



Università degli Studi di Padova

Facoltà di Ingegneria

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di pompe di calore a CO₂ con o
senza espansore**

RELATORE: Ch.mo Prof. Renato Lazzarin

LAUREANDO: Matteo Lodola

ANNO ACCADEMICO: 2011/2012

Ai miei genitori

INDICE

Introduzione.....	5
CAPITOLO 1 - Pompe di calore	7
1.1.Generalità	7
1.2.Principali tipologie di pompe di calore.....	10
1.3.Modelli disponibili e sistemi realizzabili.....	14
1.3.1.Pompe di calore acqua-acqua e acqua-aria.	14
1.3.2.Pompe di calore aria-aria e aria-acqua.....	16
1.3.3.Pompe di calore suolo-aria e suolo-acqua.....	18
1.4.COP e EER.....	20
1.5.Vantaggi delle pompe di calore.	21
1.6.I limiti della pompa di calore	23
CAPITOLO 2 - I Refrigeranti.....	25
2.1.Introduzione	25
2.2.Caratteristiche generali dei fluidi frigoriferi.	25
2.3.I clorofluorocarburi (CFC)	30
2.4.Gli idroclorofluorocarburi (HCFC)	32
2.5.Gli Idrofluorocarburi (HFC)	33
2.5.1.L'R134a (tetrafluoroetano).....	34
2.6.Le miscele	35
2.7.I fluidi frigoriferi naturali.....	37
2.7.1.L'acqua (R718).....	37
2.7.2.L'ammoniaca (R717)	38
2.7.3.Gli idrocarburi (HC)	40
2.7.4.L'anidride carbonica (R744).....	41
Capitolo 3 - L'anidride carbonica come fluido frigorifero.....	43
3.1.Storia dell'anidride carbonica.	43
3.2.Principali caratteristiche della CO₂.....	44
3.2.1.Caratteristiche generali.....	44
3.2.2.Proprietà termodinamiche	45
3.3.Il ciclo frigorifero ad anidride carbonica.	51
3.3.1.Il ciclo di Lorentz.....	54
3.4.La pressione ottimale	55
3.5.Criteri di sicurezza	59
3.5.1.Dispersione nell'ambiente	59
3.5.2.Pressione di progetto.....	60

3.6.Settori applicativi dell’anidride carbonica	61
3.6.1.Autoveicoli	61
3.6.2.Refrigerazione Commerciale	62
3.6.3.Unità di condizionamento per uso militare	62
3.6.4.Essiccatori d’aria	64
3.6.5.Usò domestico.....	65
Capitolo 4 - Componenti per una pompa di calore a CO2	67
4.1.Introduzione	67
4.2.Il compressore	68
4.2.1.Compressori alternativi	68
4.2.2 Compressori scroll.....	72
4.2.3.Compressore a rotore eccentrico.....	74
4.2.4.Compressori a vite.....	75
4.2.5.Compressori per uso automobilistico	76
4.3.Scambiatori di calore	77
4.3.1.Tiologie di scambiatori	78
4.3.2.Evaporatori	84
4.3.3.Il gas cooler	86
4.3.4.Nuovi sviluppi	89
4.4 Valvole di laminazione	90
4.4.1.Valvola a retropressione costante.....	92
4.4.2 Valvola a retropressione costante abbinata ad una valvola termostatica	94
4.4.3.Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica.	96
4.4.4.I tubi capillari	98
4.4.5.Le valvole elettroniche	100
4.4.6.Alternative alla laminazione	101
4.5.Altri componenti	102
4.5.1.Lubrificanti	102
4.5.2.Gli elastomeri	110
Capitolo 5 - Studio mediante simulazione	111
5.1.Introduzione	111
5.2.Il software RefProp	112
5.3.Verifica dell’esistenza della pressione ottimale	113
5.4.Relazione tra la temperatura in ingresso e il COP	118
5.5.Variazione del COP in funzione della temperatura di evaporazione	121
5.5.1.Ipotesi di base	121
5.6.Il ciclo transcritico a CO₂, possibili configurazioni	124
5.6.1.Ipotesi di base per la simulazione.....	127
5.6.2.Impianto tradizionale a compressione di vapore	128
5.6.3.Impianto con scambiatore di calore rigenerativo	129
5.6.4.Impianto ad espansione meccanica.....	131
5.6.5.Impianto ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo	132

5.6.6. Impianto ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo e recupero del lavoro di espansione.....	133
5.6.7. Impianto ad espansione meccanica con recupero del lavoro di espansione	135
5.7.Confronto tra R134a e R744 per le tre tipiche condizioni di riscaldamento domestico.....	140
5.7.1.Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 30 °C e i 35 °C.....	141
5.7.2.Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 40 °C e i 45 °C.....	142
5.7.3.Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 50 °C e i 55 °C.....	143
Allegato 1	145
CAPITOLO 6 – Valutazione economica.....	149
6.1.Introduzione	149
6.2.Il riscaldamento residenziale	150
6.2.1.I pavimenti radianti	150
6.2.2.I ventilconvettori	154
6.2.3.I radiatori	155
6.3.L'acqua calda sanitaria	157
6.4.Caldaie a condensazione	159
6.5.Determinazione dei profili giornalieri della temperatura dell'aria esterna: la normativa UNI/TS 11300-4:2012.....	162
6.5.1.Generalità.....	162
6.5.2.Determinazione del profilo di temperatura nel giorno tipo mensile	162
6.5.3.Determinazione dei bin mensili	163
6.6.Valutazione economica del riscaldamento degli ambienti.....	167
6.6.1.Condizioni di contorno	167
6.6.2.Caso A: Pompa di calore operante ad R410a.....	168
6.6.3.Caso B: Pompa di calore ad anidride carbonica	170
6.6.4.Caso C: Caladaia a condensazione.....	173
6.6.5.Confronto economico fra le tre soluzioni.....	175
6.6.6.Valutazione economica in alcune città italiane.....	179
6.7.Valutazione economica del riscaldamento dell'acqua sanitaria.....	200
6.7.1.Ipotesi e considerazioni di base all'analisi	201
6.7.2.Analisi economica $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$	202
6.7.3.Analisi economica $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$	203
6.9.Conclusioni	209
CAPITIOLO 7 - Gli espansori	211
7.1.Generalità	211
7.2.Tipologie di espansore	211
7.2.1.Espansore a pistone a doppio effetto	212
7.2.2.Espansore rotativo a vite	214
7.2.3.Espansore a pistone oscillante	215
7.2.4.Espansore rotativo a palette	218

7.2.5.L'espansore a spirale orbitante (scroll)	220
7.3.L'espansore nel ciclo ad anidride carbonica	222
7.4.Confronto tra soluzioni impiantistiche differenti.....	224
7.4.1. Confronto tra ciclo con espansore e ciclo a laminazione.....	224
7.4.2.Utilizzo o meno di uno scambiatore rigenerativo in un ciclo a espansione	228
7.4.Verifica dell'esistenza della pressione ottimale in un ciclo ad espansione	231
7.5.Valutazione delle perdite exergetiche	234
7.6.Il ciclo con espansione: valutazione delle prestazioni nelle tradizionali configurazioni per il riscaldamento domestico	237
7.6.1.Sistema a pavimento radiante	239
7.6.2.Sistema a ventilconvettori.....	240
7.6.3.Sistema a radiatori.....	242
7.7.Conclusioni	245
Allegato 2	247
Conclusioni.....	249
Bibliografia	253
Ringraziamenti.....	259

Introduzione

Il continuo incremento dell'effetto serra e le problematiche legate all'allargamento del buco nell'ozono hanno portato la maggior parte delle nazioni del pianeta ad adottare un serie di provvedimenti per la regolamentazione delle emissioni sia dei gas serra che dei gas aggressivi per l'ozono.

A tale scopo si sta assistendo ad un ritorno all'utilizzo dei fluidi frigorigeni naturali quali idrocarburi, ammoniaca e anidride carbonica.

Su quest'ultima si è concentrata l'analisi contenuta in questo elaborato con l'obiettivo di identificare se l'utilizzo della CO₂ come fluido frigorigeno all'interno di una pompa di calore aria – acqua può essere o meno una valida alternativa alle soluzioni tradizionali.

Nel primo capitolo si sono presentate le diverse tipologie di pompa di calore e il principio di funzionamento. Il secondo capitolo riassume i vantaggi e le problematiche derivanti dall'impiego dei diversi fluidi frigorigeni utilizzati nel corso degli anni.

Nel terzo capitolo ci si è soffermati sulle proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica.

Nel capitolo quattro si sono descritti nel dettaglio i componenti necessari per la realizzazione di una pompa di calore ad anidride carbonica comparandoli con a quelli presenti all'interno dei sistemi tradizionali.

Nel capitolo cinque è stata realizzata un'analisi sulle prestazioni ottenibili mediante una pompa di calore in funzione della componentistica e del fluido frigorigeno impiegato (CO₂ o R134a). Nel capitolo sei, tenendo conto dei costi energetici, si è eseguita una valutazione sulla convenienza economica confrontando una caldaia a condensazione con sistemi ad R410a e ad R744.

Il capitolo sette, dopo una breve introduzione sullo stato dell'arte degli espansori, approfondisce nel dettaglio i vantaggi/svantaggi legati all'impiego di tali componenti in sostituzione della valvola di laminazione.

CAPITOLO 1

Pompe di calore

1.1.Generalità

“Con il termine pompa di calore s’intende un’installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa, e lo rende disponibile per l’utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore” [1].

L’enunciato di Clausius per il secondo principio afferma che *“E’ impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico, il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un corpo a temperatura più bassa ad un corpo a temperatura più elevata” [1].*

Possiamo quindi affermare la possibilità di trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa a un altro a temperatura più elevata necessariamente attraverso la somministrazione di lavoro o calore dall’esterno.

Quindi, quando si parla di riscaldamento termodinamico attraverso pompa di calore, ci si riferisce al processo di elevazione del livello termico dell’energia disponibile sotto forma di calore.

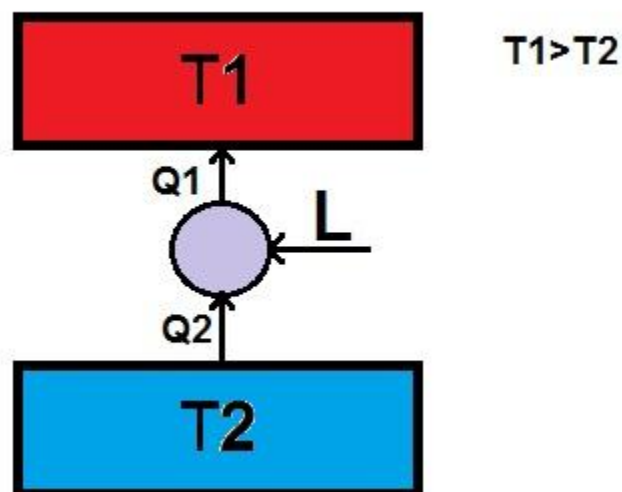


Figura 1.1 – Rappresentazione schematica di un ciclo inverso.

Il principio operativo su cui si basa la pompa di calore, come è visibile dalla figura 1.2, è del tutto analogo a quello di un tradizionale impianto frigorifero che, in termini ideali, può essere rappresentato in maniera semplificata mediante un ciclo di Carnot inverso.

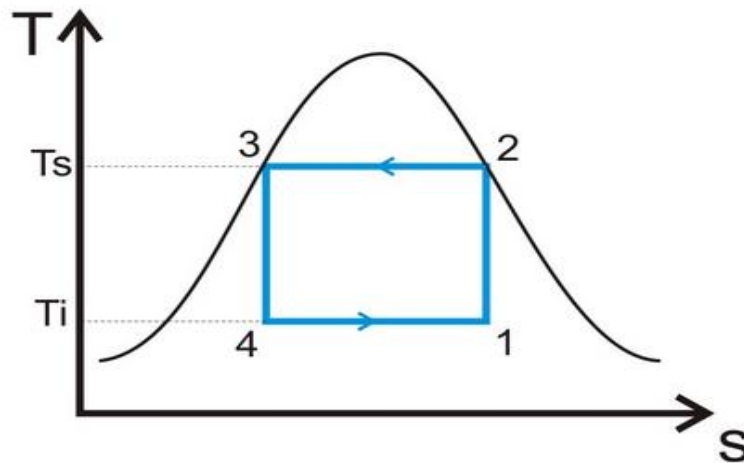


Figura 1.2 – Ciclo di Carnot inverso.

La distinzione sta quindi solamente in ciò che costituisce l'effetto utile della macchina:

- un impianto frigorifero asporta calore Q_2 da un sistema a temperatura inferiore a quella ambiente;
- una pompa di calore cede calore Q_1 ad un sistema a temperatura superiore a quella ambiente.

Di conseguenza risultano differenti solo i campi di temperatura all'interno dei quali lavorano gli impianti frigoriferi e a pompa di calore; tuttavia non sono rari i casi in cui un'installazione lavori come impianto frigorifero allo scambiatore freddo, e come pompa di calore allo scambiatore caldo.

Le principali fonti di calore utilizzate in entrambi gli impianti possono essere sorgenti naturali appartenenti all'ambiente esterno come il suolo, aria o acqua oppure fonti di calore artificiali, come flussi di calore emessi da processi industriali e non.

Il pregio delle pompe di calore, soprattutto in ambito industriale, consiste nella capacità di elevare il livello termico di calore, disponibile già ad una temperatura superiore a quella ambiente, poiché operativamente lo scambiatore freddo preleva il calore di scarto derivante dal processo produttivo e lo utilizza per soddisfare una domanda di

calore interna allo stesso processo produttivo, utilizzando comunque una quantità relativamente piccola di energia di alta qualità come elettricità o combustibili.

Inoltre le pompe di calore possono anche essere utilizzate per il raffreddamento in quanto il calore può venire poi trasferito nella direzione opposta cioè dall'applicazione che viene refrigerata verso l'ambiente circostante, quest'ultimo sempre ad una più alta temperatura [1], [2], [3].

1.2.Principali tipologie di pompe di calore

Le pompe di calore possono essere raggruppate in due grandi famiglie:

- a compressione di vapore;
- ad assorbimento.

1.2.1.Pompa di calore a compressione meccanica del vapore

La pompa di calore è costituita da un circuito chiuso, percorso da uno speciale liquido volatile definito fluido di lavoro o refrigerante che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato di liquido o di vapore.

I componenti principali in un sistema a pompa di calore, come si vede in figura 1.3, sono 4:

- il compressore;
- la valvola di espansione;
- l' evaporatore;
- il condensatore.

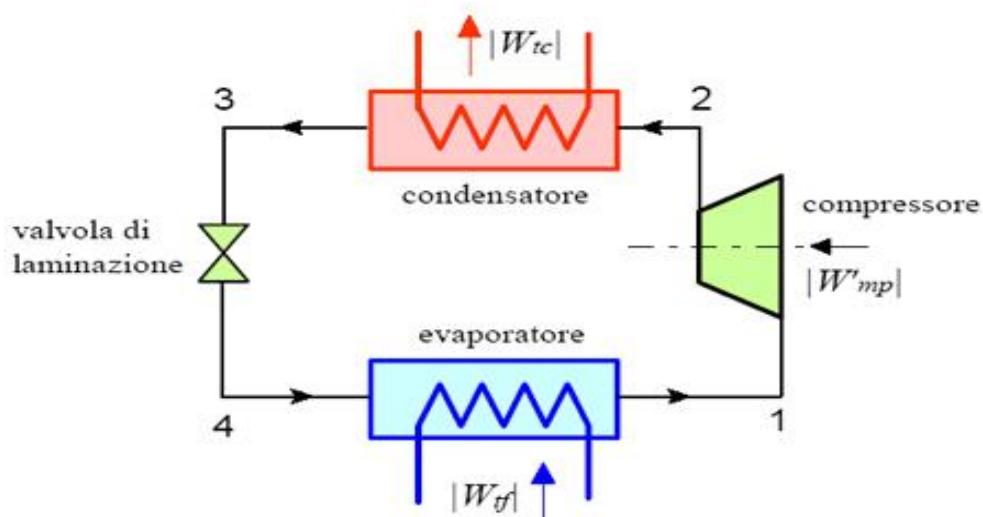


Figura 1.3 - Pompa di calore a compressione meccanica

Ognuno dei componenti svolge una particolare funzione:

1. Nell'evaporatore la temperatura del fluido di lavoro è mantenuta inferiore alla temperatura della sorgente di calore; in questo modo vi è un flusso di calore dalla fonte al liquido, il quale evapora. L'evaporazione di un fluido può avvenire anche a temperature basse purché la pressione sia anch'essa adeguatamente bassa; il vapore così ottenuto viene inviato in un compressore;
2. Nel compressore, il vapore viene compresso affinché raggiunga una pressione e temperatura maggiore;
3. Il vapore caldo entra poi nel condensatore, dove condensa e cede calore utile all'impianto di distribuzione del calore;
4. Attraverso la valvola di laminazione il fluido si espande dall'alta pressione in cui si trovava alla pressione e temperatura richiesta dall'evaporatore. Il fluido di lavoro ritornando allo stato originale entra nell'evaporatore.

Di norma il compressore è azionato da un motore elettrico e a volte da un motore a combustione; tuttavia quando un motore a gas o diesel aziona il compressore il calore dell'acqua di raffreddamento e del gas di scarico vengono utilizzati per aumentare il calore ceduto nella fase di condensazione [2], [4], [5].

1.2.2.Pompa di calore ad assorbimento

Questo tipo di sistema è alimentato termicamente il che significa che è prevalentemente il calore a guidare il ciclo piuttosto che l'energia meccanica.

Nella macchina a compressione meccanica appena descritta, per produrre calore si è sfruttata la diversa temperatura tra fase di evaporazione e condensazione del fluido alle diverse pressioni; per chiudere tale tipo di ciclo è necessaria la presenza di un dispositivo che provveda a riportare il fluido dalla pressione più bassa a quella più alta, compito svolto dal compressore [3], [4], [5].

Nel caso di un ciclo ad assorbimento, figura 1.4, il passaggio è effettuato da un sistema composto da un assorbitore, una pompa e un generatore in serie; il lavoro di compressione del fluido quindi è ottenuto in questi 3 organi.

I sistemi di assorbimento sfruttano la capacità di liquidi o sali di assorbire il vapore del fluido di lavoro. I fluidi più comuni utilizzati in questo processo sono: l'acqua, come fluido di lavoro e il bromuro di litio (LiBr) come assorbente, oppure ammoniaca (fluido di lavoro) e acqua (assorbente).

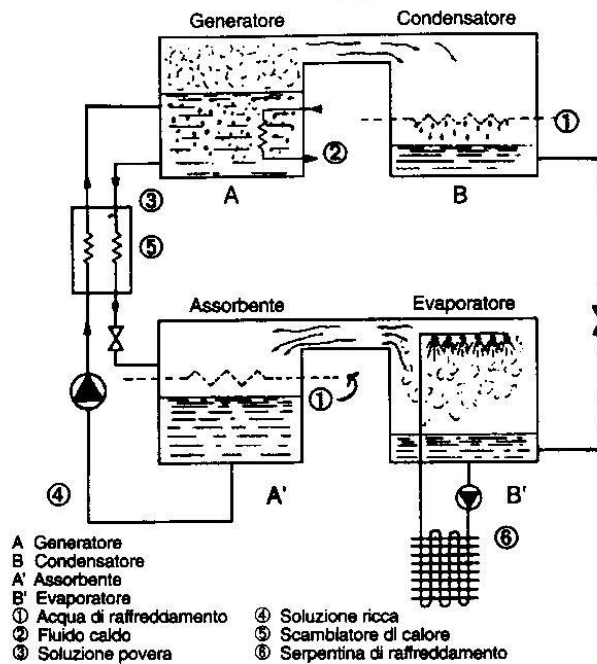


Figura 1.4 - Schema di un ciclo ad assorbimento

Operativamente, il vapore a bassa pressione presente nell'evaporatore è inviato tramite un condotto nell'assorbitore, dove tende a passare in soluzione con il liquido assorbente e quindi, tramite una reazione esotermica, sviluppa il cosiddetto calore di assorbimento che aumenta la temperatura del liquido.

Mano a mano che la soluzione assorbe refrigerante si ha una progressiva riduzione della sua capacità igroscopica, è quindi necessario ricondurla alla concentrazione ritenuta idonea per l'assorbimento.

Essa viene quindi pompata verso il generatore a più alta pressione, poiché la temperatura di condensazione nel generatore è più elevata rispetto quella nell'evaporatore.

Nel generatore il liquido è riscaldato tramite una fornitura di calore dall'esterno, in tal modo il refrigerante si separa dalla soluzione che risulterà rigenerata, cioè ritornerà alla concentrazione desiderata.

A questo punto il refrigerante è inviato nel condensatore dove passa alla fase liquida tramite cessione di calore verso l'esterno, da qui, tramite una valvola di laminazione, tornerà nell'evaporatore ad una pressione più bassa.

La soluzione assorbente invece, una volta rigenerata, potrà ritornare nell'assorbitore ad una pressione più bassa attraverso una valvola di laminazione.

Un particolare tipo di pompa di calore ad assorbimento è il trasformatore di calore figura 1.5, che attraverso il processo di assorbimento può elevare termicamente una parte del calore di scarto senza richiedere la presenza di una fonte di calore esterna [3], [4], [5].

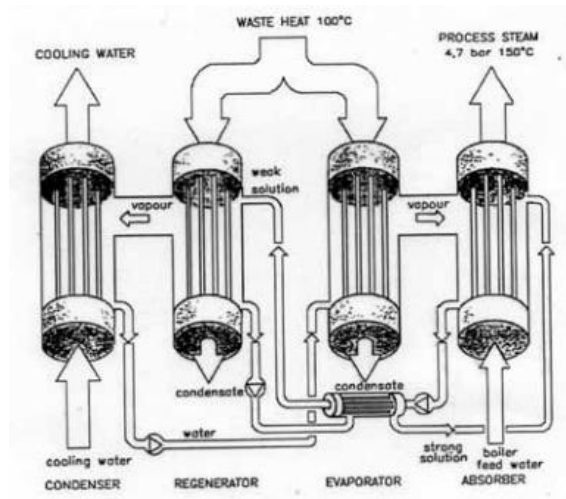


Figura 1.5 – Trasformatore di calore

1.3.Modelli disponibili e sistemi realizzabili.

Esistono quattro tipi fondamentali di pompa di calore:

- aria-aria;
- aria-acqua;
- acqua-aria;
- acqua-acqua;

In questa classificazione il primo termine sta ad indicare la sorgente fredda ed il secondo quella calda.

1.3.1.Pompe di calore acqua-acqua e acqua-aria.

Le pompe di calore acqua-acqua e acqua-aria sfruttano l'acqua come sorgente rinnovabile a bassa entalpia, l'acqua può essere superficiale (fiumi, laghi, mare, acque reflue) o di falda.

Uno svantaggio dei sistemi che usano l'acqua come fonte di calore, nei confronti di quelli che usano l'aria, è il maggior costo iniziale d'impianto per la parte di estrazione di calore dalla sorgente.

Acque superficiali: Le acque superficiali risentono in maniera più o meno sensibile del clima esterno e quindi la loro temperatura è variabile nel corso della stagione invernale. Va però sottolineato che, nei periodi più freddi, essa è sempre superiore a quella dell'aria: nei grandi laghi lombardi, ad esempio, si va da un minimo di 7 °C di media a febbraio, agli 11 °C di aprile, ai 12,5 °C di novembre e 16 °C di ottobre. La loro efficienza stagionale è pertanto superiore a quella delle pompe di calore ad aria. Nel caso di impiego di acqua dolce, questi macchinari sono molto semplici da realizzare nonostante necessitino di un sistema di decontaminazione e filtraggio dell'acqua. Nel caso di acqua di mare siamo in presenza di temperature medie più elevate, e di conseguenza anche di efficienze superiori, ma di contro lo scambiatore di calore e la circuitazione idrica devono essere realizzati con materiali resistenti all'acqua salata e alla salsedine e quindi ben più costosi.

Acque di falda: hanno il vantaggio di avere temperatura costante e sufficientemente elevata (a Milano, ad es., l'impianto del Palazzo della Regione è alimentato con acqua a 16 °C, pressoché costante tutto l'anno). La loro efficienza, nel caso acqua-acqua (dove non esistono le perdite di carico dovute alle valvole di inversione) è quindi elevata, raggiungendo COP oltre 4,5. I problemi per questa soluzione consistono nel fatto che non dappertutto sono disponibili falde acquifere e, dove lo sono, non sempre c'è il permesso di emungerle (in molte regioni l'acqua è un bene prezioso). Inoltre è necessario rispettare i regolamenti locali o regionali per disporre delle acque di falda anche se la reimmissione a valle in falda ha un trascurabile impatto ambientale perché il terreno è in grado di disperdere facilmente il calore.

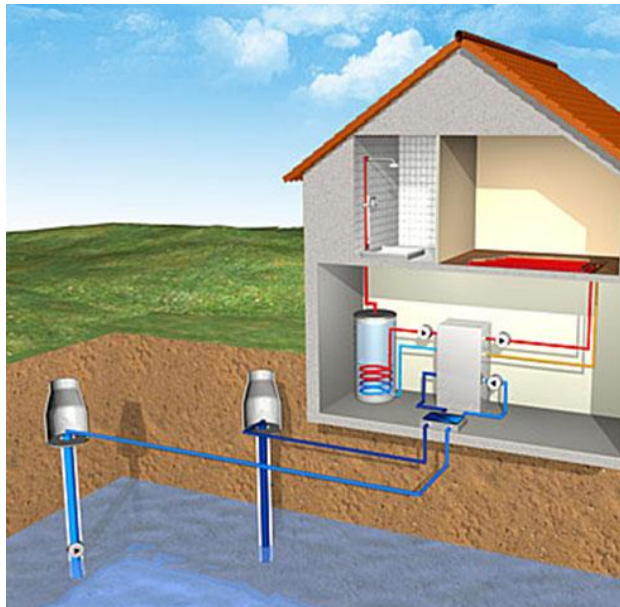


Figura 1.6 – Pompa di calore acqua-acqua

1.3.2. Pompe di calore aria-aria e aria-acqua.

Queste pompe di calore usano come sorgente di calore aria esterna, o ancor meglio (dove è disponibile) aria aspirata dai locali per essere evacuata.

Al primo tipo (aria/aria) appartengono i sistemi *monoblocco* o *split*, formati da un'unità esterna che scambia calore, prelevandolo o cedendolo, con l'aria esterna, e trasporta detto calore attraverso le tubazioni del refrigerante nei vari ambienti interni, cedendolo o asportandolo dall'aria interna con uno o più diffusori d'aria interni.

L'unità interna può essere anche del tipo canalizzabile ed in questo caso il calore sarà trasportato non attraverso le tubazioni del refrigerante ma con canali d'aria che possono raggiungere ogni ambiente interno.

Anche l'unità esterna può essere canalizzata consentendole così di prelevare l'aria esterna con la quale scambiare il calore e questo comporta il vantaggio di poterla collocare all'interno dell'edificio, in un locale tecnico (es. nello scantinato).

I canalizzati possono essere anche di tipo monoblocco, con la possibilità di essere collocati a piacere sia all'interno che all'esterno dell'edificio, in funzione delle esigenze logistiche.

Della categoria fanno parte anche i *Roof-Top*, macchine da esterno, con canali di mandata e ripresa dell'aria interna trattata (riscaldata o raffreddata), le cui taglie di capacità superiore vengono normalmente collocate sui tetti a terrazza, per climatizzare grandi spazi commerciali, fiere, etc.

Al secondo tipo (aria/acqua) appartengono i sistemi *idronici* con sorgente esterna aria, sono i refrigeratori d'acqua a pompa di calore reversibile, e si differenziano dai primi perché riscaldano, o raffreddano, acqua contenuta in un circuito idrico che trasporta il calore nei terminali posti nelle varie zone da climatizzare. Terminali quali *fan coils* e pannelli radianti possono funzionare in maniera ottimale con le basse temperature tipiche delle pompe di calore.

Un altro tipo particolare di diffusore aria è l'*Unità di Trattamento Aria (UTA)*, posta in un locale termico od anche all'esterno come i *Roof-Top* e come questi dotata di canali che trasportano l'aria trattata nelle zone da climatizzare.

Queste unità hanno la possibilità oltre che di riscaldare o raffreddare l'aria, anche di depurarla con filtri e di deumidificarla od umidificarla fino al valore desiderato: è importante questa ultima funzione perché, occorre sottolineare, e non tutti lo sanno,

che il semplice riscaldamento di aria invernale fino alle condizioni di temperatura desiderata porta quest'aria a condizioni di umidità relativa inaccettabili (secco eccessivo) per il comfort e la salute umana, ed anche per certi manufatti di origine organica, come per esempio il legno.

Queste pompe di calore che usano l'aria come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima moderato.

Un altro grande vantaggio di questa tipologia è che, a differenza di quelle con sorgente geotermica, non richiede costi di investimento per raggiungere la sorgente stessa, visto che l'aria si trova dappertutto e soprattutto si possono installare ovunque, anche se in zona non esistono falde acquifere o giardini/terreni dove posare le serpentine di scambio termico interrate orizzontali od anche in pozzi verticali.

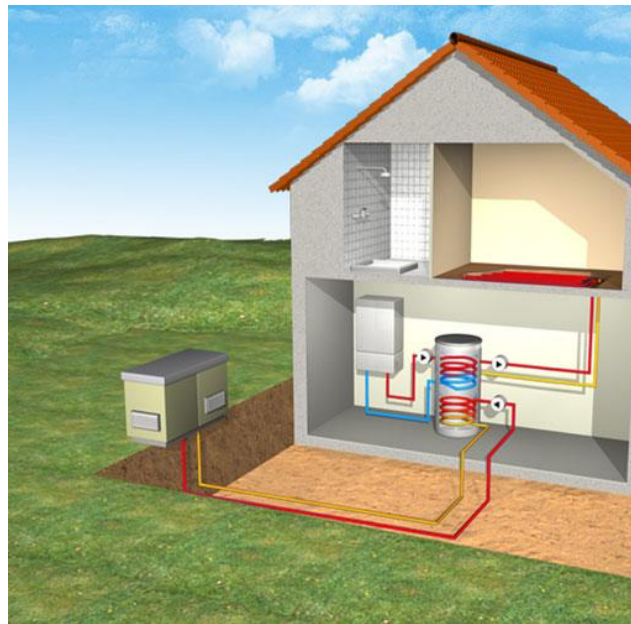


Figura 1.7 – Pompa di calore aria-acqua

1.3.3. Pompe di calore suolo-aria e suolo-acqua.

Questo tipo di pompa di calore sta oggi avendo notevole sviluppo. Esso sfrutta il calore del suolo o delle rocce (calore geotermico a bassa entalpia) utilizzando collettori di scambio termico orizzontali o verticali, immersi nel terreno, nei circuiti dei quali circola acqua addizionata di glicole etilenico per evitare eventuale rottura per gelo delle tubazioni dei circuiti.

La circolazione dell'acqua avviene in circuito chiuso con lo scambiatore "esterno" della pompa di calore. Il grande vantaggio di queste applicazioni è la temperatura del suolo che è molto più costante di quella dell'aria; bisogna fare solo attenzione al bilanciamento dell'utilizzo invernale ed estivo per evitare degradazioni del suolo.

- **Collettori orizzontali (sub-superficiali).** Sono serpentine con circolazione forzata di acqua glicolata, interrate orizzontalmente a profondità non eccessiva, che scambiano col terreno circostante il calore da portare alla pompa di calore. Più lo scavo è profondo e meno la macchina risentirà della variazione di temperatura dell'aria esterna. Lo svantaggio principale di questi impianti sono gli elevati costi di installazione. La spesa per lo scavo aumenta all'aumentare della profondità e si deve tener conto del costo del terreno utilizzato. Inoltre, nel corso della stagione di funzionamento, può verificarsi una certa diminuzione (d'inverno; aumento d'estate) della temperatura del terreno circostante.

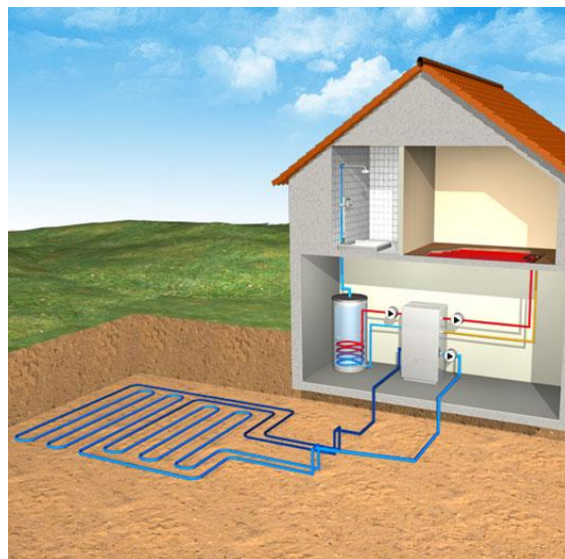


Figura 1.8 – Pompa di calore suolo-acqua con collettori orizzontali

- **Collettori verticali (in pozzo).** In questo caso sono necessari uno o più pozzi per poter scambiare calore con gli strati profondi del terreno/roccia sottostante. I costi non sono indifferenti, i vantaggi consistono nel fatto che più si va in profondità, più la temperatura sale e diventa indifferente alle variazioni climatiche. Anche in questo caso nel corso della stagione di funzionamento ci può esser una certa diminuzione (d'inverno; aumento d'estate) della temperatura del terreno circostante. Da notare che con particolari terminali, queste soluzioni possono raffreddare gratuitamente nella stagione estiva [5].



Figura 1.9 – Pompa di calore suolo-acqua con collettori verticali

1.4.COP e EER.

In termini energetici le prestazioni, nella fase di riscaldamento, di una pompa di calore si valutano per mezzo del valore del coefficiente di effetto utile (Coefficient Of Performance, COP) che è definito come il rapporto tra l'effetto energetico utile e l'energia necessaria per ottenerlo.

$$COP = \frac{|Q_1|}{|L|} \quad (1)$$

- Q_1 calore fornito alla sorgente a temperatura più alta;
- L lavoro impiegato per effettuare la fornitura di calore.

Il COP è variabile a seconda del tipo di pompa di calore e delle condizioni di funzionamento ed in genere ha valori prossimi a 3. Questo valore però sarà tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura a cui il calore viene ceduto nel condensatore e quanto più alta quella della sorgente da cui viene assorbito nell'evaporatore.

Va tenuto conto inoltre che la potenza termica resa dalla pompa di calore dipende dalla temperatura a cui la stessa assorbe calore.

Nel caso di pompe di calore elettriche a compressione i termini di questo rapporto diventano a numeratore il calore fornito dalla pompa di calore [kW] e a denominatore l'elettricità fornita al compressore [kW].

Questo vuol dire che per 1 kWh di energia elettrica consumato, fornirà 3 kWh di calore al mezzo da riscaldare. Per quanto riguarda invece le pompe di calore azionate da energia termica viene definito un altro coefficiente che indica il rapporto di energia primaria (Primary Energy Ratio, PER), in cui l'energia fornita rappresenta il potere calorifero superiore del combustibile fornito. Tale coefficiente può essere definito anche per le pompe di calore ad azionamento elettrico moltiplicando il COP per l'efficienza della produzione di energia:

$$PER = \eta * COP \quad (2)$$

dove η è intesa come l'efficienza di conversione dell'input di energia primaria derivante dall'azione del compressore.

Se la pompa di calore viene utilizzata per produrre freddo non si parla più di COP ma di EER.

Esso è calcolato come:

$$EER = \frac{|Q_2|}{|L|} \quad (3)$$

- Q_2 calore prelevato dalla sorgente a più bassa temperatura;
- L lavoro impiegato per effettuare la fornitura di calore.

Come per il COP, l'EER sarà tanto maggiore quanto minore è la differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore [1], [3], [4], [5].

1.5.Vantaggi delle pompe di calore.

Le pompe di calore e i diversi tipi di impianti di climatizzazione con esse realizzabili costituiscono una vera alternativa ai sistemi tradizionali a combustione per l'enorme risparmio di energia che esse consentono e conseguente riduzione delle emissioni nocive all'uomo e all'ambiente. Vediamo ora quelli che sono alcuni dei principali vantaggi che si riscontrano utilizzando una pompa di calore.

- Un unico impianto ed un unico servizio di climatizzazione invernale, estiva e di produzione di acqua calda sanitaria esteso a tutto l'anno. Non più doppie apparecchiature, doppie gestioni e spesso doppio impianto di diffusione sia ad aria che idronica.
- Risparmi di energia dal 40% al 60% nel riscaldamento invernale rispetto ai sistemi tradizionali a combustibile fossile, con conseguente equivalente riduzione delle emissioni serra.
- Impiego del 75% di energie rinnovabili, qualunque sia la sorgente utilizzata aria, acqua o suolo. La pompa di calore, infatti, è capace di produrre energia per il riscaldamento e l'acqua calda sanitaria, energia cioè ad alta temperatura, impiegando non oltre il 20-25% di energia elettrica ed utilizzando fino al 75% di energia prelevata dall'ambiente, un'energia a bassa temperatura. Se nella

produzione di energia elettrica venisse inoltre impiegata una quota rilevante di energia prelevata dall'ambiente (energie rinnovabili) l'effetto sarebbe ancora maggiore per la protezione dell'ambiente. In teoria, si potrebbe tendere a un sistema elettrico e a una pompa di calore completamente "verde", che preleva cioè dall'ambiente il 100% dell'energia necessaria al suo funzionamento.

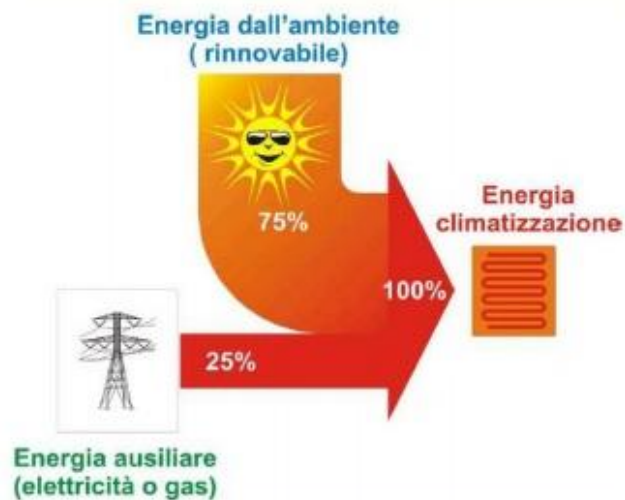


Figura 1.10 – Rappresentazione degli apporti di energia di una pompa di calore

- Dal momento che le pompe di calore consumano meno energia primaria rispetto agli altri sistemi tradizionali di riscaldamento, riescono ad essere un'importante tecnologia per ridurre le emissioni di gas che danneggiano l'ambiente, quali l'anidride carbonica CO₂, anidride solforosa SO_x e ossidi di azoto NO_x [3], [5].

1.6.1 limiti della pompa di calore

Un punto che limita l'utilizzo delle pompe è che la temperatura dell'acqua calda prodotta con le tecnologie attuali è abbastanza bassa e che comunque, al salire della temperatura, scende sensibilmente la resa.

Quindi occorre utilizzare tecnologia distributiva a basse temperature (soffitti e pavimenti radianti, per esempio) e avere sistemi per lo scambio dell'aria (unità di trattamento dell'aria e fan coil) con batterie maggiorate.

L'uso per l'acqua sanitaria è estremamente critico sia per la bassa temperatura, sgradita all'utente, sia per questioni di tipo igienico, per cui occorre adottare solitamente un sistema aggiuntivo che consente la soppressione dei batteri della legionella portando di tanto in tanto la temperatura dell'acqua a valori elevati (60÷70 °C).

Limitando le osservazioni al funzionamento a pompa di calore delle macchine e trascurando per il momento il funzionamento per la refrigerazione, scopriamo nel dettaglio quantitativo questi fattori, che dipendono dalle caratteristiche del ciclo di Carnot:

- All'aumentare della temperatura dell'acqua in uscita (cioè quella che si utilizza successivamente per il riscaldamento degli ambienti), il COP della pompa di calore diminuisce.
- Al diminuire della temperatura della sorgente fredda (cioè l'aria esterna, nel caso di pompe aria/acqua, o l'acqua di pozzo o di torre, nel caso delle pompe acqua/acqua), parimenti diminuisce il COP.

In conclusione: per aumentare il rendimento energetico del sistema occorre usare l'acqua alla temperatura più bassa possibile e la sorgente fredda alla temperatura più calda possibile.

Nel caso delle pompe di calore aria/acqua, la seconda condizione (che, di fatto, è la temperatura dell'aria esterna) non è nella disponibilità del progettista. Nel caso delle pompe di calore acqua/acqua, viceversa, la scelta della sorgente può essere pilotata attraverso la tipologia di scambio (acqua di falda, sonda geotermica, acquedotto ecc.) [1], [3], [5].

CAPITOLO 2

I Refrigeranti

2.1.Introduzione

Negli ultimi decenni si è assistito ad una totale eliminazione dei cloro-fluoro-carburi (CFC) e ad una drastica riduzione nell'utilizzo degli idro-cloro-fluoro-carburi (HCFC) a causa del loro potenziale di distruzione dell'ozono e in quanto gas serra.

Si è quindi passati all'impiego degli idro-fluoro-carburi (HFC) i quali favoriscono l'effetto serra, ma sono innocui nei confronti dell'ozono.

Con le nuove norme per il monitoraggio ambientale e la maggior attenzione verso la salvaguardia del pianeta è nata la necessità di identificare dei fluidi sostitutivi. Essi risultano essere innocui per l'ambiente ma richiedono particolari attenzioni durante l'impiego poiché pericolosi per le persone.

I tipici fluidi utilizzati sono l'ammoniaca, gli idrocarburi e l'anidride carbonica.

2.2.Caratteristiche generali dei fluidi frigoriferi.

Per fluidi frigoriferi si intendono quelle sostanze che, impiegate all'interno dell'impianto frigorifero in cambiamento di fase, sono alla base della produzione del freddo.

Fino al 1930 sono stati utilizzati soprattutto anidride carbonica, anidride solforosa e ammoniaca, ma anche idrocarburi come l'etano per le basse temperature e altri fluidi, quali cloruro di etile e il cloruro di metile, per le piccole medie potenze.

Tutti questi componenti avevano tuttavia lo svantaggio di essere tossici oltre che, in alcuni casi, altamente infiammabili.

All'inizio degli anni '30, per fronteggiare le problematiche legate alla pericolosità dei refrigeranti, furono sviluppati e introdotti dall'industria chimica i cosiddetti fluidi alogenati o clorofluorocarburi, adoperati, fino a qualche anno fa, nella maggioranza degli impianti di climatizzazione di tipo civile e industriale.

Negli ultimi anni si è sempre più diffusa la preoccupazione riguardo ai cambiamenti climatici per effetto dei fattori antropici, ovvero legati all'intervento artificiale dell'uomo sull'ambiente.

Le preoccupazioni maggiori in tal senso sono legate, senz'altro, alla distruzione della fascia di ozono stratosferico e all'incremento dell'effetto serra.

La consapevolezza di tali problemi ha finito con l'interessare non solo il mondo scientifico ma anche quello politico ed economico. Testimonianza di questo fatto sono le varie conferenze e i diversi congressi tenutisi negli ultimi anni.

Tra queste va ricordato il protocollo di Montreal (1987), volto a ridurre la produzione e l'uso di quelle sostanze che minacciano lo strato di ozono, la conferenza di Buenos Aires (1998) in cui si sono voluti accelerare i tempi per le cure stabilite nella conferenza di Rio de Janeiro (1992) e codificate nel Protocollo di Kyoto (1997).

Protocollo grazie al quale i paesi aderenti si impegnano a ridurre le emissioni di tutti quei gas naturali ed artificiali che favoriscono l'effetto serra, oltre che ad aumentare la produzione di energia mediante fonti rinnovabili.

Tutte le nazioni industrializzate si stanno sforzando al fine di adeguarsi alle normative imposte di volta in volta dai vari protocolli. Tuttavia c'è da precisare che alcuni stati, specialmente dell'area nord europea, si pongono all'avanguardia assumendo posizioni ancora più restrittive per quanto riguarda la cessazione della produzione e dell'uso dei CFC, HCFC e HFC. Tra questi paesi si possono citare la Svezia, la Germania, l'Austria, il Regno Unito, la Danimarca [6], [7], [8].

I vari refrigeranti sono classificati in base alle indicazioni della norma americana ASHRAE Standard 34 [9], cioè da una sigla del tipo:

R – I – II – III – IV – V – VI

- R, sta per refrigerante;
- I, si pone una c in caso di derivati ciclici altrimenti la si omette;
- II, numero dei legami doppi meno uno se uguale a zero si omette;
- III, numero di atomi di carbonio meno uno (vale uno per i derivati dall'etano e zero per i derivati dal metano);
- IV, numero di atomi d'idrogeno più uno;
- V, numero di atomi di fluoro;

- VI, una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola a seconda di quanto segue:
 - dal momento che i gas da R10 fino a tutta la serie R300 sono derivati dal propano, butano o etano per sostituzione degli atomi di idrogeno con cloro, fluoro, bromo, essi possono avere diversa struttura molecolare ma uguale composizione chimica e quindi si usano le lettere per indicare quella scelta. Normalmente si pone una "a" per denotare un isomero posizionale asimmetrico.
 - Per le serie R400 (miscele zeotropiche) e R500 (miscele azeotropiche) le lettere maiuscole individuano univocamente le percentuali di peso dei componenti.

Grazie a questa notazione per i gas da R10 a tutta la serie R300 è possibile risalire più agevolmente alla formula chimica bruta: è sufficiente sommare novanta al numero identificativo del gas. Il numero a tre cifre così trovato identifica nelle centinaia gli atomi di carbonio, nelle decine gli idrogeni e nelle unità il fluoro.

$$\text{ES. R134a} = 134 + 90 = 224 \rightarrow \text{C}=2 \text{ H}=2 \text{ F}=4.$$

Gli atomi di cloro si attribuiscono indirettamente considerando che ciascun carbonio deve necessariamente essere legato a quattro altri atomi; per cui se il numero di atomi di fluoro e idrogeno non bastano a questo scopo si aggiungono atomi di cloro.

La serie R600 è costituita da composti organici mentre i composti inorganici costituiscono la serie R700.

Esistono poi alcune normative mondiali per la valutazione dell'impatto ambientale del fluido frigorifero. A tale scopo sono stati definiti alcuni indici.

- ODP (ozone depletion potential), indica il potenziale distruttivo di un gas nei confronti dell'ozono atmosferico è compreso tra 0, per le sostanze inerti all'ozono, e 1, riferito al R12.
- GWP (gross warming potential), indica la quantità di energia radiante nella fascia dell'infrarosso che il gas può assorbire in un tempo di cento anni (la CO₂ è valutata con GWP=1 poiché principale gas serra).

- TEWI (total equivalent warming impact), creato per conteggiare non solo l'impatto diretto del fluido refrigerante (cioè l'assorbimento di radiazione infrarossa emessa dalla Terra da parte del fluido disperso nell'atmosfera) ma anche la produzione di anidride carbonica della macchina funzionante col fluido in oggetto. Diversamente da quanto accade per ODP e GWP, che dipendono unicamente dal tipo di fluido, esso è influenzato grandemente dalla particolare apparecchiatura, ed anche dalla località dove questa viene impiegata. È evidente quindi che i fluidi sostitutivi non devono realizzare efficienze energetiche di ciclo peggiori rispetto a quelle conseguite con i fluidi sostituiti, soprattutto se si considera che nella maggior parte delle applicazioni, la parte indiretta supera quella diretta.
- Gruppo di sicurezza ASHRAE, si utilizza per indicare tossicità e infiammabilità di un fluido mediante una lettera seguita da un numero.
 - La lettera indica la tossicità del fluido in corrispondenza di una concentrazione inferiore a 400 ppm in volume. In questo modo la classe A indica una bassa tossicità, mentre la classe B indica un'alta tossicità.
 - Il numero indica l'infiammabilità del fluido secondo tre classi:
 - classe 1, non infiammabile, ovvero senza alcuna propagazione di fiamma in aria a 18 °C e 101 kPa;
 - classe 2, bassa infiammabilità, a bassa infiammabilità, ovvero con limite inferiore d'infiammabilità (LFL) superiore a 0,10 Kg/m³ a 21 °C e 101 kPa e calore di combustione inferiore a 19.000 kJ/kg;
 - classe 3, alta infiammabilità, ovvero con LFL inferiore o uguale a 0,10 Kg/m³ a 21 °C e 101 kPa, oppure con calore di combustione superiore o uguale a 19.000 kJ/kg.

Fluido	ODP	Vita media in atmosfera (anni)	GWP	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 11	1	45	3800	A1
R 12	1	100	8500	A1
R 22	0,034	11,8	1500	A1
R 502	0,3	11,8/1700 *	5490	A1
R 123	0,012	1,4	90	B1
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C	0	6/33/13,6*	1500	A1
R 410A	0	6/33*	1700	A1
R 717	0	1	<1	B2
R 290	0	3	20	A3
R 744	0	>50	1	A1

* anni per ogni componente del fluido

Tabella 2.1 - Caratteristiche d'impatto ambientale e di sicurezza di alcuni fluidi refrigeranti.

Un buon fluido frigorifero deve, in condizioni di temperatura e pressione normali o eccezionali, conservare nel tempo le proprie proprietà chimico – fisiche.

Non deve cioè decomporsi mettendo in libertà qualche elemento che lo compone, né cambiare caratteristiche per fenomeni di polimerizzazione. Inoltre non deve reagire con i materiali e le sostanze presenti nel circuito frigorifero.

Oltre a questo, all'interno del proprio campo d'impiego, il fluido frigorifero dovrebbe presentare una curva caratteristica temperatura-pressione tale da garantire pressioni di evaporazione elevate e pressioni di condensazione il più basse possibili al fine di massimizzare l'efficienza del ciclo.

D'altra parte, elevate pressioni all'evaporatore comportano anche alte densità del gas aspirato con maggiori rese volumetriche dei compressori.

Alla temperatura di evaporazione il calore di cambiamento di fase deve essere elevato e il volume specifico del vapore saturo secco deve essere basso, in modo che sia bassa la portata volumetrica a parità di potenza frigorifera.

La totale solubilità di un fluido frigorifero nel lubrificante impiegato per il compressore è fondamentale per assicurare la perfetta circolazione dell'olio nel circuito e il suo ritorno al compressore.

Da un punto di vista termodinamico la scelta di un fluido comporta talvolta un compromesso tra i valori contrastanti dei suoi parametri.

Per esempio, il calore specifico deve essere abbastanza elevato ma non così alto da provocare separazione di liquido nella fase di compressione e notevoli perdite in quella di laminazione, tuttavia se troppo basso avrà un elevato surriscaldamento durante la compressione il che va evitato.

Per quanto riguarda la trasmissione del calore all'intero degli scambiatori, sono sempre da ricercare bassi valori di viscosità e alti valori del coefficiente di conduttività termica.

La temperatura dell'ambiente e quella che si vuole ottenere in uscita alla macchina, condiziona il campo d'impiego di un fluido, determinando il valore delle pressioni operative del ciclo [1], [9], [10], [11], [12], [13].

2.3.1 clorofluorocarburi (CFC)

Con la sigla CFC si intendono tutti quei fluidi, normalmente in uso fino a pochi anni fa, composti da tre tipi di elementi chimici: il cloro, il fluoro e il carbonio. Da qui la loro denominazione di clorofluorocarburi, abbreviati in CFC.

L'americano Thomas Midgley, negli anni '30, ideò questi componenti. Grazie alle loro caratteristiche, che ne facevano dei formidabili refrigeranti, essi soppiantarono rapidamente tutti i fluidi naturali che fino a quel momento rappresentavano l'unica soluzione negli impianti di refrigerazione.

I CFC sono fluidi sintetici, cioè non si trovano in natura ma sono prodotti dall'uomo grazie all'industria chimica, e sono derivati da idrocarburi quali il metano (CH_4) e l'etano (C_2H_6), per sostituzione di tutti gli atomi d'idrogeno (H) con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F).

Questi composti, oltre che utilizzo come fluidi frigoriferi, furono utilizzati per molti anni anche in altri campi, quali: propellenti nelle bombolette spray; agenti schiumogeni nella produzione d'imballaggi, esempio polistirolo; detergenti usati nell'industria elettronica e prodotti chimici come estinguenti per incendi.

Le proprietà che possiedono i CFC sono:

- sono fluidi molto stabili chimicamente, cioè mantengono inalterate le loro proprietà nelle più svariate condizioni fisiche;
- non sono tossici per l'uomo;

- non sono infiammabili;
- garantiscono un buon rendimento della macchina frigorifera in rapporto al quantitativo d'impiego;
- possiedono in generale un basso punto di ebollizione alla pressione atmosferica;
- non pongono particolari problemi di utilizzo, quali la solubilità con gli oli minerali lubrificanti del compressore, compatibilità con i materiali elettrici isolanti del motore, durante le procedure di carica e reintegro della carica stessa, e diversi altri ancora a seconda del CFC specifico;
- erano prodotti a costi relativamente contenuti.

Per tali ragioni dagli anni '30 sono stati utilizzati senza alcun problema nel campo della refrigerazione e del condizionamento.

In sessanta anni di studi e ricerche le aziende produttrici sono riuscite a produrre fluidi, sempre CFC, dalle buone caratteristiche termodinamiche con costi contenuti.

Tuttavia, è mancata l'attenzione sull'impatto che tali fluidi, una volta liberati, potevano avere sull'ambiente. La combinazione tra cloro e fluoro è talmente stabile da rimanere invariata per decine di anni, una volta immessa nell'atmosfera.

Questo ha permesso ai CFC di accumularsi nell'atmosfera andando ad accentuare il cosiddetto effetto serra.

Il cloro contenuto in essi era libero di agire con l'ozono andandone a diminuirne la quantità e quindi la capacità di assorbire i raggi ultravioletti, pericolosi per la salute dell'uomo e non solo, emessi dalle radiazioni solari. Tale fenomeno è conosciuto col nome di buco dell'ozono.

Un esempio di CFC è l'R12.

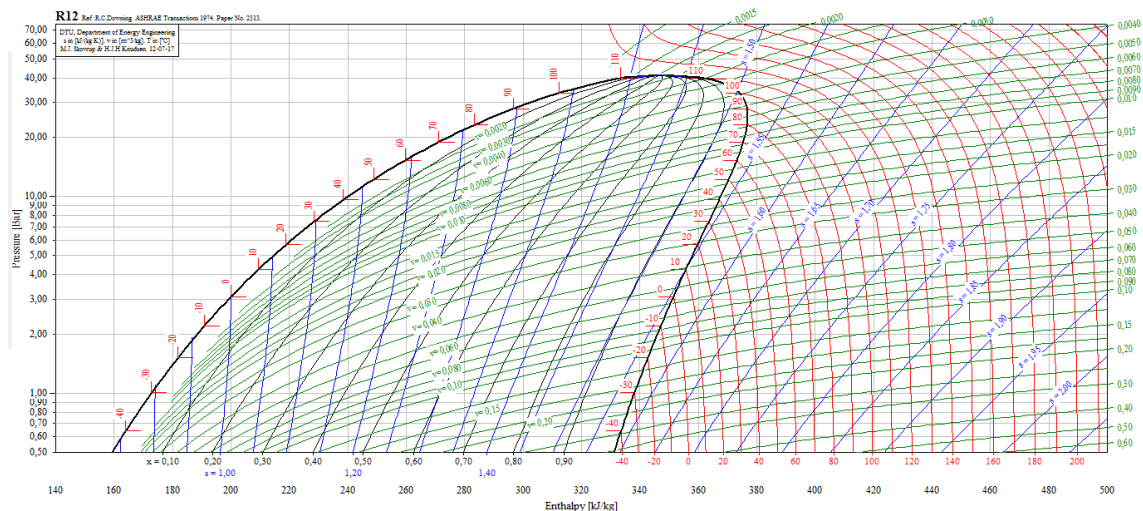


Figura 2.1 – Diagramma p-h dell'R12

2.4. Gli idroclorofluorocarburi (HCFC)

Gli idroclorofluorocarburi, come i CFC, sono composti sintetici derivanti dagli idrocarburi, con la differenza dai fluidi completamente alogenati che gli atomi d'idrogeno non sono tutti sostituiti da quelli del cloro e fluoro, bensì solo per una parte dando così luogo a fluidi parzialmente alogenati.

Essi sono costituiti oltre che dal cloro, fluoro e carbonio, anche da uno o più atomi d'idrogeno (H), da qui il nome e la sigla HCFC usata in fisica tecnica.

Dal punto di vista dell'impatto ambientale risultano meno nocivi, rispetto i CFC, nei confronti dell'ozono stratosferico, in quanto meno stabili per effetto della presenza residua di atomi d'idrogeno nella molecola che, una volta immessi nell'ambiente esterno, facilita l'attacco degli agenti atmosferici e la scomposizione della sostanza riducendo la probabilità che essa vada a raggiungere la parte più alta dell'atmosfera.

Per questo motivo gli HCFC immessi nell'ambiente hanno una vita media di dieci volte inferiore ai CFC.

Gli HCFC hanno le proprietà principali molto simili a quelle dei fluidi completamente alogenati, vanno quindi considerate caso per caso in relazione all'uso che se ne deve fare.

Esempi di HCFC sono l'R123 e l' R22.

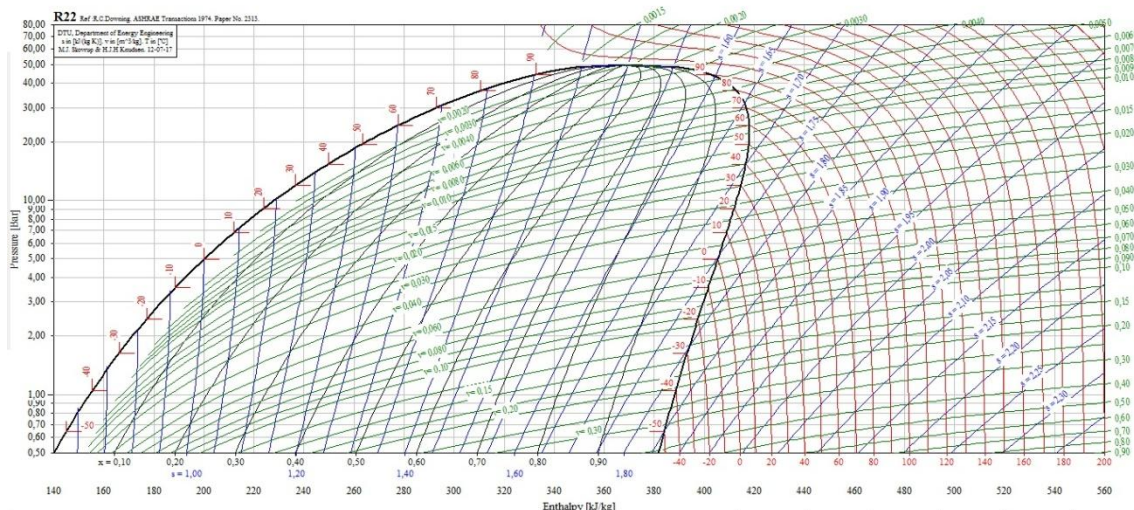


Figura 2.2 – Diagramma p-h dell'R22

2.5. Gli Idrofluorocarburi (HFC)

La messa al bando dei CFC e la graduale eliminazione anche degli HCFC dovute alla presenza nella molecola di atomi di cloro hanno portato alla nascita degli idrofluorocarburi (HFC).

Anche questa tipologia di refrigerante è di tipo sintetico e sono derivati degli idrocarburi, tuttavia gli atomi d'idrogeno vengono sostituiti solo con il fluoro e non più con il cloro.

Grazie a questo, gli HFC hanno effetto nullo per quanto riguarda l'aggravamento del buco dell'ozono. Tuttavia, anche tali fluidi non sono perfettamente eco-compatibili in quanto la loro liberazione in atmosfera contribuisce ad aumentare l'effetto di surriscaldamento della Terra.

Un'altra problematica che ne ha limitato la rapida diffusione deriva dal fatto che le prestazioni ottenibili con gli HFC generalmente sono inferiori rispetto a quelle ottenibili con i CFC e gli HCFC. Questa limitazione rende l'operazione di retrofit, durante la quale si modifica il vecchio impianto in modo tale da permettergli di operare con il nuovo fluido, difficile e non sempre realizzabile.

Tali fluidi si dividono in due principali categorie:

- i fluidi puri a singolo componente;
- le miscele a più componenti.

2.5.1.L'R134a (tetrafluoroetano)

L'R134a è uno dei fluidi frigoriferi che attualmente viene maggiormente utilizzato; questo perché presenta caratteristiche di resa e rendimento simili a quelle dell'R12, fluido molto diffuso in passato, ma come già sottolineato, pericoloso per l'ambiente e messo al bando dagli anni novanta.

Tipicamente l'R134a è impiegato all'interno degli impianti di climatizzazione per gli autoveicoli e, in alcuni casi, può essere un valido sostituto dell'R114 nelle pompe di calore di grande potenzialità e con elevate temperature di condensazione.

Tra le problematiche vi è il fatto che l'R134a non risulta solubile negli oli minerali, normalmente impiegati con l'R12, e richiede l'uso di oli poliesteri, i quali tuttavia esigono una particolare attenzione data la loro elevata igroscopicità.

I compressori per l'R134a sono identici a quelli standard, mentre le valvole termostatiche e filtri essiccatori devono essere studiati specificamente per questo fluido frigorifero.

L'R134a non presenta problemi di compatibilità con i materiali normalmente utilizzati per i circuiti e i componenti, possiede una bassa tossicità, analoga a quella dell'R 12.

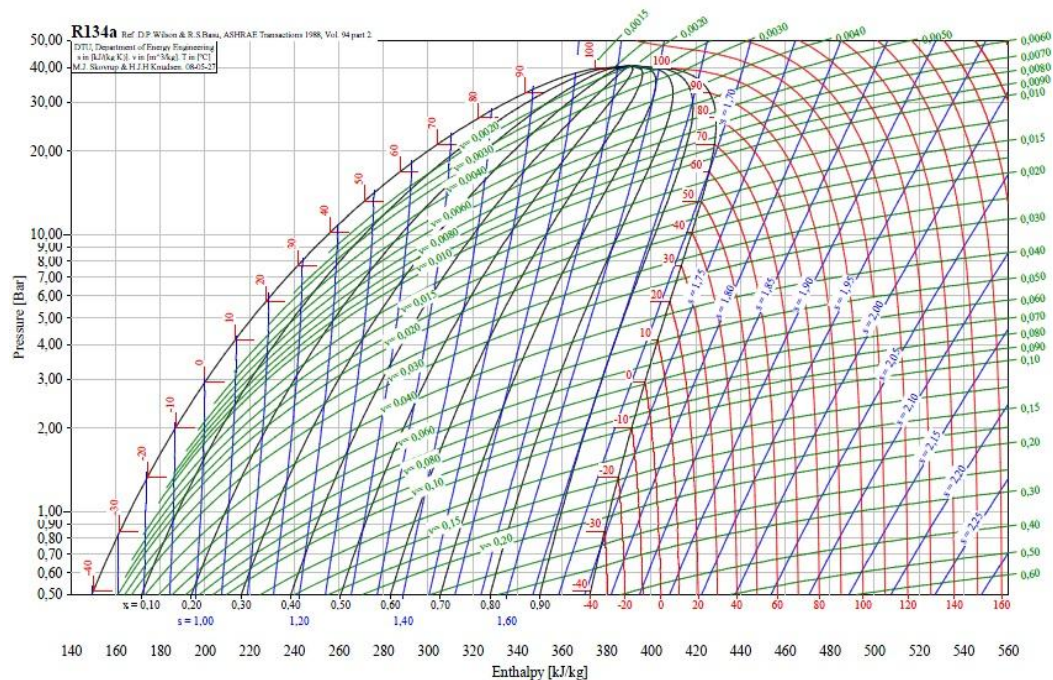


Figura 2.3 – Diagramma p-h dell' R134a

2.6. Le miscele

Quando si miscelano due fluidi aventi la stessa natura chimica e inerti l'uno nei confronti dell'altro è possibile ottenere una miscela la quale presenta proprietà che dipendono da gli elementi che la compongono.

Nonostante ciò, con una proporzione ben definita dei due componenti, è possibile ottenere una miscela le cui proprietà fisiche sono completamente diverse da quelle degli elementi che la costituiscono, sia perché il punto d'ebollizione è più basso di quello dei singoli componenti, sia perché l'ebollizione stessa si svolge a temperatura costante con composizione altrettanto costante tanto del vapore quanto del liquido.

L'ebollizione di una miscela presenta d'altra parte le particolarità:

- la temperatura non resta costante nel corso dell'ebollizione, ma s'innalza progressivamente;
- variano progressivamente tanto la composizione del liquido quanto quella del vapore sviluppato;
- solo alla fine si ritrovano nel vapore le proporzioni iniziali della miscela allo stato liquido.

Le miscele di vari componenti sono definite, secondo le caratteristiche e il comportamento, come azeotropiche, quasi azeotropiche e zeotropiche.

- **Le miscele azeotropiche**, realizzano i processi di cambiamento di fase a pressione e temperatura costanti, pertanto si comportano come i fluidi frigorigeni puri, anche per quanto riguarda il mantenimento della composizione nel caso di fughe dal circuito frigorifero.
- **Le miscele zeotropiche**, durante il cambiamento di fase, riscontrano uno scorrimento di temperatura, soprannominato *glide*. Tale caratteristica può provocare una variazione della composizione della miscela (frazionamento) sia durante la fase di carica sia nel caso di fughe, poiché diminuisce il contenuto del componente più volatile.

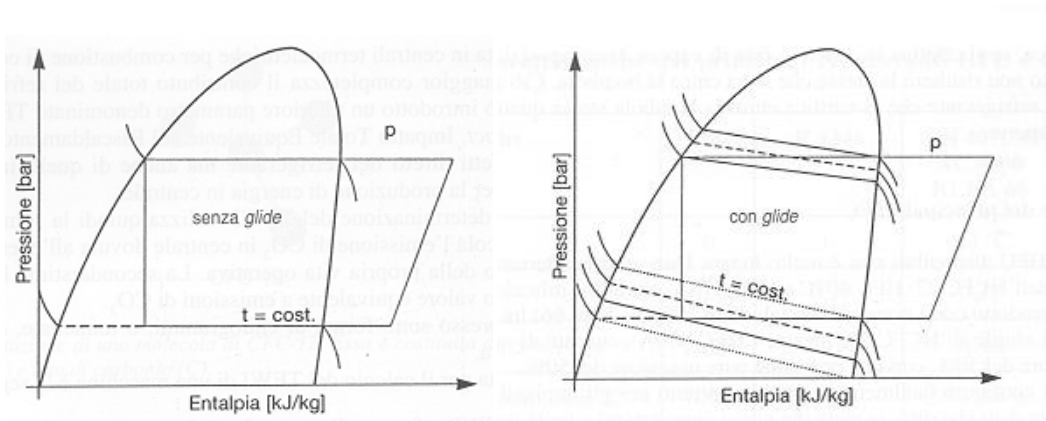


Figura 2.4 - Diagrammi p-h di un ciclo frigorifero, senza glide (a sinistra) e con glide (a destra).

A sua volta la variazione della composizione può comportare due effetti negativi:

- uno scadimento delle prestazioni di funzionamento delle macchine;
- la trasformazione della miscela in sostanza infiammabile, nel caso in cui uno dei componenti sia appunto infiammabile.

Tali problematiche risultano critiche in caso di perdita di miscela dal circuito, vanno quindi adottate misure di sicurezza particolari durante le fasi di manutenzione dell'apparecchiatura frigorifera.

Un esempio di miscela è l'R410A.

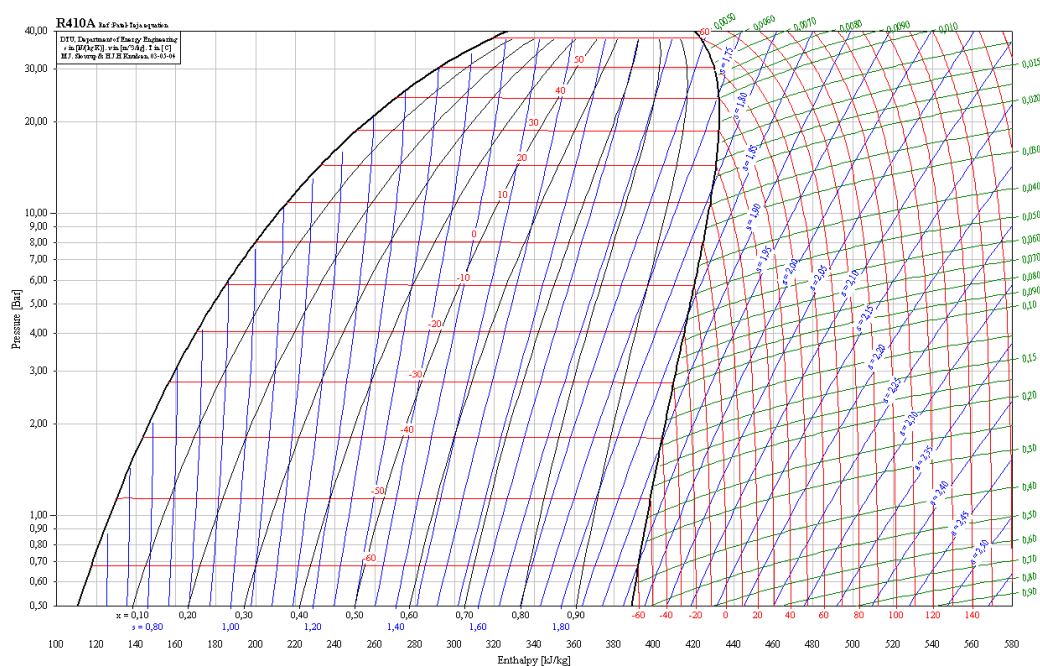


Figura 2.5 – Diagramma p-h dell'R410a

2.7.1 fluidi frigorigeni naturali

Fino ad ora sono stati analizzati solamente fluidi sintetici cioè che non esisterebbero in natura ma che grazie all'industria chimica si sono potuti realizzare.

