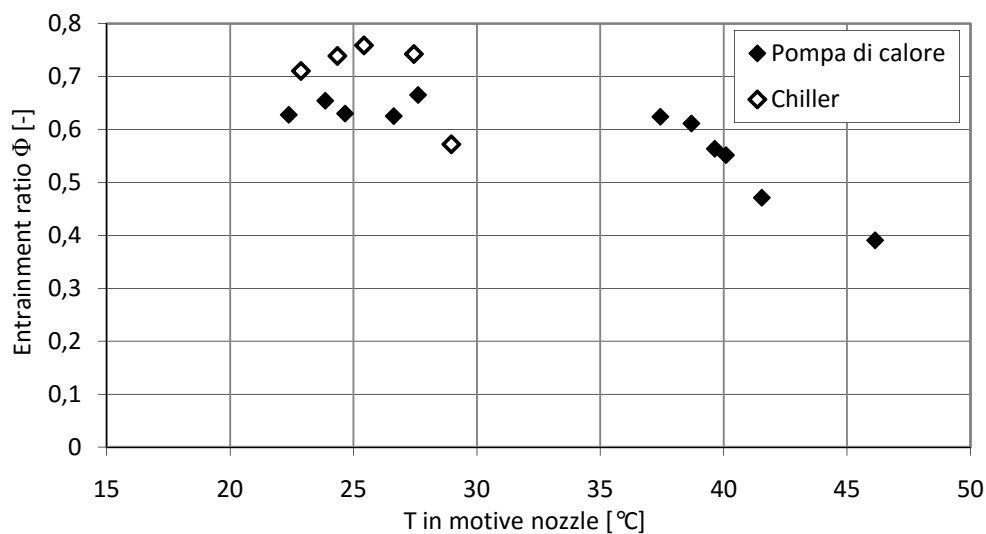


Figura 4.10: Fattore di ricircolo in funzione della temperatura della CO₂ in ingresso all'eiettore

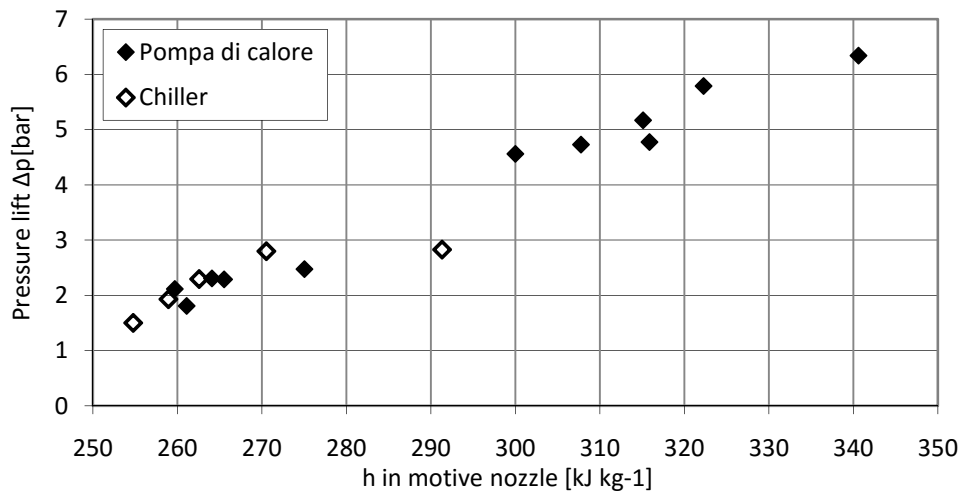


Figura 4.11: Incremento di pressione realizzato dall'eiettore in funzione dell'entalpia della CO₂ in ingresso all'eiettore

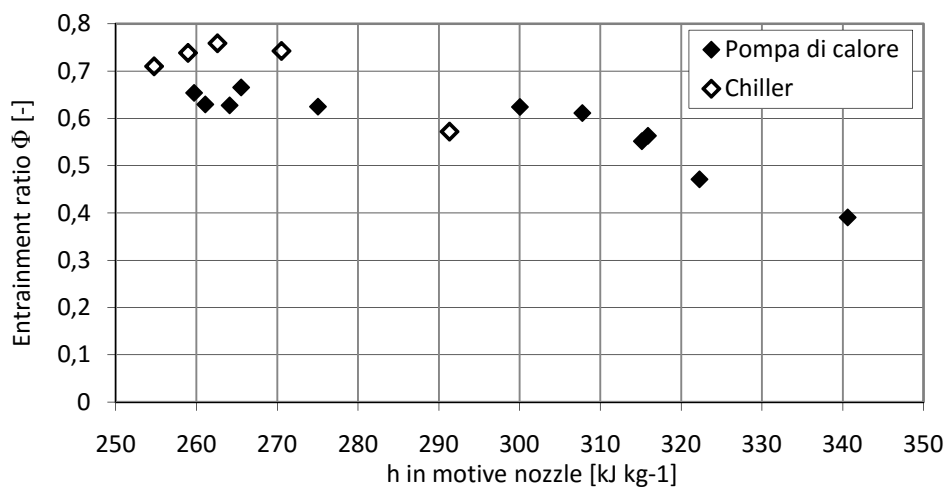


Figura 4.12: Fattore di ricircolo in funzione dell'entalpia della CO₂ in ingresso all'eiettore

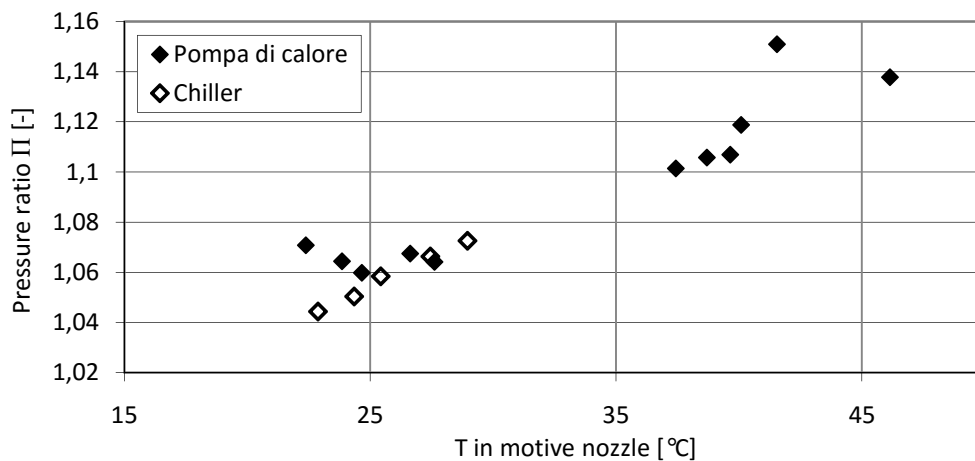


Figura 4.13: Rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore e la pressione di aspirazione in funzione della temperatura della CO_2 in ingresso all'eiettore

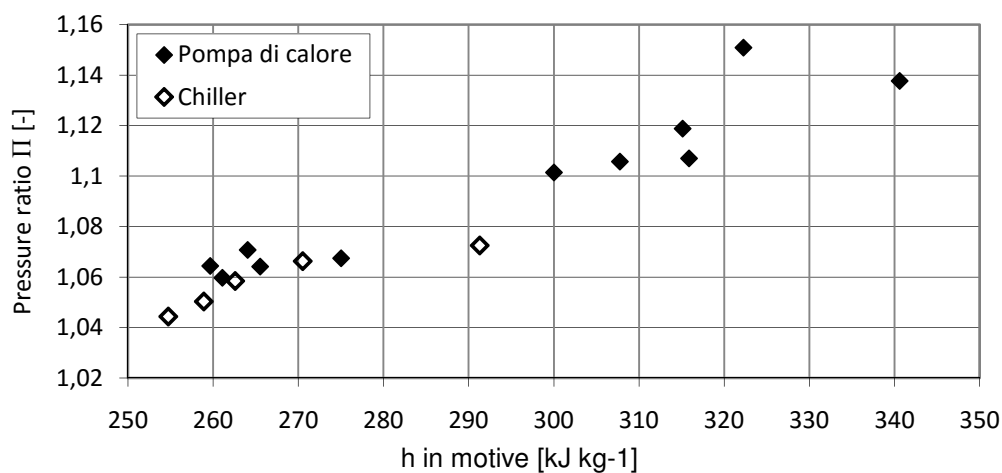


Figura 4.14: Rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore e la pressione del vapore aspirato in funzione dell'entalpia della CO_2 in ingresso all'eiettore

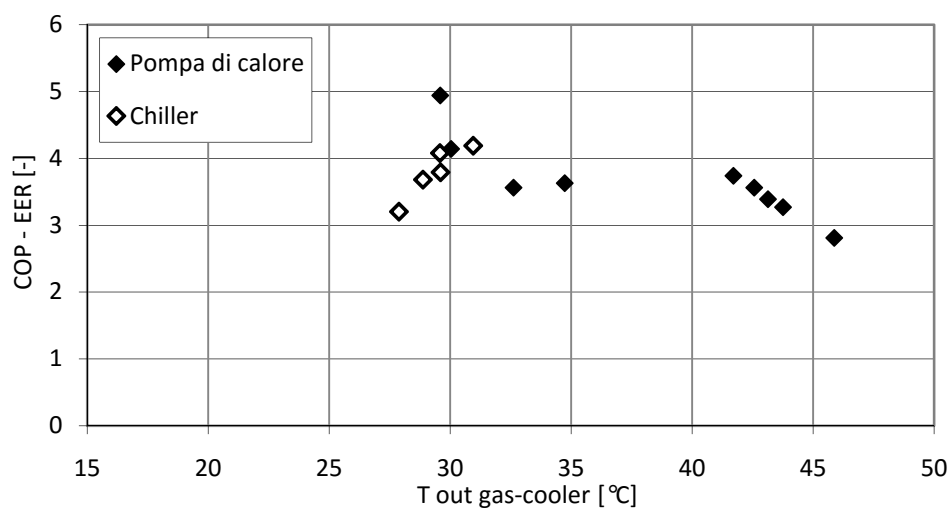


Figura 4.15: Coefficiente di effetto utile per modalità pompa di calore e modalità chiller in funzione della temperatura in uscita dal gas-cooler

Dai grafici appena riportati si possono notare alcune caratteristiche interessanti riguardanti il funzionamento della macchina. Ad esempio si vede che, al crescere della temperatura dell'anidride carbonica in ingresso all'eiettore, cresce anche il salto di pressione che l'eiettore è in grado di garantire. Il grafico riportato in figura 4.8 mostra il legame tra il fattore di ricircolo e il salto di pressione realizzato dall'eiettore. L'eiettore è in grado di ricircolare elevate portate con un salto di pressione ridotto e viceversa è in grado di ricircolare basse portate con un salto di pressione più elevato.

Per concludere, in Tabella 4.5 sono riassunte le prestazioni della macchina per le diverse condizioni operative testate. In particolare viene messa in evidenza la temperatura in ingresso dell'acqua al gas-cooler o all'evaporatore, la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas-cooler e la temperatura di evaporazione; parametri che influiscono direttamente sulle performance del sistema. Alcuni di questi valori verranno ripresi nel Paragrafo 4.5 e confrontati con un modello termodinamico della macchina.

Tabella 4.5: Prestazioni della pompa di calore

	High pressure [bar]	$t_{in,water}$ [°C]	$t_{out,gas-cooler}$ [°C]	t_{evap} [°C]	COP/EER [-]
Pompa di calore	71,9	20,1	29,6	1,9	4,94
	78,5	25,8	30,0	-2,3	4,14
	81,9	29,9	32,6	-5,3	3,56
	95,7	34,6	34,7	0,9	3,63
	99,9	39,6	41,7	10,0	3,74
	98,6	40,4	42,6	9,7	3,56
	97,0	41,0	43,1	9,7	3,39
	99,0	41,6	43,8	8,6	3,27
	100,1	44,8	45,9	3,7	2,81
	105,5	50,2	50,9	10,9	2,60
Chiller	71,5	29,8	29,6	4,3	4,08
	83,1	24,0	31,0	7,4	4,19
	84,9	19,6	28,9	3,7	3,68
	84,5	15,3	29,6	4,6	3,79
	83,3	11,8	27,9	-1,1	3,20

4.4 Test realizzati dall'ente *ENEA*

La macchina in oggetto è stata testata anche dall'Ente Nazionale per l'Energia e l'Ambiente ENEA. In questo caso, le prove sperimentali che sono state effettuate fanno riferimento alle condizioni stabilite dalla normativa UNI EN 14825 (Maggio 2012) [25]. La norma costituisce il recepimento, in lingua inglese della norma europea EN 14825 (Marzo 2012) ed è denominata “*Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il*

riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti. Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale”. Tra l’altro, la norma disciplina le condizioni di prova e la procedura di calcolo per determinare le prestazioni medie stagionali (Seasonal Coefficient of Performance, SCOP) di pompe di calore. L’obiettivo è quello di permettere un confronto tra le prestazioni energetiche di pompe di calore differenti applicate al medesimo edificio. In particolare, tale confronto non è basato sulle prestazioni in condizioni nominali di funzionamento, essendo poco rappresentative delle condizioni di funzionamento reali, bensì su una previsione delle prestazioni che la pompa di calore sarà chiamata a fornire sul campo. Nella realtà la potenza termica richiesta sarà continuamente variabile in funzione della temperatura dell’aria esterna. La normativa UNI EN 14825 definisce quindi l’indice SCOP convenzionale come il rapporto tra l’energia complessivamente richiesta da un edificio durante il periodo di riscaldamento e l’energia elettrica consumata nello stesso periodo. Di seguito vengono descritte brevemente le condizioni di prova in cui è stata testata la pompa di calore. Per i calcoli specifici necessari a determinare le prestazioni medie stagionali si rimanda alla normativa.

I valori del COP della pompa di calore sono stati determinati sulla base di dati ricavati da prove sperimentali condotte alle condizioni stabilite dalla normativa. La norma fissa tali condizioni per ciascuna tipologia di clima (freddo, medio, caldo), per ciascuna tipologia di pompa di calore (aria-aria, acqua-aria, aria-acqua ed acqua-acqua) ed in funzione della temperatura di mandata dell’acqua.

In particolare sulla pompa di calore in oggetto sono state fatte tre serie di prove, nell’ordine:

- Applicazione a bassa temperatura (temperatura di mandata dell’acqua 35 °C)
- Applicazione a media temperatura (temperatura di mandata dell’acqua 45 °C)
- Applicazione ad alta temperatura (temperatura di mandata dell’acqua 55 °C)

Per ognuna delle tre serie di prove è stata realizzato un test di riferimento per valutare la portata d’acqua con cui realizzare le prove, in accordo con la normativa UNI EN 14511-2. I test di riferimento sono stati fatti con una temperatura dell’aria pari a circa 7°C. Successivamente le prove sono state realizzate facendo circolare la portata d’acqua di riferimento e mantenendo fissa la temperatura di mandata dell’acqua per diversi valori della temperatura dell’aria esterna. A titolo di esempio, le figure seguenti mostrano delle tabelle prese dalla normativa, che riportano le diverse condizioni di prova. Nella nota “a” sono riportati i parametri dell’acqua per la determinazione della portata di riferimento.

Table 12 — Part load conditions for reference SCOP, reference SCOP_{on} and reference SCOP_{net} calculation of air-to-water units for low temperature application for the reference heating season “A” = average

A		Outdoor heat exchanger ^{a)}	Indoor heat exchanger		
Part load ratio	Part load ratio	Outdoor air	Inlet/outlet temperatures		
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature	Fixed outlet	Variable outlet	
	%	°C	°C	°C	
A	$(-7-16)/(T_{designh} - 16)$	88	-7(-8)	^a / 35	^a / 34
B	$(+2-16)/(T_{designh} - 16)$	54	2(1)	^a / 35	^a / 30
C	$(+7-16)/(T_{designh} - 16)$	35	7(6)	^a / 35	^a / 27
D	$(+12-16)/(T_{designh} - 16)$	15	12(11)	^a / 35	^a / 24
E	$(TOL-16)/(T_{designh} - 16)$	TOL	^a / 35	^a /34-(-7-TOL)/(-7-2)x(34-30)	
F	$(T_{bivalent}-16)/(T_{designh} - 16)$	Tbivalent	^a / 35	Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.	

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 30/35 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 5 K for units with a variable flow rate.

^b For exhaust air heat pumps part load tests A – F are performed with an outdoor heat exchanger condition according to EN 14511.

Figura 4.16: Condizioni di prova per applicazioni a bassa temperatura in clima medio [25]

Table 15 — Part load conditions for reference SCOP, reference SCOP_{on} and reference SCOP_{net} calculation of air-to-water units for medium temperature application for the reference heating season “A” = average

A		Outdoor heat exchanger ^{b)}	Indoor heat exchanger		
Part load ratio	Part load ratio	Outdoor air	Inlet/outlet temperatures		
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature	Fixed outlet	Variable outlet	
	%	°C	°C	°C	
A	$(-7-16)/(T_{designh} - 16)$	88	-7(-8)	^a / 45	^a / 43
B	$(+2-16)/(T_{designh} - 16)$	54	2(1)	^a / 45	^a / 37
C	$(+7-16)/(T_{designh} - 16)$	35	7(6)	^a / 45	^a / 33
D	$(+12-16)/(T_{designh} - 16)$	15	12(11)	^a / 45	^a / 28
E	$(TOL-16)/(T_{designh} - 16)$	TOL	^a / 45	^a /43-(-7-TOL)/(-7-2)x(43-37)	
F	$(T_{bivalent}-16)/(T_{designh} - 16)$	Tbivalent	^a / 45	Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.	

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 40/45 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 5 K for units with a variable flow rate.

^b For exhaust air heat pumps part load tests A – F are performed with an outdoor heat exchanger condition according to EN 14511.

Figura 4.17: Condizioni di prova per applicazioni a media temperatura in clima medio [25]

Table 18 — Part load conditions for reference SCOP, reference SCOP_{on} and reference SCOP_{net} calculation of air-to-water units for high temperature application for the reference heating season “A” = average

A		Outdoor heat exchanger ^{a)}	Indoor heat exchanger		
Part load ratio	Part load ratio %	Outdoor air	Inlet/outlet temperatures		
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature °C	Fixed outlet °C	Variable outlet °C	
A	$(-7-16)/(T_{designh} - 16)$	88	-7(-8)	^a / 55	^a / 52
B	$(+2-16)/(T_{designh} - 16)$	54	2(1)	^a / 55	^a / 42
C	$(+7-16)/(T_{designh} - 16)$	35	7(6)	^a / 55	^a / 36
D	$(+12-16)/(T_{designh} - 16)$	15	12(11)	^a / 55	^a / 30
E	$(TOL-16)/(T_{designh} - 16)$	TOL	^a / 55	^a /52-(-7-TOL)/(-7-2)x(52-42)	
F	$(T_{bivalent}-16)/(T_{designh} - 16)$	Tbivalent	^a / 55	Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.	

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 47/55 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 8 K for units with a variable flow rate.

^b For exhaust air heat pumps part load tests A – F are performed with an outdoor heat exchanger condition according to EN 14511.

Figura 4.18: Condizioni di prova per applicazioni ad alta temperatura in clima medio [25]

Nella tabella 4.6 sono riportati i valori del coefficiente di effetto utile della pompa di calore testata secondo le condizioni dettate dalla normativa.

Tabella 4.6: Prestazioni della pompa di calore

	G_{ref_test} [kg/h]	COP[-]
Reference Test - LOW TEMPERATURE $(T_{air}=7^{\circ}C, T_{water,in}=30^{\circ}C, T_{water,out}=35^{\circ}C)$	3707,18	3,03
Test with $T_{air}=2^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3711,68	2,53
Test with $T_{air}=-7^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3704,24	1,88
Test with $T_{air}=-15^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3707,79	1,47
Test with $T_{air}=12^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3699,95	3,44
	G_{ref_test} [kg/h]	COP[-]
Reference Test - MEDIUM TEMPERATURE $(T_{air}=7^{\circ}C, T_{water,in}=40^{\circ}C, T_{water,out}=45^{\circ}C)$	3719,39	2,51
Test with $T_{air}=2^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3719,48	2,22
Test with $T_{air}=-7^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3716,16	1,71
Test with $T_{air}=-15^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3737,98	1,48
Test with $T_{air}=12^{\circ}C, G_{water}=G_{ref_test}$	3707,89	2,73
	G_{ref_test} [kg/h]	COP[-]
Reference Test - HIGH TEMPERATURE $(T_{air}=7^{\circ}C, T_{water,in}=47^{\circ}C, T_{water,out}=55^{\circ}C)$	2976,25	1,96

I dati misurati mostrano che il COP della pompa di calore aumenta all'aumentare della temperatura dell'aria ambiente. Per valori di temperatura molto bassi, come richiesto dalla normativa (es. $T_{aria} = -7/-15^{\circ}C$), la macchina subisce una degradazione importante delle prestazioni.

Le figure successive mostrano, con riferimento a una condizione operativa puramente indicativa, le trasformazioni subite dall'anidride carbonica all'interno del ciclo, riportandole in un diagramma temperatura-entropia e in uno pressione-entalpia.