Il problema dell'inquinamento, ha portato a rivalutare quelli che erano i principali fluidi frigorigeni del passato cioè l'acqua, l'ammoniaca, l'anidride carbonica e gli idrocarburi.

Essendo questi fluidi naturali, se ne conoscono le proprietà e il comportamento una volta immessi nell'ambiente. Le prestazioni ottenibili sono generalmente più basse rispetto a quelle dei fluidi sintetici, tuttavia la riduzione sia delle spese per la produzione che, dell'impatto ambientale, sta nettamente favorendo il loro studio e il loro impiego.

2.7.1.L'acqua (R718)

La prima sostanza reperibile in natura candidata ad essere un fluido frigorifero negli impianti detti a compressione di vapore, di cui fanno parte i comuni frigoriferi domestici, è l'acqua, dato il suo basso costo e la grande disponibilità in natura unito al fatto che non è né tossica né esplosiva.

Tuttavia, l'acqua non può essere utilizzata come fluido frigorifero per diversi e importanti problemi; il più importante svantaggio è legato al fatto che l'acqua presenta una temperatura di solidificazione pari a 0 °C, tale limite fa sì che non possa essere utilizzata per abbassare la temperatura a valori sotto il grado centigrado.

Il campo di applicazione viene così drasticamente limitato. Inoltre, anche per temperature più alte, la pressione di saturazione risulta essere molto bassa, per esempio a 35 °C la pressione di saturazione è pari a 0.05 bar, con il problema di possibili infiltrazioni d'aria nel circuito che deve operare in condizioni di vuoto molto spinto.

A questo va aggiunto un ulteriore aspetto negativo che rende l'acqua un pessimo fluido frigorifero, si tratta dell'elevato valore di volume specifico del vapore saturo che imporrebbe dimensioni molto elevate ed ingombranti per le macchine di compressione.

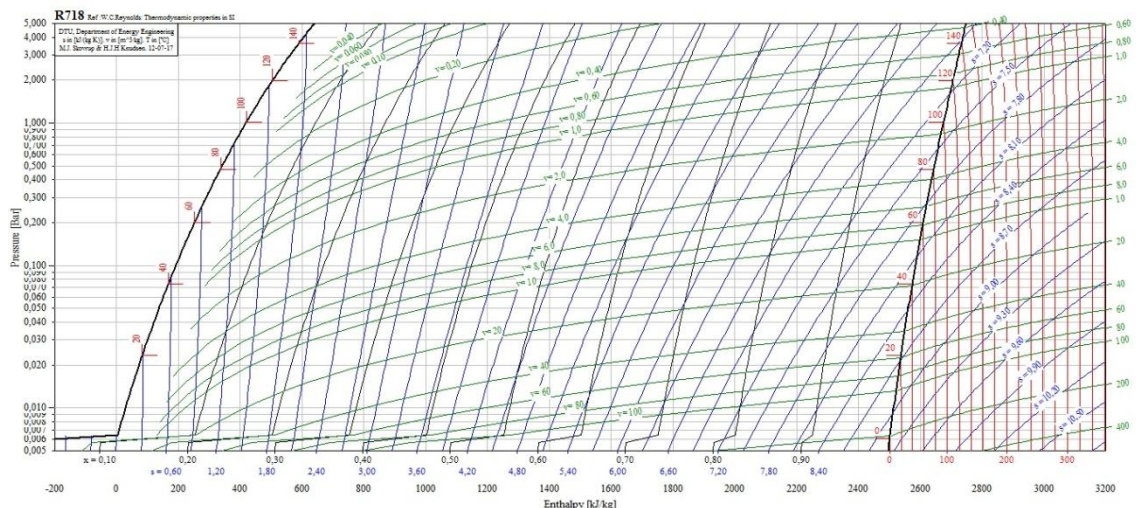


Figura 2.6 – Diagramma p-h dell'acqua.

2.7.2.L'ammoniaca (R717)

L'ammoniaca è stata il primo fluido frigorifero utilizzato nelle macchine a compressione di vapore.

La prima macchina a compressione di ammoniaca fu messa a punto dall'industriale tedesco Linde tra il 1870 e il 1874, mentre il fisico francese Carré fu il primo ad avere l'idea di utilizzare questo fluido in macchine frigorifere ad assorbimento nel 1859.

Le principali problematiche legate all'utilizzo dell'ammoniaca in impianti per la refrigerazione sono le seguenti:

- ha un'elevata tossicità per gli esseri umani, sia allo stato liquido, dove a contatto con la pelle può provocare gravi ustioni, che allo stato gassoso, dove ha effetti irritanti sia per l'apparato respiratorio che per gli occhi. Va però sottolineato che, presentando un odore molto pungente, è facilmente identificabile nell'ambiente prima che la sua concentrazione diventi pericolosa;
- è classificata, secondo il gruppo di sicurezza ASHRAE, a livello B2 per cui presenta una moderata infiammabilità;
- è esplosiva quando la sua concentrazione in aria è tra il 15% e il 28% e qualora vi sia un innesco che generi una temperatura pari a 630 °C;

- se posta a contatto con il rame, va a legarsi con esso, andando man mano ad usurarlo nel tempo, questo la rende incompatibile con i tradizionali componenti utilizzati per la refrigerazione;
- l'R717 è solubilissimo in acqua, mentre presenta una solubilità minima con gli oli lubrificanti.

Nonostante tutte queste problematiche, l'ammoniaca si trova, in maniera molto diffusa, in impianti industriali di media e grande potenzialità; questo perché presenta ottime caratteristiche di efficienza termodinamica, ridotto volume specifico, elevato calore di evaporazione, eccellenti proprietà di trasmissione di calore e costo contenuto.

In particolare l'ammoniaca viene impiegata in grandi impianti per il raffreddamento, surgelazione, congelazione e conservazione di derrate alimentari, realizzati a regole d'arte e dotati di dispositivi di rilevazione ed evacuazione delle fughe di gas come prescritto dalle normative di sicurezza.

L'impiego dell'R744 nel campo della climatizzazione è stato invece finora limitato proprio a causa delle sue caratteristiche di tossicità e infiammabilità, che comportano elevati costi dei sistemi di sicurezza.

Tuttavia il suo utilizzo è aumentato negli ultimi anni poiché sono disponibili ormai gruppi refrigeratori monoblocco di media potenzialità aventi dimensioni compatte, con costi più contenuti e carica ridotta grazie alle innovazioni tecnologiche.

Ovviamente le centrali frigorifere devono essere realizzate a perfetta tenuta e dotate di sistemi di ventilazione e di evacuazione all'esterno in condizioni di sicurezza, oppure con assorbimento in lavatori d'acqua.

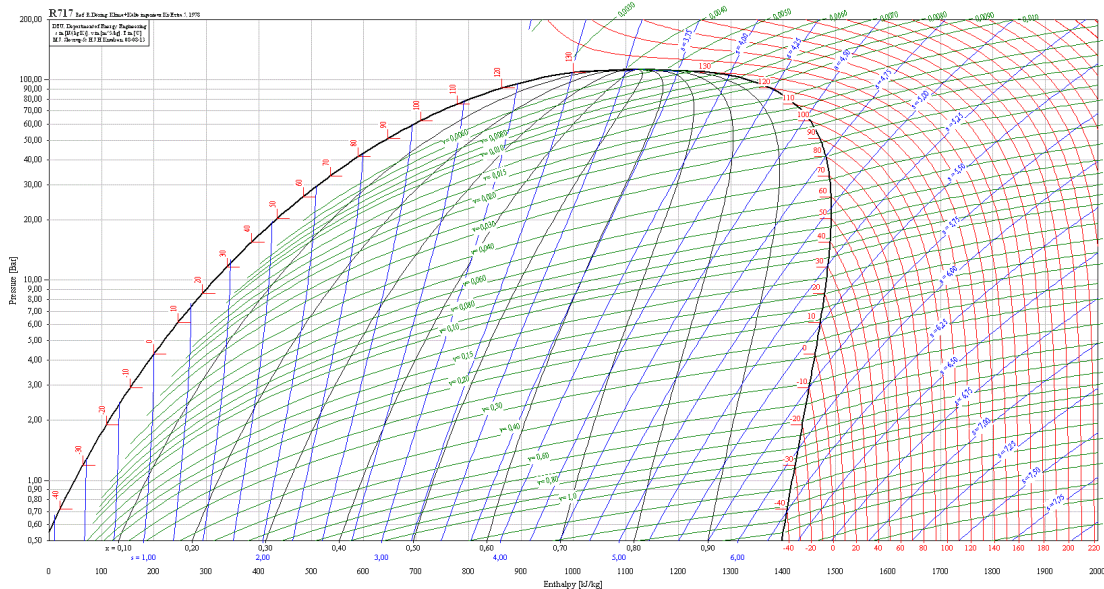


Figura 2.7 – Diagramma p-h dell'ammoniaca

2.7.3. Gli idrocarburi (HC)

Gli idrocarburi presentano caratteristiche di efficienza energetica e d'impatto ambientale molto interessanti.

Tuttavia la loro elevata infiammabilità a contatto con l'aria ha sempre limitato il loro impiego come fluidi frigoriferi. La graduale eliminazione dei fluidi sintetici però ha imposto una rivalutazione di tali composti che sono utilizzati in apparecchiature di ridotta potenza con carica di fluido frigorifero molto contenuta.

Avendo impatto zero sull'ozono, oltre ad operare come fluidi refrigeranti, sono stati impiegati anche per sostituire i fluidi sintetici all'interno delle bombolette spray o come gas per la produzione di schiume isolanti.

A favore dell'utilizzo degli idrocarburi, giocano senz'altro le buone proprietà di trasporto del calore (fatto che richiede cariche ridotte di refrigerante) e la possibilità di utilizzo di oli minerali; in questo modo è possibile evitare le problematiche connesse all'umidità legate all'utilizzo dei lubrificanti sintetici.

Attualmente tutti i maggiori costruttori di frigoriferi domestici producono apparecchi funzionanti con isobutano R600a, mentre il propano R290, che può essere considerato un fluido gemello dell'R22, è utilizzato da alcuni costruttori in piccoli apparecchi di condizionamento.

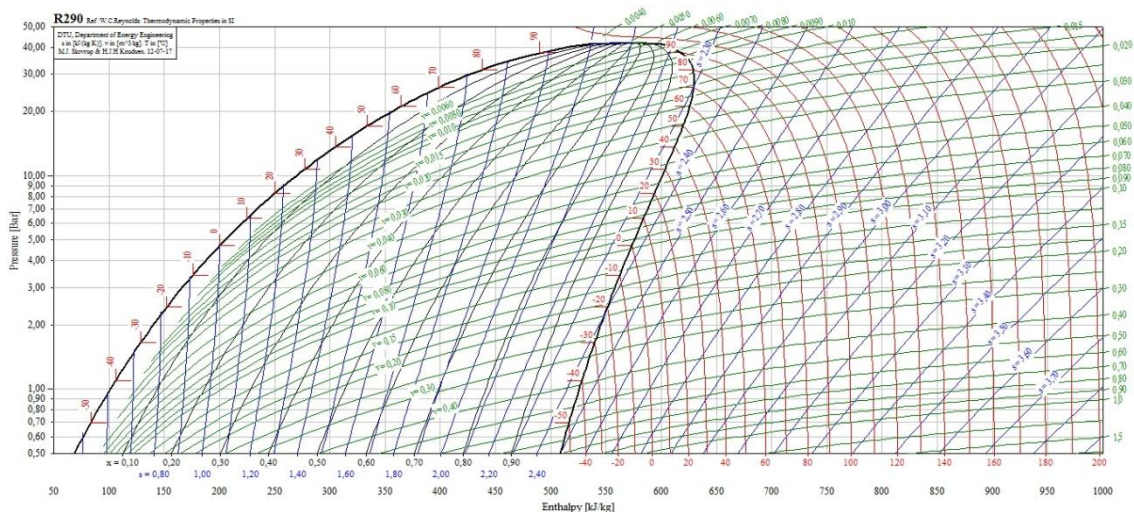


Figura 2.8 – Diagramma p-h dell'R290

2.7.4.L'anidride carbonica (R744)

L'anidride carbonica presenta interessanti prospettive di applicazione come fluido frigorifero.

E' caratterizzata da una temperatura critica molto bassa, circa 31 °C a 74 bar. Ne consegue che il ciclo frigorifero è di tipo transcritico, ovvero la temperatura di fine compressione è superiore a quella critica. Il condensatore tradizionale è quindi sostituito da uno scambiatore di smaltimento del calore denominato gas cooler.

I campi d'impiego più interessanti sono quelli dei condizionatori per autoveicoli, degli impianti di refrigerazione commerciale e delle pompe di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria.

In quest'ultimo caso il profilo di temperatura della CO₂ durante la fase di smaltimento supercritico del calore comporta un ottimo adattamento della temperatura nel riscaldamento dell'acqua sanitaria e ciò, in aggiunta agli elevati valori di efficienza di compressione e alle buone caratteristiche di scambio di calore, la rende un ottimo candidato per impieghi di riscaldamento domestico e industriale [1], [10], [13], [14], [15].

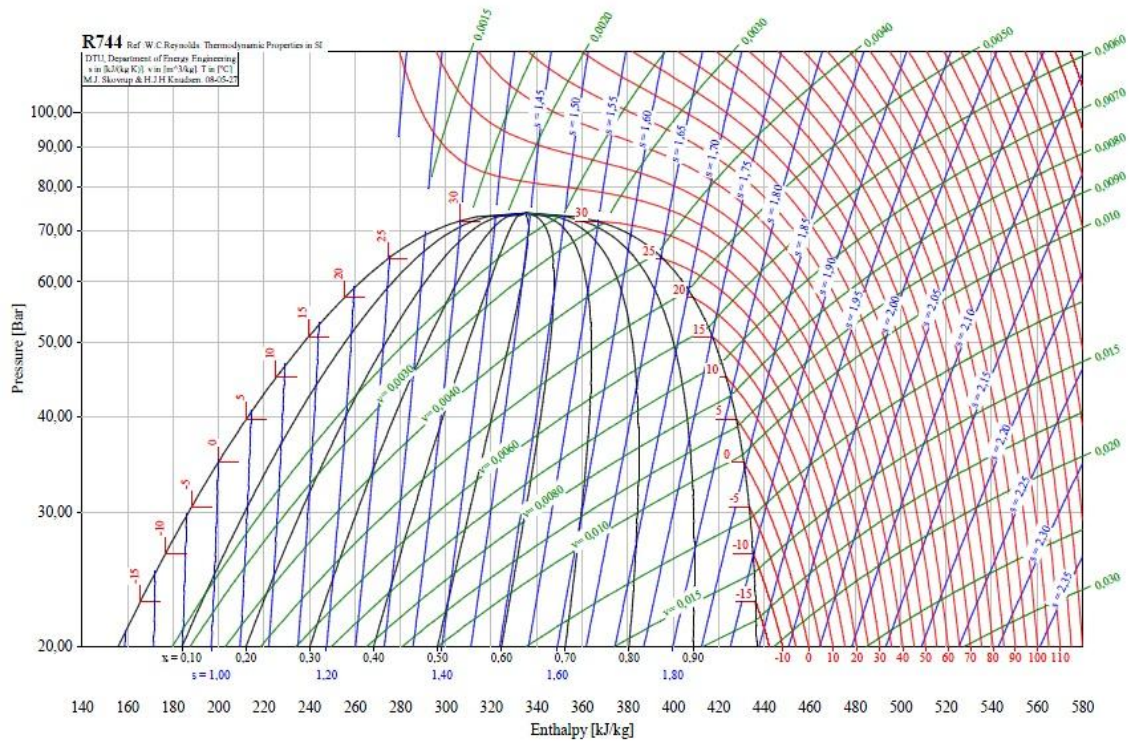


Figura 2.9 – Diagramma p-h dell'anidride carbonica.

Capitolo 3

L'anidride carbonica come fluido frigorifero

3.1. Storia dell'anidride carbonica.

L'anidride carbonica è una sostanza che trova un campo di applicazione molto ampio a seconda dello stato in cui si trova.

In forma solida, *ghiaccio secco*, e impiegata in ambiente cinematografico per la realizzazione di effetti speciali come la nebbia o il fumo.

Un'altra tipologia d'utilizzo è quella delle cosiddette bibite frizzanti; le bolle contenute in questi bevaggi sono realizzate mediante il miscelamento di biossido di carbonio con la bevanda.

Dal punto di vista industriale, la CO₂ viene adoperata in alcuni laser o miscelata con altri gas durante il processo di saldatura per creare un'atmosfera controllata. Un settore all'interno del quale l'anidride carbonica occupa una posizione rilevante è quello dei sistemi antincendio, o estintori; la CO₂, presentando una maggior densità rispetto all'aria, è in grado di soffocare le fiamme poiché impedisce all'ossigeno di alimentarle.

La scoperta dell'anidride carbonica avvenne nel 1755 grazie al dottor James Black, che compiendo alcuni esperimenti con il carbonato di magnesio giunse a individuare questa nuova sostanza.

Nel 1805 Oliver Evans Delaware ne ipotizzò l'utilizzo come fluido frigorifero in un ciclo termodinamico chiuso per la refrigerazione.

Alexander Twining, nel 1850, sfruttando l'idea dell'amico Delaware brevettò la prima macchina frigorifera a compressione utilizzando CO₂.

Qualche anno dopo, nel 1869, Thaddeus Lowe sviluppò ulteriormente la tecnologia realizzando un fabbricatore di ghiaccio e installando una macchina frigorifera a bordo di una nave impiegata per il trasporto di carne congelata nel Golfo del Messico.

Il grande numero di brevetti depositati in quegli anni riguardanti, i processi per la produzione della CO₂ e l'impiego della stessa all'interno di impianti frigoriferi, testimoniano l'interesse e l'importante attività intorno a questo refrigerante.

L'evento chiave nella storia di questo fluido frigorifero si ebbe nel 1886 quando Franz Windhausen progettò un compressore per anidride carbonica e il suo brevetto venne acquistato dalla J&E Hall.

Dopo quattro anni di miglioramenti, nel 1890, il compressore venne immesso sul mercato dove riscosse un notevole successo.

Fino al 1940 le macchine a CO₂ furono universalmente usate nelle navi inglesi; successivamente vennero progressivamente sostituite da impianti operanti con fluidi sintetici [13], [16].

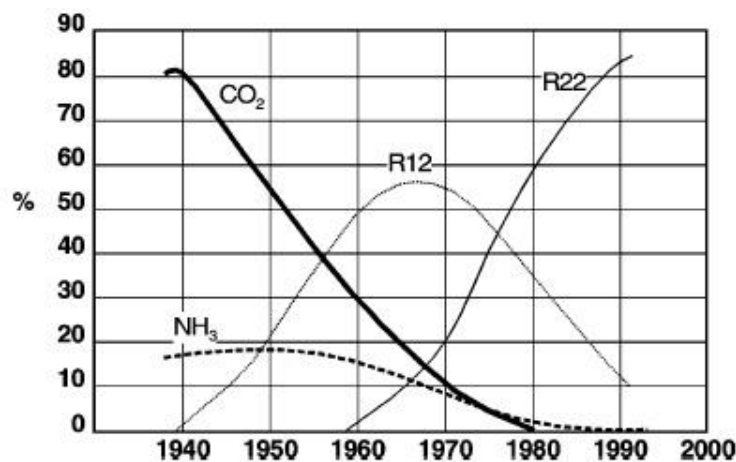


Figura 3.1 – Utilizzo percentuale dei diversi refrigeranti negli anni

3.2. Principali caratteristiche della CO₂

3.2.1. Caratteristiche generali

L'anidride carbonica in condizioni ambientali standard a temperatura di 15 °C e a pressione di 1 atm si presenta in forma gassosa. Essa è contenuta nell'atmosfera in quantità ridotte (circa il 0,03%) e molte delle sue caratteristiche sono assolutamente ideali per ciò che ne concerne l'utilizzo come fluido operativo nei sistemi di refrigerazione a compressione di vapore, così come per quelli a pompa di calore:

- è estremamente disponibile in natura, nonostante la bassa percentuale in atmosfera, ed essendo un prodotto di scarto di molti processi industriali, ha costi contenuti ed è facilmente reperibile;
- la CO₂ è caratterizzata da un coefficiente GWP=1, per cui il suo impatto ambientale relativo all'effetto serra è ridotto rispetto a quello degli altri fluidi

frigorigeni. Quando è utilizzata come gas tecnico il suo impatto ambientale è nullo;

- il coefficiente ODP relativo all'R744 è nullo, in quanto anche se immesso in atmosfera sottoforma di gas, tale fluido non impatta minimamente sulla concentrazione dell'ozono stratosferico;
- l'anidride carbonica è una sostanza non infiammabile, non è tossica e in condizioni normali è inodore. Sottoforma di gas è più densa dell'aria, perciò si accumula nelle zone inferiori di eventuali ambienti non ventilati. In caso di alte concentrazioni può portare al soffocamento per la mancanza di ossigeno;
- la CO₂ è una sostanza inerte, perciò è compatibile con tutti i comuni materiali che sono utilizzati per la costruzione di un circuito frigorifero, anche se combinata con acqua può portare alla formazione di acidi corrosivi (vedi capitolo 4).

In conclusione, per le sue caratteristiche, l'anidride carbonica è un'eccellente alternativa ai refrigeranti sintetici HFC e agli refrigeranti naturali, soprattutto in campi in cui la tossicità e l'infiammabilità dell'ammoniaca e degli idrocarburi possono creare problematiche non indifferenti.

3.2.2. Proprietà termodinamiche

Dall'analisi del diagramma di fase dell'anidride carbonica, figura 3.2, si identificano:

- **Punto Critico**
 - Temperatura = 30.978°C
 - Pressione = 73,8 bar
- **Punto Triplo**
 - Temperatura = -56,55°C
 - Pressione = 5,2 bar

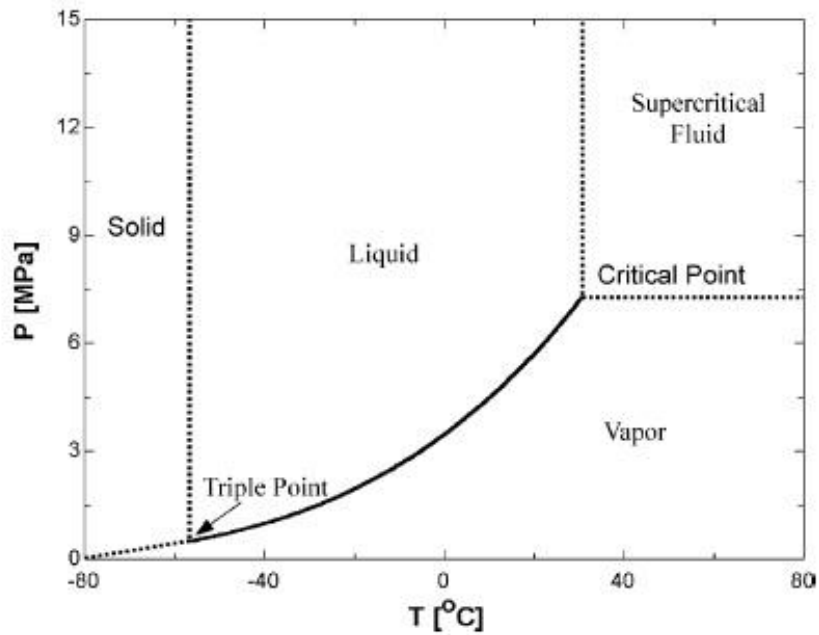


Figura 3.2 – Diagramma di fase della CO₂

Si nota immediatamente che la CO₂ presenta punto critico ad una temperatura nettamente inferiore a quella dei tradizionali fluidi frigoriferi, la cosa è illustrata in maniera dettagliata nella seguente tabella.

		PUNTO CRITICO	
		T critica [°C]	P critica [bar]
R744	CO ₂	30,978	73,77
R134a	CH ₂ FCF ₃	101,1	40,67
R717	NH ₃	132,35	113,53

Tabella 3.1- Confronto dei punti critici fra R744, R134a e R717

L'impiego dell'anidride carbonica come fluido refrigerante risulta essere problematico in quanto le pressioni alle quali opera sono nettamente superiori a quelle dei tradizionali fluidi frigoriferi, anche in caso di temperature modeste.

I cicli subcritici non possono perciò essere la soluzione adatta in un impianto frigorifero e soprattutto in un impianto a pompa di calore a causa delle basse temperature critiche che non consentono un efficace scambio termico.

Considerando inoltre le caratteristiche termodinamiche che portano ad utilizzare l'anidride carbonica nei cicli inversi, si identifica che tale fluido permette di ottenere elevati coefficienti di scambio termico nel momento in cui è possibile utilizzare scambiatori di calore di adeguata geometria.

L'anidride carbonica possiede, infatti:

- un'elevata conduttività termica sia in fase liquida che in fase gassosa, in cui si trova in condizioni di elevata densità.

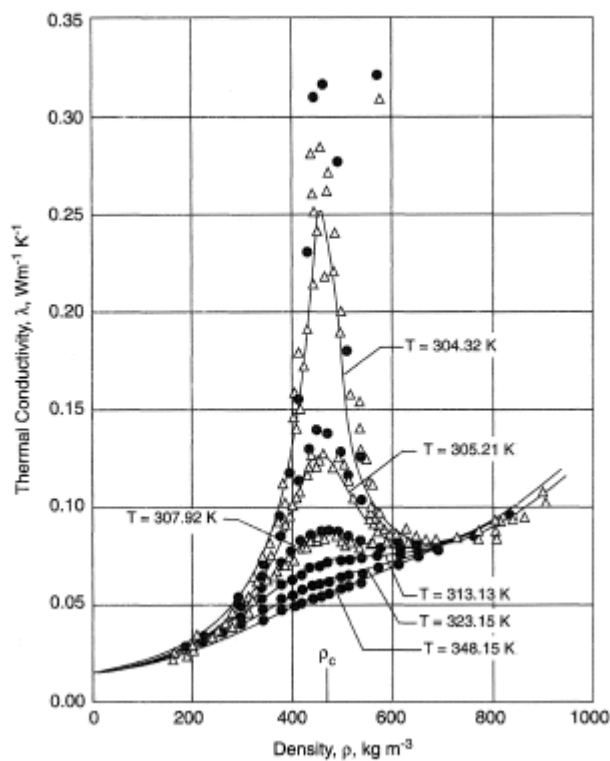


Figura 3.3. – Conduttività termica dell'anidride carbonica in funzione della sua densità e temperatura

Come si può notare la conduttività termica presenta un massimo presso il punto critico e va scemando con l'aumento della temperatura a parità di densità.

- Elevato calore specifico del liquido che varia al variare della pressione e che presenta il massimo in prossimità della temperatura critica.

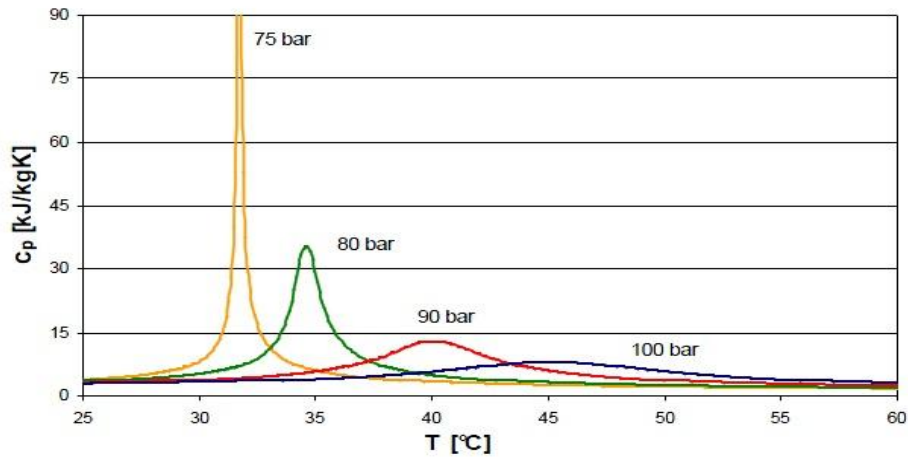


Figura 3.4 – Variazione del calore specifico del liquido della CO₂ in funzione della temperatura e della pressione

- Valore di densità piuttosto elevata e maggiore rispetto agli altri fluidi frigoriferi:

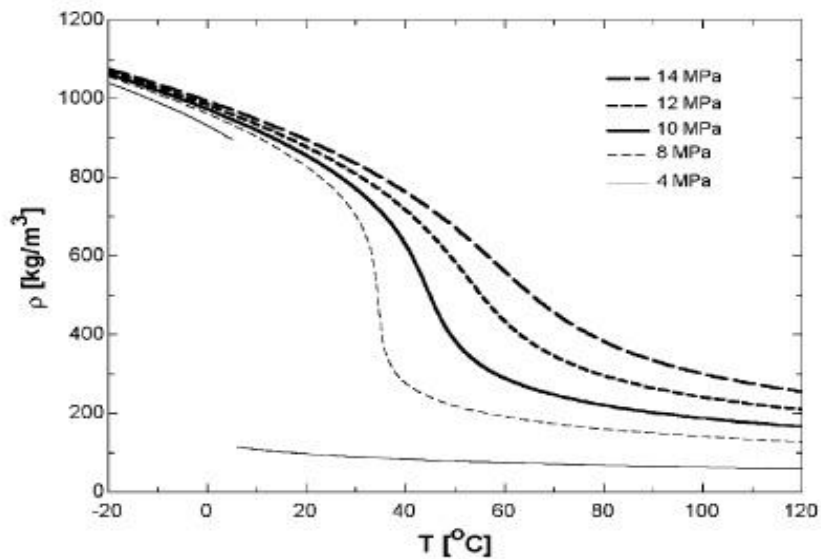


Figura 3.5 – Andamento della densità dell'anidride carbonica al variare della pressione e della temperatura

L'elevata densità accoppiata con l'elevato calore specifico permette di operare con portate di massa inferiori rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi a parità di potenza termica scambiata.

- Un valore piuttosto basso di viscosità cinematica al variare della pressione:

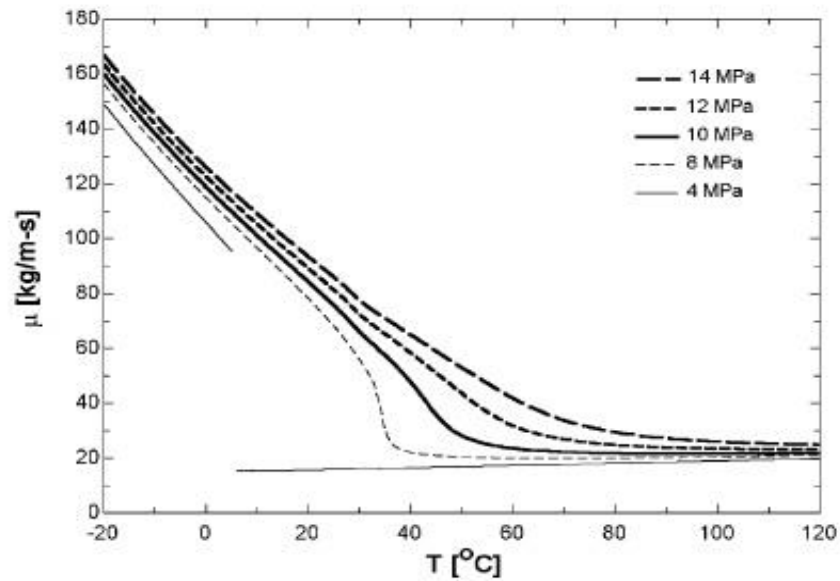


Figura 3.6 – Andamento della viscosità cinematica al variare della pressione e della temperatura

Ciò permette all’anidride carbonica di scorrere in modo più fluido all’interno del circuito frigorifero e di miscelarsi in modo migliore con i lubrificanti che permettono una migliore oliatura agli organi interni del compressore de circuito.

- Elevato calore latente volumetrico rispetto agli altri refrigeranti tradizionali:

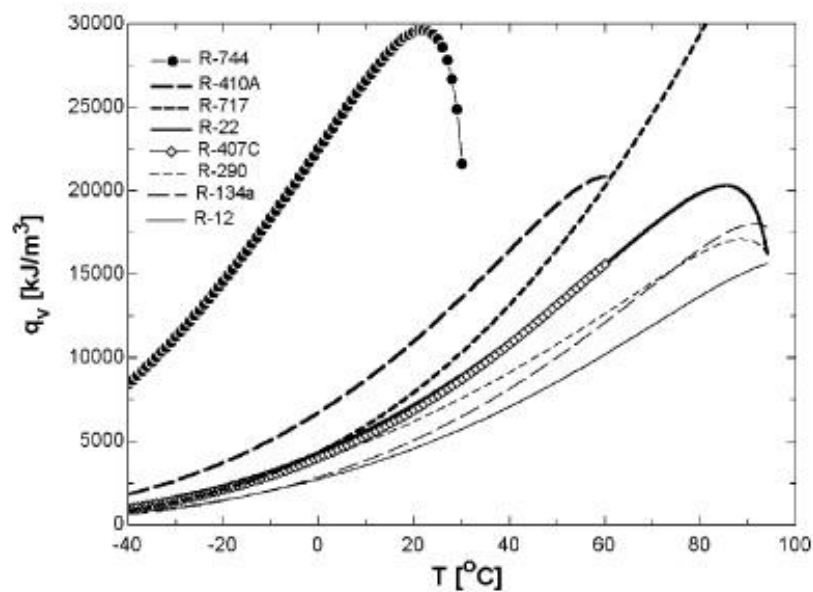


Figura 3.7 – Andamento del calore latente volumetrico di diversi refrigeranti al variare della temperatura

Questa particolarità aggiunta all'elevata densità del vapore in condizioni di aspirazione al compressore, permette di adottare compressori di dimensioni ridotte e tubazioni di diametro minore rispetto ai tradizionali impianti frigoriferi nonostante le elevate pressioni che si sviluppano [16], [17], [18].

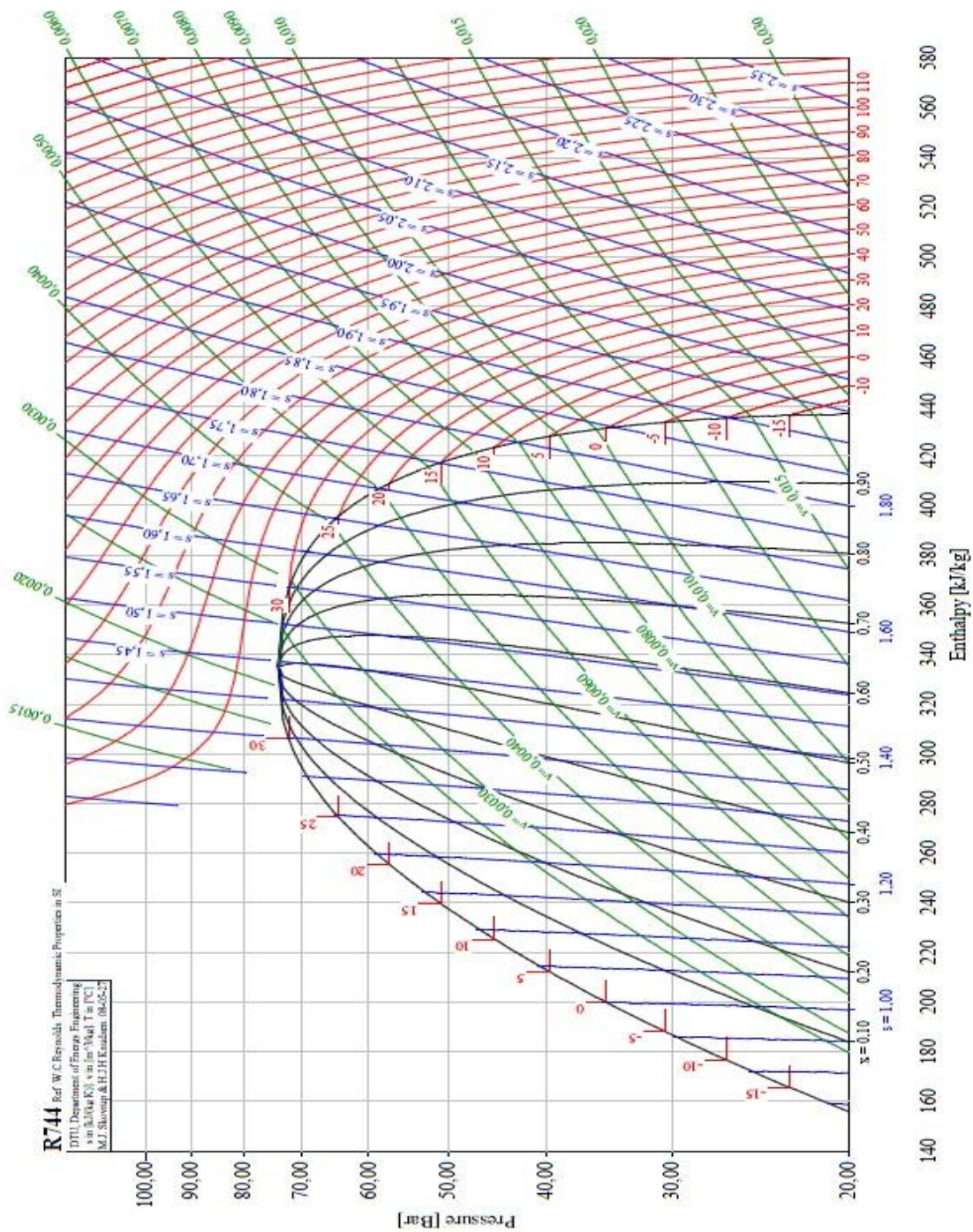


Figura 3.8 - Diagramma p-h dell'anidride carbonica.

3.3. Il ciclo frigorifero ad anidride carbonica.

Uno degli elementi che maggiormente distingue un fluido frigorifero da un altro è il suo punto critico; come detto in precedenza, questo punto è definito da una temperatura e da una pressione e rappresenta la soglia oltre la quale la fase liquida cessa di esistere.

In un diagramma di Mollier (p-h) esso corrisponde al punto massimo sulla curva di saturazione.

I tradizionali refrigeranti vengono scelti in modo che possano condensare in condizioni medie a cui si trovano solitamente acqua ed aria. Ciò richiede che il punto critico sia caratterizzato da una temperatura il cui valore sia molto più elevato: tipicamente all'interno del range di 80 – 110°C.

L'anidride carbonica, per le sue proprietà (temperatura critica pari a 30,98 °C) non permette di operare in condizioni subcritiche per le quali è possibile la condensazione.

In più se operasse all'interno della campana, le temperature in gioco risulterebbero essere troppo basse; quindi, per garantire uno scambio di potenza termica adeguata, sarebbe necessario operare con una portata di refrigerante molto più elevata rispetto alle applicazioni tradizionali o una superficie di scambio molto più estesa.

Si tenga infatti presente che lo scambio termico rispetta le seguenti equazioni:

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (4) \quad \text{e} \quad Q = K * A * \Delta T \quad (5)$$

Impiegando l'anidride carbonica nei cicli termodinamici inversi si va ad eliminare la fase di condensazione poiché le condizioni della CO₂ all'uscita dal compressore la portano in campo supercritico. Così facendo, si riescono ad ottenere temperature valide per un buon scambio termico con acqua o aria.

Quindi, si utilizza uno scambiatore di calore all'interno del quale verrà effettuato un semplice raffreddamento del fluido che rimane allo stato di gas denso; questo componente prende il nome di un gas cooler.

Successivamente al raffreddamento del gas avviene una laminazione permessa da un organo di espansione qualsiasi, che porta il fluido operativo ad una pressione minore consentendo l'evaporazione dell'anidride carbonica all'interno dell'evaporatore. La chiusura del ciclo avviene con l'aspirazione della CO₂ da parte del compressore.

Va tuttavia considerato che, il basso valore della temperatura critica a sua volta comporta un alto valore delle perdite energetiche di ciclo, soprattutto in fase di laminazione a causa del fatto che la differenza delle pressioni è elevata e tramite laminazione si perde una certa quantità di energia che potrebbe essere sfruttata sottoforma di lavoro.

Quanto descritto è valido a patto che non sia disponibile una sorgente di calore a temperatura inferiore a 20°C, altrimenti il ciclo ad anidride carbonica si può ridurre ad un tradizionale ciclo subcritico [19],[20],[21].

Graficamente i cicli transcritico e subcritico sono rappresentabili in un diagramma di Mollier pressione - entalpia come quello in figura:

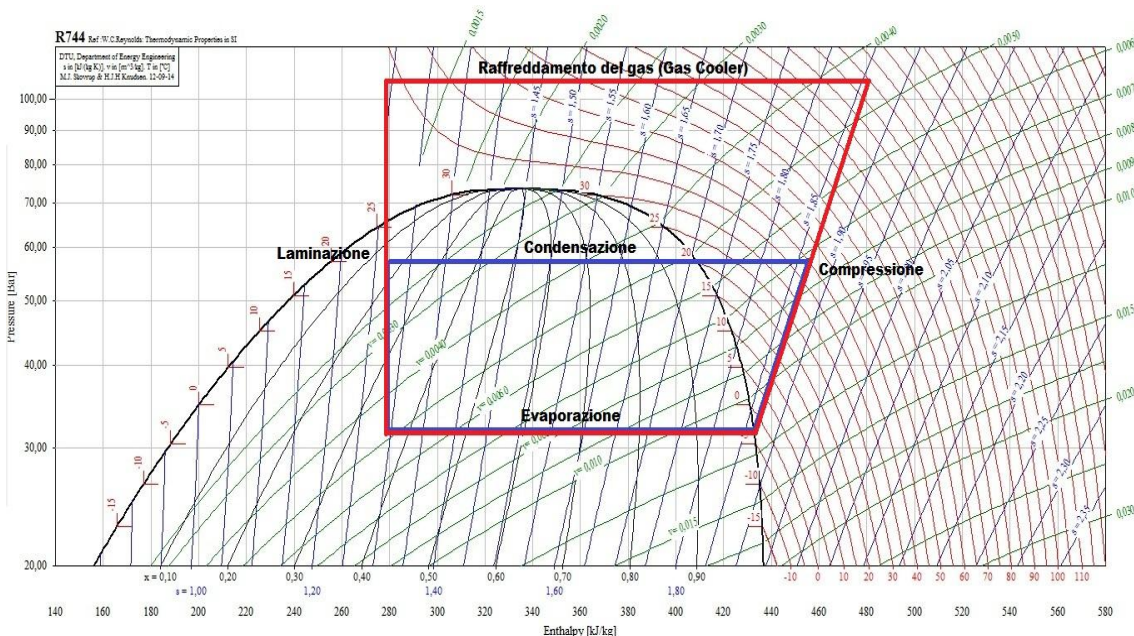


Figura 3.9 – Esempi di ciclo subcritico (blu) e ciclo trans critico (rosso) per la CO₂

Quando si opera con i tradizionali refrigeranti a ciclo subcritico l'elemento che maggiormente influenza il COP è la temperatura in uscita dell'acqua; essa influisce direttamente sulla pressione di condensazione e quindi sul lavoro del compressore che viene ridotto o incrementato.

Operando con ciclo transcritico invece, l'elemento che maggiormente influenza il coefficiente di performance del ciclo è la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler.

La cosa è bene visibile in figura 3.10, all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso si riduce il calore ceduto dall'anidride carbonica mentre il lavoro di compressione rimane costante; si ha così una graduale riduzione del COP.

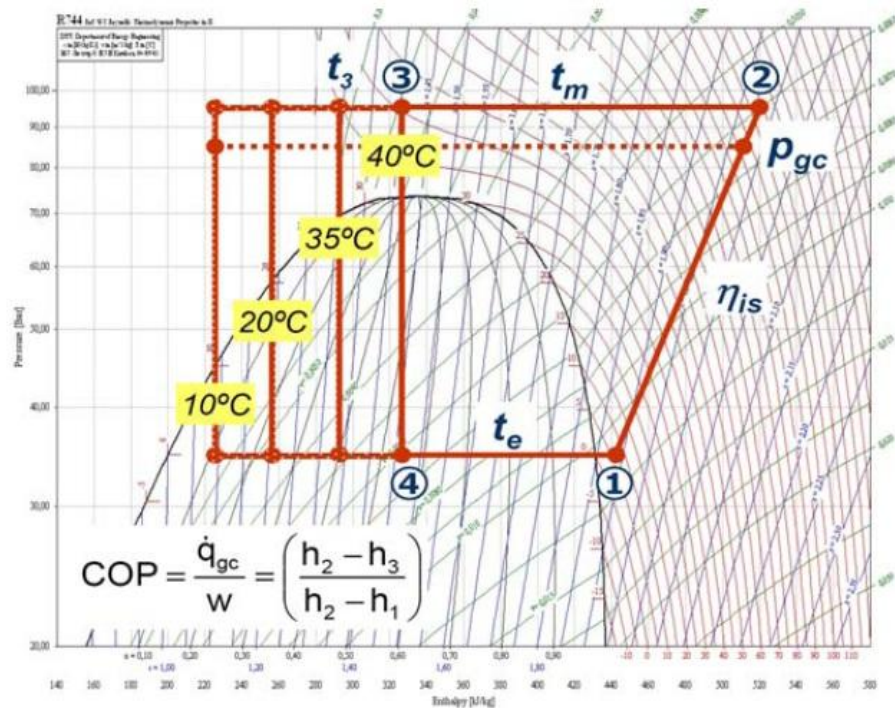


Figura 3.10 – Riduzione dell'efficienza del ciclo all'aumentare della temperatura in ingresso.

La produzione di acqua calda sanitaria mediante pompa di calore avviene per accumulo in quanto l'energia primaria richiesta per la produzione istantanea di acqua calda sarebbe nettamente superiore alla potenza elettrica disponibile in un'abitazione tradizionale.

Tuttavia, all'aumentare della temperatura dell'acqua nel serbatoio si ha una riduzione dell'efficienza della macchina.

Risulta quindi fondamentale l'impiego di più serbatoi o di serbatoi con setti di separazione in modo tale da garantire una bassa temperatura in ingresso e mantenere alto il rendimento del ciclo. [16], [18], [20]

3.3.1. Il ciclo di Lorentz

Un ciclo frigorifero subcritico può essere rappresentato con un ciclo di Carnot inverso, tuttavia quando si va ad operare in campo transcritico convenzionalmente si utilizza il *ciclo di Lorentz* [17] (figura 3.11) costituito dalle seguenti fasi:

- 1-2: Compressione isoentropica;
- 2-3: Raffreddamento isobarico;
- 3-4: Espansione isoentropica;
- 4-1: Evaporazione isobara.

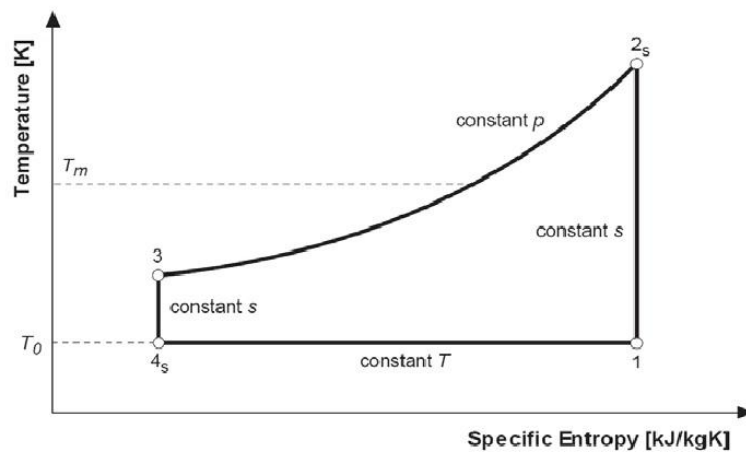


Figura 3.11 – Ciclo di Lorentz.

Vengono definiti anche due parametri specifici:

- il COP di Lorentz;

$$\text{COP}_{\text{LZ}} = \frac{T_m}{T_m - T_0} \quad (6) \quad \text{con } T_m = \frac{T_{2s} - T_3}{\ln\left(\frac{T_{2s}}{T_3}\right)}$$

- il rendimento di Lorentz.

$$\eta_{\text{LZ}} = \frac{\text{COP}_{\text{HP}}}{\text{COP}_{\text{LZ}}} \quad (7)$$

Dove:

- le coordinate dei punti 2 e 3 definiscono lo stato termodinamico del fluido in entrata e uscita dal gas cooler;
- T_0 è la temperatura della sorgente di calore all'evaporatore;
- T_m è la temperatura media durante la cessione di calore da parte del fluido operativo. [17].

3.4. La pressione ottimale

Si può dimostrare l'esistenza di un valore ottimo per la pressione al gas cooler, che rende massimo il COP, una volta che siano state fissate le altre condizioni operative, ed in particolare per la stessa temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler.

Come si può vedere in figura 3.12, spostandosi dal ciclo 1-2-3-4, con 90 bar di alta pressione, al ciclo 1-2'-3'-4', con 100 bar di pressione al gas cooler, aumentano sia l'effetto frigorifero che il lavoro di compressione. Si tratterà dunque di valutare l'incremento relativo dei due termini, al fine di definire il valore di alta pressione che rende massimo il COP.

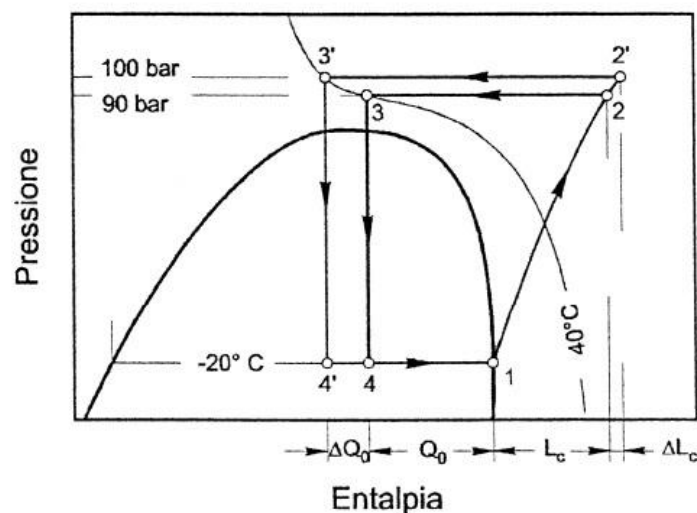


Figura 3.12 – Variazione del lavoro di compressione e dell'effetto frigorifero al variare della pressione in un ciclo trans critico a CO_2

In tutti i casi, e non solo per il ciclo ideale semplice, l'andamento del coefficiente di effetto utile in funzione della pressione al gas cooler, a valori maggiori di quello ottimale, è piuttosto piatto, perciò un leggero scostamento in eccesso dal valore ottimale di pressione non penalizza eccessivamente l'efficienza energetica del ciclo;

valori di pressione al gas cooler inferiori al valore ottimale possono invece a volte ridurre drasticamente il COP del ciclo.

È chiaro, dunque, che la determinazione della pressione ottimale diviene elemento indispensabile per una gestione che sfrutti al meglio le potenzialità offerte da un ciclo transcritico ad anidride carbonica [22].

È evidente che tale pressione dipende dalle specifiche condizioni definite nel ciclo considerato, ovvero:

- temperatura di evaporazione;
- possibile surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore;
- efficienza isoentropica di compressione;
- temperatura di uscita del fluido dal gas cooler.

Cavallini e Zilio [21], professori del Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università di Padova, hanno sperimentalmente identificato che, per un ideale ciclo transcritico a semplice compressione di vapore, il valore della pressione ottimale può essere stimato come funzione della temperatura di evaporazione e di quella in uscita dal gas cooler relativa al fluido refrigerante. Tale valore risponde alla risoluzione dell'equazione:

$$p_{ott} = (2,778 - 0,0157 * t_e) * t_{gce} + (0,381 * t_e - 9,34) \quad (8)$$

Con: t_e = Temperatura di evaporazione [°C]

t_{gce} = Temperatura di uscita dal gas cooler [°C]

p_{ott} = Pressione ottimale [bar]

Tale equazione è valida per due specifici intervalli di temperatura:

$$-40^{\circ}C < t_e < +5^{\circ}C; \quad 31^{\circ}C < t_{gce} < 50^{\circ}C$$

Un interessante studio condotto da P. Neska [19] ha correlato la pressione ottimale di ciclo, non solo al valore del COP del sistema, ma anche alla capacità di riscaldamento dello stesso, evidenziando che nell'intorno della pressione massima la capacità di riscaldamento tende al suo valore massimo, consentendo al sistema di operare effettivamente con grande efficienza nella modalità in pompa di calore. Inoltre, si nota come la pressione ottimale del ciclo non consenta di raggiungere il massimo della capacità di riscaldamento del sistema, poiché ciò dipende dalla massima potenza espressa dal compressore.

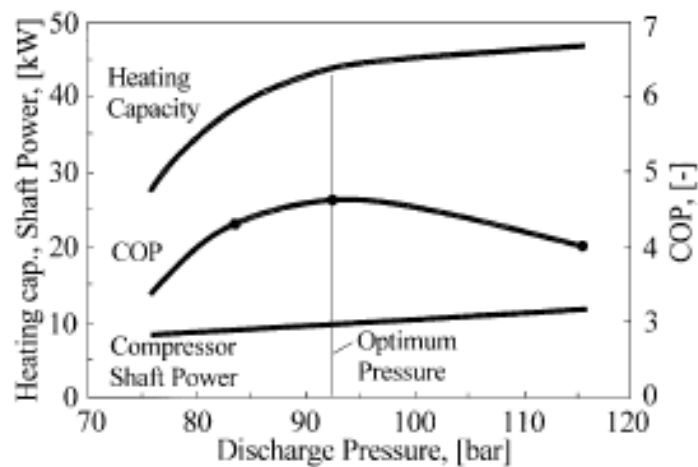


Figura 3.13 – Andamento del COP e della Capacità di riscaldamento del sistema al variare della potenza del compressore

È quindi necessario tutelarsi dalle inefficienze valutando la possibilità di ottenere un buon sistema di controllo sulla pressione massima di ciclo. Questa analisi viene adeguatamente affrontata nel capitolo 4 di questo elaborato.

Poiché le pressioni di esercizio in un ciclo inverso transcritico ad anidride carbonica sono molto elevate, l'influenza delle perdite di carico sull'efficienza del sistema risulta essere ridotta.

Allo stesso tempo, però, il compressore si trova in condizioni operative maggiormente gravose in quanto il valore della pressione media efficace è più elevato rispetto ai sistemi tradizionali.

Tuttavia, il rapporto delle pressioni risulta essere molto inferiore, in quanto, si ricorda che il rendimento volumetrico dipende dal rapporto delle pressioni:

$$\eta_v = 1 - \frac{V_n}{V_g} (r^{\frac{1}{k}} - 1) \quad (9)$$

Con: V_n = volume nocivo

V_g = volume generato

$r = p_2/p_1$, ovvero rapporto delle pressioni

Ciò comporta un rendimento volumetrico dei compressori più elevato e un'influenza delle eventuali perdite di carico inferiore.

In condizioni operative equivalenti, quindi, il valore dei rendimenti isoentropici della compressione risulta essere migliore nel caso di cicli operanti ad anidride carbonica rispetto a quanto comunemente conseguito con i fluidi attuali.

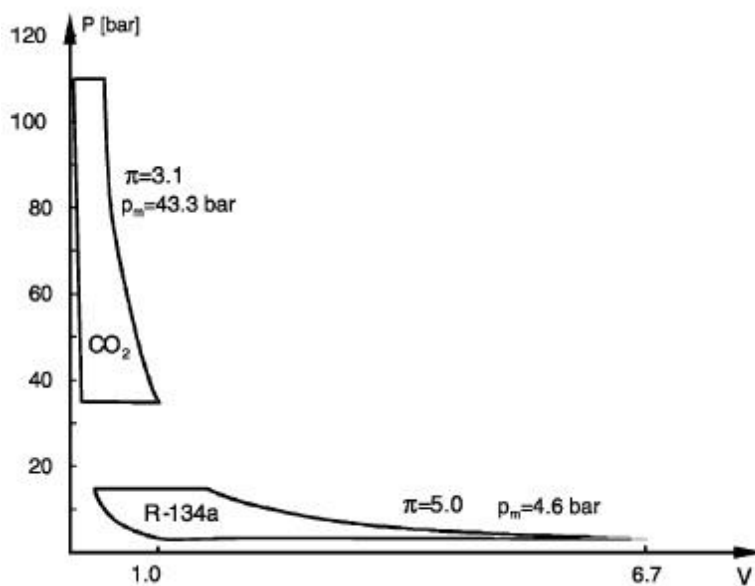


Fig.3.12-Confronto grafico tra le pressioni operative dell'anidride carbonica e quelle dell'R134a considerate con i rispettivi valori di pressione media efficace (P_m) e rapporto di pressione (π)

In conclusione, essendo le pressioni in gioco molto elevate, i componenti risulteranno essere maggiormente sovradimensionati e quindi più costosi tuttavia l'impianto a CO_2 non è necessariamente più pesante, più ingombrante o più pericoloso di un sistema tradizionale, essendo inferiore la sezione di deflusso delle tubazioni e il volume interno dell'installazione [16].

3.5.Criteri di sicurezza

3.5.1.Dispersione nell'ambiente

L'anidride carbonica, a differenza degli altri fluidi impiegati per la refrigerazione, pur non presentando caratteristiche di tossicità, ha un ruolo attivo nel processo di respirazione e per questo motivo devono essere usate delle cautele particolari.

Nella tabella 3.2 è riportato, per diverse concentrazioni (PPM), l'effetto su individui adulti sani [13].

Concentrazione (PPM)	Effetti sulla salute
350	Valore normale in atmosfera
1000	Valore limite raccomandato da non superare per il confort umano
5000 ⁽¹⁾	TLV-TWA ⁽²⁾
20000	Può disturbare le funzioni respiratorie e causare eccitazione sanguinea da depressioni del sistema nervoso centrale. Aumento del 50% tasso di respirazione
30000 ⁽³⁾	Aumento 100% tasso di respirazione dopo un breve periodo di esposizione
50000(40000) ⁽⁴⁾	Valore IDLH ⁽⁵⁾
100000	Minima concentrazione letale
200000	Registrati incidenti mortali
300000	Determina velocemente incoscienza e convulsioni

Note :

(1) Limite di esposizione consentita (PEL) rivisto dall' OSHA : media pesata nel tempo (TWA) che non deve mai essere superata nell'arco di 8 ore/giorno e di 40 ore la settimana.

(2) Valore limite di soglia (TLV) : media pesata nel tempo (TWA) alla quale si può essere esposti per 8 ore/giorno e 40 ore la settimana senza effetti dannosi.

(3) Limite di esposizione a breve termine (STEL) : limite di esposizione media pesata nel tempo (TWA) per 15 minuti che non dovrebbe essere superato in nessun momento durante il giorno lavorativo

(4) Valore IDLH rivisto dal NIOSH

(5) IDLH (Immediately Dangerous to Life or Health concentration) : concentrazione che determina pericolo immediato per la vita o per la salute : livello massimo per cui si potrebbe evacuare dal luogo entro 30 minuti senza danni derivanti dalle modalità di evacuazione e senza effetti irreversibili per la salute.

Tabella 3.2 -Effetti della concentrazione della CO₂ nell'ambiente su un individuo adulto sano.

Per la CO₂, classificata A1, il limite di concentrazione fissato dalla norma EN378-2 è circa 0,1 kg/m³.

Al fine di evitare che si formino elevate concentrazioni di anidride carbonica nell'ambiente, si possono seguire alcuni accorgimenti:

- gli impianti a biossido di carbonio devono essere a tenuta. Vanno eliminate immediatamente eventuali perdite;
- gli scarichi di CO₂ provenienti da valvole di sicurezza e da eventuali sfiati devono essere convogliati in appositi collettori e portati all'esterno;
- tutti gli ambienti chiusi in cui vi siano impianti che utilizzano anidride carbonica devono essere dotati di un sistema di aerazione efficiente e di sensori per l'individuazione di eventuali perdite;
- non accedere a zone dove potrebbe essersi accumulata CO₂ se non si è muniti di autorespiratori;
- in caso di un'improvvisa fuoriuscita di anidride carbonica in ambienti chiusi (soprattutto in cantine contenenti vino o birra), tali ambienti devono essere immediatamente abbandonati;
- ogni ambiente in cui l'anidride carbonica si può diffondere passando attraverso canali, aperture nelle pareti, impianti di aerazione o di condizionamento, deve essere considerato pericoloso e trattato come tale.

3.5.2.Pressione di progetto

Quando si opera con elementi a pressione è fondamentale avere dei criteri di sicurezza, per lo sviluppo e la progettazione, molto severi. Questo per tutelare l'utenza da possibili esplosioni o fuoriuscite di fluido dal sistema che potrebbero compromettere la vita dell'individuo.

Per tale motivo la comunità europea ha definito la normativa PED (*Pressure Equipment Directive*) con la quale definisce i criteri di progettazione, costruzione, equipaggiamento e installazione di apparecchi operanti con pressione massima ammissibile superiore ai 0,5 bar.

L'anidride carbonica opera generalmente con pressioni massime tra gli 80 e i 140 bar, i costi di realizzazione sono maggiori rispetto ai tradizionali sistemi in quanto la normativa è molto severa ed è richiesto un discreto sovradimensionamento negli spessori e nelle tenute dei diversi elementi [14], [16].

3.6. Settori applicativi dell'anidride carbonica

3.6.1. Autoveicoli

Attualmente, il settore di maggior interesse, per l'impiego dell'anidride carbonica come fluido frigorifero operante mediante ciclo transcritico, risulta essere quello degli autoveicoli.

La climatizzazione è l'obiettivo primario, ma viene guardata con grande interesse anche l'applicazione come pompa di calore infatti, essa può risultare molto importante in un prossimo futuro, quando l'uso delle auto elettriche sarà più diffuso ed il calore di recupero dal motore grandemente ridotto.

Inoltre, la pompa di calore a CO₂ può risultare estremamente utile, anche nelle autovetture con motore a combustione interna, perché permette di avere a disposizione l'energia termica senza dover attendere che il motore sia caldo.

Ogni anno vengono prodotte più di venti milioni di automobili munite di sistema di condizionamento, tale numero è destinato a salire, sia per la continua richiesta di veicoli, sia perché il condizionatore sta sempre più assumendo il ruolo di un elemento di base nella vettura.

Gran parte di queste automobili utilizzano come fluido l'R134a il quale, essendo un HFC, è innocuo per l'ozono ma presenta un GWP pari a 1200 se si considera un periodo di 100 anni.

Le perdite di carica di refrigerante non sono trascurabili basti pensare che mediamente il circuito dell'impianto frigorifero in un'automobile viene ricaricato una volta ogni due anni.

Sostituire l'R134a con l'anidride carbonica all'interno dell'impianto della vettura porterebbe quindi a grandi benefici ambientali.[23]

3.6.2.Refrigerazione Commerciale

Uno dei settori che maggiormente influenza il consumo di refrigeranti è quello conosciuto con il termine di refrigerazione commerciale.

Esso comprende una grossa varietà di macchine che vanno da unità piccole e indipendenti fino sistemi molto più complessi con potenze molto elevate (centinaia di kW) per la produzione di freddo a diversi livelli di temperatura.

Tradizionalmente vengono utilizzati fluidi come R502 e R404a, entrambi sintetici e quindi con tutte le problematiche derivanti dalla loro immissione nell'ambiente.

Per ridurre l'impatto ambientale sono già state realizzate delle installazioni operanti con ammoniaca.

L'R717 tuttavia presenta problemi di tossicità, è quindi necessario ricorrere a sistemi del tipo ad espansione indiretta.

Tali sistemi possono presentare problemi alle più basse temperature, a causa dell'elevata viscosità che raggiunge in tali condizioni il fluido vettore. Per questo motivo in alcuni casi si usano sistemi ad ammoniaca ad espansione indiretta per il raffreddamento normale, mentre per i freezer si ricorre ad unità indipendenti ad R22 con carica limitata.

Un'alternativa vede l'impiego degli idrocarburi; tuttavia, vista la loro infiammabilità, necessitano l'adozione di sistemi centralizzati di tipo indiretto, con tutti i problemi legati ai costi di installazione e all'efficienza energetica.

L'anidride carbonica, tra i fluidi a minor impatto ambientale, non presenta grosse complicazioni nella gestione dell'impianto risultando particolarmente idonea alla refrigerazione commerciale.

3.6.3.Unità di condizionamento per uso militare

Le unità militari di controllo ambientale (ECU – Environmental Control Units) sono condizionatori d'aria autonomi del tipo aria-aria impiegati per raffreddare situazioni critiche di apparecchiature elettroniche e del personale addetto.

Esse devono possedere dei requisiti che le rendono diverse dai tradizionali condizionatori d'aria:

- vanno progettate in modo tale da poter funzionare con elevate prestazioni fisiche ed in condizioni ambientali estreme;
- devono essere particolarmente robuste ed in grado di poter resistere a vibrazioni ed urti, derivanti dal particolare impiego militare di trasporto fuoristrada e ferroviario;
- i loro componenti devono poi possedere rivestimenti tali da permettere il funzionamento in condizioni ambientali di forte corrosività;
- dovranno essere il più compatte possibile dal momento che devono essere trasportate con facilità. Questo può essere causa di difficoltà, specialmente per gli scambiatori aria-aria, che dovranno essere di dimensioni molto inferiori rispetto ai condizionatori d'aria residenziali, e richiederanno perciò elettroventilatori più pesanti ed in grado di sopportare perdite di carico più elevate proprio a causa delle piccole dimensioni degli scambiatori ed alla maggiore portata d'aria elaborata;
- devono essere tali da minimizzare l'assorbimento di potenza dei motori elettrici, asserviti a generatori di corrente.

Tipicamente le unità di controllo ambientale operano con R22, esse non vengono progettate per funzionare come pompa di calore in quanto tale fluido non permette elevate prestazioni se la temperatura esterna cala. Vengono quindi usate stufette elettriche le quali consumano energia primaria.

Per quelle che sono le caratteristiche sopraelencate, la CO₂ sembra essere il fluido più adatto ad un applicazione di questo tipo. Grazie all'elevato effetto frigorifero volumetrico proprio dell'anidride carbonica, è possibile realizzare delle macchine molto compatte le quali possono operare come pompa di calore riducendo così i consumi energetici [24], [25].

3.6.4. Essiccatori d'aria

Un'altra interessante applicazione per le macchine frigorifere ad anidride carbonica è quella relativa agli essiccatori d'aria.

L'effetto di essiccazione, con il quale si riduce la percentuale di vapore acqueo contenuto in aria, avviene all'evaporatore; va infatti ricordato che l'umidità specifica diminuisce con l'abbassarsi della temperatura.

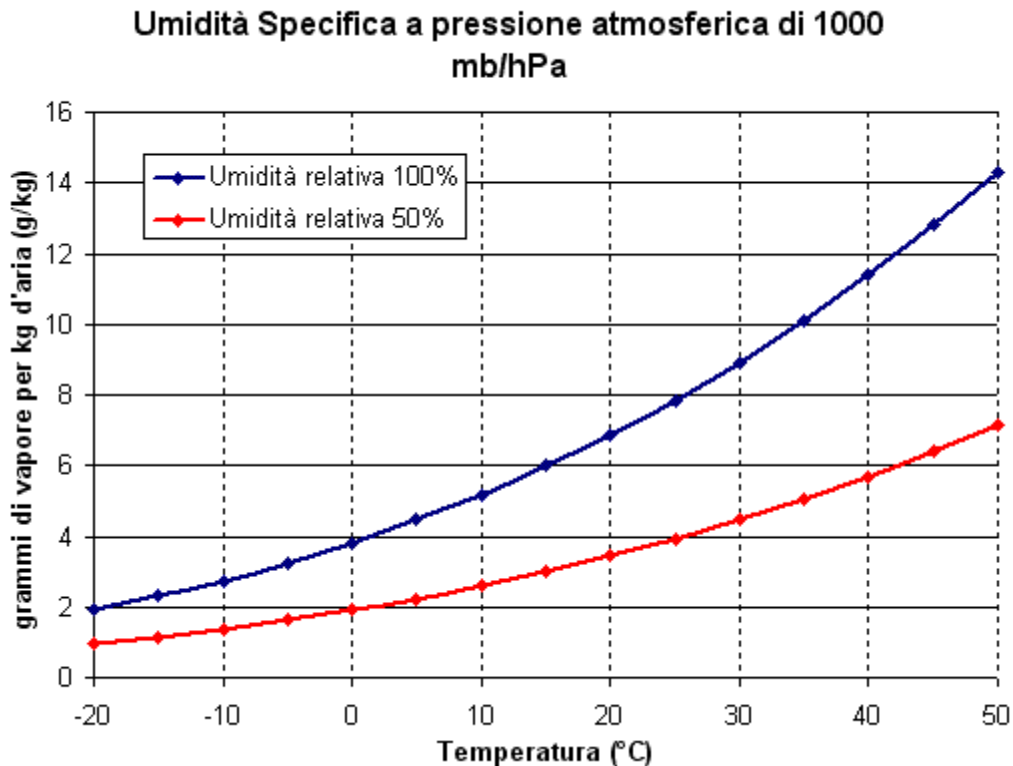


Figura 3.13 - Grafico dell'umidità specifica in relazione della temperatura, con la pressione atmosferica di 1000 mb

Dallo studio [27], si è visto come l'impiego di una pompa di calore ad anidride carbonica per l'essiccazione dell'aria permetta un maggior risparmio energetico, rispetto ai tradizionali sistemi a ciclo subcritico. [26]

3.6.5. Uso domestico

Il ciclo transcritico ad anidride carbonica si adatta molto bene al riscaldamento dell'acqua sanitaria. L'elevata efficienza di questo sistema è da ascrivere essenzialmente all'ottimo adattamento delle caratteristiche del ciclo all'applicazione, all'efficiente processo di compressione ed alle buone caratteristiche di scambio termico.

La cosa è facilmente visibile in figura 3.14 l'andamento dei profili di temperatura, riguardanti il raffreddamento dell'anidride carbonica nel gas cooler e il riscaldamento dell'acqua in modalità controcorrente, risultano essere molto simili.

Nella stessa figura è riportato, ai fini di eseguire un confronto, il profilo di raffreddamento entro il condensatore dell'R134a.

Tali profili sono stati determinati facendo riferimento ad un ciclo a semplice compressione di vapore, con temperatura di evaporazione di 0 °C, aspirazione del vapore saturo secco a 7 °C e rendimento isoentropico di compressione pari a 0,6.

Le differenze di temperatura fra i due fluidi all'uscita del refrigerante sono state poste pari a 2 °C per la CO₂ e pari a 5 °C per l'R134a.

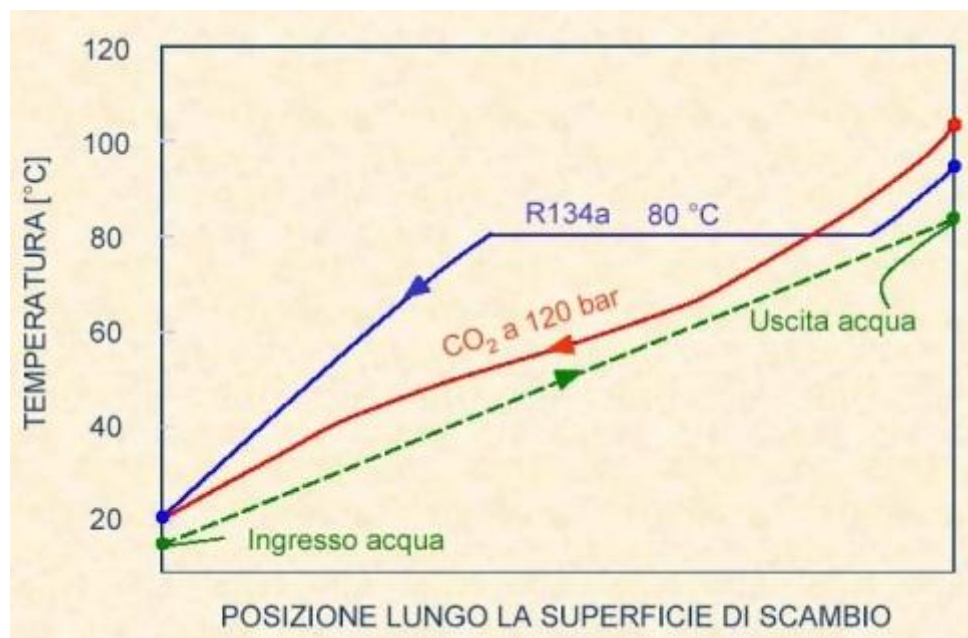


Figura 3.14 – Profilo di scambio termico tra acqua(verde) e CO₂(blu) a confronto con acqua e R134a(rosso)

Il vantaggio di avere profili di temperatura ben accordati tra i fluidi, lungo lo scambiatore, si traduce in minori perdite energetiche durante lo scambio termico, che sono ritenute proporzionali alla differenza di temperatura fra i due fluidi.

Tale minore perdita energetica costituisce un fattore decisivo per assicurare coefficienti di effetto utile maggiori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali.

In condizioni normali di funzionamento, il ciclo sarà tarato al valore ottimale di pressione al gas cooler, mentre, in condizioni estreme, si opererà un aumento di pressione incrementando la resa termica ed evitando l'utilizzo di resistenze elettriche supplementari che penalizzano notevolmente l'impianto.

Per mezzo delle pompe di calore ad anidride carbonica si può produrre acqua calda fino a 90 °C ed oltre, temperature difficilmente raggiungibili con i sistemi tradizionali (pompe di calore con fluidi alogenati in ciclo subcritico).

La macchina, per le caratteristiche proprie della CO₂, risulta inoltre molto compatta.

Poiché il 20% circa della richiesta di energia in ambito residenziale (impianti di piccola e grossa taglia) nei paesi industrializzati è dovuta proprio al riscaldamento di acqua sanitaria e poiché la domanda è in continuo aumento, l'utilizzo di pompe di calore a CO₂ si prospetta come una buonissima alternativa ai sistemi tradizionali [28].

Capitolo 4

Componenti per una pompa di calore a CO₂

4.1.Introduzione

Nelle applicazioni che vedono l'impiego di anidride carbonica come fluido frigorigeno, non è possibile utilizzare i componenti usualmente impiegati con i tradizionali fluidi refrigeranti.

Le pressioni operative per la CO₂, infatti, sono nettamente superiori a quelle ottenibili con gli HFC e HCFC, ciò obbliga a riprogettare le diverse parti dell'impianto in modo tale che siano in grado di garantire la tenuta.

Oltretutto si deve tener conto, dell'interazione tra l'anidride carbonica e i materiali con i quali sono realizzati i componenti, della compatibilità con gli oli lubrificanti, del potenziale degradazione delle guarnizioni, ecc.

Infine, anche le temperature di esercizio tendono ad essere superiori rispetto a quelle tradizionali il che si traduce con una maggior velocità di degradazione del componente.

Per tutti questi motivi prima di realizzare un impianto ad anidride carbonica è fondamentale riprogettare ad hoc tutte le diverse parti che costituiscono il circuito.

Gli elementi fondamentali da analizzare sono:

- i compressori;
- gli scambiatori di calore impiegato come evaporatore e gas cooler;
- valvole di laminazione;
- oli lubrificanti;
- elastomeri per le guarnizioni.

4.2. Il compressore

Più volte abbiamo ricordato che le pressioni alle quali opera la CO₂ sono contenute in un range tra i 75 e i 140 bar, valori nettamente superiori a quelli normalmente ottenibili con i tradizionali fluidi refrigeranti.

Tale aspetto ha imposto la riprogettazione dei compressori, al fine di renderli compatibili le caratteristiche termofisiche della CO₂.

I compressori si distinguono per il tipo di funzionamento e per il campo di potenze ottimali di lavoro.

Essi si dividono in due principali famiglie:

- compressori centrifughi
- compressori volumetrici

I compressori volumetrici sono quelli più diffusi e principalmente utilizzati nel campo dell'anidride carbonica e sono di 4 tipi:

- Alternativi o a pistoni
- Scroll
- Ad eccentrico
- Vite

4.2.1. Compressori alternativi

Il compressore alternativo è costituito essenzialmente da un cilindro entro il quale scorre un pistone. Tale cilindro, chiuso nella parte superiore mediante una piastra, presenta due aperture dotate di valvole; queste consentono di collegare alternativamente il compressore con l'evaporatore, tramite il condotto di aspirazione, e con il condensatore, tramite il condotto di mandata.

Il gas viene aspirato all'interno del cilindro durante la fase di discesa del pistone, raggiunto il punto morto inferiore la valvola di aspirazione verrà chiusa e il pistone

risalendo ridurrà il volume comprimendo così il gas. Raggiunta la pressione desiderata la valvola di mandata si aprirà facendo fuoriuscire il gas.

Alla base del funzionamento vi è un meccanismo di biella e manovella; il pistone è collegato ad un albero il quale trasforma il moto rotativo del motore, generalmente di tipo elettrico, in un moto alternativo. [13]

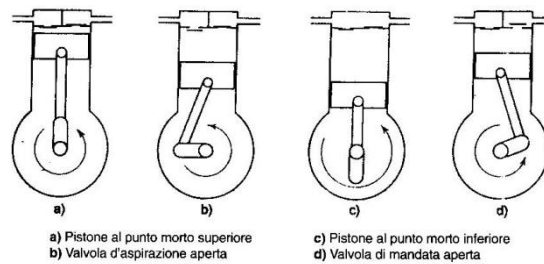


Figura 4.1 – Funzionamento di un compressore alternativo.

Il funzionamento di tali compressori è discontinuo e il rendimento volumetrico, come noto, diminuisce con l'aumentare del rapporto delle pressioni.

Esistono tre tipologie principali di compressore alternativo:

- **Ermetici:** formano un blocco unico con il motore elettrico e sono racchiusi in un involucro stagno completamente saldato, con l'interno riempito di vapore di fluido frigorifero. Questi compressori sono tipicamente impiegati con i sistemi di minima capacità frigorifera, come il frigorifero domestico, ma non mancano applicazioni di media potenza (fino a 10-15 kW di potenza elettrica), in quest'ultimo caso hanno due o quattro cilindri.
- **Semiermetici (o ermetici accessibili):** sono concettualmente simili ai compressori ermetici e si differenziano per il fatto di presentare coperchi e testate imbullonati che consentono di accedere alle parti interne per riparazioni e manutenzione. Inoltre presentano una diversa architettura costruttiva rispetto ai compressori ermetici, caratterizzata dall'impiego di elementi modulari componibili e sostituibili. Sono tipici delle applicazioni di capacità media ed alta. Il loro campo di applicazione si sovrappone a quello dei compressori a vite di piccola capacità, ma restano lontani dai limiti massimi di questi compressori.

- **Aperti:** sono simili ai compressori semiermetici, come architettura costruttiva e differiscono da questi per avere il motore separato. La coppia viene trasmessa da un accoppiamento a cinghia o a flangia e l'albero motore del compressore è dotato di una tenuta rotante che separa il carter dall'atmosfera. [29]

Da un punto di vista tecnologico, va osservato che l'elevata differenza tra la pressione di mandata e quella di aspirazione crea notevoli carichi sui supporti striscianti.

Al fine di limitare questi inconvenienti e aumentare la vita utile del compressore, le varie case produttrici hanno attuato diverse soluzioni come per esempio il bilanciamento degli alberi, sistemi di compensazione delle pressioni tra muffola di aspirazione e di mandata, ricorso a compressione bistadio, ecc.

L'efficienza del reale processo di compressione è influenzata da:

- perdite di carico attraverso le valvole e i condotti interni al compressore;
- trafiletti attraverso i cilindri;
- fenomeni di scambio termico del gas durante il processo di compressione [13].

Un'interessante analisi teorico-sperimentale [30] ha dimostrato che con la CO₂ le perdite per trafiletto tra cilindro e pistone sono di gran lunga più penalizzanti che non le perdite nelle valvole e le perdite per scambio termico.

In tale lavoro si dimostra anche come la portata di trafiletto del gas attraverso i giochi tra cilindro e pistone dipende dalla differenza dei quadrati delle pressioni a monte e a valle del pistone stesso: dal momento che la differenza tra pressione di aspirazione e quella di mandata può facilmente superare i 100 bar con l'R744, si può concludere che tali perdite per trafiletto sono le più critiche e quindi è necessaria la massima cura nelle lavorazioni e negli accoppiamenti delle parti mobili.

Alcuni esempi di produttori di compressori alternativi operanti ad anidride carbonica sono:

- L'azienda italiana "Officine Mario Dorin" ha attualmente in produzione una serie completa di compressori semiermetici alternativi per applicazioni transcritiche e subcritiche.



Figura 4.2 – Compressori Dorin

- La ditta tedesca Bock produce anch'essa compressori alternativi in grado di operare con anidride carbonica sia in campo transcritico che subcritico utilizzati per la refrigerazione e il condizionamento di ambienti industriali.



Figura 4.3 – Compressori Bock, a sinistra HGX2(subcritico) a destra RKX26/31(transcritico).

- La danese Danfoss ha prodotto un compressore ermetico monocilindrico, con una potenza frigorifera nominale da 0.5 a 1.2 kW valutati per evaporazione a -10°C con ciclo transcritico, assumendo una temperatura di uscita dal gas cooler di 35°C [31].



Figura 4.4 – Compressore Danfoss

4.2.2 Compressori scroll

I compressori a spirale orbitante operano grazie all'azione combinata di due spirali evolventi accoppiate tra loro. La prima spirale rimane fissa mentre la seconda compie un movimento orbitale al di sopra; tale movimento è permesso grazie al giunto di Oldham.

Essi sono costituiti da cinque componenti principali:

- una spirale fissa;
- una spirale mobile;
- un anello d'accoppiamento;
- un albero a gomito;
- un involucro che contiene tutti questi elementi.

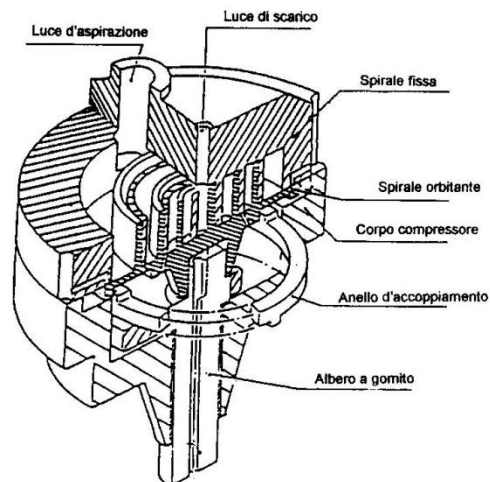


Figura 4.5 – Componenti di un compressore scroll

Grazie alla particolare configurazione fra le spirali si vengono a creare delle sacche in cui il gas viene risucchiato. Successivamente, lo stesso gas è costretto a muoversi lungo il percorso concesso dalle spirali, che impongono una forte riduzione di volume con un aumento significativo della pressione del gas stesso. Una volta raggiunta la pressione di mandata, il gas si dirige verso la zona di uscita presso il centro delle spirali.

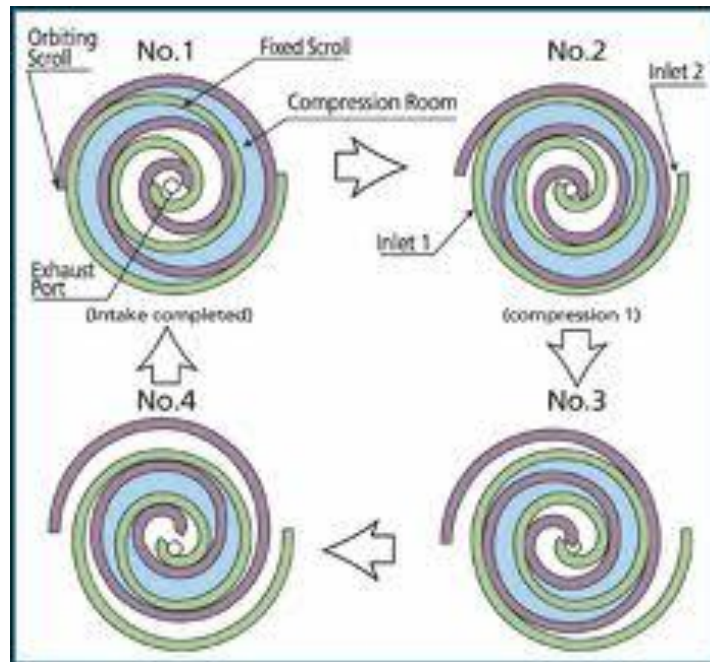


Figura 4.6 – Fasi di compressione per un compressore scroll

La compressione ottenuta è estremamente uniforme, in quanto viene evitato, grazie al particolare movimento delle spirali, il funzionamento intermittente caratteristico dei compressori alternativi.

I compressori scroll trovano impiego negli impianti di condizionamento sia residenziali sia commerciali, negli impianti a pompa di calore e negli impianti installati sulle autovetture [13].

Un primo esempio di compressore scroll è quello realizzato dalla Matsushita per l'impiego in un chiller ad uso residenziale. Altre unità sono state prodotte, sempre in Giappone dalla Denso, TEPCO e CRIEPI per pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria [32].

La Mitsubishi Heavy Industries ha poi realizzato un compressore scroll aperto per uso automobilistico con una cilindrata di 13cc [33].



Figura 4.7 – Compressore scroll per uso automobilistico della Mitsubishi Heavy Industries

4.2.3. Compressore a rotore eccentrico

Quando le potenze in gioco sono abbastanza ridotte è possibile utilizzare un compressore rotativo eccentrico. Esso normalmente è costituito da un pistone mosso da un eccentrico e girante all'interno di un cilindro, si utilizza una paletta spinta da una molla per separare la zona di aspirazione da quella di compressione e garantire le tenute.

Con riferimento alla figura 4.8, il fluido refrigerante proveniente dall'evaporatore entra nel compressore mediante la valvola A e riempie il volume tra cilindro e pistone; il pistone ruotando riduce l'area realizzando così l'effetto di compressione, infine il gas viene inviato al condensatore mediante la valvola M [34].

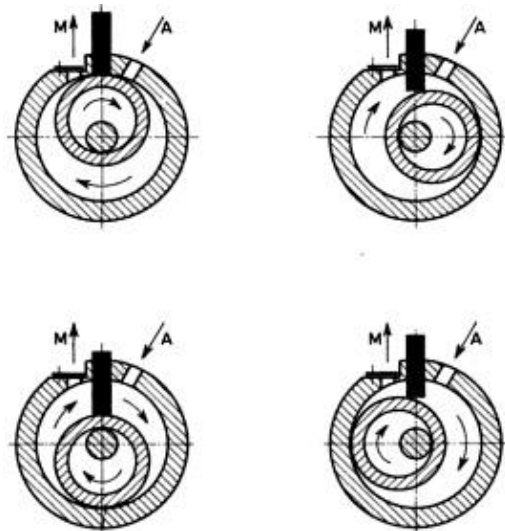


Figura 4.8 – Compressore rotativo eccentrico ,funzionamento

La gittata dell'aria non è quindi regolare tuttavia il funzionamento è più dolce rispetto ai compressori alternativi, una maggior linearità la si ottiene inserendo più palette. Al fine di ottenere una maggior efficienza si possono utilizzare compressori bistadio.

Grazie a questa configurazione, le perdite per trafileamento sono ridotte e tutta la carcassa viene mantenuta alla pressione intermedia con gli ovvi vantaggi strutturali per il mantello. Inoltre, i due pistoni rotanti sono montati con un angolo di 180° favorendo così il bilanciamento dell'albero e quindi riducendo le vibrazioni e la rumorosità.

Sanyo ha realizzato un compressore rotativo ermetico bistadio il cui schema di funzionamento è riportato in seguito [35].

Tale compressore vede largo impiego all'interno di pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria le quali presentano potenze elettriche tra i 4,5 e i 9 kW [36].

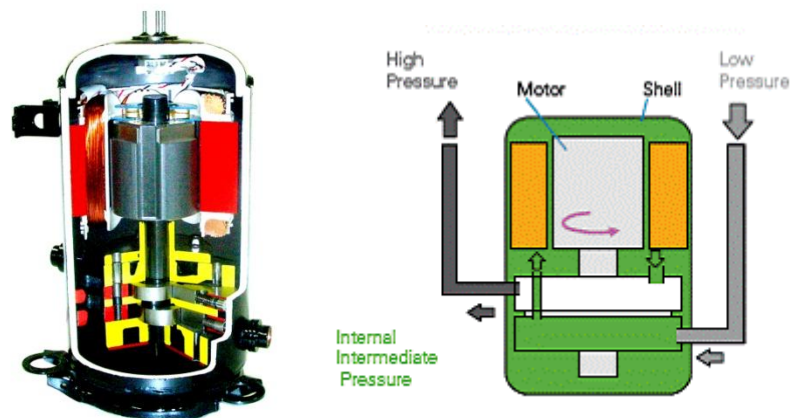


Figura 4.9 – Compressore Sanyo in sezione(sinistra) e schema funzionale del compressore(destra)

4.2.4.Compressori a vite

Quando le potenze richieste raggiungono valori molto elevati si ricorre normalmente a compressori a doppia vite con iniezione di lubrificante.

Questi compressori sono costituiti da due viti a passo inverso le quali ingranano l'una sull'altra creando delle cavità nelle quali verrà aspirato il fluido frigorifero (figura 4.10); durante la rotazione delle viti il fluido muoverà verso le zone a volume ridotto realizzando la compressione.

Un grosso problema per questi compressori è la tenuta, si deve infatti evitare il fluire del refrigerante dalla zona di alta pressione a quella di bassa. Per tale motivo, le lavorazioni delle viti devono essere fatte con elevatissima precisione e si deve garantire la presenza di lubrificante il quale svolge un azione sigillante.

Parlando di vantaggi questi compressori operano in maniera regolare garantendo un flusso continuo in uscita adatto per le applicazioni frigorifere ad elevata potenza; oltre a questo non risentono della presenza di liquido all'aspirazione, problema molto grave nel caso dei tradizionali compressori alternativi.

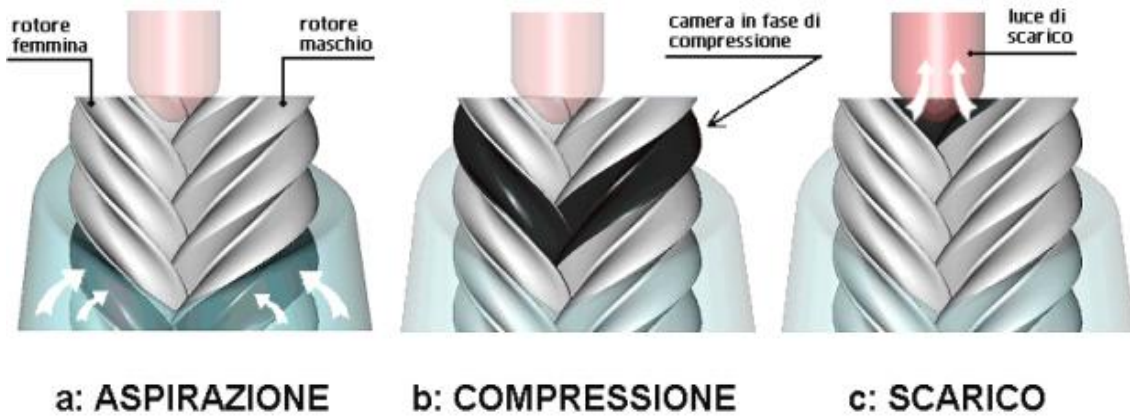


Figura 4.10 – Funzionamento di un compressore a vite

Per applicazioni transcritiche Mayekawa (MYCOM) ha realizzato un gruppo raffreddatore di salamoia per accumulo di ghiaccio con pressioni operative da 23 bar a 90 bar ed una potenza frigorifera nominale di 141 kW. Il compressore è a vite con iniezione di lubrificante e il profilo delle viti è stato opportunamente disegnato per l'impiego con R744.



Figura 4.11 – Foto del macchinario Mayekawa a CO2.

4.2.5. Compressori per uso automobilistico

L'anidride carbonica sembra particolarmente adatta ad essere impiegata all'interno degli impianti di condizionamento delle autovetture.

In queste applicazioni è fondamentale tener conto del fatto che il carico termico da smaltire risulta essere estremamente variabile.

Al fine di garantire l'efficienza del sistema di condizionamento è necessario poter modulare la potenza frigorifera erogata attraverso la variazione della cilindrata.

Lo studio di questa tecnologia è ancora agli albori; ad oggi sono stati realizzati solamente dei prototipi.

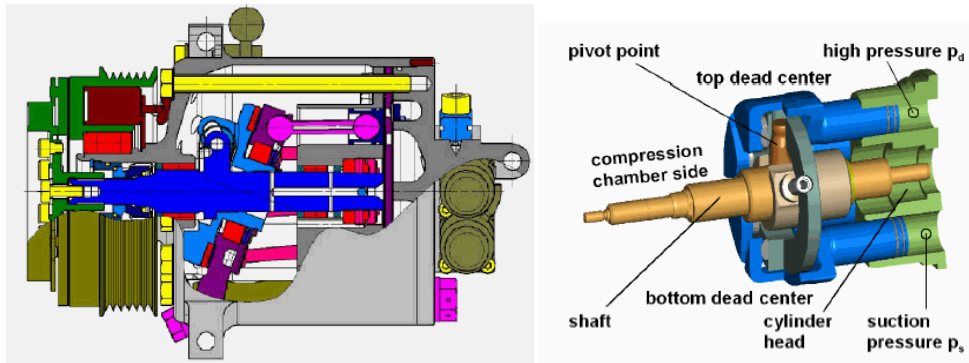


Figura 4.12 – Compressore swash-plate LuK-Sanden e il suo sistema di controllo della cilindrata.

4.3.Scambiatori di calore

Nelle pompe di calore, così come negli impianti frigoriferi, gli scambiatori di calore costituiscono il condensatore e l'evaporatore. Questi componenti garantiscono l'acquisizione e la cessione del calore dalla sorgente calda alla sorgente fredda.

L'ottimizzazione degli scambiatori di calore è quindi essenziale per ottenere la massima efficienza energetica di ciclo. Tale ottimizzazione riguarda principalmente il disegno dei circuiti percorsi dal fluido frigorifero, oltre che la scelta del tipo di geometria, eventualmente con superficie intensificata, che realizzi il miglior compromesso tra cadute di pressione e coefficiente di scambio termico.

Le proprietà termofisiche dell'anidride carbonica, viste all'interno del capitolo tre, sono favorevoli alla realizzazione di elevati valori dei coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore di opportuna geometria.

Essendo le pressioni in gioco molto elevate è possibile realizzare tubazioni di diametro piccolo e di operare con alti valori di portata specifica. Di tutto questo bisogna tener conto nel dimensionamento degli scambiatori. [37] [38]

4.3.1. Tipologie di scambiatori

La geometria dello scambiatore ne determina la classificazione, esistono 4 tipologie principali di scambiatore di calore. Esse sono:

- Scambiatore a tubi concentrici
- Scambiatore a fascio tubiero
- Scambiatore a piastre
- Batterie alettate

4.3.1.1. Scambiatore a tubi concentrici

Un primo esempio di scambiatore di calore è quello a *tubi concentrici*, come si vede dalla figura 4.13, questo tipo di scambiatore è essenzialmente costituito da più elementi formati da due tubi disposti coassialmente uno dentro l'altro: un fluido scorre all'interno del tubo interno, scambiando calore col fluido che scorre nell'intercapedine tra i due tubi. Tali scambiatori sono molto semplici da realizzare, tuttavia l'area di scambio è limitata e risultano essere poco compatti.



Figura 4.13 – Scambiatore a tubi concentrici

Qualora i due fluidi entrino nello scambiatore dalla stessa estremità, e percorrano perciò lo scambiatore nello stesso verso, la disposizione è detta in equicorrente; viceversa se i due fluidi entrano nello scambiatore nelle opposte estremità, e percorrono perciò lo scambiatore in verso contrario, la disposizione è detta in controcorrente.

Una soluzione che presenta lo stesso principio di funzionamento ma risulta essere più compatta è quella degli *scambiatori coassiali*.



Figura 4.14 – Scambiatore coassiale

4.3.1.2. Scambiatori a fascio tubiero

Superfici di scambio notevolmente più elevate si possono ottenere negli scambiatori di calore a *fascio tubiero*. Questi scambiatori sono costituiti da un fascio compatto di tubi fissati alle estremità, per mandrinatura o per saldatura, su due piastre tubiere generalmente circolari; questo fascio di tubi è alloggiato entro un corpo cilindrico detto mantello o fasciame.

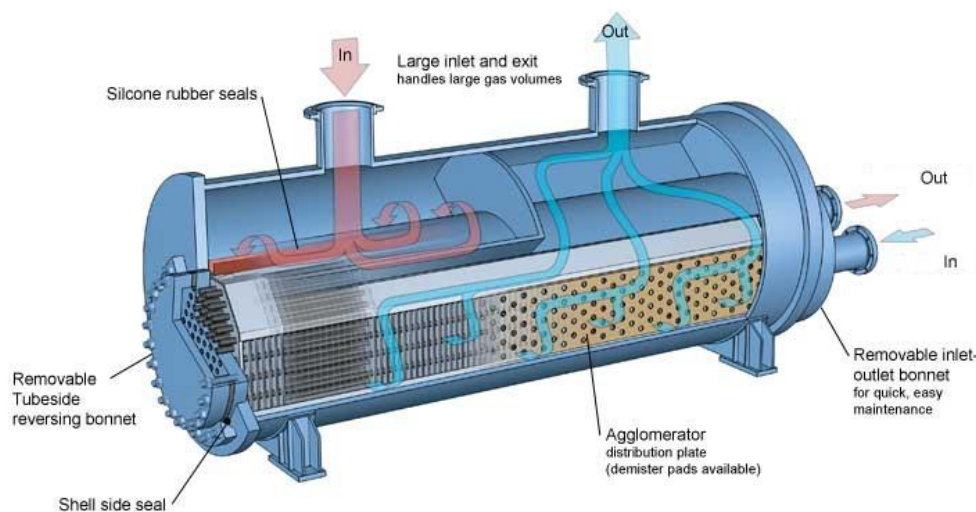


Figura 4.15 – Gas cooler a fascio tubiero

I fluidi scorreranno, uno all'interno delle tubazioni, l'altro nella zona tra i tubi e il mantello. Anche in questo caso lo scorrimento potrà avvenire controcorrente o equicorrente.

All'interno del fasciame vengono spesso inseriti dei diaframmi i quali hanno il duplice compito di sostenere i tubi e di creare una turbolenza interna al fasciame al fine di aumentare lo scambio termico e ridurre i depositi. Con opportuni setti divisorii nelle testate si può far percorrere al fluido interno più volte la lunghezza dello scambiatore successivamente entro gruppi di tubi del fascio: si parla allora di scambiatore a più passaggi nei tubi. Anche il fasciame può essere provvisto di un setto longitudinale, che costringe il fluido esterno a percorrere due volte la lunghezza dello scambiatore, il quale viene detto allora "a due passaggi nel fasciame".

Il numero dei passaggi dei fluidi nei tubi e nel fasciame è scelto così da ottenere valori ottimali della viscosità dei fluidi, che diano luogo a valori sufficientemente elevati dei coefficienti di convezione e contemporaneamente a perdite di carico accettabili.

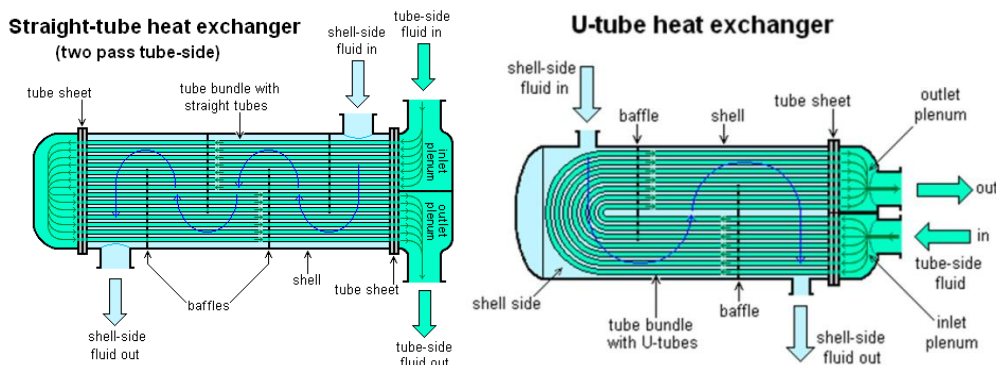


Figura 4.16 – Diverse disposizioni dei flussi all'interno di uno scambiatore a fascio tubiero

4.3.1.3. Scambiatori a piastre

Un'ulteriore tipologia di scambiatore di calore è quella dei cosiddetti *scambiatori a piastre* il cui impiego, in diverse applicazioni, sta aumentando molto rapidamente.

Questo scambiatore è formato essenzialmente da una serie di piastre metalliche, di forma approssimativamente rettangolare, che vengono impaccate a pressione in un opportuno telaio, figura 4.17.

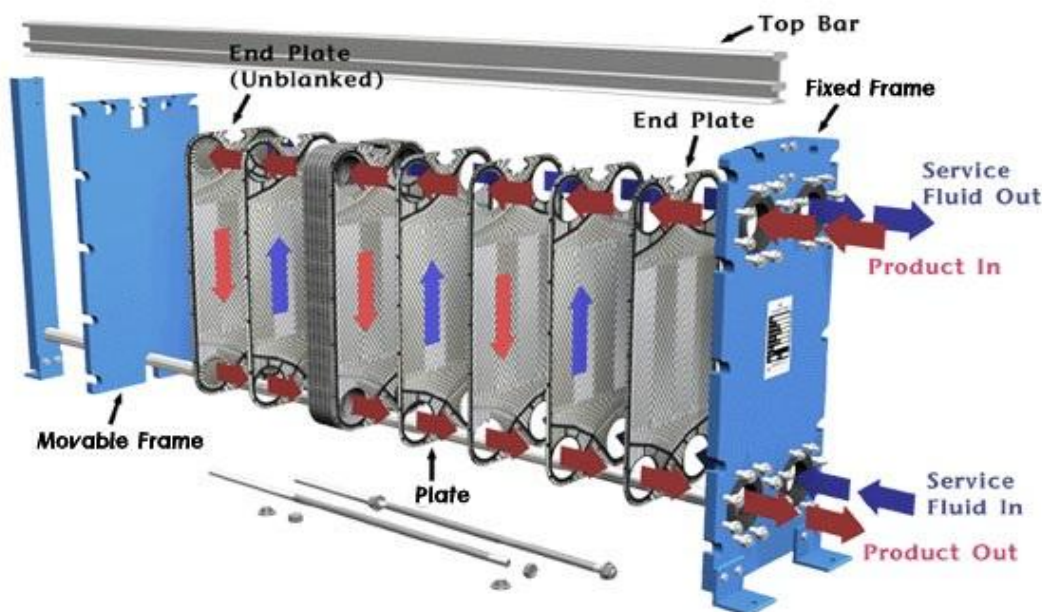


Figura 4.17 – Scambiatore a piastre

Le piastre, di spessore tra gli 0,5 e gli 1,2 mm, sono ottenute per stampaggio in pressa. Esse presentano opportune corrugazioni a rilievo nella zona centrale che, oltre a conferire una maggior rigidezza alla piastra stessa, favoriscono le turbolenze incrementando lo scambio termico e riducendo lo sporcamento dello scambiatore.

Vi sono poi quattro aperture circolari agli angoli che, quando le piastre sono impaccate, formano i condotti di distribuzione e ripresa dei fluidi. Infine perimetralmente ho la presenza di solchi per l'alloggiamento delle guarnizioni. Quest'ultime mi limitano i valori della temperatura massima e della pressione di esercizio tipicamente a 150 °C e 1.5 MPa.

Se si superano tali limiti , come nel caso della CO₂ le piastre possono essere brasate l'una con l'altra permettendo così una maggior tenuta ma rendendo più complicate le azioni di pulizia dello scambiatore.

Caratteristiche positive degli scambiatori a piastre sono le seguenti:

- lo scambiatore può essere facilmente e rapidamente disassemblato nei suoi singoli componenti per operazioni di pulizia meccanica o ispezione;
- lo scambiatore può, in molti casi, essere facilmente adeguato a mutate condizioni d'impiego con l'aggiunta di nuove piastre;

- l'alta turbolenza indotta nei fluidi e la mancanza di zone morte nei canali di piastra rendono lo scambiatore meno affetto da sporco rispetto ad altre tipologie di scambio termico;
- perdite del fluido per difettosa tenuta delle guarnizioni non vanno ad inquinare l'altro fluido;
- l'elevato grado di uniformità nel tempo di permanenza delle particelle fluide nello scambiatore lo rendono particolarmente adatto nei trattamenti termici quali la pastorizzazione, la sterilizzazione o la cottura;
- la formatura delle piastre per stampaggio alla pressa permette l'utilizzo anche di materiali che mal si presentano a costruzioni saldate, come il titanio, utilizzato con l'acqua del mare grazie all'elevata resistenza a corrosione.

Fattori negativi che invece ostacolano l'impiego degli scambiatori a piastre sono legati alla particolare struttura e al materiale delle guarnizioni; questi limitano i valori della temperatura massima e della pressione di esercizio tipicamente a 150 °C e 1.5 MPa [39].

4.3.1.4. Batterie alettate

Qualora lo scambio termico debba avvenire tra liquido e gas o liquido e aria o aria e aria, si impiegano degli scambiatori di calore detti batterie alettate.

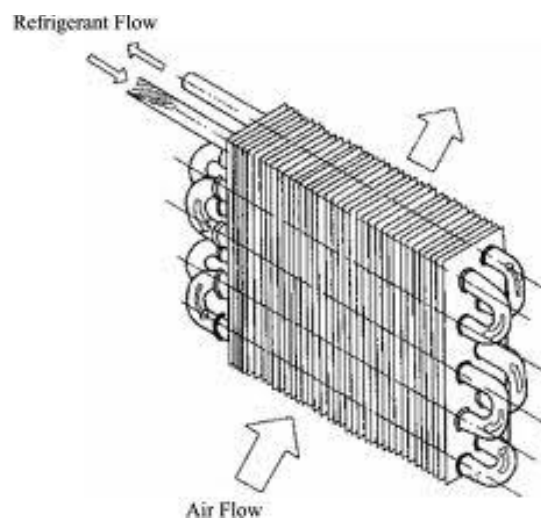


Figura 4.18 – Batteria alettata

Esse sono costituite da:

- una serie di tubi, tipicamente in rame, all'interno dei quali fluirà uno dei fluidi coinvolti nel processo di scambio;
- un fascio compatto di alette, tipicamente in alluminio, disposto trasversalmente rispetto ai tubi, attraverso il quale scorrerà l'altro fluido.

I tubi sono inseriti nel pacco di alette e fissati mediante mandrinatura permettendo così il contatto tra tubo e aletta; su un lato le tubazioni sono libere e vengono collegate tra loro mediante curve di rame brasate realizzando così la circuitazione desiderata.

Si va quindi a realizzare una configurazione di scambio termico a flussi incrociati.

Le batterie alettate si caratterizzano per una serie di parametri:

- **La disposizione dei tubi:** i tubi possono essere disposti in modo sfalsato o meno all'interno del pacco alettato e possono essere disposti su più ranghi, aumentando la larghezza della batteria.
- **Il diametro dei tubi:** a seconda della pressione sviluppata dal fluido che li attraversa, i tubi possono essere caratterizzati da differenti diametri più o meno ampi.
- **Il passo delle alette:** a seconda della potenza termica da scambiare e delle perdite di carico relative al fluido che attraversa il pacco alettato, il passo delle alette può essere più o meno ampio.
- **La forma delle alette:** le alette possono essere di forma liscia, corrugata, intagliata.

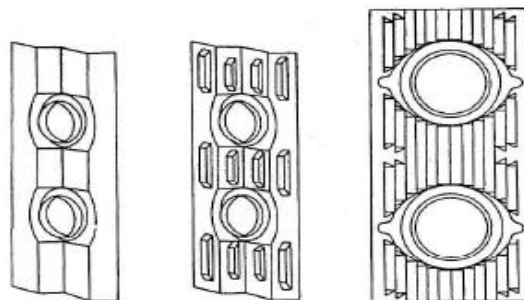


Figura 4.19 -Diverse tipologie di batterie alettate con differenti diametri dei tubi e differente forma della alette

Il funzionamento di una batteria alettata è definito da due parametri fondamentali:

- la capacità di scambio termico;
- la perdita di carico.

È necessario evidenziare il fatto che, la scelta della batteria alettata da impiegare è guidata dal trade-off fra tali parametri, in quanto il coefficiente di convezione termica, da cui dipende la potenza termica scambiata dalla batteria, aumenta con l'aumento delle perdite di carico del fluido che l'attraversa. Allo stesso modo si nota come a parità di perdite di carico sia migliore il comportamento di alette con intagli speciali [40].

4.3.2. Evaporatori

L'evaporatore è uno scambiatore all'interno del quale avviene l'evaporazione del fluido frigorifero per mezzo della somministrazione di calore dall'esterno. Tale fenomeno è detto anche effetto frigorifero in quanto il fluido frigorifero evaporando sottrae calore alla sorgente calda raffreddandola.

Questo componente necessita di una progettazione minuziosa in quanto il coefficiente di scambio termico al suo interno dipende da:

- proprietà termo-fisiche del fluido utilizzato;
- geometria della superficie di scambio termico utilizzata (tubi lisci, corrugati, con alettature);
- perdite di carico e portata di massa specifica influenzate dal numero di circuiti.

È evidente che, a parità di refrigerante e di geometrie di scambio termico, al diminuire del numero dei circuiti aumenta la portata specifica di massa del fluido evaporante: ciò comporta un incremento del coefficiente di scambio, ma anche delle perdite di carico, che aumentano in modo molto significativo.

L'ottimizzazione dell'evaporatore sta quindi nel definire il numero di canali adatti a garantirmi un buon compromesso tra perdite di carico e coefficiente di scambio termico [41].

A seconda della geometria e dei fluidi in gioco, gli evaporatori si dividono in:

- **Evaporatori ad aria**

Sono evaporatori ad espansione diretta poiché sono progettati per garantire che alla loro uscita il vapore sia surriscaldato.

Come le batterie alettate, sono costituiti da tubi in rame, corrugati all'interno, assemblati con un pacco di alette, tipicamente in alluminio, che presentano geometrie particolari al fine di aumentare lo scambio termico.

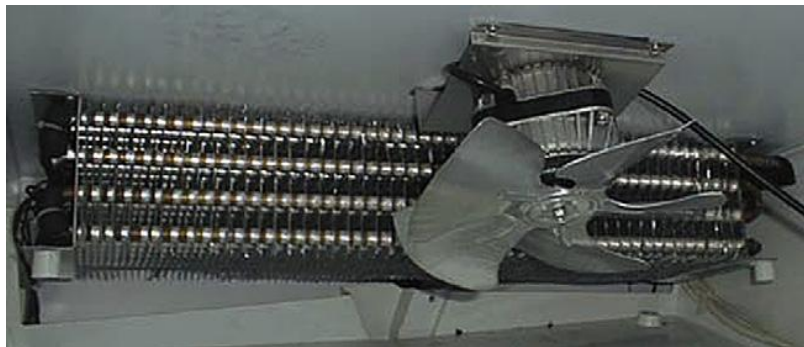


Figura 4.20 – Evaporatore ad aria

All'interno dell'evaporatore, la miscela liquido-vapore deve essere distribuita ugualmente tra i diversi circuiti; se questo non avviene vi è il rischio che l'evaporazione sia incompleta e che il compressore si trovi ad aspirare liquido.

Vengono quindi utilizzati dei distributori costituiti da un gran numero di capillari che provocano delle elevate cadute di pressione così da distribuire liquido e vapore nelle medesime quantità.

Il problema principale degli evaporatori ad aria è legato alla formazione di condensa, ghiaccio o brina sulla superficie delle alette: il fluido frigorifero evaporando tende a raffreddare la batteria, la temperatura scende sotto il valore di rugiada e si ha formazione di condensa. Mediante particolari geometrie è possibile far fluire l'acqua evitando così problemi di scambio termico.

Se la temperatura della batteria scende sotto gli 0 °C, l'acqua condensata sulla superficie diventerà ghiaccio vanificando il sistema di drenaggio e andando a penalizzare lo scambio termico.

Vengono quindi predisposti dei cicli di sbrinamento mediante resistenze elettriche, gas caldi o inversione del funzionamento della macchina che tuttavia comportano un incremento nei consumi e diminuiscono l'efficienza della macchina.

- **Evaporatori ad acqua**

Gli evaporatori ad acqua sono solitamente meno utilizzati rispetto a quelli ad aria; essi sono diffusi sottoforma di scambiatori a piastre o scambiatori a fascio tubiero, quest'ultimi impiegati in applicazioni frigorifere dove le potenze richieste sono superiori al MW.



Figura 4.21 – Evaporatore ad acqua a piastre saldo brasate.

Al fine di garantire la tenuta, il fissaggio dei componenti si realizza per saldobrasatura.

4.3.3. Il gas cooler

All'interno di un circuito a pompa di calore vi è uno scambiatore di calore che svolge la funzione di trasferire il calore assorbito dal refrigerante in fase di evaporazione attraverso un fluido (acqua o aria), in modo tale da rendere disponibile l'effetto utile della pompa di calore.

Come è noto, utilizzando anidride carbonica come refrigerante, si sviluppa un ciclo transcritico che non permette il cambiamento di stato al fluido. È necessario disporre, quindi, di uno speciale scambiatore di calore chiamato gas cooler all'interno del quale l'anidride carbonica rimane in stato gassoso e si raffredda dopo l'uscita dal compressore.

Si ricorda, inoltre, che lo stato termodinamico dell'anidride carbonica all'uscita dal compressore è caratterizzato da temperature che tendono essere molto più elevate di quelle sviluppate normalmente dai comuni refrigeranti sintetici e che le pressioni di fine compressione superano talvolta i 140 bar.

La progettazione e la scelta di un gas cooler, così come quella di un evaporatore, è determinata dall'ottimizzazione della configurazione dei deflussi, che devono approssimare il più possibile la disposizione controcorrente, ed è influenzata dall'ampio intervallo di temperatura entro cui varia l'anidride carbonica in fase transcritica. Infatti, la temperatura di scarico della CO₂ dal gas cooler non dipende da quella a cui si desidera il fluido secondario, quanto piuttosto dalla temperatura di ingresso allo scambiatore di quest'ultimo.

La scelta del numero dei circuiti all'interno del gas cooler, attraverso cui far fluire l'anidride carbonica sottoforma di gas denso, deve portare al migliore compromesso fra il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico, le quali aumentano assieme alla portata di massa specifica.

I gas cooler presentano la medesima geometria dei tradizionali scambiatori di calore e a seconda dei fluidi in gioco si distinguono in:

- **Gas cooler ad aria**

Sono delle batterie alettate, all'interno dei tubi scorre l'anidride carbonica che viene raffreddata mediante un flusso d'aria. Sia i tubi che le alette presentano delle particolari corrugazioni così da aumentare lo scambio termico. Non essendoci grossi problemi di condensa il passo delle alette generalmente è molto stretto.



Figura 4.22 – Gas cooler ad aria

- **Gas cooler ad acqua**

Tali scambiatori sono costruttivamente analoghi agli evaporatori a piastre o ad agli evaporatori allagati.

Essendo le pressioni molto elevate, lo scambiatore a piastre è necessariamente di tipo saldobrasato, di modo che la tenuta possa essere garantita.



Figura 4.23 – Gas cooler ad acqua a piastre saldobrasate.

Sono inoltre presenti gas cooler costituiti da particolari tubi coassiali in cui il refrigerante ad alta pressione viene mantenuto all'interno di canalizzazioni di piccolo diametro e l'acqua è fatta scorrere in un'intercapedine del tubo, mantenendo una forma a serpentina per minimizzare il volume occupato e garantire la corretta superficie di scambio termico.

Sanyo e Daikin si sono basate sulla tecnologia a tubi concentrici per sviluppare alcuni gas cooler innovativi.

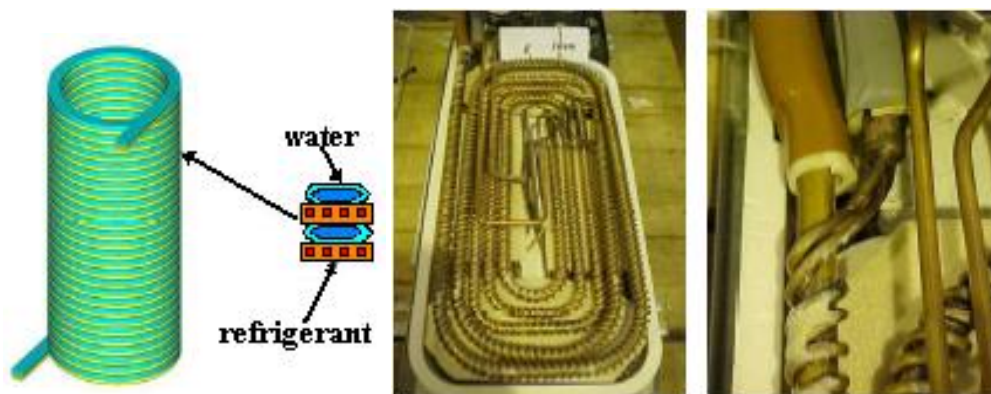


Figura 4.24 – Gas cooler della Sanyo (destra) e della Daikin (sinistra)

4.3.4. Nuovi sviluppi

Le buone caratteristiche di scambio termico proprie della CO₂, unitamente alle elevate pressioni di lavoro ed all'elevata capacità volumetrica, permettono l'uso di diametri ridotti delle canalizzazioni e delle tubazioni interne agli scambiatori.

Ciò ha portato alla realizzazione di una nuova tipologia di scambiatori con tubi piatti estrusi in alluminio su cui vengono praticati un certo numero di minicanali. All'esterno di questi scambiatori vengono brasate delle alette in alluminio.

La particolare geometria di tali batterie consente un notevole incremento delle prestazioni lato fluido secondario.

Tubi con canali di diametro inferiore a 0.8 mm sono attualmente impiegati nei vari prototipi disponibili per uso automobilistico e per uso residenziale [42].

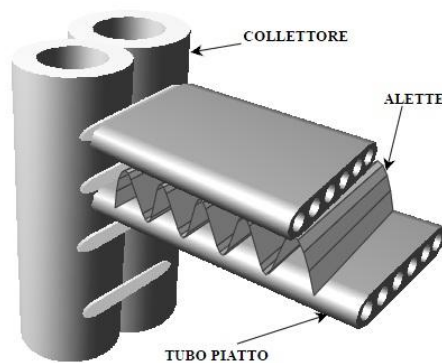


Figura 4.25 – Esempio di gas cooler con tubi piatti estrusi in alluminio.

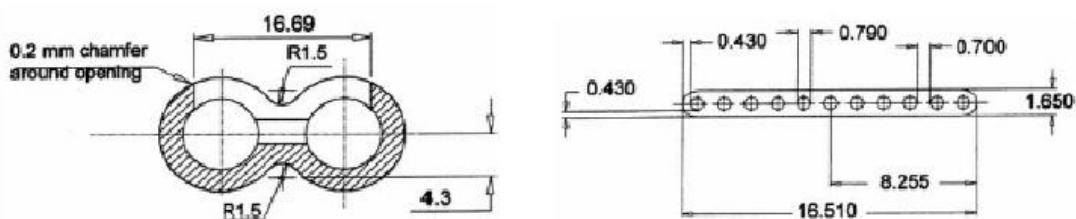


Figura 4.26 – Sezione trasversale di un gas cooler con tubi piatti estrusi in alluminio.

L'uso dei tubi a minicanali negli evaporatori è reso più complicato dalle difficoltà nel distribuire uniformemente la portata di fluido bifase tra i vari circuiti. Va però ricordato che, il basso valore del rapporto tra la densità del liquido e quella del vapore proprio dell'anidride carbonica ne favorisce la distribuzione.

Un problema tuttavia non risolto completamente resta quello del drenaggio dell'umidità condensata specie alle più ridotte portate d'aria, e degli sbrinamenti.

4.4 Valvole di laminazione

La valvola di laminazione è un organo statico che rende possibile l'espansione irreversibile di un fluido frigorifero, la cui entalpia iniziale è uguale a quella finale. È, quindi, considerata come un dispositivo che permette una trasformazione approssimativamente isoentalpica, in grado di raffreddare il refrigerante e di portarlo ad una pressione minore.

In una macchina frigorifera si determina il calo di pressione dalla zona ad alta pressione in cui si tratta la condensazione (o il raffreddamento) del fluido, alla zona di bassa pressione in cui avviene l'evaporazione con l'acquisizione di calore utile da parte dello stesso refrigerante.

La valvola di laminazione è nella realtà un organo di strozzamento particolare che degrada l'energia di pressione in attrito e permette di mantenere costante l'entalpia del fluido e rappresenta un regolatore di portata del fluido refrigerante che si adegua al valore risultante dall'equilibrio dei tre organi fondamentali del circuito, ovvero compressore, evaporatore e condensatore.

Le valvole più diffuse sono:

- la valvola termostatica, usata per l'alimentazione degli evaporatori ad espansione secca;
- la valvola a livello costante, usata per l'alimentazione degli evaporatori annegati.

Queste due valvole non sono specifiche dei cicli transcritici; esse hanno la funzione di alimentare l'evaporatore con la portata che questo è in grado di evaporare. È necessario quindi fissare il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore, nel caso delle valvole termostatiche, oppure fissare il livello del liquido nel separatore di alta o bassa pressione, nel caso delle valvole di livello.

In questo modo si assicura una corretta alimentazione sia per un evaporatore annegato che per un evaporatore ad espansione secca.

Tali sistemi non permettono di ottimizzare la pressione superiore del ciclo, poiché dipende dalla configurazione del sistema e dalle condizioni operative.

Il ciclo può risultare penalizzato a seguito di fughe di refrigerante, oppure quando le condizioni operative si discostano da quelle di progetto.

Tale soluzione risulta essere la più semplice da adottare, ma anche la meno flessibile nell'impiego, poiché non si adatta ad eventuali variazioni alle condizioni del ciclo [43].

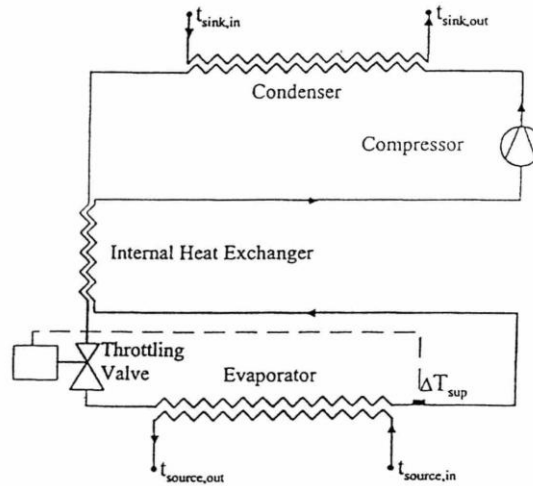


Figura 4.27 – Sistema di laminazione costituito da una tradizionale valvola termostatica.

Mentre nel ciclo tradizionale la pressione di condensazione è legata, tramite la condizione di saturazione, essenzialmente alle caratteristiche di scambio termico del condensatore e alla temperatura del fluido impiegato per la reiezione del calore, nel ciclo transcritico la pressione superiore del ciclo è determinata dall'effetto combinato della carica di fluido presente nel circuito e della resistenza al deflusso offerta dalla valvola.

Questo obbliga ad impiegare valvole di laminazione differenti rispetto a quelle utilizzate solitamente.

D'altra parte, assumendo come 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 detta pressione.

Ne consegue che la corretta alimentazione dell'evaporatore deve essere assicurata da altri mezzi, principalmente vengono utilizzate:

- Valvola a retropressione costante (back-pressure valve);
- Valvola a retropressione costante, seguita da una valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido;
- Valvola differenziale, seguita da una valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido.

4.4.1. Valvola a retropressione costante

La valvola a retropressione costante è una delle soluzioni più semplici che possono essere installate all'interno del circuito.

Essa è composta da una molla a tensione regolabile la quale ha il compito di aprire e chiudere l'otturatore in funzione di quella che è la pressione in uscita dal gas cooler.

Se tale pressione aumenta la resistenza della molla viene vinta, l'otturatore apre il soffiello che scarica, riportando la pressione al valore desiderato.

In figura 4.28 è riportata una sezione laterale di tale organo di espansione.

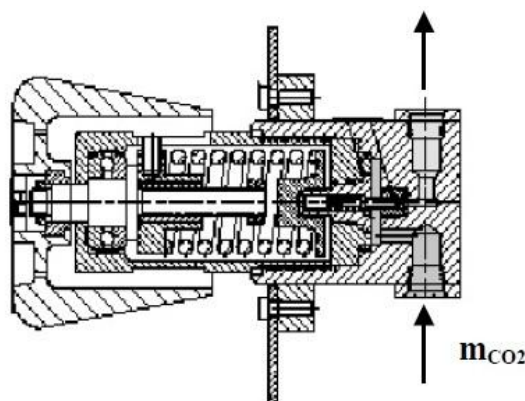


Figura 4.28 – Valvola a retropressione costante vista in sezione.

Se tale tipo di valvola è efficace ai fini di determinare la pressione massima di ciclo, non è però in grado di assicurare una corretta alimentazione dell'evaporatore ai fini della scambio termico e della sicurezza contro i colpi di liquido.

La soluzione classica consiste nel caricare l'impianto con una quantità controllata di fluido frigorifero in modo tale da mantenere la presenza di liquido in un separatore collocato all'uscita dell'evaporatore, come evidenziato in figura 4.29.

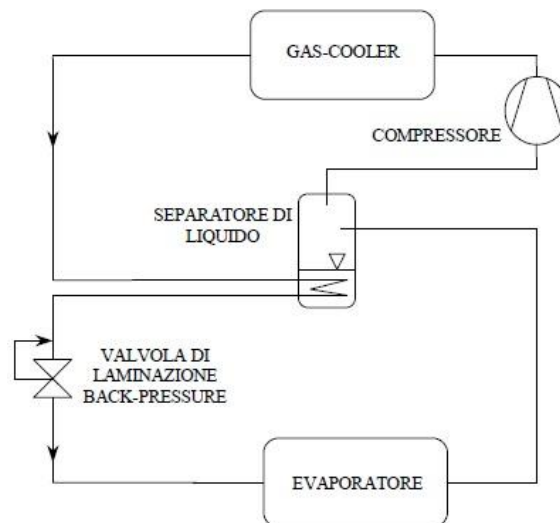


Figura 4.29 – Impianto con valvola di back-pressure con separatore di liquido..

In tale soluzione, il liquido presente nel separatore viene parzialmente evaporato per raffreddare il fluido ad alta pressione prima della laminazione; il mantenimento del liquido nel ricevitore richiede in regime stazionario il reintegro della quantità evaporata attraverso l'introduzione di una equivalente massa proveniente dall'evaporatore, che pertanto risulta convenientemente annegato.

Così facendo l'effetto che si ottiene è molto simile a quello prodotto dall'impiego di uno scambiatore rigenerativo posto tra l'uscita del gas cooler e l'ingresso del compressore.

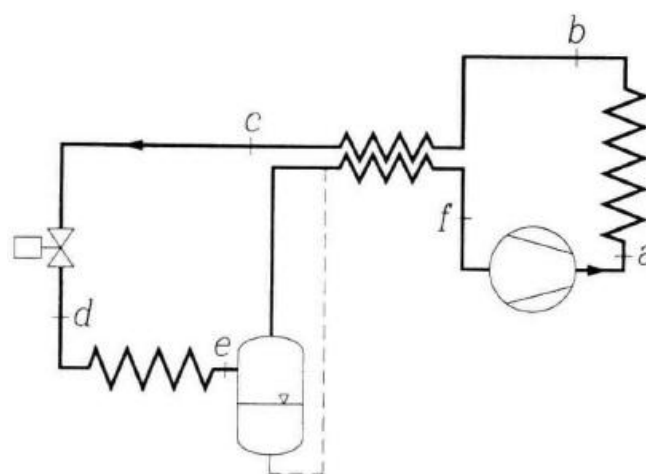


Figura 4.30 – Alternativa all'impianto precedente, impiego di uno scambiatore rigenerativo.

Il liquido contenuto nel ricevitore costituisce inoltre una riserva che consente trasferimenti di carica da e verso gli scambiatori di calore come richiesto dalle variazioni delle condizioni operative.

4.4.2 Valvola a retropressione costante abbinata ad una valvola termostatica

Si è visto che l'impiego della singola valvola a retropressione non è sufficiente a garantire la corretta alimentazione dell'evaporatore; per questo motivo spesso la si affianca, oltre che ad un separatore di liquido, anche ad una valvola termostatica.

In figura 4.31 è riportata una possibile configurazione d'impianto che vede l'utilizzo di entrambi gli elementi.

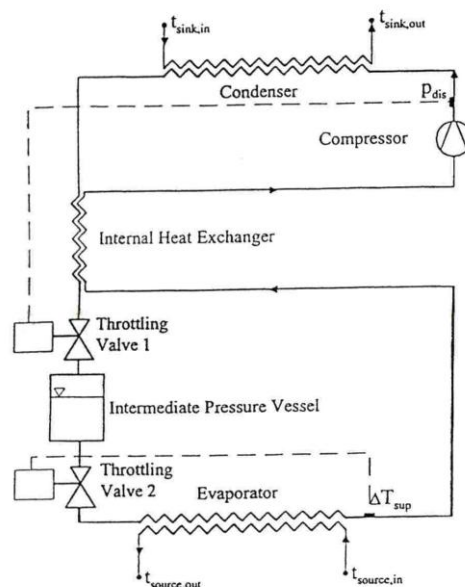


Figura 4.31 – Sistema di laminazione composto di una valvola back-pressure, seguita da una valvola termostatica con interposto un separatore di liquido.

Il funzionamento di questa configurazione è il seguente: il fluido in uscita dal gas cooler subisce una prima laminazione fino alla pressione intermedia del separatore di liquido mediante una valvola di back-pressure. Da qui il refrigerante verrà inviato a una o più valvole termostatiche per poi andare ad alimentare uno o più evaporatori.

La carica di fluido deve essere tale da realizzare, in ogni condizione operativa, la presenza di una fase liquida nel ricevitore di liquido. Il volume, invece, deve poter contenere le escursioni di livello prodotte dalle variazioni nella ritenzione di carica degli altri organi del circuito, conseguenti alle diverse condizioni operative.

In queste condizioni si instaura nel separatore intermedio il livello di pressione necessario per avere il fluido all'uscita della valvola back-pressure in condizioni di liquido saturo, come si può vedere in figura 4.32.

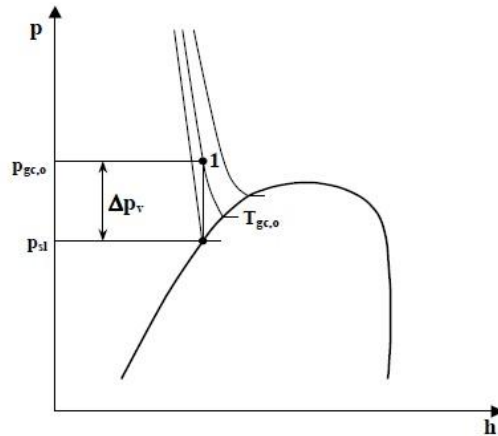


Figura 4.32 – Rappresentazione grafica, sul piano (p,h) , della laminazione del fluido attraverso la valvola back-pressure

Il punto 1, rappresentativo delle condizioni del fluido all'ingresso della valvola, viene determinato mediante:

- il valore di taratura della predetta valvola;
- la temperatura del fluido in uscita dal gas cooler.

Pertanto il valore di pressione all'uscita è determinato dall'intersezione tra la curva limite inferiore e la linea isoentalpica relativa alle condizioni di ingresso della valvola.

Bisogna infatti considerare che, essendoci contemporaneamente sia la fase liquida che la fase vapore, il fluido nel ricevitore si trova in condizioni di saturazione, conseguentemente, lo stato di uscita dalla valvola non può essere che liquido saturo, in quanto solo in questo caso si possono mantenere condizioni di regime stazionario nel circuito.

In altri termini, se entrasse nel separatore una miscela bifase, l'ingresso della fase vapore incrementerebbe la pressioni intermedia fino a portare il punto di uscita della valvola nelle condizioni di liquido saturo, viceversa l'ingresso nel separatore di un gas denso, a densità superiore del liquido, ne diminuirebbe la pressione fino a portare lo stato del fluido ancora nella condizione di liquido saturo.

La soluzione illustrata in questo punto consente quindi di risolvere in modo semplice il problema di alimentare, in un ciclo transcritico, uno o più evaporatori ad espansione secca e quindi rappresenta una tecnica consigliabile per adattare la tecnologia corrente delle macchine frigorifere al ciclo transcritico.

4.4.3. Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica.

Un'interessante variante allo schema visto in precedenza, consiste nella sostituzione della valvola back-pressure con una valvola differenziale il cui schema funzionale è illustrato in figura 4.33.

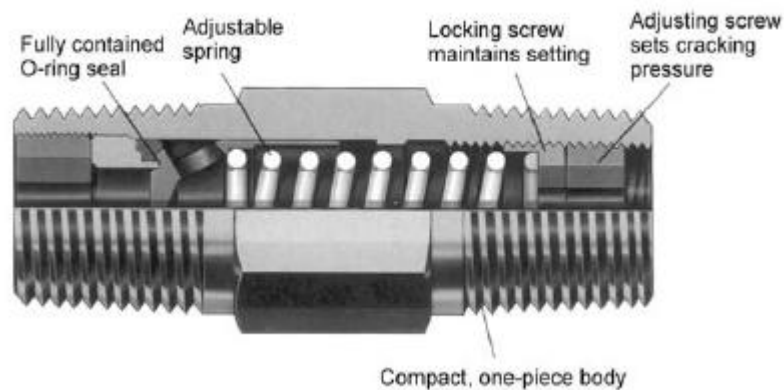


Figura 4.33 – Schema funzionale della valvola di laminazione differenziale.

In questa valvola la posizione dell'otturatore è determinata dall'equilibrio tra la risultante delle forze di pressione agenti a monte ed a valle dello stesso e la tensione della molla.

Pertanto, rigorosamente parlando, si potrebbe definire come un regolatore di portata proporzionale alla caduta di pressione; tuttavia, la stretta banda proporzionale che in generale è associata a tali dispositivi, fa sì che si possa concludere che tale valvola è in grado di mantenere costante la caduta di pressione al variare della portata e delle condizioni operative.

Anche per questa valvola si applicano le stesse considerazioni espresse al punto precedente per quanto riguarda lo stato del fluido alla sua uscita, che necessariamente deve essere liquido saturo.

In questo caso solo la temperatura in ingresso alla valvola differenziale è definita, essendo la pressione flottante, temperatura che dipende dalle caratteristiche del gas cooler e dalla temperatura e portata del fluido che raffredda il gas denso.

Il processo isoentalpico di laminazione del fluido frigorifero attraverso la valvola risulta quindi definito dalla condizione di realizzare una caduta di pressione pari al valore della taratura della valvola, tra la linea isoterma corrispondente alla temperatura del fluido all'uscita dal gas cooler e la curva limite inferiore.

Facendo quindi riferimento alla caduta di pressione Δp_v evidenziata in figura 4.32, si vede che le pressioni al gas cooler e al separatore intermedio aumentano quando aumenta la temperatura di uscita della CO₂ dal gas cooler e, viceversa, diminuiscono nel caso opposto.

Ai fini del COP, il valore ottimale della pressione superiore del ciclo non è costante al variare della temperatura del gas denso all'uscita dal gas cooler, ma richiede variazioni che sono concordi con la tendenza imposta dal sistema di laminazione qui considerato [44].

Il circuito nella sua complessità appare nella seguente maniera:

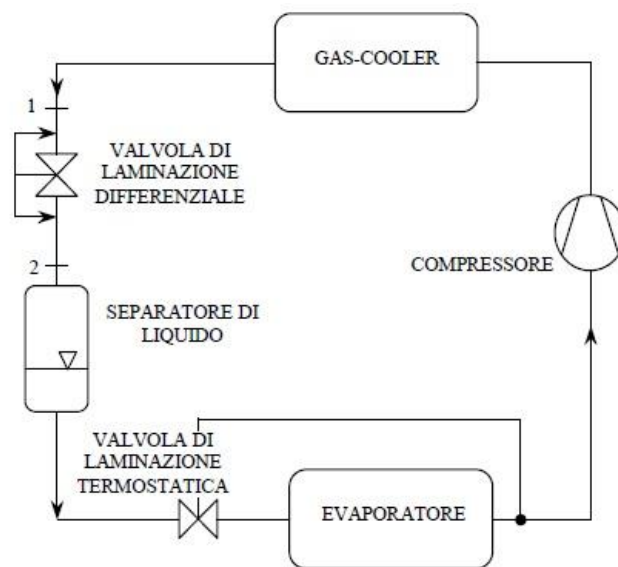


Figura 4.34 – Sistema di laminazione composto di una valvola differenziale, seguita da una valvola termostatica con interposto un separatore di liquido.