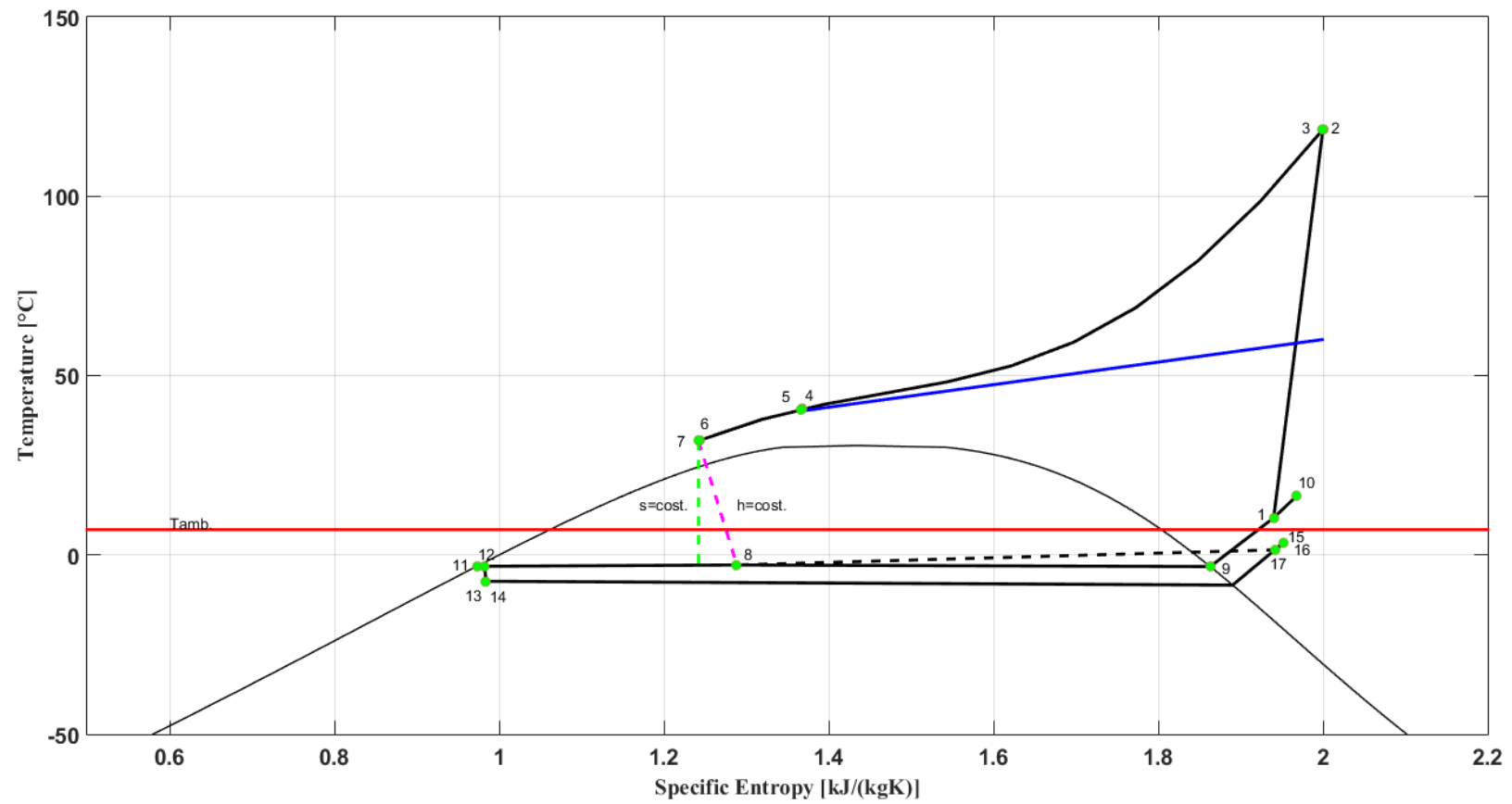


Figura 4.19: Diagramma temperatura-entropia

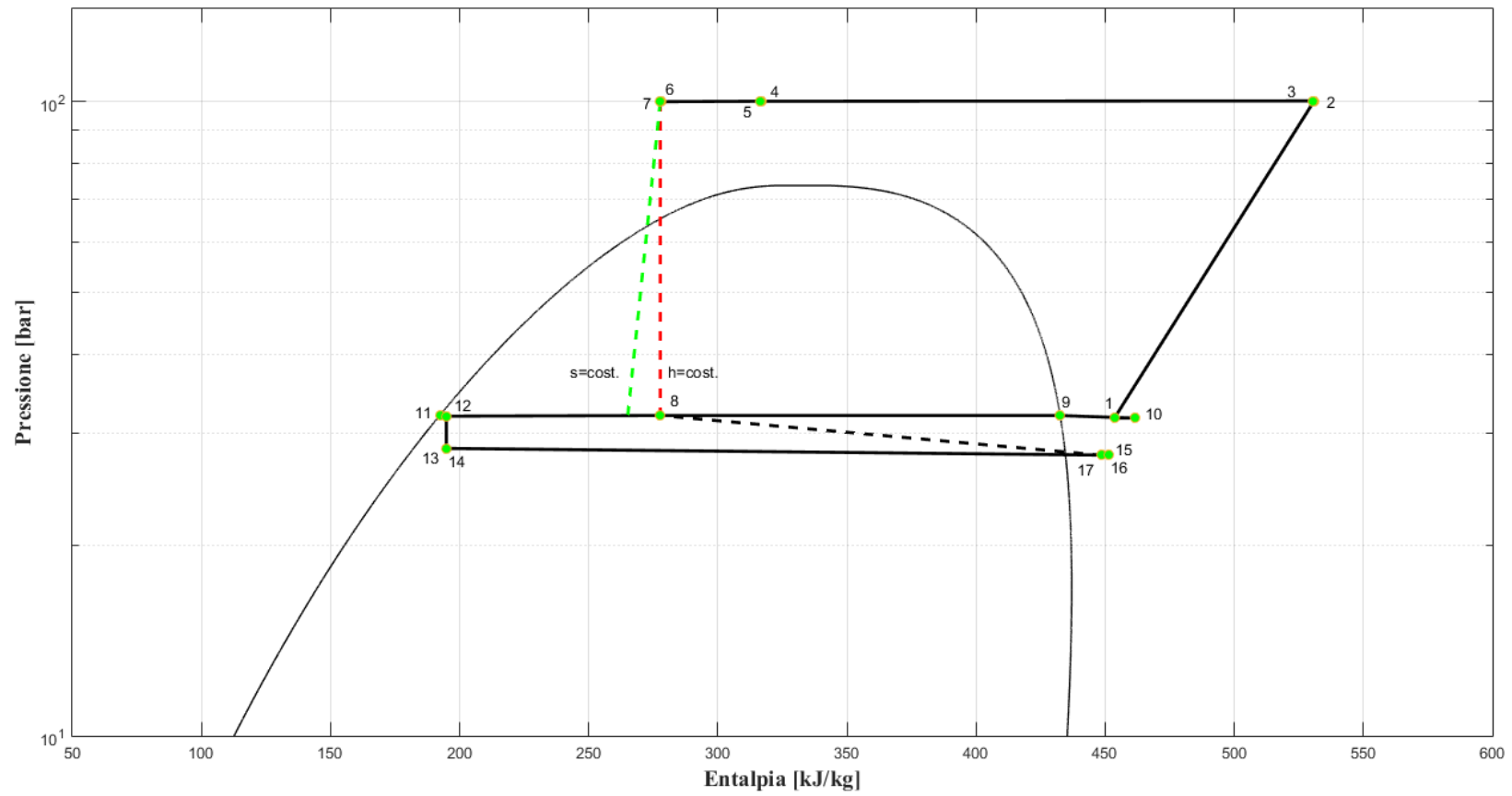


Figura 4.20: Diagramma pressione-entalpia

4.5 Analisi termodinamica della pompa di calore invertibile

In questo paragrafo le prestazioni teoriche della pompa di calore invertibile (Fig. 4.1) vengono simulate e analizzate con lo scopo di identificarne i limiti e le potenziali applicazioni. Per fare ciò è stato costruito un modello semplificato della macchina utilizzando il software *Matlab*. Come è già stato visto in precedenza, i dati forniti dal costruttore del compressore hanno permesso di creare un modello di tale componente attraverso le curve del rendimento volumetrico e del rendimento globale. Nelle equazioni seguenti tali rendimenti sono espressi in funzione del rapporto delle pressioni e permettono di determinare la portata di refrigerante elaborata dal compressore e la potenza spesa.

$$\eta_v = -0,064 * r_p + 0,979 \quad (4.5)$$

$$\eta_g = -0,017 * r_p^2 + 0,107 * r_p + 0,517 \quad (4.6)$$

Per quanto riguarda l'eiettore, è stato invece implementato il modello determinato nel Capitolo 3 (Eq. (3.9)). Il funzionamento della macchina è stato simulato sia in modalità pompa di calore che in modalità chiller.

4.5.1 Modalità pompa di calore

In modalità pompa di calore il modello è stato realizzato sulla base delle seguenti assunzioni:

- la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler è stata variata da 30°C a 35°C;
- l'approach di temperatura tra l'acqua in ingresso al gas-cooler e il refrigerante in uscita è stato fissato a 3°C;
- le prestazioni del sistema sono state valutate per una temperatura di evaporazione variabile tra i -15°C e i 5°C, che corrisponde circa ad una temperatura ambiente invernale compresa tra i -7°C a i 13°C;
- il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore è stato assunto pari a 5°C

In questa modalità la prestazione del sistema viene valutata attraverso il COP (Eq. (4.7)), definito come il rapporto tra il flusso termico $\dot{Q}_h$ [kW] scambiato al gas-cooler e la potenza P [kW] spesa dal compressore:

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{P} [-] \quad (4.7)$$

La figura 4.21 mostra i risultati della simulazione in modalità pompa di calore; il COP massimo è riportato in funzione della temperatura di evaporazione per diversi valori della temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler. In tutte le condizioni presenti in figura l'eiettore è in grado di garantire un fattore di ricircolo tale da mantenere il surriscaldamento in uscita dell'evaporatore che è stato inizialmente assunto.

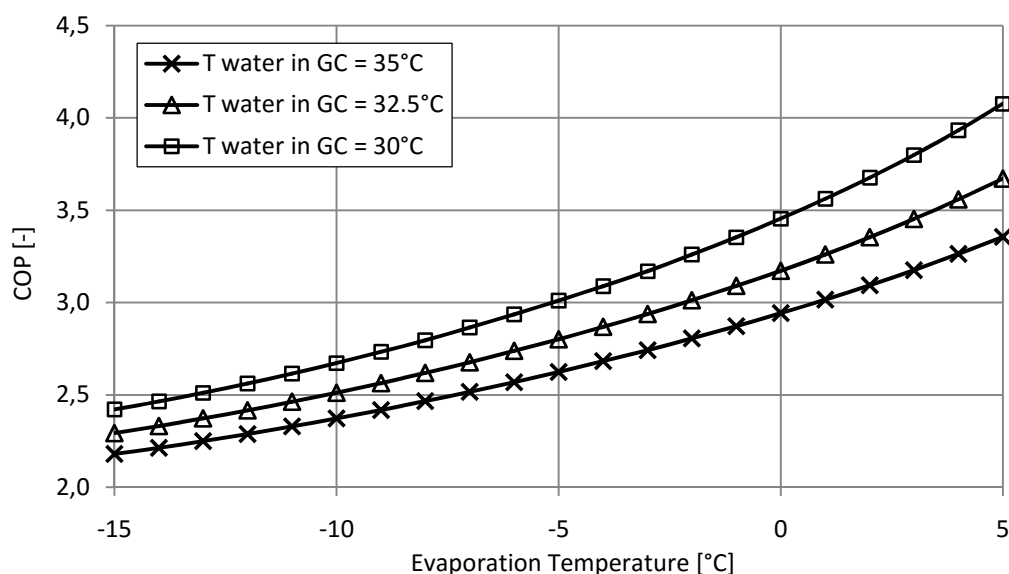


Figura 4.21: COP in funzione della temperatura di evaporazione

4.5.2 Modalità chiller

In modalità chiller il modello è stato realizzato sulla base delle seguenti assunzioni:

- sono stati fissati due livelli di temperatura di evaporazione, ossia 0°C e 4°C (tali valori corrispondono circa ad una temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore rispettivamente di 8°C e 12°C);
- l'approach di temperatura tra l'ambiente il refrigerante in uscita dal gas-cooler è stato fissato a 3°C;
- il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore è stato assunto pari a 5°C come nel caso precedente

In questo caso la prestazione del sistema viene valutata attraverso l'EER (Eq.(4.8)), definito come il rapporto tra il flusso termico $\dot{Q}_c$ [kW] scambiato all'evaporatore e la potenza P [kW] spesa dal compressore:

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{P} \quad [-] \quad (4.8)$$

Il funzionamento in modalità chiller è stato simulato per diversi valori della temperatura ambiente. I risultati hanno dimostrato che, per temperature ambiente al di sotto dei 30°C, l'eiettore non è in grado di garantire un adeguato fattore di ricircolo tale da assicurare il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore inizialmente assunto. In figura 4.22 l'EER massimo è riportato in funzione della temperatura ambiente per due diversi livelli di temperatura di evaporazione, solo nei casi in cui l'eiettore lavora correttamente.