4.4.4.1 tubi capillari

All'interno delle installazioni frigorifere di piccola taglia, fino a 35 kW, l'organo di laminazione impiegato per eccellenza è il tubo capillare.



Figura 4.35 – Tubo capillare

Questi componenti tipicamente sono costituiti da un tubo in rame di lunghezza tra l'uno e i sei metri e diametro tra i 0,5 e i 3 mm, avvolto su se stesso nel quale viene fatto fluire il refrigerante in uscita dal condensatore.

La riduzione della pressione effettuata da parte di un tubo capillare avviene grazie a due fenomeni distinti:

- Il refrigerante una volta uscito dal condensatore (in tal caso dal gas cooler) ad alta pressione e temperatura viene immesso nel tubo capillare, all'interno del quale incontra la resistenza di attrito offerta dalle pareti dei tubi ottenendo quindi una ben determinata diminuzione di pressione.
- Il liquido refrigerante, nel momento in cui subisce il calo di pressione, evapora formando una miscela di liquido e vapore con una riduzione di pressione. Poiché la densità del vapore è minore rispetto a quella del liquido, la densità media del refrigerante diminuisce. Ma, essendo costanti sia la portata di massa del fluido che il diametro dei tubi, per il binomio di Bernoulli, la velocità del refrigerante aumenta con una conseguente riduzione della pressione.

Il compressore e il tubo capillare in condizioni stazionarie devono raggiungere una determinata pressione di aspirazione e mandata, in modo che fluisca ai vari componenti del circuito la stessa portata di massa. In tal caso è necessario trovare il punto di bilanciamento per il compressore e il tubo capillare.

La differenza di pressione che sussiste fra i capi del tubo capillare rappresenta la forza che permette al refrigerante di passare al suo interno: la portata di massa che fluisce all'interno del tubo capillare aumenta con l'aumentare della differenza fra le pressioni.

Perciò, si può conseguentemente affermare che la portata di massa attraverso il tubo aumenta con il rapporto delle pressioni, così come diminuisce allo stesso modo per il compressore.

Come mostra la figura 4.36, per una data pressione e temperatura a lato condensatore, esiste un definito valore di pressione di evaporazione per il quale la portata di massa al compressore e al tubo capillare risulta la stessa. Tale pressione rappresenta il punto di bilanciamento che permette al sistema di raggiungere una condizione di equilibrio.

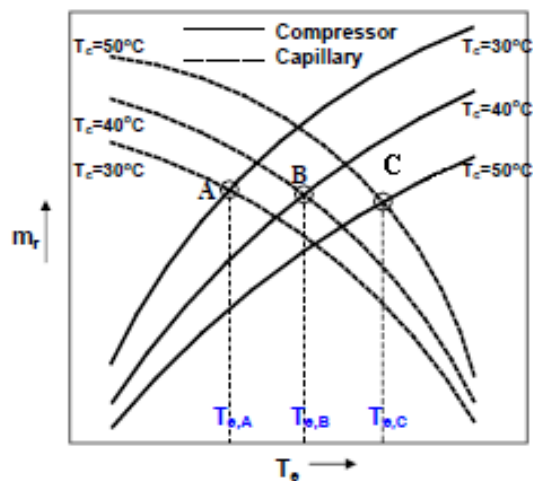


Figura 4.36 – Variazione della portata di refrigerante attraverso il compressore e il tubo capillare a seconda della temperatura di evaporatore e condensatore (o gas cooler).

Oltre alle piccole applicazioni frigorifere studi recenti, come quelli condotti da Kauf, dimostrano i vantaggi nell'impiego del tubo capillare all'interno di pompe di calore; si è infatti dimostrato che è possibile raggiungere la pressione ottimale del ciclo ottimizzando la scelta del tubo capillare [45].

Lo studio condotto da Agrawal e Bhattacharyya, riguardo questa particolare soluzione confrontata con l'utilizzo di un classico sistema ad espansione, ha dimostrato come i tubi capillari siano una soluzione alternativa alle tradizionali valvole di espansione per i sistemi a pompa di calore di piccola potenza basati su cicli transcritici, per le situazioni

in cui il sistema sia in grado di operare in modo ottimale con condizioni ambientali variabili anche se in un limitato range. È stato inoltre dimostrato come i tubi capillari siano flessibili riguardo ai cambiamenti della temperatura ambientale e come siano effettivamente migliori per alte temperature del refrigerante in uscita al gas cooler [46].

4.4.5. Le valvole elettroniche

Le valvole elettroniche sono dei particolari componenti la cui apertura/chiusura è regolata mediante un processore.

Il loro utilizzo è particolarmente indicato sulle unità che si trovano ad operare in condizioni di carico termico molto variabile, come nel caso della gestione congiunta di condizionamento e produzione di acqua calda sanitaria.

L'impiego della valvola elettronica permette di:

- massimizzare lo scambio termico all'evaporatore;
- minimizzare i tempi di risposta alle variazioni del carico;
- ottimizzare la regolazione del surriscaldamento e garantire la massima efficienza energetica.

Per le tradizionali valvole meccaniche, l'apertura/chiusura si verifica a fronte di particolari condizioni fisiche del fluido, come può essere una differenza di temperatura o di pressione. Questo fa sì che la valvola lavori correttamente solo all'interno di un intervallo ben definito al di fuori del quale viene compromessa l'efficienza del ciclo stesso.

Mediante l'impiego di valvole elettroniche queste problematiche vengono eliminate; è il controllore che regola l'apertura e la chiusura della valvola cosicché tali fasi possono avvenire indipendentemente dal verificarsi o meno di particolari condizioni. Risulta quindi più facile rispondere alle variazioni del ciclo garantendo allo stesso tempo un'ottima efficienza [47].

4.4.6. Alternative alla laminazione

Nei circuiti operanti con fluidi frigorigeni tradizionali la differenza di pressione tra il condensatore e l'evaporatore ha valori limitati; si utilizza quindi un organo di laminazione che, a fronte di una piccola perdita energetica, permette di mantenere il sistema in equilibrio senza grosse complicazioni nell'architettura dell'impianto.

Tuttavia, va ricordato che l'anidride carbonica opera con differenziale di pressione tra gas cooler ed evaporatore nettamente superiore a quello ottenibile in un impianto tradizionale..

Questo comporta un'elevata perdita energetica durante la laminazione; si predilige quindi l'impiego di alcuni sistemi in grado di recuperare tale energia così da aumentare l'efficienza della macchina. Tali componenti sono:

- **l'eiettore**, è una macchina senza organi in movimento che può essere impiegata sia come compressore che come pompa per ottenere l'innalzamento della pressione di un fluido mediante l'alimentazione di un altro fluido di natura uguale o diversa. All'interno di un circuito ad anidride carbonica esso viene utilizzato per comprimere parte del gas in uscita all'evaporatore sfruttando la pressione del gas in uscita dal gas cooler; in questo modo è possibile ridurre il lavoro del compressore aumentando l'efficienza del ciclo;

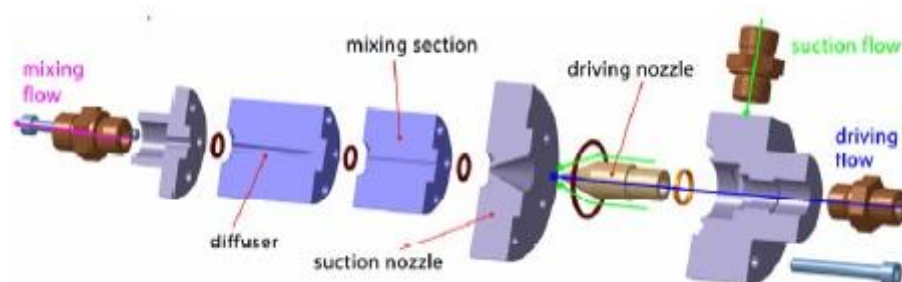


Figura 4.37 – Eiettore

- **l'espansore**, è un organo che permette di trasformare il salto di pressione tra il gas cooler e l'evaporatore in lavoro meccanico col quale andare ad alimentare o il compressore o altri elementi esterni al ciclo. La loro geometria è del tutto analoga a quelle dei compressori visti in precedenza, tuttavia l'effetto è l'opposto in quanto il gas non viene compresso bensì espanso.

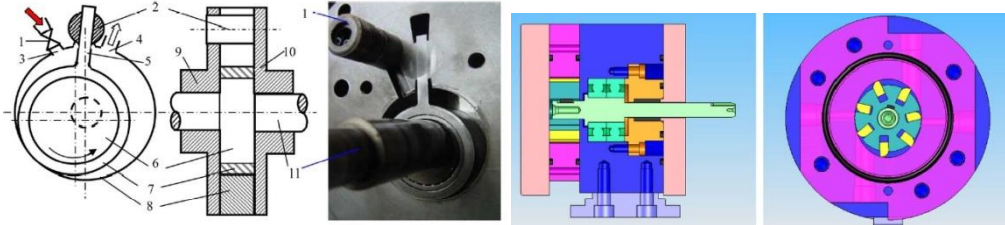


Figura 4.38 – Alcuni esempi di espansore

4.5. Altri componenti

4.5.1. Lubrificanti

In termini del tutto generali, è noto che un lubrificante deve rispondere ad alcuni criteri per poter essere utilizzato negli impianti frigoriferi a compressione di vapore:

- **caratteristiche di lubrificazione del compressore (tribologia):** quando si impiega l'anidride carbonica, le pressioni in gioco sono molto elevate rispetto ai fluidi frigoriferi tradizionali. Ne deriva quindi una maggior sollecitazione di tutte le parti meccaniche e la conseguente necessità di mantenere un'elevata lubrificazione. Non si può tuttavia considerare l'azione lubrificante legata solamente all'azione dell'olio puro bensì si deve fare riferimento alla miscela olio – fluido frigorifero. In funzione della viscosità dell'agglomerato e della solubilità del lubrificante nell'anidride carbonica avremo una variazione nell'efficienza della lubrificazione;
- **idoneo comportamento per il ritorno dell'olio al compressore:** anche analizzando il ritorno dell'olio è necessario tener conto della miscela CO₂ – lubrificante. Qui si deve mantenere bassa la viscosità della miscela così da facilitare il ritorno dell'olio all'evaporatore e lungo la linea di aspirazione;

- **stabilità e compatibilità con i materiali normalmente in uso:** alcuni oli, come per esempio l'olio minerale, possono legarsi con l'anidride carbonica andando a formare acidi che aggrediscono e danneggiano i materiali.

Negli ultimi anni si è compiuto un notevole sforzo per la ricerca del lubrificante più adatto all'impiego con CO₂, oltre al tradizionale olio minerale, sono stati investigati come possibili lubrificanti parecchi oli di sintesi (poliesteri, polivinilesteri, polialchilenglicoli, alchilbenzenici, polialfaolefine).

Una caratteristica fondamentale dell'olio risulta essere la sua miscibilità con il fluido frigorifero. Anche in tal caso si evidenzia il fatto che il termine di miscibilità va considerato legato al tipo di comportamento mostrato dalla miscela olio-refrigerante, mentre il termine di solubilità va utilizzato per esprimere la quantità di refrigerante in soluzione nell'olio lubrificante.

Da un punto di vista qualitativo, si è soliti definire:

- **Refrigerante miscibile in olio:** quando in condizioni di equilibrio termodinamico ad una certa pressione e temperatura la fase liquida ha composizione definita in modo univoco.
- **Refrigerante parzialmente miscibile in olio:** quando esistono valori di pressione e temperatura per cui si ha a formazione di due fasi liquide di diversa composizione. Si parla allora di fenomeno della miscelazione.
- **Refrigerante immiscibile in olio:** quando le fasi liquide di diversa composizione sono presente ad ogni temperatura e pressione.

Tale proprietà è fondamentale in quanto, a seconda del fluido operativo scelto, la miscela prodotta dai due elementi deve avere caratteristiche di viscosità e di densità tali da:

- non penalizzare lo scambio termico all'interno degli scambiatori di calore;
- non impedire il ritorno della miscela al separatore d'olio e al compressore per una corretta lubrificazione delle parti mobili.

In termini generali, si potrebbero elencare i vari oli in ordine di solubilità decrescente della CO₂: POE, esteri, PVE, PAG, AB, PAO, minerale (il POE ha la più alta solubilità, mentre l'anidride carbonica risulta insolubile in olio minerale).

Lubrificante	Miscibilità
POE	Miscibile
Esteri	Miscibile
PVE	Miscibile
PAG	Parzialmente Miscibile
Alchilbenzene	Immiscibile
PAO	Immiscibile
Olio minerale	Immiscibile

Tabella 4.1 – Miscibilità dei tradizionali lubrificanti in anidride carbonica

Se con gli HFC si opta solitamente alla scelta di POE a bassa viscosità (ISO 32, 55 o 68), con la CO₂, viste le elevate pressioni operative, si preferisce normalmente l'utilizzo di POE ISO 100 e 120.

Si tenga presente che, a 100°C e 90 bar, una miscela al 50% di olio POE ISO 100 ed anidride carbonica ha una viscosità di circa $0.5 \cdot 10^{-6}$ m²/s, contro una viscosità di circa $10.5 \cdot 10^{-6}$ m²/s dell'olio puro [48].

La minore solubilità dei PAG nei confronti della CO₂ rende possibile l'uso di PAG ISO 46 già utilizzati nell'industria automobilistica con R134a, senza particolari preoccupazioni [49].

In funzione della sua miscibilità, l'olio minerale crea notevoli complicazioni per il ritorno dell'olio stesso al compressore; è quindi sconsigliato il suo impiego all'interno di cicli frigoriferi ad anidride carbonica.

Accorgimenti impiantistici sono necessari anche con l'impiego dei PAO e degli AB. I PAG e i POE non creano particolari preoccupazioni in tal senso.

Un ulteriore aspetto riguardante il ritorno dell'olio, specie nei circuiti dotati di ricevitori di bassa pressione o nei sistemi bistadio con separatore intermedio, riguarda la cosiddetta "inversione di fase". Mentre la densità degli oli puri varia molto poco con la temperatura, quella della CO₂ liquida in condizioni di saturazione cambia molto, si passa infatti da un valore di circa 1076 kg/m³ a -30 °C fino ad un valore di circa 468 kg/m³ al punto critico. Di conseguenza, come si vede in figura 4.39, la CO₂ liquida

galleggia sul PAG puro per temperature superiori a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre già a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, la CO_2 tende a porsi al di sotto di un AB.

Il problema è ancora più marcato con le PAO, di solito caratterizzate da densità inferiori a 850 kg/m^3 . Qualora fosse la CO_2 ad occupare la parte inferiore del ricevitore sarebbe impossibile drenare il lubrificante attraverso i condotti di ritorno dell'olio normalmente collegati al fondo del ricevitore.

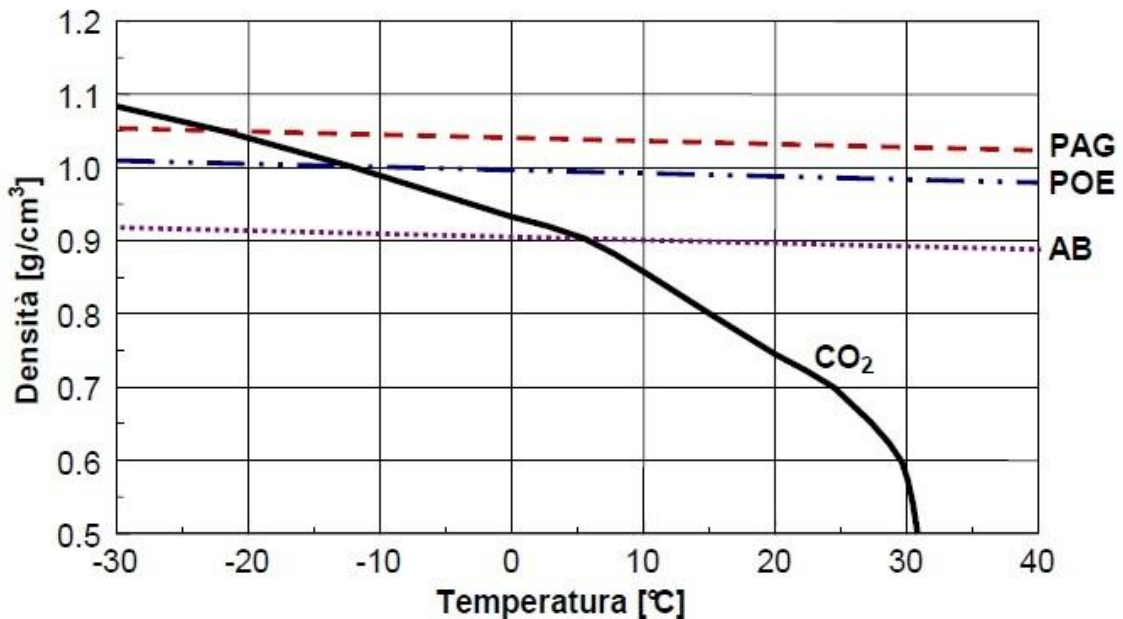


Figura 4.39 – Fenomeno della inversione di fase.

Riassumendo:

- I PAO e gli AB sono stati considerati per l'impiego nella refrigerazione a bassa temperatura a seguito della lunga esperienza nell'uso di questi oli nei sistemi industriali di processo utilizzando gas compressi. Ovviamente, devono essere messi in atto tutti gli accorgimenti atti a favorire il ritorno dell'olio verso il compressore;
- POE e i PAG sembrano essere più promettenti nell'impiego in cicli transcritici. Tuttavia, occorre tenere presente che la solubilità particolarmente elevata della CO_2 nel POE comporta, oltre ai citati problemi di riduzione della viscosità, anche il rischio di inaccettabile schiumatura durante gli avvii del compressore. Tale aspetto è sicuramente più ridotto con gli oli PAG, vista la loro bassa solubilità.

Dal punto di vista chimico, la scelta del lubrificante deve essere fatta in modo tale da:

- evitare reazioni con i materiali;
- evitare la reazione tra lubrificante e olio;

Oltre a questo devo controllare l'igroscopicità dell'olio in quanto la presenza di acqua nel sistema può portare alla formazione di acido.

Le infiltrazioni di umidità, nel caso di sistema a CO₂, possono portare alla formazione di acido carbonico nel momento in cui l'acqua e l'anidride carbonica reagiscono chimicamente fra di loro.

Le reazioni chimiche ottenibili sono le seguenti:

- In un primo momento l'acido carbonico formato da H₂O e CO₂ ottiene un effetto piuttosto blando sulle strutture metalliche dei componenti dell'impianto:

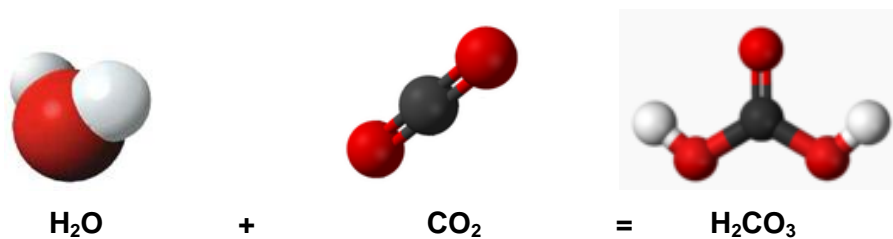


Figura 4.40 – Reazione chimica tra acqua e anidride carbonica

- Nel momento in cui l'acido carbonico formato reagisce chimicamente con una quantità sufficiente d'acqua, si forma bicarbonato (HCO₃⁻) e ioni di idrogeno (H⁺), composti molto acidi che sono in grado di corrodere in modo serio i materiali di cui è costruito l'impianto.

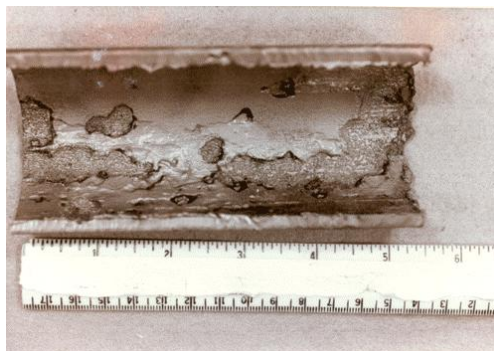


Figura 4.41 – Effetti della corrosione di una tubazione di un impianto frigorifero da parte del bicarbonato e degli ioni di idrogeno

- Con una più alta concentrazione d'acqua, dovuta ad un'elevata igroscopicità dell'olio lubrificante, si può formare un gas idrogenato, il *carbon dioxide gas hydrate* ($\text{CO}_2(\text{H}_2\text{O})_8$):

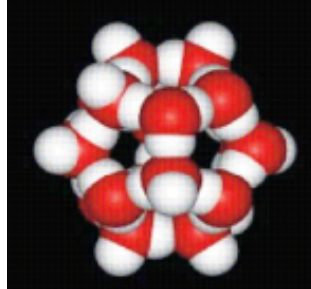


Figura 4.42 – Carbon Dioxide Gas Hydrate– $\text{CO}_2(\text{H}_2\text{O})_8$

Esso si presenta sottoforma di ghiaccio, ma questo suo stato solido può resistere anche a temperature più elevate di 0°C .

Questo particolare composto può creare alcuni problemi di intasamenti di filtri e canalizzazioni.

Utilizzando olio minerale, ad esempio, il lubrificante può reagire chimicamente con l'ossigeno presente nell'aria e produrre acido organico e acqua (H_2O), la quale a sua volta può dar forma ad acido carbonico.

Utilizzando olio estere si può ottenere una reazione chimica fra il lubrificante e l'acqua producendo acido organico e alcol.

Oltre alla capacità di lubrificazione, è importante osservare quanto l'olio influisca sullo scambio termico.

Come visto nello studio condotto su un olio di tipo PAG [50] esiste una relazione tra il coefficiente di scambio termico (α) e la percentuale di lubrificante in miscela col fluido frigorifero. Questa relazione è influenzata sia dal diametro delle tubazioni che dalla tipologia di superficie interna del tubo che può essere liscia o rigata.

Al diminuire del diametro del tubo, l'olio va a ridurre drasticamente il coefficiente di scambio termico in quanto si deposita lungo le pareti creando uno strato che funge da isolante.

Nell'analisi si sono valutate le variazioni di α al variare della pressione, della concentrazione d'olio in circolo, del diametro del tubo e della portata di massa del fluido, i risultati sono riportati nella tabella 4.2.

ID (mm)	Mass flux (kg m ⁻² s ⁻¹)	Heat flux (kW m ⁻²)	Pressure (MPa)					
			8		9		10	
			x = 1%	x = 3%	x = 1%	x = 3%	x = 1%	x = 3%
6	200	12	94%	84%	100%	83%	108%	90%
		24	96%	89%	106%	84%	102%	96%
	400	12	91%	74%	96%	73%	108%	80%
		24	110%	80%	95%	76%	112%	93%
800	12	52%	32%	35%	32%	72%	51%	
	24	113%	40%	110%	50%	80%	47%	
4	400	12	86%	30%	102%	39%	88%	47%
	800	12	94%	35%	110%	50%	80%	47%
	1200	12	113%	52%	135%	60%	94%	70%
2	800	12	72%	27%	70%	31%	59%	34%
	1200	12	62%	31%	65%	37%	62%	40%
1	800	12	53%	29%	75%	42%	67%	40%
		24	80%	25%				
	1200	12	47%	28%	47%	41%	54%	38%

Tabella 4.2 – Variazioni del coefficiente di scambio termico in funzione della percentuale di olio, al variare del diametro e della pressione.

Concludendo, il coefficiente termico varia in funzione della percentuale di olio disciolta in miscela; questo cambiamento è fortemente influenzata dal diametro della tubazione.

Per piccoli diametri, il coefficiente subisce una riduzione, rispetto alla condizione ideale senza olio, fino al 50%; quando il diametro è sufficientemente elevato non si hanno grosse differenze tra la condizione senza olio e quella in analisi.

Generalmente con le pompe di calore a CO₂ viene utilizzato un lubrificante di tipo PAG. La recente rivalutazione dell'anidride carbonica come fluido refrigerante e il nuovo interesse verso le applicazioni ad R744 hanno portato ad una rivalutazione del lubrificante più idoneo da impiegare.

Sono stati quindi identificati due possibili oli in grado di sostituire i PAG e di mantenere alte le performance, i PVE e gli ECP [51].

In tabella 4.3 vengono riportate le principali caratteristiche di questi lubrificanti a confronto.

Oil type	PAG 100	PVE 100	ECP 100
Molecular structure	$\text{CH}_3\text{-O-}\overset{\text{CH}_3}{\text{C}}\text{(CH-CH}_2\text{-O)}_n\text{-(CH}_2\text{-CH}_2\text{-O)}_n\text{-CH}_3$	$\text{H-}\overset{\text{OEt}}{\text{C}}\text{(CH-CH}_2\text{)}_m\text{-}\overset{\text{OBu}}{\text{C}}\text{(CH-CH}_2\text{)}_n\text{-H}$	$\text{Me-}\overset{\text{CH}_3}{\text{C}}\text{(O-CH-CH}_2\text{)}_n\text{-O-}\overset{\text{R}_1}{\text{C}}\text{H-CH}_2\text{-}\overset{\text{O}}{\text{C}}\text{(CH-CH}_2\text{)}_m\text{-R}_3$
Viscosity at 40 °C	106.5 mm ² s ⁻¹	99.2 mm ² s ⁻¹	100.5 mm ² s ⁻¹
Viscosity at 100 °C	20.47 mm ² s ⁻¹	10.5 mm ² s ⁻¹	12.63 mm ² s ⁻¹
Viscosity index	218	86	120
Thermal conductivity at 20 °C ^a	0.156 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.159 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.158 W m ⁻¹ K ⁻¹
Thermal conductivity at 80 °C ^a	0.145 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.149 W m ⁻¹ K ⁻¹	0.148 W m ⁻¹ K ⁻¹

Tabella 4.3 – Principali caratteristiche dei lubrificanti PAG, PVE e ECP

Come visto in precedenza, i PAG presentano una bassa solubilità con l'anidride carbonica e un'alta viscosità mentre i PVE risultano molto più miscibili e molto meno viscosi.

Gli ECP sono una combinazione di PAG e PVE per cui presenteranno valori di miscibilità e viscosità a metà tra i polivinililesteri e i poliacrilglicoli.

Dall'analisi [61] si è visto che:

- l'olio influenza le performance di scambio termico;
- lavorando a livello pseudo critico non ho la formazione del film d'olio che va ad intaccarmi lo scambio termico;
- i PAG, che sono meno miscibili, formano uno strato d'olio superiore rispetto agli ECP e ai PVE i quali risultano prestazionalmente superiori e quindi adatti ad essere impiegati come sostituti.

4.5.2. Gli elastomeri

L'anidride carbonica è chimicamente compatibile con tutti i più comuni elastomeri [52].

Alcuni studi sono stati condotti anche sulla compatibilità della CO₂ quando combinata con i principali lubrificanti.

Ovviamente, suscitano notevoli preoccupazione ai progettisti le tenute nei circuiti frigoriferi operanti con anidride carbonica.

La prima ovvia preoccupazione è relativa alle alte pressioni operative che impongono un opportuno disegno delle cave per il contenimento e la precarica degli O'ring.

La seconda preoccupazione è legata alle minori dimensioni della molecola di CO₂ se confrontata con qualsiasi altro refrigerante sintetico e quindi alla permeabilità dell'elastomero all'anidride carbonica.

Un'ulteriore problematica legata all'utilizzo degli elastomeri con la CO₂ è quella della decompressione esplosiva che può portare al rigonfiamento dell'O'ring con la formazione di bolle che spesso scoppiano [53].

Tale effetto può essere visto nella figura 4.43.

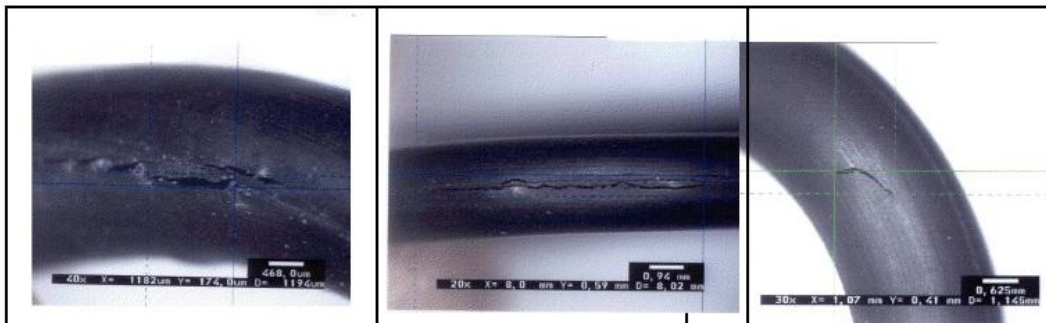


Figura 4.43 –. Conseguenze della decompressione esplosiva su alcuni O-ring.

Qui di seguito sono riportati gli elastomeri candidati per l'impiego con l'anidride carbonica.

Elastomero	Intervallo operativo di temperatura [°C]
Ethylene Propylene (EPDM)	[-45;150]
Ethylene Acrylate (AEM)	[-35;150]
Ethylvinyl Acetate (EVM)	[-30;150]
Neoprene (Polychloroprene) (CR)	[-35;110]
Fluorocarbon (FKM)	[-30;200]

Tabella 4.4 – Elastomeri per l'impiego con CO₂

Capitolo 5

Studio mediante simulazione

5.1.Introduzione

L'analisi svolta nei capitoli precedenti ha messo in evidenza, dal punto di vista teorico, le caratteristiche vantaggiose e svantaggiose dell'anidride carbonica. Tuttavia, per capire concretamente quanto l'utilizzo dell'R744 comporti beneficio, è necessario calcolare le prestazioni ottenibili mediante il suo impiego.

Grazie alle funzioni del codice RefProp [54] è possibile, dopo aver identificato i principali parametri che descrivono il ciclo frigorifero, estrarre per via analitica tutti i punti che lo compongono.

Si possono quindi:

- realizzare simulazioni sul comportamento della CO₂ come fluido frigorifero:
 - verifica dell'esistenza della pressione ottimale;
 - influenza della temperatura dell'acqua in ingresso e della temperatura di evaporazione sulla prestazioni;
- simulare differenti configurazioni impiantistiche ad anidride carbonica e confrontarle tra di loro:
 - sistema di laminazione;
 - impiego dello scambiatore rigenerativo;
 - sistema di espansione con o senza recupero di lavoro;
- comparare cicli ad anidride carbonica con cicli ad R134a o ad altri refrigeranti tradizionali a parità di condizioni di esercizio.

5.2. Il software RefProp

RefProp (REFERence fluid PROPERTIES) è un programma sviluppato dal NIST (National Institute of Standards and Technology) che permette di ottenere tabelle e grafici per il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto di numerosi fluidi di importanza industriale e delle loro miscele, in particolare refrigeranti e idrocarburi.

Il codice è basato sui più accurati modelli attualmente disponibili che descrivono il comportamento dei vari fluidi e miscele. Esso, infatti, implementa tre modelli principali per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi puri:

- le equazioni di stato esplicite per l'energia di Helmholtz;
- le equazioni di stato modificate di Benedict – Webb – Rubin;
- l'extended corresponding states model (ECS).

RefProp contiene una libreria dinamica (.dll) tramite la quale è possibile l'utilizzo del programma collegando le funzioni di calcolo delle proprietà dei fluidi al software Excel. Incorporando il foglio di lavoro RefProp all'interno di un normale foglio di calcolo Excel si rendono disponibili le macrofunzioni e il database per il calcolo delle proprietà dei fluidi operativi.

		1										2										3									
8	Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinaccq[°C]	ΔTaccq[°C]	Approach[°C]	SH[°C]	ρ _{liq}	ρ _{vap}	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	h[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]										
9	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.5	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
10	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.52	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
11	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.54	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
12	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.56	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
13	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.58	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
14	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.6	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
15	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.62	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
16	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.64	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
17	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.66	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
18	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.68	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
19	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.7	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
20	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.72	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
21	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.74	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
22	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.76	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
23	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.78	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
24	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.8	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
25	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.82	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
26	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.84	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
27	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.86	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
28	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.88	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
29	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.9	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										
30	-3	30	40	10	3	5	0.75	0.92	32.16	2	424.97	1.83	74.27	54.77	60.57	456.50	467.00	1.87	74.27	30.00	293.4										

Figura 5.1 – Esempio di foglio di lavoro Excel

5.3.Verifica dell'esistenza della pressione ottimale

Nel capitolo tre, descrivendo le caratteristiche della CO₂ come fluido frigorifero, si è messo in evidenza l'esistenza di una pressione ottimale alla quale il COP della pompa di calore raggiunge valore massimo a parità di condizioni di contorno. La cosa è osservabile graficamente in figura 5.2.

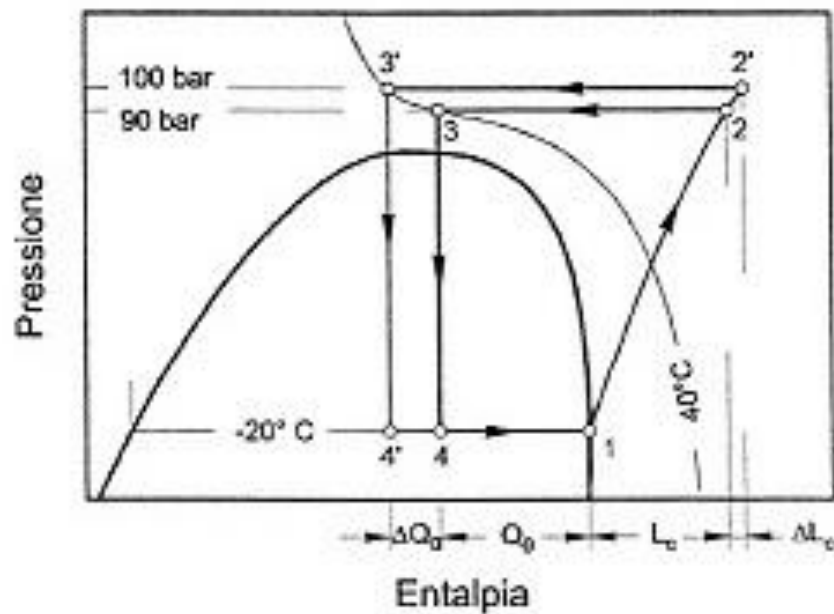


Figura 5.2 – Pressione ottimale nel ciclo transcritico

Tale pressione può essere calcolata mediante una formula empirica (4).

$$P_{ott} = (2,788 - 0,0157 * t_e) * t_{gce} + (0,381 * t_e - 9.34) \quad (4)$$

Valida per $-40^{\circ}\text{C} < t_e < +5^{\circ}\text{C}$ e $31^{\circ}\text{C} < t_{gce} < 50^{\circ}\text{C}$ [55].

In alternativa, la pressione ottimale è ricavabile utilizzando un processo iterativo; nella tabella 5.1 sono riportati i valori del COP calcolato in funzione di sole variazioni di pressione, in tal modo è possibile verificare la validità dell'equazione (4) e quindi identificare la pressione ottimale.

Il ciclo preso come riferimento è un ciclo a compressione semplice con organo di laminazione.

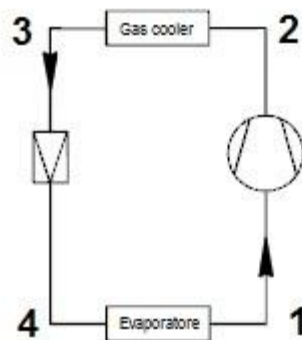


Figura 5.3 – Ciclo a semplice compressione con organo di laminazione

Alla base vi sono alcune ipotesi semplificative:

- il compressore opera con un determinato rendimento isentropico;
- la temperatura in ingresso dell'acqua è pari alla temperatura della CO₂ in uscita al gas cooler;

Il ciclo è costruito nel seguente modo:

- PUNTO UNO → data la temperatura di evaporazione si ricava la pressione di evaporazione grazie alla quale, tenendo conto del surriscaldamento, si trova entalpia e entropia del primo punto.
- PUNTO DUE → si fissa la pressione al gas cooler, dopodiché considerando la compressione isentropica, si identifica il punto due ideale. Applicando la formula (11) si estrapola il punto due reale.

$$\eta_{is,com} = \frac{h_{2id} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

- PUNTO TRE → essendo per ipotesi la temperatura in ingresso dell'acqua pari a quella in uscita al gas cooler e considerando che non vi siano perdite di carico all'interno dello stesso, mediante la pressione di condensazione, si determina questo punto.

- PUNTO QUATTRO → partendo dal punto tre si lamina in maniera isentalpica fino alla pressione di evaporazione chiudendo così il ciclo.

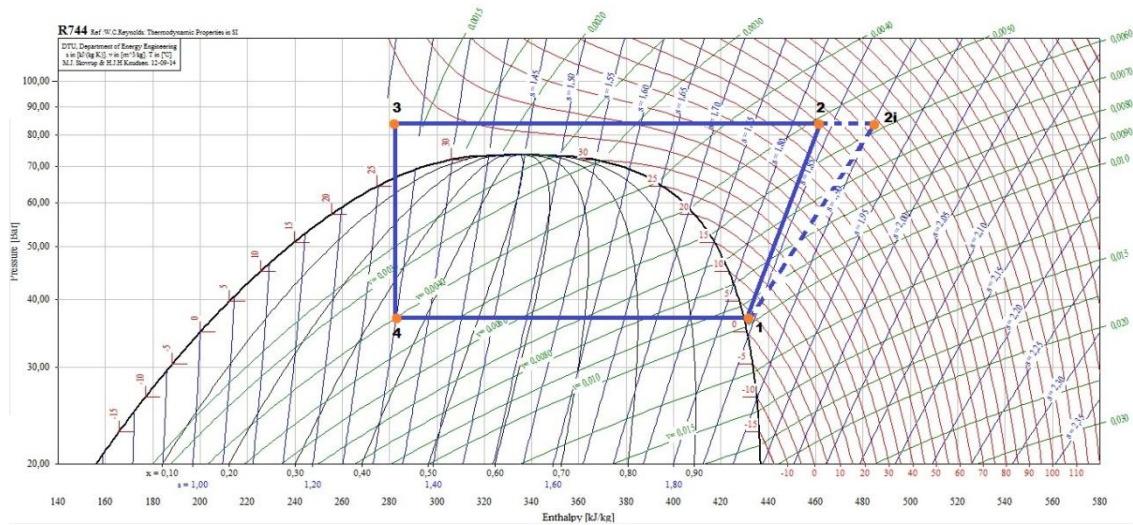


Figura 5.4 – Rappresentazione grafica del ciclo preso in considerazione

Per effettuare la simulazione è necessario definire alcuni dati di partenza:

- temperatura di evaporazione pari a $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura del gas in uscita dal gas cooler a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, questa sarà uguale alla temperatura dell'acqua in ingresso;
- surriscaldamento di $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- rendimento isentropico unitario;
- nessun sottoraffreddamento.

Da questi calcolo i punti che determinano il ciclo.

La pressione che massimizza il COP è pari a 88 bar, del tutto coerente con il valore ottenibile mediante l'equazione (4).

Viene riportato graficamente l'andamento dei COP così da sottolineare l'inversione di tendenza del coefficiente di prestazione.

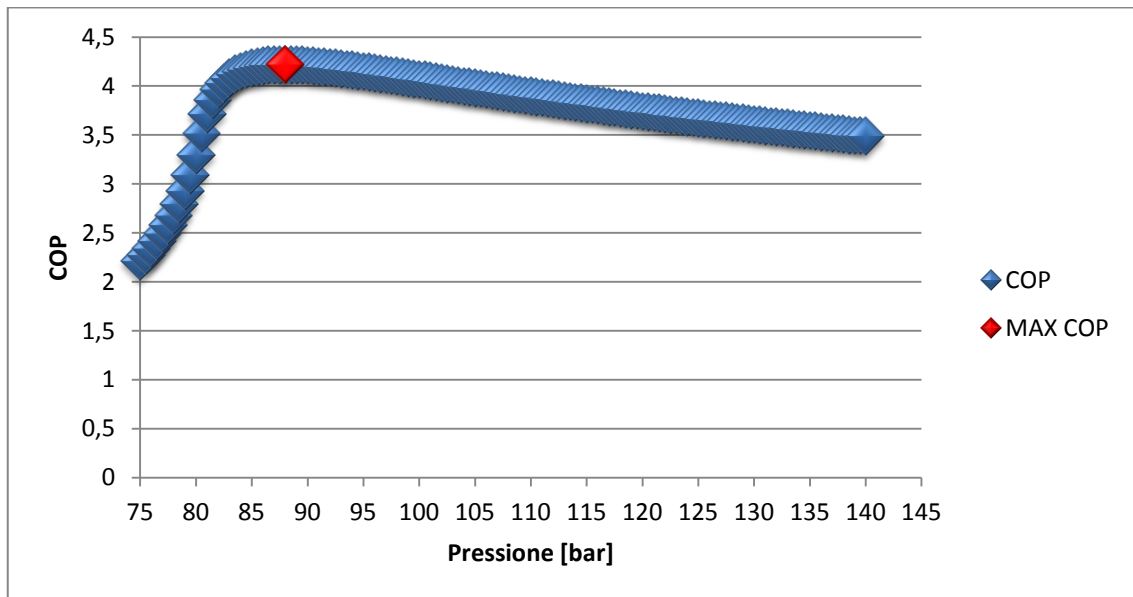


Figura 5.5 – Variazione del COP in funzione della pressione

Come visto nel capitolo tre, per valori di pressione al di sotto di quello ottimale il COP subisce una drastica riduzione, mentre per valori superiori l'andamento è abbastanza piatto. La cosa è visibile sia dal grafico 5.5 che dalla tabella 5.1.

5.4. Relazione tra la temperatura in ingresso e il COP

Si è poi passati a dimostrare l'influenza della temperatura in ingresso dell'acqua sulle prestazioni del ciclo ad anidride carbonica.

Come detto in precedenza, il COP della macchina, man mano che la temperatura dell'acqua in ingresso aumenta, subisce una graduale riduzione; questo fenomeno è illustrato in figura 5.6.

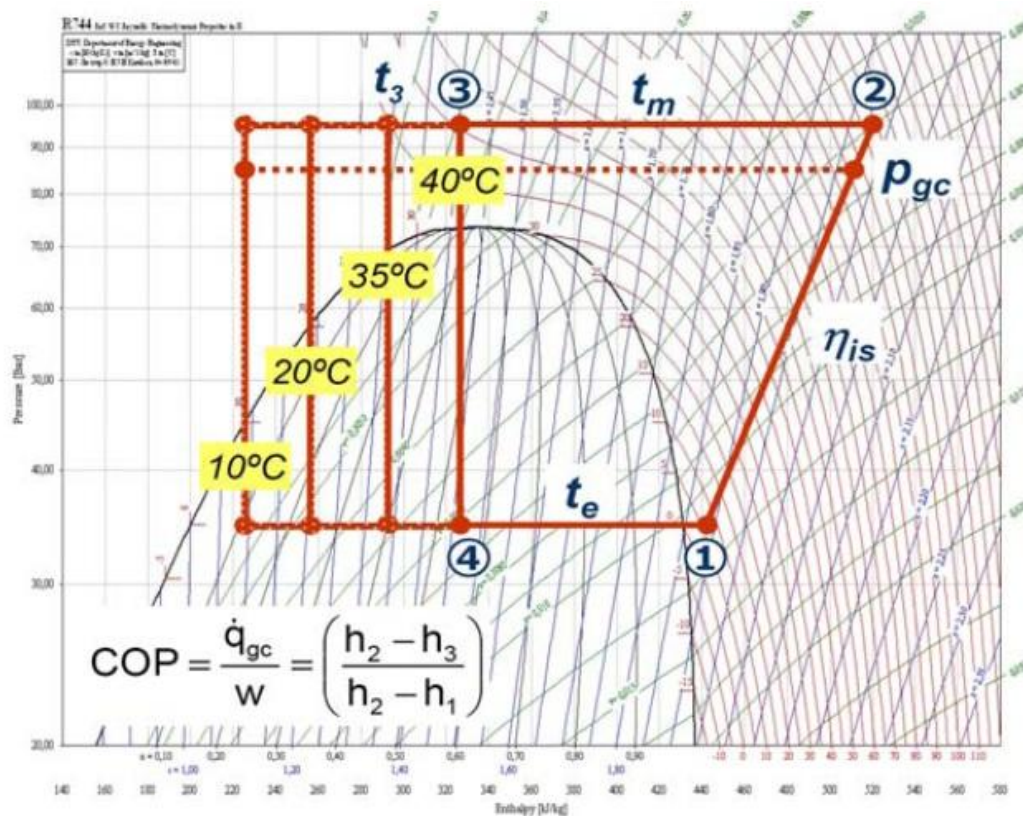


Figura 5.6 – Riduzione dell'efficienza del ciclo all'aumentare della temperatura in ingresso.

Mantenendo costante la pressione al gas cooler e la temperatura di evaporazione, si registra, al variare della temperatura dell'acqua in ingresso, una riduzione del COP.

La cosa è visibile dalla tabella 5.2 e dal grafico riferito ad essa.

Tale fenomeno è legato al fatto che, fissando la pressione al gas cooler, il lavoro di compressione rimane costante mentre l'effetto utile di riscaldamento diminuisce all'aumentare della temperatura dell'acqua. Il COP subirà una riduzione in quanto esso è definito come il rapporto tra queste due variabili.

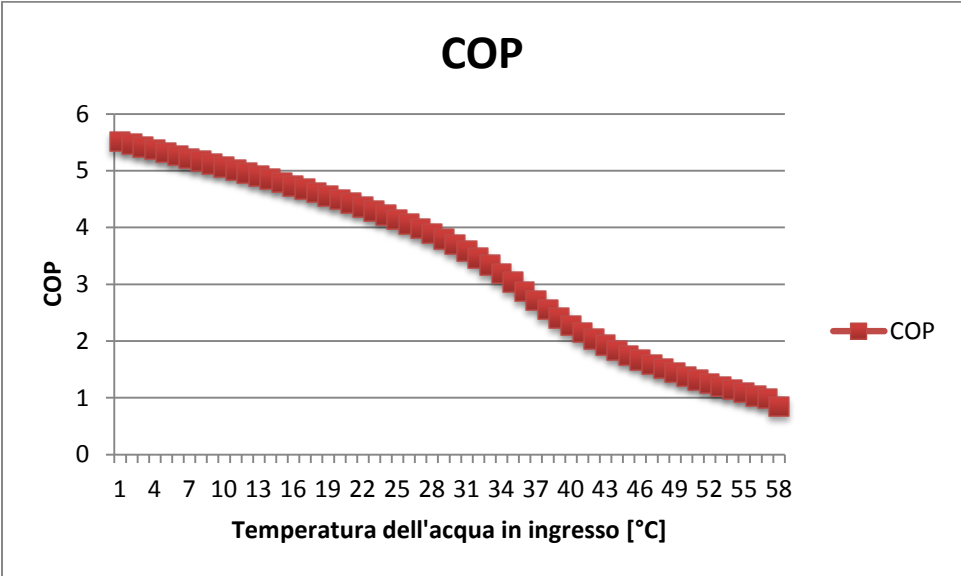


Figura 5.7 – Riduzione del COP all'aumentare della temperatura in ingresso dell'acqua.

5.5. Variazione del COP in funzione della temperatura di evaporazione

Le pompe di calore ad anidride carbonica trattate fino a questo momento sono della tipologia aria – acqua. La sorgente dalla quale verrà attinto il calore per effettuare l'evaporazione sarà quindi l'ambiente esterno.

Tuttavia, tale fonte di calore presenta valori di temperatura variabili durante il corso dell'anno; la cosa si traduce in una variazione delle prestazioni della pompa di calore.

Quindi, quando si trattano macchine di questa tipologia, si deve tener conto di come la temperatura dell'ambiente esterno vari durante l'anno.

5.5.1. Ipotesi di base

Al fine di valutare quanto la temperatura dell'ambiente influenzi le prestazioni della macchina si è eseguita una simulazione. Al variare della temperatura di evaporazione si sono determinate le variazioni di COP della macchina sfruttando le funzioni del software RefProp.

Le ipotesi di base sono le seguenti:

- la macchina opera con un compressore avente rendimento isentropico pari a 0,7;
- si trascurano le perdite di carico nella tubazioni e negli scambiatori;
- la differenza tra la temperatura dell'ambiente e la temperatura di evaporazione è di 5 °C;
- si opera alla pressione ottimale definita mediante la formula (4);
- la temperatura dell'acqua in ingresso è pari a 30 °C;
- la temperatura dell'ambiente si è definita variabile all'interno di un intervallo compreso tra i -10 °C e i 10 °C;

Tevap[°C]	Tamb[°C]	Tinacq[°C]	COP
-15	-10	30	2,87
-14,5	-9,5	30	2,88
-14	-9	30	2,89
-13,5	-8,5	30	2,91
-13	-8	30	2,92
-12,5	-7,5	30	2,93
-12	-7	30	2,95
-11,5	-6,5	30	2,96
-11	-6	30	2,97
-10,5	-5,5	30	2,98
-10	-5	30	3,00
-9,5	-4,5	30	3,01
-9	-4	30	3,02
-8,5	-3,5	30	3,04
-8	-3	30	3,05
-7,5	-2,5	30	3,06
-7	-2	30	3,08
-6,5	-1,5	30	3,09
-6	-1	30	3,10
-5,5	-0,5	30	3,12
-5	0	30	3,13
-4,5	0,5	30	3,14
-4	1	30	3,16
-3,5	1,5	30	3,17
-3	2	30	3,19
-2,5	2,5	30	3,20
-2	3	30	3,21
-1,5	3,5	30	3,23
-1	4	30	3,24
-0,5	4,5	30	3,26
0	5	30	3,27
0,5	5,5	30	3,29
1	6	30	3,30
1,5	6,5	30	3,32
2	7	30	3,33
2,5	7,5	30	3,34
3	8	30	3,36
3,5	8,5	30	3,38
4	9	30	3,39
4,5	9,5	30	3,41
5	10	30	3,42

Tabella 5.3 – Variazione del COP in funzione della temperatura ambiente

Dalla tabella 5.3 si dimostra facilmente che il COP aumenta al crescere della temperatura di evaporazione; tuttavia, tale temperatura, non è definibile a priori in quanto essa dipende sia della temperatura ambiente che del dimensionamento dell'evaporatore.

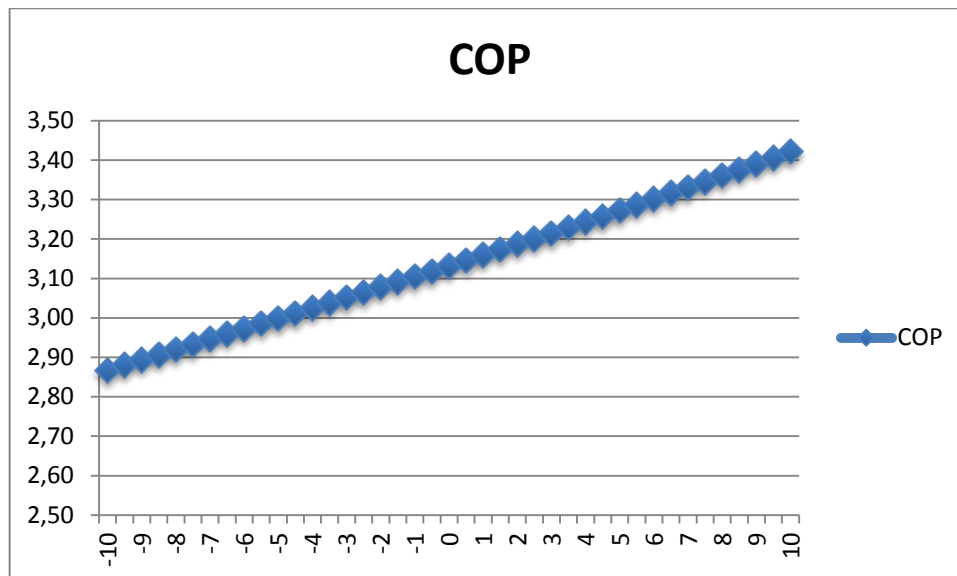


Figura 5.8 – Andamento del COP in funzione della temperatura ambiente

Quindi, durante il periodo estivo, in corrispondenza di temperature ambientali elevate si ha la resa massima della macchina.

Allo stesso tempo però, la richiesta di acqua calda sanitaria è minima per cui, a livello di resa annuale, tale beneficio impatta in maniera irrisoria.

L'influenza della temperatura dell'aria esterna sulle prestazioni della macchina è considerata all'interno del capitolo sei dove vengono trattate le valutazioni economiche.

5.6. Il ciclo transcritico a CO₂, possibili configurazioni

Tipicamente, le macchine operanti ad anidride carbonica, lavorano mediante ciclo a semplice compressione di vapore con organo di laminazione.

In questo paragrafo si vogliono analizzare le variazioni del COP e dell'EER provocate dall'introduzione di modifiche nella componentistica impiegata per la realizzazione del ciclo.

A differenza dei tradizionali fluidi frigoriferi, l'anidride carbonica opera con pressioni molto elevate. Il salto di pressione tra la condensazione, che nel caso di ciclo transcritico è un semplice raffreddamento del gas, e l'evaporazione, risulta essere molto ampio.

Tipicamente, per portare il gas dalla pressione di uscita dal gas cooler a quella desiderata in ingresso all'evaporatore, si utilizza una valvola di laminazione.

Tale componente consente la chiusura del ciclo provocando una notevole perdita energetica. Il salto di pressione, infatti, potrebbe essere impiegato per produrre lavoro col quale alimentare il compressore ed aumentare quindi la resa del sistema.

Pertanto, risulta interessante analizzare quanto l'installazione di un espansore, per il recupero energetico dal differenziale di pressione, in sostituzione dell'organo di laminazione, influenzi le prestazioni della macchina.

Va poi ricordato che, il gas in uscita dal gas cooler si trova ad una temperatura maggiore rispetto al gas in entrata al compressore; mediante l'impiego di uno scambiatore rigenerativo è possibile recuperare questo calore e quindi ridurre le perdite energetiche poiché si realizza:

- un sottoraffreddamento del gas in uscita dal gas cooler con un aumento dell'effetto frigorifero;
- un surriscaldamento del gas all'uscita dell'evaporatore, fondamentale al fine di evitare possibili colpi di liquido al compressore;

Partendo dal ciclo semplice a compressione di vapore con organo di laminazione e combinandolo con lo scambiatore rigenerativo e/o con l'espansore, si sono definite sei configurazioni di impianto al fine di identificare la soluzione che, dal punto di vista delle prestazioni, presenti valori massimi.

Prima di realizzare l'analisi vera e propria è necessario definire le modalità con cui operano lo scambiatore rigenerativo e l'espansore:

- **Scambiatore rigenerativo**

Prendiamo come riferimento uno scambiatore che operi in controcorrente; esso è impiegato per riscaldare l'anidride carbonica in uscita dall'evaporatore sfruttando il calore messo a disposizione dal fluido in uscita al gas cooler.

Il profilo delle temperature potrebbe essere per esempio il seguente.

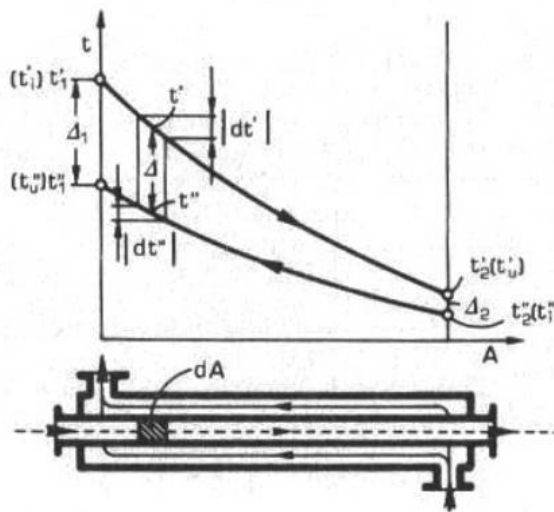


Figura 5.9 – Profilo di temperatura in uno scambiatore di calore concentrico controcorrente.

Uno dei parametri fondamentali di cui tener conto è l'efficienza termica dello scambiatore (12), definita come il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato q , ed il flusso termico massimo q_{max} che potrebbe essere trasferito per sola operazione di scambio termico tra i due fluidi in uno scambiatore ideale con le stesse temperature di ingresso:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\dot{C}'(t'_i - t'_u)}{\dot{C}_{min}(t'_i - t''_i)} = \frac{\dot{C}''(t''_u - t''_i)}{\dot{C}_{min}(t'_i - t''_i)} \quad (12)$$

L'equazione (12) è definita partendo dalla capacità termica di flusso:

$$\dot{C}' = c' * \dot{m}' \rightarrow \text{fluido caldo}$$

$$\dot{C}'' = c'' * \dot{m}'' \rightarrow \text{fluido freddo}$$

Nell'analisi termo le due portate di massa uguali per cui la capacità termica del flusso dipenderà solamente dal calore specifico.

Il c_p tuttavia varia, per questo motivo si è deciso di utilizzare un valore medio calcolato mediante una media aritmetica semplice.

Per far ciò si è ipotizzata la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore sia sul lato freddo che sul lato caldo; conoscendo la pressione si è calcolato il c_p in ingresso e in uscita per entrambi i lati, si è poi fatta la media; si sono infine confrontati i due valori e si è preso il più piccolo definendo così il C_{min} [39].

- **L'espansore**

Quest'organo viene utilizzato in sostituzione alla valvola di laminazione ed opera con un determinato rendimento isentropico (13) definito in relazione al ciclo riportato in figura 5.10.

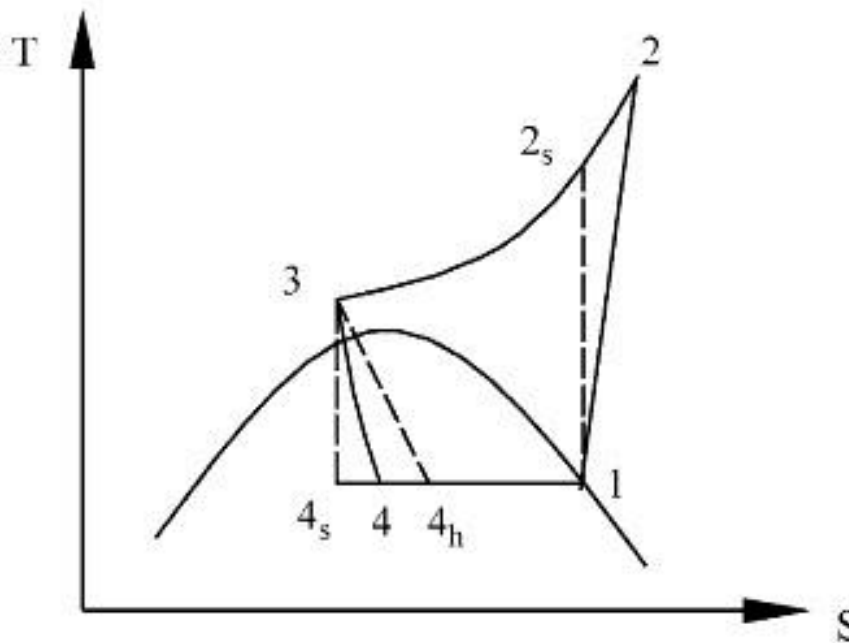


Figura 5.10 – Ciclo frigorifero con espansione su diagramma T-s

$$\eta_{is,exp} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (13)$$

Come detto, grazie all'espansore si può sfruttare il salto di pressione tra il gas cooler e l'evaporatore per produrre lavoro ed impiegarlo per alimentare il compressore [1].

5.6.1. Ipotesi di base per la simulazione.

Per effettuare l'analisi si sono definite una serie di condizioni di contorno:

- compressore adiabatico con rendimento isentropico di compressione pari a 0,8;
- temperatura di evaporazione pari a -3 °C;
- vapore saturo all'uscita dell'evaporatore;
- espansione adiabatica con rendimento isentropico pari a 0,7;
- efficienza dello scambiatore rigenerativo pari a 0,7;
- perdite di pressione trascurabili allo scambiatore e nelle tubazioni;
- lavoro a pressione ottimale, calcolata con la classica formula (4).

La simulazione è stata eseguita in funzione di tre temperature differenti all'uscita dal gas cooler, 30 °C, 40 °C, 50 °C.

Così facendo, si è considerata sia la variazione di resa del ciclo legata ad un cambiamento nella componentistica, sia dell'influenza della temperatura sulle prestazioni del macchinario.

Per maggiori dettagli sul ciclo, quali valori di entropia, entalpia, temperatura e pressione dei diversi punti che lo compongono, è stato inserito alla fine di questo capitolo un allegato.

5.6.2. Impianto tradizionale a compressione di vapore

La prima configurazione analizzata è un impianto a compressione di vapore con organo di laminazione.

Esso è costituito da quattro elementi: compressore, gas cooler, organo di laminazione e evaporatore. La definizione dei punti è del tutto analoga a quella vista nel paragrafo 5.3 con l'eccezione che, in questo caso, non vi è il surriscaldamento del gas all'uscita dell'evaporatore.

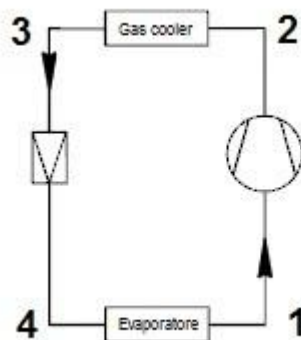


Figura 5.11 – Impianto a compressione di vapore

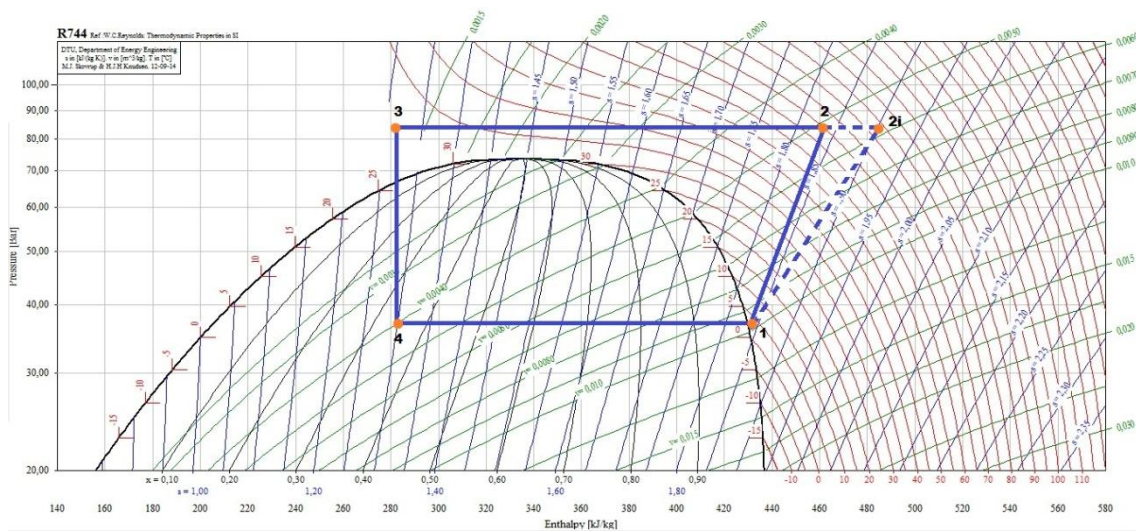


Figura 5.12 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.11 sul diagramma p-h

Configurazione	T _{evap} [°C]	T _{inacq} [°C]	P[bar]	COP	EER
1	-3	30	74,27	4,35	3,35
1	-3	40	102,52	3,05	2,05
1	-3	50	130,77	2,43	1,43

Tabella 5.4 – COP e ERR per la prima configurazione

5.6.3. Impianto con scambiatore di calore rigenerativo

Nella seconda configurazione si inserisce uno scambiatore rigenerativo tra l'ingresso del compressore e l'uscita dal gas cooler. In questo modo è possibile recuperare parte del calore che non viene scambiato con l'acqua per surriscaldare il gas prima della compressione.

Rispetto alla configurazione precedente è necessario fissare altri due punti, uno all'uscita dell'evaporatore prima dello scambiatore rigenerativo e l'altro all'uscita dello scambiatore prima dell'organo di laminazione o, come si vedrà in seguito, dell'espansore.

Il ciclo in questo caso è definito nella seguente maniera:

- PUNTO SEI → data la temperatura di evaporazione si determina la pressione di evaporazione grazie alla quale, tenendo conto del surriscaldamento, si identificano i parametri di questo punto.
- PUNTO UNO → ipotizzando che la pressione all'interno dello scambiatore rigenerativo rimanga costante e sia pari a quella di evaporazione, grazie all'equazione (14), si calcola l'entalpia di questo punto. Dopodiché, mediante la pressione, si ricavano gli altri parametri.

$$h_1 = h_6 + (\varepsilon * C_{min} * (t_3 - t_6)) \quad (14)$$

- PUNTO DUE → fissata la pressione al gas cooler pari a quella ottimale, si ipotizza che il compressore operi in maniera isentropica identificando il punto due ideale. Così, grazie alla formula (11), si identifica quello reale.
- PUNTO TRE → essendo per ipotesi la temperatura in ingresso dell'acqua pari a quella in uscita al gas cooler e considerando che non vi siano perdite di carico all'interno dello stesso, mediante la pressione di condensazione, si calcola questo punto.
- PUNTO CINQUE → come per il punto uno, tenendo conto che con la formula per il calcolo dell'entalpia è la seguente (15), definisco le coordinate di questo punto.

$$h_5 = h_3 - (\varepsilon * C_{min} * (t_3 - t_6)) \quad (15)$$

- PUNTO QUATTRO → partendo dal punto cinque si scende in maniera isentalpica fino alla pressione di evaporazione chiudendo il ciclo.

Così facendo, le perdite exergetiche alla laminazione vengono ridotte con un conseguente incremento del EER e del COP, ma poiché aumenta anche il lavoro di compressione questi incrementi, come è visibile dal confronto tra le tabelle 5.4 e 5.5, non risultano essere molto elevati.

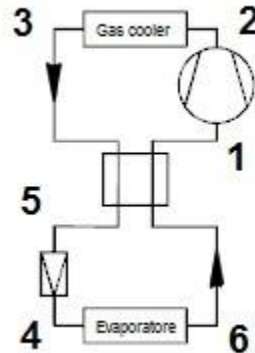


Figura 5.13 – Impianto a compressione di vapore con scambiatore rigenerativo

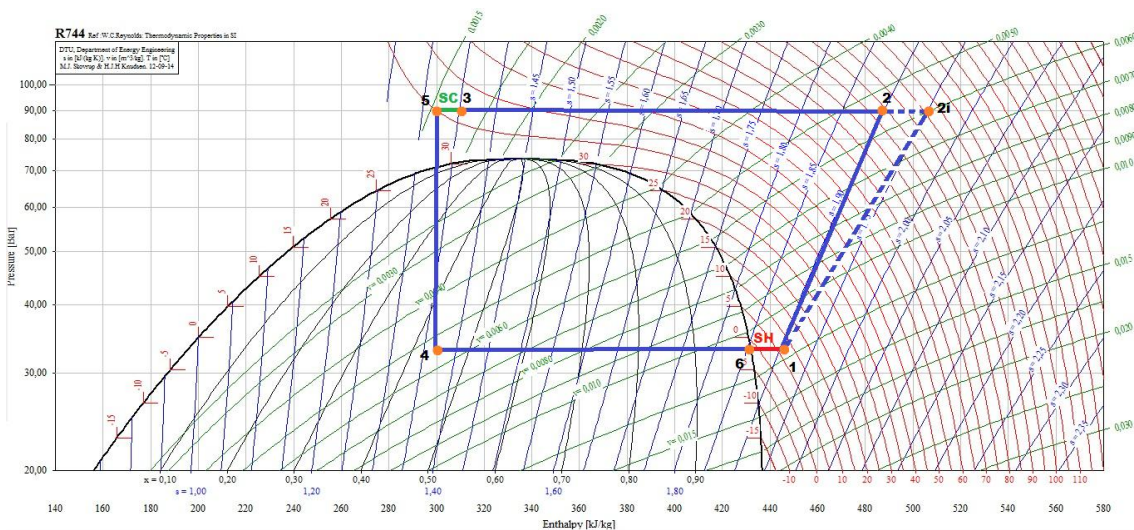


Figura 5.14 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.13 sul diagramma p-h

Configurazione	Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP	EER
2	-3	30	74,27	4,38	3,38
2	-3	40	102,52	3,16	2,16
2	-3	50	130,77	2,61	1,61

Tabella 5.5 – COP e ERR per la seconda configurazione

5.6.4. Impianto ad espansione meccanica

La terza configurazione prevede la sostituzione dell'organo di laminazione con un espansore il cui rendimento è conosciuto.

Il ciclo è molto simile a quello visto al punto 5.6.2, tuttavia si deve tener conto che essendoci un espansore al posto dell'organo di laminazione, il punto 4 del ciclo è definito mediante l'equazione (13) riportata in precedenza.

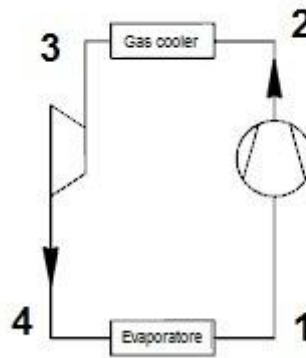


Figura 5.15 – Impianto con espansione meccanica senza recupero del lavoro di espansione

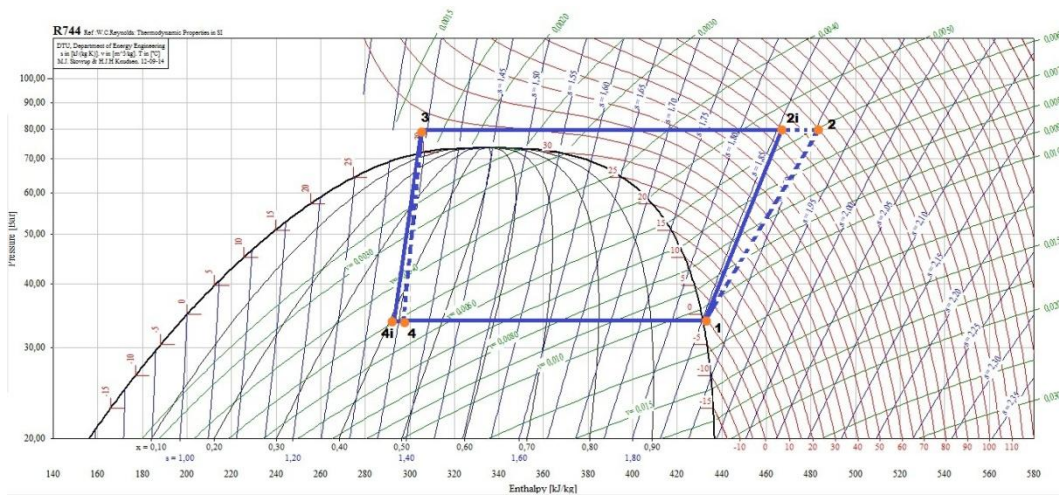


Figura 5.16 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.15 sul diagramma p-h

Configurazione	Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP	EER
3	-3	30	74,27	4,35	3,54
3	-3	40	102,52	3,05	2,25
3	-3	50	130,77	2,43	1,65

Tabella 5.6 – COP e ERR per la terza configurazione

In questo caso il lavoro recuperato con l'espansione non viene utilizzato per alimentare il compressore quindi, si ottiene un aumento dell'EER senza alcuna variazione del COP rispetto all'impianto con organo di laminazione. La cosa è ben visibile confrontando i valori dei dati nella tabella 5.6 con quelli in tabella 5.4.

5.6.5. Impianto ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo

La quarta configurazione prevede l'impiego sia dello scambiatore rigenerativo che dell'espansore. Anche in questo caso il lavoro recuperato non lo si utilizza per alimentare il compressore.

Confrontando i risultati in tabella 5.5 con quelli in tabella 5.7 si nota come i COP delle due configurazioni presentino il medesimo valore. Questo perché, l'effetto del surriscaldamento non è da considerare come effetto utile di riscaldamento.

L'EER, invece, varia poiché la presenza del sottoraffreddamento sposta la laminazione verso sinistra aumentando così l'effetto frigorifero. Oltretutto l'espansore, operando con un determinato rendimento isentropico, incrementa ulteriormente la differenza di entalpia all'evaporatore.

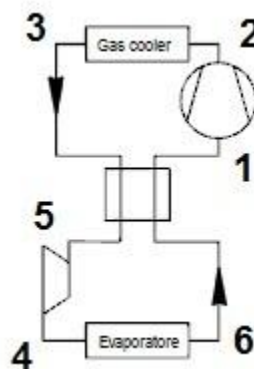


Figura 5.17 – Impianto con espansione meccanica senza recupero del lavoro di espansione con aggiunta di uno scambiatore rigenerativo

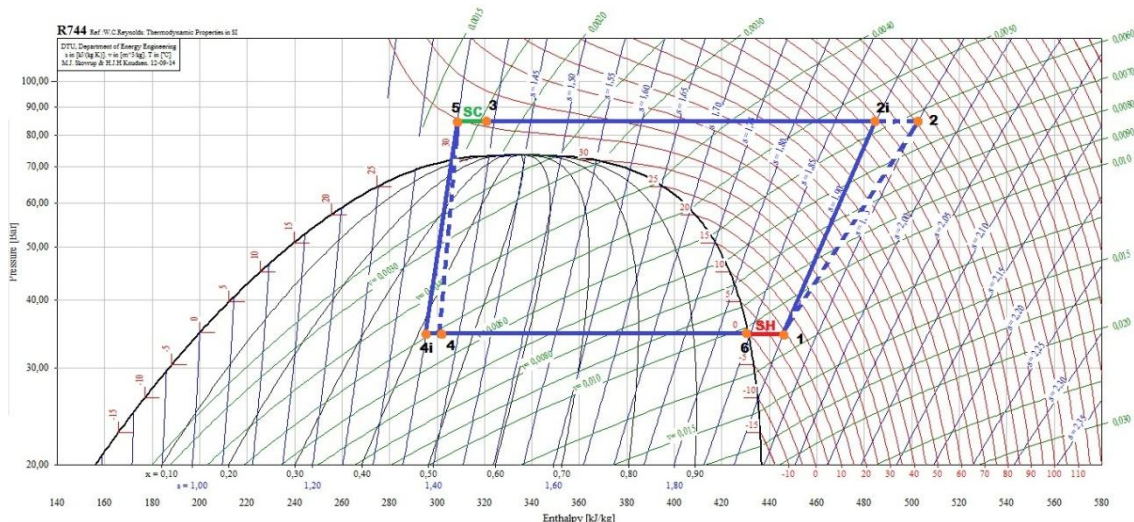


Figura 5.18 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.17 sul diagramma p-h

Configurazione	Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP	EER
4	-3	30	74,27	4,38	3,47
4	-3	40	102,52	3,16	2,25
4	-3	50	130,77	2,61	1,70

Tabella 5.7 – COP e ERR per la quarta configurazione

5.6.6. Impianto ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo e recupero del lavoro di espansione

La quinta configurazione prevede che il lavoro prodotto dall'espansore venga utilizzato per alimentare il compressore. La struttura dell'impianto è identica a quella della configurazione quattro con l'ipotesi aggiuntiva che compressore ed espansore si trovino sullo stesso albero.

Il lavoro prodotto mediante il sistema di espansione è calcolato come la differenza di entalpia tra il punto cinque e il punto sei; tale differenziale lo si sottrae direttamente al lavoro di compressione che subisce una riduzione

Questo fa sì che sia il COP che l'EER aumentino; tuttavia, la presenza dello scambiatore rigenerativo riduce il lavoro di espansione in quanto l'entalpia del punto di partenza viene spostata a sinistra verso valori inferiori penalizzando la resa del ciclo.

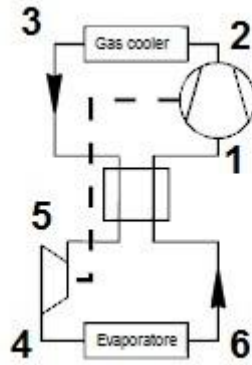


Figura 5.19 – Impianto ad espansione meccanica con scambiatore rigenerativo e recupero del lavoro di espansione

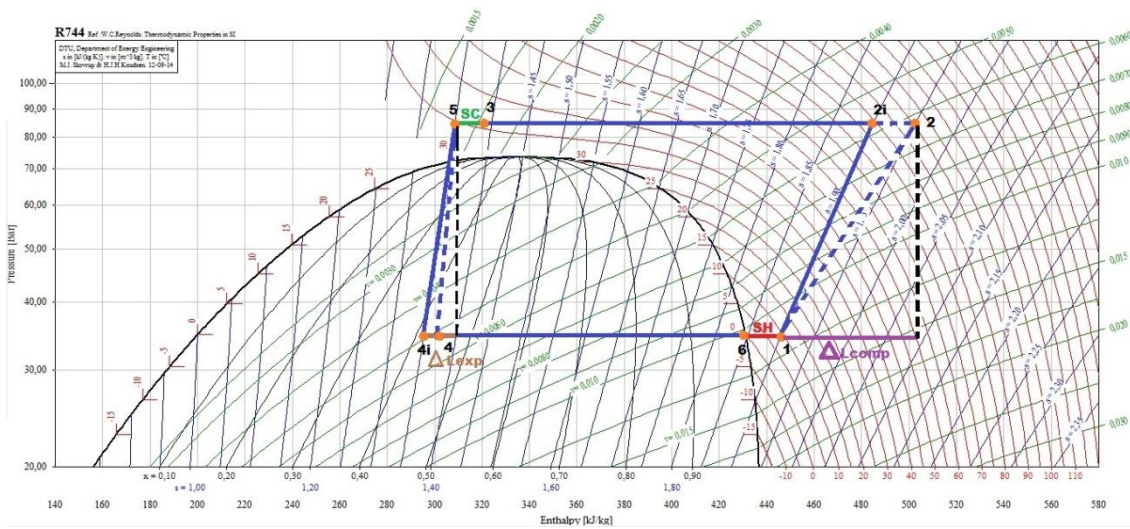


Figura 5.20 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.19 sul diagramma p-h

Configurazione	Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP	EER
5	-3	30	74,27	4,83	3,83
5	-3	40	102,52	3,48	2,48
5	-3	50	130,77	2,87	1,87

Tabella 5.8 – COP e ERR per la quinta configurazione

5.6.7. Impianto ad espansione meccanica con recupero del lavoro di espansione

L'ultima configurazione considerata è del tutto analoga a quella vista al punto 5.6.4 con la differenza che espansore e compressore sono calettati sullo stesso albero.

- L'assenza dello scambiatore rigenerativo permette di sfruttare al meglio il recupero energetico.
- Il collegamento espansore – compressore consente l'invio al compressore del lavoro prodotto durante l'espansione.
- L'azione isentropica dell'espansore incrementa l'effetto frigorifero.

Grazie a questi accorgimenti, il COP e l'EER del ciclo sono superiori rispetto a quelli delle configurazioni analizzate fino ad ora.

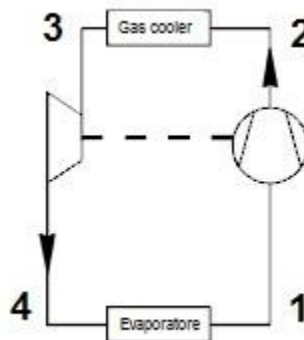


Figura 5.21 – Impianto ad espansione meccanica con recupero del lavoro di espansione

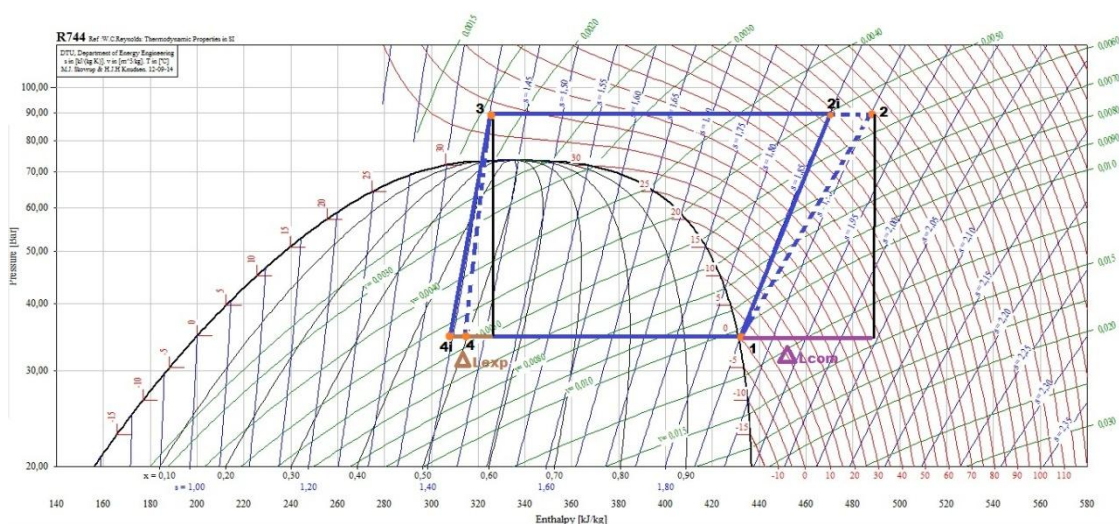


Figura 5.22 – Rappresentazione del ciclo in figura 5.21 sul diagramma p-h

Configurazione	Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP	EER
6	-3	30	74,27	5,36	4,36
6	-3	40	102,52	3,81	2,81
6	-3	50	130,77	3,10	2,10

Tabella 5.9 – COP e ERR per la sesta configurazione

Il grafico in figura 5.23 riporta in maniera riassuntiva il confronto il coefficiente di prestazione delle diverse configurazioni alle diverse temperatura.

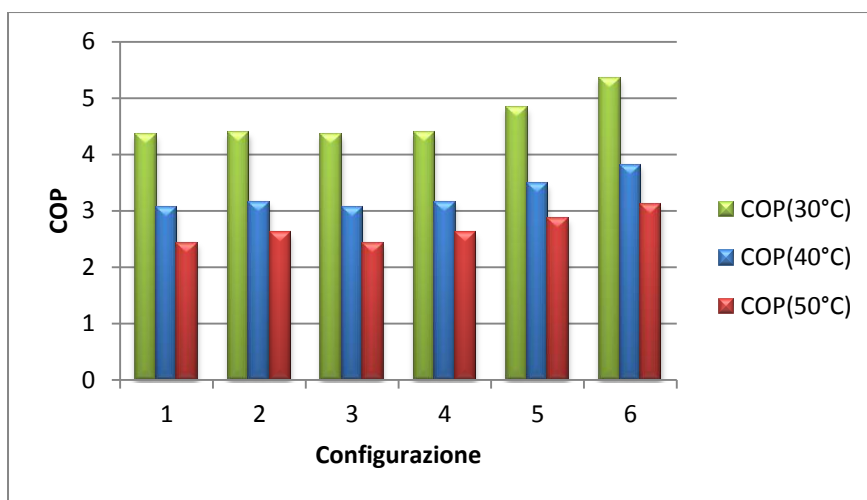


Figura 5.23 – COP delle varie configurazioni al variare della temperatura del gas in uscita dal gas cooler

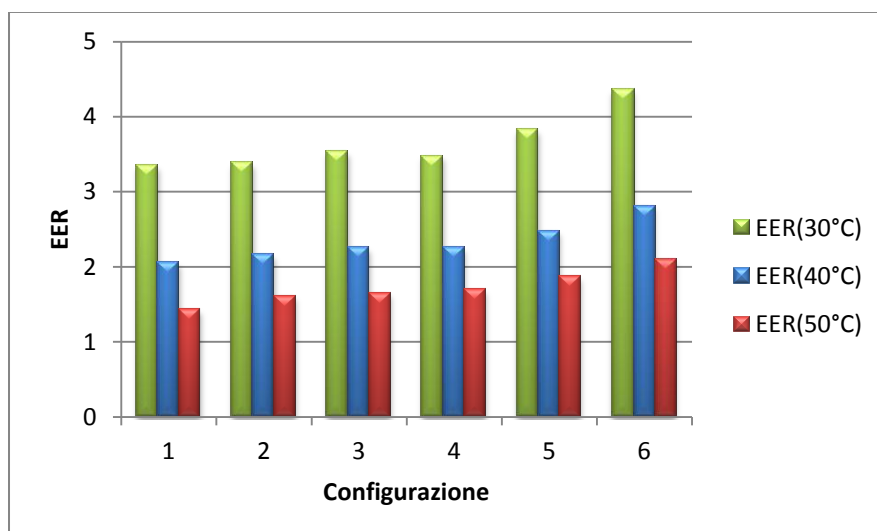


Figura 5.24 – EER delle varie configurazioni al variare della temperatura del gas in uscita dal gas cooler

Il primo parametro che influenza la resa del ciclo, come già approfondito all'interno del paragrafo 5.4, è la temperatura del gas in uscita dal gas cooler. La cosa è visibile dal grafico 5.23 dove, a parità di configurazione, il COP si riduce man mano che la temperatura dell'acqua in ingresso passa dai 30°C ai 50 °C.

La CO₂ presenta condizioni molto favorevoli, rispetto agli altri fluidi refrigeranti, al recupero energetico mediante l'impiego di espansori perché la fase liquida ha un basso volume specifico e un'alta pressione media [21].

Sostituendo il tradizionale sistema di laminazione con un espansore, a parità di condizioni di ciclo, è possibile ottenere incrementi di COP fino al 23% purché il lavoro estratto mediante il processo di espansione sia utilizzato per alimentare il compressore. In caso contrario, non vi è alcuna variazione del coefficiente di prestazione.

L'EER, invece, è sensibile all'impiego dell'espansore indipendentemente dal fatto che vi sia o meno un collegamento tra l'organo di espansione e quello di compressione poiché, operando in maniera isentropica, l'espansore provoca di per se un incremento dell'effetto frigo.

Per quanto riguarda lo scambiatore rigenerativo, il suo utilizzo è consigliato per le applicazioni di tipo frigorifero poiché permette un aumento dell'effetto utile di evaporazione che si traduce in un aumento dell'EER. Il COP viene influenzato in maniera irrisoria.

Provocando una riduzione del lavoro estraibile mediante il processo di espansione, l'installazione di uno scambiatore rigenerativo è sconsigliata all'interno delle applicazioni che utilizzano un organo di espansione per la movimentazione del compressore. Tuttavia, se la temperatura dell'acqua in ingresso è elevata, l'impiego dello scambiatore rigenerativo nel ciclo a laminazione è preferibile alla soluzione con espansore senza recupero di lavoro in quanto permette di raggiungere COP superiori; la cosa è visibile dal confronto tra la tabella 5.5 e la tabella 5.6 [55], [56], [57], [58].

Per riassumere quanto detto fin'ora si utilizzano le seguenti tabelle all'interno delle quali è riportata la variazione percentuale del COP e dell'EER valutata confrontando le sei configurazioni con una configurazione di base riportata in riga.

			COP per configurazione (Tinacqua = 30°C)					
			1	2	3	4	5	6
			4,35	4,38	4,35	4,38	4,83	5,36
Δ COP%	1	4,35	0%	1%	0%	1%	11%	23%
Δ COP%	2	4,38	-1%	0%	-1%	0%	10%	22%
Δ COP%	3	4,35	0%	1%	0%	1%	11%	23%
Δ COP%	4	4,38	-1%	0%	-1%	0%	10%	22%
Δ COP%	5	4,83	-10%	-9%	-10%	-9%	0%	11%
Δ COP%	6	5,36	-19%	-18%	-19%	-18%	-10%	0%

Tabella 5.10 – Variazioni percentuali del COP delle varie configurazioni (Tinacqua = 30°C)

			COP per configurazione (Tinacqua = 40°C)					
			1	2	3	4	5	6
			3,05	3,16	3,05	3,16	3,48	3,81
Δ COP%	1	3,05	0%	4%	0%	4%	14%	25%
Δ COP%	2	3,16	-3%	0%	-3%	0%	10%	21%
Δ COP%	3	3,05	0%	4%	0%	4%	14%	25%
Δ COP%	4	3,16	-3%	0%	-3%	0%	10%	21%
Δ COP%	5	3,48	-12%	-9%	-12%	-9%	0%	10%
Δ COP%	6	3,81	-20%	-17%	-20%	-17%	-9%	0%

Tabella 5.11– Variazioni percentuali del COP delle varie configurazioni (Tinacqua = 40°C)

			COP per configurazione (Tinacqua = 50°C)					
			1	2	3	4	5	6
			2,43	2,61	2,43	2,61	2,87	3,10
Δ COP%	1	2,43	0%	7%	0%	7%	18%	28%
Δ COP%	2	2,61	-7%	0%	-7%	0%	10%	19%
Δ COP%	3	2,43	0%	7%	0%	7%	18%	28%
Δ COP%	4	2,61	-7%	0%	-7%	0%	10%	19%
Δ COP%	5	2,87	-15%	-9%	-15%	-9%	0%	8%
Δ COP%	6	3,10	-22%	-16%	-22%	-16%	-8%	0%

Tabella 5.12 – Variazioni percentuali del COP delle varie configurazioni (Tinacqua = 50°C)

		EER per configurazione (Tinacqua = 30°C)						
		1	2	3	4	5	6	
		3,35	3,38	3,54	3,47	3,83	4,36	
Δ EER%	1	3,35	0%	1%	6%	4%	14%	30%
Δ EER%	2	3,38	-1%	0%	5%	3%	13%	29%
Δ EER%	3	3,54	-5%	-4%	0%	-2%	8%	23%
Δ EER%	4	3,47	-4%	-3%	2%	0%	10%	26%
Δ EER%	5	3,83	-12%	-12%	-8%	-9%	0%	14%
Δ EER%	6	4,36	-23%	-22%	-19%	-20%	-12%	0%

Tabella 5.13 – Variazioni percentuali dell'EER delle varie configurazioni (Tinacqua = 30°C)

		EER per configurazione (Tinacqua = 40°C)						
		1	2	3	4	5	6	
		2,05	2,16	2,25	2,25	2,48	2,81	
Δ EER%	1	2,05	0%	5%	10%	10%	21%	37%
Δ EER%	2	2,16	-5%	0%	4%	4%	15%	30%
Δ EER%	3	2,25	-9%	-4%	0%	0%	10%	25%
Δ EER%	4	2,25	-9%	-4%	0%	0%	10%	25%
Δ EER%	5	2,48	-17%	-13%	-9%	-9%	0%	13%
Δ EER%	6	2,81	-27%	-23%	-20%	-20%	-12%	0%

Tabella 5.14 – Variazioni percentuali dell'EER delle varie configurazioni (Tinacqua = 40°C)

		EER per configurazione (Tinacqua = 50°C)						
		1	2	3	4	5	6	
		1,43	1,61	1,65	1,70	1,87	2,10	
Δ EER%	1	1,43	0%	12%	15%	19%	31%	47%
Δ EER%	2	1,61	-11%	0%	3%	6%	16%	31%
Δ EER%	3	1,65	-13%	-2%	0%	3%	13%	28%
Δ EER%	4	1,70	-16%	-5%	-3%	0%	10%	24%
Δ EER%	5	1,87	-23%	-14%	-12%	-9%	0%	13%
Δ EER%	6	2,10	-32%	-24%	-22%	-19%	-11%	0%

Tabella 5.15– Variazioni percentuali dell'EER delle varie configurazioni (Tinacqua = 50°C)

Si può quindi concludere che sia dal punto di vista del COP che dell'EER, la configurazione sei risulta la più efficiente.

5.7. Confronto tra R134a e R744 per le tre tipiche condizioni di riscaldamento domestico.

Si è poi eseguito un confronto tra una macchina ad anidride carbonica ed una ad R134a al fine di identificare, a parità di condizioni operative, quale dei due sistemi presenti una resa maggiore.

Lo scopo finale dell'analisi è quello di capire se l'R744 può essere o meno un valido sostituto ai tradizionali fluidi frigorigeni.

Per questa valutazione si sono adottate una serie di ipotesi semplificative così da rendere confrontabili i due circuiti:

- la temperatura di evaporazione, di ingresso dell'acqua e il surriscaldamento sono uguali per entrambi i refrigeranti;
- i compressori presentano il medesimo rendimento isentropico pari a 0,7;
- per l'R134a si è fissata la temperatura di condensazione calcolata tenendo conto di un ΔT tra ingresso e uscita dell'acqua di 10°C e un approach di 3 gradi;
- per l'R744 si è fissata la temperatura di uscita dal gas cooler pari alla temperatura in ingresso dell'acqua e la pressione di fine compressione calcolata mediante l'equazione (4);
- l'impianto a CO₂ opera alla pressione ottimale;
- per entrambi i casi si considera un surriscaldamento di 5 °C.

Anche in questo caso, viene preso come riferimento il ciclo a compressione semplice con laminazione (paragrafo 5.3).

Si consideri infine che la pompa di calore sia impiegata per la gestione del riscaldamento domestico. Per tale motivo, si deve far riferimento a tre diverse soluzioni impiantistiche, ognuna delle quali opera con range di temperatura differenti: sistema a pavimento radiante, sistema a ventilconvettori e sistema a radiatori (tali sistemi sono illustrati nel dettaglio all'interno del capitolo sei).

5.7.1. Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 30 °C e i 35 °C

I sistemi a pavimento radiante permettono di sfruttare acqua a temperatura non molto elevata, rispetto ai tradizionali sistemi a radiatore, per ottenere il riscaldamento dell'ambiente.

Come già detto in precedenza, minori sono le temperature in ingresso, maggiore sarà il COP ottenibile con l'anidride carbonica per cui questi sistemi risultano essere particolarmente adatti ad affiancare una pompa di calore ad R744 . La cosa è visibile dalle seguenti tabelle e dal grafico in figura 5.25; si noti che, man mano che la temperatura aumenta il COP del ciclo a CO₂ cala radicalmente.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	P[bar]	COP
-3	30	74,27	3,94
-3	31	77,10	3,77
-3	32	79,92	3,63
-3	33	82,75	3,49
-3	34	85,57	3,37
-3	35	88,40	3,26

Tabella 5.16- Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R744

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔTaccq[°C]	Approch[°C]	COP
-3	43	30	10	3	5,82
-3	44	31	10	3	5,68
-3	45	32	10	3	5,55
-3	46	33	10	3	5,43
-3	47	34	10	3	5,31
-3	48	35	10	3	5,19

Tabella 5.17- Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R134a

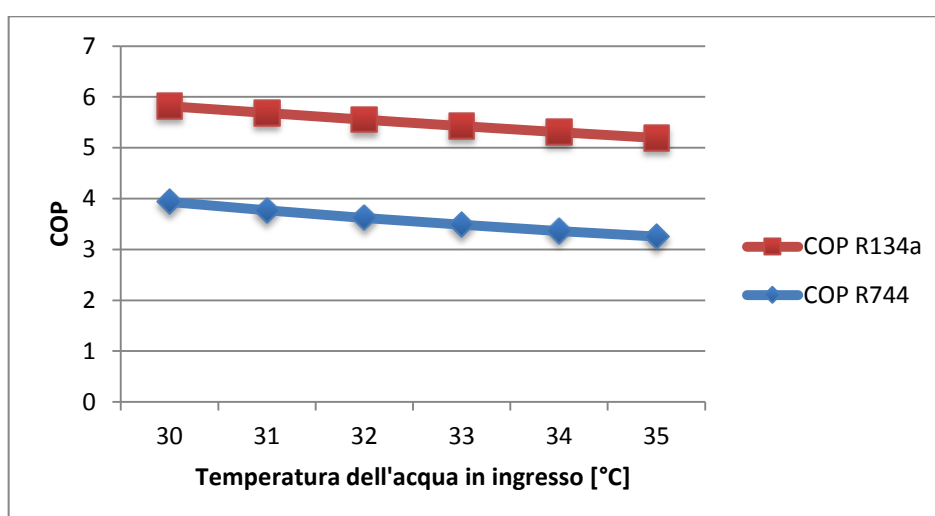


Figura 5.25 – COP R134a e R744 a confronto in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso [30°C;35°C] con temperatura di evaporazione pari a -3 °C

5.7.2. Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 40 °C e i 45 °C

I sistemi a ventilconvettori operano con un range di temperatura superiore a quello dei pavimenti radianti per cui, anche in questo caso, il COP della macchina ad anidride carbonica è notevolmente inferiore rispetto a quello ottenibile con un impianto ad R134a.

Tevap[°C]	Tinacq[°C]	P[bar]	COP
-3	40	102,52	2,83
-3	41	105,35	2,76
-3	42	108,17	2,70
-3	43	111,00	2,64
-3	44	113,82	2,58
-3	45	116,65	2,53

Tabella 5.18 – Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R744

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	COP
-3	53	40	10	3	4,67
-3	54	41	10	3	4,58
-3	55	42	10	3	4,48
-3	56	43	10	3	4,40
-3	57	44	10	3	4,31
-3	58	45	10	3	4,22

Tabella 5.19 – Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R134a

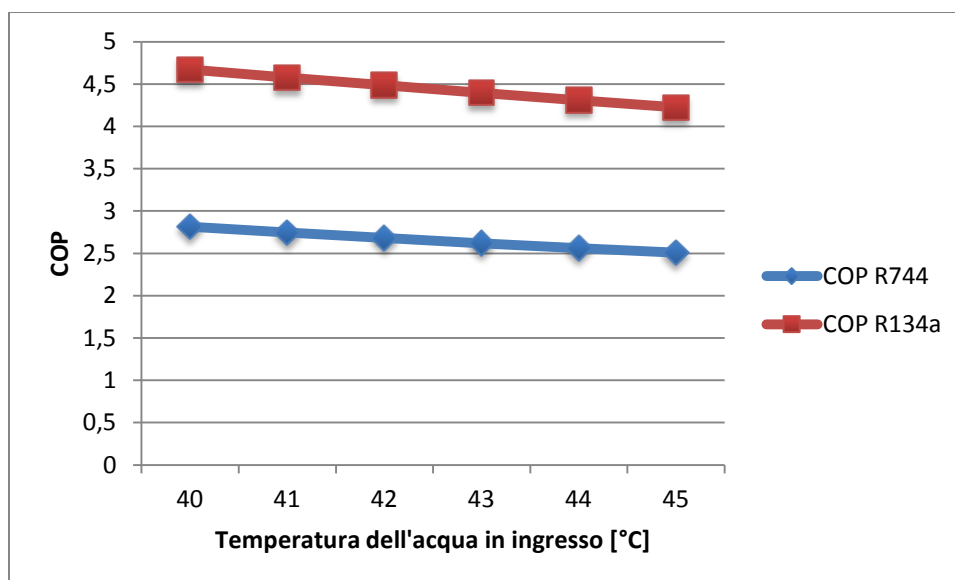


Figura 5.26 – COP R134a e R744 a confronto in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso [40°C;45°C] con temperatura di evaporazione pari a -3 °C

5.7.3. Temperatura dell'acqua in ingresso tra i 50 °C e i 55 °C

Così come nei casi precedenti, anche per l'ultimo range di temperature considerato, i COP ottenuti con l'anidride carbonica sono notevolmente inferiori rispetto a quelli ricavati con l'R134a.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	P[bar]	COP
-3	50	133,00	2,30
-3	51	136,00	2,26
-3	52	139,50	2,22
-3	53	140,00	2,19
-3	54	140,00	2,15
-3	55	140,00	2,11

Tabella 5.20 – Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R744

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	COP
-3	63	50	10	3	3,84
-3	64	51	10	3	3,77
-3	65	52	10	3	3,70
-3	66	53	10	3	3,63
-3	67	54	10	3	3,56
-3	68	55	10	3	3,50

Tabella 5.21 – Variazioni del COP in funzione della temperatura per l'R134a

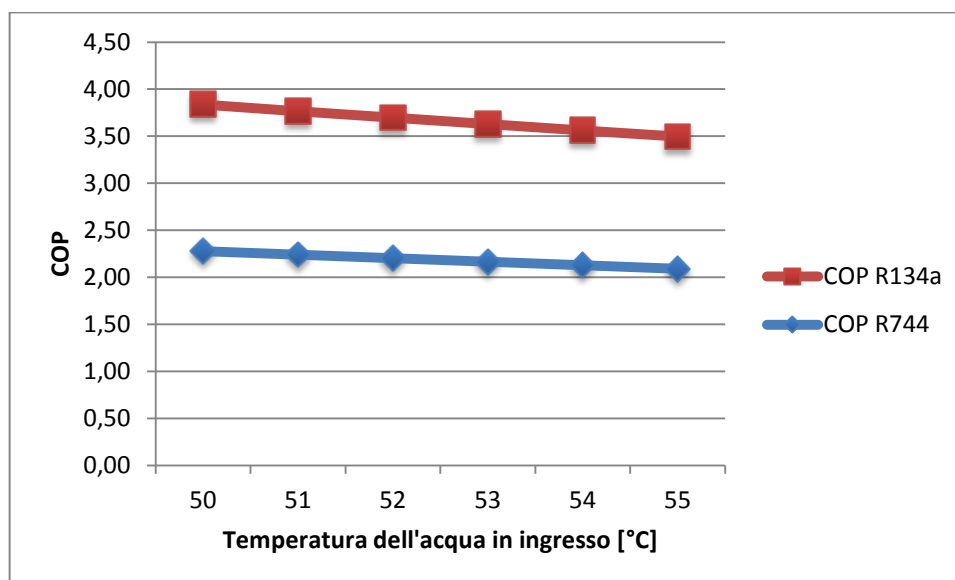


Figura 5.27 – COP R134a e R744 a confronto in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso [50°C;55°C] con temperatura di evaporazione pari a -3 °C

Da questa analisi è possibile concludere che, come detto nel paragrafo 5.4, una pompa di calore ad anidride carbonica non è adatta ad applicazioni che presentino un' elevata temperatura dell'acqua in ingresso, condizione tipica per i sistemi di riscaldamento residenziale.

L'attenzione è quindi indirizzata verso la produzione istantanea di acqua calda sanitaria dove la temperatura dell'acqua in ingresso è generalmente bassa.

Va però ricordato che, a livello residenziale è impossibile produrre in maniera istantanea acqua calda sanitaria con una pompa di calore poiché il lavoro richiesto al compressore supererebbe largamente la potenza elettrica disponibile in un'abitazione tradizionale.

Per cercare di mediare le cose e mantenere la temperatura dell'acqua in ingresso sufficientemente bassa così da garantire buone prestazioni della macchina, vi sono due possibili soluzioni:

- la prima consiste nell'impiego di un serbatoio contenente dei diaframmi, questi avranno il compito di mantenere un buon livello di stratificazione all'interno del serbatoio;
- la seconda utilizza diversi serbatoi i quali conterranno acqua a temperatura differente;

Se la prima è attuabile a livello domestico, la seconda risulta difficilmente realizzabile perchè si avrebbero dei seri problemi d'ingombro.

Oltre a questo, il continuo riscaldamento dell'acqua del serbatoio da parte della pompa provoca una graduale riduzione delle prestazioni della macchina durante il periodo di funzionamento.

In definitiva, l'anidride carbonica è poco adatta ad essere impiegata all'interno di applicazioni domestiche sia per l'alimentazione dell'impianto di riscaldamento, che per la produzione di acqua calda sanitaria.

Per potenze elevate, superiori ai 15 kW, la produzione di acqua calda sanitaria è realizzabile in maniera istantanea, ciò permette di ottenere coefficienti di prestazione sufficientemente elevati da rendere sensata la sostituzione dell'impianto ad R134a con quello ad R744.

Allegato 1

Config.	1				2						3			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	hid[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89	74,27	30	293,47	1,31
2	32,16	26,55	473,43	2,01	74,27	93,73	101,91	516,02	526,67	2,03	74,27	30	293,47	1,31
3	32,16	-3	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89	74,27	30	293,47	1,31
4	32,16	26,55	473,43	2,01	74,27	93,73	101,91	516,02	526,67	2,03	74,27	30	293,47	1,31
5	32,16	26,55	473,43	2,01	74,27	93,73	101,91	516,02	526,67	2,03	74,27	30	293,47	1,31
6	32,16	-3	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89	74,27	30	293,47	1,31

Config.	4					5				6			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	293,47		1,86								
2	32,16	-3	252,52		1,86	74,27	21,24	252,52	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
3	32,16	-3	285,64	282,28	1,86								
4	32,16	-3	247,49	245,33	1,86	74,27	21,24	252,52	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
5	32,16	-3	247,49	245,33	1,86	74,27	21,24	252,52	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
6	32,16	-3	285,64	282,28	1,86								

Tabella 5.22 – Calcolo dei punti delle sei configurazioni con temperatura di evaporazione pari a -3 °C e temperatura in ingresso dell'acqua pari a 30 °C.

Config.	1				2						3			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	hid[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89	102,52	40	309,63	1,34
2	32,16	37,13	485,84	2,05	102,52	134,73	147,36	551,04	567,34	2,09	102,52	40	309,63	1,34
3	32,16	-3	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89	102,52	40	309,63	1,34
4	32,16	37,13	485,84	2,05	102,52	134,73	147,36	551,04	567,34	2,09	102,52	40	309,63	1,34
5	32,16	37,13	485,84	2,05	102,52	134,73	147,36	551,04	567,34	2,09	102,52	40	309,63	1,34
6	32,16	-3	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89	102,52	40	309,63	1,34

Config.	4					5				6			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	309,63		1,86								
2	32,16	-3	256,27		1,86	102,52	25,18	256,27	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
3	32,16	-3	297,73	292,63	1,86								
4	32,16	-3	248,79	245,58	1,86	102,52	25,18	256,27	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
5	32,16	-3	248,79	245,58	1,86	102,52	25,18	256,27	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
6	32,16	-3	297,73	292,63	1,86								

Tabella 5.23 – Calcolo dei punti delle sei configurazioni con temperatura di evaporazione pari a -3 °C e temperatura in ingresso dell'acqua pari a 40 °C.

Config.	1				2						3			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	hid[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,3	507,25	1,9	130,77	50	325,37	1,38
2	32,16	48,16	498,25	2,09	130,77	170,85	187,63	584,29	605,81	2,13	130,77	50	325,37	1,38
3	32,16	-3	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,3	507,25	1,9	130,77	50	325,37	1,38
4	32,16	48,16	498,25	2,09	130,77	170,85	187,63	584,29	605,81	2,13	130,77	50	325,37	1,38
5	32,16	48,16	498,25	2,09	130,77	170,85	187,63	584,29	605,81	2,13	130,77	50	325,37	1,38
6	32,16	-3	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,3	507,25	1,9	130,77	50	325,37	1,38

Config.	4					5				6			
	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
1	32,16	-3	325,37		1,86								
2	32,16	-3	259,6		1,86	130,77	28,58	259,6	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
3	32,16	-3	309,19	302,26	1,86								
4	32,16	-3	249,74	245,51	1,86	130,77	28,58	259,6	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
5	32,16	-3	249,74	245,51	1,86	130,77	28,58	259,6	1,17	32,16	-3	432,48	1,86
6	32,16	-3	309,19	302,26	1,86								

Tabella 5.24 – Calcolo dei punti delle sei configurazioni con temperatura di evaporazione pari a -3 °C e temperatura in ingresso dell'acqua pari a 50 °C.

R134a, Tinacqua= 30°C - 35°C, T _{evap} =-3°C, Approach=3°C, η _{comp} =0,7, Δ _{tacq} =10°C																	
1				2						3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
2,62	2	401,25	1,74	11,01	52,9	65,02	431,93	445,08	1,78	11,01	38	253,41	1,18	2,62	-3	253,41	1,2
2,62	2	401,25	1,74	11,3	53,97	66,25	432,5	445,89	1,79	11,3	39	254,89	1,19	2,62	-3	254,89	1,2
2,62	2	401,25	1,74	11,6	55,03	67,47	433,06	446,7	1,79	11,6	40	256,38	1,19	2,62	-3	256,38	1,21
2,62	2	401,25	1,74	11,9	56,1	68,69	433,62	447,5	1,79	11,9	41	257,87	1,19	2,62	-3	257,87	1,21
2,62	2	401,25	1,74	12,21	57,17	69,9	434,18	448,29	1,79	12,21	42	259,37	1,2	2,62	-3	259,37	1,22
2,62	2	401,25	1,74	12,53	58,23	71,11	434,73	449,08	1,79	12,53	43	260,88	1,2	2,62	-3	260,88	1,23

Tabella 5.25 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.17

R134a, Tinacqua= 40°C - 45°C, T _{evap} =-3°C, Approach=3°C, η _{comp} =0,7, Δ _{tacq} =10°C																	
1				2						3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
2,62	2	401,25	1,74	14,2	63,57	77,1	437,42	452,93	1,79	14,2	48	268,47	1,23	2,62	-3	268,47	1,25
2,62	2	401,25	1,74	14,55	64,64	78,29	437,95	453,68	1,79	14,55	49	270,01	1,23	2,62	-3	270,01	1,26
2,62	2	401,25	1,74	14,92	65,71	79,48	438,47	454,43	1,79	14,92	50	271,55	1,24	2,62	-3	271,55	1,27
2,62	2	401,25	1,74	15,28	66,78	80,66	438,99	455,17	1,79	15,28	51	273,1	1,24	2,62	-3	273,1	1,27
2,62	2	401,25	1,74	15,66	67,85	81,84	439,51	455,9	1,79	15,66	52	274,65	1,25	2,62	-3	274,65	1,28
2,62	2	401,25	1,74	16,04	68,93	83,01	440,02	456,64	1,79	16,04	53	276,22	1,25	2,62	-3	276,22	1,28

Tabella 5.26 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.19

R134a, Tinacqua= 50°C - 55°C, T _{evap} =-3°C, Approach=3°C, η _{comp} =0,7, Δ _{tacq} =10°C																	
1				2						3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
2,62	2	401,25	1,74	18,04	74,31	88,85	442,52	460,21	1,79	18,04	58	284,13	1,27	2,62	-3	284,13	1,31
2,62	2	401,25	1,74	18,47	75,39	90,01	443,01	460,91	1,8	18,47	59	285,73	1,28	2,62	-3	285,73	1,32
2,62	2	401,25	1,74	18,9	76,47	91,17	443,5	461,6	1,8	18,9	60	287,34	1,28	2,62	-3	287,34	1,32
2,62	2	401,25	1,74	19,34	77,56	92,33	443,98	462,29	1,8	19,34	61	288,96	1,29	2,62	-3	288,96	1,33
2,62	2	401,25	1,74	19,78	78,64	93,48	444,46	462,98	1,8	19,78	62	290,59	1,29	2,62	-3	290,59	1,34
2,62	2	401,25	1,74	20,24	79,73	94,63	444,93	463,65	1,8	20,24	63	292,22	1,3	2,62	-3	292,22	1,34

Tabella 5.27 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.21

R744, Tinacqua= 30°C - 35°C, T _{evap} =-3°C, η _{comp} =0,7																	
1				2						3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
32,16	2	440,66	1,89	74,27	65,81	75,58	475,76	490,8	1,94	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	293,47	1,35
32,16	2	440,66	1,89	77,1	68,91	79,15	477,48	493,27	1,94	77,1	31	295,01	1,31	32,16	-3	295,01	1,35
32,16	2	440,66	1,89	79,92	71,92	82,62	479,16	495,67	1,94	79,92	32	296,6	1,31	32,16	-3	296,6	1,36
32,16	2	440,66	1,89	82,75	74,83	85,98	480,8	498	1,94	82,75	33	298,21	1,32	32,16	-3	298,21	1,36
32,16	2	440,66	1,89	85,57	77,67	89,25	482,39	500,28	1,94	85,57	34	299,84	1,32	32,16	-3	299,84	1,37
32,16	2	440,66	1,89	88,4	80,43	92,43	483,95	502,5	1,94	88,4	35	301,47	1,32	32,16	-3	301,47	1,38

Tabella 5.28 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.16

R744, Tinacqua= 40°C - 45°C, T _{evap} =-3°C, η _{comp} =0,7																	
1				2						3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
32,16	2	440,66	1,89	102,52	93,17	107,15	491,22	512,88	1,95	102,52	40	309,63	1,34	32,16	-3	309,63	1,41
32,16	2	440,66	1,89	105,35	95,53	109,89	492,58	514,83	1,95	105,35	41	311,24	1,35	32,16	-3	311,24	1,41
32,16	2	440,66	1,89	108,17	97,84	112,56	493,92	516,74	1,95	108,17	42	312,84	1,35	32,16	-3	312,84	1,42
32,16	2	440,66	1,89	111	100,1	115,18	495,23	518,62	1,95	111	43	314,43	1,36	32,16	-3	314,43	1,42
32,16	2	440,66	1,89	113,82	102,31	117,74	496,52	520,46	1,95	113,82	44	316,02	1,36	32,16	-3	316,02	1,43
32,16	2	440,66	1,89	116,65	104,47	120,25	497,79	522,27	1,96	116,65	45	317,6	1,36	32,16	-3	317,6	1,44

Tabella 5.29 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.18

R744, T _{inacua} = 50°C - 55°C, T _{evap} =-3°C, η _{comp} =0,7																	
1				2					3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
32,16	2	440,66	1,89	133	116,12	133,82	504,73	532,19	1,96	133	50	323,65	1,37	32,16	-3	323,65	1,46
32,16	2	440,66	1,89	136	118,12	136,15	505,94	533,92	1,96	136	51	325,12	1,38	32,16	-3	325,12	1,46
32,16	2	440,66	1,89	139,5	120,39	138,82	507,33	535,9	1,96	139,5	52	326,25	1,38	32,16	-3	326,25	1,47
32,16	2	440,66	1,89	140	120,72	139,19	507,52	536,18	1,96	140	53	329,42	1,39	32,16	-3	329,42	1,48
32,16	2	440,66	1,89	140	120,72	139,19	507,52	536,18	1,96	140	54	332,99	1,4	32,16	-3	332,99	1,49
32,16	2	440,66	1,89	140	120,72	139,19	507,52	536,18	1,96	140	55	336,61	1,41	32,16	-3	336,61	1,51

Tabella 5.30 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 5.20

1				2					3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
22,91	-15	436,27	1,92	90	89,22	107,04	496,28	521,99	1,99	90	30	276,32	1,24	22,91	-15	276,32	1,3
23,25	-14,5	436,19	1,92	91	89,59	107,25	495,93	521,54	1,99	91	30	275,76	1,24	23,25	-14,5	275,76	1,3
23,59	-14	436,09	1,92	92	89,95	107,44	495,58	521,08	1,99	92	30	275,23	1,24	23,59	-14	275,23	1,3
23,94	-13,5	435,99	1,92	93	90,3	107,62	495,22	520,6	1,98	93	30	274,71	1,24	23,94	-13,5	274,71	1,3
24,29	-13	435,89	1,91	94	90,64	107,8	494,85	520,12	1,98	94	30	274,22	1,23	24,29	-13	274,22	1,29
24,65	-12,5	435,78	1,91	95	90,97	107,96	494,47	519,62	1,98	95	30	273,75	1,23	24,65	-12,5	273,75	1,29
25,01	-12	435,66	1,91	96	91,3	108,12	494,08	519,11	1,98	96	30	273,29	1,23	25,01	-12	273,29	1,29
25,37	-11,5	435,54	1,91	97	91,61	108,27	493,68	518,6	1,97	97	30	272,85	1,23	25,37	-11,5	272,85	1,28
25,74	-11	435,41	1,9	98	91,92	108,41	493,27	518,07	1,97	98	30	272,43	1,23	25,74	-11	272,43	1,28
26,11	-10,5	435,28	1,9	99	92,22	108,55	492,85	517,53	1,97	99	30	272,01	1,22	26,11	-10,5	272,01	1,28
26,49	-10	435,14	1,9	100	92,52	108,67	492,42	516,98	1,96	100	30	271,62	1,22	26,49	-10	271,62	1,28
26,87	-9,5	434,99	1,9	101	92,8	108,79	491,99	516,42	1,96	101	30	271,23	1,22	26,87	-9,5	271,23	1,27
27,25	-9	434,84	1,89	102	93,08	108,9	491,54	515,84	1,96	102	30	270,86	1,22	27,25	-9	270,86	1,27
27,64	-8,5	434,68	1,89	103	93,35	109,01	491,09	515,26	1,96	103	30	270,49	1,22	27,64	-8,5	270,49	1,27
28,03	-8	434,51	1,89	104	93,62	109,11	490,62	514,67	1,95	104	30	270,14	1,22	28,03	-8	270,14	1,27
28,42	-7,5	434,34	1,89	105	93,87	109,19	490,15	514,06	1,95	105	30	269,8	1,21	28,42	-7,5	269,8	1,27
28,82	-7	434,17	1,88	106	94,12	109,28	489,66	513,45	1,95	106	30	269,46	1,21	28,82	-7	269,46	1,26
29,22	-6,5	433,98	1,88	107	94,36	109,35	489,17	512,82	1,94	107	30	269,14	1,21	29,22	-6,5	269,14	1,26
29,63	-6	433,79	1,88	108	94,6	109,42	488,67	512,19	1,94	108	30	268,82	1,21	29,63	-6	268,82	1,26
30,04	-5,5	433,59	1,88	109	94,82	109,48	488,15	511,54	1,94	109	30	268,51	1,21	30,04	-5,5	268,51	1,26
30,46	-5	433,38	1,87	110	95,04	109,53	487,63	510,88	1,93	110	30	268,21	1,21	30,46	-5	268,21	1,26
30,88	-4,5	433,17	1,87	111	95,25	109,58	487,1	510,21	1,93	111	30	267,92	1,21	30,88	-4,5	267,92	1,25
31,3	-4	432,95	1,87	112	95,46	109,62	486,56	509,53	1,93	112	30	267,63	1,2	31,3	-4	267,63	1,25
31,73	-3,5	432,72	1,86	113	95,65	109,65	486	508,84	1,93	113	30	267,36	1,2	31,73	-3,5	267,36	1,25
32,16	-3	432,48	1,86	114	95,84	109,68	485,44	508,14	1,92	114	30	267,08	1,2	32,16	-3	267,08	1,25
32,6	-2,5	432,24	1,86	115	96,03	109,7	484,87	507,42	1,92	115	30	266,82	1,2	32,6	-2,5	266,82	1,25
33,04	-2	431,99	1,86	116	96,2	109,71	484,28	506,7	1,92	116	30	266,55	1,2	33,04	-2	266,55	1,25
33,49	-1,5	431,73	1,85	117	96,37	109,71	483,69	505,96	1,91	117	30	266,3	1,2	33,49	-1,5	266,3	1,24
33,94	-1	431,46	1,85	118	96,53	109,71	483,09	505,21	1,91	118	30	266,05	1,2	33,94	-1	266,05	1,24
34,39	-0,5	431,18	1,85	119	96,68	109,7	482,47	504,45	1,91	119	30	265,8	1,19	34,39	-0,5	265,8	1,24
34,85	0	430,89	1,85	120	96,83	109,69	481,84	503,68	1,9	120	30	265,57	1,19	34,85	7,00E-13	265,57	1,24
35,31	0,5	430,6	1,84	121	96,97	109,67	481,21	502,89	1,9	121	30	265,33	1,19	35,31	0,5	265,33	1,24
35,78	1	430,29	1,84	122	97,1	109,64	480,56	502,1	1,9	122	30	265,1	1,19	35,78	1	265,1	1,24
36,26	1,5	429,98	1,84	123	97,23	109,6	479,9	501,29	1,89	123	30	264,88	1,19	36,26	1,5	264,88	1,24
36,73	2	429,65	1,83	124	97,34	109,56	479,22	500,47	1,89	124	30	264,65	1,19	36,73	2	264,65	1,23
37,21	2,5	429,32	1,83	125	97,45	109,51	478,54	499,63	1,89	125	30	264,44	1,19	37,21	2,5	264,44	1,23
37,7	3	428,97	1,83	126	97,55	109,45	477,84	498,78	1,88	126	30	264,23	1,19	37,7	3	264,23	1,23
38,19	3,5	428,62	1,83	127	97,65	109,39	477,13	497,92	1,88	127	30	264,02	1,19	38,19	3,5	264,02	1,23
38,69	4	428,25	1,82	128	97,73	109,32	476,41	497,05	1,88	128	30	263,81	1,18	38,69	4	263,81	1,23
39,19	4,5	427,87	1,82	129	97,81	109,24	475,67	496,16	1,87	129	30	263,61	1,18	39,19	4,5	263,61	1,23
39,69	5	427,48	1,82	130	97,88	109,15	474,92	495,25	1,87	130	30	263,41	1,18	39,69	5	263,41	1,23

Tabella 5.31 – Dati da cui è stata estrapolata la tabella 5.3

CAPITOLO 6

Valutazione economica

6.1.Introduzione

Le pompe di calore a livello residenziale possono essere utilizzate per:

- produzione di acqua calda sanitaria;
- alimentazione dell'impianto di riscaldamento.

Dall'analisi svolta nel capitolo 5 è stato verificato che, come visto in letteratura, le pompe di calore ad anidride carbonica operano in condizioni di resa accettabili quando il differenziale di temperatura tra l'acqua in ingresso e quella in uscita assume valori elevati.

Tale condizione attua solamente quando la pompa di calore viene impiegata per la produzione di acqua calda sanitaria. In questo caso infatti si ha mediamente acqua in ingresso a 10°C - 20°C e acqua in uscita a 50°C.

Per i sistemi di riscaldamento, invece, la differenza di temperatura tra ingresso e uscita è molto limitata, tipicamente da 35°C a 45°C determinando una penalizzazione della resa del ciclo e un conseguente aumento dei consumi di energia della macchina.

Nelle abitazioni, salvo casi eccezionali, la produzione di acqua calda sanitaria e la fornitura di riscaldamento sono gestiti mediante l'impiego di una caldaia a combustione di metano.

Lo scopo di questa analisi è identificare se e quando l'installazione di una pompa di calore conviene a livello energetico ed economico.

Il confronto è stato eseguito paragonando una caldaia a condensazione con una pompa di calore ad R410 ed una operante a CO₂, prima in condizioni di riscaldamento domestico, poi per la produzione di acqua calda sanitaria.

6.2. Il riscaldamento residenziale

Il sistema di riscaldamento domestico residenziale è costituito da:

- una unità per il riscaldamento dell'aria;
- uno o più organi per la distribuzione del calore: ventilconvettori, pavimenti radianti e radiatori;
- un anello chiuso all'interno del quale circola l'acqua.

Il funzionamento è molto semplice: l'acqua viene riscaldata mediante una pompa di calore o una caldaia fino al raggiungimento della temperatura desiderata; successivamente, essa viene fatta scorrere nel circuito così da alimentare i sistemi di distribuzione del calore, i quali, scambiando calore con l'ambiente circostante, realizzano il riscaldamento.

Per calcolare l'energia da somministrare all'acqua si utilizza la seguente equazione:

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (4)$$

L'energia richiesta per il riscaldamento domestico è inferiore a quella richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria, poiché, essendo un circuito chiuso, la differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e quella in uscita è contenuta.

6.2.1.1 pavimenti radianti

Per la realizzazione di un sistema di riscaldamento a pavimento radiante sono necessari due elementi principali:

- **lo strato di isolante:** evita le dispersioni di calore verso il suolo o verso i piani sottostanti;
- **il circuito per la circolazione dell'acqua:** cuore dell'impianto, copre tutta la superficie che si vuole riscaldare, trasportando l'acqua calda impiegata per il riscaldamento.

Le disposizioni possibili delle tubazioni del circuito sono due:

- **a spirale (o chiocciola):** i tubi di mandata sono posti paralleli a quelli di ritorno;
- **a serpentina:** i tubi sono posati a zig-zag.

Le tubazioni previste dalla norma per impianti ad acqua sono costituiti da polietilene reticolato (PE-X), polibutilene (PB), polipropilene (PP), rame. L'acciaio, utilizzato nei primi impianti, è stato abbandonato, in quanto si è rivelato essere un materiale inadatto a causa dell'elevato peso delle tubazioni e delle problematiche relative alla loro corrosione.

Le tubazioni in materiale plastico, in particolare quelle in PE-X, sono le più comuni: essendo flessibili e leggere, sono caratterizzate da una maggiore facilità di posa, ma devono essere dotate di uno strato barriera all'ossigeno per proteggere l'impianto dalla corrosione.

Vengono installate anche tubazioni in rame, seppur meno diffuse sul mercato, il cui vantaggio consiste nell'altissima conduttività termica ($390 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), che permette un'efficienza altrimenti non raggiungibile; il rame consente di posare le tubazioni con passi più ampi (in genere 20-25cm), è impermeabile all'ossigeno e presenta una dilatazione termica simile a quella del massetto in cui è immerso.

Il passo di posa è variabile persino all'interno dello stesso locale: il progettista può scegliere di infittire le tubazioni laddove è necessaria una maggiore emissione termica, solitamente vicino alle pareti esterne dell'ambiente.

Esistono alcuni sistemi che utilizzano l'energia elettrica, e quindi l'effetto Joule, in sostituzione dell'acqua calda per fornire l'effetto di riscaldamento.

Gli impianti elettrici di riscaldamento meritano una nota per quanto riguarda i vantaggi che presentano una volta installati: non necessitano, infatti, di caldaia, di canna fumaria di tubazioni di distribuzione e non hanno bisogno di nessun tipo di manutenzione.

È però sul fronte economico relativo ai costi correnti che tale sistema presenta il suo principale svantaggio, a causa degli elevati costi legati all'energia elettrica necessaria al loro funzionamento. Tuttavia, laddove l'energia elettrica presenta un costo maggiormente accessibile ed è presente in abbondanza, come ad esempio in Francia, tale sistema è addirittura conveniente rispetto ai tradizionali sistemi di riscaldamento, basati sullo scambio di calore posseduto dall'acqua. A causa infatti del massiccio impiego della fissione nucleare vi è la necessità di uno smaltimento costante dell'elettricità prodotta, che risulta eccessiva nelle ore di richiesta ridotta

Vi sono diversi tipi di struttura di pavimenti radianti ad acqua: la norma UNI EN 1264 (parte 1 e 4) ne distingue tre:

- *tipo A*: impianti con tubi annegati nello strato di supporto;
- *tipo B*: impianti con tubi sotto lo strato di supporto;
- *tipo C*: impianti annegati in uno strato livellante, in cui lo strato aderisce ad un doppio strato di separazione.

Vantaggi

Rispetto ai tradizionali corpi scaldanti, cioè i radiatori, il pavimento radiante ha i seguenti vantaggi:

- **minori costi di esercizio**: è un sistema a bassa temperatura, con tubazioni che contengono acqua a temperatura di circa 28°C-35°C (nei comuni caloriferi si opera con temperature pari a 70°C-80°C). Essendo un impianto ad acqua, è possibile collegarlo ad un pannello solare, riducendo ulteriormente i costi del riscaldamento (la cui entità dipende dall'impianto e dalla tipologia di locali). I costi ed i consumi si riducono ulteriormente accoppiando il sistema ad una moderna caldaia a condensazione.
- **libertà nell'arredo**: la presenza di radiatori può limitare la creatività progettuale degli architetti. Al contrario, con i pavimenti radianti si liberano spazi e si può sfruttare ogni angolo del locale.
- **maggior confort abitativo**: il benessere che si percepisce in un ambiente riscaldato con pannelli radianti è il massimo ad oggi ottenibile. La temperatura è uniforme e l'effetto di stratificazione viene ridotto.

Svantaggi

Il sistema a pannelli radianti presenta alcuni svantaggi di cui tenere conto:

- **spessori del pavimento:** i pannelli radianti richiedono uno spessore supplementare del pavimento di 7-10 cm, che può risultare problematico nel caso delle ristrutturazioni; non si presenta, invece, alcuna complicazione nel momento in cui si realizza il sistema durante a fase costruttiva dell'abitazione.
- **costi di realizzazione superiori:** sono più elevati, poiché è presente una quantità maggiore di materiale e una più alta necessità di manodopera.
- **progettazione accurata e personalizzata:** si rende indispensabile una progettazione attenta e realizzata ad hoc per lo specifico caso al fine di evitare che le temperature superficiali del pavimento si discostino dal valore ottimale, non consentendo un adeguato comfort abitativo (discomfort).

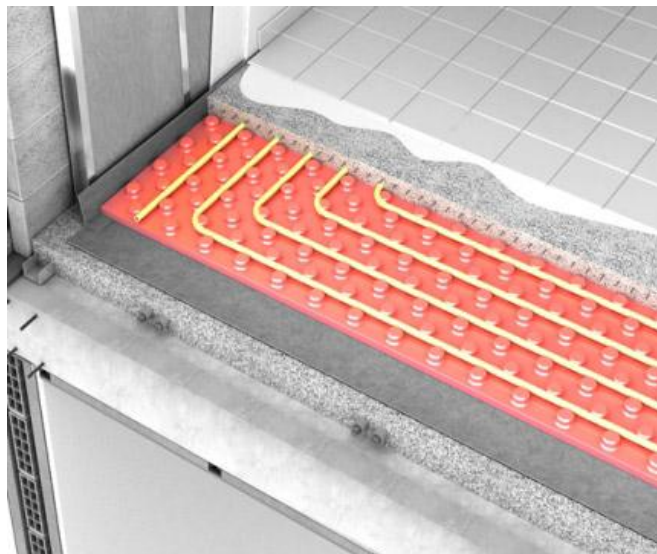


Figura 6.1 – Pavimento radiante

6.2.2.1 ventilconvettori

In riferimento al mezzo utilizzato per riscaldare l'aria, si possono individuare tre tipologie di ventilconvettore: ad acqua, elettrico, a gas.

Un ventilconvettore (o fan coil) è costituito da un carter metallico all'interno del quale sono presenti una o due batterie di scambio termico aria/acqua, un ventilatore, un filtro dell'aria, una vaschetta per la raccolta della condensa. All'esterno esso presenta i collegamenti con le reti dell'acqua calda e/o refrigerata.

Dal punto di vista della struttura i ventilconvettori si dividono in due tipologie a seconda che siano forniti di 2 o 4 tubi:

- **2 tubi:** il funzionamento è legato solamente ad un tipo di fluido termovettore;
- **4 tubi:** sono impianti che operano contemporaneamente sia con acqua calda che refrigerata.

Esisteva anche una versione a 3 tubi, ora non più realizzata, con la quale si otteneva all'uscita una miscela dei 2 fluidi di ingresso.

Il funzionamento di un ventilconvettore si basa sull'azione sviluppata dal ventilatore, il quale preleva l'aria dell'ambiente (da scaldare o raffreddare) aspirandola dall'ambiente tramite un'apertura posta in basso al terminale. Una volta entrata, l'aria viene prima filtrata e quindi spinta verso la batteria di scambio termico, che, per convezione forzata, scambia calore con l'acqua: in caso di riscaldamento il calore viene prelevato, in caso di raffreddamento viene ceduto.

Quando l'aria viene raffreddata si realizza anche la deumidificazione, con la conseguente produzione di condensa, che viene raccolta nella vaschetta posta sul fondo.

Vantaggi

- Facilità nell'installazione.
- Posizionabile in qualsiasi punto dell'ambiente.
- Possibilità di raffreddare e/o riscaldare l'ambiente

Svantaggi

- Necessità dello scarico per la condensa.
- Inerzia termica ridotta rispetto al tradizionale radiatore.



Figura 6.2 – I ventilconvettori

6.2.3.1 radiatori

I radiatori, o caloriferi, sono i più comuni sistemi per il riscaldamento di locali ad uso civile. Sono solitamente composti da moduli in serie, affiancati, in numero tale da poter raggiungere il valore di superficie radiante desiderato. Possono essere realizzati in acciaio, ghisa o alluminio.

Il rendimento (e il prezzo) di un calorifero dipende dal materiale, dalla dimensione e dal numero dei moduli.

Alla base del funzionamento vi è il fenomeno fisico detto termosifone, per il quale in un circuito idraulico si instaura una circolazione convettiva a causa della sola differenza di densità tra volumi di fluido, caratterizzati da temperature diverse.

Il termosifone va considerato in un circuito chiuso ad anello disposto su un piano verticale. Scaldando una parte laterale del tubo, diminuisce la densità dell'acqua presente al suo interno, causando la risalita nella parte superiore dell'anello e spingendo verso il basso l'acqua più fredda già presente.

L'acqua calda giunta nella parte superiore della metà opposta dell'anello (lato freddo) inizia a cedere calore verso l'esterno: ciò provoca un aumento di densità e la discesa dell'acqua verso la parte inferiore del circuito. Questo movimento richiama l'acqua che a causa del riscaldamento si sposta nella parte superiore, completando il ciclo.

Generalmente, si installa un radiatore in ogni stanza, collegato tramite dei tubi ad una caldaia, che per mezzo di pompe immette acqua calda nel calorifero stesso.

La caldaia è solitamente interfacciata ad un termostato che ne regola l'accensione e lo spegnimento a seconda della temperatura desiderata e, negli impianti più sofisticati, anche dell'orario.

Esistono, inoltre, anche caloriferi elettrici, che sviluppano il riscaldamento dell'acqua o dell'olio presenti al loro interno per mezzo di una resistenza.

Affinché il calorifero riesca a scaldare in modo efficace l'ambiente in cui si trova, è fondamentale che l'installazione sia particolarmente curata, ponendo particolare attenzione alle raccomandazioni prescritte dai costruttori.

Attualmente per il riscaldamento degli ambienti, in cui le condizioni climatiche e le escursioni termiche sono più costanti, viene sempre più impiegato il sistema a pavimento preferibile a quello a calorifero, perché più comodo e con consumo minore d'energia, pur presentando un maggiore costo di installazione.



Figura 6.3– I radiatori

6.3.L'acqua calda sanitaria

L'acqua calda per usi sanitari, nelle abitazioni civili, è necessaria lungo l'intero arco dell'anno per i servizi relativi a cucina, bagno e per i molteplici lavaggi che si possono presentare in una residenza.

Il consumo domestico medio giornaliero procapite è di 40-60 litri circa, di conseguenza una famiglia composta da 4-5 persone mediamente consuma circa 200-250 litri di acqua al giorno.

La temperatura dell'acqua calda nel sistema di adduzione (caldaia - accumulo - tubazioni) che alimenta i singoli rubinetti, non dovrebbe superare i 60°C poiché per temperature più alte il calcare precipita più facilmente e si deposita sia nei tubi che nelle apparecchiature tecniche, provocando accumuli e gravi danni.

Una temperatura di 45°C è sufficiente nella maggior parte dei casi ad evitare tali problemi e a soddisfare il fabbisogno termico.

L'acqua calda sanitaria viene prodotta normalmente in due modi:

- istantaneamente mediante caldaia a gas;
- per accumulo: tipico esempio sono gli scaldabagni elettrici o a gas. In questo caso è necessario predisporre dei sistemi ausiliari per il riscaldamento dell'acqua al fine di eseguire i cicli anti legionella.

I sistemi possono essere di tipo autonomo o centralizzato.

Il tipo autonomo è installato di preferenza nei fabbricati per abitazioni civili, raramente è impiegato il centralizzato, il quale, invece, è utilizzato nelle strutture alberghiere e di ristorazione e laddove il costo della produzione di acqua calda sanitaria rappresenta una voce importante nel bilancio economico.

I sistemi tecnologicamente avanzati e, in particolare, il ricorso alle fonti energetiche alternative consentono una produzione di acqua calda sanitaria con un doppio vantaggio, costituito dal minor costo e dall'abbattimento delle emissioni di CO₂ nell'atmosfera.

La produzione più ecologica è quella ottenibile tramite un collettore solare installato sul tetto o su una terrazza, il quale può essere utilizzato anche per integrare l'impianto di riscaldamento.

L'acqua calda viene distribuita tramite un sistema di tubi che devono essere di lunghezza limitata e ben isolati.

La lunghezza più economica del sistema distributivo (tra calorifero e punto di presa) è di 5 metri. Un'estensione maggiore richiede spesso un sistema di circolazione consistente in una doppia linea e una pompa.

Grazie ad una regolazione termostatica e oraria, è possibile razionalizzare il funzionamento del sistema e ridurre le perdite di calore. In ogni caso, in fase di progettazione o di ristrutturazione dell'abitazione risulta conveniente realizzare il raggruppamento del bagno e della cucina in un unico blocco, prevedendo corte condutture e, in caso di molteplici unità abitative, l'installazione di una caldaia in ogni singolo alloggio, laddove le norme e i regolamenti locali lo consentono.

È preferibile che la caldaia centrale sia posizionata vicino al punto di presa, al fine di evitare con una eccessiva distanza tra i due punti elevate perdite di carico e di energia termica.

Nella scelta, ove possibile, tra un sistema di produzione centrale o decentralizzata è necessario, quindi, considerare sia i costi d'investimento che quelli dell'esercizio del sistema, stimando le perdite durante il trasporto del calore.

Negli edifici residenziali il fabbisogno termico per la produzione di acqua calda rimane pressoché costante nel corso dell'anno, dipendendo dal numero di persone che abitano l'edificio o l'appartamento.

Solitamente, il consumo giornaliero pro capite di acqua calda a 45°C viene stimato sulla base dei valori seguenti:

- basso consumo: 40 litri;
- medio consumo: 60 litri;
- alto consumo: 80 litri.

Nel caso si voglia collegare all'impianto solare la lavatrice e/o la lavastoviglie, il fabbisogno di acqua calda sanitaria deve essere aumentato di 20 litri/giorno per ciascun lavaggio fatto sia con lavastoviglie che con lavatrice.

Si fornisce quindi l'esempio seguente: una famiglia di quattro persone per avere un confort medio ha bisogno di circa: 240 litri di acqua calda sanitaria al giorno (60 l/persona x 4 persone). Se aggiungiamo la lavatrice e la lavastoviglie (20l + 20l) il fabbisogno giornaliero della famiglia diventa 280 litri [59].