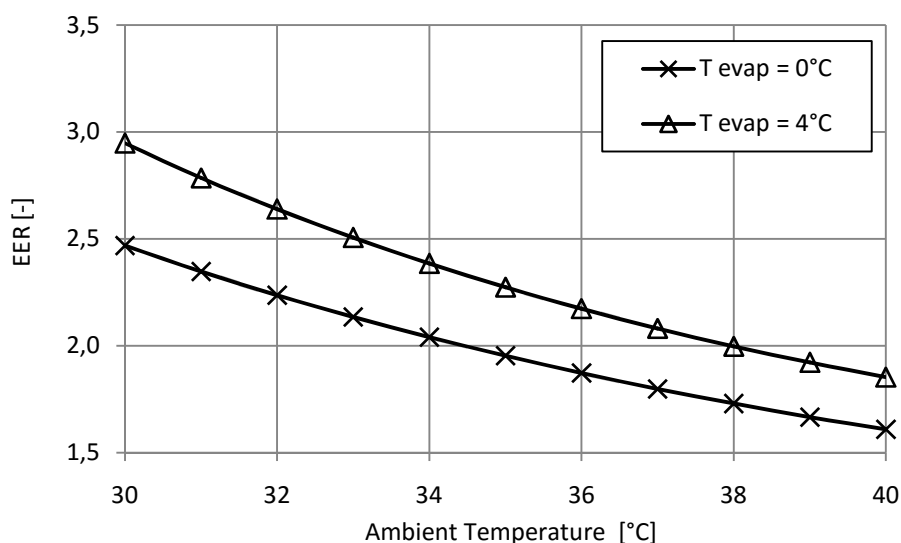


Figura 4.22: EER in funzione della temperatura ambiente

4.5.3 Confronto delle prestazioni in funzione del tipo di eiettore

Il modello costruito in *Matlab* si presta bene per simulare il funzionamento della pompa di calore invertibile anche nel caso in cui i componenti utilizzati siano differenti da quelli definiti inizialmente. Si è voluto quindi fare un confronto tra le prestazioni della pompa di calore appena determinate e le prestazioni della pompa di calore risultanti dalla sostituzione dell'eiettore descritto nel Capitolo 3 con l'eiettore VEJ1 descritto in maniera dettagliata in Banasiak et al. (2015) [23]. Per tale eiettore la matrice dei coefficienti da utilizzare nella correlazione (Eq.3.9) è riportata nella tabella seguente:

Tabella 4.7: Coefficienti per l'Eq.(3.9) relativi a un diverso eiettore

Coefficient K_i	$k_{i,1}$, $m^6 kg^{-2}$	$k_{i,2}$, $m^3 kg^{-1}$	$k_{i,3}$, -	$k_{i,4}$, -	$k_{i,5}$, -	$k_{i,6}$, -
i=1	$-9.86734 \cdot 10^{-5}$	$7.39056 \cdot 10^{-2}$	$-1.45771 \cdot 10$	$1.38768 \cdot 10$	$5.04109 \cdot 10^{-1}$	$-1.20796 \cdot 10^{-1}$
i=2	$1.30593 \cdot 10^{-4}$	$-1.11153 \cdot 10^{-1}$	8.90401	-3.10430	1.48557	$-3.22489 \cdot 10^{-2}$
i=3	$-1.59391 \cdot 10^{-5}$	$1.34518 \cdot 10^{-2}$	-1.08935	$8.42101 \cdot 10^{-1}$	8.50832	$-1.45925 \cdot 10^{-1}$

La figura 4.23 mostra i risultati del confronto. I valori di COP sono dal 10% al 15% più elevati rispetto a quelli ottenuti con l'eiettore di prima generazione. Questo sottolinea ulteriormente l'importanza di utilizzare un eiettore efficiente per incrementare le performance di una pompa di calore.

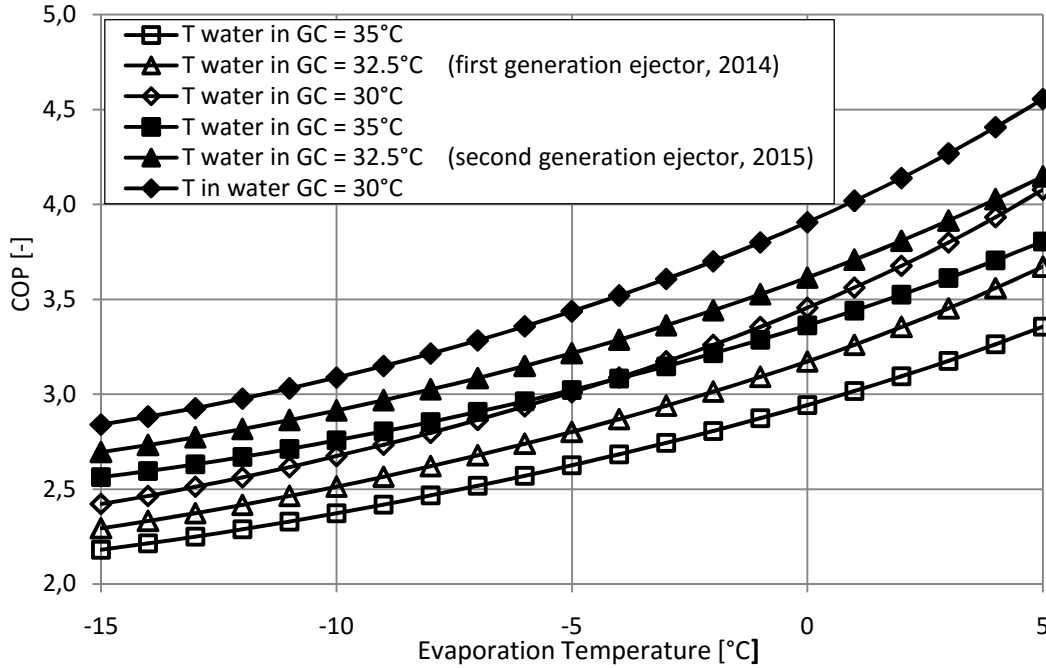


Figura 4.23: COP della pompa di calore equipaggiata con due eiettori differenti

4.5.4 Confronto tra dati sperimentali e modello termodinamico

Sfruttando i dati sperimentali dalla pompa di calore presentati nel paragrafo 4.3 è stato possibile valutare l'affidabilità del modello appena realizzato. Il modello è stato infatti simulato per tre condizioni operative tra quelle presenti in Tabella 4.5, con riferimento alla modalità pompa di calore. In tali condizioni il COP risultante è riportato in funzione della temperatura di evaporazione. Nello stesso grafico sono presenti anche i valori di COP derivanti dall'analisi sperimentale. Considerando una certa incertezza sul dato finale, riportata nel grafico tramite una barra di errore, si può notare che con il modello è possibile valutare in maniera abbastanza realistica i valori di COP. Essendo il COP definito come il rapporto tra il flusso termico scambiato al gas-cooler e la potenza spesa dal compressore (Eq.(4.7)), il valore dell'incertezza composta si determina attraverso la seguente equazione:

$$i_{COP} = \left[\left(i_q \frac{\partial(q/p)}{\partial q} \right)^2 + \left(i_P \frac{\partial(q/p)}{\partial P} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (4.9)$$

dove i_q rappresenta l'incertezza sul flusso termico scambiato e i_P l'incertezza sulla potenza spesa.

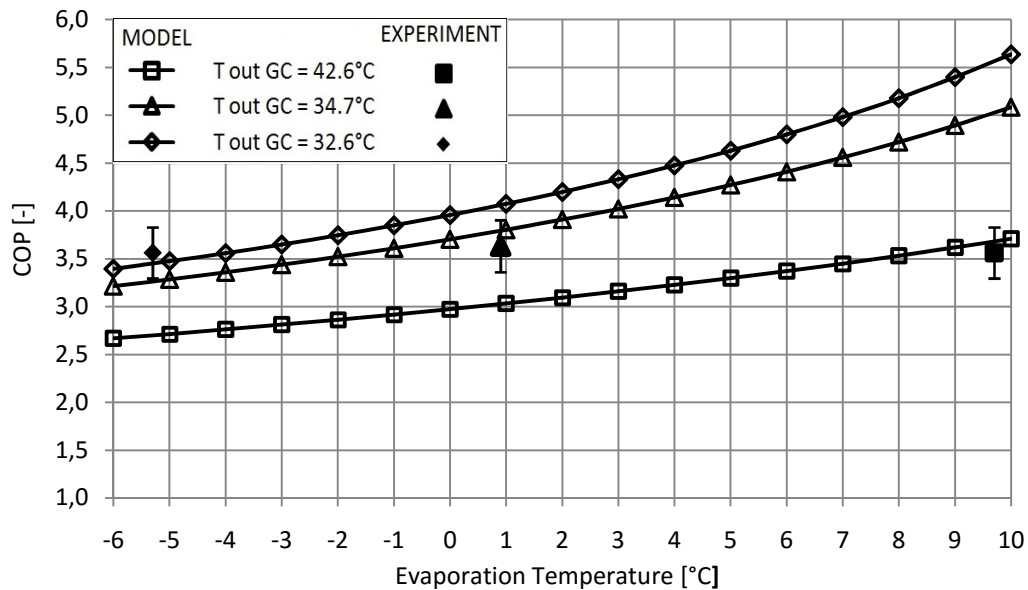


Figura 4.24: Confronto tra valori di COP sperimentali e simulati

4.6 Analisi di schemi d'impianto alternativi

A conclusione dei test, si può affermare che la macchina di prova è in grado di operare l'inversione del ciclo lato fluido frigorifero e di raggiungere dei buoni valori per quanto riguarda il coefficiente di effetto utile. Tuttavia il sistema presenta alcuni svantaggi, ad esempio la presenza di un doppio gas-cooler e di un doppio evaporatore comportano una spesa economica aggiuntiva non trascurabile. Inoltre, nel prototipo, per motivi di ingombro, le batterie alettate sono tra loro affacciate. Questo comporta una penalizzazione dal punto di vista termodinamico, dovuta principalmente alle perdite di carico lato aria, che con una configurazione di questo tipo tendono ad aumentare.

Nell'ottica di ricercare una soluzione che possa essere effettivamente commercializzata è da valutare l'idea di utilizzare un singolo scambiatore a batteria alettata che funziona alternativamente da gas-cooler e da evaporatore, tenendo conto delle complicazioni tecnologiche già citate. Uno schema puramente indicativo di tale variante è riportato in figura 4.25. In questo schema rimangono invariate le posizioni delle valvole a tre vie, mentre, tramite l'utilizzo di opportune valvole di non ritorno e a solenoide, è possibile utilizzare un'unica batteria alettata che funziona da evaporatore in modalità pompa di calore e da gas-cooler in modalità chiller.

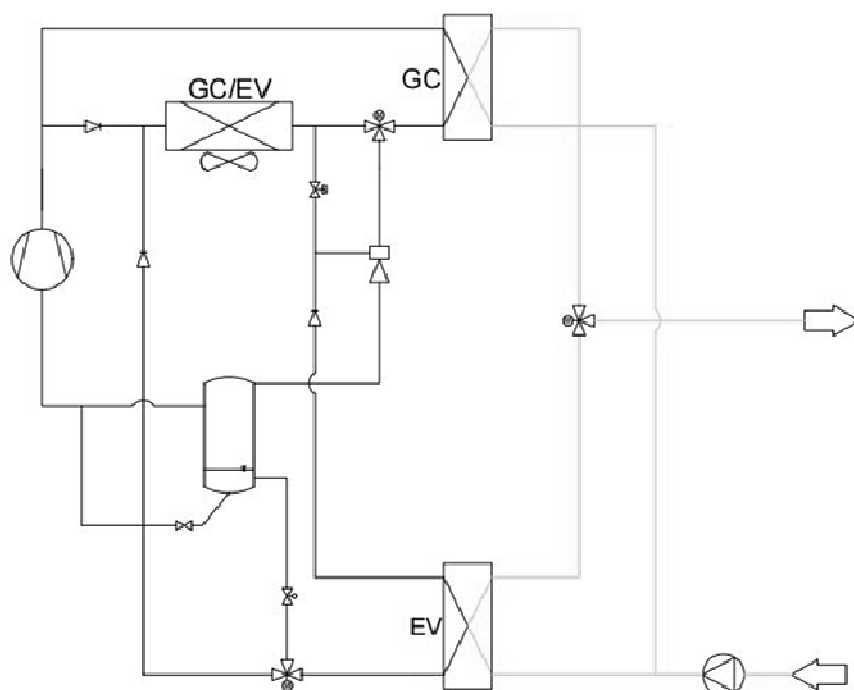


Figura 4.25: Possibile variante della macchina testata

Un altro problema legato alla macchina di prova è quello legato alla fase di avviamento del sistema. Infatti, se da un lato si è visto che la macchina è in grado di realizzare dei buoni valori di COP nel funzionamento a regime, lo stesso non vale nelle fasi iniziali. Nel funzionamento in pompa di calore, l'effetto utile che si vuole avere è il riscaldamento di una portata d'acqua. Se, come può succedere nelle fasi di avviamento, la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler ha una temperatura ridotta, ad esempio 10°C (valore tipico che si può assumere per l'acqua di rete nel periodo invernale), allora sorgono alcune complicazioni. In questo caso, infatti, anche la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler risulterà ridotta e di conseguenza anche quella del flusso in ingresso all'eiettore (motive nozzle). Più bassa è questa temperatura, minore sarà il salto di pressione che l'eiettore è in grado di realizzare; esso avrà quindi difficoltà nel far circolare la portata di vapore che arriva dall'evaporatore, ne consegue un malfunzionamento del sistema.