6.4. Caldaie a condensazione

La *caldaia a condensazione* è la caldaia più ecologica disponibile attualmente sul mercato. Essa, infatti, garantisce rendimenti particolarmente elevati attraverso il recupero del calore latente di condensazione del vapore acqueo contenuto nei fumi.

In questo modo, può raggiungere mediamente un rendimento superiore anche del 20% rispetto a quello di una caldaia tradizionale. Al tempo stesso, grazie a particolari accorgimenti e a una combustione ottimizzata, riduce le emissioni di ossidi di azoto e di monossido di carbonio (fino al 70% in meno rispetto a quelle di una caldaia tradizionale) [60].

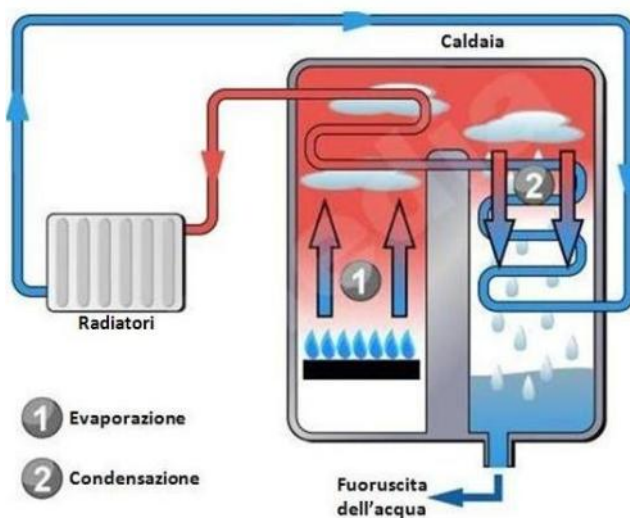


Figura 6.4 – Caldaia a condensazione

Le normali caldaie, anche quelle definite ad alto rendimento (91-93% alla potenza termica nominale), riescono a utilizzare solo una parte del calore sensibile dei fumi di combustione a causa della necessità di evitare la condensazione dei fumi che dà origine a fenomeni corrosivi.

Il vapore acqueo generato dal processo di combustione (circa 1,6 kg per m³ di gas) viene disperso in atmosfera attraverso il camino: la quantità di calore in esso contenuta, definito calore latente, rappresenta ben l'11% dell'energia liberata dalla combustione che non può essere recuperata.

La caldaia a condensazione, invece, può recuperare una gran parte del calore latente contenuto nei fumi. La particolare tecnologia della condensazione consente, infatti, di raffreddare i fumi fino a farli tornare allo stato di liquido saturo (o in taluni casi a vapore

umido), con un recupero di calore utilizzato per preriscaldare l'acqua di ritorno dall'impianto.

In questo modo la temperatura dei fumi in uscita (che si abbassa fino a 40°C) mantiene un valore molto basso, prossimo al valore della temperatura di mandata dell'acqua, ben inferiore quindi ai 140~160°C dei generatori ad alto rendimento e ai 200~250°C dei generatori di tipo tradizionale.

È possibile lavorare con temperature così basse dei fumi, in quanto le caldaie a condensazione utilizzano scambiatori di calore realizzati con materiali particolarmente resistenti all'acidità delle condense.

I fumi scaricati a bassa temperatura non permettono di sviluppare l'effetto di aspirazione che si realizza al camino per poter evacuare i fumi stessi. È necessario quindi adottare un sistema che permetta di creare la prevalenza fondamentale per l'espulsione dei fumi: tale sistema è fornito dal ventilatore inserito a monte del bruciatore della caldaia. Va quindi dimensionata una linea fumi in pressione che deve essere realizzata in modo da garantire la perfetta tenuta: di conseguenza ciò rende problematico lo scarico di più caldaie in un unico camino.

Bisogna, inoltre, aggiungere che, nella maggior parte dei casi le caldaie a condensazione presentano un bruciatore di tipo premiscelato, sistema che aggiunge il vantaggio di poter mantenere costante il valore di anidride carbonica presente nei fumi al variare della potenza del bruciatore (oltre ad avere ridotte emissioni di monossido di carbonio e di NO_x).

Tale possibilità consente di mantenere costante la temperatura di condensazione del vapore acqueo nei fumi, indicato approssimativamente attorno ai 54°C.

Nei rari casi in cui la caldaia a condensazione non sia fornita di bruciatore premiscelato si può ricorrere nel rischio che al diminuire della potenza si abbassi notevolmente il punto di condensazione del vapor d'acqua, rendendo di fatto impossibile la condensazione dei fumi e di conseguenza il recupero del calore latente.

All'atto pratico, una caldaia a condensazione è una caldaia che può condensare i vapori di combustione, solamente se le temperature dell'acqua erogata sono più basse delle temperature generalmente ottenute con le caldaie convenzionali.

Il sistema economicamente più conveniente risulta essere quello caratterizzato da un impianto di riscaldamento a bassa temperatura, in quanto rimane in funzione per un periodo di tempo più lungo rispetto al tempo di accensione di una caldaia convenzionale che eroga acqua in mandata a temperature di circa 65-80°C.

Tipicamente, il rendimento di una caldaia è calcolato con la seguente equazione:

$$\eta = \frac{Q_{comb}}{(m_{comb} * PCI)} \quad (30)$$

Impiegando tale formula per il calcolo del rendimento di una caldaia a condensazione si ottengono valori superiori al 100%. Questo è dovuto al fatto che nelle installazioni a condensazione dovrebbe essere considerato il potere calorifico superiore (PCS) del combustibile per la condensazione del vapore acqueo, mentre il calcolo del rendimento delle caldaie tradizionali considera il potere calorifico inferiore (PCI).

Il potere calorifico superiore è la quantità di calore che si rende disponibile per effetto della combustione completa, a pressione costante, della massa unitaria di combustibile quando i prodotti della combustione sono riportati alla temperatura iniziale di comburente e combustibile. Il potere calorifico inferiore, invece, deriva da quello superiore diminuito del calore di condensazione del vapore acqueo liberato durante la combustione [61].

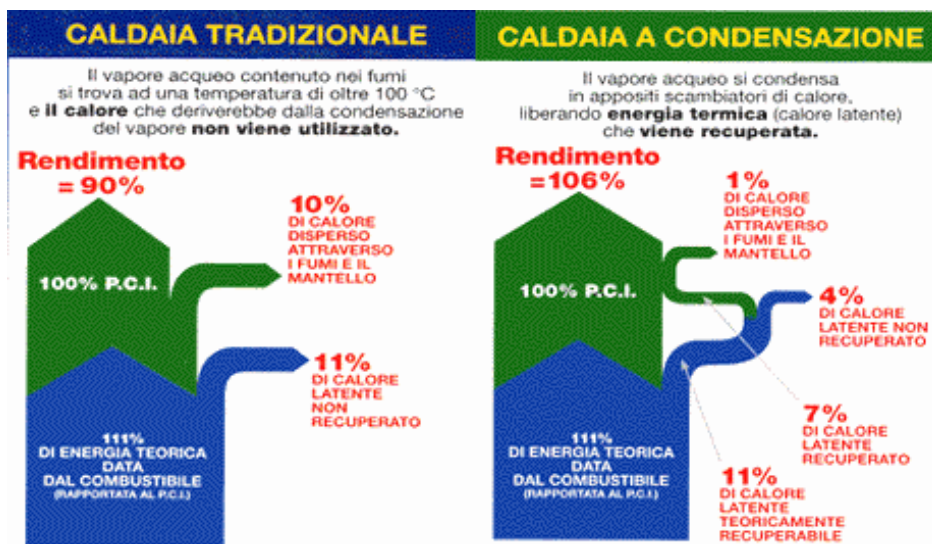


Figura 6.5– Rendimenti a confronto tra caldaia tradizionale e caldaia a condensazione

6.5.Determinazione dei profili giornalieri della temperatura dell'aria esterna: la normativa UNI/TS 11300-4:2012

6.5.1.Generalità

Il metodo per la determinazione dei profili giornalieri della temperatura dell'aria esterna è basato sull'andamento della temperatura esterna nel giorno tipo mensile ottenuto in base ai dati della normativa UNI 10349, sulla cui base si determina il profilo giornaliero di carico per il riscaldamento.

Il metodo può essere utilizzato:

- per determinare il profilo giornaliero di temperatura nel giorno tipo mensile;
- per determinare i bin mensili di temperatura sulla base delle temperature nel giorno tipo del mese.

6.5.2.Determinazione del profilo di temperatura nel giorno tipo mensile

La temperatura dell'aria esterna nell'ora h del mese considerato è data da:

$$\theta_{h,mese} = \theta_{avg,mese} + p_{h,mese} * \Delta\theta_{mese} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

dove:

$\theta_{h,mese}$ = Temperatura dell'aria esterna nell'ora h del mese considerato [$^\circ\text{C}$];

$\theta_{avg,mese}$ = Temperatura media giornaliera come da tabella 2 [$^\circ\text{C}$];

$p_{h,mese}$ = Coefficiente di correzione dell'escursione termica giornaliera;

$\Delta\theta_{mese}$ = Escursione giornaliera come da tabella 2 [$^\circ\text{C}$];

I valori del coefficiente $p_{h,mese}$ sono differenziati in funzione di due zone climatiche, A e B, in cui sono raggruppate le regioni italiane, secondo la seguente tabella:

Zona A	Zona B
Valle d'Aosta, Piemonte, Liguria, Lombardia, Veneto, Friuli Venezia Giulia, Emilia Romagna, Toscana, Marche, Sardegna	Umbria, Lazio, Abruzzo, Molise, Puglia, Campania, Basilicata, Calabria, Sicilia

Tabella 6.1 – Raggruppamento delle regioni italiane nelle due zone climatiche A e B

Nella tabella 2 sono riportati i valori di $p_{h,mese}$ per la zona A e B. Da notare che il coefficiente per la zona B, relativo all'ora h e al mese j si ricava come:

$$p_{h,j}^B = p_{h,j+1}^A$$

6.5.3.Determinazione dei bin mensili

Ottenuto l'andamento della temperatura nelle ventiquattro ore nel giorno tipo mensile, si determinano:

- i bin di temperatura nel giorno tipo del mese;
- i bin di temperatura del mese, moltiplicando le ore di ciascun bin per i giorni del mese.

Il bin rappresenta le ore in un giorno alle quali la temperatura è contenuta all'interno di un particolare intervallo.

	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
Città	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ	Δθ
Agrigento	5	5,5	6,4	7,2	8,1	8,6	8,8	8,5	7,4	6,4	5,5	5
Alessandria	5,6	7,3	9,2	9,9	10,1	10,7	12,2	10,9	9,7	7,7	5,4	4,8
Ancona	4,3	4,5	4,7	5	5,2	5,5	5,7	5,4	5	4,6	4,3	4,1
Aosta	8,1	9	10,1	10,5	11,6	11,9	12,1	11,5	10	8,9	7,5	7,4
Arezzo	7	8	9,2	10	11,1	12,2	13,5	13,3	11,2	9,6	7,7	6,7
Ascoli Piceno	8,7	9,8	10,8	11,3	11,7	12,6	13,3	13,6	12,5	10,7	9,3	8,5
Asti	6,6	8,6	10,1	11,4	11,2	11,7	11,7	11,2	10,2	8,5	6,5	5,8
Avellino	6,8	7,8	9	10,1	11,1	12,2	12,9	12,4	10,7	9,3	7,6	6,9
Bari	5,8	6,4	6,6	6,9	7	7,2	7	7	6,8	6,5	6,2	5,9
Belluno	7,5	8,7	9,3	9,6	10	10,4	11,2	11	10,2	9,1	7,4	6,6
Benevento	6,9	7,7	8,7	10,1	11,3	12,6	13,5	12,9	11,3	9,6	7,5	6,6
Bergamo	5	5,6	6,1	6,9	7,2	7,8	8,3	8	7,3	5,6	4,5	4,7
Bologna	4,5	5,5	8,9	7,4	8,1	8,8	9,2	8,7	7,6	6,1	4,6	4,2
Bolzano	8,1	9,6	10,7	11,1	11,6	12,3	12,7	12,4	11,5	10,8	8,5	1,7
Brescia	6,5	8,2	9,3	9,8	10,4	11,1	11,3	11	10	8,5	7,1	6,2
Brindisi	6,4	6,8	7,2	8,2	8,5	8,6	8,4	8,3	8,1	7,2	6,8	6,3
Cagliari	13,3	7,6	8,3	8,9	9,8	10,3	10,7	10	9,1	8,2	7,7	7,2
Caltanissetta	6,6	7,4	8,7	10,2	11,6	12,7	13	12,3	10,9	9	7,4	6,5
Campobasso	5,5	6,8	7,9	9,1	9,7	10,9	11,6	11,7	10	7,9	6,2	5,4
Caserta	6	6,8	7,7	8,5	9,5	10,5	10,9	10,7	9,5	7,9	6,7	6,1
Catania	7,3	7,9	8,1	8,7	9,1	9,4	9,6	9,2	8,7	7,9	7,4	7,1
Catanzaro	6,2	6,5	6,9	7,4	7,8	8,4	8,6	8,9	8,7	7,5	6,2	6,1
Chieti	5,2	6,4	6,9	7,7	8,1	8,8	9,2	9,1	8,2	6,8	5,7	5,2
Como	6,4	7,4	8,4	9,2	9,4	10,2	15,7	10	9,3	7,9	6,4	6,3
Cosenza	7,7	8,4	9,5	10,9	11,9	13,5	14,1	14,2	13	10,3	8,7	7,3
Cremona	5,8	7,2	8,7	9,7	10,1	10,8	10,9	10,3	9,4	8	6,3	5,4
Crotone	6,7	7,3	7,9	8,9	9,8	10,8	10,8	10,5	9,8	8,4	7,1	6,6
Cuneo	7,1	7,7	8,3	8,7	9,2	9,7	10	9,3	8,4	7,7	6,7	6,7
Enna	4,7	5,3	6,1	7,2	8,2	9,3	9,6	9,2	8	6,1	5,1	4,5
Ferrara	5,1	6,7	8	8,6	9,2	9,9	10,3	9,9	8,7	7,1	5,4	4,6
Firenze	6,5	7,5	8,7	9,8	10,7	11,6	12,3	11,6	10	8,3	6,6	6
Foggia	7,4	8,4	9,5	10,7	11,6	12,2	12,4	12,2	10,9	9,2	8	7,5
Forlì	4,6	5,9	7,1	7,7	9,3	8,9	9,1	8,8	8	6,8	5,2	4,6
Frosinone	9,5	10,1	10,8	11,7	12,9	13,4	14,4	14,1	12,9	12	10,3	9,6
Genova	5,1	5,6	5,7	5,7	5,7	5,8	5,9	6	5,9	6	5	4,9
Gorizia	7,2	8,1	9,2	9,7	11,4	11,3	12	12,1	11,4	10,4	7,4	7
Grosseto	7,7	9,6	10,5	11,4	12	12,9	13,8	13,4	12,3	10,6	9,3	8,6
Imperia	6,9	7,2	7,3	7,7	7,9	8,4	8,5	8,2	8	7,5	6,8	7
Isernia	6,8	7,5	8,2	10,3	10,1	11,5	11,8	12	10,2	8,2	6,9	6,3
L'Aquila	6,8	8,1	9,3	10,1	11,1	12	13,2	13,3	11,7	9,7	7,5	6,3
La Spezia	5,1	5,4	6	6	6,5	6,7	7,1	6,9	6,6	5,8	5,1	5
Latina	8,6	8,7	9,5	9,8	10,1	10,7	11,2	11,4	10,5	10	8,9	8,4
Lecce	6,9	7,4	8,1	9,4	10	10,8	10,7	10,4	9,6	8	7	6,6
Lecco	6,4	7,4	8,4	9,2	9,4	10,2	10,7	10	9,3	7,9	6,4	6,3
Livorno	6,1	6,7	7	7,1	7,5	7,7	7,9	7,8	7,7	7	6,2	5,8
Lodi	5,5	7,9	9,6	10,8	11,4	12,7	12,8	12	9,8	8	6,1	5,1
Lucca	7	7,9	8,9	9,8	10,5	11	11,6	11,3	10,5	8,7	7,3	7,8
Macerata	5,2	5,8	6,6	7,3	7,9	8,3	8,8	8,4	7,6	6,3	5,4	5,1
Mantova	5,5	6,9	8,3	9,1	9,6	10,2	10,7	10,1	8,8	7,3	5,6	5
Massa Carrara	7	7,3	8,2	8,8	9,2	9,9	10,2	10,3	10,3	9,2	7,9	7,2
Matera	7	7,9	8,5	10,2	11,4	12,8	13,7	13,5	11,9	9,3	7,7	6,9
Messina	5	5,4	5,9	6,4	7,2	7,6	7,6	7,4	6,7	6	5,3	5
Milano	4,8	5,9	7,3	8,7	9,1	9,8	10	9,2	8,1	6,4	4,7	4,5
Modena	5,2	6,6	8	9,2	9,5	10	10,4	9,7	8,7	7,1	5,5	4,8
Napoli	4,1	5,8	6,5	7,1	7,9	8,3	8,6	8,4	7,5	6,4	5,5	4,9
Novara	5,9	7,3	8,7	10	10,5	11,5	11,7	11,1	9,6	7,5	6,2	5,5
Nuoro	6,8	7,4	8,6	9,7	11,7	12,8	14,2	13,2	11,9	9	7,3	6,3
Oristano	7,3	7,6	8,3	8,9	9,8	10,3	10,7	10	9,1	8,2	7,7	7,4
Padova	6,5	7,8	8,8	9,4	10	10,5	10,8	10,8	10	8,8	7	6,2
Palermo	8,6	8,9	9,6	10	10,5	10,6	11,1	10,9	10,4	9,8	9,3	8,6
Parma	5,6	7,1	8,7	9,7	10,3	11	11,5	11,1	9,8	7,7	5,5	4,9
Pavia	6	8,3	10,3	11,6	12,2	12,5	12,9	12,5	11,5	9,1	6,4	5,3
Perugia	5,4	6,5	7,6	8,6	9,6	10,2	10,9	10,6	9	7,3	5,8	5,2
Pesaro	5,9	6,7	7,8	8,5	9	9,3	9,7	9,3	8,5	7,5	6,2	5,9
Pescara	6,8	8,2	8,8	9,7	10	10,6	11,2	11,3	10,6	9	7,5	7,2
Piacenza	6	7,7	9,2	10,1	10,4	10,9	11,2	10,6	9,7	7,8	5,9	5,3
Pisa	8,3	9,4	9,9	10,6	10,9	11,3	11,9	12	13,3	10,3	9	8,2
Pistoia	7,7	8,5	9,6	10,8	11,7	12,7	13,7	13,5	12	9,9	8,3	7,5
Pordenone	7,8	8,7	9,6	10,3	11,2	11,5	11,6	11,2	10,5	9,9	8,2	7,9
Potenza	5,5	6,1	7,3	8,2	9,2	10	10,7	10,6	9,5	7,7	6,4	5,5
Prato	7,1	7,9	9,2	10,3	10,7	11,8	12,4	12,5	10,9	8,7	7,5	6,8
Ragusa	7,5	7,9	9	9,9	11,1	1,9	12,1	11,9	10,8	10	7,9	7,3
Ravenna	7,2	8,6	9,9	10,9	11,4	12,1	12,7	12,7	11,1	9,4	7,7	6,5
Reggio Calabria	5,9	6,2	6,5	7	7,6	8	7,7	7,6	7,5	7	6,5	6
Reggio Emilia	6	7,1	8,6	9,3	10,1	10,6	11,2	10,7	9,6	7,6	5,7	5,2
Rieti	8,9	10,1	11,2	11,3	13,3	14,2	15,6	15,5	13,6	11,5	9,9	8,7
Rimini	6,9	7,5	8,6	9,4	10,1	10,3	10,4	10,1	9,5	8,4	7,4	6,9
Roma	7,1	7,8	8,5	9,1	10,1	10,7	11,3	11	10	8,6	7,4	6,9
Rovigo	5,7	7,3	8,8	9,4	10,4	11,2	11,8	11,4	10,1	8,2	6	5,2
Salerno	6,3	6,8	8,1	8,4	9,3	9,8	10,5	10,5	9,5	8,2	7,1	6
Siena	6	6,8	7,7	8,7	9,9	10,5	11,3	10,8	9,3	8	5,9	5,5
Sondrio	9,6	10,5	11,5	11,5	12,1	11,7	12,6	11,8	11,2	10,6	9,5	8,7
Siracusa	7,5	7,8	8,4	9	9,8	10,4	10,6	10	8,9	8	7,5	7,3
Sassari	6,2	6,7	7,5	8,2	8,9	9,5	10	9,7	8,8	7,9	6,7	6
Savona	5,7	6,4	6,6	7,1	7,1	7,7	7,9	7,8	7,1	6,6	6,1	5,8
Taranto	6,3	6,6	7,2	7,6	8,4	8,7	9,3	8,9	8,5	7,4	6,9	6,4
Teramo	5,1	5,9	6,5	7,2	8,2	8,6	8,8	8,5	7,2	6	5,5	4,9
Trento	6,9	7,9	9,2	10,2	10,5	11,1	11,6	10,9	9,9	8,7	6,9	6,7
Torino	5,6	6,8	7,7	8,3	8,8	9,2	9,4	8,9	8,3	6,9	5,5	5,1
Trapani	6,5	6,2	6,5	8	8	8,5	8,3	7,7	7,2	6,2	5,9	5,9
Terni	7,8	9,1	10,5	11,6	12,7	13,2	14,4	13,9	11,4	11	8,7	7,3
Trieste	4	4,7	5,8	6,8	7,7	7,7	8,2	7,9	6,9	5,5	4,5	4,1
Treviso	5,9	6,8	7,4	8,1	9,3	9,5	9,6	9,3	8,7	7,8	5,8	5,6
Udine	5,1	6,8	7,9	9	9,7	11,1	10,8	10,6	9,4	7,9	5,9	5
Urbino	4,9	5,2	6,1	6,9	7,5	8,2	8,3	7,9	7	5,9	5,1	4,9
Varese	6,4	7,4	8,4	9,2	9,4	10,2	10,7	10	9,3	7,9	6,4	6,3
Venezia	5,5	5,9	5,9	6,4	6,6	6,8	7,5	7,4	7,2	6,9	5,8	5,3
Verbania	6,3	7,5	8,5	9,2	9,2	9,8	10,2	9,5	8,8	7,8	6,3	6,1
Vercelli	8,3	10,3	11,6	12,2	10,6	11	11,6	11,8	12,1	10,5	8	7,2
Verona	6,2	7,1	7,7	8,8	9,5	9,8	10,1	9,7	8,7	7,5	5,9	6,6
Vicenza	8,1	9,1	9,9	10,7	11,4	11,3	11,8	11,5	11,2	10,6	8,6	7,8
Viterbo	6,2	7,2	8,4	9,7	10,6	11,7	12,1	12	10,5	8,6	6,6	6,1

Tabella 6.3 – Valori medi mensili dell'escursione termica giornaliera

ORA	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
1	-0,23	-0,23	-0,27	-0,29	-0,34	-0,34	-0,34	-0,32	-0,28	-0,25	-0,25	-0,23
2	-0,26	-0,27	-0,32	-0,34	-0,39	-0,4	-0,38	-0,36	-0,31	-0,28	-0,27	-0,25
3	-0,28	-0,31	-0,35	-0,38	-0,43	-0,44	-0,43	-0,41	-0,34	-0,32	-0,3	-0,38
4	-0,31	-0,34	-0,37	-0,42	-0,47	-0,49	-0,47	-0,44	-0,38	-0,35	-0,33	-0,31
5	-0,33	-0,37	-0,4	-0,45	-0,49	-0,5	-0,49	-0,46	-0,41	-0,38	-0,35	-0,33
6	-0,35	-0,39	-0,41	-0,46	-0,46	-0,46	-0,47	-0,46	-0,43	-0,4	-0,38	-0,35
7	-0,37	-0,41	-0,43	-0,45	-0,41	-0,38	-0,41	-0,45	-0,44	-0,42	-0,39	-0,35
8	-0,35	-0,38	-0,38	-0,37	-0,29	-0,25	-0,29	-0,37	-0,38	-0,38	-0,36	-0,34
9	-0,28	-0,28	-0,24	-0,19	-0,11	-0,08	-0,11	-0,19	-0,21	-0,24	-0,24	-0,26
10	-0,17	-0,13	-0,04	0,06	0,12	0,13	0,11	0,06	0,03	-0,02	-0,07	-0,14
11	0,01	0,05	0,16	0,27	0,31	0,3	0,29	0,28	0,26	0,2	0,13	0,02
12	0,19	0,22	0,31	0,39	0,41	0,39	0,39	0,4	0,39	0,35	0,3	0,21
13	0,43	0,41	0,44	0,47	0,47	0,45	0,45	0,47	0,49	0,48	0,48	0,44
14	0,57	0,53	0,53	0,52	0,49	0,48	0,48	0,5	0,54	0,55	0,58	0,58
15	0,61	0,58	0,55	0,53	0,5	0,49	0,49	0,51	0,54	0,56	0,6	0,61
16	0,59	0,57	0,54	0,5	0,48	0,47	0,48	0,5	0,5	0,53	0,56	0,57
17	0,5	0,5	0,47	0,44	0,43	0,42	0,43	0,46	0,42	0,44	0,47	0,47
18	0,37	0,38	0,37	0,35	0,36	0,35	0,36	0,38	0,32	0,32	0,33	0,34
19	0,18	0,21	0,23	0,23	0,26	0,26	0,27	0,27	0,19	0,16	0,14	0,15
20	0,02	0,07	0,09	0,11	0,14	0,15	0,16	0,16	0,07	0,03	-0,01	0
21	-0,06	-0,02	0	0,01	0,02	0,04	0,05	0,04	-0,02	-0,06	-0,09	-0,08
22	-0,12	-0,08	-0,09	-0,1	-0,11	-0,1	-0,09	-0,09	-0,11	-0,12	-0,14	-0,12
23	-0,16	-0,13	-0,16	-0,18	-0,21	-0,21	-0,2	-0,19	-0,19	-0,18	-0,18	-0,16
24	-0,2	-0,18	-0,22	-0,25	-0,27	-0,28	-0,28	-0,27	-0,24	-0,23	-0,23	-0,2

Tabella 6.4 – Coefficienti p_h per le regioni italiane della zona A

ORA	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
1	-0,23	-0,27	-0,29	-0,34	-0,34	-0,34	-0,32	-0,28	-0,25	-0,25	-0,23	-0,23
2	-0,27	-0,32	-0,34	-0,39	-0,4	-0,38	-0,36	-0,31	-0,28	-0,27	-0,25	-0,26
3	-0,31	-0,35	-0,38	-0,43	-0,44	-0,43	-0,41	-0,34	-0,32	-0,3	-0,38	-0,28
4	-0,34	-0,37	-0,42	-0,47	-0,49	-0,47	-0,44	-0,38	-0,35	-0,33	-0,31	-0,31
5	-0,37	-0,4	-0,45	-0,49	-0,5	-0,49	-0,46	-0,41	-0,38	-0,35	-0,33	-0,33
6	-0,39	-0,41	-0,46	-0,46	-0,46	-0,47	-0,46	-0,43	-0,4	-0,38	-0,35	-0,35
7	-0,41	-0,43	-0,45	-0,41	-0,38	-0,41	-0,45	-0,44	-0,42	-0,39	-0,35	-0,37
8	-0,38	-0,38	-0,37	-0,29	-0,25	-0,29	-0,37	-0,38	-0,38	-0,36	-0,34	-0,35
9	-0,28	-0,24	-0,19	-0,11	-0,08	-0,11	-0,19	-0,21	-0,24	-0,24	-0,26	-0,28
10	-0,13	-0,04	0,06	0,12	0,13	0,11	0,06	0,03	-0,02	-0,07	-0,14	-0,17
11	0,05	0,16	0,27	0,31	0,3	0,29	0,28	0,26	0,2	0,13	0,02	0,01
12	0,22	0,31	0,39	0,41	0,39	0,39	0,4	0,39	0,35	0,3	0,21	0,19
13	0,41	0,44	0,47	0,47	0,45	0,45	0,47	0,49	0,48	0,48	0,44	0,43
14	0,53	0,53	0,52	0,49	0,48	0,48	0,5	0,54	0,55	0,58	0,58	0,57
15	0,58	0,55	0,53	0,5	0,49	0,49	0,51	0,54	0,56	0,6	0,61	0,61
16	0,57	0,54	0,5	0,48	0,47	0,48	0,5	0,5	0,53	0,56	0,57	0,59
17	0,5	0,47	0,44	0,43	0,42	0,43	0,46	0,42	0,44	0,47	0,47	0,5
18	0,38	0,37	0,35	0,36	0,35	0,36	0,38	0,32	0,32	0,33	0,34	0,37
19	0,21	0,23	0,23	0,26	0,26	0,27	0,27	0,19	0,16	0,14	0,15	0,18
20	0,07	0,09	0,11	0,14	0,15	0,16	0,16	0,07	0,03	-0,01	0	0,02
21	-0,02	0	0,01	0,02	0,04	0,05	0,04	-0,02	-0,06	-0,09	-0,08	-0,06
22	-0,08	-0,09	-0,1	-0,11	-0,1	-0,09	-0,09	-0,11	-0,12	-0,14	-0,12	-0,12
23	-0,13	-0,16	-0,18	-0,21	-0,21	-0,2	-0,19	-0,19	-0,18	-0,18	-0,16	-0,16
24	-0,18	-0,22	-0,25	-0,27	-0,28	-0,28	-0,27	-0,24	-0,23	-0,23	-0,2	-0,2

Tabella 6.5 – Coefficienti p_h per le regioni italiane della zona B

6.6.Valutazione economica del riscaldamento degli ambienti

Al fine di identificare la convenienza nell'adozione di una pompa di calore aria - acqua ad anidride carbonica per il riscaldamento degli ambienti, si è sviluppata una valutazione economica confrontando tale sistema con un pompa di calore aria - acqua operante ad R410a e una caldaia a condensazione caratterizzata da rendimento pari ad 1,05, valutato in funzione del potere calorifico inferiore.

6.6.1.Condizioni di contorno

Sfruttando i dati forniti dalla normativa UNITS 11300-4:2012 si è calcolato il fabbisogno energetico di un edificio tipo, considerando come condizioni di contorno le potenze termiche necessarie ad un edificio caratterizzato da una classe energetica A nella città di Milano.

Le condizioni determinate sono le seguenti:

Temperatura minima di progetto	-5,0	°C
Potenza richiesta alla temperatura minima di progetto	12,0	kW
Temperatura ambiente di progetto INVERNALE	20,0	°C

Regolazione climatica INVERNALE	1	2	
Temperatura aria esterna	7,0	-5,0	°C
Temperatura di mandata	45,0	45,0	°C

Tabella 6.6 – Condizioni di contorno

Considerando un intervallo di temperature compreso fra i -20°C e i +16°C e le condizioni di contorno, si è calcolata la potenza richiesta all'edificio tramite interpolazione.

Tendendo conto di quanto disposto dalla normativa UNITS 11300-4:2012 sopra riportata, si è determinato il numero di ore totali all'interno delle quali si presenta ciascuna temperatura durante l'anno.

Si può, quindi, determinare l'energia richiesta dall'edificio su base annua per ogni singola temperatura.

Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta		Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]		T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]
-20,0	0	19,2	0		-1,0	31	10,1	312
-19,0	0	18,7	0		0,0	279	9,6	2678
-18,0	0	18,2	0		1,0	447	9,1	4077
-17,0	0	17,8	0		2,0	453	8,6	3914
-16,0	0	17,3	0		3,0	267	8,2	2179
-15,0	0	16,8	0		4,0	242	7,7	1859
-14,0	0	16,3	0		5,0	273	7,2	1966
-13,0	0	15,8	0		6,0	484	6,7	3252
-12,0	0	15,4	0		7,0	385	6,2	2402
-11,0	0	14,9	0		8,0	152	5,8	876
-10,0	0	14,4	0		9,0	242	5,3	1278
-9,0	0	13,9	0		10,0	212	4,8	1018
-8,0	0	13,4	0		11,0	365	4,3	1577
-7,0	0	13,0	0		12,0	369	3,8	1417
-6,0	0	12,5	0		13,0	371	3,4	1247
-5,0	0	12,0	0		14,0	215	2,9	619
-4,0	0	11,5	0		15,0	154	2,4	370
-3,0	0	11,0	0		16,0	214	1,9	411
-2,0	0	10,6	0					

Tabella 6.7 – Richiesta energetica dell'edificio in funzione della temperatura (Milano)

6.6.2.Caso A: Pompa di calore operante ad R410a

Considerata una pompa di calore aria – acqua, prodotta da Ferroli S.p.A operante ad R410a, mediante l'impiego di un datasheet si sono determinate le potenze rese e le potenze assorbite dalla macchina tramite un'equazione di ottavo grado definita per mezzo di interpolazione polinomiale¹ in funzione della temperatura di bulbo umido dell'aria esterna (vedi tabella 8).

¹ Tale equazione non viene riportata in quanto facente parte del segreto industriale di Ferroli s.p.a.

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	Potenza fornita [kW]	Potenza assorbita [kW]	COP [-]	Energia fornibile [kWh]	Energia fornita [kWh]	Utilizzo pompa di calore [%]	Numero di ore funzionamento pompa [-]	Energia assorbita dalla pompa di calore [kWh]
-20	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	7,1	4,2	1,7	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	10,5	4,4	2,4	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	11	4,4	2,5	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	11,5	4,4	2,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0
0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	2963	2381	80%	199	884
1	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	2644	1979	75%	162	722
2	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	7138	4933	69%	395	1758
3	89%	2,3	13	4,5	2,91	5005	3142	63%	242	1079
4	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	3240	1836	57%	135	606
5	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3376	1721	51%	122	546
6	87%	5	14,6	4,5	3,24	6643	3064	46%	210	945
7	87%	6	15	4,5	3,33	6256	2608	42%	174	784
8	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	2723	1025	38%	67	302
9	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	3325	1125	34%	72	325
10	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	3853	1162	30%	73	330
11	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	5419	1443	27%	89	403
12	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	6098	1417	23%	86	389
13	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	4677	934	20%	56	252
14	80%	12	17,1	4,5	3,77	4759	801	17%	47	213
15	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	3743	516	14%	30	135
16	78%	13,7	17,7	4,6	3,88	2708	294	11%	17	76

Tabella 6.8 – Dati relativi alla pompa di calore aria - acqua operante ad R410a considerata per il confronto (Milano)

6.6.3.Caso B: Pompa di calore ad anidride carbonica

Per analizzare il consumo energetico di una pompa di calore ad anidride carbonica, si è considerato come riferimento un macchinario realizzato da un'azienda concorrente di Ferroli S.p.A.

Come nel caso precedente, per determinare la potenza assorbita e la potenza resa è stato necessario implementare mediante interpolazione polinomiale una funzione che dipende dalla temperatura esterna dell'aria.

T[°C]	Pterm [kW]	Pass [kW]	COP
-30	3,51	2,69	1,31
-25	3,90	2,89	1,35
-20	4,18	2,99	1,40
-15	4,50	3,09	1,46
-10	4,90	3,23	1,52
-5	5,30	3,33	1,59
0	5,46	3,37	1,62
5	6,04	3,44	1,76
10	6,98	3,5	1,99
20	9,50	3,86	2,46

Tabella 6.9 – Potenza termica, potenza assorbita e COP della pompa di calore a CO₂ in funzione della temperatura dell'aria esterna

Interpolando i valori della temperatura con le relative potenze sono estrapolate le seguenti equazioni:

- potenza resa: $y = -2E-08x^6 - 6E-07x^5 + 4E-06x^4 + 0,0004x^3 + 0,004x^2 + 0,0676x + 5,5223$

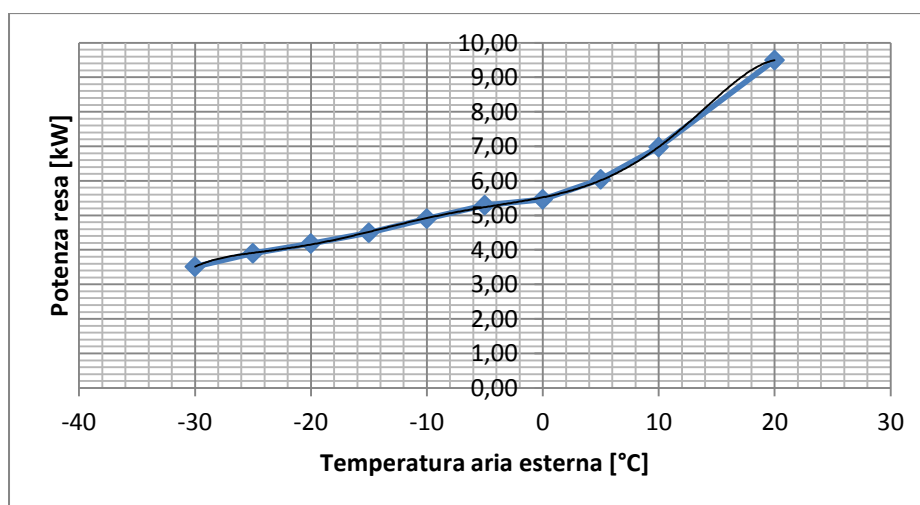


Figura 6.6 – Andamento della potenza resa in funzione della temperatura dell'aria esterna

- Potenza assorbita: $y = -3E-09x^6 - 6E-08x^5 + 2E-06x^4 + 6E-05x^3 - 0,0004x^2 + 0,0089x + 3,3856$

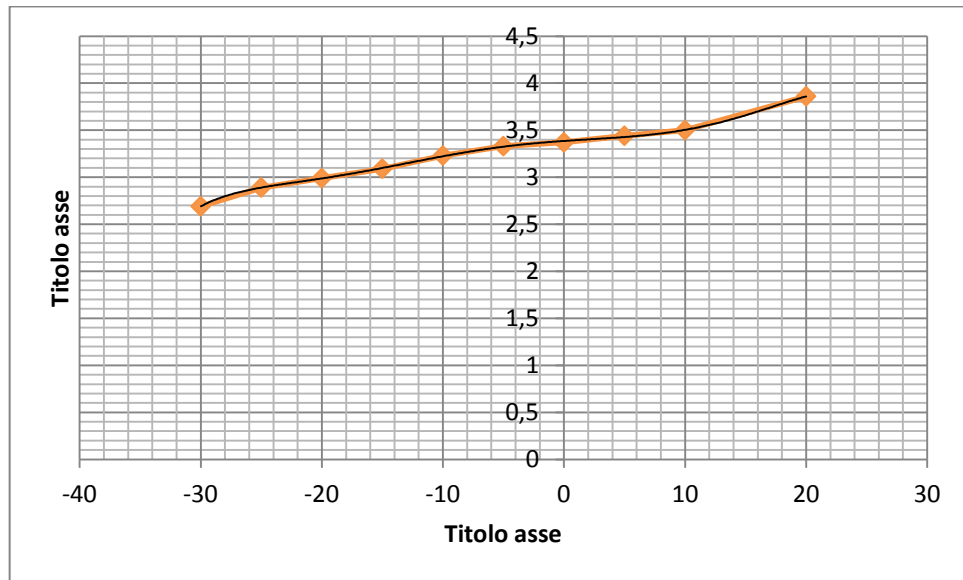


Figura 6.7 – Andamento della potenza assorbita in funzione della temperatura dell'aria esterna

In base a ciascuna temperatura dell'aria esterna considerata, sostituendo tale valore alla variabile x delle equazioni, è possibile determinare le potenze rese e assorbite e quindi anche i COP della macchina.

Successivamente si è verificato se la pompa di calore è in grado di soddisfare il fabbisogno energetico dell'edificio, considerando la potenza richiesta al variare della temperatura dell'aria esterna e il numero di ore durante l'anno alle quali è registrata ciascuna temperatura.

Come visibile dalla tabella 10, la pompa di calore ad anidride carbonica non è in grado di soddisfare pienamente la richiesta energetica dell'edificio, per cui è necessario affiancare al sistema una caldaia a condensazione con rendimento, misurato in funzione del potere calorifico inferiore, pari a 1,05.

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R744							
			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	-	0	0
-19	90%	-19,2	4	2,9	1,36	0	0	-	0	0
-18	90%	-18,2	4,1	3	1,39	0	0	-	0	0
-17	90%	-17,2	4,2	3	1,42	0	0	-	0	0
-16	90%	-16,2	4,4	3	1,44	0	0	-	0	0
-15	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	-	0	0
-14	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	-	0	0
-13	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	-	0	0
-12	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	-	0	0
-11	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	-	0	0
-10	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	-	0	0
-9	90%	-9,3	5	3,2	1,54	0	0	-	0	0
-8	90%	-8,3	5	3,3	1,55	0	0	-	0	0
-7	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	-	0	0
-6	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-5	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-4	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	-	0	0
-3	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	-	0	0
-2	90%	-2,5	5,4	3,4	1,6	0	0	-	0	0
-1	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	-	0	0
0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	1361	1361	100%	248	837
1	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	1204	1204	100%	217	734
2	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	3208	3208	100%	571	1936
3	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	2195	2195	100%	385	1309
4	88%	3,2	5,8	3,4	1,7	1384	1384	100%	239	814
5	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	1410	1410	100%	239	816
6	87%	5	6	3,4	1,76	2744	2744	100%	456	1561
7	87%	6	6,2	3,4	1,79	2574	2574	100%	418	1435
8	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	1122	1025	91%	163	560
9	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1378	1125	82%	174	601
10	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	1608	1162	72%	175	607
11	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2284	1443	63%	211	736
12	82%	10,3	7	3,5	2,01	2599	1417	55%	201	706
13	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2018	934	46%	129	454
14	80%	12	7,5	3,6	2,11	2081	801	38%	107	380
15	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	1659	516	31%	67	239
16	78%	13,7	7,9	3,6	2,21	1216	294	24%	37	133

Tabella 6.10 – Dati relativi alla pompa di calore aria-acqua operante ad R744 considerata per il confronto (Milano)

6.6.4.Caso C: Caldaia a condensazione

Il fabbisogno energetico all'interno degli edifici, tradizionalmente, viene garantito da una caldaia, la quale mediante la combustione del gas metano riscalda l'acqua di alimentazione dei sistemi di distribuzione del calore.

Sulla base del potere calorifico del metano e della richiesta energetica dell'edificio, definita anche in questo caso in funzione della temperatura esterna dell'aria, è possibile determinare il numero di Nm³ di gas impiegati durante l'anno.

Va ricordato che, quando si tratta del riscaldamento degli ambienti, la potenza richiesta alla caldaia è notevolmente inferiore a quella massima che solitamente è sfruttata per la produzione istantanea di acqua calda sanitaria.

E' per questo motivo che il fabbisogno termico dell'edificio viene sempre garantito a differenza dei casi precedenti.

L'energia termica richiesta alla caldaia è definita in base alla relazione:

$$E = \frac{P_{edificio} * 3600}{\eta_{caldaia}} * PCI$$

dove PCI=36,4 [MJ/Nm³]

Taria esterna	Numero di ore	Potenza richiesta dall'impianto	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita dalla caldaia
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]	[Nm ³]
-20,0	0	19,2	0	0,00
-19,0	0	18,7	0	0,00
-18,0	0	18,2	0	0,00
-17,0	0	17,8	0	0,00
-16,0	0	17,3	0	0,00
-15,0	0	16,8	0	0,00
-14,0	0	16,3	0	0,00
-13,0	0	15,8	0	0,00
-12,0	0	15,4	0	0,00
-11,0	0	14,9	0	0,00
-10,0	0	14,4	0	0,00
-9,0	0	13,9	0	0,00
-8,0	0	13,4	0	0,00
-7,0	0	13,0	0	0,00
-6,0	0	12,5	0	0,00
-5,0	0	12,0	0	0,00
-4,0	0	11,5	0	0,00
-3,0	0	11,0	0	0,00
-2,0	0	10,6	0	0,00
-1,0	0	10,1	0	0,00
0,0	248	9,6	2381	224,25
1,0	217	9,1	1979	186,41
2,0	571	8,6	4933	464,69
3,0	385	8,2	3142	295,91
4,0	239	7,7	1836	172,89
5,0	239	7,2	1721	162,08
6,0	456	6,7	3064	288,63
7,0	418	6,2	2608	245,68
8,0	178	5,8	1025	96,57
9,0	213	5,3	1125	105,93
10,0	242	4,8	1162	109,41
11,0	334	4,3	1443	135,91
12,0	369	3,8	1417	133,47
13,0	278	3,4	934	87,98
14,0	278	2,9	801	75,41
15,0	215	2,4	516	48,60
16,0	153	1,9	294	27,67

Tabella 6.11 – Dati relativi alla caldaia considerata per il confronto (Milano)

6.6.5. Confronto economico fra le tre soluzioni

Una volta definita la richiesta energetica della macchina per soddisfare il fabbisogno termico dell'edificio e considerate le tariffe relative al consumo di energia elettrica (per la pompa di calore) e del gas (per la caldaia), si sono stimati i costi totali annui di esercizio di ciascuna alternativa tralasciando i costi d'investimento.

Costo energia elettrica	0,300	€/kWh
Costo metano	0,950	€/Nm ³

Tabella 6.12 – Costi del gas e dell'elettricità considerati²

² Dati utilizzati da Ferroli S.p.A. per le proprie stime

TOTALE POMPA R410a				
Taria esterna	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	2381	100%	0%	€ 265
1,0	1979	100%	0%	€ 217
2,0	4933	100%	0%	€ 527
3,0	3142	100%	0%	€ 324
4,0	1836	100%	0%	€ 182
5,0	1721	100%	0%	€ 164
6,0	3064	100%	0%	€ 283
7,0	2608	100%	0%	€ 235
8,0	1025	100%	0%	€ 91
9,0	1125	100%	0%	€ 98
10,0	1162	100%	0%	€ 99
11,0	1443	100%	0%	€ 121
12,0	1417	100%	0%	€ 117
13,0	934	100%	0%	€ 76
14,0	801	100%	0%	€ 64
15,0	516	100%	0%	€ 40
16,0	294	100%	0%	€ 23
TOT	30380	100%	0%	€ 2.924

Tabella 6.13 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R410a (Milano)

TOTALE POMPA R744 + CALAIA				
Taria esterna	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	2381	57%	43%	€ 342
1,0	1979	61%	39%	€ 290
2,0	4933	65%	35%	€ 735
3,0	3142	70%	30%	€ 477
4,0	1836	75%	25%	€ 285
5,0	1721	82%	18%	€ 273
6,0	3064	90%	10%	€ 497
7,0	2608	99%	1%	€ 434
8,0	1025	100%	0%	€ 168
9,0	1125	100%	0%	€ 180
10,0	1162	100%	0%	€ 182
11,0	1443	100%	0%	€ 221
12,0	1417	100%	0%	€ 212
13,0	934	100%	0%	€ 136
14,0	801	100%	0%	€ 114
15,0	516	100%	0%	€ 72
16,0	294	100%	0%	€ 40
TOT	30380	82%	18%	€ 4.657

Tabella 6.14 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R744 (Milano)

TOTALE CALDAIA				
Taria esterna	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita dalla caldaia	Numero di Nm3	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[kWh]	Nm ³	[€]
-20,0	0	0	0	€ 0
-19,0	0	0	0	€ 0
-18,0	0	0	0	€ 0
-17,0	0	0	0	€ 0
-16,0	0	0	0	€ 0
-15,0	0	0	0	€ 0
-14,0	0	0	0	€ 0
-13,0	0	0	0	€ 0
-12,0	0	0	0	€ 0
-11,0	0	0	0	€ 0
-10,0	0	0	0	€ 0
-9,0	0	0	0	€ 0
-8,0	0	0	0	€ 0
-7,0	0	0	0	€ 0
-6,0	0	0	0	€ 0
-5,0	0	0	0	€ 0
-4,0	0	0	0	€ 0
-3,0	0	0	0	€ 0
-2,0	0	0	0	€ 0
-1,0	0	0	0	€ 0
0,0	2381	2381	224	€ 213
1,0	1979	1979	186	€ 177
2,0	4933	4933	465	€ 441
3,0	3142	3142	296	€ 281
4,0	1836	1836	173	€ 164
5,0	1721	1721	162	€ 154
6,0	3064	3064	289	€ 274
7,0	2608	2608	246	€ 233
8,0	1025	1025	97	€ 92
9,0	1125	1125	106	€ 101
10,0	1162	1162	109	€ 104
11,0	1443	1443	136	€ 129
12,0	1417	1417	133	€ 127
13,0	934	934	88	€ 84
14,0	801	801	75	€ 72
15,0	516	516	49	€ 46
16,0	294	294	28	€ 26
TOT	30380	30380	2862	€ 2.718

Tabella 6.15 – Costo energetico relativo alla caldaia (Milano)

Confrontando i valori totali riferiti al costo energetico di ciascuna soluzione analizzata, si identifica la convenienza nell'utilizzo della pompa di calore ad R410a.

Per la soluzione ad anidride carbonica non c'è una particolare convenienza, in quanto, lavorando con differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita pari a 5°C, il coefficiente di performance risulta molto basso e quindi all'elevato assorbimento energetico non corrisponde un'adeguata resa termica.

Va infine fatto notare che il funzionamento di tale pompa spesso deve essere affiancato a quello della caldaia.

6.6.6. Valutazione economica in alcune città italiane

Al fine di tener conto delle differenze climatiche caratteristiche della penisola italiana, si è sviluppata una valutazione analoga per le città di Vicenza, Bologna, Roma.

Roma

Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta	Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]	T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]
-20,0	0	19,2	0	-1,0	0	10,1	0
-19,0	0	18,7	0	0,0	0	9,6	0
-18,0	0	18,2	0	1,0	0	9,1	0
-17,0	0	17,8	0	2,0	0	8,6	0
-16,0	0	17,3	0	3,0	0	8,2	0
-15,0	0	16,8	0	4,0	0	7,7	0
-14,0	0	16,3	0	5,0	214	7,2	1541
-13,0	0	15,8	0	6,0	385	6,7	2587
-12,0	0	15,4	0	7,0	453	6,2	2827
-11,0	0	14,9	0	8,0	428	5,8	2465
-10,0	0	14,4	0	9,0	273	5,3	1441
-9,0	0	13,9	0	10,0	451	4,8	2165
-8,0	0	13,4	0	11,0	484	4,3	2091
-7,0	0	13,0	0	12,0	450	3,8	1728
-6,0	0	12,5	0	13,0	329	3,4	1105
-5,0	0	12,0	0	14,0	430	2,9	1238
-4,0	0	11,5	0	15,0	401	2,4	962
-3,0	0	11,0	0	16,0	368	1,9	707
-2,0	0	10,6	0				

Tabella 6.16 – Richiesta energetica dell'edificio in funzione della temperatura (Roma)

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	7,1	4,2	1,7	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	10,5	4,4	2,4	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	11	4,4	2,5	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	11,5	4,4	2,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0
0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	0	0	0%	0	0
1	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	0	0	0%	0	0
2	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	0	0	0%	0	0
3	89%	2,3	13	4,5	2,91	0	0	0%	0	0
4	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	0	0	0%	0	0
5	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3023	1541	51%	109	489
6	87%	5	14,6	4,5	3,24	5609	2587	46%	178	798
7	87%	6	15	4,5	3,33	6780	2827	42%	189	850
8	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	6547	2465	38%	161	726
9	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	4262	1441	34%	92	417
10	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	7180	2165	30%	136	615
11	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	7853	2091	27%	129	583
12	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	7437	1728	23%	105	474
13	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	5535	1105	20%	66	298
14	80%	12	17,1	4,5	3,77	7362	1238	17%	72	329
15	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	6982	962	14%	55	252
16	78%	13,7	17,7	4,6	3,88	6513	707	11%	40	182

Tabella 6.17 – Dati relativi alla pompa di calore aria-acqua operante ad R410a considerata per il confronto (Roma)

Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R744										
Taria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	4	2,9	1,36	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	4,1	3	1,39	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	4,2	3	1,42	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	4,4	3	1,44	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	5	3,2	1,54	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	5	3,3	1,55	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	5,4	3,4	1,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	0%	0	0
0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	0	0	0%	0	0
1	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	0	0	0%	0	0
2	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	0	0	0%	0	0
3	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	0	0	0%	0	0
4	88%	3,2	5,8	3,4	1,7	0	0	0%	0	0
5	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	915	915	100%	155	529
6	87%	5	6	3,4	1,76	2876	2876	100%	478	1636
7	87%	6	6,2	3,4	1,79	2217	2217	100%	360	1236
8	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	3071	2805	91%	445	1533
9	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1947	1589	82%	246	850
10	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	2599	1877	72%	282	981
11	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	3529	2229	63%	326	1137
12	82%	10,3	7	3,5	2,01	2972	1620	55%	230	807
13	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2592	1200	46%	165	583
14	80%	12	7,5	3,6	2,11	3226	1241	38%	166	589
15	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	3317	1032	31%	134	478
16	78%	13,7	7,9	3,6	2,21	2686	649	24%	82	294

Tabella 6.18 – Dati relativi alla pompa di calore aria-acqua operante ad R744 considerata per il confronto (Roma)

Temperatura aria esterna	Numero di ore	Potenza richiesta dall'impianto	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita alla caldaia
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]	[Nm ³]
-20,0	0	19,2	0	0,00
-19,0	0	18,7	0	0,00
-18,0	0	18,2	0	0,00
-17,0	0	17,8	0	0,00
-16,0	0	17,3	0	0,00
-15,0	0	16,8	0	0,00
-14,0	0	16,3	0	0,00
-13,0	0	15,8	0	0,00
-12,0	0	15,4	0	0,00
-11,0	0	14,9	0	0,00
-10,0	0	14,4	0	0,00
-9,0	0	13,9	0	0,00
-8,0	0	13,4	0	0,00
-7,0	0	13,0	0	0,00
-6,0	0	12,5	0	0,00
-5,0	0	12,0	0	0,00
-4,0	0	11,5	0	0,00
-3,0	0	11,0	0	0,00
-2,0	0	10,6	0	0,00
-1,0	0	10,1	0	0,00
0,0	0	9,6	0	0,00
1,0	0	9,1	0	0,00
2,0	0	8,6	0	0,00
3,0	0	8,2	0	0,00
4,0	0	7,7	0	0,00
5,0	214	7,2	1541	145,13
6,0	385	6,7	2587	243,69
7,0	453	6,2	2827	266,25
8,0	428	5,8	2465	232,21
9,0	273	5,3	1441	135,77
10,0	451	4,8	2165	203,91
11,0	484	4,3	2091	196,94
12,0	450	3,8	1728	162,76
13,0	329	3,4	1105	104,12
14,0	430	2,9	1238	116,65
15,0	401	2,4	962	90,65
16,0	368	1,9	707	66,55

Tabella 6.19 – Dati relativi alla caldaia considerata per il confronto (Roma)

TOTALE POMPA R410a				
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	0	0%	0%	€ 0
1,0	0	0%	0%	€ 0
2,0	0	0%	0%	€ 0
3,0	0	0%	0%	€ 0
4,0	0	0%	0%	€ 0
5,0	1541	100%	0%	€ 147
6,0	2587	100%	0%	€ 239
7,0	2827	100%	0%	€ 255
8,0	2465	100%	0%	€ 218
9,0	1441	100%	0%	€ 125
10,0	2165	100%	0%	€ 184
11,0	2091	100%	0%	€ 175
12,0	1728	100%	0%	€ 142
13,0	1105	100%	0%	€ 89
14,0	1238	100%	0%	€ 99
15,0	962	100%	0%	€ 75
16,0	707	100%	0%	€ 55
TOT	20858	100%	0%	€ 1.804

Tabella 6.20 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R410a (Roma)

	TOTALE POMPA R744 + CALDAIA			
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	0	0%	0%	€ 0
1,0	0	0%	0%	€ 0
2,0	0	0%	0%	€ 0
3,0	0	0%	0%	€ 0
4,0	0	0%	0%	€ 0
5,0	1116	82%	18%	€ 177
6,0	3212	90%	10%	€ 521
7,0	2246	99%	1%	€ 373
8,0	2805	100%	0%	€ 460
9,0	1589	100%	0%	€ 255
10,0	1877	100%	0%	€ 294
11,0	2229	100%	0%	€ 341
12,0	1620	100%	0%	€ 242
13,0	1200	100%	0%	€ 175
14,0	1241	100%	0%	€ 177
15,0	1032	100%	0%	€ 144
16,0	649	100%	0%	€ 88
TOT	20817	97%	3%	€ 3.247

Tabella 6.21 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R744 (Roma)

	Totale Caldaia			
	Numero di ore	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita dalla caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[-]	[kWh]	[Nm ³]	[€]
-20,0	0	0	0,00	€ 0
-19,0	0	0	0,00	€ 0
-18,0	0	0	0,00	€ 0
-17,0	0	0	0,00	€ 0
-16,0	0	0	0,00	€ 0
-15,0	0	0	0,00	€ 0
-14,0	0	0	0,00	€ 0
-13,0	0	0	0,00	€ 0
-12,0	0	0	0,00	€ 0
-11,0	0	0	0,00	€ 0
-10,0	0	0	0,00	€ 0
-9,0	0	0	0,00	€ 0
-8,0	0	0	0,00	€ 0
-7,0	0	0	0,00	€ 0
-6,0	0	0	0,00	€ 0
-5,0	0	0	0,00	€ 0
-4,0	0	0	0,00	€ 0
-3,0	0	0	0,00	€ 0
-2,0	0	0	0,00	€ 0
-1,0	0	0	0,00	€ 0
0,0	0	0	0,00	€ 0
1,0	0	0	0,00	€ 0
2,0	0	0	0,00	€ 0
3,0	0	0	0,00	€ 0
4,0	0	0	0,00	€ 0
5,0	214	1541	145,13	€ 138
6,0	385	2587	243,69	€ 232
7,0	453	2827	266,25	€ 253
8,0	428	2465	232,21	€ 221
9,0	273	1441	135,77	€ 129
10,0	451	2165	203,91	€ 194
11,0	484	2091	196,94	€ 187
12,0	450	1728	162,76	€ 155
13,0	329	1105	104,12	€ 99
14,0	430	1238	116,65	€ 111
15,0	401	962	90,65	€ 86
16,0	368	707	66,55	€ 63
TOT	4666	20858	1965	€ 1.866

Tabella 6.22 – Costo energetico relativo alla caldaia (Roma)

Bologna

Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta		Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]		T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]
-20,0	0	19,2	0		-1,0	0	10,1	0
-19,0	0	18,7	0		0,0	31	9,6	298
-18,0	0	18,2	0		1,0	341	9,1	3110
-17,0	0	17,8	0		2,0	211	8,6	1823
-16,0	0	17,3	0		3,0	630	8,2	5141
-15,0	0	16,8	0		4,0	326	7,7	2504
-14,0	0	16,3	0		5,0	242	7,2	1742
-13,0	0	15,8	0		6,0	366	6,7	2460
-12,0	0	15,4	0		7,0	449	6,2	2802
-11,0	0	14,9	0		8,0	325	5,8	1872
-10,0	0	14,4	0		9,0	183	5,3	966
-9,0	0	13,9	0		10,0	91	4,8	437
-8,0	0	13,4	0		11,0	392	4,3	1693
-7,0	0	13,0	0		12,0	183	3,8	703
-6,0	0	12,5	0		13,0	400	3,4	1344
-5,0	0	12,0	0		14,0	309	2,9	890
-4,0	0	11,5	0		15,0	277	2,4	665
-3,0	0	11,0	0		16,0	215	1,9	413
-2,0	0	10,6	0					

Tabella 6.23 – Richiesta energetica dell'edificio in funzione della temperatura (Bologna)

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	7,1	4,2	1,7	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	10,5	4,4	2,4	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	11	4,4	2,5	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	11,5	4,4	2,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0
0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	370	298	80%	25	110
1	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	4155	3110	75%	255	1135
2	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	2638	1823	69%	146	650
3	89%	2,3	13	4,5	2,91	8190	5141	63%	395	1766
4	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	4419	2504	57%	185	826
5	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3419	1742	51%	123	553
6	87%	5	14,6	4,5	3,24	5332	2460	46%	169	758
7	87%	6	15	4,5	3,33	6720	2802	42%	187	842
8	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	4971	1872	38%	122	552
9	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	2857	966	34%	62	279
10	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	1449	437	30%	27	124
11	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	6360	1693	27%	104	473
12	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	3024	703	23%	43	193
13	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	6730	1344	20%	80	363
14	80%	12	17,1	4,5	3,77	5290	890	17%	52	236
15	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	4823	665	14%	38	174
16	78%	13,7	17,7	4,6	3,88	3805	413	11%	23	106

Tabella 6.24 – Dati relativi alla pompa di calore aria- acqua operante ad R410a considerata per il confronto (Bologna)

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R744							
			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	-	0	0
-19	90%	-19,2	4	2,9	1,36	0	0	-	0	0
-18	90%	-18,2	4,1	3	1,39	0	0	-	0	0
-17	90%	-17,2	4,2	3	1,42	0	0	-	0	0
-16	90%	-16,2	4,4	3	1,44	0	0	-	0	0
-15	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	-	0	0
-14	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	-	0	0
-13	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	-	0	0
-12	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	-	0	0
-11	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	-	0	0
-10	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	-	0	0
-9	90%	-9,3	5	3,2	1,54	0	0	-	0	0
-8	90%	-8,3	5	3,3	1,55	0	0	-	0	0
-7	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	-	0	0
-6	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-5	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-4	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	-	0	0
-3	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	-	0	0
-2	90%	-2,5	5,4	3,4	1,6	0	0	-	0	0
-1	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	-	0	0
0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	170	170	100%	31	105
1	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	1893	1893	100%	341	1154
2	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	1186	1186	100%	211	716
3	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	3593	3593	100%	630	2141
4	88%	3,2	5,8	3,4	1,7	1888	1888	100%	326	1110
5	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	1428	1428	100%	242	826
6	87%	5	6	3,4	1,76	2202	2202	100%	366	1253
7	87%	6	6,2	3,4	1,79	2765	2765	100%	449	1542
8	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	2049	1872	91%	297	1023
9	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1184	966	82%	149	517
10	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	605	437	72%	66	228
11	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2681	1693	63%	248	864
12	82%	10,3	7	3,5	2,01	1289	703	55%	100	350
13	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2904	1344	46%	185	653
14	80%	12	7,5	3,6	2,11	2313	890	38%	119	422
15	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	2137	665	31%	86	308
16	78%	13,7	7,9	3,6	2,21	1708	413	24%	52	187

Tabella 6.25 – Dati relativi alla pompa di calore aria- acqua operante ad R744 considerata per il confronto (Bologna)

Taria esterna	Numero di ore	Potenza richiesta dall'impianto	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita alla caldaia
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]	[Nm ³]
-20,0	0	19,2	0	0,00
-19,0	0	18,7	0	0,00
-18,0	0	18,2	0	0,00
-17,0	0	17,8	0	0,00
-16,0	0	17,3	0	0,00
-15,0	0	16,8	0	0,00
-14,0	0	16,3	0	0,00
-13,0	0	15,8	0	0,00
-12,0	0	15,4	0	0,00
-11,0	0	14,9	0	0,00
-10,0	0	14,4	0	0,00
-9,0	0	13,9	0	0,00
-8,0	0	13,4	0	0,00
-7,0	0	13,0	0	0,00
-6,0	0	12,5	0	0,00
-5,0	0	12,0	0	0,00
-4,0	0	11,5	0	0,00
-3,0	0	11,0	0	0,00
-2,0	0	10,6	0	0,00
-1,0	0	10,1	0	0,00
0,0	31	9,6	298	28,03
1,0	341	9,1	3110	292,93
2,0	211	8,6	1823	171,71
3,0	630	8,2	5141	484,22
4,0	326	7,7	2504	235,83
5,0	242	7,2	1742	164,12
6,0	366	6,7	2460	231,67
7,0	449	6,2	2802	263,90
8,0	325	5,8	1872	176,33
9,0	183	5,3	966	91,01
10,0	91	4,8	437	41,14
11,0	392	4,3	1693	159,51
12,0	183	3,8	703	66,19
13,0	400	3,4	1344	126,59
14,0	309	2,9	890	83,82
15,0	277	2,4	665	62,62
16,0	215	1,9	413	38,88

Tabella 6.26 – Dati relativi alla caldaia considerata per il confronto (Bologna)

	TOTALE POMPA R410a			
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	298	100%	0%	€ 33
1,0	3110	100%	0%	€ 340
2,0	1823	100%	0%	€ 195
3,0	5141	100%	0%	€ 530
4,0	2504	100%	0%	€ 248
5,0	1742	100%	0%	€ 166
6,0	2460	100%	0%	€ 227
7,0	2802	100%	0%	€ 253
8,0	1872	100%	0%	€ 165
9,0	966	100%	0%	€ 84
10,0	437	100%	0%	€ 37
11,0	1693	100%	0%	€ 142
12,0	703	100%	0%	€ 58
13,0	1344	100%	0%	€ 109
14,0	890	100%	0%	€ 71
15,0	665	100%	0%	€ 52
16,0	413	100%	0%	€ 32
TOT	28861	100%	0%	€ 2.742

Tabella 6.27 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R410a (Bologna)

TOTALE POMPA R744 + CALDAIA				
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	0	0%	0%	€ 0
0,0	298	57%	43%	€ 43
1,0	3110	61%	39%	€ 455
2,0	1823	65%	35%	€ 272
3,0	5141	70%	30%	€ 781
4,0	2504	75%	25%	€ 388
5,0	1742	82%	18%	€ 276
6,0	2460	90%	10%	€ 399
7,0	2802	99%	1%	€ 466
8,0	1872	100%	0%	€ 307
9,0	966	100%	0%	€ 155
10,0	437	100%	0%	€ 68
11,0	1693	100%	0%	€ 259
12,0	703	100%	0%	€ 105
13,0	1344	100%	0%	€ 196
14,0	890	100%	0%	€ 127
15,0	665	100%	0%	€ 92
16,0	413	100%	0%	€ 56
TOT	28861	84%	16%	€ 4.445

Tabella 6.28 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R744 (Bologna)

TOTALE CALDAIA				
	Numero di ore	Energia richiesta dall'impianto	Energia fornita dalla caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[-]	[kWh]	[Nm ³]	[€]
-20,0	0	0	0,00	€ 0
-19,0	0	0	0,00	€ 0
-18,0	0	0	0,00	€ 0
-17,0	0	0	0,00	€ 0
-16,0	0	0	0,00	€ 0
-15,0	0	0	0,00	€ 0
-14,0	0	0	0,00	€ 0
-13,0	0	0	0,00	€ 0
-12,0	0	0	0,00	€ 0
-11,0	0	0	0,00	€ 0
-10,0	0	0	0,00	€ 0
-9,0	0	0	0,00	€ 0
-8,0	0	0	0,00	€ 0
-7,0	0	0	0,00	€ 0
-6,0	0	0	0,00	€ 0
-5,0	0	0	0,00	€ 0
-4,0	0	0	0,00	€ 0
-3,0	0	0	0,00	€ 0
-2,0	0	0	0,00	€ 0
-1,0	0	0	0,00	€ 0
0,0	31	298	28,03	€ 27
1,0	341	3110	292,93	€ 278
2,0	211	1823	171,71	€ 163
3,0	630	5141	484,22	€ 460
4,0	326	2504	235,83	€ 224
5,0	242	1742	164,12	€ 156
6,0	366	2460	231,67	€ 220
7,0	449	2802	263,90	€ 251
8,0	325	1872	176,33	€ 168
9,0	183	966	91,01	€ 86
10,0	91	437	41,14	€ 39
11,0	392	1693	159,51	€ 152
12,0	183	703	66,19	€ 63
13,0	400	1344	126,59	€ 120
14,0	309	890	83,82	€ 80
15,0	277	665	62,62	€ 59
16,0	215	413	38,88	€ 37
TOT	4971	28861	2719	€ 2.583

Tabella 6.29 – Costo energetico relativo alla caldaia (Bologna)

Vicenza

Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta		Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]		T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]
-20,0	0	19,2	0		-1,0	31	10,1	312
-19,0	0	18,7	0		0,0	245	9,6	2352
-18,0	0	18,2	0		1,0	419	9,1	3821
-17,0	0	17,8	0		2,0	301	8,6	2601
-16,0	0	17,3	0		3,0	298	8,2	2432
-15,0	0	16,8	0		4,0	214	7,7	1644
-14,0	0	16,3	0		5,0	393	7,2	2830
-13,0	0	15,8	0		6,0	392	6,7	2634
-12,0	0	15,4	0		7,0	245	6,2	1529
-11,0	0	14,9	0		8,0	421	5,8	2425
-10,0	0	14,4	0		9,0	357	5,3	1885
-9,0	0	13,9	0		10,0	275	4,8	1320
-8,0	0	13,4	0		11,0	337	4,3	1456
-7,0	0	13,0	0		12,0	247	3,8	948
-6,0	0	12,5	0		13,0	336	3,4	1129
-5,0	0	12,0	0		14,0	307	2,9	884
-4,0	0	11,5	0		15,0	211	2,4	506
-3,0	0	11,0	0		16,0	364	1,9	699
-2,0	0	10,6	0					

Tabella 6.30 – Richiesta energetica dell'edificio in funzione della temperatura (Vicenza)

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa	Energia assorbita dalla pompa di calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	7,1	4,2	1,7	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	10,5	4,4	2,4	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	11	4,4	2,5	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	11,5	4,4	2,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	363	312	86%	27	118
0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	2927	2352	80%	197	873
1	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	5105	3821	75%	314	1394
2	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	3763	2601	69%	208	927
3	89%	2,3	13	4,5	2,91	3874	2432	63%	187	835
4	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	2901	1644	57%	121	542
5	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	5552	2830	51%	200	898
6	87%	5	14,6	4,5	3,24	5710	2634	46%	181	812
7	87%	6	15	4,5	3,33	3667	1529	42%	102	460
8	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	6440	2425	38%	159	715
9	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	5574	1885	34%	121	545
10	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	4378	1320	30%	83	375
11	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	5468	1456	27%	90	406
12	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	4082	948	23%	57	260
13	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	5653	1129	20%	67	305
14	80%	12	17,1	4,5	3,77	5256	884	17%	52	235
15	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	3674	506	14%	29	132
16	78%	13,7	17,7	4,6	3,88	6443	699	11%	39	180

Tabella 6.31 – Dati relativi alla pompa di calore aria-acqua operante ad R410a considerata per il confronto (Vicenza)

Taria esterna			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R744							
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	Potenza fornita [kW]	Potenza assorbita [kW]	COP [-]	Energia fornibile [kWh]	Energia fornita [kWh]	Utilizzo pompa di calore [%]	Numero di ore funzionamento pompa [-]	Energia assorbita dalla pompa di calore [kWh]
-20	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	0%	0	0
-19	90%	-19,2	4	2,9	1,36	0	0	0%	0	0
-18	90%	-18,2	4,1	3	1,39	0	0	0%	0	0
-17	90%	-17,2	4,2	3	1,42	0	0	0%	0	0
-16	90%	-16,2	4,4	3	1,44	0	0	0%	0	0
-15	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	0%	0	0
-14	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	0%	0	0
-13	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	0%	0	0
-12	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	0%	0	0
-11	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	0%	0	0
-10	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	0%	0	0
-9	90%	-9,3	5	3,2	1,54	0	0	0%	0	0
-8	90%	-8,3	5	3,3	1,55	0	0	0%	0	0
-7	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	0%	0	0
-6	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-5	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-4	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	0%	0	0
-3	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	0%	0	0
-2	90%	-2,5	5,4	3,4	1,6	0	0	0%	0	0
-1	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	168	168	100%	31	104
0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	1344	1344	100%	245	827
1	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	2326	2326	100%	419	1418
2	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	1691	1691	100%	301	1021
3	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	1699	1699	100%	298	1013
4	88%	3,2	5,8	3,4	1,7	1239	1239	100%	214	729
5	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	2319	2319	100%	393	1342
6	87%	5	6	3,4	1,76	2359	2359	100%	392	1342
7	87%	6	6,2	3,4	1,79	1509	1509	100%	245	841
8	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	2655	2425	91%	385	1325
9	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	2309	1885	82%	291	1008
10	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	1828	1320	72%	199	690
11	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2305	1456	63%	213	743
12	82%	10,3	7	3,5	2,01	1740	948	55%	135	472
13	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2439	1129	46%	156	549
14	80%	12	7,5	3,6	2,11	2298	884	38%	118	420
15	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	1628	506	31%	66	235
16	78%	13,7	7,9	3,6	2,21	2892	699	24%	88	317

Tabella 6.32 – Dati relativi alla pompa di calore aria-acqua operante ad R744 considerata per il confronto (Vicenza)

Taria esterna	Numero ore	Potenza richiesta	Energia richiesta	Energia fornita alla caldaia
T b.s. [°C]	[-]	[kW]	[kWh]	[Nm ³]
-20,0	0	19,2	0	0,00
-19,0	0	18,7	0	0,00
-18,0	0	18,2	0	0,00
-17,0	0	17,8	0	0,00
-16,0	0	17,3	0	0,00
-15,0	0	16,8	0	0,00
-14,0	0	16,3	0	0,00
-13,0	0	15,8	0	0,00
-12,0	0	15,4	0	0,00
-11,0	0	14,9	0	0,00
-10,0	0	14,4	0	0,00
-9,0	0	13,9	0	0,00
-8,0	0	13,4	0	0,00
-7,0	0	13,0	0	0,00
-6,0	0	12,5	0	0,00
-5,0	0	12,0	0	0,00
-4,0	0	11,5	0	0,00
-3,0	0	11,0	0	0,00
-2,0	0	10,6	0	0,00
-1,0	31	10,1	312	29,43
0,0	245	9,6	2352	221,54
1,0	419	9,1	3821	359,93
2,0	301	8,6	2601	244,96
3,0	298	8,2	2432	229,04
4,0	214	7,7	1644	154,81
5,0	393	7,2	2830	266,52
6,0	392	6,7	2634	248,12
7,0	245	6,2	1529	144,00
8,0	421	5,8	2425	228,41
9,0	357	5,3	1885	177,55
10,0	275	4,8	1320	124,33
11,0	337	4,3	1456	137,13
12,0	247	3,8	948	89,34
13,0	336	3,4	1129	106,34
14,0	307	2,9	884	83,28
15,0	211	2,4	506	47,70
16,0	364	1,9	699	65,83

Tabella 6.33 – Dati relativi alla caldaia considerata per il confronto (Vicenza)

TOTALE POMPA R410a				
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	312	100%	0%	€ 35
0,0	2352	100%	0%	€ 262
1,0	3821	100%	0%	€ 418
2,0	2601	100%	0%	€ 278
3,0	2432	100%	0%	€ 251
4,0	1644	100%	0%	€ 163
5,0	2830	100%	0%	€ 269
6,0	2634	100%	0%	€ 244
7,0	1529	100%	0%	€ 138
8,0	2425	100%	0%	€ 214
9,0	1885	100%	0%	€ 164
10,0	1320	100%	0%	€ 112
11,0	1456	100%	0%	€ 122
12,0	948	100%	0%	€ 78
13,0	1129	100%	0%	€ 91
14,0	884	100%	0%	€ 70
15,0	506	100%	0%	€ 40
16,0	699	100%	0%	€ 54
TOT	31407	100%	0%	€ 3.004

Tabella 6.34 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R410a (Vicenza)

	TOTALE POMPA R744 + CALDAIA			
	Energia fornita	Copertura della richiesta tramite pompa di calore	Copertura della richiesta tramite caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[kWh]	[%]	[%]	[€]
-20,0	0	0%	0%	€ 0
-19,0	0	0%	0%	€ 0
-18,0	0	0%	0%	€ 0
-17,0	0	0%	0%	€ 0
-16,0	0	0%	0%	€ 0
-15,0	0	0%	0%	€ 0
-14,0	0	0%	0%	€ 0
-13,0	0	0%	0%	€ 0
-12,0	0	0%	0%	€ 0
-11,0	0	0%	0%	€ 0
-10,0	0	0%	0%	€ 0
-9,0	0	0%	0%	€ 0
-8,0	0	0%	0%	€ 0
-7,0	0	0%	0%	€ 0
-6,0	0	0%	0%	€ 0
-5,0	0	0%	0%	€ 0
-4,0	0	0%	0%	€ 0
-3,0	0	0%	0%	€ 0
-2,0	0	0%	0%	€ 0
-1,0	312	54%	46%	€ 44
0,0	2352	57%	43%	€ 338
1,0	3821	61%	39%	€ 559
2,0	2601	65%	35%	€ 388
3,0	2432	70%	30%	€ 369
4,0	1644	75%	25%	€ 255
5,0	2830	82%	18%	€ 448
6,0	2634	90%	10%	€ 427
7,0	1529	99%	1%	€ 254
8,0	2425	100%	0%	€ 397
9,0	1885	100%	0%	€ 302
10,0	1320	100%	0%	€ 207
11,0	1456	100%	0%	€ 223
12,0	948	100%	0%	€ 142
13,0	1129	100%	0%	€ 165
14,0	884	100%	0%	€ 126
15,0	506	100%	0%	€ 70
16,0	699	100%	0%	€ 95
TOT	31407	82%	18%	€ 4.810

Tabella 6.35 – Costo energetico relativo alla pompa di calore ad R744 (Vicenza)

	TOTALE CALDAIA			
	Numero ore	Energia richiesta	Energia fornita alla caldaia	Costo dell'energia assorbita
T b.s. [°C]	[-]	[kWh]	[Nm3]	[€]
-20,0	0	0,0	0	0,00
-19,0	0	0,0	0	0,00
-18,0	0	0,0	0	0,00
-17,0	0	0,0	0	0,00
-16,0	0	0,0	0	0,00
-15,0	0	0,0	0	0,00
-14,0	0	0,0	0	0,00
-13,0	0	0,0	0	0,00
-12,0	0	0,0	0	0,00
-11,0	0	0,0	0	0,00
-10,0	0	0,0	0	0,00
-9,0	0	0,0	0	0,00
-8,0	0	0,0	0	0,00
-7,0	0	0,0	0	0,00
-6,0	0	0,0	0	0,00
-5,0	0	0,0	0	0,00
-4,0	0	0,0	0	0,00
-3,0	0	0,0	0	0,00
-2,0	0	0,0	0	0,00
-1,0	31	312,5	29	27,96
0,0	245	2352,0	222	210,46
1,0	419	3821,3	360	341,94
2,0	301	2600,6	245	232,71
3,0	298	2431,7	229	217,59
4,0	214	1643,5	155	147,07
5,0	393	2829,6	267	253,20
6,0	392	2634,2	248	235,72
7,0	245	1528,8	144	136,80
8,0	421	2425,0	228	216,99
9,0	357	1885,0	178	168,67
10,0	275	1320,0	124	118,12
11,0	337	1455,8	137	130,27
12,0	247	948,5	89	84,87
13,0	336	1129,0	106	101,02
14,0	307	884,2	83	79,12
15,0	211	506,4	48	45,31
16,0	364	698,9	66	62,54
TOT	5393	31407	2958	2810

Tabella 6.36 – Costo energetico relativo alla caldaia (Vicenza)

Riassumendo graficamente i costi per le varie zone risulta:

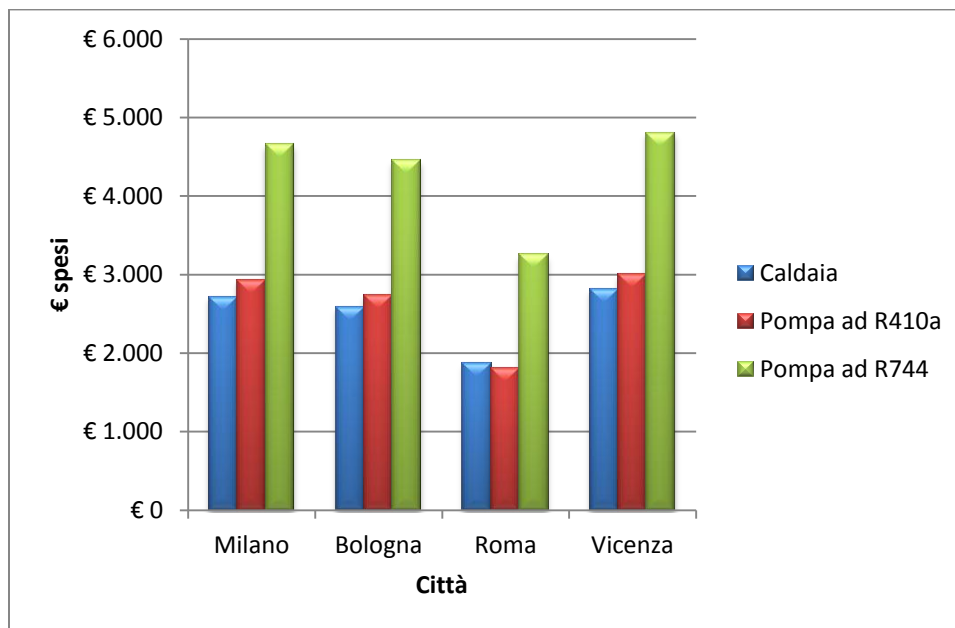


Figura 6.8 – Riassunto grafico del costo delle varie soluzioni per ogni città

Mentre caldaia e pompa di calore ad R410a si equivalgono, la pompa di calore ad anidride carbonica presenta costi di consumo energetico nettamente superiori alle due alternative precedenti.

Ciò è legato al fatto che durante la produzione di acqua per il riscaldamento domestico, la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler è elevata il che porta ad un calo vertiginoso nelle prestazioni della macchina a CO₂.

6.7. Valutazione economica del riscaldamento dell'acqua sanitaria

Oltre alla gestione del riscaldamento degli ambienti, i sistemi che sopperiscono al fabbisogno energetico degli edifici devono essere in grado di fornire acqua calda sanitaria.

Come per il caso del riscaldamento, si sono considerate tre possibili alternative: caldaia a gas, pompa di calore ad R410a e pompa di calore a CO₂.

6.7.1. Ipotesi e considerazioni di base all'analisi

Il confronto è stato effettuato considerando il consumo medio giornaliero di acqua calda sanitaria realizzato da parte di una famiglia tipo. Questo è stimato tra i 200 e i 280 litri al giorno.

Si è poi definita una portata media di acqua nelle tubazioni dell'impianto idraulico dell'abitazione tipo pari a 8 litri al minuto. Questo valore è stato determinato a partire dalla normativa UNI EN 16147 che definisce le portate medie in funzione della taglia dell'impianto e del totale d'acqua che si vuole riscaldare.

In seguito, con riferimento alle temperature di ingresso e uscita dell'acqua solitamente riscontrate a livello domestico, si è calcolato il quantitativo energetico per il riscaldamento della massa d'acqua totale.

L'energia richiesta per il riscaldamento di una determinata portata d'acqua è stata calcolata tramite la relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * (\Delta T)$$

Si sono poi distinti due casi:

- Tinacqua=15°C, Toutacqua=55°C, $\Delta T=40^\circ\text{C}$;
- Tinacqua=35°C, Toutacqua=55°C, $\Delta T=20^\circ\text{C}$.

La valutazione economica è stata realizzata su base annua.

6.7.2. Analisi economica $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$

Acqua [litri]	Portata impianto [litri/minuto]	Tin[°C]	Tout[°C]	ΔT [°C]
200	8	15	55	40
210	8	15	55	40
220	8	15	55	40
230	8	15	55	40
240	8	15	55	40
250	8	15	55	40
260	8	15	55	40
270	8	15	55	40
280	8	15	55	40

Tabella 6.37 – Condizioni iniziali per l'analisi economica con $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$

Potenza richiesta	Energia richiesta	Energia ass pompa CO2	Energia ass pompa R410	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
[kW]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			
22,33	9,3	2,05	3,92	€ 319	€ 225	€ 430
22,33	9,77	2,16	4,12	€ 335	€ 236	€ 451
22,33	10,23	2,26	4,32	€ 351	€ 247	€ 473
22,33	10,7	2,36	4,51	€ 367	€ 259	€ 494
22,33	11,17	2,46	4,71	€ 383	€ 270	€ 516
22,33	11,63	2,57	4,9	€ 399	€ 281	€ 537
22,33	12,1	2,67	5,1	€ 415	€ 292	€ 559
22,33	12,56	2,77	5,3	€ 431	€ 304	€ 580
22,33	13,03	2,88	5,49	€ 447	€ 315	€ 602

Tabella 6.38 – Confronto delle tre soluzioni nel caso di ingresso a 15°C e uscita a 55°C

Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

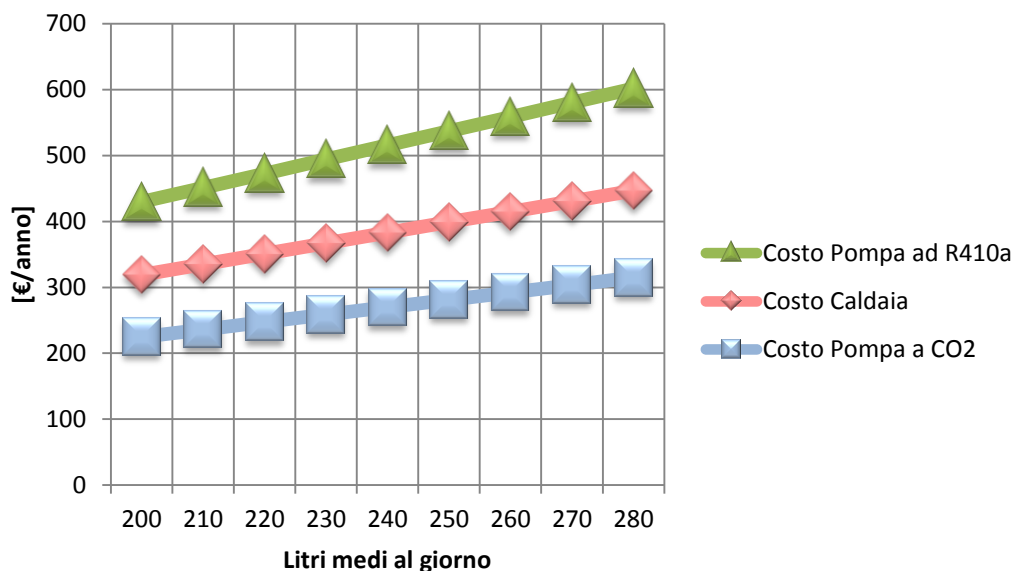


Figura 6.9 – Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$

6.7.3. Analisi economica $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$

Acqua [litri]	Portata impianto [litri/minuto]	Tin[$^{\circ}\text{C}$]	Tout[$^{\circ}\text{C}$]	ΔT [$^{\circ}\text{C}$]
200	8	35	55	20
210	8	35	55	20
220	8	35	55	20
230	8	35	55	20
240	8	35	55	20
250	8	35	55	20
260	8	35	55	20
270	8	35	55	20
280	8	35	55	20

Tabella 6.39 – Condizioni iniziali per l'analisi economica con $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$

Potenza richiesta	Energia richiesta	Energia ass pompa CO2	Energia ass pompa R410	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
[kW]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			
11,17	4,65	2,58	1,38	€ 160	€ 283	€ 151
11,17	4,88	2,71	1,45	€ 168	€ 297	€ 159
11,17	5,12	2,84	1,52	€ 175	€ 311	€ 166
11,17	5,35	2,97	1,59	€ 183	€ 325	€ 174
11,17	5,58	3,1	1,66	€ 191	€ 340	€ 181
11,17	5,82	3,23	1,72	€ 199	€ 354	€ 189
11,17	6,05	3,36	1,79	€ 207	€ 368	€ 196
11,17	6,28	3,49	1,86	€ 215	€ 382	€ 204
11,17	6,51	3,62	1,93	€ 223	€ 396	€ 211

Tabella 6.40 – Confronto delle tre soluzioni nel caso di ingresso a 35°C e uscita a 55°C

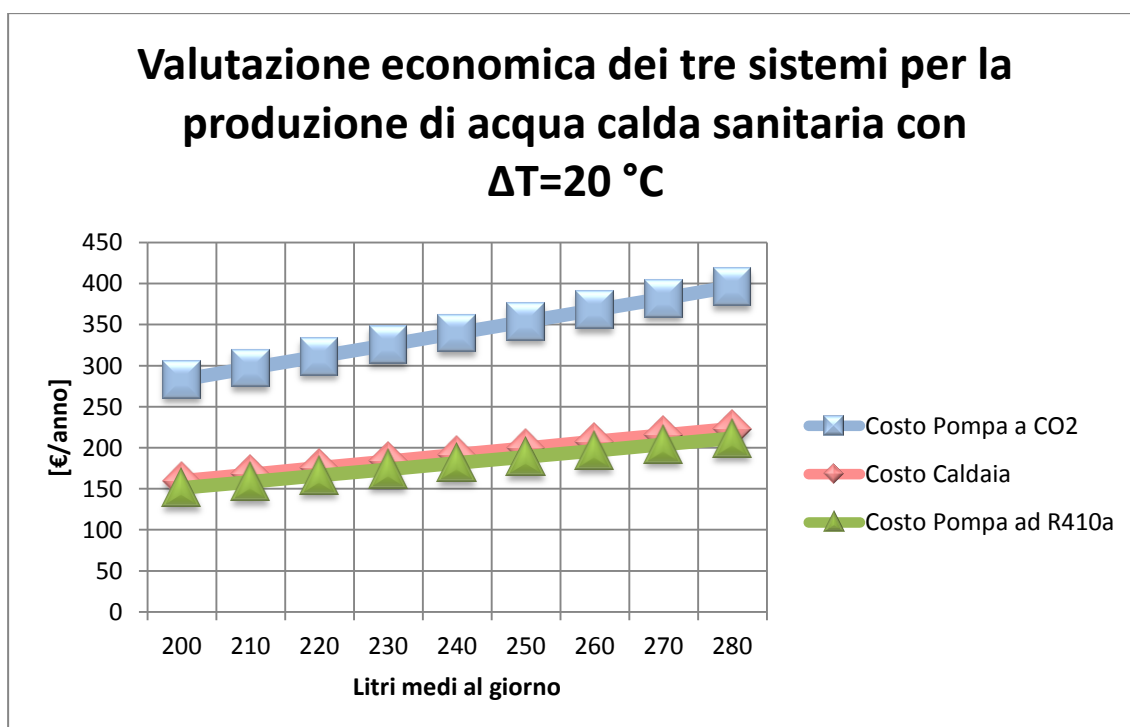


Figura 6.10 – Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=20^\circ\text{C}$

6.8.Soluzioni impiantistiche

Per quanto esposto in precedenza la produzione di acqua calda istantanea diviene problematica nel momento in cui la disponibilità di potenza elettrica risulta ridotta, come nel caso dei dispositivi per le applicazioni residenziali. In questo caso, infatti, essendo che le portate richieste hanno valori piuttosto elevati e richiedono – come visto nel precedente paragrafo – potenze installate maggiori di quelle solitamente disponibili, è necessario adottare soluzioni impiantistiche caratterizzate dalla presenza di un accumulo.

Le soluzioni identificate sono le seguenti.

6.8.1.Soluzione impiantistica 1

Questa tipologia di impianto prevede l'utilizzo di un serbatoio d'acqua contenente un certo numero di diaframmi che consentono di ricreare condizioni ideali per la stratificazione della temperatura dell'acqua presente all'interno. In tal modo, infatti, è possibile sfruttare una temperatura dell'acqua ridotta in ingresso al gas cooler della pompa di calore ad anidride carbonica. Così facendo, le prestazioni dell'impianto possono essere mantenute ad alto livello, consentendo un minor consumo energetico.

L'impianto opera in pressione, perciò, il valore della portata dell'acqua in uscita dal serbatoio ad alta temperatura determina il valore del flusso di reintegro a bassa.

Nel momento in cui vi è un'elevata richiesta d'acqua calda da parte dell'utenza, il reintegro a bassa temperatura tende a ridurre il livello termico dell'acqua nel serbatoio, in quanto i diaframmi non possono evitare completamente dispersioni termiche fra un quantitativo d'acqua e l'altro.

La pompa di calore permette il riscaldamento di una portata d'acqua tale per cui la potenza richiesta sia compatibile con la disponibilità tipica degli edifici residenziali, perciò tale soluzione è applicabile a livello domestico, tuttavia è necessario tener conto del costo e dell'ingombro del serbatoio oltre che della pompa di calore stessa.

In figura 6.11 si mostra graficamente la soluzione illustrata.

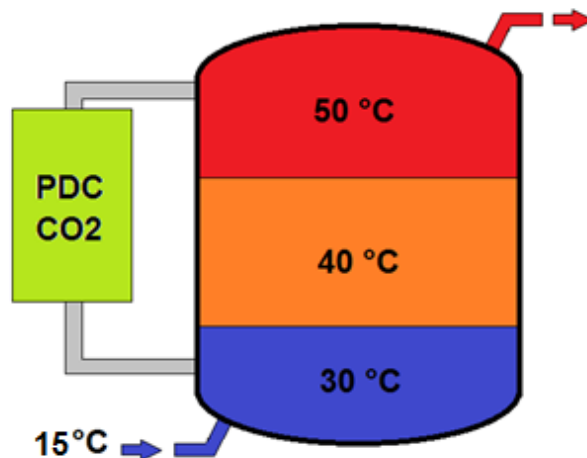


Figura 6.11 – Soluzione impiantistica 1

6.8.2. Soluzione impiantistica 2

A differenza della soluzione impiantistica precedente, per garantire una maggior differenza di temperatura tra il flusso di reintegro e quello richiesto dall'utenza, in sostituzione al singolo serbatoio dotato di diaframmi può essere utilizzata una serie di accumuli, collegati fra di loro, in modo che:

- il raffreddamento dell'acqua legato alle dispersioni termiche sia maggiormente contenuto;
- il raffreddamento causato dal quantitativo d'acqua di reintegro non diminuisca la temperatura dell'acqua che viene richiesta dall'utenza.

Tale soluzione, infatti, prevede che il reintegro avvenga nel serbatoio a più bassa temperatura, in modo che la pompa di calore possa sempre operare in modo efficiente.

La portata d'acqua che viene riscaldata va a riempire il serbatoio ad alta temperatura, a cui è collegata l'utenza. A causa delle dispersioni termiche la temperatura dell'acqua all'interno di tale serbatoio tende a diminuire, perciò, grazie all'utilizzo di un termostato, nel momento in cui tale parametro raggiunge valori prestabiliti, il serbatoio si svuota di un certo quantitativo d'acqua, il quale riempie l'accumulo adiacente.

Lo stesso processo avviene per i successivi serbatoi.

La figura seguente illustra la rappresentazione della soluzione presentata.

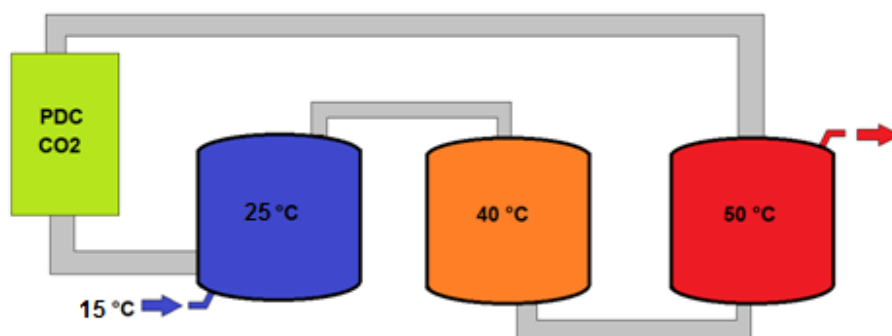


Figura 6.12 – Soluzione impiantistica 2

Mediante l'utilizzo della soluzione impiantistica 2 è possibile rendere la pompa di calore ad anidride carbonica compatibile con le soluzioni tradizionali. Va tuttavia ricordato che a causa di problematiche di costo e ingombro tale soluzione è difficilmente realizzabile praticamente.

Dal punto di vista dei costi tale soluzione si presenta nella seguente maniera:

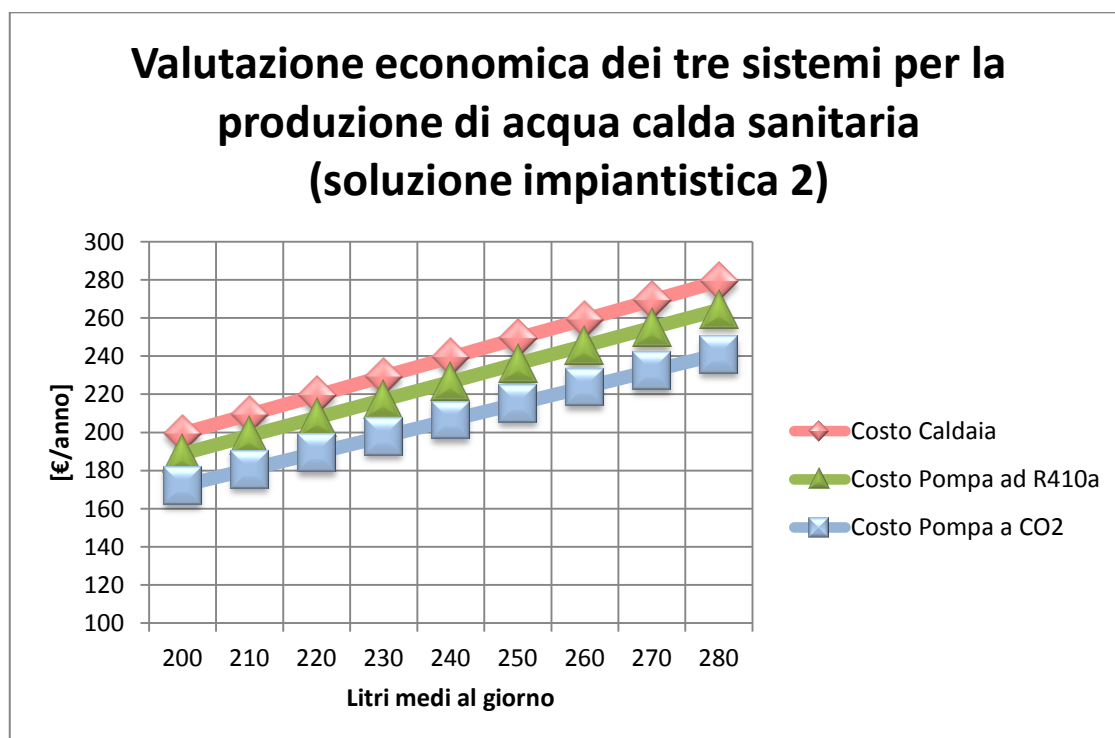


Figura 6.13 – Confronto tra le tre configurazioni impiegando la soluzione impiantistica 2

Acqua [litri]	Portata impianto [litri/minuto]	Tin[°C]	Tout[°C]	ΔT[°C]
200	8	25	50	25
210	8	25	50	25
220	8	25	50	25
230	8	25	50	25
240	8	25	50	25
250	8	25	50	25
260	8	25	50	25
270	8	25	50	25
280	8	25	50	25

Tabella 6.41 – Condizioni iniziali per l'analisi economica delle due soluzioni

Potenza richiesta	Energia richiesta	Energia ass pompa CO2	Energia ass pompa R410	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
[kW]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			
13,96	5,82	1,57	1,72	€ 199	€ 172	€ 189
13,96	6,11	1,65	1,81	€ 209	€ 181	€ 198
13,96	6,4	1,73	1,9	€ 219	€ 189	€ 208
13,96	6,69	1,81	1,98	€ 229	€ 198	€ 217
13,96	6,98	1,89	2,07	€ 239	€ 207	€ 227
13,96	7,27	1,96	2,16	€ 249	€ 215	€ 236
13,96	7,56	2,04	2,24	€ 259	€ 224	€ 245
13,96	7,85	2,12	2,33	€ 269	€ 232	€ 255
13,96	8,14	2,2	2,41	€ 279	€ 241	€ 264

Tabella 6.42 – Confronto delle tre soluzioni nel caso di utilizzo della soluzione impiantistica 2

6.9. Conclusioni

Le analisi effettuate, riguardanti la convenienza economica nell'adozione di una pompa di calore operante ad anidride carbonica, hanno confermato quanto descritto a livello tecnico – teorico nei capitoli precedenti, ovvero che i sistemi transcritici possiedono prestazioni tanto più elevate quanto più alti sono i differenziali di temperatura che vengono imposti all'acqua tramite riscaldamento.

Per le applicazioni relative al riscaldamento degli ambienti - solitamente definite da un differenziale di temperatura riferito all'acqua di 5-10°C - gli impianti ad R744 subiscono una forte penalizzazione prestazionale che si ripercuote sul costo totale di fornitura dell'energia elettrica. Al contrario, il sistema ad R410a analizzato mantiene rese molto elevate che permettono un risparmio considerevole rispetto all'impianto transcritico.

Dalle analisi effettuate per le varie città italiane di riferimento è stato, inoltre, possibile constatare la differenza che sussiste non solo per quanto concerne il fabbisogno energetico richiesto dall'edificio, ma anche per quanto riguarda le variazioni prestazionali che subiscono le pompe di calore, essendo legate alla temperatura di bulbo bagnato dell'aria esterna.

Con un aumento del numero di ore in cui si presenta una definita temperatura, il funzionamento di tali sistemi è infatti fortemente vincolato dalla prestazione che si determina in codeste condizioni operative. Nel momento in cui si presenta un fabbisogno energetico elevato per temperature dell'aria esterna molto basse, le rese prestazionali delle pompe di calore sono penalizzate a causa del ridotto valore della temperatura di evaporazione del fluido frigorifero e dall'incremento del rapporto di compressione.

La stessa penalizzazione si presenta passando da climi più temperati (Roma), caratteristici della zona B, a località più fredde e umide tipiche della pianura padana.

La pompa di calore operante ad R410a rimane, però, la scelta maggiormente conveniente per tali applicazioni, nonostante il fatto che la differenza di costo che sussiste con la caldaia a condensazione sia molto ridotta.

Per ciò che concerne il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria - limitato a 55°C a causa della formazione di calcare dannoso per le tubazioni - si verifica un totale cambiamento prestazionale a favore delle pompe di calore ad anidride carbonica nel momento in cui il differenziale di temperatura che subisce l'acqua diviene molto elevato ($\Delta T=40^{\circ}\text{C}$).

L'aumento delle prestazioni si accompagna con una forte diminuzione dei costi per ciascun quantitativo di acqua valutato.

La diminuzione stessa dei costi è tale da rendere conveniente l'utilizzo del sistema operante ad anidride carbonica sia rispetto alla caldaia (che mantiene una differenza di pochi euro all'anno), che soprattutto nei confronti della pompa di calore ad R410a, che con l'elevato ΔT viene fortemente penalizzata a livello prestazionale con un notevole incremento del costo energetico.

Le soluzioni proposte per le piccole potenze elettriche caratteristiche delle applicazioni residenziali dimostrano come una stratificazione ben gestita possa consentire al sistema ad anidride carbonica di sfruttare le basse temperature di ingresso dell'acqua di rete. In tal modo le prestazioni dell'impianto a CO₂ rimangono molto elevate, poiché il riscaldamento dell'acqua rimane caratterizzato da elevati ΔT . Di conseguenza il costo legato al consumo di energia elettrica necessario al funzionamento del compressore della pompa di calore rimane molto contenuto e minore rispetto a quello connesso alla caldaia e alla pompa ad R410a, come dimostrano i calcoli svolti a riguardo.

CAPITIOLO 7

Gli espansori

7.1.Generalità

In un tradizionale ciclo ad anidride carbonica l'organo di laminazione è il punto in cui si concentrano maggiormente le perdite energetiche in quanto, a differenza degli altri fluidi frigorigeni, la CO₂ opera in campo transcritico con pressioni ben al di sopra della media tradizionale.

Si è visto che, tale salto può essere utilizzato all'interno di un eiettore per realizzare una precompressione del gas in uscita dall'evaporatore così da ridurre il lavoro richiesto al compressore ed aumentare l'efficienza dell'intero impianto.

Un' alternativa interessante riguarda il campo degli espansori, questi sistemi sono in grado di trasformare il salto di pressione in lavoro meccanico, il quale può essere impiegato per alimentare il compressore e quindi aumentare il COP del sistema [62].

7.2.Tipologie di espansore

Gli espansori volumetrici hanno un principio di funzionamento contrario a quello dei compressori poiché il gas passa da un volume inferiore ad uno superiore.

In funzione di come viene trasferito il moto tra il fluido e la macchina l'espansore si dirà:

- **alternativo**, di solito viene utilizzato un pistone a doppio effetto;
- **rotativo**, può essere di diverso tipo (scroll, a vite), è preferito alla soluzione precedente in quanto è possibile trasferire direttamente il lavoro recuperato al compressore montando entrambi gli elementi sullo stesso albero.

7.2.1. Espansore a pistone a doppio effetto

Un espansore alternativo a pistone è costituito da una camera entro la quale scorre un pistone. Tipicamente nel caso di applicazioni transcritiche si privilegia l'utilizzo di un pistone a doppio effetto, in questo modo è possibile la gestione sia della compressione che dell'espansione all'interno dello stesso elemento.

Il funzionamento è il seguente:

- **fase di compressione:** il gas in uscita dall'evaporatore entra nel cilindro dove viene ridotto di volume grazie all'azione del pistone; una volta raggiunto un determinato livello di pressione il gas viene scaricato. Ricaricando la camera, si rende il processo ciclico.
- **fase di espansione:** il gas ad elevata pressione entra nel cilindro dove non trovando grosse resistenze muove il pistone determinando così un incremento del volume disponibile e un abbattimento della pressione. Raggiunto il valore desiderato, il gas viene fatto fluire all'esterno permettendo a del nuovo gas, ad elevata pressione, di entrare nella camera.

Al fine di aumentare le prestazioni del ciclo, il lavoro prodotto dal movimento del pistone durante l'espansione lo si utilizza per andare a precomprimere il gas.

Un classico esempio di questa tipologia di componente è l'espansore a tre stadi di espansione e singolo stadio di compressione riportato in figura 7.1.

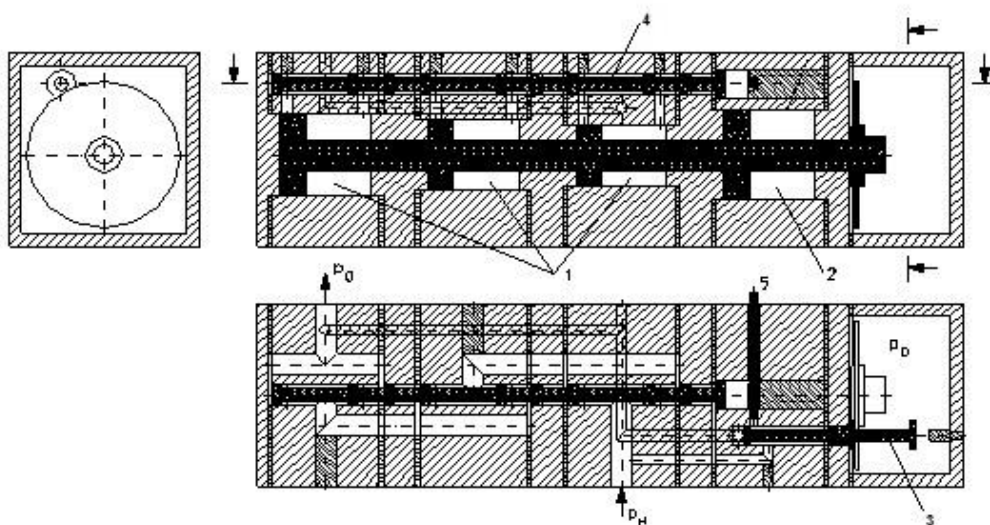


Figura 7.1 – Espansore a pistone a doppio effetto

Riassumendo i componenti principali sono i seguenti:

- (1) volume di espansione;
- (2) volume di compressione;
- (3) valvola di carico e scarico ausiliario;
- (4) valvola di carico e scarico principale;
- (5) valvola a farfalla.

Ogni pistone è a doppio effetto, per un totale di due volumi per la compressione e sei per l'espansione. Grazie a questa configurazione ogni stadio opera vicino alla pressione ottimale di espansione così da rendere il processo il più isentropico possibile.

Vi è un separatore di liquido nella zona che precede il terzo stadio al fine di evitare problemi legati alla presenza di liquido all'interno dell'espansore. Tale componente determina una perdita di potenza di espansione, visibile in figura 7.2, minore del 5% e quindi più che accettabile.

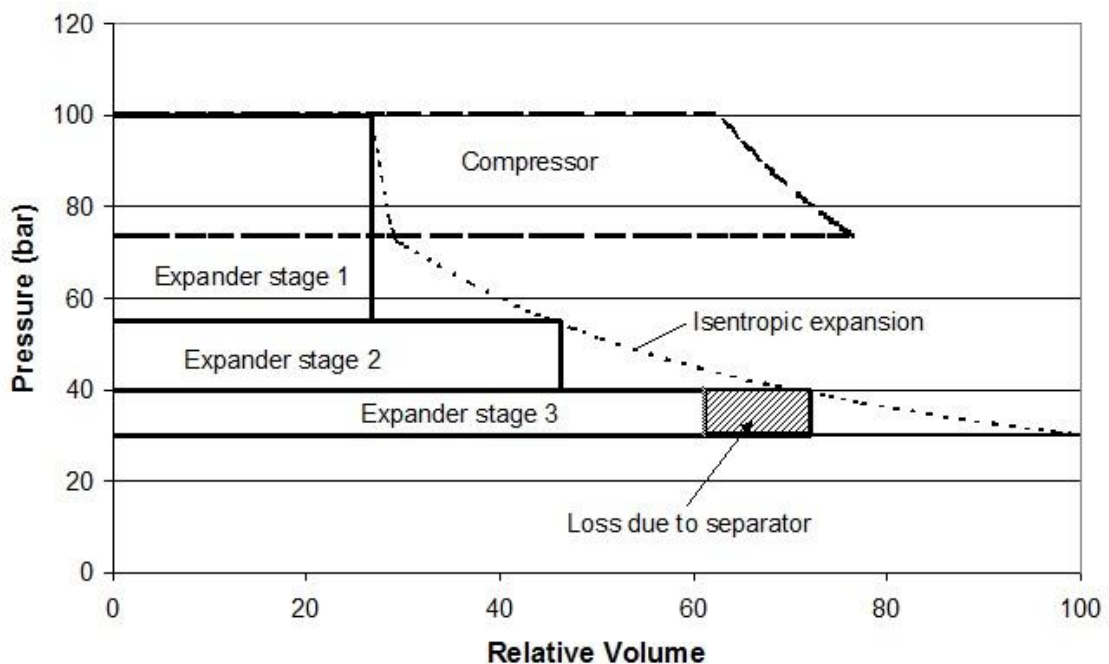


Figura 7.2 – Rappresentazione su diagramma p-V del funzionamento dell'espansore a tre stadi

Il sistema di controllo delle valvole di carico e di scarico non è molto complesso, e poiché quelle di aspirazione devono essere aperte o chiuse solamente quando il pistone raggiunge il finecorsa, è possibile impiegare un unico condotto di alimentazione per tutti e sei i volumi in parallelo.

La valvola del compressore invece è di tipo auto-attuato [63].

7.2.2. Espansore rotativo a vite

L'espansore a vite è costituito da due viti a passo inverso e diametro differente le quali ingranano l'una sull'altra. E' quindi possibile realizzare una serie di volumi, di dimensione crescente, all'interno dei quali far fluire il refrigerante, realizzando così l'espansione.

Tali componenti necessitano di lavorazioni meccaniche molto precise e di una buona lubrificazione al fine di minimizzare le perdite di carico. Il processo di espansione avviene in maniera continua, permettendo un'attenuazione sia dei rumori che delle vibrazioni inoltre, gli espansori a vite non presentano grosse problematiche legate all'aspirazione di fase liquida.

Spesso all'espansore è preceduto uno stadio di compressione, come è visibile in figura 7.3, così da permettere un recupero di lavoro [64].

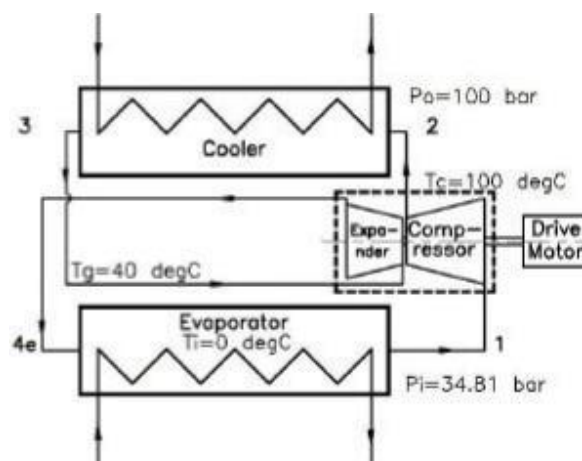


Figura 7.3 – Ciclo a CO₂ con espansore a vite

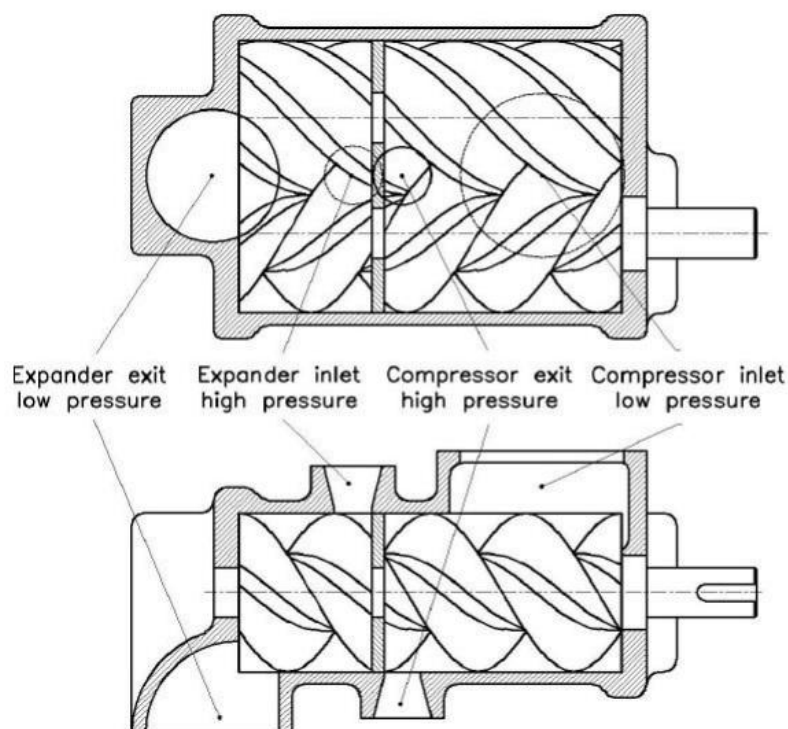


Figura 7.4 – Espansore a vite con stadio di compressione

7.2.3. Espansore a pistone oscillante

L'espansore a pistone oscillante, in studio dagli anni '70, è idoneo alle applicazioni transcritiche a CO₂ poiché si adatta particolarmente bene alle elevate differenze di pressioni e ai bassi rapporti di compressione.

La struttura di tale espansore è riportata in figura 7.5; essa è molto simile a quella di un espansore a pistone rotante tuttavia presenta una serie di vantaggi: minori perdite e maggior omogeneità della lubrificazione grazie a un maggior grado di integrazione tra le varie parti che lo compongono.

Un ciclo dell'espansore a pistone oscillante è composto da tre fasi:

- aspirazione;
- espansione;
- espulsione.

Con riferimento alla figura 7.5, il processo è il seguente: durante l'aspirazione la valvola d'ingresso (1) si apre permettendo al fluido ad alta pressione di entrare nell'espansore. Quando nella camera viene raggiunta una determinata quantità di anidride carbonica il pistone comincia a muoversi iniziando così la fase di espansione. La CO₂ riduce la propria temperatura e la propria pressione, allo stesso tempo la macchina produce energia. Raggiunta la luce di scarico (4) l'anidride carbonica viene espulsa e successivamente il processo ripartirà da capo.

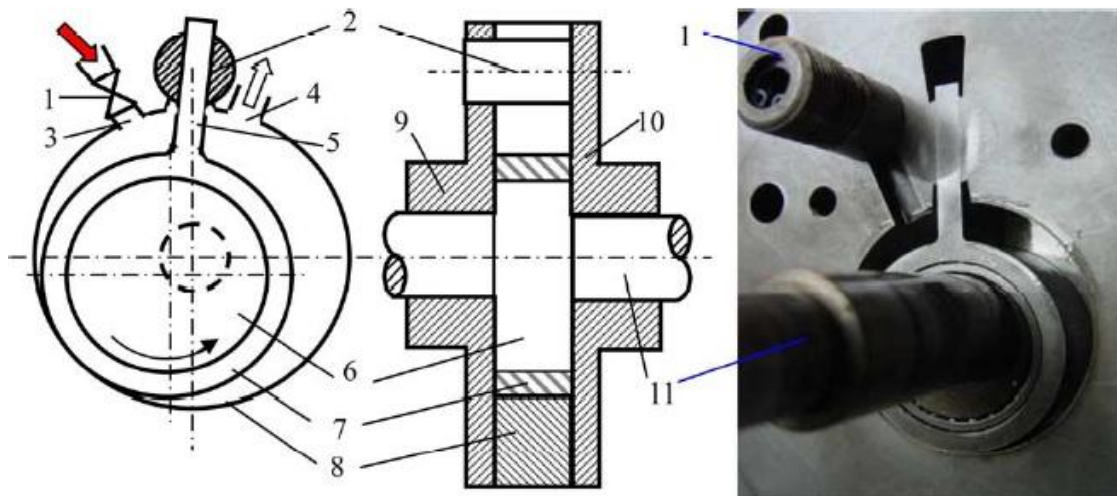


Figura 7.5– Espansore a pistone oscillante, 1-valvola d'ingresso, 2-boccola di oscillazione, 3-luce d'ingresso, 4-luce di scarico, 5-pala oscillante, 6-rotore eccentrico, 7-pistone, 8-cilindro, 9-testata anteriore, 10-testata posteriore, 11-albero principale.

Principalmente le perdite si distinguono in due tipologie:

- **attrito**, avvengono nelle varie zone di interazione tra i diversi componenti, per esempio tra asta e cuscinetti;
- **tenuta**, sono presenti nelle zone di contatto tra il pistone e la superficie interna visto che le pressioni in gioco sono elevate.

Per ridurle al minimo è necessario:

- dimensionare correttamente lo spazio tra il pistone oscillante e il cilindro;
- definire la dimensione del cilindro stesso e la lunghezza della pala oscillante ai fini di minimizzare l'attrito e allo stesso tempo le perdite per trafileatura;
- utilizzare materiali adatti che favoriscano la riduzione dell'attrito, tenendo conto del fatto che possono esserci due fasi nell'espansore e quindi possibili fenomeni di cavitazione;
- migliorare la valvola e la luce d'ingresso in modo tale da ridurre le perdite.

Spesso si favorisce l'impiego di materiali con elevato modulo elastico per limitare la deformazione plastica del pistone alle elevate pressioni. Per garantire una continua e corretta lubrificazione le superfici dei componenti sono trattate con delle speciali polveri metalliche autolubrificanti.

La valvola di ingresso deve aprirsi e chiudersi in maniera impeccabile, il controllo può avvenire o per via elettronica o per via meccanica.

Dal punto di vista elettronico, la valvola presenta costi molto elevati in quanto:

- le pressioni in gioco superano i 10 MPa;
- deve essere in grado di rispondere in alta frequenza.

Si preferisce così l'azionamento meccanico basato sul controllo della corsa dell'asta della valvola mediante un camma. Il profilo di quest'ultima deve essere analizzato nel dettaglio poiché deve essere garantita una perfetta tenuta alla valvola [65].

7.2.4. Espansore rotativo a palette

Un'altra tipologia di espansore oggetto di studio in questi ultimi anni è l'espansore rotativo a palette rappresentato in figura 7.6.

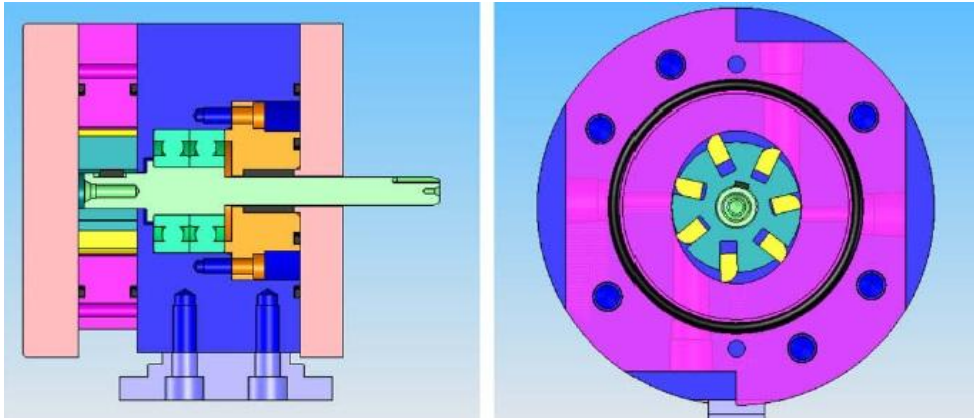


Figura 7.6 – Espansore rotativo a palette

Tale componente è costituito da:

- due condotti di aspirazione e due di espulsione posti in maniera simmetrica all'interno del cilindro;
- una serie di palette le quali generano i volumi in cui avverrà l'espansione.

Il posizionamento dei condotti di carico e scarico è fondamentale in quanto, non essendo presenti valvole di regolazione, l'aspirazione e l'espulsione dipendono solamente dalla forma del componente. La geometria doppio simmetrica dell'espansore consente un bilanciamento delle forze radiali.

Le diverse tipologie di perdite sono il principale svantaggio di questi espansori; esse si realizzano in cinque punti differenti rappresentati in figura 7.7.

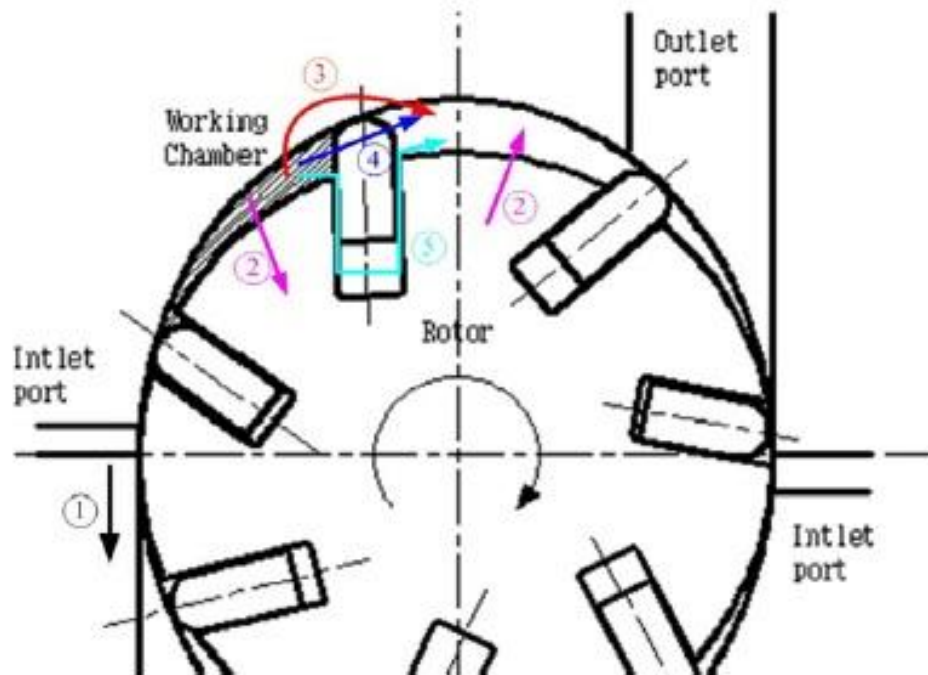


Figura 7.7 – Percorsi di perdita nell'espansore rotativo a palette

- attraverso il percorso 1 parte del gas in ingresso fluisce attraverso lo spazio tra la parete del cilindro e il rotore fuoriuscendo direttamente;
- la perdita 2 avviene attraverso il gioco tra la superficie del rotore e la parete del cilindro;
- la 3 dipende da quanto la paletta aderisce con la parte interna del cilindro;
- la perdita 4, il gas fluisce nella zona di bassa pressione poiché manca una perfetta aderenza tra la testa della paletta e il coperchio del cilindro;
- l'ultima perdita, 5, è legata al gioco tra la paletta e il rotore.

Da alcuni studi [66] [67] si è dimostrato che le perdite di entità maggiore sono quelle di tipologia tre, legate al gioco tra la paletta e la parete del cilindro.

Per cercare di ridurle si sono installate delle molle con costante elastica ben definita nella parte inferiore delle palette figura 7.8.

Queste molle esercitano una forza sulla paletta la quale viene spinta contro la parete del cilindro garantendo un aumento della tenuta e una conseguente riduzione delle perdite [68].

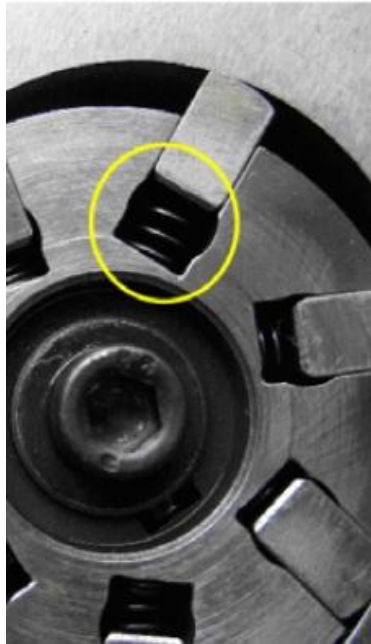


Figura 7.8 – Molle di sostegno alla tenuta delle palette

7.2.5.L'espansore a spirale orbitante (scroll)

Gli espansori a spirale orbitante, il cui funzionamento è illustrato in figura 7.9, sono l'ultima tipologia di espansori analizzata in questo elaborato.

Essi sono costituiti da due spirali una fissa e l'altra orbitante, assemblate in modo tale da risultare sfasate tra di loro. Si realizzano così una serie di cavità con volumi differenti all'interno delle quali fluirà il fluido frigorifero.

Il funzionamento è il seguente: il gas ad alta pressione entra nell'espansore attraverso la cavità centrale. L'elevata pressione spinge il refrigerante nelle cavità adiacenti a volume crescente mettendo in rotazione l'espansore. Una volta raggiunta la zona più esterna il fluido frigorifero viene espulso. Anche in questo caso, il lavoro prodotto può essere impiegato per alimentare il compressore e aumentare il COP del sistema.

Le tenute vengono garantite mediante una buona lubrificazione e un'elevata precisione nella realizzazione delle spirali.

Non vi è la necessità di utilizzare valvole di controllo né per l'ingresso né per l'uscita ed è possibile lavorare in maniera continua gestendo più fasi di espansione contemporaneamente. Così facendo, il processo è reso più omogeneo con una conseguente riduzione delle vibrazioni e del rumore.

La particolare geometria garantisce un'elevata compattezza dell'espansore ma, vista la maggior complessità rispetto alle tipologie elencate in precedenza, le perdite meccaniche sono maggiori e quindi il rendimento isentropico di espansione è mediamente inferiore [69].

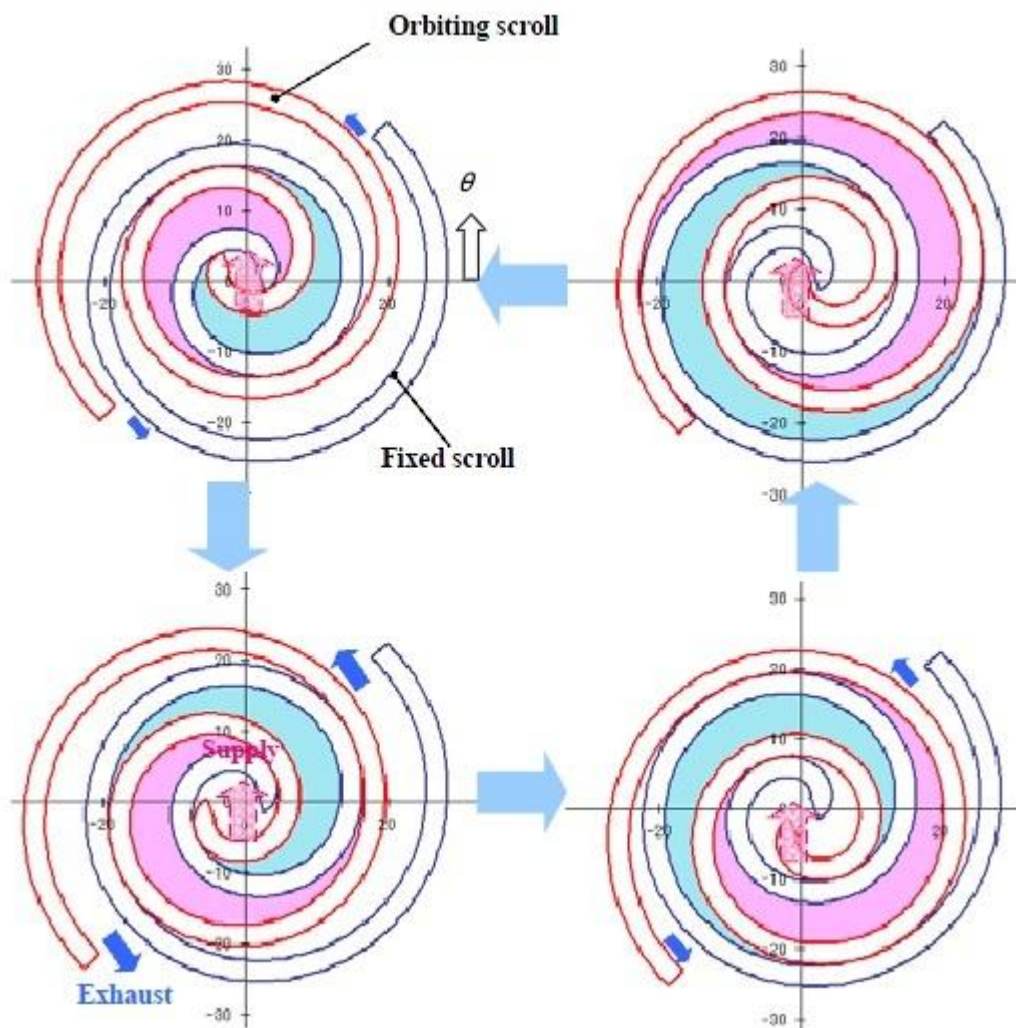


Figura 7.9 – Fasi di funzionamento di un compressore scroll

7.3.L'espansore nel ciclo ad anidride carbonica

L'espansore viene inserito all'interno del ciclo frigorifero come sostituto della valvola di laminazione.

Quindi, si considera:

- **l'espansore non è collegato direttamente con il compressore:**
il lavoro prodotto dall'espansore non viene impiegato per alimentare il compressore per cui il COP risulta essere uguale a quello di un tradizionale sistema a laminazione; tuttavia operando con un determinato rendimento isentropico, e non isentalpicamente come nel caso della laminazione, si ha un aumento dell'effetto frigorifero, quindi un EER superiore.

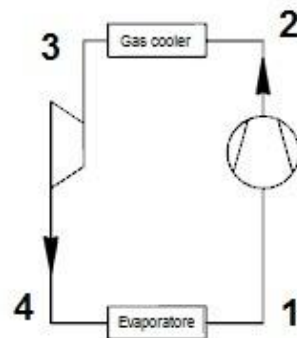


Figura 7.10 – Impianto con espansore non collegato al compressore

- **compressore ed espansore sono calettati sullo stesso albero:**
l'espansore influenza maggiormente le prestazioni del ciclo in quanto, oltre ad operare in maniera isentropica, trasmette lavoro al compressore. Così facendo, la quantità di lavoro richiesta dall'organo di compressione diminuisce portando come conseguenza un aumento sia il COP che l'EER.

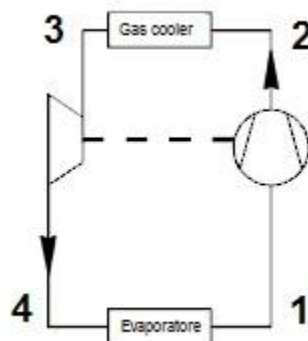


Figura 7.11 – Impianto con espansore collegato al compressore

A livello di diagramma, figura 7.12, la cosa è ben visibile. Si consideri:

- 1-2_s-3-4_s-1, ciclo ideale con espansore;
- 1-2-3-4-1, ciclo reale con espansore;
- 1-2-3-4_h-1, ciclo reale con organo di laminazione.

La differenza tra l'entalpia del punto 4 (h_4) e l'entalpia del punto 3 (h_3) identifica la quantità di lavoro recuperabile con l'espansore.

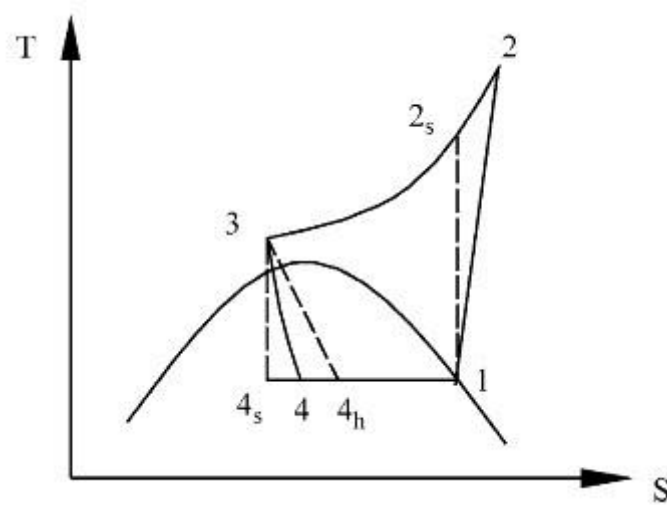


Figura 7.12 – Ciclo a CO₂ transcritico su diagramma T-s

7.4. Confronto tra soluzioni impiantistiche differenti

Per valutare la convenienza nell'impiego di un espansore all'interno di un ciclo frigorifero è necessario determinare quanto questo componente influenzi le prestazioni della macchina.

Si sono quindi definite una serie di configurazioni di impianto con o senza organo di espansione e per ognuna di esse, mediante la funzioni del software RefProp [54], si sono calcolati i coefficienti di prestazione.

Comparando i dati così ottenuti è stato possibile determinare la soluzione più efficiente.

Ci si è concentrati su:

- confronto tra ciclo con espansore e ciclo tradizionale a laminazione;
- utilizzo o meno di uno scambiatore rigenerativo in un ciclo a espansione.

7.4.1. Confronto tra ciclo con espansore e ciclo a laminazione

Per questa simulazione si considerino come cicli di riferimento quelli rappresentati in figura 7.13.

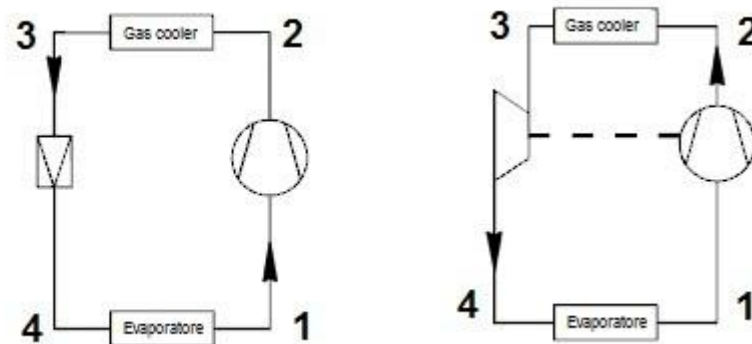


Figura 7.13 – Ciclo a laminazione(sinistra) e ciclo ad espansione(destra)

Le ipotesi di contorno sono le seguenti:

- la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler è pari a quella dell'acqua in ingresso ed è uguale in entrambi i circuiti e assume valori variabili tra i 30 e i 50 °C;
- temperatura di evaporazione pari a -3 °C;

- rendimento isentropico di espansione pari a 0,6 in quanto è il tipico valore utilizzato in letteratura;
- lavoro a pressione ottimale la quale è determinata dall'equazione (4) vista nel capitolo cinque;
- il compressore opera con un rendimento isentropico pari a 0,7;
- sono trascurate le perdite di pressione negli scambiatori e nelle tubazioni;
- si considera che la valvola di laminazione operi in maniera isentalpica.

Si passa all'analisi delle variazioni del COP e dell'EER del ciclo in funzione della temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler.

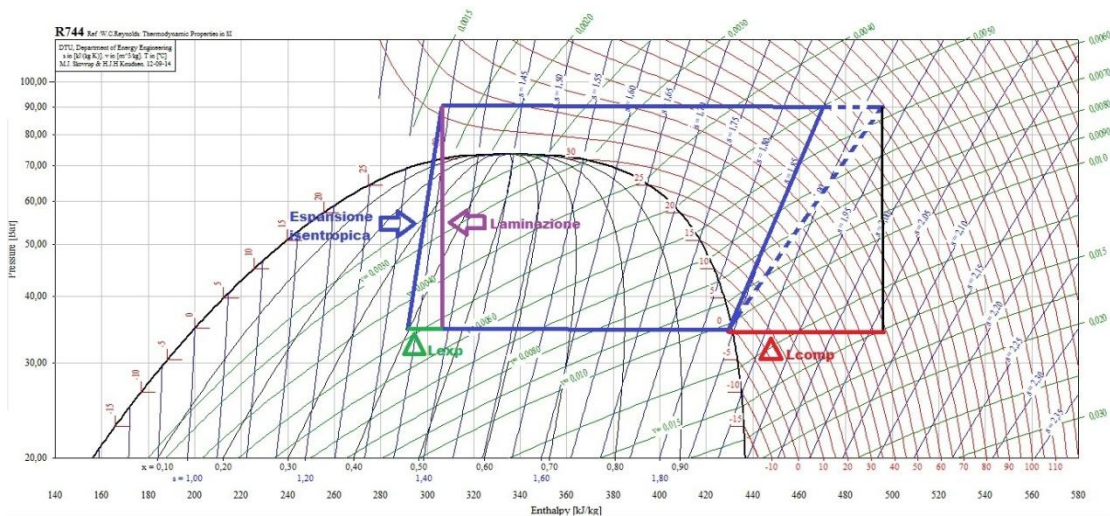


Figura 7.14 – Differenza tra l'impiego della valvola di laminazione e l'espansore su diagramma p-h

Il ciclo con espansore è preferibile poiché, come è visibile graficamente, presenta valori di EER e di COP maggiori rispetto alla soluzione con organo di laminazione.