Le prospettive legate all'utilizzo e alla commercializzazione di una macchina di questo tipo sono strettamente legate alla reale possibilità di superare gli ostacoli descritti. Per prima cosa sarebbe opportuno analizzare in modo accurato le prestazioni e i limiti dell'eiettore, questo per valutare le potenzialità di una macchina che abbia solo l'eiettore come dispositivo di espansione, senza sistemi di backup in caso di condizioni operative particolari. In quest'ottica, come riportato nel presente lavoro di tesi, sono stati effettuati dei test su un eiettore, con l'obiettivo di mappare le sue prestazioni. Di seguito vengono invece presentati degli schemi d'impianto pensati come alternativa allo schema del prototipo appena descritto, che si aggiungono allo schema riportato in figura 4.25.

4.6.1 Schema con compressore ausiliario

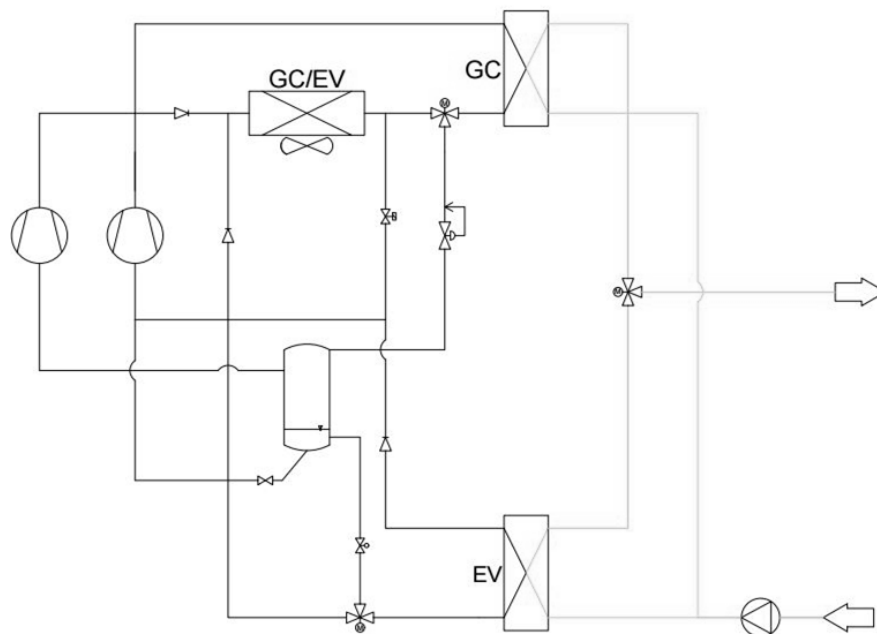


Figura 4.26: Pompa di calore reversibile con compressore ausiliario

In questa variante è stato aggiunto un compressore ausiliario che comprime il vapore dal livello di pressione intermedio del separatore liquido-vapore alla pressione superiore di ciclo. Come già visto nella variante precedente, è presente una sola batteria alettata che funziona da evaporatore in modalità pompa di calore e da gas-cooler in modalità chiller. Inoltre, a differenza degli schemi visti finora, non è presente l'eiettore bensì la classica valvola a retropressione costante.

La compressione ausiliaria risulta una buona soluzione per incrementare l'efficienza della macchina ed è una tecnologia molto utilizzata nel campo della refrigerazione commerciale. Per contro richiede un certo costo aggiuntivo legato principalmente alla presenza di un secondo compressore e dell'inverter.

Per estendere l'analisi termodinamica riportata in precedenza sono state valutate le prestazioni teoriche anche di una macchina di questo tipo, con riferimento al funzionamento in modalità pompa di calore e con le medesime assunzioni precedenti:

- la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler è stata variata da 30°C a 35°C;
- l'approach di temperatura tra l'acqua in ingresso al gas-cooler e il refrigerante in uscita è stato fissato a 3°C;
- le performance del sistema sono state valutate per una temperatura di evaporazione variabile tra i -10°C e i 5°C,
- il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore è stato assunto pari a 5°C

Nell'analisi precedente per determinare il massimo COP è stato sufficiente ottimizzare la pressione superiore del ciclo in funzione della temperatura d'uscita dell'anidride carbonica dal gas cooler, o meglio, una volta fissato l'approach, in base alla temperatura di ingresso dell'acqua. Quando invece si considera un ciclo dotato di compressore ausiliario, l'ottimizzazione deve riguardare contemporaneamente l'alta pressione e la pressione intermedia. Il processo di ottimizzazione deve quindi, per diversi valori dell'alta pressione, trovare la pressione intermedia che massimizza il COP.

La figura 4.27 mostra i risultati della simulazione. Il COP massimo è riportato in funzione della temperatura di evaporazione per diversi valori della temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler.

Nello stesso grafico sono riportate anche le prestazioni teoriche della pompa di calore equipaggiata con un eiettore di seconda generazione determinate nel paragrafo 4.5.3. La differenza in termini di COP va dal 3% al 10% in favore della soluzione con compressore ausiliario.

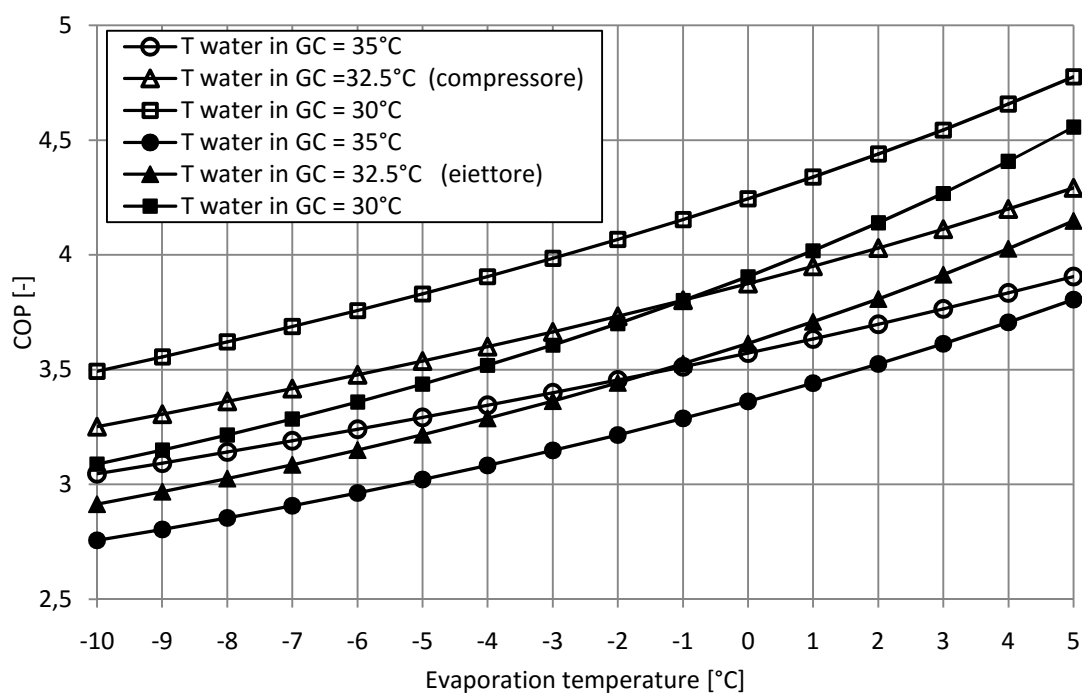


Fig. 4.27: COP in funzione della temperatura di evaporazione per due diversi tipi di pompa di calore

4.6.2 Schema con compressore ausiliario ed eiettore

Questo schema è analogo a quello precedente fatta eccezione per il dispositivo di espansione utilizzato. In questo caso il sistema è dotato un eiettore bifase. La fattibilità di sistemi di questo tipo è molto legata alla sostenibilità dei costi aggiuntivi, in particolare del compressore, essendo di per sé una pompa di calore tradizionale una macchina non costosissima.

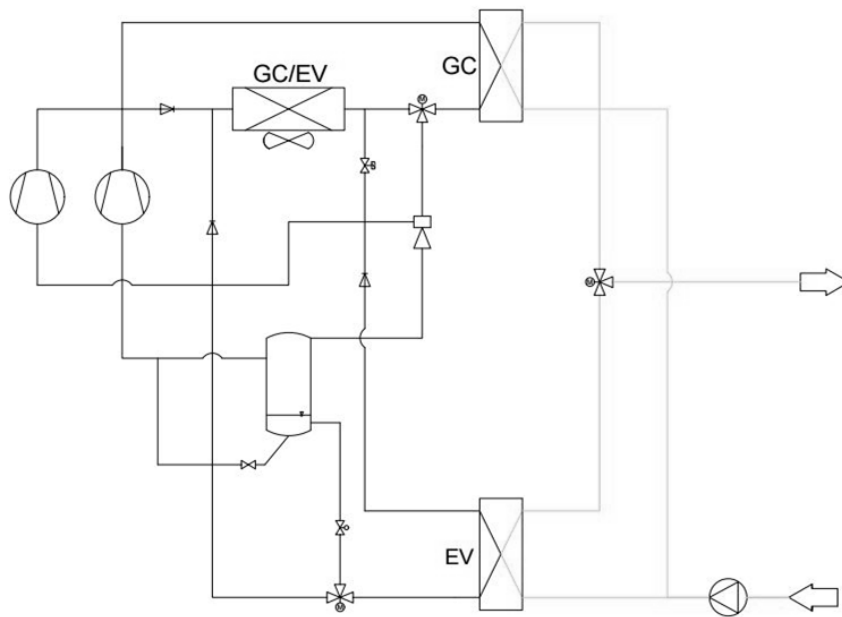


Figura 4.28: Pompa di calore reversibile con compressore ausiliario ed eiettore

4.6.3 Schema con scambiatore a valle dell'eiettore

In figura 4.29 viene infine riportato un possibile schema di impianto con eiettore, pensato con l'obiettivo di superare il problema legato all'avviamento della macchina. Per semplicità, nell'esempio viene riportato solo il caso relativo a una pompa di calore non invertibile, tuttavia il concetto potrebbe essere esteso anche ad una macchina invertibile.

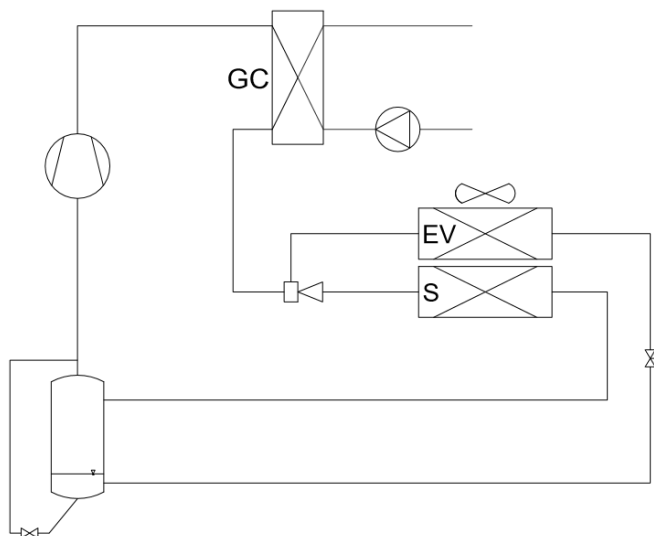


Figura 4.29: Pompa di calore con scambiatore a valle dell'eiettore

Si suppone inizialmente che lo scambiatore “S” non sia presente. In fase di avviamento, quando l’acqua in ingresso al gas-cooler ha una temperatura ridotta, anche l’anidride carbonica in ingresso all’eiettore sarà abbastanza fredda, questo comporta una difficoltà nel ricircolare portata attraverso l’eiettore. La macchina si comporterebbe come se fosse assente il ramo dove è posto l’evaporatore e quindi si andrebbe ad accumulare liquido nel ricevitore. Se si inserisce tra l’uscita dell’eiettore e il ricevitore uno scambiatore di calore a batteria alettata si ha che, anche in una fase di avviamento in cui l’eiettore non fa passare portata attraverso il ramo di aspirazione, tale scambiatore assorbe del calore comportandosi quindi da evaporatore. L’idea sarebbe quindi quella di sfruttare la presenza dello scambiatore in fase di avviamento ed eventualmente by-passarlo nel funzionamento a regime.

CONCLUSIONI

I recenti regolamenti riguardanti l'utilizzo dei gas fluorurati ad effetto serra prevedono una progressiva limitazione ed eliminazione dell'impiego di tali fluidi frigorigeni. In quest'ottica, l'utilizzo dell'anidride carbonica è visto come una valida alternativa per diverse applicazioni, in particolare le pompe di calore per il condizionamento ambientale.

Molte delle caratteristiche dell'anidride carbonica sono ideali per il suo impiego come fluido di lavoro ma la progettazione degli impianti deve consentire di raggiungere delle prestazioni energetiche competitive. A tal proposito è stato valutato l'utilizzo di un eiettore bifase in luogo della valvola di espansione. L'eiettore è un dispositivo che, a seconda dell'applicazione, permette di ridurre la spesa al compressore e limitare le perdite per laminazione.

L'analisi sperimentale realizzata su un eiettore singolo a geometria fissa ha permesso di descrivere e modellizzare il suo funzionamento e di valutare l'impatto del suo inserimento in una pompa di calore. Attraverso la campagna sperimentale sono state inoltre analizzate le condizioni limite del dispositivo in termini di recupero di pressione massimo. Si è visto che il recupero massimo di pressione cresce all'aumentare della pressione superiore del ciclo.

Un prototipo di pompa di calore invertibile equipaggiata con un set di eiettori bifase è stato poi testato con l'obiettivo di valutare le prestazioni e i limiti del sistema. Studi su pompe di calore a CO₂ che realizzano l'inversione lato fluido frigorigeno sono infatti molto rari in letteratura.

I risultati dell'attività sperimentale hanno dimostrato la capacità di questo sistema di operare sia in modalità pompa di calore che in modalità chiller, mantenendo dei valori soddisfacenti di COP (in pompa di calore) ed EER (in chiller). La questione fondamentale in un sistema di questo tipo è la necessità di verificare le reali capacità che ha l'eiettore di garantire il fattore di ricircolo richiesto nelle diverse condizioni operative in cui la macchina potrebbe trovarsi a lavorare.

Parallelamente all'attività sperimentale è stata svolta un'analisi termodinamica della macchina in oggetto, tramite l'ausilio di un modello sviluppato in ambiente *Matlab*. Tale modello è stato validato attraverso il confronto tra le prestazioni simulate e i dati sperimentali. E' stato inoltre simulato il funzionamento della macchina ipotizzando di equipaggiarla con due diversi eiettori, in modo da valutare l'influenza di tale dispositivo sulle prestazioni globali del sistema. Il confronto ha dimostrato che un eiettore efficiente ed affidabile può essere la chiave per migliorare in maniera concreta le performance di una pompa di calore a CO₂.

A valle delle attività sperimentali sono state valutate a livello indicativo alcune possibili modifiche al lay-out del sistema che potrebbero superare alcuni ostacoli relativi al prototipo analizzato. L'obiettivo è quello di ricercare una soluzione che possa essere effettivamente commercializzata.

In conclusione è doveroso sottolineare che la rinascita della CO₂ come fluido frigorifero, iniziata alla fine degli anni Ottanta, non si è ancora arrestata ed è supportata dalla crescente preoccupazione in merito alle tematiche ambientali. Gli studi presenti in letteratura riguardanti l'utilizzo dell'anidride carbonica nel settore della tecnica del freddo sono sempre più numerosi. Particolare interesse è posto nell'utilizzo di eiettori. Questa tecnologia si presenta attualmente come uno dei metodi più promettenti per incrementare l'efficienza e ridurre le perdite di laminazione nei cicli a CO₂. La loro semplicità e compattezza rende questa tecnologia economica e molto attrattiva soprattutto nell'ottica di incrementare la diffusione delle macchine ad anidride carbonica in climi più caldi.

APPENDICE

MISURATORI DI PORTATA

L'affidabilità delle prove sperimentali che sono oggetto di questo lavoro di Tesi è strettamente legata alla precisione che gli strumenti di misura riescono a garantire. Come è già stato detto in precedenza, durante i test sono state misurate sostanzialmente tre grandezze: temperatura, pressione e portata di massa.

Nei cicli dotati di eiettore che sono stati analizzati sono due le portate di anidride carbonica in gioco:

- la portata che viene elaborata dal compressore
- la portata che viene aspirata dall'eiettore

Misurare in modo corretto queste portate è strettamente necessario se si vuole caratterizzare il funzionamento dell'eiettore. Si è ritenuto quindi opportuno procedere alla taratura degli strumenti prima del loro utilizzo.

Gli strumenti a disposizione sono dei misuratori di portata massica di tipo *Coriolis*:

- Misuratore MicroMotion D12
- Misuratore MicroMotion C25
- Misuratore MicroMotion C50
- Misuratore Endress+Hauser Promass 83

Il particolare principio di funzionamento dello strumento consente di misurare direttamente la massa e quindi la portata del fluido che lo attraversa e si basa sulla cosiddetta *Forza Di Coriolis*. Tale forza è sempre presente quando un movimento di traslazione e uno di rotazione sono sovrapposti. Si tratta in particolare di una forza apparente a cui risulta soggetto un corpo quando si osserva il suo moto da un sistema di riferimento che sia in moto circolare rispetto a un sistema di riferimento inerziale. La forza è come se venisse applicata in direzione trasversale rispetto alla direzione del moto di traslazione (Fig. A.1) e il manifestarsi di questa forza apparente si indica anche con l'espressione "*Effetto Coriolis*".

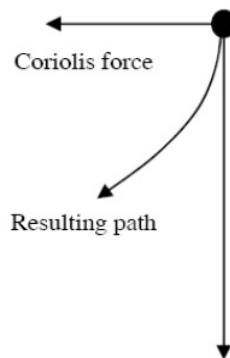


Figura A.1: Forza di Coriolis

In termini matematici la forza si esprime attraverso questa equazione:

$$\vec{F}_C = 2 * \Delta m * (\vec{v} \cdot \vec{\omega}) \quad (\text{A.1})$$

L'ampiezza di tale forza dipende dalla massa Δm del fluido nel tubo, dalla sua velocità $\vec{v}$ e quindi dalla sua portata. Anziché una velocità angolare costante $\vec{\omega}$, i misuratori sfruttano le oscillazione di un tubo. La forza a cui è soggetto provoca uno sfasamento di tali oscillazioni (Fig. A.2)

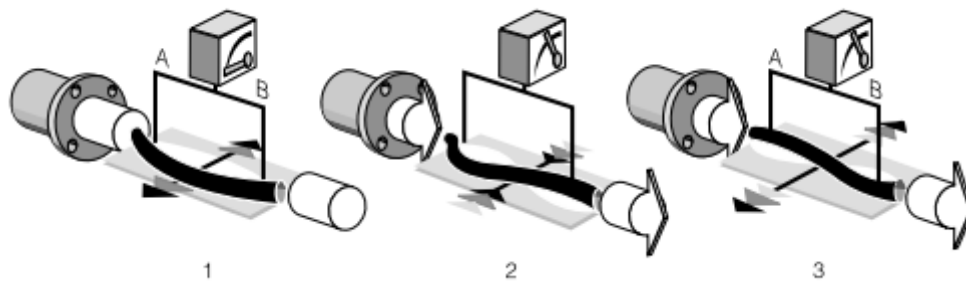


Figura: A.2 Principio di funzionamento

All'interno del misuratore è infatti posizionato un tubo ad "U". Un eccitatore mette in oscillazione costante questo tubo. Appositi sensori sono posti alle estremità del tubo e controllano questa oscillazione in modo estremamente preciso. Se il fluido non si muove, il tubo di misura oscilla in modo uniforme e i sensori registrano un'oscillazione in fase. Non appena il fluido si mette in movimento all'interno del tubo di misura si sviluppano componenti torsionali che si sovrappongono all'oscillazione del tubo stesso quale risultato dell'inerzia del fluido. Ora, a causa dell'effetto *Coriolis* le sezioni di ingresso e di uscita del tubo oscillano contemporaneamente in direzioni diverse. Appositi sensori rilevano questo cambiamento nell'oscillazione del tubo in termini di tempo e di spazio. Lo sfasamento in termini di tempo rilevato dai sensori risulta proporzionale alla portata di massa che fluisce attraverso il tubo.

I misuratori *Micro Motion* sono strumenti progettati per misurare accuratamente il livello di portata sia di liquidi che di fluidi multi-fase indipendentemente dalle loro proprietà e hanno una serie di caratteristiche favorevoli che permettono di utilizzarli in numerose applicazioni.

- L'unica parte in contatto con il fluido di lavoro consiste in un tubo sagomato ad "U". La sua struttura semplice consente una facile pulizia, fondamentale in molte applicazioni.
- E' affidabile e grazie alla sua semplicità non richiede grandi manutenzioni.
- E' versatile. Sono infatti presenti diverse impostazioni per la sua calibrazione che rendono il misuratore molto flessibile nel suo utilizzo.
- E' accurato. Infatti, una volta installato correttamente, il misuratore può elaborare un range molto ampio di portate con elevata accuratezza, ripetibilità e linearità di misura.

La figura A.3 mostra la configurazione costruttiva dei misuratori. Si può distinguere la parte in cui è posto il tubo ad "U" e i relativi sensori e la parte in cui è posta l'alimentazione elettrica e l'elettronica dello strumento che fornisce il segnale analogico in uscita.

Le caratteristiche fondamentali che distinguono tra loro i misuratori *Micro Motion* sono il range di portata, le pressioni operative e la caduta di pressione. Il range di portata è caratterizzato dal valore minimo e dal valore massimo di portata che lo strumento è in grado di misurare correttamente.

Tabella A.1: Caratteristiche dei misuratori

	C25	C50	D12
Portata minima a fondo scala [kg/h]	204	546	15
Portata massima a fondo scala [kg/h]	2724	10884	300
Pressione massima operativa [bar]	69	138	117

Per quanto riguarda l'accuratezza, i misuratori *Micro Motion* hanno le seguenti specifiche:

- Accuratezza $\pm 4\%$ della portata indicata
- Linearità $\pm 2\%$ di deviazione lineare