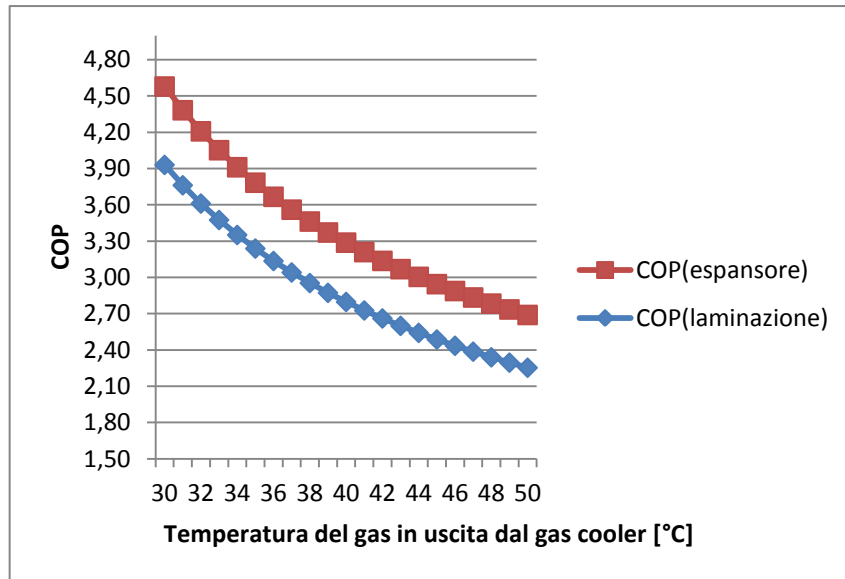


Figura 7.15 – Confronto tra COP del ciclo a laminazione ed espansione in funzione della temperatura in uscita dal gas cooler

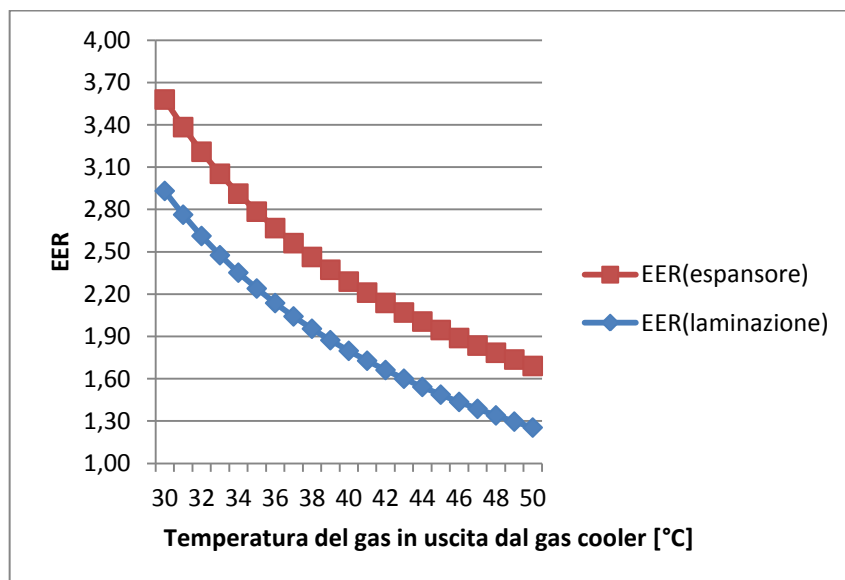


Figura 7.16 – Confronto tra EER del ciclo a laminazione ed espansione in funzione della temperatura in uscita dal gas cooler

7.4.2. Utilizzo o meno di uno scambiatore rigenerativo in un ciclo a espansione

I circuiti presi in considerazione sono i seguenti:

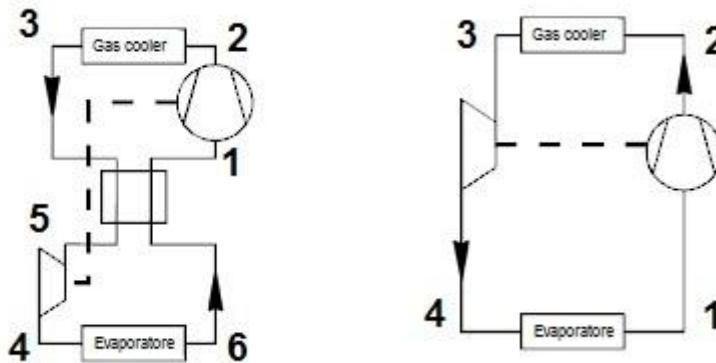


Figura 7.17– Ciclo a espansione con scambiatore rigenerativo (sinistra) e senza scambiatore rigenerativo (destra)

Dal punto di vista delle modalità di calcolo si fa riferimento al capitolo cinque paragrafo cinque. Le condizioni operative sono le stesse elencate al punto precedente con l'aggiunta dell'efficienza dello scambiatore rigenerativo, ipotizzata pari a 0.7.

Di seguito, in tabella 7.3, sono riportati i valori del COP e dell' EER del sistema con scambiatore rigenerativo, valutati al variare della temperatura in uscita dal gas cooler. Per l'impianto privo di scambiatore rigenerativo si fa riferimento alla tabella 7.1 vista in precedenza.

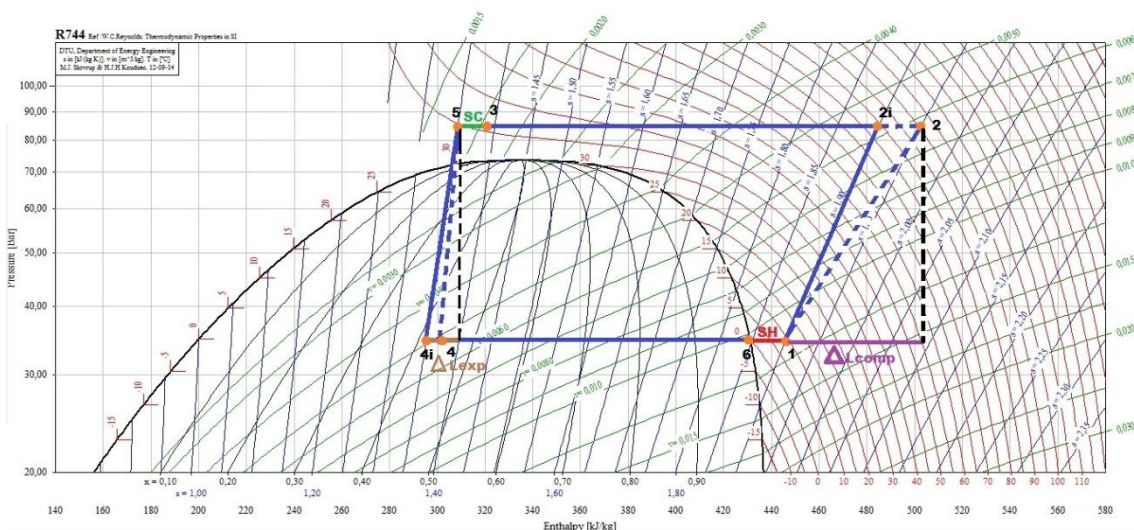


Figura 8.18 – Ciclo con espansore e scambiatore rigenerativo sul diagramma p-h

T _{uscita} [°C]	ε	t _{comp}	t _{exp}	1			2			3			4			5			6			COP	EER						
				P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]	P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]	P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]	P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]	P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]	P _{scv}	T [°C]	h _{scv} [kJ/kg]								
30	0.7	0.7	0.6	32.16	21.79	474.9	2.01	74.27	95.09	119.45	371.02	576.21	2.06	74.27	10	293.47	1.01	32.16	-1	246.02	241.99	74.27	20.79	271.06	32.16	-1	432.43	4.25	1.25
31	0.7	0.7	0.6	32.16	20.06	476.19	2.02	77.1	95.55	116.74	321.51	540.94	2.07	77.1	31	295.01	1.01	32.16	-1	246.07	241.91	77.1	21.16	271.02	32.16	-1	432.43	4.08	1.08
32	0.7	0.7	0.6	32.16	18.34	477.47	2.02	79.92	101.34	115.01	325.17	545.61	2.07	79.92	32	296.6	1.01	32.16	-1	246.07	241.01	79.92	21.54	271.02	32.16	-1	432.43	3.92	2.02
33	0.7	0.7	0.6	32.16	17.03	478.76	2.02	82.75	102.25	125.04	328.1	550.25	2.07	82.75	33	298.21	1.02	32.16	-1	247.09	241.05	82.75	21.92	271.01	32.16	-1	432.43	3.78	2.78
34	0.7	0.7	0.6	32.16	15.12	480.04	2.03	85.57	102.49	130.07	332.4	554.84	2.08	85.57	34	299.84	1.02	32.16	-1	247.22	241.05	85.57	22.1	272.29	32.16	-1	432.43	3.66	2.66
35	0.7	0.7	0.6	32.16	13.23	481.33	2.03	88.4	106.65	135.03	338.1	559.4	2.09	88.4	35	301.47	1.02	32.16	-1	247.36	241.05	88.4	22.69	272.64	32.16	-1	432.43	3.54	2.54
36	0.7	0.7	0.6	32.16	11.34	482.61	2.04	91.22	107.76	139.91	343.55	563.91	2.1	91.22	36	303.11	1.03	32.16	-1	247.51	241.06	91.22	23.05	272.99	32.16	-1	432.43	3.44	2.44
37	0.7	0.7	0.6	32.16	9.44	483.9	2.04	94.05	104.81	144.73	349.07	568.43	2.1	94.05	37	304.75	1.03	32.16	-1	247.66	241.06	94.05	23.43	273.34	32.16	-1	432.43	3.34	2.34
38	0.7	0.7	0.6	32.16	7.55	485.18	2.04	96.87	103.01	149.49	354.59	572.89	2.11	96.87	38	306.39	1.04	32.16	-1	247.8	241.07	96.87	23.79	273.69	32.16	-1	432.43	3.26	2.26
39	0.7	0.7	0.6	32.16	5.66	486.47	2.05	99.7	102.75	154.19	359.07	577.33	2.11	99.7	39	308.04	1.04	32.16	-1	247.95	241.07	99.7	24.15	274.03	32.16	-1	432.43	3.18	2.18
40	0.7	0.7	0.6	32.16	3.78	487.75	2.05	102.52	106.65	158.84	363.55	581.75	2.12	102.52	40	309.69	1.04	32.16	-1	248.09	241.06	102.52	24.5	274.37	32.16	-1	432.43	3.1	2.1
41	0.7	0.7	0.6	32.16	1.89	489.04	2.06	105.35	104.49	163.43	367.01	586.14	2.13	105.35	41	311.34	1.05	32.16	-1	248.24	241.05	105.35	24.85	274.7	32.16	-1	432.43	3.03	2.03
42	0.7	0.7	0.6	32.16	0.01	490.32	2.06	108.17	104.3	167.99	370.45	590.51	2.13	108.17	42	312.99	1.05	32.16	-1	248.39	241.03	108.17	25.19	275.01	32.16	-1	432.43	2.97	1.97
43	0.7	0.7	0.6	32.16	-1.89	491.61	2.07	111	104.06	172.47	373.89	594.85	2.14	111	43	314.64	1.06	32.16	-1	248.54	241.0	111	25.52	275.32	32.16	-1	432.43	2.91	1.91
44	0.7	0.7	0.6	32.16	-3.78	492.91	2.07	113.82	103.79	176.91	377.31	599.18	2.14	113.82	44	316.29	1.06	32.16	-1	248.69	241.79	113.82	25.84	275.62	32.16	-1	432.43	2.86	1.86
45	0.7	0.7	0.6	32.16	-5.66	494.2	2.07	116.65	105.49	181.33	379.7	603.49	2.15	116.65	45	317.95	1.06	32.16	-1	248.83	241.72	116.65	26.16	275.91	32.16	-1	432.43	2.8	1.8
46	0.7	0.7	0.6	32.16	-7.55	495.49	2.08	119.47	105.1	185.7	374.09	607.79	2.15	119.47	46	319.6	1.07	32.16	-1	248.98	241.57	119.47	26.47	276.2	32.16	-1	432.43	2.75	1.75
47	0.7	0.7	0.6	32.16	-9.44	496.75	2.08	122.3	102.72	190.03	377.47	612.06	2.16	122.3	47	321.26	1.07	32.16	-1	249.13	241.51	122.3	26.78	276.47	32.16	-1	432.43	2.71	1.71
48	0.7	0.7	0.6	32.16	-11.34	498.01	2.09	125.12	106.29	194.33	380.84	616.33	2.16	125.12	48	322.92	1.07	32.16	-1	249.28	241.55	125.12	27.08	276.74	32.16	-1	432.43	2.66	1.66
49	0.7	0.7	0.6	32.16	-13.23	499.28	2.09	127.95	108.84	198.59	384.2	620.57	2.17	127.95	49	324.58	1.08	32.16	-1	249.43	241.49	127.95	27.37	277	32.16	-1	432.43	2.62	1.62
50	0.7	0.7	0.6	32.16	-15.12	500.55	2.09	130.77	111.36	202.81	387.54	624.81	2.17	130.77	50	326.23	1.08	32.16	-1	249.58	241.41	130.77	27.66	277.25	32.16	-1	432.43	2.59	1.59

Tabella 7.3 – Variazioni del COP e dell'EER in funzione della temperatura in uscita dal gas cooler in un ciclo con organo di laminazione e scambiatore rigenerativo

Lo scambiatore rigenerativo permette di recuperare parte del calore che altrimenti andrebbe disperso; tuttavia, la sua azione sottrae energia all'espansore riducendo la quantità di lavoro recuperabile e quindi la resa del ciclo. Al fine di facilitare il confronto tra le due configurazioni sono stati realizzati due grafici.

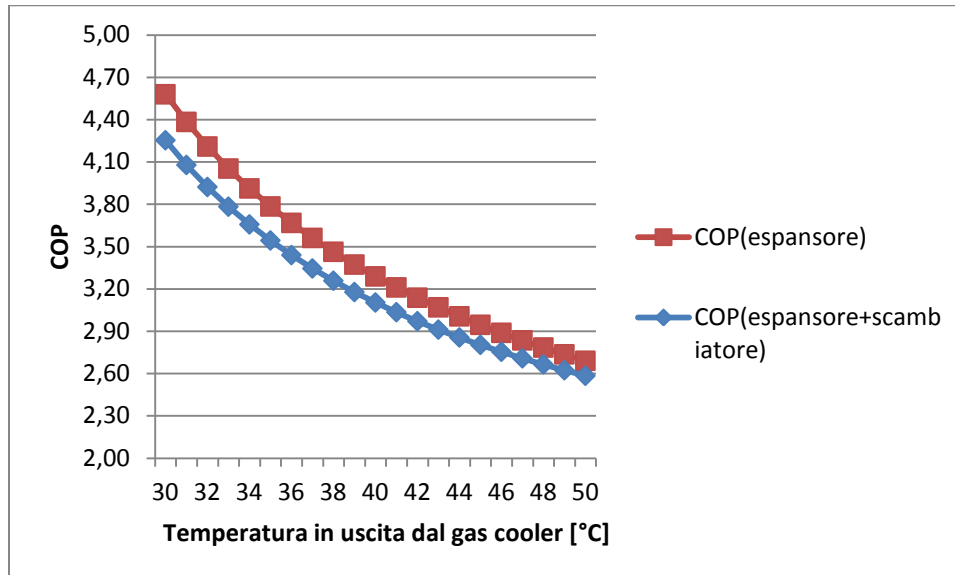


Figura 7.19– Confronto tra COP del ciclo ad espansione con quello del ciclo ad espansione con scambiatore rigenerativo, in funzione della temperatura in uscita dal gas cooler

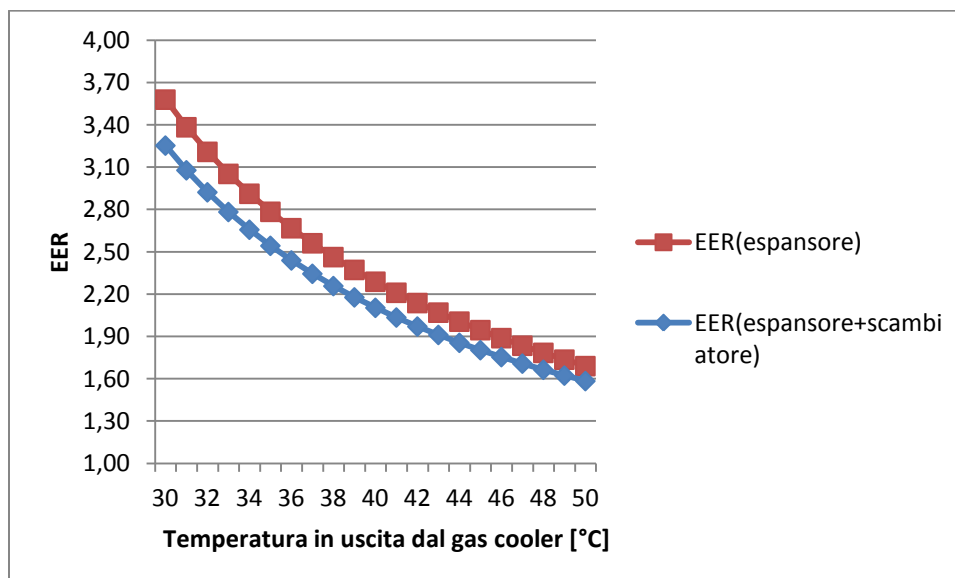


Figura 8.20– Confronto tra EER del ciclo ad espansione con quello del ciclo ad espansione con scambiatore rigenerativo, in funzione della temperatura in uscita dal gas cooler

7.4.Verifica dell'esistenza della pressione ottimale in un ciclo ad espansione

Sostituendo l'organo di laminazione con un espansore è possibile recuperare un determinata quantità di lavoro con cui alimentare il compressore ed aumentare le prestazioni del ciclo.

Tale lavoro è legato al salto di pressione tra gas cooler ed evaporatore. Esiste quindi un pressione ottimale in uscita dal gas cooler per la quale il COP del sistema raggiunge valori massimi.

Da alcuni studi [62] [70] si è visto che, nei circuiti operanti con organo di espansione la pressione ottimale, per la quale il COP è massimo, assume valori inferiori rispetto a quelli che si otterrebbero se si operasse con un organo di laminazione.

La cosa si traduce in una riduzione sia dei costi della componentistica che dei costi di manutenzione e sostituzione poiché sono richieste minori tenute ed essendo le forze in gioco ridotte, la vita utile di componenti tende ad allungarsi.

Le condizioni di contorno, fissate per eseguire l'analisi, sono le seguenti:

- rendimento isentropico di compressione 75% e di espansione 65%;
- temperatura in uscita dal gas cooler (t_3) 40 °C;
- temperatura di evaporazione (t_e) 5°C;

Al variare della pressione in uscita dal gas cooler, è possibile osservare un' inversione di tendenza del COP per le diverse tipologie d'impianto.

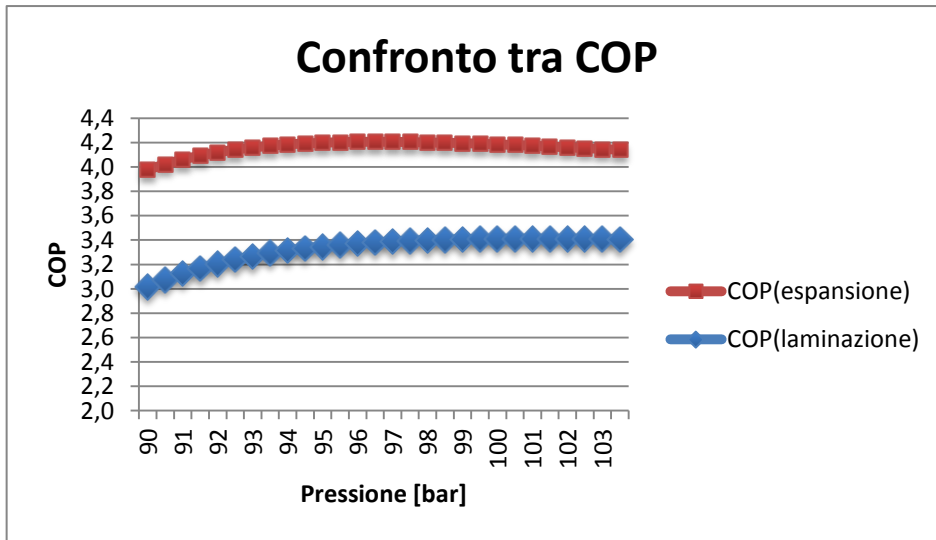


Figura 7.21 – Confronto tra il COP dell'impianto a laminazione e di quello ad espansione al variare della pressione

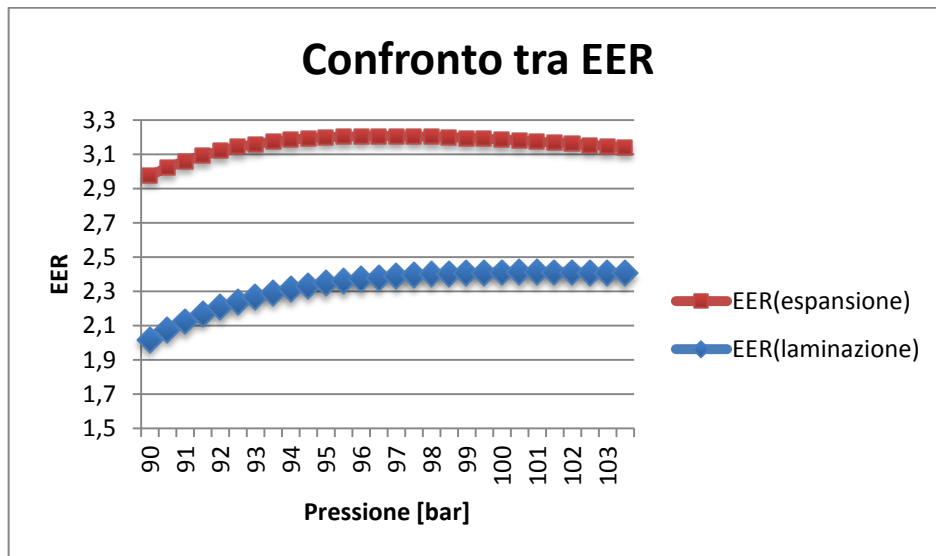


Figura 7.22 – Confronto tra il EER dell'impianto a laminazione e di quello ad espansione al variare della pressione

In definitiva, il ciclo ad espansione permette di operare, a parità di condizioni di contorno, con pressioni ottimali inferiori a quelle del ciclo a laminazione. Va inoltre evidenziato che, alla pressione ottimale, esso presenta un COP superiore rispetto a quello del sistema con valvola a laminazione.

7.5.Valutazione delle perdite exergetiche

“l'exergia di un sistema è il massimo lavoro ottenibile dall'interazione sistema-ambiente circostante” [10]

L'exergia dipende dallo stato del sistema ma anche dalla definizione delle caratteristiche dell'ambiente di riferimento; per questo si dice che l'exergia è una variabile di stato di tipo "estrinseco". Generalmente si prende come ambiente di riferimento quello circostante al sistema in analisi, quindi, un ambiente con le caratteristiche di temperatura, pressione e composizione chimica che si riscontrano sulla superficie terrestre.

Quando il sistema è in equilibrio con l'ambiente di riferimento, ossia ha la sua stessa composizione chimica, stessa temperatura, stessa pressione, stessa velocità, stessa carica elettrica, allora la sua exergia è pari a zero.

Per il primo principio della termodinamica l'energia dell'universo rimane costante, pur passando da una forma all'altra tuttavia, non tutte le forme di energia possono essere ugualmente sfruttate per produrre lavoro utile; il concetto di exergia è stato formulato proprio per fornire una valutazione qualitativa dell'energia.

Al contrario dell'energia, l'exergia dell'universo non si conserva, bensì si riduce in ogni trasformazione irreversibile, in maniera direttamente proporzionale all'incremento di entropia dell'universo (si veda il secondo principio della termodinamica).

La differenza tra energia ed exergia è anche definita "anergia".

L'exergia di un sistema può essere ricavata dalla seguente formula:

$$e = h - h_a - T_a(s - s_a) \quad (1) \quad (\text{dove } a \text{ sta per ambiente})$$

L'analisi exergetica risulta fondamentale al fine di individuare gli elementi che maggiormente provocano un degrado dell'energia del sistema e quindi una riduzione delle prestazioni del ciclo.

Con riferimento allo studio [70] si confrontano le perdite exergetiche di un sistema a laminazione con quelle di un sistema ad espansione.

Per tale analisi si ipotizza:

- condizioni stazionarie di funzionamento;
- perdite di carico trascurabili;
- compressione ed espansione adiabatiche;
- saturazione all'uscita dell'evaporatore.

La nomenclatura considerata è la seguente:

- com → compressore;
- exp → espansore;
- c → gas cooler/condensatore;
- e → evaporatore;
- v → valvola di laminazione.

Se si considera il sistema a laminazione le perdite exergetiche sono valutate nel seguente modo:

$$I_{vcom} = T_o(s_2 - s_1) \quad (2)$$

$$I_{vc} = h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3) \quad (3)$$

$$I_{vv} = T_o(s_{4h} - s_3) \quad (4)$$

$$I_{ve} = T_o(s_1 - s_{4h}) + (h_{4h} - h_1) * \frac{T_o}{T_r} \quad (5)$$

$$I_{vtot} = I_{vcom} + I_{vc} + I_{vv} + I_{ve} \quad (6)$$

Nel caso in cui vi sia l'espansore esse diventano:

$$I_{com} = T_o(s_2 - s_1) \quad (7)$$

$$I_c = h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3) \quad (8)$$

$$I_{exp} = T_o(s_4 - s_3) \quad (9)$$

$$I_e = T_o(s_1 - s_4) + (h_4 - h_1) * \frac{T_o}{T_r} \quad (10)$$

$$I_{tot} = I_{com} + I_c + I_{exp} + I_e \quad (11)$$

Vengono poi definite una serie di condizioni di contorno al fine di poter procedere con i calcoli.

- rendimento isentropico di compressione 75% e di espansione 65%;
- temperatura in uscita dal gas cooler (t_3) 40 °C;
- temperatura di evaporazione (t_e) 5 °C;
- temperatura ambiente (T_o) pari a 303 K;
- temperatura ottenuta all'esterno (T_r) pari a 10 °C.

Considerando infine che i sistemi operino alla pressione ottimale (con riferimento ai valori del paragrafo 7.4) il risultato della valutazione exergetica è il seguente.

Componente	Exergia persa, ciclo con espansore [kJ/kg]	Exergia persa, ciclo con valvola di laminazione [kJ/kg]
Compressore	9,827	10,25
Gas cooler	10,85	12,47
Espansore	5,233	14,69
Evaporatore	2,18	2,15
Totale	28,08	39,56

Tabella 7.6 – Perdite exergetiche per di due cicli valutate con $t_e=5^\circ\text{C}$ e $t_{ogc}=40^\circ\text{C}$

Quindi, in un sistema a laminazione operante a pressione ottimale:

- le perdite exergetiche sono mediamente superiori rispetto a quelle di un sistema ad espansione;
- le perdite relative alla valvola di laminazione sono le più elevate e superano notevolmente quelle dell'espansore.

In definitiva, dal punto di vista dell'analisi exergetica, conviene utilizzare un espansore in sostituzione alla valvola di laminazione.

7.6. Il ciclo con espansione: valutazione delle prestazioni nelle tradizionali configurazioni per il riscaldamento domestico

Come precedentemente accennato all'interno del capitolo sei, i sistemi per il riscaldamento domestico possono essere suddivisi in tre tipologie operanti all'interno di un determinato intervallo di temperatura. Tali sistemi sono:

- sistema a pavimento radiante: temperatura di esercizio da 30 °C a 35 °C;
- sistema a ventilconvettori: temperatura di esercizio da 40 °C a 45 °C;
- sistema a radiatori: temperatura di esercizio da 50 °C a 55 °C.

Nell'analisi svolta in precedenza all'interno del capitolo cinque si è evidenziato che, per il riscaldamento domestico, una pompa di calore ad anidride carbonica risulta essere meno prestante di una tradizionale pompa di calore ad R134a.

L'impiego di un espansore, calettato sull'albero del compressore, però, comporta un notevole aumento del coefficiente di prestazione della pompa di calore a CO₂.

Viene quindi realizzato un nuovo confronto tra la macchina ad R134a e quella ad anidride carbonica, su quest'ultima viene inserito un organo di espansione al fine di verificare se tale modifica risulta essere prestazionalmente valida.

Per far ciò sono definite una serie di condizioni di contorno:

- la temperatura di evaporazione, di ingresso dell'acqua e il surriscaldamento sono uguali per entrambi i refrigeranti;
- i compressori presentano il medesimo rendimento isentropico pari a 0,7;
- per l'R134a si è fissata la temperatura di condensazione calcolata tenendo conto di un ΔT tra ingresso e uscita dell'acqua di 10°C e un approccio di 3 gradi;
- per l'R744 si è fissata la temperatura di uscita dal gas cooler pari alla temperatura in ingresso dell'acqua e la pressione di fine compressione;
- l'espansore opera con un rendimento isentropico di 0.65;
- per entrambi i casi si considera un surriscaldamento di 5 °C.

Si sono confrontate tre tipologie di macchinari:

- pompa di calore a CO₂ con organo di laminazione;
- pompa di calore a CO₂ con organo di espansione;
- pompa di calore ad R134a.

7.6.1. Sistema a pavimento radiante

Questa soluzione, tra le tre, presenta le temperature per l'acqua in ingresso più basse cosicché, per quanto detto nel capitolo cinque, si otterranno COP elevati per il ciclo a CO₂.

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔT _{acq} [°C]	Approch[°C]	COP
-3	43	30	10	3	5,82
-3	44	31	10	3	5,68
-3	45	32	10	3	5,55
-3	46	33	10	3	5,43
-3	47	34	10	3	5,31
-3	48	35	10	3	5,19

Tabella 7.7 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R134a operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [30°C ; 35°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	P[bar]	COP
-3	30	74,27	3,94
-3	31	77,10	3,77
-3	32	79,92	3,63
-3	33	82,75	3,49
-3	34	85,57	3,37
-3	35	88,40	3,26

Tabella 7.8 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [30°C ; 35°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	η _{exp}	P[bar]	COP
-3	30	0,65	74,27	4,99
-3	31	0,65	77,10	4,77
-3	32	0,65	79,92	4,58
-3	33	0,65	82,75	4,40
-3	34	0,65	85,57	4,25
-3	35	0,65	88,40	4,10

Tabella 7.9 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di espansione in funzione della temperatura [30°C ; 35°C]

Come è visibile dalle tabelle, l'impiego dell'organo di espansione permette un notevole aumento del COP, tuttavia, nonostante questo incremento, la pompa di calore ad R134a presenta coefficiente di prestazione maggiore rispetto alle altre soluzioni.

La cosa è visibile graficamente in figura 8.21.

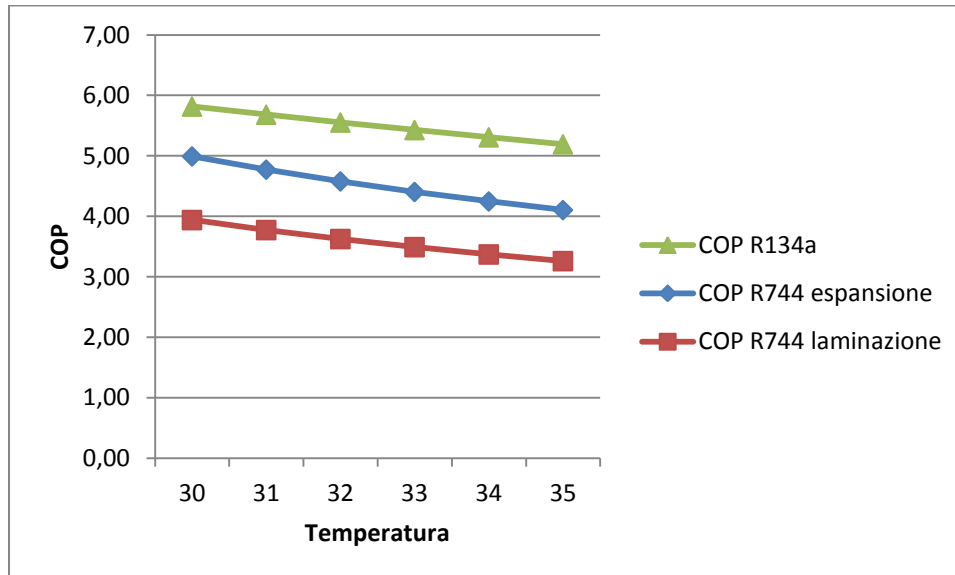


Figura 7.23 – Confronto dei COP delle tre pompe di calore in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua [30°C ; 35°C]

7.6.2. Sistema a ventilconvettori

Questa soluzione impiantistica utilizza acqua in ingresso ad una temperatura superiore rispetto a quella della configurazione precedente; la cosa si ripercuote sul COP delle tre macchine che si riducono notevolmente.

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	COP
-3	53	40	10	3	4,67
-3	54	41	10	3	4,58
-3	55	42	10	3	4,48
-3	56	43	10	3	4,40
-3	57	44	10	3	4,31
-3	58	45	10	3	4,22

Tabella 7.10 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R134a operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [40°C ; 45°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	P[bar]	COP
-3	40	102,52	2,83
-3	41	105,35	2,76
-3	42	108,17	2,70
-3	43	111,00	2,64
-3	44	113,82	2,58
-3	45	116,65	2,53

Tabella 7.11 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [40°C ; 45°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	η_{exp}	P[bar]	COP
-3	40	0,65	102,52	3,55
-3	41	0,65	105,35	3,47
-3	42	0,65	108,17	3,38
-3	43	0,65	111,00	3,31
-3	44	0,65	113,82	3,24
-3	45	0,65	116,65	3,17

Tabella 7.12 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di espansione in funzione della temperatura [40°C ; 45°C]

Riportando i dati all'interno di un grafico, figura 7.22, e possibile mettere in evidenza come, anche in questo caso, la soluzione con R134a sia quella maggiormente efficiente.

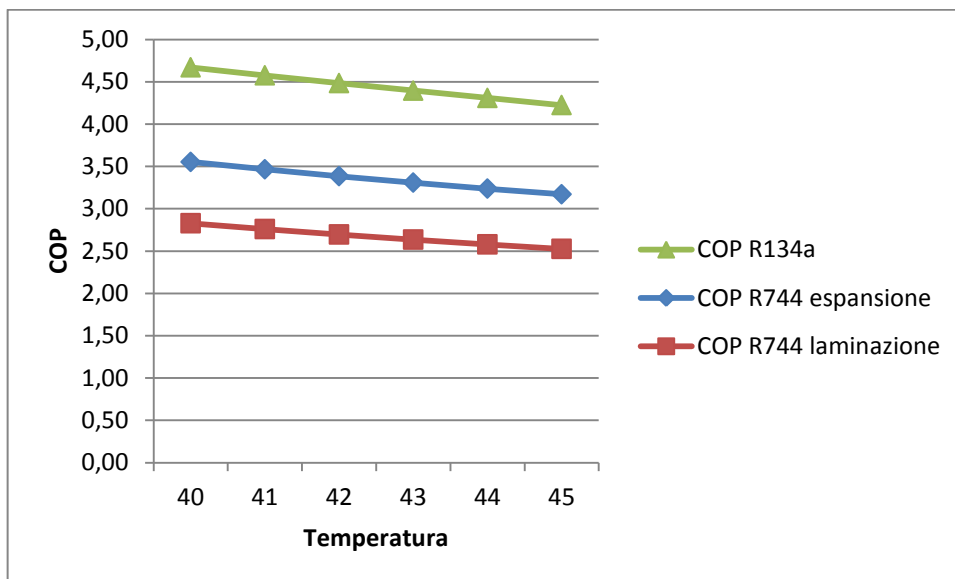


Figura 7.24 – Confronto dei COP delle tre pompe di calore in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua [40°C ; 45°C]

7.6.3. Sistema a radiatori

Tali sistemi, utilizzando acqua in ingresso a temperature molto elevate, non sono particolarmente adatti ad operare affiancati a pompe di calore ad anidride carbonica poiché, come più volte ripetuto, all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso le prestazioni della macchina calano radicalmente.

Tevap[°C]	Tcond[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	COP
-3	63	50	10	3	3,84
-3	64	51	10	3	3,77
-3	65	52	10	3	3,70
-3	66	53	10	3	3,63
-3	67	54	10	3	3,56
-3	68	55	10	3	3,50

Tabella 7.13 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R134a operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [50°C ; 55°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	P[bar]	COP
-3	50	133,00	2,30
-3	51	136,00	2,26
-3	52	139,50	2,22
-3	53	140,00	2,19
-3	54	140,00	2,15
-3	55	140,00	2,11

Tabella 7.14 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di laminazione in funzione della temperatura [50°C ; 55°C]

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	η_{exp}	P[bar]	COP
-3	50	0,65	130,77	2,89
-3	51	0,65	133,60	2,84
-3	52	0,65	136,42	2,79
-3	53	0,65	139,25	2,75
-3	54	0,65	142,07	2,71
-3	55	0,65	144,90	2,67

Tabella 7.15 – Variazioni del COP di una pompa di calore ad R744 operante con organo di espansione in funzione della temperatura [50°C ; 55°C]

Anche in questo caso la soluzione ad R134a è preferibile come si può vedere dal grafico in figura 7.23.

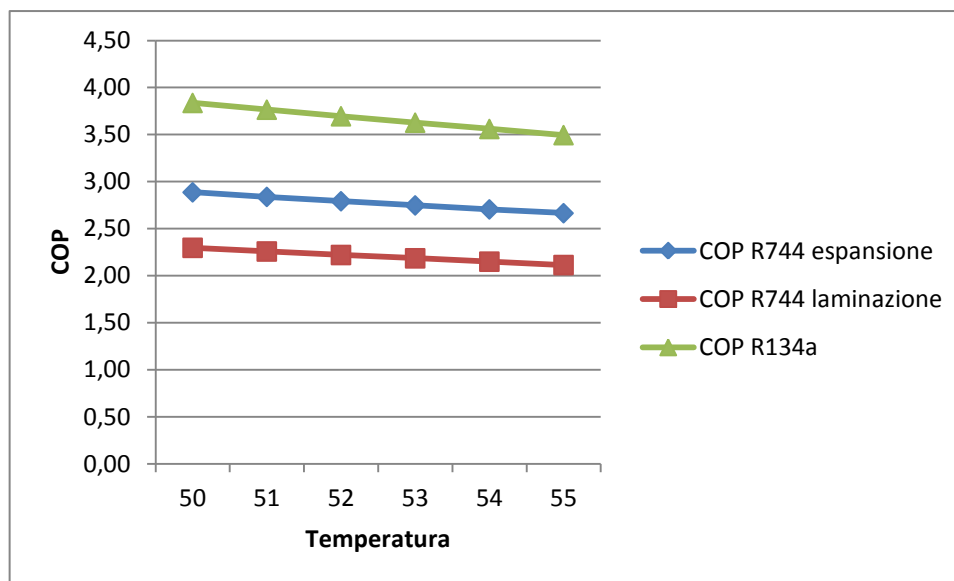


Figura 7.25 – Confronto dei COP delle tre pompe di calore in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua [50°C ; 55°C]

Da un primo confronto è possibile mettere in evidenza che il COP del sistema con organo di espansione è significativamente superiore al COP della macchina operante con valvola di laminazione. Tuttavia, all'aumentare della temperatura, l'effetto utile cala drasticamente e i COP delle due soluzioni tendono ad avvicinarsi.

Dal punto di vista delle massime prestazioni, l'R134a permette di operare con efficienze nettamente superiori rispetto all'anidride carbonica anche nel caso di utilizzo di macchine con sistema di espansione per il recupero del lavoro.

Un ruolo fondamentale è giocato dal rendimento isentropico dell'espansore sul quale, in questi ultimi anni, si sono concentrati gli studi. Tale coefficiente influenza direttamente la quantità di lavoro recuperabile e di conseguenza l'efficienza del ciclo stesso. Attualmente, i valori ottenibili per tale parametro non sono adatti a rendere la CO₂ competitiva con l'R134a; tuttavia, come visibile dagli studi [66] [67] [68], la scelta di opportuni materiali, delle geometrie e di altri accorgimenti può portare incrementi significativi a livello di rendimento e quindi di prestazioni rendendo l'R744 un valido sostituto alle soluzioni tradizionali.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	SH[°C]	η_{comp}	η_{exp}	COP
-3	30	5	0,75	0,5	4,76
-3	30	5	0,75	0,52	4,79
-3	30	5	0,75	0,54	4,82
-3	30	5	0,75	0,56	4,85
-3	30	5	0,75	0,58	4,88
-3	30	5	0,75	0,6	4,91
-3	30	5	0,75	0,62	4,94
-3	30	5	0,75	0,64	4,98
-3	30	5	0,75	0,66	5,01
-3	30	5	0,75	0,68	5,04
-3	30	5	0,75	0,7	5,07
-3	30	5	0,75	0,72	5,11
-3	30	5	0,75	0,74	5,14
-3	30	5	0,75	0,76	5,18
-3	30	5	0,75	0,78	5,21
-3	30	5	0,75	0,8	5,25
-3	30	5	0,75	0,82	5,28
-3	30	5	0,75	0,84	5,32
-3	30	5	0,75	0,86	5,35
-3	30	5	0,75	0,88	5,39
-3	30	5	0,75	0,9	5,43
-3	30	5	0,75	0,92	5,47
-3	30	5	0,75	0,94	5,51
-3	30	5	0,75	0,96	5,55
-3	30	5	0,75	0,98	5,59
-3	30	5	0,75	1	5,63

Tabella 7.16 – Variazione del COP in una pompa di calore ad anidride carbonica, in funzione del rendimento isentropico di espansione

Il coefficiente di prestazione della macchina ad anidride carbonica anche nel caso ideale con rendimento isentropico di espansione pari a uno, rimane inferiore rispetto a quello ottenibile con pompe di calore ad R134a.

Tuttavia, per la scelta del fluido frigorifero non è corretto considerare solamente l'efficienza della macchina poiché la valutazione deve essere estesa anche alle conseguenze ambientali legate all'impiego di un determinato refrigerante.

Essendo la CO₂ un fluido di tipo "naturale", con ODP nullo e GWP pari a uno, una piccola penalizzazione a livello prestazionale può essere accettata.

7.7. Conclusioni

Per quanto visto in questo capitolo, i sistemi ad espansione risultano essere degli ottimi sostituti alla valvola di laminazione poiché:

- tali elementi permettono di mantenere la pressione ottimale del sistema ad un livello inferiore rispetto a quella degli impianti a laminazione; così facendo si riducono i problemi di tenuta e i costi della componentistica la quale presenterà spessori più ridotti;
- le perdite exergetiche, elevate alla valvola di laminazione vengono drasticamente ridotte portando ad un buon incremento dell'efficienza del sistema;
- l'espansore operando con un determinato rendimento isentropico permette un aumento dell'effetto frigorifero;
- il lavoro prodotto dall'espansore può essere impiegato per alimentare il compressore.

L'impiego dello scambiatore rigenerativo permette di ottenere un surriscaldamento e un sottoraffreddamento del gas. Si ha quindi un aumento dell'effetto frigorifero e una riduzione della probabilità che venga aspirato liquido al compressore.

Tuttavia, l'utilizzo di questo componente, comporta una riduzione del lavoro estraibile con l'espansore e quindi una penalizzazione a livello di coefficiente di prestazione. In conclusione, l'installazione di uno scambiatore rigenerativo ha senso solo all'interno di impianti operanti con una tradizionale valvola di laminazione.

La scelta del ciclo con espansore appare quindi essenziale per l'ottimo funzionamento dei cicli frigoriferi; esistono però una serie di aspetti negativi che giustificano l'ancora scarso impiego di questi componenti.

- Costi e manutenzione dell'espansore sono superiori rispetto a quelli della valvola di laminazione per cui se il recupero energetico non è significativo, non conviene procedere con l'installazione di tali componenti;
- I tradizionali fluidi frigoriferi operano con un range di pressione molto limitato riducendo così il lavoro estraibile dal salto di pressione;
- Operando con ciclo transcritico, si verifica un incremento delle perdite sia in fase stazionaria che in fase di movimentazione in quanto le pressioni in gioco sono molto elevate; questo comporta maggiori problematiche a livello di tenuta e di lubrificazione.
- Cavitazione e presenza di liquido danneggiano la superficie dell'espansore .
- Vi possono essere problemi legati a rumore e vibrazioni.

In definitiva, l'utilizzo dell'espansore all'interno di un ciclo ad anidride carbonica è necessario al fine di rendere tale sistema competitivo con le macchine operanti ad R134a.

Gli espansori sono ancora in fase di studio e prototipazione in quanto operano con rendimenti non abbastanza elevati da permettere un avvicinamento significativo tra le prestazioni della macchina a CO₂ e quelle della macchina ad R134a.

Allegato 2

R744, Tinacuqa= 30°C - 35°C, T _{evap} =-3°C, η _{comp} =0,7, η _{exp} =0,65																		
1				2						3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	h _{id} [kJ/kg]	s[kJ/kgK]
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,19	282,28	1,32
32,16	2	424,97	1,83	77,1	57,77	63,87	458,05	469,07	1,87	77,1	31	295,01	1,31	32,16	-3	287,37	283,26	1,32
32,16	2	424,97	1,83	79,92	60,69	67,07	459,55	471,08	1,87	79,92	32	296,6	1,31	32,16	-3	288,59	284,29	1,33
32,16	2	424,97	1,83	82,75	63,51	70,19	461,02	473,04	1,87	82,75	33	298,21	1,32	32,16	-3	289,84	285,33	1,33
32,16	2	424,97	1,83	85,57	66,26	73,21	462,45	474,95	1,87	85,57	34	299,84	1,32	32,16	-3	291,09	286,38	1,34
32,16	2	424,97	1,83	88,4	68,93	76,15	463,85	476,81	1,87	88,4	35	301,47	1,32	32,16	-3	292,35	287,43	1,34

Tabella 7.16 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 7.9

R134a, Tinacuqa= 40°C - 45°C, T _{evap} =-3°C, Approch=3°C, η _{comp} =0,7, Δ _{tacq} =10°C																		
1				2						3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	
2,62	2	401,25	1,74	14,2	63,57	77,1	437,42	452,93	1,79	14,2	48	268,47	1,23	2,62	-3	268,47	1,25	
2,62	2	401,25	1,74	14,55	64,64	78,29	437,95	453,68	1,79	14,55	49	270,01	1,23	2,62	-3	270,01	1,26	
2,62	2	401,25	1,74	14,92	65,71	79,48	438,47	454,43	1,79	14,92	50	271,55	1,24	2,62	-3	271,55	1,27	
2,62	2	401,25	1,74	15,28	66,78	80,66	438,99	455,17	1,79	15,28	51	273,1	1,24	2,62	-3	273,1	1,27	
2,62	2	401,25	1,74	15,66	67,85	81,84	439,51	455,9	1,79	15,66	52	274,65	1,25	2,62	-3	274,65	1,28	
2,62	2	401,25	1,74	16,04	68,93	83,01	440,02	456,64	1,79	16,04	53	276,22	1,25	2,62	-3	276,22	1,28	

Tabella 7.17 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 7.12

R744, Tinacuqa= 50°C - 55°C, T _{evap} =-3°C, η _{comp} =0,7, η _{exp} =0,65																		
1				2						3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T _{id} [°C]	T[°C]	h _{id} [kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	h _{id} [kJ/kg]	s[kJ/kgK]
32,16	2	424,97	1,83	130,77	101,89	112,74	481,79	500,72	1,88	130,77	50	325,37	1,38	32,16	-3	310,35	302,26	1,41
32,16	2	424,97	1,83	133,6	103,72	114,79	482,83	502,12	1,88	133,6	51	326,9	1,38	32,16	-3	311,48	303,18	1,41
32,16	2	424,97	1,83	136,42	105,52	116,8	483,86	503,49	1,89	136,42	52	328,43	1,39	32,16	-3	312,6	304,08	1,42
32,16	2	424,97	1,83	139,25	107,28	118,78	484,87	504,84	1,89	139,25	53	329,96	1,39	32,16	-3	313,72	304,98	1,42
32,16	2	424,97	1,83	142,07	109,01	120,73	485,87	506,18	1,89	142,07	54	331,48	1,39	32,16	-3	314,83	305,87	1,43
32,16	2	424,97	1,83	144,9	110,71	122,64	486,86	507,49	1,89	144,9	55	333	1,4	32,16	-3	315,94	306,76	1,43

Tabella 7.18 – Valori dai quali si è estrapolata la tabella 7.15

1				2							3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	hid[kJ/kg]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	287,87	282,28	1,33	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	287,65	282,28	1,33	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	287,43	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	287,2	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,98	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,75	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,53	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,31	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	286,08	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	285,86	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	285,64	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	285,41	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	285,19	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	284,96	282,28	1,32	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	284,74	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	284,52	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	284,29	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	284,07	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	283,84	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	283,62	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	283,4	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	283,17	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	282,95	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	282,73	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	282,5	282,28	1,31	
32,16	2	424,97	1,83	74,27	54,77	60,57	456,5	467	1,87	74,27	30	293,47	1,31	32,16	-3	282,28	282,28	1,31	

Tabella 7.19– Valori dai quali si è estrapolata la tabella 7.16

Conclusioni

L'aumento dell'attenzione nei confronti della salvaguardia dell'ambiente ha portato alla rivalutazione dei fluidi frigorigeni naturali; tra questi, l'anidride carbonica grazie alle sue proprietà chimico – fisiche si è dimostrata particolarmente adatta ad operare all'interno di una pompa di calore.

Tipicamente, una pompa di calore può essere impiegata per la produzione di acqua calda sanitaria o per la gestione del riscaldamento degli ambienti.

Per quanto riguarda l'acqua calda sanitaria, le pompe di calore tradizionali si appoggiano ad uno o più serbatoi d'accumulo attraverso i quali, in maniera ciclica, l'acqua viene riscaldata di pochi gradi alla volta fino al raggiungimento del valore di temperatura desiderato.

Questo perché la produzione in modo istantaneo richiederebbe un quantitativo di energia elettrica nettamente superiore a quella disponibile in un edificio tradizionale.

Lavorando secondo un ciclo transcritico l'R744 raggiunge temperature di fine compressione molto elevate particolarmente adatte al riscaldamento dell'acqua calda per uso sanitario.

Si è dimostrato, però, che all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso l'efficienza dei sistemi ad anidride carbonica cala drasticamente per cui l'impiego di un singolo serbatoio è sconsigliato, prediligendo la via istantanea con gli annessi problemi di consumo energetico.

Esiste la possibilità di ridurre la taglia della macchina mediante un sistema composto da più serbatoi coi quali mantenere un maggior livello di stratificazione, tale soluzione è del tutto corretta dal punto di vista tecnico – teorico ma a livello pratico costi e ingombro degli accumuli ne impediscono la realizzazione per l'uso domestico; per cui, le pompe di calore ad R744 per la produzione di acqua calda vedono come campi d'impiego le palestre, i condomini, i centri benessere, ecc, applicazioni nelle quali la potenza disponibile, la richiesta di acqua calda sanitaria e lo spazio sono maggiori rispetto a quelle della singola abitazione.

Per quanto riguarda la gestione del riscaldamento domestico, l'impiego di una pompa di calore a CO₂ è sconsigliato sia per le piccole che per le grandi taglie, poiché essendo che il differenziale di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita ridotto, il coefficiente di prestazione della macchina assume valori molto bassi rendendo la soluzione inefficiente.

Anche dall'analisi economica realizzata confrontando una pompa di calore ad anidride carbonica sia con una pompa di calore ad R410a che con una caldaia a condensazione, è stato possibile confermare quanto detto in precedenza: la pompa di calore ad R744 opera efficientemente, quindi permette un vantaggio economico, se il differenziale di temperatura è elevato (produzione di acqua calda sanitaria); per differenziali di temperatura ridotti (riscaldamento domestico) la pompa ad R410a e la caldaia tendono ad equivalersi mentre la soluzione a CO₂ è inadatta.

Infine, si è passati ad analizzare come l'introduzione di modifiche all'interno del ciclo a semplice laminazione comportino o meno vantaggi a livello prestazionale.

In primis è stata valutata l'influenza di uno scambiatore rigenerativo all'interno del ciclo, esso permette una riduzione delle perdite exergetiche alla laminazione eseguendo un sottoraffreddamento del gas; in più garantisce un surriscaldamento del fluido in ingresso al compressore evitando così presenza di liquido in camera di compressione.

Tale soluzione è maggiormente adatta ad applicazioni frigorifere in quanto comporta un incremento dell'effetto frigorifero, nel caso di pompe di calore ha un impatto minimo sulle prestazioni.

Operando in campo transcritico l'anidride carbonica, a differenza dei tradizionali fluidi frigoriferi, opera con un elevato differenziale di pressione tra l'evaporatore e il gas cooler; per questo motivo, mediante l'utilizzo di un espansore, è possibile estrarre lavoro col quale alimentare il compressore ed avere un conseguente miglioramento nelle prestazioni di ciclo.

Esistono diverse tipologie di espansore i quali, in funzione della geometria, permettono un recupero più o meno efficiente del lavoro e una riduzione delle vibrazioni e del rumore.

Dalle simulazioni eseguite è risultato che con l'installazione di questi componenti il COP della macchina subisce un incremento anche superiore al punto che dal punto di vista dei consumi si traduce in una notevole riduzione della richiesta energetica.

Gli espansori però richiedono costi di installazione e di manutenzione superiori rispetto a quelli di una tradizionale valvola di laminazione oltre ad avere una maggior complessità di gestione.

Se a questi elementi si aggiunge il fatto che la maggior parte di essi è ancora in fase di studio ecco spiegato il motivo della loro scarsa diffusione.

In conclusione, le pompe di calore ad anidride carbonica sono adatte alla produzione di acqua calda sanitaria per grandi potenze. Anche se tali pompe normalmente presentano coefficienti di prestazione inferiori rispetto a quelli ottenibili dall'impiego di fluidi frigoriferi tradizionali (R134a, R410a, ecc) esse vengono comunque prese in considerazione in quanto la scelta tra un'alternativa e l'altra è realizzata sia in funzione delle prestazioni sia dell'impatto ambientale.

La CO₂ infatti è un fluido frigorifero naturale, con ODP nullo e GWP pari a uno, per cui in una società sempre più indirizzata alla salvaguardia del pianeta tale elemento diventa un punto chiave nella scelta del sistema e rende le pompe di calore ad R744 possibili alternative per il futuro.

Bibliografia

- [1] Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, "Termodinamica Applicata", CLEUP, Padova, Italia.
- [2] IEA Heat Pump Centre <http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps>.
- [3] Marco Noro, Elisabetta Venturelli, 2011, "Tesi di laurea di primo livello - Pompe di calore industriali: caratteristiche e applicazioni", Padova, Italia.
- [4] R.Lazzarin, 1993, "Il condizionamento dell'aria e il gas naturale" PEG Milano, Italia.
- [5] Co.Aer, 2010, "Libro bianco sulle pompe di calore – Seconda edizione", Italia.
- [6] Testo del Protocollo di Kyoto, <http://unfccc.int>
- [7] G. Gasparini, G. Sgalambro, 1997, "La protezione dell'ozono stratosferico. Il protocollo di Montreal e le legislazioni nazionali. La legislazione italiana", FREE '97 – Verona, Italia.
- [8] G. Malinverno, 2000, "The new European Regulation on substances that deplete the ozone layer", FREE 2000, Milano, Italia.
- [9] ASHRAE Standard 34, 1997, "Number Designation and Safety Classification of Refrigerants", ASHRAE.
- [10] www.wikipedia.com
- [11] C. Casale, G. Pellegrini, 1998, "Impieghi dei nuovi refrigeranti: il punto di vista dell'industria costruttrice di componenti", FREE '98, Milano, Italia.
- [12] A. Cavallini, 1997 "Recenti sviluppi nelle applicazioni dei refrigeranti sintetici", FREE '97, Verona, Italia.
- [13] www.centrogalileo.it
- [14] Alberto Cavallini, Davide Del Col Luca Doretti, Claudio Zillio, 2007 "I fluidi frigorigeni processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche", AREA Science Park, Trieste, Italia.
- [15] <http://www.interfred.it>

- [16] Man-Hoe Kim, Jostein Petterseb, Clark W. Bukkard, 2003, " Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression system", Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and technology, Daejeon 305-701, South Korea, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and technology, NO-7491 Trondheim, Norway, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1206 West Green Street, Urbana, IL 6181, Usa.
- [17] J. Stene, 2007, "Integrated Co₂ Heat Pump Systems For Space Heating And Hot Water Heating In Low-Energy Houses And Passive Houses", SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes vei 1D, 7465 Trondheim, Norway.
- [18] Brian T. Austin, K. Sumathy, 2011, "Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review", Department of Mechanical Engineering, North Dakota State University, Fargo, ND 58103, USA.
- [19] Petter Neksa, 2000, "CO₂ heat pump systems", SINTEF Energy Research, Refrigeration and Air Conditioning, N-7034 Trondheim, Norway.
- [20] Nicolandrea Calabrese, Raniero Trinchieri, 2011, "Poma di Calore a CO₂ (R744) ", Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie, l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile.
- [21] A.Cavallini, C. Zilio, 2006, "*Carbon Dioxide as a Natural Refrigerant*", International Conference on Sustainable Energy Technologies, Padova, Italy.
- [22] S. Liao, A. Jakobsen, 1998, "Optimal Heat Rejection Pressure in Transcritical Carbon Dioxide Air-conditioning and Heat Pump Systems", Natural Working Fluids '98, IIRGustav Lorentzen Conference, Oslo, Norway, Proceedings, 346-355.
- [23] J. Steven Brown, Samuel F. Yana-Motta, Piotr A. Domanski, 2001, "Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a", Catholic University of America, Washington, DC, USA, Formerly NIST, presently Honeywell International Inc., Buffalo, NY, USA, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA.
- [24] E. Groll, R. Cohen, 2001, "Review of recent research on the use of CO₂ for air conditioning and refrigeration", Clima 2000, Napoli, World Congress, Italia.

- [25] Luca Cecchinato, Marco Corradi, 2010, "Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis", International Journal of Refrigeration
- [26] F. Steimle, E. L. Schmidt, K. Klocker, N. Flacke, 1999, "A heat pump dryer using carbon dioxide as working fluid"; 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, vol. 5, pp. 362-368, Sydney, Australia.
- [27] Steimle, F., 1997, "CO₂ Drying Heat Pumps", IEA-IIR Workshop CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump & Air Conditioning Systems, Trondheim, Norway, May 13-14.
- [28] M.R. Richter, S.M. Song, J.M. Yin, M.H. Kim, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, 2001, "Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application", University of Illinois at Urbana-Champaign, Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC), 1206 W. Green Street, Urbana, IL 61801, USA.
- [29] Ezio Fornaseri, "*I compressori volumetrici nella tecnica del freddo*", Dipartimento di Fisica Tecnica, Padova, Italia.
- [30] J. Suess, H. Kruse, 1998, "*Efficiency of the indicated process of CO₂ - compressors*", International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 194-201.
- [31] J. Suess, C. Veje, 2004, "*Development and performance measurements of a small compressor for transcritical CO₂ applications*", Proc. Int. Compressor Eng. Conf. Purdue,.
- [32] M.-H. Kim, J. Pettersen, C. Bullard, 2004, "*Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*", Progress in energy and combustion science, vol. 30, pp. 119-174.
- [33] T. Hagita, T. Makino, N. Horaguchi, T. Ukai, 2002, "*Tribology in CO₂ compressors*", Mitsubishi Heavy Industries Tech. Review, vol. 39 (1).
- [34] Antonio Marino, 1997, "*Il Montatore Riparatore Conduttore Frigorista*", Hoepli.
- [35] <http://it.sanyo.com>
- [36] Z. K. Yap, D. K. Haller, 2004, "*Development of a hermetic rotary carbon dioxide compressor*", Proc. Int. Compressor Eng. Conf. Purdue.

[37] Ezio Fornasieri, Marco Corradi, 2004, "*Dottorato di ricerca - Analisi teorica e sperimentale di sistemi frigoriferi operanti con CO₂*", Dipartimento di Fisica Tecnica - Padova, Italia.

[38] Ezio fornasieri, Silvia Minetto, 2005, "*Dottorato di ricerca - Impianti frigoriferi operanti con anidride carbonica: Analisi di soluzioni innovative*", Dipartimento di Fisica Tecnica - Padova, Italia.

[39] Cesare Bonacina, Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1992, "*Trasmissione del Calore*", CLEUP, Padova, Italia.

[40] Ezio Fornasieri, "*Gli scambiatori a tubo alettato: Tecnologia e teoria di scambio termico - Dispensa Studio*", Dipartimento di Fisica Tecnica, Padova, Italia.

[41] A. Cavallini, 2002, "*Heat transfer and energy efficiency of working fluids in mechanical refrigeration*", Bulletin IIR, 6/2002, pp. 5-21.

[42] M.H. Kim, J. Pettersen, C. Bullard, 2004, "*Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*", Progress in energy and combustion science, vol. 30,pp. 119-174.

[43] R. Rieberer, M. Gassler, H. Halozan, 2000, "*Control of CO₂ Heat Pumps*", Proc. of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.109-116.

[44] Vanna Casson, Luca Cecchinato Marco Corradi, Ezio Fornasieri, Sergio Giroto, Silvia Minetto, Lorenzo Zamboni, Claudio Zili, 2003, "*Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine*", International Journal of Refrigeration..

[45] Kauf, F., 1999, "*Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles*", International J. Thermal Sci.38.

[46] Neeraj Agrawal, Souvik Bhattacharyya, 2008, "*Optimized transcritical CO₂ heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves*", International Journal of Refrigeration, Vol.31, pp. 388-395.

[47] <http://www.frigoveneta.it/>

[48] J. Randles, S. J. McTavish, T. W. Dekleva, 2004, "*A Critical Assessment of SyntheticLubricant Technologies for Alternative refrigerants*", www.uniqema.com.

- [49] A. Hauk, E. Weidner, 2000, "*Thermodynamic and fluid-dynamic properties of carbon dioxide with different lubricants in cooling circuits for automobile application*", Ind. Eng. Chem Res., 39, pp. 4646-4651.
- [50] Chaobin Dang*, Koji Iino, Ken Fukuoka, Eiji Hihara, 2006, "*Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide*", Department of Human and Engineered Environmental Studies, The University of Tokyo, 5-1-5 Kashiwanoha, Kashiwa-shi, Chiba 277-8563, Japan.
- [51] Chaobin Dang*, Keitaro Hoshika, Eiji Hihara, 2011, "*Effect of lubricating oil on the flow and heat-transfer characteristics of supercritical carbon dioxide*", Department of Human and Engineered Environmental Studies, Graduate School of Frontier Sciences, The University of Tokyo, Kashiwanoha 5-1-5, Kashiwa-Shi, Chiba, 277-8563 Japan.
- [52] *Parker O-ring handbook*, Catalog ORD 5700A/US.
- [53] D. M. Ashby, G. Buch, 2002, "*Elastomer Developments for Sealing Automotive Climate Control Systems Using Carbon Dioxide*", SAE Automotive Alternate Refrigerants Systems Symposium.
- [54] REFPROP v.7.0. NIST, 1998, "*Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database*", Standard Reference Data Program, USA
- [55] Liao, S., Jakobsen, A., 1998, "*Optimal heat rejection Pressure in Transcritical Carbon Dioxide Air-conditioning and Heat Pump System*". Natural Working Fluids '98, IIR Gustav Lorentzen Conference, Oslo (Norway), June, Proceedings, 346-355.
- [56] Nickl, J., Will, G., Quack, H., Kraus, W.E., 2005, "*Integration of a Three-stage Expander into a CO₂ Refrigeration System*", International Journal of Refrigeration, 28, 1219-1224
- [57] Huff, H., Radermacher, R. 2003, "*CO₂ compressor-expander analysis*", ARTI21CR/611-10060-01 Final Report
- [58] Baek, J.S., Groll, E.A., Lawless, P.B. 2002, "*Development of a piston-cylinder expansion device for transcritical carbon dioxide cycle*" Int. refrigeration Conf. At Purdue, Purdue Univ., USA.
- [59] <http://www.engicos.it/acquacaldasanitaria.htm>
- [60] <http://www.enforce-een.eu/ita/tecnologie/la-caldaia-a-condensazione>

- [61] <http://www.ufficienzaconsorgeria.it/popup/tecnologie-caldaia-a-condensazione>
- [62] Douglas M. Robinson, Eckhard A. Groll, 1997, "Efficiencies of Transcritical CO₂ cycles with an without an expansion turbine", Ray W. Herrick Laboratories, Prudue University, West Lafayette, IN 47907-1077, USA.
- [63] H. Quack. W. E. Kraus, J. Nickl, G. Will, "Integration of a Three-stage Expander into a CO₂ Refrigeration System", Technische Universitaet Dresden, D-01062 Dresden, Germany.
- [64] Nikola Stosic, Smith and Ahmed Kovacevic, 2002, "A Twin Screw Combined Compressor and Expander for CO₂ Refrigeration System", Center for Positive Displacement Compressor Technology City University, London, U.K.
- [65] Guan Haiqing, Ma Yitai, Li Minxia, 2005, "Some design features of CO₂ swing piston expander", Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, 300072 Tianjin, PR China.
- [66] O. Badr, S.D. Probert, P. O'Callaghan, 1985, "Multi-vane expanders: vane dynamic and friction loss", Applied Energy 20 (4).
- [67] B. Yang, H. Zeng, B. Guo, 2006, "Development of rotary vane expander for CO₂ trans-critical refrigeration cycle", IIR Gustav Lorentzen Conference, Trondheim, Norway.
- [68] Xiaohan Jia, Bo Zhang, Lei Pu, Bei Guo, Xueyuan Peng, 2010, "Improved rotary vane expander for trans-critical CO₂ cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots", School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 228 West Xianning Road, China.
- [69] Mitsuhiro Fukuta, Tadashi Yangisawa, Osumu Kosuda, Yasuhiro Ogi, 2006, "Performance of Scroll Expander for CO₂ Refrigeration Cycle", International Compression Engineering Conference, Purdue, USA.
- [70] Jun Lan Yang, Yi Tai Ma*, Min Xia Li, Hai Qing Guan, 2003, "Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander", Thermal Energy Research Institute of Tianjin University, 300072 Tianjin, People's Republic of China.

Ringraziamenti

Prima di tutto voglio ringraziare i miei genitori Marta e Pietro, grazie per i sacrifici che avete fatto per permettermi di studiare, grazie per avermi sempre incoraggiato a dare il massimo, grazie per aver portato pazienza quando a parlare e ad agire erano l'ansia e lo stress, e grazie per avermi sempre dato la possibilità di agire, sbattere il naso e ricominciare. Siete dei bravi genitori anche se ormai con l'età vi state un po' perdendo.

Un altro sentito e doveroso ringraziamento va all'Ingegnere Davide Polo il quale ha coordinato l'attività di stage presso l'azienda Ferroli s.p.a, grazie per tutto il tempo che ci hai dedicato e per la tua infinita disponibilità. E' stata una fortuna e un piacere trovare un responsabile saccente e simpatico come te.

Voglio anche ringraziare tutto il personale conosciuto in Ferroli, sia quello dell'ufficio tecnico climatizzazione che quello del laboratorio. Grazie per aver contribuito a rendere piacevole la mia esperienza e per tutto quello che, a modo vostro, avete cercato di insegnarmi.

Un grossissimo ringraziamento va al mio collega Alberto Aldegheri con il quale ho condiviso l'esperienza in Ferroli, "insieme siamo una squadra che spacca".

Devo poi ringraziare tutti i miei amici, sia quelli d'infanzia che i compagni di università, siete stati tutti fonte di ispirazione e di stimolo per me oltre ad un modo per distrarmi e farmi superare i momenti di crisi. Se sono arrivato a questo punto lo devo in buona parte anche a voi.

Ringrazio l'Ingegnere Noro e l'Ingegnere Busatto per tutti i suggerimenti e i chiarimenti che mi hanno dato in fase di sviluppo della tesi.

Infine volevo ringraziare il professor Renato Lazzarin che con la propria sapienza ha arricchito molto il mio bagaglio culturale e mi ha permesso di realizzare un'esperienza a mio avviso veramente formativa; devo anche ringraziarla per aver sopportato le mie scarse capacità letterarie, spero di essere un pochino migliorato al termine di questo lavoro.

Grazie di cuore a tutti voi!!!