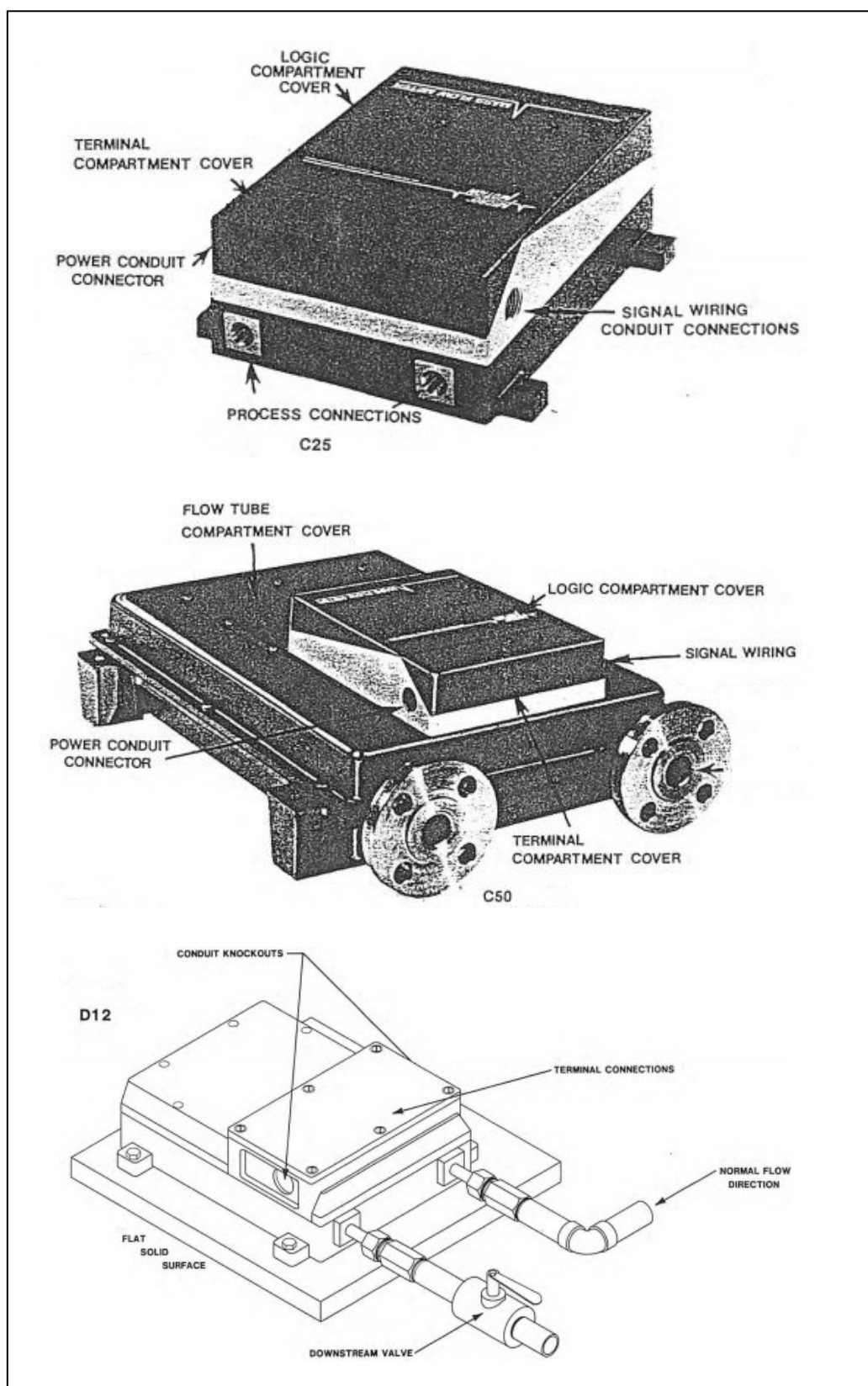


Figura A.3: Configurazione dei misuratori

Come è stato già stato riportato nella tabella precedente, il misuratore è caratterizzato da una portata minima al di sotto della quale non è in grado di garantire il massimo segnale di uscita. I misuratori che vengono calibrati per ottenere il massimo valore del segnale di uscita a portate molto basse richiedono un'adeguata amplificazione di tale segnale, possono quindi nascere problemi di accuratezza nella misura. Lavorando infatti con portate al di sotto del 10% del valore calibrato il livello di rumore che si crea può alterare in maniera significativa il segnale di uscita (Fig. A.4)

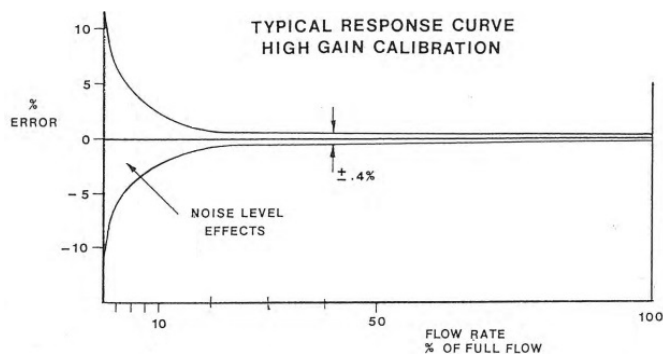


Figura A.4: Curva di risposta per calibrazione a bassa portata

Viceversa, come accade tipicamente, il misuratore viene calibrato per fornire il massimo segnale di uscita a portate molto più elevate rispetto a quella minima. In questo modo il segnale richiede solo una piccola amplificazione e il livello di rumore è contenuto; l'accuratezza si mantiene quindi buona fino al 5% della portata calibrata (Fig. A.5).

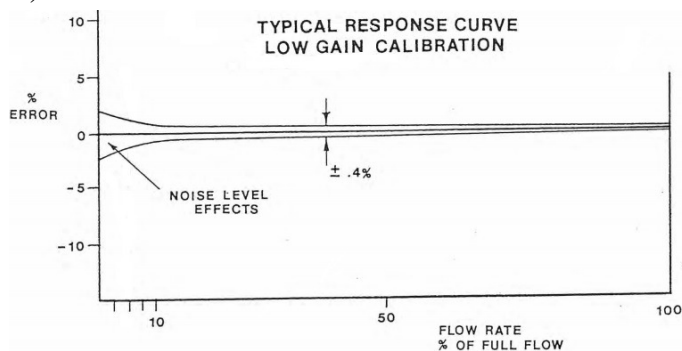


Figura A.5: Curva di risposta per calibrazione ad alta portata

Altre due importanti specifiche dei misuratori sono riportate di seguito:

- Richiede un'alimentazione a 220Vac.
- Fornisce come uscita un segnale analogico compreso tra i 4 mA (portata nulla) e i 20 mA (massima portata calibrata). Volendo acquisire un segnale in tensione, come si vedrà successivamente, basterà connettere tra i terminali opportuni una resistenza di precisione.
- Permette di misurare la portata in entrambe le direzioni.

Per effettuare la taratura, gli strumenti sono stati inseriti in un circuito di prova che è rappresentato in maniera semplificata nella figura A.6. La taratura consiste nel verificare che il segnale in uscita dallo strumento sia effettivamente corrispondente alla portata che fluisce attraverso il misuratore.

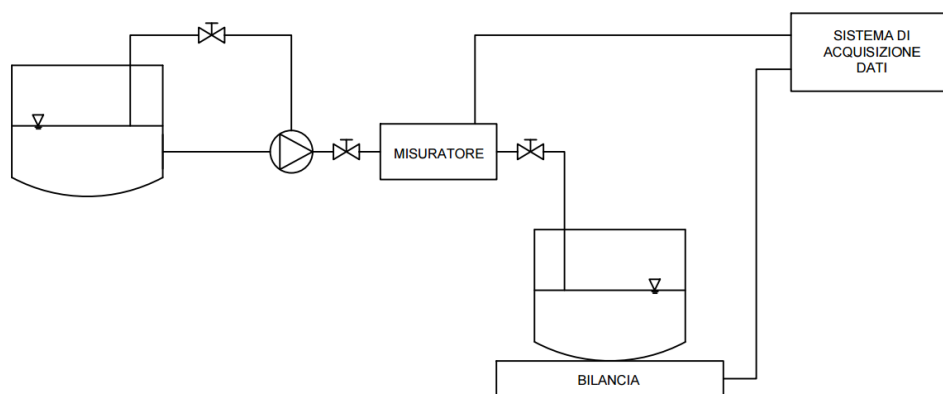


Figura A.6: Circuito di prova

Le caratteristiche della strumentazione presente nel circuito di prova sono riportate di seguito:

- Pompa LOWARA 4HMS7/A: portata 40-120 litri/minuto, prevalenza 38.6-16.7m
- Bilancia da Laboratorio SAUTER EC 240
- Unità di acquisizione dati Agilent 34970A

Nel circuito sono presenti due serbatoi, uno di presa e uno di scarico, collegati da una tubazione in cui viene fatta circolare acqua tramite la pompa. A valle della pompa è posto il misuratore di portata. Il serbatoio di scarico è montato sulla bilancia di precisione che permette di pesare l'acqua che viene scaricata. Per poter regolare la portata che fluisce attraverso il misuratore, la pompa è dotata di una tubazione di bypass. Su questa tubazione è posto un rubinetto che permette di variare la quantità di portata che viene effettivamente elaborata dallo strumento. Come si può vedere nello schema, il misuratore di portata e la bilancia sono collegati al sistema di acquisizione dati (Fig. A.7). L'unità permette di gestire senza problemi misure di ogni tipo, come temperatura, tensioni (continue o alternate), resistenza, frequenza o corrente. Nel caso in esame si ha a che fare con tensioni continue. Collegando i misuratori alla scheda di acquisizione è possibile leggere con una certa frequenza il segnale di uscita dai due strumenti ed elaborarlo tramite un software per convertirlo nella grandezza reale (portata/peso).



Figura A.7: Unità di acquisizione dati Agilent

Prima di poter effettuare la taratura dei misuratori *Coriolis* è stato necessario ricavare l'equazione di conversione della bilancia (Fig. A.8). Tale equazione viene poi inserita all'interno del software del sistema di acquisizione dati in modo da convertire il segnale di tensione e risalire direttamente al peso misurato.

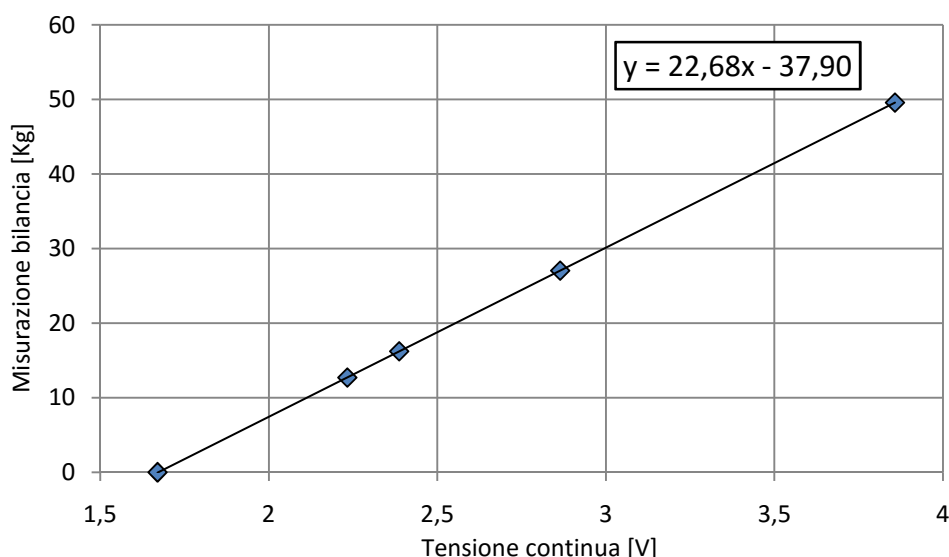


Figura A.8: Retta caratteristica della bilancia

Per ottenere informazioni utili relativamente all'operazione di taratura è stato fatto riferimento ai manuali che le case di produzione dei misuratori forniscono.

La taratura si realizza nel modo seguente:

Il serbatoio a monte viene inizialmente riempito d'acqua. Successivamente viene azionata la pompa in modo da far circolare una certa portata da un serbatoio all'altro, facendola passare quindi attraverso il misuratore. Il fluido viene fatto circolare per alcuni minuti in modo da instaurare delle condizioni operative normali. Il passo successivo è regolare lo zero dello strumento in modo da stabilire un segnale appropriato quando il misuratore non è attraversato da portata. Per fare questo è

necessario fermare la pompa e assicurarsi che il misuratore rimanga pieno di fluido, evitando la presenza al suo interno di bolle d'aria o di altri gas intrappolati. Nel circuito di prova basterà quindi chiudere il rubinetto posto immediatamente a valle del misuratore in modo da essere certi che non circoli portata mentre viene regolato lo zero. Le modalità di regolazione dello zero posso variare a seconda del tipo di misuratore di portata. In particolare i misuratori *MicroMotion* oggetto della taratura sono dotati di un indicatore led e di un potenziometro (Fig. A.9). Se una volta fermata la portata l'indicatore led è rosso, il potenziometro va ruotato in senso orario finchè la luce non si spegne. Viceversa, se l'indicatore led è verde, il potenziometro va ruotato in senso anti-orario. Così facendo mi assicuro che a portata nulla il segnale in uscita dal misuratore sia pari a 4 mA. Il valore in tensione sarà legato al valore della resistenza di precisione che utilizzo (es. $250\Omega \rightarrow 1V$)

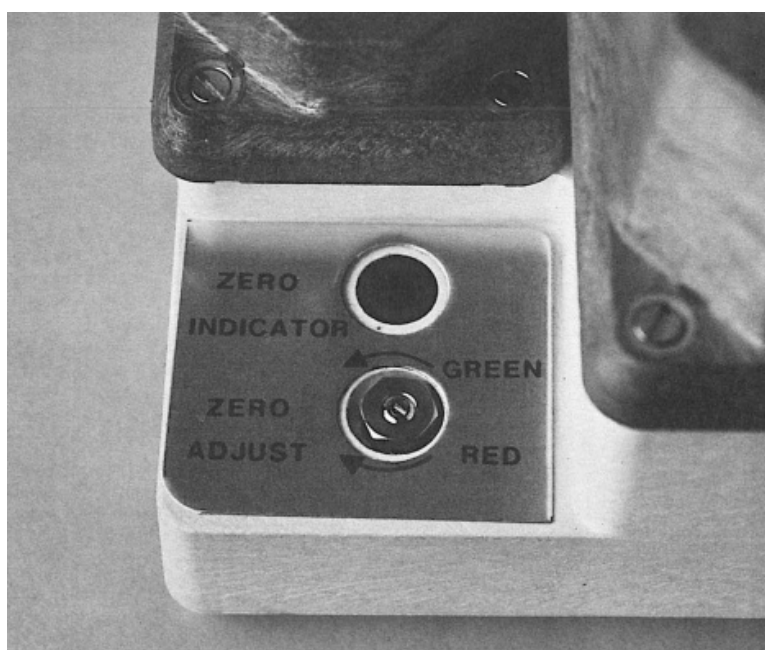


Figura A.9: Regolazione dello zero

A questo punto è possibile procedere con la calibrazione. Per prima cosa va azionata la pompa, poi tramite il sistema di acquisizione dati verifico che il segnale in uscita dal misuratore di portata sia pressoché costante. Fisso poi un intervallo di tempo (ad esempio 5 minuti) nel quale acquisisco il segnale uscente dalla bilancia e quello in uscita dal misuratore. A quest'ultimo segnale corrisponderà un certo di valore di portata secondo l'equazione di conversione. In figura A.10 è riportato un esempio di equazione relativo al caso di portata impostata pari a 300 kg/h.

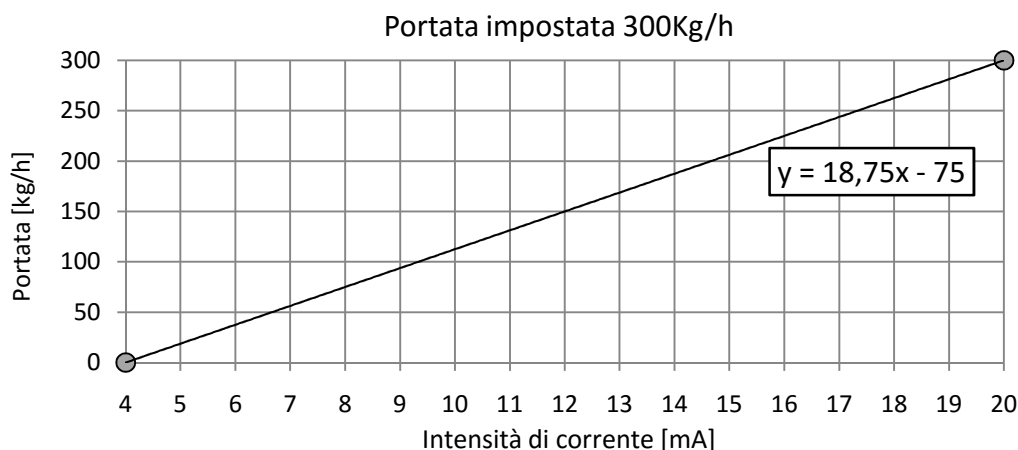


Figura A.10: Esempio di equazione di conversione

Tale valore di portata va successivamente confrontato con quello determinato sulla base della variazione di massa misurata dalla bilancia di precisione in quell'intervallo di tempo. Questa operazione va fatta per diversi valori di portata nel range di interesse. Come già accennato in precedenza, per variare la portata è possibile agire sul rubinetto posto nel ramo di bypass. La tabella A.2 mostra indicativamente un esempio di calcolo per la taratura. Come appena sottolineato, dalla misura della bilancia all'inizio e alla fine dell'acquisizione nell'intervallo di tempo considerato si risale alla portata. Tale valore viene confrontato con l'effettivo valore misurato dallo strumento da tarare.

Tabella A.2: Esempio di calcolo per la taratura

Misura bilancia iniziale [kg]	27,67	Intervallo di tempo [s]	300	Segnale in uscita dal misuratore di portata [V]	8,01
Misura bilancia finale [kg]	46,45	Portata corrispondente [kg/h]	225,348	Portata misurata dal misuratore di portata [kg/h]	225,35
Errore %					0,001

Se le misure coincidono, entro un certo margine di incertezza, lo strumento si può ritenere opportunamente tarato. In caso contrario è necessario agire sulle impostazioni dello strumento in modo che la portata misurata corrisponda effettivamente alla portata che circola.

Nei misuratori MicroMotion è possibile variare l'intensità del segnale in uscita di un $\pm 10\%$ agendo su un potenziometro dedicato. Se il segnale in uscita è minore di quello desiderato, il potenziometro va ruotato in senso anti-orario. Se invece è maggiore, il potenziometro va ruotato in senso orario.

Oltre a questa possibilità di regolazione, gli strumenti permettono anche di misurare un ampio range di portate (vedi Tab. A.1). Il valore massimo di portata impostato, ossia il valore di portata a cui corrisponde un segnale di uscita massimo (20mA), può infatti essere variato a seconda delle esigenze. Per fare questo è necessario agire su una serie di interruttori posizionati all'interno del misuratore. Ad ogni combinazione degli interruttori corrisponde un numero, calcolato sommando il valore relativo a quelli che sono in posizione "on". I valori sono riportati in figura A.11.

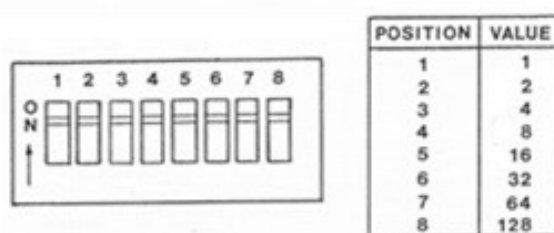


Figura A.11: Interruttori per la regolazione del range di portata

All'interno del misuratore è presente un'etichetta che riporta una certa combinazione degli interruttori alla quale è associato un certo valore di portata calibrata. Se si vuole calibrare il misuratore su un diverso valore di portata basterà variare la loro combinazione seguendo le indicazioni riportate in questo esempio.

Se l'etichetta indica che gli interruttori 1,3,5,6,7 e 8 sono in posizione "ON" allora il numero complessivo ad essi associato è 245, dato dalla somma di 1,4,16,32,64 e 128. Assumiamo che questa impostazione degli interruttori sia riferita ad una portata calibrata di 175 kg/h e che si desideri passare a un valore di 300 kg/h. La nuova combinazione degli interruttori si determina attraverso la seguente equazione:

$$N_2 = 265 - \frac{P_1}{P_2} * (265 - N_1) \quad (A.2)$$

Dove:

- N_2 è il nuovo numero associato alla nuova combinazione
- N_1 è il numero associato alla combinazione iniziale
- P_1 è la portata massima per cui è calibrato lo strumento
- P_2 è la nuova portata massima desiderata

Relativamente al nostro esempio otteniamo:

$$N_2 = 265 - \frac{175}{300} * (265 - 245) = 253 \quad (A.3)$$

Questo valore corrisponde ad una combinazione con tutti gli interruttori in posizione “ON” tranne il numero due. Ora, se lo strumento è opportunamente tarato, la nuova caratteristica del misuratore sarà uguale a quella riportata nell’esempio di figura A.10.

Sulla base della procedura di regolazione appena descritta è possibile impostare una portata massima per il misuratore che sia in linea con le portate operative che circoleranno effettivamente nella macchina in cui esso deve essere inserito.

A conclusione di queste breve appendice viene riportata una foto relativa al circuito di prova realizzato per effettuare le operazioni di taratura.



Figura A.12: Circuito di prova per la taratura

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Lorentzen, “Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant”, *International Journal of Refrigeration*, vol 17, n°5, pagg 292-301, 1994.
- [2] Regolamento (UE) N.517/2014 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 Aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006, 20 Maggio 2014.
- [3] F. Bellomare, S. Minetto, “Experimental analysis of hydrocarbons as drop-in replacement in household heat pump tumble dryers”, 69th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 2013.
- [4] A. Cavallini, C. Zilio, Carbon Dioxide as a Natural Refrigerant, 5th International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vicenza, Italy, 30 August- 1 September 2006.
- [5] S.M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, “A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles”, *Applied Thermal Engineering* 20, pagg 831-841, 2000.
- [6] “CCMT, High Pressure Expansion Valve (CO₂ trans-critical)”, <http://products.danfoss.com/productrange/visuals/refrigeration/electronically-operated-valves/ccmt-high-pressure-expansion-valve-co2-trans-critical/ccmt-high-pressure-expansion-valve-co2-trans-critical/>.
- [7] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, C. Zilio, *I fluidi frigorigeni, processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche*, AREA Science Park, Padriciano, Trieste, 2007.
- [8] P. Neksa, H. Rekstad, G. R. Zakeri, P. A. Schiefloe, “CO₂ Heat Pump water heater: characteristics, system design and experimental results”, *International Journal of Refrigeration*, vol 21, n°3, pagg 292-301, 1998.
- [9] J. Stene, “CO₂ Heat Pumps”, In: AA. VV. *Natural Refrigerant CO₂*, pagg. 224-291, Edited by Walter Reulens, ISBN: 9789081346733, 2009.
- [10] J. Stene, “Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating”, Doctoral thesis at the Norwegian University of Technology and Science (NTNU), 2004.
- [11] Sarkar et al., *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2004
- [12] L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, L. Zamboni, “Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution”, *International Journal of Refrigeration* 28, pagg 1250-1258, 2005.
- [13] S. Minetto, “Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water”, *International Journal of Refrigeration* 34, pagg 742-751, 2010.

- [14] S. Minetto, S. Girotto, R. Brignoli, A. Rossetti, S. Marinetti, "Air Conditioning and Space Heating with CO₂: efficiency improvement with ejectors", *6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*, Ohrid, 2015
- [15] A. Aldegheri, "Studio di pompe di calore a CO₂ con o senza eietttore", Tesi di Laurea Magistrale, Università degli Studi di Padova, 2012.
- [16] S. Elbel, "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications", *International Journal of Refrigeration*, pagg 1545-1561, 2011.
- [17] G. Lorentzen, "Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process", *Proceedings of the institute of Refrigeration* 80, pagg 39-47, 1983.
- [18] K. Banasiak, A. Hafner, T. Andresen, "Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump", *International Journal of Refrigeration*, pagg 1-9, 2012.
- [19] S. Minetto, S. Girotto, A. Rossetti, S. Marinetti, "Experience with ejector work recovery and auxiliary compressors in CO₂ refrigeration systems. Technological aspects and application perspectives", *6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*, Ohrid, 2015.
- [20] S. Elbel, P. Hrnjak, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation", *International Journal of Refrigeration* 31, pagg 411-422, 2008.
- [21] C. Lucas, J. Koehler, "Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector", *International Journal of Refrigeration* 35, pagg 1595-1603, 2012.
- [22] F. Liu, E.A. Groll, J. Ren, "Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system", *Applied Thermal Engineering* 98, pagg 1061-1069, 2016.
- [23] K. Banasiak, A. Hafner, T.M. Eikevik, "Experimental characteristics of R744 ejectors for expansion work recovery in heat pumping installations", *International Congress of Refrigeration*, August 16-22 Yokohama, Japan, 2015.
- [24] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, *NIST standard reference database 23: NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1*: National Institute of Standards and Technology. Standard Reference Data Program, Gaithersburg , 2013.
- [25] UNI EN 14825, Maggio 2012, Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti. Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale.